

Università degli Studi di Ferrara



DOTTORATO DI RICERCA IN
“SCIENZE DELL’INGEGNERIA”
CICLO XXVII

COORDINATORE Prof. Trillo Stefano

PROGETTAZIONE AVANZATA DI TURBOMACCHINE CON UNA METODOLOGIA INTEGRATA DI INGEGNERIA INVERSA, ANALISI NUMERICA TRIDIMENSIONALE E PROTOTIPAZIONE RAPIDA

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/08

Dottorando

Dott. Pavan Claudio

(firma)

Tutore

Prof. Pinelli Michele

(firma)

Anni 2012/2014

Omissis

Le immagini omesse in questo elaborato sono consultabili presso il Dipartimento di Ingegneria degli studi di Ferrara

“ Secondo alcuni autorevoli testi di tecnica Aeronautica, il calabrone non può volare, a causa della forma e del peso del proprio corpo in rapporto alla superficie alare. Ma il calabrone non lo sa e perciò continua a volare. ”

Igor Sikorsky

INDICE

INDICE	pag.1
1. INTRODUZIONE	pag.5
2. IL REVERSE ENGINEERING	pag.9
2.1 “Reverse Engineering” (R.E.) - Il Concetto	pag.9
2.2 Storia del R.E.	pag.12
2.3 Il Processo di R.E.	pag.14
2.4 La fase di “Scanning”	pag.15
2.4.1 Contact Scanners	pag.16
2.4.2 Non-Contact Scanners	pag.19
2.5 Point Processing	pag.23
2.6 Application Geometric Model Development	pag.25
2.7 La Tecnologia	pag.26
2.7.1 Triangulation	pag.27
2.7.2 Structured Light	pag.37
2.7.3 Interferometry	pag.40
2.7.4 Time Of Flight (TOF)	pag.41
2.7.5 Industrial Tomography	pag.43
2.7.6 Shape from Stereo	pag.46
2.8 “Reverse Engineering” - Il Software	pag.48
2.9 Il concetto di accuratezza/flessibilità nelle tecniche di Reverse	pag.50
2.10 Lo Strumento ROMER 7320 SI	pag.54

3.	LA METODOLOGIA CFD	pag.62
3.1	La metodologia nel contesto della reingegnerizzazione	pag.62
3.2	Termofluidodinamica Computazionale	pag.64
3.3	Metodo Dei Volumi Finiti	pag.68
3.3.1	Griglie di Calcolo	pag.70
3.3.1.1	Griglie strutturate	pag.71
3.3.1.2	Griglie non strutturate	pag.72
3.3.2	Discretizzazione	pag.74
3.3.2.1	Integrali di superficie e di volume	pag.75
3.3.2.2	Tecniche di interpolazione	pag.77
3.3.2.3	Equazione algebrica finale	pag.81
3.4	Modelli di Turbolenza	pag.83
3.4.1	Modelli Rans	pag.85
3.4.1.1	Modelli a viscosità turbolenta	pag.87
3.4.1.2	Modello k- ϵ	pag.89
3.4.1.3	Funzioni di parete	pag.90
3.4.1.4	Modelli a basso numero di Reynolds	pag.94
3.4.1.5	Modelli algebrici degli sforzi di Reynolds	pag.94
3.4.1.6	Modelli differenziali degli sforzi di Reynolds	pag.95
3.5	La simulazione CFD nelle turbomacchine	pag.96
3.6	Le equazioni nel sistema di riferimento relativo	pag.98
3.7	Confronto fra macchine assiali e radiali	pag.110
3.8	Modelli di Interazione Rotore-Statore	pag.113
3.9	Le interfacce Rotore/Statore	pag.118
3.10	Posizionamento delle Interfacce	pag.120

4.	LA FABBRICAZIONE ADDITIVA	pag.124
4.1	Concetto di Additive Manufacturing (A.M.)	pag.124
4.2	Rapid Prototyping (R.P.)	pag.127
4.3	Direct Digital Manufacturing (D.D.M.)	pag.128
4.4	Innovazione del processo	pag.129
4.5	Accenni Storici	pag.131
4.6	Processo Produttivo	pag.133
4.7	Tecnologie A.M.	pag.136
4.7.1	Binder Jetting	pag.136
4.7.2	Direct Energy Deposition	pag.138
4.7.3	Material Extrusion	pag.139
4.7.4	Material Jetting	pag.141
4.7.5	Powder Bed Fusion	pag.142
4.7.6	Sheet Lamination	pag.145
4.7.7	Vat Photopolymerization	pag.146
4.8	Caso applicativo FDM	pag.149
5.	LA METODOLOGIA INTEGRATA NELLE TURBOMACCHINE	pag.156
5.1	Classificazione delle Turbomacchine	pag.156
5.2	Criticità nello studio delle Turbomacchine	pag.162
5.3	Design Implementation	pag.165
5.3.1	Approccio Diretto	pag.165
5.3.2	Approccio Inverso	pag.169

6.	CASE STUDY	pag.174
6.1	OBIETTIVO DEL CAPITOLO	pag.109
6.2	COMPRESSORE ASSIALE PER APPLICAZIONI INDUSTRIALI	pag.176
6.2.1	Sviluppo del lavoro	pag.176
6.2.2	Strumenti di lavoro e procedura seguita	pag.176
6.2.3	Procedura di R.E. sul compressore CTP01	pag.178
6.2.4	Assemblaggio del “Modello Geometrico”	pag.193
6.2.5	Descrizione del compressore e dell’impianto	pag.196
6.2.6	Semplificazione file Cad	pag.199
6.2.7	Dominio Fluido	pag.200
6.2.8	Generazione della Mesh	pag.205
6.2.9	Modello Numerico	pag.209
6.2.10	Elaborazione dei dati sperimentali	pag.211
6.2.11	Validazione del modello numerico	pag.219
6.2.12	Risultati dell’analisi CFD	pag.228
6.3	CASE STUDY: SOFFIANTE INDUSTRIALE IN APPLICAZIONI SIDERURGICHE	pag.231
6.3.1	Digitalizzazione e Ricostruzione Soffiante OG2	pag.232
6.3.2	Descrizione dell’impianto e procedura seguita	pag.235
6.3.3	Impostazione del modello per l’analisi sulla posizione delle Interfacce	pag.238
6.3.4	Generazione della griglia di calcolo	pag.239
6.3.5	Condizioni al contorno	pag.241
6.3.6	Impostazione del solutore	pag.247
6.3.7	Valutazione della convergenza della simulazione	pag.248

6.3.8	Analisi di sensibilità alla griglia	pag.250
6.3.9	Analisi delle prestazioni	pag.252
6.3.10	Analisi del campo di moto	pag.258
6.3.11	Impostazioni per l'analisi dell'interfaccia Rotore-Statore	pag.263
6.3.12	Analisi delle prestazioni	pag.264
6.3.13	Analisi del campo di moto	pag.269
6.3.14	Impostazioni per l'analisi sulla condizione di periodicità	pag.273
6.3.15	Analisi dei risultati	pag.276
6.3.16	Analisi del campo di moto	pag.279
6.3.17	Dimensionamento della Voluta	pag.281
6.3.18	Impostazione della simulazione	pag.284
6.3.19	Analisi dei risultati	pag.286
7	CONCLUSIONI	pag.290
8	BIBLIOGRAFIA	pag.292

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

Negli ultimi tre decenni, l'approccio ingegneristico alla metodologia di progettazione è stato radicalmente e profondamente modificato dall'avvento e dallo sviluppo esponenziale delle tecnologie di disegno e di rappresentazione basate sui CAD che hanno permesso il passaggio da una visione prevalentemente bidimensionale ad una visione completamente tridimensionale. Parallelamente, la continua ricerca nei materiali e l'aumento esponenziale della capacità di calcolo dei computer ha permesso di assistere negli ultimi 20 anni allo sviluppo di tecnologie che hanno accelerato la diffusione di prodotti sempre più performanti e rivolti ad un mercato sempre più vasto.

Alcuni settori storici, tuttavia, non hanno seguito inizialmente questa tendenza.

Tra questi figura quello dell'energia (nella definizione più ampia del termine). Oggi, invece, la necessità di garantire stabilità, durata nel tempo, riduzione dei costi, hanno portato anche questo settore a sfruttare lo sviluppo tecnologico per consolidarsi nelle modalità progettuali e realizzative. In un mercato tecnologicamente avanzato con dinamiche di mercato molto complesse e dettato da necessità ambientali, anche il settore dell'energia ha cominciato quindi il suo cambiamento.

Due sono le metodologie che oggi, anche in questo settore, stanno assumendo sempre maggior rilievo: Reverse Engineering e Additive Manufacturing.

Il termine Reverse Engineering (RE) veniva inteso come un metodo che attraverso il processo di misurazione, analisi e test permetteva di ricostruire un oggetto recuperato dal passato. Queste tecniche sono state spesso applicate per la riproduzione di ricambio o parti ad alto valore commerciale o tecnologico.

Le prime tecnologie digitali, come ad esempio il laser tridimensionale (3D) o la microscopia a scansione e ad alta risoluzione hanno facilitato l'implementazione di queste tecniche nella direzione della mera riproduzione.

Oggi l'applicazione di queste tecniche ha completamente cambiato paradigma e ha assunto il significato, profondamente diverso, di *reingegnerizzazione per l'innovazione di prodotto*.

Per applicare con successo questo concetto è necessario avere una comprensione della funzionalità dell'oggetto da ricostruire per replicarne anche i suoi dettagli caratteristici e se possibile migliorarli. Molti produttori in tutto il mondo hanno incominciato ad utilizzare queste tecniche / tecnologie nella direzione dello sviluppo di prodotto per cercare di ottenere una maggior comprensione dello stato di fatto e una maggiore consapevolezza del margine di miglioramento che è possibile apportare in termini di efficienza globale. Tutto questo si trasforma in un'ottica di vantaggio competitivo rispetto ad altri concorrenti sul mercato. Ad esempio, può capitare, nel mondo industriale, che si debba studiare, in assenza di informazioni sufficienti per analizzarlo, un particolare fenomeno non previsto in fase progettuale, o che tale fenomeno si verifichi durante la vita della macchina.

La capacità di digitalizzazione unita allo studio virtuale del comportamento delle turbomacchine ha suscitato negli ultimi anni l'interesse nell'applicazione di queste tecnologia per lo studio e l'ottimizzazione delle performance.

Non meno importante è stato lo sviluppo delle tecniche di prototipazione additiva (Additive Manufacturing) che ha aiutato al cambiamento dei processi produttivi al fine di ridurre i tempi e i costi realizzativi per la generazione di nuove geometrie utilizzando il metodo classico fino a spingersi alla realizzazione di pezzi funzionali pronti all'utilizzo.

In questo lavoro di tesi, viene proposta e applicata una metodologia integrata di progettazione basata su tecniche di Reverse Engineering e Additive Manufacturing per lo sviluppo di un metodo di analisi, verifica e ottimizzazione applicata alle turbomacchine.

In questo settore, infatti, solo recentemente si è vista la crescita dell'utilizzo di queste metodologie e si è sentita la necessità, attraverso questo lavoro, di dare un contributo alla tecnologia, in particolare per colmare le lacune, che ancora esistono, sull'integrazione di questi metodi con la progettazione classica.

Nel capitolo 2 si è voluto descrivere la metodologia del Reverse Engineering spiegando le varie fasi del processo, le tecnologie utilizzabili e la scelta tecnologia fatta per affrontare la parte di ricostruzione. Il percorso seguito ha visto una fase iniziale di studio dello stato dell'arte delle tecnologie per la digitalizzazione hardware e software presenti sul mercato.

La scelta della tecnologia più idonea al conseguimento dell'obiettivo prefissato è stata fatta mettendo a confronto, accuratezza, flessibilità, trasportabilità ed aspetto economico. Le tecniche apprese attraverso l'utilizzo della tecnologia scelta sono state affinate in diverse applicazioni industriali per definire il giusto approccio al *Reverse Engineering for Design*.

Nel capitolo 3 è stata inquadrata la metodologia fluidodinamica computazionale, definendo i parametri che entrano in gioco nell'implementazione del calcolo.

L'affiancamento delle tecniche di simulazione fluidodinamica finalizzate all'ottenimento delle performance hanno ulteriormente permesso di affinare l'approccio al metodo di reingegnerizzazione delle geometrie rilevate.

Nel capitolo 4 sono state studiate le tecniche di manifattura additiva per conoscerne tutti gli aspetti e la loro applicabilità nel contesto del *Design for Manufacturing* per la capacità di supportare il ciclo di progettazione dalla fase iniziale alla fase di realizzazione del prodotto.

Di questo aspetto è stato descritto un caso pratico, incontrato durante questo percorso, che riguarda la realizzazione di un nuovo prototipo di girante; le tempistiche di realizzazione richieste per ottenere la geometria prototipo unita alla complessità del modello hanno generato la necessità di integrazione della tecnologia additiva per un cambio di processo produttivo.

Nel capitolo 5 viene descritta la metodologia integrata analizzando la capacità di impiego, la sequenza operativa e mettendo in luce per le casistiche incontrate il la procedura che meglio permette di aumentare la confidenza nella virtualizzazione realizzata.

Nel capitolo 6 vengono descritti due casi reali affrontati attraverso l'integrazione di queste metodologie applicandole ad un compressore assiale per applicazioni industriali ed una soffiante industriale per applicazioni siderurgiche.

In entrambi i casi si è cercato di validare l'approccio seguito cercando riscontro dal funzionamento in condizioni reali

CAPITOLO 2

IL REVERSE ENGINEERING

2.1 “REVERSE ENGINEERING” (R.E.) - IL CONCETTO

Da molti decenni le tecniche di sviluppo industriale hanno portato alla formazione di metodologie lavorative comprovate e affidabili. Al giorno d’oggi molte aziende nel campo della produzione industriale o di produzione-vendita si avvalgono di software in grado di gestire e ottimizzare questi processi affiancando gli ingegneri nel loro lavoro.

Nel campo tradizionale si parla infatti di “Foreward Engineering”, cioè la procedura di sviluppo che permette di passare dalla valutazione di un’idea al progetto della stessa, allo sviluppo logico della sua possibile realizzazione e infine alla realizzazione di un prodotto finito che rispecchia, almeno parzialmente, l’idea di partenza.

Come viene mostrato nella *Figura 2.1* infatti il processo assume le sembianze di un vero e proprio ciclo dal quale non è possibile uscire fintanto che tutti i requisiti preposti non vengono soddisfatti. Attraverso il metodo classico o dell’Additive Manufacturing si può arrivare allo sviluppo di un prototipo 3D per poi accorgersi che non vengono assolte tutte le funzioni richieste; ciò comporta una necessaria rivisitazione del progetto e quindi il ciclo riparte dall’inizio. Questa metodologia tuttavia non può essere utilizzata in tutti gli ambiti di progettazione e sviluppo in quanto non tiene conto di tutte le possibili problematiche che si possono presentare.

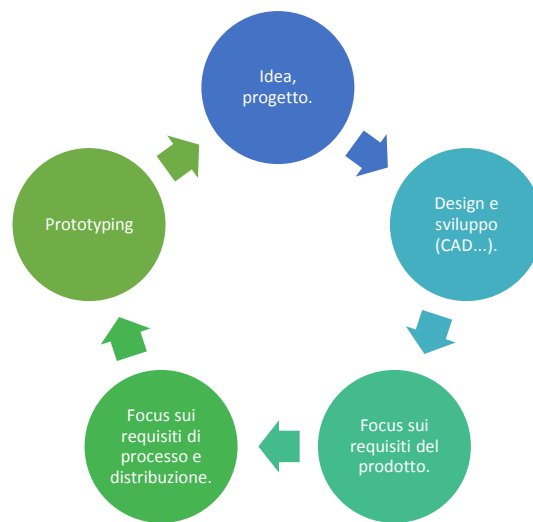


Figura 2.1: Esempio di schema basato sul Forward Engineering

Non capita sempre infatti di poter partire da una fase iniziale di “concepimento” del prodotto; può infatti succedere di dover partire da un prodotto fisico già esistente sul quale si vogliono apportare delle modifiche (estetiche, prestazionali o semplicemente geometriche) senza essere in possesso di alcun dato o file di lavoro precedentemente usato per creare il prodotto stesso. Questo risulta essere un problema per la metodologia standard di lavoro in quanto si capisce subito come il “Forward Engineering” non sia in grado di far partire il ciclo di “ingegnerizzazione” dalla condizione iniziale; risulta quindi molto comodo lo sviluppo di una procedura alternativa in grado di adempiere a tale funzione.

Il “Reverse Engineering” nasce principalmente per questo scopo.

Come dice il termine stesso si tratta di una procedura di “Ingegnerizzazione inversa”, cioè partendo dal modello fisico (prototipo, prodotto ultimato nuovo o utilizzato che sia) è in grado di ripercorrere a ritroso parte del ciclo precedentemente illustrato e fornire un modello digitale della geometria che sarà quindi elaborabile con un qualunque software CAD (Figura 2.2).

Le potenzialità di questa tecnica sono notevoli ed essa assolve alle più svariate funzioni; viene infatti utilizzata in caso di documentazione digitale inesistente del prodotto, in caso di smarrimento della stessa; si sta sviluppando anche in campo medico, in architettura, scultura, criminologia scientifica e in generale in altre applicazioni dove viene richiesta la ricostruzione digitale dei volumi.

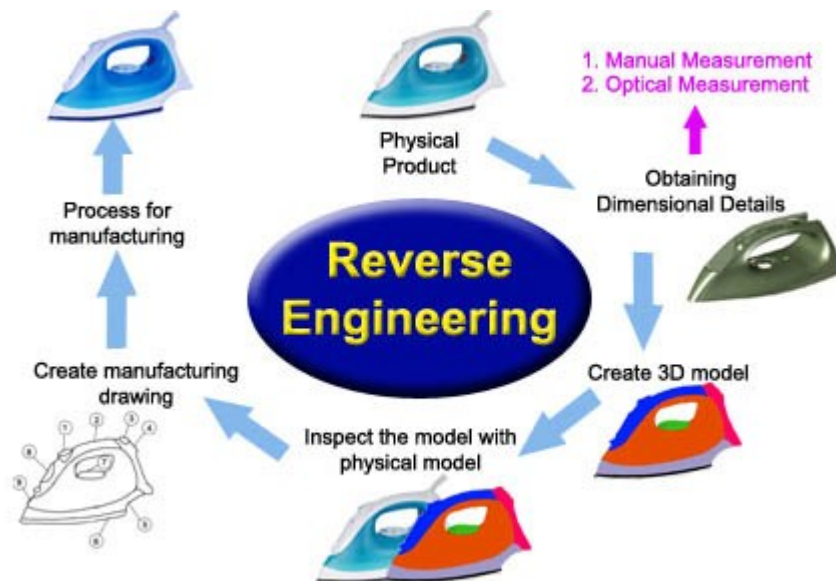


Figura 2.2: Approccio del Reverse Engineering

Nel caso si abbia a che fare con modelli fisici geometricamente molto complessi può essere preferibile usare questa tecnica piuttosto che partire da zero a ricreare un file CAD; il risparmio in termini di tempo può essere considerevole come anche l'accuratezza dei risultati ottenuti può risultare maggiore.

La tecnica del Reverse Engineering ha un notevole impatto sulla riduzione dei costi di un determinato processo di progettazione e industrializzazione in quanto questa tecnica non mira a investigare perché un prodotto è stato realizzato in quella determinata maniera (prodotto che magari ha dimostrato la sue funzionalità nel corso degli anni) bensì cerca di chiarire e riprodurre i processi che hanno portato alla realizzazione dei quel determinato prodotto.

Il Military Handbook MILHDBK-115A ridefinisce il Reverse engineering come "il processo di duplicazione di un elemento dal punto di vista funzionale e dimensionale, esaminando fisicamente e misurando parti esistenti con l'obiettivo di ridefinire i dati tecnici (fisici e materiali) necessari a una gara competitiva " (MIL - HDBK - 115A , 2006)

Questa prospettiva mostra in maniera amplificata il valore economico del prodotto e getta luce sulla forza motrice primaria del reverse engineering : la competitività.

2.2 STORIA DEL R.E.

Nei tempi antichi il ciclo di vita di una nuova invenzione durava secoli mentre oggi il ciclo di vita media delle invenzioni moderne è molto più breve. L'ingegneria inversa è stata e rimane la più efficace ed efficiente dei metodi per agevolare la capacità di reinvenzione di moderni macchinari e strumenti e per stimolare l'evoluzione industriale.

Il ruolo del R.E. per l'industria di oggi non è la semplice introduzione di prodotti meno costosi e stimolare una maggiore concorrenza ma è soprattutto una tecnica che svolge un ruolo significativo nell'evoluzione dei prodotti industriali.

Il settore che in maniera più significativa è stato sviluppato e attraverso tecniche di R.E. è quello del trasporto aereo per maturità del settore, avanzamento di moderne tecnologie ed esigenze di mercato. Dagli albori dell'aviazione industria nel 1900 arrivando al consolidato sviluppo del primo aereo jet nel 1950, l'industria aeronautica ha rivoluzionato le modalità di trasporto in circa 50 anni.

La Figura 2.3 mostra un motore a pistoni radiali dei primi aerei capaci di generare una spinta fino a 2.500 cavalli di potenza, un motore a turbina di oggi è in grado di generare una spinta di oltre 100.000 cavalli.

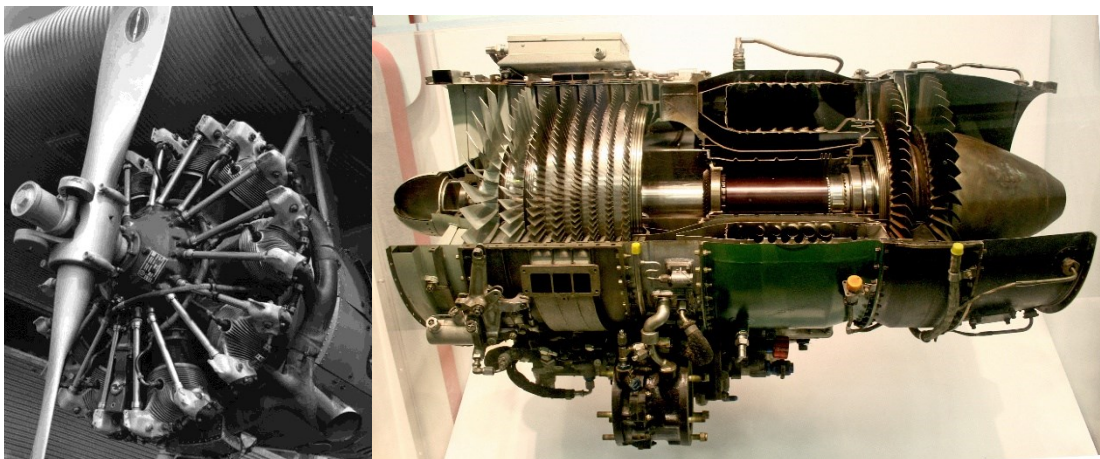


Figura 2.3: Passaggio da motore a pistoni radiali a motori turbogas

Questa rapida evoluzione del settore aereo ha subito un notevole rallentamento dopo l'invenzione del motore a reazione.

I principi fondamentali di propulsione e l'aerodinamica non hanno subito cambiamenti per decenni nonostante i sistemi di controllo di volo e del traffico aereo abbiano continuamente fatto progressi sorprendenti con l'integrazione di computer e di tecnologia nel XXI secolo, i progetti di base del motore a reazione e le strutture cellulari sono rimaste praticamente le stesse.

La maturità dell'industria aeronautica dal punto di vista tecnologico ha spostato il focus da una visione di "avanzamento tecnologico" a una visione di "efficienza economica". Questo spostamento ha fornito un ampio mercato per il reverse engineering.

Durante lo stesso periodo, il progresso della moderna metrologia ha introdotto molti nuovi strumenti di misura con elevata precisione e accuratezza e strumenti per l'analisi di materiale e della sua composizione

Il concetto di R.E. è stato particolarmente utile in campo militare fin dall'antichità come per esempio il carro egiziano che è stato considerato a lungo l'arma da guerra più terribile della storia. Gli egiziani catturarono il primo esemplare dall'esercito degli Assiri e ne fecero una reingegnerizzazione. Dopo averlo migliorato e riprodotto in innumerevoli esemplari gli egiziani dominarono i loro territori per centinaia di anni. Un esempio più recente è rappresentato dal Tupolev Tu-4 copiato quasi al 100% da bombardieri americani B-29 che in missione verso il Giappone furono costretti ad un atterraggio di emergenza in URSS.

2.3 II PROCESSO DI R.E.

Nonostante le diverse varianti, dovute alla vastità di applicazioni e campi di utilizzo, si può individuare una procedura generica e consolidata del “Reverse Engineering” (Vinesh R., Kiran j. F. [28]) che comprende tutti i passaggi fondamentali (*Figura 2.4*).

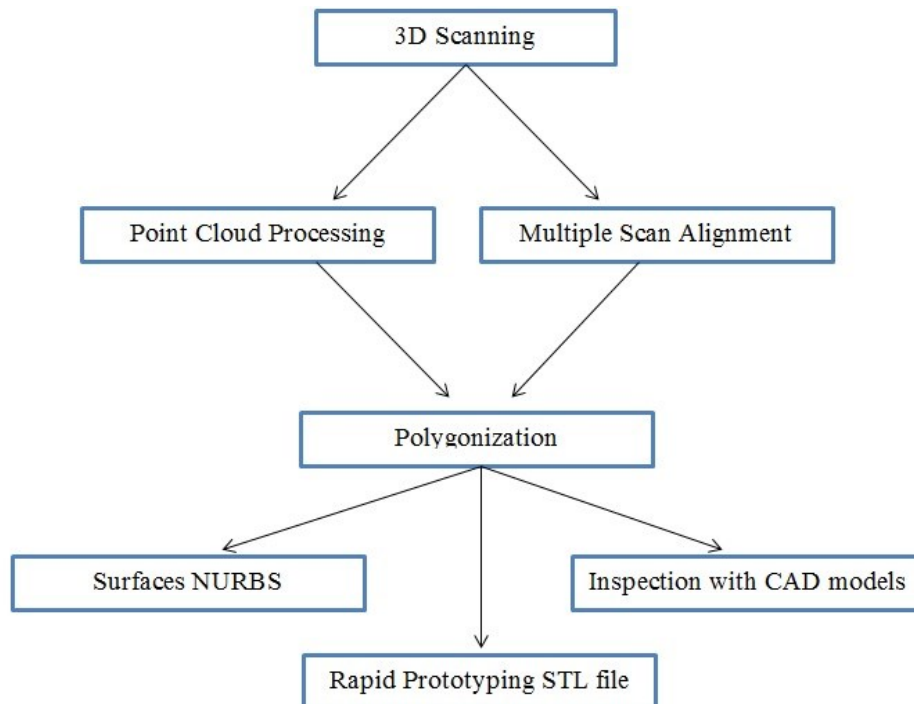


Figura 2.4: Approccio schematico del processo di R.E

Come risulta visibile sono presenti tre fasi procedurali all’interno della tecnica di Reverse Engineering, definite nel seguente modo:

- ✓ Scanning → (3D Scanning)
- ✓ Point Processing → (Point Cloud Processing, Polygonization, Multiple Scan Alignment)
- ✓ Application-specific Geometry Model Development → (Surface NURBS, Inspection with CAD Models, Rapid Prototyping STL Files)

Di seguito si è valutata ognuna delle tre fasi descrivendone le caratteristiche procedurali, l’hardware e la strumentazione utilizzata.

2.4 LA FASE DI “SCANNING”

La fase di “Scanning” comprende tutta la parte di preparazione all’acquisizione digitale dell’oggetto fisico e la parte di acquisizione stessa; l’oggetto viene letteralmente digitalizzato grazie ad appositi macchinari che generano una distribuzione tridimensionale di punti di superficie in un calcolatore.

Quest’ultima è detta “nuvola di punti”. I vari punti di cui è composta possono essere acquisiti o singolarmente (es: scansione a contatto con tastatore) oppure in blocco (es: scansione tramite Laser). Le accuratezze delle nuvole di punti variano oltre che per la tecnologia di scansione (contatto o laser) anche in base al tipo di strumento utilizzato ovvero al grado di automazione che si richiede alla macchina.

Attualmente nel campo dell’acquisizione tridimensionale si lavora su due livelli di accuratezza dovuti alle due differenti tipologie di strumenti di scansione presenti sul mercato; questi strumenti sono:

- 1) Macchine fisse CMM (Macchine “a portale”) → Sono macchine a controllo numerico dalla struttura rigida, con un arco detto “portale” che contiene la testa di scansione. La testa può essere fissa (3assi) o rotante (5assi). Queste macchine vanno inserite in una camera climatica ad una temperatura fissa di 20°C e allo stesso modo gli oggetti da scansionare dovranno essere precedentemente portati alle medesime condizioni termiche raggiungendo così precisioni di misura nell’ordine dei micron.
- 2) Macchine mobili → Si tratta di quegli strumenti di scansione che richiedono il supporto di un operatore per effettuare fisicamente la scansione; in genere prevedono infatti un braccio meccanico da muovere sul quale viene montata la testa di scansione. Queste macchine non totalmente automatizzate (al contrario delle macchine a controllo numerico) hanno il vantaggio di avere ingombri ridotti. Questa peculiarità si presta molto bene ad essere utilizzata nelle misurazioni sia in laboratorio che sul campo; inoltre hanno costi di acquisto inferiore rispetto ai modelli “a portale”.

Le precisioni di misura sono inferiori e si aggirano sull’ordine dei centesimi di millimetro. Tali valori sono comunque sufficienti per consentire l’utilizzo delle scansioni così ottenute nelle procedure di “Reverse Engineering”.

Gli strumenti di scansione si differenziano fra di loro, oltre che per il livello di automazione e di accuratezza, anche per la tecnologia con cui acquisiscono i dati degli oggetti. Seguendo questo criterio è dunque possibile suddividerli nelle seguenti categorie: “Contact Scanners”, “Non-Contact Scanners”.

2.4.1 CONTACT SCANNER

I “Contact Scanners” prevedono una sonda a contatto posta all’estremità detta “tastatore” che avvicinandosi all’oggetto andrà a toccare la superficie acquisendo il punto nella tridimensionalità. La scansione a contatto può avvenire in due differenti modi i quali, a loro volta, implicano due differenti tipologie di strumenti:

- a) Point-to-point sensing with touch-trigger probes
- b) Analogue sensing with scanning probes

Contact Scanner → Point-to-point sensing with touch-trigger probes

Nel primo metodo si utilizza la sonda “tastatore”, installata su di una CMM (Computer Measurement Machine) o su di un braccio meccanico articolato, che ha il compito di raccogliere i punti della superficie (*Figura 2.5*).

La generazione della nuvola di punti avverrà per tastature successive in base a un passo specifico al fine di completare l’acquisizione del volume superficiale 3D.

Tramite vari algoritmi il computer, conoscendo di volta in volta gli angoli a cui si trovano le varie parti della macchina di acquisizione, è in grado di ricavare, fissato un sistema di riferimento, esattamente la posizione del punto catturato nel suo volume di acquisizione. Una problematica per questi tipi di scanner riguarda il materiale dell’oggetto da digitalizzare.

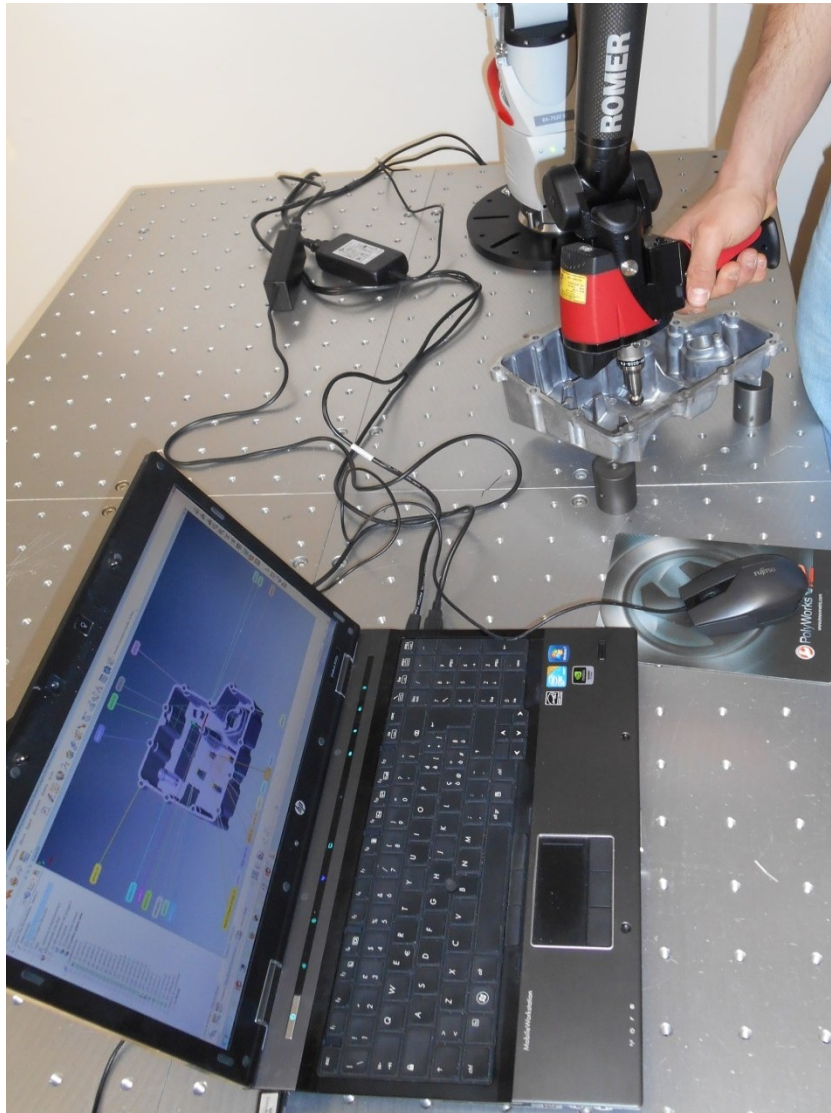


Figura 2.5: Acquisizione dati mediante un Contact Scanner a contatto singolo

I tastatori infatti possono essere “rigidi” (acquisiscono i dati attraverso il contatto con l’oggetto e rimanendo fissati sulla testa di scansione) oppure “deformabili a contatto” (il sensore d’acquisizione riconosce il contatto per deformazione rigida del tastatore); in ambedue i casi la superficie da scansionare deve possedere una durezza almeno sufficiente a non condizionare la raccolta di informazioni.

Ne consegue che, per materiali come la gomma o in genere materiali simili, l’acquisizione risulta molto meno accurata e talvolta proprio impraticabile.

In generale i bracci meccanici offrono più possibilità di manovra all'operatore essendo in grado di gestire un maggior numero di gradi di libertà, quindi possono raccogliere dati su superfici anche molto complesse; di contro le CMM hanno il vantaggio che sono programmabili cioè possono seguire dei percorsi preimpostati e presentano una maggiore accuratezza nella raccolta dei punti (Figura 2.6).

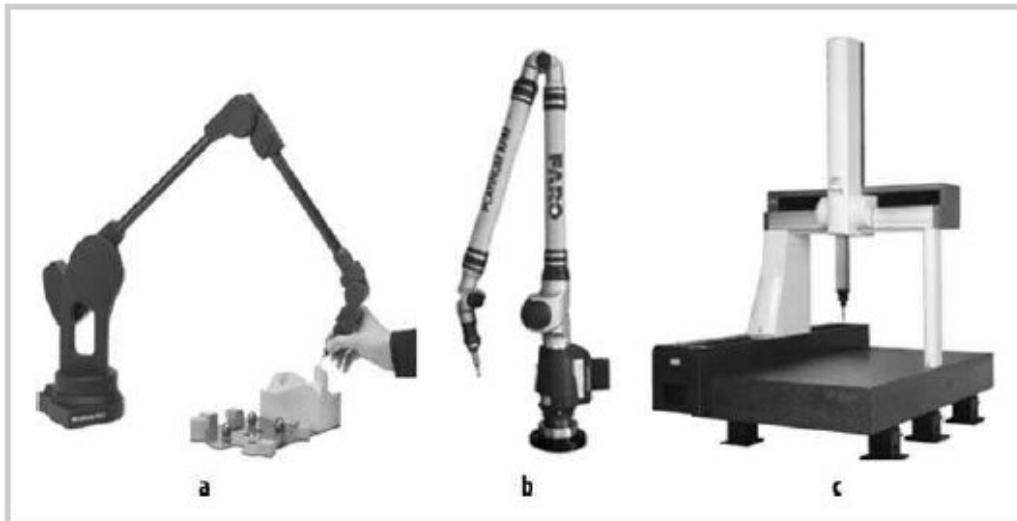


Figura 2.6: a, b) Tastatori su bracci meccanici; c) Tastatore puntuale su CMM

Contact Scanner → Analogue sensing with scanning probes

Il secondo metodo prevede sempre l'utilizzo di sonde tastatrici ma, anziché procedere per singoli contatti, queste sono progettate per scorrere in maniera continua sulla superficie dell'oggetto. Il braccio su cui è installato il "tastatore continuo" seguirà tutte le posizioni indicate dalla sonda durante il contatto (Figura 2.7).

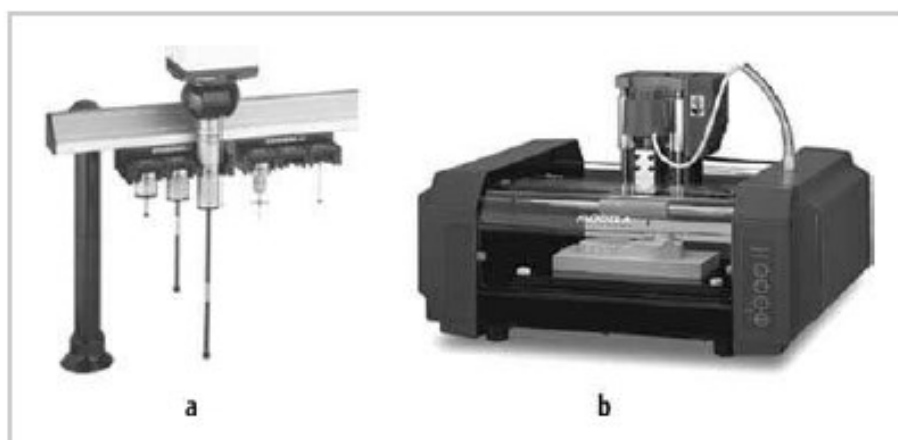


Figura 2.7: a, b) tastatori continui installati su una CMM, e su una CNC

La scansione continua viene utilizzata nelle procedure di *inspection*, cioè l'acquisizione di superfici in maniera programmata partendo da un CAD di partenza. Grazie ad una CMM oppure ad una macchina a controllo numerico CNC (Computer Numerical Control) è quindi possibile acquisire il profilo della superficie. La velocità di misurazione è circa tre volte superiore al primo metodo di Scanning per contatto e le accuratezze di misura sono elevate.

Questi strumenti presentano dei problemi circa le dimensioni in quanto, essendo la sonda installata su una macchina (CMM o CNC), il volume e le superfici dell'elemento da misurare devono appartenere ad un range fissato; in caso contrario l'oggetto risulta essere troppo grande o troppo piccolo per poter effettuare lo Scanning con questa tecnica.

2.4.2 NON-CONTACT SCANNER

I "NonContact Scanners" sono in grado di acquisire la stessa nuvola di punti descritta pocanzi senza entrare fisicamente in contatto con il corpo da digitalizzare; ciò permette di bypassare i problemi riscontrati per i "Contact Scanners" circa i volumi di acquisizione, i tempi di lavoro e l'eventuale scarsa durezza superficiale del corpo da esaminare.

Questi sistemi di scansione possono usare diversi tipi di tecniche tra le quali il laser, sensori ottici e sensori a dispositivo di carica accoppiata (CCD). Tutti comunque funzionano con lo stesso principio fisico ovvero prevedono l'invio di una sorgente luminosa (Laser) alla superficie esaminata; il fascio luminoso per riflessione sulla superficie del corpo viene infine catturato da un apposito sensore.

Tra i vantaggi derivanti dai "NonContact Scanner" spiccano la mancanza di alcun contatto fisico col corpo, l'acquisizione simultanea dei punti superficiali, il grado di accuratezza e precisione garantiti e la possibilità di scansionare dettagliatamente anche quegli oggetti che non possono essere studiati col tastatore nel caso esso non possa essere posizionato correttamente.

Di contro vi è il rischio di ottenere scansioni di bassa qualità nel caso in cui si effettui l'acquisizione dei dati in condizioni luminose non adatte.

Quando si ha a che fare con superfici troppo riflettenti o trasparenti si riscontrano infatti delle limitazioni dovute alla riflessione di eventuali sorgenti luminose esterne sul corpo. L'utilizzo del Laser pertanto richiede un livello di luminosità ambientale appropriato al fine di impedire la raccolta di dati erroneamente acquisiti, frutto delle riflessioni luminose generate sul corpo. Anche il Laser stesso può generare le stesse riflessioni a causa della riflessione.



Figura 2.8: Effetto di riflessione della luce ambientale sulla superficie

Nella *Figura 2.8* viene mostrato l'effetto di riflessione causato dall'azione di una componente luminosa. Tale effetto può essere risolto o per lo meno ridotto lavorando in un ambiente a luminosità controllata ed andando ad applicare sulla superficie un rivestimento opacizzante. Quest'ultimo è in genere una composizione a base di finissime particelle di gesso che, depositandosi sull'oggetto, forma un sottile strato opaco che permette di ridurre considerevolmente gli errori in fase di acquisizione (*Figura 2.9*).

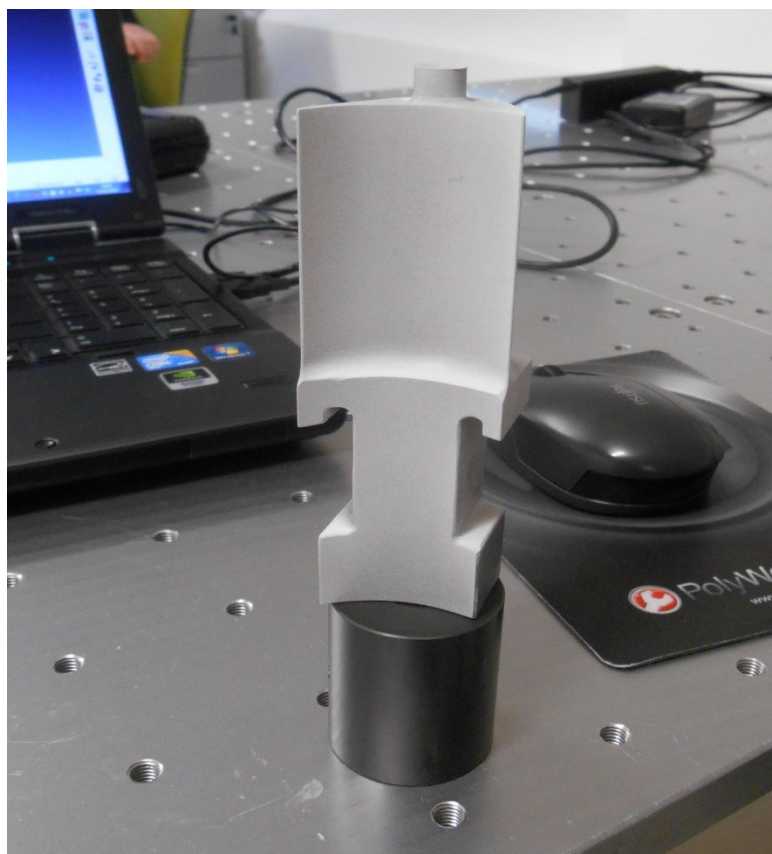


Figura 2.9: Componente meccanico trattato con agente opacizzante.

Per quanto riguarda la tecnologia per le attività svolte, è stato utilizzato un braccio antropomorfo a 7 assi con testa di scansione integrata (*Figura 2.10*).

Per questo braccio il sistema di riferimento della macchina è individuato unicamente attraverso la misura di rotazione di sette encoder posti sugli snodi del braccio e tutti i dati acquisiti saranno riferiti a tale sistema di riferimento. Data la necessità in fase di scansione di mantenere la perpendicolarità alla superficie l'utilizzo di un braccio a sette assi permette di ottenere proprio la perpendicolarità mentre si procede alla scansione. Nel caso di oggetti da scansionare voluminosi al di fuori del raggio d'azione del braccio si può presentare la necessità di dover riorientare l'oggetto per poter ultimare l'acquisizione o, nel caso di oggetto non manovrabile con semplicità, di dover riposizionare lo scanner stesso.

In ambedue i casi avviene una modifica del sistema di riferimento ed è possibile allineare le varie scansioni semplicemente sovrapponendo parti uguali scansionate in momenti diversi ne consegue che la prima scansione fa da riferimento per le successive.

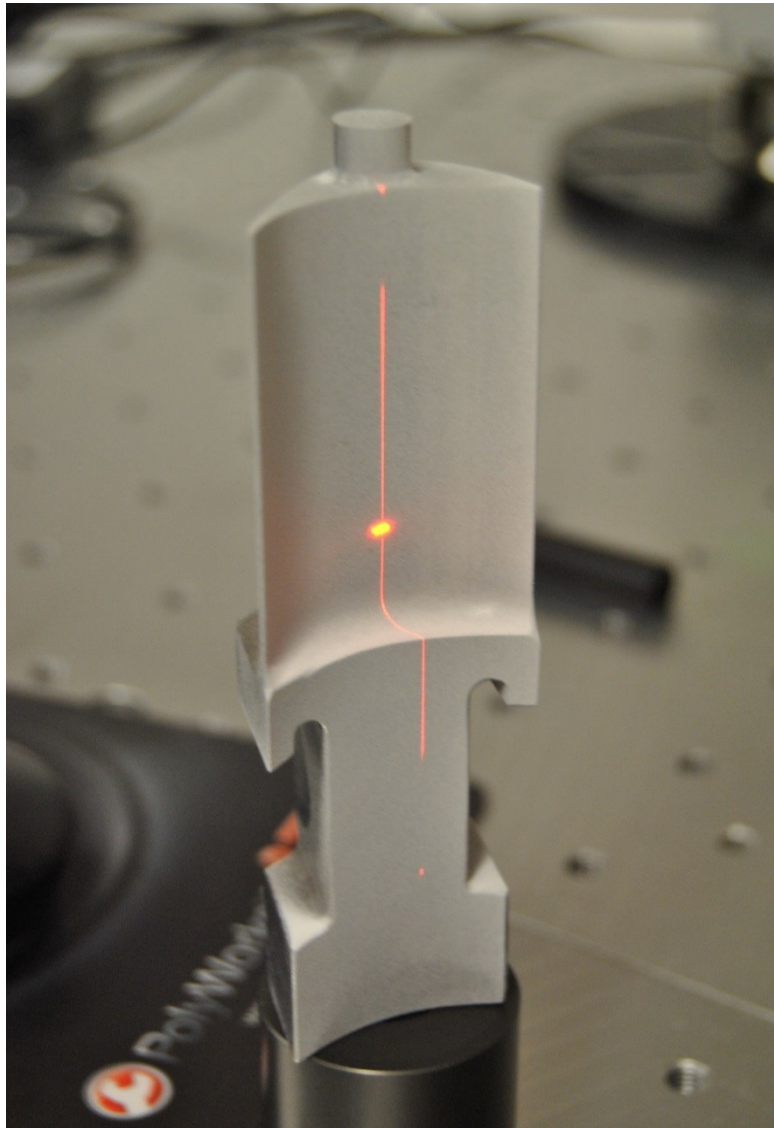


Figura 2.10: Acquisizione tramite puntatore laser

2.5 POINT PROCESSING

Il termine “Point Processing” serve ad indicare l’elaborazione dei dati ottenuti a seguito della scansione dell’oggetto. Questa fase può sostanzialmente essere suddivisa nei due passaggi sequenziali esposti di seguito:

- 1) Filtraggio dei dati
- 2) Poligonalizzazione della “Cloud Points”

Durante la fase di scansione possiamo incontrare difetti dovuti alla riflessione della luce (anche se riducibili dall’opacizzante) e difetti di acquisizione in prossimità degli spigoli vivi dell’oggetto. Inoltre risulta difficile ottenere un’accurata acquisizione anche delle rientranze e dei sottosquadri in particolare negli elementi di piccole dimensioni (può capitare di dover ricreare un calco della parte, estrarla e scansionarla). Durante la fase di filtraggio pertanto il software procederà alla risoluzione di questi difetti generando una nuvola di punti finale il più possibile continua, unificata e con una distribuzione media di dati raccolti sulla superficie.

La parte di “Filtraggio Dati” consente di risolvere, almeno parzialmente, i difetti presenti sulla nuvola di punti acquisita. In *Figura 2.11* si possono vedere difetti di distribuzione dei punti della nuvola con zone a maggior concentrazione di dati e zone in cui è presente un minor infittimento e il risultato del filtraggio.

Il passaggio successivo prevede la triangolarizzazione della nuvola di punti, chiamata “Poligonalizzazione”, che da come risultato una mesh superficiale che è descrittiva della pelle esterna dell’oggetto rilevato (*Figura 2.12*).

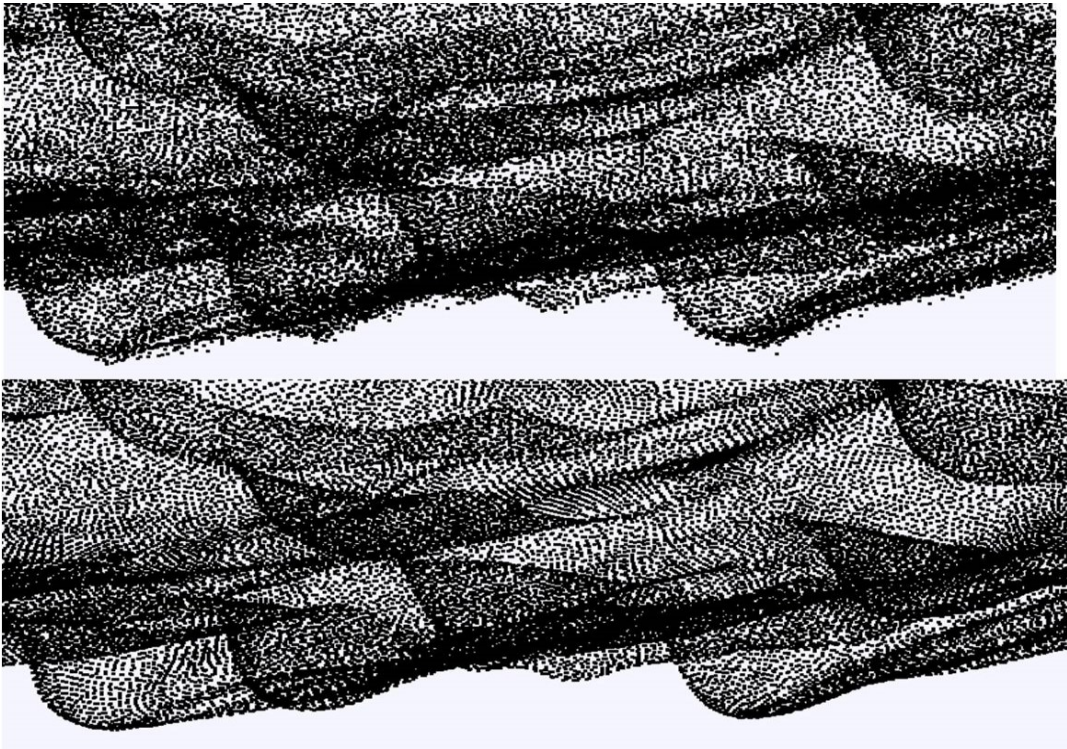


Figura 2.11: “DeNoising Reduction” mediante filtri in fase di PointProcessing.

Pertanto si procede alla costruzione ex novo di una superficie a partire dalla “Points Cloud” grazie all’implementazione di elementi geometrici semplici, cioè dei poligoni (ogni software, e quindi algoritmo, usa i suoi). La nuvola di punti infatti dà una descrizione volumetrica della superficie nello spazio; al fine di creare la superficie, gli spazi compresi tra i vari punti vengono quindi occupati dagli elementi triangolari secondo degli opportuni criteri di riempimento. Questi riguarderanno il numero di poligoni da inserire all’interno di ogni zona di punti acquisiti, la curvatura da conferire, l’eventuale aggiunta di punti nelle zone in cui l’acquisizione effettuata sia rada e altri parametri geometrici riguardanti l’integrazione dei poligoni fino alla formazione della superficie.

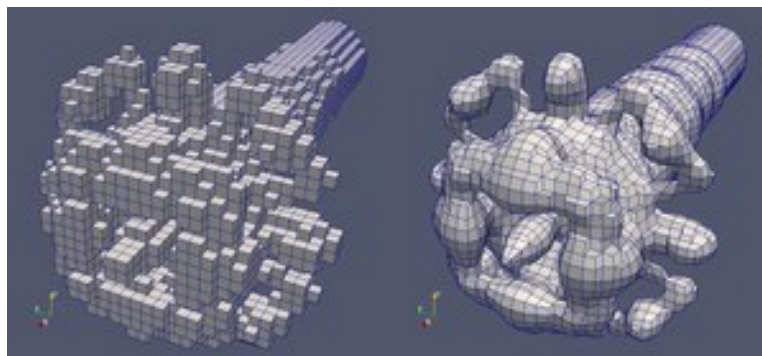


Figura 2.12: Poligonalizzazione di una nuvola ad elementi esaedrici

2.6 APPLICATION GEOMETRIC MODEL DEVELOPMENT

La terza fase, detta “Application Geometric Model Development”, si occupa della realizzazione del modello CAD a partire dalla superficie poligonalizzata.

In generale comunque vi sono due possibilità per completare lo sviluppo della geometria:

- 1) N.U.R.B.S (Non Uniform Rational B-Spline)
- 2) Polygons Models

Le NURBS (Non Uniform Rational B-Spline) sono invece utilizzate più spesso nelle applicazioni di Computer-Aided Design (CAD), Computer-Aided Manufactory (CAM), Computer-Aided Engineering (CAE) e ricreano, mediante i codici computazionali specifici dei modellatori solidi, proprio le superfici delle varie parti che compongono l’oggetto. Una volta poligonalizzata la superficie infatti si procede, su ogni faccia del corpo, all’inserimento di linee (N.U.R.B.S) che per aderire perfettamente alla superficie ne seguono la curvatura passo dopo passo. Una volta che viene individuata una regione racchiusa da diverse Spline tracciate, il software procederà a ricrearne la geometria CAD seguendo le curvature e i parametri delle N.U.R.B.S. Internamente i valori saranno mediati e quindi meno precisi; tuttavia aggiungendo in queste zone ulteriori Spline le ricostruzioni CAD saranno via via sempre più fedeli alla scansione effettuata.

I “Polygons Models” sono generalmente utilizzati nei settori del Additive Manufacturing, Subtractive Manufacturing, grafici 3D, simulazioni ed animazioni. Risultano meno semplici delle NURBS per quanto riguarda la ricostruzione dei modelli CAD.

2.7 LA TECNOLOGIA

Nel seguente paragrafo si è scelto di analizzare un po' più nel dettaglio le tecniche di scansione ottiche e i principi di funzionamento che hanno permesso lo sviluppo delle relative tecnologie (Vinesh R., Kiran j. F. [28]).

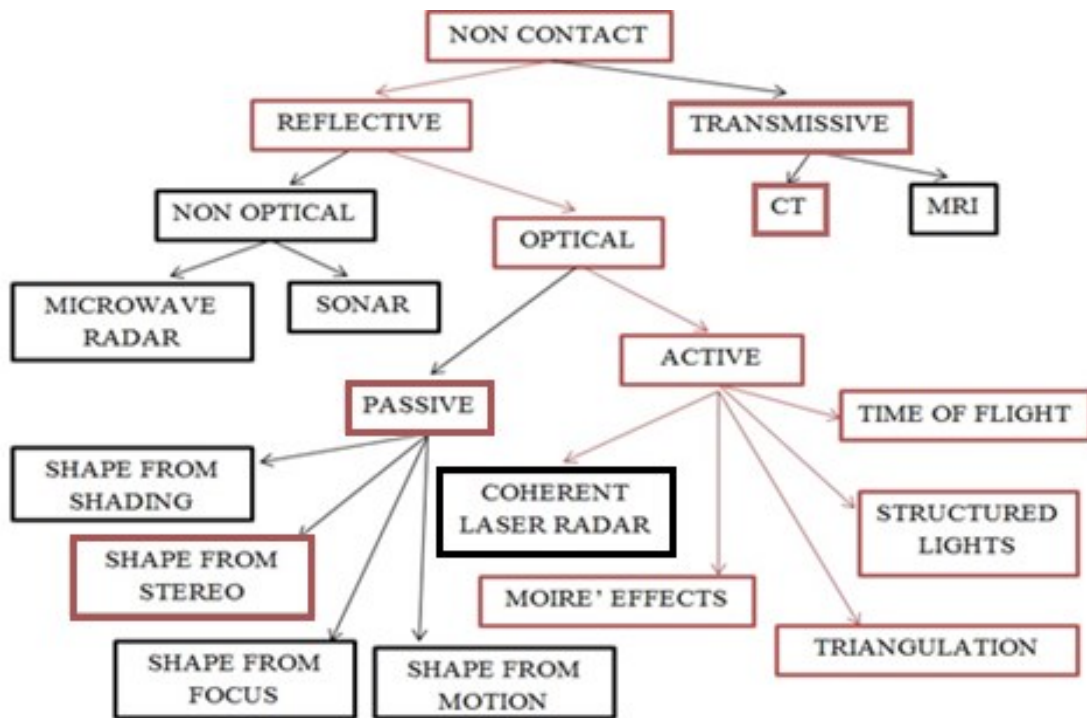


Figura 2.13: Schema delle tecnologie sviluppate per i “NonContact Methods”

Le fonti più utilizzate sono la luce, le onde sonore e i campi magnetici; queste si adattano molto bene allo scopo in quanto reagiscono in maniera controllata e prevedibile sul corpo analizzato.

La fase di calcolo finale, in cui si genera il profilo geometrico tracciato dalla fonte energetica, può essere eseguita mediante tecniche di triangolazione, tempo di volo, informazioni sull'interferenza dell'onda e algoritmi di acquisizione dell'immagine.

Nella figura 2.13 vengono mostrate le principali tecniche sviluppate per i “NonContact Methods”; esse sono suddivise in base alle tecnologie dei sensori e alle metodologie di acquisizione dei dati utilizzate. L'elevato sviluppo di ognuna delle tecnologie elencate meriterebbe di essere ampiamente descritto ma ciò non può essere fatto a causa della vastità di informazioni da riportare.

Si è deciso quindi di trascurare quei settori non ranno riscontro nel settore delle turbomacchine e di focalizzare l'attenzione sullo studio delle tecniche ottiche attive e trasmissive come la Tomografia Industriale (indicate in rosso nella *Figura 2.13*). Come si vedrà nei paragrafi successivi le varie geometrie acquisite sono state digitalizzata tramite scansione Laser che fa proprio parte dei metodi di acquisizione ottici attivi. Quest'ultima permette di effettuare opere di indagine e scansione che non prevedono contatto fisico con il corpo da esaminare; è una tecnica di tipo "reflective – optical" cioè si basa su un fascio energetico concentrato (L.A.S.E.R = Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation) che colpisce l'oggetto. Questo fascio viene generato all'interno di un "mezzo ottico attivo" e per ottenere le misurazioni di Scanning si procede mediante la cattura degli stessi fasci energetici che vengono riflessi dalla superficie del corpo irradiato.

Di seguito vengono presentate le tecniche di Scanning ottiche esaminate.

2.7.1 TRIANGULATION (*NonContact → Reflective → Optical → Active → Triangulation*)

La triangolazione ottica è una delle tecniche più comuni nell'acquisizione di dati tridimensionali. Di questa tecnica esistono due varianti:

- a) Triangolazione a singola camera
- b) Triangolazione a camera doppia.

Il metodo di triangolazione a camera singola (*Figura 2.14 a*) prevede una sorgente luminosa (mezzo ottico attivo) che genera il fascio laser; questo viene riflesso verso il corpo in esame tramite uno o più specchi che, ad angoli fissati dall'operatore e quindi noti, lo irradiano formando punti o linee su di esso (dipende da come ho generato il fascio laser).

In seguito il fascio laser, riflesso a sua volta dal corpo stesso, verrà catturato da una CCD che ne misurerà l'angolo di riflessione e la posizione geometrica del punto (o linea) tracciata sul corpo studiato. Essendo il dispositivo CCD in posizione nota si ricava grazie al software e ai suoi algoritmi le coordinate degli elementi della scansione.

Nella tecnica a due camere (Figura 2.14 b) il fascio laser viene lanciato direttamente sul corpo e la riflessione dell'energia generata viene studiata da due dispositivi CCD posizionati a distanze note tra loro e ad angoli di acquisizione dei fasci determinati anch'essi.

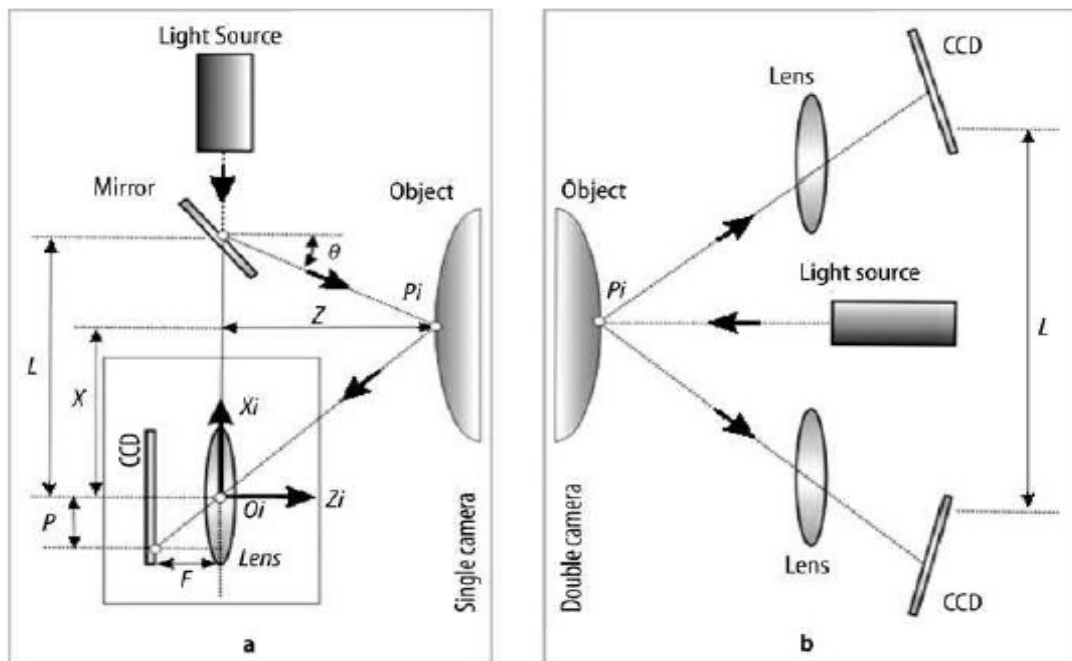


Figura 2.14: Tecniche di triangolazione a) a Singola Camera, b) a Camera Doppia

Può essere utilizzata con diversi tipi di luce proiettata, per cui il principio della triangolazione può dar luogo a diversi metodi che operano:

- misura su singolo punto 1D (spot a laser singolo)
- misura su profilo 2D (laser piano)

Nel primo caso il principio di funzionamento è abbastanza semplice: la sorgente laser genera un fascio di luce che produce un puntino luminoso sulla superficie da misurare. Attraverso un sensore di ripresa (es. una videocamera CCD) spostato lateralmente rispetto alla sorgente luminosa viene rilevata l'immagine del puntino luminoso. In questo modo la sorgente, il centro di proiezione sul sensore e il punto luminoso riflesso dalla superficie formano un triangolo e la posizione della luce sul sensore CCD permette di determinare la posizione nello spazio del punto P .

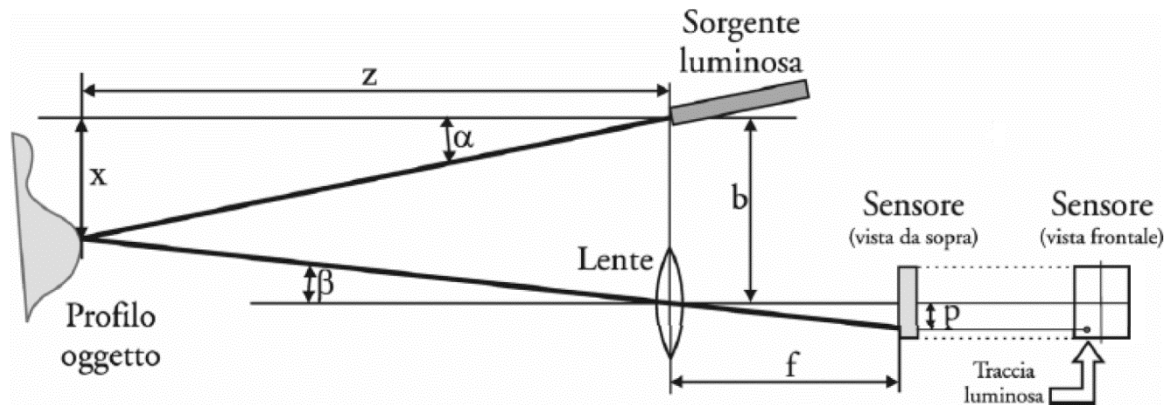


Figura 2.15: Triangolazione ottica di tipo attivo a spot puntiforme.

Difatti, se il sistema è calibrato, sono note a priori la grandezza b , distanza relativa tra la sorgente e sensore CCD e l'angolo α , inclinazione della sorgente, con relazioni trigonometriche si determinano le coordinate del punto P .

b = baseline (distanza tra sensore e sorgente di luce)

f = distanza focale o distanza principale

(distanza a cui si trova il piano di ripresa dal foro di entrata della luce)

L'immagine del punto luminoso viene focalizzato sul piano di ripresa del sensore, ad una distanza p rispetto al centro ottico del sistema.

Se il sistema è calibrato sono noti a priori sia l'inclinazione α della sorgente luminosa, sia la distanza b tra sensore e sorgente.

La stima della posizione del puntino focalizzato sul piano del sensore consente di misurare la distanza p rispetto al centro ottico. Attraverso la geometria di proiezione attraverso il fuoco dell'ottica e utilizzando il teorema degli angoli opposti si può risalire all'angolo β .

$$\tan \beta = \frac{p}{f} \quad (2.1)$$

Mediante relazioni trigonometriche si risale alla distanza z , tra la camera e il punto sull'oggetto.

$$z = \frac{b}{\tan \alpha + \tan \beta} \quad (2.2)$$

Moltiplicando tale valore per la tangente di α si ricava la coordinata x

$$x = z \cdot \tan \alpha \quad (2.3)$$

e sostituendo

$$x = \frac{b}{1 + \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}} \quad (2.4)$$

È quindi possibile definire il punto P (x, z), in coordinate assolute, secondo le coordinate (b , β) nel sistema di riferimento relativo della videocamera.

La coordinata y, nel caso di singolo spot laser, non è rilevante, ma si può determinare montando il sistema di misura su un trascinamento meccanico che fornisca la propria posizione rispetto alla quale valutare la distanza del bersaglio.

Dalla sequenza di punti 1 D nello spazio si ottengono infatti le sole coordinate x e z. Lo schema sopra proposto può essere esteso da un singolo spot luminoso ad un insieme di punti allineati che vanno a formare un segmento: lama di luce laser. Infatti Se invece di utilizzare uno spot singolo proiettiamo una striscia luminosa parallela al piano X-Z, si ottengono più punti contemporaneamente (*Figura 2.16*). Vengono valutati tutti insieme i punti acquisiti da un sensore bidimensionale come un CCD e per ciascuno di essi si effettua il calcolo sopra descritto, ottenendo in soluzione unica le coordinate corrispondenti al segmento illuminato. Ossia si ricavano le coordinate x, y e z di punti 2D.

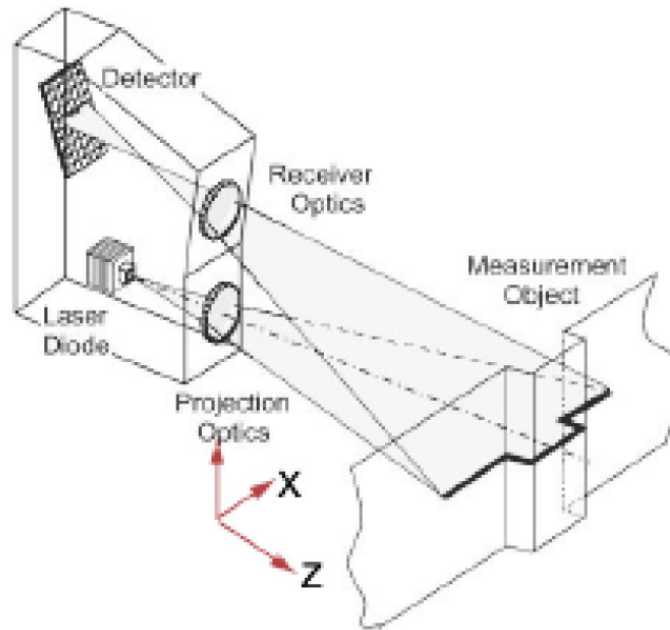


Figura 2.16: Scansione 3-D tramite strisce laser: Digitalizzatore ottico

Ci sono sensori in grado di acquisire una nube di punti 3D relativa ad una porzione di superficie. Infatti proiettando più strisce di luce contemporaneamente, ovvero un volume di luce, si possono ottenere le posizioni di un numero di punti della superficie sufficienti a descriverla.

Il caso generale di una triangolazione in una configurazione 3D richiede di includere la dimensione verticale, nel caso specifico l'asse Y.

Per avere un'immagine tridimensionale relativa ad un'area è necessario muovere i sensori in maniera meccanicamente controllata, che porta al concetto di scansione. Nel caso di sistemi a lama di luce laser la copertura di un'area può avvenire con movimento rotatorio o traslatorio della testa di scansione, prodotto da una meccanica che sposta la lama di luce in direzione ortogonale alla direzione del segmento di luce proiettato.

Tra i principali parametri per descrivere la performance dei sensori 3D troviamo la risoluzione, l'accuratezza e la precisione (o incertezza di misura).

La Risoluzione di un sensore 3D: è la massima capacità di ottenere i dettagli di una superficie e dipende dalle qualità ottiche, meccaniche ed elettroniche dello strumento.

Per uno scanner tridimensionale si distingue in risoluzione orizzontale e risoluzione in profondità, poiché i punti acquisiti sono disposti nello spazio tridimensionale e lo strumento può avere comportamento differente lungo le tre direzioni.

Risoluzione orizzontale: è la frequenza di campionamento spaziale dell'area inquadrata posizionata di fronte al sistema di acquisizione entro la profondità di campo.

Convenzionalmente si definisce il piano orizzontale quello ortogonale all'asse ottico dello strumento. Pertanto si ha una risoluzione in x e una in y, che possono essere diverse e che altro non sono che la distanza tra celle adiacenti di acquisizione.

Supponiamo la lama di luce laser sia orientata lungo l'asse y e venga spostata lungo l'asse x.

Lungo y la risoluzione è determinata dalla struttura del CCD, dalla lunghezza focale dell'ottica che rileva il profilo e dalla distanza tra camera e soggetto (*Figura 2.17*).

La risoluzione lungo l'asse x, invece, dipende esclusivamente dallo spostamento meccanico della testa di scansione (*Figura 2.18*).

Ad esempio, se il movimento è traslatorio, lo spostamento della lama di luce corrisponde all'entità della traslazione meccanica.

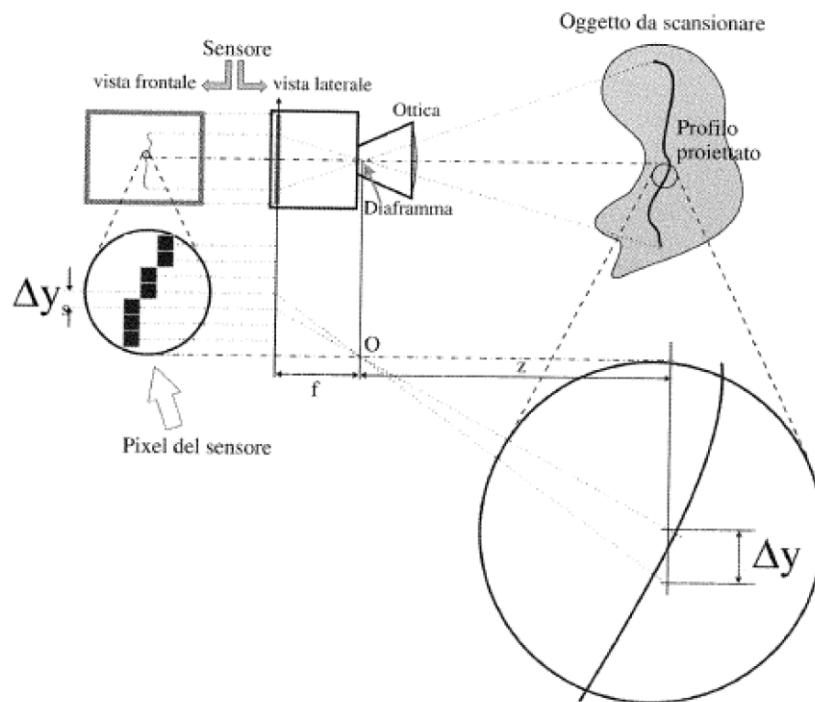


Figura 2.17: Risoluzione lungo l'asse y di un sistema a lama di luce laser

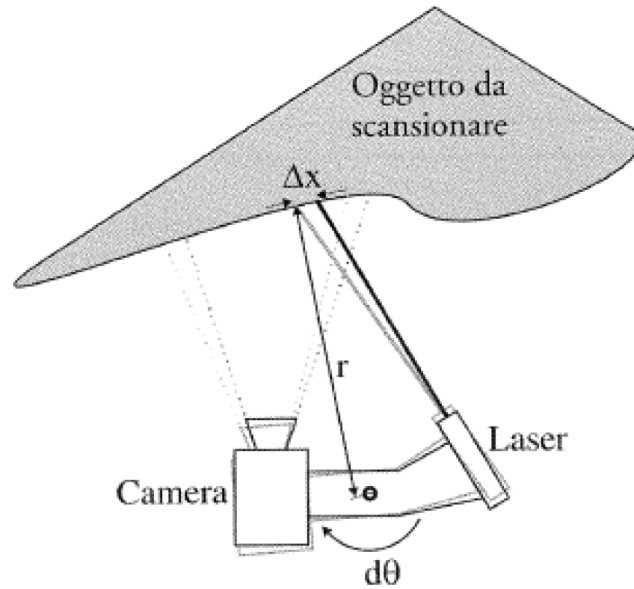


Figura 2.18: Risoluzione lungo l'asse x di un sistema a lama di luce laser

Risoluzione in profondità: è lungo l'asse z ed è legata a quella nella direzione x.

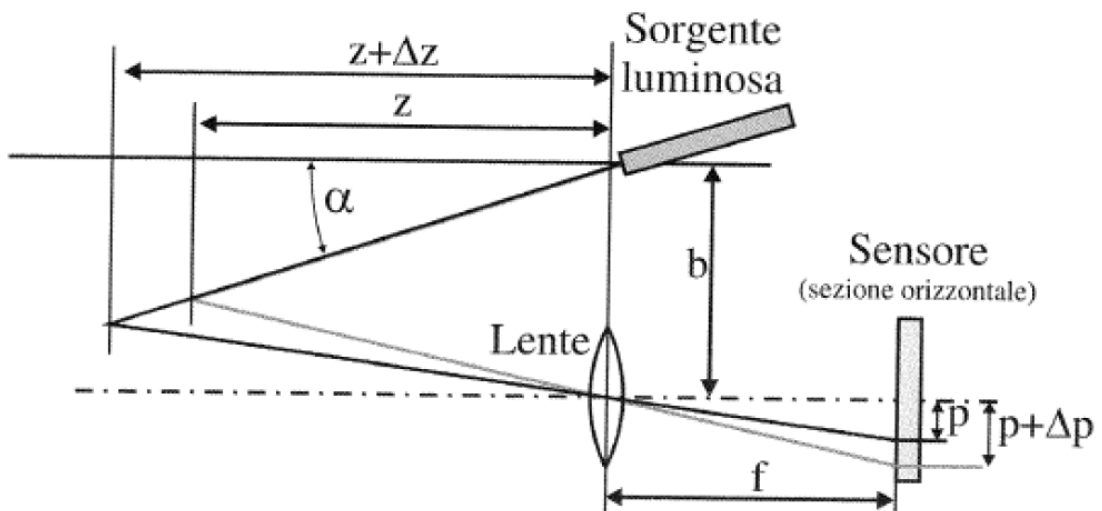


Figura 2.19: Risoluzione lungo l'asse x di un sistema a lama di luce laser

Con riferimento alla Figura 2.19 si ricava che la risoluzione lungo z può essere espressa con la seguente relazione:

$$z = \frac{b}{\tan \alpha + \frac{p}{f}}$$

Per una piccola variazione di p, mediante il calcolo differenziale, si ricava l'entità della corrispondente variazione in z.

$$\Delta z = \frac{\partial z(p)}{\partial p} \cdot \Delta p$$

che si può scrivere come:

$$\frac{\partial z(p)}{\partial p} = \frac{\Delta z}{\Delta p} = \frac{0 \cdot (\tan \alpha + \frac{p}{f}) + b \cdot (0 + \frac{1}{f})}{(\tan \alpha + \frac{p}{f})^2} = \frac{-\frac{b}{f}}{(\tan \alpha + \frac{p}{f})^2}$$

che sostituita nella precedente si ottiene:

$$\frac{\partial z(p)}{\partial p} = \frac{-\frac{b}{f}}{(\frac{b}{z})^2} = -\frac{z^2}{b \cdot f}$$

definita come magnificazione longitudinale.

$$\Delta z = -\frac{z^2}{b \cdot f} \Delta p$$

La risoluzione in z ha limitazioni differenti a seconda del principio di funzionamento del sensore. Nel caso di uno scanner laser a triangolazione queste limitazioni sono causate principalmente dalla natura coerente della luce laser.

La coerenza implica che la radiazione luminosa possa essere vista come un unico contributo di energia variabile sinusoidalmente piuttosto che come la somma di tanti contributi temporalmente scorrelati.

Inoltre l'incidenza di una radiazione luminosa su una superficie è influenzata dalla struttura del materiale che la compone.

Esso si comporta come un insieme di microspecchi che riflettono diverse parti dello stesso fascio laser da posizioni differenti, creando una somma di contributi nella luce riflessa. Tale somma determina un rinforzo dell'intensità luminosa, qualora i contributi siano in fase e una riduzione della stessa quando è presente uno sfasamento.

L'effetto che si ottiene è chiamato laser speckle, legato alla struttura del materiale. Tale effetto limita le capacità di identificare esattamente lo spot laser sul sensore, introducendo una fonte di errore che si ripercuote sull'incertezza di misura in z.

Per quanto riguarda l'aspetto metrologico quando si opera una misura, ciò che viene misurato non corrisponde esattamente al dato vero, ma ne rappresenta sempre un'approssimazione.

La fluttuazione di una misura si compone di una parte sistematica e di una parte casuale. La prima dovuta al sussistere di una condizione di lavoro dello strumento di misura diversa da quella prevista teoricamente, la seconda originata da possibili variazioni aleatorie di alcuni parametri che intervengono nel processo di misurazione.

In particolare una variabile aleatoria è una quantità che varia in maniera non prevedibile con esattezza. La sua variazione può essere associata, per esempio, al passare del tempo, ad un'azione che viene ripetuta, alla variazione della temperatura.

La parte dell'errore causato da motivi sistematici è definita accuratezza, che può essere resa elevata minimizzando lo scarto medio rispetto al valore vero, con un processo di taratura.

Si definisce, invece, incertezza di misura quella parte dell'errore ascrivibile a variazioni aleatorie e per questo non correggibili con un processo di taratura.

Poiché per sua natura la grandezza aleatoria non è misurabile, la sola operazione che si può condurre per averne comunque una caratterizzazione è uno studio teorico che ne descriva la variabilità tra misure diverse.

In un sistema di rilievo 3D questi aspetti sono fondamentali, perché consentono di utilizzare uno strumento in maniera appropriata rispetto al tipo di lavoro che deve essere svolto.

Se si dispone di uno scanner 3D occorre aver sempre piena consapevolezza di tali parametri per ottimizzarli rispetto all'applicazione, dato che le condizioni d'uso alterano l'accuratezza.

I metodi che permettono di avere una stima delle prestazioni di uno strumento per l'acquisizione 3D, ossia dell'accuratezza e della precisione sono principalmente due:

- la stima a priori, ossia le funzioni che rappresentano i legami tra variabili indipendenti (perturbabili) e variabile dipendente (perturbata) sono studiate con la teoria della variabile aleatoria. In questo modo si ottiene una previsione teorica della deviazione standard della variabile dipendente rispetto alle deviazioni standard di quelle indipendenti.
- la stima a posteriori, cioè un set (discreto) di dati originati da un sensore con determinate caratteristiche sono analizzati statisticamente generando una media, una deviazione standard e un istogramma che rappresentano il comportamento della variabile aleatoria corrispondente.

L'incertezza a priori in un sistema a triangolazione viene definita, con riferimento alla *Figura 2.15*, come varianza di misura in z mediante la formula:

$$\sigma_z^2 \approx \left(\frac{z^2}{b \cdot f} \right)^2 \cdot \sigma_p^2 + \left(\frac{z}{\cos(\alpha)^2} \right)^2 \cdot \sigma_\alpha^2$$

Ricordando che:

$$z = \frac{b}{\tan \alpha + \frac{p}{f}} \quad \text{e} \quad x = z \cdot \tan \alpha$$

Conoscere l'incertezza a priori permette di:

- stimare in fase di calibrazione dello strumento σ_p e σ_α , e questo consente di prevedere quale sarà la prestazione sul dato misurato ad una distanza determinata;
- consentire, su alcune range camera, di variare il setup opto-geometrico, ossia i legami tra distanza, baseline e deviazione;
- decidere in fase di pianificazione di una scansione altri parametri come ad esempio la distanza di lavoro, necessaria per progettare una scansione senza uscire dalle specifiche.

In particolare l'incertezza σ_p , è limitata da

- lo speckle del Laser. Esso è il risultato della proiezione di un raggio laser coerente su una superficie con rugosità simili a λ , quindi è il risultato della somma dei segnali prodotti dalla micro-struttura giacente su questa superficie.
- il rumore di natura elettrica nel canale di lettura del sensore di posizione
- la forma dei pixel sul sensore
- il contrasto, influenzato dalla luce dell'ambiente, dalla potenza luminosa inviata sul soggetto e dall'inclinazione della superficie

Con particolare riferimento alla tipologia di strumenti che adottano una lama di luce laser, si può affermare che:

- c'è indipendenza tra il campo inquadrato e la precisione della misura di z
- hanno una risoluzione (xy) con profondità di campo elevata
- sono immuni alla luce ambiente.

2.7.2 STRUCTURED LIGHT (*NonContact* → *Reflective* → *Optical* → *Active* → *Structured Light*)

Nella tecnica a “Structured Light” uno schema di fasci luminosi viene proiettato ad un angolo definito di incidenza sulla superficie scansionata; questa rifletterà una determinata immagine dello schema inizialmente emesso la quale viene catturata, acquisita e analizzata in modo da fornire il set di dati necessario alla valutazione delle coordinate volumetriche della superficie studiata.



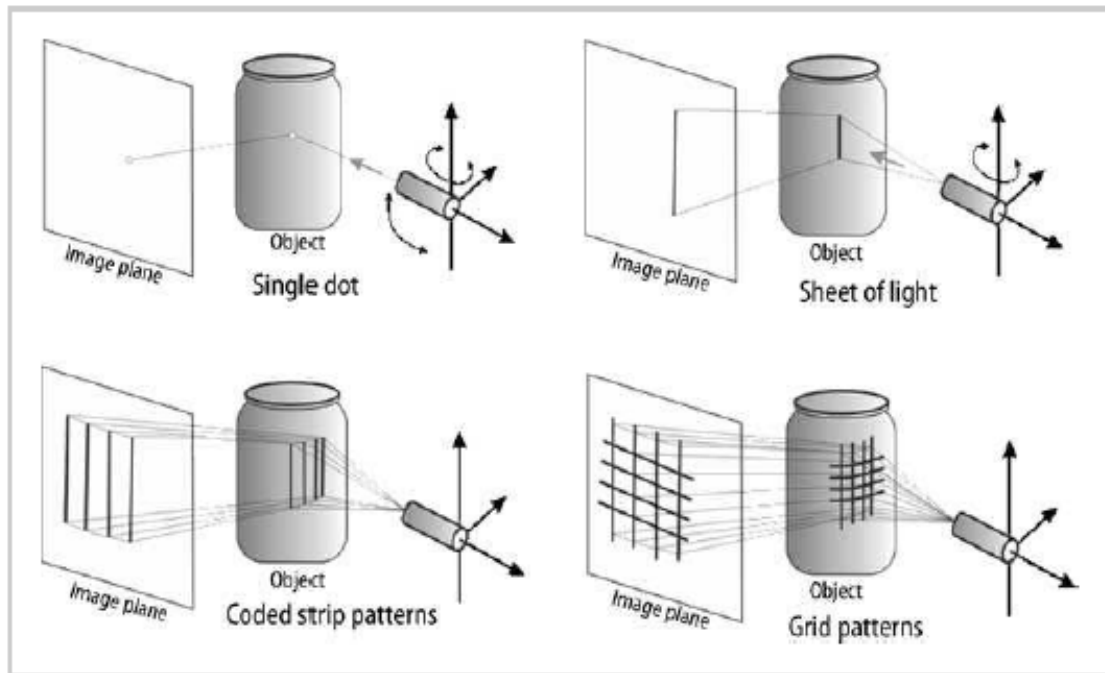


Figura 2.20: Schemi di luce usati per la tecnica "Structured Light"

I modelli o schemi di luci usati per la scansione, come mostrato in Figura 2.20, possono essere diversi; i più usati sono i punti (Single Point), fogli di luce (Sheet of Light), strisce (Strip) e griglie luminose (Grid).

In base alle esigenze dell'operatore risulta comunque possibile utilizzare anche dei modelli codificati di fasci luminosi più complessi.

Il modello generalmente più utilizzato è lo "Sheet of Light" che viene generato dall'apertura di un fascio luminoso il quale, a contatto con l'oggetto in esame, forma una linea lungo la superficie stessa dell'oggetto (Figura 2.21). Questa viene quindi acquisita mediante tecniche di triangolazione che elaborano i dati e le coordinate (X,Y,Z) di centinaia di punti riflessi simultaneamente.

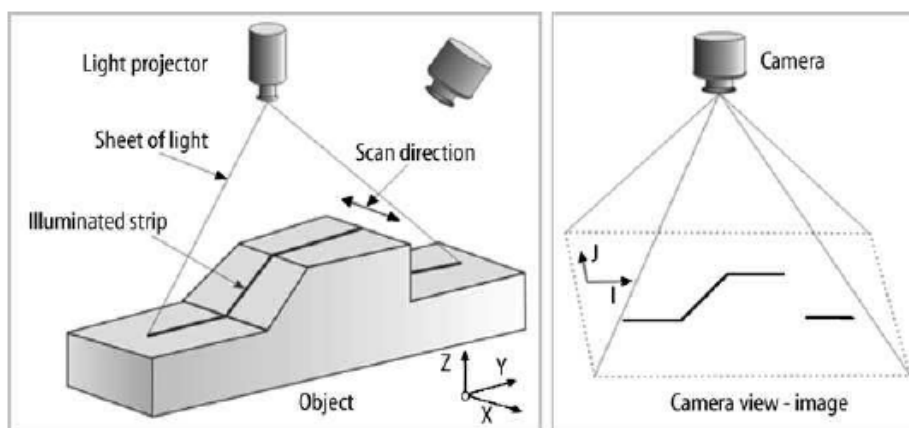


Figura 2.21: Acquisizione di un'immagine 2D tramite tecnica "Sheet of Light"

Il sistema di scansione muove il fascio lungo la direzione X parallelamente al corpo mentre il fascio rimane proiettato sulla struttura stessa; un dispositivo CCD acquisisce le immagini che arrivano riflesse dall'oggetto e invia i dati al software. Quest'ultimo elaborerà il segnale acquisito.

Detta quindi "k" la coordinata indicante la posizione X raggiunta dal fascio luminoso, si procede alla cattura delle immagini 2D dei fogli luminosi proiettati sul corpo; queste immagini saranno bidimensionali e vengono codificate in coordinate (i,j) per ogni k con cui il dispositivo si muove in fase di scanning.

L'impilamento delle sequenze ottenute ad ogni posizione k genera infine un'immagine 3D frutto dell'elaborazione effettuata dal software che riporterà dunque tutto in un sistema tridimensionale di coordinate (i,j,k). Infine tramite una matrice di calibrazione si converte l'acquisizione nel sistema di coordinate (x,y,z).

La tecnica a "Luci Strutturate" offre dei considerevoli vantaggi infatti permette di acquisire molti dati contemporaneamente, con velocità elevatissime (più di 1000000 di punti al secondo).

2.7.3 INTERFEROMETRY (NonContact → Reflective → Optical → Active → Moiré Effects)

Tramite tecniche di indagine/diagnostiche interferometriche, cioè che sfruttano le interferenze fra più onde coerenti fra loro, è possibile ricavare molti dati circa le posizioni, velocità e spostamenti degli elementi ondulatori (in questo caso i fasci di luce) che raggiungono e colpiscono una determinata regione ovvero l'oggetto da scansionare.

L'Effetto Moiré è proprio un fenomeno di interferenza che si verifica tra i fasci luminosi a causa della loro natura ondulatoria e che genera dei contorni di luce catturabili mediante strumenti di acquisizione delle immagini (*Figura 2.22*); la distanza tra questi contorni di luce viene infine analizzata e misurata.

Quest'ultima è proporzionale alla distanza della superficie dal punto studiato e pertanto risulta possibile ricavare e quindi calcolare le coordinate della superficie.

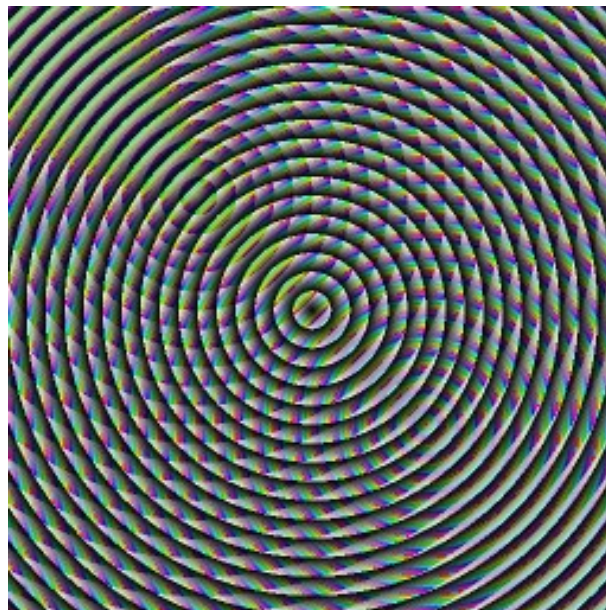


Figura 2.22: Effetto Moiré (e diffrazione dei colori) dovuto all'interferenza tra onde

Questa tecnica è adatta alla scansione di oggetti di piccole dimensioni e offre una buona accuratezza circa i risultati ottenuti; tuttavia al crescere delle dimensioni dell'oggetto in esame, poiché la precisione della tecnica è intrinsecamente legata al fenomeno dell'interferenza fra onde, l'accuratezza della misurazione cala notevolmente e risulta dunque necessario rivolgersi ad altre tecniche di indagine e scansione.

2.7.4 TIME OF FLIGHT (*NonContact → Reflective → Optical → Active → Time of Flight*)

Il principio su cui si basa la tecnica del T.O.F (Time of Flight) consiste nel misurare il tempo che intercorre tra il lancio di un segnale luminoso sorgente e il ritorno dello stesso segnale ad un apposito ricevitore. Il segnale emesso può essere un impulso elettromagnetico o radiazione laser elettromagnetica.

Essendo il segnale da inviare sempre di natura luminosa se ne conosce la velocità nel vuoto ($C \sim 3 \cdot 10^8$ m/s) e, tramite opportune relazioni che tengono conto dell'aria quale mezzo interposto, si può determinare la velocità della luce nelle condizioni reali di misurazione.

I parametri di questa tecnica quindi sono:

C = velocità della luce	[m/s]
t = tempo di viaggio dalla sorgente al ricevitore	[s]
D = distanza scanner-superficie	[m]

È dunque sufficiente calcolare il tempo impiegato dall'informazione luminosa per completare il percorso di andata e ritorno fino alla cattura. Il valore della distanza dello scanner dalla superficie può essere determinato dividendo a metà il valore del percorso stesso appena trovato. In tal modo è possibile scansionare tutta la struttura avvalendosi di questa semplice relazione che richiede solamente una misurazione cronometrica oltre alle conoscenze delle proprietà fisiche dell'aria e le proprietà di misura dello scanner stesso.

