

# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale  
Dipartimento di Energia

Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica



## ANALISI FLUIDODINAMICA DI UN MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA PER UN IMPIANTO DI MICRO-COGENERAZIONE

Relatore:

Prof. **Gianluca D'ERRICO**

Correlatore:

Prof. **Tarcisio CERRI**

Tesi di Laurea di:

**Paolo URBANO**

Matr. 735194

**Federico SPINELLI**

Matr. 734211

**Anno Accademico 2009 - 2010**



*Ai nostri genitori,  
per la fiducia dimostrataci in questi anni*



## ***Ringraziamenti***

*Un sentito ringraziamento al professor Gianluca D'Errico, per averci dato la possibilità di sviluppare questa idea con la collaborazione del Politecnico di Milano.*

*Vorremmo inoltre esprimere la nostra gratitudine al professor Tarcisio Cerri per averci indirizzato e consigliato durante lo studio e la realizzazione del progetto.*

*Infine un particolare ringraziamento all'Ing. Daniele Ettore per averci dato una mano quando serviva.*

# Indice

## Introduzione

<b>Capitolo 1</b>	<b>La cogenerazione e il progetto PIACE</b>	<b>1</b>
1.1	La cogenerazione	1
1.1.1	Tipologie degli impianti	2
1.1.2	Indici di valutazione	3
1.1.3	Quantificazione dei vantaggi	5
1.2	Micro-cogenerazione: stato dell'arte	6
1.2.1	Motori a combustione interna	8
1.2.2	Motori Stirling	14
1.2.3	Microturbine a gas	17
1.2.4	ORC e Micro cicli Rankine	19
1.2.5	Fuel cells	20
1.2.6	Sistemi Termofotovoltaici TVP	24
1.3	Situazione italiana: legislazione	25
1.4	Il progetto PIACE	30
1.4.1	Caratteristiche tecniche	30
1.4.2	Inquadramento della nostra tesi all'interno del progetto	31
<b>Capitolo 2</b>	<b>Sorgenti di rumore nei motori e metodi di abbattimento</b>	<b>37</b>
2.1	Il motore come sorgente di rumore	36
2.2	Richiami di acustica	40
2.3	Valutazione dell'attenuazione	33
2.4	Tipologie di silenziatori	45
2.5	Elementi silenzianti	46
<b>Capitolo 3</b>	<b>Gasdyn e OptimICE</b>	<b>53</b>
3.1	Gasdyn	53
3.1.1	Metodi numerici	54
3.2	OptimICE	56
3.2.1	Definizione del problema singolo obiettivo e algoritmi risolutivi	57
3.2.2	Definizione del problema multi-obiettivo e algoritmi risolutivi	59
3.2.3	Scambio di variabili tra Gasdyn e OptimICE	60
3.2.4	Variabili, obiettivi e vincoli	62
3.2.5	Procedura di ottimizzazione	66

<b>Capitolo 4</b>	<b>Definizione delle fasature e ottimizzazione della lunghezza dei condotti</b>	70
4.1	Il sistema EGR e la fasatura	70
4.1.1	Leggi di alzata	71
4.1.2	Fasatura	72
4.2	Lunghezza del condotto di aspirazione	75
4.2.1	Considerazioni teoriche	75
4.2.2	Progetto preliminare	78
4.2.3	Simulazione numerica e ottimizzazione	78
<b>Capitolo 5</b>	<b>Progettazione e ottimizzazione del sistema di abbattimento del rumore</b>	81
5.1	Scelta del tipo di silenziatori da impiegare	81
5.2	Calcoli preliminari	81
5.2.1	Dimensionamento di massima	82
5.2.2	Posizionamento lungo i condotti	84
5.3	Simulazione con Gasdyn e ottimizzazione con OptimICE	84
5.3.1	Ottimizzazione del sistema di scarico	86
5.3.2	Ottimizzazione del sistema di aspirazione	102
5.3.3	Ottimizzazione contemporanea di scarico e aspirazione	108
5.4	Valutazione degli ingombri e studio del layout di massima	110
<b>Capitolo 6</b>	<b>Analisi fluidodinamica dei condotti di testa di aspirazione e scarico</b>	117
6.1	Coefficiente di effusso	117
6.2	Introduzione alla CFD	118
6.3	Generazione della mesh	120
6.3.1	Considerazioni preliminari sul modello di motore	122
6.3.2	Modalità di generazione e tipologia di celle	123
6.4	Simulazione con codice numerico	125
6.4.1	Equazioni di conservazione	126
6.4.2	Modello di turbolenza	128
6.4.2.1	Modello di turbolenza k- $\epsilon$	128
6.4.3	Modello FVM per problemi convezione-diffusione stazionari	129
6.4.3.1	Schema di differenze Upwind	130
6.4.4	Determinazione di campi di velocità-pressione accoppiati	132
6.4.4.1	Algoritmo SIMPLE	133
6.5	Risultati della simulazione	136
6.5.1	Campi di pressione	137
6.5.2	Campi di velocità	138

6.6	Determinazione coefficienti di efflusso .....	141
6.5.1	Flussi attraverso passaggi di data area .....	141
6.5.1	Coefficienti di efflusso .....	143
6.7	Conclusioni .....	145
<b>Conclusione</b>	.....	<b>146</b>
<b>Bibliografia</b>	.....	<b>151</b>



## Elenco delle Figure

Figura 1.1	Motore WAUKESHA VSG11G / GTI .....	9
Figura 1.2	Costi di installazione di unità cogenerative .....	10
Figura 1.3	Spaccato dell'Honda EcoWill.....	12
Figura 1.4	Schematizzazione delle possibili configurazioni costruttive di un motore Stirling .....	15
Figura 1.5	Schematizzazione della reazione chimica operata all'interno delle fuel cells .....	21
Figura 1.6	Rendimento elettrico di una fuel cell al variare del carico .....	23
Figura 1.7	Valori limite per rientrare nella dicitura Cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa vigente.....	27
Figura 1.8	Andamento dell'accisa sul gas naturale, comprensiva di IVA, al variare del tipo di utenza e del rendimento dell'impianto .....	28
Figura 1.9	Valori limite per rientrare nella dicitura Cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa in corso di applicazione ....	29
Figura 1.10	Fasatura "standard" .....	32
Figura 1.11	Fasature testate e fronte di Pareto per gli obiettivi selezionati (NO <sub>x</sub> e minimo consumo specifico).....	32
Figura 1.12	Fasatura ad alto grado EGR interno.....	33
Figura 1.13	Fronte di Pareto per NO <sub>x</sub> in funzione del rendimento elettrico e IVO in funzione del rendimento elettrico. ....	34
Figura 1.14	Schema monodimensionale del modello originale .....	35
Figura 1.15	Disegno tridimensionale della testata del motore. ....	35
Figura 2.1	Campi tipici del livello globale di rumore emesso dalle diverse tipologie di motore .....	38
Figura 2.2	Rappresentazione schematica del rumore di natura gasdinamica di un motore .....	39
Figura 2.3	Spettro segnale acustico di un motore monocilindro.....	39
Figura 2.4	Valori tipici del livello di pressione sonora .....	42
Figura 2.5	Correzioni previste dalle scale internazionali di ponderazione ....	42
Figura 2.6	Schema adottato per la valutazione della Transmission Loss.....	43
Figura 2.7	Schema adottato per la valutazione della Insertion Loss .....	44
Figura 2.8	Schema adottato per la valutazione della Noise Reduction .....	45
Figura 2.9	Esempio dei principali sistemi di silenziatori .....	46
Figura 2.10	Camera di espansione disposta in serie con il condotto.....	46
Figura 2.11	Andamento della Transmission Loss per una camera in serie.....	47
Figura 2.12	Camera di espansione in parallelo .....	47
Figura 2.13	Andamento teorico della Transmission Loss per una camera in parallelo .....	48
Figura 2.14	Silenziatori a colonna.....	49

Figura 2.15	Andamento della Transmission Loss per un risonatore a colonna.....	49
Figura 2.16	Andamento della Transmission Loss per un silenziatore dissipativo .....	50
Figura 2.17	Schematizzazione di un silenziatore ad elementi perforati .....	50
Figura 2.18	Confronto tra le attenuazioni prodotte da diversi tipi di silenziatore.....	51
Figura 2.19	Alcuni esempi di tipi alternativi di silenziatori .....	452
Figura 3.1	Schema delle operazioni eseguite tra Gasdyn e OptimICE.....	53
Figura 3.2	Interfaccia grafica di OptimICE .....	63
Figura 3.3	Punti determinati dal metodo <i>Central Composite Design</i> .....	67
Figura 3.4	Punti determinati dal metodo <i>Box-Behnken Design</i> .....	68
Figura 4.1	Leggi di alzata delle valvole di aspirazione e scarico .....	72
Figura 4.2	Fasatura del motore Honda EcoWill .....	73
Figura 4.3	Risultati della prima ottimizzazione .....	74
Figura 4.4	Grafici relativi al processo di ottimizzazione .....	80
Figura 5.1	Livello di pressione sonora allo scarico e all'aspirazione.....	85
Figura 5.2	Raffronto tra la configurazione originale e l'ipotesi S1 .....	87
Figura 5.3	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S1 e la S2. ....	88
Figura 5.4	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S1 e la S4.....	89
Figura 5.5	Raffronto tra la configurazione originale e le ipotesi S5, S6 e S7. ....	91
Figura 5.6	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7, la S7.3 e la S7.5 .....	93
Figura 5.7	Transmission loss delle ipotesi S7.3 e S7.5.....	95
Figura 5.8	Transmission loss delle ipotesi S7.3.1 e S7.5.1.....	97
Figura 5.9	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3.1 e la S7.3.1. ....	98
Figura 5.10	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3.1 e la S7.3.1.1.. ....	99
Figura 5.11	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3 e la S7.3.2.1.. ....	100
Figura 5.12	Raffronto tra l'ipotesi S7.3.1.1 e la S7.3.2.1.....	100
Figura 5.13	Transmission loss delle ipotesi S7.3.1.1 e S7.3.2.1.....	101
Figura 5.14	Andamento del livello di pressione sonora nella configurazione originale.....	102
Figura 5.15	Transmission loss delle ipotesi A1 e A1.1.. ....	103
Figura 5.16	Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi A1 e la A1.1. ....	104
Figura 5.17	Raffronto tra l'ipotesi A1.1, la A1.1.3.1 e la A1.1.3.1.1.....	107
Figura 5.18	Raffronto tra l'ipotesi AS2.1 e la AS2.2.. ....	109
Figura 5.19	Primo layout di massima dei condotti di aspirazione e scarico... ..	112
Figura 5.20	Ingombri relativi al primo layout di massima. ....	113

Figura 5.21	Raffronto tra le due versioni del collettore..	113
Figura 5.22	Ingombri relativi al layout di massima definitivo.	114
Figura 6.1	Modello di una mesh cartesiana.	121
Figura 6.2	Modello di una body-fitted mesh.	121
Figura 6.3	Mesh non strutturata	122
Figura 6.4	Dominio di analisi aspirazione.	123
Figura 6.5	Dominio di analisi scarico	123
Figura 6.6	Particolare della mesh	124
Figura 6.7	Particolare del condotto di aspirazione	125
Figura 6.8	Particella di fluido in esame al centro del volume di controllo	126
Figura 6.9	Volume monodimensionale e convenzioni	127
Figura 6.10	Schema Upwind con flusso da est (negativo)	131
Figura 6.11	Schema Upwind con flusso da ovest (positivo)	131
Figura 6.12	Griglia sfalsata per il calcolo delle componenti di velocità	133
Figura 6.13	Campo di pressione [Pa] nel condotto di aspirazione	137
Figura 6.14	Campo di pressione [Pa] nel condotto di scarico.	137
Figura 6.15	Campo di velocità [m/s] nel condotto di aspirazione.	138
Figura 6.16	Campo di velocità [m/s] nel condotto di aspirazione.	139
Figura 6.17	Tracciamento delle linee di flusso nel condotto di aspirazione	139
Figura 6.18	Campo di velocità [m/s] nel condotto di scarico	140
Figura 6.19	Campo di velocità [m/s] nel condotto di scarico	140
Figura 6.20	Flusso comprimibile attraverso una sezione di passaggio	141
Figura 6.21	Grafico della funzione di flusso comprimibile $\Phi_f$ e $\Phi_c$ .	142
Figura 6.22	Grafico del coefficiente di efflusso in aspirazione	144
Figura 6.23	Grafico del coefficiente di efflusso allo scarico	145
Figura 1	Schema monodimensionale del motore PIACE.	147
Figura 2	Collocazione dell'impianto PIACE nel quadro legislativo in vigore dal gennaio 2011	150

## Elenco delle Tabelle

Tabella 1.1	Costi di manutenzione e di installazione di impianti cogenerativi....	10
Tabella 1.2	Raffronto tra le prestazioni del medesimo gruppo di cogenerazione	11
Tabella 1.3	Confronto Honda EcoWill e Baxi SenerTec DACHS.....	13
Tabella 1.4	Dati di targa di alcuni motori a combustione interna .....	13
Tabella 1.5	Caratteristiche tecniche delle unità WhisperGen WB800, Solo S161 e STM F260 a confronto .....	17
Tabella 1.6	Costi di installazione di vari impianti fuel cells .....	24
Tabella 1.7	Costi di gestione di impianti fuel cells .....	24
Tabella 1.8	Caratteristiche e costi di alcuni impianti TPV .....	25
Tabella 1.9	Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura “standard” .....	32
Tabella 1.10	Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura ad alto grado EGR interno.....	33
Tabella 1.11	Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura ad alto grado EGR interno e IVO pari a 312°. .....	33
Tabella 1.12	Valori delle principali grandezze di interesse .....	36
Tabella 5.1	Volumi teorici [m <sup>3</sup> ] di una camera in parallelo.....	82
Tabella 5.2	Lunghezza dei silenziatori a camera in serie.....	83
Tabella 5.3	Lunghezza dei silenziatori a colonna .....	84
Tabella 5.4	Risultati dell'ottimizzazione a partire dall'ipotesi S7. ....	92
Tabella 5.5	Elenco dei componenti relativo alla Figura 5.27.....	116
Tabella 6.1	Principali dimensioni del modello.....	122
Tabella 6.2	Fattori di sottorilassamento .....	136
Tabella 6.3	Valori dei coefficienti di efflusso .....	144
Tabella 1	Prestazioni del motore PIACE nella configurazione finale.....	10
Tabella 2	Grandezze di riferimento per la determinazione degli indici .....	10

## Sommario

Il costo sempre maggiore dell'energia elettrica e di quella termica hanno spinto la ricerca ad analizzare diverse soluzioni di produzione: nasce così la micro-cogenerazione, cioè il sistema di produzione di energia termica ed elettrica contemporaneamente e su piccola scala, ovvero lavorando con impianti di potenza ridotta. Nell'elaborato si tratterà esplicitamente di micro-cogenerazione domestica, attraverso un impianto basato su di un motore a combustione interna, all'interno del progetto PIACE<sup>®</sup> della RIELLO<sup>®</sup>, non disdegnando tuttavia una panoramica sugli attuali metodi di cogenerazione. Nel caso particolare del progetto è stato studiato il sistema di silenziatori all'aspirazione e allo scarico ed è stato creato un layout di massima delle dimensioni del modello. L'analisi è infine terminata con la simulazione fluidodinamica del flusso nei condotti di testa di aspirazione e scarico e la determinazione dei coefficienti di efflusso.

**Parole chiave:** micro-cogenerazione; CHP; risonatori; mesh; coefficienti di efflusso.

## Abstract

The increasing cost of electricity and heat have driven research to analyze several production solutions: that is how the micro-cogeneration, ie the system of production of heat and electricity simultaneously and on a small scale, working with low power plants. The elaborate will discuss explicitly about micro-cogeneration at home through a system based on an internal combustion engine, within the PIACE<sup>®</sup> project about Riello<sup>®</sup>, not forgetting however an overview of current methods of cogeneration. In the particular case of the project, it was designed system intake and exhaust silencers and was created a layout for maximum size of the model. The analysis is then completed with the simulation of fluid flow in intake and exhaust head-ducts, and determination of discharge coefficients.

**Keywords:** micro-cogeneration; CHP; resonators; mesh; discharge coefficient.

# Introduzione

L'energia elettrica ha acquistato ormai un'importanza predominante nella vita di ognuno: nessuno può più farne a meno. Tuttavia ciò comporta l'utilizzo di materie prime, che fatta eccezione per pochi casi, provengono da fonti fossili non rinnovabili. Bisogna quindi riuscire a sfruttare appieno l'energia contenuta all'interno del combustibile, ideando dei cicli che permettano di utilizzare l'energia liberata dall'ossidazione e mantenendo contenute le perdite. La cogenerazione nasce proprio come soluzione a questa problematica, ricavando energia sia sottoforma di energia elettrica (o meccanica) sia sottoforma di energia termica, disperdendo quindi con i gas ancora caldi al termine del ciclo solo una minima parte del potere calorifico del combustibile. Questa metodologia può essere impiegata sia su impianti di grandi dimensioni sia sistemi più modesti, fino ad arrivare addirittura alla cogenerazione di stampo domestico: nel caso di impianti di medie e piccole dimensioni, che supportano da decine di abitazioni fino alla singola utenza, si parla di micro-cogenerazione. I sistemi per supplire alle richieste energetiche sono molti: dagli impianti che sfruttano la combustione esterna, come le micro turbine a gas e i micro cicli Rankine, fino ai sistemi termofotovoltaici e fuel cells, passando per i motori a combustione interna, a ciclo Otto, Diesel o Stirling.

Il progetto PIACE<sup>®</sup>, portato avanti dalla RIELLO<sup>®</sup>, si prefigura di esaminare i possibili sistemi di cogenerazione, per rispondere in maniera ottimale ai diversi casi che si possono presentare. In questa prospettiva il lavoro contenuto nell'elaborato andrà ad analizzare nel particolare l'impianto di micro-cogenerazione basato su un motore a ciclo Otto alimentato a gas naturale, definendone alcuni aspetti fluidodinamici fondamentali.

Nella prima parte si definirà la configurazione di partenza, analizzando i diversi elementi: verrà proposto il modello monodimensionale del sistema implementato in Gasdyn nella sua configurazione originale, sulla base del quale è stata svolta l'analisi di determinazione del sistema di abbattimento del rumore, esaminando anche gli indici energetici, come potenza meccanica e potenza termica sviluppate, rendimento termico ed elettrico, e gli inquinanti allo scarico e il consumo specifico. Su questa base quindi sarà esposto lo studio che ha portato all'identificazione del gruppo di risonatori necessari all'impianto per limitare il rumore emesso, in ottemperanza alle norme legislative. Per rendere possibile ciò tuttavia è stato necessario implementare nel codice ottimizzatore OptimICE, scritto in linguaggio MATLAB<sup>®</sup>, delle opportune modifiche, affinché il programma riconoscesse il livello di emissione sonora come obiettivo del processo di ottimizzazione. In ultimo sarà presentata anche una elaborazione delle dimensioni del macchinario al fine di valutare gli ingombri e quindi la fattibilità industriale del prodotto, almeno in una configurazione di massima.

La seconda parte invece sarà dedicata all'analisi fluidodinamica del cilindro e dei condotti di testa del motore, sia per l'aspirazione sia per lo scarico, per

determinare i coefficienti di efflusso di entrambi i lati. Una volta creata una mesh adeguata e definite le condizioni al contorno del sistema, attraverso il programma Gambit, con l'ausilio del codice fluidodinamico OpenFOAM<sup>®</sup> è stato possibile determinare le portate massiche elaborate e quindi individuare i coefficienti di efflusso al variare delle alzate delle valvole.

L'ultima parte infine presenterà i risultati del sistema creato, individuando gli indici energetici e gli indici cogenerativi ottenuti dal sistema, unitamente ai consumi e alla concentrazione degli inquinanti.





# Capitolo 1

## La cogenerazione e il progetto PIACE

### 1.1 La cogenerazione

La cogenerazione, nota anche sotto la dicitura *CHP*, acronimo di *Combined Heat and Power*, è definita come produzione simultanea di energia elettrica o meccanica e di calore, quest'ultimo inteso anch'esso come effetto utile, a partire da un'unica fonte, sia essa fossile o rinnovabile.

Da notare che sia i motori alternativi che le turbine a gas sono abbondanti produttori di calore; la precisazione riguardo l'utilità di quest'ultimo è dunque d'obbligo, in quanto, affinché si possa parlare effettivamente di cogenerazione, è necessario che questa energia termica, risultato dell'incompleta conversione in potenza meccanica della potenza entrante nel ciclo, venga efficacemente recuperata attraverso degli opportuni dispositivi. Quando l'architettura dell'impianto è di questo tipo, con un ciclo termodinamico ad alta temperatura preposto alla produzione di energia elettrica, e la generazione di energia termica affidata al rilascio di calore dal suddetto, si parla di ciclo *topping*.

In antitesi, si parla di ciclo *bottoming* quando si ha un'utenza termica ad alta temperatura e un ciclo di potenza alimentato dal calore di scarto; questo tipo di layout del ciclo cogenerativo si presta all'utilizzo di biomasse e di combustibili poveri, non è però di grande interesse dal punto di vista della micro-cogenerazione, intesa come cogenerazione su piccola scala, al limite domestica, in quanto i macchinari coinvolti hanno potenze e dimensioni eccessive e, oltretutto, sarebbe arduo reperire un'utenza termica ad alta temperatura da servire; allo stato attuale il loro utilizzo è dunque limitato ai casi in cui vi sia abbondante disponibilità di scarti utilizzabili come combustibile e per potenze non inferiori ai 1500 kW elettrici, poiché fino a questa taglia è relativamente agevole trovare delle utenze per l'energia termica prodotta.

Va detto che generalmente in un ciclo *bottoming* la produzione di energia elettrica segue la richiesta termica, mentre non è sempre valido il discorso duale per l'architettura *topping*, in quanto spesso il ciclo di potenza viene studiato in modo da avere rendimenti elettrici molto modesti, così da dissipare un quantitativo di energia termica sufficiente a soddisfare la richiesta in maniera autonoma, senza la necessità di inserire un post-combustore; questo discorso è valido in particolare per gli impianti destinati a servire utenze domestiche e con potenza di pochi kilowatt. La produzione di energia elettrica è dunque vista come un surplus rispetto all'effetto primario, che risulta dunque essere la generazione di calore.

### 1.1.1 Tipologie degli impianti

Da questa introduzione risulta evidente quanto possa essere ampio e variegato il panorama degli impianti di cogenerazione, per via delle numerose variabili in gioco. Volendo fare una classificazione soltanto sulla base delle principali, operata una prima distinzione tra layout *topping* o *bottoming*, restano da analizzare le tecnologie utilizzate, i combustibili e la taglia; peraltro non propriamente indipendenti l'una dall'altra.

L'esempio più comune di impianto cogenerativo è quello formato da un motore alternativo, o da un turbogas, eventualmente con postcombustione, accoppiato ad una caldaia a recupero, che permetta di sfruttare il calore residuo presente nei gas di scarico.

Nel caso in cui il ciclo di potenza sia affidato ad un motore alternativo, l'energia meccanica effettivamente prodotta è circa un terzo dell'energia termica introdotta nel ciclo; gli altri due terzi sono ripartiti abbastanza equamente tra le irreversibilità presenti nel ciclo e le perdite termiche legate alla elevata temperatura dei fumi scaricati in atmosfera. A differenza quindi del caso in cui si operi con un turbogas, dove il circuito di raffreddamento non è generalmente presente, e il calore recuperato è solo quello dei fumi, con un motore alternativo, per ottenere un recupero efficace è necessario predisporre un circuito con una serie di scambiatori: nel primo si recupera il calore dell'olio lubrificante, generalmente disponibile a temperature basse, non superiori agli 80°C, nel secondo scambiatore si sfrutta l'acqua del circuito di raffreddamento e infine, nel terzo ed ultimo scambiatore il fluido di processo recupera il calore presente nei gas di scarico, disponibile ad una temperatura sufficientemente elevata da produrre, all'occorrenza anche vapore surriscaldato.

La caldaia è dunque in grado di generare acqua calda, se l'utenza termica è costituita da un impianto di riscaldamento, vapore, saturo o surriscaldato, nel caso in cui serva impianti industriali o turbine a vapore, le quali, se in contropressione, possono a loro volta fornire vapore saturo per applicazioni di processo, realizzando così un ciclo combinato cogenerativo con una dispersione energetica minima, imputabile principalmente alla perdita al camino della caldaia a recupero.

L'impiego della turbina piuttosto che del motore, così come la scelta della tipologia all'interno di queste due macrofamiglie, dipende sostanzialmente dalla taglia dell'impianto e dal combustibile che si vuole impiegare. Per quanto riguarda le turbine, l'alimentazione è sempre a gas naturale, e, a seconda della taglia si sceglie la tipologia di macchina. Quelle con un'architettura tradizionale risultano infatti competitive nel caso di impianti con taglia non inferiore ai 5 MW. Per potenze inferiori al megawatt, sarà dunque necessario ricorrere a macchine differenti, le cosiddette *microturbine*, caratterizzate da turbomacchine radiali, bassi rapporti di compressione, massiccio ricorso alla rigenerazione e velocità di rotazione elevatissime. Queste ultime sono possibili grazie all'utilizzo di un sistema di *power conditioning*, di cui si parlerà più avanti, che

evita di introdurre riduttori. Per quanto riguarda i motori alternativi invece la flessibilità in fatto di alimentazione è assai maggiore, permettendo l'impiego, oltre che del gas naturale, di combustibili liquidi relativamente pesanti; si sono sperimentati addirittura alcuni Diesel due tempi di grossa taglia alimentati a polverino di carbone, con risultati però assai discutibili sul piano dell'usura a causa dell'abbondante produzione di ceneri [7]; per quanto riguarda i motori Stirling, essendo la combustione esterna, possono impiegare qualsiasi genere di combustibile. Le potenze sono in generale minori, sia le massime, che raramente superano i 50 MW, sia le minime, che possono scendere sotto il kilowatt; per questa loro capacità di mantenere buoni rendimenti anche su taglie molto ridotte, i motori alternativi, siano essi a combustione interna o Stirling, costituiscono attualmente la scelta più comune per quanto riguarda la microgenerazione su scala domestica.

Come già accennato, esistono inoltre cicli cogenerativi che sfruttano l'energia del combustibile per produrre direttamente vapore, destinando al ciclo di potenza il calore residuo; in questi casi la flessibilità sul combustibile è totale, ma, come anticipato nel paragrafo precedente, si tratta di impianti relativamente grandi e complessi, non certo applicabili su scala domestica.

Recentemente si sono realizzati impianti, anche di piccola taglia, basati su cicli Rankine con fluido organico (*ORC, Organic Rankine Cycle*); questi impianti, necessitano, nel caso in cui siano destinati ad alimentare una rete di riscaldamento, di accumulatori di acqua calda che permettano di disaccoppiare produzione e fruizione, dando la possibilità all'impianto di lavorare a carico pressoché costante, senza le penalizzazioni di rendimento legate ai transitori. Esistono sul mercato impianti di taglia decisamente ridotta, con output elettrici anche inferiori al kilowatt, i cosiddetti micro cicli Rankine, destinati a servire utenze domestiche.

In ottica futura la tecnologia che sembra promettere le migliori prestazioni è quella delle *fuel cells*, note anche come *pile a combustibile*. Sono numerosi i costruttori che stanno sviluppando progetti basati sull'impiego delle pile a combustibile, alcuni dei quali sono già disponibili sul mercato da diversi anni; i primi impianti a celle a combustibile per uso domestico sono infatti stati sperimentati nel progetto urbanistico del quartiere ecosostenibile di *Hammarby Sjöstad*, a Stoccolma, partito nei primi anni novanta.

### 1.1.2 Indici di valutazione

La definizione di rendimento di un impianto cogenerativo presenta diverse criticità, per via del duplice effetto utile conseguito; calore e lavoro hanno un valore non equiparabile né sul piano termodinamico né su quello economico, quest'ultimo soggetto inoltre a variazioni legate al mercato dell'energia.

Indicando con:

$W$      lavoro prodotto  
 $Q_U$     calore prodotto  
 $F$        energia termica entrante nel ciclo cogenerativo

si può definire un *rendimento di primo principio*

$$\eta_I = \frac{W+Q_U}{F} \quad (1.1)$$

Questa formulazione non tiene conto però del diverso valore da attribuire a calore e lavoro, risultando dunque piuttosto discutibile; viene spesso definito *fattore di utilizzo del combustibile*, e risulta comunque utile per una valutazione globale dell'impianto dal punto di vista quantitativo.

La definizione di un *rendimento di secondo principio*

$$\eta_{II} = \frac{W+Q_U \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_X}\right)}{F} \quad (1.2)$$

con

$T_X$      temperatura media a cui è disponibile il calore

permette di pesare il calore come il suo equivalente meccanico. Pur essendo ineccepibile dal punto di vista di un'analisi termodinamica, il *rendimento di secondo principio* risulta eccessivamente penalizzante per quanto riguarda la produzione di calore, in quanto si tratta unicamente di un'indicazione circa la validità intrinseca alle singole trasformazioni, che nulla può dire a proposito della convenienza della cogenerazione rispetto alla produzione separata di calore e lavoro.

Alla luce di quanto detto è necessario andare oltre le formulazioni tradizionali di rendimento e definire un indice che sia in grado di confrontare i consumi energetici della soluzione cogenerativa con quelli del processo tradizionale. A tale scopo si introducono:

$F_{WC}$     energia termica necessaria a produrre  $W$  in una centrale elettrica convenzionale

$\eta_{EL,C}$     rendimento di produzione di  $W$  nella centrale elettrica

$F_{QC}$     energia termica necessaria a produrre  $Q_U$  in una caldaia convenzionale

$\eta_{TH,C}$     rendimento di produzione di  $Q_U$  nella centrale elettrica

Dove con il pedice  $C$  si vuole sottolineare il fatto che tali rendimenti si riferiscono alla produzione separata di calore e lavoro, secondo i processi *convenzionali*. A partire da queste grandezze è dunque possibile definire un *Indice di Risparmio Energetico*, sinteticamente *IRE*, che è in grado di quantificare quanto combustibile è stato risparmiato, a parità di effetti utili, facendo ricorso al processo cogenerativo

$$IRE = \frac{(F_{WC} + F_{QC}) - F}{(F_{WC} + F_{QC})} = 1 - \frac{F}{\frac{W}{\eta_{EL,C}} + \frac{Q_U}{\eta_{TH,C}}} \quad (1.3)$$

Oltre ai suddetti rendimenti, esistono una serie di indici, spesso utilizzati nel valutare gli impianti di cogenerazione; essi non possono essere definiti propriamente dei rendimenti, in quanto non tengono conto di tutti i flussi energetici che attraversano la frontiera del sistema. Tra questi, si segnalano il *rendimento di produzione elettrica*,

$$\eta_{PE} = \frac{W}{(F - F_{QC})} = \frac{1}{F - \frac{Q_U}{\eta_{TH,C}}} \quad (1.4)$$

che pesa il lavoro prodotto sul combustibile in più rispetto alla sola produzione di calore in caldaia convenzionale, il *rendimento elettrico* e il *rendimento termico*,

$$\eta_{EL} = \frac{W}{F} ; \eta_{TH} = \frac{Q_U}{F} \quad (1.5)$$

definiti rispettivamente come  $W$  e  $Q_U$  adimensionalizzati sul consumo di combustibile  $F$ , e l'*indice elettrico*,

$$I_E = \frac{W}{Q_U} \quad (1.6)$$

dato dal rapporto tra la produzione di lavoro e di calore.

### 1.1.3 Quantificazione dei vantaggi

Una volta definiti in maniera univoca dei criteri di valutazione, è possibile procedere ad un'analisi dei benefici energetici ed economici ottenibili grazie alla cogenerazione. Se dimensionato correttamente infatti un impianto cogenerativo permette risparmi energetici notevoli, che oscillano tra il 25 e il 40%, con tempi di pay back dell'intervento nell'ordine dei 36-50 mesi [3]. Il *rendimento di primo principio* risulta decisamente alto, collocandosi nell'intervallo tra 0.7 e 0.85; come però già discusso in precedenza si tratta di un'indicazione che può risultare fuorviante ed è poco sensato confrontare tale rendimento con quello di un impianto preposto alla sola produzione elettrica.

Facendo ora riferimento all'*IRE*, che in precedenza abbiamo definito come parametro più significativo per la valutazione delle prestazioni degli impianti cogenerativi, è possibile operare un'analisi più dettagliata dei risultati conseguibili.

Prima di tutto è però necessario attribuire un valore ai rendimenti  $\eta_{TH,C}$  e  $\eta_{EL,C}$ , in quanto da essi dipende fortemente il valore numerico che l'*indice di risparmio energetico* andrà ad assumere.

Se la valutazione mira a quantificare il risparmio conseguibile rispetto alla situazione corrente, i valori da attribuire ai rendimenti sono quelli medi di esercizio del parco macchine nazionale, vale a dire 0.35 o 0.43 per le centrali elettriche, a seconda che siano alimentate a carbone/petrolio o a gas, e un valore compreso tra 0.65 e 0.9 per le caldaie, in base alla potenza, allo stato di manutenzione e al tipo di applicazione, che può essere civile o industriale.

Nel caso in cui si voglia invece effettuare una valutazione di investimento per la costruzione di un nuovo impianto, è più corretto attribuire a  $\eta_{TH,C}$  e  $\eta_{EL,C}$  i valori ottenibili con la miglior tecnologia disponibile sul mercato; in tal caso, tenendo buoni i valori suddetti per le caldaie, le quali hanno raggiunto una maturità tecnologica tale per cui i progressi in termini di rendimento sono praticamente nulli, si possono ipotizzare dei valori di 0.43 o 0.55 per centrali a carbone/petrolio o cicli combinati a gas naturale.

Va detto che la definizione dell' *IRE* è stata perfezionata dall'AEEG, Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, differenziando il calore prodotto per usi civili da quello ad uso industriale e introducendo un fattore  $p$  che tenga conto delle perdite elettriche che si verificano sulla rete di distribuzione e che indubbiamente costituiscono insieme al discusso risparmio energetico e alla maggiore affidabilità ottenibile grazie all'indipendenza, parziale o totale, dalla rete elettrica nazionale, un ulteriore punto a favore della cogenerazione

$$IRE = 1 - \frac{F}{\frac{W}{\eta_{EL,C} * p} + \frac{Q_{U,CIV}}{\eta_{TH,C,CIV}} + \frac{Q_{U,IND}}{\eta_{TH,C,IND}}} \quad (1.7)$$

L'indice così determinato deve essere superiore al 5% per gli impianti esistenti, all'8% per i ripotenziamenti e al 10% per gli impianti di nuova costruzione [1].

## 1.2 Micro-cogenerazione: stato dell'arte

Dopo aver fatto una panoramica generale sulla cogenerazione in senso lato, focalizziamo l'attenzione sugli impianti di taglia più piccola, destinati a servire utenze civili o piccole industrie, con potenza elettrica che va dal kilowatt al megawatt; per essere precisi si parla di micro-cogenerazione nel caso di impianti con un output di corrente fino a 16 A per fase, il che si traduce in unità fino a 3.5kW monofase o 11kW trifase [16][17]. Impianti di questo tipo sono stati per lungo tempo considerati poco convenienti, a causa delle economie di scala favorevoli alle grandi centrali e ai sistemi di distribuzione elettrica in alta tensione. Recentemente la micro-cogenerazione ha suscitato un notevole interesse, considerando anche la possibilità di operare la cosiddetta *trigenerazione*, produzione combinata di energia elettrica, termica e, all'occorrenza, frigorifera, grazie ad un *frigorifero ad assorbimento*, macchina

in grado di compiere un ciclo frigorifero sfruttando l'energia termica in luogo del lavoro del compressore. I vantaggi risultano a questo punto molteplici, in quanto, alla succitata possibilità di impiegare il calore prodotto in un ciclo frigorifero, si aggiungono i tradizionali punti di forza della soluzione cogenerativa, a partire dai maggiori rendimenti di primo principio, con conseguente risparmio di energia primaria e riduzione delle emissioni di anidride carbonica e di inquinanti, senza dimenticare la riduzione delle perdite di distribuzione dell'energia elettrica, la limitazione delle cadute di tensione sulle linee finali di utenza, la maggiore possibilità di penetrazione in zone isolate e la ridotta esposizione finanziaria dovuta al costo relativamente contenuto dell'impianto. Per dare un ordine di grandezza di quello che potrebbe essere il contributo energetico della micro-cogenerazione, citiamo [15], dove si afferma che, in un' Europa in cui si sta liberalizzando il mercato dell'energia, esso potrebbe arrivare a livelli paragonabili a quelli dell'industria nucleare; inoltre l'affermarsi della cogenerazione, e, nello specifico anche della micro-cogenerazione, è visto come uno dei sistemi più efficaci per ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub>, aiutando a raggiungere gli obiettivi fissati dal protocollo di Kyoto. Ma, se la cogenerazione tradizionale suscita dei dubbi a seguito del crescente prezzo del gas, nella micro-cogenerazione questo risulta essere un dato irrilevante, in quanto il rendimento di una caldaia domestica si aggira attorno all'80%, valore raggiungibile anche dalle unità di micro-cogenerazione, che però in più danno un output di corrente. Essendo però quest'ultimo piuttosto contenuto, e dal momento che l'impianto lavora per non più di 3500 ore l'anno, contro le 6000 delle grosse unità di cogenerazione industriali, i tempi di rientro dell'investimento possono essere piuttosto lunghi. Inoltre, essendo il carico elettrico richiesto da un' abitazione assai variabile, dai 100-150W delle apparecchiature in standby a picchi di oltre 10 kW nel caso di utilizzo di forni, asciugacapelli e piastre a induzione, è fondamentale che l'impianto lavori in parallelo con la rete elettrica, mantenendo una produzione costante di elettricità e importando o esportando la differenza rispetto al carico istantaneo richiesto. Dal punto di vista industriale, affinché le unità di micro-cogenerazione risultino vendibili, è necessario che abbiano un costo, rispetto alle tradizionali caldaie, tale da poter essere coperto grazie al risparmio sui costi operativi, compresi quelli di manutenzione, che devono risultare particolarmente bassi, inoltre devono garantire ingombro ed emissione sonora paragonabili a quelle dei *boilers* che mirano a sostituire.

Analizziamo dunque nel dettaglio ciò che offre attualmente il mercato, non limitandoci alle unità che rientrano nella definizione formale di micro-cogenerazione, ma comprendendo anche gruppi di dimensioni leggermente maggiori. Le tecnologie impiegate sono sostanzialmente quattro: i motori a combustione interna a ciclo Otto o Diesel, i motori Stirling, le microturbine a gas e le *fuel cells*.

### 1.2.1 Motori a combustione interna

I motori a combustione interna, siano essi a ciclo Otto o Diesel, permettono l'impiego di una grande varietà di combustibili, sia solidi che gassosi; per quanto riguarda le applicazioni cogenerative, l'alimentazione, nella maggior parte dei casi, è a gas naturale. La scelta di questo tipo di combustibile è legata ad una serie di fattori: esso garantisce infatti un impatto ambientale ridotto, dal momento che, almeno in teoria, gli unici prodotti della reazione di combustione sono il vapore acqueo e l'anidride carbonica. Inoltre il costo contenuto del gas naturale permette di mantenere ad un livello accettabile i costi di esercizio. Per quanto riguarda i costi di manutenzione e la vita utile della macchina, entrambi gli aspetti traggono giovamento dall'uso di gas naturale; esso è virtualmente privo di impurità, non crea problemi di imbrattamento e non forma depositi di residui carboniosi. In ultimo, un vantaggio notevole rispetto a qualsiasi altro combustibile è la presenza di una capillare rete di distribuzione, che rende possibile l'installazione di impianti a metano praticamente ovunque senza la necessità di costruire serbatoi di stoccaggio.

I motori a ciclo Otto utilizzati per la micro-cogenerazione, quando non progettati *ad hoc*, sono spesso derivati da motori Diesel, originariamente destinati ad altri scopi, e adattati inserendo la candela e riducendo il rapporto di compressione fino a valori che si collocano tra 1:9 e 1:12; tale operazione implica una riduzione di potenza, ma previene l'insorgere di fenomeni di detonazione. L'alimentazione è solitamente ad iniezione indiretta nei condotti di aspirazione, con un rapporto aria miscela prossimo al valore stechiometrico, che, per una miscela aria-metano è pari a 17,4.

I motori operanti in ciclo Diesel sono solitamente *dual fuel*: il combustibile principale resta il metano, al quale viene aggiunta una percentuale di gasolio, variabile tra l'uno e il dieci per cento, al fine di ridurre il rischio di detonazione. Le possibilità di alimentazione in questo caso sono due, in quanto, oltre all'iniezione indiretta, analoga a quella operata nei motori a ciclo Otto, è possibile anche l'iniezione diretta del metano ad alta pressione in camera di combustione. Questa seconda soluzione, che, a differenza della prima, non richiede di intervenire sul rapporto di compressione, penalizzando la potenza erogata, è conveniente solo nel caso in cui il motore sia alimentato da una rete di distribuzione del gas ad alta pressione; l'utilizzo di un compressore ausiliario per portare il metano alla pressione necessaria risulta infatti poco conveniente, sia per la penalizzazione che comporta in termini di potenza netta prodotta, sia per i costi di acquisto e di manutenzione, che inevitabilmente crescono.

Quando sono richieste potenze elevate, superiori ai 300 kW, i motori vengono generalmente equipaggiati con un turbogruppo di sovralimentazione, di solito dotato di *intercooler*.

Indipendentemente dalla tipologia di motore, il contenimento delle emissioni può essere ottenuto impiegando catalizzatori trivalenti che sono in grado di abbattere contemporaneamente le emissioni di monossido di carbonio (CO), di idrocarburi incombusti (HC), e di ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>); per quanto riguarda le



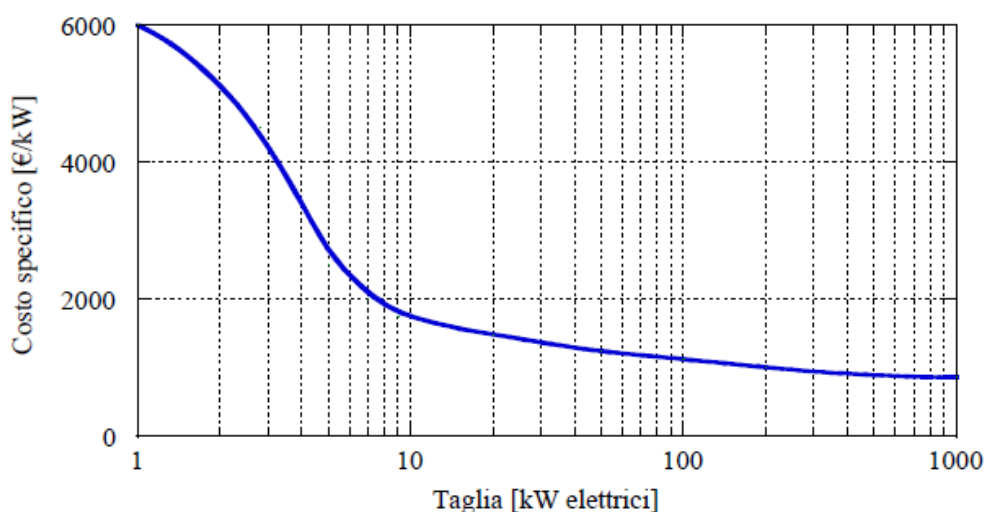
emissioni di particolato, esse sono praticamente nulle a seguito dell'impiego di metano come combustibile. L'abbattimento degli inquinanti può essere portato avanti anche intervenendo a monte, impedendone la formazione. Utilizzando infatti miscele magre, è possibile prevenire la formazione di CO e di NO<sub>x</sub>, in quanto, oltre a favorire l'ossidazione completa del combustibile, la presenza massiccia di aria porta ad una diminuzione della temperatura di fiamma; progettando in maniera opportuna la camera di combustione, in modo che favorisca i fenomeni di turbolenza, si riesce infine a contenere anche l'emissione degli HC. A valle del motore, vista l'alimentazione magra, non è in questo caso possibile l'impiego di un catalizzatore trivalente, che non è in grado di funzionare in presenza di ossigeno nei gas di scarico: si ricorre quindi a catalizzatori ossidanti, che agiscono unicamente su HC e CO. Il contenimento degli NO<sub>x</sub> può essere infine ottenuto facendo ricorso all'*EGR*, acronimo di *Exhaust Gases Recirculation*, che consiste nel diluire la carica fresca con una frazione di gas combusti: quest'operazione può essere fatta prelevando i gas a valle del cilindro e miscelandoli alla carica fresca prima dell'ingresso nello stesso (*EGR esterno*), oppure predisponendo opportunamente le leggi di alzata delle valvole, facendo in modo che parte dei gas venga richiamata nel cilindro attraverso la valvola di scarico durante la corsa di aspirazione (*EGR interno*). In ogni caso, la presenza di un gas inerte in camera di combustione porta ad una riduzione della temperatura adiabatica di fiamma, inibendo la formazione degli ossidi di azoto.



**Figura 1.1** Motore WAUKESHA VSG11G / GTI.

Dal punto di vista industriale, i *MCI* risultano sicuramente la tecnologia più matura ed affermata nel campo cogenerativo, nonché, allo stato attuale, la più

conveniente, specie per taglie medio-piccole, dove la concorrenza delle turbine a gas risulta più deficitaria. I *package* presenti sul mercato sono numerosi, e già da una analisi superficiale è evidente come al crescere della dimensione, aumenti di pari passo il rendimento elettrico e calino invece i costi specifici. Per quanto riguarda i costi di installazione, attualmente per impianti di taglia compresa tra i 5 e i 50 kW si parla di 1500-2500 €/kW; l'andamento è grossomodo decrescente all'aumentare delle dimensioni, come riportato in Figura 1.2, grazie alle economie di scala e alla minore incidenza del costo dei sistemi elettronici di controllo.



**Figura 1.2** Costi di installazione di unità cogenerative basate su motori a combustione interna al variare della potenza elettrica erogata

Per quanto riguarda la disponibilità, questo tipo di impianti registrano dei valori statisticamente molto alti, superiori al 95% (dati DOE 2004) per motori con più di 80kW e comunque prossimi all' 85% anche per unità di dimensioni ridotte, con tempi di fermo macchina limitati agli interventi di sostituzione di candele, olio e filtri. Anche l'affidabilità è molto elevata se viene correttamente eseguita la manutenzione ordinaria, che però, benché rapida, è piuttosto frequente se comparata a quella richiesta da tecnologie concorrenti come ad esempio i motori Stirling, e arriva ad incidere notevolmente, fino a 2,5 centesimi di euro per kWh prodotto per i motori più piccoli. Alcuni esempi, riferiti a unità di taglia medio-grande, sono riportati nella Tabella 1.1.

	MAN 100	Cummins GSK 300	CAT G3516 LE
Potenza nominale [kW]	100	300	800
Costo installazione [€/kWh]	1240	1000	1050
Rendimento elettrico [%]	33.7	34.2	36.6
Costo manutenzione [€cent/kWh]	1.45	1.00	0.76

**Tabella 1.1** Costi di manutenzione e di installazione di alcuni gruppi cogenerativi di media taglia.

Il rendimento termico dipende chiaramente dalla temperatura a cui si vuole rendere disponibile il calore (vedi Tabella 1.2).

WAUKESHA VSG11G / GTI	G	GTI	G	GTI
Cilindrata totale [cm <sup>3</sup> ]	11030			
Potenza elettrica [kW]	75	125	75	125
Jacket water [kW]	96	141	96	141
Olio [kW]	10	20	10	20
Fumi [kW]	59.8	98.1	64.9	101.2
Intercooler [kW]	-	5	-	5
Potenza termica totale [kW]	165.8	259.1	170.9	267.2
T acqua [°C]	90-60	90-60	60-35	60-35
Portata acqua [kg/s]	1.32	2.02	1.63	2.55
Rendimento elettrico [%]	27.2	29	27.2	29
Rendimento termico [%]	61.2	60.1	63	62
Rendimento globale [%]	88.4	89.1	90.2	91
Rumore [dB]	56			
Ingombri [mm]	2400 x 970 x 1530			
Peso [kg]	2450			

**Tabella 1.2** Raffronto tra le prestazioni del medesimo gruppo di cogenerazione con e senza sovralimentazione e al variare della temperatura a cui è richiesto il calore.

Le fonti da cui è possibile recuperare energia sono svariate: in primo luogo il circuito di refrigerazione dell'olio lubrificante, con una temperatura che si aggira sui 75-85°C, poi l'acqua di raffreddamento, che, nel caso in cui il circuito sia pressurizzato, può arrivare a 115°C, ma che in genere si attesta sui 90-95°C; nel caso sia presente un *intercooler* è possibile recuperare anche il calore ceduto al suo interno ad una temperatura tra i 50°C e i 60°C, permettendo un incremento delle prestazioni termiche oltre che di quelle elettriche, come evidenzia la Tabella 1.2, riferita ad un gruppo che adotta un motore Waukesha 6 cilindri in linea, mostrato in Figura 1.1 Motore WAUKESHA VSG11G / GTI., allestito con o senza sovralimentazione. Vi sono poi i gas combusti, i quali vengono scaricati ad una temperatura che si aggira attorno ai 500°C, permettendo dunque a questo genere di impianti di produrre, oltre che acqua calda per uso civile, anche vapore a media pressione, tra i 5 e i 12 bar.

Recentemente il mercato ha assistito all'avvento di gruppi di cogenerazione di taglia sensibilmente più piccola, adatti a servire un'unità domestica, con potenze elettriche che si attestano tra 1 kW e 5 kW; la genesi di tali macchine è stata possibile in virtù dei progressi nel campo dell'elettronica, che hanno reso i sistemi di controllo assai più economici, nonché dalla liberalizzazione del mercato dell'energia, aspetto quest'ultimo che dipende dalla legislazione vigente nei vari paesi e che, come si vedrà più avanti, influenza notevolmente la scelta dei mercati per questa tipologia di prodotti. Da segnalare che nonostante tutto i

costi di installazione risultano ad oggi piuttosto elevati, ma si prevede che possano sensibilmente ridursi con l'aumento del numero di unità prodotte, andando a sfruttare economie di scala proprie del settore automobilistico.



**Figura 1.3** Spaccato dell'Honda EcoWill.

La prima azienda a percorrere questa strada è stata la Honda, che, nel 2003, forte della partnership con il fornitore di gas Osaka Gas, ha lanciato sul mercato giapponese l'unità EcoWill, mostrata in Figura 1.3, basata su un motore Otto monocilindrico a quattro tempi con cilindrata di 163 cm<sup>3</sup> in grado di funzionare sia a metano che a GPL e di garantire una produzione elettrica pari a 1 kW.

Il successo è stato notevole, con 15000 unità vendute nei primi due anni, anche grazie al sofisticato sistema elettronico di gestione, improntato ad una logica di auto-apprendimento e in grado di integrare istantaneamente le potenze richieste, le tariffe correnti di gas ed elettricità, i dati atmosferici, al fine di decidere la strategia di funzionamento. Oggi, a distanza di qualche anno dal lancio della EcoWill, i concorrenti diretti si sono moltiplicati, e, nell'intervallo di potenze che va dal kilowatt ai dieci kilowatt il mercato offre varie alternative, tra cui citiamo la Aisin, gruppo Toyota, che propone due modelli, la SEIKI GECC46A2 e la SEIKI GECC60A2, rispettivamente da 4,2 e 6 kW, la Yanmar, che offre due unità, una da 5 kW e una da 9.9 kW basate su un motore a combustione interna operante in ciclo Miller, con rapporti di espansione e compressione differenti, e la Baxi SenerTec DACHS, gruppo da 5 kW elettrici le cui specifiche tecniche sono riportate in Tabella 1.3 Caratteristiche tecniche dell'unità Honda EcoWill e della Baxi SenerTec DACHS a confronto, a confronto con quelle dell' Honda EcoWill. Va sottolineato come gli impianti da 1 kW attualmente disponibili sul mercato, improntati ad un uso prettamente domestico, siano oggi per la più parte dotati di motore Stirling; quelli di taglia

superiore, attorno ai 5 kW, sono invece basati su motori a combustione interna, per via della maggiore coppia da essi garantita, che si traduce in una maggiore capacità di produrre energia elettrica.

	HONDA ECOWILL	SENERTEC DACHS
Cilindrata [cm <sup>3</sup> ]	163	579
Potenza elettrica [kW]	1.0	5.5
Potenza termica [kW]	3.25	12.5
Caldia ausiliaria [kW]	14.0	30
T <sub>max</sub> acqua [°C]	80	95
Rendimento elettrico [%]	20	27
Rendimento termico [%]	65	61
Rendimento globale [%]	85	88
Rumore [dB]	44	52
Ingombri [mm]	580 x 380 x 880	1060 x 720 x 1000
Peso [kg]	257	520

**Tabella 1.3** Caratteristiche tecniche dell'unità Honda EcoWill e della Baxi SenerTec DACHS a confronto

Marca	Modello	Fuel *	P <sub>d</sub> kW	P <sub>th</sub> kW	η <sub>el</sub>	η <sub>th</sub>	T <sub>H2O in</sub> °C	T <sub>H2O out</sub> °C	NOx mg/N m <sup>3</sup>	CO mg/Nm <sup>3</sup>
Honda	Ecowill	GN	1	3.25	0.200	0.650	60	65	120	
AISIN SEIKI	GECC46A2	GN,GPL	4.6	11.7	0.255	0.585	70	83		
Senertec (DACHS)	HKA G 5.0	GN	5	12.3	0.260	0.630	70	83	135	24
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	OV	5.3	10.3	0.300	0.590	70	83	2400	170
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	G	5.3	10.5	0.300	0.590	70	83	2150	290
Senertec (DACHS)	HKA F 5.5	GPL	5.5	12.5	0.270	0.610	70	83	224	22
Senertec (DACHS)	HKA G 5.5	GN	5.5	12.5	0.270	0.610	60	65	349	22
AISIN SEIKI	GECC60A2	GN,GPL	6	11.7	0.288	0.562	72	82	66	901

**Tabella 1.4** Dati di targa di alcuni motori a combustione interna nella fascia di potenza da 1kW a 10 kW

Da notare come il rendimento elettrico dell'unità di maggiori dimensioni sia decisamente migliore; discorso inverso, anche se meno categorico, sul rendimento termico, che però non ha molto senso confrontare, in quanto come si può notare la temperatura a cui è disponibile l'acqua nel gruppo DACHS è superiore di 15°C rispetto all' EcoWill.

In ultimo si notino i valori di emissione sonora, che risultano molto bassi in entrambi i casi, ma decisamente inferiori nell'Honda; valori di rumore molto bassi sono d'obbligo visto l'utilizzo domestico di queste macchine. Per avere un termine di paragone, considerando la frequenza del rumore e la curva di ponderazione dell'orecchio, i 45 dB(A) dell'EcoWill corrispondono grosso modo al rumore di un frigorifero.

