

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea magistrale

Analisi dei flussi secondari e analisi FEM 2D del rotore di una turbina a gas



Relatori

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Prof. Mirko Baratta

Tutor aziendali

Ing. Luca Forno

Ing. Marco Toppino

Candidato

Pierfrancesco Angelini

A.A. 2019/2020

*Available energy is the main object at stake in
the struggle for existence and the evolution of
the world.*

Ludwig Eduard Boltzmann

*Ai miei genitori
A mia nonna Maria Vittoria*

Indice dei contenuti

Introduzione	1
1 Turbine a gas ed energia elettrica	2
1.1 La produzione di energia elettrica.....	2
1.2 Ciclo di Joule-Brayton	4
2 Case study	8
2.1 Descrizione della macchina	8
2.1.1 Compressore	8
2.1.2 Turbina	11
2.2 Controllo della temperatura nel rotore turbina	16
3 Analisi dei flussi secondari	18
3.1 Obiettivo dello studio.....	18
3.2 Compressible flow network computer program.....	18
3.2.1 Applicazioni e limitazioni.....	18
3.2.2 Metodo di calcolo.....	19
3.2.3 Restriction (R).....	20
3.2.4 Frictional (L).....	22
3.2.5 Fractional (F).....	22
3.2.6 Vortex (V).....	23
3.2.7 Seal (S) – Tenuta a labirinto	25
3.3 Flow network primo stadio	27
3.3.1 Simulazione n° 1.....	27
3.3.2 Simulazione n° 2.....	30
3.3.3 Simulazione n° 3.....	31
3.3.4 Modello della pala primo stadio	33
3.3.5 Flow network complessivo.....	39
3.4 Flow network secondo stadio.....	44
3.4.1 Prima ottimizzazione.....	49
3.4.2 Seconda ottimizzazione.....	49

3.4.3	Terza ottimizzazione	50
3.5	Convergenza dei due circuiti e risultati finali.....	51
4	Transitorio termo-strutturale.....	54
4.1	Analisi agli elementi finiti.....	54
4.1.1	Il processo.....	54
4.1.2	Il codice.....	55
4.1.3	Terminologia.....	55
4.2	Analisi termica a regime	56
4.2.1	Modello termico	56
4.2.2	Condizioni di Dirichlet.....	58
4.2.3	Condizioni di Robin.....	59
4.2.4	Risultati.....	60
4.3	Analisi del transitorio termico.....	65
4.3.1	Andamento nel tempo delle condizioni al contorno.....	65
4.3.2	Risultati.....	68
4.4	Analisi del transitorio termo-strutturale.....	80
4.4.1	Carichi.....	80
4.4.2	Plane stress e materiali ortotropi	82
4.4.3	Risultati dell'analisi	84
4.4.4	Verifica statica degli stress di picco	98
4.4.5	Verifica a fatica degli stress di picco.....	105
5	Conclusioni.....	109
6	Bibliografia	110
7	Allegati.....	111
7.1	Allegato 1	111
7.2	Allegato 2	111
7.3	Allegato 3	112
7.4	Allegato 4	113
7.5	Allegato 5	113
7.6	Allegato 6	114

Introduzione

Il presente lavoro di tesi nasce da un progetto di collaborazione tra il Politecnico di Torino e la sede italiana di EthosEnergy S.p.a., azienda specializzata nella progettazione, produzione e manutenzione di turbine a gas.

Il lavoro principale riguarda l'analisi dei flussi secondari del rotore, i cui risultati vengono utilizzati per definire le condizioni al contorno di due successive analisi: quella meanline e streamline del flusso principale e quella termo-strutturale del rotore. I risultati ottenuti dalle analisi citate precedentemente rientrano in definitiva nello studio conosciuto come Life Time Evaluation. Il case study, presentato nel secondo capitolo, concerne una turbomacchina a gas monoalbero a ciclo semplice, la FR1625, utilizzata per la produzione di energia elettrica tramite generatore.

Nel terzo capitolo si presenta l'analisi principale, ovvero quella che riguarda la modellazione dei flussi di raffreddamento: questi hanno la funzione di mantenere il rotore turbina, a contatto coi gas caldi, a temperature operative ragionevoli, in modo da assicurare alla macchina una vita più duratura. Si offre dapprima una descrizione dello strumento impiegato per modellare la rete di portate di raffreddamento (Compressible flow network computer program). In seguito, si procede illustrando la modellazione vera e propria del percorso che l'aria di raffreddamento segue, partendo dall'estrazione nel compressore fino ad arrivare alla confluenza nel flusso principale. Il flow network complessivo è diviso in due sotto-modelli che vengono infine uniti tramite un processo iterativo. I risultati che si ottengono sono le pressioni in determinati punti del percorso fluido (camere) e i valori delle portate distribuite nei canali che compongono la rete di raffreddamento.

Una seconda analisi viene presentata nel capitolo quattro e riguarda lo studio del transitorio termo-strutturale di un modello 2D del rotore complessivo (compressore e turbina). Lo strumento utilizzato per questo studio è il software di simulazione ingegneristica Ansys. Inizialmente si riporta l'analisi termica in condizioni di regime con la finalità di introdurre le condizioni al contorno termodinamiche. Infine, si analizza il transitorio termico e termo-strutturale del complessivo, focalizzando l'attenzione sull'andamento di temperature e tensioni in diversi punti critici. Tra gli sviluppi futuri di questo lavoro rientra l'obiettivo generale dell'azienda, vale a dire il programma di Life Time Extension.

Lo scopo principale del programma LTE è la riprogettazione dei componenti del rotore per creare un piano di manutenzione che consenta di estendere la vita utile oltre quella raccomandata dall'OEM.

1 Turbine a gas ed energia elettrica

1.1 La produzione di energia elettrica

La produzione di energia elettrica è il processo mediante il quale, attraverso l'utilizzo di fonti di energia primaria, si genera elettricità. Per le società (spesso pubbliche) che operano nel settore dell'energia elettrica, la produzione è la fase che precede la consegna agli utenti finali (trasmissione, distribuzione etc) o lo stoccaggio.

Una delle caratteristiche fondamentali dell'elettricità è che essa non è direttamente disponibile in natura, ragion per cui essa dev'essere prodotta mediante la trasformazione di altre forme di energia.

L'energia elettrica è prodotta nelle centrali elettriche. Negli impianti in questione sono i generatori che trasformano l'energia cinetica in energia elettrica, ma per azionare queste macchine si utilizzano motori termici alimentati dalla combustione (centrale termoelettrica) o dalla fissione nucleare (centrale nucleare). Altre forme di energia trasformate sono quella cinetica dell'acqua (centrali idroelettriche) e del vento (centrali eoliche). [1]

La centrale termoelettrica

La centrale termoelettrica è la tipologia di centrale più diffusa nel pianeta (Figura 1.1). In queste tipologie di impianti l'energia meccanica trasferita al generatore è prodotta da un motore termico che trasforma l'energia termica, sprigionata dalla combustione, in energia cinetica di rotazione. Come si vedrà capitolo successivo, l'efficienza di questo processo è limitata dalla temperatura massima che il fluido utilizzato può raggiungere.

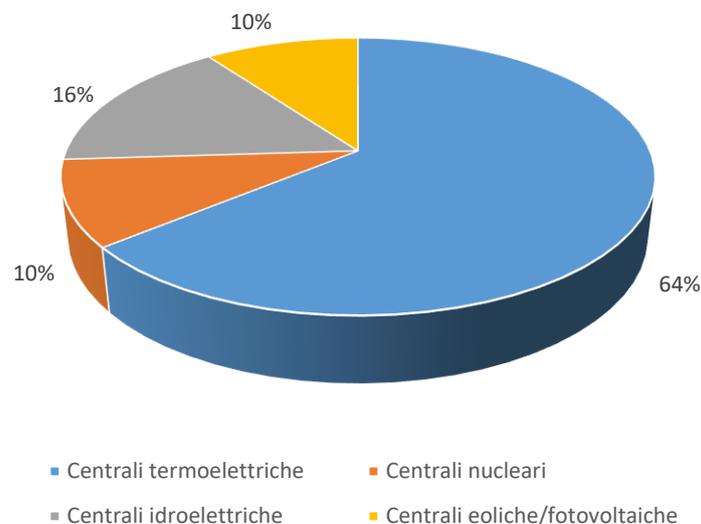


Figura 1.1 - Generazione di energia elettrica nel mondo 2018

Una classificazione importante delle centrali termoelettriche è fatta in base al motore termico utilizzato; questo può essere: una turbina a vapore, una turbina a gas, una combinazione delle due precedenti, un motore a movimento alternativo oppure un motore Stirling. [2]

Le turbine a gas, oggetto di questo lavoro di tesi, utilizza la pressione del gas (aria e prodotti della combustione) per mettere in rotazione la macchina collegata al generatore. La combustione è alimentata da gas naturale o petrolio, perciò queste macchine possono avviarsi in modo rapido e, per questo motivo, sono utilizzate per fornire una grossa mole di energia in poco tempo nei periodi in cui la domanda è molto alta. Nonostante ciò i costi sono più elevati rispetto ad impianti che lavorano continuamente. [2]

Mercato delle turbine a gas

Secondo le previsioni, il mercato della produzione di energia attraverso l'utilizzo di turbine a gas sarà profittabile quanto negli ultimi 5 anni. Le vendite nel periodo dal 2019 al 2028 ammonteranno a 96 miliardi di dollari, 10,6% in meno rispetto alla previsione dell'anno scorso per il periodo 2018-2027. Il declino del mercato continuerà verosimilmente fino al 2021, anno dopo il quale dovrebbe subentrare una ripresa economica che continuerà negli anni fino al 2028.

L'eccedente capacità nella produzione di macchine per la generazione di energia elettrica e la conseguente riduzione dei prezzi sono la causa di questa crescente crisi. Le compagnie stanno vendendo meno turbine a gas rispetto a quanto avevano predetto e il prezzo unitario per vendita si sta abbassando. Di conseguenza, General Electric, Siemens e Mitsubishi Hitachi Power Systems, che controllano l'88% del mercato globale, hanno intrapreso notevoli progetti di ristrutturazione per ridurre i costi e razionalizzare la produzione.

In un'ottica a lungo termine, la domanda di energia elettrica continuerà ad aumentare e di conseguenza quella di centrali termoelettriche e quindi di turbine a gas. Pertanto, è probabile che il mercato si riprenda e che gli investimenti saranno orientati verso turbine a gas con le massime prestazioni.

L'analisi di questo settore è diventata più complicata negli anni, dal momento che i fattori chiave sono passati dall'essere tecnici ed economici a politico-ambientali: molti stati si pongono come obiettivo quello di ridurre le emissioni e l'utilizzo dei combustibili fossili. Per questo motivo, le sovvenzioni che promuovono l'uso di risorse rinnovabili e di carburanti a basse emissioni stravolgono il mercato, complicando il rapporto tra la domanda di energia elettrica e la capacità di generarla. [3]

1.2 Ciclo di Joule-Brayton

Circa il 20% dell'energia elettrica mondiale è prodotta da centrali che utilizzano gruppi turbogas seguendo il ciclo di Joule-Brayton.

Il ciclo (Figura 1.2) è formato da tre fasi principali, ognuna performata da una componente diverso:

- Compressione di aria mediante l'utilizzo di un compressore;
- Combustione dell'aria compressa e di un gas naturale utilizzando un combustore;
- Espansione della miscela attraverso la turbina;
- Raffreddamento del gas esausto scaricato in atmosfera.

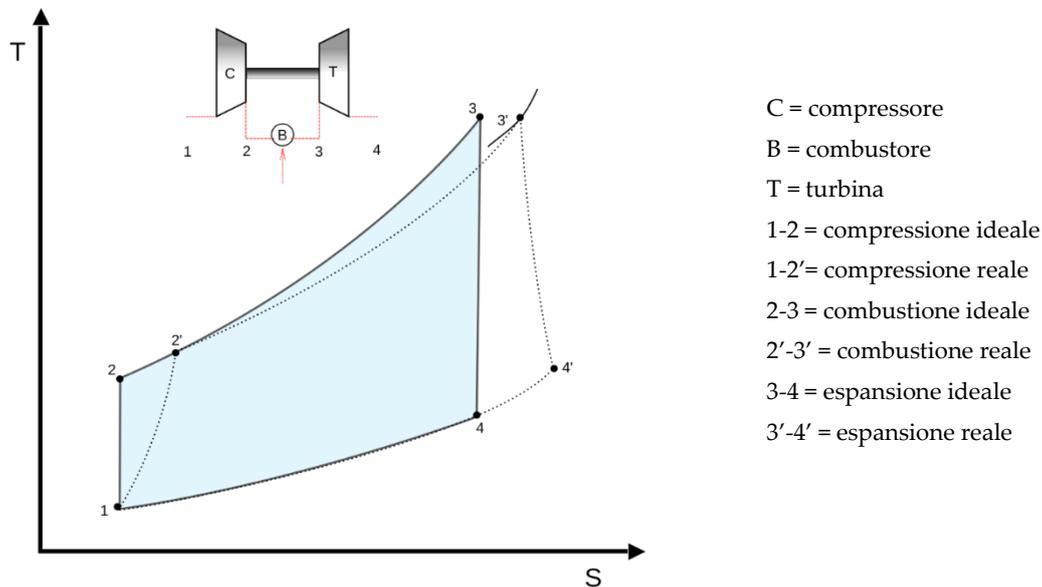


Figura 1.2 - Ciclo Joule-Brayton

La turbina a gas trasforma l'energia chimica contenuta nel carburante (ovvero il gas naturale) in energia meccanica. L'energia meccanica generata sull'albero di uscita della turbina viene quindi trasferita all'albero di un generatore tramite un riduttore.

L'aria ambiente (P_1 e T_1), eventualmente preconditionata e filtrata, viene condotta nel compressore assiale, di solito composto da un buon numero di stadi così da ottenere un adatto rapporto di compressione β_c ($\frac{P_2}{P_1}$): questo, insieme alla temperatura di scarico (T_2), è fondamentale nella gestione della combustione.

La generazione di energia chimica si basa sul concetto del "triangolo del fuoco", una figura che contiene i tre elementi fondamentali della combustione: comburente, combustibile e fonte d'innesco. Per trasformare l'energia chimica del gas combustibile in energia meccanica, il carburante dev'essere bruciato in una camera di combustione insieme all'aria (comburente) tramite una fonte di calore. L'aria compressa, proveniente dal compressore, viene miscelata insieme al gas in un rapporto determinato in base alle caratteristiche termo-chimiche dei due

Turbine a gas ed energia elettrica

fluidi e successivamente, tramite un sistema di accensione che fornisce calore, avviene la combustione.

Il gas caldo (P_3 e T_3) viene mandato alla turbina dove si espande e genera, attraverso la palettatura montata sui dischi, un'energia meccanica rotazionale che viene trasferita all'albero di uscita.

Osservando la figura si nota come le curve del ciclo reale si discostino da quelle del ciclo ideale. Questo dipende dalle perdite di rendimento dovute a processi dissipativi che si verificano nei 3 componenti principali, quali ad esempio:

- Rendimenti minori dell'unità delle macchine (compressore e turbina) che compiono trasformazioni non isoentropiche;
- Perdite meccaniche dovute ai fenomeni di attrito e di ventilazione;
- Dispersioni di portata;
- Non completo sfruttamento dell'energia chimica ricavabile dal combustibile;
- Trasformazioni non isobare, come ad esempio la 2-3.

Questi fenomeni fanno sì che il rendimento reale sia inferiore a quello ideale. Considerando il ciclo ideale si ha un rendimento pari a:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

Dove β è il rapporto di compressione precedentemente introdotto e k è il rapporto tra il calore specifico a pressione costante ed il calore specifico a volume costante.

Tenendo in conto tutte le irreversibilità si arriva al rendimento globale reale che è funzione di:

- η_m rendimento meccanico;
- η_{mt} rendimento meccanico della turbina;
- η_{mc} rendimento meccanico del compressore;
- η_b rendimento di combustione;
- $\eta_{\pi b}$ rendimento pneumatico del combustore;
- η_t rendimento espansione;
- η_c rendimento compressione;
- T_3 temperatura d'ingresso in turbina;
- T_1 temperatura d'ingresso al compressore;
- β_c rapporto di compressione;
- k rapporto tra calori specifici.

Nella figura 1.3 si vede quindi come per rapporti di compressione alti, il rendimento tende a salire; mentre per temperature T_3 alte l'andamento si avvicina a quello ideale pur non raggiungendolo mai.

Ovviamente la temperatura in ingresso turbina è limitata in quanto, se fosse troppo alta, causerebbe fenomeni di creep che porterebbero al danneggiamento e al non corretto funzionamento della macchina.

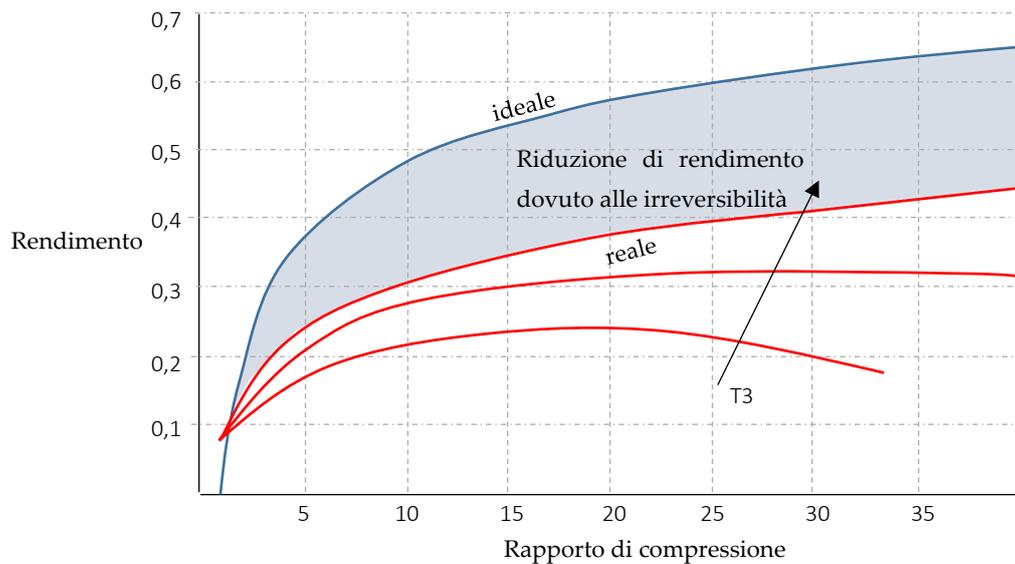


Figura 1.3 - Curve di rendimento in funzione del rapporto di compressione

Un'altra caratteristica di interesse è il lavoro utile compiuto dalla turbomacchina, espresso dalla formula:

$$L_u = \frac{1 + \alpha}{\alpha} \eta_t c_p' T_3 \left[1 - \frac{1}{(\eta_{\pi b} \beta_c)^{\frac{R}{c_p}}} \right] - \frac{1}{\eta_c} T_1 (\beta_c^{\frac{R}{c_p}} - 1)$$

Dove:

- α è il rapporto tra la portata di aria e la portata di combustibile;
- c_p' è il calore specifico a pressione costante della miscela di aria e gas;
- c_p è il calore specifico a pressione costante dell'aria;
- R è la costante universale dei gas.

Si vede in figura 1.4 come il lavoro dipenda principalmente dal rapporto di compressione e dalla temperatura in ingresso turbina. Il massimo si ha per un determinato valore del rapporto di compressione e questo massimo si sposta in base alla temperatura T_3 .

Si comprende quindi come il principale fattore limitante per le prestazioni della macchina è la temperatura dei gas in ingresso turbina.

Le metodologie per ovviare a questo problema vengono illustrate nel capitolo che segue.

Turbine a gas ed energia elettrica

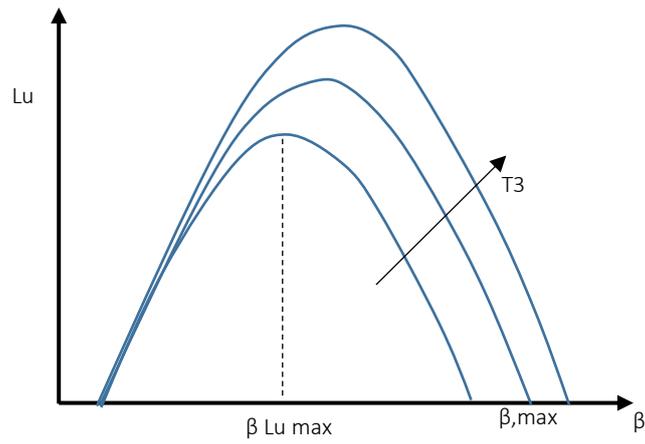


Figura 1.4 - Curve di lavoro in funzione del rapporto di compressione

2 Case study

2.1 Descrizione della macchina

La macchina in esame, una turbina FR1625, è composta da 5 parti fondamentali:

- Compressore;
- Sistema di combustione;
- Turbina;
- Gruppo di scarico;
- Cuscinetti.

Di queste, si vanno a presentare solo quelle oggetto di studio, ovvero il compressore e la turbina.

2.1.1 Compressore

Il compressore, di tipo assiale, presenta 17 stadi e l'inlet guide vanes a sezione variabile. L'aria è compressa con un rapporto di compressione di 12:1. Ogni stadio presente consiste in un set di pale rotoriche ed un set di pale statoriche. La compressione, che avviene in ogni stadio, si ottiene aumentando la velocità relativa dell'aria nella parte rotorica e successivamente, nella parte statorica, convertendo l'energia cinetica in un salto di pressione. Inoltre, le palette statoriche hanno anche il compito di indirizzare l'aria nello stadio successivo con un'angolazione corretta.

Il compressore è costituito da due principali componenti: il rotore e lo statore.

Il rotore presenta una configurazione a 17 stadi: 15 sono dischi singoli e 2 sono alberi chiamati "stub shaft", posti rispettivamente a valle e a monte del rotore. I dischi palettati sono tenuti insieme tramite un sistema di tiranti.

L'albero anteriore è costruito in modo da fornire le seguenti caratteristiche:

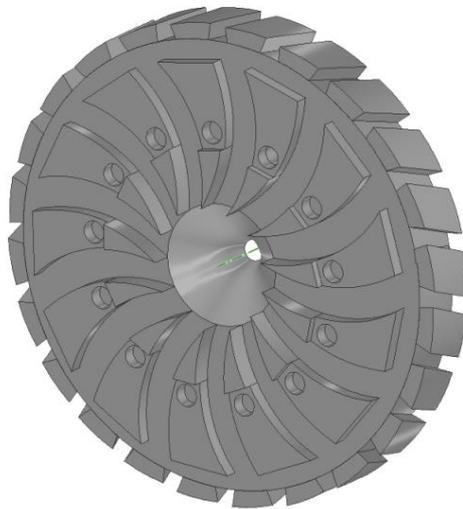
- il "thrust collar" che sopporta le spinte assiali per evitare movimenti lungo l'asse del rotore;
- la superficie di contatto per il primo cuscinetto;
- le superfici di appoggio per le tenute dell'aria e dell'olio;
- la scanalatura anteriore utile al bilanciamento atto a controllare le vibrazioni;
- la flangia anteriore per collegare la turbina a gas al gearbox ausiliario, questa presenta una ruota dentata, utilizzata anche per misure di velocità e protezione in caso di guasto.

L'albero posteriore presenta invece:

- una serie di scanalature a forma di petali (Figura 2.1) che svolgono la funzione di ventola e permettono di aspirare l'aria compressa tra il sedicesimo ed il diciassettesimo stadio (che è la flangia anteriore di quest'albero);

Case study

- la scanalatura posteriore di bilanciamento;
- la flangia posteriore per connettere i rotori di compressore e turbina;
- i denti della tenuta a labirinto che si accoppiano con la parte statorica per evitare che l'aria in uscita dal compressore vada ad espandersi nella camera dove è presente il secondo cuscinetto.



*Figura 2.1 – Faccia anteriore dell'albero
posteriore*

Le pale del rotore, che hanno profilo aerodinamico, sono montate sui dischi tramite un profilo a coda di rondine. La prima schiera di palette è montata sull'albero anteriore e presenta distanziali solo sul lato posteriore, mentre le successive 15 palettature sono dotate di distanziali sia anteriori che posteriori; l'ultima schiera di palette, la diciassettesima, è montata sull'albero posteriore e presenta distanziali solo sulla parte anteriore. Questi distanziali vengono utilizzati per mantenere fissa la posizione relativa tra pale rotoriche e pale statoriche. Una volta montate, le pale non possono essere smontate senza prima smontare i dischi compressore.

Lo statore è formato da 4 telai posti in sequenza:

- d'ingresso;
- anteriore;
- posteriore;
- di scarico.

Il telaio d'ingresso è posto all'estremità anteriore di tutta la macchina e svolge 3 funzioni: incanalare e orientare l'aria, supportare il primo cuscinetto. In questo involucro si hanno due *bocche a campana*, una più grande e una più piccola, concentriche: la funzione di queste è quella di incanalare l'aria in direzione assiale verso la palettatura a geometria variabile (inlet guide vane) in modo da poter controllare efficacemente il flusso ed il suo coefficiente d'ingresso. La palettatura a geometria variabile (IGV) è posta nell'estremità posteriore del telaio d'ingresso: la funzione di questa schiera di pale è quella di controllare la quantità di portata che attraversa

Case study

il compressore.

La metà inferiore della bocca a campana presenta una serie di supporti per il primo cuscinetto della turbina a gas. Ovviamente, nella zona di interfaccia tra questo componente e l'albero è collocata una tenuta a labirinto che impedisce l'aspirazione di materiale contaminante all'interno del compressore.

Il *telaio anteriore* contiene le prime quattro schiere di palette statoriche; all'esterno presenta due perni utilizzati per il sollevare la macchina e una zona che permette il montaggio sulla struttura di appoggio al pavimento.

Il *telaio posteriore* contiene le palettature che vanno dalla quinta alla decima. Sulla faccia anteriore viene lavorata una scanalatura che permette di estrarre una quantità di aria compressa che successivamente passa attraverso 4 fori: questa portata è uno dei vari flussi di raffreddamento presenti nella macchina ma non è oggetto di studio.

L'ultimo telaio, quello cosiddetto "*di scarico*", è il più grande componente fuso della macchina ed è perciò la chiave di volta di tutta la struttura: esso infatti collega il compressore alla turbina e fa da supporto al sistema di combustione. Nella parte interna sono presenti gli ultimi sette stadi statorici seguiti da due schiere di palette che servono a guidare il flusso principale verso la turbina e aumentarne la pressione: questi ultimi due stadi sono chiamati "*exit guide vane*". Il casing di scarico (Figura 2.2) è costituito da due cilindri, interno ed esterno, collegati tramite 12 supporti: questi ultimi sono svasati in modo da incontrare il diametro, più largo rispetto a quello del compressore, del telaio della turbina. Il cilindro interno si estende dentro quello esterno: questa porzione, di diametro medio, è chiamata "*inner barrel*" e forma, insieme all'involucro esterno, il diffusore che converte parte dell'energia cinetica in un aumento di pressione.

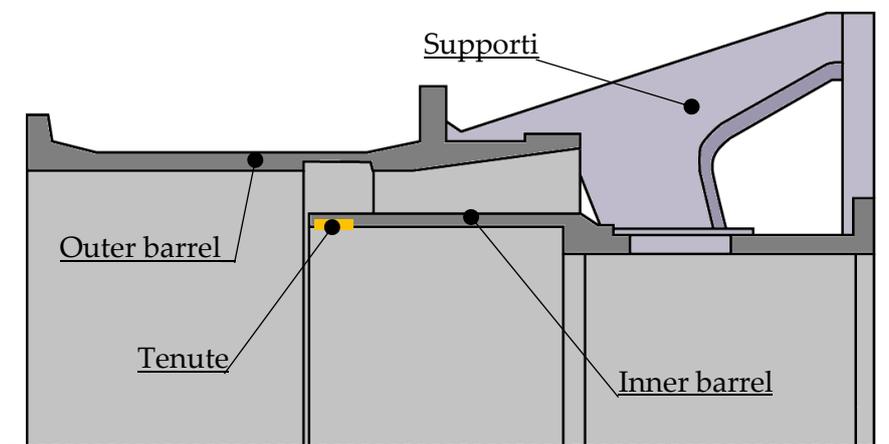


Figura 2.2 – Casing di scarico

Nella parte interna dell'estremità anteriore dell'inner barrel (Figura 2.3) sono presenti:

- una guarnizione a nido d'ape che andrà ad accoppiarsi con le lame della tenuta a labirinto presenti sul rotore;
- una guarnizione a spazzola che andrà ad accoppiarsi con la superficie liscia del rotore.

La combinazione di queste due tenute è chiamata “high pressure packing” e la sua funzione è quella di controllare le perdite d’aria dirette nel cilindro interno. L’aria che passa attraverso questa tenuta è importante perché va a raffreddare parte del primo stadio della turbina ma dev’essere comunque controllata e mantenuta sotto un certo valore di portata al fine di migliorare l’efficienza della macchina e ridurre al minimo le perdite all’interno del cuscinetto.

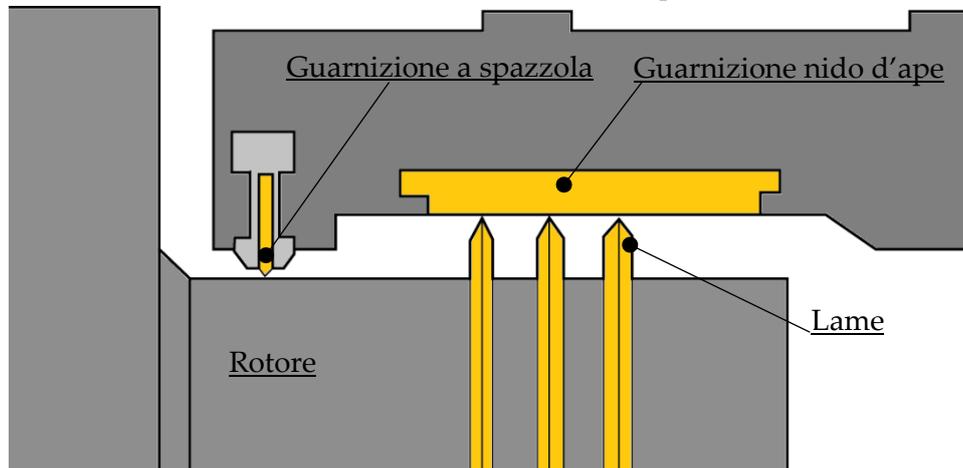


Figura 2.3 – High Pressure Packing

La parte posteriore del cilindro interno (quella che non è inner barrel) presenta nella metà inferiore i supporti per il secondo cuscinetto e le aperture per olio lubrificante e tubazioni di scarico; nella metà superiore è presente uno sbocco per il tubo di sfiato. Tutti questi passaggi sono sigillati con delle guarnizioni per non far fuggire l’aria all’esterno del cilindro. Sull’estremità posteriore del cilindro interno è montato un anello di supporto agli ugelli del primo stadio che altro non sono le prime pale statoriche della turbina.

Come per quelle rotoriche, anche le palette statoriche hanno un profilo alare: quelle dei primi 8 stadi vengono montate, attraverso un profilo a coda di rondine, su degli archi di circonferenza che vengono successivamente inseriti in delle scanalature circolari poste sulla faccia interna del telaio; quelle degli ultimi nove stadi hanno una base quadrata e tramite questa vengono inserite direttamente nelle scanalature circolari.

2.1.2 Turbina

La turbina è formata da tre stadi: ognuno di essi consiste in una schiera di palette statoriche seguite da un set di palette rotanti. Le pale statoriche convertono l’energia del gas uscente dal combustore ad alta temperatura, quindi l’energia termica, in energia cinetica e guidano il flusso in modo da imprimergli un’orientazione in grado di muovere le successive pale rotanti, generando così l’energia meccanica di rotazione.

Statore

Lo statore della turbina è composto da:

- il telaio;
- gli shroud;
- gli ugelli, intesi come il passaggio tra due pale statoriche adiacenti.

Il telaio ha la funzione di controllare la posizione assiale e radiale degli ugelli e degli shroud, nonché i giochi tra ugelli e pale rotanti: queste geometrie sono molto importanti per le prestazioni della macchina. La metà inferiore del telaio presenta due perni che, insieme a quelli del telaio compressore, permettono di sollevare la macchina. Sulla superficie esterna sono presenti dei passaggi che permettono di far fluire al loro interno aria di raffreddamento. A differenza delle pale del compressore, quelle rotanti della turbina non scorrono direttamente contro la superficie interna del telaio ma contro segmenti curvi chiamati "shrouds" (Figura 2.4): la loro funzione principale è ridurre al minimo i trafiletti che avvengono sulla punta delle pale. Questi segmenti sono montati al telaio tramite delle guide a T circonferenziali. Lo shroud del primo stadio è ricoperto da un rivestimento che fa da barriera termica: esso è in grado di resistere alle temperature estremamente alte di questo stadio.

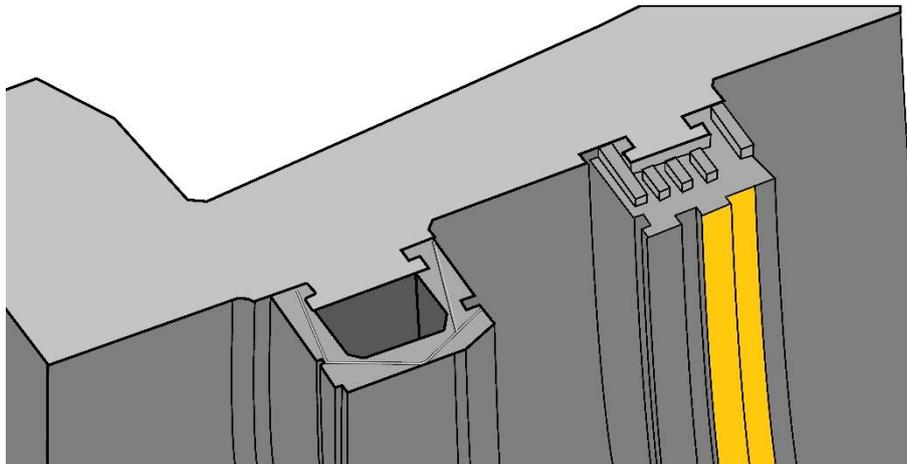


Figura 2.4 - Shrouds

Negli shroud del secondo e terzo stadio si hanno invece una serie di denti che vanno ad accoppiarsi (senza contatto) con il bordo superiore delle pale rotanti formando a tutti gli effetti una tenuta a labirinto utile a ridurre i trafiletti. Inoltre, per ridurre ulteriormente il gap tra palette e shrouds, sono integrate su questi ultimi delle tenute a nido d'ape.

Le "honeycomb seals" (Figura 2.5) fanno da tenuta impedendo al gas caldo di superare l'estremità delle pale e al contempo svolgono il ruolo di superficie sacrificale contro la quale l'estremità della pala può sfregare. Esse sono utilizzate principalmente nelle turbomacchine perché i materiali, lavorando ad alte temperature e alte velocità angolari, tendono ad espandersi. Le superfici in questione sono formate da una serie di fori (di forma esagonale) che rendono il materiale relativamente cedevole: quando la turbina sta lavorando, le lame

sull'estremità superiore della pala, che sotto l'azione di temperatura e forza centrifuga si dilata, vanno a scavare nel materiale creando un'impronta. Affinché ciò avvenga è fondamentale che la superficie della tenuta sia più morbida della punta delle lame, in modo che solo il materiale a nido d'ape si consumi, preservando così la forma, la dimensione e la durata delle pale. [4]

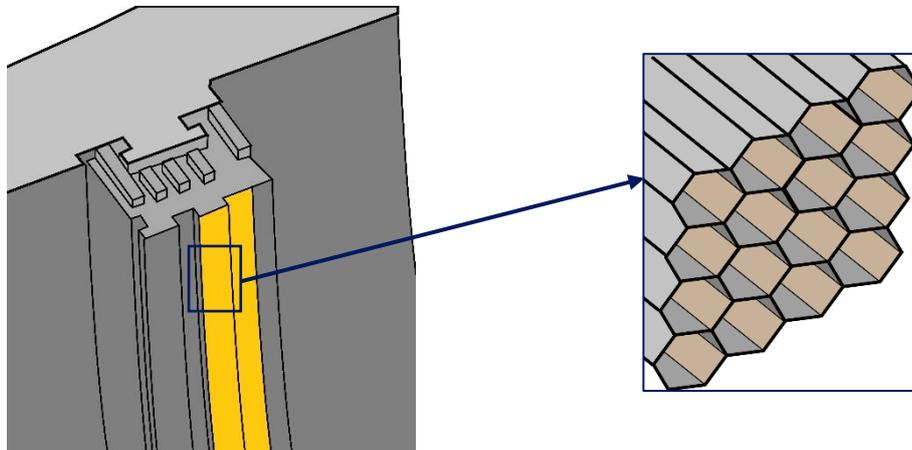


Figura 2.5 – Tenuta a nido d'ape

Negli ugelli del primo stadio, il gas caldo proveniente dal combustore subisce un'espansione e viene inviato al primo stadio rotante. Lo stadio statorico è formato da segmenti anulari curvi, ognuno dei quali contiene una o più palette a profili alari affiancate: queste sono cave e ciò permette di far passare all'interno, tramite l'impingement plate, aria di raffreddamento proveniente dal compressore che abbassa la temperatura del segmento e successivamente esce attraverso dei fori sul "trailing edge" (ovvero il bordo posteriore dell'aletta) unendosi col flusso principale (Figura 2.6).

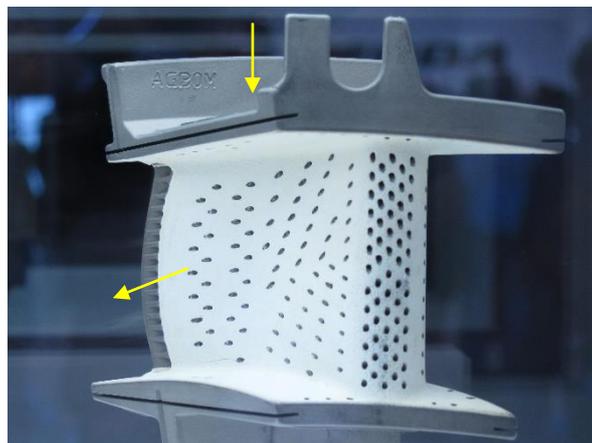


Figura 2.6 – Palette statoriche della turbina

I segmenti sono impilati nelle due metà di un anello (retaining ring) che successivamente vengono unite e bloccate al telaio tramite morsetti e perni: questa configurazione consente l'espansione radiale che viene a crearsi con le alte temperature. La superficie posteriore dell'anello viene posta in battuta contro la faccia anteriore del primo shroud attraverso delle strisce di acciaio per impedire trafiletti d'aria. La superficie interna dell'anello è sigillata e supportata da un ulteriore anello di supporto montato sulla faccia posteriore del telaio di

scarico del compressore. Il gas quindi vengono mandati sulle pale rotoriche del primo stadio e passano al secondo stadio.

Il secondo stadio statorico è analogo al primo eccetto il fatto che alla base di ogni segmento si accoppia, mediante dei perni, un diaframma (Figura 2.7): l'anello interno formato dall'insieme di questi componenti impedisce il passaggio dei gas caldi che sono quindi costretti a passare negli ugelli. Sul diametro interno del diaframma è presente una tenuta a labirinto che va ad accoppiarsi con le scanalature dello spacer, ovvero il distanziale tra uno stadio e l'altro. La seconda schiera di ugelli è raffreddata dall'aria proveniente dal compressore che passa attraverso il primo shroud. Una parte di quest'aria fuoriesce attraverso fori sul trailing edge, mentre la rimanente parte percorre radialmente la pala fino ad arrivare nella camera interna del diaframma dove viene indirizzata verso il primo stadio. Questa porzione d'aria tende a fluire maggiormente verso il primo stadio unendosi al flusso principale, ma una piccola parte può trafilare attraverso la tenuta a labirinto fino ad arrivare al disco del secondo stadio: questa piccola portata può essere regolata attraverso una guarnizione a spazzola incorporata nel diaframma. Questo tipo di controllo assicura un raffreddamento più preciso e una migliore efficienza della macchina.

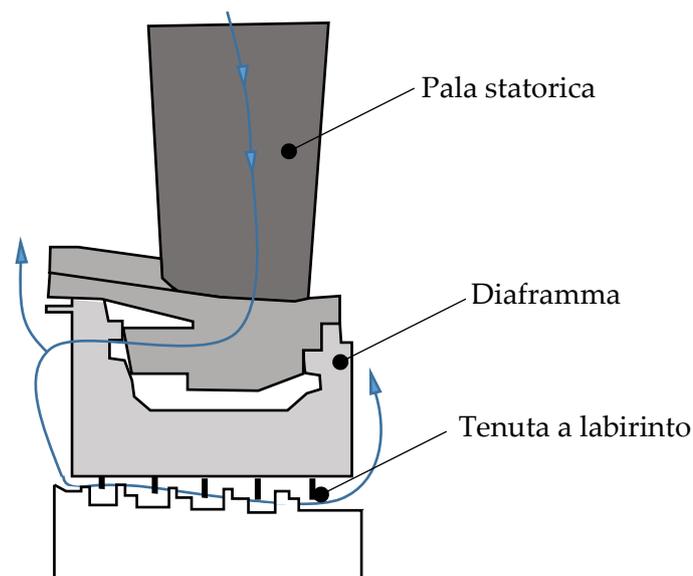


Figura 2.7 – Secondo stadio statorico con diaframma e tenuta a labirinto

Il terzo stadio funziona in modo analogo ai precedenti per quanto riguarda il processo termofluidodinamico. Come per il secondo stadio, anche questo possiede un diaframma ed è montato nello stesso modo; la differenza sostanziale è che gli ugelli non sono raffreddati.

Rotore

Il rotore della turbina è costituito da:

- albero anteriore (forward stubshaft);
- primo, secondo e terzo disco palettato;

Case study

- distanziali (spacer 1-2 e 2-3);
- albero posteriore (after stubshaft).

Tutte questi componenti sono tenuti assieme da un sistema di tiranti.

L'albero anteriore è costruito in modo da possedere:

- la superficie di contatto per il secondo cuscinetto;
- le superfici di appoggio per le tenute dell'aria e dell'olio;
- la scanalatura di bilanciamento anteriore;
- la flangia per connettere il rotore turbina al rotore compressore.

L'albero in questione è cavo e questo, come si vedrà nel Capitolo 3, permette di far arrivare l'aria di raffreddamento alle pale rotoriche.

Il primo disco possiede un alto numero di pale, nel gergo chiamate "buckets". Al contrario del compressore, le pale possono essere estratte senza smontare completamente il rotore e ciò vale anche per il secondo ed il terzo stadio. Essendo i primi componenti che il gas caldo incontra dopo essersi espanso negli ugelli, i bucket sono protetti esternamente da un rivestimento che fa da barriera termica e raffreddati internamente dall'aria fredda proveniente dal compressore. Quando la pala è montata sul disco, tra i due è presente un "plenum" ovvero un canale che serve a convogliare l'aria. Il flusso di cooling, estratto negli ultimi stadi del compressore, passa attraverso l'albero anteriore cavo e le fessure che si formano tra spacer e disco fino ad entrare nel plenum; da qui l'aria fluisce nei canali di raffreddamento della pala e fuoriesce dall'estremità superiore andando a confluire nel flusso principale. Ogni bucket è fissato alla ruota mediante un codolo a pino rovescio che si infila assialmente nella sagoma ricavata sul disco e successivamente bloccato con un perno.

Il primo distanziale è situato tra il primo ed il secondo disco: per questo motivo è chiamato nel gergo "spacer 1-2". La funzione di questo componente è quella di definire la distanza tra il primo ed il secondo stadio. Lo spacer è un disco forato con profilo a T: sul diametro esterno possiede le superfici che entrano a contatto con le tenute a labirinto, sulle superfici laterali possiede delle fessure (dette slot) che servono a convogliare il flusso di cooling verso le pale.

Il secondo disco è analogo al precedente a meno di due differenze:

- i buckets possiedono il codolo a coda di rondine ma sono fissati tramite un sistema "twist lock", ovvero un perno che se ruotato blocca il movimento del pezzo;
- poiché lo spazio del plenum è occupato dal perno twist-lock, l'aria di raffreddamento entra in un canale dentro il "piede" della pala e successivamente si dirama nei canali di cooling.

Poiché le pale del secondo stadio sono più alte delle precedenti, le estremità sono collegate tra di loro da superfici curve che formano un anello: questa compattezza smorza le vibrazioni che nascono dalla ventilazione. Nel diametro esterno di questo anello sono presenti i denti che vanno a "scavare" nelle tenute a nido d'ape presenti sugli shroud.

Lo spacer 2-3 (che distanzia la ruota 2 da quella 3) presenta slot solo sul lato anteriore ed è

accoppiata con il secondo disco in modo da creare una fessura per l'aria di raffreddamento. Il terzo disco è del tutto analogo al precedente (numero di pale, uso del twist lock, anello antivibrazioni) con la differenza che le pale non sono raffreddate internamente.

