

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi FEM 3D e Verifica Statica e a Fatica del Rotore di una Turbina a Gas per Applicazioni Industriali



Relatori

*Prof.ssa Daniela Anna Misul
Prof. Mirko Baratta*

Candidato

Felice Di Palma

Tutor Aziendali

*Ing. Luca Forno
Ing. Marco Toppino*

A.A. 2019-2020

*A mio padre il cui esempio di uomo e la cui resilienza
sono per me sempre fonte d'ispirazione.*

*A mia madre che ha sempre fatto divenire
suoi i miei sogni e desideri.*

*A Michela, alla quale dedico tutti i miei traguardi
poiché non avrebbero lo stesso valore
senza il fine di dividerli con lei.*

*Ai miei fratelli e agli amici, ma in particolare a coloro che,
con la loro presenza fisica o emotiva,
hanno reso piacevole ogni momento passato insieme.*

ABSTRACT

Per soddisfare le esigenze delle aziende che si avvalgono di impianti con turbine a gas, prossime alla fine della vita utile raccomandata dagli OEM, le aziende di produzione e di fornitura di servizi di riparazione e manutenzione di turbine a gas hanno sviluppato programmi di *Life Time Evaluation and Extension* (LTE). Questi programmi richiedono un elevato numero di analisi sul rotore assemblato e sui singoli componenti, dai controlli non distruttivi alle analisi FEM e CFD. Il presente lavoro, frutto di una collaborazione tra *EthosEnergyGroup* ed il Politecnico di Torino, costituisce una parte del programma di LTE riguardante la turbina F1625. L'obiettivo è determinare la vita utile del rotore turbina con l'ausilio di diverse analisi FEM nelle condizioni di regime. Nelle fasi di pre-analisi sono stati utilizzati i dati sui materiali, le geometrie CAD ed i risultati delle analisi dei flussi secondari e del flusso primario disponibili in azienda. Le proprietà termodinamiche e dinamiche dei due flussi sono state impiegate per determinare le condizioni al contorno del problema termo-strutturale e, in particolare, i coefficienti di scambio termico convettivo nelle zone del rotore turbina lambite da flussi primari e secondari. Per raggiungere lo scopo finale sono stati costruiti diversi modelli, mediante software ANSYS, adottando la tecnica del *submodeling* in grado di cogliere le criticità delle diverse geometrie. Su tali modelli sono state eseguite delle analisi termo-strutturali dei dischi turbina (con pale), degli *spacer* e degli *stubshaft* sfruttando il metodo del *submodeling* con l'obiettivo di valutare lo stato tensionale nella zona dei fori passanti attraversati dai tiranti. I risultati termici e meccanici sulle superfici di taglio, create per importare le condizioni al contorno da modello a *submodel*, vengono esportati per essere utilizzati nell'assieme dell'intero rotore turbina con particolare attenzione alla zona ove sono presenti fori e raccordi caricati a causa del montaggio tramite calettamento a caldo. Gli output di tali modelli vengono elaborati per effettuare una verifica a *creep* e a *low cycle fatigue* (LCF) seguendo i *design criteria* interni dell'azienda e stimando la vita del rotore. I risultati hanno mostrato uno stato tensionale coerente con le aspettative e aree critiche localizzate in punti che sono spesso esperienza di cedimento a fatica. Il modello si presta bene ad analisi predittive nel caso di variazioni sulla geometria con lo scopo di estendere la vita del rotore.

INDICE

INDICE DELLE FIGURE	IV
INDICE DELLE TABELLE	X
LISTA DEI SIMBOLI	XI
ELENCO DELLE ABBREVIAZIONI	XII
INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 - RICHIAMI TEORICI	5
1.1 INTRODUZIONE	5
1.2 TURBINE A GAS	5
1.2.1 <i>Le Macchine a fluido</i>	5
1.2.2 <i>Ciclo termodinamico e rendimento</i>	6
1.3 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO	10
1.3.1 <i>Richiami di Trasmissione del calore</i>	10
1.3.2 <i>Correlazione con Numero di Nusselt</i>	12
1.4 ELEMENTI FINITI	15
1.4.1 <i>Caratteristiche di una analisi FEM</i>	15
1.4.2 <i>Equazioni fondamentali</i>	16
1.4.3 <i>Principio dei lavori virtuali a spostamenti assegnati</i>	18
1.4.4 <i>Metodo FEM</i>	20
1.4.5 <i>Condizioni al contorno</i>	22
1.4.6 <i>Convergenza e valutazione degli errori</i>	22
CAPITOLO 2 - CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E DESCRIZIONE DEL ROTORE	26
2.1 INTRODUZIONE	26
2.1.1 <i>Categorie principali di turbine a gas</i>	26
2.1.2 <i>Turbine di Tipo Frame</i>	27

2.2 DESCRIZIONE DELLA F1625.....	27
2.2.1 Rotore Compressore.....	27
2.2.2 Combustore.....	29
2.2.3 Rotore Turbina.....	30
2.2.4 Schema di raffreddamento del rotore.....	31
2.2.5 Collegamenti tra pale e dischi.....	34
CAPITOLO 3 -ANALISI FEM.....	36
3.1 INTRODUZIONE.....	36
3.2 CALCOLO DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO.....	38
3.2.1 Dati di Input.....	38
3.2.2 Review della bibliografia.....	42
3.2.3 Calcolo coefficienti di scambio termico lungo il profilo alare.....	43
3.2.4 Calcolo coefficienti di scambio termico su altre superfici.....	46
3.2.5 Studio di Sensibilità.....	47
3.2.6 Risultati su altre superfici.....	48
3.3 SUBMODELING.....	52
3.3.1 Introduzione al metodo.....	52
3.3.2 Review della bibliografia.....	53
3.3.3 Procedura adottata.....	58
3.4 SETUP.....	60
3.4.1 Setup Secondo Design Criteria.....	60
3.4.2 Setup generali di ANSYS®.....	61
3.5 DISCO PRIMO STADIO.....	65
3.5.1 Analisi termica settore con pala.....	65
3.5.2 Analisi termo-strutturale settore con pala.....	68
3.5.3 Analisi termica settore con foro.....	71
3.5.4 Analisi termo-strutturale settore con foro.....	73
3.6 DISCO SECONDO STADIO.....	75
3.6.1 Analisi termica settore con pala.....	75
3.6.2 Analisi Termo-strutturale settore con pala.....	77
3.6.3 Analisi Termica settore con foro.....	78
3.6.4 Analisi Termo-strutturale settore con foro.....	78
3.7 DISCO TERZO STADIO.....	80
3.7.1 Analisi Termica settore con pala.....	80
3.7.2 Analisi Termo-Strutturale settore con pala.....	82
3.7.3 Analisi Termica settore con foro.....	82
3.7.4 Analisi Termo-strutturale settore con foro.....	83
3.8 SPACER 1-2.....	85
3.8.1 Analisi Termica.....	85
3.8.2 Analisi Termo-Strutturale.....	86
3.9 SPACER 2-3.....	90
3.9.1 Analisi Termica.....	90

3.9.2 <i>Analisi Termo-Strutturale</i>	91
3.10 FORWARD STUBSHAFT	95
3.10.1 <i>Analisi Termica</i>	95
3.10.2 <i>Analisi Termo-strutturale</i>	97
3.11 AFTERWARD STUBSHAFT	99
3.11.1 <i>Analisi Termica</i>	99
3.11.2 <i>Analisi Termo-strutturale</i>	101
3.12 ASSIEME DEL ROTORE TURBINA	103
3.12.1 <i>Setup</i>	103
3.12.2 <i>Analisi Termica</i>	107
3.12.3 <i>Analisi Termo-strutturale</i>	108
CAPITOLO 4 -VERIFICA STATICA E A FATICA DEL ROTORE TURBINA	112
4.1 NOZIONI GENERALI	112
4.1.1 <i>Curve limite per la verifica statica</i>	112
4.1.2 <i>Tensione elasto-plastica</i>	114
4.1.3 <i>Verifica a fatica</i>	115
4.1.4 <i>Effetti di amplificazione delle tensioni</i>	116
4.2 RISULTATI DELLA VERIFICA STATICA	118
4.2.1 <i>Elaborazione dei risultati secondo Design Criteria</i>	118
4.2.2 <i>Nomenclatura</i>	119
4.2.3 <i>Disco Primo Stadio</i>	121
4.2.4 <i>Disco Secondo Stadio</i>	124
4.2.5 <i>Disco Terzo Stadio</i>	126
4.2.6 <i>Spacer 1-2</i>	128
4.2.7 <i>Spacer 2-3</i>	130
4.2.8 <i>FWD Stubschaft</i>	132
4.2.9 <i>AFT Stubschaft</i>	134
4.3 RISULTATI DELLA VERIFICA A FATICA	137
4.3.1 <i>Disco Primo Stadio</i>	137
4.3.2 <i>Disco Secondo Stadio</i>	140
4.3.3 <i>Disco Terzo Stadio</i>	141
4.3.4 <i>Spacer 1-2</i>	142
4.3.5 <i>Spacer 2-3</i>	143
4.3.6 <i>FWD Stubschaft</i>	144
4.3.6 <i>AFT Stubschaft</i>	145
4.4 CONCLUSIONI	146
BIBLIOGRAFIA.....	149

INDICE DELLE FIGURE

Figura I – Produzione mondiale di energia (1990-2050) (EIA, 2020).....	2
Figura II – Elementi fondamentali di un robusto programma di lifetime evaluation.....	3
Figura III – Rotore Turbina F1625.....	4
Figura 1.1 – Schema di funzionamento macchina motrice.....	6
Figura 1.2 – Schema elementare di funzionamento turbogas.....	7
Figura 1.3 - Ciclo Joule-Brayton.....	7
Figura 1.4 - Rendimento reale e lavoro utile reale al variare di β per diversi valori della temperatura $T3$	8
Figura 1.5 – Rendimento tipico di vari tipi di impianto (Boyce, 2011).....	9
Figura 1.6 – Rappresentazione scambio termico per conduzione (a), convezione (b) e irraggiamento (c).....	11
Figura 1.7 – Rappresentazione strato limite e strato limite termico in convezione forzata esterna.....	12
Figura 1.8 – Elementi principali di una simulazione ad elementi finiti.....	15
Figura 1.9 – Convenzione adottata per l’elemento infinitesimo (Gugliotta, 2002).....	17
Figura 1.10 – Esempi di elementi 2D e 3D.....	19
Figura 1.11 – Esempi di distorsione.....	23
Figura 1.12 – Convergenza tipica del PRERR e della tensione all’aumentare del numero di elementi.....	24
Figura 2.1 – Esempio di turbina a gas di tipo frame (Boyce, 2011).....	27
Figura 2.2 - Intero rotore della turbina F1625.....	28
Figura 2.3 – Rappresentazione dell’estrazione presente tra stadi 16 e 17.....	28
Figura 2.4 – Sezione del combustore (a) e vista delle camere di combustione (b).....	29
Figura 2.5 – Rotore turbina F1625.....	30
Figura 2.6 - Flussi di cooling della F1625.....	31
Figura 2.7 - Rappresentazione flussi di <i>cooling</i> pale rotoriche.....	32
Figura 2.8 – Canali di raffreddamento delle pale installate sul rotore del primo stadio.....	33
Figura 2.9 – Canali di raffreddamento delle pale installate sul rotore del secondo stadio.....	33
Figura 2.10 – Spacer 1-2 vista FWD (a), spacer 1-2 vista AFT (b) e spacer 2-3 vista FWD (c).....	34
Figura 2.11 – Collegamento a pino rovesciato (a), rappresentazione flusso di cooling del primo stadio (b) e attacco a coda di rondine dei dischi compressore (c).....	35
Figura 3.1 – Elementi di una robusta analisi di <i>life time extension</i>	37
Figura 3.2 – Modello di Flow Network.....	39
Figura 3.3 – Indicazione dei flussi di raffreddamento e dei trafiletti.....	39
Figura 3.4 – Temperatura di ristagno normalizzata del flusso principale.....	40
Figura 3.5 – Valori di Temperatura normalizzati a diverse altezze percentuali della pala.....	40

Figura 3.7a – Esempio di modello FEM per il calcolo dei coefficienti di scambio (Gallegos-Muñoz, Uzàrraga-Rodríguez, & Elizalde-Blancas).....	42
Figura 3.7b – Esempio di risultato Analisi FEM per canali turbolati nella sezione media (Gallegos-Muñoz, Uzàrraga-Rodríguez, & Elizalde-Blancas).....	42
Figura 3.8 - Esempio di suddivisione per il calcolo dei coefficienti di scambio termico.....	44
Figura 3.9 – HTC a metà altezza della pala rotorica del primo stadio.....	45
Figura 3.10 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del primo stadio.....	45
Figura 3.11– HTC a metà altezza della pala rotorica del secondo stadio.....	45
Figura 3.12 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del secondo stadio.....	45
Figura 3.13 – HTC al raggio este a metà altezza della pala rotorica del terzo stadio.....	45
Figura 3.14 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del terzo stadio.....	45
Figura 3.15 – Rappresentazione della procedura di calcolo dei coefficienti di scambio termico.....	46
Figura 3.16 – Temperature normalizzate disco 1 raddoppiando i coefficienti di scambio termico su pala....	47
Figura 3.17 – Temperature normalizzate disco 1 dimezzando i coefficienti di scambio termico su pala.....	47
Figura 3.18 – Temperature normalizzate disco 1 raddoppiando i coefficienti di scambio termico su disco..	47
Figura 3.19 – Temperature normalizzate disco 1 dimezzando i coefficienti di scambio termico su disco.....	47
Figura 3.20 – Suddivisione superfici per il calcolo coefficienti di scambio per disco 1 (a), spacer 1-2 (b), disco 2 (c), spacer 23(d).....	50
Figura 3.21 - Suddivisione superfici per il calcolo coefficienti di scambio per disco 3 (a), Forward stubshaft (b), afterword stubshaft (c).....	51
Figura 3.22 – Rappresentazione della tecnica del <i>submodeling</i>	52
Figura 3.23 – Schematizzazione tensioni agenti tra disco e pala (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002).53	
Figura 3.24 – Tensioni normalizzate dovute a pressioni hertziane nel caso di punzone piano, di punzone raccordato e cuscinetto in contatto con una superficie piana (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002).....	54
Figura 3.25 – <i>Submodel</i> 2D dell’attacco pala (a,b), tensione di contatto normalizzata lungo il contatto C ² -C (c) e zoom su uno dei punti estremi del contatto (d) (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002).....	55
Figura 3.26 – Distribuzione stress di contatto mediante fotoelasticità (Kenny, Patterson, Said, & Aradhya, 1991) e punti di formazione delle cricche (Papanikos & Meguid, 1994).....	55
Figura 3.27 – Sotto-modello del contatto tra disco terzo stadio e pala nella zona di maggiore stress.....	56
Figura 3.28 – Geometria dell’attacco pala in presenza di singolarità (a) e in assenza di singolarità (b).....	57
Figura 3.29 – Schema della sequenza di simulazioni in <i>project schematic</i> di ANSYS <i>Workbench</i>	58
Figura 3.30 – Geometrie utilizzate nelle analisi FEM.....	59
Figura 3.31 – Intero rotore turbina analizzato.....	60
Figura 3.32 - Esempio della struttura ad albero di ANSYS <i>Mechanical</i> 19 R3.....	61
Figura 3.33 – Intero rotore primo stadio in assenza dei fori (a) e settore angolare prelevato (b).....	62
Figura 3.34 – Rappresentazione superfici attive di connessione tra pala e disco.....	63
Figura 3.35 – Disco primo stadio e settore con singola pala.....	65
Figura 3.36 – Pala prima (a) e dopo (b) della modifica della geometria e intervalli per applicazione HTC (c):.....	66

Figura 3.37 – Profilo di temperatura normalizzato lungo la pala (a), su una sezione valutata allo 0% dell'altezza della pala (b), una al 50% dell'altezza della pala (c) e una al 100% dell'altezza della pala (d).	67
Figura 3.38 – Distribuzione di temperatura normalizzata del disco primo stadio.	68
Figura 3.39 - Condizioni al contorno problema strutturale.	69
Figura 3.40 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 1.	70
Figura 3.41 – Settore con foro Disco 1 (a) e geometria utilizzata per le analisi (b).	71
Figura 3.42 – Importazione temperatura normalizzata da settore con pala (a) a disco con foro (b).	72
Figura 3.43 – Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco primo stadio.	72
Figura 3.44 – Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).	73
Figura 3.45 – Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).	73
Figura 3.46 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b) ottenute importando il valore medio della distribuzione degli sforzi al raggio interno ed esterno.	74
Figura 3.47 – Settore del disco 2 con pala considerato (a,b) e geometria modificata della pala (c).	75
Figura 3.48 – Distribuzione di temperatura su disco e pala (a), alla base della pala (b), a metà altezza della pala (c), al 100% dell'altezza della pala (d) e sul disco (e).	76
Figura 3.49 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 2.	77
Figura 3.50 - Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco secondo stadio.	78
Figura 3.51 - Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).	79
Figura 3.52 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).	79
Figura 3.53 - Settore del disco 3 con pala considerato (a,b) e geometria modificata della pala (c).	80
Figura 3.54 – Distribuzione di temperatura su disco e pala (a), alla base della pala (b), a metà altezza della pala (c), al 100% dell'altezza della pala (d) e sul disco (e).	81
Figura 3.55 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 3.	82
Figura 3.56 - Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco terzo stadio.	83
Figura 3.57 - Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).	84
Figura 3.58 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).	84
Figura 3.59 – Settore analizzato dello spacer12 in vista FWD (a) e vista AFT (b).	85
Figura 3.60 – Temperatura normalizzata nella parte AFT (a), nella sezione (b) e nella parte FWD (c) dello spacer 1-2.	86
Figura 3.61 - Condizioni al contorno problema strutturale nello <i>spacer</i> 1-2.	87
Figura 3.62 – Mesh utilizzata per il calcolo delle tensioni nello <i>spacer</i> 1-2.	87
Figura 3.63 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata in spacer1-2.	88
Figura 3.64 - Tensione massima principale normalizzata in spacer1-2.	88

Figura 3.65 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b)	89
Figura 3.66 – Temperatura importata (a) e sforzo importato al raggio esterno (b) su <i>submodel</i>	89
Figura 3.67 – Sezione analizzata dello <i>spacer</i> 23 in vista FWD (a) e in vista AFT (b).	90
Figura 3.68 – Temperatura normalizzata nella parte FWD (a), nella sezione (b) e nella parte AFT (c) dello <i>spacer</i> 2-3.....	91
Figura 3.69 - Condizioni al contorno problema strutturale nello <i>spacer</i> 2-3.....	92
Figura 3.70 – Mesh utilizzata per il calcolo delle tensioni nello <i>spacer</i> 2-3.....	92
Figura 3.71 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata in <i>spacer</i> 2-3.....	93
Figura 3.72 – Tensione massima principale normalizzata in <i>spacer</i> 2-3.....	93
Figura 3.73 – Settore analizzato del <i>forward stubshaft</i>	95
Figura 3.74 – Valori di temperatura normalizzata nel FWD <i>Stubshaft</i>	96
Figura 3.75 – Cuscinetti portanti del rotore turbina-	96
Figura 3.76 - Condizioni al contorno problema strutturale nello <i>FWD stubshaft</i>	97
Figura 3.77 – Mesh generata su FWD <i>stubshaft</i>	98
Figura 3.78 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nel FWD <i>Stubshaft</i>	98
Figura 3.79 - Tensione massima principale normalizzata nel FWD <i>Stubshaft</i>	98
Figura 3.80 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).....	99
Figura 3.81 – Settore analizzato <i>afterward stubshaft</i>	100
Figura 3.82 – Temperatura normalizzata nel AFT <i>Stubshaft</i>	100
Figura 3.83 – Mesh generata su FWD <i>stubshaft</i>	101
Figura 3.84 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nell’AFT <i>Stubshaft</i>	102
Figura 3.85 - Tensione massima principale nell’AFT <i>Stubshaft</i>	102
Figura 3.86 – Settore di rotore turbina estratto (a) e <i>submodel</i> analizzato (b).	103
Figura 3.87 – Superfici definite per l’applicazione del HTC nelle slot (a) e esempio di superfici di interferenza (b).....	104
Figura 3.88 – Offset assegnabile alla mesh in un contatto (a) e formulazione del contatto <i>pure penalty</i> (b)...	105
Figura 3.89 – Valori di penetrazione in mm raggiunti a fine simulazione per i contatti che presentano interferenza.	106
Figura 3.90 - Temperatura normalizzata nel sotto-modello del rotore turbina.	107
Figura 3.91 - Principali condizioni al contorno dell’analisi strutturale.	108
Figura 3.92 – mesh del sotto-modello del rotore turbina.	109
Figura 3.93 - Tensione massima principale normalizzata nel rotore turbina.....	110
Figura 3.94 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nel rotore turbina.	110
Figura 3.95 - Tensione massima principale normalizzata nei dischi turbina.	111
Figura 3.96 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nei dischi turbina.	111
Figura 4.1 - Andamento delle curve limite del materiale PDS 10325Z1 per la verifica statica.	113
Figura 4.2 – Rappresentazione legge di Neuber per il materiale utilizzato.	114

Figura 4.3 – Curve di Smith-Watson-Topper a 400 °C ricavate in seguito a prove sperimentali.....	116
Figura 4.4 – Fattore di sensibilità all’intaglio per il materiale utilizzato (a) e principale modalità di apertura delle cricche (b).....	118
Figura 4.5 – Punti critici individuati nei componenti del rotore.	120
Figura 4.6 – Picco di tensione di Von Mises normalizzata dovuto a singolarità geometrica.....	121
Figura 4.7 – Superficie utilizzata per il calcolo degli stress sul <i>fir tree</i> .(a) e risultati (b).....	122
Figura 4.8 – Stress equivalente di Von Mises normalizzato valutato al Bore Hole e al Through-Bolt Hole.	122
Figura 4.9 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 1.	123
Figura 4.10 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 1...	123
Figura 4.11 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 1.	124
Figura 4.12 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 2.....	125
Figura 4.13 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 2...	125
Figura 4.14 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 2.	126
Figura 4.15 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 3.....	127
Figura 4.16 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 3...	127
Figura 4.17 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 3.	128
Figura 4.18 – Tensione di Von Mises normalizzata nella FWD Air slot (a) e nel Bore Hole (b).....	128
Figura 4.19 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.....	129
Figura 4.20 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.	129
Figura 4.21 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.	130
Figura 4.22 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.....	131
Figura 4.23 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.	131
Figura 4.24 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.	132
Figura 4.25 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.....	133
Figura 4.26 - Stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.....	133
Figura 4.27 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.....	134
Figura 4.28 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nelle zone <i>Inner Cone</i> e <i>Through Bolt Hole</i> dell’AFT <i>Stubshaft</i>	135
Figura 4.29 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.	135
Figura 4.30 - Stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.....	136
Figura 4.31 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.....	136
Figura 4.32 – Tensione massima principale normalizzata sul fondo del foro passante (a) e su un suo lato (b)	138
Figura 4.33 - Distribuzione di tensione massima principale su due percorsi assiali nel foro passante del disco 1.....	139
Figura 4.34 – Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 1.	139

Figura 4.35 – Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 2.	140
Figura 4.36 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 3.	141
Figura 4.37 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dello Spacer 1-2.	142
Figura 4.38 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dello Spacer 2-3.	143
Figura 4.39 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del FWD Stubshaft.....	144
Figura 4.40 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dell'AFI Stubshaft.....	145

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1 – Coefficienti di scambio superfici rotore riportate in Figura 3.20 e Figura 3.21	49
Tabella 2 – Coefficienti di scambio canali, shank e slot	49
Tabella 3 – Risultati LCF Disco 1.....	137
Tabella 4 - Risultati LCF Disco 2	140
Tabella 5 - Risultati LCF Disco 3	141
Tabella 6 - Risultati LCF Spacer 1-2.	142
Tabella 7 - Risultati LCF Spacer 2-3.	143
Tabella 8 - Risultati LCF FWD Stubshaft.	144
Tabella 9 - Risultati LCF AFT Stubshaft.	145
Tabella 10 – Aree critiche secondo l'analisi LCF	146

LISTA DEI SIMBOLI

P_u	=	Potenza utile [W]
P_t	=	Potenza turbina [W]
P_c	=	Potenza compressore [W]
\dot{m}_b	=	Portata in massa di combustibile $\left[\frac{kg}{s}\right]$
\dot{m}_a	=	Portata in massa di aria $\left[\frac{kg}{s}\right]$
H_i	=	Potere calorifico inferiore $\left[\frac{J}{kg}\right]$
Nu	=	Numero di Nusselt
h	=	Coefficiente di scambio termico convettivo $\left[\frac{W}{mm^2K}\right]$
W	=	Lavoro $\left[\frac{J}{kg}\right]$
Q	=	Flusso di calore [W]
q	=	Densità di flusso di calore $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
T	=	Temperatura [K]
s	=	Spostamenti nodali [mm]
p	=	Pressione statica [Pa]
σ	=	Tensione normale [MPa]
τ	=	Tensione tangenziale [MPa]
ε	=	Deformazione normale
γ	=	Deformazione tangenziale
ν	=	Modulo di Poisson
E	=	Modulo di Young [MPa]
G	=	Modulo di Elasticità tangenziale [MPa]

ELENCO DELLE ABBREVIAZIONI

HTC	<i>Heat Transfer Coefficient</i>
LTE	<i>Life Time Evaluation and Extension</i>
SWT	<i>Smith-Watson-Topper</i>
LCF	<i>Low Cycle Fatigue</i>
HCF	<i>High Cycle Fatigue</i>
OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
FEM	<i>Finite Element Method</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i>
AFT	<i>Afterward¹</i>
FWD	<i>Forward²</i>
LE	<i>Leading edge</i>
TE	<i>Trailing edge</i>
SS	<i>Suction side</i>
PS	<i>Pressure side</i>
FKN	<i>Normal stiffness factor</i>

¹ Viene intesa la parte della turbina gas o del singolo componente più prossima all'ingresso del flusso principale.

² Viene intesa la parte della turbina gas o del singolo componente più prossima all'uscita del flusso principale.

INTRODUZIONE

L'energia ha avuto un ruolo fondamentale nel processo evolutivo dell'uomo e, soprattutto nell'ultimo secolo, impatta in maniera rilevante su tutto l'ambiente, le forme di vita e l'organizzazione sociale. Nei primordi della vita umana l'uomo era in possesso solo dell'energia del proprio corpo, cioè il lavoro meccanico che egli stesso poteva di generare. Il progresso divenne più rapido quando si cominciò a sfruttare l'energia messa a disposizione dalla natura che permise di sviluppare notevolmente l'agricoltura e le altre fonti di sostentamento, migliorando così il benessere del singolo e le forme di organizzazione sociale.

Il passo decisivo fu realizzato negli ultimi due secoli grazie allo sviluppo di processi che trasformano l'energia termica, prima di allora utilizzata solo per riscaldamento, in lavoro meccanico. Ebbe così inizio l'era delle macchine il cui continuo miglioramento ha portato all'epoca moderna. Oggigiorno la vita dell'uomo dipende in particolar modo dall'energia elettrica (Figura I).

Lo sviluppo delle macchine è stato anche fortemente influenzato dalla individuazione di nuove fonti primarie di energia: dall'uso iniziale del carbone si è passati in seguito al petrolio e ai suoi derivati, allo sfruttamento delle risorse idriche disponibili e, infine, alle fonti cosiddette alternative, prima di tutte l'energia nucleare. Esiste, dunque, una stretta relazione fra le energie primarie e le macchine in grado di utilizzarle convenientemente. Un dato certo, come emerge dalla Figura I, è che la produzione mediante combustibili fossili è destinata ad occupare una posizione considerevole per ancora molti anni.

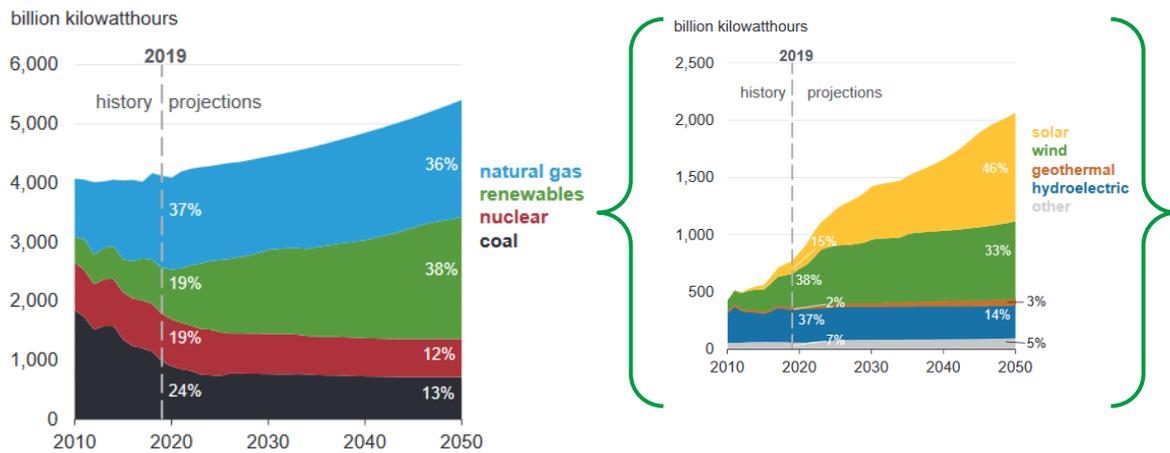


Figura I - Produzione mondiale di energia (1990-2050) (EIA, 2020)

Differente è il discorso per le altre fonti, principalmente solare ed eolica, le quali hanno mostrato, in particolar modo la prima, limiti abbastanza evidenti dovuti ai grandi spazi necessari per la captazione, della alternanza giorno-notte e stagionale, e delle condizioni ambientali e meteorologiche. Pertanto, tali fonti possono dare contributi di carattere essenzialmente integrativo e la loro introduzione può essere facilitata solo da forti incentivi.

Tra le altre fonti di energia spiccano l'energia idraulica e nucleare. Tuttavia, la prima necessita di una certa condizione orografica e gli impianti idroelettrici realizzabili a costi contenuti sono enormemente ridotti e quelli già realizzati sono in condizione di massimo sfruttamento. L'energia nucleare invece, almeno con il processo di fissione, ha grossi problemi legati allo smaltimento delle scorie e alla sicurezza. Il processo di fusione ha una prospettiva migliore in termini di impatto ambientale ma la ricerca è ancora in corso, tanto è vero che un prototipo funzionante e commerciale di reattore a fusione non è stato ancora realizzato e per esso occorreranno tempi assai lunghi. Si può concludere affermando che la fusione è una prospettiva di sicuro interessante e meritevole delle ricerche in atto, ma anche abbastanza incerta e lontana nel tempo.

Sulla base di quanto esposto si comprende l'importanza di migliorare e sviluppare ulteriormente le attuali turbomacchine per la produzione di energia elettrica sia dal punto di vista del rendimento sia da quello delle emissioni inquinanti soprattutto in vista delle nuove normative introdotte negli ultimi anni. C'è da riconoscere che le turbine a gas sono giunte, anche grazie alla spinta del settore aeronautico militare, al massimo sviluppo per quanto concerne la loro macrostruttura ed è proprio per questo che le simulazioni CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

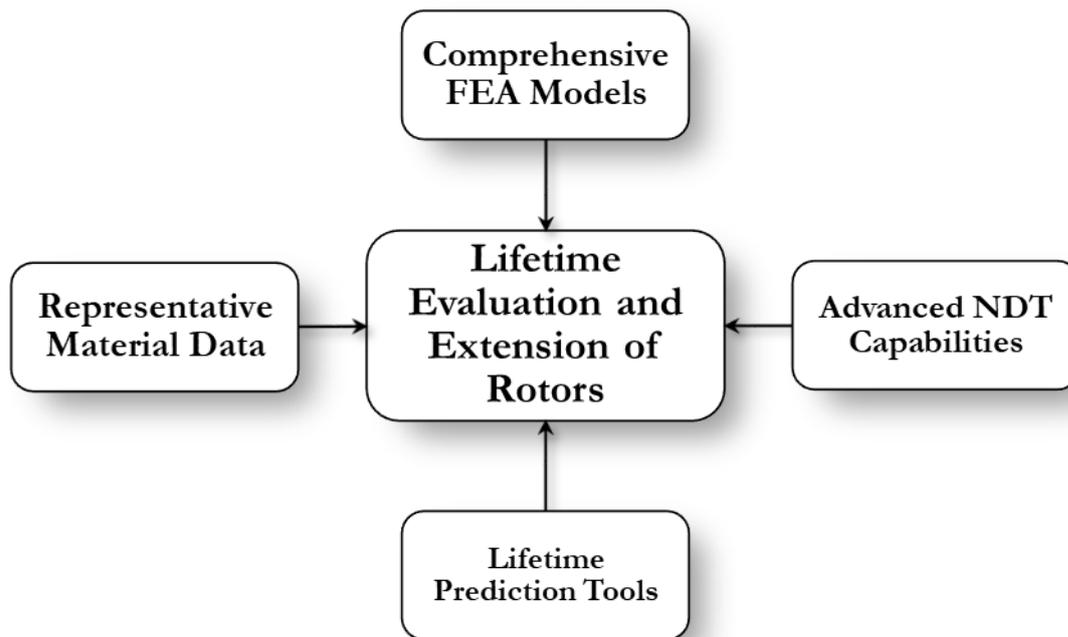


Figura II – Elementi fondamentali di un robusto programma di *lifetime evaluation* (Keller & Day, 2018)

e FEM (*Finite Element Method*) acquisiscono sempre più importanza nei contesti aziendali, poiché possono mettere in evidenza piccoli aspetti che la comune esperienza e gli approcci tradizionali non sono in grado di prevedere o almeno quantificare.

L'avvicinarsi ai limiti tecnologici ha comportato che, negli ultimi venti anni, i rotori delle turbine a gas di molteplici produttori hanno esibito diversi meccanismi di guasto, dal distacco delle pale in superlega di Nickel alla formazione di cricche, non mostrando talvolta la stessa affidabilità di unità più datate. Ora che tali unità stanno raggiungendo la fine della vita utile raccomandata dagli OEM (*Original Equipment Manufacturer*), le aziende utilizzatrici sono costrette a sostituire la macchina o a continuare ad operare oltre la vita raccomandata, rischiando di incorrere in fenomeni di guasto. Entrambe le opzioni comportano dei costi ma la seconda in particolare si scontra con la progressiva diminuzione dei budget per le attività di O&M (*Operations and Maintenance*) e questo implica che le aziende che adoperano turbine a gas devono esplorare tutti i modi possibili per estendere il funzionamento dei componenti critici. Per soddisfare queste esigenze gli OEM e le aziende fornitrici di servizi hanno sviluppato i programmi di *Lifetime Evaluation and Extension* (Figura II).

La realizzazione dello scopo finale di tali programmi richiede l'esecuzione di numerose ispezioni su un rotore e singoli componenti, sia assemblati che separati (laddove possibile) fornendo una valutazione della possibilità di continuare ad adoperare quei componenti basata su ispezione e analisi strutturali. Questi programmi hanno mostrato grande affidabilità con turbine

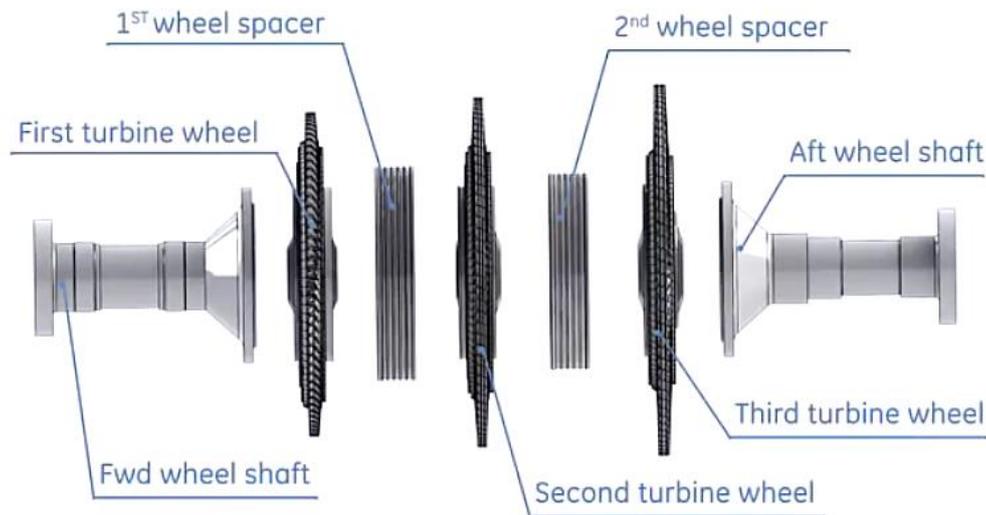


Figura III - Rotore Turbina F1625.

più datate tuttavia, le turbine più recenti, come quelle di classe F, hanno mostrato modalità di guasto impreviste che hanno reso necessario lo sviluppo di programmi di valutazione della vita dei componenti ancora più robusti.

In questo ambito si colloca il presente lavoro di tesi svolto presso *EthosEnergyGroup*, una compagnia fornitrice di servizi, di macchine rotanti e soluzioni per i mercati dell'energia, del petrolio, del gas e industriali. La sede di Torino (ex Fiat Avio) è specializzata in turbine a gas. A seguito di un lavoro di *reverse engineering* che ha consentito di ricavare, mediante scansioni e modellazione CAD, le geometrie della turbina sono stati costruiti dei modelli FEM, tramite software ANSYS®, per poter infine effettuare una valutazione della vita del rotore turbina della F1625 (figura III) realizzata internamente all'azienda. Il tipo di analisi e le metodologie sono approfondite nei capitoli dedicati.

Si vuole precisare che numerosi dati, così come numerose caratteristiche della macchina (tra cui proprietà dei materiali, dimensioni etc.), non saranno riportati o saranno riportati in forma normalizzata per rispettare il segreto aziendale.

Capitolo 1 - RICHIAMI TEORICI

1.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo viene riportato un richiamo alla teoria presente in letteratura riguardante la particolare analisi che è stata svolta. Sarà inizialmente presentata la descrizione dal punto di vista termodinamico delle turbine a gas, proseguendo con richiami di trasmissione del calore fino a giungere alla teoria di base riguardante le analisi FEM riportando, laddove necessario, le formule fondamentali per una buona comprensione del fenomeno fisico o quelle utilizzate per alcuni calcoli.

1.2 TURBINE A GAS

1.2.1 LE MACCHINE A FLUIDO

Con il termine termodinamica si definisce la “disciplina che specificatamente studia dal punto di vista funzionale gli impianti e le macchine in grado di sfruttare razionalmente le fonti di energia messe a disposizione sotto varie forme dalla natura, impianti e macchine i quali, attraverso l’azione di un fluido (gas vapore o liquido) sottoposto ad opportuni processi, trasformano in lavoro meccanico immediatamente utilizzabile – e reso disponibile di solito su un albero rotante – le energie naturali o primarie” (Della Volpe, 1994). Tale concetto è riassunto in Figura 1.1.

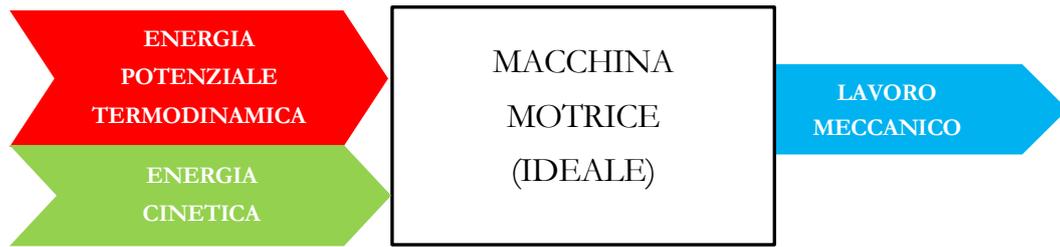


Figura 1.1 – Schema di funzionamento macchina motrice

Tra le macchine in grado di convertire energia si può effettuare una ulteriore classificazione; le turbine a gas vengono inserite nella categoria delle macchine motrici dinamiche. Nello specifico le macchine motrici si occupano di trasformare energia potenziale termodinamica di un fluido ed energia cinetica in lavoro meccanico. Nelle macchine dinamiche, anche dette turbomacchine, lo scambio di energia avviene grazie alla rotazione stazionaria di un rotore munito alla periferia di pale e alloggiato in uno statore composto da una cassa, solitamente anch'essa munita di pale (condizione non strettamente necessaria). Siccome la velocità del fluido che attraversa la macchina è praticamente costante, la velocità di rotazione dell'albero risulta anch'essa costante con evidenti vantaggi sulla regolarità di funzionamento, il che le rende particolarmente adatte all'applicazione in impianti per la generazione di energia elettrica.

1.2.2 CICLO TERMODINAMICO E RENDIMENTO

La turbina a gas³ è l'esempio più comune di macchina motrice dinamica a combustione interna. Viene definita macchina motrice perché l'effetto netto è quello di produrre lavoro meccanico, anche se è presente in tutto il sistema una macchina operatrice cioè il compressore.

Lo schema termodinamico (Figura 1.2) riporta gli elementi di base necessari al funzionamento della macchina: un compressore (C) elabora dell'aria a cui conferisce un'adeguata pressione, la invia in una camera di combustione (b) dove viene iniettato con continuità un combustibile (in genere metano), e, in seguito all'elevata temperatura raggiunta con la combustione, i gas espandono in turbina (T) e forniscono lavoro meccanico necessario sia all'azionamento del compressore che ad essere disponibile per l'utilizzatore (U – probabilmente un generatore elettrico in impianti fissi). Nel caso di macchina ideale tutte queste trasformazioni avvengono senza perdite sia di natura termodinamica (generazione di entropia) sia meccanica (attriti).

³ Comunemente detto turbogas

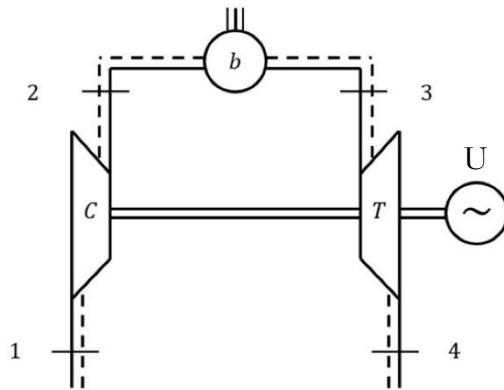


Figura 1.2 – Schema elementare di funzionamento turbogas (Misul, 2020)

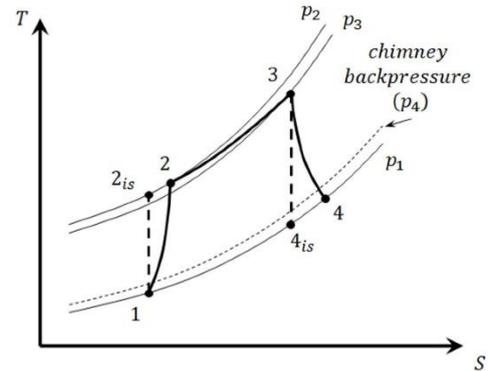


Figura 1.3 - Ciclo Joule-Brayton

Per mettere in evidenza tale aspetto si pongono a confronto il ciclo ideale e quello reale di funzionamento nel piano T-s (F). Il ciclo ideale prende il nome di ciclo Joule-Brayton. Si noti che si sta studiando il caso di ciclo aperto quindi la condizione di pressione all'aspirazione e allo scarico è fissa e dipende dalla pressione ambiente.

Un parametro estremamente importante negli impianti è il rendimento globale espresso come:

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot H_i} \quad (1.1)$$

Dove:

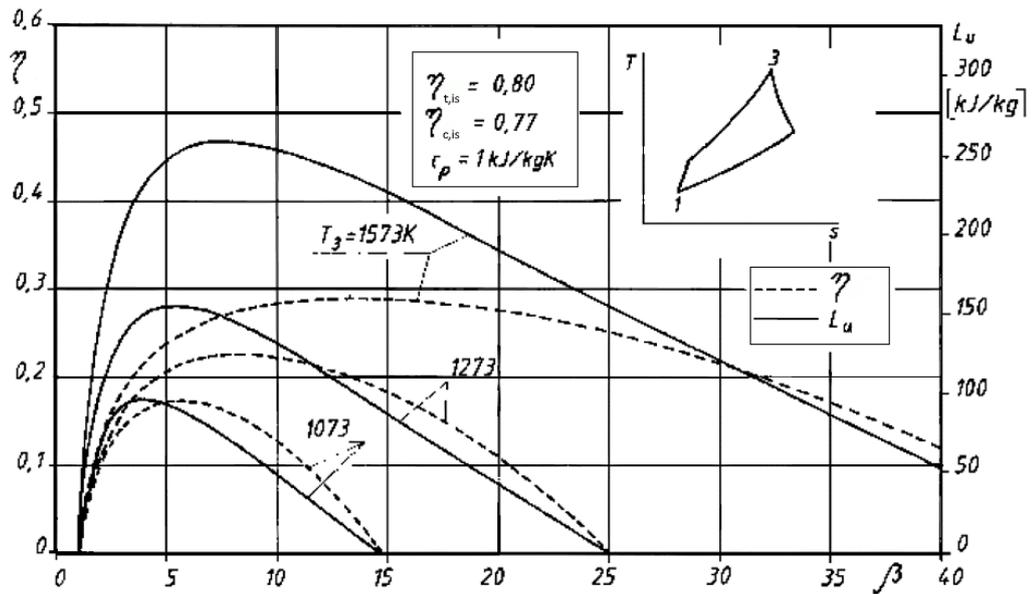
- P_u : Potenza utile.
- \dot{m}_b : Portata in massa di combustibile.
- H_i : Potere calorifico inferiore

Esso può essere inteso come la potenza utile netta ottenuta rispetto alla potenza di origine chimica posseduta dal combustibile.

$$\eta_g = \eta_m \eta_b \eta_{t,is} \cdot \frac{\frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{1}{(\eta_{\pi b} \beta)^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \frac{(\eta_{\pi b} \beta)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1}{\eta_{t,is} \eta_{c,is}}}{\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\frac{k-1}{k}} - \frac{1 - \eta_{c,is}}{\eta_{c,is}}} \quad (1.2)$$

Dove:

- η_m : Rendimento meccanico
- η_b : Rendimento di combustione


 Figura 1.4 - Rendimento reale e lavoro utile reale al variare di β per diversi valori della temperatura T_3

- $\eta_{t, is}$ e $\eta_{c, is}$: Rispettivamente il rendimento isoentropico della turbina e del compressore.
- $\eta_{\pi b} = \frac{p_3}{p_2}$: Rendimento pneumatico
- $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_4}$: Rapporto di compressione

Come si può osservare dalla Figura 1.4 il rendimento ha andamento prima crescente poi decrescente con il rapporto di compressione β . Inoltre, aumenti di temperatura T_3 e di rendimenti isoentropici di compressore e turbina comportano aumento sia del lavoro utile specifico sia del rendimento. La cosa più importante da notare è che il rendimento ha il suo picco in corrispondenza di un β diverso da quello ove si ha lavoro utile massimo. La differenza tra i due β incrementa all'aumentare di T_3 e dei rendimenti isoentropici delle macchine: questo comporta che oggi, dove valori alti di temperatura T_3 e di rendimenti isoentropici non sono così irrealistici, il progettista deve fare una scelta e cioè se lavorare in condizioni di massimo rendimento o massimo lavoro utile. Per applicazioni riguardanti la generazione di energia elettrica tipicamente l'obiettivo è lavorare in condizioni di massimo rendimento. Nel passato questo non rappresentava un problema in quanto, a causa dei bassi rendimenti isoentropici e delle basse temperature T_3 raggiunte rispetto a quelle odierne, la condizione di massimo rendimento e massimo lavoro era soddisfatta pressoché per un unico valore di β .

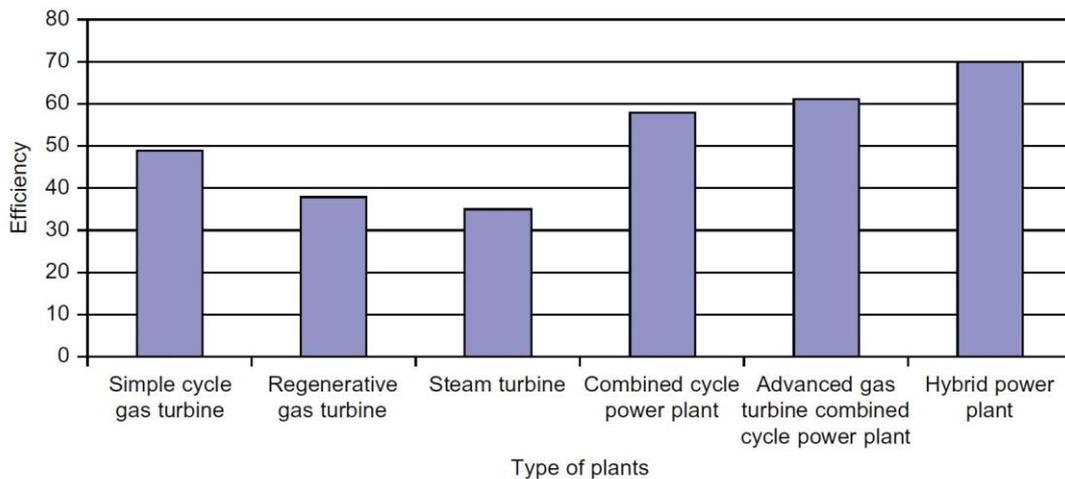


Figura 1.5 – Rendimento tipico di vari tipi di impianto (Boyce, 2011)

Al discorso precedente c'è da aggiungere che, visualizzando i dati degli ultimi anni, i valori di β e T_3 sono in aumento grazie all'avanzamento della tecnologia e quindi i valori di rendimento sono destinati ad aumentare ancora. Il principale fattore limitante resta la temperatura di ingresso turbina T_3 che, con i nuovi schemi di raffreddamento, raggiunge valori superiori ai $1430\text{ }^\circ\text{C}$ con rapporto di compressione pari a 40 e rendimento pari al 45% o superiore.

Dall'analisi dello schema di impianto e del rendimento (che aumenta ulteriormente se usato in ciclo combinato con un impianto a vapore), soprattutto confrontandolo con altri tipi di impianto (Figura 1.5), si possono notare numerosi vantaggi:

- Innanzitutto, è assente un'ingombrante apparecchiatura destinata alla sottrazione del calore ed è presente la sola camera di combustione per l'adduzione di calore.
- Le pressioni di esercizio (in genere minori di 30 bar) contribuiscono a ridurre gli spessori degli involucri delle macchine conferendo compattezza al sistema.
- Gli spessori ridotti contribuiscono anche al raggiungimento rapido della temperatura di regime facendo sì che una turbina a gas sia in grado di erogare il carico massimo, in taluni casi, anche in meno di cinque minuti.
- La compattezza dell'impianto, il suo peso e il suo ingombro rendono possibile la prova in officina dei singoli componenti e il premontaggio dello stesso.

1.3 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO

Nelle analisi FEM riportate nei capitoli successivi si vedrà che per il corretto calcolo della temperatura dei corpi è necessario inserire delle condizioni al contorno⁴ del problema termico. Tra queste condizioni gioca un ruolo rilevante quella di Robin per la quale è richiesto di indicare il valore del coefficiente di scambio termico convettivo e della temperatura del fluido che lambisce il dominio. Questo capitolo ha lo scopo di chiarire tale aspetto dal punto di vista concettuale e matematico.

1.3.1 RICHIAMI DI TRASMISSIONE DEL CALORE

Per calore si intende la forma di energia che si trasferisce tra due sistemi, o tra due pareti di uno stesso sistema, che si trovano in condizioni termiche diverse; esso fluisce sempre da punti a temperatura maggiore a punti a temperatura minore finché non si raggiunge equilibrio termico. Esistono tre modi di trasmettere il calore:

1. Il primo metodo è detto conduzione (Figura 1.6a) ed è il modo di trasmettere il calore tipico dei solidi opachi il cui meccanismo di scambio è dovuto all'energia cinetica posseduta dalle molecole (Cuccurullo, 2016); in particolare poste in regioni ad alta temperatura trasmettono la loro energia, tramite collisioni, alle particelle ubicate in regioni a bassa temperatura. La legge che governa lo scambio termico conduttivo è la legge di Fourier:

$$dQ = -k \, dA \, \nabla T \quad (1.3)$$

Dove:

- dQ è il flusso di calore elementare
 - k è la conducibilità termica del materiale
 - dA è l'area elementare attraversata dal flusso termico
 - ∇T è il gradiente di temperatura
2. Per convezione (Figura 1.6b) si intende il trasferimento di energia termica che interessa i fluidi in movimento. Lo scambio termico ha luogo all'interfaccia tra solido e fluido in

⁴ Per condizione al contorno (in inglese *board condition*) si intende il valore della soluzione di un'equazione differenziale ai margini dell'insieme di definizione dell'equazione.

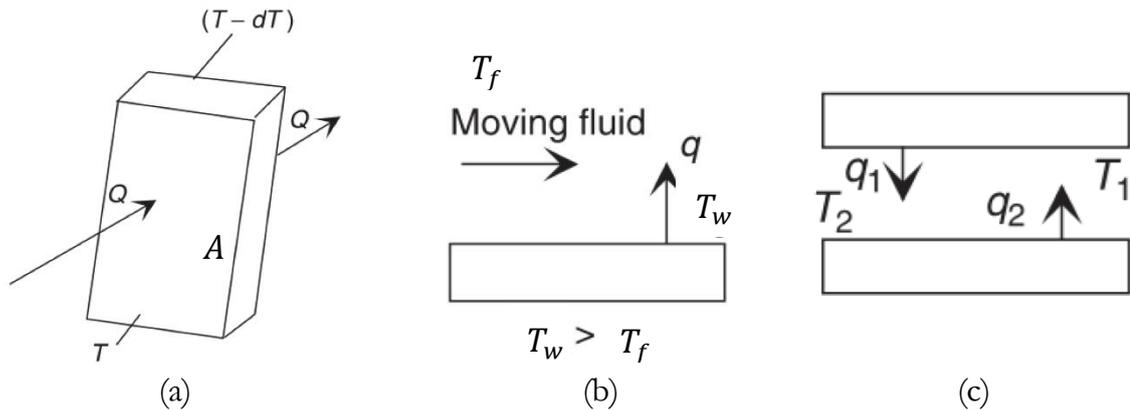


Figura 1.6 – Rappresentazione scambio termico per conduzione (a), convezione (b) e irraggiamento (c)

moto a diversa temperatura. La convezione si dice forzata quando il moto del fluido è causato da mezzi esterni mentre è detta naturale quando il moto è causato dalle forze di galleggiamento. L'equazione che governa tale scambio termico è l'equazione di Prandtl-Newton:

$$dQ = h dA \cdot (T_w - T_f) \quad (1.4)$$

Dove:

- h è il coefficiente di scambio termico convettivo
- T_w è la temperatura della parete
- T_f è la temperatura del fluido nella zona indisturbata termicamente

3. Il terzo fenomeno di scambio termico è quello per irraggiamento (Figura 1.6 c): si ha trasferimento di energia termica mediante onde elettromagnetiche. Tale scambio termico non prevede contatto diretto tra gli scambiatori e non necessita di un mezzo di propagazione. La legge che regola tale scambio termico è la legge di Stefan-Boltzmann che nel caso di corpi con emissività molto diverse può essere espressa come:

$$q = \varepsilon_1 \sigma_B T_1^4 - \varepsilon_2 \sigma_B T_2^4 \quad (1.5)$$

Dove:

- $q = dQ/dA$ è la densità di flusso termico
- ε è l'emissività dei corpi
- σ_B è la costante di Stefan-Boltzmann pari a $5,67 \cdot 10^8 \frac{W}{m^2 K^4}$

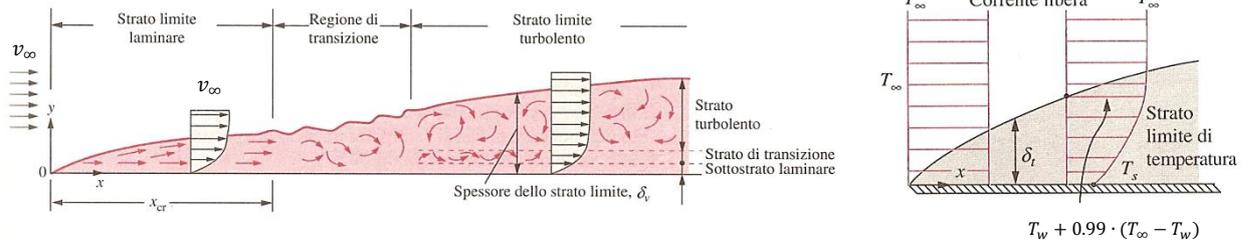


Figura 1.7 – Rappresentazione strato limite e strato limite termico in convezione forzata esterna

1.3.2 CORRELAZIONE CON NUMERO DI NUSSELT

Nel caso delle turbomacchine il problema principale della convezione consiste nel determinare il coefficiente di scambio termico convettivo h . Di fatti, a differenza di altre quantità, h non è una proprietà del fluido ma dipende da tutti i parametri che governano i fenomeni di scambio termico. Le grandezze che intervengono nella convezione forzata sono numerose in quanto il trasferimento di energia è legato al moto macroscopico delle particelle di fluido. In particolare si tratta di:

- Grandezze meccaniche quali densità ρ , viscosità dinamica μ , velocità nella zona indisturbata v_∞
- Grandezze termiche quali conducibilità termica k e calore specifico a pressione costante c_p
- Grandezze geometriche come, ad esempio, la lunghezza della lastra L o una grandezza caratteristica del problema in esame.

Nel caso di convezione forzata si può scrivere dunque:

$$h = f(v_\infty, \rho, \mu, k, c_p, L) \quad (1.6)$$

La ricerca del legame funzionale viene condotta tramite essenzialmente due procedimenti:

- Ricerca della soluzione analitica (per pochi semplici casi) o numerica (metodo CHT⁵) delle equazioni di Navier-Stokes ricavando così il campo di moto ottenendo la velocità e la temperatura del fluido in ogni punto e quindi il coefficiente di scambio termico convettivo in ogni punto.
- Approccio empirico che consiste nel ricercare sperimentalmente una correlazione tra numeri adimensionali e in particolare tra numero di Nusselt, Reynolds e Prandtl.

⁵ Conjugate Heat Transfer

Il secondo approccio si basa sul teorema di Buckingham o teorema del Π il quale afferma che in ogni legge che coinvolge n grandezze fisiche, definibili mediante m grandezze fondamentali può essere sempre espressa in funzione di $n - m$ gruppi adimensionali; inoltre, tutti i gruppi sono dipendenti da loro e ogni grandezza compare in almeno un gruppo. Sfruttando tale teorema la 1.6 può essere riscritta nel seguente modo:

$$Nu = C \cdot (Re_L)^m \cdot (Pr)^n \quad (1.7)$$

Dove:

- $Nu = \frac{hL}{k}$ è il numero di Nusselt
- $Re_L = \frac{\rho v_\infty L}{\mu}$ è il numero di Reynolds valutato per la lunghezza caratteristica L
- $Pr = \frac{c_p k}{\mu}$ è il numero di Prandtl
- C, m e n sono costanti determinate sperimentalmente per il problema assegnato

Il Nusselt fisicamente rappresenta il rapporto tra il flusso di calore scambiato per convezione e quello scambiato per conduzione dal fluido attraverso un perimetro ed è disponibile in via teorica in pochi semplici casi altrimenti viene calcolato per via sperimentale. Una delle correlazioni più utilizzate nella forma dell'equazione 1.7 è quella di Dittus-Boelter valida nelle ipotesi di convezione interna, regime turbolento, pareti lisce e moto completamente sviluppato:

$$Nu = 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot (Pr)^m \quad (1.8)$$

Dove m vale 0.4 in caso di riscaldamento e 0.3 in caso di raffreddamento. Inoltre, per avere una buona stima del Nusselt devono essere rispettate le seguenti condizioni:

- $Re > 10^4$
- $0.7 < Pr < 100$

Il vantaggio di utilizzare l'approccio del numero di Nusselt è la disponibilità in letteratura di molte leggi ricavate per via sperimentale e che si adattano a vari casi di interesse ingegneristico e in aggiunta da esso può essere calcolato il coefficiente convettivo h . Inoltre, essendo un numero adimensionale, si ha che, a parità di geometria e proprietà del fluido, se due problemi hanno stesso numero di Nusselt possono essere ritenuti simili dal punto di vista dello scambio termico o altrimenti, conoscendo il rapporto tra i numeri di Nusselt in una zona dove avviene

lo scambio termico di due macchine simili, è possibile scalare opportunamente le grandezze fisiche. Tale calcolo è stato effettuato anche nel presente lavoro di tesi per ottenere il coefficiente di scambio convettivo della macchina in esame scalandolo da una macchina simile di taglia diversa i cui dati sono disponibili in azienda. Per tener conto dell'errore di calcolo dei coefficienti di scambio deve essere svolto uno studio di sensibilità del modello alle condizioni a contorno che viene proposto nei capitoli successivi.

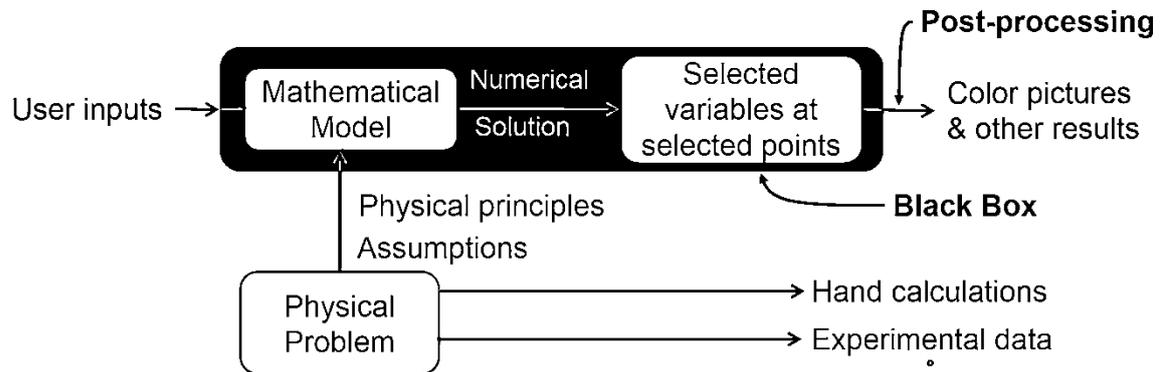


Figura 1.8 – Elementi principali di una simulazione ad elementi finiti

1.4 ELEMENTI FINITI

1.4.1 CARATTERISTICHE DI UNA ANALISI FEM

Una qualsiasi analisi FEM viene condotta per risolvere un problema fisico reale e si presenta come una via alternativa alle analisi sperimentali o alle formule analitiche (*hand calculations* in Figura 1.8). Le analisi sperimentali sono spesso costose mentre le formule analitiche non sono in grado di cogliere tutte le sfaccettature del problema fisico (si pensi a geometrie complicate) ma sono utili per validare alcuni risultati delle analisi FEM.

Scelta quindi la strada della analisi agli elementi finiti all'utente del software è richiesto di fare un lavoro di approssimazione del problema fisico: tramite alcune assunzioni egli può costruire all'interno del software di modellazione FEM (*black box* in Figura 1.8) un modello matematico che quindi avrà una soluzione affidabile se sono state fatte le dovute assunzioni e approssimazioni. Inserendo degli input, quali ad esempio condizioni al contorno, l'utente sta aggiungendo ancora un errore basato sull'affidabilità di tali input. Dalla risoluzione del modello matematico si ottiene la soluzione numerica (come, ad esempio, un campo di temperatura) dalla quale il fruitore del software può prelevare le variabili desiderate solo in alcuni punti funzione della Mesh costruita. Tutti i risultati ottenuti da un programma di modellazione FEM sono quindi

elaborati in *post-processing*, ad esempio, interpolando tra i vari elementi della mesh e questo introduce un ulteriore errore nella nostra soluzione. Sta all'utente il compito di interpretare i risultati di tale processo (come ad esempio le immagini affiancate da colorbar) e valutarne l'affidabilità in base alla propria esperienza.

Una analisi FEM si articola nei seguenti step che verranno ripresi nei capitoli successivi.

1. Pre-analisi: viene scelto il modello matematico da utilizzare per risolvere un determinato problema fisico.
2. Geometria: si modella la geometria o la si modifica cercando di eliminare elementi superflui o inutili ai fini della soluzione ricercata.
3. Mesh: viene costruita la mesh che approssima la geometria adottando criteri di buon senso in modo tale da minimizzare l'errore introdotto dalla mesh.
4. Setup: vengono assegnati dei parametri (come ad esempio le condizioni al contorno) e si scelgono le configurazioni software adatte allo scopo (si può scegliere ad esempio di escludere la gravità da una analisi strutturale).
5. Soluzione numerica: viene eseguito il comando che richiede al software di risolvere il problema matematico.
6. Risultati numerici: Se la fase 5 va a buon fine vengono ottenuti dei risultati numerici.
7. Verifica e validazione: si verifica che i risultati siano coerenti con il problema fisico e con l'esperienza dell'utente. Ad esempio, si può verificare che venga rispettato l'equilibrio o la conservazione della massa.

In conclusione, un modello matematico conterrà inevitabilmente:

- Ipotesi semplificative
- Limitazioni di validità
- Errori numerici (sono nulli solo per un numero infinito di elementi della mesh).
- Incertezza sui dati inseriti

Per l'ultimo step è molto importante fare uno studio di sensibilità dei dati di input ossia si effettuano varie prove cambiando tali dati entro un range accettabile e si valuta l'effetto che hanno tali variazioni sul risultato finale così da quantificare quanto l'errore sui dati di input pesa sull'errore dei dati di output.