## 1.2.2 Motori Stirling

Il motore Stirling, ideato nei primi anni dell'Ottocento, funziona secondo un ciclo chiuso a gas, scambiando calore con l'esterno attraverso due scambiatori, e lavoro grazie a due pistoni. Per sua natura si tratta di una macchina molto silenziosa e poco bisognosa di manutenzione, ma caratterizzata, di contro, da bassa potenza specifica e rendimenti ridotti. Il ciclo ideale di funzionamento prevede una prima trasformazione isoterma in cui il fluido cede calore alla sorgente fredda in quantità pari al lavoro di compressione del pistone freddo che si muove verso il punto morto superiore; dopodiché si ha un riscaldamento isocoro rigenerativo in cui il moto sincrono dei due pistoni movimentata il fluido, a volume costante, attraverso il rigeneratore. Segue un'espansione isoterma che fa muovere il pistone caldo, producendo una quantità di lavoro pari al calore assorbito dal fluido. Infine, l'ultima trasformazione è la duale della seconda, con lo scambio termico isocoro all'interno del rigeneratore. Il lavoro netto prodotto dal ciclo sarà dunque pari alla differenza tra il calore entrante durante la terza trasformazione e quello uscente durante la prima. Il rendimento di tale ciclo ideale risulta pari a quello di un ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature. Operativamente i rendimenti sono assai più bassi, a causa degli scambi termici non isotermi, della limitata capacità termica del rigeneratore, degli attriti, dei trafiletti, della non perfetta adiabaticità della macchina; tutto ciò fa sì che le prestazioni del ciclo crescano con la temperatura massima di esercizio e che coppia e potenza dipendano dalla velocità di funzionamento. Inoltre la presenza degli scambiatori, dovuta al fatto che la rigenerazione risulta tutt'altro che completa, appesantisce notevolmente la struttura e la loro inerzia termica implica lunghi tempi di avviamento e una risposta molto lenta ai transitori; questo rende la macchina poco adatta ad essere utilizzata nel campo dell'autotrazione.

Dal punto di vista costruttivo, esistono sostanzialmente due tipologie: il *Kinematic Stirling Engine* e il *Free-Piston Stirling Engine* noto anche come *FPSE*; mentre nella prima tipologia il moto dei pistoni è guidato da un classico sistema biella manovella collegato poi ad un generatore elettrico tradizionale, nell'*FPSE* non ci sono parti rotanti e l'energia elettrica è prodotta in un alternatore lineare. L'insieme pistone-gas-dislocatore si comporta come un sistema massa-molla-smorzatore oscillante alla sua frequenza propria, calibrata in modo da consentire la connessione diretta con l'alternatore e dunque con la rete; questa soluzione permette indubbi vantaggi, quali la riduzione dei problemi di tenuta e di lubrificazione, e la facilità di avviamento, dal momento che è sufficiente un impulso assiale per metter in moto il ciclo. Il fatto che la frequenza di oscillazione sia regolata dalle caratteristiche del sistema massa-molla-smorzatore, dove elasticità e smorzamento sono dovute a molle meccaniche, differenze di pressione e resistenza del generatore, implica che le masse oscillanti non siano eccessive; da ciò consegue una limitazione della potenza a circa 10 kW per motori con questa configurazione.

Una seconda classificazione può essere fatta in base alle differenti configurazioni dei pistoni e del dislocatore: le possibilità sono tre, tradizionalmente indicate con le lettere greche  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$ ; nella Figura 1.4 se ne fornisce una schematizzazione sommaria. Da sottolineare come per i motori FPSE l'unico schema possibile è il  $\beta$ .

Il fatto che la combustione sia esterna permette poi una serie di vantaggi, primo fra tutti la possibilità di impiegare qualsiasi tipo di combustibile, a patto di progettare adeguatamente la camera di combustione; utilizzando bruciatori che permettano combustione premiscelata, si riesce a ridurre notevolmente anche il livello di vibrazioni, e di conseguenza di rumore, nonché le emissioni di inquinanti, facilmente controllabili anche senza l'ausilio di un catalizzatore grazie alla stazionarietà del processo. Anche la vita utile del motore trae giovamento dalla combustione esterna: l'assenza di sbalzi di pressione e di temperatura, il fatto che le parti in movimento e il lubrificante non siano a diretto contatto con la sorgente di calore, la mancanza delle valvole consente a motori di questo tipo di mantenere la propria efficienza, con ridotti interventi di manutenzione, per 40000-60000 ore di funzionamento.

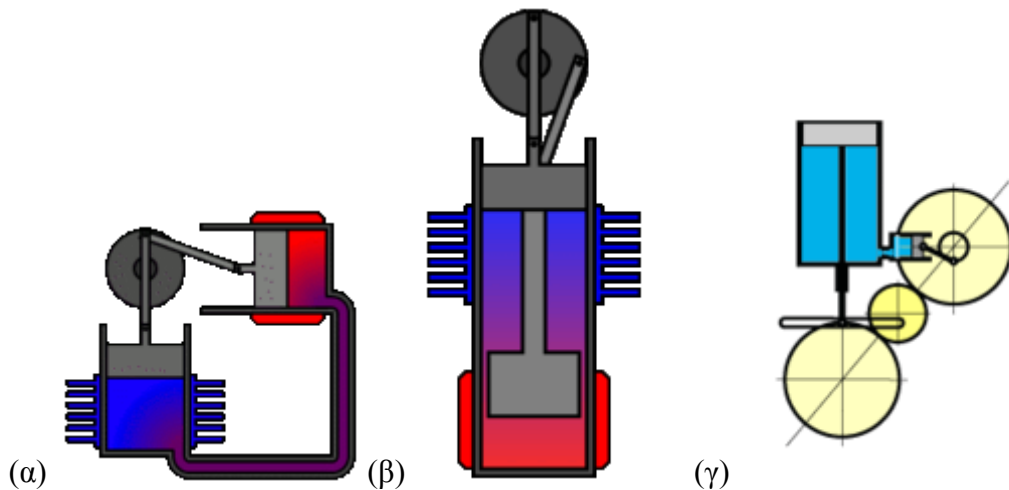


Figura 1.4 Schematizzazione delle possibili configurazioni costruttive di un motore Stirling.

Quanto detto rende evidente la naturale predisposizione di questo genere di macchine all'impiego all'interno di centri abitati, tenendo anche conto della possibilità di realizzare macchine di potenza contenuta, attorno al kW elettrico, mantenendo rendimenti accettabili. Per quanto concerne il recupero termico esso avviene principalmente sfruttando il calore reso disponibile dallo scambiatore freddo, mentre una quota più ridotta è recuperata raffreddando i fumi di scarico, operazione che permette di ottenere calore a bassa temperatura, attorno agli 80 °C, dal momento che gran parte dell'energia ricavata dalla combustione viene impiegata all'interno della macchina; volendo recuperare calore a temperature maggiori, la penalizzazione in termini di potenza meccanica prodotta dal motore sarebbero eccessive.

Per potenze che vanno oltre i 5 kW elettrici, pur essendoci esempi di macchine basate su motori Stirling, i motori a combustione interna risultano attualmente, come già detto in precedenza, la scelta preponderante, per via della loro maggiore capacità di produrre energia elettrica. Il mercato sembra invece orientato a sfruttare i suddetti punti di forza del motore Stirling soprattutto per gli impianti di taglia più piccola, destinati a servire la singola unità abitativa; colossi dell'industria giapponese, quali Kawasaki, Mitsubishi, Toshiba, hanno modelli, la cui taglia si aggira attorno al kW elettrico, in avanzato stato di sviluppo.

Svariati esempi sono invece già disponibili sul mercato; tutti funzionano a gas naturale, infatti, nonostante il motore Stirling sia molto versatile in quanto a combustibili, la fitta rete di distribuzione del metano fa sì che esso sia l'unico commercialmente proponibile. Citiamo tra gli altri l'unità Whispergen WB800, commercializzata dall'azienda inglese dell'energia E.ON, una delle prime ad essere messa in vendita; il punto di forza di questa unità risiede nel costo ridotto, possibile grazie all'impiego di materiali e tecnologie non eccessivamente sofisticate. Di contro il rendimento elettrico risulta penalizzato, attestandosi attorno al 12%. Altra unità che merita di essere menzionata è quella sviluppata dalla Disenco in collaborazione con la Lund University, e recentemente ridisegnata negli Stati Uniti dalla Ricardo [14]; essa è caratterizzata da alti valori di efficienza elettrica raggiunti grazie a temperature di esercizio elevate, a un rigeneratore particolarmente performante, all'utilizzo di elio ad alta pressione e agli scambi termici ottimizzati grazie all'impiego di tubi alettati. Il rendimento dovrebbe attestarsi oltre il 30%, a fronte però di un costo iniziale elevato e di una minore affidabilità. Dal punto di vista industriale, Disenco collabora con Sentec per lo sviluppo dell'elettronica, con Prodrive per i motori e con Malvern, ditta costruttrice di caldaie.

La giapponese Rinnai produce poi un'unità FPSE, chiamata Infinia, inserita in un cogeneratore il cui sviluppo è affidato ad una cordata di cui fanno parte Enatec, Bosh e Ariston. Uno dei punti di maggiore interesse di questo gruppo è la possibilità di utilizzare come fonte di calore l'energia solare, grazie all'adozione di uno specchio parabolico.

Un'altra unità degna di nota è la Microgen, equipaggiata con un motore FPSE costruito da Sunpower; anche per questa è allo studio la possibilità di funzionare ad energia solare. Essa è commercializzata, o lo sarà a breve, da quattro grandi produttori di caldaie, Viessmann, Vaillant, Remeha e Baxi, ciascuna delle quali proporrà una unità col suo proprio marchio; il caso della Baxi è emblematico: pur avendo a catalogo un modello da 5kW dotato di motore a combustione interna, sceglie per l'unità più piccola il motore Stirling, nel solco di quella che, come detto, sembra essere la tendenza attuale.

In ultimo, per la possibilità di funzionare anche a pellet di legna, merita di essere menzionata la Sunmachine, prodotta in Germania, in grado di fornire 1,5-3kW.



Caratteristiche	SOLO S 161	Whispergen	STM F260
Potenza elettrica [kW]	9	1,2	50
Rendimento elettrico [%]	24	12	30
Potenza termica [kW]	24	8	83
Rendimento globale [%]	84	85	82
Ingombri [mm]	1280 x 700 x 980	500 x 600 x 850	2570 x 860 x 1330
Peso [kg]	450	138	1340

**Tabella 1.5** Caratteristiche tecniche delle unità WhisperGen WB800, Solo S161 e STM F260 a confronto.

Citiamo inoltre unità leggermente più grandi, quali la tedesca Solo S161, con un output elettrico di 9 kW e un'inerzia termica particolarmente bassa, tanto da raggiungere le condizioni di regime in soli tre minuti, la danese Stirling Denmark SD4E, gruppo da 35 kW basato su un motore 4 cilindri doppio effetto, e l'americana STM, da 50 kW. Queste ultime sono di taglia decisamente maggiore, ma è utile inserirle nel discorso per dare un'idea di come si riduca il costo specifico dell'energia al crescere delle dimensioni dell'impianto: infatti esso risulta superiore ai 10000 € per kW di potenza installata per la WhisperGen, per scendere ai 2700 €/kW della Solo, fino ai 1100 €/kW della STM; in ogni caso si prevede che con la produzione in serie si possa scendere a valori confrontabili con quelli dei motori a combustione interna.

Per quanto riguarda le altre caratteristiche tecniche delle tre unità appena citate si rimanda alla Tabella 1.5.

### 1.2.3 Microturbine a gas

Premettiamo che la taglia degli impianti basati sull'impiego di microturbine a gas non scende sotto i 30 kW; per quanto si tratti di valori bassi, esse non si prestano a soddisfare un'utenza unifamiliare e non rientrano nella definizione formale di micro-cogenerazione che abbiamo dato in precedenza.

Le microturbine sono macchine relativamente giovani e ad alto contenuto tecnologico. Il principio di funzionamento è basato, come per le turbine a gas tradizionali, sul ciclo Joule-Brayton; affinché queste macchine fossero economicamente convenienti è stato però necessario rivederne profondamente l'architettura, poiché un semplice scale down di turbine più grandi avrebbe portato risultati assolutamente non soddisfacenti. In quest'ottica gli stadi assiali di compressore e turbina sono stati sostituiti da turbomacchine radiali monostadio, con rapporto di compressione-espansione intorno a 4, decisamente più basso rispetto alle macchine industriali. Questo permette di fare ricorso massicciamente alla rigenerazione, la quale avviene solitamente in uno scambiatore a piastre, la cui geometria favorisce la convezione forzata, ottimizzando lo scambio termico, e, nel contempo, data anche la sua compattezza, non risulta particolarmente oneroso dal punto di vista economico. Le temperature massime del ciclo si attestano attualmente sui 900-950 °C, il che

implica l'utilizzo di leghe di nichel per la realizzazione della girante, ma non richiede l'impiego di costosi e complessi sistemi di raffreddamento analoghi a quelli delle grandi turbine. Il combustore non presenta sostanziali differenze rispetto a quelli impiegati sulle macchine industriali, facendo ricorso ad una combustione premiscelata, la quale permette di avere livelli molto bassi di inquinanti, circa un ordine di grandezza in meno rispetto ai motori a combustione interna, tanto che a valle dell'impianto non sono previsti sistemi di trattamento dei fumi, anche se si stanno studiando soluzioni del genere per ridurre ulteriormente l'emissione di sostanze nocive, in particolare di  $\text{NO}_x$ , dal momento che, visto il grande eccesso d'aria in cui avviene la combustione, CO e HC sono virtualmente assenti. L'alimentazione è generalmente a gas naturale o a GPL, anche se sono previste versioni funzionanti a biogas, che può essere utilizzato a patto che possieda un potere calorifico che rientri nel range di funzionamento previsto dalla singola macchina, e un tenore di idrogeno solforato inferiore a 400 ppm. In ogni caso è necessario che il combustibile sia disponibile ad una pressione sufficiente all'iniezione diretta in camera di combustione, ossia circa 2 bar in più della pressione presente nella camera stessa; considerando che quest'ultima oscilla tra i 3,5 e i 5,5 bar, la rete deve fornire gas a 5-7 bar. Nel caso in cui tale pressione non fosse disponibile, alcuni package prevedono già al loro interno un compressore per il gas. Un'altra caratteristica che differenzia le microturbine dalle turbine tradizionali, è la velocità di rotazione; quest'ultima risulta infatti molto elevata, tra i 70000 e i 120000 giri al minuto e, soprattutto variabile. Ciò permette di avere una maggiore flessibilità di funzionamento, riducendo notevolmente le penalizzazioni di rendimento che affliggono le turbine ai carichi parziali, aspetto assai importante in un'ottica cogenerativa, dove spesso l'impianto si trova a dover inseguire la richiesta energetica. La possibilità di operare in questa maniera è data da un particolare sistema di power conditioning che utilizza strumenti propri dell'elettronica di potenza; esso permette di produrre l'energia elettrica ad alta frequenza con un generatore a magneti permanenti (3000 Hz AC), di convertirla in DC a 500-600V in un raddrizzatore statico e quindi portarla a 50Hz trifase 400V in un inverter statico [1].

Il recupero termico avviene sfruttando il calore residuo dei fumi, che si trovano a temperature comprese tra i 250 e i 300°C e vengono raffreddati in uno scambiatore a piastre fin sotto i 100°C, permettendo la produzione di acqua calda a 70-90°C.

I costi di impianto dipendono anche in questo caso dalla taglia, risultando minori per macchine più grandi; allo stato attuale essi oscillano tra i 1000 e i 1500 €/kW. Per quanto riguarda la manutenzione ordinaria, consistente in pulizia della macchina e eventuale cambio dell'olio lubrificante, esse viene effettuata in media ogni 8000 ore di funzionamento, permettendo un fattore di utilizzo della macchina che oscilla a seconda dei costruttori tra il 70 e il 90%. La vita utile delle microturbine è stimata attorno alle 80000 ore ed è spesso determinata dallo scambiatore rigenerativo, soggetto a notevoli stress termici. Ogni 30000 ore solitamente è necessaria la sostituzione del combustore.

Vista la taglia degli impianti si è già detto che essi non sono adatti alla micro-cogenerazione domestica, bensì improntati alla cogenerazione in ambito civile, servendo strutture come ospedali, centri sportivi, alberghi, aeroporti, università, centri commerciali.

#### 1.2.4 ORC e Micro cicli Rankine

Gli impianti ORC (*Organic Rankine Cycle*) funzionano secondo un classico ciclo Rankine, con la differenza che il fluido impiegato, invece di essere l'acqua, è un fluido organico ad elevata massa molecolare, che permette quindi, a parità di lavoro massico, di ridurre le dimensioni e la velocità di rotazione della macchina, consentendo una connessione diretta con l'alternatore. Inoltre i fluidi organici impiegati sono *fluidi secchi*, con pendenza positiva della curva di vapore saturo, caratteristica che permette di evitare la presenza di condensa in turbina a fine espansione, preservando la macchina dall'erosione. La scelta di un fluido piuttosto che di un altro, e, di conseguenza, delle caratteristiche dell'espansore, è poi legata alla temperatura della sorgente di calore. Generalmente si tratta di impianti che impiegano il calore di scarto di motori primi, oppure quello fornito dalla combustione di biomassa solida, o ancora quello estratto da fonti geotermiche. L'energia è trasferita, ad una temperatura di circa 300 °C, utilizzando come vettore acqua o olio diatermico; quest'ultimo permette di evitare l'impiego di caldaie pressurizzate, necessarie invece in caso si utilizzi l'acqua. Per quanto riguarda invece il fluido di raffreddamento del condensatore, non essendoci problemi di evaporazione, si impiega esclusivamente acqua; l'energia termica messa a disposizione dell'utenza è quindi acqua ad una temperatura variabile tra i 60 °C e i 90 °C.

Le soluzioni che offre il mercato sono diverse; i principali costruttori a livello mondiale sono sostanzialmente 4: le statunitensi Infinite Turbine, Ormat e Utc e l'italiana Turboden, con sede a Brescia. La potenza elettrica prodotta è assai variabile tra i vari impianti, spaziando dagli 0.2 kW a oltre 10 MW. Tralasciando gli impianti più grandi, andiamo a citare quelli che possono rivestire interessi in chiave micro-cogenerazione: la Ormat commercializza sistemi per la cogenerazione in zone isolate, alimentati a metano, gpl, kerosene o gasolio, con un output elettrico variabile da 0.2 kW a 4.5 kW. Salendo con le dimensioni, la Infinite Turbine produce un'unità da 30 kW, la IT30, che però, ad essere rigorosi, è troppo grossa per rientrare nella definizione di micro-cogenerazione, pur rimanendo interessante nel caso di utenze civili di dimensioni maggiori rispetto ad un'abitazione, come alberghi, piscine, università, grandi uffici, andando a porsi in diretta concorrenza con le micro-turbine.

Per quanto riguarda i combustibili, gli impianti venduti sono di solito separati e indipendenti dalla fonte di calore, che può essere quindi di qualsiasi genere, a patto che sia in grado di fornire la potenza adeguata a far funzionare l'impianto. Dal punto di vista dei costi di impianto e di gestione, essi, come per tutte le soluzioni analizzate in precedenza, sono decrescenti man mano che aumenta la

taglia dell'impianto. In ogni caso, il costo del solo turbogeneratore dovrebbe oscillare tra i 900 e i 1600 €/kW, e si stima che, comprendendo anche i collegamenti, le opere civili e la caldaia, esso diventi 4 volte superiore. Per quanto riguarda i costi di manutenzione, essi sono contenuti a circa 20 €/kW all'anno, a fronte di tempi di funzionamento che, secondo Turboden, possono superare le 8000 ore all'anno in presenza di un'utenza termica sufficiente.

I micro cicli Rankine sono basati sul medesimo ciclo di funzionamento degli ORC tradizionali, ma sono maggiormente improntati all'impiego in ambito domestico. Tra di essi rientra a pieno titolo il già citato impianto ORC della Ormat, ma ci sono altre aziende a contendersi questo mercato. La Cogen Microsystems, azienda con sede in Australia, dovrebbe lanciare a breve due modelli destinati all'utenza domestica e commerciale, di taglia pari, rispettivamente, a 2.5 kW e 10 kW. Il gruppo inglese Energetix group commercializza dal 2009 il modulo Genlec. La Otag GmbH & Co infine, propone dal 2006 il Lion, da 2.6 kW elettrici.

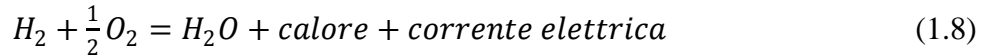
Tutti questi impianti, basati sui principi di funzionamento delle classiche caldaie domestiche, funzionano a gas naturale, garantendo un fattore di utilizzo del combustibile che si aggira attorno al 90%.

Non sono ad oggi reperibili dati riguardo i costi di impianto e manutenzione.

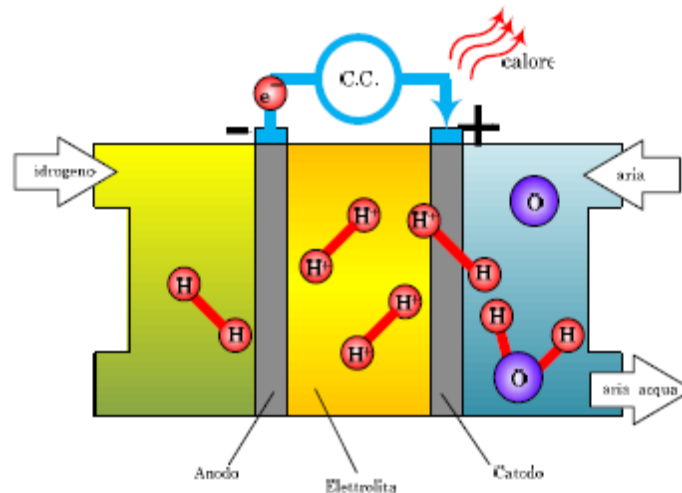
### 1.2.5 Fuel cells

Gli impianti basati sull'impiego delle *fuel cells* sono quelli che maggiormente si differenziano all'interno del panorama della cogenerazione; essi infatti non producono energia meccanica, ma direttamente energia elettrica, non presentando quindi parti in movimento. Inoltre si tratta di una tecnologia modulare, con possibilità di costruire impianti di taglia variabile da 500 W a 10 MW senza significative variazioni di rendimento, e mantenendo in ogni caso un'ottima gestione del carico e ridotti costi di esercizio. La densità di potenza risulta certamente inferiore rispetto ad altre tipologie di impianti, ma questo non costituisce un problema eccessivo nel caso di applicazioni stazionarie.

Sviluppate a partire dagli esperimenti del fisico Groove, trovano le prime applicazioni pratiche grazie a Francis T. Bacon, che nel 1959 realizza prima una saldatrice, poi un trattore, alimentati da *fuel cells*; in seguito esse saranno utilizzate per fornire energia alle navicelle spaziali delle missioni Gemini e Apollo, nonché dello Space Shuttle. Il principio di funzionamento è analogo a quello di una pila *redox*, con la differenza che i reagenti non si trovano all'interno della cella, ma in appositi serbatoi esterni, ragion per cui, a patto di garantirne l'alimentazione, essa non si esaurisce mai. La reazione di ossidoriduzione, su cui si basa il funzionamento, e che genera un flusso di corrente continua convogliabile su un carico esterno, è data dalle due semireazioni di ossidazione dell'idrogeno e riduzione dell'ossigeno, riassumibile in un'unica formula come [10]:



L'alimentazione dell'idrogeno è nella regione anodica, mentre l'aria affluisce al catodo, presso il quale si trova anche l'acqua prodotta dalla reazione. Al fine di avere un flusso di corrente sufficiente, la cella si compone di svariati moduli, ciascuno dei quali può essere schematizzato come in Figura 1.5, collegati in parallelo a formare quello che prende il nome di *stack*.



**Figura 1.5** Schematizzazione della reazione chimica operata all'interno delle fuel cells.

L'utilizzo di combustibili diversi dall'idrogeno presenta notevoli difficoltà a causa dell'elevata energia di attivazione necessaria. E proprio la necessità di funzionare ad idrogeno, insieme ai costi ancora troppo elevati a causa della produzione laboriosa e limitata, è uno dei limiti alla diffusione di tale tecnologia; l'idrogeno infatti non è propriamente una fonte energetica, quanto piuttosto un vettore, dal momento che, non essendo presente in forma libera sulla terra, deve essere prodotto attraverso reazioni chimiche che assorbono energia. Inoltre lo stoccaggio dell'idrogeno risulta critico a causa della sua bassa densità di energia per unità di volume, ragion per cui è necessario che venga immagazzinato in serbatoi ad altissima pressione, attualmente fino a 70 MPa, ridotto allo stato liquido alla temperatura di 20 K, o confinato all'interno di *spugne di idruri*.

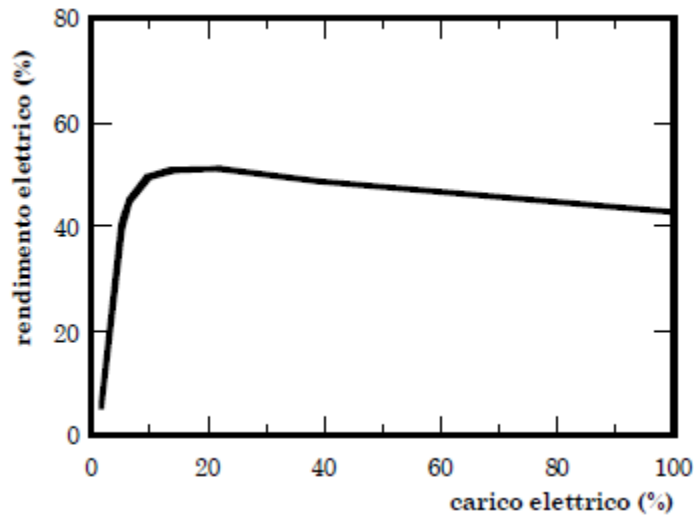
Le tipologie di *fuel cells* attualmente sviluppate sono sostanzialmente due: quelle a *membrana a scambio protonico*, e quelle ad *ossido solido*. La prima, altrimenti nota come *PEM*, opera a bassa temperatura, in quanto necessita di acqua allo stato liquido per il funzionamento. Il catalizzatore è costituito da un elettrodo di platino, particolarmente sensibile all'avvelenamento da monossido di carbonio, la cui concentrazione massima tollerata è di 1 ppm. La seconda tipologia di pila (*SOFC*, *Solid Oxide Fuel Cell*) opera a temperature molto elevate, tra 800°C e 1000°C, garantendo un *reforming* interno che rende possibile l'alimentazione con idrocarburi e, in parte, anche con monossido di

carbonio, in luogo dell'idrogeno puro. Le *SOFc* sono realizzate in materiali ceramici e risultano dunque assai fragili: questa caratteristica, unita ai lunghi tempi di avviamento, che si aggirano sulle 8 ore, le rendono adatte per usi stazionari e continui come la generazione di elettricità, eventualmente in un ciclo combinato che recuperi la notevole quantità di calore disponibile a seguito dell'alta temperatura di funzionamento delle celle stesse. Esistono anche altri tipi di celle, come le *PAFC* e le *MCFC*, rispettivamente ad acido fosforico e a carbonati fusi, ma sembrano meno interessanti a livello industriale rispetto quelle citate in precedenza, tanto che, come si vedrà più avanti, sono molti meno gli esempi di progetti basati su questo tipo di *fuel cells*. Le celle alcaline (*AFC*) infine, in passato utilizzate per le citate applicazioni spaziali, non sembrano attualmente una strada interessante per via della scarsa tolleranza all'anidride carbonica [8].

Dal punto di vista energetico, le celle presentano rendimenti piuttosto alti, compresi tra il 40% e il 50% nel caso di alimentazione a idrogeno, coi valori più alti riferiti alle celle ad alta temperatura. Qualora il combustibile fosse di natura differente e fosse necessario uno stadio di reforming, i rendimenti calerebbero, attestandosi tra il 30% e il 35%. In ogni caso, uno dei punti di maggior forza delle celle a combustibile risiede nella capacità di mantenere il proprio rendimento su un ampio range di potenza erogata, come si può notare in Figura 1.6, caratteristica che permette un eccellente funzionamento *load following*. Per quanto riguarda il calore messo a disposizione della cogenerazione, esso è fornito integralmente dal sistema di raffreddamento della cella, ragion per cui la temperatura a cui esso è reso disponibile è strettamente legata a quella di funzionamento della cella stessa, a sua volta dipendente dalla tecnologia impiegata, che va quindi a determinare anche il campo di impiego. Una cella *PEMFC* con temperature di esercizio tra i 60°C e i 110°C sarà infatti in grado di produrre unicamente acqua calda per uso sanitario o domestico; le *PAFC* che funzionano tra i 150°C e i 210°C permettono anche la produzione di vapore a bassa pressione; infine le *MCFC* e le *SOFc*, che presentano una temperatura di esercizio tra i 600°C e i 900°C, sono in grado di fornire calore pregiato ad alta temperatura, per la produzione di vapore oltre i 10 bar, risultando dunque adatte a servire utenze industriali; a dire il vero gli impianti basati su celle ad alta temperatura sono solitamente di taglia elevata e rivestono dunque importanza marginale se si parla di micro-cogenerazione.

Sebbene si tratti di una tecnologia non del tutto matura, e tuttora affetta da problemi che rendono difficile la penetrazione sul mercato, i package cogenerativi basati sulle *fuel cells*, anche di taglia piccola, adatti a servire utenze domestiche e commerciali sono abbastanza numerosi. La maggior parte utilizza celle di tipo *PEMFC* per costruire sistemi di potenza ridotta, generalmente attorno ai 5 kW; citiamo, tra le aziende che si avvalgono di questa tipologia di celle, la Baxi, molto attiva nel campo della cogenerazione, in quanto, oltre alle già citate unità basate su motore a combustione interna e motore Stirling, offre anche un gruppo da 1 kW, denominato Gamma 1.0, con tecnologia *fuel cell*, la Ballard, canadese, la UTC Fuel Cell, la Hydrogenics, la Hydra Fuel Cell, la Plug Power, la AltErgy, americane, la Nuvera Fuel Cell, a capitale misto italo

statunitense, l'italiana Electro Power Sytem, la Exergy, italo-svedese, e la francese Helion.



**Figura 1.6** Rendimento elettrico di una fuel cell al variare del carico.

Numerose sono anche le applicazioni delle celle *SOFC*, sia a geometria planare che tubolare. In questo caso il panorama degli impianti sviluppati o in fase di studio, è più vario, in quanto, oltre a installazioni adatte alla micro-generazione, come l'impianto RP-2 da 2 kW della Fuel Cell Energy (Canada), troviamo alcuni package che integrano la tecnologia delle *fuel cells* con le micro-turbine, per ottenere potenze elettriche dell'ordine delle centinaia di kilowatt; questa strada è battuta dalla Rolls Royce Fuel Cell Systems, il cui sistema IP-SOFC integra una micro-turbina da 200 kW con un SOFC da 800 kW, e dalla Zteck Corporation (USA), che commercializza un package con cella *SOFC* da 200 kW accoppiato a una micro-turbina. Vi sono poi produttori che propongono impianti basati solo sulle *fuel cells* ma con taglia superiore, come Siemens-Westinghouse, leader mondiale nella produzione di celle a geometria tubolare, che produce sistemi da 100 kW, 250 kW e 1 MW, e Ceramic Fuel Cell, australiana, che sta studiando da anni sistemi a geometria planare alimentati da bio-combustibile, gpl, idrocarburi. Meno numerose sono invece le aziende che hanno scelto di sviluppare tipologie diverse da quelle appena citate; in ogni caso si tratta di progetti di interesse marginale se visti nell'ottica della micro-generazione, in particolare domestica, in quanto si tratta di impianti che si collocano nella fascia di potenza che va da 100kW in su. Per completezza citiamo Ansaldo Fuel Cell e Fuel Cell Energy, con prodotti basati sulle celle di tipo *MCFC*, e Fuji Electric Company, Mitsubishi Electric Corporation, HydroGen, UTC Power, i quali propongono impianti con celle *PAFC*. Come già detto, i sistemi a *fuel cell* sono lontani dalla maturità industriale; l'affidabilità non è ancora garantita e, rispetto alle tecnologie concorrenti, i costi di installazione risultano elevati; essi variano notevolmente con la tecnologia impiegata e non sono comunque mai inferiori ai 2000 €/kW, arrivando fino ad oltre 4000 €/kW nel caso di impianti di potenza contenuta (Tabella 1.6).

Caratteristiche e prestazioni	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Tipo di FC	PAFC	PEMFC	PEMFC	MCFC	MCFC	SOFC
P.el. nominale (kW)	200	10	200	250	2000	100
Costi delle attrezzature (euro/kW)						
Impianto	2850	3450	2200	3200	1800	2100
Interruttori di rete	75	185	75	75	10	90
Materiali e mano d'opera	200	75	200	210	170	185
Altri costi (euro/kW)						
Gestione del progetto	90	210	90	80	60	125
Ingegnerizzazione	40	65	40	45	20	55
Varie	75	65	75	70	40	35
Costo di installazione (euro/kw)	3330	4050	2680	3680	2100	2590

**Tabella 1.6 Costi di installazione di vari impianti fuel cells.**

Un discorso analogo può essere fatto per quanto riguarda i costi di manutenzione che, nella Tabella 1.7, sono stimati sulla base di un utilizzo pari a 8000 ore annue; per quanto riguarda la vita utile essa dipende dalle caratteristiche delle celle ed è fornita direttamente dal costruttore.

Caratteristiche e prestazioni	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Tipo di FC	PAFC	PEMFC	PEMFC	MCFC	MCFC	SOFC
P.el. nominale (kW)	200	10	200	250	2000	100
Costi di gestione (euro/kWh)						
Costi variabili di servizi	0.0064	0.0090	0.0064	0.0053	0.0040	0.0075
Costi variabili di consumo	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Costi fissi per 8000 ore/anno	0.0006	0.0017	0.0006	0.0004	0.0002	0.0010
Ricambio stack	0.0143	0.0139	0.0098	0.0259	0.0204	0.0093
Vita dell stack (anni)	5	4	4	4	4	8
Coefficiente di recupero	30%	50%	35%	30%	20%	20%
Totale Costi generici e gestione	0.0215	0.0247	0.0169	0.0318	0.0247	0.0179

**Tabella 1.7 Costi di gestione di impianti fuel cells.**

### 1.2.6 Sistemi Termofotovoltaici TPV

Un breve accenno meritano anche gli impianti termo fotovoltaici, detti in breve *TPV (Thermo Photo Voltaic)*, i quali sfruttano la radiazione infrarossa prodotta da un corpo ad alta temperatura riscaldato da un bruciatore, per generare corrente elettrica grazie a delle celle, generalmente di antimonio, silicio o gallio. I sistemi *TPV* possono essere distinti in sistemi a combustione esterna ed interna; mentre nei primi la combustione avviene in una camera chiusa, coi fumi che vengono scaricati all'esterno senza avere contatti con le celle fotovoltaiche, nei secondi la zona di combustione è confinata da una matrice porosa, la quale si scalda, oltre che per l'irraggiamento, anche per lo scambio termico convettivo coi fumi; questo fa sì che i fumi lambiscano le celle, ragion per cui questo tipo di impianti necessita l'utilizzo di combustibili gassosi di qualità medio alta. Gli impianti a combustione esterna invece, non presentando problemi di sporco permettono una flessibilità pressoché totale per quanto riguarda



l'alimentazione: essi possono funzionare anche con syngas, biomassa legnosa, oli combustibili, oppure sfruttare sorgenti di calore differenti, come concentratori solari o calore di scarto di processi industriali.

Gli impianti sono sempre costruiti secondo la logica di soddisfare il fabbisogno termico, con l'energia elettrica vista come prodotto secondario del processo; in ogni caso va detto che tutto il calore assorbito dalle celle fotovoltaiche ma non impiegato da queste ultime per la generazione di elettricità, viene recuperato tramite il sistema di raffreddamento delle celle stesse o grazie alla riflessione di un filtro ottico; in questa maniera, a fronte di un rendimento elettrico molto ridotto, prossimo al 10%, si può raggiungere un fattore di utilizzo del combustibile molto alto, fino al 100% nel caso in cui si impieghino dispositivi a condensazione sullo scarico dei fumi.

I sistemi *TPV* si prestano particolarmente al settore della micro-cogenerazione domestica, per via della versatilità di combustibili, della silenziosità e della scarsa necessità di manutenzione, legata all'assenza di parti in movimento, e al giusto rapporto tra produzione elettrica e termica. Inoltre essi hanno costi piuttosto contenuti e concorrenziali con le tecnologie di cogenerazione su piccolissima scala (vedi Tabella 1.8).

Attualmente le possibilità offerte dal mercato non sono molte, e i prodotti sono ben lontani dal potersi ritenere industrialmente affermati. Tra le aziende attive nello sviluppo dei *TPV* citiamo l'americana JX-Crystal Inc., il Paul Scherrer Institute, e il CANMET Energy Technology Centre.

Modello	$P_e$	$P_t$	$\eta_e$	$\eta_{\text{cog}}$	Costo	
Midnight Sun	100 W	7.3 kW	1.37 %	n.d	n.d	n.d.
JX Crystal <sup>1</sup>	1.5 kW	12.2 kW	12.3 %	n.d	5250 €	3500 €/kW
JX Crystal <sup>2</sup>	550 W	5.6 kW	9.6 %	75 %	800 €	1800 €/kW
Paul Scherrer Inst. <sup>2</sup>	200 W	20 kW	1.00 %	n.d	590 €	2950 €/kW

<sup>1</sup>Costo riferito al sistema complessivo caldaia + sistema TPV (senza inverter)

<sup>2</sup>Costo riferito al solo sistema TPV (senza inverter)

**Tabella 1.8** Caratteristiche e costi di alcuni impianti TPV.

### 1.3 Situazione italiana: legislazione.

L'analisi del quadro normativo è un passaggio fondamentale per comprendere quali possano essere le prospettive di sviluppo degli impianti di cogenerazione; la presenza incentivi, la semplicità delle pratiche burocratiche, influenzano notevolmente le possibilità di successo dei gruppi di micro cogenerazione domestica, tanto che, allo stato attuale, molti gruppi si stanno concentrando sul lancio di questi prodotti in mercati favorevoli dal punto di vista legislativo, adattando le caratteristiche delle proprie unità in modo da farle sposare nella maniera più efficace possibile con quelli che sono i vincoli imposti dalle normative. Premesso questo, andiamo a cercare di fare una valutazione della situazione italiana attuale, tenendo conto che comunque si tratta di un quadro in

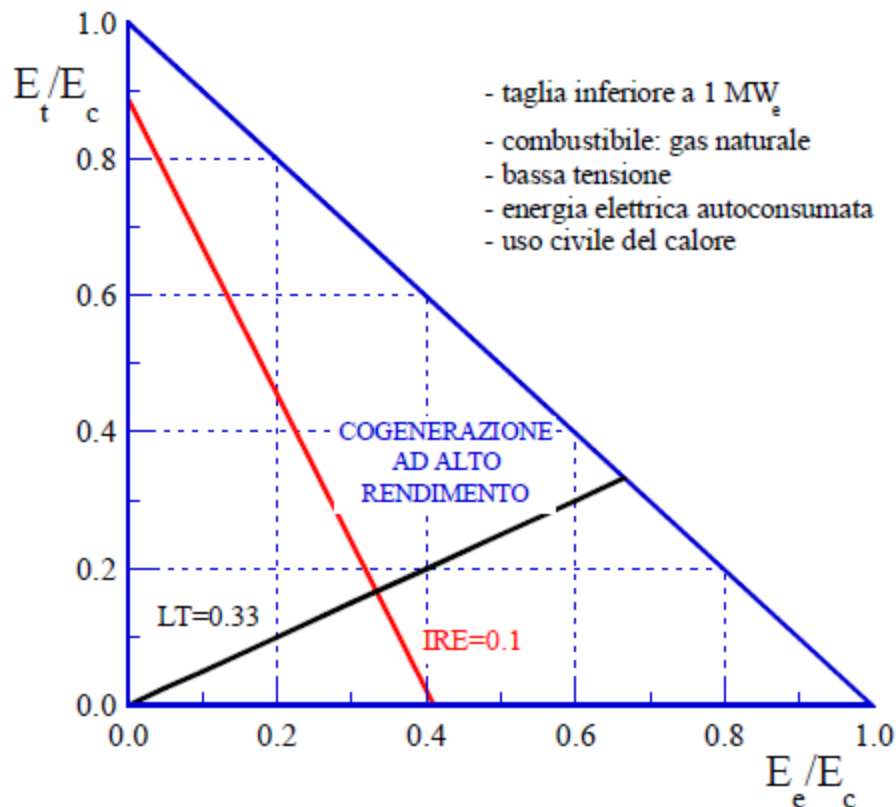
rapida evoluzione, soggetto a frequenti cambiamenti, in un'ottica globale di risparmio energetico e riduzione degli inquinanti; per questo motivo risulta abbastanza difficile delineare una situazione chiara e tantomeno definitiva. Le normative di riferimento per quanto riguarda il campo della cogenerazione sono quelle inerenti la liberalizzazione del mercato del gas e dell'elettricità, vale a dire il decreto legislativo n. 79 del 16 marzo 1999, e il decreto legislativo n. 164 del 23 maggio 2000, che prevedono una serie di incentivi per quegli impianti che rispettino i limiti imposti dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas in termini di risparmio di combustibile e di produzione termica, con le delibere n. 42/02 del 19 marzo 2002, n. 296/05 del 29 dicembre 2005, n. 307/07 del 6 dicembre 2007 e, infine, con la delibera n. ARG/ELT 145/08 del 2 ottobre 2008. La delibera 42/02, e i successivi aggiornamenti, impongono all'impianto di cogenerazione una quantità minima di calore prodotto e un certo risparmio di energia primaria, quantificabili rispettivamente attraverso il *Limite Termico (LT)* e l'*Indice di Risparmio Energetico (IRE)*. Di quest'ultimo si è già ampiamente discusso nel paragrafo 1.1.2; per quanto riguarda l'*LT*, esso è definito in questa maniera:

$$LT = \frac{E_t}{E_e + E_t} \quad (1.9)$$

con  $E_t$  e  $E_e$  che rappresentano rispettivamente il quantitativo di energia termica prodotta e quello di energia elettrica al netto degli assorbimenti degli ausiliari; si tratta in pratica di un indice che quantifica la percentuale di energia termica prodotta rispetto al totale. I valori limite di *IRE* e *LT*, nonché dei rendimenti termico ed elettrico (vedi 1.1.2) sono sanciti dalla 42/02, aggiornata sulla base di quanto riportato nelle delibere 296/05 e 307/07 che definiscono i parametri di riferimento in vigore fino al 31 dicembre 2009; essi dipendono dalla taglia dell'impianto, dal combustibile utilizzato e dal fatto che l'utenza termica sia civile o industriale.

Per quanto riguarda le macchine con un output elettrico in media tensione inferiore ad 1 MW, alimentazione a gas naturale, e utenza termica civile, ambito in cui rientrano tutti i gruppi di micro cogenerazione, i limiti legislativi per avvalersi della certificazione di impianto di *cogenerazione ad alto rendimento*, e quindi per godere degli incentivi, sono riportati graficamente in Figura 1.7

I vantaggi previsti dalle citate delibere sono però in gran parte poco interessanti su scala domestica: si tratta infatti di una serie di agevolazioni che mirano a favorire i produttori di energia elettrica che decidono di avvalersi di impianti di cogenerazione, come la possibilità di ottenere *Certificati Bianchi* o *Certificati Verdi*, o l'esenzione dall'obbligo di immettere una quota di energia prodotta da fonti rinnovabili. Discorso differente per la possibilità di accedere allo scambio sul posto, pratica che prevede appunto lo scambio di energia elettrica con la rete, a cui viene ceduta la produzione nel caso in cui vi sia un surplus rispetto al carico dell'utilizzatore, e da cui si preleva l'energia necessaria quando quella autoprodotta risulta insufficiente.



**Figura 1.7 Valori limite per rientrare nella dicitura Cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa vigente.**

Lo scambio sul posto è applicabile su impianti fino a 200 kW ed è regolamentato dalla deliberazione n. ARG/ELT 74/08 del 3 giugno 2008 dell'Autorità per l'energia elettrica ed il gas; esso risulta di notevole interesse anche per le piccolissime unità di cogenerazione domestica, in quanto permette di valorizzare la produzione elettrica quandanche essa fosse superiore a quanto richiesto dall'utenza. Il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 prevede inoltre una semplificazione delle procedure burocratiche per la costruzione e la gestione di impianti di cogenerazione, con particolare riferimento alla micro-cogenerazione domestica; da notare che quest'articolo non è stato ad oggi ancora attuato. Interessanti, e particolarmente vantaggiose per le utenze civili, risultano le agevolazioni fiscali sull'acquisto dei combustibili destinati ad impianti di cogenerazione (Decreto Legislativo n. 504/95 e s.m.i). In Italia la fiscalità dei combustibili è molto variabile, come si può notare dalla Figura 1.8. Un impianto di cogenerazione, producendo appunto energia elettrica, oltre che termica, può avvalersi quindi delle tariffe riservate alla generazione elettrica, fino ad un massimo di 0,25 m<sup>3</sup> di gas naturale ogni kWh<sub>e</sub> prodotto, che è il consumo specifico degli impianti di produzione di energia elettrica stabilito nel 1998 dalla delibera AEEG 16/98. Inoltre, l'IVA sull'accisa è del 20% per le utenze civili, solo del 10% per la generazione elettrica. Questo fa sì che i vantaggi economici di un utilizzatore civile siano, per ogni kWh prodotto,

maggiori anche di un ordine di grandezza rispetto a quelli conseguibili da un utenza industriale. Bisogna però sottolineare che il passaggio alla fiscalità di generazione prevede una serie di adempimenti quali l'apertura dell'officina elettrica, la presenza di una stazione di misura controllata e sigillata dall'ufficio tecnico di finanza (UTF), di un registro da aggiornare giornalmente e sottoposto a tantum vidimazione e il pagamento di una cauzione e dell'imposta erariale per l'energia consumata. Tutto questo comporta dei costi crescenti al calare della taglia dell'impianto, penalizzando in maniera esagerata gli impianti di micro cogenerazione. Per impianti sotto i 100kW esiste una procedura semplificata che prevede il pagamento anticipato di una cifra forfettaria, evitando quindi la necessità della stazione di misura e del registro. Infine l'energia prodotta da unità con meno di un kW non è sottoposta ad alcun'accisa (art. 52 D.Lgs. 504/95); si perde però anche la possibilità di accedere alla fiscalità agevolata sull'acquisto del combustibile, con una notevole penalizzazione delle utenze civili.

E' interessante sottolineare che, nel caso in cui il calore venga utilizzato in un frigorifero ad assorbimento, andando a costituire un impianto di rigenerazione, non è previsto il passaggio da accisa civile a industriale, come stabilito dall'Agenzia delle Dogane a seguito di un interpello del 2008.

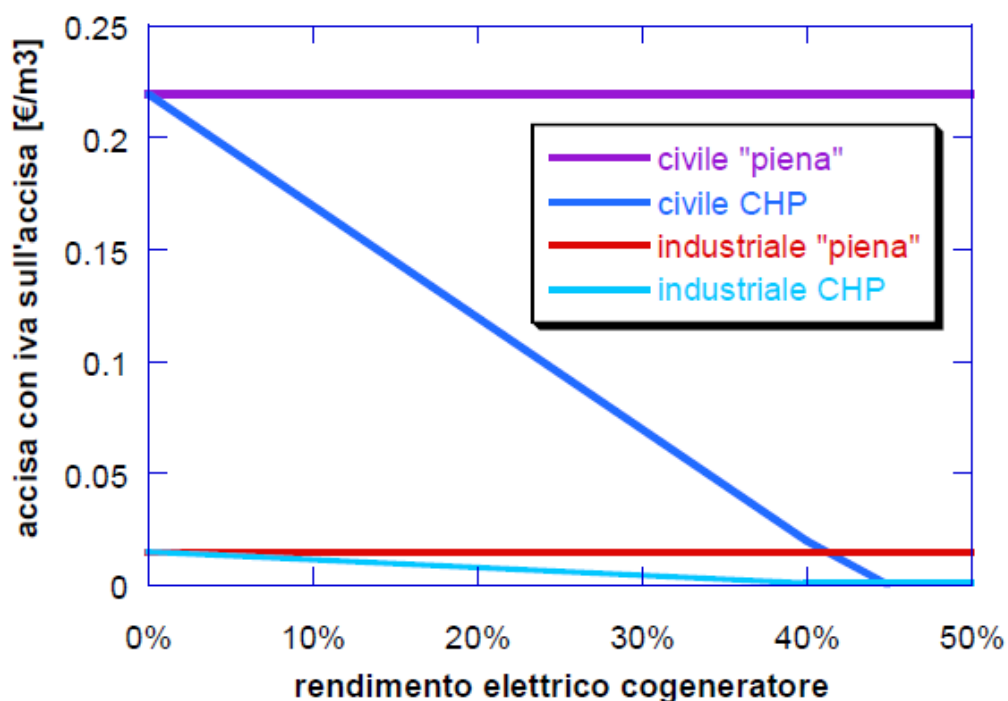


Figura 1.8 Andamento dell'accisa sul gas naturale, comprensiva di IVA, al variare del tipo di utenza e del rendimento dell'impianto.

Guardando all'immediato futuro non sono previsti cambiamenti radicali; il decreto legislativo 20/07, attuazione della direttiva europea n. 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004, sulla promozione della "cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia", prevede una ridefinizione dei

parametri per la qualifica di *cogenerazione ad alto rendimento* a partire dal 1 gennaio 2011. In particolare, scompare il LT, sostituito dal concetto di *elettricità da cogenerazione*, che non coincide necessariamente con la produzione elettrica totale dell'impianto, ma va valutata in base alla tecnologia cogenerativa e al rendimento di primo principio dell'impianto, secondo criteri stabiliti dalla normativa. L'indice *IRE* viene invece soppiantato dal *PES* (*Primary Energy Saving*); il significato dei due indici è del tutto analogo e la differenza sta unicamente nel fatto che nel *PES* rientra l'*elettricità da cogenerazione* in luogo dell'energia elettrica prodotta. Da sottolineare che, rispetto alla 42/02, nella decisione 2007/74/CE, i cui contenuti peraltro non sono stati ripresi dal decreto legislativo 20/07, non rientra più la taglia dell'impianto nella definizione del rendimento elettrico di riferimento da inserire nel calcolo del *PES*; questo penalizza le unità cogenerative di piccola taglia, che si trovano a dover determinare l'indice di risparmio energetico rispetto a grandi impianti con rendimenti certamente superiori. Concettualmente si tratta di una procedura corretta, in quanto l'alternativa alla produzione elettrica in cogenerazione resta sempre l'acquisto di energia prodotta nei suddetti impianti di grossa taglia, ragion per cui il risparmio di energia primaria va valutato prendendo questi ultimi come riferimento.

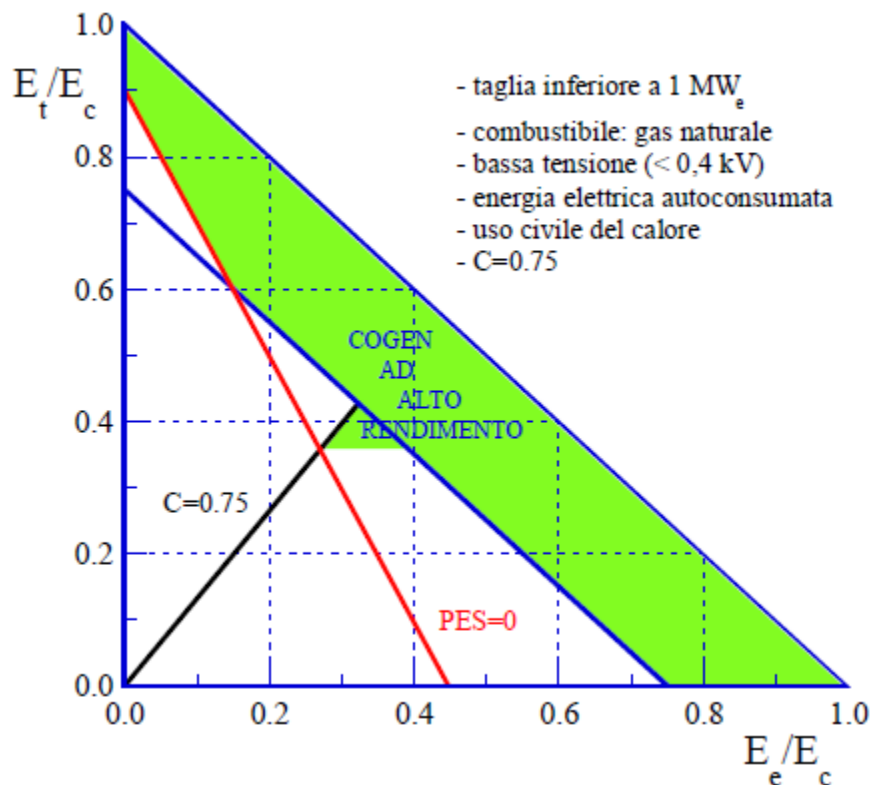


Figura 1.9 Valori limite per rientrare nella dicitura Cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa in corso di applicazione.

Altri fattori sono invece a vantaggio degli impianti di piccola taglia: un *PES* minimo più basso, condizioni favorevoli per il calcolo dell'*elettricità da cogenerazione* e valori del coefficiente *p*, indicativo delle perdite elettriche sulla rete, che incentivano l'autoconsumo in bassa tensione. Per quanto riguarda il rendimento termico di riferimento, esso dipende invece dal tipo di combustibile utilizzato e dall'uso che viene fatto del calore dei fumi, che può essere impiegato direttamente oppure sfruttato per la produzione di acqua calda o vapore. Si riportano in Figura 1.9 i limiti per rientrare nella dicitura *cogenerazione ad alto rendimento* secondo il quadro normativo appena descritto.

## 1.4 Il progetto PIACE

Il progetto PIACE racchiude al suo interno una serie di attività di ricerca nell'ambito della cogenerazione e delle energie alternative; a esso fa capo all'azienda Riello, leader nella produzione di sistemi di riscaldamento, ma coinvolge altri partner, tra cui il Politecnico di Milano, l'università di Padova e il CNR, la multi utility Enia/Iride, ciascuno dei quali attivo nell'analisi e nello sviluppo di particolari aspetti. Come anticipato, il progetto PIACE risulta molto articolato, con lo sviluppo parallelo di numerose soluzioni energetiche, tra cui integrazione dell'energia eolica, sistemi termo fotovoltaici, micro cicli Rankine, micro cogenerazione con motore a combustione interna. Quest'ultima, denominata AR3 nell'ambito del progetto stesso, sarà l'oggetto della nostra tesi, per cui, da ora in avanti, parlando di progetto PIACE, si farà riferimento sempre e solo al micro cogeneratore a combustione interna.