La relazione è la seguente:

$$D = \frac{C \cdot t}{2}$$

Data la sua semplicità sia algebrica che di implementazione computazionale, questa tecnica permette l'utilizzo di scanner che eseguono rapide acquisizioni dei dati delle superfici esaminate (centinaia o migliaia di punti al secondo).

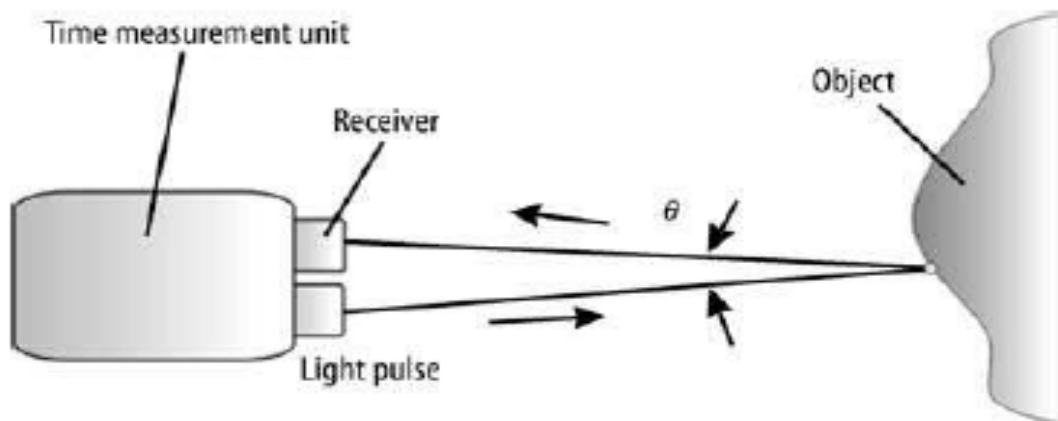


Figura 2.23: Tecnica di acquisizione Time of Flight

Come risulta visibile dalla Figura 2.23 il fascio di luce non ritorna esattamente nella stessa direzione di prima ma sarà inclinato di un angolo θ a causa della curvatura della superficie scansionata che deflette l'impulso luminoso. Il ricevitore catturerà il segnale in una posizione diversa rispetto alla posizione della sorgente e questo genererà un errore che tuttavia può essere trascurato tranquillamente se si considerano le velocità elevatissime degli impulsi luminosi.

Questa tecnologia, date le elevate distanze che è in grado di ricoprire, trova un notevolissimo utilizzo in quei campi di studio dove si lavora con oggetti di notevoli dimensioni (Scanning di ponti, palazzi, costruzioni...).

Questi Scanners hanno il difetto di essere voluminosi e richiedono molto tempo per effettuare un'acquisizione completa della struttura pertanto, date le loro caratteristiche, non si prestano bene all'analisi di oggetti di piccole-medie dimensioni.

2.7.5 INDUSTRIAL TOMOGRAPHY (NonContact → Trasmissive → CT)

La tomografia industriale computerizzata, ovvero l'introduzione della tomografia nel settore industriale, è una metodologia diagnostica relativamente recente. La tecnologia della tomografia computerizzata (CT), storicamente utilizzata in campo medico diagnostico, è stata adattata alle applicazioni industriali così da consentire l'analisi di strutture interne ed esterne dei componenti sotto differenti punti di analisi.

Il principio su cui si basa la ricostruzione tomografica quello di ricostruire l'oggetto nella sua terza dimensione acquisendo tante proiezioni radiografiche dello stesso oggetto ad angolazioni diverse. Con l'acquisizione di una radiografia si ottiene una misura integrale (cioè una somma lungo il percorso) dell'attenuazione del fascio di raggi X lungo una certa direzione. Riprendendo altre proiezioni a diversi angoli si ottengono altre misure che possono essere utilizzate per risolvere il problema inverso della ricostruzione dell'oggetto che le ha generate.

La legge dell'assorbimento dei raggi X spiega come, dato un fascio di raggi X di una certa intensità iniziale I_0 , esso venga attenuato in intensità $I(t)$ in misura esponenzialmente decrescente al coefficiente di attenuazione di massa μ e al cammino percorso nel mezzo t . Il coefficiente di attenuazione di massa dipende dalla densità ρ del materiale attraversato e dall'energia E del fascio di raggi X.

$$I(t) = I_0 e^{-\mu t}$$

Per ottenere la terza dimensione si utilizzano complessi algoritmi matematici tra i quali i metodi di retroproiezione filtrata (algoritmo Filtered Back Projection, FBP) se il fascio di raggi X è parallelo o a ventaglio, il metodo di Feldkamp se il fascio è conico oppure metodi iterativi.

Per poter applicare questi algoritmi è necessario riprendere le proiezioni radiografiche in immagini digitali cioè una matrice di numeri organizzata il cui più piccolo elemento è chiamato pixel e il valore al suo interno è un numero in scala di grigi a cui corrisponde una misura dell'attenuazione del fascio in quel punto. Dopo aver applicato gli algoritmi di ricostruzione si ottiene un'immagine digitale che rappresenta la distribuzione della densità dell'oggetto in una sua sezione interna (slice) e il cui più piccolo elemento viene chiamato voxel in quanto si tratta di un elemento di volume. Quanto più piccolo è il volume rappresentato da un voxel, tanto maggiore è la risoluzione spaziale.

La Tomografia consente di effettuare rilievi quantitativi oltre che qualitativi. In particolare avendo a disposizione la geometria tridimensionale sarà possibile analizzare le singole sezioni vedendo ogni particolare all'interno di esso sia per quanto riguarda i difetti che sia per quanto riguarda le caratteristiche dimensionali interne ed esterne.

La tomografia industriale è un metodo di controllo non distruttivo e si integra molto bene con la failure analysis permettendo di avere un quadro di insieme della problematica dei componenti ancor prima di effettuare dei tagli per rimuovere parte di materiale da sottoporre ad analisi e permettendo inoltre di avere una conservazione dell'informazione acquisita per una eventuale successiva indagine.

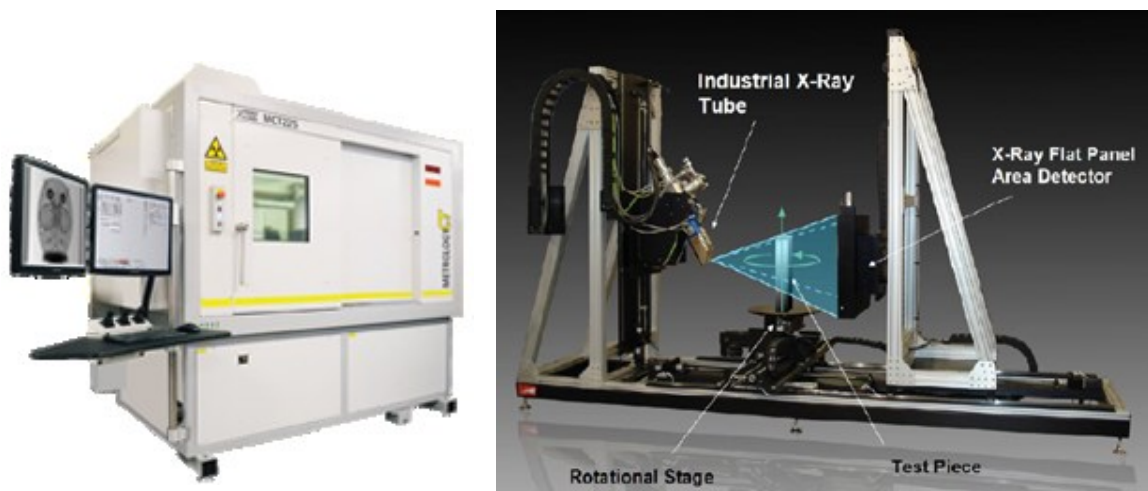


Figura 2.24: Componenti principali di un sistema tomografico

Il fascio di raggi X viene emesso dall'X-Ray Tube in *Figura 2.24* e colpisce l'oggetto che ruota su di un piatto di scansione il fascio viene catturato da un pannello posteriore. Le sequenze di immagini catturate, assieme alle informazioni dell'angolo di ripresa, vengono successivamente elaborate da un computer.

Le principali applicazioni di tomografia industriale sono riferite a:

- analisi difettologica di tipo non distruttivo, mirata ad identificare macro e micro difettosità interne ad un componente meccanico quali, ad esempio, cricche, porosità, inclusioni;
- analisi geometrica tridimensionale, finalizzata al confronto geometrico di componenti, parti e superfici sia esterne che interne al prodotto stesso;
- analisi funzionale, a scopo diagnostico, per valutare eventuali criticità di assemblaggio di vari componenti (es: tenuta di una guarnizione, disallineamento tra componenti assemblati, errori di montaggio).

L'utilizzo di questa tecnologia per finalità ricostruttive è spesso associata allo studio delle parti interne altrimenti non affrontabile se non con metodi distruttivi.

Si riporta un esempio del risultato di una scansione tomografica in *Figura 2.25* dove si vede partendo da sinistra il risultato di una singola fotografia, l'unione tridimensionale delle varie immagini al centro e la possibilità di esaminare attraverso sezioni longitudinali il volume scansionato a destra.

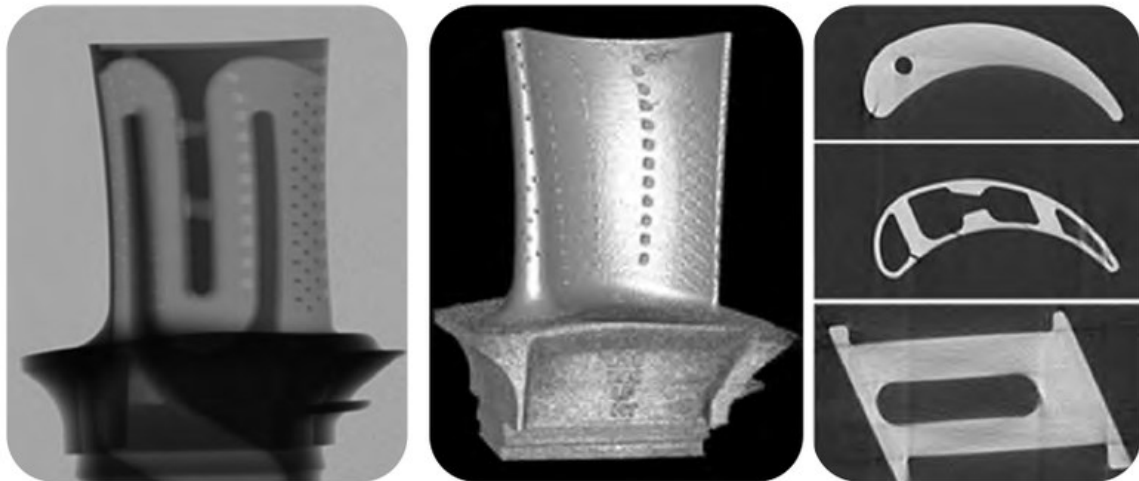


Figura 2.25 Risultati del processo tomografico

L'utilizzo di questa tecnologia comparata con sistemi di tipo ottico mette in evidenza in *Figura 2.26* la differenza di accuratezza tra le due tecnologie dove a parità di oggetto scansionato e modello cad utilizzato per il confronto si evidenziano zone con deviazioni superiori. Tali differenze sono legate al differente comportamento della macchina tomografica in funzione dello spessore e delle a densità del materiale.

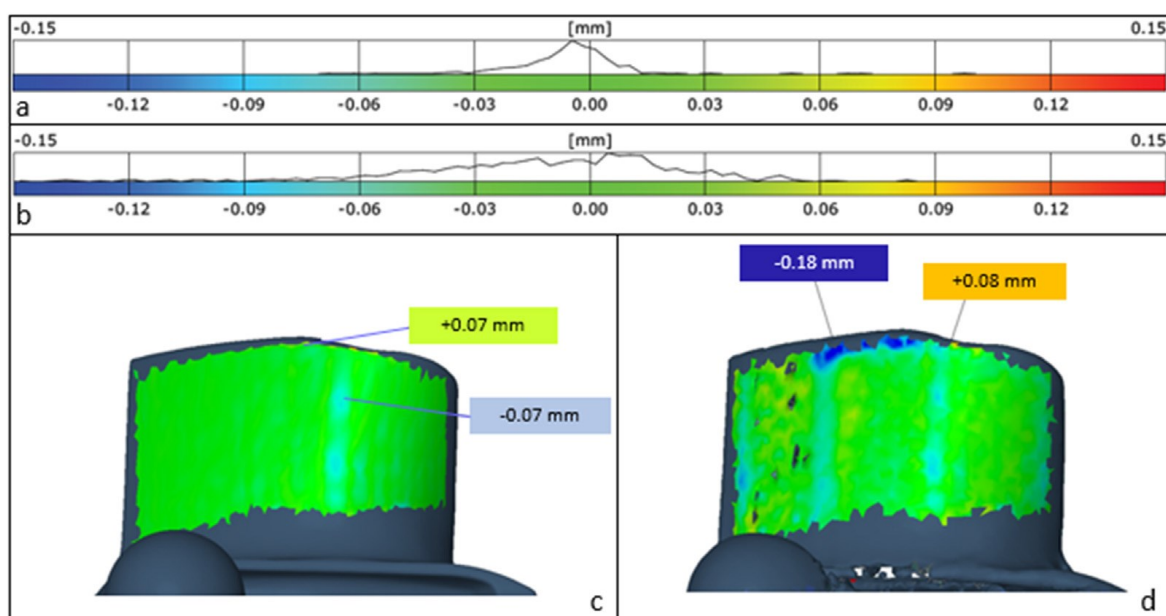


Figura 2.26: Comparazione dei risultati tra scanner ottico (a-c) e tomografia (b-d).

2.7.6 SHAPE FROM STEREO (NonContact → Optical → Passive→Shape From Stereo)

Gli esseri umani e la maggior parte degli animali vedono è attraverso un sofisticato sistema di visione 3D. I due occhi (telecamere) sono separate da una distanza e quindi osservare l'ambiente circostante da prospettive leggermente diverse.

A causa di questi diversi punti di vista il cervello è in grado di produrre con precisione una rappresentazione 3D dell'ambiente.

Questa è la visione 3D stereo nella sua forma più semplice, ed è la base per molti sistemi di visione 3D stereo.

Il principio che sta alla base della visione stereo è che i punti in una scena saranno in posizioni diverse rispetto all'altra e sarà possibile valutare la loro posizione grazie alla loro posizione relativa mediante un'opportuna calibrazione. Il punto rilevato nella camere di sinistra sarà spostato di un dato numero di pixel dell'immagine rispetto allo stesso misurato nella camera di destra. Sottraendo le differenze si può quindi produrre una mappa di disparità evidenziando la differenza di vedute tra le due telecamere *Figura 2.27*.

Data questa mappa disparità è facile determinare il valore della profondità del di ciascun pixel della telecamera.

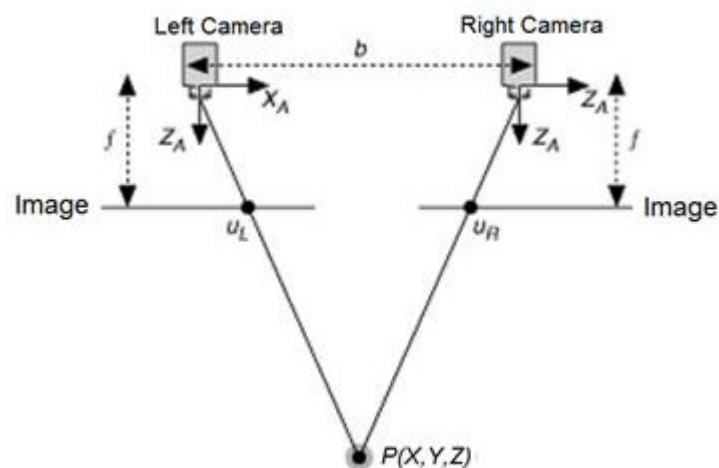


Figura 2.27: Un sistema di visione stereoscopica semplificato

Le variabili in Figura 3 sono:

b = linea di base ovvero la distanza fra le due telecamere

f = lunghezza focale della telecamera

XA = asse X di una telecamera

ZA = asse ottico della telecamera

P = punto del mondo reale definito dalle coordinate X, Y e Z

uL = proiezione del punto P nell'immagine della telecamera di sinistra

uR = proiezione del punto P nell'immagine acquisita dalla camera di destra

Dato che le due telecamere sono separate dalla distanza "b", entrambe le telecamere vedono il medesimo punto del P del mondo reale in diversi punti dell'immagine acquisita in due dimensioni. Le coordinate X dei punti uL and uR sono ottenute tramite le formule:

$$uL = f * X/Z$$

e

$$uR = f * (X-b)/Z$$

La distanza fra questi due punti proiettati è nota come "disparità" e può essere utilizzata per calcolare l'informazione di profondità, che è la distanza fra il punto reale P e il sistema di visione stereoscopico.

$$\text{disparità} = uL - uR = f * b/z$$

$$\text{profondità} = f * b/\text{disparità}$$

Applicando questa formula per ogni coppia di punti come osservati dalle telecamere è facile vedere che un modello 3D dell'intero scena può essere ottenuto fornendo la posizione relativa di ogni punto è noto in ciascuna telecamera (non sempre un compito semplice). Questo processo coinvolge solo la cattura di una singola immagine con ogni telecamera ed è quindi ideale per l'analisi del movimento 3D di oggetti in rapido movimento.

2.8 “REVERSE ENGINEERING” - IL SOFTWARE

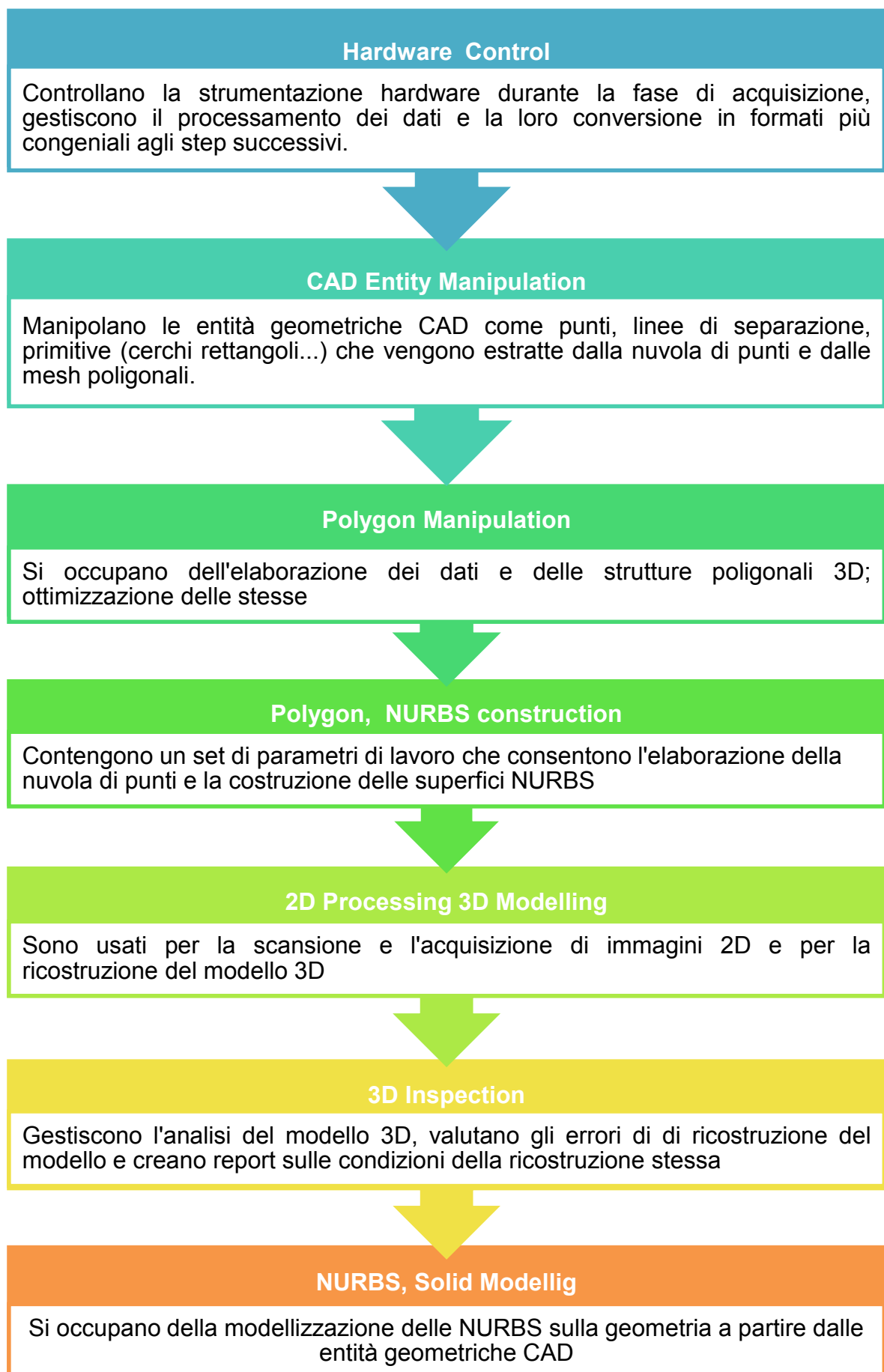
Fino ad ora sono state descritte le varie tipologie di hardware presenti nelle diverse tecniche di scansione. Altrettanto importante risulta la scelta dei programmi informatici di cui avvalersi per supportare adeguatamente l'opera degli strumenti di acquisizione di cui si è in possesso.

Nello schema seguente sono elencate le funzioni che un software deve possedere per nelle varie fasi di R.E e le loro caratteristiche, non solo durante lo Scanning ma in generale in tutto il processo di digitalizzazione della geometria in esame.

Attualmente i migliori programmi presenti sul mercato sono in grado di assolvere al loro interno allo svolgimento di molte fra le fasi elencate nello schema. Ad esempio durante la procedura di R.E applicate ai case study presi in esame sono stati utilizzati complessivamente due soli software: PolyWorks e SolidWorks.

Mediante PolyWorks si è gestita l'intera parte di acquisizione dati, filtraggio, poligonalizzazione, editazione del modello poligonale, allineamento spaziale dei modelli digitalizzati, estrapolazione delle dimensioni caratteristiche degli oggetti, generazione delle sezioni chiave per la realizzazione delle geometrie cad esportazione dei dati; la generazione della geometria CAD è stata invece affidata al modellatore solido SolidWorks.

Il settore dei software così come quello dell'hardware sono in continua evoluzione ed hanno una buona diffusione grazie all'interesse che hanno suscitato queste tecniche integrate di modellizzazione da scansione tridimensionale. Pertanto la scelta degli opportuni programmi informatici da usare risulta essere soggettiva e interamente legata sia al tipo di problema da affrontare che agli obiettivi che ci si pone di raggiungere grazie a queste tecniche di “Reverse Engineering”.



2.9 IL CONCETTO DI ACCURATEZZA/FLESSIBILITÀ NELLE TECNICHE DI REVERSE

Un'analisi dei differenti metodi di acquisizione tridimensionale dimostra come ci siano molteplici soluzioni nella realizzazione di progetti di acquisizione che offrono vantaggi complementari tra loro.

Per questo negli ultimi anni si sono individuate modalità di integrazione tra sensori diversi tali da offrire capacità di rilievo superiori alle singole tecniche.

Le varie categorie di strumenti sono caratterizzate da accuratezza, precisione e risoluzione differenti tra loro e le applicazioni nelle quali vengono impiegati sono diverse e legate alla capacità dello strumento di poter acquisire date superfici.

Si presenta di seguito un breve resoconto per mostrare come i diversi sistemi ottici 3D attivi e passivi siano adatti a coprire diverse aree applicative.

Questo si può evidenziare con la *Figura 2.28* in cui sono riportate le differenti caratteristiche dei due sistemi di acquisizione tridimensionale attiva e i relativi campi di applicazione.

La risoluzione è quella laterale xy, mentre l'incertezza è quella in z.

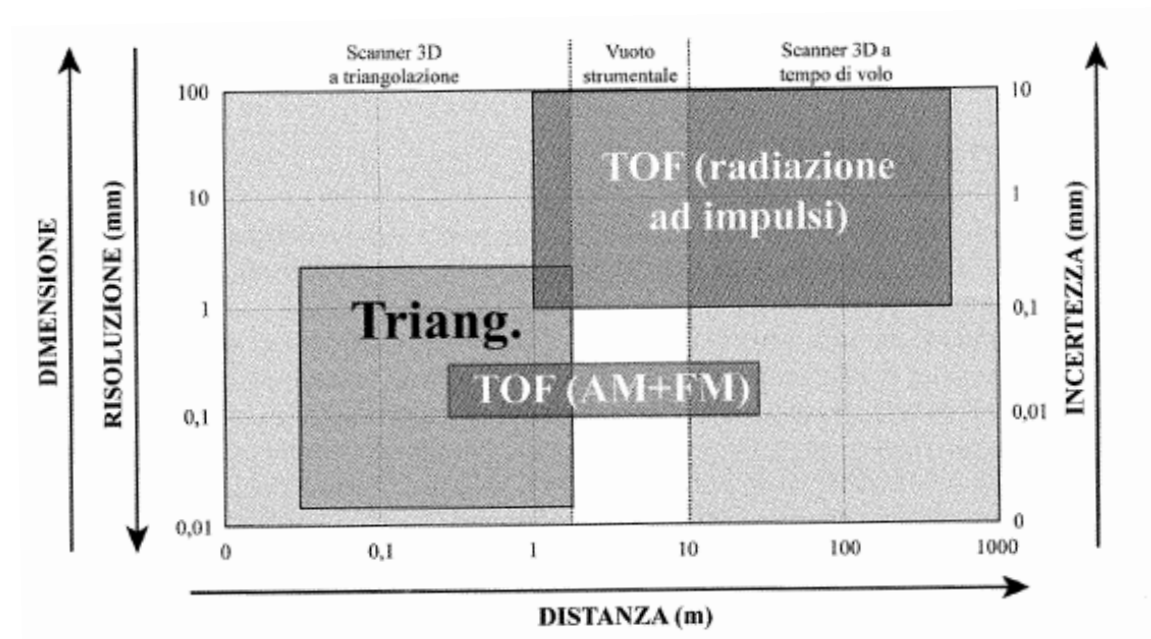


Figura 2.28: Campo di applicazione dei sensori ottici

È presente una zona di vuoto strumentale dovuta al fatto che i sistemi a triangolazione perdono molta precisione nei rilievi a distanza di presa maggiore di 2-2,5 metri, mentre i sistemi a tempo di volo possiedono parametri di precisione inadeguati alle aspettative a quella distanza.

La considerazione che ne discende è relativa alla necessità di definire un metodo di rilievo che possa colmare tale vuoto.

Una prima soluzione è data dall'integrazione di queste due tecnologie, che permette, come mostrato in *Figura 2.29* non solo di coprire la zona scoperta, ma anche di ampliare il campo di applicazione di entrambi gli strumenti.

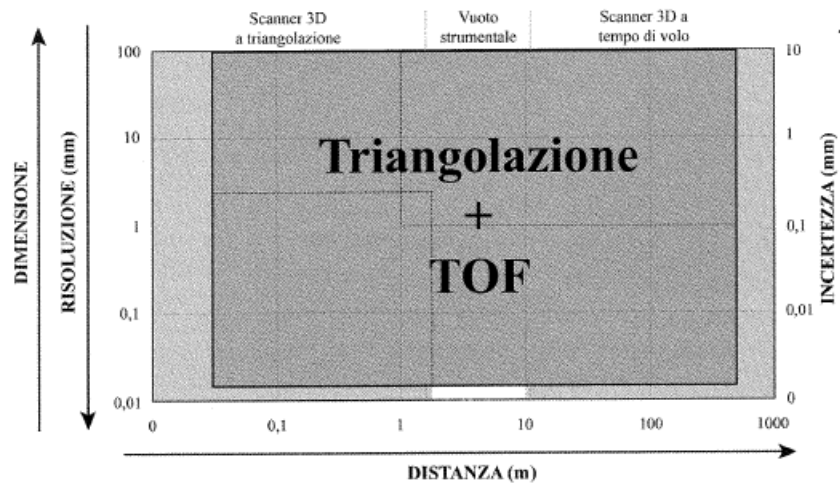


Figura 2.29: Integrazione delle tecnologie dei sensori ottici

Una seconda soluzione è data dall'integrazione di macchine di misura a coordinate con sistemi di visione attivi, nel caso specifico, oggetto di questo studio, bracci di misura a coordinate con scanner laser a triangolazione.

Infatti il solo scanner laser a triangolazione permette di rilevare con precisione i dettagli dell'oggetto ma è fortemente limitato da un campo di presa e una distanza di lavoro molto piccoli, che comportano la necessità di lavorare sempre molto vicino all'oggetto. Un braccio di misura a coordinate, che arriva fino a 3,7 metri, con integrato un sistema di misura a scansione non a contatto, permette un'acquisizione rapida e dinamica.

L'uso integrato di sistemi a contatto e non a contatto ha visto un progressivo aumento di impiego in molte applicazioni: dal settore dell'automotive al settore architettonico, dal design all'archeologia, su diverse tipologie di oggetti, differenziati sia per dimensione di scala che per caratterizzazione geometrica, e con diverse finalità: dal controllo in qualità al reverse engineering.

La *Figura 2.30* mette a confronto le varie tecnologie analizzate nei precedenti paragrafi in funzione di diversi aspetti delle problematiche che si possono incontrare nella normale applicazione degli strumenti metrologici per attività di reverse Engineering.

	Portable	Fast Setup	Fast Relocation	Any Lighting	Climbing Risk Eliminated	Noncontact Advantage	Targeting Eliminated	Offsets Eliminated	Runs Unattended	Automation Integration	Very Large Volume	Highly Accurate	Fast
Photogrammetry	Yes	No	No	No	No	No	Yes	No	No	Yes	No	No	
CMM	No	No	No	Yes	No	Yes	No	Yes	No	No	Yes	Yes	
Structured Light	Yes	No	No	No	Yes	No	Yes	No	No	No	No	No	
Portable Arm	Yes	Yes	No	Yes	No	Yes	No	No	No	No	No	No	
Laser Tracker	Yes	Yes	Yes	Yes	No	No	No	No	No	Yes	Yes	Yes	

Figura 2.30: Integrazione delle tecnologie dei sensori ottici

Ad eccezione della CMM, tutte le tecnologie indicate sono portatili.

La una CMM è stata inclusa in questo confronto per paragone alcuni strumenti come i laser tracker che hanno la precisione e la velocità di una CMM tradizionale.

La possibilità di misurare parti in-situ dei sistemi portatili permette di risparmiare tempo prezioso.

Sebbene applicazioni particolari possono dettare l'uso di una particolare tecnologia, la maggior parte delle applicazioni possono essere completati con l'utilizzo di diverse tecnologie.

I bracci di misura articolati presentano numerosi vantaggi legati alla loro grande versatilità di impiego.

Un aspetto che li rende particolarmente versatili è la portabilità, ovvero la possibilità di portare la macchina in prossimità o addirittura sul pezzo da misurare, anziché il contrario, come avviene con le macchine di misura cartesiane.

Tali strumenti, infatti, possono essere posizionati a pavimento per mezzo di cavalletti o su piani di riscontro per mezzo di piastre con basi magnetiche, o con apposite piastre forate.

La base inoltre può essere posizionata su superfici comunque orientate, sia verticali che orizzontali, anche capovolte.

La possibilità di portare la macchina di misura al pezzo costituisce un grande vantaggio per la misurazione di componenti di grandi dimensioni, direttamente sulle macchine utensili o nel luogo di funzionamento, senza la necessità di dover smontare il componente.

Trattandosi di macchine manuali, solitamente dotate di software semplici ed intuitivi e non necessitando di programmazione, ne permettono l'utilizzo in modo rapido anche a personale non altamente qualificato, anche se va sottolineato che, dal punto di vista strettamente metrologico, l'esperienza e la sensibilità dell'operatore possono essere significativamente influenti.

I software applicativi sono stati sviluppati per adattarsi alla particolare architettura dei bracci di misura articolati e a risolvere i problemi applicativi che tale architettura ha generato. Un altro vantaggio di questi strumenti è dato dalla possibilità di misurare il componente senza dover fare più piazzamenti o creare diverse configurazioni di tastatore, evitando così di introdurre un errore legato al riposizionamento e riallineamento del componente.

Le accuratizie di misura ottenibili da questi sistemi sono generalmente inferiori a quelle ottenibili con le CMM cartesiane, ma certamente sufficienti a soddisfare le esigenze delle applicazioni cui tipicamente si rivolge questa tipologia di strumenti.

Pertanto la versatilità e in particolare la portabilità dei bracci di misura articolati rende idoneo l'utilizzo di tali strumenti anche in settori dove le CMM cartesiane non sono diffuse.

Infatti, oltre ai settori classici, quali meccanico, automotive ed aerospaziale, essi si stanno diffondendo nell'ambito della cantieristica navale, dell'edilizia, dell'industria ferroviaria, dei trasporti e movimento terra e del recupero dei beni artistici ed architettonici.

Numerosi accessori permettono di ampliare le possibilità applicative: oltre ad una vasta gamma di sistemi tastatori che vanno dai semplici trigger, agli scanner laser e alle forcelle per la misurazione di elementi tubolari, ma anche guide lineari per rapidi spostamenti della macchina, sistemi hardware e software per la generazione di sistemi di riferimento su pezzi di grandi dimensioni che permettono la ripresa delle misurazioni dopo lo spostamento del braccio, trasmissione dati senza fili (tecnologia Bluetooth) verso il calcolatore per una migliore manovrabilità e accessibilità ai pezzi di grandi dimensioni.

Il braccio articolato con tastatore permette l'acquisizione di punti su superfici a forma libera, difficilmente accessibili con l'uso della CMM e come tutte le macchine a misura di coordinate, è interfacciabile con i software CAD/CAM più comuni, tuttavia ha lo svantaggio di non essere automatizzabile, penalizzando sia la ripetibilità di misura che assume valori di $(11\div 55)$ μm , che la sensibilità in funzione della lunghezza dei bracci.

Le CMM vengono, infatti, programmate a seguire delle traiettorie prestabilite sulla superficie da analizzare attraverso sistemi a controllo numerico. Ciò permette di ottenere sia un'elevata ripetibilità di misura che si attesta su valori di 3 μm pressoché costante al variare della dimensione della macchina, che un'ottima accuratezza di acquisizione.

2.10 LO STRUMENTO ROMER 7320 SI

Lo strumento utilizzato nei case study seguenti è il braccio articolato a 7 assi ROMER Absolute Arm con testa di scansione integrata serie 73 con una portata di misurazione di 2 m (*Figura 2.31*). Lo strumento è costituito da segmenti tubolari in fibra di carbonio accoppiati tra loro per mezzo due giunti rotanti con un gradi di libertà ciascuno. All'estremità inferiore del primo segmento e all'estremità superiore del secondo segmento sono presenti un due giunti che collegano il primo segmento alla base d'appoggio e il secondo alla testa di misura che possiede il settimo asse per permette di ruotare il sensore di scansione attorno al proprio asse, garantendo una migliore manovrabilità del sistema in presenza di pezzi di morfologia complessa. Ogni giunto è dotato di due encoder angolari assoluti.

L'insieme delle posizioni angolari di tutti gli encoder, associato alle relative lunghezze dei segmenti, permette il calcolo della posizione in coordinate X, Y e Z della punta dell'elemento di contatto, che descrive un volume di misura di forma sferica.

Le caratteristiche metrologiche di questo sistema sono evidenziate in *Tabella 2.1*.

Tabella 2.1 Specifiche ROMER Absolute Arm a 7 assi con testa di scansione conformi alle norme B89.4.22

Modello	Portata	Ripetibilità dei punti	Precisione Volumetrica	Precisione sist. scansione	Peso
7320SI	2.0 m	± 0.044 mm	± 0.061 mm	0.079 mm	8.3 kg



Figura 2.31: Braccio Articolato Romer 7320 SI

Il **Test di Ripetibilità del Punto** è il test di riferimento per determinare la ripetibilità del braccio di misura con tastatore a punta sferica.

La prove della prestazione su singolo punto (SPAT - Single point articulation performance test) permette la valutazione delle capacità dello strumento di riprodurre coordinate di un punto fisso nello spazio sfruttando il più possibile le possibilità di articolazione del braccio.

La prova richiede l'utilizzo di una sfera di riferimento in caso di presenza di sistema tastatore trigger, mentre, con un sistema tastatore passivo, come per questo strumento, occorre disporre di una sede fissa che può essere conica, con foro smussato o con tre sfere, nella quale posizionare l'elemento di contatto.

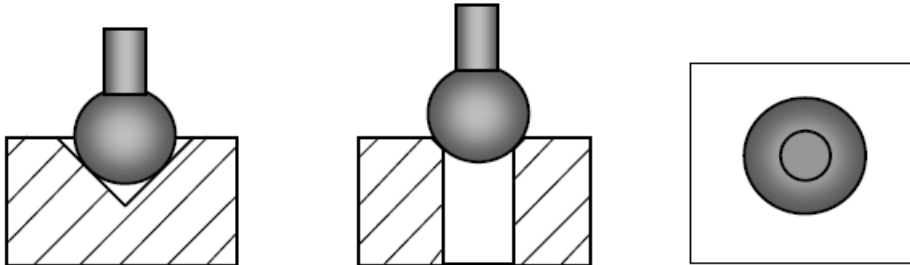


Figura 2.27: Sedi per la prova S.P.A.T.

Le misurazioni si effettuano in tre differenti posizioni del volume di lavoro, in particolare tra 0% e 20%, 20% e 80%, 80% e 100% della lunghezza del braccio (Figura 2.32), in ciascuna delle quali il centro della sfera o la posizione dell'elemento di contatto viene misurata 10 volte con posizioni differenti ed estreme delle articolazioni (5 con il gomito in posizioni estreme e altre 5 simili, ma con il polso ruotato di 180°).

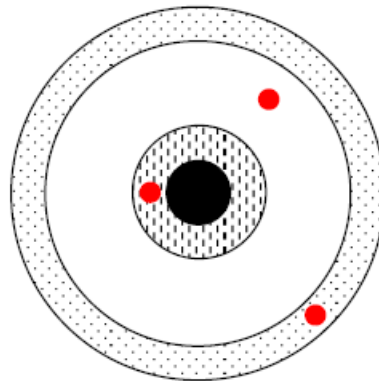


Figura 2.32: Posizioni della sede nel volume di lavoro del braccio per la prova S.P.A.T secondo la Norma B89

Dei dieci centri delle sfere ai minimi quadrati così individuati si calcola il centro medio e le relative distanze tridimensionali rispetto ad esso.

Per ogni posizione si valuta il massimo scostamento e il parametro $2S_{SPAT}$ calcolato dalla seguente formula:

$$2s_{SPAT} = 2\sqrt{\frac{\sum \delta_i^2}{(n-1)}}$$

dove δ rappresenta ciascuna distanza tridimensionale e n il numero di sfere misurate, che è pari a 10. Tale parametro è indicativo del raggio della regione nella quale hanno probabilità di trovarsi i punti/centri.

Il risultato in tabella è quindi l'errore massimo diviso per due.

Il **Test di Precisione Volumetrica** è il test maggiormente significativo per valutare la precisione di misura nel volume, si utilizza per la valutazione della capacità di misurare lunghezze nel volume di lavoro della macchina. Per l'esecuzione di tale prova è richiesto l'utilizzo di calibri di lunghezza tarati, come ad esempio barre a 2 sfere (scelta consigliata), calibri a passi o blocchetti piano paralleli, di due differenti lunghezze nominali proporzionali al diametro del volume della macchina di misura da verificare.

La norma prescrive la misurazione dei campioni una sola volta in venti differenti posizioni, definite come combinazioni di lunghezza del campione, orientamento, direzione, inclinazione, distanza dal centro del volume, ecc.

Sono richieste due differenti lunghezze:

1. tra il 50% ed il 75% del raggio della macchina,
2. tra il 120% ed il 150% del raggio della macchina.

Il volume della macchina viene diviso in 8 parti: 4 "spicchi" superiori e 4 "spicchi" inferiori, numerati da 1 a 8.

È necessaria la definizione da parte del costruttore del "fronte" della macchina poiché le posizioni fanno riferimento a tale convenzione.

Sono definite tre differenti inclinazioni dei campioni: orizzontale, verticale ed inclinata a 45° e due differenti orientamenti: radiale e tangenziale.

La posizione dei campioni rispetto al centro è definita in "vicino" entro metà del raggio macchina e "lontano" oltre la metà del raggio.

Le 20 posizioni richieste sono raccomandate dalla norma e riassunte in una tabella contenente le varie combinazioni rappresentate in *Figura 2.33* e in *Tabella 2.2*.

Tabella 2.2: Specifiche ROMER Absolute Arm a 7 assi con testa di scansione

Pos n°	Lung. campione	“Spicchio”	Inclinazione	Posizione	Direzione
1	Corto	8	Orrizzontale	Vicino	Radiale
2	Corto	5	Verticale	Vicino	Radiale
....
20	Lungo	1&2	45°	Lontano	Tangenziale

Da sottolineare che sono accettabili posizioni differenti in modo, comunque, che il volume di lavoro sia adeguatamente coperto.

I risultati si possono raccogliere in una tabella (Tabella 2.3), oppure in un grafico (Figura 2.34), che riporta i tre parametri richiesti per la valutazione:

1. Deviazione massima
2. Banda delle deviazioni
3. Due volte *RMS*,

$$2RMS = 2\sqrt{\frac{\sum D_i^2}{n}}$$

dove essendo D la deviazione in ciascuna posizione e n il numero delle posizioni.

Tabella 2.3: Tabella di raccolta dei risultati delle misure di dimensione volumetrica

Posizione n°	Lungh. mis.	Lungh. tarata	Deviazione Di	Di2
1				
2				
...				
20				
Max deviazione				
Banda (Dev.max – Dev.min)				
2RMS				

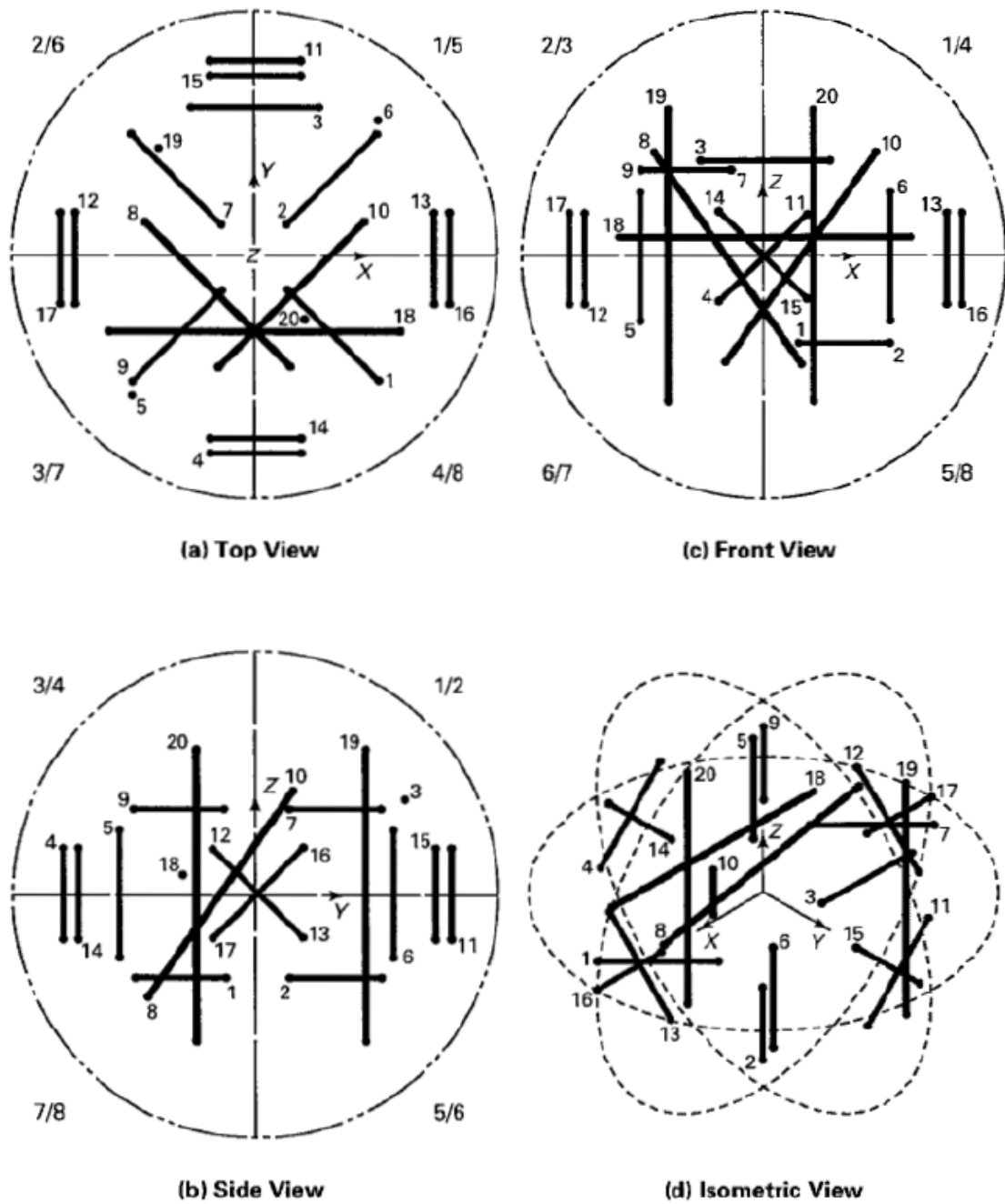


Figura 2.33: Posizioni della sede nel volume di lavoro del braccio per la prova S.P.A.T secondo la Norma B89

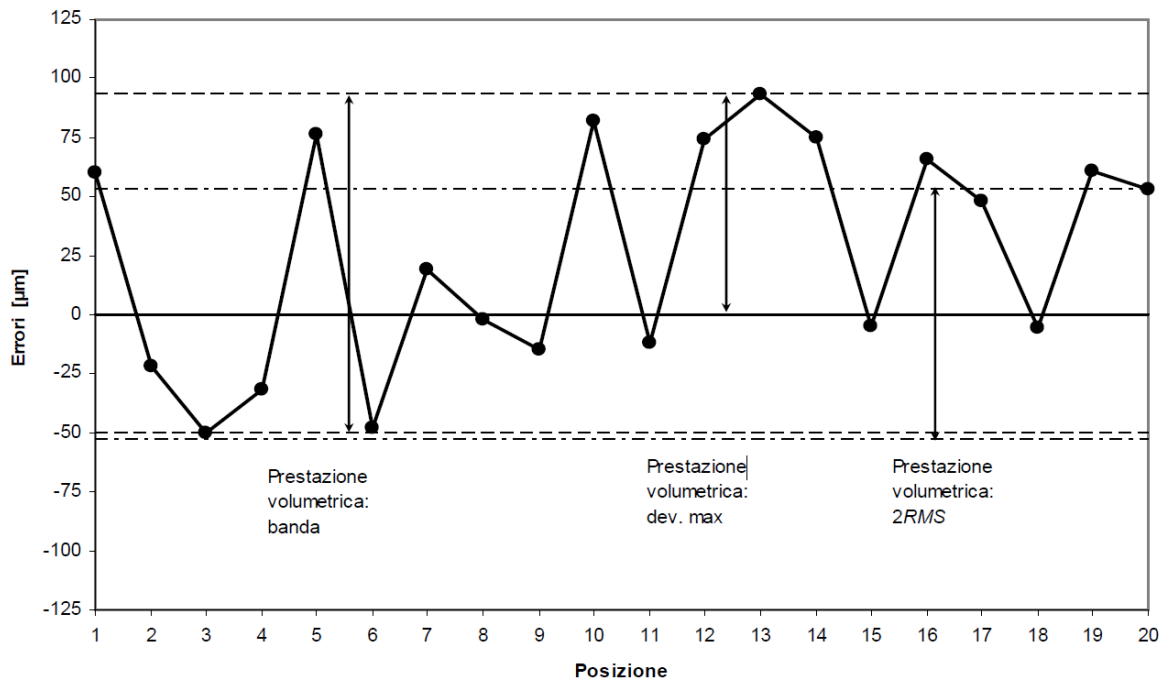


Figura 2.34: Esempio di grafico per indicare la prestazione volumetrica del braccio di misura

Per tutte le prove è prevista la possibilità di ripetizione in caso di fuori specifica, per un massimo di 3 volte.

In caso di ripetizione di una o più posizioni della prova volumetrica, vi sono criteri di analisi associati alla ripetibilità (richieste 2 ripetizioni per posizione), da confrontare con $2S_{SPAT}$.

La conformità alle specifiche può essere valutata applicando le regole decisionali dettate dalla ISO 14253-1 oppure dalla ASME B89.7.3.1-2001 "Guidelines for Decision Rules: Considering Measurement Uncertainty Determining Conformance to Specifications".

Il Test di Precisione del Sistema di Scansione rappresenta nel modo più preciso la prestazione della macchina che ci si può ragionevolmente attendere nelle applicazioni di misura pratiche, impiegando il metodo di scansione laser. Il test consiste nella misura di una sfera grigia opaca con 5 diverse articolazioni del braccio. In ogni articolazione del braccio, la sfera subisce una scansione da 5 direzioni diverse tali da produrre una scansione della maggior parte della sfera. Il risultato è la distanza massima 3D da centro a centro delle 5 sfere.

Il test di precisione del sistema di scansione così formulato vuole essere un metodo di stima dell'errore dello strumento che è somma dell'errore del braccio articolato più quello della testa di scansione.

La performance della testa di scansione presa singolarmente viene di seguito riportata in *Tabella 2.4*:

Tabella 2.4: Tabella delle caratteristiche della testa di scansione

Max. acquisizione di punti		fino a 460.000 punti/s
Punti per fascio laser		46000
Velocità del fascio laser		100 Hz
Larghezza del fascio laser	min.	48 mm
	medio	65 mm
	max.	85 mm
Distanza (val. medio)		150 mm ± 50 mm
Spaziatura min. dei punti (val. medio)		0,014 mm
Controllo intensità laser		Automatico – per linea
Precisione (2 Sigma)		30 µm
Valore di dispersione* P[Form.Sph.D95%:Tr:ODS]		n.a.
Sicurezza laser		Classe 2M
Temperatura operativa		5°C – 40 °C

CAPITOLO 3

LA METODOLOGIA CFD

3.11 LA METODOLOGIA NEL CONTESTO DELLA REINGEGNERIZZAZIONE

L'applicazione della Computational Fluid Dynamic (CFD) su progetti industriali o attività di ricerca richiede lo sviluppo di una procedura robusta e chiara che si traduce in una simulazione di successo. Quando si sceglie di applicare la CFD è importante che l'utente che si approccia con questa metodologia abbia una buona comprensione del processo di simulazione e modellazione; requisito questo fondamentale nell'industria, dove i risultati delle simulazioni CFD debbono poter essere confrontati con risultati ottenuti da altre fonti.

Pertanto in questo capitolo ci si pone di:

- determinare i passaggi necessari da seguire per ottenere risultati positivi e utili dalla CFD;
- analizzare le proprietà di flusso e la loro influenza sulla generazione della griglia;
- individuare delle fonti di dati che possono essere utilizzati per convalidare i risultati potenziali CFD.

Il flusso di gas e liquidi sono governati da equazioni alle derivate parziali (PDE) che caratterizzano le leggi di conservazione per la massa, quantità di moto ed energia. La CFD è un approccio che sostituisce i sistemi PDE utilizzando un insieme di equazioni algebriche che possono essere risolte per mezzo del calcolatore.

La previsione che si può ottenere è di tipo qualitativo e talvolta quantitativo è può essere fatta attraverso i seguenti metodi:

- modellazione analitica (partial equazioni differenziali)
- tecniche numeriche (discretization e soluzioni)
- l'uso di Software (solvers pre-elaborazione e post-elaborazione)

Un'analisi ben articolata attraverso simulazioni CFD può dare dei risultati che potremmo definire “dà laboratorio virtuale” per cui il suo utilizzo per l'analisi e la progettazione può sostituire il vecchio sistema basato sul costruire e testare.

Questa metodologia è più economica e più immediata nella modifica rispetto alla sperimentazione e man mano che l'esperienza aumenta, aumenta anche la confidenza nei risultati del campo di moto.

Si può capire come il risultato non sia affidabile al 100 %, le cause sono imputabili a:

- dati di input del problema difficili da stabilire.
- modello analitico del problema non adeguato.
- limitata potenza di calcolo disponibile.

Approccio Sperimentale

Si può ottenere una descrizione quantitativa dei fenomeni attraverso misurazioni:

- di una entità alla volta
- in un numero limitato di punti e istanti
- per un modello scalato da laboratorio
- per una gamma limitata di problemi e di condizioni di esercizio

Fonti di errore:

Errori di misura, disturbi del flusso delle sonde

Approccio CFD

Si può ottenere una previsione quantitativa dei fenomeni:

- per tutti le entità desiderati
- con un'alta risoluzione in termini di spazio e tempo
- per il dominio effettivo

Fonti di errore:

Modellazione, discretizzazione, iterazione, implementazione

Come regola, possiamo dire che la CFD non sostituisce le misurazioni completamente, ma la quantità di sperimentazione e il costo complessivo può essere notevolmente ridotto. Infatti:

CFD	Sperimentazione
Economica	Costosa
Veloce	Lenta
Esecuzione parallela	Esecuzione Sequenziale
Per applicazioni Multiple	Per applicazioni singole

3.2 TERMOFLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE

L'analisi fluidodinamica si basa sullo studio delle equazioni di conservazione che regolano e governano lo stato termo-fluidodinamico del sistema.

La risoluzione di queste equazioni di conservazione permette di comprendere la natura dei fenomeni che avvengono all'interno del sistema studiato determinando, i campi di velocità, pressione, temperatura e di ogni altra variabile fisica che si desidera studiare in qualunque punto del volume.

Attraverso la soluzione delle equazioni si può dunque precedere alla determinazione delle curve caratteristiche che si desidera ricostruire.

L'**equazione di continuità** nasce dal principio di conservazione della massa e infatti si occupa di valutare il bilancio di portata all'interno del sistema in esame. È composta da un contributo transitorio legato alla variazione della densità ed un contributo stazionario che valuta il trasporto di massa all'interno del dominio. L'espressione sarà pertanto scritta nella seguente maniera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

dove

ρ = densità del fluido del sistema [kg/m³]

$\vec{u} = (u_x, u_y, u_z)$ = velocità del fluido nel sistema [m/s]

L'**equazione di bilancio della quantità di moto** nasce dal secondo principio della dinamica. Essa studia le forze presenti nel dominio sia che si tratti di quelle agenti sul fluido sia che si tratti di quelle generate dal fluido stesso. Nel bilancio vengono quindi conteggiate tutte le componenti dinamiche come le forze di tensione superficiale, le forze di pressione e le forze di massa. L'espressione vettoriale compatta pertanto risulta:

$$\frac{\partial(\rho \cdot \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\nabla(p) - \rho \nabla \psi + \nabla \cdot \bar{\tau}$$

ψ = potenz. forze di massa	[J/kg]
p = pressione	[Pa]
τ = tensore degli sforzi	[Pa]

L'**equazione di conservazione dell'energia** invece nasce dal primo principio della termodinamica. Questa equazione gestisce gli scambi termici di ogni natura presenti all'interno del sistema considerato.

Vi saranno i contributi relativi all'accumulo di energia, al flusso di energia attraverso la superficie, al lavoro delle forze di pressione, al calore generato all'interno del volume, al lavoro delle forze di massa, al lavoro delle tensioni superficiali e infine al flusso di calore trasferito per conduzione. Viene espressa in forma vettoriale compatta nel seguente modo:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \vec{u}) + \nabla \cdot (p \vec{u}) + \nabla \cdot (\vec{u} \psi) = -\nabla \cdot \vec{q} + q_g + \bar{\tau} : \nabla \vec{u}$$

dove i nuovi termini sono:

e = energia specifica	[J/kg]
q_g = termine energetico sorgente	[J/m ³ s]
q = termine energetico trasmissivo	[J/m ² s]

Le equazioni di conservazione sono equazioni differenziali difficili da risolvere; inoltre la geometria decisamente complessa del compressore in esame aumenta notevolmente il grado di difficoltà del sistema di equazioni.

Queste considerazioni rendono evidente come sia assolutamente impossibile ricercare la soluzione del sistema per via analitica che va dunque ricercata per via numerica (da qui la costruzione del Modello Numerico) grazie quindi al supporto di calcolatori che eseguono interamente i calcoli necessari alla determinazione della soluzione del problema fluidodinamico.

I computer peraltro non sono in grado di risolvere le equazioni differenziali, infatti all'interno dei software fluidodinamici sono previsti degli appositi codici di calcolo che trasformano le equazioni differenziali in equazioni discretizzate e, grazie ai metodi di risoluzione implementati al loro interno, sono in grado di raggiungere la soluzione del problema attraverso un numero variabile di iterazioni. In tal modo la soluzione discretizzata raggiunge, a meno di un *errore residuo*, quella che sarebbe stata la soluzione del problema se essa fosse stata calcolata analiticamente. Si dice quindi che il modello raggiunge la convergenza della soluzione.

Esistono nel campo della fluidodinamica computazionale diversi metodi numerici sviluppati e ottimizzati per l'integrazione delle equazioni alle derivate parziali come appunto le equazioni di conservazione. I più famosi tra questi sono implementati nei solutori numerici per il calcolo fluidodinamico. Questi sono il "Metodo dei Volumi Finiti" ed il "Metodo degli Elementi Finiti".

Il sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali che governa i fenomeni fisici in un problema termofluidodinamico comprende le equazioni di continuità, conservazione della quantità di moto e conservazione dell'energia. Soluzioni analitiche di tale sistema esistono solo per alcune geometrie semplici, con particolari condizioni al contorno ed iniziali; per risolvere problemi più complessi e d'interesse pratico, è necessario ricorrere a metodi numerici.

Applicare un metodo numerico alla risoluzione di un problema differenziale significa rinunciare ad ottenere la soluzione esatta del problema negli infiniti punti del dominio di calcolo e agli infiniti istanti del dominio temporale d'interesse (soluzione analitica), ma accontentarsi di una soluzione approssimata in un numero finito di punti e ad un numero finito di istanti (soluzione numerica).

Attraverso un processo di discretizzazione:

- sul dominio di calcolo viene costruita una griglia (discretizzazione spaziale), i cui nodi individuano i punti in cui sarà ottenuta la soluzione approssimata;
- il dominio temporale viene suddiviso in intervalli (discretizzazione temporale), che individuano gli istanti ai quali sarà ottenuta la soluzione approssimata;
- le equazioni differenziali del problema vengono trasformate in equazioni algebriche.

Qualunque sia il metodo numerico adottato, a conclusione del processo di discretizzazione si perviene sempre ad un sistema lineare di equazioni algebriche, la cui risoluzione permette di ottenere i valori approssimati delle variabili incognite nei nodi (*Figura 3.1*).

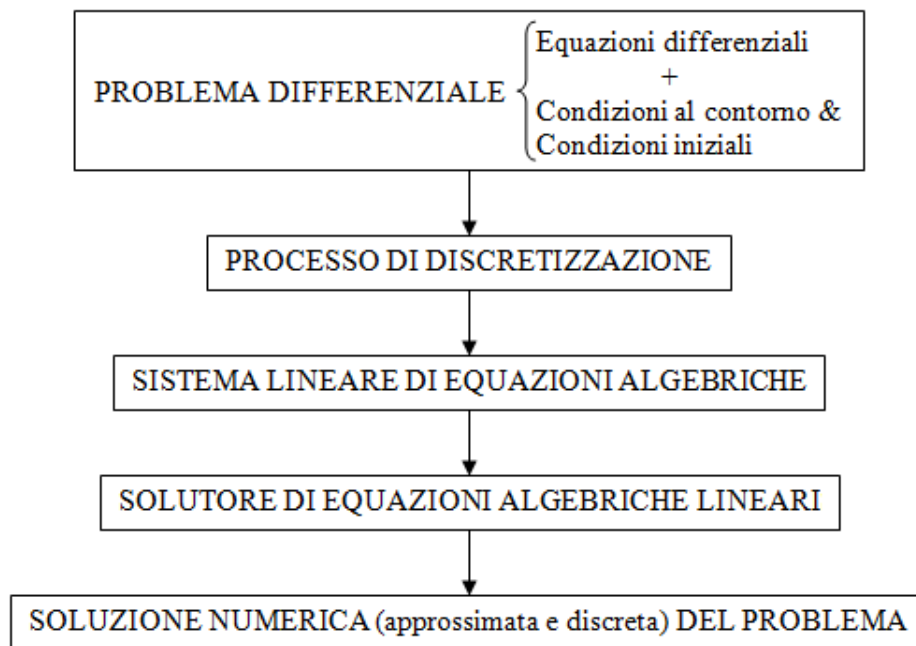


Figura 3.1: Schema del processo di risoluzione numerica di un problema differenziale.

3.3 METODO DEI VOLUMI FINITI

Il metodo dei volumi finiti è uno degli approcci più comuni alla risoluzione numerica di problemi termofluidodinamici, come comprovato dalla diffusione di software commerciali per la CFD basati su di esso. Nel metodo dei volumi finiti, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi mediante una griglia ed attorno ad ogni nodo della griglia viene costruito un volume di controllo, delimitato dai centroidi degli elementi connessi a quel nodo (*Figura 3.2*).

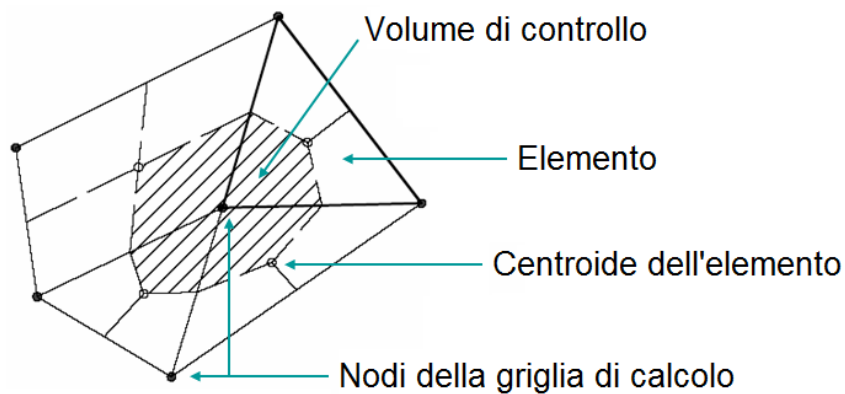


Figura 3.2: Definizione di un volume di controllo.

Le equazioni algebriche sono ottenute esprimendo, in forma integrale, la generica equazione di conservazione (di trasporto) su ciascun volume di controllo, ottenendo così tante equazioni algebriche quanti sono i volumi di controllo individuati nel dominio di calcolo.

Tutte le equazioni di conservazione hanno una struttura simile e possono essere scritte nella forma generale:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{TERMINE DI ACCUMULO}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi)}_{\text{TERMINE CONVETTIVO}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi)}_{\text{TERMINE DIFFUSIVO}} + \underbrace{s}_{\text{TERMINE SORGENTE}}, \quad (3.1)$$

dove ϕ è una generica variabile scalare, \vec{u} è il vettore velocità, ρ è la densità e Γ rappresenta la proprietà di trasporto molecolare per ϕ (t è il tempo).

L'idea alla base del metodo dei volumi finiti è quella di utilizzare la formulazione integrale dell'equazione di conservazione (3.1), scritta per un generico volume di controllo V:

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi) - \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) - s \right] dV = 0 \quad (3.2)$$

L'applicazione del teorema di Gauss, con A superficie di V e \vec{n} normale esterna ad A, permette poi di esprimere la (3.2) come:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) dV + \int_A \rho\phi\vec{u} \cdot \vec{n} dA = \int_A \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n} dA + \int_V s dV \quad (3.3)$$

ed in forma più compatta:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) dV + \int_A \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \int_V s dV \quad (3.4)$$

dove:

$$\vec{J}'' = \vec{J}''_c - \vec{J}''_d = \rho\phi\vec{u} - \Gamma\nabla\phi \quad (3.5)$$

è il vettore flusso specifico di ϕ , con $\vec{J}''_c = \rho\phi\vec{u}$ e $\vec{J}''_d = \Gamma\nabla\phi$ rispettivamente vettori flusso specifico convettivo e diffusivo di ϕ , e:

$$J'' = J''_c - J''_d = \vec{J}'' \cdot \vec{n} = \vec{J}''_c \cdot \vec{n} - \vec{J}''_d \cdot \vec{n} = \rho\phi\vec{u} \cdot \vec{n} - \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n} \quad (3.6)$$

è il flusso specifico di ϕ attraverso A,

con $J''_c = \vec{J}''_c \cdot \vec{n} = \rho\phi\vec{u} \cdot \vec{n}$ e $J''_d = \vec{J}''_d \cdot \vec{n} = \Gamma\nabla\phi \cdot \vec{n}$ rispettivamente flussi specifici convettivo e diffusivo di ϕ attraverso A.

3.3.1 GRIGLIE DI CALCOLO

Una prima classificazione delle griglie di calcolo utilizzate, con il metodo dei volumi finiti, per la discretizzazione spaziale distingue due tipologie di griglie:

- le griglie strutturate, in cui il dominio di calcolo viene suddiviso, mediante famiglie di linee, in elementi esaedrici, aventi un'orientazione preferenziale;
- le griglie non strutturate, in cui il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi di forma arbitraria, tipicamente tetraedrici o esaedrici, senza un'orientazione preferenziale.

La *Figura 3.3* mostra le forme più comuni degli elementi in cui può essere suddiviso il dominio di calcolo.

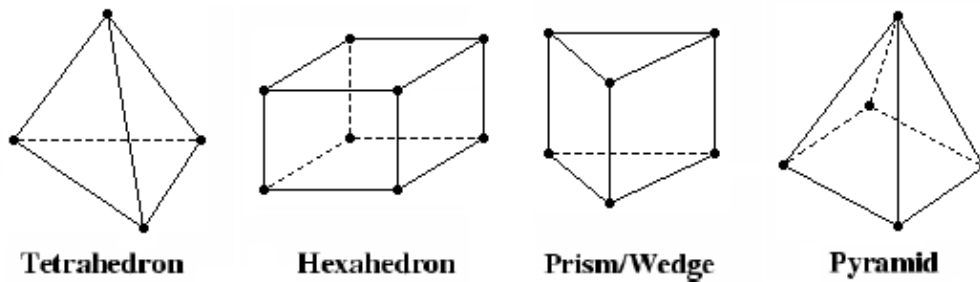


Figura 3.3: Forme più comuni degli elementi in cui può essere suddiviso il dominio di calcolo.

3.3.1.1 GRIGLIE STRUTTURATE

Le griglie strutturate sono a loro volta distinte in due tipologie:

- griglie strutturate cartesiane;
- griglie strutturate curvilinee.

Nelle griglie strutturate cartesiane, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi esaedrici mediante famiglie, mutuamente ortogonali, di linee rette parallele (*Figura.3.4*).

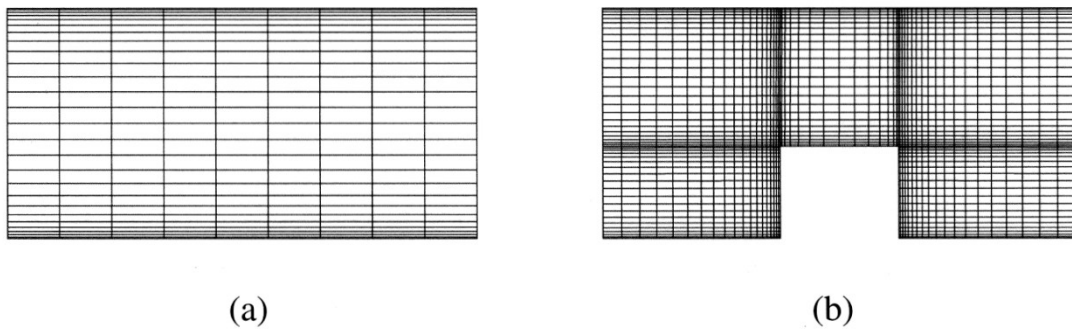


Figura 3.4: Esempi di griglie strutturate cartesiane: (a) monoblocco; (b) multiblocco.

La loro flessibilità geometrica è molto limitata, sebbene l'utilizzo di più blocchi contigui consenta di trattare domini di calcolo costituiti dall'unione di parallelepipedi (*Figura 3.4(b)*). I metodi di calcolo basati su tali griglie sono i più semplici da implementare ed anche i più efficienti dal punto di vista computazionale.

Nelle griglie strutturate curvilinee, il dominio di calcolo viene suddiviso in elementi esaedrici mediante famiglie di linee curve, nelle quali ciascuna linea di una famiglia non interseca mai una linea della stessa famiglia ed interseca una sola volta le linee delle altre famiglie (*Figura 3.5*).

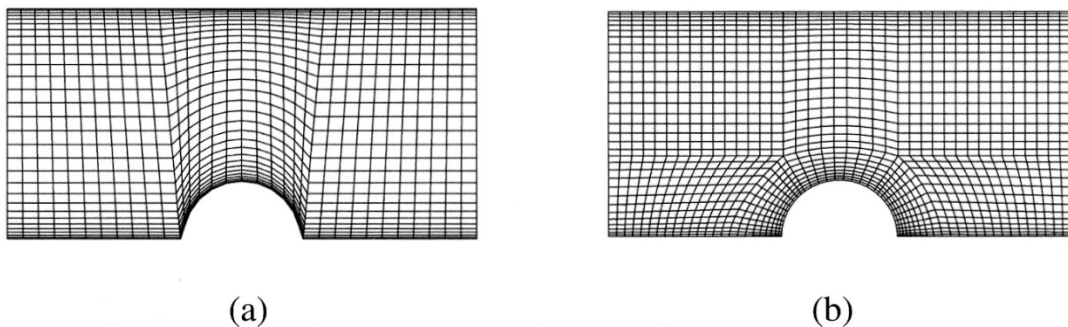


Figura 3.5: Esempi di griglie strutturate curvilinee: (a) monoblocco; (b) multiblocco.

Dal punto di vista logico, sono identiche alle griglie strutturate cartesiane, sebbene la non-ortogonalità introduca maggiori complessità nell'implementazione e quindi maggiori costi computazionali. Esse sono caratterizzate da una maggiore flessibilità geometrica rispetto alle precedenti; infatti, un solo blocco è sufficiente a descrivere domini di calcolo che non possono essere discretizzati con griglie strutturate cartesiane (*Figura 3.5(a)*). La loro flessibilità geometrica e la loro qualità aumentano utilizzando più blocchi contigui (*Figura 3.5(b)*). Esiste anche una variante, meno onerosa dal punto di vista computazionale ed in generale più accurata (dal punto di vista della soluzione), in cui le famiglie di linee curve sono mutuamente ortogonali; essa, tuttavia, è meno flessibile dal punto di vista geometrico.

3.3.1.2 GRIGLIE NON STRUTTURATE

Le griglie non strutturate sono le più flessibili dal punto di vista geometrico e quindi in generale le più adatte a trattare le geometrie complesse d'interesse industriale (*Figura 3.6*).

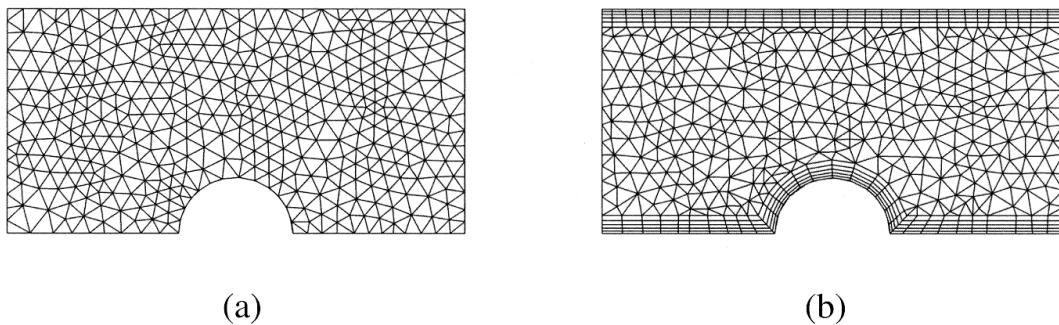


Figura 3.6: Esempi di griglie non strutturate: (a) tetraedrica; (b) ibrida.

Un altro vantaggio di tali griglie di calcolo è rappresentato dalla facilità con la quale è possibile addensare la griglia nelle zone d'interesse, anche in modo automatico durante il processo di risoluzione (griglie adattive). I loro svantaggi sono la maggiore complessità nell'implementazione, e quindi il maggiore onere computazionale, e la minore accuratezza rispetto alle griglie strutturate, specie se queste sono orientate nella direzione principale del flusso.

L'adozione di griglie non strutturate tetraedriche presenta un inconveniente. Nella simulazione di flussi turbolenti con modelli RANS o LES (vedi paragrafo 3.4) che non utilizzino funzioni di parete (vedi paragrafo 3.4.1.3), i nodi più vicini alle pareti solide devono trovarsi ad una distanza adimensionale y^+ da queste ultime compresa in un range opportuno. Ciò si traduce quasi sempre nella necessità di schiacciare i primi elementi in prossimità delle pareti, poiché l'utilizzo di griglie di calcolo equi spaziate porterebbe ad un aumento intollerabile del numero di elementi. La molecola di calcolo risulta allora molto deformata, come illustrato in *Figura 3.7(a)*, e questo peggiora la convergenza del calcolo (ed in casi estremi porta alla divergenza) e riduce l'accuratezza (che aumenta per griglie prossime all'ortogonalità).

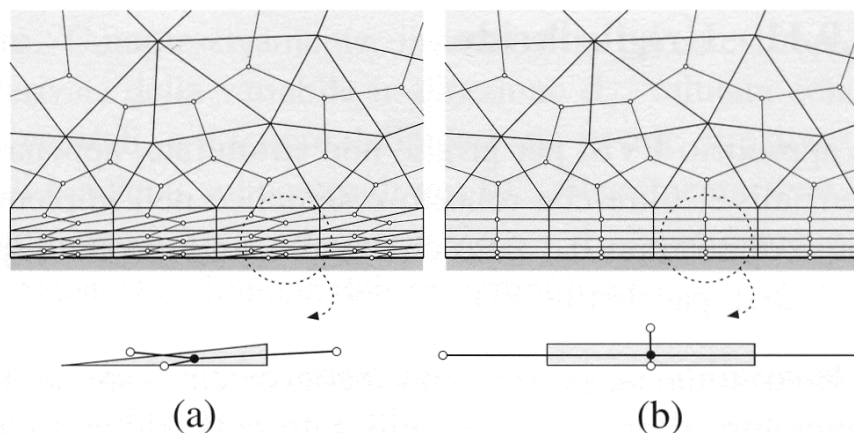


Figura 3.7: Particolare di una griglia non strutturata in prossimità di una parete solida: (a) tetraedrica; (b) ibrida.

Una possibile soluzione a questi problemi è rappresentata dall'adozione di griglie non strutturate ibride, nelle quali si utilizzano elementi prismatici o esaedrici in prossimità delle pareti ed elementi tetraedrici al centro del dominio di calcolo (figura 3.6(b)). In tal modo, come mostrato in figura 3.7(b), la molecola di calcolo è molto più regolare. L'altra possibile soluzione è quella di adottare, qualora possibile, griglie non strutturate o strutturate esaedriche.

3.3.2 DISCRETIZZAZIONE

La discretizzazione con il metodo dei volumi finiti, al fine di ottenere un'equazione algebrica per ogni volume di controllo, richiede di approssimare numericamente gli integrali di superficie e di volume che compaiono nell'equazione (3.4). Sarà inoltre necessario adottare opportune tecniche di interpolazione, per esprimere il valore delle variabili in punti diversi da quelli in cui sono definite. Tali problemi saranno oggetto di approfondimento nei due paragrafi successivi. Per semplicità, ci si limiterà a considerare il caso stazionario, per il quale la (3.4) si semplifica nella:

$$\int_A \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \int_V s dV, \quad (3.7)$$

e si farà riferimento al volume di controllo V_P di superficie A_P , costruito attorno al generico nodo P di una griglia strutturata cartesiana 2D, rappresentato in *Figura 3.8*.

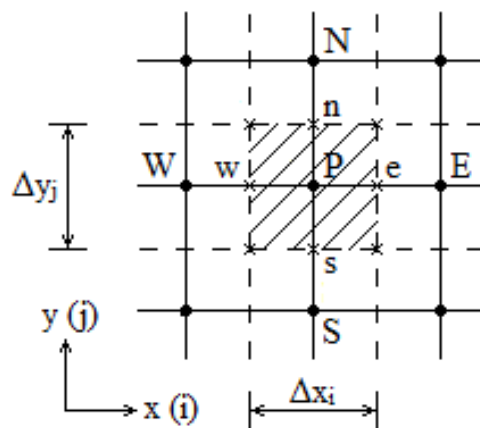


Figura 3.8: Volume di controllo per una griglia strutturata cartesiana 2D.

Secondo la notazione adottata:

- A_e, A_w, A_n ed A_s sono le superfici di V_P e nel loro insieme formano A_P ;
- e, w, n e s sono rispettivamente i centri di A_e, A_w, A_n ed A_s ;
- E, W, N e S sono i nodi dei volumi di controllo adiacenti a V_P ;
- Δx_i e Δy_j sono le dimensioni del generico volume di controllo, rispettivamente lungo gli assi x ed y .

3.3.2.1 INTEGRALI DI SUPERFICIE E DI VOLUME

Il flusso della variabile ϕ attraverso A_P è dato dalla somma dei flussi di ϕ attraverso A_e, A_w, A_n ed A_s :

$$\int_{A_P} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \sum_k \int_{A_k} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA \quad (3.8)$$

Nel seguito, sarà sufficiente considerare solo la superficie A_e ; espressioni analoghe a quelle che si troveranno per tale superficie si possono infatti ricavare anche per le altre, con opportune sostituzioni degli indici.

Per calcolare l'integrale di superficie $\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA$ in modo esatto, sarebbe necessario

conoscere il valore della funzione integranda $\vec{J}'' \cdot \vec{n} = J''$ in ogni punto della superficie.

Ciò tuttavia non è possibile, poiché ϕ , e quindi anche i flussi ad essa associati, sono noti solo nei nodi; per tale ragione, è necessario introdurre due approssimazioni:

- l'integrale di superficie viene espresso in funzione di uno o più valori della funzione integranda sulla superficie;
- i valori della funzione integranda sulla superficie vengono approssimati per mezzo dei valori nodali della funzione stessa (vedi paragrafo successivo).

L'approssimazione più semplice dell'integrale di superficie è basata sulla formula del punto medio; l'integrale viene approssimato con il prodotto del valore della funzione integranda nel centro della superficie (che approssima il valore medio della funzione sulla superficie) per l'area di quest'ultima:

$$\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA = \overline{J''} A_e \approx J''_e A_e . \quad (3.9)$$

Si può dimostrare che l'approssimazione così ottenuta è del secondo ordine, cioè l'errore commesso, se la suddivisione del dominio di calcolo è sufficientemente fine, si riduce con il quadrato della dimensione della superficie, $(\Delta y)^2$.

Per ottenere approssimazioni di ordine più elevato (e quindi di accuratezza maggiore), è necessario conoscere il valore della funzione integranda in più punti della superficie.

Per quanto riguarda il calcolo dell'integrale di volume $\int_{V_P} s dV$, l'approssimazione più semplice dell'integrale è data dal prodotto del valore della funzione integranda s nel nodo del volume di controllo (che approssima il valore medio della funzione sul volume di controllo) per il volume di quest'ultimo:

$$\int_{V_P} s dV = \overline{s} V_P \approx s_P V_P . \quad (3.10)$$

Poiché tutte le variabili sono definite nel nodo del volume di controllo, non è necessario effettuare alcuna interpolazione. L'approssimazione data dalla (3.10) è esatta se la funzione integranda è costante o varia linearmente all'interno del volume di controllo; diversamente, si può dimostrare che è affetta da un errore del secondo ordine.

Come detto per gli integrali di superficie, per ottenere approssimazioni di ordine più elevato, è necessario conoscere il valore della funzione integranda in più punti, diversi dai nodi.

3.3.2.2 TECNICHE DI INTERPOLAZIONE

Come visto in precedenza, la valutazione degli integrali richiede di conoscere il valore delle variabili in punti diversi (centri delle superfici dei volumi di controllo) da quelli in cui sono definite (nodi). In particolare, la valutazione dell'integrale di superficie $\int_{A_e} \vec{J}'' \cdot \vec{n} dA$ richiede di conoscere il valore della funzione integranda

$\vec{J}'' \cdot \vec{n} = J'' = J_c'' - J_d''$ nel centro della superficie. Per calcolare il valore dei flussi specifici convettivo $J_c'' = \rho \vec{\phi} \cdot \vec{n}$ e diffusivo $J_d'' = \Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n}$ di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, assumendo noti il campo di velocità e le proprietà termofisiche, è necessario individuare il valore di ϕ e della componente del gradiente di ϕ normale alla superficie, al centro di essa. Per ottenere tali informazioni, bisogna quindi ricorrere ad interpolazioni.

Il valore del flusso specifico diffusivo di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, è dato da:

$$J_{d,e}'' = (\Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n})_e = \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e . \quad (3.11)$$

Esso viene solitamente valutato ipotizzando una variazione lineare di ϕ fra i nodi :

$$\phi_e = \lambda_{e,PE} \phi_E + (1 - \lambda_{e,PE}) \phi_P , \quad (3.12)$$

dove:

$$\lambda_{e,PE} = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P} \quad (3.13)$$

è il coefficiente di interpolazione. Si può dimostrare che la (3.12) è accurata al secondo ordine, cioè l'errore commesso è proporzionale al quadrato della dimensione della griglia, anche per griglie non uniformi. Si tratta dello schema del secondo ordine più semplice, il cosiddetto Central Difference Scheme (CDS).

Il valore della componente del gradiente di ϕ normale alla superficie, al centro di essa, viene quindi approssimato come:

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_e \approx \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} . \quad (3.14)$$

L'approssimazione (3.14) è anch'essa del secondo ordine, ma solo per griglie uniformi. Per griglie non uniformi, l'accuratezza formale diventa del primo ordine, ma si può tuttavia dimostrare che, se il fattore di espansione della griglia $\Delta x_i / \Delta x_{i+1}$ non si discosta molto dall'unità, l'accuratezza del secondo ordine viene preservata. Schemi più accurati si possono ottenere utilizzando interpolazioni di ordine più elevato. Tuttavia, è opportuno osservare che:

- nella pratica applicativa ed industriale, un'accuratezza pari al secondo ordine è in genere ritenuta adeguata e pertanto, per i flussi diffusivi, viene solitamente adottata tale semplice approssimazione;
- l'utilizzo di schemi di ordine più elevato comporta un aumento dell'onere computazione, sebbene la maggiore accuratezza permetta di utilizzare griglie più rade. Ciò a causa della maggiore dimensione della molecola di calcolo, cioè del maggior numero di volumi di controllo coinvolti nell'espressione;
- gli schemi di ordine più elevato sono più sensibili ad eventuali fenomeni di instabilità, sono cioè in generale meno robusti;
- le approssimazioni di ordine più elevato non garantiscono necessariamente una soluzione più accurata; questa si ottiene solo quando la griglia è sufficientemente fine, per catturare in modo adeguato la soluzione. Per determinare quando ciò accade, è necessario ricorrere in modo sistematico al raffinamento della griglia, cioè effettuare il calcolo su due o più griglie via via più fini. Tale pratica è però difficile da seguire, per ragioni di costi e tempi, in problemi industriali, caratterizzati spesso da geometrie e modelli fisici complessi.

Il valore del flusso specifico convettivo di ϕ attraverso la superficie, nel centro di quest'ultima, è dato da:

$$J''_{c,e} = (\rho \bar{\phi} \bar{u} \cdot \bar{n})_e = (\rho \phi u)_e, \quad (3.15)$$

dove u_e è il valore della componente del vettore velocità \bar{u} normale alla superficie, al centro di essa.

La strategia più semplice per la determinazione del valore di ϕ nel centro della superficie è basata nuovamente sull'interpolazione lineare (3.12). Come detto in precedenza, tale espressione ha un'accuratezza del secondo ordine, ritenuta adeguata nella gran parte dei casi. Si può inoltre dimostrare che il CDS presenta un'altra importante proprietà, cioè l'assenza di diffusione numerica (vedi seguito), che rappresenta il problema principale di molti schemi per il trattamento dei flussi convettivi. Per tale ragione, nonostante la sua semplicità, è spesso utilizzato nella simulazione di flussi turbolenti con modelli LES (vedi paragrafo 3.4). Tuttavia, l'utilizzo di questo schema, in particolare in problemi applicativi caratterizzati da valori elevati del numero di Reynolds, può dar luogo ad oscillazioni numeriche e/o instabilità, che lo rendono quindi inutilizzabile. Pertanto, sono stati sviluppati alcuni schemi che non presentano tale inconveniente.

Il più semplice è il cosiddetto Upwind Difference Scheme (UDS), così chiamato poiché si assume che il valore di ϕ nel centro della superficie sia uguale a quello nel nodo a monte:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P & \text{se } (\bar{u} \cdot \bar{n})_e > 0 \\ \phi_E & \text{se } (\bar{u} \cdot \bar{n})_e < 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

Questo schema garantisce l'assenza di oscillazioni, ma introduce però una rilevante diffusione numerica, che va ad aggiungersi al flusso diffusivo vero e proprio, con conseguente alterazione della soluzione. Infatti, nell'ipotesi $(\vec{u} \cdot \vec{n})_e > 0$, lo sviluppo in serie di Taylor nell'intorno di P fornisce:

$$\phi_e = \phi_P + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_P (x_e - x_P) + \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_P \frac{(x_e - x_P)^2}{2} + \dots, \quad (3.17)$$

da cui si vede che l'UDS contiene solo il primo termine a destra della (3.17) ed ha quindi un'accuratezza del primo ordine, mentre l'errore di troncamento (secondo termine a destra della (3.17)) ricorda proprio l'espressione (3.11) del flusso diffusivo. Ricordando la (3.15), risulta pertanto che tale schema introduce un falso flusso diffusivo dato da:

$$J''_{Num} = \Gamma_{Num} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_P, \quad (3.18) \quad \text{con } \Gamma_{Num} = (\rho u)_e \frac{\Delta x_P}{2}.$$

La diffusione numerica indotta dall'UDS aumenta inoltre nei casi in cui le linee di corrente non siano allineate alla griglia. Può addirittura accadere che, per problemi con elevato numero di Reynolds e limitata risoluzione spaziale, il valore della diffusione numerica superi quello reale, con il risultato che il numero di Reynolds effettivo sia molto inferiore a quello desiderato. Nonostante ciò, l'UDS (o l'Hybrid, nel quale si utilizza il CDS nei casi in cui il flusso convettivo sia modesto, passando all'UDS negli altri casi) è molto diffuso nei software commerciali per la CFD.

Oltre a ragioni di semplicità ed assenza di oscillazioni numeriche, che fornisce maggiori garanzie di ottenere una prima soluzione (approssimata) del problema, il suo utilizzo si rivela particolarmente conveniente nell'avviamento della simulazione in casi difficili, continuando poi con schemi più accurati.

Schemi convettivi di ordine più elevato si ottengono, in analogia a quanto detto per i flussi diffusivi, utilizzando funzioni più complesse per descrivere l'andamento di ϕ . Sebbene più robusti del CDS, ed allo stesso tempo più accurati dell'UDS, tali schemi possono comunque dar luogo ad oscillazioni non fisiche della soluzione.

3.3.2.3 EQUAZIONE ALGEBRICA FINALE

Sulla base di quanto visto, nel caso stazionario 2D considerato, l'equazione algebrica finale per il volume di controllo V_P è :

$$A_P\phi_P + A_E\phi_E + A_W\phi_W + A_N\phi_N + A_S\phi_S = S_P , \quad (3.19)$$

dove le espressioni di A_P , A_E , A_W , A_N , A_S e S_P dipendono dagli schemi adottati per i termini convettivo e diffusivo e dalle relazioni utilizzate per la valutazione degli integrali.

Il sistema lineare di equazioni algebriche, risultante dall'applicazione della (1.19) a ciascun volume di controllo interno al dominio di calcolo e delle condizioni al contorno ai volumi di controllo sul contorno del dominio stesso, può essere scritto in forma compatta come:

$$\overline{\overline{A}}\vec{\phi} = \vec{S} , \quad (3.20)$$

dove $\overline{\overline{A}}$ è la matrice dei coefficienti, $\vec{\phi}$ è il vettore delle incognite e \vec{S} è il vettore dei termini noti.

Nei software commerciali per la CFD, i sistemi lineari vengono risolti ricorrendo a metodi di tipo iterativo, nei quali si parte da una soluzione approssimata di primo tentativo e la si migliora iterativamente fino al livello desiderato. Se il costo computazionale della singola iterazione è basso ed il numero di iterazioni necessarie è modesto, i metodi iterativi possono essere meno onerosi di quelli diretti.

Inoltre, la minore memoria richiesta dai metodi iterativi permette di affrontare problemi di maggiore complessità o di migliorare l'accuratezza della soluzione, a seguito di una discretizzazione spaziale più fine.

Considerando il precedente sistema lineare, si può affermare che, dopo n iterazioni, si avrà una soluzione approssimata $\vec{\phi}^n$, che non soddisfa la (3.20) in modo esatto; ciò significa che vi sarà un residuo:

$$\vec{r}^n = \vec{S} - \overline{\overline{A}}\vec{\phi}^n . \quad (3.21)$$

L'obiettivo di un metodo iterativo è quello di ridurre progressivamente, in teoria fino a zero, il residuo.

Durante la fase di simulazione, molti software per la CFD propongono la visualizzazione continua, grafica e numerica, dei residui matematici delle variabili principali, suggerendo spesso, come criterio di convergenza alla soluzione, il raggiungimento di valori di soglia preimpostati. Tali residui rappresentano la media matematica delle differenze, variamente ottenibili, fra i risultati di iterazioni successive.

3.4 MODELLI DI TURBOLENZA

In qualunque problema fluidodinamico, per risolvere in modo diretto le equazioni del moto, occorre discretizzare il dominio di calcolo con una griglia le cui maglie devono essere più piccole delle scale dimensionali delle strutture spaziali significative del campo di moto da risolvere. Inoltre, il dominio temporale d'interesse deve essere discretizzato con intervalli sufficientemente piccoli da seguire l'andamento temporale delle varie grandezze.

Se il numero di Reynolds (rapporto fra forze inerziali e forze viscosi) è abbastanza piccolo, il moto è laminare e le strutture spaziali significative del campo di moto hanno dimensioni dello stesso ordine di grandezza delle strutture fisiche presenti nel dominio di calcolo (pareti, ostacoli, ecc.). Inoltre, per condizioni al contorno stazionarie, il problema ammette quasi sempre una soluzione stazionaria o periodica (preceduta eventualmente da un transitorio iniziale, secondo le condizioni iniziali scelte). In questo caso, quindi, è quasi sempre possibile raggiungere una sufficiente risoluzione spazio-temporale ed ottenere una soluzione indipendente dalla discretizzazione utilizzata.

Per valori elevati del numero di Reynolds, il moto del fluido diventa turbolento. In tal caso, il campo di moto è sempre dipendente dal tempo (anche in presenza di condizioni al contorno stazionarie), dipende in modo critico dalle condizioni iniziali ed è privo (istantaneamente) di simmetrie spaziali, anche se il problema presenta simmetrie geometriche. Le strutture spaziali del campo di moto (vortici) coprono un intervallo di scale dimensionali che va dalla scala delle strutture fisiche presenti nel dominio di calcolo a quella dei vortici dissipativi (piccoli vortici), in cui l'energia cinetica turbolenta viene dissipata in calore dagli attriti viscosi. Questo intervallo di scale dimensionali si estende all'aumentare del numero di Reynolds e, per moti pienamente turbolenti, copre in genere diversi ordini di grandezza. Pertanto, è difficile raggiungere una risoluzione spazio-temporale tale da simulare adeguatamente il trasferimento di energia cinetica turbolenta dalle più grandi scale dimensionali a quelle dissipative. Benché le equazioni del moto continuo a descrivere in linea di principio la fisica del problema, la loro risoluzione diretta presenta gravi difficoltà.

Molti problemi d'interesse pratico sfuggono e sfuggiranno ancora per molto tempo, nonostante il rapido aumento della potenza di calcolo dei calcolatori elettronici, alla possibilità di simulazioni dirette; ciò giustifica il ricorso a modelli di turbolenza.

Si possono individuare due approcci fondamentali alla modellazione della turbolenza:

- la Large Eddy Simulation (LES);
- i modelli Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).

La LES è un approccio alla modellazione della turbolenza basato sul filtraggio spaziale del campo di moto. La giustificazione teorica di tale approccio poggia sulla constatazione che, in un moto turbolento, le strutture spaziali di più grande scala dimensionale del campo di moto (grandi vortici), che sono le principali responsabili del trasporto di energia cinetica turbolenta, non si prestano ad essere modellate in forma generale (in quanto sono altamente anisotrope e variano considerevolmente da moto a moto, poiché dipendono dalle condizioni al contorno e dalla geometria del problema) e vanno quindi preferibilmente simulate in modo esplicito; le strutture spaziali di piccola scala, invece, prossime alla soglia dissipativa, sono tendenzialmente isotrope ed universali (indipendenti cioè dallo specifico problema), per cui si prestano meglio ad essere modellate in modo semplificato.

