



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI
FEDERICO II

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

DOTTORATO DI RICERCA
IN
INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

XXVI CICLO

***METODOLOGIE TEORICO-SPERIMENTALI PER L'ANALISI
DELLE PRESTAZIONI DI TURBOSOVRALIMENTATORI***

COORDINATORE

PROF. ING. FABIO BOZZA

TUTOR

PROF. ING. MASSIMO CARDONE

PROF. ING. MARCELLO MANNA

PROF. ING. ANDREA VACCA

CANDIDATO

GIOVANNI VORRARO

Indice

Capitolo 1 – Introduzione

1.1 Scenario attuale sulla turbosovralimentazione	1
1.2 Analisi delle attuali soluzioni proposte e presentazioni del lavoro di tesi	4
1.3 Presentazione del lavoro di tesi	8

Capitolo 2 – UNINA Turbocharger Test Rig

2.1 Progetto esecutivo del rig	11
2.2 Layout della sala prove	12
2.3 Rilievi preliminari sul motore a combustione interna	20
2.4 Accoppiamento del sistema di sovralimentazione esterno	31
2.5 Il turbocompressore testato all'interno del rig	34

Capitolo 3 – La strumentazione di misura

3.1 Generalità sui sistemi di misura	38
3.2 Metodi di rappresentazione dei sistemi di misura	41
3.3 Metodologie di misura	46
3.4 Segnali di misura	47
3.5 Trasduttori di misura	50
3.6 Sensori di misura presenti in sala prova	51
<i>Termocoppie e Termoresistenze</i>	54
<i>Portata massica</i>	56
<i>Pressione</i>	60
<i>Velocità di rotazione del turbocompressore</i>	66
3.7 L'hardware per l'acquisizione dati	67
3.8 Calcolo dell'incertezza di misura	76
3.9 Taratura statica degli strumenti	84
3.10 Caratteristiche dinamiche dei trasduttori	87

Capitolo 4 – I Virtual Instruments

4.1 Sviluppo di un Virtual Instrument attraverso il linguaggio LabVIEW	91
4.2 Modalità di sviluppo del software	94
4.3 I requisiti e la realizzazione dei VI della sala prove turbocompressori	97
4.4 Descrizione dei VI realizzati per i test in regime stazionario	101
<i>Descrizione del subVI per il controllo del MCI</i>	103
<i>Descrizione del subVI per il controllo del Turbocompressore</i>	108
<i>Descrizione del subVI per il controllo del circuito di lubrificazione del Turbocompressore</i>	110

<i>Descrizione del subVI per la visualizzazione in tempo reale de parametri di funzionamento del Turbocompressore</i>	110
<i>Descrizione del VI per l'acquisizione ad elevata frequenza di campionamento</i>	111
4.5 Descrizione dei VI realizzati per i test in regime instazionario	114
<i>Descrizione del subVI per la creazione del profilo di RPM e del carico motore</i>	114
<i>Descrizione del subVI per l'attuazione del profilo di RPM e carico motore realizzato</i>	116
<i>Modifiche ai subVI per la visualizzazione del punto di funzionamento e a quello di gestione del motore</i>	117
<i>Descrizione del VI per l'acquisizione ad elevata frequenza di campionamento nei test instazionari</i>	118

Capitolo 5 – Analisi dei dati sperimentali

5.1 Dati tecnici del turbocompressore Garrett GT2052ELS	120
5.2 Determinazione sperimentale della mappa caratteristica del compressore	123
5.3 Determinazione delle curve di lavoro reale, carico politropico e carico isoentropico	133
5.4 Determinazione del coefficiente di lavoro ψ , del coefficiente di portata ϕ e degli angoli di flusso β'_2	137
5.5 Ipotesi per la determinazione del lavoro ideale L_∞ e del coefficiente di slip μ	145
5.6 Correlazione dei parametri del MCI con il funzionamento del turbocompressore	151
5.7 Test del turbocompressore in regime instazionario	156

Capitolo 6 – Conclusioni e sviluppo futuri

6.1 Conclusioni	166
6.2 Sviluppi futuri	170

Appendice A – Script MATLAB

Appendice B – Virtual Instruments

Indice delle figure

Capitolo 1

Figura 1.1 – AVL Turbo Charger Testing

Figura 1.2 – FEV Turbocharger Friction Test Bench e Turbocharger Rotor Inertia Test Bench

Capitolo 2

Figura 2.1 – Layout della sala prova UNINA Turbocharger Test Rig

Figura 2.2 – Layout del Cold Gas Generator

Figura 2.3 – Layout funzionale del compressore Atlas Copco e valvola regolatrice di pressione

Figura 2.4 – Layout funzionale del compressore screw general purpose

Figura 2.5 – Freno dinamometrico a correnti parassite Borghi & Saveri

Figura 2.6 – Piano di funzionamento del freno dinamometrico

Figura 2.7 – Motore Diesel VM 2.5 Litri

Figura 2.8 – Sala prova e Test section

Figura 2.9 – Condotti di collegamento del turbocompressore

Figura 2.10 – Pompa e circuito di lubrificazione del turbocompressore

Figura 2.11 – Lavoro recuperabile dai gas esausti prodotti dal MCI

Figura 2.12 – Diagramma della potenza del MCI per differenti p_{me}

Figura 2.12 – Diagramma 3D della potenza del MCI per differenti p_{me}

Figura 2.14 – Diagramma di coppia e potenza del MCI

Figura 2.15 – Diagramma delle pressioni di sovralimentazione del MCI

Figura 2.16 – Diagramma 3D delle pressioni di sovralimentazione del MCI

Figura 2.17 – Diagramma delle pressioni del MCI in funzione delle portate

Figura 2.18 – Diagramma delle pressioni dei gas di scarico del MCI

Figura 2.19 – Diagramma di funzionamento del compressore screw general purpose

Figura 2.20 – Diagramma di funzionamento del compressore Atlas Copco

Figura 2.21 – Garrett GT2052

Figura 2.22 – Dati geometrici del turbocompressore Garrett GT2052

Figura 2.23 – Personale Tecnico del DII durante la lavorazione della voluta del turbocompressore

Figura 2.24 – Voluta durante la lavorazione alle macchine utensili

Figura 2.25 – Quotature fornite dalla casa costruttrice

Capitolo 3

Figura 3.1 – Schema a blocchi per il monitoraggio delle variabili di stato di un processo

Figura 3.2 – Schema a blocchi per il controllo delle variabili di stato di un processo

Figura 3.3 – Schema per elementi funzionali

Figura 3.4 – Schema per blocchi funzionali

Figura 3.5 – Blocchi funzionali di un sistema di misura attuale

Figura 3.6 – Schema per elementi e per blocchi funzionali del trasduttore Kulite EWCT-312M

Figura 3.7 – Segnale analogico e digitale

Figura 3.8 – Segnale periodico sinusoidale

Figura 3.9 – Colori identificativi delle termocoppie per le diverse normative internazionali

Figura 3.10 – Termoresistenze tipo PT-100

Figura 3.11 – Installazione in sala del 3095MFA e raffigurazione del suo elemento primario sensibile

Figura 3.12 – Datasheet del sensore Rosemount 3095MFA

Figura 3.13 – Datasheet del sensore Druck PTX 1000

Figura 3.14 – Datasheet del sensore Druck PTX 1400

Figura 3.15 - Datasheet del sensore Kulite WCT-312M

Figura 3.16 – Schema di base di un filtro Sallen-Key

Figura 3.17 – Circuito realizzato e diagramma di Bode relativo ai due filtri in cascata

Figura 3.18 – Garrett Street Kit Speed Sensor

Figura 3.19 – Elettronica TTL

Figura 3.20 – Operazione di campionamento con costante di tempo T

Figura 3.21 – Rappresentazione di molteplici funzioni generatrici di identici campioni

Figura 3.22 – National Instruments PCI-6133 e BNC-2110

Figura 3.23 – Datasheet scheda PCI-6133

Figura 3.24 – National Instruments cFP-1808 con moduli

Figura 3.25 – Rack della strumentazione della sala prova turbocompressori

Figura 3.26 – Taramanometri Budenberg

Figura 3.27 – Curva ideale dello strumento e valori rilevati in fase di taratura

Figura 3.28 – Confronto tra rilievo sperimentale e risposta teorica di termocoppie e termoresistenze

Figura 3.29 – Confronto della risposta dinamica della termoresistenza e della termocoppia

Capitolo 4

Figura 4.1 – LabVIEW 2013

Figura 4.2 – Block Diagram e Front Panel del VI Somma

Figura 4.3 – Diagramma dello Scrum Development

Figura 4.4 – Modello di Sprint

Figura 4.5 – Diagramma di flusso della modalità di prova stazionaria del turbocompressore

Figura 4.6 – Diagramma di flusso della modalità di prova instazionaria del turbocompressore

Figura 4.7 – Controllo del freno dinamometrico e del carico motore

Figura 4.8 – Suddivisione dei VI su due Personal Computer

Figura 4.9 – VI di acquisizione e controllo distribuito su due computer

Figura 4.10 – Front Panel del subVI di controllo del motore

Figura 4.11 – Acceleratore meccanico standard

Figura 4.12 – Diagramma dei segnali dell’acceleratore meccanico

Figura 4.13 – Controllo acceleratore elettronico

Figura 4.14 – Controllo automatico della sovralimentazione

Figura 4.15 – Quadro di comando del MCI e del freno dinamometrico

Figura 4.16 – Front Panel del subVI di controllo del turbocompressore

Figura 4.17 – Codice per la correzione delle grandezze della turbomacchina

Figura 4.18 – Front Panel del subVI di controllo del circuito di lubrificazione del turbocompressore

Figura 4.19 – Front Panel del subVI per la visualizzazione dei parametri del turbocompressore

Figura 4.20 – Codice per l’acquisizione del sensore WCT-312M

Figura 4.21 – Front Panel del VI per i dati ad elevata frequenza di acquisizione

Figura 4.22 – Descrizione del subVI per la creazione dei profili di RPM e carico motore

Figura 4.23 – Front Panel del subVI per l’attuazione del carico e del regime di rotazione del MCI

Figura 4.24 – Visualizzazione dei punti di funzionamento di una prova instazionaria

Figura 4.25 – Front Panel del VI modificato per i dati ad elevata frequenza di acquisizione

Capitolo 5

Figura 5.1 – Turbocompressore Garrett GT2052ELS e Part Number relativo

Figura 5.2 – Quote principali di un compressore e di una turbina

Figura 5.3 – Definizione geometrica del parametro A/R

Figura 5.4 e 5.5 – Posizione dei trasduttori di misura

Figura 5.6 – Mappa caratteristica del compressore

Figura 5.7 e 5.8 – Diagrammi caratteristici del compressore con portate massiche ridotte

Figura 5.9 e 5.10 – Diagrammi del rendimento isoentropico per portate corrette e ridotte

Figura 5.11 e 5.12 – Diagrammi del rendimento politropico per portate corrette e ridotte

Figura 5.13 e 5.14 – Diagrammi del rendimento isoentropico per portate corrette e ridotte

Figura 5.15 e 5.16 – Diagrammi del rendimento politropico per portate corrette e ridotte

Figura 5.17 – Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 80000 rpm

Figura 5.18 - Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 100000 rpm

Figura 5.19 - Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 120000 rpm

Figura 5.20 - Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 140000 rpm

Figura 5.21 – Angoli caratteristici di una macchina centrifuga

Figura 5.22 – Differenza fra gli angoli $\beta'_{2\infty}$ e β'_2

Figura 5.23 – Diagramma dei coefficienti adimensionali ψ e ϕ

Figura 5.24 – Diagramma dei coefficienti adimensionali ψ e ϕ_1

Figura 5.25 – Diagramma della variazione di β'_2 in funzione del coefficiente di flusso ϕ

Figura 5.26 – Diagramma della variazione di β'_2 in funzione del coefficiente di flusso ϕ_1

Figura 5.27 – Costruzione geometrica per il rilievo dell'angolo $\beta'_{2\infty}$

Figura 5.28 - Quote geometriche relative all'angolo $\beta'_{2\infty}$

Figura 5.29 – Diagramma di confronto fra la curva del coefficiente di lavoro ideale e reale per ϕ

Figura 5.30 – Determinazione del diametro d per il modello di Stodola

Figura 5.31 – Confronto dei risultati sperimentali con i modelli di Stodola e Wiesner

Figura 5.32 – Andamento del coefficiente di Slip per il modello di Stodola e di Wiesner

Figura 5.33 – Confronto fra il lavoro reale L_r , il carico politropico H_{pol} e isoentropico H_{is} e il lavoro ideale L_{∞}

Figura 5.34 – Rilievi sperimentali con il MCI con grado di sovralimentazione fissato

Figura 5.35 – Rilievi sperimentali con il MCI con velocità di rotazione fissata

Figura 5.36 – Rilievi sperimentali con il MCI con carico fissato

Figura 5.37 – Rilievi sperimentali con il MCI con temperatura dei gas di scarico fissata

Figura 5.38 – Realizzazione di un ciclo di funzionamento del compressore con temperatura in ingresso turbina costante

Figura 5.39 – Manovra del MCI per test del turbocompressore in regime instazionario

Figura 5.40 – Diagramma delle pressioni e del regime di rotazione del turbocompressore

Figura 5.41 – Diagramma delle portate del turbocompressore

Figura 5.42 – Diagramma delle pressioni e del regime di rotazione del turbocompressore durante il fenomeno di surge

Figura 5.43 – Diagramma delle portate durante il fenomeno di surge

Figura 5.44 – Segnale acquisito delle pressioni all'ingresso e all'uscita del compressore durante il fenomeno di surge

Figura 5.45 – Diagramma della portata massica elaborata dal compressore durante il fenomeno di surge

Figura 5.46 – Diagrammi FFT dei segnali di pressione e portata massica durante il surge

Figura 5.47 – Diagrammi delle curve relative al funzionamento in regime instazionario

Figura 5.48 – Verso di percorrenza del ciclo di surge

Capitolo 6

Figura 6.1 – Realizzazione della ruota di compressore e del condotto della voluta in materiale sintetico

Figura 6.2 – Modello completo e modello con pale isolate

Indice delle tabelle

Capitolo 1

Tabella 1.1 – Dati tecnici dell’AVL Turbo Charger Testing

Tabella 1.2 – Dati tecnici relativi alle sale prova turbocompressori in ambito accademico

Capitolo 3

Tabella 3.1 – Trasduttore utilizzati nella sala prova turbocompressori

Tabella 3.2 – Caratteristiche dei moduli Compact FieldPoint

Tabella 3.3 – Range di misura dei trasduttori utilizzati

Tabella 3.4 – Valori ricavati dalla taratura

Capitolo 4

Tabella 4.1 – Requisiti del VI per i rilievi stazionari

Tabella 4.2 – Requisiti del VI per i rilievi instazionari

Capitolo 5

Tabella 5.1 – Quote caratteristiche del compressore e della turbina

1

Introduzione

1.1. Scenario attuale sulla turbosovralimentazione

Nell'ambito dell'industria motoristica, gli ultimi dettami tecnici hanno visto la rinascita della turbosovralimentazione come metodologia capace di apportare ai motori a combustione interna miglioramenti in termini di prestazioni, riduzione dei consumi ed emissioni inquinanti.

Negli ultimi decenni, come conseguenza del *downsizing*, l'utilizzo dei turbocompressori nel settore motoristico, è considerevolmente aumentato, coprendo praticamente tutti i motori diesel e sempre più motori a benzina.

I benefici nell'utilizzo dei turbocompressori sui motori a combustione interna (MCI) sono ben noti sin dagli anni '40 [1], quando gli sforzi connessi alla pratica della sovralimentazione erano volti solo all'ottenimento di una potenza maggiore a parità di cilindrata e non per le attuali problematiche di inquinamento e di risorse energetiche.

Attualmente, proprio con l'adozione della filosofia progettuale del *downsizing*, si è data la possibilità alla sovralimentazione di manifestare i suoi benefici anche sui parametri di efficienza dei MCI. Infatti, la riduzione delle masse in gioco, derivante dalla progettazione di motori capaci di erogare

potenze uguali a quelli di cilindrata maggiore, ha permesso di attenuare gli effetti negativi relativi agli attriti tra le parti in movimento, a tutto vantaggio del rendimento meccanico della macchina. Poi, con l'avvento della gestione elettronica attraverso l'utilizzo di apposite unità di controllo (*ECU*), si è potuto ottenere una elevata sinergia tra la sovralimentazione e i fenomeni di combustione, con la conseguente riduzione delle dannosissime emissioni inquinanti.

Risulta evidente che la corretta progettazione del turbocompressore e, soprattutto, il corretto matching con il MCI, risultano essere i punti chiave per il raggiungimento di tali benefici.

Attualmente, visti i notevoli passi avanti fatti dai computer, in termini di potenza di calcolo e memorie disponibili, si cerca di affrontare tali problematiche attraverso l'utilizzo di complessi codici di calcolo. Ovvero, si utilizzano complessi metodi numerici per la risoluzione dei campi di moto che interessano sia il MCI che il turbocompressore ad esso collegato. Tali codici di calcolo, molto spesso di derivazione accademica, si possono suddividere, a grandi linee, in zero-dimensionali (0D), monodimensionali (1D) e tridimensionali (3D), i quali presentano rispettivamente costi computazionali e tempi di calcolo via via crescenti. Tali aggravii vengono però ripagati con una descrizione sempre più dettagliata del campo di moto studiato e resta al sapiente utilizzo da parte dell'operatore scegliere dove applicare il metodo più opportuno, onde ottenere un corretto bilanciamento fra risultati e risorse impiegate.

Senza addentrarsi in complesse problematiche riguardanti l'ambito della matematica numerica e della modellistica di problemi differenziali [34,36], la risoluzione attraverso l'utilizzo di codici di calcolo, è possibile, in maniera fruttuosa, quando sussiste la "buona posizione" del problema: ciò presuppone l'esistenza, l'unicità della soluzione e la dipendenza di quest'ultima con continuità dai dati.

Nel caso specifico, restringendo il problema al solo studio dei turbocompressori, i dati che entrano in gioco nella risoluzione dei modelli numerici sono rappresentati dalle mappe caratteristiche di funzionamento.

Purtroppo, le aziende costruttrici di turbocompressori, generalmente, mettono a disposizione solo pochi dati (e di bassa qualità), omettendo da questi ultimi, per esempio, le condizioni critiche di funzionamento del compressore, quali lo stallo rotante o il *surge* (pompaggio).

Lo stesso discorso vale per la turbina: quasi sempre i dati relativi ai punti di funzionamento della stessa vengono “collassati” su una singola linea continua, mediando così gli effetti della variazione della velocità di rotazione del gruppo turbocompressore. Anche i dati calcolati delle efficienze risultano, quindi, poco dettagliati e precisi per essere utilizzati in una procedura di matching con un motore a combustione interna.

Nella maggioranza dei casi, poi, i dati resi disponibili non rispecchiano il reale funzionamento della macchina in esame accoppiata al MCI in quanto ottenuti in condizioni operative stazionarie, mentre notoriamente il flusso prodotto da una macchina alternativa, quale il MCI, è pulsante e instazionario. Inoltre, all’ingresso di turbina e compressore, vengono trascurati gli effetti della non uniformità prodotta dai sistemi di aspirazione e scarico sui campi di moto interni del fluido. Infatti i condotti di collegamento tra motore e turbocompressore presentano, in genere, geometrie tutt’altro che regolari a causa delle limitazioni dovute alla integrazione con il veicolo. Infine i regimi di rotazione investigati fanno riferimento ad un numero limitato di velocità e non vengono presi in considerazione i mutui scambi termici che avvengono tra turbina e compressore e tra questi ultimi e il MCI. Tutto ciò, naturalmente, influisce in maniera significativa sul calcolo dei rendimenti adiabatici e politropici di compressione ed espansione.

Anche se notevoli sforzi sono stati fatti da molte case produttrici di codici di calcolo, è chiaro che, basandosi su tali presupposti, risulta sicuramente arduo affrontare con la necessaria accuratezza la problematica da un punto di vista numerico. Innumerevoli ormai sono i tools messi a disposizione dalle diverse software house, che, partendo dai dati forniti dal costruttore, estrapolano le mappe caratteristiche anche nelle zone di funzionamento critico della macchina. Quindi, quello che a prima vista può sembrare un risultato notevole, molto spesso risulta essere la conseguenza di un modello matematico fondato su ipotesi semplificative che non colgono appieno la fenomenologia reale del problema.

In questo modo, si configura una situazione in cui gli unici possessori di dati tecnici e rilievi sperimentali utilizzabili nelle varie fasi progettuali, sono le stesse case costruttrici di turbocompressori, le quali, essendo in numero ridottissimo, operano in una sorta di regime di oligopolio, sia dal punto di vista tecnico che commerciale, fornendo il loro supporto solo alle grandi case motoristiche e

automobilistiche, in virtù degli imponenti budget che queste ultime possono gestire.

1.2. Analisi delle attuali soluzioni proposte e presentazione del lavoro di tesi

Alcune rinomate aziende operanti nel settore R&D automobilistico e motoristico, prime fra tutte l'austriaca AVL e la tedesca FEV, hanno colto l'opportunità offertagli da tale scenario per progettare e realizzare strumenti di misura e banchi prova integrati per il test sui turbosovralimentatori. In particolare, entrambe le aziende propongono soluzioni compatte, tecnologicamente all'avanguardia e dal costo relativamente non eccessivo, basate sull'utilizzo di una camera di combustione con fluido in pressione per la produzione dei gas caldi da far evolvere nella macchina in prova.



Figura 1.1 - AVL Turbo Charger Testing

In particolare, da dati tecnici raccolti, risulta che il banco prova di AVL è orientato quasi esclusivamente alla caratterizzazione termo-fluidodinamica dei gruppi turbocompressori. Avvalendosi di opportune strategie di controllo, implementate all'interno del noto sistema proprietario PUMA® e alla rilevazione

autonoma dei punti critici di *surge* e *choke*, tale rig è in grado di caratterizzare la macchina in modo automatico, lasciando all'operatore solo l'impostazione dei regimi di rotazione che si desidera investigare. Inoltre, dai dati tecnici riportati nella tabella sottostante, si evidenzia la possibilità di testare un'ampia varietà di turbocompressori (dai più piccoli a quelli per applicazioni heavy duty) in virtù dell'elevato range di portate massiche, pressioni e temperature dei gas caldi che è possibile produrre con questo apparato sperimentale.

	<i>Min</i>	<i>Max</i>
Portata massica di fluido in turbina [kg/s]	0.005	0.6
Temperatura del fluido all'ingresso turbina [°C]	250	1050
Pressione del fluido all'ingresso turbina [bar]	1	6
Portata massica di fluido nel compressore [kg/s]	0.005	0.6
Pressione del fluido all'uscita del compressore [bar]	1	6

Tabella 1.1 – Dati tecnici dell'AVL Turbo Charger Testing

Viceversa, la FEV, oltre a produrre un banco dalle prestazioni simili, ma con l'ulteriore possibilità di poter testare anche turbocompressori *twin-scroll* avvalendosi di due combustori separati settabili indipendentemente, offre anche rig e strumenti di misura per il rilievo delle *friction* e del momento di inerzia del rotore.



Figura 1.2 - FEV Turbocharger Friction Test Bench e Turbocharger Rotor Inertia Test Bench

Anche in ambito accademico si è sentita fortemente l'esigenza di effettuare studi approfonditi su tali macchine, ovviamente con finalità che vanno oltre il "semplice" rilievo sperimentale delle mappe delle prestazioni, bensì, ponendo l'accento anche su questioni strettamente modellistiche e numeriche. Nello specifico, sono diverse le tematiche di ricerca di tipo teorico/progettuale effettuate su tali macchine e possono essere così raggruppate:

- reverse engineering di rotori già esistenti per la verifica delle geometrie realizzate
- modellazione CAD di rotori e volute di nuova concezione
- modellazione termo-fluidodinamica 1D/3D della macchina

Dal lato della sperimentazione, diversi gruppi di ricerca, in ambito accademico, hanno progettato e realizzato banchi prova ad hoc per le specifiche indagini sperimentali.

Gli scopi della progettazione di rig dedicati sono molteplici, ma in genere le caratteristiche essenziali che dovrebbero possedere tali sistemi si possono sintetizzare nei seguenti punti:

- capacità di caratterizzare sia la turbina che il compressore
- avere un elevato grado di flessibilità, ovvero, deve permettere, con relativa semplicità, il test su diversi turbocompressori
- rilievo delle condizioni critiche di funzionamento quali il surge e il choke
- possibilità di indagare estesi campi di funzionamento sia per il compressore che per la turbina. Oltretutto dovrebbe esserci la possibilità di poter controllare accuratamente le caratteristiche del fluido caldo prodotto e inviato in turbina

Negli ultimi anni sono state proposte differenti soluzioni tecniche nella progettazione dei banchi prova per turbocompressori: dai classici rig per sola turbina, con fluido freddo e continuo, fino ai rig per testare l'intero gruppo turbocompressore con l'utilizzo di gas caldi con caratteristiche termo-fluidodinamiche instazionarie.

A titolo di esempio, si riporta di seguito una tabella riassuntiva delle caratteristiche funzionali di alcune delle più attrezzate sale prova per turbocompressori presenti all'interno di centri di ricerca accademici europei.

	ICEG – Genova	Imperial College - UK	Politecnico Valencia
Oggetto in prova	Turbocompressore completo	Solo turbina	Turbocompressore completo
Produzione del fluido caldo	Utilizzo di aria compressa riscaldata attraverso un heater	Utilizzo di aria compressa riscaldata attraverso un heater	Motore Diesel
Range di temperatura all'ingresso turbina	Max 400K	Max 400K	370-1100K
Portata massica in turbina	-	<0.5 kg/s	Max 0.6 kg/s
Caratteristiche del fluido in turbina	Continuo e pulsato	Continuo e pulsato	Pulsato
Massima pressione in turbina	-	4 bar	4 bar

Tabella 1.2 – Dati tecnici relativi alle sale prova turbocompressori in ambito accademico

Come è possibile osservare vi sono differenti modalità di produzione dei gas caldi e di conseguenza differenti range di temperatura possibili all'ingresso turbina. Generalmente, la generazione del fluido evolvente può essere realizzata in due modi differenti:

- attraverso l'utilizzo di compressori volumetrici: questi ultimi comprimono l'aria, la stivano in serbatoi di accumulo dedicati e successivamente attraverso opportune valvole di regolazione si determina la portata di gas richiesta. Il fluido, in genere, viene preriscaldato attraverso l'utilizzo di riscaldatori elettrici onde evitare fenomeni di congelamento dovuti all'espansione del fluido nella macchina in prova. Tali rig possono presentare valvole rotanti per modulare in modo pulsante le grandezze caratteristiche (pressione, portata e temperatura) del fluido evolvente.
- attraverso l'utilizzo di un motore a combustione interna come generatore di gas caldi. Con questa modalità, i gas esausti prodotti dal motore, vengono convogliati all'ingresso della turbina che ne

sfrutta l'energia residua. Come è noto dalla teoria dei motori a combustione interna, i gas prodotti da quest'ultimo presentano naturalmente caratteristiche termodinamiche "pulsanti" rendendo non necessarie soluzioni accessorie quali le valvole rotanti.

Il dimensionamento e il layout realizzativo di tali banchi prova viene effettuato in base alla ricerca che si intende effettuare, ma risultano evidenti i vantaggi che si possono ottenere da rig progettati per avere una elevata flessibilità. Quindi, la soluzione che vede il MCI come generatore di gas caldi risulta sicuramente la più flessibile. Infatti, come è possibile evincere dalla tabella 1.2, con tale soluzione vi è la possibilità di testare sia la turbina che il compressore simultaneamente. Nello specifico, il compressore e la turbina sono collegati a due circuiti differenti e sul circuito di mandata del compressore in genere viene inserita una valvola regolabile che fornisce il carico al compressore. Essendo quest'ultimo calettato sullo stesso asse della turbina, utilizza il lavoro prodotto dalla stessa, fungendo da freno. Strumentando in modo opportuno sia compressore che turbina, vi è la possibilità di rilevare contemporaneamente le mappe caratteristiche delle due macchine. Inoltre, l'utilizzo del MCI permette di ottenere estesi range di portate massiche e temperature del fluido, dipendenti rispettivamente dalla cilindrata, dalla velocità di rotazione e dalla potenza erogata dalla macchina.

A fronte dei vantaggi elencati precedentemente, sicuramente è presente una complicazione del layout generale per la presenza di sistemi ausiliari necessari al funzionamento della macchina alternativa (compressori, freni dinamometrici, sistemi di raffreddamento, ecc.) e di complessi sistemi di condotti ed elettrovalvole per il controllo dei fluidi elaborati.

1.3 Presentazione del lavoro di tesi

In questo lavoro di tesi si sono sviluppate metodologie teorico-sperimentali per il rilievo delle prestazioni dei turbosovralimentatori utilizzando la sala prova turbocompressori del Dipartimento di Ingegneria Industriale – Sezione

Meccanica ed Energetica dell'Università di Napoli Federico II, denominata *UNINA Turbocharger Test Rig*.

Le caratteristiche tecniche della sala prova sviluppata sono conseguenza degli obiettivi che ci si è prefissi di realizzare, ovvero effettuare sia ricerca di base che studi approfonditi sulle condizioni critiche di funzionamento di tali macchine. Dopo un'attenta fase di studio preliminare basata su ricerche bibliografiche, è stato definito il layout più opportuno della sala e quindi è stato realizzato il progetto esecutivo.

In particolare, in analogia con altri impianti già realizzati, si è scelto di utilizzare un MCI come generatore di gas caldi, usufruendo così della flessibilità di cui quest'ultimo dispone in termini di portate massiche e temperature realizzabili. Altro aspetto importante risulta essere il fatto che il fluido prodotto da un MCI presenta, per sua natura, caratteristiche termo-fluidodinamiche quanto più vicino è possibile a quelle reali di funzionamento, ovviando così alle discrepanze sperimentali enunciate nel paragrafo precedente, relative ai dati forniti dai costruttori.

Il rig, come detto precedentemente, è stato concepito anche per lo studio approfondito delle particolari condizioni di funzionamento che prevedono l'insorgere di fenomeni critici quali il pompaggio. Per questo motivo si è scelto di utilizzare una strumentazione di misura opportuna, in grado di essere automatizzata attraverso procedure implementate all'interno del software di gestione ed idonea all'acquisizione di dati ad elevata frequenza di campionamento.

Una delle particolarità che si è introdotta sul banco prova UNINA, e che lo differenzia dagli altri rig, consiste nella possibilità di eseguire test dei turbocompressori in regime transitorio. In pratica, sfruttando la flessibilità del sistema di controllo e acquisizione dati realizzato, è possibile assegnare al motore una determinata legge di carico e velocità di rotazione in funzione del tempo, in modo da poter simulare le reali manovre che possono verificarsi durante il funzionamento dei MCI. In questo modo si è avuta la possibilità di indagare sul comportamento dinamico del turbosovralimentatore quando è soggetto a forzanti di tipo non stazionario. Nello specifico, particolare attenzione è stata posta nello studio delle manovre del MCI che notoriamente vengono definite critiche, quali, per esempio, quelle ad elevati carichi e bassi regimi di rotazione, dove il turbocompressore viene a trovarsi in una zona di

funzionamento a cavallo del pompaggio. Ovviamente, sono stati raccolti tutti i dati funzionali delle due macchine, che in questo frangente risultano funzione del tempo, sfruttando così appieno le possibilità di acquisizione e controllo *real time* del banco.

Infine, tenendo conto delle criticità delle varie operazioni, e usufruendo delle ultime tecnologie, si è posto in primo piano l'automazione della sala prova nonché la sicurezza degli operatori al loro interno.

Una volta sviluppata la sala prova nelle rispettive componenti *Hardware* e *Software*, sono state svolte diverse campagne di prove sperimentali volte alla caratterizzazione di diversi gruppi turbocompressori di tipo automobilistico sia durante il funzionamento stazionario che in transitorio.

L'ultima parte del lavoro di tesi è stata incentrata sulla realizzazione di procedimenti di Reverse Engineering effettuati sulla macchina oggetto dello studio: attraverso l'utilizzo delle tecniche di prototipazione rapida si sono realizzate delle copie delle ruote di compressore e turbina investigate. Essendo gli oggetti realizzati di materiale plastico, è stato possibile isolare con facilità le pale e le superfici di interesse, in modo da poter effettuare successivamente le articolate misurazioni necessarie.

In questo modo sarà possibile creare i modelli CAD idonei per la successiva realizzazione di griglie di calcolo numerico da utilizzare in codici di calcolo CFD.

Sarà così possibile sfruttare i dati sperimentali raccolti in sala prova come confronto e validazione dei modelli CFD realizzati perseguendo così l'intento di voler chiudere il ciclo di analisi sulle turbomacchine destinate alla sovralimentazione dei MCI.

2

UNINA Turbocharger Test Rig

2.1. Progetto esecutivo del rig

Il banco prova *UNINA Turbocharger Test Rig* è situato all'interno dei laboratori del Dipartimento di Ingegneria Industriale – Sezione Meccanica ed Energetica. Realizzato da pochi anni, il *rig* presenta moderne soluzioni di impianto, in linea con le moderne tecnologie e le attuali norme di sicurezza. Il processo di realizzazione del progetto esecutivo, interamente condotto all'interno del Dipartimento, si è basato sullo studio preliminare delle varie soluzioni adottate in sale prova simili, nonché sui vari aspetti funzionali delle turbomacchine, in modo da realizzare un rig con contenuti innovativi e con un'elevata flessibilità di utilizzo.

Dall'analisi condotta nel capitolo precedente, si è visto che l'utilizzo di un motore a combustione interna come generatore di gas caldi risulta essere una soluzione d'avanguardia per un banco prova turbocompressori.

Convergeno su tale scelta tecnica e basandosi sull'elevato *know-how* teorico/sperimentale presente all'interno del Dipartimento nei confronti dei motori endotermici, anche per il banco prova UNINA si è scelto di utilizzare un MCI per la generazione dei gas caldi.

Quindi, considerando gli spazi disponibili nei laboratori dell'ex DiME ed il budget economico disponibile, si sono stabiliti i limiti funzionali e il layout del banco prova, di seguito illustrato.

2.2. Layout della sala prove

Per garantire un elevato standard di sicurezza agli operatori, nonché rendere estremamente flessibile l'impianto sperimentale, durante la fase progettuale del rig è stata posta grande attenzione alla disposizione delle macchine e delle varie attrezzature operanti all'interno della sala.

Si riporta di seguito, a titolo esemplificativo, un'immagine del layout finale della sala prova che mette in evidenza la struttura dell'impianto.

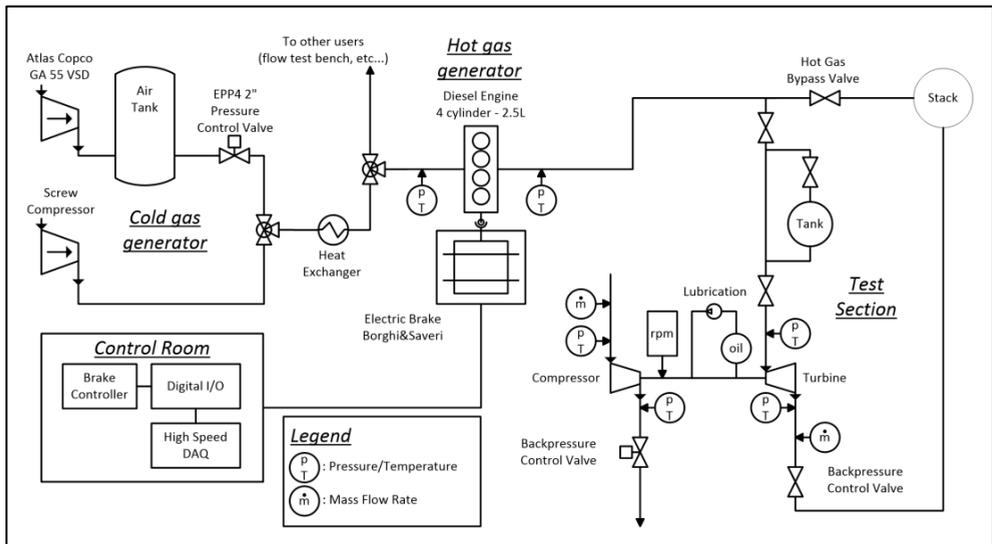


Figura 2.1 – Layout della sala prova UNINA Turbocharger Test Rig

Dalla figura 2.1 è possibile vedere che la sala prova è suddivisa idealmente in quattro zone principali: *Cold Gas Generator*, *Hot Gas Generator*, *Test Section*, *Control Room*. Si procederà di seguito nella descrizione particolarizzata di ognuna di queste zone funzionali.

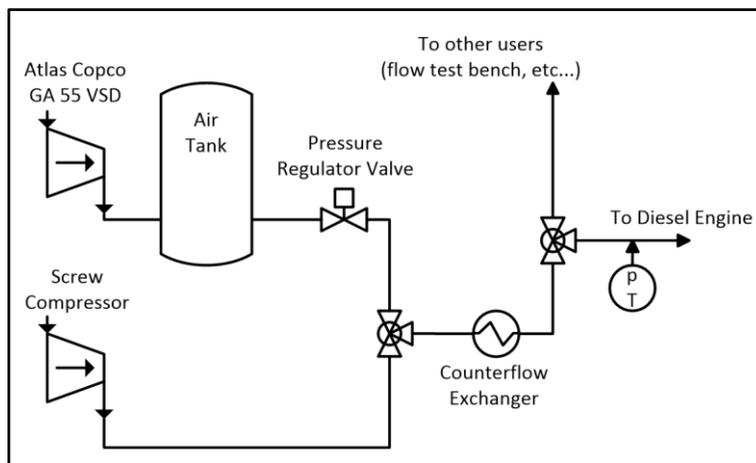


Figura 2.2 – Layout del Cold Gas Generator

Nella zona *Cold Gas Generator* sono presenti i due compressori a vite deputati alla generazione dell'aria compressa. Il fluido in pressione viene utilizzato per la sovralimentazione esterna del motore a combustione interna oppure, se necessario, può essere inviato ad altre utenze per altre attività sperimentali.

Il primo compressore è un Atlas Copco GA 55VSD ed è collegato ad un serbatoio dalla capacità di 2000 litri che garantisce una pressione massima di esercizio di 11 bar. L'aria compressa, immagazzinata in tale serbatoio, viene inviata al motore durante il funzionamento, ad una pressione stabilita dall'operatore, attraverso l'utilizzo di una valvola pneumatica regolatrice di pressione. La valvola utilizzata è prodotta dalla Parker, modello EPP4; presenta connessioni da 2" ed è dotata internamente di un controllore PID che le conferisce elevate prestazioni dinamiche. All'atto del montaggio di tale componente, il controllore PID presenta i settaggi effettuati dalla casa costruttrice, ma attraverso il software proprietario e una connessione USB, è possibile settare i parametri Proporzionale, Integrativo e Derivativo del controllore a seconda delle prestazioni dinamiche che si vogliono ottenere.

Nella figura che si riporta di seguito si mostra lo schema d'impianto relativo al compressore Atlas Copco, mostrandone sia i componenti che ne fanno parte sia le relazioni che intercorrono tra gli stessi.

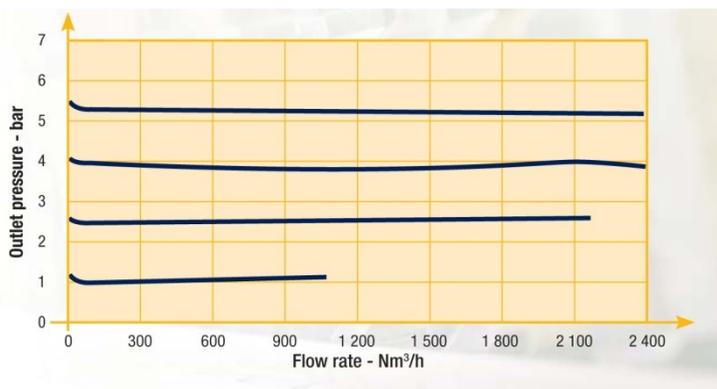
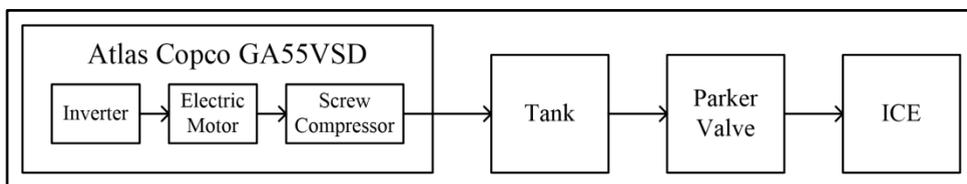


Figura 2.3 – Layout funzionale del compressore Atlas Copco e valvola regolatrice di pressione

In parallelo vi è un secondo compressore a vite che, a differenza dell'Atlas Copco, invia il fluido compresso direttamente al motore. In quest'ultimo caso, la regolazione della portata e della pressione del fluido viene effettuata controllando la velocità di rotazione del compressore attraverso l'inverter.

Anche per questa macchina riportiamo lo schema d'impianto, che risulta più semplice rispetto a quello presentato precedentemente, in virtù della minore quantità di componenti che ne fanno parte.

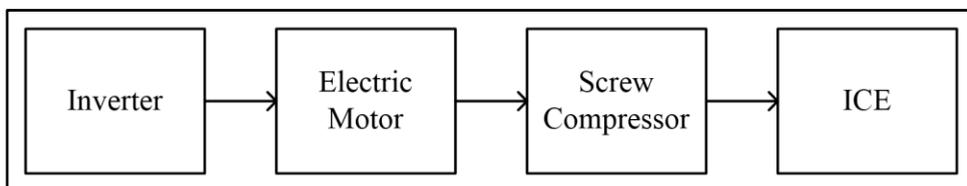


Figura 2.4 – Layout funzionale del compressore screw general purpose

Infine, il fluido proveniente da entrambi i compressori, prima di essere inviato al MCI, viene raffreddato (per ovvie ragioni termo-fluidodinamiche) attraverso l'utilizzo di uno scambiatore (*Heat Exchanger* in figura 2.1).

La sovralimentazione automatica del motore prevede l'utilizzo di una strategia di controllo, implementata all'interno del software di gestione della sala, che sarà approfondita nei capitoli successivi.

La zona *Hot Gas Generator* comprende il MCI collegato al freno dinamometrico a correnti parassite, che ha il compito di assorbire la potenza meccanica prodotta dalla macchina alternativa. Il freno utilizzato è prodotto dall'azienda italiana Borghi & Saveri, ed è capace di gestire una potenza massima di 260 kW (circa 350 Cv) ad un regime di rotazione massimo di 12000 rpm.



Figura 2.5 – Freno dinamometrico a correnti parassite Borghi & Saveri

Dalla scheda tecnica riportata di seguito, relativa alle prestazioni del freno dinamometrico, si evince che l'area operativa risulta essere quella inclusa all'interno della mistilinea relativa alla potenza (*Power*). Oltre alla mappa delle prestazioni, viene riportato anche il momento di inerzia del rotore del freno, valore utile per calcoli che coinvolgono la dinamica di funzionamento del MCI collegato alla macchina elettrica. E' evidente, inoltre, che tale freno, già alla velocità di 900 rpm (regime di minimo motore pressoché standard per i motori a combustione interna) è capace di frenare una potenza di circa 70 kW. Tale

caratteristica, come vedremo successivamente, risulta molto importante ai fini dei rilievi sperimentali, permettendo al banco prova turbocompressori di avere estesi range operativi con conseguente aumento della flessibilità.

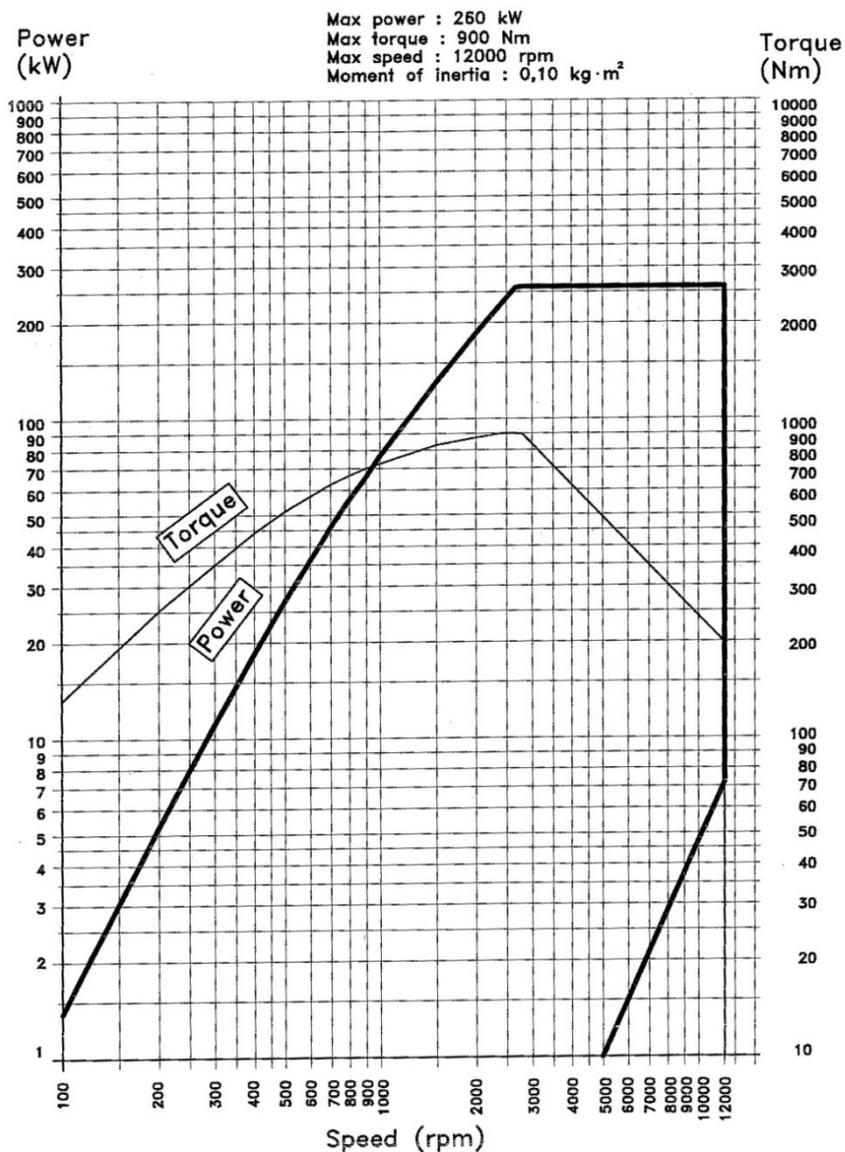


Figura 2.6 – Piano di funzionamento del freno dinamometrico

Per quanto riguarda il MCI, la scelta è ricaduta su un motore a ciclo diesel prodotto dalla VM Motori. Tale unità presenta una cilindrata di 2500 cm³ con potenza massima (in configurazione originale e con *ECU* prototipale realizzata per tale applicazione) di 100 kW (136Cv) a 4000 *rpm*, una coppia massima di circa 338 Nm a 2000 *rpm* ed un regime di rotazione massimo di 4250 *rpm*.



Figura 2.7 – Motore Diesel VM 2.5 Litri

Attraverso un articolato sistema di condotti, i gas caldi prodotti dal motore vengono inviati alla *Test Section* (figura 2.8), dove è situato il gruppo turbocompressore oggetto della sperimentazione. In pratica, il turbocompressore risulta situato leggermente distante dal generatore di gas caldi, questo per diversi motivi: in primo luogo, così facendo, si svincola la macchina in test da interferenze termo-meccaniche con il generatore di gas caldi. Successivamente, in questo modo, si ha la possibilità di testare turbocompressori di dimensioni differenti senza incorrere nell'inconveniente di un posizionamento difficoltoso e/o non idoneo.

Il compressore e la turbina della macchina in prova sono collegati a circuiti separati, ognuno dei quali è equipaggiato con la necessaria strumentazione. L'ingresso della turbina è collegato con il condotto di scarico del generatore di gas caldi attraverso un condotto isolato termicamente per ragioni termodinamiche e di sicurezza. Su tale ramo del circuito è presente anche una capacità di 150 litri che può essere utilizzata come smorzatore delle onde di pressione generate dal MCI. Oltre allo smorzatore, sono presenti anche un set di

valvole servoattuate che permettono di determinare la qualità e la quantità del fluido che viene elaborato in turbina. Più precisamente, vi è una valvola di *bypass* e una di *backpressure* (contropressione) che permettono di definire la portata massica e il rapporto di espansione in turbina per ogni punto di funzionamento del generatore di gas caldi. Lo scarico della turbina invece è collegato al circuito del camino che è composto da un condotto circolare del diametro di 300 mm e lungo circa 20 metri, anch'esso isolato termicamente ed equipaggiato nel tratto finale con un ventilatore centrifugo deputato a disperdere i gas di scarico.

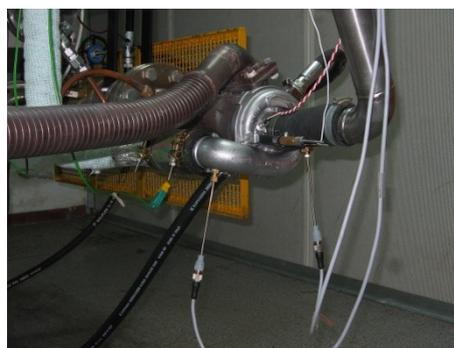


Figura 2.8 – Sala prova e Test section

Il compressore presenta una configurazione simile dei condotti. L'ingresso del compressore è collegato ad un ramo che aspira il fluido dall'ambiente, mentre lo scarico è collegato anch'esso al camino, in modo da portare fuori dalla sala prove il fluido elaborato e al contempo diluire preventivamente i gas di scarico.

Durante i rilievi sperimentali, il turbocompressore ha la necessità di essere lubrificato e a tale scopo viene utilizzato un circuito di lubrificazione appositamente realizzato, attrezzato con una pompa ad ingranaggi la cui regolazione viene effettuata per *bypass*. Il circuito, comprensivo del serbatoio di accumulo da 30 litri e dello scambiatore di calore per il raffreddamento del fluido, utilizza olio sintetico della classe 5W40 ed è mostrato nella figura 2.10.

Tutti i sistemi di automazione della sala prova sono gestiti dall'interno della *Control Room*, dove sono situate le schede di acquisizione e il controller del freno dinamometrico, oltre ai *personal computer* su cui viene eseguito il software di acquisizione dati e controllo. La descrizione della struttura hardware

e software implementata all'interno della sala prove sarà descritta approfonditamente nei capitoli 3 e 4.



Figura 2.9 – Condotti di collegamento del turbocompressore



Figura 2.10 – Pompa e circuito di lubrificazione del turbocompressore

2.3. Rilievi preliminari sul motore a combustione interna

Come è stato detto precedentemente, il motore scelto per la generazione dei gas caldi è un motore a ciclo diesel prodotto dalla azienda italiana VM Motori. Essendo di derivazione automotive, presenta la classica e collaudata configurazione a 4 cilindri in linea, con doppio albero a camme in testa e 4 valvole per cilindro. Sviluppato a partire dalla metà degli anni '90, è risultato uno dei primi motori a vantare il sistema di iniezione *common rail* con una pressione di iniezione di 1600 bar. Essendo uno dei più longevi motori prodotti dell'azienda, quest'ultimo si è evoluto fino all'ultima versione con omologazione EURO 5. Oltre al sistema di iniezione Common Rail di prima generazione, tale motore presenta anche il sistema *EGR* e la sovralimentazione attraverso l'utilizzo di un turbocompressore. In tale configurazione il motore è in grado di erogare ben 100 kW in concomitanza a consumi ed emissioni ridotte.

Come è noto, l'utilizzo della turbosovralimentazione a gas di scarico è possibile grazie al fatto che il fluido esausto espulso dal motore, in virtù della sua pressione di scarico, maggiore di quella atmosferica, e della sua elevata temperatura, possiede ancora un'elevata energia interna, che è possibile convertire in energia meccanica. D'altronde la sovralimentazione a gas di scarico appare la pratica più interessante dal punto di vista energetico e quella che attualmente rappresenta le maggiori applicazioni pratiche. Rappresenta infatti il metodo che ha riscosso maggior successo per il recupero dell'energia residua dovuta al troncamento dell'espansione nel cilindro motore, quando lo stantuffo raggiunge il punto morto inferiore con i gas che si trovano ancora ad una notevole pressione.

Nella figura 2.11, è rappresentata, sul piano Pressione–Volumi totali, qual è l'entità di tale energia. In pratica, se lo stantuffo potesse continuare la sua corsa di espansione oltre il punto morto inferiore, fino al volume relativo al punto V2, si avrebbe l'espansione dei gas fino a pressione atmosferica p_{atm} . L'energia che si potrebbe recuperare sarebbe pari all'area in blu 1-2-3 denominata L_t . Tale energia viene comunemente chiamata energia di scarico spontaneo ed assume un valore che dipende da quello della pressione e della temperatura nel punto 1, variando approssimativamente dal 15% del lavoro utile sviluppato per un

motore aspirato fino al 30-40% per un motore fortemente sovralimentato. Per non complicare l'architettura del MCI accoppiandogli ulteriori macchine volumetriche a valle, si preferisce effettuare il recupero di tale energia in una turbina.

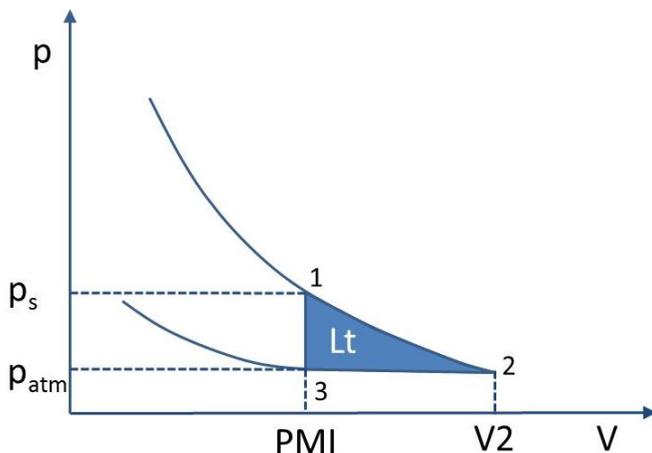


Figura 2.11 – Lavoro recuperabile dai gas esausti prodotti dal MCI

Volendo utilizzare il MCI come generatore di gas caldi, è necessario che l'energia residua interna ai gas di scarico non venga dissipata, in modo tale da destinarla completamente al turbocompressore in prova. Per tale motivo, il motore VM installato all'interno della sala prove è stato privato del gruppo turbocompressore originale, in modo da evitare che i gas di scarico espandano all'interno di quest'ultimo anziché nel turbocompressore in prova. Contemporaneamente, tutti i condotti che trasportano il gas sono stati isolati, in modo da evitare la dispersione di energia termica verso l'ambiente per convezione e irraggiamento.