### 1.4.1 Caratteristiche tecniche

Entrando nel dettaglio del motore, si tratta di un monocilindrico quattro tempi a ciclo Otto alimentato a gas naturale, con possibilità di utilizzo del GPL previo adeguamento attraverso un apposito kit di modifica. La cilindrata di originariamente ipotizzata di 150 cm<sup>3</sup>, è stata poi maggiorata a 169 cm<sup>3</sup>, con alesaggio e corsa entrambi pari a 60 mm. Il regime di rotazione è costante, fissato sui 1800 giri al minuto. Il target in termini di potenza elettrica prodotta è di 1.5 kW, leggermente superiore rispetto a quella erogata dall'EcoWill della Honda, con cui si intende porsi in concorrenza diretta. Dal punto di vista costruttivo, il motore presenta l'albero motore, monolitico su bronzine, disposto verticalmente, con un paraolio sulla parte alta con funzione di paraschizzi. Il rapporto di compressione è pari a 12.5:1, e quello tra lunghezza di biella e manovella di 3.5. La testata è piatta con due valvole; la camera di combustione viene ricavata nel cielo del pistone. La distribuzione avviene grazie ad un sistema ad aste e bilancieri, con le valvole azionate da un albero a camme. Il corpo motore è in alluminio, vincolato alla struttura portante mediante un

sistema di sospensione che minimizzi le vibrazioni. L'alimentazione del combustibile è affidata ad una valvola a gas con regolatore di pressione e ad una valvola a farfalla motorizzata, mentre l'aria è aspirata attraverso una serie di camere dimensionate in modo da minimizzare il rumore, e di cui si parlerà assai diffusamente in seguito, passando poi in un collettore in plastica con sensori di pressione e temperatura, e filtro integrati. Allo scarico un catalizzatore a 3 vie con sonda lambda, un sistema di canalizzazione dei fumi verso il sistema EGR, e il sistema di silenziatori, anch'esso analizzato dettagliatamente nei capitoli successivi. Sempre disposto sulla linea di scarico, lo scambiatore che permette il recupero del calore dei gas combusti; una quota più ridotta di energia termica viene invece assorbita dall'olio lubrificante che raffredda la camicia del cilindro e l'alternatore. L'avviamento è affidato al generatore facente funzione di motore, ragion per cui il gruppo non può operare ad isola, ma solo se connesso alla rete elettrica. La coppia allo spunto dovrebbe essere attorno ai 17 Nm. L'alternatore è a magneti permanenti con efficienza paria 0.92 e un output elettrico di 150-250 V trifase. Infine, per quanto riguarda l'elettronica di controllo, raffreddata dall'aria di combustione, essa è unica per tutto il cogeneratore, e integra i segnali provenienti da una serie di sensori che misurano il numero di giri, la fase, con presa sull'albero a camme, la temperatura e la pressione dell'olio, e la pressione dell'aria nel collettore. Da segnalare che allo stato attuale è assente la predisposizione per l'attacco meccanico di un compressore che permetta la trigenerazione [23]. Dal punto di vista dell'impatto ambientale, i vincoli sono stringenti sia in termini di emissione di  $\text{NO}_x$  che di emissione sonora; per quanto riguarda i primi, la normativa, in corso di approvazione da parte della Commissione Europea, prevede che, per applicazioni cogenerative che utilizzano gas come combustibile, non si superino i 100 mg/kWh. Per quanto riguarda invece il rumore, l'utilizzo domestico dell'apparecchio implica che esso garantisca livelli di emissione sonora particolarmente bassi, inferiori ai 45 dB, concorrenziali con quelli di una caldaia tradizionale.

### 1.4.2 Inquadramento della nostra tesi all'interno del progetto

I primi studi svolti all'interno del dipartimento hanno avuto come oggetto la ricerca di una possibile configurazione che consentisse di ottenere delle buone prestazioni mantenendo comunque molto limitata la concentrazione di inquinanti allo scarico, e utilizzando come metro di paragone l'unità EcoWill, cioè l'unica proposta concorrenziale. La prima analisi ha riguardato la ricerca di una fasatura che consentisse di disporre della potenza meccanica necessaria, e quindi di una potenza elettrica, cercando nel contempo di abbattere gli ossidi di azoto prodotti, ipotizzando in questa fase preliminare un rapporto di miscela aria/combustibile prossimo allo stechiometrico e un ricircolo interno dei gas combusti: *EGR interno*. Sfruttando una fasatura "standard" i risultati ottenuti sono stati alquanto modesti, come mostrato in Figura 1.10 e Tabella 1.9.

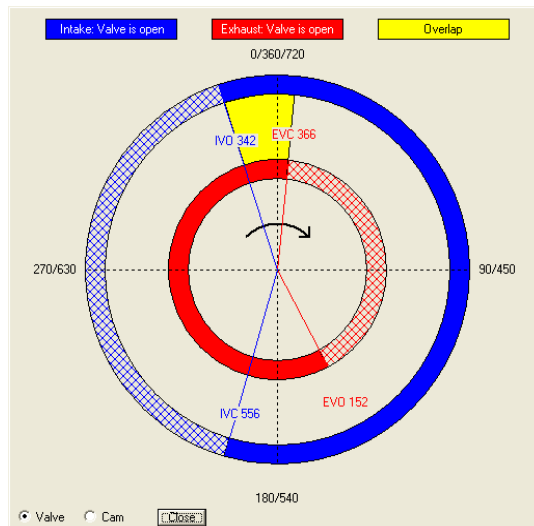


Figura 1.10. Fasatura “standard”

Riempimento volumetrico	84%
Potenza elettrica	2.05 kW
Potenza meccanica	2.45 kW
Rendimento elettrico	25 %
Emissioni NO <sub>x</sub> cilindro	900 ppm

Tabella 1.9. Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura “standard”.

È nata quindi la necessità di sondare lo spazio delle possibili fasature che consentissero di limitare le emissioni, pur limitando i consumi. In Figura 1.11 sono presenti le configurazioni testate al fine di rispettare gli obiettivi.

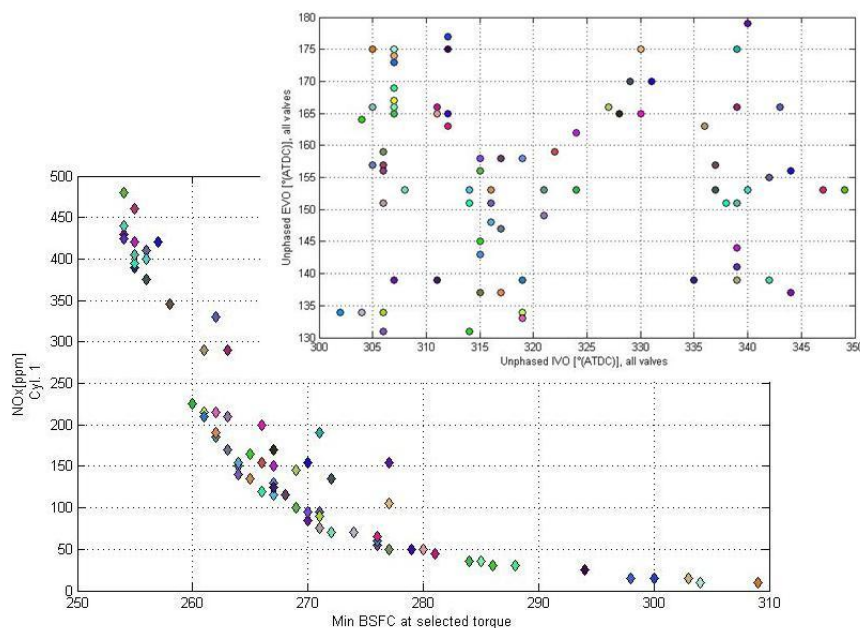
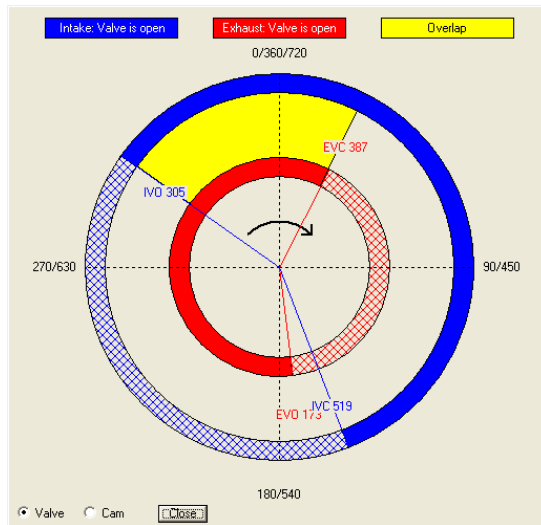


Figura 1.11. In alto: fasature testate; in basso: fronte di Pareto per gli obiettivi selezionati (NO<sub>x</sub> e minimo consumo specifico).



Si nota quindi come sia necessario utilizzare una fasatura con incrocio ampio, per permettere un alto grado di EGR. in Figura 1.12 è riportata la fasatura e in Tabella 1.10 vengono proposti i principali risultati ottenuti.



**Figura 1.12. Fasatura ad alto grado EGR interno.**

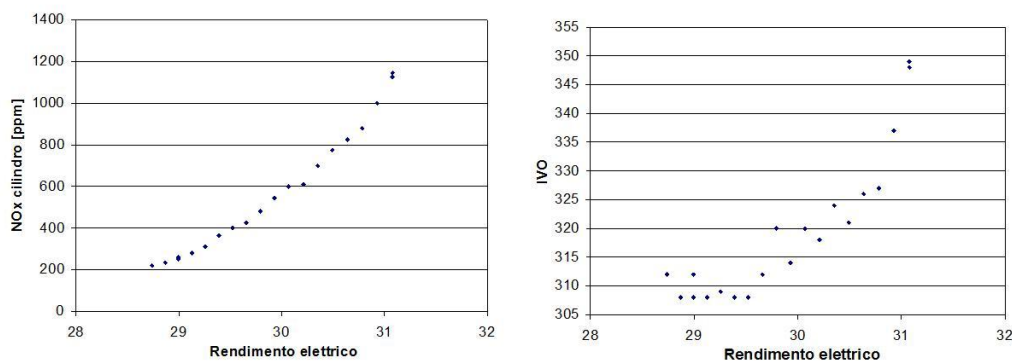
Riempimento volumetrico	50%
Potenza elettrica	1 kW
Potenza meccanica	1.2 kW
Rendimento elettrico	20 %
Emissioni NO <sub>x</sub> cilindro	50 ppm

**Tabella 1.10 Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura ad alto grado EGR interno.**

È evidente il miglioramento delle emissioni nocive, ridotte di due ordini di grandezza. Con questo studio è stato possibile iniziare la modellazione di un motore che consentisse di erogare una potenza elettrica di 1.5 kW a 1800 rpm. In Figura 1.13 è mostrato il fronte di Pareto del processo di ottimizzazione delle emissioni nocive di NO<sub>x</sub> e dell'angolo di apertura della valvola di aspirazione IVO entrambi in funzione del rendimento elettrico. Sfruttando quindi un valore di IVO pari a 312° è stato possibile ottenere i risultati presenti in Tabella 1. 12.

Riempimento volumetrico	66%
Potenza elettrica	1.5 kW
Potenza meccanica	1.8 kW
Rendimento elettrico	28-29% %
Emissioni NO <sub>x</sub> cilindro	500-600 ppm

**Tabella 1.11 Valori delle principali grandezze nel caso di fasatura ad alto grado EGR interno e IVO pari a 312°.**



**Figura 1.13 Fronte di Pareto: a sinistra NO<sub>x</sub> in funzione del rendimento elettrico; a destra IVO in funzione del rendimento elettrico.**

Si nota come questa nuova configurazione comporti uno scadimento delle prestazioni dal punto di vista degli inquinanti, in quanto anche se la potenza elettrica generata è conforme alle aspettative, le emissioni di ossidi azotati si attesta su valori decisamente alti. È stato quindi deciso di abbandonare la strategia di EGR interno, e di collocare invece un condotto di ricircolo dei gas combusti raffreddato con corpo farfallato.

Questa analisi preliminare delle potenzialità del sistema è stato il punto di partenza della nostra attività; in primo luogo riportiamo i dati relativi alla configurazione di partenza; essi sono riassunti nella Tabella 1. 12. Nell'immagine Figura 1.14 viene illustrato il modello monodimensionale originario, dal quale è stato portato avanti il nostro sviluppo. In questa fase iniziale del progetto le informazioni disponibili risultavano piuttosto limitate; oltre a quanto già descritto, sono stati messi a nostra disposizione alcuni disegni tridimensionali della testata (Figura 1.15) e delle valvole. Il lavoro da noi svolto nell'ambito del progetto si è concentrato inizialmente sulla definizione della fasatura; noti le leggi di alzata, si è proceduto ad una simulazione fluidodinamica monodimensionale con il programma Gasdyn, che ha permesso di stabilire gli istanti di apertura delle valvole in modo da rispettare i vincoli sulle emissioni di NO<sub>x</sub> e sulla potenza erogata. Essendo previsto un sistema di EGR esterno, si è fatto in modo che non vi fosse incrocio tra le leggi di alzata delle due valvole. Terminata questa prima fase si è passati allo studio del sistema di abbattimento del rumore, sia sull'aspirazione che sullo scarico; in questo caso il lavoro è stato portato avanti attraverso il programma OptimICE, opportunamente modificato da noi al fine di permettere un'ottimizzazione che avesse come obiettivo la minimizzazione del rumore. Una volta definito il layout di massima dei condotti di scarico e aspirazione, tenendo conto degli ingombri, si è passati all'ultima parte della nostra tesi, ossia il flussaggio numerico della testa del motore. A partire dalle superfici bagnate, sono state generate delle opportune griglie di calcolo con Gambit, per poi procedere al flussaggio vero e proprio con OpenFOAM<sup>®</sup> e al successivo post-processing dei risultati, che ha consentito di ricavare i coefficienti di efflusso delle valvole alle varie alzate.

Le tre macro sezioni in cui si è articolato il lavoro, saranno approfondite rispettivamente nei capitoli 4, 5 e 6.

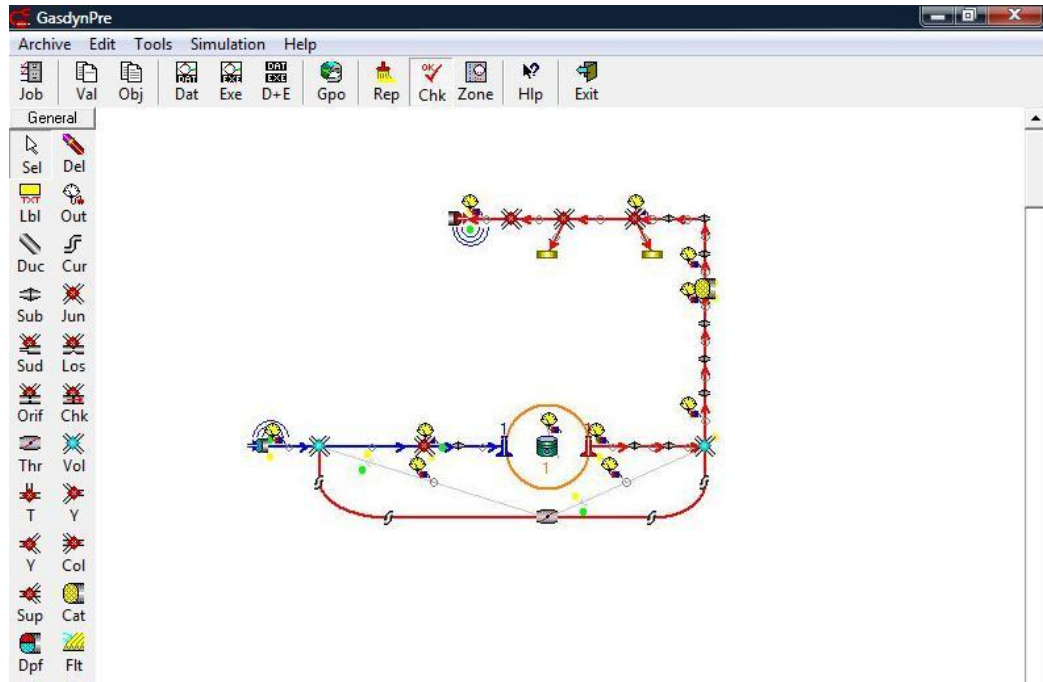


Figura 1.14. Schema monodimensionale del modello originale.

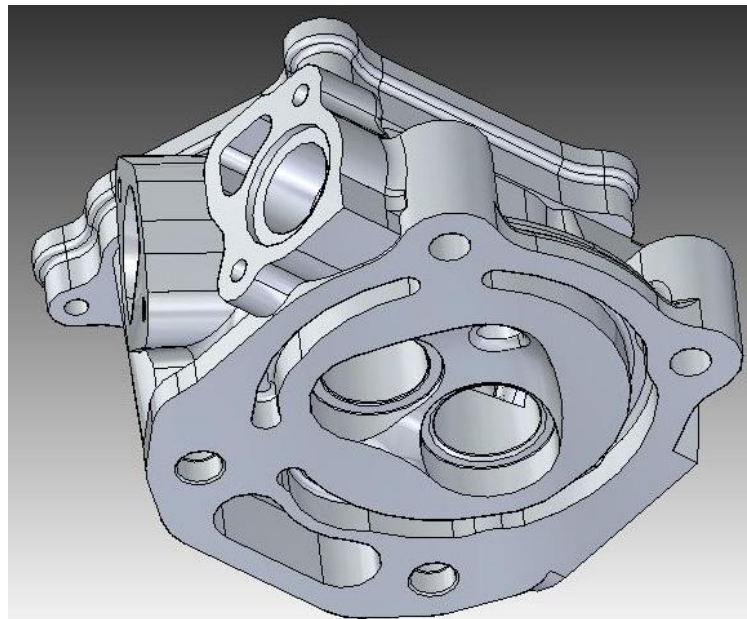


Figura 1.15. Disegno tridimensionale della testata del motore.

Riempimento volumetrico	83%
Potenza meccanica	2.1 kW
Consumo specifico	274 g/kWh
Livello emissione sonora	60 dB (A)/1m
NOx all'uscita dal cilindro	76 ppm

**Tabella 1. 12. Valori delle principali grandezze di interesse.**

## Capitolo 2

# Sorgenti di rumore nei motori e metodi di abbattimento

Il primo compito cui ci dedicheremo per il progetto in esame riguarda la creazione di un sistema per l'abbattimento del rumore emesso dal motore e trasmesso all'ambiente circostante. Essendo in progetto destinato ad un utilizzo domestico il livello sonoro deve essere il più basso possibile, per non arrecare né danno né fastidio agli utenti. In questo capitolo ci interesseremo quindi dell'analisi acustica di base, cioè dei fenomeni che concorrono alla generazione del rumore da parte del motore, e delle metodologie e dei componenti adottate per contenere tale rumore.

### 2.1 Il motore come sorgente di rumore

Il rumore emesso da un motore può essere schematicamente scomposto in:

- **rumore di combustione:** dovuto al rapido incremento della pressione all'interno del cilindro ad opera del processo di combustione;
- **rumore meccanico:** dovuto agli urti di natura meccanica che avvengono tra gli accoppiamenti cinematici dei componenti mobili;
- **rumore gasdinamico:** prodotto dalla ciclica sostituzione della massa bruciata con la carica fresca, che si trasmette all'esterno attraverso i condotti di aspirazione e scarico.

Analizziamo adesso maggiormente nel dettaglio le fonti di rumore nel propulsore, soffermandoci sul rumore di tipo gasdinamico, in quanto costituisce la parte più rilevante delle emissioni prodotte dal motore, e quello su cui sono maggiori gli interventi per la sua riduzione.

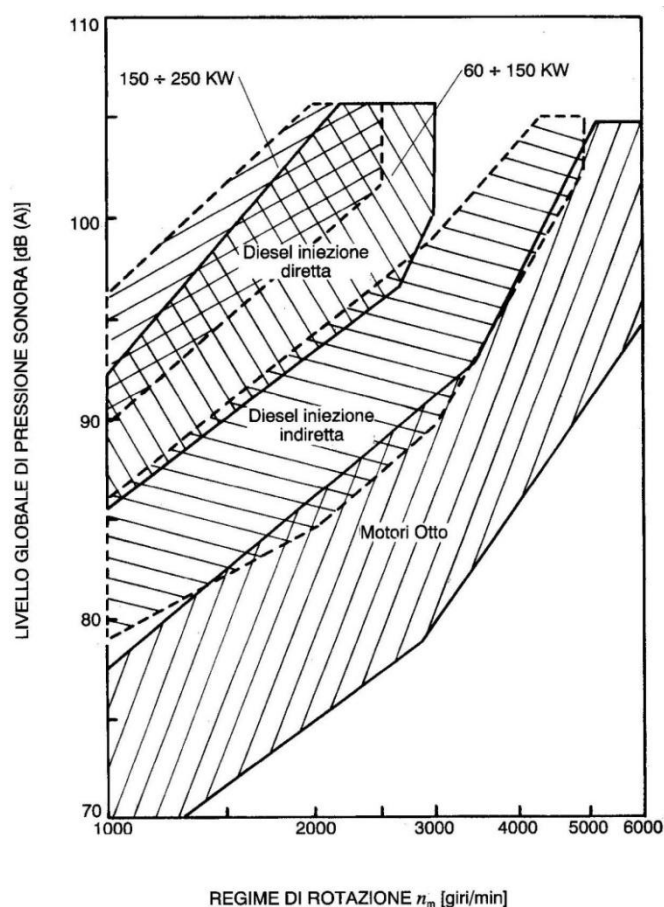
#### *Rumore meccanico e di combustione*

Deriva dalla complessa combinazione dei carichi applicati con le caratteristiche dei diversi elementi della struttura esterna e la loro capacità di irradiare energia all'ambiente circostante. Possiamo distinguere tre tipi di forze:

- *forze dirette:* dovute alla pressione dei gas e all'inerzia delle masse in moto;

- *forze indirette*: ad esempio gli impatti del pistone contro la camera e dei perni dei cuscinetti;
- *forze secondarie*: derivanti dagli urti di natura meccanica negli organi ausiliari del motore: impatto delle valvole sulle sedi, ingranamento di ruote dentate, comando distribuzione, e simili.

La Figura 2.1 a titolo di esempio il campo di rumore emesso da diverse tipologie di motore: si nota come a parità di numero di giri i motori a ciclo diesel e soprattutto quelli a iniezione indiretta, siano più rumorosi dei motori a ciclo otto, a prova del fatto che il rumore dipende fortemente dalla tipologia di del processo di combustione.

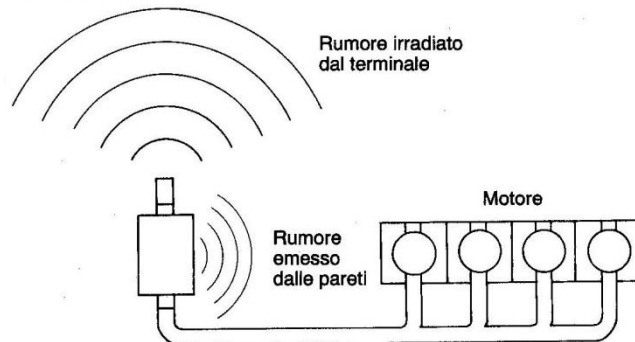


**Figura 2.1** Campi tipici del livello globale di rumore emesso dalle diverse tipologie di motore al variare del numero di giri a carico massimo.

### *Rumore gasdinamico*

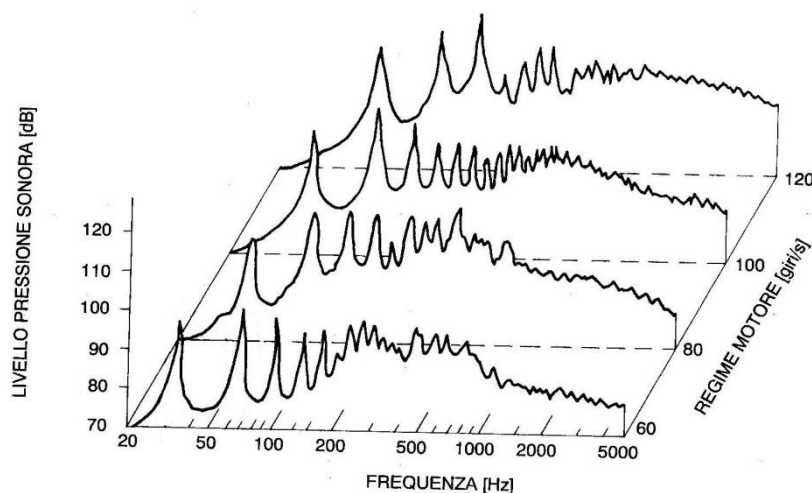
È causato dalle onde di pressione che sono generate dal continuo susseguirsi delle aperture e delle chiusure delle luci di aspirazione e scarico. Queste onde si propagano poi lungo tutti i condotti comunicanti riflettendosi ad ogni

discontinuità e interagendo eventualmente con altre onde. Poiché le pareti della struttura non sono completamente rigide queste oscillazioni provocano delle vibrazioni che si irradiano all'ambiente esterno sotto forma di rumore; una volta che le onde hanno raggiunto i terminali di aspirazione e scarico, si propagano all'esterno, perturbando l'aria circostante e provocando rumore. La Figura 2.2 espone schematicamente le perturbazioni gasdinamiche introdotte.



**Figura 2.2** Rappresentazione schematica del rumore di natura gasdinamica di un motore

La Figura 2.3 mostra il tipico andamento dello spettro del livello di pressione sonora, rilevato a distanza di 1m dallo scarico di un monocilindro a quattro tempi, funzionante a pieno carico, al variare del regime di rotazione ( $n=60\div 120$  giri/s). Si notano dei picchi alle basse frequenze, corrispondenti alla frequenza con cui si susseguono le fasi di scarico del motore e le sue multiple. Si nota un incremento del livello sonoro agli alti regimi per frequenze elevate: si parla di rumore aerodinamico (o autogenerato) ed è dovuto al distacco di vortici che interessa il flusso e che diventa predominante nelle alte frequenze.



**Figura 2.3** Spettro segnale acustico di un motore monocilindro quattro tempi, rilevato a 1m dallo scarico, in condizioni di pieno carico al variare del regime di rotazione

Viene evidenziato inoltre come alle basse frequenze i contenuti energetici siano molto alti, addirittura dannosi per l'orecchio umano, mentre alle alte frequenze questi diminuiscono, sebbene la sensibilità dell'orecchio aumenti nello stesso range.

È palese quindi l'importanza di un sistema di silenziatori che consenta di abbattere le emissioni sonore dannose o comunque fastidiose, per permettere un utilizzo sicuro del motore e nel nostro caso in particolare anche confortevole. Non dobbiamo dimenticare tuttavia che un sistema di abbattimento del rumore interagisce direttamente con le caratteristiche proprie del motore, come coppia erogata e consumo di combustibile: bisogna quindi effettuare le proprie scelte basandosi sulle capacità del sistema di diminuire il rumore e contemporaneamente mantenere basse le perdite di carico e alto il riempimento. Prima di procedere con la descrizione degli elementi silenzianti è bene richiamare alcune nozioni di acustica.

## 2.2 Richiami di acustica

Il rumore può essere considerato come un suono non desiderato, in generale sgradevole o dannoso. È il risultato della vibrazione di un corpo che si propaga al mezzo fluido circostante (e quindi attraverso le proprietà elastiche del mezzo), per essere infine percepito dall'orecchio umano. L'onda di pressione che viene generata può essere:

- *piana*: quando il fronte d'onda è piano e la propagazione avviene in fasci paralleli (tipica onda che si instaura all'interno di un condotto di piccolo diametro rispetto alla lunghezza d'onda),
- *sferica*: quando il fronte è sferico e la propagazione avviene in fasci divergenti (tipica onda generata in corrispondenza della sezione di aspirazione e scarico di un condotto).

Per lo studio di un'emissione sonora è necessario introdurre alcune grandezze:

**Livello di pressione sonora (SPL).** Indica il livello di pressione sonora come rapporto in scala logaritmica tra la pressione efficace e la pressione di riferimento. La pressione efficace è pari alla radice quadrata del valore quadratico medio:

$$p_e = \sqrt{\overline{p^2}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (2.1)$$

Poiché la gamma delle frequenze riconoscibili dall'orecchio umano è compresa tra 20Hz e 20kHz, con un picco tra 1kHz e 5kHz, si sceglie come valore di



riferimento la minima pressione sonora che eccita l'orecchio a 1kHz (soglia minima di udibilità):

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{Pa} \quad (2.2)$$

Possiamo così definire il livello di pressione sonora:

$$SPL = 10 \log_{10}(p_e^2/p_0^2) = 20 \log_{10}(p_e/p_0) \quad [\text{dB}] \quad (2.3)$$

È necessario ricorrere alla scala logaritmica in quanto tra la soglia minima di udibilità e la soglia del dolore, a cui corrisponde una pressione sonora di 100 Pa, intercorrono sei ordini di grandezza. L'unità di misura adottata è il Bel, ma è sovente utilizzato il sottomultiplo deciBel (dB). In questo modo tra le due soglie intercorrono solo 2 ordini di grandezza (la scala del SPL è limitata tra 0 e 120).

**Livello di potenza sonora.** È dato dal rapporto in scala logaritmica tra la potenza sonora, intesa come energia totale irradiata nell'unità di tempo, e un valore preso come riferimento. Anche in questo caso si utilizza il livello perché la potenza varia di molti ordini di grandezza, da  $10^{-9}$ W di un bisbiglio fino a  $10^4$ W di un aereo a reazione. Prendendo come riferimento  $P_0=10^{-12}$ W, possiamo scrivere:

$$L_P = 10 \log_{10}(P/P_0) \quad (2.4)$$

**Livello di intensità sonora.** L'intensità sonora in un punto di un campo è definita come l'energia sonora che attraversa, nell'unità di tempo, l'unità di area disposta normalmente alla direzione di propagazione dell'onda. Per un'onda piana abbiamo:

$$I = p_e^2/\rho a \quad (2.5)$$

dove il prodotto tra la densità e la velocità del suono è detto *impedenza acustica*. Il livello di intensità sonora, considerando  $I_0=10^{-12}$ W, è dato da:

$$L_I = 10 \log_{10}(I/I_0) \quad (2.6)$$

**Spettri di frequenza.** Come sottinteso precedentemente l'orecchio umano è sensibile non solo alla pressione di un'emissione sonora, ma anche al suo contenuto in frequenze. La Figura 2.4 mostra come nel campo di frequenze più sensibile dell'orecchio, la pressione sonora da applicare affinché si ottenga la medesima sensazione uditiva è minore; le curve sono tracciate in corrispondenza di punti con la stessa sensazione sonora, e prendono il nome di curve di phon

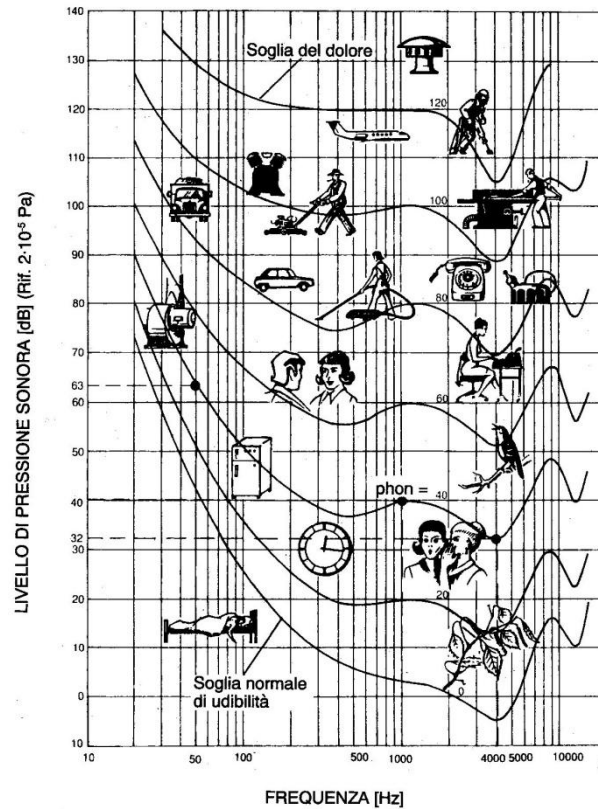


Figura 2.4 Valori tipici del livello di pressione sonora di alcune fonti. Sono tracciate anche le curve a uguale sensazione sonora, espresse in phon

Per tener conto della sensibilità dell'orecchio gli strumenti di misura sono dotati di reti di ponderazione (indicate con le lettere A B e C) che modificano i livelli di pressione sonora del segnale nella fascia 20÷20000Hz. In Figura 2.5 è esposta la correzione adottata.

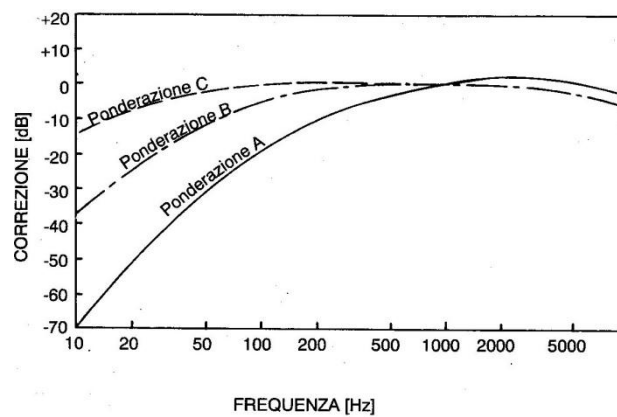


Figura 2.5 Correzioni previste dalle scale internazionali di ponderazione A, B, C.

## 2.3 Valutazione dell'attenuazione

Come detto precedentemente l'inserimento di un gruppo di silenziatori introduce delle variazioni nel sistema (differente riempimento, differente consumo, differente coppia, ecc): sorge quindi il problema di valutare l'effetto di un silenziatore correlato al gruppo in cui verrà inserito. La via comunemente scelta consiste nel caratterizzare l'elemento considerandolo isolato per poi determinare l'effetto che comporta il suo inserimento nel sistema. Attraverso successive approssimazioni è quindi possibile determinare la configurazione migliore rispetto alle proprie esigenze.

**Transmission Loss.** Il sistema silenziante è considerato isolato e collegato ad un condotto chiuso all'estremità da un lato e ad un terminale anecoico dall'altro che non permette la propagazione ulteriore delle onde che incidono la sua superficie. In Figura 2.6 è rappresentato un disegno esplicativo.

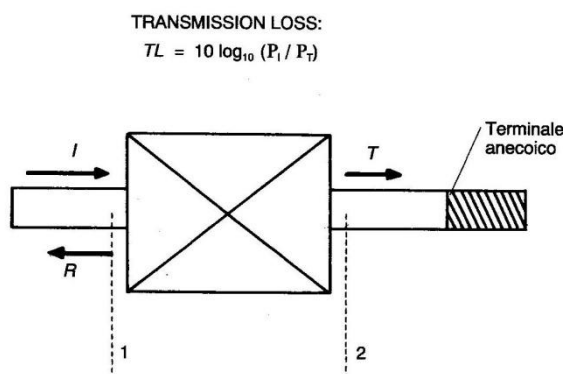


Figura 2.6 Schema adottato per la valutazione della Transmission Loss.

In queste condizioni l'onda incidente subisce un'attenuazione che è funzione solo delle caratteristiche del silenziatore. Si definisce Transmission Loss la differenza in dB tra il livello della potenza dell'onda incidente  $I$  e quello dell'onda trasmessa  $T$ :

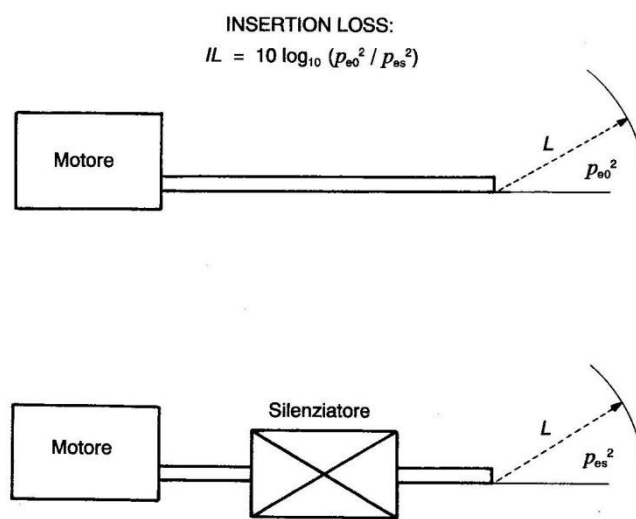
$$TL = 10 \log_{10}(P_I/P_T) \quad (2.7)$$

Questo parametro è facile da calcolare, grazie all'ipotesi di sorgente e terminale anecoici, mentre presenta delle difficoltà dal punto di vista del rilievo sperimentale in quanto richiede la misura di due potenze acustiche, attualmente eseguita mediante due microfoni affiancati.

**Insertion Loss.** Una volta scelto il tipo di silenziatore e la sua geometria bisogna valutare se la sua introduzione comporta la diminuzione del rumore

desiderata o in caso contrario lo scostamento. Per studiare questi fenomeni si ricorre al parametro Intertion Loss, cioè la perdita per inserimento, che riesce a quantificare l'effetto delle riflessioni delle onde di pressione nell'insieme dei condotti di collegamento tra il motore il silenziatore e l'ambiente esterno. Si definisce Insertion Loss la differenza in dB tra i livelli di pressione sonora misurati in un punto dello spazio (a distanza fissa L) prima e dopo l'inserimento del silenziatore. La Figura 2.7 mostra uno schema elementare.

$$IL = 10 \log_{10}(p_{e0}^2/p_{es}^2) \quad (2.8)$$



**Figura 2.7** Schema adottato per la valutazione della Insertion Loss.

Al contrario della TL, l'Insertion Loss risulta difficile da calcolare, perché richiede la conoscenza del diverso modo di reagire della sorgente di rumore al variare delle caratteristiche del sistema, mentre è facile da rilevare sperimentalmente, mediante un semplice microfono

**Noise Redction.** È la differenza in dB tra i livelli di pressione sonora (SPL) all'ingresso e all'uscita del silenziatore, come mostrato in Figura 2.8:

$$NR = SPL_1 - SPL_2 = 20 \log_{10}(p_{eff1}/p_{eff2}) \quad (2.9)$$

In questo caso sia il calcolo che il rilievo sperimentale non presentano particolari difficoltà.

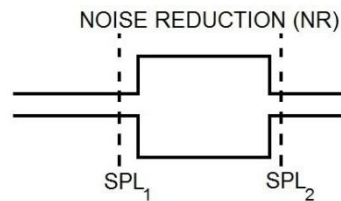


Figura 2.8 Schema adottato per la valutazione della Noise Reduction.

## 2.4 Tipologie di silenziatori

Una classificazione dei sistemi silenzianti può essere effettuata in base ai fenomeni fisici che vengono sfruttati nella azione di attenuazione:

**Silenziatori Dissipativi.** Sono caratterizzati dall'utilizzo di materiale elastico fonoassorbente capace di assorbire e dissipare parte dell'energia dell'onda incidente. Le capacità di questi silenziatori sono particolarmente accentuate alle alte frequenze, mentre non contribuiscono in modo efficace all'abbattimento a quelle basse: si comportano quindi come dei filtri passa-basso.

**Silenziatori Reattivi.** Fanno uso di volumi aggiuntivi, posti in serie o in parallelo con il condotto principale, in cui il flusso è obbligato a transitare. Ogni elemento reagisce in maniera diversa al flusso in funzione della sua impedenza, assorbendo l'energia trasportata dall'onda di pressione e restituendola sfasata nel tempo: questo comporta, nel caso il dimensionamento dell'elemento sia stato effettuato correttamente, una diminuzione del rumore emesso, nel caso contrario addirittura un suo aumento. Generalmente questi silenziatori si comportano come filtri adatti a smorzare le basse frequenze

**Silenziatori ad Interferenza.** Si basano sul principio di attenuare un tono predominante facendolo interferire con un altro di uguale frequenza ma in controfase. Questo può essere ottenuto ad esempio introducendo una diramazione del condotto in due bracci, di cui uno abbia lunghezza pari a un multiplo dispari della semilunghezza d'onda e l'altro pari, cosicché al loro ricongiungimento le interferenze si controbilancino.

Tuttavia un generico sistema di silenziatori può utilizzare anche più di un fenomeno per abbattere l'emissione sonora. In Figura 2.9 sono presenti varie tipologie di silenziatori e il fenomeno che sfruttano. Inoltre nella realtà la suddivisione tra silenziatori ad interferenza e reattivi è molto formale, in quanto i silenziatori si servono sovente di entrambi i fenomeni descritti.

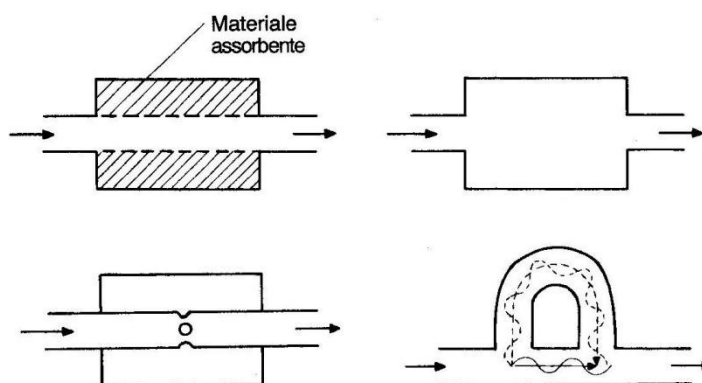


Figura 2.9 Esempio dei principali sistemi di silenziatori. Da sinistra verso destra e dall'alto verso il basso: un silenziatore dissipativo (con materiale fonoassorbente), un silenziatore puramente reattivo, un silenziatore a elementi perforati con azione reattiva e dissipativa e un silenziatore ad interferenza.

## 2.5 Elementi silenzianti

Analizziamo adesso i principali elementi utilizzati nei silenziatori.

### *Camera di espansione in serie*

Si tratta semplicemente di una capacità la cui sezione è nettamente maggiore di quella del condotto cui è collegata: la Figura 2.10 mostra una rappresentazione schematica.

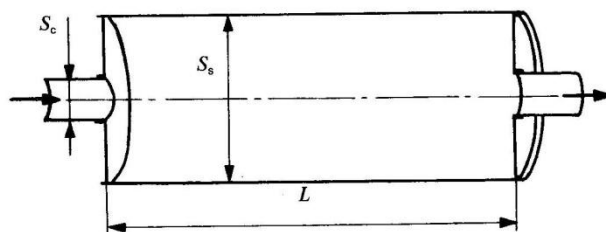


Figura 2.10 Camera di espansione disposta in serie con il condotto.

La massa di fluido che è presente all'interno del volume entra in risonanza ogni volta che un numero intero di mezza lunghezze d'onda eguaglia la sua lunghezza  $L$ . Considerando il sistema aperto agli estremi, le frequenze di risonanza della camera sono multiple intere della fondamentale:

$$f_0 = \frac{a}{2L} \quad (2.10)$$

In corrispondenza di queste frequenze e le sue multiple intere, la capacità vibra risultando trasparente alle onde incidenti, ovvero non esercitando alcuna attenuazione. La Transmission Loss quindi presenta un picco in corrispondenza di un valore pari alla metà della frequenza fondamentale e delle sue multiple intere. La Figura 2.11 riporta il grafico della Transmission Loss in funzione della frequenza e del rapporto tra la sezione della camera e del condotto.

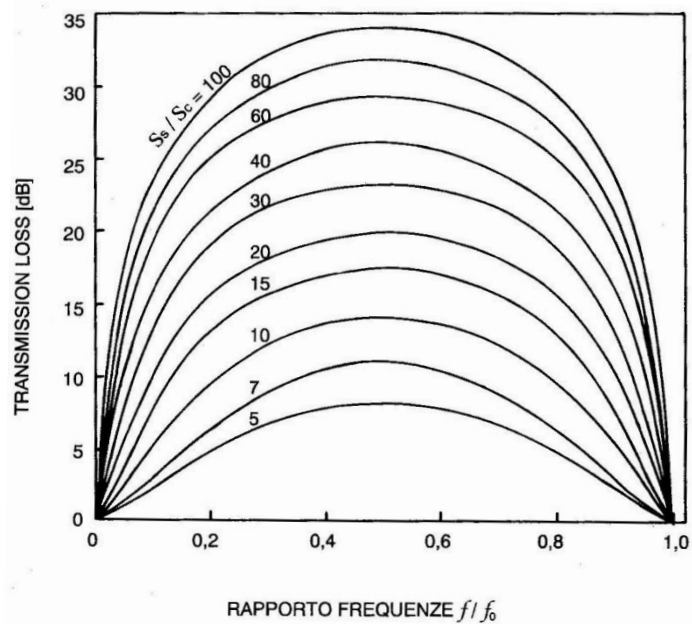


Figura 2.11 Andamento della Transmission Loss per una camera in serie al variare del rapporto tra la frequenza  $f$  e la frequenza fondamentale  $f_0$  e del rapporto tra le sezioni del condotto  $S_c$  e del silenziatore  $S_s$ .

### Risonatore di Helmholtz

Schematicamente è realizzato mettendo in comunicazione il condotto con un volume esterno attraverso un collo. Tuttavia sono varie le metodologie per ottenere lo stesso effetto di un risonatore in parallelo, come mostra la Figura 2.12.

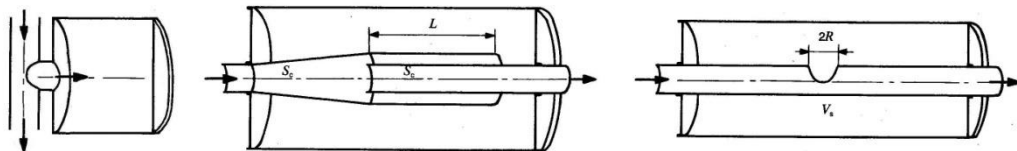


Figura 2.12 Camera di espansione in parallelo (risonatore di Helmholtz). Sulla sinistra: schema elementare del risonatore; sulla destra tipologie costruttive alternative.

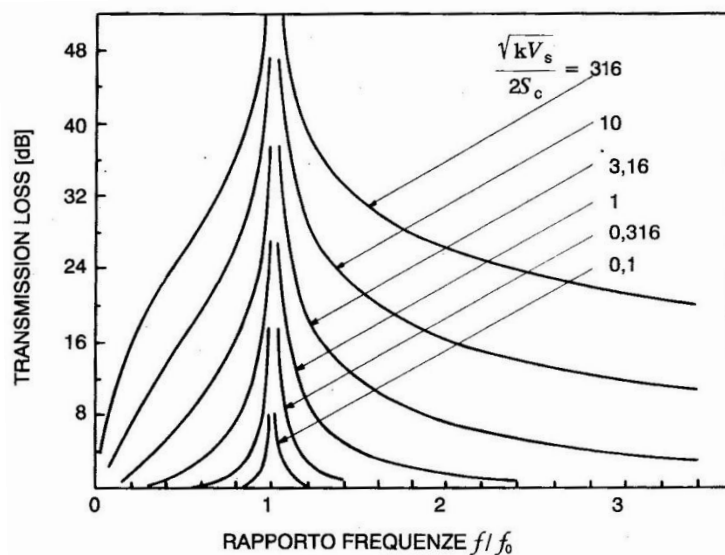
Si dimostra che la frequenza di risonanza della capacità posta in parallelo è data da:

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{V_s}} \quad (2.11)$$

dove:  $k$  rappresenta la conduttività fluidodinamica del collegamento tra volume e condotto;

$V_s$  è il volume della capacità in parallelo.

Quando il volume vibra secondo la sua frequenza propria, assorbe tale frequenza da quelle che attraversano il condotto principale; per frequenze prossime a  $f_0$  l'effetto è presente, ma diminuisce allontanandosi. In Figura 2.13 è mostrato l'andamento teorico della Transmission Loss al variare della frequenza e del parametro  $\sqrt{kV_s/2S_c}$ . Nella realtà in corrispondenza di  $f_0$  la TL raggiunge valori di 20÷40dB.



**Figura 2.13** Andamento teorico della Transmission Loss per una camera in parallelo al variare del rapporto tra la frequenza  $f$  e la frequenza fondamentale  $f_0$  e del parametro caratteristico  $\sqrt{kV_s/2S_c}$ .

La conduttività fluidodinamica, che dimensionalmente è una lunghezza è correlabile alle dimensioni geometriche del collo di collegamento attraverso semplici relazioni, fintantoché le dimensioni si mantengono piccole rispetto alla lunghezza delle onde incidenti.

Per un foro circolare di raggio  $R$ :

$$k = 2R \quad (2.12)$$



Per un collo di raggio  $R$  e lunghezza  $L$ :

$$k = \frac{\pi R^2}{L + \pi R/2} \tag{2.13}$$

*Risonatore a Colonna*

È ottenuto disponendo in parallelo con il condotto principale un tubo di sezione spesso confrontabile e lunghezza  $L$ . Altresì è possibile realizzarlo attraverso elementi concentrici per diminuire l'ingombro, come mostrato in Figura 2.14

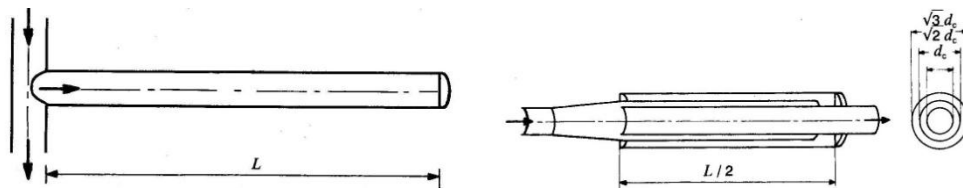


Figura 2.14 Silenziatori a colonna. Sulla sinistra: schema elementare del risonatore; sulla destra tipologia costruttiva alternativa.

Il modo proprio di oscillazione, rappresentato da un tubo chiuso ad un estremo e aperto all'altro, è dato da:

$$f_0 = \frac{a}{4L} \tag{2.14}$$

In corrispondenza della frequenza fondamentale e delle sue multiple dispari il sistema riesce a dissipare l'energia dell'onda di pressione; l'effetto è molto pronunciato in un piccolo intorno di  $f_0$ , ma decade altrettanto rapidamente allontanandosi, come mostrato in Figura 2.15

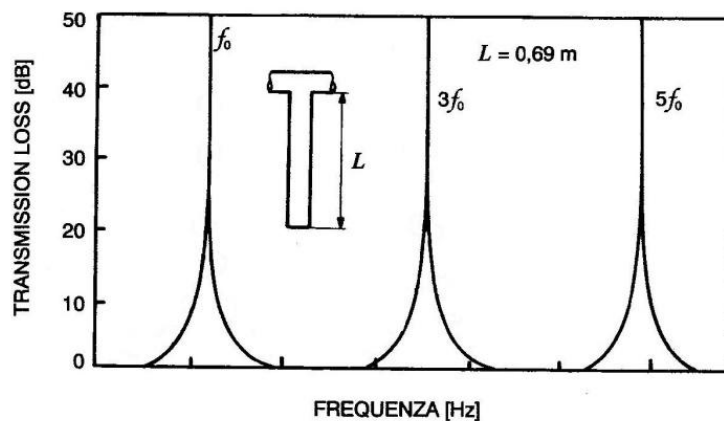


Figura 2.15 Andamento della Transmission Loss per un risonatore a colonna al variare della frequenza  $f$ .

### Silenziatore dissipativo

È costituito da materiale fonoassorbente (come lana di roccia, di vetro, d'acciaio, ecc) posizionato intorno al condotto, il quale presenta nello stesso tratto dei fori per permettere al flusso di gas di passare e dissipare l'energia associata alle oscillazioni di pressione. L'attenuazione ottenuta è proporzionale alla lunghezza del tratto con materiale assorbente ed al perimetro bagnato. La Figura 2.16 mostra un esempio della Transmission Loss ottenibile con un silenziatore di questo tipo.

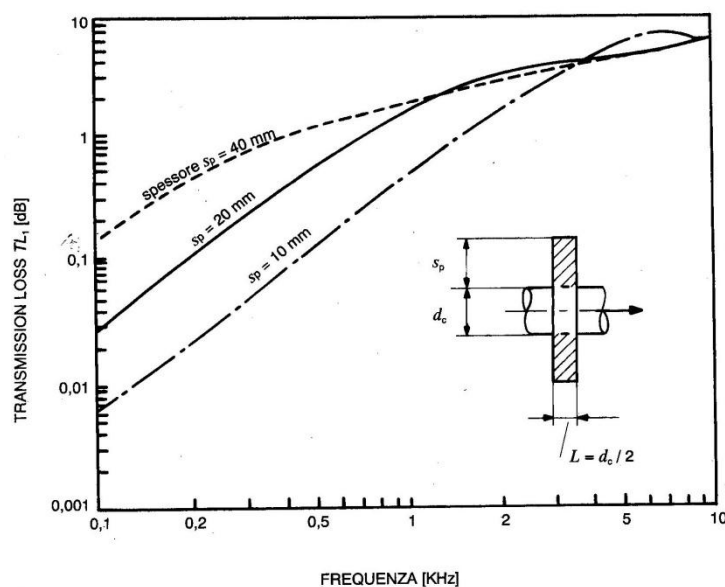


Figura 2.16 Andamento della Transmission Loss per un silenziatore dissipativo al variare della frequenza  $f$  e dello spessore di materiale fonoassorbente (lana di roccia).

### Silenziatori ad elementi perforati

Sono costituiti da capacità poste in parallelo attorno al condotto, e che comunicano con quest'ultimo attraverso fori di piccole dimensioni, come mostrato in Figura 2.17.

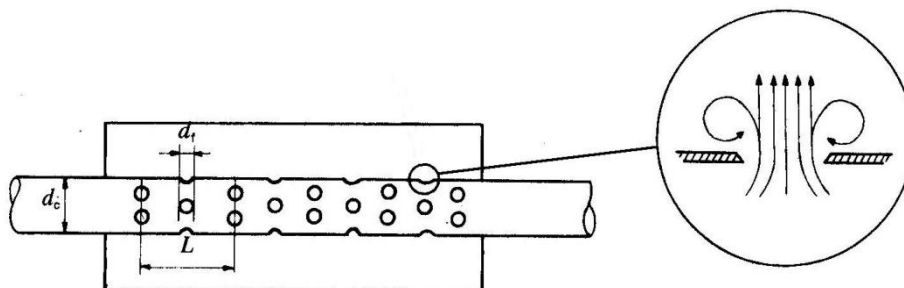


Figura 2.17 Schematizzazione di un silenziatore ad elementi perforati.

I fori vengono lambiti e attraversati dal flusso medio, esercitando sulle condizioni di moto dei gas un'azione reattiva e insieme resistiva, che porta ad una dissipazione dell'energia del molto simile a quella prodotta da materiali fonoassorbenti. I fori sono generalmente distribuiti uniformemente sulla superficie del condotto, cosicché è facile definire la porosità  $\sigma$  come rapporto tra la superficie di passaggio attraverso i fori e quella laterale del tratto di tubo interessato:

$$\sigma = \frac{n_f \pi d_f^2}{4\pi d_c L} \quad (2.15)$$

dove  $n_f$  è il numero di fori,  $d_f$  è il loro diametro,  $d_c$  è il diametro del condotto e  $L$  il passo longitudinale.

È semplice notare come per bassi valori di  $\sigma$ , cioè per valori del diametro dei fori contenuto, l'attenuazione scade sensibilmente, in quanto il condotto non presenta variazioni di sorta; al contrario se la porosità è molto alta, il comportamento dell'elemento ricalca quello del silenziatore in serie, in quanto si presenterebbe come una camera di espansione. La Figura 2.18 mostra un confronto tra tre diverse tipologie di risonatori: camera in serie, silenziatore dissipativo, silenziatore ad elementi perforati. Si nota come l'andamento della Transmission Loss per il primo e il terzo tipo di elemento sia molto simile: solo alle alte frequenze i valori si discostano, mantenendo però la forma della curva.