I modelli RANS saranno oggetto di approfondimento nel paragrafo successivo.

3.4.1 MODELLI RANS

Le equazioni RANS, alla base delle simulazioni più convenzionali della turbolenza, sono versioni filtrate rispetto al tempo delle equazioni del moto.

Il filtro utilizzato è la media di lungo periodo, per cui la generica grandezza turbolenta $\varphi(\vec{x}, t)$, funzione dello spazio (\vec{x} è il vettore posizione, di componenti x_i , $i = 1, 2, 3$) e del tempo, risulta decomposta in componente media:

$$\bar{\varphi}(\vec{x}, t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \varphi(\vec{x}, \tau) d\tau, \quad (3.22)$$

dove T è il tempo di media, e componente fluttuante:

$$\varphi'(\vec{x}, t) = \varphi(\vec{x}, t) - \bar{\varphi}(\vec{x}, t). \quad (3.23)$$

Se il limite nella (3.22) esiste, esso risulta indipendente dall'istante iniziale t, sicché il campo mediato perde del tutto la sua dipendenza dal tempo e si può scrivere $\bar{\varphi}(\vec{x}, t) = \bar{\varphi}(\vec{x})$, $\varphi'(\vec{x}, t) = \varphi(\vec{x}, t) - \bar{\varphi}(\vec{x})$. È necessario a tal fine che il moto sia globalmente (statisticamente) stazionario.

Occorre tener presente che tutti i modelli di turbolenza sviluppati a partire dalla decomposizione di Reynolds valgono, a rigore, solo sotto l'ipotesi di stazionarietà del moto medio. La loro applicazione a problemi per cui non esista il limite nella (3.22) (transitori) è concettualmente malferma e può dar luogo ad errori. Nel seguito, si supporrà che tale ipotesi sia soddisfatta.

Si consideri, per semplicità, il flusso incomprimibile di un fluido newtoniano a viscosità costante e si trascurino le forze di massa agenti sul fluido.

Utilizzando la notazione tensoriale con la convenzione di Einstein (somma implicita su indici ripetuti), l'equazione di continuità e la componente i-esima dell'equazione di conservazione della quantità di moto si possono allora scrivere come:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1.24)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (3.25)$$

dove u_i , $i = 1, 2, 3$, sono le componenti del vettore velocità \bar{u} , p è la pressione, ρ è la densità e μ è la viscosità dinamica.

Sostituendo la generica variabile φ con la sua decomposizione $\bar{\varphi} + \varphi'$ e filtrando poi le equazioni (tenendo conto della commutatività fra filtraggio e derivate parziali), si ottengono le equazioni mediate nel tempo:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]. \quad (3.27)$$

Al secondo membro della (3.27) compaiono nuovi termini, assimilabili a sforzi tangenziali, detti sforzi di Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}. \quad (3.28)$$

Il problema della chiusura delle equazioni RANS si riconduce a quello di esprimere i termini τ_{ij} in funzione di quantità medie.

3.4.1.1 MODELLI A VISCOSITÀ TURBOLENTA

I modelli a viscosità turbolenta sono basati sull'ipotesi di Boussinesq (ipotesi di diffusione per gradiente della quantità di moto), che istituisce un'analogia fra diffusione viscosa e diffusione turbolenta di quantità di moto, espressa dalle relazioni:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right), \quad (3.29)$$

dove μ_t è la viscosità turbolenta. A differenza della viscosità dinamica, μ_t non è una proprietà fisica del fluido, ma una proprietà del moto.

Tenendo conto della (3.29) ed introducendo la viscosità effettiva $\mu_e = \mu + \mu_t$, la (3.27) può essere riscritta come:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (3.30)$$

Esistono modelli algebrici che forniscono direttamente la viscosità turbolenta in funzione delle variabili medie, senza ricorrere ad equazioni differenziali. Se implementati in software per la CFD, essi comportano un aggravio computazionale trascurabile rispetto a problemi laminari. D'altra parte, si tratta in generale di modelli ad hoc, ottimizzati per specifici problemi, ma contenenti un rilevante numero di parametri empirici o semiempirici. Essi poggiano sulla teoria degli strati limite in equilibrio, come esposta nel classico lavoro di Schlichting, e sono difficilmente applicabili a problemi completamente 3D, implicanti, ad esempio, separazione e ricircolazione.

Una generalità molto maggiore si ottiene con i modelli differenziali, in cui una o più grandezze caratteristiche della turbolenza sono ottenute risolvendo opportune equazioni di trasporto.

Nei modelli differenziali, un'equazione di trasporto riguarda sempre l'energia cinetica turbolenta $k = \frac{1}{2}(\overline{u'_i u'_i})$; essa assume la forma:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \varepsilon, \quad (3.31)$$

dove $\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} \right)$ è la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta, con ν viscosità cinematica, e σ_k è una costante.

La teoria di Kolmogorov della turbolenza permette di costruire la scala di lunghezza caratteristica dei vortici turbolenti come:

$$l = C_\mu \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \quad (3.32)$$

dove C_μ è una costante.

Supposte note sia k che l (o ε), la viscosità turbolenta può essere espressa, sulla base di considerazioni dimensionali, come $\mu_t \approx \rho l k^{1/2}$, ovvero, tenendo conto della (3.32), come:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.33)$$

che è la relazione di Prandtl-Kolmogorov.

Sono ora possibili due alternative:

- modelli ad una equazione: in questi, ε o l sono assegnate algebricamente in funzione delle caratteristiche del moto medio. L'unica equazione di trasporto rimane quindi la (1.31), relativa a k . Tali modelli hanno trovato in passato ampia applicazione nell'ambito di problemi di strato limite, ma sono stati estesi, con espressioni più o meno ad hoc per ε o l , anche a problemi più complessi, implicanti separazione e ricircolazione. Valgono per essi, sia pure in misura minore, le stesse riserve espresse a proposito dei modelli puramente algebrici;

- modelli a due equazioni: in questi, anche ε (o, più raramente, l o altre quantità a queste riconducibili) viene ottenuta risolvendo un'equazione differenziale di trasporto. Si ottiene così una maggiore generalità ed una minore dipendenza da assunzioni empiriche, a prezzo di una maggiore complessità e di un maggior onere computazionale.

3.4.1.2 MODELLO k- ε

Fra i modelli a viscosità turbolenta a due equazioni, quello che ha avuto il maggior successo, diventando un modello di riferimento in tutti gli studi della turbolenza, è il modello k- ε , inizialmente proposto dal gruppo dell'Imperial College di Londra e successivamente evolutosi in una vasta famiglia di varianti e generalizzazioni.

Nella versione base, la seconda equazione di trasporto riguarda la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε ed assume la forma:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (3.34)$$

dove σ_ε , C_1 e C_2 sono delle costanti.

I valori di consenso sulle varie costanti che figurano nel modello sono $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$ e $C_\mu = 0.09$, ottenuti con una giudiziosa miscela di considerazioni asintotiche e confronti con risultati sperimentali o con soluzioni esatte per un vasto insieme di problemi.

Negli oltre trent'anni trascorsi dalla sua introduzione, il modello k- ε ha avuto innumerevoli applicazioni ed è oggi implementato in tutti i software per la CFD in grado di trattare flussi turbolenti. Di tutti i modelli basati su medie temporali, esso rappresenta probabilmente il miglior compromesso fra generalità, accuratezza dei risultati, semplicità d'implementazione e stabilità computazionale.

I problemi maggiori nell'utilizzo del modello k- ε sono legati da una parte alla sua natura di modello a viscosità turbolenta, dall'altra alla difficoltà di coprire con un unico set di costanti di calibrazione tutto l'arco dei possibili problemi turbolenti.

Difficoltà del primo tipo includono, ad esempio, l'impossibilità di predire correttamente moti secondari legati all'anisotropia degli sforzi turbolenti normali e non possono essere eliminate con semplici aggiustamenti. Fra le difficoltà del secondo tipo vanno ricordate la sistematica sottostima della lunghezza di riattacco in flussi separati e la sistematica sovrastima del tasso di dispersione laterale di getti sommersi. Sono state proposte numerose correzioni al modello base, che spesso si riducono a sostituire la costante C_1 con una funzione delle condizioni locali.

3.4.1.3 FUNZIONI DI PARETE

Le equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e della sua velocità di dissipazione ε (3.31) e (3.34) e la relazione di Prandtl-Kolmogorov (3.33), che esprime la viscosità turbolenta μ_t in funzione di queste due quantità, non sono rigorosamente applicabili alla regione di parete (strato limite) ed in particolare al substrato viscoso (laminare). Nel contesto del modello k - ε e dei modelli ad esso riconducibili, al problema sono state date due soluzioni radicalmente alternative:

- funzioni di parete: la griglia di calcolo non risolve il substrato viscoso, ma le condizioni al contorno, che legano la velocità nel nodo più vicino alla parete con lo sforzo tangenziale di parete, sono formulate in modo da tener conto dell'esistenza di tale substrato (*Figura 3.9(a)*);
- modelli a basso numero di Reynolds: la griglia di calcolo risolve in modo dettagliato il substrato viscoso di parete, ma le equazioni di trasporto di k ed ε e la relazione di Prandtl-Kolmogorov sono riformulate, in modo da rimanere valide anche in tale regione (*Figura 3.9(b)*).

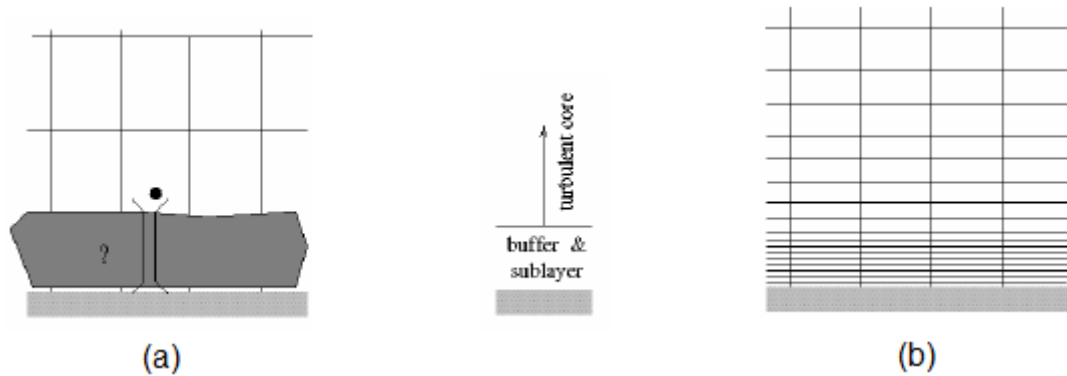


Figura 3.9: Approccio basato sull'utilizzo di: (a) funzioni di parete; (b) modelli a basso numero di Reynolds.

Si consideri qui il primo approccio, riservando al secondo il paragrafo successivo. Classicamente, si assume che in prossimità di pareti solide esista un substrato lineare viscoso, in cui il trasferimento di quantità di moto è controllato dalla diffusività molecolare ed il profilo di velocità è funzione lineare della distanza y dalla parete. Tale substrato è seguito da una regione esterna dello strato limite, caratterizzata da un profilo di velocità che varia logicamente con y .

Utilizzando la velocità di attrito $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$, dove τ_w è lo sforzo tangenziale di parete,

come scala di velocità e $\frac{y}{u_\tau}$ come scala di lunghezza (scale di parete), restano

definite le variabili adimensionali $y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu}$ (distanza adimensionale dalla parete) ed

$u^+ = \frac{u}{u_\tau}$ (velocità adimensionale parallela alla parete), dove u è la velocità parallela alla parete.

Nel caso di pareti lisce, valgono allora i profili universali di velocità:

$$u^+ = y^+ \text{ per } y^+ \leq y_v^+, \quad (3.35)$$

$$u^+ = \frac{\ln(Ey^+)}{\kappa} \text{ per } y^+ > y_v^+, \quad (3.36)$$

dove $y_v^+ \approx 11$ è lo spessore adimensionale del substrato viscoso e $\kappa \approx 0.42$ ed $E \approx 9.8$ sono delle costanti.

Si supponga ora nota la velocità u_P nel nodo P più vicino alla parete, posto a distanza y_P dalla parete stessa. Le (3.35) e (3.36) possono essere riscritte come equazioni in u_τ :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\mu u_P}{y_P}} \quad \text{se } u_P y_P \leq \nu (y_v^+)^2, \quad (3.37)$$

$$u_\tau = \frac{\kappa u_P}{\ln\left(\frac{E y_P u_\tau}{\nu}\right)} \quad \text{se } u_P y_P > \nu (y_v^+)^2, \quad (3.38)$$

dalle quali si può ricavare u_τ e quindi $\tau_w = \rho u_\tau^2$. Poiché l'approccio basato sull'utilizzo di funzioni di parete prevede che P sia collocato nella regione logaritmica (esterna) dello strato di parete (indicativamente, P deve essere caratterizzato da un $y^+ > 20$), varrà la (3.38), che è un'equazione trascendente in u_τ , da risolversi, ad esempio, iterativamente. La relazione fra τ_w ed u_P che si viene così a determinare

sostituisce la relazione viscosa (3.37), che può anche essere scritta come $\tau_w = \frac{\mu u_P}{y_P}$

e che traduce, nel caso di moto laminare o di nodi ricadenti nel substrato viscoso, la condizione di non scorrimento. In ciò consiste, in sostanza, il concetto di funzioni di parete. Tale metodo è utilizzato oggi nella maggioranza dei software che prevedano l'impiego del modello k- ϵ o di modelli simili.

L'utilizzo di funzioni di parete e profili universali di velocità in problemi diversi da semplici strati limite in equilibrio locale (gradienti avversi di pressione, variazioni di sezione, moti complessi 3D) è certamente discutibile.

Il problema più critico riguarda i moti con separazione e ricircolo ed in particolare le regioni di riattacco di shear layers separati, in cui lo sforzo tangenziale di parete e la velocità media parallela alla parete si annullano, mentre le velocità fluttuanti e l'energia cinetica turbolenta raggiungono valori elevati; in tali regioni, u_τ è una scala inadeguata dei profili di velocità. Sono state quindi proposte in letteratura svariate modifiche e generalizzazioni del modello base sopra descritto.

Sono state proposte anche funzioni di parete più complesse, basate su modelli a tre o più regioni dello strato di parete; ad esempio, alcuni autori distinguono un substrato viscoso per $y^+ \leq 5$, una regione esterna pienamente turbolenta per $y^+ > 30$ ed una regione intermedia (buffer layer) per $5 < y^+ \leq 30$ (Figura 3.10).

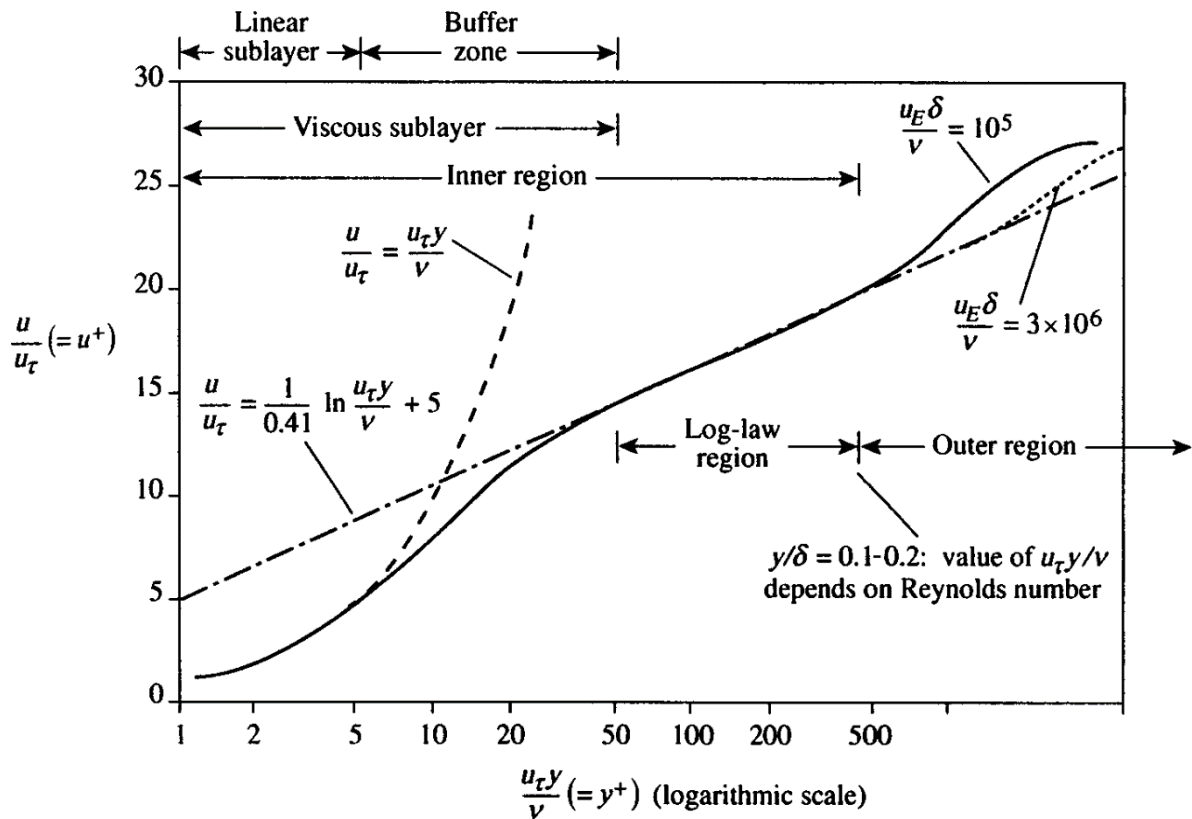


Figura 3.10: Regioni di uno strato limite turbolento.

3.4.1.4 MODELLI A BASSO NUMERO DI REYNOLDS

Un metodo del tutto diverso da quello basato sui profili universali di velocità, per trattare le regioni di parete di flussi turbolenti, consiste nell'adozione di modelli a basso numero di Reynolds.

Numerosi modelli di questa famiglia possono essere considerati varianti del k-ε. In tutti, la relazione di Prandtl-Kolmogorov (3.33) viene riscritta come:

$$\mu_t = \rho f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (3.39)$$

con l'esplicita inclusione di un fattore di smorzamento f_μ , che tiene conto dell'attenuazione delle scale della turbolenza in prossimità di pareti solide. Inoltre, l'equazione di trasporto per la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta (3.34) viene opportunamente riformulata. Le diverse versioni del modello k-ε per basso numero di Reynolds presentate differiscono per la forma della funzione f_μ .

In tutti i modelli a basso numero di Reynolds, il substrato viscoso deve essere esplicitamente risolto dalla griglia di calcolo; è anzi opportuno che esso includa numerosi nodi (10÷15). Indicativamente, il nodo più vicino alla parete deve essere caratterizzato da un $y^+ < 2$. Le condizioni di non scorrimento vengono imposte direttamente, senza ricorso a funzioni di parete.

3.4.1.5 MODELLI ALGEBRICI DEGLI SFORZI DI REYNOLDS

Un limite comune a tutti i modelli a viscosità turbolenta è che, in base all'equazione (3.29), il tensore degli sforzi turbolenti (o almeno la sua parte deviatorica) risulta di necessità allineato con il tensore della velocità di deformazione. Inoltre, non si fa distinzione fra i tre sforzi turbolenti normali $\overline{u_1'^2}$, $\overline{u_2'^2}$ ed $\overline{u_3'^2}$, conglobandoli in un'energia cinetica turbolenta k di natura scalare; risulta quindi impossibile la predizione di effetti, come i moti secondari in canali rettangolari, che nascono dall'asimmetria fra questi sforzi.

Un primo possibile rimedio consiste nel rinunciare all'ipotesi di una viscosità turbolenta, modellando separatamente i sei sforzi turbolenti indipendenti τ_{ij} come funzioni algebriche del campo di moto medio, oltre che di k ed ε . Queste ultime due grandezze scalari, a loro volta, sono ottenute risolvendo opportune equazioni di trasporto, del tipo delle (3.31) e (3.34). Si ottengono così i modelli algebrici degli sforzi di Reynolds.

3.4.1.6 MODELLI DIFFERENZIALI DEGLI SFORZI DI REYNOLDS

La soluzione più rigorosa ai problemi che nascono dal concetto di viscosità turbolenta consiste nel risolvere esplicitamente equazioni di trasporto separate per le sei componenti indipendenti del tensore degli sforzi turbolenti τ_{ij} .

I modelli differenziali degli sforzi di Reynolds (modelli del secondo ordine) danno luogo ad espressioni assai complesse e richiedono un grande numero di costanti di calibrazione. Rispetto ai modelli k - ε , per problemi 3D essi richiedono la risoluzione di sei equazioni di trasporto, in luogo della singola equazione per l'energia cinetica turbolenta k , e sono quindi molto più impegnativi in termini di memoria e di tempo di calcolo. Infine, poiché i termini diffusivi del modello k - ε a viscosità turbolenta sono sostituiti da termini non diffusivi, questi modelli possono presentare problemi di stabilità numerica. Nei software commerciali che ne fanno uso, la simulazione basata su modelli differenziali viene di solito preceduta da un certo numero di iterazioni preliminari, in cui si utilizza un modello a viscosità turbolenta.

A fronte di questi svantaggi, i modelli del secondo ordine sono in grado, in linea di principio, di descrivere correttamente problemi in cui l'anisotropia degli sforzi di Reynolds giochi un ruolo. Esempi spesso citati includono la predizione corretta della lunghezza di riattacco in flussi separati, del tasso di allargamento di getti piani o circolari sommersi, della circolazione secondaria in canali non circolari e del campo di moto in problemi con rotazione.

3.5 LA SIMULAZIONE CFD NELLE TURBOMACCHINE

Agli inizi, nel settore delle turbomacchine, la CFD veniva considerata una tecnologia emergente, la sua evoluzione negli anni legata all'aumento della potenza di calcolo dei computer l'hanno resa un importante strumento nel processo di progettazione. Le considerazioni preventive sull'uso o meno del CFD non vertono più sulla capacità del metodo di essere applicato a un dato componente o una data situazione relativa alle turbomacchine, ma piuttosto quanto velocemente possa questa metodologia essere implementata, a quale costo e se possa eventualmente portare a una riduzione dei test o addirittura a una riduzione nel tempo di realizzazione del prodotto.

Nonostante i fluidi che vengono presi in considerazione siano estremamente complessi per quanto riguarda le loro caratteristiche, in molti casi la fase progettuale può includere l'utilizzo del CFD per predire accuratamente le caratteristiche del flusso in un compressore o in di una turbina. L'indagine attraverso tale metodologia, specialmente nella progettazione di turbine, permette di svolgere analisi di trasmissione di calore, argomento molto sentito per la criticità delle temperature raggiunte.

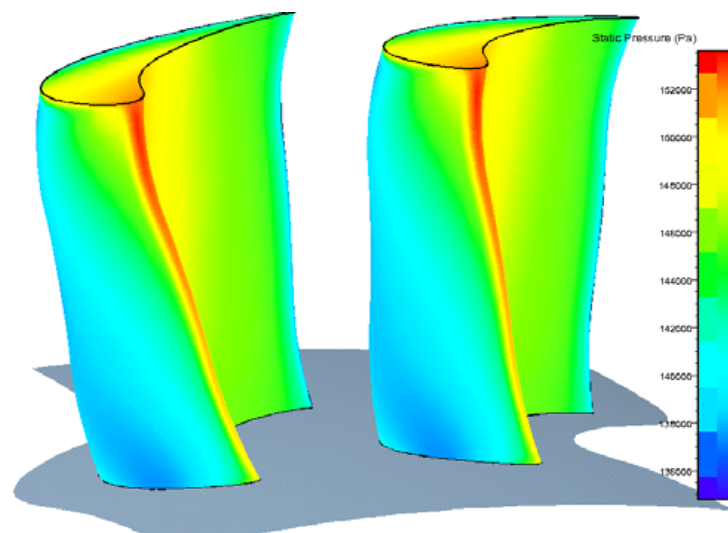


Figura 3.11: Esempio di perfezionamento nel progetto di pale con CFD:
Pala originale a sinistra, pala perfezionata a destra

Lo sviluppo dei software a favore della comprensione visuale dei risultati ha consentito al CFD di essere usato anche per migliorare la comprensione del comportamento del flusso.

Il miglioramento continuo che si può registrare come risultato di una simulazione numerica si traduce in modifiche applicabili alla progettazione delle pale come nell'esempio di *Figura 3.11*.

Il perfezionamento indotto dall'utilizzo generato sostanziali vantaggi dal punto di vista della competizione per quelle aziende che si avvalgono dei più avanzati metodi.

I principali vantaggi del suo utilizzo nello studio delle turbomacchine si possono ricondurre a:

- Previsioni relative al comportamento del flusso all'interno delle turbomacchine più accurate;
- La progettazione virtuale risulta più simile ai confini fisici che controllano il comportamento dinamico del fluido (separazione del flusso, flusso secondario).
- La visualizzazione grafica del campo di flusso porta una migliore comprensione di ciò che accade al suo interno.

Il vantaggio derivante dall' utilizzo giustifica l'alta spesa iniziale per lo sviluppo e la validazione dei metodi CFD per la progettazione e la virtualizzazione delle performance delle macchine.

Queste metodologie hanno ora raggiunto un livello di maturità tale che il loro uso è stato esteso ai diverse tipologie di turbomacchine, dalle pompe ai compressori alle turbine a vapore.

3.6 LE EQUAZIONI NEL SISTEMA DI RIFERIMENTO RELATIVO

Nello studio delle turbomacchine è indispensabile riferire il flusso nel sistema di riferimento relativo. Se ad esempio consideriamo un condotto interpolare proiettato su una superficie blade to blade (Figura 3.12), la schiera di pale si muove con velocità di trascinamento pari a ωr (ruota e noi vediamo lo sviluppo sul piano).

Indichiamo con AFR l'absolute frame of reference e con RFR il relative frame of reference. Se utilizzassi l'AFR nascerebbero dei problemi, tipo:

- Componenti di velocità $\neq 0$ in corrispondenza delle pareti (cosa non reale)
- Streamline molto deformate

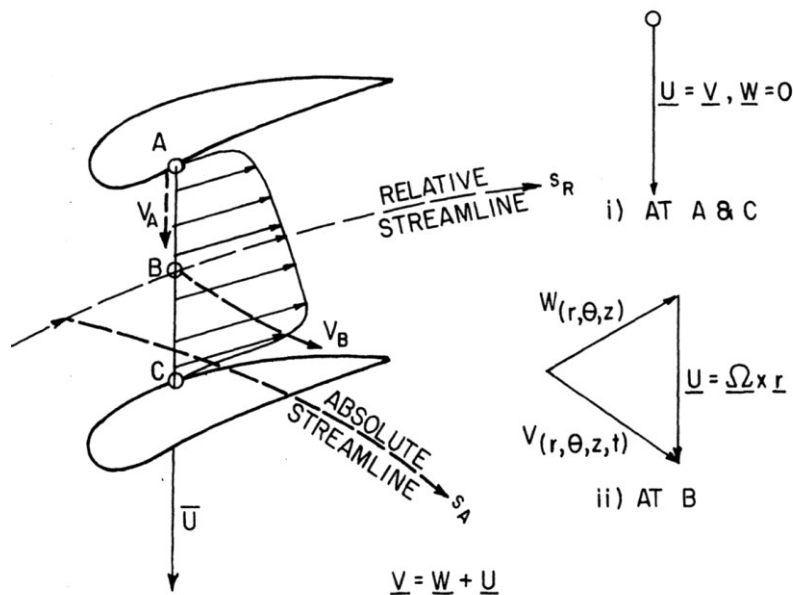


Figura 3.12: Sviluppo delle Streamline e profili di velocità assoluto e relativo (Lakshminarayana, 1996)

L'utilizzo dell'RFR permette di usare la *streamline* relativa S_r . Il profilo di velocità è lo stesso di un condotto fisso usando AFR. C'è analogia tra i profili di velocità e gli strati limite utilizzando RFR con la velocità relativa e AFR con la velocità assoluta. L'utilizzo del RFR di studiare il lavoro, e quindi la turbomacchina stessa, nell'ipotesi di stazionarietà del fluido. Per dimostrare questo partiamo dall'equazione del moto:

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = \rho \bar{g} - \nabla p \quad \rho \bar{g} = \text{trascurabile}$$

Proietto lungo S_A l'equazione

$$\frac{D\bar{V}}{Dt} = \frac{\partial V_{S_A}}{\partial t} + V_{S_A} \frac{\partial V_{S_A}}{\partial S_A} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial S_A}$$

Dalle equazioni di Maxwell

$$TdS = dh - Vdp = dh - \frac{dp}{\rho}$$

Ipotizzando il processo adiabatico

$$dh = \frac{dp}{\rho}$$

Quindi riarrangiando otteniamo

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_{S_A}}{\partial t} + V_{S_A} \cdot \frac{\partial V_{S_A}}{\partial S_A} &= -\frac{dh}{dS_A} \\ \frac{\partial V_{S_A}}{\partial t} &= -\frac{dh}{dS_A} - V_{S_A} \cdot \frac{dV_{S_A}}{\partial S_A} = -\frac{dh}{dS_A} - \frac{\partial}{\partial S_A} \left(\frac{V_{S_A}^2}{2} \right) = \\ &= -\frac{\partial}{\partial S_A} \left(h + \frac{V_{S_A}^2}{2} \right) = -\frac{\partial}{\partial S_A} h_0 \end{aligned}$$

$\partial h_0 / \partial S_A$ fisicamente rappresenta l'energia scambiata tra fluido e pala lungo la *streamline* S_A , quindi integrando si otterrebbe il lavoro trasferito al fluido.

Tuttavia se ci deve essere lavoro la velocità non può essere stazionaria perché se così fosse (velocità assoluta stazionaria) il lavoro scambiato attraverso la turbomacchina sarebbe nullo, cosa fisicamente non possibile. Ecco quindi dimostrato come non sia possibile studiare il lavoro se si utilizza AFR.

Inoltre:

$$\frac{Dh_0}{Dt} = \frac{\partial h_0}{\partial t} + V_{S_A} \frac{\partial h_0}{\partial S_A} = \frac{\partial h_0}{\partial t} - \frac{\partial V_{S_A}}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t}$$

Anche la pressione statica deve essere non stazionaria, ovvero la pressione deve variare nel tempo nel riferimento assoluto.

Se vogliamo avere una variazione di entalpia totale, il Δp non deve essere stazionario. Considerando un punto * all'interno della macchina, la sua pressione nel tempo avrà l'andamento riportato (nel riferimento assoluto).

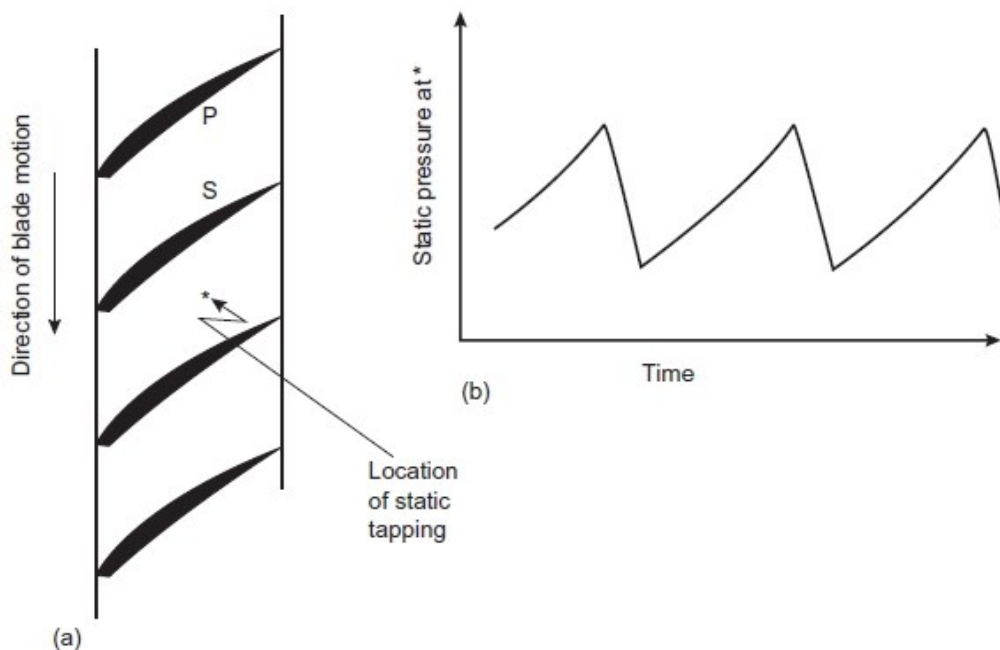


Figura 3.13: Misurazione del campo di pressione in un rotore di un compressore assiale; (a) la pressione è misurata nel punto *, (b) fluttuazioni di pressione misurate al punto *

Nel AFR la pressione è pulsante e quindi ancora una volta avremo lavoro nullo. Concludiamo dunque che non riusciamo a modellare il flusso all'interno della turbomacchina con sistema stazionario se non modifichiamo il sistema di riferimento.

Per tutti questi motivi si passa dunque al RFR. Ovviamente sarà necessario trasformare le equazioni; allo scopo ipotizziamo di avere un sistema che sta ruotando con velocità angolare $\bar{\omega}$ e analizziamo cosa accade ad un generico vettore \bar{p} di componenti:

$$p = p_1\bar{i} + p_2\bar{j} + p_3\bar{k}$$

Derivo rispetto al tempo le componenti

$$\left(\frac{d\bar{p}}{dt}\right)_{Ass} = \left(\frac{d\bar{p}}{dt}\right)_{Rel} + \bar{\omega} \wedge \bar{p}$$

$$\left(\frac{dp}{dt}\right)_{Ass} = \sum_{i=1}^t \left(\frac{dp_i}{dt} \bar{i} + p_i \frac{d\bar{i}}{dt}\right)$$

Considerando un sistema di riferimento cilindrico relativo:

$$\bar{V} = \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{r}$$

velocità assoluta *velocità relativa* *velocità di trascinamento* con $\bar{\omega} = (0, 0, \omega)$ e $\bar{r} = (r, 0, z)$

Ipotizzando che $\bar{p} \equiv \bar{r}$ si ha che:

$$\bar{V} \equiv \left(\frac{d\bar{r}}{dt}\right)_{Ass} = \left(\frac{d\bar{r}}{dt}\right)_{Rel} + \bar{\omega} \wedge \bar{r}$$

Ipotizzando che $\bar{p} \equiv \bar{V}$ si ha che:

$$\left(\frac{d\bar{V}}{dt}\right)_{Ass} = \left(\frac{d\bar{V}}{dt}\right)_{Rel} + \bar{\omega} \wedge \bar{V}$$

Sostituendo entro questa espressione l'espressione di \bar{V} si ottiene la relazione:

$$\begin{aligned}
 \text{acc. in AFR} \Rightarrow \bar{a}_a &= \left. \frac{d\bar{V}}{dt} \right|_{Ass} = \frac{d}{dt} \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_R + \bar{\omega} \wedge \bar{r} \right]_R + \bar{\omega} \wedge \left[\left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_R + \bar{\omega} \wedge \bar{r} \right] \\
 &= \left(\frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \right)_R + \frac{d}{dt} (\bar{\omega} \wedge \bar{r})_R + \bar{\omega} \wedge \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_R + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r} = \\
 &= \left(\frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \right)_R + \bar{r} \wedge \frac{d\bar{\omega}}{dt} + \bar{\omega} \wedge \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right)_R + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r} \\
 &\quad \Downarrow \qquad \qquad \qquad \Downarrow \\
 &\text{acc. in} \qquad \qquad \qquad \text{velocità in} \\
 RFR = \frac{d\bar{W}}{dt} \qquad \qquad \qquad RFR = \bar{W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{a}_a &= \left(\frac{d\bar{V}}{dt} \right)_{Ass} = \frac{d\bar{W}}{dt} + \bar{r} \wedge \frac{d\bar{\omega}}{dt} + \bar{\omega} \wedge \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r} \\
 &= \bar{a}_R + 2\bar{\omega} \wedge \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r} + \bar{r} \wedge \frac{d\bar{\omega}}{dt}
 \end{aligned}$$

Questa relazione rappresenta l'equazione di trasformazione dell'accelerazione in AFR all'accelerazione in RFR. Nella maggior parte dei casi si ha in realtà che ω è costante e quindi si annulla l'ultimo termine al secondo membro.

$$\bar{a}_a = \bar{a}_r + 2\bar{\omega} \wedge \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r}$$

E' questa l'equazione chiave per poter scrivere in RFR anche l'equazione del moto come ci si era prefissati.

Le equazioni di continuità e del moto nell'AFR sono:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{V}) = 0 \\ \rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \bar{g} + \mu \left[\nabla^2 \bar{V} + \frac{1}{3} \text{grad div} \bar{V} \right] \end{array} \right.$$

Nel RFR diventano

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{W}) = 0 \\ \rho \left[\frac{D\bar{W}}{Dt} + 2\bar{\omega} \wedge \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r} \right] = -\nabla p + \rho \bar{g} + \mu \left[\nabla^2 \bar{W} + \frac{1}{3} \text{grad div} \bar{W} \right] \end{array} \right.$$

Vediamo ora che ci sono due termini aggiuntivi. Se le vedessi nella forma conservativa dell'equazione potrei interpretarle come due forze fittizie che nascono una volta che si entra in RFR. Sono due forze che daranno come effetto due accelerazioni che a loro volta andranno a sommarsi a quella già presentate. $2\bar{\omega} \wedge \bar{W}$ è detta *forza di Coriolis*, è presente in ogni rotante ed è come una forza che tende a modificare la traiettoria di una particella; inoltre è perpendicolare a $\bar{\omega}$ e \bar{W} , aumenta linearmente con il modulo della velocità relativa. $\bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r}$ è detta *forza centrifuga*, è dovuta alle variazioni di raggio della traiettoria ed è da considerarsi come una pressione.

Nel termine sorgente, oltre a $\rho \bar{g}$ e ∇p verranno compresi anche i termini $2\bar{\omega} \wedge \bar{W}$ e $\bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r}$.

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{V} \bar{W}) = \text{div}(\mu \text{grad } \bar{W}) + S$$

La **Forza Centrifuga** ha un effetto sempre in direzione radiale. Viene percepita come una pressione e ciò è dimostrabile. Considero un flusso non viscoso, incomprimibile e trascuriamo le forze legate al campo gravitazionale, la l'equazione del moto diventa:

$$\frac{D\bar{W}}{Dt} + 2\bar{\omega} \wedge \bar{W} = -\frac{\nabla p}{\rho} - \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{r}$$

Il campo centrifugo è conservativo e come tale ammette potenziale.

$$\bar{T}_1 = \bar{\omega} \wedge \bar{r} = \begin{vmatrix} \vec{i}_r & \vec{i}_\theta & \vec{i}_z \\ 0 & 0 & \omega \\ r & 0 & z \end{vmatrix} = (r\omega)\vec{i}_\theta \quad \text{da cui}$$

$$\vec{\omega} \wedge \vec{\omega} \wedge \vec{r} = \vec{\omega} \wedge \vec{T}_1 = \begin{vmatrix} \vec{i}_r & \vec{i}_\theta & \vec{i}_z \\ 0 & 0 & \omega \\ 0 & r\omega & 0 \end{vmatrix} = (-r\omega^2)\vec{i}_r \quad \text{inoltre}$$

$$\frac{\nabla(\vec{\omega} \wedge \vec{r})^2}{2} = \frac{\nabla(\omega^2 r^2)}{2} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\omega^2 r^2}{2} \right) \vec{i}_r = (\omega^2 r) \vec{i}_r \quad \text{ovvero}$$

$$\vec{\omega} \wedge \vec{\omega} \wedge \vec{r} = -\frac{\nabla(\vec{\omega} \wedge \vec{r})^2}{2} \quad \text{considerando poi che } (\vec{\omega} \wedge \vec{r})^2 = \omega^2 r^2 = u^2$$

$$\vec{\omega} \wedge \vec{\omega} \wedge \vec{r} = -\nabla \frac{(\vec{\omega} \wedge \vec{r})^2}{2} = -\nabla \frac{(\omega^2 r^2)}{2}$$

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\omega} \wedge \vec{w} = -\nabla \left[\frac{p}{\rho} - \frac{\omega^2 r^2}{2} \right] = -\frac{\nabla p^*}{\rho} \quad \text{con } p^* = p - \rho \frac{u^2}{2} = p - \rho \frac{(\omega r)^2}{2}$$

p^* è una pressione ridotta. Il contributo delle forze centrifughe è dunque stato ridotto ad una pressione. Agisce come una pressione ma in direzione opposta, influenza molto le prestazioni delle macchine ed il campo di moto.

La **Forza di Coriolis** influenza anch'essa notevolmente il fluido entro una turbomacchina. Spesso sono anche dette forze di deflessione perché di fatto non compiono un lavoro sulla particella fluida ma tendono a deflettere la sua traiettoria in direzione opposta a quella di rotazione. Questa forza tende a separare le zone ad alta velocità da quelle a bassa velocità.

Ora valutiamo il contributo della forza di Coriolis, presa una macchina perfettamente radiale:

$$\vec{W} = W_r \vec{i}_r, W_z = W_\theta = 0$$

Per un flusso non viscoso, stazionario, dall'equazione, si trova che:

$$2\vec{\omega} \wedge \vec{W} = -\frac{\nabla P}{\rho} - \vec{\omega} \wedge \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

lungo θ si ha:

$$\vec{\omega} \wedge \vec{W} = \begin{vmatrix} \vec{i}_r & \vec{i}_\theta & \vec{i}_z \\ 0 & 0 & 0 \\ W_r & W_\theta & W_z \end{vmatrix} = -\omega W_\theta \vec{i}_r + \omega W_r \vec{i}_\theta \quad \text{con } -\omega W_\theta \vec{i}_r \text{ nullo}$$

$$\nabla p = \frac{\partial p}{\partial r} \vec{i}_r + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \vec{i}_\theta + \frac{\partial p}{\partial z} \vec{i}_z \quad \text{con } \frac{\partial p}{\partial r} \vec{i}_r \text{ e } \frac{\partial p}{\partial z} \vec{i}_z \text{ nulli}$$

$$\vec{\omega} \wedge \vec{\omega} \wedge \vec{r} = (-r\omega^2) \vec{i}_r = 0 \quad \text{non dà contributo lungo } \theta$$

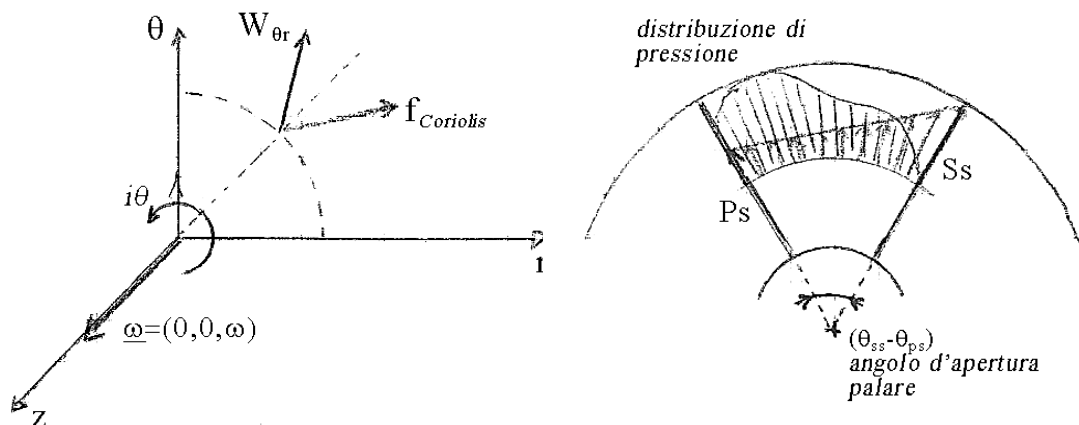


Figura 3.14: Orientamento vettoriale della forza di Coriolis e distribuzione delle pressioni interpalari

Ricostruendo l'equazione si ricava:

$$2\omega W_r = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta}$$

Si può osservare che a causa dell'accelerazione di Coriolis si instaura un gradiente di pressione lungo ϑ . Considerando l'equazione dell'energia senza perdite:

$$WdW + gdz + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (\text{ sistema rotante }) \quad \text{dove } gdz \text{ è trascurabile}$$

Da questa relazione si deduce che la pressione totale nel sistema relativo si conserva ed è pari a:

$$p_{OR} = p + \rho \frac{W^2}{2} = \text{cost}; \quad \text{con } p_{OR} \text{ pressione totale in un sistema di riferimento relativo}$$

Se il fluido non è viscoso allora:

$$\frac{\partial p_{OR}}{r \partial \theta} = 0$$

ovvero si conserva la pressione lungo la linea *blade to blade* che va dalla *suction side* alla *pressure side*.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(p + \rho \frac{W^2}{2} \right) = 0 \quad \text{cioè} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\rho}{r} W \frac{\partial W}{\partial \theta} = 0$$

Tenendo conto della condizione iniziale in cui $W \equiv W_r$ abbiamo che:

$$-2\omega W_r \rho + \frac{\rho}{r} W_r \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = 2\omega r$$

Quindi la forza di Coriolis instaura anche un gradiente di velocità in direzione tangenziale (forte influenza nelle macchine radiali).

Rimane ancora un aspetto importante da studiare; prendiamo l'equazione integrale delle prestazioni e applichiamo Eulero, si ricava:

$$\frac{P_{alb}}{\dot{V}} = h_{02} - h_{01} = u_2 V_{\theta 2} - u_1 V_{\theta 1} \quad \text{valida lungo la linea di corrente}$$

Per un flusso adiabatico:

$$h_{02} - h_{01} = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

dove $V_2^2 = V_{z_2}^2 + V_{\theta_2}^2 + V_{r_2}^2$ e analogamente anche V_1^2

$$\Rightarrow h_{02} - h_{01} = h_2 - h_1 + \frac{V_{z_2}^2 + V_{\theta_2}^2 + V_{r_2}^2}{2} - \frac{V_{z_1}^2 + V_{\theta_1}^2 + V_{r_1}^2}{2} = V_{\theta_2} u_2 - V_{\theta_1} u_1$$

$$\text{Passando da AFR a RFR} \Rightarrow \begin{cases} V_z \equiv W_z \\ V_r \equiv W_r \\ V_{\theta} = W_{\theta} + \omega r = W_{\theta} + u \end{cases}$$

dai triangoli di velocità risulta che $V_{\theta} = u - W_{\theta}$, quindi sostituendo:

$$h_2 - h_1 = \frac{V_{z_1}^2 + V_{r_1}^2 + (u_1 - W_{\theta_1})^2}{2} - \frac{V_{z_2}^2 + V_{r_2}^2 + (u_2 - W_{\theta_2})^2}{2} + (u_2 - W_{\theta_2})u_2 - (u_1 - W_{\theta_1})u_1$$

Eseguendo i calcoli e sostituendo $W_r \equiv V_r$ e $W_z \equiv V_z$

$$h_2 - h_1 = \frac{W_{z_1}^2 + W_{r_1}^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} + \frac{W_{\theta_1}^2}{2} - u_1 W_{\theta_1} - \frac{W_{z_2}^2 + W_{r_2}^2}{2} +$$

$$- \frac{u_2^2}{2} - \frac{W_{\theta_2}^2}{2} + u_2 W_{\theta_2} + u_2^2 - u_2 W_{\theta_2} - u_1^2 + u_1 W_{\theta_1}$$

$$h_2 - h_1 = \frac{W_{z_1}^2 + W_{r_1}^2 + W_{\theta_1}^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} - \left(\frac{W_{z_2}^2 + W_{r_2}^2 + W_{\theta_2}^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right)$$

$$\text{Ovvero } h_{0R_1} - \frac{u_1^2}{2} = h_{0R_2} - \frac{u_2^2}{2}$$

Mostra come non si conserva più l'entalpia nel sistema relativo. Si conserva però una nuova quantità, la Rotalpia.

La Rotalpia viene definita dall'equazione:

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{u^2}{2} \quad \text{con } I_1 = I_2 = \text{cost}$$

Lungo una linea di corrente, in un sistema relativo, per un flusso adiabatico e stazionario, la rotalpia si conserva. Le stesse considerazioni sull'entalpia totale del sistema assoluto, valgono nel sistema relativo con la rotalpia, fermo restando che la prevalenza viene sempre espressa in termini di entalpia totale. In un canale in movimento la rotalpia ha perciò delle condizioni costanti:

- Il flusso è costante in un corpo rotante
- Non viene fatto lavoro sul flusso nel corpo rotante (esempio l'attrito con la cassa)
- Non c'è trasmissione di calore da o verso il flusso

Riassumendo e applicando tutte le considerazioni fatte finora, l'equazione del moto non viscoso in un sistema di riferimento relativo è:

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial t} - (\bar{W} \wedge \bar{\nabla} \wedge \bar{W}) + 2\bar{\omega} \wedge \bar{W} = -\nabla I + TVS + \frac{\bar{F}}{\rho}$$

Acc. locale (relativa)	Termine che nasce dal trasformazione delle espressioni	Acc. di Coriolis	Rotalpia	Perdite legate alla variazione di entalpia	Forze di volume
---------------------------	--	---------------------	----------	---	--------------------

Questa equazione va accoppiata con quella dell'energia, sempre per un fluido non viscoso in un RFR:

$$\rho \frac{DI}{Dt} = \nabla(k\nabla T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \Phi$$

dove k è il coefficiente di conducibilità termica e Φ l'eventuale termine di dissipazione. Infine dovremo usare l'equazione della dissipazione:

$$\rho T \frac{DS}{Dt} = \nabla(k\nabla T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \Phi$$

Abbiamo detto che all'interno delle turbomacchine il flusso può sempre essere considerato isoentropico perché adiabatico, dimostriamo perché è adiabatico.

Riscrivendo l'equazione della dissipazione in termini adimensionali quando $\Phi = 0$ risulta:

$$\rho^* T^* \frac{DS^*}{Dt^*} = \frac{1}{Re Pr} \nabla^{*2} T^*$$

Dove $Re = n^\circ$ di Reynolds che dà informazioni sul regime di moto

$Pr = n^\circ$ di Prandtl che dà informazioni sulle proprietà termo fisiche

Nelle turbomacchine $Re \sim 100000 \div 1000000$, quindi $Pe = Re Pr$ è molto grande ($Pe = n^\circ$ di Peclet) e perciò:

$$\rho^* T^* \frac{DS^*}{Dt^*} = 0 = \frac{DS^*}{Dt^*}$$

Dunque il flusso è adiabatico, cioè isoentropico.

Dal Numero di Rossby che è un numero adimensionale che esprime il rapporto tra le forze d'inerzia e le forze di Coriolis.

$$N^\circ Rossby = \frac{F_{inerzia}}{F_{Coriolis}}$$

$$\frac{vel. inerziale}{vel. di trascinamento} = \frac{W}{R_\omega} = \frac{(\overline{W \nabla}) \overline{W}}{2 \overline{\omega} \wedge \overline{W}} = \frac{comp. convettiva acc.}{forza di Coriolis}$$

si deduce che:

Se $Ro > 1$ allora le F_{Cor} saranno poco influenti sul flusso.

Se $Ro < 1$ allora F_{Cor} saranno molto influenti sul flusso.

Se $Ro \cong 1$ allora F_{Cor} e F_{In} avranno più o meno la stessa entità ed il loro peso dovrà essere valutato tramite un'equazione di bilancio.

Va tuttavia detto che esiste un N° di Rossby modificato, detto anche rotation number, che è più adatto alle macchine radiali. Il N° di Rossby visto prima è invece più adatto alle macchine assiali.

$$Ro_m = \frac{F_{centrifuga}}{F_{Coriolis}} = \frac{\omega R}{W}$$

Notiamo che Ro_m è esattamente l'inverso di Ro .

3.7 CONFRONTO FRA MACCHINE ASSIALI E RADIALI

Vediamo dove e come si posizionano i vari contributi studiati fino ad ora nelle due tipologie di macchina.

Nella macchina assiale possiamo vedere che $D\bar{W}/Dt$ ha un verso arbitrario, non conosciamo infatti la stream line la quale dipende dal tipo di macchina, dal tipo di flusso e dal campo di moto. Vediamo inoltre che la \bar{W} ha direzione prevalentemente assiale. La forza di Coriolis agisce su un piano r, θ , normale a $\bar{\omega}$ e a \bar{W} .

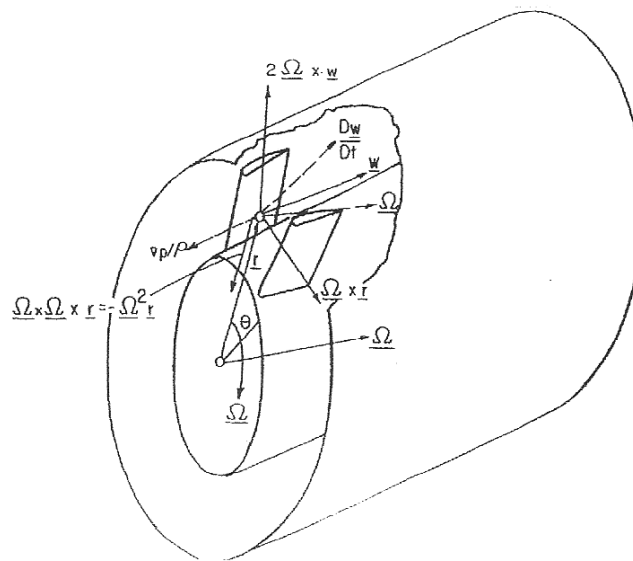


Figura 3.15: Schema macchina Assiale (Osnaghi, 2002)

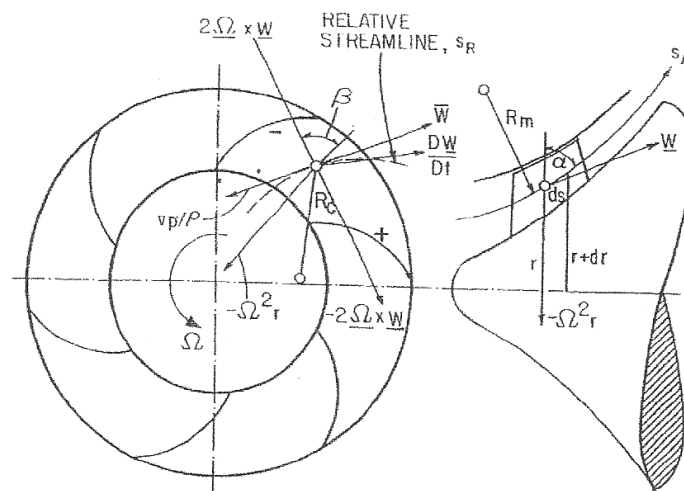


Figura 3.16: Schema macchina Radiale (Osnaghi, 2002)

Al massimo vi sarà una piccola componente di F_{Cor} sui piani *trough-flow*, ma abbiamo già detto che in macchine assiali la F_{Cor} ha scarsa influenza. Infine vediamo che $\Omega \wedge r$ è in pratica la velocità di trascinamento.

Per la macchina radiale bisogna innanzi tutto considerare il fatto che si hanno due curvatures sul piano *blade to blade* ed una sul piano meridiano e dunque si dovranno considerare più contributi d'accelerazione. In particolare oltre alla forza centrifuga dovuta alla rotazione, si dovranno mettere nel bilancio del moto la forza centrifuga dovuta alla curvatura della linea media (Rc) e quella centrifuga dovuta alla curvatura del piano meridiano Rm .

Esisteranno quindi anche due strema line perché a seconda di dove si proietta l'equazione avrà due diverse curvatures del campo di moto.

Nelle macchine radiali la F_{Cor} ha grande influenza sul moto delle particelle e tende a deflettere la sua traiettoria.

Lo scopo di un compressore/pompa solitamente è quello d'innalzare la pressione (entalpia) statica. Vediamo che un aumento di entalpia statica h (per le macchine termiche a fluido incomprimibile coincide con un aumento di pressione) è dato da due termini: l'incremento di energia cinetica $(W_2^2 - W_1^2)/2$ più un contributo dovuto al cambiamento della quantità di moto (cambiamento di raggio) $(u_2^2 - u_1^2)/2$. Al primo termine sono associate le perdite mentre non lo sono per il secondo e per questo viene definito termine *loss free*, dovuto esclusivamente al campo centrifugo. Facendo cambiare il raggio alla particella, permetto alla macchina di conferirgli più energia, quindi conviene massimizzare il termine *loss free*. Ovviamente nelle macchine perfettamente assiali il termine è nullo.

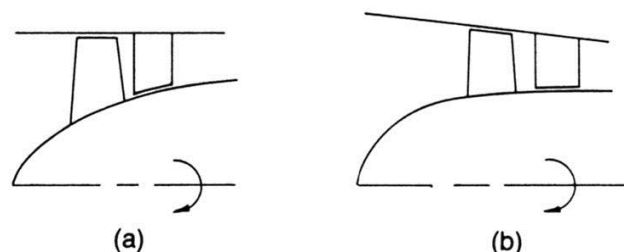


Figura. 3.17 Sezioni meridiane di due ipotetici stadi di un compressore: (a) raggio mozzo crescente, (b) raggio cassa decrescente (Cumpsty, 1989)

Tuttavia se consideriamo una macchina assiale operatrice (compressore) in cui si deve garantire una riduzione della sezione trasversale tra ingresso ed uscita, le operazioni sono due:

- Raggio cassa costante, raggio mozzo crescente
- Raggio cassa decrescente, raggio mozzo costante

Dalle valutazioni appena fatte è ovvio che la prima soluzione sia migliore in quanto si ha un aumento del raggio della *streamline* della particella (piccole variazioni, ma comunque rilevanti). Ho così un incremento di energia senza introdurre perdite.

Tabella 3.1 riepilogo finale delle equazioni del fluido confrontando fra AFR e RFR

AFR	RFR
<i>Continuità</i>	
$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \bar{V} = 0$	$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \bar{W} = 0$
<i>Moto</i>	
$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \bar{g} + \nabla \bar{\tau}$	$\rho \frac{D\bar{W}}{Dt} + 2\omega \wedge \bar{W} + \bar{\omega} \wedge \bar{\omega} \wedge \bar{\Gamma} = -\nabla p + \rho \bar{g} + \nabla \bar{\tau}$
<i>Energia</i>	
$\rho \frac{Dh_0}{Dt} = \frac{dp}{dt} + \rho \bar{g} \cdot \bar{V} + \nabla(k\nabla T) + \nabla(\bar{\tau} \cdot \bar{V})$	$\rho \frac{DI}{Dt} = \frac{dp}{dt} + \rho \bar{g} \bar{W} + \nabla(k\nabla T) + \nabla(\bar{\tau}_r \bar{W})$
<i>Entalpia</i>	
$\rho \Gamma \frac{DS}{Dt} = \nabla(k\nabla T) + (\bar{\tau} \nabla \bar{V})$	$\rho \Gamma \frac{DS}{Dt} = \nabla(k\nabla T) + (\bar{\tau}_R \nabla \bar{W})$

3.8 MODELLI DI INTERAZIONE ROTORE-STATORE

Un'efficace strumento di calcolo implementato nei codici di calcolo consente di tenere in considerazione la coesistenza di sistemi di riferimento diversi; tale strumento è definito come multiple frame of reference (o MFR).

Esistono due tipi di sistemi di riferimento; single frame of reference (SFR) e multiple frame of reference (MFR):

SINGLE FRAME OF REFERENCE: Viene utilizzato in condizioni stazionarie o in un sistema di riferimento rotante, con condizioni all'ingresso e all'uscita costanti, specificate nell'appropriato sistema di riferimento. Questo è l'uso più comune che se ne fa nella CFD.

Vantaggi: consente di effettuare una simulazione allo stesso tempo semplice e soddisfacente di un singolo componente (passaggio relativo ad una singola pala, regime stazionario).

Svantaggi: la simulazione ottenuta è valida solo per le condizioni di ingresso/uscita; non essendo spesso ben note le condizioni al contorno, questo tipo di approccio trascura gli effetti dei transitori, come interazione tra le componenti a monte e a valle.

L'utilizzo del SFR con condizioni al contorno transitorie (condizioni che variano col tempo) presenta il vantaggio di fornire una simulazione dei transitori economica, di un solo componente della macchina.

Lo svantaggio consiste che la simulazione risulta valida solo per le condizioni fornite e non tiene conto delle interazioni a monte e a valle.

MULTIPLE FRAME OF REFERENCE dispone di tre formulazioni diverse:

Frozen Rotor

Stage Averaging

Transient rotor-stator

Alla base di questi metodi vi è il fatto che tutte le parti che ruotano in un sistema di riferimento inerziale vengono incorporate in un'unica regione che è calcolata in un sistema di riferimento rotante.

Le parti fluide che sono stazionarie in un sistema di riferimento inerziale formano diverse regioni che sono calcolate in sistemi di riferimento stazionari. Per tutte le regioni vengono calcolate le soluzioni stazionarie.

I tre approcci suddetti differiscono tra loro per il modo in cui l'interfaccia tra le regioni in moto e quelle fisse viene trattata.

L'interfaccia **Frozen Rotor** simula un flusso stazionario nel sistema girante/voluta, dove la girante è modellata in un sistema di riferimento rotante, mentre la voluta in uno stazionario; l'interfaccia Frozen Rotor viene applicata ad ogni punto nel quale avviene il cambiamento del sistema di riferimento e permette di connettere i due sistemi di riferimento in una posizione relativa fissata. Il profilo del flusso nella direzione circonferenziale è preservato attraverso tutta l'interfaccia. La posizione relativa tra le due componenti modellate tra i due sistemi di riferimento è fissata nello spazio e nel tempo, per cui questa interfaccia trasferisce la distribuzione di flusso sviluppato alle regioni vicine, solo nelle posizioni relative assegnate tra il rotore e le componenti stazionarie. Qualunque cambiamento di distribuzione di flusso circonferenziale dovuta alla variazione della posizione relativa tra le due componenti coinvolte non viene considerata su questa interfaccia.

Sostanzialmente l'accoppiamento tra le regioni in moto e quelle fisse avviene attraverso la conservazione delle velocità assolute per cui le velocità vengono trasferite dal sistema relativo a quello assoluto. Si ottiene quindi in questo modo una sorta di 'istantanea' del campo di flusso rispetto ad una fissata posizione del rotore. Questa può solo fornire un'approssimazione di quanto accade realmente, dal momento che tutti gli effetti non-stazionari quali l'interazione rotore-statore vengono trascurati. Questo tipo di modello non è adatto per importanti interazioni attraverso l'interfaccia, infatti i risultati che si ottengono per le turbomacchine non hanno un effettivo valore fisico.

Vantaggi: la quasi-stazionarietà del flusso attorno al componente rotante (caratteristica propria del metodo adottato) diviene più forte man mano che la velocità del flusso aumenta rispetto a quella delle superfici scorrevoli.

Svantaggi: questo metodo non è in grado di modellare gli effetti dei transitori sull'interfaccia di passaggio tra i due sistemi di riferimento, inoltre non vengono modellate le perdite che si hanno invece nella situazione reale tra i due sistemi di riferimento.

Il modello **Stage Averaging**, definito anche Mixing Plane Approach, affronta il problema del passaggio dalla zona rotorica a quella statorica in maniera simultanea eseguendo una media circonferenziale tra le due regioni. Il flusso risulta quindi mixed out come se le due parti del fluido venissero miscelate in un unico flusso e simultaneamente all'interfaccia rotore-statore si verificasse un rimescolamento di tutte le proprietà del flusso mediate in direzione circonferenziale.

Le informazioni relative al flusso di una delle due parti del flusso rispetto all'interfaccia vengono quindi trasferite alla zona di flusso che sta dall'altro lato dell'interfaccia tramite una media eseguita sull'intera interfaccia.

Solo in direzione radiale rispetto all'interfaccia rotore/statore è possibile riscontrare una variazione delle proprietà del flusso.

Dalla parte del rotore l'interfaccia viene quindi considerata come superficie di confine per il flusso in uscita, mentre dal lato statore viene invece trattata come superficie confine di ingresso del flusso. Sul lato-rotore dell'interfaccia le componenti della velocità e tutte le variabili scalari (tranne la pressione) vengono mediate. Le componenti cartesiane della velocità vengono prima trasformate in componenti cilindriche e quindi mediate sull'area dell'interfaccia. La velocità vettoriale così ottenuta viene poi sottratta della velocità vettoriale del rotore all'interfaccia al fine di ottenere la velocità vettoriale dello statore mediata sull'area del proprio lato interfaccia. Infine, le componenti cilindriche della velocità sul lato statore vengono di nuovo convertite in componenti cartesiane per essere utilizzate come valori relativi alla superficie di confine che segna l'ingresso nel lato statorico del flusso. In questo modo nessun ritorno di flusso si può verificare all'interfaccia rotore/statore. Inoltre questa media spaziale eseguita all'interfaccia rimuove ogni forma di non stazionarietà che tenderebbe a generarsi a causa delle variazioni che interessano il campo di moto nel passaggio dalla zona rotorica a quella statorica (in particolare scie, onde d'urto e flussi separati), per cui il modello basato sul mixing plane produce risultati che esprimono una condizione di stazionarietà o per meglio dire di quasi-stazionarietà, dal momento che si verificano comunque delle perdite che sono però perdite virtuali ossia riconducibili alle operazioni di media eseguite e non corrispondono alle reali perdite frutto di effettivo processo fisico.

Vantaggi: la simulazione di stato-stazionario può essere ottenuta in macchine multistadio. Nell'interfaccia di scambio si ha una perdita che è equivalente a quella che si avrebbe se il movimento relativo fra i due organi di macchina fosse sufficientemente elevato da generare un profilo di velocità a monte che si inverte prima di entrare nel componente a valle.

Svantaggi: questo metodo consente di apprezzare gli effetti medi, ma trascura gli effetti dei transitori dovuti alle interazioni con le componenti a monte e a valle.

Non è inoltre indicato quando la variazione circonferenziale di flusso è significativa rispetto a quella longitudinale. Dal punto di vista delle risorse computazionali necessarie, lo sforzo richiesto in questo senso risulta decisamente più gravoso rispetto al precedente Frozen Rotor.

Simulazioni che prevedono l'applicazione del **Transient Rotor/Stator** coinvolgono due o più distinte regioni del dominio computazionale nel movimento relativo tra queste.

La condizione sull'interfaccia di scorrimento (sliding interface) viene utilizzata per connettere la regione rotante del dominio con quella stazionaria.

Questo tipo di modello rappresenta un'estensione del modello di interfaccia di scorrimento del tipo Frozen-Rotor; la principale differenza risiede nel fatto che le condizioni all'interfaccia del modello transient rotor/stator sono aggiornate ad ogni passo computazionale, così come la posizione relativa fra i due componenti della macchina cambia col tempo.

Vantaggi: questo sistema tiene conto di tutti gli effetti di interazione che si hanno tra i due organi in movimento

Svantaggi: richiede notevoli capacità computazionali da parte dell'elaboratore che deve effettuare la simulazione in termini di spazio hard-disk, tempo, analisi di post-processamento.

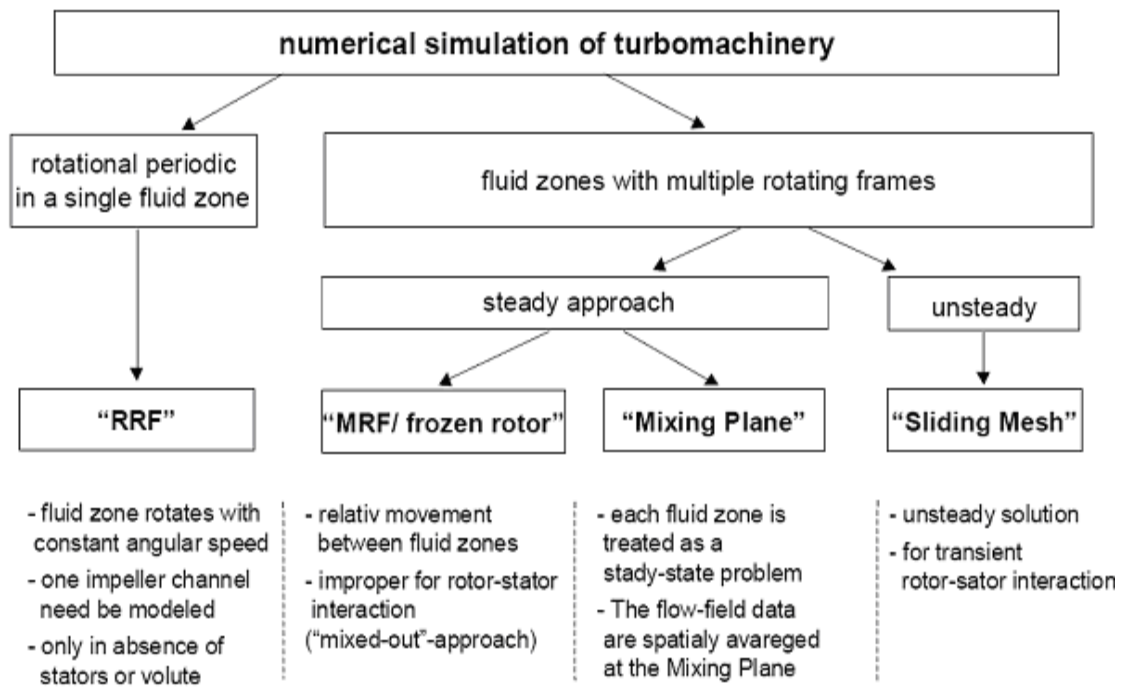


Figura 3.17: Approcci CFD adottati nello studio di turbomacchine

3.9 LE INTERFACCE ROTORE/STATORE

Il dominio interfaccia prevede un modo per collegare griglie diverse o domini diversi. Questo può essere usato nelle seguenti situazioni:

- se il campo di moto si ripete ugualmente in più regioni, in questo caso si può simulare una sola regione, ed i confini vengono specificati come periodici (via una rotazione o traslazione).
- i domini dello stesso tipo possono essere collegati con un'interfaccia. Questo è spesso utile quando si vogliono collegare domini con griglie dello stesso tipo ma sfalsate una rispetto all'altra, oppure nel caso di griglie con diversi tipi (esaedrica con tetraedrica).
- Nel caso di domini con un cambiamento nel sistema di riferimento (come rotore-statore).
- Nel caso di domini fisicamente diversi. Per esempio l'energia può fluire attraverso un'interfaccia fluido-solido. Questo tipo di interfacce spesso viene generato in modo automatico.
- Nel caso di un dominio che contiene griglie a blocchi.
- Un dominio interfaccia può essere definito come "thin surface", se attraverso questa interfaccia si impone la conservazione della massa e della quantità di moto, allora questa interfaccia funziona anche come condizione al contorno per i due domini che li collega.

Esistono due metodi in Ansys CFX per collegare due mesh; **one-to-one** (direct) e **general grid interface** (GGI).

Il metodo *one-to-one* è disponibile se dopo per esempio una trasformazione rotazionale o traslazionale tutti i nodi di un lato combaciano con i nodi dell'altro lato dell'interfaccia.

Il metodo *general grid interface* invece è disponibile quando le griglie non si combaciano l'una con l'altra. In generale, il metodo GGI permette la connessione tra nodi che non si combaciano, tra elementi di diverso tipo e tra superfici con diversa estensione. Se la dimensione della regione di connessione in un lato è diversa da quella dell'altro lato, la connessione viene fatta automaticamente fra le mutue superfici sovrapposte ed è possibile effettuare una connessione quando c'è una interferenza fra i due lati dell'interfaccia dell'ordine di $\frac{1}{2}$ dell'altezza media degli elementi che si trovano sulla superficie dell'interfaccia. Questo permette la connessione quando le superfici non combaciano perfettamente (per esempio connessione curva fra due griglie con diverse densità) o quando gli elementi non sono perfettamente allineati l'uno con l'altro. Si nota che anche in questo caso la conservazione è garantita.

3.10 POSIZIONAMENTO DELLE INTERFACCIE

Quando si tratta di turbomacchine il posizionamento dell'interfaccia è molto importante, in particolare:

- L'interfaccia deve essere posizionata a metà strada fra il rotore e lo statore della turbomacchina.
- L'aspect ratio x/y (proporzione fra lunghezza e larghezza dell'elemento) degli elementi sull'interfaccia non deve essere maggiore di 10:1, l'aspect ratio (x/y) dell'elemento deve essere compreso fra 0.1 e 10 per non avere errori numerici.

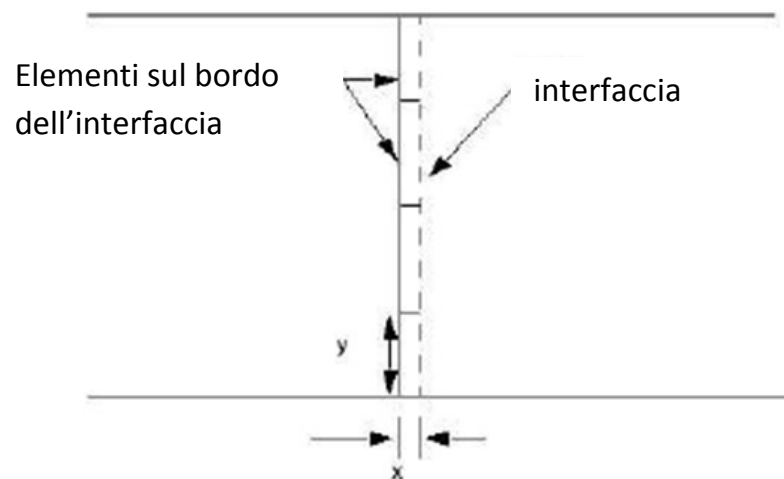


Figura 3.18: Dimensioni degli elementi in prossimità dell'interfaccia.

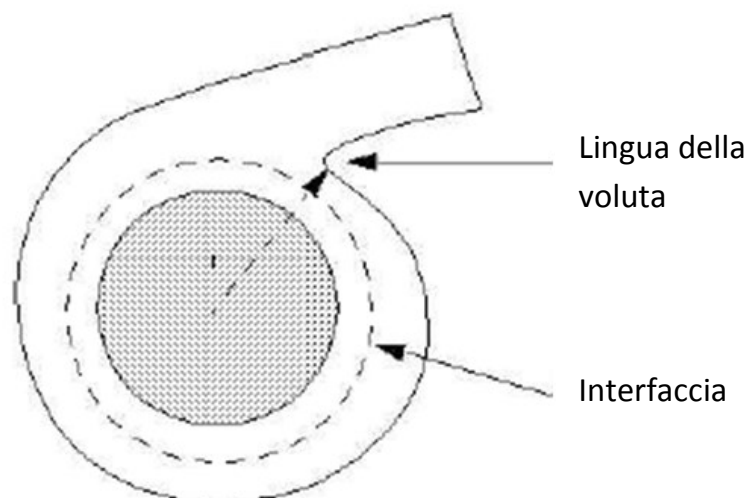


Figura 3.19: Posizione dell'interfaccia girante-voluta in una macchina centrifuga.

Dove esistono interfacce di dominio circolare, queste devono essere di forma assialsimmetrica.

Nel caso di una macchina centrifuga una buona regola pratica è posizionare l'interfaccia a metà del gap più piccolo tra la girante e la parete della voluta, di solito ciò accade attorno alla lingua della voluta.

Nel caso di una macchina assiale con un cambio di passo tra rotore e statore, una scelta comune per la posizione dell'interfaccia può essere la scelta 1 di *Figura 3.20*. Tuttavia, con questa scelta le regioni che non combaciano devono essere specificate come pareti. Una scelta alternativa della posizione dell'interfaccia per non avere questo problema può essere prima o dopo il cambio di passo, ossia rispettivamente la scelta 2 o la scelta 3 *Figura 3.20*.

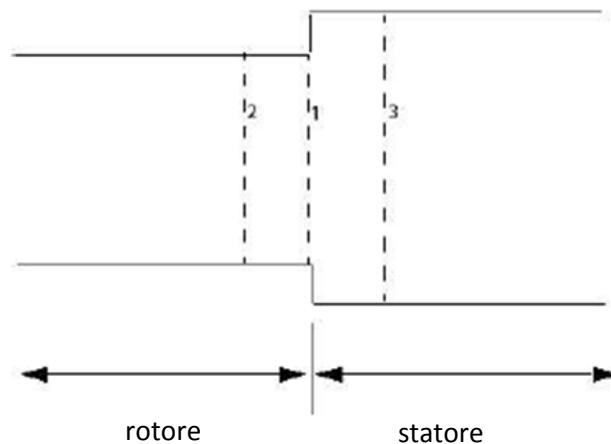


Figura 3.20: Possibili posizioni dell'interfaccia in una macchina assiale.

In un passaggio palare la scelta della posizione dell'interfaccia in corrispondenza del bordo della pala 1 *Figura 3.21* può creare problemi di convergenza nella simulazione per evitare tale inconveniente, si consiglia di estendere il dominio rotante, in modo che le interfacce 2, 3, 4 *Figura 3.21* siano un po' lontane dal bordo della pala.

Ingrandiamo la zona A nella *Figura 3.21*, si ha un flusso di portata che tende a tornare dalla regione di alta pressione verso la regione di bassa pressione. Per modellizzare la portata che circola nella girante si possono usare due interfacce nella posizione 1 oppure una interfaccia nella posizione 2 come viene mostrato nella *Figura 3.22*.

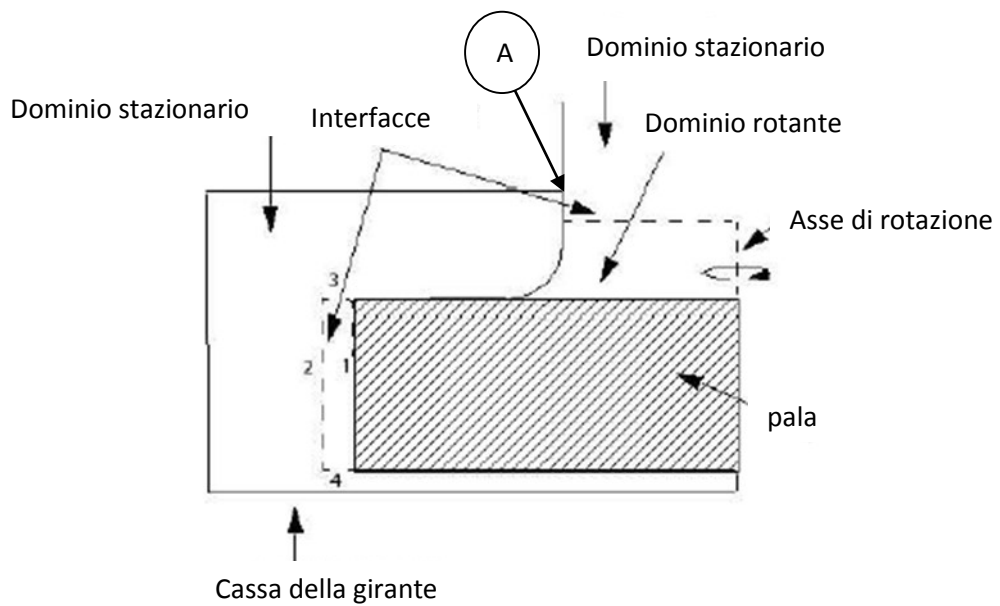


Figura 3.21: Posizioni delle interfacce in una turbomacchina.

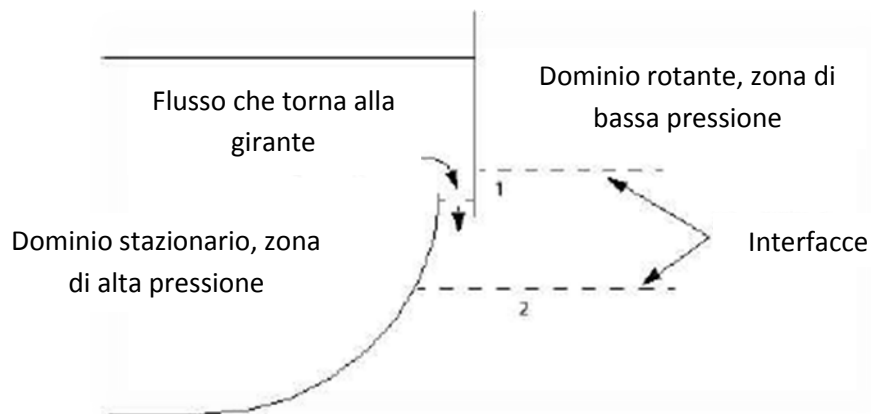


Figura 3.22: Flussi di ricircolo e posizioni possibili dell'interfaccia per modellarli.

Quando si ha una pala con un bordo di uscita, spesso si producono delle circolazioni vicino al bordo di uscita. Scegliendo di posizionare l'interfaccia nella zona dove si potrebbero avere delle circolazioni come viene mostrato nella *Figura 3.23* e modellando l'interfaccia con Mixing Plane, questo può produrre dei risultati che non hanno nessun senso fisico. Si consiglia in tale caso di spostare l'interfaccia lontano dalle zone di circolazione del flusso, o di modellare l'interfaccia con Frozen Rotor.

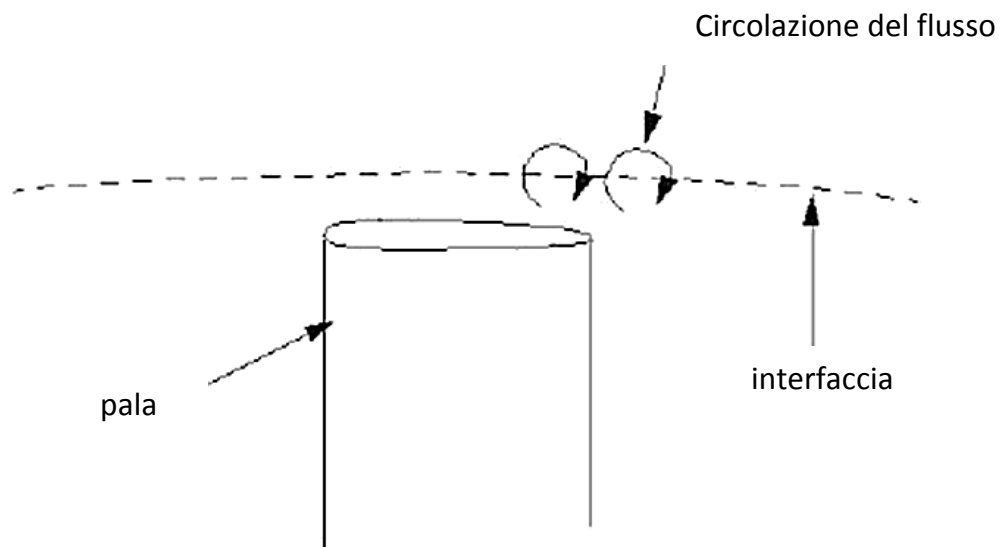


Figura 3.23: Interfaccia posizionata con presenza di circolazioni del flusso.

CAPITOLO 4

LA FABBRICAZIONE ADDITIVA

4.1 CONCETTO DI ADDITIVE MANUFACTURING (A.M.)

L'obiettivo di questo capitolo è quello di dare spiegazione dell'innovazione che la tecnologia dell'Additive Manufacturing ha portato nel processo di progettazione del prodotto e nel processo produttivo. La crescente necessità di ridurre costi e tempi ha accelerato il passaggio concettuale tra prototipazione rapida con finalità di validazione concettuale a end uses direct manufacturing.

Oggi parlare di "Stampa 3D" non significa limitarsi a descrivere una nuova tecnologia in continuo sviluppo ed i prodotti che da essa ne derivano; significa analizzare e trattare la rivoluzione concettuale che sta alla base della riforma del processo produttivo classico.

Si può parlare di una sorta di "movimento riformista" che caratterizza quella che viene definita Terza Rivoluzione Industriale. Il movimento nasce da una rivoluzione culturale che consiste nell'analizzare un sistema produttivo arcaico, obsoleto e ormai superato, e migliorarlo dandogli un nuovo slancio. Molte sono le conseguenze di tale innovazione, tra le quali spicca il cambiamento nella geografia dei processi produttivi: si presenta infatti la possibilità per i paesi economicamente avanzati di "riconquistare" le produzioni perse in seguito alle politiche di delocalizzazione (Reshoring).

Caratteristica non meno importante di tale rivoluzione è legata al tema dell'inquinamento, assai importante nell'ottica produttiva odierna.

L'aspetto più sensibile dell'inquinamento da parte del sistema industriale sono i prodotti stessi che realizza; questi hanno un ciclo di vita e funzionamento, e poi vengono semplicemente "smaltiti".

La stampa 3D affronta il problema della quantità spesso incontrollata della produzione alla radice mutuando l'impostazione dal mondo dei servizi, anche la domanda di articoli fisici inizia a soddisfarsi attraverso la richiesta diretta o semi-diretta da parte dell'utente. Il meccanismo di distribuzione di beni o servizi su richiesta ha rivoluzionato il concetto del "possedere una cosa", trasformandolo in quello dell'utilizzarla "solo quando serve".

Attraverso la stampa 3D si può oggi estendere tale concetto su larga scala; uno dei principi alla base è "Non produrre più del necessario e non scartare più del necessario".

Produrre solo il necessario, senza *surplus*, è il massimo della configurazione possibile, eliminando costi di logistica, stoccaggio e magazzino. Il principio della stampa diretta spinge la migrazione verso un sistema commerciale *on-demand*, tarato sui desideri dei clienti, avviando la produzione solo dopo una decisione reale di acquisto. E' la tecnologia stessa che cambia l'intero sistema in tutti i suoi aspetti: è lo stesso concetto di aggiungere anziché sottrarre e scartare a definire il principio guida dell'intero paradigma.

La stampa 3D propone un'idea di manifattura sostanzialmente sana, una tecnologia che parte dal risparmio di risorse e materie prime, contro lo spreco illimitato; dà la possibilità di accrescere la competitività operando scelte al contempo sostenibili.

Elemento fondamentale riguardante la sostenibilità legata alla stampa in 3D è legato alla "digitalizzazione" del prodotto: gli oggetti, i prodotti, possono essere condivisi via file. Tale caratteristica rappresenta una vera e propria rivoluzione concettuale legata al mondo della produzione: chiunque sia in possesso di una stampante 3D è in grado di stampare, in ogni parte del globo in cui si trova, il prodotto di cui necessita ottenendolo telematicamente via e-mail sotto forma di file direttamente dall'azienda ideatrice dello stesso. Si arriverà infatti al punto in cui si venderanno *files*, non più prodotti.

La stampa 3D consente la personalizzazione estrema dell'oggetto prodotto, grazie all'abbattimento che apporta alla produzione di un singolo oggetto.

La tendenza dei paesi più industrializzati è sempre più quella di realizzare oggetti personalizzati; con la stampa 3D questa tendenza viene estremizzata, rendendo possibile non solo la creazione di oggetti personalizzati in base ai desideri altrui, ma anche in base alle proprie caratteristiche fisiche: scarpe che calzano alla perfezione seguendo la forma esatta della pianta del piede, biciclette stampate in base alla lunghezza esatta delle gambe, protesi e supporti ortopedici su misura, occhiali e gioielli con forme personalizzate, ecc. ecc.

La tecnologia applicata alle stampanti 3D può essere considerata come naturale evoluzione di quella delle stampanti 2D, la differenza sostanziale risiede nel tipo di “inchiostro” e nel supporto utilizzato. La tecnologia più diffusa l’FDM (*Fused Deposition Modeling*) è concettualmente simile a quella del plotter a pennarello 2D dove al posto del pennarello viene estruso e depositato un filo di materiale termoplastico a comporre una figura complessa strato su strato.

Il concetto che sta alla base di tale tecnologia e che accomuna ogni tipologia di stampante 3D, risiede nel termine **Additive Manufacturing (A.M.)**; dove materiale che viene depositato strato (definito “layer”) su strato fino all’ottenimento di un oggetto tridimensionale che corrisponde al modello digitale ottenuto attraverso una modellazione CAD.

Oggetti fabbricati in modo additivo possono essere trovati in tutto il ciclo di vita del prodotto, nella pre-produzione (rapid prototyping), nella produzione su vasta scala (rapid manufacturing), per la realizzazione di utensili utili alla produzione fino alla personalizzazione nella post-produzione.

E’ stata pubblicata una definizione ufficiale del termine per l’utilizzo in ambito industriale nell’ *ASTM F2792-12a* “Standard Terminology for Additive Manufacturing Technologies che definisce l’ *Additive Manufacturing* “as the process of joining materials to make objects from 3D model data, usually layer upon layer, as opposed to subtractive manufacturing methodologies”.

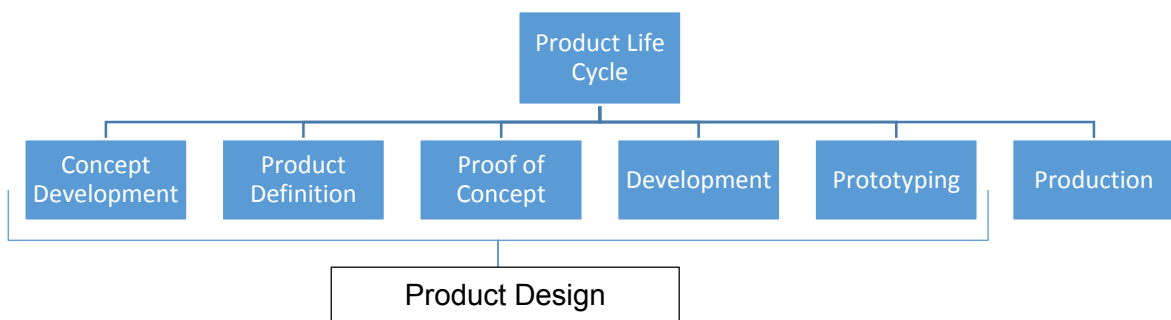
Che nella sua traduzione “come il processo di unione di materiali per realizzare oggetti a partire dai dati del modello 3D, di solito strato su strato, in contrapposizione alle metodologie di produzione sottrattiva”.

Spesso al termine Additive Manufacturing viene anche usato *fabbricazione additiva*, processo additivo, tecniche additive, fabbricazione a layer, fabbricazione a forma libera.

4.2 RAPID PROTOTYPING (R.P.)

Il *prototyping* è la fase del ciclo di vita dei prodotti in cui i progettisti/designer producono modelli (mock-up) per testare, valutare o migliorare i prodotti e avere *feedback* che permettano di rivederli o riprogettarli nel periodo di pre-produzione. Sfruttando la prototipazione rapida è possibile ottenere un prototipo del prodotto che si vuole produrre, in maniera veloce ed economica. Tutto ciò che normalmente è necessario per l'avvio della produzione in larga scala di un prodotto, soprattutto gli elevati costi e le dilatate tempistiche, viene eliminato: sfruttando il R.P. infatti, il produttore è in grado di rendersi immediatamente conto delle reali potenzialità, e difetti, del nuovo modello, decidendo di cambiare rapidamente ciò che non è conforme alle specifiche richieste, o semplicemente validando il prodotto. Tale metodologia rende possibile “toccare con mano” ciò che si è ideato, prima di iniziare a produrlo in massa; è lo step precedente la grande produzione, se di essa si parla, che permette di investire denaro solamente quando si ha la certezza che il prodotto ideato sia quello “giusto”, quello voluto. Tale approccio produttivo rende tutto il processo molto più dinamico. Ciò significa riduzione dei costi, per un valore di riduzione percentuale in un range compreso fra il 50~70 %.

Nel seguente schema si può notare quanto detto:



I costi per modificare il progetto o trovare gli errori aumentano man mano che il processo di design avanza; le fasi più critiche del processo sono le prime. Nel primo 10% del processo di progettazione si determina circa l'80% dei costi totali del prodotto. Grazie al R.P., una verifica nelle prime fasi consente di prendere decisioni migliori.

4.3 DIRECT DIGITAL MANUFACTURING (D.D.M.)

Differisce dalla precedente definizione solo concettualmente: uso il D.D.M. per ottenere modelli pronti all'uso – *end user parts*. Non ottengo un prototipo, bensì un prodotto finito. Il D.D.M. operato in lotti di produzione in parallelo può fornire un grande vantaggio in termini di velocità e costi rispetto alle alternative tecniche di fabbricazione quali lo stampaggio ad iniezione di plastica, o la pressofusione. Con tale terminologia si è deciso di raggruppare ogni tipo di tecnica di A.M. utilizzata oggi. Tuttavia il concetto sta ancor oggi maturando ed evolvendosi perciò la definizione racchiusa in esso, e il suo campo d'applicazione, non sono ancora totalmente delineati. Tuttavia, con il termine D.D.M., si definiscono quei processi usati per eseguire una delle tre seguenti funzioni di produzione:

1. *Manufacture end-use*, cioè le merci vendibili. Si creano le parti di un prodotto, cioè i componenti che lo caratterizzano, che lo formano.
2. *End use parts*: produrre oggetti finiti usati dal costruttore stesso. Anziché affidarsi ad aziende esterne per produrre quella che può essere ad esempio un'attrezzatura, utile nella catena produttiva, la si produce "in casa" risparmiando tempo e costi. Si parla di maschere ed infissi usati in fase di assemblaggio.
3. *Tooling parts*: creare utensili per lo stampaggio, fusione o formazione di prodotti. Questa applicazione riguarda sia la produzione diretta di utensili che la creazione indiretta di utensili tramite l'utilizzo di un modello.