Operando in tale modo, ovvero disinstallando il gruppo turbocompressore originale, si deve garantire comunque la corretta sovralimentazione al motore affinché quest'ultimo continui a garantire le prestazioni dichiarate dalla casa costruttrice. D'altronde tutti i sistemi di controllo implementati all'interno dell'ECU non potrebbero funzionare, in quanto, non rilevando i corretti valori di pressione nei collettori di aspirazione, non potrebbero relazionarsi con le mappe di funzionamento a cui fanno riferimento, mandando in *fault* il sistema, e innescando così la classica procedura di *Recovery* del motore (regime di

rotazione costante a 1200 rpm e potenza massima di 30 CV) o nei casi peggiori lo spegnimento dello stesso.

Per questo motivo, come si è avuto modo di dire nei paragrafi precedenti, all'interno della sala prova, si è provveduto a realizzare una zona in cui avviene la compressione dell'aria per la sovralimentazione esterna del motore. Per effettuare tale operazione in modo corretto, effettuando i giusti livelli di sovralimentazione ai differenti regimi di rotazione e alle differenti potenze erogate dal motore, bisogna avere a disposizione i piani di funzionamento del motore utilizzato, oppure ricavarli sperimentalmente al banco prova.

Avendo già previsto all'interno della sala prove l'utilizzo di un freno dinamometrico a correnti parassite, ed avendo la possibilità di strumentare in modo dettagliato la macchina alternativa, si è proceduto a ricavare sperimentalmente tutti i piani di funzionamento del motore. In particolare è stata condotta una intensa campagna di prova partendo dal regime di rotazione di 1500 rpm fino ad arrivare a 4000 rpm, a step di 500 rpm.

In genere, le classiche curve di coppia e potenza vengono realizzate fissando il grado del carico motore e facendo variare il regime di rotazione dello stesso regolando la coppia resistente offerta dal freno a correnti parassite (principio della dinamo dinamometrica). Il motore viene a trovarsi in un punto di funzionamento stabile e stazionario, in quanto la coppia erogata da esso è uguale a quella resistente offerta dal freno. Quindi fissando di volta in volta il grado del carico motore e annotando la coppia erogata per ogni regime di rotazione investigato, si possono costruire le mappe (bidimensionali) di funzionamento del motore in prova.

Nei casi in cui si ha a disposizione un acceleratore meccanico, tale procedura risulta affetta da errori dovuti all'imprecisione del comando stesso. Infatti, in genere, per motivi statistici, le prove sperimentali vengono ripetute più di una volta e, ad ogni ripetizione, il parametro in ingresso (in questo caso il carico del motore) deve risultare identico affinché la valutazione della dispersione della grandezza misurata sia esatta. Ovviamente, utilizzando un comando meccanico, non ci si può assicurare della ripetibilità del carico motore, introducendo così un ulteriore errore all'interno della catena di misura.

Per questo motivo, durante i rilievi sperimentali che si sono condotti sul motore, per ottenere le curve di coppia e potenza si è scelto di fissare la Pressione Media Effettiva (*pme* o *BMEP* in inglese) anziché il grado del carico

motore. In questo modo, d'altronde, come si vedrà di seguito, la potenza risulta funzione lineare del regime di rotazione.

Dalla definizione di Pressione Media Effettiva:

$$pme = \frac{L_f}{V} \quad [\text{Pa}] \quad 2.1$$

con:

- L_f - Lavoro al freno [W]
- V - Cilindrata del motore [m^3]

si ha che il Lavoro al freno L_f è pari a:

$$L_f = pme \cdot V \quad [\text{J}] \quad 2.2$$

Moltiplicando il secondo membro per la velocità di rotazione del motore si ottiene la Potenza al freno P_f , ovvero:

$$P_f = pme \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \quad [\text{W}] \quad 2.3$$

con:

- n velocità di rotazione del motore [rpm]
- ε costante pari a 2 nel caso di motori 4 tempi

Come è possibile vedere, fissata la pme e la cilindrata del motore, la relazione della potenza risulta lineare nella velocità di rotazione n del motore.

Riportiamo nella figura 2.12 il diagramma sperimentale che esemplifica il ragionamento analitico condotto fino ad ora.

E' evidente che il diagramma mostrato, è la proiezione su un piano della superficie tridimensionale formata dai punti $P_f = P_f(\text{rpm}, pme)$. Infatti le curve di potenza riportate sono in funzione del numero di giri ed hanno come parametro di quadro la pme ($BMEP$ nel grafico, riportata per comodità in bar anziché in Pascal). Una rappresentazione tridimensionale di tali curve, anche se meno efficace da un punto di vista ingegneristico, risulta più utile per avere un quadro d'insieme del fenomeno, e sicuramente è più vicina alle modalità di rappresentazione dei parametri di funzionamento delle ECU . Per tale motivo si

riporta di seguito anche tale rappresentazione delle grandezze sopra menzionate.

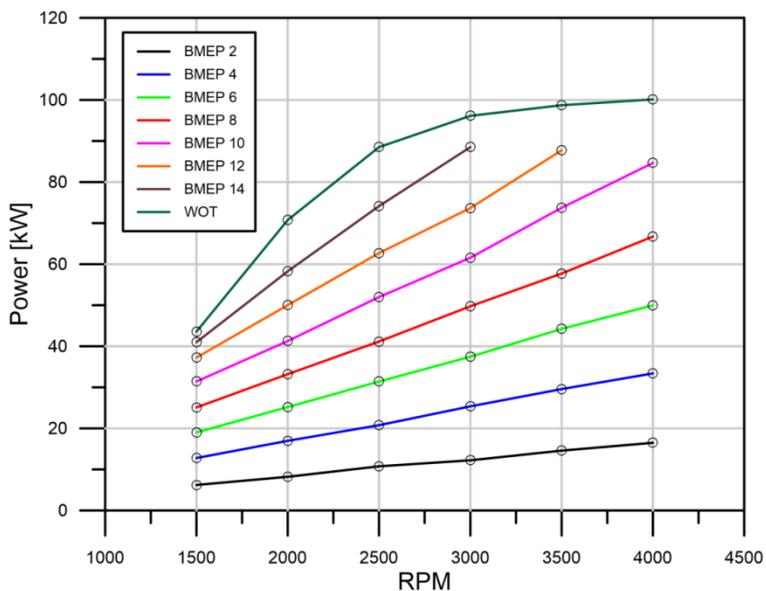


Figura 2.12 – Diagramma della potenza del MCI per differenti p_{me}

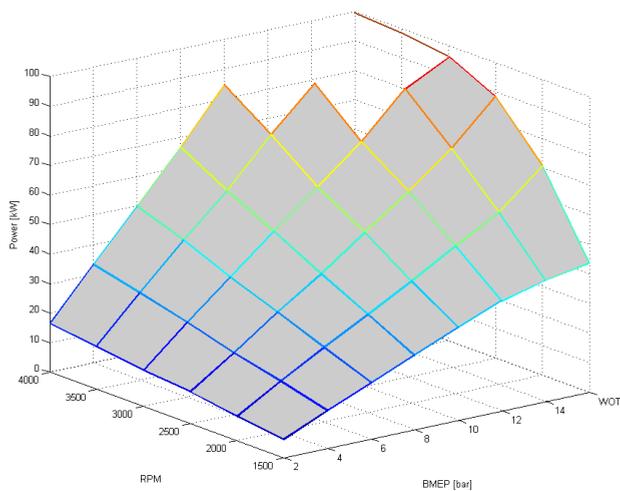


Figura 2.13 – Diagramma 3D della potenza del MCI per differenti p_{me}

Come è possibile vedere, la superficie 3D risulta incompleta nelle zone degli alti carichi e degli alti regimi di rotazione: questo perché, come si evince anche

dalla figura 2.12, il motore non riesce a mantenere la *pme* pari a 12 e a 14 bar a quei regimi di rotazione. Addirittura, per il caso *WOT* (*Wide Open Throttle*, ovvero 100% carico motore) la curva di potenza si discosta dall'andamento lineare mostrato dalle altre curve, presentando bensì, una *pme* variabile in funzione del regime di rotazione del motore.

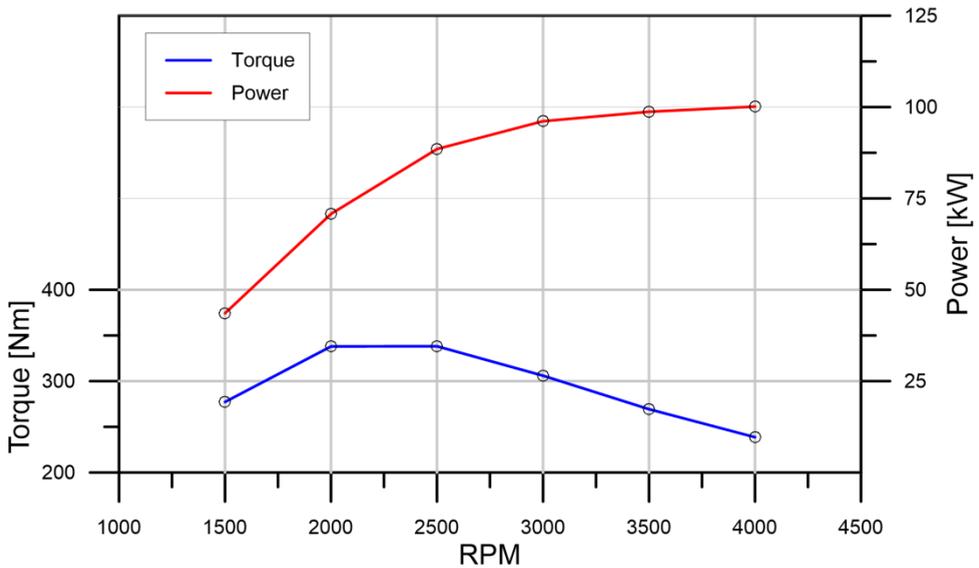


Figura 2.14 – Diagramma di coppia e potenza del MCI

Ovviamente, dai dati sperimentali inerenti il caso *WOT* derivano le classiche curve di Coppia e Potenza del motore testato. Si riporta in figura 2.14 la rappresentazione grafica di tali curve, osservando che il motore raggiunge la sua massima potenza in vicinanza del suo massimo regime di rotazione (4250rpm), oltre il quale la *ECU* taglia l'iniezione di combustibile, costringendo il motore a diminuire la sua velocità di rotazione o in alcuni casi particolari addirittura ad arrestarsi.

Di particolare interesse è risultato il rilievo delle grandezze termo-fluidodinamiche dei fluidi in ingresso e in uscita dal motore in diversi punti dei collettori di aspirazione e di scarico. Infatti, con i valori rilevati di pressione, temperatura e portata massica del fluido fresco in ingresso al motore è stato possibile definire i parametri progettuali del sistema di sovralimentazione esterno. Viceversa, con i dati relativi ai gas di scarico prodotti dal motore, è stato

possibile caratterizzare la qualità del fluido che è inviato al turbocompressore in prova.

Con lo stesso procedimento adottato precedentemente per le curve di potenza, si riportano le curve della pressione di sovralimentazione in funzione del regime di rotazione per le differenti p_{me} realizzate al banco, dapprima in forma bidimensionale e successivamente con la rappresentazione tridimensionale. In questo caso, a differenza dei grafici relativi alla potenza, la superficie della funzione $p_{sovr}=p_{sovr}(p_{me},rpm)$ risulta completa in tutto il range investigato, presentando un massimo, come ci si aspettava, per la condizione di funzionamento *WOT*, rappresentata nella figura 2.15.

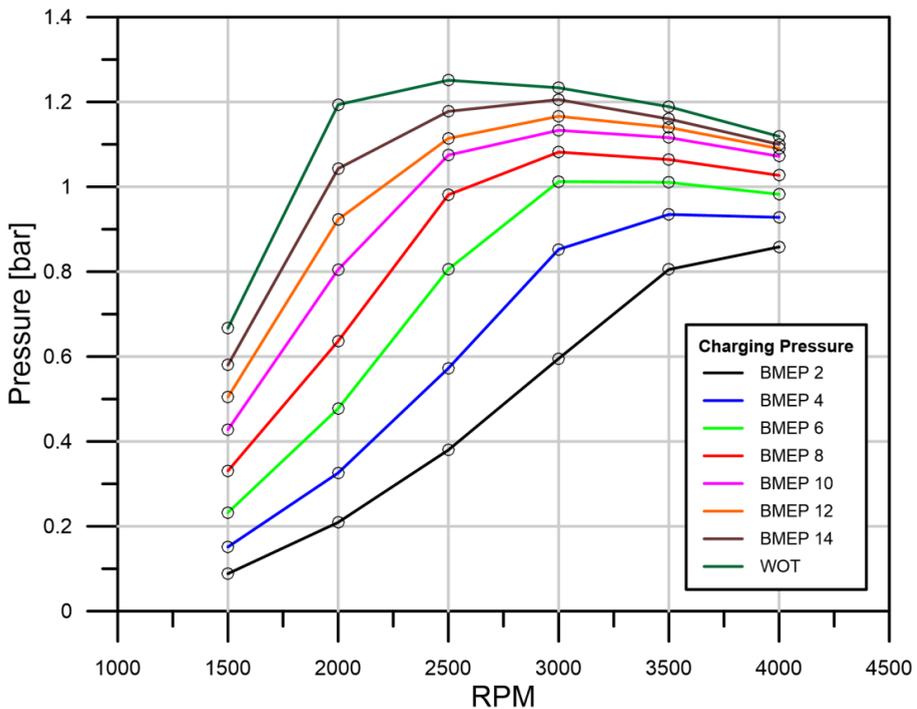


Figura 2.15 – Diagramma delle pressioni di sovralimentazione del MCI

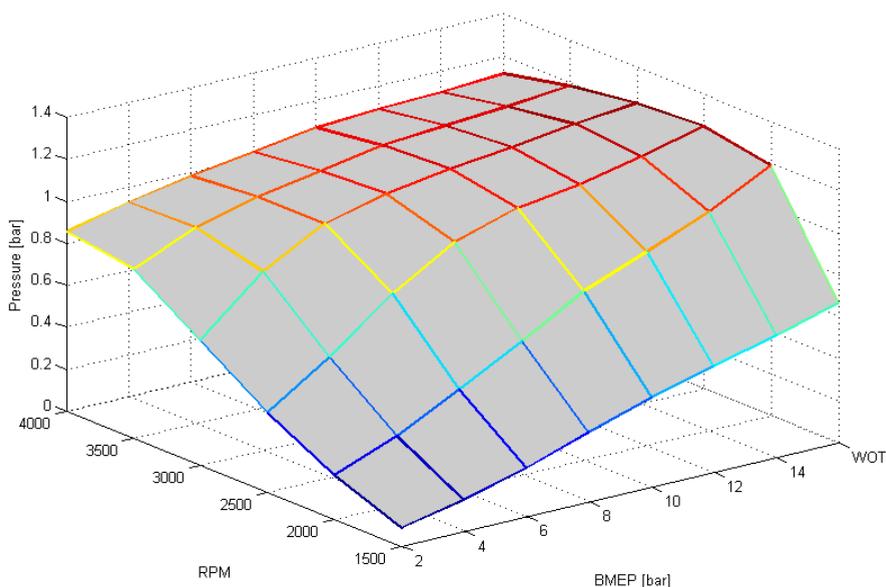


Figura 2.16 – Diagramma 3D delle pressioni di sovralimentazione del MCI

Le curve appena mostrate risultano di estrema utilità da un punto di vista motoristico, evidenziando le relazioni che intercorrono tra le variabili rpm , pme , p_{sovr} . Di pari importanza risultano essere le curve che mettono in relazione la pressione di sovralimentazione con la portata massica di fluido fresco alle differenti pressioni medie effettive realizzate. Infatti, come vedremo nel paragrafo successivo, la scelta dei compressori utilizzati per la sovralimentazione è stata effettuata proprio utilizzando tali curve riportate nella figura 2.17.

Dal diagramma richiamato precedentemente si osserva una relazione pressoché lineare tra la portata massica e la pressione di sovralimentazione del motore. Tale rappresentazione, si discosta dalla teoria alla base dei motori a combustione interna, e, anche se veritiera e giustificabile, può risultare fuorviante in relazione alle analisi che si stanno conducendo. Infatti, teoricamente, la portata massica aspirata da un motore di cilindrata V [m^3], al regime di rotazione n , è pari a:

$$\dot{m}_{at} = \rho_{in} \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \quad [\text{kg/s}] \quad 2.4$$

con ρ_{in} [kg/m³] densità dell'aria all'ingresso dei condotti di aspirazione e ε una costante adimensionale che vale 2 nel caso di motori a quattro tempi.

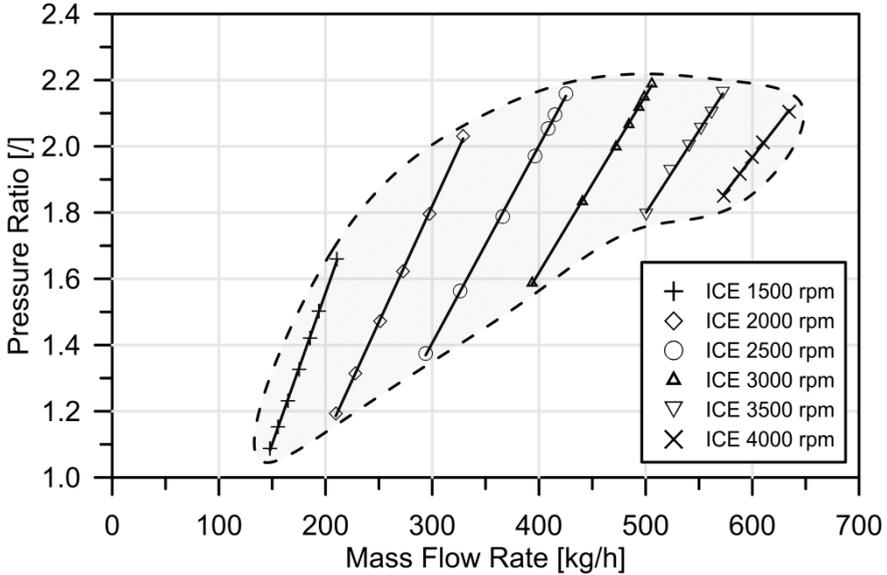


Figura 2.17 – Diagramma delle pressioni del MCI in funzione delle portate

La portata effettiva di aria \dot{m}_a si ottiene moltiplicando la portata teorica \dot{m}_{at} per il coefficiente adimensionale di riempimento λ_v . Quindi:

$$\dot{m}_a = \rho_{in} \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \cdot \lambda_v \quad [\text{kg/s}] \quad 2.5$$

La densità ρ_{in} , per l'equazione dei gas perfetti è data da:

$$\rho_{in} = \frac{p_{in}}{R \cdot T_{in}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad 2.6$$

con R [kJ/kg K] costante del gas, per l'aria pari a 287, T_{in} [K] temperatura del fluido e p_{in} [Pa] pressione del fluido nella sezione di ingresso del collettore di aspirazione.

Dato che il motore in considerazione è sovralimentato, la pressione p_{in} in ingresso, noto il rapporto di compressione β realizzato dal compressore, è data da:

$$p_{in} = p_a \cdot \beta \quad [\text{Pa}] \quad 2.7$$

con p_a [Pa] pressione dell'ambiente alla sezione di ingresso del compressore.

Supponendo inoltre che il compressore effettui una trasformazione di compressione adiabatica e reversibile, si ha che la temperatura T_{in} è data dalla relazione:

$$T_{in} = T_a \cdot \beta^\lambda \quad [\text{K}] \quad 2.8$$

con T_a temperatura dell'ambiente nella sezione di aspirazione del compressore e λ pari a $(k-1)/k$. Come è noto, per un gas, k è pari al rapporto tra il calore specifico a pressione costante e il calore specifico a volume costante, quindi risulta essere adimensionale e per l'aria vale 1.4. Tale parametro risulta di fondamentale importanza in quanto si ritrova come esponente della trasformazione politropica $pV^k = \text{cost.}$ relativa all'adiabatica reversibile.

Quindi, sostituendo p_{in} e T_{in} nella eq. 2.6 con i valori appena trovati si perviene alla relazione seguente:

$$\rho_{in} = \frac{p_a \cdot \beta^{1-\lambda}}{R \cdot T_a} \quad [\text{kg/m}^3] \quad 2.9$$

Successivamente, sostituendo la relazione di ρ_{in} appena ricavata all'interno della 2.5 si ottiene la relazione della portata massica in funzione del rapporto di compressione β pari al grado di sovralimentazione del motore:

$$\dot{m}_a = \frac{p_a \cdot \beta^{1-\lambda}}{R \cdot T_a} \cdot V \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \cdot \lambda_v \quad [\text{kg/s}] \quad 2.10$$

Fissando i valori della pressione ambiente p_a [Pa], della temperatura ambiente T_a [K], della cilindrata V [m³], del regime di rotazione n [rpm], della

costante R [kJ/kg k], si vede che la relazione 2.10 non è lineare, a differenza di quello che è mostrato dai rilievi sperimentali riportati in figura 2.17.

Dunque, è possibile giustificare tale fenomeno con le seguenti motivazioni: l'esponente della variabile β nella 2.10 è prossimo all'unità e significative differenze, rispetto all'ipotetica relazione lineare, si apprezzerebbero per valori di β ben superiori di quelli che è possibile ottenere sperimentalmente. Oltre a questa sottigliezza di tipo matematico, anche gli scambi termici tra il fluido e il condotto, le produzioni entropiche e la variazione del coefficiente di riempimento λ_v , tendono a mitigare l'effetto della non linearità sulla relazione precedentemente ricavata.

La sovralimentazione, come si è visto, oltre ad influenzare in modo diretto la potenza erogata dal motore, si riflette anche su numerosi altri parametri funzionali, quali, per esempio, le temperature di esercizio, la già citata pressione media effettiva, le portate massiche di fluido che attraversano il motore ecc. Di particolare interesse per i test sperimentali che si vogliono realizzare risultano essere le pressioni dei gas di scarico in uscita dal motore, considerando che tali gas serviranno ad alimentare la turbina del turbocompressore in prova. Come è noto dalla letteratura, tale grandezza è influenzata da diversi parametri, tra cui, la stessa sovralimentazione, la velocità media dello stantuffo, l'angolo di incrocio valvole e l'anticipo all'apertura della valvola di scarico. In genere, si ha un andamento crescente della pressione di scarico al crescere del regime di rotazione e del carico del motore. Questo comportamento è giustificato dal fatto che all'aumentare della velocità di rotazione vi è un aumento anche della velocità media dello stantuffo che va ad influenzare direttamente la fase di scarico forzato del motore. Dall'altro lato, al crescere del carico motore, l'area del ciclo termodinamico della macchina va aumentando, facendo in modo che all'inizio della fase di scarico, la pressione all'interno del cilindro risulti via via sempre maggiore. In accordo con la breve trattazione condotta, si riportano in figura 2.18 i rilievi sperimentali delle pressioni di scarico del motore in funzione del regime di rotazione e del carico; si riportano le pressioni in forma adimensionalizzata rispetto alla pressione ambiente. Come visto per la figura 2.17 relativa ai parametri di sovralimentazione, la portata massica investigata va da un minimo di circa 100 kg/h per la velocità di rotazione di 1500 rpm fino ad un massimo di circa 700 kg/h ad un regime di rotazione di 4000 rpm.

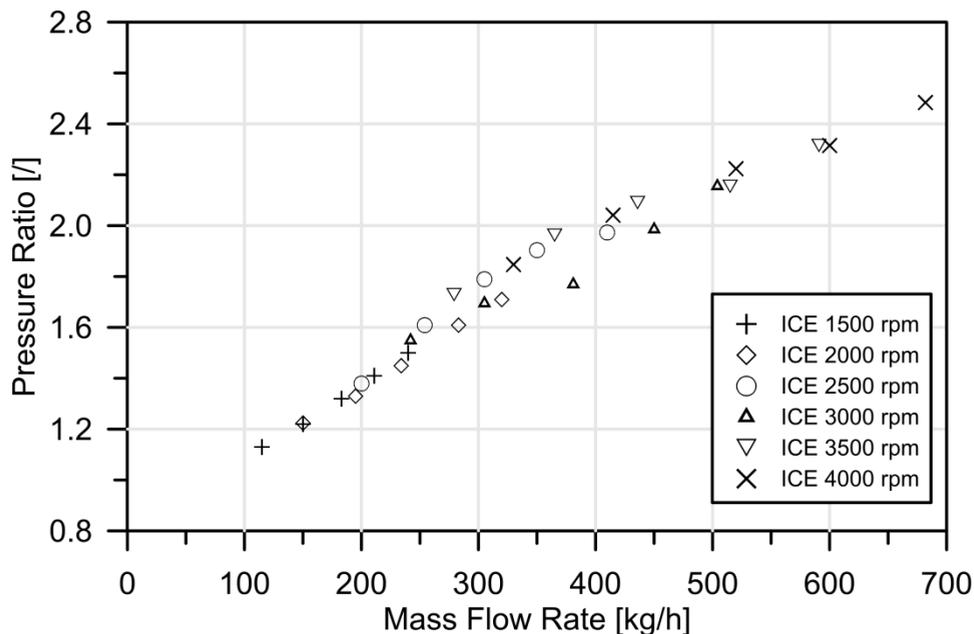


Figura 2.18 – Diagramma delle pressioni dei gas di scarico del MCI

2.4. Accoppiamento del sistema di sovralimentazione esterno

Dalla sperimentazione effettuata sul motore si sono potuti ricavare tutti i dati relativi al funzionamento dello stesso, tra cui i piani di funzionamento riportati nei paragrafi precedenti.

Di sicuro il diagramma più importante per la realizzazione del sistema di sovralimentazione esterno risulta essere quello relativo al grado di sovralimentazione del motore riportato in figura 2.17. Infatti, essendo quest'ultimo un classico diagramma Pressione-Portata, vi è la possibilità di un immediato confronto con il diagramma di una qualsiasi macchina operatrice che potrebbe essere utilizzata come sovralimentatore esterno.

Affinché l'accoppiamento fra il motore e tale macchina ipotizzata sia possibile, il diagramma di quest'ultima deve ricoprire l'intero campo di funzionamento del motore (area tratteggiata nella figura 2.17) onde soddisfarne

le richieste. Oltre a presentare un diagramma di funzionamento compatibile, la macchina operatrice deve presentare anche una risposta dinamica almeno pari a quella del MCI, in modo da garantire sempre la perfetta sovralimentazione anche durante i regimi transitori.

Come si è riportato nel paragrafo 2.1, la risoluzione di tale problematica è stata realizzata attraverso l'utilizzo di due compressori di tipo screw (compressori a vite), uno di tipo *general purpose* e l'altro prodotto dalla Atlas Copco. Entrambi i compressori, con modalità differenti, sono collegati al circuito di aspirazione del motore.

Anche se le due macchine sono della stessa tipologia (screw), dalle figure 2.3 e 2.4 si evince che l'architettura e le strategie di controllo per effettuare la sovralimentazione sono completamente diverse e per alcuni versi complementari.

Si vuole mostrare adesso, attraverso una breve descrizione della strategia di controllo dei due compressori, il buon grado di accoppiamento realizzato tra questi ultimi e il MCI.

Come riportato nella figura 2.4, il motore elettrico che trascina il compressore è collegato ad un inverter che ne regola la velocità di rotazione. Basandosi su quest'ultimo parametro viene effettuata la strategia di regolazione per la determinazione della sovralimentazione.

Si riporta nella figura 2.19 la sovrapposizione dei diagrammi di funzionamento del compressore e del motore. Come è possibile vedere, il compressore, oltre a presentare delle relazioni lineari tra portata e pressione ai differenti regimi di rotazione, presenta anche punti di funzionamento all'esterno dell'area di funzionamento richiesta dal motore, a tutto beneficio della flessibilità di utilizzo.

Differente risulta essere la situazione per quanto riguarda il compressore Atlas Copco: essendo quest'ultimo collegato ad un serbatoio e stivando l'aria in pressione all'interno di esso, la regolazione della sovralimentazione del MCI viene effettuata direttamente imponendo tale parametro. Infatti attraverso l'utilizzo di una valvola regolatrice di pressione, si effettua un controllo diretto sulla pressione di sovralimentazione da realizzare, svincolandosi così dalla caratteristica interna del compressore. In questo modo i diagrammi ottenuti e riportati in figura 2.20, oltre a coprire anch'essi in modo sovrabbondante l'area di funzionamento del motore, presentano una morfologia completamente diversa rispetto a quelli relativi al compressore screw *general purpose*,

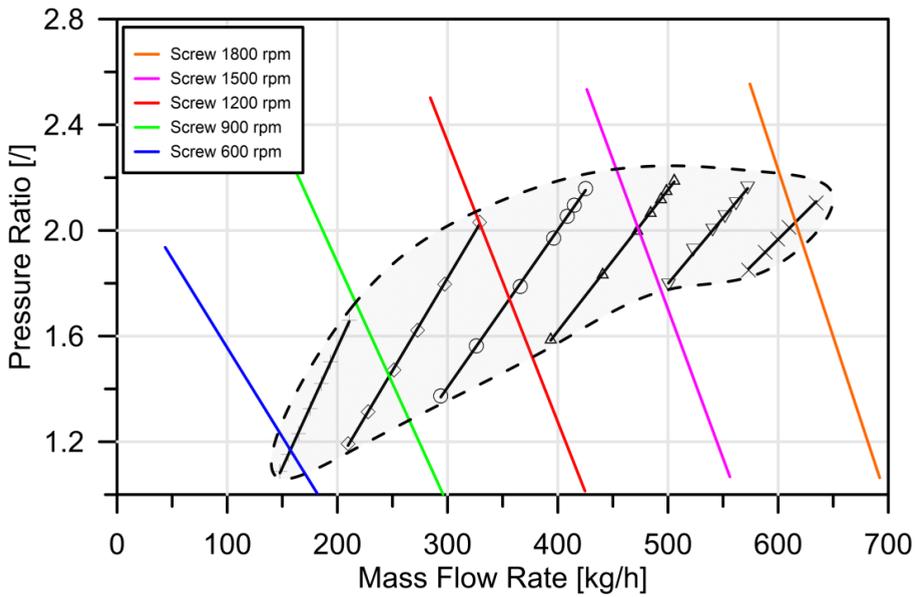


Figura 2.19 – Diagramma di funzionamento del compressore screw general purpose

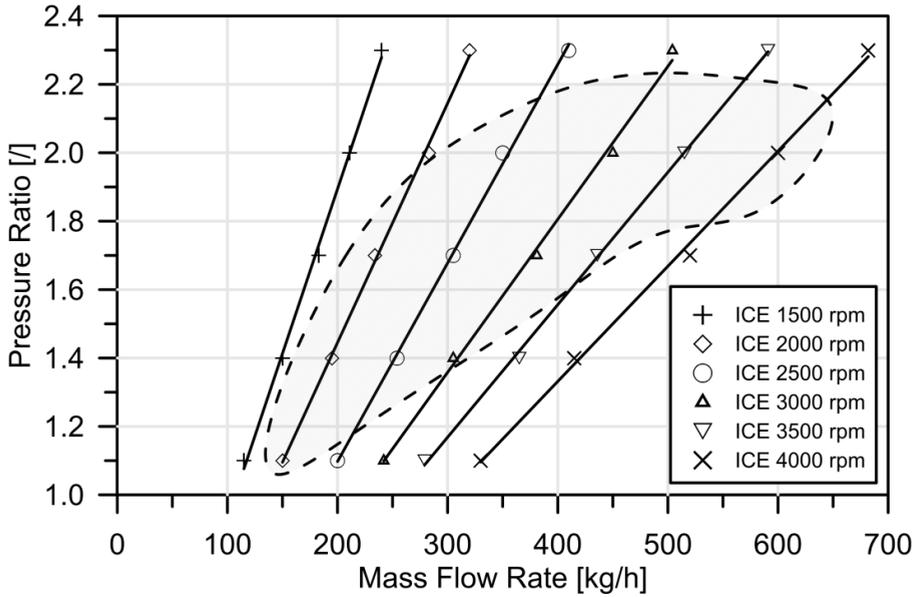


Figura 2.20 – Diagramma di funzionamento del compressore Atlas Copco

2.5. Il turbocompressore testato all'interno del rig

All'interno del layout della sala prova, il turbocompressore oggetto dei rilievi sperimentali si trova situato leggermente distante dal generatore di gas caldi. Tale scelta è giustificata dal fatto di voler svincolare nonché rendere l'oggetto in prova immune da interferenze con il generatore di gas caldi. Facendo in questo modo, non essendoci particolari e restrittivi vincoli geometrici, vi è l'opportunità di scegliere abbastanza liberamente il turbocompressore da testare.

In relazione alle dimensioni del rig e del motore, si è scelto di utilizzare un turbocompressore prodotto dalla Garrett, modello GT2052ELS, facente parte della famiglia dei turbocompressori *medium size*.

Effettuando ricerche in rete, confrontando i codici relativi al *Part Number* (utilizzati dalla casa costruttrice per identificare il prodotto nelle sue varie configurazioni) si è scoperto che tale turbocompressore equipaggiava la serie di motori FIAT/LANCIA prodotti all'inizio del 2000.

Essendo tale prodotto un componente OEM, non è stato possibile risalire alla mappa delle prestazioni di turbina e compressore. Molto probabilmente tali informazioni ricadono sotto diritti di segretezza industriale stipulati tra entrambe le case produttrici.



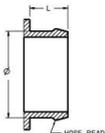
Figura 2.21 – Garrett GT2052

Garrett®
by Honeywell

GT2052
727264-1 & 727264-2

Compressor Inlet

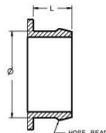
HOSE CONNECTIONS
TABULATED AS (Ø x L)



Ø 54 x 25

Compressor Outlet

HOSE CONNECTIONS
TABULATED AS (Ø x L)

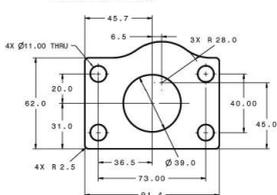


Ø 50 x 25

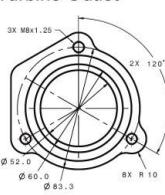
Oil Inlet

Available with
M10 x 1.0 (F)
or
M10 x 1.0 (M)

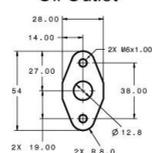
Turbine Inlet



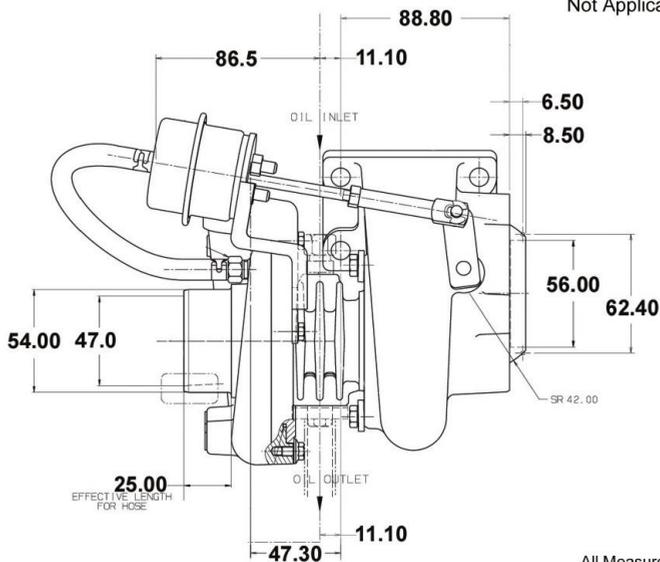
Turbine Outlet



Oil Outlet



Water
Not Applicable



All Measurements in MM

Figura 2.22 – Dati geometrici del turbocompressore Garrett GT2052

Successivamente alla scelta del turbocompressore da testare, sono state effettuate le lavorazioni meccaniche finalizzate al montaggio del gruppo all'interno del rig. In particolare sono state necessarie le lavorazioni meccaniche utili per l'alloggiamento e la strumentazione del gruppo. Le lavorazioni destinate all'alloggiamento del gruppo hanno riguardato la progettazione e la realizzazione di tutte le flange e i manicotti di accoppiamento per i condotti dei fluidi evolventi e di lubrificazione. Viceversa le lavorazioni destinate alla strumentazione sono state effettuate direttamente sul turbocompressore, in quanto, le sedi per il montaggio dei sensori sono state ricavate proprio sulle parti vitali dell'oggetto in prova.

Si riportano a titolo di esempio le quotature specifiche e le immagini relative alla lavorazione di foratura della voluta per l'alloggiamento del sensore di velocità di rotazione prodotto dalla stessa Garrett. Tale lavorazione, particolare e delicata, effettuata all'interno del Dipartimento, è stata effettuata attraverso l'utilizzo di una macchina utensile a controllo numerico. Il pezzo è stato posizionato secondo le specifiche quotature della casa, dopodiché si è proceduto alla foratura della voluta e alla successiva filettatura del foro.



Figura 2.23 – Personale Tecnico del DII durante la lavorazione della voluta del turbocompressore



Figura 2.24 – Voluta durante la lavorazione alle macchine utensili

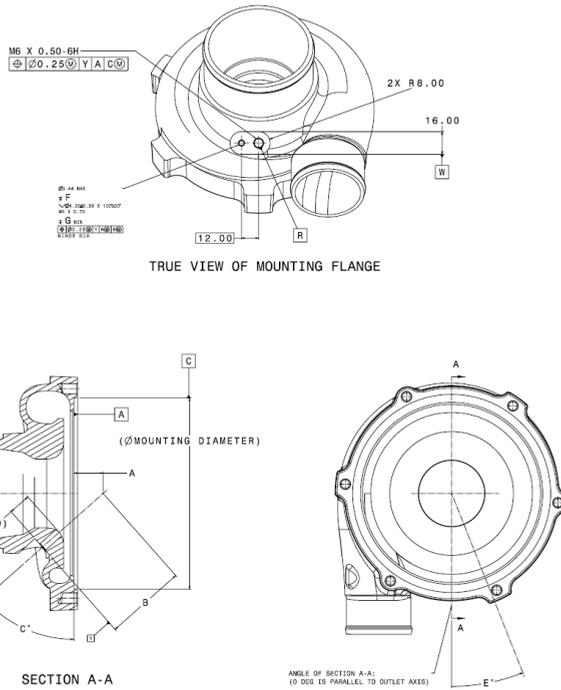


Figura 2.25 – Quotature fornite dalla casa costruttrice

3

La strumentazione di misura

3.1. Generalità sui sistemi di misura

Come si è visto nei precedenti capitoli, le attività sperimentali sono alla base dell'intero lavoro presentato in questa tesi. Per ovvi motivi economici e gestionali, le tendenze attuali vedono favorita la ricerca teorica rispetto a quella sperimentale. Infatti, come è noto sin dalle prime nozioni che si possono acquisire nei corsi universitari di tipo ingegneristico, la sperimentazione risulta essere onerosa sia economicamente che a livello di risorse temporali, coinvolgendo generalmente diverse figure professionali che devono cooperare in un regime sinergico per ottenere elevati standard di qualità. Viceversa, in un mondo in cui servono risposte immediate a problematiche sempre nuove, i modelli matematici di tipo teorico trovano terreno fertile nell'ambito della ricerca, accademica e aziendale, in virtù della loro rapidità di implementazione computazionale e per la relativa velocità con cui restituiscono i risultati cercati.

C'è da dire però che il fiorire di innumerevoli tools di tipo commerciale, preconfezionati e capaci di modellare la quasi totalità dei fenomeni fisici, ha reso gli utenti finali meno consci di quello che accade "dietro le quinte": molto spesso, nelle guide fornite a corredo di tali software, si ha a disposizione a malapena una descrizione sommaria dei modelli di calcolo utilizzati, lasciando l'utente impossibilitato nel giudicare se i risultati ottenuti abbiano o meno un effettivo riscontro fisico.

Storicamente poi, i modelli matematici universalmente accettati, sono stati frutto dell'osservazione reale delle fenomenologie di interesse, e quindi della sperimentazione.

Le attività sperimentali, in particolar modo quelle in ambito scientifico, sono direttamente connesse alle tematiche della metrologia e alle problematiche inerenti gli strumenti di misura. Per questo motivo una, seppur breve, panoramica è necessaria per introdurre l'argomento, e far sì che i concetti esemplificati nei paragrafi successivi possano essere fruiti in modo chiaro e semplice.

Nell'ambito dei sistemi di misura e della metrologia in generale si individuano tre campi di applicazione, che vedono gli strumenti di misura utilizzati in configurazioni differenti:

- monitoraggio delle variabili di stato di un processo
- controllo delle variabili di stato di un processo
- collaudo

Date le attività svolte all'interno della sala prova turbocompressori, si procederà nell'analisi delle sole prime due voci elencate precedentemente.

Quando si effettuano le operazioni di monitoraggio delle variabili di stato di un processo, la funzione che assume lo strumento di misura è quella di presentazione e/o salvataggio delle variabili di stato del processo analizzato. Tali variabili possono essere costituite (cfr. figura 3.1) dagli ingressi $x(t)$, dagli eventuali disturbi $z(t)$ e $d(t)$, o dalle uscite $y(t)$.

Per tale scopo lo strumento di misura viene inserito in configurazione ad anello aperto. L'uscita $o(t)$ dello strumento è finalizzata alla trasmissione del contenuto informativo all'operatore o ad un sistema di *datalogging*.

Quando il destinatario dell'informazione è l'operatore umano, essa viene offerta in maniera semplice e comprensibile, viceversa, viene tradotta in segnale

digitale per essere immagazzinata e usata successivamente, previo riconversione.

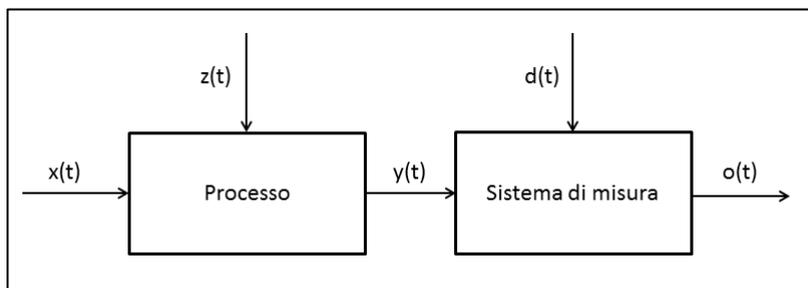


Figura 3.1 – Schema a blocchi per il monitoraggio delle variabili di stato di un processo

La seconda applicazione dei sistemi di misura riguarda il controllo delle variabili di stato di un processo. Come è possibile vedere dalla figura 3.2, in questo caso lo strumento di misura è inserito all'interno di un circuito in configurazione ad anello chiuso, effettuando una retroazione sul processo controllato.

In tale applicazione, la scelta del tipo di strumento di misura risulta più complessa rispetto al caso di semplice monitoraggio presentato precedentemente, in quanto è implicita la necessità di interfacciamento con l'elemento che svolge l'operazione di controllo. Poiché le due parti devono interagire, le rispettive configurazioni devono essere fra loro compatibili.

Ciascun blocco individuato nello schema riportato di seguito, può, nella realtà, essere a ciclo chiuso, cioè tale da prevedere un feedback sull'uscita per un confronto sulla variabili di ingresso, al fine di ottimizzare le prestazioni.

Si vuole sottolineare, in questo caso, che il controllo del processo non deve essere inteso come una mera applicazione di controllo automatico, orientato alla sola verifica della stabilità del sistema, bensì deve essere inteso come un processo di ottimizzazione, che richiede analisi di maggiore respiro e conoscenze più diversificate.

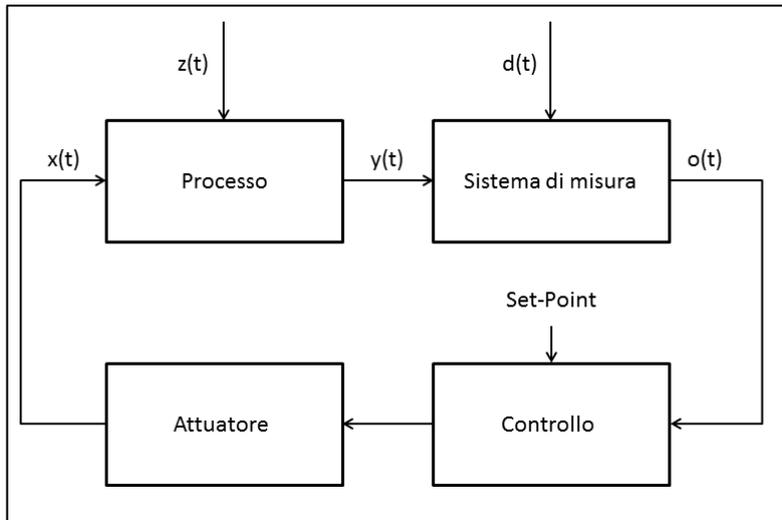


Figura 3.2 – Schema a blocchi per il controllo delle variabili di stato di un processo

3.2 Metodi di rappresentazione dei sistemi di misura

Quando si effettua l'analisi delle catene metrologiche è fondamentale servirsi di forme di rappresentazione che possano rendere immediatamente chiara la struttura del sistema di misura. Fra i metodi utilizzati per tale rappresentazione si ricordano in ordine:

- *Schema Fisico*: rappresenta una forma strutturale all'interno della quale sono individuabili i singoli organi elementari che caratterizzano, in senso fisico, lo strumento.
- *Schema per Elementi Funzionali*: costituisce una forma logica rappresentata da una successione di elementi, che svolgono all'interno dello strumento una funzione semplice.
- *Schema per Blocchi Funzionali*: rappresenta una forma logica costituita da stadi dello strumento rappresentativi di funzioni complesse.

Nel seguito si approfondiranno lo *Schema per Elementi Funzionali* e lo *Schema per Blocchi Funzionali*, risultando essi di maggior interesse per i concetti che si intendono riportare.

Quando si lavora con gli strumenti di misura, è sempre desiderabile realizzare la descrizione delle operazioni e delle prestazioni (indice del grado di perfezione) dello strumento e delle apparecchiature a cui è connesso, in modo generalizzato, senza fare riferimento ad un hardware specifico. Tale operazione è possibile attraverso l'uso degli *Schemi per Elementi Funzionali*.

Infatti, se si esaminano diversi strumenti fisici, ci si accorge che essi sono composti da elementi dagli aspetti simili nei confronti delle funzioni che svolgono. Questo conduce all'idea di rappresentare gli strumenti di misura, in modo generalizzato, formati da un numero limitato di tipologie base di elementi, in accordo con la funzione generalizzata che svolgono. Si mostrerà nel seguito una possibile disposizione degli elementi funzionali all'interno di uno strumento che include tutte le funzioni di base considerate necessarie per la descrizione di qualsiasi strumento.

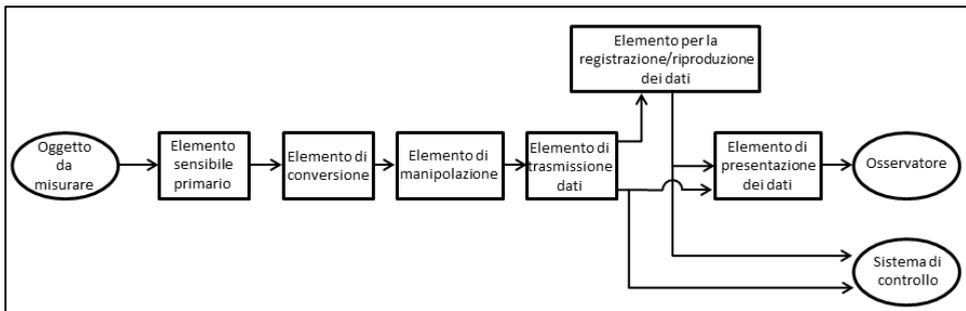


Figura 3.3 – Schema per elementi funzionali

L'elemento sensibile primario è quello che per primo riceve l'energia dall'oggetto della misura e produce un'uscita che dipende dalla quantità misurata. Tale quantità viene definita *misurando*. È importante notare che uno strumento di misura sottrae sempre una parte di energia dal sistema oggetto delle misure. Per questo motivo, la quantità misurata viene sempre disturbata dall'atto della misurazione, e ciò rende una misura perfetta teoricamente impossibile. I buoni strumenti di misura sono progettati per minimizzare questo effetto di carico, che in qualche modo è quasi sempre presente.

In uscita dall'elemento primario sensibile vi è spesso una variabile fisica che è necessario trasformare in una variabile più conveniente che conservi la stessa informazione del segnale originario. A questa funzione è preposto l'elemento di conversione della variabile. C'è da dire che non tutti gli strumenti presentano un elemento di conversione della variabile, mentre viceversa, alcuni ne presentano un numero elevato.

Nell'eseguire il compito che gli è stato assegnato, uno strumento di misura può richiedere che il segnale, rappresentato dalla generica variabile fisica osservata, sia in qualche modo manipolato. Per "manipolazione" si intende specificatamente un cambio del valore numerico in base a regole definite a priori, ma nel contempo una conservazione della natura fisica della variabile. Un esempio può essere rappresentato da un amplificatore elettronico, il quale accetta un segnale in tensione in ingresso e restituisce di nuovo un segnale in tensione, di ampiezza pari a quella dell'ingresso moltiplicato per una costante. L'elemento che svolge tale funzione è chiamato elemento di manipolazione della variabile osservata.

A valle delle operazioni di conversione e manipolazione precedentemente presentate, sorge l'esigenza di trasmettere tale segnale verso il mondo esterno, in modo tale da poter essere visualizzato da un operatore oppure inviato a un sistema di controllo. A tal fine è preposto l'elemento di trasmissione dati. Se l'informazione deve essere visualizzata da un essere umano, allora il segnale viene a sua volta affidato all'elemento di presentazione dati, che ha il compito di rappresentare in maniera chiara e semplice l'informazione, altrimenti viene direttamente inviata al sistema di controllo.

In parallelo agli ultimi due elementi funzionali può essere presente o meno l'elemento di registrazione/riproduzione dei dati che nell'accezione moderna sono rappresentati dai sistemi di digitalizzazione dei segnali elettrici e di immagazzinamento simili a quelli dei normali computer (RAM, hard drive, ecc).

Lo stesso strumento di misura può essere descritto attraverso lo *Schema per Blocchi Funzionali*, riportato nella forma generalizzata nella figura 3.4.

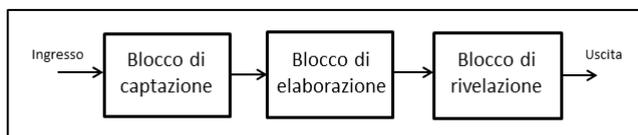


Figura 3.4 – Schema per blocchi funzionali

Il primo stadio dello schema comprende il blocco sensibile o di captazione, che ha lo scopo di evidenziare il segnale in ingresso, convertendolo in maniera tale da rendere possibili le trasformazioni successive. Tale blocco funzionale comprende elementi di captazione di tipo meccanico, elettrico, ottico o chimico.

Il secondo blocco comprende gli elementi manipolatori che possono essere anch'essi meccanici, elettrici, ottici o chimici ed infine il blocco finale, che viene detto di rivelazione è costituito da dispositivi di registrazione, di lettura analogica e/o digitale, elaboratori numerici o stampanti.

Quello che si è detto per lo schema per elementi funzionali vale anche per lo schema a blocchi funzionali: ogni strumento di misura si presta ad essere descritto in modo generalizzato dagli elementi appena descritti.

I sistemi moderni di strumentazione virtuale (*Virtual Instruments*), come quelli utilizzati all'interno della sala prova turbocompressori, utilizzano i computer sia per elaborare che per presentare i dati. Questo impone una modifica alla rappresentazione per blocchi funzionali, in quanto, le operazioni di misura che prima venivano svolte per intero sullo strumento, adesso si trovano suddivise tra lo strumento e il computer. Quindi lo schema viene ad assumere la forma riportata in figura 3.5.

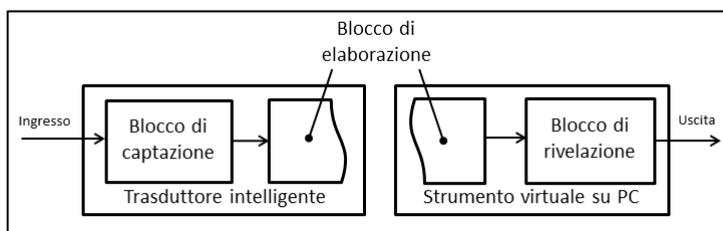


Figura 3.5 – Blocchi funzionali di un sistema di misura attuale

Nell'ultimo caso presentato, il blocco di captazione si arricchisce delle potenzialità di calcolo offerte dal computer, mentre il blocco di elaborazione può presentarsi sia sullo strumento che sull'elaboratore, a differenza del blocco di rivelazione che risiede per intero nella memoria del PC.

A valle di queste note introduttive sui modi di rappresentare gli strumenti di misura, si riporta un esempio applicativo di tali concetti per il caso di uno strumento di misura inerente le attività sperimentali effettuate in sala prova turbocompressori.

Il sensore esaminato è un trasduttore di pressione ad elevata frequenza di acquisizione prodotto dalla Kulite, modello EWCT-312M. Omettendo per intero le caratteristiche tecniche di tale sensore, in quanto saranno oggetto approfondito dei paragrafi successivi, in questo frangente si vuole solo specificare che il trasduttore si basa sull'utilizzo di un ponte di Wheatstone per effettuare la misura. La membrana di interfaccia, che risulta essere l'elemento primario sensibile, viene realizzata utilizzando materiali silicici con processo tecnologico proprietario.