L'albero posteriore è costruito così da ottenere:

- la superficie di contatto per il terzo cuscinetto;
- le superfici di appoggio per le tenute dell'aria e dell'olio;
- la scanalatura di bilanciamento posteriore;
- la flangia per connettere il rotore turbina al rotore del generatore.

2.2 Controllo della temperatura nel rotore turbina

Il rotore della turbina dev'essere mantenuto a temperature operative ragionevoli in modo da assicurare alla macchina una vita più lunga. Per questo motivo la parte della paletta che lavora a contatto con il gas caldi, quindi quella a profilo alare, è distanziata dal disco mediante uno stelo (*shank*); i diaframmi posizionati sulla parte inferiore degli ugelli (pale statoriche) distanziano gli spacer, facenti parte del rotore, dalla zona calda.

Sul lato anteriore dello stelo si hanno due alette che fanno tenuta accoppiandosi con l'anello di supporto del primo stadio statorico; sul lato posteriore c'è una sola aletta che fa tenuta accoppiandosi con una lamina del diaframma. Il diaframma presenta questa lamina anche sul lato posteriore per far tenuta con lo stelo del secondo stadio.

Queste tenute sono quindi localizzate lungo tutta la lunghezza della turbina impedendo al gas caldo l'efflusso verso le parti basilari del rotore. In più, le parti del rotore sono raffreddate da un flusso di aria fredda che fluisce radialmente verso l'esterno passando attraverso spazi compresi tra rotore e statore: questi sono chiamati "wheel spaces".

Ognuno di questi spazi è raffreddato dall'aria del compressore che però segue percorsi diversi.

Facendo riferimento alla figura 2.8 si possono identificare:

1. Wheel space anteriore primo stadio: è raffreddato dall'aria proveniente dall'high pressure packing di tenuta all'inner barrel e che passa attraverso il secondo cuscinetto.
2. Wheel space posteriore primo stadio: l'aria proviene dallo scarico del compressore, buona parte finisce nel combustore mentre la restante entra nel telaio e va all'interno degli ugelli secondo stadio, da qui si dirige verso il diaframma e fuoriesce.
3. Wheel space anteriore secondo stadio: l'aria è una porzione di quella che raffredda la parte posteriore del primo stadio; passa attraverso le tenute a labirinto tra diaframma e spacer 1-2.
4. Wheel space posteriore secondo stadio: l'aria arriva dal canale interno all'albero turbina e sale lungo lo spacer 2-3 passando attraverso le slot.
5. Wheel space anteriore terzo stadio: l'aria è una porzione di quella che raffredda la parte posteriore del secondo stadio; passa attraverso le tenute a labirinto tra diaframma e spacer 2-3.

Case study

6. Wheel space posteriore terzo stadio: l'aria proviene dal sistema di raffreddamento del telaio di scarico.

I flussi di cooling vanno quindi a raffreddare lo spazio tra i dischi e l'interno delle pale rotoriche: ciò fa sì che queste parti si mantengano ad una temperatura prossima a quella allo scarico del compressore, garantendo una maggior vita utile delle parti.

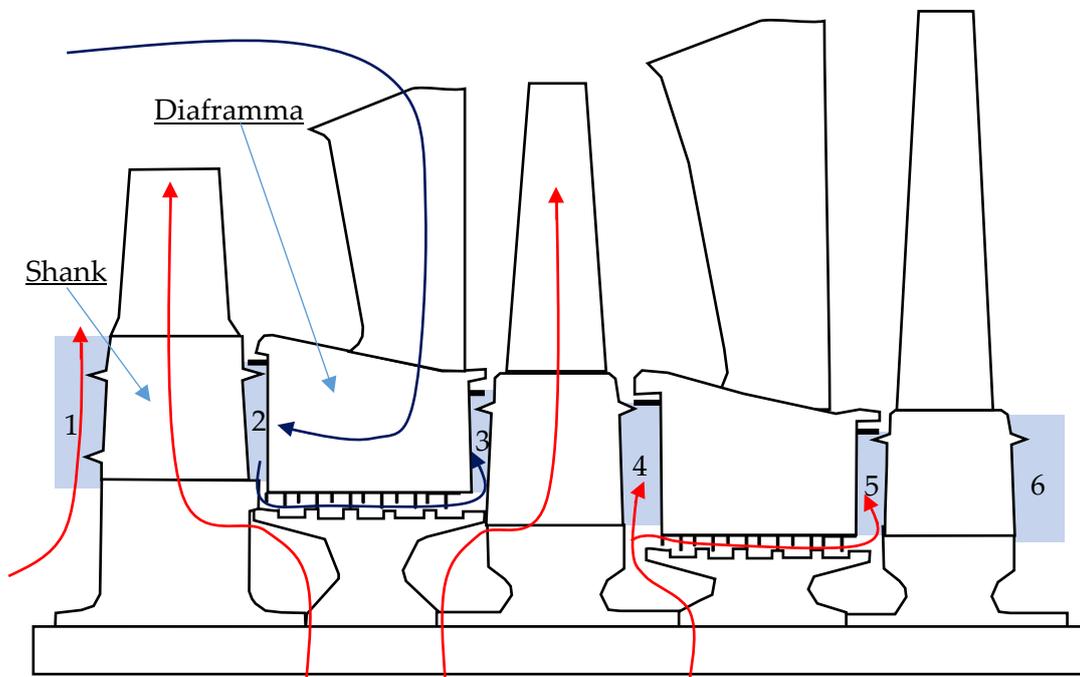


Figura 2.8 – Flussi di raffreddamento e wheelspace della turbina

3 Analisi dei flussi secondari

3.1 Obiettivo dello studio

L'obiettivo generale è quello di modellare la rete di flussi secondari del rotore, ovvero quelli che si occupano del raffreddamento dei componenti esposti alle alte temperature del flusso principale. La modellazione permette di capire come l'aria si distribuisce nei vari condotti presenti nel rotore e quali sono i valori di pressione in diversi punti del percorso.

I risultati, ottenuti dalle simulazioni tramite un software aziendale, vengono utilizzati come condizioni al contorno di due studi effettuati sulla stessa turbomacchina:

- Analisi Stream/Meanline del flusso primario;
- Analisi FEM 3D dei componenti del rotore turbina.

3.2 Compressible flow network computer program

Il programma utilizzato è in grado di analizzare sistemi di reti con flusso comprimibile ed è basato sul linguaggio Fortran. Il Fortran (o FORTRAN), acronimo di FORMula TRANslation (o TRANslator) ovvero "traduzione (o traduttore) di formule", è uno dei primi linguaggi di programmazione, sviluppato a partire dal 1954 da un gruppo di lavoro guidato da John Backus. [5]

3.2.1 Applicazioni e limitazioni

Il software può implementare 5 diversi tipi di "perdite" comuni nelle turbine e nelle reti di condotti. Ogni elemento è rappresentato da un codice numerico o alfa-numerico come riportato in tabella 1:

Tabella 1

<i>CODICE</i>	<i>ELEMENTO</i>	<i>DESCRIZIONE</i>	<i>MAX N°</i>
1-99	Condotto (pipe)	Percorso del fluido, circolare o non circolare	99
1-30	Camera	Giunzione tra più percorsi	30
1-99	Portata	Portata tra due camere	1-99
<i>P</i>	Pressione	Pressione in/out condotto	99

<i>R</i>	Restriction	Perdita dovuta ad energia cinetica $h = \frac{V^2}{2g}$	99
<i>F</i>	Fractional	Perdita localizzata	50
<i>S</i>	Seals	Tenute a labirinto	50
<i>V</i>	Vortex	Variazione di pressione in direzione radiale dovuta alla rotazione di un corpo	50
<i>L</i>	Friction	Perdita dovuta all'attrito con le pareti	20
<i>T</i>	Temperatura	Temperatura all'ingresso	99

Il massimo numero di elementi associabili ad un condotto è 18.

L'input chiede come informazioni le geometrie, le caratteristiche degli elementi di perdita, le pressioni e le temperature. Inoltre, bisogna assumere tutte le pressioni interne alle camere, le direzioni di flussi e specificare la tolleranza per la convergenza. Il programma itera sulla portata e sulla pressione, raggiungendo convergenza quando è raggiunto l'equilibrio delle portate.

In output il programma fornisce le portate in ogni ramo, le pressioni in ogni camera e le pressioni intermedie. Se il segno della portata è negativo vuol dire che il verso è opposto a quello assunto in input. [6]

3.2.2 Metodo di calcolo

Il programma risolve la "rete" (il sistema di portate e camere) iterativamente, considerando il flusso come comprimibile e adiabatico e sottoposto a perdite di portata. Ogni condotto è esaminato nei due versi: verso del flusso e verso opposto. La caratteristica (grafico $G \frac{\sqrt{T}}{P_{in}}$ vs $\frac{P_{in}}{P_{out}}$) è calcolata in entrambe le direzioni per mettere in conto anche le condizioni in cui la direzione effettiva del flusso è opposta a quella ipotizzata, quindi presupponendo che il flusso possa cambiare verso.

Si ottengono 5 set di "portate - rapporto di pressioni" per ogni direzione:

- P/p a $G=0$;
- P/p a $G=40\%$ G critica;
- P/p a $G=90\%$ G critica;
- P/p a $G=95\%$ G critica;
- P/p a $G=G$ critica;

Ad ogni set viene associata una funzione del tipo:

$$y_i = 10 \cdot \sqrt[x_i]{x_i} \cdot (1 + x_i)^b \cdot (1 + x_i^2)^c \cdot (1 + 5x_i)^d \cdot (1 + 5x_i^2)^e$$

Dove y e x sono rispettivamente $G \frac{\sqrt{T}}{P_{in}}$ e $\frac{P_{in}}{P_{out}}$.

Risolvendo il sistema di 5 equazioni si riescono a ricavare le 5 incognite che sono gli esponenti a, b, c, d, e . L'espressione permette così di determinare la portata per ogni valore di P/p durante il processo iterativo.

L'ultimo set (G critica, P/p critico) si ottiene esaminando in successione ogni elemento di perdita lungo il condotto. Vengono calcolate le due portate, ognuna partendo da valle e da monte del condotto: il rapporto tra esse fornisce il rapporto P/p critico. Nella stessa maniera, partendo dalle condizioni di monte, viene calcolata una caratteristica del condotto (un'equazione) in direzione opposta a quella ipotizzata.

Conoscendo le caratteristiche complessive di ogni condotto, il programma itera sulla pressione delle camere utilizzando il metodo delle secanti parallele. Successivamente, per ogni camera, viene fatto l'equilibrio di portate. La sommatoria delle portate dev'essere pari a zero, altrimenti il programma cerca di ridurre al minimo l'errore.

3.2.3 Restriction (R)

Un fluido compressibile cambia la sua velocità e la sua pressione se si trova costretto a passare attraverso una restrizione, ovvero attraverso un'area più piccola.

Questo avviene in quanto il fluido accelera in prossimità della riduzione dell'area di passaggio: la velocità aumenta a spese della pressione, che diminuisce. Questa perdita è modellizzata tramite un elemento R che sta per "restriction".

Poco a valle dell'area di passaggio si ha una zona chiamata "vena contracta" nella quale il fluido possiede il massimo della velocità e il minimo della pressione (Figura 3.1).

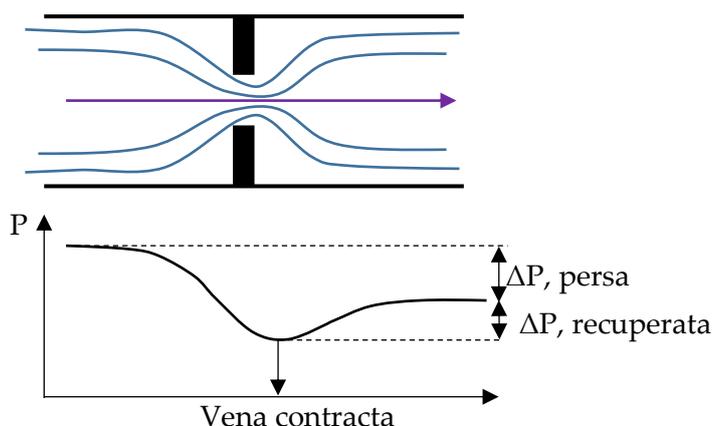


Figura 3.1 – Restringimento e andamento della pressione

Subito dopo la zona di vena contracta, il fluido decelera e parte della sua energia cinetica viene convertita in pressione. Lontano dalla restrizione, a valle, la velocità torna ad un valore

costante così come la pressione che però sarà minore di quella a monte.

La pressione persa si può ricavare partendo dall'equazione di Bernoulli:

$$\frac{1}{2} \rho V^2 + p + \rho gh = \text{costante}$$

Applicando questa a monte (pedice 1) e a valle (pedice 2) della restriction, considerando $h_1 = h_2$ e minima la variazione di densità, si ottiene:

$$\frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + p_2 \quad (1)$$

Se si considera inizialmente il fluido come incomprimibile si può scrivere l'equazione di continuità della portata volumetrica e ricavare da questa le velocità:

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2$$

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (2)$$

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (3)$$

Sostituendo la (2) e la (3) nella (1):

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{Q}{A_1} \right)^2 \quad (4)$$

Che, mettendo in evidenza il termine Q/A_2 diventa:

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right) \quad (5)$$

Per un fluido compressibile, come l'aria di raffreddamento proveniente dal compressore, bisogna tener conto della variazione di densità introducendo un *fattore d'espansione* Y e della perdita di pressione dovuta alla vena contracta inserendo un coefficiente di scarico C_d .

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_1 \left(\frac{Q}{A_2 Y C_d} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right) \quad (6)$$

Il coefficiente di scarico e il rapporto tra le aree si possono racchiudere in un coefficiente generale C che è pari a $C_d / \sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}$.

In definitiva, la perdita di pressione Δp è funzione dell'area d'uscita, della portata, della densità e di due fattori che tengono in conto la compressibilità e la presenza di una vena contracta.

Nel software, le restriction devono essere codificate come riportato in tabella 2.

Tabella 2

06	001	3	25.92	0.9	9.1345	0.95	2.928	1.0
Tipologia di perdita	Indice prima perdita inserita nella riga	Numero di perdite nella riga	Area i	Cd i	Area $i+1$	Cd $i+1$	Area $i+2$	Cd $i+2$
			Restriction R i		R $i+1$		R $i+2$	

3.2.4 Frictional (L)

Con il termine “frictional” (simbolo L), viene indicata la perdita distribuita dovuta all’attrito tra il fluido e le pareti del condotto.

La caduta di pressione che si genera a causa dell’attrito è calcolata attraverso la formula di Darcy:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2g} \quad (7)$$

Dove:

- L è la lunghezza del condotto;
- D è il diametro del condotto;
- V è la velocità del fluido;
- ρ è la densità;
- g è l’accelerazione di gravità;
- f è il fattore d’attrito.

Quest’ultimo è funzione del numero di Reynolds e della rugosità relativa ϵ/D , rapporto tra la rugosità della parete del condotto ed il suo diametro.

In generale, note le caratteristiche geometriche e fisiche del flusso, e quindi calcolati i parametri presentati pocanzi, è possibile trovare il “friction factor” f attraverso il diagramma di Moody.

Nel software, con molta probabilità, si ricorrere da una formula implicita, quale ad esempio quella proposta da Colebrook, valida per Reynolds maggiori di 4000 e minori di 2300.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon D_h}{2} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (8)$$

Nella quale D_h rappresenta il diametro idraulico.

Nel software, le frictional devono essere codificate come riportato in tabella 3.

Tabella 3

10	01	5.135E-5	40.715	7.2	99.67442
Tipologia di perdita	Numero della perdita	ϵ/D	Area condotto	Diametro condotto	Lunghezza condotto

3.2.5 Fractional (F)

Per “fractional” si intendono le perdite localizzate: il termine nasce dal fatto che la pressione persa equivale ad una *frazione* dell’energia cinetica posseduta dal fluido.

Queste perdite sono dovute a:

- Cambi bruschi della direzione del flusso, come avviene nelle curve o negli spigoli;
- Imboccature e sbocchi;

- Ostacoli o restringimenti nella zona di passaggio.

La formula che caratterizza la pressione persa, ricavata dall'equazione di Bernoulli, si presenta come:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho V^2}{2g} \quad (9)$$

Dove ξ è il coefficiente di perdita localizzata, cioè la frazione di energia cinetica, che varia tra zero e 1: esso dipende dalle caratteristiche geometriche del condotto e, di solito, è tabulato.

Nel software, la fractional è codificata nel modo riportato in tabella 4.

Tabella 4

07	001	2	0.4	1.0	2.688	0.6	1.0	25.92
Tipologia di perdita	Numero della perdita	Numero di perdite nella riga	ξ_i	Cd i	Area i	ξ_{i+1}	Cd i+1	Area i+1
			Fractional i			Fractional i+1		

3.2.6 Vortex (V)

I vortici sono elementi molto importanti nella rete di raffreddamento della turbina ed essi nascono dal fatto che il flusso si muove attraverso componenti che ruotano attorno all'asse macchina.

Come nella rotazione di un corpo solido, il vortice forzato è caratterizzato dal fatto che il fluido possiede una velocità angolare costante. Al contrario, il vortice libero, non essendo causato da nessuna rotazione imposta dall'esterno, mantiene il suo momento angolare costante.

Nelle turbine il vortice forzato nasce quando un flusso entra in un condotto situato nel rotore, assumendo così la velocità di rotazione delle pareti con le quali entra in contatto; il vortice libero nasce nelle zone di imbocco o di sbocco, come avviene nelle tenute a labirinto, nelle restriction o a valle del trailing edge delle pale.

L'effetto del vortice è quello di aumentare la pressione statica se il flusso si muove dal raggio interno al raggio esterno e diminuirla se si muove nel verso opposto. A differenza degli altri elementi di perdita, la variazione di pressione data da un vortice è pressochè indipendente dalla portata del fluido.

Vortice libero

Per capire come varia la pressione in funzione della velocità angolare e dei raggi di entrata e di uscita, si analizza il vortice libero isoentropico in un sistema di riferimento inerziale. Si parte dall'equazione di Navier-Stokes della quantità di moto lungo la direzione radiale r :

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V_t^2}{r} \quad (10)$$

Nel vortice libero, tenendo in conto che il momento angolare si mantiene costante, la velocità tangenziale è inversamente proporzionale al raggio:

$$V_t = \frac{C}{r} \quad (11)$$

Dove C è una costante legata alla forza del vortice. Sostituendo la (11) nella (10) ed esplicitando la densità:

$$\frac{dP}{dr} = \frac{P}{RT} \frac{C^2}{r^3} \quad (12)$$

Per il vortice isoentropico ($ds=0$), sostituendo $\frac{c_p}{R} \frac{dT}{T} = \frac{dP}{P}$ nella (12) si ottiene:

$$dT = \frac{1}{c_p} \frac{C^2}{r^3} dr \quad (13)$$

Che integrata tra lo stato 1 e lo stato 2 da come risultato la differenza di temperatura:

$$T_2 - T_1 = \frac{C^2}{2c_p} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \quad (14)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{C^2}{2c_p T_1} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right)$$

Utilizzando la relazione isoentropica che esiste tra il rapporto di temperature ed il rapporto di pressioni si arriva a:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[1 + \frac{C^2}{2c_p T_1} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Vortice forzato

Nel vortice forzato ogni particella del fluido si muove con la stessa velocità angolare, per cui la velocità tangenziale cresce linearmente con il raggio ed è espressa come:

$$V_t = C \cdot r \omega \quad (15)$$

Dove C è una costante che esprime la frazione di velocità tangenziale assoluta rispetto a quella relativa.

Sostituendo la (15), esplicitando la densità e successivamente $\frac{c_p}{R} \frac{dT}{T} = \frac{dP}{P}$ si ottiene:

$$dT = \frac{C^2}{c_p} \omega^2 \cdot r dr \quad (16)$$

Che integrata tra lo stato 1 e 2 da come risultato:

$$T_2 - T_1 = \frac{C_2^2}{c_p} \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \quad (17)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{C_2^2}{c_p T_1} \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2)$$

Utilizzando la relazione isoentropica che esiste tra il rapporto di temperature ed il rapporto di pressioni si arriva a:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[1 + \frac{C_2^2}{c_p T_1} \omega^2 \cdot (r_2^2 - r_1^2) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Nel software, il vortex è codificato come riportato in tabella 5.

Tabella 5

09	001	0	2000.0	17.76	10.0	0.0	0.0	2.0
Tipologia di perdita	Numero della perdita	0 = vortice uscente; 1 = vortice entrante	Velocità di rotazione in giri al minuto	Raggio esterno	Raggio interno	Velocità angolare in uscita	Velocità angolare in entrata	Tipologia di vortice

3.2.7 Seal (S) – Tenuta a labirinto

Nelle turbo macchine, i sistemi di tenuta sono fondamentali per la gestione delle portate interne e il mantenimento di pressione tra ambienti a pressione diversa. Questi sistemi possono essere statici, se posti tra due componenti statorici, oppure dinamici, se collocati tra un componente rotorico ed uno statorico. Le tenute a labirinto possono essere utilizzate per minimizzare le perdite oppure per regolare le portate di fluido, nella maggior parte dei casi quello di raffreddamento; il tutto finalizzato ad incrementare l'efficienza della macchina.

Il principio di funzionamento si basa su una serie di denti che, posti in prossimità di una superficie, ostacolano il passaggio di portata da un ambiente a pressione maggiore verso un ambiente a pressione minore (Figura 3.2).

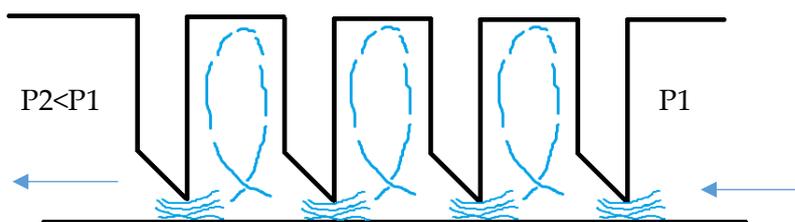


Figura 3.2 – Tenuta a labirinto

I denti, che possono trovarsi sulla superficie statorica oppure su quella rotorica, non toccano l'altra superficie ma mantengono un certo gioco (clearance) che come si vedrà è un parametro fondamentale per la stesura del file di input; essi sono di metallo "morbido" in modo da non danneggiare la superficie contigua in caso di contatto e sono affilati così da ridurre l'attrito. Quando il gas entra nello spazio tra un dente e l'altro si crea un vortice turbolento che lo rallenta ed è quindi in grado di limitarne il passaggio verso la camera successiva. Se però il gas possiede una velocità elevata, è in grado di passare solo attraverso la clearance senza creare turbolenze: in questo caso si necessita di una tenuta doppia, che abbia quindi i denti su entrambe le superfici (Figura 3.3).

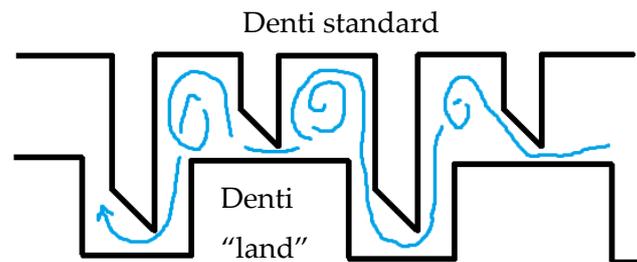


Figura 3.3 – Tenuta a labirinto doppia

Nella macchina oggetto di questa analisi sono presenti due importanti tenute a labirinto (Figura 3.4), tutte e due posizionate tra spacer e vane. Il loro scopo è duplice: dosare la quantità di flusso di raffreddamento tra i vari stadi e impedire la fuga del flusso principale.

La tenuta situata tra spacer 1-2 e vane 1 gestisce il flusso di raffreddamento proveniente dalla parte statorica della turbina (che non rappresenta oggetto di studio), mentre quella posta tra vane 2 e spacer 2-3 controlla la portata proveniente dalla slot e diretta verso la palettatura del terzo stadio, che non prevede un raffreddamento interno.

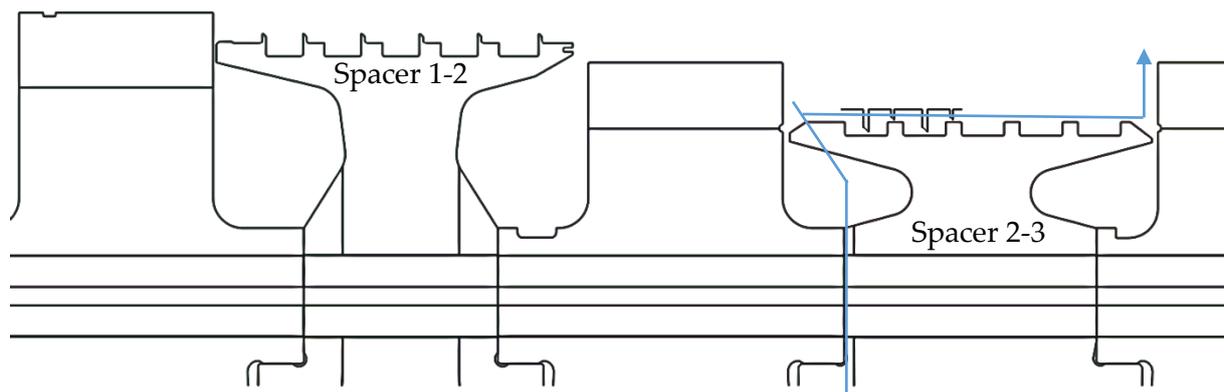


Figura 3.4 – Tenute a labirinto del rotore turbina

I parametri da inserire nel file di input, riportati in figura 3.5, sono:

- il pitch, che è la distanza tra un dente e l'altro;
- la clearance, cioè il gioco tra le due superfici;
- il numero di cambi di sezione;

- il diametro maggiore della superficie a contatto con i denti;
- un fattore di correzione di velocità;
- la distanza “point-land”, ovvero tra dente standard e land.

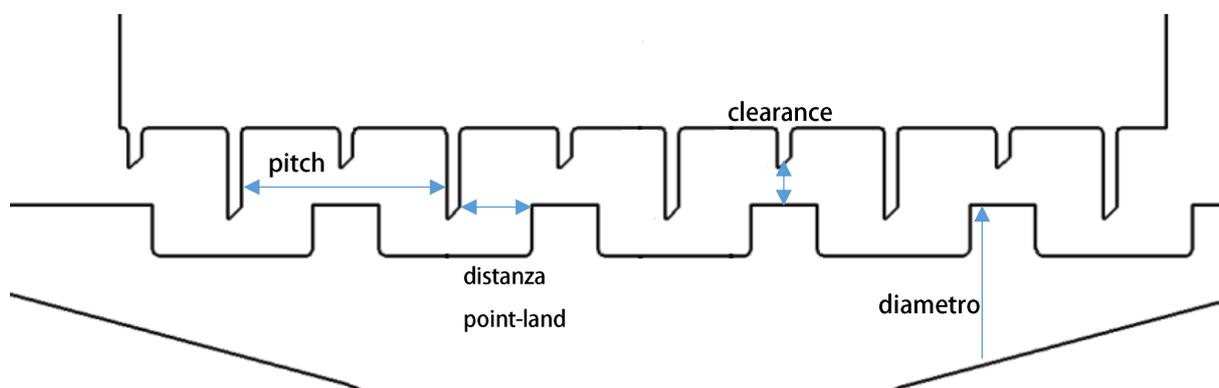


Figura 3.5 – Parametri caratteristici della tenuta a labirinto

La tenuta a labirinto è codificata come riportato nella tabella 6.

Tabella 6

08	001	0.9	0.32	20	57.3	0.0	0.67
Tipologia di perdita	N. della perdita	Pitch	Clearance	Numero sezioni	Diametro	Fattore di correzione	Distanza “point-land”

3.3 Flow network primo stadio

L’approccio utilizzato per questo primo flow network è di tipo *incrementale*: si parte modellando un primo tratto e, quando il risultato soddisfa i dati di target, si prosegue integrando altre porzioni del percorso fluido. Per illustrare l’iter che ha portato al risultato finale si identifica ogni passaggio con la dicitura di “simulazione”, inteso come l’insieme di modellazione del tratto, definizione delle perdite e risultato parziale.

3.3.1 Simulazione n° 1

R1

Il primo elemento di perdita che si incontra è il restringimento posto tra il sedicesimo ed il diciassettesimo stadio del compressore: è qui che l’aria compressa viene estratta con la funzione di raffreddare i vari componenti del rotore.

La zona di passaggio del flusso è la superficie cilindrica di area:

$$A_1 = \pi \cdot D \cdot g$$

- g , gap tra il sedicesimo ed il diciassettesimo disco;
- D , diametro esterno del diciassettesimo disco.

Inizialmente è stato impostato un coefficiente d'efflusso pari a 1.

F1

Per incanalare meglio il flusso nel canale interno all'albero di collegamento tra compressore e turbina, è posto un elemento noto come "deflettore" (Figura 3.6).

Il fattore ξ è stato trovato da tabelle ipotizzando la curva come fosse una tubazione. Per tubazioni con curva a 90° e rapporto r/D si ottiene un valore di ξ pari a 0,2.

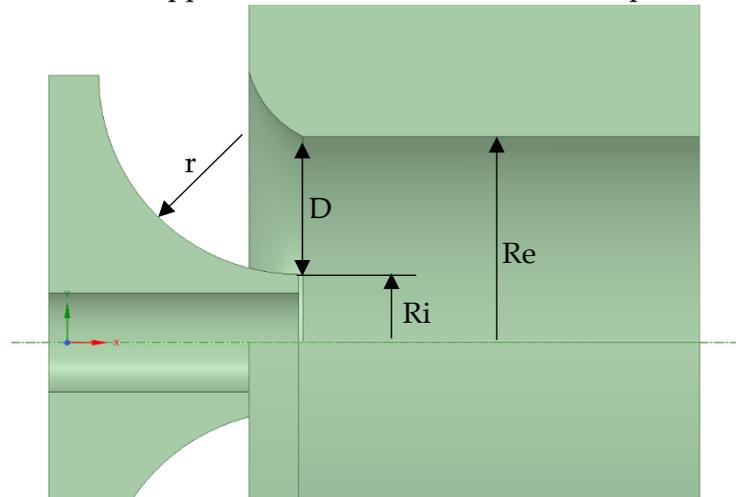


Figura 3.6 – Perdita distribuita originata dal deflettore

L'area di passaggio (Figura 3.7) equivale alla corona circolare compresa tra il deflettore e il canale dell'albero (bore hole), calcolata come:

$$Area = \pi \cdot (Re^2 - Ri^2)$$

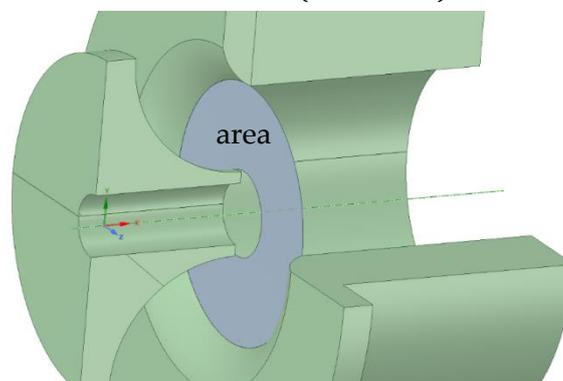


Figura 3.7 – Area di passaggio del flusso tra deflettore e bore hole

V1

Il primo vortex è quello creato dalla rotazione di un percorso scanalato presente sulla faccia anteriore del diciassettesimo disco. Il raggio esterno viene posto uguale al raggio del disco, mentre il raggio interno viene posto pari a zero (Figura 3.8).

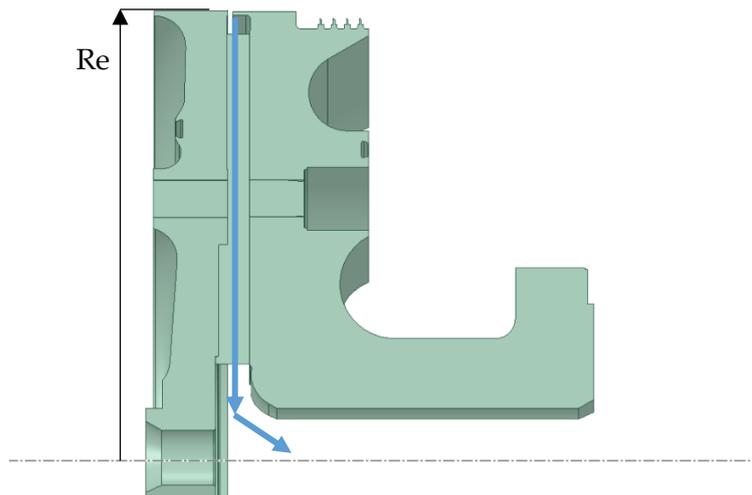


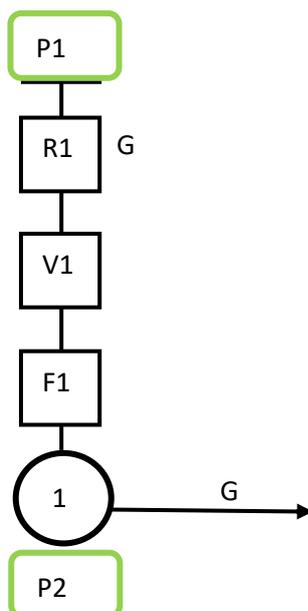
Figura 3.8 – Vortice forzato V1

Input e output simulazione n° 1

Nel file di input, oltre a definire gli elementi di perdita, si impongono:

- le pressioni di ingresso e di uscita del circuito, in questo caso quella di ingresso P1;
- le pressioni nelle camere, in questo caso P2 della camera 1;
- le portate in uscita dal circuito.

In output si ottengono le pressioni nelle camere e tutte le portate, sia in ingresso che in uscita. Il primo tratto (Figura 3.9), in quanto molto elementare, porta ad un risultato eccellente: la pressione nella camera 1 è fedele al dato di input e lo stesso vale per le portate. Le pressioni sono rapportate in base al valore di input/target P1; le portate sono adimensionate rispetto alla portata di input all'ingresso G1.



Simulazione n° 1			
	Input/target	Output	Errore
P1	100%		
P2	82,72%	82,68%	-0,05%
G1	100%	100%	
G2	100%	100%	0,00%

legenda
input
output
target

Figura 3.9 – Modello del primo tratto e dati di input e output

3.3.2 Simulazione n° 2

Nel secondo file di input viene aggiunto il canale interno dell'albero intermedio che collega il compressore alla base del primo disco turbina.

Questo condotto viene modellizzato come una perdita distribuita (L1), specificando quindi l'area di passaggio, il diametro, la lunghezza e la rugosità relativa ϵ/D , quest'ultima pari a $3,47222 \cdot 10^{-5}$.

Alla rete viene quindi aggiunta una seconda camera, collegata alla prima tramite il condotto contenente la perdita L1, nella quale vengono ipotizzate una pressione P3 ed una temperatura T3. Una portata G3 viene imposta in uscita dalla camera 2 per rispettare il bilancio di massa. La pressione P2 viene posta uguale a quella di output della prima simulazione.

Il modello è riportato in figura 3.10.

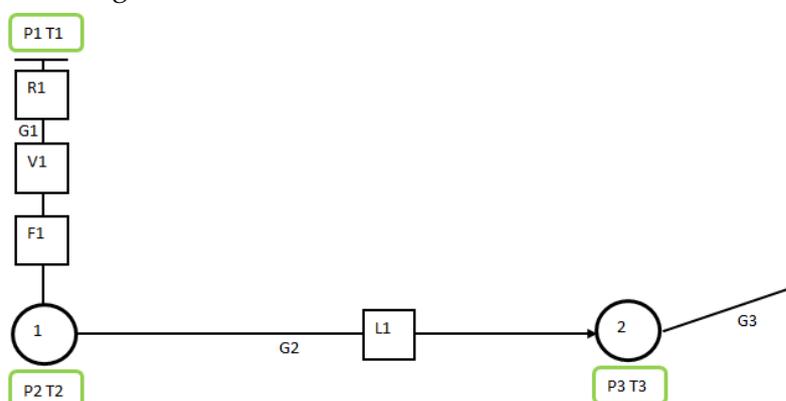


Figura 3.10 – Modello del primo tratto alla seconda simulazione

I dati di input e output sono riportati in tabella 7.

Tabella 7

Simulazione n° 2				legenda
	Input	Output	Errore	
P1	100%			input
P2	82,72%	82,68%	0,05%	output
P3	82,06%	82,31%	0,31%	target
G1	100%	100%	0,00%	
G2	100%	100%	0,00%	
G3		100%	0,00%	

L'errore percentuale è calcolato in base alla differenza tra valore di output e valore di input: si vede come questo si mantiene basso. La P3 è leggermente più bassa di quella imposta in input ma ciò permette di ottenere ottimi risultati per quanto riguarda il bilancio di portate.

3.3.3 Simulazione n° 3

Il flusso di raffreddamento, arrivato alla base del disco primo stadio si divide in tre portate differenti (Figura 3.11):

- la prima (G4) risale tra la faccia posteriore del disco e la faccia anteriore dello spacer 1-2 fino a fluire all'interno della palettatura;
- la seconda (G3') avanza tra la faccia posteriore dello spacer 1-2 e la faccia anteriore del disco secondo stadio fino a fluire all'interno della palettatura;
- la terza (G3'') si muove verso lo spazio tra la faccia posteriore del disco secondo stadio e la faccia anteriore dello spacer 2-3.

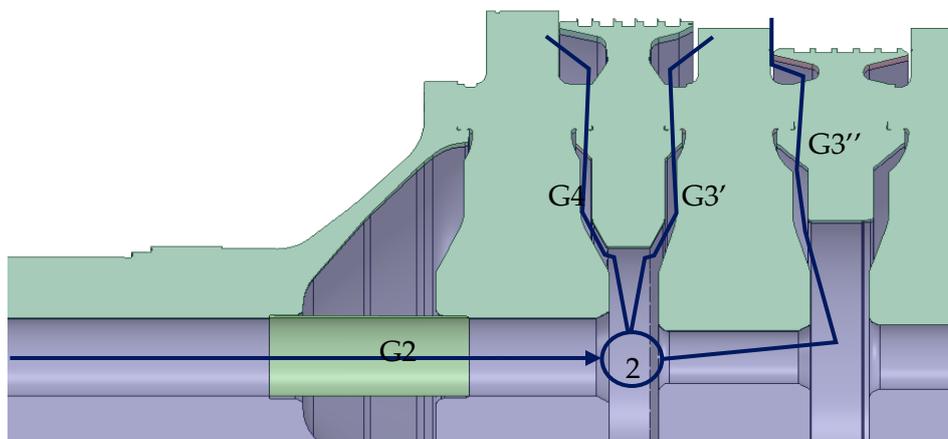


Figura 3.11 – Suddivisione delle portate tra il primo stadio ed il secondo stadio

Proseguendo con l'approccio incrementale, si studia la rete considerando G3' e G3'' come un'unica portata G3 impostata come uscente dalla camera 2 e si caratterizza, mediante gli elementi di perdita, la portata G4.

R2

I tiranti che tengono unito il rotore mandano in battuta i dischi e gli spacer in modo da garantire una certa stabilità strutturale, nonostante ciò si trova la necessità di far fluire la portata di raffreddamento nei cosiddetti "wheel space". La soluzione adottata è una serie di slot, di fessure, poste tra all'altezza dei tiranti e ricavate sulle facce degli spacer.

L'area di passaggio della singola slot è il prodotto tra la sua altezza in direzione assiale e la sua larghezza in direzione circonferenziale; quest'area viene poi moltiplicata per il numero di slot presenti su quella faccia.

F3 e F2

Queste perdite localizzate tengono conto dello sbocco che avviene:

- a valle della restriction R1 (F3);
- a valle della slot R2 (F2).

V2 e V3

La rotazione porta alla creazione due vortici uscenti, nella zona compresa tra disco 1 e spacer 1-2 (Figura 3.12):

- Il primo V2 parte dall'asse turbina ($r = 0$) fino all'ingresso della slot ($r1$);
- Il secondo V3 parte dall'uscita della slot ($r2$) e termina sulla base della scanalatura attacco pala ($r3$).

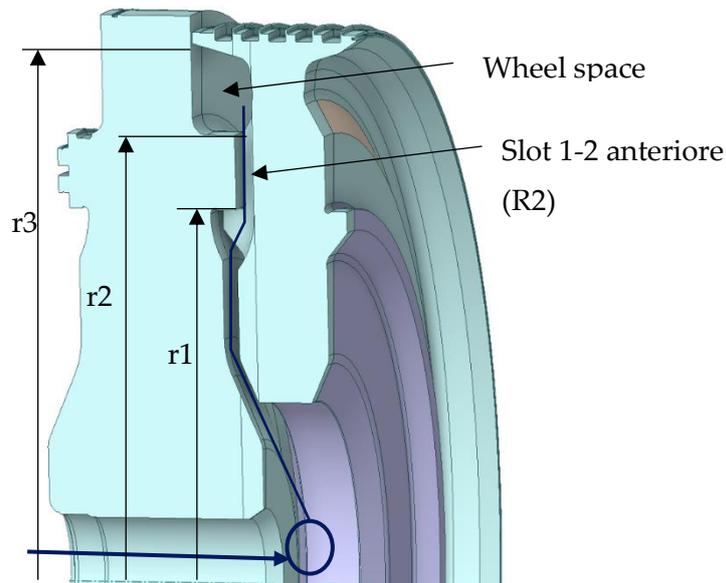


Figura 3.12 – Vortici forzati V2 e V3

Input e output simulazione n° 3

La rete modellata fino a questo punto si presenta come in figura 3.13.

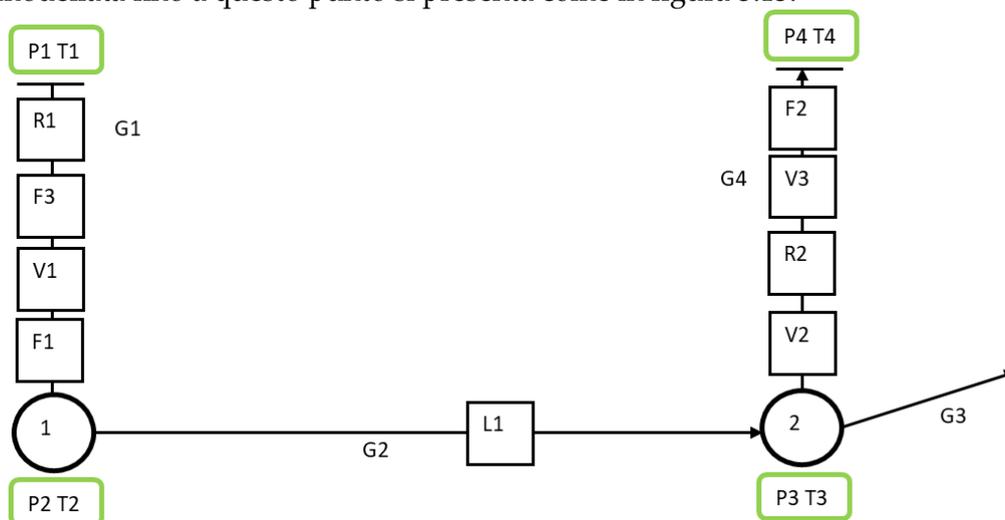


Figura 3.13

Oltre alle perdite, nel file di input si aggiunge la pressione P4 e la portata in uscita dalla camera 2, G3.

Nella terza simulazione le pressioni nelle camere tendono a valori minori, per cui la portata in ingresso tende ad aumentare a causa del maggior ΔP che si crea tra la pressione d'ingresso e quella della camera 1. Poiché la portata $G3$ è imposta, la $G4$ nasce dall'equilibrio di portate $G3 + G4 = G1 = G2$.

I dati di input e output sono riportati in tabella 8.

Tabella 8

Simulazione n° 3				legenda
	Input	Output	Errore	
P1	100%			input
P2	82,72%	82,35%	0,44%	output
P3	82,06%	81,98%	0,10%	target
P4	92%			
<hr/>				
G1	100%	101%	1,45%	
G2		101%		
G3	42%			
G4		59%		

A questo punto, ultimato il circuito che sfocia nella camera inferiore della palettatura, si modella quest'ultima e successivamente la si integra al circuito complessivo del primo stadio.

3.3.4 Modello della pala primo stadio

Il sistema di raffreddamento della pala primo stadio è composto da 11 canali, ognuno dei quali si divide in due tratti: il primo tratto, di diametro maggiore, parte dall'attacco pala e risale attraverso tutto lo shank; il secondo tratto, di diametro minore, parte dal primo tratto (circa all'altezza del "platform") e sale fino alla fuoriuscita sulla "tip" (Figura 3.14).