Spesso questo termine è confuso con quello del *Rapid Prototyping* in maniera errata; il D.D.M. infatti offre molto più di una semplice accelerazione del ciclo di fabbricazione. Non si tratta di una semplice revisione dei metodi di fabbricazione esistenti, bensì caratterizza la svolta radicale che cambia fundamentalmente il concetto di produzione. Tale cambiamento porterà un nuovo modo di pensare, nuovi processi, flussi di lavoro modificati e procedure innovative. D.D.M. presenta un cambiamento radicale che permette ai progettisti, ingegneri e produttori di fare quello che prima era impraticabile o impossibile.

Il D.D.M. ha aperto la porta a progetti di una nuova tipologia di prodotti, nuovi mercati e nuovi modelli di business. Si tratta di una svolta radicale che colpisce molto più del singolo settore della progettazione. Per questi motivi il D.D.M. è stato etichettato come la nuova rivoluzione industriale. Nonostante ciò, esso deve essere visto come alternativa al tradizionale metodo di produzione piuttosto che come una tecnologia sostitutiva; è piuttosto un'alternativa da considerare quando le limitazioni ed i vincoli della produzione tradizionale limitano il produttore. Il D.D.M. può coinvolgere parti personalizzate, pezzi di ricambio la produzione di breve periodo, o la produzione in serie. E' stato dimostrato che è economicamente fattibile e conveniente utilizzare sistemi esistenti di prototipazione rapida per produrre pezzi in serie (in termini di quantità è conveniente fino alle 20.000 unità) e parti personalizzate in quantità di centinaia di migliaia. Questa forma di produzione può essere estremamente redditizia e, allo stesso tempo, il processo di produzione risulta molto più flessibile; l'azienda può modificare il proprio "disegno" in ogni momento, con la frequenza desiderata, di modo che il prodotto resti sempre innovativo, ottimizzato e redditizio.

4.4 INNOVAZIONE DEL PROCESSO

L'utilizzo di *personal computer* e *software* di modellazione grafica tridimensionale ha fortemente accelerato la capacità produttiva di design delle aziende, il *render* foto-realistico consente di avere un'anteprima fotografica al massimo della qualità di un oggetto non ancora esistente. Quindi, realizzando al computer gli oggetti, è possibile renderli estremamente complessi e funzionali, adattandoli in maniera precisa alle proprie esigenze. Con i metodi produttivi tradizionali, ottenere tale tipologia di oggetti sarebbe complicato, costoso e in alcuni casi impossibile; la stampante 3D supera questa barriera rendendo possibile tutto ciò, e in maniera economica e funzionale.

Il design del prodotto non è più vincolato alle regole del *Design For Manufacturability* (D.F.M.) o alle norme per il *Design For Assembly* (D.F.A.); poiché per i componenti realizzati con tecnologie additive, non vi è alcun limite nel utilizzo di forme e geometrie complesse, impensabili da realizzare con le tecnologie produttive classiche.

Parlando di geometrie complesse, non si può evitare di menzionare il termine *sottosquadro*: la sua definizione è “Rientranza della superficie esterna di una struttura in cui le pareti affacciantisi formano tra loro un diedro minore di un angolo diedro retto; esempio, le superfici di un incastro a coda di rondine”. In altre parole, le parti del modello che durante l'estrazione dallo stampo ne impedirebbero l'estrazione senza compromettere la parte si dicono in sottosquadro (o controsformo). Ciò può sembrare banale, ma ha da sempre rappresentato un problema notevole e spesso insormontabile per i metodi produttivi classici: in essi infatti, il primo problema che il tecnologo deve risolvere nello studio del ciclo di fusione in forma transitoria di un componente meccanico è la scelta del piano di divisione della forma, affinché il modello possa essere estratto dalla forma stessa senza danneggiarla.

Grazie alle tecniche additive, ciò non rappresenta più un problema: laddove ci sono problemi di sottosquadro, o parti sporgenti rispetto alla base del modello, sfrutto quello che in termine tecnico viene chiamato “materiale di supporto”; terminata la stampa, verrà eliminata *break-away*, cioè per asportazione manuale tramite rottura dello stesso, oppure sciolto in apposita soluzione liquida, a seconda delle caratteristiche intrinseche dello stesso. Non sempre si necessita del materiale di supporto, è il software di stampa stesso che ne calcola l'eventuale necessità: per layer inclinati verticalmente fra loro con angolo minore/uguale a 45° , non si necessita di materiale di supporto.

Grazie a tutto ciò, parti complesse sono realizzate senza spese aggiuntive o ritardi nella produzione.

4.5 CENNI STORICI

Prima Rivoluzione Industriale: inizia in Gran Bretagna alla fine del diciottesimo secolo, con l'introduzione della macchina a vapore nell'industria tessile;

Seconda Rivoluzione Industriale: arriva agli inizi del '900, quando Henry Ford mette in pratica la catena di montaggio per la produzione di automobili, inizia così l'era della produzione di massa;

Terza Rivoluzione Industriale: l'industria manifatturiera incontra il mondo digitale. Si apre la strada alla digitalizzazione dei processi produttivi, con il cambiamento della loro dotazione tecnologica.

Di seguito viene analizzata la successione cronologica degli step che hanno caratterizzato l'evoluzione della stampa 3D:

Gli albori della stampa 3D risalgono ufficialmente al **1982**, quando l'americano Chuck Hull inventò la stereolitografia (tecnologia sfruttata nell'azienda da lui fondata, la 3DSystems), dando vita al primo esempio commerciale di rapid prototyping, e del formato STL.

Nel **1986** Carl Deckard, Joe Beaman and Paul Forderhase (e diversi altri ricercatori) svilupparono le idee di Chuck Hull e svilupparono la selective laser sintering (la sinterizzazione), un processo del tutto simile a quello precedentemente scoperto, ma apportando una modifica: cambiarono la resina con il Nylon, ovvero sostituirono un liquido con una polvere. Essendo la polvere un solido, questa non ha bisogno di supporti, e il ciò comporta una serie di vantaggi dal lato pratico del processo.

Nel **1988** il signor Crump brevettò la Fused Deposition Modeling, ovvero la stampa con materiale "fuso" (nel paragrafo delle Tecniche si potrà osservare che esso non viene propriamente fuso). Egli decise di abbandonare sia il laser, sia la polvere e di utilizzare invece plastica fusa da depositare strato su strato in funzione delle dimensioni dell'oggetto; in seguito fonda la Stratasys.

Nel **1995** i Tedeschi del Fraunhofer Institute, diedero il via al metodo del Selective laser melting. Per la prima volta, il mondo delle stampanti 3d conobbe la possibilità di produrre oggetti solidi, con una densità che poco aveva da invidiare rispetto a quella dei prodotti ottenuti tramite l'industria tradizionale; grazie a questo metodo infatti si possono fondere polveri di metallo e ottenere oggetti con una densità del 98%.

Il **2002** è l'anno dell'Electron beam melting - *“ovvero fusione a fascio di elettroni: è una tecnologia mediante la quale una sorgente di elevata energia, composta da un fascio opportunamente concentrato e accelerato di elettroni, colpisce un materiale in forma “microgranulometrica” provocandone la fusione completa”*. Con questo metodo si arriva ad ottenere oggetti, anche metallici, con una densità pari al 99,98%. Nel **2005** la Mcor Technologies Ltd (società Irlandese) dà inizio al Paper 3d laminated printing: creano una macchina in grado di sovrapporre fogli di carta sui quali a loro volta si è precedentemente stampato; il risultato è un metodo additivo che consente l'utilizzo dei colori, tutti i colori. Sempre nel 2005 arriva il punto di svolta: da questo momento si spalancano le porte per la produzione e innovazione delle stampanti domestiche. La rivoluzione è avvenuta in Inghilterra e consiste nell'aver creato una stampante 3d che “riproduce se stessa”: le parti che la costituiscono infatti, possono essere replicate da se stessa. Ciò equivale a dare in mano a migliaia di giovani progettisti e sognatori le chiavi per sviluppare la propria passione.

I ricercatori inglesi diedero vita al RepRap project, progetto completamente opensource, ovvero gratuito e scaricabile per chiunque voglia cimentarsi nell'atto di costruire la propria stampante 3d.

Nel **2007** nasce Shapeways (spin off dell'Olandese Royal Philips electronics), network che consente al singolo utente, designer, di poter realizzare i propri progetti 3D. Sostanzialmente Shapeways offre un servizio di stampa 3D rivolto agli utenti che non posseggono una propria stampante; oggi dunque ogni persona può avvalersi della prototipazione rapida per stampare ciò che ha ideato.

Fattore non meno importante di tutta questa evoluzione è l'aspetto Opensource che caratterizza il mondo delle stampanti 3d. Il sentimento principale è quello della condivisione: designer e sviluppatori mettono in rete i loro progetti o i loro software per il semplice desiderio di condividere la conoscenza e favorire l'innovazione.

Nel **2008** Bre Pettis, Adam Mayer, e Zach “Hoeken” Smith fondano la MakerBot Industries. Essi sono partiti dall’inglese RepRap e l’hanno semplificata: i ricercatori inglesi infatti non si erano curati di facilitare il processo, che risultava laborioso e di difficile riproduzione. Il risultato a cui giunse il team Makerbot fu la divulgazione della prima stampante acquistabile in scatola di montaggio, e fu un successo incredibile. Nel **2010** si inizia a parlare di Contour crafting e di collaborazioni tra NASA e mondo delle stampe 3d. Il contour crafting è la stampa tridimensionale che utilizza il cemento come materiale di stampa.

Questo significa che con stampanti di appropriate dimensioni è possibile stampare case e a questo è interessata la Nasa, in ottica di “edilizia estrema”, ipotizzando un futuro progetto di costruzione edilizia su Marte.

4.6 PROCESSO PRODUTTIVO

Le fasi del ciclo di prototipazione rapida possono essere suddivise in 5 fasi :

1. Modellazione tridimensionale;
2. Conversione e trasmissione dei dati;
3. Controllo e preparazione;
4. Costruzione;
5. Post-Processing.

La *modellazione tridimensionale* su un supporto CAD è il prerequisito basilare di tutti i processi ed è la parte che comporta il maggior dispendio di tempo. E’ molto importante che tali modelli geometrici possano essere condivisi dall’intero team di design per molti motivi, ad esempio studi sulle interferenze, analisi delle sollecitazioni, analisi FEM, design dei dettagli, ecc. Ci sono due comuni equivoci tra i nuovi utilizzatori delle tecniche di prototipazione rapida, per prima cosa a differenza della programmazione a controllo numerico, la prototipazione rapida richiede volumi chiusi del modello, questa confusione deriva dal fatto che gli utilizzatori hanno spesso familiarità con la programmazione a controllo numerico dove una singola

superficie o linea possono essere un elemento; infine i nuovi utilizzatori assumono di solito la concezione WYSIWYG (what you see is what you get).

Questi equivoci spesso portano a sottospecificare i parametri per il sistema, causandone scarse performance e un'utilizzazione non ottimale. Per esempio aspetti che devono essere presi in considerazione sono l'orientazione delle parti, necessarie per i supporti e i dettagli difficili da costruire, come pareti sottili, piccoli buchi, ecc... Quindi gli utilizzatori di queste tecniche devono passare per una fase di apprendimento facendo esperienza diretta poiché molte sono le tecnologie.

La *conversione* del modello CAD nel formato ".STL" modifica la struttura trasformando e approssimando le superfici con triangoli.

Le superfici molto curve sono rappresentate con un'alta densità di triangoli, generando file ".STL" molto grandi.

La maggior parte, se non tutti i principali fornitori di sistemi CAD/CAM, hanno sviluppato e integrato l'interfaccia CAD-STL, in modo tale da effettuare automaticamente la conversione, facendo sì che questa fase del ciclo sia la più semplice e veloce. Ovviamente le tempistiche della conversione dipendono dalle capacità della workstation o PC usati. Il file deve essere trasferito dalla workstation che l'ha prodotto, tipicamente situata nell'ufficio di design, al computer del sistema di prototipazione rapida, situato nei reparti produttivi tramite varie modalità (copia su disco, via e-mail, via rete LAN).

Prima di procedere con la fase di creazione fisica del prototipo vi è la fase di *controllo* dove occorre controllare che il file sia privo di errori, potenzialmente contenuti nel modello CAD che può presentare buchi, vuoti e fessure.

Questi problemi, se non corretti, possono causare il fallimento della creazione del prototipo, con lo spreco di tempo e risorse. La correzione è effettuata dagli operatori, assistiti da software, questa fase è noiosa e complessa, specialmente nel caso in cui si operi con un elevato numero di entità geometriche. Una volta che il file ".STL" è privo di errori, il computer del sistema di prototipazione rapida lo analizza e lo seziona. La fase di *preparazione* dei parametri costruttivi è molto delicata e deve essere accompagnata da un'adeguata documentazione. Devono essere stabiliti molti parametri, ad esempio, profondità e potenza del laser per le macchine a sinterizzazione, posizionamento del modello per la miglior distribuzione dei layer, ecc.

La fase di *costruzione* è completamente automatizzata e spesso gli operatori lasciano lavorare la macchina di notte poiché il processo può impiegare molte ore e l'operatore non può più intervenire una volta avviata l'operazione.

La fase terminale del processo il *post processing* è quella più manuale, è anche una fase molto critica, a seconda della tecnologia, per il pericolo di danneggiamento del prototipo con manovre errate. Il processo di pulitura consiste nella rimozione di parti in eccesso che possono essere rimaste sul pezzo, ovvero supporti, resina intrappolata e altre parti a seconda della tecnologia utilizzata. La finitura si riferisce a processi secondari come la sabbiatura o la verniciatura, il cui scopo è quello di migliorare le caratteristiche superficiali ed estetiche del pezzo.

4.7 TECNOLOGIE A.M.

Per definire al meglio le tecnologie presenti sul mercato è stata fornita una classificazione in base al principio adottato.

Nell'ASTM F2792-12a vengono definiti sette processi di fabbricazione additiva:

- Binder Jetting
- Directed Energy Deposition
- Material Extrusion
- Material Jetting
- Powder Bed Fusion
- Sheet Lamination
- Vat Photopolymerization.

4.7.1 BINDER JETTING

Questo metodo di stampa tridimensionale viene definito come:

“An additive manufacturing process in which a liquid bonding agent is selectively deposited to join powder materials”. (ASTM F2792-08)

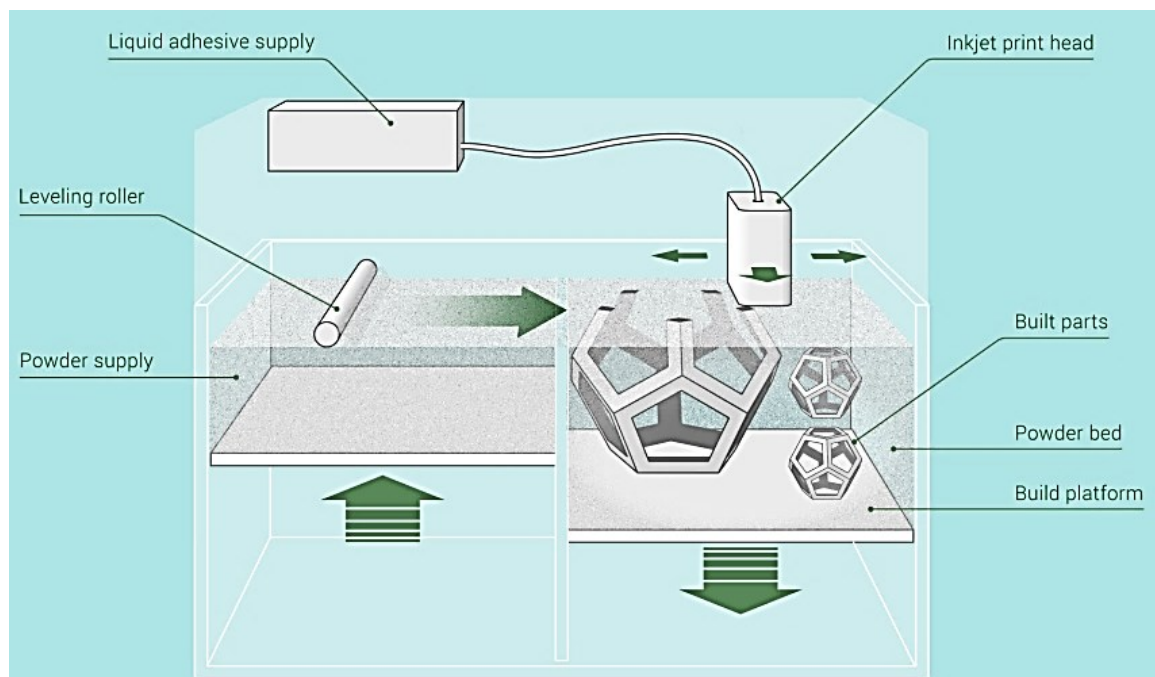


Figura 4.1: Schema di funzionamento tecnologia Binder Jetting

Un processo radicalmente differente dalla stereolitografia è quello inventato dalla ZCorporation nel 1995, che accomuna tutte le tecnologie basate sull'assemblaggio di polveri mediante l'uso di collanti, un "binder", per disegnare gli strati incollando insieme delle polveri.

Questo processo viene definito "binder jetting" proprio come quello delle normali stampanti 2D, dove per "binder" si intende il collante, che viene "jettato" sulla polvere disegnando, strato dopo strato, gli oggetti tridimensionali. La tecnologia di ZCorp, che si basa principalmente sulle polveri di gesso (ma alcune stampanti funzionano anche con la ceramica e possono essere adattate per usare altre polveri), ha riscosso un enorme successo nell'ultimo decennio anche perché, usando binder colorati (che si colorano mescolando l'inchiostro in cartucce prodotte da Hewlett Packard), è possibile usarla per realizzare oggetti in oltre 6 milioni di colori (in pratica l'intera selezione del più diffuso software grafico, Photoshop).

Le caratteristiche del materiale non sempre sono adatte per parti strutturali e nonostante la discreta velocità di stampa, è necessaria una post elaborazione aggiuntiva (vedi sotto) che aggiungere tempo significativo al processo globale.

Come per gli altri metodi di fabbricazione a letto di polvere l'oggetto stampato è autoportante all'interno del letto e viene successivamente rimosso dalla polvere non legata una volta completata la fase di stampa.

Il processo di stampa può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. Il materiale in polvere viene steso sul piano di costruzione attraverso un rullo.
2. La testa di stampa deposita il collante sopra la polvere dove richiesto
3. La piattaforma di costruzione viene abbassata dello spessore del layer
4. Un ulteriore strato di polvere viene steso sul precedente layer. L'oggetto è formato dove la polvere è legata con il liquido.
5. La polvere che circonda l'oggetto rimane ferma attorno all'oggetto a formare il supporto per i layers successivi.
6. Unbound powder remains in position surrounding the object.
7. Il processo viene ripetuto fino a compimento dell'oggetto.

4.7.2 DIRECTED ENERGY DEPOSITION

An additive manufacturing process in which focused thermal energy is used to fuse materials by melting as they are being deposited. (ASTM F2792-08)

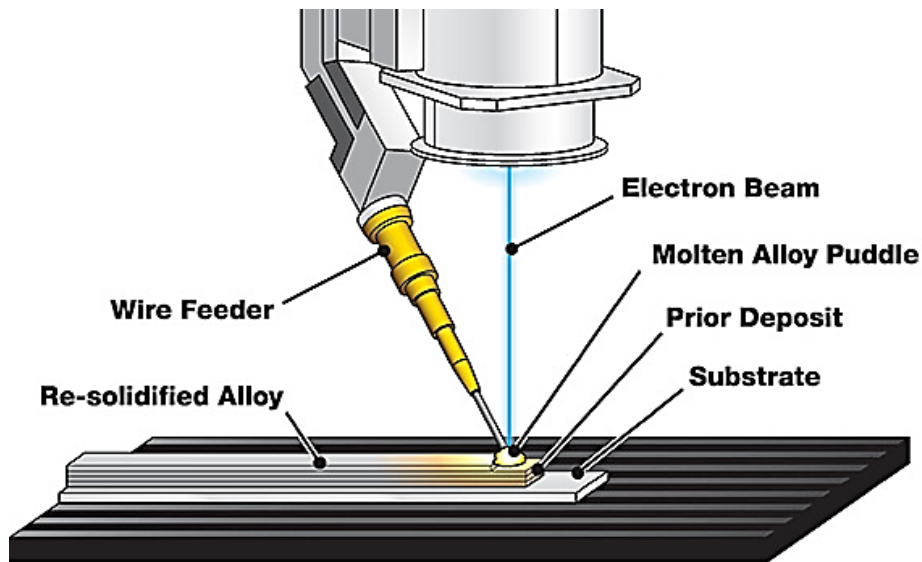


Figura 4.2: Schema di funzionamento tecnologia Direct Energy Deposition

Nel Directed Energy Deposition (DED) rientrano diverse tecnologie come il Laser Engineered Net ShapingT (LENS®), deposizione diretta di metallo, rivestimento laser 3D ed è un processo molto complesso utilizzato per riparare o aggiungere materiale a component già esistenti.

Una macchina tipica di questa tecnologia è composta da un ugello montato in un braccio articolato che deposita materiale fuso in una superficie specifica dove si solidifica. Il processo è simile all'estrusione di materiale fuso ma in questo caso l'ugello può muoversi nelle 3 dimensioni contemporaneamente. Il materiale può essere depositato in qualsiasi angolo e la fusione avviene per mezzo di un fascio laser o di un fascio di elettroni. Il processo può essere fatto utilizzando materiali polimerici, ceramici ma viene principalmente usato per la deposizione di metallo sia esso in forma di polvere o filamento.

L'applicazione più tipica è la riparazione o la manutenzioni di parti strutturali.

Il processo di deposizione può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. Un braccio articolato a 4 o 5 assi con un ugello viene mosso attorno ad un oggetto fisso.
2. Il materiale viene depositato dall'ugello su una faccia esistente dell'oggetto.
3. Il materiale può essere sotto forma di polvere o di filamento.
4. Il materiale viene fuso usando un laser o un fascio di elettroni oppure un arco a plasma sopra la deposizione.
5. Il materiale viene aggiunto layer su layer per la creazione o la riparazione di parti di oggetti esistenti.

4.7.3 MATERIAL EXTRUSION

An additive manufacturing process in which material is selectively dispensed through a nozzle or orifice. (ASTM F2792-08)

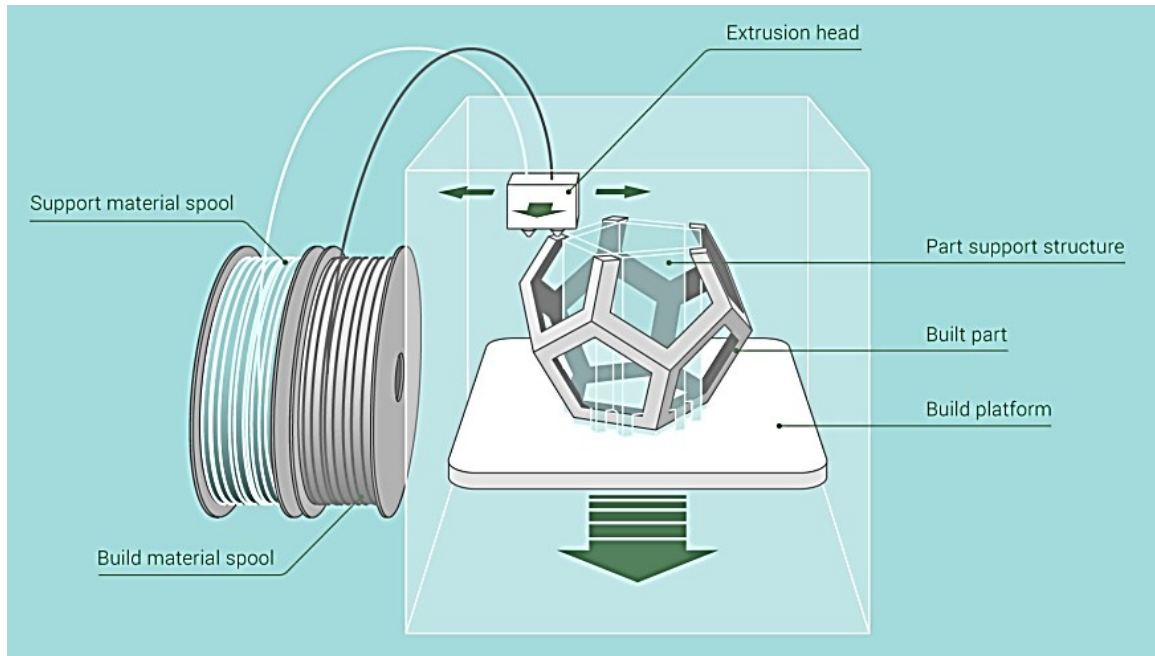


Figura 4.3: Schema di funzionamento tecnologia Material Extrusion

Il processo di deposizione di materiale fuso è il più diffuso sistema di prototipazione. Il materiale viene fatto convogliare attraverso un ugello dove viene riscaldato fino alla sua fusione e successivamente depositato strato per strato.

L'ugello può muoversi sul piano a descrivere un percorso CAM 2D, terminata la deposizione dello strato, la piattaforma viene mossa verticalmente per la creazione del nuovo livello.

Questo processo ha molti fattori che possono influenzare la qualità del modello finale ma ha una grande potenzialità se questi fattori vengono controllati con successo. La difficoltà nell'ottenere la stabilità del componente durante la sua realizzazione è legata alla capacità di mantenere in movimento la testa di estrusione ad una velocità costante ed una pressione costante il materiale plastico fuso

Il processo di stampa può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. Il primo layer è costruito dalla deposizione di materiale dove richiesto nella sezione di area della prima stratificazione dell'oggetto.
2. Gli strati aggiuntivi vengono aggiunti sopra ai precedenti fino al completamento dell'oggetto.
3. Il layer sono fusi assieme durante la fase di deposizione nel contatto tra materiale fuso che esce dall'ugello e il materiale precedentemente depositato

I principali vantaggi della tecnica FDM sono i seguenti:

- Costruzione di parti funzionali, i pezzi prodotti presentano ottime caratteristiche meccaniche e ciò è molto utile soprattutto per lo sviluppo di prodotti che richiedono test funzionali in tempi brevi;
- Minimo scarto di materiale;
- Facilità di rimozione dei supporti;
- Facilità di cambio del materiale.

Gli svantaggi sono invece:

- Accuratezza limitata, ciò è dovuto al fatto che il materiale è estruso sottoforma di fili dallo spessore di 1.27 mm circa;
- Lentezza del processo;
- Ritiro imprevedibile del materiale plastico.

4.7.4 MATERIAL JETTING

An additive manufacturing process in which droplets of build material are selectively deposited. (ASTM F2792-08)

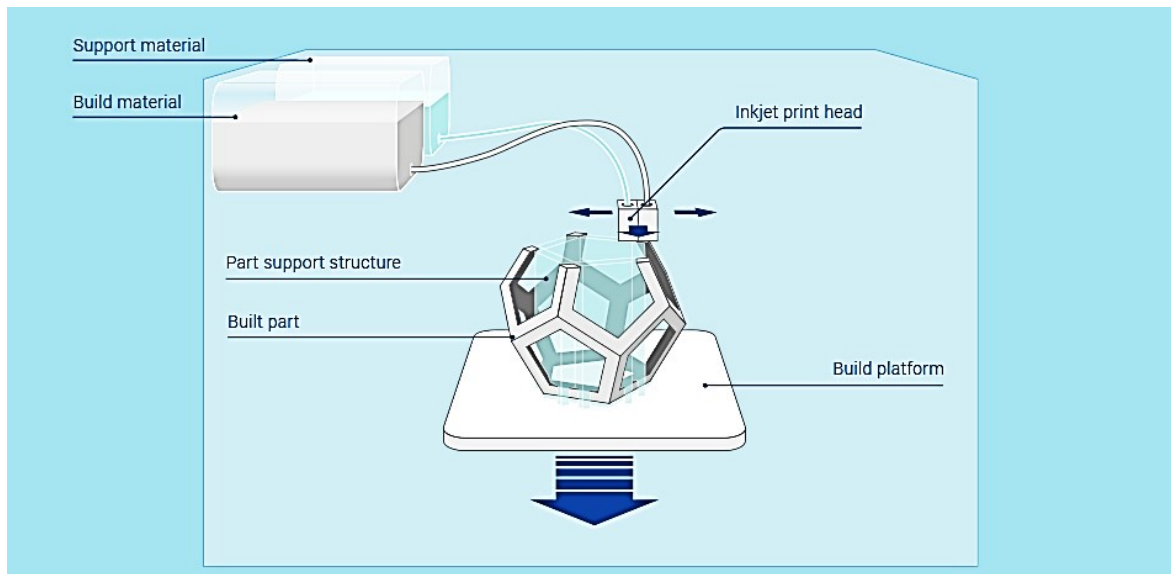


Figura 4.4 Schema di funzionamento tecnologia Material Jetting

Questa tecnica permette di creare oggetti con la stessa tecnologia bidimensionale delle stampanti a getto di inchiostro. Il materiale viene depositato sul piano di stampa usando un approccio Drop on Demand (DOD).

Il materiale depositato sul piano di lavoro e successivamente sulla superficie precedentemente costruita viene solidificato e il modello viene così realizzato layer su layer. Le macchine costruite con questa tecnologia variano nella loro complessità e nel metodo di deposizione del materiale. Il materiale dei layer viene solidificato ed indurito utilizzando raggi ultravioletti (UV).

Il materiale utilizzabile viene limitato dalla capacità di formare gocce. Polimeri e resine sono i materiali più usati, questo è dovuto alla loro natura viscosa e capacità di formare gocce.

Il processo di stampa può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. La testa di stampa è posizionata sopra il piano di stampa
2. Le gocce di materiale sono depositate dalla testa di stampa sulla superficie dove richiesto attraverso metodi termici o piezoelettrici
3. Le gocce di materiale solidificano generando il primo layer
4. Gli altri strati vengono costruiti superiormente come il primo
5. Gli strati vengono lasciati indurire attraverso una luce UV. Il post processo include la rimozione del supporto

4.7.5 POWDER BED FUSION

An additive manufacturing process in which thermal energy selectively fuses regions of a powder bed. (ASTM F2792-08)

Tra i processi Powder Bed Fusion possiamo includere le seguenti tecniche di stampa: Direct metal laser sintering (DMLS), Electron beam melting (EBM), Selective heat sintering (SHS), Selective laser melting (SLM) and Selective laser sintering (SLS).

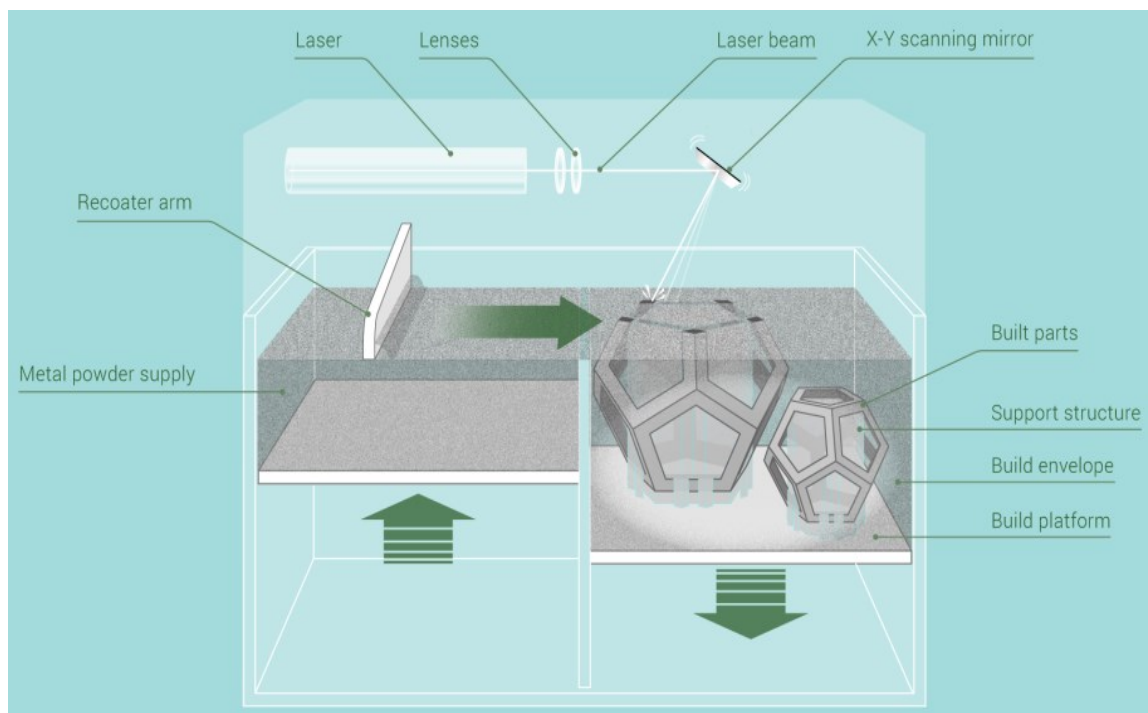


Figura 4.5: Schema di funzionamento tecnologia Laser Melting

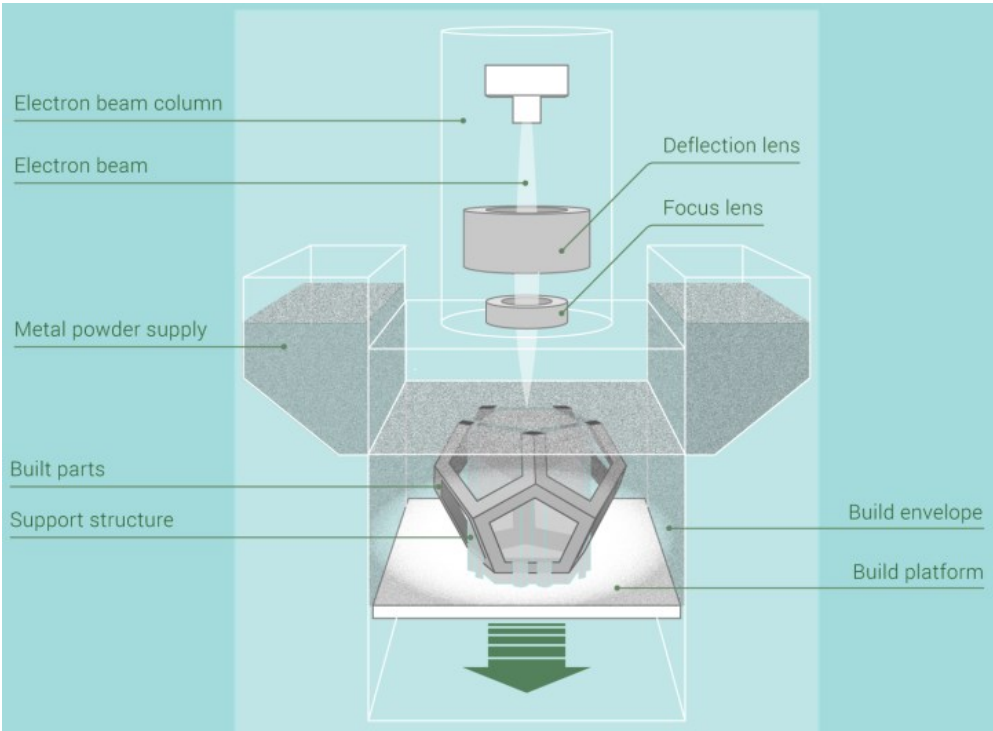


Figura 4.6: Schema di funzionamento tecnologia Electron Beam Melting

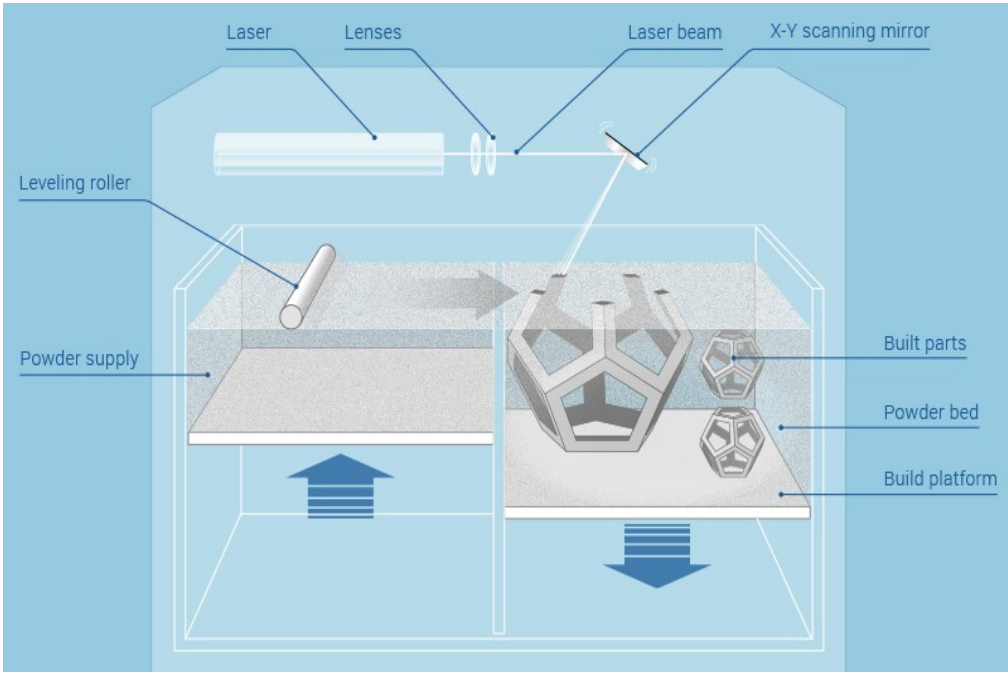


Figura 4.7: Schema di funzionamento tecnologia Laser Sintering

Queste tecnologie Powder Bed Fusion (PBF) possono usare un laser o un fascio di elettroni concentrato per fondere assieme la polvere. L' Electron beam melting (EBM) a differenza degli altri richiede l'utilizzo del vuoto nella camera di stampa ma può essere usato con metalli e leghe per la creazione di parti funzionali.

Tutti i processi PBF prevedono la distribuzione di uno strato di polvere strato su strato. che può avvenire attraverso un rullo o una lama. Una tramoggia o un serbatoio al di sotto del letto di polvere apporta nuovo materiale.

Il Direct Metal Laser Sintering (DMLS) è uguale come tipologia al SLS ma cambia il materiale utilizzando metallo al posto delle polveri plastiche. Anche in questo processo le polveri vengono sinterizzate strato su strato.

Il Selective Heat Sintering differisce dagli altri processi dal metodo di apporto di calore da parte della testa di stampa per l'unione delle polveri. Come per gli altri metodi l'apporto di materiale nuovo viene distribuito attraverso un rullo. Il piano di lavoro scende mentre l'oggetto viene stratificato.

Il processo di stampa può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. Uno strato tipicamente di 0.1 mm viene depositato sul piano di lavoro.
2. Un laser fonde il primo strato o la prima sezione del modello.
3. Un nuovo layer di polvere viene sovrapposto al precedente layer usando un rullo.
4. Altri strati o sezioni vengono aggiunte e fuse assieme.
5. Il processo si ripete affinché l'intero modello è stato creato. Il materiale che non viene fuso rimane in posizione e verrà rimosso in fase di post processamento.

4.7.6 SHEET LAMINATION

An additive manufacturing process in which sheets of material are bonded to form an object. (ASTM F2792-08)

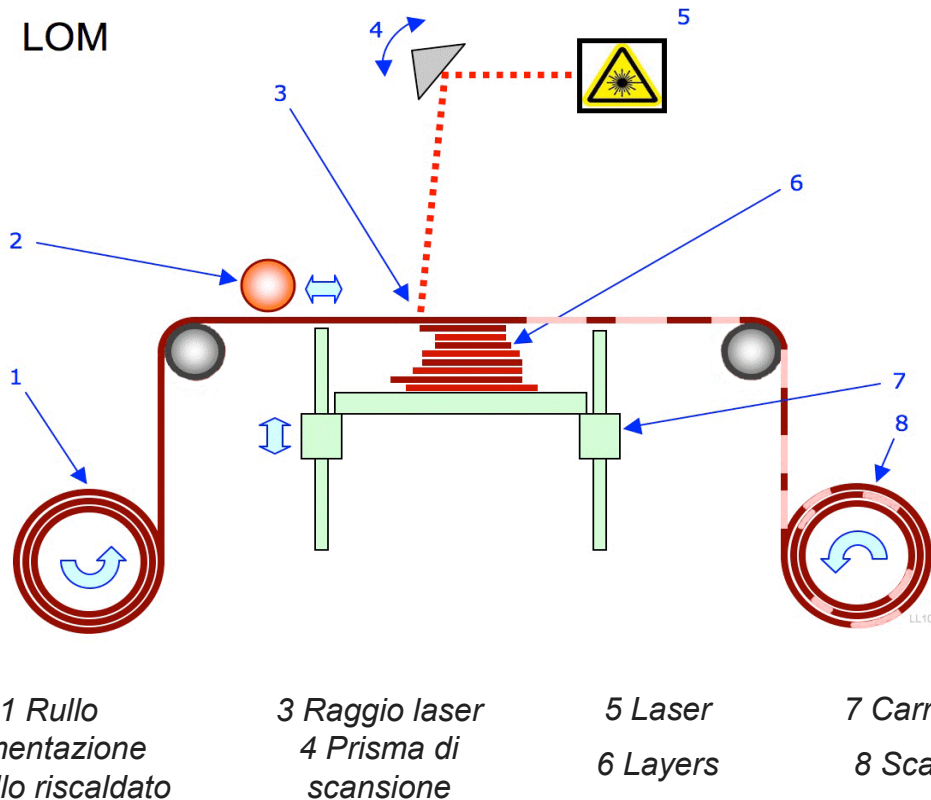


Figura 4.8: Schema di funzionamento tecnologia Laminated Object Manufacturing

Questo metodo include il processo Ultrasonic Additive Manufacturing (UAM) e il Laminated Object manufacturing (LOM).

Il processo UAM usa fogli o nastri di metallo che vengono uniti assieme attraverso una saldatura ad ultrasuoni. Il processo richiede una lavorazione addizionale di asportazione del materiale in eccesso non saldato che può avvenire già in fase di saldatura. La saldatura ad ultrasuoni avviene a basse temperature e può unire differenti materiali. I materiali utilizzati includono alluminio, rame, acciaio inossidabili e titanio.

Il processo Laminated Object Manufacturing (LOM) usa lo stesso approccio di sovrapposizione layer su layer ma usa fogli di carta uniti per mezzo di adesivo. Il materiale di scarto viene unito a fisarmonica per facilitare la rimozione nella fase di post processo.

Questa tecnologia viene prevalentemente utilizzata per la realizzazione di modelli estetici e non sono applicabili per scopi funzionali.

Il processo di stampa può essere descritto nelle seguenti fasi:

1. Il materiale viene posizionato sul piano di taglio
2. Il materiale viene tenuto in posizione mentre viene steso l'adesivo
3. La forma richiesta viene tagliata per mezzo di un laser o un cutter
4. Lo strato successivo viene sovrapposto incollato e tagliato fino al completamento dell'oggetto
5. Rimozione del materiale in eccesso.

4.7.7 VAT PHOTOPOLYMERIZATION

An additive manufacturing process in which liquid photopolymer in a vat is selectively cured by lightactivated polymerization. (ASTM F2792-08)

Tra i processi VAT Photopolymerization possiamo includere le seguenti tecniche di Stereolithography (SLA) e Photopolymer Jetting (PJ).

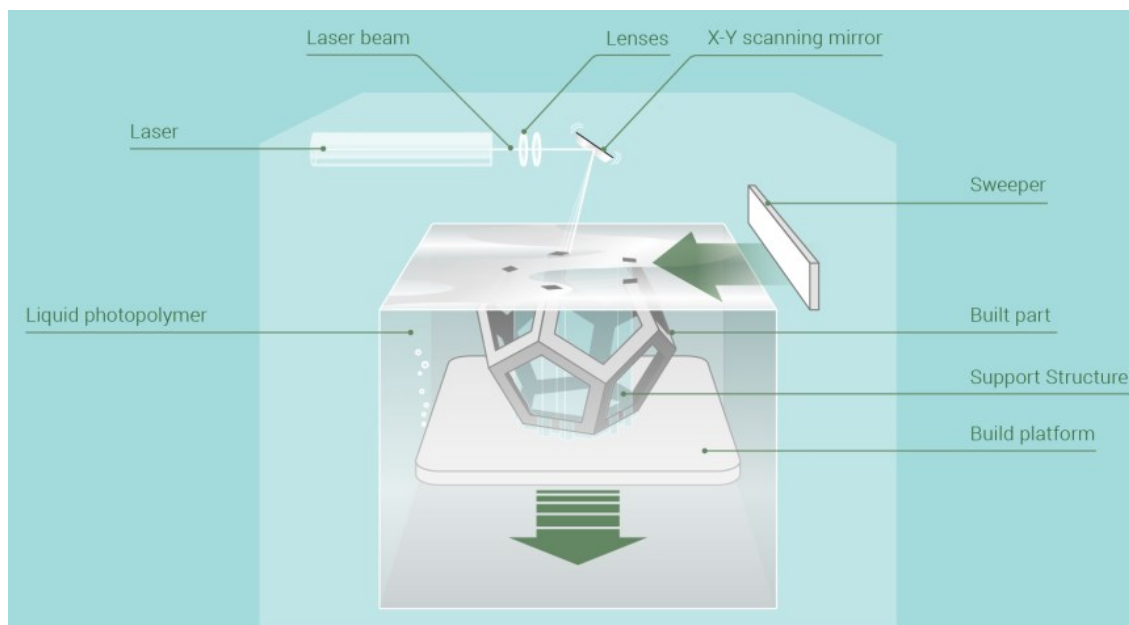


Figura 4.9: Schema di funzionamento tecnologia Stereolithography (SLA)

Nella Stereolitography (SLA *Stereo Litographic Apparatus*) il materiale impiegato è un fotopolimero allo stato liquido; un fotopolimero è un polimero che cambia le proprie caratteristiche se esposto alla luce, collocata nella regione ultravioletta o visibile dello spettro elettromagnetico. Il funzionamento di tale tecnologia si basa infatti sulla polimerizzazione, per effetto di un laser; se esposto alla radiazione luminosa, il materiale si irrigidisce variando le proprie caratteristiche fisico-meccaniche. Fotopolimeri comunemente usati per il 3D printing sono acrilati polifunzionali e metacrilati, additivati con un componente non polimerico per ridurre il ritiro volumetrico del materiale, evitando così deformazioni indesiderate. Materiali di questo tipo fanno sì che gli oggetti creati abbiano un'ampia varietà di proprietà, come ad esempio la resistenza all'acqua, una buona flessibilità, durevolezza, rigidità, trasparenza e resistenza termica e agli urti.

Il fotopolimero liquido è versato in una vasca contenitiva; in essa, viene immerso il piatto di stampa che, *layer* dopo *layer*, si abbassa; un raggio laser viene proiettato da un sistema di specchi in modo da scandire la superficie del liquido e nel contempo modulato in modo da ricostruire una immagine *raster* della prima sezione dell'oggetto da costruire.

Terminata la prima scansione la piastra si abbassa leggermente e una successiva scansione laser genera una seconda sezione. Il processo si ripete fino a completare l'oggetto. Se nell'oggetto sono presenti parti non vincolate alla base che potrebbero cadere mentre vengono create vengono previsti delle colonne di sostegno provvisorie che verranno poi rimosse manualmente a processo ultimato. Al termine della creazione l'oggetto viene estratto dalla resina liquida e posto in un forno a luce ultravioletta per completare la polimerizzazione. Successivamente è possibile rifinire ed anche verniciare la superficie.

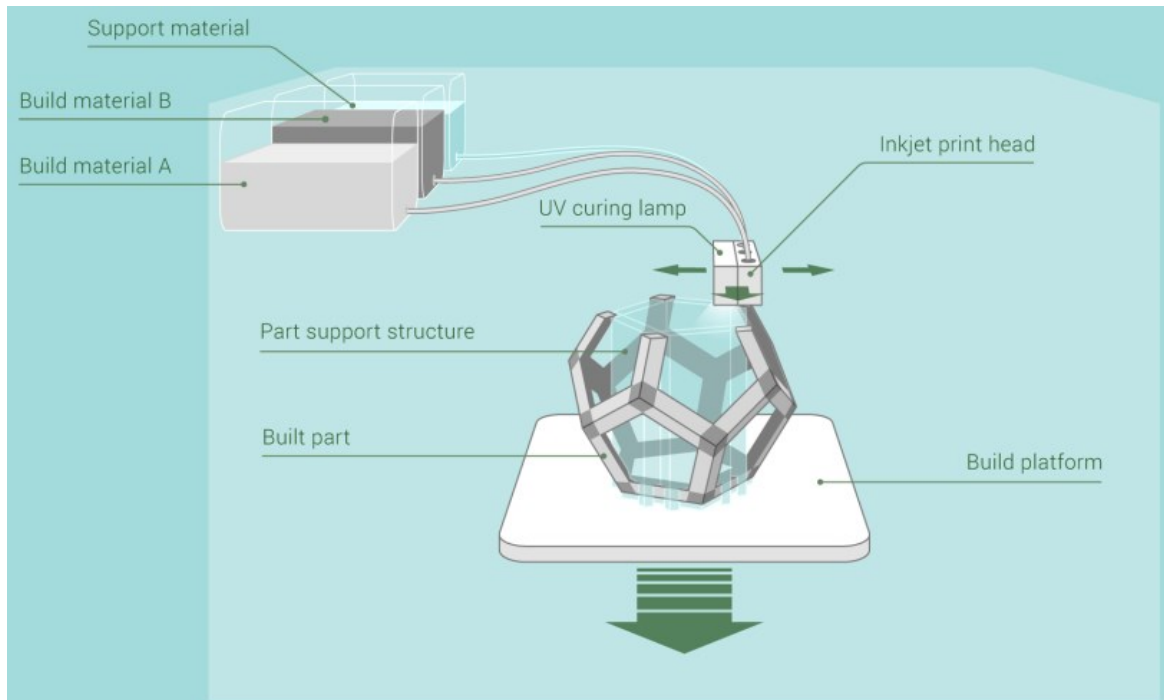


Figura 4.10: Schema di funzionamento tecnologia Photopolymer Jetting (PJ)

Nella tecnologia Photopolymer Jetting (PJ) la testina di stampa è costituita da una pluralità di ugelli disposti in modo lineare, che funzionano basandosi sulla tecnologia sfruttata dalle stampanti 2D tradizionali, cioè "a getto di materiale". Ciò che viene eiettato dagli ugelli di stampa è costituito da materiale fotosensibile, in genere resine: in precedenza alla deposizione di ogni strato di materiale sul piatto di stampa (goccioline finissime di resina creano un film spesso pochi micron), un raggio UV (ultravioletto) catalizza il film di resina, indurendolo e rendendolo solido; il processo chimico è simile al processo SLA.

Grazie alle minime dimensioni delle goccioline di resina spruzzate è possibile ottenere dettagli minimi caratterizzati da un'elevata nitidezza e precisione.

Al fine di ottenere sporgenze e sottosquadri, sono necessarie strutture di supporto: esse sono generalmente costituite da materiale che può ricordare, nella sua struttura e consistenza, la cera. Tale materiale può essere asportato a mano, con opportuni strumenti asportanti, con un getto di acqua in pressione oppure con l'utilizzo di getti di aria calda.

4.8 CASO APPLICATIVO FDM

Si vuole qui di seguito rappresentare il caso applicativo della girante di una pompa industriale *Figura 4.11*. Lo studio di questa girante si è reso necessario per il verificarsi di cavitazione durante il suo funzionamento con particolari fluidi elaborati.

Omissis

Figura 4.11: Girante pompa industriale: modello CAD e modello reale

Lo studio è partito dal confronto della geometria realizzata utilizzando il processo di digitalizzazione e sovrapposizione con il modello CAD per verificare che il modello reale utilizzato rappresentasse al meglio il modello CAD e che non vi fossero modifiche introdotte durante la fase produttiva che ne potessero alterare il funzionamento. Il modello così verificato ha dimostrato che i ritiri del materiale durante la produzione alteravano leggermente la posizione del bordo di attacco nella parte più esterna.

La deformazione legata al processo produttivo ha generato quindi una geometria leggermente diversa rispetto al modello matematico.

Si è reso necessario passare attraverso il processo di R.E. per la ricostruzione fedele del modello reale della girante per le successive simulazioni numeriche.

Il buon risultato ottenuto dal confronto del comportamento della macchina così virtualizzata rispetto al comportamento della girante durante il suo funzionamento reale, hanno permesso di modificare la geometria per incrementarne l'efficienza durante il suo funzionamento.

Le difficoltà nelle tempistiche realizzative di una singola girante con il metodo classico ha spinto nella ricerca di metodi alternativi di fabbricazione per ridurre i tempi e i costi.

Il ciclo classico di generazione di una geometria di questo tipo prevedeva costi molto elevati per la generazione di modelli negativi per l'ottenimento della cavità di fusione.

La scelta della tecnologia additiva, tra quelle elencate nei paragrafi precedenti, per lo studio dell'applicabilità della stampa 3D al processo di produzione di questa geometria si è basata su fattori economici e sulla confidenza del risultato, sperimentato durante il percorso di dottorato. La tecnologia utilizzata è stata la tecnologia di estrusione di filamento plastico FDM.

L'utilizzo della tecnologia FDM di Stratasys utilizzando il modello di stampante Fortus 900mc, di seguito riportata, ha permesso di realizzazione del singolo modello positivo a perdere della girante.



Figura 4.12: Stratasys Fortus 900 mc

Il costo di realizzazione del modello è risultato essere inferiore di 2/3 del costo di realizzazione della cavità di riempimento con il metodo classico riducendo la tempistica realizzativa del modello ad una settimana invece di un mese. Il risultato ottenuto è rappresentato in *Figura 4.11*. Si riporta di seguito il processo di messa in stampa del modello attraverso il software Insight di Stratasys. Nella prima fase si esporta il modello STL dal software CAD utilizzando le opzioni corrette per la trasformazione delle superfici CAD nel modello poligonale.

La scarsa qualità del modello poligonale può generare difetti evidenti nelle superfici a bassa curvatura che portano ad un'alterazione in fase realizzativa del modello.

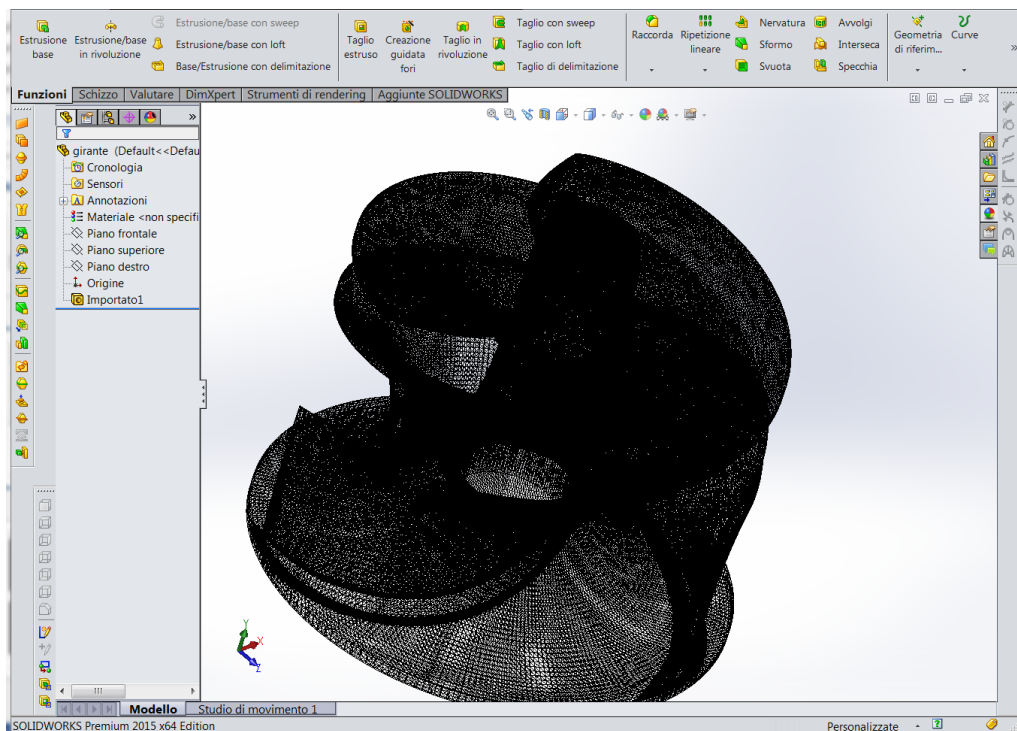


Figura 4.13: Esportazione del modello STL dal software di modellazione

Omissis

Figura 4.14: Importazione ed orientamento nel software di simulazione

Il file esportato dal software di modellazione viene importato nel software CAM di stampa Stratasys Insight ed orientato secondo la direzione di minor impatto per la realizzazione della stratificazione e del supporto.

Per questa geometria l'ingombro della girante grezza occupa completamente il piano di stampa. Se la geometria avesse superato una delle dimensioni di stampa avremmo dovuto procedere al sezionamento della girante in più parti.

Le fasi successive di programmazione sono quelle di slicing cioè suddivisione del modello in strati. Per ridurre i tempi realizzativi si è scelto di suddividere il modello in strati di 0.33 mm senza compromettere la definizione delle superfici finali avendo lasciato un margine di qualche decimo per le finiture superficiali.

Omissis

Figura 4.15: Suddivisione del modello in strati

Nella fase successiva viene fatto calcolare automaticamente il percorso di estrusione del materiale di stampa e del materiale di supporto impostando delle condizioni del contorno e del riempimento interno. Questa soluzione permette di alleggerire il componente riducendo tempi e costi di stampa, diminuire i ritiri del materiale plastico ed agevolare in fase di essiccazione del refrattario l'evaporazione del materiale plastico per lasciare spazio alla cavità di colata.

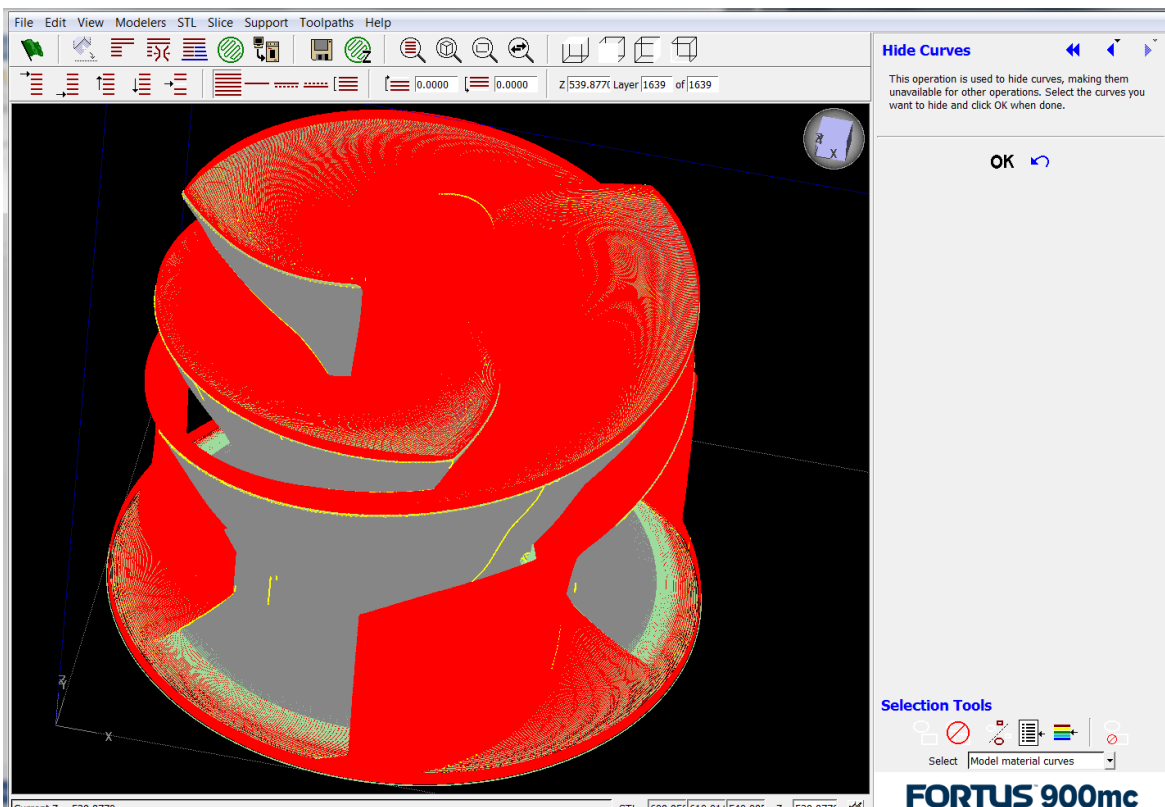


Figura 4.16: Generazione del supporto di stampa

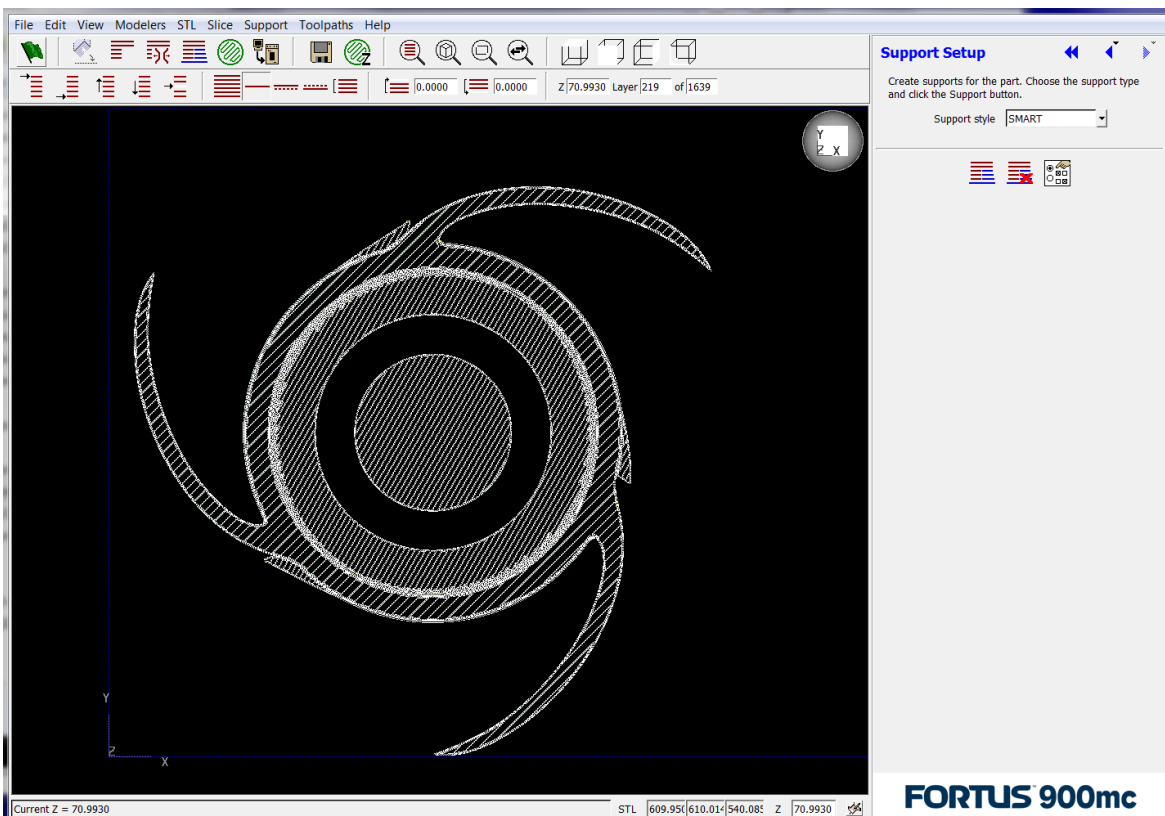


Figura 4.17: Generazione del percorso CAM di deposizione

Finita la preparazione del percorso di estrusione viene inviato il file macchina alla stampante che inizierà il percorso di estrusione strato su strato fino al completamento della geometria.

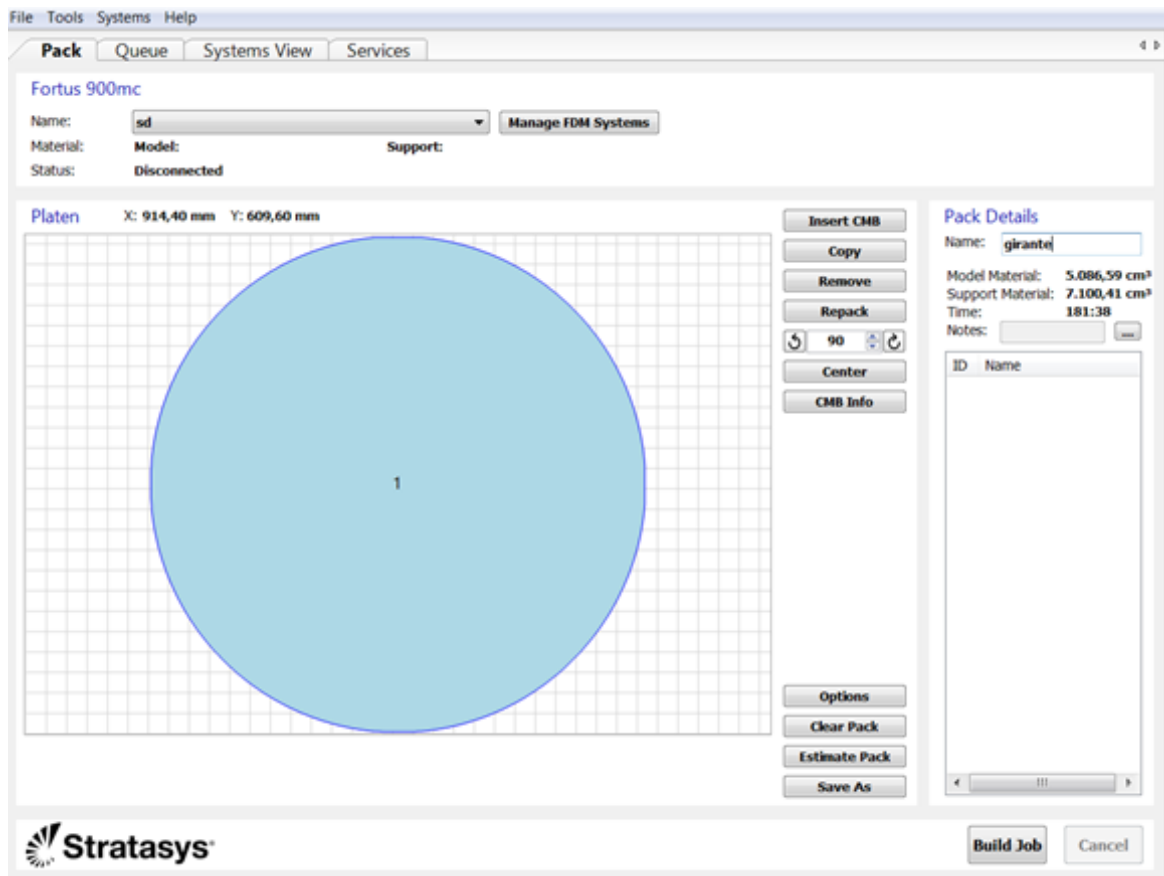


Figura 4.17: Generazione del percorso CAM di deposizione

Il materiale utilizzato per la stampa è ABS, il post processamento consiste nell'eliminazione del materiale solubile di supporto per mezzo di una vasca di lavaggio contenente una soluzione basica. Ad eliminazione ultimata si procede ad una sabbiatura leggera della superficie e una lisciatura con vapori di acetone sulla superficie.

Si può notare come il tempo di realizzazione sia di 180 ore equivalenti a 7.5 giorni di stampa. Per le dinamiche normali aziendali una settimana potrebbe essere sufficiente al reperimento della sola materia prima per la realizzazione degli stampi per la formatura della cavità di colata. Si evince quindi l'enorme potenziale che la tecnologia additiva può apportare al ciclo realizzativo del prodotto.

CAPITOLO 5

LA METODOLOGIA INTEGRATA NELLE TURBOMACCHINE

5.1 CLASSIFICAZIONE DELLE TURBOMACCHINE

Le turbomacchine possono essere classificate secondo diversi criteri, ad esempio, secondo la funzione, in:

- **Macchine motrici**, se utilizzano l'energia del fluido per produrre potenza meccanica all'albero. In particolare saranno considerate le turbine idrauliche e termiche, sia a vapore che a gas.
- **Macchine operatrici**, che utilizzano potenza meccanica per aumentare l'energia del fluido sotto forma di pressione (pompe e compressori) o di energia cinetica (ventilatori ed eliche propulsive).

Una seconda classificazione fa riferimento al fluido di lavoro, in particolare per quanto riguarda le caratteristiche di comprimibilità:

- **Macchine a fluido incompressibile:** ovviamente a tale categoria appartengono le macchine idrauliche (turbine, pompe o eliche marine), ma anche ad esempio i ventilatori, nei quali evolvono aeriformi, ma a velocità tali e variazioni di pressione tali, da non generare significative variazioni di densità fra aspirazione e mandata.
- **Macchine a fluido comprimibile** (o *termiche*): nelle quali gli effetti legati alla comprimibilità e gli effetti termici sono significativi. In tale categoria rientrano ad esempio le turbine a vapore e a gas e i compressori di gas.

Per quanto riguarda l'energia scambiata nelle turbomacchine occorre precisare che, quando il lavoro specifico richiesto è elevato, è possibile incorrere a *turbomacchine multistadio*, montando in serie diversi stadi i cui rotori sono normalmente calettati sullo stesso albero motore. Ciò premesso, possiamo introdurre una nuova classificazione, che riguarda la geometria della macchina o, più precisamente del singolo stadio di turbomacchina. Ovviamente esistono architetture molto diverse, ma l'aspetto più importante connesso con gli scambi energetici fluido-macchina riguarda l'alternativa fra:

- **Stadi radiali** (centrifughi o centripeti a seconda che si tratti di macchine motrici od operatrici). In essi viene sfruttata la variazione di energia potenziale centrifuga fra ingresso ed uscita dalla girante.
- **Stadi assiali**, nei quali la variazione di raggio fra ingresso e uscita dal rotore è poco importante; in essi la variazione di altezza delle pale e delle sezioni di passaggio del fluido sono imposte solo dalla necessità di soddisfare la portata, quando la densità varia.

Infine menzioniamo un'ultima distinzione legata alla distribuzione del salto di pressione fra statore e rotore di uno stadio:

- **Stadi ad azione**, nei quali la trasformazione termodinamica (essenzialmente la variazione di pressione) ha luogo interamente nello statore.
- **Stadi a reazione**, nei quali una frazione (o addirittura la quasi totalità) del salto di pressione ha luogo nel rotore.

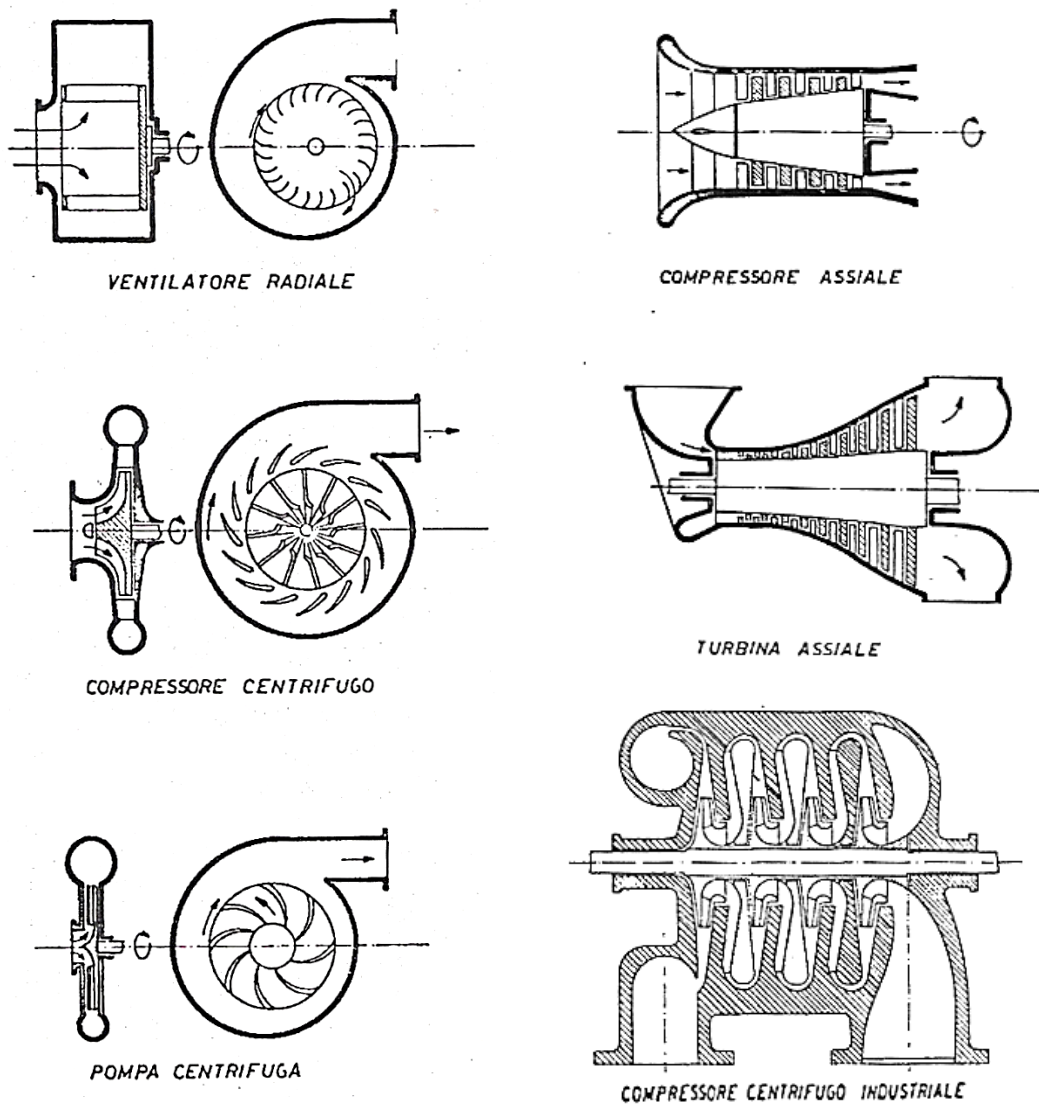


Figura 5.1: Alcune macchine operatrici (Osnaghi, 2002)

Figura 5.2 Turbomacchine multistadio (Osnaghi, 2002)

Figura 5.1: Alcune macchine operatrici (Osnaghi, 2002)

Riportiamo alcune viste di turbomacchine: macchine monostadio e pluristadio, motrici ed operatrici, idrauliche e termiche, radiali ed assiali, ad azione e a reazione. Si è adottata una rappresentazione volutamente molto schematica, per meglio chiarire negli aspetti essenziali e assai generali il principio di funzionamento, al di là della apparente diversità delle soluzioni e delle geometrie. In particolare si osservi che le differenze sono soprattutto quantitative e le analogie sono ben più importanti, malgrado le apparenze.

Si tenga presente che negli stadi di macchine operatrici i canali statorici sono normalmente a valle del rotore ed hanno lo scopo di aumentare la pressione a spese dell'energia cinetica, mentre negli stadi di turbina i canali statorici precedono il rotore ed hanno il compito di accelerare il flusso a spese della pressione e deviarlo in direzione tangenziale, in modo da generare una coppia rispetto all'asse.

Nelle prime tre sezioni (*Figura 5.1*) sono confrontate macchine operatrici centrifughe, come è richiesto per aumentare il lavoro specifico. Si osservi l'analogia fra pompa e ventilatore, entrambi con pale all'indietro poiché il lavoro specifico è modesto, il grado di reazione elevato e conseguentemente assente il diffusore. Per il compressore valgono considerazioni opposte.

Sono riportate tre soluzioni multistadio (*Figura 5.2*), due assiali ed una centrifuga. Osserviamo nelle prime la variazione opposta di altezza di pala, legata alla variazione di volume specifico.

Seguono tre tipiche turbine idrauliche (*Figura 5.3*), interessanti perché in questa categoria rientrano sia macchine destinate ad elevatissimi salti motore (*Pelton*) sia macchine per bassissimi dislivelli (*Eliche*) ed è ben visibile l'evoluzione della geometria dalle *Pelton* alle *Francis* alle *Eliche*, ad azione la prima, a reazione le altre, con evoluzione da architettura centripeta ad assiale. Per quanto riguarda gli stadi di turbine termiche riportiamo due casi di macchine a vapore molto caratteristici: ad azione ed assiale il primo (*Stadio Curtis*) e addirittura centrifugo il secondo (*Ljungstrom*), in evidente contrasto con la norma per una turbina non assiale, che è la soluzione centripeta. La *Ljungstrom*, costituita da due rotori controrotanti, è qui riportata proprio come eccezione che conferma la regola: in essa prevale infatti l'esigenza di avere un grande aumento della sezione di passaggio allo scarico, per compensare l'aumento di volume specifico, sulla opportunità di massimizzare il lavoro specifico.

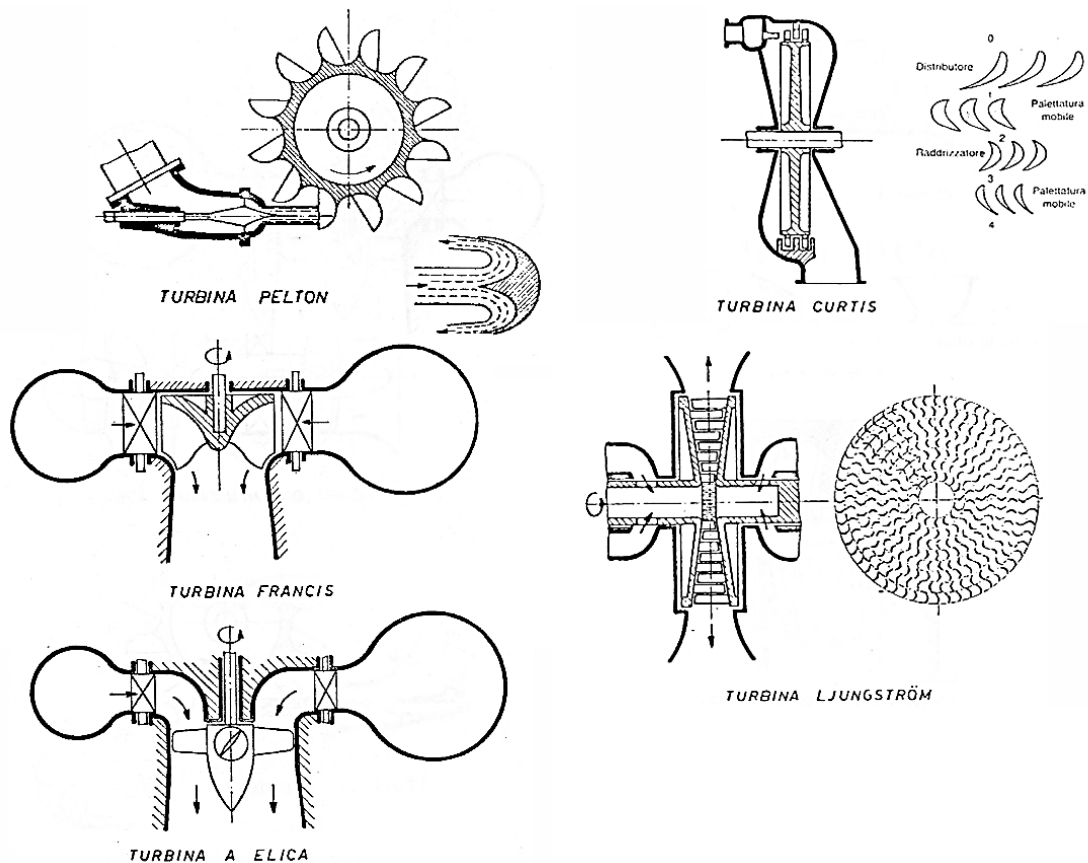


Figura 5.3: Turbine idrauliche e a vapore (Osnaghi, 2002)

Le prestazioni degli stadi di turbomacchine dipendono da molti fattori, tuttavia possiamo individuare tre aspetti importanti e fare alcune considerazioni del tutto generali, che vanno prese come indicazioni di massima:

- **Energia scambiata o lavoro specifico per stadio** (a pari dimensioni e velocità di rotazione):
 - Maggiori per stadi centrifughi nelle macchine operatrici o centripeti nelle macchine motrici, rispetto agli stadi assiali, poiché questi ultimi non utilizzano l'energia centrifuga.
 - Maggiori per stadi ad azione rispetto a quelli a reazione, se gli stadi lavorano in condizioni ottimizzate.
- **Rendimenti fluido dinamici:** in generale maggiori per stadi a reazione rispetto a quelli ad azione, poiché nei primi la variazione della velocità è più regolare, senza punte di velocità sulle pale.
- **Portate specifiche** (a pari dimensioni dello stadio): in generale maggiori in stadi assiali che in stadi radiali.

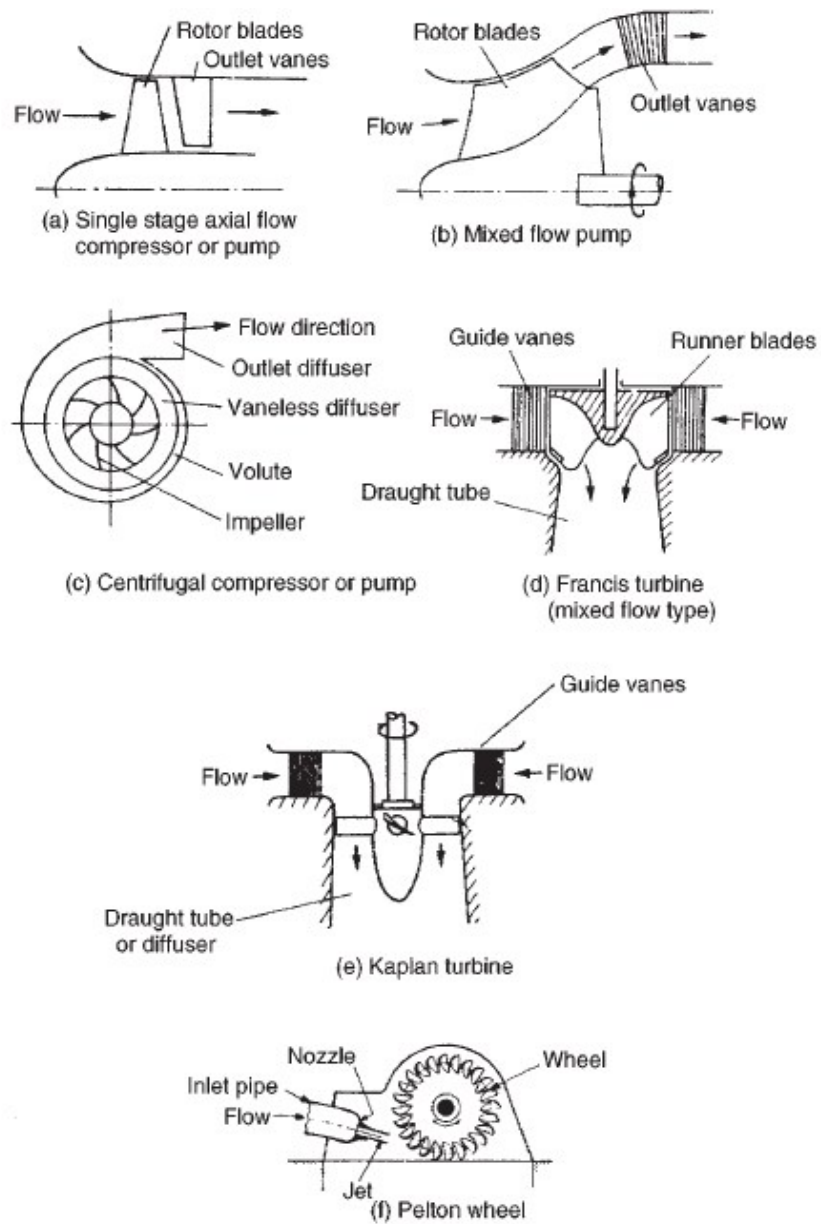


Figura 5.4 Modelli di turbomacchine e loro parti costitutive (Dixon,1998)

5.2 CRITICITA' NELLO STUDIO DELLE TURBOMACCHINE

Lo studio flussi all'interno delle turbomacchine sono fra i più complessi incontrati nella pratica della fluidodinamica. Sia la descrizione geometrica del dominio di flusso del fluido, che i processi fisici presenti, sono estremamente complicati.

Questi flussi sono sempre tridimensionali, viscosi e non stazionari. Il fluido elaborato può essere a monofase liquida o gassosa, o bifase (liquido-solido o gas-solido o liquido-gas). Gli effetti dei gas reali possono essere importanti, così come gli effetti di una miscela di gas, gli effetti di gas non perfetti, l'evaporazione e la sublimazione. Il flusso può essere incomprimibile o comprimibile, con regimi subsonici, transonici e supersonici, i quali possono essere presenti simultaneamente in regioni differenti. Di solito il flusso viscoso ha uno spiccato andamento turbolento che può includere molteplici scale di lunghezza e tempo. Le regioni di flusso laminare, di transizione, turbolento, di flusso separato e profili viscosi completamente sviluppati, possono essere presenti simultaneamente a causa della molteplicità delle dimensioni introdotte da geometrie complesse del campo di flusso.

Le regioni viscoso e turbolente incontrano tensioni e sforzi complessi dovuti alla presenza di tre dimensioni, elevati gradienti di pressione in tutte le direzioni, rotazioni, curvature, onde d'urto, interazione fra onda d'urto e strato limite, interazione fra strati limite e scie, trasferimento di calore, cavitazione. Il campo di flusso può essere dominato da flussi vorticosi: flussi secondari (*secondary flow*), vortici per giochi d'estremità (*tip leakage vortices*), vortici a ferro di cavallo (*leading-edge horseshoe vortices*), vortici d'angolo (*corner vortices*), *shed vortices* e *scraping vortices*. Le equazioni che descrivono l'andamento del flusso sono fortemente accoppiate, e sono spesso presenti complesse condizioni al contorno (traspirazione, trasferimento del calore, periodicità, pareti in movimento, etc.).

Nelle *Figura 5.5* viene mostrata una rappresentazione schematica del campo di flusso di due tipiche configurazioni di turbomacchina.

La descrizione geometrica delle regioni di flusso include numerosi parametri con differenti scale di lunghezza.

Associati al profilo della pala vi sono lo *stagger angle*, la curvatura della pala (*blade camber*), la corda, il passo della pala (*blade spacing*), lo spessore massimo, la

distribuzione della curvatura, la distribuzione dello spessore, i raggi della *leading* e *trailing edge*, la rugosità superficiale e la distribuzione dei fori di raffreddamento. Associati alla traiettoria del flusso abbiamo distribuzioni radiali di *stagger angle*, curvatura e spessore, *lean*, *twist*, *dihedral*, *sweep*, *skew*, *flare*, *aspect ratio*, *hub/tip ratio*, *tip clearance*, curvatura delle pareti (al mozzo e alla periferia), cambiamento dell'area di traiettoria, spaziatura assiale fra pala e vano, distribuzione radiale dei fori di raffreddamento.

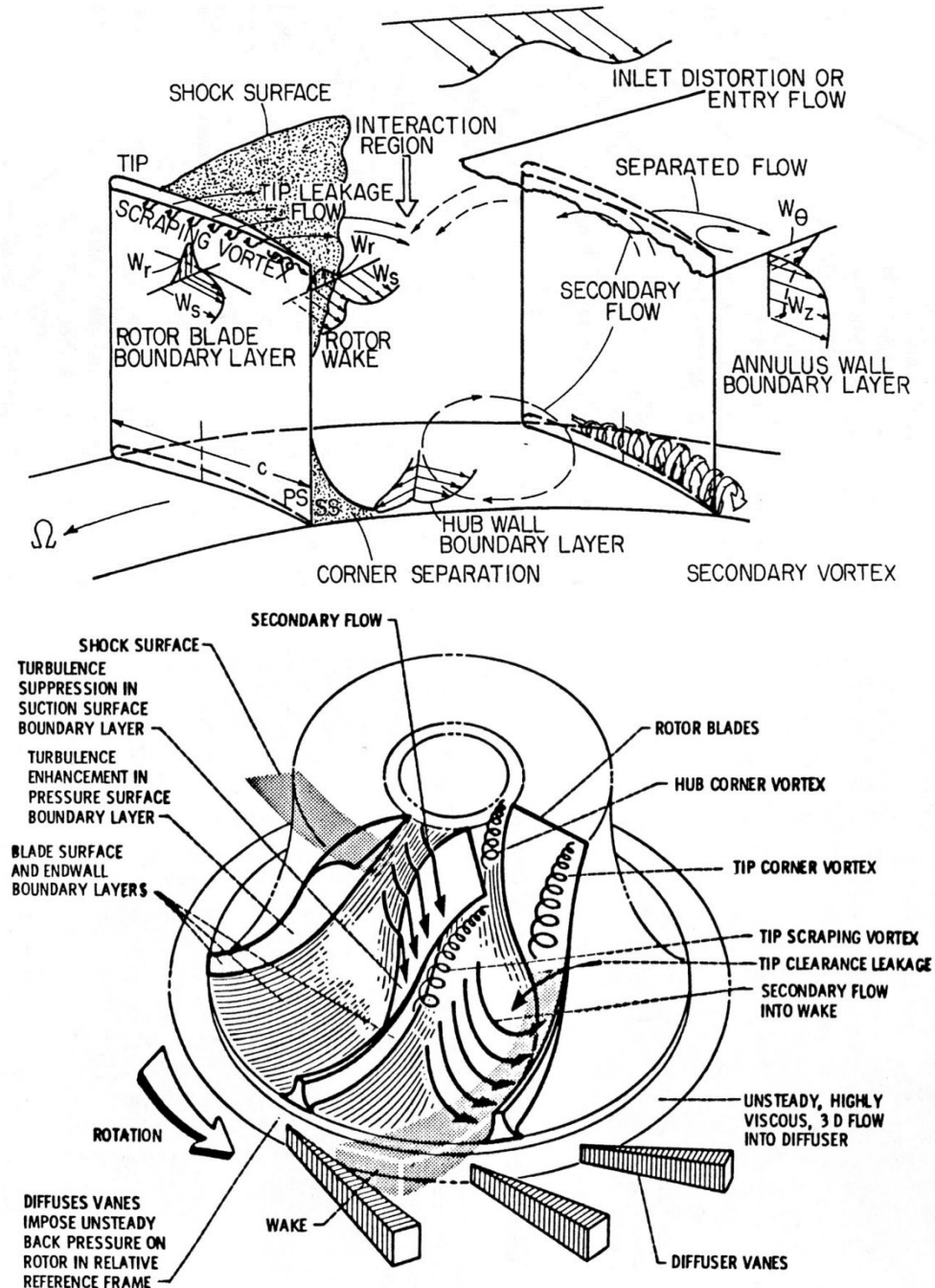


Figura 5.5: Natura del flusso attraverso un compressore a flusso assiale ed un compressore centrifugo (Lakshminarayana 1996)

Sia il flusso che le variabili geometriche decidono la natura delle equazioni e i metodi da usare per risolvere il flusso.

Ci si è imbattuti in un gran numero di parametri di flusso e termici nella fluidodinamica delle turbomacchine, comprendenti il numero di Reynolds, il numero di Mach, il numero di Rossby, il numero di Prandtl, il numero di Eckert's, e il coefficiente di Thoma. Questo quadro generale ha appunto lo scopo d'illustrare quanto può essere complessa la progettazione di turbomacchine e di quali parametri si deve tenere conto. Inoltre, come si evince dalla *Figura 5.6*, lo studio e lo sviluppo di turbomacchine coinvolge numerose altre discipline.