1.4.2 EQUAZIONI FONDAMENTALI

Per gran parte dei fenomeni fisici sono state ricavate da studiosi le equazioni in forma differenziale, cioè per un elemento infinitesimo, che governano il particolare fenomeno in esame.

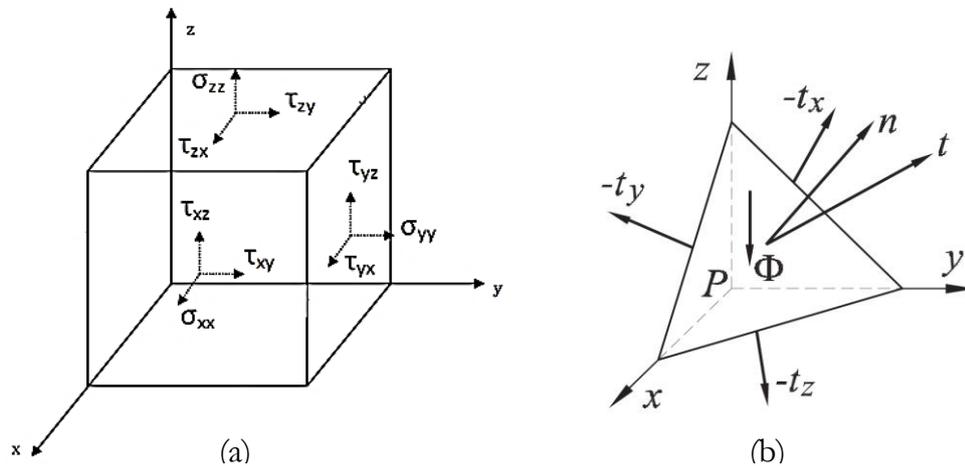


Figura 1.9 – Convenzione adottata per l'elemento infinitesimo (Gugliotta, 2002)

Queste equazioni sono spesso irrisolvibili tranne che per casi semplificati. Il metodo degli elementi finiti è una delle strade percorribili quando si vuole risolvere un'equazione differenziale su un dominio in forma numerica. Nel caso della teoria dell'elasticità il problema fondamentale è quello di determinare la deformazione che un corpo elastico lineare subisce sotto l'azione di assegnate forze esterne.

Per questo particolare problema, adottando il modello di Cauchy, le equazioni a noi note in forma differenziale espresse coordinate cartesiane (Figura 1.9 a) per un solido elastico lineare omogeneo e isotropo sono:

- Le equazioni indefinite di equilibrio:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \phi_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \phi_y = 0 \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \phi_z = 0 \end{cases}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy}$$

Dove:

- ϕ è il contributo delle forze di volume agenti sull'elemento
- u, v e w sono rispettivamente gli spostamenti lungo x, y e z
- Per i restanti simboli si rimanda alla lista dei simboli.

- Le equazioni di compatibilità (o di congruenza) nel caso di piccoli spostamenti:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad ; \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad ; \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{xx} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad ; \quad \gamma_{yy} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad ; \quad \gamma_{zz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}$$

- Le equazioni costitutive (legge di Hooke):

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix}$$

Che in forma compatta può essere scritta come:

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$$

Il problema fondamentale quindi consiste di 9 equazioni differenziali e 6 equazioni algebriche che possono essere risolte analiticamente solo in pochissimi casi con molte semplificazioni.

Le forze superficiali sono contenute all'interno delle σ . Infatti, analizzando la Figura 1.9b che rappresenta il tetraedro di Cauchy, è possibile conoscere lo stato di tensione in un punto P su qualsiasi giacitura definita dalla normale n . Si può scrivere:

$$\{t\} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\{\Delta F\}}{\Delta S} \quad \rightarrow \quad \{t\} = [\sigma]\{n\}$$

Dove è stata adottata la convenzione delle parentesi graffe per i vettori e delle parentesi quadre per le matrici, e ΔF rappresenta la forza che agisce dall'esterno attraverso l'elemento di superficie ΔS . Si nota che σ può essere espresso sia come vettore che come matrice.

1.4.3 PRINCIPIO DEI LAVORI VIRTUALI A SPOSTAMENTI ASSEGNATI

Rappresenta un metodo per risolvere le equazioni, discusse nel paragrafo precedente, introducendo una discretizzazione del dominio. Ogni software FEM ha a disposizione nelle sue librerie degli elementi (Figura 1.10) con diverso numero di nodi, di gradi di libertà e funzioni di

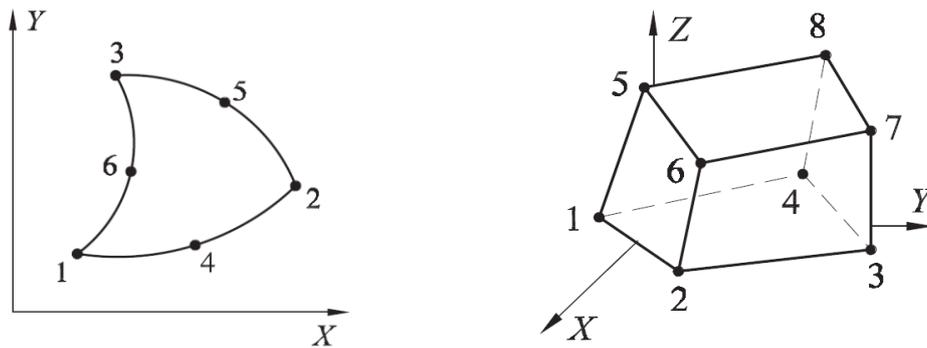


Figura 1.10 – Esempi di elementi 2D e 3D

forma. Queste ultime rappresentano il modo in cui un elemento (ogni suo nodo) si può deformare e in genere sono leggi polinomiali perché facilmente derivabili. Quindi il campo di spostamenti di un elemento è espresso tramite funzioni polinomiali i cui coefficienti sono incogniti e calcolati dal software.

In formula matriciale:

$$\{u\} = [n]\{s\}$$

Dove:

- $\{u\}$ è il vettore degli spostamenti
- $[n]$ è la matrice delle funzioni di forma
- $\{s\}$ è il vettore degli spostamenti nodali

È possibile scrivere le deformazioni e tensioni come:

$$\{\varepsilon\} = [\partial][n]\{s\} = [b]\{s\}$$

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$$

Con $[\partial]$ che rappresenta l'operatore di derivazione parziale. Nel caso sia presente uno stato di tensione e deformazione iniziale assegnato si ha:

$$\{\sigma\} = [E](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\}$$

Anche sul bordo del dominio una parte delle tensioni superficiali può essere assegnata (t_0) e una parte incognita (t^*):

$$\{t\} = \{t^*\} + \{t_0\}$$

Infine, l'aver assegnato il campo di spostamenti approssimato comporta che le tensioni non sono equilibrate in ogni punto per cui l'equazione di equilibrio ha un residuo:

$$[\partial]\{\sigma\} + \{\phi\} = \{\rho\}$$

Quindi l'aver una struttura che si può deformare secondo una forma assegnata introduce un errore noto come residuo che non è mai nullo.

Da qui si può formulare il principio dei lavori virtuali a spostamenti assegnati (Gugliotta, 2002) su un dominio V chiuso da una superficie A :

$$\{f\} + \{f_e\}_{t_0} + \{f_e\}_\phi = [k]\{s\} - \{f_e\}_{\varepsilon_0} + \{f_e\}_{\sigma_0} \quad (1.9)$$

Dove si ha:

- Vettore delle forze generalizzate coniugate agli spostamenti generalizzati:

$$\{f\} = \int_A [n]^T \{t^*\} dA - \int_V [n]^T \{\rho\} dV$$

- Vettore dei carichi generalizzati equivalenti ad una distribuzione di tensione superficiale nota t_0 :

$$\{f_e\}_{t_0} = \int_A [n]^T \{t_0\} dA$$

- Il vettore dei carichi generalizzati equivalenti a forze volumiche $\{\phi\}$:

$$\{f_e\}_\phi = \int_V [n]^T \{\phi\} dV$$

- La matrice di rigidezza:

$$[k] = \int_V [b]^T [E] [b] dV$$

- Il vettore dei carichi generalizzati equivalenti ad una deformazione senza tensione $\{\varepsilon_0\}$:

$$\{f_e\}_{\varepsilon_0} = \int_V [b]^T [E] \{\varepsilon_0\} dV$$

- Il vettore dei carichi generalizzati equivalenti ad uno stato di tensione iniziale $\{\sigma_0\}$:

$$\{f_e\}_{\sigma_0} = \int_V [b]^T \{\sigma_0\} dV$$

1.4.4 METODO FEM

I software utilizzano spesso la formulazione a spostamenti assegnati in quanto l'unica variabile del problema è il campo di spostamenti $[u]$ a partire dal quale si calcolano deformazioni e tensioni. $[u]$ è espresso mediante funzioni di forma polinomiali approssimando il campo di spostamenti: questo introduce vincoli cinematici obbligando la struttura e l'elemento a muoversi deformandosi secondo leggi imposte. Di conseguenza i risultati saranno sempre approssimati (a causa del residuo) a meno che non si usi un numero infinito di elementi. Siccome

deformazioni e tensioni sono calcolate in post-processing derivando gli spostamenti numericamente e interpolando, si ha che l'errore nel loro calcolo è maggiore di quello nel calcolo degli spostamenti. Questa constatazione è alla base del *submodeling* che sfrutta la convergenza al valore esatto per un minore numero di elementi degli spostamenti.

In sostanza il metodo si articola nel seguente procedimento:

- Dalle equazioni differenziali che governano il fenomeno fisico si scrive una funzione integrale su un dominio finito.
- Si discretizza il continuo introducendo delle funzioni di forma
- Si sostituiscono le funzioni di forma nel problema integrale ricavando il problema in forma matriciale

Per questo un software per analisi FEM quale ANSYS come prima operazione genera una mesh (cioè l'insieme degli elementi collegati tramite i nodi) prelevando dalla libreria gli elementi adatti ad approssimare il dominio in esame. Tali elementi talvolta possono essere scelti dall'utente in quanto diversi per numero di nodi, funzioni di forma e gradi di libertà. Di ogni elemento il software conosce la matrice di rigidezza e i gradi di libertà quindi, assegnate le condizioni al contorno, viene adattata la matrice di rigidezza di tutti gli elementi e successivamente viene assemblata la matrice di rigidezza globale ottenendo la formulazione di rigidezza. Nel caso di assenza di smorzamento e

$$\{f\} = [k]\{s\}$$

Nel vettore $\{f\}$ sono inclusi anche gli altri termini della 1.9. Il software, note le forze, inverte la matrice di rigidezza in modo da ricavare gli spostamenti nodali. Nel caso di un problema termico la formulazione è simile. Nel caso stazionario si ha:

$$\{Q(T)\} = [K(T)]\{T\}$$

In sostanza:

- la temperatura si sostituisce agli spostamenti nodali.
- la matrice di conducibilità subentra al posto di quella di rigidezza.
- Il flusso di calore si sostituisce alle forze
- Il flusso specifico di calore viene sostituito alle tensioni.

La differenza più importante è che oltre a sostituirne il nome, nel caso termico le grandezze scalari (come la temperatura) prendono il posto di quelle vettoriali (spostamenti) e le grandezze vettoriali si sostituiscono a quelle matriciali. Conseguenza di ciò è che la quantità di equazioni

richieste nel caso strutturale è circa il triplo di quelle richieste dal problema termico richiedendo maggiori risorse computazionali.

1.4.5 CONDIZIONI AL CONTORNO

Tipicamente, nel setup del modello è necessario inserire condizioni al contorno del dominio (BC⁶) le quali costituiscono grandezze note dall'utente o che si ritengono modellino bene il fenomeno trattato. Le principali condizioni al contorno disponibili nei software FEM sono:

- Condizione al contorno di Dirichlet: si assegna il valore della soluzione (temperature o spostamenti) a un bordo del dominio. È la condizione più semplice per il software in quanto la assegna con errore nullo ai nodi presenti sul bordo dove è applicata la condizione.
- Condizione al contorno di Neumann: viene assegnato il valore della derivata della soluzione sul bordo del dominio. Nel caso termico questo consiste nell'assegnare il flusso specifico (anche l'adiabaticità) mentre nel caso strutturale il valore della forza. L'errore non è nullo in quanto la derivata viene computata dal punto di vista numerico secondo rapporto incrementale, quindi la condizione assegnata viene rispettata solo entro una certa tolleranza.
- Condizione al contorno di Robin: si assegna il rapporto tra la soluzione in un punto e la sua derivata. Nel caso termico si rispecchia nell'assegnare il coefficiente di scambio termico convettivo e la temperatura del fluido che lambisce il bordo del dominio.

1.4.6 CONVERGENZA E VALUTAZIONE DEGLI ERRORI

Per convergenza della mesh si intende l'avvicinarsi al valore esatto della soluzione ricercata (spostamenti) aumentando il numero di elementi del modello. In questa fase giocano un ruolo importante le funzioni di forma. Si dimostra che adottando funzioni di forma conformi un

⁶ *Boundary Conditions*

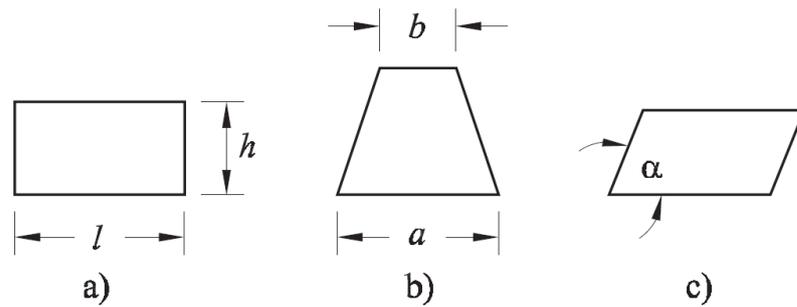


Figura 1.11 – Esempi di distorsione

modello presenta una convergenza monotona al valore esatto (Gugliotta, 2002). Tra le condizioni di conformità più difficili da rispettare nel caso di elementi 3D è la continuità tra gli elementi, cioè non devono essere presenti spazi vuoti tra elementi adiacenti. Gli elementi che non rispettano questa condizione sono detti incompatibili e la convergenza per tali elementi si ha solo se l'incompatibilità diminuisce al diminuire delle dimensioni dell'elemento. Questo può essere ottenuto usando funzioni di forma di grado elevato cioè che adotta polinomi di ordine più elevato ed è il motivo principale per cui un elemento lineare (che adotta polinomi di ordine 1) convergerà alla soluzione sempre a un numero di elementi più alto di un elemento quadratico.

I tipi di approssimazione di un modello FEM che possono riscontrarsi sono:

- Discretizzazione e grado del polinomio (residuo): un numero finito di elementi come l'uso di polinomi di grado inferiore rende la struttura sempre più rigida della realtà sottostimando gli spostamenti e quindi le tensioni.
- Forma non regolare degli elementi (distorsioni): i risultati forniti sono migliori quando gli elementi sono vicini alla loro geometria di riferimento. In Figura 1.11 è stato riportato l'esempio di un elemento piano quadrato distorto a seguito della generazione della mesh in diversi modi. È buona norma in questo caso avere:
 - $\frac{l}{h} \leq 2$ in zone di interesse e $\frac{l}{h} \leq 10$ in altre zone
 - $\frac{a}{b} \leq 4$ in zone critiche e $\frac{a}{b} \leq 10$ in zone non critiche
 - $\alpha > 45^\circ$ in zone critiche.
- Integrazione numerica: spesso ogni produttore di software FEM adotta un metodo diverso per la risoluzione delle equazioni in forma integrale o per invertire $[k]$.
- Dati di Input e setup: un utente esperto può tenere sotto controllo errori di Mesh ma spesso gli errori maggiori sono quelli sulle condizioni a contorno o sulle grandezze fisiche caratteristiche del modello.

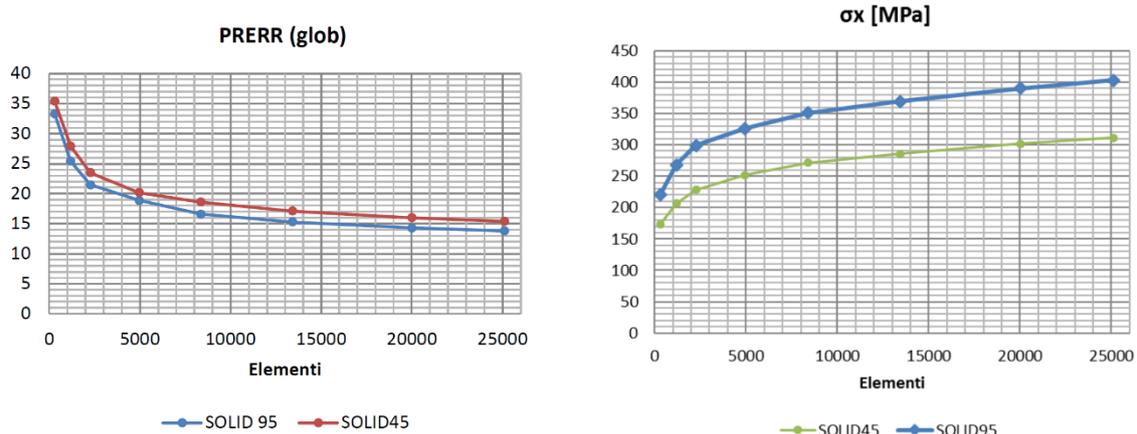


Figura 1.12 – Convergenza tipica del PRERR e della tensione all'aumentare del numero di elementi

Uno dei metodi per avere un feedback rapido sull'errore è quello di valutare l'errore energetico percentuale (PRERR). La soluzione ricavata dal software è sempre quella valutata sugli elementi (cioè valutata per derivazione tra i nodi) e successivamente mediata sui nodi. Nel caso di una mesh adeguatamente fitta le due soluzioni si equivalgono altrimenti la mesh risulta non ben strutturata. Per questo è stato introdotto il seguente errore:

$$\%ERR = \frac{\{\Delta\sigma\}^T \cdot \{\Delta\sigma\}}{\|\Delta\sigma\|^2} \quad (1.10)$$

Dove:

$$\{\Delta\sigma\} = \{\sigma\}_E - \{\sigma\}_N$$

- $\{\sigma\}_E$ è la *element solution*
- $\{\sigma\}_N$ è la *nodal solution*

Questo può essere notato anche dalla Figura 1.12 dove si nota che al diminuire dell'errore energetico la tensione converge al valore esatto e lo fa più rapidamente con elementi che adottano funzioni di forma di grado più elevato (come il SOLID95). Questo andamento è rispettato se la mesh non viene distorta all'aumentare del numero di elementi e se si hanno abbastanza risorse computazionali per aumentare sufficientemente il numero di elementi.

Per definire tale errore all'interno di ANSYS *mechanical* è necessario usare un *user defined result* tra i risultati che si vogliono osservare e utilizzare la seguente espressione nel campo dedicato:

$$(SERR/ENERGYPOTENTIAL) * 100$$

Questo consente di ottenere una formulazione dell'errore energetico percentuale nel componente aiutando a individuare le aree dove è necessario avere una mesh più fine. Tipicamente si vuole raggiungere un valore di almeno 5% sulle aree di interesse, ma sono accettabili valori anche del 15% ai fini ingegneristici. Nessuno specifico valore è richiesto nelle aree dove non si vuole conoscere il valore di tensione.

Capitolo 2 - CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E DESCRIZIONE DEL ROTORE

2.1 INTRODUZIONE

2.1.1 CATEGORIE PRINCIPALI DI TURBINE A GAS

Le turbine a ciclo semplice sono suddivise nelle seguenti categorie:

1. Turbine per applicazioni *heavy-duty* di tipo frame: sono unità di grossa potenza la quale spazia dai 3 ai 480 MW con rendimenti che vanno dal 30% al 48%.
2. Turbine di derivazione aeronautica: sono per l'appunto turbine nate per l'ambito aerospaziale ma raggiunta la fine della vita utile o tecnologica possono essere riciclate opportunamente ed essere utilizzate per la produzione di energia elettrica. Hanno potenza che varia tra i 2.5 e i 50MW con efficienze da 35% al 45%.
3. Turbine a gas di tipo industriale: sono usate principalmente per azionare grosse macchine operatrici quali pompe e compressori con potenze che vanno dai 2.5 ai 15 MW e rendimenti di circa 30%.
4. Piccole turbine a gas: sprigionano una potenza di 0.5÷2.5 MW e hanno spesso compressori centrifughi piuttosto che assiali. Il rendimento varia tra il 15% e il 25%
5. Microturbine: hanno piccola potenza la quale si aggira dai 20 ai 350kW.
6. Turbine a gas per applicazioni veicolari.

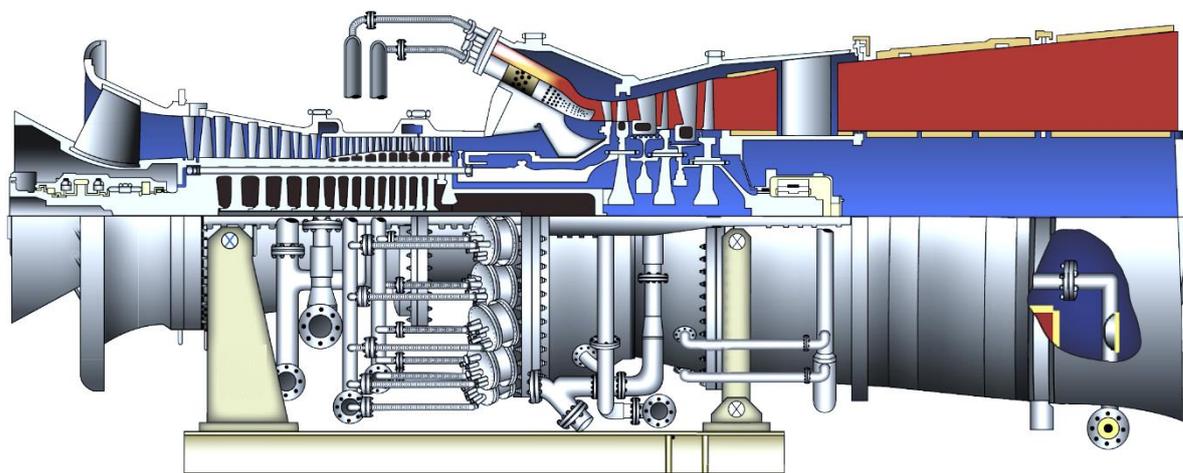


Figura 2.1 – Esempio di turbina a gas di tipo frame (Boyce, 2011)

2.1.2 TURBINE DI TIPO FRAME

Le prime turbine a gas di tipo frame (esempio in Figura 2.1) sono state introdotte nel dopoguerra e per questo tipo di turbine i problemi di peso e ingombro erano secondari sicché queste turbine presentano spesse pareti divise in due casse separate su un piano orizzontale, combustori di grosso diametro, profili alari molto spessi sia per rotore che per statore oltre ad avere elevate sezioni di passaggio dell'aria. I rapporti di compressione di queste turbine spaziano da un valore di 5 a un valore di 35 per i modelli più attuali. I valori di temperatura di ingresso turbina arrivano fino ai 1500 °C con un rendimento del 60% in ciclo combinato. Per raggiungere tali obiettivi c'è bisogno di avere un sofisticato sistema di raffreddamento in modo da prevenire la corrosione delle pale turbina. Queste turbine presentano dai 15 ai 25 stadi di compressione e più camere di combustione disposte in modo anulare.

I vantaggi delle turbine di tipo frame sono la durata della vita utile e gli alti valori di rendimento.

2.2 DESCRIZIONE DELLA F1625

2.2.1 ROTORE COMPRESSORE

La F1625 è una turbina di tipo frame impiegata quindi per la generazione di energia elettrica. Come si può vedere dalla Figura 2.3 il compressore presenta 17 stadi, divisi tra 15 dischi e 2

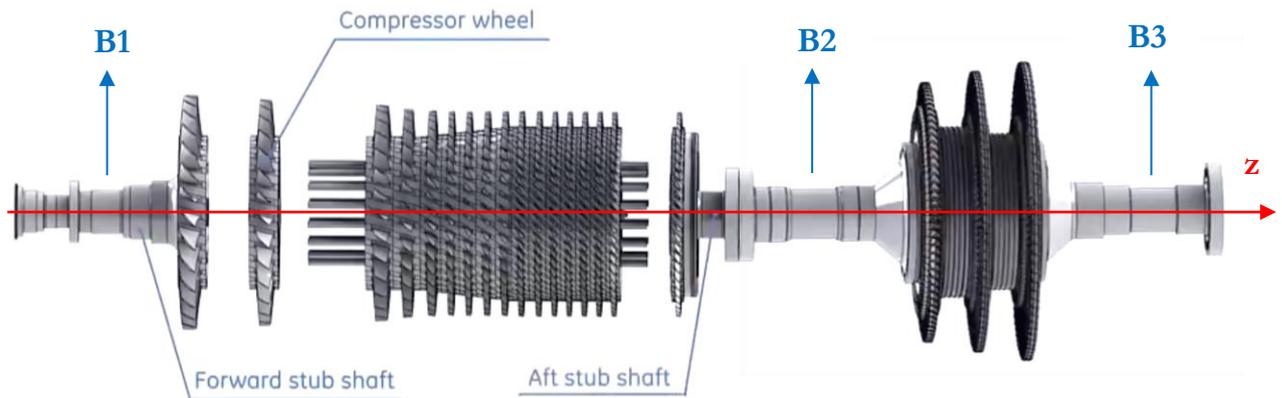


Figura 2.3 - Intero rotore della turbina F1625

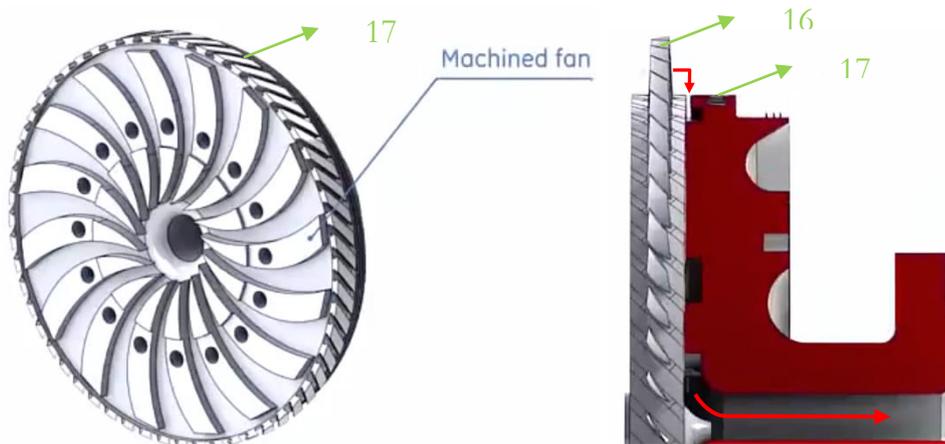


Figura 2.2 – Rappresentazione dell'estrazione presente tra stadi 16 e 17.

stubs shaft, mentre la turbina prevede 3 stadi. L'intero rotore ruota a 3000 giri/min in verso antiorario rispetto all'asse z che per convenzione è stato definito nella direzione e verso del flusso principale. La parte a monte è denominata *forward* (FWD) e la parte a valle è denominata *afterward* (AFT): tale nomenclatura è stata mantenuta anche per i singoli componenti. Si nota come sono presenti dei tiranti per tenere insieme i dischi compressore e turbina: 16 fori per il passaggio dei tiranti sono presenti nel compressore e 12 sui dischi turbina.

Lungo il compressore sono presenti diverse estrazioni di portata d'aria dal flusso principale allo scopo di raffreddare il rotore tramite il flusso secondario. L'estrazione più notevole è quella presente tra sedicesimo e diciassettesimo stadio: il disco 17 (Figura 2.2) presenta dei petali che fanno confluire l'aria (riportata in rosso) all'interno del rotore cavo. Tale flusso viene utilizzato per raffreddare i dischi turbina e le pale di primo e secondo stadio. Altre estrazioni sono presenti dopo il quinto e l'undicesimo stadio ma sono molto inferiori per quanto riguarda la portata d'aria.

Sul rotore sono presenti in tutto tre cuscinetti portanti (*journal bearing*) raffreddati ad olio indicati come B1, B2 e B3 in Figura 2.3.

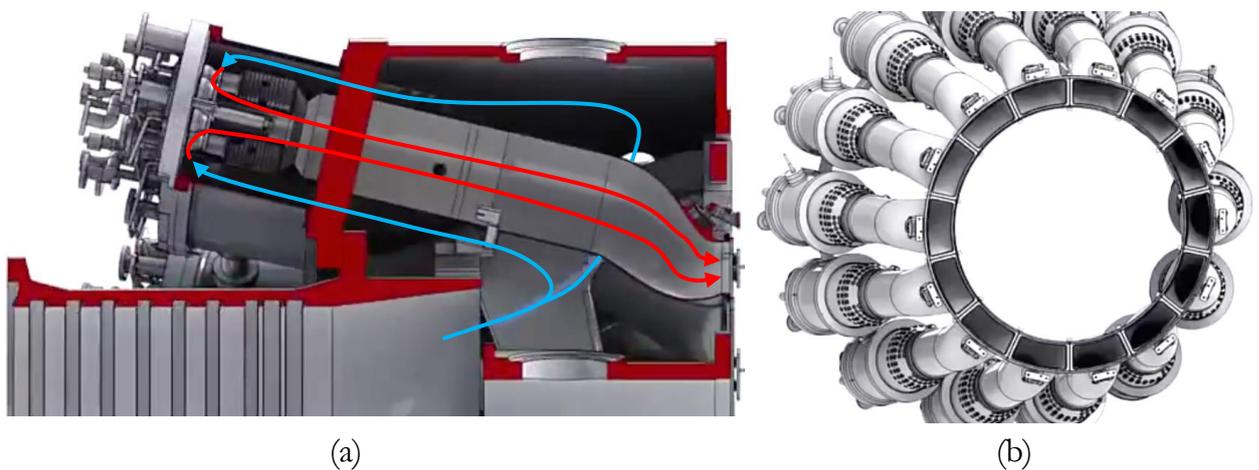


Figura 2.4 – Sezione del combustore (a) e vista delle camere di combustione (b)

2.2.2 COMBUSTORE

Il combustore è di tipo *reverse-flow* composto da 14 camere di combustione di tipo DLN-1 che ammettono l'uso di combustibile di tipo liquido o gassoso. L'aria pressurizzata che proviene dal diffusore dopo l'EGV (linee azzurre di Figura 2.4 a) viene convogliata verso l'imbocco delle camere di combustione, bruciata (linee rosse di Figura 2.4 a) insieme al combustibile e indirizzata verso la turbina. Lo scopo di questo movimento è di preriscaldare l'aria prelevando calore dalle pareti della camera di combustione.

All'uscita delle camere di combustione vi sono 14 elementi disposti anularmente. Le parti terminali che iniziano a sezione circolare e terminano a sezione fatta come un settore di cerchio sono dette *transitions*. Hanno lo scopo di avviare il flusso verso il primo stadio della turbina e di accogliere parte del flusso di by-pass, cioè quello che non partecipa alla combustione ma viene inviato direttamente in turbina: questo serve per evitare di spegnere la fiamma con troppa aria quando lavoriamo in regolazione con miscela magra.

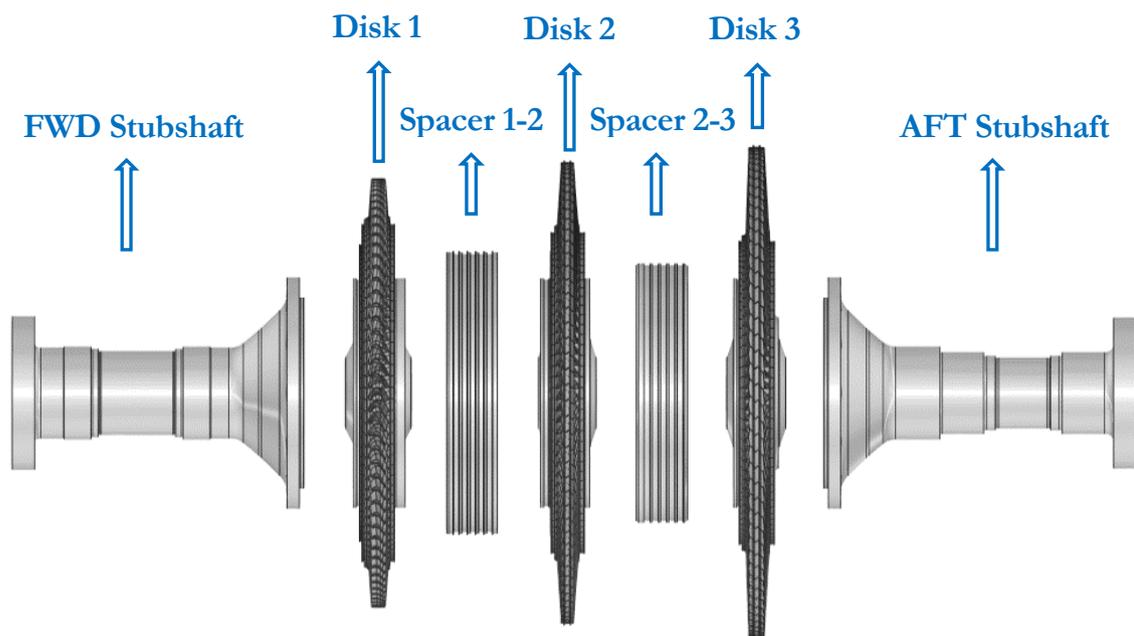


Figura 2.5 – Rotore turbina F1625

2.2.3 ROTORE TURBINA

Il rotore turbina della F1625 (Figura 2.5) è composto da 7 componenti principali e 3 gruppi di palette rotoriche:

- Gli *stubshaft* hanno il compito principale di fornire le superfici dove alloggiare i cuscinetti e di collegarsi, tramite flange, a compressore (FWD *stubshaft*) e generatore (AFT *stubshaft*).
- I dischi sono gli elementi che alloggianno le palette rotoriche e la loro funzione è quella di evitare il distacco delle pale sottoposte alle forze aerodinamiche del flusso principale e trasferire la coppia all'intero albero.
- Gli *spacer* hanno il compito di mantenere la giusta distanza tra i dischi per quanto riguarda lo spazio occupato dalle pale statoriche lungo l'asse. Altra funzione importante è quella di permettere il passaggio del flusso secondario attraverso le *slot* in modo da raffreddare i dischi.
- Le pale sono 92 per ogni stadio. Gli stadi 1 e 2, a differenza del terzo, presentano pale rotoriche raffreddate internamente.

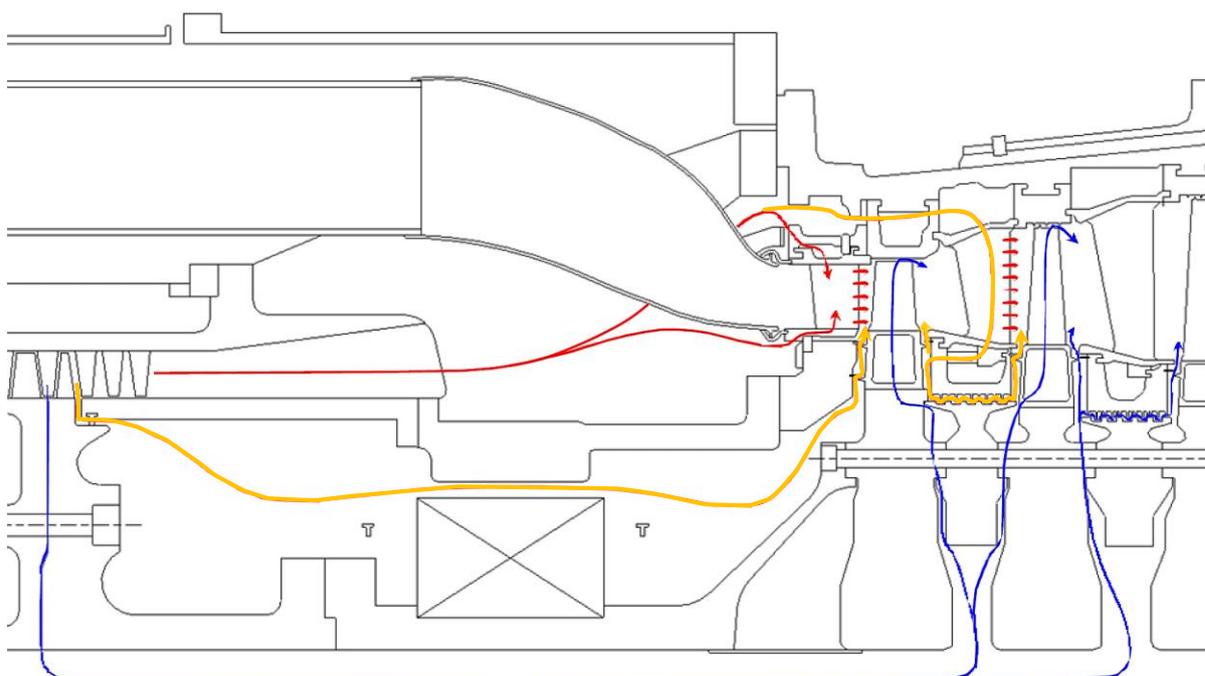


Figura 2.6 - Flussi di cooling della F1625

2.2.4 SCHEMA DI RAFFREDDAMENTO DEL ROTORE

Date le alte temperature di ingresso turbina, necessarie per ottenere elevati rendimenti, la parte calda della macchina ha bisogno di essere raffreddata. Per ciò che concerne il rotore turbina, i dischi devono essere tenuti approssimativamente alla temperatura del flusso principale all'uscita compressore. Le pale sono l'elemento del rotore che, a causa della loro funzione, presentano le temperature più elevate quindi per evitare il cedimento per *creep* sono raffreddate internamente attraverso dei canali di raffreddamento.

I flussi di *cooling*, interessanti per l'analisi effettuata, sono principalmente quelli riportati in blu e arancione nella Figura 2.6 cioè quelli che lambiscono le zone del rotore. Altri flussi secondari non riportati in figura sono quelli inerenti alle perdite per trafilamento presenti lungo il percorso dei flussi di *cooling*: di fatti, il flusso proveniente dall'estrazione tra sedicesimo e diciassettesimo stadio ha pressione molto elevata e quindi il flusso non è totalmente canalizzato lungo i percorsi prestabiliti in fase di progetto.

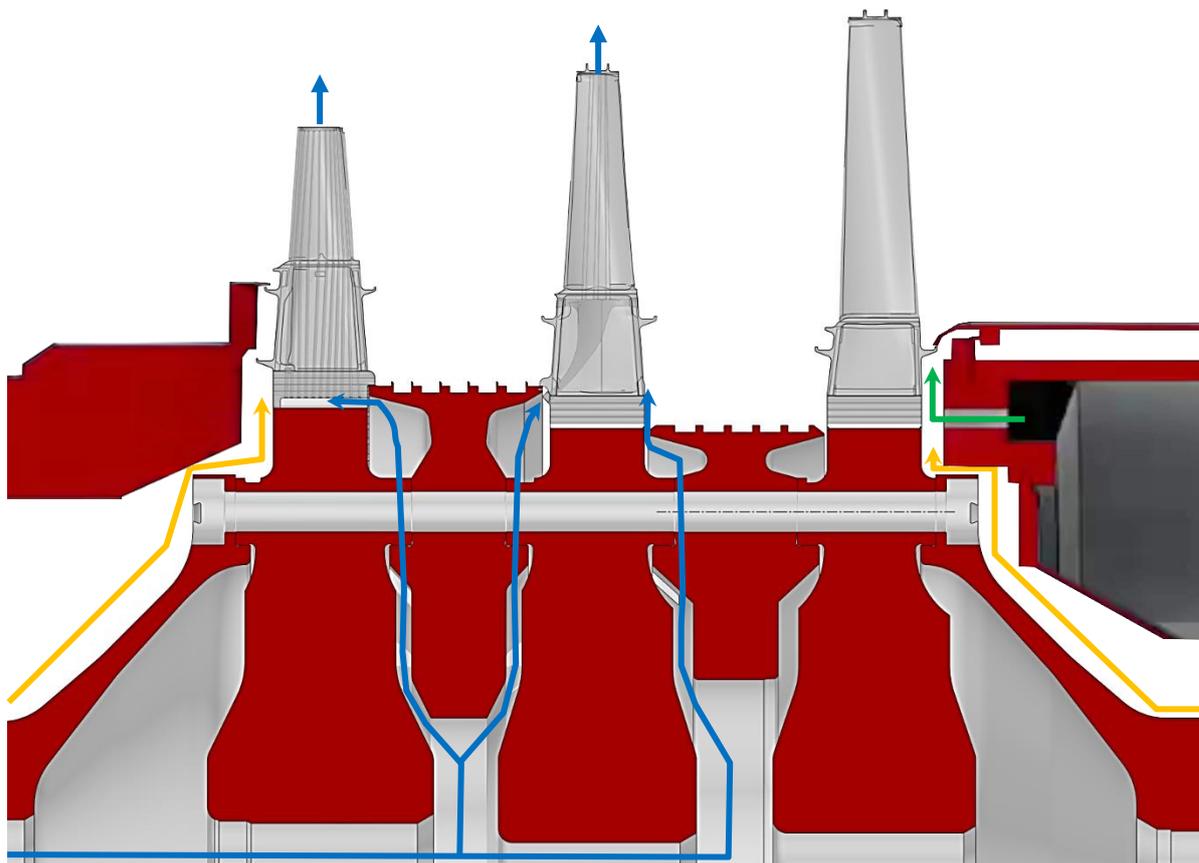


Figura 2.7 - Rappresentazione flussi di *cooling* pale rotoriche

Le palette dei primi due stadi sono raffreddate dai flussi di *cooling* riportati in blu nella Figura 2.7. Questo comporta che nelle analisi ANSYS® è necessario definire anche i coefficienti di scambio termico convettivo all'interno dei canali. In particolare, le pale del primo stadio presentano anche dei canali turbolati per aumentare il coefficiente di scambio convettivo e migliorarne il raffreddamento in quanto queste pale sono le prime ad essere attraversate dal flusso principale in uscita dal combustore quindi più caldo.

Altri flussi di raffreddamento sono quelli provenienti dalle zone dove sono presenti i cuscinetti (riportati in arancione) e il flusso estratto dal quinto stadio compressore (riportato in verde).

I canali presenti sono riportati nella pagina seguente. Si può notare come i canali siano undici di cui solo otto sono turbolati cioè presentano delle nervature dette *ribs* di forma semicircolare. Da Figura 2.8 si può vedere come i canali, nella parte in cui attraversano lo *shank*, siano tutti lisci.

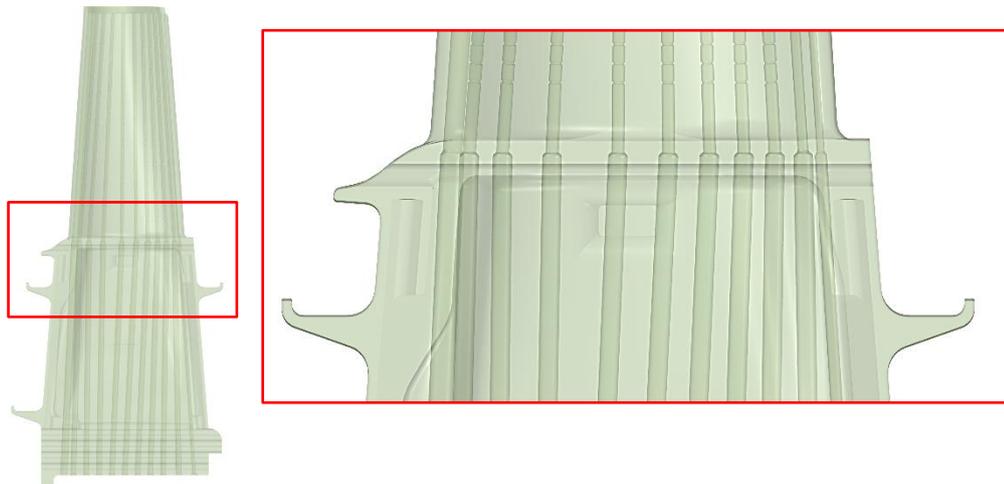


Figura 2.8 – Canali di raffreddamento delle pale installate sul rotore del primo stadio.

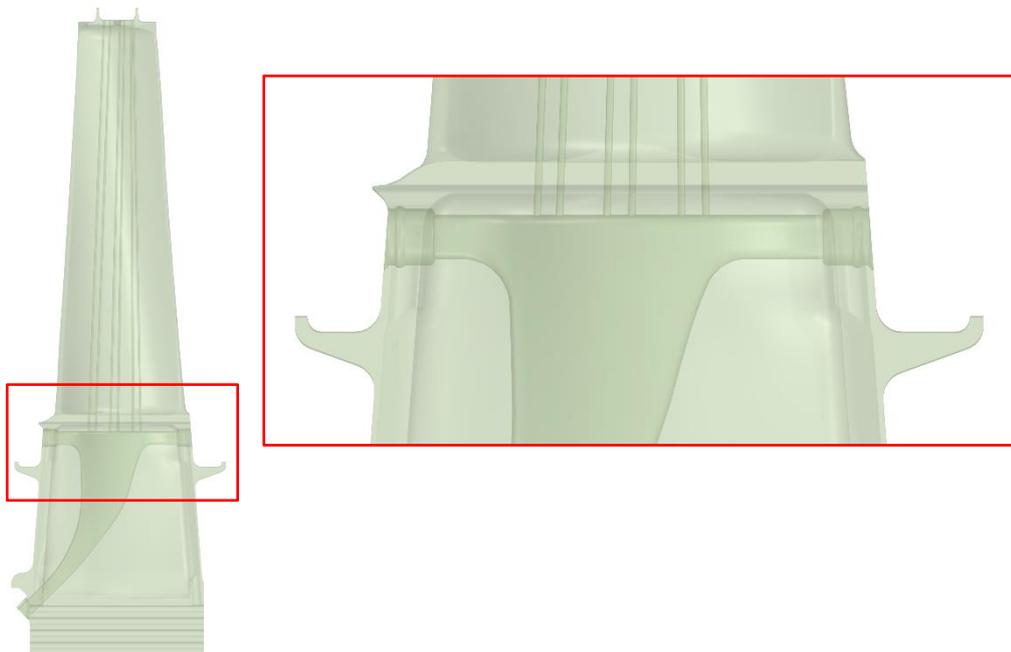


Figura 2.9 – Canali di raffreddamento delle pale installate sul rotore del secondo stadio.

In Figura 2.9, invece, sono rappresentati i canali inerenti alle pale del secondo stadio. In questo caso abbiamo sei canali lisci che si diramano nella zona successiva allo *shank* nel quale è presente solo un *plenum* che distribuisce il flusso proveniente dalla zona *afterward* dello *spacer* 1-2.

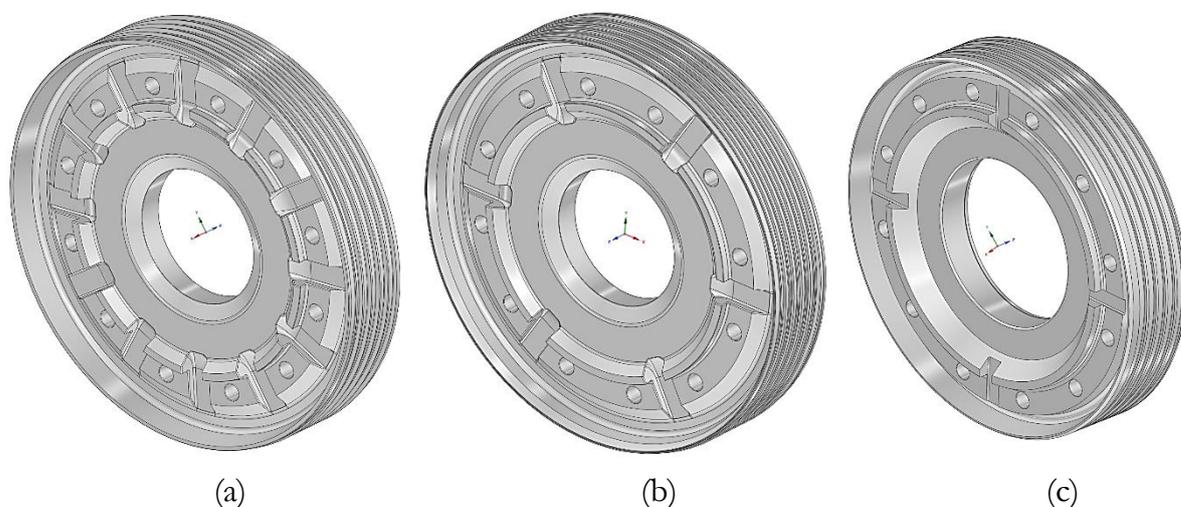


Figura 2.10 – Spacer 1-2 vista FWD (a), spacer 1-2 vista AFT (b) e spacer 2-3 vista FWD (c)

Gli *spacer* presentano delle *slot* necessarie per il passaggio dei flussi di raffreddamento. Nel primo *spacer* abbiamo dodici slot nella parte FWD (Figura 2.10a) e sei nella parte AFT (Figura 2.10b). Per quanto riguarda lo *spacer* 2-3 abbiamo solo quattro slot nella parte FWD (Figura 2.10c) e nessuna nella parte AFT.

2.2.5 COLLEGAMENTI TRA PALE E DISCHI

Le pale hanno bisogno di essere collegate saldamente al disco per evitare il loro distacco ma allo stesso tempo devono essere agevolmente sostituite durante le operazioni di manutenzione. Per i dischi turbina della F1625 è previsto l'utilizzo di un attacco a coda di rondine multiplo (*multiple dovetail*) anche detto pino rovesciato (*fir tree*) a causa della sua forma che rievoca quella di un albero come si può vedere in Figura 2.11a. Le palette del primo stadio hanno uno spazio vuoto tra disco e attacco pala, chiuso da una tacca nella parte *forward*, che serve per il passaggio del flusso di *cooling* prima di entrare nei canali di raffreddamento (Figura 2.11b).

Per i dischi compressore si ha un collegamento mediante cava a coda di rondine (*dovetail*) semplice e la pala viene fissata nella sua posizione assiale da due distanziali che poi vengono bloccati creando una tacca sul disco mediante lavorazione (Figura 2.11c).

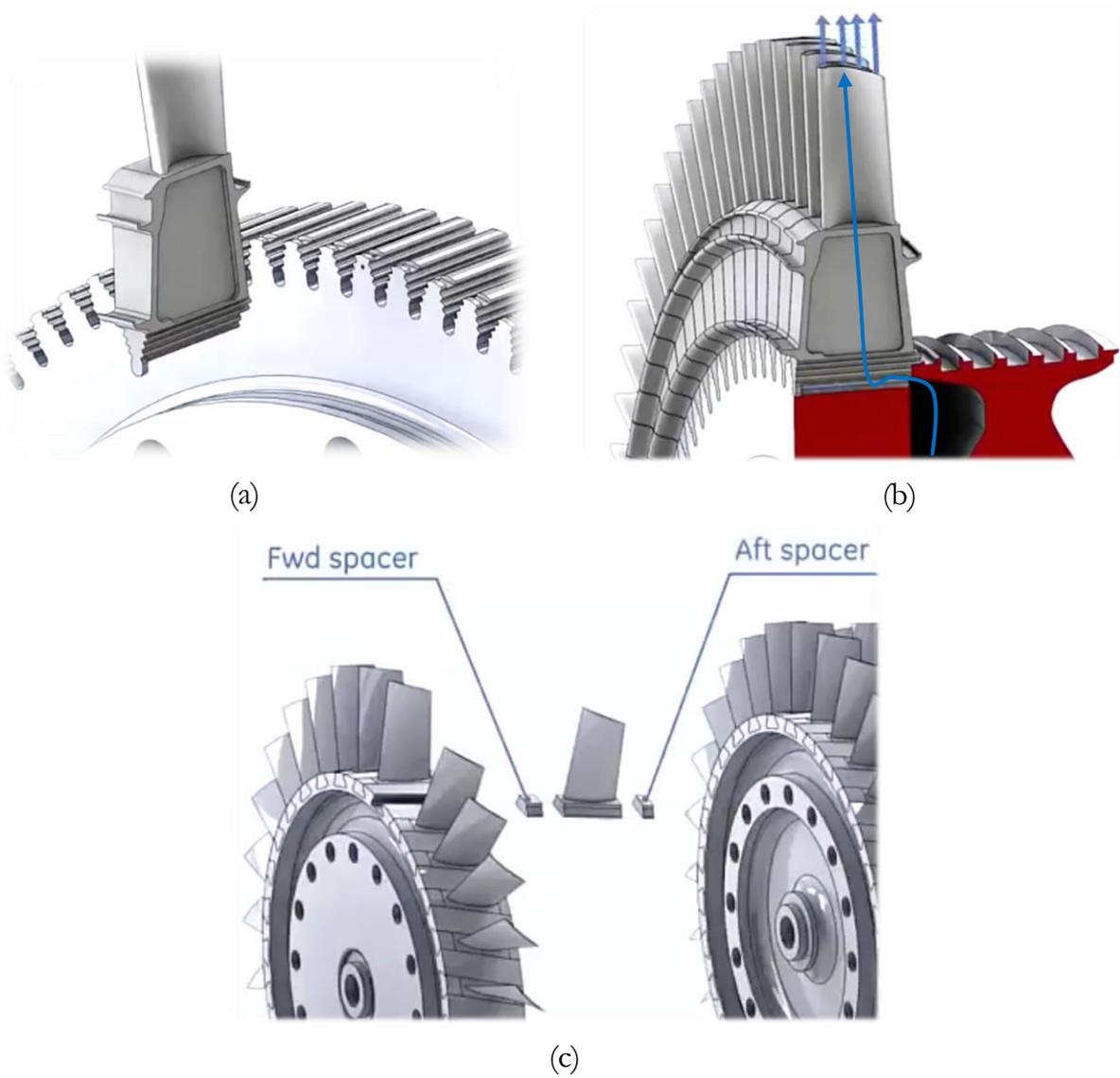


Figura 2.11 – Collegamento a pino rovesciato (a), rappresentazione flusso di cooling del primo stadio (b) e attacco a coda di rondine dei dischi compressore (c).

Capitolo 3 - ANALISI FEM

3.1 INTRODUZIONE

Sebbene nel loro insieme i programmi di *life time extension* variano da un'azienda all'altra, le linee generali rimangono invariate. Viene ripresa a tal proposito lo schema di Figura 3.1 per definirne le caratteristiche, inquadrare la posizione del presente lavoro di tesi e delineare come sono stati soddisfatti gli altri requisiti. Vediamo in dettaglio le componenti principali:

- *Representative Material Data*: per quanto riguarda i materiali non è necessaria solo una valutazione del materiale di nuova fabbricazione ma anche del materiale dopo diversi cicli di funzionamento della turbina. I problemi sono dovuti sia a deterioramento delle caratteristiche meccaniche, sia alle condizioni dell'ambiente di lavoro. Per le leghe (ad esempio NiCrMoV, CrMoV) sono necessarie diverse prove metallurgiche e meccaniche. Questo richiede l'approvvigionamento di diversi componenti i quali vengono sezionati in arie di elevato stress/temperatura e preparati per i test necessari. Le prove sono numerose: prove di trazione, affaticamento, creep, resistenza e frattura. In seguito alle prove i dati necessari possono essere ottenuti e utilizzati per vari modelli di previsione della vita con comuni meccanismi di cedimento a fatica.
- *Lifetime Prediction Tools*: i componenti sono soggetti a fatica a basso numero di cicli (LCF) a causa del funzionamento ciclico, ed a fatica ad elevato numero di cicli (HCF) dovuta a flessione rotante, a propagazione della cricca a fatica (*fatigue crack growth* - FCG) dovuta alla LCF e fenomeni di *creep* a causa del funzionamento prolungato ad alte temperature.

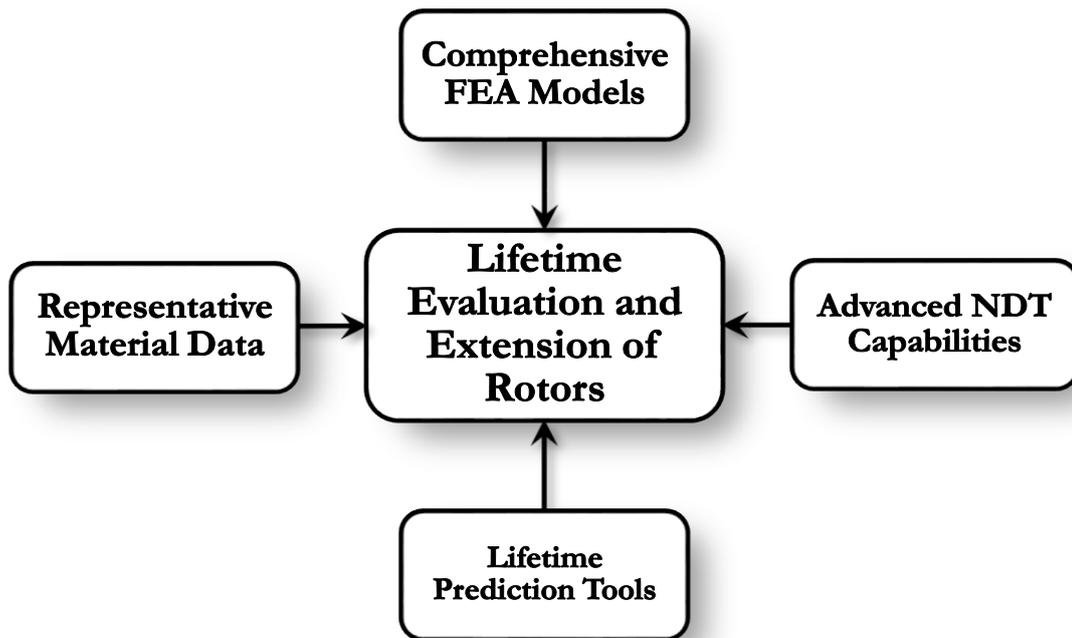


Figura 3.1 – Elementi di una robusta analisi di *life time extension*

Questo comporta la necessità di mettere a punto dei modelli di previsione basati sui test effettuati sui materiali e sui componenti da poter utilizzare con i risultati delle analisi FEM. Ogni azienda adotta dunque i suoi criteri interni di previsione della vita utile dei componenti basate in parte su modelli di rottura a fatica noti in letteratura e in parte su esperienza pregressa.

- *Advanced nondestructive testing (NDT) capabilities*: è importante anche conoscere lo stato del rotore dopo che ha operato un certo numero di cicli per poter conoscere la vita utile del rotore ed estenderla. Nonostante i modelli FEM siano in grado di dare suggerimenti sulle aree critiche da ispezionare è sempre un bene che chi si occupa di NDT sia “cieco” di tali risultati in modo da non escludere aree critiche non previste dai modelli. A seguito dei test occorre aggiornare i modelli FEM per valutare se le aree risultate degradate possono essere previste dal software in modo da costruire nel tempo modelli predittivi sempre più fedeli.
- *Comprehensive FEA Models*: le analisi FEM (o anche FEA) associate ai programmi LTE hanno preso sempre più piede negli ultimi decenni. I componenti essenziali sono le geometrie rappresentative, condizioni al contorno strutturali e termiche, dati sui materiali e capacità di post-elaborazione dei risultati. Nonostante i modelli 2D siano utili per analisi rapide su corpi assialsimmetrici non consentono una cattura completa di tutte le funzionalità inerenti alla maggior parte dei rotori di turbine a gas. Sono pertanto necessarie

analisi più complete, in grado di cogliere tutte le geometrie luogo di concentrazione delle tensioni, come così come l'interazione tra componenti. Le analisi tipiche della FEA iniziano con modelli geometrici basati sulla geometria fisica. Al fine di catturare tutte le geometrie le scansioni sono impiegate per costruire un modello 3D completo del rotore. Ottenuti i modelli 3D, essi possono essere importati nel software commerciale FEM (ad esempio ANSYS®). Una volta che tutti i componenti sono stati meshati, considerando le dimensioni di un rotore completamente assemblato, il modello può facilmente superare 30 milioni di gradi di libertà, spesso troppo elevati per le risorse hardware presenti in azienda o comunque troppo onerosi in termini di tempo. Ciò che si fa è utilizzare mesh discrete per catturare la risposta globale del rotore una volta completata l'analisi termo-strutturale, possono essere effettuati studi di *submodeling* nelle aree critiche. Se nuove aree critiche emergono dalle analisi FEM è bene effettuare NDT anche in quelle zone.

Infine, simulazioni accurate richiedono lo sviluppo di condizioni al contorno termiche e strutturali anche in transitorio. I risultati nel caso stazionario sono indispensabili ma più importante da catturare è il comportamento di avvio e spegnimento. Talvolta, all'interno di un rotore di turbina a gas, le tensioni durante il processo di avvio e spegnimento possono rivelarsi due o tre volte più alte delle stesse tensioni allo stato stazionario.

3.2 CALCOLO DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO

3.2.1 DATI DI INPUT

Le valutazioni effettuate in questo lavoro di tesi si collocano nell'ultima categoria esposta nel paragrafo precedente. In effetti tutti i dati sui materiali sono stati forniti dall'azienda a seguito di prove non distruttive, di ispezione dei componenti e elaborazione dati. Anche le geometrie CAD sono state disegnate in seguito a scansioni, le quali hanno permesso di rilevare le misure necessarie per poter realizzare il modello tramite il software *Creo parametric 3D PTC*. L'insieme di queste operazioni costituiscono parte del processo di *reverse engineering*.

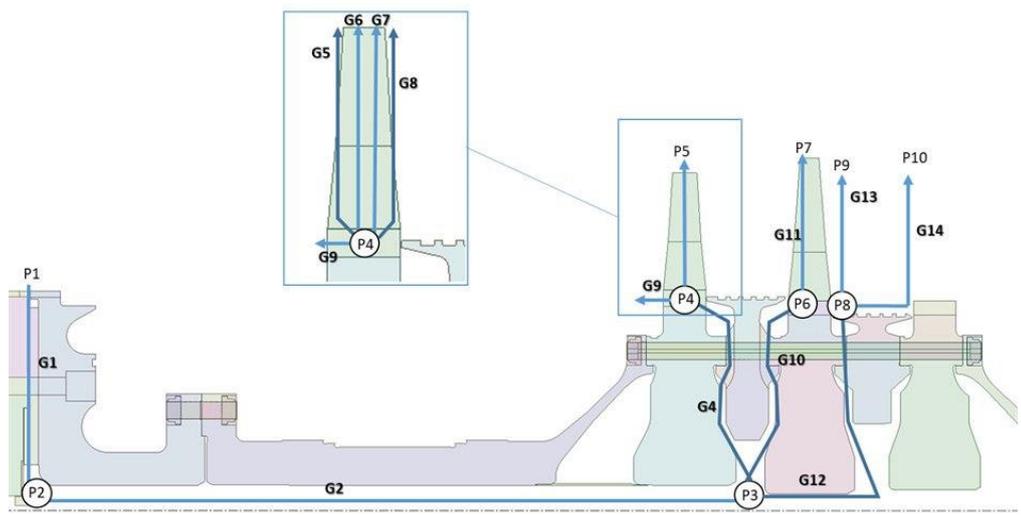


Figura 3.2 – Modello di Flow Network

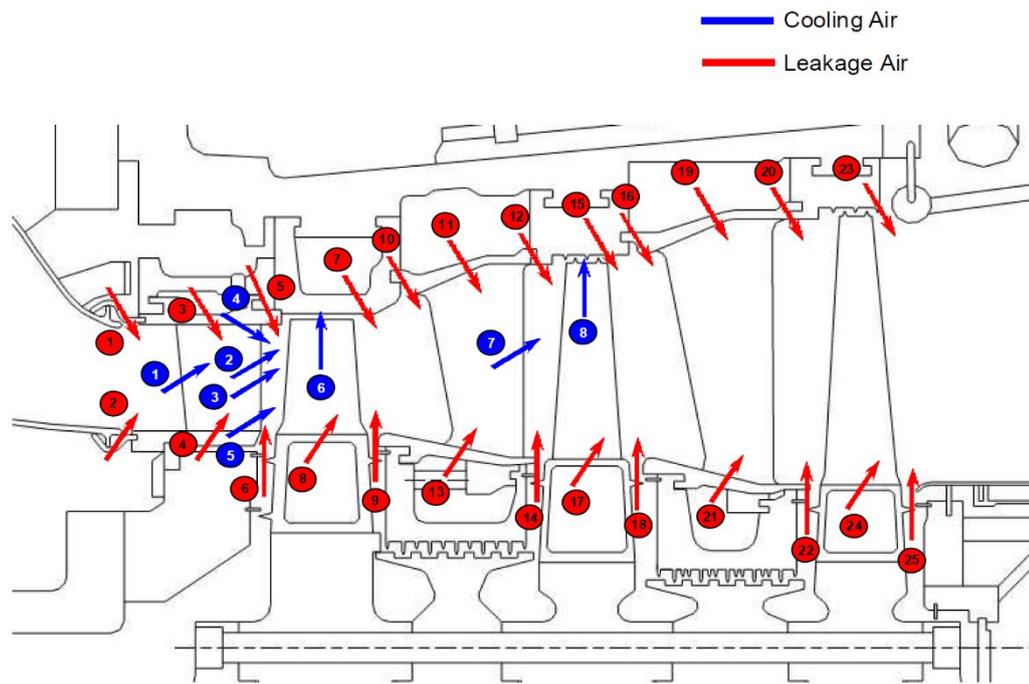


Figura 3.3 – Indicazione dei flussi di raffreddamento e dei trafiletti

Le caratteristiche termofluidodinamiche del flusso secondario sono state ricavate dal collega Pierfrancesco Angelini il quale ha ricostruito tutto il percorso di tali flussi (Figura 3.2) all'interno del software PH4165 proprietà di *EthosEnergy*. Oltre a tali flussi si è tenuto conto anche delle perdite per trafiletto tra le tenute. Una rappresentazione delle perdite presenti è riportata in Figura 3.3. Altri dati sono stati forniti dall'azienda, come ad esempio le temperature dei flussi secondari.