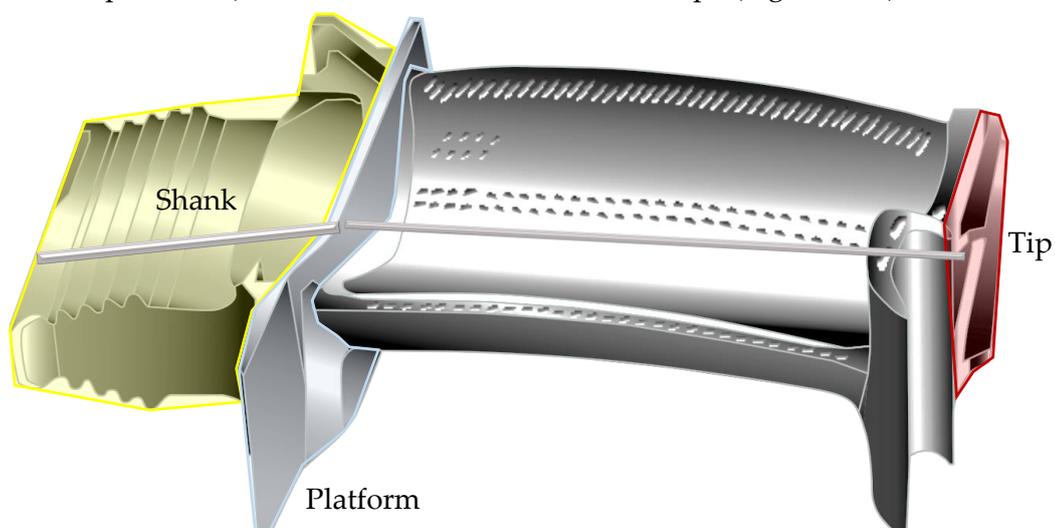


Figura 3.14 – Pala rotoria del primo stadio e canale di raffreddamento

I canali presenti in ogni pala sono 11 ma, per semplificare la modellizzazione e la scrittura del file di input, vengono divisi in 4 famiglie a seconda dei diametri e della presenza o meno delle ribs.

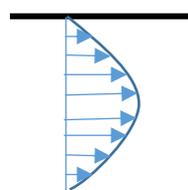
Nella tabella 9 i diametri sono adimensionati in base al diametro del primo canale.

Tabella 9

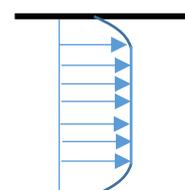
Canale	Diametro primo tratto	Diametro secondo tratto	Turbolato	Famiglia
1	1	1	no	1
2				2
3				
4				
5				
6	0,535433	0,8	sì	
7				
8				
9				
10	0,545276	0,8	no	3
11	0,4	0,5	no	4

Canale turbolato

Per massimizzare l'effetto di scambio termico tra l'aria di raffreddamento e le pareti dei canali interni si utilizzano delle nervature (ribs) in grado di favorire la turbolenza. Difatti, la turbolenza rende i profili di velocità e di temperatura più regolari (Figura 3.15).



Regime laminare



Regime turbolento

Figura 3.15 – Differenza tra profilo di velocità in regime laminare e in regime turbolento

Il gradiente di velocità sulle pareti è maggiore nel caso turbolento (e lo stesso dicasi per la temperatura): questo fa sì che lo scambio termico sia più elevato rispetto al regime laminare. Per caratterizzare geometricamente un canale turbolato si indica con "e" l'altezza radiale delle nervature e con "P" il passo tra l'una e l'altra.

Dalla figura 3.16 si può osservare come una (o più) linee di flusso dello strato limite si separano da esso a causa delle ribs e successivamente vi si ricongiungono. Queste linee, separandosi, vanno a contatto con la superficie dove deve avvenire il trasferimento di calore e perciò il coefficiente convettivo aumenta. Inoltre, si creano dei vortici che migliorano la miscelazione e quindi dissipano calore in modo più efficace.

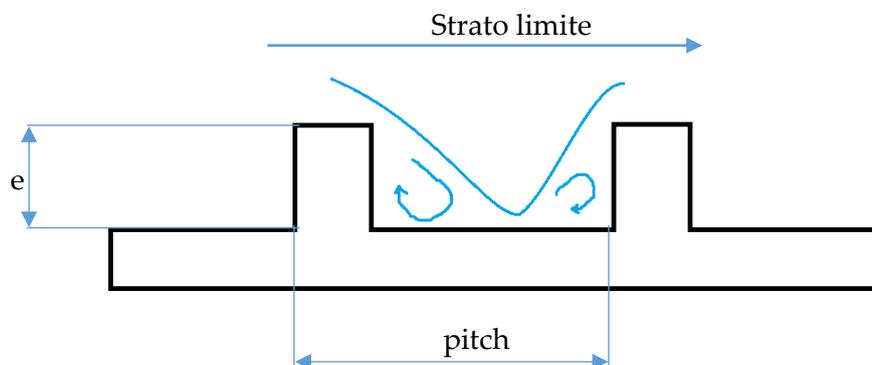


Figura 3.16 – Creazione della turbolenza a causa delle nervature del canale

D'altro canto però, le nervature disturbano il flusso, introducendo quindi una caduta di pressione.

Nel caso analizzato il canale turbolento si presenta come in figura 3.17.

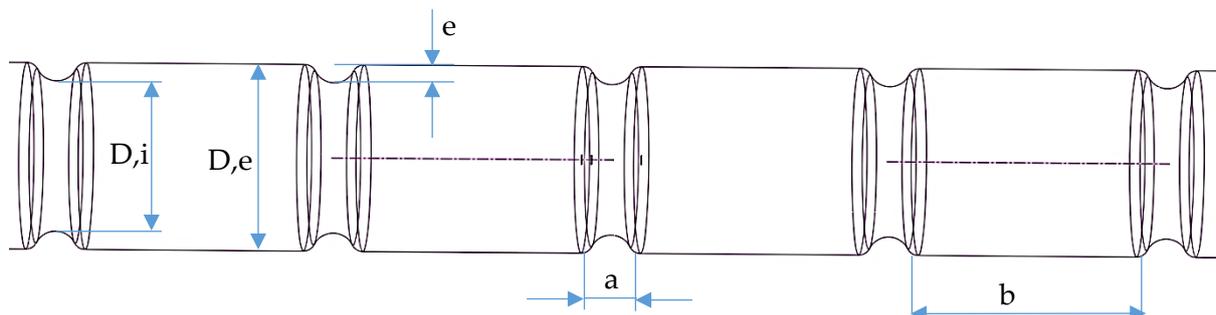


Figura 3.17 – Parametri del canale turbolento

È necessario quindi modellizzare queste cadute di pressione utilizzando gli elementi di perdita del software: si introduce un elemento "restriction" che andrà a tener conto della variabilità dell'area di passaggio e un elemento "frictional" che considererà le ribs come se fossero una rugosità equivalente.

Perdite distribuite canale – calcolo con formule empiriche

Nel software il parametro che caratterizza le perdite distribuite non è il fattore d'attrito f bensì la rugosità relativa ϵ/D : quest'ultima è il rapporto tra la rugosità assoluta del materiale ϵ e il diametro D del canale. La rugosità assoluta corrisponde in genere all'altezza media delle asperità presenti sulla superficie interna del canale.

Le ribs introducono perdite di carico distribuite ma la rugosità relativa non può essere identificata nel valore e/D (e = altezza delle nervature) in quanto porterebbe a risultati errati. Si cerca quindi un valore congruo di f (friction factor) e incrociandolo con un valore del numero di Reynolds sul diagramma di Moody (Figura 3.18) si ottiene una rugosità relativa equivalente.

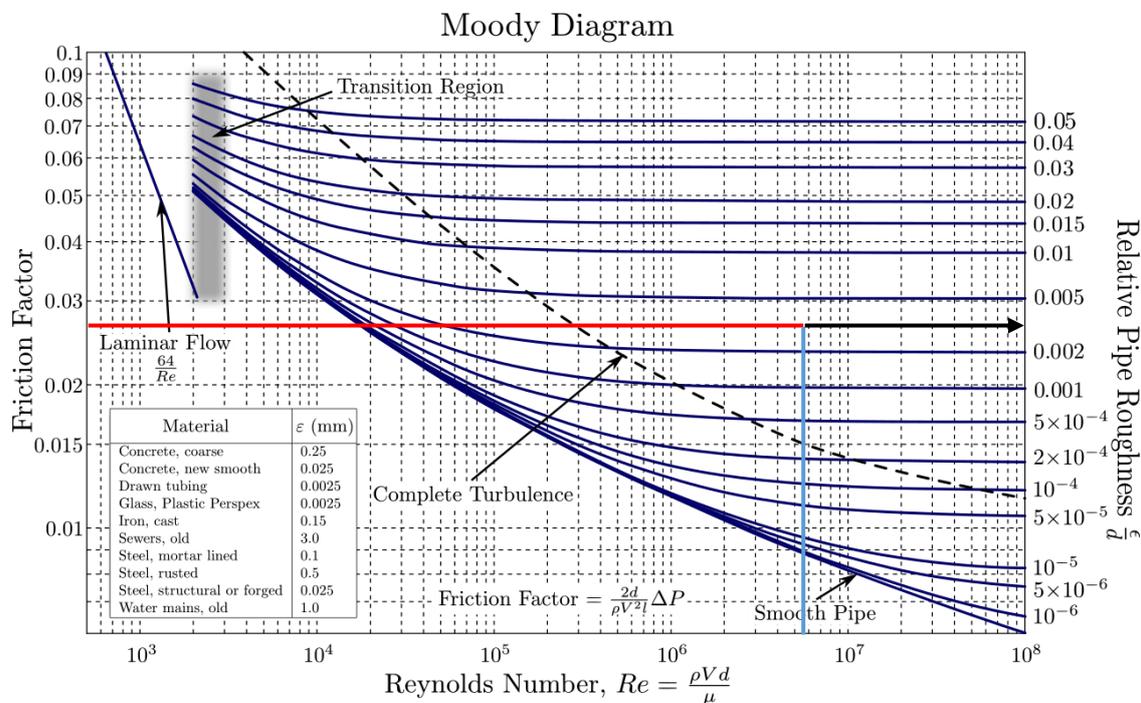


Figura 3.18 – Diagramma di Moody

Per trovare il fattore d'attrito f si utilizza una procedura ideata da Webb [7] che nel 1970 correlò, tramite dati sperimentali, il fattore f e la geometria del canale turbolento.

Il procedimento, di seguito elencato, fa uso di grafici ricavati mediante prove sperimentali su tubazioni con diversi e/D e P/e :

- Si specifica la "rugosità geometrica" (e/D , P/e), il numero di Prandtl e un valore e^+ equivalente a $\left(\frac{e}{D}\right) Re \sqrt{\frac{f}{2}}$;
- Entrando nel grafico con il valore e^+ e la curva della geometria corrispondente si ricava il valore $\frac{p^{-0,53}}{e} \cdot \left[\sqrt{\frac{2}{f}} - 2,5 * \ln\left(\frac{D}{2e}\right) + 3,75 \right]$;
- Si moltiplica il valore trovato per $\frac{p^{0,53}}{e}$;
- Si ricava il coefficiente f ;
- Si trova il numero di Reynolds mediante la formula $Re = e^+ \sqrt{\frac{2}{f}} \cdot \frac{D}{e}$.

I calcoli vengono effettuati per due geometrie del canale turbolato: nella prima (figura 3.19a) l'altezza della nervatura si identifica nel raggio R , nella seconda (figura 3.19b) il valore e si ricava dai diametri.

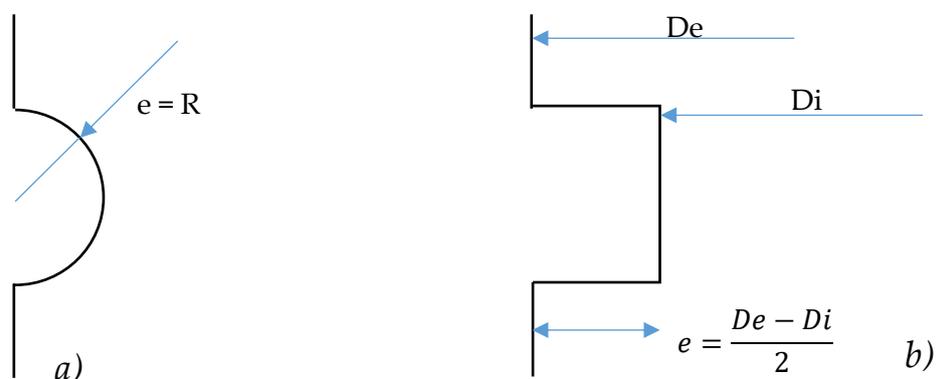


Figura 3.19 – Geometrie differenti della nervatura

Eseguiti i calcoli si nota che il coefficiente d'attrito non dipende dal numero di Reynolds (Figura 3.20).

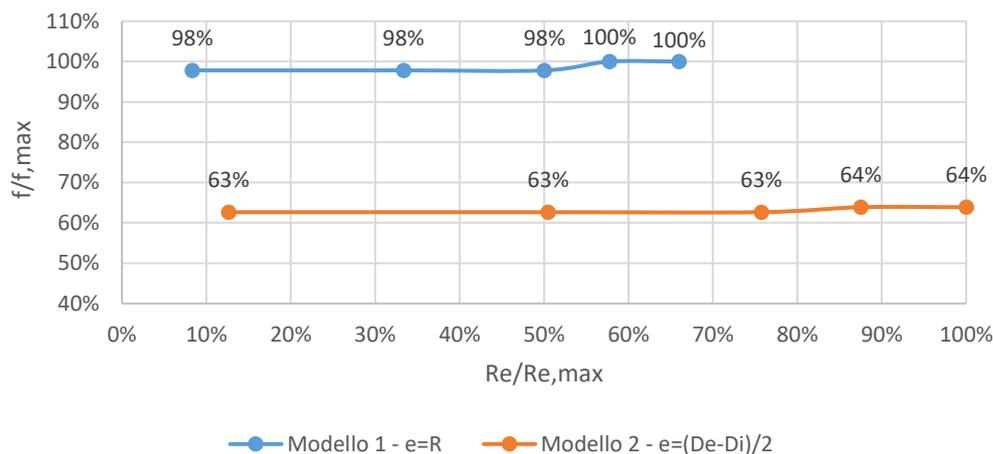


Figura 3.20 – Andamento del coefficiente d'attrito in funzione del numero di Reynolds

Perdite distribuite canale – simulazione in Ansys Fluent

Un altro modo per calcolare il fattore d'attrito è quello di eseguire una simulazione CFD del singolo canale turbolato. La simulazione viene eseguita su una geometria 2D e assialsimmetrica. Il primo step è creare una mesh che porti ad una soluzione sufficientemente accurata. Dopo una prima mesh generale di elementi triangolari e quadrati, si procede con il affinamento della stessa aumentando la densità di elementi in prossimità della parete turbolata (Figura 3.21).

Si impostano successivamente le condizioni al contorno:

- Sulla faccia d'ingresso si impone una portata di aria ricavata dividendo la portata G_4 per il numero di pale e per il numero di canali;
- Sulla faccia d'uscita viene imposta la pressione alla tip della pala.

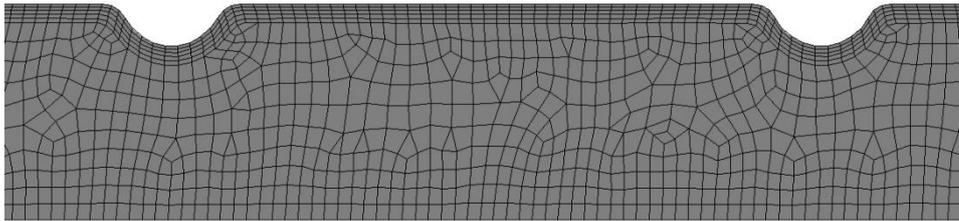


Figura 3.21 – Meshing della geometria 2D assialsimmetrica

Il risultato grafico delle pressioni è riportato in figura 3.22.



Figura 3.22 – Andamento della pressione nel canale di raffreddamento

Conoscendo la differenza tra la pressione massima e minima, la velocità media e la densità del flusso è possibile calcolare il friction factor mediante l'equazione di Darcy-Weisbach:

$$f = 2 \frac{D}{\rho V^2 L} \Delta P$$

Dove L è la lunghezza del condotto e D il diametro.

Inserimento nel file di input

Si sceglie come friction factor quello trovato con la formula empirica applicata al modello 2, molto simile al risultato ottenuto mediante simulazione CFD. Inoltre, questo valore viene dimezzato e, per compensare questa riduzione, si va ad inserire nel file di input una lunghezza raddoppiata del canale.

$$\frac{f}{2} \text{ e Reynolds noti } \rightarrow \frac{\varepsilon}{D} \rightarrow \Delta P = \left(\frac{f}{2}\right) \cdot \frac{(2L)\rho V^2}{2 \cdot D}$$

Modello di un singolo canale

I canali (turbolati e non) vengono modellizzati con una frictional (F1) all'ingresso di tipo "imbocco con invito", il cui fattore ξ è uguale a 0,2 e l'area è quella circolare del condotto. A seguire si inserisce una restriction (R1) per modellizzare l'entrata nel primo tratto di canale,

un vortice forzato (V1) e una perdita distribuita (L1).

Il secondo tratto del canale viene modellizzato con una perdita localizzata (F2) di tipo “restringimento con invito”, il cui fattore ξ è uguale a 0,4; una restriction (R2) e un vortice forzato (V2).

Nei canali non turbolati viene inserita una perdita localizzata (L2) nel secondo tratto del canale.

Il modello del canale è riportato in figura 3.23, mentre per il modello della pala si veda l'allegato 1.

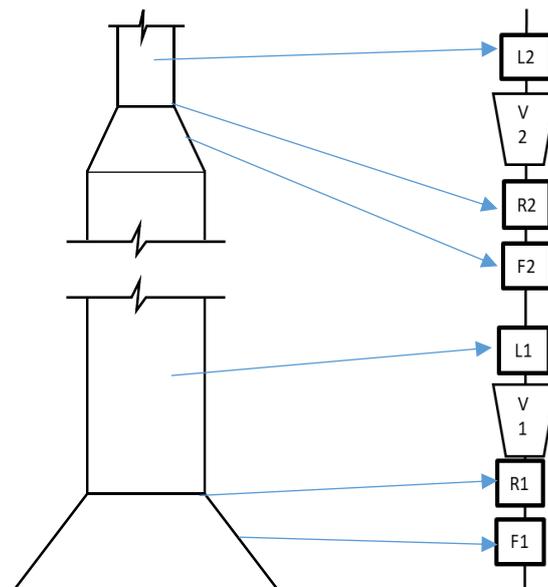


Figura 3.23 – Modello, tramite gli elementi di perdita, di un singolo canale

3.3.5 Flow network complessivo

Costruito il modello della pala rotoria si procede a simulare il flow network complessivo del primo stadio che parte dall'estrazione al compressore e sfocia alla tip della pala primo stadio.

Simulazione n° 4

In questa prima simulazione del complessivo si impongono tutte le pressioni e la portata G3 uscente diretta verso il secondo stadio: questa viene posta pari a 0,42 volte la portata entrante G1 di target. Le pressioni e le portate vengono adimensionalizzate rispettivamente in base alla pressione di entrata P1 e la portata G1 di target; lo schema del circuito viene semplificato come in figura 3.24. Per lo schema completo del complessivo si faccia riferimento all'allegato 2.

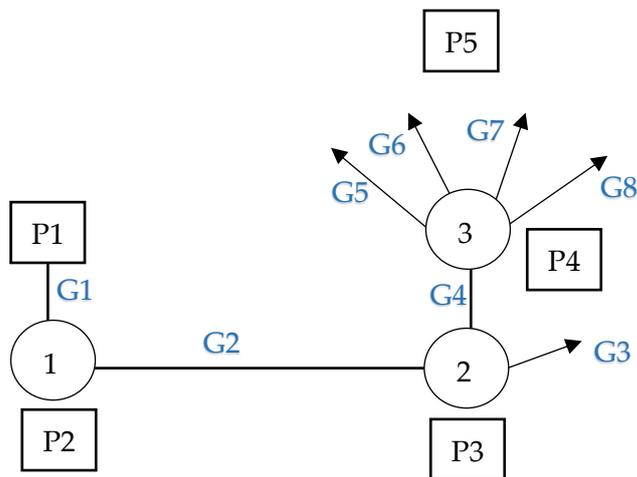


Figura 3.24 – Modello semplificato circuito primo stadio senza leakage

I dati di input ed i risultati sono riportati in tabella 10.

Tabella 10

Simulazione n° 4

	Input	Output	
P1	100%		
P2	82,72%	82,03%	
P3	82,06%	81,57%	
P4	85%	90,07%	
P5	50%		

target/input Output

G1	1,00	1,12	
G2		1,12	G3+G4
G3	0,42	0,42	
G4		0,70	G5+G6+G7+G8
G5		0,20	
G6		0,40	
G7		0,07	
G8		0,03	

legenda

	input
	output
	target

La pressione nella camera 3 (P4) risulta essere più alta di quella ipotizzata e ciò avviene anche per le simulazioni successive. Per quanto riguarda le portate si vede che imponendo G3, si ottiene una portata G1 più alta di quella di riferimento. Le portate da G5 a G8 mostrano come il flusso di raffreddamento della pala sia distribuito nei differenti canali.

Simulazione n° 5

Si cerca di riallineare l'output G1 alla portata in ingresso di target diminuendo la G3 in uscita, che viene posta pari a 0,36 G1.

I risultati, riportati in tabella 11, mostrano che le pressioni nelle camere aumentano

leggermente e di conseguenza la portata G1 diminuisce, tendendo al valore di target.

Tabella 11

	Input	Output	
P1	100%		
P2	82,72%	82,27%	
P3	82,06%	81,86%	
P4	85%	90,47%	
P5	50%		

	target/input	Output	
G1	1,00	1,05	
G2		1,05	G3+G4
G3	0,36	0,36	
G4		0,69	G5+G6+G7+G8
G5		0,20	
G6		0,38	
G7		0,07	
G8		0,03	

legenda	
input	
output	
target	

Simulazione n° 6

Nella terza simulazione del complessivo in esame, si pone la G3 pari al target per vedere come variano le restanti portate.

I risultati (tabella 12) mostrano che la portata in ingresso G1 si avvicina a quella obiettivo: di conseguenza anche la portata G4 diretta alla pala diminuisce.

Tabella 12

	Input	Output	
P1	100%		
P2	82,72%	82,42%	
P3	82,06%	82,07%	
P4	85%	91,09%	
P5	50%		

	target/input	Output	
G1	1,00	0,99	
G2		0,99	G3+G4
G3	0,38	0,38	
G4		0,61	G5+G6+G7+G8
G5		0,16	
G6		0,38	
G7		0,05	
G8		0,02	

legenda	
input	
output	
target	

Simulazione n° 7

Da questa simulazione si assume che nella camera che esiste tra pala e disco, dove si biforcano i canali, esista un trafilamento che vada verso la faccia anteriore del primo disco. Il circuito assume la forma semplificata mostrata in figura 3.25. Per lo schema complessivo si faccia riferimento all'allegato 3.

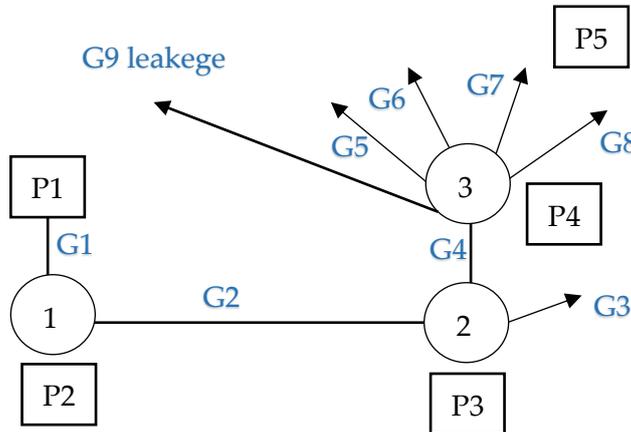


Figura 3.25

Nel file di input viene aggiunta la portata di trafilamento G9, imposta pari a 0,035 volte la portata di target G1. I risultati di tabella 13 mostrano che la portata G1 output si avvicina al dato di target e la distribuzione di portate nella pala è simile alle precedenti.

Tabella 13

	Input	Output	
P1	100%		
P2	82,72%	82,33%	
P3	82,06%	81,95%	
P4	85%	90,80%	
P5	50%		

	target/input	Output	
G1	1,00	1,022	
G2		1,022	G3+G4
G3	0,38	0,38	
G4		0,64	G5+G6+G7+G8
G5		0,16	
G6		0,38	
G7		0,05	
G8		0,02	
G9	0,035	0,03	

legenda		
	input	
	output	
	target	

Simulazione finale

Nella simulazione finale viene fatta una modifica al circuito, sostituendo la restriction R3 con una frictional F13. La modifica è riportata nello schema del complessivo finale dell'allegato 3. L'output della portata in ingresso al circuito si avvicina ulteriormente al valore di target, come è possibile osservare dalla tabella 14.

Tabella 14

	Input	Output	
P1	100%		
P2	82,72%	82,04%	
P3	82,06%	81,66%	
P4	85%	90,44%	
P5	50%		

	target/input	Output	
G1	1,00	1,0199	
G2		1,0199	G3+G4
G3	0,379	0,379	
G4		0,641	G5+G6+G7+G8
G5		0,158	
G6		0,380	
G7		0,045	
G8		0,022	
G9	0,035	0,035	

legenda	
input	
output	
target	

3.4 Flow network secondo stadio

Il secondo circuito modellizzato è quello che riguarda la portata G_3 . Questa si dirama in due flussi (Figura 3.26): il primo (G_3') va a raffreddare la palettatura del secondo stadio; il secondo (G_3'') va verso i wheelspace dello spacer 2-3.

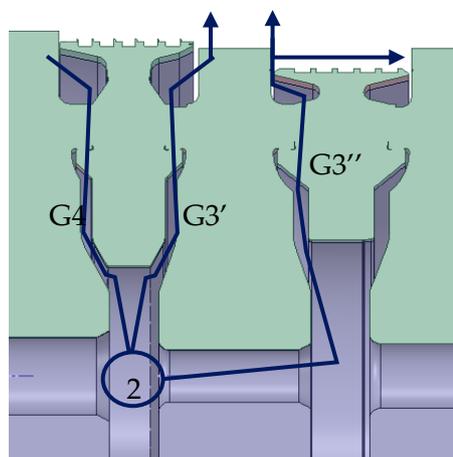


Figura 3.26 – Divisione della portata G_3 , somma di G_3' e G_3''

L'approccio utilizzato per questa seconda parte è differente dal precedente: si crea dapprima il modello complessivo e man mano si modifica in base ai risultati delle simulazioni eseguite col software.

Descrizione flusso n° 1

La portata G_3' , che ai fini della scrittura del file di input si chiamerà G_2 , si dirige dalla camera sottostante lo spacer 1-2 fino all'ingresso del plenum pala. Il flusso va incontro ad un primo vortice V_1 dalla camera all'ingresso della slot, che è un restringimento (R_1), situata sulla faccia posteriore dello spacer; successivamente c'è lo sbocco (F_2) dalla slot e un altro vortice (V_2) fino alla base della pala (Figura 3.27).

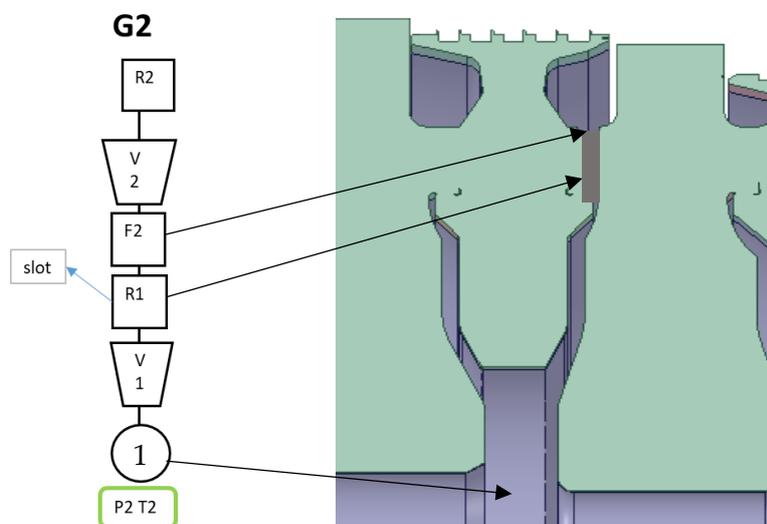


Figura 3.27 – Modello del circuito percorso da G_2

Successivamente la portata $G2$ entra nel plenum della pala attraverso un restringimento di forma oblunga ($R2$) e attraverso un vortice $V3$ arriva nella camera interna 2: da qui si dirama ulteriormente in un certo numero di canali di raffreddamento fino alla tip della pala. L'ingresso al canale è modellizzato con l'imbocco $F1$, il restringimento $R4$, il vortice $V6$ e la perdita distribuita $L2$ (Figura 3.28).

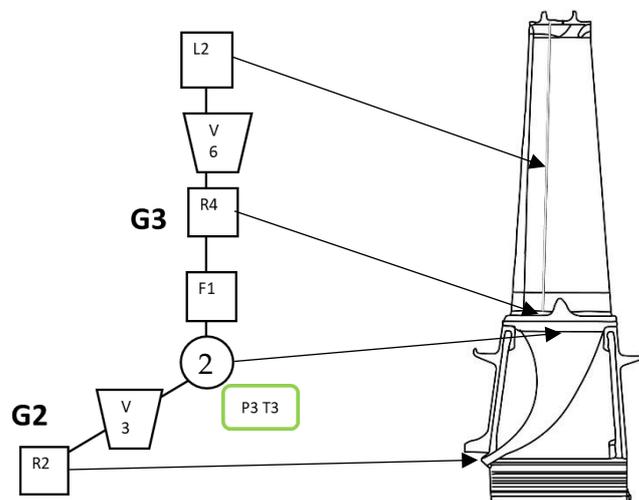


Figura 3.28 – Modello del circuito percorso da $G3$

R1

In modo analogo alla slot sul lato anteriore dello spacer 1-2, l'area di passaggio è calcolata come il prodotto tra la sua altezza in direzione assiale e la sua larghezza in direzione circonferenziale; quest'area viene poi moltiplicata per il numero di slot presenti.

F2

Questa perdita localizzata fa riferimento ad uno sbocco con invito, che ha coefficiente $\xi=0,6$.

R2

È il restringimento all'entrata del plenum (Figura 3.29); l'area è stata misurata con l'utilizzo di Spaceclaim e moltiplicata per il numero di pale presenti nel secondo stadio.

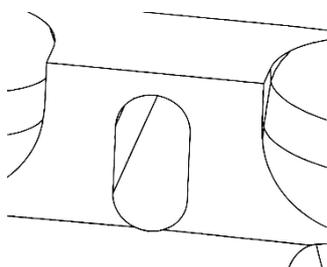


Figura 3.29 – Ingresso al plenum della pala

F1

Perdita localizzata che fa riferimento all'imbocco nel canale di raffreddamento, con coefficiente $\xi=0,4$.

R4

Restriction all'entrata del canale di raffreddamento, di forma cilindrica: l'area complessiva è calcolata come area d'ingresso al canale moltiplicata per il numero di canali e per il numero di palette.

L2

I canali di raffreddamento del secondo stadio non presentano le ribs di turbolazione, dunque le perdite localizzate vengono caratterizzate dalla rugosità relativa calcolata come rapporto tra la rugosità del materiale e il diametro del condotto.

Descrizione flusso n° 2

La portata $G3''$, che prende il nome di $G4$, supera il foro centrale del secondo disco (L1) e, analogamente alla portata $G3'$, sale lungo la faccia anteriore dello spacer 2-3 fino al wheelspace (Figura 3.30).

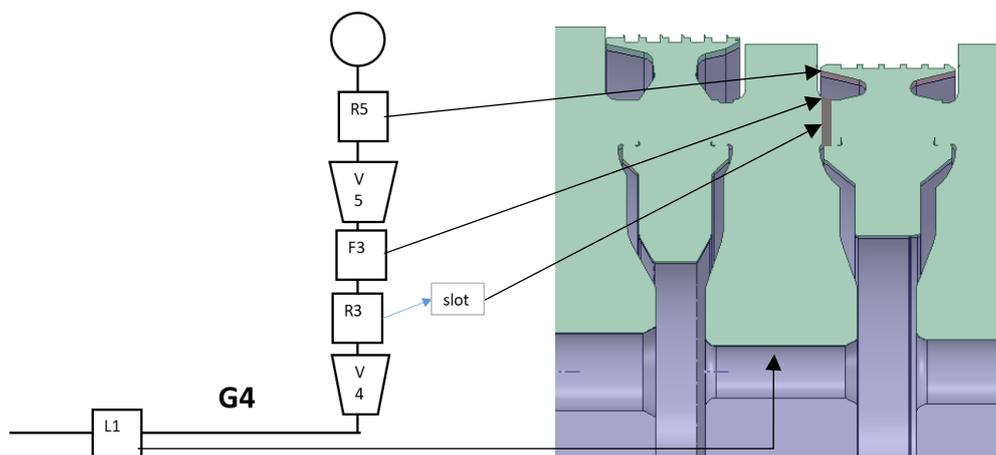


Figura 3.30 – Modello del circuito percorso da $G4$

Dal wheelspace posteriore del secondo stadio, una parte di portata ($G5$) sbocca nel flusso principale passando attraverso la tenuta a lamina ($R6$) posta sulla faccia anteriore del diaframma; la rimanente fluisce nel wheelspace anteriore terzo stadio passando per una tenuta a labirinto ($S1$), per poi sboccare nel flusso principale attraverso la tenuta $R7$ (Figura 3.31).

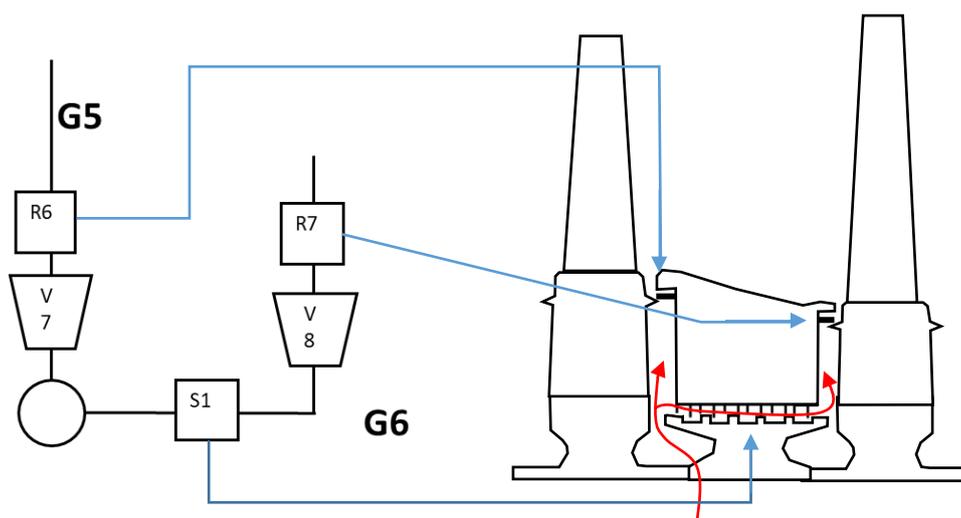


Figura 3.31 – Modello del circuito percorso da G5 e G6

R6 e R7

Le cosiddette “rim seals” formano una ristretta area di passaggio a forma di corona circolare. L’area si calcolata facendo riferimento alla figura 3.32 come:

$$A = 2\pi \cdot r \cdot l$$

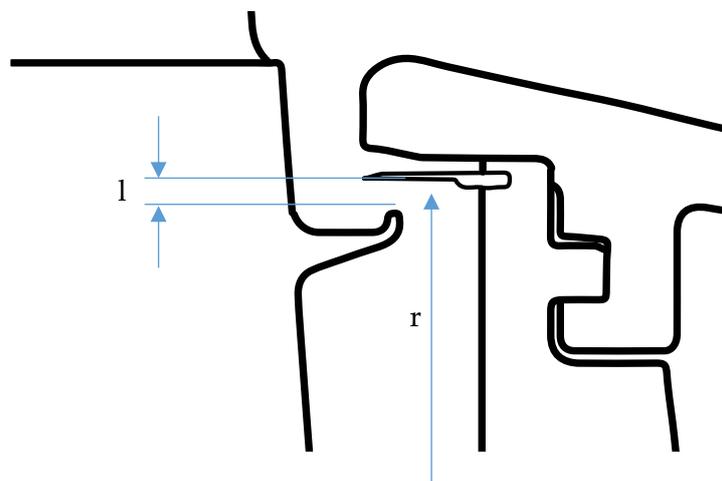


Figura 3.32 – Rim seals e parametri geometrici

Circuito complessivo

Il complessivo della prima modellizzazione è riportato in figura 3.33. La prima modifica che viene apportata al circuito è l’aggiunta di una restriction, con area molto grande, posta tra l’ingresso e la camera 1 in modo da far riconoscere al software che tra i due punti esiste un condotto.

Le pressioni di input e di output vengono riferite come percentuale rispetto alla pressione d’ingresso P1 (di target); le portate di input e di output vengono riportate come percentuale

Analisi dei flussi secondari

rispetto alla portata in ingresso G1 (di target). Solo le pressioni delle camere (P2, P3 e P4) variano poiché le restanti sono imposte e quindi restano costanti.

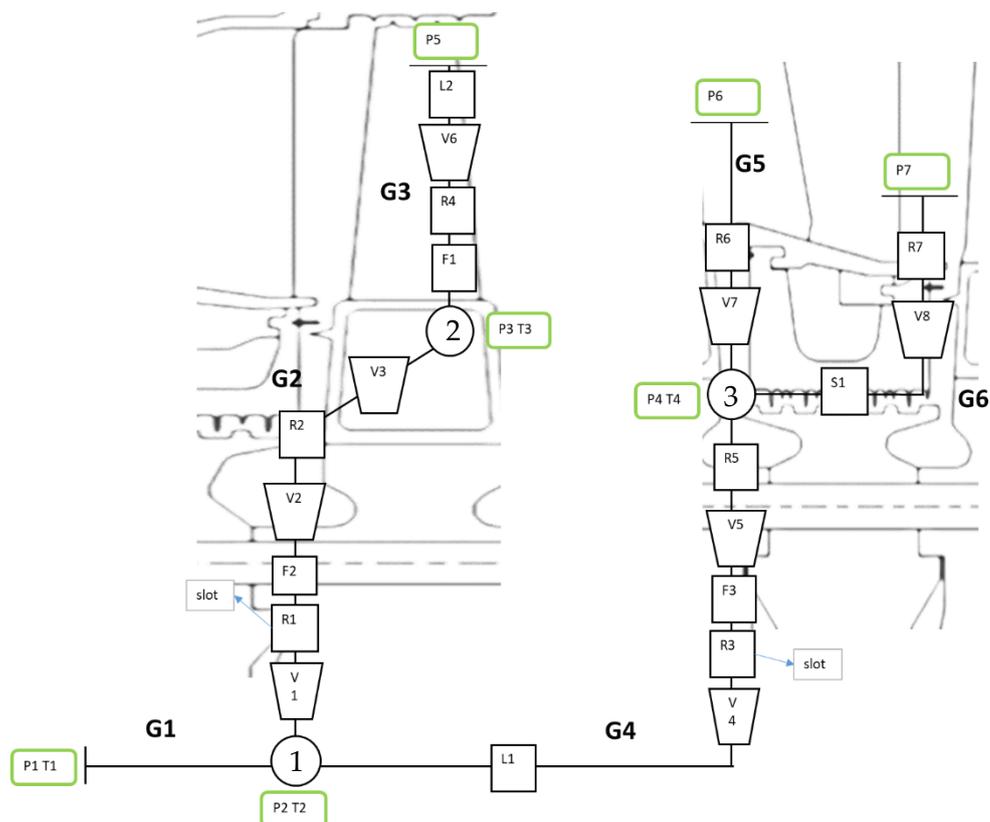


Figura 3.33 – Modello del circuito del secondo stadio

Si osserva, in tabella 15, che la portata G5 ha segno meno e quindi è entrante, dal flusso principale fluisce verso il wheelspace. Nonostante l'effetto dei vortici, che tendono a lanciare il gas verso l'esterno, la perdita F3 introduce una caduta di pressione così alta che la camera 3 si ritrova ad avere una pressione P4 minore della pressione P5.

Tabella 15

	Input	Output	
P1	100%		legenda input output target
P2	100,00%	99,90%	
P3	109,98%	120,43%	
P4	31%	27,92%	
P5	35%		
P6	30%		
P7	18%		
	target/input	Output	
G1	1	0,70114	
G2		0,332	

G3	0,332	G5+G6
G4	0,37	
G5	-0,153	
G6	0,522	

3.4.1 Prima ottimizzazione

Si procede pertanto con l'eliminazione delle perdite localizzate poste a valle delle slot (F2 e F3) e della perdita distribuita L1: quest'ultima crea una caduta di pressione talmente bassa che il software si ritrova ad eseguire una divisione per zero, mandando in crash l'intera simulazione.

I risultati sono riportati in tabella 16.

Tabella 16

	Input	Output	
P1	100%		legenda input output target
P2	100,00%	99,82%	
P3	109,98%	120,33%	
P4	31%	27,94%	
P5	35%		
P6	30%		
P7	18%		
	Target/input	Output	
G1	1	0,939	G5+G6
G2		0,346	
G3		0,346	
G4		0,593	
G5		0,070	
G6		0,523	

Il valore di output G1 si avvicina sensibilmente al valore di target: l'incremento di portata va così ad aumentare G2 diretta verso la palettatura e G4 diretta verso il terzo stadio. Resta comunque marcato lo squilibrio tra le portate G5 e G6.

3.4.2 Seconda ottimizzazione

I vortici vengono cambiati da tipo 0 (forzato) a tipo 2 (forzato ma con vortice libero sul raggio interno), in questo modo l'incremento di pressione introdotto dai vortex è leggermente più basso.

Con questa simulazione le pressioni nelle camere si avvicinano notevolmente ai valori di target; viceversa, le portate diminuiscono rispetto alla precedente simulazione, discostandosi ulteriormente dal target (Tabella 17).

Tabella 17

	Input	Output									
P1	100%		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">legenda</th> </tr> <tr> <td style="background-color: #f4a460;">input</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="background-color: #d3d3d3;">output</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="background-color: #90ee90;">target</td> <td></td> </tr> </thead></table>	legenda		input		output		target	
legenda											
input											
output											
target											
P2	100,00%	99,85%									
P3	109,98%	108,81%									
P4	31%	28,69%									
P5	35%										
P6	30%										
P7	18%										
	Target/input	Output									
G1	1	0,844	G5+G6								
G2		0,285									
G3		0,285									
G4		0,559									
G5		0,020									
G6		0,539									

3.4.3 Terza ottimizzazione

Le modifiche a questa terza simulazione sono tre:

- i vortici facenti parte del flusso di raffreddamento della pala vengono resettati al tipo 0;
- la tenuta a labirinto viene modellizzata come tre tenute in serie;
- la rugosità relativa del canale di raffreddamento della paletta viene variata.

I risultati sono riportati nella tabella 18.

Tabella 18

	Input	Output									
P1	100%		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">legenda</th> </tr> <tr> <td style="background-color: #f4a460;">input</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="background-color: #d3d3d3;">output</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="background-color: #90ee90;">target</td> <td></td> </tr> </thead></table>	legenda		input		output		target	
legenda											
input											
output											
target											
P2	100,00%	99,99%									
P3	109,98%	110,80%									
P4	31%	28,43%									
P5	35%										
P6	30%										
P7	18%										

	Target/input	Output	
G1	1	0,916	
G2		0,407	
G3		0,407	
G4		0,509	G5+G6
G5		0,239	
G6		0,270	

3.5 Convergenza dei due circuiti e risultati finali

Lo step finale per costruire il flow network completo dei flussi di raffreddamento del rotore è quello di far convergere, allineare, i due circuiti precedentemente creati. Facendo riferimento alla figura 3.34 la portata G3 uscente dal flow network del primo stadio dovrà coincidere con la portata in ingresso al flow network del secondo stadio; la camera 2 del primo circuito dovrà coincidere con la camera 1 del secondo circuito e quindi avere uguale pressione. Poiché, per far girare il programma, tra l'ingresso e la prima camera del secondo circuito si è introdotta una restriction, bisogna tenere in conto la caduta di pressione ΔP generata da quest'ultima.

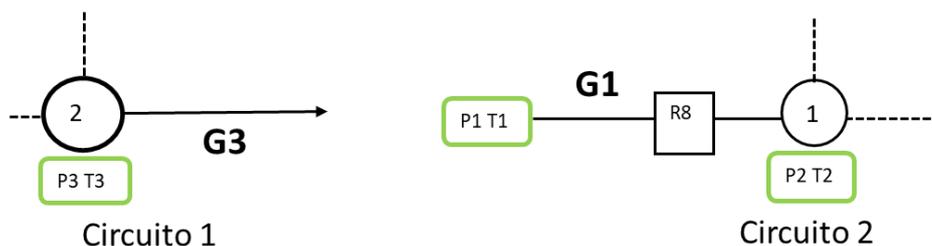


Figura 3.34 – Schema della convergenza dei due circuiti

Prima iterazione

Nella prima iterazione si inserisce:

- come input del circuito 1 la portata G1 ottenuta precedentemente;
- come input del circuito 2 si inserisce al posto di P1 la portata P3 di target sommata alla perdita ΔP .