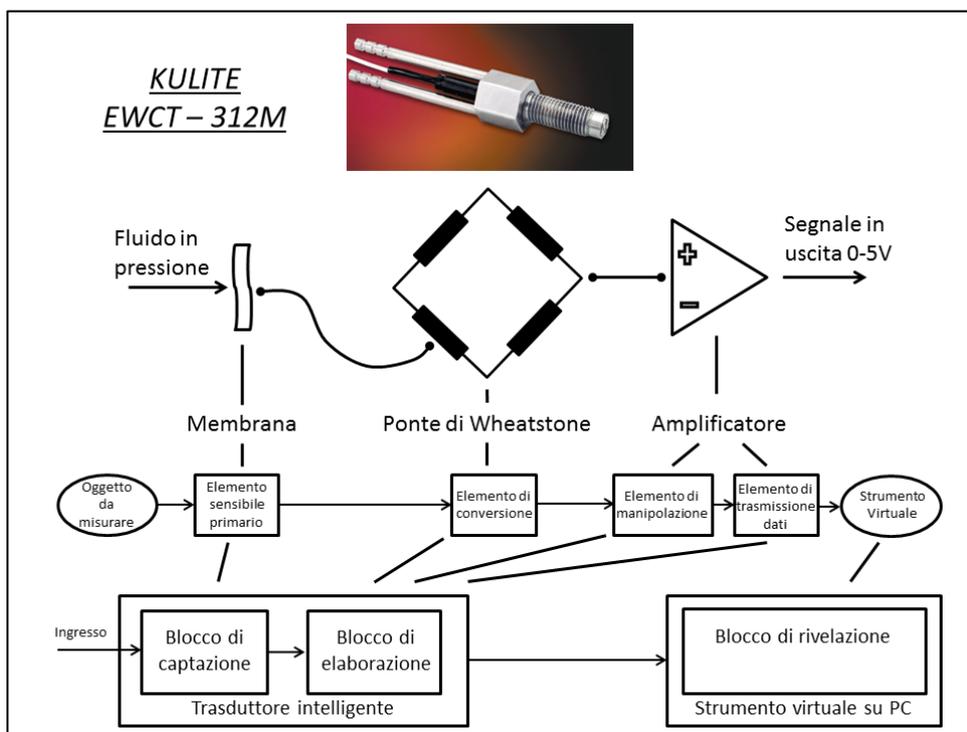


Figura 3.6 – Schema per elementi e per blocchi funzionali del trasduttore KULITE EWCT 312M

Come si evince dalla figura, la membrana, deformandosi sotto l'azione della pressione del fluido varia la resistenza sensibile del ponte di Wheatstone. In questo modo si converte la pressione (grandezza fisica) in una variabile che conserva la stessa informazione della grandezza osservata ma che è più conveniente da manipolare. Per questo motivo il ponte di Wheatstone viene a rappresentare l'elemento funzionale di conversione. Infine l'amplificatore funge

sia da elemento manipolatore, in quanto amplifica il debole segnale proveniente dal ponte, sia da elemento di trasmissione dati per le caratteristiche di bassa impedenza che offre alle strumentazioni connesse successivamente. Come è possibile notare, all'interno dello schema per elementi funzionali, non sono presenti tutti gli elementi mostrati nel caso della trattazione generale: questo a riprova del fatto che la trattazione generale mette a disposizione tutti i possibili elementi per descrivere in modo compiuto gli strumenti di misura, ma ovviamente, questo non implica che gli strumenti di misura comprendano tutti gli elementi funzionali introdotti. Inoltre è possibile verificare che il trasduttore appena analizzato ricade sotto la categoria dei trasduttori "intelligenti", presentando *on-board* sia il blocco di captazione che quello di elaborazione, demandando la funzione di rivelazione agli strumenti virtuali realizzati sui *Personal Computers*.

3.3 Metodologie di misura

I sistemi di misura, in generale, realizzano fra il misurando e la grandezza di riferimento un confronto che può essere di tipo diretto o indiretto. A seconda della metodologia adottata per effettuare la misura, si distinguono in genere i sistemi di misura per azzeramento e i sistemi di misura per deflessione. Esaminando il blocco rivelatore di uno strumento (che può essere rappresentato dall'indice dello strumento su una scala graduata), si può vedere che nella metodologia per azzeramento, esso viene indotto da azioni esterne a rimanere nella posizione iniziale, mentre nella metodologia per deflessione, l'equilibrio viene conseguito in una posizione differente da quella di riposo.

In pratica, il metodo per azzeramento consiste nel mantenere nulla la deflessione dell'indice dello strumento, tramite l'applicazione di una forzante che controbilanci l'effetto della grandezza che si misura. Tale metodo richiede la presenza di un rivelatore di sbilanciamento e di un sistema, manuale o automatico, di ribilanciamento. Viceversa, nel metodo per deflessione, il confronto con la grandezza di riferimento si attua in due momenti separati, quello di taratura e quello di misura. In pratica non avviene un azzeramento ma un bilanciamento automatico fino alla posizione di equilibrio.

Un esempio che può esemplificare la differenza tra le due metodologie di misurazioni è rappresentato dal rilievo del peso di un oggetto. Per tale scopo si possono utilizzare due tipi di bilance: quella a stadera (metodo per azzeramento) oppure quella moderna di tipo digitale che riporta direttamente il peso su un display (metodo per deflessione).

Tutti gli strumenti utilizzati all'interno della sala prova (e in genere quelli moderni) sono di tipo a deflessione in modo da fornire direttamente la misurazione richiesta. C'è da dire però, a riguardo di tali strumenti, che se da un lato offrono una praticità operativa elevata, dall'altro lato sono soggetti alle problematiche di taratura a cui gli strumenti funzionanti per azzeramento sono meno sensibili. Si avrà modo di approfondire tale discorso nel paragrafo inerente l'incertezza di misura degli strumenti utilizzati (paragrafo 3.8).

3.4 Segnali di misura

Una definizione rigorosa di segnale di misura non è immediata. Esempi tratti dalla vita quotidiana sono rappresentati dal segnale acustico prodotto da uno strumento musicale, che dal punto di vista fisico può essere caratterizzato come una variazione della pressione dell'aria (nel tempo e nello spazio) provocata dallo strumento e rilevata dal nostro orecchio; oppure il segnale luminoso emesso da una lampadina di un semaforo, o da un apparecchio televisivo, e così via. Tutti gli esempi precedenti hanno in comune una caratteristica, e cioè il fatto che il segnale esiste in quanto si fa portatore di una informazione che giustifica l'esistenza e l'importanza del segnale stesso. Questa informazione può essere di varia natura e può essere utilizzata per scopi differenti.

Cercando di sintetizzare quello che si è esposto sopra, si può dire che un segnale è una qualunque grandezza fisica variabile, nello spazio e/o nel tempo, cui è associata una informazione. Per esempio l'evoluzione della tensione prodotta mediante una coppia termoelettrica, relativa all'andamento temporale della temperatura in un ambiente, costituisce un segnale.

I segnali vengono classificati, normalmente, in base alla natura, continua o discontinua, dell'informazione che trasportano. Le grandezze fisiche che variano

in modo continuo e che possono fornire un'infinità di valori, in un qualsiasi intervallo considerato, vengono chiamate analogiche. Viceversa, una grandezza che varia per quantità discrete e che fornisce un unico valore in corrispondenza di un dato intervallo, viene definita digitale.

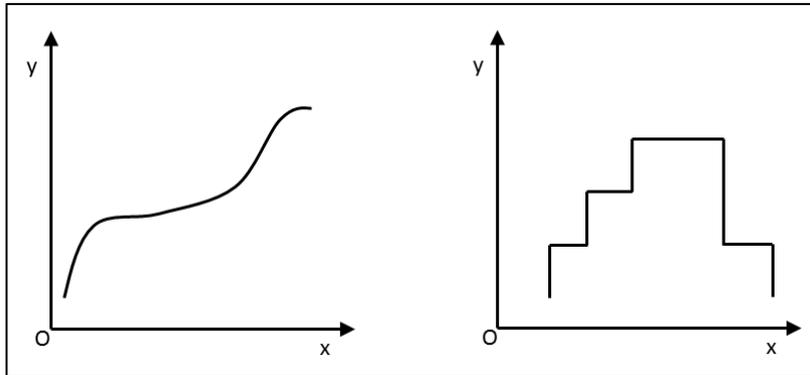


Figura 3.7 – Segnale analogico (sinistra) e digitale (destra)

In genere, come si avrà modo di approfondire nella sezione riguardante le caratteristiche tecniche delle schede di acquisizione utilizzate in sala prova, un segnale digitale è il risultato delle operazioni di campionamento e di quantizzazione.

I segnali di interesse metrologico rappresentano, nella maggior parte dei casi delle grandezze analogiche che variano con continuità nel tempo e/o nello spazio. Essi possono essere caratterizzati da una duplice natura, quella deterministica e quella stocastica.

Un segnale viene definito deterministico se è rappresentabile mediante una relazione analitica in funzione della variabile indipendente, viceversa è stocastico o casuale.

La quasi totalità dei segnali acquisiti all'interno della sala prova turbocompressori sono di tipo analogico. Inoltre essendo tali da essere relazionati analiticamente con la variabile misurata, appartengono alla famiglia dei segnali deterministici.

Un segnale che varia rispetto al tempo viene denominato tempo-variante o semplicemente dinamico. Tale segnale può essere rappresentato su due piani (domini) distinti: quello del tempo e quello della frequenza.

Nel primo piano, si inserisce sull'asse delle ordinate la variabile osservata (tensione, temperatura, portata, ecc.) e sull'asse delle ascisse il tempo.

Nel secondo piano si definiscono due abachi di rappresentazione che, in funzione della frequenza f , riportano i parametri che caratterizzano il segnale: il modulo e la fase. Questi due abachi costituiscono quello che viene denominato spettro del segnale. La rappresentazione del segnale in questa forma è resa possibile dall'impiego di strumenti analitici: lo sviluppo in serie di Fourier e l'operatore di trasformazione di Fourier. Senza scendere nel dettaglio di tali operazioni, è sufficiente ricordare che esse permettono di rappresentare un segnale come una somma di segnali sinusoidali di differenti frequenze e ampiezze.

Segnali che non mostrano variazioni nel tempo vengono definiti statici. Invece se mostrano variazioni talmente piccole e lente, tali da farli assomigliare più a segnali statici che a segnali dinamici, vengono definiti quasi-statici.

Infine, di importante rilievo risultano essere la particolare classe dei segnali dinamici definiti come periodici. Tali segnali hanno la caratteristica di riproporre gli stessi valori ad intervalli di tempo determinati e pari al periodo T . Un esempio classico di segnale periodico è il segnale sinusoidale riportato nella figura seguente, in cui $f(t) = f(t + T)$.

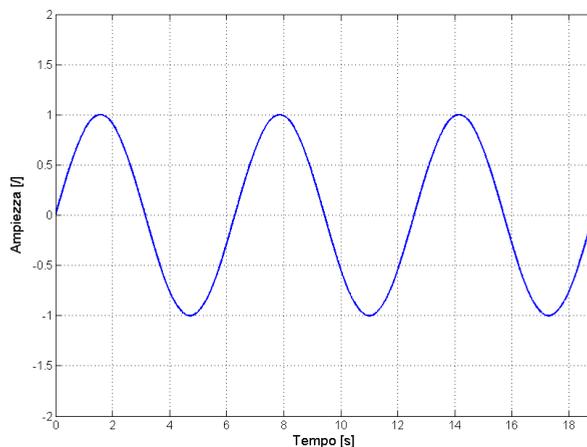


Figura 3.8 – Segnale periodico sinusoidale

3.5 *Trasduttori di misura*

Per trasduttore, nel significato più generale del termine, si intende un elemento della catena metrologica (o di controllo) idoneo a trasferire energia attraverso opportune interfacce di comunicazione. Si possono distinguere trasduttori di ingresso, quali per esempio quelli di deformazione, temperatura, pressione, forza e portata, e trasduttori di uscita (più noti come attuatori) quali per esempio servomotori, motori passo-passo, ecc. Nel seguito ci si occuperà principalmente di trasduttori di ingresso aventi in uscita segnali di tipo elettrico, quest'ultimo destinato agli elementi di una catena metrologica o di controllo. Il sistema di rivelazione, per tali trasduttori, può essere complesso e diversificato, prevedendo anche numerose porte di ingresso/uscita. I trasduttori di ingresso possono essere classificati in numerosi altri modi, a seconda dei riferimenti che possono, via via essere assunti, come il numero di porte di scambio energetico, la natura del misurando, il principio di rivelazione e la configurazione circuitale.

Da un punto di vista strettamente energetico si possono individuare due classi principali: quella dei *trasduttori passivi* e quella dei *trasduttori attivi*.

Un trasduttore passivo (anche noto con il nome di autogeneratore) presenta solo due porte verso l'esterno, quella di ingresso della variabile misurata e quella di uscita. In esso, tutta l'energia che si riscontra in uscita è fornita dal mezzo di misura. Un esempio di trasduttore passivo è rappresentato dalle coppie termoelettriche (o termocoppie) ampiamente utilizzate all'interno della sala prova turbocompressori: esse sfruttano l'effetto Seebeck, per il quale il salto termico fra i giunti di coppie di metalli diversi generano una forza elettromotrice.

Essendo l'energia in gioco fornita esclusivamente dal mezzo di misura, rimane implicito che il livello energetico presente nell'interfaccia d'uscita è limitato e che il segnale, comunemente di basso livello, necessita di opportuna amplificazione.

Un trasduttore di tipo attivo presenta, generalmente, almeno tre porte, una di ingresso, una di uscita e una di attivazione. Molto spesso, attraverso la configurazione circuitale, l'ingresso si limita semplicemente a modulare l'alimentazione. Esistono molteplici esempi di trasduttori attivi: volendo riportare sempre il caso di misurazioni di temperature si fa riferimento alle termoresistenze (RTD), anch'esse ampiamente utilizzate all'interno del rig.

La progettazione delle catene metrologiche attraverso l'utilizzo di trasduttori attivi presenta il vantaggio di poter gestire un segnale dal quantitativo energetico più elevato, e per questo motivo non bisognoso di amplificazione e meno sensibile ai disturbi provenienti dall'ambiente.

Nel seguito, contravvenendo alla definizione di trasduttore, si effettuerà un abuso di linguaggio utilizzando il termine sensore per identificare quello che si è appena definito come trasduttore.

3.6 Sensori di misura presenti in sala prova

Come si è avuto modo di dire in precedenza, le attività sperimentali sono strettamente legate alle operazioni di misura e, in genere, all'interno di laboratori e sale prova è imprescindibile la presenza di strumentazione dedicata alla misura.

L'UNINA Turbocharger Test Rig, presentando al suo interno un articolato layout, dove sono situati sia il MCI che il turbocompressore in prova, ha richiesto l'adozione di numerosi sensori (sia attivi che passivi) per l'implementazione del sistema di misura globale.

In base alle definizioni date nel paragrafo 3.1, si potrebbe definire "ibrido" tale sistema di misura in quanto presenta entrambe le caratteristiche di monitoraggio e di controllo precedentemente enunciate: per esempio, ci sono variabili come la portata massica di gas esausto prodotto dal motore che viene solo monitorata, e variabili come la temperatura dell'acqua di raffreddamento del motore che, oltre a essere monitorata, viene anche controllata.

Essendo il sistema basato sull'utilizzo di *Virtual Instruments* (VI – strumenti virtuali) implementati su personal computer, si è scelto di utilizzare sensori di misura che possono essere definiti "intelligenti". Utilizzando una schematizzazione per blocchi funzionali, si può affermare che la maggioranza dei sensori utilizzati presentano *on-board* sia il blocco di captazione che quello di elaborazione, relegando al computer la funzione di blocco di rivelazione, o dove necessario, di ulteriore elaborazione del segnale.

Ignorando, per la maggior parte dei trasduttori attivi utilizzati, la circuiteria elettronica all'interno e immaginandoli come una *black-box*, si può dire che tutti

i sensori presenti in sala operano secondo la metodologia di misura per deflessione, presentando all'uscita un segnale in diretta correlazione con la variabile fisica osservata.

I segnali raccolti dalla quasi totalità dei sensori di misura risultano essere di tipo analogico e quindi in grado, teoricamente, di fornire un'infinità di valori in un range stabilito. Come si vedrà nel seguito, solo il sensore di velocità di rotazione del turbocompressore presenta all'uscita un segnale di tipo digitale.

Per quanto riguarda la tipologia di trasduttore, anche qui si può vedere una configurazione mista, per la presenza sia di trasduttori attivi che di trasduttori passivi. Per esempio i sensori di pressione utilizzati sono tutti attivi mentre le termocoppie si configurano tra i trasduttori passivi.

Dall'analisi del layout e per gli scopi che si vogliono raggiungere all'interno della sala prove, si può stilare un elenco delle misurazioni necessarie. Ovviamente tale attività di enumerazione è stata realizzata già nella fase progettuale del rig, insieme alla scelta dei trasduttori più idonei alla realizzazione delle misure volute.

All'interno del sistema di misura realizzato sono stati scelti e utilizzati prevalentemente trasduttori di temperatura e di pressione che rispettassero stringenti standard di prestazioni. Si riporta di seguito una tabella riassuntiva dei diversi sensori utilizzati, unitamente alla variabile fisica misurata e al marchio del produttore.

Altre grandezze misurate, quali la velocità di rotazione e la coppia prodotta dal motore a combustione interna provengono da strumenti di misura che non si è scelto direttamente, in quanto sono parte dell'equipaggiamento del freno a correnti parassite. La coppia del MCI viene misurata, secondo la classica configurazione dei freni dinamometrici, attraverso l'utilizzo di una cella di carico, mentre la velocità di rotazione attraverso una ruota fonica calettata direttamente sull'albero principale del freno.

Ad ogni modo, sia la cella di carico che il sensore di velocità che equipaggiano la macchina elettrica rispettano appieno le richieste di precisione della sala prova.

Si procederà di seguito ad illustrare brevemente, per ogni sensore, le modalità di funzionamento nonché i segnali elettrici prodotti in uscita, potendo essere, questi ultimi, sia in tensione che in corrente. Si mostreranno poi i *datasheet* contenenti tutte le specifiche tecniche utili per la comprensione del

campo di applicazione di ogni singolo sensore nonché della precisione realizzata durante l'operazione di misura.

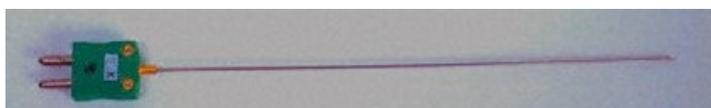
Tale ultimo dato risulta essere di fondamentale importanza, già nella fase progettuale del sistema di misura. Infatti, come si vedrà successivamente, utilizzando tale informazione si potrà effettuare il calcolo dell'incertezza di misura relativa al singolo sensore e per l'intera catena metrologica in cui è inserito.

<i>Variabile osservata</i>	<i>Posizionamento</i>	<i>Tipologia</i>	<i>Produttore</i>	
<i>Temperatura</i>	Collettore aspirazione MCI	Termocoppia	Italcoppie	
	Scambiatore IN	Termocoppia	Italcoppie	
	Scambiatore OUT	Termocoppia	Italcoppie	
	Liquido Raffreddamento MCI OUT	Termocoppia	Italcoppie	
	Olio lubrificazione MCI	Termocoppia	Italcoppie	
	Compressore IN	Termocoppia	Italcoppie	
	Compressore OUT	Termocoppia	Italcoppie	
	Turbina IN	Termocoppia	Italcoppie	
	Turbina OUT	Termocoppia	Italcoppie	
	Compressore IN	RTD	Italcoppie	
	Compressore OUT	RTD	Italcoppie	
	<i>Portata Massica</i>	Compressore	3095MFA Pak-Lok	Rosemount
		Turbina	3095MFA Pak-Lok	Rosemount
	<i>Pressione</i>	Collettore Scarico MCI	PTX1000	Druck
Collettore Aspirazione MCI		PTX1000	Druck	
Circuito lubrificazione turbocompressore		PTDVB25	Parker	
Compressore IN		PTX1400	Druck	
Compressore OUT		PTX1000	Druck	
Turbina IN		PTX1000	Druck	
Turbina OUT		PTX1000	Druck	
Compressore IN		WCT-312M	Kulite	
Compressore OUT		WCT-312M	Kulite	
<i>Velocità di rotazione</i>	Turbocompressore	RPM Transducer	Garrett	

Tabella 3.1 – Trasduttori utilizzati nella sala prova turbocompressori

Termocoppie e Termoresistenze

Le termocoppie utilizzate per le misure di temperatura sono prodotte dalla Italcoppie e vengono fornite insieme al loro certificato di taratura, realizzato dalla stessa casa produttrice. Come è noto, le tipologie di termocoppie prodotte sono numerose e sono caratterizzate, oltre che dai differenti metalli che formano la coppia, anche da differenti campi applicativi e prestazionali. Si ricorda che i diversi tipi di termocoppie si distinguono in base ad una sigla letterale abbinata ad uno specifico colore delle guaine dei conduttori. In particolare, le termocoppie disponibili commercialmente sono quelle di tipo K, J, T, E, N, U, B, R, S e i colori utilizzati per differenziarle sono unificati e riportati di seguito.



Tipo di termocoppie							
	ANSI MC 96.1	Internazionale IEC 584-3	Internazionale IEC 584-3 Sic. intrinseca	BS 1843	DIN 43710	JIS C16 0-1981	NFE-18001
J Ni-Cu-Ni							
K Ni-Cr Ni-Al							
T Cu Cu-Ni							
E Ni-Cr Cu-Ni							
N Ni-Cr-Si Ni-Si-Mg							
R Pt 13% Rh Pt							
S Pt 10% Rh Pt							
U Cu Cu-Ni							
B Pt 30% Rh Pt 6% Rh							

Figura 3.9 – Colori identificativi delle termocoppie per le diverse normative internazionali

Quelle utilizzate in sala prova turbocompressori sono di tipo K, caratterizzate quindi dalla classica colorazione bianco/verde dei conduttori con la guaina esterna in colore verde, in accordo con la figura riportata precedentemente. Tali sensori sono composti dalla coppia metallica Chromel-Alumel e presentano un campo applicativo che va da 73.15K a 1573.15K con un errore di misura pari a $\pm 1.5K$ tra 273.15K e 623.15K e $\pm 0.75\%$ tra 623.15 K e 1533.15K ed una sensibilità massima di circa $50\mu V/K$ variabile lungo il range operativo. Come si è già potuto dire in precedenza, il funzionamento è basato sul noto principio Seebeck per il quale coppie di metalli differenti producono forze elettromotrici tra giunto caldo e giunto freddo quando sono sottoposte ad una differenza di temperatura tra i giunti. Per giunto caldo si intende la connessione in un punto della coppia di metalli costituente la termocoppia. Tale connessione è l'elemento primario sensibile del trasduttore. Il giunto freddo invece è rappresentato dalle estremità libere dei due conduttori. Il segnale in uscita, prelevato dal giunto freddo, è di tipo analogico e la caratteristica dello stesso è altamente non lineare.

Per questo motivo, l'elemento funzionale di manipolazione (si veda par. 3.2) oltre ad essere progettato ad hoc, viene in genere implementato direttamente nel sistema di acquisizione/presentazione dei dati, onde preservare la semplicità del trasduttore, che si ricorda essere di tipo passivo. All'interno del blocco di conversione viene poi implementato anche il sistema di compensazione della temperatura del giunto freddo che si trova a temperatura ambiente.

Le termoresistenze (o *RTD*) utilizzate sono prodotte anch'esse dalla Italcoppie. Il modello utilizzato è standard ed è denominato PT100, dove il numero della sigla sta ad indicare la resistenza R_0 in Ohm quando il sensore è alla temperatura di 273.15K. Esistono altri tipi di termoresistenze tra cui, la più nota PT1000 con identica interpretazione della sigla. Tale tipo di trasduttore presenta una accuratezza maggiore, pari a massimo 0.25% della lettura, ma un campo di utilizzo decisamente più ristretto rispetto alle termocoppie, variabile tra 223.15K e 773.15K.

Il loro funzionamento è basato sulla variazione della resistenza elettrica in funzione della temperatura secondo la relazione che si riporta di seguito:

$$R = R_0(1 + a_1T + a_2T^2 + \dots + a_nT^n) \quad 3.1$$



Figura 3.10 – Termoresistenze tipo PT100

Il numero di termini necessari dipende dal materiale, dall'accuratezza richiesta e dal campo di temperature da coprire. Il platino, il nickel e il rame sono tra i materiali più comunemente impiegati e generalmente richiedono, rispettivamente, due, tre e ancora tre delle costanti "a" per una rappresentazione molto accurata. Molto spesso, se il campo operativo indagato è ristretto, può bastare la sola costante a_1 dato che si può ottenere in questo modo una linearità soddisfacente.

Le termoresistenze, in virtù della loro maggiore accuratezza, sono state montate in prossimità dell'ingresso e dell'uscita della ruota del compressore in prova per far sì che il calcolo a posteriori delle prestazioni della macchina sia più preciso ed aderente alla realtà.

Si ricorda infine che tale trasduttore è di tipo attivo essendo alimentato dall'esterno e il metodo di misura è di tipo a deflessione, riportando in uscita un segnale in tensione di tipo deterministico.

Portata massica

Il rilievo delle portate massiche elaborate dalla turbina e dal compressore viene effettuato con strumenti di misura prodotti dalla Rosemount Inc. che si basano sul principio della misura del Delta P (Pressione Totale-Pressione Statica). Il trasduttore utilizzato si compone di un trasmettitore siglato 3095MFA, deputato alla conversione e trasmissione del segnale elettrico relativo alla portata massica misurata. Tale elemento, essendo anch'esso un trasduttore

intelligente, è dotato all'interno di un'elettronica che lo rende estremamente flessibile. Infatti attraverso il protocollo HART, si può dialogare con tale elettronica e settare i parametri di funzionamento del sensore, quali per esempio il diametro del condotto in cui opera, permettendogli di funzionare in ampi range operativi, mantenendo costanti le prestazioni dichiarate dalla casa. Basti pensare che quello utilizzato in sala prova è stato tarato per una portata massica di 0-900 kg/h, ma, attraverso una riconfigurazione dei parametri, può funzionare fino ad un range massimo di 0-5000 kg/h.

Il trasmettitore è poi accoppiato, attraverso il sistema proprietario Pak-Lok, all'elemento primario sensibile denominato Annubar, che rileva la differenza tra la pressione statica e quella totale del flusso. Oltre all'Annubar, sono presenti anche termoresistenze PT100 in modo da poter definire completamente lo stato termodinamico del flusso, permettendo al trasmettitore 3095MFA di poter calcolare, in funzione dei dati geometrici inseriti, la portata massica all'interno del condotto.



Figura 3.11 - Installazione in sala del 3095MFA e raffigurazione del suo elemento primario sensibile

3095MFA SPECIFICATIONS

3095MFA Performance Specifications

System Reference Accuracy
±0.95% (8:1 turndown) of mass flow rate accuracy

Repeatability
±0.1%

Line Sizes

- Sensor Size 1: 2-in. to 8-in. (50 to 200 mm)
- Sensor Size 2: 6-in. to 96-in. (150 to 2400 mm)
- Sensor Size 3: 12-in. to 96-in. (300 to 2400 mm)

NOTE
Some mounting types are not available in larger line sizes.

Table A-8. Reynolds Number and Probe Width

Sensor Size	Minimum Rod Reynolds Number (R_d)	Probe Width (d) (inches)
1	6500	0.590-in. (14.99 mm)
2	12500	1.060-in. (26.92 mm)
3	25000	1.935-in. (49.15 mm)

Where

$$R_d = \frac{d \times v \times \rho}{\mu}$$

d = Probe width (feet)
 v = Velocity of fluid (ft/sec)
 ρ = Density of fluid (lbm/ft³)
 μ = Viscosity of the fluid (lbm/ft-sec)

Output

Two-wire 4–20 mA, user-selectable for DP, AP, GP, PT, mass flow, or totalized flow. Digital HART protocol superimposed on 4–20 mA signal, available to any host that conforms to the HART protocol

Performance Statement Assumptions

- Measured pipe I.D.
- Electronics are trimmed for optimum flow accuracy.
- Performance dependent on application parameters.

Sizing

Contact an Emerson Process Management sales representative for assistance. A "Configuration Data Sheet" is required prior to order for application verification.

Optional Performance Class Specification

Ultra for Flow (Code U3): up to 0.95% mass flow rate accuracy, 10:1 turndown, 10-year stability, limited 12-year warranty

3095MFA Functional Specifications

Annubar Sensor Surface Finish

The front surface of the Annubar primary is textured for high Reynolds number applications (typically gas and steam). The surface texture creates a more turbulent boundary layer on the front surface of the sensor. The increased turbulence produces a more predictable and repeatable separation of flow at the edge of the sensor. The appropriate surface finish will be determined for each application by the Emerson Process Management sizing program, Instrument Toolkit software.

Service

- Liquid
- Gas
- Steam

Power Supply

4–20 mA option

- External power supply required. Standard transmitter (4–20 mA) operates on 11 to 55 Vdc with no load

Process Temperature Limits

Direct Mount Transmitter

- 500 °F (260 °C)
- 750 °F (398 °C) when used with a direct mount, high temperature 5-valve manifold (Transmitter Connection Platform code 6)
- 400 °F (205 °C) when top mounted in steam service

Remote Mount Transmitter

- 1250 °F (677 °C) – Alloy C-276 Sensor Material (For superheated steam applications above 1000 °F (538 °C), it is recommended that the Rosemount 585 with Alloy 800H sensor material is used.)
- 850 °F (454 °C) – Stainless Steel Sensor Material

Transmitter Temperature Limits

- Ambient
- –40 to 185 °F (–40 to 85 °C)
- With Integral Display: –4 to 175 °F (–20 to 80 °C)

Storage

- –50 to 230 °F (–46 to 110 °C)
- With Integral Display: –40 to 185 °F (–40 to 85 °C)

Pressure Limits

Direct Mount Transmitter

- Up to 600# ANSI (1440 psig at 100 °F (99 bar at 38 °C))
- Integral temperature measurement is not available with Flanged mounting type greater than class 600

Remote Mount Transmitter⁽¹⁾

- Up to 2500# ANSI (6000 psig at 100 °F (416 bar at 38 °C))

(1) Maximum allowable pressure will be limited by the transmitter pressure limit of 3626 psi.

Pressione

Le esigenze, per quanto riguarda la misura di pressione, sono state duplici. La prima operazione che si è effettuata è stata quella di analizzare, nei punti di interesse, se la variabile osservata era di tipo statico o tempo-variante. Si è stabilito poi, per una questione tecnico/economica, quali variabili, tra quelle tempo-varianti, acquisire con un trasduttore “veloce”. Per esempio, è noto che nei collettori di aspirazione di un MCI sussistono fenomeni ondosi di pressione che si muovono alla velocità del suono: volendo osservare tali fenomeni, non si potrebbe prescindere dall’utilizzo di un sensore “veloce” per l’acquisizione. Al contrario, se non si è interessati al fenomeno ondoso ma semplicemente alla pressione mediata nel tempo, si può scegliere di utilizzare un sensore dalle caratteristiche dinamiche che tendano al “quasi-statico” lasciando allo stesso sensore la funzione di filtro passa-basso, risparmiando in termini di *data throughput* (quantità di dati da elaborare) e non ultimo in termini monetari. L’esempio che si è appena riportato rispecchia appieno la metodologia utilizzata all’interno del rig.

I sensori utilizzati per il rilievo delle pressioni sono i collaudatissimi e robusti GE Druck PTX1000 e PTX1400 per le variabili quasi-statiche e il Kulite WCT-312M per i segnali tempo-varianti.

Come si evince dalla tabella 3.1 riportata precedentemente, sono stati utilizzati i sensori Kulite solo per le pressioni all’ingresso e all’uscita del compressore in prova. Una recente riprogettazione del sistema di misura prevede l’utilizzo dei sensori Kulite, nella versione EWCT-312M (con uscita amplificata) anche all’ingresso e all’uscita della turbina, nonché sui collettori di scarico del MCI, in modo da poter studiare la propagazione ondosa di pressione nel condotto di collegamento tra i collettori di scarico e l’ingresso in turbina.

Come è possibile evincere dai datasheet riportati di seguito, tutti e tre i trasduttori sono di tipo attivo, presentando in uscita un segnale analogico, in corrente con classico range di 4-20 mA per i Druck, in tensione con range 0-100mV per il Kulite.

Entrambi i sensori mostrano prestazioni elevate con livelli di *accuracy* idonee per la ricerca sperimentale. Addirittura il trasduttore Kulite, essendo refrigerato è idoneo per applicazioni termicamente gravose, e presenta una frequenza propria naturale f_n di 380 kHz. Questo lo rende idoneo per misurazioni

di pressione fino a frequenze di 76kHz, pari a $f_n/5$, come consigliato dalla stessa casa costruttrice.



PTX 1000

Low cost OEM,
fully customer configurable

Features	<ul style="list-style-type: none"> • High performance, low cost • Ranges from 70 mbar to 700 bar • Flexible mechanical construction • Accuracy up to 0.15% FS • Performance tailoring
Pressure Range	70 mbar to 700 bar g, sg, abs
Overpressure	2 x FS
Media Compatibility	316 L stainless steel/Hastelloy C276
Output	4 to 20 mA (2 wire)
Accuracy	±0.2% FS BSL ±0.15% FS BSL optional
Temperature Range: Operating Range Compensated Range	-40 to 90°C -20 to 80°C
Temperature Effects	±3% FS TEB
Supply Voltage	9 to 30 Vdc
Pressure Connection	Customer selectable
Electrical Connection	Customer selectable
Certification	CE marked Intrinsically safe
Body Diameter	17.5 to 30 mm

Figura 3.13 – Datasheet del sensore Druck PTX1000

PTX/PMP 1400 Specifications

Pressure Measurement

Operating Pressure Ranges

- 0, to 1.5, 3.75, 6, 9, 15, 24, 37.5, 60, 90, 160, 240, 375, 600, 900 psi (0 to 100, 250, 400, 600 mbar, 1, 1.6, 2.5, 4, 6, 10, 16, 25, 40, 60 bar) gauge and absolute
- 0 to 1500, 2400, 3750, 6000, 9000, psi (0 to 100, 160, 250, 400, 600 bar) sealed gauge and absolute
- Barometric
 - 12 to 18 psia (800 to 1200 mbar); PTX 1400 only
 - -15 to 24 psig (-1 to 1.6 bar); compound
 - -15 to 37.5 psig (-1 to 2.5 bar); compound
 - -15 to 60 psig (-1 to 4 bar); compound

Overpressure

The rated pressure range can be exceeded by the following without degrading performance:

- 4 x FS for ranges up to 15 psi (1 bar)
- 2 x FS (2700 psi/180 bar maximum) for ranges 15 to 1500 psi (1 to 100 bar)
- 2 x FS (13,500 psi/900 bar maximum) for ranges 2400 to 9000 psi (160 to 600 bar)

Containment

- 6 x FS for ranges up to 15 psi (1 bar)
- 3 x FS for ranges up to 1500 up to 2700 psi (100 bar to 180 bar) max
- 20,000 psi (1400 bar) max above 1500 psi (100 bar).

Pressure Media

Fluids compatible with a fully welded assembly of:

- 316L stainless steel for ranges 3.75 psi (250 mbar) and below
- 316L stainless steel and Hastelloy C276 for all other ranges

Supply Voltage

PMP 1400: 9 to 30 VDC

PTX 1400: 9 to 28 VDC

Minimum supply voltage that must appear across transmitter terminals is 9V and is given by

$$V_{min} = V_s - (0.02 \times RL)$$

Where V_s = supply volts

RL = total loop Ohms

Supply voltage reversal—units will withstand reversed polarity without damage.

Output Voltage

PMP 1400: 0 to 5V - calibrated between 5 to 100% full scale (FS) (three-wire pedestal configuration)

PTX 1400: 4 to 20mA (two-wire configuration)

Load Impedance (PMP version)

Greater than 100 k ohms for quoted performance

Performance

Accuracy

Combined non-linearity, hysteresis and repeatability: $\pm 0.15\%$ typical, $\pm 0.25\%$ maximum best straight line (BSL) definition

Zero Offset and Span Setting

Factory set to 0.5% FS, then $\pm 5\%$ site adjustable by sealed, non-interacting potentiometers

Long Term Stability

0.2% FS range per annum typical

Operating Temperature Range

-4°F to 176°F (-20°C to 80°C)

Temperature Effects

- Total error band (TEB) 1.5% FS typical, 2% FS maximum, -4°F to 176°F (-20°C to 80°C)
- For ranges below 6 psi (400 mbar) values increase pro-rata with calibrated span

Physical

Pressure Connection

G 1/4 female

Electrical Connection

DIN 43650 plug supplied with mating socket

Weight

0.4 lb (200 g) nominal

Ingress Protection

Sealed to IP65

CE marking

CE marked for use in potentially explosive atmospheres, pressure equipment directive and electromagnetic compatibility

Figura 3.14 – Datasheet del sensore Druck PTX1400

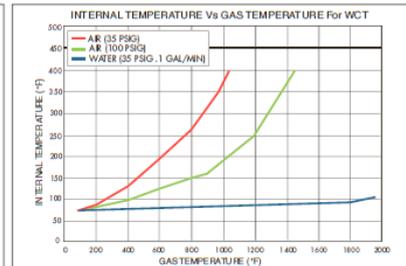
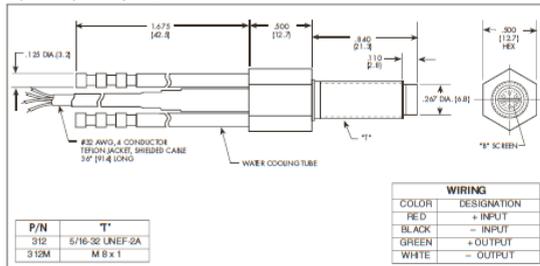


WATER/AIR COOLED IS® TRANSDUCER

WCT-312M

- High Signal to Noise Ratio
- Patented Leadless Technology
- No Charge Amp Required
- No Special Cable Required
- Superior Thermal Protection
- Both Dynamic and Static Pressure Capabilities
- Extreme Temperature Capabilities Such As Required In Exhaust Systems

Kulite introduces a new small and compact Water Cooled Pressure Transducer for both dynamic and static pressure measurements in extreme temperature environments such as automotive and turbine exhaust systems. The WCT-312M combines Kulite's patented Low Cost Leadless Silicon Technology and a Miniature Water Cooled Jacket to provide pressure measurement capabilities previously unavailable.



INPUT						
Pressure Range	1.7	7	17	35	70	210 BAR
	25	100	250	500	1000	3000 PSI
Operational Mode	Absolute, Sealed Gage					
Over Pressure	2 Times Rated Pressure					
Burst Pressure	3 Times Rated Pressure					
Pressure Media	Compatible With Exhaust Gases and Fluids and Any Media Compatible With SiO ₂ And 15-5 PH Stainless Steel					
Rated Electrical Excitation	10 VDC/AC					
Maximum Electrical Excitation	15 VDC/AC					
Input Impedance	1000 Ohms (Min.)					
OUTPUT						
Output Impedance	1000 Ohms (Nom.)					
Full Scale Output (FSO)	100 mV (Nom.)					
Residual Unbalance	± 25mV (Typ.)					
Combined Non-Linearity, Hysteresis and Repeatability	± 0.1% FSO BFSL (Typ.) ± 0.5% FSO (Max.)					
Resolution	Infinitesimal					
Natural Frequency (KHz) (Typ)	240	380	550	700	1000	1650
Insulation Resistance	100 Megohm (Min.) @ 50 VDC					
ENVIRONMENTAL						
Water Flow Rate	.15 Gal/Min (Typ.)					
Operating Temperature Range	75° F to 1300° F (24° C to 704° C)					
Steady Acceleration	10,000g. (Max.)					
Linear Vibration	10-2,000 Hz Sine, 100g. (Max.)					
PHYSICAL						
Electrical Connection	4 Conductor 32 AWG Teflon Shielded Cable 36" Long					
Weight	50 Grams (Approx.) Excluding Cable					
Sensing Principle	Fully Active Four Arm Wheatstone Bridge Isolated Silicon on Silicon Patented Leadless Technology					
Mounting Torque	80-120 Inch-Pounds (Max.)					

Note: Custom pressure ranges, accuracies and mechanical configurations available. Dimensions are in inches. Dimensions in parenthesis are in millimeters. Continuous development and refinement of our products may result in specification changes without notice - all dimensions nominal. (N)

YorkInstrument <http://www.yorkinstrument.com> Beijing, 0086-10-51688884 fax: 0086-10-68454556 Shanghai, 0086-21-62809809 fax: 0086-21-62806262

Figura 3.15 – Datasheet del sensore Kulite WCT-312M

Come si è detto precedentemente, il sensore Kulite WCT-312M, a differenza del suo successore EWCT-312M con uscita amplificata, presenta un segnale in uscita nel range 0-100mV. E' ben evidente che un segnale di ampiezza così piccola, immerso in un ambiente con innumerevoli fonti di campi elettromagnetici, trasportato su connessioni di lunghezza non trascurabile, possa arrivare alle schede di acquisizione molto deteriorato. Per tale motivo si è resa necessaria la realizzazione di un circuito amplificatore ad hoc attraverso l'utilizzo di un amplificatore operazionale da strumentazione e due identici filtri passa-basso di tipo Sallen-Key. Con l'utilizzo dell'amplificatore da strumentazione si è amplificato il segnale di 50 volte in modo da ottenere in uscita un segnale 0-5V. Ponendo l'amplificatore giusto a valle del sensore, si è fatto in modo da rendere il segnale decisamente più robusto ai disturbi esterni. I due filtri realizzati sono collegati in serie e realizzano un'attenuazione pari a -40dB/decade ad una frequenza di taglio F_c di poco superiore ai 100Hz. Tale frequenza è stata scelta in funzione dei fenomeni che si analizzeranno (quali per esempio il surge) in modo da eliminare i disturbi ad alta frequenza e non inficiare la risposta dinamica nella finestra di frequenze di interesse che ha come limite proprio i 100Hz. Si riporta di seguito lo schema elettrico del circuito di base di un filtro Sallen-Key e del circuito amplificatore realizzato, con annesso diagramma di Bode, simulato attraverso l'utilizzo di un software open source.

La frequenza di taglio F_c per ogni singolo filtro si può calcolare con la relazione seguente:

$$F_c = \frac{1}{2\pi\sqrt{C1 \cdot C2 \cdot R1 \cdot R2}} \text{ [Hz]} \quad 3.2$$

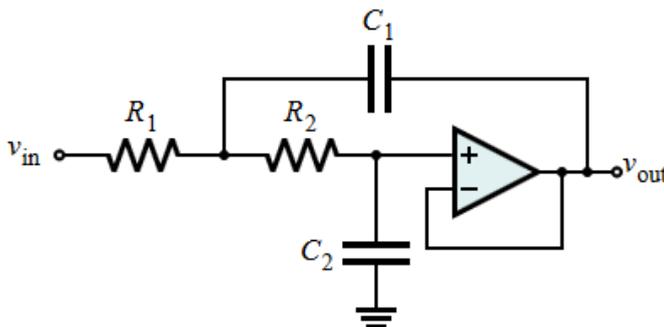


Figura 3.16 – Schema base di un filtro Sallen-Key

Operando nel dominio della variabile complessa (o della frequenza), la funzione di trasferimento per il singolo filtro è del tipo:

$$G(s) = \frac{1}{1 + C2(R1 + R2)s + (C1 \cdot C2 \cdot R1 \cdot R2)s^2} \quad 3.3$$

che può risultare utile per il calcolo del diagramma di Bode dei due filtri in serie.

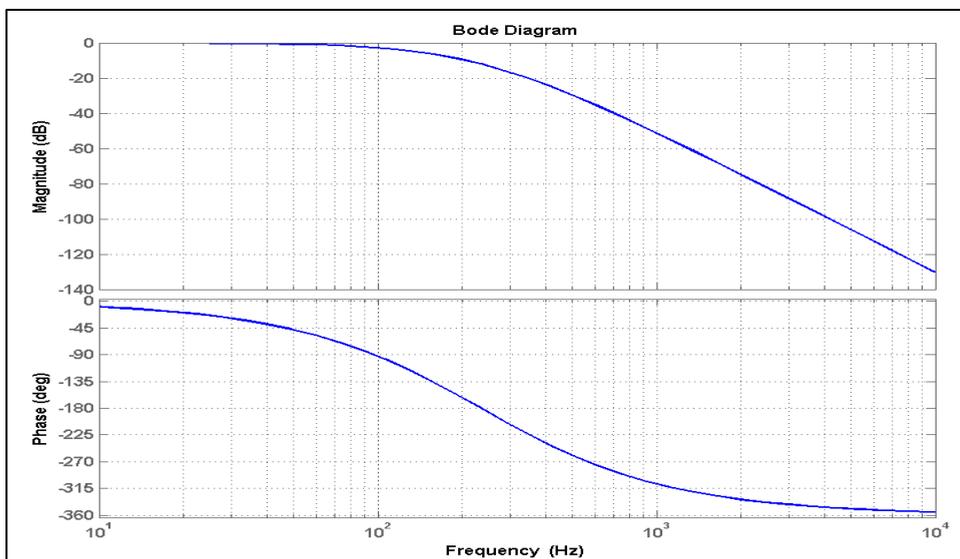
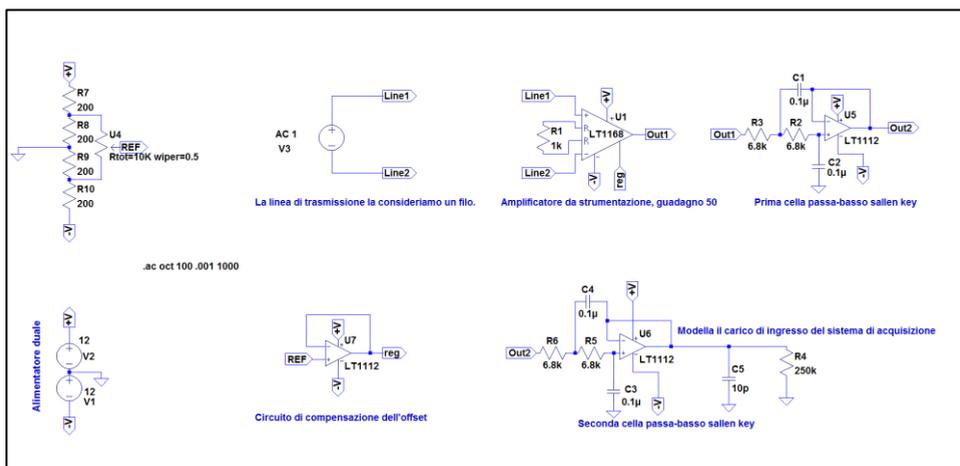


Figura 3.17 – Circuito realizzato e diagramma di Bode relativo ai due filtri in cascata

Velocità di rotazione del turbocompressore

Il trasduttore di velocità di rotazione del turbocompressore utilizzato è prodotto dalla Garrett, azienda leader nella produzione di turbocompressori. L'elemento primario sensibile sfrutta l'effetto Hall per rilevare il passaggio delle pale e quindi calcolare la velocità di rotazione. Tale modalità operativa, obbliga (come visto nel capitolo precedente) ad effettuare delicate lavorazioni meccaniche sulla voluta di scarico della macchina, dato che, per il corretto funzionamento, il sensore deve risultare molto vicino alle pale in rotazione. All'uscita dell'elemento primario sensibile vi è un segnale che in teoria dovrebbe essere ad onda quadra TTL (*Transistor-Transistor Logic*), della frequenza f pari a:

$$f = \frac{\text{turbo} - \text{rpm}}{60} \cdot n \quad [\text{Hz}] \quad 3.4$$

Successivamente, l'elettronica interna, e quindi il blocco funzionale di manipolazione, restituisce lo stesso tipo di segnale ma con frequenza pari ad 1/8 rispetto a quella prodotta dall'elemento primario sensibile. Quindi al *Virtual Instrument* arriva un segnale ad onda quadra della frequenza f_{vi} .

$$f_{vi} = \frac{f}{8} = \frac{\text{turbo} - \text{rpm}}{480} \cdot n \quad [\text{Hz}] \quad 3.5$$

Per rendere fruibile all'operatore il dato misurato, all'interno del VI dev'essere implementato un ulteriore blocco funzionale di manipolazione per fornire di nuovo il valore in *rpm*. Per il corretto settaggio dello strumento, bisogna conoscere e impostare a priori il numero totale n di pale del compressore.

Per esempio, per un compressore avente 12 pale, si utilizzerà la relazione seguente all'interno del VI per ricavare la velocità di rotazione:

$$\text{turbo rpm} = \frac{480 \cdot f_{vi}}{n} = \frac{480 \cdot f_{vi}}{12} = 40 \cdot f_{vi} \quad [\text{rpm}] \quad 3.6$$

E' facile verificare che per un compressore con 12 pale, che ruoti a velocità massime di 200'000 rpm, la f è 40kHz mentre la f_{vi} è pari a 5kHz.

Tra i sensori presenti in sala prova, quest'ultimo appena analizzato è l'unico ad essere di tipo digitale e la casa costruttrice assicura per esso una *accuracy* sulla lettura di ± 200 rpm. A corredo del kit vi è la presenza del classico indicatore

ad orologio che può essere utilizzato per confronto e validazione della misura visualizzata all'interno del *Virtual Instrument*.



Figura 3.18 – Garrett Street Kit Speed Sensor

3.7 L'hardware per l'acquisizione dati

L'intera sala prova si basa sull'utilizzo di sistemi per la misura, l'acquisizione dei dati e il controllo che prevedono l'ausilio del computer. Quindi, come si è detto in precedenza, si è fatto in modo che i *Virtual Instruments* prendessero il posto degli strumenti tradizionali, con gli ovvi vantaggi in termini di flessibilità e produttività che tale scelta comporta.

Come si è avuto modo di vedere, la maggioranza dei trasduttori presenti in sala forniscono in uscita un segnale analogico, contenente l'informazione relativa alla variabile fisica osservata.

Affinché tale informazione possa essere gestita da un computer, bisogna fare in modo che il segnale prodotto dai trasduttori sia convertito in un

“linguaggio” tale da essere compreso dall’elaboratore. Lo stesso discorso si ripropone nel caso in cui è il computer a dover “dialogare” con il mondo esterno.

Come è noto, i computer si basano interamente sull’elettronica digitale utilizzando come informazione elementare il *bit* (*binary digit*) che prevede solamente la rappresentazione di due stati: 0 o 1. Se, per esempio, il sistema digitale è basato su un’elettronica di tipo *TTL* (la prima elettronica digitale per circuiti integrati ad essere diffusa su scala globale), lo stato 1 sarà rappresentato da un segnale a 5 Volt mentre lo 0 da uno a 0 Volt.

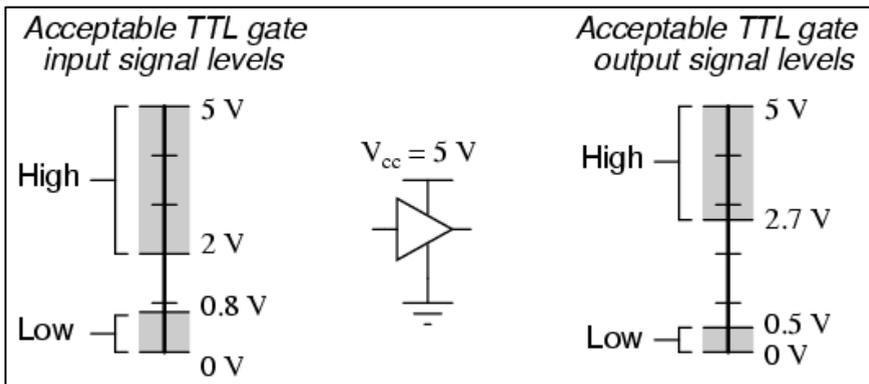


Figura 3.19 – Elettronica TTL

Risulta ben evidente che tale modalità di gestione/rappresentazione dell’informazione, basata solamente su due stati possibili, ben poco si sposa con le caratteristiche intrinseche di un segnale analogico, che per definizione può assumere un’infinità di valori in un determinato range.

Per questo motivo, un segnale analogico variabile nel tempo, prima di essere inviato ad un sistema digitale, deve subire un processo di conversione che lo renda discreto sia nel tempo che nei valori assunti ad ogni istante temporale (si veda Figura 3.7).

A tal fine si effettuano i ben noti processi di campionamento e quantizzazione del segnale attraverso l’utilizzo di opportuna strumentazione quale per esempio i convertitori Analogico/Digitale (A/D).

Si può esporre la procedura di campionamento in modo semplificato, senza addentrarsi nelle articolate dimostrazioni matematiche che ci sono alla base, rappresentandola come il prodotto tra un segnale analogico $y=y(t)$ e un treno di impulsi di Dirac $d=d(t)$, effettuati ad un intervallo di tempo T_c costante,

denominato tempo di campionamento. L'inverso di tale parametro viene definito frequenza di campionamento $f_c=1/T_c$.

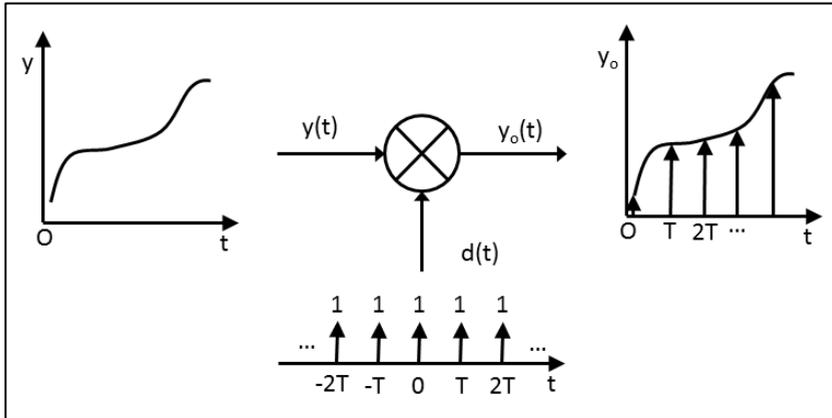


Figura 3.20 – Operazione di campionamento con costante di tempo T

Quello che si ottiene dal campionamento (o *sampling*) sono una serie di campioni equispaziati nel tempo. Si potrebbe verificare che tali campioni possono essere generati da una infinità di funzioni, dimostrando così che il processo non è invertibile, ovvero non si può ottenere il segnale originario partendo dai campioni realizzati. Sotto l'ipotesi restrittiva di segnale a banda rigorosamente limitata, verificata quasi sempre in modo più che accettabile nel campo delle misure, il teorema di Shannon (o del campionamento) assicura viceversa che il processo di campionamento è invertibile.

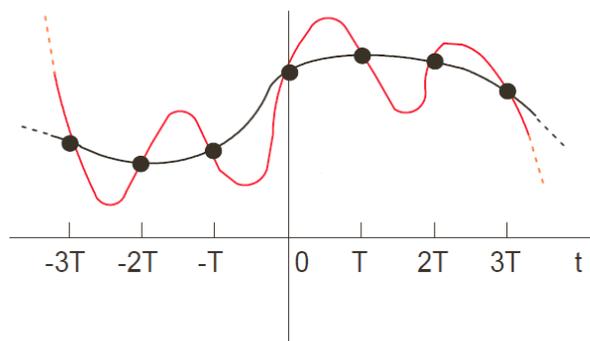


Figura 3.21 – Rappresentazione di molteplici funzioni generatrici di identici campioni

Il teorema enuncia che se la frequenza di campionamento soddisfa la condizione di Nyquist (3.7), ovvero è maggiore o uguale del doppio della frequenza massima del segnale da campionare, allora il segnale è perfettamente rappresentato dai suoi campioni.

$$f_c \geq 2f_{max} \quad 3.7$$

Tale teorema assicura poi che la ricostruzione del segnale originario avviene senza il noto fenomeno di aliasing.