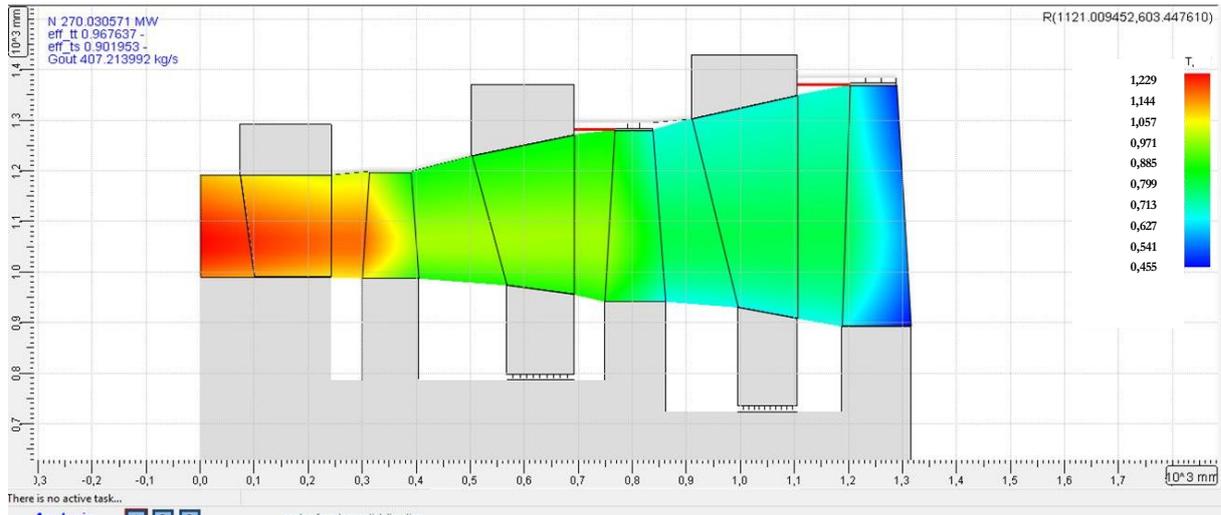


Figura 3.4 – Temperatura di ristagno normalizzata del flusso principale

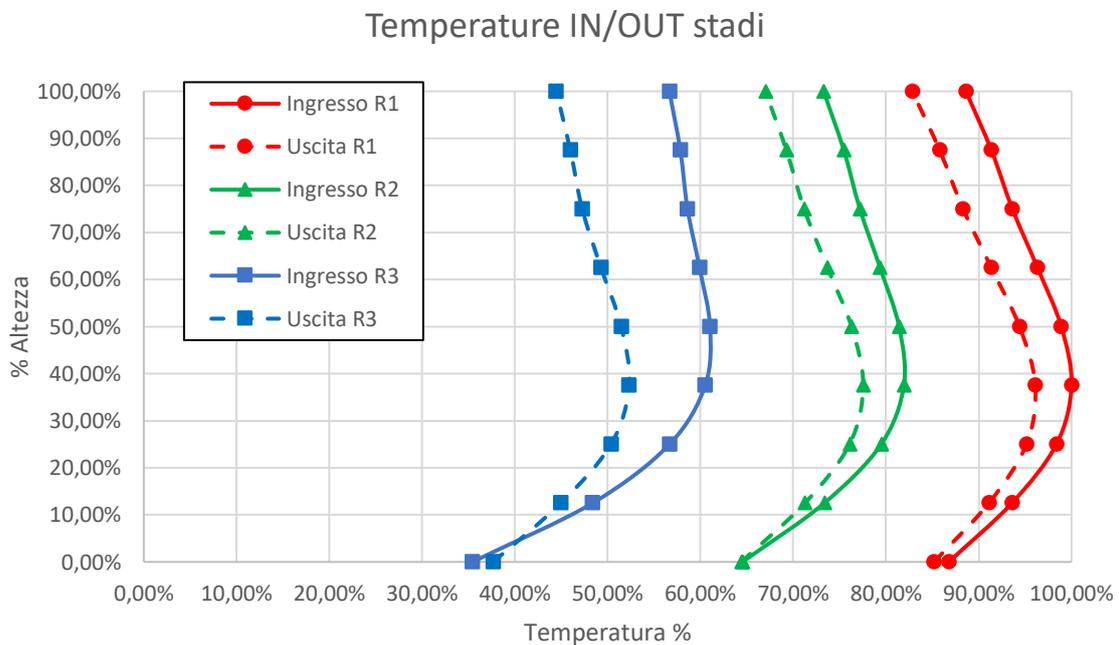


Figura 3.5 – Valori di Temperatura normalizzati a diverse altezze percentuali della pala.

I risultati inerenti al flusso principale sono stati ricavati dal collega Francesco Sorgi tramite software *AxSTREAM*, un software di progettazioni di turbomacchine. Esso permette di importare le geometrie CAD ed effettuare l'operazione di *slicing*: si prelevano delle sezioni della pala a diverse quote radiali le quali hanno ovviamente profilo diverso. Nel caso specifico sono state prelevate 9 sezioni. Dopo aver settato accuratamente il modello, si effettua una analisi *meanline* e *streamline* del flusso principale fino a calibrare il software in base ai dati di targa della macchina.

Questi dati sono stati utilizzati per calcolare i coefficienti di scambio lungo il profilo della pala e come valore di temperatura del fluido come condizione al contorno del problema termico. Per la rappresentazione dei risultati in Figura 3.4 e in Figura 3.5 – Valori di Temperatura normalizzati a diverse altezze percentuali della pala. è stato definito un valore di temperatura normalizzata nel seguente modo:

$$T_{Norm} = \frac{T}{T_{MaxIN}} \quad (3.1)$$

Dove:

- T è il valore di temperatura da normalizzare.
- T_{MaxIN} è la temperatura (non di ristagno) massima in °C calcolata all'ingresso del primo stadio rotorico.

In Figura 3.5 invece sono riassunti i valori di temperatura assegnati come condizioni al contorno in ANSYS®.

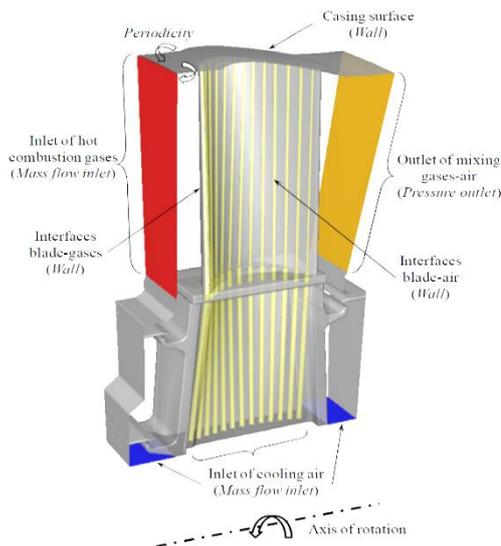


Figura 3.7a – Esempio di modello FEM per il calcolo dei coefficienti di scambio (Gallegos-Muñoz, Uzàrraga-Rodríguez, & Elizalde-Blancas)

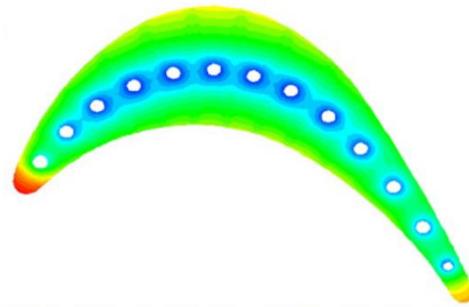


Figura 3.7b – Esempio di risultato Analisi FEM per canali turbolati nella sezione media (Gallegos-Muñoz, Uzàrraga-Rodríguez, & Elizalde-Blancas)

3.2.2 REVIEW DELLA BIBLIOGRAFIA

Per il problema termico è necessario definire i coefficienti di scambio e le temperature del fluido nelle zone lambite dal flusso. Le temperature dei flussi secondari, in diverse zone, sono state prelevate da dati aziendali mentre le temperature del flusso primario sono state calcolate tramite AxSTREAM. Invece, il calcolo dei coefficienti di scambio in maniera esatta risulta in genere ostico anche per problemi semplici a causa della dipendenza mostrata nel paragrafo 1.3.2. Gli approcci più utilizzati sono essenzialmente quattro:

1. Formule analitiche che approssimano bene l'interazione tra fluido e corpo (come ad esempio le correlazioni numerico-sperimentali).
2. Prove sperimentali atte a valutare le proprietà termofluidodinamiche del fluido in moto utilizzando strumenti di misura. Dalle proprietà si possono ricavare tutte le grandezze utili per calcolare i coefficienti di scambio convettivi quanto più fedeli al fenomeno reale.
3. Utilizzo di modelli FEM e analisi CFD tramite i quali, dopo aver applicato le condizioni al contorno inerenti al fluido (Figura 3.7a) è possibile calcolare le caratteristiche termo-fluidodinamiche del campo di moto e le interazioni con il solido (Figura 3.7b) così da poter ricavare i coefficienti di scambio in ogni punto.
4. Scalare il Nusselt su una nuova macchina a partire da analisi come quelle indicate al punto 2 effettuate su altre macchine simili di cui l'azienda è in possesso.

3.2.3 CALCOLO COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO LUNGO IL PROFILO ALARE

Per il calcolo dei coefficienti di scambio sul profilo alare dei tre stadi rotorici è stato utilizzato l'approccio del punto 4 indicato nel paragrafo precedente: l'azienda possiede numerosi dati di una turbina a gas simile ricavati con misure sperimentali. Noti i coefficienti di scambio di tale macchina è possibile scalarli seguendo un criterio aziendale presente all'interno dei *Fiat-Westinghouse design criteria*. La sua formulazione è la seguente:

$$h = h_{ref} \cdot \frac{k}{k_{ref}} \cdot \frac{D_{eq}}{D_{eq_{ref}}} \cdot \left(\frac{Re}{Re_{ref}} \right)^{0,8} \quad (3.2)$$

Dove:

- h : Coefficiente di scambio termico convettivo $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$
- k : Conducibilità termica del fluido $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
- D_{eq} : Diametro equivalente della sezione di passaggio $[m]$
- Re : Numero di Reynolds
- Il pedice "ref" indica le quantità della turbina di riferimento.

Tale espressione viene dal rapportare i numeri di Nusselt delle due macchine e esprimendoli secondo la correlazione di Dittus-Boelter (equazione 1.8) considerando che le variazioni del numero di Prandtl sono molto trascurabili anche cambiando le condizioni di test e il tipo di turbina a gas (Albert & Bogard, 2013).

Sono state le seguenti ipotesi:

- Proprietà del fluido corrispondenti a quella dell'aria alla stessa temperatura.
- Ipotesi di gas perfetto.
- Velocità lungo il profilo interpolate linearmente tra ingresso e uscita.

I coefficienti di scambio della turbina di riferimento sul profilo alare sono stati valutati solo sul raggio medio (*mid*) e sul raggio esterno (*tip*) motivo per cui i valori sono stati scalati solo per tali sezioni. I punti di campionamento sono inoltre situati a una certa distanza in percentuale della lunghezza del *pressure side* (PS) e del *suction side* (SS) misurate a partire dal *leading edge* (LE) fino ad arrivare al *trailing edge* (TE).

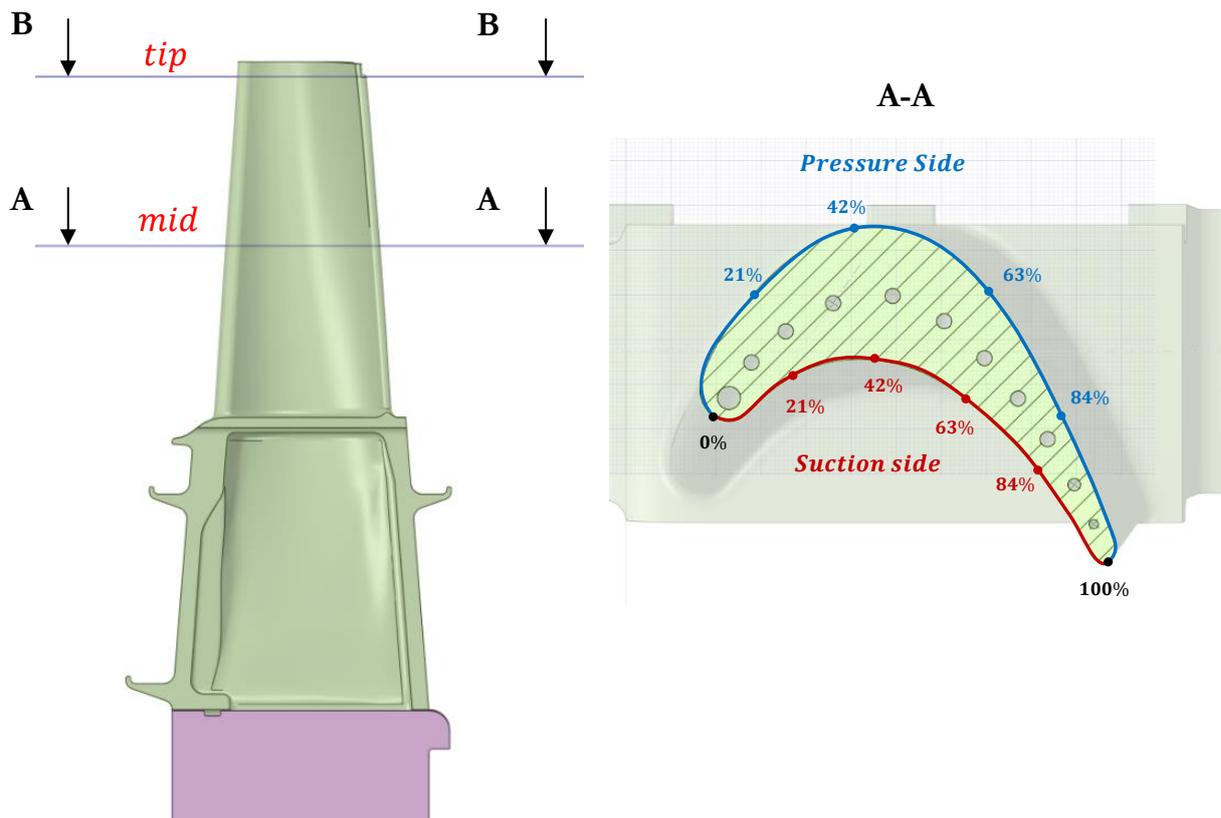


Figura 3.8 - Esempio di suddivisione per il calcolo dei coefficienti di scambio termico.

In Figura 3.8 è riportato l'esempio di calcolo per la sezione al raggio medio della pala e si può notare come i punti di campionamento siano posizionati allo 0%, 21%, 42%, 63%, 84% e 100% della lunghezza dei tratti di *pressure side* e *suction side* appartenenti al profilo. Scalando secondo il *design criteria* interno (equazione 3.2) si ottengono i risultati riportati in Figura 3.9 dove i coefficienti di scambio termico (HTC⁷) sono stati normalizzati nel seguente modo:

$$h_{norm} = \frac{h}{h_{rif}} \quad (3.3)$$

Dove:

- h_{norm} è il coefficiente di scambio convettivo normalizzato.
- h_{rif} è un valore di riferimento pari al massimo valore raggiunto dai coefficienti di scambio all'altezza media della pala primo stadio.

Estendendo tale calcolo per il raggio esterno (*tip*) della pala e ripetendo l'analisi per gli stadi 2 e 3 si ottengono i risultati riportati nelle figure dalla 3.9 alla 3.14. Si può notare che i punti di campionamento lungo il profilo sono diversi per gli stadi due e tre.

⁷ HTC: *heat transfer coefficient*

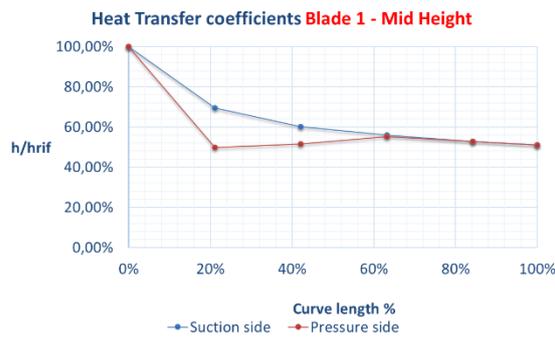


Figura 3.9 – HTC a metà altezza della pala rotorica del primo stadio.

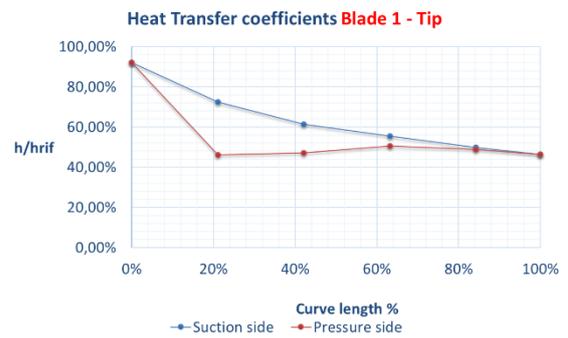


Figura 3.10 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del primo stadio.



Figura 3.11– HTC a metà altezza della pala rotorica del secondo stadio.

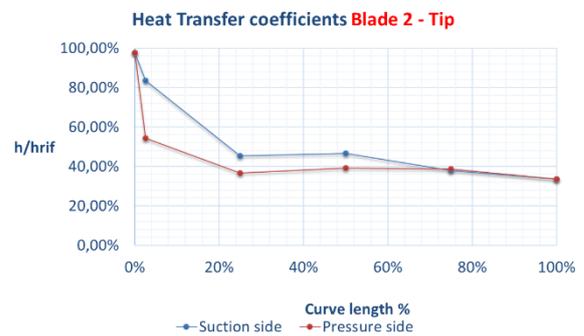


Figura 3.12 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del secondo stadio.



Figura 3.13 – HTC al raggio este a metà altezza della pala rotorica del terzo stadio.

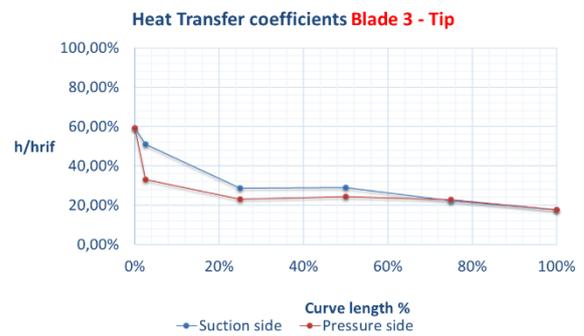


Figura 3.14 – HTC al raggio esterno della pala rotorica del terzo stadio.

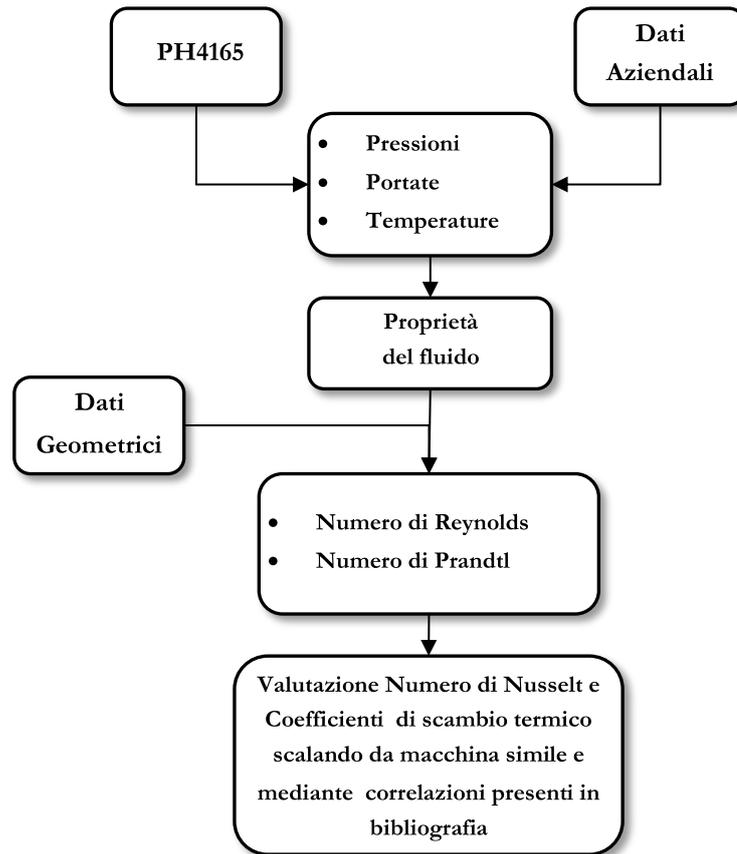


Figura 3.15 – Rappresentazione della procedura di calcolo dei coefficienti di scambio termico.

3.2.4 CALCOLO COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO SU ALTRE SUPERFICI

Per le altre superfici la procedura adottata è stata quella rappresentata in Figura 3.15. Scelta una zona a sezione uniforme dove si vuole calcolare il coefficiente di scambio termico, si parte dai dati di pressione e portata forniti dal software PH4165 e dalle temperature fornite dall'azienda e conoscendo le geometrie è possibile calcolare la sezione di passaggio e quindi il diametro equivalente. Da tali dati si ricavano le proprietà del fluido (da tabelle delle proprietà dell'aria) e i numeri adimensionali necessari. Successivamente viene calcolato il numero di Nusselt mediante correlazioni sperimentali presenti in bibliografia e il coefficiente h sia scalando da una turbina simile sia a partire dal numero di Nusselt. Infine, notato che i coefficienti convettivi si discostano di poco tra i due casi, viene fatta la scelta più conservativa cioè quella che sottovaluta h , poiché si ottiene un flusso di raffreddamento minore e quindi si sovrastima la temperatura del componente ponendosi pertanto in una condizione più critica.

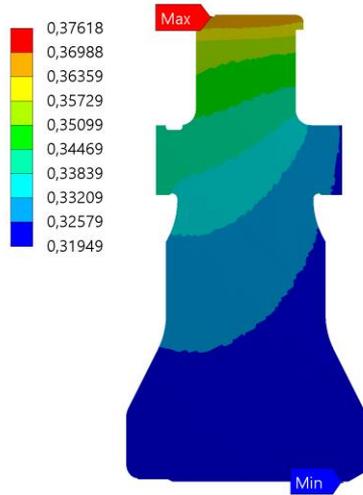


Figura 3.16 – Temperature normalizzate disco 1 raddoppiando i coefficienti di scambio termico su pala.

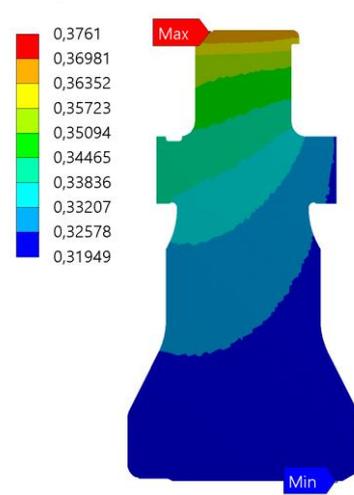


Figura 3.17 – Temperature normalizzate disco 1 dimezzando i coefficienti di scambio termico su pala.

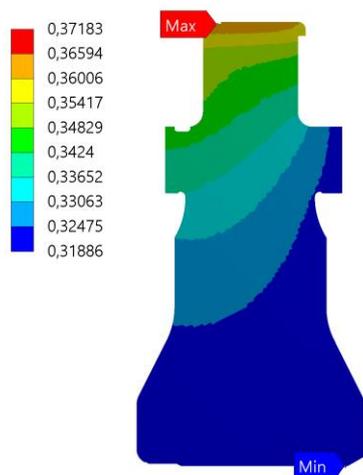


Figura 3.18 – Temperature normalizzate disco 1 raddoppiando i coefficienti di scambio termico su disco.

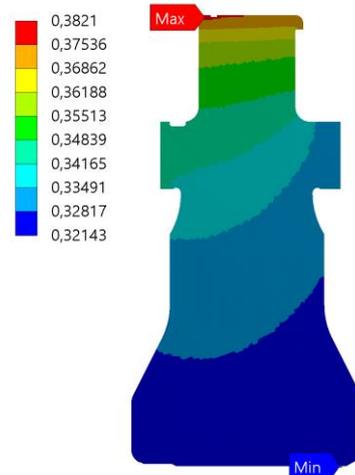


Figura 3.19 – Temperature normalizzate disco 1 dimezzando i coefficienti di scambio termico su disco.

3.2.5 STUDIO DI SENSIBILITÀ

Siccome i coefficienti di scambio termico sono dati di input dell'analisi termica si può analizzare la risposta del modello alla loro variazione. Sono state effettuate quattro analisi sul primo disco sia raddoppiando che dimezzando i coefficienti di scambio termico sulla pala e su disco e shank. I risultati sono riportati nelle figure da 3.15 a 3.18 per il solo disco poiché rappresenta l'elemento studiato in quanto, per esperienza, i dischi risultano essere gli elementi più critici. Si nota che vi sono leggere variazioni nei valori di temperatura normalizzati, i quali si riflettono in una variazione di pochi decimali, cambiando i coefficienti di scambio della pala, e di massimo

6 °C cambiando i valori dei coefficienti di scambio sul disco. Tenendo conto della variazione imposta, è possibile affermare che l'errore commesso inerente al solo calcolo dei coefficienti di scambio è sicuramente al di sotto del valore di 1.5%.

Molto più alta è l'incidenza della temperatura del fluido imposta come condizione al contorno, motivo per cui i dati aziendali di input devono possedere elevata affidabilità. Un altro aspetto da non trascurare è che, siccome l'obiettivo delle simulazioni è ricavare lo stato tensionale del componente, l'errore nei dati di input non si rispecchia in un errore di egual misura nei risultati. Questo accade in quanto, almeno per dischi e *spacer*, gli stress termici provocano una variazione di massimo $\pm 10\%$ rispetto agli stress dovuti ai soli carichi esterni (forze centrifughe). La componente prevalente di stress è dunque il contributo dovuto ai carichi centrifughi, fermo restando che la valutazione della temperatura in modo preciso è necessaria per una corretta verifica a *creep* del componente.

3.2.6 RISULTATI SU ALTRE SUPERFICI

Seguendo la procedura descritta al paragrafo 3.2.4 sono stati calcolati i coefficienti di scambio termico lungo le superfici dove non si assiste a una sensibile variazione delle proprietà termo-fluidodinamiche del flusso e della sezione di passaggio. I risultati sono stati riportati in Tabella 1 e i numeri seguono la bollatura riportata nella Figura 3.20 e Figura 3.21: sulle superfici di colore blu e azzurro sono state applicate delle condizioni al contorno di Robin mentre sulle superfici rosse delle condizioni Dirichlet (infatti è presente il solo valore della temperatura). Le condizioni di Dirichlet corrispondono alla temperatura dei cuscinetti a regime, mantenuta uniforme da un circuito di raffreddamento ad olio.

I risultati per le altre superfici della pala sono invece riportati in Tabella 2. In particolare, i canali delle pale del primo stadio sono stati divisi in quattro gruppi in base alla loro geometria (7 canali hanno medesima geometria e sono turbolati, gli altri 3 hanno tutti diametro diverso). La geometria cambia inoltre anche tra shank e pala come già mostrato nel paragrafo 2.2.4. Per i canali turbolati è stato valutato un coefficiente di scambio convettivo equivalente in modo da poter cancellare le nervature e considerarlo come se fosse liscio.

I valori in tabella sono stati normalizzati secondo le equazioni 3.1 e 3.3. I valori non possono essere indicati per motivi di segreto aziendale ma sono apparentemente i seguenti:

$$h_{rif} \approx 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

$$T_{rif} \approx 1000 \text{C}^\circ$$

In questo modo si può avere un'idea dell'ordine di grandezza dei risultati.

Tabella 1 – Coefficienti di scambio superfici rotore riportate in Figura 3.20 e Figura 3.21

	h/h_{rif}	T_{media}/T_{rif}
1	2,54%	36,53%
2	2,32%	35,54%
3	2,63%	34,45%
4	1,73%	32,75%
5	11,18%	31,87%
6	10,89%	31,87%
7	35,76%	31,87%
8	7,71%	34,40%
9	0,71%	33,63%
10	5,12%	31,87%
11	0,60%	36,72%
12	0,43%	33,23%
13	3,97%	31,87%
14	2,21%	31,87%
15	25,31%	31,87%
16	6,06%	34,79%
17	0,22%	31,87%
18	0,96%	35,19%
19	0,51%	15,00%
20	1,57%	36,53%
21		8,77%
22	1,42%	36,53%
23	34,56%	31,82%
24		8,77%

Tabella 2 – Coefficienti di scambio canali, shank e slot

	h/h_{rif}	T_{media}/T_{rif}
Disco 1 - Canali gruppo 1 - zona shank	71,91%	49,00%
Disco 1 - Canali gruppo 2 - zona shank	41,02%	49,00%
Disco 1 - Canali gruppo 3 - zona shank	39,47%	49,00%
Disco 1 - Canali gruppo 4 - zona shank	50,88%	49,00%
Disco 1 - Canali gruppo 1 - zona pala	123,78%	80,78%
Disco 1 - Canali gruppo 2 - zona pala	138,90%	80,78%
Disco 1 - Canali gruppo 3 - zona pala	135,44%	80,78%
Disco 1 - Canali gruppo 4 - zona pala	130,86%	80,78%
Disco 1 - Shank FWD	2,32%	35,54%
Disco 1 - Shank AFT	1,45%	34,45%
Disco 1 - Shank SIDE	0,11%	34,45%
Disco 2 - Canali	158,28%	54,26%
Disco 2- Plenum	18,21%	34,50%
Disco 2 - Shank FWD	1,23%	35,00%
Disco 2 - Shank AFT	0,60%	36,72%
Disco 2 - Shank SIDE	0,19%	35,79%
Disco 3 - Shank FWD	0,96%	35,19%
Disco 3 - Shank AFT	0,51%	15,00%
Disco 3 - Shank SIDE	0,10%	35,67%
Spacer 12 – Slots FWD	22,99%	31,87%
Spacer 12 – Slots AFT	16,58%	31,87%
Spacer 23 – Slots FWD	100,77%	31,89%

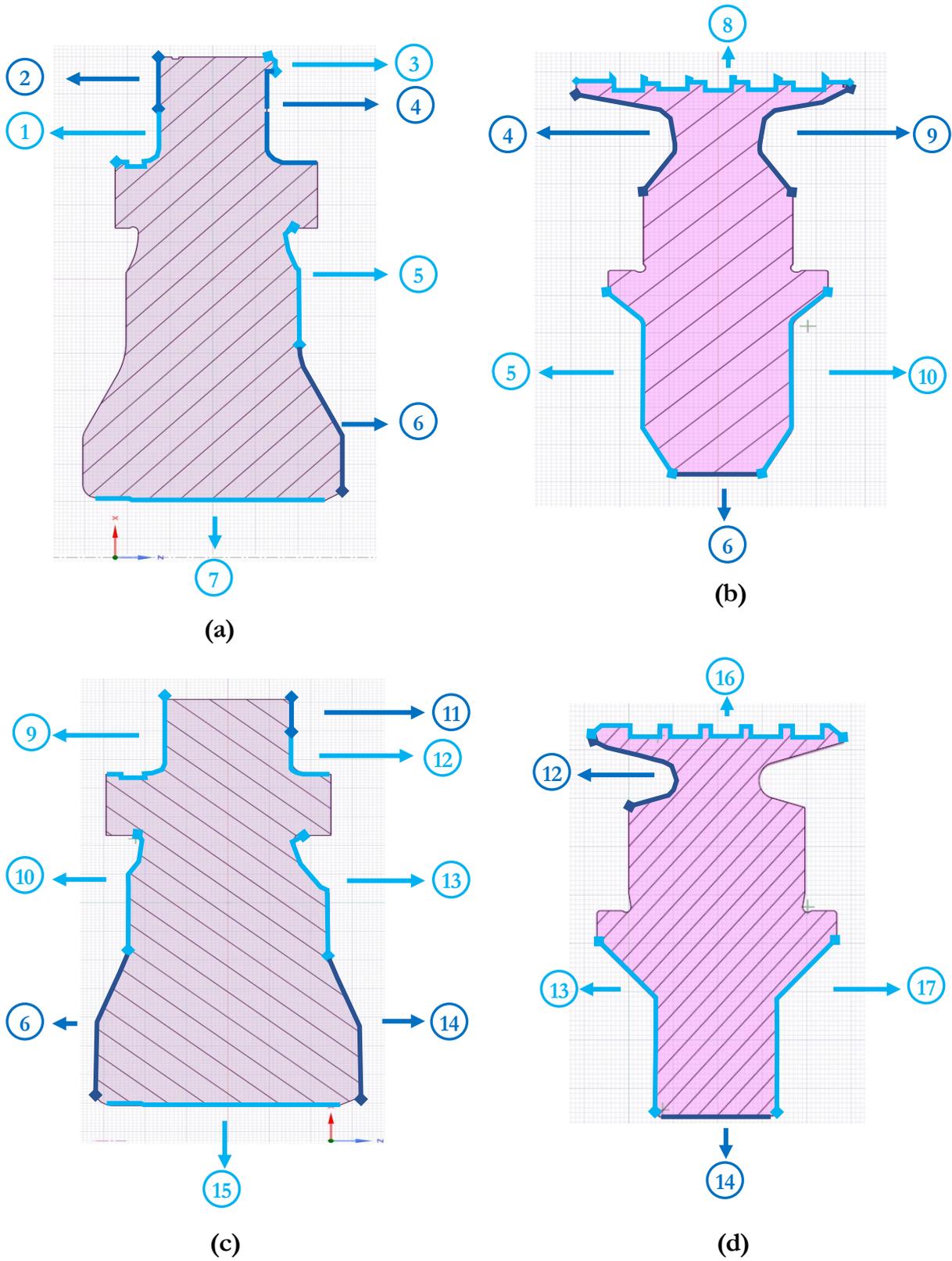
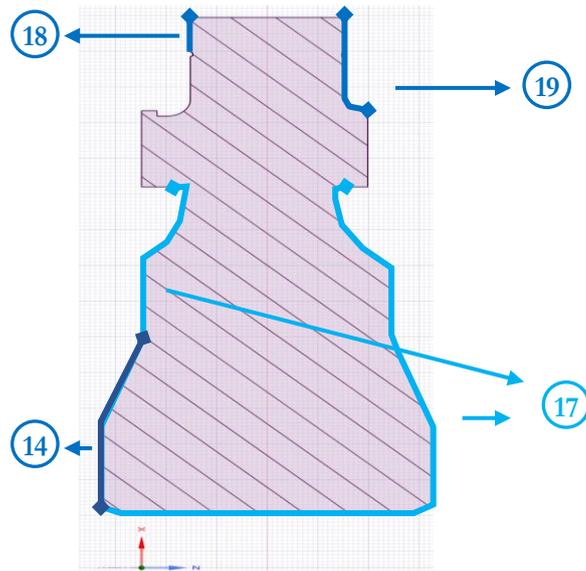
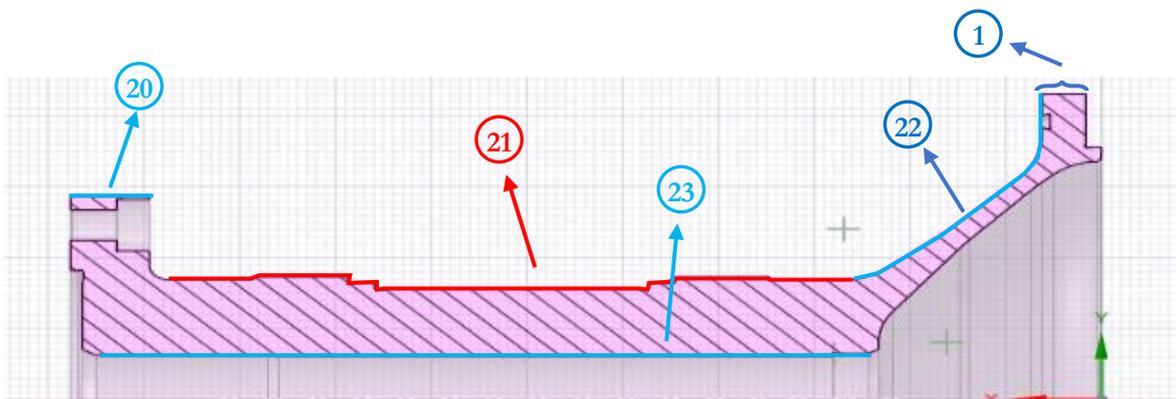


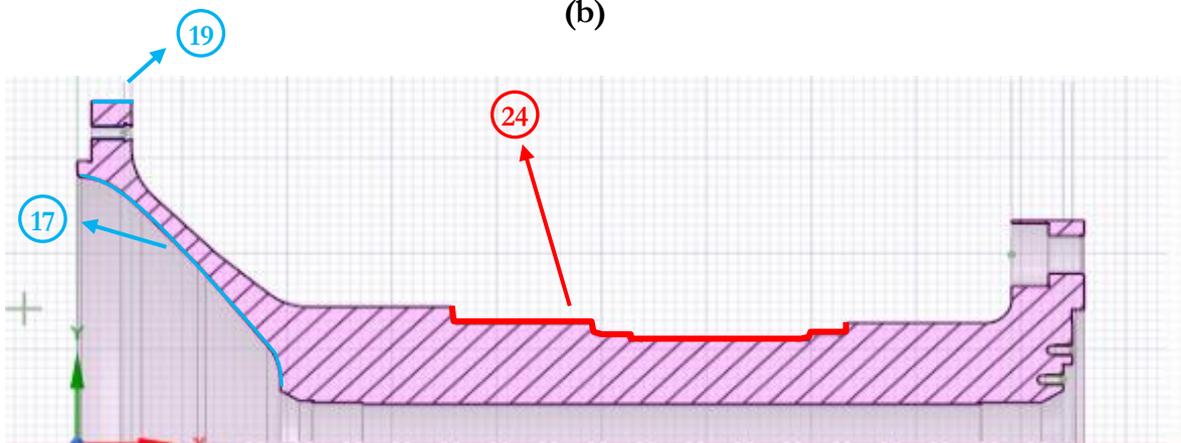
Figura 3.20 – Suddivisione superfici per il calcolo coefficienti di scambio per disco 1 (a), spacer 1-2 (b), disco 2 (c), spacer 23(d).



(a)



(b)



(c)

Figura 3.21 - Suddivisione superfici per il calcolo coefficienti di scambio per disco 3 (a), Forward stubshaft (b), afterword stubshaft (c)

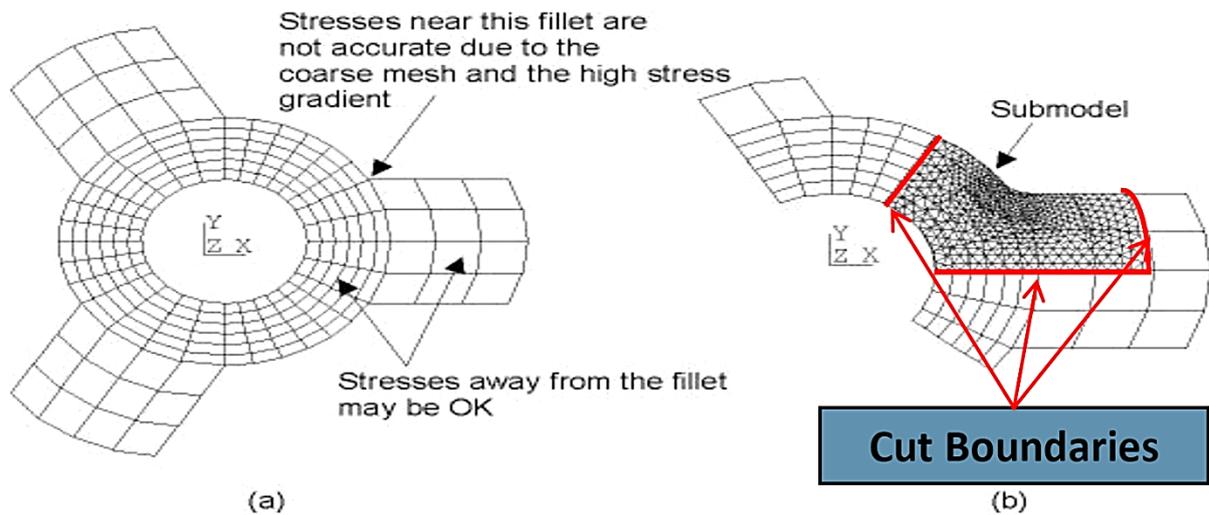


Figura 3.22 – Rappresentazione della tecnica del *submodeling*

3.3 SUBMODELING

3.3.1 INTRODUZIONE AL METODO

Negli ultimi decenni le aziende hanno costruito per le loro simulazioni modelli FEM sempre più complessi. Tuttavia, la crescente complessità ha causato anche l'aumento della richiesta di risorse hardware per risolvere tali modelli. Ad esempio, nel caso dell'intero rotore di una turbina a gas, come già affermato nel paragrafo 3.1, è facile superare i trenta milioni di gradi di libertà per cui, sia per ridurre i tempi che le risorse hardware richieste, si ricorre alla pratica del *submodeling*. Questa tecnica consiste nel risolvere un modello di elevate dimensioni ma con una mesh grossolana (Figura 3.22a) e in seguito risolvere una piccola porzione di quel volume con una mesh molto rifinita (Figura 3.22b).

Uno dei concetti chiave del *submodeling* è quello delle superfici di taglio (*cut boundaries*): sono le superfici che dividono il modello dal sotto-modello e sulle quali verranno importate le condizioni al contorno dal modello al sotto-modello. Le superfici sono a scelta dell'utente, tuttavia è bene che siano lontane da zone di concentrazione di tensione in quanto, le condizioni al contorno imposte al sotto-modello dipendono dalla accuratezza del modello intero. Tale problema risulta ridotto se vengono importate condizioni a contorno del primo tipo, come gli spostamenti (o temperature), dal momento che convergono prima e molto più velocemente all'aumentare del numero di elementi rispetto alle tensioni, come spiegato nel paragrafo 1.4.4.

La tecnica del *submodeling* si basa sul principio di Saint-Venant secondo il quale la distribuzione di tensioni e deformazioni è alterata solo in una piccola zona vicina alla geometria luogo

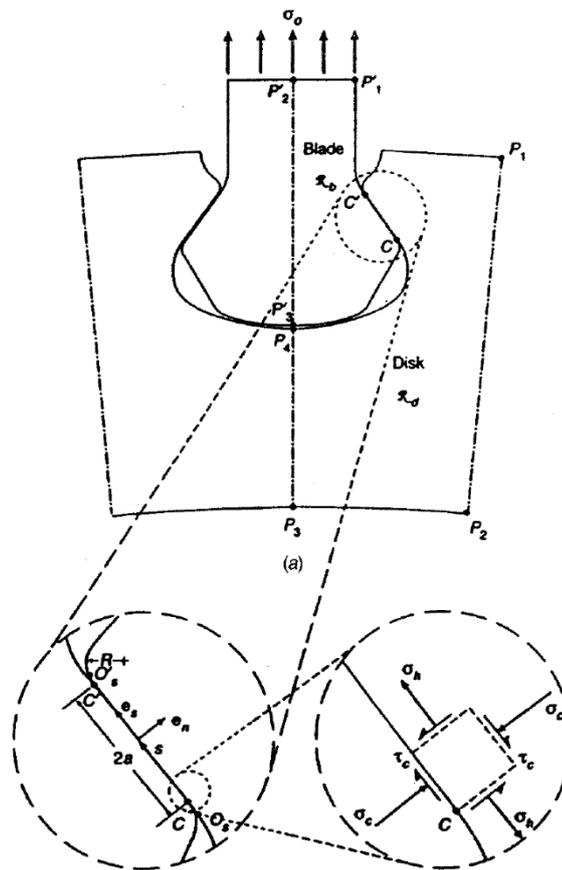


Figura 3.23 – Schematizzazione tensioni agenti tra disco e pala (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002)

di concentrazione delle tensioni. Da ciò deriva che se si è abbastanza lontano dalle zone di concentrazione delle tensioni si possono ottenere risultati accurati con un minore numero di elementi. Lo stesso principio può essere utilizzato per delineare le superfici di taglio ed ottenere risultati accurati nel sotto-modello. Quest'ultimo è l'unico limite della tecnica del *submodeling* e per lo stesso motivo occorre verificare che le superfici di taglio siano adeguatamente distanti dalle zone di concentrazione delle tensioni.

3.3.2 REVIEW DELLA BIBLIOGRAFIA

Sono pochi i casi di studio riportati in bibliografia riguardo al *submodeling* di componenti di turbine a gas in quanto svolti principalmente in ambito aziendale. Tra i più significativi abbiamo gli studi di Sinclair presenti nella *ASME Digital collection* accessibile anche tramite risorse elettroniche del Politecnico. Egli si è dedicato principalmente allo studio dell'attacco pala dei dischi compressore mediante tecnica del *submodeling*: le analisi effettuate riguardano una modellazione fisica del fenomeno per via analitica (Sinclair & Cormier, Contact Stresses in Dovetail

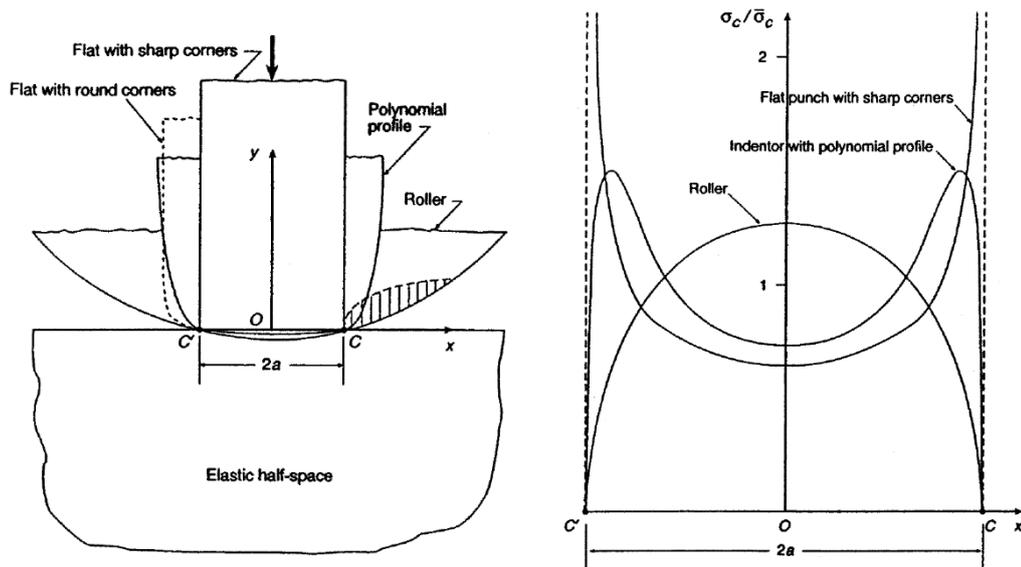


Figura 3.24 – Tensioni normalizzate dovute a pressioni hertziane nel caso di punzone piano, di punzone raccordato e cuscinetto in contatto con una superficie piana (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002)

Attachments: Physical Modeling, 2002), mediante modellazione con metodo FEM 2D (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002) e 3D (Beisheim & Sinclair, 2008). Alcune indicazioni per ridurre i picchi di stress sono state date in un lavoro dedicato alla definizione dei raccordi tra le due parti in contatto (Beisheim & Sinclair, 2008). Nonostante per molti gli stress valutati mediante elementi finiti sono ritenuti singolari nella zona di contatto, gli studi di Sinclair dimostrano che la singolarità è presente solo in caso di zone di contatto non raccordate in entrambe le dimensioni del contatto e che, nel caso di raggi di raccordo molto piccoli, possono raggiungere valori anche 10 volte maggiori della pressione media di contatto.

In Figura 3.23 è visibile come le tensioni scambiate all'attacco pala siano concentrate nel tratto che va dal punto C' a C cioè gli estremi della superficie di contatto. La componente principale è la tensione normale σ_c che è prevalentemente di compressione. Il caso che si presta bene a modellare il fenomeno è quello del contatto tra un punzone e una superficie piana riportato in Figura 3.24: si vede che nel caso di punzone non raccordato la tensione scambiata in direzione normale alla zona di contatto raggiunge valore infinito nei punti C' e C . Raccordando maggiormente il punzone le tensioni tendono a valori finiti e non singolari.

A seguito dei risultati ottenuti, Sinclair suggerisce delle dimensioni degli elementi nella zona di contatto per il *submodel* più rifinito pari a 1% del raggio di raccordo più piccolo tra i due elementi in contatto (Figura 3.25a). La modalità suggerita è quella di eseguire sei simulazioni di cui tre nel modello intero e tre nel sotto-modello, entrambi i gruppi caratterizzati da una mesh

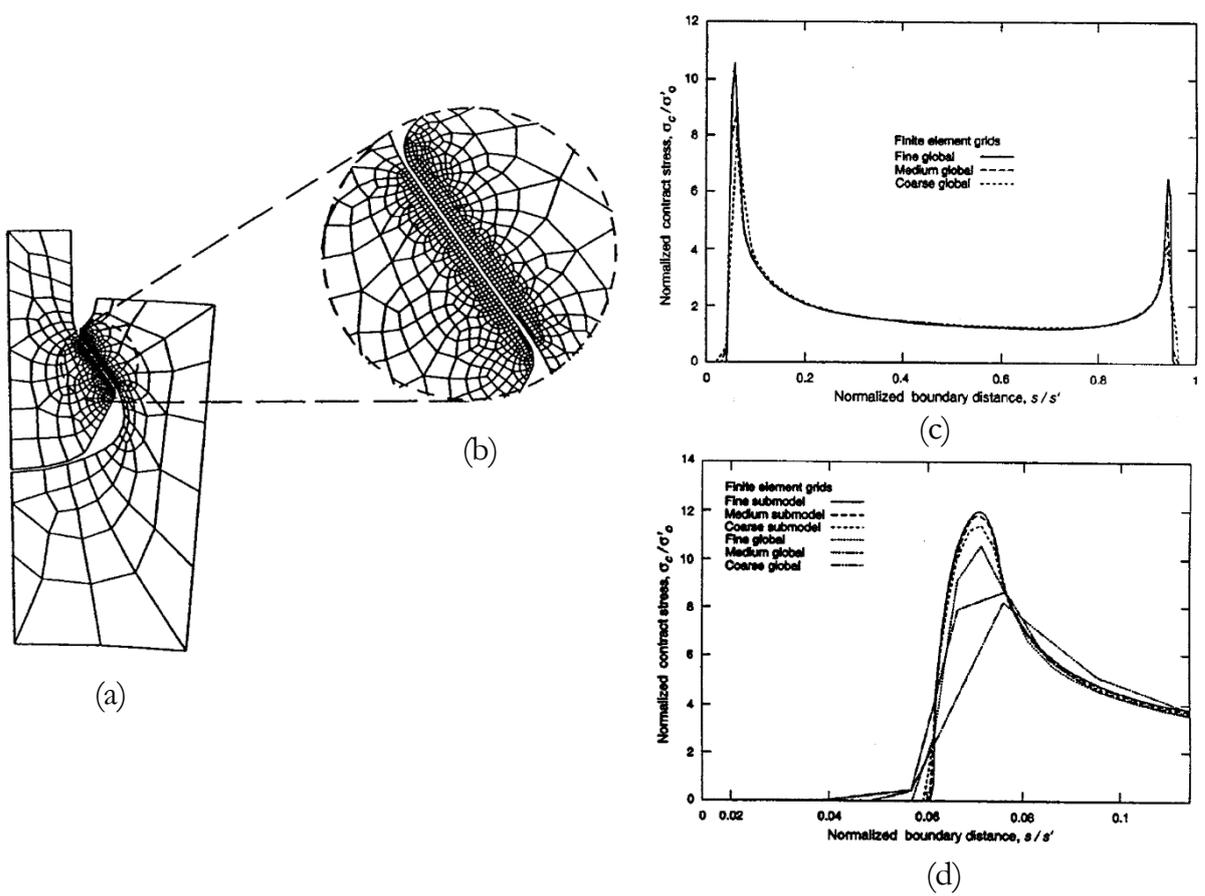


Figura 3.25 – *Submodel* 2D dell’attacco pala (a,b), tensione di contatto normalizzata lungo il contatto C²-C (c) e zoom su uno dei punti estremi del contatto (d) (Sinclair, Cormier, Griffin, & Meda, 2002).

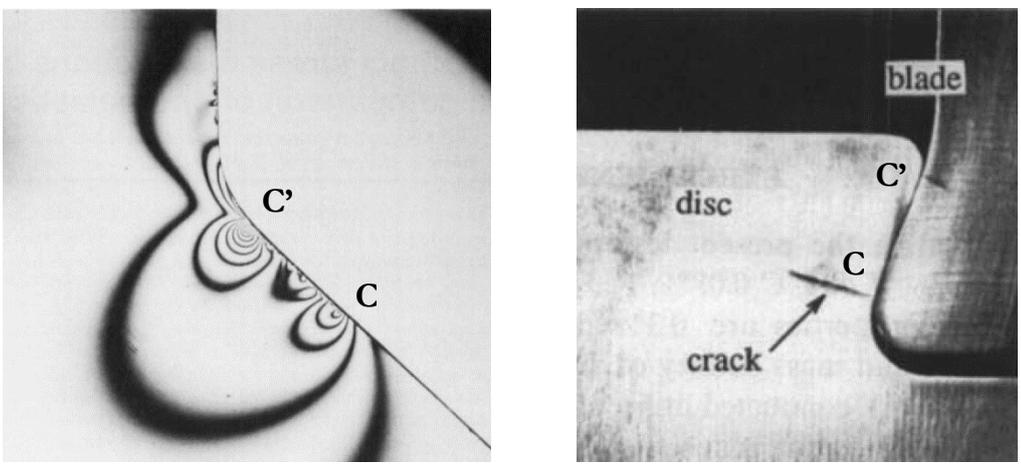


Figura 3.26 – Distribuzione stress di contatto mediante fotoelasticità (Kenny, Patterson, Said, & Aradhya, 1991) e punti di formazione delle cricche (Papanikos & Meguid, 1994)

grossolana, media e fine. I risultati ottenuti da questo studio mostrano che le tensioni negli estremi del contatto raggiungono tensioni fino a 12 volte superiori al valor medio (Figura 3.25c).

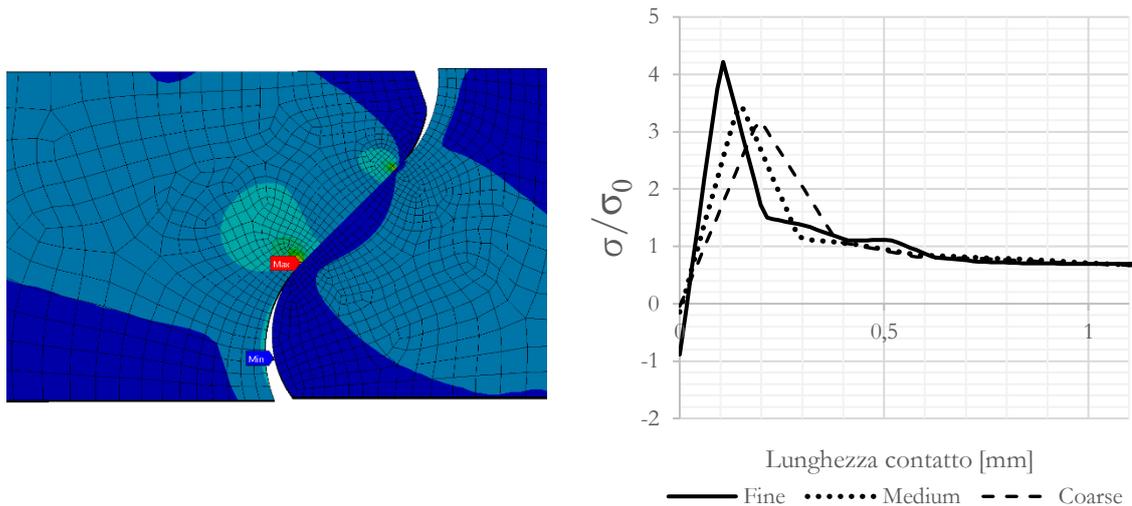


Figura 3.27 – Sotto-modello del contatto tra disco terzo stadio e pala nella zona di maggiore stress

Queste tensioni solitamente non sono problematiche in quanto sono dovute a pressioni herztiane e quindi sono concentrate in una zona molto ristretta. Ciò che si ha nella realtà è la formazione di una zona plastica che provoca un abbassamento delle tensioni. La problematica principale è la possibile formazione di cricche dovute al fenomeno della fatica in seguito al continuo strisciamento⁸ delle due superfici in contatto (Figura 3.26). Questo impone di effettuare verifiche di creazione e propagazione delle cricche nei punti C' e C.

In Figura 3.27 è stato riportato un *submodel* dell'attacco pala del terzo stadio nel contatto con valori di stress più elevati tra gli otto contatti presenti. Come si vede le risorse *hardware* non consentono di raggiungere una finezza della mesh tale da portare a un valore di tensione sufficientemente esatto. Tuttavia, l'andamento conferma quanto dimostrato dalle analisi di Sinclair. È da considerare che i valori sono stati prelevati lungo il contatto (inteso da punto C' a C) ma ad una sezione assiale posta nella mezzeria del disco, invece i valori prelevati nella parte FWD (*forward*) e (*afterward*) del contatto mostrano valori che crescono a dismisura a causa della singolarità dovuta all'assenza di raccordi tra le facce FWD/AFT e aree di contatto del *fir tree* (Figura 3.28a).

Questo è uno dei motivi per cui si è deciso di escludere i valori di tensione presenti agli estremi, in direzione assiale, del contatto in quanto sono valori di picco causati da singolarità.

⁸ *Fretting fatigue.*

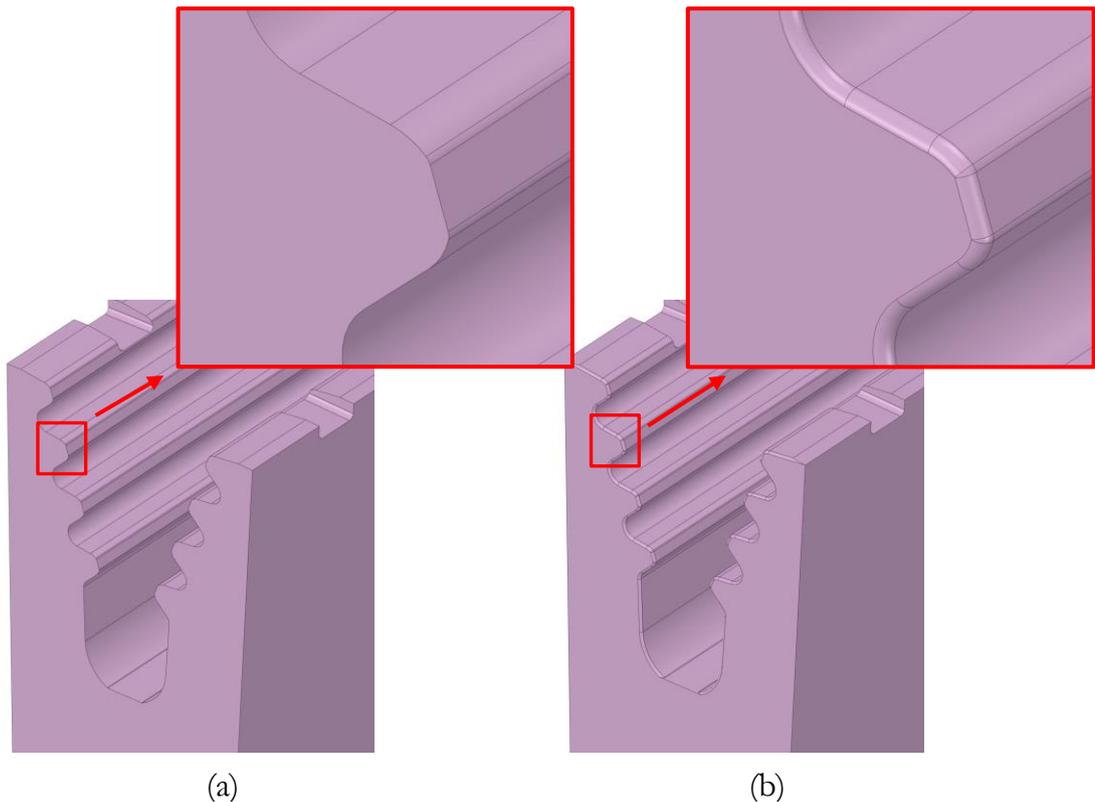


Figura 3.28 – Geometria dell’attacco pala in presenza di singolarità (a) e in assenza di singolarità (b)

Queste ultime si presentano spesso in spigoli vivi caricati a causa delle forze esterne e tipicamente provocano tensioni che tendono a valori infiniti con l’aumentare del numero di elementi della mesh.

Per evitare questi problemi ci sono diverse soluzioni:

- Modifica della geometria (Figura 3.28b) per eliminare spigoli vivi o geometrie problematiche per la mesh.
- Esclusione dei valori nella zona di singolarità.
- Modifica della mesh (se è causata da errori di mesh).
- Modifica dei parametri di contatto (se la singolarità è causata dalle connessioni).

Nel caso in esame si è scelto di escludere i valori di tensione vicini alla singolarità in quanto la prima strada porterebbe a una geometria diversa dai componenti studiati e la mesh, così come i parametri di contatto, è stata ottimizzata nei limiti delle risorse *hardware*.