In output si ottiene la pressione P3 della camera 2 e la portata G1 in ingresso al circuito 2.

Seconda iterazione e successive

L'output della prima iterazione viene inserito come input della seconda iterazione:

- La P3 va sommata al ΔP è diventa l'input del circuito 2;
- La G1 diventa l'input G3 del circuito 1.

Analisi dei flussi secondari

Per capire meglio il processo iterativo si faccia riferimento allo schema di figura 3.35.

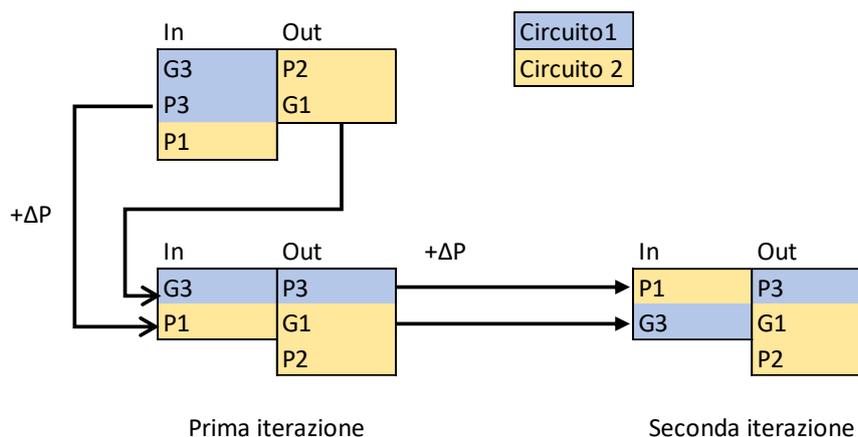


Figura 3.35 – Schematizzazione della prima iterazione

Risultato finale

In figura 3.36 sono riportati gli errori percentuali all'avanzare delle iterazioni.

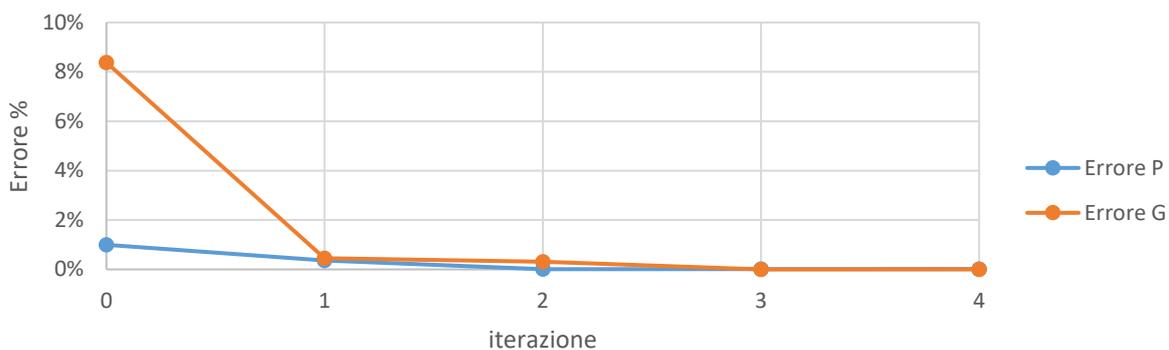


Figura 3.36 – Andamento degli errori percentuali in funzione del numero di iterazioni

Durante il processo di iterazione la portata complessiva estratta passa da un valore di 1,020 G1 target fino a 0,987 G1 target.

Riferendo le pressioni alla P1 e le portate rispetto alla G1, si riporta in figura 3.37 uno schema completo del flow network del flusso di raffreddamento. I risultati di portate e pressioni sono riportati in tabella 19.

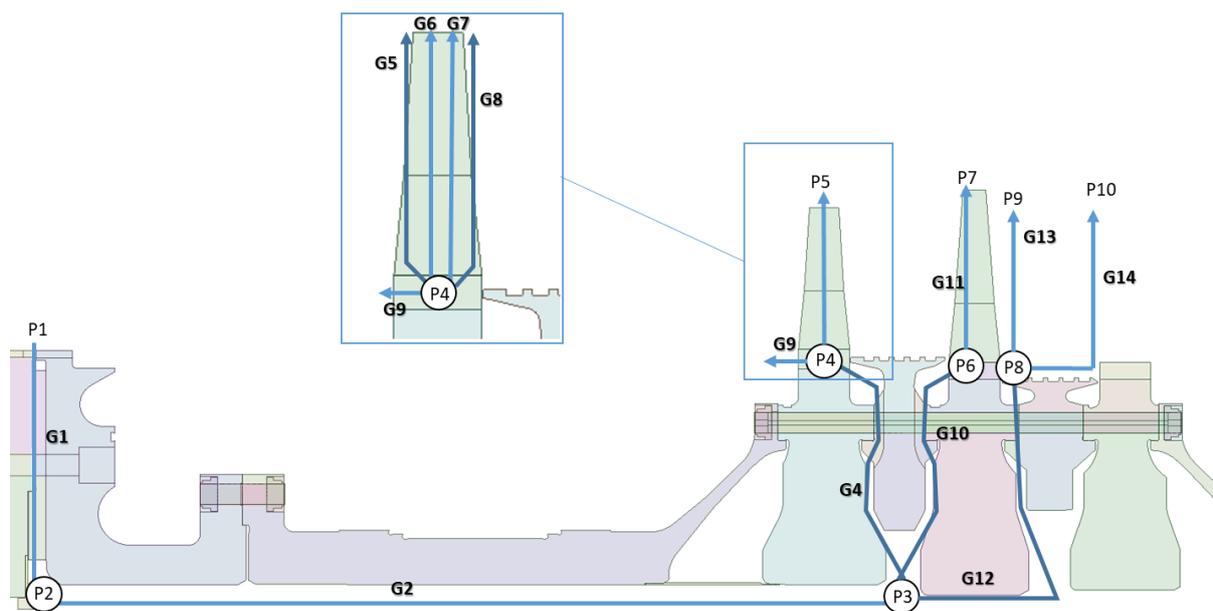


Figura 3.37 – Schema del flow network complessivo

Tabella 19

Pressioni		Portate	
P1	100%	G1	100%
P2	82%	G2	100%
P3	82%	G3	35%
P4	91%	G4	65%
P5	50%	G5	16%
P6	91%	G6	39%
P7	27%	G7	5%
P8	23%	G8	2%
P9	25%	G9	4%
P10	15%	G10	16%
		G11	16%
		G12	19%
		G13	9%
		G14	10%

4 Transitorio termo-strutturale

La modellizzazione del sistema di raffreddamento del rotore è di vitale importanza poiché quest'ultimo, sottoposto ad alte temperature, deve necessariamente mantenere un'integrità strutturale durante tutta la vita della macchina. La rottura, di anche solo uno degli elementi che compongono il rotore, insieme all'elevata energia cinetica data dalla rotazione, porterebbe inevitabilmente al danneggiamento di tutta la macchina.

Poiché l'80% dei guasti nelle turbine a gas avviene nel rotore, specialmente durante l'avviamento della macchina (start-up) [8] si trova la necessità di eseguire un'analisi FEM termo-strutturale del transitorio.

4.1 Analisi agli elementi finiti

L'analisi agli elementi finiti (FEA) è una tecnica di simulazione a computer usata nelle analisi ingegneristiche. Questa tecnica di simulazione utilizza il Metodo degli elementi finiti (o FEM), il cui obiettivo è essenzialmente la risoluzione in forma discreta e approssimata di generali sistemi di equazioni alle derivate parziali (o PDE). [9]

Questa analisi si può riassumere nei seguenti step:

- Suddividere l'oggetto del problema in tante piccole parti, chiamate *elementi*, che devono essere in numero *finito*;
- Descrivere ogni singolo elemento mediante equazioni semplici;
- Riunire gli elementi, mostrando le relazioni tra l'uno e l'altro e ottenendo un ampio sistema di equazioni che è possibile tradurre in forma matriciale;
- Risolvere il sistema di equazioni mediante l'inversione di matrici.

I problemi che si possono risolvere con questa analisi sono i cosiddetti "boundary value problems" (problemi al contorno). Questi sono problemi matematici nei quali le quantità di interesse sono definite da equazioni differenziali lungo tutta la geometria, mentre i valori iniziali sono noti solo in alcune zone (bordi o contorni della geometria). Inoltre, i problemi possono essere analizzati in condizioni statiche (non esiste dipendenza dal tempo) oppure in condizioni dinamica (c'è dipendenza dal tempo).

4.1.1 Il processo

Dal punto di vista computazionale, conoscendo il problema e il tipo di risultato che si vuole ottenere, si procede inizialmente definendo la geometria e le proprietà dei materiali che la compongono.

Successivamente si divide la geometria in un numero finito (ma sufficientemente alto) di

elementi: questa operazione è conosciuta come “meshing”, ovvero definire una rete di nodi che discretizzano il problema.

Si definiscono poi i vincoli e i carichi applicati al modello: ad esempio una forza, un flusso di calore, uno spostamento o una temperatura fissa.

Infine, si decide la tipologia di soluzione e la si risolve tramite un codice informatico implementato nel software.

4.1.2 Il codice

Il computer identifica, per ogni elemento i -esimo, una matrice (nel caso a più dimensioni) di rigidità (k) che lega gli spostamenti (d) e i carichi (f) nel caso strutturale, le temperature (T) e il calore (Q) nel caso termico.

$$\{f\}_i = [k]_i \{d\}_i$$

Applicando le equazioni di continuità si assemblano gli elementi tra di loro, o per meglio dire, si uniscono le equazioni precedentemente identificate per creare un sistema matriciale in grado di rappresentare tutto il modello.

$$\{F\} = [K]\{D\}$$

Successivamente vengono applicate le condizioni al contorno (BC), che indicano quali spostamenti (o temperature) sono noti: così facendo le matrici globali vengono modificate.

$$\{F\}_{BC} = [K]_{BC} \{D\}_{BC}$$

Infine il computer calcola la soluzione tramite l'inversione della matrice di rigidità.

$$\{D\}_{BC} = [K]_{BC}^{-1} \{F\}_{BC}$$

4.1.3 Terminologia

In un modello fem (finite element method) si possono identificare:

- elementi, i singoli pezzi che compongono il modello;
- nodi, i punti dove più elementi si incontrano;
- condizioni al contorno (o vincoli), bordi dove i valori di spostamenti o temperature sono noti;
- carichi ai nodi, che possono essere forze, pressioni, calori;

Queste caratteristiche di un generico modello FEM sono mostrate in figura 4.1.

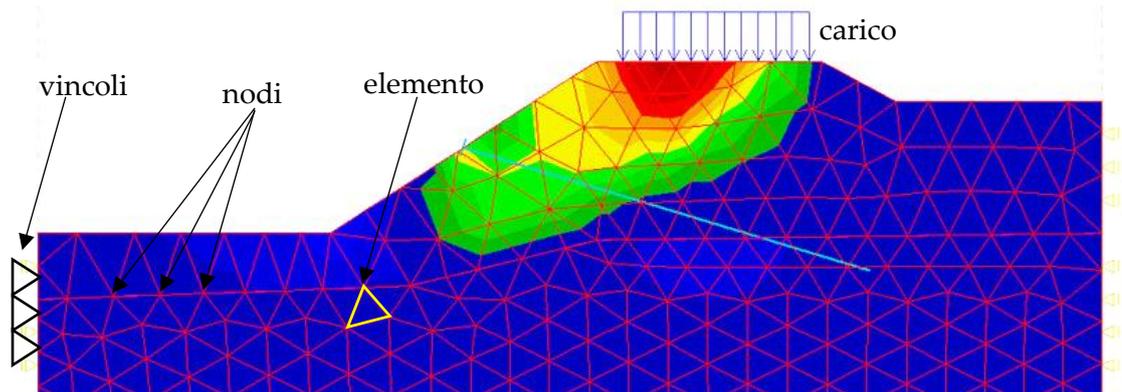


Figura 4.1 – Caratteristiche di un modello FEM

4.2 Analisi termica a regime

Prima di procedere all'analisi del transitorio termico e strutturale, si studia il rotore in condizioni di regime: ciò permette di comprendere al meglio quali sono le condizioni al contorno e come esse vengono applicate al sistema.

4.2.1 Modello termico

Il modello matematico utilizzato si compone di due parti fondamentali: le equazioni differenziali che ne governano la fisica e le condizioni al contorno.

Equazioni

Preso un volume infinitesimo di dimensioni Δx , Δy e Δz (che tendono a zero) si può scrivere l'equazione della conservazione dell'energia:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) - Q = 0$$

Dove:

- Q è la generazione interna di calore per unità di volume;
- k è la conduttività termica;
- ρ è la densità del materiale;
- c è il calore specifico;
- T è la temperatura funzione delle coordinate e del tempo.

L'equazione varia la sua forma in base a condizioni riguardanti la geometria (es. problema piano), la non dipendenza della temperatura dal tempo ($\frac{\partial T}{\partial t} = 0$) o la presenza o meno del calore generato internamente.

Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno che vengono imposte ai bordi del modello 2D sono di due tipologie: condizioni di Robin e condizioni di Dirichlet.

La condizione di Dirichlet (Figura 4.2) prevede di associare ad un bordo della superficie un valore di temperatura che può essere costante oppure variare lungo la dimensione del bordo. Nell'analisi del transitorio il valore di temperatura varia in funzione del tempo.

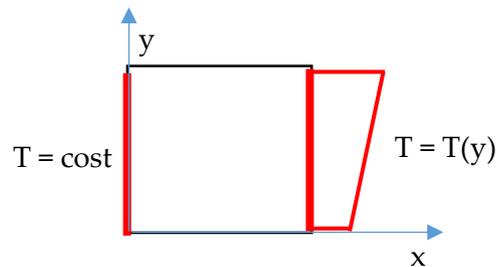


Figura 4.2

La condizione di Robin (Figura 4.3) da associare ai bordi è il trasferimento di calore per convezione, espresso attraverso la formula:

$$q = h(T_s - T_\infty)$$

Dove:

- q è il flusso termico trasmesso;
- h è il coefficiente convettivo sul bordo;
- T_s è la temperatura all'interno del dominio;
- T_∞ è la temperatura del fluido esterno.

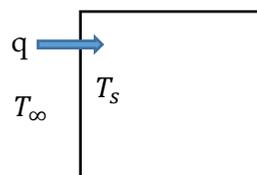


Figura 4.3

Nel caso del transitorio va specificata la temperatura iniziale all'interno del corpo e sui bordi.

$$T(x, y, z, t = 0) = T_0(x, y, z)$$

FEM termico

Le equazioni precedentemente introdotte vengono trasformate attraverso il metodo variazionale dei residui pesati e ordinate in modo da formare il sistema matriciale da risolvere.

Nel caso termico generale si ottiene:

$$[C]\{\dot{T}\} + [[K_c] + [K_h] + [K_r]]\{T\} = \{Q_c\} + \{Q_Q\} + \{Q_q\} + \{Q_h\} + \{Q_r\}$$

Con:

- $[C]$ matrice della capacità termica;
- $\{\dot{T}\}$ vettore della variazione nel tempo della temperatura ai nodi;
- $[K_c]$ matrice di conduzione;
- $[K_h]$ matrice di convezione;
- $[K_r]$ matrice di radiazione;
- $\{T\}$ vettore della temperatura ai nodi;
- $\{Q_c\}$ vettore del carico termico conduttivo;
- $\{Q_Q\}$ vettore del carico termico generato internamente;
- $\{Q_q\}$ vettore del carico termico legato al calore specifico;
- $\{Q_h\}$ vettore del carico termico convettivo;
- $\{Q_r\}$ vettore del carico termico di radiazione;

Le matrici ed i vettori variano in base al tipo di elemento utilizzato per dividere il modello. Ad esempio, per un elemento di tipo triangolare (Figura 4.4), utilizzato nelle geometrie piane, le matrici sono così strutturate:

$$[C] = \frac{\rho c A t}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix} \qquad [K_h] = \frac{hA}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$[K_c] = \frac{kt}{4A} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \qquad [Q_h] = \frac{hT_\infty A}{3} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$[Q_q] = \frac{qA}{3} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \qquad [Q_Q] = \frac{QA t}{3} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

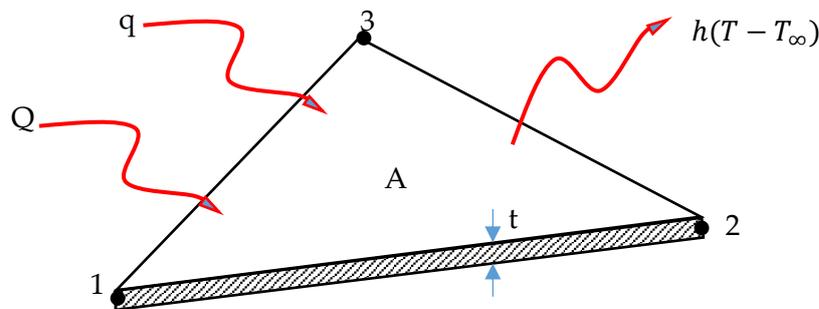


Figura 4.4 – Elemento finito di tipo triangolare

I termini della matrice K_c sono prodotti e somme di coefficienti che dipendono dalle coordinate dei nodi dell'elemento, A è l'area e t è lo spessore, che nel caso bidimensionale è pari a 1.

4.2.2 Condizioni di Dirichlet

Le condizioni di temperatura nota vengono applicate sulle superfici di alloggiamento dei

cuscinetti presenti nell'albero anteriore del compressore, nell'albero anteriore e in quello posteriore della turbina. I cuscinetti vengono mantenuti al di sotto di temperature critiche che altrimenti introdurrebbero deformazioni e problemi legati alla lubrificazione.

Le temperature più importanti che rientrano in questa categoria sono quelle delle superfici di attacco pala di turbina e compressore. Nel compressore, il flusso è a diretto contatto con la superficie dei dischi nella zona di passaggio tra una pala e l'altra; nonostante ciò la temperatura varia in un range che va da quella ambiente, presente nei primi stadi, ad un picco massimo di 400 °C all'uscita dell'ultimo stadio.

Rispetto al compressore, la portata principale assume, dopo la combustione, temperature elevate che sono critiche per il rotore della turbina; ecco perché, come esposto nei precedenti capitoli, il sistema di raffreddamento è di fondamentale importanza per attenuare l'effetto generato da valori così alti di temperatura.

Questi dati di temperatura sono frutto di due analisi in serie:

- Analisi streamline, che concerne il calcolo delle proprietà termodinamiche del flusso principale sia lungo l'altezza delle pale (spanwise), sia lungo la direzione assiale (streamwise);
- Analisi termica in regime di un modello 3D pala+disco in grado di rilevare l'andamento spaziale di temperature dovuto a fenomeni di conduzione e convezione.

Il risultato è un profilo di temperatura che varia linearmente lungo la superficie del disco a contatto con lo shank della palettatura (Figura 4.5).

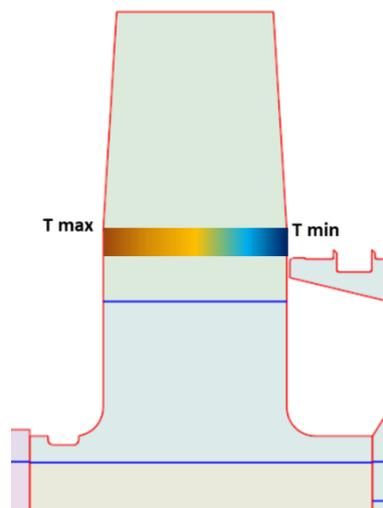


Figura 4.5 – Profilo di temperatura sull'attacco pala

4.2.3 Condizioni di Robin

La maggior parte delle superfici è a diretto contatto con un flusso, sia esso principale o secondario, che permette lo scambio termico di tipo convettivo.

Il rotore della turbina e gli ultimi stadi del compressore sono raffreddati internamente dal flusso secondario; si trova dunque la necessità di calcolare, per tutte le superfici esposte al passaggio dell'aria, il coefficiente convettivo. Il calcolo viene effettuato tramite la formulazione di Dittus – Boelter, che prevede una l'utilizzo di due formule:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$h = Nu \cdot \frac{k}{L}$$

Dove Re e Pr sono rispettivamente il numero di Reynolds e il numero di Prandtl, Nu è il numero di Nusselt, k è la conduttività termica, L è la dimensione caratteristica e h è il coefficiente convettivo.

4.2.4 Risultati

Complessivo

Il complessivo, formato dai rotori congiunti di turbina e compressore, appare come in figura 4.6. Le temperature sono adimensionate rispetto al valore massimo, che si presenta sull'attacco pala del primo disco turbina. Nell'allegato 4 è riportata una versione più dettagliata.

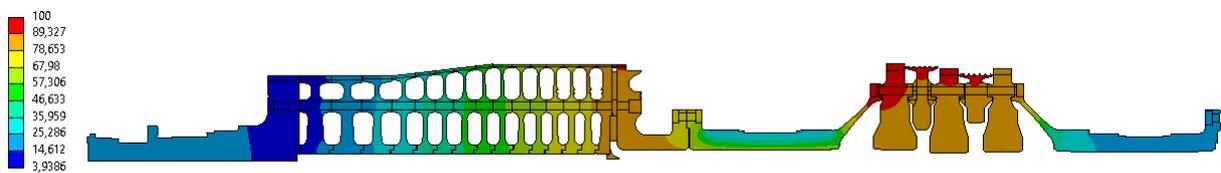


Figura 4.6 – Temperature a regime su modello 2D assialsimmetrico del rotore

Quello che si osserva è un graduale aumento di temperatura sul compressore, lungo la coordinata assiale: questa dipende dalle condizioni di Dirichlet poste sul diametro esterno dei dischi compressore. Tra il sedicesimo e diciassettesimo stadio avviene l'estrazione di aria che va a raffreddare il rotore della turbina, per cui la parte interna dei dischi turbina e degli spacer si mantiene ad una temperatura più bassa rispetto alla parte esterna, più vicina al flusso principale. Le superfici di appoggio dei cuscinetti si mantengono ad una temperatura controllata dai sistemi di lubrificazione e raffreddamento appositi.

Ultimi stadi compressore

In figura 4.7a sono riportati gli ultimi 4 stadi del compressore. Il gradiente di temperatura è influenzato fortemente dalla portata estratta di raffreddamento: questa scende attraverso il petalo sulla faccia anteriore del diciassettesimo stadio e investe la faccia posteriore del

sedicesimo stadio. Si pongono quindi condizioni di Robin su tutte le superfici a contatto con il flusso secondario (linee gialle e viola di figura 4.7b).

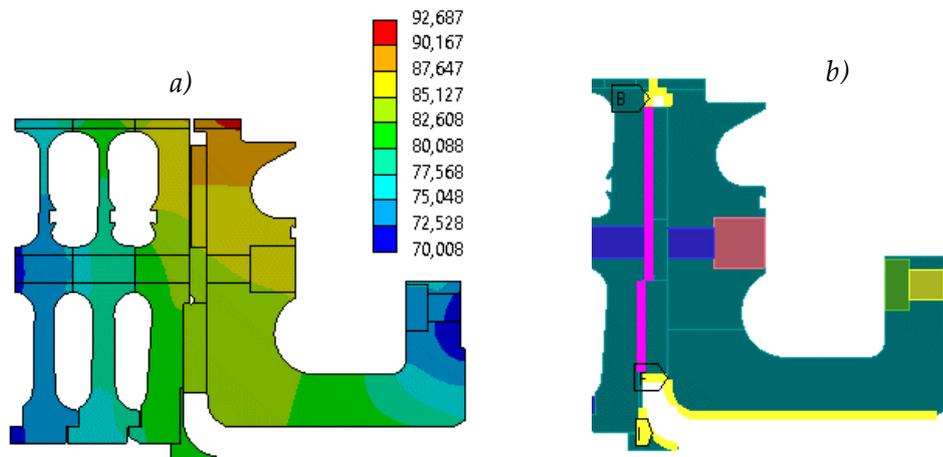


Figura 4.7 – a) Gradiente di temperatura negli ultimi stadi del compressore; b) Condizioni al contorno termiche

Dischi turbina

I dischi della turbina sono tra i componenti su cui porre maggiormente l'attenzione: infatti essi si occupano di portare in rotazione la palettatura rotorica e per questo sono sottoposti alle alte temperature del flusso principale. Ragion per cui il primo ed il secondo disco sono avvolti dal flusso secondario per tutta la loro altezza radiale.

Il disco 1 ha un gradiente di temperatura (Figura 4.8a) che si muove dall'alto al basso ma anche da sinistra a destra, presentando quindi un andamento obliquo: questo avviene perché è la sola faccia posteriore ad essere investita dall'aria di raffreddamento, mentre quella anteriore al di sotto del tirante giace in aria ferma. Alle superfici a contatto con l'aria di raffreddamento viene imposta la condizione di Robin (linee gialle in figura 4.8b).

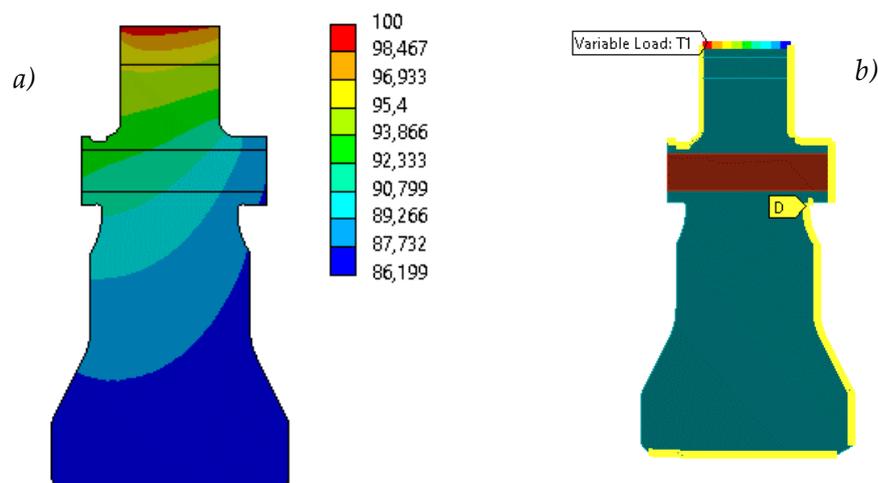


Figura 4.8 - a) Gradiente di temperatura nel primo disco turbina; b) Condizioni al contorno termiche

Il disco 2 è avvolto su entrambi i lati dalla portata di flusso secondario e ciò è facilmente intuibile dal gradiente di temperatura quasi simmetrico che si muove dall'alto verso il basso (Figura 4.9a).

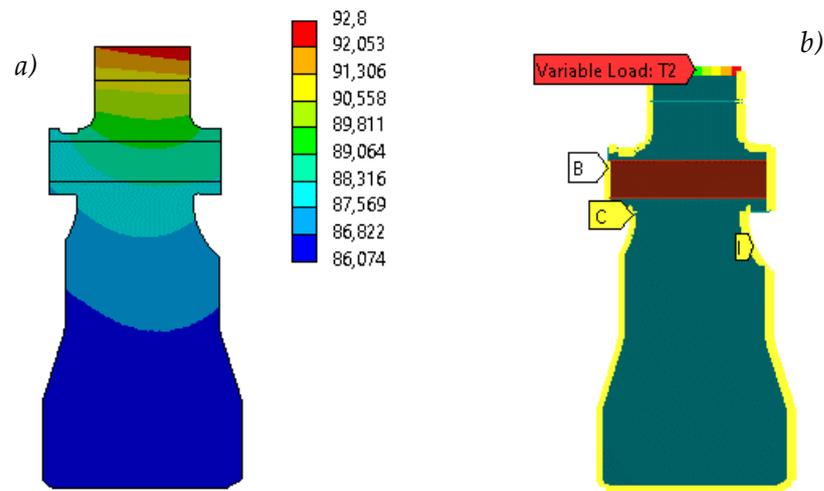


Figura 4.9 - a) Gradiente di temperatura nel secondo disco turbina; b) Condizioni al contorno termiche

Sulle superfici del disco 3 si pongono condizioni di Robin i cui coefficienti di convezione assumono valori molto bassi. Nonostante ciò, nella zona di attacco pala è presente l'effetto del flusso principale che ha subito una quasi totale espansione con conseguente riduzione di temperatura (Figura 4.10a).

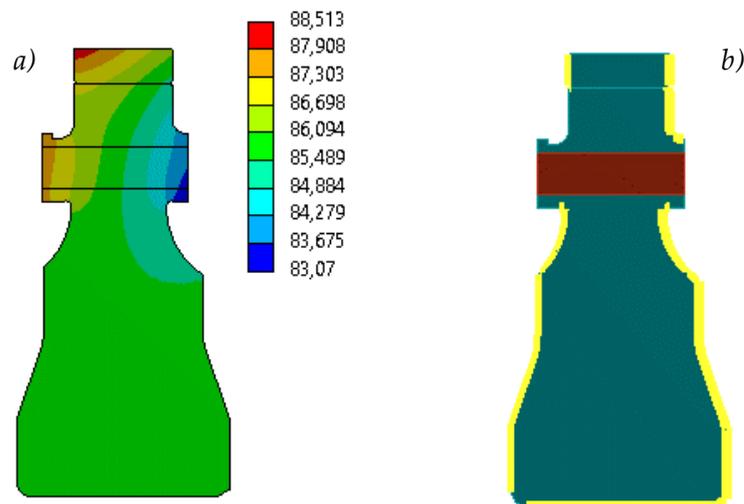


Figura 4.10 - a) Gradiente di temperatura nel terzo disco turbina; b) Condizioni al contorno termiche

L'andamento spaziale di temperatura nei dischi è più chiaro in figura 4.11 dove questi sono riportati l'uno a fianco all'altro. Si comprende meglio quanto il disco 3, pur non essendo circondato dai flussi di raffreddamento, abbia temperature nettamente inferiori a quelle presenti sul diametro esterno degli altri due dischi.

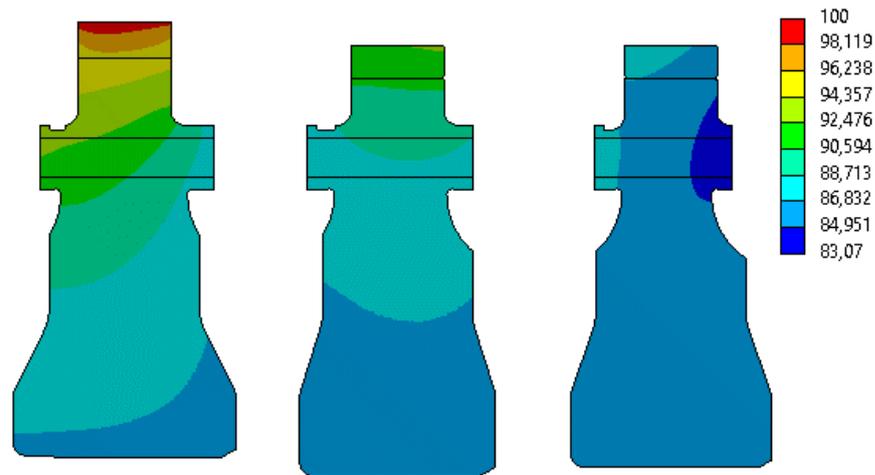


Figura 4.11 – Gradiente di temperatura a regime nei tre dischi turbina

Spacer

Il diametro esterno degli spacer presenta l'accoppiamento per le tenute a labirinto presenti sui diaframmi (statorici), quindi questa faccia è raffreddata dai flussi secondari: quella dello spacer 12 dall'aria proveniente dallo statore, quella dello spacer 23 dall'aria proveniente dal rotore. Inoltre, lo spacer 12 è raffreddato su entrambe le facce (anteriore e posteriore), mentre l'altro presenta solo un flusso sulla faccia anteriore: per questo motivo il primo si mantiene ad una temperatura più bassa. Un confronto delle temperature è mostrato in figura 4.12.

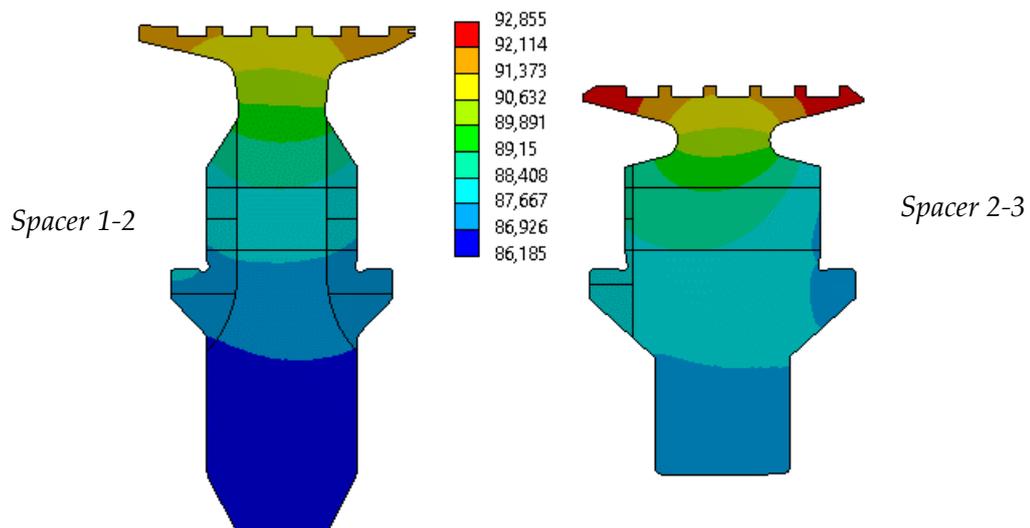


Figura 4.12 – Confronto del gradiente di temperatura a regime tra spacer 1-2 e spacer 2-3

Stubshaft

Al contrario dello stubshaft posteriore, che ha solo una condizione di Dirichlet sulla superficie a contatto col cuscinetto, quello anteriore presenta una superficie interna (bore hole) nella quale il flusso secondario si muove per andare verso i dischi turbina. Oltre alla temperatura costante sulla superficie di accoppiamento del cuscinetto (linea rossa in Figura 4.13b), l'albero anteriore presenta due condizioni di Robin (linee gialle in Figura 4.13b) vicino le zone di unione con il compressore e il disco 1. In conclusione, le temperature nello stubshaft anteriore (Figura 4.13a) sono influenzate dal flusso secondario mentre quelle nello stubshaft posteriore (Figura 4.14) dipendono solamente dal cuscinetto e dal flusso primario: quest'ultimo incide con la trasmissione di calore per conduzione tramite il disco 3.

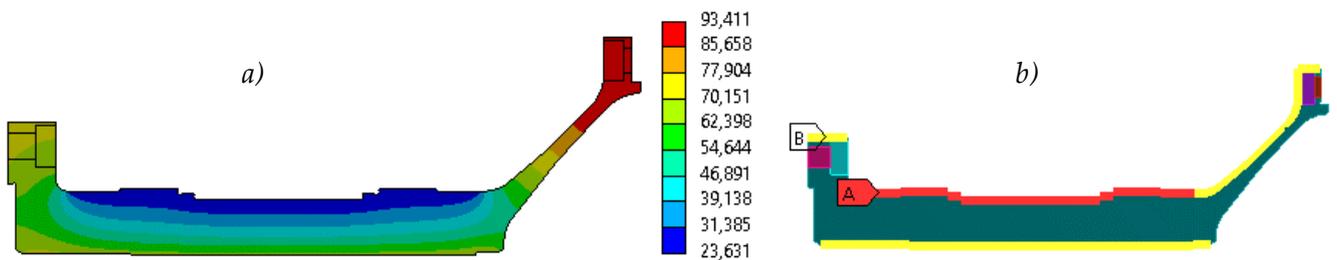


Figura 4.14 - a) Gradiente di temperatura nello stubshaft anteriore;
b) Condizioni al contorno termiche

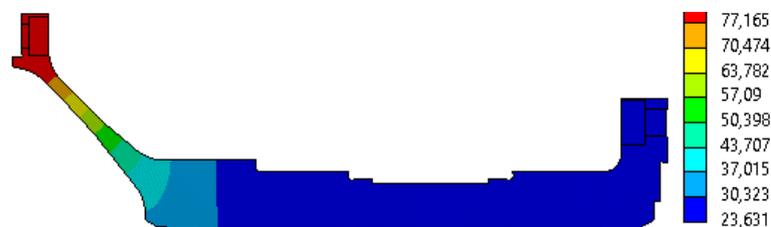


Figura 4.13 - Gradiente di temperatura nello stubshaft posteriore

4.3 Analisi del transitorio termico

4.3.1 Andamento nel tempo delle condizioni al contorno

Partendo dalle condizioni a regime ed utilizzando i trend del transitorio di una macchina simile a quella analizzata (Allegato 5), si ricavano gli andamenti di temperature e coefficienti di scambio termico. Questi verranno utilizzati successivamente come input della simulazione.

I trend utilizzati sono:

- CTD, temperatura allo scarico del compressore;
- CPD, pressione allo scarico del compressore;
- BRG1, temperatura del primo e del terzo cuscinetto;
- BRG2, temperatura del secondo cuscinetto, cioè quello tra turbina e compressore;
- TTFR1, temperatura dei gas combusti all'ingresso del primo stadio.

Andamento di temperature e pressioni

L'andamento CTD è stato applicato a tutte le superfici coinvolte nello scambio termico convettivo con un flusso (che sia esso primario o secondario) ad eccezione di alcune:

- Sulle slot attacco pala dei dischi si è, *inizialmente*, applicato il trend del flusso principale e quindi di TTFR1;
- Sulla superficie dello stub-shaft anteriore, dove è allocato il cuscinetto centrale, è stato applicato l'andamento BRG2;
- Sulla superficie dello stub-shaft posteriore, dove è allocato il terzo cuscinetto, è stato applicato l'andamento BRG1;
- Sulla superficie posteriore del terzo disco, rivolta verso il terzo cuscinetto, è stato applicato l'andamento BRG21.

Scalando le proprietà in base all'andamento percentuale, ovvero

$$T(t) = T_{regime} * \%CTD(t)$$

Si ottengono andamenti che, arrivano sì alla temperatura di regime di ogni superficie, ma partono, al tempo $t = 0$ secondi, da temperature diverse.

Per far sì che tutto il sistema parta da un'unica temperatura comune si utilizza la seguente formula:

$$\frac{T(t) - T_i}{T_R - T_i} = \frac{T^I(t) - T^I_i}{T^I_R - T^I_i}$$

Dove:

- T_i è la temperatura iniziale,
- T_R è la temperatura di regime,
- $T(t)$ è la temperatura al tempo t ;
- Le temperature con apice primo sono quelle della macchina di cui sono già noti gli andamenti.

Lo stesso ragionamento si applica alle pressioni utilizzando l'andamento della pressione allo scarico del compressore.

Andamento dei coefficienti di scambio termico

Per tracciare gli andamenti del coefficiente convettivo h [$\frac{W}{mm^2 \cdot K}$] si utilizza la seguente formula empirica:

$$h_{(t)} = h_R \cdot \frac{k_{(t)}}{k_R} \cdot \left(\frac{\rho_{(t)}}{\rho_R} \cdot \frac{\mu_R}{\mu_{(t)}} \cdot \frac{n_{(t)}}{n_R} \right)^{0,8}$$

Dove:

- μ è la viscosità dinamica [$\frac{kg}{m \cdot s}$];
- k è la conduttività termica [$\frac{W}{m \cdot K}$];
- ρ è la massa specifica [$\frac{kg}{m^3}$];
- n è il numero di giri [$\frac{giri}{minuto}$];
- il pedice "R" indica il valore a regime;

Andamento di temperatura sull'attacco pala

In una prima analisi si applica, sulla superficie di attacco delle pale, una condizione di Dirichlet che segue il trend di temperatura TTFR. Quest'ultima è utilizzata per regolare il carico della turbina ma non è possibile misurarla direttamente, difatti essa è calcolata in base alla pressione di scarico del compressore, la temperatura di scarico della turbina e la temperatura di ingresso alla macchina. Il problema principale legato all'uso di questo andamento di temperatura è che esso risulta irrealistico se applicato alla zona di attacco pala poiché quest'ultima non è a diretto contatto con il flusso principale ma è separata da esso per mezzo dello shank. I risultati ottenuti in questa prima analisi mostrano, come riportato in figura 4.15, picchi di tensione molto elevati nella fase di accensione e di spegnimento della macchina e questo dipende dal fatto che gli stress termici sono funzione sia del gradiente di temperatura, sia della variazione di questo nel tempo. Nella fase di accensione si ha un brusco aumento di temperatura e gli stress termici aumentano fino a che la temperatura non raggiunge il valore di regime: da questo instante in poi avviene un rilassamento delle tensioni e queste diminuiscono fino ad assestarsi ad un valore costante che dipende dal carico centrifugo delle pale. L'anomalia principale si ha però nella fase di spegnimento della macchina: il rapido raffreddamento crea delle tensioni termiche che nel picco raggiungono valori eccessivamente alti.

Per rendere realistico l'andamento di temperatura sull'attacco pala si procede ad una seconda analisi, simulando la conduzione che avviene tra shank e slot. Si aggiunge quindi al modello

la geometria dello shank (Figura 4.16a), applicando sul suo diametro esterno l'andamento di temperatura TTFR, e si va a guardare come varia la temperatura T1 nella zona esterna del disco (rim wheel). Vengono formulate due ipotesi in modo da poter analizzare il problema tramite il modello 2D:

- L'insieme degli shank forma una corona circolare piena, quindi non si considerano gli spazi vuoti tra l'uno e l'altro;
- Shank e slot sono perfettamente a contatto e ciò permette la trasmissione di calore per pura conduzione.

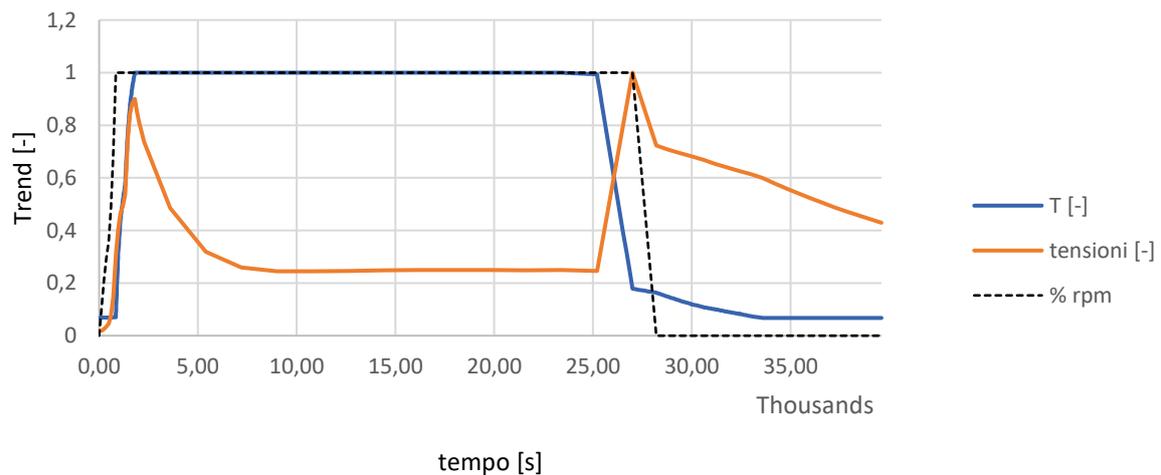


Figura 4.15 – Andamenti adimensionati della tensione e della temperatura nella zona di attacco pala

Il risultato è riportato in figura 4.16b.

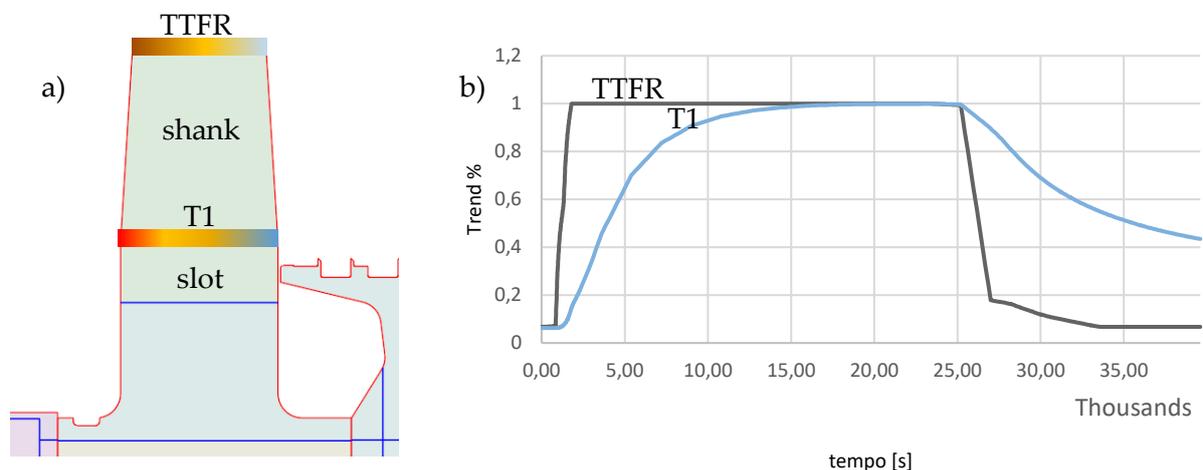


Figura 4.16 – a) Modello 2D con aggiunta dello shank e condizioni al contorno; b) Andamento di temperatura sull'attacco pala risultante dall'analisi

Il trend rilevato è realistico poiché tiene conto dell'inerzia termica che si crea tra la parte superiore dello shank e la slot: si vede chiaramente come l'aumento di temperatura è graduale e non rapido, e lo stesso dicasi per la diminuzione allo spegnimento, di forma analoga al raffreddamento in aria calma.