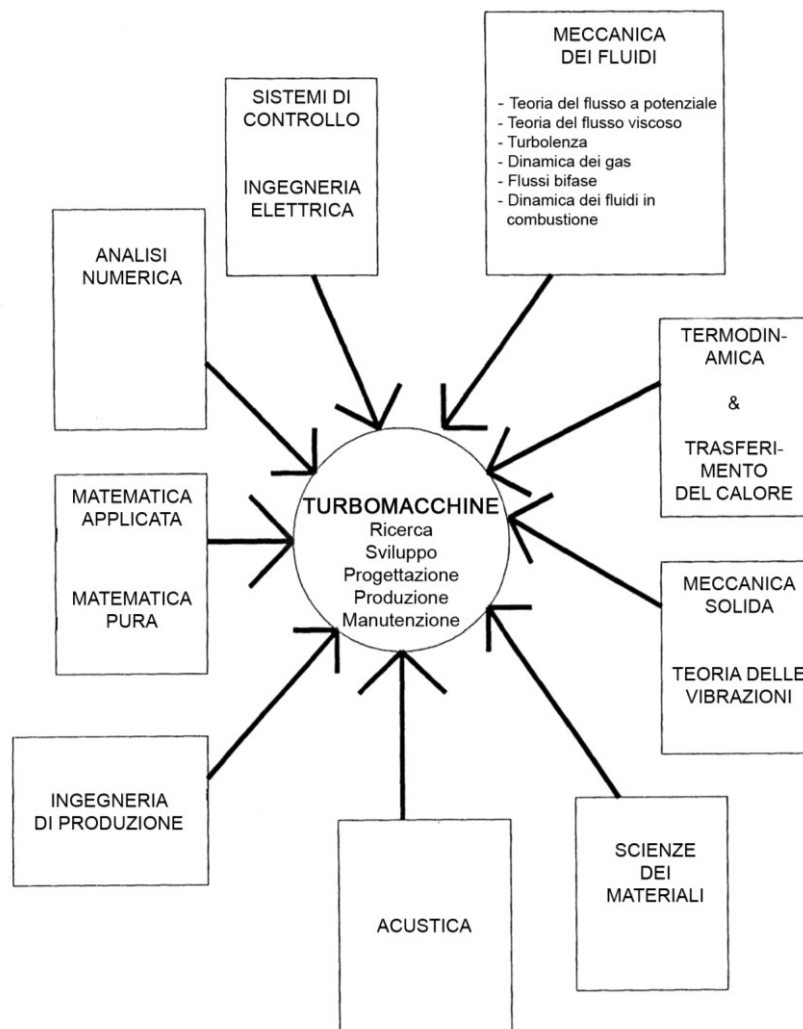


Figura 5.6: Aspetti integrati al progetto di una turbomacchina
(Lakshminarayana 1996)

5. 3 DESIGN IMPLEMENTATION

La scelta del processo di studio di una turbomacchina è dettata da fattori esterni. Può essere legato alla necessità di realizzare un progetto totalmente nuovo in cui non ci sono vincoli di progetto, o come in altre situazioni, i vincoli sono già definiti ma è necessaria una modifica del progetto originale per il sopraggiungere di fattori che ne richiedono la riprogettazione quali: miglioramento delle performance, rimodulazione dell'impianto, variazione del fluido elaborato ecc.

Possiamo quindi suddividere il studio per le due situazioni:

- Approccio Diretto
- Approccio Inverso

5.3.1 APPROCCIO DIRETTO

L'approccio diretto viene utilizzato nella situazione in cui si deve partire dal foglio bianco, una volta individuati i dati di progetto nella prima fase si progetta la macchina monodimensionalmente utilizzando un insieme di correlazioni, tabelle e regole di buona progettazione sviluppate da autori affermati presenti in letteratura. In questa fase è molto importante l'esperienza del progettista. Molti parametri in questa fase devono essere assunti in funzione di altri criteri come ad esempio lo spessore delle pale deriva da criteri resistenziali.

Da questa progettazione siamo in grado di realizzare il modello 3D della turbomacchina che soddisfa in prima battuta i dati di progetto.

Se il progetto monodimensionale è robusto nel senso che deriva da buoni criteri di progettazione legati dall'esperienza è possibile generare la geometria CAD della macchina e successivamente realizzare il prototipo per una verifica delle prestazioni oppure utilizzare il prototipo per il suo impiego finale. Percorso (1) *Figura 5.7*.

Nel caso non vi fosse sufficiente esperienza per l'impiego diretto del modello monodimensionale si può passare alla virtualizzazione del comportamento della macchina attraverso la fluidodinamica computazionale.

Dal progetto monodimensionale si crea un modello CAD della geometria tridimensionale della turbomacchina qualora sia necessario viene opportunamente semplificata togliendo in genere tutti gli organi di collegamento come bulloni, organi di tenuta aggiungendo superfici fittizie o facendo operazioni booleane di somma e sottrazione di volumi per ottenere il volume occupato dal fluido all'interno della turbomacchina.

Dopodiché la geometria 3D viene importata nel grigliatore dove vengono corretti eventuali errori d'importazione e si crea una mesh di calcolo.

Quest'ultima viene caricata in un solutore fluidodinamico che, una volta impostate le condizioni al contorno simula il comportamento della macchina.

Si esegue quindi un'analisi di sensibilità alla griglia in per rendere indipendente la soluzione numerica dal numero di elementi della mesh.

Dalla simulazione numerica siamo in grado di estrapolare le performance della macchina virtualizzata e lo sviluppo del flusso all'interno della macchina per analizzare se vi sono dei fenomeni che ne pregiudicano l'efficienza. Percorso (2) *Figura 5.7.*

In questa fase se si riscontra che il punto di funzionamento ad efficienza massima si trova nel punto di progetto e si stabilisce che le performance raggiungibili sono le migliori ottenibili possiamo passare alla fase di realizzazione del prototipo con il quale andremo a confrontare le performance reali validando o meno il progetto fluidodinamico.

Nel caso in cui non le condizioni rilevate con la simulazione fluidodinamica non siano soddisfacenti entriamo in una fase di ottimizzazione, percorso (3) *Figura 5.7.* Viene innescato un loop dove dall'analisi delle prestazioni ottenute dalle simulazioni si calcolano i rendimenti e le velocità della macchina corrispondenti al punto di progetto, si riprogetta la macchina monodimensionalmente e si sostituiscono i valori ora calcolati ai rendimenti e coefficienti di velocità stimati approssimativamente nella prima fase. Questo è necessario perché la progettazione monodimensionale è fatta utilizzando correlazioni presenti in letteratura che sono solo statisticamente valide. In altre parole permettono sì di dimensionare una macchina ma non la macchina più efficiente possibile per quelle condizioni di progetto.

Dall'esperienza si può notare che c'è sempre un certo margine di portata ΔQ tale che:

$$\Delta Q = Q_{Progetto} \pm Q_{Eff.Max} \quad (5.1)$$

Questa prima fase di ottimizzazione consiste proprio nell'annullare questo margine, dimensionando una nuova macchina per la quale la portata in cui si ha il rendimento massimo del modello, $Q_{Eff.Max}$, coincida con la portata di funzionamento, $Q_{Progetto}$. Per farlo s'impone nel progetto monodimensionale una nuova portata di progetto fittizia Q' tale che:

$$Q' = Q_{Progetto} \pm \Delta Q \quad (5.2)$$

Nell'ultima fase di questa ottimizzazione ottenuto che la macchina funzioni nel punto di progetto nel modo più efficiente di tutto il suo campo di funzionamento, si cerca, operando scelte diverse dettate dall'esperienza, dall'osservazione dei flussi secondari e dei gradienti dei campi di moto che i risultati dell'analisi CFD offre, di aumentare le performance della macchina in tutto il suo campo di funzionamento.

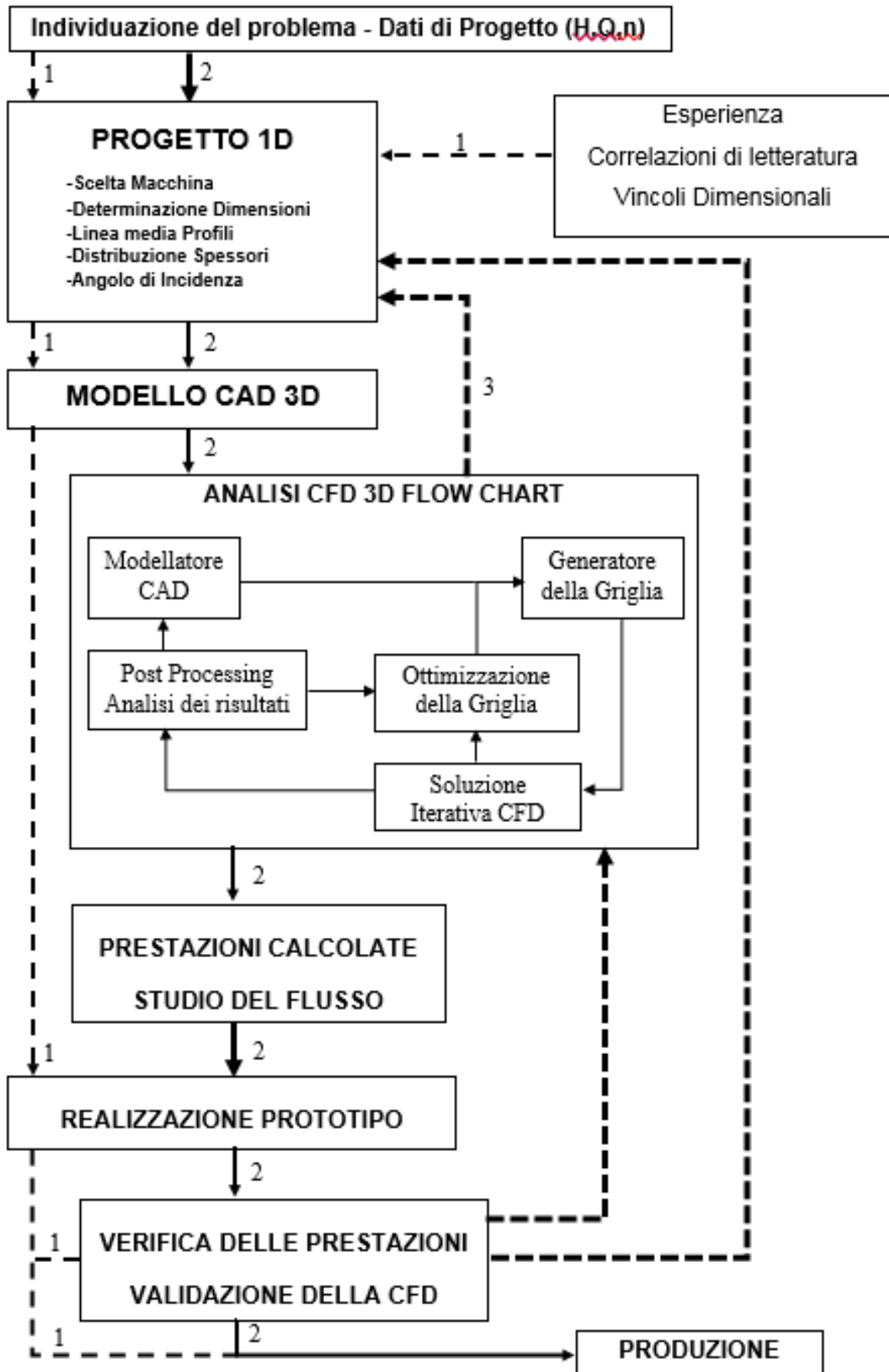


Figura 5.7: Approccio diretto

5.2 APPROCCIO INVERSO

La differenza tra l'approccio diretto e quello inverso sta nell'assenza del punto di partenza ed è quindi necessario mettere a punto un metodo per identificare i parametri da cui partire.

Prendiamo ad esempio una situazione generale in cui vi è la necessità di studiare una macchina reale, esistente, sia essa una pompa, un compressore, un ventilatore o una turbina, ma della quale non si conoscono i dati caratteristici intesi sia come parametri progettuali sia come parametri operativi.

E' questa la situazione in cui avviene l'integrazione del Reverse Engineering nella fase di studio delle turbomacchine.

Nel caso in cui esiste una geometria reale di cui non si conoscono sia i dati operativi che i dati progettuali si passa attraverso la digitalizzazione dell'oggetto che prevede una prima fase di scansione, sia essa per punti o per nuvola di punti, dalla quale è possibile generare una mesh che descrive la superficie della geometria, vi è una fase di editazione della mesh per sistemare problematiche legate alla digitalizzazione o alla presenza di difettosità nell'oggetto reale che si vogliono eliminare. All'oggetto digitalizzato nello spazio viene dato un allineamento con il sistema di riferimento per orientare i diversi componenti affinché sia rispettata la loro posizione nello spazio come nell'oggetto reale.

La fase di ricostruzione successiva prevede l'estrapolazione delle grandezze primitive siano essi piani, archi, cerchi, cilindri, linee, che derivano da lavorazioni semplici per le quali non è necessario conoscere la forma superficiale in dettaglio ma la dimensione e la posizione nello spazio, se la geometria è composta da pale ,di qualsiasi natura esse siano, è possibile indagare sulla forma del profilo per verificarne somiglianza con profili codificati, nel caso non sia possibile comparare la geometria con altre conosciute si può realizzare la forma della pala attraverso l'estrapolazione delle sezioni chiave per la successiva modellazione al CAD oppure utilizzare le superfici NURBS per agevolare la realizzazione dello sviluppo tridimensionale della pala o più in generale per tutte le superfici complesse della geometria. L'unione delle grandezze primitive e delle superfici complesse avviene successivamente nel modellatore CAD. Una fase di confronto tra modello CAD

ricostruito e mesh è indispensabile per verificare la bontà della ricostruzione. Ottenuta la geometria è possibile procedere con l'analisi CFD per l'identificazione delle prestazioni della geometria, da questa prima simulazione numerica otteniamo le performance della macchina virtualizzata e lo sviluppo del flusso al suo interno per analizzare fenomeni che ne possono pregiudicare l'efficienza.

Se il risultato è soddisfacente in termini di performance e rendimento e il grado di confidenza sulle impostazioni della CFD vengono dall'esperienza è possibile realizzare l'ingegnerizzazione del processo ottenendo il primo prototipo per proseguire nella produzione. Percorso (1) *Figura 5.9.*

Nel caso la confidenza dei risultati non sia ottimale per mancanza di esperienza nella particolare geometria è possibile utilizzare la geometria esistente per effettuare dei test con lo scopo di ottenere dei dati sperimentali per validare la CFD. Innescato il loop che porta all'ottimizzazione dell'analisi computazionale abbiamo i dati sufficienti per capire se tale geometria è adatta per gli scopi prefissati e quindi utilizzare tale geometria per la produzione o il suo impiego diretto. Percorso (2) *Figura 5.9.*

Affinato il modello numerico è possibile partire da questo punto di partenza per ottenere una nuova geometria migliorata che può essere verificata a sua volta con la CFD fino all'ottenimento delle prestazioni volute per poi utilizzare la nuova geometria per realizzare il prototipo o la produzione, percorso (3) *Figura 5.9.*

Nel caso tale geometria derivi da un'applicazione già in uso di cui si dispongono i dati di funzionamento è possibile utilizzare questi dati per la validazione della CFD percorso (4) *Figura 5.9.*

Il processo che spinge alla conoscenza delle prestazioni di una geometria non deve necessariamente seguire sempre il processo di ricostruzione di verifica fluidodinamica.

Nel caso si siano già sviluppati modelli monodimensionali di cui si hanno già delle ottime conoscenze per l'applicazione o la geometria da studiare è possibile utilizzarli per conoscere le prestazioni semplicemente digitalizzando la geometria con finalità di estrapolazione delle grandezze caratteristiche, che in altro modo andrebbero ipotizzate, per alimentare il modello 1D. Alimentare con confidenza questo modello assieme all'esperienza del progettista porta a conoscere le prestazioni e le dimensioni ottimizzate per la generazione della nuova geometria CAD che può essere *impiegata direttamente per a realizzazione del prototipo* percorso (5) *Figura*

5.9 ed andare in produzione oppure seguire un'ulteriore ciclo di verifica fluidodinamica per analizzare il comportamento al suo interno del flusso percorso (6) *Figura 5.9*.

Nel caso in cui la geometria reale sia conosciuta in termini di efficienza e prestazione per far fronte a prestazioni che non siano già adeguatamente coperte da macchine esistenti è possibile sfruttare l'esperienza accumulata appartenente a questa geometria mettendo a punto macchine simili a quelle esistenti in grado di soddisfare le nuove esigenze funzionali.

Utilizzando quindi i dati di funzionamento e la digitalizzazione per l'estrapolazione delle variabili geometriche, del fluido e di controllo, si può applicare la teoria della similitudine per ottenere nuove geometrie che possono essere verificate tramite CFD o essere realizzate per l'impiego diretto percorso (7) *Figura 5.9*.

Altra situazione non meno importante è la situazione in cui siano presenti l'oggetto reale e la geometria CAD delle quali non si ha corrispondenza delle prestazioni o nel caso si voglia utilizzare i dati sperimentali per seguire l'ingegnerizzazione inversa della geometria. La prima operazione da effettuare in questa situazione è quella della digitalizzazione dell'oggetto reale o, se presente, di una serie di campioni per verificare ed evidenziare attraverso la comparazione tra modello reale e modello CAD eventuali differenze che possono influenzare lo studio successivo. Nel caso in cui vi è corrispondenza è possibile utilizzare il modello CAD con notevole risparmio di tempo in caso contrario è indispensabile procedere con la ricostruzione di un modello mediato dei campioni digitalizzati *Figura 5.8*.

Possiamo riassumere dicendo che gli approcci che possiamo utilizzare per lo studio tridimensionale delle turbomacchine sono:

- ANALITICO: Le equazioni sono molto complesse, dobbiamo trovare delle semplificazioni opportune, altrimenti non si possono risolvere. Vedremo una serie di semplificazioni che è possibile eseguire in modo da poter risolvere le equazioni, ma solo in casi particolari (approccio teorico).
- SPERIMENTALE: Non è possibile escluderlo dalla progettazione, ciò che deduciamo numericamente deve essere validato dal punto di vista sperimentale.
- COMPUTAZIONALE: Risolviamo numericamente le equazioni per studiare il moto del fluido nella sua completezza. Con l'analisi numerica si riescono a risolvere completamente le equazioni del moto.

Questi non sono strumenti di studio fini a se stessi ma sono fra loro legati come abbiamo potuto osservare dai diagrammi di flusso in figura 5.7 e 5.9, per esempio l'interrelazione sperimentale/computazionale serve per capire se quello che abbiamo ipotizzato nel modello computazionale funziona ed è valido anche sperimentalmente. In questo caso il nostro modello può diventare uno strumento di progetto.

Con l'approccio computazionale/teorico invece posso affiancare le simulazioni con uno studio di eventuali cause di perdite di prestazione.

Il progetto o lo studio di una particolare geometria di una turbomacchina è un progetto integrato, perché in esso vi sono molteplici aspetti legati tra loro.

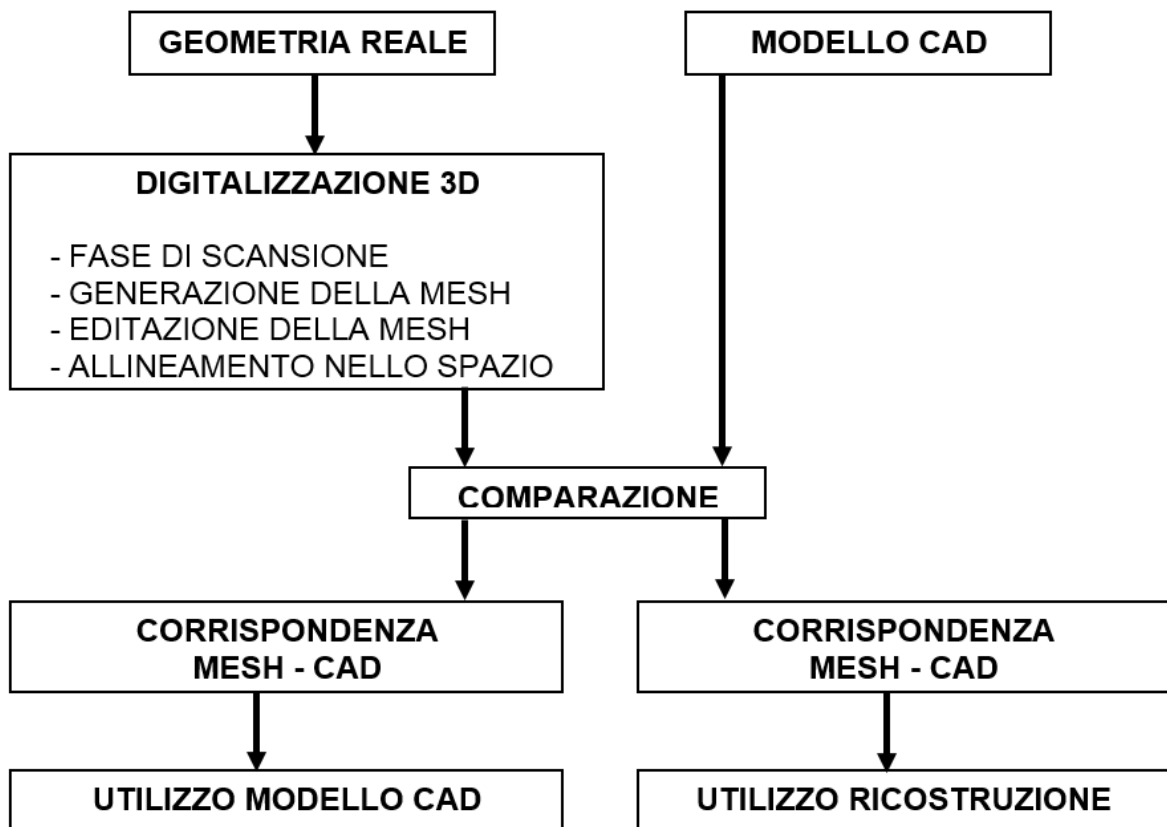


Figura 5.8: Modello decisionale compresenza di modello reale e modello CAD

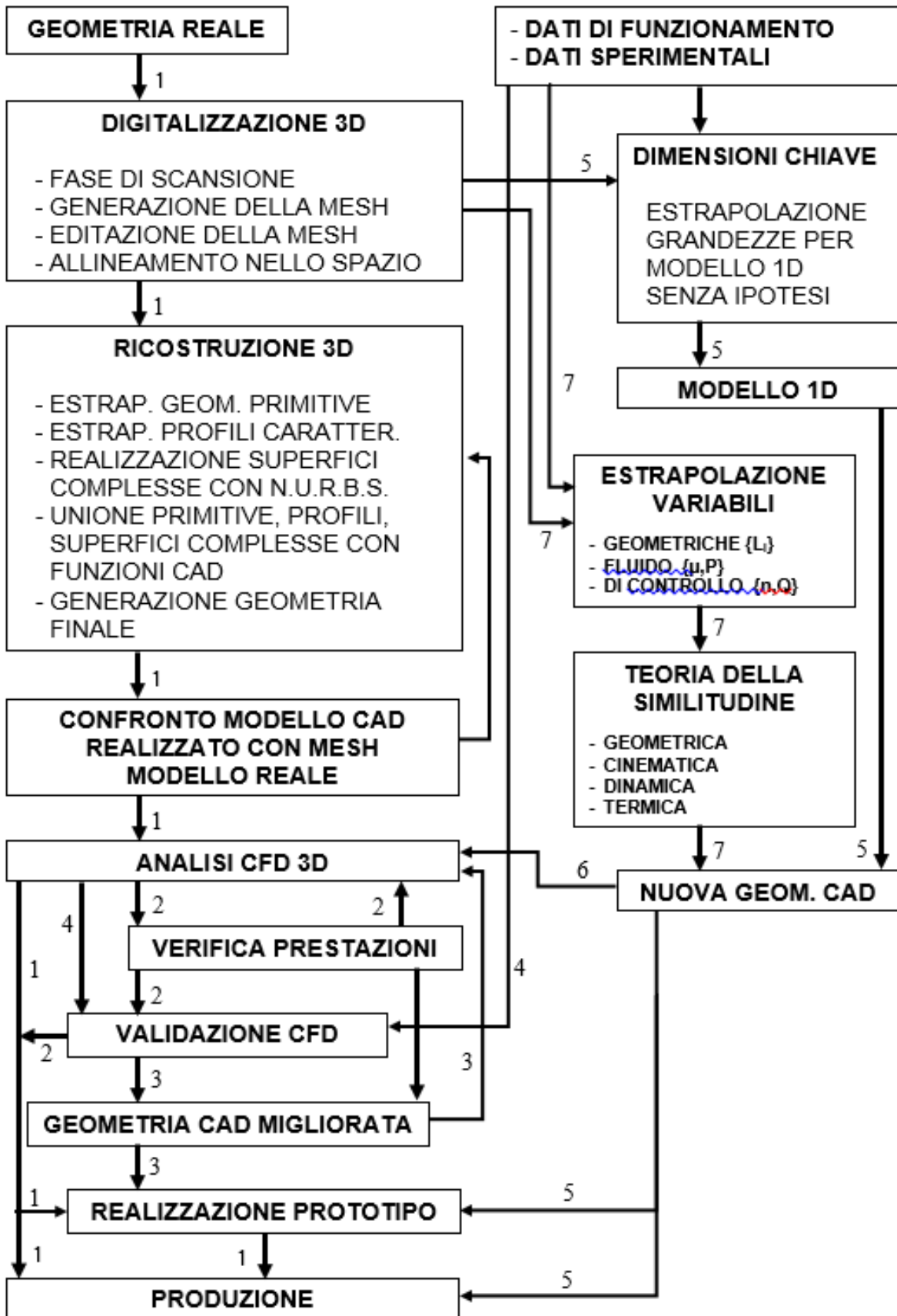


Figura 5.9: Approccio Inverso

CAPITOLO 6

CASE STUDY

6.1 OBIETTIVO DEL CAPITOLO

Nel mondo industriale è possibile dover affrontare problematiche in cui conoscere le prestazioni delle turbomacchine è di fondamentale importanza.

In questi due case study viene descritto il processo che porta alla mappatura prestazionale un compressore assiale per applicazioni industriali e una soffiante industriale per applicazioni siderurgiche partendo dal modello reale.

La conoscenza delle curve caratteristiche (*figura 6.1*) è uno dei primi obiettivi che si cerca di realizzare. L'assenza di questi dati nasce per volontà delle aziende costruttrici che, a causa di motivi commerciali, non rendono pubblici i risultati delle loro attività di progettazione e verifica delle performance o più frequentemente perché questa stessa attività viene svolta in maniera marginale.

L'esigenza di conoscere il comportamento di queste macchine attraverso un'analisi prestazionale accurata è importante per valutare pienamente le capacità operative di una turbomacchina, identificarne i problemi, localizzare gli eventuali punti di malfunzionamento, i limiti fisici di operabilità e infine aprire la strada verso lo sviluppo di prodotti futuri sempre più prestanti.

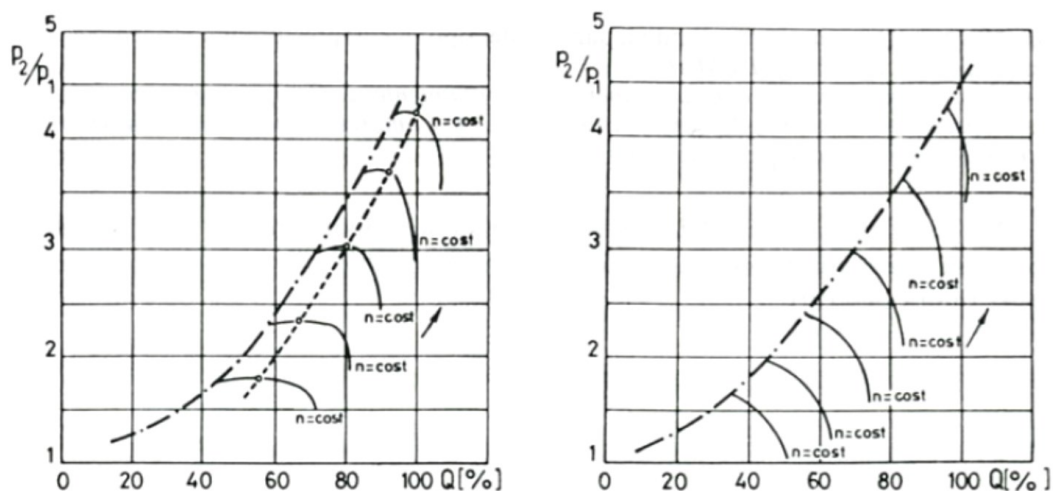


Figura 6.1: Curve caratteristiche di un compressore centrifugo (sx) e assiale (dx)

I metodi maggiormente utilizzati per ricreare le curve caratteristiche di una turbomacchina sono:

- ✓ Analisi sperimentale.
- ✓ Analisi numerica.

Nel primo caso si valutano i parametri fondamentali di funzionamento della turbomacchina attraverso un banco prova che, al variare progressivo delle condizioni di funzionamento, permette di misurare e registrare i risultati e i limiti di operatività della turbomacchina.

Questo tipo di operazioni non è sempre possibile e la fattibilità è legata alla capacità di ottenere un fluido/gas sufficiente ad alimentare queste turbomacchine o potenze capaci di metterle in rotazione per tutto il campo di lavoro.

Volendo semplificare potremmo dire che la capacità di analisi sperimentale è minore, tanto più le dimensioni delle macchina crescono.

Non per ultimo possiamo dire che l'utilizzo dell'analisi sperimentale permette di comprendere le performance della macchina ma non di analizzare ciò che avviene al suo interno cosa che la *simulazione numerica* tramite elaborazione computazionale, sia essa utilizzata in fase di studio preliminare o in fase di reverse progettuale, è in grado di analizzare in profondità.

Tuttavia il modello di calcolo ottenuto della macchina mediante analisi numerica, non avendo una base fisica su cui appoggiarsi, necessita sempre di essere validata da risultati "fisici" che ne comprovino la bontà, siano essi già presenti oppure ottenuti tramite prova sperimentale.

Entrambi i metodi dunque presentano sia punti di forza sia punti di criticità; in questo lavoro la validazione del modello numerico quindi può essere effettuata valutando gli scostamenti presenti tra i risultati del modello numerico e i risultati "fisici" in nostro possesso relativi alle performance del compressore rilevati durante il funzionamento.

6.2 COMPRESSORE ASSIALE PER APPLICAZIONI INDUSTRIALI

6.2.1 SVILUPPO DEL LAVORO

Data la complessità e l'elevata specificità che ogni turbomacchina possiede rispetto alle altre ogni singolo prodotto richiede di essere trattato come se fosse unico, cioè, non appartenente ad una famiglia specifica di macchine simili tra loro; tuttavia nel corso degli anni molti studiosi si sono riproposti di creare delle vere e proprie "curve generalizzate" in grado di raccogliere al loro interno le curve caratteristiche di una vasta famiglia di macchine (Howell and Bonhamm [21], Muir et al. [22]).

Il compressore assiale multistadio, che chiameremo CTP 01, del quale verrà creato un modello numerico per la generazione delle curve caratteristiche, verrà validato grazie ai dati sperimentali e in conclusione si procederà alla costruzione delle curve generalizzate verificando al contempo la bontà del lavoro svolto e la teoria sviluppata in questi anni finalizzata alla generazione delle stesse.

6.2.2 STRUMENTI DI LAVORO E PROCEDURA SEGUITA

Il lavoro è stato sviluppato in due fasi, la fase operativa di digitalizzazione e la fase di elaborazione effettuata attraverso diversi software che hanno permesso lo svolgimento progressivo di tutti gli step, dall'acquisizione digitale dei dati all'esplicitazione dei risultati ottenuti che hanno portato infine alla definizione delle curve generalizzate. In *Figura 6.2.1* vengono schematicamente riportate le fasi dell'analisi svolta.

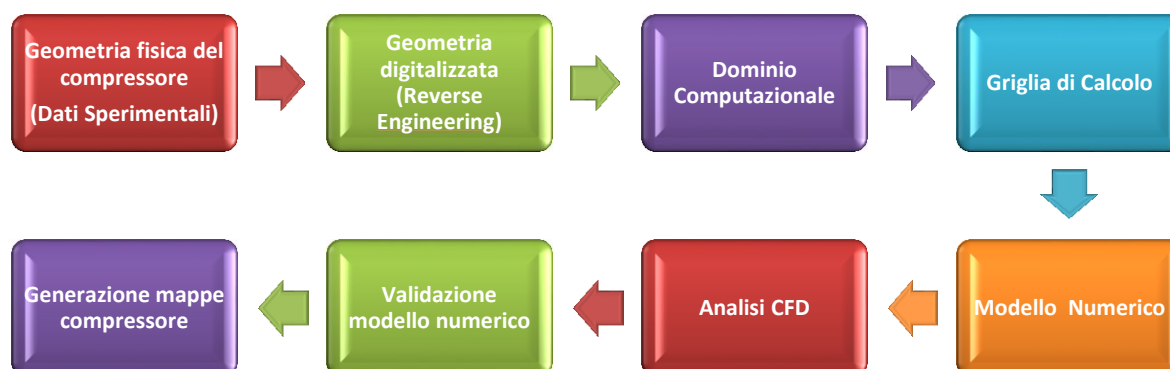


Figura 6.2.1: Schema dei passaggi della procedura seguita

La geometria del compressore è stata completamente digitalizzata e disegnata grazie all'utilizzo della tecnica di "Reverse Engineering" mediante utilizzando scansione ottica al laser e successivamente modellazione CAD.

La modellazione 3D effettuata in "SolidWorks" è stata realizzata in due fasi, la generazione del modello reale *as built* e la successiva riduzione della geometria mantenendo solamente un canale palare del compressore. La semplificazione del *modello per periodicità* del dominio fluidodinamico della turbomacchina permette un risparmio notevolmente in termini di onere computazionale.

Attraverso l'utilizzo successivo dei software quali DesignModeler (Blade Editor), TurboGrid, CFX-Pre, CFX-Solver appartenenti al pacchetto ANSYS 13.0 si è ricostruito il canale fluidodinamico, la griglia e il modello numerico della turbomacchina. Tramite CFD-Post sono stati estratti sia i dati necessari alla validazione del modello numerico stesso sia i dati necessari alla successiva procedura di calcolo delle curve generalizzate.

6.2.2 PROCEDURA DI “R.E” SUL COMPRESSORE CTP 01

Il compressore CTP 01 è stato scansionato utilizzando la tecnica di acquisizione Laser tramite braccio meccanico antropomorfo.

Omissis

Figura 6.2.2 Rotore CTP 01

Figura 6.2.3 Portapalette Statorico

La scansione è stata fatta in differenti momenti; il *Rotore* rappresentato in *Figura 6.2.2* e il *Porta Palette Statorico* in *Figura 6.2.3* sono state rilevate in loco mentre le palette statoriche e rotoriche sono state digitalizzate a posteriori per mezzo di ricambi originali messi a disposizione per la ricostruzione 3D.

Il rilievo di una geometria originale esente da lavoro, permette la ricostruzione di un modello Cad più fedele al disegno realizzato in fase progettuale a meno di errori legati alla fase realizzativa.

Per rappresentare lo stato in cui un compressore si può trovare dopo l'apertura della macchina facciamo riferimento alle *Figure 6.2.4* e *6.2.5* dove si percepisce il deposito che può aderire alle pale in condizioni al contorno non perfette.

In questa configurazione, la forma della pala, può essere diversa dalla forma originale per fenomeni di tipo erosivo o per operazioni di sabbiatura che rappresentano la routine prima dei controlli non distruttivi da effettuare ad ogni intervento di manutenzione programmata

Omissis

Figura 6.2.4 Stato Rotore

Figura 6.2.5 Stato Porta Palette

Lo strumento utilizzato per i rilievi è il “ROMER Absolute Arm” Hexagon Metrology (*Figura 6.2.6*). Questo strumento di misura 3D può effettuare la rotazione e la movimentazione della testa nello spazio utilizzando i 7 assi disposti negli snodi dello strumento che consentono la totale libertà di movimento per rilievi a contatto (tastatura) e soprattutto per la scansione laser.

All'interno delle coppie rotoidali del braccio sono installati Encoder di tipo Assoluti che consentono all'operatore di iniziare la fase di acquisizione senza necessità di effettuare operazioni di azzeramento nelle fasi di startup dello strumento.

La testa di scansione è composta da un'emittente *fascio laser* e un ricevente *fotocamera CCD*, per effettuare l'acquisizione viene mossa la testa sulle superfici mantenendo il fascio laser il più perpendicolare possibile alla superficie. L'utilizzo dell'hardware di acquisizione prevede un interfacciamento ad un software di elaborazione dei dati catturati durante la scansione.

Verrà utilizzato *Innovmetric PolyWorks V12* utilizzato sia per attività metrologiche sia per l'ingegneria inversa ed il “Workflow” procedurale è semplice e intuitivo ed è strutturato come riportato in *Figura 6.2.7*.



- 1- Testa di scansione
- 2- Tastatore da inserire rigidamente alla testa di scansione
- 3- 7 assi di movimento legati agli snodi
- 4- Estensioni rigide in materiale composito
- 5- Base in cui è posizionato lo zero macchina
- 6- Attacco base magnetica o tre piede per operare in configurazioni diverse

Figura 6.2.6 Braccio Antropomorfo ROMER

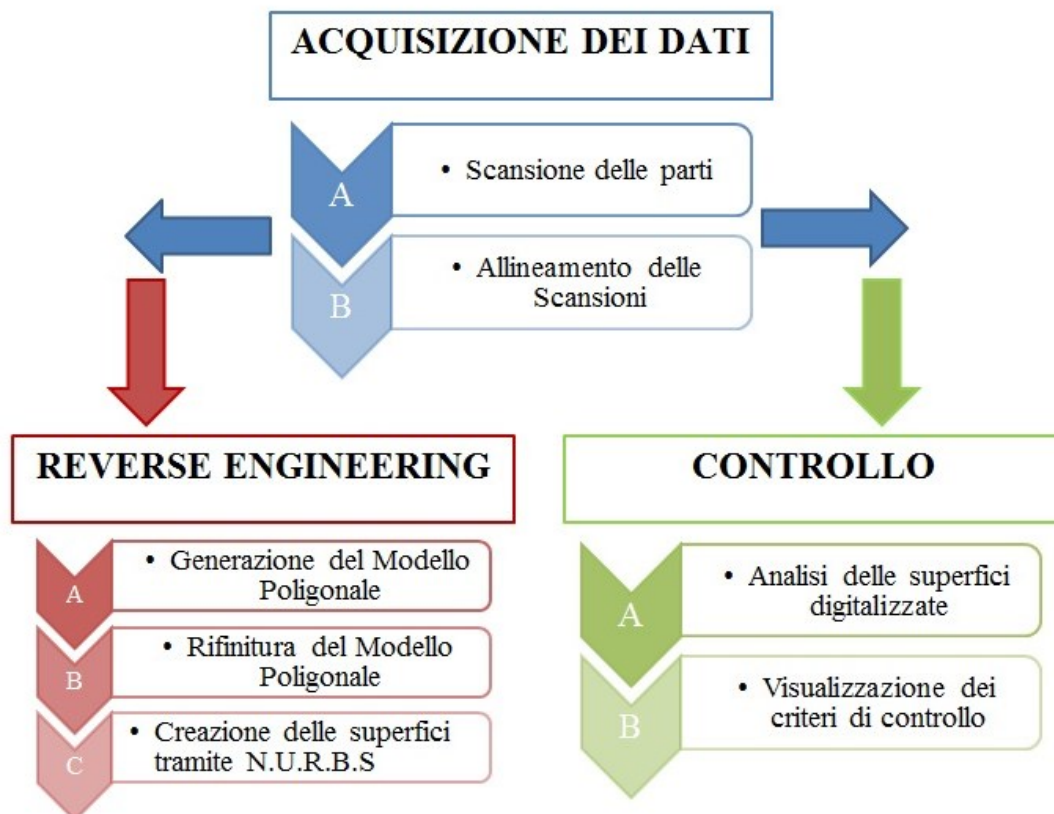


Figura 6.2.7: WorkFlow di PolyWorks

Questo software consente di gestire l'acquisizione dei dati in tempo reale riportando istantaneamente i punti scansionati con il braccio per la verifica immediata del completamento delle superfici da scansionare

Ogni volta che la camera riceve i dati dalla superficie viene generata un'immagine nel software, le varie scansioni vengono fatte confluire tutte all'interno della sessione di registrazione che si sta effettuando e compaiono sulla schermo del software man mano che avviene la digitalizzazione.

Nel caso si debba modificare la posizione del componente rispetto all'origine dello strumento si dovrà creare una nuova sessione di registrazione e in seguito, una volta ultimata anche questa scansione, riunire le diverse parti acquisite.

Per effettuare questa operazione sarà necessario definire zone in comune nelle differenti sessioni per poter fare l'allineamento.

Nella fase di acquisizione è possibile impostare dei filtri, in base a specifici criteri di valutazione, per migliorare le singole strisce di dati. La generazione di zone di overlapping, con inclinazioni diverse della testa, legate alla necessità di ripassare in determinate aree per completare la scansione dell'oggetto non genera problemi di identificazione del dato migliore in queste zone. Ogni punto della scansione porta con se la normale con cui è stato catturato il dato, nella fase di selezione del dato per la triangolazione verrà conservato quello con normale migliore rispetto alle aree vicine.

Una volta ultimate le scansioni di uno specifico componente si avranno una o più sessioni di acquisizione che avranno al loro interno diverse immagini della superficie del componente.

Viene rappresentato nella *Figura 6.2.8* il modulo di lavoro "IMAlign" PolyWorks dove si vede il risultato del processo di unione delle tre sessioni di scansione tramite allineamento delle zone di overlapping.

L'operazione viene effettuata prelevando almeno tre punti simili nelle zone di overlapping in entrambe le sessioni. Questi punti permettono di effettuare un pre-allineamento necessario per avviare un algoritmo Best-Fit che analizzerà la superficie nell'area circostante a questi punti in tutte e due le scansioni trovando la migliore condizione di allineamento possibile per le zone di sovrapposizione.

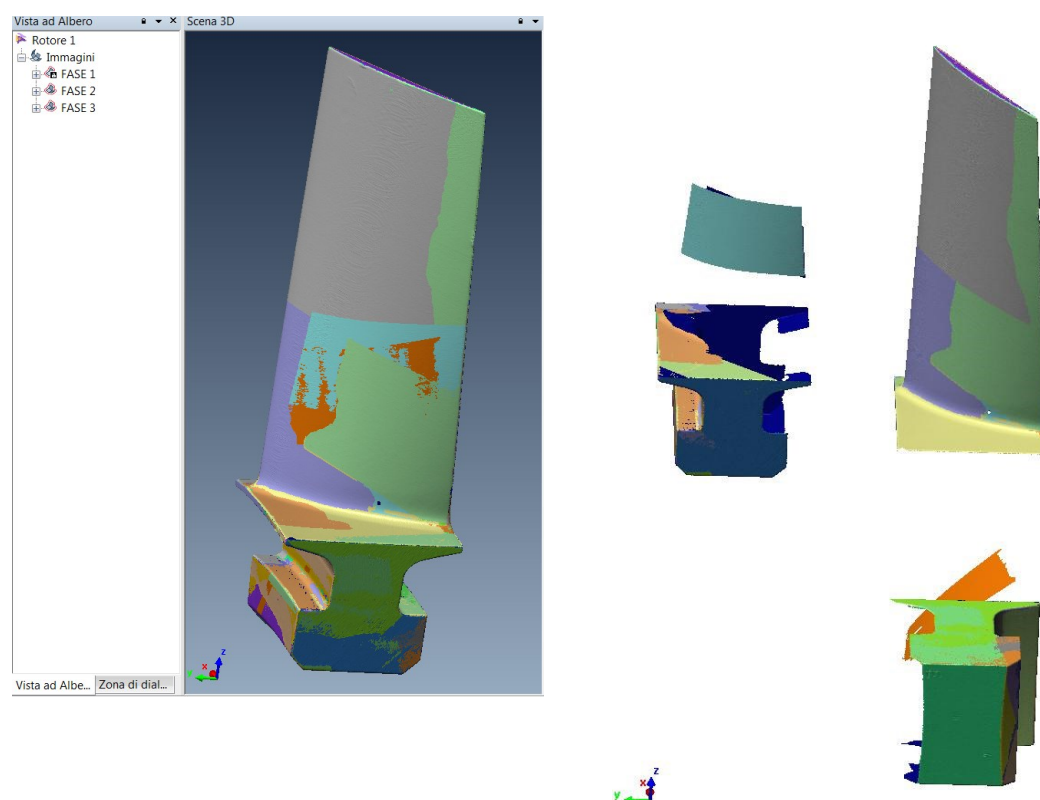


Figura 6.2.8: Risultato di una sessione di acquisizione

Con questo processo si percepisce come non ci siano limiti nella giunzione di sessioni di scansione, è possibile quindi ricostruire oggetti piccoli e complessi ma anche oggetti grandi unendo semplicemente le superfici. L'ottenimento di un buon dato dallo strumento nel volume di lavoro insieme ad un buon criterio adottato per l'allineamento è la base del successo di questo tipo di operazioni. Il compressore è stato scansionato "a pezzi" cioè lavorando su ogni singolo componente per volta. Il porta palette statoriche, le pale rotoriche, le pale statoriche, il rotore e tutti gli altri componenti sono stati acquisiti singolarmente con le rispettive con questa metodologia.

IMAlign utilizza in tempo reale un'interpolazione che permette di creare delle griglie tridimensionali uniformi sulla superficie scansionata utile per consentire all'operatore di lavorare subito con una scansione visivamente più semplice da intuire di una nuvola di punti specialmente se il passo di scansione è ampio.

Viene rappresentata in *Figura 6.2.9* la percezione dell'operatore senza l'utilizzo di griglie interpolate. Abbiamo in questa fase abbiamo quindi una nuvola di punti che deve essere ancora elaborata per ottenere una superficie.

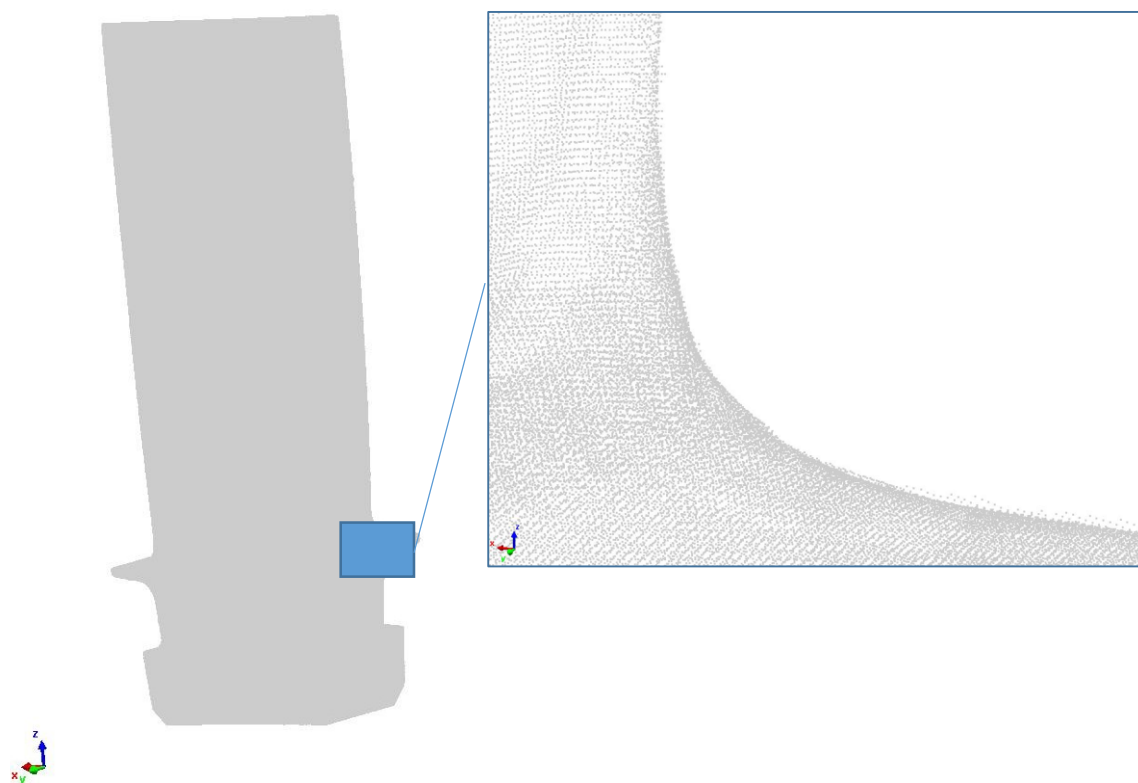


Figura 6.2.9: Rappresentazione puntuale con ingrandimento

Si utilizza in questa fase il modulo IMMerge (*Figura 6.2.10*) per la creazione del modello poligonale “MESH” partendo dal file di progetto IMAAlign; si lavora quindi su ogni singolo componente. IMMerge prevede la creazione di una mesh poligonale che va ad adattarsi alla nuvola di punti opportunamente filtrata nel modulo IMAAlign.

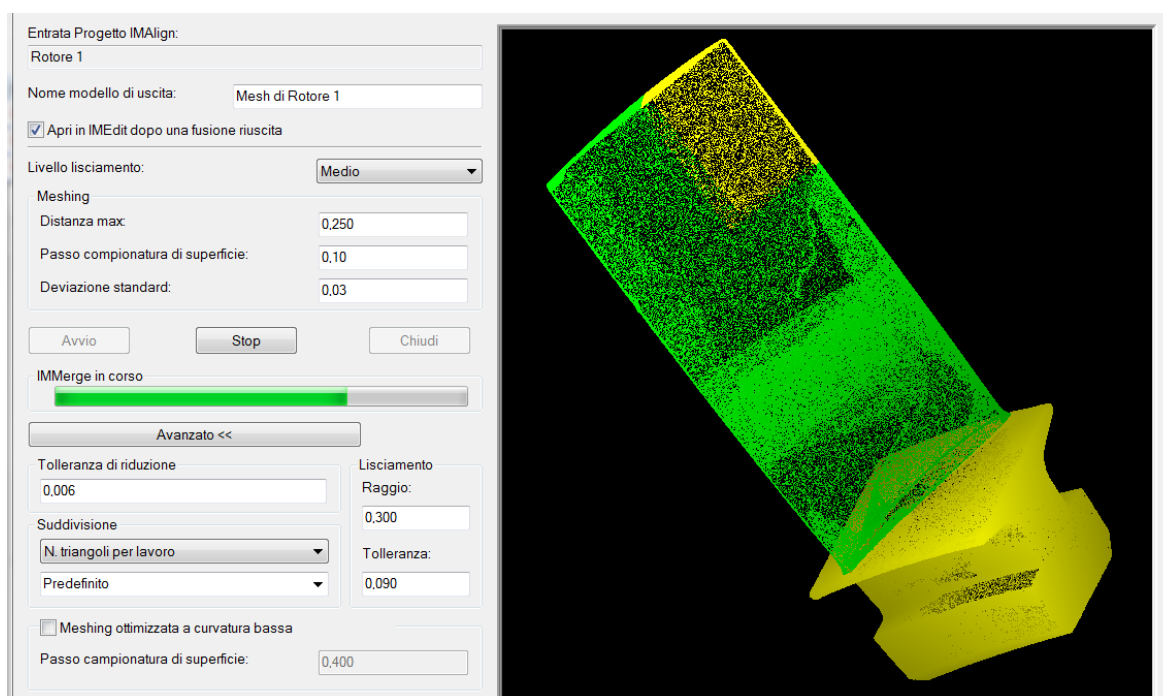


Figura 6.2.10: Rappresentazione del modulo IMMerge

In questo modulo è possibile scegliere i parametri di rappresentazione della curvatura dell'oggetto nella sua globalità, il controllo della dimensione degli elementi triangolari permette di conservare la curvatura senza perdita di informazioni.

Il vantaggio nell'utilizzo del modello poligonale è quello di avere una dimensione inferiore rispetto alla nuvola di punti iniziale ed è inoltre possibile ridurre le aree a bassa curvatura gli elementi triangolari della griglia alleggerendo ulteriormente le zone in cui non è richiesta una distribuzione elevata (Figura 6.2.11).

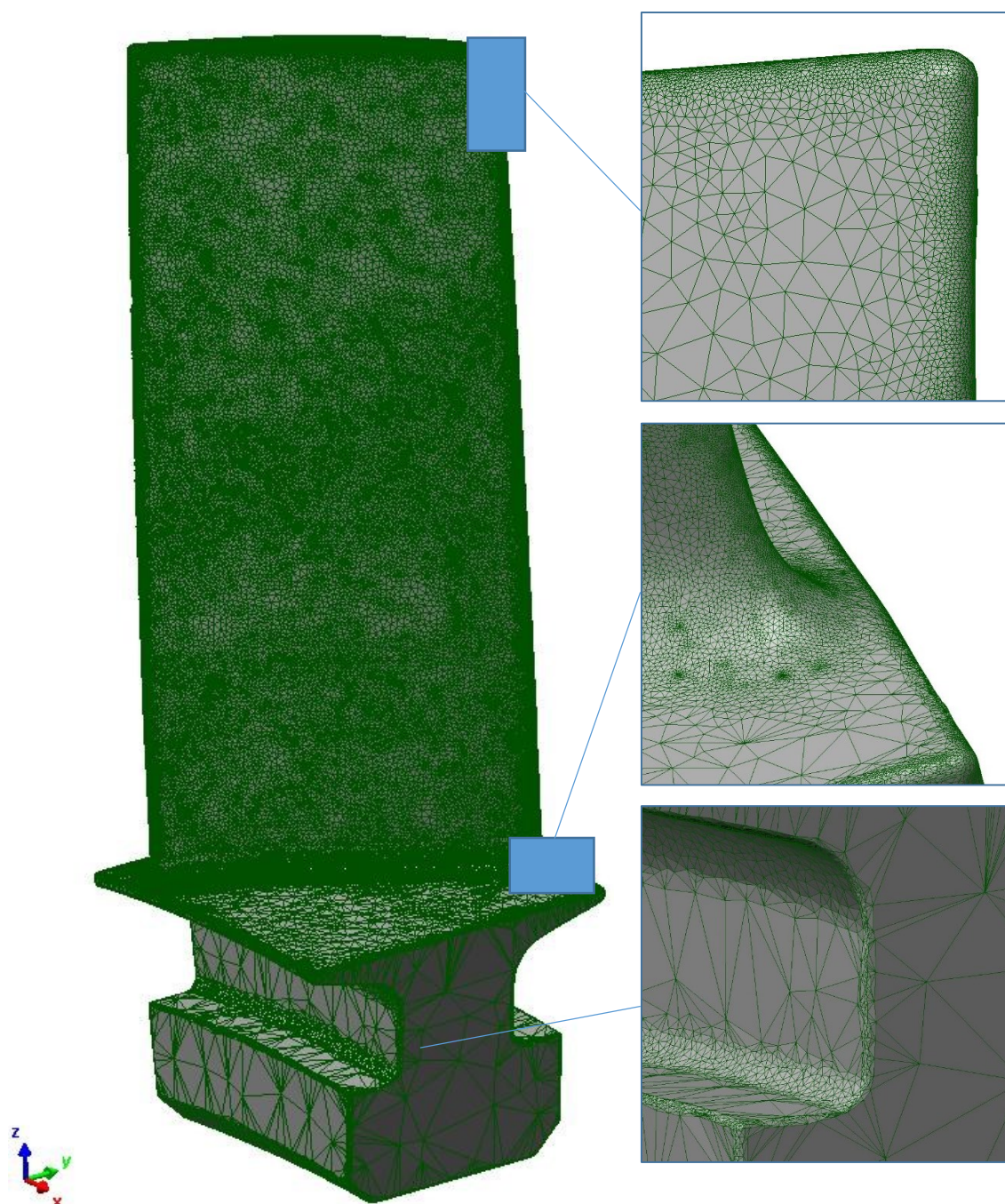


Figura 6.2.11: Ottimizzazione degli elementi del modello poligonale

Questo post processamento avviene tramite l'utilizzo del modulo IEdit di PolyWorks e l'obiettivo è quello di migliorare le caratteristiche del modello poligonale precedentemente creato al fine di adattarlo nel modo migliore allo scopo per cui si sta ricreando la geometria digitalizzata.

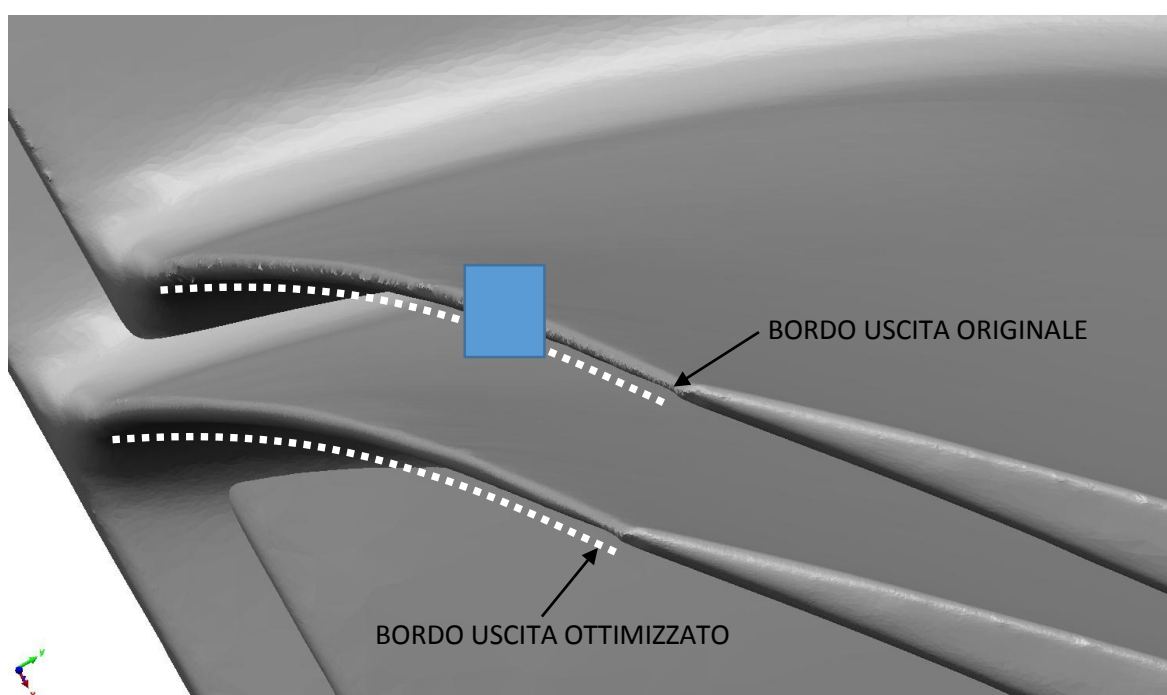


Figura 6.2.12: Modifica delle aree difettose del modello poligonale reale

Come rappresentato in Figura 6.2.12 è possibile migliorare attraverso tools interni la forma della mesh specialmente nelle zone spigolose come ad esempio il bordo di uscita della pala.

La dimensione di questa zona può essere rappresentata da un tubo il cui diametro può variare da 1 a 0.5 mm o meno a seconda della grandezza della pala; il laser che impatta in queste zone genera fenomeni distorsivi del dato catturato dalla camera e portano ad una degenerazione della mesh finale.

Non meno evidente la possibilità di eliminare e ricostruire zone presenti nella pala originale che vengono ricreate anche nella versione digitale come nell'esempio riportato.

Si ottiene pertanto un modello migliorato attraverso il quale è possibile procedere alla realizzazione del cad finale che può seguire due strade.

Il software utilizzato prevede la possibilità di creare delle superfici NURBS cioè superfici costruite per mezzo delle Non-Uniform-Rational-B-Spline.

Questo metodo è uno dei più utilizzati per la ricostruzione di superfici da esportare in file.IGES data la sua elevata semplicità di esecuzione.

Infatti partendo dal modello poligonale è sufficiente posizionare le NURBS in modo da racchiudere determinate porzioni di spazio; ripetendo l'operazione su tutto il componente si viene a creare una rete collegata di linee che segue zona per zona il profilo della superficie. Le superfici NURBS vengono create nelle regioni delimitate dalle relative spline. Tramite una serie di comandi è possibile modificare opportunamente sia la rete che le superfici NURBS costruite tra le linee della rete stessa in modo da farle aderire al componente. Per loro natura infatti le spline NURBS si adattano bene ad ogni profilo curvilineo, tuttavia quando si procede alla costruzione del "Curve Network" e al "patching" delle superfici NURBS esse vengono tutte connesse fra loro. Ciò non permette loro più di adattarsi perfettamente al profilo in quanto le spline devono rispettare anche i vincoli appena imposti. Un adeguato infittimento della rete di curve consentirebbe comunque una maggiore elasticità e quindi un maggior adattamento permettendo quindi di annullare quasi completamente il problema.

Sfruttando queste potenzialità del software la prima strada percorribile è quella di ottenere una superficie realizzata generando diverse curve NRBS lungo le due direzioni di sviluppo della pala come rappresentato in *Figura 6.2.13a*.

Da queste curve vengono poi realizzate delle superfici "Patch Nurbs" (in giallo in *Figura 6.2.13a*) che sono in grado di aderire al modello mesh per descrivere nel modo migliore le aree non attraversate dalle curve mantenendo la curvatura e tangenza tra le varie giunzioni delle patch. L'unione di tutte queste patch a formare una superficie continua è il passaggio successivo rappresentato in *Figura 6.2.13b*. Viene verificata la bontà della realizzazione di queste superfici analizzando la deviazione tra il modello mesh e la superficie rappresentata in *Figura 6.2.13c* dove l'errore di ricostruzione accettabile è dell'ordine del ± 0.1 mm che rappresenta anche il fondo scala della mappa cromatica.

Come si evince il metodo è in grado di descrivere al meglio tutte le variazioni superficiali della geometria mesh compresi tutti i difetti di continuità superficiale.

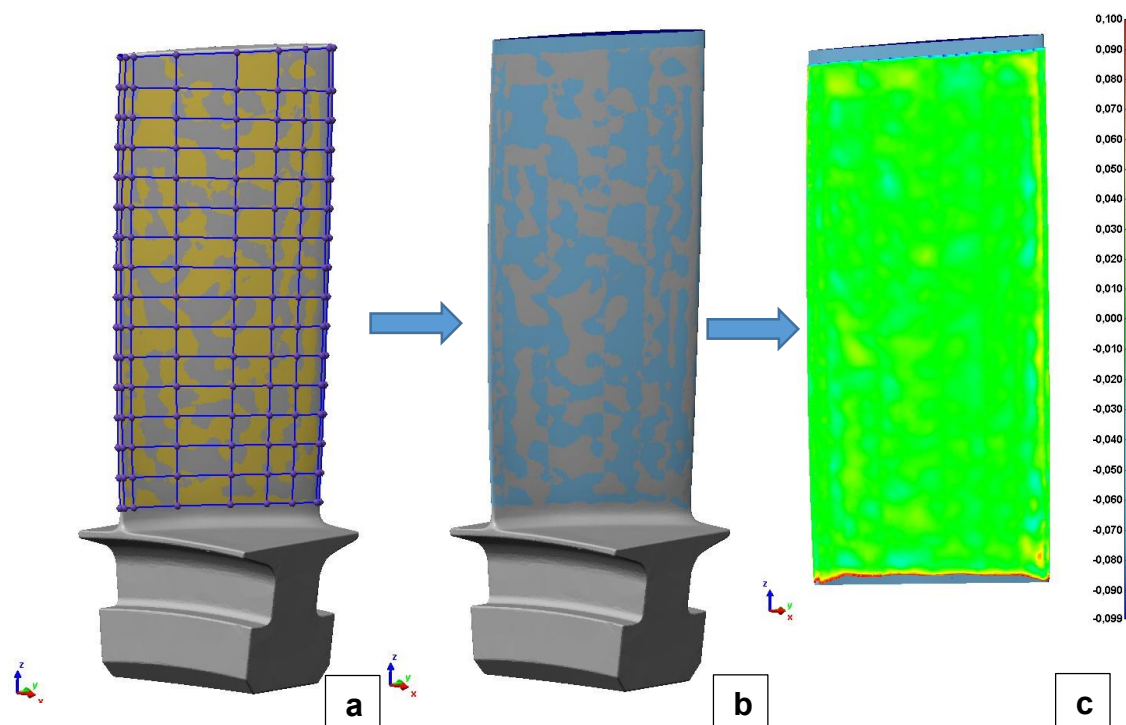


Figura 6.2.13: processo di realizzazione della superficie palare NURBS

La seconda strada percorribile per la ricostruzione del profilo palare è quella di identificare un numero sufficiente di profili da importare nel modellatore cad per la ricostruzione delle superfici utilizzando le funzioni a disposizione. Le sezioni utilizzate in questa ricostruzione sono evidenziate in *Figura 6.2.14 a*.

Indipendentemente al percorso seguito per la ricostruzione il piede della pala viene ridisegnato al cad utilizzando le proprie sezioni caratteristiche.

Come si può apprezzare in *Figura 6.2.14b* il modello completo ricostruito al cad viene verificato con la stessa metodologia (*Figura 6.2.14c*), si evince che il modello realizzato non segue in maniera accurata la forma superficiale del modello mesh ma presenta escursioni della deviazione che rimangono comunque nell'intorno del ± 0.1 mm.

La definizione dell'intervallo di accettabilità nella ricostruzione deriva dall'esperienza accumulata nell'analisi di molte palette costruite ed ispezionate lungo il processo.

Il fattore chiave per definire questo parametro sta nel processo di finitura di questo tipo di palette infatti, dopo la fase di fresatura vengono eliminate le increspature legate al passaggio dell'utensile che rimangono sulla superficie palare.

L'asportazione e la lucidatura normalmente avviene con operazioni di tipo manuale sfregando la superficie palare su tele in cui è stata depositato preventivamente del materiale abrasivo.

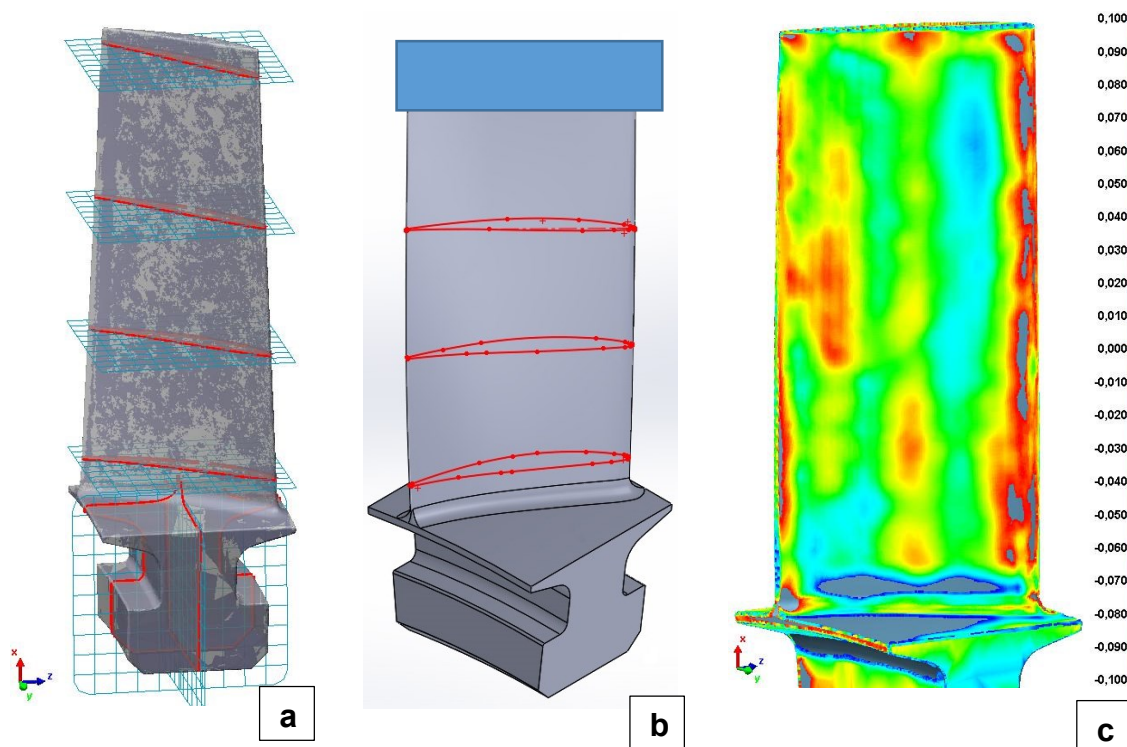


Figura 6.2.14: processo di realizzazione della superficie palare Cad

L'analisi di deviazione in mostra come tale intervento provochi variazioni non costanti lungo la pala.

Questo tipo di risultato è stato ottenuto ottimizzando il profilo palare generato dal sezionamento della mesh.

Prendendo in considerazione il profilo di estremità della pala (Figura 6.2.14b) è possibile evidenziare la curvatura che deriva dall'utilizzo di un profilo ottenuto da mesh (Figura 6.2.15a) da un profilo ottimizzato (Figura 6.2.15b) attraverso la generazione di curve che mantengono la curvatura lungo il profilo.

Ulteriore strumento utilizzabile per evidenziare la bontà della ricostruzione è quella di utilizzare le *linee zebra* che sono in grado di evidenziare la continuità della superficie. A tal proposito si mette a confronto le tre superfici mesh, nurbs, cad rispettivamente in Figura 6.2.16 a,b,c dove si evince il miglioramento ottenuto passando dalla mesh al modello cad.

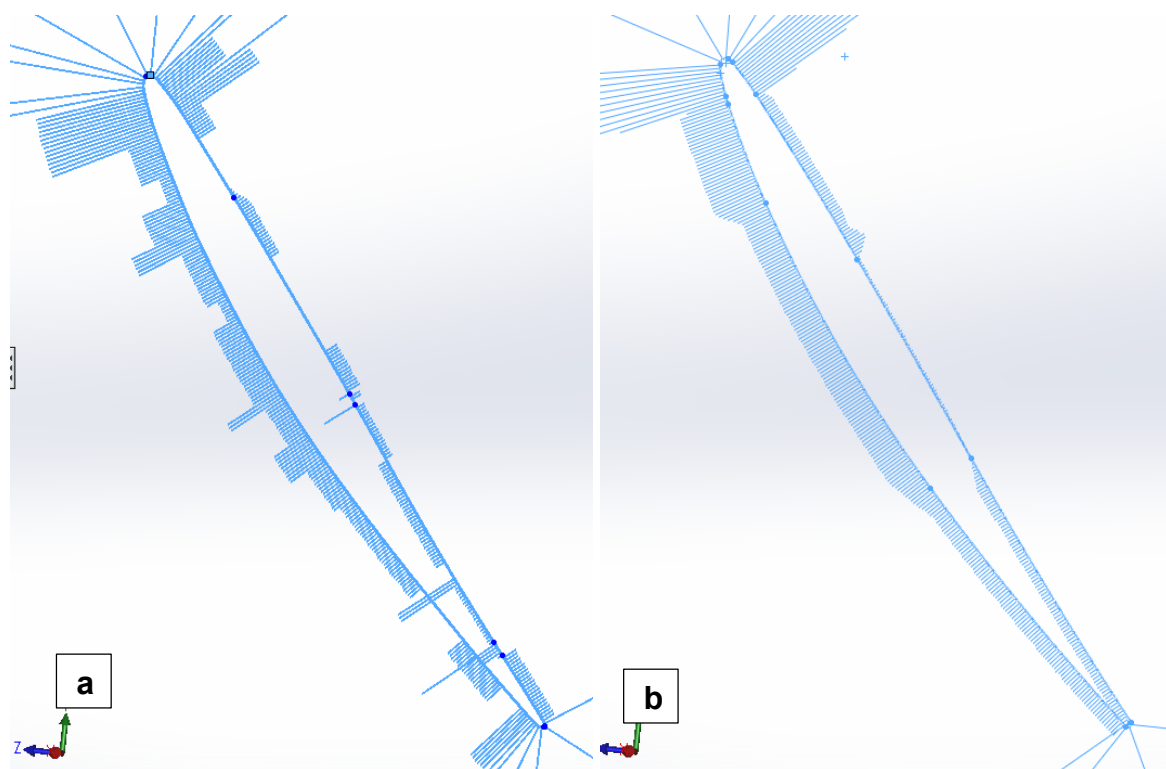


Figura 6.2.15: Curvatura profilo mesh (a) e profilo ottimizzato (b)

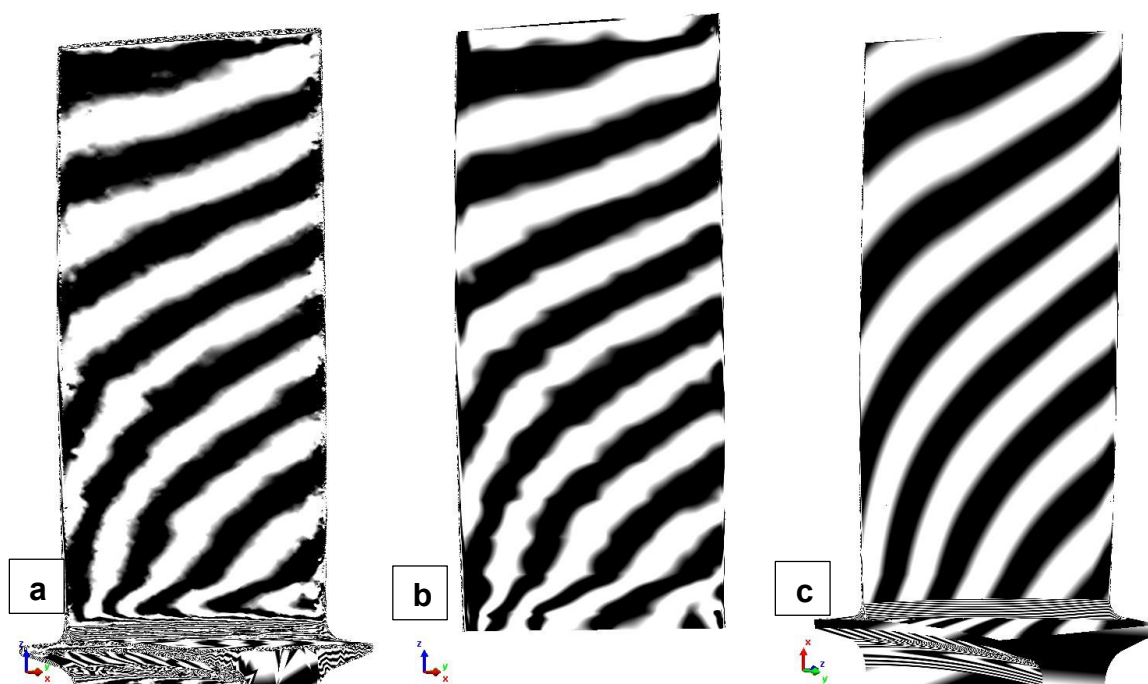


Figura 6.2.16: processo di realizzazione della superficie palare NURBS

Per la realizzazione del modello CTP 01 si è scelto di non utilizzare le superfici Nurbs. Tale scelta è giustificata dal fatto che per ricreare la geometria del compressore non si può ricostruire il modello CAD interamente sulla base della geometria scansionata. L'obiettivo di questa procedura di Reverse Engineering è infatti quello di ricostruire il file CAD del compressore in condizioni ideali, di progetto, di fabbrica. L'esportazione del modello NURBS di un componente qualunque del compressore porterebbe sempre al suo interno i difetti relativi alle irregolarità superficiali, i difetti di produzione, i difetti legati all'usura, la mancanza di materiale a causa di precedenti asportazioni (es: aumento dei giochi) e le eventuali modifiche strutturali apportate nel tempo.

Si capisce quindi come la tecnica di Reverse Engineering non consista solo nell'applicazione delle procedure appena descritte ma richieda anche un'adeguata attività di indagine sulla vita dell'oggetto da ricostruire.

Con la stessa metodologia sono stati ricostruiti gli stadi storici *Figura 6.2.17*, l'albero del rotore *Figura 6.2.18* e il porta palette statorico *Figura 6.2.19*.

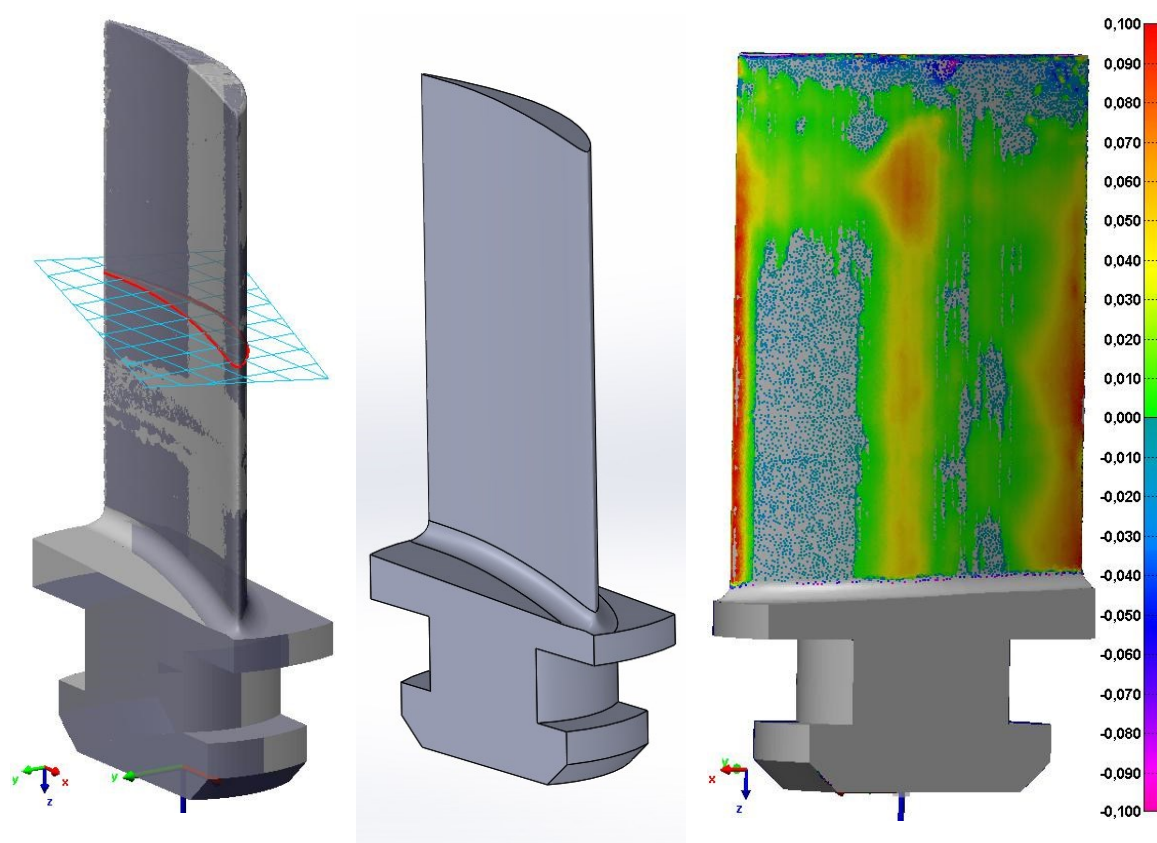


Figura 6.2.17: processo di realizzazione delle pale statoriche

Omissis

Figura 6.2.18: processo di realizzazione dell'albero Cad

Omissis

Figura 6.2.19: processo di realizzazione del porta palette Cad

6.2.3 ASSEMBLAGGIO DEL “MODELLO GEOMETRICO”

Una volta realizzati singolarmente tutti i componenti del compressore è possibile realizzare un assemblato dell'intera macchina *Figura 6.2.21*

Omissis

Figura 6.2.20: Installazione compressore CTP 01

Omissis

Figura 6.2.21: Replica digitalizzata compressore CTP 01

In questo modo risulta possibile valutare l'accuratezza del lavoro svolto finora, misurare le dimensioni geometriche desiderate di ciascun componente, analizzare i giochi "statore/mozzo" e "rotore/cassa" e infine ricostruire la turbomacchina nella sua interezza.

Nella *Figura 6.2.22* viene mostrato l'assemblato in sezione del rotore assieme con tutti gli stadi del compressore.

Omissis

Figura 6.2.22: Assemblato dei gruppi rotorici di compressione

Analogamente nella *Figura 6.2.23* viene rappresentato l'assemblato di tutti i gruppi statorici incluso l'IGV inseriti nelle relative cave. Ogni pala è inoltre intervallata da un blocchetto distanziatore che serve a fissare la pala nella sua posizione finale e tenerla distanziata dalle altre.

Omissis

Figura 6.2.23: Assemblato dei gruppi statorici di compressione

Ogni stadio di compressione è composto da una schiera rotorica e una schiera statorica. Il flusso entra inizialmente nell'IGV dove viene guidato all'interno del primo stadio di compressione.

Nella *Figura 6.2.24* vengono mostrate tutte le schiere e i relativi stadi di compressione a cui appartengono.

Omissis

Figura 6.2.24: Stadi di compressione della turbomacchina CTP 01

6.2.4 DESCRIZIONE DEL COMPRESSORE E DELL'IMPIANTO

La turbomacchina in esame fa parte di un gruppo di compressione dell'aria installato in un impianto apposito ed è il secondo di due compressori montati in serie (*Figura 6.2.25*). L'impianto complessivamente prevede un motore elettrico M-201 che, grazie ad un unico albero su cui sono installati due moltiplicatori di giri, trascina i due compressori; il primo è un compressore assiale multistadio che denominiamo CTP0102 (1° fase di compressione) ed è montato in testa all'impianto cioè nella zona di aspirazione, il secondo invece è il compressore già citato all'inizio che sarà oggetto di studio da qui in avanti (2° fase di compressione).

Tra i due compressori montati in serie è previsto uno scambiatore di calore SC1 che ha il compito di abbassare la temperatura a valle della prima fase di compressione in modo da poter far entrare il fluido nel secondo compressore a condizioni di funzionamento ottimale. Un secondo scambiatore di calore SC2 viene montato a valle della seconda fase di compressione con lo scopo di abbassare la temperatura del fluido (~ 65°C).

Omissis

Figura 6.25: Schema illustrativo dell'impianto di compressione dell'aria

Tabella 6.2.1: Proprietà del fluido del gruppo di compressione

Tipo di fluido	Aria
Peso molecolare	28.97
$k=c_p/c_v$	1.4
Umidità relativa	80%

Le caratteristiche fisico/chimiche del fluido elaborato sono elencate in *Tabella 6.2.1* mentre in *Tabella 6.2.2* vengono riportati i dati di targa rilasciati dal costruttore dell'impianto; questi valori verranno utilizzati per creare il modello numerico.

Tabella 6.2.2: Dati di targa del compressore

Portata (Q)	170000 Nm ³ /h	
Portata (M)	61.01 kg/s	
Pressione di aspirazione	1 ata	98066 Pa
Temperatura di aspirazione	25 °C	298.15 K
Pressione di mandata	6.5 ata	637429 Pa
Temperatura di mandata	60 °C	333.15 K
Velocità di rotazione	6250 rpm	654.16 rad/s
Potenza al giunto	13600 kW	13600 kW

NB: I valori di temperatura di mandata e di pressione di mandata del compressore sono stati misurati a valle del refrigeratore RE2.

Al fine di inizializzare l'analisi fluidodinamica e procedere con lo studio delle prestazioni della turbomacchina si deve creare un modello numerico in grado di risolvere le equazioni che descrivono i comportamenti fluidodinamici all'interno del compressore stesso.

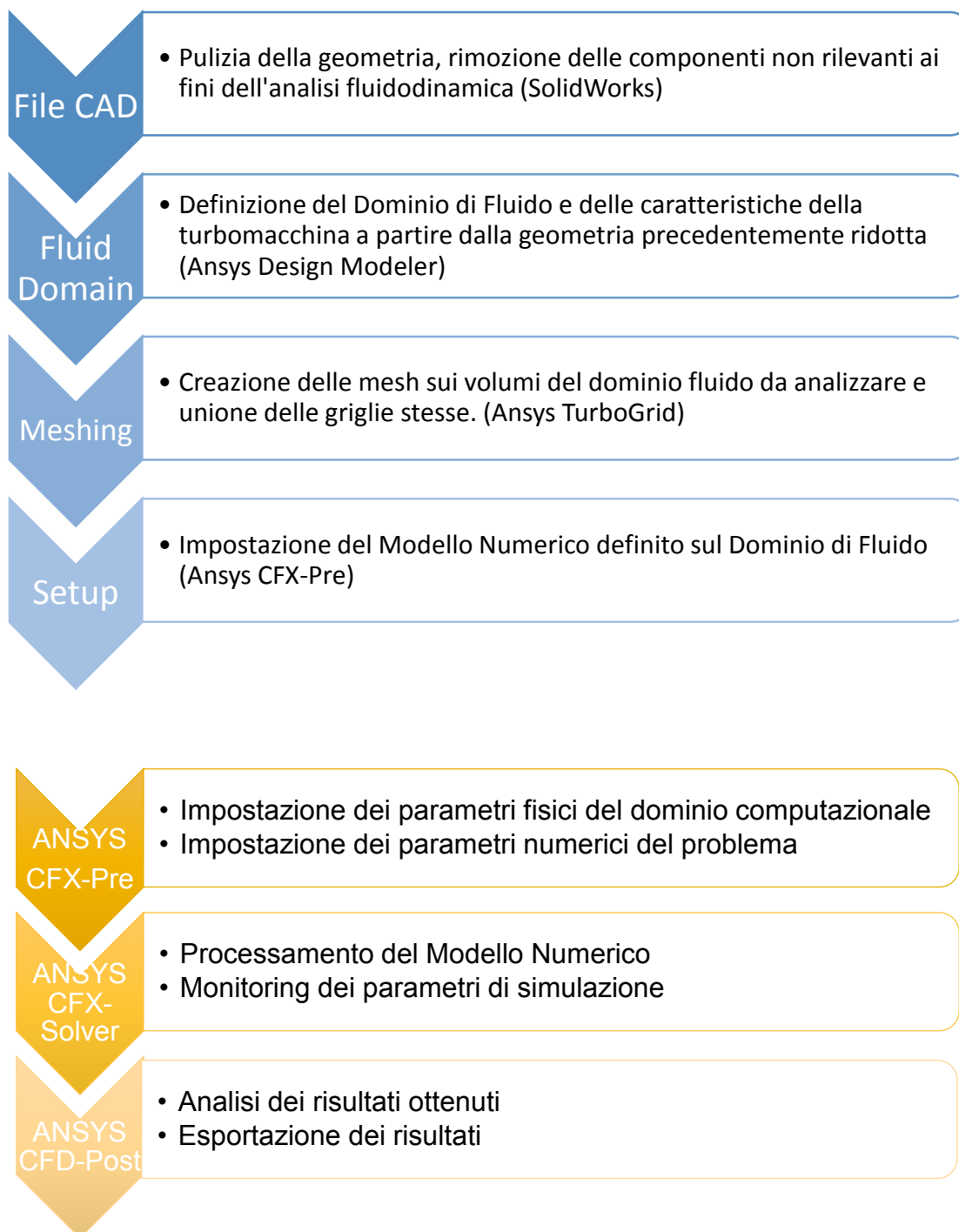
Non esiste un unico metodo per svolgere questa attività; vi sono infatti anche in questo ambito diversi software in grado di conseguire lo scopo.

A questo va aggiunto il fatto che l'attività svolta è di tipo sperimentale, quindi non esiste un metodo di paragone che sia in grado di "certificare" la bontà del lavoro svolto e se infine si considera la quantità di variabili in gioco a discrezione dell'utente che vuole definire il modello numerico si capisce quindi come la procedura di definizione dello stesso sia in realtà molto soggettiva.

Per quanto riguarda la verifica circa la bontà del lavoro svolto, non essendoci dei criteri di riferimento date le caratteristiche specifiche del problema, verranno confrontati i risultati ottenuti con i dati sperimentali forniti dal costruttore della turbomacchina.

Dallo scostamento presente tra i risultati numerici e quelli sperimentali si avrà o meno la conferma sull'affidabilità e quindi sulla validazione del modello numerico del compressore in esame.

Di seguito sono quindi stati riportati i passaggi da effettuare affiancati dai software che si è scelto di utilizzare per svolgere il lavoro:



6.2.6 SEMPLIFICAZIONE FILE CAD

Il modello numerico viene costruito sul “Dominio Fluido” che corrisponde a quella porzione di spazio occupata dal fluido elaborato durante il funzionamento della macchina. La ricostruzione della geometria ha pertanto come unico scopo quello di estrapolare dalla sua stessa forma il volume di fluido che attraversa gli stadi e le sezioni di mandata e aspirazione. Pertanto si lavora con un volume che sarà quindi delimitato dalle sezioni di ingresso, uscita, dal mozzo, dalla cassa e dalle forme delle pale sia dei rotor che degli statori.

La semplificazione della geometria quindi consiste proprio nell’eliminare fisicamente dal file di disegno nel modellatore solido tutte le componenti che non interessano l’analisi fluidodinamica. È possibile effettuare un’ulteriore semplificazione; la macchina infatti varia la propria sezione di passaggio man mano che si procede all’interno di essa, tuttavia se si considera ogni stadio del compressore preso singolarmente è possibile considerare la sezione come fosse costante lungo l’asse

Omissis

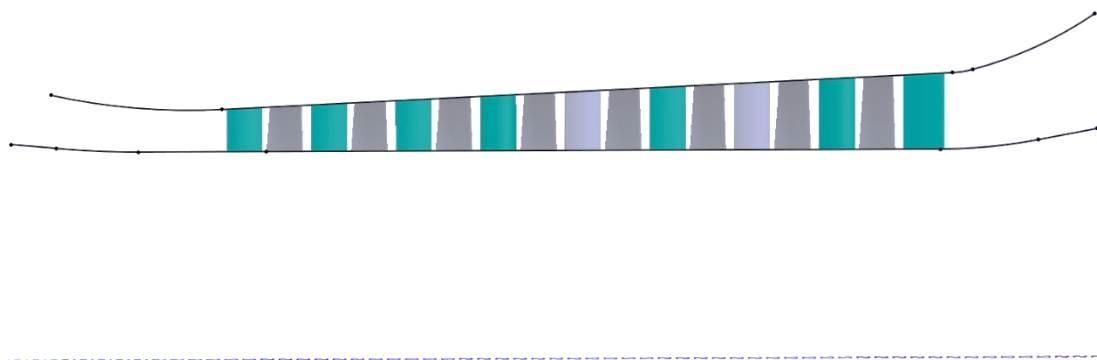


Figura 6.2.26: Semplificazione del volume fluidodinamico

Va peraltro considerato che la macchina ha uno sviluppo assial-simmetrico, pertanto le relazioni termo-fluidodinamiche che determinano il comportamento del fluido all'interno di essa saranno caratterizzate dalla stessa proprietà.

Pertanto, date 33 pale per ognuno degli otto gruppi rotorici e 44 pale per ognuno degli otto gruppi statorici, è quindi possibile ridurre la circonferenza della palettatura rispettivamente ad un trentatreesimo e ad un la porzione di volume finale.

Questo è molto importante in quanto il costo computazionale relativo all'analisi numerica di ciascuna sezione di passaggio, moltiplicato per ogni stadio rotore-statore, sarebbe proibitivo.

Del modello geometrico iniziale rimangono dunque soltanto 17 pale, una per ogni schiera del compressore rappresentato in *Figura 6.2.26*

6.2.7 DOMINIO FLUIDO

La porzione di spazio occupata dal volume di fluido è delimitato dalle caratteristiche geometriche della turbomacchina quindi sarà:

1. Delimitato inferiormente dalla presenza del mozzo del compressore
2. Delimitato superiormente dalla presenza del porta palette statorico
3. Delimitato a monte da una sezione di ingresso
4. Delimitato a valle da una sezione di uscita
5. Delimitato internamente dalla presenza delle pale dei vari stadi di compressione.

Una volta delineata la natura della regione di lavoro si procede alla sua costruzione; per fare ciò si è scelto di lavorare con il modellatore solido chiamato "Design Modeler" del software ANSYS.

Per i passaggi successivi di creazione del modello numerico verrà sfruttata la interconnessione dei vari tools di Ansys, integrati attraverso il *Workbench (Figura 6.2.27)*, per definire il dominio fluido, la griglia di calcolo e generare il setup del problema. Se necessario è possibile effettuare modifiche durante la progettazione senza perdere la connessione tra le varie operazioni.

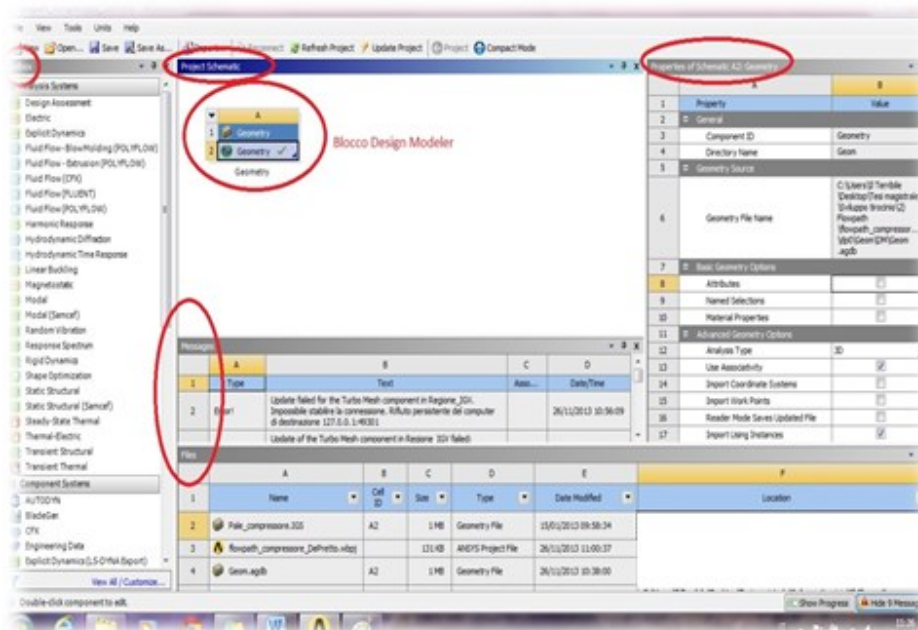


Figura 6.2.27: Schermata del Workbench con blocco del D.M inserito

All'interno del modellatore solido di ANSYS (Design Modeler) verrà importata la geometria precedentemente semplificata in Solidworks e salvata nel relativo file.IGS.