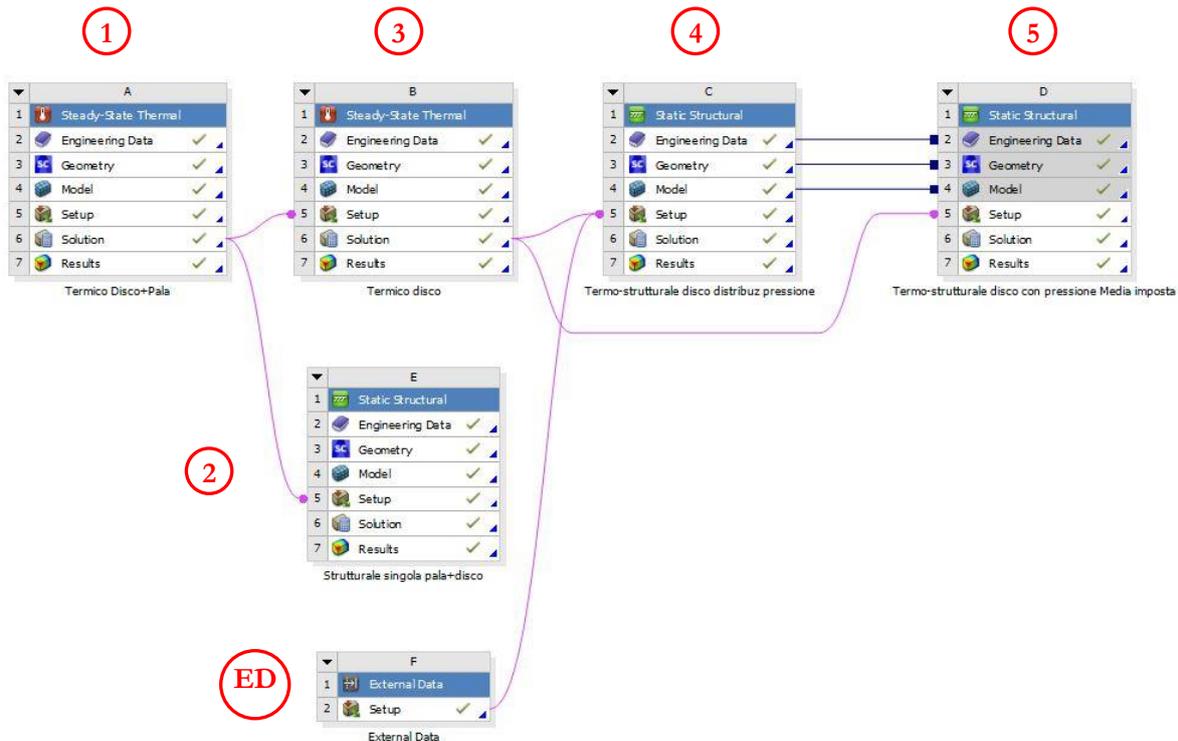


Figura 3.29 – Schema della sequenza di simulazioni in *project schematic* di ANSYS *Workbench*

3.3.3 PROCEDURA ADOTTATA

Per poter calcolare lo stato tensionale del rotore e verificare l'integrità strutturale dei singoli componenti, per ognuno di essi sono state eseguite una serie di simulazioni, riportate in Figura 3.29, nelle condizioni di regime. Noto che le linee fuxia rappresentano il flusso dei risultati, cioè da un output di una simulazione a condizione al contorno della successiva, i passaggi sono i seguenti:

1. Analisi termica in regime stazionario settore piccolo: il modello è un settore del disco che comprende una sola pala in assenza di foro per il passaggio dei tiranti (Figura 3.30a). Si impongono i coefficienti di scambio termico sulle superfici del rotore e sulla pala ottenendo la temperatura del disco risolvendo il problema in simmetria ciclica.
2. Analisi termo-strutturale in regime stazionario: usando la stessa geometria del punto 1 viene importato il campo di temperatura nel problema strutturale e applicando vincoli e carichi agenti si ottiene lo stato tensionale del componente. La geometria del disco presenta due tagli per permettere di salvare la forza per unità di superficie f_{out} scambiata tra le varie parti (Figura 3.30b) in un file excel.
3. Analisi termica in regime stazionario del settore con foro: dall'analisi due viene salvata la distribuzione di forza per unità di superficie f_{out} ma anche il campo temperatura sulle

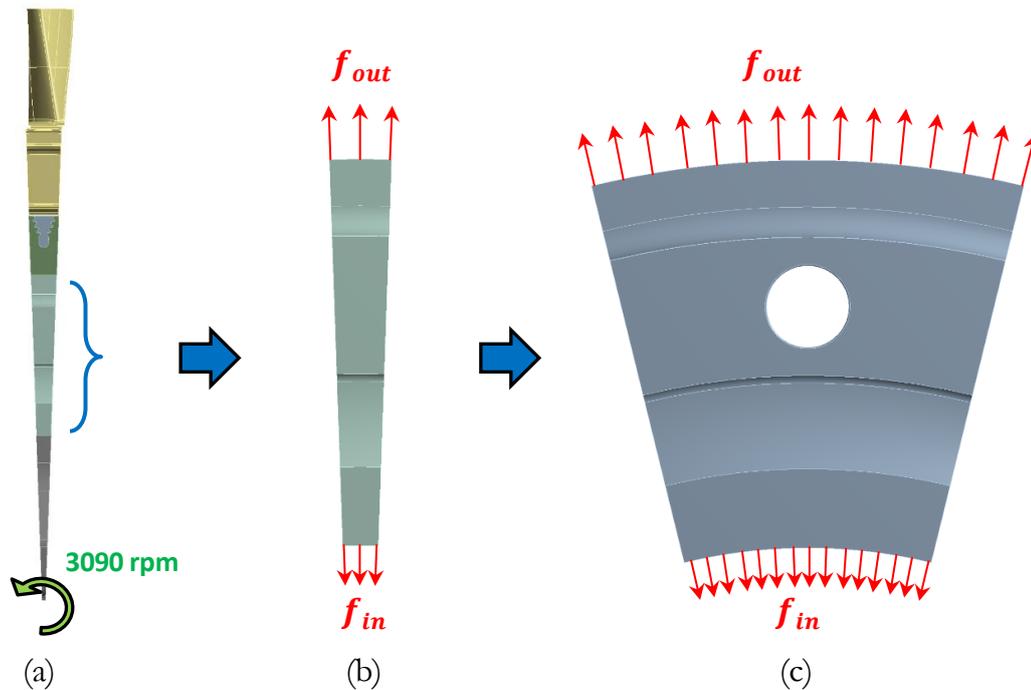


Figura 3.30 – Geometrie utilizzate nelle analisi FEM.

superfici di taglio del disco. Importando tali temperature sette volte (l'angolo è tale che comprende sette cave a pino rovescio) sui tagli della geometria che comprende anche il foro (Figura 3.30c) e applicando i coefficienti di scambio convettivo sulle superfici rimanenti, viene risolto il problema termico ottenendo la distribuzione di temperatura.

4. Analisi termo-strutturale del settore con foro: il campo di temperatura ottenuto al punto 3 viene importato e applicato al componente. Viene inoltre importata la distribuzione di forza sia sulla superficie di taglio interna che esterna tramite *external data* (ED). Questo coincide con l'applicare il carico centrifugo equivalente alle due porzioni di disco escluse. Applicando vincoli e carichi agenti, viene risolto il problema strutturale ricavando lo stato tensionale del componente.
5. Analisi termo-strutturale del settore con foro imponendo la pressione media: si utilizza lo stesso procedimento del punto 4 ma utilizzando il valore medio della distribuzione di forza.

Il vantaggio di tale procedura è che si può affinare la mesh dove necessario senza raggiungere un numero troppo elevato di elementi. Inoltre, estrarre i valori di temperatura e sforzo sulle superfici di taglio permette di ottenere parte delle condizioni a contorno dell'assembly di tutto il rotore con taglio esterno e interno che verrà riportato in dettaglio successivamente. È lapalissiano affermare che per gli *spacer* e gli *stubshaft* tale analisi si riduce ai soli passaggi 1 e 2.

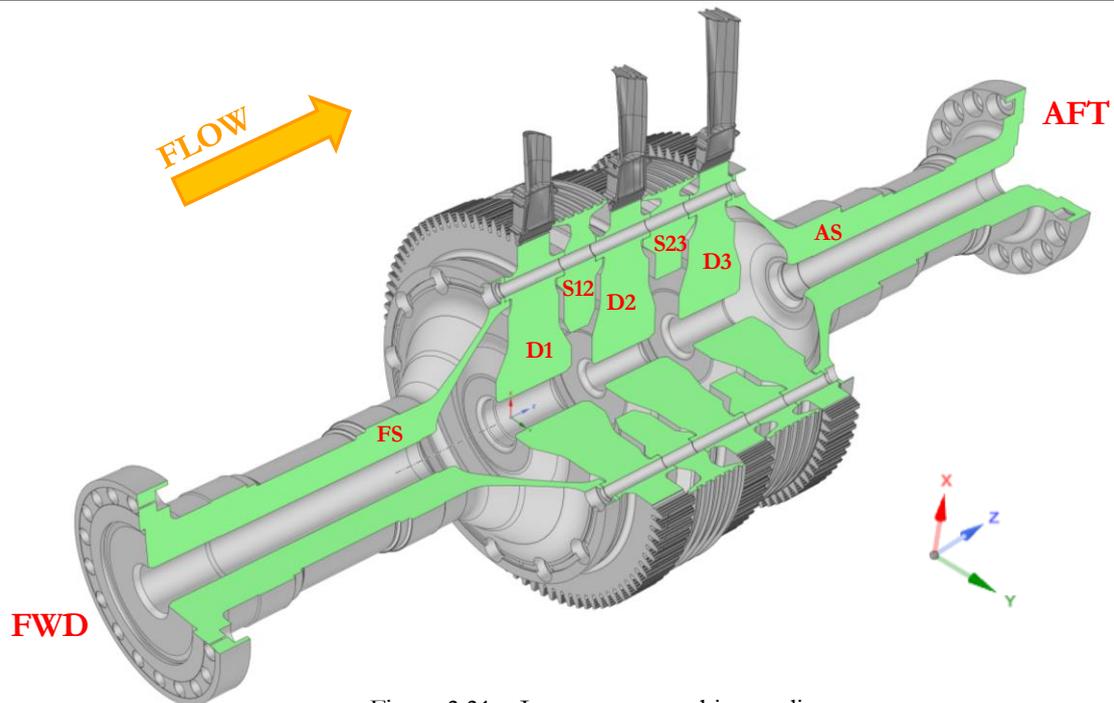


Figura 3.31 – Intero rotore turbina analizzato

3.4 SETUP

3.4.1 SETUP SECONDO DESIGN CRITERIA

In Figura 3.31 è rappresentato l'intero rotore turbina comprensivo di tutte le geometrie analizzate. In particolare abbiamo il *Forward stubshaft* (FS), il disco primo stadio (D1), lo *spacer* tra primo e secondo stadio (S12), il disco secondo stadio (D2), lo *spacer* tra secondo e terzo stadio (S23), il disco terzo stadio (D3) e l'*afterward stubshaft* (AS).

Per rispettare il *Design Criteria* interno è previsto il calcolo di:

- Stress primari: sono le tensioni dovute all'applicazione dei carichi esterni (nel nostro caso i carichi centrifughi).
- Stress primari più secondari: oltre agli stress precedenti va aggiunto il contributo delle forze interne che nel nostro caso sono costituite dai carichi termici, cioè le deformazioni subite a seguito dell'applicazione del campo di temperatura.

Sempre per i criteri di verifica aziendali sono previste le seguenti condizioni a regime:

- I carichi meccanici esterni agenti vanno calcolati a freddo (*cold day*) cioè in assenza di carichi termici.
- La velocità di rotazione di progetto viene amplificata con un *overspeed* del 3%.
- Le temperature del disco devono corrispondere a quelle di regime (*hot day*).

Gli obiettivi sono la verifica statica e a fatica che saranno analizzate nel capitolo 4.

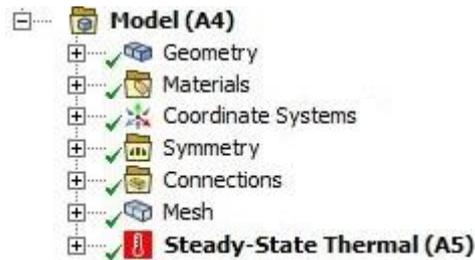


Figura 3.32 - Esempio della struttura ad albero di ANSYS *Mechanical* 19 R3

3.4.2 Setup generali di ANSYS®

Una tipica simulazione in ANSYS® *Mechanical* presenta la struttura ad albero riportata in Figura 3.32. Le principali sezioni sono:

- *Geometry*: La geometria è rappresentata dal file CAD disegnato dall'azienda. In particolare, la geometria va modificata a seconda delle esigenze. Ad esempio, una tecnica molto utilizzata per le turbomacchine è quella di individuare un settore che si ripete ciclicamente intorno all'asse di rotazione. Un esempio è riportato in Figura 3.33a dove, in assenza di fori per i tiranti, il rotore primo stadio può essere visto come la ripetizione, intorno all'asse di rotazione, di 92 parti uguali tra di loro. Tale pratica consente di risparmiare tempo per il calcolo ed evita di saturare le risorse hardware della macchina.
- *Materials*: in questa area vengono richiamati i materiali dalle librerie. I dati sui materiali, come le geometrie, sono stati forniti da *EthosEnergyGroup* che, a seguito di numerose prove ha caratterizzato numerose proprietà dei materiali utilizzati nelle analisi e che sono caricate all'interno del programma. È importante far notare che non è stata assegnata la curva tensione-deformazione elasto-plastica ai materiali ma solo il modulo di Young dunque ANSYS® considera il materiale elastico lineare e quindi il valore reale di tensione verrà calcolato in *post-processing* utilizzando la curva di Neuber.
- *Coordinate Systems*: i sistemi di riferimento sono utilizzati per numerosi scopi all'interno di ANSYS®. Uno in particolare è stato scelto come riferimento per tutte le analisi ed è il sistema di riferimento cilindrico rispetto al quale si definisce la simmetria: è stato scelto con origine sull'asse di rotazione del rotore, con asse z che punta in direzione parallela e concorde al flusso principale e asse x che giace sul piano di simmetria del settore di disco prelevato.
- *Symmetry*: In questa sezione si definisce la simmetria (nel nostro caso ciclica) ed è richiesta l'assegnazione di un sistema di riferimento cilindrico e delle superfici di taglio del settore sicché il software applicherà la condizione al contorno di simmetria ai nodi su tale superficie.

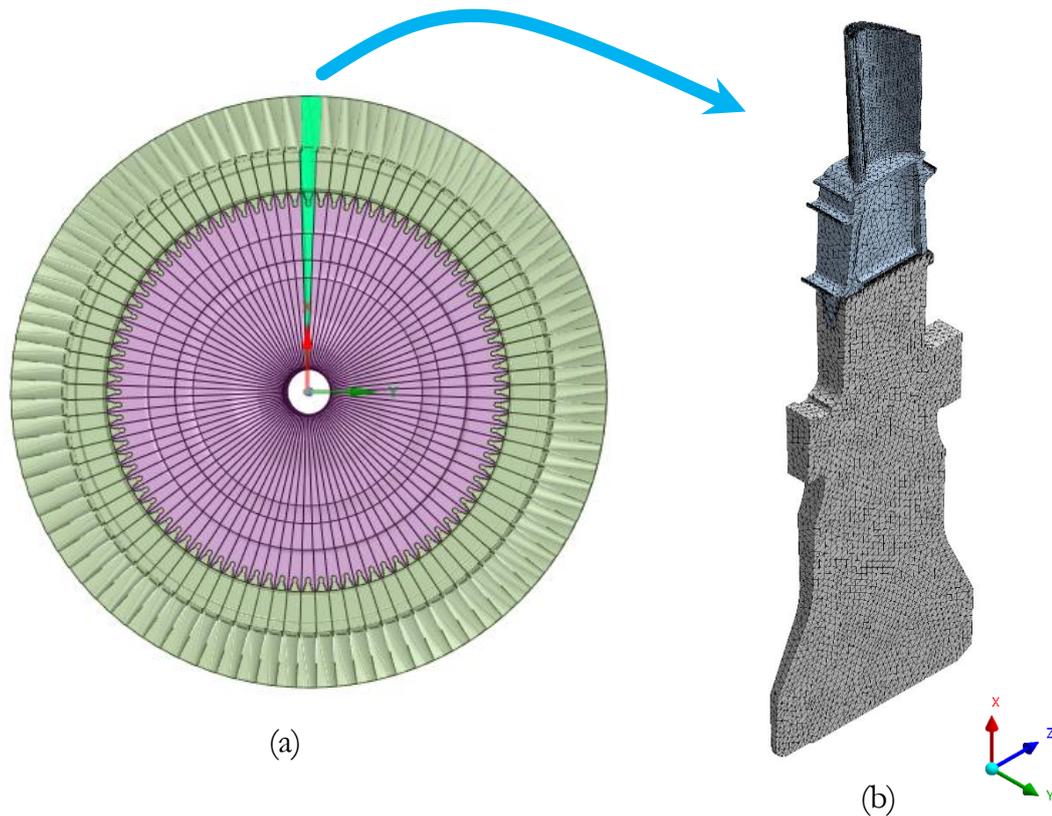


Figura 3.33 – Intero rotore primo stadio in assenza dei fori (a) e settore angolare prelevato (b).

- Connections*: se il sistema è multibody⁹ occorre definire come i vari corpi sono collegati tra di loro. ANSYS® ha varie tipologie di contatto che possono essere definite in base al numero di gradi di libertà vincolati tra i nodi delle superfici a contatto e della presenza o meno dell'attrito. Ad esempio nel collegamento tra pala e disco (Figura 3.34) è stato assegnato il contatto *no separation* che permette lo scorrimento tra le superfici senza attrito ma non il distacco. Questo simula bene le condizioni operative a regime: quando il disco è in rotazione le superfici attive della pala vanno in battuta contro quelle del disco scambiandosi una notevole forza che tiene le superfici in contatto. Siccome l'analisi è a regime, la forza centrifuga è sempre applicata e quindi non vi sono problemi di distacco. L'attrito in queste analisi non viene considerato in quanto è spesso fonte di abbassamento delle tensioni e quindi non considerare l'attrito è sicuramente una strategia più conservativa. Nel caso di analisi termica le connessioni sono indispensabili per il calcolo del calore scambiato per conduzione e la definizione della tipologia di contatto non ha la stessa importanza del problema strutturale.

⁹ Insieme di più corpi solidi uniti tra di loro mediante giunti.

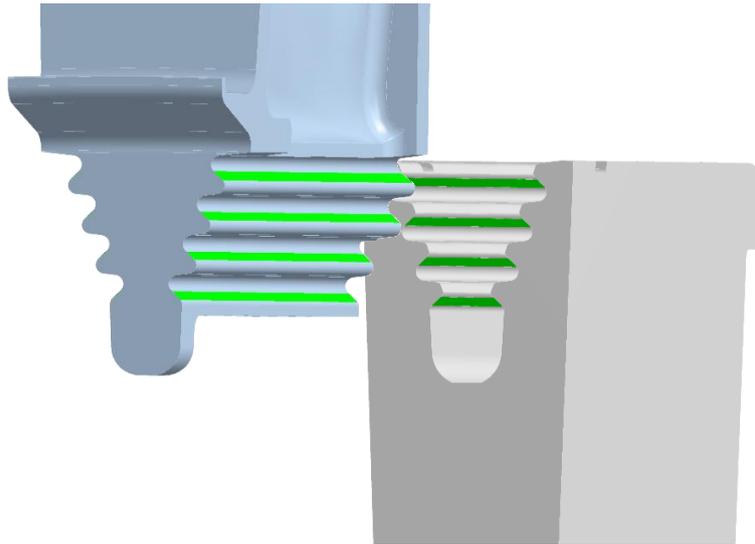


Figura 3.34 – Rappresentazione superfici attive di connessione tra pala e disco

- *Mesh*: è spesso la parte più lunga e complessa di una analisi FEM. Da essa dipende l'accuratezza del risultato che si ottiene e quindi spesso si ricorre a un procedimento iterativo: si utilizza una mesh discreta e si valuta la bontà del risultato; se non vi sono errori (mesh non conformi) si fa convergere la mesh, cioè si affina la mesh nei punti di concentrazione di tensione (almeno quelli di interesse) fin quando, convergendo da valori più bassi, non si apprezzano più sensibili variazioni nel valore di tensione. Non sempre ciò è possibile in quanto dipende dalle risorse *hardware* disponibili: all'aumentare del numero di elementi di una mesh aumentano i nodi e dunque i gradi di libertà dai quali dipende il numero di equazioni che il *software* deve risolvere. Il numero di equazioni incide sulla quantità di RAM richiesta al calcolatore. In ogni caso, ANSYS® presenta molti metodi per il controllo della *Mesh* che non vengono riportati in dettaglio. Un esempio di mesh è riportato in Figura 3.33b. Nel problema analizzato le geometrie importanti sono concentrate tutte sui dischi in quanto sono i componenti critici per la vita dell'intero rotore.
- *Analisi eseguita* (Es. *Steady-state-thermal*): in questa fase è presente il problema matematico specifico che si vuole risolvere. Ogni problema richiede le sue condizioni al contorno e presenta i suoi output caratteristici.
 - Nel caso delle analisi termiche eseguite in questo lavoro di tesi, vanno inseriti i coefficienti di scambio convettivo e le temperature del fluido così come i valori di temperatura del disco laddove sia inserita una condizione al contorno di Dirichlet.
 - Nel caso delle analisi strutturali statiche vanno inseriti i vincoli e la velocità di rotazione del componente (dal quale il software calcola le tensioni).

Un piccolo appunto è di dovere sul calcolo degli sforzi centrifughi: il *software* richiede di inserire la velocità di rotazione in quanto i carichi centrifughi di un continuo in rotazione dipendono dalla distribuzione della massa intorno all'asse di rotazione e assegnare la velocità di rotazione è la scelta migliore in quanto uniforme nello spazio. La forza centrifuga, invece, è funzione della coordinata secondo la seguente espressione:

$$\vec{F}(\vec{r}) = m\omega^2\vec{r}$$

Dove:

- $\vec{F}(\vec{r})$: forza centrifuga in Newton.
- \vec{r} è il raggio vettore che va dall'asse di rotazione al punto ortogonalmente all'asse stesso.
- ω : velocità di rotazione in rad/s
- m : massa in kg
- ρ : densità in kg/m³.

Se si considera un volumetto infinitesimo dV si ha:

$$d\vec{F}(\vec{r}) = \rho\omega^2\vec{r} dV$$

$$\frac{d\vec{F}(\vec{r})}{dV} = \rho\omega^2\vec{r} \quad \left[\frac{N}{m^3} \right]$$

Questo ci dice che la forza centrifuga in ogni punto del componente (ogni volumetto) dipende dal raggio e può essere trattato a tutti gli effetti un campo di forze volumiche. ANSYS® è in grado di calcolare numericamente e in modo automatico le tensioni che consentono l'equilibrio statico del corpo aggiungendo tale contributo alle forze agenti (similmente alla gravità). Questo è anche il motivo per cui si può eseguire una analisi statica anche se è in gioco la velocità di rotazione, poiché viene solo trattata come un contributo di forza aggiuntivo nelle equazioni di equilibrio.

Nelle analisi eseguite la velocità di rotazione considerata è di 3090 rpm nel verso negativo dell'asse z (coincidente con l'asse macchina e concorde al verso del flusso principale) in quanto, come descritto nel paragrafo 3.4 bisogna considerare un *overspeed* del 3% rispetto alla velocità di progetto (pari a 3000).

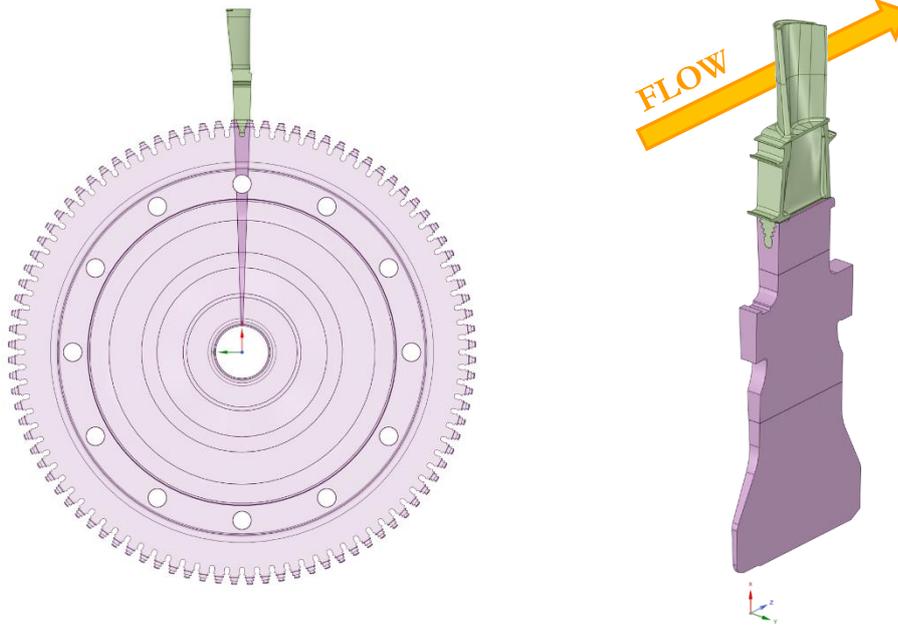


Figura 3.35 – Disco primo stadio e settore con singola pala.

3.5 DISCO PRIMO STADIO

3.5.1 ANALISI TERMICA SETTORE CON PALA

Il modello scelto in ANSYS® è *Steady stat thermal* in quanto è richiesta una analisi in regime stazionario. In linea con la procedura indicata nel paragrafo 3.3.3 la prima analisi richiede di considerare, in simmetria ciclica, un settore di disco che comprenda una sola pala (Figura 3.35). Siccome sono presenti 92 pale il settore considerato spazza un angolo pari a:

$$\theta_1 = \frac{360^\circ}{92} = 3,913^\circ$$

Per poter applicare i coefficienti calcolati al paragrafo 3.2.3 la geometria della pala viene modificata come in Figura 3.36. La pala, a causa della sua geometria, è l'elemento più difficile sul quale costruire la mesh e, inoltre, presenta spesso geometrie che si rivelano inutili ai fini del calcolo strutturale. In Figura 3.36a si vede come siano presenti i rilievi dove vengono applicati i codici e il brand del produttore. Nella Figura 3.36b si vede come tali elementi siano stati eliminati. Inoltre, su *pressure side* e *suction side* della pala sono state effettuate delle suddivisioni della

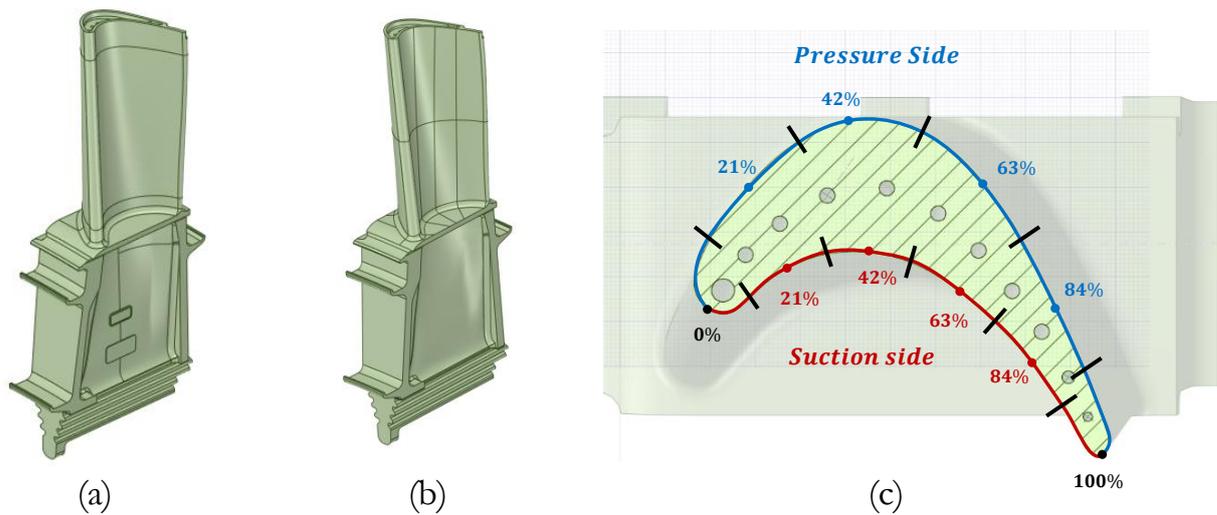


Figura 3.36 – Pala prima (a) e dopo (b) della modifica della geometria e intervalli per applicazione HTC (c):

superficie: questo consente l'applicazione dei coefficienti di scambio secondo il seguente criterio. Nel paragrafo 3.2.3 è stato detto che i coefficienti di scambio sono stati calcolati in alcuni punti (visibili in rosso e in blu in Figura 3.36c). Per poterli applicare a delle superfici sono stati creati degli intervalli (definiti da linee in nero in Figura 3.36c) con al centro il punto dove il coefficiente di scambio termico è stato calcolato. In base a tali intervalli sono state definite delle superfici sia al di sopra della mezzeria della pala (detta *mid*) che al di sotto. Su tali superfici sono stati applicati i rispettivi coefficienti di scambio termico calcolati al centro dell'intervallo.

- Alle superfici nell'intervallo che va dal 50% al 100% dell'altezza della pala sono stati assegnati i coefficienti di scambio termico calcolati al raggio esterno (*tip*).
- Alle superfici nell'intervallo che va dal 0% al 50% dell'altezza della pala sono stati assegnati i coefficienti di scambio termico calcolati nella mezzeria della pala (*mid*).

Applicando i coefficienti di scambio sulla pala nel modo descritto, imponendo le temperature ottenute da *AxStream* (paragrafo 3.2.1) e applicando le restanti condizioni al contorno sul disco (paragrafo 3.2.6) si ottiene per la pala il campo di temperatura visibile in Figura 3.37a. Alla sinistra abbiamo l'ingresso del flusso principale e l'andamento è coerente con diversi studi presenti in bibliografia, innanzitutto perché in una turbina a gas raffreddata con canali interni presenta i più alti valori di temperatura sul bordo di attacco e di uscita del profilo (Amaral & Verstraete, 2009) e il massimo può anche essere presente sul bordo di uscita. Questo accade poiché i canali non hanno la stessa efficacia in termini di quantità di calore prelevato dal flusso principale.

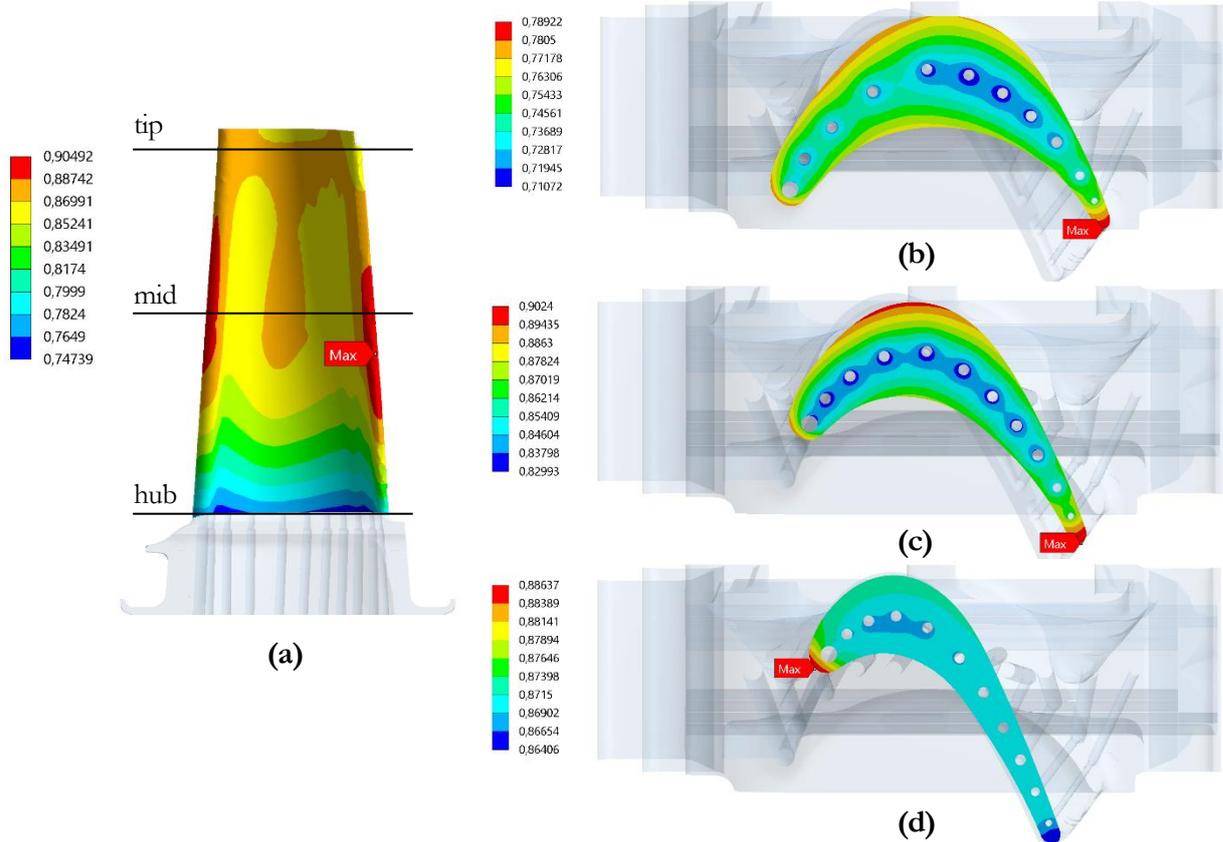


Figura 3.37 – Profilo di temperatura normalizzato lungo la pala (a), su una sezione valutata allo 0% dell'altezza della pala (b), una al 50% dell'altezza della pala (c) e una al 100% dell'altezza della pala (d).

Da Figura 3.37c si osserva come il profilo di temperatura sia simile ad altri risultati presenti in bibliografia come quello in Figura 3.7b: di fatti il canale più vicino al *leading edge* e i due più vicini al *trailing edge* non sono turbolati. Andando dalla base al *tip* della pala si assiste ad un abbattimento dei gradienti (quindi del flusso): questo accade in quanto al *tip* la temperatura delle pareti interne ai canali ha quasi raggiunto la temperatura del flusso di cooling cioè è stato scambiato quasi totalmente il calore tra flusso principale e flusso di cooling.

Il disco resta in ogni caso il focus dell'analisi in quanto per esperienza aziendale si è dimostrato il componente più critico: le pale sono composte di un materiale molto resistente alle alte temperature e hanno un rivestimento che le protegge. I dischi invece sono realizzati in acciaio in lega che ha diverse proprietà adatte al rotore ma ha comunque un limite di resistenza a *creep* più basso. Da Figura 3.38 si può osservare la distribuzione di temperatura nel disco: il disco del primo stadio è soggetto alla parte più calda del flusso principale ed è quindi quello in cui ci si

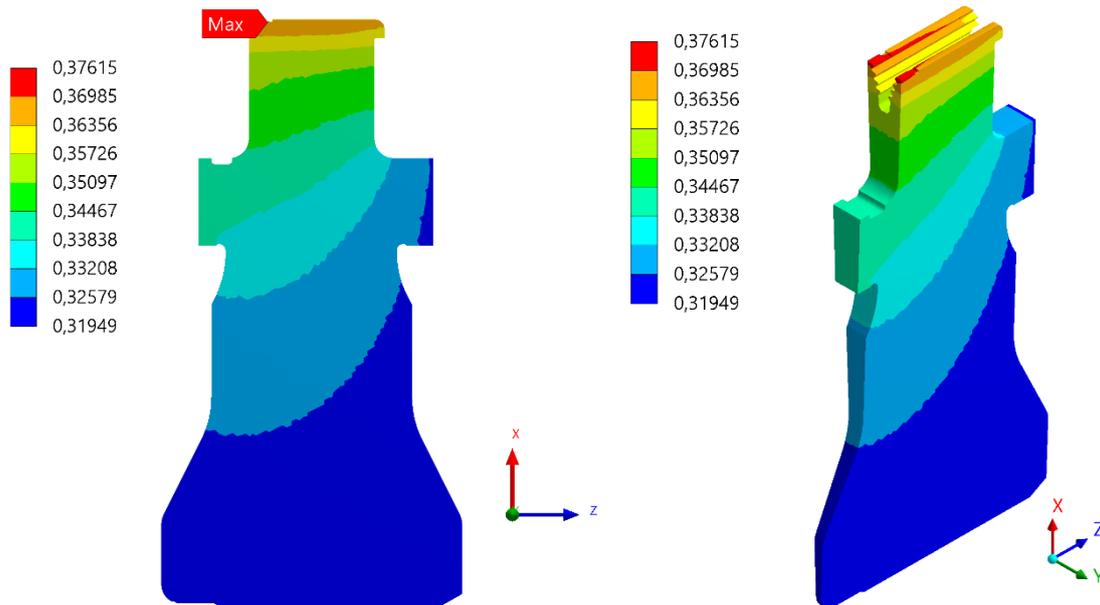


Figura 3.38 – Distribuzione di temperatura normalizzata del disco primo stadio.

aspettano le temperature maggiori. Considerando che la temperatura di uscita compressore ha un valore di temperatura normalizzata pari a 0,344 si può affermare che il flusso secondario è in grado di ottenere un buon raffreddamento del disco.

3.5.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON PALA

Per l'analisi termo-strutturale sono state imposte le condizioni al contorno riportate in Figura 3.39 e sono di seguito descritte:

- Un vincolo di spostamento nullo lungo z è stato imposto sulla faccia del disco nella parte *forward* cioè che va in battuta con il FWD *Stubshaft*.
- Un vincolo di rotazione nulla intorno all'asse z è stato imposto su un segmento parallelo alla direzione radiale nella parte *afterward* del disco.
- Velocità di rotazione intorno all'asse z con verso negativo e pari a 3090 rpm (3% di *overspeed*).
- Condizione di simmetria ciclica imposta sulle facce dove sono stati effettuati i tagli del settore di disco.

Per quanto riguarda le connessioni, sono stati imposti dei contatti *no separation* tra superfici attive di disco e pala e dei contatti di tipo *bonded* nei tagli effettuati per l'esportazione dei risultati nel *sub-model* in quanto essi non devono creare alcun movimento relativo tra le parti ma hanno il solo scopo di far ottenere i carichi equivalenti su tali superfici.

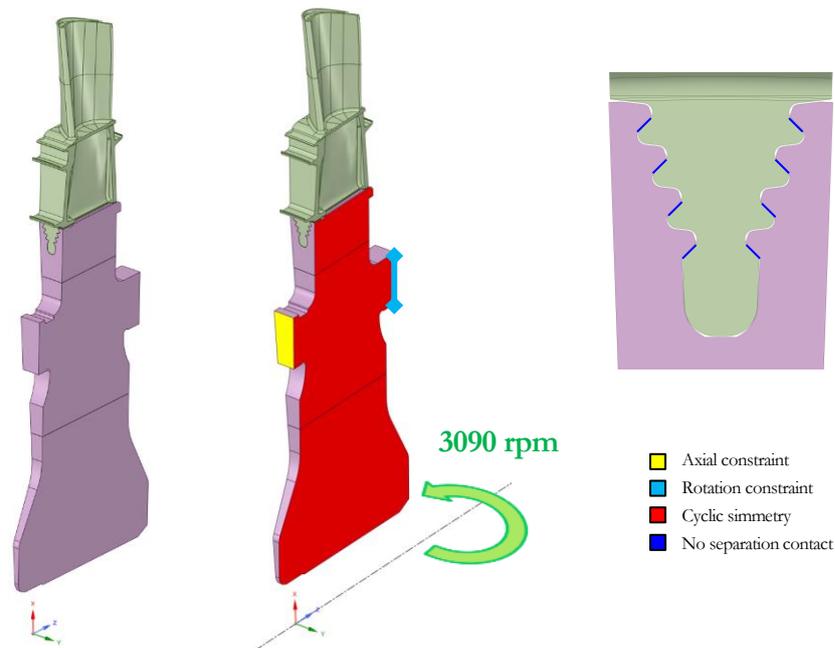


Figura 3.39 - Condizioni al contorno problema strutturale.

Al fine di rispettare i *design criteria* interni è necessario estrarre da ANSYS® la tensione equivalente di Von Mises e la tensione massima principale che verranno utilizzate nel capitolo 4 per la verifica dei componenti. Per motivi di segreto aziendale si definisce un valore di tensione normalizzata secondo la seguente formula:

$$\sigma_{norm} = \frac{\sigma}{\sigma_y(T)} \quad (3.4)$$

Dove:

- σ_{norm} è il valore di tensione normalizzata. Può essere visto come il reciproco del valore del coefficiente di sicurezza.
- σ è a seconda del caso o la tensione di Von Mises o la tensione massima principale.
- $\sigma_y(T)$ è la tensione di snervamento valutata alla temperatura del punto in esame.

Per introdurre tale normalizzazione in ANSYS®, è stata prima ricavata l'equazione della parabola passante per i punti noti della tensione di snervamento in funzione della temperatura, ottenendo:

$$\sigma_y(T) = a \cdot T^2 + b \cdot T + c$$

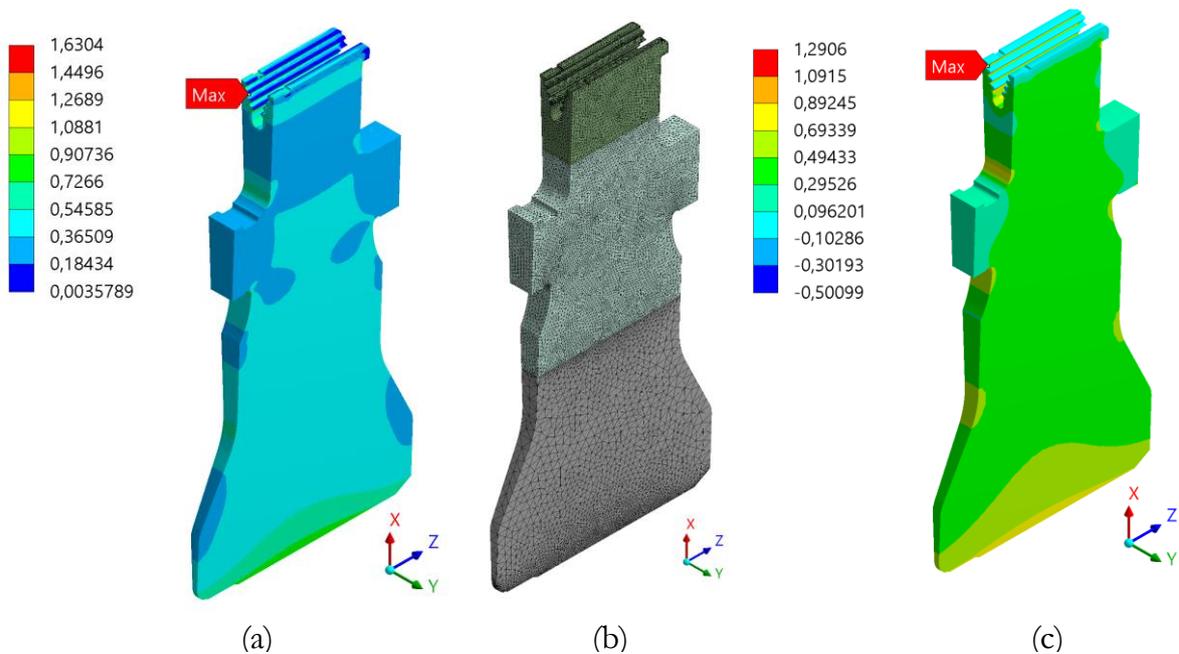


Figura 3.40 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 1.

Dove a, b e c sono le costanti numeriche che definiscono l'andamento della tensione in funzione della temperatura. Il passo successivo è introdurre due *user defined result* che abbiano le seguenti espressioni:

$$\begin{aligned}
 \text{Max principale} &: & S1 / (a * BFE^2 + b * BFE + c) \\
 \text{Von Mises} &: & SEQV / (a * BFE^2 + b * BFE + c)
 \end{aligned}$$

Dove a, b e c sono le costanti numeriche prima descritte e i cui valori sono nascosti per motivi di segreto aziendale. S1 e SEQV sono le espressioni con le quali in ANSYS® si richiamano rispettivamente lo stress massimo principale e la tensione equivalente di Von Mises, mentre BFE è l'espressione che richiama la temperatura del componente.

Dalla figura Figura 3.40b si nota come la mesh sia stata rifinita nei punti di interesse con particolare attenzione alle connessioni *bonded* dove gli elementi delle superfici a contatto devono avere i loro nodi nelle stesse posizioni spaziali per ottenere un carico equivalente esportato che sia corretto.

I valori massimi di tensione massima principale e di Von Mises sono sì presenti sul *fir tree* (attacco pala) ma in solo pochi elementi a causa della singolarità di cui si è parlato nel paragrafo 3.3.3. Figura 1.5

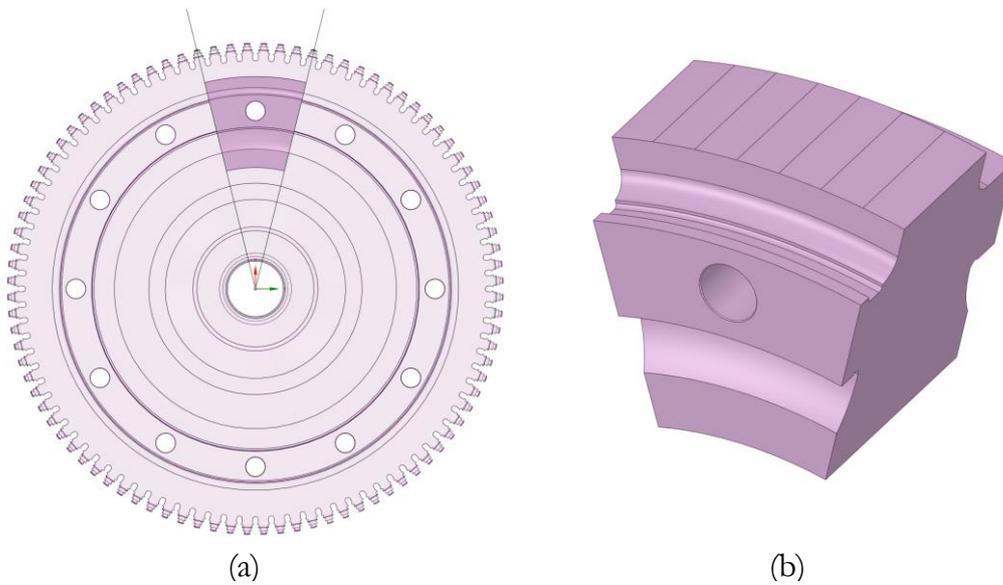


Figura 3.41 – Settore con foro Disco 1 (a) e geometria utilizzata per le analisi (b).

3.5.3 ANALISI TERMICA SETTORE CON FORO

Per tenere conto dell'influenza del foro passante nell'analisi termica e strutturale, si passa ad analizzare un settore che comprende sette cave *fir tree* e il foro (Figura 3.41a). L'angolo spazzato è pari a:

$$\theta_{1L} = 360 \cdot \frac{7}{92} = 27,391^\circ$$

Nonostante i tiranti siano 12 si nota che il settore tagliato copre un angolo che moltiplicato per 12 non risulta essere pari a 360 gradi cioè non forma un angolo pieno. Questo è dovuto al fatto che 360 non è un multiplo del numero di pale. ANSYS® è in grado comunque di includere la simmetria ciclica nell'analisi del problema.

I tagli presenti invece al raggio interno ed esterno invece sono effettuati per importare i carichi termici e meccanici dall'analisi del settore piccolo con pala. La geometria viene modificata ulteriormente come in Figura 3.41b creando 7 divisioni sulle superfici dove vengono importati i carichi termici e meccanici tramite *external data* con la tecnica del *submodeling*.

Le condizioni a contorno sono le stesse utilizzate per l'analisi del settore più piccolo tranne che per i tagli al raggio interno ed esterno dove non vi sono delle connessioni bensì una condizione di Dirichlet ottenuta importando la temperatura dal taglio effettuato sul settore piccolo (Figura 3.42) e ripetendo tale profilo per le sette superfici create, nonché per il taglio effettuato al raggio interno.

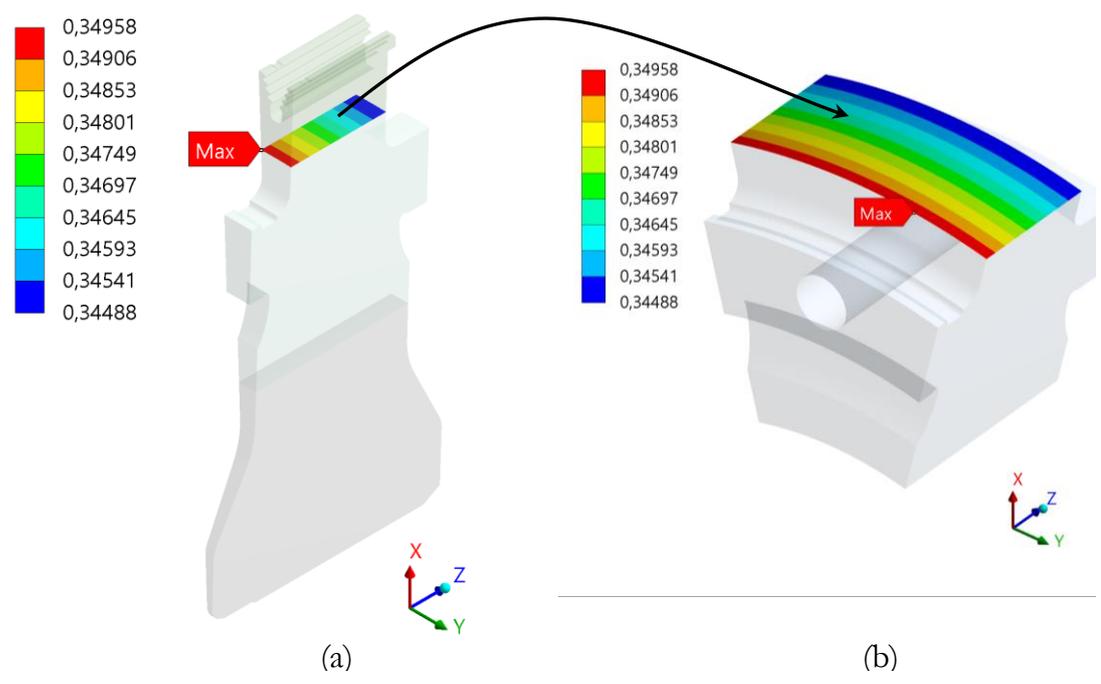


Figura 3.42 – Importazione temperatura normalizzata da settore con pala (a) a disco con foro (b).

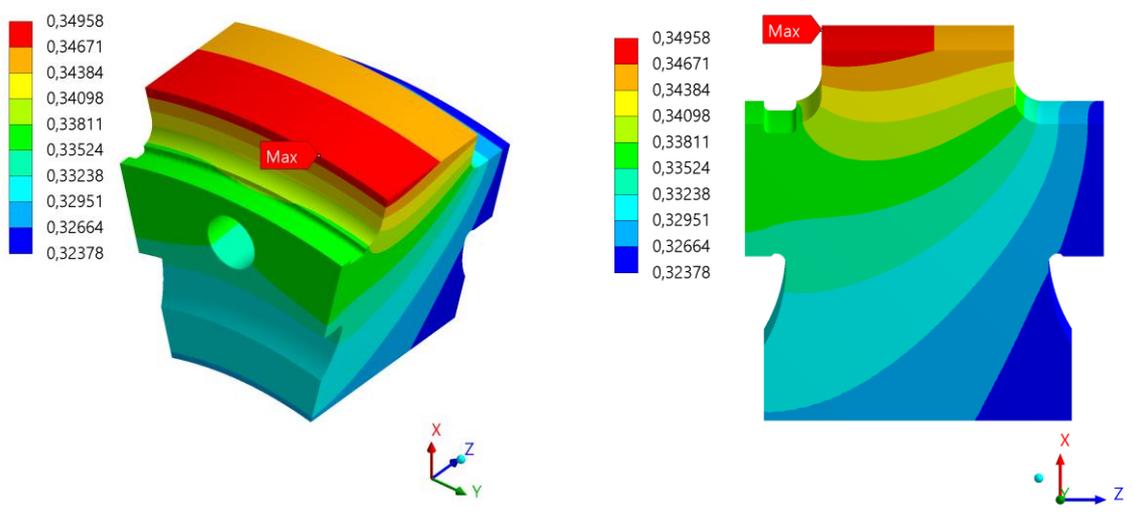


Figura 3.43 – Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco primo stadio.

In Figura 3.43 è stato riportato il profilo di temperatura normalizzato. Si vede come la parte più calda sia nella parte FWD e in alto in quanto rappresenta la parte più vicina alla pala e ai gas combusti.

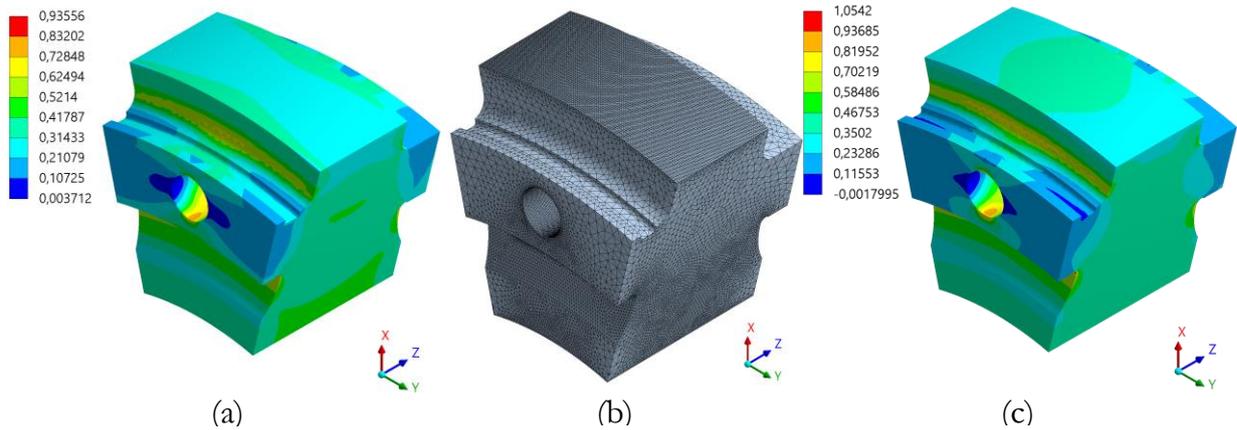


Figura 3.44 – Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).

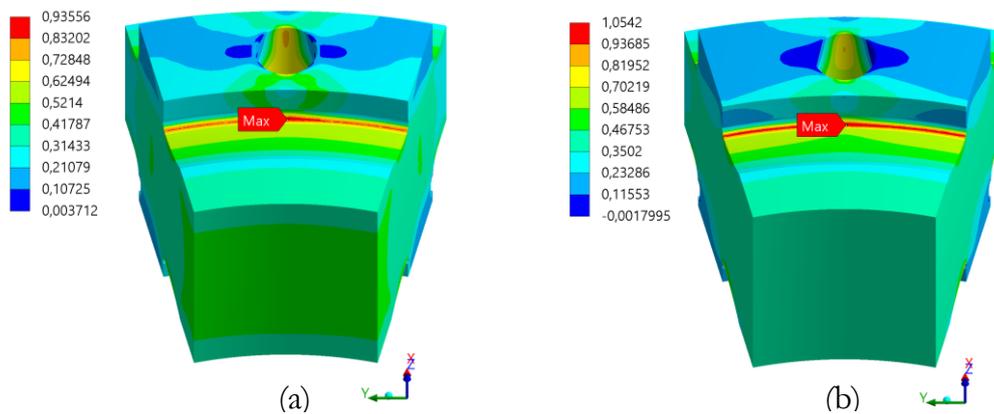


Figura 3.45 – Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).

3.5.4 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON FORO

In Figura 3.45b è riportata la mesh utilizzata per il calcolo degli stress: è stata rifinita nei punti di applicazione dei carichi equivalenti alle porzioni di disco escluse, nel foro passante per i tiranti e nei raccordi (detti *armpiti*) presenti al di sotto delle due superfici di appoggio del disco con gli altri componenti. I carichi meccanici vengono importati similmente ai carichi termici (Figura 3.42). Si ha inoltre, sempre un vincolo allo spostamento assiale sulla faccia di appoggio nella parte FWD, un vincolo alla rotazione applicato ad un segmento radiale nella parte AFT e la velocità di rotazione imposta pari a 3090. I valori massimi si registrano al di sotto della *armpit* nella parte AFT del disco e in prossimità del foro passante (Figura 3.45). Questo accade perché vi è l'amplificazione delle tensioni dovuta sia al raccordo che al foro passante. Tuttavia questi valori non sono realistici in quanto manca il contributo di amplificazione dato dall'interferenza di montaggio con gli altri componenti che verrà analizzata successivamente.

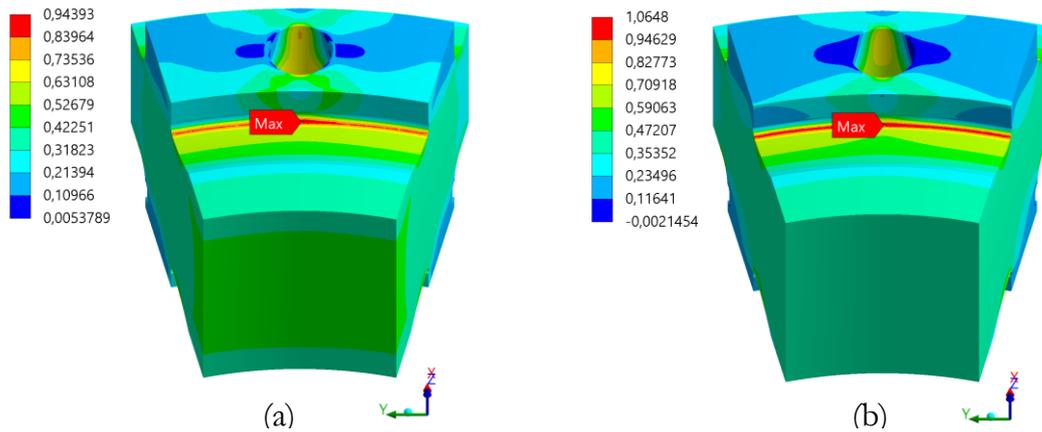


Figura 3.46 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b) ottenute importando il valore medio della distribuzione degli sforzi al raggio interno ed esterno.

Oltre all'analisi con l'importazione dei carichi meccanici, viene eseguita anche una simulazione applicando il valor medio della distribuzione sulla superficie per valutare lo scostamento nel valore delle tensioni. I valori di tensione di Von Mises normalizzata e di tensione massima principale normalizzata sono riportati in Figura 3.46. Si può notare che l'errore è poco più di 1% in eccesso, quindi usare il valore medio è una soluzione più conservativa.

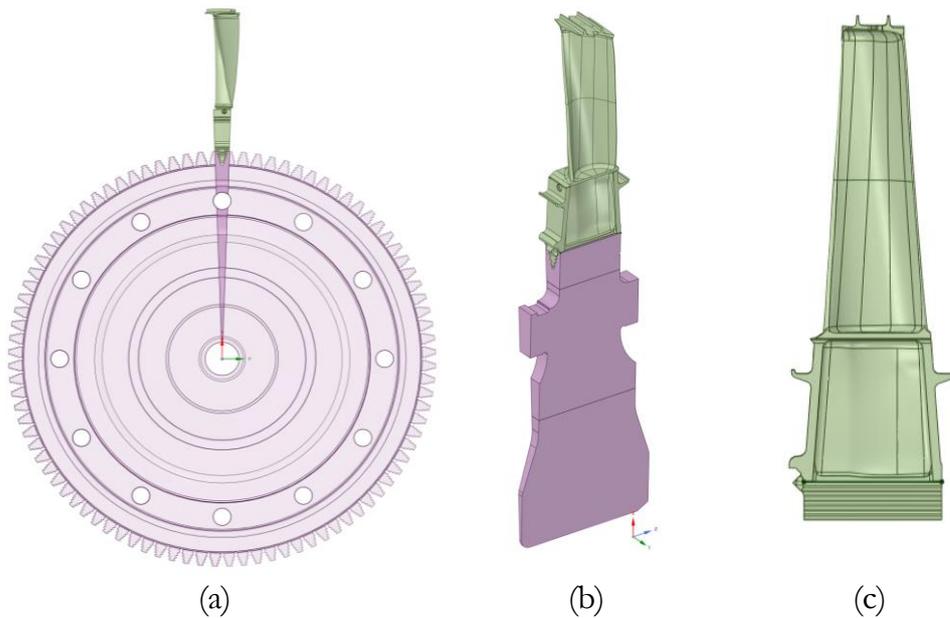


Figura 3.47 – Settore del disco 2 con pala considerato (a,b) e geometria modificata della pala (c)

3.6 DISCO SECONDO STADIO

3.6.1 ANALISI TERMICA SETTORE CON PALA

Anche il disco secondo stadio possiede 92 pale quindi il settore senza foro considerato copre un angolo pari a:

$$\theta_2 = \frac{360^\circ}{92} = 3,913^\circ$$

Tale settore è riportato in Figura 3.47b. Per condurre l'analisi termica sono state seguite le stesse procedure descritte per il disco primo stadio. La geometria è stata modificata come in Figura 3.47c per consentire di applicare i coefficienti di scambio lungo il *suction side* e il *pressure side*.

In Figura 3.48 sono riportati tutti i profili di temperatura interessanti della geometria. Si nota come la pala sia ovviamente più fredda rispetto al primo stadio e conseguentemente anche il disco. La pala del secondo stadio è raffreddata internamente da 6 canali lisci e si può vedere come il profilo si appiattisce al *tip* della pala in quanto il calore è stato quasi totalmente scambiato.

Per quanto riguarda il disco il massimo di temperatura si sposta nella parte AFT del disco ma sempre sull'attacco pala.

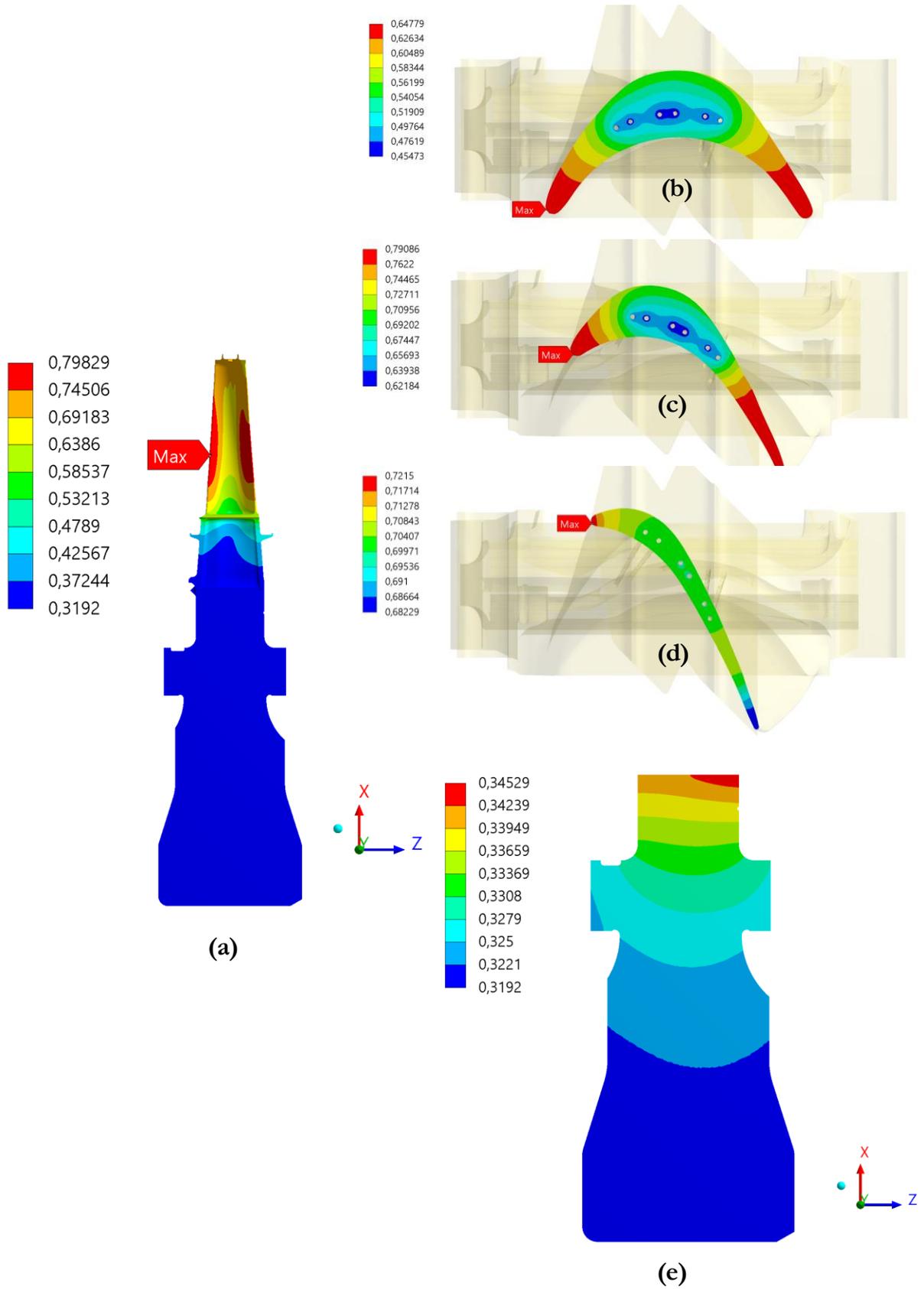


Figura 3.48 – Distribuzione di temperatura su disco e pala (a), alla base della pala (b), a metà altezza della pala (c), al 100% dell'altezza della pala (d) e sul disco (e).

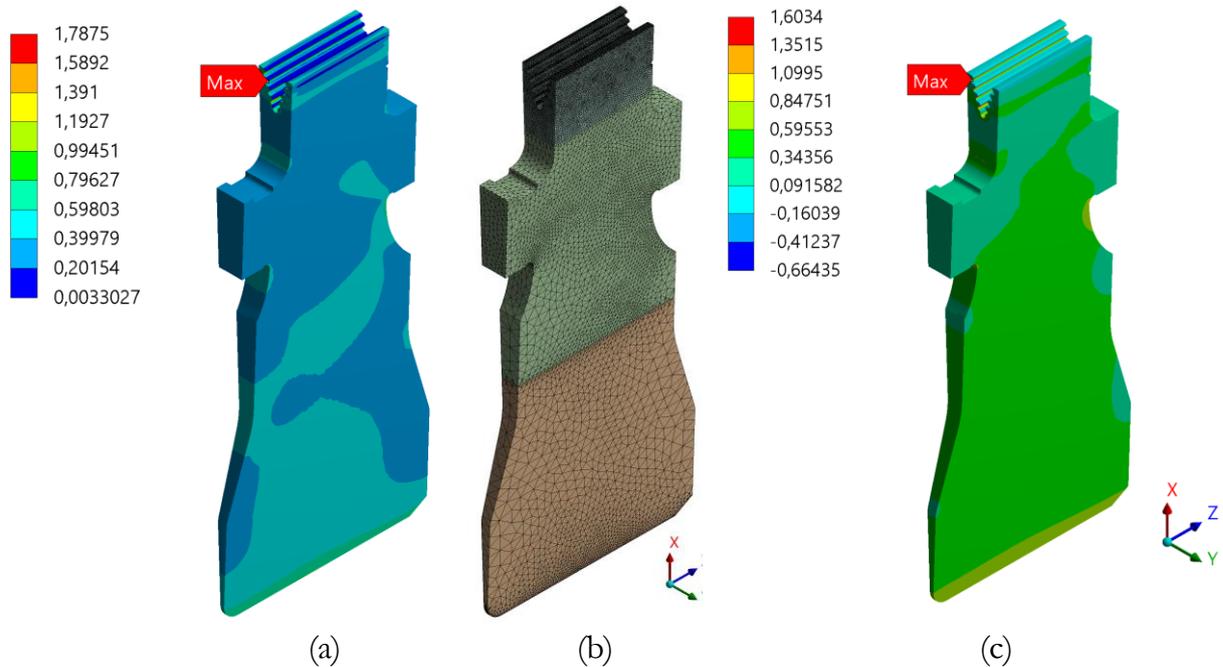


Figura 3.49 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 2.