Per quanto riguarda le tensioni, la figura 4.17 mostra come quelle della seconda analisi siano

nettamente inferiori e più regolari di quelle del primo caso. Si osserva anche che le tensioni sono proporzionali alla variazione di temperatura nel tempo: gli stress hanno possibilità di distendersi più velocemente se la temperatura cambia più lentamente.

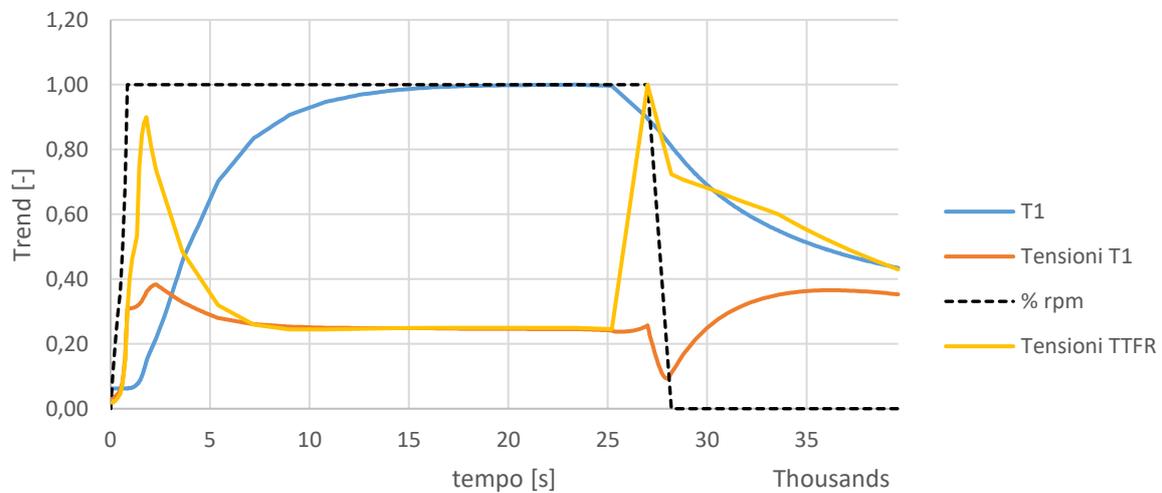


Figura 4.17 - Confronto tra gli andamenti adimensionati delle tensioni

4.3.2 Risultati

Dato che la durata del transitorio è di 39600 secondi (11 ore) e il rotore è formato da 24 componenti principali si evince come il numero di risultati estraibili dall'analisi sia altissimo. Per questo motivo si riportano, per i componenti più importanti, gli andamenti di tre suoi punti e le temperature del corpo in tre istanti di tempo differenti: il primo a 3600 secondi, nella fase di avvio; il secondo a circa 25000 secondi, quando il transitorio termico è raggiunto in tutta la macchina; il terzo nell'istante finale, a 39600 secondi. Tutte le temperature vengono espresse in percentuale rispetto alla massima temperatura raggiunta durante il transitorio.

Disco 1 turbina

Il primo disco della turbina (figura 4.18a) viene investito da due flussi secondari: quello proveniente dalla camera del cuscinetto che agisce sulla superficie A e quello proveniente dall'estrazione al diciassettesimo stadio del compressore che agisce sulla superficie B. Inoltre, il calore arriva dall'attacco pala per conduzione attraverso lo shank (non rappresentato poiché non facente parte dell'analisi termica). Questo spiega perché a 3600 secondi (figura 4.18a) la faccia posteriore risulta avere temperature più alte rispetto alla faccia anteriore e la parte del diametro interno è più calda di quella del diametro esterno. A regime (figura 4.18b) la situazione è inversa: il flusso principale, attraverso lo shank, tenta di scaldare il corpo ma l'aria di raffreddamento mantiene la maggior parte del disco ad una temperatura minore del 89% di quella massima. Alla fine del transitorio (figura 4.19), dopo circa 4 ore dallo spegnimento,

la zona del diametro esterno è più fredda della parte interna poiché, spento il combustore, l'aria (e non più i prodotti della combustione) investe la palettatura raffreddandola.

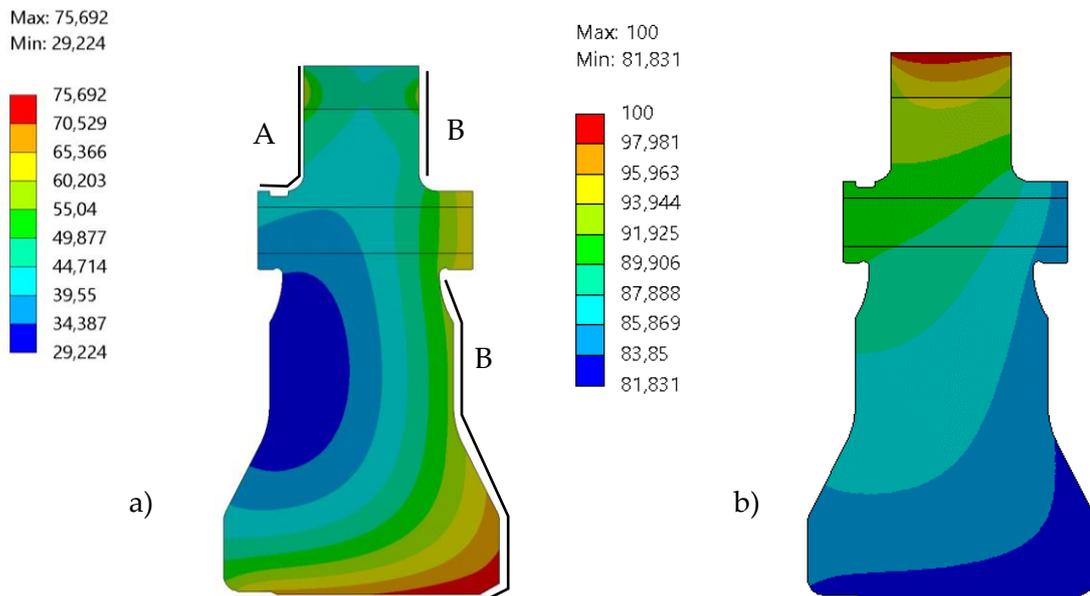


Figura 4.18 – Gradiente di temperatura a) inizio del transitorio;
b) a regime

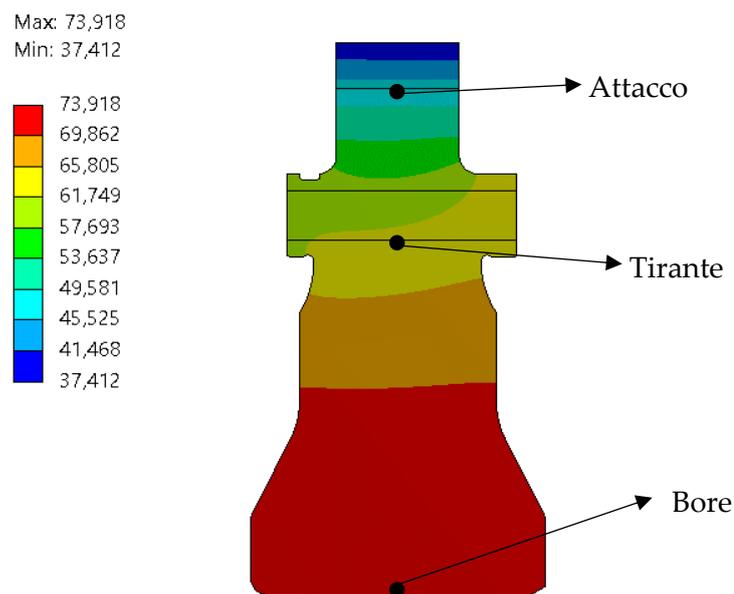


Figura 4.19 – Gradiente di temperature a fine transitorio

In figura 4.20 sono riportati gli andamenti di temperatura di tre punti (indicati in figura 4.19). L'andamento del punto sul "bore hole" segue il trend della temperatura allo scarico del compressore (CTD) e allo spegnimento il calore fuorisce da quella superficie per cui la temperatura comincia a diminuire dai 32400 secondi in poi. L'andamento del punto all'altezza della cava dove viene inserita la pala è come quello sul diametro esterno (sottocapitolo **Andamento di temperatura sull'attacco pala**) ma raggiunge temperature più basse in quanto è compreso tra due superfici raffreddate. L'andamento all'altezza del tirante

segue fino a 25200 secondi la forma di quello menzionato precedentemente; dai 25200 secondi in poi il trend è una media tra la curva *attacco* e la curva *bore*.

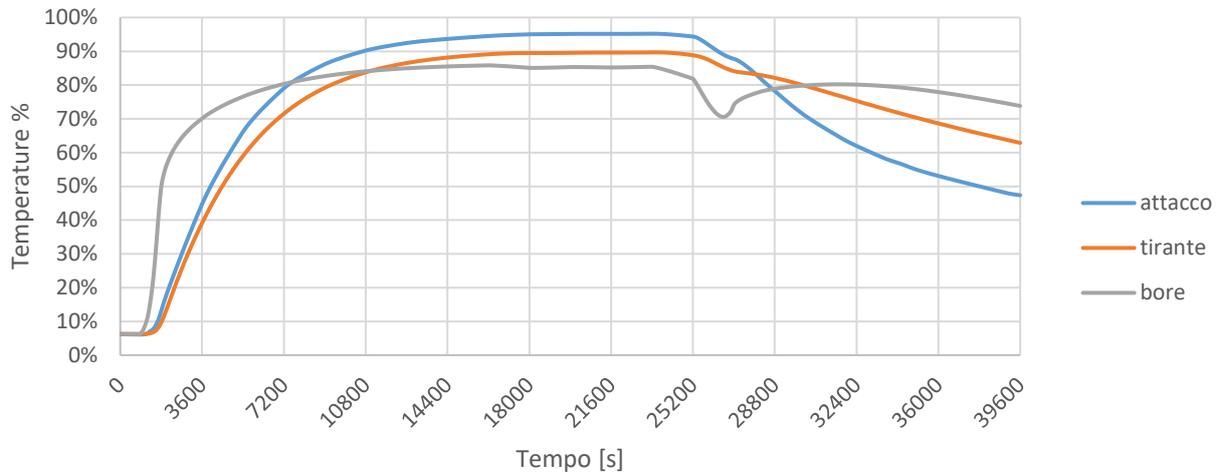


Figura 4.20 – Andamenti di temperatura nel tempo di tre punti del disco 1

Disco 2 turbina

Il secondo disco è avvolto ambo i lati (anteriore e posteriore) dai flussi di raffreddamento, quindi al tempo di 3600 secondi la temperatura minore si ha nel cuore del corpo (figura 4.21a). La superficie anteriore sul diametro interno è la più calda poiché in quel punto l'aria si divide per dirigersi in parte verso la pala del secondo stadio e in parte verso il terzo stadio. A 25200 (figura 4.21b) secondi la situazione è analoga a quella del disco 1 con l'eccezione che il gradiente è quasi simmetrico rispetto alla coordinata radiale e la zona più fredda è il punto dove il flusso di cooling si divide.

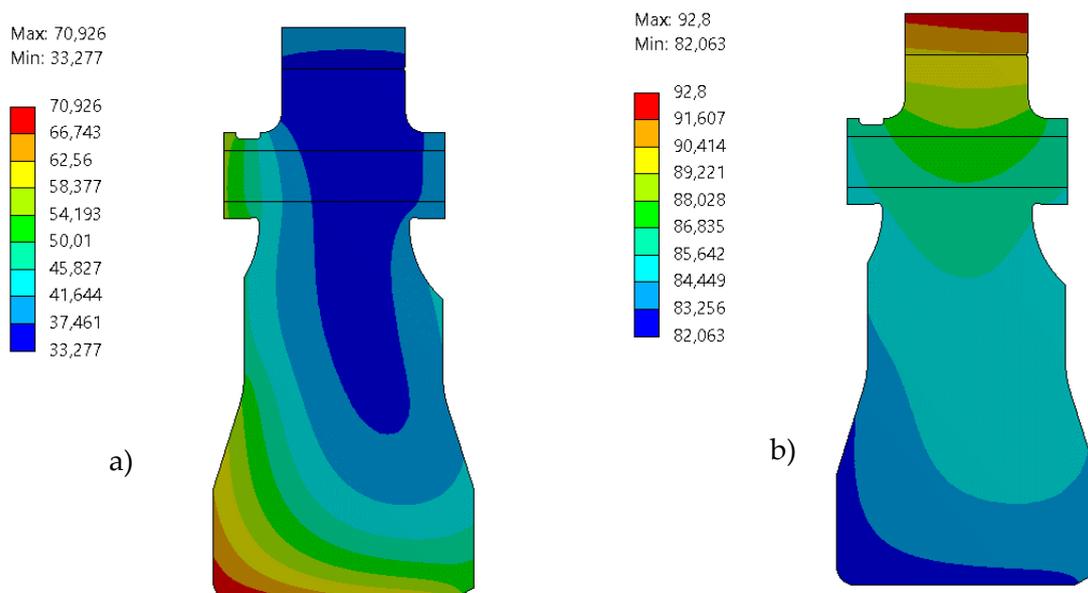


Figura 4.21 - Gradiente di temperatura a) inizio del transitorio; b) a regime

Alla fine del transitorio (figura 4.22) valgono le stesse considerazioni fatte per il disco 1.

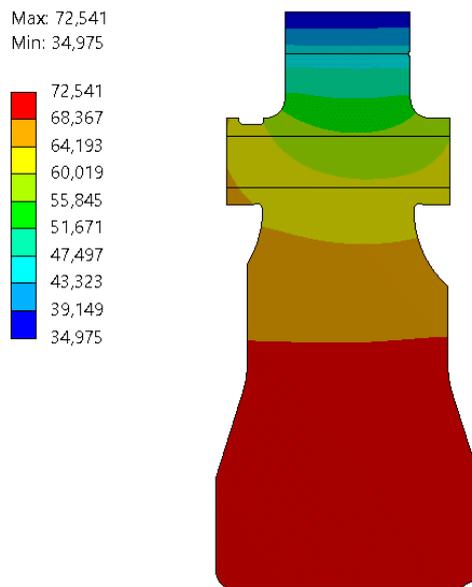


Figura 4.22 – Gradiente di temperature a fine transitorio

Gli andamenti di temperature nei tre punti precedentemente introdotti sono analoghi a quelli del disco precedente ma presentano valori più bassi di temperatura (figura 4.23).

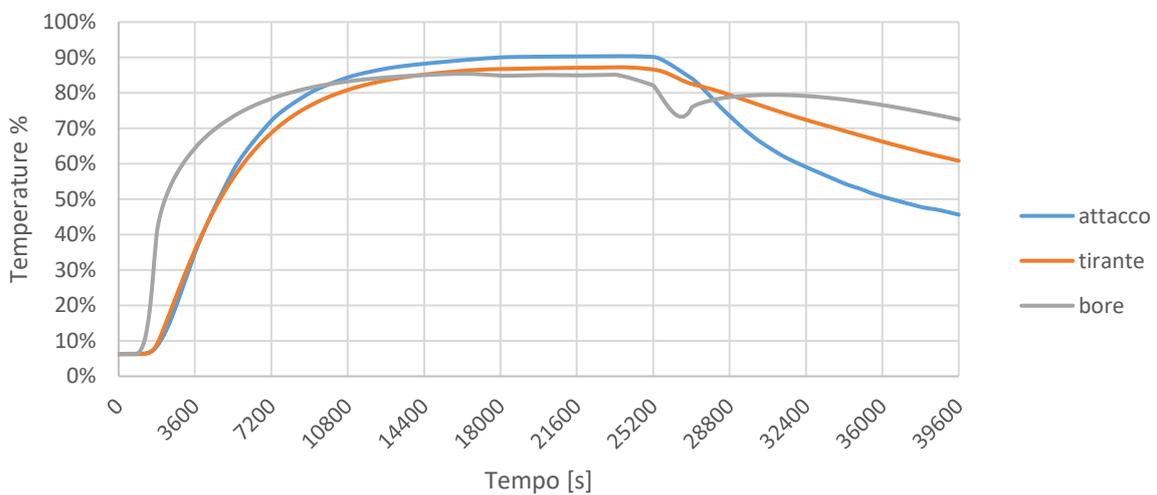


Figura 4.23 - Andamenti di temperatura nel tempo di tre punti del disco 2

Disco 3 turbina

Il terzo disco è a contatto con soli due flussi di raffreddamento e solamente nella zona al di sopra del tirante: il flusso principale si è raffreddato durante l'espansione, quindi questo

componente non ha bisogno del raffreddamento fornito dai flussi secondari eccetto che per le zone più vicine alla pala. Dalla figura 4.24a si vede come il corpo, nella fase di avviamento, sia più freddo rispetto agli altri due dischi e presenti le temperature più alte verso l'attacco pala. A regime (Figura 4.24b) il gradiente si muove dall'alto verso il basso e dalla faccia anteriore a quella posteriore, come ci si potrebbe aspettare.

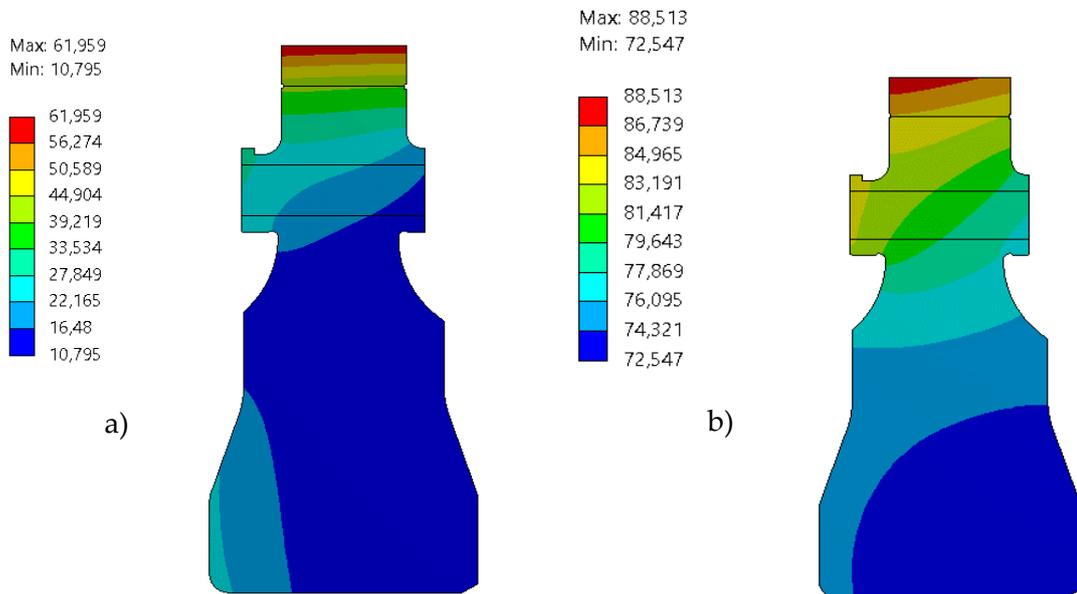


Figura 4.24 - Gradiente di temperatura a) inizio del transitorio; b) a regime

Alla fine del transitorio (Figura 4.25) la zona più fredda si trova verso il lato dello scarico, mentre la parte interna del disco ha assorbito tutto il calore e quindi possiede temperature più alte.

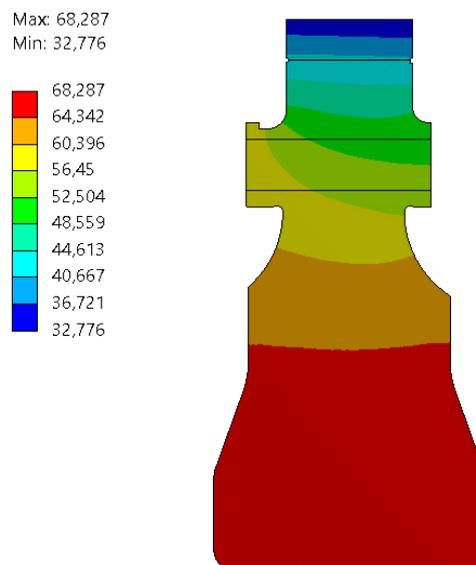


Figura 4.25 - Gradiente di temperature a fine transitorio

Per quanto riguarda gli andamenti di temperatura nei tre punti noti, si osserva in figura 4.26 come, eccetto quello dell'attacco pala, essi si muovano in modo differente da quelli

analizzati precedentemente: la temperatura sale lentamente e questo è dovuto al fatto che non c'è il contributo dei flussi di raffreddamento.

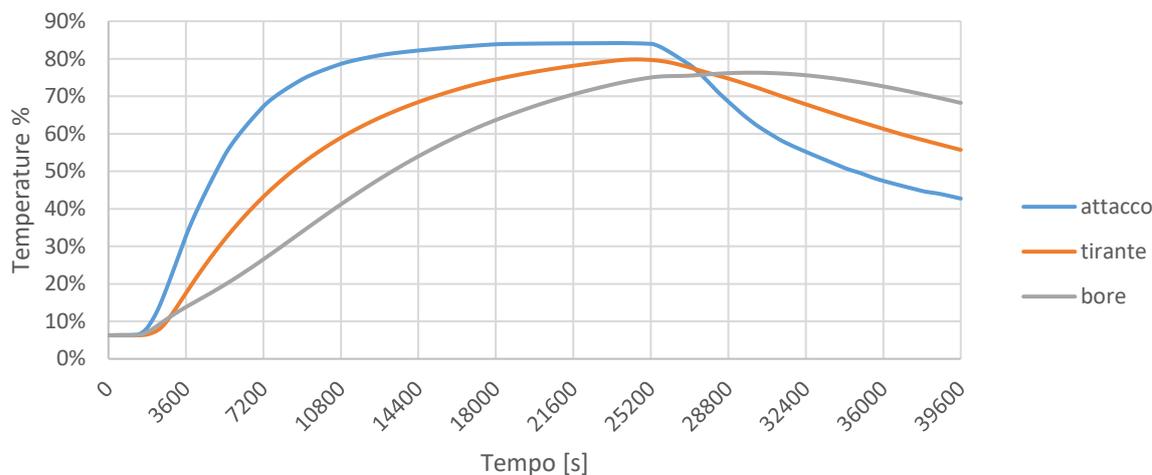


Figura 4.26 - Andamenti di temperatura nel tempo di tre punti del disco 3

Confronto tra i dischi turbina

Nei dischi, i due fattori chiave che controllano il gradiente di temperatura e come esso si muove nel tempo sono i flussi secondari che agiscono per convezione e il flusso principale che agisce per conduzione attraverso l'attacco pala. Questi due fenomeni sono ben visibili confrontando l'andamento nel tempo dei punti "attacco" e "bore" nei tre dischi.

I trend di temperatura nei punti nella zona dell'attacco pala, mostrati in figura 4.27, sono poco influenzati dal raffreddamento ma completamente dipendenti dal calore proveniente dal flusso principale.

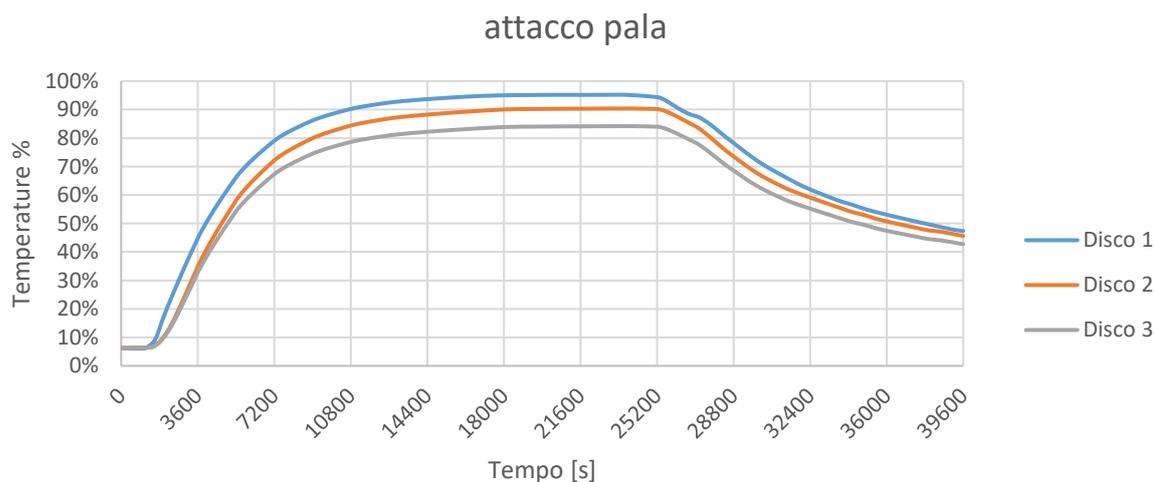


Figura 4.27- Confronto degli andamenti di temperatura nella zona di attacco pala

Gli andamenti delle temperature nei punti che si affacciano sul bore hole (Figura 4.28) seguono il trend della temperatura del flusso secondario ma ciò non vale per il terzo disco che

non è raffreddato nella zona interna: la portata d'aria infatti devia verso il secondo stadio prima di poter raggiungere il foro del disco 3. La temperatura di questo punto nel terzo disco è quindi guidata unicamente dalla conduzione attraverso il corpo.

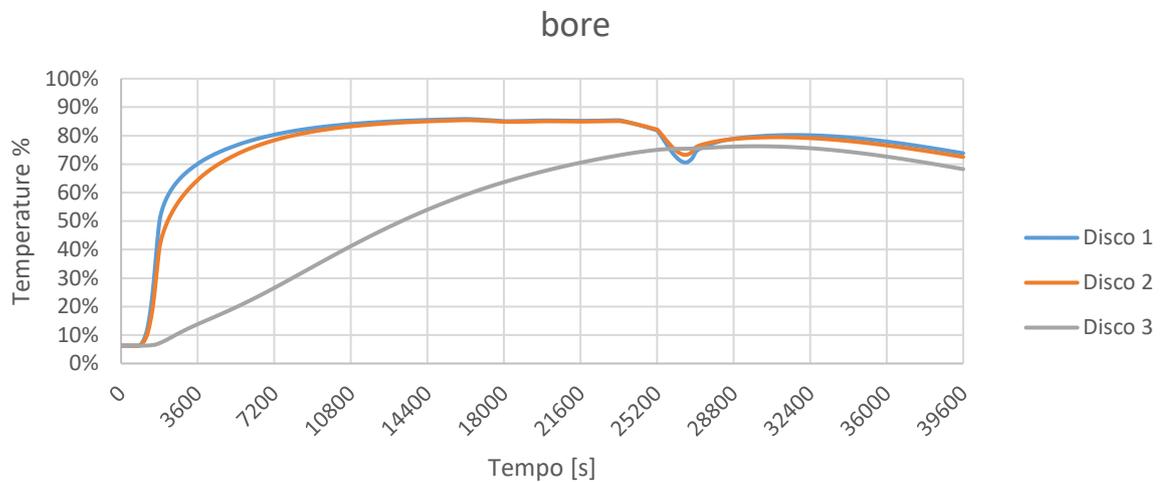


Figura 4.28 - Confronto degli andamenti di temperatura nella zona del bore hole

Spacer 1-2

Lo spacer 1-2 possiede, come visto nel Capitolo 3, due serie di scanalature (slot) sia sulla faccia anteriore che su quella posteriore. Queste cave, all'altezza radiale dei tiranti, consentono ai flussi di raffreddamento di muoversi dal bore hole fino alla base delle pale. In queste zone quindi il coefficiente convettivo è alto rispetto al resto delle superfici e ciò fa sì che la zona centrale dello spacer si mantenga ad una temperatura più bassa rispetto alla superficie sul diametro esterno e a quella sul diametro interno. Questo meccanismo è ben visibile in figura 4.29, negli istanti iniziali del transitorio.

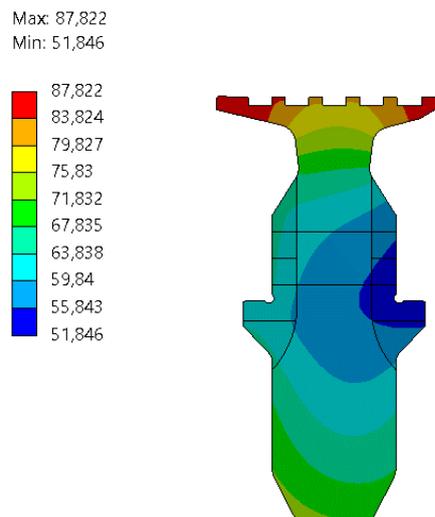


Figura 4.29 – Gradiente di temperatura all'inizio del transitorio

A regime le temperature più alte si hanno nella zona del diametro esterno dove è presente il flusso di raffreddamento proveniente dallo statore: l'aria, passando all'interno della palettatura storica, che è "immersa" nel flusso primario, si riscalda e la sua temperatura finale è maggiore di quella dell'aria di raffreddamento proveniente dal bore hole. L'effetto è visibile in figura 4.30, dove la temperatura aumenta all'aumentare del raggio.

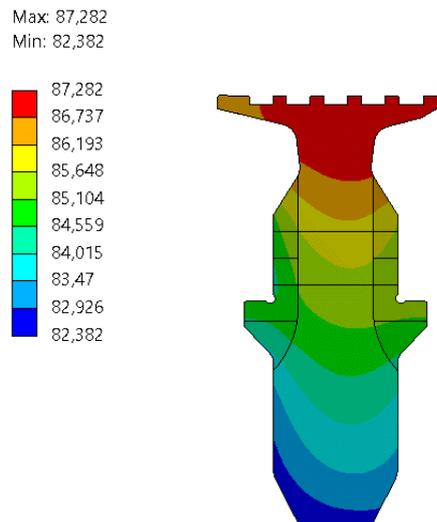


Figura 4.30 - Gradiente di temperatura
a regime

L'effetto del raffreddamento dovuto ai flussi secondari passanti per le slot è ancora più evidente nella figura 4.31 che rappresenta la distribuzione di temperatura alla fine del transitorio.

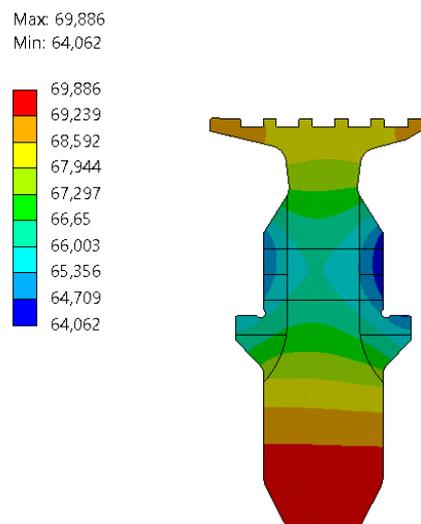


Figura 4.31 – Gradiente di temperatura
alla fine del transitorio

Spacer 2-3

Lo spacer 2-3 è raffreddato da una porzione di portata del flusso secondario che sale sulla

faccia anteriore, passando attraverso le slot, e si dirige sul diametro esterno a contatto con la tenuta a labirinto. Sulla faccia posteriore, a contatto con il terzo disco, non ci sono slot poiché non è necessario il passaggio di aria di raffreddamento: questo tenendo conto del fatto che la temperatura del gas all'ingresso del terzo stadio è circa il 60% di quella all'ingresso alla turbina. In figura 4.32 è riportato il gradiente di temperatura del corpo negli istanti iniziali del transitorio, a regime e al termine.

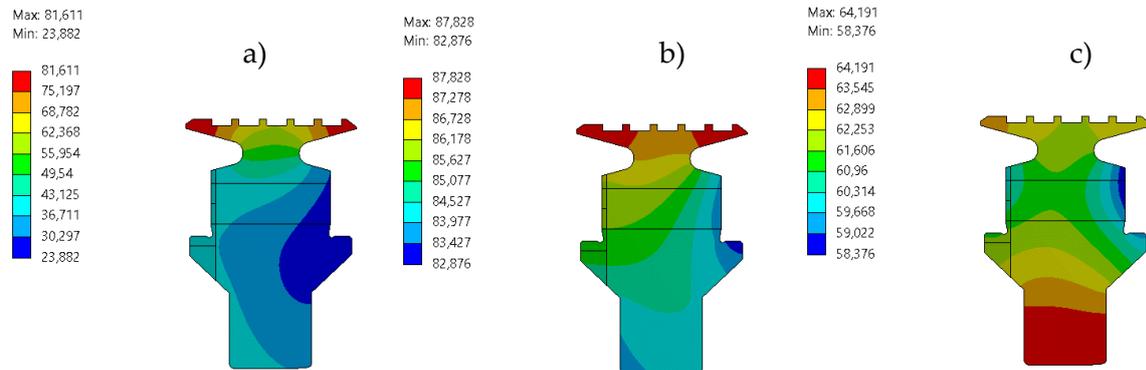


Figura 4.32 - Gradiente di temperatura a) all'inizio del transitorio; b) a regime; c) a fine transitorio

Per completezza, nell'Allegato 6, è riportato l'insieme di dischi e spacer in tre istanti di tempo del transitorio. Nelle figure riportate valgono le stesse considerazioni fatte per i singoli componenti ma è possibile vedere l'effetto di conduzione tra un corpo e l'altro.

Stubshaft anteriore

Di particolare interesse è lo stubshaft anteriore, che è l'albero che collega il diciassettesimo stadio del compressore al primo stadio rotorico della turbina; inoltre, vista la sua funzione, esso presenta la superficie di montaggio del cuscinetto centrale della macchina. La temperatura su questa superficie è dipendente quindi da quella del cuscinetto, che va mantenuta sotto un certo valore al fine di non comprometterne il corretto funzionamento. Dopo 3600 secondi (Figura 4.33) la superficie a contatto con il cuscinetto ha una temperatura che è circa un terzo di quella posseduta dalla faccia a contatto con il flusso di raffreddamento. A regime (Figura 4.34) l'albero raggiunge un gradiente di temperatura dettato dai flussi secondari presenti sulla superficie interna e quella esterna eccetto che per la zona a contatto con il cuscinetto che si mantiene costante.

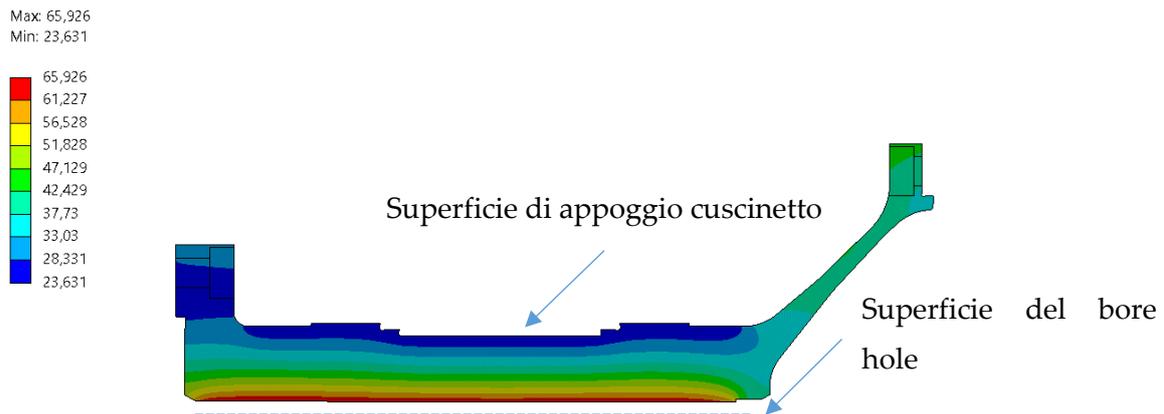


Figura 4.33 - Gradiente di temperatura all'inizio del transitorio

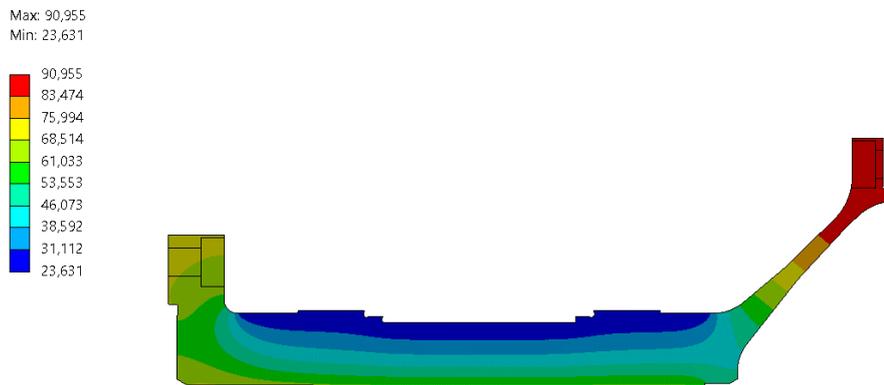


Figura 4.34 - Gradiente di temperatura a regime

Ultimi stadi del compressore

Come mostrato nel Capitolo 4.2.4, il diciassettesimo stadio del compressore presenta una condizione di Dirichlet sull'attacco pala, dovuta al flusso primario, ed è investito sulla faccia anteriore e interna dal flusso secondario estratto (condizioni di Robin). Il sedicesimo stadio invece presenta la stessa condizione di Dirichlet e la convezione data dal flusso secondario passante nel petalo. All'inizio del transitorio (Figura 4.35a) si vede come il corpo complessivo cominci a scaldarsi sul diametro esterno, esposto al flusso principale, e sulla superficie interna (bore hole). A regime (Figura 4.35b) le temperature maggiori rimangono nelle due zone citate precedentemente, mentre la faccia a contatto con lo stubshaft è più fredda essendo la zona più lontana dalle due fonti principali di calore (flusso primario e secondario). Si nota come la conduzione termica tra i due corpi abbia luogo solamente nella zona all'altezza del tirante: infatti il petalo non è a contatto con la faccia posteriore del sedicesimo se non in questa zona.

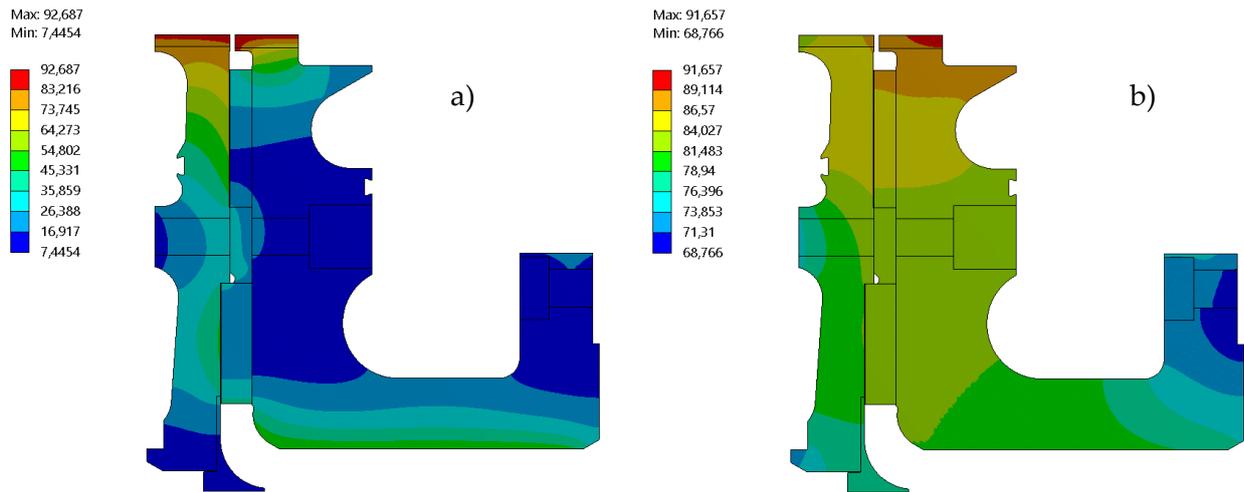


Figura 4.35 - Gradiente di temperatura a) inizio del transitorio; b) a regime

Compressore (stadi dal 1 al 15)

Sui restanti dischi del compressore, all'attacco pala di ognuno, si pone la condizione di Dirichlet nella quale viene indicata la temperatura sulla superficie; inoltre, sull'albero che porta il primo stadio c'è la superficie di appoggio del primo cuscinetto della macchina. In Figura 4.36 è riportato il rotore all'inizio, alla fine e a regime del transitorio termico. È chiaro, soprattutto osservando gli ultimi stadi, come il flusso di calore si muove inizialmente dal raggio esterno al raggio interno e successivamente dai dischi a temperatura maggiore verso i dischi a temperatura minore.

Transitorio termo-strutturale

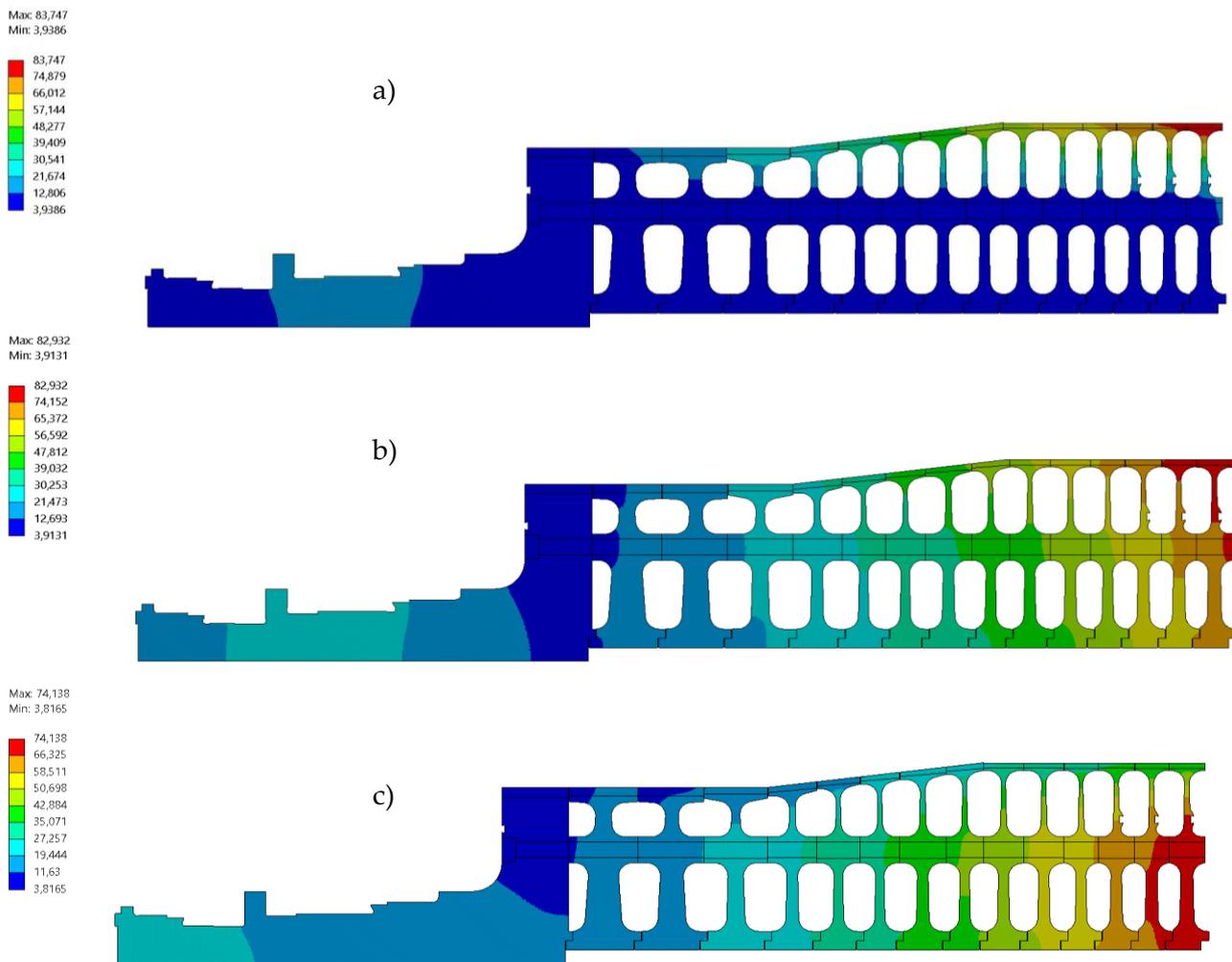


Figura 4.36 - Gradiente di temperatura a) all'inizio del transitorio; b) a regime; c) a fine transitorio

4.4 Analisi del transitorio termo-strutturale

4.4.1 Carichi

Carico centrifugo delle pale e dei distanziali

Poiché nel modello la palettatura è assente, il carico centrifugo dato dalle pale viene calcolato e impostato come una pressione equivalente agente in direzione radiale sulla superficie dei dischi.