Affinché un segnale si possa definire digitale, deve essere discreto sia nel tempo che nei valori assunti.

L'operazione che effettua la discretizzazione dei valori delle ampiezze assunti da un segnale analogico è definita quantizzazione. Tale processo si attua suddividendo il campo dei valori possibili in N intervalli elementari di ampiezza "A". Tutti i valori del segnale analogico che cadono nell'intervallo fissato sono non distinguibili tra loro e convertiti in un unico numero.

I convertitori A/D presenti sul mercato sono numerosi, ma le configurazioni maggiormente diffuse fanno riferimento a due soli principi operativi: quello a doppia rampa per applicazioni a bassa velocità e quelli ad approssimazioni successive per applicazioni ad alta velocità. Quelli di maggior utilizzo nell'ambito delle applicazioni veloci sono sicuramente i convertitori flash e i recenti Sigma Delta che equipaggiano anche le schede di acquisizioni utilizzate in sala turbo. I convertitori flash effettuano una conversione pressoché istantanea basandosi sull'utilizzo di un numero di comparatori pari al numero dei livelli di quantizzazione prefissati. Il rovescio della medaglia è rappresentato proprio dal numero di comparatori necessari se si vuole ottenere una buona risoluzione del segnale discretizzato, ovvero un numero elevato di bit. Infatti il numero di comparatori N_c da utilizzare è fornito dalla relazione:

$$N_c = 2^N - 1 \quad 3.8$$

I convertitore Sigma Delta, di recente introduzione, presentano prestazioni simili ai convertitori flash basando però il loro funzionamento su architetture elettroniche digitali con le quali attuano una complessa strategia di sovracampionamento e filtraggio dei campioni in uscita. In questo modo, anche con quantizzazioni ad elevato numero di bit (fino a 20 per tale tipo di

convertitori) si aggira il problema dell'utilizzo di numerosi comparatori a tutto vantaggio della snellezza e dell'efficienza dell'elettronica implementata.

Per l'acquisizione dei segnali all'interno della sala prova si è scelto di utilizzare Hardware prodotto dalla National Instruments. Questa scelta, giustificata dall'elevata performance dei prodotti, ha comportato il vantaggio di poter utilizzare il linguaggio LabVIEW per la realizzazione dei *Virtual Instruments*. Tale linguaggio, oltre ad essere ad alto livello e *user friendly*, ingloba all'interno già tutti i driver necessari per gestire l'hardware, svincolando così il programmatore dal dover implementare software a basso livello per il controllo basilare dell'elettronica.

Come per i trasduttori, anche per la scelta dei sistemi di acquisizione si è effettuata una differenziazione in base alla tipologia dei segnali da trattare. Per i segnali quasi-statici si è scelto di utilizzare un sistema di acquisizione basato sul Compact FieldPoint cFP-1808 mentre per i segnali dinamici si è utilizzata la scheda PCI-6133. Come si vedrà nel seguito i due sistemi sono abbastanza diversi, per morfologia, tipo di connessioni e prestazioni.



Figura 3.22 – National Instruments PCI-6133 e BNC-2110

La PCI-6133 è una scheda della serie S Multifunction e viene alloggiata direttamente all'interno del computer, su un bus Pci, garantendo in questo modo elevate velocità di trasferimento dati. Le connessioni verso l'esterno

vengono effettuate attraverso una morsettiera, prodotta dalla stessa casa, denominata BNC-2110.

Tale scheda presenta 8 input analogici a campionamento simultaneo, ovvero ogni canale ha il suo convertitore A/D dedicato, in modo da annullare le latenze dovute al multiplexing del convertitore e avere l'acquisizione sincronizzata su tutti i canali. Inoltre presenta una frequenza di campionamento massima pari a 3MS/s con una risoluzione massima di 14bit.

S Series Multifunction DAQ – up to 16-Bit, up to 3 MS/s per Channel, up to 8 Analog Inputs

Specifications

These specifications are typical at 25 °C unless otherwise noted.

Analog

Input Characteristics

Number of channels

NI 6123	8
NI 6122	4
NI 6133	8
NI 6132	4

ADC Resolution

NI 6122, 6123	16 bits, 1 in 65,536
NI 6132, 6133	14 bits, 1 in 16,384

Sampling rate

Maximum (NI 6133, 6132)	3.0 MS/s per channel ¹
Maximum (NI 6123, NI 6122)	500 KS/s per channel
Minimum	No minimum

Input signal ranges (selectable by channel)

	±10, ±5, ±2.5, ±1.25 V
--	------------------------

Input coupling

DC

Input FIFO size

NI 6123	16 or 32 MS
NI 6122	16 MS
NI 6133	16 or 32 MS
NI 6132	16 MS

¹2.5 MS/s with NI-DAQmx; 3 MS/s with additional download. Special conditions apply.

Calibration

Calibration interval 2 years

Digital I/O

Number of channels	8 input/output
Compatibility	TTL/CMOS
Power-on state	Input (high-impedance)
Input buffer	2,044 B
Output buffer	2,044 B
Transfer rate (1 word = 8 bits)	10 Mwords/s

Timing I/O

Number of channels	2 up/down counter/timers, 1 frequency scaler
Resolution	
Counter/timers	24 bits
Frequency scaler	4 bits
Compatibility	TTL/CMOS
Base clocks available	
Counter/timers	20 MHz, 100 kHz
Frequency scaler	10 MHz, 100 kHz
Max source frequency	20 MHz

Triggers

Analog Trigger

Source	All analog input channels
Level	± Full scale
Slope	Positive or negative (software selectable)
Resolution	8 bits, 1 in 256
Hysteresis	Programmable

Digital Trigger

Compatibility	TTL
Response	Rising or falling edge

Figura 3.23 – Datasheet scheda PCI-6133

Date le elevate prestazioni, a tale scheda è stata demandata l'acquisizione dei segnali dinamici relativi alla pressione all'ingresso e all'uscita del compressore. Tale segnale, come si è detto in precedenza, proviene dai trasduttori Kulite WCT-312M. Anche il segnale digitale prodotto dal sensore di velocità del turbocompressore è stato affidato alla scheda Pci, che, grazie all'utilizzo dei *counters* ad alta frequenza, ne riesce a decodificare l'informazione.

Il Compact FieldPoint cFP-1808 è un controller di tipo modulare capace di poter accogliere *on-board* fino ad 8 differenti moduli Compact FieldPoint insieme alle relative morsettiere. Il controller viene definito come Target e il

collegamento con il computer Host avviene attraverso un collegamento Ethernet oppure attraverso lo standard RS-232. La connessione attraverso rete permette la realizzazione di sistemi di I/O distribuiti, aumentando così la flessibilità di utilizzo di tali sistemi.



Figura 3.24 – National Instruments cFP-1808 con moduli

I moduli montati sul controller cFP-1808 per l'acquisizione e il controllo dei segnali e dei processi definiti quasi-statici, sono i seguenti:

- **TC-120** – Modulo per Termocoppie (in numero di due)
- **RTD-122** – Modulo per Termoresistenze
- **AI-111** – Modulo per l'acquisizione di segnali in corrente
- **AI-118** – Modulo per l'acquisizione di segnali in tensione
- **AO-200** – Modulo per la generazione di segnali in corrente
- **AO-210** – Modulo per la generazione di segnali in tensione
- **DIO-550** – Modulo per l'acquisizione e la generazione di segnali digitali

Si evidenzia il fatto che il controller è munito anche di moduli per la generazione di segnali: questi ultimi vengono utilizzati per inviare i segnali di comando a servo-attuatori presenti in sala e quindi realizzare la parte di controllo sui processi in atto all'interno del rig.

Di seguito, si mostra in figura 3.25 il posizionamento del controller cFP-1808 all'interno del rack della strumentazione utilizzata in sala prova e,

successivamente si riporta in forma tabulare, un breve sommario delle caratteristiche tecniche di ognuno dei moduli precedentemente menzionati.

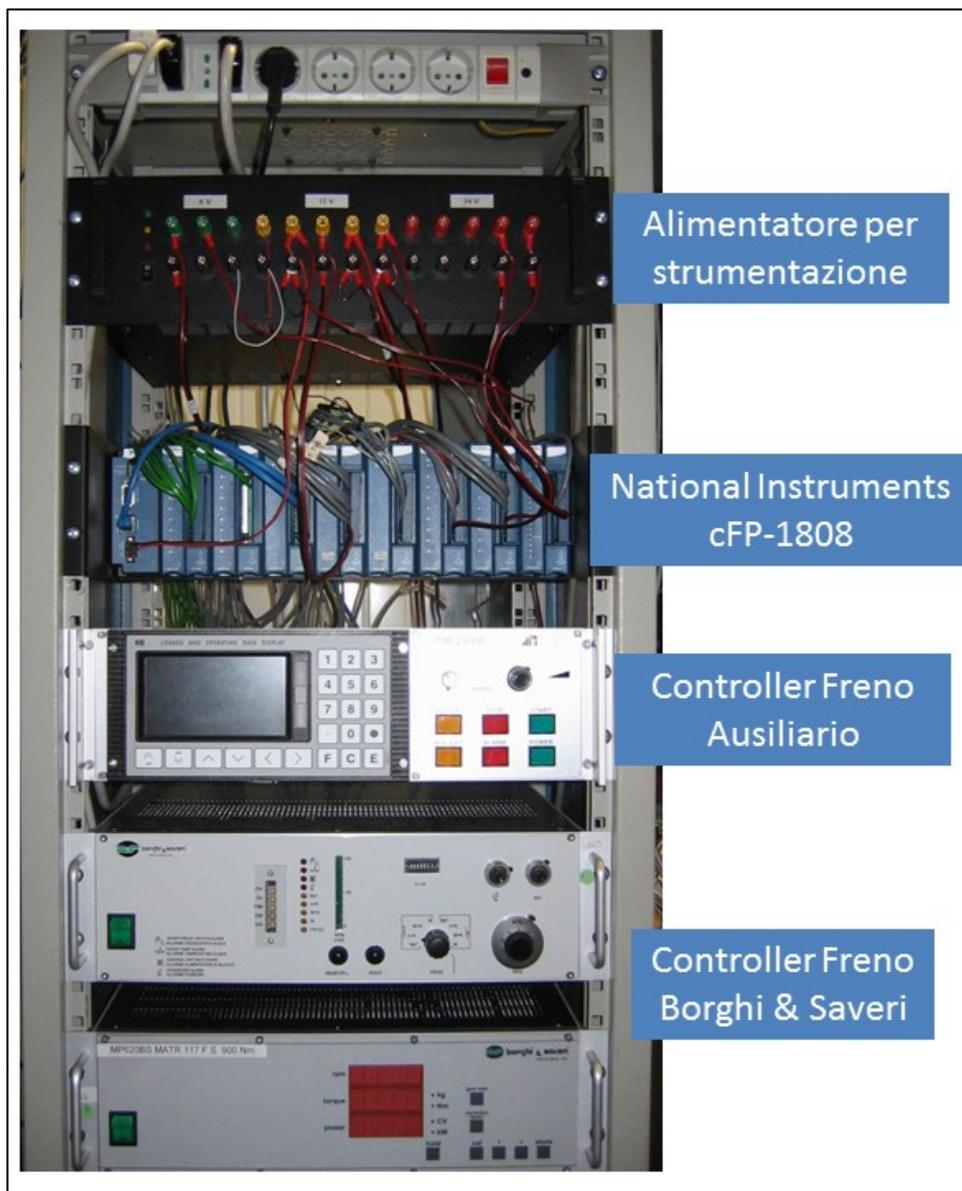


Figura 3.25 – Rack della strumentazione della sala prova turbocompressori

TC-120 – Modulo per termocoppie

Denominazione	cFP TC-120
Numero canali	8
Risoluzione	16 bit
Frequenza di campionamento	0.88 Hz
Tipo di input	Termocoppia o millivolt
Termocoppie utilizzabili	J,K,R,S,T,N,E, e B ± 25 mV, ± 50 mV
Range per utilizzo in millivolt	± 100 mV, -20 to 80 mV

RTD-122 – Modulo per termoresistenze

Denominazione	cFP RTD-122
Numero canali	8 – 2 wire RTD
Risoluzione	16 bit
Frequenza di campionamento	0.93 Hz
Tipo di input	RTD o resistenza
Termocoppie utilizzabili	PT100, PT1000
Range per utilizzo lettura resistenza	0-400 Ohm, 0-4000 Ohm

AI-111 – Modulo per l'acquisizione di segnali in corrente

Denominazione	cFP AI-111
Numero canali	16
Risoluzione	16 bit
Frequenza di campionamento	3.45 Hz, 0.95 Hz, 0.81 Hz
Tipo di input	Corrente
Range	± 20 , 0–20, e 4–20 mA
Filtro selezionabile	50, 60, 500 Hz

AI-118 – Modulo per l'acquisizione di segnali in tensione

Denominazione	cFP AI-118
Numero canali	8
Risoluzione	16 bit
Frequenza di campionamento	10.42 kHz, 3.45 kHz con filtro attivo
Tipo di input	Tensione
Range	± 15 V
Filtro selezionabile	10 Hz
Tipo A/D	Sigma Delta

AO-200 – Modulo per la generazione di segnali in corrente

Denominazione	cFP AO-200
Numero canali	8
Risoluzione	12 bit
Tipo di output	Corrente
Range	0-20 mA, 4-20 mA
Frequenza di conversione	200 Hz

AO-210 – Modulo per la generazione di segnali in tensione

Denominazione	cFP AO-210
Numero canali	8
Risoluzione	12 bit
Tipo di output	Tensione
Range	0-10V
Frequenza di conversione	200 Hz

DIO-550 – Modulo per l'acquisizione e la generazione di segnali digitali

Denominazione	cFP DIO-550
Numero canali	8
Tipo di input/output	Digitale/Digitale
Range	30V

Tabella 3.2 – Caratteristiche dei moduli Compact FieldPoint

3.8 Calcolo dell'incertezza di misura

Il calcolo dell'incertezza di misura è stato effettuato sulla base della normativa internazionale "ISO Guide to the expression of uncertainty in measurement" nota comunemente come ISO-GUM, recepita successivamente dalla normativa Italiana come UNI-CEI-ENV 13005 "Guida all'espressione dell'incertezza di misura". In base a tale normativa, la misura, frutto dell'operazione di misurazione, acquista un carattere statistico, e non più deterministico come era considerato in passato, introducendo così il termine incertezza al posto di errore di misura.

Accettando quindi la misurazione come un'operazione descrivibile con i metodi statistici standard, anche in questo frangente risultano di estrema importanza e utilità i concetti di media e scarto tipo (o *deviazione standard*). Infatti, come è noto dalla statistica, se un fenomeno possiede una distribuzione di probabilità come quella gaussiana (curva a campana), tale fenomeno è completamente descrivibile dalla sua media e dal suo scarto tipo. Studi approfonditi a riguardo hanno dimostrato che le misure rispettano appieno la distribuzione di probabilità gaussiana rendendo lecita la descrizione dell'incertezza della misura attraverso i parametri prima menzionati.

La normativa UNI-CEI-ENV 13005, definisce al suo interno quattro modalità differenti di valutazione dell'incertezza di misura: incertezza di tipo A, incertezza di tipo B, incertezza composta (o combinata) e incertezza estesa. Nel seguito si esporranno le modalità di valutazione dell'incertezza di tipo A e combinata risultando le uniche di interesse ai fini delle attività sperimentali svolte.

Si affronterà preliminarmente la definizione di errori casuali e sistematici degli strumenti di misura essendo la valutazione dell'incertezza di tipo A basata su di essa.

Come si è detto, il termine "errore" ha lasciato il posto al termine "incertezza" quando si è convenuti che l'operazione di misura avesse carattere statistico e non deterministico, accettando così la non esistenza di un singolo valore vero di misura. Tuttavia, il concetto di errore di misura, risulta applicabile in situazioni particolari in cui ad uno strumento di misura viene applicato un misurando "noto" al fine di verificare il comportamento dello strumento stesso. In tale situazione, per misurando "noto" si intende che del misurando si conosce la misura e che questa ha un'incertezza percentualmente piccola. Tali tipi di misurando costituiscono i campioni di taratura e sono identificati dalla loro misura nominale V_n e incertezza U_c . In tale situazione l'errore sarà definito come la differenza tra l'indicazione dello strumento e il valore nominale.

Nella verifica di strumenti attraverso la misura ripetuta di un campione il risultato che si ottiene è in generale una distribuzione di misure che rispecchia la curva gaussiana e quindi è possibile definirne la media μ e lo scarto tipo σ . Dunque si possono definire rispettivamente:

- errore sistematico $\varepsilon = \mu - V_n$
- lo scarto tipo di ripetibilità σ

Il primo dei due parametri è una costante dello strumento, quindi è possibile correggerne le letture in modo tale da annullarlo. In questo modo, attraverso le operazioni di taratura dello strumento si effettua la riduzione degli errori sistematici. Essendo però tali valori con incertezza, si potrà, al massimo, raggiungere la condizione di $\epsilon = 0 \pm U_c$ ovvero resterà comunque un errore sistematico dovuto all'incertezza. In questo modo si dimostra che la componente casuale dell'errore, costituita dalla ripetibilità, non è né annullabile né riducibile, in quanto, per la sua natura aleatoria, non è conoscibile a priori.

Per poter applicare la valutazione dell'incertezza di tipo A bisogna aver corretto tutti gli effetti degli errori sistematici sulla misura e per valutare l'incertezza tipo si procede statisticamente con il metodo campionario, ripetendo N volte la misura. L'insieme delle N misure è trattato come un campione estratto da una popolazione idealmente costituita da un numero infinito di misure la cui media coincide con la media della distribuzione di valori del misurando in virtù dell'ipotesi di aver eliminato gli effetti sistematici del nostro strumento/sistema di misura.

Dagli N dati rilevati si ottengono la media del campione come:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad 3.9$$

e la stima dello scarto tipo come:

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad 3.10$$

La misura sarà rappresentata dalla media, mentre l'incertezza tipo sarà data dallo scarto tipo della media:

$$U_x = S_{\bar{x}} = \frac{S}{\sqrt{N}} \quad 3.11$$

L'utilizzo dello scarto tipo della media deriva dalla assunzione che il valore che si vuole ottenere dalla misure è la media della popolazione di misure.

Molto spesso la misura di una generica grandezza y viene invece ottenuta tramite una funzione che lega y al valore di p parametri che vengono misurati indipendentemente, ovvero:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_p) \quad 3.12$$

Il problema che si vuole affrontare adesso è la determinazione dell'incertezza risultante sulla variabile y quando siano note le incertezze sulle variabili x_i . Tale problematica può essere affrontata in modo sperimentale, determinando le medie e le distribuzioni di ogni singola variabile x_i , per via numerica con il metodo denominato propagazione con metodo "Monte Carlo" o con un metodo classico che si esporrà di seguito, in quanto utilizzato nella valutazione dell'incertezza composita delle misure in sala prova.

Si supponga di scomporre la funzione che esprime la variabile dipendente, in serie di Taylor attorno al punto di coordinate dei valori medi delle x_i , che rappresentano i valori di riferimento delle corrispondenti misure. Si ottiene:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_p) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f}{\partial x_i} (x_i - \bar{x}_i) + E \quad 3.13$$

Si è indicato con E l'errore derivante dall'arrestarsi nello sviluppo ai termini di primo grado, mentre i termini $x_i - \bar{x}_i$ rappresentano i valori degli scostamenti rispetto al valor medio delle variabili x_i , quantità il cui valore medio è per definizione nullo e di cui si conosce lo scarto tipo che coincide con lo scarto tipo delle x_i e dunque con la loro incertezza tipo. Trascurando i termini di ordine superiore, la y risulta quindi somma di un termine costante e di p termini aleatori ottenuti da costanti (le derivate parziali) che moltiplicano variabili aleatorie a media nulla. Il valore medio di ciascuno dei p termini è nullo per la proprietà della media e la media della y risulta essere pari alla costante, avendosi in sintesi:

$$y = \bar{y} + \sum_{i=1}^p \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \delta_{x_i} \right) \quad 3.14$$

Il primo termine rappresenta il valore di riferimento della misura ovvero la f calcolata sui valori di riferimento delle x_i . Il secondo termine rappresenta una

variabile aleatoria ottenuta come somma di p variabili aleatorie, le δ_{x_i} pesate con coefficienti moltiplicativi costituiti dalle derivate parziali della f ai quali viene dato il nome di fattori di sensibilità. Le δ_{x_i} sono quelle variazioni rispetto ai valori medi delle x_i , che determinano l'intervallo rappresentato con l'incertezza della x_i , pertanto esse hanno valore medio nullo e il loro scarto tipo è l'incertezza tipo della x_i , ovvero U_{x_i} . Lo scarto tipo della variabile somma di variabili aleatorie ha due diverse espressioni secondo che le variabili addendi siano o meno correlate tra loro. Per variabili correlate si ha:

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^P \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \sigma_{x_i} \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{P-1} \sum_{j=i+1}^P \rho_{i,j} \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} \sigma_{x_i} \sigma_{x_j}} \quad 3.15$$

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^P \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} U_{x_i} \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{P-1} \sum_{j=i+1}^P \rho_{i,j} \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} U_{x_i} U_{x_j}} \quad 3.16$$

Mentre per variabili non correlate la precedente diventa:

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^P \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \sigma_{x_i} \right)^2} \quad 3.17$$

ovvero

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^P \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} U_{x_i} \right)^2} \quad 3.18$$

Si deve notare che il metodo descritto è quello largamente utilizzato ma inevitabilmente risente dell'approssimazione dovuta allo sviluppo in serie di Taylor; nel caso la funzione f presenti in un punto derivate prime nulle rispetto a un parametro x_j si giunge al paradosso di avere nell'intorno di tale punto un contributo nullo all'incertezza U_y per qualsiasi valore dell'incertezza U_{x_j} su tale

parametro. In questi casi si può, in linea teorica, procedere utilizzando nello sviluppo i termini di ordine superiore.

I trasduttori utilizzati vengono consegnati già corredati di certificato di taratura, nel quale vengono riportate le misurazioni effettuate su un campione di taratura e i risultati dello strumento, in termini di prestazioni e di errore di misura, nonché le condizioni dell'ambiente in cui è stata effettuata l'operazione.

Per questo motivo, per alcuni sensori, anche disponendo dei campioni di taratura, non sono state effettuate le prove per il rilievo dell'incertezza di misura, ma ci si è affidati ai risultati ottenuti dalla casa costruttrice, che in genere esprime l'incertezza di misura con il termine *accuracy*.

Tra i trasduttori presenti in sala, quelli oggetto di approfondito studio in termini di incertezza di misura sono stati ovviamente quelli adibiti alla misura delle grandezze termofluidodinamiche del turbocompressore, e nello specifico, le termocoppie, le termoresistenze, i sensori di pressione Druck PTX1000 e PTX1400, i sensori Kulite WCT-312M e i sensori di portata Rosemount 3095MFA

Per i sensori appena citati si riporta una tabella con le rispettive incertezze di misura che saranno oggetto di discussioni successive.

Sensore	Range	Incetezza massima
Termocoppia Tipo K	73.15-1573.15K	±1.5K
Termoresistenza PT100	223.15-773.15K	0.25% FS
Rosemount 3095MFA	0-900 kg/h	0.95%
Druck PTX1400	-1 – 1.6 barG	0.2% FS
Druck PTX1000	0–5barG	0.25% FS

Tabella 3.3 – Range di misura e incertezze dei trasduttori utilizzati

Le incertezze espresse in percentuale indicano che l'aleatorietà è variabile nel range di misura ed è rappresentata dalla percentuale del valore della misura effettuata. Viceversa le incertezze espresse in percentuale e accompagnate dalla sigla FS (*Full Scale*) indicano un tipo di incertezza costante nel range della misura ed esprimibile come percentuale del fondo scala dello strumento, inteso come differenza tra il massimo e il minimo valore misurabile dallo stesso.

I parametri di maggior interesse nel rilievo delle prestazioni di un turbocompressore sono rappresentati dal rapporto di compressione, dalle portate e dai rendimenti isoentropici e politropici. Tutti i parametri elencati, tranne la portata, sono funzione di due o più variabili fisiche osservate, e quindi

per essi, il calcolo dell'incertezza di misura dev'essere considerato di tipo combinato.

Si farà riferimento nel seguito alle sole grandezze relative al compressore, valendo per la turbina le medesime considerazioni.

Definendo il rapporto di compressione come il rapporto tra la pressione p_2 in uscita e la pressione p_1 in ingresso al compressore:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad 3.19$$

si definisce l'efficienza isoentropica di compressione come:

$$\eta_{is} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1\beta^\lambda - T_1}{T_2 - T_1} \quad 3.20$$

e l'efficienza politropica di compressione come:

$$\eta_{pol} = \lambda \frac{\log \beta}{\log \frac{T_2}{T_1}} \quad 3.21$$

con T_1 [K] e T_2 [K] rispettivamente le temperature del fluido all'ingresso e all'uscita dal compressore e $\lambda=(k-1)/k$ con $k=c_p/c_v$.

Nelle relazioni 3.19,3.20 e 3.21, essendo le variabili non correlate tra loro, è possibile utilizzare la 3.18 per il calcolo dell'incertezza combinata, che presuppone il calcolo preventivo delle derivate parziali delle funzioni, rispetto ad ognuna delle variabili da cui dipendono.

In questo modo si ha, nel caso del rendimento isoentropico η_{is} :

$$\frac{\partial(\eta_{is})}{\partial T_1} = \frac{T_2(\beta^\lambda - 1)}{(T_1 - T_2)^2} \quad 3.22$$

$$\frac{\partial(\eta_{is})}{\partial T_2} = \frac{T_1(1 - \beta^\lambda)}{(T_1 - T_2)^2} \quad 3.23$$

$$\frac{\partial(\eta_{is})}{\partial p_1} = -\frac{\lambda p_2 T_1 \beta^{\lambda-1}}{(T_2 - T_1)p_1^2} \quad 3.24$$

$$\frac{\partial(\eta_{is})}{\partial p_2} = \frac{\lambda T_1 \beta^{\lambda-1}}{(T_2 - T_1) p_1} \quad 3.25$$

mentre nel caso del rendimento politropico si ha:

$$\frac{\partial(\eta_{pol})}{\partial T_1} = \frac{\lambda \log \beta}{T_1 \log^2 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad 3.26$$

$$\frac{\partial(\eta_{pol})}{\partial T_1} = - \frac{\lambda \log \beta}{T_2 \log^2 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad 3.27$$

$$\frac{\partial(\eta_{pol})}{\partial p_1} = - \frac{\lambda}{p_1 \log \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad 3.28$$

$$\frac{\partial(\eta_{pol})}{\partial p_2} = \frac{\lambda}{p_2 \log \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad 3.29$$

Utilizzando la 3.18, in base alle incertezze dei trasduttori determinati con i dati della tabella 3.3, con l'ausilio di un semplice foglio di calcolo, si può pervenire al risultato del calcolo dell'incertezza combinata che si riporta di seguito:

- incertezza sul rapporto di compressione/espansione: max 0.025
- incertezza sul calcolo del rendimento isoentropico: max 8%
- incertezza sul calcolo del rendimento politropico: max 8%

C'è da osservare che nel calcolo dell'incertezza combinata, si sono utilizzati i valori massimi delle incertezze dei trasduttori, in modo da pervenire ad una stima cautelativa. Per questo motivo i risultati numerici appena mostrati sono intesi come i massimi possibili e non quelli che realmente si ottengono nelle attività sperimentali, che normalmente sono migliori. Inoltre, come si vedrà nel capitolo riguardante l'analisi dei dati sperimentali, la massima incertezza sui rendimenti si ha nel caso dei bassi regimi di rotazione del turbocompressore e dei bassi rapporti di compressione, dove la temperatura del fluido è relativamente bassa, e l'incertezza dei sensori di temperatura incide

percentualmente in modo maggiore. Per i casi in cui i rapporti di compressione sono elevati, e quindi le temperature sono mediamente più elevate, si può ottenere un'incertezza massima pari al 2%.

3.9 Taratura statica degli strumenti

Il processo di taratura statica dei trasduttori risulta di importanza notevole poiché tutte le caratteristiche riguardanti le prestazioni statiche dipendono da questo processo. In generale, la taratura statica si riferisce a situazioni in cui tutti gli ingressi (desiderati, interferenti, modificanti) eccetto uno sono fissati a valori costanti. L'ingresso relativo alla misura viene poi fatto variare in un certo insieme di valori costanti e si effettuano le letture delle misurazioni in uscita. Le relazioni fra ingresso e uscita sotto tali condizioni costituiscono la taratura statica valida sotto le fissate condizioni di costanza di tutti gli altri ingressi. Quando si afferma che tutti gli ingressi vengono fissati a valori costanti è riferita ovviamente ad un caso ideale che può solo essere approssimato, in modo più o meno preciso, nella realtà.

Per effettuare la taratura si utilizzano campioni di taratura che presentano una accuratezza di almeno quattro volte superiore a quella dello strumento da tarare. I campioni più accurati vengono definiti poi campioni primari: tali campioni in genere tendono ad essere complessi e costosi e si rendono necessari solamente per le situazioni più critiche. Per la maggior parte delle tarature in campo ingegneristico sono richiesti campioni di minore pregio, che sono più semplici ed economici.

L'operazione di misura, come detto precedentemente, non si può ritenere isolata dall'ambiente che circonda lo strumento, e per quanto si voglia tenere sotto controllo tutti i parametri che influenzano la misura, esisterà sempre, in modo più o meno marcato, un distacco dalla condizione ideale.

Essendo la taratura una forma raffinata di misurazione, anch'essa è quindi affetta dall'influenza che l'ambiente esercita sullo strumento di misura e, per questo motivo, anche se i trasduttori vengono consegnati con la taratura già effettuata dalla casa produttrice, è sempre desiderabile effettuarne una in loco per tenere conto del differente ambiente in cui dovrà operare il sensore.

Per tale motivo, laddove è stato possibile, si è proceduto a controllare la taratura degli strumenti di misura impiegati all'interno della sala prova turbocompressori.

Con finalità esemplificative, si riporta l'esempio della taratura di uno dei sensori di pressione PTX1000, effettuata con uno strumento di taratura prodotto dalla Budenberg. Tale strumento utilizza dei piatti metallici dal peso calibrato come campioni di taratura. I piatti, collocati su uno stantuffo flottante collegato con un circuito idraulico, imprimono una pressione nota (indicata sopra ogni piatto) al fluido all'interno del circuito. Sull'altro ramo del circuito è posizionato lo strumento di misura da tarare, in modo da porre il proprio elemento sensibile primario in contatto con il fluido in pressione. La relazione fra le pressioni esercitate con i piatti e quelle rilevate dallo strumento di misura rappresentano la cosiddetta taratura statica dello strumento.



Figura 3.26 – Taramanometri Budenberg

Lo strumento per la taratura dei sensori di pressione utilizzato, presenta differenti piatti che possono esercitare pressioni da 1 kg/cm^2 , 2 kg/cm^2 , 5 kg/cm^2 fino ad un massimo di 10 kg/cm^2 .

Per il PTX1000 si è proceduto alla taratura col metodo dei minimi quadrati coprendo l'intervallo di misura prescelto sia per valori crescenti che per valori

decescenti. Fornendo in uscita un segnale analogico in corrente nel range 4-20 mA per un range di pressioni di 0-5barG, si è proceduto alla taratura utilizzando pressioni in un range tra 0 e 4 kg/cm². Si è proceduto poi ad effettuare la conversione della pressione in bar per rendere più agevole il confronto e a rilevare il segnale in uscita dal trasduttore.

Nel caso puramente ideale, la funzione lineare che lega la corrente a alla pressione p è data dalla relazione:

$$a = 0.0032 p + 0.004 \text{ [mA]} \quad 3.30$$

Dall'operazione di taratura i dati rilevati sono riportati nella tabella seguente.

<i>Valore nominale [kg/cm²]</i>	<i>Valore nominale [bar]</i>	<i>Segnale verso crescente [mA]</i>	<i>Segnale verso decescente [mA]</i>
0	0	4	4
1	0.98068	7.12	7.25
2	1.96136	10.2	10.3
4	3.92272	16.5	16.6

Tabella 3.4 – Valori ricavati dalla taratura

Effettuando la regressione lineare col metodo dei minimi quadrati attraverso l'utilizzo di una routine automatica, si sono ottenuti i seguenti coefficienti (approssimati alle prime otto cifre significative) per la relazione lineare derivata dal processo di taratura:

$$a = (3.1948688 \cdot 10^{-3}) p + 4.0132479 \cdot 10^{-3} \text{ [mA]} \quad 3.31$$

Si riporta anche la sovrapposizione dei dati ricavati dall'operazione di taratura sulla retta ideale di funzionamento dello strumento di misura. Non si è riportata invece la retta ricavata col metodo dei minimi quadrati in quanto pressoché coincidente con quella ideale e quindi di difficile rappresentazione sullo stesso diagramma.

Come si evince dalla figura e come si è calcolato analiticamente, lo strumento di misura utilizzato rispetta le prestazioni dichiarate dalla casa anche in un ambiente differente da quello di taratura originaria, dimostrando così di essere robusto rispetto ai parametri interferenti provenienti dall'esterno.

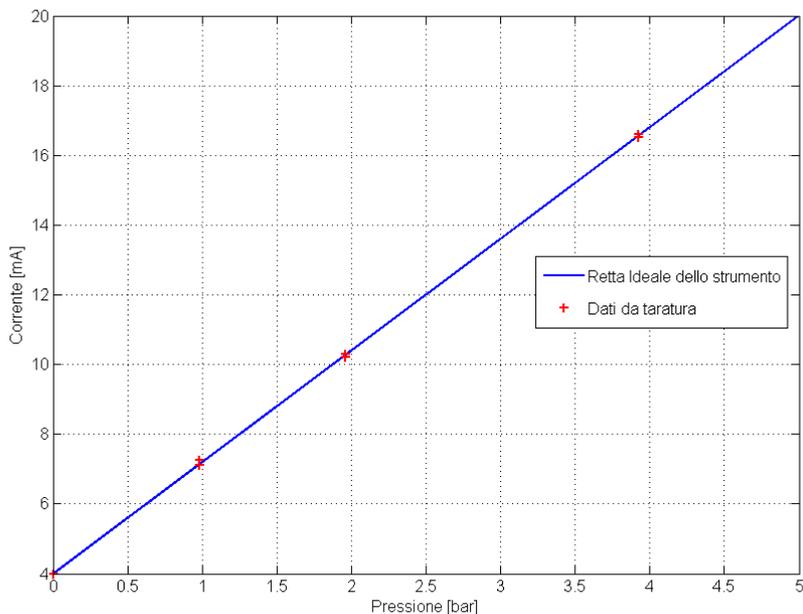


Figura 3.27 – Curva ideale dello strumento e valori rilevati in fase di taratura

3.10 Caratteristiche dinamiche dei trasduttori

Fino ad ora si sono affrontate tematiche riguardanti le prestazioni statiche di uno strumento di misura. Non bisogna dimenticare però che lo studio dei sistemi di misura è solo una delle applicazioni pratiche più comuni di quell'area più generale dei sistemi dinamici, materia che risulta propedeutica per l'analisi delle problematiche inerenti i sistemi di misura ed in generale di quelli che presentano evoluzioni temporali.

Dal punto di vista strettamente pratico, conoscere le caratteristiche dinamiche di uno strumento di misura risulta di fondamentale importanza per la determinazione delle giuste modalità di misura da effettuare e per poter stabilire se i trasduttori utilizzati risultano idonei a misurare il fenomeno fisico oggetto di interesse.

Dal punto di vista matematico, la teoria dei sistemi dinamici offre potenti mezzi per poter affrontare l'analisi degli strumenti di misura. Senza addentrarsi in approfondite disamine di tipo analitico, si può affermare che i sistemi dinamici

di maggior interesse pratico sono quelli definiti lineari tempo invarianti. Tale definizione, in modo molto sintetico, esprime che il modello matematico alla base di tale sistema è sorretto da equazioni differenziali di tipo lineare a coefficienti costanti nel tempo.

La classica rappresentazione per un modello del genere è rappresentata dal sistema che si riporta di seguito:

$$\begin{cases} \dot{x} = A x + B u \\ y = C x + D u \end{cases} \quad 3.32$$

dove A, B, C, D sono i coefficienti del sistema, e $u=u(t), x=x(t)$ e $y=y(t)$ che rappresentano l'ingresso, lo stato e l'uscita del sistema. Proprio per tale denominazione, la rappresentazione 3.32 viene comunemente indicata come rappresentazione Ingresso-Stato-Uscita (*ISU*).

Per la risoluzione di tale sistema, comunemente si ricorre all'utilizzo della trasformazione di Laplace, che notoriamente sposta il problema dal dominio del tempo a quello della frequenza (o della variabile complessa).

Per quanto riguarda gli strumenti di misura utilizzati in sala, molti di essi presentano sui *datasheet* allegati anche i parametri che permettono di individuare le caratteristiche dinamiche che sono capaci di offrire. Basti pensare al già citato Kulite WCT-312M, il quale, tra le caratteristiche presenta una frequenza naturale f_n pari a 380kHz che lo rende idoneo per l'osservazione di fenomeni dinamici di frequenza fino a $f_n/5$, ovvero ben 76kHz.

Tra gli strumenti di misura utilizzati, le termocoppie e le termoresistenze sono quelli a cui si deve porre particolare attenzione durante i rilievi sperimentali, a causa della loro scarsa risposta dinamica.

Al fine di avvalorare tale affermazione si procede nel dire che sia la termocoppia che la termoresistenza possono essere modellati, nell'ambito della teoria dei sistemi, come sistemi dinamici del primo ordine. Questo, come visto precedentemente, implica che i coefficienti A, B, C, D visti precedentemente, risultano essere degli scalari.

Dalla trasformazione di Laplace della rappresentazione, si ottiene la ben nota funzione di trasferimento $G(s)$, che per un sistema del primo ordine è data dalla relazione:

$$G(s) = \frac{q_o}{q_i} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad 3.33$$

dove la τ rappresenta la ben nota costante di tempo che caratterizza l'evoluzione dinamica del sistema, K il guadagno e q_i e q_o rispettivamente l'ingresso e l'uscita.

Effettuando la trasformazione inversa della funzione di trasferimento, si ottiene la soluzione nel dominio del tempo data dalla nota relazione riportata di seguito:

$$q_o = K q_i (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad 3.34$$

Sottoponendo all'ingresso canonico di gradino q_i , uno strumento del primo ordine raggiunge il 99% dell'uscita a regime dopo un tempo t pari a 4.6τ .

Per tali strumenti, è improbabile trovare nei *datasheet* la costante di tempo cercata, per questo motivo si è proceduto alla sua determinazione per via sperimentale. In pratica, partendo da una temperatura di 0°C ottenuta utilizzando un recipiente contenente acqua e ghiaccio, si è sottoposto sia la termocoppia che la termoresistenza ad un gradino di temperatura di 100°C sfruttando, come si fa di solito, l'acqua in ebollizione. Si sono poi registrate le evoluzioni dinamiche dei due strumenti e a valle del post-processamento si è ricavata la costante di tempo desiderata. Dai rilievi effettuati, si è visto che la termocoppia raggiunge il 99% dell'uscita a regime (99°C) in 6 secondi mentre la termoresistenza in 9.5 secondi. Tali valori portano alla determinazione delle due costanti di tempo:

- τ della termocoppia = 1.304 secondi
- τ della termoresistenza = 2.065 secondi

Utilizzando tali valori, si sono confrontati poi i dati sperimentali con la risposta esatta e le due evoluzioni dinamiche fra di loro.

Da tali rilievi si evince che la termocoppia ha una risposta dinamica più veloce rispetto alla termoresistenza, anche se entrambi gli strumenti di misura risultano troppo "lenti" per essere utilizzati in acquisizione di fenomeni anche con frequenza di pochi Hertz. Non sarebbe difficile dimostrare, analizzando in frequenza il sistema prima rappresentato (relazione 3.33), e mostrandone successivamente il diagramma di Bode, che con i valori assunti dalle costanti di tempo trovate sperimentalmente, sia la termocoppia che la termoresistenza, in questa configurazione, risulterebbero idonei per acquisizioni dinamiche con

frequenze massime dell'ordine del decimo di Hertz. Il risultato a cui si è pervenuti è di estrema utilità, in quanto definisce a priori il limite di funzionamento entro il quale la risposta dello strumento di misura può ritenersi accettabile e veritiera. Questo va ad influire direttamente sulle modalità delle prove sperimentali effettuate, mostrando che, prima dell'acquisizione dei dati sperimentali, è necessario verificare con cura che tutto il sistema sia a regime, onde evitare di acquisire dati erronei che si ripercuoteranno in modo deleterio sui calcoli delle prestazioni della turbomacchina, effettuati a posteriori.

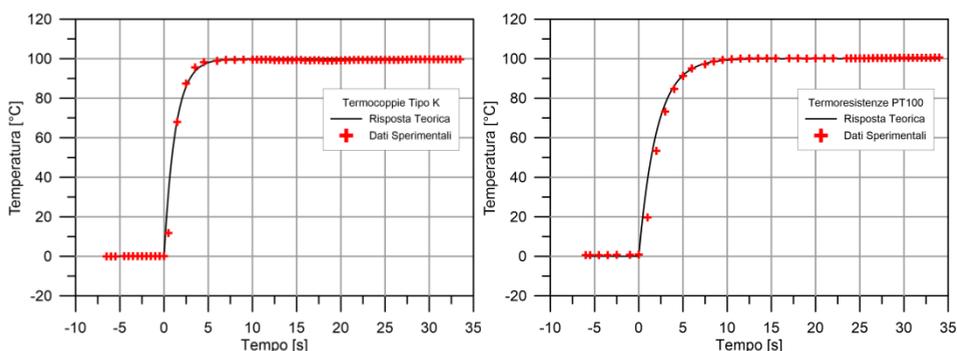


Figura 3.28 - Confronto tra rilievo sperimentale e risposta teorica di termocoppie e termoresistenze

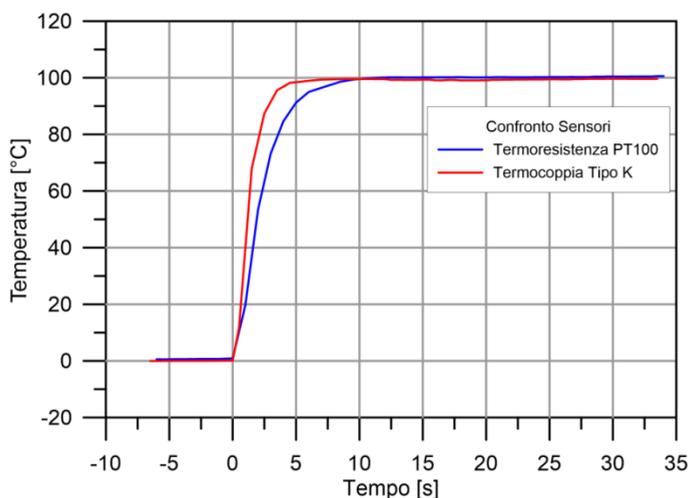


Figura 3.29 – Confronto della risposta dinamica della termoresistenza e della termocoppia

4

I Virtual Instruments

4.1. Sviluppo di un Virtual Instrument attraverso il linguaggio LabVIEW

Il sistema di misura, progettato per l'acquisizione dei dati sperimentali all'interno dell'UNINA Turbocharger Test Rig, si basa sull'utilizzo di schede di acquisizione prodotte dalla National Instruments. Come detto, i sistemi utilizzati sono un Compact FieldPoint cFP-1808 con i relativi moduli e una scheda PCI-6133 della serie Multifunctional S DAQ.

Per tale hardware, la National Instruments mette a disposizione tutti i driver necessari per lo sviluppo di applicazioni con differenti linguaggi di programmazione, fra cui il C e i suoi derivati. Questa risulta sicuramente la strada più indicata se si intende gestire l'hardware in modo estremamente personalizzato, permettendo al programmatore di poter scegliere una programmazione a *basso livello*, con tutti i pregi e i difetti che ne conseguono. Probabilmente, effettuando un bilancio, il prezzo da pagare in termini di produttività non è per nulla trascurabile rispetto ai vantaggi che si hanno nell'effettuare una programmazione priva di astrazioni di alto livello.



Figura 4.1 – LabVIEW 2013

L'alternativa è rappresentata dal linguaggio LabVIEW®, realizzato dalla stessa casa produttrice dell'hardware di acquisizione. Tale linguaggio, denominato anche *G Language* per le modalità grafiche di programmazione, ingloba tutti i costrutti di un classico linguaggio di programmazione, e permette all'operatore di scegliere il livello di astrazione desiderato, spaziando da una programmazione a basso livello fino a quella *OOP* orientata agli oggetti. Ovviamente la gestione dell'hardware National Instruments in ambiente LabVIEW risulta enormemente semplificata dato che, all'interno del linguaggio, sono presenti già tutti i *tools* necessari per configurare in modo opportuno le schede di acquisizione. Ciò non sacrifica la flessibilità di utilizzo di tali strumenti che comunque restano estremamente gestibili da parte del programmatore. Oltretutto, la possibilità di poter utilizzare anche hardware di terze parti rende tale codice di programmazione altamente indicato anche in applicazioni estremamente specifiche.

L'utilizzo di LabVIEW®, anche se basato sulle stesse logiche di programmazione di C, risulta estremamente semplice e intuitivo grazie alla programmazione per via grafica: in pratica, per esempio, la dichiarazione di una variabile, avviene attraverso l'utilizzo di nodi all'interno di un'area di lavoro, denominata Block Diagram, e la loro visualizzazione avviene su un pannello denominato Front Panel. Ogni Block Diagram ha il suo corrispettivo Front Panel e insieme formano quello che viene definito *VI* o *Virtual Instruments*. C'è da sottolineare che LabVIEW® è un linguaggio completo, quindi vi si può

implementare qualsiasi applicazione e non solamente software in ambito metrologico. Di seguito, a scopo puramente dimostrativo, si riporta la realizzazione di un semplicissimo VI che effettua la somma tra due numeri e mostra il risultato a schermo.

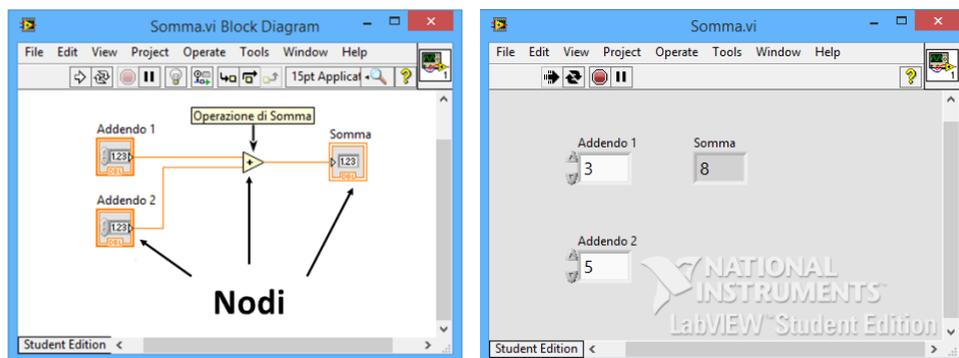


Figura 4.2 – Block Diagram e Front Panel del VI Somma

Le applicazioni LabVIEW® possono essere rappresentate da un singolo VI, come quello mostrato, oppure, nei progetti di grandi dimensioni, comprendere una moltitudine di VI organizzati in una complessa gerarchia. Non appena si procede alla realizzazione di progetti ampi ed articolati, il codice da implementare diventa sempre più complesso. Per questo motivo, anche per un'applicazione realizzata con LabVIEW valgono i paradigmi della buona programmazione. Questo si traduce nel fatto che i VI realizzati devono risultare *Scalabili, Leggibili e Manutenibili*. Volendo sintetizzare il significato dei termini appena enunciati, si può definire:

- VI Scalabile: VI facile da espandere o ridurre per gestire differenti modalità di lavoro senza la necessità di una completa riprogettazione
- VI Leggibile: VI visualizzabile e ispezionabile in modo semplice per capirne il funzionamento e gli input e gli output prodotti
- Vi Manutenibile: VI a cui è facile aggiungere nuove funzionalità senza influenzare le funzionalità originarie

Quando si programma con LabVIEW®, si va comunque incontro alle stesse problematiche che si possono trovare in un linguaggio testuale, con la differenza che LabVIEW® mette a disposizione tecniche di programmazione che permettono di concentrarsi maggiormente sulla soluzione del problema anziché sulla gestione della sintassi del codice.

Per creare un VI scalabile sarà necessario pensare alla struttura principale dell'applicazione già nelle primissime fasi della progettazione. Allo stesso tempo bisognerà tener presente lo scopo dell'applicazione e le possibilità di poter gestire i cambiamenti, quando all'applicazione saranno eventualmente richieste prestazioni che vanno oltre le specifiche originarie.

La leggibilità in un VI è completamente relazionata al grado di ordine presente sul Block Diagram e sul Front Panel. Ordine e strutturazione permettono di rendere maggiormente leggibile il VI e decifrarne il funzionamento in tempi ridotti.

Infine quando si progetta un'applicazione, bisogna sempre tenere presente che il codice realizzato potrebbe essere soggetto alla modifica o alla revisione di qualche altro programmatore. Un VI che presenta una buona progettazione e una buona architettura, risulta essere maggiormente manutenibile e in grado di accogliere nuove funzionalità senza ricorrere alla riprogettazione ex-novo dell'intero software.

4.2. Modalità di sviluppo del software

LabVIEW® permette di creare con semplicità applicazioni che comprendono acquisizione dati, test, sistemi di controllo, ecc.

Grazie a questa semplicità, spesso si iniziano a sviluppare VI con una scarsa pianificazione preliminare. Per piccole e specifiche applicazioni tale approccio può risultare fruttuoso. Viceversa, per grandi progetti, una buona pianificazione è di vitale importanza.

I progetti e le applicazioni, al crescere delle dimensioni possono diventare estremamente complessi. Per gestire in modo opportuno software che mostrano tali livelli di complessità, gli sviluppatori adottano filosofie di programmazione che fanno riferimento ad un insieme di principi di sviluppo.

Questi principi sono alla base del *Software Life-cycle Model*, che descrive i passi da seguire nello sviluppo di un software, dalla fase di *concept* al rilascio, dalla manutenzione ai futuri *upgrading*.

Esistono differenti *Software Life-cycle Model*, ognuno dei quali presenta vantaggi e svantaggi in termini di tempi di rilascio, qualità e *risk management*.

Tra i più noti troviamo:

- ***Code and Fix Model***
- ***Waterfall Model***
- ***V-Model***
- ***Spiral Model***
- ***Agile Software Development Model***

Tra quelli elencati si procederà solamente nella descrizione dell'ultimo, in quanto utilizzato per lo sviluppo dei VI della sala prova turbocompressori.

L'*Agile Software Development Model* presenta un approccio iterativo che enfatizza la collaborazione, la sensibilità verso il cambiamento e, incorporando differenti metodi di sviluppo, lo si può considerare di applicazione generale. Questi metodi promuovono lo sviluppo iterativo, il lavoro di gruppo, la collaborazione, e il processo di adattabilità durante il ciclo di vita del progetto.

Il modello si basa sullo *Scrum Development* che è un *framework* che aiuta i team di sviluppo a rendere più agevole il loro lavoro. E' possibile sintetizzare lo *Scrum Development Process* con il diagramma che si riporta di seguito.

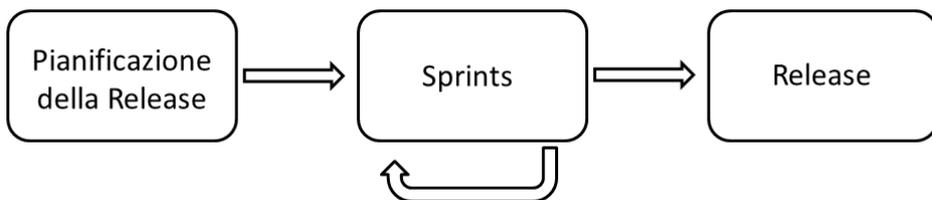


Figura 4.3 – Diagramma dello Scrum Development

Tale metodo pone maggiore importanza al quotidiano confronto fra i membri del team anziché alla produzione di complessa documentazione, evitando così che alcuni aspetti o problemi rimangano nascosti. Se il team è dislocato in posti diversi, il contatto avviene attraverso mail, videoconferenze o altri metodi.

Il processo si focalizza sulle tre fasi mostrate in figura 4.3:

- Pianificazione della Release: in questa fase si crea un documento di *requirements* e una lista di *User Stories* per il progetto. Una *User Story* descrive in modo informale un aspetto dell'applicazione dalla prospettiva dell'utente finale.
- Sprint: la fase di *Sprint* prevede lo sviluppo del prodotto basato sulle *User Story* ritenute più importanti.
- Release: fase di rilascio del prodotto finale

Le iterazioni del modello *Agile*, chiamate *Sprints*, si completano velocemente, impiegando generalmente da una a quattro settimane. Quindi, il processo *Agile* richiede che l'applicazione da sviluppare sia divisa in *task* di dimensioni minori, in modo da dare la possibilità agli sviluppatori di portare a termine il lavoro all'interno di uno sprint. All'inizio dello sprint, il team decide quali *task* portare a termine, e i membri del team sviluppano il *task* a loro assegnato usando un modello di processo come quello riportato di seguito.