3.6.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON PALA

Anche l'analisi termo-strutturale del secondo stadio è condotta in modo simile al primo stadio. Il vincolo allo spostamento assiale è imposto sulla faccia nella parte FWD che va in battuta con lo *spacer* posto tra primo e secondo stadio. Si precisa che nella analisi condotte i vincoli sono posti solo per evitare di ottenere moto rigido provocando l'interruzione della simulazione prima del risultato: lo scopo delle analisi è ottenere la deformazione e le tensioni che il disco subisce solo a causa dei carichi centrifughi e essendo la geometria a simmetria cilindrica i carichi a regime sono equilibrati. Le vere interazioni tra componenti saranno analizzate nell'assieme del rotore.

In Figura 3.49b è riportata la mesh utilizzata per il calcolo delle tensioni: è stata particolarmente affinata nella zona dell'attacco pala, del foro centrale e raccordi al di sotto delle superfici di appoggio tra disco e *spacers*. I valori di tensione massima principale e di tensione di Von Mises massimi sono concentrati su pochi elementi nelle zone di singolarità del *fir tree*.

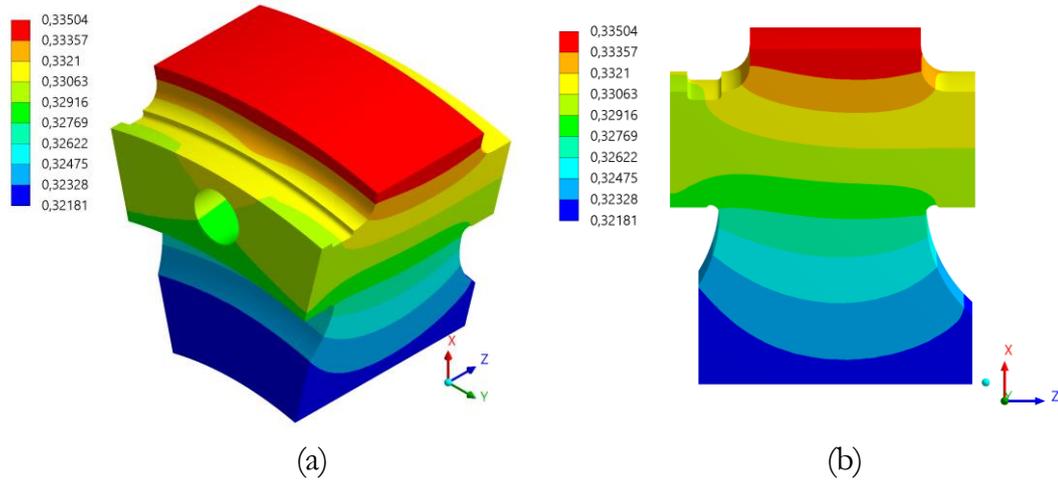


Figura 3.50 - Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco secondo stadio.

3.6.3 ANALISI TERMICA SETTORE CON FORO

Il settore analizzato copre lo stesso angolo del primo stadio in quanto il numero di pale, quindi di cave, resta invariato. Tale angolo è pari a:

$$\theta_{2L} = 360 \cdot \frac{7}{92} = 27,391^\circ$$

Importando i carichi termici dal settore piccolo sulle superfici di taglio al raggio esterno e raggio interno e i coefficienti di scambio sulle restanti superfici, si ottiene il profilo di temperatura riportato in Figura 3.50. Le temperature sono leggermente più basse rispetto al disco 1 ma è comunque raffreddato dal flusso secondario su tutte le superfici e quindi non presenta particolari criticità.

3.6.4 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON FORO

Il setup è lo stesso adottato sul disco 2 e i risultati sono riportati in pagina successiva. I valori di tensione sono al di sotto della tensione di snervamento eccetto le tensioni nel raccordo inferiore posto nella parte AFT. Tuttavia viene rimarcato che questi raccordi vengono maggiormente caricati a causa dell'interferenza tra dischi e verrà valutato successivamente tale aspetto.

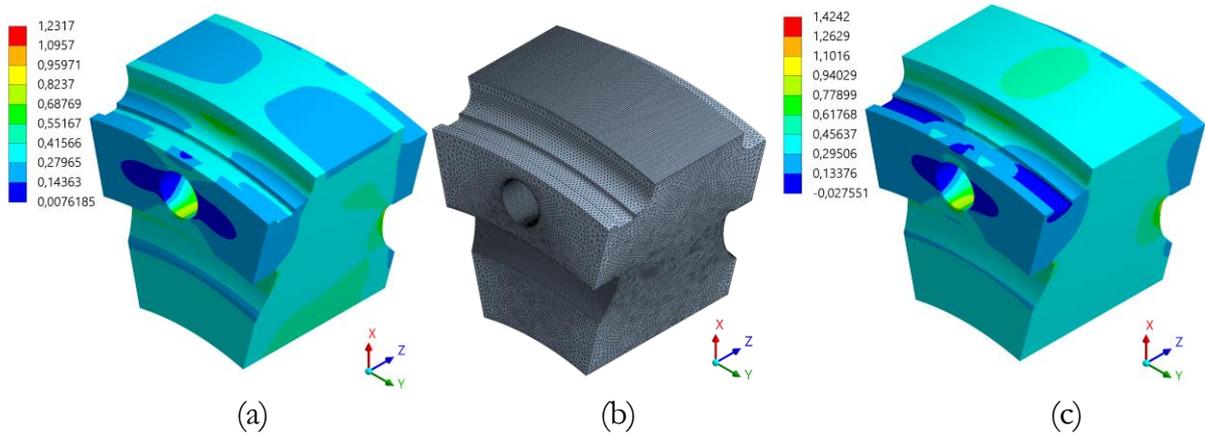


Figura 3.51 - Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).

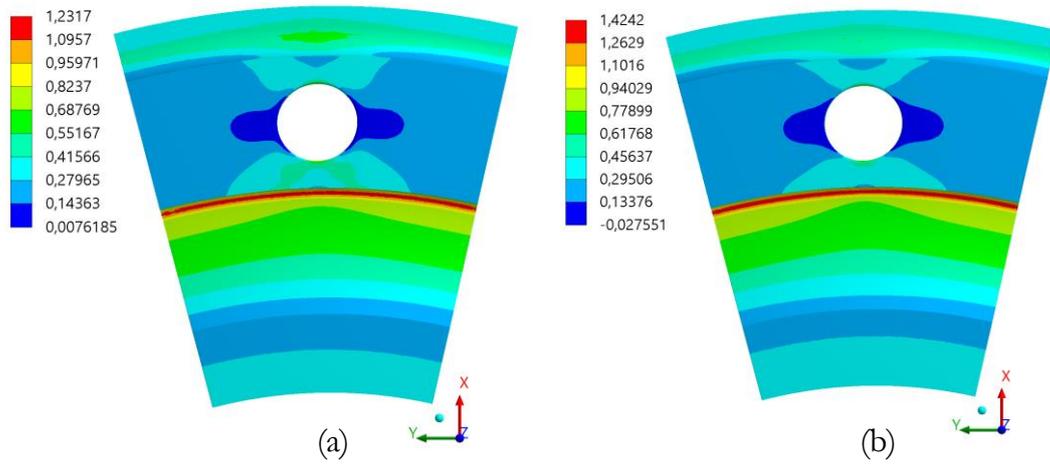


Figura 3.52 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).

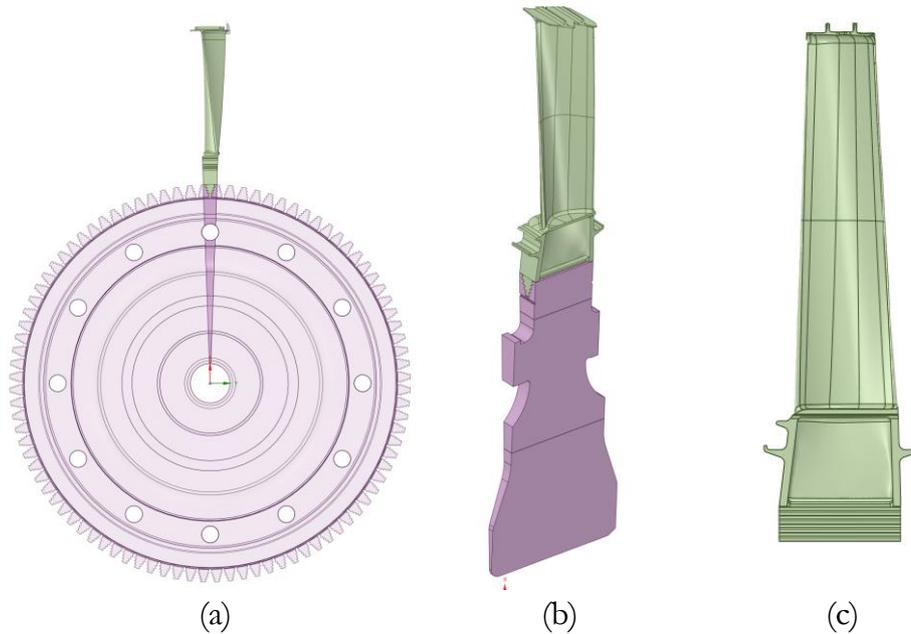


Figura 3.53 - Settore del disco 3 con pala considerato (a,b) e geometria modificata della pala (c)

3.7 DISCO TERZO STADIO

3.7.1 ANALISI TERMICA SETTORE CON PALA

Il terzo disco presenta anch'esso 92 pale quindi viene ritagliato un settore di disco (Figura 3.53b) di angolo pari a:

$$\theta_3 = \frac{360^\circ}{92} = 3,913^\circ$$

La pala viene modificata come in Figura 3.53c per poter applicare i coefficienti di scambio termico e il profilo di temperatura parabolico ricavato da analisi *AxStream*. Imponendo la simmetria ciclica e i coefficienti di scambio sulle altre superfici del disco si ottiene il risultato riportato a pagina seguente: si nota subito la presenza di un flusso molto freddo (relativamente alle altre temperature) nella parte AFT che consiste dell'aria proveniente dall'estrazione effettuata al quinto stadio di compressione. La pala non è raffreddata da canali interni e presenta quindi bassi gradienti sezione per sezione e quindi una temperatura più omogenea nella parte interna. Infine, a causa dell'assenza di canali non presenta i tipici picchi di temperatura sia al bordo di attacco che al bordo di uscita della pala, bensì solo a quello di attacco.

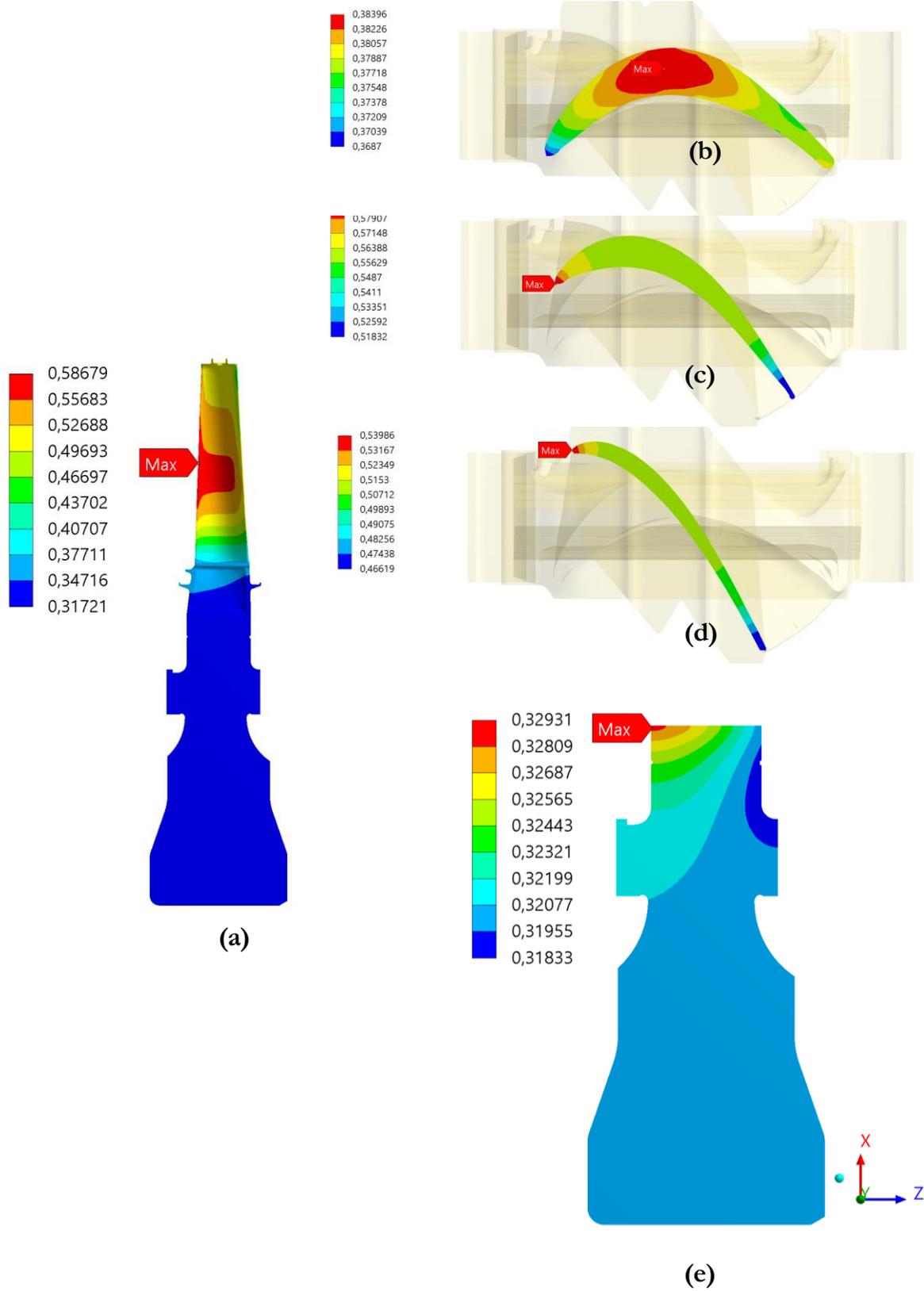


Figura 3.54 – Distribuzione di temperatura su disco e pala (a), alla base della pala (b), a metà altezza della pala (c), al 100% dell'altezza della pala (d) e sul disco (e).

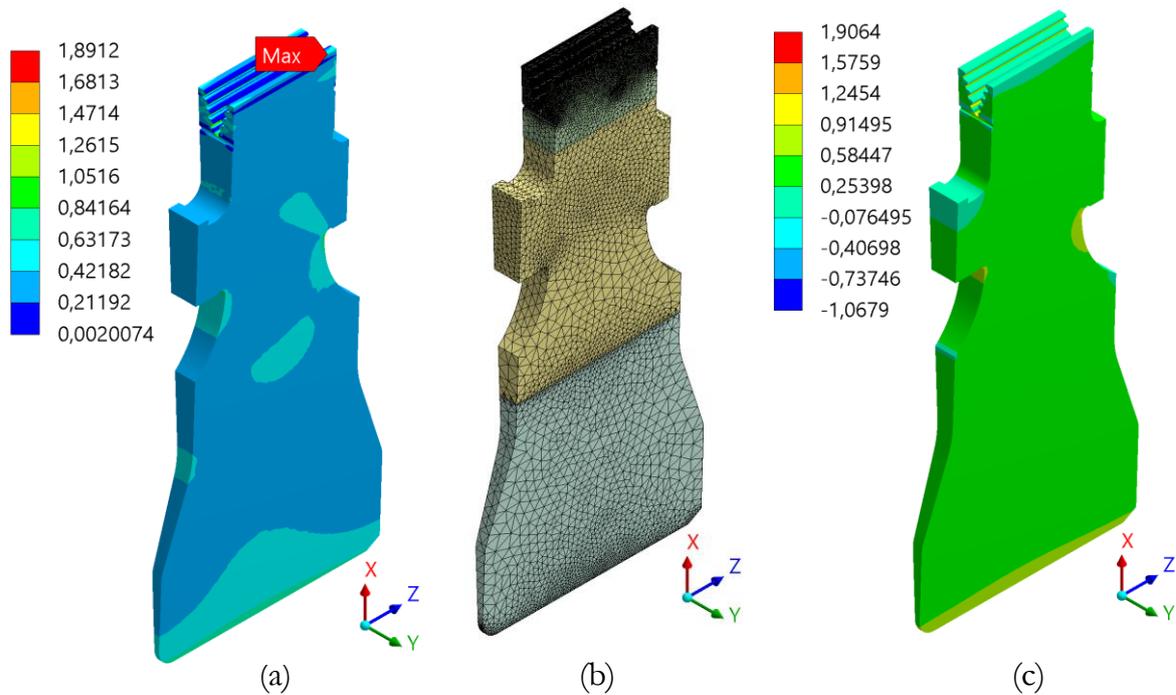


Figura 3.55 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c) nel disco 3.

3.7.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON PALA

Nonostante le dimensioni delle pale siano diverse, la forza centrifuga applicata dalle pale ai rispettivi dischi è quasi equivalente in quanto la massa e la quota radiale del baricentro delle pale è molto simile nei tre stadi. La differenza tra lo stato tensionale non è quindi imputabile totalmente alla differenza tra le pale.

In Figura 3.55 è riportato lo stato tensionale del componente che non presenta nel suo complesso molte differenze con i precedenti stadi. I valori di picco si osservano sull'attacco pala ma solo su pochissimi elementi e sono quindi causati dalle singolarità descritte nel paragrafo 3.3.3.

Le geometrie critiche vengono analizzate nel dettaglio successivamente.

3.7.3 ANALISI TERMICA SETTORE CON FORO

Conducendo l'analisi e l'importazione dei carichi termici similmente al disco 2 si ottiene il campo di temperature visibile in Figura 3.56. A differenza dei precedenti dischi il minimo non è situato al raggio interno ma nella parte superiore. La differenza tra valore minimo e massimo non è notevole dunque non ci sono elevati gradienti.

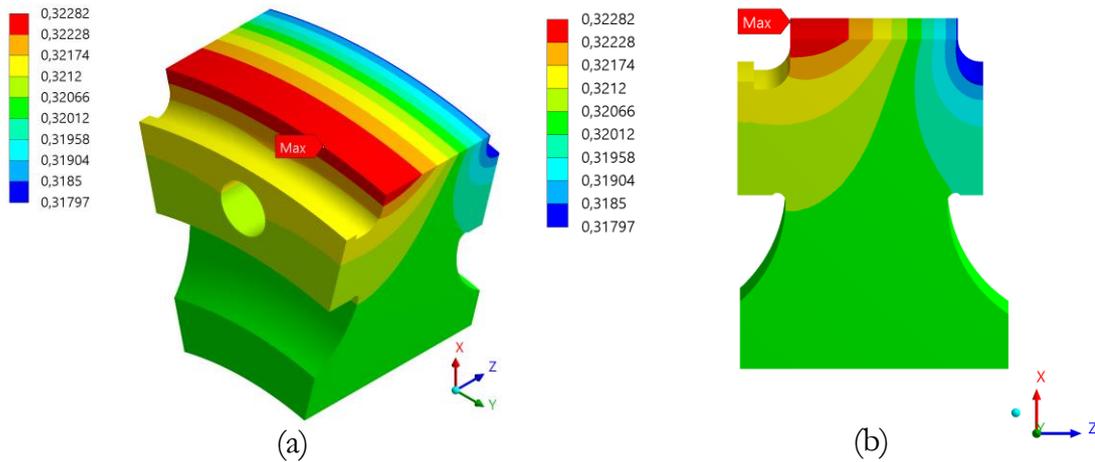


Figura 3.56 - Temperatura normalizzata nel settore con foro del disco terzo stadio.

Il settore di disco analizzato ha la stessa apertura angolare degli stadi precedenti, pari a:

$$\theta_{3L} = 360 \cdot \frac{7}{92} = 27,391^\circ$$

3.7.4 ANALISI TERMO-STRUTTURALE SETTORE CON FORO

Importando i carichi equivalenti sul raggio interno ed esterno del settore considerato, importando la temperatura calcolata al paragrafo 3.7.3 e applicando i vincoli indicati nel paragrafo 3.5.1 si ottengono le tensioni normalizzate riportate in Figura 3.57. Le geometrie maggiormente caricate sono le *armpit* e il foro passante. Il valore massimo si presenta ancora nel raccordo presente nella parte AFT del disco Figura 3.58.

All'apparenza il disco 3 risulta quello più caricato, tuttavia non si tiene conto dell'interazione tra vari componenti che può cambiare lo stato tensionale dei raccordi al di sotto delle superfici di appoggio con gli altri componenti. Per questo motivo si rimanda all'analisi dell'*assembly* completo per lo studio delle tensioni in tali zone.

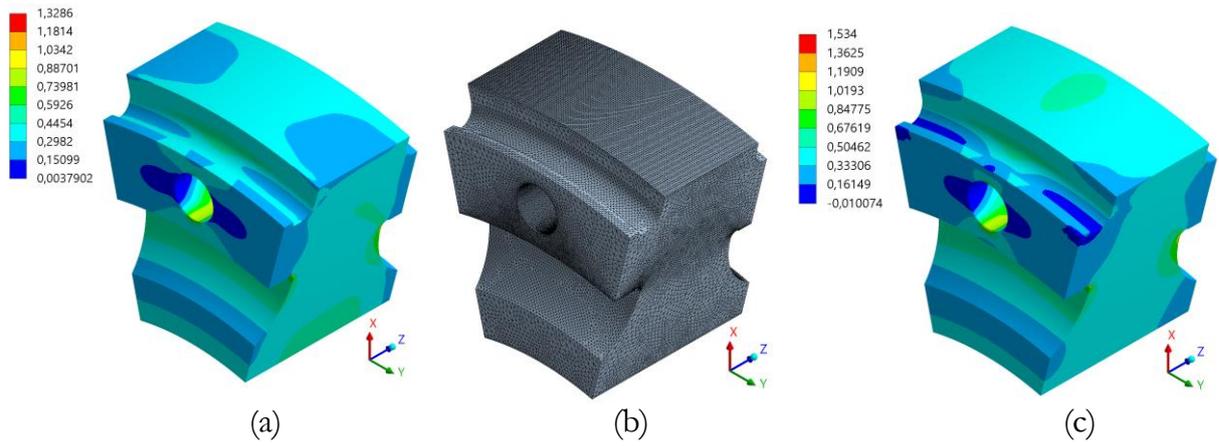


Figura 3.57 - Tensione di Von Mises normalizzata (a), mesh (b) e tensione massima principale normalizzata (c).

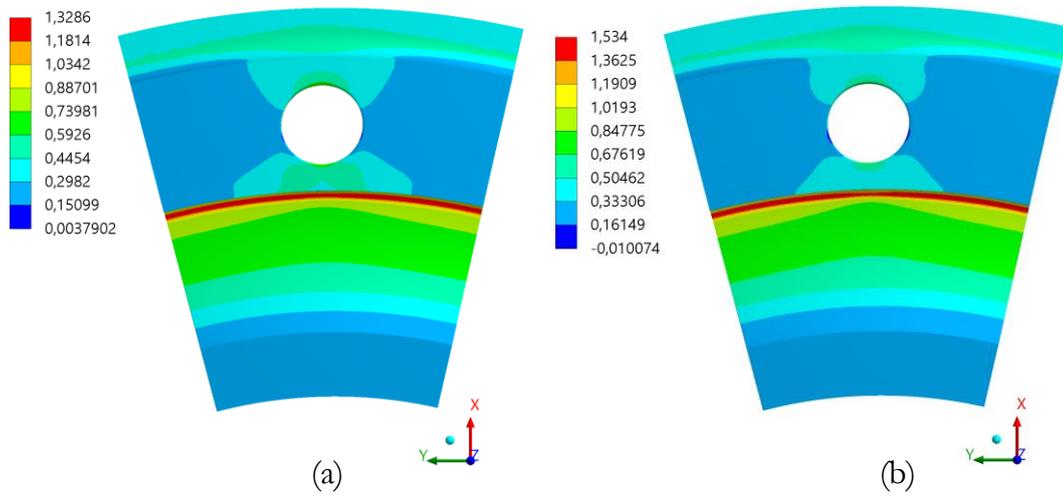


Figura 3.58 - Tensione di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).

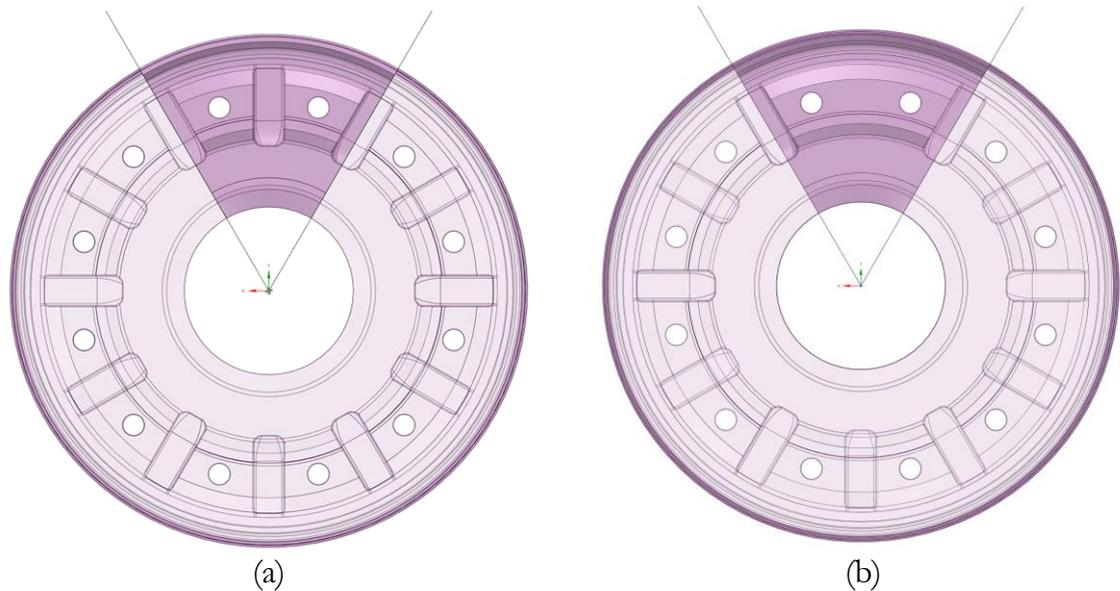


Figura 3.59 – Settore analizzato dello spacer12 in vista FWD (a) e vista AFT (b).

3.8 SPACER 1-2

3.8.1 ANALISI TERMICA

Per poter studiare lo *spacer* tra primo e secondo stadio occorre prima definire la geometria che si ripete ciclicamente per applicare la simmetria ciclica e risparmiare elementi per la mesh. Negli *spacer*, oltre ai fori, si aggiungono nuove geometrie ossia le *slot* che sono delle cave dedicate al passaggio dell'aria del flusso secondario: quando i dischi vanno in battuta, tali cave lasciano una sezione di passaggio disponibile ai flussi.

Sul lato FWD (Figura 3.59a) del disco sono previste 12 slot mentre 6 ne sono previste sul lato AFT (Figura 3.59b). Quindi occorre dividere l'angolo di 360° per il massimo comun divisore tra i due numeri e il numero dei fori. L'angolo di apertura del settore è quindi:

$$\theta_{12} = \frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$$

Il settore considerato è visibile in Figura 3.61. La geometria è inoltre costituita da tre parti in quanto è stata divisa da due tagli effettuati tramite superfici cilindriche a due raggi diversi. Queste superfici di taglio servono per esportare le condizioni al contorno termiche e meccaniche per l'assieme del rotore completo.

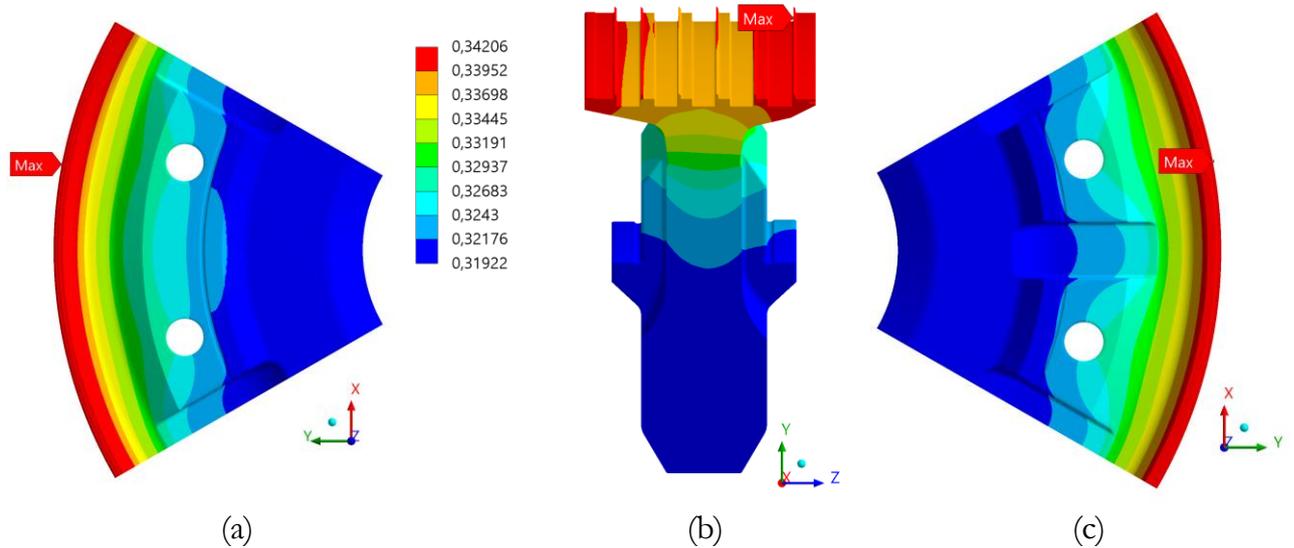


Figura 3.60 – Temperatura normalizzata nella parte AFT (a), nella sezione (b) e nella parte FWD (c) dello spacer 1-2.

Gli spacer non ricevono calore direttamente dal flusso principale, come accade ad esempio per le pale collegate ai dischi. I flussi che lambiscono gli spacer sono interamente parte dei flussi secondari e dei trafiletti tra le tenute. Il primo *spacer* al diametro esterno presenta delle tenute a labirinto unite a delle tenute a nido d'ape, come si può vedere dalla presenza delle geometrie dette “coltelli”. La parte con la quale si interfacciano le tenute è costituita dai *diaphragm* collegati ai *vani* (stadi di palette statoriche).

Applicando le condizioni al contorno descritte al paragrafo 3.2.6 si ottiene il campo di temperatura di Figura 3.60. Come ci si può aspettare, la presenza delle *slot* influenza la distribuzione di temperatura. La temperatura media dello spacer è simile a quella del disco 2 e non presenta particolari criticità: la fonte di calore a temperatura maggiore è rappresentata dal flusso attraversante le tenute a labirinto.

3.8.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE

Nell'analisi termo-strutturale sono stati importate le temperature appena citate per poter calcolare anche il contributo degli stress termici. I vincoli imposti sono gli stessi dei dischi turbina e sono riportati in Figura 3.61.

Le geometrie critiche per questi componenti sono già note all'azienda per esperienza, a causa della formazione di cricche. La principale è costituita dai raccordi presenti all'interno delle *slot*. Per questo motivo nella costruzione della mesh si è tenuto conto di ciò affinando molto gli elementi posti su tali geometrie (Figura 3.62b).

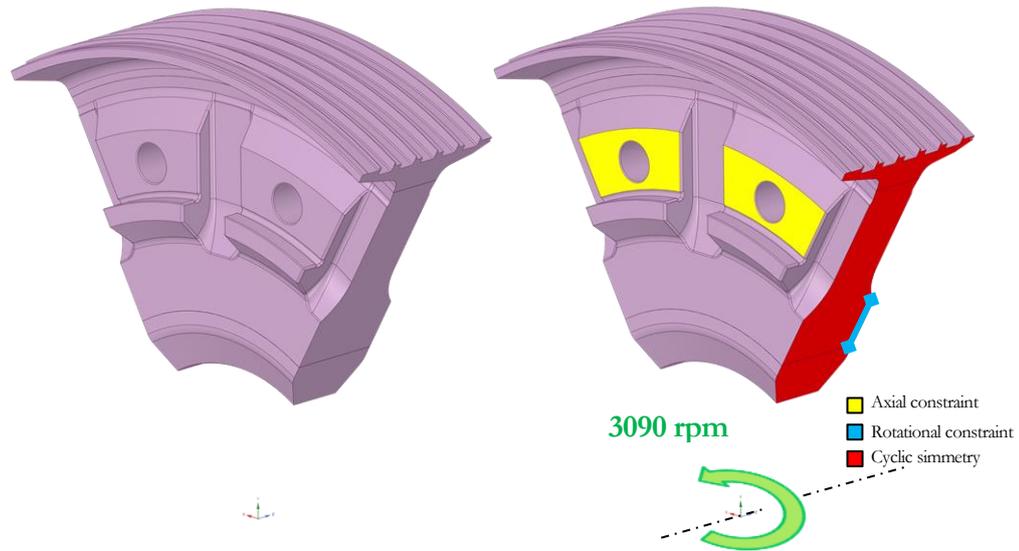


Figura 3.61 - Condizioni al contorno problema strutturale nello *spacer* 1-2.

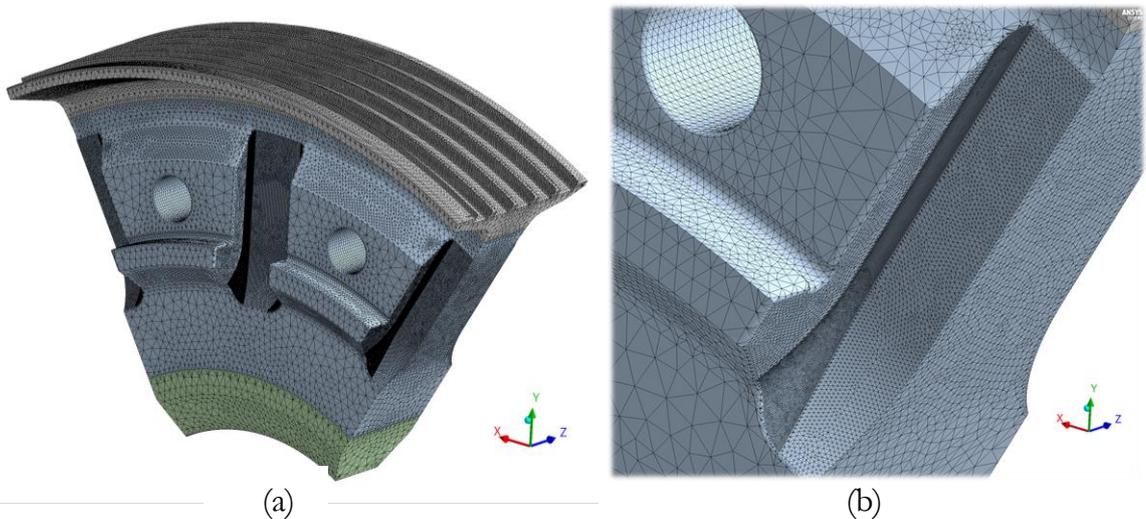


Figura 3.62 – Mesh utilizzata per il calcolo delle tensioni nello *spacer* 1-2.

Altri punti dove la mesh è stata rifinita, sono i fori passanti e le superfici di taglio create per permettere l'esportazione dei carichi termici e meccanici equivalenti. Come già affermato, in tali punti è necessario che i nodi delle due parti abbiano posizione coincidente sulla superficie di contatto.

Lo stato tensionale del componente è riportato in Figura 3.64 e Figura 3.63. Si può vedere come l'esperienza aziendale trova conferma nella analisi FEM: i raccordi presenti all'interno delle *slot* sono molto caricati e i valori più alti di tensione massima principale e di Von Mises si ottengono nelle *slot* presenti al lato AFT del disco.

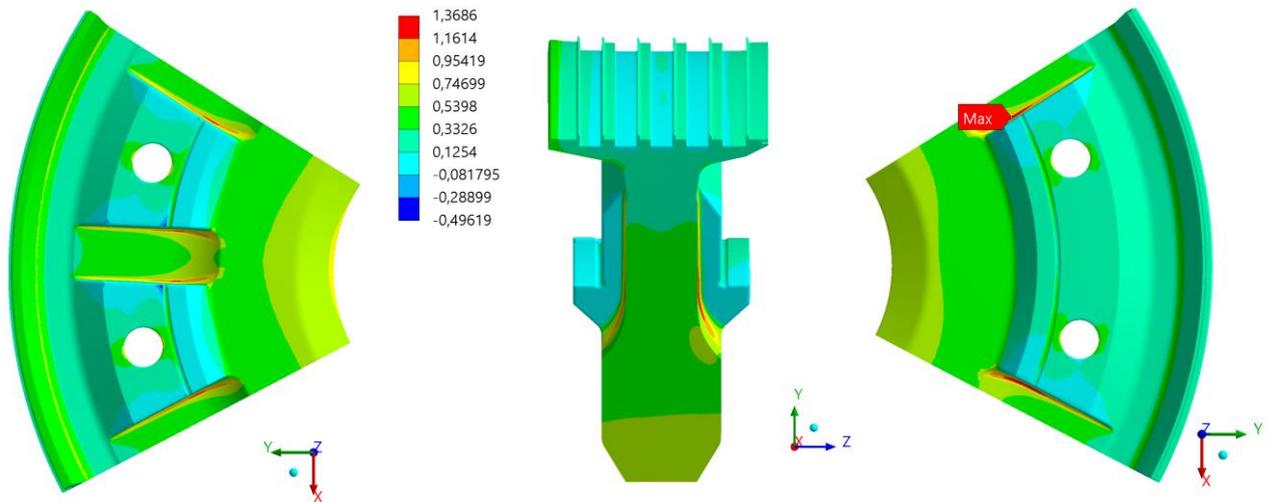


Figura 3.64 - Tensione massima principale normalizzata in spacer1-2.

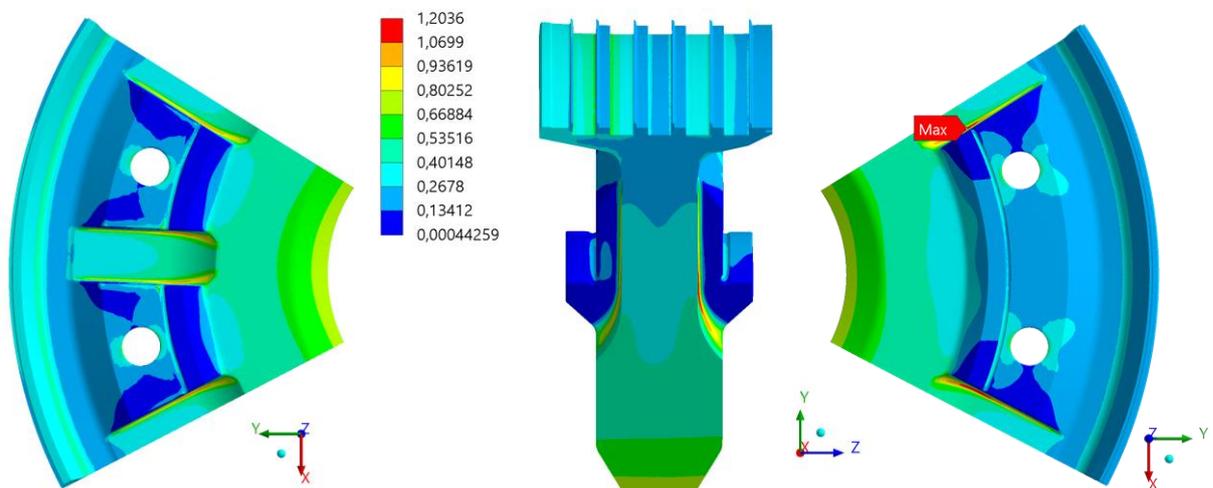


Figura 3.63 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata in spacer1-2.

Altre zone che presentano valori elevati di tensione sono il foro centrale e i fori passanti che verranno analizzati nel dettaglio nel capitolo successivo.

La deformazione del componente non viene mostrata perché non è di particolare interesse in quanto la forza centrifuga tende a “gonfiare” il disco deformandolo tangenzialmente e radialmente. I fori da questa deformazione risultano schiacciati ed è il motivo per cui si assiste spesso a colori diversi tra i le estremità dei fori nel verso tangenziale rispetto alle estremità nel verso radiale. Ovviamente le deformazioni sono amplificate dai carichi termici senza creare particolari distorsioni.

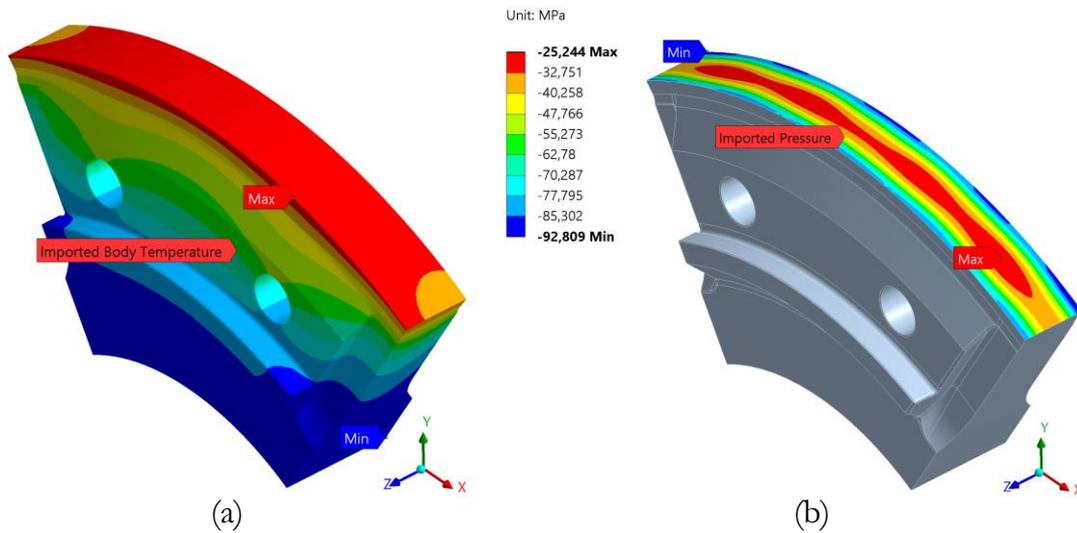


Figura 3.66 – Temperatura importata (a) e sforzo importato al raggio esterno (b) su *submodel*.

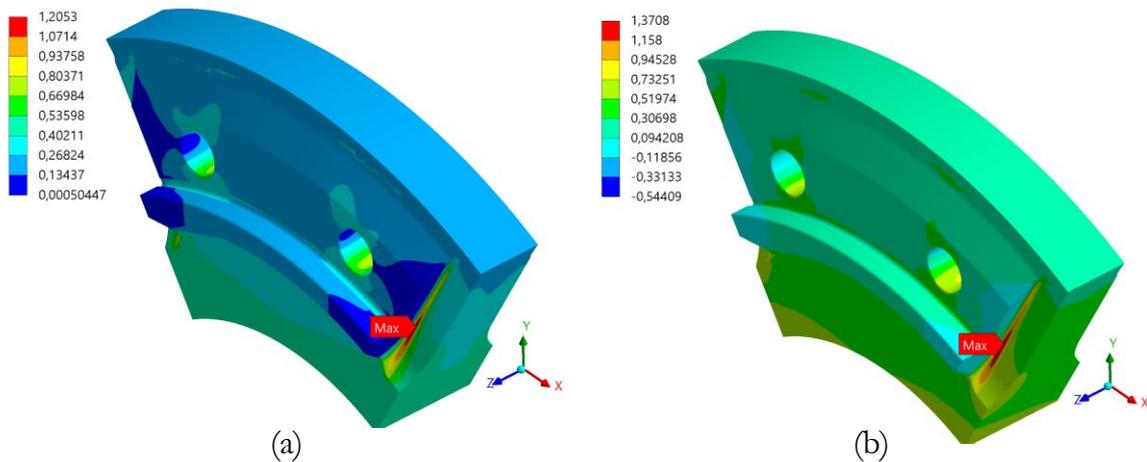


Figura 3.65 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b)

Anche in questo caso sono state condotte delle simulazioni su un sotto-modello importando i carichi termici e meccanici sul disco ottenendo rimuovendo la parte esterna e interna (Figura 3.66). Si nota che, essendo il settore considerato sempre di 60° , si può importare tutta la distribuzione di temperatura in quanto non vi sono differenze di geometria ma solo dei componenti in meno; i nodi posizionati a un raggio maggiore di quello esterno o minore di quello interno vengono esclusi automaticamente dal software.

I risultati ottenuti sono riportati in Figura 3.65 e non presentano sostanziali differenze con il modello complessivo e il trascurabile errore commesso tende a sovrastimare le tensioni, quindi rende il modello più conservativo.

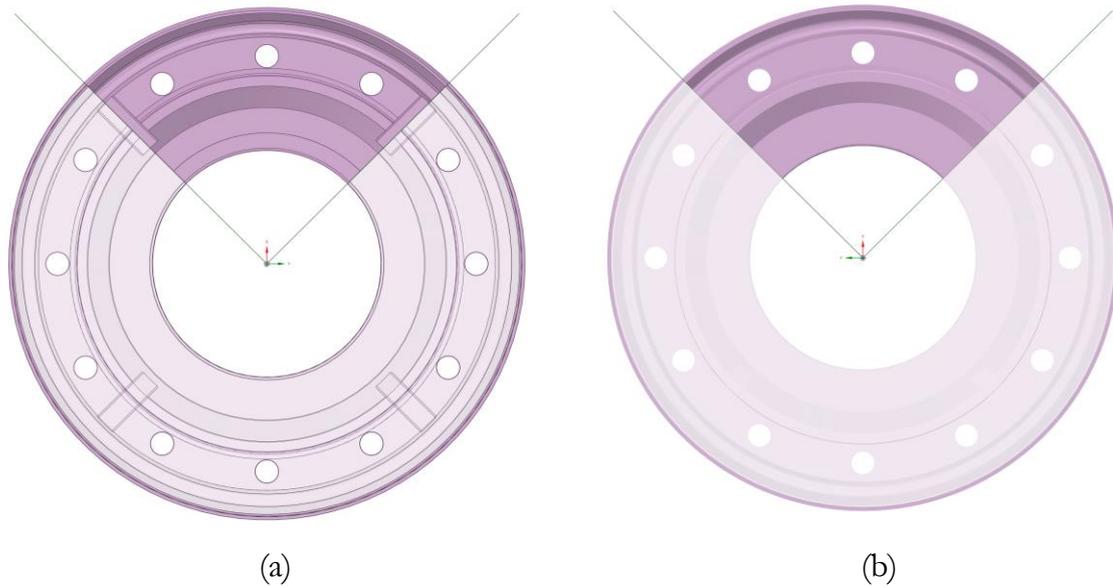


Figura 3.67 – Sezione analizzata dello *spacer* 23 in vista FWD (a) e in vista AFT (b).

3.9 SPACER 2-3

3.9.1 ANALISI TERMICA

Nel caso dello *spacer* 2-3 abbiamo solo due geometrie che si ripetono in simmetria ciclica: i 12 fori passanti e le 4 *slot* per il passaggio dell'aria di raffreddamento, le quali sono presenti solo nella parte FWD del disco. Ancora una volta bisogna trovare il massimo comune divisore tra i numeri delle geometrie che si ripetono. In questo caso il massimo comune divisore tra 4 e 12 è rappresentato da 4 quindi l'angolo del settore da ritagliare è pari a:

$$\theta_{23} = \frac{360^\circ}{4} = 90^\circ$$

Quindi il settore ritagliato è un quarto del disco totale. Questo non è un bene in quanto, avendo più volume, spesso la mesh ha un numero eccessivo di elementi impedendo di rifinire il modello nei punti di interesse prima di saturare le risorse *hardware*.

Imponendo le condizioni al contorno riportate al paragrafo 3.2.6 e applicando la simmetria ciclica sulle superfici di taglio, si ottiene l'andamento di temperatura riportato in Figura 3.68. Il

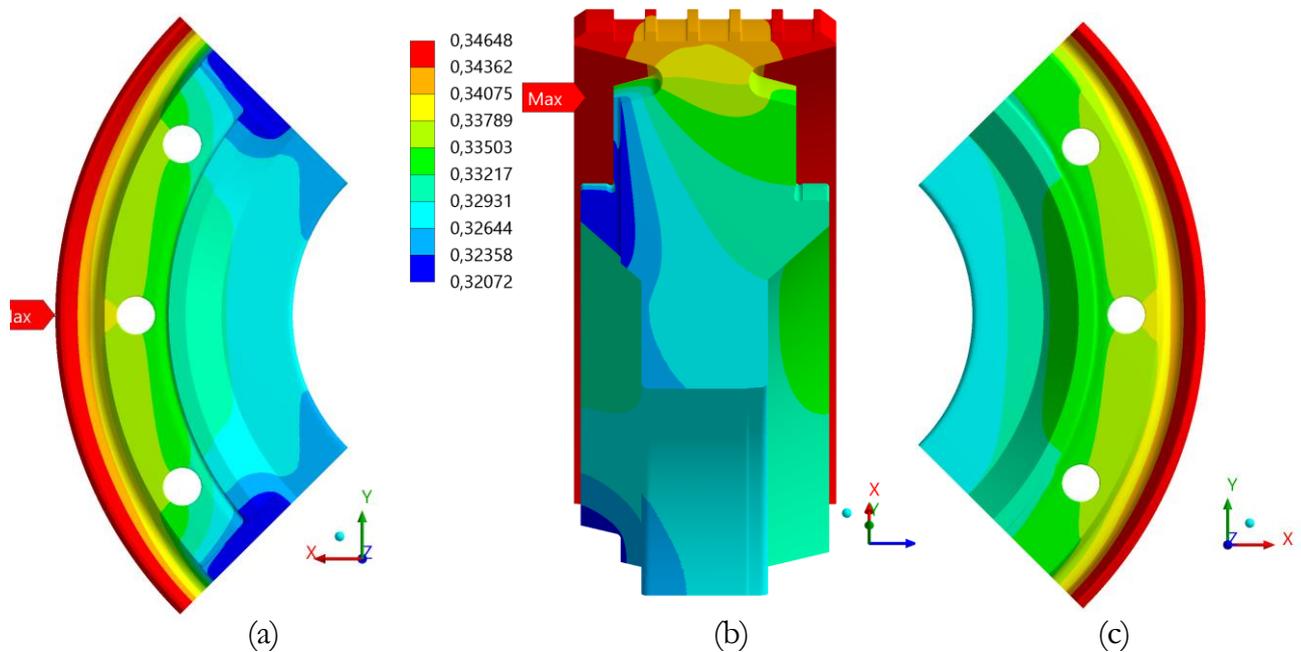


Figura 3.68 – Temperatura normalizzata nella parte FWD (a), nella sezione (b) e nella parte AFT (c) dello spacer 2-3.

numero ridotto di slot comporta una sezione di passaggio totale ridotta, questo aumenta la velocità del fluido aumentando di molto il coefficiente di scambio convettivo. Quest'ultimo infatti raggiunge il suo valore massimo (in tutto il rotore) proprio all'interno delle slot dello spacer 2-3. Questa constatazione si rispecchia nell'andamento di temperatura: abbiamo una zona fredda proprio nella parte FWD del disco in prossimità delle *slot*. I gradienti generati in tali zone perciò possono essere molto elevati. Per verificare l'integrità strutturale del componente si procede allora con la fase successiva.

3.9.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE

Le temperature dello *spacer* calcolate al passo precedente vengono importate nell'analisi strutturale. Le altre condizioni al contorno applicate sono le stesse degli altri dischi ma sono comunque riassunte in Figura 3.69.

Anche in questo caso le geometrie critiche sono già in parte note per esperienza e sono rappresentate dai raccordi presenti all'interno delle *slot* per cui la mesh (Figura 3.70) è stata rifinita in tali punti. Altre zone di rifinitura della mesh sono costituite dalle superfici di taglio create per dividere il componente in tre parti in quanto si vuole correttezza nei valori di tensione calcolati poiché saranno esportati per la definizione dell'assieme.

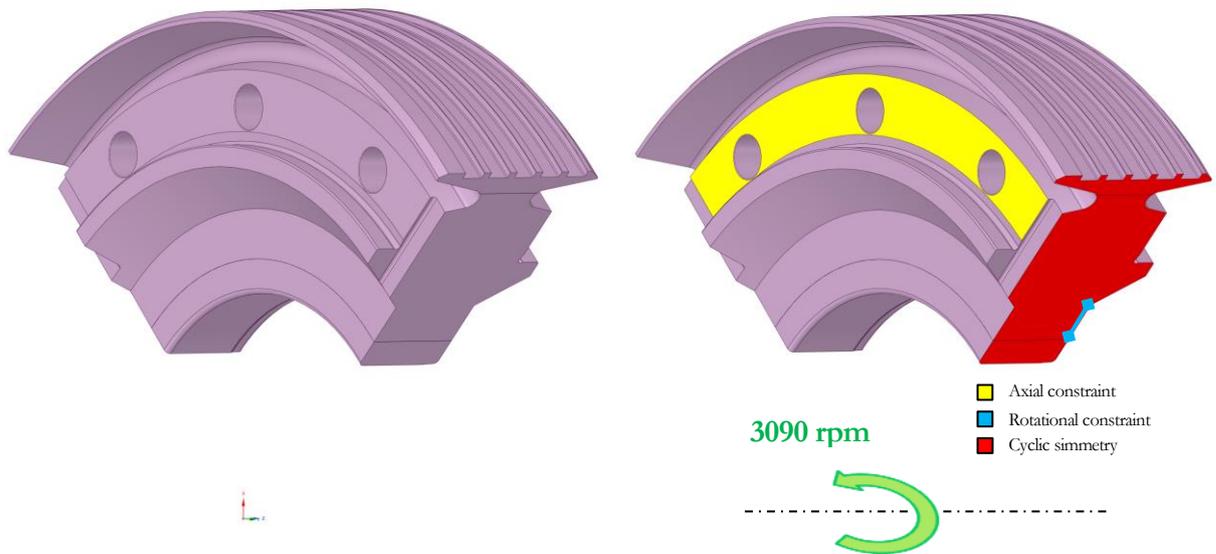


Figura 3.69 - Condizioni al contorno problema strutturale nello *spacer* 2-3.

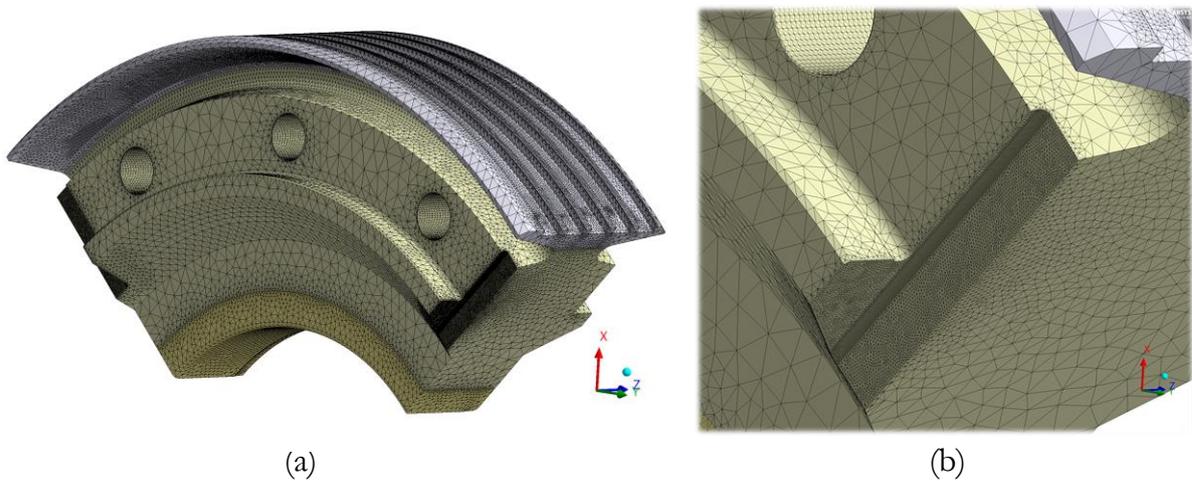


Figura 3.70 – Mesh utilizzata per il calcolo delle tensioni nello *spacer* 2-3.

Le tensioni normalizzate sono riportate in Figura 3.71 e in Figura 3.72. I valori più elevati sono nuovamente presenti nelle *slot*. La differenza è che i valori di tensione riscontrati in questa zona sono i più alti tra tutti i dischi ed è quindi da tenere in particolare considerazione. Altre zone con elevati valori di tensione sono i fori passanti e il foro centrale.

Tutte queste zone saranno analizzate in dettaglio nel capitolo successivo.

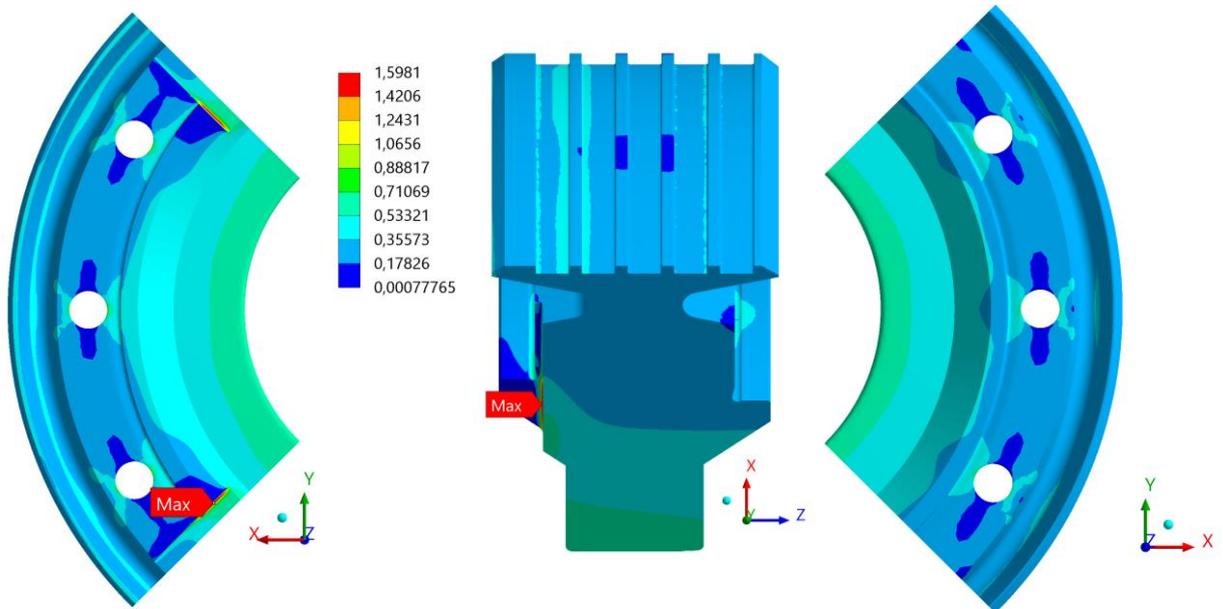


Figura 3.71 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata in *spacer* 2-3.

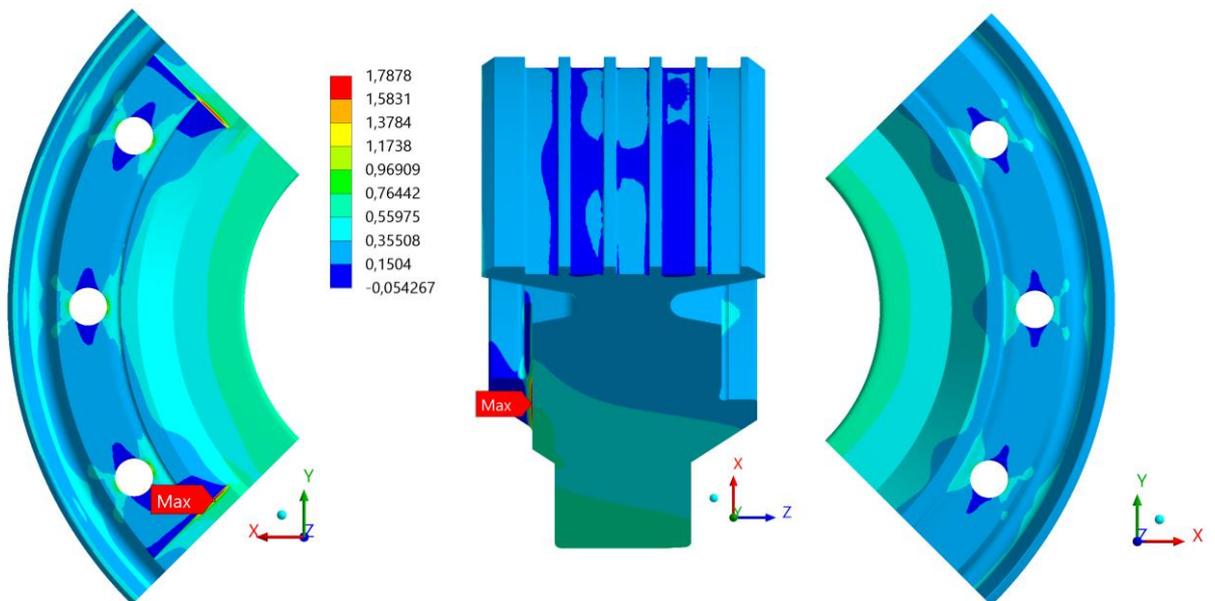


Figura 3.72 – Tensione massima principale normalizzata in *spacer* 2-3.

Un valore di tensione così elevato può far pensare ad una singolarità. Per escludere tale possibilità è stato realizzato un ulteriore sotto-modello della sola *slot*, effettuando dei tagli in zone a basso valore di stress e opportunamente rifinite. La mesh del sotto-modello (Figura

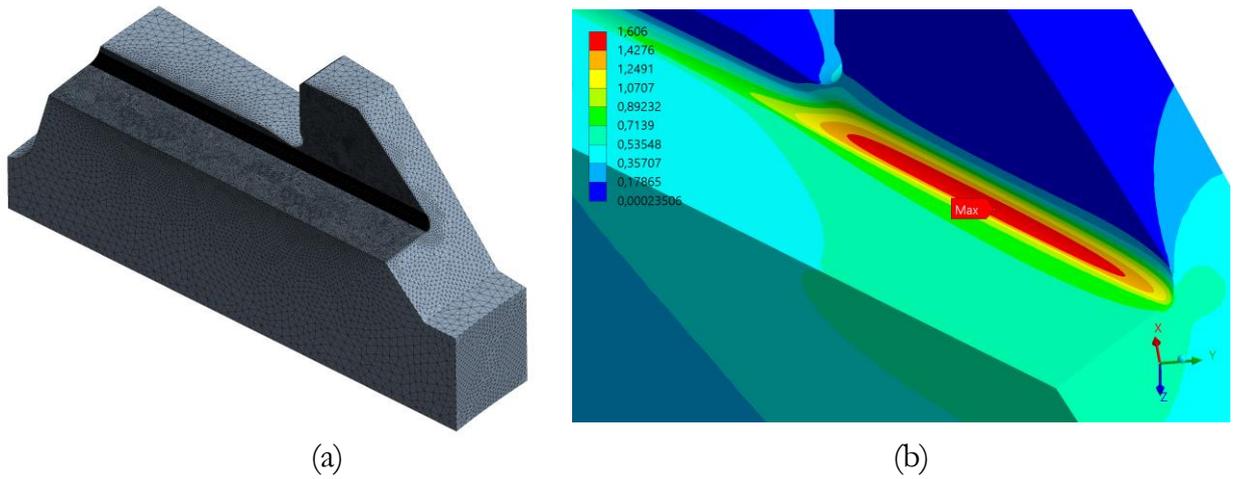


Figura 3.73 – Mesh del sotto-modello realizzato per verificare il valore di tensione nello spacer 2-3.

3.73a) è stata affinata al massimo delle possibilità con l'*hardware* disponibile portando ad elementi di dimensione inferiore del decimo di millimetro. Si osserva in Figura 3.73b che la tensione equivalente di Von Mises normalizzata è aumentata di una quantità trascurabile (il valore reale aumenta di soli 4 MPa) e la zona di concentrazione della tensione è ben delineata.



Figura 3.74 – Settore analizzato del *forward stubshaft*.

3.10 FORWARD STUBSHAFT

3.10.1 ANALISI TERMICA

Lo *stubshaft* situato nella parte *forward* (FWD) del rotore turbina ha la funzione di fornire stabilità al rotore, in quanto presenta la sede di appoggio del cuscinetto portante, e di fungere da passaggio per il flusso di *cooling* estratto tra il sedicesimo e diciassettesimo stadio compressore. Le geometrie presenti in simmetria ciclica sono i 12 fori passanti per i tiranti e i 18 fori lamati necessari per l'aggancio della flangia allo *stubshaft* del rotore compressore. Quindi, essendo che 6 è il massimo comune divisore di 12 e 18, il settore da considerare deve spazzare un angolo di:

$$\theta_{FWD} = \frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$$

Il settore studiato è riportato in Figura 3.74. Introducendo il modello in ANSYS®, settando le condizioni al contorno viste al paragrafo 3.2.6 e la simmetria ciclica si ottiene il profilo di temperatura normalizzata di Figura 3.75. Si ricorda che in tale *stubshaft* vi è il passaggio dell'aria, estratta tra gli stadi 16 e 17 del compressore, attraverso il foro centrale. Non si può fare a meno di notare una zona molto vasta a temperatura piuttosto bassa rispetto al resto del componente e rispetto all'intero rotore. Quella zona è costituita dalla superficie di appoggio del cuscinetto portante visibile in Figura 3.76.