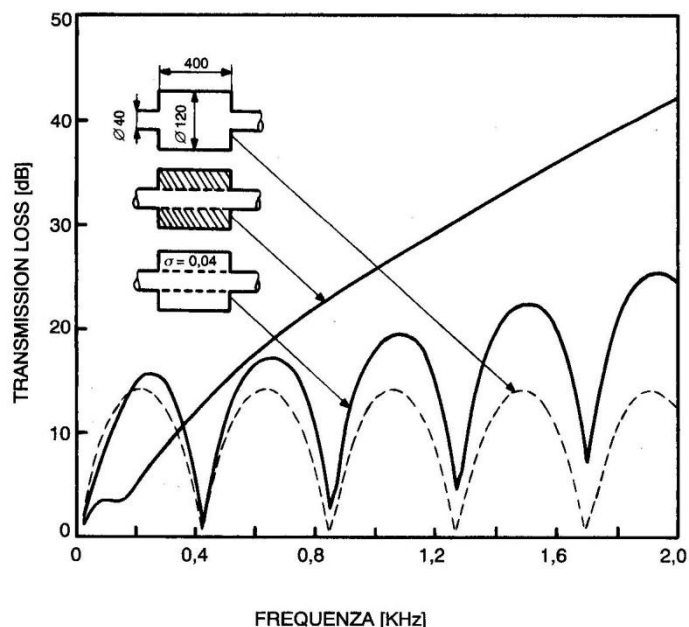
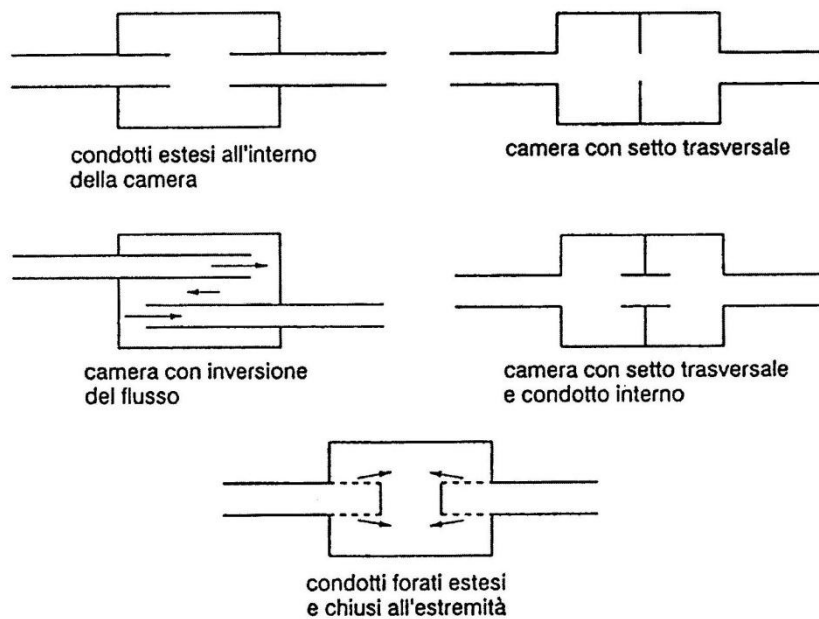


Figura 2.18 Confronto tra le attenuazioni prodotte, a parità di volume, da diversi tipi di silenziatore: camera in serie, silenziatore dissipativo, silenziatore a elementi perforati

*Altri elementi*

Gli elementi analizzati precedentemente sono i componenti più semplici e più diffusi in ambito motoristico per l'attenuazione del rumore emesso ai terminali di aspirazione e scarico di un motore. Tuttavia sono possibili molte varianti alla configurazione base, che permettono di minimizzare il rumore di determinate frequenze aggiuntive, o di variare la curva di attenuazione. In Figura 2.19 sono presenti alcuni esempi.



**Figura 2.19** Alcuni esempi di tipi alternativi di silenziatori

## Capitolo 3

### Gasdyn e OptimICE

Presenteremo in questo capitolo i due principali codici impiegati per lo sviluppo del progetto, soffermandoci sui loro aspetti basilari: Gasdyn, il software numerico che permette la simulazione dei processi termofluidodinamici di interesse motoristico e OptimICE, il programma di ottimizzazione implementato in MATLAB<sup>®</sup> che consente di rendere automatico il processo di ricerca della configurazione ottimale. Successivamente verranno esposte le migliorie introdotte al codice di ottimizzazione al fine di ampliare le capacità del programma e di semplificare la ricerca di una configurazione di silenziatori.

#### 3.1 Gasdyn

Gasdyn è un codice di simulazione dei processi che avvengono nei motori a combustione interna, sviluppato all'interno del Dipartimento di Ingegneria Energetica del Politecnico di Milano e scritto in linguaggio FORTRAN. Il programma permette di ricostruire uno schema sufficientemente accurato non solo del motore, ma anche di tutti i restanti componenti che concorrono alla realizzazione del sistema, fornendo in uscita tutte quelle variabili che sono reputate interessanti, come coppia erogata, consumo specifico, composizione chimica dei gas allo scarico, e se selezionato, il livello di pressione sonora in corrispondenza delle sezioni di aspirazione e scarico.

La modellazione prevede di selezionare tutte le caratteristiche geometriche del motore, come ad esempio la geometria della camera e delle valvole, le leggi di alzata, la tipologia di combustibile e il modello di reazione chimica per il processo di combustione. Poi vengono introdotti gli altri elementi come valvole a farfalla, giunzioni, perdite di carico localizzate e distribuite, catalizzatori, filtri, turbocompressori: questi poi vengono collegati tra loro per mezzo di condotti. Nella realtà i fenomeni che interessano il fluido di lavoro sono pluridimensionali e tempo-dipendenti e una simulazione che intendesse descrivere esaustivamente tali processi dovrebbe impiegare le equazioni di Navier-Stokes; tuttavia è possibile introdurre una semplificazione ritenendo il flusso monodimensionale all'interno dei condotti, riducendo enormemente l'onere computazionale. Il codice infatti considera che le caratteristiche del fluido varino solo lungo l'ascissa curvilinea, in quanto i condotti sono a sezione costante o al più con

leggere variazioni, e nel tempo. La risoluzione comporta quindi la scrittura delle equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia all'interno di condotti a sezione pressoché costante, alle cui estremità sono presenti delle discontinuità rappresentate dai vari elementi del sistema già elencati. Il codice tratta le discontinuità come elementi black-box: questo significa che ad ogni subroutine rappresentate una condizione al contorno viene fornito un set di valori in input, che viene elaborato dalla subroutine stessa; poi il codice restituisce i valori in output, perdendo però traccia di ciò che è stato elaborato.

### 3.1.1 Metodi numerici

I principi di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia porta alla scrittura delle rispettive equazioni [1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\rho u^2}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \rho G = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \rho q = 0 \quad (3.18)$$

dove  $\rho$  rappresenta la densità del fluido,  $u$  la velocità lungo l'ascissa curvilinea  $x$ ,  $p$  la pressione,  $A$  l'area della sezione trasversale del condotto e  $q$  il calore scambiato per unità di tempo e di massa, mentre  $G$  è la funzione:

$$G = \frac{1}{2} u |u| f \left( \frac{4}{D} \right)$$

con  $D$  il diametro della sezione e  $f$  il coefficiente d'attrito.

Riorganizzando in forma vettoriale il sistema di equazioni otteniamo:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} + C(W) = 0 \quad (3.19)$$

dove:

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho e_0 \end{bmatrix} \quad F(W) = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho u h_0 \end{bmatrix} \quad C(W) = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 \\ \rho u h_0 \end{bmatrix} \frac{d(\ln F)}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G \\ -\rho q \end{bmatrix}$$

Le equazioni si presentano quindi come un sistema iperbolico alle derivate parziali, la cui risoluzione può essere trovata solo per via numerica.

Il primo schema utilizzato per la risoluzione del sistema è stato il *metodo delle caratteristiche*, che si basava sulla forma non conservativa delle equazioni sopra citate: il metodo era in grado di cogliere le discontinuità di contatto dovute a porzioni di fluido a temperature diverse, ma non quelle di pressione, cioè le onde d'urto.

Abbastanza recentemente sono stati introdotti metodi più accurati in grado di considerare entrambe le discontinuità, e detti perciò *shock capturing*; si dividono in due principali filosofie:

- metodi *upwind* o *characteristic based*, che a fronte di un impiego elevato di risorse, offrono i risultati più attendibili;
- metodi *non-upwind* o *simmetrici*, che al contrario utilizzano meno le risorse computazionali, ma generano una soluzione meno precisa.

In Gasdyn sono stati implementati i metodi di *Lax-Wendroff* e *MacCormack*, entrambi di tipo non-upwind, basati sullo sviluppo in serie di Taylor del vettore soluzione, simmetrici, conservativi, con accuratezza del secondo ordine ed espliciti nel tempo. Per ambedue i metodi la condizione di stabilità è assicurata dal criterio di Courant-Fredrichs-Lewy in base al quale il massimo passo ammissibile per ogni interazione è pari a:

$$\Delta t = v \left( \frac{\Delta x}{|u| + a} \right)$$

dove le velocità  $u$  e  $a$  vanno prese nel nodo dove la loro somma risulta massima e  $v$  è un parametro compreso tra 0 e 1 che influenza la convergenza della soluzione: minore è il suo valore, tanto migliore risulta la convergenza, a scapito dei tempi di calcolo che si dilatano.

I metodi presentati, così come tutti i metodi con accuratezza del secondo ordine o superiore, presentano il problema delle oscillazioni spurie, ovvero delle fluttuazioni della soluzione imputabili non a meccanismi di natura fisica, ma di natura numerica, in corrispondenza delle discontinuità. Queste rappresentano un problema sveniente soprattutto nei processi automatici di ottimizzazione, e rendono lungo se non impossibile il processo di determinazione della risposta ottimale. Condizione sufficiente affinché non si verifichi questo fenomeno è che il metodo sia TVD (*Total Variation Diminishing*): definita la variazione totale TV della soluzione  $\bar{W}^n$  al passo temporale  $t$  nel nodo  $i$ :

$$TV(\bar{W}_i^t) = \sum_{i=1}^N (\bar{W}_{i+1}^t - \bar{W}_i^t) \quad (3.20)$$

perché il metodo sia detto TVD e quindi le oscillazioni spurie inesistenti deve essere verificata la disuguaglianza:

$$TV(\bar{W}_i^{t+1}) \leq TV(\bar{W}_i^t) \quad (3.21)$$

Purtroppo i metodi implementati non sono in origine TVD; tuttavia possono essere resi tali adottando particolari schemi risolutivi, tra cui la tecnica *FCT*, che introducendo una viscosità artificiale che si traduce in una diffusione numerica della soluzione, permette di correggere le oscillazioni spurie. Questo metodo consta di tre fasi:

1. *transport stage*: si applica il metodo scelto, il quale origina le fluttuazioni numeriche;
2. *diffusion stage*: si introduce il termine viscoso, che permette di eliminare le oscillazioni; tuttavia ciò comporta la determinazione di una soluzione che non rappresenta le reali discontinuità;
3. *antidiffusion stage*: si introduce un termine antidiffusivo che permette di ricostruire la soluzione reale senza introdurre le fluttuazioni numeriche.

In ultimo è possibile anche determinare il livello temporale su cui il metodo agisce: sono state introdotte due opzioni:

- *dumping* che agisce sulla soluzione al livello temporale corrente  $t$ ;
- *smoothing* che agisce sulla soluzione al livello temporale successivo  $t+1$ .

Il primo metodo consente di eliminare quasi completamente le oscillazioni numeriche, ma è instabile, per cui bisogna ridurre il passo temporale. Il secondo metodo invece non influenza la stabilità, però non annulla completamente le fluttuazioni.

### 3.2 OptimICE

OptimICE è un programma di ottimizzazione scritto in linguaggio MATLAB<sup>®</sup> che interfacciandosi con il simulatore Gasdyn permette di rendere automatico il processo di ricerca di una configurazione ottima rispetto agli obiettivi impostati e alle variabili selezionate.

In assenza del programma il processo da svolgere comporterebbe la creazione del modello del propulsore attraverso il codice Gasdyn e la sua validazione in accordo con i dati sperimentali precedentemente acquisiti; in seguito l'operatore dovrebbe scegliere il parametro da modificare al fine di migliorare l'obiettivo prefissatosi. Tuttavia al giorno d'oggi non si è più interessati al miglioramento di un singolo obiettivo, ma al trade-off esistente tra diversi obiettivi, mentre le variabili su cui è possibile agire sono cresciute esponenzialmente, rendendo di fatto quasi impossibile l'esecuzione del processo di ottimizzazione da parte di un solo operatore. OptimICE nasce quindi dalla necessità rendere automatico questo processo, sostituendosi all'intervento manuale: l'operatore infatti è chiamato solo nella prima fase, ovvero quella di scelta degli obiettivi, dei



possibili vincoli, dei parametri da modificare e dei loro intervalli di variazione, nonché del metodo di ottimizzazione, e nell'ultima fase di valutazione dei risultati ottenuti; non bisogna infatti pensare che l'algoritmo si occupi interamente del processo, perché alla sensibilità del progettista è affidata un'analisi critica del risultato ottenuto riconoscendo ad esempio quali parametri siano realmente influenti o economicamente fattibili e vantaggiosi.

### 3.2.1 Definizione del problema a singolo obiettivo e algoritmi risolutivi

Nella ricerca di una soluzione ottimale il metodo più semplice consiste nel selezionare un unico obiettivo e una o più tra variabili e vincoli, così da ottenere l'andamento della funzione obiettivo al variare dei parametri selezionati. Matematicamente questo tipo di approccio è rappresentato da un problema di minimizzazione, in cui bisogna determinare un set di valori che rende tale la funzione obiettivo. È possibile quindi formulare il sistema:

$$\min_x f(x) \quad t.c. \begin{cases} h_i(x) = 0 & \text{per } i = 1, \dots, n_{eq} \\ g_i(x) \leq 0 & \text{per } i = 1, \dots, n_{in} \\ x_{i,min} \leq x_i \leq x_{i,max} & \text{per } i = 1, \dots, m \end{cases}$$

in cui:

$h_i(x)=0$  rappresenta in generico vincolo di uguaglianza o *equality constraint*;

$g_i(x)\leq 0$  rappresenta il generico vincolo di disuguaglianza o *inequality constraint*;

$x_{i,min} \leq x \leq x_{i,max}$  stabilisce l'intervallo di ogni singolo parametro  $x$ ;

$n_{eq}$ ,  $n_{in}$  e  $m$  sono rispettivamente il numero di vincoli di uguaglianza, di disuguaglianza e di variabili del problema.

Il processo porterà alla determinazione del vettore  $x_i$  dei valori delle variabili selezionate. Nel caso in cui il problema sia di massimizzazione, come ad esempio per la coppia motrice, rimane valida l'intera impostazione, con la sola accortezza di invertire il segno della funzione.

In OptimICE sono stati implementati due diversi algoritmi per la determinazione della soluzione del problema, appartenenti entrambi alla classe dei metodi esplorativi. Gli algoritmi di ottimizzazione si dividono infatti in due grandi classi:

- metodi basati sul gradiente;
- metodi esplorativi.

I metodi *gradient-based* ricercano la soluzione determinando dove il gradiente è nullo e l'Hessiano definitivamente positivo: a questo gruppo appartengono il metodo del

gradiente, il metodo di Newton e il metodo di quasi-Newton. I metodi esplorativi invece basano la ricerca sul valore puntuale della funzione; quelli implementati sono:

- Mesh Adaptive Direct Search (MADS);
- Algoritmi genetici.

In OptimICE sono stati implementati solo metodi appartenenti alla seconda categoria poiché essendo la funzione obiettivo generata da simulazioni numeriche, non risulta possibile garantire la sua continuità, né sono note informazioni sulle derivate, aspetti fondamentali invece per i metodi basati sul gradiente.

#### *MADS*

Questo metodo ricerca l'ottimo analizzando lo spazio intorno alla configurazione di partenza, sondando la risposta del sistema in punti particolari. Il procedimento ha inizio dalla migliore soluzione disponibile, detta *incumbent solution*, generando una griglia di punti da testare: se tra i punti testati esiste una configurazione che migliora la funzione obiettivo, questa diventa la nuova *incumbent solution* e la griglia viene allargata o mantenuta delle stesse dimensioni; in caso contrario la griglia è infittita mentre la configurazione ottimale rimane invariata. Il procedimento è ricorsivo e termina quando è raggiunto uno dei criteri di arresto. La descrizione completa dell'algoritmo è riportata in [2] e [3].

Si nota quindi come questo algoritmo non richieda alcuna particolare caratteristica alla funzione obiettivo, come la continuità o la derivabilità, ma solo la possibilità di essere determinata: quindi il metodo si presta bene per un'ampia casistica di sistemi.

#### *Algoritmi genetici*

Questi particolari modelli si ispirano alle leggi della biologia per determinare la soluzione: si tratta di metodi euristici, che quindi non determinano la soluzione migliore, ma una ragionevolmente buona.

Si parte da diversi set delle variabili selezionate, che concorrono alla formazione di una popolazione, generalmente casuale: ogni configurazione rappresenta un *cromosoma* e incrociando i diversi cromosomi è possibile generare dei nuovi individui o configurazioni. Ovviamente la riproduzione di due individui segue delle ben precise regole: ogni cromosoma presenta una certa possibilità di riproduzione, in base al miglioramento della funzione obiettivo, cosicché un numero congruo di generazioni porta alla formazione di individui ottimi; inoltre, come nel processo biologico, viene introdotta anche un certo tasso di mutazione, che permette a caratteristiche perse durante una generazione di ricomparire in quelle successive. Il criterio infine si ferma al raggiungimento di uno dei criteri di arresto. La *forma canonica*, sviluppata da Holland è presente in [4].

### 3.2.2 Definizione del problema multi-obiettivo e algoritmi risolutivi

Il problema multi-obiettivo consiste nella ricerca di una configurazione delle variabili tale che siano simultaneamente migliorati due o più obiettivi. Ovviamente questo è un problema molto complicato, in quanto spesso il miglioramento di un obiettivo comporta il peggioramento di altri. Matematicamente possiamo scrivere:

$$\min_x F(x) = \begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ \vdots \\ f_n(x) \end{bmatrix} \quad t. c. \begin{cases} h_i(x) = 0 & \text{per } i = 1, \dots, n_{eq} \\ g_i(x) \leq 0 & \text{per } i = 1, \dots, n_{in} \\ x_{i,min} \leq x_i \leq x_{i,max} & \text{per } i = 1, \dots, m \end{cases}$$

dove le definizioni sono le stesse del caso precedente a singolo obiettivo, mentre  $F(x)$  rappresenta il vettore delle funzioni obiettivo da minimizzare.

Un generico vettore  $x_1$  domina un altro vettore  $x_2$  se  $f_i(x_1) \leq f_i(x_2)$  per tutte le  $i \in \{1, \dots, n\}$  e  $f_j(x_1) < f_j(x_2)$  per alcune  $j \in \{1, \dots, n\}$ . La soluzione al problema è costituita da tutte le configurazioni  $x$  che non sono dominate da altre: ognuna di esse prende il nome di *ottimo parietano* e tutte insieme costituiscono, nello spazio degli obiettivi, il *fronte di Pareto*

In OptimICE sono stati implementati due diverse tipologie di algoritmi risolutivi per problemi multi-obiettivo:

- algoritmi che ricercano un ottimo parietano per volta;
- algoritmi che ricercano tutti gli ottimi parietani contemporaneamente.

La prima classe di metodi crea sottoproblemi a singolo obiettivo, così da poter utilizzare gli algoritmi visti precedentemente: questa metodologia è efficiente dal punto di vista della convergenza, ma ha il difetto di impiegare un tempo elevato per raggiungerla. Appartengono a questa categoria i metodi *Weighted-Sum*, *Epsilon-Constraints*, *Normal Boudary Intersection (NBI)* [5].

La seconda classe invece è stata ideata proprio per limitare il tempo di calcolo, ricercando tutti gli ottimi parietani contemporaneamente. Tra i metodi più importanti vanno ricordati *Vector Evaluated Genetic Algorithm (VEGA)* [6], *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA)* [7] e *Niched-Pareto Genetic Algorithm (NPGA)* [8].

Gli algoritmi implementati all'interno dell'ottimizzatore sono l'*Epsilon-Constraints* e l'algoritmo genetico *NSGA-II*, che rappresenta il perfezionamento del metodo *NSGA*.

### *Epsilon-Constraints*

In questo metodo si ricerca il minimo di una funzione obiettivo ponendo un vincolo su tutte le altre, e quindi riconducendo il sistema alla casistica dei problemi a singolo obiettivo; determinata la soluzione migliore si procede spostando il vincolo, aumentando il suo valore oppure riducendolo, e ripetendo il processo di ottimizzazione, individuando così un nuovo punto sul fronte di Pareto. Matematicamente il metodo può essere formulato come segue:

$$\min_x f_1(x) \quad t. c. \begin{cases} f_2(x) \leq \varepsilon_{2_i} \\ f_3(x) \leq \varepsilon_{3_i} \\ \dots \\ f_n(x) \leq \varepsilon_{n_i} \end{cases}$$

dove  $\varepsilon_{j_i}$  rappresenta il vincolo imposto sulla  $j$ -esima delle  $n$  funzioni obiettivo nella ricerca dell' $i$ -esimo punto del fronte di Pareto.

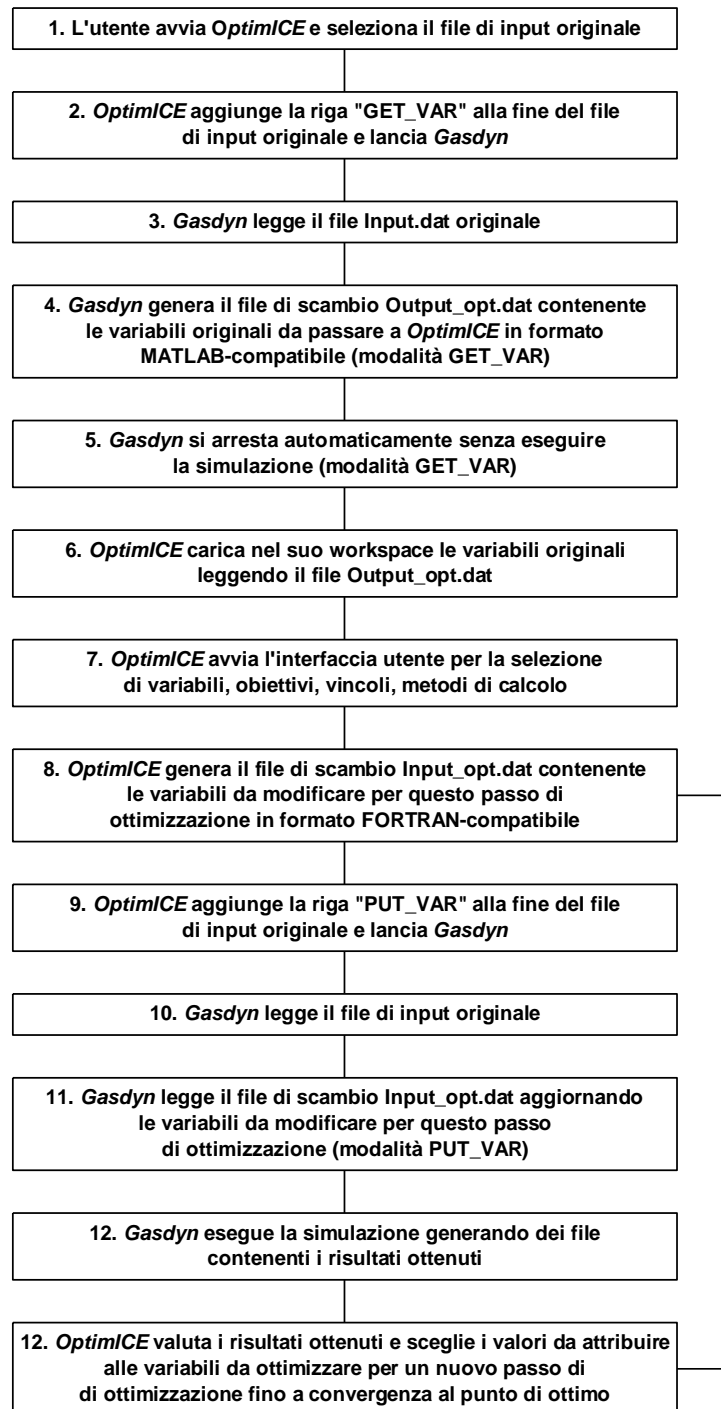
### *Algoritmi genetici*

Diversamente dalle tecniche viste precedentemente, questa metodologia permette di determinare la soluzione migliore ricercando contemporaneamente i minimi degli obiettivi. Molte sono le tipologie di algoritmi creati secondo questa logica, ma in OptimICE è stato implementato solo uno, quello che sembra il più promettente: *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm* nella sua seconda versione (NSGA-II). Diversamente dai problemi a singolo obiettivo, adesso non esiste più la “possibilità” di riproduzione (*fitness function*), ma si sfruttano due parametri di fitness: il primo permette ricorsivamente di determinare tutti i punti che non sono dominati da altri, costruendo così per passi successivi i fronti di punti non dominati; il secondo invece permette di mantenere la diversità tra i diversi punti, evitando che dopo alcune generazioni che i punti si concentrino in una sola zona del fronte, ma rendendo più omogenea la loro distribuzione. La trattazione completa dell'algoritmo è presente in [9].

### **3.2.3 Scambio di variabili tra Gasdyn e OptimICE**

Il codice di simulazione Gasdyn e l'ottimizzatore OptimICE sono purtroppo scritti in due linguaggi differenti, l'uno in FORTRAN e l'altro in MATLAB<sup>®</sup>, e questo rende meno semplice l'interfacciarsi dei due codici: bisogna quindi adattarli entrambi allo scambio di variabili e risultati.

Una volta che il modello è stato implementato in Gasdyn attraverso l'interfaccia grafica, il codice genera il file *Input.dat*, che contiene la descrizione del sistema in formato testuale; tuttavia in questo file le posizioni e le descrizioni dei vari componenti occupano righe e colonne differenti a seconda del modello di



**Figura 3.1** Schema delle operazioni eseguite tra *Gasdyn* e *OptimICE* per la determinazione della configurazione ottimale. Le operazioni dalla 8 alla 12 vengono eseguite per ogni simulazione richiesta dall'ottimizzatore.

propulsore, rendendo complicato da parte dell'ottimizzatore l'aggiornamento alla nuova configurazione da testare. Per questo motivo in Gasdyn è stata implementata una subroutine, richiamata dalle righe di codice "GET\_VAR" e "PUT\_VAR", che permettono al simulatore rispettivamente di sospendersi per generare il file *Output\_opt.dat* contenente i valori originali delle variabili da passare all'ottimizzatore e di avviarsi avendo preventivamente letto il file *Input\_opt.dat* che contiene gli aggiornamenti delle variabili per il passo di ottimizzazione corrente. La fase di lettura dei risultati del processo di simulazione invece non comporta particolari complessità, in quanto Gasdyn genera dei files in formato *Comma Separated Value (.csv)* facilmente leggibili da MATLAB®.

In

Figura 3.1 è schematizzato l'intero processo di scambio di variabili tra i programmi, ed è evidenziato l'utilizzo delle righe di codice "GET\_VAR" e "PUT\_VAR" che permettono a Gasdyn di gestire i files di scambio.

### 3.2.4 Variabili, obiettivi e vincoli

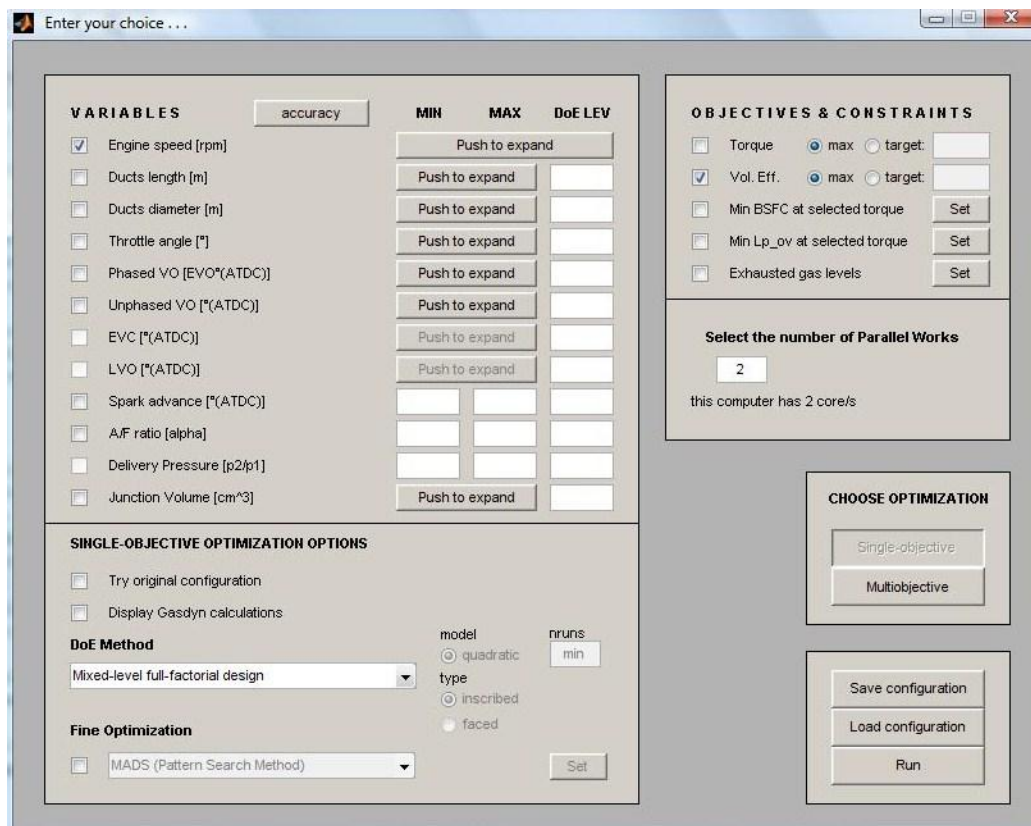
#### *Variabili*

Le variabili selezionabili in OptimICE sono:

- lunghezze dei condotti (*Ducts lenght [m]*);
- diametro dei condotti (*Ducts diameter [m]*);
- angolo di apertura della valvola a farfalla (*Throttle angle [°]*);
- fasatura delle valvole di aspirazione e di scarico, sia nel caso queste siano fisse tra di loro (*Phased VO [EVO°(ATDC)]*), sia nel caso opposto (*Unphased VO [EVO°(ATDC)]*);
- *EVC [°(ATDC)]*;
- *LVO [°(ATDC)]*;
- l'anticipo di accensione del combustibile (*Spark advance [°(ATDC)]*);
- il rapporto aria/combustibile (*A/F ratio [alfa]*);
- il rapporto di compressione (*Delivery Pressure [p<sub>2</sub>/p<sub>1</sub>]*).

È stato reputato importante anche aggiungere la possibilità di gestire nell'ottimizzazione anche le caratteristiche dei *Volumi*, rendendo disponibile quindi tra le variabili anche il relativo elemento: *Junction Volume [cm<sup>3</sup>]*.

Come abbiamo scritto precedentemente Gasdyn effettua simulazioni monodimensionali, considerando trascurabili le dimensioni dei condotti: tuttavia alcuni fenomeni di dissipazione energetica e riflessione di onde sono prettamente tridimensionali e quindi sfuggirebbero al codice, che non potrebbe quindi interpretarle correttamente.



**Figura 3.2** Interfaccia grafica di OptimICE. È possibile notare: in alto a sinistra la finestra di gestione delle variabili; in alto a destra la sezione di gestione degli obiettivi e dei vincoli; in basso a sinistra la zona di selezione della tipologia di ottimizzazione; in basso a destra il numero di processori da utilizzare, i tasti di scelta tra problema a singolo obiettivo o multi-obiettivo e i bottoni di salvataggio e caricamento della configurazione nonché il tasto di conferma del processo di ottimizzazione.

I volumi allora possono essere utilizzati per quei componenti di dimensioni maggiori, in cui si hanno smorzamenti delle oscillazioni di pressione, come ad esempio i plenum. Risulta quindi vantaggioso per il nostro progetto avere la possibilità di gestire anche questa ulteriore variabile.

Per ognuna delle variabili inoltre è possibile selezionare l'intervallo in cui far variare ognuna delle variabili (le caselle *MIN* e *MAX*); alcune però presentano anche ulteriori impostazioni da poter selezionare, quindi è stato ritenuto opportuno inserirlo all'interno di una ulteriore finestra, accessibili attraverso il tasto 'Push to expand'.

Da ultimo è bene notare che anche se il regime di rotazione del motore è presente tra le variabili, non può essere deselezionato, in quanto non rappresenta una vera variabile del processo (è possibile però deselezionare alcuni regimi di

rotazione dei quali non si vogliono avere informazioni, per migliorare il tempo di ottimizzazione).

### Obbiettivi

Gli obbiettivi presenti nell'ottimizzatore sono diversi:

- coppia motrice (*Torque [Nm]*): due sono le modalità con cui è selezionabile questo obbiettivo: *Max torque* e *Target torque*. Nella prima il codice cerca di massimizzare la coppia motrice; nella seconda invece cerca di raggiungere la coppia impostata.
- riempimento volumetrico (*Vol. Eff. [%]*): anche in questo caso è possibile ricercare il riempimento massimo (*Max Vol. Eff.*) oppure cercare di raggiungere un valore impostato (*Target Vol. Eff.*).
- minimi consumi specifici al livello di coppia selezionato (*Min BSFC at selected torque [g/kWh]*): viene ricercata tra tutte le configurazioni che forniscono l'esatta coppia inserita, quella con il consumo di combustibile minore; attraverso il pulsante 'Set' è possibile anche selezionare una coppia diversa da quella originale, esprimendola come percentuale di quest'ultima.

Unitamente a questi obbiettivi è stato ritenuto opportuno, per il lavoro che si preludeva, affiancarne un altro:

- minimo livello di pressione sonora globale al livello di coppia selezionato (*Min Lp\_ov at selected torque [dB]*).

In Gasdyn è possibile selezionare per le sezioni di ingresso e di uscita il livello di pressione sonora generato; selezionando anche la curva di ponderazione adeguata e la distanza del microfono dalla sorgente, è possibile valutare l'effetto delle onde di pressione sull'orecchio, e quindi la rumorosità del sistema.

Schematizzando gli elementi silenziatori e valutandoli isolatamente si può determinare anche la *Transmission Loss* del gruppo, così da valutare le prestazioni offerte.

Tuttavia in OptimICE non era presente la possibilità di sfruttare queste caratteristiche di Gasdyn al fine di migliorare il sistema acustico del propulsore, limitandone la rumorosità.

Precedentemente la progettazione di un singolo silenziatore che si avvalsesse del codice Gasdyn per la valutazione delle prestazioni, comportava 3 passi fondamentali:

- determinazione della tipologia di silenziatore e delle sue caratteristiche geometriche, in base alle frequenze da mitigare;
- implementazione in Gasdyn e analisi del comportamento acustico: valutazione della *Transmission Loss* e della *Insertion Loss*;



- modifica manuale delle dimensioni geometriche al fine di minimizzare il livello di pressione sonora.

Si nota come l'ultima operazione richiedesse all'operatore di impostare le dimensioni dei silenziatori manualmente, di attendere il completamento del processo di simulazione e infine di valutare le prestazioni ottenute; tuttavia a causa della difficile dinamica delle onde sonore queste potevano divergere da quello desiderato, e ciò comportava l'ulteriore modifica dei parametri sensibili per migliorare le prestazioni.

Bisogna inoltre considerare l'interazione esistente tra due silenziatori qualora vengano accoppiati in un unico gruppo: l'inserimento di un ulteriore elemento modifica il sistema, andando ad incidere anche sulle prestazioni dell'altro componente. Non sempre due silenziatori costruiti per abbattere due distinte frequenze accoppiati tra loro sortiscono l'effetto desiderato: potrebbero addirittura amplificare alcune frequenze, aumentando il livello di pressione sonora globale.

A tutto ciò va inoltre aggiunto l'effetto che un sistema di abbattimento del rumore comporta su fenomeni quali ad esempio il riempimento volumetrico: delle capacità posizionate in serie o in parallelo con il condotto di aspirazione modificano il propagarsi delle onde di pressione e ciò provoca modifiche nelle dinamiche di ricarica della miscela di aria fresca; l'inserimento di elementi senza valutare opportunamente questi fattori può far scadere le prestazioni del motore.

Risulta evidente quindi la complessità che comporta l'inserimento e il dimensionamento di un sistema atto a ridurre il rumore. È risultato quindi opportuno implementare all'interno del codice OptimICE la possibilità di selezionare come obiettivo dell'ottimizzazione anche il livello di pressione sonora globale, riducendo così la necessità di interventi da parte dell'operatore.

Il processo parte sempre dalla scelta della tipologia di silenziatore e da un dimensionamento di massima dello stesso, in modo da abbattere delle frequenze di interesse; poi si procede alla sua implementazione in Gasdyn e alla valutazione delle prestazioni. Con OptimICE è possibile quindi selezionare come variabili la lunghezza e il diametro degli elementi che costituiscono il silenziatore: è così possibile valutare in maniera del tutto automatica se delle variazioni geometriche comportano una diminuzione efficace del livello sonoro e se queste incidono anche sulle prestazioni del propulsore. Nell'ottimizzazione fine è possibile infine indirizzare il codice nella ricerca di una configurazione che preservando la coppia erogata consenta di minimizzare il rumore emesso.

#### *Vincoli*

I vincoli espressamente selezionabili sono quelli relativi alle emissioni gassose allo scarico (*Exhausted gas levels*):

- monossido di carbonio (*CO [ppm]*);

- anidride carbonica ( $CO_2$  [ppm]);
- ossidi di azoto ( $NO_x$  [ppm]);
- idrocarburi incombusti ( $HC$  [ppm]);
- ossigeno ( $O_2$  [ppm]).

Finora abbiamo visionato l'impostazione delle variabili degli obiettivi e dei vincoli nel caso di ricerca del minimo di una funzione a singolo obiettivo; è possibile tuttavia selezionare anche la ricerca di una configurazione che ottimizzi contemporaneamente due o più obiettivi: in questo caso compaiono alcune differenze:

- la coppia motrice e il riempimento volumetrico possono solo essere massimizzati, in quanto lo scopo di un problema multi-obiettivo è quello di determinare l'interazione tra diversi obiettivi: imporre un valore fisso a uno degli obiettivi comporterebbe l'insorgere di un vincolo, non di un obiettivo;
- nella ricerca della configurazione di minimo consumo specifico o minima emissione sonora il vincolo sulla coppia è più rilassato, cioè le configurazioni valide sono quelle che mantengono la coppia motrice almeno pari a quella selezionata, e non esattamente uguale come accadeva precedentemente: questo perché si sta ricercando il trade-off tra differenti obiettivi; la scelta di un vincolo di uguaglianza sulla coppia non permetterebbe l'analisi delle possibili interazioni;
- i gas di scarico possono essere impostati sia come vincoli che come obiettivi che come entrambi, mentre precedentemente era possibile solo ricercare la configurazione che permettesse di raggiungere la coppia desiderata nel rispetto dei limiti massimi delle emissioni gassose.

### 3.2.5 Procedura di ottimizzazione

Una volta implementato il modello del motore e del sistema in cui è inserito, e validato tale sistema, l'ottimizzazione consta di 4 passaggi:

1. selezione delle variabili oggetto della procedura, con i rispettivi intervalli di validità, degli obiettivi da raggiungere, dei vincoli da imporre ed inoltre l'algoritmo risolutivo con cui OptimICE determinerà la soluzione migliore;
2. esecuzione delle prove preliminari *DoE* (*Design of Experiment*) in base al metodo selezionato;
3. approssimazione dei punti testati con una superficie quadratica (*RSM*);
4. esecuzione dell'ottimizzazione con l'algoritmo indicato.

Il primo passaggio è stato ampiamente discusso precedentemente; ci occuperemo adesso dell'analisi dei restanti punti.

I DoE sono una serie di tecniche statistiche in grado di selezionare in maniera intelligente le prove minime necessarie per un'analisi: nate per problemi di carattere generale, possono essere applicate con successo anche al campo motoristico. Una volta selezionate le variabili questi metodi determinano in quanti livelli dividere i loro range e quali punti dello spazio delle variabili testare. In OptimICE sono stati implementati più metodi DoE:

- *Full Factorial Design*: è il metodo più semplice e consiste nel dividere lo spazio di variabilità in un numero uguale di livelli equispaziati per ogni variabile selezionata e di testare tutti i punti così generati. Questo metodo è sicuramente vantaggioso per studiare tutto l'iperspazio delle variabili, e agendo sul numero di livelli, avere una descrizione tanto più accurata quanto alto è il numero degli stessi. L'aspetto negativo è la crescita esponenziale del numero di prove da effettuare con l'aumentare delle variabili e dei livelli.
- *Central Composite Design*: è un metodo ideato appositamente per approssimare i punti testati con una ipersuperficie di secondo grado. È possibile selezionare due modalità: *inscribed* e *faced*, differenti tra di loro solo per il numero di livelli in cui suddividere il campo di variabilità (rimane costante per entrambe le modalità il numero di punti da testare). Nella prima modalità un numero di punti pari a  $2^n$ , con  $n$  il numero di variabili, viene utilizzato per formare i vertici dell'ipercubo, mentre i restanti  $2n+1$  punti vengono distribuiti su ulteriori 3 livelli all'esterno delle facce del volume, formando quindi uno spazio a 5 livelli. Nella seconda modalità invece, restando valida la creazione dell'ipercubo, i restanti punti vengono distribuiti tra i livelli già determinati e uno ulteriore creato appositamente, per un totale di 3 livelli. In Figura 3.3 sono riportati i grafici dei punti da testare nel caso di tre variabili.

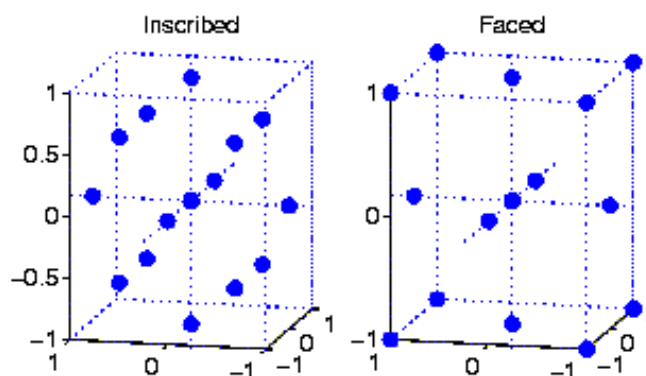


Figura 3.3 Punti determinati dal metodo *Central Composite Design*: a sinistra nella modalità *inscribed*, a destra nella modalità *faced*.

- *Box-Behnken Design*: come il *central composite design* anche questo metodo testa dei punti adatti all'approssimazione con ipersuperfici quadratiche. Richiede per essere utilizzato un numero di variabili almeno pari a tre e posiziona i punti come mostrato in Figura 3.4. Si nota una certa somiglianza con il metodo precedente, infatti viene sempre creato un ipercubo, tuttavia i punti vengono sempre posizionati sui lati e non sui vertici. Questo comporta un vantaggio poiché così il numero di prove è piuttosto limitato; tuttavia la capacità predittiva ai vertici dell'ipercubo è piuttosto scarsa.

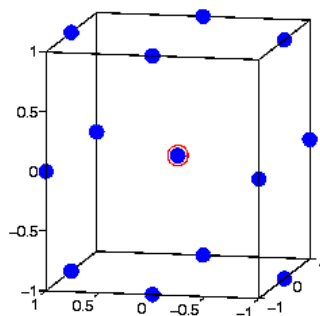


Figura 3.4 Punti determinati dal metodo *Box-Behnken Design*.

- *D-optimal Design*: questo metodo appartiene alla categoria dei cosiddetti *computer-aided design*, utilizzati quando i metodi classici non si adattano al problema o sono impraticabili. L'algoritmo, attraverso un processo iterativo cerca di massimizzare il determinante della matrice di Fisher,  $X^T X$ , dove  $X$  rappresenta la matrice di regressione: poiché la matrice di Fisher è proporzionale all'inverso della matrice di covarianza dei parametri, massimizzare il suo determinante equivale a minimizzare quello della matrice di covarianza. Il D-optimal genera automaticamente un design iniziale adatto al modello di regressione scelto (in questo caso quadratico) per poi cambiare, uno alla volta e attraverso un processo iterativo, i valori di tutte le variabili normalizzate con l'intento di ridurre la varianza dei coefficienti che saranno stimati attraverso questo design. In MATLAB<sup>®</sup> sono presenti diversi algoritmi per eseguire questo tipo di design: quello implementato è il *coordinate exchange algorithm*.

Una volta terminati i test sulle configurazioni, il codice crea la ipersuperficie interpolante, avendo preventivamente eliminato i set di variabili che hanno fallito la simulazione o che hanno superato i limiti imposti. È stata scelta una ipersuperficie quadratica in quanto questa rappresenta la strategia migliore per la ricerca di un punto di minimo o di massimo quando non siano disponibili informazioni accurate sul tipo di modello adatto a rappresentare la funzione in

esame, e soprattutto nei casi in cui non siano ben note le possibili interazioni fra i fattori considerati e il numero degli stessi sia elevato.

A questo punto la procedura di ottimizzazione si differenzia a seconda del tipo di ottimizzazione.

Nel caso di problema a singolo obiettivo la procedura di ricerca della configurazione ottimale prende il nome di *ottimizzazione fine* e viene eseguita attraverso uno dei procedimenti precedentemente descritti (MADS oppure algoritmo genetico). Il punto di partenza di tale processo è solitamente quello calcolato nella fase di DoE, quindi concettualmente il minimo o il massimo; tuttavia può accadere che un punto testato nella fase preliminare abbia delle caratteristiche migliori: allora il punto di partenza viene sostituito e la procedura di ottimizzazione fine inizia da questo nuovo ottimo.

Nel caso di problemi multi-obiettivo invece bisogna distinguere tra le metodologie.

Se viene selezionato l'algoritmo *Epsilon-constraints*, il metodo identifica i massimi di ogni singola funzione obiettivo, e il processo di ottimizzazione parte dalla configurazione migliore; anche in questo caso se in fase preliminare un test di DoE ha fornito un risultato migliore di quello generato dal processo matematico, questo diventa il nuovo punto di partenza della procedura di ottimizzazione.

Se invece è selezionato l'algoritmo genetico, è possibile impostare anche la metodologia di selezione della popolazione iniziale. Una popolazione *'random'* implica anche la non esecuzione delle prove preliminari, in quanto la prima generazione è completamente casuale. Una popolazione *'singleobjective'* mostra le stesse caratteristiche del metodo epsilon-constraints. Una popolazione *'DoE'* infine sfrutta il modello matematico per ricavare da esso tutti i possibili punti non dominati, da utilizzare come prima generazione

Una volta terminata la ricerca della configurazione ottimale, i risultati vengono salvati nel file *FinalResults.csv*: vengono registrati i livelli delle variabili, se sono determinate da prove di DoE o di ottimizzazione, e i valori degli obiettivi; l'ultima riga presenta infine la configurazione migliore.

## Capitolo 4

# Definizione della fasatura e ottimizzazione della lunghezza del condotto di aspirazione.

### 4.1 Il sistema EGR e la fasatura

Il primo incarico pratico portato avanti nell'ambito del progetto PIACE, ha riguardato la definizione delle leggi di alzata delle valvole e quindi della fasatura. Nel modello originariamente fornitoci i profili delle camme non erano ancora stati definiti, ragion per cui era stato necessario ipotizzare le leggi di alzata basandosi su conoscenze pregresse relative a motori simili. Al fine di contenere la temperatura massima in camera di combustione, riducendo così l'emissione di ossidi di azoto, si era stabilito già in fase preliminare di operare un ricircolo di gas combusti, meglio noto come *EGR (Exhaust Gas Recirculation)*. Oltre i 2000 K infatti le molecole biatomiche di ossigeno e di azoto tendono a dissociarsi in singoli atomi che si combinano tra di loro. I tempi assai contenuti e i forti gradienti di pressione e temperatura presenti in camera di combustione fanno sì che non vi sia una vera condizione di equilibrio chimico; la forte diminuzione di temperatura legata all'espansione porta infatti al congelamento delle reazioni, tanto che parte dell'*NO* rimane come costituente dei gas combusti. I fattori che maggiormente influiscono sulla quantità di ossidi di azoto prodotti sono, in ordine di importanza, il rapporto aria/combustibile, il valore dell'anticipo e il grado di *EGR*, inteso come percentuale di gas combusti riciccolati rispetto al volume totale della carica aspirata. In breve possiamo dire che il rapporto di equivalenza influisce sulla temperatura massima in camera di combustione, che aumenta con l'impiego di miscele più ricche; in questo caso però la disponibilità di ossigeno è minore, ragion per cui la formazione degli *NO<sub>x</sub>* è inibita. Utilizzando miscele povere il discorso può dirsi speculare; ciò porta a concludere che il massimo della produzione di ossidi di azoto si ha per valori del rapporto di miscela pari allo stechiometrico o leggermente superiori, visto che la progressiva riduzione della temperatura viene inizialmente compensata da una maggiore disponibilità di ossigeno. Per quanto riguarda l'anticipo dell'accensione, tanto più esso è grande, maggiore sarà la temperatura in camera di combustione. La percentuale di miscela bruciata prima del raggiungimento del punto morto superiore cresce infatti con l'anticipo,

comportando un aumento della pressione e della temperatura massime del ciclo, e, di conseguenza, dell'emissione di ossidi di azoto. Nel nostro caso, visto il funzionamento a regime fisso del motore, il rapporto di miscela è fissato sullo stechiometrico; per quanto riguarda l'anticipo esso risultava già definito e non è stato necessario operare delle variazioni. L'unica leva rimasta disponibile al fine di abbattere gli  $NO_x$  era dunque l'*EGR*. Le modalità di ricircolo dei gas combusti sono sostanzialmente due: l'*EGR esterno* in cui i gas vengono prelevati a valle della valvola di scarico e convogliati a monte di quella di aspirazione attraverso un apposito condotto, e l'*EGR interno* ottenuto studiando la fasatura in modo che la valvola di scarico resti aperta durante la prima parte della corsa di aspirazione, facendo rifluire una frazione dei gas combusti all'interno del cilindro. In entrambi i casi, trattandosi di una miscela costituita nella sua quasi totalità di azoto, anidride carbonica e vapore acqueo, si ottengono due effetti che concorrono a ridurre le emissioni di ossidi di azoto: in primo luogo, aggiungendo inerti in camera di combustione, il calore liberato dalla reazione di ossidazione si ripartisce su una massa maggiore, abbassando dunque la temperatura, allo stesso tempo si registra una riduzione della percentuale di ossigeno. La quantità di gas riciclati può arrivare al 15-25% prima che il funzionamento del motore diventi eccessivamente irregolare.

Come anticipato, l'*EGR* era già stato previsto in fase di progetto preliminare; ispirandosi alla soluzione impiegata dalla Honda, si era optato per un ricircolo interno, studiando la fasatura di conseguenza. Giunti ad una fase più avanzata del progetto l'orientamento si è spostato verso l'*EGR esterno*, ragion per cui è stato necessario ridefinire totalmente la fasatura tenendo conto anche delle nuove leggi di alzata, ricavate da un processo di *reverse engineering* dell'unità EcoWill.

#### 4.1.1 Leggi di alzata

Partendo dal profilo delle camme sono state ricavate appunto le leggi di alzata relative alle valvole di aspirazione e di scarico del motore Honda. Esse si presentano differenti tra di loro sia per il tempo di apertura, pari a circa  $340^\circ$  sullo scarico contro i  $390^\circ$  dell'aspirazione, sia per il valore massimo dell'alzata, che raggiunge i 5,94 mm sulla valvola di scarico mentre arriva a 5,53 sull'aspirazione. A questo punto si è scelto di prendere spunto dalle suddette leggi di alzata, andando ad adattare alle esigenze e alle caratteristiche del motore PIACE. In primo luogo è stato necessario scalare le curve in modo che i valori di alzata massima si attestassero entrambi su 7,5 mm, valore stabilito in fase di progetto preliminare; per fare ciò si è determinato un fattore di scala rapportando i 7,5 mm al valore di alzata massima di ciascuna delle due curve, procedendo poi a moltiplicare per tale fattore le curve stesse. In seconda battuta

si è inserito un gioco di 0,5 mm tra la camma e lo stelo della valvola quando quest'ultima è chiusa. Ciò si traduce materialmente in una traslazione verso il basso della curva rappresentante la legge di alzata: il tempo di apertura della valvola, espresso attraverso l'angolo di manovella si riduce, così come l'alzata massima che nel nostro caso passa, come facilmente intuibile, a 7 mm. Il risultato è visualizzabile nel grafico di Figura 4.1 in cui sono riportate le curve relative alle due leggi di alzata. Come logico attendersi si può notare che la curva relativa allo scarico, così come era nell' EcoWill, risulta più stretta rispetto a quella dell'aspirazione. Da notare che la riduzione dei tempi di apertura di entrambe le valvole, conseguente all'introduzione del gioco, è notevole; questo è dovuto alla forma della curva, che presenta delle rampe iniziali e finali molto lunghe, che si traducono in un'apertura molto graduale delle valvole. Per quanto riguarda lo scarico, si ha una riduzione del tempo di apertura pari a circa  $140^\circ$ , che diventano  $170^\circ$  sull'aspirazione.

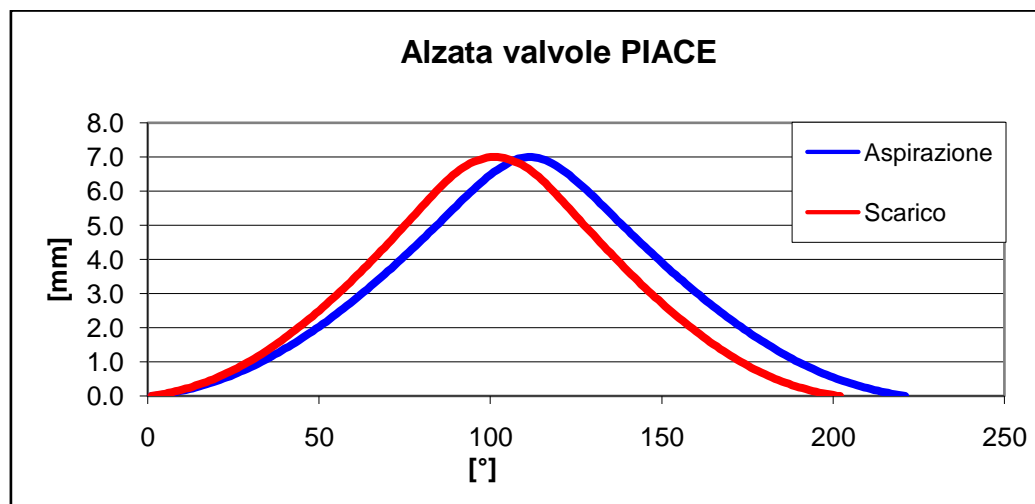


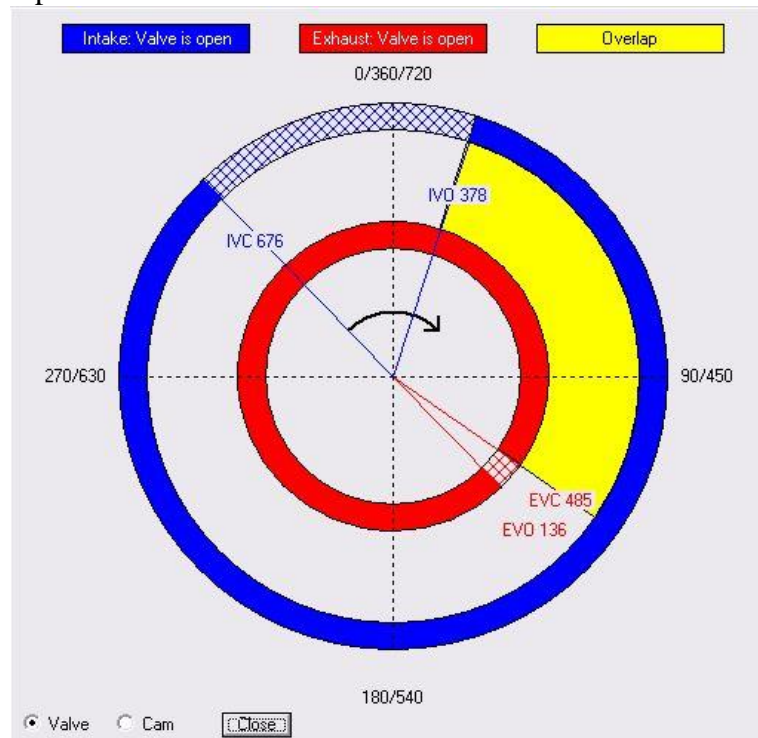
Figura 4.1. Leggi di alzata delle valvole di aspirazione e scarico del motore PIACE.