Per prima cosa si calcola il carico centrifugo come:

$$L_c = m \cdot n^2 \cdot r_{CM} \text{ [N]}$$

Dove m [kg] è la massa del componente, n [rad/s] è la velocità angolare della rotore e r_{CM} è la distanza del centro di massa dall'asse di rotazione (Figura 4.37).

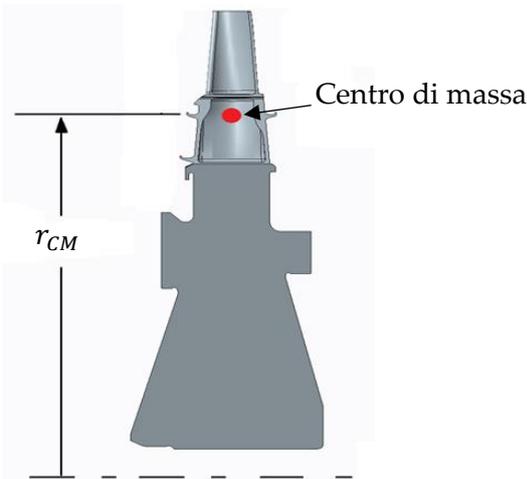


Figura 4.37 – Modello del disco per il calcolo del carico centrifugo delle pale

Successivamente il carico viene moltiplicato per il numero di pale presenti sul disco (N): il risultato è il carico totale agente sulla superficie del disco (wheel rim) L_{tot} .

Infine, conoscendo il diametro D del disco e la lunghezza assiale l dell'attacco pala, è possibile calcolare l'area cilindrica sulla quale agisce il carico e quindi la pressione equivalente, calcolata come:

$$P_{eq} = \frac{L_{tot}}{\pi \cdot D \cdot l}$$

Il calcolo viene effettuato anche per quanto riguarda i distanziali posti ai lati delle pale del compressore.

L'andamento del carico centrifugo e della velocità di rotazione è riportato in figura 4.38. Il valore del carico centrifugo è adimensionalizzato rispetto al massimo valore, che si raggiunge a regime sul disco 2; la velocità è adimensionata rispetto al valore massimo raggiunto.

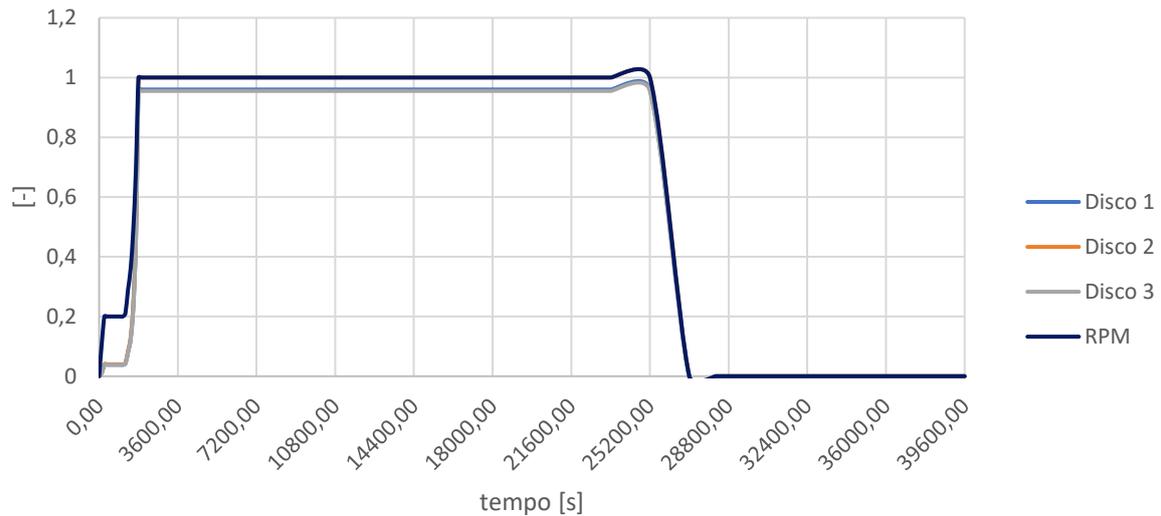


Figura 4.38 – Andamenti adimensionati dei carichi centrifughi e della velocità di rotazione

Prearico dei tiranti

Nel rotore complessivo si hanno 3 schiere di tiranti, riportate in figura 4.39:

- La prima tiene insieme i dischi del compressore;
- La seconda congiunge il diciassettesimo stadio del compressore allo stub shaft anteriore della turbina;
- La terza tiene insieme stub shaft, dischi e spacer della turbina.

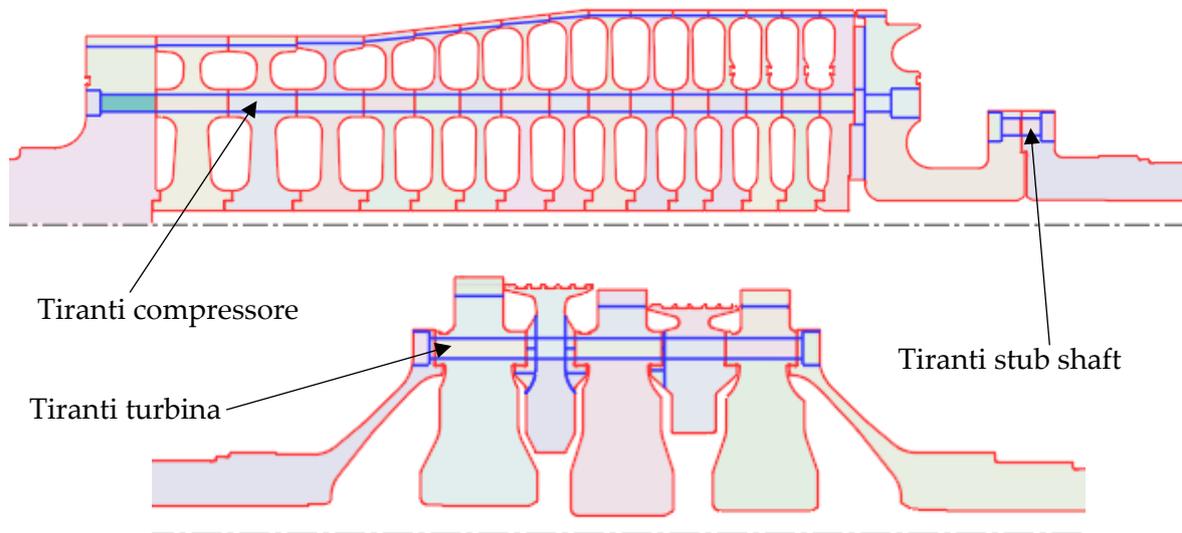


Figura 4.39 – Disposizione dei tiranti del rotore

Il modello 2D del complessivo è diviso per componenti e le condizioni di carico sono applicabili solo sulle superfici di queste e non all'intero delle geometrie che le definiscono, per cui i prearichi sono applicabili solamente sulle superfici esterne dei dadi di serraggio (Figura 4.40)

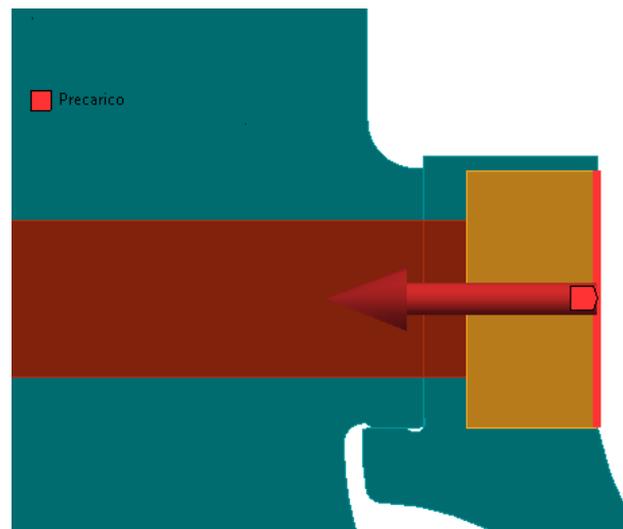


Figura 4.40 – Modalità di applicazione del precarico dei tiranti

4.4.2 Plane stress e materiali ortotropi

L'analisi agli elementi finiti su modello 3D del rotore richiede tempi di calcolo e potenze computazionali elevate, per cui si preferisce utilizzare un modello bidimensionale assialsimmetrico. I vincoli e i carichi applicati al modello sono anch'essi assialsimmetrici e così dicasi per le tensioni risultanti, che quindi non dipendono dalla direzione circonferenziale.

La difficoltà nasce in quanto la sezione dei componenti, a causa di interruzioni e variazioni del profilo, non è uguale per ogni coordinata angolare. Ad esempio, il disco turbina presenta sezioni costanti (corpo superiore e corpo inferiore) e sezioni variabili lunga la circonferenza (slot pala, foro tirante). Per tenere conto di queste variazioni si utilizzano due aprocci: l'utilizzo di geometrie "plane stress" e l'utilizzo di materiali ortotropi.

Materiali ortotropi

I materiali ortotropi sono caratterizzati dal fatto di avere proprietà meccaniche uguali lungo le direzioni di un piano ma diverse in direzione ortogonale al piano di isotropia. Come esempio si prenda la sezione compresa tra raggio interno e raggio esterno del foro: essa non è piena sui 360 gradi ma esistono tratti vuoti (zona di passaggio del tirante) e sezioni piene. Quando il disco è sottoposto a rotazione, nella zona di passaggio del tirante il carico radiale non viene scaricato su un volume pieno pari a $V_p = \pi(R_e^2 - R_i^2) \cdot L$ ma piuttosto su V_p depauperato del volume dei fori, pari a $A_f \cdot L \cdot \text{numero fori}$. Si riduce quindi il modulo di Young E_z e il modulo di taglio G_z in proporzione alla riduzione di volume, come illustrato in figura 4.41.

Nel caso in esame l'ortotropia viene applicata ai materiali associati alla zona dei tiranti e alle teste di serraggio di questi.

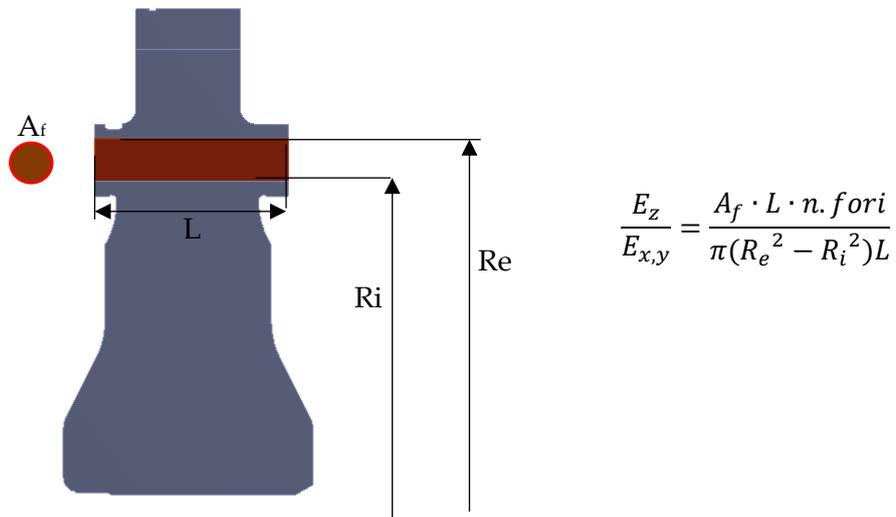


Figura 4.41 - Calcolo delle proprietà meccaniche per un materiale ortotropo

Plane stress

Altre zone della sezione vedono un'interruzione nella sezione: ad esempio negli spacer si hanno le slot di passaggio dell'area e queste porzioni non sono in grado di scaricare le tensioni lungo la direzione circonferenziale (hoop stress). Per risolvere questo problema non si applica una geometria assialsimmetrica ma bensì di tipo "plane stress": questa è un'opzione presente nel programma, selezionabile durante la definizione delle geometrie. Il parametro di input è la lunghezza della zona di plane stress e questa viene calcolata come illustrato in figura 4.42.

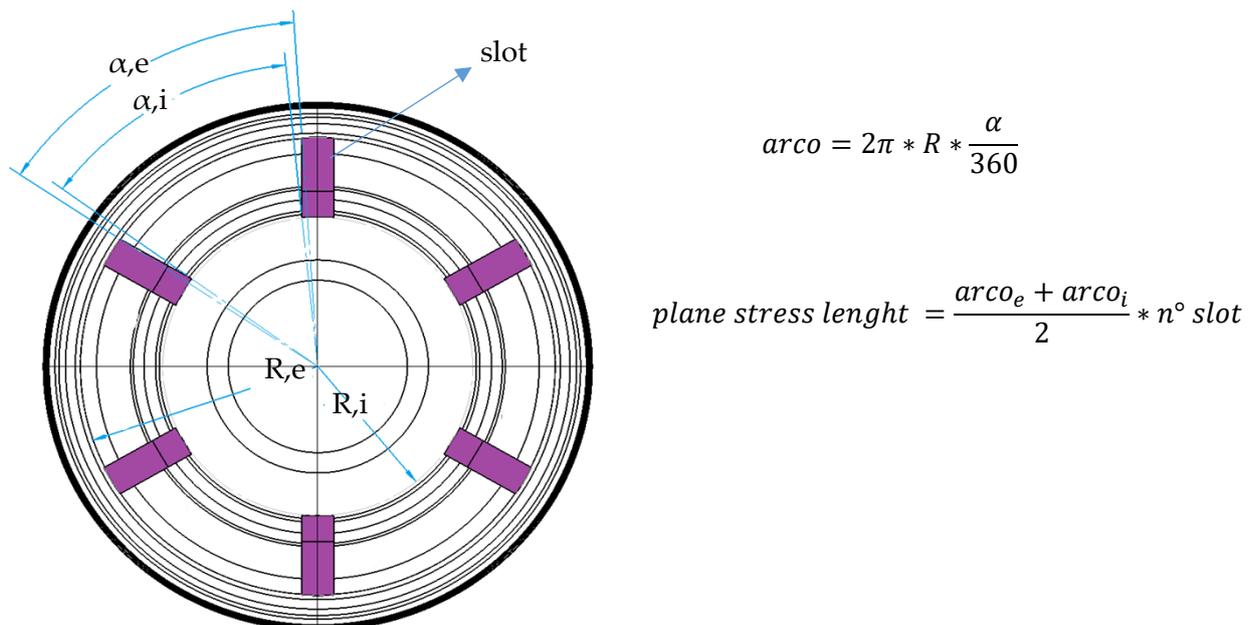


Figura 4.42 - Calcolo della dimensione della zona di plane stress per gli slot di passaggio dell'aria

4.4.3 Risultati dell'analisi

L'analisi ad elementi finiti del rotore con geometria 2D assialsimmetrica, eseguita con il software di simulazione Ansys, permette di valutare tensioni (e temperature) in ogni punto e per ogni componente del complessivo in esame. Inoltre, l'analisi riguarda il transitorio del rotore e quindi tensioni e temperature sono esaminabili in un consistente numero di istanti di tempo. Viene da sé che i risultati ottenibili siano numerosissimi e riportarli tutti quanti sarebbe eccessivo.

Per tale motivazioni si riportano i risultati riguardanti i punti oggetto della successiva verifica statica e a fatica ovvero i raccordi nelle zone di accoppiamento tra i componenti del rotore.

Questi raccordi appartengono, come mostrato in figura 4.43, ai tre dischi della turbina, agli spacer, agli stubshaft e ai dischi compressore che vanno dal decimo al sedicesimo.

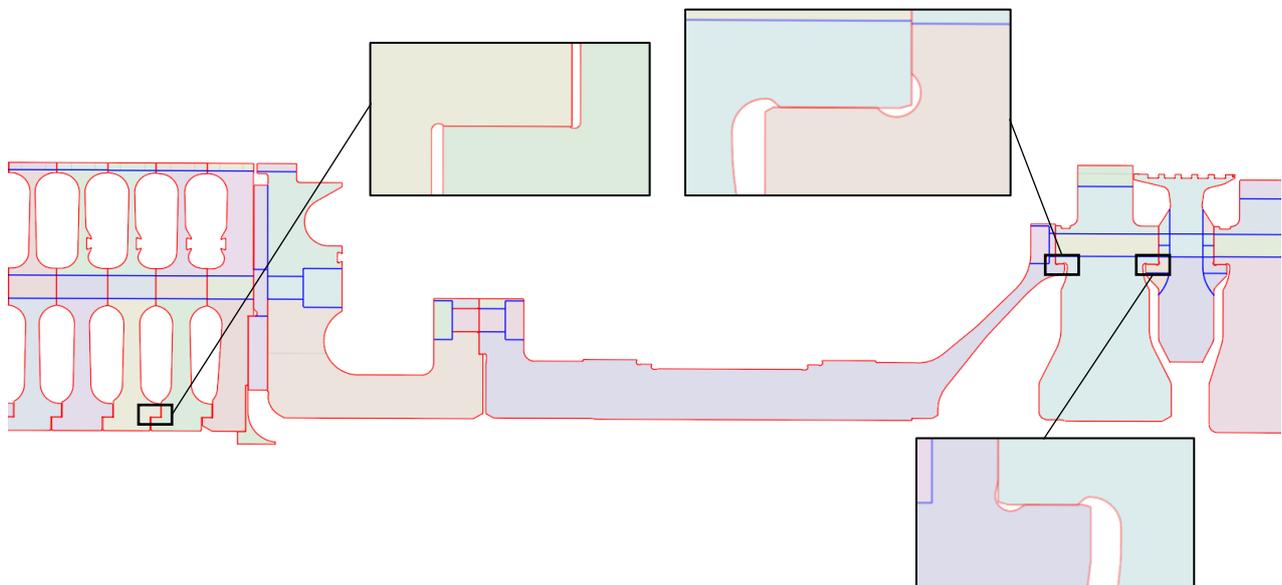


Figura 4.43 – Raccordi oggetto della verifica statica e a fatica

Per ogni componente vengono mostrati gli andamenti della tensione equivalente σ_{EQ} (formulazione di Von Mises) e della tensione massima principale σ_{MP} nel raccordo anteriore (*fwd*) e in quello posteriore (*aft*); inoltre, per questi punti, viene riportato anche l'andamento delle temperature, utile per la verifica.

Le tensioni vengono espresse come percentuale rispetto alla tensione di snervamento di progetto S_y del materiale a 20° C, mentre le temperature rispetto alla temperatura CTD (scarico del compressore). La colorbar delle tensioni di Ansys è adimensionata rispetto allo snervamento S_y in funzione della temperatura.

Disco 1 turbina

L'andamento delle tensioni equivalenti nei raccordi del primo disco del rotore turbina sono riportati in figura 4.44. Tutti i grafici hanno all'istante iniziale ($t = 0$ secondi) una tensione diversa da zero e questa è conseguenza del precarico dei tiranti e dell'accoppiamento forzato. Gli stress sono il risultato congiunto di tensioni primarie e tensioni secondarie, quest'ultime nascono dagli effetti che la temperatura ha sul materiale. Gli stress primari sono frutto quindi dei precarichi, dei carichi centrifughi e della rotazione e hanno andamenti nel tempo di forma uguale a quella riportata in figura 4.38, mentre gli stress secondari sono quelli che introducono variazioni rispetto alla forma data dai soli stress primari.

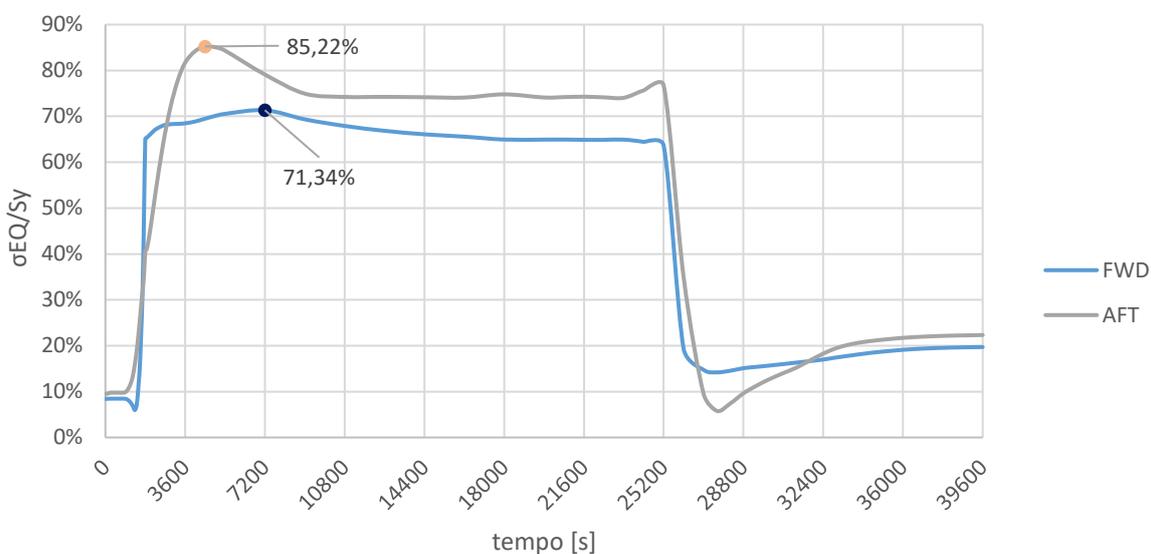


Figura 4.44 – Tensioni equivalenti nei raccordi del primo disco turbina

I valori massimi di tensione equivalente raggiunti nel tempo vengono utilizzati per la verifica statica dei raccordi insieme al valore di temperatura raggiunta nell'istante in cui si presenta il picco di stress. Per tale motivo si riportano anche gli andamenti di temperatura sulla superficie raccordata (Figura 4.45).

Nei trend di temperatura del raccordo posteriore si riconosce l'effetto dei flussi di raffreddamento, mentre su quello anteriore l'effetto del calore proveniente dal resto del corpo: il primo, investito dal flusso secondario, si mantiene ad una temperatura più bassa del secondo, a contatto con aria ferma.

L'ultimo grafico riportato (Figura 4.46) è quello dell'andamento della tensione massima principale: questo differisce poco nella forma rispetto a quello della tensione equivalente ma presenta valori più alti. I picchi di tensione massima principale sono utilizzati per la verifica a fatica.

In figura 4.47 si può osservare l'andamento spaziale delle tensioni di Von Mises nei due raccordi: i valori più alti sono concentrati in una zona ristretta, per cui si può affermare che

questi siano stress di picco.

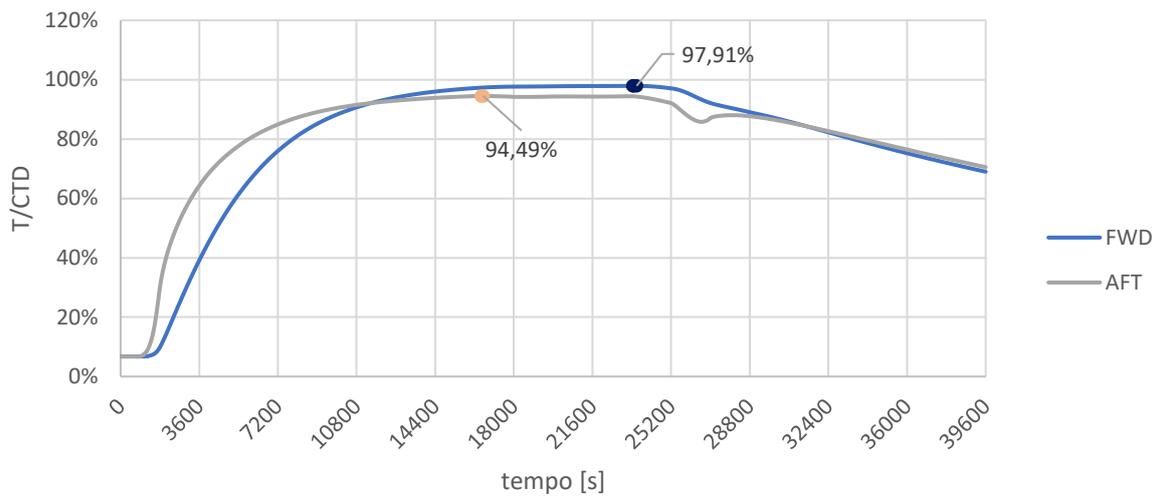


Figura 4.45 - Andamenti di temperatura nei raccordi nel disco 1

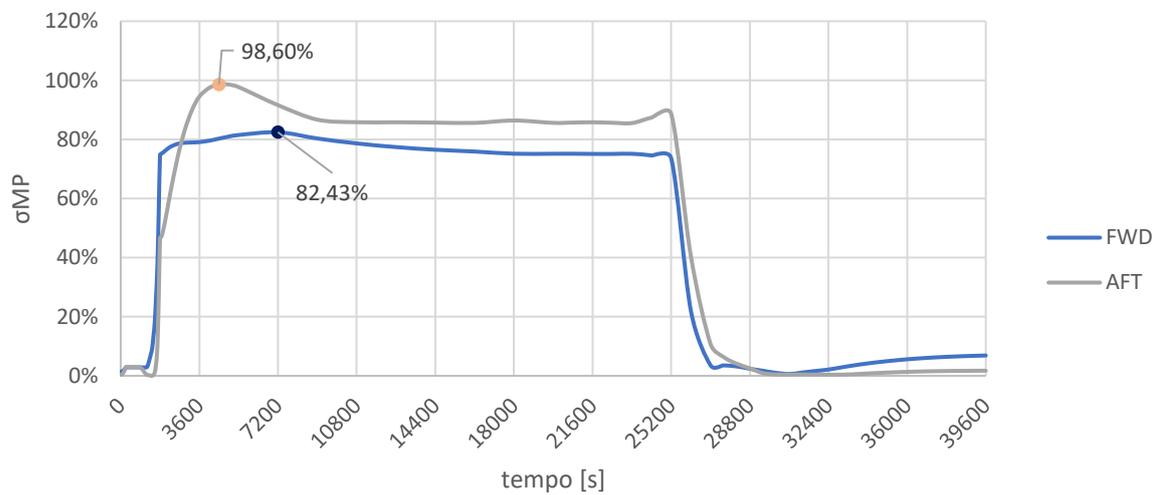


Figura 4.46 - Tensioni massime principali nei raccordi del primo disco turbina

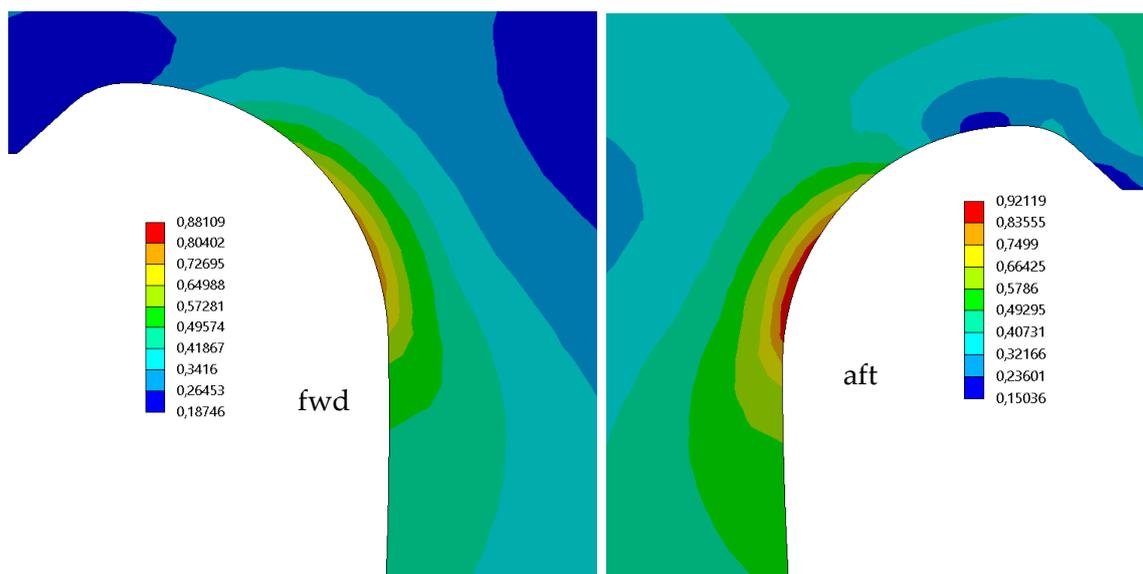


Figura 4.47 - Stress di picco nei raccordi

Disco 2 turbina

Nel secondo disco della turbina i massimi stress si hanno a 4500 secondi nel raccordo anteriore e a 25200 secondi, in fase di spegnimento, nel raccordo posteriore (Figura 4.48). In figura 4.49 sono mostrati gli stati di tensione negli istanti in cui si presentano i picchi.

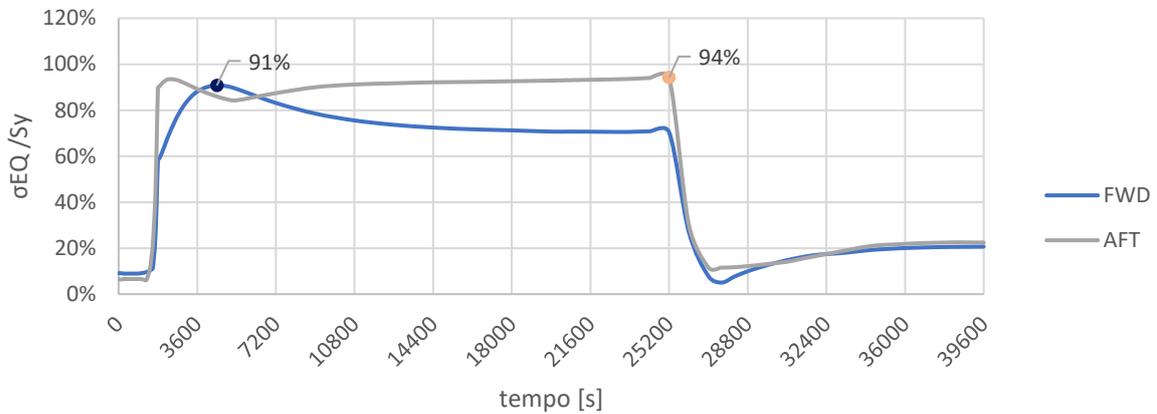


Figura 4.48 - Tensioni equivalenti nei raccordi del secondo disco turbina

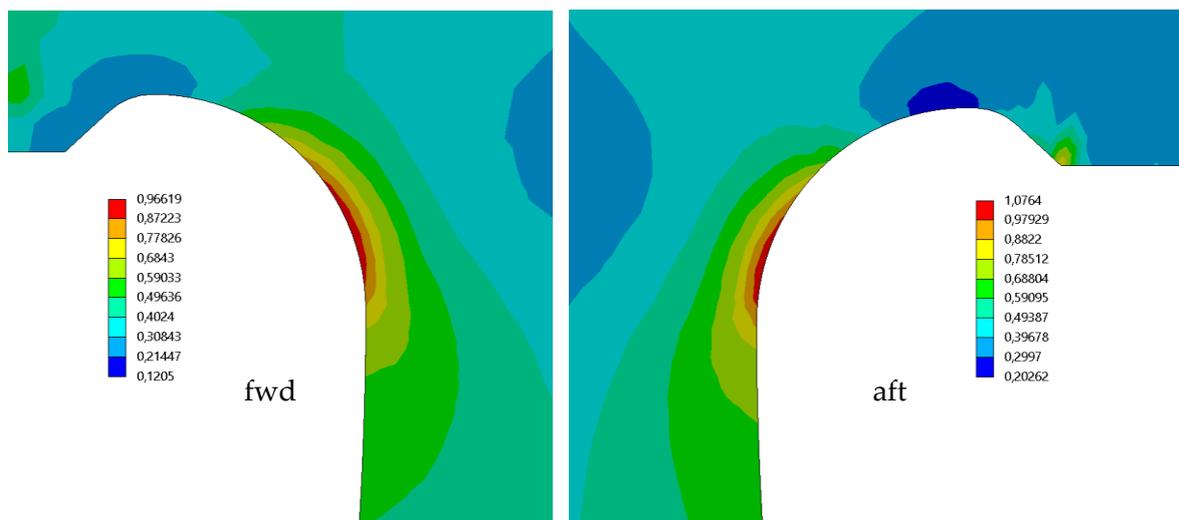


Figura 4.49 – Stress di picco nei raccordi

Poiché i valori della colorbar indicano il rapporto tra la tensione equivalente e la tensione di snervamento alla temperatura posseduta dal corpo in quel punto, questi si possono interpretare come l'inverso del coefficiente di sicurezza. Ad esempio, la zona rossa del raccordo posteriore (aft) ci dice che la tensione in quel punto è 1,0764 volte lo snervamento S_y e ciò viene mostrato successivamente nella parte di verifica statica.

L'andamento di temperatura è mostrato in figura 4.50: tutti e due i raccordi sono a contatto con il flusso secondario per cui la temperatura si muove in base al fenomeno della convezione tra aria e superficie del disco, ma ciò avviene in maniera meno marcata rispetto al raccordo del primo disco in quanto i coefficienti di scambio termico sono differenti. Nella fase iniziale la temperatura sul lato anteriore è maggiore di quella sulla faccia posteriore, ciò a conferma del gradiente mostrato in figura 4.21a (Capitolo 4.3.2); a regime i due raccordi raggiungono la

stessa temperatura.

Gli andamenti delle tensioni massime principali (Figura 4.51) si muovono come le tensioni equivalenti ma presentano valori più alti.

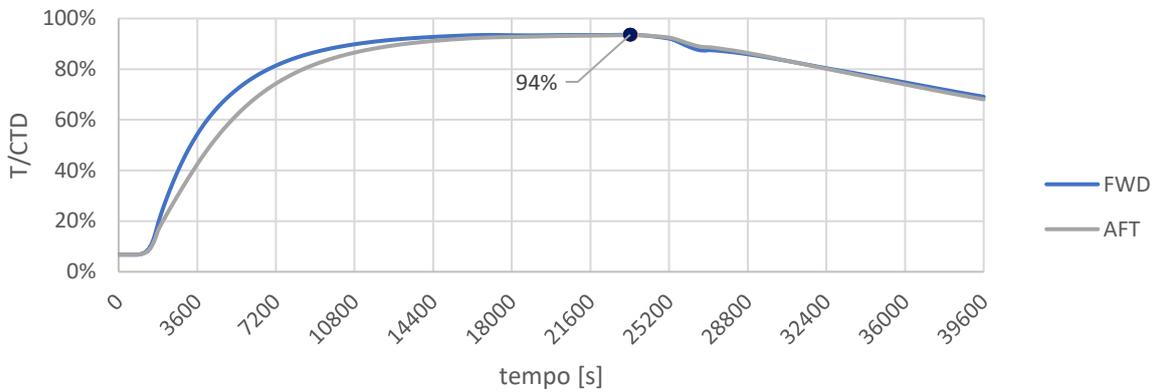


Figura 4.50 - Andamenti di temperatura nei raccordi nel disco 2

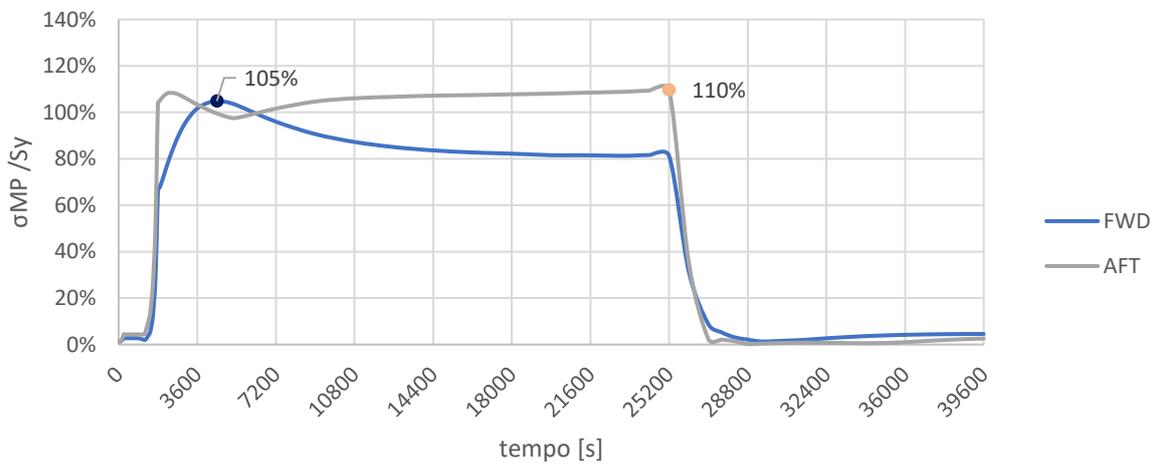


Figura 4.51 - Tensioni massime principali nei raccordi del secondo disco turbina

Disco 3 turbina

Le tensioni massime si raggiungono a 7200 secondi nel raccordo anteriore e a 9000 secondi nel raccordo posteriore (Figura 4.52).

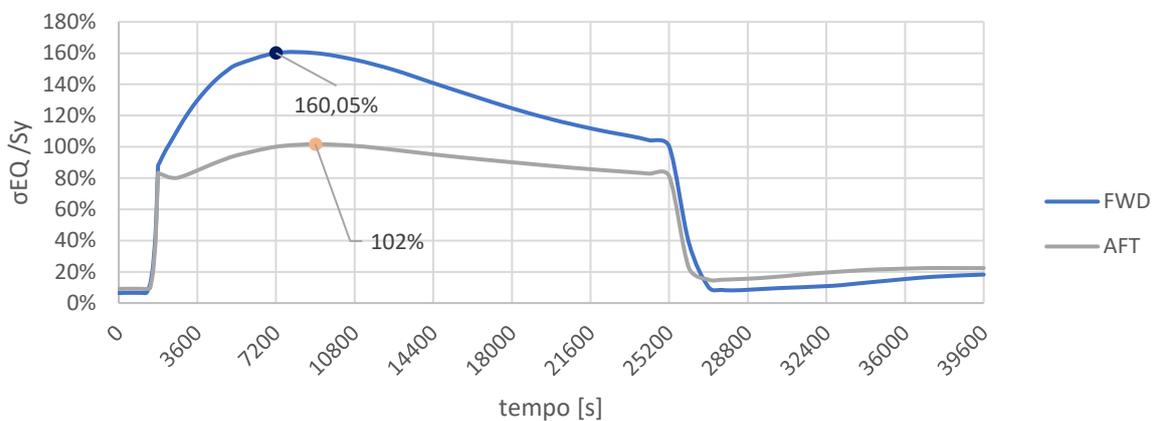


Figura 4.52 - Tensioni equivalenti nei raccordi del terzo disco turbina

La tensione raggiunta nel raccordo anteriore è circa 1,6 volte quella di snervamento (Figura 4.53), per cui nella verifica statica le si porrà particolare attenzione, mentre nel raccordo posteriore la tensione è poco più alta della S_y .

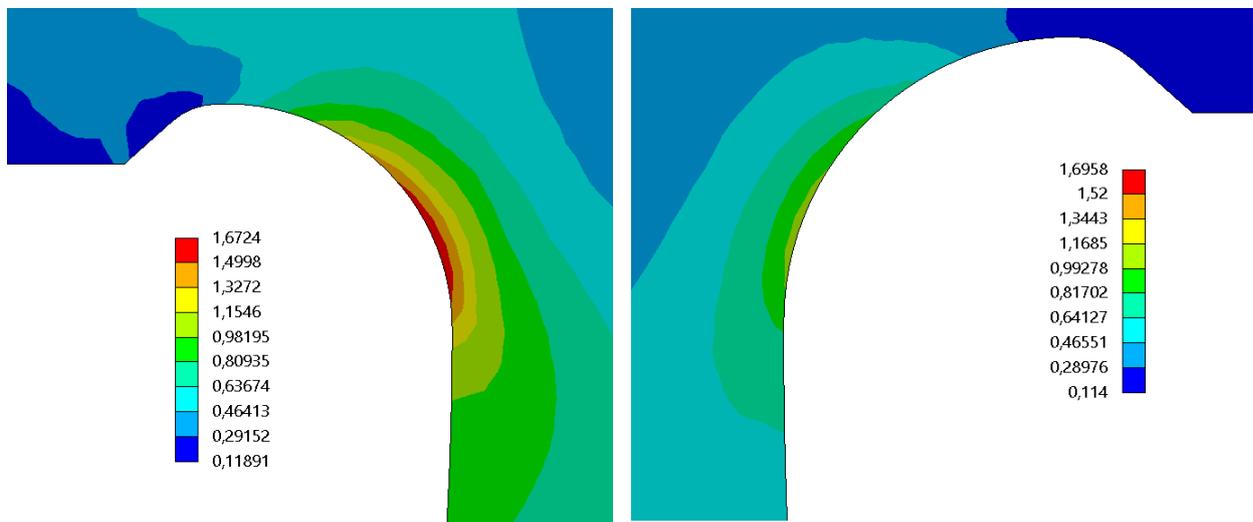


Figura 4.53 – Stress di picco nei raccordi

Il disco, nella zona dei raccordi, non è investito da aria di raffreddamento, per cui le temperature salgono molto lentamente (Figura 4.54). L’aumento di temperatura è dovuto principalmente al calore proveniente dal flusso principale.

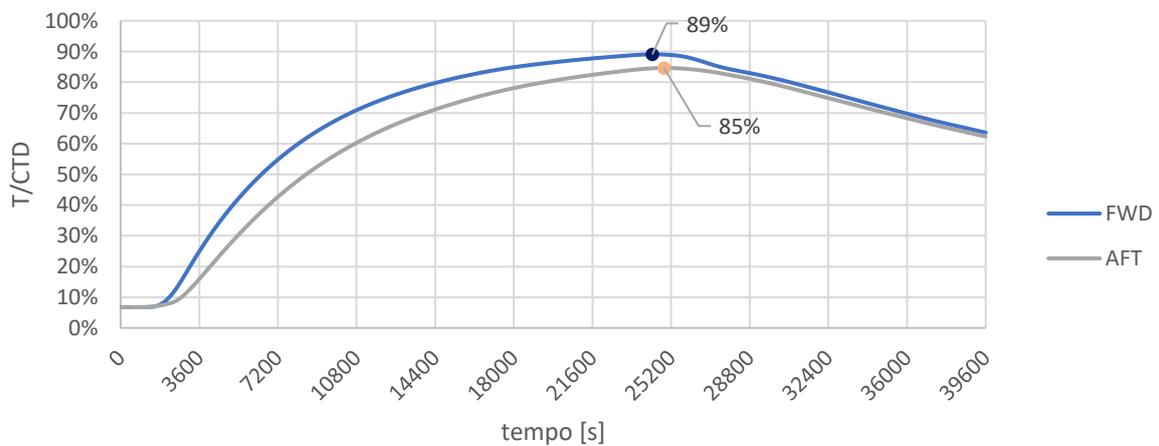


Figura 4.54 - Andamenti di temperatura nei raccordi nel disco 3

Per le tensioni massime principali valgono le considerazioni già fatte in precedenza.

Spacer 1-2

Le tensioni equivalenti massime (Figura 4.55) si presentano per entrambi i raccordi a 4050 secondi e successivamente decrescono fino ad un valore costante ($60\%S_y$): questo fenomeno è dovuto probabilmente alla distensione delle tensioni, conseguenza del riscaldamento del corpo.

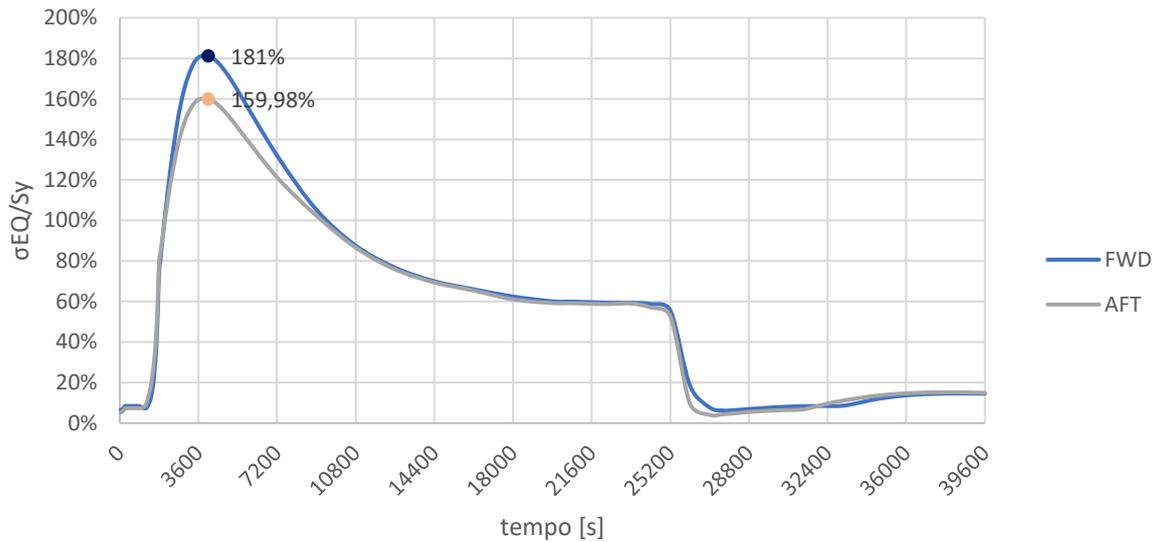


Figura 4.55 - Tensioni equivalenti nei raccordi dello spacer 1-2

Poiché i massimi si presentano nello stesso istante, gli stress (Figura 4.56) presentano un'unica colorbar: il raccordo anteriore è quello più critico poiché presenta una tensione che è 1,96 volte lo snervamento.