Una volta importata la geometria si parte scegliendo l'orientamento della geometria rispetto al sistema di riferimento utilizzando come asse di rotazione l'asse Z convenzionalmente adottato da ANSYS.

Il canale meridiano (Figura 6.2.28) viene costruito disegnando il profilo delle pareti ricalcando con uno schizzo ognuna delle entità che delimitano il canale di passaggio del fluido generate in SolidWorks ed in aggiunta ingresso, uscita.

Nelle sezioni di ingresso e di uscita sono stati inseriti dei prolungamenti (Figura 6.2.29) che hanno lo scopo di allungare il canale di flusso passante per il compressore e quindi di aumentare i volumi all'ingresso e all'uscita del Dominio Fluido. La lunghezza è stata scelta rispettivamente di $0.5 \cdot Dh$ (Dh =diametro idraulico).

La motivazione nasce dalla necessità di aumentare i condotti sia all'ingresso che all'uscita in modo da poter lavorare con un flusso completamente sviluppato.

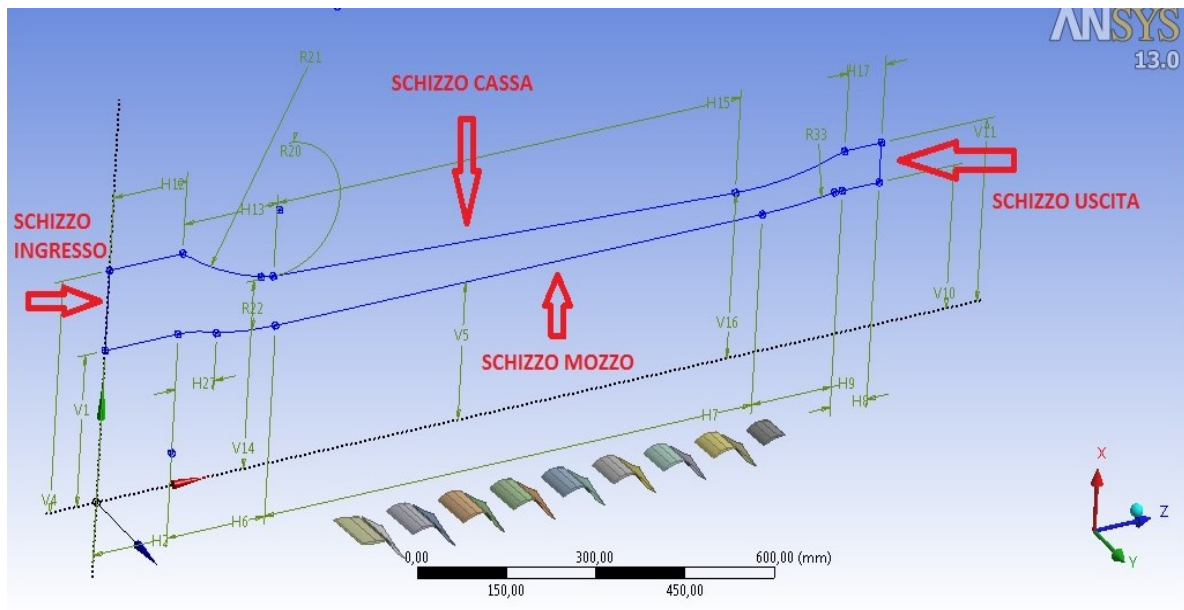


Figura 6.2.28: Schizzo 2D del Canale Meridiano

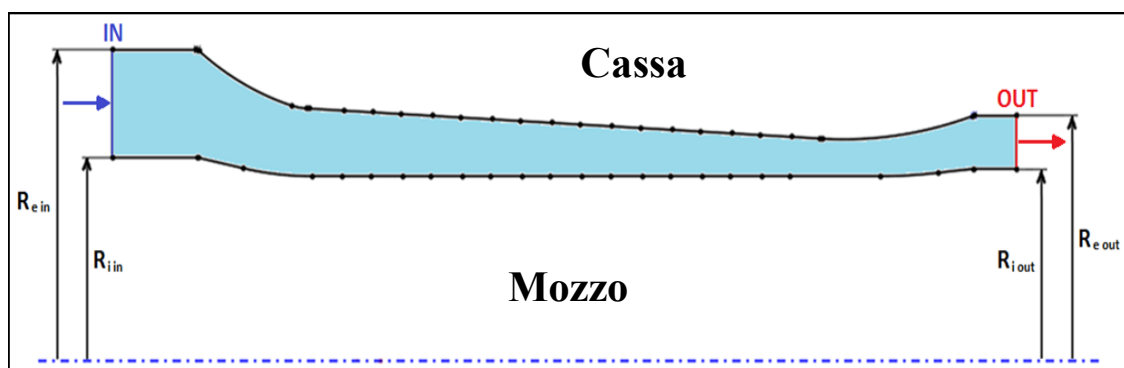


Figura 6.2.29: Costruzione del canale del compressore

Tra i dati importati dalla geometria per la creazione degli schizzi vi sono:

- $R_{i,in} = 264 \text{ mm}$ (raggio interno della sezione di ingresso del Dominio Fluidio)
- $R_{e,in} = 404 \text{ mm}$ (raggio esterno della sezione di ingresso del Dominio Fluidio)
- $R_{i,out} = 249 \text{ mm}$ (raggio interno della sezione di uscita del Dominio Fluidio)
- $R_{e,out} = 318 \text{ mm}$ (raggio esterno della sezione di uscita del Dominio Fluidio)
- $L_{inlet} = 0.5 \cdot Dh_{inlet} = 0.5 \cdot A_{inlet} / P_{bagnato} = D_{e,in} - D_{i,in} = 280 \text{ mm}$ (lunghezza Inlet)
- $L_{outlet} = 0.5 \cdot Dh_{outlet} = 0.5 \cdot A_{outlet} / P_{bagnato} = D_{e,out} - D_{i,out} = 138 \text{ mm}$ (lunghezza Outlet)
- $L = 1479 \text{ mm}$ (lunghezza del canale)

Perché il software sia in grado di riconoscere il canale del flusso e la direzione di scorrimento, *dopo la generazione del profilo del canale* si deve definire il passaggio del fluido all'interno dell'entità appena disegnata. Attraverso il plug-in Blade Editor, il comando "Flowpath"; richiede di impostare una sezione di ingresso e una di uscita relative al flusso per le quali saranno scelte rispettivamente lo schizzo disegnato sulla sezione di ingresso e lo schizzo disegnato sulla sezione di uscita.

Viene creato in questa fase un layer di collegamento che unisce le estremità ingresso-uscita del Flowpath che servirà durante la fase di impostazione della griglia di calcolo per agevolare la creazione delle mesh volumetriche; maggiore è il numero di layer che vengono aggiunti e più facilmente il software sarà in grado di costruire delle griglie di buona qualità anche in presenza di geometrie complesse.

Nel caso in esame si è scelto di lavorare complessivamente con 9 layer con le altezze relative riportate rispetto alla quota del mozzo (riferimento = 0).

Di seguito si riportano in *Tabella 6.2.3* le altezze equidistanti relative dei layer lungo tutto canale:

Tabella 6.2.3: Altezza dei Layers del "Flowpath"

Numero Layer	Altezza [%]
1 (mozzo)	0
2	0.125
3	0.25
4	0.375
5 (default)	0.5
6	0.625
7	0.75
8	0.875
9 (cassa)	1

Vengono indicate per completezza (*Figura 6.2.30*) le quantità geometriche ottenute durante la creazione dei quattro schizzi (mozzo, cassa, ingresso e uscita), i layers il flowpath e inoltre, nella *Tabella 6.2.4*, i valori delle relative dimensioni.

Le entità geometriche vengono catalogate in base ad una lettera, che ne definisce la natura (H = linea orizzontale; V = linea verticale; R = arco di cerchio o altri elementi curvilinei). Infine il numero sequenziale che affianca la lettera indica l'ordine in cui è stata creato l'elemento rispetto agli altri disegnati.

Tabella 6.2.4: Quote delle entità geometriche rappresentate

Omissis

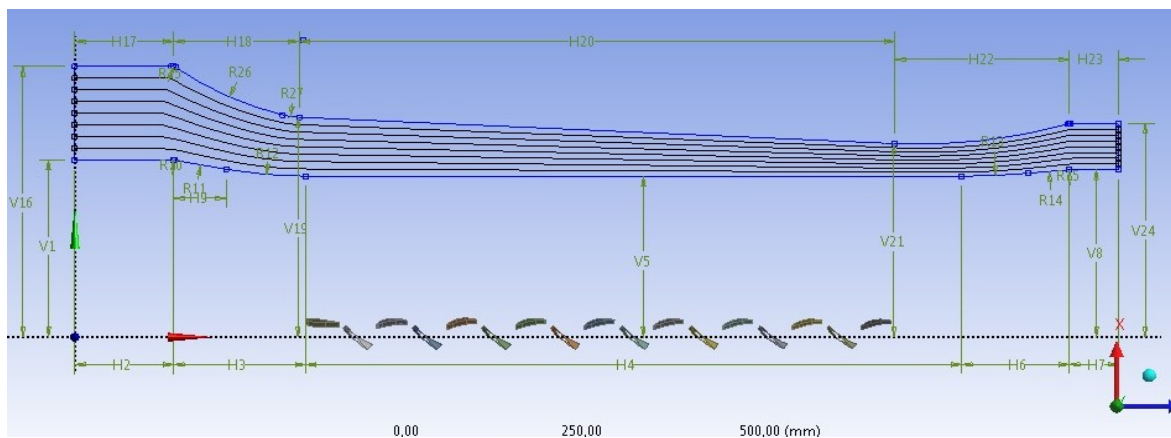


Figura 6.2.30: Flowpath e quote degli schizzi del canale

Una volta generato correttamente il Flowpath si procedere al riconoscimento della geometria palare importata nel Modeler richiamando gli “Export Points” dall’editor dei comandi presente nel Design Modeler ripetendo la procedura per ognuna delle pale presenti quindi 8 stadi di compressione (rotore - statore) più uno stadio di ingresso IGV (Inlet Guide Vane) generando un totale di 17 Export Points.

In tal modo sarà possibile richiamare anche singolarmente gli elementi precedentemente esportati direttamente dalle proprietà del Workbench.

6.2.8 GENERAZIONE DELLE MESH

Le Mesh non sono altro che griglie composte da nodi e linee che frammentano il dominio fluidodinamico per consentire il calcolo computazionale all’interno di esso. Questa suddivisione dà quindi vita ad un elevato numero di volumi che riempiono interamente il dominio fluido. All’interno di questi elementi il solutore andrà a risolvere le equazioni del modello numerico.

All’interno di ANSYS sono presenti tools di generazione delle griglie: *ICEM*, *Meshing* e *TurboGrid*. Ognuno di questi software, è stato ottimizzato per la risoluzione di alcuni problemi specifici rispetto agli altri. Turbogrid è il tool di generazione delle griglie appositamente realizzato per le turbomacchine e macchine a geometria rotazionale.

Grazie alla creazione degli “Export Points” effettuata in precedenza si è in grado di richiamare fuori dal blocco del “Design Modeler” solo le porzioni interessate di geometria su cui lavorare. In questo modo anziché creare una mesh unica su tutto il dominio fluido diventa possibile lavorare su ogni singola pala con un miglioramento in termini di qualità della generazione della mesh. La costruzione di un’unica griglia su tutta la turbomacchina in esame risulterebbe complessa a causa dei numerosi stadi di compressione. Dalla schermata “project schematic” quindi si seleziona il blocco della geometria precedentemente creata e si sceglie l’opzione “Transfer data to new → TurboGrid”.

L’operazione viene ripetuta per 17 volte generando la griglia su ogni pala della geometria. Si viene così a creare una ramificazione nel Workbench come mostrato nella *Figura 6.2.31* che dal blocco della geometria porta ai diciassette blocchi di TurboGrid.

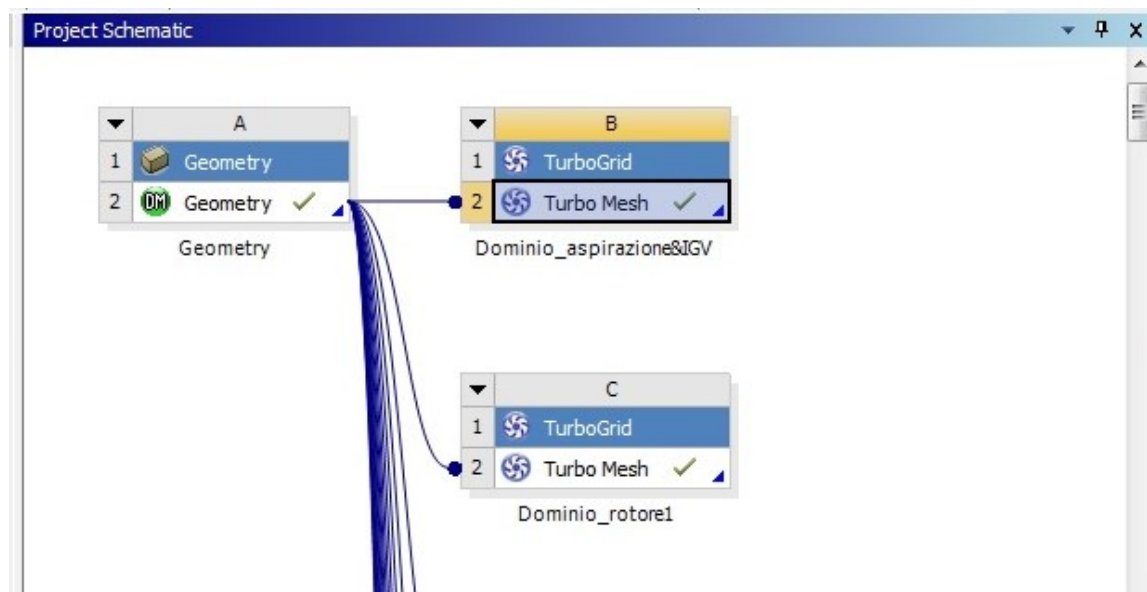


Figura 6.2.31: Trasferimento dati dal D.M ai blocchi TurboGrid

Ad ognuno dei seguenti blocchi va associata la porzione di geometria su cui andare a lavorare in modo che, aprendo in seguito TurboGrid, venga associata ad ogni elemento di ogni stadio del compressore il blocco di competenza.

Aprendo ogni singolo blocco di TurboGrid viene caricata la porzione geometrica contenente la pala delineando le entità geometriche presenti come Hub (mozzo), Shroud (cassa), Inlet (ingresso), Outlet (uscita), High Periodic (1° superficie laterale), Low Periodic (2° superficie laterale) (Figura 6.2.32).

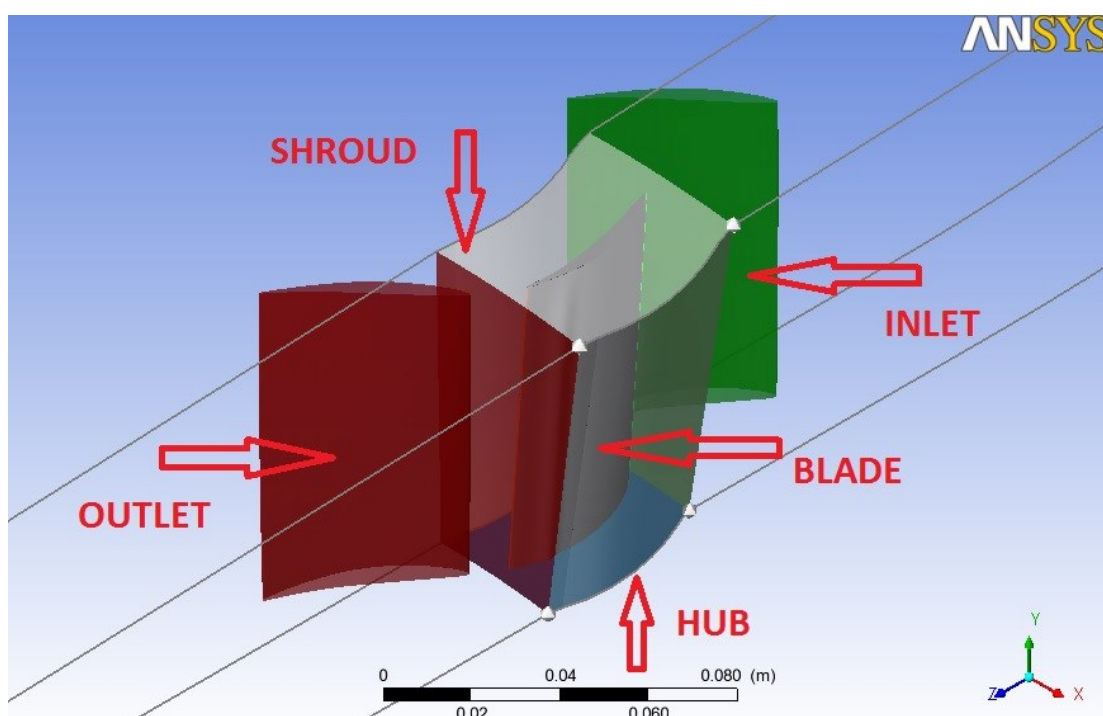


Figura 6.2.32: Geometria importata in Turbo Grid dello statore 1

A questo punto TurboGrid ha il compito di creare la mesh su tutto il volume compreso tra l'Inlet e l'Outlet ma prima di generare la mesh è necessario definire il gioco in prossimità della cassa per tutte le pale rotoriche e analogamente un gioco in prossimità del mozzo per tutte le pale statoriche e per l'IGV.

Si procede quindi alla creazione dei giochi imponendo:

Shroud Tip → Normal Distance → Tip Clearance = 0.1 mm (per i corpi rotorici)

Hub Tip → Normal Distance → Tip Clearance = 0.1 mm (per i corpi statorici)

La generazione della mesh richiede una definizione dei parametri topologici "Topology Set" che porta alla generazione di una griglia bidimensionale sulla superficie del mozzo e della cassa (*Figura 6.2.33*) che sarà la base per la creazione della mesh tridimensionale lungo tutto la regione in esame (*Figura 6.2.34*).

Nella sezione "Mesh Data" è possibile modificare i parametri della griglia ciò permette di migliorare la qualità della mesh a piacimento dell'operatore ricordando però che un progressivo infittimento della mesh comporta un notevole incremento sia del numero di elementi della griglia che del costo computazionale richiesto al calcolatore.

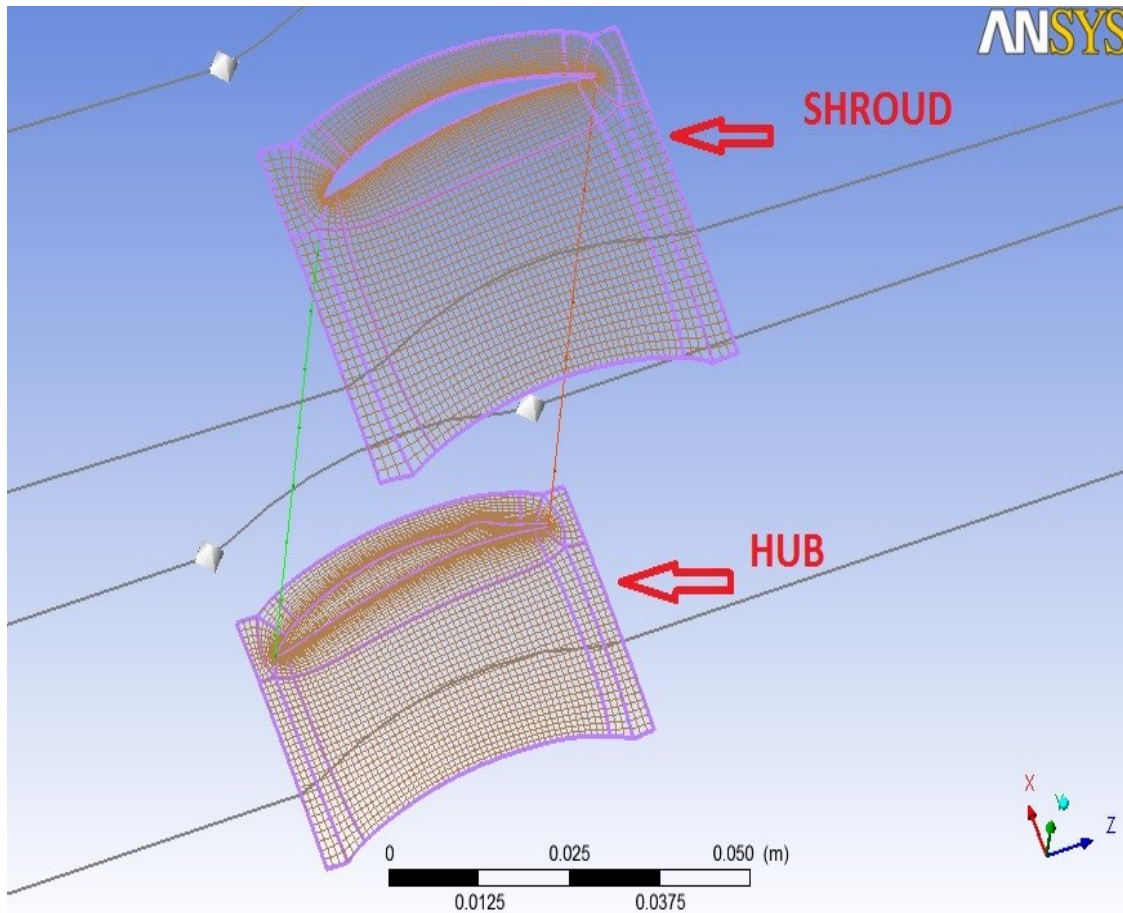


Figura 6.2.33: Topology Set, griglie su mozzo e cassa dello Statore 1

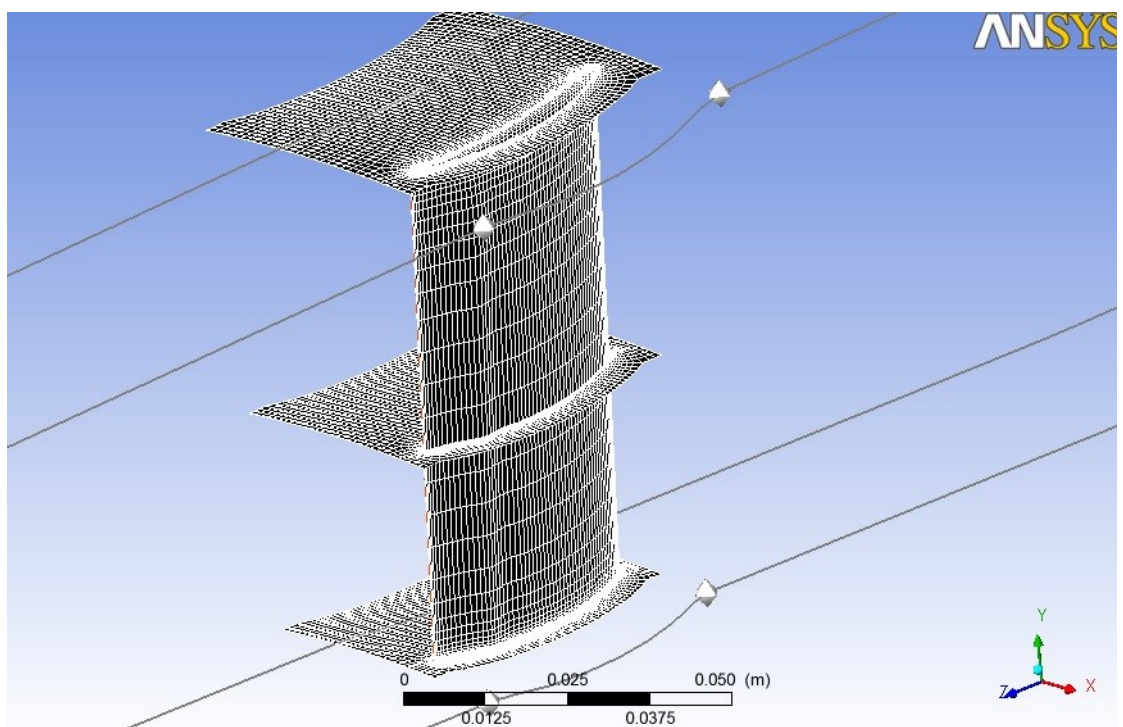


Figura 6.2.34: Mesh 3D (blade, hub ,shroud, piano intermedio)

6.2.9 MODELLO NUMERICO

Per la soluzione numerica del compressore CTP 01 si è deciso di utilizzare CFX che sfrutta il metodo a volumi finiti. Entrambi i metodi prevedono comunque l'assegnazione di un dominio computazionale (che coincide con il dominio fluido appena creato) sul quale verranno poste delle determinate condizioni al contorno e condizioni iniziali di lavoro.

L'interno di tale dominio viene quindi suddiviso in tanti volumi finiti. Tramite la forma integrale delle equazioni di conservazione vengono quindi definite le relazioni che intercorrono tra i vari volumi confinanti. L'errore residuo generato risiede nel fatto che tali elementi hanno dimensione finita e non infinitesima e questo genera un salto nel livello delle funzioni utilizzate passando infatti dal livello analitico (infinitesimi → derivate) al livello discreto (finiti → differenze). Il calcolo per il computer risulta in questo modo attuabile ma la perdita di precisione diventa inevitabile anche se gli errori possono essere controllati.

Dal "Toolbox" del Workbench si trascina nella finestra si procede alla connessione di ogni blocco "TurboGrid" al blocco "CFX" (Figura 6.2.35).

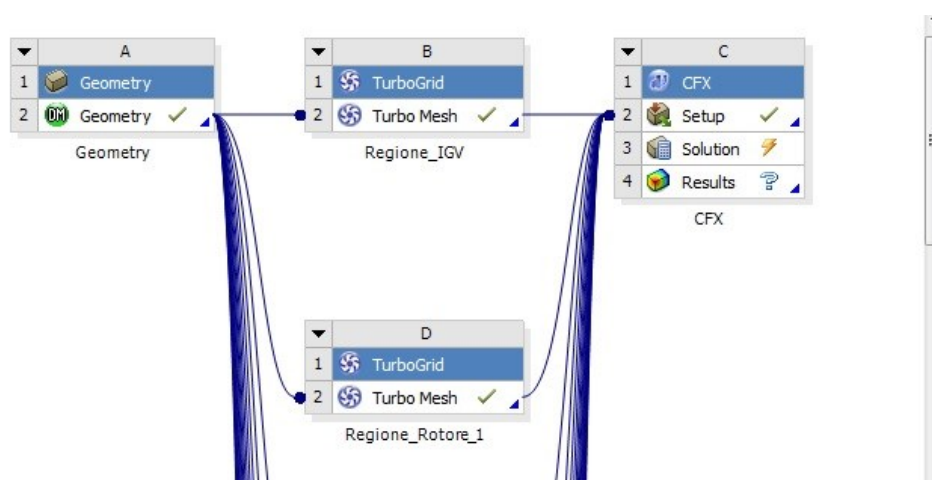


Figura 6.2.35: Connessione Geometry → TurboGrid → CFX

Aperto il CFX-Pre ci si trova di fronte alla schermata principale del programma; a sinistra si trova l'outline dei comandi mentre a destra si trova il dominio computazionale appena creato. Esso sarà geometricamente collegato e impilato secondo le istruzioni date in precedenza come viene riportato nella Figura 6.2.36.

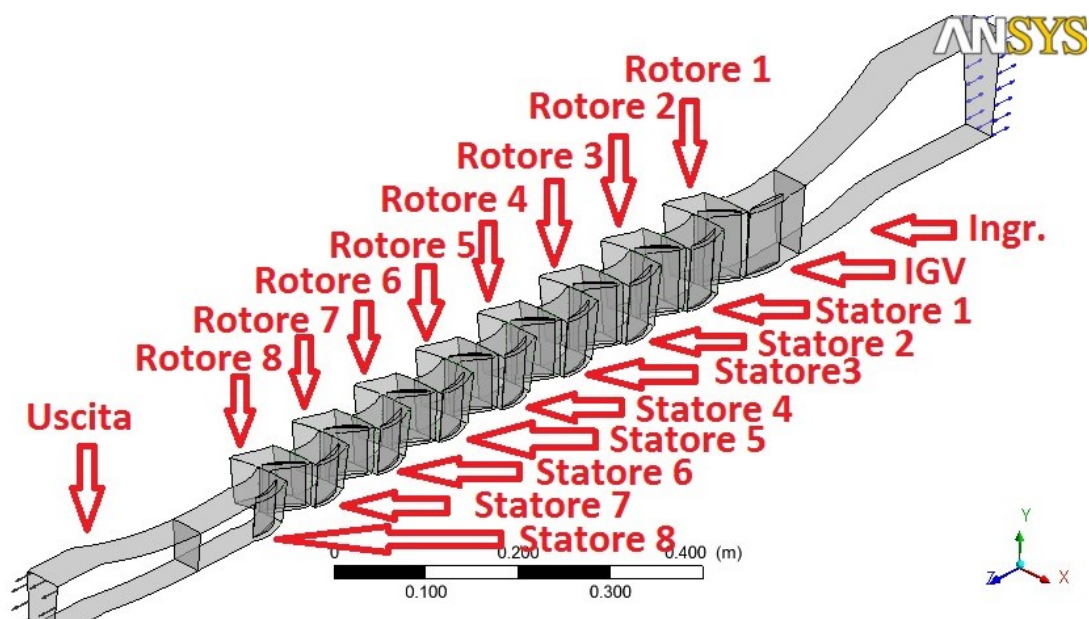


Figura 6.2.36: Schema dei componenti del compressore dalla schermata di CFX

Gli step di configurazione seguiti sono i seguenti:

- 1 • Connessioni delle mesh
- 2 • Definizione dei domini di calcolo delle varie regioni
- 3 • Impostazione delle condizioni alle pareti
- 4 • Impostazione delle condizioni al contorno in ingresso/uscita
- 5 • Interfacce fra i domini creati
- 6 • Impostazione delle condizioni di periodicità
- 7 • Impostazione delle condizioni di interfaccia all'apice di tutte le pale
- 8 • Definizione dei parametri del "Solver Control"
- 9 • Creazione di monitors di controllo
- 10 • Creazione del file di lancio della simulazione

Una volta ultimata la costruzione del Modello Numerico e il settaggio delle sue impostazioni si può procedere alla risoluzione numerica delle equazioni che governano il campo di moto all'interno del dominio fluido.

Tale procedura viene eseguita avviando il CFX-Solver; questo software è il solutore numerico vero e proprio che, sfruttando le impostazioni del CFX-Pre, risolve le equazioni volume finito per volume finito fino al raggiungimento di una soluzione convergente per via iterativa.

L'analisi dei risultati viene effettuata tramite CFD-Post che permette di visualizzare i risultati delle simulazioni attraverso una serie di opzioni. È possibile plottare le variabili fluidodinamiche attraverso l'utilizzo di Superfici, Vettori, TurboSurface, Contour ed altri strumenti di grafica sia bidimensionale che tridimensionale. Il software offre inoltre la possibilità di creare dei fogli di calcolo in cui vengono esplicitati i valori dei parametri fluidodinamici a cui siamo interessati. Questi valori verranno calcolati sulla base delle espressioni numeriche che l'operatore imposta nel foglio di calcolo.

6.2.10 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

Analizzando lo schema di funzionamento dell'impianto di compressione *Figura 6.2.37*, il compressore CTP 02 può variare l'inclinazione delle proprie pale fisse al fine di modificare la portata di aria aspirata attraverso un martinetto idraulico di regolazione.

Per il compressore in esame (CTP 01) non è previsto nessuno strumento di regolazione della portata; i risultati sperimentali del compressore sono stati infatti ricavati mediante la regolazione della macchina CTP 02 situata a monte.

La velocità di rotazione è fissata a 6250 rpm e non è prevista alcuna regolazione nemmeno su di essa. I dati sperimentali relativi al compressore in esame si riferiscono quindi alla sola velocità di progetto e derivano dal campionamento compressore durante il suo normale utilizzo.

Al variare dell'angolo di calettamento delle pale statoriche del primo compressore CTP 02, i dati relativi al compressore studiato (CTP 01) vengono riportati nella *Tabella 6.2.5*. Nella prima colonna viene riportato l'angolo di orientamento delle pale statoriche del compressore di testa.

Omissis

Tabella 6.2.5: Dati sperimentali “on-field” campionati dal sistema di monitoraggio

Ang. [°]	p_{in} [barg]	$T_{0,in}$ [°C]	p_{out} [barg]	$T_{0,out}$ [°C]	Q [kNm ³ /h]
-23					
-14					
-16					
-13					
-20					
-9					
-2					
-2					
-11					
-9					
-17					
-2					

Omissis

Le prove sono state effettuate a distanza di vari mesi le une dalle altre e sempre alla velocità di progetto della macchina ($n = 6250$ rpm).

Gli altri dati riportati sono:

p_{in} = pressione in ingresso al compressore CTP 01 (dopo l'intercooler RE1)

p_{out} = pressione in uscita dal compressore CTP 01 (prima del postcooler RE2)

$T_{0,in}$ = temperatura in ingresso al compressore CTP 01 (dopo l'intercooler RE1)

$T_{0,out}$ = temperatura in uscita dal compressore CTP 01 (dopo il postcooler RE2)

Q = portata volumetrica di aria elaborata dall'impianto

E' stato possibile reperire anche la mappa di compressione dell'impianto mostrata in *Figura 6.2.38*.

Omissis

Figura 6.2.38: Mappa prestazionale del treno di compressione

Essa mostra l'andamento del rapporto di compressione in funzione della portata d'aria aspirata dalla macchina; le varie curve sono tracciate al variare dell'angolo di orientazione delle pale fisse del compressore CTP 02.

Il rapporto di compressione mostrato è quello relativo a tutto l'impianto cioè complessivo sia dei contributi del primo compressore che del secondo compressore:

$$\beta_{IMPIANTO} = \beta_{CTP01} \cdot \beta_{CTP02}$$

e al variare della portata ricopre un range di valori nell'intervallo $\beta_{IMPIANTO} \in [5 \div 9]$ La Tabella 6.2.5 riporta i dati sperimentali contenuti nella tabella 6.2.6 convertiti in unità di misura del Sistema Internazionale.

Tabella 6.2.6: Dati sperimentali convertiti in unità di misura del S.I.

Ang. [°]	p_{in} [Pa]	$T_{0,in}$ [K]	p_{out} [Pa]	$T_{0,out}$ [K]	M_{aria} [kg/s]
-23					
-14					
-16					
-13					
-20					
-9					
-2					
-2					
-11					
-9					
-17					
-2					

Omissis

Dalla *Tabella 6.2.6* si è scelto di considerare tre delle dodici misurazioni complessive e di andare a studiarne i parametri fluidodinamici. Questi verranno confrontati in seguito con i parametri che saranno ottenuti dalle analisi numeriche effettuate sulla macchina alle medesime condizioni di lavoro.

Un'adeguata corrispondenza nei risultati indicherà la bontà del modello numerico.

Di seguito vengono riportati i raggi relativi alle sezioni di ingresso e uscita del dominio di calcolo costruito espressi in metri.

$R_{i,in} = 0.264$ m (raggio interno all'ingresso del dominio fluido)

$R_{e,in} = 0.404$ m (raggio esterno all'ingresso del dominio fluido)

$R_{i,out} = 0.249 \text{ m}$ (raggio esterno all'uscita del dominio fluido)

$R_{e,out} = 0.318 \text{ m}$ (raggio esterno all'uscita del dominio fluido)

Si è dunque in grado di ricavare le aree delle sezioni di passaggio del fluido sia all'ingresso che all'uscita:

$$A_{in} = \pi(R_{e,in}^2 - R_{i,in}^2) = 0.294 \text{ m}^2 \quad (\text{Area della sezione di ingresso})$$

$$A_{out} = \pi(R_{e,out}^2 - R_{i,out}^2) = 0.123 \text{ m}^2 \quad (\text{Area della sezione di uscita})$$

Come si può notare dai risultati l'area della sezione di uscita è minore dell'area della sezione di ingresso. Il compressore infatti mantiene pressoché costante l'altezza del mozzo ($R_{i,in} \sim R_{i,out}$) mentre presenta una cassa la cui altezza si riduce progressivamente al procedere attraverso gli stadi della macchina.

Il restringimento delle sezioni di passaggio è una particolarità geometrica tipica di queste macchine; a parità di portata infatti aumentano sia densità che velocità assiale attraverso i vari stadi di compressione.

Quest'ultima viene corretta grazie all'azione degli statori i quali, rallentando il flusso, producono un ulteriore aumento della densità e quindi della pressione.

La macchina lavora con aria compressa che può essere schematizzata come un gas ideale. Questa scelta risulta possibile grazie all'analisi dei dati a disposizione verificando la natura di gas perfetto del fluido "aria" sia all'ingresso che all'uscita

Si considerino a tal scopo le pressioni e le temperature statiche in ingresso e uscita alla macchina relative ad un punto di funzionamento:

$p_{in} = 306325 \text{ Pa}$ (Pressione statica assoluta in ingresso al compressore)

$p_{out} = 691325 \text{ Pa}$ (Pressione statica assoluta in uscita dal compressore)

$T_{in} = 307.15 \text{ K}$ (Temperatura statica in ingresso al compressore)

$T_{out} = 427.15 \text{ K}$ (Temperatura statica in uscita dal compressore)

Dal diagramma generalizzato di Nelson-Obert, entrando con i valori di " T_r " e " p_r ", si trova un valore del fattore di compressibilità " z " quasi pari ad 1 sia alla mandata (Tratteggio) che all'aspirazione (Tratto Punto) (Figura 6.2.39).

Essendo infatti noti i valori critici di temperatura e pressione dell'aria:

$$p_c = 377000 \text{ Pa} \quad (\text{Pressione critica dell'aria, valore standard})$$

$$T_c = 132.5 \text{ K} \quad (\text{Temperatura critica dell'aria, valore standard})$$

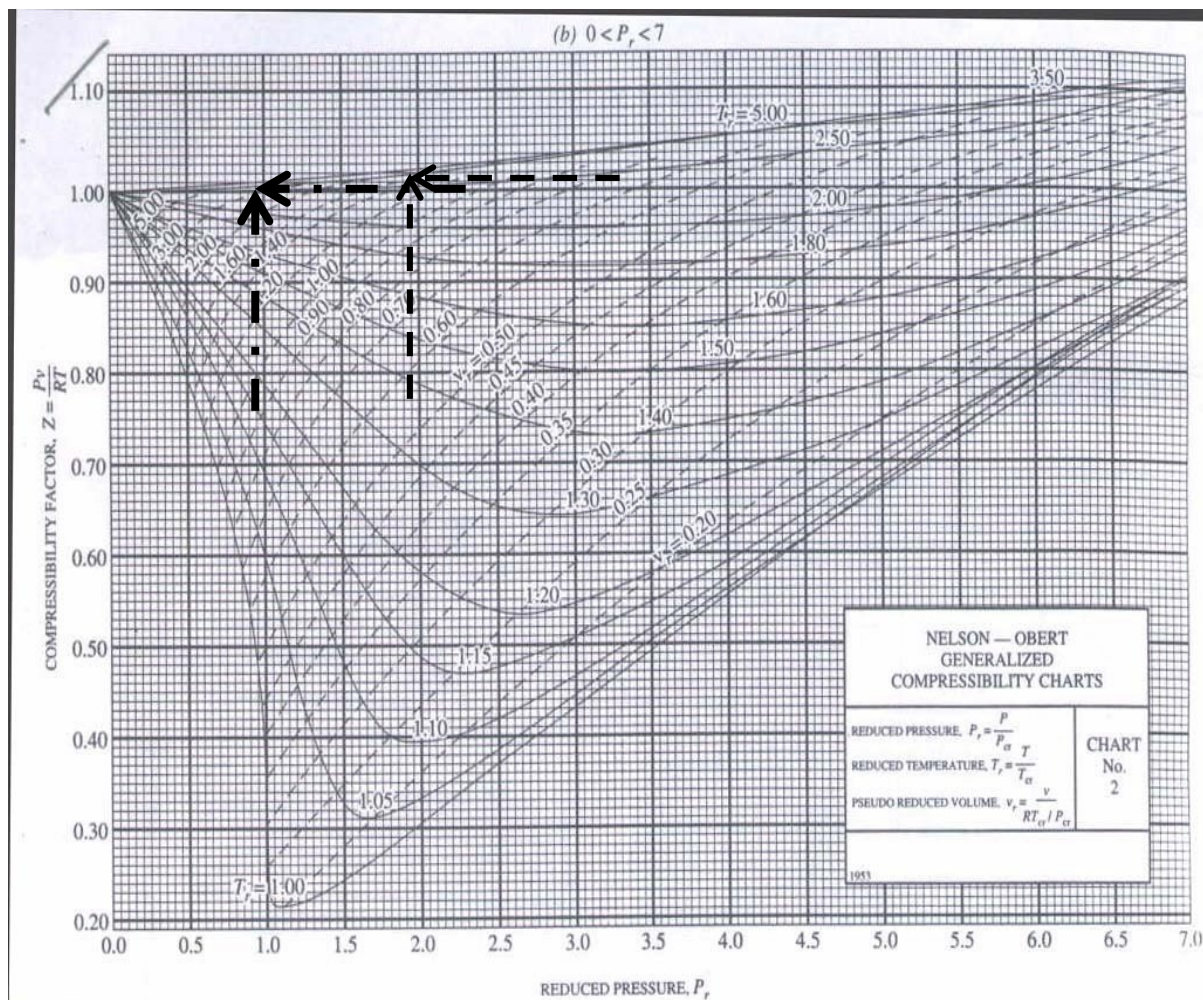


Figura 6.2.39: Diagramma di Nelson-Obert

si possono determinare i valori di pressione ridotta e temperatura ridotta sia lungo la sezione di ingresso che lungo la sezione di uscita:

$$p_{r,in} = \frac{p_{in}}{p_c} = \frac{306325 \text{ Pa}}{377000 \text{ Pa}} = 0.812535$$

$$T_{r,in} = \frac{T_{in}}{T_c} = \frac{307.15 \text{ K}}{132.5 \text{ K}} = 2.32$$

$$p_{r,out} = \frac{p_{out}}{p_c} = \frac{691325 \text{ Pa}}{377000 \text{ Pa}} = 1.834$$

$$T_{r,out} = \frac{T_{out}}{T_c} = \frac{417.15 \text{ K}}{132.5 \text{ K}} = 3.224$$

grazie ai quali si verifica l'ipotesi di assumere il fattore di compressibilità definito come unitario:

$$z = \frac{p}{\rho RT} \sim 1$$

Quindi, essendo note le caratteristiche dell'aria:

$R = 287 \text{ J/kg.K}$ (costante della miscela aria)

$c_p = 1004,4 \text{ J/kg.K}$ (calore specifico dell'aria a pressione costante)

diventa possibile ricavare grazie alla legge dei gas perfetti le densità del fluido lungo la sezione di ingresso e lungo la sezione di uscita:

$$\rho_{in} = \frac{p_{in} + 101325 \text{ Pa}}{RT_{in}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad \rho_{out} = \frac{p_{out} + 101325 \text{ Pa}}{RT_{out}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

La densità all'uscita sarà chiaramente maggiore rispetto al relativo valore all'ingresso della macchina. All'aspirazione si avrà comunque un valore elevato di densità rispetto alle condizioni ambientali a causa della presenza del compressore CTP 02 situato a monte.

Le velocità assiali all'ingresso ($V_{a,in}$) e uscita ($V_{a,out}$) vengono così ottenute:

$$V_{a,in} = \frac{M_{aria}}{\rho_{in} A_{in}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad V_{a,out} = \frac{M_{aria}}{\rho_{out} A_{out}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

da queste è possibile ricavare le pressioni totali (assolute) sia all'ingresso ($p_{0,in}$) che all'uscita ($p_{0,out}$) espresse in [Pa]:

$$p_{0,in} = (p_{in} + 101325) + \frac{\rho_{in} V_{a,in}^2}{2} \quad p_{0,out} = (p_{out} + 101325) + \frac{\rho_{out} V_{a,out}^2}{2}$$

Le temperature statiche all'ingresso (T_{in}) e all'uscita (T_{out}) espresse in [K] sono:

$$T_{in} = T_{0,in} - \frac{V_{a,in}^2}{2c_p} \quad T_{out} = T_{0,out} - \frac{V_{a,out}^2}{2c_p}$$

Di seguito vengono riportate le tabelle 6.2.7, 6.2.8, 6.2.9 contenenti le grandezze calcolate con le relazioni appena descritte.

Tabella 6.2.7: Valori all'ingresso per i tre punti in esame

Sezione di ingresso del compressore

	Ang. [°]	p_{in} [Pa]	$p_{0,in}$ [Pa]	$T_{0,in}$ [K]	ρ_{in} [kg/m ³]	Va_{in} [m/s]
Punto 1	-13	298325	303026	311.15	3.341	53.1
Punto 2	-2	301325	307573	311.15	3.374	60.9
Punto 3	-2	306325	312537	307.15	3.475	59.8

In rosso sono evidenziati i valori di $p_{0,in}$ e $T_{0,in}$ che si è scelto di assumere rispettivamente come p_{ref} e T_{ref} per la valutazione dei coefficienti δ e ϑ .

Tabella 6.2.8: Valori all'uscita per i tre punti in esame

Sezione di uscita del compressore

	Ang. [°]	p_{out} [Pa]	$p_{0,out}$ [Pa]	$T_{0,out}$ [K]	ρ_{out} [kg/m ³]	Va_{out} [m/s]
Punto 1	-13	676325	692279	419.15	5.622	75.3
Punto 2	-2	701325	722373	427.15	5.721	85.8
Punto 3	-2	691325	713189	427.15	5.639	88.1

Tabella 6.2.9: Grandezze generali del compressore

Parametri generali

	ϑ	δ	N [rpm]	M [kg/s]	v [rpm]	μ [kg/s]	β
Punto 1	1.013	0.970	6250	52.1	6210	54.1	2.28
Punto 2	1.013	0.984	6250	60.3	6210	61.7	2.35
Punto 3	1.000	1.000	6250	61.1	6250	61.1	2.28

6.2.11 VALIDAZIONE DEL MODELLO NUMERICO

Le tre simulazioni, sulla base del modello numerico costruito avranno condizioni in ingresso/uscita del modello numerico riportate in *Tabella 6.2.9*.

Tabella 6.2.9: Condizioni delle simulazioni per la validazione del modello

	p_{0,in} [Pa]	T_{0,in} [K]	p_{out} [Pa]	n [rpm]
Simulazione 1	201701	311.15	575000	6250
Simulazione 2	206248	311.15	600000	6250
Simulazione 3	211213	307.15	590000	6250

I valori di pressione riportati nella tabella, anche se apparentemente differenti, sono gli stessi utilizzati per i punti presi dei dati sperimentali.

Il motivo risiede nel fatto che CFX-Pre lavora con le pressioni relative, pertanto al suo interno verranno riportate le pressioni assolute a meno della pressione di riferimento ($1\text{atm} = 101325\text{ Pa}$).

I risultati delle simulazioni vengono plottate su foglio di calcolo che riporta i valori di: p_{in} , T_{0in} , ρ_{in} , $V_{a,in}$, $p_{0,in}$, p_{out} , T_{0out} , ρ_{out} , $V_{a,out}$, p_{0out} , θ , δ , M , $(M \sqrt{\theta} / \delta)$, β , N ed $(N / \sqrt{\theta})$. Una volta ottenuti tutti questi valori dalle simulazioni numeriche è finalmente possibile costruire le curve caratteristiche e fare i confronti con gli analoghi risultati ottenuti dai dati sperimentali.

Nelle *Figure 6.2.40* e *6.2.41* sono stati rappresentati sia i punti di funzionamento calcolati per via numerica che quelli sperimentali. Si nota un certo scostamento tra i risultati sperimentali e quelli numerici soprattutto per quanto riguarda le portate in massa. Queste variazioni sono imputabili a diversi fattori tra i quali gli errori di misurazione in fase di rilevamento e le semplificazioni apportate al modello numerico in fase di impostazione per non appesantire eccessivamente il calcolo.

Nelle *Figure 6.2.42-53* vengono inoltre riportati nel dettaglio i singoli parametri fluidodinamici ottenuti con i due metodi al fine di valutare al meglio le differenze presenti.

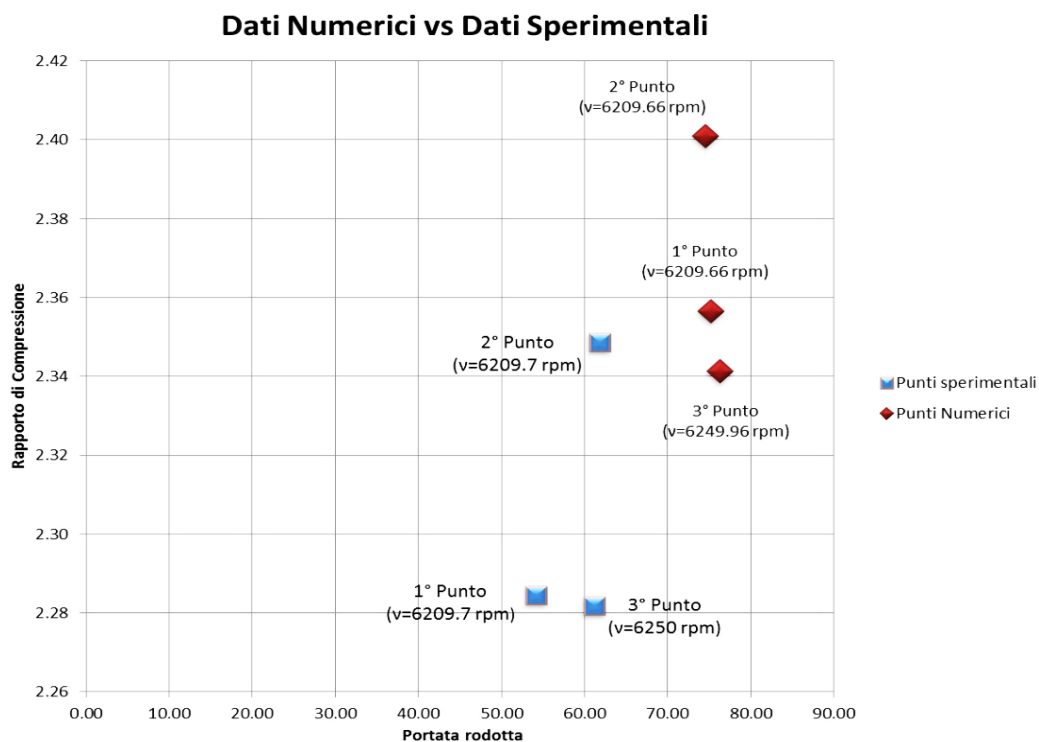


Figura 6.2.40: Confronto Numerico-Sperimentale

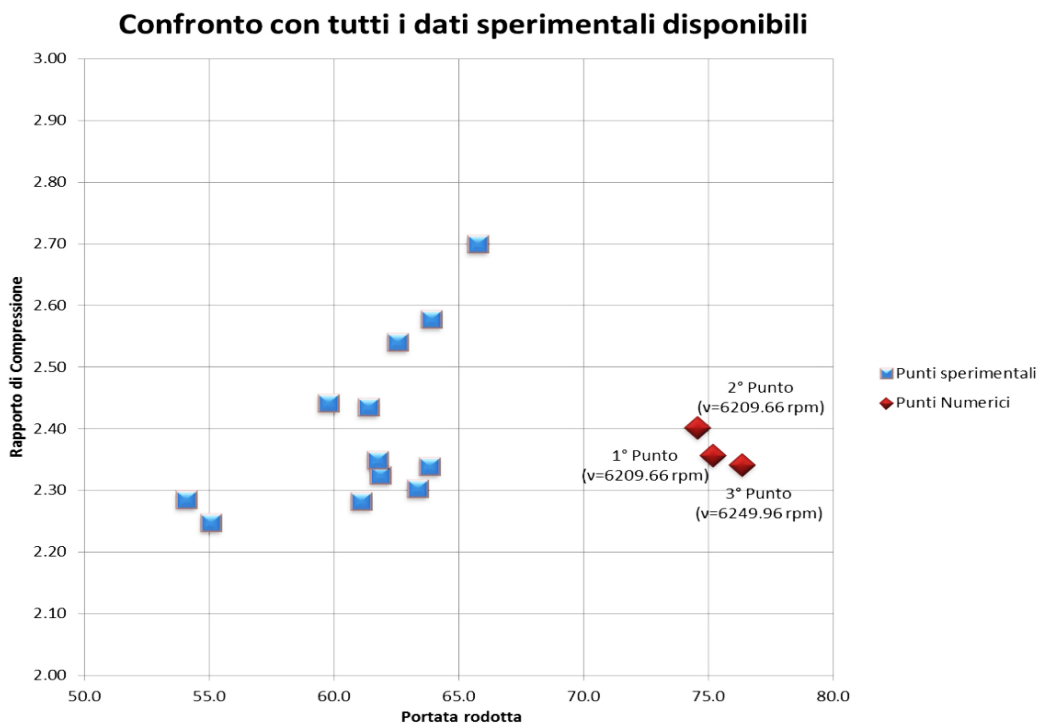


Figura 6.2.41: Confronto Numerico-Sperimentale (2)

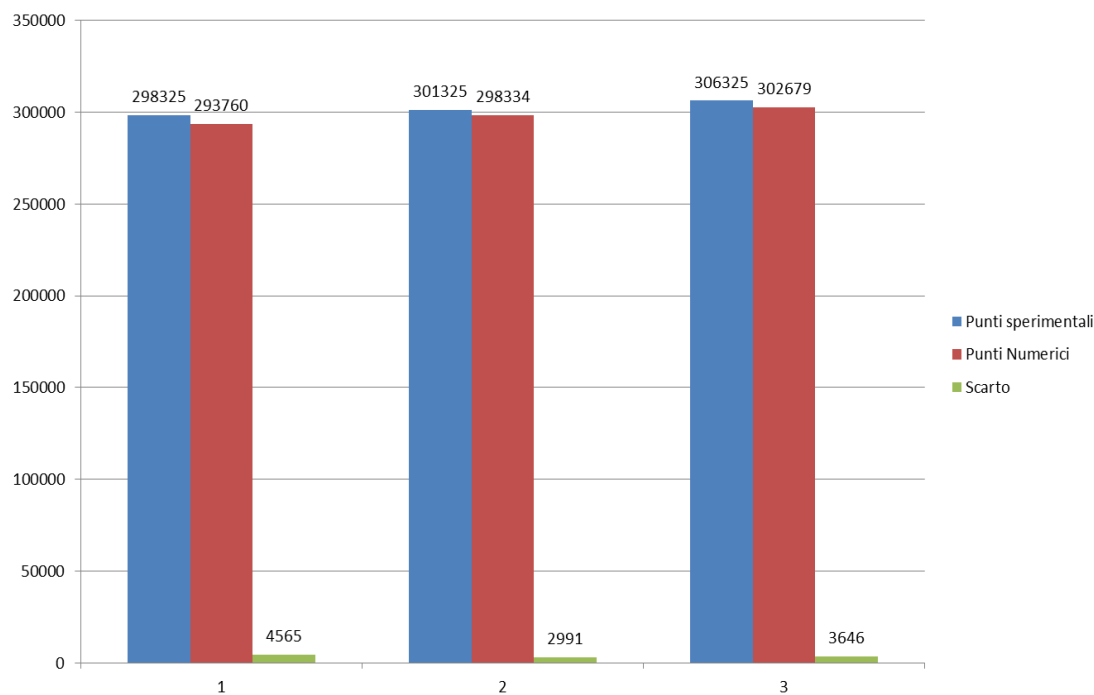


Figura 6.2.42: Press. Statiche all'ingresso p_{in} [Pa] (Numeriche vs. Sperimentali)

Le differenze tra misurazioni e simulazioni numeriche non producono differenze elevate per quanto riguarda le pressioni statiche all'ingresso. Tuttavia, avendo imposto nelle simulazioni le stesse pressioni totali usate nelle relative misurazioni sperimentali, la variazione delle pressioni statiche può essere imputata ad una maggiore differenza delle velocità assiali all'ingresso come mostrato in *Figura 6.2.44* e *6.2.45*. Le densità misurate sono infatti pressoché coincidenti.

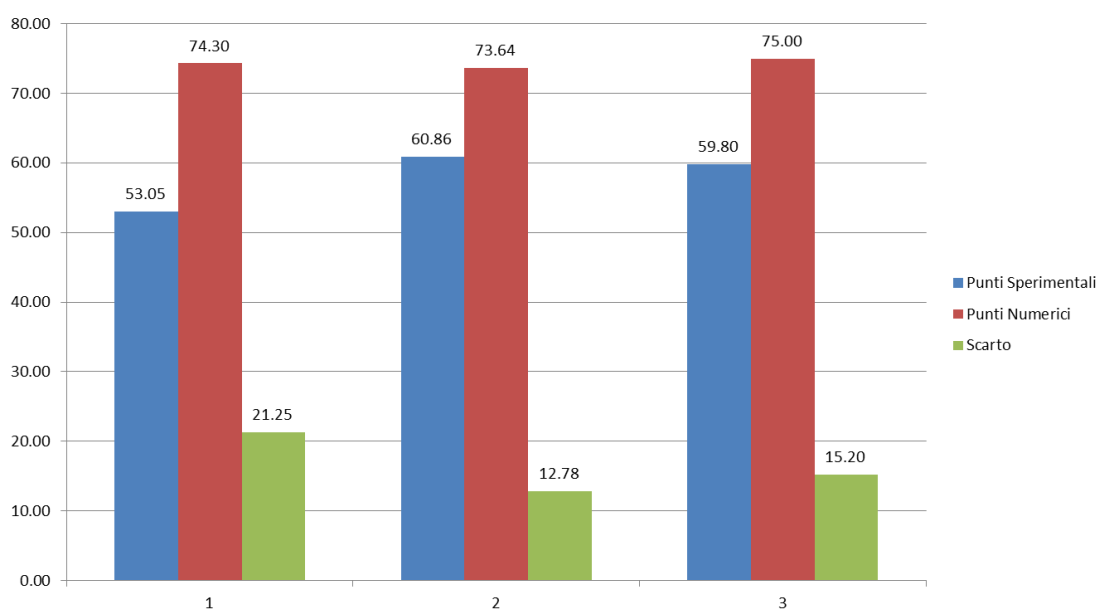


Figura 6.2.43: Vel. Assiali all'ingresso V_{in} [m/s] (Numeriche vs. Sperimentali)

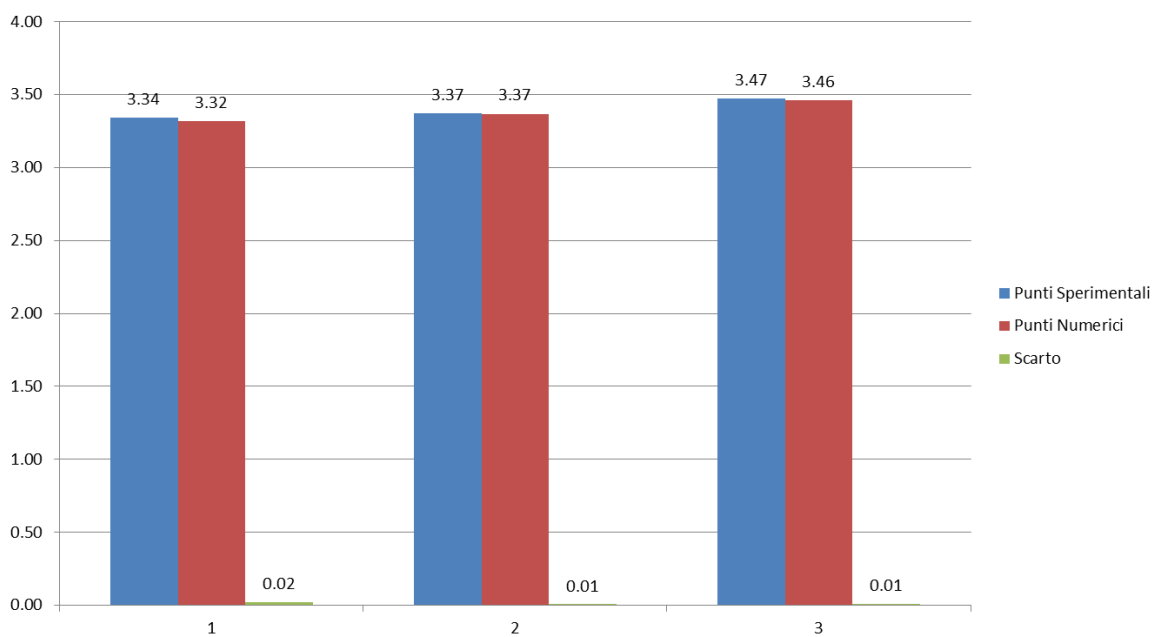


Figura 6.2.44: Densità all'ingresso ρ_{in} [kg/m^3] (Numeriche vs. Sperimentali)

Anche all'uscita del compressore, come risulta visibile dai grafici sottostanti, le maggiori differenze tra le due tipologie di misurazioni riguardano le velocità assiali.

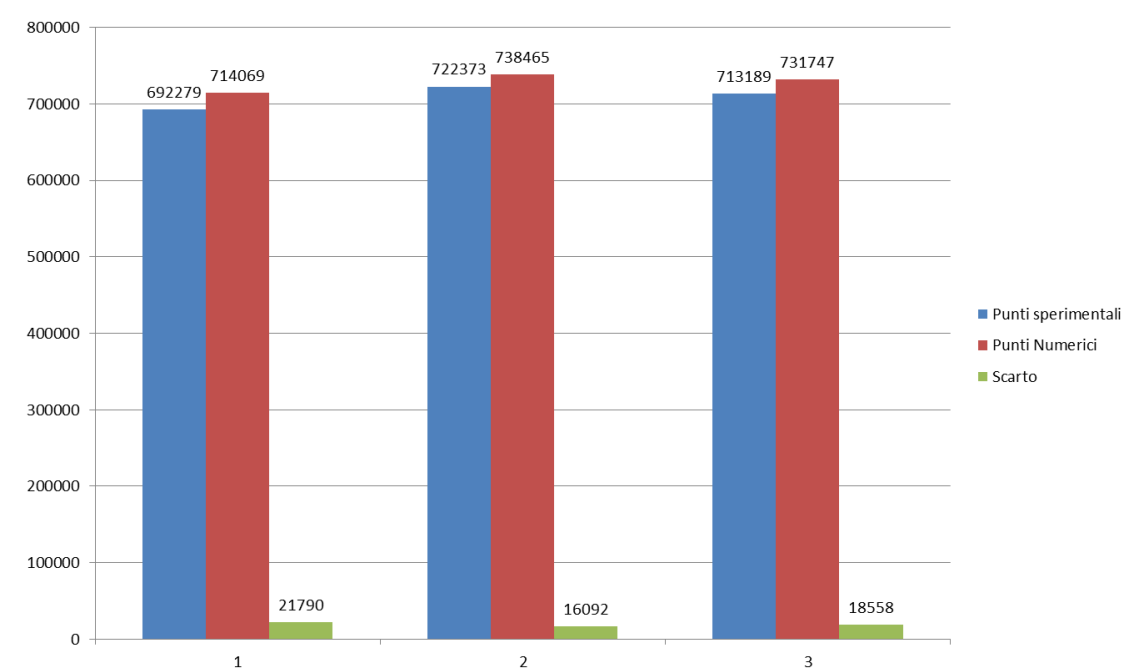


Figura 6.2.45: Press. Totali all'uscita $p_{0_{out}}$ [Pa] (Numeriche vs. Sperimentali)

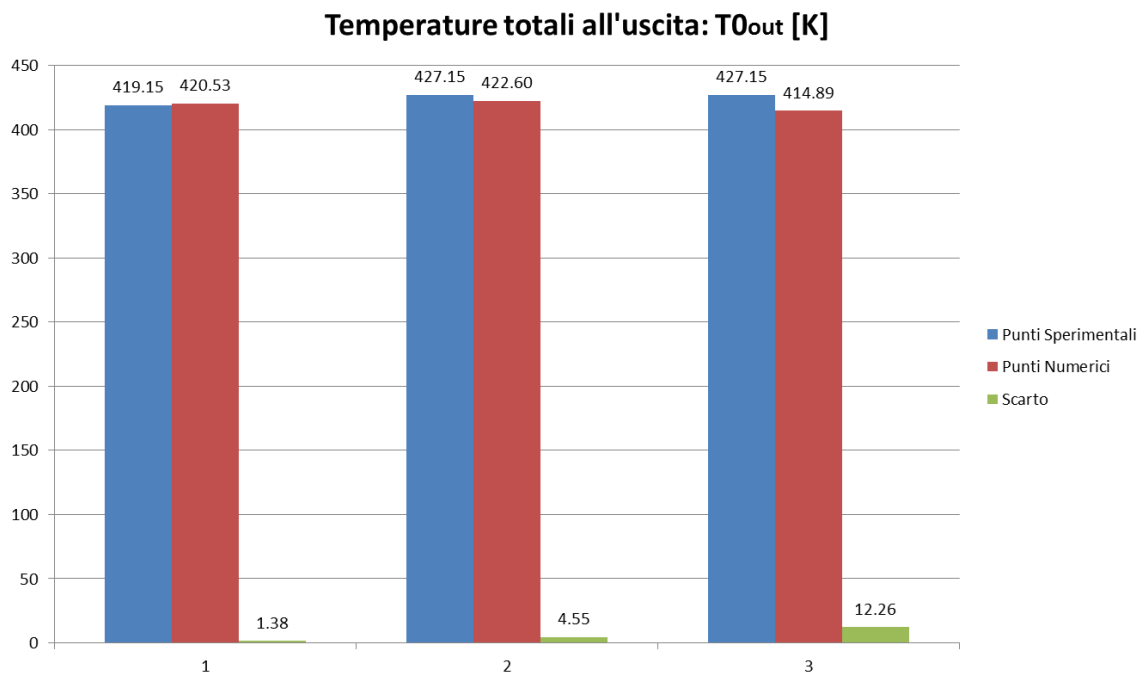


Figura 6.2.46: Temp. Totali all'uscita (Numeriche vs. Sperimentali)

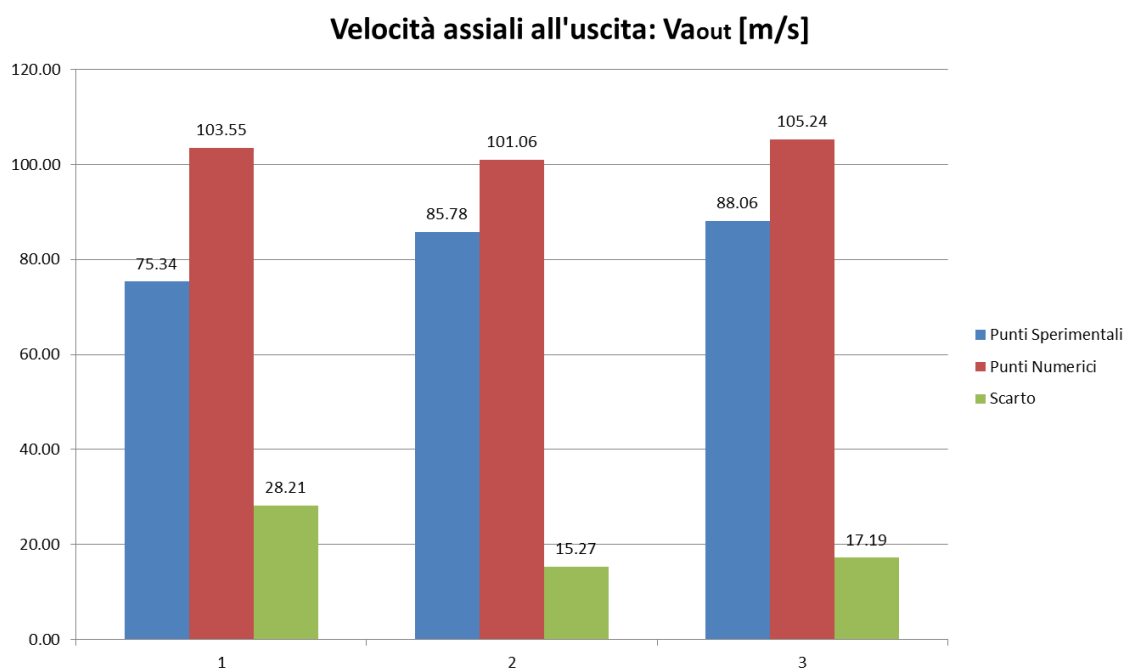


Figura 6.2.47: Vel. Assiali all'uscita (Numeriche vs. Sperimentali)

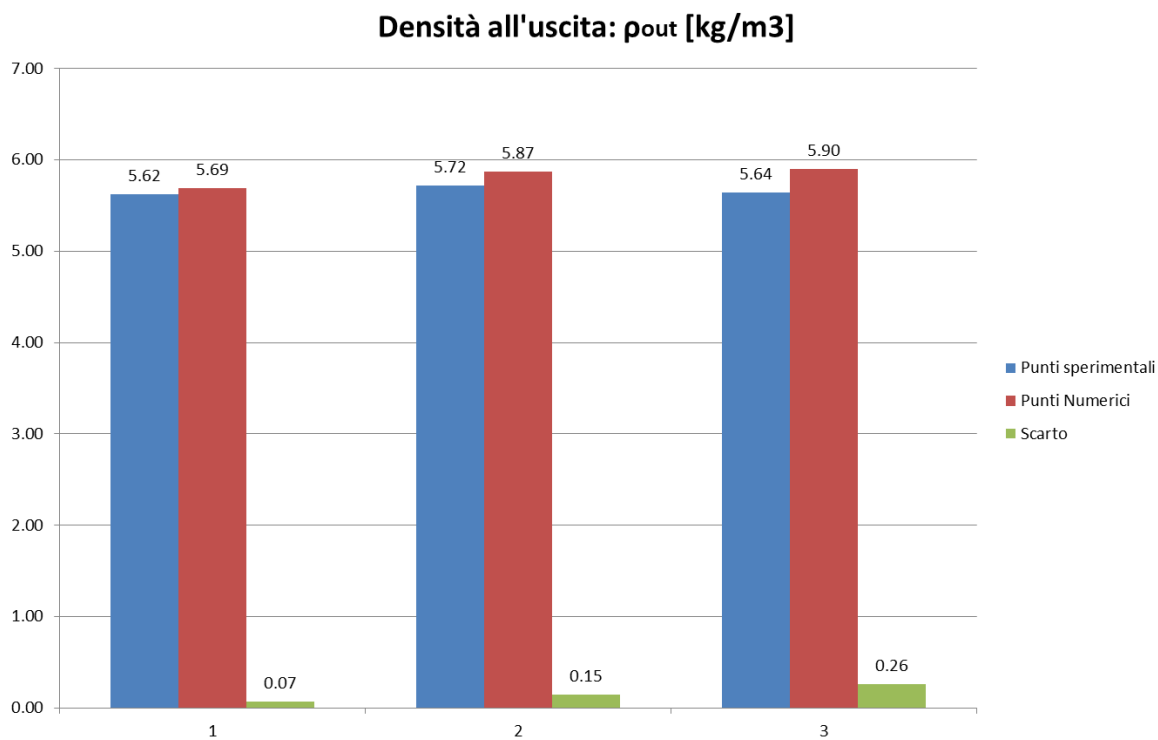


Figura 6.2.48: Densità all'uscita (Numeriche vs. Sperimentali)

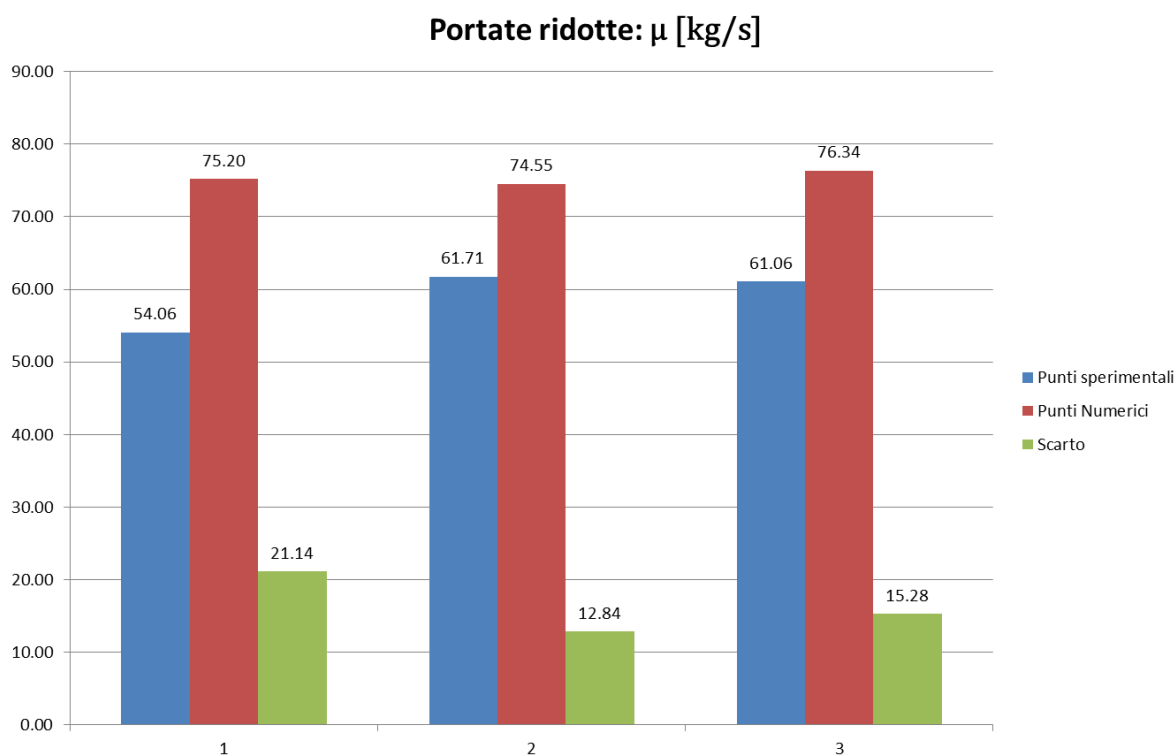


Figura 6.2.49: Portate ridotte (Numeriche vs. Sperimentali)

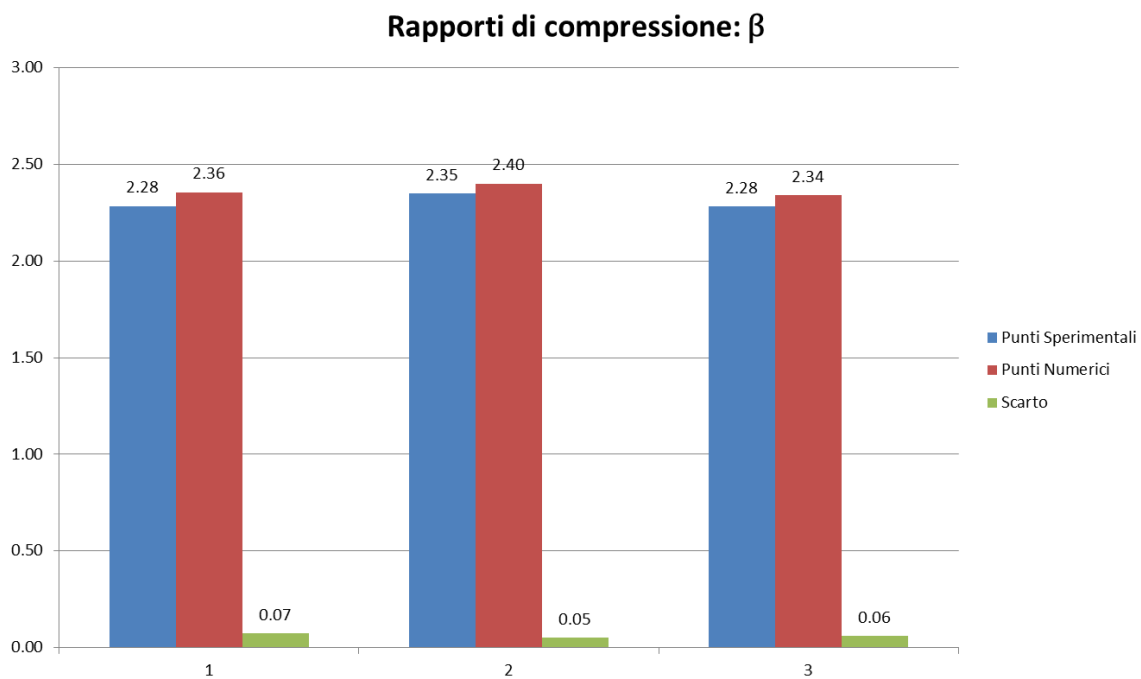


Figura 6.2.50: Rapporti di compressione (Numeriche vs. Sperimentali)

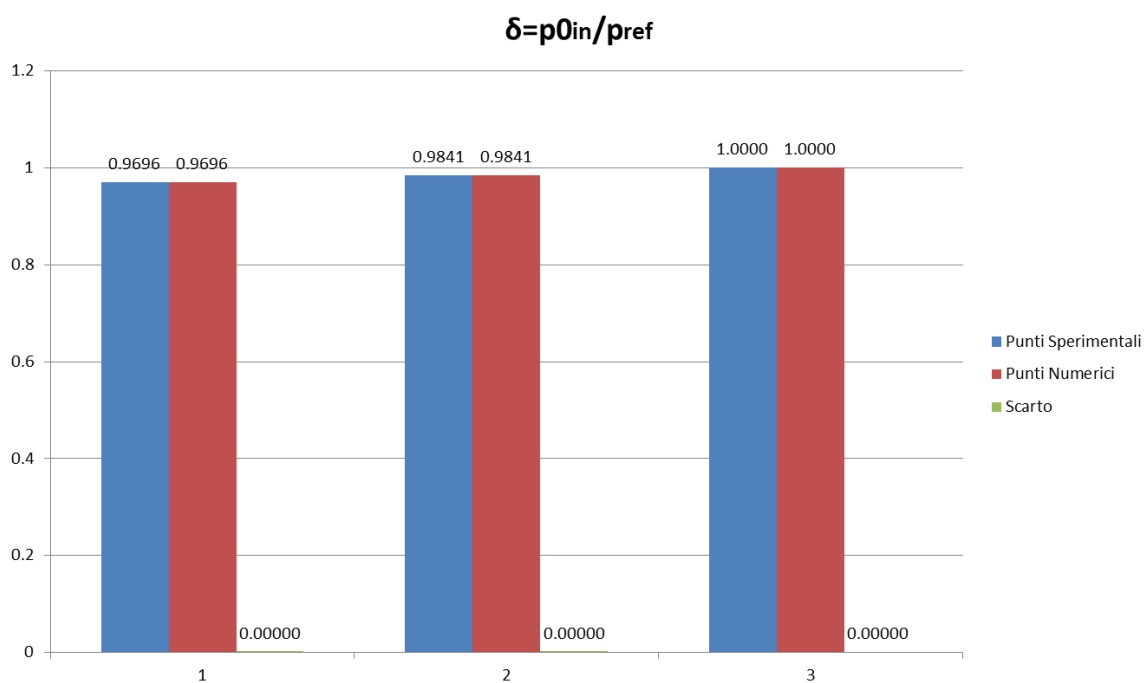


Figura 6.2.51: Coefficienti Delta (Numeriche vs. Sperimentali)

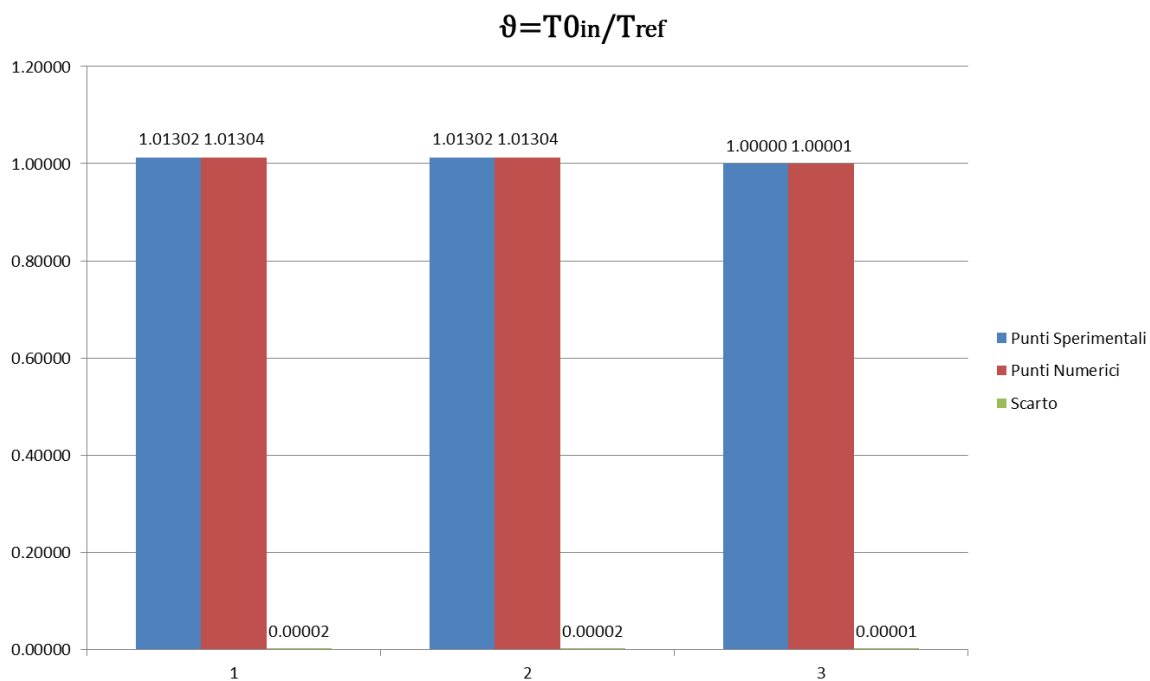


Figura 6.2.52: Coefficienti Theta (Numeriche vs. Sperimentali)

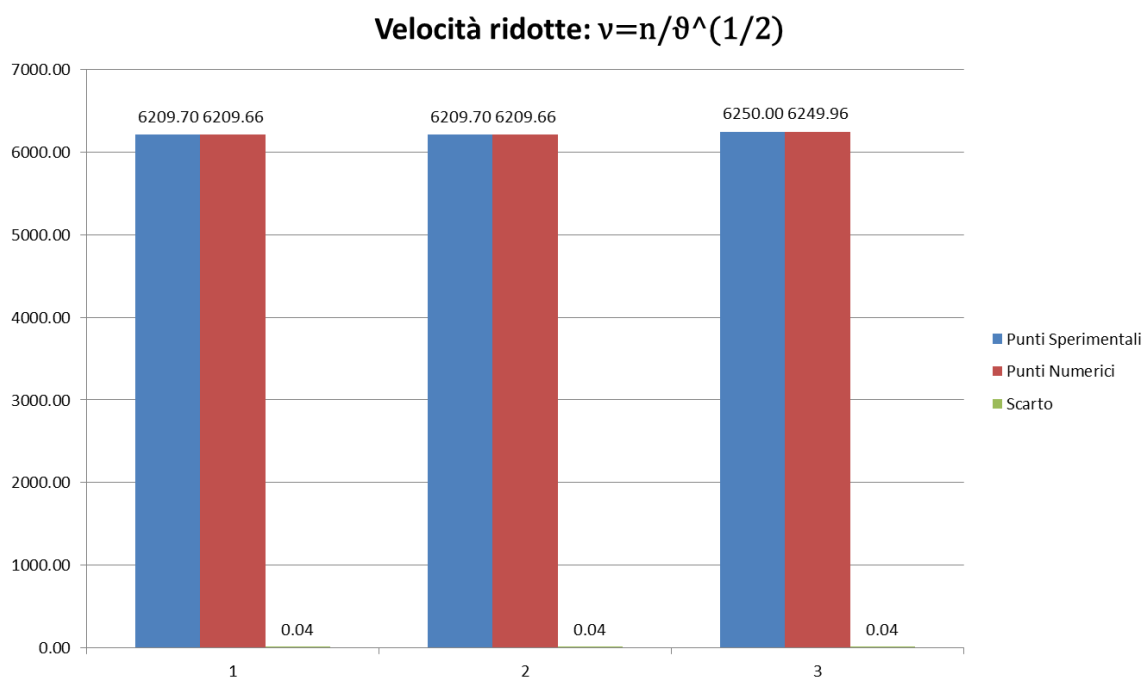


Figura 6.2.53: Velocità Ridotte (Numeriche vs. Sperimentali)

Complessivamente si notano delle differenze fra dati sperimentali e numerici su tutti quei parametri fluidodinamici che dipendono più o meno direttamente dalle velocità assiali all'ingresso e all'uscita.

Tutti le altre variabili fluidodinamiche misurate con il modello numerico invece rispondono in maniera adeguata mostrando uno scarto ridotto in ognuno dei tre punti presi in considerazione.

Nelle *Figure 6.2.54 e 6.2.55* vengono riportati gli scarti percentuali per mostrare nel dettaglio il peso degli scostamenti di ogni variabile fluidodinamica rispetto alle altre. Ad eccezione delle velocità assiali si vede come gli altri parametri presentano degli scarti percentuali inferiori al 5%.

È dunque possibile affermare la bontà del modello numerico costruito in quanto, nonostante lo scarto percentuale delle velocità assiali sia vicino al $35 \div 40\%$, esso risponde positivamente alle condizioni di funzionamento sperimentali studiate.

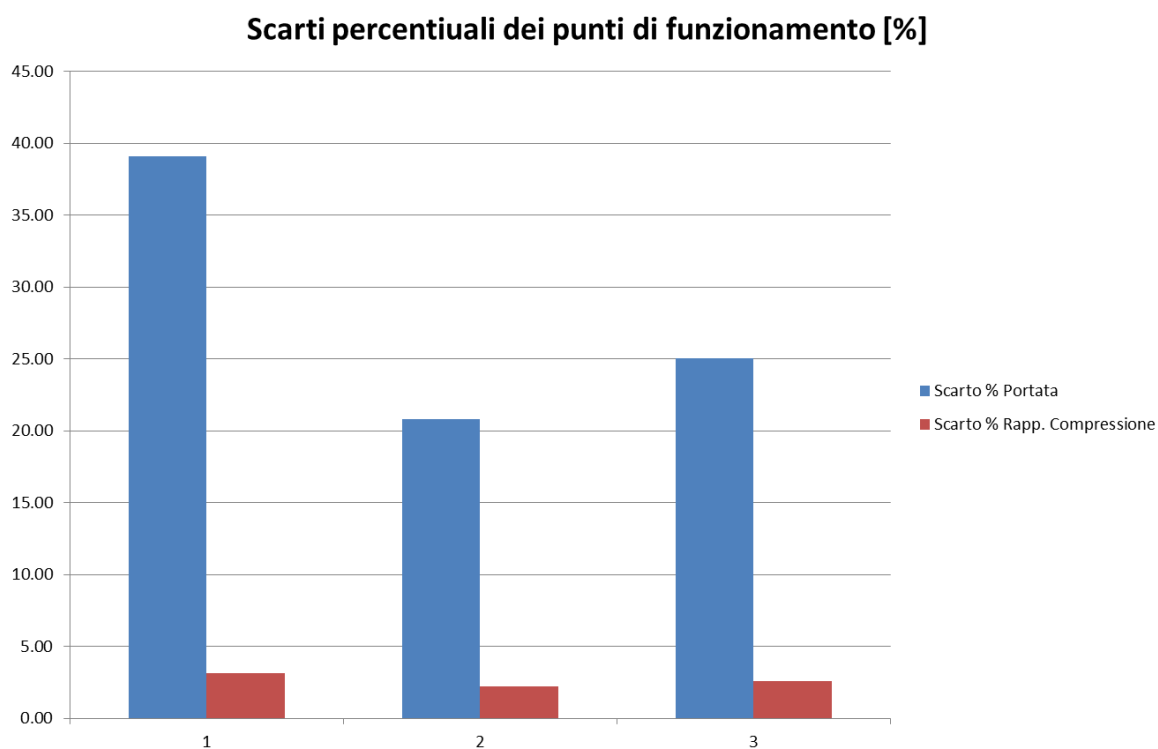


Figura 6.2.54: Scarti percentuali di μ e β

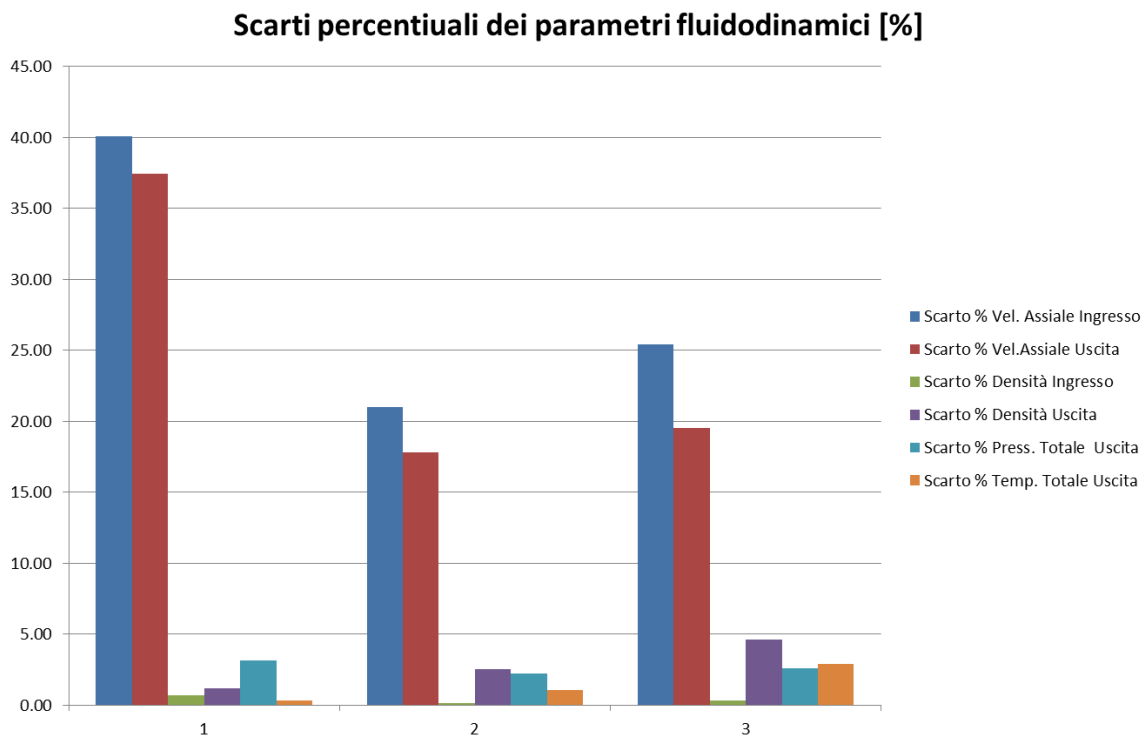


Figura 6.2.55: Scarti percentuali di $V_{a,in}$, $V_{a,out}$, ρ_{in} , ρ_{out} , ρ_{0out} , T_{0out}

6.2.12 RISULTATI DELL'ANALISI CFD

Complessivamente sono state ricavate numericamente sei curve prestazionali:

- 1) Curve del rapporto di compressione e del rendimento ad $n = 6250$ rpm (100%)
- 2) Curve del rapporto di compressione e del rendimento ad $n = 5000$ rpm (80%)
- 3) Curve del rapporto di compressione e del rendimento ad $n = 3750$ rpm (60%)

Ogni coppia di curve ($[\mu, \beta]$ e $[\mu, \eta]$) è stata ottenuta ricostruendo per via numerica 8 punti di funzionamento per ogni velocità di rotazione per un totale di 24 simulazioni.

Dal Post processamento dei dati vengono ottenuti da ogni simulazione i valori di:

μ = Portata ridotta

β = Rapporto di compressione

η = Rendimento compressore

$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7, \eta_8$ = Rendimenti di stadio

Le curve prestazionali ricavate numericamente ($[\mu, \beta]$ e $[\mu, \eta]$) vengono invece presentate nella *Figura 6.2.56*, per ogni punto di funzionamento (ad $n = \text{cost}$), sono state usate le condizioni all'uscita riportate in *Tabella 6.2.10*.

(rpm)	1° [Pa]	2° [Pa]	3° [Pa]	4° [Pa]	5° [Pa]	6° [Pa]	7° [Pa]	8° [Pa]
3750	211213	236213	261213	286213	311213	323713	336213	342463
5000	211213	261213	311213	361213	411213	436213	461213	473713
6250	211213	311213	386213	461213	511213	611213	661213	686213

Tabella 6.2.10: Pressioni statiche all'uscita per ogni simulazione.