### 4.1.2 Fasatura

A questo punto, definite le leggi di alzata, si è passati all'analisi della fasatura. Come anticipato, il progetto prevedeva l'utilizzo di un sistema di EGR esterno, ragion per cui la fasatura avrebbe dovuto essere radicalmente diversa da quella del motore Honda, che prevedeva un incrocio molto ampio (Figura 4.2) per permettere a parte dei gas combusti presenti nel condotto di scarico di rientrare in camera di combustione, al fine di realizzare l'EGR interno. Per prima cosa si è dunque scelto di annullare totalmente l'incrocio; partendo da questo presupposto è stato implementato in Gasdyn un modello che prevedesse la



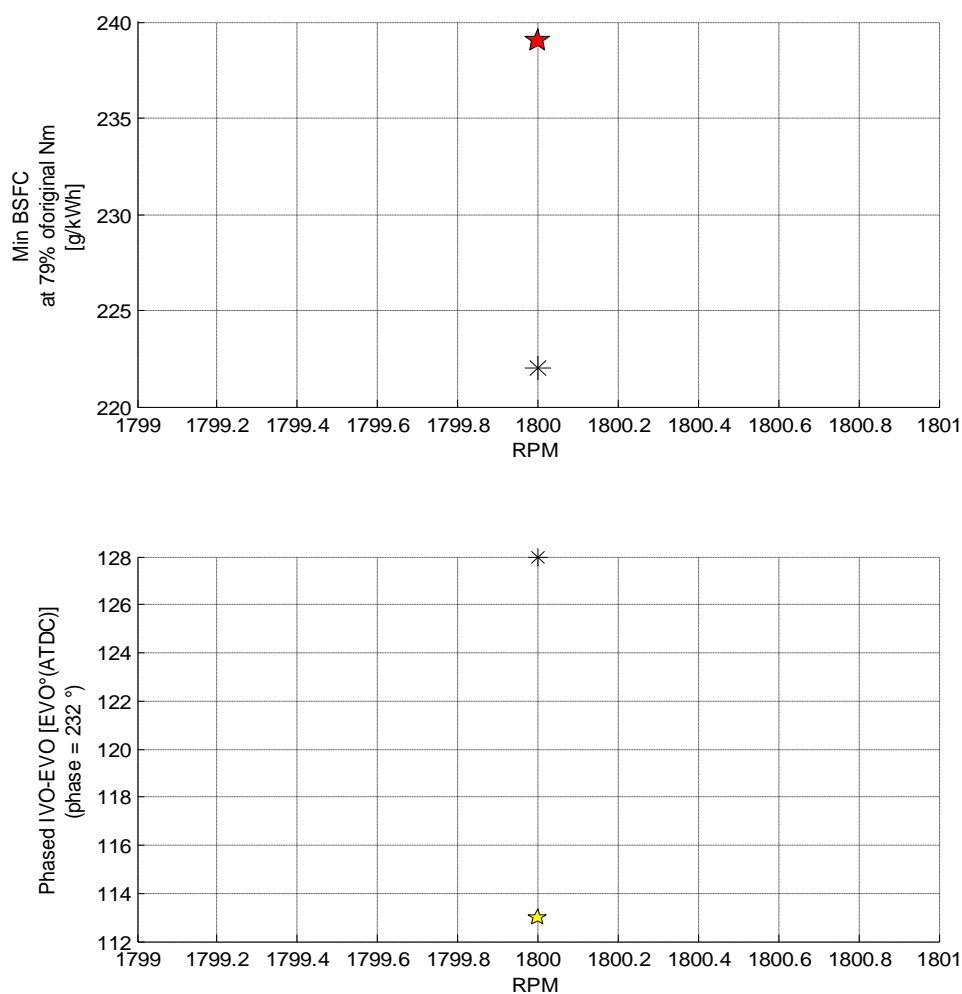
chiusura della valvola di scarico e l'apertura della valvola di aspirazione nel medesimo istante. In prima battuta tale istante è stato fatto corrispondere al momento in cui il pistone raggiunge il punto morto superiore al termine della corsa di scarico. Tale punto, secondo le convenzioni di Gasdyn, si trova  $360^\circ$  dopo lo zero; tutti i tempi sono infatti espressi attraverso l'angolo di manovella misurato a partire dall'istante in cui il pistone inverte il moto al termine della corsa di compressione.



**Figura 4.2. Fasatura del motore Honda EcoWill.**

Col motore in questa configurazione, è stata effettuata una simulazione numerica al fine di valutare le prestazioni. Il risultato è stato nel complesso buono, con dei consumi molto contenuti,  $221.6 \text{ g/kWh}$ , figli di un rendimento volumetrico superiore al 78%, e dei valori di coppia e di potenza rispettivamente pari a  $12 \text{ Nm}$  e  $2.3 \text{ kW}$ , superiori a quanto richiesto dalle specifiche di progetto. Per riportare queste ultime due grandezze sui valori corretti, si è deciso di eseguire un'ottimizzazione vincolando il valore della coppia; allo stadio di sviluppo a cui si trovava allora il programma OptimICE, non esisteva la possibilità di impostare direttamente il valore di coppia da garantire: esso poteva infatti essere inserito solo come percentuale della coppia erogata dal motore nella configurazione originale. Ad ogni modo, rapportando il valore da noi cercato, pari a  $10 \text{ Nm}$ , ai  $12 \text{ Nm}$ , si è facilmente giunti a dire che la coppia avrebbe dovuto essere pari al 79% del valore originale. Fermo restando il

vincolo sulla coppia, si è scelto di minimizzare i consumi, facendo variare l'istante di apertura della valvola di scarico, mantenendo però fissa la fasatura relativa tra le due, che, ricordiamo, prevedeva la corrispondenza tra l'istante di chiusura della valvola di scarico (*EVC Exhaust Valve Close*) e quello di apertura dell'aspirazione (*IVO Inlet Valve Open*). I risultati dell'ottimizzazione, riassunti nella Figura 4.3, sono piuttosto interessanti, in quanto si nota come il valore dei consumi specifici, seppur minimizzato, risulta maggiore di quello relativo alla configurazione di partenza.



**Figura 4.3. Risultati della prima ottimizzazione.**

Questo è possibile in quanto per l'ottimizzatore la suddetta configurazione non risulta valida, dal momento che viola il vincolo imposto sulla coppia. In termini

di consumo assoluto si ha comunque un miglioramento, si passa infatti da circa 510 g/h a circa 460 g/h: ciò è dovuto alla riduzione del rendimento volumetrico che, dal 78% scende al 70%. Si registra inoltre un netto miglioramento nei valori di emissione degli NO<sub>x</sub> che, da 140 parti per milione, scendono sotto le 40 parti per milione. Questa nuova configurazione, che anticipa tutto di circa 15°, portando l'*EVO* (*Exhaust Valve Open*) da 128° a 113°, è stata testata eseguendo una seconda ottimizzazione, impostando arbitrariamente l'*EVO* sui 110° e restringendone il campo di variazione; se nella prima ottimizzazione esso doveva essere compreso tra 100° e 150°, in questa seconda il valore massimo è stato ridotto a 120°. Ovviamente il vincolo sulla coppia è stato rivisto e impostato sul 100% del valore originale. Come auspicato, anche in questo caso il processo è giunto alla medesima soluzione, avallando i risultati già ottenuti in precedenza.

## 4.2 Lunghezza del condotto di aspirazione

Una volta definite la tipologia di EGR e la fasatura, si è passati al calcolo della lunghezza ottimale del condotto di aspirazione, in modo da tener conto dell'effetto inerziale e dell'effetto d'onda, al fine di migliorare le prestazioni del motore incrementando il coefficiente di riempimento. Va detto che, nonostante nel nostro caso la ricerca della prestazione pura fosse tutt'altro che prioritaria, una progettazione che tenga presenti anche questi aspetti è comunque da preferirsi.

### 4.2.1 Considerazioni teoriche

L'effetto inerziale è legato al moto di trasporto in stazionario del fluido che si trova all'interno del condotto di aspirazione. Tale massa d'aria, che può essere vista come un sistema massa-molla-smorzatore, viene eccitata dal periodico succedersi delle aspirazioni. Al fine di determinare agevolmente la frequenza propria del sistema, esso può essere schematizzato a parametri concentrati: la massa sarà quella del fluido all'interno del condotto, del quale si considera dunque solo l'inerzia, trascurandone la comprimibilità, mentre l'elasticità sarà quella del fluido contenuto nel cilindro che si immagina venga compresso ed espanso adiabaticamente, trascurandone il movimento. La frequenza propria sarà dunque quella di un risonatore i Helmholtz formato dall'insieme condotto cilindro

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{L*V_m}} \quad (4.1)$$

Come si può intuire, il massimo vantaggio in termini di coefficiente di riempimento si ha quando la suddetta frequenza propria risulta essere un multiplo pari di quella corrispondente ai giri motore. Nel caso in cui  $f_0$  sia pari al doppio della frequenza caratteristica del motore, la massa d'aria compie un'oscillazione completa nei  $180^\circ$  di manovella della corsa di aspirazione; per cui, essendo la massa d'aria compressa all'apertura della valvola, essa subirà la massima dilatazione a metà, a causa della sua inerzia, per tornare a comprimersi a fine corsa, premendo verso il cilindro e incrementando il riempimento. Questa metodologia di schematizzazione, basata sul risonatore di Helmholtz, risulta particolarmente valida per i monocilindrici, anche se può essere adattata anche a motori pluricilindrici. Un discorso duale può essere fatto anche per il sistema di scarico, andando a migliorare la fase di espulsione dei gas combusti; gli effetti sulle prestazioni sono comunque meno sensibili, ragion per cui, in questo caso si è scelto di tralasciare questo aspetto.

Gli effetti d'onda sono invece da ricondurre alle onde di pressione che si propagano nei condotti, riflettendosi ad ogni discontinuità; essi si distinguono in effetti d'onda a valvola aperta, che interferiscono direttamente sull'ingresso della carica nel cilindro, e effetti d'onda a valvola chiusa, che determinano le condizioni a monte della valvola stessa prima della sua apertura. Anche in questo caso essi si verificano sia nei condotti di aspirazione sia in quelli di scarico, ma in questa sede si considereranno solo i primi, più influenti sulle prestazioni del motore. Entrando nel dettaglio, l'effetto a valvola aperta può essere ricondotto all'impulso di depressione che si genera al momento della sua apertura e che si propaga nel condotto, alla velocità del suono, fino alla prima discontinuità, costituita per esempio da un brusco allargamento. Qui la pressione deve mantenersi costante, ragion per cui si genera un'onda di segno opposto, quindi di pressione, che si muove verso la valvola in modo che l'effetto globale delle due onde sia quello di annullare il salto di pressione. Vedendo la depressione generata dal pistone nella prima fase di aspirazione come somma di impulsi, è facile dedurre che si avrebbe un effetto positivo se le onde riflesse arrivassero sulla valvola nella fase terminale della corsa di aspirazione, quando il pistone ha perso la capacità di richiamare carica fresca nel cilindro. Perché ciò avvenga è necessario che il tempo necessario ad un impulso per percorrere il condotto e risalirlo sia circa pari alla metà della durata della corsa di aspirazione; in termini di angolo di manovella

$$\Delta\theta = 360^\circ * n * \frac{2L}{a} \cong 90^\circ \quad (4.2)$$

L'effetto a valvola chiusa si verifica invece a causa delle oscillazioni che interessano il volume di fluido contenuto nel condotto, dalla valvola al primo sensibile allargamento, durante il lungo periodo, pari a circa  $540^\circ$ , in cui la

valvola resta appunto chiusa. La frequenza caratteristica con cui oscilla un fluido contenuto in un tubo chiuso ad un estremo e aperto sull'altro è pari a

$$f_0 = \frac{a}{4L} \quad (4.3)$$

Da cui il semiperiodo, espresso in gradi di manovella

$$\frac{T_0}{2} = 360^\circ * n * \frac{2L}{a} \quad (4.4)$$

Calcolando il numero di volte in cui tale semiperiodo è contenuto nell'intervallo di chiusura della valvola, pari in teoria a  $540^\circ$ , è possibile stabilire se l'effetto sarà positivo o negativo. Se tale rapporto è, con debita approssimazione, un numero pari, si avrà un picco di pressione in corrispondenza della valvola nell'istante in cui essa si apre, viceversa, se il rapporto è dispari il riempimento sarà ostacolato, in quanto si avrà una depressione nella zona adiacente la valvola alla sua riapertura.

In generale gli effetti dinamici possono ottimizzare il riempimento solo ad un dato regime di rotazione; questo fatto risulta particolarmente vantaggioso nel nostro caso, dal momento che il motore PIACE è progettato per funzionare a regime fisso, pari a 1800 rpm.

#### 4.2.2 Progetto preliminare

La prima fase del processo di ottimizzazione del condotto di aspirazione ci ha visti impegnati nella scelta della lunghezza attraverso calcoli basati unicamente su considerazioni teoriche. Innanzitutto si è considerato l'effetto inerziale; per ottimizzare quest'ultimo è necessario che la frequenza propria del sistema smorzato mediante il quale può essere schematizzato il fluido contenuto nel condotto di aspirazione, sia un multiplo pari della frequenza di rotazione del motore, pari nel nostro caso a 60 Hz. Tenendo conto che la cilindrata media del motore risulta definita note le sue misure vitali, e che la sezione trasversale del condotto non è in discussione in questa sede, l'unica variabile da ottimizzare risulta la lunghezza del condotto stesso; quest'ultima dipende però da quale multiplo pari della frequenza di rotazione si decide di considerare. Da una prima analisi si nota che probabilmente si dovrà scegliere un multiplo maggiore di 2 al fine di mantenere le lunghezze su valori accettabili. In secondo luogo si è passati all'analisi dell'effetto a valvola aperta. In questo caso il valore, definita la velocità del suono in base alla temperatura e fissato il regime di rotazione, risulta definito. Si tratta però di una lunghezza già a prima vista eccessiva, ragion per cui sarà necessario considerare se sia o meno conveniente ottimizzare

tale effetto. In ultimo si è considerato l'effetto d'onda a valvola chiusa. In questo caso, come si può verificare nel precedente paragrafo, la lunghezza del condotto va a determinare il semiperiodo dell'oscillazione; questo deve essere contenuto un numero pari di volte nella durata del ciclo motore al netto della fase di aspirazione. E' evidente dunque che il valore ottimale della lunghezza dipenderà da quale multiplo di due si sceglie di considerare. Il conto è stato effettuato per un gran numero di multipli, al fine di permetterci di avere una panoramica completa delle lunghezze ottimali, dandoci così la possibilità di scegliere quella che si sposasse nel modo migliore anche con gli altri effetti. Si è notato che scegliendo il 24 la lunghezza risulta esattamente la medesima che ottimizza l'effetto a valvola aperta; tale valore, pari a circa 1,4 m, risulta comunque assolutamente eccessivo. I risultati relativi ai tre effetti sono risultati abbastanza difficili da far collimare, ragion per cui si è scelto di non considerare l'effetto a valvola aperta, che forniva in ogni caso valori eccessivi. Per quanto riguarda gli altri due, si è scelto il multiplo 4 per l'effetto inerziale, cui corrisponde un valore ottimale di lunghezza pari a 40,9 cm, e il multiplo 82 per l'effetto a valvola chiusa: in questo caso la lunghezza ideale è risultata pari a 41,4 cm. La lunghezza scelta per il condotto è stata dunque 41 cm

### 4.2.3 Simulazione numerica e ottimizzazione

Una volta definita la configurazione di partenza sulla base delle considerazioni teoriche, si è passati ad una verifica dei risultati tramite simulazione numerica con Gasdyn, tramite la quale si è potuto verificare un incremento del rendimento volumetrico di un paio di punti, a raggiungere il valore di 72.2 %. Nonostante il riscontro positivo avuto già a seguito dei calcoli teorici, si è deciso di sottoporre la soluzione appena trovata ad un processo di ottimizzazione che mirasse ad individuare la lunghezza del condotto di aspirazione in grado di massimizzare il coefficiente di riempimento. Il modello implementato prevedeva che il condotto di aspirazione fosse formato da vari segmenti, ragion per cui, al fine di ottimizzare la lunghezza complessiva, era necessario far variare in un certo intervallo la lunghezza di ciascun tratto; un'operazione del genere implicava un aumento degli oneri computazionali a fronte di nessun beneficio, ragion per cui si è scelto di razionalizzare il modello, prevedendo un unico condotto di adduzione. In questo modo si è passati da un'ottimizzazione multi-variabile ad una ben più rapida ottimizzazione mono-variabile. Come obiettivo si è scelta, ovviamente, la massimizzazione del rendimento volumetrico. L'intervallo scelto per la lunghezza del condotto è stato dimensionato in modo che il valore relativo alla soluzione originale, pari a 0.29 m, si posizionasse grossomodo al centro; riportiamo di seguito parti del *diary* relativo al processo di ottimizzazione:

\$ (Dx=10mm) filtro asp., 30°-60° - 60°-30° multiregime 4000-10000 rpm -  
18/01/2010 16.22.44 - PIACE EGR est cil mag asp unico -  
Compiled:18/01/2010

Configuration loaded from: D:\Documenti  
Fede\Università\Tesi\Simulazioni\Piace ottimizzazione condotto  
aspirazione\Condotto unico\Config 20100118T165612.mat  
Configuration saved in: D:\Documenti Fede\Università\Tesi\Simulazioni\Piace  
ottimizzazione condotto aspirazione\Condotto unico\Config  
20100119T093714.mat

List of selected variables:

Ducts length [m] DUC6 0.150 0.450

#### SINGLE-OBJECTIVE OPTIMIZATION

List of selected objectives:

Max volumetric efficiency

Display Gasdyn calculations: 0

Try original configuration: 1

Fine optimization: 1

Selected DoE method: Mixed-level full-factorial design

Total number of configurations to test: 11

...

Successful fine volumetric efficiency optimization . . .

Values of variables: 0.25

Test results:

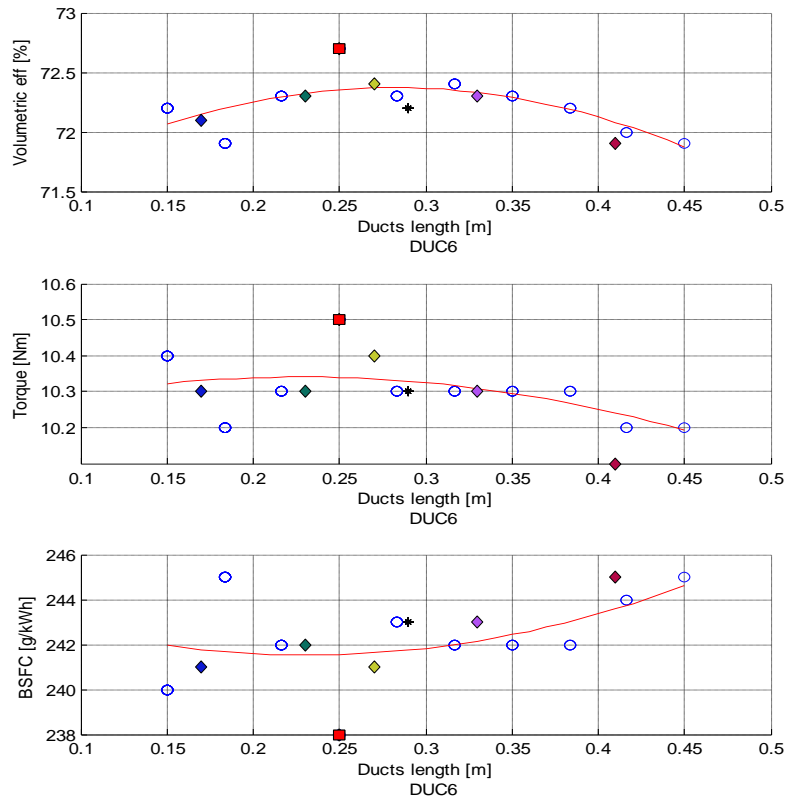
Volumetric efficiency [%]: 72.700

Torque [Nm]: 10.500

BSFC [g/kWh]: 238.000

CPU Time: 64.2188 sec.

Total elapsed time: 4.8 minutes for 17 tests (16 real, 1 cache, 0 skipped)



**Figura 4.4. Grafici relativi al processo di ottimizzazione della lunghezza del condotto di aspirazione. I pallini vuoti rappresentano le configurazioni provate durante il DoE, i rombi colorati quelle provate nell'ottimizzazione fine. Il quadrato rosso e l'asterisco sono, rispettivamente, la configurazione ottimizzata e quella di partenza.**

Come si può notare, il processo di ottimizzazione risulta assai rapido. Dal punto di vista dei risultati, la variazione in termini di lunghezza del condotto è piuttosto modesta e, in ogni caso, il valore individuato come ottimo, pari a 25.5 cm, è sufficientemente distante dagli estremi dell'intervallo da portarci a ritenere inutile un ulteriore processo di ottimizzazione. L'incremento del riempimento volumetrico di mezzo punto percentuale è relativamente contenuto, ma comunque sufficiente. Di seguito mostriamo i grafici restituiti dall'ottimizzatore, in cui si riassumono i valori dei parametri principali, coppia, rendimento volumetrico e consumo specifico, relativamente a ciascuna soluzione provata. (Figura 4.4)



## Capitolo 5

# Progetto e ottimizzazione del sistema di abbattimento del rumore gasdinamico.

### 5.1 Scelta del tipo di silenziatori da impiegare

La scelta della tipologia più consona di silenziatore da utilizzare è stata fatta sulla base di considerazioni teoriche, tenendo conto innanzitutto del regime di rotazione del motore. A partire da esso, che, come noto, nel motore PIACE è costante e pari a 1800 giri al minuto, si è determinata la frequenza  $f_0$  con cui si succedono i cicli:

$$f_0 = \frac{n_c * n}{\varepsilon} \quad (5.5)$$

Dove  $n$  rappresenta il numero di giri al secondo, pari nel nostro caso a 30,  $n_c$  il numero di cilindri, che, come noto è 1, ed  $\varepsilon$  il numero di giri necessario a compiere un ciclo, ossia 2 per un motore a quattro tempi. Inserendo i dati relativi al nostro motore, il valore di  $f_0$  che ne risulta è 15 Hz. Solitamente il campo in cui è necessario agire è limitato alle prime quattro armoniche della suddetta frequenza. In ogni caso si tratta di valori molto bassi, ragion per cui, la tipologia di silenziatori più adatta è quella di tipo reattivo. Stabilita la necessità di impiegare elementi di tipo Helmholtz, di camere in serie, o di colonne, tutti e tre ampiamente trattati nel Capitolo 2, il passo successivo è stato il dimensionamento di massima degli elementi e il loro posizionamento lungo i condotti.

### 5.2 Calcoli preliminari

In questa prima fase del progetto si sono fatte considerazioni puramente teoriche, a partire unicamente dai dati costruttivi, senza fare alcuna simulazione numerica del comportamento del sistema, come invece è stato ampiamente fatto negli step successivi.

### 5.2.1 Dimensionamento di massima

In prima battuta si è scelto di dimensionare una capacità in parallelo per il condotto di aspirazione. Come già visto nel Capitolo 2, la frequenza di risonanza di un silenziatore di tipo Helmholtz, ossia quella in corrispondenza della quale è massima l'attenuazione, è data dalla seguente relazione:

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{V_S}} \quad (5.6)$$

Con  $a$  che rappresenta la celerità del suono, pari a 331 m/s ad una temperatura di 300 K,  $V_S$  il volume della camera, e  $k$  un fattore che prende il nome di conduttività del collegamento, legato alla geometria del tratto di connessione tra la camera e il condotto. Avendo scelto di utilizzare un collo, l'espressione di  $k$  risulta:

$$k = \frac{\pi R^2}{\left(L + \frac{\pi R}{2}\right)} \quad (5.7)$$

Dove  $L$  e  $R$  esprimono rispettivamente la lunghezza e il raggio del tratto di collegamento; se il collegamento fosse semplicemente un foro,  $L$  andrebbe a zero e  $k$  diventerebbe pari alla metà del raggio  $R$ . Da ricordare come  $k$  e  $V_S$  vadano ad influenzare notevolmente anche la *Transmission Loss*, peraltro non molto interessante allo stato attuale dell'analisi, la quale cresce all'aumentare delle due suddette grandezze. Già da una valutazione approssimativa risulta evidente che se si volesse dimensionare il silenziatore in modo da avere il massimo dell'attenuazione sulla prima armonica, ossia sui 15 Hz, sarebbe necessario realizzare una camera assai voluminosa. Per dare un'idea, un collegamento di 200 mm di lunghezza, con un raggio di 10 mm, porterebbe ad avere una  $k$  pari ad 1.46, e di conseguenza ad un volume  $V_S$  di oltre 32 m<sup>3</sup>; ipotizzando una geometria cubica, avremmo un elemento di 5.7 m di lato. Nella Tabella 5.1 riportiamo il volume della camera al variare dei parametri costruttivi e dell'armonica per cui la si vuole dimensionare.

		15 Hz			75 Hz			150 Hz		
		R [mm]			R [mm]			R [mm]		
		5	10	15	5	10	15	5	10	15
L [mm]	100	16.938	4.543	2.156	0.678	0.182	0.086	0.169	0.045	0.022
	200	32.642	8.469	3.901	1.306	0.339	0.156	0.326	0.085	0.039
	300	48.347	12.395	5.646	1.934	0.496	0.226	0.483	0.124	0.056

**Tabella 5.1. Volumi teorici [m<sup>3</sup>] di una camera in parallelo al variare delle dimensioni del collo e della frequenza da abbattere nell'ipotesi di celerità del suono pari a 331 m/s.**

Risulta immediatamente evidente come all'aumentare della frequenza fondamentale le dimensioni divengano via via più accettabili; inoltre, condotti di collegamento più corti e larghi, ossia valori di conduttività del collegamento  $k$  più alti, si traducono anch'essi in una riduzione del volume della camera. Un discorso in tutto e per tutto analogo può essere fatto sullo scarico, con la sola differenza data dalla temperatura più alta dei gas che fluiscono nel condotto, con conseguente aumento della celerità e ulteriore crescita dei volumi.

Oltre ai risonatori di Helmholtz, al fine di abbattere rumori a frequenze basse è possibile impiegare le camere in serie. Le frequenze di risonanza, in corrispondenza delle quali la camera risulta assolutamente trasparente sono date dalla fondamentale

$$f_0 = \frac{a}{2L} \quad (5.8)$$

e dai suoi multipli interi. Man mano che ci si allontana da queste frequenze l'attenuazione cresce in maniera tanto più evidente quanto maggiore è la variazione di sezione rispetto a quella del condotto. Alla luce di quanto detto, al fine di avere la massima attenuazione in corrispondenza di una certa frequenza, la maniera più logica di procedere consiste nel dimensionare la camera in modo che presenti la frequenza di risonanza ad un valore doppio rispetto a quella che si vuole abbattere. Per tanto, entrando nel dettaglio del nostro caso, essendo la prima frequenza di interesse pari a 15 Hz si potrebbe dimensionare la camera sui 30 Hz; questo però renderebbe il sistema trasparente in corrispondenza di tutti i multipli pari della frequenza fondamentale del motore. In ogni caso, assumendo come prima un valore della celerità del suono pari a 331 m/s, si giunge agevolmente alla conclusione che le dimensioni risulterebbero a dir poco inaccettabili, in quanto la lunghezza supererebbe i 5 m. Il legame tra la frequenza propria e la lunghezza è lineare, cosa che ci porta alla conclusione che le dimensioni potrebbero essere accettabili solo dimensionando la camera dai 300 Hz in su, come si può notare nella Tabella 5.2.

	f0 [Hz]			
	30	60	150	300
L [m]	5.52	2.76	1.10	0.55

**Tabella 5.2. Lunghezza dei silenziatori a camera in serie al variare della frequenza da abbattere, nell'ipotesi di celerità del suono pari a 331 m/s.**

Una terza possibilità potrebbe essere l'impiego di silenziatori a colonna, la cui azione è molto puntuale, e centrata su una data frequenza. Allo stato attuale del procedimento è però difficile ricorrere a questa soluzione in quanto dal punto di vista teorico le frequenze da abbattere risultano assai basse, e questo implicherebbe dimensioni delle colonne eccessive, anche ricorrendo

all'espedito di costruirle concentriche. Per dare un'idea di massima, considerando che la frequenza propria della colonna è

$$f_0 = \frac{a}{4L} \quad (5.9)$$

e che la  $TL$  di questo tipo di silenziatori prevede un picco in corrispondenza della frequenza propria e dei suoi multipli dispari, una colonna di 1 m di lunghezza andrebbe ad abbattere gli 82 Hz. Analogamente a quanto fatto per le camere in serie, la Tabella 5.3 vuole dare l'idea di quelle che devono essere le dimensioni di un silenziatore a colonna al variare della frequenza su cui si desidera intervenire.

	f0 [Hz]			
	30	60	150	300
L [m]	2.76	1.38	0.55	0.28

**Tabella 5.3. Lunghezza dei silenziatori a colonna al variare della frequenza da abbattere, nell'ipotesi di celerità del suono pari a 331 m/s.**

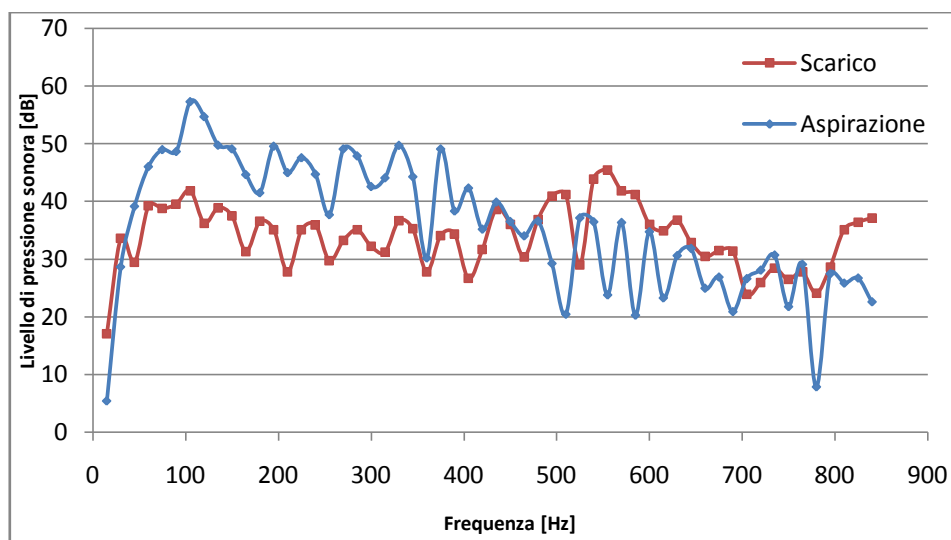
## 5.2.2 Posizionamento lungo i condotti

Il posizionamento dei vari elementi lungo il condotto, inteso come la scelta della posizione reciproca e le distanze relative è un'operazione che non può essere portata avanti con gli elementi di cui si dispone a questo punto dell'analisi. Per stabilire i punti in cui l'inserzione di un dato elemento risulterebbe maggiormente efficace, è infatti necessario conoscere la distribuzione delle onde di pressione all'interno del condotto. Analizzando queste ultime si può quindi fare in modo che l'elemento vada a porsi in corrispondenza di un massimo della suddetta onda; se infatti il silenziatore fosse posto laddove vi è un nodo, la sua azione sarebbe nulla. Per ottenere dati del genere è però necessario ricorrere a delle prove sperimentali o a delle simulazioni numeriche, ragion per cui si rimanda l'operazione ai paragrafi successivi.

## 5.3 Simulazione con Gasdyn e ottimizzazione con OptimICE

Come risulta evidente da quanto scritto nei paragrafi precedenti, lo studio a livello teorico di una soluzione efficace risulta pressoché impossibile. Ragion per cui in primo luogo è stato necessario procedere ad una simulazione numerica richiedendo come output i dati relativi al rumore gasdinamico sulle sezioni di ingresso e di uscita. Il file restituito dal simulatore monodimensionale Gasdyn,

denominato Noise.dat, indica il livello di pressione sonora alle varie frequenze, dando la possibilità di individuare quelle su cui concentrarsi con le operazioni di abbattimento. Una volta implementato il modello attraverso il pre-processore Gasdyn-Pre, è stata lanciata la simulazione al fine di definire il comportamento del motore in configurazione originale, senza alcun genere di silenziatore. Il risultato è stato interessante, in quanto, oltre ad aver fornito un valore di pressione sonora di partenza, ha evidenziato che la frequenza che contribuisce maggiormente alla generazione di rumore non è la prima armonica, bensì la settima, corrispondente ai 105 Hz; questo si verifica sia allo scarico che all'aspirazione, come si può notare in Figura 5.5



**Figura 5.5. Andamento del livello di pressione sonora allo scarico e all'aspirazione in funzione della frequenza.**

Analizzando il grafico dello scarico si nota inoltre che un forte contributo al livello di pressione sonora globale viene dalle frequenze attorno ai 550 Hz, il che suggerisce di utilizzare due elementi differenti, uno dimensionato sui 105 Hz e l'altro appunto sui 550 Hz. Discorso diverso per quanto riguarda l'aspirazione; in questo caso il rumore ha un massimo a 105 Hz, e va via via diminuendo al crescere della frequenza, ragion per cui potrebbe essere sufficiente intervenire con un solo elemento. Fatte queste premesse bisogna poi considerare che l'inserimento di un qualsiasi elemento silenziante, allo scarico o all'aspirazione, oltre che andare ad influire sulle prestazioni del motore, modificando coppia e potenza erogate, ha un effetto sull'emissione sonora che può essere contrastante, andando a ridurre il livello da una parte, ma causandone un incremento dall'altra. Il progetto di un sistema che vada ad intervenire sia sull'aspirazione che sullo scarico richiede quindi l'ausilio di un programma di ottimizzazione, che sia in grado di far variare le dimensioni

caratteristiche dei vari elementi e la loro posizione lungo i condotti con l'obiettivo di raggiungere il minimo livello di pressione sonora, fermo restando il vincolo sulla coppia, che non deve scendere sotto il livello stabilito in fase di progetto. Tale programma, denominato OptimICE, è stato diffusamente illustrato nel Capitolo 2, e ad esso si rimanda anche per prendere coscienza delle modifiche da noi effettuate al programma stesso al fine di renderlo funzionale al nostro lavoro. Ad ogni modo, visto il numero di variabili coinvolte nel procedimento di ottimizzazione, si è reso necessario lavorare per approssimazioni successive e, soprattutto, scindere in un primo tempo la sezione di aspirazione e quella di scarico, intervenendo inizialmente solo su quest'ultima. Una volta trovata la configurazione ottimale per lo scarico, mantenendo fissa questa si è passati ad lavorare sull'aspirazione, per poi fissare quest'ultima e procedere ad una nuova ottimizzazione del sistema di scarico. A questo punto si è passati allo step successivo, provando materialmente ad assemblare gli elementi sinora progettati senza vincoli di ingombro. Andiamo ora a descrivere nel dettaglio ciascuna delle suddette operazioni.

### 5.3.1 Ottimizzazione del sistema di scarico

Analizzando il grafico della pressione sonora, riportato in Figura 5.5, sono state ipotizzate varie configurazioni volte a ridurre il livello di pressione sonora di quella originale, che si attestava, secondo il simulatore Gasdyn, sui 54,3 dB, valore non elevato in assoluto, ma non accettabile tenendo conto del campo di impiego del nostro motore; il target da raggiungere è infatti una decina di decibel più basso, attorno ai 45 dB.

La prima soluzione vagliata, denominata S1, prevedeva un solo silenziatore di tipo Helmholtz, dimensionato in maniera tale da abbattere i 103 Hz; questi i dati di progetto:

#### *Ipotesi S1:*

<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>20 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>628 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>103 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>200 mm</i>

Il risultato ottenuto con questo intervento è stato assai poco soddisfacente, con un abbattimento molto modesto e, peraltro, su frequenze diverse da quelle per cui l'elemento era stato dimensionato. Quanto detto può essere agevolmente constatato osservando il grafico di Figura 5.6; fino a 150 Hz il silenziatore sembra non sortire alcun effetto, mentre tra i 150 e i 650 Hz è possibile notare

una riduzione di circa 5dB. Alle alte frequenze si registra invece un incremento piuttosto marcato, attorno ai 15 dB. Complessivamente il livello di rumore va ad attestarsi sui 53,3 dB, con una riduzione assai modesta e assolutamente insufficiente.

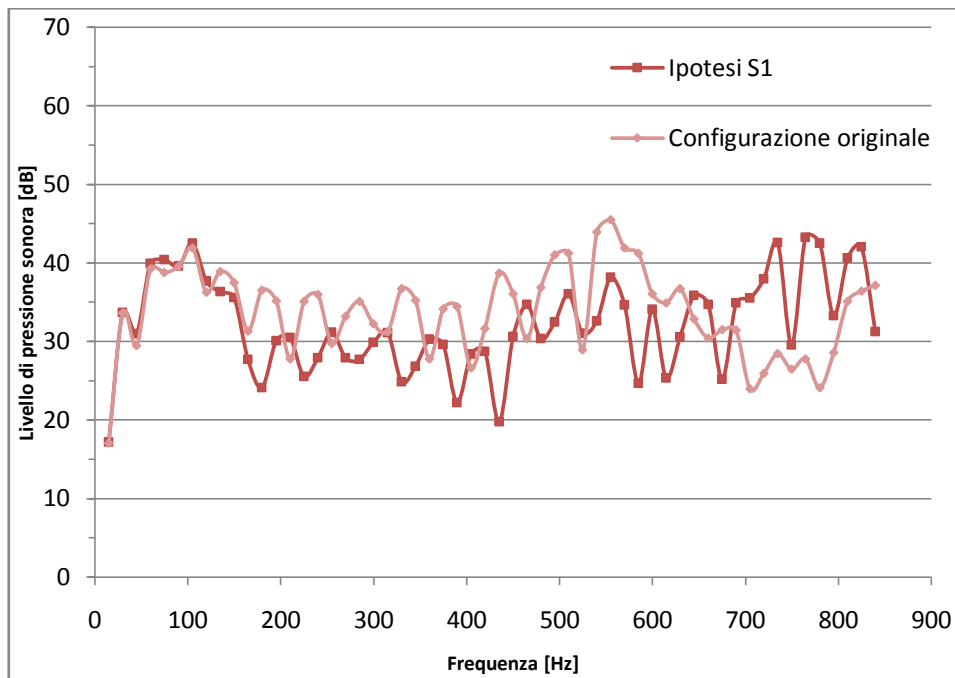


Figura 5.6. Raffronto tra la configurazione originale e l'ipotesi S1

La seconda configurazione provata mirava ad intervenire anche sulle alte frequenze, attenuando i difetti riscontrati nella prima soluzione; oltre ad una capacità in serie con le medesime caratteristiche di quella prevista dall'ipotesi S1, si è scelto di inserire un secondo risonatore di Helmholtz dimensionato per tagliare i 635 Hz;

#### **Ipotesi S2:**

##### **Risonatore di Helmholtz #1**

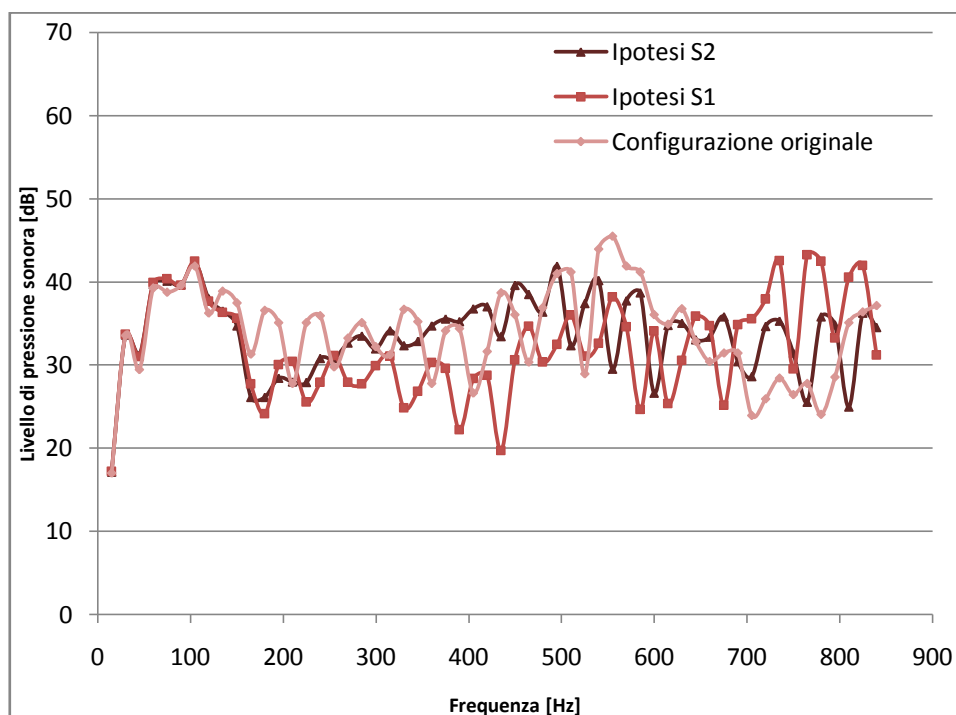
<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>20 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>628 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>103 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>200 mm</i>

##### **Risonatore di Helmholtz #2**

<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>5 mm</i>

<i>Volume</i>	$39 \text{ cm}^3$
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	$635 \text{ Hz}$
<i>Distanza dal risonatore #1</i>	$100 \text{ mm}$

L'intervento si ha prodotto un risultato di scarso rilievo, andando a ridurre il livello di pressione sonora di solo 0,1 dB rispetto alla soluzione S1, riducendo si il contributo delle alte frequenze, ma andando ad incrementare quello delle medie. Riportiamo in Figura 5.7 un confronto tra la configurazione originale, la S1 e la S2.



**Figura 5.7. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S1 e la S2.**

Molto simile alla S2 è l'ipotesi S3, che utilizza i medesimi elementi, modificando solo la distanza tra i due, incrementata da 100 mm a 150 mm; il risultato è peggiorativo sia rispetto alla già modesta soluzione S2 che alla configurazione originale, ragion per cui la S3 viene scartata e non sarà oggetto di ulteriori indagini.

La soluzione S4 è anch'essa uno sviluppo della S1; oltre alla capacità in parallelo prevista da quest'ultima, viene inserita una colonna con l'intento di abbattere i picchi che si riscontrano oltre i 700 Hz.



**Ipotesi S4:****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	4 mm
<i>Lunghezza del colletto</i>	20 mm
<i>Volume</i>	628 cm <sup>3</sup>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	103 Hz
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	200 mm

**Risonatore a colonna**

<i>Raggio del foro</i>	7,5 mm
<i>Lunghezza della colonna</i>	125 mm
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	748 Hz
<i>Distanza dal risonatore #1</i>	150 mm

Analogamente a quanto riscontrato per la soluzione S2, si nota un abbattimento alle alte frequenze, ma un incremento del livello di rumore sulle medie; globalmente la S4 risulta peggiorativa rispetto alla configurazione originale, facendo registrare un valore di 55 dB.

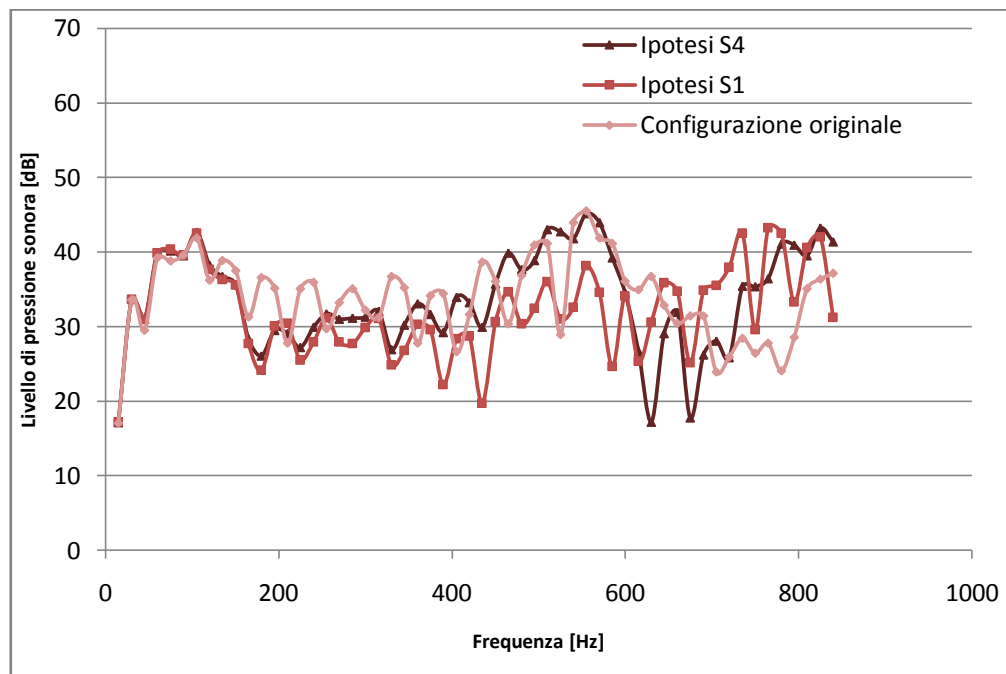


Figura 5.8. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S1 e la S4.

Sembra in definitiva che la soluzione S1 e le sue successive integrazioni non siano in grado di garantire i risultati sperati, ragion per cui, si è scelto di ripartire da zero apportando delle modifiche al risonatore di Helmholtz. Le ipotesi S5, S6

e S7 prevedono tutte e tre l'impiego di un'unica camera in parallelo, con leggere modifiche tra una e l'altra; di seguito riportiamo le caratteristiche tecniche delle tre soluzioni, facendo notare come si sia scelto di aumentare il volume della camera, al fine di andare a tagliare le frequenze più basse.

**Ipotesi S5:****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>20 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1021 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>85 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>200 mm</i>

**Ipotesi S6:****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>20 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1019 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>86 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>200 mm</i>

**Ipotesi S7:****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>4 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>20 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1019 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>86 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>370 mm</i>

In tutti e tre i casi il risultato è positivo, con un taglio del livello globale di pressione sonora che va dai circa 4 dB della S5 ai 7 dB della S7.

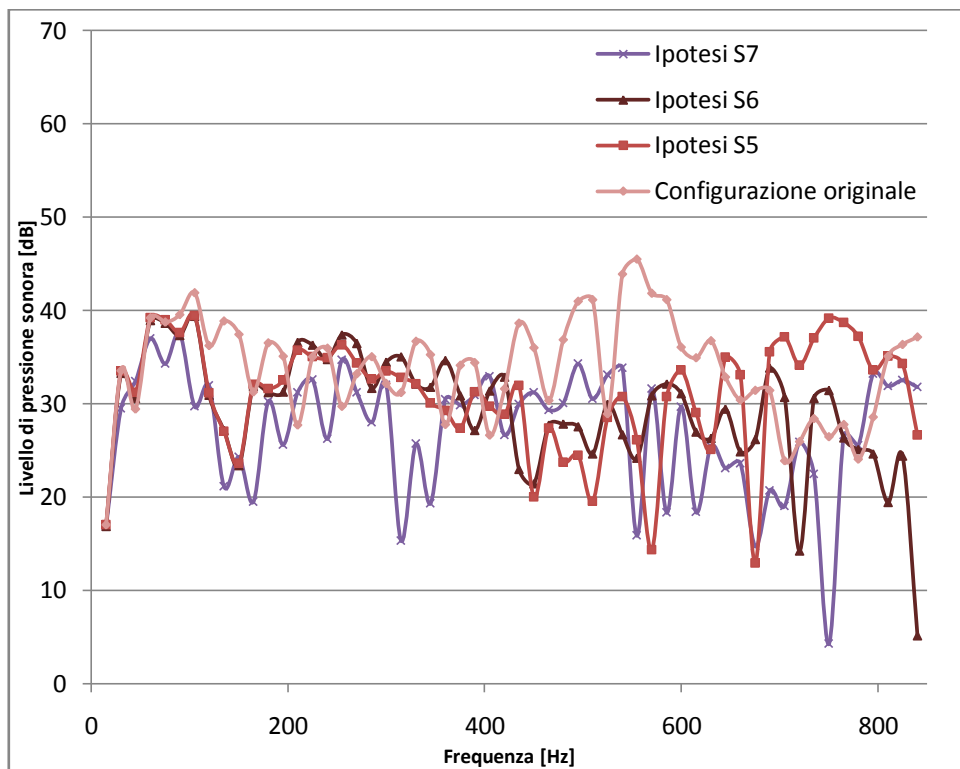


Figura 5.9. Raffronto tra la configurazione originale e le ipotesi S5, S6 e S7.

Si noti come in tutti e tre i casi, ma in particolar modo nell'Ipotesi S7, si abbia un sensibile calo del livello di emissione sonora alle basse frequenze, al disotto dei 200 Hz; tra i 200 Hz e i 450 l'andamento è invece grossomodo analogo a quello della soluzione originaria nella S5 e nella S6, mentre sono evidenti le attenuazioni date dalla S5. Le prestazioni tra i 450 Hz e i 650 Hz sono particolarmente buone per tutte e tre le soluzioni, con riduzioni dell'ordine dei 10 dB. Infine, oltre i 650 Hz si nota che la S5 oltrepassa la configurazione originale di una decina di decibel, mentre la S6 si mantiene leggermente al disotto, e ancor più visibilmente lo fa la S7. Dopo questa prima fase esplorativa, la S7 è risultata la soluzione migliore con un livello di pressione sonora pari a 47,86 dB. Il procedimento è stato finora portato avanti per tentativi al solo fine di definire una soluzione di partenza da cui poi far partire le successive ottimizzazioni; si sceglie dunque la soluzione S7. Entra in gioco a questo punto il programma di ottimizzazione OptimICE. Generato il file di input a partire dal modello Gasdyn relativo alla soluzione S7, è stata lanciata un'ottimizzazione volta a minimizzare il livello di pressione sonora, facendo variare cinque parametri; la distanza del risonatore dallo scambiatore di calore, il diametro e la lunghezza del colpetto, nonché quelli della capacità in parallelo, supposta cilindrica. Si riportano di seguito le impostazioni del processo di ottimizzazione:

\$ PROVA SILENZIATORE SCARICO - HP7 - - 24/03/2010 12.23.52 - PIACE EGR esterno -  
Compiled:24/03/2010 12.26.50

Configuration loaded from: C:\Programmi\MATLAB\R2008a\HP7.mat  
Configuration saved in:

List of selected variables:

Ducts length [m]	DUC41	0.250	0.400
Ducts length [m]	DUC64	0.010	0.050
Ducts length [m]	DUC66	0.070	0.170
Ducts diameter [m] in	DUC64	0.006	0.012
Ducts diameter [m] in	DUC66	0.080	0.140

SINGLE-OBJECTIVE OPTIMIZATION

List of selected objectives:

Min Lp\_ov at selected torque: original [Nm]

Display Gasdyn calculations: 0

Try original configuration: 1

Fine optimization: 1

Selected DoE method: Mixed-level full-factorial design

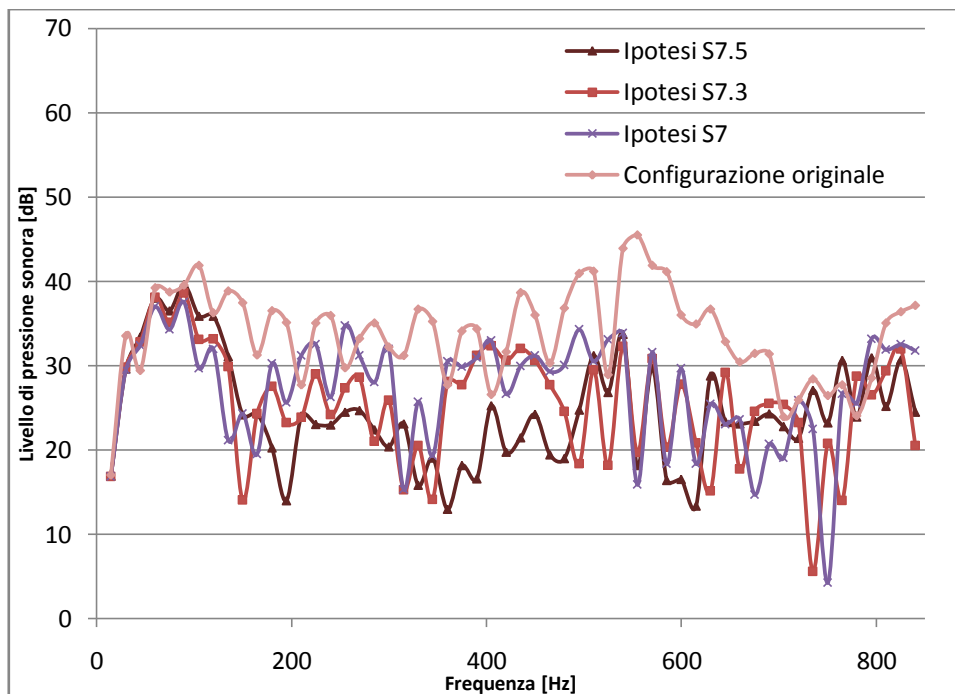
Total number of configurations to test: 244

La lunghezza del DUC41 rappresenta la distanza del silenziatore dallo scambiatore; il DUC64 e il DUC66 sono invece, rispettivamente, il colletto e la camera in serie. Analizzando il file FinalResults.csv, in cui è riassunto l'intero processo di ottimizzazione, oltre alla soluzione ottimale fornita dal programma, sono state individuate, tra tutte quelle testate durante le fasi di design of experiment e di ottimizzazione, altre quattro configurazioni potenzialmente interessanti: tutte e 5 dovrebbero teoricamente garantire riduzioni comprese tra 1 e 1,3 dB. In quanto derivate da un'ottimizzazione in cui la S7 costituisce la configurazione originale, le cinque ipotesi verranno denominate S7.1, S7.2, S7.3, S7.4, S7.5. Nella Tabella 5.4 si riporta una parte del file di output dell'ottimizzatore.