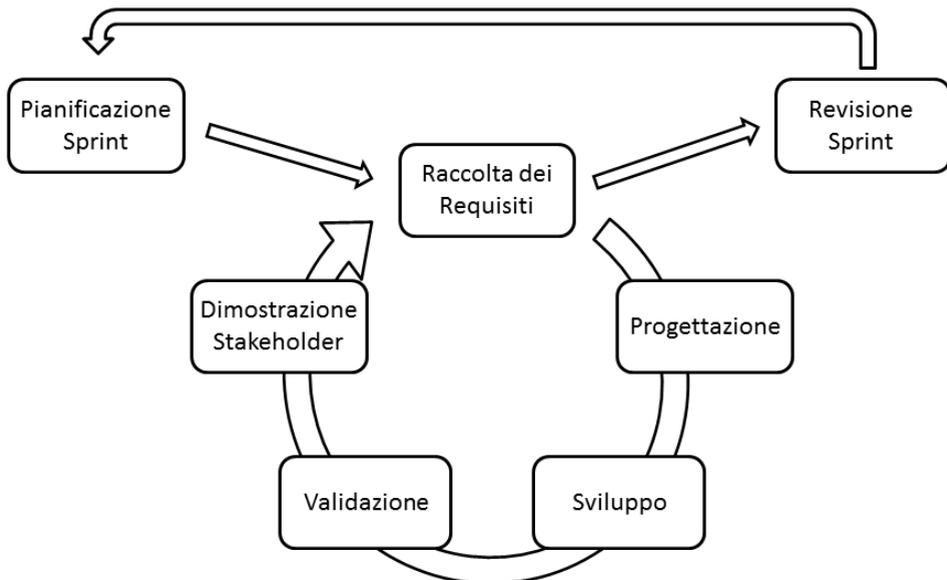


Figura 4.4 – Modello di Sprint

Lo fase di Sprint inizia con un meeting per la sua pianificazione. In questa riunione il team identifica i *task* che faranno parte dello Sprint. Successivamente

il team decide quale processo di sviluppo utilizzare per tale Sprint. Alla fine di ogni Sprint, il team di sviluppo deve essere in grado di dimostrare agli Stakeholder che la parte applicativa sviluppata è funzionante. Il software prodotto alla fine di ogni fase iterativa può essere visto come principale misura dello stato di avanzamento del progetto.

Dopo che il team ha completato i task per lo Sprint in esame, occorre effettuare due riunioni: una in cui il team individua in che modo migliorare il processo di sviluppo dello Sprint e l'altra per identificare i task che non sono stati completati.

Il breve lasso di tempo che intercorre tra uno Sprint e l'altro permette al progetto di adattarsi facilmente ai cambiamenti dei requisiti o ai feedback degli Stakeholder. E' richiesta la creazione della documentazione ad ogni iterazione, ma è richiesto soprattutto concentrarsi sulla realizzazione di una Release con una minima quantità di bugs alla fine di ogni Sprint. In funzione della dimensione dell'applicazione, il progetto può richiedere iterazioni multiple per rilasciare un nuovo prodotto o implementare una nuova e complessa funzionalità.

4.3. I requisiti e la realizzazione dei VI della sala prove turbocompressori

Generalmente i processi di sviluppo di un software iniziano con lo stabilire i requisiti per il progetto. I requisiti definiscono i componenti necessari allo sviluppo del software e descrivono esattamente cosa deve eseguire il software.

Generalmente i requisiti di base si dividono tra funzionali e non funzionali, dove i primi descrivono le operazioni che il software deve effettuare, mentre gli altri definiscono le caratteristiche di implementazione.

Per la realizzazione dei VI della sala prove turbocompressori si sono definiti, in modo preliminare sia i requisiti funzionali, sia i requisiti non funzionali, antepoendo così la fase progettuale a quella realizzativa.

Come si vedrà in seguito, durante la fase realizzativa dei VI, alcuni dei requisiti sono variati, mentre se ne sono aggiunti altri di tipo *Behavioral* (Comportamento del Software) per la definizione di alcune modalità di

funzionamento. Adottando la metodologia Scrum nonché la realizzazione di codice *portabile*, si sono ridotte al minimo le problematiche inerenti l'implementazione di nuove funzioni in co-operazione con quelle già esistenti.

Requisiti Funzionali	Requisiti Non Funzionali
Controllo del MCI	VI con layout di immediata lettura
Controllo del Turbocompressore (TC)	Divisione del VI in due zone: MCI e TC
Controllo della sicurezza della Sala	Rappresentazione Real Time dei dati
Sample time dati statici Max 50Hz	Correzione Real Time dei dati del TC
Sample Time dati dinamici Max 1MHz	VI suddiviso su due o più monitor
Salvataggio dati in file differenti	

Tabella 4.1 – Requisiti del VI per i rilievi stazionari

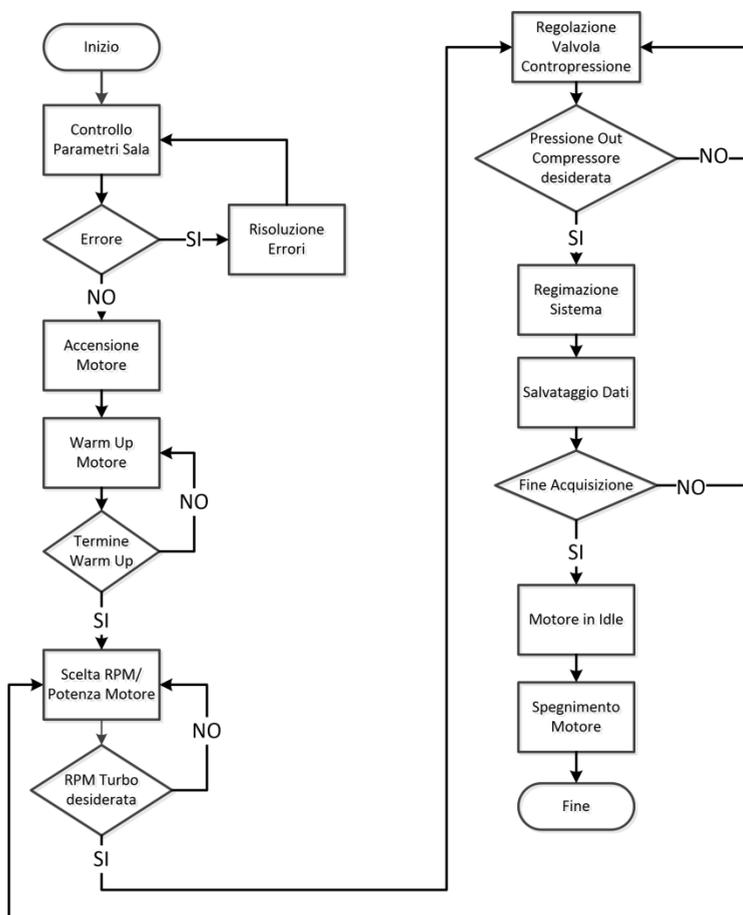


Figura 4.5 – Diagramma di flusso della modalità di prova stazionaria del turbocompressore

La determinazione della modalità di prova del turbocompressore, insieme ai requisiti primari stabiliti in fase di meeting, hanno influito su tutte le fasi della progettazione del VI. Allo scopo è stato quindi creato un diagramma di flusso della sequenza di operazioni da effettuare per il rilievo dei dati sperimentali che coinvolge le principali attività che deve svolgere il VI in concomitanza alla supervisione dell'operatore, che ne sceglie i parametri funzionali.

La determinazione dei requisiti e della modalità di prova ha portato alla realizzazione del VI per le prove in regime stazionario del turbocompressore. In pratica, come si può evincere anche dal diagramma riportato in figura 4.5, durante i rilievi sperimentali, viene scelta una velocità di rotazione del turbocompressore, ottenuta attraverso un determinato punto di funzionamento del MCI. Successivamente si stabilisce la pressione all'uscita del compressore attraverso l'utilizzo della valvola di contropressione, e mantenendo costante il regime di rotazione del turbocompressore, si rilevano le coppie di punti (m, β) per le differenti aperture della valvola di laminazione. Il campo di funzionamento indagato va dal blocco sonico (*choke*, valvola di contropressione completamente aperta) al pompaggio (*surge*, valvola di contropressione quasi totalmente chiusa). Ogni punto sperimentale viene rilevato conseguentemente alla regimazione termica dell'intero sistema di prova. Per questo motivo, essendo sia il generatore di gas caldi che il turbocompressore in un punto fisso, ed essendo tutte le grandezze termo-fluidodinamiche costanti nel tempo, si può affermare che i risultati ottenuti siano di tipo stazionario.

Successivamente, si è valutata l'opportunità di effettuare test sperimentali sul turbocompressore in regime instazionario. Tale tipologia di test risulta sicuramente innovativa nell'ambito dei turbocompressori e per tale motivo sono stati necessari approfonditi meeting esplorativi. Anche in questo caso, si sono stabiliti in via preliminare i requisiti necessari al funzionamento e quelli necessari all'implementazione del codice. Di conseguenza è stata riprogettata anche la modalità di prova che adesso prevede la scelta di una legge temporale della velocità di rotazione e del carico del MCI, come si mostra nel diagramma di flusso riportato in figura 4.6. All'inizio dei rilievi, il MCI seguirà i profili di velocità e potenza inseriti precedentemente e contemporaneamente il sistema di acquisizione provvederà ad acquisire i dati relativi al turbocompressore, che in questo caso saranno funzione del tempo e quindi di tipo instazionario.

Requisiti Funzionali	Requisiti Non Funzionali
Controllo del MCI	VI con layout di immediata lettura
Controllo del Turbocompressore (TC)	Divisione del VI in due zone: MCI e TC
Controllo della sicurezza della Sala	Rappresentazione Real Time dei dati
Sample time dati statici Max 50Hz	Correzione Real Time dei dati del TC
Sample Time dati dinamici Max 1MHz	VI suddiviso su due o più monitor
Salvataggio dati in file differenti	Visualizzazione del profilo di Potenza
Acceleratore Elettronico	Visualizzazione del profilo di RPM
Controllo Freno Dinamometrico	

Tabella 4.2 – Requisiti del VI per i rilievi instazionari

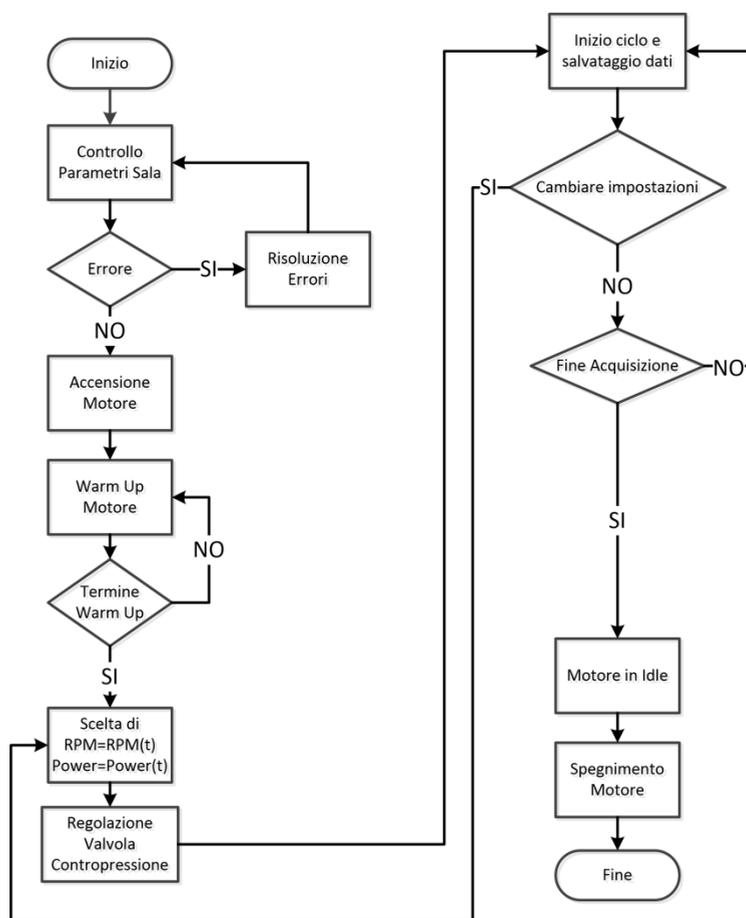


Figura 4.6 - Diagramma di flusso della modalità di prova instazionaria del turbocompressore

Basandosi sui requisiti precedentemente elencati e aggiungendo quelli relativi alla modalità di prova instazionaria si è giunti alla rimodulazione del VI realizzato per le prove stazionarie, implementando al suo interno le nuove funzionalità richieste. Il procedimento di test instazionario è stato reso possibile grazie al controllo da parte del sistema di acquisizione sia del carico del motore che del regime di rotazione del freno. Come si vedrà nei paragrafi successivi, grazie al buon grado di manutenibilità posseduto dal VI per le prove stazionarie, l'implementazione delle nuove funzionalità è stata effettuata con sforzo modesto e soprattutto senza la riprogettazione totale dell'applicazione.

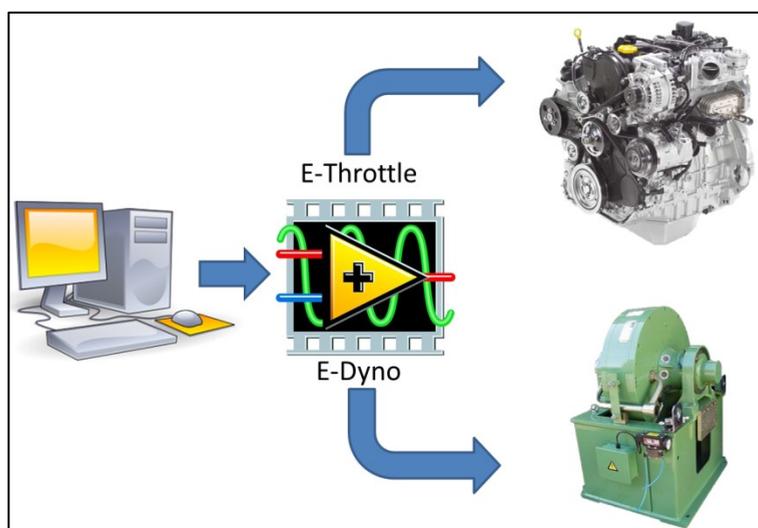


Figura 4.7 – Controllo del freno dinamometrico e del carico motore

4.4. Descrizione dei VI realizzati per i test in regime stazionario

I Virtual Instruments realizzati per l'acquisizione dati e il controllo della sala prova turbocompressori sono stati concepiti in modo modulare, facendo uso degli utili subVI, che rappresentano in LabVIEW l'equivalente delle funzioni all'interno del linguaggio C. Notoriamente, fatta eccezione per applicazioni di

modeste dimensioni, è sempre auspicabile suddividere il codice in più subVI aventi autonomia di funzionamento. Questa metodologia garantisce una elevata “portabilità” del codice realizzato, aumentandone la possibilità di riutilizzo in applicazioni differenti e soddisfacendo in questo modo anche ai paradigmi di leggibilità, scalabilità e manutenibilità richiesti per una applicazione di livello professionale.

Come per i VI principali, ogni subVI presenta il proprio Front Panel e il proprio BlockDiagram. Il subVI viene visualizzato all’interno del BlockDiagram del VI che lo invoca, come un normale nodo, presentando i classici pin di ingresso ed uscita. Per quanto concerne il Front Panel del VI principale, esso può ereditare la grafica del subVI o utilizzare una grafica realizzata appositamente, rispettando però le funzionalità originarie del codice del subVI.

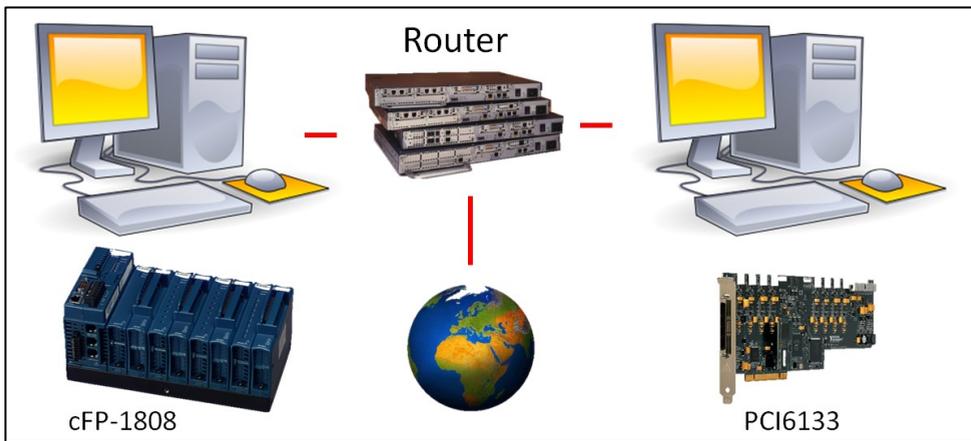


Figura 4.8 – Suddivisione dei VI su due Personal Computer

I VI realizzati per i test stazionari sul turbocompressore sono due e sono eseguiti su due computer differenti, come mostrato in figura 4.8. Questa scelta è stata necessaria per separare i dati acquisiti ad alta frequenza di campionamento, con la scheda PCI-6133, da quelli acquisiti a bassa frequenza utilizzando i Compact FieldPoint. I due computer sono sincronizzati attraverso un protocollo di comunicazione su Ethernet e presentano la possibilità di condividere i dati attraverso Internet con qualsiasi altro *client* abilitato.

Il VI realizzato per l’acquisizione dei dati ad alta frequenza è stato strutturato in modo monolitico, ovvero senza l’utilizzo di subVI, dato che i

segnali da acquisire sono in numero ridotto. Inoltre in tale VI non è implementata nessuna procedura di controllo e quindi svolge solo la funzione di acquisizione e rappresentazione dei dati acquisiti.

Viceversa, il VI realizzato per l'acquisizione dei segnali quasi-stazionari, gestendo diversi segnali di acquisizione e controllo, è composto da cinque subVI che cooperano insieme all'interno dello stesso ciclo While, suddivisi nel modo che si riporta di seguito:

- subVI per il controllo del MCI
- subVI per il controllo del Turbocompressore
- subVI per il controllo del circuito di lubrificazione del Turbocompressore
- subVI per la visualizzazione in tempo reale dei parametri di funzionamento del Turbocompressore

Iniziando col descrivere l'interfaccia grafica di ogni subVI, si procederà nel seguito ad analizzarne le modalità operative e gli aspetti funzionali più significanti.



Figura 4.9 – VI di acquisizione e controllo distribuito su due computer

Descrizione del subVI per il controllo del MCI

Il Front Panel del subVI che controlla il MCI è suddiviso in tre sezioni: la parte inerente i parametri meccanici, quella inerente la parte termica e infine

quella adibita alla gestione dei parametri di sovralimentazione, controllo del freno dinamometrico e carico del motore.

I parametri meccanici mostrati a video sono quelli relativi al regime di rotazione e alla potenza istantanea del MCI. Dai parametri menzionati precedentemente viene poi effettuato il calcolo della *pme* (BMEP).

Sul lato destro invece sono riportate tutte le temperature dei fluidi motore, che per il normale funzionamento devono rientrare tutti in un certo range operativo. Al superamento dei valori massimi, la logica implementata nel codice solleva un *flag* di errore e porta il motore prima al regime di minimo e poi lo spegne.

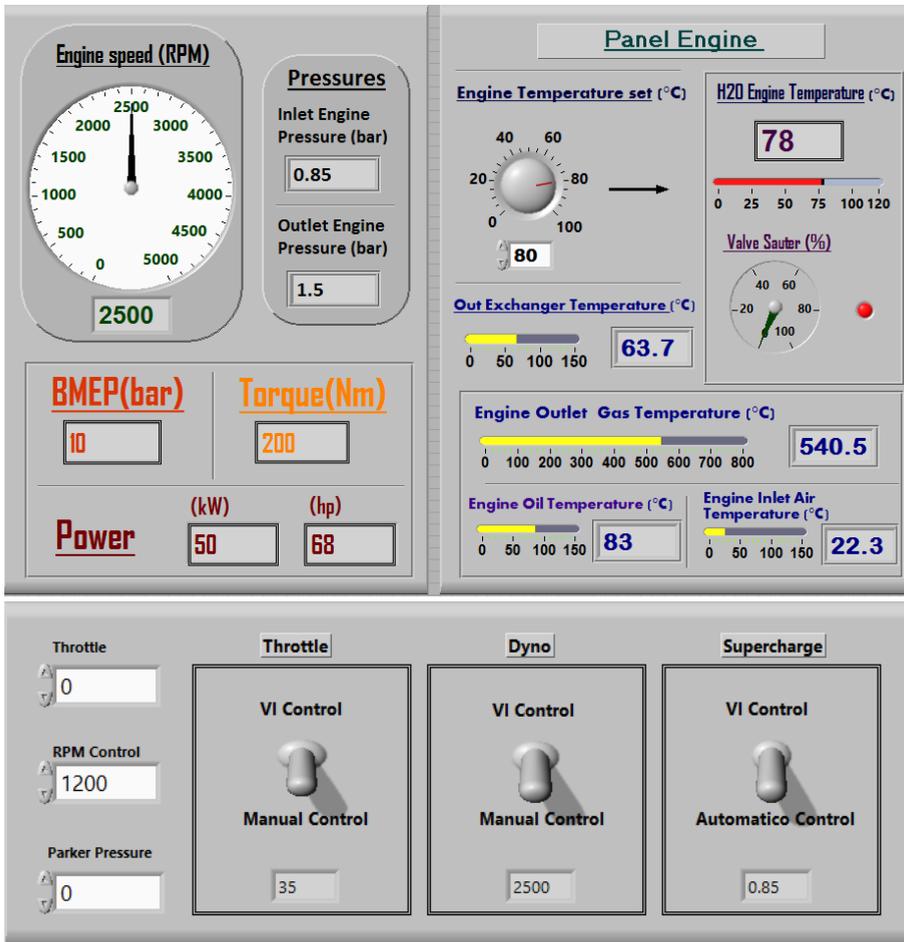


Figura 4.10 – Front Panel del subVI di controllo del motore

Di particolare interesse risulta essere il codice realizzato per la gestione elettronica del *Throttle* e della sovralimentazione automatica.

Nel primo caso, per sostituire l'acceleratore meccanico standard, riportato in figura 4.11, si sono dovuti analizzare i segnali scambiati tra quest'ultimo e la *ECU*: per ragioni di sicurezza il segnale principale proveniente da un acceleratore non è mai singolo, ma è sempre accompagnato da un segnale ausiliario che, come si dice in gergo, stabilisce la "plausibilità" di quello primario. La *ECU*, raffrontando i due segnali ne verifica, appunto, la plausibilità e in caso di guasto si pone nella modalità di *Recovery* o spegne il MCI.

Analizzando i due segnali si è evinto che, quello primario è in relazione col carico motore attraverso la seguente relazione:

$$V = 0.0286 \cdot T + 0.44 \quad 4.1$$

con

- V – Voltaggio del segnale primario [V]
- T – Percentuale di Throttle [%]

In pratica il segnale varia tra un minimo di 0.44V al regime di minimo motore ad un massimo di 3.3V a pieno carico.

Contemporaneamente, il segnale ausiliario rimane fisso ad 5V fino a quando il segnale principale è minore di 0.725 V. Al superamento di tale soglia, il segnale si porta a 1 V, segnalando alla *ECU* il normale funzionamento del comando meccanico.



Figura 4.11 – Acceleratore meccanico standard

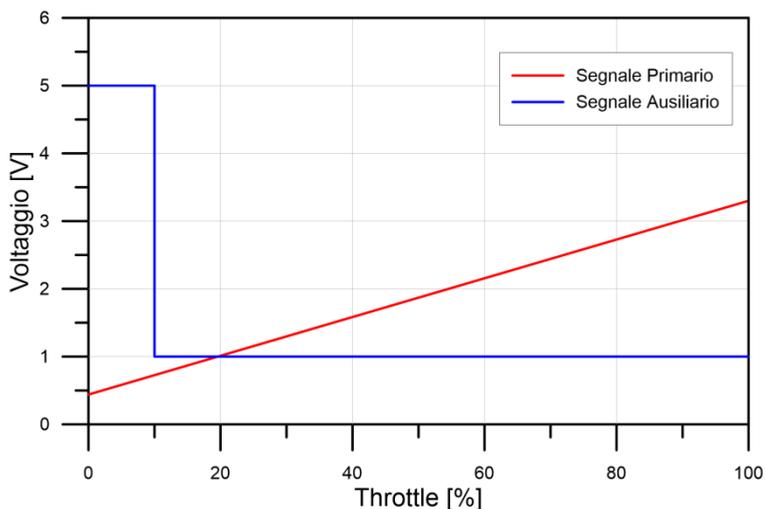


Figura 4.12 – Diagramma dei segnali dell'acceleratore meccanico

Note le funzioni matematiche dei due segnali, l'implementazione attraverso l'utilizzo delle strutture condizionali è stata immediata.

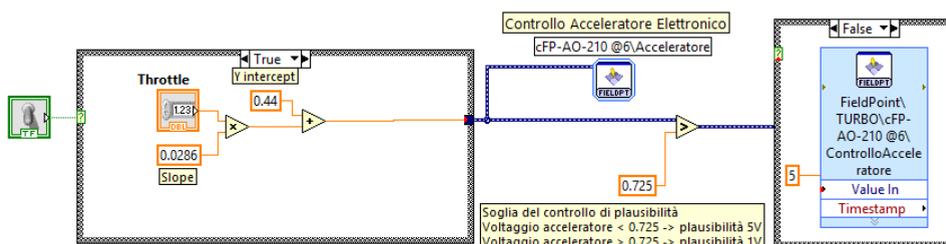


Figura 4.13 – Controllo acceleratore elettronico

Più articolata è risultata l'implementazione della sovralimentazione automatica.

Basandosi sui dati della sovralimentazione acquisiti preliminarmente sul motore, si è costruita una matrice a cui è possibile accedere una volta noti il regime di rotazione del motore e la *pme*. Come dato in uscita vi è la pressione di sovralimentazione del MCI. Il risultato viene poi convertito in segnale elettrico e inviato come comando alla valvola regolatrice di pressione Parker.

Ovviamente la matrice di dati ha un numero limitato di dati. I valori intermedi tra i dati presenti nella matrice bidimensionale, sono ottenuti effettuando una interpolazione lineare fra i due estremi considerati.

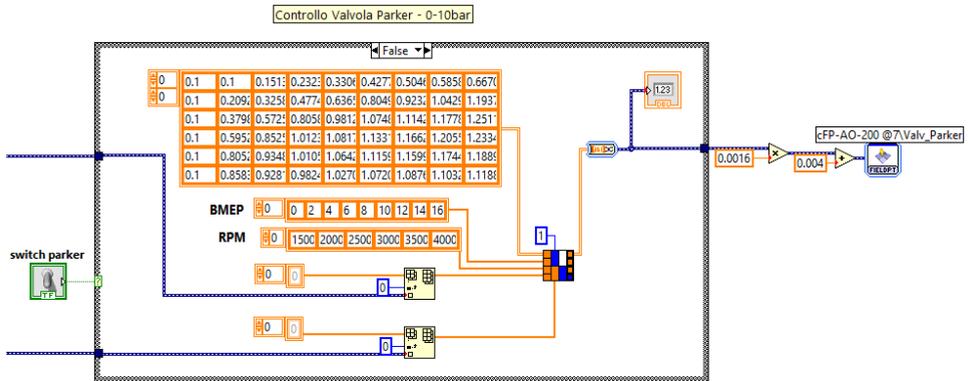


Figura 4.14 – Controllo automatico della sovralimentazione

Per ragioni di sicurezza e di cautela nei confronti del MCI, l’algoritmo implementato è stato sottoposto ad un approfondito *debug* utilizzando i *tools* di simulazione che il linguaggio mette a disposizione.

Infine i controlli *Throttle* e *Dyno* presenti in Figura 4.10 possono essere controllati virtualmente dal VI oppure manualmente attraverso l’utilizzo di potenziometri di precisione situati sul banco di comando della sala (figura 4.15). Per la sovralimentazione invece è possibile scegliere se dev’essere gestita automaticamente oppure essere controllata elettronicamente dal VI.



Figura 4.15 – Quadro di comando del MCI e del freno dinamometrico

Descrizione del subVI per il controllo del Turbocompressore

Nel subVI relativo al controllo del turbocompressore è riportata la figura del layout della sala, mostrando all'operatore il percorso dei gas caldi, le varie ramificazioni dei condotti e le servo-valvole presenti su di essi. Sul layout raffigurato sono posizionati sia gli indicatori degli strumenti di misura quali i trasduttori di pressione, di temperatura e portata massica, sia i controlli per gestire l'apertura delle servo-valvole.

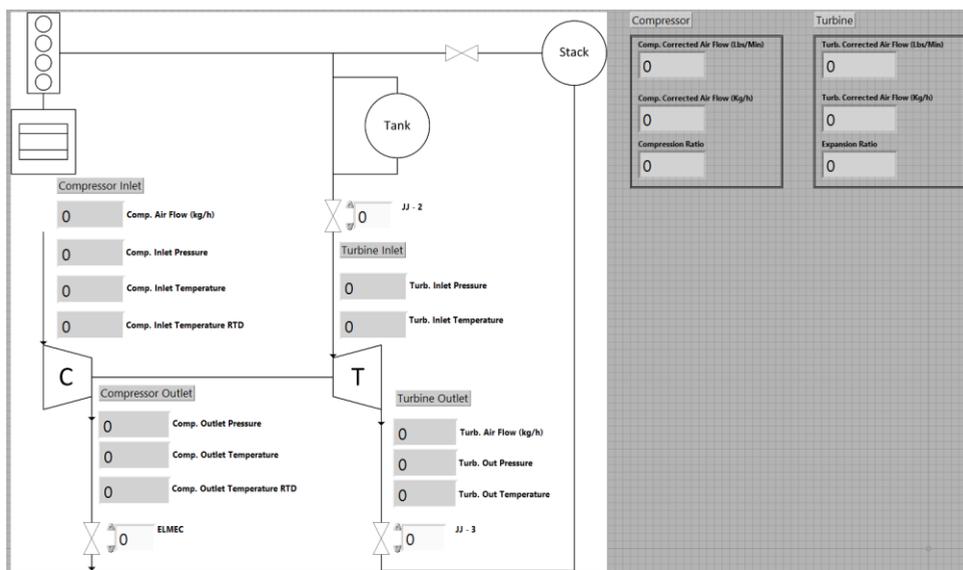


Figura 4.16 – Front Panel del subVI di controllo del turbocompressore

Oltre alla rappresentazione, tale subVI effettua in tempo reale anche la correzione delle portate, secondo le note relazioni provenienti dall'analisi dimensionale applicata alle turbomacchine. Preliminarmente, per confrontare più agevolmente i dati ricavati dalle prove con quelli delle case costruttrici, viene effettuata la conversione delle portate da kg/h a lb/min e delle temperature da gradi Celsius a gradi Fahrenheit. Dopodiché, dai dati ricavati, viene effettuata la correzione della portata attraverso l'utilizzo di un nodo formula, secondo la relazione

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{\frac{T}{T_{rif}}}}{p}$$

indicando con:

- \dot{m}^* - Portata massica ridotta [kg/h] o [lb/min]
- \dot{m} – Portata massica attuale [kg/h] o [lb/min]
- T – Temperatura attuale del fluido [K] o [°F]
- T_{rif} – Temperatura di riferimento del fluido [K] o [°F]
- p – Pressione attuale del fluido [bar] o [psi]
- p_{rif} – Pressione di riferimento del fluido [bar] o [psi]

La correzione viene effettuata sia per le portate del compressore che per quelli della turbina e il codice implementato all'interno del subVI è riportato nella figura seguente.

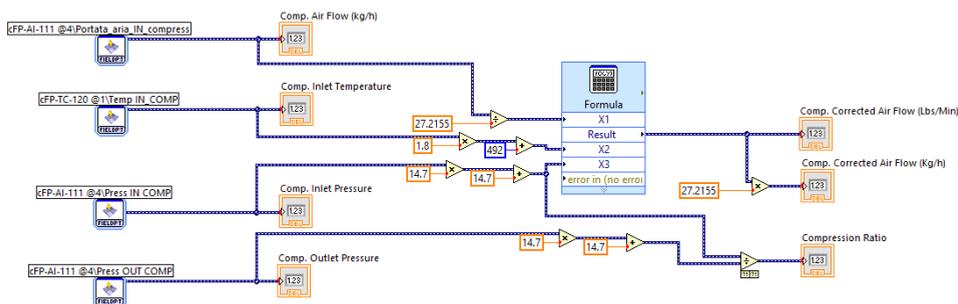


Figura 4.17 – Codice per la correzione delle grandezze della turbomacchina

In questo modo il subVI mette a disposizione dell'operatore le portate istantanee e quelle corrette nelle due unità di misura prima enunciate consentendone così un confronto rapido con altri dati che si hanno eventualmente a disposizione.

Descrizione del subVI per il controllo del circuito di lubrificazione del Turbocompressore

Il semplice VI di controllo del circuito di lubrificazione del turbocompressore prevede un interruttore per l'azionamento della pompa dell'olio, un controllo per la temperatura di *set-point* del lubrificante e un altro per la pressione. La temperatura di *set-point* viene attuata attraverso l'utilizzo di uno scambiatore di calore e di una servo-valvola che regola la quantità di fluido freddo che lo attraversa.

La portata di olio verso il compressore viene regolata per bypass attraverso l'utilizzo di una servo-valvola. Agendo su un controllo presente del Front Panel, è possibile regolarne l'apertura in base alla pressione del lubrificante visualizzata nell'apposito indicatore.

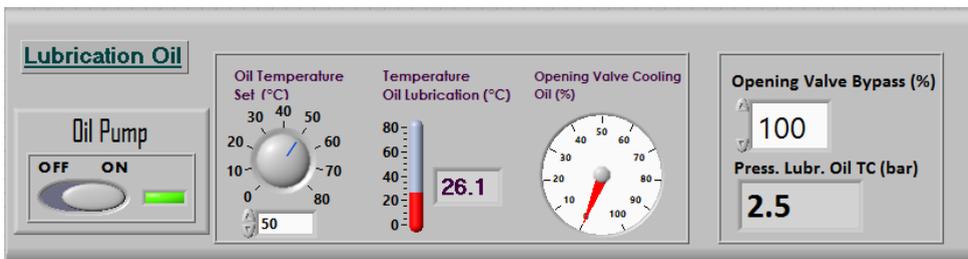


Figura 4.18 – Front Panel del subVI di controllo del circuito di lubrificazione del turbocompressore

Descrizione del subVI per la visualizzazione in tempo reale dei parametri di funzionamento del Turbocompressore

Il Front Panel del subVI a cui è demandato il compito di mostrare i parametri di funzionamento del turbocompressore, prevede un ampio diagramma riportante sulle ascisse le portate massiche e in ordinata il rapporto di compressione del compressore. Sul diagramma appena menzionato appare un punto che indica la portata e il rapporto di compressione istantanei.

La procedura di salvataggio dei dati rappresentativi della mappa di funzionamento è implementata all'interno di questo subVI: ad ogni pressione del tasto *Save* del VI principale, il punto di funzionamento istantaneo viene aggiunto ad una matrice di dati e rimane impresso sul diagramma. Alla fine di ogni campagna di prove, la matrice formata dai vettori riga (\dot{m} , β , rpm_{turbo})

viene salvata in un ulteriore file di testo, che è possibile visualizzare in seguito utilizzando lo stesso subVI. Infatti, attraverso una procedura di lettura dati è possibile caricare sia prove sperimentali precedenti che mappe di funzionamento fornite dalla casa costruttrice del turbocompressore. In questo modo si può effettuare il confronto in tempo reale fra i dati acquisiti nella prova sperimentale corrente con quelli che già si hanno a disposizione.

E' superfluo ribadire che tutti i punti di acquisizione rappresentati sul diagramma sono dei punti di funzionamento stazionario, in quanto acquisiti ad avvenuta regimazione del sistema, quando le variabili fisiche osservate diventano costanti nel tempo.

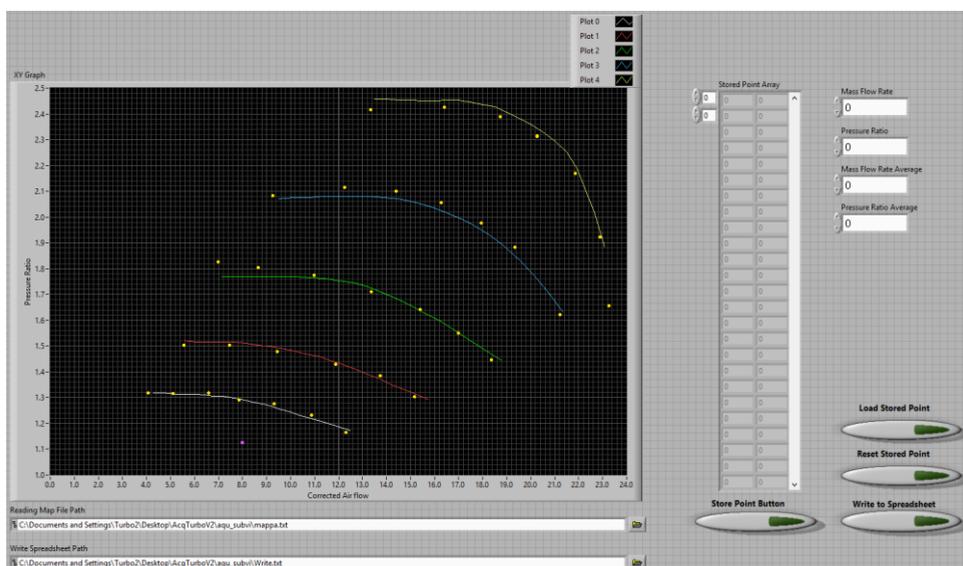


Figura 4.19 – Front Panel del subVI per la visualizzazione dei parametri del turbocompressore.

Descrizione del VI per l'acquisizione ad elevata frequenza di campionamento

Il VI per l'acquisizione dei dati ad elevata frequenza di campionamento è legato alla scheda PCI-6133. Presentando solo l'acquisizione di 3 segnali di misura, non c'è stata la necessità di ricorrere alla progettazione modulare con l'utilizzo di subVI. I segnali acquisiti sono quelli provenienti dai due sensori Kulite WCT-312M montanti all'ingresso e all'uscita del compressore, e dal sensore di velocità di rotazione del gruppo turbocompressore. In analogia con quanto avviene per il VI relativo ai segnali quasi-statici, il codice realizzato è inserito

all'interno di un ciclo While che è possibile fermare grazie all'utilizzo di un apposito pulsante di *Stop*. Il software realizzato si interfaccia con l'hardware sopra citato attraverso l'utilizzo dei driver dedicati, denominati *DAQmx*, che permettono di stabilire da quali canali fisici effettuare le acquisizioni, scegliere le frequenze di acquisizione, abilitare eventuali trigger, e in genere personalizzare le modalità di acquisizione dei dati.

Riportando nella figura seguente la parte di codice relativa all'acquisizione e alla visualizzazione del sensore di pressione WCT-312M, è interessante far notare le modalità di interazione software-hardware tra i driver *DAQmx* e le schede di acquisizione utilizzate.

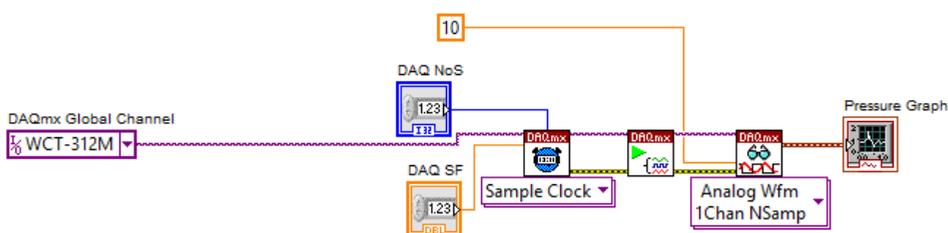


Figura 4.20 – Codice per l'acquisizione del sensore WCT-312M

Come è possibile vedere in figura 4.20, partendo dalla sinistra, vi è la creazione di un canale virtuale a partire da un canale fisico denominato, per ragioni di praticità WCT-312M, proprio come il sensore. Successivamente viene istruito il codice, attraverso il nodo *DAQmx Timing* (con il simbolo dell'orologio) ad effettuare un campionamento alla frequenza impostata dal controllo *DAQ SF* (*DAQ Sampling Frequency*) e salvare i dati campionati all'interno del buffer della scheda in numero pari a quello impostato dal controllo *DAQ NoS* (*DAQ Number of Samples*). Dopo aver terminato la configurazione del canale avviene lo *Start* dell'acquisizione (nodo con il simbolo di *Play*) e la successiva lettura dal buffer hardware attraverso il nodo di *DAQmx Read* che da impostazioni legge un numero *N* di sample da un singolo canale sotto forma di *Analog Waveform*. Quindi in pratica si è scelto di campionare un segnale di tipo analogico con un numero di campioni impostati con il controllo *DAQ NoS*. Infine i sample acquisiti sono mostrati a vide attraverso il nodo *Pressure Graph*.

Nel Front Panel del subVI descritto si trovano un ampio diagramma che riporta la pressione istantanea all'ingresso e all'uscita del compressore, e l'indicatore a forma di orologio della velocità di rotazione del turbocompressore.

Durante l'acquisizione è possibile cambiare le impostazioni di campionamento e visualizzazione dei segnali attraverso l'utilizzo dei controlli *DAQ SF* e *DAQ NoS* precedentemente illustrati.

Il salvataggio dei segnali appena citati avviene in modo sincronizzato con il VI principale eseguito sull'altro computer: il processo di sincronizzazione avviene attraverso l'utilizzo di un *flag* che viene comunicato attraverso la rete Ethernet e visualizzato a video attraverso un *Led* denominato *Save*. E' stato previsto anche un pulsante di salvataggio asincrono rispetto al VI principale, in modo da poter utilizzare tale VI in modo autonomo e svincolarsi rispetto al salvataggio dei dati quasi-statici.

Inglobando una routine di denominazione progressiva dei file, l'operatore dovrà solamente inserire il suffisso del nome del file, in quanto la progressiva numerazione sarà effettuata dal software. Quindi, una volta stabiliti i nomi dei file, nonché la loro posizione di salvataggio, sarà necessario solamente abilitare il salvataggio con l'utilizzo del mouse o con una shortcut da tastiera.



Figura 4.21 – Front Panel del VI per i dati ad elevata frequenza di acquisizione

4.5. Descrizione dei VI realizzati per i test in regime instazionario

La progettazione e la realizzazione del software per i test in regime instazionario può essere considerata a tutti gli effetti come un'evoluzione dell'applicazione destinata ai test in regime stazionario, ereditando da quest'ultima tutte le collaudate procedure di controllo e di gestione della sala.

L'innovativa peculiarità introdotta per effettuare i test in regime instazionario, come già si è avuto modo di accennare, consiste nel controllo tramite VI dell'acceleratore e del freno dinamometrico. In questo modo si possono assegnare determinate leggi di velocità di rotazione e carico motore in funzione del tempo e analizzare il comportamento del turbocompressore durante i regimi transitori che si vengono ad instaurare.

Per perseguire le finalità sopra elencate, è stato necessario introdurre nuove procedure di controllo, attraverso l'utilizzo di nuovi subVI e la modifica di alcuni subVI realizzati precedentemente.

In particolare i nuovi subVI introdotti risultano i seguenti:

- subVI per la creazione del profilo di RPM e del carico motore
- subVI per l'attuazione del profilo di RPM e carico motore realizzato

mentre quelli che hanno subito alcune modifiche sono stati quello di visualizzazione del punto di funzionamento e quello della gestione del motore.

Come è stato fatto in precedenza, si illustreranno di seguito i nuovi subVI e successivamente si mostreranno le modifiche a quelli già esistenti

Descrizione del subVI per la creazione del profilo di RPM e del carico motore

La progettazione del subVI, a cui è demandato il compito di generare le leggi temporali che il MCI dovrà attuare, è stata incentrata sull'ottenimento di una interfaccia grafica intuitiva coniugata ad una semplicità di utilizzo.

Il profilo di velocità e di carico può essere immesso all'interno del subVI secondo diverse modalità. Quella più semplice, utile per profili non complessi, consiste nell'inserimento manuale dei punti. Viceversa, quando i profili sono

complessi, possono essere inseriti attraverso la lettura di un file di testo. Il file dovrà presentare una formattazione interna come una matrice $M(n,4)$ con n che indica il numero generico di punti che si desidera inserire. I primi due vettori colonna riportano i dati relativi al profilo di RPM, mentre gli ultimi due quelli relativi al profilo di carico del motore.

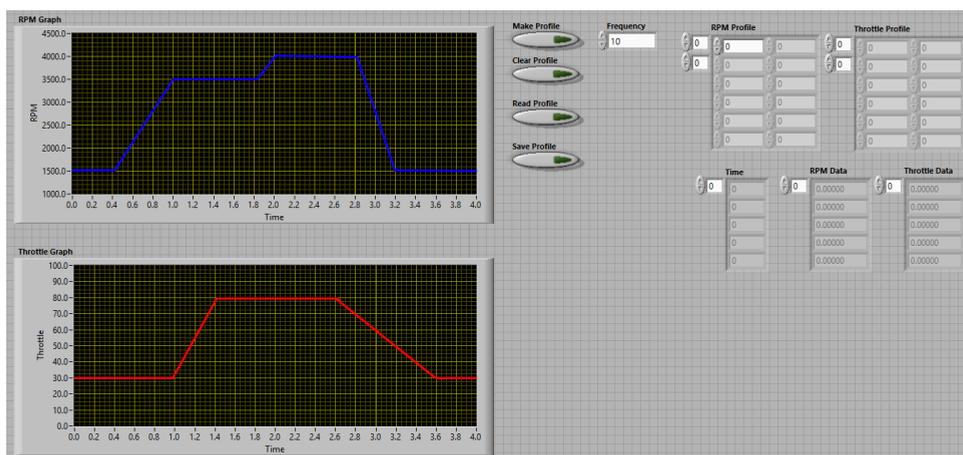


Figura 4.22 –Descrizione del subVI per la creazione dei profili di RPM e carico motore

Le due coppie di vettori indicati presentano la prima colonna con i dati riguardanti la variabile tempo mentre la seconda colonna con i dati relativi alla velocità di rotazione o al carico del motore.

Il codice è basato su un algoritmo di interpolazione lineare tra i punti inseriti: questo agevola l'operatore nella realizzazione di profili formati solo da rampe o gradini. In tal caso basterà inserire, per ogni rampa o gradino solamente il punto iniziale e il punto finale. Il codice provvederà in automatico alla creazione di tutti i punti intermedi, il cui numero è stabilito dall'operatore attraverso l'apposito controllo presente sul Front Panel. Se viceversa il profilo è una curva qualsiasi, si può inserire la matrice di punti discretizzata preliminarmente in modo arbitrario e scegliere la non interpolazione dei punti immessi.

Infine sul Front Panel di tale subVI si ritrovano due diagrammi per la visualizzazione a schermo delle leggi realizzate, compresi tutti i controlli e gli indicatori per l'immissione manuale dei dati, la cancellazione o il salvataggio del profilo realizzato.

Descrizione del subVI per l'attuazione del profilo di RPM e carico motore realizzato

Il subVI per l'attuazione del profilo RPM e del carico motore si può considerare come un *client* del subVI presentato precedentemente. Esso accetta in input i profili creati dall'apposito subVI e, in base alla durata del profilo e alla interpolazione effettuata, realizza la corretta temporizzazione del codice, in modo da rendere sincronizzati entrambi i profili immessi.

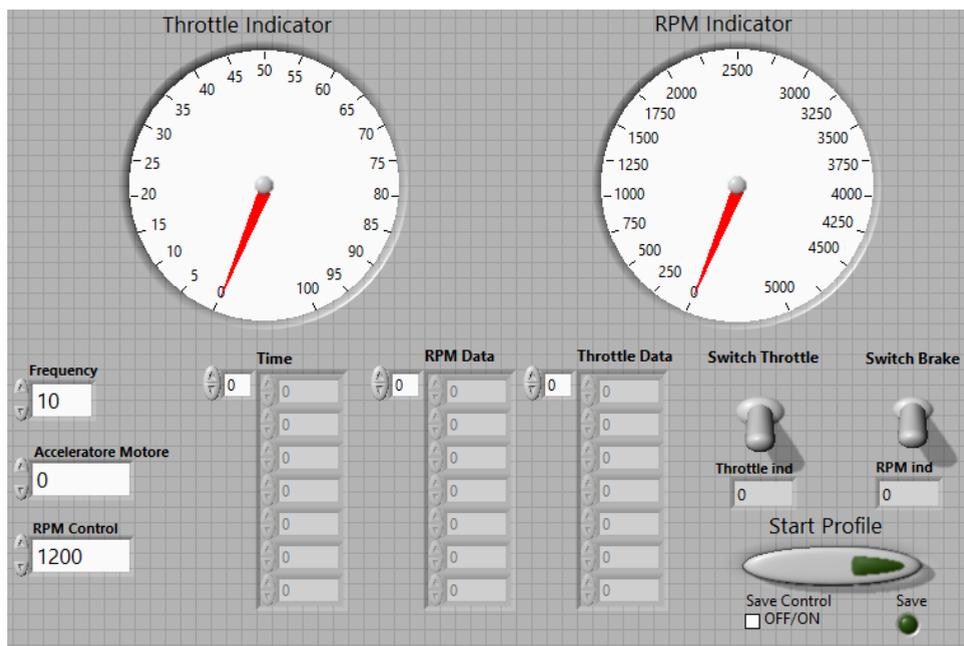


Figura 4.23 – Front Panel del subVI per l'attuazione del carico e del regime di rotazione del MCI

Partendo da un punto fisso del motore, all'atto della pressione del pulsante *Start Profile* il subVI inizia a guidare sia il regime di rotazione che il carico motore in base alla legge temporale immessa precedentemente e alla conseguente temporizzazione realizzata.

Attivando il *flag Save Control*, allo start del profilo si abilita anche il salvataggio di tutti i dati inerenti il motore e il turbocompressore.

Infine, attraverso l'introduzione di diversi sistemi di sicurezza si è fatto in modo da non realizzare situazioni conflittuali tra la gestione manuale e automatica del motore.

Modifiche ai subVI per la visualizzazione del punto di funzionamento e a quello di gestione del motore

Introducendo una nuova metodologia di test sul turbocompressore, anche le modalità di rappresentazione delle grandezze termo-fluidodinamiche relative alla macchina in prova hanno dovuto subire alcune modifiche.

In particolare, il subVI relativo alla visualizzazione del punto di funzionamento è stato modificato nella parte del codice relativa ai punti visualizzati post salvataggio. La modalità di prova precedente prevedeva che il punto di funzionamento salvato rimanesse impresso sulla mappa di funzionamento insieme agli altri salvati (si veda figura 4.19). Nella modalità di prova in regime instazionario tale tipo di visualizzazione non ha più ragione di esistere. Infatti durante tutta la manovra del motore, il punto di funzionamento istantaneo di certo non è di tipo stazionario, ma viceversa, va assumendo posizioni variabili nel tempo in ragione della variabilità della forzante applicata alla macchina.

Il codice allora è stato adeguato in modo da visualizzare, per ogni salvataggio effettuato, il luogo dei punti di funzionamento occupati dalla macchina dinamica nel tempo. Si vengono così a configurare sul diagramma (\dot{m}, β) curve di funzionamento aperte o chiuse a seconda della manovra effettuata con il MCI. Volendo riportare un esempio, si supponga di fissare ad una certa apertura la valvola di contropressione allo scarico del compressore e che tale apertura rimanga costante nel tempo. Si supponga poi di realizzare una manovra del motore in cui sia il carico che il regime di rotazione varino nel tempo, con la condizione che il punto di funzionamento finale della manovra corrisponda con quello iniziale. Per tale tipo di manovra, il luogo dei punti di funzionamento del turbocompressore vengono a formare una curva chiusa. Viceversa, se il MCI effettua una manovra in cui alla fine si porta ad un punto di funzionamento diverso da quello di partenza, la curva formata dal turbocompressore risulta aperta.

Come si avrà modo poi di approfondire nel capitolo 5, relativo ai rilievi sperimentali effettuati, tale modo di visualizzare i dati sperimentali risulta notevole nei casi in cui si effettuano manovre del motore per cui si ha l'insorgenza del fenomeno di *surge* sul turbocompressore: si vedrà che anche a valvola di contropressione con apertura fissa nel tempo, l'andamento della curva portata-pressione si discosterà notevolmente da quello di una funzione

quadratica, assumendo un andamento di tipo caotico dettato dalle oscillazioni nel tempo delle due grandezze considerate.

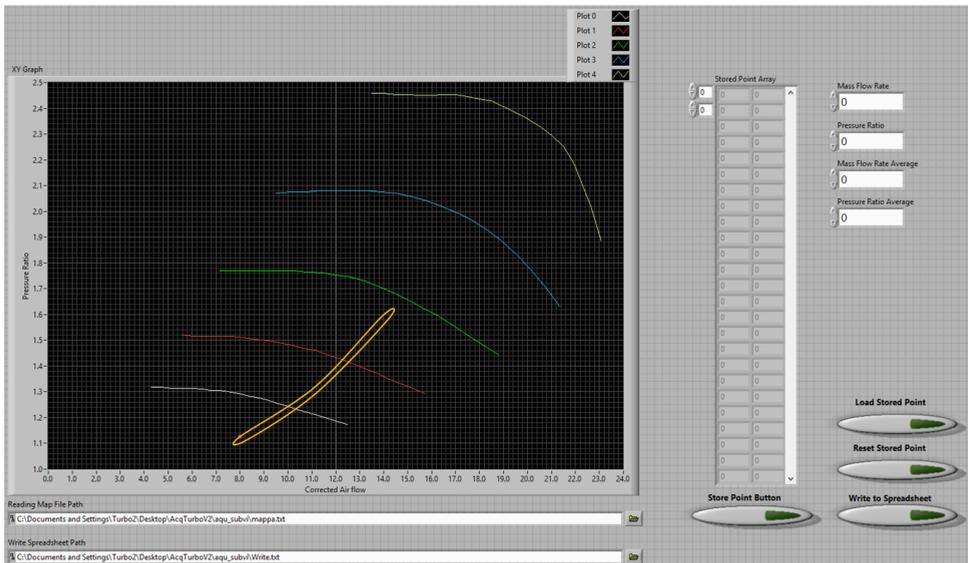


Figura 4.24 – Visualizzazione dei punti di funzionamento di una prova instazionaria

Per quanto riguarda il subVI di gestione del motore esso ha subito lievi modifiche che hanno riguardato il controllo dell’acceleratore e del freno dinamometrico. In pratica tali controlli sono stati affidati al subVI per l’attuazione del profilo, lasciando a quello di gestione del motore solo il controllo della sovralimentazione automatica.

Descrizione del VI per l’acquisizione ad elevata frequenza di campionamento nei test instazionari

Le modifiche apportate al VI dedicato alla scheda PCI-6133, hanno visto l’introduzione di un nuovo strumento di misura: l’anemometro a film caldo. Tale scelta è giustificata dal fatto che, essendo lo studio condotto in questo frangente di tipo instazionario, gli strumenti devono presentare risposta in frequenza adeguata al fenomeno che si sta osservando.

Purtroppo i sensori prodotti dalla Rosemount, anche se di elevata precisione, non presentano una dinamica tale da essere considerati idonei per fenomeni instazionari.

L'anemometro utilizzato oltre a possedere una risposta in frequenza tale da cogliere fenomeni dinamici fino a 30Hz, presenta anche una *accuracy* pari all'1% della lettura effettuata con segnale in uscita di tipo analogico con uscita 0-5V.