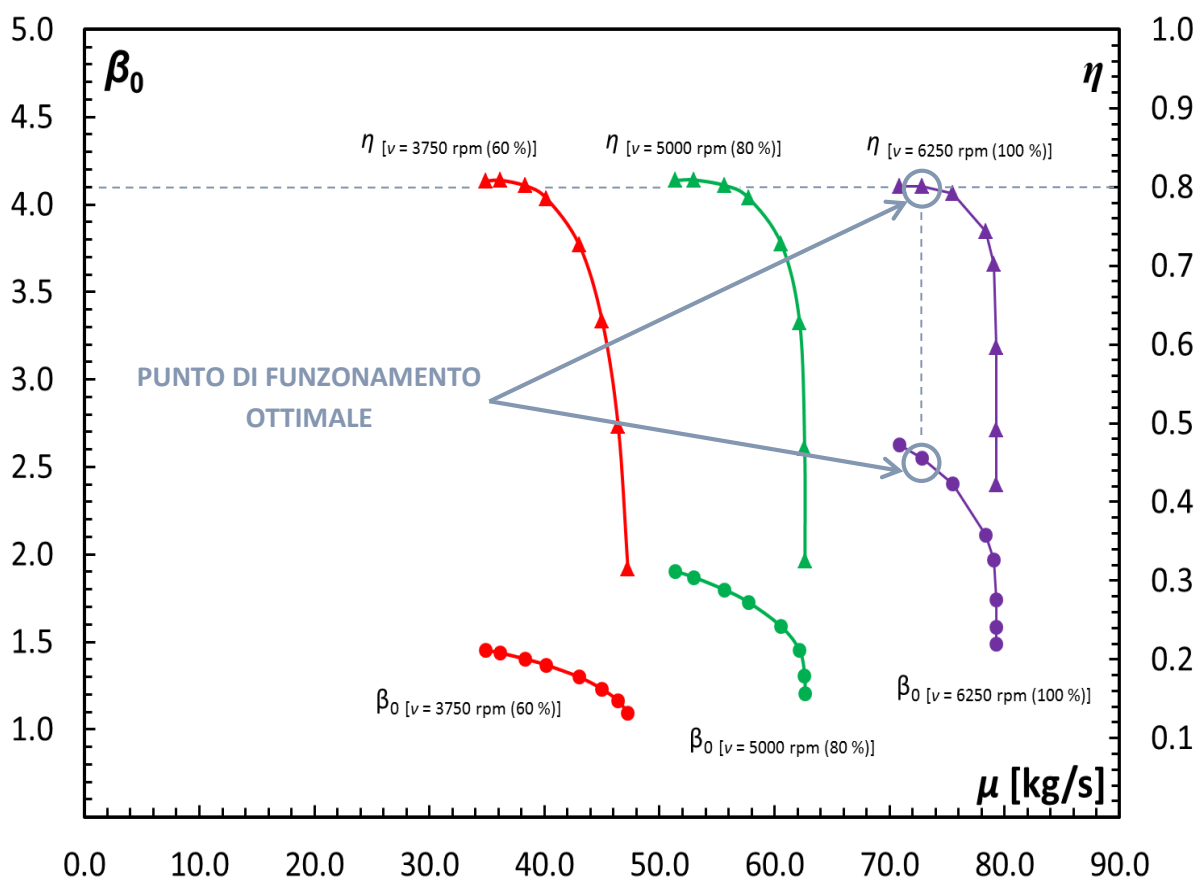


Figura 6.2.56: Mappa prestazionale del compressore

Come risulta visibile al crescere della velocità della turbomacchina si ottengono rapporti di compressione maggiori. Considerando una velocità di rotazione fissata si vede come il rapporto di compressione aumenti anche al calare della portata di fluido elaborata dalla macchina. La condizione di portata massima (per ogni curva ad $n=\text{cost}$) porta infatti ad un funzionamento degli ultimi stadi di compressione in condizione di “Choking” con un conseguente crollo delle pressioni all’uscita.

Il fenomeno risulta visibile graficamente in quanto le curve dei “ β ” a portate elevate sono pressoché verticali. La stessa considerazione può essere fatta per le curve dei rendimenti.

Dalle curve si vede inoltre che non sono stati ottenuti punti di funzionamento in condizioni di “Stallo” i quali sarebbero riconoscibili graficamente grazie ad un crollo del rapporto di compressione.

Il punto di funzionamento ottimale è ottenuto nella curva a velocità di rotazione di progetto ($n = 6250 \text{ rpm}$) nel punto a massimo rendimento.

6.3 SOFFIANTE INDUSTRIALE IN APPLICAZIONI SIDERURGICHE

Come per il precedente case study la fase operativa di digitalizzazione e la fase di elaborazione è stata effettuata utilizzando gli stessi strumenti di lavoro e la stessa procedura seguita nel paragrafo 6.2.2.

Questo case study vuole mettere in luce la capacità della fluidodinamica computazionale di riuscire a gestire componenti rotanti e stazionari che compongono le turbomacchine.

I componenti rotanti come la girante di una macchina centrifuga, vengono modellati in un sistema di riferimento rotante e vengono risolte numericamente le equazioni di Navier-Stokes in un sistema di riferimento relativo dove si tiene conto delle forze centrifughe e di Coriolis, mentre i componenti fissi come la voluta vengono modellati in un sistema di riferimento stazionario. I domini rotanti e fissi vengono accoppiati in un modello CFD, e interagiscono tra di loro tramite un modello di interazione rotore-statore.

6.3.1 DIGITALIZZAZIONE E RICOSTRUZIONE SOFFIANTE

Le operazioni di digitalizzazione della girante sono state effettuate con lo stesso strumento e con la stessa metodologia descritta nel case study precedente.

La ripetibilità e la precisione dello strumento insieme alla sua trasportabilità hanno permesso la digitalizzazione dell'intera girante tramite l'unione di più scansioni.

L'originale viene riportato in *Figura 6.3.1*

Omissis

Figura 6.3.1: Immagini della Girante

Il rilievo della voluta non è stato effettuato per l'impossibilità di fermare le macchine in funzione, attraverso documentazione a disposizione e incrociando rilievi manuali esterni alla cassa è stato possibile ricreare una geometria simile. L'originale viene

Omissis

Figura 6.3.2: Immagini della Voluta

La ricostruzione delle geometrie cad vengono riportate di seguito *Figura 6.3.3*.

Omissis

Figura 6.3.3: Immagini della Girante e della Voluta OG2

In *Figura 6.3.3* si evidenziano tre parti:

- Un ingresso radiale, perpendicolare all'asse di rotazione della macchina; il flusso non entra assialsimmetrico nel dominio della girante.
- Una girante costituita da 16 pale perfettamente radiali.
- Una voluta che raccoglie il flusso all'uscita della girante.

Si nota anche che l'albero della macchina è passante.

6.3.2 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO E PROCEDURA SEGUITA

La macchina studiata è una soffiante industriale che fa parte di un impianto di alimentazione di ossigeno per altoforno stoccato in un Gasometro.

Omissis

Figura 6.3.4: Schema di funzionamento dell'impianto

Le principali caratteristiche di funzionamento e dimensionali sono elencate di seguito:

- Fluido originale che elabora è ossigeno.
- Potenza nominale 400 kW.
- Trascinata da un motore elettrico asincrono trifase.
- Velocità di rotazione 1485 r.p.m.
- Diametro esterno della girante: $D_2 = 1950$ mm.
- Diametro all'ingresso della girante: $D_1=957$ mm.
- Larghezza della girante all'uscita: $b_2= 91$ mm.
- Numero di pale: $Z=16$.

Lo scopo di questa analisi è stato quello di valutare la sensibilità delle prestazioni della girante della soffiante in *Figura 6.3.5* al variare della posizione dell'interfaccia rotore/statore e statore/rotore.

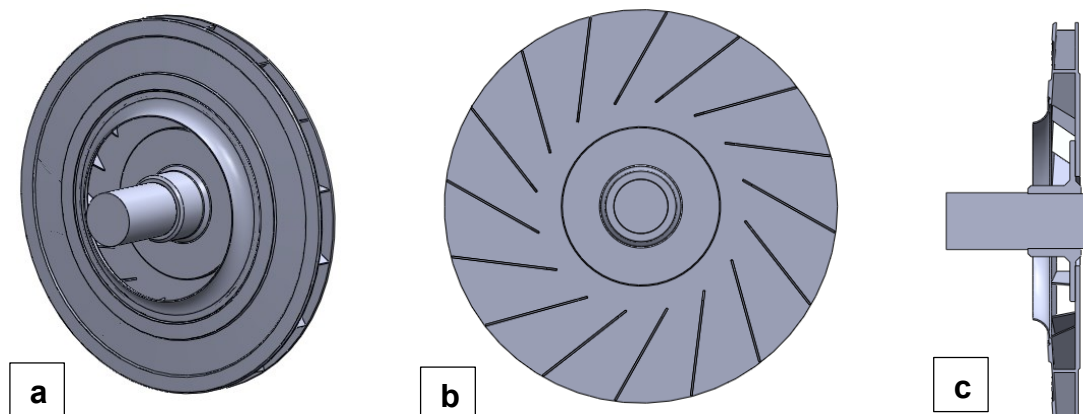
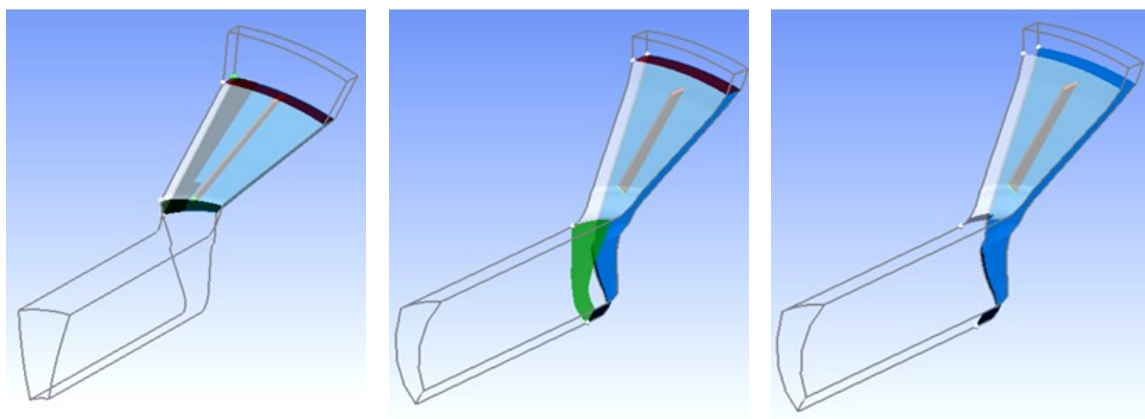


Figura 6.3.5: Modello strutturale della girante a), vista in sezione sul piano frontale b), sul piano meridiano c).

Non esistono delle regole particolari per il posizionamento delle interfacce e quale modello di interazione rotore-statore è più adatto per una particolare applicazione.

Applicazione 1 Diverse simulazioni sono state eseguite su una soffiante industriale per valutare l'effetto della posizione dell'interfaccia considerando un modello semplificato costituito da un condotto di aspirazione assialsimmetrico ed un singolo passaggio palare ed un diffusore anulare assialsimmetrico modellando le interfacce con l'approccio frozen rotor.

Sono state utilizzate tre posizioni delle interfacce:



Interfacce in prossimità del bordo di attacco e di uscita, interfacce lontane dal bordo di attacco e di uscita, domini accoppiati senza interfacce.

Applicazione 2 E' stata fatta una seconda analisi per valutare l'effetto del modello di interazione rotore-statore considerando la macchina completa e confrontando i risultati ottenuti utilizzando l'approccio mixing plane e frozen rotor per modellare le interfacce.

Applicazione 3 Una terza analisi per un confronto fra le prestazioni ottenute considerando un singolo passaggio palare e poi la girante completa e utilizzando il modello mixing plane.

6.3.3 IMPOSTAZIONE DEL MODELLO PER L'ANALISI SULLA POSIZIONE DELLE INTERFACCE

Si è deciso di eseguire questa analisi numerica su un singolo passaggio palare della girante, sfruttando la periodicità rotazionale con lo scopo di ridurre l'onere computazionale. In particolare il dominio di calcolo era costituito da tre parti. Prima parte a monte della pala (condotto di aspirazione) caratterizzata da una dimensione molto maggiore (due volte il diametro di ingresso della girante) rispetto agli altri due parti, per consentire al flusso di avere un profilo di velocità completamente sviluppato prima di entrare nella girante, seconda parte che contiene la pala (dominio girante), e la terza parte a valle della pala (dominio uscita). Il passaggio palare è stato ottenuto importando la geometria CAD della girante in Ansys Design Modeler, poi è stato definito il canale meridiano mediante quattro schizzi designati sul piano ZX, i quali rappresentano rispettivamente il mozzo (Hub), la cassa (Shroud), ingresso (Inlet) e uscita (Outlet).

Viene definito un Flowpath in cui bisogna specificare gli schizzi del canale meridiano ed il numero dei layers, i quali individuano le posizioni in termini di frazione dell'altezza palare. In corrispondenza dei layers viene sezionato il modello 3D della pala, ottenendo i profili che vengono sfruttati in Turbogrid per ricostruire le superfici della pala mediante un loft. Nel nostro caso visto che la pala aveva uno spessore costante, erano sufficienti due layers, uno in corrispondenza del mozzo e l'altro in corrispondenza della cassa. Altrimenti il numero dei layers deve essere sufficiente a garantire che le superfici della pala ricostruite in Turbogrid rappresentino una ragionevole approssimazione di quelle del suo modello 3D.

Successivamente si crea per una singola pala un ExportPoints e si selezionano le superfici (ventre, dorso, bordi di attacco) del suo modello 3D da cui estrarre le coordinate dei profili. Inoltre nell'Export Points bisogna specificare:

- Il numero di pale del relativo componente, affinché Turbogrid definisca per esso un passaggio palare di ampiezza adeguata.
- Associare un numero alla pala (utile nel caso di una macchina a più stadi, nel nostro caso si tratta di un solo rotore) per comunicare a Turbogrid l'ordine delle geometrie palari esportate.

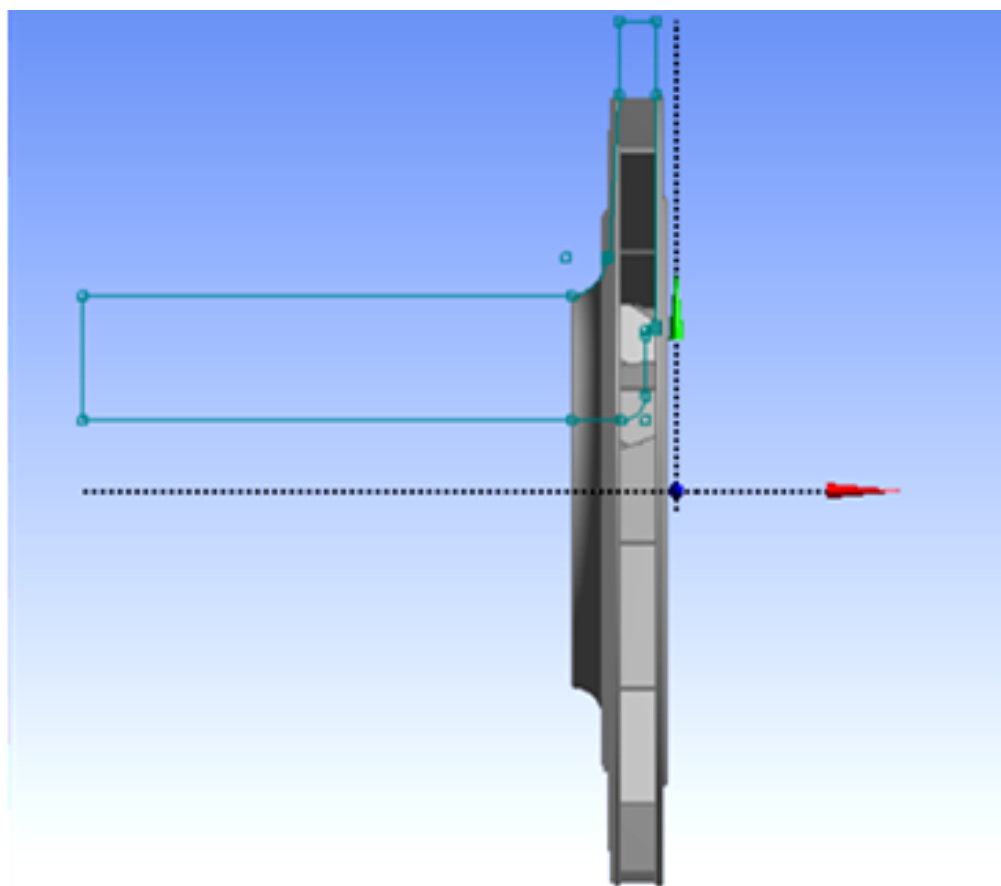


Figura 6.3.6: Schizzo del canale meridiano disegnato in Design Modeler.

Conclusa la fase di definizione della geometria, i dati vengono trasferiti dalla cella "Geometry" alla cella "Turbo Mesh" del sistema Turbogrid creato in Workbench.

6.3.4 GENERAZIONE DELLA GRIGLIA DI CALCOLO

Turbogrid è un software sviluppato per la creazione di mesh strutturate esaedriche di elevata qualità da utilizzare per l'analisi fluidodinamica delle turbomacchine. Inoltre, consente un elevato grado di controllo sulla struttura dei blocchi e sul numero di elementi della mesh. Prima di costruire la griglia sul dominio di calcolo, viene definita la topologia, ossia la struttura dei blocchi sul hub e sullo shroud. La disposizione dei blocchi rimane invariata dall'hub allo shroud, pertanto modificando la topologia sull'hub, tale modificazione viene trasmessa automaticamente alla topologia sullo shroud e su tutti gli altri layer intermedi lungo lo span della pala.

Turbogrid fornisce due opzioni per la definizione della topologia. La prima è la “Traditional Topologies” che permette di agire sui singoli nodi condivisi fra più blocchi, spostandone la posizione, in modo da modificare la forma stessa dei blocchi nella maniera ritenuta più opportuna per minimizzare gli errori relativi agli angoli e ai bordi degli elementi cercando di stare all’interno degli intervalli impostati da Turbogrid per ottenere una mesh con elevata qualità.

L’altra opzione fornita da Turbogrid per la definizione della topologia è “ATM Optimized Topology”, è una topologia ottimizzata in base alla forma del profilo, che consente di ottenere una mesh di elevata qualità garantendo la massima ortogonalità dei blocchi alle pareti.

Per l’analisi di sensibilità alla posizione dell’interfaccia, la griglia è stata generata utilizzando la tecnica “ATM Optimized” (Figura 6.3.7).

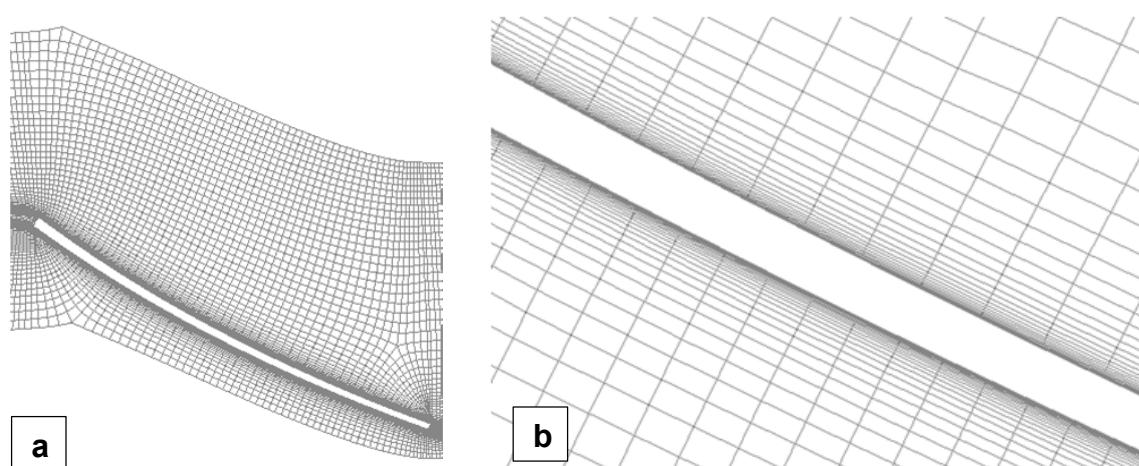


Figura 6.3.7: Topologia “ATM Optimized” della mesh utilizzata a) dettaglio della mesh in prossimità della parete b).

Si nota l’elevata risoluzione della mesh in prossimità delle pareti, con lo scopo di risolvere accuratamente gli strati limiti, e di mantenere l’ y^+ a valori vicini a 20. Ciò è stato realizzato mantenendo l’altezza degli elementi in corrispondenza delle pareti attorno all’1/10 di mm.

Per definire la mesh con la tecnica *ATM Optimized* nel rimanente dominio di calcolo, è stato utilizzato il metodo *Global Size Factor*. Questo metodo consente di impostare il parametro *Size Factor*, quest’ultimo permette di controllare la

risoluzione della mesh a livello globale, dove un aumento di questo parametro comporta un grado maggiore di infittimento.

Inoltre è stata disabilitata l'opzione *Proportional Refinement*, in questo modo il numero di elementi in prossimità delle pareti varia proporzionalmente in funzione del global *size factor*. Il numero di elementi lungo lo span della pala è stato incrementato, utilizzando il metodo *Proportional* e aumentando il parametro *Factor* nel *Passage tab*.

6.3.5 CONDIZIONI AL CONTORNO

Come per il precedente case study la procedura si divide nelle tre fasi, la prima è quella del Pre-processing, necessaria per il setup della simulazione, nella quale vengono definiti le condizioni al contorno, e vengono configurati i modelli fisici, e viene scelto il metodo di soluzione numerica. Nella seconda fase vengono discretizzate le equazioni fondamentali della termofluidodinamica e vengono risolte iterativamente da un solutore. Infine nella terza fase si analizzano i risultati mediante un tool di Post-processing.

Per lo studio della sensibilità alla posizione dell'interfaccia, è stata costruita la curva di prestazione della girante in tutti e tre i casi. In particolare per ogni curva sono state eseguite quattro simulazioni stazionarie a diverse portate scelte con riferimento alla portata elaborata dalla girante in condizione nominale. Si nota inoltre che per fare il confronto fra le diverse curve, le varie portate nei tre casi devono essere esattamente le stesse.

In tutte le simulazioni, si è fatto riferimento a:

- Pressione atmosferica 101325 Pa;
- Velocità di rotazione della girante 1485 rpm;
- Temperatura del fluido all'ingresso 288.15 °K;

Nelle simulazioni in esame si è scelto di operare con aria, considerata come gas ideale, caloricamente perfetto. La densità dell'aria viene calcolata dal codice con l'equazione dei gas ideali:

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

dove p è la pressione dell'aria, T è la sua temperatura (assoluta) e R è la sua costante specifica ed il calore specifico c_p dell'aria viene assunto costante.

Pertanto:

- $C_p = \text{constant} = 1006.43 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Thermal Conductivity = constant = $0.0242 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
- Viscosity = constant = $1.7894\text{e-}05 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$
- Molecular Weight = constant = $28.966 \text{ kg}/\text{kgmol}$

Nel primo e nel secondo caso, visto che si tratta di dominio con interfacce tra parti stazionarie (ingresso, uscita) e dominio rotante (girante), si è utilizzato l'approccio "*Multiple-Reference-of-Frame*".

L'idea alla base di questo modello, è quello di far ruotare il sistema di riferimento della girante, impostando il dominio della girante come rotante alla velocità assegnata, ossia alla velocità di rotazione della girante stessa, e specificando sulle due interfacce "Aspirazione-Girante" e "Girante-Uscita" il modello "*Frozen Rotor*" per la variazione del sistema di riferimento, e di considerare l'ingresso e l'uscita come domini stazionari. Nel dominio della girante le forze centrifughe e di Coriolis dovute alla rotazione vengono in questo dominio modellate grazie a dei termini sorgenti addizionali che vengono aggiunti all'equazione della quantità di moto.

Nel terzo caso, si è utilizzato l'approccio "*Single-Reference-of-Frame*", in quanto le tre parti (ingresso, girante, uscita) sono stati impostati come domini rotanti alla stessa velocità di rotazione della girante, e sulle due interfacce è stato impostato il modello "None", visto che non si ha un cambiamento nel sistema di riferimento al passare da una parte all'altra.

Caso 1 Si è deciso di posizionare le interfacce a ridosso del bordo d'attacco e del bordo d'uscita della pala. Il posizionamento delle interfacce è stato eseguito in Turbogrid, con riferimento alle coordinate cilindriche sul piano meridiano, riportate nelle seguenti tabelle:

Low Hub Point	-48.5 mm	512 mm
Low Shroud Point	-169 mm	574 mm

Tabella 6.3.1: Coordinate dell'interfaccia a ridosso del bordo di attacco.

Low Hub Point	-48.5 mm	977 mm
Low Shroud Point	-139.65 mm	977 mm

Tabella 6.3.2: Coordinate dell'interfaccia a ridosso del bordo di uscita.

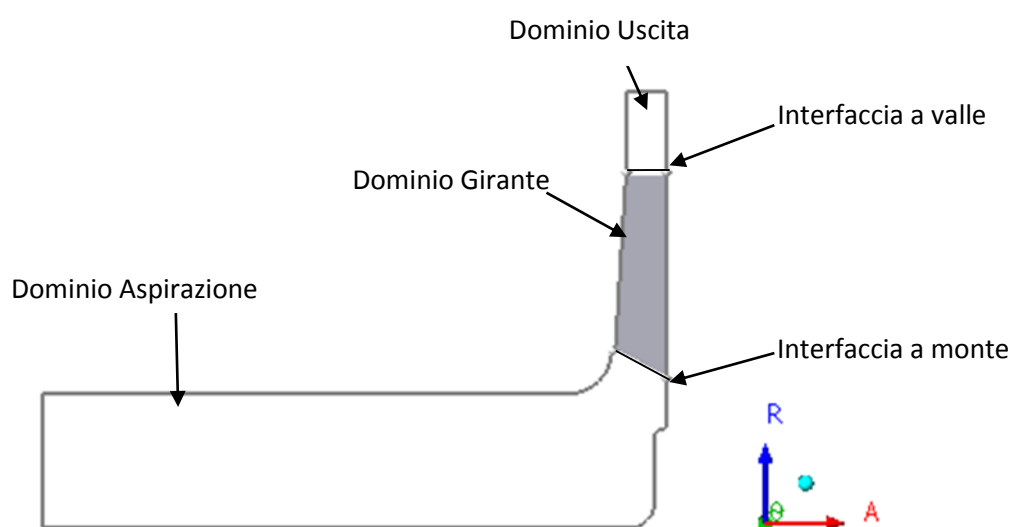


Figura 6.3.8: Posizione delle interfacce sul piano meridiano nel caso 1.

Per tutte le superfici del dominio di calcolo è necessario imporre un'opportuna condizione al contorno.

Per la determinazione del primo punto della curva, sulla sezione di ingresso si è applicata una condizione di tipo "Opening": essa differisce dalle condizioni classiche "Inlet" e "Outlet", in quanto permette al flusso di attraversare la superficie in entrambe le direzioni. Per tale condizione il regime del flusso è stato impostato subsonico, pressione totale relativa alla pressione atmosferica nulla, direzione del flusso perpendicolare alla condizione al contorno, temperatura totale di 288.15 °K, ed il valore dell'intensità di turbolenza 5 %.

Mentre sulla sezione di Uscita, si è applicata una condizione di tipo "Outlet". Il regime del flusso è stato impostato subsonico, ed infine è stata impostata la pressione statica relativa nulla con lo scopo di determinare il campo di funzionamento della macchina, ossia la portata massima che può elaborare.

Nel dominio Girante, sulle superfici della pala, del hub e del shroud si è definita la condizione "Wall No Slip": questa condizione impone che il fluido nelle immediate vicinanze della parete abbia velocità nulla sia in direzione normale, sia in direzione tangenziale. Nel dominio aspirazione e uscita, sulle superfici del hub e del schroud si è definita la condizione "Wall No Slip", ma un'attenzione particolare deve essere rivolta su tale condizioni di Wall: poiché per ragionare a parità di condizioni in tutti e tre i casi (caso 1, caso 2, caso 3), è necessario imporre la condizione "Rotating Wall" su tutte le superfici hub e shroud nel dominio aspirazione e di aspirazione, e bisogna specificare l'entità della velocità di rotazione, cioè quella della girante, in modo da assumere queste superfici in rotazione rispetto al sistema di riferimento del dominio aspirazione e uscita.

Su tutte le superfici laterali, è opportuno menzionare le cosiddette "Interfaces", che non sono delle condizioni al contorno, ma consentono di definire come viene trattato il flusso che attraversa le mesh di due elementi contigui: nel caso in esame tale superfici hanno delle distribuzioni identiche dei nodi, per cui per creare una zona periodica conforme, si è utilizzato il modello "Rotational Periodicity" che imposta automaticamente la conservazione del flusso attraverso le interfacce periodiche.

Infine, sulle rimanenti superfici "Aspirazione-Girante", "Girante-Uscita" sono state definite due interfacce, si è utilizzata una "General Connection" ed è stata specificata l'opzione "Frozen Rotor" per imporre la rotazione del sistema di riferimento della Girante.

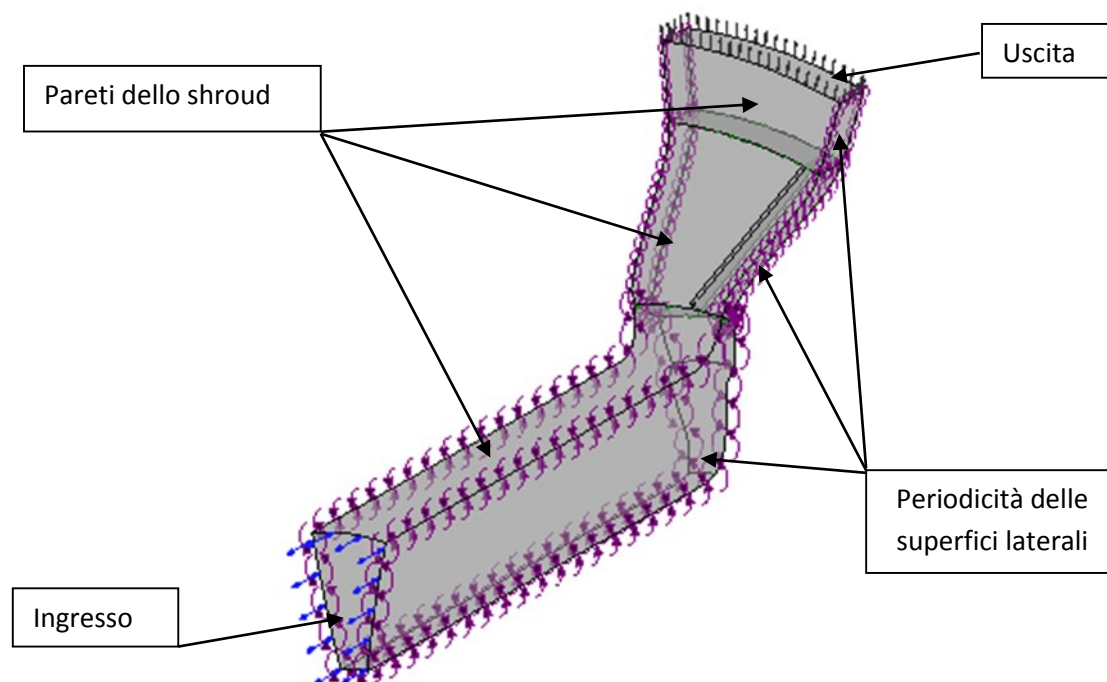


Figura 6.3.9: Condizioni al contorno.

Le condizioni al contorno sopra citate, sono state applicate per determinare il punto a massima portata della curva. I rimanenti della curva sono state ricavate imponendo alla sezione di uscita la condizione “Mass Flow Rate” al posto della condizione “Static Pressure” scelta per la determinazione del punto a massima portata, e lasciando inalterate tutte le altre condizioni al contorno definite prima.

Caso 2 Per il secondo caso, si è deciso di posizionare le interfacce ad una distanza maggiore dal bordo di attacco e di uscita rispetto al primo caso. Le coordinate delle interfacce sono riportate nelle seguenti tabella:

Tabella 6.3.3: Coordinate dell'interfaccia a monte del bordo di attacco.

Low Hub Point	-255.45 mm	174.5 mm
Low Shroud Point	-255.45 mm	478.66 mm

Tabella 6.3.4: Coordinate dell'interfaccia a valle del bordo di uscita.

Low Hub Point	-48.5 mm	1066.5 mm
Low Shroud Point	-139.5 mm	1066.5 mm

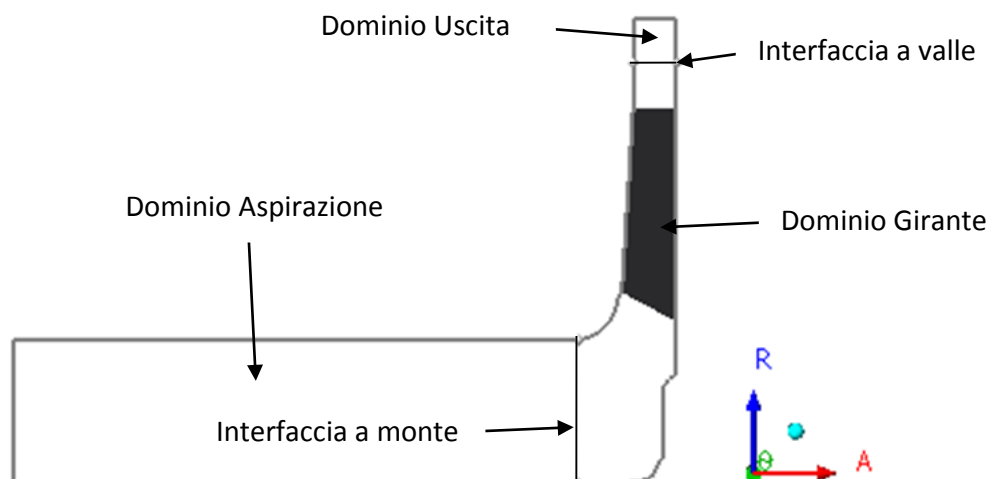


Figura 6.3.10: Posizione delle interfacce sul piano meridiano nel caso 2.

In questo caso, la curva caratteristica è stata ricavata imponendo condizioni al contorno esattamente identiche al caso 1 ed alla sezione di uscita sempre la condizione al contorno “Mass Flow Rate” con le stesse portate imposte nel caso 1.

Caso 3 Per il terzo caso, si è deciso di considerare il dominio di calcolo senza interfacce, e di considerare tutte e tre le parti costituenti il dominio di calcolo, rotanti alla stessa velocità di rotazione della girante. Ciò si è realizzato prendendo il dominio di calcolo del caso 2, modificando semplicemente le condizioni al contorno, e i modelli delle interfacce che separano le varie parti.

Si nota che, i due lati dell’interfaccia (per esempio Aspirazione-Girante) hanno distribuzioni identiche dei nodi e si combaciano l’una con l’altra perfettamente.

A differenza dei due casi precedenti, visto che i domini di aspirazione e di uscita sono stati definiti come rotanti, allora è necessario impostare durante la definizione delle condizioni al contorno all’ingresso e all’uscita il sistema di riferimento stazionario.

Per la definizione delle interfacce “Aspirazione-Girante” e “Girante-Uscita” si è utilizzata una “General Connection”, ed è stata scelta l’opzione “None”, perché è stato utilizzato l’approccio “Single-Frame-of-Reference”.

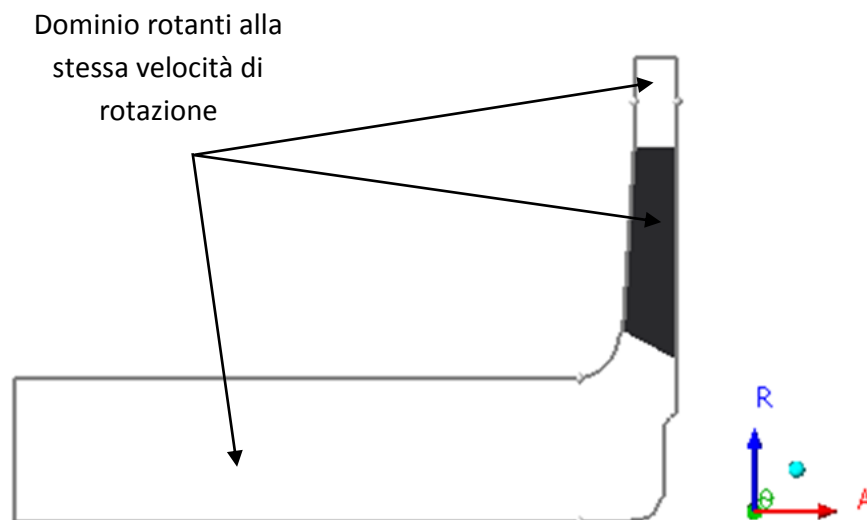


Figura 6.3.11: Dominio rotante senza interfacce.

Anche in questo caso, per ricavare la curva caratteristica, all'uscita è stata impostata la condizione al contorno "Mass Flow Rate", ed utilizzando le stesse portate che sono state scelte nel caso 1 e nel caso 2.

6.3.9 IMPOSTAZIONE DEL SOLUTORE

Il modello di turbolenza scelto per svolgere le simulazioni è il $k-\omega$ SST, tale modello costituisce lo stato dell'arte dei modelli di turbolenza a due equazioni. Tale metodo consente di risolvere dettagliatamente lo strato limite, ma necessita di celle caratterizzate da una distanza del loro centroide dalla parete molto piccola.

Per tener conto anche degli effetti di comprimibilità, visto che non erano trascurabili, si è deciso di risolvere l'equazione dell'energia nella sua forma totale scegliendo l'opzione "Total Energy", con il Work Viscous Term attiva, per comprendere anche il termine del lavoro compiuto dagli sforzi viscosi.

Per risolvere numericamente le equazioni del modello di turbolenza ed il termine convettivo delle equazioni di conservazione è stato utilizzato lo schema del primo ordine "Upwind" più robusto nell'esecuzione, ma può portare a fenomeni di falsa diffusione numerica.

Per questo motivo, in generale, questo metodo non è consigliato per ottenere la soluzione finale della simulazione e gli si preferisce lo schema “High Resolution” del secondo ordine che garantisce una maggior accuratezza ma, con quest’ultimo schema, non è stato possibile in nessun modo pervenire alla convergenza perfetta della soluzione, vanificando lo scopo di quest’analisi di sensibilità, la quale invece dovrebbe essere eseguita alla base di un confronto fatto fra due simulazioni convergenti senza introdurre degli errori numerici di convergenza.

La scelta del metodo di soluzione “Upwind”, pur garantendo una minor accuratezza, consentiva il raggiungimento del grado di convergenza desiderato e quindi la sicurezza del buon fine della simulazione.

Tutte le simulazioni stazionarie sono state condotte su un computer con quattro processori e 12 GB di RAM. Le simulazioni si sono fermati dopo circa 600 iterazioni, ma la convergenza si raggiungeva già dopo circa 250 iterazioni, ed un tempo di calcolo di circa 12 ore.

6.3.7 VALUTAZIONE DELLA CONVERGENZA DELLA SIMULAZIONE

Poiché le equazioni del moto e le equazioni del modello di turbolenza, vengono risolte in maniera iterativa, non è mai possibile raggiungere la soluzione esatta delle equazioni.

Per misurare il grado di accuratezza dei risultati della simulazione, sono stati osservati i residui medi. Il residuo medio RMS (“Root Mean Square”), è definito

come:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_i R_i^2}{n}}$$

La corretta convergenza della simulazione viene raggiunta quando i residui RMS, iterazione dopo iterazione, tendono ad assumere un andamento stabile e asintotico ad un valore prossimo allo zero. In generale, quanto più questo valore è piccolo, tanto più la soluzione è accurata.

Di default, il solutore CFX permette di monitorare i residui RMS di ognuna delle equazioni risolte: in *figura 6.3.12* è possibile vedere l’andamento dei residui delle equazioni di conservazione della massa e del momento della quantità di moto.

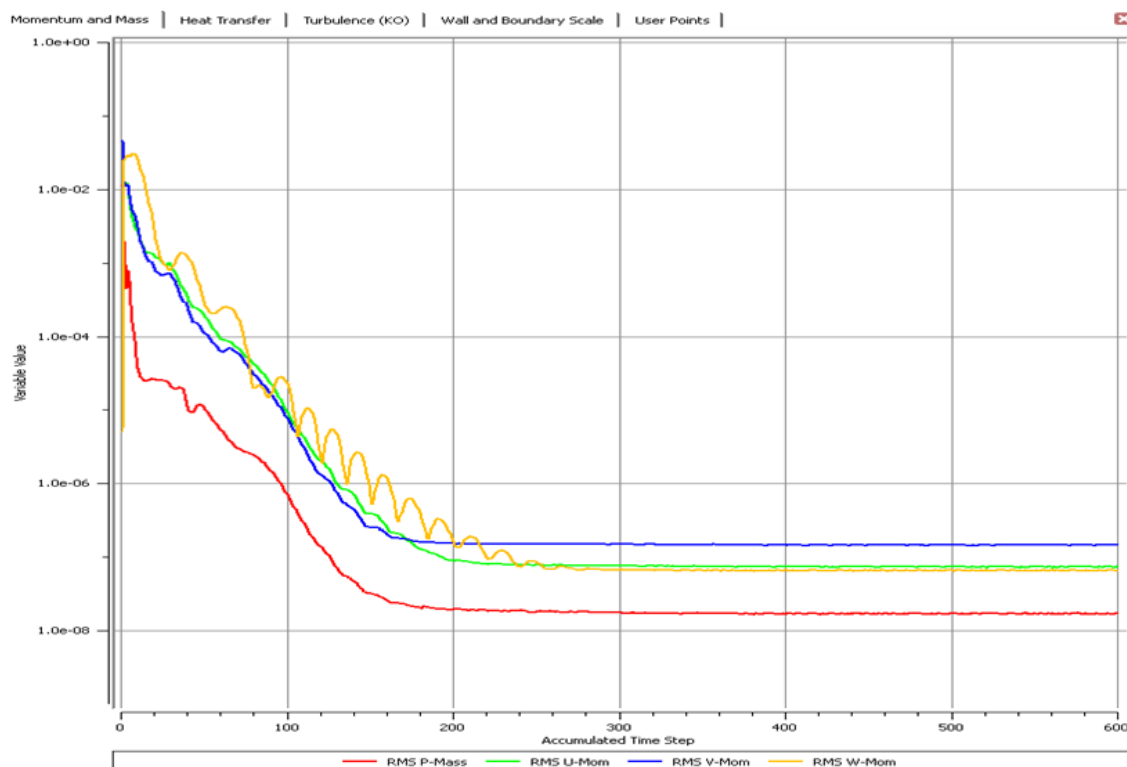


Figura 6.3.12: Andamento residui delle equazioni del moto e dell'equazione di continuità

Oltre ai residui, per controllare la convergenza bisogna definire degli ulteriori monitor per vedere l'andamento delle grandezze ritenute di interesse, e quando i valori di questi non subiscono più delle variazioni, si ha un altro indice di avvenuta convergenza. In questo caso sono state monitorate le portate all'ingresso e all'uscita, e la pressione media totale all'uscita. Sono stati monitorati anche gli "Imbalances", i quali dovrebbero essere all'interno dell'intervallo $[-1;1]$, affinché sia verificato il bilancio tra flusso entrante e flusso uscente.

6.3.8 ANALISI DI SENSIBILITA' ALLA GRIGLIA

Per assicurare l'indipendenza della soluzione dalla griglia, sono state realizzate, con ANSYS Turbogrid, quattro griglie strutturate esaedriche, per la cui generazione è stato agito sul valore del Size Factor, con il "Proportional Refinement" disattivato, in modo tale da ottenere un aumento progressivo della risoluzione della griglia, lasciando inalterata l'altezza del primo elemento in prossimità della parete.

Tabella 6.3.5: Parametri impostati per ogni griglia di calcolo.

Griglia	Size Factor	Factor Ratio	Factor	N° di elementi della griglia
1 ^a	0.7	6.285	1.2	337120
2 ^a	0.815	5.398	1.2	555254
3 ^a	0.9	4.988	1.2	683983
4 ^a	1.015	4.334	1.2	893390

L'analisi di sensibilità alla griglia di calcolo è stata eseguita, riportando il valore della pressione media totale all'uscita (p_{0out}) ottenuto dalle simulazioni stazionarie con le varie griglie di calcolo generate.

Tabella 6.3.6: Errori percentuali sulla pressione totale all'uscita.

Griglia	p_{0out}	Δ [%]
1 ^a	109654.95 [Pa]	0 %
2 ^a	109705.1 [Pa]	0.0457 %
3 ^a	109777,86 [Pa]	0.0663 %
4 ^a	109798.85 [Pa]	0.0191 %

Dove:
$$\Delta = \frac{p_{0out,i} - p_{0out,i-1}}{p_{0out,i}} \quad i = 1^a, 2^a, 3^a, 4^a$$

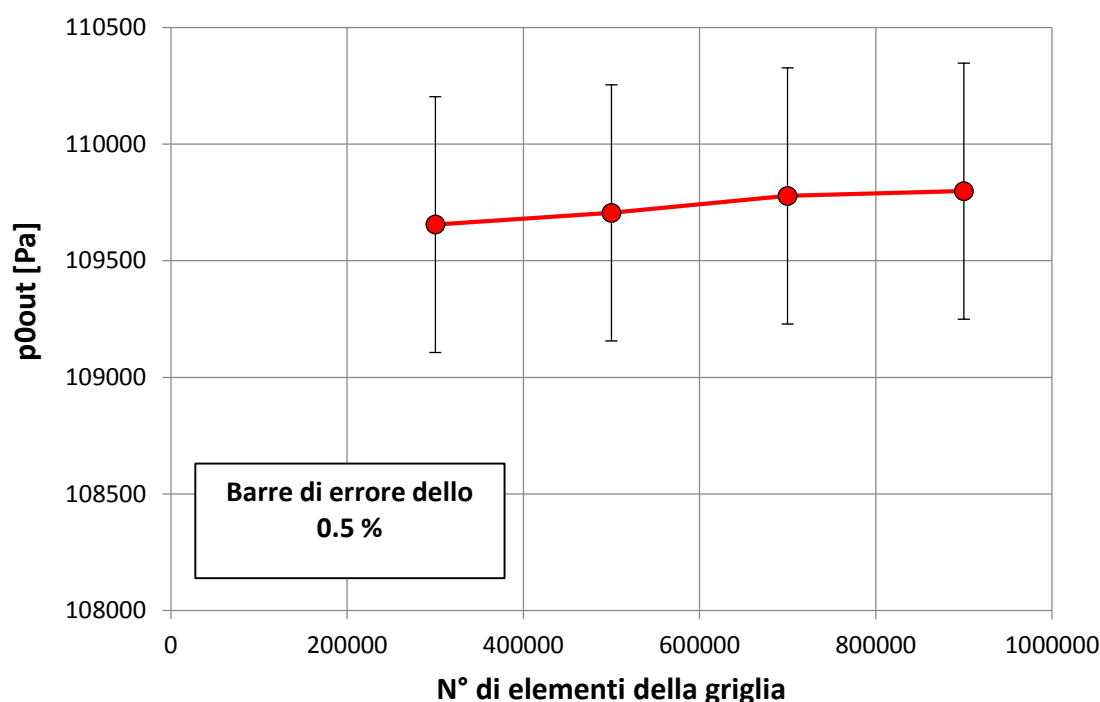


Figura 6.3.13: Andamento della pressione totale all'uscita in funzione del numero di elementi di griglia.

Anche se la differenza è piccola si è deciso di eseguire l'analisi di sensibilità all'interfaccia con la quarta griglia, cioè quella da circa 900000 elementi, perché è tende a modellare meglio la geometria, ed è compatibile con le risorse di calcolo a disposizione. Inoltre la quarta griglia ha consentito di ottenere valori più bassi dell' Y^+ , cioè risolve più accuratamente lo strato limite.

Tale griglia è stata utilizzata per effettuare le simulazioni del caso 2 e il caso 3. Per il caso 1, invece, è stata utilizzata una griglia diversa, e si è cercato di riprodurre la stessa topologia utilizzata per il caso 2 e il caso 3, ed un numero di elementi che differisce poco da quello della griglia utilizzata per il caso 2 e il caso 3, con lo scopo di ridurre il più possibile gli errori numerici dovuti alla griglia di calcolo.

L'impossibilità di utilizzare la stessa griglia per tutti i casi, è dovuta al fatto che in Turbogrid, cambiando la posizione dell'interfaccia, cambia di conseguenza la topologia della griglia, e il numero di elementi in ogni parte (Ingresso, Girante, Uscita) che fa parte del dominio globale (che comprende tutte le parti).

6.3.9 ANALISI DELLE PRESTAZIONI

Al fine di effettuare l'analisi di sensibilità all'interfaccia il confronto fra i risultati ottenuti rispettivamente nel caso 1, caso 2 e caso 3 permette di valutare l'errore percentuale sulle prestazioni, che si commette, al variare della posizione dell'interfaccia.

I parametri utilizzati per descrivere le prestazioni del modello (Ingresso, Girante, Uscita), sono i seguenti:

- Rendimento isoentropico adiabatico $\eta_{is} = \frac{\left(\left(\frac{p_{0out}}{p_{0in}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\frac{T_{0out}}{T_{0in}} - 1\right)}$
- Differenza di pressione totale $\Delta p_0 = p_{0out} - p_{0in}$
- Coppia totale $M_{tot} = (Torque_z) * (numero\ di\ pale)$
- Potenza all'albero $P_{alb} = M_{tot} * \omega$

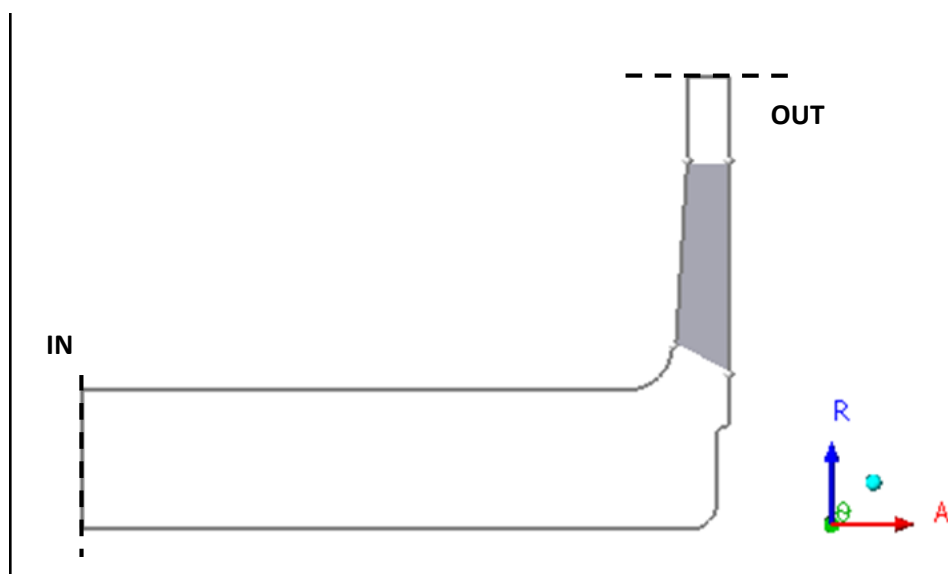


Figura 6.3.14: Sezioni definite per il calcolo delle prestazioni.

La coppia è stata calcolata mediante la funzione "*Torque_z*" implementata nel post-processore di CFX: questa funzione computa direttamente la coppia esercitata dal fluido sulle superfici indicate (superficie del hub, superficie dello shroud, superficie della pala), risolvendo l'integrale delle pressioni, su tali superfici, e tenendo conto del contributo delle forze viscosive ove presenti.

Per ottenere la coppia totale esercitata, è necessario moltiplicare per il numero di pale, che in questo caso era 16.

La potenza P_{alb} , è la potenza all'albero della girante calcolata moltiplicando la velocità di rotazione della stessa per il momento torcente totale computato da CFX. Si ricorda, infine, che con p_0 indichiamo la pressione totale media determinata nelle rispettive sezioni calcolata effettuando una media pesata sulla portata in massa:

$$\bar{\phi} = \frac{\sum(\dot{m}*\phi)}{\sum\dot{m}} \quad [3.4]$$

Dove con ϕ si è indicata la generica grandezza valutata sul volume finito e con \dot{m} la portata in massa per ogni volume considerato. Tale media delle grandezze è stata calcolata utilizzando la funzione "MassFlowAve" disponibile in CFX-Post.

Nelle tabelle seguenti sono mostrati i valori delle prestazioni calcolati:

Tabella 6.3.7: Prestazioni caso 1 (interfacce a ridosso della pala).

\dot{m} [kg/s]	p_{oin} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [W]
42.82	101324.6	119857.9	18533.2	288.15	307.19	0.88	5172.5	689926.8
53.64	101324.4	117850.7	16526.2	288.15	302.74	0.87	5318.8	785108.1
62.59	101324.3	115022.5	13698.1	288.15	301.33	0.80	5048.6	827125.4
71.53	101324.3	110065.4	8741.1	288.15	299.38	0.61	4436.5	804381.3

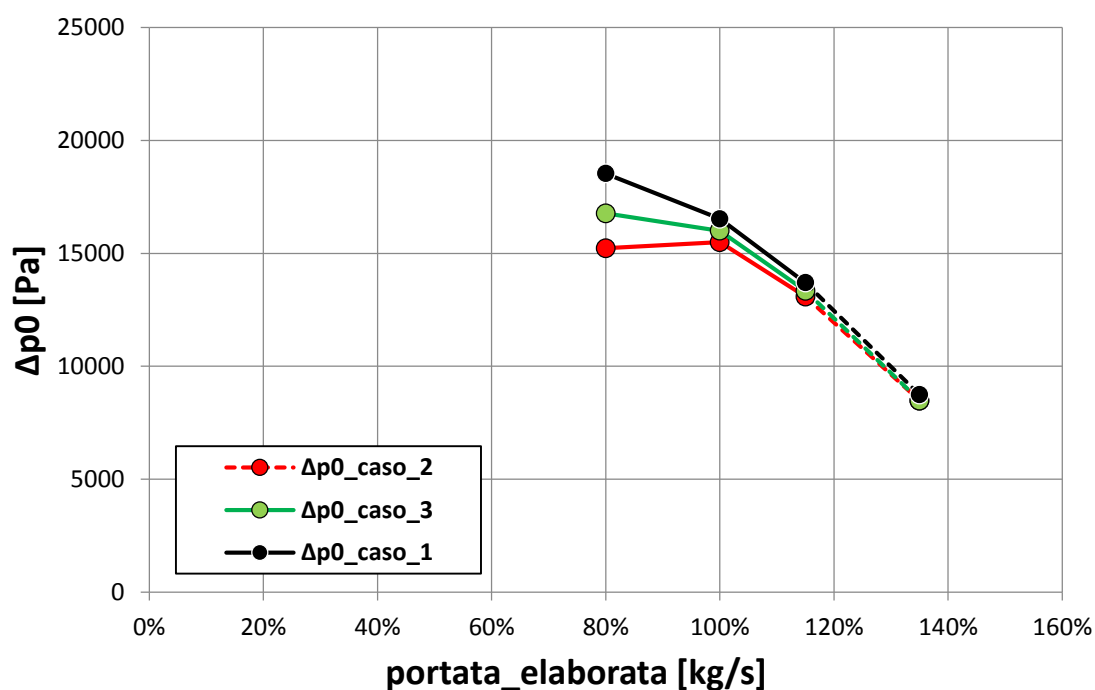
Tabella 6.3.8: Prestazioni caso 2 (interfacce lontane dal bordo di attacco e di uscita)

\dot{m} [kg/s]	p_{oin} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [W]
42.82	101326	116549.1	15223	288.15	302.70	0.80	4014.3	624262.2
53.64	101324	116820.1	15496.1	288.15	302.19	0.85	4844.5	753366.9
62.59	101323.7	114406.6	13082.8	288.15	301.13	0.78	5217.3	811340.6
71.53	101323.5	109798.8	8475.3	288.15	299.60	0.58	5247.5	816033.2

Tabella 6.3.9: Prestazioni del modello nel caso 3 (dominio senza interfacce).

\dot{m} [kg /s]	p_{0in} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [W]
42.82	101326.5	118095.9	16769.4	288.15	303.59	0.83	4237.2	658922
53.64	101324.9	117323.4	15998.4	288.15	302.57	0.85	4958.9	771152.1
62.59	101324.9	114663	13338.1	288.15	301.35	0.78	5293.8	823238.9
71.53	101323.5	109798.8	8475.3	288.15	299.60	0.58	5247.5	816033.2

Successivamente vengono riportati i grafici che mostrano l'andamento della differenza di pressione, della potenza all'albero e del rendimento isoentropico al variare della portata elaborata dalla girante.

Figura 6.3.15: Andamento della Δp_0

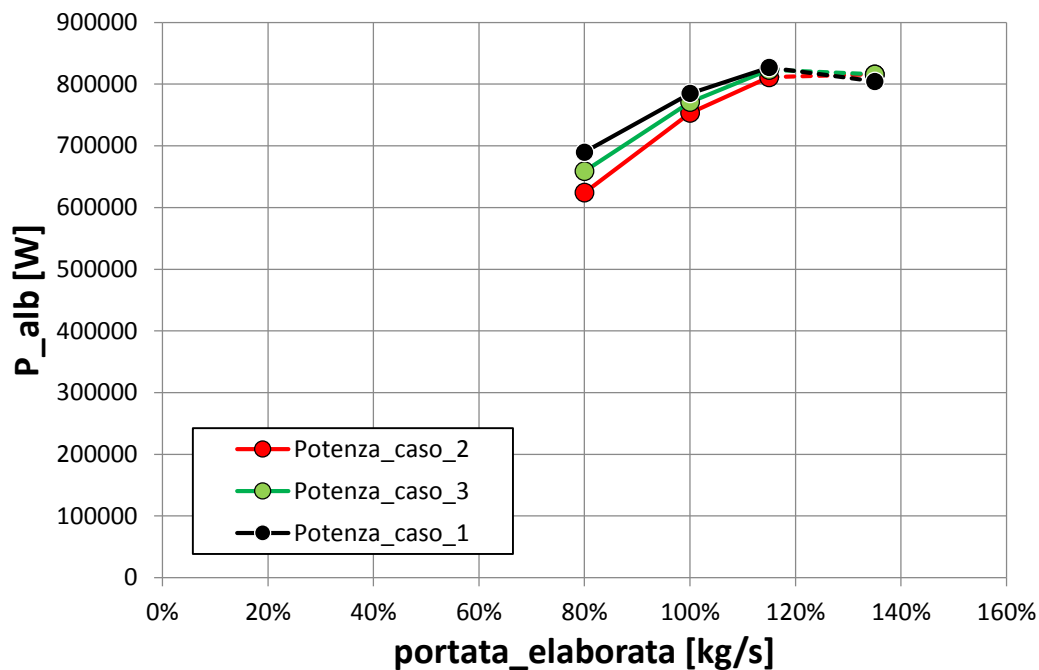


Figura 6.3.16: Andamento della potenza all'albero.

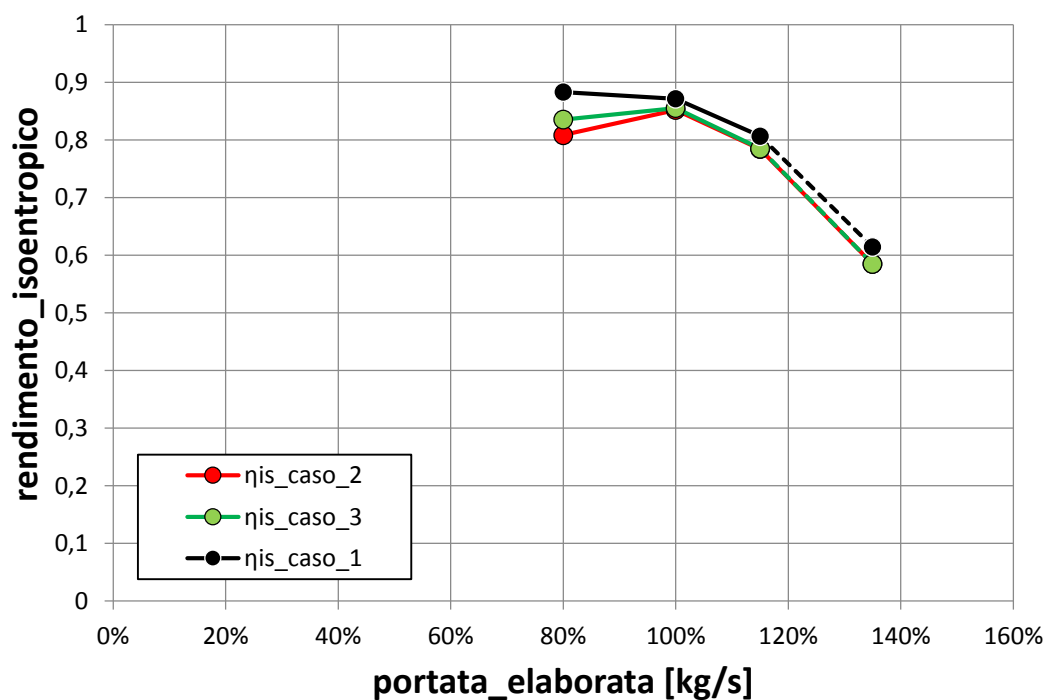


Figura 6.3.17: Andamento del rendimento isoentropico.

In ascissa è stata riportata la percentuale di portata elaborata dalla girante, con riferimento alla portata elaborata dalla stessa in condizione nominale (100%), ossia quella che corrisponde al rendimento isoentropico massimo. Le ascisse corrispondono a 80%, 100%, 115%, 135% della portata nominale.

I grafici mettono in evidenza che in corrispondenza dell'80% della portata nominale si ha lo scostamento massimo tra i valori ottenuti nei diversi casi. Mentre, tale differenza tra i valori diventa sempre meno significativa man a mano che la portata aumenta.

Le tabelle seguenti riportano gli errori che si commettono sulle prestazioni, al variare della posizione dell'interfaccia.

Tabella 6.3.10: Confronto fra il caso1 e il caso 2.

<i>frazione P_{nom}</i> [%]	<i>m</i> [kg/s]	<i>Errore</i> [%] <i>sulla Δp₀</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sulla P_{alb}</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sul η_{is}</i>
80	42.82	17.86	9.52	8.46
100	53.64	6.23	4.04	2.23
115	62.59	4.49	1.91	2.77
135	71.53	3.04	1.44	4.80

Tabella 6.3.11: Confronto fra il caso 2 e il caso 3.

<i>frazione P_{nom}</i> [%]	<i>m</i> [kg/s]	<i>Errore</i> [%] <i>sulla Δp₀</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sulla P_{alb}</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sul η_{is}</i>
80	42.82	10.15	5.55	3.32
100	53.64	3.24	2.36	0.41
115	62.59	1.95	1.46	0.10
135	71.53	0	0	0

Tabella 6.3.12: Confronto fra il caso 1 e il caso 3.

<i>frazione P_{nom}</i> [%]	<i>m</i> [kg/s]	<i>Errore</i> [%] <i>sulla Δp₀</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sulla P_{alb}</i>	<i>Errore</i> [%] <i>sul η_{is}</i>
80	42.82	9.52	4.49	5.43
100	53.64	3.19	1.78	1.84
115	62.59	2.63	0.47	2.68
135	71.53	3.04	1.45	4.80

Per il calcolo dell'errore percentuale, si è fatto riferimento alle seguenti formule:

- Confronto fra il caso 1 e il caso 2:

$$E[\%]_{\Delta P_0} = \frac{\Delta p_{0,caso2} - \Delta p_{0,caso1}}{\Delta p_{0,caso1}} \quad E[\%]_{\eta_{is}} = \frac{\eta_{is,caso2} - \eta_{is,caso1}}{\eta_{is,caso1}} \quad E[\%]_{P_{alb}} = \frac{P_{alb,caso2} - P_{alb,caso1}}{P_{alb,caso1}}$$

- Confronto fra il caso 2 e il caso 3:

$$E[\%]_{\Delta P_0} = \frac{\Delta p_{0,caso3} - \Delta p_{0,caso2}}{\Delta p_{0,caso2}} \quad E[\%]_{\eta_{is}} = \frac{\eta_{is,caso3} - \eta_{is,caso2}}{\eta_{is,caso2}} \quad E[\%]_{P_{alb}} = \frac{P_{alb,caso3} - P_{alb,caso2}}{P_{alb,caso2}}$$

- Confronto fra il caso 1 e il caso 3:

$$E[\%]_{\Delta P_0} = \frac{\Delta p_{0,caso3} - \Delta p_{0,caso1}}{\Delta p_{0,caso1}} \quad E[\%]_{\eta_{is}} = \frac{\eta_{is,caso3} - \eta_{is,caso1}}{\eta_{is,caso1}} \quad E[\%]_{P_{alb}} = \frac{P_{alb,caso3} - P_{alb,caso1}}{P_{alb,caso1}}$$

Dal confronto fra il caso 1 e il caso 2, si è rilevato che in corrispondenza della portata nominale, si commette un errore del 2.23% sul rendimento isoentropico (rendimento idraulico della girante), un errore del 4.04% sulla potenza all'albero e un errore del 6.23% sulla differenza di pressione totale.

Dal confronto fra il caso 2 e il caso3, invece, gli scostamenti tra i valori sono meno significativi, con errore del 0.41% sul rendimento isoentropico, un errore del 2.36% sulla potenza all'albero e un errore del 3.24% sulla differenza di pressione totale.

Infine, confrontando il caso 1 e il caso 3, gli errori che si commettono muovendo la posizione dell'interfaccia sul rendimento isoentropico, sulla potenza all'albero e differenza di pressione totale, sono rispettivamente 1.84%, 1.78% e 3.19%.

Si nota anche che, gli errori più elevati sono stati rilevati, nel confronto fra il caso 1 e i casi 2 e 3. Tuttavia, non è possibile affermare che tale scostamento sensibile tra i valori delle prestazioni è dovuto solo alla diversa posizione dell'interfaccia. Ma le cause di questo scostamento possono essere attribuite anche a imprecisioni di carattere numerico introdotte dal codice per il fatto che la griglia utilizzata per il caso 1 è leggermente diversa da quella utilizzata per il caso 2 e 3.

6.3.10 ANALISI DEL CAMPO DI MOTO

Nel seguito, per il caso 1, 2 e 3, verranno illustrati i vettori velocità proiettati sul piano frontale ad una altezza media del canale meridiano, a tutte le portate simulate.

Com'è possibile notare dalle immagini, in tutti i casi, e a tutte le portate, sul lato in depressione si verifica un aumento di velocità del flusso.

La figura (a massima portata) mostra l'effetto del bordo di attacco sul flusso, infatti, si vede che il flusso impatta contro il bordo di attacco, si separa sul dorso della pala e si riattacca alla pala più avanti e questo comporta sicuramente delle perdite di energia. Si può osservare che tale effetto tende a ridurre man a mano che la portata diminuisce (figure). Per ridurre le perdite per incidenza, solitamente i bordi di attacco delle pale delle turbomacchine hanno profilo circolare o ellissoidale.

Nelle Figure 6.3.18-19-20-21, si può notare che a livello locale, la differenza tra i campi di moto confrontando i tre casi è poco significativa, mentre tale differenza diventa sensibile, cioè più significativa alla portata di 80% quella nominale (figura 6.3.18), e si può osservare che nei casi 2 e 3 si ha la presenza di una vortice che arriva ad occupare una buona zona del canale interpalaire, mentre tale vortice non si presenta nel caso 1.

Infine, si osserva che dove si è rilevato uno scostamento sensibile tra i valori delle prestazioni a livello globale, si è rilevata una differenza significativa tra i campi di moto, cioè a livello locale, mentre tale differenza a livello locale è poco significativa dove sono rilevati piccoli errori tra i valori delle prestazioni a livello globale.

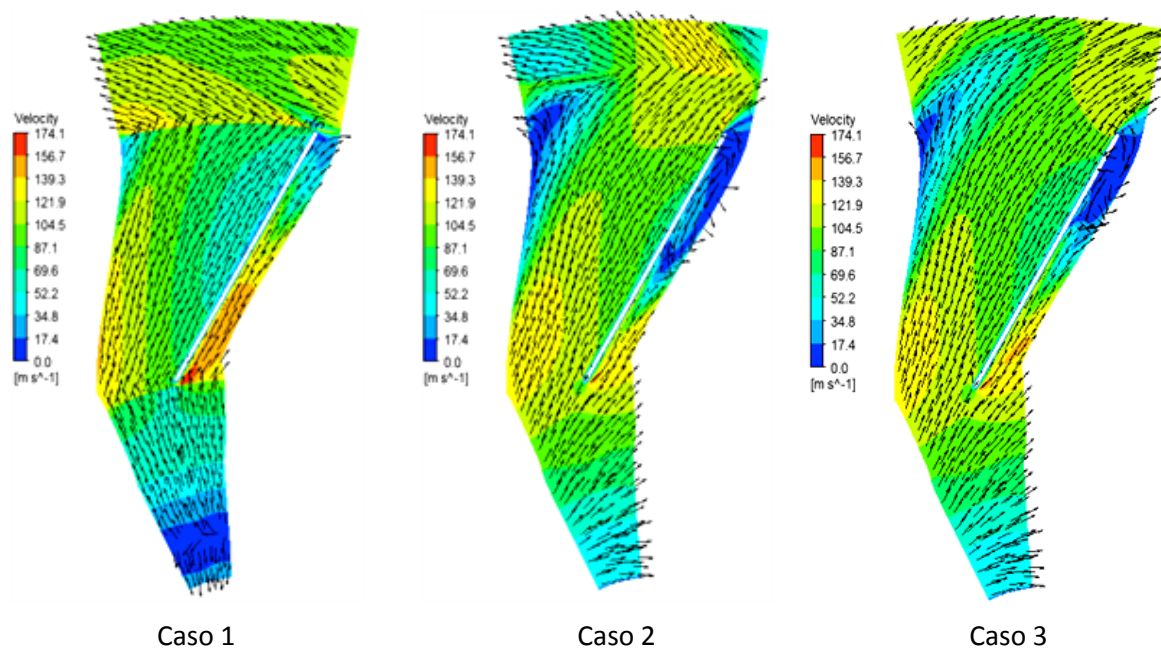


Figura 6.3.18: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale $P=80\%$ nom

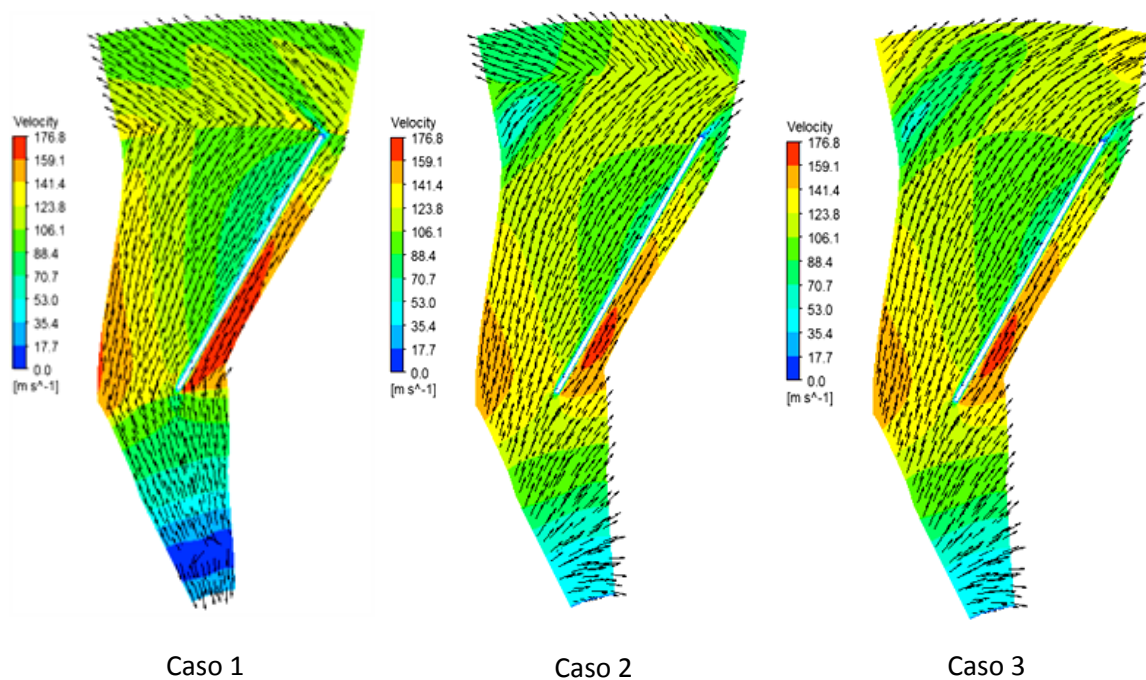


Figura 6.3.19: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale $P=100\%$ nom

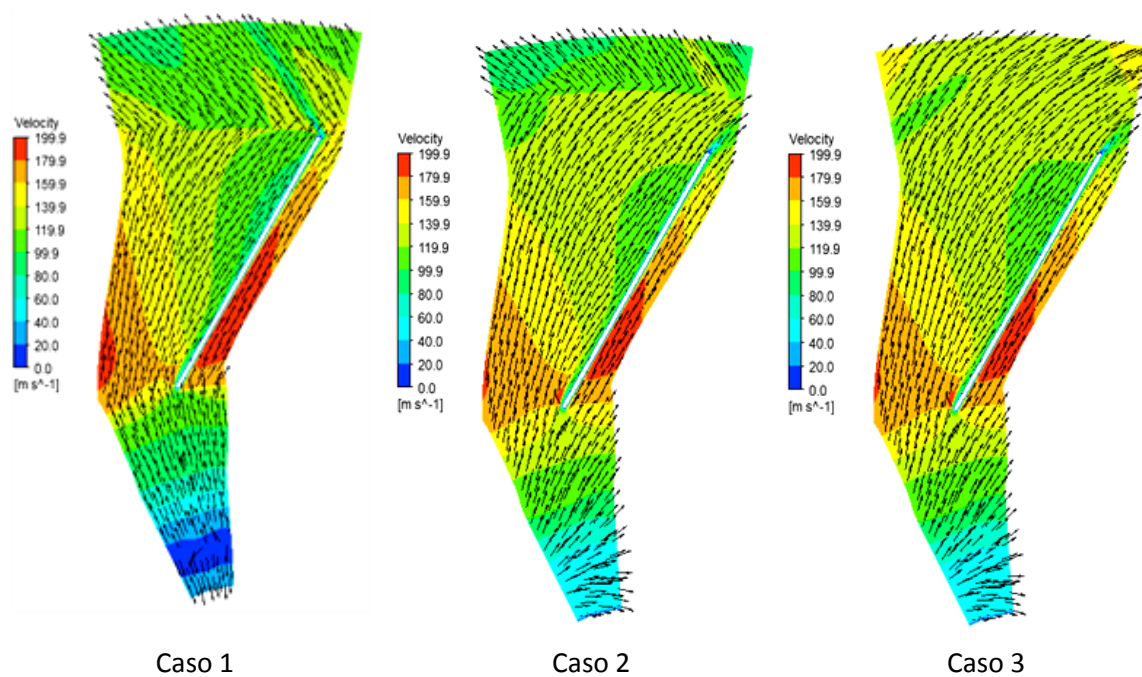


Figura 6.3.20: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale $P=115\%$ nom

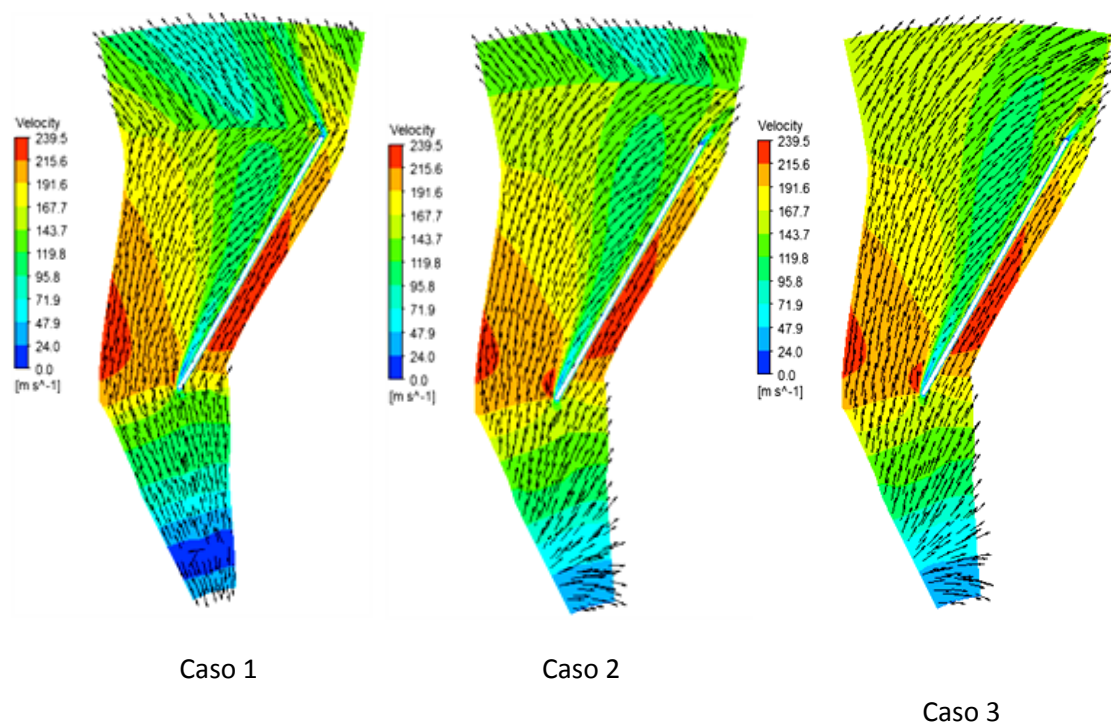


Figura 6.3.21: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale $P=135\%$ nom

Di seguito nelle *Figure 6.3.22-23-24-25* verranno illustrati i vettori velocità sul piano frontale ad un'altezza media della pala calcolati in un sistema di riferimento stazionario.

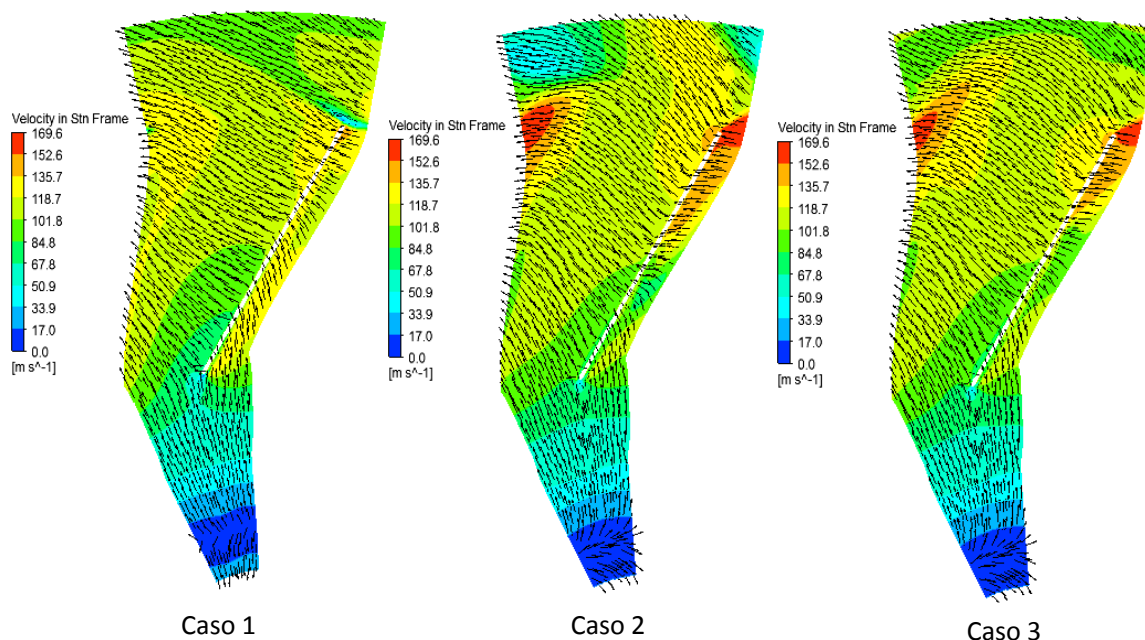


Figure 6.3.22: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale calcolata in un sistema di riferimento stazionario alla portata di 80% quella nominale.

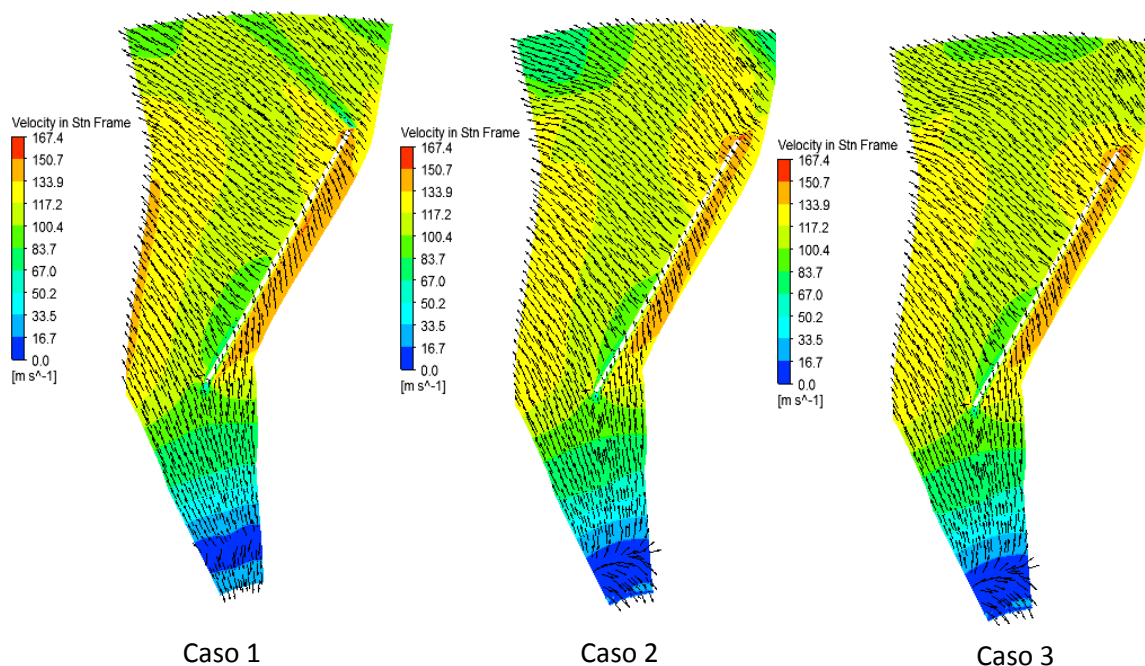


Figure 6.3.23: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale calcolata in un sistema di riferimento stazionario alla portata nominale 100%.

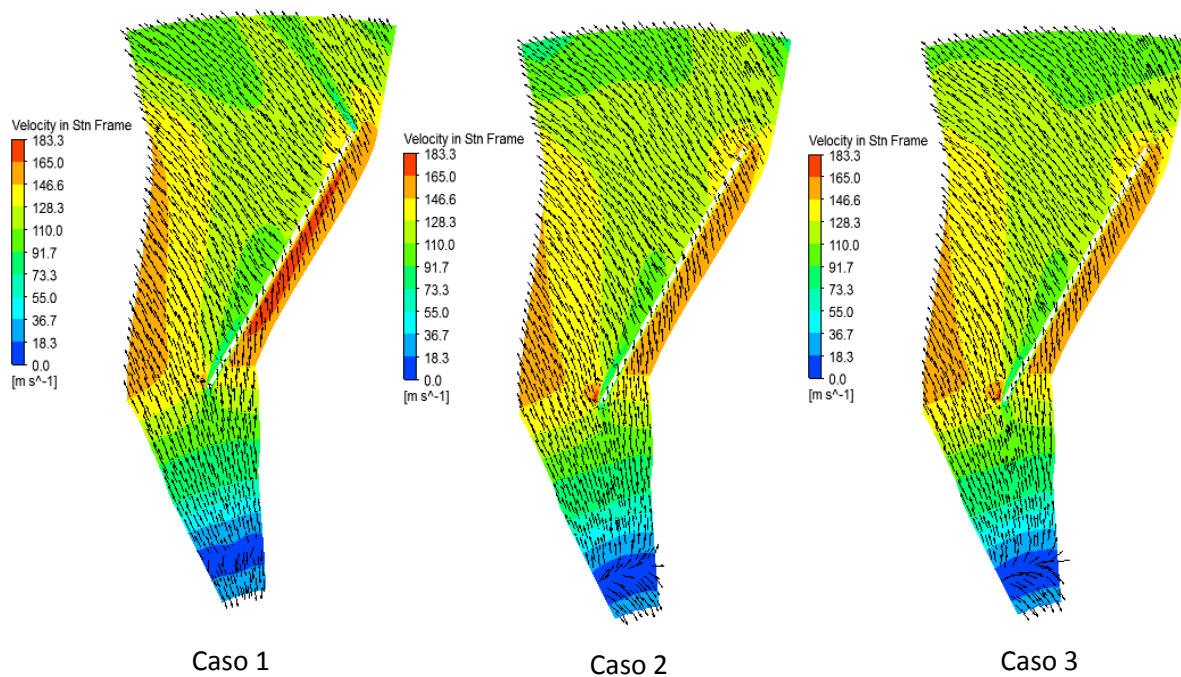


Figura 6.3.24: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale calcolata in un sistema di riferimento stazionario alla portata di 115% quella nominale.

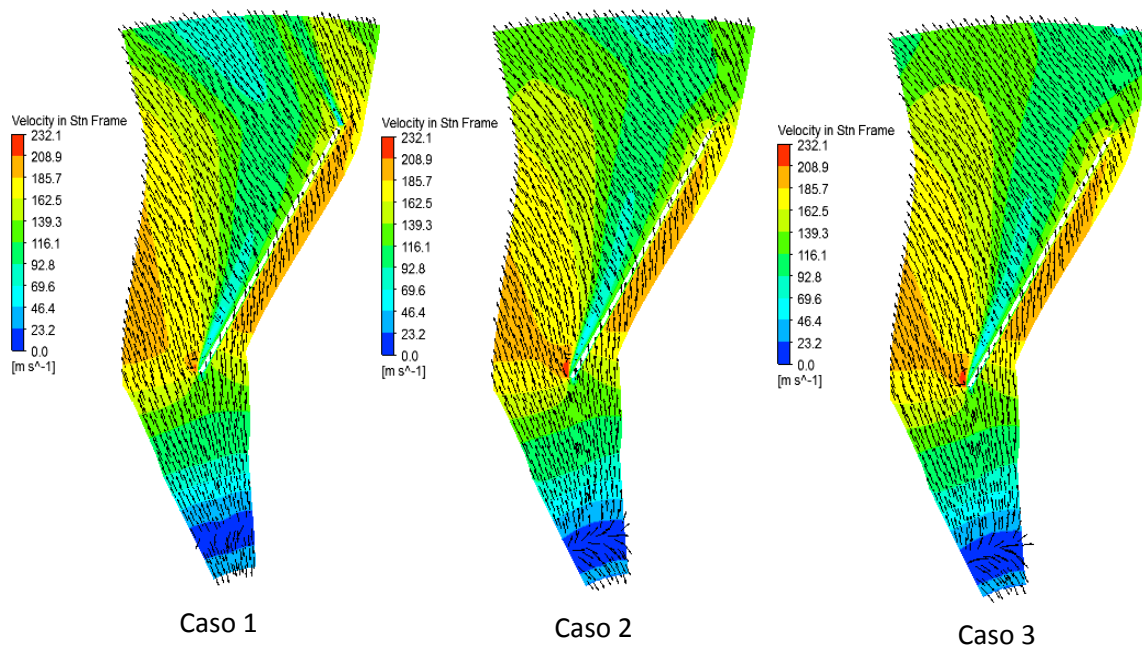


Figura 6.3.25: Andamento del gradiente di velocità sul piano frontale calcolata in un sistema di riferimento stazionario alla portata di 135% quella nominale.

6.3.11 IMPOSTAZIONI PER L'ANALISI DELL'INTERAZIONE ROTORE-STATORE

Per valutare l'effetto del modello di interazione rotore-statore l'analisi è stata eseguita effettuando un confronto fra le prestazioni della macchina con girante completa imponendo alle interfacce il modello "Frozen Rotor" e le prestazioni ottenute imponendo alle interfacce il modello "Stage o Mixing Plane".

Le condizioni al contorno impostate ai tre domini sono riportate nella tabella seguente.

Tabella 6.3.13: Condizioni al contorno impostate nei tre domini fluidi.

	Ingresso	Girante	Voluta
Domain Type	Fluid Domain	Fluid Domain	Fluid Domain
Fluid List	Air Idea Gas	Air Idea Gas	Air Idea Gas
Reference Pressure	101325 Pa	101325 Pa	101325 Pa
Domain Motion	Stationary	Rotating	Stationary
Angular Velocity		-1485 rpm	
Turbulence Model	k- ω SST	k- ω SST	k- ω SST
Heat Transfer	Total Energy Incl.Viscous Work Term	Total Energy Incl.Viscous Work Term	Total Energy Incl.Viscous Work Term

Per l'ottenimento del punto a massima portata, è stata impostata la condizione di pressione totale nulla sulla sezione di ingresso e pressione statica nulla sulla sezione di uscita e per ricavare gli altri punti della curva caratteristica sono state impostate delle portate parziali sulla sezione di uscita con la pressione totale nulla sulla sezione di ingresso.

Sulla sezione di ingresso è stata impostata la condizione al contorno “Opening”, mentre sulla sezione di uscita è stata impostata la condizione Outlet.

Il disco ed il contro disco della girante posti in rotazione per simulare l’effetto ventilante sul fluido quindi su tutte le pareti è stata impostata la condizione “Wall No Slip” in modo che il fluido abbia velocità nulla relativamente alle pareti stesse. Per le superfici all’interno del dominio voluta a contatto con il disco ed il contro disco della girante e per le superfici a contatto con l’albero è stata impostata la condizione di aderenza “Wall No Slip” ed è stata specificata la condizione “Rotating Wall” indicando la velocità di rotazione della girante.

In una soffiante il rapporto di compressione varia tra 1,2 e 2 e pertanto le variazioni di densità non sono trascurabili, per tener conto degli effetti di comprimibilità, si è deciso di risolvere l’equazione dell’energia nella sua forma totale scegliendo l’opzione “Total Energy”, con il Work Viscous Term attiva, per comprendere anche il termine del lavoro compiuto dagli sforzi viscosi.

La risoluzione del flusso turbolento è stata fatta utilizzando il modello a due equazioni k- ω SST che risolve lo strato limite con delle funzioni di parete automatiche. Le simulazioni sono state risolte in condizione steady state.

6.3.12 ANALISI DELLE PRESTAZIONI

La soffiante è stata simulata alle portate 11.908; 23.816; 30; 35.724 e 47.637 kg/s. utilizzando il tool di post-processing di CFX, si sono calcolate le seguenti grandezze:

- Rendimento isoentropico adiabatico :
$$\eta_{is} = \frac{\left(\left(\frac{p_{0out}}{p_{0in}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\frac{T_{0out}}{T_{0in}} - 1\right)}$$
- Differenza di pressione totale :
$$\Delta p_0 = p_{0out} - p_{0in}$$
- Coppia totale :
$$M_{tot} = Torque_z$$
- Potenza all’albero :
$$P_{alb} = M_{tot} * \omega$$
- Temperatura totale all’uscita :
$$T_{0out}$$

La coppia M_{tot} è stata calcolata attraverso la funzione $Torque_z$ disponibile in CFX post-processing selezionando tutte le superfici che sono in moto, cioè le superfici delle pale, il disco e contro disco della girante e le superfici a contatto con il disco ed il contro disco della girante e che appartengono al dominio della voluta.

Nelle *Tabelle 6.3.14-15* sono riportati i valori delle grandezze calcolate:

Tabella 6.3.14: Valori delle grandezze calcolate con l'approccio Mixing Plane

\dot{m} [kg/s]	p_{0in} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [kW]
11.908	101325.2	114892.6	13567.4	288.15	307.26	0.551	1476.6	229.63
23.816	101326.2	114538.8	13212.6	288.15	304.56	0.626	2517.0	391.41
30	101326.6	114128.3	12801.7	288.15	304.07	0.625	3081.5	479.20
35.724	101327.7	113152.9	11825.2	288.15	303.61	0.597	3555.9	552.98
47.637	101329.5	110016.5	8687.04	288.15	303.08	0.459	4574.4	711.36

Tabella 6.3.15: Valori delle grandezze calcolate con l'approccio Frozen Rotor.

\dot{m} [kg/s]	p_{0in} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [kW]
11.908	101325.3	116106.9	14781.6	288.15	311.97	0.480	1827.1	284.14
23.816	101326	115708.5	14382.5	288.15	307.40	0.587	2946.3	458.18
30	101326.8	114568	13241.2	288.15	305.60	0.590	3376.4	525.07
35.724	101327.6	113668	12340.4	288.15	304.85	0.576	3848.8	598.52
47.637	101329.6	109701.3	8371.7	288.15	303.51	0.430	4707.3	732.03

Nelle *Figure 6.3.26-27-28* sono riportati rispettivamente le curve della differenza di pressione totale, della potenza all'albero e del rendimento isoentropico ricavate adottando l'approccio Frozen-Rotor e l'approccio Mixing-Plane.