	Ducts length [m] DUC41	Ducts length [m] DUC64	Ducts length [m] DUC66	Ducts diameter [m] in DUC64	Ducts diameter [m] in DUC66	Volume camera in parallelo [cm <sup>3</sup> ]	Lp_ov [dB]
S7	0.370	0.020	0.120	0.008	0.104	1020	47.9
S7.1	0.400	0.010	0.070	0.009	0.110	660	46.6
S7.2	0.400	0.010	0.120	0.009	0.110	1140	46.7
S7.3	0.380	0.010	0.130	0.010	0.124	1570	46.8
S7.4	0.380	0.010	0.090	0.010	0.124	1090	46.9
S7.5	0.380	0.010	0.090	0.010	0.128	1160	46.9

Tabella 5.4. Risultati dell'ottimizzazione a partire dall'ipotesi S7.

Da notare che la S7.1 e la S7.2, nonostante forniscano un valore di emissione sonora più ridotto rispetto a quello della S7.3, non sono state prese in considerazione nella determinazione della soluzione ottimale, in quanto ottenute durante la fase di design of experiment. Andando infatti ad implementare il modello Gasdyn relativo a queste due soluzioni, si nota infatti che il livello globale di rumore risulta superiore a quanto previsto, attestandosi sui 48,8 dB per la S7.1 e sui 48,0 dB per la S7.2, che risultano dunque meno performanti della configurazione originale. La S7.3, fornita da OptimICE come la soluzione migliore, una volta implementata in Gasdyn, restituisce un output di pressione sonora pari a 46,92 dB, leggermente superiore rispetto a quello della S7.5 che fa registrare il valore più basso con 46,86 dB. La S7.4, seppur migliore della soluzione originale, si attesta sui 47,35 dB, ragion per cui, al pari della S7.1 e della S7.2, verrà tralasciata nei successivi sviluppi. Riportiamo dunque in un grafico (Figura 5.10) le due soluzioni che si intende portare avanti, la S7.3 e la S7.5, a confronto con la S7, da cui derivano, e con la configurazione originale.



**Figura 5.10. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7, la S7.3 e la S7.5.**

Risulta particolarmente evidente come la S7.3 sia sostanzialmente simile alla sua progenitrice, la S7, con un leggero margine di miglioramento distribuito abbastanza uniformemente su tutte le frequenze, anche se maggiormente evidente tra i 200 Hz e i 350 Hz e attorno ai 500 Hz. La S7.5 invece ha prestazioni leggermente peggiori fino a 150 Hz, per poi andare a collocarsi stabilmente al disotto della S7, con un margine di circa 10 dB fino ai 500 Hz; a

partire da qui l'andamento risulta simile alle altre due soluzioni, se si esclude il picco di attenuazione poco dopo i 700 Hz, presente nella S7 e nella S7.3, ma non nella S7.5. Andando ad analizzare le quote relative alle due soluzioni si nota che in entrambi i casi la distanza dallo scambiatore risulta pari a 380 mm; ciò fa pensare che il valore ottimale sia questo, o che comunque si trovi nell'intorno. Per quanto riguarda le dimensioni di camera e colletto, possiamo dire che quest'ultimo viene accorciato e leggermente allargato rispetto alla configurazione originale: in tutte le soluzioni derivate dalla S7 la lunghezza è di 10 mm e il diametro varia tra i 9 e i 10 mm. Il volume della camera, frutto della lunghezza e del diametro della stessa, è invece piuttosto variabile; se ci concentriamo però sulla S7.3 e sulla S7.5, quelle che garantiscono i migliori risultati, si nota che il diametro differisce di poco, 124 mm in un caso, 128 mm nell'altro, mentre la lunghezza è sensibilmente diversa, 130 mm nella S7.3 e 90 mm nella S7.5. In virtù di queste misure, la frequenza di abbattimento delle due soluzioni, ricavata da considerazioni teoriche, dovrebbe essere rispettivamente pari a 110 Hz e 126 Hz. Al fine di quantificare l'effetto attenuante dei vari silenziatori si è ritenuto necessario procedere, a partire da questa fase, alla determinazione della transmission loss delle varie soluzioni provate. A tal proposito è stato implementato un modello in Gasdyn, costituito da una sorgente di rumore, collegata a monte del silenziatore, a sua volta connesso con un terminale anecoico. Alla sorgente è stato imposto di generare rumore sulle frequenze comprese tra 0 Hz e 2000 Hz, con passo di 20 Hz: tale intervallo risulta di fatto molto più ampio di quello in cui si colloca il rumore emesso dal motore in esame, che non raggiunge i 1000 Hz, ma permette di avere una visione più completa dell'effetto attenuante delle soluzioni provate. Per quanto riguarda le due ipotesi attualmente al vaglio, la S7.3 e la S7.5, il grafico della transmission loss risulta di fatto in accordo con quanto previsto dalla teoria dei silenziatori, sia dal punto di vista della forma della curva, sia per quel che riguarda le frequenze di abbattimento, come possiamo notare nella Figura 5.11.

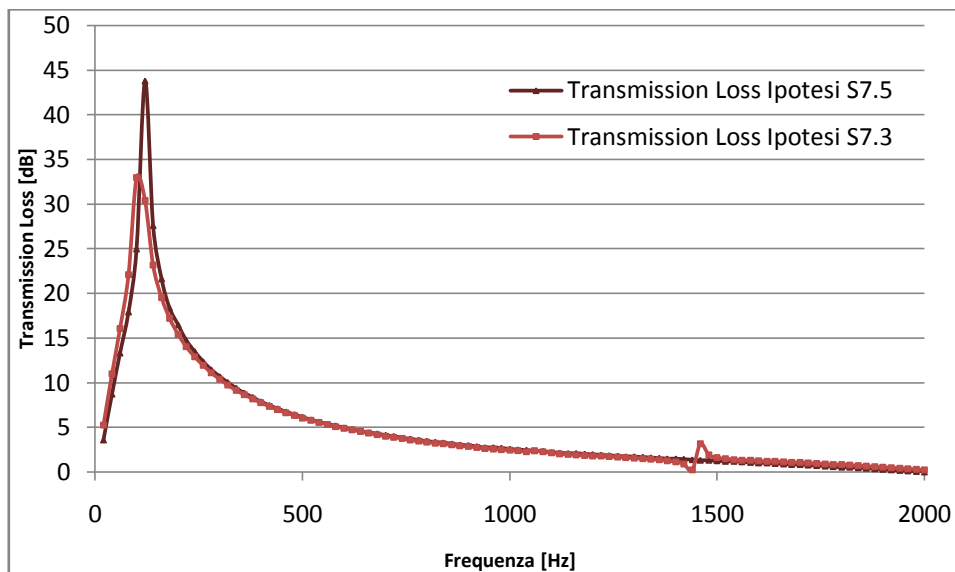


Figura 5.11. Transmission loss delle ipotesi S7.3 e S7.5.

Dal punto di vista dell'attenuazione, possiamo notare un effetto grossomodo analogo tra le due soluzioni; il fatto che il picco della S7.3 dia una decina di decibel più basso e il grafico abbia una forma più larga è legato al passo di discretizzazione pari a 20 Hz, che non permette di centrare esattamente la frequenza di abbattimento. La leggera oscillazione che si nota invece prima dei 1500 Hz è con buona probabilità dovuta a problemi di natura numerica.

A questo punto si è deciso di provare a sviluppare entrambe le soluzioni, andando ad aggiungere ulteriori elementi sia alla S7.3 che alla S7.5, al fine di incrementare ulteriormente l'abbattimento, raggiungendo il target dei 45 dB. Dalla S7.3 derivano la S7.3.1 e la S7.3.2, in cui, al risonatore di Helmholtz, vengono affiancati rispettivamente uno e due risonatori a colonna; nel caso della prima soluzione, la colonna è dimensionata per andare ad abbattere i 405 Hz: analizzando il grafico di Figura 5.10, si nota infatti che in quella zona il livello di pressione sonora risulta pressoché il medesimo della configurazione originale. La S7.3.2 è invece una soluzione nata unicamente per fornire un file di input a OptimICE per una procedura volta a individuare una configurazione ottimizzata che preveda l'impiego di due silenziatori a colonna. Per questa ragione non è stata fatta alcuna considerazione riguardo la frequenza di abbattimento delle due colonne, che presentano le medesime dimensioni.

#### ***Ipotesi S7.3.1:***

##### **Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1570 cm<sup>3</sup></i>

<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>110 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>400 mm</i>

**Risonatore a colonna**

<i>Raggio del condotto</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza della colonna</i>	<i>230 mm</i>
<i>Frequenza di abbattimento</i>	<i>405 Hz</i>
<i>Distanza dall'Helmholtz</i>	<i>100 mm</i>

***Ipotesi S7.3.2:*****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del condotto</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza della colonna</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1570 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>110 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>400 mm</i>

**Risonatore a colonna #1**

<i>Raggio del condotto</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza della colonna</i>	<i>150 mm</i>
<i>Distanza dall'Helmholtz</i>	<i>100 mm</i>

**Risonatore a colonna #2**

<i>Raggio del foro</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>150 mm</i>
<i>Distanza dal risonatore #1</i>	<i>100 mm</i>

A partire dalla S7.5 si è scelto di provare un' unica soluzione, inserendo solamente un risonatore a colonna oltre al già presente Helmholtz. La colonna è stata dimensionata in maniera tale da andare ad intervenire sui 540 Hz, valore per cui la S7.5 presenta un picco del livello di pressione sonora (Figura 5.10).

***Ipotesi S7.5.1:*****Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1160 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>126 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>380 mm</i>

**Risonatore a colonna**

<i>Raggio del condotto</i>	<i>7,5 mm</i>
----------------------------	---------------



<i>Lunghezza della colonna</i>	<i>175 mm</i>
<i>Frequenza di abbattimento</i>	<i>540 Hz</i>
<i>Distanza dall'Helmholtz</i>	<i>100 mm</i>

Una volta implementati i tre modelli in Gasdyn, è stato possibile generare i file Input.dat utili a OptimICE per l'ottimizzazione, nonché fare una prima valutazione della bontà delle soluzioni, esclusa la S7.3.2 per i motivi già esposti in precedenza, sia attraverso la transmission loss, sia osservando il file Noise.dat relativo a ciascuna delle ipotesi. Dall'osservazione dei grafici relativi alla transmission loss di entrambe le soluzioni, si nota in maniera molto evidente la presenza del silenziatore a colonna, con dei picchi di attenuazione, di intensità decrescente, sulla prima, sulla seconda e, per la S7.3.1, sulla terza armonica (Figura 5.12). Analizzando poi la Figura 5.13, con i grafici relativi al rumore delle due soluzioni, risulta evidente la superiorità della S7.3.1 alle medie frequenze, tra i 300 Hz e i 500 Hz; il livello di pressione sonora globale risulta infatti molto più basso che nella S7.5.1, pari a 46,6 dB, contro i 52,5 della concorrente, che segna dunque un netto incremento di rumorosità rispetto all'ipotesi da cui discende. Da notare però che la S7.3.1 e la S7.5.1, così come la S7.3.2, non sono frutto di un processo di ottimizzazione, ma derivano da considerazioni teoriche, ragion per cui si ometterà di confrontare le prestazioni con quelle delle ipotesi da cui derivano, la S7.3 e la S7.5, in quanto queste ultime risultano ottimizzate numericamente; si rimanda dunque l'eventuale raffronto a valle della seconda ottimizzazione.

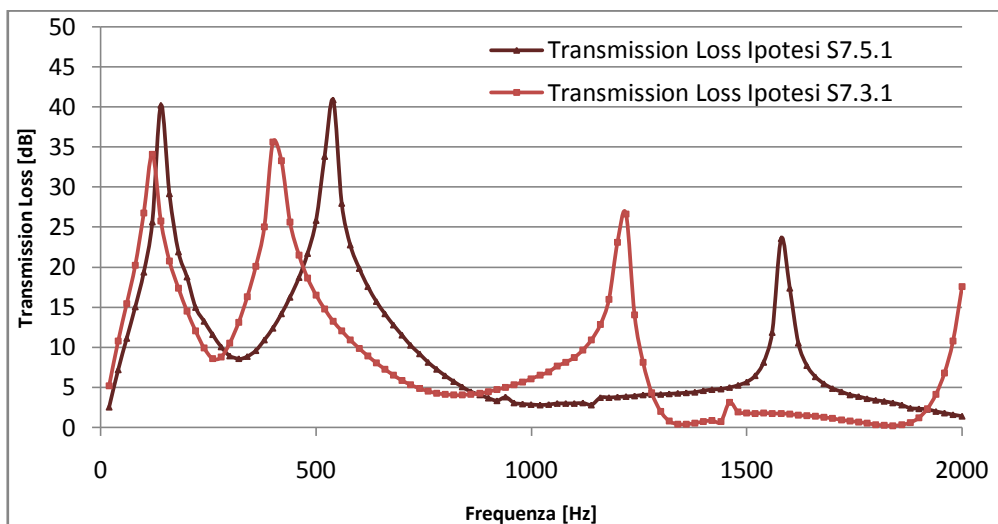


Figura 5.12. Transmission loss delle ipotesi S7.3.1 e S7.5.1.

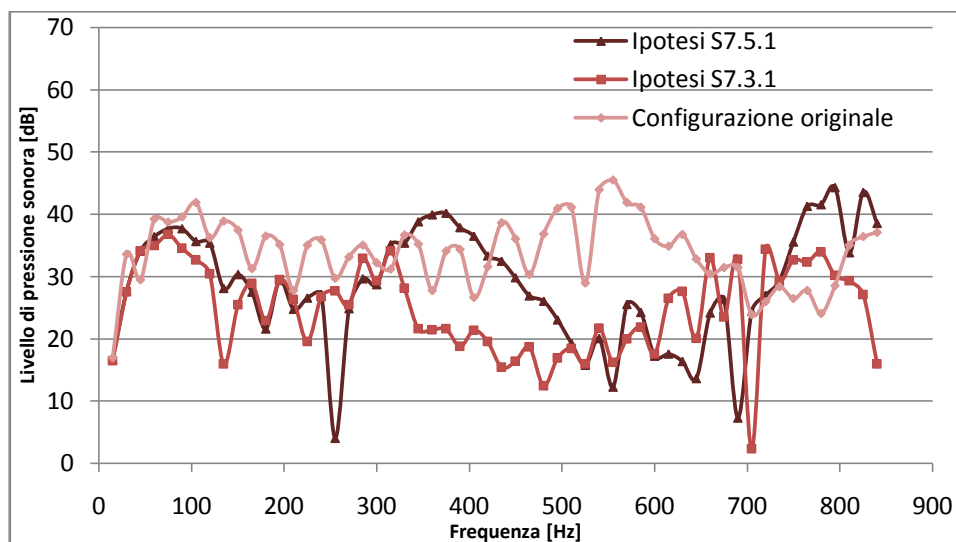


Figura 5.13. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3.1 e la S7.3.1.

Visti i risultati piuttosto deludenti della S7.5.1, in cui l'inserimento di un secondo silenziatore ha portato ad un incremento di oltre 5 dB del livello di pressione sonora globale, si è optato per portare avanti unicamente le soluzioni derivate dalla S7.3. Il procedimento di ottimizzazione ha interessato unicamente la lunghezza e la posizione dei risonatori a colonna, lasciando inalterate le caratteristiche della capacità in parallelo, a titolo di esempio si riporta parte del diary relativo all'ottimizzazione della soluzione S7.3.2, da cui si possono individuare gli intervalli di variazione dei parametri e i loro valori nella configurazione ottimizzata.

§ PROVA SILENZIATORE SCARICO – S7.3.2.1 - 01/04/2010 15.06.41 - PIACE EGR esterno -  
Compiled:01/04/2010 15.29.39

Configuration loaded from: D:\Documenti Fede\Università\Tesi\Ottimizzazione condotti scarico\PROVA SILENZIATORE SCARICO\ S7.3.2.1\ S7.3.2.1.mat

Configuration saved in: D:\Documenti Fede\Università\Tesi\Ottimizzazione condotti scarico\PROVA SILENZIATORE SCARICO\ S7.3.2.1\ S7.3.2.1.mat

List of selected variables:

Ducts length [m]	DUC25	0.250	0.400
Ducts length [m]	DUC51	0.300	0.450
Ducts length [m]	DUC53	0.400	0.600
Ducts length [m]	DUC54	0.050	0.200

SINGLE-OBJECTIVE OPTIMIZATION

List of selected objectives:

Min Lp\_ov at selected torque: original [Nm]

Display Gasdyn calculations: 0

Try original configuration: 1

Fine optimization: 1

Selected DoE method: D-Optimal design (coordinate exchange algorithm) nruns = 15  
 Total number of configurations to test: 16

...

Successful fine  $Lp_{ov}$  optimization . . .  
 Values of variables: 0.36 0.38 0.43 0.16  
 Test results:  
 Volumetric efficiency [%]: 83.000  
 Torque [Nm]: 11.000  
 BSFC [g/kWh]: 278.000  
 $Lp_{ov}$  [dB]: 45.800

CPU Time: 10320.3438 sec.  
 Total elapsed time: 256.0 minutes for 54 tests (48 real, 6 cache, 0 skipped)

I risultati del processo di ottimizzazione sono le ipotesi S7.3.1.1 e S7.3.2.1, le cui prestazioni in termini di livello di pressione sonora e di transmission loss sono riportate nelle figure seguenti. Dall'analisi della Figura 5.14, si nota che l'andamento della S7.3.1.1 differisce in maniera significativa da quello della sua soluzione sorgente solo a partire dai 500 Hz, dando prestazioni peggiori fino a circa 600 Hz, per poi andare a stabilizzarsi al disotto della S7.3.1 alle alte frequenze. Complessivamente il livello di rumore delle due opzioni è il medesimo, ragion per cui la S7.3.1.1, che comporta un aumento degli ingombri e della complessità del sistema senza fornire alcun miglioramento, è da scartare.

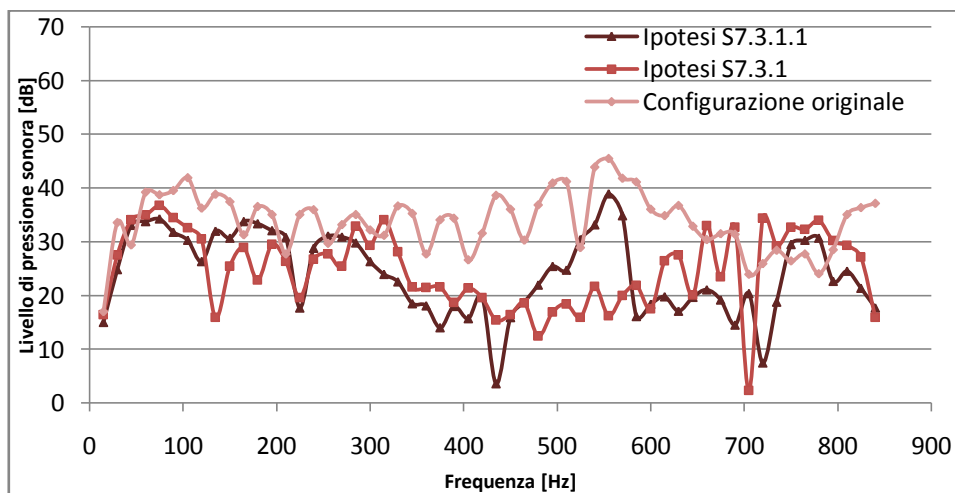


Figura 5.14. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3.1 e la S7.3.1.1.

Analizzando ora la Figura 5.15, notiamo invece come l'ipotesi S7.3.2.1 presenti un andamento molto interessante, simile a quello della S7.3, ma con meno oscillazioni e con valori quasi sempre inferiori, seppur di poco. Il risultato in

termini di rumore globale è il migliore finora conseguito, con un valore di 45,9 dB.

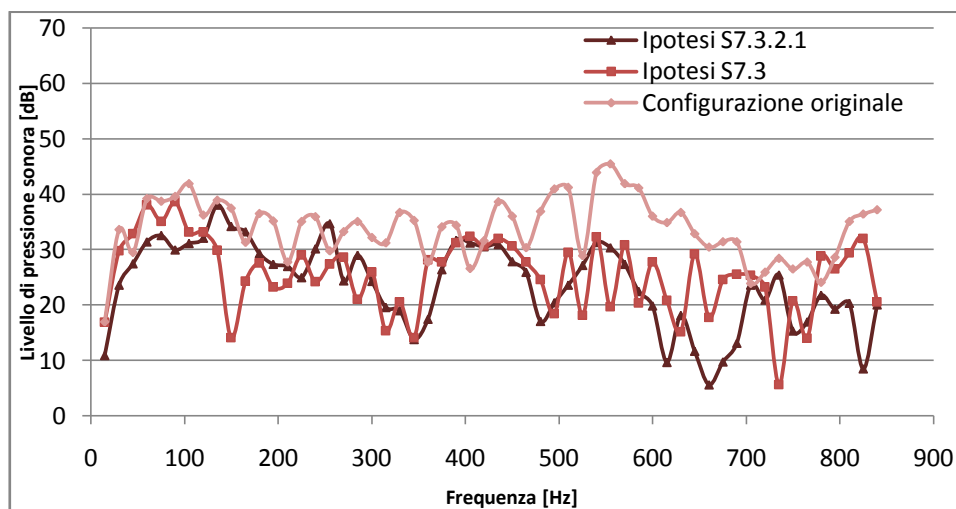


Figura 5.15. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi S7.3 e la S7.3.2.1.

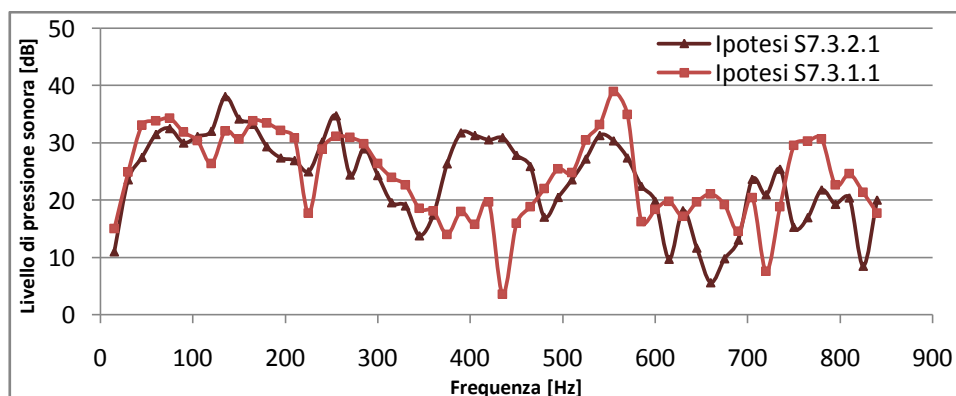


Figura 5.16. Raffronto tra l'ipotesi S7.3.1.1 e la S7.3.2.1.

Dal confronto tra le due ipotesi frutto dell'ultima ottimizzazione, evidenziato in Figura 5.16, balza subito all'occhio come la S7.3.1.1 sia superiore alla concorrente attorno ai 420 Hz, valore prossimo a quello per cui è stato dimensionato il risonatore a colonna, mentre dia prestazioni peggiori dai 500 Hz in su. Entrambe le osservazioni sono in accordo con quanto evidenziato dal grafico di Figura 5.17, in cui sono messe a confronto le transmission loss delle due ipotesi; la S7.3.1.1 presenta appunto un picco di attenuazione sui 410 Hz, mentre la S7.3.2.1 ha un andamento più difficile da interpretare, a causa della presenza di due risonatori a colonna, ma, come previsto, mostra valori di attenuazione elevati su un intervallo piuttosto ampio attorno agli 800 Hz, nonché due picchi, anche se di poco superiori ai 10 dB, tra i 400 Hz e i 600 Hz.

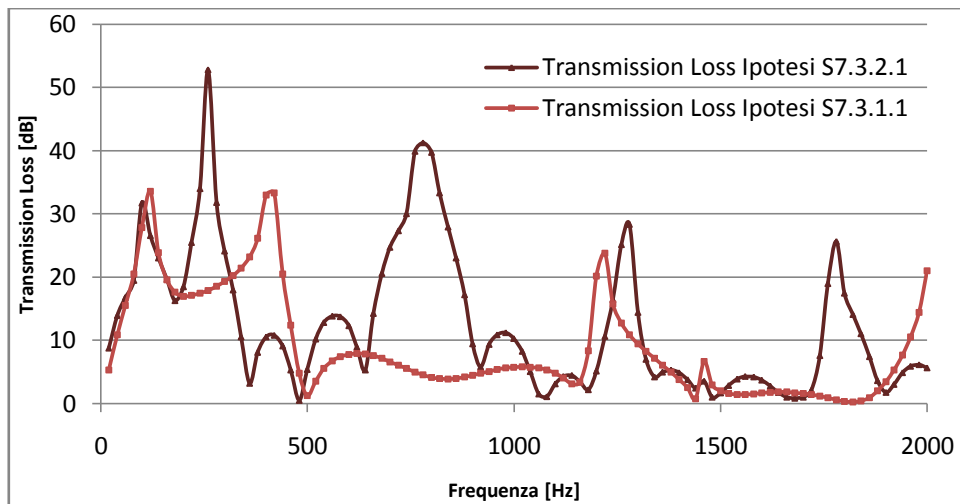


Figura 5.17. Transmission loss delle ipotesi S7.3.1.1 e S7.3.2.1.

In conclusione, la soluzione che fornisce i risultati più soddisfacenti sembra essere la S7.3.2.1, di cui riassumiamo le caratteristiche tecniche:

***Ipotesi S7.3.2.1:***

**Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio del foro</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume</i>	<i>1570 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>110 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>400 mm</i>

**Risonatore a colonna #1**

<i>Raggio del condotto</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza della colonna</i>	<i>370 mm</i>
<i>Frequenza di abbattimento</i>	<i>234 Hz</i>
<i>Distanza dall'Helmholtz</i>	<i>320 mm</i>

**Risonatore a colonna #2**

<i>Raggio del foro</i>	<i>7,5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto</i>	<i>120 mm</i>
<i>Frequenza di abbattimento</i>	<i>722 Hz</i>
<i>Distanza dal risonatore #1</i>	<i>500 mm</i>

Nonostante ciò, visto il margine di miglioramento esiguo rispetto alla S7.3.1, a fronte dell'aggiunta di due elementi, nell'ottimizzare l'aspirazione si utilizzerà quest'ultima come configurazione del sistema di scarico.

### 5.3.2 Ottimizzazione del sistema di aspirazione

Per prima cosa è stato necessario valutare il livello di pressione sonora senza alcun tipo di silenziatore sul condotto di aspirazione. Per fare ciò si deve operare una modifica al modello implementato in Gsdyn, andando a richiedere l'output del rumore alla bocca di aspirazione invece che allo scarico; dal punto di vista della simulazione non ci sarebbe alcun problema a richiederli entrambi, ma questo renderebbe impossibile l'utilizzo dell'ottimizzatore, che, allo stato di sviluppo attuale, è in grado di leggere un solo dato per volta. A questo punto, analizzando il grafico del rumore in funzione della frequenza (Figura 5.18), si sono formulate le prime ipotesi.

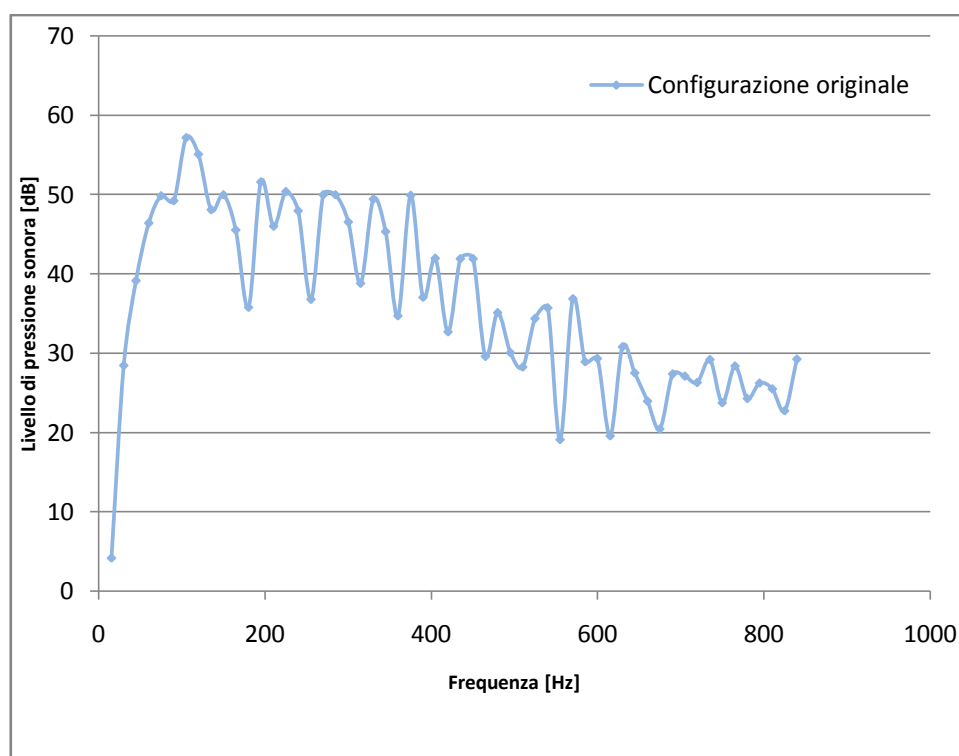


Figura 5.18. Andamento del livello di pressione sonora nella configurazione originale.

La tipologia di silenziatore scelta per l'ipotesi A1 è la camera in serie, molto efficace nell'attenuare le basse frequenze, dimensionata in modo da avere la trasparenza ai multipli interi di 540 Hz; ciò si traduce in una serie di picchi di attenuazione, il primo dei quali a 270 Hz, e gli altri che si ripetono con una periodicità di 540 Hz, come ben evidenzia l'andamento della transmission loss riportato in Figura 5.19.

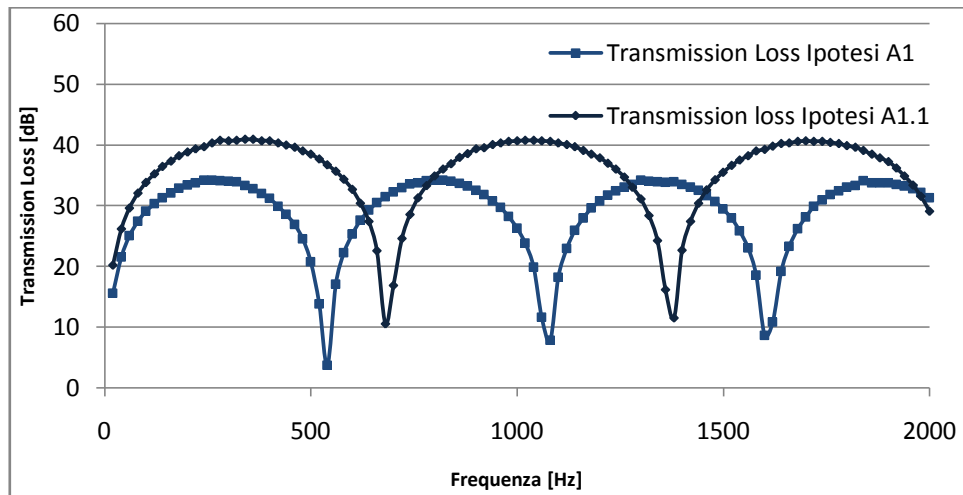


Figura 5.19. Transmission loss delle ipotesi A1 e A1.1.

**Ipotesi A1:**

**Camera in serie**

<i>Diametro della camera:</i>	<i>200 mm</i>
<i>Lunghezza della camera:</i>	<i>320 mm</i>
<i>Frequenza di trasparenza:</i>	<i>540 Hz</i>
<i>Distanza da plenum:</i>	<i>10 mm</i>

Il livello di pressione sonora globale, originariamente pari a 63,4 dB, si riduce notevolmente grazie all'inserimento della camera in serie, andando ad attestarsi sui 51,6 dB. A questo punto, utilizzando la A1 come configurazione originale, è stata eseguita una ottimizzazione, facendo variare la lunghezza e il diametro della camera, supposta anche in questo caso cilindrica, e la sua distanza dal plenum in cui confluiscono l'aria di alimentazione e i gas riciclati dal sistema EGR. La soluzione che ne è risultata, la A1.1, ha permesso una ulteriore riduzione del livello di rumore globale, che arriva dunque a 46,9 dB. Le modifiche suggerite dall'ottimizzatore portano ad avere una camera con le seguenti caratteristiche:

**Ipotesi A1.1:**

**Camera in serie**

<i>Diametro della camera:</i>	<i>296 mm</i>
<i>Lunghezza della camera:</i>	<i>250 mm</i>
<i>Frequenza di trasparenza:</i>	<i>690 Hz</i>
<i>Distanza da plenum:</i>	<i>20 mm</i>

La camera si presenta dunque più corta e larga, con una frequenza di trasparenza più alta: ciò si traduce in un grafico della transmission loss con delle campane più

ampie e un'attenuazione maggiore rispetto all'ipotesi A1, come si può notare in Figura 5.19. Nella Figura 5.20 riportiamo invece l'andamento del livello di pressione sonora della configurazione originale, dell'ipotesi A1 e della A1.1, in modo da poter apprezzare gli effetti delle modifiche.

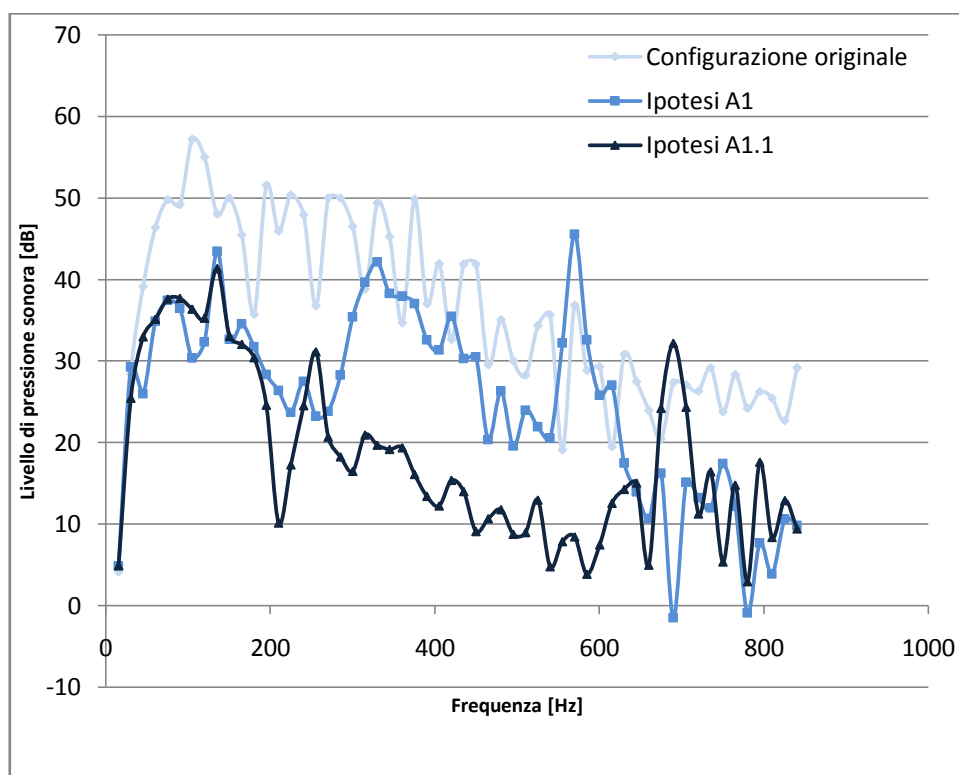


Figura 5.20. Raffronto tra la configurazione originale, l'ipotesi A1 e la A1.1.

Balza facilmente all'occhio il notevole miglioramento conseguito alle basse frequenze già dall'ipotesi A1, che comporta cali attorno ai 20 dB; anche sopra i 700 Hz il miglioramento è netto, con un margine di 10-15 dB. La A1.1 mantiene le buone prestazioni della A1 sotto i 250 Hz e sopra i 650 Hz, se si esclude un picco sui 700 Hz. Alle medie frequenze risulta invece assai migliore, realizzando un abbattimento di circa 20 dB tra i 300 Hz e i 600 Hz. Osservando il grafico della A1.1, si è deciso di tentare tre strade: la prima, ipotesi A1.1.1, con l'intento di tagliare il picco che si nota sui 140 Hz con un risonatore a colonna, la seconda, A1.1.2, basata anch'essa sull'inserimento di un silenziatore a colonna, mira ad attenuare i 690 Hz, mentre la terza, A1.1.3, prevede l'inserimento di un risonatore di Helmholtz. La A1.1.1 ha fatto riscontrare un leggero aumento del livello di pressione sonora globale; la soluzione si è rivelata peggiorativa anche a valle di un processo di ottimizzazione della posizione dei due silenziatori e della lunghezza della colonna nell'intervallo tra i 300 mm e i



900 mm. La A1.1.2 porta anch'essa un incremento del rumore, che sale oltre i 49 dB; a differenza della A1.1.1 però, il processo di ottimizzazione della posizione degli elementi silenzianti riesce a compensare parzialmente questo deficit. Il livello di pressione sonora arriva a 47,1 dB, superiore a quello della A1.1, ragion per cui anche questa strada, come la precedente, viene scartata. La A1.1.3 prevede la seguente configurazione:

***Ipotesi A1.1.3:***

**Camera in serie**

<i>Diametro della camera:</i>	296 mm
<i>Lunghezza della camera:</i>	250 mm
<i>Frequenza di trasparenza:</i>	690 Hz
<i>Distanza da plenum:</i>	20 mm

**Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio foro:</i>	5 mm
<i>Lunghezza del colletto:</i>	10 mm
<i>Volume:</i>	314 cm <sup>3</sup>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	135 Hz
<i>Distanza dalla camera in serie</i>	10 mm

Il livello di pressione sonora è pari a 46,9 dB, esattamente come per la A1.1, dato che lascia presagire la possibilità di significativi miglioramenti a valle del processo di ottimizzazione; quest'ultimo farà variare le dimensioni caratteristiche del risonatore di Helmholtz, vale a dire diametro e lunghezza della camera e lunghezza del colletto, nonché la distanza tra i due elementi. L'ottimizzazione non fornisce però alcun risultato, dal momento che nessuna delle configurazioni provate risulta valida. Ad ogni modo, analizzando il file FinalResults.csv, è possibile cercare manualmente, tra tutte le configurazioni provate durante la fase di ottimizzazione fine, quella che garantisce il miglior risultato in termini di rumore; una volta individuata, si procede ad una sua implementazione in Gsdyn al fine di valutarne le prestazioni. Questa soluzione, che prende il nome di A1.1.3.1, presenta le seguenti caratteristiche:

***Ipotesi A1.1.3.1:***

**Camera in serie**

<i>Diametro della camera:</i>	296 mm
<i>Lunghezza della camera:</i>	250 mm
<i>Frequenza di trasparenza:</i>	690 Hz
<i>Distanza da plenum:</i>	20 mm

**Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio foro:</i>	<i>5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto:</i>	<i>60 mm</i>
<i>Volume:</i>	<i>3118 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>326 Hz</i>
<i>Distanza dalla camera in serie</i>	<i>500 mm</i>

L'andamento della pressione sonora viene riportato nella Figura 5.21 a confronto con la soluzione A1.1, fino ad ora la migliore, e la A1.1.3.1.1. Da segnalare infatti che, nonostante il buon risultato conseguito, si è ritenuto opportuno procedere ad una seconda ottimizzazione, in quanto la lunghezza del DUC70 della A1.1.3.1 si è stabilizzata sui limiti superiore dell'intervallo di variazione impostato, facendo sorgere il dubbio che spostando verso l'alto tale intervallo, si fosse possibile ottenere prestazioni ulteriormente migliorate. Riportiamo di seguito la parte del diary delle due ottimizzazioni in cui compaiono gli intervalli di variazione dei parametri:

**Da A1.1.3 a A1.1.3.1**

*List of selected variables:*

<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC70</i>	<i>0.010</i>	<i>0.500</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC74</i>	<i>0.010</i>	<i>0.080</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC75</i>	<i>0.010</i>	<i>0.200</i>
<i>Ducts diameter [m] in</i>	<i>DUC75</i>	<i>0.010</i>	<i>0.300</i>

**Da A1.1.3.1 a A1.1.3.1.1**

*List of selected variables:*

<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC70</i>	<i>0.400</i>	<i>0.600</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC74</i>	<i>0.030</i>	<i>0.100</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC75</i>	<i>0.050</i>	<i>0.300</i>
<i>Ducts diameter [m] in</i>	<i>DUC75</i>	<i>0.050</i>	<i>0.350</i>

Il risultato è piuttosto interessante, in quanto la configurazione ottimale differisce dalla A1.1.3.1, nonostante i valori di ciascuno dei parametri siano compatibili anche con gli intervalli di variazione impostati per la suddetta ipotesi. Riassumiamo di seguito le caratteristiche tecniche dell'ultima soluzione provata:

**Ipotesi A1.1.3.1.1:****Camera in serie**

<i>Diametro della camera:</i>	<i>296 mm</i>
<i>Lunghezza della camera:</i>	<i>250 mm</i>
<i>Frequenza di trasparenza:</i>	<i>690 Hz</i>

*Distanza da plenum:* 20 mm

### **Risonatore di Helmholtz**

*Raggio foro:* 5 mm

*Lunghezza del colletto:* 100 mm

*Volume:* 21215 cm<sup>3</sup>

*Frequenza di abbattimento:* 135 Hz

*Distanza dalla camera in serie* 490 mm

In ogni caso la riduzione del livello di rumore è discreta, con un calo di 0,9 dB, fino a raggiungere i 40,3 dB, risultato che si ritiene soddisfacente, tanto da indurci a passare alla fase successiva del processo di ottimizzazione, ossia la valutazione contemporanea di scarico ed aspirazione.

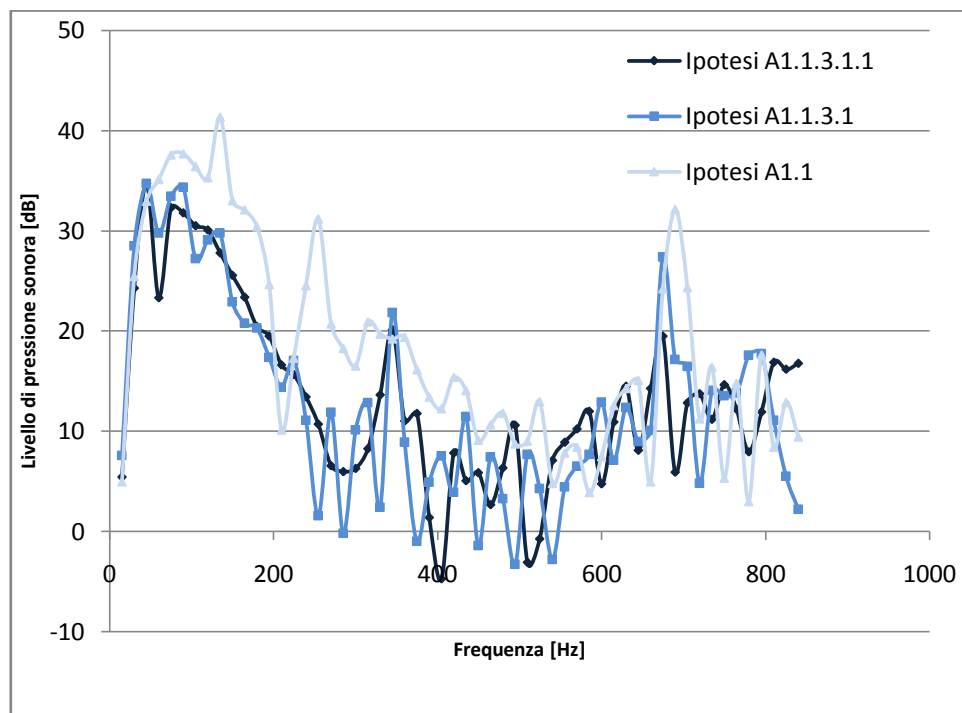


Figura 5.21. Raffronto tra l'ipotesi A1.1, la A1.1.3.1 e la A1.1.3.1.1.

### **5.3.3 Ottimizzazione contemporanea di scarico e aspirazione**

Come già anticipato, dopo aver ottimizzato separatamente i sistemi di aspirazione e scarico, abbiamo proceduto ad una ulteriore rifinitura di quest'ultimo, utilizzando questa volta un modello che presentasse sul condotto di aspirazione gli elementi previsti dall'ipotesi A1.1.3.1.1. In prima battuta si è

scelto di valutare l'emissione sonora utilizzando per lo scarico le configurazioni previste dalle ipotesi S7.3.2.1 e S7.3.1. La prima combinazione, che classifichiamo come AS1, fa segnare 52,3 dB, contro i 48,2 dB della seconda, la AS2. In entrambi i casi l'accoppiamento del sistema di aspirazione e di scarico porta ad un aumento del livello di pressione sonora misurato su quest'ultimo; ricordiamo infatti che i livelli di rumore fatti registrare dalla S.3.1 e dalla S7.3.2.1 erano rispettivamente 46,6 dB e 45,9 dB. Ovviamente gli interventi sul condotto di aspirazione influenzano anche lo scarico, ragion per cui è necessario procedere ad un'ottimizzazione dei parametri dimensionali delle due soluzioni al fine di avere prestazioni soddisfacenti. In ogni caso, vista la netta superiorità di partenza della AS2, si procederà all'ottimizzazione di quest'ultima, riportando di seguito le variabili in gioco e i relativi intervalli di variazione.

*List of selected variables:*

<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC41</i>	<i>0.300</i>	<i>0.500</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC64</i>	<i>0.010</i>	<i>0.100</i>
<i>Ducts length [m]</i>	<i>DUC66</i>	<i>0.050</i>	<i>0.250</i>
<i>Ducts diameter [m] in</i>	<i>DUC66</i>	<i>0.050</i>	<i>0.250</i>

Ricordiamo che il DUC41 rappresenta la distanza del risonatore di Helmholtz dallo scambiatore, il DUC64 la lunghezza del colletto e il DUC66 il risonatore vero e proprio, supposto di forma cilindrica come in tutti gli altri casi, e di cui viene fatto variare il volume agendo sia sul diametro che sulla lunghezza. L'ottimizzazione è stata eseguita due volte, modificando gli intervalli di variazione dei parametri; le soluzioni ottenute, denominate AS2.1 e AS2.2 sono presentate di seguito, facendo riferimento solo alle dimensioni relative al risonatore di Helmholtz, in quanto unico elemento distintivo tra le due.

***Ipotesi AS2.1:***

**Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio foro:</i>	<i>5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto:</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume:</i>	<i>2454 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>135 Hz</i>
<i>Distanza dallo scambiatore</i>	<i>440 mm</i>

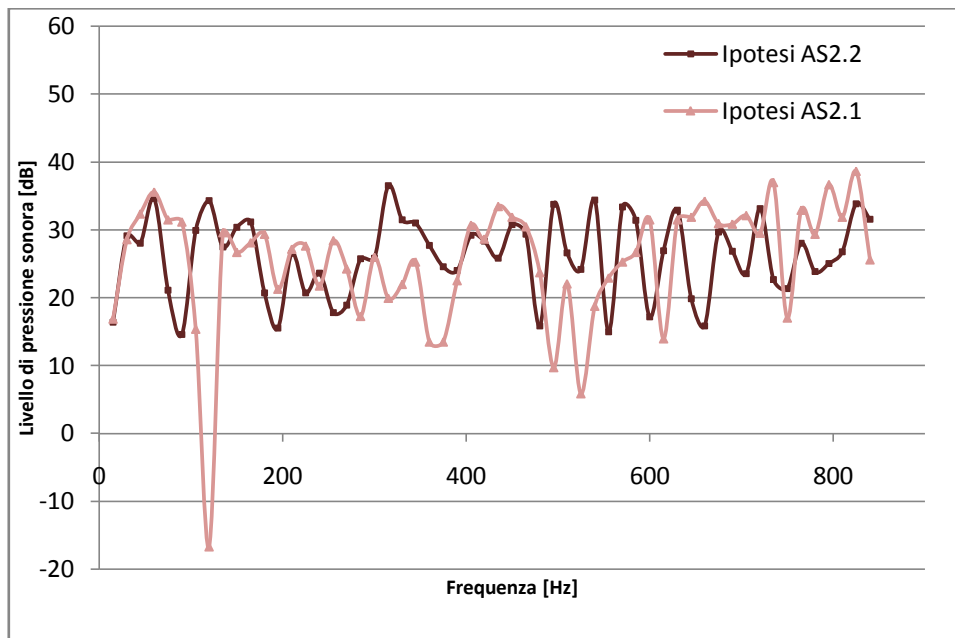
***Ipotesi AS2.2:***

**Risonatore di Helmholtz**

<i>Raggio foro:</i>	<i>5 mm</i>
<i>Lunghezza del colletto:</i>	<i>10 mm</i>
<i>Volume:</i>	<i>3969 cm<sup>3</sup></i>
<i>Frequenza di abbattimento:</i>	<i>135 Hz</i>

Distanza dallo scambiatore                      390 mm

Nella Figura 5.22 si riportano invece gli andamenti del livello di pressione sonora relativo alle suddette soluzioni



**Figura 5.22. Raffronto tra l'ipotesi AS2.1 e la AS2.2.**

Le due soluzioni risultano relativamente simili, con una leggera superiorità della AS2.2, ragion per cui la AS2.1 viene scartata. A questo punto, analogamente a quanto fatto in precedenza, si è provato ad aggiungere ulteriori elementi alla soluzione trovata, con l'intento di andare a migliorare le prestazioni. Sfruttando il lavoro fatto in precedenza la scelta è caduta sui risonatori a colonna della S7.3.2.1; nel primo caso, AS2.2.1 si è impiegato solo il primo risonatore, nel secondo caso entrambi. La seconda strada, denominata AS2.2.2 risulta quella che dà le migliori prestazioni, con un livello di pressione sonora allo scarico pari a 44,8 dB, risultato migliore di oltre un decibel rispetto a quello ottenuto nel caso di ottimizzazione del solo sistema di scarico. Giunti a questo punto, si è voluto rendere maggiormente raffinato il modello in Gsdyn, al fine di approssimare in maniera più efficace il comportamento della camera in serie posta sul condotto di aspirazione. Per fare ciò sono stati collegati dei condotti ciechi, larghi e corti, alle *junction* poste ai due estremi dell'elemento; i suddetti condotti mirano a riprodurre il comportamento della brusca variazione di sezione, la quale è causa di onde riflesse di cui sarebbe opportuno tenere conto. La prima simulazione, denominata AS2.2.2.1, restituisce un output di pressione pari a oltre 48 dB, mostrando un notevole scadimento delle prestazioni; tramite

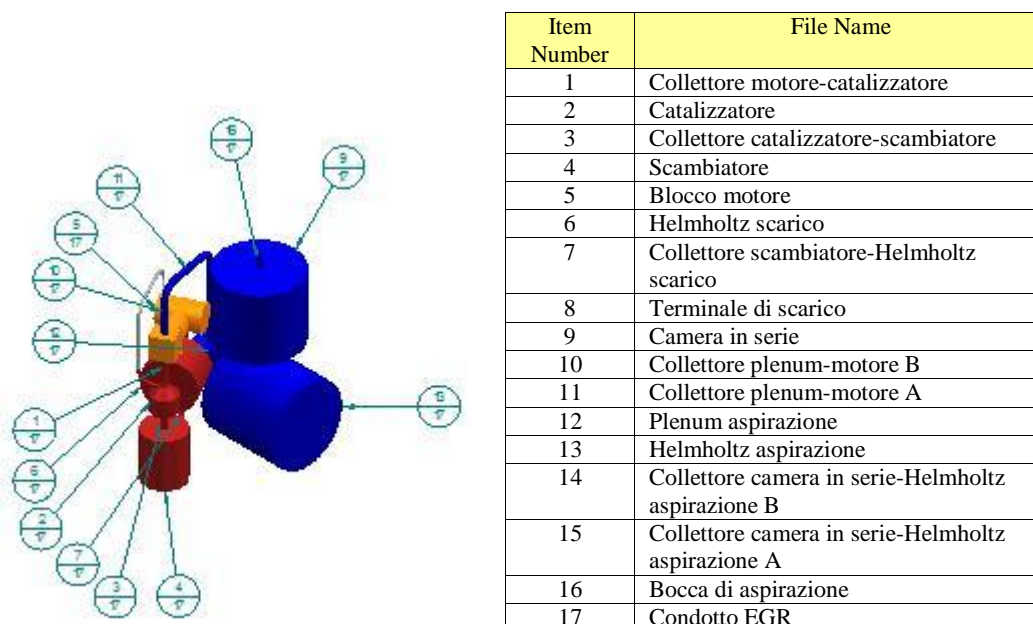
un processo di ottimizzazione è stato possibile ridurre il livello di rumore fino a 46 dB, valore comunque più alto di quello fatto registrare dalla AS2.2.2. Visti i risultati scadenti, si è scelto di procedere con delle modifiche radicali del sistema di scarico; l'idea guida è stata quella di eliminare tutto il sistema di silenziatori sulla linea di scarico, reinserendoli poi uno ad uno valutando di volta in volta le prestazioni. La prima prova è stata dunque fatta senza alcun elemento silenziante allo scarico: la pressione sonora, come facilmente si poteva prevedere è risultata molto alta, pari a 56,2 dB. In seconda battuta è stato reinserito il silenziatore di Helmholtz che ha ridotto il livello di rumore di quasi 10 dB, portandolo a 46,8 dB. Questa soluzione, indicata come AS2.2.2.1.2, è stata utilizzata come configurazione di partenza di un'ottimizzazione che coinvolgesse i parametri dimensionali del risonatore di Helmholtz e la sua distanza dallo scambiatore. La soluzione trovata, denominata AS2.2.2.1.2.1 porta ad un calo di ulteriori 2,2 dB, fino a 44,6 dB. Dal punto di vista della prestazione assoluta in termini di emissione sonora, quest'ultima risulta la soluzione migliore con 44,58 dB allo scarico e 39,47 dB all'aspirazione. A partire da essa, che verrà rinominata come U1, si studierà il layout effettivo del sistema.