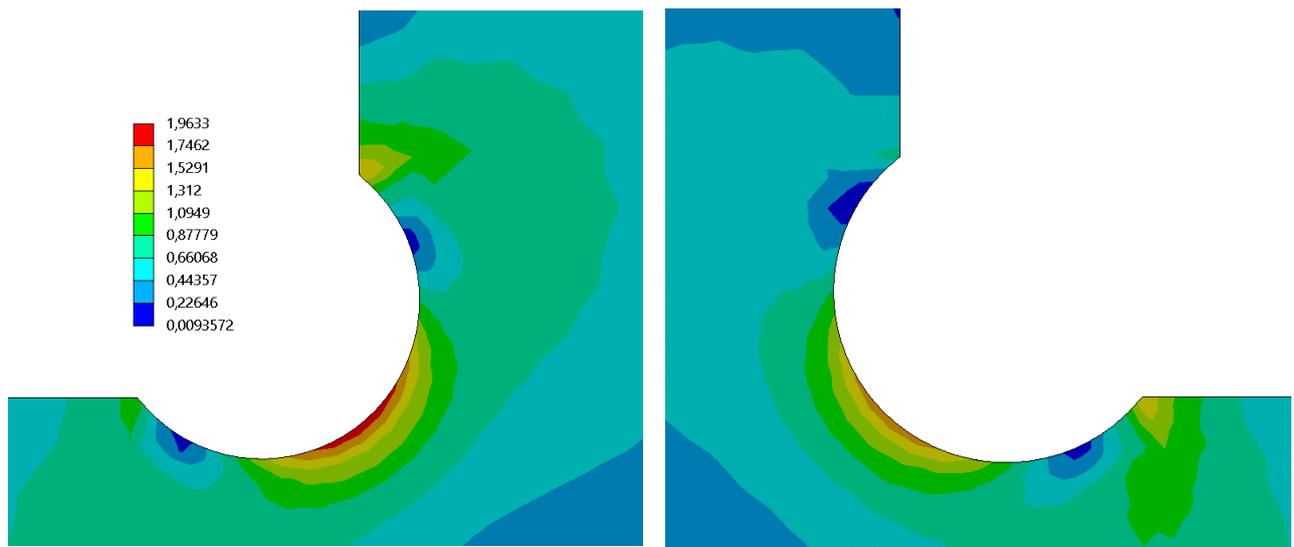


Figura 4.56 – Stress di picco nei raccordi

Lo sviluppo delle temperature nel tempo, mostrato in figura 4.57, è simile a quello dei punti “bore” presentati nel capitolo 4.3.2: questo ci dice la temperatura nelle zone di raccordo degli spacer varia nel tempo quasi esclusivamente per mezzo dello scambio termico per convezione con i flussi secondari.

Il grafico raffigurante l'andamento delle tensioni massime principali non è riportato in quanto è identico a quello delle tensioni equivalenti, sia per quanto riguarda la forma, sia per quanto riguarda i valori.

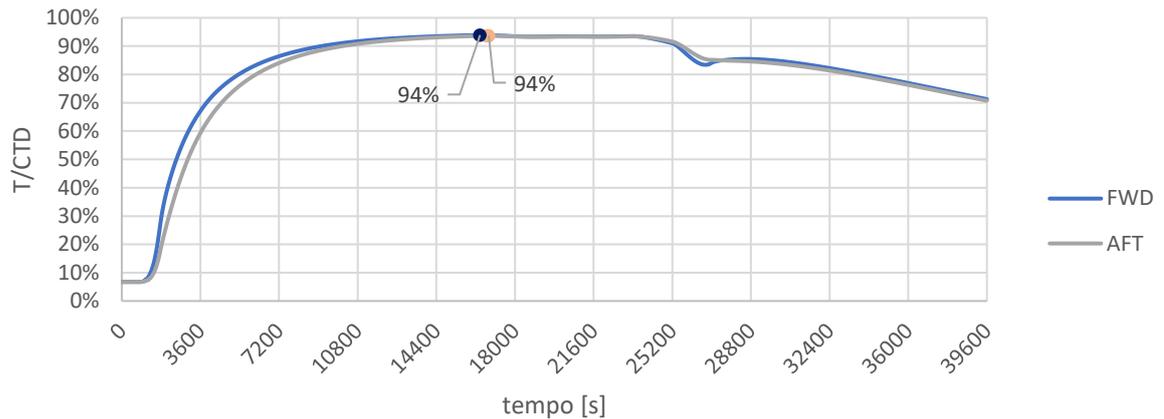


Figura 4.57 - Andamento di temperatura nei raccordi dello spacer 1-2

Spacer 2-3

Il picco di stress nel raccordo anteriore si presenta all’inizio del transitorio (3270 secondi), mentre quello nel raccordo posteriore appare a 7200 secondi (Figura 4.58). L’andamento di quest’ultimo è del tutto simile a quello del raccordo anteriore del disco 3.

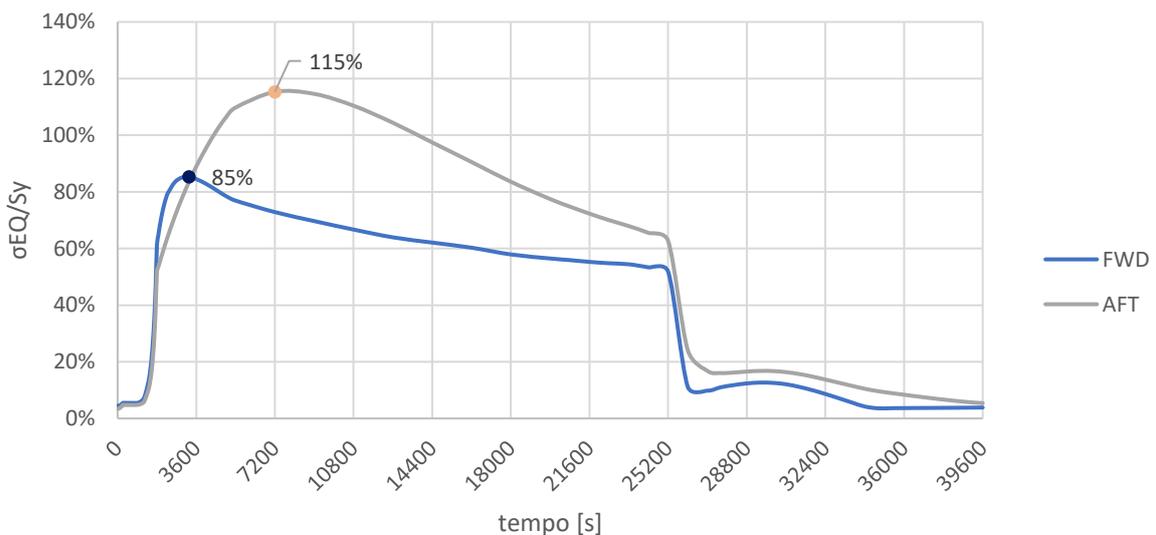


Figura 4.58 – Tensioni equivalenti nei raccordi dello spacer 2-3

Lo stress nel raccordo anteriore è più esteso ma raggiunge un valore al di sotto dello snervamento, mentre nel raccordo posteriore la tensione è concentrata ma raggiunge valori più alti (Figura 4.59).

La temperatura sulla faccia anteriore sale più velocemente di quella sulla faccia posteriore poiché la prima è a contatto con la portata di raffreddamento, mentre la seconda è immersa in aria ferma (Figura 4.60).

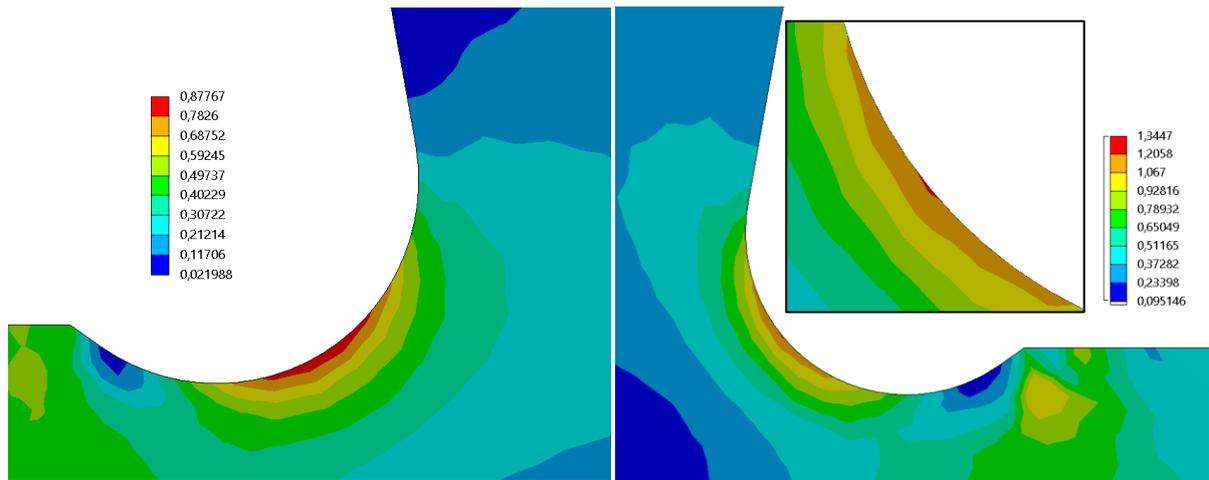


Figura 4.59 – Stress di picco nei raccordi dello spacer 2-3

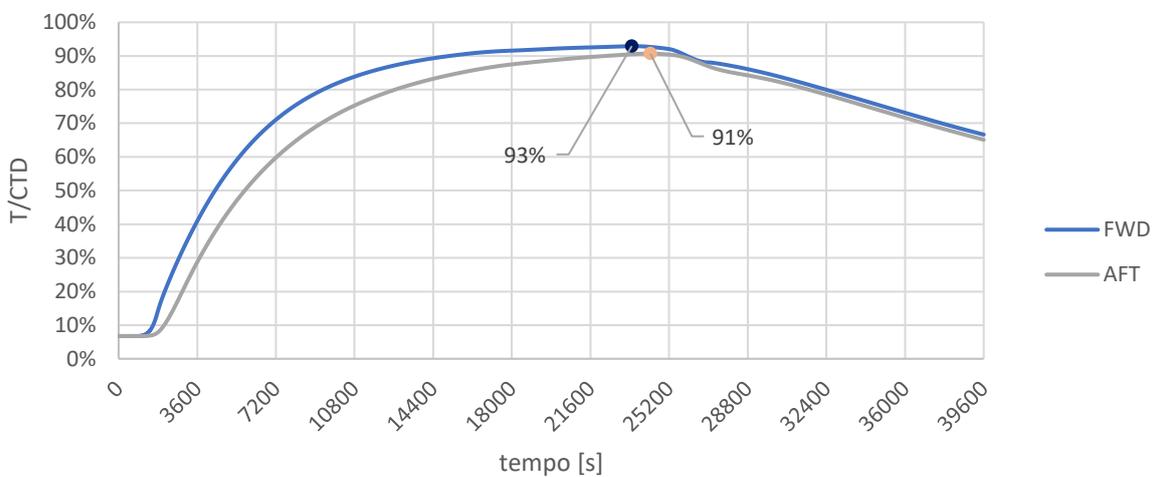


Figura 4.60 - Andamento di temperatura nei raccordi dello spacer 2-3

Stubshaft

Gli stress massimi si presentano a 2940 secondi nel raccordo dello stubshaft anteriore e a 9000 secondi nel raccordo dello stubshaft posteriore (Figura 4.61). Si nota, nel grafico che riporta l'andamento delle temperature (Figura 4.62), che quella del raccordo nello stubshaft anteriore sale più velocemente di quella nel raccordo dello stubshaft posteriore e ciò è certamente collegato all'ordine temporale con cui si presentano i picchi di tensione.

In figura 4.63 è riportata la mappa degli stress nei due punti analizzati: si osserva che nello stubshaft anteriore la tensione supera quella di snervamento; ciò non accade in quello posteriore. Le tensioni massime principali hanno andamento simile a quelle equivalenti ma presentano valori più alti (121% contro 105%; 107% contro 93%).

Transitorio termo-strutturale

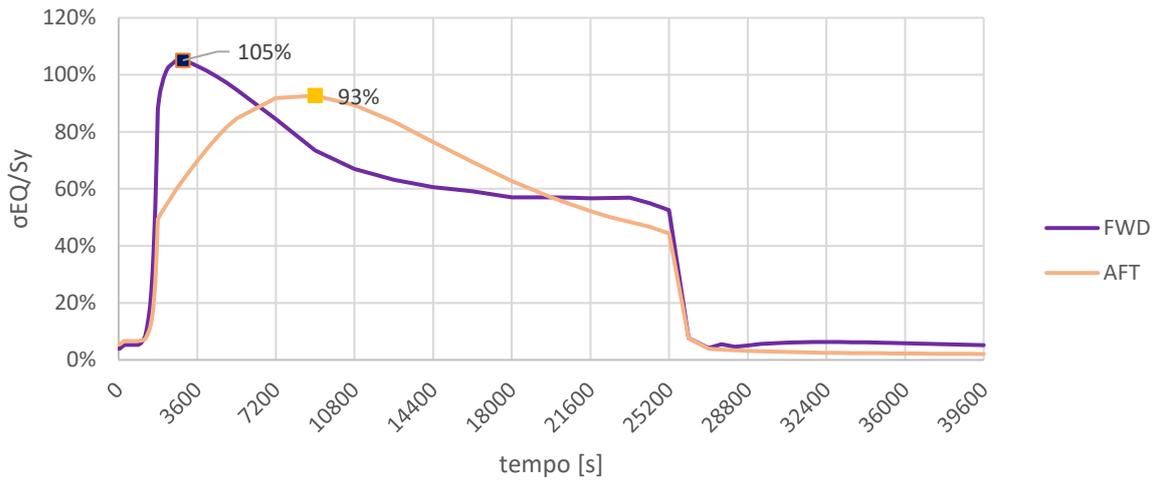


Figura 4.61 - Tensioni equivalenti nei raccordi degli stubshaft

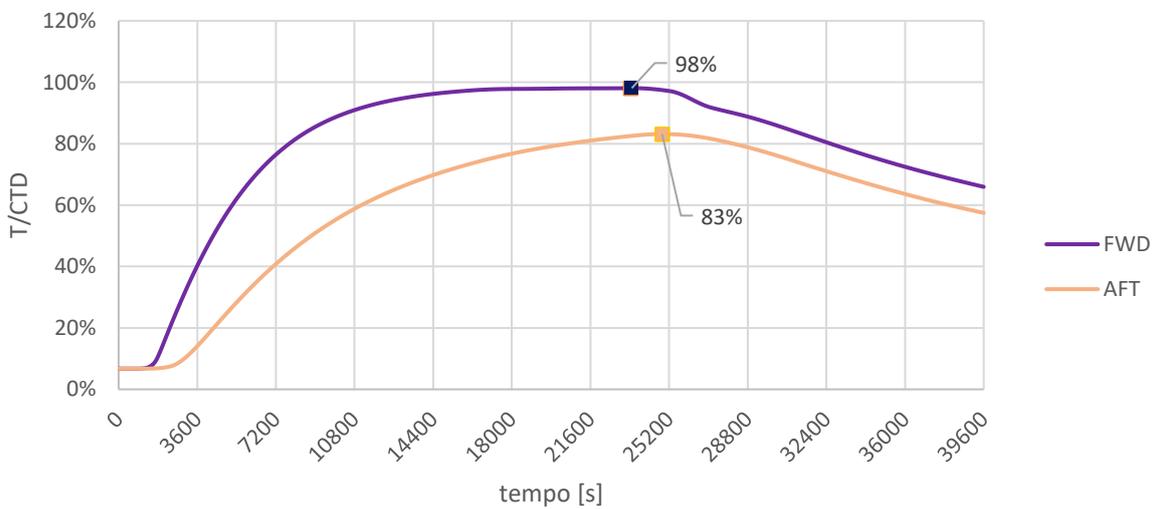


Figura 4.62 - Andamento di temperatura nei raccordi degli stubshaft

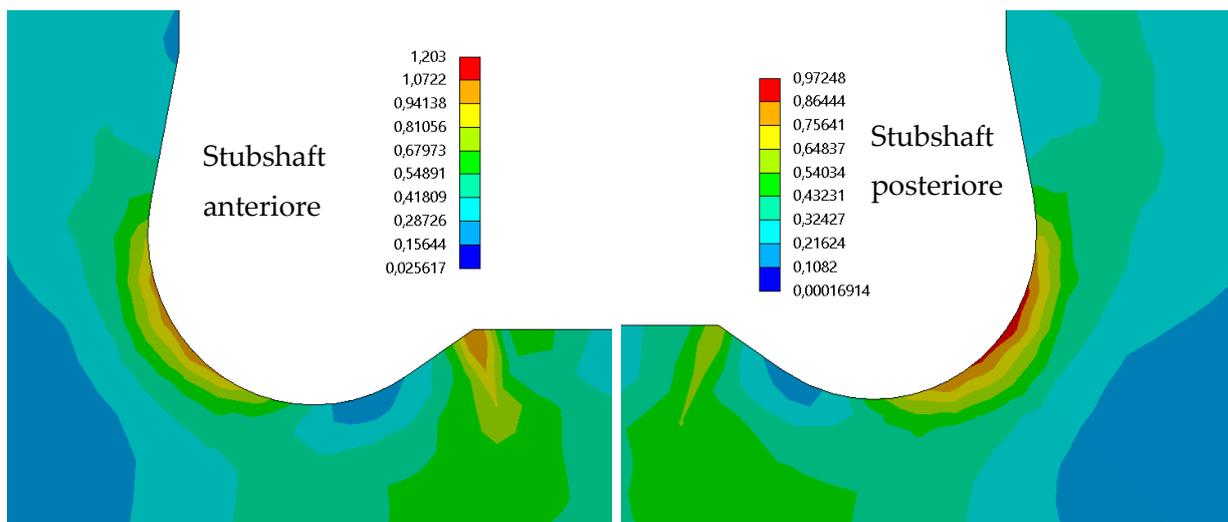


Figura 4.63 - Stress di picco nei raccordi degli stubshaft

Dischi compressore 14 – 15 – 16

I dischi compressore sono tutti dello stesso materiale eccetto il sedicesimo, per cui le tensioni dei vari raccordi vengono adimensionate rispetto alla tensione di snervamento di materiali diversi. In figura 4.64 il valore maggiore relativo allo snervamento è quello del raccordo del sedicesimo disco; in realtà le tensioni maggiori assolute si hanno nei raccordi anteriori dei dischi 14 e 15 che sono adimensionalizzate rispetto ad uno valore di snervamento maggiore.

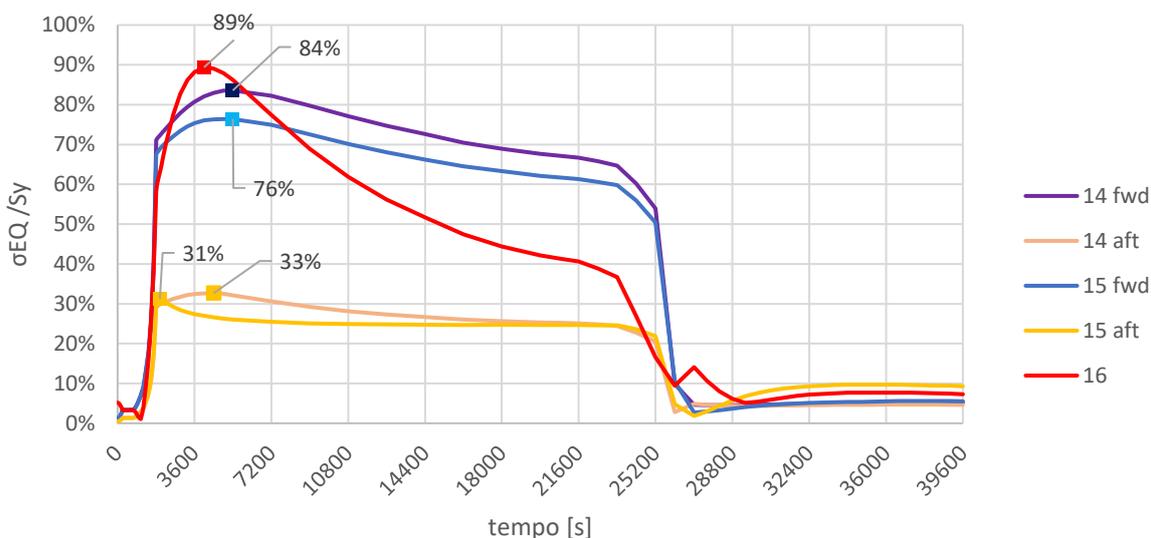


Figura 4.64 - Tensioni equivalenti nei raccordi dei dischi 14, 15 e 16 del compressore

I picchi di tensione più alti si hanno nei raccordi anteriori. Nel raccordo del sedicesimo disco compressore il picco si presenta a 4050 secondi, in anticipo rispetto agli altri, e ciò dipende dalla temperatura, che in quel punto sale più velocemente (Figura 4.65).

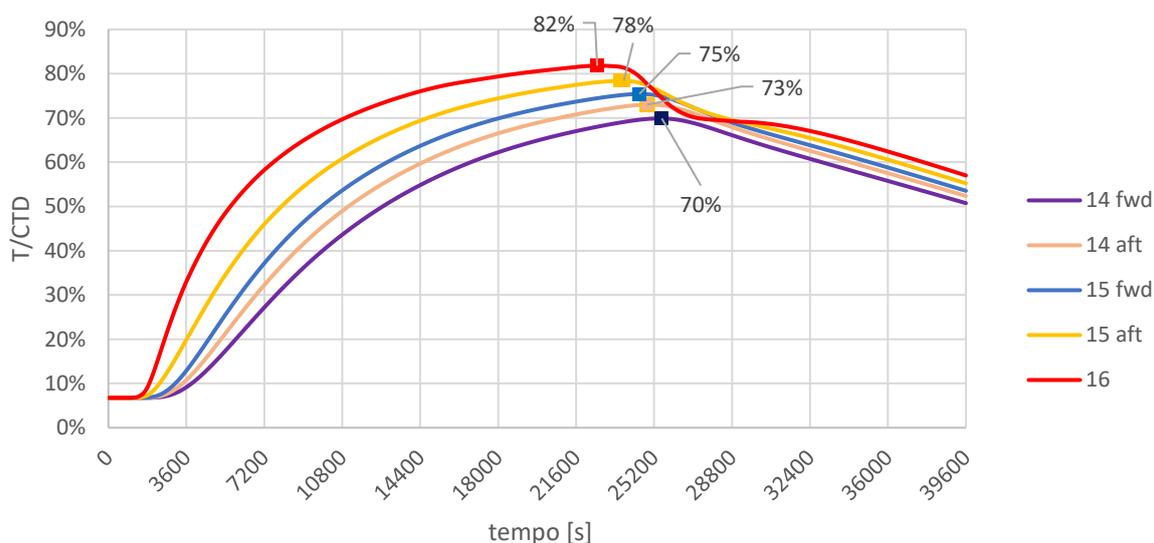


Figura 4.65 – Andamento di temperatura nei raccordi dei dischi 14, 15 e 16 del compressore

Si riportano in figura 4.66 gli stress dei soli raccordi anteriori che presentano valori più critici.

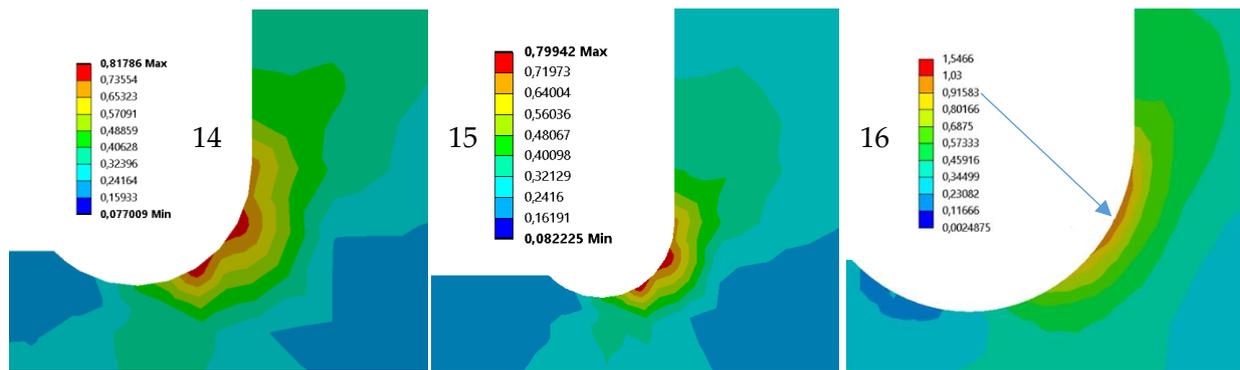


Figura 4.66 – Stress di picco nei raccordi dei dischi 14, 15 e 16 del compressore

Gli andamenti delle tensioni massime principali (Figura 4.67) sono analoghe agli andamenti delle tensioni equivalenti ma presentano piccole differenze: ad esempio, i picchi sui raccordi posteriori avvengono in istanti diversi rispetto a quelli di figura 4.64.

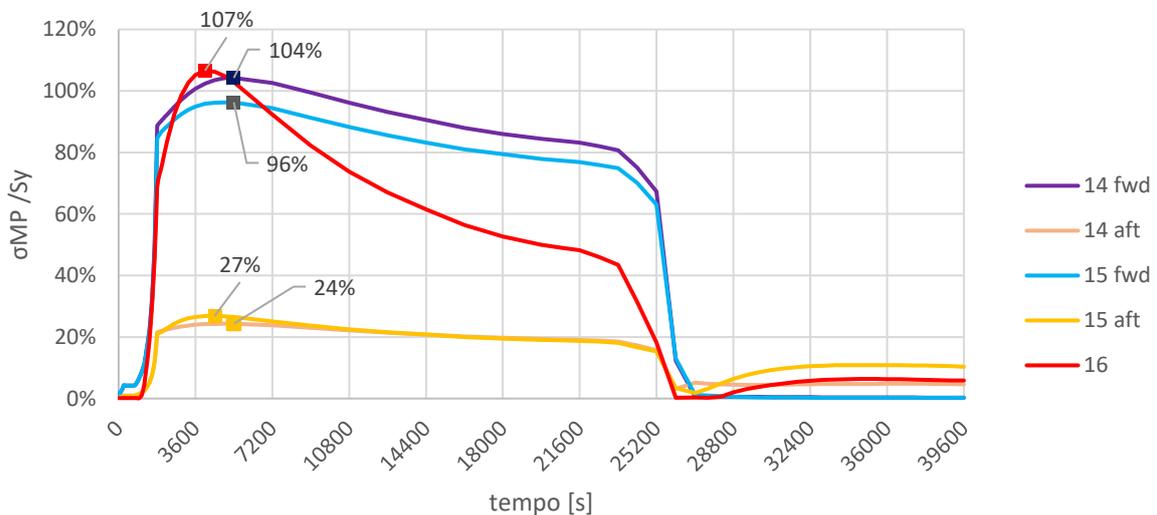


Figura 4.67 - Tensioni massime principali nei raccordi dei dischi 14, 15 e 16 del compressore

Dischi compressore 10 – 11 – 12 – 13

Dall'analisi delle tensioni risulta che quelle localizzate nei raccordi posteriori non raggiungono valori così alti da considerarsi critiche, per cui per i dischi che vanno dal decimo al tredicesimo si riportano solo gli stress nei raccordi anteriori.

Le tensioni equivalenti sono riportate in figura 4.68. L'andamento dipende soprattutto dai carichi centrifughi e in minor misura dal gradiente di temperatura. La tensione nel dodicesimo disco arriva ad un valore di regime pari all'86,02% di Sy e sale linearmente fino al massimo (86,03% di Sy a 7200 secondi).

In figura 4.69 si vedono le temperature che salgono lentamente arrivando al massimo quando il combustore è già spento: la parte interna del rotore assorbe tutto il calore proveniente dal flusso principale come si vede in figura 4.36 (Capitolo 4.3.2).

Transitorio termo-strutturale

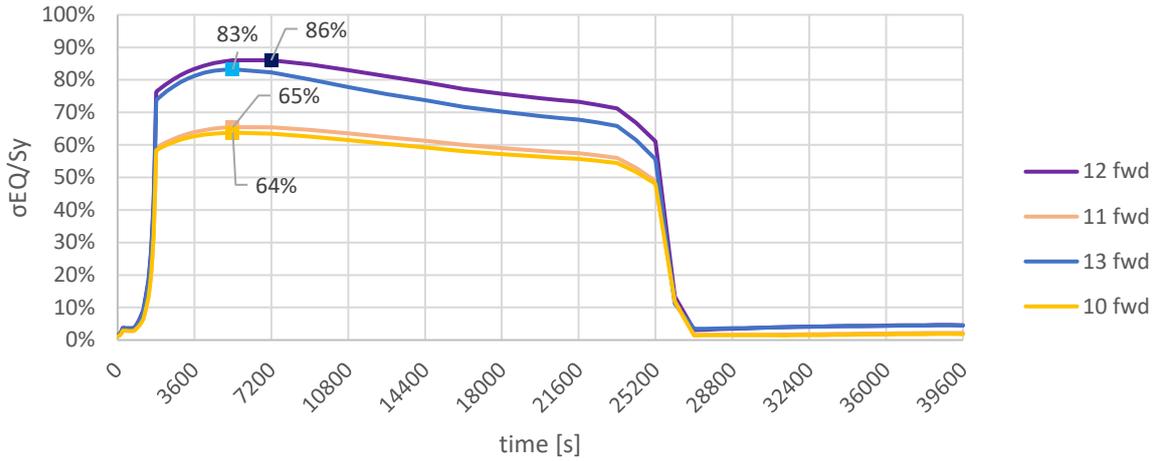


Figura 4.68 - Tensioni equivalenti nei raccordi dei dischi 10, 11, 12 e 13 del compressore

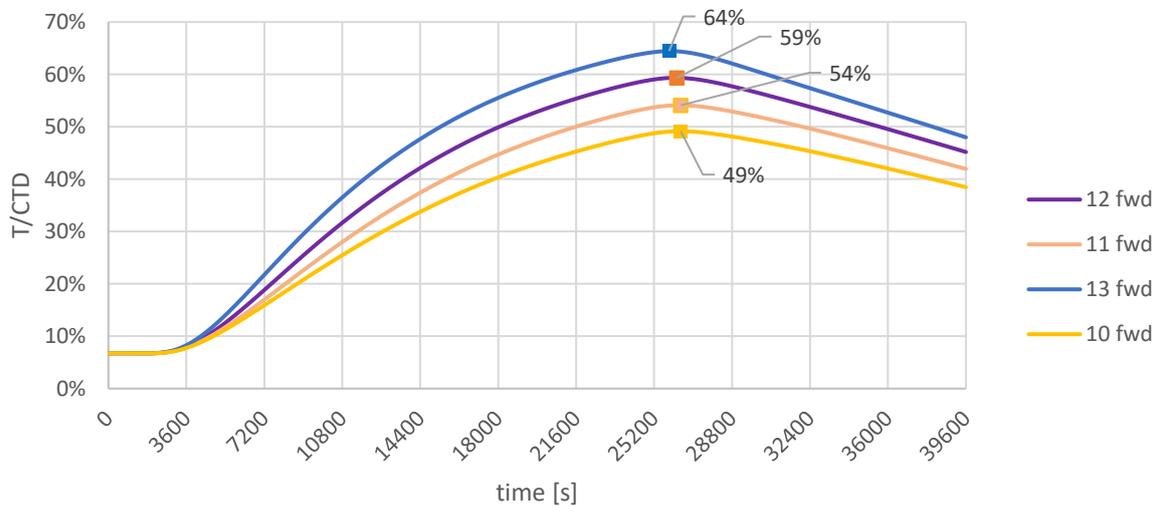


Figura 4.69 - Andamento di temperatura nei raccordi dei dischi 14, 15 e 16 del compressore

Gli stress di picco dei dischi 10 e 11 sono riportati in figura 4.70, mentre quelli dei dischi 12 e 13 in figura 4.71.

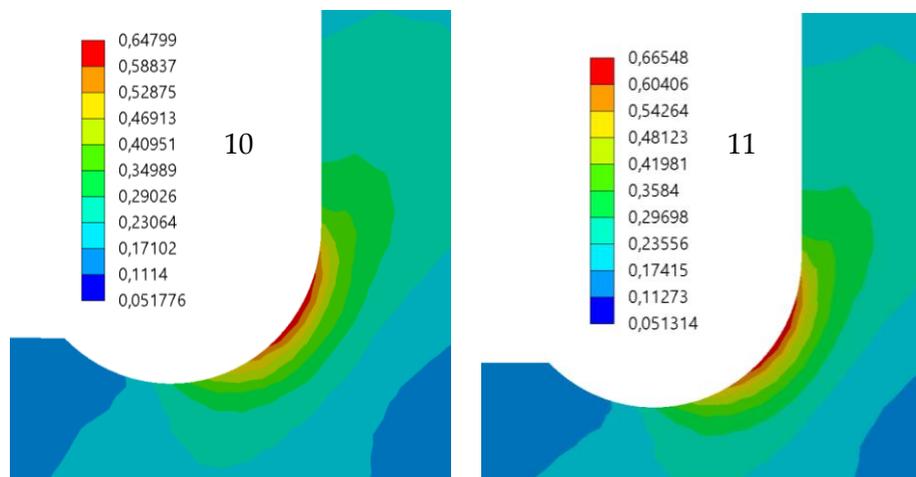


Figura 4.70 - Stress di picco nei raccordi dei dischi 10 e 11 del compressore

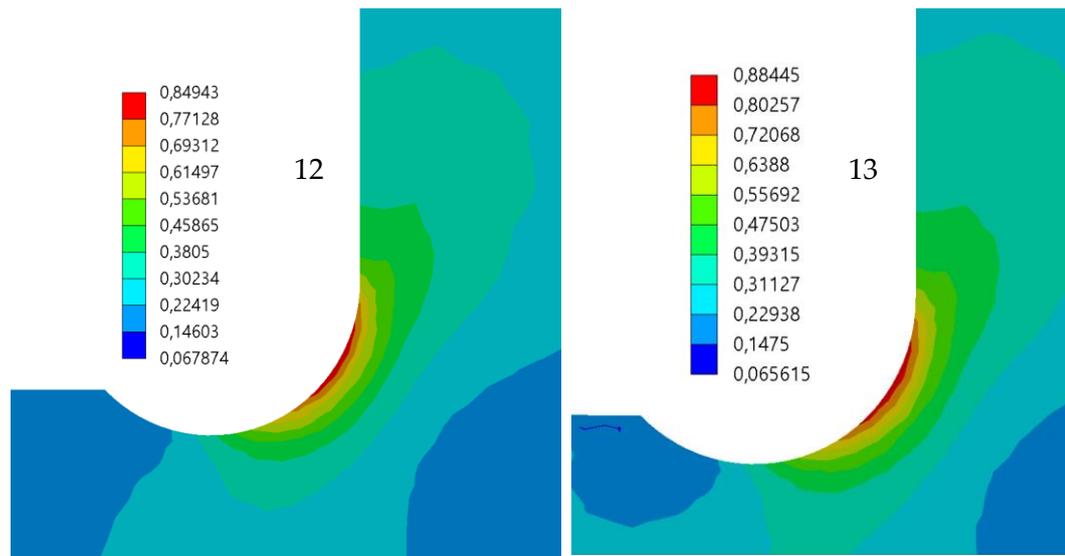


Figura 4.71 - Stress di picco nei raccordi dei dischi 12 e 13 del compressore

Si riscontra che le tensioni normalizzate sono minori di 1 e quindi minori dello snervamento alla temperatura relativa.

Le tensioni massime principali (Figura 4.72) seguono l'andamento di quelle equivalenti mantenendosi su valori più alti.

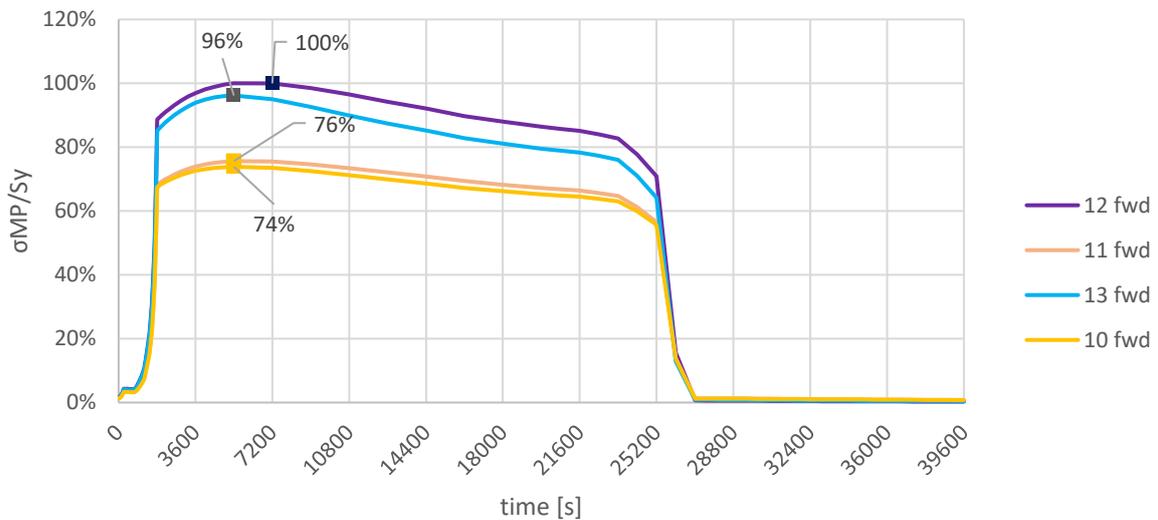


Figura 4.72 - Tensioni massime principali nei raccordi dei dischi 10, 11, 12 e 13 del compressore

4.4.4 Verifica statica degli stress di picco

Le tensioni primarie e secondarie di picco avvengono a causa di una variazione di geometria nel componente ma anche per la presenza di sovraccarichi, sia dinamici che termici. Questo spiega perché gli stress più alti si hanno in corrispondenza dei raccordi e spesso quando ci sono brusche variazioni di temperatura, come nella fase iniziale del transitorio.

La verifica statica consiste nell'individuare gli stress di picco dei raccordi e controllare che essi siano inferiori ad un valore di tensione $2 \cdot S_m$ definito dagli standard aziendali.

La tensione S_m è funzione della tensione di snervamento e poiché quest'ultima è funzione della temperatura va da sé che anche S_m lo sia.

Per questo motivo, nel ricercare la tensione equivalente (σ_{EQ}) massima nel transitorio, bisogna individuarne anche la temperatura relativa (T_σ). Avendo quindi queste due "coordinate" si può individuare dove la tensione si va a collocare rispetto alla curva $2 \cdot S_m(T)$ (Figura 4.73). Nel grafico sono riportate anche le curve della tensione di rottura di design (S_u) e della tensione di snervamento di design (S_y).

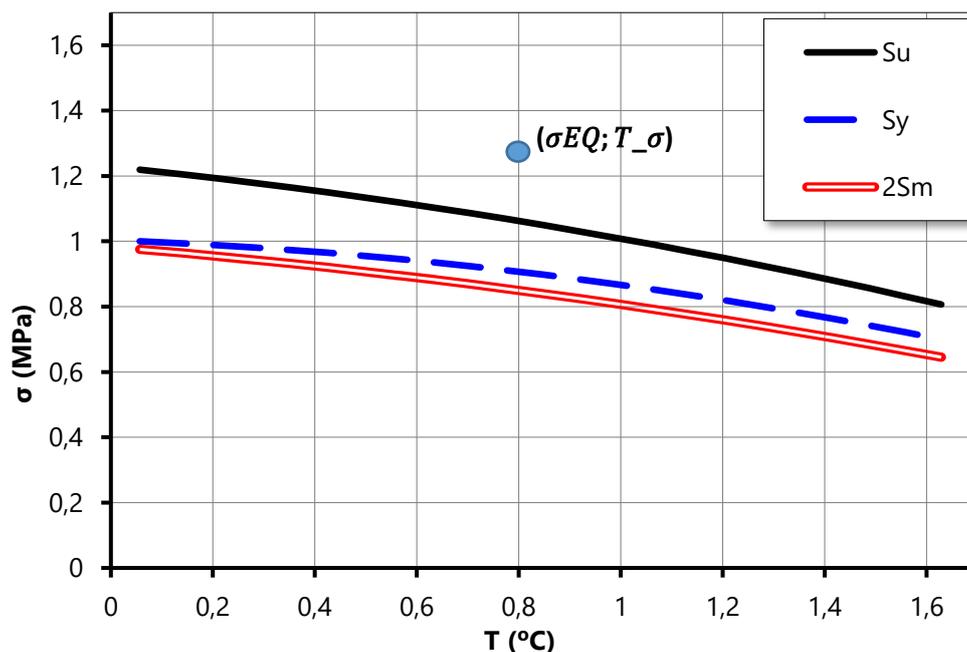


Figura 4.73 – Curve degli stress in funzione della temperatura

Per calcolare le tensioni, il software di simulazione utilizza la legge di Hooke, che lega linearmente le sollecitazioni alle deformazioni attraverso i moduli di elasticità.

Nella realtà però bisogna tener conto della deformazione del materiale, che porta alla plasticizzazione della zona circostante e quindi alla riduzione di stress.

Al fine di valutare il valore degli stress nella zona elasto-plastica si ricorre alla regola di Neuber ($\sigma \cdot \varepsilon = cost$): questa permette di riportare lo stress dalla curva di Hooke (elastica) alla curva di Ramberg-Osgood (elasto-plastica) (Figura 4.74).

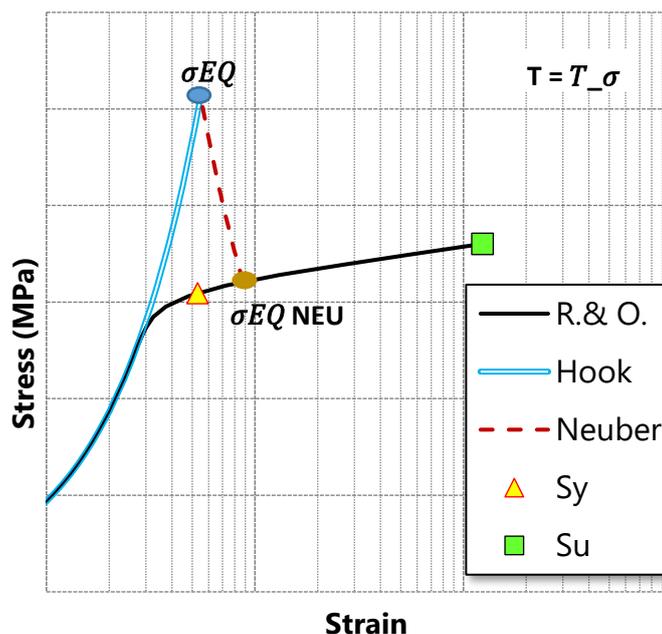


Figura 4.74 – Curve sforzo-deformazione e metodo di Neuber

Con il valore di tensione $\sigma_{EQ_{NEUBER}}$ e la sua temperatura T_{σ} si verifica nuovamente se il punto si colloca al di sotto della curva $2 \cdot S_m$ (Figura 4.75).

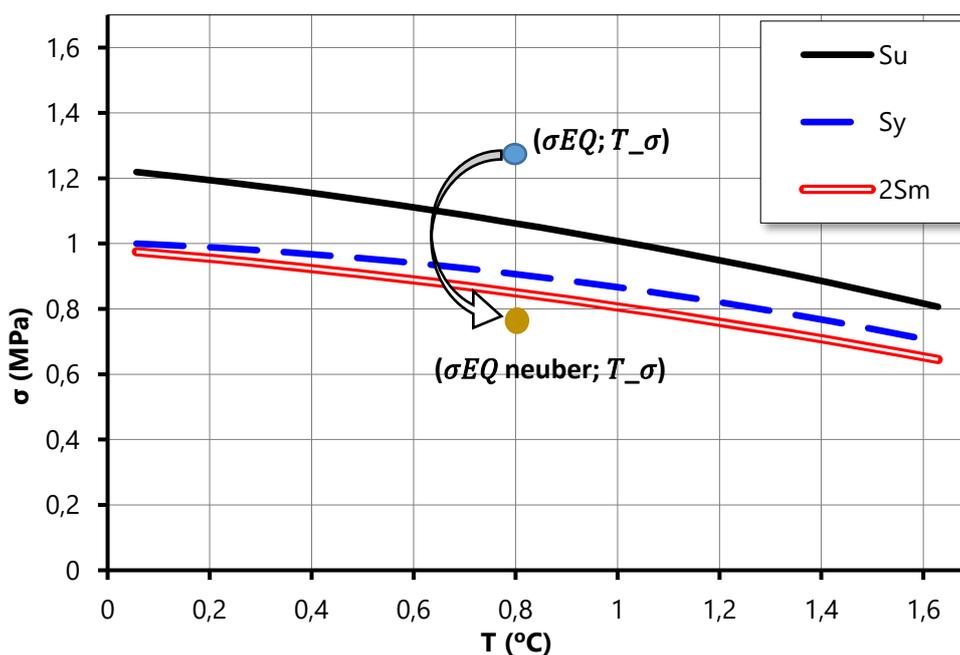


Figura 4.75 – Applicazione del metodo di Neuber nella verifica statica

Se il punto si colloca sopra $2 \cdot S_m$ ma sotto la rottura S_u allora nella verifica a fatica si presta particolare attenzione ad esso. Nel caso in cui il punto si posizioni al di sopra della rottura allora il componente non è verificato.