Per le temperature, purtroppo si è vincolati ai classici trasduttori utilizzati, che, come visto nel capitolo precedente, presentano risposte in frequenza bassissime. In tal caso, per risalire alla temperatura istantanea si può pensare di operare in fase di *post-processing* sui dati, facendo assunzioni che devono essere verificate accuratamente di volta in volta.

Il Front Panel del VI è stato quindi aggiornato con l'introduzione di un nuovo diagramma riportante la portata massica istantanea in funzione del tempo. Allo stesso tempo sono stati conservati i precedenti diagrammi relativi alle pressioni e l'indicatore di velocità del turbocompressore.

La procedura di salvataggio è rimasta immutata e prevede, nel file di testo prodotto, solo l'aggiunta dei dati provenienti dal nuovo sensore introdotto.



Figura 4.25 - Front Panel del VI modificato per i dati ad elevata frequenza di acquisizione

5

Analisi dei dati sperimentali

5.1. Dati tecnici del turbocompressore Garrett GT2052ELS

Il turbocompressore utilizzato nei rilievi sperimentali all'interno dell'UNINA Turbocharger Test Rig è prodotto dalla nota casa costruttrice statunitense Garrett con la sigla commerciale GT2052. Come c'è stato modo di dire precedentemente, tale gruppo turbocompressore non è un prodotto aftermarket, ma fa parte della categoria dei turbocompressori OEM per applicazioni automotive, che equipaggiano i motori di serie prodotti dalle varie case automobilistiche. Effettuando ricerche in rete, si è scoperto che le versioni denominate GT2052 sono molteplici, distinguibili tra loro attraverso codici alfanumerici successivi alla sigla, quali, per esempio GT2052S, GT2052V2, GT2052LS, e attraverso il noto *Part Number* che identifica il prodotto in modo univoco. In particolare, il compressore che si è avuto modo di testare è siglato GT2052ELS ed equipaggiava il motore Lancia 2000cc 20V 5 cilindri a benzina,

prodotto negli stabilimenti FMA di Pratola Serre, in grado di erogare una potenza di 185Cv a 5500 giri/min.

Kappa JTD 5 Cyl. - 2.4 L - M722.LT.24 - DI D	701900-1/2	TD2503	467663888	1999	2 505 345	
Thesis 20V ess. 5 Cyl. - 2.0 L - M648.19 - G	714334-1	GT2052ELS	467916880	2002	-	
Thesis JTD 5 Cyl. - 2.4 L - M722.24 - DI D	717662-1/2	GT2256V	55191600	2002	2 505 429	

Figura 5.1 – Turbocompressore GT2052ELS e Part Number relativo

Preliminarmente al montaggio all'interno del rig, il turbocompressore è stato disaccoppiato dalle volute per effettuare le necessarie lavorazioni utili per l'alloggiamento dei sensori e la realizzazione delle flange di accoppiamento.

In tale occasione si è avuto modo di analizzare la conformazione geometrica del compressore e della turbina, la cui conoscenza è risultata utile per considerazioni che si sono effettuate a valle dei rilievi sperimentali.

Schematizzando il rotore della turbomacchina come in figura 5.2, possiamo definire quelli che sono i parametri geometrici (di immediata misurazione) che risultano rilevanti ai fini della caratterizzazione termofluidodinamica. In particolare vengono definiti i diametri e le altezze dei canali all'ingresso e all'uscita della macchina, riservando il pedice 1 per le quote di ingresso e il pedice 2 per quelli di uscita. Essendo il compressore di tipo centrifugo e la turbina di tipo centripeto, i pedici fra le due macchine risultano invertiti.

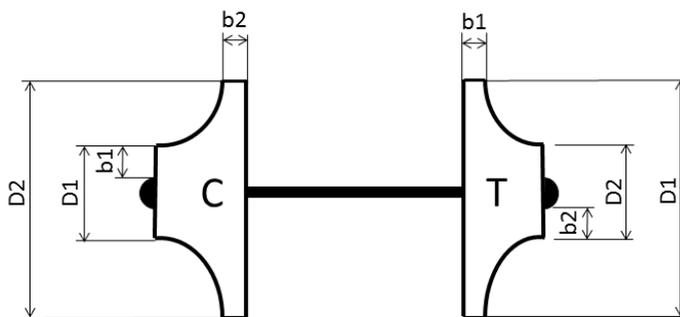


Figura 5.2 – Quote principali di un compressore e di una turbina

Il compressore, di cui si riporteranno successivamente i risultati sperimentali, è composto da dodici pale, di cui sei principali e sei splitter. In base alle misure effettuate, esso presenta un rapporto tra il diametro di ingresso e

quello di uscita pari a circa 0.74. In alternativa, le case costruttrici preferiscono utilizzare un parametro simile che definiscono *trim*. Per il compressore tale parametro è dato dal rapporto percentuale del quadrato del diametro di ingresso e del quadrato del diametro di uscita:

$$trim = \left(\frac{D_1^2}{D_2^2} \right) \cdot 100 \quad 5.1$$

Il rapporto tra i diametri, come vedremo successivamente, è di particolare interesse per la determinazione di opportuni coefficienti (quali per esempio quello di slip), che spesso vengono rappresentati su abachi o tabelle, il cui ingresso è funzione proprio di tale parametro.

	Numero Pale	Spessore Pale [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	b1 [mm]	b2 [mm]
Compressore	12 (6/6)	0.55	38.5	52	12.5	3
Turbina	12	0.8	47	40	6.5	12.5

Tabella 5.1 – Quote caratteristiche del compressore e della turbina

Per quanto riguarda la voluta, essa viene caratterizzata dal parametro A/R, definito come il rapporto tra l'area della massima sezione di scarico della voluta e il raggio individuato dall'asse del rotore e il baricentro dell'area considerata. Una esemplificazione di tale definizione è data dalla figura riportata di seguito.

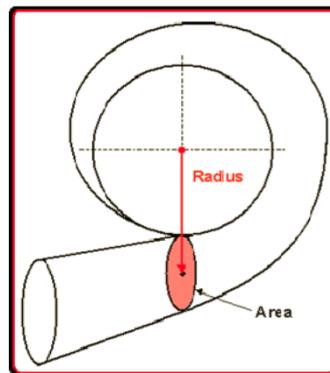


Figura 5.3 – Definizione geometrica del parametro A/R

Il parametro A/R ha differenti effetti sulle prestazioni della turbomacchina e il compressore, confrontato con la turbina risulta molto meno sensibile alle variazioni di tale parametro. Si può affermare che grandi valori di A/R della voluta sono preferiti nei casi in cui si voglia ottimizzare le prestazioni della macchina per bassi rapporti di compressione, mentre valori piccoli sono utilizzati per applicazioni ad elevato *boost*. Aldilà dell'influenza del parametro appena definito, in genere le case costruttrici stabiliscono un singolo valore di A/R per ogni ruota di compressore prodotta, imponendo quindi il valore ritenuto migliore per il campo di applicazione a cui il turbocompressore è destinato.

A differenza del compressore, le prestazioni della turbina sono notevolmente influenzate dal parametro A/R, in particolare nel controllo della portata massica elaborata. In genere, a parità di portata massica, piccoli valori di A/R fanno aumentare la velocità dei gas, permettendo l'incremento della potenza raccolta in turbina anche a bassi regimi di rotazione del motore. Questo si traduce in una risposta del turbocompressore più veloce. D'altro canto, la riduzione del parametro causa un aumento della componente tangenziale della velocità del fluido, con abbassamento delle portate smaltibili dalla macchina e conseguenti aumenti della *backpressure*. Viceversa elevati valori ritornano utili nel caso si voglia ottenere la massima potenza del motore ad elevati regimi di rotazione dello stesso.

Il gruppo sovralimentatore testato in sala presenta un valore di A/R della voluta del compressore pari a 53, mentre per la voluta della turbina non è stato pervenuto nessun riferimento a tale indice.

5.2. Determinazione sperimentale della mappa caratteristica del compressore

Dopo la strumentazione del gruppo turbocompressore e la realizzazione delle opportune flange di accoppiamento tra lo stesso e il rig, si è proceduto ai test in regime stazionario per la determinazione della mappa caratteristica del compressore.

Come già enunciato precedentemente, sono stati utilizzati i GE Druck PTX1000 e PTX1400 e i Kulite WCT-312M per il rilievo della pressione dei fluidi elaborati, mentre per la temperatura sono state utilizzate termoresistenze PT100 e termocoppie tipo K. I due Kulite e le due termoresistenze sono state alloggiare quanto più vicino possibile all'ingresso e all'uscita della ruota, compatibilmente con le lavorazioni meccaniche possibili sulla macchina, mentre i due Druck e le due termocoppie sono situati sulla parte di condotto relativa al rig che collega quest'ultimo all'ingresso e all'uscita della macchina.

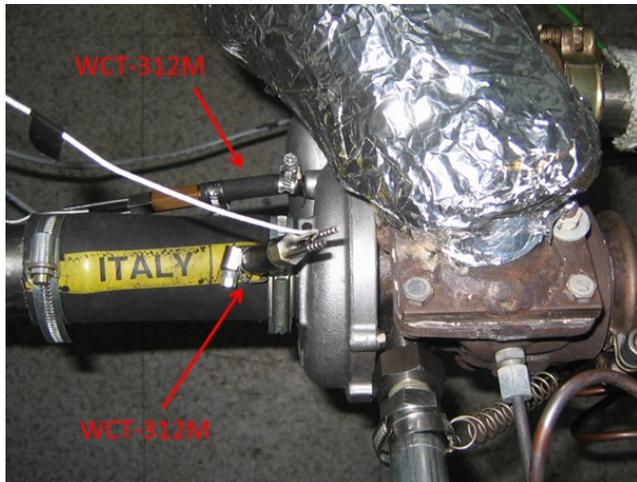
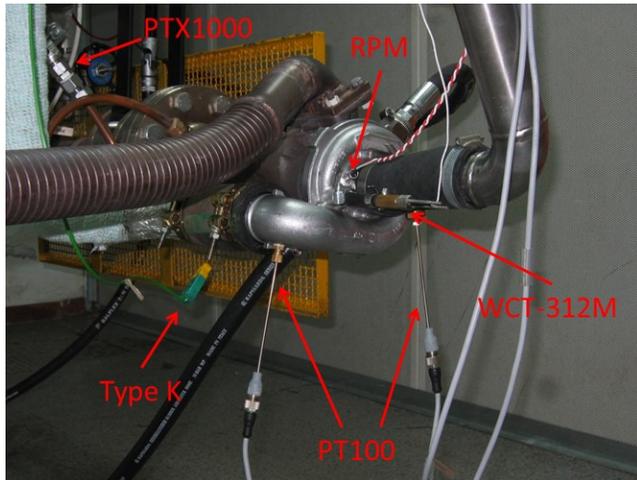


Figure 5.4 e 5.5 – Posizione dei trasduttori di misura

La determinazione sperimentale della mappa caratteristica della macchina è stata realizzata effettuando i test in regime stazionario secondo lo schema logico proposto dal diagramma di flusso rappresentato nella figura 4.5 del capitolo 4.

Si è scelto di analizzare tutte le velocità di rotazione del turbocompressore comprese fra 70000 rpm e 150000 rpm a step di 10000 rpm. Per ogni regime di rotazione, attraverso la regolazione della valvola di *backpressure*, si sono ottenuti i punti di funzionamento nel piano caratteristico (\dot{m}, β), indagando il campo di funzionamento che va dalla zona di *choke* a quella di *surge*.

I risultati ottenuti attraverso ripetute campagne di prova sono riportati nella figura che segue.

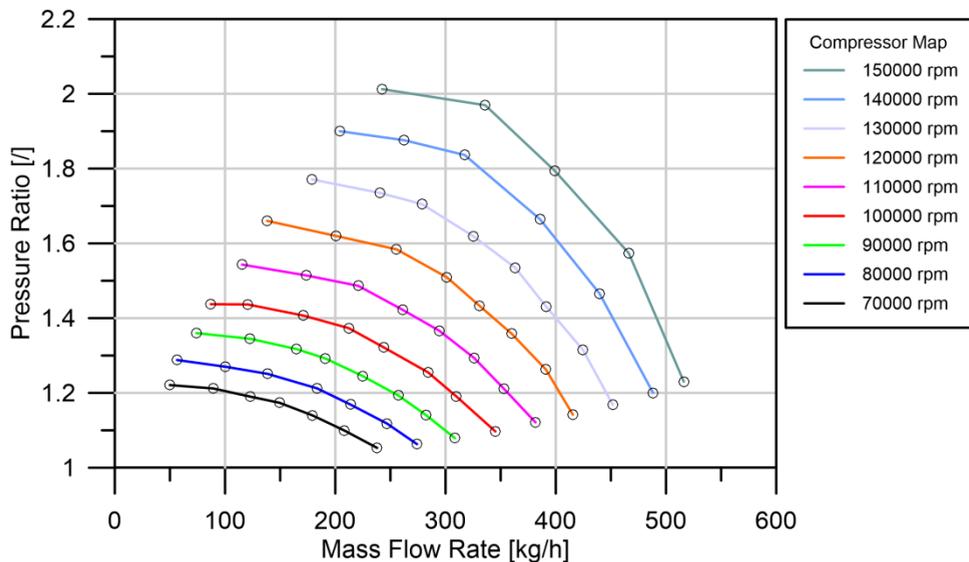


Figura 5.6 – Mappa caratteristica del compressore

I trasduttori di pressione utilizzati sono montati sul rig e sulla macchina in modalità *flush*, ovvero, con l'elemento primario sensibile a filo con le pareti del condotto che lo accoglie. In questo modo, la pressione misurata risulta essere quella statica, e, di conseguenza il rapporto di compressore rappresentato nel diagramma precedentemente riportato è da intendersi *static to static*.

Al fine di rendere confrontabili i dati sperimentali delle varie campagne prova effettuate, la portata massica è stata corretta secondo la nota relazione proveniente dall'analisi dimensionale:

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{\frac{T}{T_{rif}}}}{\frac{p}{p_{rif}}} \quad 5.2$$

con:

- \dot{m}^* - Portata massica corretta [kg/h]
- \dot{m} – Portata massica attuale [kg/h]
- T – Temperatura attuale del fluido [K]
- T_{rif} – Temperatura di riferimento del fluido [K]
- p – Pressione attuale del fluido [bar]
- p_{rif} – Pressione di riferimento del fluido [bar]

La portata massica, corretta con tale relazione, mantiene le stesse dimensioni originarie, in quanto i rapporti tra le temperature e le pressioni risultano adimensionali. Per questo motivo i diagrammi realizzati utilizzando la portata massica corretta conservano la semplicità di lettura e di interpretazione al pari delle grandezze visualizzate sul VI in fase di sperimentazione.

Con lo scopo di estendere la validità dei dati sperimentali ottenuti con tale macchina, assunta come modello, all'intera famiglia di macchine simili a quest'ultima, si possono adimensionalizzare i risultati ottenuti utilizzando la teoria della similitudine. Tale teoria definisce macchine geometricamente simili tutte le macchine ottenibili dal modello attraverso la variazione di un fattore di scala.

I dati adimensionalizzati in questo modo possono essere confrontati tra di loro anche se le macchine che li hanno generati sono diverse, ma tali da dare luogo a campi di velocità, pressioni, temperature simili a quelli generati da una delle condizioni di prova del modello.

In questo senso, la teoria consiglia di ridurre la portata attraverso la relazione seguente:

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^0}}{p_A^0 A_0} \quad 5.3$$

con:

- \dot{m} – Portata massica attuale [kg/h]
- R – Costante dell'aria [kJ/kg K]
- T_1^0 – Temperatura totale del fluido all'ingresso [K]
- p_A^0 – Pressione totale del fluido all'ingresso [bar]
- A_0 – Area di riferimento [m²]

Se si vogliono confrontare i risultati per una stessa macchina non riprodotta in scala, si possono omettere, nel parametro ridotto riportato precedentemente, l'area di riferimento A_0 , rendendo in questo caso dimensionale la relazione. Se poi la stessa macchina elabora sempre il medesimo fluido, è possibile omettere anche la costante del gas R , pervenendo alla relazione seguente, che anche in questo caso risulta dimensionale:

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{T_1^0}}{p_A^0} \quad 5.4$$

con:

- \dot{m}^* - Portata massica ridotta [kg s⁻¹ K^{1/2} bar⁻¹]
- \dot{m} – Portata massica attuale [kg/s]
- T_1^0 – Temperatura totale del fluido all'ingresso [K]
- p_A^0 – Pressione totale del fluido all'ingresso [bar]

Disponendo ovviamente di tutti i dati necessari, si è proceduto a realizzare la riduzione della portata secondo la relazione 5.4 riportata precedentemente.

Sfruttando il fatto che i dati vengono salvati dal VI in file di tipo ASCII in forma matriciale, ed essendo in genere notevole la mole di dati raccolti in ogni campagna prova, si è proceduto alla realizzazione di un script (riportato nell'appendice A) nell'ambiente di sviluppo MATLAB®, in modo da effettuare in maniera automatizzata tutte le procedure di calcolo delle grandezze derivate dai dati raccolti. Tra queste, vi è per esempio, il calcolo del rendimento isoentropico e politropico del compressore.

Nello specifico, la relazione implementata all'interno del codice per il calcolo del rendimento isoentropico citato precedentemente è la seguente:

$$\eta_{is} = \frac{L_{isoentropico}}{L_{reale}} = \frac{h_1 - h_{2iso}}{h_1 - h_{2r}} = \frac{T_1 - T_{2iso}}{T_1 - T_r} \quad 5.5$$

con:

- h_1 – Entalpia specifica del fluido all'ingresso del compressore [kJ/kg]
- h_{2iso} – Entalpia specifica del fluido all'uscita del compressore nell'ipotesi di compressione adiabatica isoentropica [kJ/kg]
- h_{2r} – Entalpia specifica del fluido all'uscita del compressore conseguente alla trasformazione reale di compressione [kJ/kg]
- T_1 – Temperatura del fluido all'ingresso del compressore [K]
- T_{2iso} – Temperatura del fluido all'uscita del compressore nell'ipotesi di compressione adiabatica reversibile [K]
- T_{2r} – Temperatura del fluido all'uscita del compressore conseguente alla trasformazione reale di compressione [K]

mentre la relazione relativa al calcolo del rendimento politropico risulta essere:

$$\eta_{pol} = \frac{\frac{m}{m-1} RT_1 [1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}]}{c_p T_1 [1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}]} = \frac{\lambda \log(\beta)}{\log\left(\frac{T_{2r}}{T_1}\right)} \quad 5.6$$

con:

- m – Esponente della trasformazione politropica reale
- R – Costante del gas [kJ/kg K]
- T_1 – Temperatura del fluido all'ingresso del compressore [K]
- β – Rapporto di compressione
- c_p – Calore specifico a pressione costante del fluido [kJ/kg K]
- λ – Coefficiente pari a $(k-1)/k$ con $k=c_p/c_v$

In pratica fornendo al codice il *path* dei file di dati salvati durante i rilievi sperimentali, in automatico esso effettua il calcolo dei rendimenti attraverso l'utilizzo delle relazioni appena riportate.

Si mostreranno di seguito i diagrammi ottenuti dall'operazione di riduzione della portata e quelli relativi al calcolo dei rendimenti. Per ragioni di chiarezza espositiva dei dati, le curve delle grandezze prima citate relative ai regimi di rotazione pari a 70, 90, 110, 130mila giri al minuto e quelle relative ai regimi di rotazione pari a 80, 100, 120, 140mila giri al minuto sono state rappresentate su due diagrammi separati.

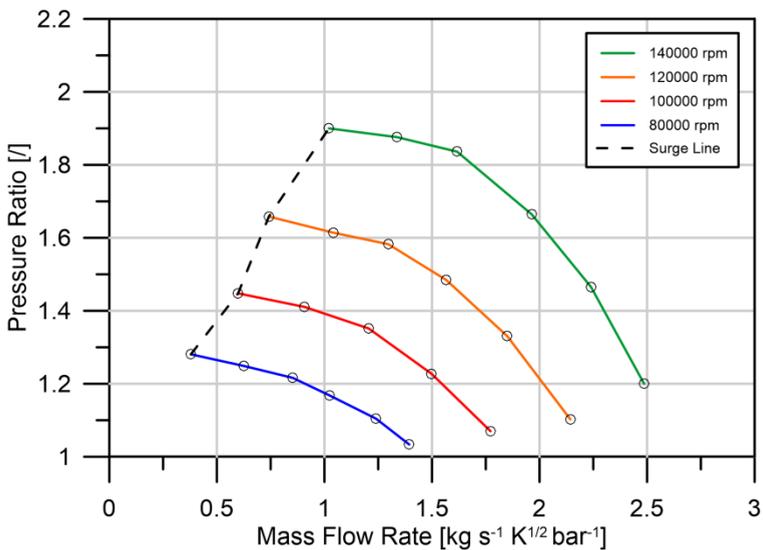
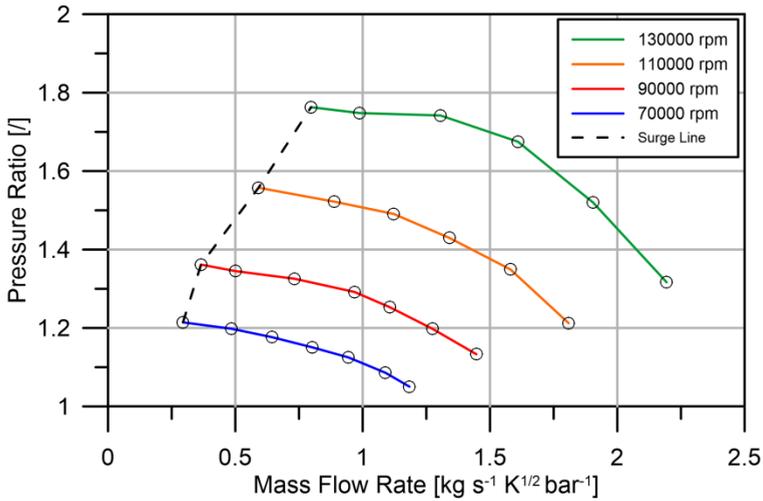


Figura 5.7 e 5.8 – Diagrammi caratteristici del compressore con portate massiche ridotte

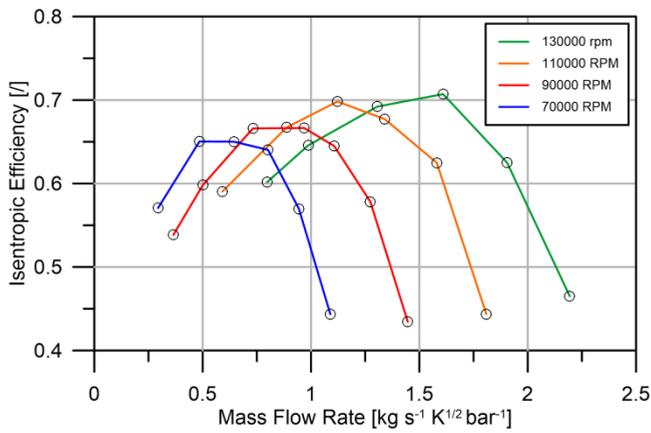
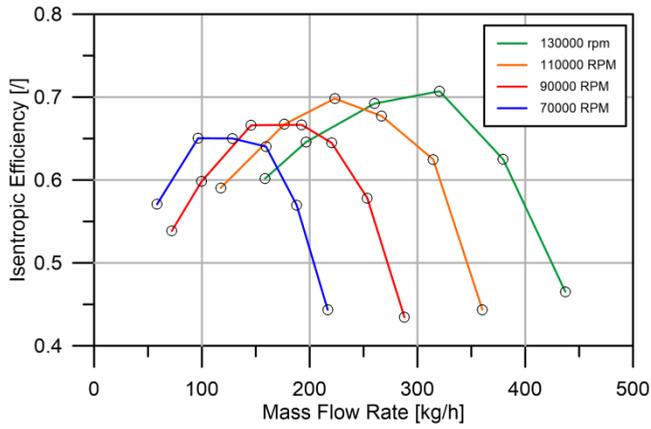
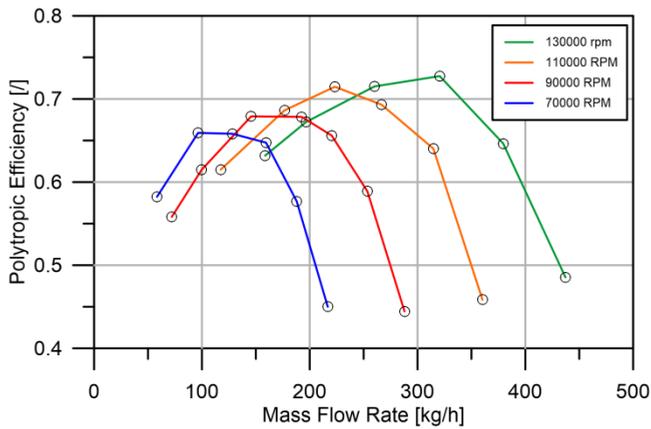


Figure 5.9 e 5.10 – Diagrammi del rendimento isentropico per portate corrette e ridotte



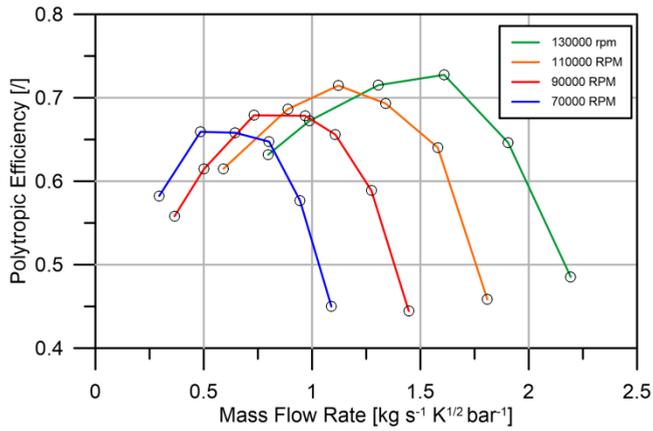


Figure 5.11 e 5.12 – Diagrammi del rendimento politropico per portate corrette e ridotte

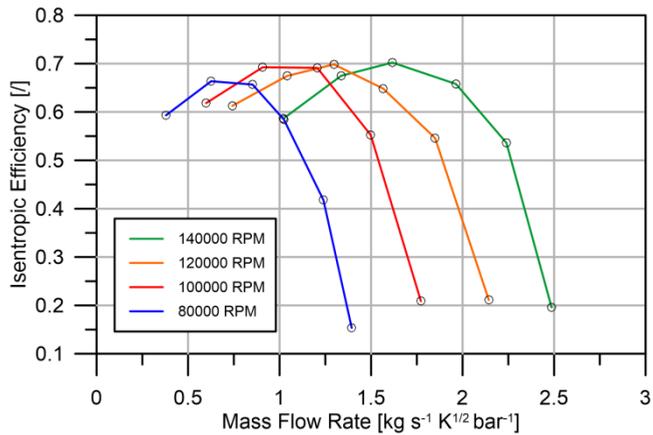
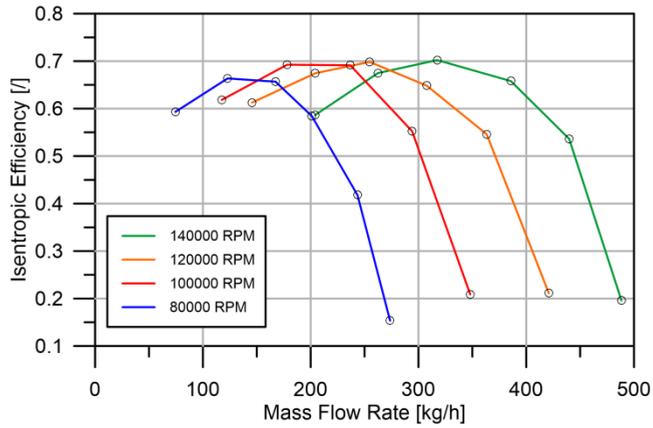


Figure 5.13 e 5.14 – Diagrammi del rendimento isoentropico per portate corrette e ridotte

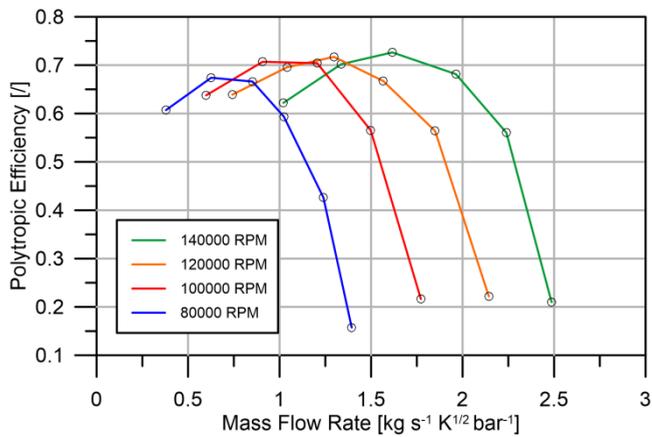
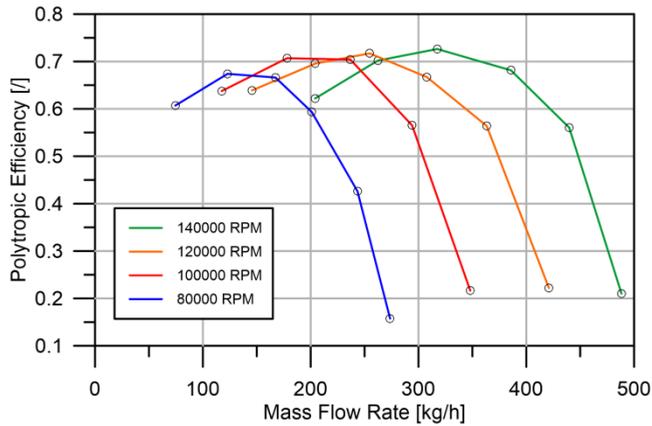


Figure 5.15 e 5.16 – Diagrammi del rendimento politropico per portate corrette e ridotte

Come è possibile evincere dai diagrammi riportati, le curve dei rendimenti in funzione della portata massica presentano il classico andamento che è possibile ritrovare in letteratura, mostrando, per ogni regime di rotazione, il massimo nella zona di funzionamento delle medie portate e una drastica riduzione delle prestazioni a portate elevate, dove i rapporti di compressione sono modesti e la zona di funzionamento è prossima al limite di *choke*. Inoltre il luogo dei punti formato dai valori massimi di rendimento di ogni regime di rotazione, verifica il classico andamento crescente con la presenza di un massimo.

Infine, coerentemente con la definizione di rendimento isoentropico e politropico, per ogni regime di rotazione, i diagrammi mostrano costantemente

che il primo è sempre inferiore al secondo in virtù della nota energia di controrecupero.

5.3. Determinazione delle curve di lavoro reale, carico politropico e carico isoentropico

Nell'analisi globale delle prestazioni di una macchina dinamica, la determinazione delle curve dei lavori e dei relativi carichi risulta, come per la determinazione dei rendimenti, di estrema utilità e importanza.

Come visto per i rendimenti, anche per la determinazione delle curve dei carichi e dei lavori ci si è affidati al calcolo automatico condotto dallo script realizzato in ambiente MATLAB®.

In pratica, noti i valori del rapporto di compressione β realizzato dalla macchina e della temperatura T_1 di inizio compressione, la determinazione del carico isoentropico e politropico è di immediata realizzazione attraverso le note relazioni della termodinamica, che si riportano di seguito.

Per il carico isoentropico si ha:

$$H_{ts} = \frac{k}{k-1} RT_1 (1 - \beta^\lambda) \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad 5.7$$

mentre la relazione che esprime quello politropico è:

$$H_{pol} = \frac{\eta_{pol}}{\lambda} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{\lambda}{\eta_{pol}}} \right) \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad 5.8$$

che essendo funzione del rendimento politropico (precedentemente calcolato) e della temperatura del fluido in ingresso al compressore, risulta di immediata applicazione, con il significato dei simboli equivalente a quello enunciato precedentemente.

Una volta determinate le curve dei carichi, e noti i rendimenti isoentropici e politropici per ogni punto di funzionamento, il calcolo del lavoro reale L_r si può ottenere basandosi sulla stessa definizione dei rendimenti, ovvero:

$$L_r = \frac{H_{is}}{\eta_{is}} = \frac{H_{pol}}{\eta_{pol}} \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad 5.9$$

Per tale parametro, la verifica della correttezza del calcolo risulta banale, potendosi ottenere dall'applicazione del primo principio della termodinamica ad un sistema aperto, considerando, per il calcolo, la differenza tra la temperatura di inizio e fine trasformazione e gli scambi termici trascurabili, ovvero:

$$L_r = c_p(T_{2r} - T_1) \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad 5.10$$

Anche in questo caso i dati restituiti dal codice sono stati diagrammati in funzione della portata massica corretta, utilizzando come parametro di quadro la velocità di rotazione del gruppo turbocompressore.

Sullo stesso diagramma si è riportato il lavoro reale, il carico politropico e il carico isoentropico; come è noto dalle relazioni di Eulero, i punti di lavoro calcolati devono essere situati tutti su una retta con coefficiente angolare negativo, conseguenza del fatto che il compressore testato presenta la classica configurazione con pale rivolte all'indietro. Inoltre, considerando i lavori in valore assoluto, la retta appena indicata, dovrà intercettare l'ordinata nella sua parte positiva.

Come si riporterà a breve, i risultati ottenuti sono coerenti con le considerazioni appena effettuate mostrando che i punti calcolati, a meno di lievi scostamenti dovuti per esempio alla non perfetta costanza del regime di rotazione, formano in modo molto marcato una retta rispondente alle caratteristiche enunciate precedentemente.

Per quanto riguarda le curve dei carichi, si può dire che esse sono pressoché sovrapposte, conseguenza del fatto che i rendimenti differiscono di poco tra loro, mostrando quindi che l'aliquota di energia dovuta al controrecupero è di modesta entità. Per apprezzare sensibili variazioni fra le due curve bisogna riferirsi a quelle ottenute per regimi di rotazione medio-alti, indagando nelle zone di bassa portata, come mostrato nelle figure 5.17-120.

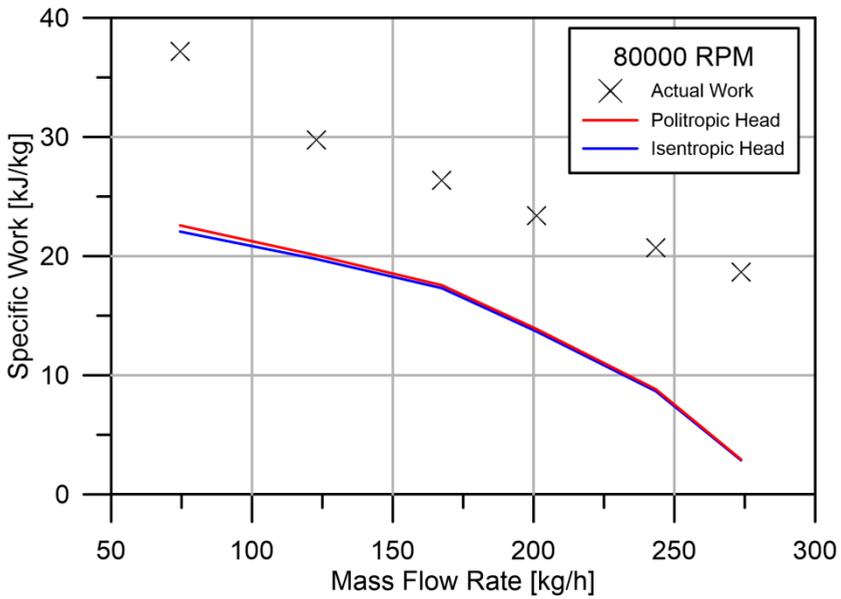


Figura 5.17 – Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 80000 rpm

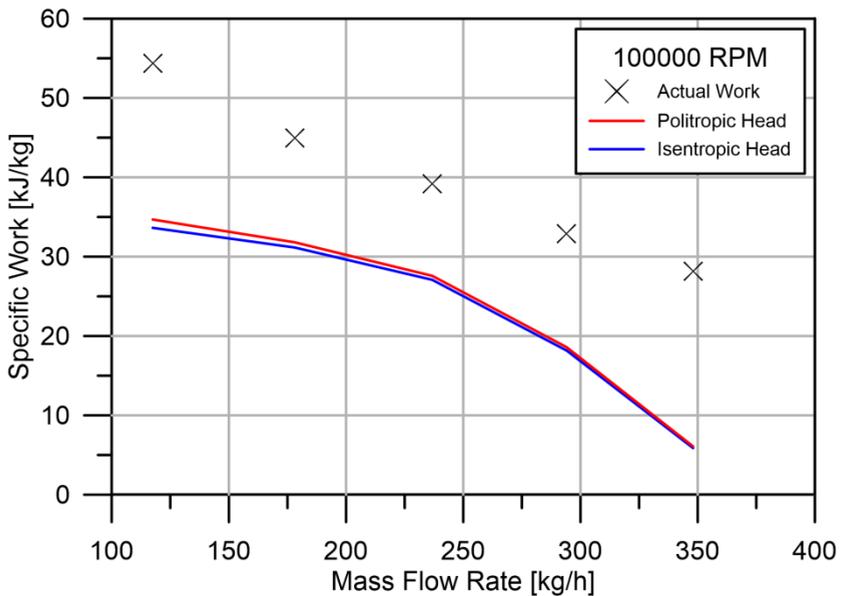


Figura 5.18 – Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 100000 rpm

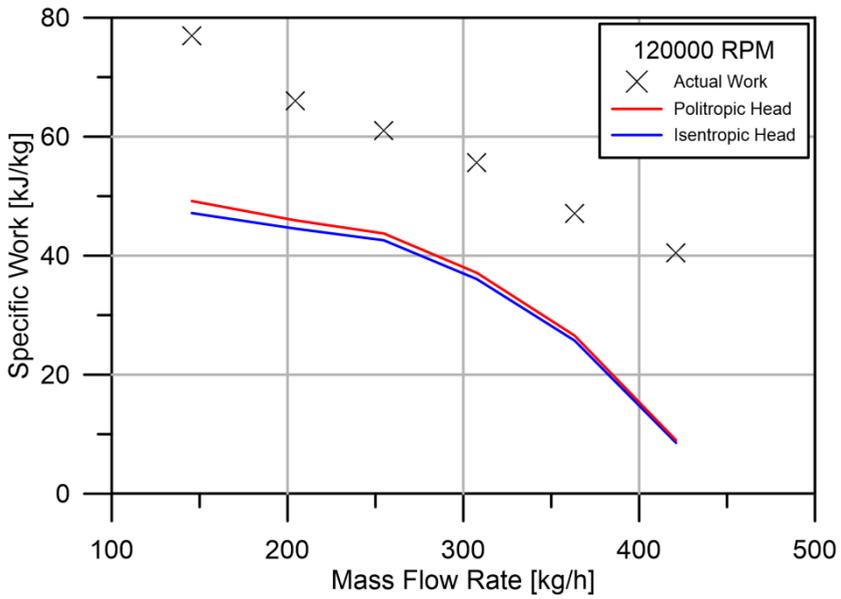


Figura 5.19 – Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 120000 rpm

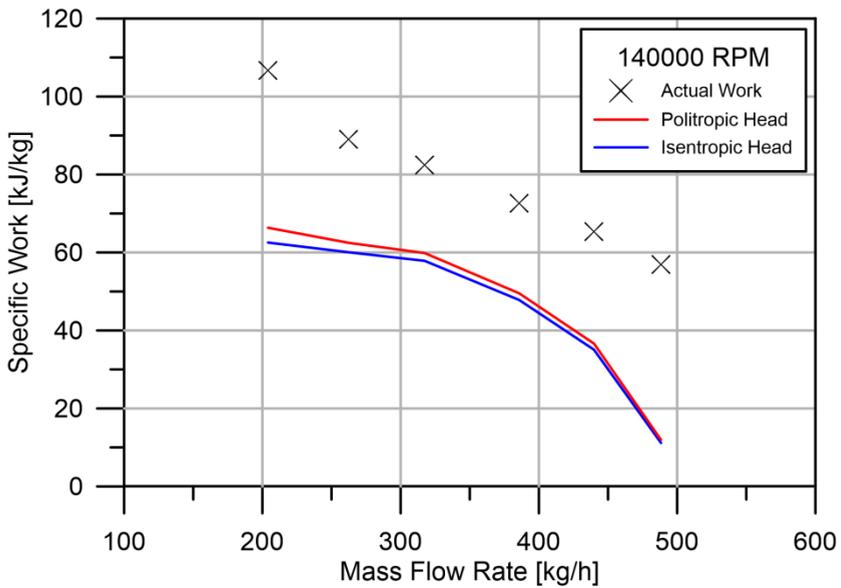


Figura 5.20 – Lavoro reale, carico politropico e isoentropico per regime di rotazione di 140000 rpm

5.4. Determinazione del coefficiente di lavoro ψ , del coefficiente di portata ϕ e degli angoli di flusso β'_2

Il coefficiente di lavoro ψ e quello di portata ϕ fanno parte della famiglia dei parametri di funzionamento adimensionale, la cui determinazione è utile a caratterizzare il funzionamento della macchina. Attraverso le definizioni che si daranno nel seguito, partendo dai dati rappresentati nei diagrammi precedenti, si procederà all'adimensionalizzazione sia del lavoro che delle portate elaborate dalla macchina. In questo modo, i risultati che si ottengono sono di carattere generalizzato e potranno essere utilizzati per il confronto con le prestazioni ottenute da macchine diverse.

Definendo il *coefficiente di lavoro* o *lavoro adimensionale* ψ come il rapporto tra il lavoro scambiato tra il fluido e la girante ed il quadrato della più alta tra le velocità di trascinamento di ingresso u_1 e di uscita u_2 , si ha, nel caso del compressore centrifugo, in cui u_2 è maggiore di u_1 :

$$\psi = \frac{L}{u_2^2} \quad 5.11$$

con u_2^2 pari al quadrato del prodotto tra la velocità angolare ω [rad/s] della girante e il raggio di uscita pari a $D_2/2$ [m].

Si definisce, invece, *coefficiente di portata* o *coefficiente di flusso* ϕ il rapporto tra la velocità meridiana c_m e la velocità u che lo stadio ha nella medesima sezione nella quale è stato definito il coefficiente di lavoro ψ .

Per uno stadio di compressore centrifugo si ha:

$$\phi = \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{w_{m2}}{u_2} \quad 5.12$$

Come è possibile evincere dalla relazione appena presentata, per la macchina centrifuga, la componente meridiana della velocità c è uguale alla componente meridiana della velocità relativa w (si vedano le figura 5.21-22) ed entrambe possono essere espresse come il rapporto tra la portata volumetrica Q [m^3/s] e l'area della sezione di uscita del flusso.

Nel caso dei rilievi effettuati in sala prova, si dispone della portata massica anziché di quella volumetrica; come è noto, le due grandezze sono legate dalla densità che assume il fluido nella sezione considerata, secondo la relazione:

$$\dot{m} = \rho Q \quad [\text{kg/s}] \quad 5.13$$

con ρ [kg/m^3] densità del fluido.

Considerando che per il compressore centrifugo, noti i valori di b_2 e D_2 , la sezione di uscita è data da:

$$S_2 = \pi D_2 b_2 \quad [\text{m}^2] \quad 5.14$$

si ha che la velocità meridiana $c_{2m}=w_{2m}$, trascurando il fattore di ostruzione delle pale, è pari a:

$$c_{2m} = w_{2m} = \frac{Q}{S_2} = \frac{\dot{m}}{\rho \pi D_2 b_2} \quad [\text{m/s}] \quad 5.15$$

Generalmente il coefficiente ϕ risulta di difficile determinazione per il modo in cui è stato definito, in quanto, presuppone la conoscenza della portata massica e della densità nella sezione di uscita della ruota, o in alternativa, il valore della portata volumetrica. Per questo motivo, spesso si determina il coefficiente ϕ calcolandolo nella sezione di ingresso della ruota (e non su quella di uscita, dove è definito il coefficiente di lavoro), dove le condizioni termodinamiche del fluido sono note e la portata massica viene misurata con semplicità e precisione.

In questo modo la relazione si trasforma in:

$$\phi_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad 5.16$$

Essendo poi, nella sezione di ingresso del compressore c_{m1} coincidente con c_1 , ed essendo l'area di passaggio del fluido pari a:

$$S_1 = \frac{\pi (D_1^2 - (D_1 - 2b_1)^2)}{4} \quad [\text{m}^2] \quad 5.17$$

si ha che la velocità c_1 è data da:

$$c_1 = \frac{\dot{m}}{\rho S_1} \quad [\text{m/s}] \quad 5.18$$

Per quanto riguarda il turbocompressore testato, si è proceduto al calcolo del coefficiente ϕ per tutte e due le definizioni date. Ciò è stato reso possibile dal modo particolare con cui è stata strumentata la macchina: in pratica, avendo posto i trasduttori di pressione Kulite e le termoresistenze PT100 in prossimità dell'ingresso del diffusore liscio, si è potuto calcolare lo stato termodinamico del fluido all'uscita dalla ruota. Conoscendo il valore di portata massica, in quanto misurato all'ingresso della macchina, e trascurando la parte di fluido non elaborata a causa dei trafiletti tra ruota e voluta, la determinazione della portata volumetrica all'uscita della ruota è immediatamente realizzata dalla relazione 5.13.

Dalle relazioni provenienti dai triangoli di velocità, è possibile dimostrare che tra i coefficienti ψ e ϕ appena definiti, esiste un legame funzionale esprimibile nel modo seguente:

$$\psi = 1 - \phi \cot g(\beta'_2) \quad 5.19$$

avendosi con β'_2 l'angolo supplementare di β_2 formato dai vettori w_2 e u_2 , come possibile osservare nella figura che si riporta di seguito.

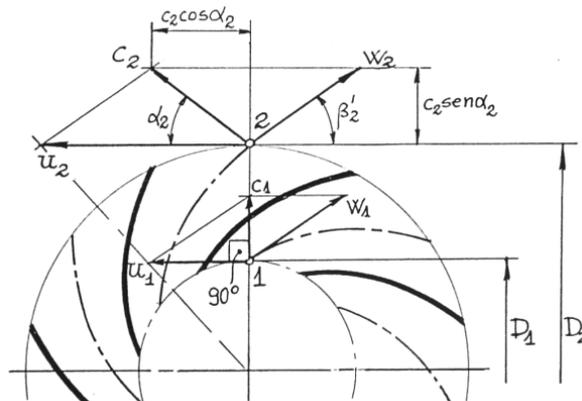


Figura 5.21 – Angoli caratteristici di una macchina centrifuga

La relazione 5.19 è di validità generale e il β'_2 riportato rappresenta il cosiddetto angolo di flusso che assume il vettore della velocità relativa del fluido. Bisogna porre particolare attenzione alla definizione di tale angolo in modo da non confonderlo con il cosiddetto $\beta'_{2\infty}$ relativo all'angolo formato fra il vettore $w_{2\infty}$ tangente alla pala e la retta di applicazione della velocità periferica u_2 , come mostrato nella figura di seguito.

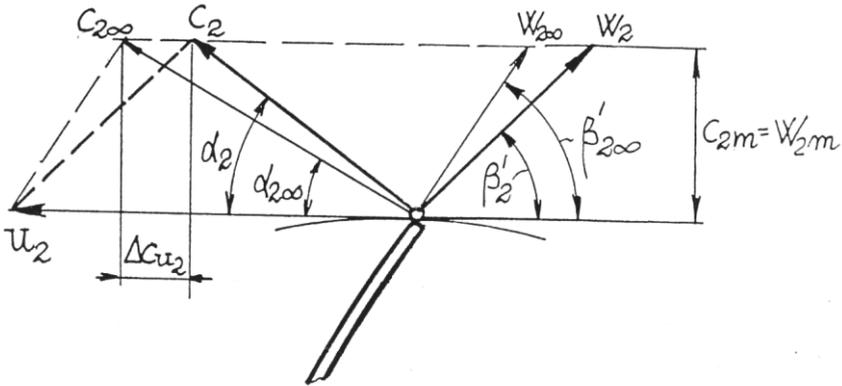


Figura 5.22 – Differenza fra gli angoli $\beta'_{2\infty}$ e β'_2

Come si avrà modo di vedere in seguito, i due angoli, nelle condizioni di funzionamento reale, non coincidono mai, a causa del noto fenomeno di *slip* che va ad incidere sulla massima quantità di lavoro trasferibile al fluido.

La relazione 5.19 mostra che, supponendo fisso e noto l'angolo di flusso, il legame esistente fra i due coefficienti adimensionali è di tipo lineare. D'altronde, essendo tale relazione frutto dell'adimensionalizzazione delle rette del lavoro, risulta naturale che il legame sia di tipo lineare e con caratteristiche simili a quelle elencate nel paragrafo precedente.

Coerentemente con quanto mostrato nelle figure 5.16-19, la determinazione dei coefficienti ψ e ϕ ricavata dai dati sperimentali ottenuti in sala prova, rispetta con ottimo grado di approssimazione il legame lineare che intercorre fra i due parametri.

Si riporteranno di seguito i risultati ottenuti utilizzando prima il coefficiente di flusso definito in modo classico, come riportato nella relazione 5.12, e poi successivamente utilizzando l'adimensionalizzazione rispetto alle velocità di ingresso rappresentata dalla relazione 5.16.

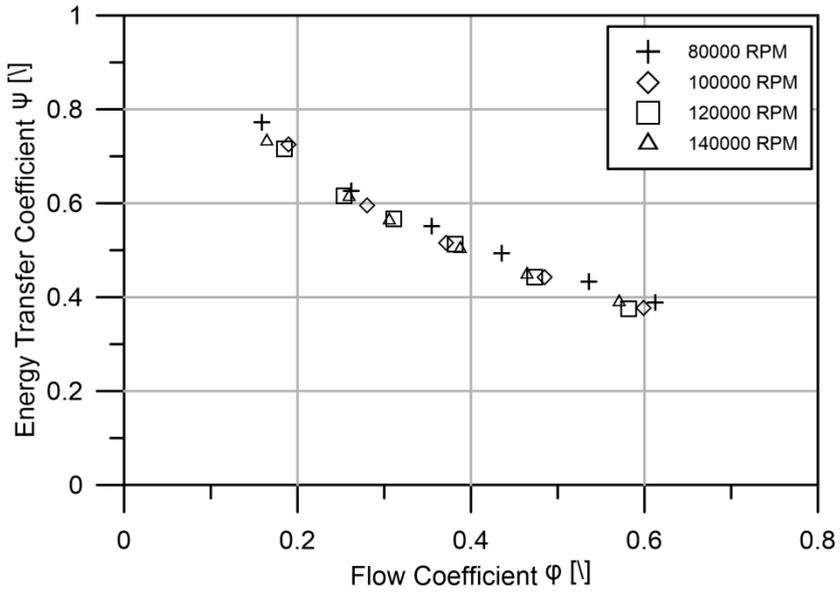


Figura 5.23 – Diagramma dei coefficienti adimensionali ψ e ϕ

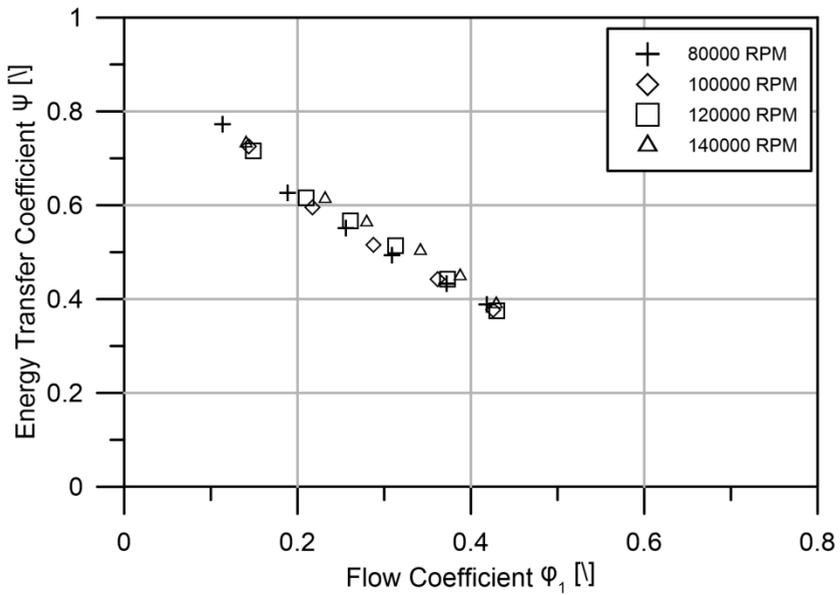


Figura 5.24 - Diagramma dei coefficienti adimensionali ψ e ϕ_1

Come è stato detto precedentemente, in genere, nel funzionamento reale, l'angolo meccanico di pala e quello di flusso non coincidono. C'è da aggiungere che, il fenomeno di *slip*, e quindi l'angolo di flusso β'_2 , varia con la portata elaborata e con il regime di rotazione.

Invertendo la relazione 5.19, partendo dai coefficienti adimensionali mostrati nei precedenti diagrammi, si possono ricavare in modo agevole i punti rappresentanti la variazione dell'angolo di flusso in funzione del coefficiente di portata.

$$\beta'_2 = \text{arccotg} \left(\frac{1 - \psi}{\phi} \right) \quad [^\circ] \quad 5.20$$

Come fatto precedentemente, si riporteranno i risultati ottenuti per i due differenti modi di definire il coefficiente di portata.