## **5.4 Valutazione degli ingombri e studio del layout di massima**

Una volta portato a termine il lavoro di ottimizzazione, durante il quale non sono stati presi in considerazione i vincoli relativi alle dimensioni e al posizionamento dei vari elementi, è stato necessario studiare i collegamenti e le configurazioni in modo da non andare a penalizzare troppo le prestazioni in termini di abbattimento del livello di pressione sonora, e, nel contempo, di contenere gli ingombri; il sistema infatti, senza considerare l'accumulatore dell'acqua calda, le cui dimensioni non ci sono state comunicate, deve avere dimensioni concorrenziali con quelle dell'EcoWill e delle classiche caldaie domestiche. Al fine di portare avanti un'analisi di questo tipo, seppur di massima, è stato necessario avvalersi di un programma di modellazione tridimensionale; nella fattispecie la scelta è caduta su Solid Edge ST2. Per prima cosa è stato disegnato il blocco motore, compreso di alternatore e scambiatore per il raffreddamento dell'olio; il layout stabilito in fase di progetto prevede che il cilindro sia posto orizzontalmente, con l'albero motore in verticale. Gli ingombri esterni esatti non erano noti, ragion per cui è stato necessario operare delle stime a partire dai dati di alesaggio, corsa e lunghezza della biella e della manovella. In seconda battuta sono stati disegnati i vari elementi silenzianti relativi sia alla linea di scarico che a quella di aspirazione, nonché gli altri componenti previsti dal progetto, ossia lo scambiatore per il recupero del calore dei gas di scarico, il catalizzatore, il condotto dell'EGR e il plenum in cui detto

condotto va a convergere. Una volta modellati tutti questi elementi è stato possibile provare a studiare una prima configurazione che minimizzasse gli ingombri, tenendo sempre conto del fatto che i vari elementi vanno collegati tra loro con dei condotti di lunghezza stabilita e che, allo stato attuale dell'analisi, le prestazioni sono state valutate presupponendo tratti di collegamento rettilinei, ragion per cui si è ritenuto opportuno cercare di ridurre al minimo le curve; nel caso, frequente peraltro, in cui queste ultime siano risultate indispensabili, si sono comunque evitati raggi di raccordo troppo ridotti o deflessioni eccessive. Ad ogni modo la fase di progetto dei tratti di collegamento è risultata la più critica, in quanto qualsiasi configurazione si scegliesse per i condotti, fermi restando lunghezza e diametro, richiedeva la successiva valutazione delle prestazioni del motore mediante simulazione con Gasdyn. Intervenire sui condotti di aspirazione e scarico può infatti incidere, oltre che sui livelli di pressione sonora, anche sulla potenza e sulla coppia erogata.

Il primo layout ipotizzato, basato sulle lunghezze dell'ipotesi U1 e presentato in Figura 5.23, garantiva già degli ingombri concorrenziali con quelli delle classiche caldaie domestiche, presentando però delle criticità dal punto di vista prestazionale, a causa della forma scelta per il tratto di collegamento tra lo scambiatore e il risonatore di Helmholtz sullo scarico; il rumore emesso da quest'ultimo sale infatti oltre i 75 dB. Come si può facilmente notare dalla Figura 5.23, questo elemento, numero 7 nell'assemblato, presenta una curva con raggio piuttosto ridotto, pari a soli 50 mm e deflessione elevata, 149° per la precisione. Tentativi di ottimizzazione che andassero a modificare la posizione relativa degli elementi senza intervenire sulla forma del suddetto collettore hanno prodotto risultati assai modesti, ragion per cui non verranno approfonditi. Da notare che in questa prima fase dello studio si riscontrano ancora alcune inesattezze che saranno corrette nel seguito: il motore presenta infatti l'albero in orizzontale ed è, tra l'altro, privo di alternatore e scambiatore di calore per il raffreddamento del lubrificante. Anche l'orientamento dell'intero assemblato è differente rispetto a quello della versione finale; all'inizio infatti si sono fatte unicamente considerazioni relative agli ingombri, lasciando da parte tutto il resto; ad una successiva revisione ci si è resi conto che collocando il blocco motore nella parte bassa, invece che a tre quarti dell'altezza, sarebbe stato possibile ridurre decisamente il problema delle vibrazioni indotte dal funzionamento, semplificando inoltre la struttura di supporto.



**Figura 5.23. Primo layout di massima dei condotti di aspirazione e scarico.**

Le dimensioni raggiunte con questa configurazione, come possiamo vedere nella Figura 5.24, sono 850 mm di altezza, 555 mm di larghezza e 475 mm di profondità. I difetti, già menzionati, del tratto di collegamento tra lo scambiatore di calore e il risonatore di Helmholtz sullo scarico, si sono rilevati molto penalizzanti; una volta implementato in Gasdyn, tale collettore portava infatti ad un netto peggioramento delle prestazioni del sistema silenziante, ragion per cui si è ritenuto opportuno procedere prontamente ad una riprogettazione dello stesso. Si è deciso innanzitutto di aumentare il più possibile il raggio della curva, che è stato portato a 120 mm; inoltre la deflessione di 180° necessaria per collegare i due elementi è stata realizzata in un'unica curva, a differenza del caso precedente in cui si operava prima una deflessione di 150° e poi una seconda di 30°. A questo punto sono stati portati avanti una serie di processi di ottimizzazione che miravano a riposizionare tutti gli elementi, in modo da ottimizzare le prestazioni a seguito dell'inserimento del nuovo collettore. Grazie ad essi il livello di pressione sonora di 46,3 dB della U1.4 è stato ridotto fino ai 45,4 dB della U1.4.1. A partire da questa sono stati fatti una serie di interventi volti ad aumentare i raggi di curvatura e a ridurre le deflessioni, al fine di ottenere livelli più bassi di emissioni. Ogni configurazione ipotizzata è stata provata con Gasdyn. La soluzione finale, U1.4.1.4 è rappresentata nella Figura 5.25 dove possono anche essere apprezzate le differenze rispetto alla U1. Essa emette 42 dB allo scarico e 38,5 dB all'aspirazione.



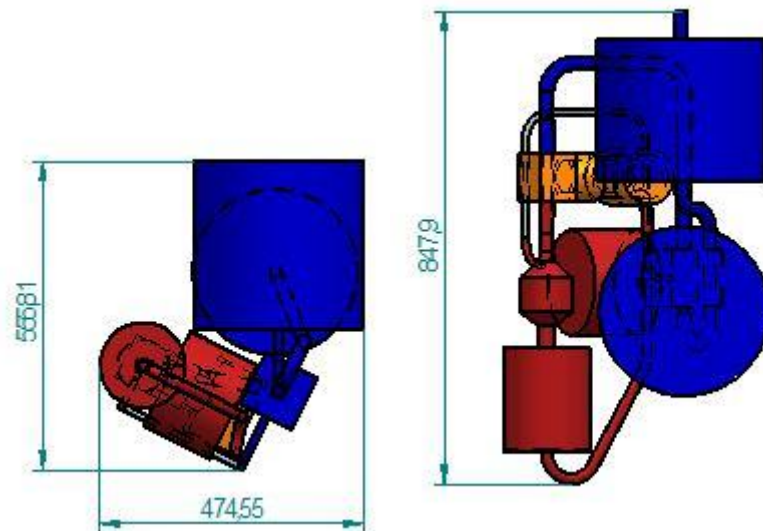


Figura 5.24. Ingombri relativi al primo layout di massima.

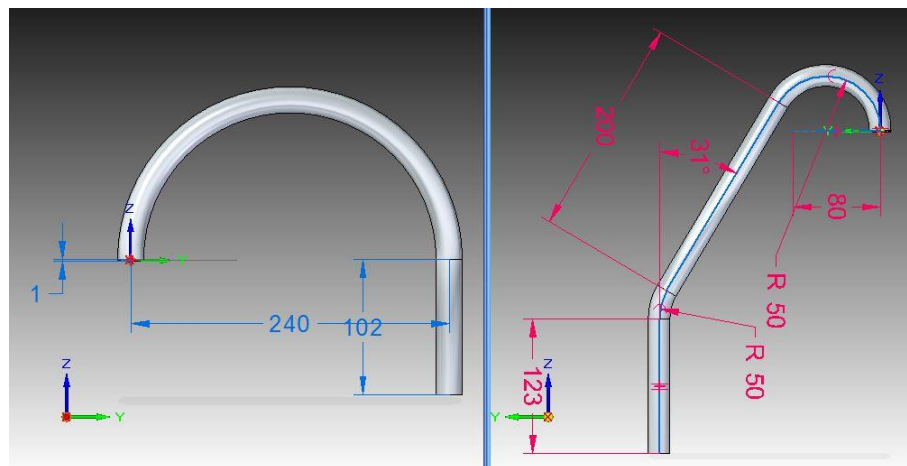


Figura 5.25. Raffronto tra le due versioni del collettore tra scambiatore e risonatore di Helmholtz del condotto di scarico.

Risulta evidente che la sostituzione del collettore implica un riposizionamento di tutti gli elementi a monte, nonché un aumento dell'altezza del gruppo, che arriva a 918 mm. Nella terza revisione, quella che ha portato alla versione definitiva, sono stati corretti quei già citati aspetti che non si sposavano con le specifiche di progetto: il motore, con albero verticale e con gli ingombri relativi a scambiatore di calore dell'olio e alternatore, è stato posto in basso, con relativo adeguamento della bocca di aspirazione e dell'uscita dello scarico; nelle prime due versioni infatti l'aspirazione era in alto, con lo scarico posizionato a mezza altezza, nella terza, rovesciata rispetto alle precedenti, lo scarico resta a metà, mentre la bocca

di aspirazione è nella zona bassa. La differenza sostanziale risiede però nel fatto che nella versione definitiva, al fine di contenere gli ingombri, si è scelto, anche alla luce delle simulazioni effettuate, di penalizzare leggermente le prestazioni in termini di abbattimento del rumore; in tale ottica il risonatore di Helmholtz posto sulla linea di aspirazione è stato eliminato. Ciò si traduce in un aumento del livello di pressione sonora sia alla bocca di aspirazione che allo scarico; entrambi risultano però assolutamente accettabili, attestandosi rispettivamente a 45 dB e a 46,1 dB. Inoltre, sempre con l'intento di sfruttare al meglio lo spazio, si è abbandonata la geometria cilindrica per la camera in serie; fermo restando il volume, essa è stata rivista in forma di prisma, con sezione studiata in modo da inserirsi nella maniera più efficace all'interno dell'assemblato. Le conseguenze di questa modifica, in termini di abbattimento del rumore, non sono valutabili attraverso la simulazione numerica, in quanto non è possibile implementare un modello che tenga conto della forma della camera in serie; possiamo però ritenere che, con buona approssimazione, il livello di pressione sonora non sia differente dal caso di camera con forma cilindrica. Dal punto di vista delle dimensioni i miglioramenti sono invece sensibili, specie per quanto riguarda la larghezza e la profondità, che, come si può notare dalla vista dall'alto, riportata in Figura 5.26 si riducono a 368 mm per 381 mm; ricordiamo che nella versione iniziale, tali dimensioni erano di 475 mm per 555 mm. Anche l'altezza trae giovamento da questa revisione, tanto da raggiungere un valore di 817 mm, inferiore anche a quello relativo alla prima versione.

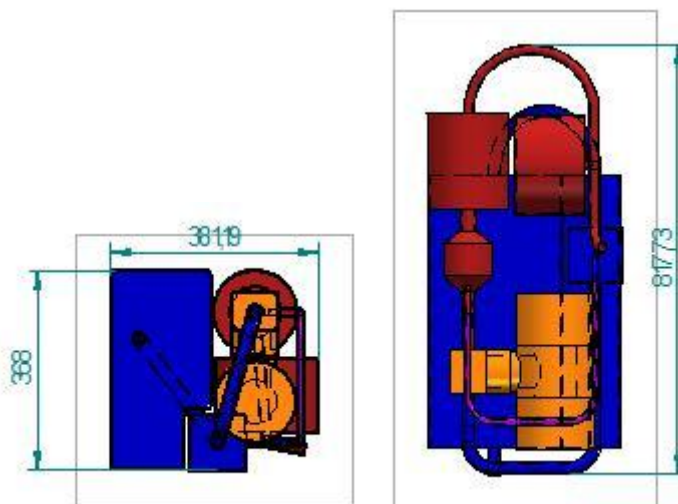
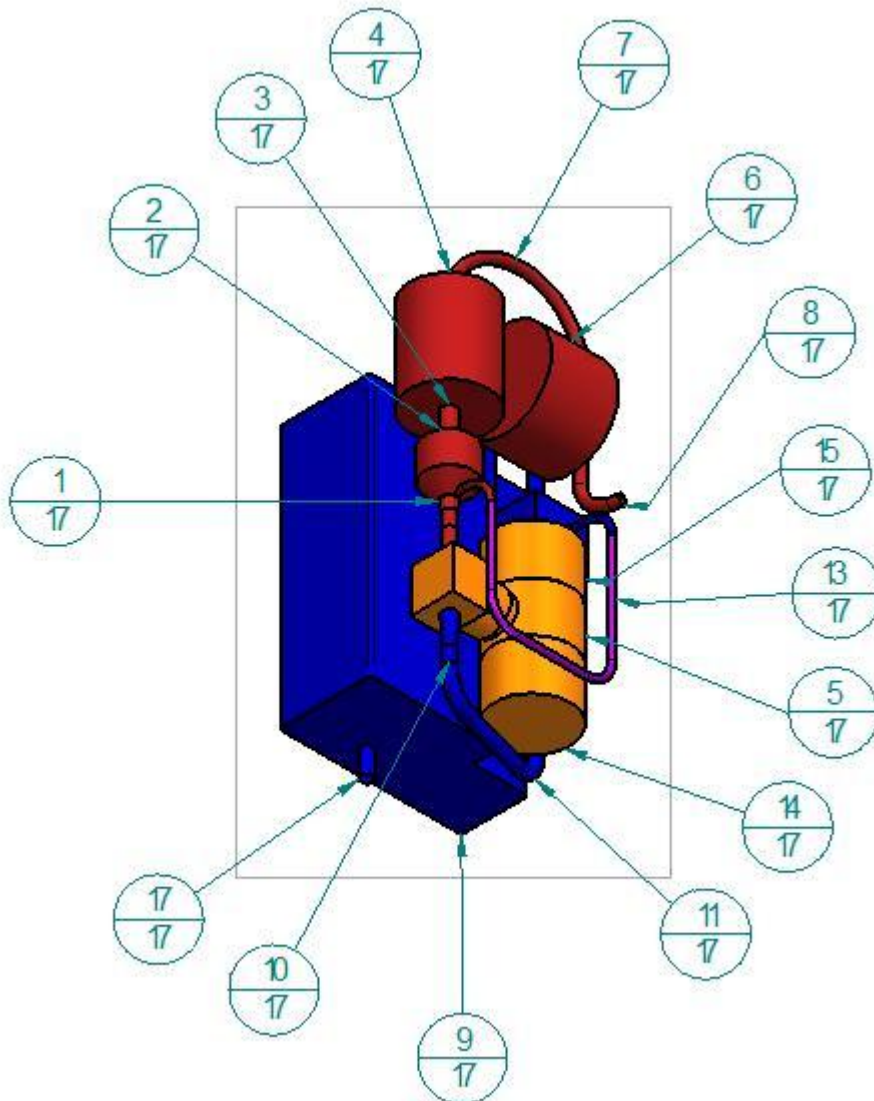


Figura 5.26. Ingombri relativi al layout di massima definitivo.

La scelta definitiva è caduta come detto sull'ultima versione; si è voluto dunque sacrificare parzialmente la prestazione per avere degli ingombri più contenuti. Nella Figura 5.27 riportiamo una vista del layout definitivo.



**Figura 5.27.** Vista del layout di massima definitivo.

Interessante osservare come il blocco motore, seppur comprensivo di scambiatore olio e alternatore, occupa una minima percentuale del volume totale del gruppo; l'elemento di gran lunga più voluminoso è la camera in serie posta sul condotto di aspirazione: essa, ricordiamo, ha un volume di  $17087 \text{ cm}^3$ .

Item Number	File Name
1	Collettore motore-catalizzatore
2	Catalizzatore
3	Collettore catalizzatore-scambiatore
4	Scambiatore
5	Blocco motore
6	Helmholtz scarico
7	Collettore scambiatore-Helmholtz scarico
8	Terminale di scarico
9	Camera in serie
10	Collettore plenum-motore B
11	Collettore plenum-motore A
12	Plenum aspirazione
13	Condotto EGR
14	Generatore
15	Scambiatore olio
16	Collettore camera in serie-plenum
17	Bocca di aspirazione

**Tabella 5.5. Elenco dei componenti relativo alla Figura 5.27.**

## Capitolo 6

### **Analisi fluidodinamica dei condotti di testa di aspirazione e scarico**

In questo capitolo ci occuperemo dell'analisi del flusso che attraversa i condotti di aspirazione e scarico con l'intento di determinare i coefficienti di efflusso. Non avendo disponibile un modello reale da testare, ed essendo il progetto ancora in fase preliminare i dati necessari saranno ricavati attraverso simulazioni al computer. Le informazioni così raccolte potranno essere utilizzate sia per un eventuale confronto con dati sperimentali, sia per effettuare opportune modifiche alla geometria dei condotti, qualora i risultati non dovessero essere giudicati idonei, al fine di migliorare il riempimento del cilindro.

#### **6.1 Coefficiente di efflusso**

La determinazione del coefficiente di efflusso, definito come rapporto tra la portata massica che fluisce attraverso la luce di passaggio e la portata massica teorica che transiterebbe in condizioni ideali attraverso la sezione trasversale della sede valvola, è utile ad avere un dato che sintetizzi quelle che sono le caratteristiche geometriche della parte terminale del condotto in composizione con le condizioni di passaggio del flusso, fornendo così con un unico valore un'indicazione, seppur molto generale, della qualità del ricambio del fluido.

Quantificare la portata massica non è un procedimento banale, in quanto questa dipende sia dalla sezione di passaggio offerta al flusso, sia dal salto di pressione che si ha a cavallo della valvola a fungo; un'ulteriore complicazione è data dalla variabilità di questi due parametri durante le condizioni di funzionamento: infatti durante la corsa di aspirazione del pistone la differenza di pressione a cui è sottoposto il fluido che sfiora nel cilindro varia sensibilmente, come anche l'alzata della valvola, e di conseguenza varia anche l'area di passaggio.

È possibile tuttavia semplificare la determinazione della portata massica modellando questo fenomeno sotto l'ipotesi di "*flusso quasi-stazionario*": possiamo ritenere cioè che in ogni istante (e quindi in ogni posizione angolare) la portata di fluido sia pari a quella che si avrebbe in condizioni di flusso stazionario attraverso la stessa sezione (costante) e sotto lo stesso salto di pressione. Utilizzando quindi un modello che riproduca il sistema condotto-valvola-cilindro è possibile determinare la portata che, per ogni singola alzata,

fluisce attraverso la sezione delimitata dalla valvola, considerando un salto di pressione prossimo a quello presente nel motore (generalmente  $\Delta p = 2 \div 20 \text{ kPa}$ ) [1].

La fase preliminare del progetto comporta quindi la determinazione del coefficiente di efflusso per le varie alzate sia per il condotto di aspirazione che per quello di scarico, utilizzando un codice per simulare la fluidodinamica del flusso.

## 6.2 Introduzione alla CFD

La Fluidodinamica Computazionale rappresenta lo studio di un sistema che coinvolge il flusso di un fluido, lo scambio di calore e altri fenomeni come reazioni chimiche utilizzando il supporto di un calcolatore. Lo sviluppo di questa metodologia è avvenuta abbastanza recentemente [2], grazie al progresso nel campo informatico del supporto hardware necessario. È così possibile oggi disporre di sistemi di simulazione che consentono una sostanziale riduzione dei costi di un modello (il modello infatti è puramente virtuale, costruito al computer) e dei tempi necessari all'ottenimento di dati ricercati, a cui va aggiunta la possibilità di studiare sistemi molto complessi sotto ipotesi rischiose, che comprometterebbero l'integrità di un modello reale.

Per la risoluzione di un generico sistema e l'ottenimento delle informazioni ricercate 3 sono i passi fondamentali:

- creazione di un dominio opportuno, che separa il sistema in esame dall'ambiente esterno (*pre-processing*);
- risoluzione attraverso algoritmi di calcolo (*solving*);
- analisi dei dati grezzi, che rappresentano l'output della simulazione (*post-processing*).

### *Pre-processing*

Questa fase comporta la definizione del volume oggetto di studio (il dominio) e la sua suddivisione in elementi, detti celle o volumi di controllo; devono poi essere definite per ogni dominio le caratteristiche chimiche e fisiche del fluido, nonché le necessarie condizioni al contorno che permettono di isolare il sistema dall'ambiente circostante.

Questa fase è particolarmente laboriosa, in quanto bisogna raffinare la griglia (o *mesh*) di calcolo laddove i gradienti sono elevati, per ricostruire in maniera corretta le proprietà del flusso e del fluido: operazione non semplice per geometrie complesse. Si sottintende inoltre che la capacità di modificare la mesh comporta una certa conoscenza del problema in esame, nonché la sua possibile soluzione

### *Solving*

I passi fondamentali per la risoluzione sono:

- approssimazione delle variabili sconosciute;
- discretizzazione delle equazioni che governano la meccanica del fluido sostituendo le approssimazioni introdotte;
- soluzione delle equazioni algebriche.

Ciò che caratterizza un codice o un algoritmo dall'altro è il metodo utilizzato per l'approssimazione delle variabili e il procedimento con cui si effettua la discretizzazione.

**Metodo alle Differenze Finite (FDM).** Questo metodo ricava le proprietà ricercate del flusso in punti campione ai nodi della griglia. L'approssimazione delle derivate è effettuata utilizzando la serie di Taylor; le derivate così calcolate sono quindi sostituite nelle equazioni che governano il moto del fluido per ricavare le proprietà cercate.

**Metodo degli Elementi Finiti (FEM).** Delle funzioni di forma sono utilizzate per descrivere le proprietà del fluido in ogni singola cella. Queste funzioni di forma sono sostituite nelle equazioni algebriche per calcolare le proprietà desiderate: se la soluzione non è esatta verrà determinato un residuo che rappresenta l'errore tra quella vera e quella approssimata. L'errore è utile per calcolare i "pesi" da dare alle funzioni di forma per ottenere la soluzione corretta.

**Metodo dello Spettro (SM).** Utilizza per approssimare le funzioni le serie di Fourier o i polinomi di Chebyshev. A differenza del metodo alle differenze finite, questo metodo è valido non solo localmente, ma su tutto il dominio. Il concetto della sostituzione è simile a quello utilizzato nel metodo degli elementi finiti: si ricava un errore che risulta utile per determinare i "pesi" da dare alle funzioni.

**Metodo dei Volumi Finiti (FVM).** Inizialmente sviluppato a partire dal metodo delle differenze finite, ha velocemente soppiantato quasi tutti gli altri metodi nel campo della fluidodinamica. A differenza del FDM, il metodo dei volumi finiti presuppone l'integrazione delle equazioni che governano la meccanica del fluido su tutti i singoli volumi di controllo: vale a dire che le leggi fisiche devono essere rispettate in ogni cella, fornendo così al modello l'interpretazione pratica che manca al modello FEM. Questa chiara relazione tra la formulazione matematica e la fisica sottostante è una delle principali attrattive del metodo, che lo ha reso appetibile nel campo della fluidodinamica.

### *Post-processing*

Una volta terminata la simulazione i dati possono essere processati da programmi grafici che permettono una rapida visualizzazione delle variabili determinate, come pressione, temperatura o velocità, attraverso campi cromatici, oppure seguire la traiettoria di una particella fluida attraverso il suo tracking

### 6.3 Generazione della mesh

Una volta determinato il dominio all'interno del quale sarà presente il fluido, bisogna generare una griglia (*mesh*): questa non è altro che una rappresentazione spaziale virtuale del dominio reale, utile ai fini del calcolo, e raffinandola, al prezzo di aumentare i tempi di calcolo, è possibile ottenere un maggiore livello di dettaglio delle variabili ricercate. La generazione della mesh è attualmente il collo di bottiglia nella simulazione CFD [3], e richiede anche settimane di lavoro per le geometrie più complesse; sono disponibili strumenti per la generazione automatica della mesh, anche se deve essere verificato caso per caso la bontà della griglia generata.

Altro fattore a cui prestare attenzione è l'origine dei disegni sui quali si andrà ad operare: generalmente questi vengono assemblati attraverso software di modellazione tridimensionale, cosicché nascono delle incongruenze (come ad esempio superfici non corrispondenti) da risolvere: l'operazione di pulizia delle superfici che ne deriva è alle volte non banale e macchinosa, e richiede un'ulteriore impiego di risorse. In alcuni codici è possibile trovare degli strumenti grazie ai quali l'operazione di generazione delle superfici è studiata appositamente per il pre-processor CFD, così da by-passare l'operazione di pulizia [3].

Come già detto il ruolo della mesh è di catturare la geometria tridimensionale del dominio utilizzando all'occorrenza delle celle di forme diverse per descrivere meglio il volume.

Tra le tipologie di strutture per la mesh possiamo enumerare:

#### *Mesh Cartesiana*

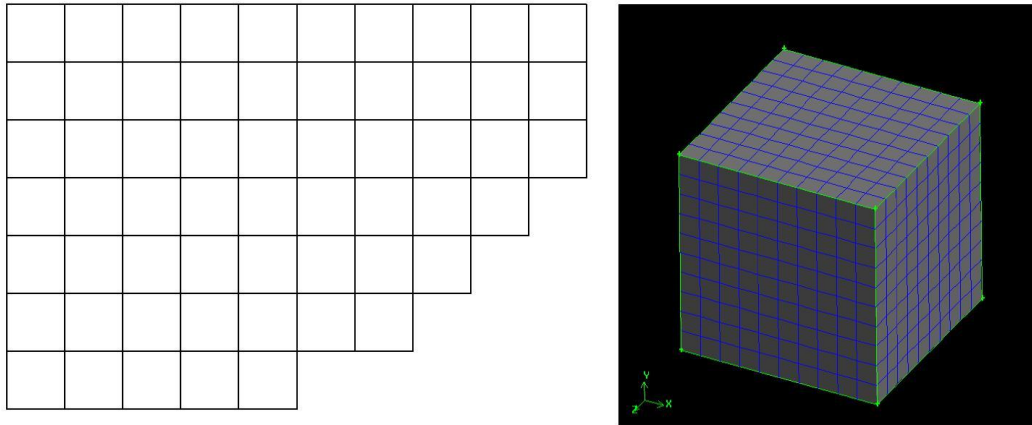
È una griglia allineata lungo gli assi ortogonali  $x$ - $y$ - $z$ . Ha la caratteristica di essere strutturata, ovvero esistono 2 (nel caso bidimensionale) o 3 (nel caso tridimensionale) famiglie di linee, ogni linea delle quali interseca una e una sola volta una linea di un'altra famiglia, ed è riconducibile ad una topologia quadrangolare (2D) o esaedrica (3D). Il suo punto di forza è nella semplicità della sua definizione; tuttavia le limitazioni sono molte, legate soprattutto alla indeformabilità dei poliedri che costituiscono la griglia.

La Figura 6.1 mostra una mesh cartesiana: nella parte sinistra è presente un esempio di mesh cartesiana bidimensionale, mentre nella parte destra un esempio tridimensionale.

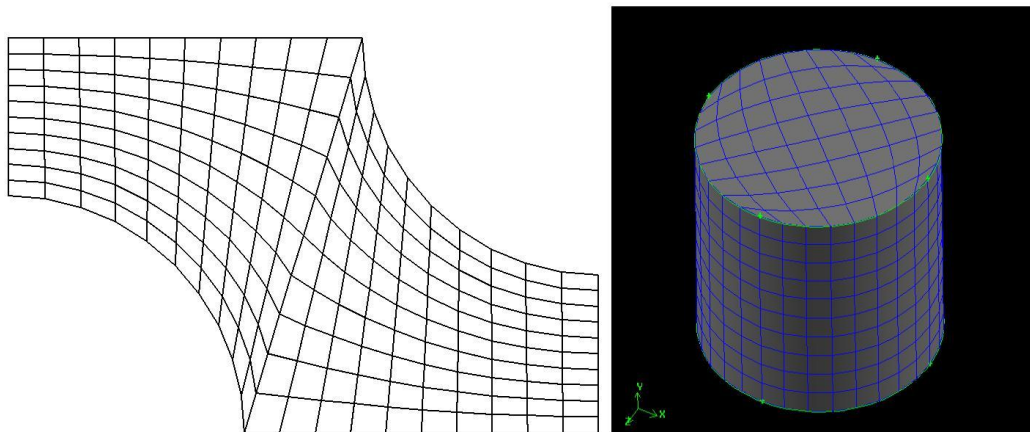
#### *Body-fitted mesh*

La griglia è originata da un sistema di coordinate curvilinee non ortogonali, che si adatta al contorno del dominio. Come nel caso precedente anche questa tipologia di griglia è strutturata, come si può notare dalla Figura 6.2.





**Figura 6.1** A sinistra: modello bidimensionale di una mesh cartesiana. A destra: modello tridimensionale di una mesh cartesiana.



**Figura 6.2** A sinistra: modello bidimensionale di una body-fitted mesh. A destra: modello tridimensionale di una body-fitted mesh.

### *Multi-block mesh*

La creazione della griglia è effettuata suddividendo il volume in più blocchi e applicando una body-fitted mesh ad ognuno di essi, conservando l'esaedricità sia delle celle che dei blocchi.

### *Unstructured shape-consistent mesh*

Le metodologie di creazione di mesh viste finora comportano tutte l'intervento umano. È possibile tuttavia rendere più automatica la generazione della griglia estendendo il concetto introdotto nella multi-block mesh: decidere di destrutturare la mesh e quindi ottenere una griglia non strutturata. Una griglia non strutturata permette molte libertà: se infatti nei casi precedenti si aveva un

infittimento diffuso anche in zone a basso gradiente e si era impossibilitati a discretizzare domini complessi, utilizzando una mesh non strutturata non si pongono più questi problemi, anche se il prezzo da pagare si ha in termini di tempo (algoritmi risolutivo più lenti) e in termini di accuratezza (minore controllo sulle dimensioni delle celle). La Figura 6.3 mostra un esempio di mesh non strutturata per due geometrie semplici: un esaedro e un cilindro.

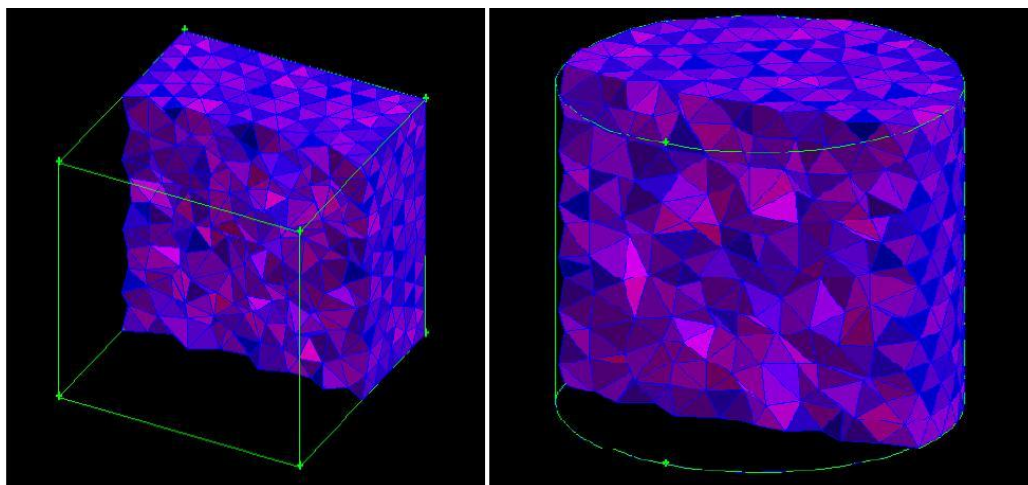


Figura 6.3 A sinistra: mesh non strutturata di un esaedro. A destra: mesh non strutturata di un cilindro.

### 6.3.1 Considerazioni preliminari sul modello di motore

La Figura 6.4 e la Figura 6.5 mostrano il dominio di interesse per eseguire le operazioni di simulazione: la parte terminale del condotto di aspirazione e la parte iniziale del condotto di scarico, le valvole di aspirazione e scarico e le pareti del cilindro; è possibile notare inoltre anche la sede della candela.

Come si può osservare sono state considerate separatamente le sezioni di aspirazione e di scarico: essendo stato deciso che l'angolo di incrocio delle valvole sarà nullo (ricordiamo che avendo optato per un ricircolo di gas combusti attraverso un condotto apposito (EGR esterno) è possibile mantenere completamente separate le fasi di aspirazione e scarico, con una valvola chiusa durante la fase di apertura dell'altra) è possibile simulare il flusso di fluido in maniera indipendente per l'aspirazione e per lo scarico.

	Aspirazione	Scarico
Diametro valvola	24 [mm]	26 [mm]
Diametro condotto	21 [mm]	23[mm]
Diametro cilindro	60 [mm]	

Tabella 6.1 Principali dimensioni del modello.

In Tabella 6.1 sono riportate le dimensioni principali dimensioni del modello.

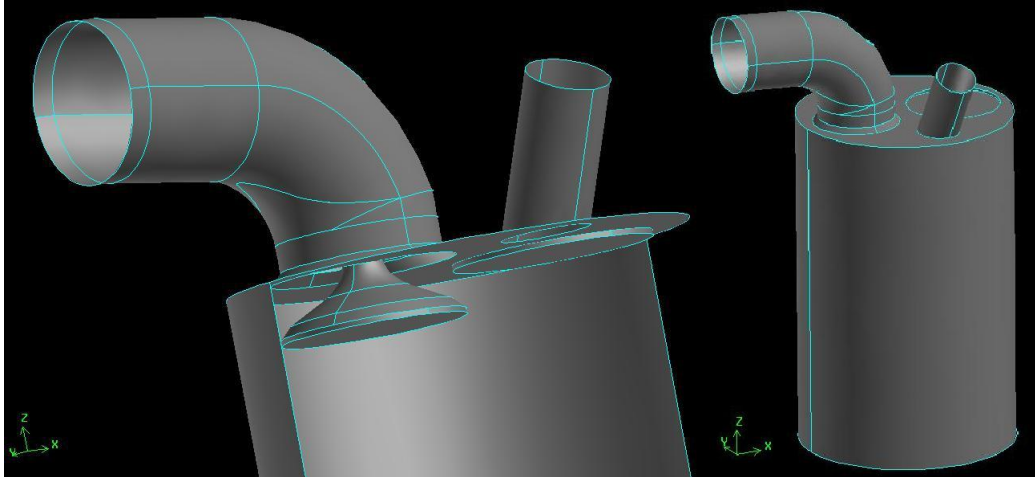


Figura 6.4 A destra: dominio di analisi. A sinistra: particolare del dominio: condotto di aspirazione, valvola a fungo di aspirazione, cilindro.

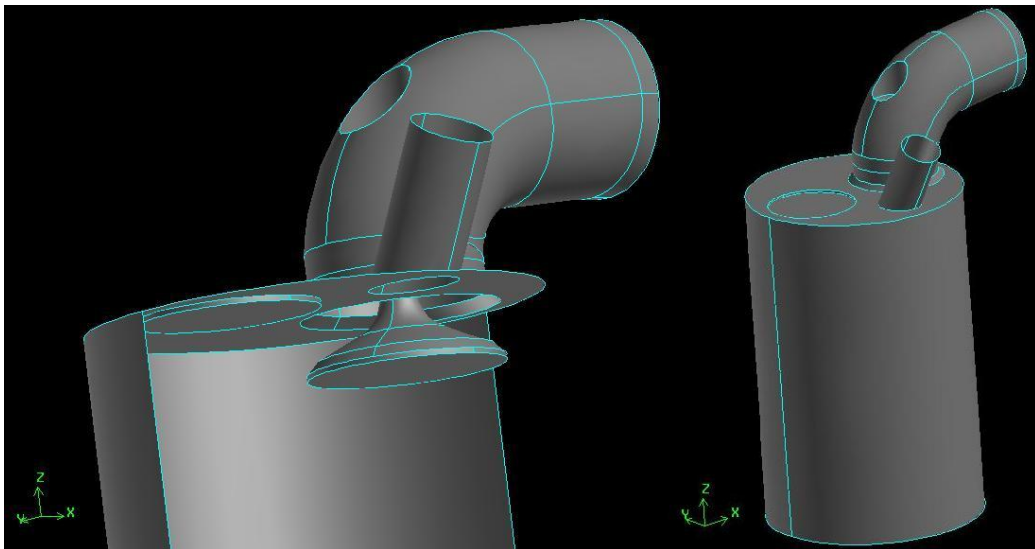
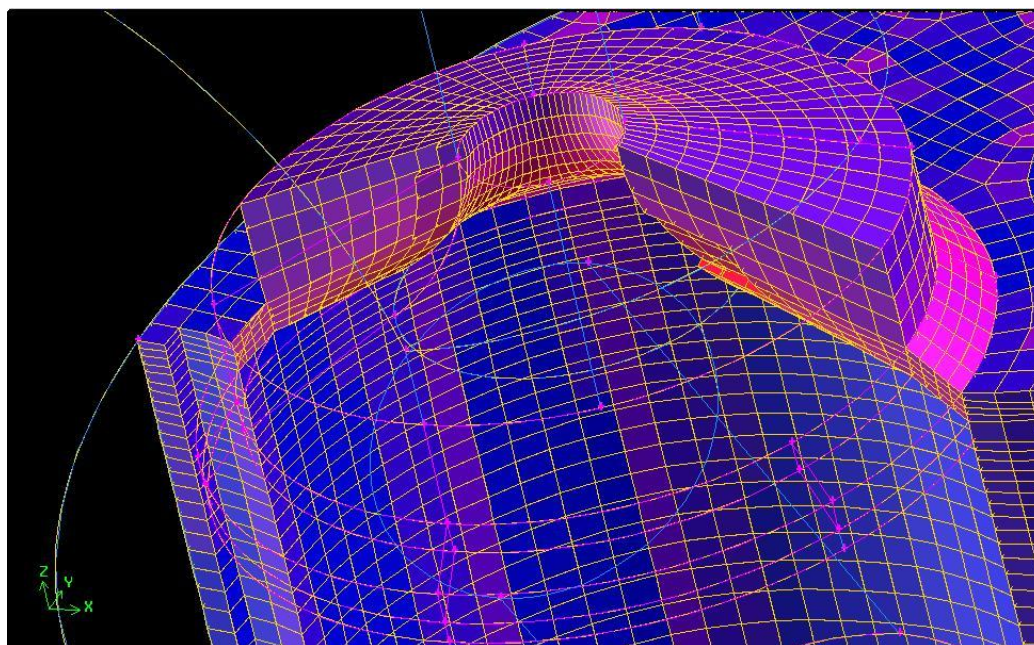


Figura 6.5 A destra: dominio di analisi. A sinistra: particolare del dominio: condotto di scarico, valvola a fungo di aspirazione, cilindro.

### 6.3.2 Modalità di generazione e tipologia di celle

Il primo passo da compiere è, come già discusso, la pulizia delle superfici. Fortunatamente il modello non presenta particolari criticità, in quanto disegnato appositamente per le operazioni di simulazione numerica del flusso. Si può quindi procedere alla generazione della griglia spaziale. La sezione più critica è

certamente quella nell'intorno dell'area di passaggio: essendo la sezione che determina prevalentemente il riempimento del cilindro e presentando un elevato gradiente di velocità, è necessario modellarla con elementi esaedrici: questi elementi infatti consentono generalmente di introdurre minore non-ortogonalità rispetto alle celle tetraedriche e quindi un minore errore; inoltre minimizza i tempi di esecuzione della simulazione in quanto per ogni cella esaedrica ne occorrerebbero 4 tetraedriche di pari dimensione, diminuendo in definitiva il numero totale di celle. La Figura 6.6 mostra un particolare della mesh nella sezione intorno all'area di efflusso; è possibile inoltre notare come il passo spaziale della griglia sia molto piccolo in questa zona, proprio per cogliere in maniera accurata le variazioni delle proprietà del flusso.



**Figura 6.6** Particolare della mesh nella sezione intorno all'area di efflusso per l'alzata della valvola di aspirazione di 1mm.

Da notare in ultimo che per le alzate maggiori la griglia in quest'area è invece più lasca, permettendo così minori tempi di calcolo, in quanto i gradienti sono più ridotti.

Anche il cilindro presenta una mesh esaedrica, per le già citate caratteristiche ne derivano; l'unica accortezza utilizzata è quella di aumentare gradualmente il passo tra una cella e l'altra col progredire della mesh dalla testa fino al fondo del cilindro così da avere un minor numero di celle complessivo e diminuire i tempi di calcolo.

Per quanto riguarda il condotto che porta alla valvola, la griglia utilizzata è, a differenza dei volumi precedenti, tetraedrica, perché la sua particolare geometria avrebbe reso molto problematico la costruzione di una mesh strutturata esaedrica. La Figura 6.7 mostra un particolare del condotto di aspirazione, dove si può notare una geometria nuova: l'emisfera aggiunta ha il compito di rendere più stabile la successiva operazione di simulazione; per non appesantire eccessivamente la mesh la griglia è più lasca rispetto al condotto.

Al fine di ottenere un migliore riscontro per entrambi i condotti di aspirazione e scarico, l'emisfera è modellata anche per il condotto di scarico.

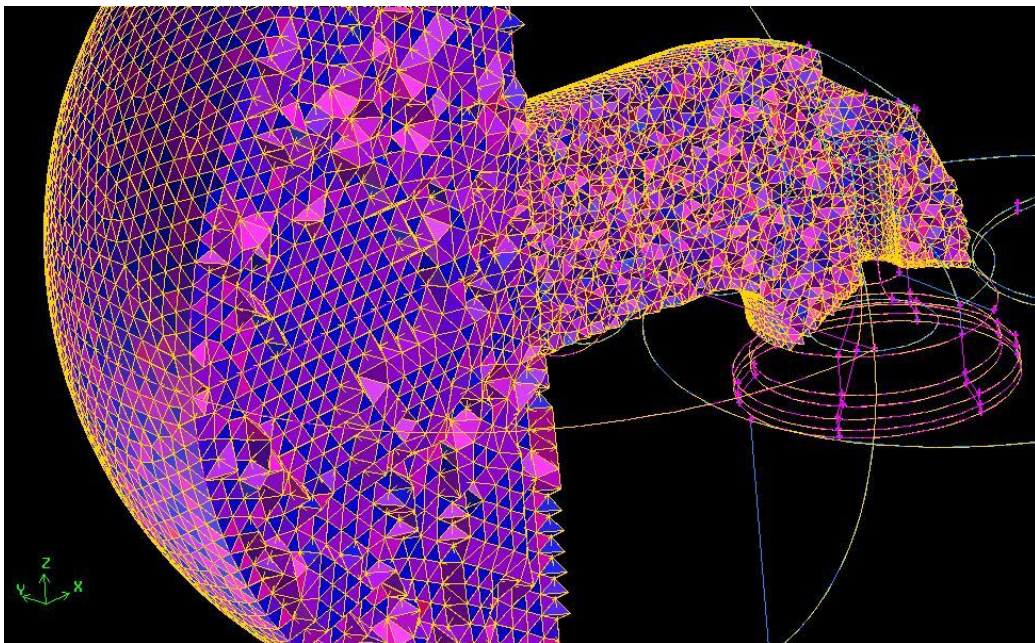


Figura 6.7 Particolare del condotto di aspirazione: emisfera e griglia spaziale.

## 6.4 Simulazione con codice numerico

Prima di analizzare la simulazione e commentare i risultati ottenuti è bene fare un breve ex-cursus sul funzionamento dei modelli FVM, e in particolare il modello utilizzato nel nostro caso, così da capire quali sono le ipotesi di partenza del processo e le tecniche utilizzate per giungere ai risultati. Analizzeremo prima le equazioni di conservazione (massa – quantità di moto – energia) che governano la meccanica dei fenomeni in esame; poi descriveremo il fenomeno della turbolenza il sistema adottato per la sua modellazione; e concluderemo esaminando il modello ai volumi finiti applicato ad un problema di convezione-diffusione e la sua implementazione in un algoritmo risolutivo utile al calcolatore.

### 6.4.1 Equazioni di conservazione

Il fluido è trattato come un mezzo continuo, tralasciando la sua struttura molecolare; una particella di fluido quindi è depositaria di tutte le caratteristiche di interesse, come pressione, densità, temperatura e velocità, e rappresenta la media su un numero ragionevole di molecole.

La Figura 6.8 mostra le convenzioni utilizzate: il centro dell'elemento rappresenta la particella alla quale sono attribuite le proprietà mentre l'esaedro intorno è il volume di controllo; le facce sono identificate da coordinate North, South, West, East, Top, Bottom, mentre i lati hanno lunghezza  $\delta x$   $\delta y$   $\delta z$

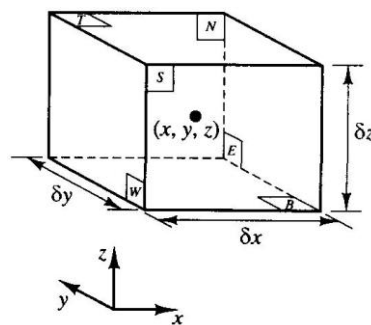


Figura 6.8 Particella di fluido in esame al centro del volume di controllo; sono evidenti le etichette delle facce (North - South - West - East - Top - Bottom) e le lunghezze dei lati  $\delta x$   $\delta y$  e  $\delta z$

È possibile trattare il problema in maniera accurata utilizzando per le operazioni di derivazione rispetto allo spazio e al tempo la serie di Taylor, non considerando i termini superiori al primo.

Possiamo scrivere quindi:

- equazione di conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (6.10)$$

- equazione di conservazione della quantità di moto:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = \vec{f} - \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (6.11)$$

- equazione di conservazione dell'energia:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho h_t \vec{u}) = \vec{f} \cdot \vec{u} - \nabla \cdot (-k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) \quad (6.12)$$

dove  $\rho$  è la densità del fluido,  $\vec{u}$  il vettore velocità,  $\vec{f}$  rappresenta le forze di volume,  $\vec{\tau}$  il tensore degli sforzi,  $p$  la pressione,  $e$  l'energia interna,  $h_t$  l'entalpia totale e  $(-k \nabla T)$  rappresenta il flusso termico. È possibile rendere la forma delle equazioni di conservazione molto simile nei tre casi, introducendo una variabile  $\phi$  generica:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varphi\vec{u}) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\varphi) \quad (6.13)$$

A sinistra abbiamo il termine tempo-dipendente (transitorio) e quello convettivo, mentre a destra abbiamo il termine diffusivo ( $\Gamma$ =coefficiente diffusivo) e quello sorgente. Sostituendo il termine  $\varphi$  con 1,  $\vec{u}$  e  $h_t$  otteniamo le equazioni di conservazione di massa, quantità di moto, energia. Per poterle implementare bisogna però integrarle rispetto al volume di controllo.

## 6.4.2 Modello di turbolenza

Fintantoché le forze di natura viscosa prevalgono su quelle d'inerzia, e quindi il numero di Reynolds è piccolo, il flusso di fluido è considerato laminare. Tuttavia quando ciò non accade all'interno del flusso comincia a instaurarsi un moto turbolento e si vede la nascita di vortici. Poiché la generazione di vortici avviene in maniera casuale, è difficile costruire un modello esatto. La strada intrapresa consiste nel separare i contributi delle variabili dovuti alla componente media (mediata nel tempo) da quelli legati alla componente di fluttuazione, cosicché ad esempio:  $u(t) = U + u'(t)$ , trattando in maniera esatta le prime e statisticamente le seconde.

Applicando questa logica alle equazioni di conservazione, sia che esse contengano termini scalari, come la massa o l'energia, sia che esse contengano termini vettoriali, come la velocità, si introducono delle incognite, cioè le fluttuazioni stesse e i loro prodotti incrociati: lo scopo principale di un modello di turbolenza è di predire questi termini, chiudendo il sistema.

### 6.4.2.1 Modello di turbolenza k-ε

Per i nostri scopi un modello di turbolenza non deve descrivere accuratamente i fenomeni che avvengono: è sufficiente sapere quale effetto hanno sul flusso. I più comuni modelli di turbolenza sono:

Modelli Classici (basati sulle equazioni di Reynolds integrate nel tempo)

- lunghezza di mescolamento
- modello k-ε
- equazioni degli sforzi di Reynolds
- modelli algebrici

Simulazione dei vortici di grandi dimensioni

I modelli classici usano come base di modellazione le equazioni di Reynolds, mentre gli altri risolvono le equazioni di del flusso e dei vortici di grandi dimensioni, per poi modellare il comportamento dei vortici di piccole dimensioni.

Noi ci occuperemo della descrizione del solo modello  $k$ - $\varepsilon$ , che è utilizzato per la simulazione del flusso turbolento nei condotti di aspirazione e scarico e nel cilindro.

Il modello utilizza due variabili:

- $k(t)$ : è l'energia cinetica istantanea, che può essere scomposta nella sua parte media  $\bar{K}$  e nella sua componente di fluttuazione  $k$ ;
- $\varepsilon$ : è la velocità di dissipazione viscosa.

L'esatta equazione per determinare  $\varepsilon$  contiene tuttavia termini sconosciuti e non misurabili. La forma standard del modello presenta invece due equazioni, una per  $k$  e una per  $\varepsilon$ , basata sulle attuali conoscenze dei processi che comportano variazioni di questi termini.

Si assume che la viscosità cinematica turbolenta  $\nu_t$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] può essere espressa come prodotto tra la scala della velocità turbolenta  $\vartheta$  [ $\text{m/s}$ ] e la scala della lunghezza  $\ell$  [ $\text{m}$ ]. L'energia cinetica istantanea e la velocità di dissipazione viscosa sono utilizzate a loro volta per descrivere queste variabili:

$$\vartheta = k^{\frac{1}{2}} \quad \ell = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}$$

È possibile definire la viscosità dinamica come segue:

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho C_\mu \vartheta \ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.14)$$

dove  $C_\mu$  è una costante adimensionale.

Il modello standard utilizza quindi due equazioni di trasporto (da notare: per avere una scrittura più compatta gli indici  $x$ - $y$ - $z$  sono stati sostituiti da  $i$ - $j$ ):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{U}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (6.15)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{U}) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6.16)$$

dove  $E_{ij}$  rappresenta la sommatoria delle componente mediate nel tempo del tensore delle velocità di deformazione; le costanti  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_\mu$  derivano dall'analisi dei dati raccolti dalla sperimentazione di molti flussi turbolenti.



Per completare il modello l'ultima equazione mette in correlazione gli sforzi di Reynolds con la viscosità turbolenta, l'energia cinetica istantanea e la velocità di deformazione viscosa:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (6.17)$$

dove  $\delta_{ij}$  è il delta di Kronecker.

Nella implementazione del modello l'ultima richiesta è la definizione delle condizioni al contorno:

- ingresso: deve essere fornita sia la distribuzione di  $k$  che di  $\varepsilon$ ;
- uscita:  $\frac{\partial k}{\partial n}$  e  $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n}$  sono entrambe nulle;
- flusso libero: sia  $k$  che  $\varepsilon$  sono entrambe nulle;
- parete: bisogna valutare il numero di Reynolds.

### 6.4.3 Il FVM per problemi di convezione-diffusione stazionari

Per i problemi convettivo-diffusivi possiamo riscrivere l'equazione di trasporto (6.4) non considerando il termine transitorio, integrata sul volume di controllo:

$$\int_A \bar{n} \cdot (\rho \vec{\varphi} \vec{u}) dA = \int_A \bar{n} \cdot (\Gamma \nabla \varphi) dV \quad (6.18)$$

Analizzeremo ora la risoluzione del modello a volumi finiti per il caso monodimensionale, considerando che l'ampliamento al caso tridimensionale segue le stesse linee guida.

Per una grandezza  $\varphi$  possiamo scrivere l'equazione di trasporto:

$$\frac{d}{dx} (\rho \varphi u) = \frac{d}{dx} \left( \Gamma \frac{d\varphi}{dx} \right) \quad (6.19)$$

e l'equazione di continuità garantisce che:

$$\frac{d}{dx} (\rho u) = 0 \quad (6.20)$$

Considerando lo schema in Figura 6.9:

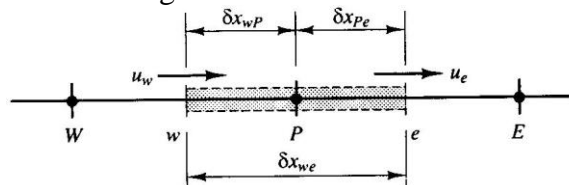


Figura 6.9 Volume monodimensionale per problemi di convezione-diffusione e convenzioni

possiamo sviluppare le equazioni di trasporto e di continuità integrandole nel volume di controllo:

$$(\rho\varphi Au)_e - (\rho\varphi Au)_w = \left(\Gamma A \frac{d\varphi}{dx}\right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\varphi}{dx}\right)_w \quad (6.21)$$

$$(\rho Au)_e - (\rho Au)_w = 0 \quad (6.22)$$

È opportuno definire due variabili  $F$  e  $D$ :

$$F = \rho u \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (6.23)$$

che rappresentano rispettivamente il flusso convettivo di massa per unità di area e la conduttanza diffusiva alle facce del volume di controllo. Avremo a allora dei valori diversi per la faccia West e la facce East:

$$F_w = (\rho u)_w \quad F_e = (\rho u)_e \quad (6.24)$$

$$D = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} \quad D = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \quad (6.25)$$

Considerando tutte le aree di pari misura  $A_w = A_e = A$  e adottando un metodo di interpolazione lineare per rappresentare il contributo dei termini diffusivi, possiamo riscrivere l'equazione di trasporto e l'equazione di continuità:

$$F_e \varphi_e - F_w \varphi_w = D_e (\varphi_e - \varphi_p) - D_w (\varphi_p - \varphi_w) \quad (6.26)$$

$$F_e - F_w = 0 \quad (6.27)$$

Bisogna adesso determinare i valori di  $\varphi_e$  e  $\varphi_w$  cioè i valori della variabile  $\varphi$  alla frontiera del volume di controllo. Lo schema che discuteremo è quello Upwind, perché utilizzato anche nel processo di simulazione del flusso nei condotti, in quanto più stabile del modello alle differenze centrate.

Per quanto riguarda il campo di velocità è esposta più avanti la trattazione della sua determinazione; nel frattempo lo riteniamo noto.

### 6.4.3.1 Schema alle differenze Upwind

La peculiarità di questo schema è la sua semplicità ed insieme la possibilità di identificare la direzione del flusso, e quindi di determinare se il generico nodo  $P$  è influenzato maggiormente dalle condizioni di monte o valle.

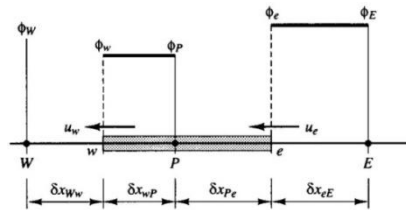


Figura 6.10 Schema Upwind con flusso da est (negativo)

Se il flusso proviene da est (considerato negativo)  $u_w < 0$  e  $u_e < 0$  ( $F_w < 0$  e  $F_e < 0$ ) allora:

$$\varphi_e = \varphi_E \quad \varphi_w = \varphi_P \tag{6.28}$$

L'equazione di trasporto del sistema può essere riscritta come:

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)]\varphi_P = D_w\varphi_W + (D_e - F_e)\varphi_E \tag{6.29}$$

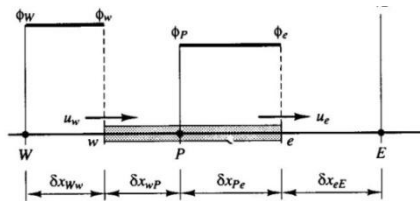


Figura 6.11 Schema Upwind con flusso da ovest (positivo)

Se invece il flusso proviene da ovest (considerato positivo)  $u_w > 0$  e  $u_e > 0$  ( $F_w > 0$  e  $F_e > 0$ ), lo schema Upwind impone:

$$\varphi_e = \varphi_P \quad \varphi_w = \varphi_W \tag{6.30}$$

L'equazione di trasporto invece:

$$(D_w + D_e + F_e)\varphi_P = (D_w + F_w)\varphi_W + D_e\varphi_E \tag{6.31}$$

Generalizzando:

$$a_P\varphi_P = a_W\varphi_W + a_E\varphi_E \tag{6.32}$$

dove i coefficienti moltiplicativi sono espressi da:

$a_P = a_W + a_E + (F_e - F_w)$		$a_W$	$a_E$
	$F_e > 0 \quad F_w > 0$	$D_w + F_w$	$D_e$
	$F_e < 0 \quad F_w < 0$	$D_w$	$D_e - F_e$

#### 6.4.4 Determinazione di campi accoppiati pressione-velocità

Come accennato prima il campo di velocità necessario alla risoluzione dell'equazione di trasporto è incognito: la sua determinazione comporta l'utilizzo di algoritmi che risolvono ricorsivamente i campi di pressione e velocità, che risultano in definitiva accoppiati tra loro.