Verifica statica dei dischi turbina

Per verificare staticamente i componenti si vanno a vedere in quale istante avvengono i massimi di tensione nei raccordi (Figura 4.44) e a quale temperatura avviene lo stress (Figura 4.45).

In tabella 20 sono riportati i risultati delle tensioni equivalenti σ_{EQ} nei raccordi dei dischi appartenenti al rotore turbina e in figura 4.76 il grafico σ -T. Tensioni e temperature sono adimensionalizzate rispettivamente in base allo snervamento del materiale a 20° C e alla temperatura di scarico al compressore (CTD).

Tabella 20 – Verifica statica delle tensioni equivalenti nei raccordi

Componente	Raccordo	σ_{EQ}/S_y	t [s]	T/CTD	$<2S_m$
Disco 1	anteriore	71%	7200	85%	Sì
	posteriore	85%	4500	72%	Sì
Disco 2	anteriore	91%	4500	65%	No
	posteriore	94%	25200	92%	No
Disco 3	anteriore	160%	7200	55%	No
	posteriore	102%	9000	53%	No

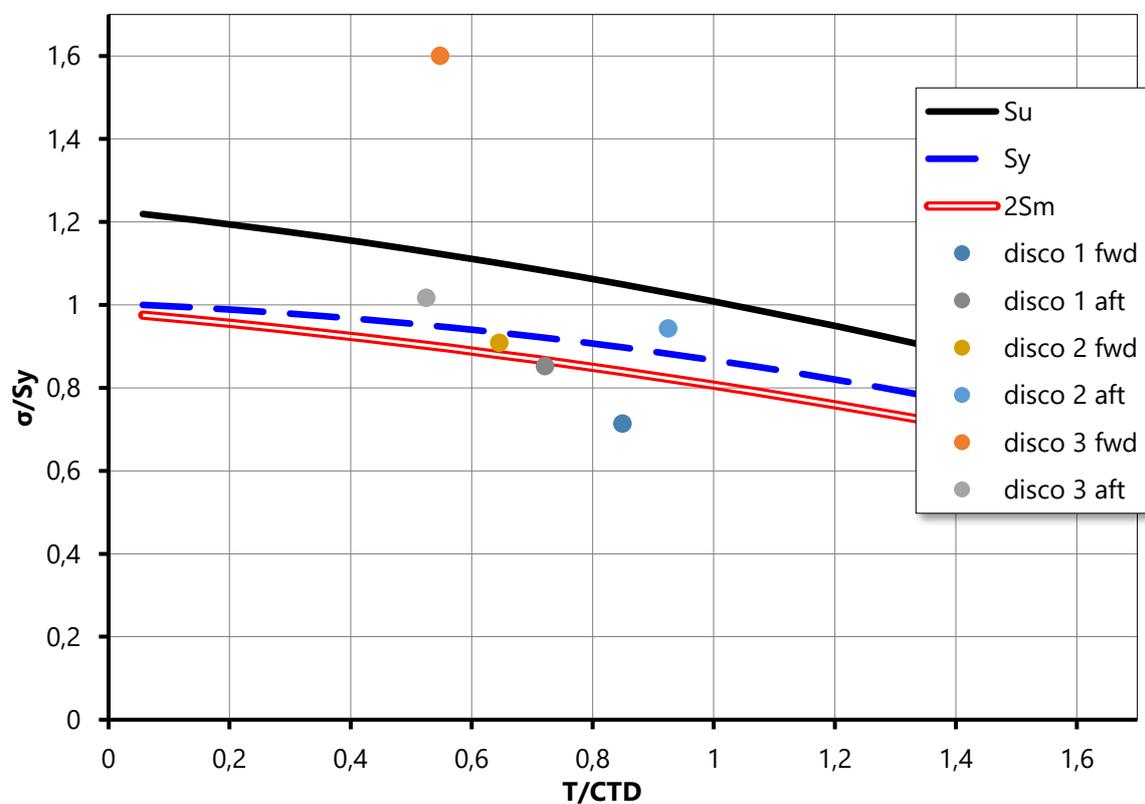


Figura 4.76 – Grafico σ -T e tensioni nei raccordi

Il punto *disco 2 fwd* si posiziona sotto la curva $2Sm$, le tensioni nei raccordi anteriori (aft) si posizionano sotto lo snervamento Sy e il punto *disco 3 fwd* si colloca sopra Sy ma sotto la curva di rottura.

Verifica statica spacer e stubshaft

In tabella 22 sono riportati i risultati di tensioni (equivalenti e ridotte) e la verifica, rappresentata anche dal grafico in figura 4.78.

Tabella 22 – Verifica statica nei raccordi di spacer e stubshaft

Componente	Lato	$\frac{\sigma EQ}{Sy}$	$t [s]$	T/CTD	$<2Sm$	$\frac{\sigma NEUBER}{Sy}$	$<2Sm$	$<Su$
Spacer 1-2	anteriore	181%	4050	72%	No	98%	No	Sì
	posteriore	160%	4050	65%	No	97%	No	Sì
Spacer 2-3	anteriore	85%	3270	37%	Sì	-	-	Sì
	posteriore	115%	7200	60%	No	94%	No	Sì
Stubshaft	anteriore	105%	2940	30%	No	94%	No	Sì
	posteriore	93%	9000	51%	No	88%	Sì	Sì

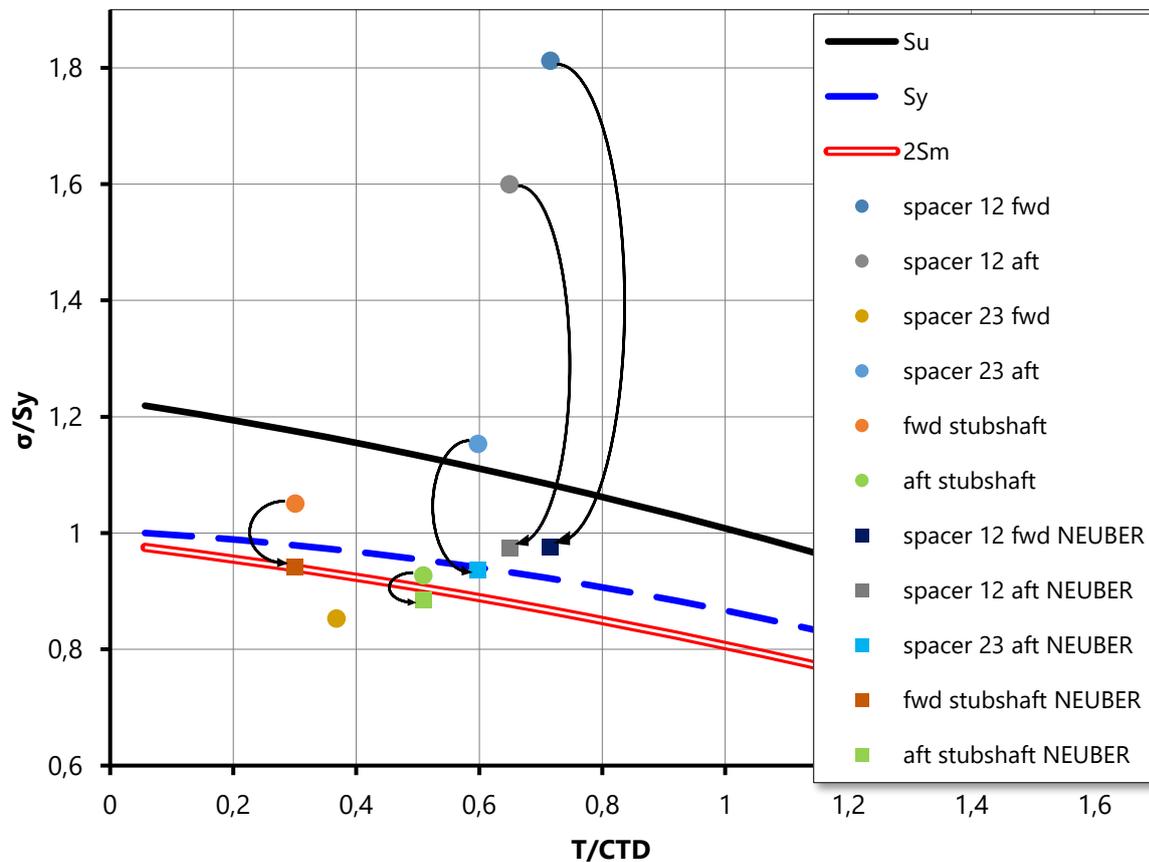


Figura 4.78 – Mappa delle tensioni sul grafico σ - T

Le tensioni equivalenti sulla curva elastica (Hooke) non si posizionano sotto la curva di verifica $2Sm$ eccetto quella sul raccordo anteriore dello spacer 2-3. Tre punti (raccordi dello spacer 1-2 e raccordo posteriore dello spacer 2-3) si posizionano sopra sopra la curva della tensione di rottura S_u .

Riportando le tensioni dalla curva elastica a quella elasto-plastica tramite Neuber tutti i punti si ritrovano sotto la curva S_u ma solo il raccordo sullo stubshaft posteriore scende al di sotto del valore $2Sm$.

Verifica statica dei dischi compressore

In tabella 23 sono riportati i risultati di tensioni (equivalenti e ridotte) e la verifica, rappresentata anche dal grafico in figura 4.79. Il punto analizzato sul disco 16, di materiale diverso, è riportato in figura 4.80. Tutti i punti si collocano sotto la curva $2Sm$ per cui non si trova la necessità verificarli dopo averli ridotti tramite Neuber.

Tabella 23 - Verifica statica nei raccordi dei dischi compressore

<i>Componente</i>	<i>Raccordo</i>	σ_{EQ}/S_y	t [s]	T/CTD	$<2Sm$
<i>Disco 14</i>	anteriore	84%	5400	17%	Sì
	posteriore	33%	4500	16%	Sì
<i>Disco 15</i>	anteriore	76%	5400	26%	Sì
	posteriore	31%	1980	8%	Sì
<i>Disco 13</i>	anteriore	83%	5400	14%	Sì
	posteriore	35%	4050	10%	Sì
<i>Disco 12</i>	anteriore	86%	7200	19%	Sì
	posteriore	35%	5400	13%	Sì
<i>Disco 11</i>	anteriore	65%	5400	12%	Sì
	posteriore	30%	4950	11%	Sì
<i>Disco 10</i>	anteriore	64%	5400	11%	Sì
	posteriore	32%	4950	10%	Sì
<i>Disco 16</i>	anteriore	73%	4050	38%	Sì

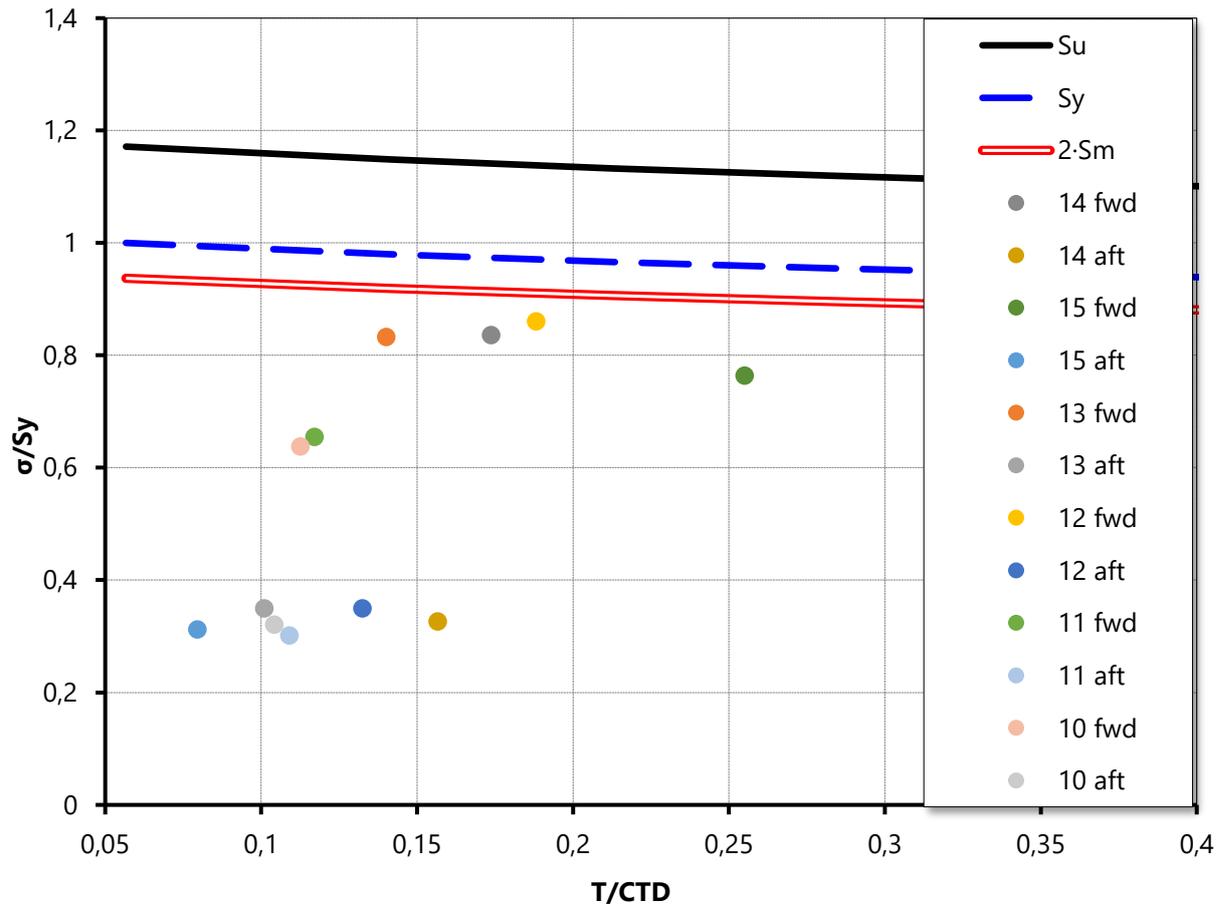


Figura 4.79 – Mappa delle tensioni dei dischi dal 10 al 15

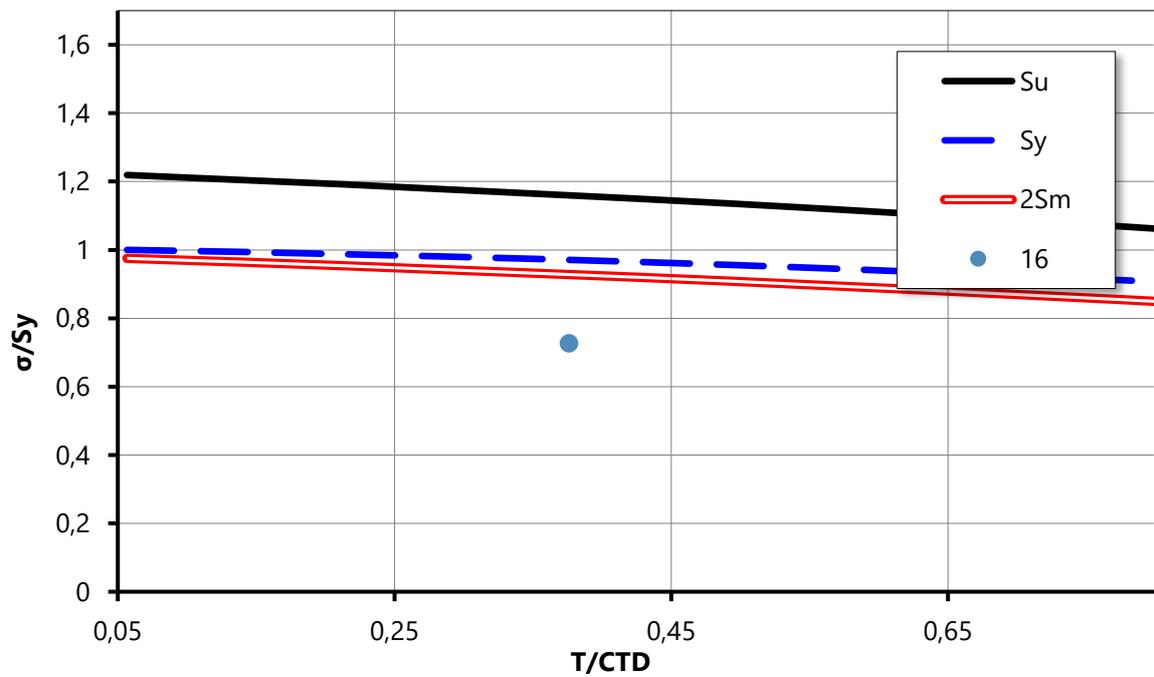


Figura 4.80 – Mappa delle tensioni del raccordo sul disco 16

Tutti i punti risultano verificati staticamente.

4.4.5 Verifica a fatica degli stress di picco

L'analisi LCF (low cycle fatigue) si basa sul confronto tra gli stress calcolati tramite analisi FEM e gli stress che nascono da prove di fatica effettuate su provini. Tramite i test effettuati l'azienda è in grado di tracciare le curve di fatica Smith-Watson-Topper: queste sono utili per calcolare il numero di cicli (vita utile). La vita utile n_c viene confrontata con un numero di cicli N definito dai criteri aziendali.

Se il numero di cicli è minore di N , si procede moltiplicando il valore di massimo principale per un fattore che è il rapporto tra K_f (sensibilità all'intaglio a fatica) e K_t (coefficiente d'intaglio). Si cerca quindi il nuovo numero di cicli n_c e si verifica che essi siano superiori a N , andando quindi a calcolare il danno accumulato N/n_c .

Quando si esegue la verifica a fatica si utilizza il valore di picco della tensione massima principale σ_1 poiché nel meccanismo di apertura delle cricche questa rappresenta la tensione normale più alta.

Verifica dei componenti della turbina

In tabella 24 sono riportati i risultati del primo step della verifica a fatica dei raccordi appartenenti ai componenti del rotore turbina.

Tabella 24

<i>Componente</i>	<i>Raccordo</i>	$\frac{\sigma_{MP}}{S_y}$	$\frac{N}{n_c}$	<i>Verificato</i>	<i>< 5%</i>
<i>Disco 1</i>	fwd	82%	3%	Sì	Sì
	aft	99%	30%	Sì	No
<i>Spacer 1-2</i>	fwd	181%	1058%	No	No
	aft	160%	605%	No	No
<i>Disco 2</i>	fwd	105%	47%	Sì	No
	aft	110%	117%	No	No
<i>Spacer 2-3</i>	fwd	85%	1%	Sì	Sì
	aft	135%	257%	No	No
<i>Disco 3</i>	fwd	184%	979%	No	No
	aft	117%	99%	Sì	No
<i>Stubshaft</i>	fwd	121%	90%	Sì	No
	aft	107%	44%	Sì	No

I punti verificati rispetto al valore N ($n_c > N$) vengono ulteriormente verificati rispetto ad un altro numero di cicli che influisce sulla scelta del fattore K_f/K_t . Se $N/n_c > 5\%$ allora il punto viene moltiplicato per il fattore.

Tabella 25

<i>Componente</i>	<i>Raccordo</i>	$\frac{\sigma MP K_f}{S_y K_t}$	$\frac{N}{n_c}$	<i>Verificato</i>
<i>Disco 1</i>	fwd	-	3%	Sì
	aft	59%	0,0002%	Sì
<i>Spacer 1-2</i>	fwd	109%	75,6%	Sì
	aft	96%	18,0%	Sì
<i>Disco 2</i>	fwd	63%	0,001%	Sì
	aft	66%	0,016%	Sì
<i>Spacer 2-3</i>	fwd	-	0,7%	Sì
	aft	81%	0,5%	Sì
<i>Disco 3</i>	fwd	110%	63,5%	Sì
	aft	70%	0,008%	Sì
<i>Stubshaft</i>	fwd	72%	0,005%	Sì
	aft	64%	0,001%	Sì

Tutti i punti risultano verificati poiché il danno accumulato è minore del 100%. È consigliato però effettuare ulteriori approfondimenti sullo spacer 1-2 e il disco 3, che presentano valori di danno abbastanza alti.

Verifica dei dischi compressore

In tabella 26 sono riportati i risultati del primo step della verifica a fatica dei raccordi appartenenti ai dischi compressore; in tabella 27 sono riportati i risultati delle tensioni ridotte con il danno accumulato finale.

Tutti i raccordi posteriori sono verificati al primo step poiché, come visto nel capitolo precedente, i valori di tensione massimi raggiunti sono molto bassi. Per i raccordi anteriori si riduce il valore di tensione tramite il rapporto K_f/K_t . I punti sono tutti verificati ma il danno accumulato dai dischi che vanno dal 12 al 14 è alto, per cui è consigliato approfondire l'analisi di questi componenti.

Tabella 26

<i>Componente</i>	<i>Raccordo</i>	$\frac{\sigma MP}{S_y}$	$\frac{N}{n_c}$	<i>Verificato</i>	< 5%
14	fwd	104%	1501%	No	No
	aft	24%	0,0163%	Sì	Sì
15	fwd	96%	1096%	No	No
	aft	27%	0,0434%	Sì	Sì
13	fwd	96%	990%	No	No
	aft	21%	0,0032%	Sì	Sì
12	fwd	100%	1245%	No	No
	aft	21%	0,0023%	Sì	Sì
11	fwd	76%	277%	No	No
	aft	17%	0,0002%	Sì	Sì
10	fwd	74%	242%	No	No
	aft	16%	0,0001%	Sì	Sì
16	fwd	107%	33%	No	No

Tabella 27

<i>Componente</i>	<i>Raccordo</i>	$\frac{\sigma MP K_f}{S_y K_t}$	$\frac{N}{n_c}$	<i>Verificato</i>
14	fwd	63%	97%	Sì
	aft	-	0,016%	Sì
15	fwd	58%	64%	Sì
	aft	-	0,043%	Sì
13	fwd	58%	55%	Sì
	aft	-	0,0032%	Sì
12	fwd	60%	76%	Sì
	aft	-	0,0023%	Sì
11	fwd	45%	9%	Sì
	aft	-	0,0002%	Sì

Transitorio termo-strutturale

10	fwd	44%	7%	Sì
	aft	-	0,0001%	Sì
16	fwd	64%	0,0002%	Sì

5 Conclusioni

Le analisi presentate in questo lavoro di tesi fanno parte dello studio della macchina FR1625 al fine di contribuire all'obiettivo aziendale della Life Time Extension.

Sia la modellazione dei flussi secondari che l'analisi del transitorio termo-strutturale sono state eseguite grazie allo scambio di dati, in entrata ed in uscita, con altre due studi:

- Il calcolo dei coefficienti di scambio di flusso principale e secondario [10];
- Analisi termo-strutturale 3D del rotore turbina [10];
- Analisi Meanline e Streamline del flusso principale [11].

L'obiettivo della prima analisi, riguardante la rete dei flussi di raffreddamento, è quello di modellizzare il percorso dell'aria attraverso la geometria del rotore. Da questo si ricavano portate e pressioni rispettivamente nei condotti e nelle camere che dipendono quindi dalla geometria del sistema. Se si presentasse la necessità di avere portate e pressioni diverse, tali da garantire certe performance della macchina, bisognerebbe modificare la geometria della stessa e il modello del flow network sarebbe un valido strumento di verifica.

Con il flow network finale si ottengono valori di portate e pressioni in linea con i risultati ricavati dall'analisi eseguita con software più moderni. Il Compressible Flow Network Computer Program infatti, utilizza una programmazione che non prevede l'uso di interfacce e rende quindi ostica l'elaborazione dei modelli. Pertanto nasce la necessità di sviluppare un'interfaccia che renda la modellazione più semplice.

Ulteriori approfondimenti riguardo il modello possono essere compiuti con la ricerca di possibili perdite di portata, valutabili grazie allo studio su di un modello 3D completo.

L'obiettivo della seconda analisi, riguardante il transitorio termo-strutturale 2D assialsimmetrico del rotore, è anzitutto quello di definire le condizioni al contorno e come esse variano durante le fasi di funzionamento della macchina, e in secondo luogo ottenere risultati dalle simulazioni per verificare punti cruciali del complessivo. Gli andamenti di temperature e tensioni rispettano la fisica del transitorio e i risultati sono conformi a quelli conseguiti dall'analisi di macchine analoghe.

Le tensioni sui raccordi sono verificate staticamente malgrado alcuni punti si collochino al di sopra della curva di snervamento: ciò porta a suggerire che esistano delle deformazioni plastiche in zone concentrate che però sono trascurabili. Infine, nella verifica a fatica, alcuni componenti presentano valori di danno prossimi al 100% ed è consigliato quindi, come possibile sviluppo futuro, quello di eseguire una simulazione del modello 3D in transitorio. Uno dei vantaggi dell'analisi 3D è quello di non utilizzare il metodo dei plane stress e dei materiali ortotropi.

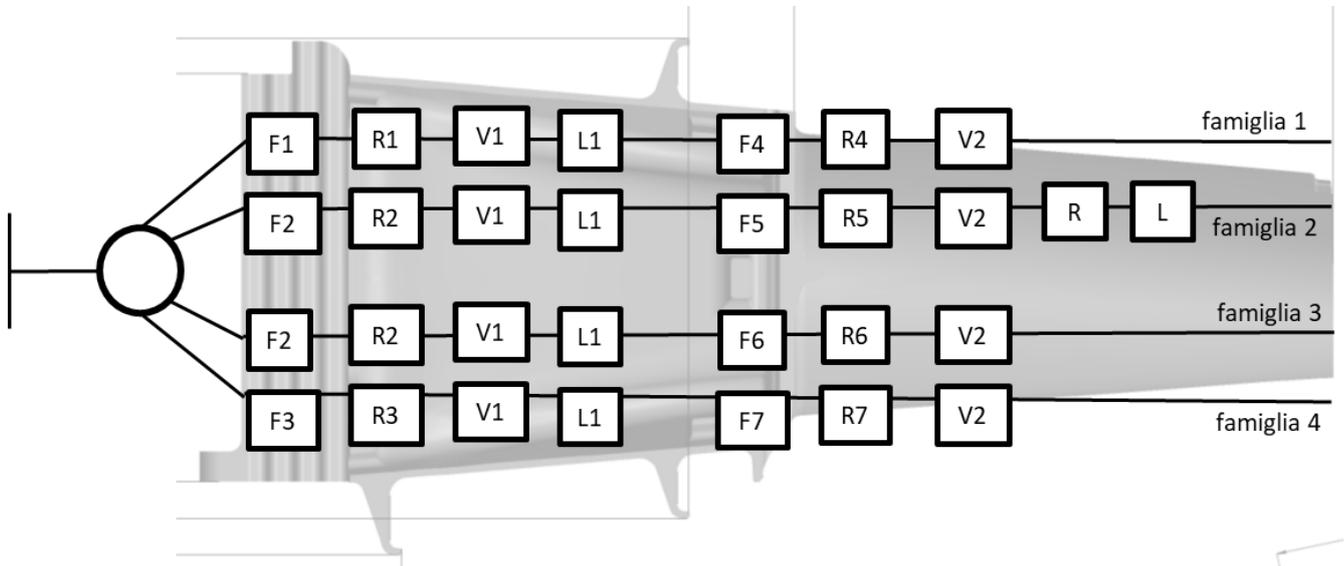
Per ottenere risultati più accurati è necessario anche inserire un alto numero di timestep, ovvero istanti di tempo nei quali il software svolge i calcoli. Aumentando il numero di timestep si va verso un'analisi a tempo continuo (e non discreto) ma a scapito del tempo di computazione: è raccomandabile pertanto l'utilizzo di computer che posseggano 32 o più Gigabyte di Ram.

6 Bibliografia

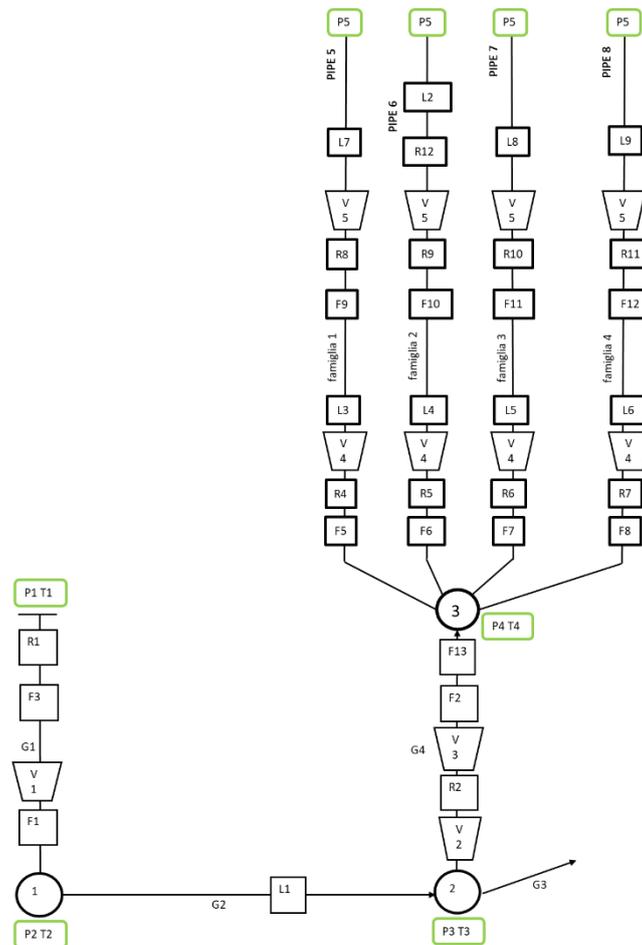
- [1] C. d. Wikipedia, «Electricity generation,» Wikipedia, The Free Encyclopedia., 5 Giugno 2020. [Online].
- [2] C. d. Wikipedia, «Power station,» Wikipedia, The Free Encyclopedia., 12 Giugno 2020. [Online].
- [3] T. S. & Contributors, «WORLDWIDE GAS TURBINE REPORT,» Turbomachinery International, 5 Gennaio 2020. [Online]. Available: <https://www.turbomachinerymag.com/worldwide-gas-turbine-report/>.
- [4] D. Kay, Honeycomb-Brazing Essentials for Successful Use As Turbine Seals, 2010.
- [5] c. d. Wikipedia, «Fortran,» Wikipedia, L'enciclopedia libera., [Online]. Available: [//it.wikipedia.org/w/index.php?title=Fortran&oldid=113795301](https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Fortran&oldid=113795301).
- [6] M. i. all'azienda, *Compressible Flow Network Computer Program*, Rolls Royce.
- [7] E. E. R. G. R.L Webb, «Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. Volume 14, n. Issue 4, pp. 601-617, 1971.
- [8] Y. & Y. Q. & G. Z. & L. P. Liu, «Transient Analysis and Design Improvement of a Gas Turbine Rotor Based on Thermal-Mechanical Method,» *Shock and Vibration*, 2018.
- [9] C. d. Wikipedia, «Analisi agli elementi finiti,» Wikipedia, L'enciclopedia libera., 9 Dicembre 2019. [Online]. Available: [//it.wikipedia.org/w/index.php?title=Analisi_agli_elementi_finiti&oldid=109339392](https://it.wikipedia.org/w/index.php?title=Analisi_agli_elementi_finiti&oldid=109339392).
- [10] D. P. Felice, «Analisi FEM 3D e verifica statica e a fatica del Rotore di una turbina a gas per applicazioni industriali,» 2020.
- [11] S. Francesco, «Meanline, Streamline and FEM Analyses for an industrial Gas Turbine unit,» 2020.
- [12] J.-C. e. a. Han, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology.*, CRC Press, 2013.
- [13] B. Sultanian, *Gas Turbines: Internal Flow Systems Modeling*, Cambridge University Press, 2018.
- [14] H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, Pearson, 2017.
- [15] R. H. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*.

7 Allegati

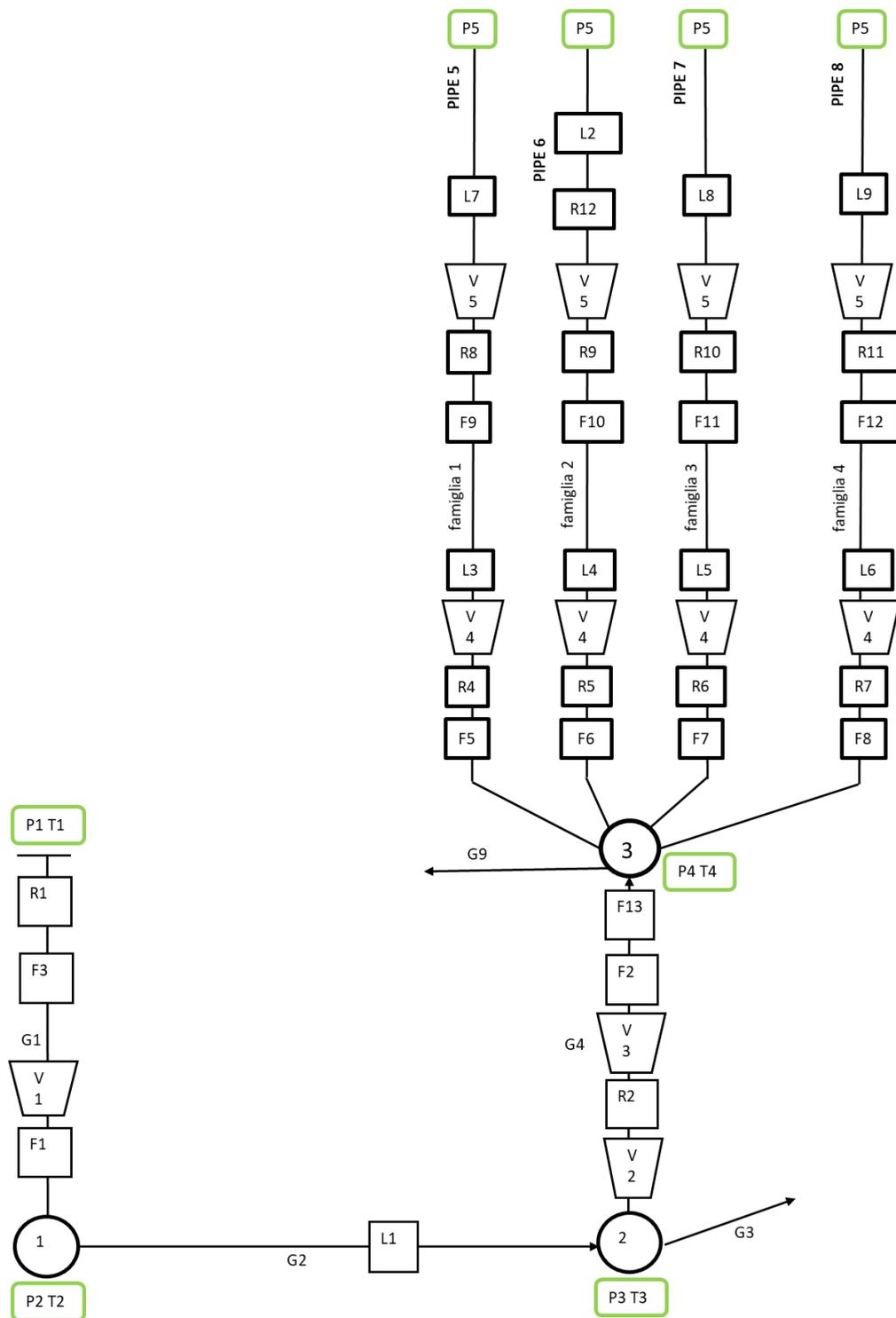
7.1 Allegato 1



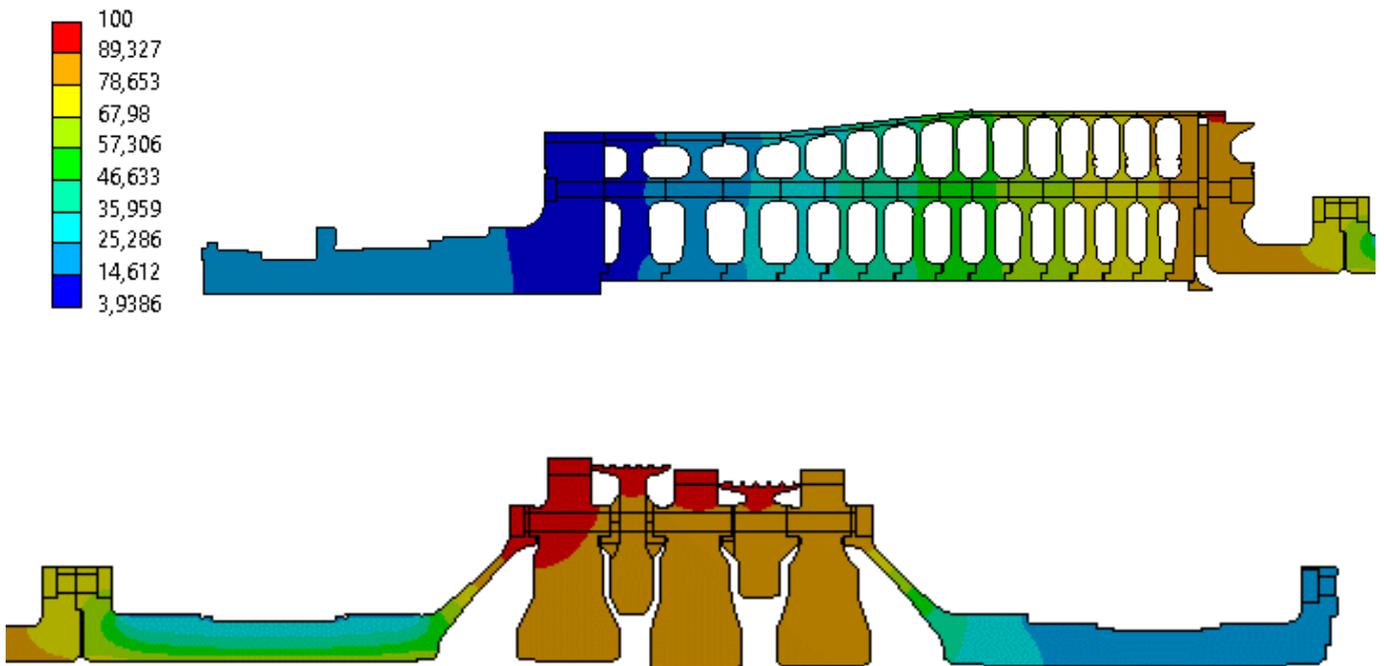
7.2 Allegato 2



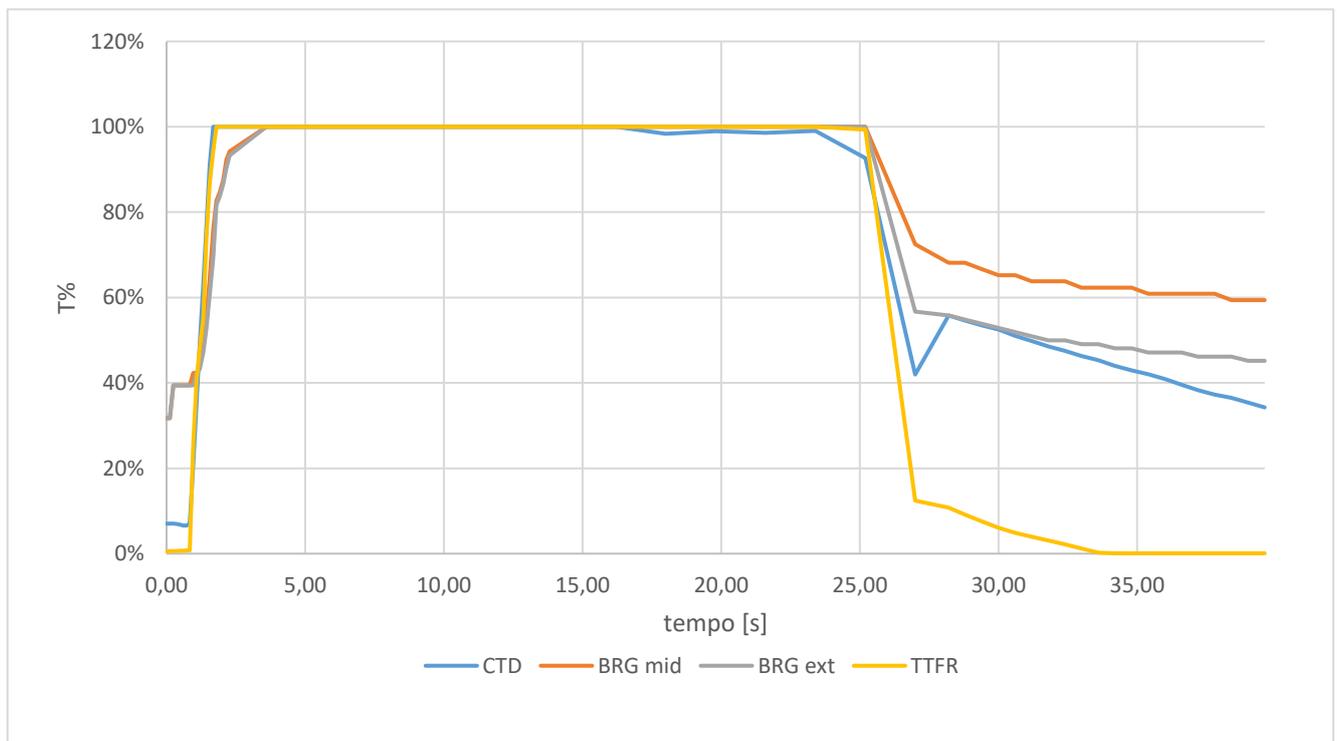
7.3 Allegato 3



7.4 Allegato 4

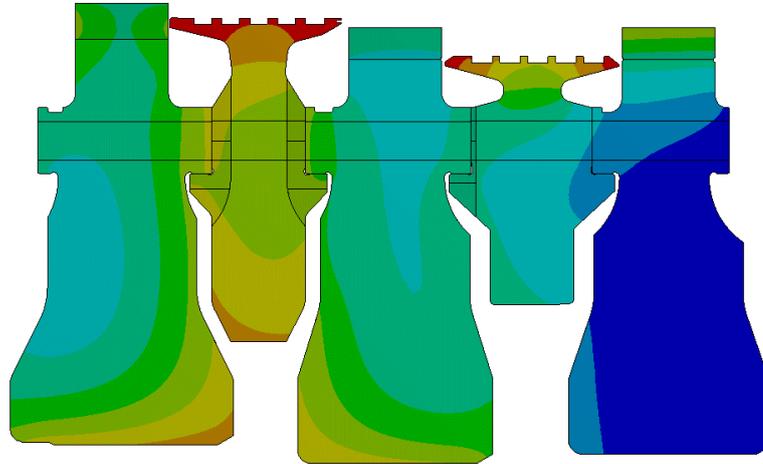
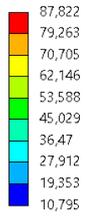


7.5 Allegato 5

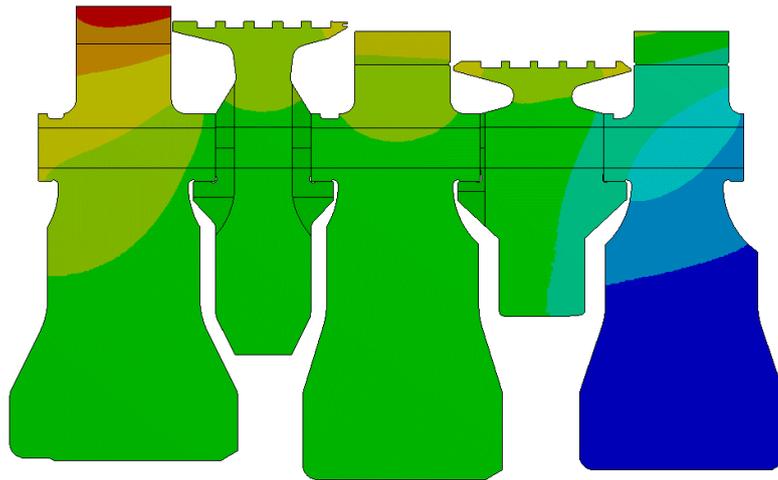
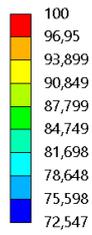


7.6 Allegato 6

Time: 3600
Custom
Max: 87,822
Min: 10,795



Time: 23400
Custom
Max: 100
Min: 72,547



Time: 39600
Custom
Max: 73,918
Min: 32,776