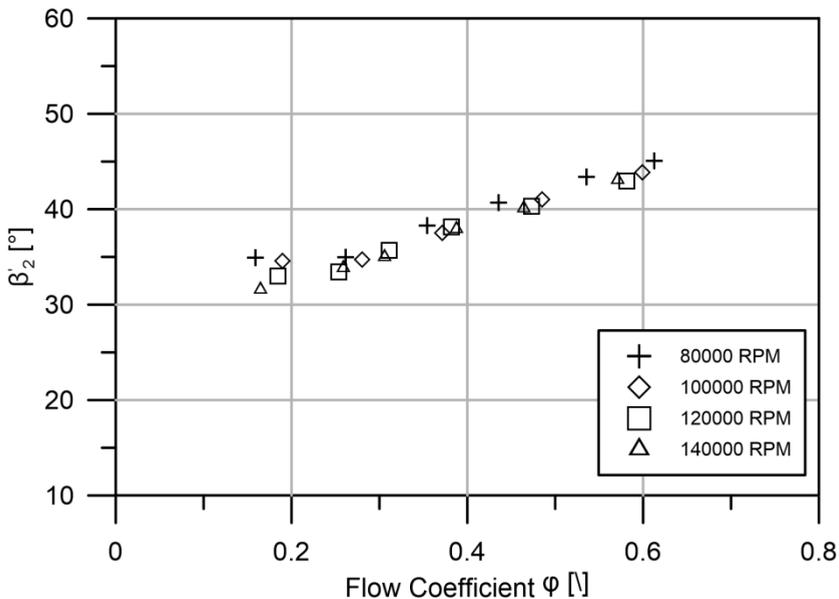


Figura 5.25 – Diagramma della variazione di β'_2 in funzione del coefficiente di flusso ϕ

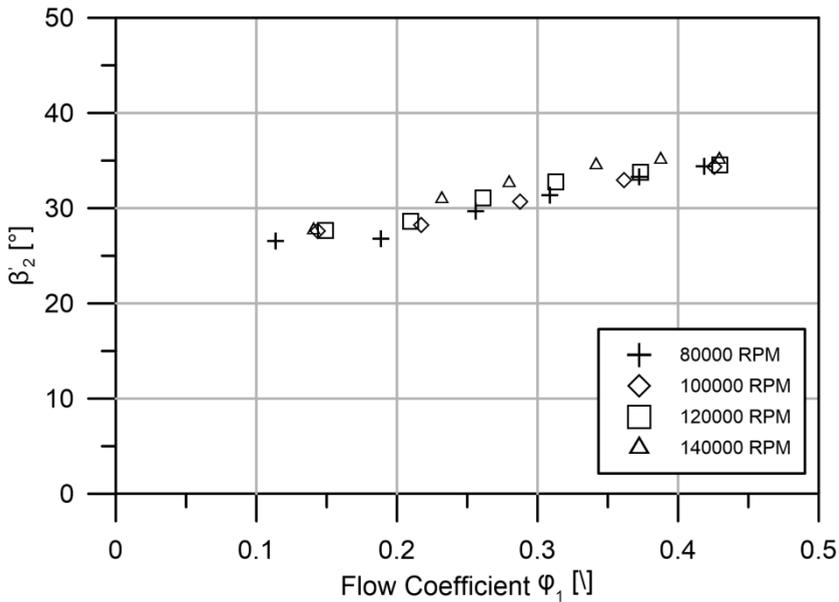


Figura 5.26 – Diagramma della variazione di β'_2 in funzione del coefficiente di flusso Φ_1

I punti ricavati mostrano anch'essi un andamento pressoché lineare, mostrando un massimo prossimo ai 45° per il set di dati funzione del coefficiente di flusso Φ mostrato in figura 5.24. D'altronde, come era prevedibile, gli angoli di flusso calcolati con il coefficiente di portata definito secondo la relazione 5.16 risultano minori dei corrispettivi calcolati secondo la definizione riportata nella relazione 5.12.

Sfruttando la possibilità di poter visionare la ruota di compressore, si è proceduto ad indagare sulla plausibilità dei dati relativi all'angolo di flusso β'_2 ricavati con la procedura appena mostrata.

In pratica, privilegiando l'immediatezza del confronto rispetto a metodi sicuramente più sofisticati e precisi, si è proceduto nella realizzazione di una foto della ruota ortogonalmente al suo asse di rotazione. La foto ricavata è stata poi utilizzata all'interno di un software CAD in modo da rilevare, tramite la modellazione di spline, l'andamento dei profili di *hub* e *shroud* della ruota presa in considerazione. Attraverso gli strumenti di quotatura integrati all'interno del CAD si è proceduto alla determinazione (sicuramente approssimata) dell'angolo meccanico di pala $\beta'_{2\infty}$, coincidente con il massimo valore possibile di β'_2 nel caso di funzionamento ideale della macchina.

Nelle figure riportate di seguito si mostra dapprima la costruzione geometrica effettuata e successivamente un ingrandimento per mostrare le quote geometriche a cui si è pervenuti.

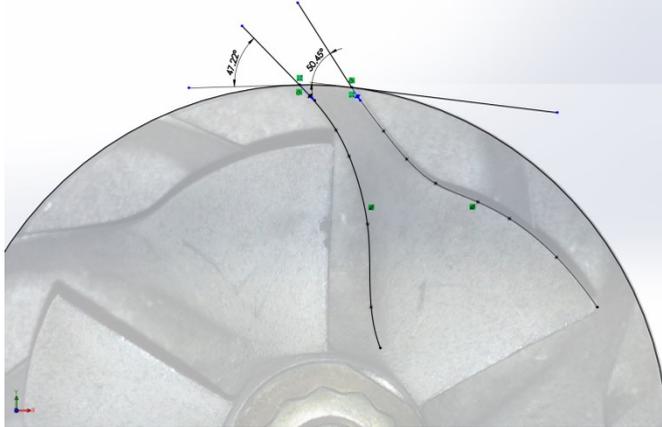


Figura 5.27 – Costruzione geometrica per il rilievo dell'angolo $\beta'_{2\infty}$

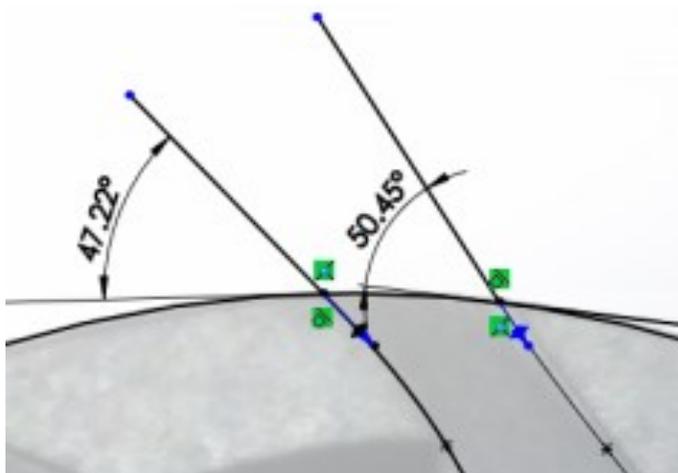


Figura 5.28 – Quote geometriche relative all'angolo $\beta'_{2\infty}$

Come è possibile vedere, i risultati ottenuti per il profilo di *hub* e *shroud* sono i seguenti:

- $\beta'_{2\infty}$ di *hub* pari a 47.22°
- $\beta'_{2\infty}$ di *shroud* pari a 50.45°

Nel voler ribadire che il metodo utilizzato è sicuramente approssimativo e non rigoroso e che per tale scopo è sicuramente più indicato l'utilizzo di un modello CAD tridimensionale dell'oggetto (difficilmente ottenibile), si vuole aggiungere che le cifre decimali relative alla misura effettuata sono completamente prive di significato in questo contesto, potendosi avere, con tale metodo di misura, con molta facilità una *incertezza* di $\pm 2^\circ$.

Risulta però sicuramente confortante verificare che il massimo angolo di flusso, ottenuto dai calcoli, risulta paragonabile con i risultati ottenuti dalla procedura grafica di cui sopra. L'angolo formato dalla curva di *shroud* presenta un *range* plausibile di misura di $50 \pm 2^\circ$ che risulta maggiore dell'angolo di flusso calcolato.

I dati così ricavati, saranno utilizzati nel paragrafo successivo come ipotesi di partenza per il calcolo del lavoro ideale e del coefficiente di *slip*.

5.5. Ipotesi per la determinazione del lavoro ideale L_∞ e del coefficiente di slip μ

La determinazione semi-empirica dell'angolo meccanico di pala rende ipotizzabile il calcolo del lavoro ideale L_∞ che la macchina sarebbe in grado di trasferire al fluido in un ipotetico funzionamento perfetto.

Utilizzando la relazione 5.19, si è imposto come angolo $\beta'_{2\infty}$ di calcolo quello intero più vicino al valore ricavato con il CAD, ovvero 50° . In questo modo si è ottenuto la classica retta ideale di ψ e ϕ utile per il confronto con i dati sperimentali e per verificare la bontà della macchina testata.

Nella figura 5.29 è riportato il confronto fra la retta ideale, ottenuta utilizzando l'angolo $\beta'_{2\infty}$ e la retta ottenuta dalla regressione lineare dei valori reali ψ e ϕ ottenuti dalle prove sperimentali.

Il confronto dimostra che le due rette sono pressoché parallele ed in particolare è utile notare come i dati ricavati dai rilievi sperimentali si trovano costantemente al di sotto della retta ideale di ψ , diretta conseguenza del fatto che gli angoli di flusso β'_2 realizzati dalla macchina sono sempre minori dell'angolo meccanico di pala $\beta'_{2\infty}$.

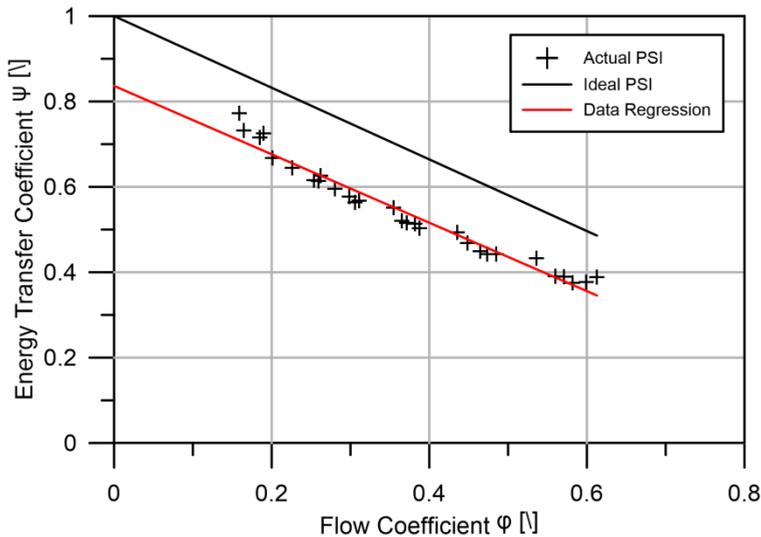


Figura 5.29 – Diagramma di confronto fra la curva del coefficiente di lavoro ideale e reale per ϕ

Come accennato precedentemente, il fenomeno per il quale il fluido abbandona la girante con un angolo di flusso minore dell'angolo meccanico viene definito nell'ambito della teoria delle turbomacchine come *slip*, *fattore di slittamento* o *fattore di diminuzione del carico* e viene in genere identificato, nella letteratura europea, con il simbolo μ . Il fenomeno di *slip* incide sul massimo lavoro L che la girante può trasferire al fluido, rendendolo sempre minore del lavoro ideale L_∞ che si realizzerebbe, in assenza di deviazione del flusso ove la macchina presentasse infinite pale.

In termini analitici lo *slip* viene definito come:

$$\mu = \frac{L}{L_\infty} = \frac{c_2 \cos \alpha_2}{(c_2 \cos \alpha_2)_\infty} \quad 5.21$$

ed è valida per α_1 (angolo formato da c_1 e u_1) pari a 90° .

Considerando l'espressione 5.21 appena mostrata e le definizioni di coefficiente di lavoro e di flusso riportate in 5.11-12, si ottiene:

$$L = \mu L_\infty = \mu u_2^2 (1 - \phi \cot g(\beta'_{2\infty})) \quad 5.22$$

o anche:

$$\psi = \mu(1 - \phi \cot g(\beta'_{2\infty})) \quad 5.23$$

Essendo il coefficiente μ , per ovvie ragioni, sempre minore dell'unità resta dimostrata la validità dei dati rappresentati nel diagramma 5.29, fermo restando l'ipotesi sul valore dell'angolo meccanico ricavato dal CAD.

Nel corso degli anni diversi Autori, tra cui i più citati Busemann e Stodola, hanno formulato differenti teorie per la valutazione del coefficiente di *slip*. Basandosi su impianti matematici complessi, a rigore, le correlazioni ottenute da tali lavori sono valide solamente quando sono rispettate le ipotesi alla base del modello sviluppato, che in genere prevedono l'assunzione che il flusso sia bidimensionale e l'andamento del disco e del controdisco sia completamente radiale.

Il lavoro di Busemann, matematicamente solido, considera giranti completamente radiali con pale a spirale logaritmica di spessore infinitesimo. Attraverso una trasformazione conforme, le pale a spirale diventano una schiera rettilinea composta da infiniti profili a lamina piana di spessore infinitesimo. La schiera rettilinea viene analizzata con la sovrapposizione di due campi di flusso (uno irrotazionale e l'altro rotazionale) e i risultati del modello, per evitare la complessità matematica delle relazioni, vengono forniti sotto forma di grafici parametrizzati in base al numero di pale e all'angolo $\beta'_{2\infty}$ della macchina. Purtroppo per l'utilizzo di tale modello sul compressore testato in sala prove, si è costretti ad effettuare numerose interpolazioni dei dati riportati graficamente, procedimento che ne può inficiare la validità di applicazione e che poco si presta al calcolo automatizzato.

Viceversa, il modello proposto da Stodola prende in considerazione il flusso relativo all'interno del vano interpalare bidimensionale, supponendo che il moto del fluido all'uscita sia dato dalla sovrapposizione di un flusso uniforme perfettamente guidato dalle pale e da un vortice caratterizzato da una velocità angolare uguale e opposta a quella di rotazione della macchina e da un diametro d determinato dalla minima sezione di attraversamento all'uscita della girante, come mostrato in figura 5.30.

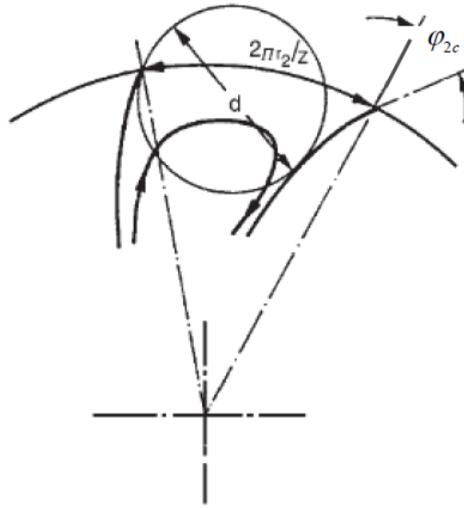


Figura 5.30 – Determinazione del diametro d per il modello di Stodola

Senza addentrarsi nella trattazione matematica, si riporta di seguito la relazione che fornisce il coefficiente di *slip* μ secondo la relazione proposta da Stodola:

$$\mu = 1 - \frac{\frac{\pi}{Z} \sin \beta'_{2\infty}}{1 - \phi \cotg(\beta'_{2\infty})} \quad 5.24$$

con Z pari al numero di pale della macchina.

Successivamente a Stodola, Wiesner approssima il modello di Busemann attraverso la relazione empirica

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\cos \varphi_{2c} / Z^{0.7}}}{1 - \phi \tan \varphi_{2c}} \quad 5.25$$

con φ_{2c} pari a $(90 - \beta'_{2\infty})$ come mostrato in figura 5.30.

La relazione precedentemente riportata è valida se il rapporto tra i raggi di ingresso e di uscita non eccedono il valore ε dato dalla seguente relazione:

$$\varepsilon = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)_{lim} = \exp \left(\frac{-8.16 \cos \varphi_{2c}}{Z} \right) \quad 5.26$$

altrimenti bisogna effettuare una correzione del fattore di slip secondo la:

$$\mu' = \mu \left(1 - \left(\frac{\frac{r_1}{r_2} - \epsilon}{1 - \epsilon} \right)^3 \right) \quad 5.27$$

Essendo i modelli di Stodola e Wiesner più pratici da utilizzare rispetto a quello di Busemann, si è proceduto ad un confronto dei dati sperimentali con quelli ottenuti dalle relazioni appena proposte.

Nel caso del modello di Stodola, l'applicazione è stata immediata essendo noti tutti i parametri necessari al calcolo del fattore di slip, mentre nel caso del modello di Wiesner si è dovuti procedere alla correzione dei risultati ottenuti, in quanto il rapporto tra i raggi della macchina, pari a circa 0.74 superava quello limite imposto dalla relazione 5.26.

Si riporteranno di seguito i risultati, in funzione del coefficiente ϕ , della retta ideale e di quelle ottenute attraverso la regressione lineare dei rilievi sperimentali e dall'applicazione dei modelli teorici prima presentati.

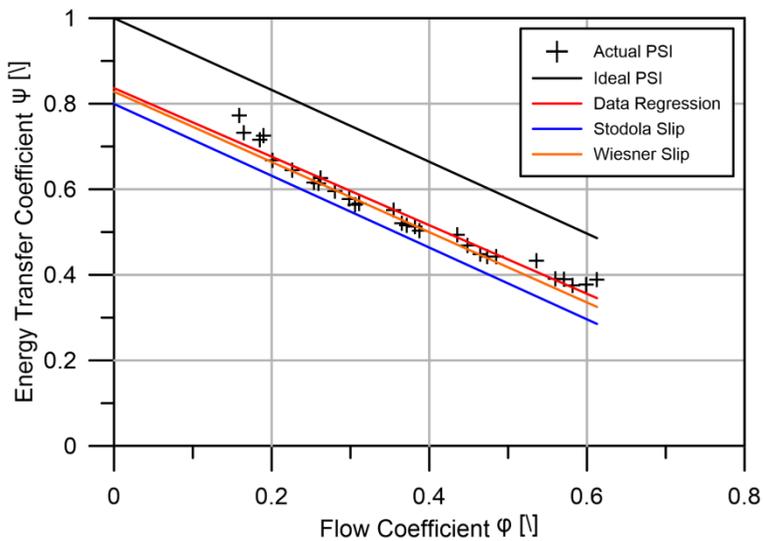


Figura 5.31 – Confronto dei risultati sperimentali con i modelli di Stodola e Wiesner

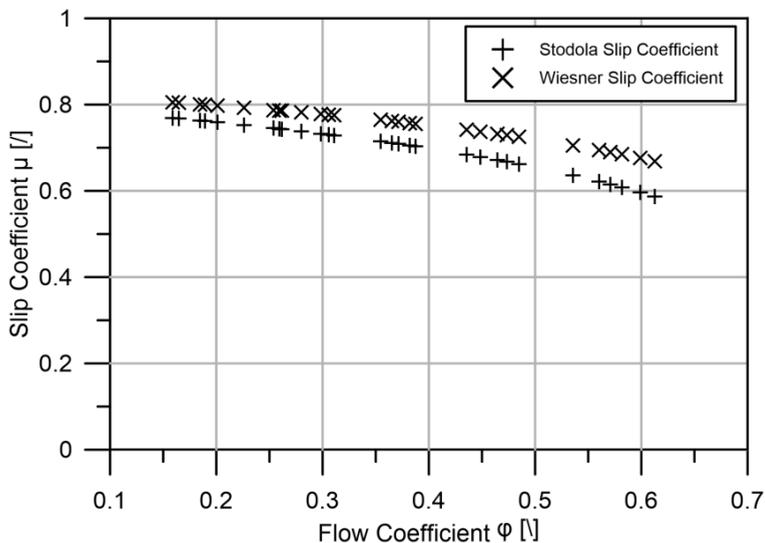


Figura 5.32 – Andamento del coefficiente di Slip per il modello di Stodola e di Wiesner

Dall’analisi dei diagrammi si evince che vi è un ottimo accordo tra i dati sperimentali e il modello proposto dal Wiesner, mentre viceversa il modello proposto da Stodola risulta più cautelativo nei confronti delle prestazioni della macchina. Tali considerazioni trovano riscontro anche nel diagramma di figura 5.32, in cui è riportato l’andamento del coefficiente di *slip* in funzione del coefficiente di flusso, in cui, i valori ottenuti dal modello di Wiesner sono costantemente maggiori di quelli ottenuti con il modello di Stodola.

A questo punto, per finire, si vuole riportare un confronto fra il lavoro reale L_r , il carico politropico H_{pol} e isoentropico H_{is} e il lavoro ideale (o Euleriano) L_∞ della macchina considerata. Quest’ultimo si ricava direttamente, come da definizione, dal prodotto dei valori di ψ ideale per il quadrato della velocità periferica u_2 . Per ragioni di sintesi si mostrerà il confronto solamente per le curve relative al regime di rotazione di 120000 rpm.

Facendo riferimento alla figura 5.33, si vede infine che a causa del fenomeno di *slip* il lavoro reale che la girante cede al fluido è sempre minore di quello ideale che ci sarebbe se il fluido operasse secondo gli angoli meccanici stabiliti. Bisogna però porre particolare attenzione a non classificare il fattore di *slip* come un indice di perdita, o di degradazione di energia di prima specie, poiché la quota di lavoro non donata al fluido non viene richiesta all’asse del

rotore, in quanto, di fatto, la macchina preleva da quest'ultimo solo il lavoro reale, e non quello ideale come erroneamente si potrebbe pensare.

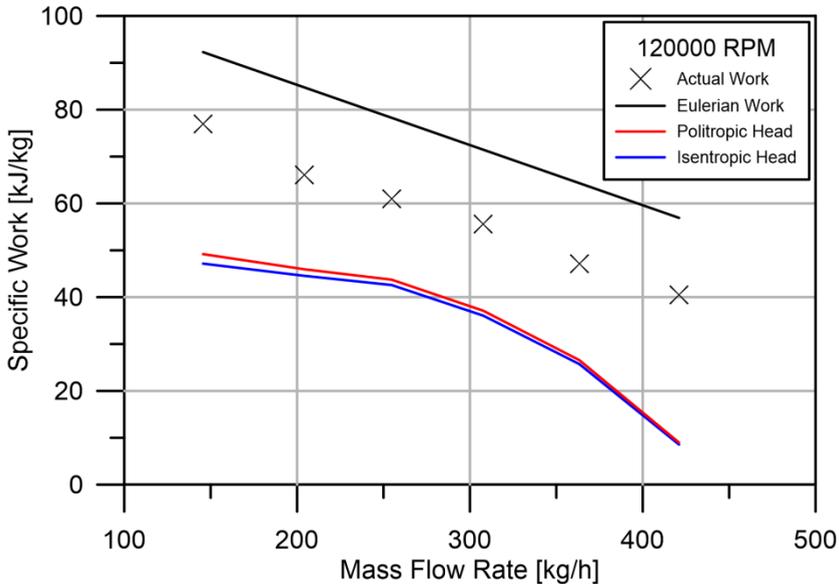


Figura 5.33 – Confronto fra il lavoro reale L_r , il carico politropico H_{pol} e isoentropico H_{is} e il lavoro ideale L_∞

5.6. Correlazione dei parametri del MCI con il funzionamento del turbocompressore

Sfruttando le potenzialità del rig e del sistema di controllo realizzato, si è potuto procedere allo sviluppo di una innovativa metodologia di test sui turbocompressori, basata su rilievi sperimentali effettuati in regime instazionario. Questa modalità di prova risulta sicuramente più aderente al reale funzionamento delle turbomacchine destinate alla sovralimentazione dei MCI, permettendo l'analisi approfondita dei fenomeni dinamici che entrano in gioco quando i parametri di funzionamento sono variabili nel tempo.

Inoltre, potendo effettuare con il sistema di controllo realizzato qualsiasi manovra (nell'ambito delle possibilità del rig ovviamente), intesa come variazione nel tempo del carico e della velocità di rotazione del MCI, si sono potute approssciare in un ottica diversa le criticità di funzionamento delle macchine turbosovralimentatrici.

Prima di effettuare i test in regime dinamico, si è proceduto ad una preliminare campagna di prove per analizzare l'influenza dei parametri del MCI sul comportamento del turbocompressore. In questo modo, basandosi sulle mappe caratteristiche ottenute durante la sperimentazione in regime stazionario, si è potuto procedere a relazionare le zone di funzionamento critiche del turbocompressore oggetto di prova con i parametri funzionali del MCI.

In pratica, prendendo in considerazione, tra i parametri del MCI, la velocità di rotazione, il grado di sovralimentazione, il carico e la temperatura dei gas di scarico all'ingresso della turbina, si è proceduta ad effettuare le seguenti quattro tipologie di prove sperimentali:

- mantenendo costate il grado di sovralimentazione pari 0.5 barG e il carico pari al 30%, si sono effettuati i rilievi al variare del regime di rotazione del MCI da 1500 a 3500 rpm per tre aperture della valvola di backpressure (30%, 45% e 60%)
- mantenendo costante il regime di rotazione del motore a 2500 rpm, si sono effettuati i rilievi al variare del carico motore dal 30 al 75% con sovralimentazione automatica e per tre aperture della valvola di backpressure
- mantenendo costante il carico del motore al 50%, si sono effettuati i rilievi al variare del regime di rotazione del motore da 1500 a 3000 rpm con sovralimentazione automatica e per tre aperture della valvola di backpressure
- mantenendo costante la temperatura dei gas di scarico all'ingresso turbina a 723 K, si sono effettuati i rilievi al variare del regime di rotazione del motore da 1500 a 3000 rpm per tre aperture della valvola di back pressure.

I risultati riportati di seguito, ottenuti da tali rilievi, sono stati sovrapposti a quelli precedentemente realizzati con lo scopo di analizzare il comportamento del turbocompressore.

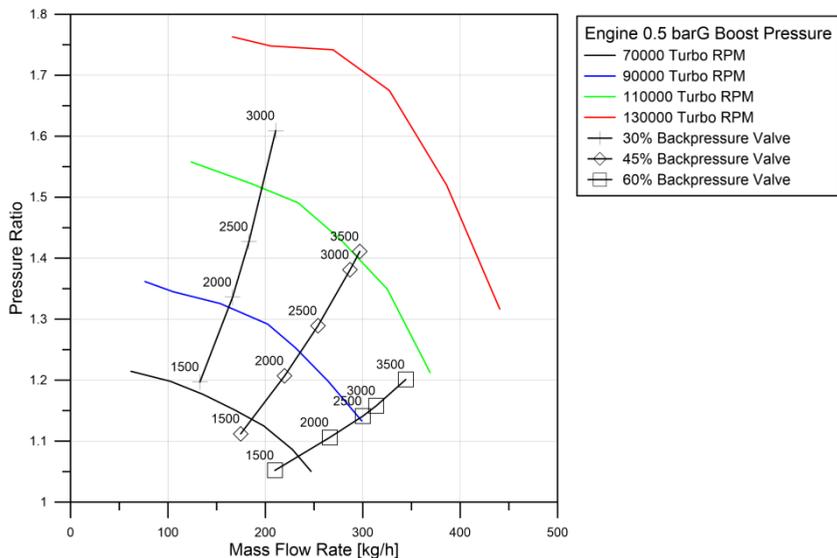


Figura 5.34 – Rilievi sperimentali con il MCI con grado di sovralimentazione fissato

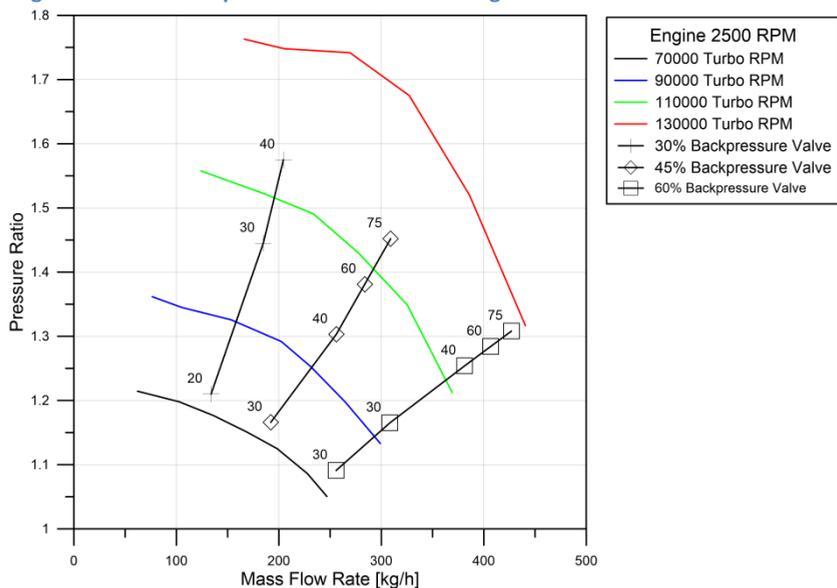


Figura 5.35 – Rilievi sperimentali con il MCI con velocità di rotazione fissata

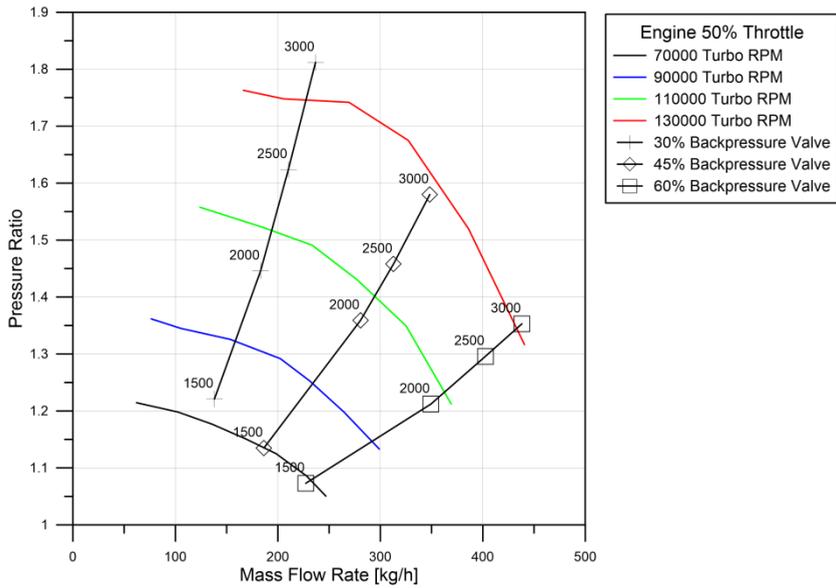


Figura 5.36 – Rilievi sperimentali con il MCI con carico fissato

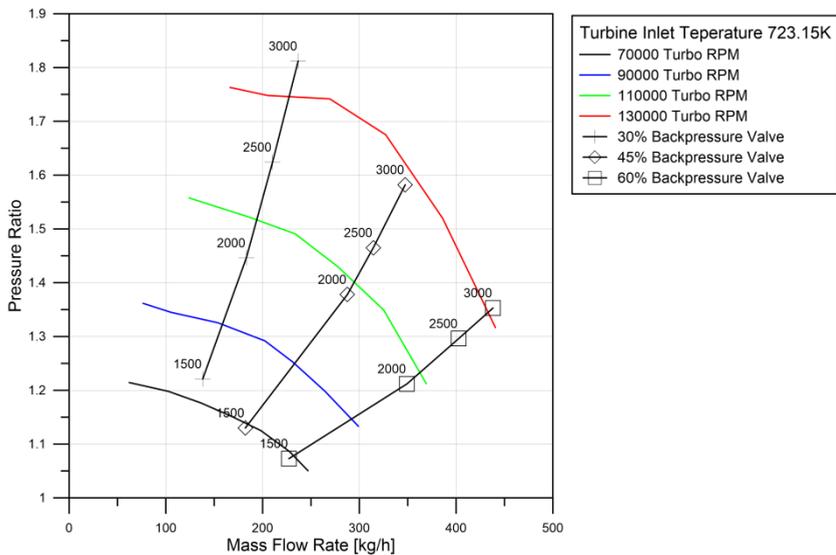


Figura 5.37 – Rilievi sperimentali con il MCI con temperatura dei gas di scarico fissata

L'analisi dei risultati appena mostrati conferma quello che è stato previsto attraverso la teoria. In pratica, la velocità di rotazione del turbocompressore cresce all'aumentare del carico del motore, della velocità di rotazione dello

stesso, del grado di sovralimentazione e della temperatura dei gas di scarico prodotti. Questa è la conseguenza del fatto che al crescere dei parametri prima elencati, cresce in relazione, sia per qualità (temperatura maggiore) che per quantità (portata maggiore) la portata entalpica dei gas di scarico evolventi in turbina. L'aspetto che viene messo in evidenza è il fatto che il funzionamento del compressore nella zona di *choke* risulta critica per il motore a combustione interna, a cui sono richieste elevate portate di gas di scarico ed elevate temperature degli stessi. Viceversa, la riduzione delle portate elaborate dal compressore coniugate all'aumento dei parametri motoristici prima elencati, mette in crisi la macchina dinamica che si porta facilmente nelle zone di funzionamento al limite del *surge*. Ciò rispecchia fedelmente quello che accade nelle applicazioni automobilistiche, dove in genere, il turbocompressore lavora in zone ridotte di funzionamento, molto spesso a ridosso della zona di pompaggio a causa delle repentine variazioni della portata massica richiesta.

L'analisi dei precedenti rilievi sperimentali risulta di estrema utilità nella progettazione delle manovre da eseguire con il MCI, in modo da poter prevedere con buon grado di precisione quale sarà la zona di funzionamento del compressore, evitando così di incorrere in situazioni pericolose che possano pregiudicare l'integrità della macchina in prova o del sistema di misura. Inoltre, interpolando opportunamente tutti i dati raccolti, si può pervenire a mappe di funzionamento del motore in cui si verificano prestabilite condizioni di lavoro per il turbocompressore. Per fare un esempio, facendo riferimento alla figura 5.38, si supponga di voler realizzare un ciclo di funzionamento come quello mostrato dalle frecce, caratterizzato dal fatto che la temperatura in ingresso turbina rimane costante. Noti i dati dalla sperimentazione, le operazioni da effettuare consistono nel creare un profilo di velocità e di carico motore, nonché una legge temporale di variazione dell'apertura della valvola di backpressure, tali da intercettare i punti di funzionamento del ciclo voluto.

Infine, in futuro, implementando opportune routine all'interno del VI, si potrà fare in modo da automatizzare completamente la procedura lasciando all'operatore solamente la scelta dei punti richiesti.

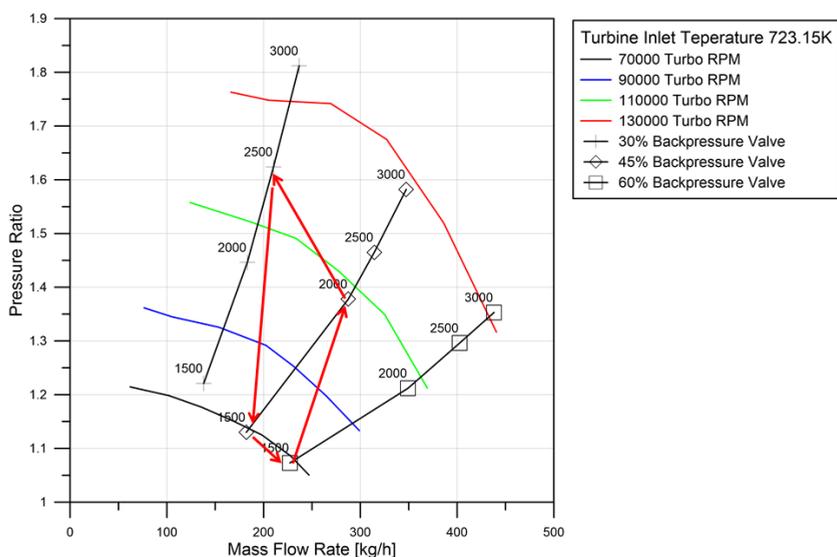


Figura 5.38 – Realizzazione di un ciclo di funzionamento del compressore con temperatura in ingresso turbina costante

5.7. Test del turbocompressore in regime instazionario

Dopo i rilievi preliminari mostrati precedentemente, realizzati per ragioni esplorative, si è passati al test del turbocompressore in regime instazionario. Si è scelta una modalità di prova in cui viene assegnato al MCI un determinato profilo di velocità e di carico nel tempo, con la valvola di backpressure in posizione fissa. Di conseguenza il turbocompressore è libero di seguire la propria dinamica naturale sotto l'azione della forzante imposta dal MCI.

Si riporta di seguito, per esempio, una delle manovre effettuate con il generatore di gas caldi. In pratica, come è possibile vedere dalla figura 5.39, sia il profilo di velocità di rotazione che quello di carico motore sono formati da due rampe, con una zona intermedia che mantiene costante il valore terminale della rampa di salita. In figura sono mostrati il segnale del throttle diretto al motore e quello del regime di rotazione per il freno dinamometrico. Inoltre è possibile notare il confronto tra la velocità di rotazione richiesta e quella realmente

effettuata dal freno, verificando l'ottimo accordo a dimostrazione della bontà del controllo realizzato.

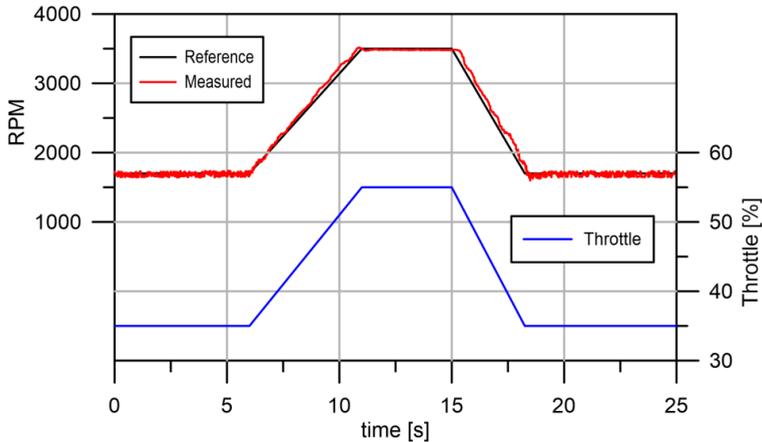


Figura 5.39 – Manovra del MCI per test del turbocompressore in regime instazionario

Come si è avuto modo di dire nel capitolo riguardante la realizzazione del software, una volta avviata la manovra, il sistema di acquisizione inizia il salvataggio di tutti i dati relativi al motore e al turbocompressore.

Impostata la manovra del motore, attraverso il procedimento manuale di immissione dei punti, si è proceduto a fissare il livello di apertura della valvola di backpressure al 45% (100% corrisponde a valvola completamente aperta).

I risultati ottenuti sul turbocompressore sono mostrati nelle figure seguenti.

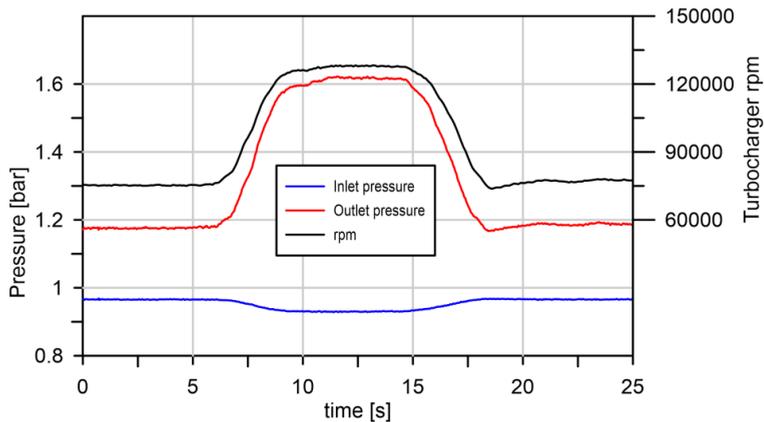


Figura 5.40 – Diagramma delle pressioni e del regime di rotazione del turbocompressore

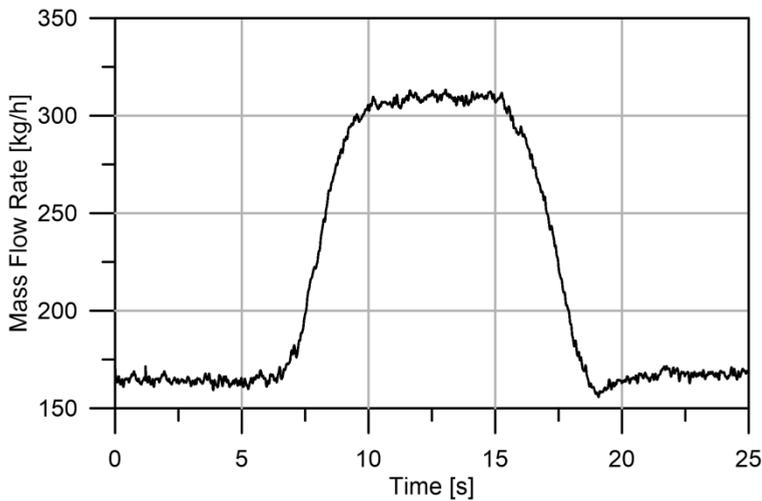


Figura 5.41 – Diagramma delle portate del turbocompressore

All'aumentare del regime di rotazione del motore e del carico, come è ovvio attendersi, aumenta anche il regime di rotazione del turbocompressore. Di conseguenza aumentano anche il rapporto di compressione e la portata massica elaborata dalla macchina. Essendo la valvola di backpressure a punto fisso, il punto di funzionamento sulla mappa stazionaria si muove su una curva quadratica rappresentativa della caratteristica esterna del circuito. E' possibile notare come il comportamento del turbocompressore segue l'andamento della forzante provocata dal MCI ricopiandone i transitori e le fasi stazionarie. Inoltre i transitori mostrati dal turbocompressore risultano caratterizzati da una buona risposta dinamica, evidenziando la prontezza di risposta della macchina, che sembra non soffrire in modo accentuato del noto fenomeno di *turbo-lag*.

Conoscendo le zone critiche di funzionamento del turbocompressore, e, noti i parametri di funzionamento del MCI e della valvola di backpressure da adottare per ottenerli, si è proceduto nella realizzazione di una prova dinamica che prevedesse l'insorgenza del fenomeno di *surge*.

Mantenendo invariata la manovra del MCI si è fissata la valvola di backpressure ad una apertura del 22%.

Come si evince dalla figura 5.42, il punto di funzionamento del turbocompressore, all'istante iniziale, è diverso da quello mostrato nel rilievo sperimentale precedente. In particolare la macchina si trova già in partenza in prossimità della zona di pompaggio.

Durante la prova, nella rampa di salita del MCI, il turbocompressore incorre nel *surge*, mostrando forti oscillazioni della pressione in ingresso e all'uscita dalla macchina. In parallelo, anche il regime di rotazione e la portata massica subiscono variazioni periodiche durante tutta la fase in cui il fenomeno è presente.

Avendo impostato la manovra del MCI in modo opportuno, si è avuto modo di effettuare una lunga acquisizione di dati durante il verificarsi del fenomeno instazionario. In particolare la maggior parte del fenomeno si è verificata quando il MCI si trovava al punto fisso superiore (dopo la rampa di salita) permettendo così di avere una condizione stazionaria all'ingresso della turbina.

I dati raccolti sono stati successivamente post-elaborati in modo da caratterizzare il fenomeno e verificarne l'entità.

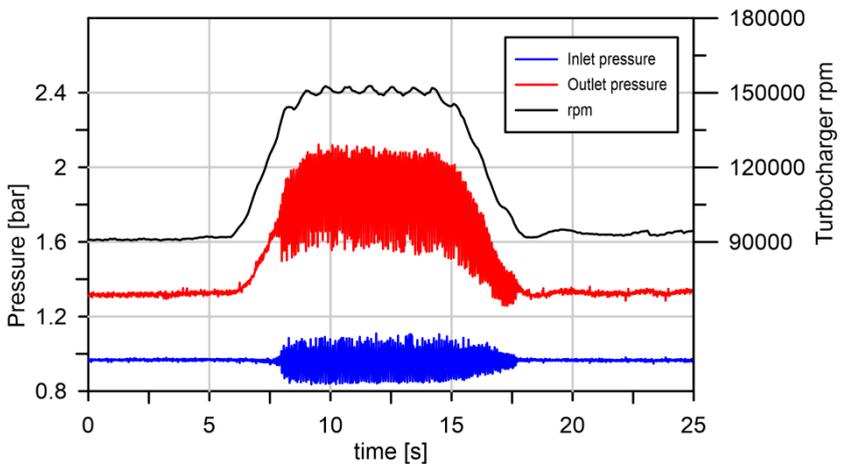


Figura 5.42 – Diagramma delle pressioni e del regime di rotazione del turbocompressore durante il fenomeno di *surge*

In primo luogo, si sono isolati i campioni di acquisizione relativi al periodo in cui il fenomeno è diventato stabile, di cui se ne mostra un esempio nelle figure 5.44 e 5.45, riportanti le pressioni in ingresso e in uscita dal compressore e la portata massica elaborata. Sono evidenti le elevate oscillazioni sia della pressione che della portata massica. Quest'ultima, notoriamente, nel fenomeno di *surge* può arrivare ad invertire il verso, fluendo dalla mandata all'ingresso del compressore, nonostante il verso di rotazione della macchina rimanga invariato, provocando notevoli sollecitazioni meccaniche agli organi in movimento. Tale

manifestazione si è verificata proprio nei rilievi sperimentali effettuati, ma purtroppo non è stato possibile coglierla nella sua interezza in quanto l'anemometro a film caldo utilizzato è di tipo *Uniflow*, ovvero in grado di misurare la portata in un solo verso. Per questo motivo, nella figura 5.45 che riporta un secondo di acquisizione veloce, i valori misurati al massimo si annullano senza mai diventare negativi.

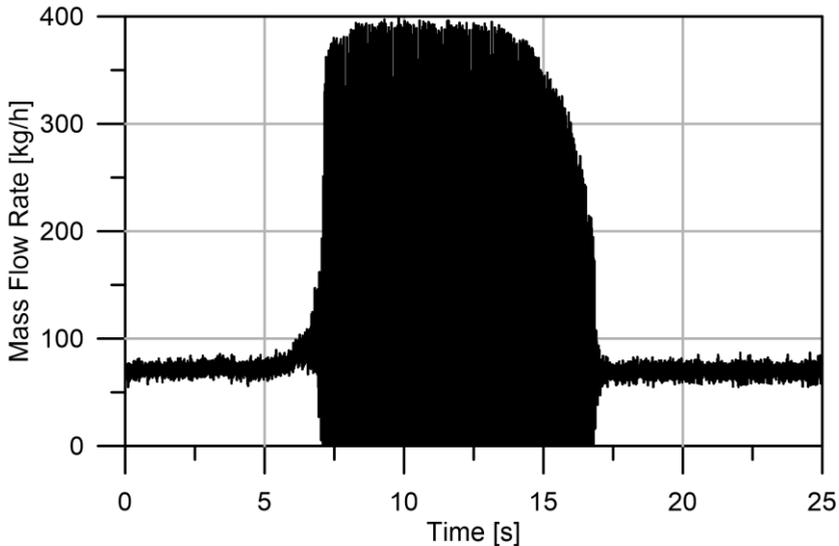


Figura 5.43 – Diagramma delle portate durante il fenomeno di surge

Si è effettuata, successivamente, una analisi FFT discreta dei segnali riportati di seguito, in modo da analizzarne il contenuto in frequenza.

Dall'analisi FFT è emerso che sia per la pressione che per la portata, contributi importanti si hanno alle frequenze di circa 9 e 19 Hz, come mostrato dalla figura 5.46. I risultati ottenuti sono in accordo con quanto presente in letteratura [3,40], in lavori riguardanti prove sperimentali simili per l'investigazione del fenomeno di *surge*.

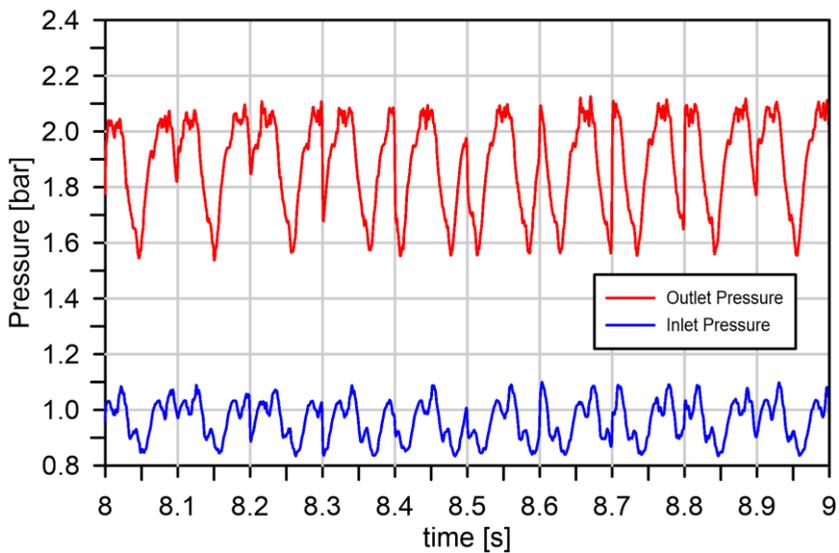


Figura 5.44 – Segnale acquisito delle pressioni all’ingresso e all’uscita del compressore durante il fenomeno di surge

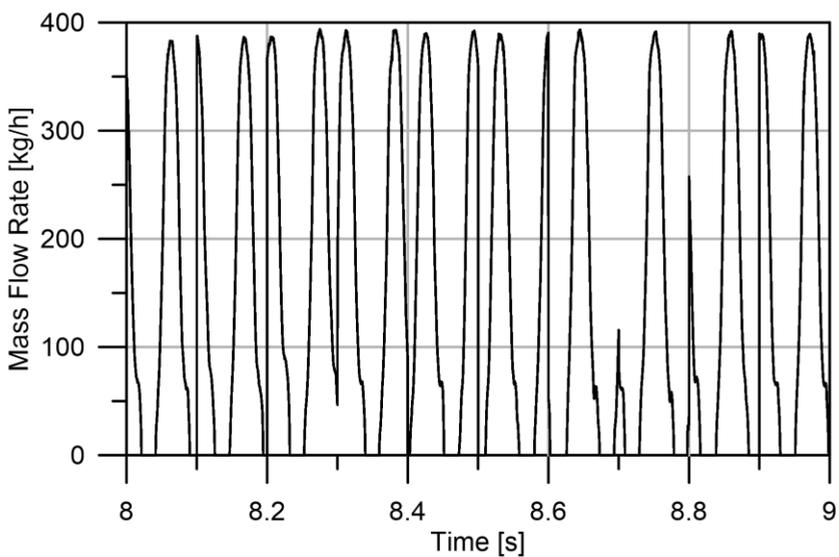


Figura 5.45 – Diagramma della porta massica elaborata dal compressore durante il fenomeno di surge

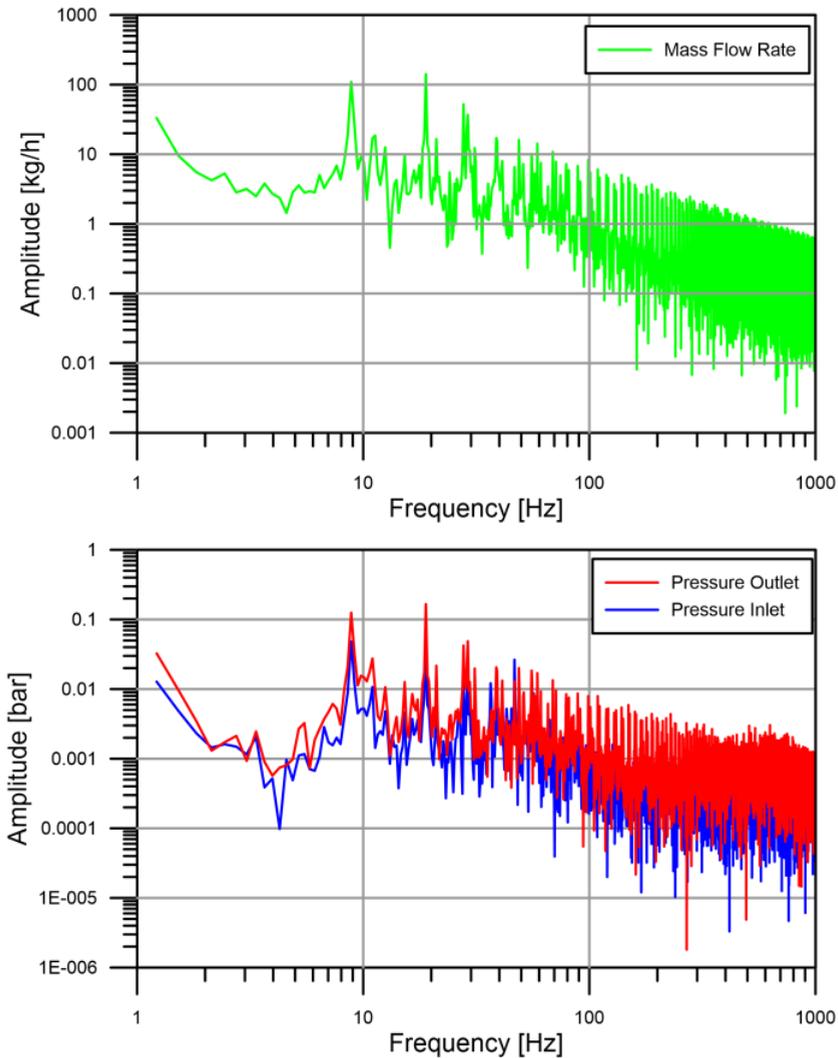


Figura 5.46 – Diagrammi FFT dei segnali di pressione e portata massica durante il surge

Infine si sono relazionati i segnali di pressione e di portata per le prove sperimentali riportate precedentemente, con valvola di backpressure aperta per il 45% e per il 22%.

In pratica si sono composti i segnali in questo modo: avendo i due segnali di pressione $p_1 = p_1(t)$ e $p_2 = p_2(t)$ in funzione del tempo, si è determinato il rapporto di compressione istantaneo come:

$$\beta(t) = \frac{p_2(t)}{p_1(t)} \quad 5.28$$

Avendosi poi la portata $q = q(t)$ si sono generate le curve parametriche

$$\begin{cases} \beta = \beta(t) \\ q = q(t) \end{cases} \quad t \in [0, T] \quad 5.29$$

per entrambi i rilievi sperimentali. Tali curve sono mostrate nella figura seguente, riportando in blu quella relativa alla manovra con valvola aperta al 45% e in rosso quella relativa all'apertura della valvola al 22%. Le curve sono state sovrapposte alla mappa di funzionamento del turbocompressore in modo da evidenziarne la zona di appartenenza.