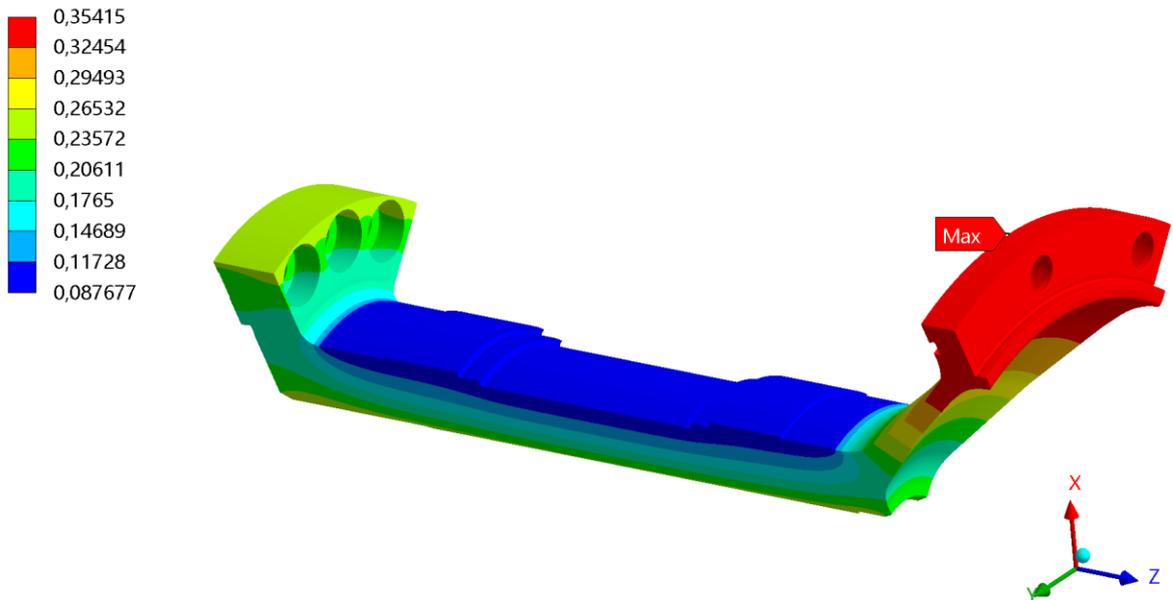


Figura 3.75 – Valori di temperatura normalizzata nel FWD *Stubshaft*.

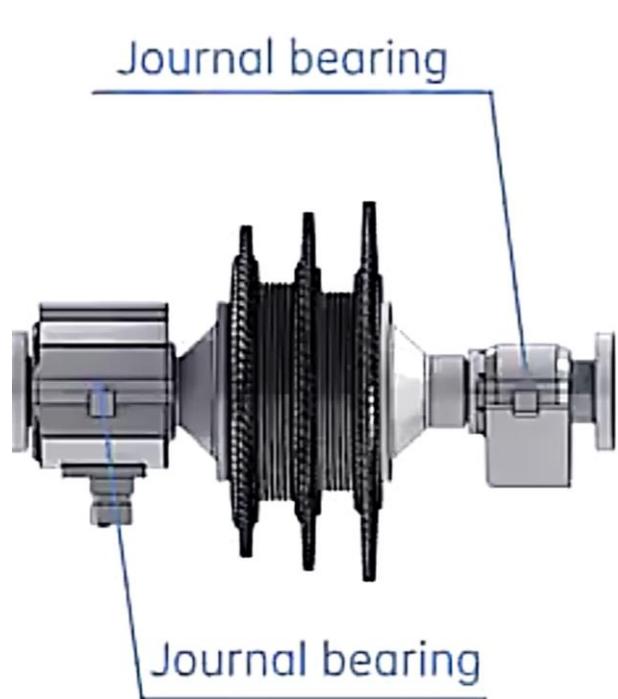


Figura 3.76 – Cuscinetti portanti del rotore turbina della F1625.

Il cuscinetto è raffreddato ad olio ed ha quindi temperatura controllata. Questo spiega la condizione al contorno di Dirichlet applicata sulla superficie dello *stubshaft* in contatto con il cuscinetto.

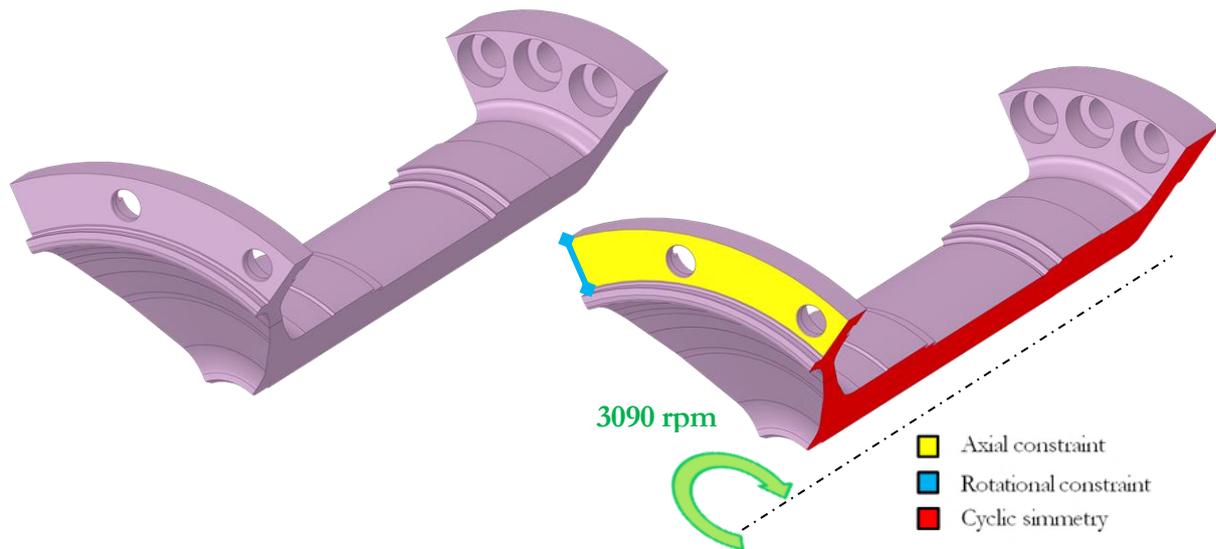


Figura 3.77 - Condizioni al contorno problema strutturale nello *FWD stubshaft*.

3.10.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE

Per l'analisi termo-strutturale vengono importate le temperature ricavate al paragrafo precedente e si impongono i vincoli di Figura 3.77. Nonostante sembri inconsueto, i vincoli non sono posti sulla sede del cuscinetto. Questo ha diverse motivazioni: innanzitutto, non si vuole vincolare eccessivamente il modello in quanto si vuole valutare la deformazione subita dal rotore sottoposto ai soli carichi meccanici e termici. Vincolare oltremodo un modello posto in rotazioni provoca o risultati conservativi o tensioni lontane dai punti di interesse e dal caso reale. Un'altra motivazione emerge nel momento in cui si studia il sotto-modello: di fatti tra modello e *submodel* le condizioni di vincolo e di carico devono essere le medesime e ciò non sarebbe possibile se i vincoli fossero posti nella zona del cuscinetto in quanto quella porzione del componente sarà esclusa nel *submodel*.

Dopo aver generato la mesh (Figura 3.78) e imposto le condizioni appena descritte, si ottiene la tensione equivalente di Von Mises (Figura 3.79) e la tensione massima principale (Figura 3.80). I valori di picco sono concentrati nella parte più esterna dei fori passanti destinati al passaggio dei tiranti. È bene chiarire che le tensioni reali del componente in esercizio saranno abbassate dalla presenza dei tiranti e delle forze di serraggio quindi tali valori sono considerati per avere un approccio conservativo.

Altra zona notevolmente caricata è quella del foro centrale che però è prevedibile in quanto è una zona di forte stress per tutti i dischi.

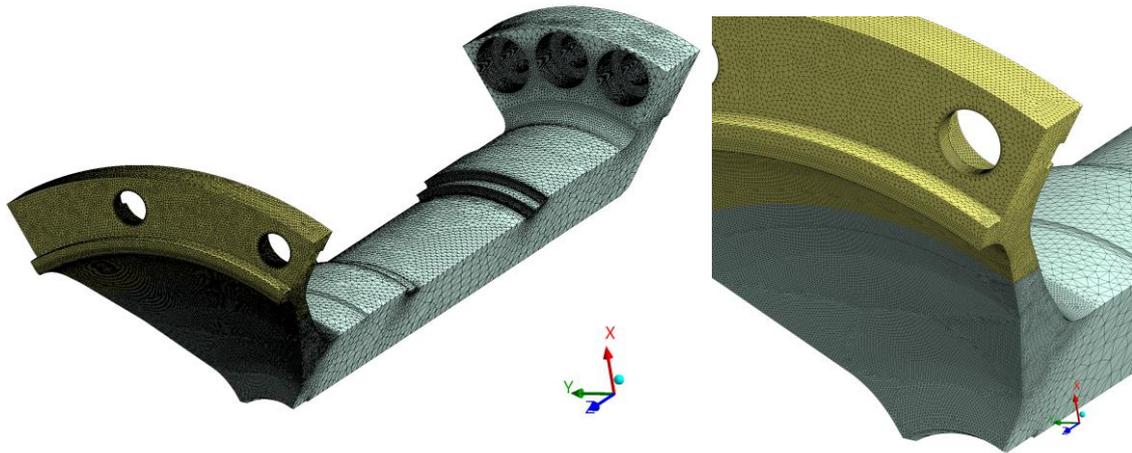


Figura 3.78 – Mesh generata su FWD stubshaft.

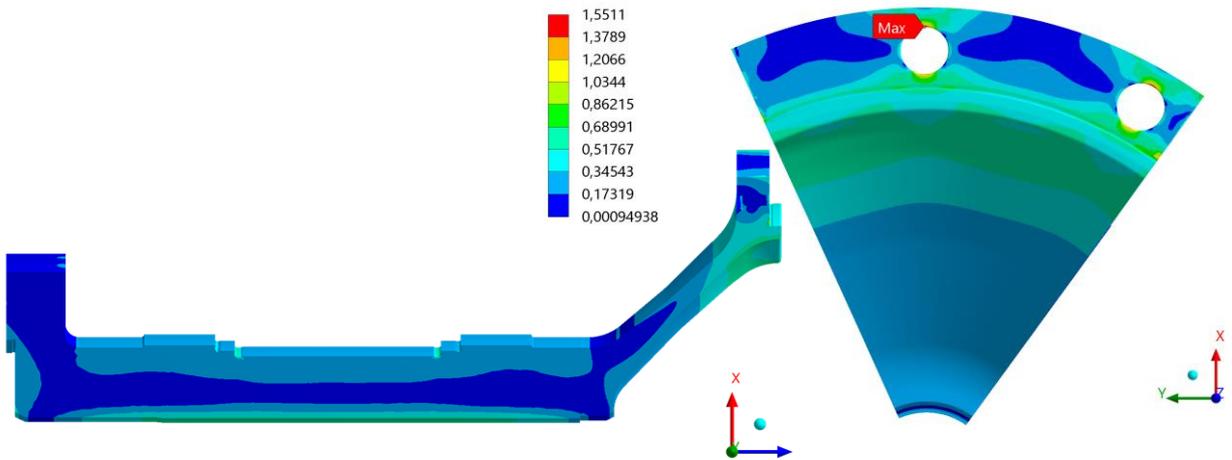


Figura 3.79 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nel FWD Stubshaft.

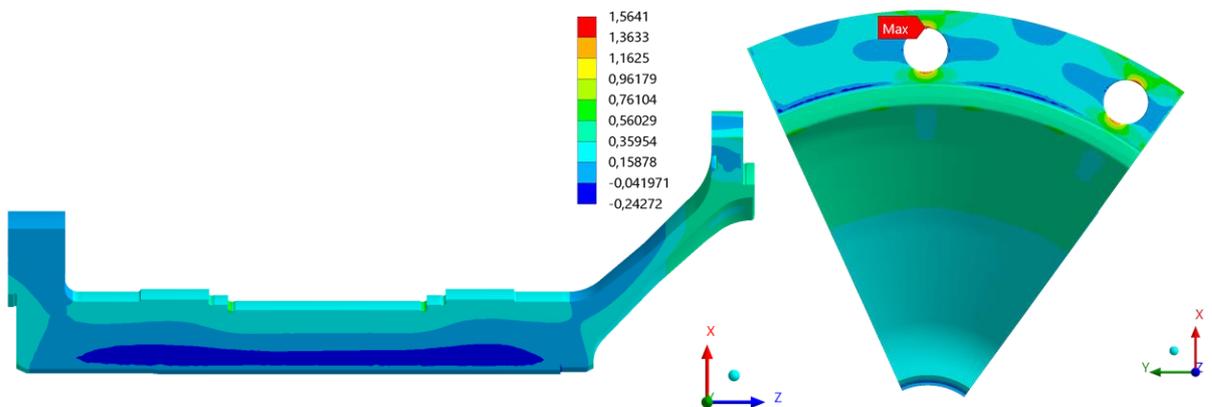


Figura 3.80 - Tensione massima principale normalizzata nel FWD Stubshaft.

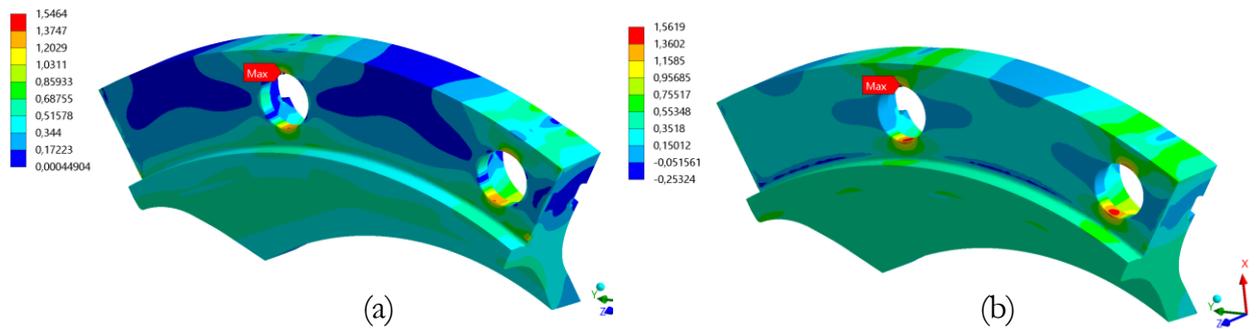


Figura 3.81 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata (a) e tensione massima principale normalizzata (b).

Come per gli altri componenti, sono state condotte delle analisi sul *submodel* per verificare che l'importazione dei carichi meccanici e termici al settore più piccolo (Figura 3.81) non alteri i risultati. Le tensioni non variano di una quantità tale da destare dubbi sui risultati.

3.11 AFTERWARD STUBSHAFT

3.11.1 ANALISI TERMICA

Prima di poter eseguire l'analisi, come di consueto, occorre definire il settore del componente da utilizzare per le analisi condotte in simmetria ciclica. In questo componente sono presenti i 12 fori per il passaggio dei tiranti e altri 6 fori piccoli nella parte FWD. Nella flangia presente nella parte AFT sono presenti 16 fori lamati. Essendo queste le uniche geometrie che si ripetono ciclicamente, sarebbe da considerare il massimo comune divisore tra i numeri dodici, sei e sedici che si rileva essere pari a tre. Tuttavia, si escludono dal conteggio i fori piccoli portando a un massimo comune divisore di quattro. Il settore estratto deve avere un angolo uguale a:

$$\theta_{AFT} = \frac{360^\circ}{4} = 90^\circ$$

La simmetria ciclica porta a considerare quindi i 6 fori piccoli come se fossero 8: in questo modo si ottiene una analisi più conservativa. Il settore estratto dalla geometria è riportato in Figura 3.82. Anche in questo caso si tratta di un volume molto esteso, essendo un settore di angolo particolarmente grande quindi saturare le risorse *hardware* è più semplice.



Figura 3.82 – Settore analizzato *afterward stubshaft*.

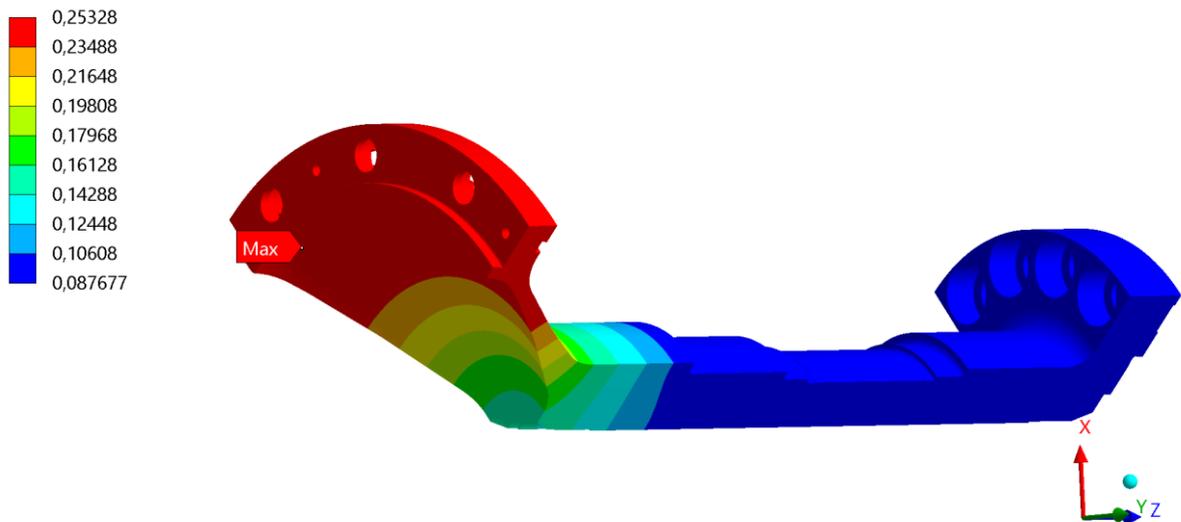


Figura 3.83 – Temperatura normalizzata nel AFT *Stubshaft*.

Imponendo le condizioni al contorno descritte al paragrafo 3.2.6 si ottiene l'andamento di temperatura normalizzata riportato in Figura 3.83. A differenza del *forward stubshaft* si vede che la presenza del cuscinetto tende a incidere su una zona più estesa nonostante la superficie di applicazione della condizione di Dirichlet sia sempre e solo quella di appoggio del cuscinetto. Questo trova spiegazione nel fatto che l'*afterward stubshaft* non ha un flusso passante per il foro centrale il quale viene tappato e non ci sono altre sorgenti di calore importanti nella zona terminale della turbina.

Per questo componente vi è difficoltà nel definire le condizioni al contorno della analisi termica in quanto nella parte interna l'aria è prettamente ferma se non a causa dei moti innescati dalla rotazione del rotore. Per ottenere un profilo di temperatura adeguato si è eseguita una calibrazione con il modello 2D che, essendo un assieme, tiene conto anche del calore scambiato



Figura 3.84 -- Mesh generata su FWD stubshaft

per conduzione tra le superfici di appoggio dei componenti. Il coefficiente di scambio convettivo è stato quindi tarato di modo da ottenere lo stesso profilo di temperatura.

3.11.2 ANALISI TERMO-STRUTTURALE

Risolto il problema termico, le temperature vengono importate nell'analisi strutturale e, applicando i vincoli allo stesso modo del FWD *stubshaft*, si ottiene la tensione equivalente di Von Mises e la tensione massima principale, entrambe mostrate in Figura 3.85 e in Figura 3.86.

La mesh è mostrata in Figura 3.84 e come si vede lo *stubshaft* è sempre diviso in due parti in modo tale da poter esportare i carichi termici e meccanici sulla superficie di divisione delle due parti, così da importarle successivamente nell'analisi dell'assieme del rotore completo.

Lo stato tensionale del componente non sembra porre particolari criticità: i fori presentano una tensione molto elevata nello stesso punto del FWD *stubshaft* ma, come si è detto in precedenza, tali fori vengono deformati e allungati dai carichi centrifughi ma nella realtà tale deformazione non è così evidente in quanto la presenza dei tiranti e la loro forza di serraggio tiene sotto controllo tali deformazioni. In ogni caso nelle verifiche effettuate si terrà conto delle tensioni del componente preso a sé stante in modo da essere conservativi.

Anche per questa analisi è stata fatta una simulazione del solo settore di *stubshaft* comprendente i fori passanti per i tiranti in modo tale da verificare congruenza tra i risultati. Tuttavia, questa analisi non viene riportata per non dilungare la trattazione.

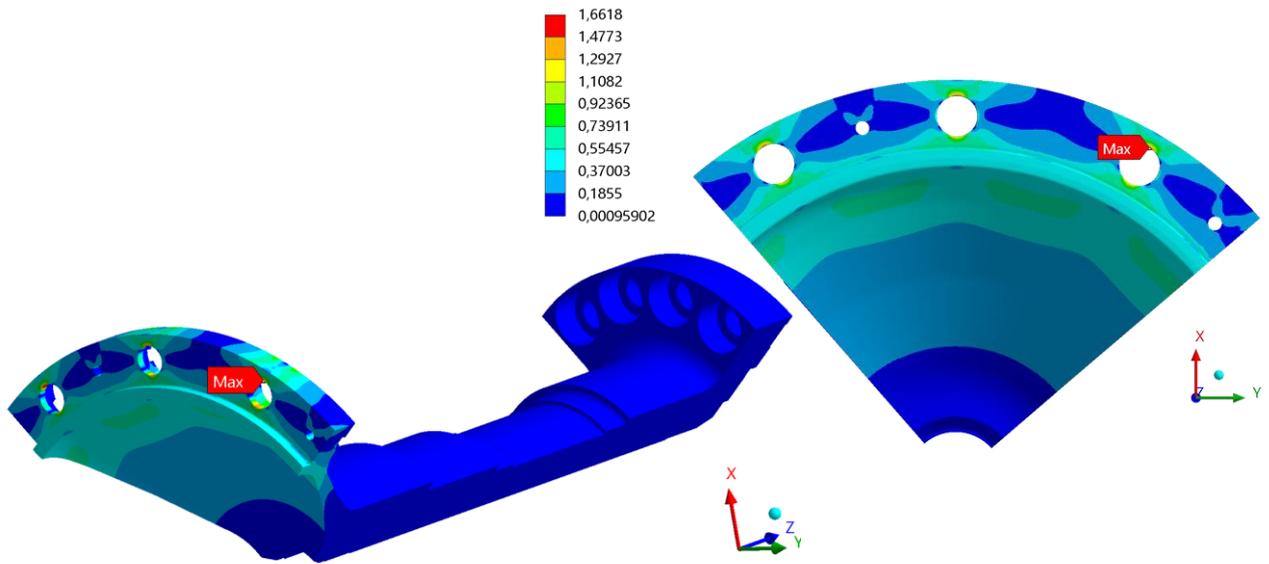


Figura 3.85 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nell'AFT Stubshaft.

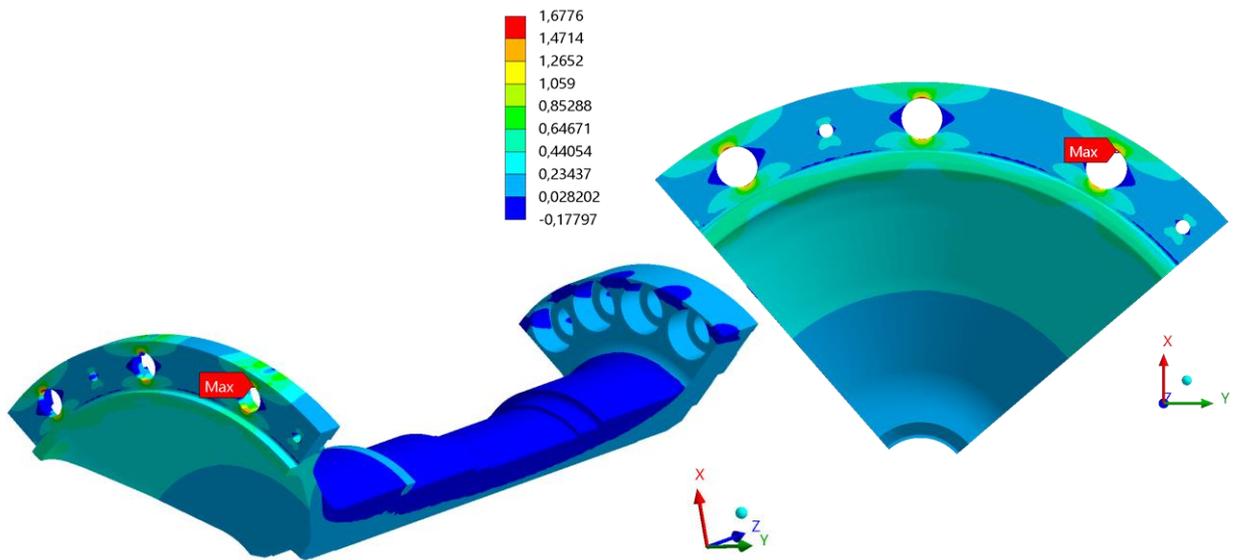


Figura 3.86 - Tensione massima principale nell'AFT Stubshaft.

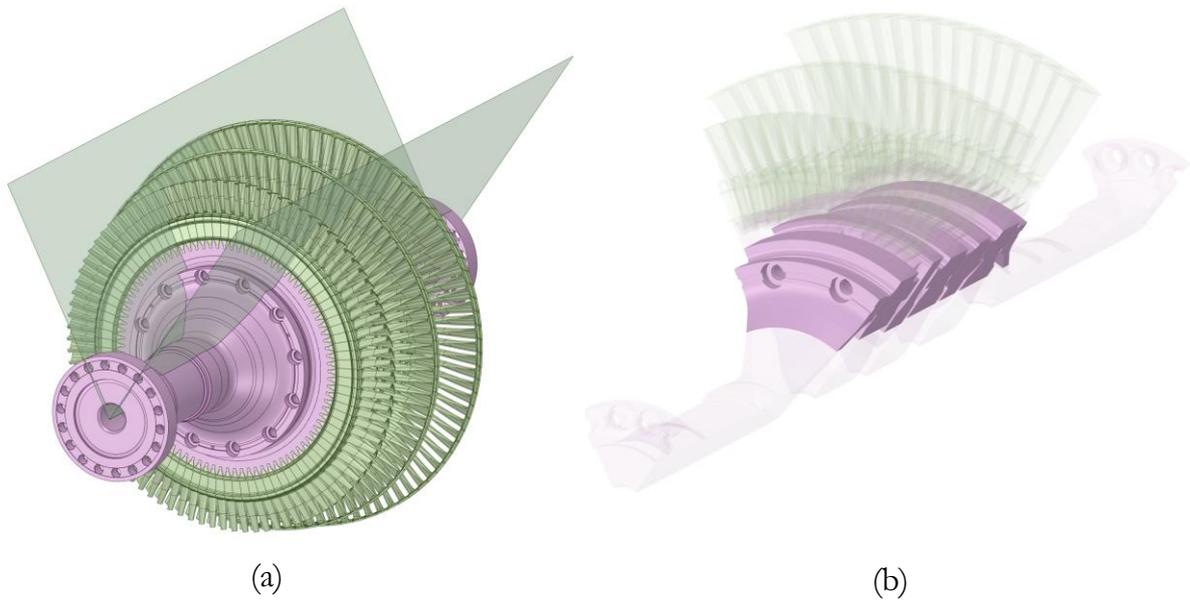


Figura 3.87 – Settore di rotore turbina estratto (a) e *submodel* analizzato (b).

3.12 ASSIEME DEL ROTORE TURBINA

3.12.1 SETUP

Una volta terminate le simulazioni dei singoli componenti, siccome sono state condotte simulazioni anche dei loro sotto-modelli, sono note anche le condizioni di temperatura e carico meccanico sulle superfici di taglio dei sotto-modelli. Per condurre la simulazione del rotore turbina completo si vogliono applicare tali condizioni al sotto-modello del rotore turbina. Di fatti, come affermato in precedenza, simulare il rotore turbina anche in simmetria ciclica può richiedere anche più di 30 milioni di gradi di libertà a causa dei piccoli elementi richiesti per affinare la mesh a sufficienza in componenti di elevata complessità geometrica come le pale e l'attacco pala. Inoltre, le pale non sono il focus di questo studio in quanto il componente più critico è rappresentato dal rotore.

Per fare ciò dal rotore viene ritagliato un settore di apertura pari a 60 gradi (Figura 3.87a) e da questo devono essere ritagliati i singoli componenti tramite le rispettive superfici, una esterna e una interna, sulle quali sono state calcolate le condizioni di temperatura e carico centrifugo relative alle parti che sono state escluse, come si farebbe con un diagramma di corpo libero (Figura 3.87b). Un fattore importante da precisare è che, a differenza di tutte le altre geometrie, le *slot* presenti nello spacer 2-3 sono quattro, quindi studiare il settore di 60 gradi ripetuto in

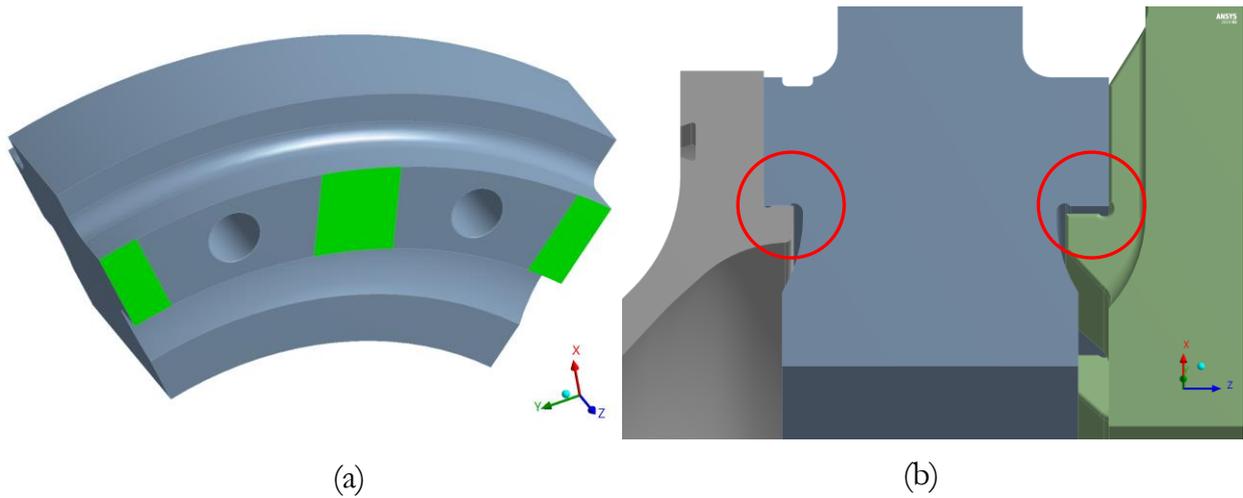


Figura 3.88 – Superfici definite per l'applicazione del HTC nelle *slot* (a) e esempio di superfici di interferenza (b).

simmetria ciclica, porta a considerare in effetti 6 slot su quel componente. Questo non è un problema in quanto l'analisi resta più conservativa.

Importare le condizioni note sulle superfici al raggio interno ed esterno, richiede un oneroso ma non complicato lavoro mediante il modulo di *external data* di ANSYS®, in quanto bisogna riportare le condizioni di temperatura e sforzo dal sistema di riferimento del rispettivo componente al sistema di riferimento dell'assieme. Inoltre, se il settore nell'assieme ha un angolo più esteso del settore considerato per il singolo componente, occorre ripetere l'importazione ruotando le informazioni per coprire tutta la superficie.

Sulle superfici che non siano quella interna ed esterna, bisogna applicare gli stessi coefficienti di scambio termico applicati nei singoli componenti, l'unica differenza è che in questo caso sono state divise facce di appoggio dei dischi turbina con gli spacer (Figura 3.88a) in modo tale da poter applicare il coefficiente di scambio anche a tali facce nei punti in cui si interfacciano con le slot e quindi dove i dischi sono anch'essi lambiti da aria di raffreddamento.

I contatti tra i vari componenti permettono di computare anche il contributo della conduzione termica tra di essi ma non solo; i componenti sono bloccati tra di loro oltre che dai tiranti, anche grazie ai sottosquadri presenti sugli elementi (Figura 3.88b). Infatti, i componenti sono collegati tra loro mediante calettamento a caldo. Questo implica che tra di essi c'è interferenza la quale aggiunge un precarico ai componenti e carica in particolar modo i raccordi che si interfacciano a tali superfici di interferenza.

Un parametro essenziale quando si ha a che fare con un montaggio per interferenza in ANSYS® è il valore della penetrazione tra i componenti. Se il tipo di contatto lo permette, i corpi (o meglio i nodi dei corpi) possono sì strisciare uno sull'altro e allontanarsi ma anche

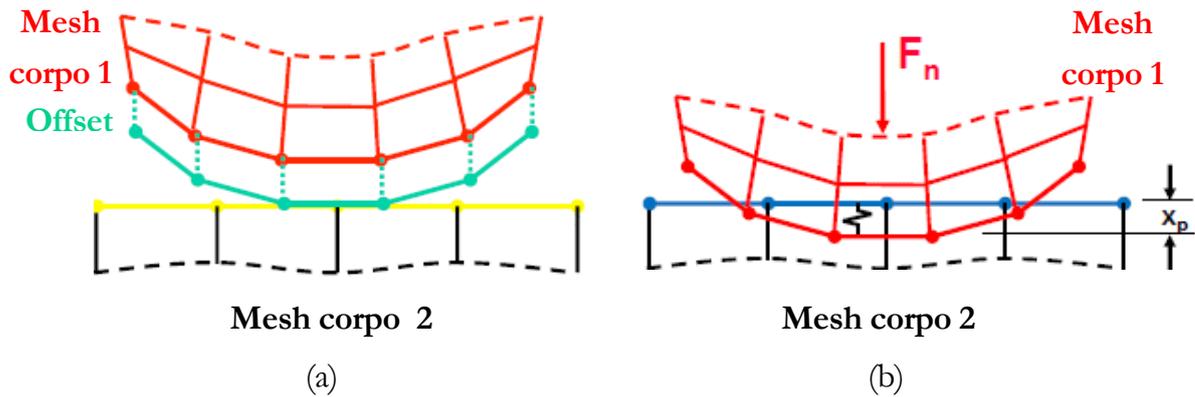


Figura 3.89 – Offset assegnabile alla mesh in un contatto (a) e formulazione del contatto *pure penalty* (b).

compenetrarsi. In questi casi il problema è non lineare e ANSYS® utilizza un solver iterativo come ad esempio quello basato sul metodo di Newton Raphson: il metodo è basato sul supporre lo spostamento dei nodi (partendo da un valore di 0) e verificando che l'equilibrio delle forze sia rispettato entro una certa tolleranza. Tra queste forze figurano anche quelle scambiate tra i corpi mediante i contatti. Ci sono vari metodi per simulare queste forze ma la maggior parte di essi, detti *penalty-based methods*, modellizza il contatto come una serie di molle (come il contatto *pure penalty* di Figura 3.89b): assegnati gli spostamenti, si conosce x_p cioè la compenetrazione in direzione normale al contatto per ogni nodo (o elemento in base al *detection method* considerato) dalla quale, assegnata una rigidezza k_{norm} è possibile calcolare la forza di reazione scambiata F_n , usata per verificare l'equilibrio, nel seguente modo:

$$F_n = k_{norm} \cdot x_p$$

Questo è nel caso di *pure penalty* ma gli altri contatti usano algoritmi simili. Si intuisce ora che, per avere una simulazione che sia fedele alla realtà, si deve avere x_p pari a 0. Avere penetrazione in valore pari all'interferenza iniziale tra componenti vuol dire di fatti considerare il contatto come assente e quindi non avere nessun contributo di pre-stress nel componente. Tutte le formulazioni hanno una tolleranza sulla penetrazione e quindi mirano a raggiungere un valore di x_p pari al valore della tolleranza piuttosto che 0. L'unica formulazione non *penalty-based* e che garantisce penetrazione nulla tra i componenti è *Normal Lagrange* che aggiunge ulteriori equazioni (che impongono x_p pari a 0) al fine di soddisfare tale condizione. Tuttavia, con un maggior numero di equazioni per ogni nodo, è richiesto un maggior sfruttamento di risorse *hardware* per la simulazione e quindi occorre spesso avere una mesh meno fine.

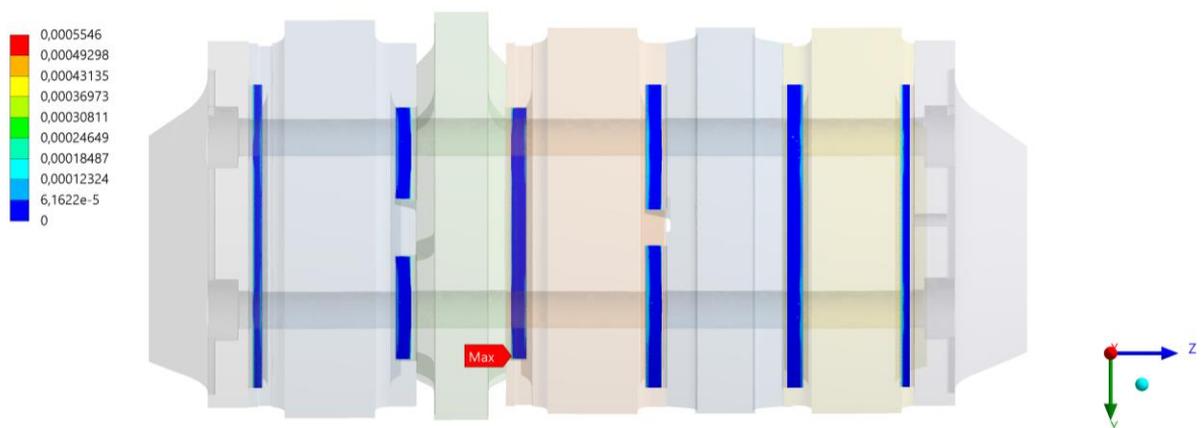


Figura 3.90 – Valori di penetrazione in mm raggiunti a fine simulazione per i contatti che presentano interferenza.

Altro modo per ridurre la compenetrazione tra le parti è quello di aumentare la rigidezza di *default* k_{norm} mediante un fattore moltiplicativo detto FKN: aumentando la rigidezza si riduce la penetrazione tra i componenti ma potrebbe essere richiesto un numero maggiore di iterazioni per la simulazione.

Di seguito si riportano le scelte fatte per il modello in esame:

- Formulazione del contatto di *default*: ANSYS® di *default* utilizza *Augmented Lagrange* che ha un algoritmo simile a quello appena descritto. Non si utilizza *Normal Lagrange* (nonostante assicurati zero compenetrazione) al fine di ottenere una mesh più fitta a parità di risorse *hardware*.
- Offset assegnato alla mesh in modo da rispettare le interferenze note dall'azienda: di fatti, ai contatti è possibile assegnare un offset (Figura 3.89a) positivo o negativo che verrà applicato ai nodi della mesh. Siccome il valore di interferenza iniziale della geometria CAD è risultato diverso dai valori di progetto noti dall'azienda, si è definito, per ogni contatto, un offset tale da ottenere i valori di progetto.
- FKN pari a 25: questo valore è stato raggiunto reiterando sul valore della penetrazione calcolato a fine simulazione, infatti, allorchè il valore della compenetrazione sia molto piccolo il contatto è ben modellizzato.

Quindi, ricapitolando brevemente, il software rileva in pre-processing che le geometrie presentano un valore di interferenza iniziale; durante la simulazione il solver cerca di annullare tal valore di compenetrazione calcolando di fatto lo stress dovuto agli spostamenti pre-imposti e, in post-processing, fornisce il valore di penetrazione che si è riuscito a raggiungere. Dalla Figura 3.90 si vede come la penetrazione sia quasi totalmente minore di $6,1622 \cdot 10^{-5}$ nelle zone di contatto comuni tra le superfici sulle quali è stato definito il contatto.

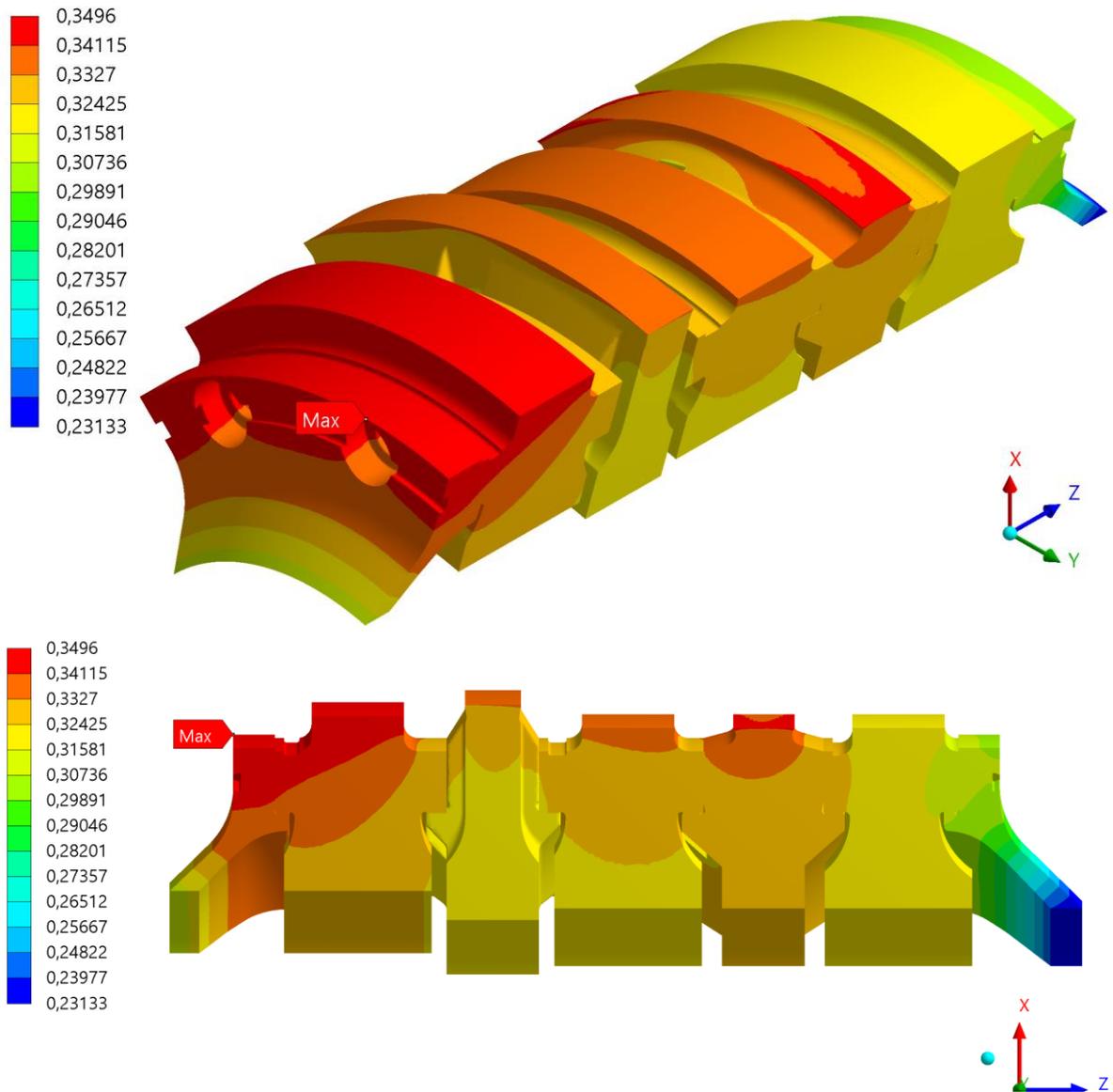


Figura 3.91 - Temperatura normalizzata nel sotto-modello del rotore turbina.

3.12.2 ANALISI TERMICA

Importando le temperature sulle superfici di taglio di ogni componente e applicando i coefficienti di scambio termico convettivo alle superfici di competenza si ottiene il risultato riportato in Figura 3.91. Si nota come il calore scambiato per conduzione incida nel profilo di temperatura il quale presenta delle isoterme che attraversano vari corpi. Ovviamente le temperature maggiori sono vicine alla parte più calda del flusso primario (ingresso turbina) e la temperatura minore è situata sull'*afterward stubshaft* che ne è più lontano.

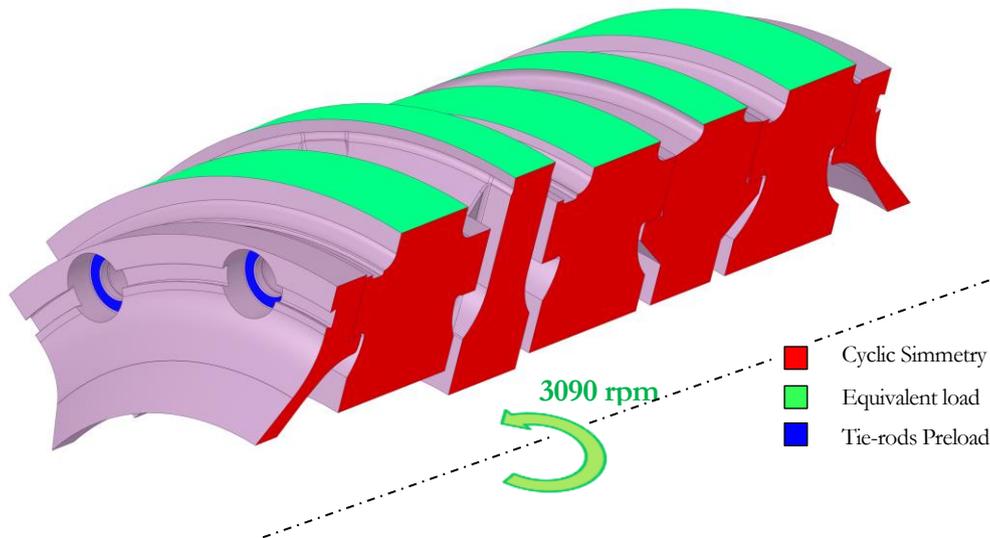


Figura 3.92 - Principali condizioni al contorno dell'analisi strutturale.

3.12.3 ANALISI TERMO-STRUTTURALE

Nell'analisi termo-strutturale, oltre ad importare le temperature calcolate al paragrafo precedente, occorre definire carichi e vincoli del modello. Le principali condizioni al contorno sono riportate in Figura 3.92:

- Per simulare l'effetto dei tiranti è stata applicata la forza di serraggio fornita dall'azienda sulle superfici blu in figura e sulle equivalenti facce presenti nell'*afterward stubshaft*.
- Alle superfici radiali di taglio del settore è stata assegnata la condizione di simmetria ciclica.
- Sulle superfici di taglio verdi sono stati assegnati i valori medi degli sforzi equivalenti esportati dai risultati delle simulazioni sui singoli componenti.
- Sul perimetro delle aree rosse è stata assegnata una condizione di spostamento tangenziale nullo. Questo oltre a rendere stabile la convergenza del *solver* fa sì che le rosse rimangano piane e radiali anche a seguito della deformazione. Questo è congruente con l'analisi in quanto non sono presenti coppie torsionali quindi i componenti tengono ad allungarsi tangenzialmente e radialmente senza torcersi nel piano x-y (con asse z diretto lungo l'asse macchina come in tutte le simulazioni).
- Velocità di rotazione pari a 3090 nel verso negativo dell'asse z.

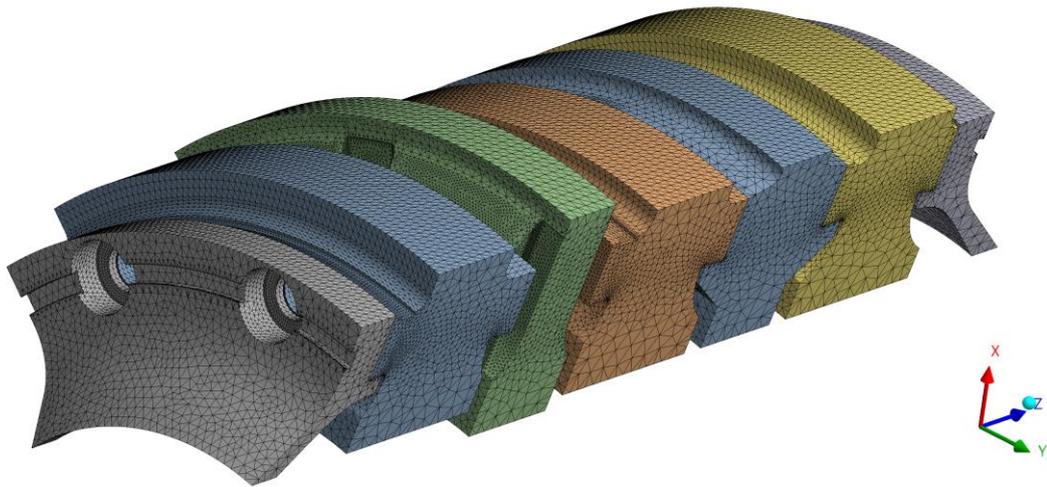


Figura 3.93 – mesh del sotto-modello del rotore turbina.

La mesh generata è riportata in Figura 3.93: essa è stata affinata nelle zone di interesse, come i raccordi prossimi ai contatti per interferenza e il foro centrale, nonché nelle zone dove è necessaria una mesh fine per correttezza dei risultati, come i contatti degli accoppiamenti per interferenza e le superfici di contatto in senso assiale tra i vari dischi. Inoltre, è stata costruita una mesh strutturata sulle superfici di taglio dove sono stati applicati i carichi termici e meccanici equivalenti per ottenere la corretta importazione.

Il focus di questa simulazione è rilevare l'intensificazione delle tensioni dovuta al pre-stress presente a causa degli accoppiamenti per interferenza tra i dischi quindi le geometrie di interesse sono principalmente i raccordi caricati da tali accoppiamenti. In Figura 3.95 e in Figura 3.94 di fatti si osserva come gli stress non siano in generale critici su altre superfici del rotore in quanto minori della tensione di snervamento.

Lo stesso non si può dire dei raccordi caricati dagli accoppiamenti per interferenza poiché presentano delle tensioni molto elevate visibili in Figura 3.97 e in Figura 3.96. Il valore massimo è stato rilevato nel raccordo presente nella parte AFT del secondo disco turbina in corrispondenza del foro passante. Questo accade perché il foro passante è un fattore di concentrazione delle tensioni che si somma all'effetto degli accoppiamenti per interferenza. La simulazione quindi si è mostrata utile a computare tutti questi effetti ma anche l'effetto del precarico dei tiranti i quali esercitano una forza di compressione che tende a schiacciare i dischi l'uno contro l'altro in direzione assiale. Gli *spacer* non sono riportati perché non presentano particolar differenze con le simulazioni effettuate dei singoli componenti. Di fatti, la tensione massima tra i

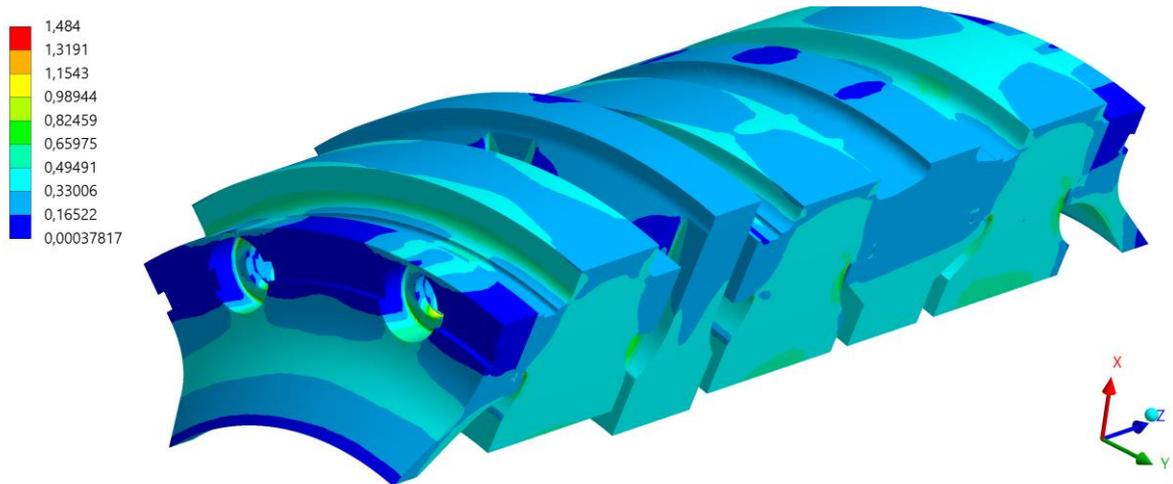


Figura 3.95 - Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nel rotore turbina.

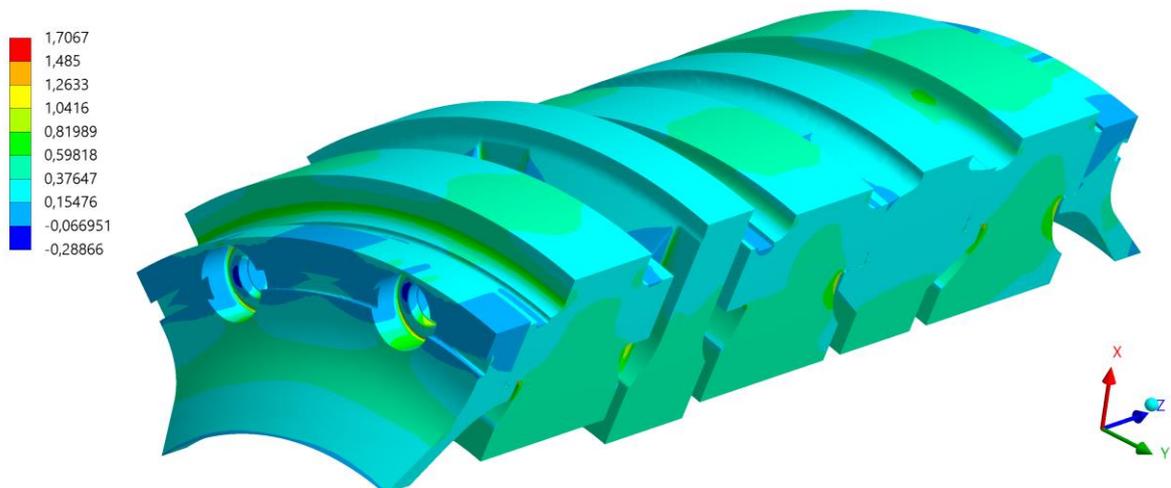


Figura 3.94 - Tensione massima principale normalizzata nel rotore turbina.

due *spacer* è presente nello *spacer 2-3* in corrispondenza del raccordo all'interno della *slot* ed è in valore più basso di quello rilevato nella singola simulazione. Questo è in parte dovuto alla finezza della mesh che è stata volutamente affinata meno così da sfruttare le risorse *hardware* per altre zone come i raccordi prima citati.

I risultati ottenuti importando la distribuzione dei carichi equivalenti invece del loro valore medio non sono stati riportati in quanto non presentano sensibili differenze se non la presenza di valori di picco minori mostrandosi una soluzione più lunga e onerosa ma meno conservativa e per questo non si preferiscono ai risultati ottenuti utilizzando il valor medio.

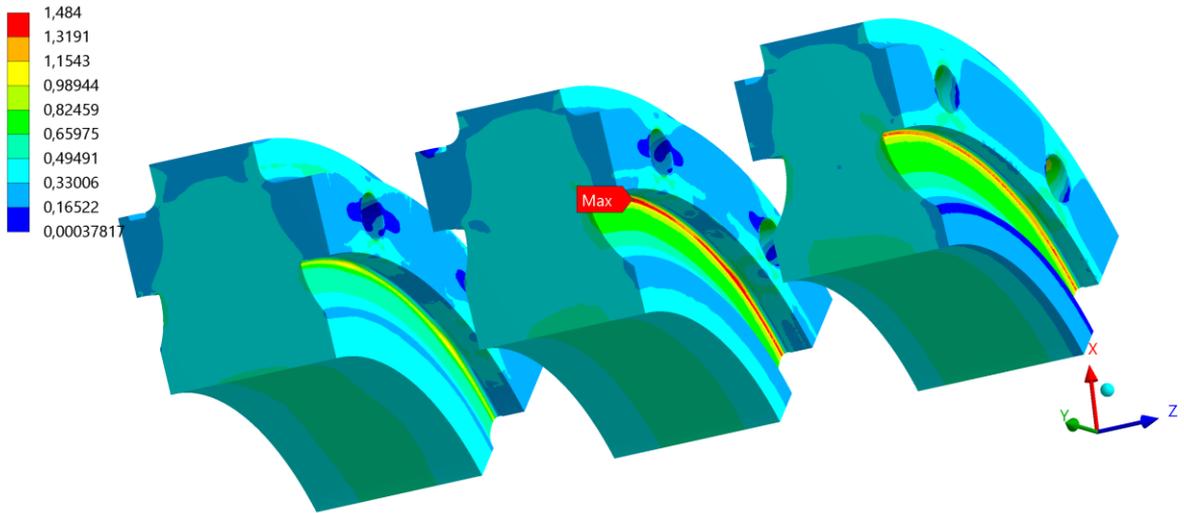


Figura 3.97 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nei dischi turbina.

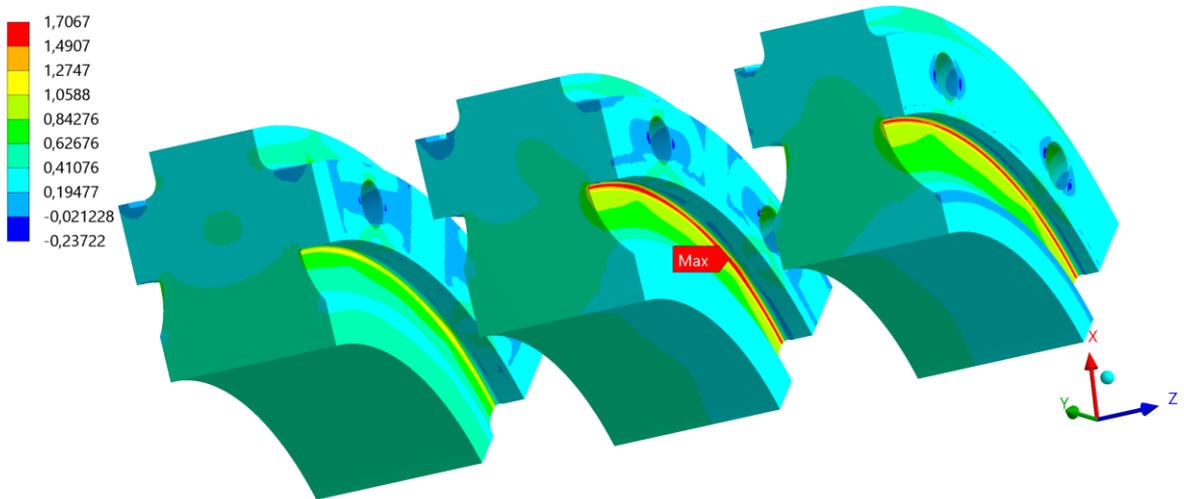


Figura 3.96 - Tensione massima principale normalizzata nei dischi turbina.

Capitolo 4 - VERIFICA STATICA E A FATICA DEL ROTORE TURBINA

4.1 NOZIONI GENERALI

I risultati delle analisi FEM sono gli input necessari per stimare la durata del rotore secondo il programma di LTE. Le verifiche da effettuare sono regolate da precisi step definiti nei *Design Criteria* di *EthosEnergy* in merito alle turbine a gas. In questo capitolo saranno riportati i risultati di tali verifiche preceduti da una breve descrizione dei concetti chiave delle analisi.

4.1.1 CURVE LIMITE PER LA VERIFICA STATICA

Per la verifica statica dei componenti *EthosEnergy* prevede l'utilizzo di diverse curve in grado di definire le zone limite entro il quale il componente risulta verificato. Le curve sono valutate in seguito a numerose prove fatte sul materiale e per questioni di segreto aziendale non saranno riportati i valori numerici.

Nel caso in esame tutti i componenti analizzati (eccetto le pale) sono realizzati nello stesso materiale e cioè un acciaio inossidabile legato adatto all'utilizzo per elevate temperature. Le curve limite per questo materiale sono riportate in Figura 4.1 e sono funzione della temperatura, la quale gioca un ruolo molto importante soprattutto in macchine come le turbine a gas.

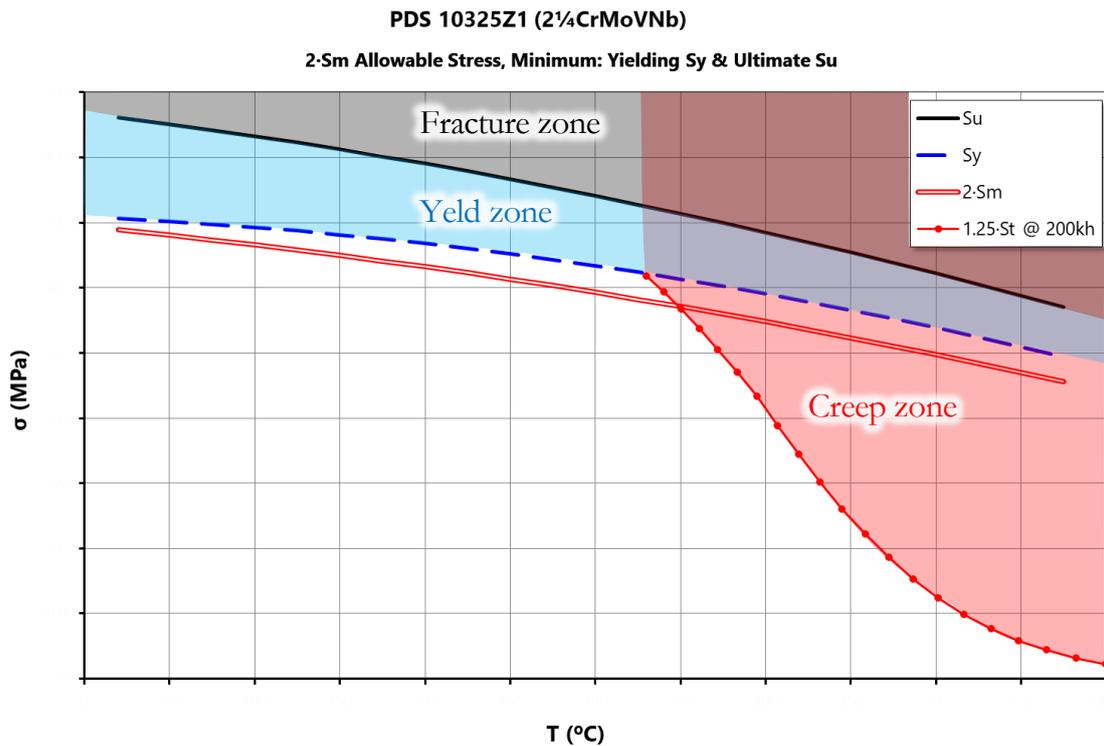


Figura 4.1 - Andamento delle curve limite del materiale PDS 10325Z1 per la verifica statica.

In particolare si hanno le seguenti curve:

- S_u : rappresenta il carico di rottura a trazione del materiale in funzione della temperatura.
- S_y : è la tensione di snervamento a trazione del materiale in funzione della temperatura.
- S_m : rappresenta la curva della tensione membranale ammissibile in funzione della temperatura. È definita nel seguente modo:

$$S_m = \frac{1}{2} \cdot \min(S_y, 80\% S_u)$$

Cioè è la metà del valore minore tra la tensione di snervamento e l'80% della tensione di rottura. La curva S_m è necessaria in quanto materiali che presentano un valore di S_y/S_u maggiore dell'80% possono cedere prima di raggiungere la tensione di snervamento. Il valore di S_m presenta un numero in pre-moltiplicazione, a seconda degli stress considerati (medi o massimi), che dipende da criteri interni.