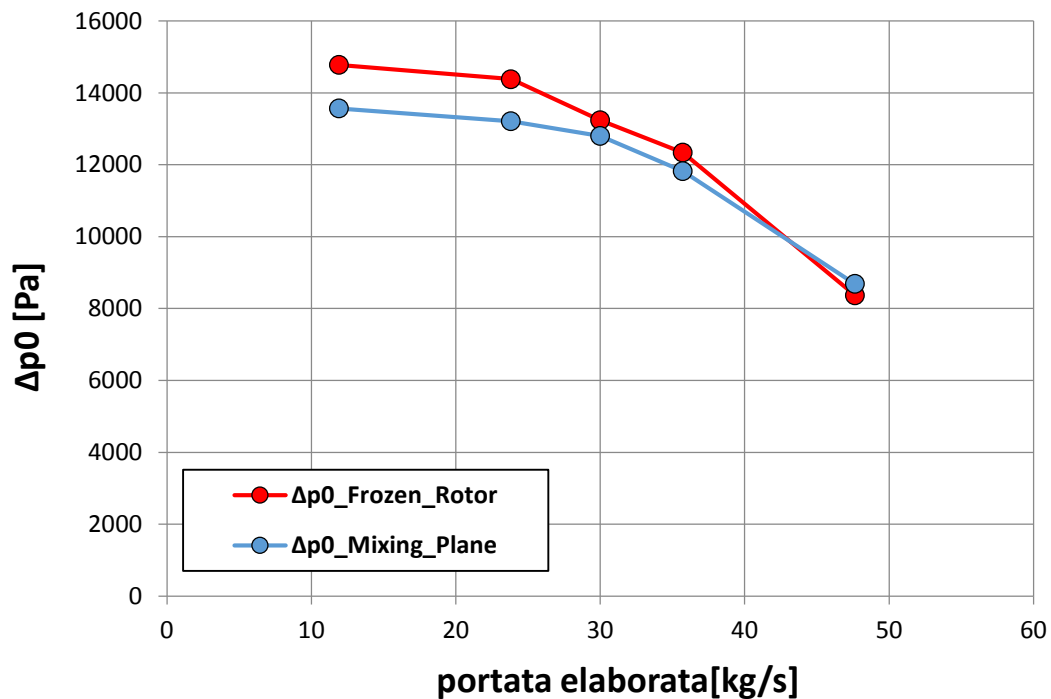


Figura 6.3.26: Curve di variazione della pressione totale con l'approccio Frozen-Rotor e con l'approccio Mixing-Plane.

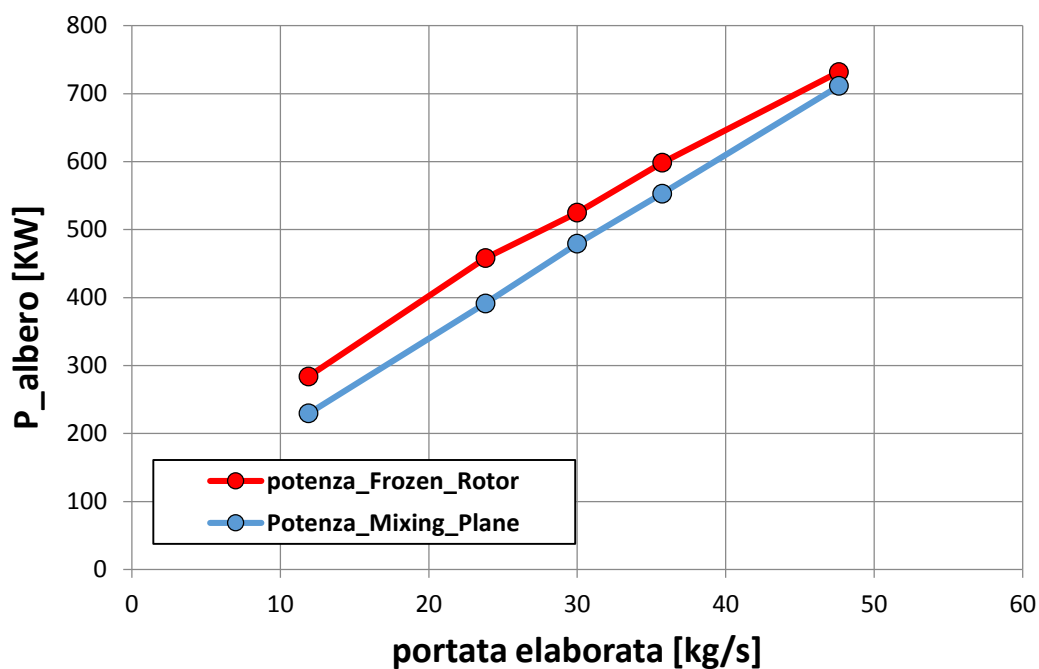


Figura 6.3.27: curve della potenza all'albero con l'approccio Frozen-Rotor e con l'approccio Mixing-Plane.

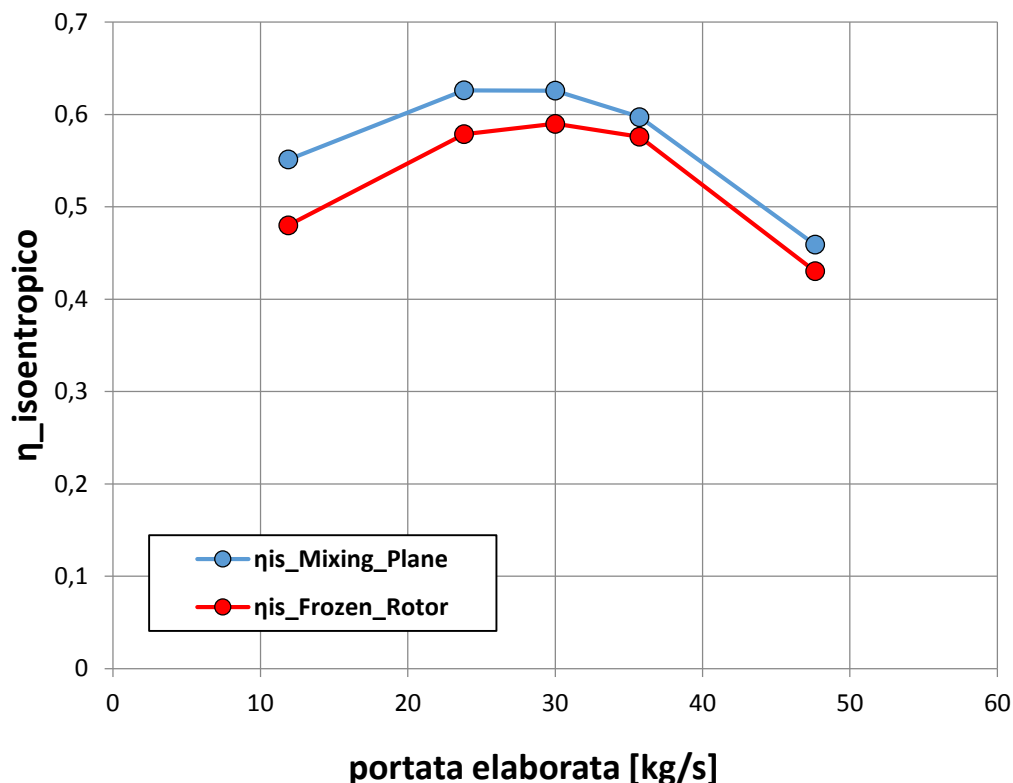


Figura 6.3.28: curve del rendimento isoentropico con l'approccio Frozen-Rotor e con l'approccio Mixing-Plane.

Confrontando i risultati ottenuti, si osserva che i due approcci forniscono risultati diversi derivanti dall'utilizzo di algoritmi diversi per modellizzare il flusso infatti nel Frozen -Rotor Il flusso viene trasportato dal sistema di riferimento rotante della girante in quello inerziale della voluta senza nessun alterazione e senza tener conto dell'interazione rotore-statore dovuta alla variazione della posizione relativa tra i due componenti. Mentre con l'approccio Mixing-Plane il flusso prima del trasferimento al dominio della voluta viene mediato circonferenzialmente.

Dai grafici riportati nelle Figure 6.3.26-27-28, si nota come lo scostamento tra le curve tende ad essere sempre maggiore andando verso portate più basse. Questo perché, man a mano che la portata diminuisce compaiono dei vortici e dei flussi secondari, i quali sono dei fenomeni transitori che dipendono molto dalla variazione della posizione relativa tra i due componenti, della quale non si tiene conto con l'approccio Frozen-Rotor, infatti con quest'ultimo i vortici rotanti, i bruschi salti di pressione, i flussi secondari o effetti scia etc... rimangono sempre nella stessa posizione trascurando l'effetto dell'interazione fra le parti in moto e le parti ferme.

Invece con l'approccio Mixing-Plane tutte queste discontinuità dei fenomeni fluidodinamici vengono rimossi e si tiene conto dell'interazione rotore-statore mediante una approssimata media circonferenziale, ma allo stesso tempo si ottiene una soluzione che si avvicina con buona approssimazione alla realtà fisica del problema.

Per valutare lo scostamento tra le curve delle prestazioni, si è calcolato lo scostamento percentuale a parità di portata facendo riferimento alle seguenti formule:

- $S[\%]_{\Delta P0} = \frac{\Delta p0_{MixingPlane} - \Delta p0_{FrozenRotor}}{\Delta p0_{MixingPlane}}$
- $S[\%]_{\eta_{is}} = \frac{\eta_{is,MixingPlane} - \eta_{is,FrozenRotor}}{\eta_{is,MixingPlane}}$
- $S[\%]_{P_{alb}} = \frac{P_{alb,MixingPlane} - P_{alb,FrozenRotor}}{P_{alb,MixingPlane}}$

Nella Tabella 6.3.16, vengono riportati gli scostamenti percentuali riferiti al caso in cui si è utilizzato l'approccio Mixing-Plane

Tabella 6.3.16: Valori degli scostamenti percentuali tra i due approcci.

\dot{m} [kg/s]	S [%] $_{\Delta P0}$	S [%] $_{P_{alb}}$	S [%] $_{\eta_{is}}$
11.908	-8.9	-23.73	12.91
23.816	-8.8	-17.05	7.56
30	-3.4	-9.57	5.72
35.724	-4.3	-8.23	3.55
47.637	3.6	-2.90	6.28

6.3.13 ANALISI DEL CAMPO DI MOTO

Nelle *Figure 6.3.29-30* vengono riportati gli andamenti del gradiente di velocità a portata di 30 kg/s. La velocità è stata calcolata nel sistema di riferimento stazionario in corrispondenza dell'interfaccia aspirazione-girante *Figura 6.3.29a*, e dell'interfaccia girante voluta *Figura 6.3.29b* e tale interfaccia si è modellata con l'approccio Frozen-Rotor. Si nota come tale gradiente non viene alterato al passare da un sistema di riferimento ad un altro. Si può osservare in *Figura 6.3.29* come il flusso tende a ricircolare formando una vortice in prossimità della parete, tale effetto è dovuto al fatto che il flusso viene a contatto con l'albero della girante.

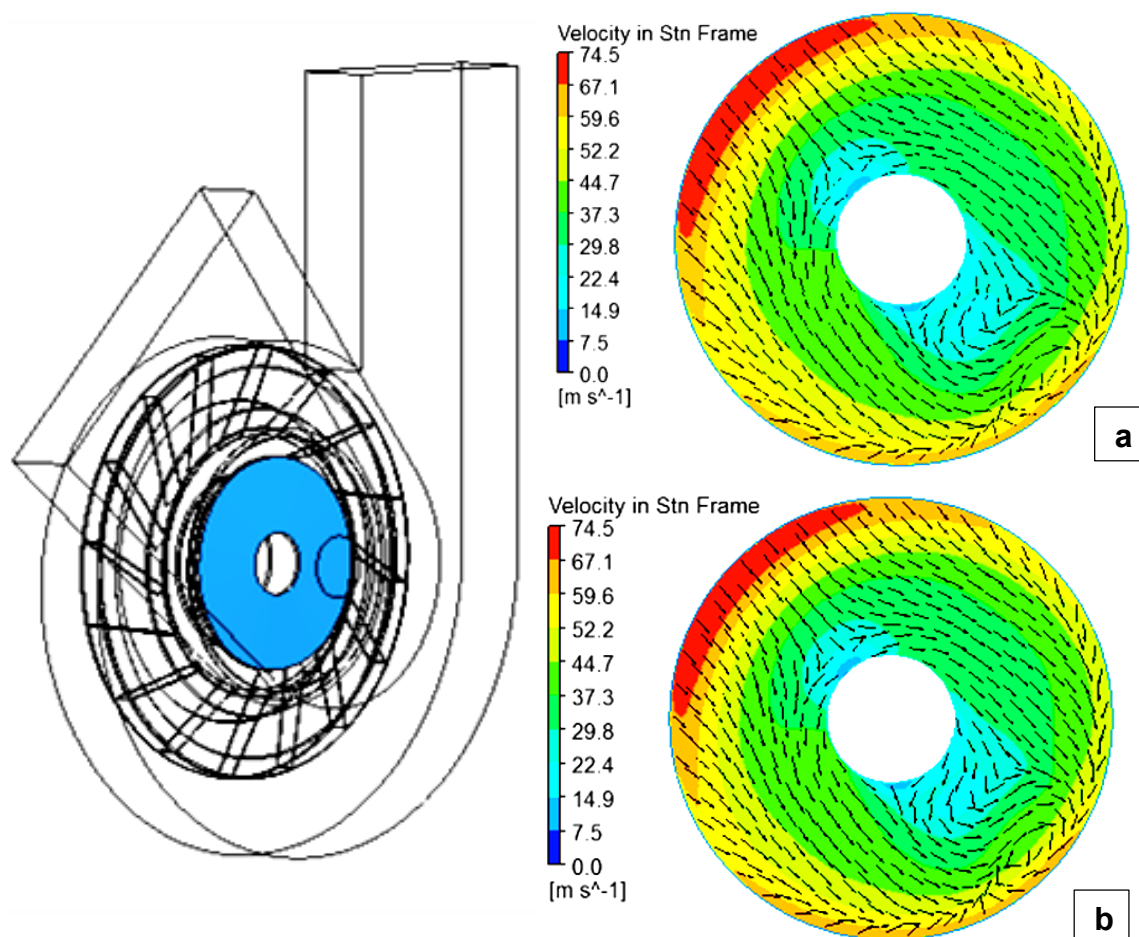


Figura 6.3.29: Gradiente di velocità assoluta lato aspirazione a) e lato girante b), con l'approccio Frozen-Rotor.

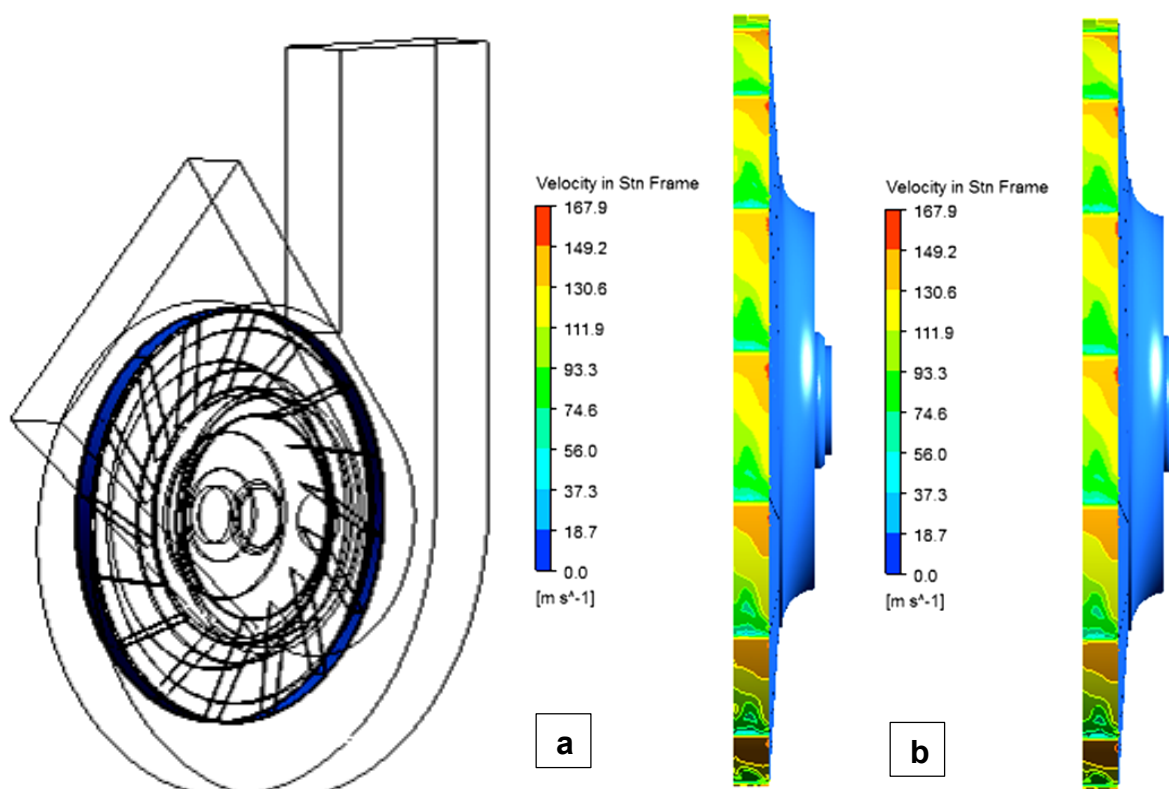


Figura 6.3.30: Gradiente di velocità assoluta lato girante a) e lato voluta b,) con l'approccio Frozen-Rotor.

Di seguito vengono riportati i gradienti di velocità calcolata nel sistema di riferimento stazionario in corrispondenza dell'interfaccia aspirazione-girante *Figura 6.3.31a* e dell'interfaccia girante-voluta *Figura 6.3.31b*. Si può osservare come il modello Mixing-Plane effettua un miscelamento fittizio del campo di moto *Figura 6.3.31b* e passando dal sistema di riferimento stazionario *Figura 6.3.31a* al sistema di riferimento rotante *Figura 6.3.31b* diventando assialsimmetrico facendo scomparire le discontinuità il vortice.

Infatti, la media circonferenziale effettuata dal modello Mixing-Plane fa smorzare tutti questi fenomeni e rende regolare il campo di moto. Le stesse considerazioni possono essere fatte per l'interfaccia girante-voluta *Figura 6.3.32*, ossia quando il flusso passa dal sistema di riferimento rotante della girante al sistema di riferimento della voluta.

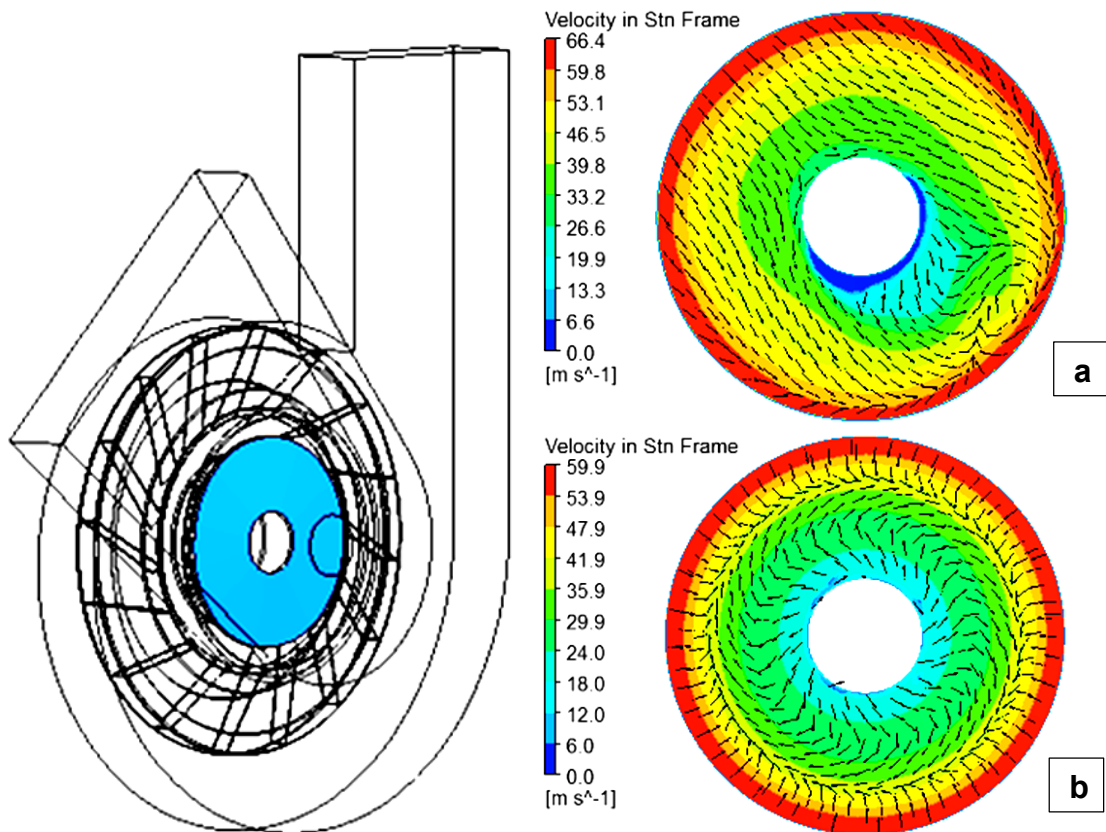


Figura 6.3.31: Gradiente di velocità assoluta lato aspirazione a) e lato girante b), con l'approccio Mixing-Plane.

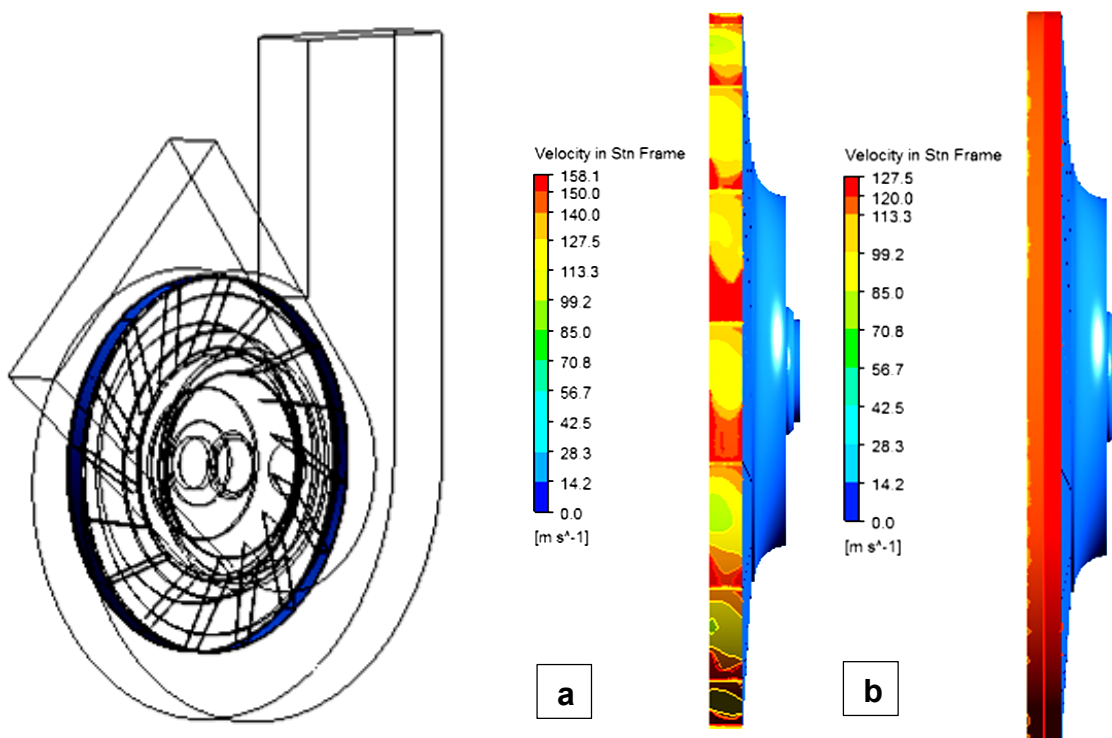


Figura 6.3.32: Gradiente di velocità assoluta lato girante a) e lato voluta b), con l'approccio Mixing-Plane.

Nella *Figura 6.3.33* viene riportato il gradiente della velocità sul piano frontale della macchina posizionato a metà span della pala. Si può osservare la formazione del vortice sul ventre della pala, e come la sua dimensione varia da una pala all'altra sviluppandosi nel dominio della voluta *Figura 6.3.33a* modellando l'interfaccia con l'approccio Frozen-Rotor.

Tale effetto viene smorzato utilizzando il Mixing-Plane infatti dalla *Figura 6.3.33b* si può osservare come il flusso tende ad essere più regolare a valle della girante ed entra nel dominio della voluta con maggiore simmetria rotazionale.

Passando dalle basse portate alle alte portate, i vortici tendono a scomparire e la differenza fra i due campi di moto diventa meno significativa. Infatti alle alte portate gli effetti fluidodinamici come la scia e i vortici diminuiscono come si vede nella *Figura 6.3.34*, e l'uso di un approccio o l'altro per modellare l'interfaccia influisce poco a livello globale delle prestazioni ma anche a livello locale del campo di moto. Z.Liu e D.L.Hill [10], suggeriscono che il modello frozen rotor sovrastimi la disuniformità del flusso a valle delle interfacce.

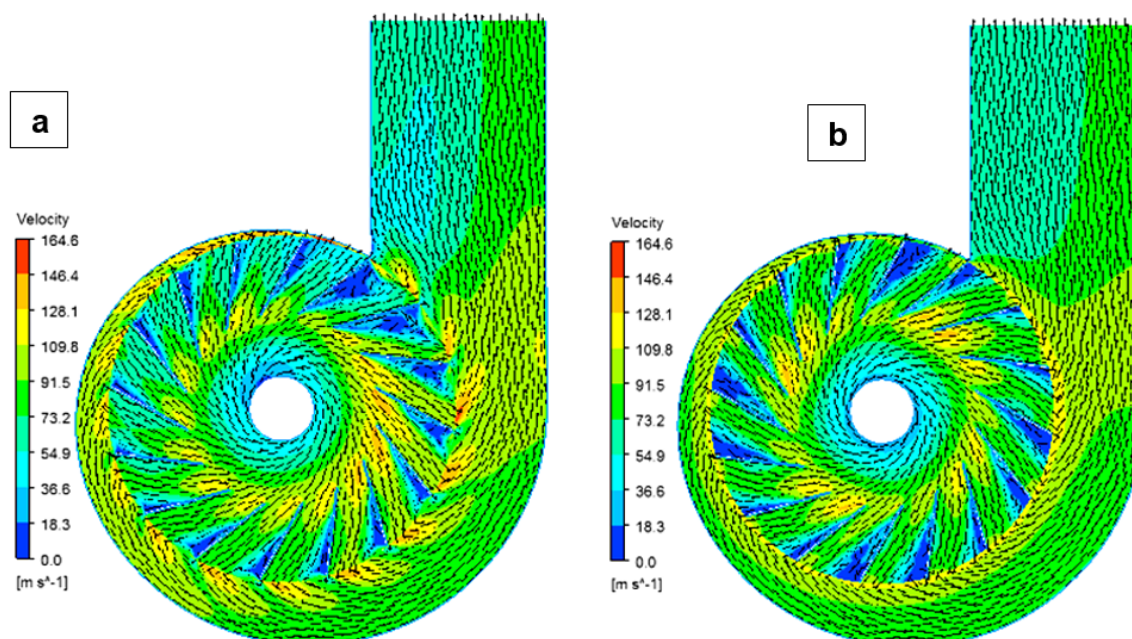


Figura 6.3.33: Gradiente di velocità alla portata di 30 kg/s modellando le interfacce con l'approccio Frozen-Rotor a) e con l'approccio Mixing-Plane b).

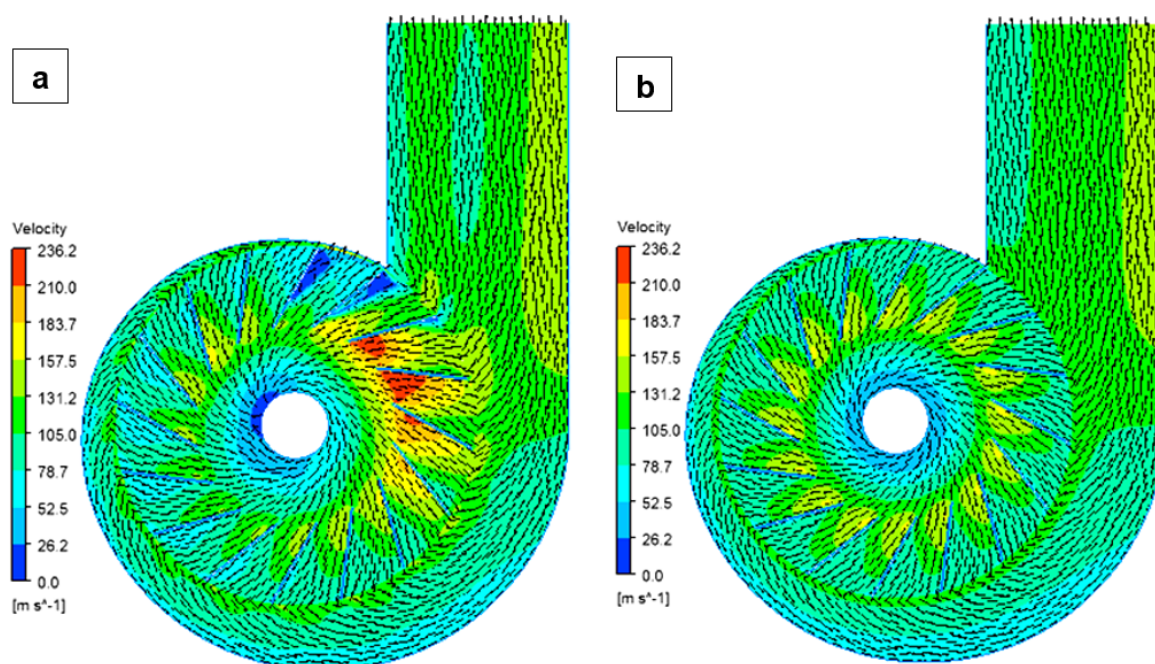


Figura 6.3.34: Gradiente di velocità sul piano frontale alla portata di 47.637 kg/s modellando le interfacce con Frozen-Rotor a) e con Mixing-Plane b).

6.3.14 IMPOSTAZIONI PER L'ANALISI SULLA CONDIZIONE DI PERIODICITA'

Le turbomacchine sono sempre state considerate come macchine caratterizzate da una simmetria rotazionale rispetto all'asse di rotazione della macchina stessa. Per ritenere valida l'ipotesi di assialsimmetria e qual è l'errore che si commette sfruttando tale ipotesi è stata effettuata un'analisi, facendo il confronto fra le prestazioni ottenute simulando un singolo passaggio palare, e quelle ottenute simulando la macchina con girante completa, cioè considerando tutte le pale della girante.

Le prestazioni della macchina con la girante completa sono quelle ottenute quando si è effettuata l'analisi dell'interazione rotore-statore utilizzando l'approccio Mixing-Plane come modello alle interfacce. Pertanto, rimane da simulare solo la macchina con singolo passaggio palare per poter effettuare il confronto.

Nella *Figura 6.3.35* sono riportati rispettivamente il volume fluido della macchina con singolo passaggio palare e della macchina con la girante completa ai quali si è fatto riferimento per eseguire l'analisi CFD.

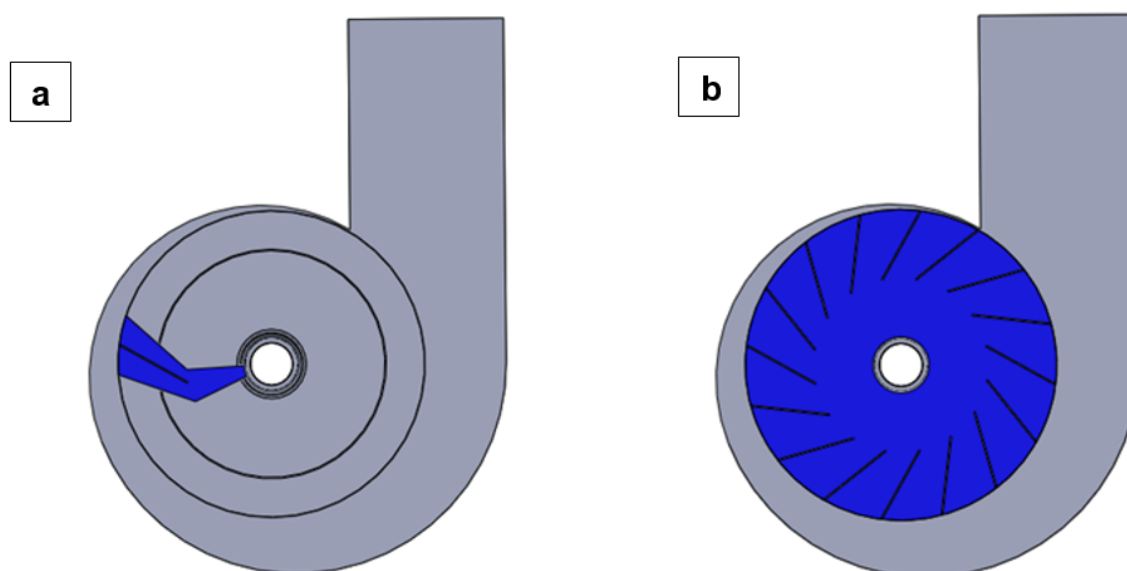
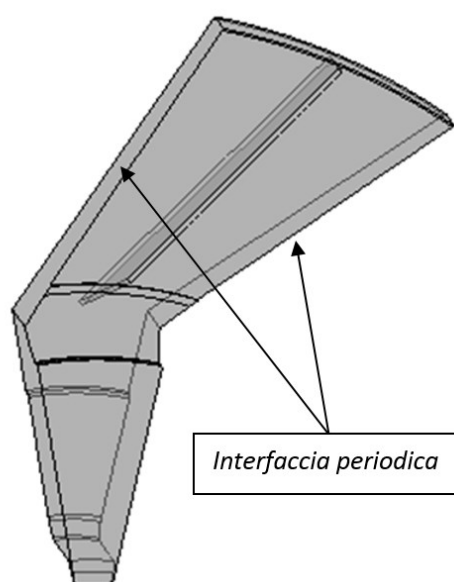


Figura 6.3.35: Sezione con singolo passaggio palare a) e con girante completa b).

Definito il domini fluidi e generata la griglia di calcolo, in CFX-Pre si sono impostate le condizioni al contorno.



In questo caso visto che il dominio della girante è costituito da un solo passaggio palare è necessario impostare la periodicità rotazionale tra i lati sinistro e destro del passaggio palare stesso come viene mostrato nell'immagine a fianco.

Poiché lo scopo di questa analisi è quello di effettuare un confronto, allora sono state impostate le stesse condizioni al contorno utilizzate nel caso della macchina con girante completa. Per ricavare la curva caratteristica della macchina con singolo passaggio palare, è stata impostata sempre all'uscita della voluta la condizione "Mass Flow Rate", e sono stati utilizzati gli stessi valori di portata in massa scelti per ricavare la curva caratteristica della macchina con la girante completa, cioè 11.908; 23.816; 30; 35.724 e 47.637 kg/s, all'ingresso invece come anche nel caso della girante completa è stata impostata la condizione al contorno "Opening", ed inoltre le interfacce sono state modellate con l'approccio Mixing-plane.

Nella *Tabella 6.3.17* sono riportati le condizioni al contorno impostate ai tre domini ingresso, passaggio palare e voluta:

Tabella 6.3.17: Condizioni al contorno

	Ingresso	Passaggio palare	Voluta
Domain Type	Fluid Domain	Fluid Domain	Fluid Domain
Fluid List	Air Idea Gas	Air Idea Gas	Air Idea Gas
Reference Pressure	101325 Pa	101325 Pa	101325 Pa
Domain Motion	Stationary	Rotating	Stationary
Angular Velocity		-1485 rpm	
Turbulence Model	k- ω SST	k- ω SST	k- ω SST
Heat Transfer	Total Energy Incl.Viscous Work Term	Total Energy Incl.Viscous Work Term	Total Energy Incl.Viscous Work Term

6.3.15 ANALISI DEI RISULTATI

A differenza del caso con della macchina con la girante completa, in questo caso la coppia calcolata utilizzando la funzione $Torque_z$ è quella che esercita su una singola pala, pertanto per ottenere la coppia totale che esercita sulla girante è necessario moltiplicare per il numero di pale z cioè 16.

Nella tabella seguente vengono riportati i risultati dell'analisi cfd alle diverse portate simulate:

Tabella 6.3.18: Valori delle grandezze calcolate con un singolo passaggio palare

\dot{m} [kg/s]	p_{0in} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [kW]
11.908	101325.2	114888.2	13562.9	288.15	307.26	0.551	1456	226.42
23.816	101326.1	114579.9	13253.8	288.15	304.54	0.628	2491.5	387.45
30	101326.9	113875.3	12548.4	288.15	303.91	0.620	3008.1	467.79
35.724	101327.6	112847.3	11519.7	288.15	303.45	0.588	3485.6	542.05
47.637	101329.5	110029.6	8700.14	288.15	303.08	0.459	4535.9	705.37

Considerando i valori delle grandezze calcolate nel caso della girante completa, i sono stato calcolati gli errori percentuali massimi che si commettono quando viene considerato un singolo passaggio palare. Gli errori sono stati calcolati con riferimento ai valori delle grandezze ottenuti nel caso della girante completa, visto in quel caso si è simulata tutta la girante senza nessuna semplificazione. L'errore è stato calcolato con la seguente formula:

$$E_{\phi} [\%] = \frac{\phi_{girante,completa} - \phi_{passaggio,palare}}{\phi_{girante,completa}} * 100$$

Come si può osservare dalle *Figure 6.3.36-37-38* le curve caratteristiche ricavate nei due casi tendono ad essere sovrapposti a parte del piccolo scostamento alle portate di 30 e 35.724 kg/s.

In *Tabella 6.3.18* sono riportati i valori degli errori calcolati.

Tabella 6.3.18: valori degli errori calcolati.

\dot{m} [kg/s]	$E_{\Delta p_0}$ [%]	$E_{P_{alb}}$ [%]	$E_{\eta_{is}}$ [%]
30	1.98	2.38	0.86
35.724	2.58	1.98	1.48

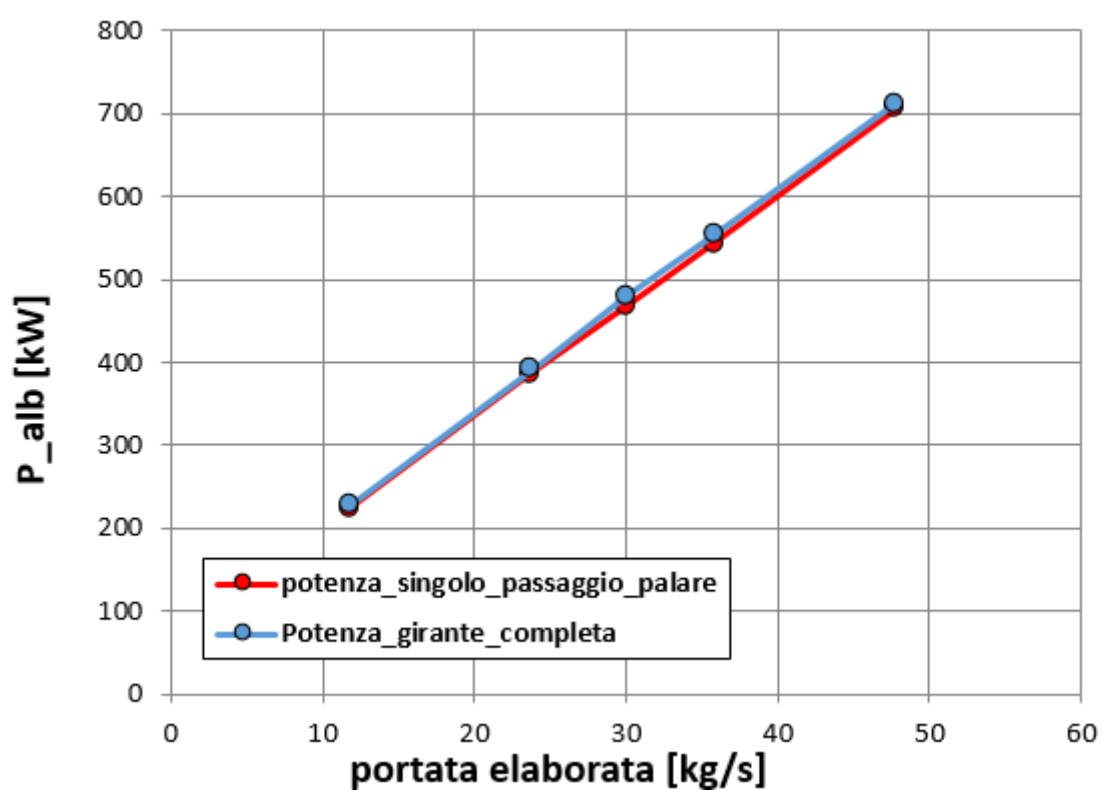


Figura 6.3.36: Curve della differenza di pressione totale.

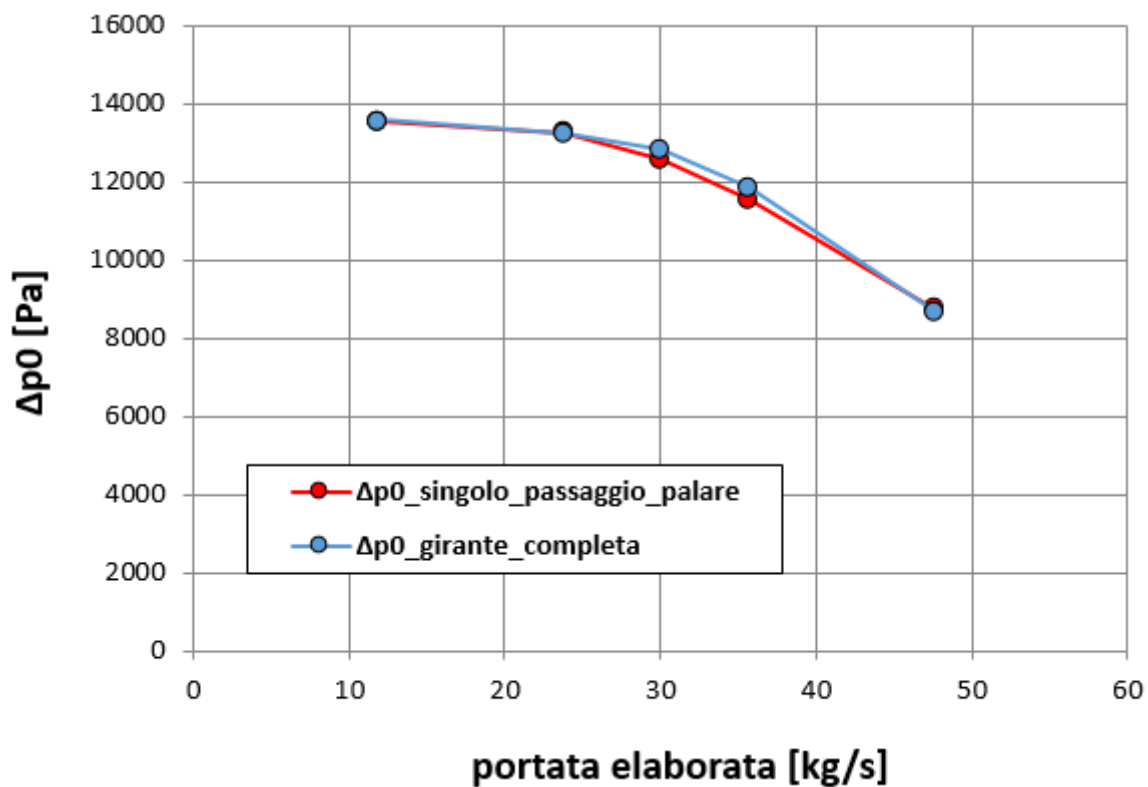


Figura 6.3.37: Curve della potenza all'albero.

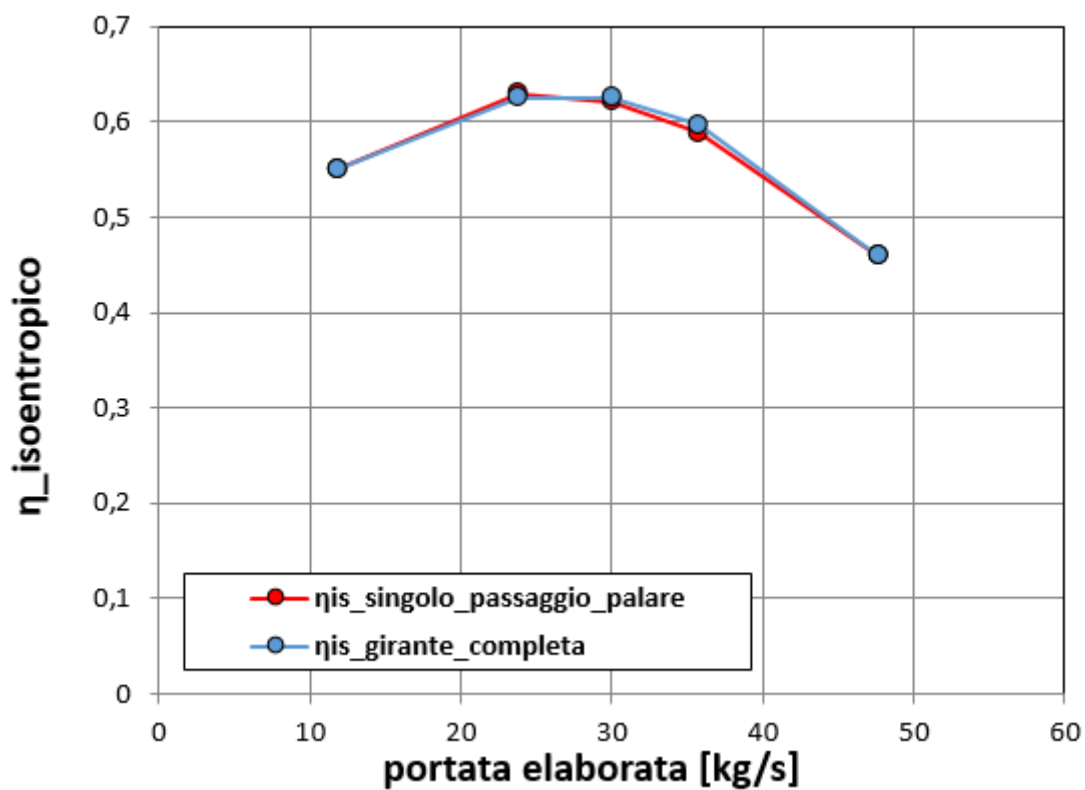


Figura 6.3.38: Curve del rendimento isoentropico.

6.3.16 ANALISI DEL CAMPO DI MOTO

Nelle *Figure 6.3.39-40-41*, viene riportato l'andamento della velocità tangenziale sul piano frontale della macchina a metà span della pala rispettivamente nel punto di massima portata elaborata, della portata nominale e della portata più bassa, si può osservare come il campo di moto è esattamente lo stesso ed è perfettamente simmetrico rispetto all'asse di rotazione della macchina nel dominio della girante nei due casi sia alla portata di 47.637 kg/s sia alla portata 11.908 kg/s, mentre alla portata di 30kg/s, ossia quella nominale c'è una piccola differenza fra i campi di moto che si concentra nella girante, dove si può osservare che nel caso della macchina simulata con girante completa *Figura 4.40b* i vortici occupano uno spazio diverso passando da una pala ad un'altra, tuttavia tale differenza influenza poco sulle prestazioni a livello globale come si può vedere nella *Tabella 6.3.18* l'errore che si commette comunque non supera il 5%.

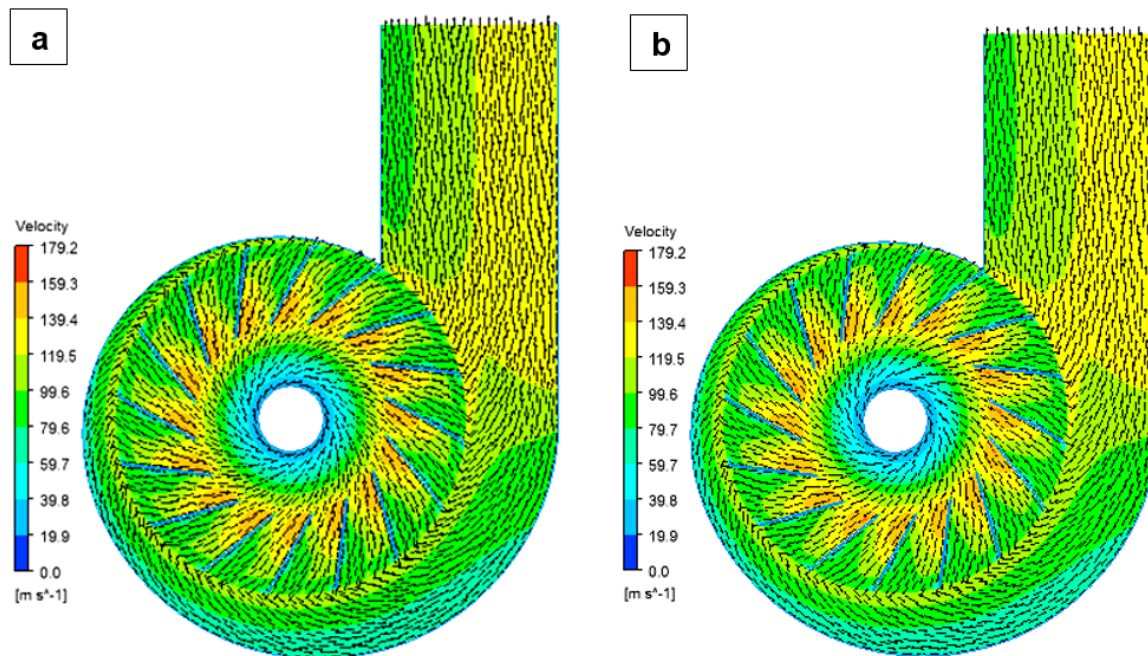


Figura 6.3.39: Gradiente di velocità alla portata di 47.637 kg/s con singolo passaggio palare a) e nella macchina simulata con la girante completa b)

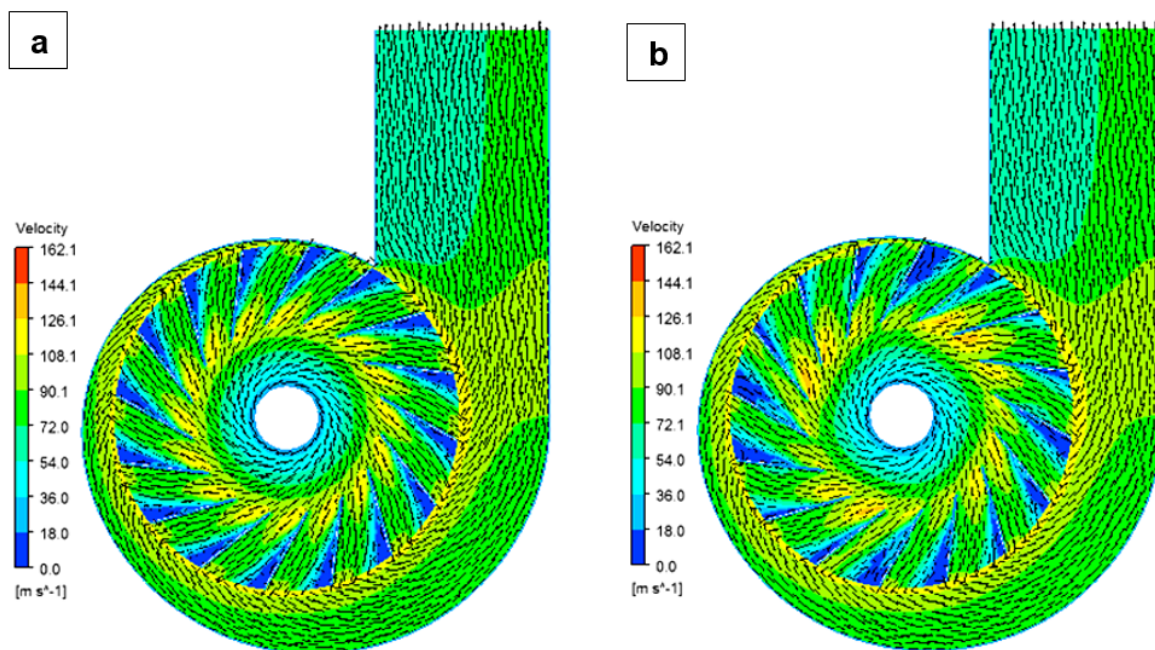


Figura 6.3.40: Gradiente di velocità alla portata di 30 kg/s con singolo passaggio palare a) e nella macchina simulata con la girante completa b)

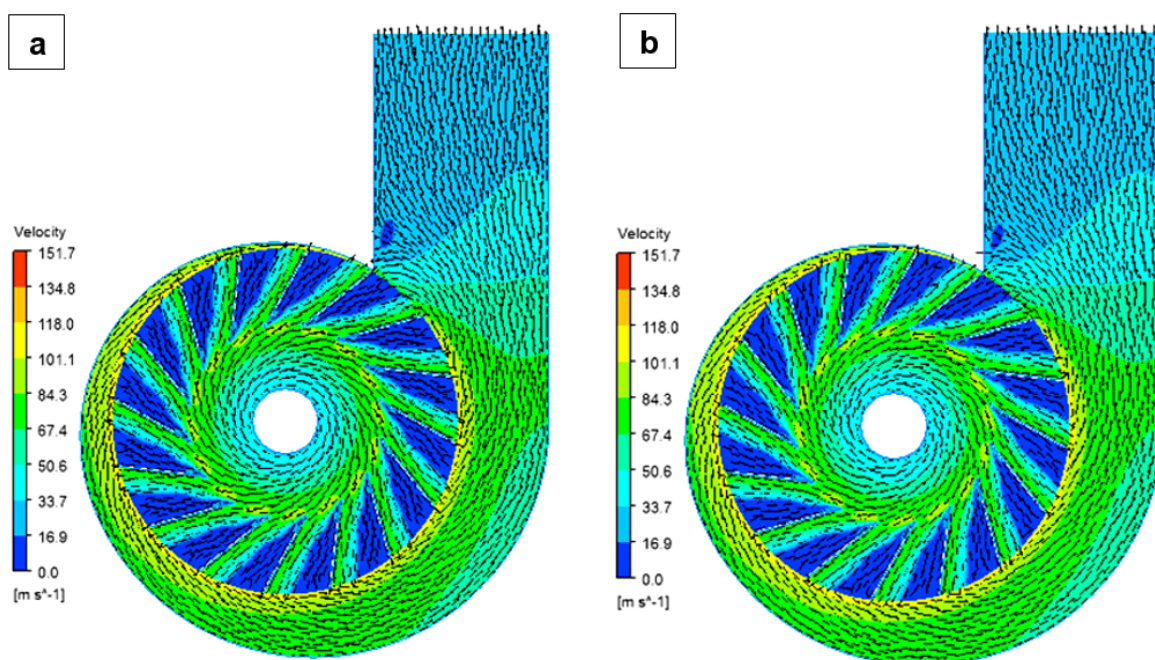


Figura 6.3.41: Gradiente di velocità alla portata di 11.908 kg/s con singolo passaggio palare a) e nella macchina simulata con la girante completa b)

6.3.17 DIMENSIONAMENTO DELLA VOLUTA

Vista l'assenza di un dato certo della geometria della voluta durante la fase di R.E. si vuol verificare la bontà della ricostruzione utilizza riprogettando la voluta della soffiante industriale seguendo il criterio di Eck cercando di aumentare il gap tra la girante e la lingua della voluta.

Il dimensionamento della voluta è possibile una volta nota la velocità del fluido all'uscita della girante. È stata progettata una voluta asimmetrica seguendo il criterio di Eck, la sua forma viene mostrata nella *Figura 6.3.42*.

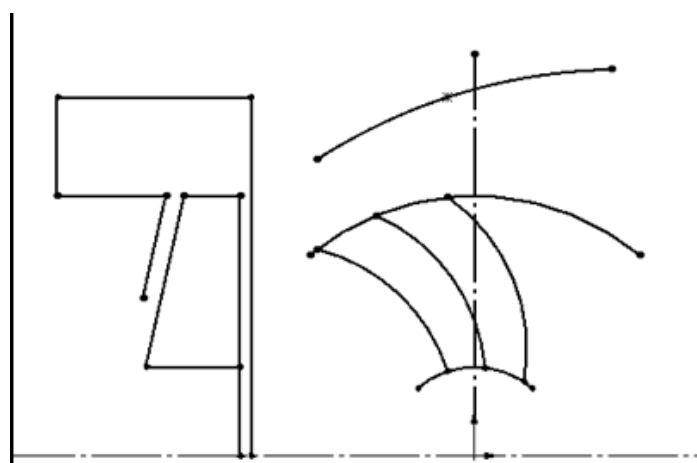


Figura 6.3.42: Voluta asimmetrica a sezione rettangolare.

La voluta è stata progettata alla portata di 23.816 kg/s, dove le componenti di velocità del fluido all'uscita della girante sono stati calcolati dalla simulazione della macchina originale alla stessa portata utilizzando il tool di CFX-Post. Si nota anche che i componenti di velocità sono stati calcolati nel sistema di riferimento stazionario.

Di seguito verranno riportati i valori delle grandezze utilizzate per progettare la linea esterna della voluta:

$b_2 = 91$ mm : larghezza della pala all'uscita della girante.

$b = 350$ mm : larghezza della voluta (scelta progettuale).

$r_2 = 975$ mm : raggio esterno della girante.

$C_{2m} = 73.362$ m/s : componente meridiana della velocità all'uscita della girante.

$C_{2u} = 103.702$ m/s : componente periferica della velocità all'uscita della girante.

Il profilo esterno della voluta asimmetrica progettata è descritto dalla seguente equazione:

$$\varphi[\text{rad}] = 2.302 \frac{b}{b_2} \frac{c_{2u}}{c_{2m}} \log \frac{r}{r_2} = \frac{b}{b_2} \frac{c_{2u}}{c_{2m}} \ln \frac{r}{r_2}$$

Ossia:

$$r = r_2 e^{\varphi[\text{rad}] \frac{c_{2m} b_2}{c_{2u} b}}$$

Questa equazione differenzia dall'equazione della spirale logaritmica per il fattore b/b_2 . Nella *Figura 6.3.43* viene riportato lo schizzo del profilo esterno della voluta progettata applicando tale equazione.

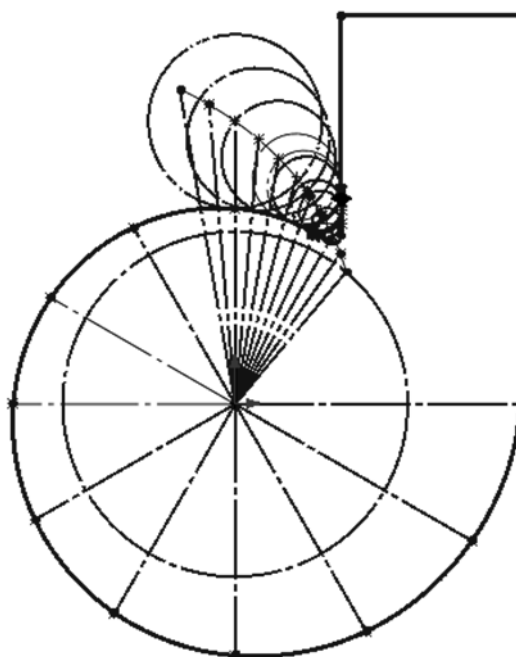


Figura 6.3.43: Schizzo del profilo esterno della voluta.

Il punto di inizio del profilo viene scelto arbitrariamente, poi per disegnare il profilo viene imposto l'angolo ϕ in radianti e si ricava il raggio r .

Le esperienze mostrano che la posizione della lingua della voluta influenza sul rumore generato dalla macchina, in particolare se la lingua viene posizionata molto vicino alla girante allora la macchina diventa molto rumorosa. Inoltre se la lingua viene posizionata in modo sbagliato si possono avere delle circolazioni del flusso.

Pertanto la lingua deve essere posizionata secondo un criterio ben preciso per evitare tali inconvenienti. La *Figura 6.3.44* mostra la struttura che deve avere la lingua. Il punto S rappresenta la divisione del flusso in due parti, dove una parte del flusso che esce dalla girante muove a sinistra ed entra nella voluta, mentre l'altra parte del fluido esce direttamente verso l'uscita della voluta stessa. Se la posizione della lingua viene modificata e resta sulla streamline che rappresenta la divisione del flusso, quest'ultima condizione non viene alterata ed il flusso si divide comunque in due parti ugualmente. In pratica la posizione lontana della lingua dalla girante è preferita per ridurre il rumore.

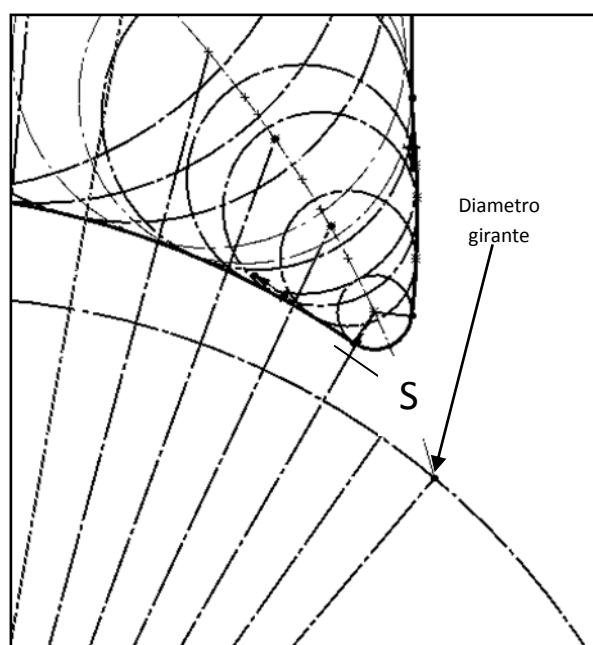


Figura 6.3.44: Forma della lingua.

Per disegnare la streamline si applica l'equazione della spirale logaritmica riportata in seguito:

$$r = r_2 e^{\varphi[\text{rad}] \frac{c_{2m}}{c_{2u}}}$$

Una volta designata la streamline, vengono disegnati delle circonferenze tangenti sul profilo della voluta e con i centri che appartengono alla streamline. Il gap fra la girante e la circonferenza passante per il punto S è stato aumentato da 24.95 mm a 101.72 mm. Nella *Figura 6.3.45* si può vedere la geometria della macchina modificata.

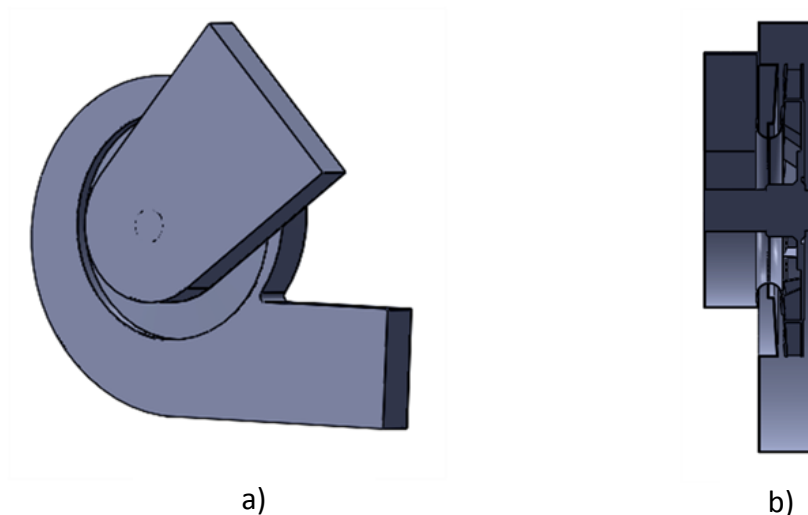


Figura 6.3.45: Geometria strutturale della macchina con la voluta riprogettata secondo Eck a) e vista in sezione b).

6.3.18 IMPOSTAZIONE DELLA SIMULAZIONE

La griglia di calcolo utilizzata è mista o ibrida, costituita da elementi tetraedrici e da elementi prismatici e si compone di circa 9000000 elementi. Gli strati di elementi prismatici vengono generati in prossimità delle pareti per risolvere meglio gli strati limiti; gli elementi tetraedrici ricoprono tutte le altre zone e la dimensione di tali elementi aumenta man a mano che si allontana dalle pareti, cercando di ridurre l'onere computazionale. La stata è stata realizzata con ANSYS Meshing.

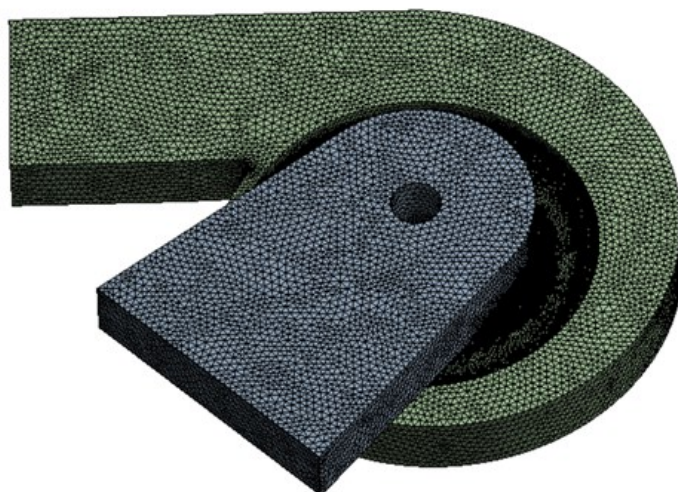


Figura 6.3.46: Griglia utilizzata per le simulazioni

Importata la griglia in CFX, si suddivide il modello in tre domini fluidi: Ingresso, girante e voluta. Le condizioni impostate ai tre domini sono riportate nella tabella seguente:

Tabella 6.3.19: Condizioni al contorno impostate nei tre domini fluidi.

	Ingresso	Girante	Voluta
Domain Type	Fluid Domain	Fluid Domain	Fluid Domain
Fluid List	Air Idea Gas	Air Idea Gas	Air Idea Gas
Reference Pressure	101325 Pa	101325 Pa	101325 Pa
Domain Motion	Stationary	Rotating	Stationary
Angular Velocity		-1485 rpm	
Turbulence Model	k- ω SST	k- ω SST	k- ω SST
Heat Transfer	Total Energy Incl. Viscous Work Term	Total Energy Incl. Viscous Work Term	Total Energy Incl. Viscous Work Term

Definiti i domini fluidi, per ricavare le prestazioni e le curve caratteristiche della macchina modificata, si è proceduto esattamente come nel caso della macchina con un singolo passaggio palare, cioè è stata impostata all'uscita la condizione al contorno "Mass Flow Rate" e sono state impostate le portate 11.908, 23.816, 30, 35.724 e 47.637 kg/s. Poi per ridurre l'onere computazionale è stato considerato un singolo passaggio palare della girante sfruttando la condizione al contorno di periodicità. Le pareti sono state considerate tutte lisce ed è stata impostata la condizione al contorno "No Slip Wall", ed inoltre su tutte le pareti rotanti è stata impostata la condizione "Rotating" specificando la velocità di rotazione della parete stessa, cioè quella della girante. Tutte le interfacce rotore/statore sono state modellate con l'approccio Mixing-Plane.

6.3.19 ANALISI DEI RISULTATI

Nella *Tabella 6.3.20*, vengono riportati i risultati delle grandezze calcolate dalle simulazioni:

Tabella 6.3.20: Valori delle grandezze calcolate dalle simulazioni CFD.

\dot{m} [kg/s]	p_{0in} [Pa]	p_{0out} [Pa]	Δp_0 [Pa]	T_{0in} [°K]	T_{0out} [°K]	η_{is}	M_{tot} [Nm]	P_{alb} [kW]
11.908	101325.2	115525.9	14200.7	288.15	307.75	0.561	1502.4	233.64
23.816	101326.1	115137.4	13811.3	288.15	305.16	0.630	2590.7	402.88
30	101326.2	113936.2	12609.9	288.15	304.31	0.607	3105.6	482.95
35.724	101327.7	112839.2	11511.4	288.15	303.93	0.570	3595.8	559.18
47.637	101329.9	108015.7	6685.7	288.15	303.08	0.355	4538.4	705.77

Come si può osservare dalla *Figura 6.3.47* la macchina modificata, fornisce alle basse portate una pressione totale all'uscita maggiore rispetto a quella che fornisce la macchina originale, mentre questa differenza di pressione totale diventa minore alle alte portate. Inoltre sembra che le due macchine forniscono la stessa differenza di pressione totale nell'intervallo di portate fra 30 e 35.724 kg/s. per quanto riguarda la potenza all'albero, la *Figura 6.3.48* mostra come le curve delle due macchine presentano un andamento lineare in funzione della portata elaborata, si nota anche come le due curve si sovrappongono alla portata più bassa e alla portata più alta. Il rendimento isoentropico della macchina modificata che risulta come si può vedere nella *Figura 6.3.49* è più basso di quella della macchina originale alle alte portate, mentre esso rimane pressoché inalterato alle basse portate, si nota anche come il massimo rendimento lo si ha in corrispondenza della portata di 23.816 kg/s che è il punto di progetto della macchina. Infatti le condizioni di funzionamento della macchina sono migliorate alle basse portate e penalizzate alle alte portate.

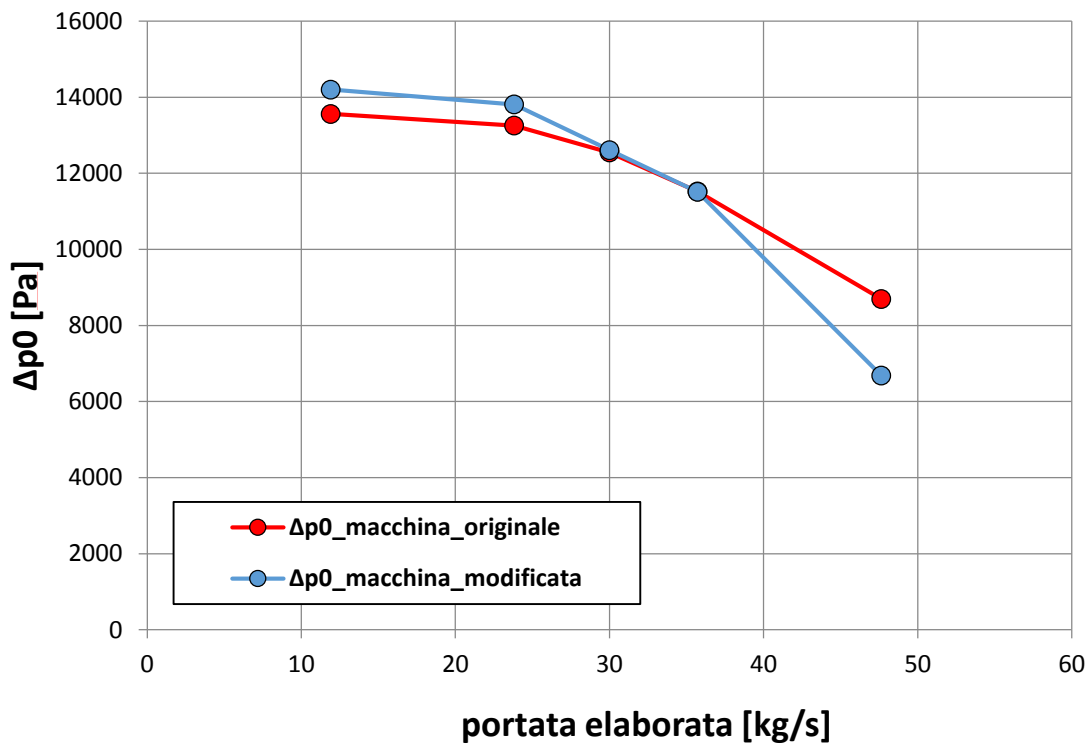


Figura 6.3.47: Curve della differenza di pressione totale.

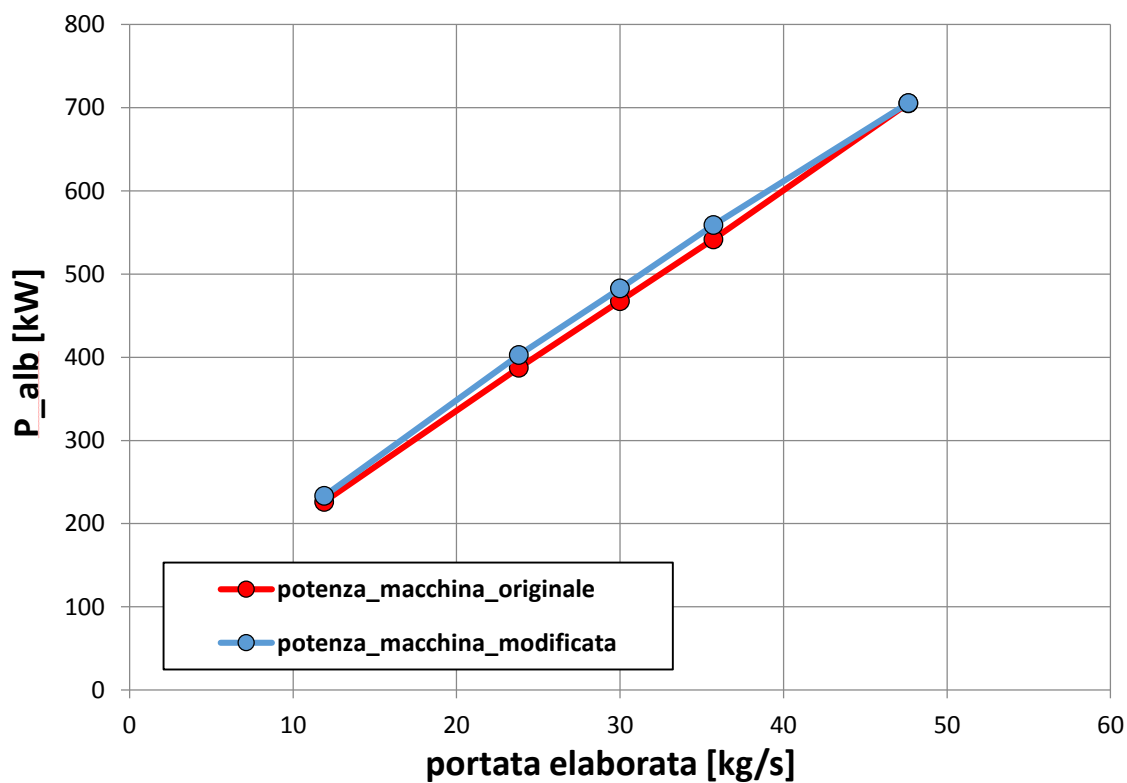


Figura 6.3.48: Curve della potenza all'albero.

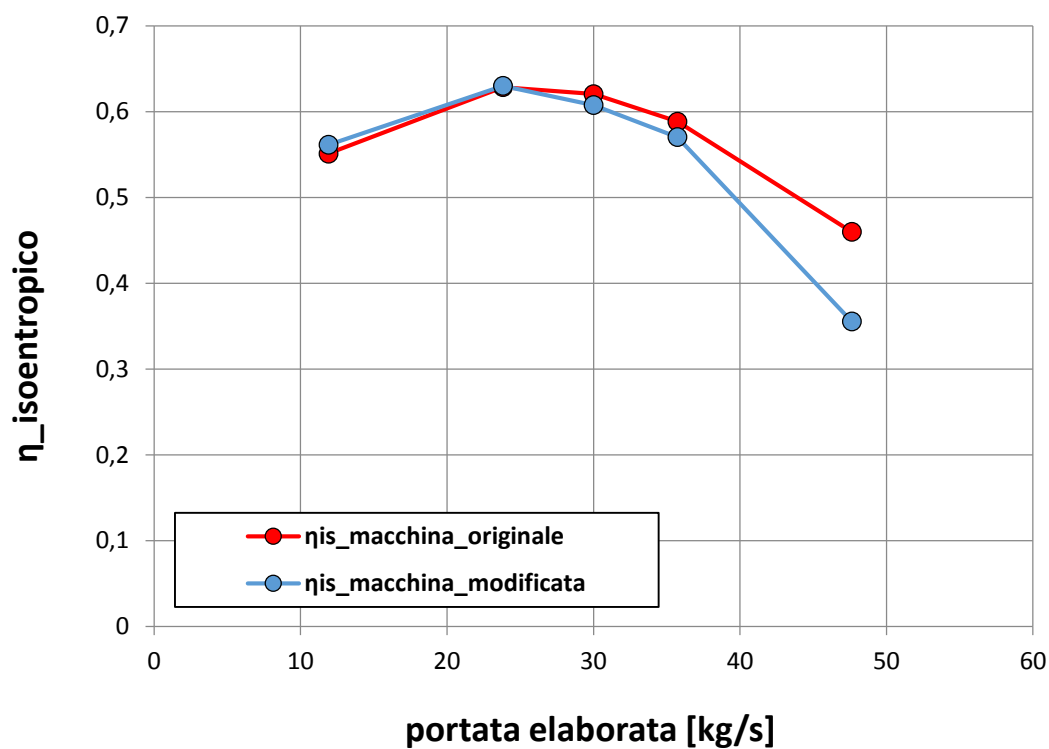


Figura 6.3.49: Curve del rendimento isoentropico.

Dalla *Figura 6.3.50* si può osservare la differenza tra i due campi di moto, la quale viene concentrata nella voluta, infatti la nuova voluta progettata secondo Eck guida meglio il flusso *Figura 6.3.50 b*, il quale ha una velocità uniforme e non presenta un rallentamento del fluido all'interno della voluta come succede nella macchina originale.

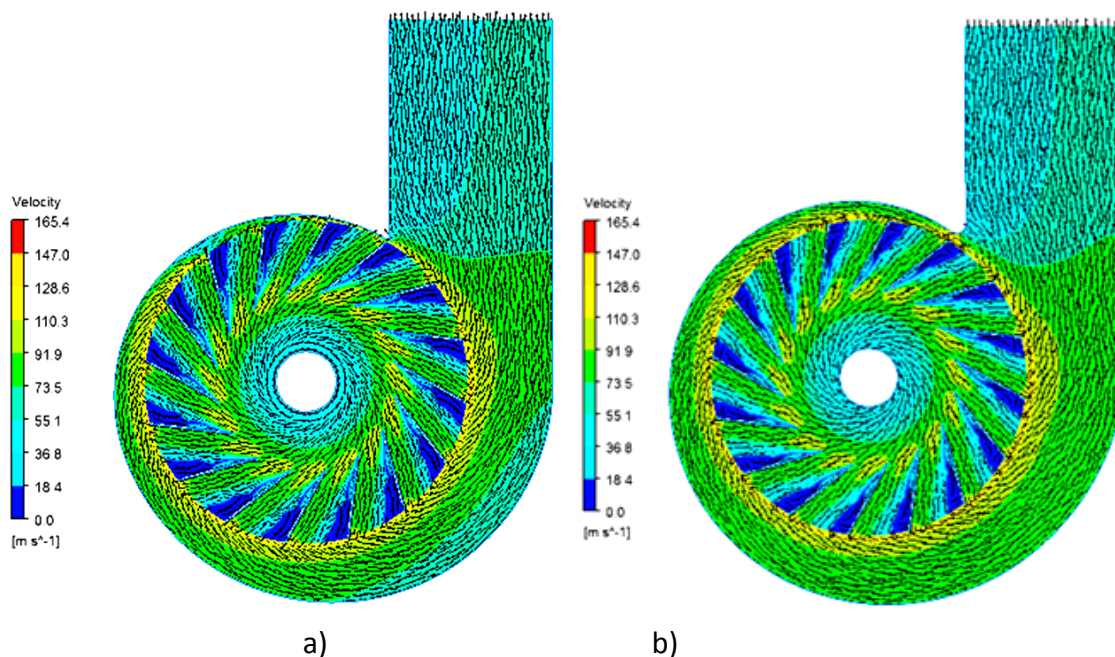


Figura 6.3.50: Andamento del gradiente di velocità a metà span della pala alla portata di progetto nella macchina originale a) e nella modificata b).

Nella *Figura 6.3.51* vengono mostrati i vettori velocità in prossimità della lingua alla portata di progetto, si può osservare nella *Figura 6.3.51 b* come il flusso all'uscita della girante tende a dividersi in due parti, una parte va all'uscita della voluta e l'altra parte entra nella voluta il che verifica il criterio con il quale la voluta è stata progettata.

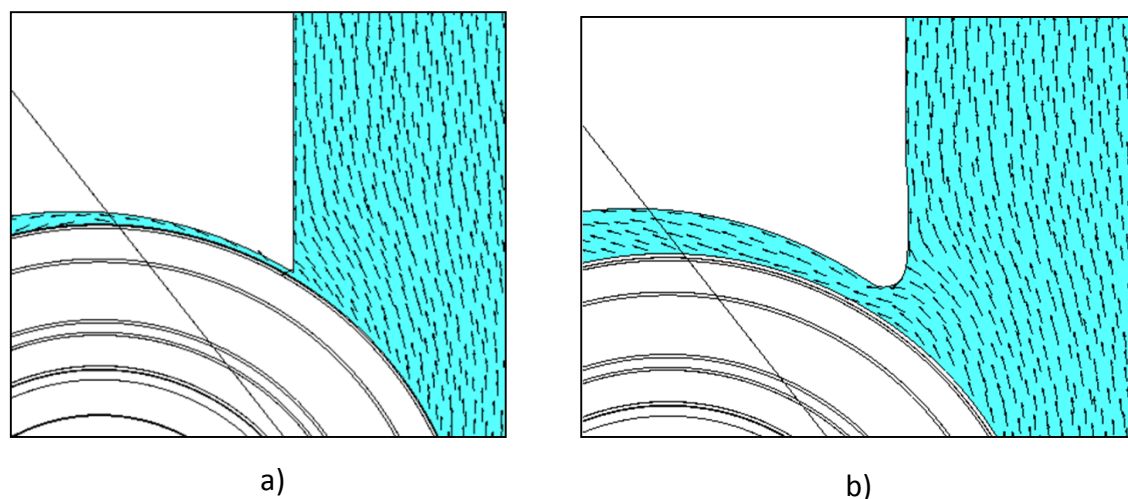


Figura 6.3.51: Vettori velocità in prossimità della lingua della voluta originale a) e della voluta progettata secondo Eck b).

CONCLUSIONI

In questo lavoro si è voluto approfondire la metodologia integrata per lo studio di geometrie di turbomacchine esistenti per evidenziare come l'applicazione delle tecniche di Reverse Engineering, Analisi numerica e Fabbricazione Additiva hanno dimostrato di aiutare lo sviluppo per l'innovazione di prodotto.

Dallo studio è emerso che per la buona riuscita dell'applicazione di queste tecniche in casi reali non è possibile prescindere dalla conoscenza del prodotto specialmente per quanto riguarda la fase di ricostruzione delle geometrie che non sarebbe possibile senza.

Nelle varie casistiche analizzate durante il percorso è stato possibile percepire dal mondo industriale come l'impiego di queste tecniche possa essere utilizzato in qualsiasi fase del ciclo produttivo. Portiamo ad esempio il caso reale in cui la progettazione di una turbina segua il processo diretto e che durante la fase realizzativa la geometria presenti delle non conformità che richiedono una fase di studio intermedia per evitare l'apparire di fenomeni non voluti durante il suo funzionamento. L'utilizzo del processo inverso di realizzazione della geometria con la difettosità creata in fase realizzativa diventa fondamentale per effettuare uno studio fluidodinamico computazionale che starà alla base dei criteri di accettabilità del prodotto.

E' quindi evidente come la consapevolezza nell'utilizzo di queste tecniche / tecnologie nella direzione dello sviluppo di prodotto ma anche del controllo del processo porti ad una maggior comprensione del margine di miglioramento che è possibile apportare in termini di efficienza globale.

La capacità di saper utilizzare l'integrazione si trasforma in vantaggio competitivo rispetto ad altri concorrenti sul mercato.

Per quanto riguarda l'applicazione delle tecniche di Reverse Engineering la scelta delle strumentazione e del software è stata fondamentale, il braccio di misura antropomorfo con testa di scansione e tastatura integrata ha permesso di studiare qualsiasi geometria in qualsiasi situazione emersa durante questo periodo di studio.

La portabilità unita alla flessibilità di impiego e all'accuratezza sono le caratteristiche che hanno il peso maggiore riguardo alla capacità di riuscire o meno ad operare nelle condizioni e nelle tempistiche reali.

Nello stesso modo gli strumenti di analisi numerica scelti hanno permesso di virtualizzare il comportamento delle geometrie dando un buon riscontro con le prestazioni delle geometrie rilevate durante il funzionamento. Conoscere il processo nel suo insieme, i passaggi chiave dell'utilizzo di un metodo piuttosto che l'altro hanno profondamente modificato l'approccio al Reverse Engineering for Design. Un esempio reale si è presentato per la necessità di effettuare il rilievo della turbina di potenza di un motore aeroderivato trasformato per generazione di potenza termica ed elettrica. Lo studio era finalizzato all'incremento delle performance dello scambiatore di calore posto a valle della turbina, la necessità di conoscere la distribuzione del flusso era fondamentale per la ricerca della migliore geometria da inserire a valle. Le operazioni di rilievo sono state effettuate durante le normali operazioni di manutenzione della macchina nell'arco di 16 ore. Il metodo sviluppato e la conoscenza dell'applicazione è stato l'unica chiave di successo per garantire il risultato.

Lo studio delle tecniche di manifattura additiva inserite nel contesto della progettazione ha permesso di velocizzare la realizzazione dei prototipi non solo per analisi sperimentale anche per la realizzazione dei pezzi di produzione.

Lo sviluppo futuro dell'integrazione di queste metodologie riguarderà l'automatismo, la messa a punto del processo e lo sviluppo di algoritmi dedicati in funzione della tipologia di geometria per la realizzazione di software che consentiranno di poter applicare l'integrazione di queste tecnologie per lo studio e la verifica con un notevole risparmio di tempo.

BIBLIOGRAFIA

- 1) Appunti del corso di “Macchine”, Prof. P. R. Spina, 2009/2010.
- 2) Appunti del corso “Progettazione fluidodinamica delle macchine”, Prof. M. Pinelli, 2011/2012.
- 3) Appunti del corso di “Turbomacchine”, Prof. P. R. Spina, 2011/2012.
- 4) Appunti del corso di “Termofluidodinamica numerica”, Prof. S. Piva 2011/2012.
- 5) ANSYS Design Modeller 14.0, User Guide, 2012.
- 6) ANSYS 13.0, TurboSystem, 2010.
- 7) ANSYS CFX 13.0, CFX Reference Guide, 2010.
- 8) ANSYS CFX 13.0, CFX-Solver Modeling Guide, 2010.
- 9) ANSYS CFX 13.0, CFX-Solver Theory Guide, 2010.
- 10) ANSYS TurboGrid 13.0, TurboGrid User's Guide, 2010.
- 11) Cumpsty N. A., *Compressor Aerodynamics*, Longman, Harlow, 1989.
- 12) Howell A. R., Bonham R.P., *Overall and Stage Characteristics of Axial-flow Compressors*, A.M.I.Mech.E.
- 13) Muir D. E., Saravanamuttoo H. I. H., Marshall D. J., *Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy*, Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1989.
- 14) Spina P. R., *Gas Turbine Performance Prediction by using Generalized Performance Curves of Compressor and Turbine Stage*, ASME Paper GT2002-30275.
- 15) Vinesh R., Kiran j. F., *Reverse Engineering – An Industrial Perspective*, 2008.
- 16) Wego W. *Reverse Engineering – Technology of Reinvention*, 2011.
- 17) Kaplan A., Cetinturk H., Celebioglu K., Aradag S., *Reverse Engineering Design of an Hydraulic Turbine Runner*, World Congress on Engineering 2015 Vol II
- 18) Kaszynski A. A., Beck J. A., Brown J. M , *Uncertainties of an Automated Optical 3D Geometry Measurement, Modeling, and Analysis Process for Mistuned Integrally Bladed Rotor Reverse Engineering*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 102504 Vol. 135, OCTOBER 2013

-
- 19) Gamos A., De Chiffre L., Siller H.R., Hiller J., Genta G., *A reverse engineering methodology for nickel alloy turbine blades with internal features*, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology 9 (2015) 116–124
 - 20) Esionwu C. , *Further Aerodynamics and Propulsion and Computational Techniques*, 2014
 - 21) <http://um3d.dc.umich.edu/portfolio/how-it-works-scan>, Michigan Univ. 3D Lab, (Immagine).
 - 22) http://3dvisa.cch.kcl.ac.uk/paper_lapensee.html, 3D Visa site, (immagine).
 - 23) http://www.laserdesign.com/project_news/109, Laser Design Inc., (immagine).
 - 24) Aldi N., *Sviluppo e Validazione di un Modello Numerico di Compressore Assiale Multistadio*, tesi di laurea, 2011
 - 25) Passanisi A., *Generazione delle Mappe di Prestazione di un Compressore Assiale Multistadio mediante analisi CFD e tecniche di "Stage-Stacking"*, tesi di laurea, 2013
 - 26) Bahlawan Hi. *Simulazione Fluidodinamica Tridimensionale per l'analisi dell'Interazione Rotore-Statore in una Soffiante Industriale*, tesi di laurea, 2013
 - 27) <http://jbum.com/pixmagic/galmoire.html>, Pixel Magic Site, (Immagine).
 - 28) <http://www.siemens.com>, Siemens Global Website, (Immagine).
 - 29) http://didattica.dma.unifi.it/WebWrite/pub/Energetica/SezioneCorsoTurbomacchine0506/02_TU_TR0506.pdf, (Immagine)
 - 30) PolyWorks V12, Guide, 2012.
 - 31) Wright, Terry., 1938, *Fluid Machinery: Performance, Analysis, and Design*, CRC Press, USA.
 - 32) Liu, Z. and Hill, D. L., "Issues Surrounding Multiple Frames of Reference Models for Turbo Compressor Applications" (2000). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1369.
 - 33) Eck, BRUNO, 2011, *Fans Design And Operation Of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*. First English Edition, PERGAMON PRESS, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Braunschweig.
 - 34) Bettocchi, R. (1994). *Turbomacchine*, Pitagora Editrice, Bologna.
 - 35) Cenci, R., Pinelli M. (2007). Development of an integrated experimental-numerical case study for a university course of fluid dynamic design of turbomachinery, *ASME Paper GT2007-27805*.
 - 36) Gulich, JF (1999). Impact of three-dimensional phenomena on the design of rotordynamic pumps, *Proc. IMEChe, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213 (1), pp. 59-70.
-

-
- 37) Japikse, D., Marscher, W., Raymond, D., Furst, B. (1997). *Centrifugal pump design and performance*, Concepts ETI.
- 38) Lakshminarayana, B. (1995). *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. Wiley-Interscience .
- 39) Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A.T. (1965). *Impeller Pumps*, Pergamon Press, London
- 40) Pfleiderer, C. (1952). *Turbomachines*, Springer-Verlag, New York.
- 41) Pinelli, M. (2003). 1D/3D integrated CFD numerical approach for self-priming solid-handling centrifugal pump analysis. *Proc. 5th European Conference on Turbomachinery*, Ed.: M. Stastny, C.H. Sieverding, G. Bois, Prague, pp. 587-596.
- 42) Stepanoff, A.J. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Applications*, Wiley, New York
- 43) Tamm, A., Gugau, M., Stoffel, B. (2002a). Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field in turbomachines: Part I. *Proc. QUANSE 2002*, Concepcion, Chile.
- 44) Tamm, A., Gugau, M., Stoffel, B. (2002b). Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field in turbomachines: Part II. *Proc. QUANSE 2002*, Concepcion, Chile.
- 45) Wislicenus, G.F. (1965). *Fluid Mechanics of Turbomachinery*, Dover Publications, New York.
- 46) Dean, R.C., Senoo, Y., 1960, "Rotating wakes in vaneless diffusers", ASME Journal of Basic Engineering, p. 563.
- 47) Meakhail, T., Park, S.O., 2005, "A study of impeller-diffuser-volute interaction in a centrifugal fan", J. of Turbomachinery, 127, p. 84.
- 48) Asuaje, M., Bakir, F., Koudri, S., Kenyery, F., Rey, R., 2005, "Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields", Int. J. Rotating Machinery, 3, pp. 244–255
- 49) Moreau, S., Henner, M., Neal, D., 2005, "3D Rotor-Stator interaction in automotive engine cooling fan systems", Proc. 6th European Conference on Turbomachinery, Lille.
- 50) Bohn, D., Ausmeier, S., Ren, J., 2005, "Investigation of the Optimum Clocking Position in a Two-Stage Axial Turbine", Int. J. Rotating Machinery, 3, pp. 202–210
- 51) Liu, Z., Hill, D.L., 2000, "Issues surrounding multiple frames of reference models for turbo compressor applications", in: Proceedings, 15th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette.
- 52) Neumann, B. (1998). *The interaction between geometry and performance of centrifugal pump*, MEP, Londra.
- 53) A. Pizzol, *Taratura di Bracci Articolati di misura che integrino un sistema di scansione non a contatto Tesi di Dottorato*
-