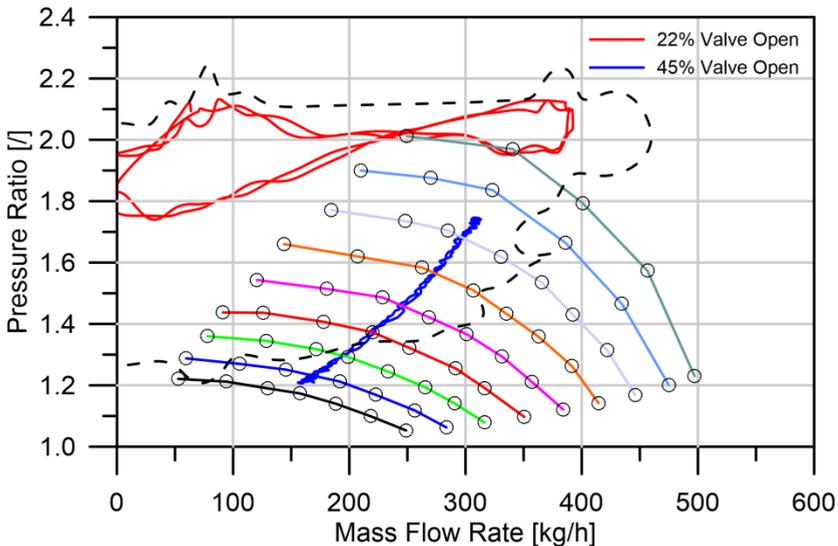


Figura 5.47 – Diagrammi delle curve relative al funzionamento in regime instazionario

Per il caso relativo all'apertura della valvola del 45% si può vedere che il punto di funzionamento istantaneo si muove, come detto precedentemente, su un ramo di parabola identificativo della caratteristica esterna. Durante tutta la manovra del MCI, il punto percorre il suddetto ramo, prima in modo ascendente e poi discendente, riportandosi al medesimo punto iniziale e mostrando un lieve comportamento isteretico fra le due corse.

Per la manovra relativa al fenomeno di surge, la curva riportata rappresenta solamente due cicli di pompaggio, mentre l'intero fenomeno di surge, essendo di complessa visualizzazione, è rappresentato dall'area racchiusa dalla linea tratteggiata. Incrociando i dati riportati dalla figura 5.42 sulla mappa di funzionamento, si può vedere che per tale manovra, il punto di funzionamento iniziale è situato sulla curva a 90000 rpm (curva verde di figura 5.47) con una pressione di poco superiore a 1.3 bar e una portata di circa 175 kg/h. Dopo il verificarsi dell'instabilità, il punto istantaneo di funzionamento percorre alternativamente tutta l'area racchiusa dalla mistilinea tratteggiata fino a portarsi nella zona superiore della mappa. In tale zona sono situati i due cicli selezionati, che, come si vede si intersecano in un punto e vengono percorsi prima in senso orario e poi antiorario come mostrato nella figura 5.48.

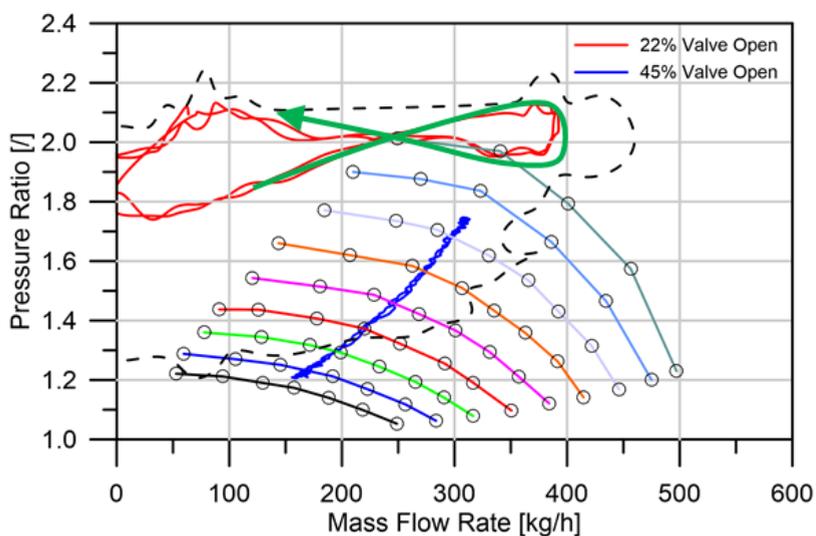


Figura 5.48 – Verso di percorrenza del ciclo di surge

6

Conclusioni e sviluppi futuri

6.1. Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha riguardato lo sviluppo di metodologie teorico-sperimentali per il rilievo delle prestazioni delle turbomacchine ed in particolare dei turbo-sovralimentatori per motori a combustione interna. Lo scopo di tale lavoro è stato quello di mettere a punto un banco prova per turbocompressori, altamente flessibile e utile ad effettuare sia la ricerca di base che lo studio approfondito delle particolari problematiche di funzionamento di tali macchine. In particolare, il *rig* è stato progettato in modo tale da poter realizzare sia prove in regime stazionario, utili per la determinazione delle mappe di funzionamento di turbina e compressore, sia prove in regime instazionario per lo studio di particolari fenomeni quali il *surge* (pompaggio), il *turbo-lag*, etc.

Dopo aver effettuato una attenta analisi bibliografica sulle sale prova realizzate per finalità simili, per la realizzazione dell'UNINA Turbocharger Test Rig si è scelto di utilizzare come generatore di gas caldi un motore a

combustione interna a ciclo diesel, in modo da replicare quanto più fedelmente possibile le reali condizioni di funzionamento dei turbocompressori. Allo stesso tempo, scegliendo il motore endotermico alternativo, si è sfruttato appieno l'elevato grado di know-how, già presente all'interno del gruppo di ricerca, nei confronti di tali macchine.

L'intero layout dell'UNINA Turbocharger Test Rig è stato progettato e realizzato in modo da soddisfare le moderne esigenze tecnologiche e di sicurezza, puntando all'ottimizzazione degli spazi e alla massimizzazione della flessibilità di utilizzo del banco prova. Per tale motivo si è scelto di separare la zona in cui è situato il motore a combustione interna da quella destinata all'alloggiamento del turbocompressore: in questo modo è stato possibile svincolare la macchina in prova dalle grandezze di influenza termo-meccaniche del generatore di gas caldi. Inoltre, così facendo, si ha la possibilità di testare turbocompressori di dimensioni differenti senza incorrere in inconvenienti di posizionamento difficoltoso e/o non idoneo.

Il motore è stato poi privato del suo gruppo di sovralimentazione originale, in modo tale che i gas di scarico possano conservare completamente il loro contenuto energetico, da destinare successivamente al turbocompressore oggetto della sperimentazione.

Successivamente alla rimozione del sovralimentatore originario, per garantire al motore il giusto grado di sovralimentazione e quindi evitare un degradamento delle prestazioni dello stesso, si è realizzato un complesso sistema di sovralimentazione esterna basato sull'utilizzo di due compressori a vite operanti in parallelo. Il primo compressore, dalla potenza di circa 55 kW è collegato ad un serbatoio di accumulo e utilizza una valvola regolatrice di pressione ad elevate prestazioni per controllare il grado di sovralimentazione del motore. L'altro compressore, di tipo *general purpose*, invia direttamente il fluido elaborato ai collettori di aspirazione del motore ed è regolato in velocità tramite un inverter. Per preservare il funzionamento del motore, i fluidi elaborati da entrambi i compressori vengono preventivamente raffreddati all'interno di uno scambiatore di calore di tipo *counterflow*.

Il sistema di sovralimentazione esterno e tutti i trasduttori di misura presenti all'interno della sala sono gestiti completamente attraverso un articolato sistema di controllo e acquisizione dati appositamente realizzato, basato su *hardware* prodotto dalla National Instruments. Nella fattispecie, è

stato utilizzato il sistema modulare denominato Compact FieldPoint per l'acquisizione di tutti i segnali di tipo stazionario, mentre per i segnali temporari si è fatto uso della performante scheda di acquisizione PCI6133, facente parte della famiglia di schede *S Series Multifunctional DAQ*, capace di effettuare campionamenti a 14 bit con una *sampling frequency* di 3 MS/s per canale.

Nella composizione della catena di misura si è optato per trasduttori di tipo *intelligente*, ovvero in grado di misurare la variabile fisica e di effettuarne una elaborazione direttamente *on-board*, restituendo all'uscita un segnale già idoneo per l'acquisizione. Tutti i trasduttori presentano elevate performance con livelli di accuratezza molto elevati, permettendo così di effettuare le operazioni di misura con un ridottissimo grado di incertezza. Per quest'ultimo parametro è stato condotto un approfondito studio analitico applicando la normativa internazionale "ISO Guide to the expression of uncertainty in measurement" (nota comunemente come ISO-GUM), recepita successivamente dalla normativa Italiana come UNI-CEI-ENV 13005 "Guida all'espressione dell'incertezza di misura" valutando le incertezze di misura di tutte le grandezze direttamente misurate e calcolate.

Per il sistema di controllo automatico della sala, l'acquisizione e la visualizzazione dei dati provenienti dalle schede di acquisizione National Instruments, si sono realizzati appositi *Virtual Instruments* attraverso il linguaggio di programmazione LabVIEW®, prodotto dalla stessa casa. A differenza dei classici linguaggi di programmazione a linea di codice, di cui ne conserva tutti i costrutti fondamentali (cicli di *for*, *while*, *if-then*, etc.), LabVIEW® sfrutta per la realizzazione del codice una procedura di tipo grafico. Per tale motivo viene definito *G Language*, e grazie alla sua interfaccia grafica intuitiva si pone tra i linguaggi di programmazione *user friendly* di alto livello.

Data la complessità del *Virtual Instrument* realizzato, si è scelto di suddividere il codice in più *subVI*, ovvero parti di codice separate equivalenti alle funzioni del linguaggio C, in modo da aumentarne la scalabilità, la leggibilità e la manutenibilità. Si sono realizzati quindi i *subVI* per il controllo e l'acquisizione dei dati provenienti dal MCI, dal turbocompressore in prova e da tutti i servizi ausiliari presenti in sala.

Di particolare rilievo è risultata la realizzazione dei *subVI* per il sistema di sovralimentazione automatica del MCI, dell'acceleratore elettronico e del sistema di controllo in remoto del freno dinamometrico: l'implementazione di

tale parte del codice ha reso il banco prova motori equivalente ad uno di tipo dinamico, aumentandone notevolmente la flessibilità e permettendo la realizzazione degli innovativi test in regime instazionario sui turbocompressori.

Dopo aver effettuato simulazioni e test preliminari per la validazione del Virtual Instrument realizzato, si è proceduto alla realizzazione delle prove in regime stazionario su un turbocompressore di taglia media prodotto dalla Garrett, siglato GT2052ELS. Tale turbocompressore è un prodotto OEM destinato ai motori di serie prodotti dalle grandi case automobilistiche. Per questo motivo non è stato possibile reperirne le mappe caratteristiche né attraverso canali ufficiali, né attraverso ricerche in rete.

La mappa di funzionamento reale del compressore è stata rilevata attraverso una serie di test della macchina in regime stazionario. Utilizzando poi il codice scritto in MATLAB®, si è implementata una routine di calcolo per la determinazione di tutti i parametri di funzionamento derivanti dai dati raccolti durante i rilievi sperimentali. In questo modo sono stati calcolati il rendimento isoentropico, il rendimento politropico e il lavoro reale della macchina, e successivamente gli stessi sono stati diagrammati al variare della portata per differenti velocità di rotazione del turbocompressore. Sono stati calcolati inoltre i coefficienti adimensionali di portata e di lavoro ϕ e ψ che hanno permesso di stimare gli angoli di flusso reali β'_2 all'uscita della ruota del compressore. In questo modo si è avuto modo di verificare che i punti calcolati dei suddetti coefficienti si addensano intorno ad una retta nel piano (ϕ, ψ) , in pieno accordo con la teoria alla base delle turbomacchine.

Attraverso un procedimento grafico effettuato con un software CAD si è potuto stimare anche l'angolo $\beta'_{2\infty}$ che permette il calcolo del lavoro ideale L_∞ che rappresenta il lavoro che la macchina cedrebbe al fluido nel caso in cui l'angolo di flusso coinciderebbe con l'angolo meccanico di pala $\beta'_{2\infty}$. E' stato analizzato inoltre, per la macchina oggetto di studio, il fenomeno di slip, attraverso il confronto dei risultati di ϕ e ψ ricavati dai dati sperimentali con i modelli proposti da Stodola e da Wiesner, riscontrando un ottimo accordo proprio con il modello proposto da quest'ultimo Autore.

I test in regime instazionario effettuati sul turbocompressore hanno rappresentato una vera e propria innovazione nell'ambito della sperimentazione sulle turbomacchine destinate alla sovralimentazione dei motori a combustione interna. Sfruttando appieno la flessibilità del banco prova realizzato e dei Virtual

Instruments implementati per il controllo della sala, è stato possibile gestire in modo dinamico il motore, assegnandogli determinate leggi temporali di carico e velocità di rotazione. In questo modo si sono potute effettuare le acquisizioni dei dati durante le manovre effettuate dal generatore di gas caldi, determinando così le evoluzioni dinamiche compiute dal turbocompressore, soggetto ad una forzante esterna variabile nel tempo.

Attraverso l'utilizzo di alcune manovre particolari da parte del motore, si è potuto approfondire lo studio del fenomeno di *surge* che rappresenta uno tra i fenomeni più critici in cui può incorrere il compressore. I rilievi sperimentali hanno mostrato che all'occorrenza di tale criticità si hanno forti oscillazioni delle pressioni e del regime di rotazione della macchina. La portata massica, in tali condizioni, addirittura inverte il verso, fluendo dalla mandata all'aspirazione, provocando notevoli sollecitazioni meccaniche alle palettature del compressore.

Con lo scopo di caratterizzare in frequenza tale fenomeno, si è effettuata una analisi FFT discreta dei segnali acquisiti, la quale ha mostrato che i contributi di maggiore importanza si hanno alle frequenze di circa 9 e 19 Hz, in accordo con l'analisi dei rilievi sperimentali effettuati da altri Autori in relazione a tale fenomeno.

In conclusione, l'ottima flessibilità dimostrata dal banco prova e dal sistema di controllo realizzato ha reso possibile la sperimentazione a vari livelli sulle turbomacchine sovralimentatrici, spaziando dal rilievo delle classiche mappe di funzionamento allo studio approfondito delle criticità di funzionamento che accompagnano tali macchine. I risultati ottenuti, relazionati alla teoria che è alla base delle macchine dinamiche, oltre ad avere un intrinseco valore scientifico, risultano di notevole utilità per la realizzazione di modelli matematici di validità generale o per il confronto critico dei risultati ottenuti attraverso l'utilizzo di codici CFD. Inoltre l'introduzione della modalità di prova in regime instazionario apre uno scenario nuovo in cui sarà possibile approfondire in modo concreto le tematiche legate al matching ottimale tra il motore e il turbocompressore, l'influenza di componenti ausiliari, quali l'intercooler, sulle prestazioni della macchina dinamica, gli effettivi scambi termici fra turbina e compressore, la determinazione dei rendimenti meccanici della macchina e la caratterizzazione dinamica del turbocompressore attraverso lo studio approfondito del fenomeno di *turbo-lag*.

6.2. *Sviluppi futuri*

Le ultime attività svolte nel periodo di dottorato hanno riguardato la riprogettazione del layout funzionale della sala prova, prevedendo, in alternativa al piping già esistente, l'adozione di condotti di collegamento tra motore e turbocompressore di tipo diretto, bypassando completamente il circuito per lo smorzamento delle onde di pressione (fig 2.2 del cap 2). Tale modifica, permetterà in futuro di ampliare il campo di indagine sui turbocompressori testati, permettendo ai gas caldi prodotti dal MCI di essere riversati in turbina con un contenuto energetico maggiore rispetto a quello attuale, in virtù delle minori perdite di carico e del ridotto scambio termico realizzato nel nuovo collegamento.

Inoltre anche il sistema di acquisizione dati è stato aggiornato per l'utilizzo di sensori di pressione veloce anche sulla turbina. Anche per quest'ultima sono stati scelti i sensori prodotti dalla Kulite, siglati EWCT-312M, che rappresentano la nuova versione dei WCT-312M già utilizzati in sala, caratterizzati dall'aver in uscita il segnale già amplificato e variabile in un range di 0-5V.

Si procederà, nell'immediato futuro, alla lavorazione della voluta della turbina in modo equivalente a quello che è stato fatto per la voluta del compressore, in modo da poter situare quanto più vicino è possibile all'ingresso e all'uscita della ruota i sensori di pressione appena citati e le termocoppie per il rilievo della temperatura del fluido nelle suddette sezioni di interesse.

Entrambe le attività appena citate saranno determinanti per i rilievi sperimentali della mappa caratteristica della turbina e di tutte le grandezze derivate da essa, che in questo lavoro di tesi non sono stati oggetto di studio.

In parallelo, si sono avviate attività di *reverse engineering* per la modellazione virtuale delle giranti di compressore e turbina del gruppo turbocompressore testato.

Adottando le innovative tecniche di prototipazione rapida, si è proceduto alla realizzazione di modelli in materiale sintetico, equivalenti alla ruota originale. In questo modo si ha la possibilità di isolare le singole pale (principale e splitter nel caso del compressore) ed agevolare così il rilievo geometrico attraverso l'utilizzo di macchine di tipo CMM (macchine di misura a coordinate) o di scanner di tipo ottico.

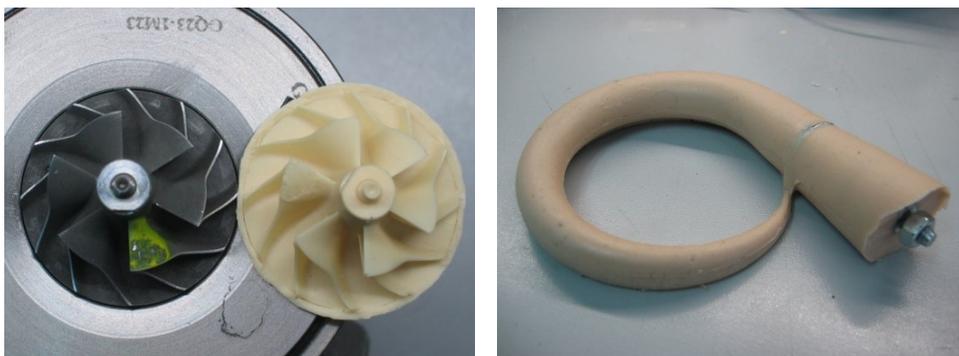


Figura 6.1 – Realizzazione in materiale sintetico della ruota di compressore e del condotto della voluta del compressore

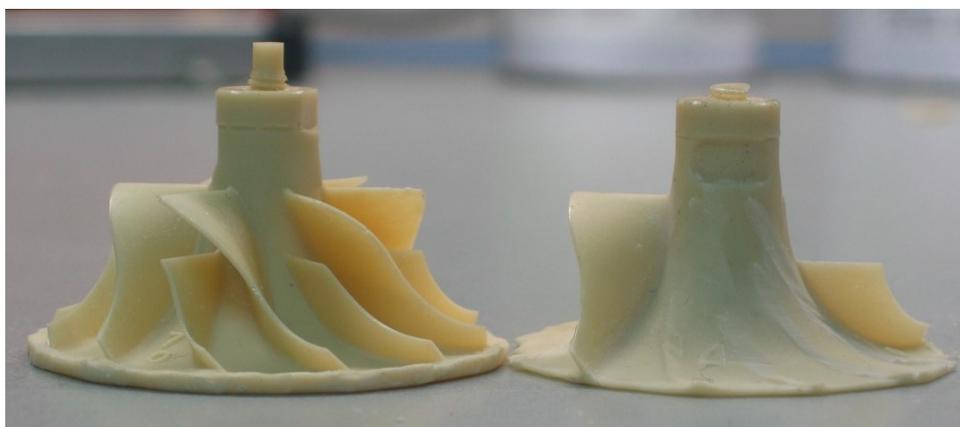


Figura 6.2 – Modello completo e modello con pale isolate

Il risultato di tale attività sarà la realizzazione al CAD del modello tridimensionale del compressore e della turbina testata in sala prova.

I modelli CAD realizzati saranno poi utilizzati all'interno di software per la generazione di griglie di calcolo numerico (mesh) e successivamente si procederà alla simulazione della macchina attraverso codici di calcolo CFD.

In questo modo sarà possibile confrontare i risultati prodotti dal modello numerico con i rilievi sperimentali ottenuti in sala prova, innescando così le sinergie funzionali che intercorrono fra il mondo della sperimentazione e quello della simulazione numerica.

Appendice A
Script MATLAB®

%calcdati.m - Script di calcolo relativo ai dati raccolti sul TC

%Autore: Giovanni Vorraro

%Data ultima modifica: 25-10-2013

%Descrizione: Calcola le principali grandezze termofluidodinamiche partendo

%dai dati sperimentali raccolti in sala Turbo

%Versione 2.3

clc

clear all

fprintf('Questo è lo script che elabora i dati relativi al compressore e alla turbina\n\n');

nft=input('Indicare il file che contiene i dati medi relativi al turbocompressore: ','s');
%nft=nome file turbo media dei dati

fprintf('\n');

dati=load(nft);

nftm=input('Indicare il nome del file che contiene la mappa: ','s'); %nftm=nome file turbomap

fprintf('\n');

nfrpm=input('Indicare il nome del file che contiene i regimi di rotazione del
Turbocompressore: ','s'); %nfrpm=nome file rpm

turbomap=load(nftm);

turbomap=flipud(turbomap); %ruota la matrice turbomap rispetto all'asse orizzontale in modo
che i primi dati acquisiti risultino in testa alla matrice

rpm=load(nfrpm);

turbomap(:,3)=rpm;

dati(:,4)=dati(:,4)+273.15; %%

dati(:,5)=(dati(:,5)*100000)+101325; % Conversione dei dati nel SI %

dati(:,6)=dati(:,6)+273.15; % %

dati(:,7)=(dati(:,7)*100000)+101325; % %

dati(:,10)=dati(:,10)+273.15; % %

dati(:,11)=(dati(:,11)*100000)+101325; % %

dati(:,12)=dati(:,12)+273.15; % %

dati(:,13)=(dati(:,13)*100000)+101325; %%

lambda=(1.4-1)/1.4;

T2is=dati(:,4).^dati(:,1).^lambda; %Calcolo di T2 isoentropico per calcolare successivamente
Eta isoentropico

Etais=(T2is-dati(:,4))./(dati(:,6)-dati(:,4)); %Calcolo Eta isoentropico

k1=log(dati(:,6)./dati(:,4)); %Calcolo di costanti per facilitare il calcolo di Eta
politropico

```

k2=log(dati(:,1));           %Calcolo di costanti per facilitare il calcolo di Eta
politropico
Etapol=lambda.*k2./k1; %Calcolo Eta politropico

clear k1 k2 nft nftm rpm;

Hpol=(Etapol./lambda).*287.*dati(:,4).*(dati(:,1).^(lambda./Etapol)-1); %Calcolo Hpol carico
politropico
L=Hpol./Etapol; %Calcolo L reale
dati=[dati turbomap(:,3)]; %Unisce alla matrice dati i regimi di rotazione (non arrotondati)
relativi ai dati
calcoli=[Hpol L Etapol Etais turbomap(:,3)]; %Crea la matrice calcoli dove sono inseriti i
calcoli precedentemente effettuati
calcoli(:,6)=round(calcoli(:,5)/10000)*10000; %Effettua l'arrotondamento dei regimi di
rotazione

clear T2is Etais Etapol Hpol L lambda turbomap;

nrr=input('Quante sono le mappe isoregime realizzate?: '); %nrr=numero regimi rotazione
fprintf('\nInserire di seguito i regimi di rotazione del gruppo turbocompressore\n')
fprintf('nelle prove realizzate dal più piccolo al più grande\n\n')
for k=1:nrr
    fprintf('Inserire il regime di rotazione numero %d: ',k);
    rr(k)=input(''); %rr=valore dei regimi di rotazione del gruppo turbocompressore durante
le prove
end

clear k

for k=1:nrr
    rfind=find(calcoli(:,6)==rr(k)); %rfind=vettore degli indici in cui sono presenti i dati
dei vari regimi di rotazione
    indexrr(k,1)=min(rfind); %Crea la matrice con gli estremi degli indici relativi ai vari
regimi di rotazione
    indexrr(k,2)=max(rfind);
end

indexrr=[indexrr rr']; %Unisce alla matrice degli indici anche i regimi di rotazione a cui si
riferiscono
clear rfind k

for k=1:nrr

```

```

mindt=min(dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2)); %Ricava tramite la matrice degli indici la
minima portata per ogni regime di rotazione

maxdt=max(dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2)); %Ricava tramite la matrice degli indici la
massima portata per ogni regime di rotazione

x(:,k)=linspace(mindt,maxdt,1000); %Crea un vettore linearmente spaziato in 1000 punti
tra il minimo e il massimo della portata per ogni regime di rotazione

interpcol(:,k)=interp1(dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2),calcoli(indexrr(k,1):indexrr(k,2),3)
,x(:,k),'spline'); %Effettua l'interpolazione della curva Etapol funzione della portata

interpis(:,k)=interp1(dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2),calcoli(indexrr(k,1):indexrr(k,2),4)
,x(:,k),'spline'); %Effettua l'interpolazione della curva Etais funzione della portata

end

interpcol=[interpcol x]; %Riunisce in un unica matrice i risultati di Etapol interpolati con
le relative portate

interpis=[interpis x]; %Riunisce in un unica matrice i risultati di Etais interpolati con le
relative portate

clear x k

fprintf('\nTabella dei rendimenti minimi e massimi per ogni regime di rotazione\t') %Modulo
di scelta dei rendimenti

%for k=1:nrr
%   fprintf('\t%d',rr(k));
%end

minprintpol=min(interpcol(:,1:nrr));
maxprintpol=max(interpcol(:,1:nrr));
minprintis=min(interpis(:,1:nrr));
maxprintis=max(interpis(:,1:nrr));
fprintf('\n\nPolitropico\n\n\t');
for k=1:nrr
    fprintf('\t%d',rr(k));
end
fprintf('\n\nMin\t');
for k=1:nrr
    fprintf('\t%.3f',minprintpol(k));
end
fprintf('\n\nMax\t');
for k=1:nrr
    fprintf('\t%.3f',maxprintpol(k));
end
fprintf('\n\nIsoentropico\n\n\t');

```

```

for k=1:nrr
    fprintf('\t%d',rr(k));
end
fprintf('\n\nMin\t');
for k=1:nrr
    fprintf('\t%0.3f',minprintis(k));
end
fprintf('\nMax\t');
for k=1:nrr
    fprintf('\t%0.3f',maxprintis(k));
end

fprintf('\n\n');
clear k

fprintf('Metodo per la selezione dei rendimenti:\n');
fprintf('Scelta di Min, Max e Step      ---> 1\n');
fprintf('Scelta dello Step tra Min e Max   ---> 2\n');
fprintf('Scelta dei singoli rendimenti     ---> 3\n');

switch input('')
    case 1
        control=0;
        mincontrol=min(minprintpol);
        maxcontrol=max(maxprintpol);
        while control==0
            m1min=input('Inserire il rendimento minimo:');
            m1max=input('Inserire il rendimento massimo:');
            m1step=input('Inserire lo step desiderato:');
            ci=m1min:m1step:m1max;
            nci=length(ci);
            if min(ci)>=mincontrol & max(ci)<=maxcontrol
                control=1;
            end
        end
    case 2
        m2step=input('Inserire lo step desiderato:');

```

```

ci=minprintpol:m2step:maxprintpol;
nci=length(ci);
case 3
control=0;
mincontrol=min(minprintpol);
maxcontrol=max(maxprintpol);
nci=input('Quante curve isorendimento si intende calcolare?: '); %nci=numero curve
isorendimento
while control==0 %Blocco di codice che impone che si scelgano rendimenti all'interno
dell'intervallo consentito
fprintf('Scegliere i rendimenti compresi tra %0.3f e
%0.3f\n\n',mincontrol,maxcontrol);
for k=1:nci
cis=strcat('Inserire il rendimento numero',num2str(k),':'); %cis=curve
isorendimento stringa
ci(k)=input(cis); %ci=coefficienti isorendimento
end
if min(ci)>=mincontrol & max(ci)<=maxcontrol
control=1;
end
end
end

clear cis k control mincontrol maxcontrol minprintpol maxprintpol minprintis maxprintis m1min
m1max m1step m2step
resultsutilpol=[];
resultsutilis=[];
for k=1:nci %Numero di rendimenti ----> ci(k) restituisce il valore del rendimento

for l=1:nrr %Numero di Giri ----> rr(l) restituisce il valore del numero di giri

for m=1:length(interppol(:,1)) %Numero di dati nell'array interppol
vettscartpol(m)=ci(k)-interppol(m,l); %Crea il vettore degli scarti tra il
rendimento desiderato e i rendimenti tabellati
vettscartpol=abs(vettscartpol); %Esegue il valore assoluto degli scarti per
renderli tutti positivi
vettscartis(m)=ci(k)-interpis(m,l);
vettscartis=abs(vettscartis);
pospol=find(vettscartpol<=0.001); %Trova la posizione del valore del rendimento
rientrante in un epsilon a scelta
posis=find(vettscartis<=0.001);

```

```

end

    if length(pospol)==1 %Operazioni da effettuare se il valore del rendimento cercato
sia unico
        etareqpol=interppl(pospol,1);
        qreqpol=interppl(pospol,1+nrr);
        resultsutilpol=[resultsutilpol;etareqpol qreqpol rr(1)];
    elseif length(pospol)>1 %Operazioni da effettuare se il valore del rendimento cercato
sia più di uno
        for n=1:length(pospol)
            qreqpol(n)=interppl(pospol(n),1+nrr); %Inserisce nel vettore qreq le portate
relative ai rendimenti cercati
        end
        posqminpol=find(qreqpol==min(qreqpol)); %Trova la posizione nel vettore qreq
della portata minima
        posqmaxpol=find(qreqpol==max(qreqpol)); %Trova la posizione nel vettore qreq
della portata massima
        etareqminpol=interppl(pospol(posqminpol),1); %Trova attraverso pos il rendimento
etareqmin relativo alla portata minima
        etareqmaxpol=interppl(pospol(posqmaxpol),1); %Trova attraverso pos il rendimento
etareqmax relativo alla portata massima
        qreqminpol=interppl(pospol(posqminpol),1+nrr); %Trova attraverso pos la portata
minima (sta anche in qreq)
        qreqmaxpol=interppl(pospol(posqmaxpol),1+nrr); %Trova attraverso pos la portata
massima (sta anche in qreq)
        if qreqmaxpol-qreqminpol<25 %Discriminante sulla scelta del rendimento
            resultsutilpol=[resultsutilpol;etareqmaxpol qreqmaxpol rr(1)];
        else
            resultsutilpol=[resultsutilpol;etareqminpol qreqminpol rr(1);etareqmaxpol
qreqmaxpol rr(1)];
        end
    end
    else
        continue
    end
end
clear etareqpol qreqpol posqminpol posqmaxpol etareqminpol etareqmaxpol qreqminpol
qreqmaxpol

    if length(posis)==1 %Operazioni da effettuare se il valore del rendimento cercato sia
unico
        etareqis=interpis(posis,1);
        qreqis=interpis(posis,1+nrr);
        resultsutilis=[resultsutilis;etareqis qreqis rr(1)];
    elseif length(posis)>1 %Operazioni da effettuare se il valore del rendimento cercato
sia più di uno

```

```

        for n=1:length(posis)
            qreqis(n)=interpis(posis(n),l+nrr); %Inserisce nel vettore qreq le portate
relative ai rendimenti cercati
        end
        posqminis=find(qreqis==min(qreqis)); %Trova la posizione nel vettore qreq della
portata minima
        posqmaxis=find(qreqis==max(qreqis)); %Trova la posizione nel vettore qreq della
portata massima
        etareqminis=interpis(posis(posqminis),l); %Trova attraverso pos il rendimento
etareqmin relativo alla portata minima
        etareqmaxis=interpis(posis(posqmaxis),l); %Trova attraverso pos il rendimento
etareqmax relativo alla portata massima
        qreqminis=interpis(posis(posqminis),l+nrr); %Trova attraverso pos la portata
minima (sta anche in qreq)
        qreqmaxis=interpis(posis(posqmaxis),l+nrr); %Trova attraverso pos la portata
massima (sta anche in qreq)
        if qreqmaxis-qreqminis<25 %Discriminante sulla scelta del rendimento
            resultsutilis=[resultsutilis;etareqmaxis qreqmaxis rr(1)];
        else
            resultsutilis=[resultsutilis;etareqminis qreqminis rr(1);etareqmaxis
qreqmaxis rr(1)];
        end
    else
        continue
    end
    clear etareqis qreqis posqminis posqmaxis etareqminis etareqmaxis qreqminis qreqmaxis
end
end
end

```

```

clear k n u v maxdt mindt posqminpol posqmaxpol etareqminpol etareqmaxpol qreqminpol
qreqmaxpol etareqp1 qreqp1 vettscartpol pospol m l

```

```

clear etareqis qreqis posqminis posqmaxis etareqminis etareqmaxis qreqminis qreqmaxis posis
vettscartis

```

```

resultssortpol=[];

```

```

resultssortis=[];

```

```

for l=1:nrr %Questo ciclo crea la matrice rsltssort ordinata rispetto ai regimi di rotazione
dei punti isorendimento

```

```

    for k=1:length(resultsutilpol(:,1))

```

```

        if resultsutilpol(k,3)==rr(1)

```

```

            resultssortpol=[resultssortpol;resultsutilpol(k,:)];

```

```

        else

```

```

            continue
        end
    end
end

```

```

        end
    end
    clear k;
    for k=1:length(resultsutilis(:,1))
        if resultsutilis(k,3)==rr(1)
            resultssortis=[resultssortis;resultsutilis(k,:)];
        else
            continue
        end
    end
end

clear resultsutilpol resultsutilis 1 k

for k=1:nrr

    rslfindpol=find(resultssortpol(:,3)==rr(k)); %rslfind=vettore degli indici in cui sono
presenti i punti di rendimento
    if isempty(rslfindpol)
        indexrspol(k,1)=0;
        indexrspol(k,2)=0;
    else
        indexrspol(k,1)=min(rslfindpol); %Crea la matrice con gli estremi degli indici
relativi ai vari regimi di rotazione
        indexrspol(k,2)=max(rslfindpol);
    end

    rslfindis=find(resultssortis(:,3)==rr(k)); %rslfind=vettore degli indici in cui sono
presenti i punti di rendimento
    if isempty(rslfindis)
        indexrsis(k,1)=0;
        indexrsis(k,2)=0;
    else
        indexrsis(k,1)=min(rslfindis); %Crea la matrice con gli estremi degli indici relativi
ai vari regimi di rotazione
        indexrsis(k,2)=max(rslfindis);
    end

    rslfindpol=[];

```

```

    rslfindis=[];

end

indexrspol=[indexrspol rr']; %indexrs=indici dei risultati ordinati rispetto ai regimi di
rotazione
indexrsis=[indexrsis rr'];
clear rslfindpol rslfindis k

for k=1:nrr

    if indexrspol(k,1)==0
        continue
    else
        portatapol=dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2); %Estrae i dati di portata dalla matrice
dati su cui interpolare i punti
        betapol=dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),1); %Estrae i dati di beta dalla matrice dati
su cui interpolare i punti
        portcalcpol=resultssortpol(indexrspol(k,1):indexrspol(k,2),2); %Estrae i dati di
portata su cui interrogare l'interpolazione per ricavare i relativi beta
        bcalcpol=interp1(portatapol,betapol,portcalcpol,'spline'); %Interrogazione Spline
        resultssortpol(indexrspol(k,1):indexrspol(k,2),4)=bcalcpol'; %Inserisce i beta
calcolati nella matrice dei risultati ordinati
    end

    if indexrsis(k,1)==0
        continue
    else
        portatais=dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),2); %Estrae i dati di portata dalla matrice
dati su cui interpolare i punti
        betais=dati(indexrr(k,1):indexrr(k,2),1); %Estrae i dati di beta dalla matrice dati
su cui interpolare i punti
        portcalcis=resultssortis(indexrsis(k,1):indexrsis(k,2),2); %Estrae i dati di portata
su cui interrogare l'interpolazione per ricavare i relativi beta
        bcalcis=interp1(portatais,betais,portcalcis,'spline'); %Interrogazione Spline
        resultssortis(indexrsis(k,1):indexrsis(k,2),4)=bcalcis'; %Inserisce i beta calcolati
nella matrice dei risultati ordinati
    end
end

clear k portatapol betapol portcalcpol bcalcpol portatais betais portcalcis bcalcis

```

```

resultsetasortpol=[];
resultsetasortis=[];
for l=1:nci %Questo ciclo crea la matrice resultsetasort ordinata rispetto ai coefficienti di
rendimento
    for k=1:length(resultssortpol(:,1))
        if abs(resultssortpol(k,1)-ci(1))<0.001
            resultsetasortpol=[resultsetasortpol;resultssortpol(k,:)];
        else
            continue
        end
    end
end

for k=1:length(resultssortis(:,1))
    if abs(resultssortis(k,1)-ci(1))<0.001
        resultsetasortis=[resultsetasortis;resultssortis(k,:)];
    else
        continue
    end
end
end

clear k l

```

Appendice B
Virtual Instrument

Aspirator

Oil Pump

Oil Temperature Set (°C)

Temperature Oil Lubrication (°C) **28.3**

Opening Valve Cooling Oil (%)

Opening Valve Bypass (%)

Press. Lubr. Oil TC (bar)

Lubrication Oil

E-Throttle

RPM

Parker Valve

Throttle Brake Supercharge

VI Control VI Control VI Control

Manual Control Throttle

Manual Control RPM

Automatic Control Parker Pressure

Reading Map File Path

Working Directory

Engine Data Sample Frequency

Turbo Data N of Samples

Start Profile

Save Ctrl

Engine speed (RPM) **903**

Pressures

In Engine Pressure (bar)

Out Engine Pressure (bar)

Panel Engine Temperature

Engine Temperature set (°C)

H2O Engine Temperature (°C) **84.6**

Valve Sauter (%)

Warning

Out Exchanger Temperature (°C) **66.3**

BMEP (bar)

Torque (Nm)

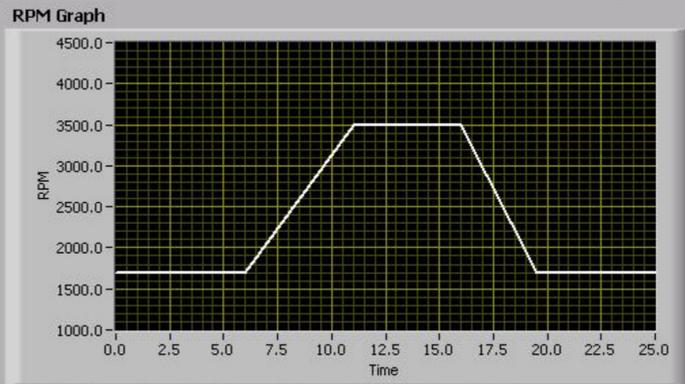
Power (kW)

Power (hp)

Engine Outlet Gas Temperature (°C) **299.3**

Engine Oil Temperature (°C) **88.7**

Engine InAir Temperature (°C) **21.5**



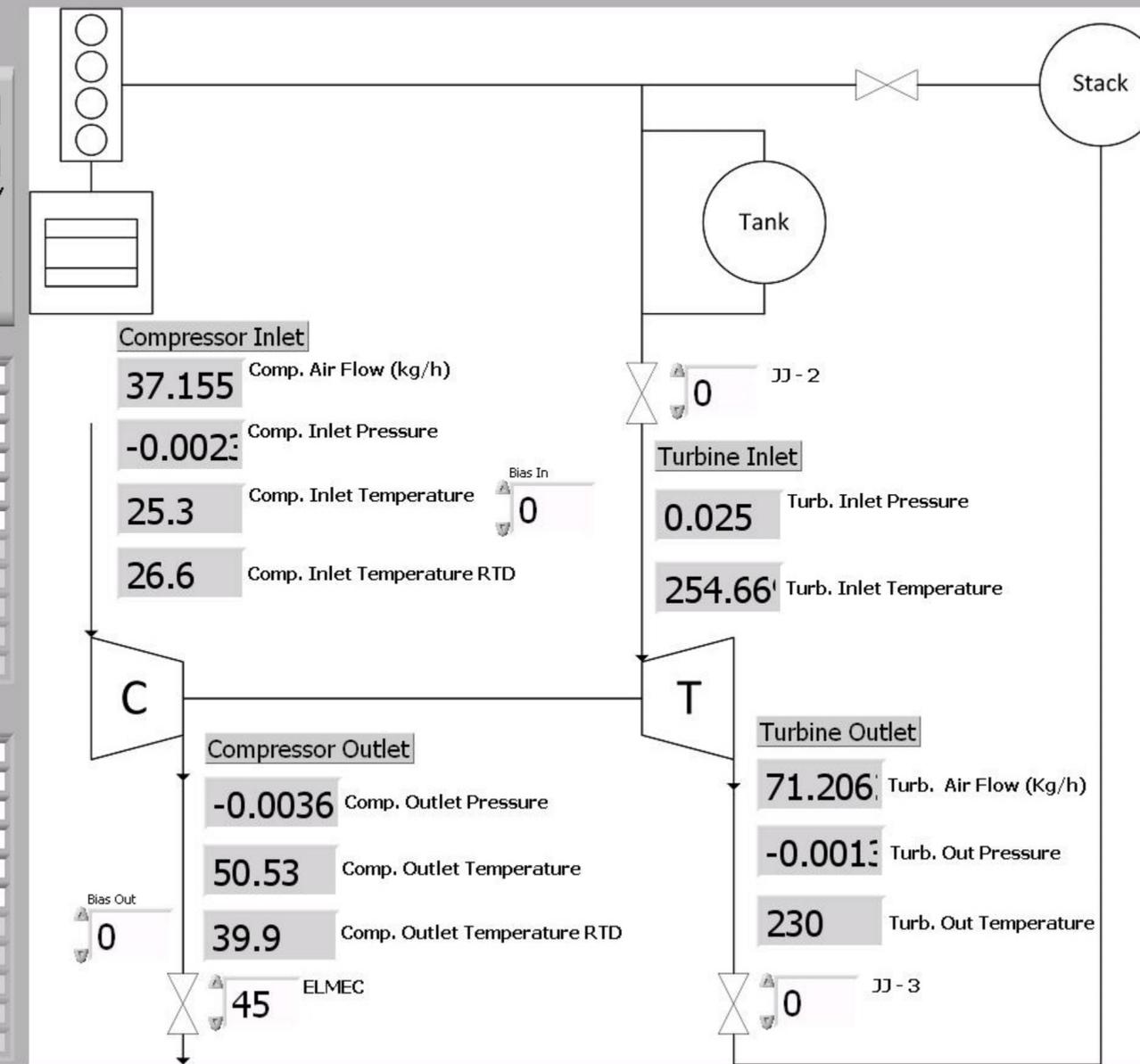
RPM Profile

0	0	1700
6	6	1700
11	11	3500
16	16	3500
19.5	19.5	1700
25	25	1700
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0



Throttle Profile

0	0	35
6	6	35
11	11	55
16	16	55
19.5	19.5	35
25	25	35
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0



Compressor

- Comp. Corrected Air Flow (Lbs/Min) **1.29**
- Comp. Corrected Air Flow (Kg/h) **35.1**
- Compression Ratio **0.999**

Turbine

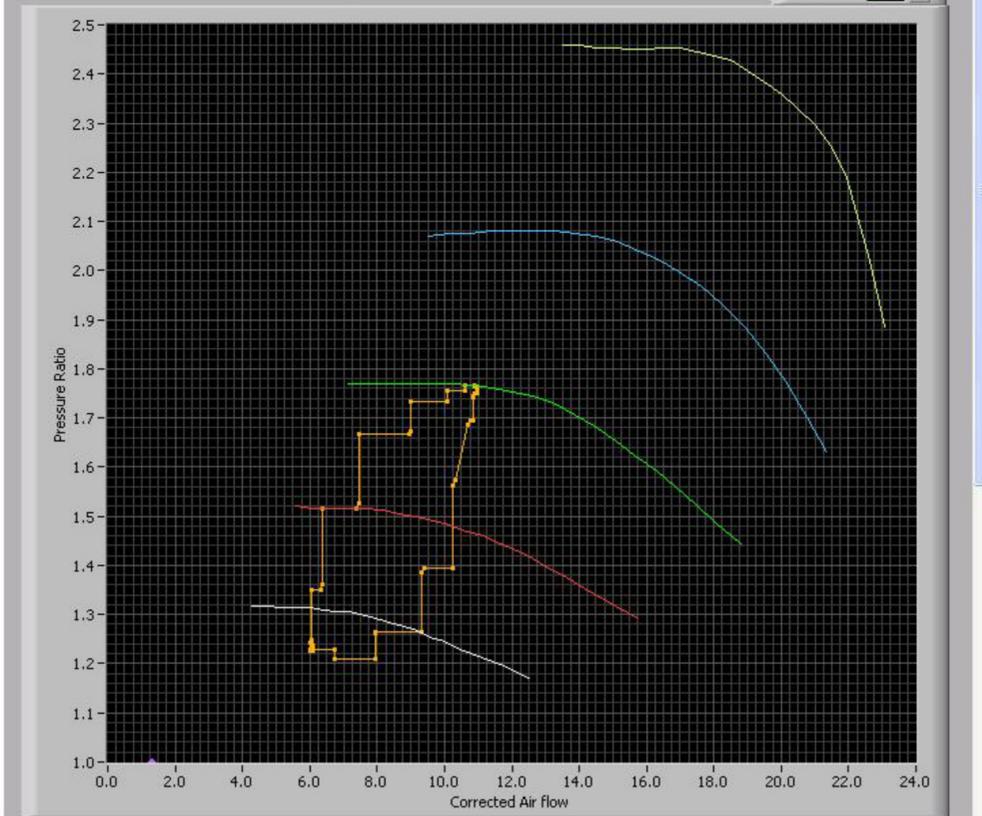
- Turb. Corrected Air Flow (Lbs/Min) **3.2**
- Turb. Corrected Air Flow (Kg/h) **87.1**
- Expansion Ratio **0.974**

STOP

80000

100000

120000



Bibliografia

- [1] N. Watson, M.S. Janota, *"Turbocharging the internal combustion engine"*, 1982, John Wiley
- [2] J.B. Heywood, *"Internal combustion engine fundamentals"*, 1988, McGrawHill Int. editions
- [3] J. Galindo, J.R. Serrano, C. Guardiola, C. Cervellò *"Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers"* – Experimental Thermal and Fluid Science vol.30 – pp. 449-462
- [4] J. Galindo, J.R. Serrano, H. Climent, A. Tiseira *"Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines"* – Experimental Thermal and Fluid Science vol. 32 – pp. 818-826
- [5] J. Galindo, H. Climent, C. Guardiola, A. Tiseira *"On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines"* – Experimental Thermal and Fluid Science – vol. 33 – pp. 1163-1171
- [6] J.R. Serrano, P. Olmeda, A. Paez, F. Vidal *"An experimental procedure to determine heat transfer properties of turbochargers"* – Measurement Science and Technology vol.21
- [7] M. Tancrez, J. Galindo, C. Guardiola, P. Fajardo, O. Vernier *"Turbine adapted maps for turbocharger engine matching"* – Experimental Thermal and FLuid Science vol. 35 – pp. 146-153

- [8] J. Galindo, P. Faiardo, R. Navarro, L.M. Garcia-Cuevas “*Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling*” – Applied Energy vol. 108 – pp116-127
- [9] J. Galindo, A.Tiseira, F.J. Arnau, R. Lang “*On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit*” – SEM Technical Article
- [10] J.R. Serrano, P.Olmeda, A. Tiseira, L.M. Garcia-Cuevas, A. Lefebvre “*Theoretical and experimental study of mechanical losses in automotive turbochargers*” – Energy vol. 55 – pp. 888-898
- [11] D.Hagelstein, K. Hillewaert, R.A. Van den Breambussche, A. Engeda, R. Keiper, M. Rautemberg “*Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute*” – ASME Transaction 2000 – Vol.122 pp22-31
- [12] M. Capobianco, S. Marelli, “*Turbocharger turbine performance under steady and unsteady flow: test bed analysis and correlation criteria*”, 2006, 8th International Conference on turbochargers and turbocharging, Inst. Mech. Engrs.
- [13] H. Tamaki, X. Zheng, Y. Zhang “*Experimental investigation of high pressure ratio centrifugal compressor with axisymmetric and nonaxisymmetric recirculation device*” – ASME Journal of Turbomachinery 2013 – Vol 135
- [14] F. Trenc, F. Bizjan, B. Sirok, A. Hribernik “*Influence of the exhaust system design on scavenging characteristic and emissions of a four-cylinder supercharged engine*” – ASME Transaction 2000 – vol. 122 pp 556-561
- [15] G. Theotokatos, N.P. Kyrtatos “*Investigation of a large high-speed diesel engine transient behavior including compressor surging and emergency shutdown*” ASME Transaction 2003 – vol. 125 pp580-589
- [16] J. Macek, O. Vitek, “*Simulation of pulsating flow unsteady operation of turbocharger radial turbine*”, 2008, SAE paper 2008-01-0295
- [17] N. Baines, K.D. Wygant, A. Dris “*The Analysis of Heat Transfer in Automotive Turbochargers*” – Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2010 – vol.132
- [18] J. Galindo, J.M. Lujan, J.R. Serrano, V. Dolz, S. Guilain “*Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine*” – ExperimentalThermal and Fluid Science 2004 vol. 28 pp 863-875
- [19] M.J. Zucrow, J.D. Hoffman “*Gas Dynamics*”, School of Mechanical Engineering Purdue University, John Wiley & Sons Inc. 1976

- [20] V. Marcian, J.M. Lujan, V. Bermudez, C. Guardiola “*Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement*” – Measurement Science and Technology vol.15 – pp. 1185-1194
- [21] O. Manca, V. Naso, “*Complementi di trasmissione del calore*”, 2005, E. DI. SU. “NA 1”
- [22] M. Capobianco, S. Marelli “*Steady and pulsating flow efficiency of a waste-gated turbocharger radial flow turbine for automotive application*” – Energy vol. 36 – pp. 459-465
- [23] Schlichting, H. “*Boundary-Layer Theory*”, 1979 (McGraw-Hill, New York)
- [24] Japikse, D., “*Centrifugal Compressor Design and Performance*”, Concepts ETI, Inc., Wilder, VT, 1996
- [25] R.S. Benson, “*The thermodynamics and gas dynamics of internal – combustion engines Vol. I*”, 1982, Clarendon press
- [26] D.E. Winterbone, R.J. Pearson, “*Design techniques for engine manifolds*”, 1999, Professional engineering publishing– ISBN 1 86058 179 X
- [27] D.E. Winterbone, R.J. Pearson, “*Theory of Engine Manifold Design*”, 2000, Professional engineering publishing – ISBN 1 86058 209 5
- [28] S. Sandrolini, G. Naldi, “*Macchine*”, 1996, Pitagora editrice Bologna – Vol. 1
- [29] S. Sandrolini, G. Naldi, “*Macchine*”, 1996, Pitagora editrice Bologna – Vol. 2
- [30] C. Hirsch, “*Numerical Computation of internal and external flows*”, vol. 1, 1989, Wiley, ISBN 978-0-471-92385-5
- [31] C. Hirsch, “*Numerical Computation of Internal and External Flows*”, vol. 2, 1990, Wiley, ISBN 978-0-471-92452-4
- [32] H.P. Dickmann, T.S. Wimmel, J. Szwedowicz, J. Kunel, U. Essig “*Unsteady flow in a turbocharger centrifugal compressor*” – ABB Value Paper
- [33] A. Quarteroni, F. Saleri, P. Gervasio “*Calcolo Scientifico*” – Springer 2012
- [34] A. Quarteroni “*Modellistica numerica per problemi differenziali*” – Springer 2012
- [35] A. Quarteroni, R. Sacco, F. Saleri, P. Gervasio “*Matematica Numerica*” , Spriger 2008
- [36] S. Salsa “*Equazioni a derivate parziali*” – Springer 2010

- [37] H.W. Liepmann, A. Roshko, *"Element of Gas Dynamics"*, Dover Publications, ISBN 978-0486419633
- [38] J. Millman, A. Grabel, G. Terreni *"Elettronica di Millman"* – McGraw Hill 2008
- [39] E. O. Doebelin *"Strumenti e metodi di misura"* – McGraw Hill - 2008
- [40] J.T. Gravdahl, F. Willems, B. de Jager *"Modeling of Surge in Free-Spool centrifugal Compressors: Experimental Validation"* – Journal of Propulsion and Power vol.20 No.5
- [41] J.M. Lujan, V. Bermudez, J.R. Serrano, C. Cervello *"Test bench for turbocharger groups characterization"* – SAE Paper 2002-01-0163
- [42] N.A. Cumpsty, *"Compressors aerodynamics"*, 1989, Addison Wesley Longman
- [43] R.H. Aungier *"Centrifugal Compressor"* – ASME Book
- [44] *LabVIEW Core 1 Manual* – National Instruments
- [45] *LabVIEW Core 2 Manual* – National Instruments
- [46] *LabVIEW Core 3 Manual* – National Instruments
- [47] *LabVIEW Data Acquisition Manual* – National Instruments
- [48] *LabVIEW Real Time 1 Manual* – National Instruments
- [49] *LabVIEW Real Time 2 Manual* – National Instruments
- [50] *LabVIEW FPGA Manual* – National Instruments
- [51] M. Capobianco, S. Marelli *"Measurement of Instantaneous Fluid Dynamic Parameters in Automotive Turbocharging Circuit"* – SAE Paper 2009-24-0124
- [52] O. Leufven, L. Eriksson *"Engine test bench turbo mapping"* – SAE Paper 2010-01-1232
- [53] SAE Surface Vehicle Recommended Practice *"Turbocharger Gas Stand Test Code"* – SAE J1826
- [54] SAE Surface Vehicle Recommended Practice *"Turbocharger Nomenclature and Terminology"* – SAE J922
- [55] SAE Surface Vehicle Standard *"Supercharger Testing Standard"* – SAE J1723
- [56] J. Andersen, F. Lindstrom, F. Westin *"Surge definitions for radial compressors in automotive turbochargers"* – SAE Paper 2008-01-0296

- [57] D. Palfreyman, R.F. Martinez-Botas *"The pulsating flow field in a mixed flow turbocharger turbine: an experimental and computational study"* – ASME Transaction vol.127 – pp.144-155
- [58] M. Capobianco, S. Marelli, *"Experimental Investigation into the Pulsating Flow Performance of a Turbocharger Turbine in the Closed and Open Waste-Gate Region"*, 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, 2010
- [59] F. Piscaglia, A. Onorati, S. Marelli, M. Capobianco, *"Unsteady Behavior in Turbocharger Turbines: Experimental Analysis and Numerical Simulation"*, SAE Paper 2007-24-0081
- [60] M. Nakhjiri, P. Pelz, B. Matyshok *"Physical modeling of automotive turbocharger compressor: analytical approach and validation"* – SAE Paper 2011-01-2214
- [62] J. Galindo, J.R. Serrano, H. Climent, A. Tiseira, *"Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines"*, Experimental Thermal and Fluid Science 32 818–826, 2008
- [63] O. Leufven and L. Eriksson *"Surge and Choke Capable Compressor Model"*, 18th IFAC World Congress, 2010