Consideriamo le equazioni di conservazione della quantità di moto lungo le direzioni  $x$  e  $y$  e l'equazione di continuità:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (6.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v^2) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (6.34)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (6.35)$$

Notiamo la presenza delle incognite  $u$  e  $v$  elevate al quadrato, quindi non lineari; inoltre è presente la pressione  $p$  anch'essa incognita, ma non è disponibile un'equazione per la sua determinazione. La strategia utilizzata per la risoluzione comporta tuttavia l'adozione di due griglie spaziali differenti: una per le quantità scalari come la pressione, la densità o la temperatura, e una per le componenti di velocità. Le griglie sono inoltre sfalsate tra di loro in modo che i nodi di una corrispondano al centro delle facce dell'altra. La Figura 6.12 mostra un esempio di griglia sfalsata in avanti.

Possiamo quindi riscrivere l'equazioni di conservazione della quantità di moto lungo la direzione  $x$  e  $y$  nel nuovo sistema di coordinate, utilizzando per la discretizzazione delle derivate una interpolazione lineare:

$$a_{i,j}u_{i,j} = \sum a_{nb}u_{nb} - \frac{p_{I,J} - p_{I-1,J}}{\delta x_u} \Delta V_u + \bar{S} \Delta V_u = \sum a_{nb}u_{nb} + (p_{I-1,J} - p_{I,J})A_{i,j} + b_{i,j} \quad (6.36)$$

$$a_{I,j}v_{I,j} = \sum a_{nb}v_{nb} - \frac{p_{I,J} - p_{I,J-1}}{\delta x_v} \Delta V_v + \bar{S} \Delta V_v = \sum a_{nb}v_{nb} + (p_{I,J-1} - p_{I,J})A_{I,j} + b_{I,j} \quad (6.37)$$

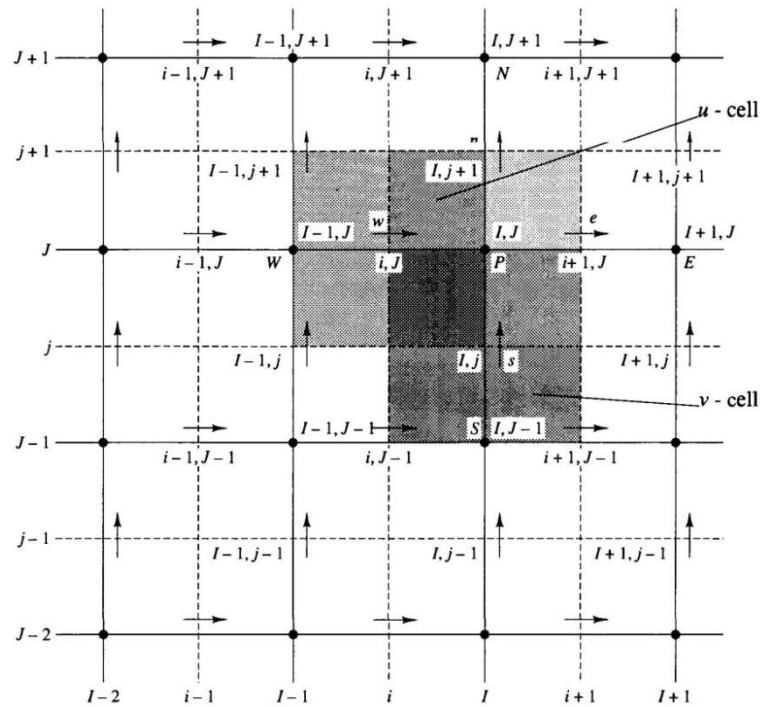


Figura 6.12 Griglia sfalsata per il calcolo delle componenti di velocità. Si notano le tre celle: quella centrata in  $P(I,J)$  per il calcolo delle grandezze scalari, quella centrata in  $(i,J)$  per il calcolo della componente di velocità  $u$  e quella centrata in  $(I,j)$  per il calcolo della componente di velocità  $v$ .

dove  $a_{nb}$  rappresenta il coefficiente moltiplicativo della variabile velocità, come descritto precedentemente, e la sommatoria si estende a tutti i punti vicini (neighboring),  $\Delta V$  rappresenta il volume della cella e  $b_{i,J}$  e  $b_{I,j}$  sono i termini sorgente.

Ipotizzando un campo di pressione è possibile ricavare le componenti di velocità  $u$  e  $v$ : se il campo di pressione è corretto il campo di velocità calcolato soddisferà l'equazione di continuità. Esistono vari algoritmi che consentono di determinare il campo di velocità e il relativo campo di pressione; nel seguito è analizzato solo l'algoritmo SIMPLE, cioè quello utilizzato nella nostra simulazione.

### 6.4.4.1 Algoritmo SIMPLE

SIMPLE è l'acronimo di Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation: è sostanzialmente basato sull'ipotesi di un campo di velocità e la sua correzione per successive iterazioni.

Innanzitutto è ipotizzato un campo di pressione  $p^*$  che porta alla determinazione delle componenti del campo di velocità  $u^*$  e  $v^*$ :

$$a_{i,j}u_{i,j}^* = \sum a_{nb}u_{nb}^* + (p_{i-1,j}^* - p_{i,j}^*)A_{i,j} + b_{i,j} \quad (6.38)$$

$$a_{i,j}v_{i,j}^* = \sum a_{nb}v_{nb}^* + (p_{i,j-1}^* - p_{i,j}^*)A_{i,j} + b_{i,j} \quad (6.39)$$

Poi si definisce una correzione  $p'$  come la differenza tra il campo reale  $p$  e quello approssimato  $p^*$ ; lo stesso procedimento è eseguito anche per le componenti di velocità  $u$  e  $v$ . Sottraendo le equazioni (6.30) e (6.31) rispettivamente dalle equazioni (6.38) e (6.39) otteniamo, dopo alcuni passaggi:

$$a_{i,j}u'_{i,j} = \sum a_{nb}u'_{nb} + (p'_{i-1,j} - p'_{i,j})A_{i,j} \quad (6.40)$$

$$a_{i,j}v'_{i,j} = \sum a_{nb}v'_{nb} + (p'_{i,j-1} - p'_{i,j})A_{i,j} \quad (6.41)$$

A questo punto si introduce una approssimazione: si considera trascurabile il contributo della sommatoria sulle componenti di velocità correttive  $u'$  e  $v'$ , così da ottenere:

$$u'_{i,j} = d_{i,j}(p'_{i-1,j} - p'_{i,j}) \quad (6.42)$$

$$v'_{i,j} = d_{i,j}(p'_{i,j-1} - p'_{i,j}) \quad (6.43)$$

dove le costanti  $d$  sono date dal rapporto:

$$d_{i,j} = \frac{A_{i,j}}{a_{i,j}} \quad d_{i,j} = \frac{A_{i,j}}{a_{i,j}}$$

Possiamo quindi ricavare le equazioni per la determinazione del campo di velocità reale:

$$u_{i,j} = u_{i,j}^* + d_{i,j}(p'_{i-1,j} - p'_{i,j}) \quad (6.44)$$

$$v_{i,j} = v_{i,j}^* + d_{i,j}(p'_{i,j-1} - p'_{i,j}) \quad (6.45)$$

Congiuntamente alle equazioni di conservazione della quantità di moto, i valori devono soddisfare anche l'equazione di continuità, discretizzata sul volume di controllo centrato in P:

$$[(\rho u A)_{i+1,j} - (\rho u A)_{i,j}] + [(\rho v A)_{i,j+1} - (\rho v A)_{i,j}] = 0 \quad (6.46)$$

Considerando anche in questo caso il campo di velocità reale come somma di un campo ipotizzato e una correzione, dopo alcuni passaggi otteniamo:

$$\begin{aligned}
& [(\rho dA)_{i+1,j} + (\rho dA)_{i,j} + (\rho dA)_{i,j+1} + (\rho dA)_{i,j}]p'_{i,j} = \\
& = (\rho dA)_{i+1,j}p'_{i+1,j} + (\rho dA)_{i,j}p'_{i-1,j} + (\rho dA)_{i,j+1}p'_{i,j+1} + (\rho dA)_{i,j}p'_{i,j-1} + \\
& \quad + [(\rho u^*A)_{i,j} - (\rho u^*A)_{i+1,j} + (\rho v^*A)_{i,j} - (\rho v^*A)_{i,j+1}]
\end{aligned} \tag{6.47}$$

Quest'ultima equazione rappresenta quindi un'equazione per la determinazione del campo di pressione correttivo  $p'$ : una volta determinato è possibile ottenere il campo di pressione reale  $p$  (poiché sono noti sia  $p'$  che  $p^*$ ) che viene quindi utilizzato per il calcolo del campo di velocità. L'approssimazione introdotta dall'algoritmo trascurando il termine in sommatoria non compromette la bontà del metodo poiché i campi correttivi  $p'$ ,  $u'$  e  $v'$  tendono a zero col convergere della soluzione al valore esatto.

Da ultimo è bene notare che la correzione al campo di pressione tende a far divergere la soluzione, a meno di non introdurre un fattore di sottorilassamento  $\alpha_p$  che modifica il campo stesso poiché considera solo una frazione della correzione ( $0 < \alpha_p < 1$ ):

$$p^{new} = p^* + \alpha_p p' \tag{6.48}$$

Se il fattore di sottorilassamento è pari all'unità, il campo di pressione è corretto dell'intera quantità: ciò comporterebbe instabilità a livello computazionale, soprattutto se  $p^*$  è lontano dal valore esatto. D'altro canto se si pone  $\alpha_p$  nullo, non si correggerebbe affatto la soluzione. Il valore del fattore di sottorilassamento deve essere tale da garantire la prosecuzione del processo ( $\alpha_p \rightarrow 1$ ) e la stabilità del medesimo ( $\alpha_p \rightarrow 0$ ). Anche il campo di velocità è oggetto delle stesse considerazioni, introducendo due fattori di sottorilassamento  $\alpha_u$  e  $\alpha_v$ :

$$u^{new} = \alpha_u u + (1 - \alpha_u)u^{n-1} \tag{6.49}$$

$$v^{new} = \alpha_v v + (1 - \alpha_v)v^{n-1} \tag{6.50}$$

dove  $u$  e  $v$  sono le componenti del campo di velocità corrette e  $u^{n-1}$  e  $v^{n-1}$  rappresentano i valori ottenuti all'iterazione precedente.

La determinazione dei valori dei fattori di sottorilassamento è importante ai fini della simulazione: un valore troppo alto comporterebbe forti oscillazioni, mentre un valore troppo basso richiederebbe dei tempi di convergenza estremamente alti.

## 6.5 Risultati della simulazione

Adesso che abbiamo esaminato la metodologia con cui è possibile simulare il comportamento fluidodinamico del flusso, possiamo applicarlo al nostro caso, così da poter ricavare il coefficiente di efflusso al variare dell'alzata.

Le condizioni utilizzate per effettuare la simulazione con il software sono:

- pressione all'ingresso pari a 95436.4 Pa;
- pressione all'uscita pari a 97890 Pa;
- modello di turbolenza  $k$ - $\varepsilon$  per la simulazione di moti vorticosi;
- schema Upwind (o all'occorrenza uno schema lineare) per la discretizzazione delle derivate;
- algoritmo SIMPLE per la determinazione dei campi di velocità e pressione;
- fattori di sottorilassamento riportati in Tabella 6.2

	$u^{new}$	$p^{new}$	$k^{new}$	$\varepsilon^{new}$
$\alpha$	0.8	0.3	0.7	0.7

**Tabella 6.2 Fattori di sottorilassamento.**

Prima di procedere alla determinazione del coefficiente di efflusso è bene analizzare i risultati ottenuti dalla simulazione.



### 6.5.1 Campi di pressione

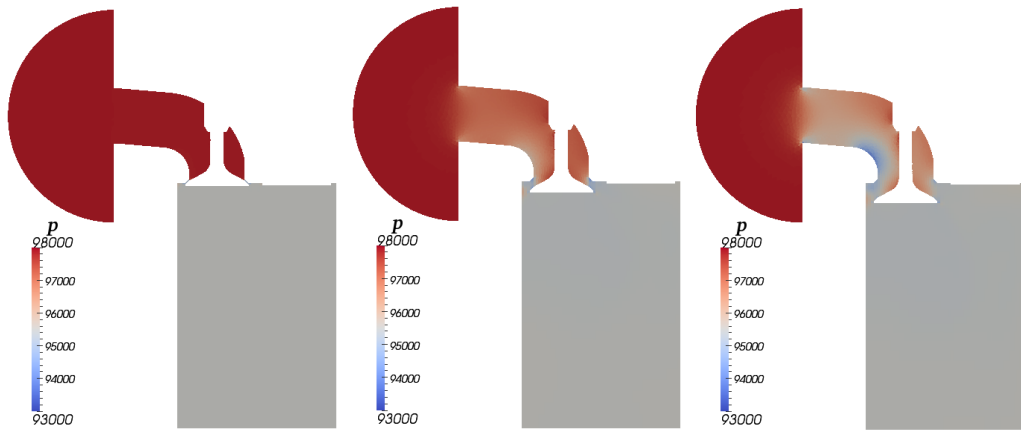


Figura 6.13 Campo di pressione [Pa] nel condotto di aspirazione e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 0.5mm, 3.5mm e 7mm.

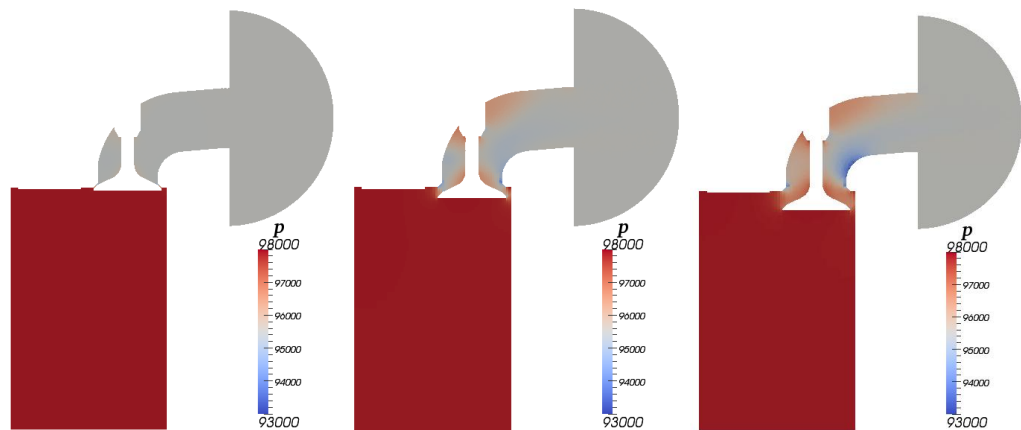


Figura 6.14 Campo di pressione [Pa] nel condotto di scarico e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 0.5mm, 3.5mm e 7mm.

Le immagini Figura 6.13 e Figura 6.14 mostrano i campi di pressione all'interno dei condotti di aspirazione e scarico rispettivamente, e all'interno del cilindro per la prima alzata (0.5mm), un'alzata intermedia (3.5mm) e l'ultima alzata (7mm): possiamo così avere una rappresentazione completa e concisa l'evoluzione della grandezza.

## 6.5.2 Campi di velocità

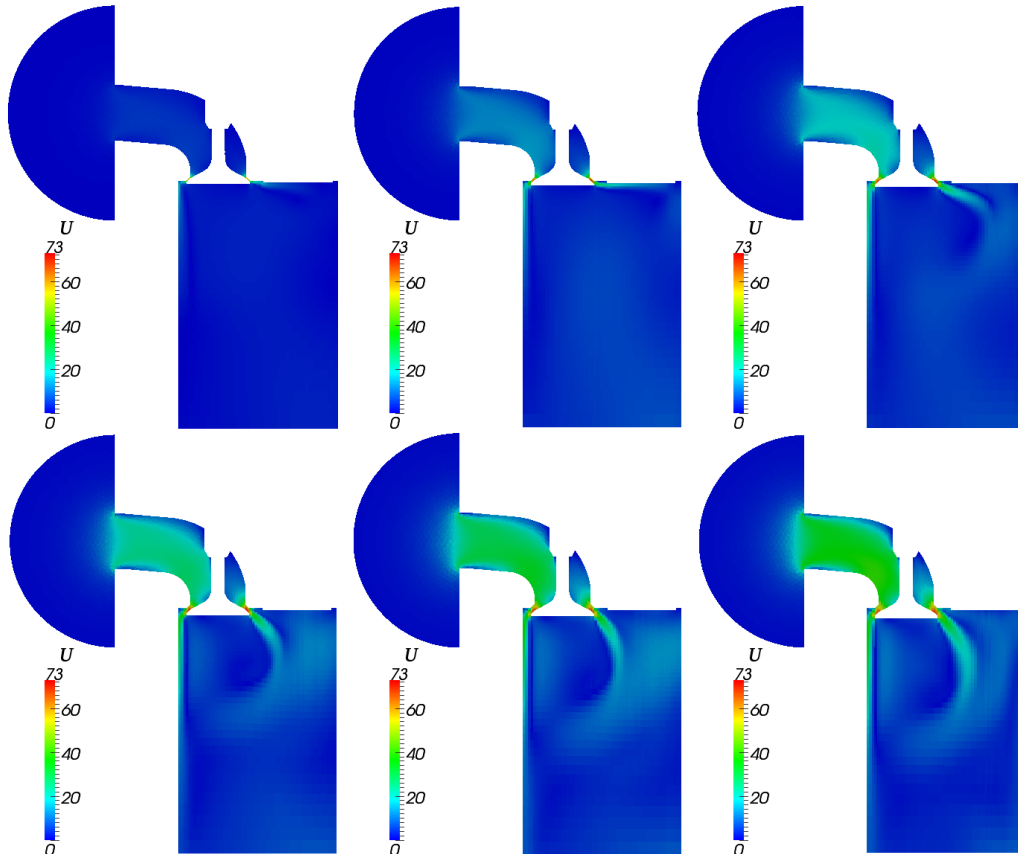
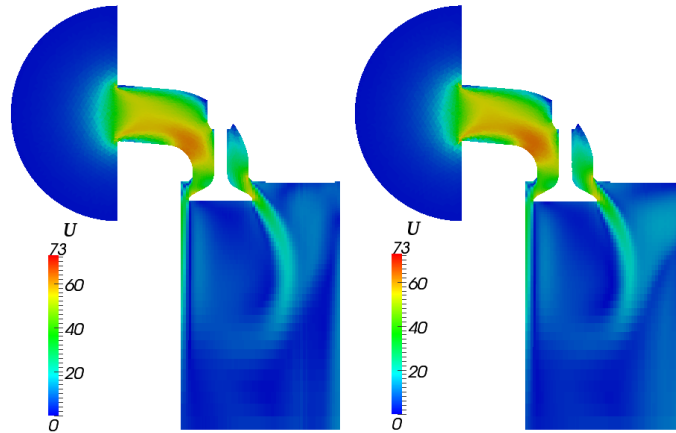


Figura 6.15 Campo di velocità [m/s] nel condotto di aspirazione e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 0.5mm, 1mm e 1.5mm nella prima sequenza e 2mm, 2.5mm e 3mm nella seconda.

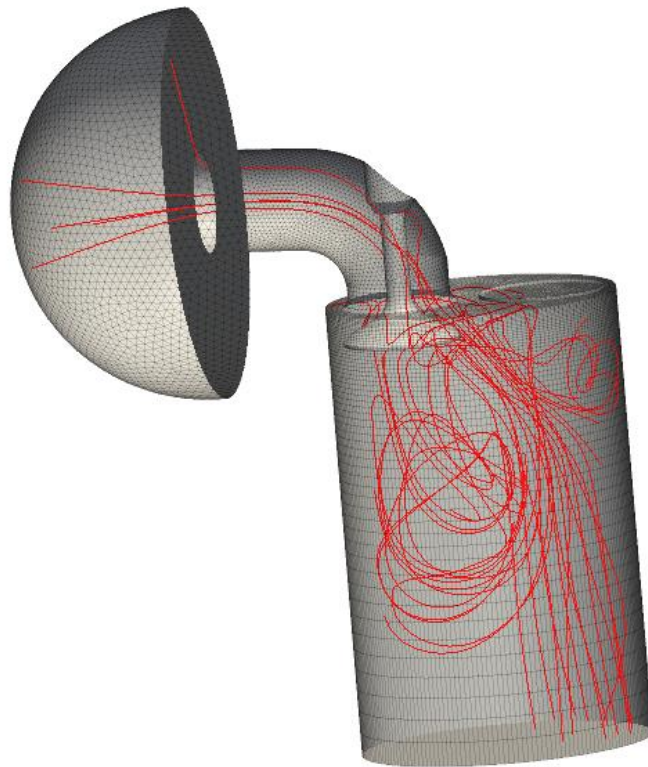
La Figura 6.15 mostra l'evoluzione della velocità del flusso nella sezione mediana del condotto di aspirazione e del cilindro per le alzate dalla 0.5 alla 3mm con passo di 0.5mm. Si nota subito il picco di velocità in corrispondenza della sezione di gola creata dalla valvola a fungo. Le immagini propongono inoltre la nascita e lo sviluppo del flusso all'interno del cilindro che portano al moto di *tumble*, cioè quel moto rotatorio il cui asse è normale al piano passante per l'asse del cilindro.

La Figura 6.16 mostra invece in corrispondenza delle alzate massime il campo di velocità; si notano i valori alti in corrispondenza della curva del condotto e non più nella sezione di gola.

La Figura 6.17 mostra una vista tridimensionale del sistema analizzato per l'alzata di 7mm, in cui è evidenziato il tracciamento delle linee di flusso del fluido: è così possibile notare l'istaurarsi completo del moto di *tumble*



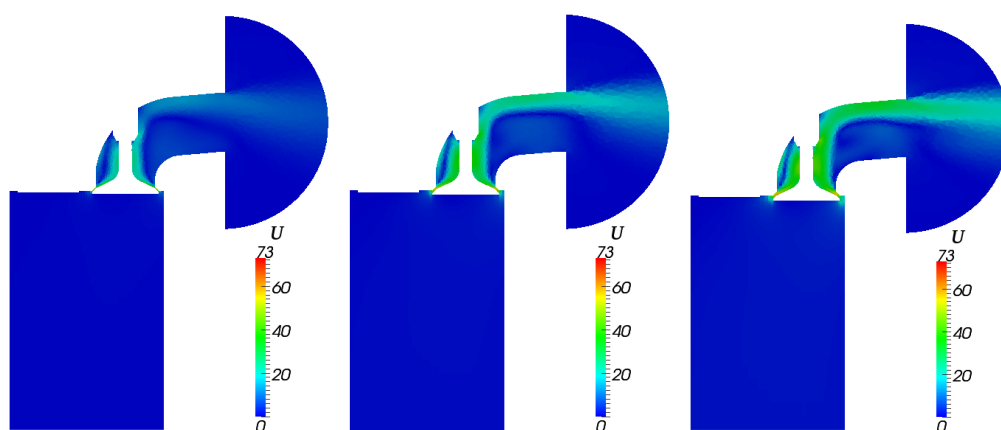
**Figura 6.16** Campo di velocità [m/s] nel condotto di aspirazione e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 6.5mm e 7mm.



**Figura 6.17** Tracciamento delle linee di flusso nel condotto di aspirazione e nel cilindro in corrispondenza dell'alzata pari a 7mm

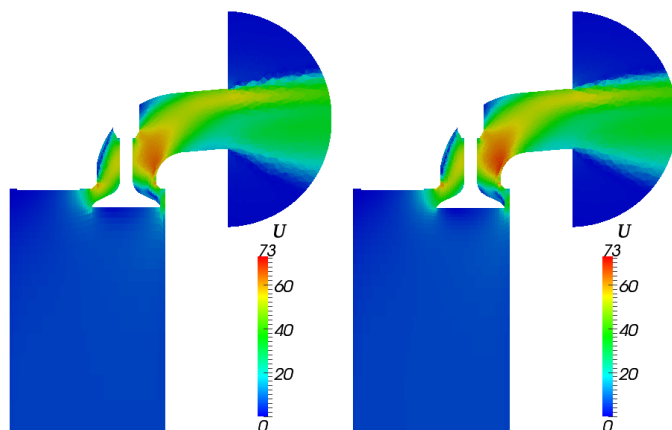
La Figura 6.18 rappresenta invece il flusso nel condotto di scarico: si nota come ovviamente a differenza dell'aspirazione, il condotto sia utilizzato solo

parzialmente per le alzate ridotte e come inoltre i valori massimi di velocità raggiunti siano più contenuti.



**Figura 6.18** Campo di velocità [m/s] nel condotto di scarico e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 0.5mm, 1mm e 1.5mm.

La Figura 6.19 mostra il campo di velocità per le alzate maggiori (6.5mm e 7mm): si nota il flusso espanso a tutta la sezione del condotto, con un picco di velocità nella curva, il cui valore assoluto è minore rispetto al caso dell'aspirazione; inoltre è presente una regione stagnante nella zona superiore della testa della valvola prossima alla parete, dovuta alla deflessione non completa del flusso



**Figura 6.19** Campo di velocità [m/s] nel condotto di scarico e nel cilindro per le alzate della valvola a fungo pari a 6.5mm e 7mm.

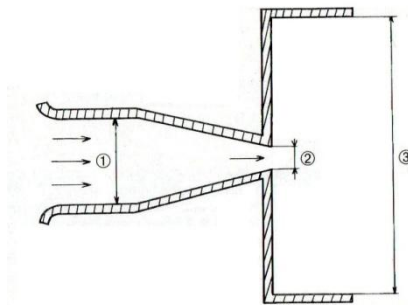
## 6.6 Determinazione dei coefficienti di efflusso

Il codice di simulazione ci ha permesso di determinare per le singole alzate dell'aspirazione e dello scarico le grandezze di interesse quali la velocità del flusso, la sua densità e la temperatura; è quindi possibile ottenere per i singoli casi in esame anche le portate massiche, indispensabili per il calcolo del coefficiente di efflusso. Prima di esporre i risultati, riportiamo in maniera concisa i passaggi per la determinazione della massa teorica che transita attraverso una sezione di passaggio di area costante.

### 6.6.1 Flussi attraverso luci di data area

Consideriamo un flusso attraverso una luce di passaggio, supponiamo ideale e affianchiamolo alle seguenti ipotesi:

- fluido ideale;
- tutte le grandezze (pressione, velocità, temperatura, ecc) abbiano lo stesso valore in ogni punto della generica sezione perpendicolare al flusso (moto unidimensionale) e questa sia costante nel tempo (moto stazionario);
- il flusso avvenga senza scambio di calore tra fluido e pareti del condotto di passaggio (flusso adiabatico).



**Figura 6.20** Rappresentazione schematica di un flusso comprimibile attraverso una sezione di passaggio

Introdotte le grandezze totali:

$$h_0 = c_p T + \frac{u^2}{2} \quad T_0 = \frac{h_0}{c_p} = T + \frac{u^2}{2c_p} \quad p_0 = p \left[ \frac{T_0}{T} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

possiamo riscrivere l'equazione di conservazione dell'energia tra le sezioni 1 e 2 di Figura 6.20:

$$h_{01} = h_{02} \quad (6.51)$$

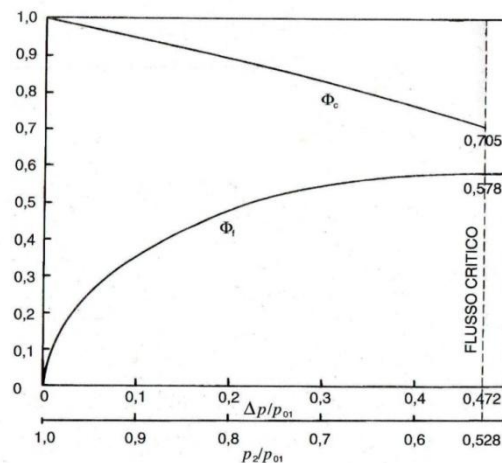
Combinando tale relazione con l'equazione di stato dei gas perfetti e quella dell'adiabatica, possiamo esprimere la portata ideale che transita nella sezione di gola:

$$\dot{m}_i = A_2 \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right) \quad (6.52)$$

dove  $a_{01} = \sqrt{kRT_{01}}$  è la velocità del suono di ristagno nella sezione 1 e 2:

$$\Phi_f \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6.53)$$

rappresenta la *funzione di flusso comprimibile*, che dipende solo dalle caratteristiche del fluido (dal rapporto tra i calori specifici) e dalle pressioni in gioco. Il grafico in Figura 6.21 mostra l'andamento della funzione di flusso comprimibile.



**Figura 6.21** Grafico della funzione di flusso comprimibile  $\Phi_f$  e del fattore di comprimibilità  $\Phi_c$  in funzione della depressione che si crea nella sezione minima del flusso in un fluido ideale comprimibile. ( $k=1.4$ )

Talvolta risulta tuttavia comodo riportare l'equazione (6.44) in termini differenti, per renderla simile, almeno formalmente, all'equazione della portata massica per fluidi incomprimibili:

$$\dot{m}_i = A_2 \Phi_c \sqrt{2\rho_{01} \Delta p} \quad (6.54)$$

dove il *fattore di comprimibilità*  $\Phi_c$  può essere espresso dalle caratteristiche del fluido ( $k = \frac{c_p}{c_v}$ ) e dalle pressioni:

$$\Phi_c = \Phi_f \sqrt{\frac{kp_{01}}{2\Delta p}} \quad (6.55)$$

Una volta determinata la massa teorica che fluisce attraverso la sezione di passaggio, il coefficiente di efflusso è espresso da:

$$C = \frac{\dot{m}_{reale}}{\dot{m}_i} \quad (6.56)$$

## 6.6.2 Coefficienti di efflusso

Avendo a disposizione i dati riguardanti le portate massiche elaborate nelle sezioni di passaggio per ogni singola alzata sia per l'aspirazione che per lo scarico, possiamo determinare quindi i coefficienti di efflusso: la Tabella 6.3 riporta i valori.

La Figura 6.22 e Figura 6.23 riportano invece gli stessi coefficienti in funzione del rapporto tra alzata e diametro della valvola.

Due sono i principali aspetti da notare: i punti campionati e il valore assoluto del coefficiente di efflusso. Per quanto riguarda il primo si nota una differenza nei punti campionati solamente perché avendo adimensionalizzato rispetto al diametro della valvola, essendo la valvola in aspirazione più piccola, se ne deduce che il valore del rapporto risulta minore nel caso dello scarico.

Per quanto riguarda il secondo aspetto, il valore del coefficiente invece risulta leggermente maggiore nell'aspirazione: questo è giustificato dal fatto che la valvola a fungo non è completamente simmetrica, ma presenta una forma che favorisce maggiormente la fase di riempimento del cilindro a discapito della fase di svuotamento; il flusso diretto è quindi più efficace rispetto al flusso inverso.

Aspirazione		Scarico	
Alzata assoluta [mm]	Coefficiente di efflusso	Alzata assoluta [mm]	Coefficiente di efflusso
0	0	0	0
0.5	0.043581944	0.5	0.038105759
1	0.108854919	1	0.087655432
1.5	0.163982735	1.5	0.136655619
2	0.215093932	2	0.1861355
2.5	0.269727846	2.5	0.236150545
3	0.319300184	3	0.285241098
3.5	0.363571023	3.5	0.330869361
4	0.399754832	4	0.372560067
4.5	0.430632864	4.5	0.404211566
5	0.453958722	5	0.430670281
5.5	0.471596762	5.5	0.444766839
6	0.476786399	6	0.471806292
6.5	0.493748992	6.5	0.485845557
7	0.50281099	7	0.494040988

Tabella 6.3 Valori dei coefficienti di efflusso per le singole alzate in esame per i sistemi in aspirazione e scarico.

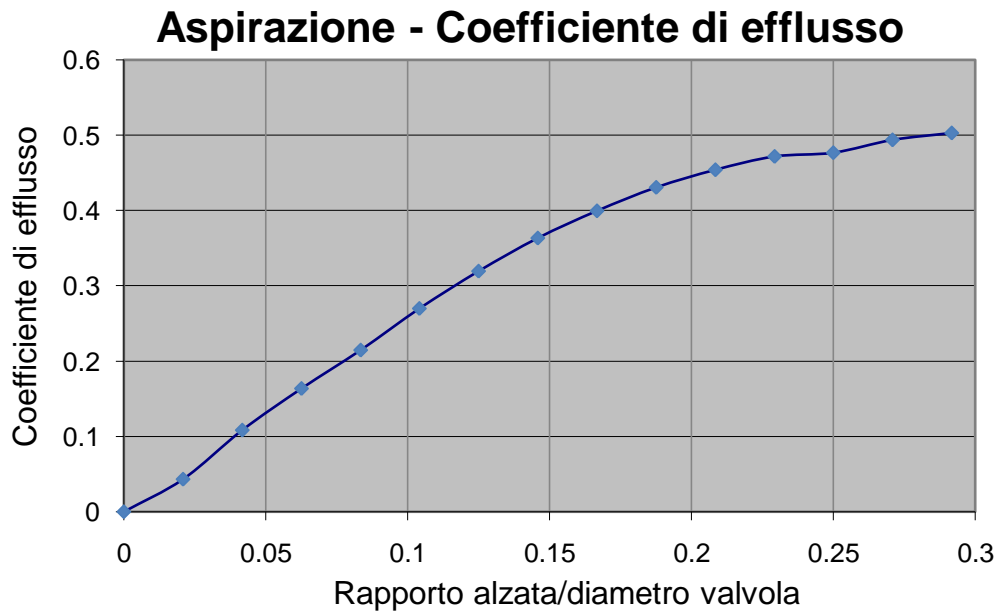


Figura 6.22 Grafico del coefficiente di efflusso per il sistema in esame in aspirazione.



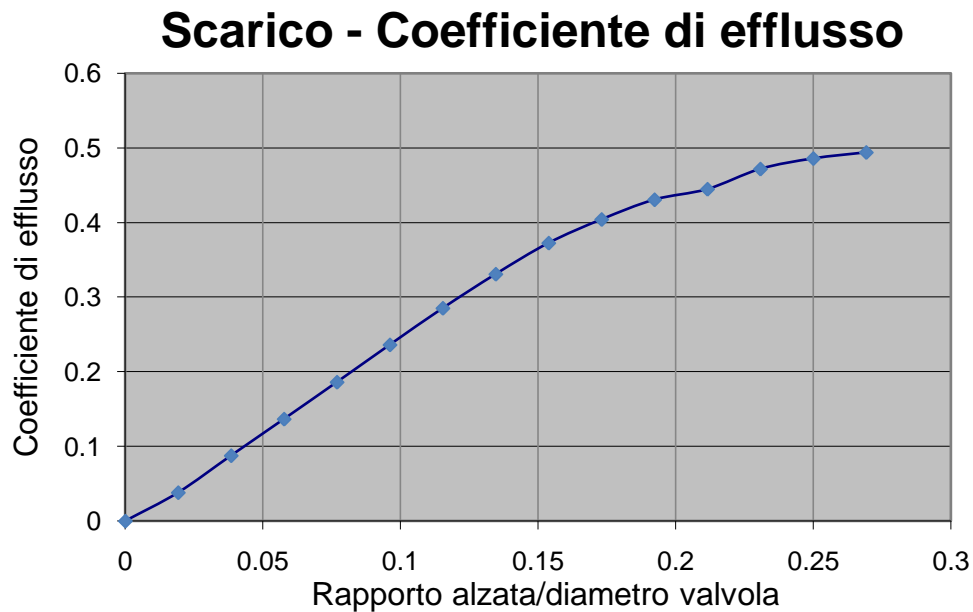


Figura 6.23 Grafico del coefficiente di efflusso per il sistema in esame in scarico.

## 6.7 Conclusioni

Abbiamo esaminato in questo capitolo la metodologia che ci permette di determinare i coefficienti di efflusso del sistema in esame, al fine di fornire una indicazione sulla bontà della geometria scelta per la realizzazione del motore destinato alla produzione di energia elettrica e termica. Questi dati sono utili quindi per decidere se i traguardi raggiunti sono sufficienti o meno agli scopi preposti: nel primo caso rappresentano la base teorica e la prima analisi con cui confrontarsi per il modello costruito al banco, mentre nella seconda ipotesi rappresenta il punto di partenza per le migliorie da apportare al progetto. Gli alti valori dei coefficienti, anche per alzate ridotte, permettono comunque di prevedere una buona valutazione del modello.

## Conclusione

La prima fase del progetto ci ha visti impegnati nello studio della lunghezza della fasatura, con l'obiettivo di raggiungere le prestazioni richieste tenendo sotto controllo consumi ed emissioni, nonché nella scelta della lunghezza ottimale del condotto di aspirazione, considerando gli effetti dinamici al fine di incrementare il coefficiente di riempimento; va detto che questo secondo aspetto ha avuto importanza abbastanza marginale, in quanto nelle fasi successive del lavoro si è optato per scelte differenti, che andassero ad ottimizzare altri aspetti. Dopodiché l'attività si è concentrata sulle modalità con cui viene realizzato un sistema di abbattimento del rumore costituito da silenziatori: come si analizza il progetto originario, si effettuano delle ipotesi, si verificano e, infine, si ottimizzano le dimensioni al fine di ottenere un risultato più soddisfacente. Si nota infatti che talvolta le soluzioni proposte anche se studiate e validate isolatamente, una volta inserite nel sistema non rispondono appieno alle esigenze richieste, rendendo necessaria una loro modifica per meglio adattarsi. Parallelamente è stata portata avanti una parte di lavoro assolutamente innovativa in cui ci si è dedicati all'ampliamento delle capacità del codice OptimICE, venendo così incontro a due necessità: da una parte quella di fornire un contributo originale e dall'altra quella di migliorare il processo di ottimizzazione rendendo automatica la ricerca di una soluzione per il problema in esame. Difatti, in assenza di questo potente strumento, il lavoro di ricerca avrebbe richiesto un tempo molto più lungo per determinare una soluzione ragionevolmente buona per abbattere la rumorosità, mancando l'appoggio di un algoritmo automatico. L'utilizzo del programma OptimICE unito alla possibilità di selezionare l'emissione sonora come obiettivo del processo ha reso infatti più breve la ricerca di una soluzione al problema; ovviamente sono rimaste le difficoltà legate all'analisi critica dei risultati ottenuti e alla scelta delle variabili. Nell'ultima parte invece è stata mostrata la metodologia che si adotta per effettuare un'analisi fluidodinamica attraverso un programma di simulazione, al fine di valutare i coefficienti di efflusso. Si è passati da una rappresentazione monodimensionale dell'intero sistema alla modellazione tridimensionale di una sua piccola porzione, nel particolare i condotti di testa in aspirazione e scarico, i profili delle valvole, la geometria della camera di combustione e del cilindro, per studiare chiaramente l'evoluzione del flusso per le diverse alzate delle valvole.

Di seguito riportiamo i risultati conclusivi del nostro lavoro, nonché una valutazione critica delle prestazioni cogenerative del sistema complessivo. Tale aspetto, di importanza assolutamente determinante, è rimasto in secondo piano nei capitoli precedenti, incentrati su tematiche specifiche. Il successo commerciale del progetto sarà però indissolubilmente legato alla sua capacità di

raggiungere dei buoni risultati in termini di risparmio energetico, riducendo il più possibile i tempi di pay-back.

In Figura 1 è riportato il modello monodimensionale implementato in Gasydyn; sono evidenziati i principali componenti quali il motore, i condotti di aspirazione e scarico, la valvola EGR e il relativo condotto, lo scambiatore di calore posto dopo il catalizzatore e i silenziatori in prossimità delle sezioni terminali. Si nota inoltre la modellazione di tutte le curve dei condotti, così come da layout mostrato precedentemente. In Tabella 1 sono riportati i valori delle principali grandezze di interesse motoristico; come possiamo notare i risultati relativi al rumore gasdinamico risultano assolutamente soddisfacenti, con un abbattimento di 17 dB a un metro dalla bocca di aspirazione, e di 9 dB allo scarico. In Tabella 2 sono presenti i principali indici cogenerativi.

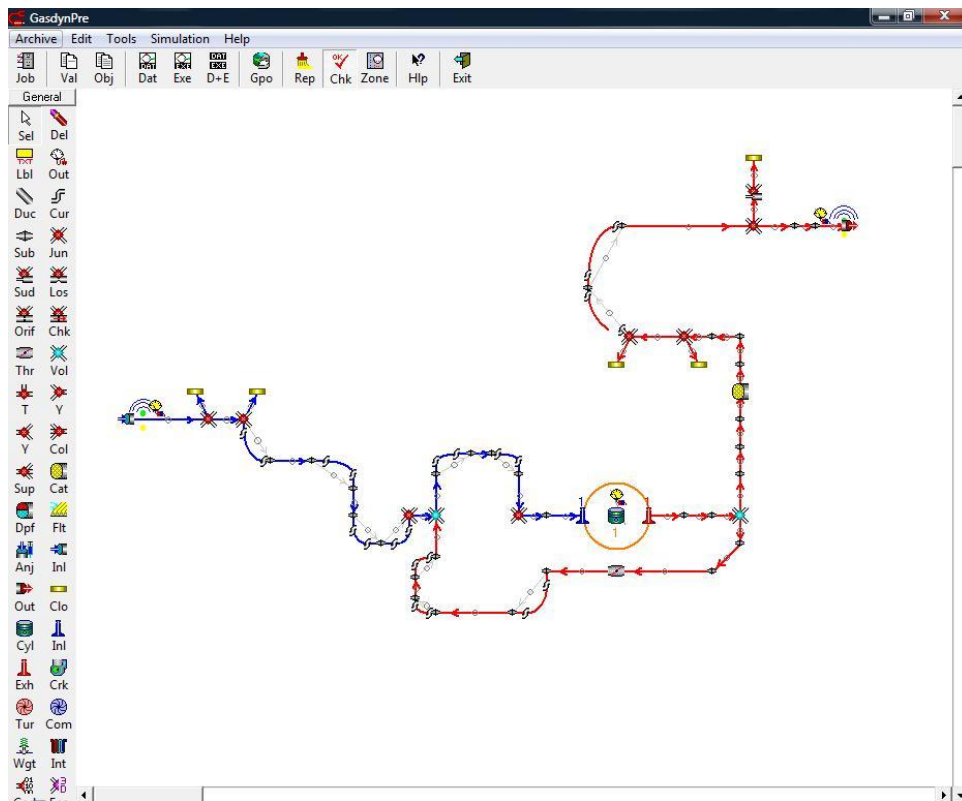


Figura 1. Schema monodimensionale del motore cogenerativo del progetto PIACE.

Potenza elettrica	1.7 kW
Potenza termica	4.56 kW
Potenza totale immessa	7 kW
Riempimento volumetrico	81.9%
Potenza meccanica	2 kW
Consumo specifico	275 g/kWh
Livello emissione sonora all'aspirazione	45 dB (A)/1m
Livello emissione sonora allo scarico	46 dB (A)/1m
NOx all'uscita dal cilindro	307 ppm

**Tabella 1 Prestazioni del motore PIACE nella configurazione finale.**

Rendimento elettrico di riferimento	38%
Rendimento termico di riferimento	80%
Perdite di rete	4%

**Tabella 2 Grandezze di riferimento per la determinazione degli indici.**

Per una valutazione delle prestazioni cogenerative della nostra unità è necessario innanzitutto determinare l'indice di risparmio energetico (*IRE*); di tale parametro si è già discusso nel Capitolo 1, al quale rimandiamo per qualsiasi chiarimento. Riportiamo di seguito la sua formulazione, semplificandola, in quanto nel nostro caso la produzione di calore destinata ad utenza industriale risulta nulla.

$$IRE = 1 - \frac{F}{\frac{W}{\eta_{EL,C*P}} + \frac{Q_{U,CIV}}{\eta_{TH,C,CIV}}}$$

Inserendo i valori di riferimento riportati nella tabella soprastante, si ottiene un *IRE* decisamente alto, pari al 32%, che permetterebbe all'impianto di essere ampiamente al di sopra del limite imposto dalla legge per gli impianti di nuova costruzione, che, ricordiamo, è fissato al 10%. Da sottolineare che il rendimento di riferimento per la produzione elettrica risulta adeguato per le attuali centrali termoelettriche, indicativo dunque della situazione esistente. Se si volesse far riferimento al rendimento di un moderno impianto operante in ciclo combinato, si potrebbero inserire valori di rendimento ben più alti, intorno al 55%; le prestazioni dell'impianto risulterebbero comunque positive, con un *IRE* pari al 21%. Volendo fare un'ulteriore riprova della validità dell'impianto, si sono inseriti valori ottimistici anche per il rendimento termico di riferimento, innalzato a 0.9: l'indice di risparmio energetico scende al 15%, valore comunque superiore alla soglia vincolante del 10%. Come si può notare nel paragrafo 1.1.2, gli indici di valutazione sono numerosi, anche se spesso non in grado di dare una valutazione complessiva e sintetica delle prestazioni

dell'impianto. In ogni caso, senza entrare nel merito della loro definizione, riportiamo di seguito il valore di tutti i suddetti indici, relativamente alla configurazione finale

$$\eta_I = 93,5 \%$$

$$\eta_{II} = 59,5 \%$$

Da notare che questi due indici non tengono conto del rendimento dell'alternatore in quanto fanno riferimento alla potenza meccanica al giunto.

$$\eta_{PE} = 75,9 \%$$

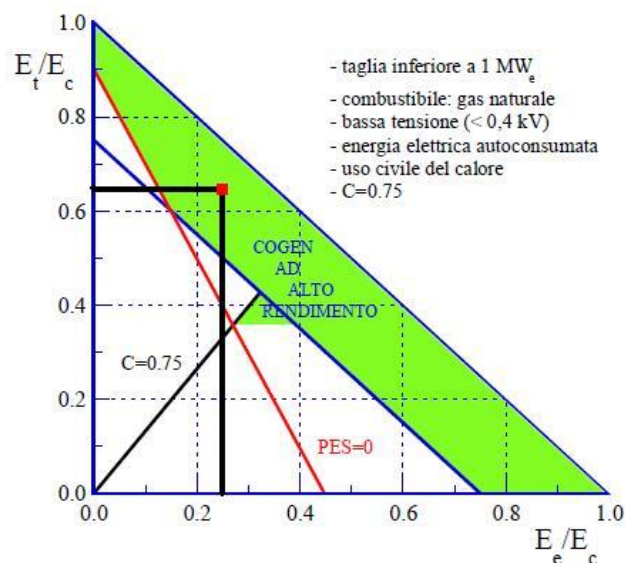
Questo indice, come l'*IRE*, richiede l'inserimento di un rendimento termico di riferimento; il valore sopra citato è stato ottenuto utilizzando 0.8. Abbiamo notato che l'influenza di questo valore sull'indice è assai marcata, ragion per cui è molto importante inserire un valore il più accurato possibile. Per dare un'idea, portando il rendimento termico di riferimento a 0.9, il rendimento di produzione elettrica scende al 51%

$$\eta_{EL} = 24,2 \%$$

$$\eta_{TH} = 65 \%$$

$$I_E = 37,2 \%$$

A differenza dei rendimenti di primo e secondo principio, il rendimento elettrico e l'indice elettrico considerano, chiaramente, la produzione elettrica, tenendo quindi conto del rendimento del generatore. Dal punto di vista energetico il progetto risulta assolutamente valido; se le prestazioni pratiche dovessero rispecchiare pienamente i risultati teorici esso rientrerebbe facilmente nella dicitura di cogenerazione ad alto rendimento secondo la normativa in vigore a partire dal gennaio 2011 (Figura 2).



**Figura 2. Collocazione dell'impianto PIACE nel quadro legislativo in vigore dal gennaio 2011.**

Infine riportiamo i dati relativi alle emissioni di ossidi di azoto; questi ultimi, visto l'impiego di gas naturale come combustibile, risultano gli unici inquinanti da tenere sotto controllo. Va detto che, nonostante si tratti di un aspetto molto importante nella progettazione di un motore, l'abbattimento degli inquinanti non è stato l'obiettivo primario della nostra tesi, essendo stato trattato solo nella fase iniziale dello svolgimento. Nelle fasi successive, seppur tenuto sotto controllo, il valore delle emissioni di NO<sub>x</sub> non è stato minimizzato. Bisogna inoltre considerare che a livello legislativo i limiti si riferiscono allo scarico dei gas in atmosfera; allo stato attuale dello sviluppo, non è stato ancora definito il tipo di catalizzatore, ragion per cui, i dati in nostro possesso, riferiti all'uscita dal cilindro, risultano poco utilizzabili. In ogni caso essi vengono riportati, avendo cura di adeguare la loro espressione a quanto richiesto dalle normative. Nell'output restituito dal programma Gasdyn i dati sono in parti per milione di fumi secchi; la concentrazione di ossigeno può essere letta nel file CylEmiss.csv. Conoscendo il processo di combustione è possibile trasformare questo dato in milligrammi al kilowattora:

$$\text{NO}_x = 307 \text{ ppm} = 471 \text{ mg/KWh}$$

Tale valore risulta molto alto se paragonato al tetto massimo di 100 mg/KWh previsto dalla legge, ma, come anticipato, si tratta di un dato preso all'uscita del cilindro, a monte del catalizzatore, che dovrebbe essere ampiamente in grado di portarlo al disotto del limite.

# Bibliografia

## CAPITOLO 1

- [1] G. Lozza, *Turbine a gas e cicli combinati*, Progetto Leonardo, Bologna, 1996, riedito 2006.
- [2] <http://it.wikipedia.org/wiki/Cogenerazione>
- [3] F. Tinari, *Cogenerazione*, <http://www.rinnovabili.it/cogenerazione>
- [4] <http://www.sparkenergy.it/cogenerazione.aspx>
- [5] [http://www.ascomac.it/ext/CONVEGNO\\_SOLAREXPO\\_2008\\_WEB/COGENA%20-%20LOSCHI.pdf](http://www.ascomac.it/ext/CONVEGNO_SOLAREXPO_2008_WEB/COGENA%20-%20LOSCHI.pdf)
- [6] [http://www.turboden.eu/it/public/downloads/cogenerazione\\_biomassa\\_ORC\\_Turboden.pdf](http://www.turboden.eu/it/public/downloads/cogenerazione_biomassa_ORC_Turboden.pdf)
- [7] G. Ferrari, *Motori a combustion interna*, Il Capitello, Torino, 1992, riedito 2008.
- [8] [http://it.wikipedia.org/wiki/Pila\\_a\\_combustibile](http://it.wikipedia.org/wiki/Pila_a_combustibile)
- [9] EG&G Technical Services, Inc. Science Applications International Corporation, U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, National Energy Technology Laboratory, *Fuel cells handbook*, 2002
- [10] <http://www.fuelcells.it/>
- [11] <http://www.casasoleil.it/015/HTML/efficienza-energetica/micro-cogenerazione.htm>
- [12] Michele Sileo, *La micro-cogenerazione a gas naturale: una nuova via del risparmio energetico*,
- [13] [http://www.ambientediritto.it/dottrina/Politiche%20energetiche%20ambientali/politiche%20e.a/micro\\_cogenerazione\\_sileo.htm](http://www.ambientediritto.it/dottrina/Politiche%20energetiche%20ambientali/politiche%20e.a/micro_cogenerazione_sileo.htm)
- [14] <http://www.casasoleil.it/015/HTML/efficienza-energetica/micro-cogenerazione.htm>
- [15] [http://www.microchp.nl/stirling\\_engine.htm](http://www.microchp.nl/stirling_engine.htm)

- [16] Jeremy Harrison, EA Technology, *Micro combined heat power*, CEN, CWA for domestic cogeneration, Maggio 2002
- [17] Electricity association, *Engineering Recommendation G83 for the connection of small scale embedded generators in parallel with public low voltage distribution networks*, 2002
- [18] [http://www.whispergen.com/content/library/EU1\\_Technical\\_Specification.pdf](http://www.whispergen.com/content/library/EU1_Technical_Specification.pdf)
- [19] <http://www.baxi.co.uk/products/ecogen.htm>
- [20] <http://www.elettrotecnologie.enea.it/index.php/cogenerazione/microturbine-a-gas.html>
- [21] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, *Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario*, 2009
- [22] <http://www.baxi.co.uk/products/fuelcells.htm>
- [23] Specifiche tecniche fornite dalla casa

## CAPITOLO 2

- [1] G.Ferrari – *Motori a Combustione Interna*, Edizioni “il Capitello”, Settembre 2008, Torino (Italia).

## CAPITOLO 3

- [1] D. E. Winterbone , R. J. Pearson - *Theory of Engine Manifold Design*, Professional Engineering Publishing, Londra, 2000.
- [2] C. Audet, J.E. Dennis - *Mesh Adaptive Direct Search Algorithms for Constrained Optimization*, SIAM Journal on Optimization, Vol. 17, No.1, pp. 188-217, 2006.
- [3] M. A. Abramson - *Pattern Search Algorithms for Mixed Variable General Constrained Optimization Problems*, Rice University, Houston Texas, 2002.



- [4] J. H. Holland - *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, University of Michigan Press, Ann Arbor Michigan, 1975.
- [5] I. Das - *Nonlinear Multicriteria Optimization and Robust Optimality*, Rice University, Houston Texas, 1997.
- [6] J. D. Schaffer - *Multiple Objective Optimization with Vector Evaluated Genetic Algorithms*, Proceedings of the 1st International Conference on Genetic Algorithms, pp. 93-100, 1985.
- [7] N. Srinivas, K. Deb - *Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms*, Evolutionary Computation, Vol.2, pp. 221-248, 1994.
- [8] J. Horn, N. Nafpliotis, D. E. Goldberg - *A Niche Pareto Genetic Algorithm for Multiobjective Optimization*, Proceedings of the 1st IEEE Conference on Evolutionary Computation, Vol. 1, pp. 82-87, 1994
- [9] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, T. Meyarivan - *A Fast and Elitism Multi-Objective Genetic Algorithm: NSGA-II*, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol. 6, pp. 182-197, 2002.

#### **CAPITOLO 4**

- [1] G.Ferrari – *Motori a Combustione Interna*, Edizioni “il Capitello”, Settembre 2008, Torino (Italia).

#### **CAPITOLO 6**

- [1] G.Ferrari – *Motori a Combustione Interna*, Edizioni “il Capitello”, Settembre 2008, Torino (Italia).
- [2] H.K. Versteeg and W. Malalasekera – *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*, Longman Scientific & Technical, 1995, England.
- [3] Hrvoje Jasak – *Numerical Solution Algorithms for Compressible Flow Lecture Notes*, April-June 2006, Zagreb (Croatia)
- [4] Carlo Osnaghi – *Teoria delle Turbomacchine*, Edizioni “Esculapio”, Ottobre 2002, Bologna (Italia).