- S_t : è la tensione ammissibile viscoplastica (detta anche *creep allowable stress*). Si verifica quando un materiale caricato è soggetto a temperature rilevanti per un certo tempo

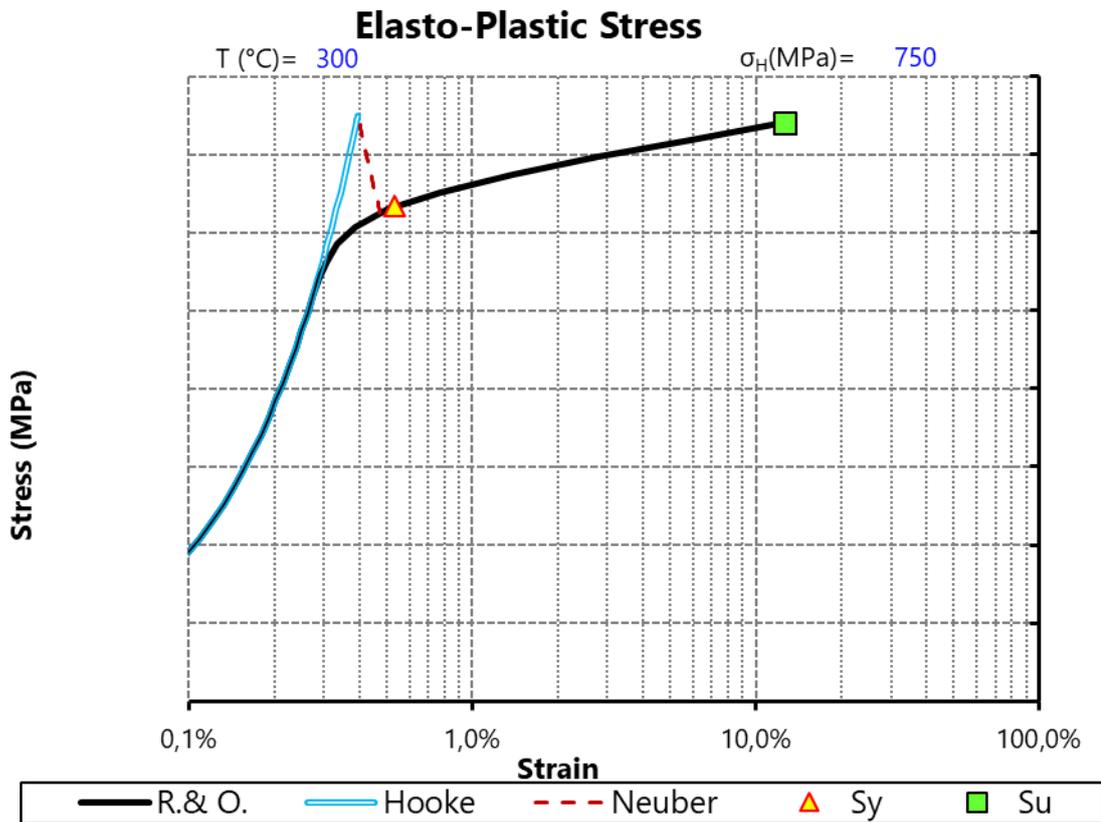


Figura 4.2 – Rappresentazione legge di Neuber per il materiale utilizzato.

ed è caratterizzato da una deformazione plastica che cresce nel tempo fino a rottura anche se le tensioni sono inferiori a quella di snervamento. Per definire le curve viene usato il parametro di Larson-Miller che esprime l'interazione tra le ore rimanenti prima della rottura e la temperatura assoluta. Le curve di rottura per *creep* sono in genere rappresentate dalla tensione di rottura in funzione del parametro di Larson-Miller. In Figura 4.1 è stata riportata invece la curva St utilizzando come tempo limite prima della rottura il valore di 200.000 ore di servizio. Il numero in pre-moltiplicazione (1.25) indica che la tensione di rottura per creep è stata divisa per 1.25 come sicurezza aggiuntiva.

Secondo i *design criteria* la tensione che deve rispettare le curve limite appena definite è la tensione equivalente di Von Mises.

4.1.2 TENSIONE ELASTO-PLASTICA

All'interno del software ANSYS® sono stati inseriti i valori del modulo elastico di Young E in funzione della temperatura ma non è stata assegnata l'intera curva tensione-deformazione.

Questo implica che, soprattutto nei punti che superano la tensione di snervamento, il valore reale di tensione e deformazione non è quello calcolato dal software. Le zone plasticizzate seguono la curva tensione-deformazione del materiale portando a deformazioni maggiori e tensioni minori di quelle calcolate tramite FEM.

Una pratica comune in questi casi è correggere i risultati delle analisi FEM riportando la tensione, da quella elastica (di Hooke), a quella elasto-plastica cioè quella realmente presente nel materiale. Nel caso in cui la tensione di snervamento sia superata solo in alcune piccole parti del componente, come nel caso di concentrazione di tensione dovute a raccordi o intagli, un metodo valido per riportare le tensioni e deformazioni al loro valore plastico è l'utilizzo dell'iperbole di Neuber. In Figura 4.2 vediamo un esempio dove è riportata la curva elasto-plastica del materiale ricavata mediante la relazione di Ramberg-Osgood; è rappresentata anche la retta del modello lineare elastico secondo la legge di Hooke (in figura è una curva perché l'asse delle ascisse è in scala logaritmica) e il tratto dell'iperbole di Neuber che riporta il valore da quello elastico a quello elasto-plastico.

4.1.3 VERIFICA A FATICA

Per i componenti è prevista una verifica LCF (*Low cycle fatigue*) e cioè verifica a fatica per basso numero di cicli. Questo significa che si analizza l'effetto sui componenti dei cicli di accensione e spegnimento della macchina e non l'effetto della flessione rotante che subisce il rotore a causa della sua velocità di rotazione (HCF – *High Cycle Fatigue*).

In questi casi l'azienda utilizza la curva SWT minima cioè quella ricavata con il metodo di Smith-Watson-Topper (Figura 4.3) a seguito di prove sperimentali sul materiale a diverse temperature e per diversi valori del coefficiente di asimmetria del ciclo $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$. Quest'ultimo è pari a 0 nel caso in esame in quanto si tratta di un carico ciclico pulsante con valore minimo di tensione uguale a 0.

L'analisi LCF viene condotta in quanto spesso il cedimento a fatica avviene allo stesso numero di cicli in cui si ha la formazione di una cricca, essendo che la propagazione della cricca avviene in un ridotto numero di cicli rispetto a quelli effettuati prima del cedimento a fatica.

L'obiettivo dell'analisi è verificare che il rotore turbina resista almeno a 5000 cicli di avvio e spegnimento senza incorrere in cedimento. È comunque naturale pensare che, se la turbina resiste per 5000 cicli, avrà accumulato un danno permanente dovuto al cambiamento di microstruttura del materiale. Quindi, oltre a verificare la durata di 5000 cicli, viene valutato il danno cumulativo lineare causato da questi cicli secondo la teoria di Palmgren-Miner.

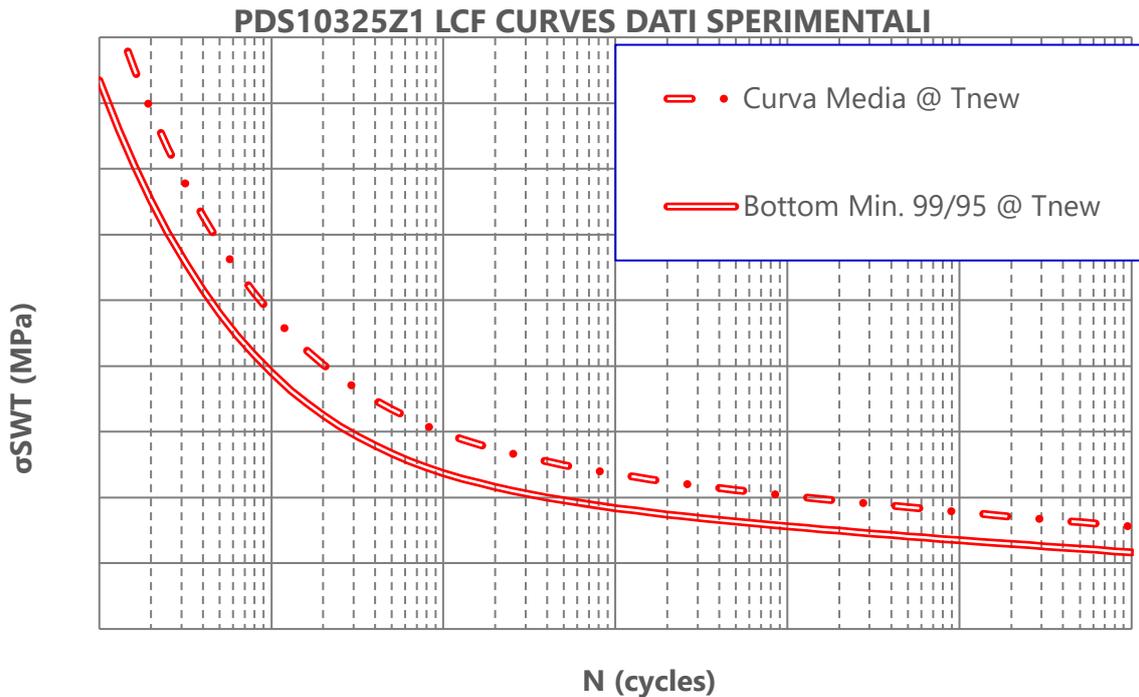


Figura 4.3 – Curve di Smith-Watson-Topper a 400 °C ricavate in seguito a prove sperimentali.

Il danno cumulativo lineare è definito in questo caso dalla formula:

$$D = \sum \frac{n}{N}$$

Dove:

- D è il danno cumulativo lineare.
- n è il numero di cicli effettuati ad una determinata tensione.
- N è il numero di cicli effettuabili massimo a quella determinata tensione.

Nel nostro caso, siccome la storia di carico prevista è la stessa ad ogni ciclo di avvio e spegnimento, può essere eliminata la sommatoria.

4.1.4 EFFETTI DI AMPLIFICAZIONE DELLE TENSIONI

Nel calcolo delle sollecitazioni agenti sugli elementi meccanici si suole imporre che il materiale sia omogeneo ed isotropo e l'elemento abbia una sezione resistente costante; se vi è un brusco cambio di sezione, o la presenza di un foro o di un incavo, le relazioni si considerano valide solo per sezioni lontane da queste zone che costituiscono singolarità geometriche.

Nella realtà le ipotesi molto di rado sono verificate, infatti il componente difficilmente è esente da variazione di sezione o intaglio, anzi è proprio in quella sezione che interessa conoscere il comportamento dell'elemento in quanto l'esperienza dimostra che sono quelli i punti di maggior pericolosità. Si definisce allora un fattore di concentrazione¹⁰ delle tensioni come:

$$K_T = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n}$$

Dove:

- σ_{max} è la tensione massima in presenza della discontinuità geometrica.
- σ_n è il valore nominale di tensione relativo alla sezione resistente netta.

Il fattore è definito per alcune semplici geometrie ed è disponibile in manuali ma con i moderni software come ANSYS®, è possibile calcolare la σ_{max} anche senza l'utilizzo del K_T .

Diverso è il discorso per la tensione limite a fatica, che non è restituita normalmente dalle analisi FEM. Di fatti, esiste un fattore di concentrazione delle tensioni per fatica¹¹ definito come:

$$K_F = \frac{\sigma_{max,F}}{\sigma_n}$$

Dove:

- $\sigma_{max,F}$ è la tensione massima che si verifica a fatica nel provino intagliato (dal quale poter ricavare il numero di cicli tramite la curva SWT)
- σ_n è la tensione nel provino senza intaglio nella sezione resistente netta.

Vale sempre la relazione:

$$1 \leq K_F \leq K_T$$

Questo vuol dire che il fattore di amplificazione delle tensioni dovuto ad un determinato intaglio è minore nel caso della fatica. Quindi conoscendo dalle analisi FEM il valore di σ_{max} , e conoscendo il K_T è possibile ricavare il valore di σ_n e moltiplicando per K_F è possibile ricavare la tensione massima che si verifica a fatica con la quale poter calcolare il numero di cicli dalle curve SWT. Si definisce allora il fattore di sensibilità all'intaglio (*notch sensitivity factor*) come:

$$\frac{K_F}{K_T} < 1$$

¹⁰ In inglese: *Notch Factor*.

¹¹ In inglese: *Fatigue Notch Factor*.

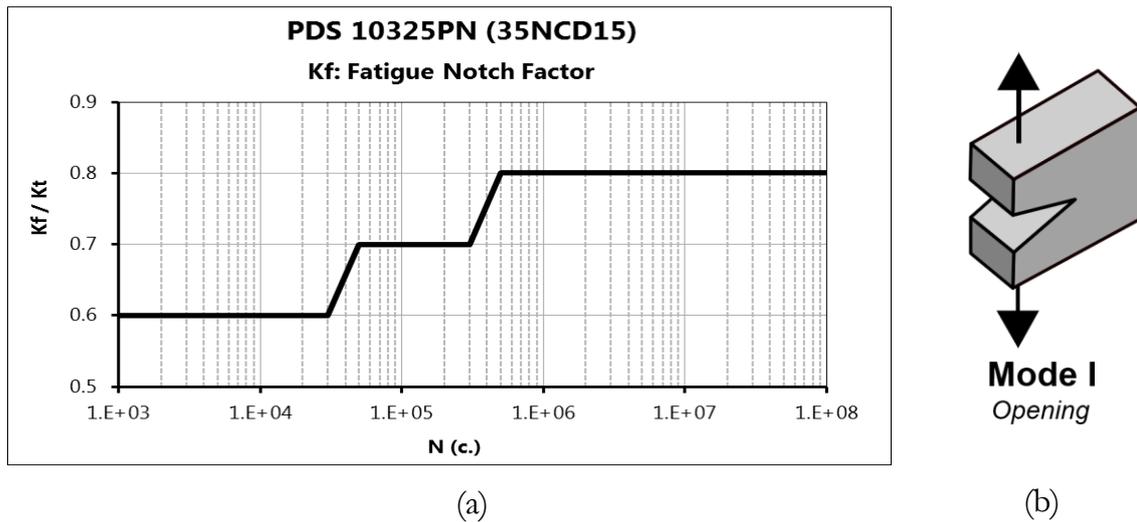


Figura 4.4 – Fattore di sensibilità all’intaglio per il materiale utilizzato (a) e principale modalità di apertura delle cricche (b)

Tale fattore è stato valutato per il materiale utilizzato ed è riportato in Figura 4.4a. Esso è funzione del numero di cicli in quanto K_F tende ad aumentare con il numero di cicli. Quindi si può riassumere:

$$\sigma_{max} \cdot \frac{K_F}{K_T} = \sigma_{max,F}$$

Il fattore di sensibilità permette quindi di passare dal valore massimo di tensione nel caso statico a quello massimo nel caso della fatica. Il valore di σ_{max} viene direttamente calcolato dalle simulazioni FEM e consiste nel valore di picco della tensione massima principale sulla geometria che genera effetto di intaglio, in quanto tale tensione è la più accurata per componenti nei quali ci si aspetta la modalità di apertura delle cricche riportata in Figura 4.4b.

4.2 RISULTATI DELLA VERIFICA STATICA

4.2.1 ELABORAZIONE DEI RISULTATI SECONDO DESIGN CRITERIA

Per le verifiche statiche a regime, è richiesto di prelevare il valore della tensione equivalente di Von Mises sulle superfici delle geometrie critiche nelle seguenti modalità:

- *Primary Stress*: consiste degli stress prodotti dai soli carichi esterni, come quelli meccanici (forza centrifuga).
- *Primary and Secondary Stress*: sono gli stress prodotti dai carichi esterni e interni. Tra questi ultimi figurano gli stress termici.
- *Peak Stress*: consiste dei valori di picco prodotti da stress primari, secondari e fattori di concentrazione delle tensioni.

Separare la parte degli stress dovuta ai carichi interni da quella dovuta ai carichi esterni, in ANSYS® è un'operazione semplice che può essere svolta disattivando l'importazione delle temperature ottenute dalla analisi termica in quella strutturale. Aspetto più complesso è separare la componente degli stress dovuta alle discontinuità geometriche, cioè il surplus di stress dovuto solo a concentrazione delle tensioni. Ci sono diversi approcci possibili: siccome vi è una stretta correlazione tra momenti e derivata seconda degli spostamenti (si ritengano d'esempio le equazioni della linea elastica), a differenza del taglio e dei carichi distribuiti che dipendono da derivate degli spostamenti di ordine più elevati, una buona approssimazione della parte di stress dovuta ai soli carichi esterni può essere data da una interpolazione di secondo ordine lungo la sezione resistente.

Poiché non è semplice prelevare una sezione resistente che sia congrua con le condizioni di carico per ogni geometria, un altro approccio consiste nel prelevare la media della tensione di Von Mises sulla superficie della geometria critica. Questo è l'approccio utilizzato nella presente trattazione per il calcolo degli stress primari e secondari, mentre per il calcolo dei valori di picco si è considerato il valore massimo sulla stessa geometria.

Per ciò che concerne le temperature, dalle quali dipende la posizione della geometria analizzata nel grafico comprendente le curve limite (Figura 4.1), si è scelto di utilizzare il valore di temperatura medio o massimo sulla superficie a seconda dello stato tensionale.

4.2.2 NOMENCLATURA

Per indicare in modo riassuntivo le zone critiche dei vari componenti sono stati assegnati alcuni nomi di comodo riportati in Figura 4.5. Lo spacer 1-2, a differenza dello spacer 2-3, ha delle slot sia nella parte FWD che nella parte AFT. È ovvio che i risultati relativi ai raccordi in prossimità degli accoppiamenti per interferenza sono stati presi dalla simulazione dell'assieme.

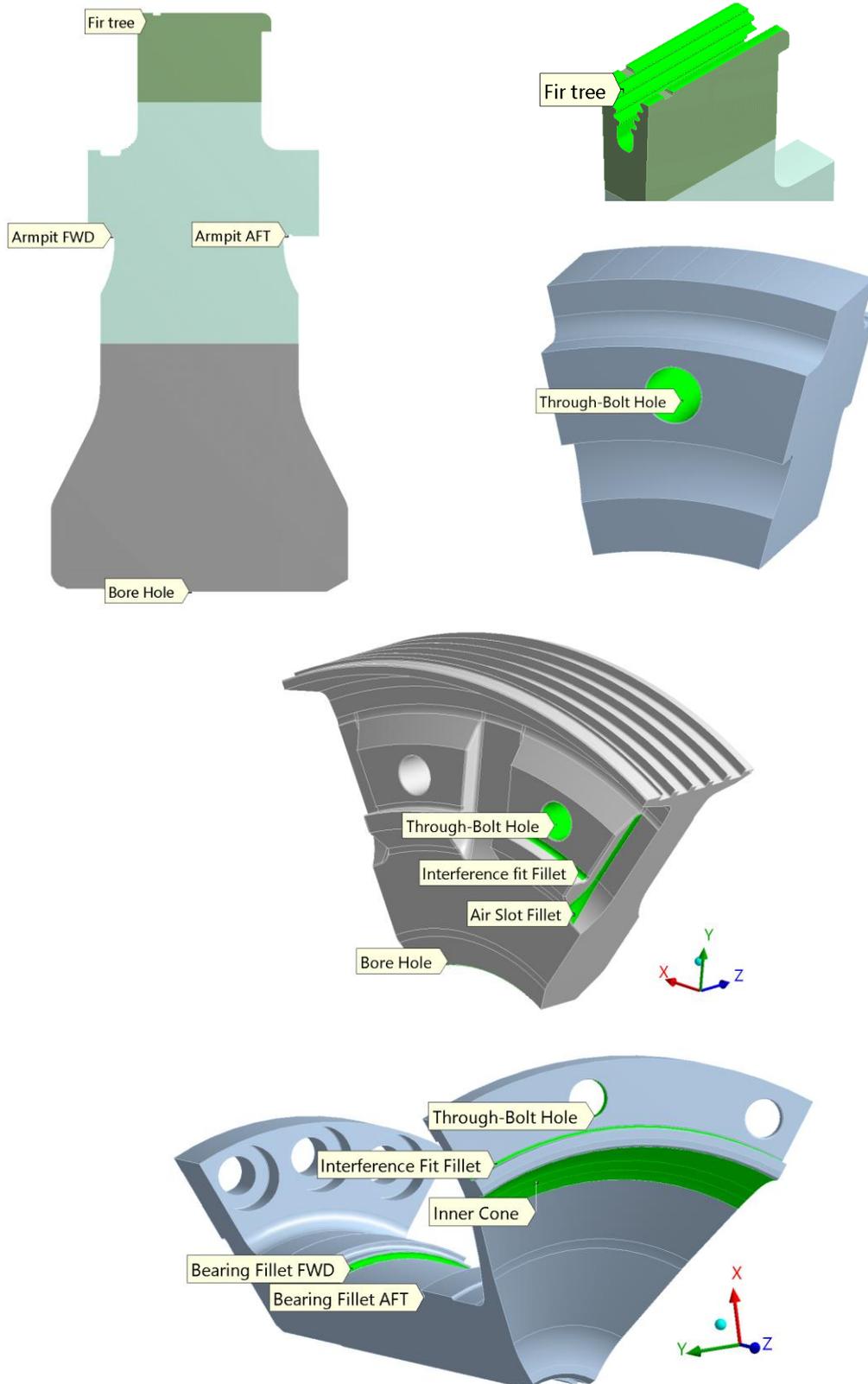


Figura 4.5 – Punti critici individuati nei componenti del rotore.

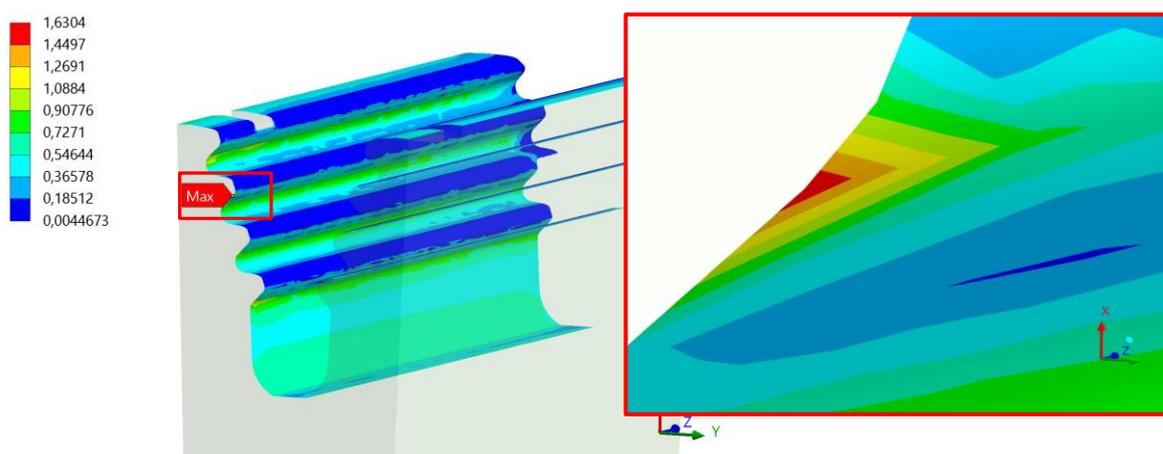


Figura 4.6 – Picco di tensione di Von Mises normalizzata dovuto a singolarità geometrica.

4.2.3 DISCO PRIMO STADIO

Nonostante la procedura sia stata definita al paragrafo 4.2.1, per i dischi turbina ci sono delle problematiche ulteriori: come visto nel paragrafo 3.3 sul *fir tree* sono presenti delle singolarità geometriche e delle pressioni hertziane notevoli scambiate tra disco e pala. È stato già detto che i valori di tensione massimi nelle zone di contatto sono concentrate in una zona molto piccola e che necessitano di ulteriori valutazioni per quanto riguarda la formazione di cricche.

Per escludere le singolarità dovute alla geometria (visibili in Figura 4.6) invece è stato utilizzato il seguente approccio:

- Creazione di una *Named Selection*, mediante *worksheet* di ANSYS®, che escluda gli elementi dell'attacco pala posti all'interfaccia con la parte FWD e AFT del disco, cioè le zone di singolarità (Figura 4.7a).
- Valutazione delle tensioni sulla superficie appena definita (Figura 4.7b).
- Estrazione del risultato sul raccordo dove è presente la tensione massima.

Altre aree critiche sono riportate in Figura 4.8 dove però non viene superata la tensione di snervamento. Inoltre, si nota come nel *Through-Bolt Hole* si abbia solo una piccola zona dove si raggiunge il valore di tensione massimo.

I risultati su tutte le aree critiche sono riportati nei grafici di Figura 4.9, Figura 4.10 e Figura 4.11 seguendo le specifiche descritte nel paragrafo 4.1.1. Le tensioni di picco superiori al valore di snervamento sono riportate al reale valore elasto-plastico mediante iperbole di Neuber e sono contenute al di sotto della curva di snervamento.

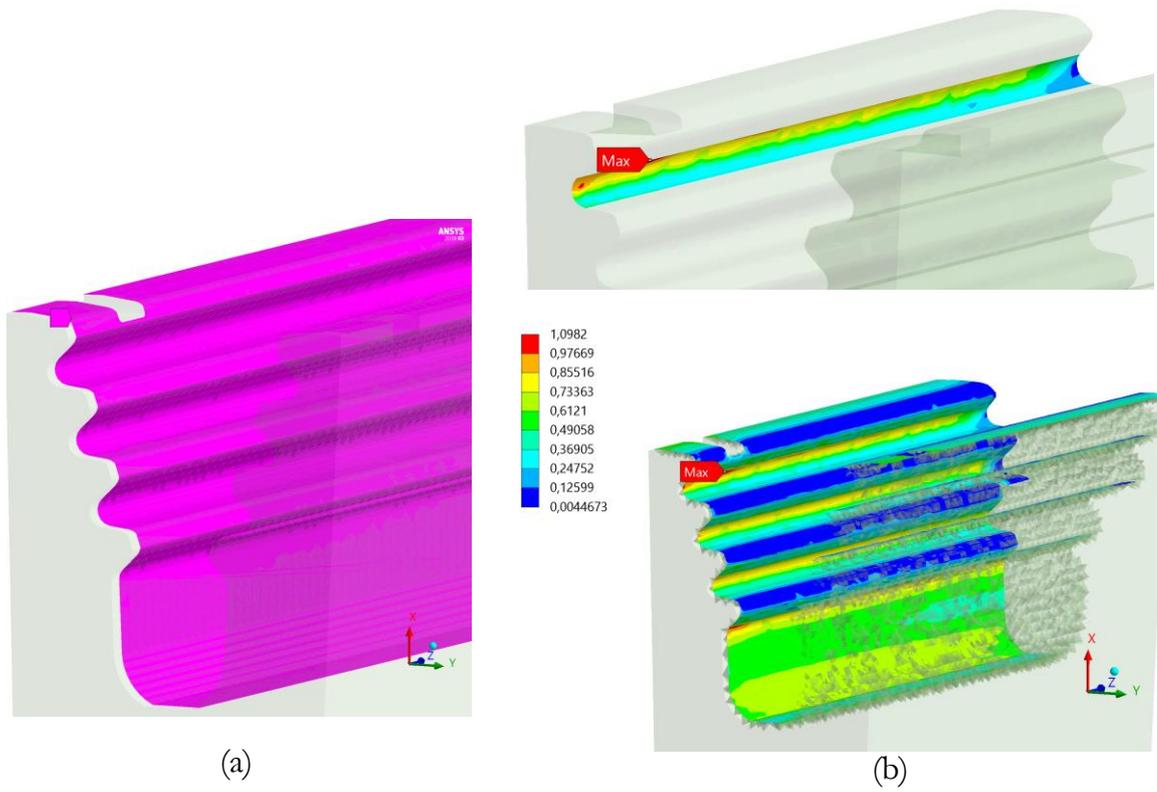


Figura 4.7 – Superficie utilizzata per il calcolo degli stress sul *fir tree*.(a) e risultati (b).

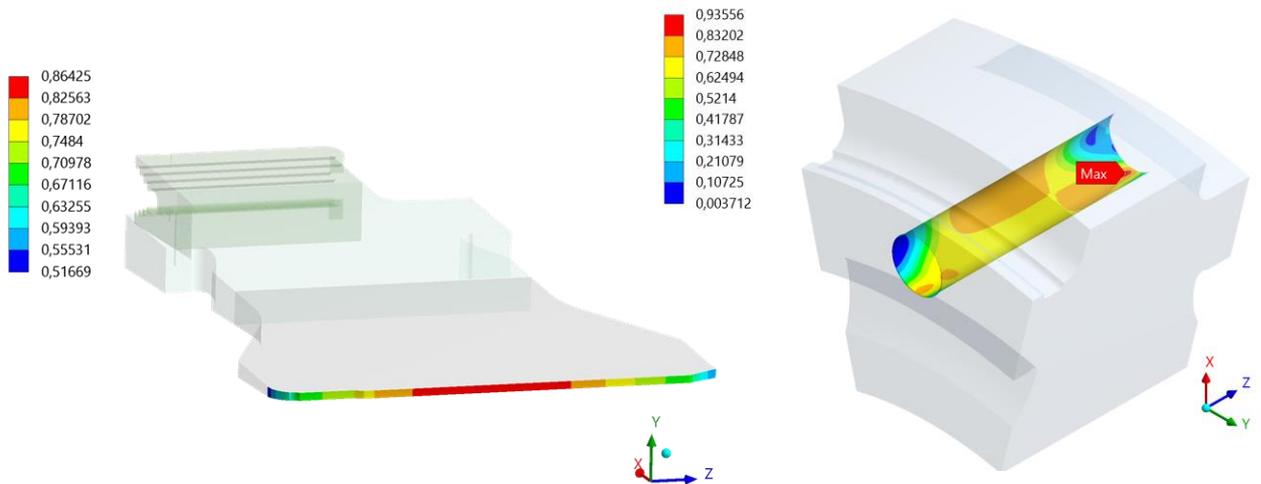


Figura 4.8 – Stress equivalente di Von Mises normalizzato valutato al Bore Hole e al Through-Bolt Hole.

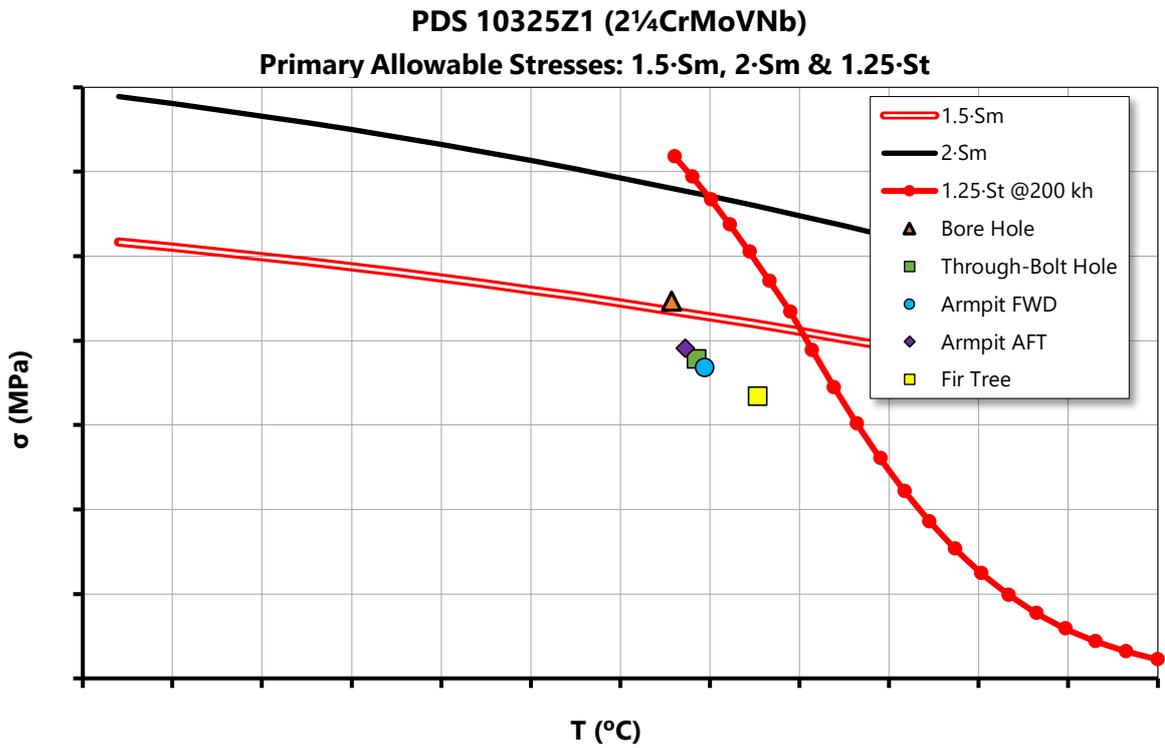


Figura 4.9 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 1.

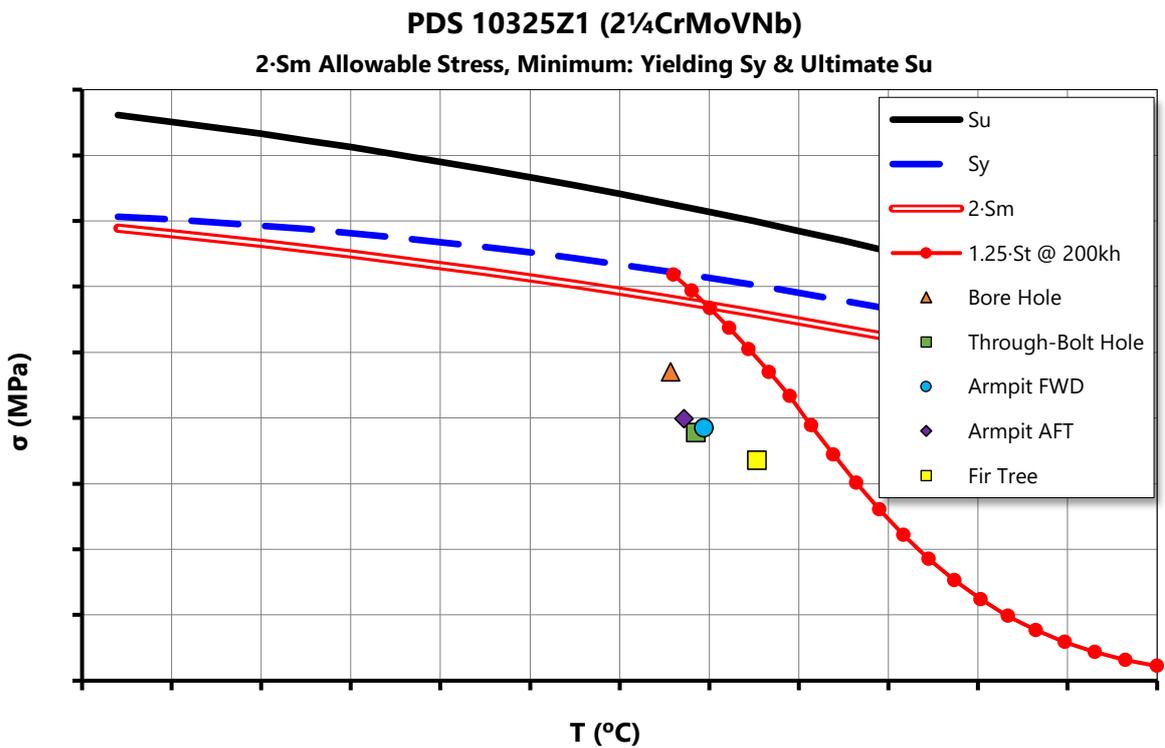


Figura 4.10 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 1.

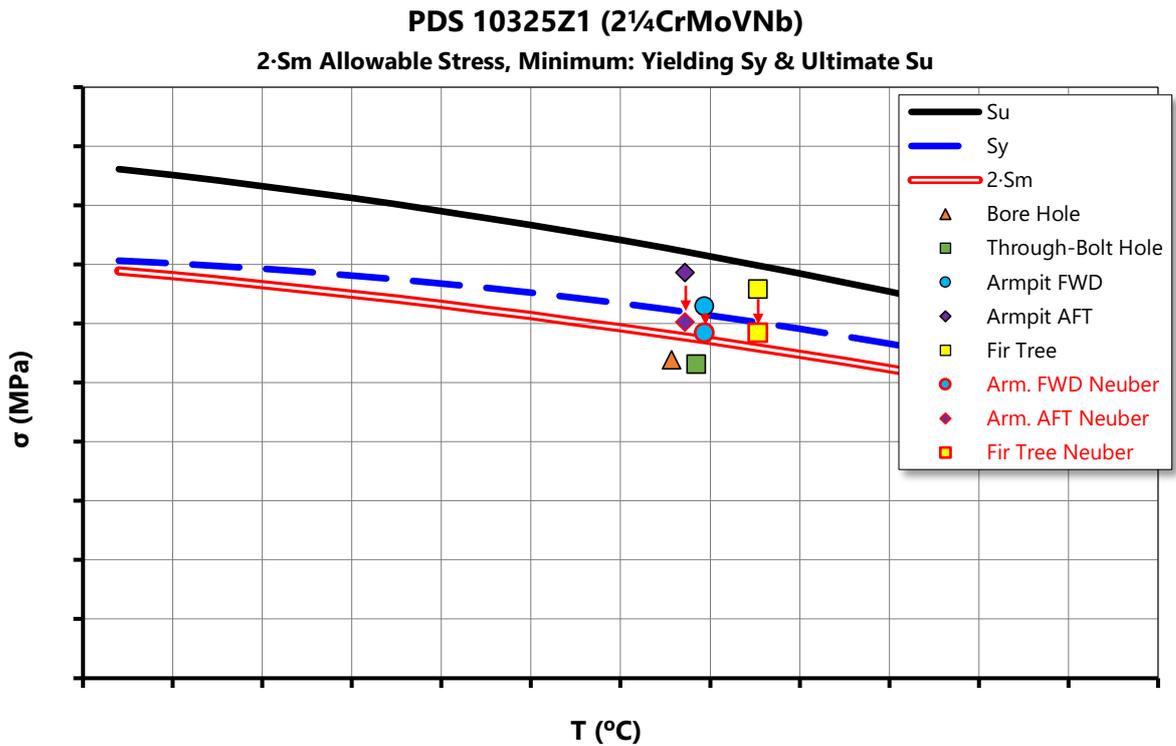


Figura 4.11 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 1.

4.2.4 DISCO SECONDO STADIO

Nella valutazione degli stress primari del disco 2 si può notare da Figura 4.12 che viene superata la curva $1.5 Sm$ dalla tensione media nel Bore Hole e nella FWD Armpit. Queste aree necessitano quindi di ulteriori indagini. Il fattore importante è che non siamo nella zona di *creep* la quale è sicuramente più rischiosa.

Nella valutazione degli stress primari e secondari medi (Figura 4.13) non vi è alcuna particolare criticità tenendo conto anche delle scelte conservative fatte fin ora.

Lo stesso non si può dire per gli stress di picco (Figura 4.14) dove sia per il *Fir Tree* che per il raccordo *Armpit* AFT vi è il superamento della curva di snervamento anche dopo aver tenuto conto della formazione di una zona plastica riportando i valori a quelli reali tramite la curva di Neuber. La deformazione permanente a freddo calcolata è pari allo 0,431% per il *fir tree* e 0,373% per la *Armpit* e sono trascurabili per le scelte conservative fatte (ad esempio overspeed del 3%) ma saranno ulteriormente valutate nella verifica a fatica.

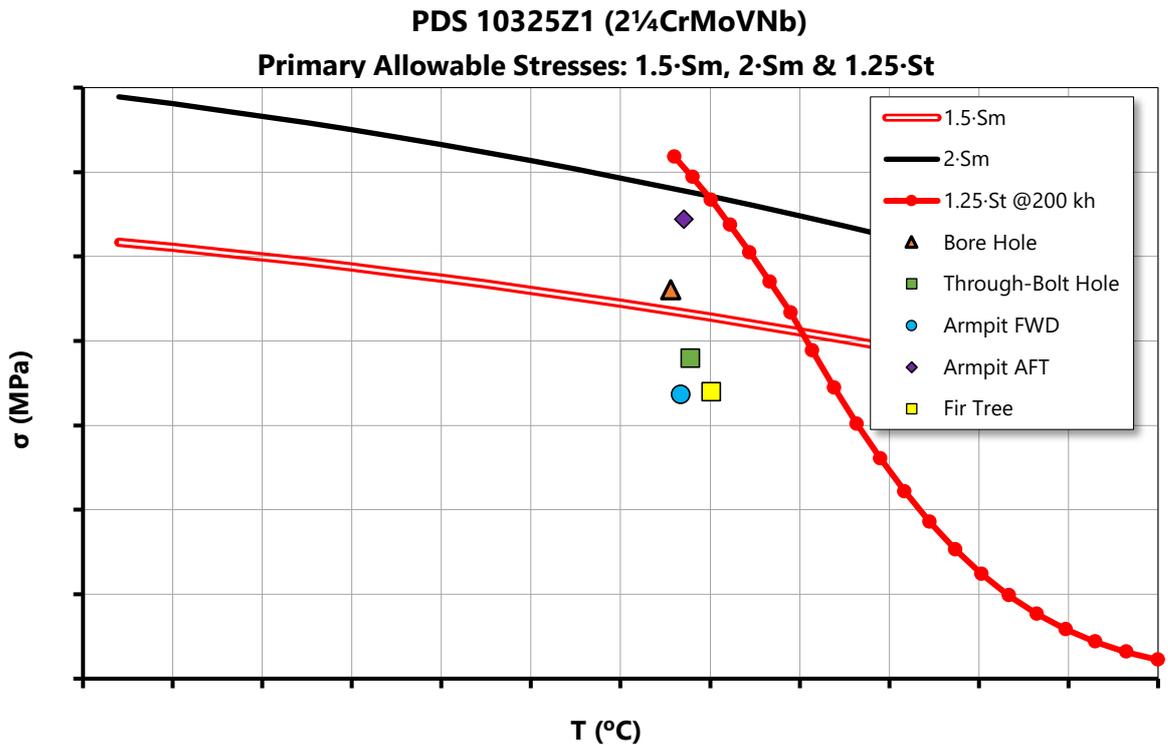


Figura 4.12 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 2.

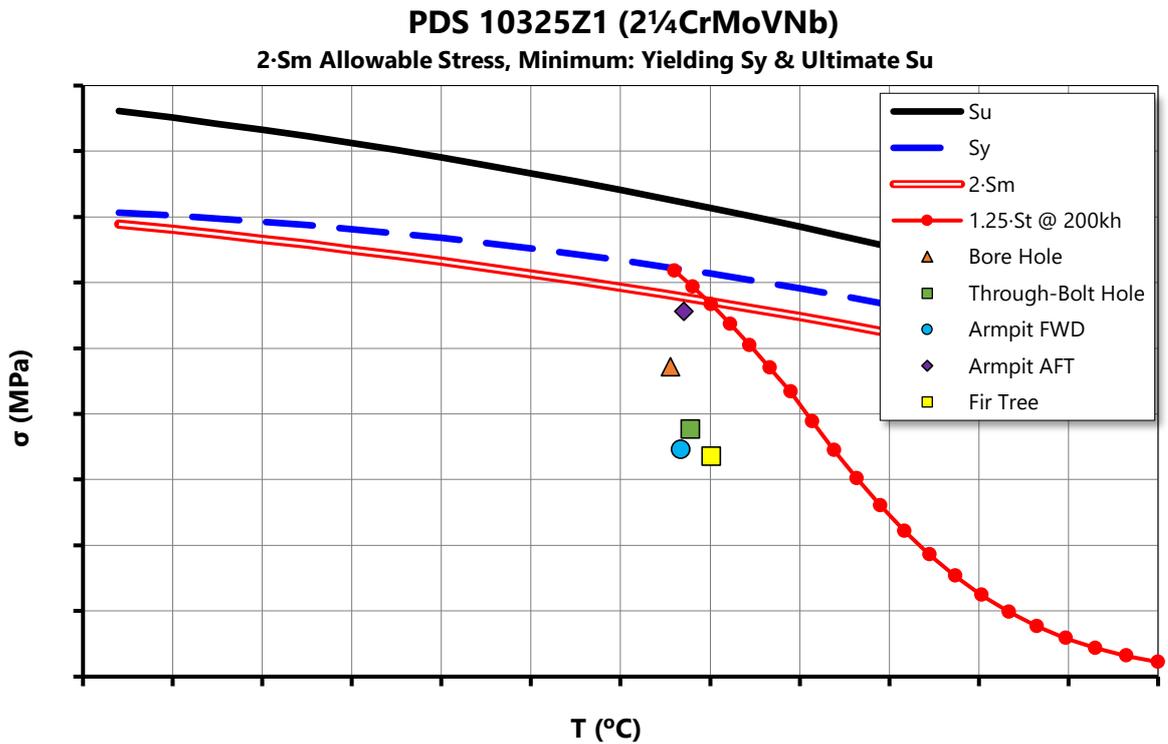


Figura 4.13 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 2.

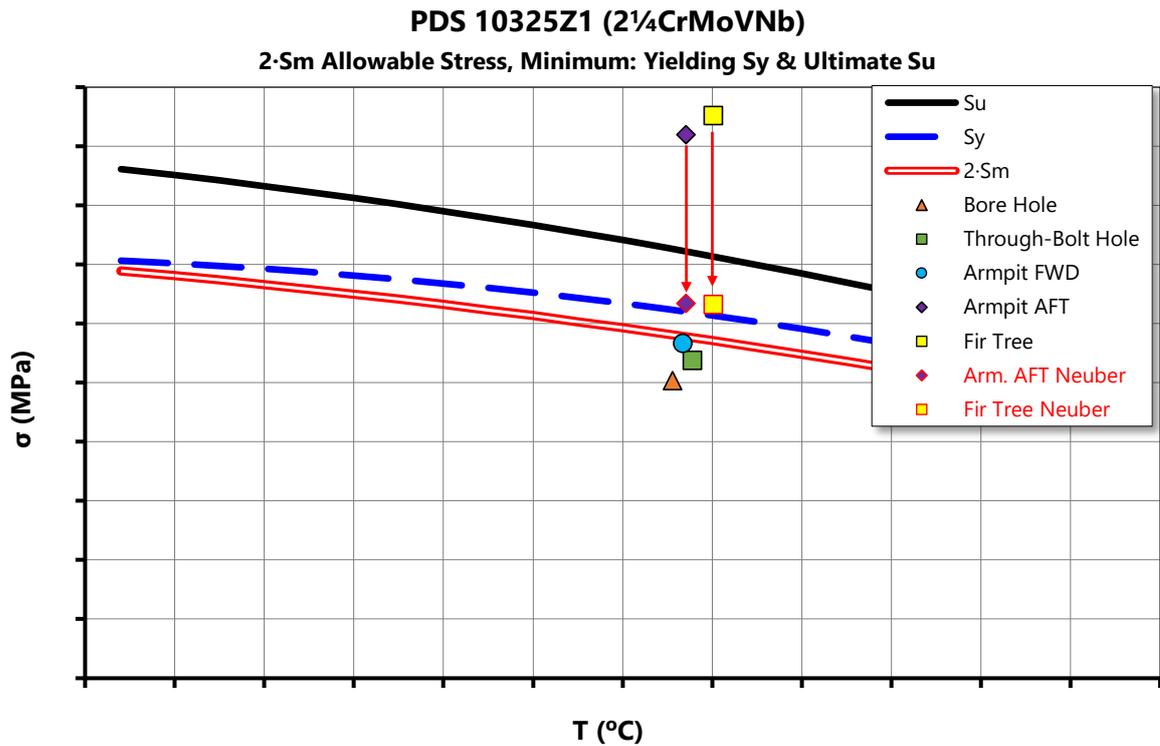


Figura 4.14 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 2.

4.2.5 DISCO TERZO STADIO

Nel disco 3 abbiamo una situazione simile ai dischi precedenti. I valori di picco sono riportati in Figura 4.17: in questo caso abbiamo che sia entrambe le *Armpit* che il *fir tree* superano il valore di snervamento. Tuttavia, in seguito alla valutazione dello stress elasto-plastico tramite la curva di Neuber, la *Armpit* FWD è verificata dimostrando che le aree più critiche per tutti e tre i dischi rimangono il *fir tree* e la *Armpit* AFT. Data l'estensione della zona di tensione massima, si può affermare che il *fir tree* risulta meno problematico in quanto le *Armpit* e a causa della presenza del foro passante sono aree più sensibili a possibili formazioni di cricche.

Le deformazioni plastiche a freddo rimangono comunque molto basse per poter essere ritenute gravose.

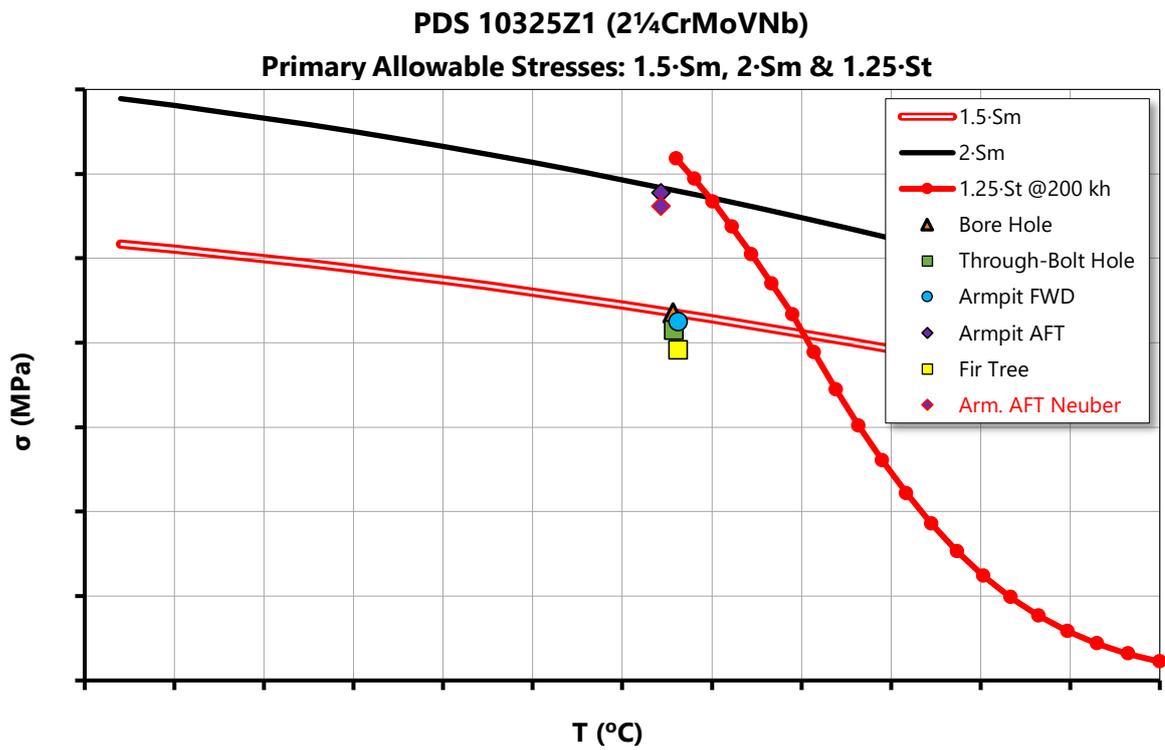


Figura 4.15 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del disco 3.

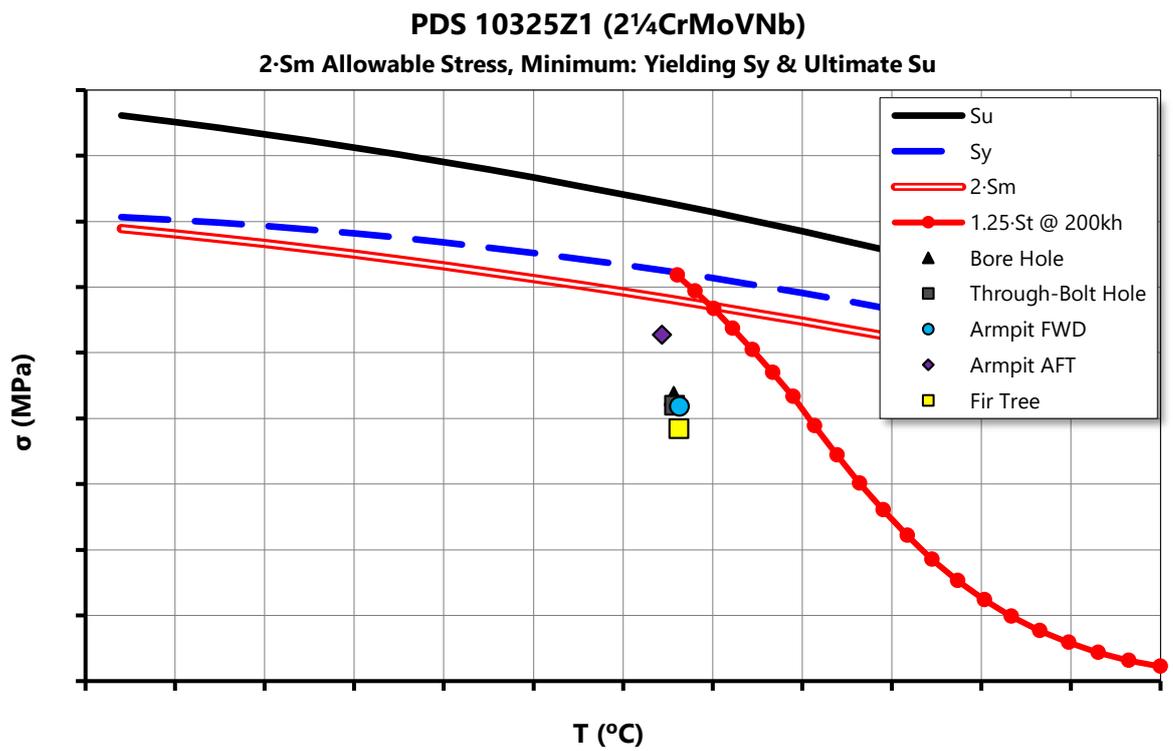


Figura 4.16 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del disco 3.

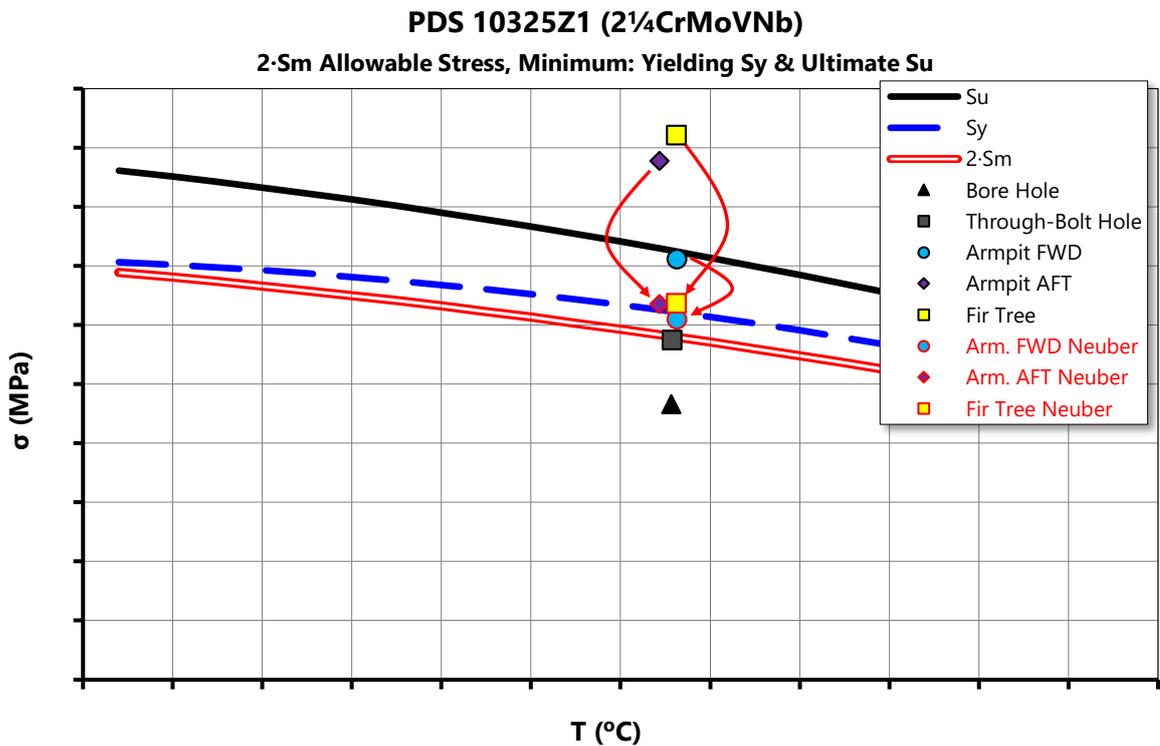


Figura 4.17 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del disco 3.

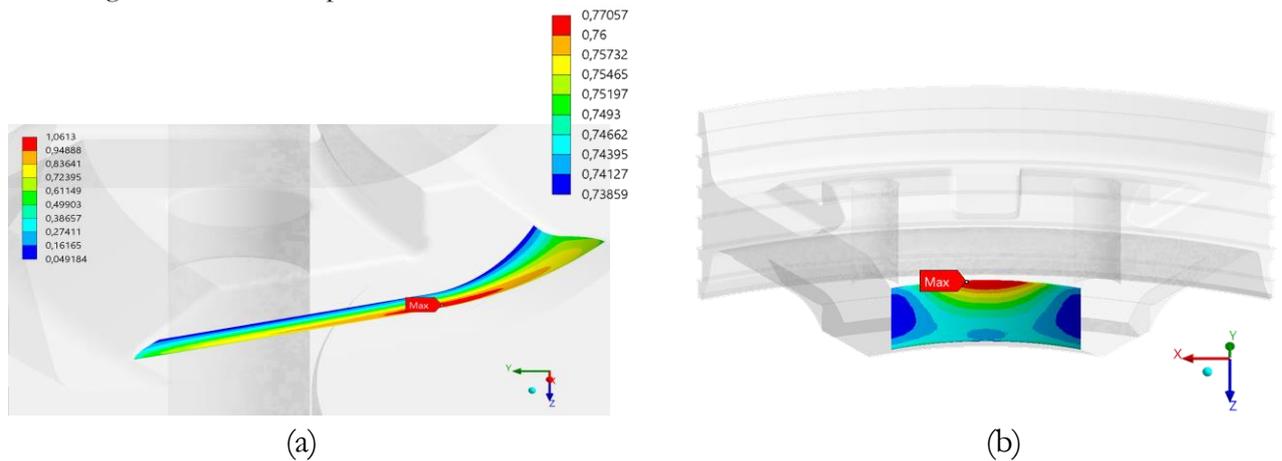


Figura 4.18 – Tensione di Von Mises normalizzata nella FWD Air slot (a) e nel Bore Hole (b) dello *spacer* 1-2.

4.2.6 SPACER 1-2

Nella valutazione degli Stress primari (Figura 4.19) si può osservare di nuovo la presenza del *Bore Hole* al disopra della curva $1.5 S_m$ riconfermandosi un'area pericolosa non a causa degli alti valori di tensione ma della loro distribuzione su una superficie molto estesa (Figura 4.18b). La tensione nelle slot è invece molto concentrata ed è comunque al di sotto di S_y .

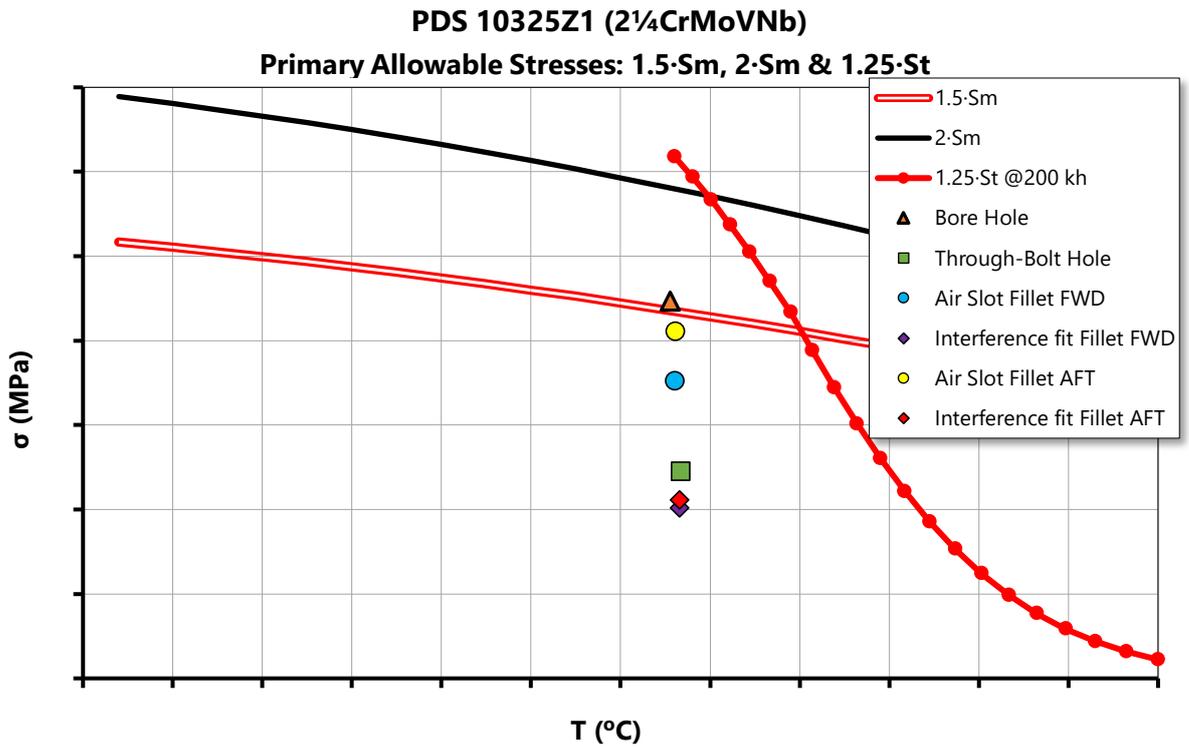


Figura 4.19 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.

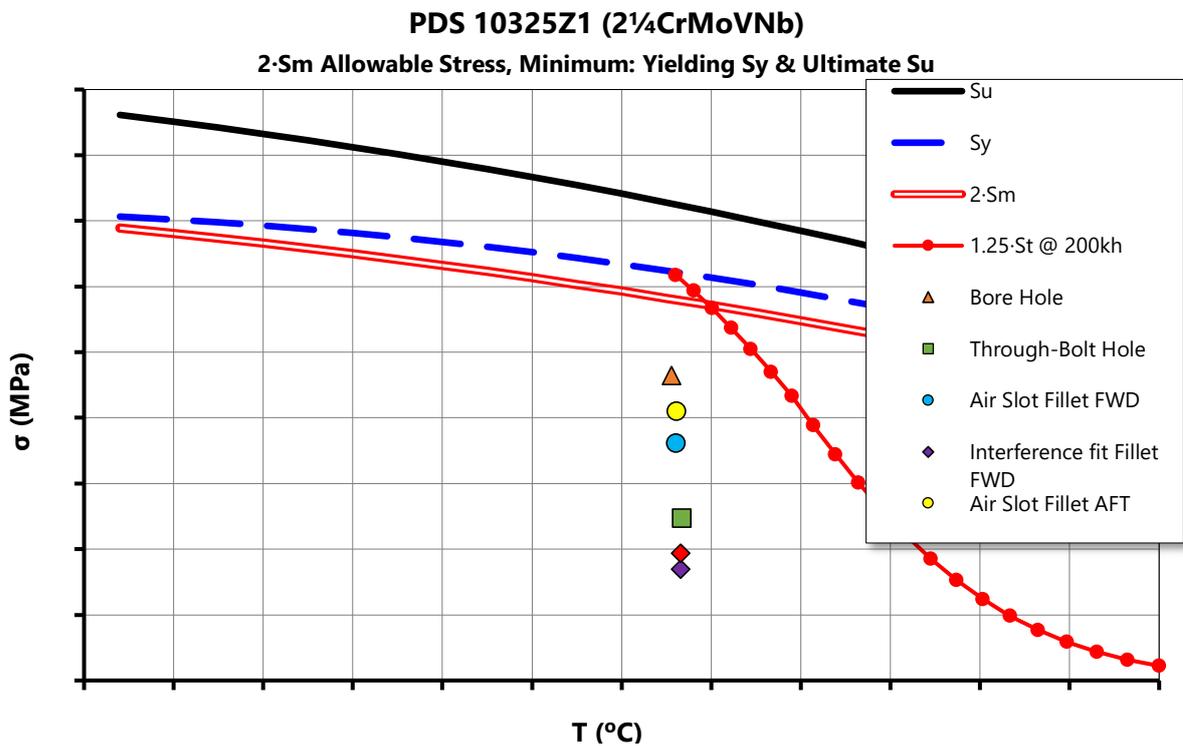


Figura 4.20 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.

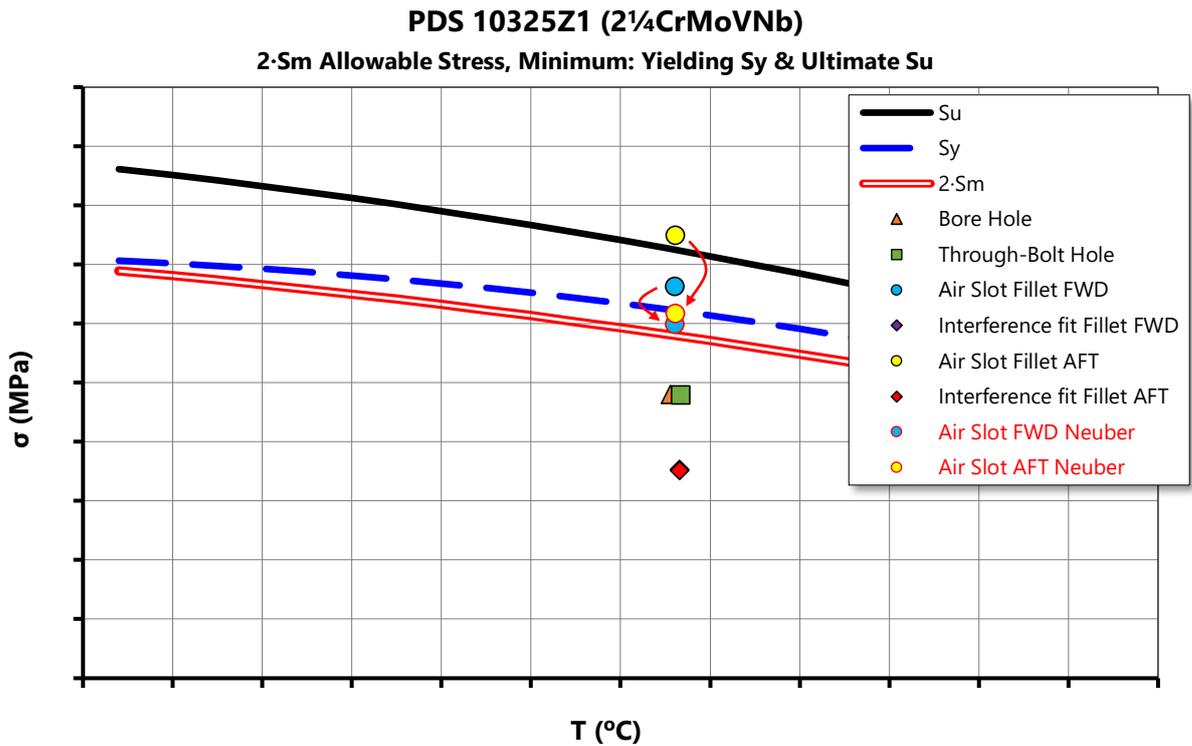


Figura 4.21 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 1-2.

4.2.7 SPACER 2-3

Nel capitolo precedente si era visto come le tensioni maggiori tra i vari dischi fossero presenti nei raccordi delle *slot* di questo componente. Tuttavia, introducendo la deformazione plastica tramite la curva di Neuber, si nota che la tensione elasto-plastica è molto più bassa (Figura 4.23). Il valore di tensione è comunque superiore al valore della tensione di snervamento con una deformazione residua a freddo dello 0,477%. Questa zona sarà comunque esaminata ulteriormente con la verifica a fatica.

Non vi sono criticità per quanto riguarda gli stress primari (Figura 4.21) e il loro contributo valutato insieme agli stress secondari (Figura 4.22).

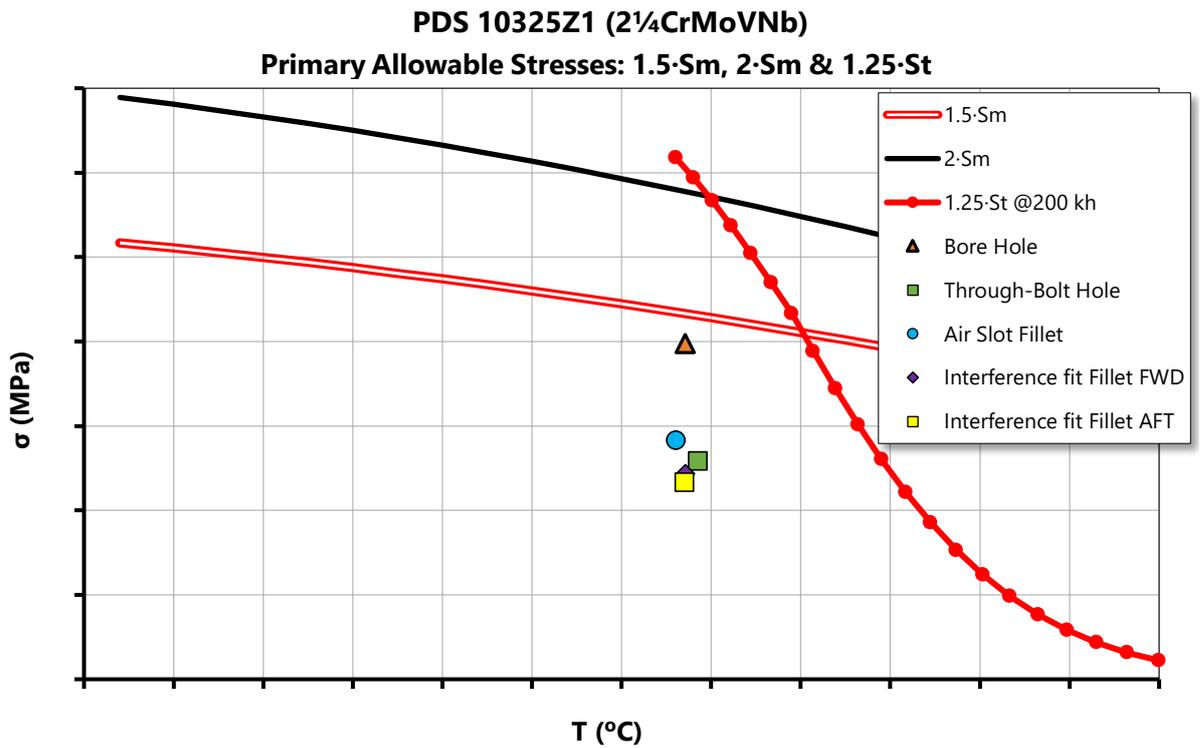


Figura 4.22 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.

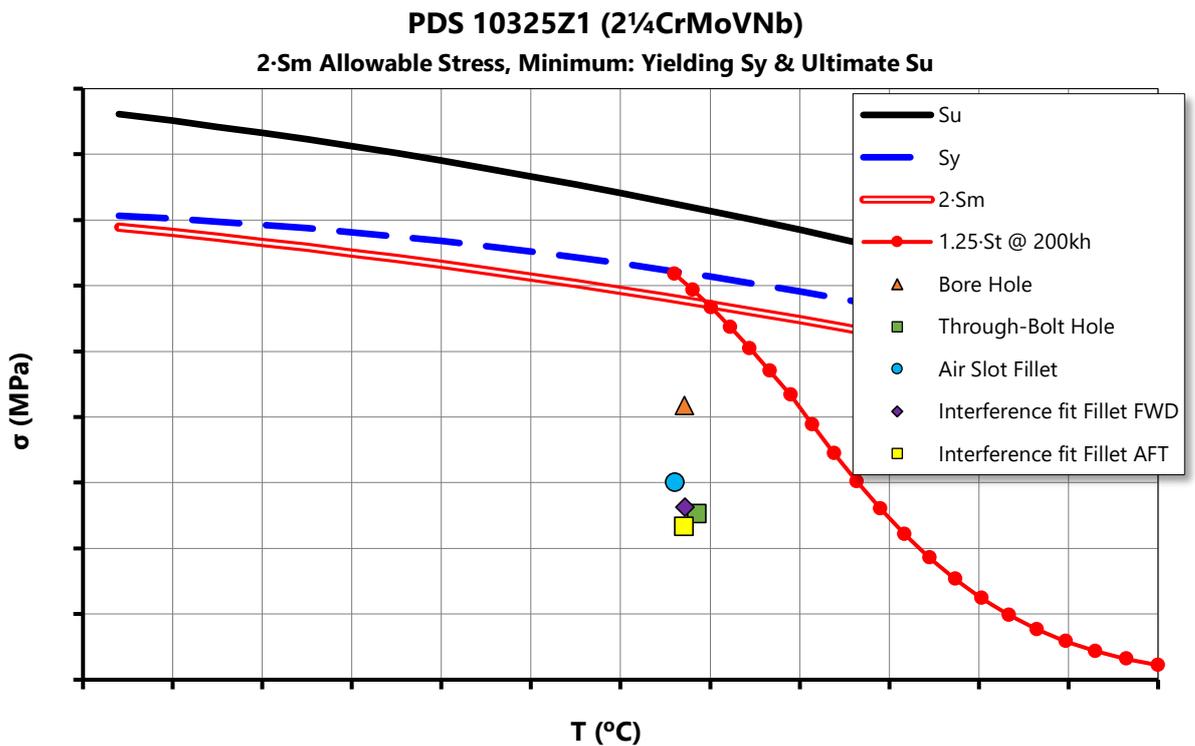


Figura 4.23 - Grafico degli stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.

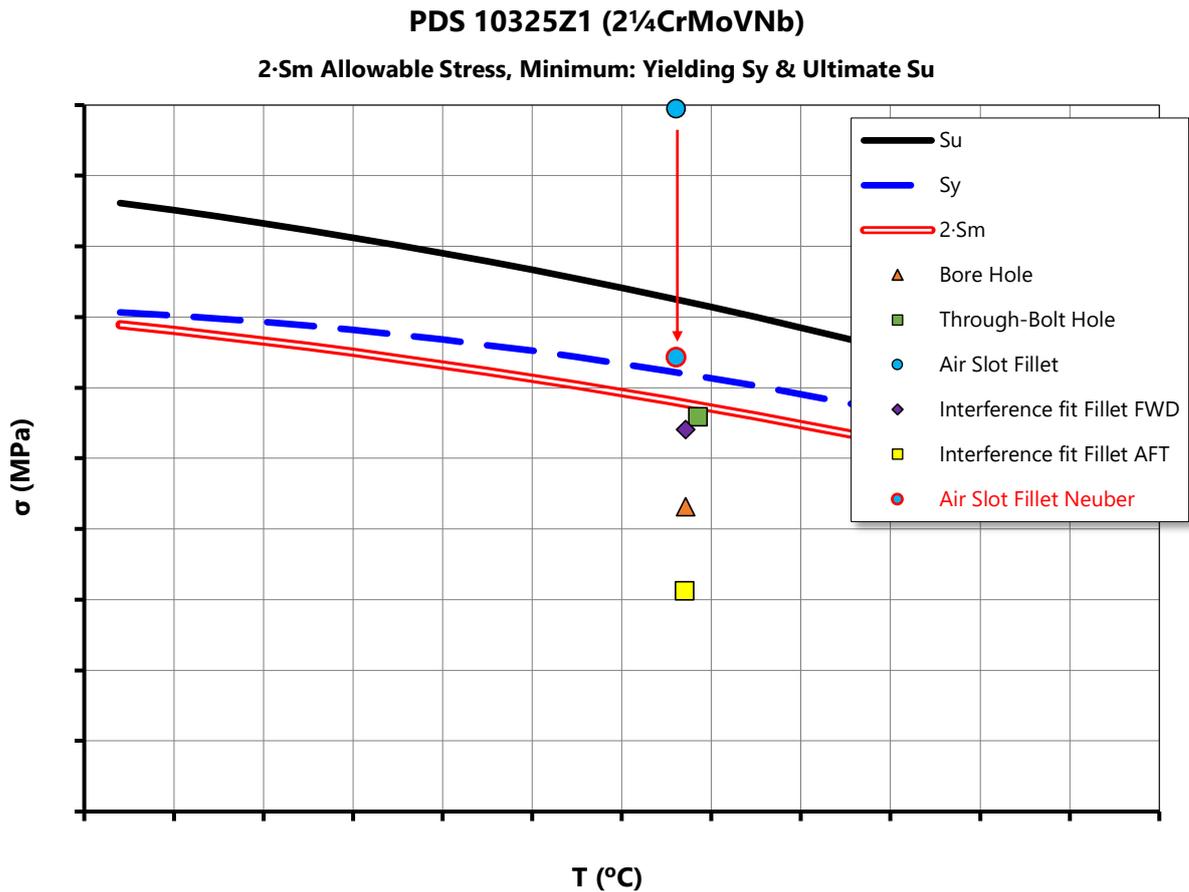


Figura 4.24 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche dello Spacer 2-3.

4.2.8 FWD STUBSHAFT

Lo *Stubshaft* presente nella parte *forward* della turbina non è critico secondo le prime due verifiche riguardanti gli stress primari e stress secondari.

Per quanto riguarda i valori di picco (Figura 4.27) è presente un alto valore della tensione equivalente nei fori passanti, tuttavia essa è concentrata in una piccola porzione del componente e inoltre, come si è detto nel capitolo precedente, lo *stubshaft* non ha volutamente le condizioni di vincolo reali, ma si è analizzata la sua deformazione dovuta solo ai carichi centrifughi e termici: nella realtà le condizioni di vincolo e la presenza dei tiranti garantiscono un valore di tensione minore. Tendendo in considerazione questo aspetto si può affermare che è garantita l'integrità strutturale del componente e si prevede al massimo una piccola deformazione plastica residua nella zona dei fori passanti.

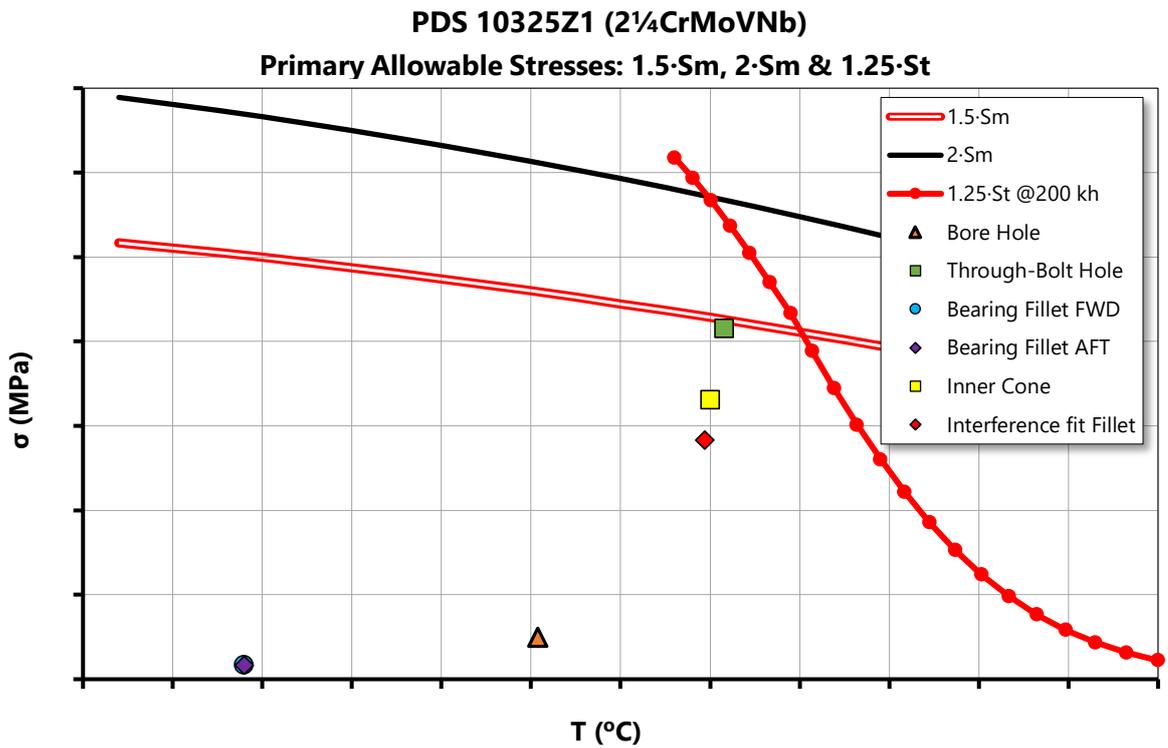


Figura 4.25 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.

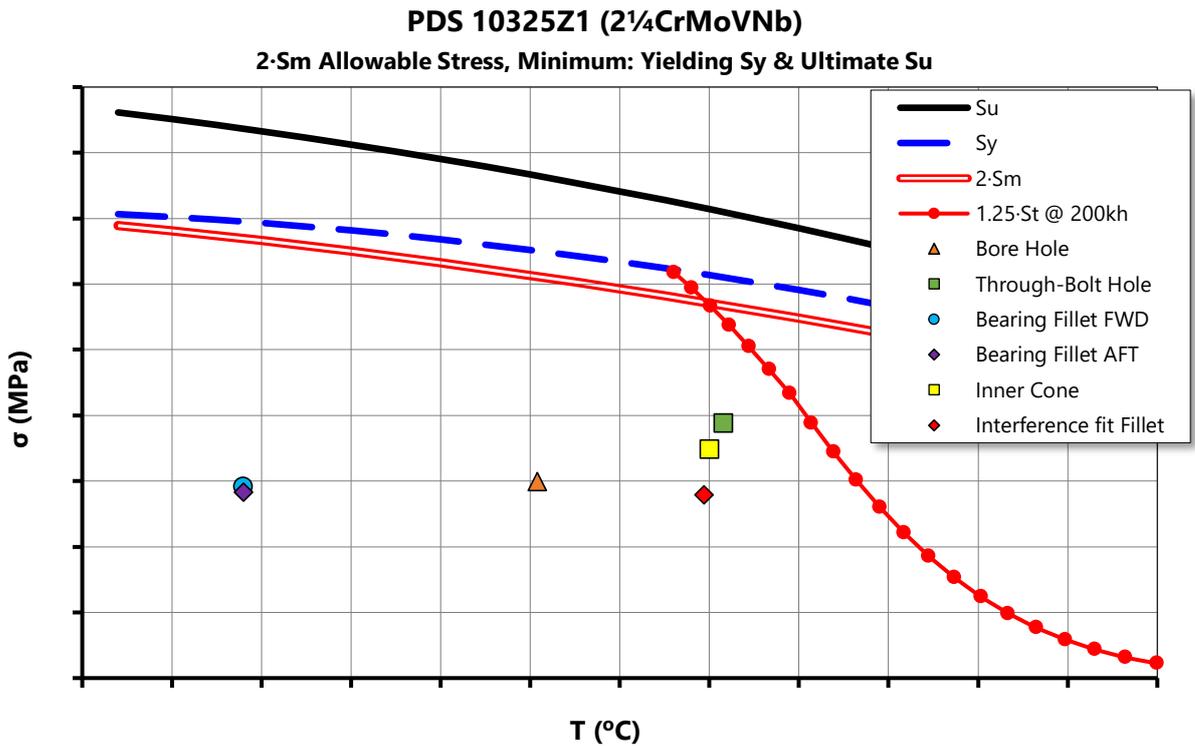


Figura 4.26 - Stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.

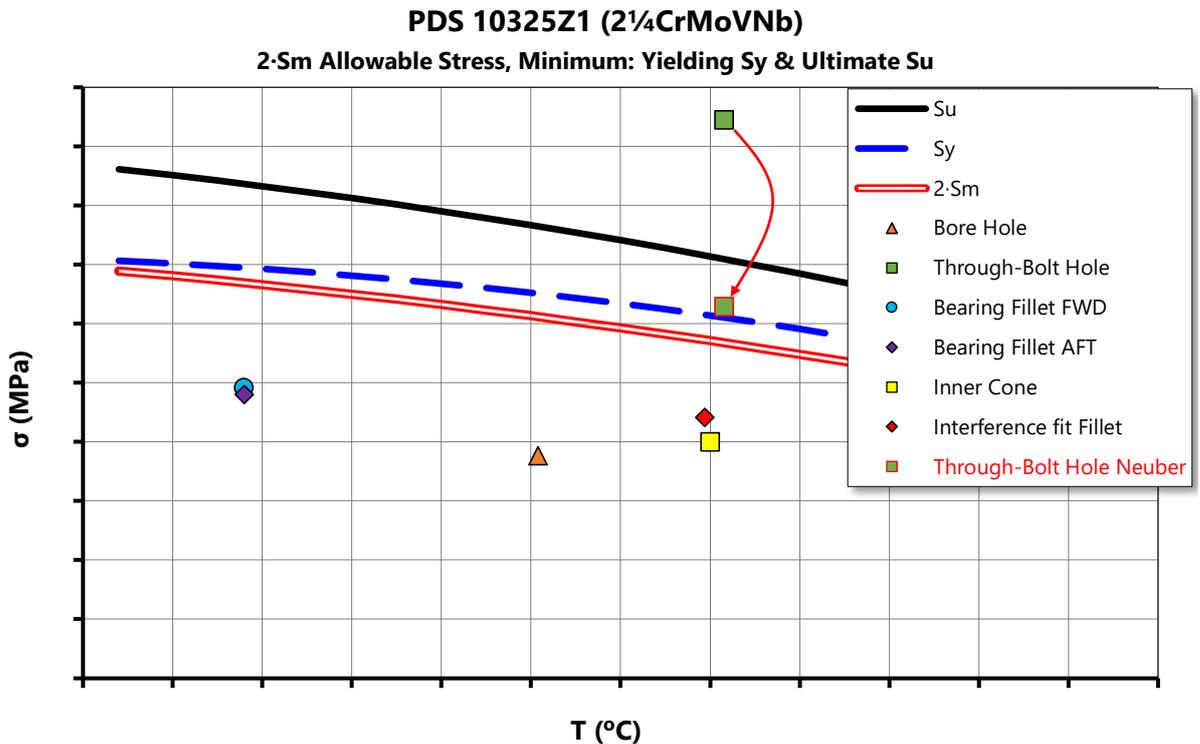


Figura 4.27 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del FWD Stubshaft.

4.2.9 AFT STUBSHAFT

A differenza del componente valutato nel paragrafo precedente, in questo caso i raccordi posti sulla superficie di appoggio dei cuscinetti presentano tensioni irrilevanti e quindi non sono stati riportati.

Tutte le geometrie sono verificate con un largo margine nell'analisi degli stress primari (Figura 4.29) e dei primari più i secondari (Figura 4.30)

Le tensioni sono generalmente basse eccetto il valore di picco presente sui fori passanti (Figura 4.31) dove, nonostante la zona si trovi a temperature minori rispetto ad altri componenti, la tensione equivalente di Von Mises presenta un valore molto alto ed è quindi, anche in questo caso, al di sopra della curva di snervamento. Come per il FWD *Stubshaft* questo evento non è da considerarsi critico ma va comunque analizzato con la verifica a fatica.

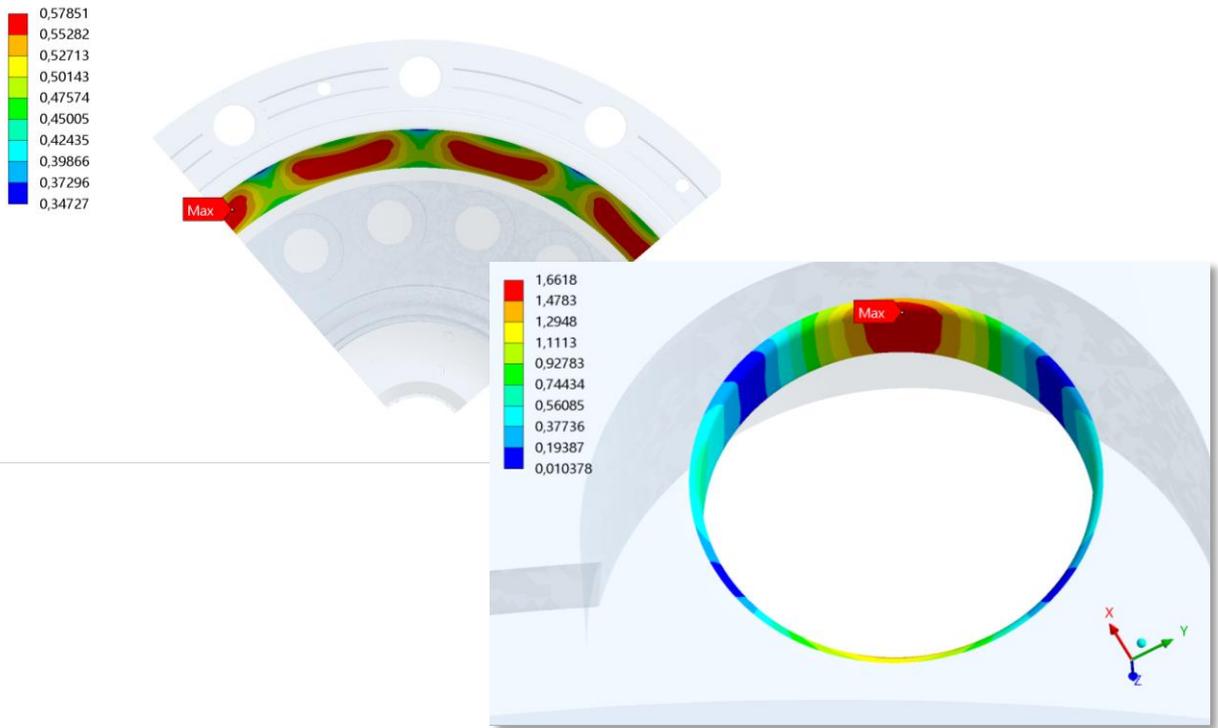


Figura 4.28 – Tensione equivalente di Von Mises normalizzata nelle zone *Inner Cone* e *Through Bolt Hole* dell'AFT *Stubshaft*.

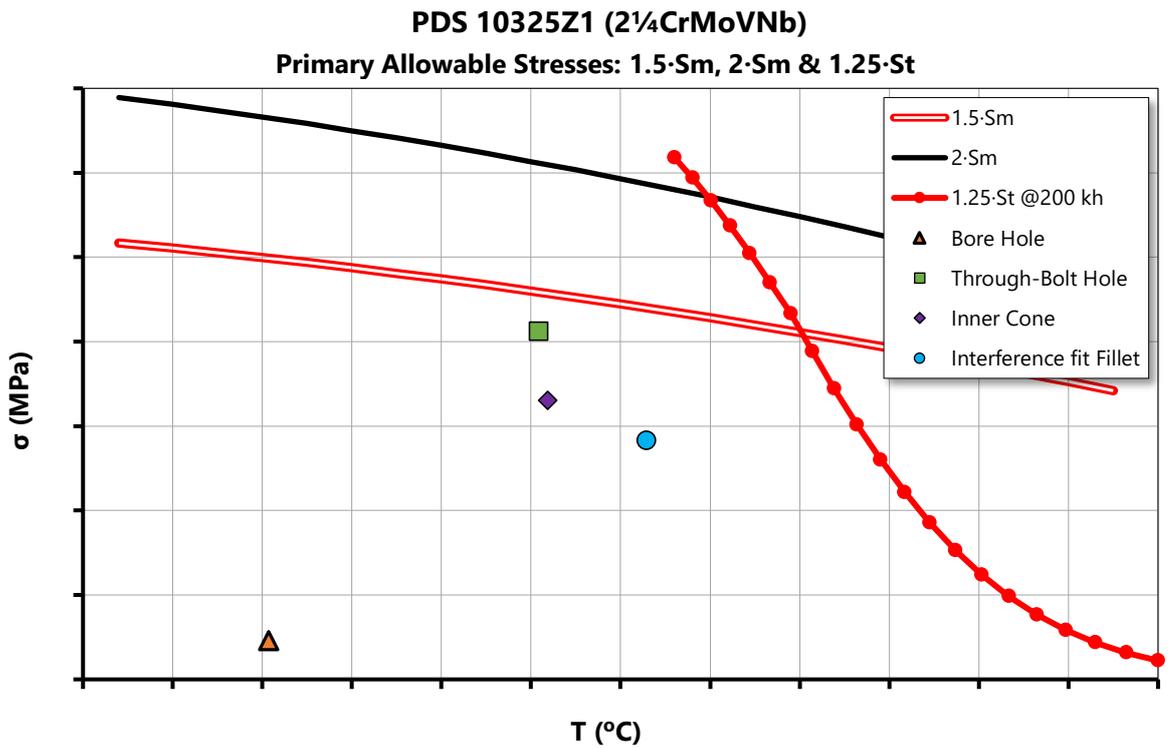


Figura 4.29 - Grafico degli Stress primari normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.

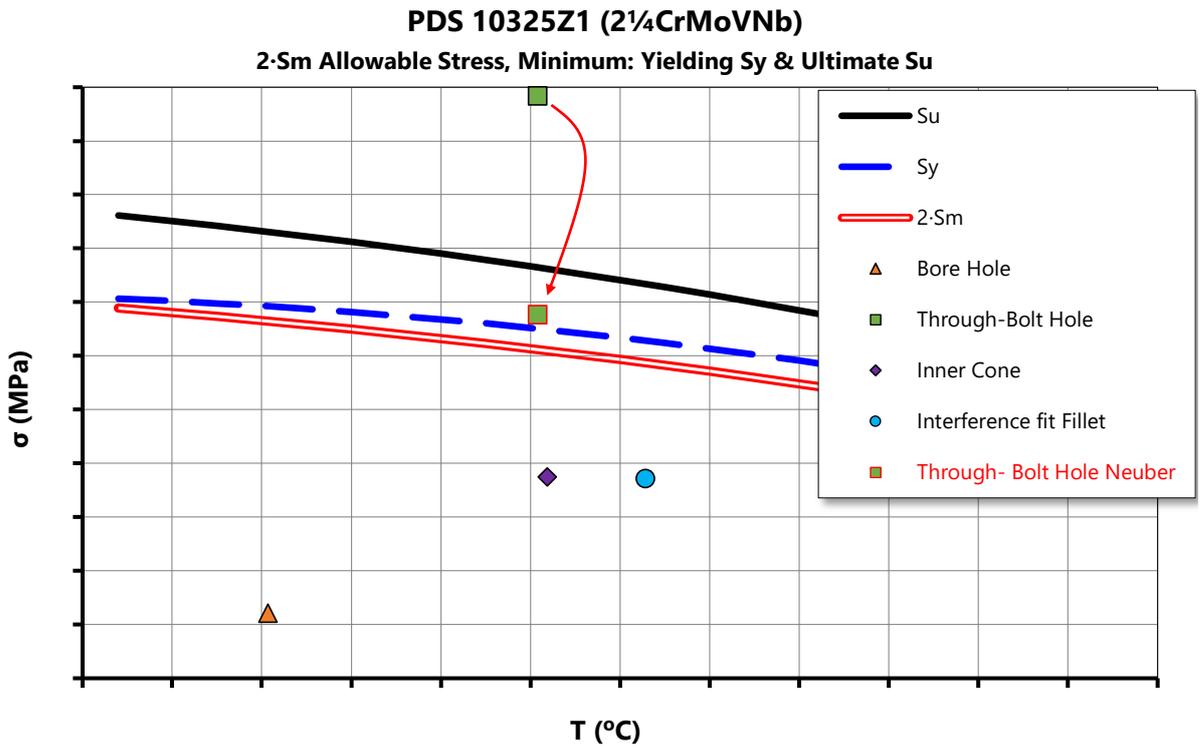


Figura 4.31 - Stress di picco normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.

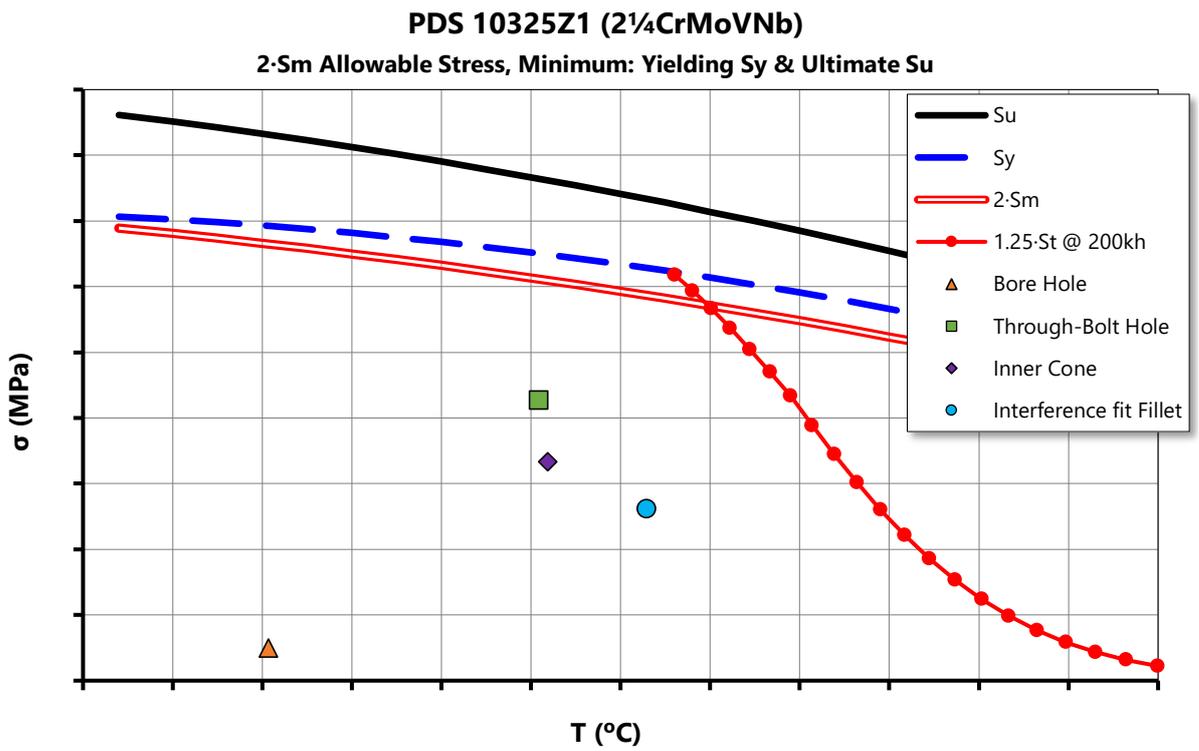


Figura 4.30 - Stress primari più stress secondari normalizzati nelle aree critiche del AFT Stubshaft.

4.3 RISULTATI DELLA VERIFICA A FATICA

Per la verifica a fatica è già stato affermato che la tensione da utilizzare è quella massima principale e, in particolare, il suo valore di picco sulla geometria analizzata. Se tale tensione massima è frutto di un fenomeno di concentrazione delle tensioni si può utilizzare il fattore di sensibilità all'intaglio per ottenere la tensione con la quale calcolare il numero di cicli dalle curve SWT. Siccome il fattore di sensibilità all'intaglio è sempre minore o uguale di uno il risultato è che si ottiene una tensione minore a seguito di questa elaborazione e quindi una durata del componente maggiore. Per questo motivo tale fattore, nonostante sia noto per il materiale impiegato, va utilizzato con criterio.

Nel caso specifico delle analisi condotte si è deciso di utilizzare tale fattore solo nel caso di tensioni molto localizzate nell'intorno di un punto o di una linea, quindi dovute a concentrazione delle tensioni. Si è inoltre confrontata la durata del componente, utilizzando questo metodo, con quella che si avrebbe valutando un valore di tensione maggiormente distribuito sulla superficie ma che non richieda l'utilizzo del fattore K_f/K_t o soprattutto se si tratta di un valore lontano da 1. Lo scopo è di ottenere risultati cautelativi quindi, valutando caso per caso, si è scelta la soluzione che comporta una minore durata in termini di numero di cicli.

L'obiettivo è raggiungere almeno i 5000 cicli di avvio e spegnimento della macchina e le principali modalità di analisi sono state già descritte al paragrafo 4.1.3.

4.3.1 DISCO PRIMO STADIO

I risultati del disco primo stadio sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3 – Risultati LCF Disco 1

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,320	0,799	4,70E+06	1,0	0,799	4,70E+06	0,1064%
Through-Bolt Hole	0,334	0,910	182255	1,0	0,910	182255	2,7434%
Fir Tree	0,367	1,289	3233	0,6	0,773	1,04E+07	0,0482%
Armpit FWD	0,338	1,154	7364	0,6	0,692	2,50E+08	0,0020%
Armpit AFT	0,327	1,257	3926	0,6	0,754	2,32E+07	0,0215%

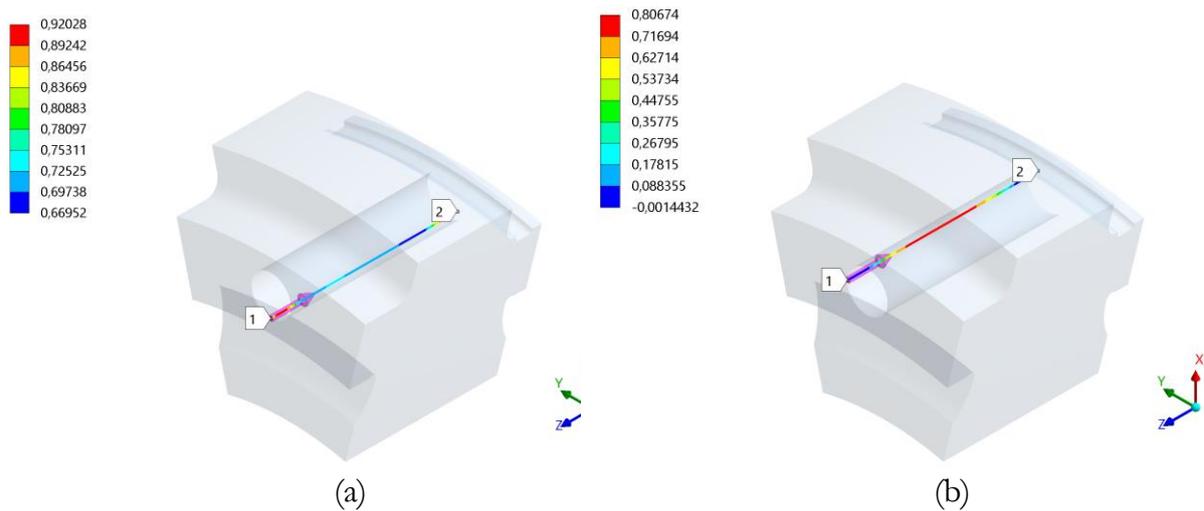


Figura 4.32 – Tensione massima principale normalizzata sul fondo del foro passante (a) e su un suo lato (b)

Si può osservare come, in prima battuta, il numero di cicli effettuati prima di giungere a rottura sia pari a 3233 a causa della elevata tensione massima principale sul *fir tree*. In realtà bisogna considerare che rappresenta una tensione concentrata utilizzando il fattore di sensibilità all'intaglio K_f/K_t (Figura 4.4a). Moltiplicando il valore precedente di tensione per tale fattore si ottiene la tensione denominata “*notched*” cioè quella che tiene conto dell'effetto d'intaglio diverso per la verifica a fatica. Il numero di cicli aggiornato è riportato nella penultima colonna. Nell'ultima colonna invece si ha il valore del danno cumulativo lineare secondo Palmgren-Miner.

Per le altre zone dove non si è applicato il fattore è stata valutata la distribuzione delle tensioni sulla superficie e si è utilizzato un valore di tensione massima principale che sia più esteso sulla superficie stessa. Ad esempio, sul *Bore Hole* la distribuzione di tensione si è vista essere piuttosto omogenea e, inoltre, il numero di cicli, calcolato utilizzando il valore massimo della tensione principale, è già elevato quindi il fattore K_f/K_t è considerato pari ad uno. Diversa è la situazione per il *Through Bolt Hole* che presenta tensioni variabili lungo la superficie.

Per valutare dunque un valore di tensione sufficientemente distribuito sulla superficie sono stati campionati i valori tensione massima principale su due percorsi (Figura 4.32) di cui uno è situato sul fondo del foro passante e un altro su uno dei lati del foro stesso. Il risultato, in forma adimensionalizzata, è riportato in Figura 4.33 e mostra come su entrambi i percorsi vi sia una zona abbastanza estesa con valore di tensione molto elevato. Per ottenere un valore conservativo sono state effettuate due interpolazioni con polinomiali del secondo ordine ed è stato scelto il valore massimo della polinomiale di colore blu.

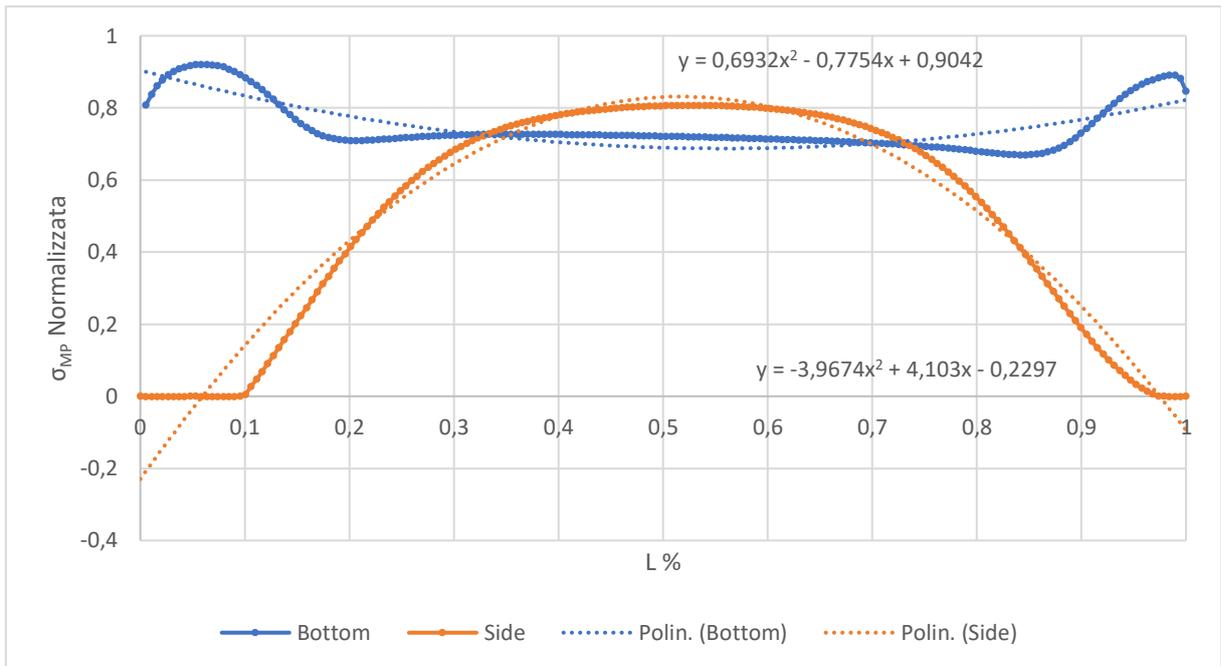


Figura 4.33 - Distribuzione di tensione massima principale su due percorsi assiali nel foro passante del disco 1.

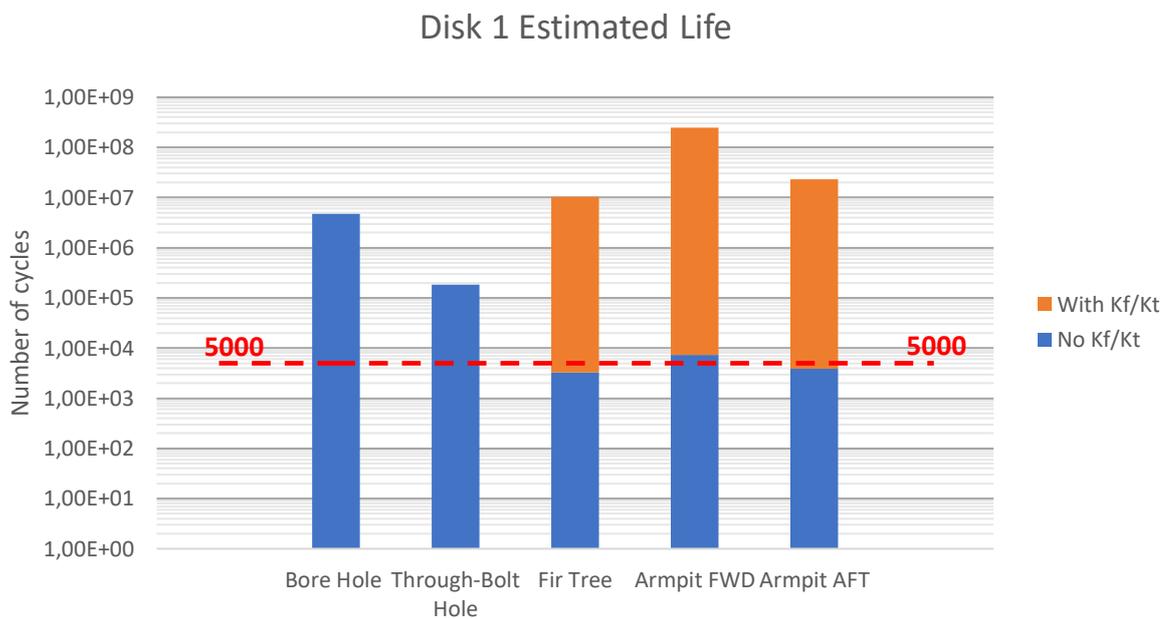


Figura 4.34 – Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 1.

Infine in Figura 4.34 è riportato un grafico riassuntivo del numero di cicli, su scala logaritmica prima della rottura nelle varie zone senza utilizzare il fattore di sensibilità all'intaglio (in blu) e con il suo l'utilizzo (somma della zona blu e arancione).

4.3.2 DISCO SECONDO STADIO

Il disco due non ha sostanziali differenze con il disco uno. Anche in questo caso è stata effettuata la stessa analisi sul *Through-Bolt Hole*. La geometria critica è il raccordo presente nella parte AFT al di sotto delle superfici di appoggio tra i vari dischi, cioè quello caricato a causa del montaggio per interferenza.

Tabella 4 - Risultati LCF Disco 2

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,319	0,808	3,46E+06	1,0	0,808	3,46E+06	0,14434%
Through-Bolt Hole	0,330	0,878	411058	1,0	0,878	411058	1,21637%
Fir Tree	0,342	1,422	1867	0,6	0,853	7,96E+05	0,62842%
Armpit FWD	0,325	1,015	28871	0,6	0,609	9,79E+09	0,00005%
Armpit AFT	0,327	1,707	803	0,6	1,024	25824	19,36207%

Disk 2 Estimated Life

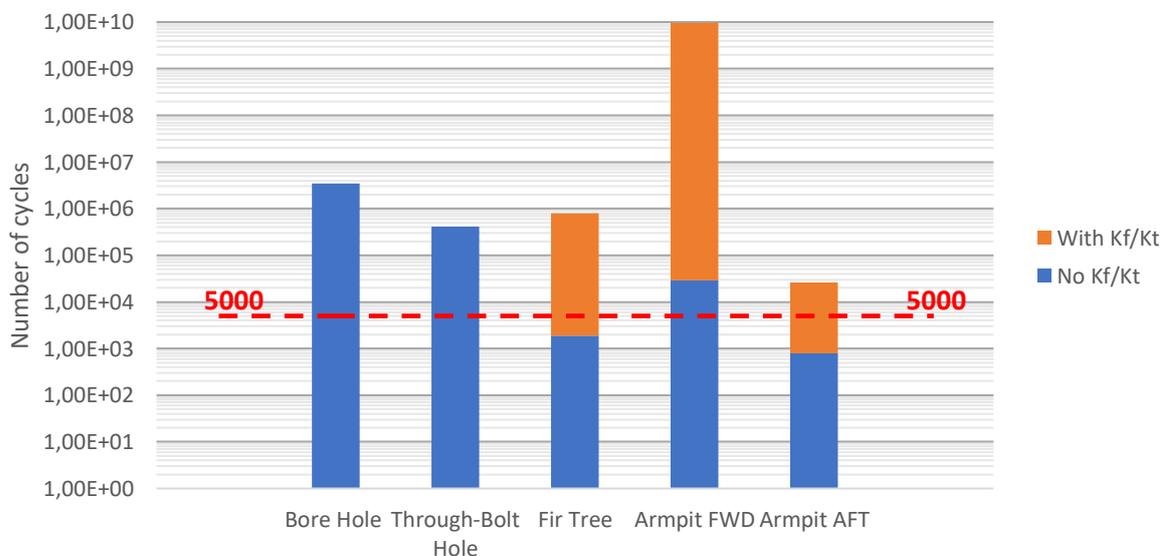


Figura 4.35 – Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 2.

4.3.3 DISCO TERZO STADIO

Di seguito sono riportati i risultati per il disco tre dove la geometria più critica è rappresentata proprio dal foro passante.

Tabella 5 - Risultati LCF Disco 3

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,320	0,719	8,91E+07	1,0	0,719	8,91E+07	0,0056%
Through-Bolt Hole	0,320	0,989	41996	1,0	0,989	41996	11,9059%
Fir Tree	0,323	1,495	1463	0,6	0,897	2,53E+05	1,9744%
Armpit FWD	0,323	1,295	3242	0,6	0,777	1,02E+07	0,0492%
Armpit AFT	0,313	1,624	1000	0,6	0,974	53487	9,3480%

Disk 3 Estimated Life

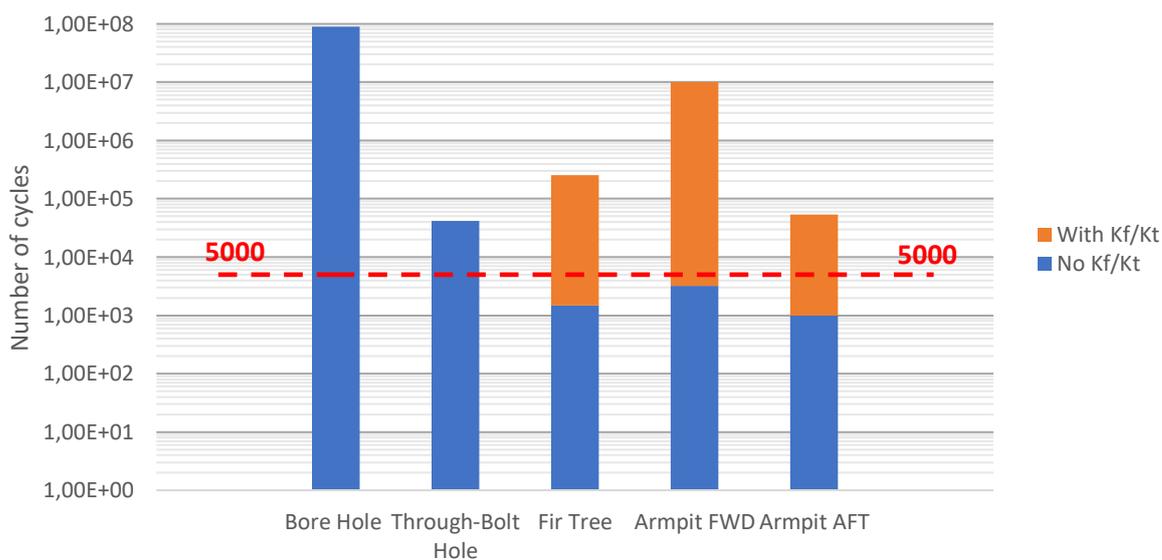


Figura 4.36 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del disco 3.

4.3.4 SPACER 1-2

Lo spacer 1-2 presenta come zone critiche i raccordi all'interno delle *Slot*, già note all'azienda come pericolose ai fini dell'integrità strutturale dei componenti.

Tabella 6 - Risultati LCF Spacer 1-2.

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,319	0,772	1,21E+07	1,0	0,772	1,21E+07	0,041484%
Through-Bolt Hole	0,325	0,792	5,93E+06	1,0	0,792	5,93E+06	0,084323%
Air Slot Fillet FWD	0,322	1,211	5116	0,6	0,726	6,69E+07	0,007471%
Air Slot Fillet AFT	0,322	1,370	2321	0,6	0,822	2,21E+06	0,226552%
Interference fit Fillet FWD	0,324	0,623	5,06E+09	1,0	0,623	5,06E+09	0,000099%
Interference fit Fillet AFT	0,324	0,612	8,59E+09	1,0	0,612	8,59E+09	0,000058%

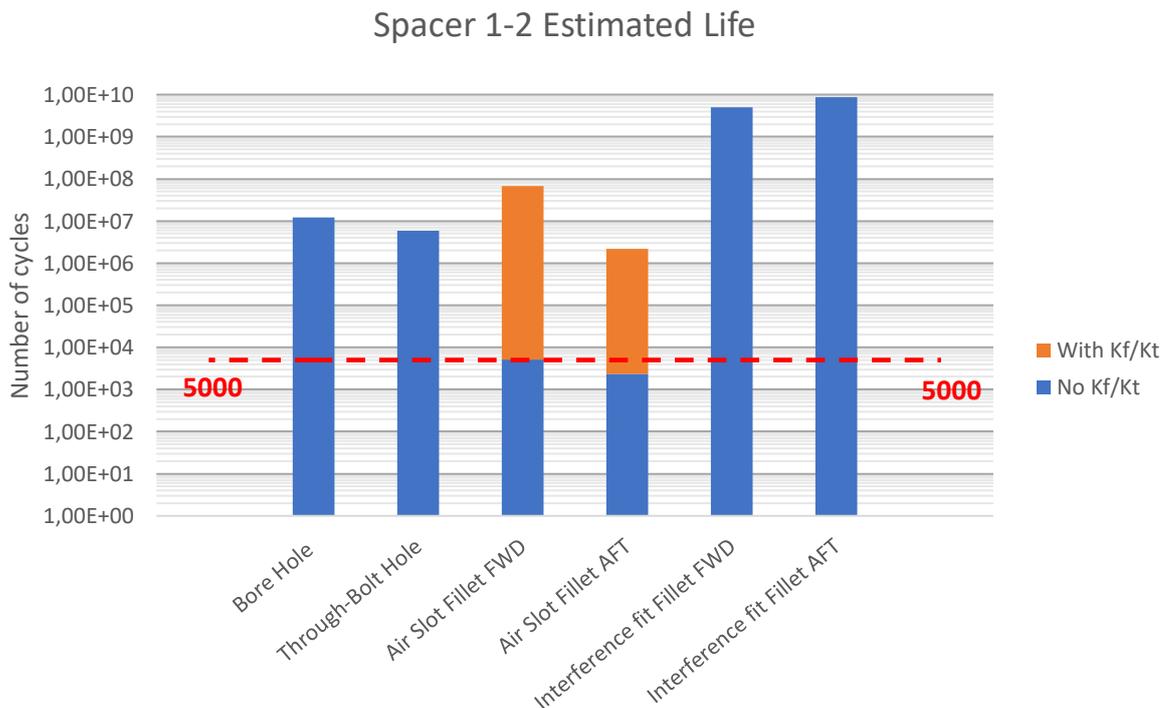


Figura 4.37 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dello Spacer 1-2.

4.3.5 SPACER 2-3

Lo Spacer 2-3 presenta una tensione massima principale molto elevata all'interno delle Slot tuttavia la zona di massima tensione è circoscritta in una piccola area ed è quindi verificata tenendo conto del fattore di sensibilità all'intaglio.

Tabella 7 - Risultati LCF Spacer 2-3.

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,327	0,609	2,17E+08	1,0	0,609	2,17E+08	0,00230%
Through-Bolt Hole	0,334	0,859	42015	1,0	0,859	42015	11,90044%
Air Slot Fillet	0,322	1,568	663	0,6	0,941	14923	33,50544%
Interference fit Fillet FWD	0,327	0,803	1,53E+05	0,7	0,562	2,08E+09	0,00024%
Interference fit Fillet AFT	0,327	0,469	3,54E+11	1,0	0,469	3,54E+11	0,00000%

Spacer 2-3 Estimated Life

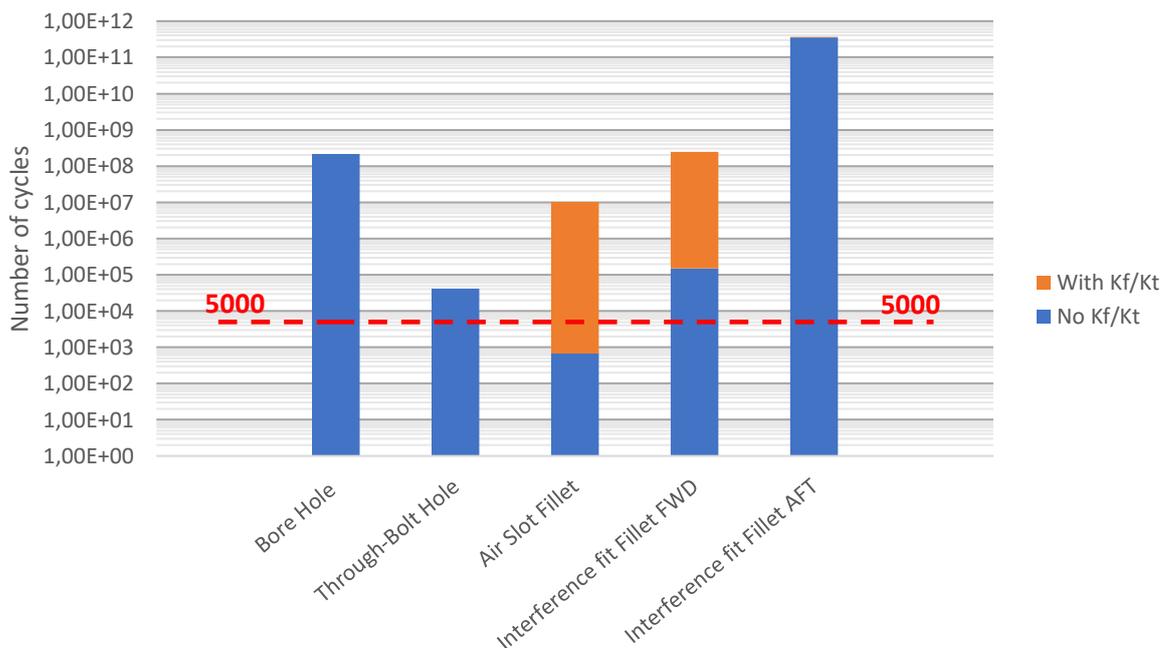


Figura 4.38 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dello Spacer 2-3.

4.3.6 FWD STUBSHAFT

I risultati del FWD *Stubshaft* non presentano particolari criticità come visibile dalla Tabella 8 e dalla Figura 4.39 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del FWD Stubshaft.

Tabella 8 - Risultati LCF FWD Stubshaft.

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,247	0,402	1,68E+15	1,0	0,402	1,68E+15	0,00000%
Through-Bolt Hole	0,349	1,560	1176	0,6	0,936	101271	4,93727%
Interference fit Fillet	0,338	0,826	1,83E+06	0,8	0,661	9,19E+08	0,00054%
Bearing Fillet FWD	0,088	0,812	7,30E+06	1,0	0,812	7,30E+06	0,06851%
Bearing Fillet AFT	0,088	0,791	1,52E+07	1,0	0,791	1,52E+07	0,03279%
Inner Cone	0,341	0,572	5,58E+10	1,0	0,572	5,58E+10	0,00001%

FWD Stubshaft Estimated Life

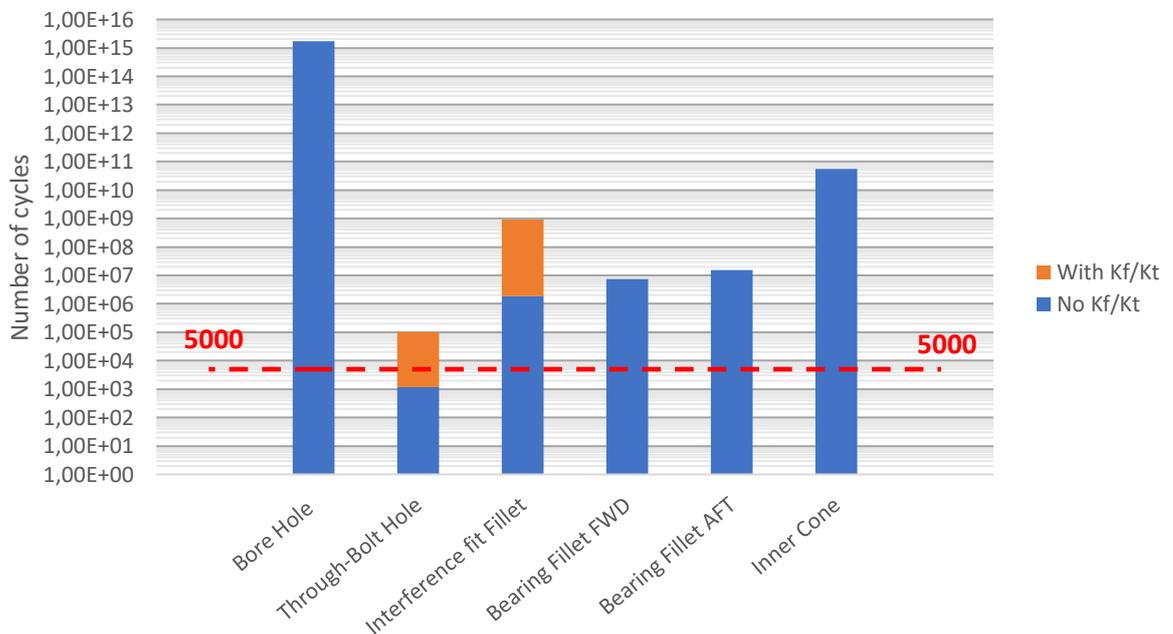


Figura 4.39 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate del FWD Stubshaft.

4.3.6 AFT STUBSHAFT

L'ultimo componente di cui si riportano i risultati è l'AFT *Stubshaft* che presenta come zona critica i fori passanti per i tiranti ma, come si può vedere dai risultati, è rispettata la soglia minima di 5000 cicli. Anche il danno cumulativo è minore, ad esempio, rispetto al raccordo presente nelle *slot* dello *spacer 2-3* nonostante la tensione sia maggiore: questo accade a causa delle minori temperature raggiunte da questo componente.

Tabella 9 - Risultati LCF AFT Stubshaft.

	Actual values				Reduced values		
	Temperature Normalized	Peak Max Princ. Stress Normalized	Cycles	Kf/Kt	Normalized Stress Notched	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Bore Hole	0,101	0,181	2,12E+25	1,0	0,181	2,12E+25	0,00000%
Through-Bolt Hole	0,248	1,681	892	0,6	1,009	35452	14,10356%
Interference fit Fillet	0,307	0,653	1,41E+09	1,0	0,653	1,41E+09	0,00036%
Inner Cone	0,253	0,542	3,32E+11	1,0	0,542	3,32E+11	0,00000%

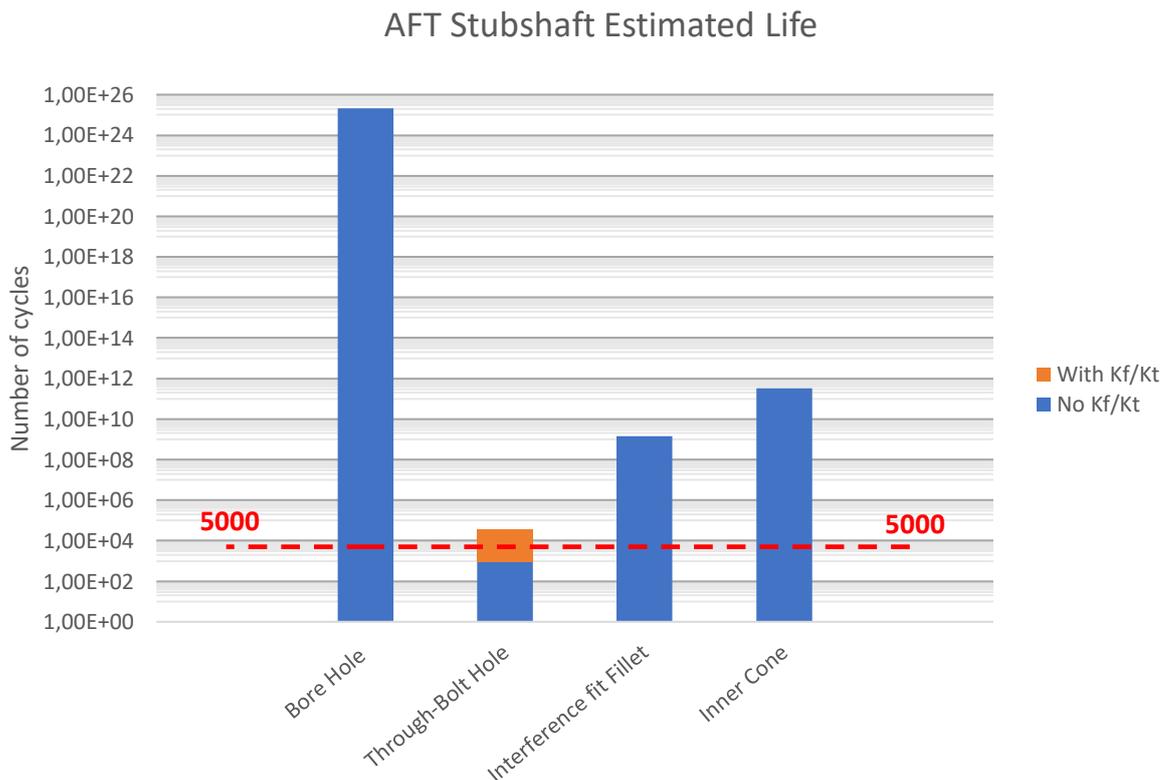


Figura 4.40 - Numero di cicli stimato prima della rottura sulle geometrie indicate dell'AFT Stubshaft.

4.4 CONCLUSIONI

Numerose analisi, modelli FEM e verifiche sono state effettuate sulla turbina F1625. Il calcolo delle condizioni al contorno dei modelli FEM e l'utilizzo della pratica del *submodeling* ha mostrato buona affidabilità per l'ottenimento dei risultati dalle analisi termiche e strutturali. L'analisi FEM del *submodel* dell'intero rotore ha permesso di valutare le tensioni dovute all'interazione tra i componenti. L'utilizzo di ipotesi conservative (assenza di attrito, importazione della pressione media, overspeed etc.) e di curve limite di resistenza minime sulla popolazione di dati sperimentali raccolti, ha permesso sicuramente di sovrastimare i valori di tensione nel rotore.

I risultati delle analisi LCF sono riassunti in Tabella 10 dove sono stati riportate solo le geometrie critiche che hanno durata inferiore al milione di cicli e con danno cumulativo maggiore dello 0,6%. La zona più critica, a seguito della verifica a fatica, si è rivelata essere costituita dai raccordi presenti all'interno delle *slot* dello *spacer* 2-3 che quindi necessita di migliorie.

Altre zone critiche sono in generale le *armpit* nella parte AFT dei dischi tuttavia, per queste aree, non vi è esperienza di cedimenti improvvisi in quanto vi sono dei segnali avvertibili a causa delle vibrazioni indotte da un aumento della flessibilità in seguito alla comparsa di una cricca in questa zona. Quando tali segnali sono evidenti il rotore viene disassemblato e revisionato. Lo stesso vale per il *fir tree* il quale ha modalità di guasto abbastanza serie ma non catastrofiche per il rotore stesso. Diverso è il discorso per i fori utilizzati per il passaggio dei tiranti e per il *Bore Hole* i quali presentano fenomeni di cedimento che liberano grandi quantità di energia e, per questo motivo, sono revisionati già al raggiungimento del numero di cicli stimato.

Tabella 10 – Aree critiche secondo l'analisi LCF

Component	Geometry	Cycles	$\Sigma(n/N)$
Spacer 2-3	Air Slot Fillet	14923	33,5%
Disco 2	Armpit AFT	25824	19,4%
AFT Stubshaft	Through-Bolt Hole	35452	14,1%
Disco 3	Through-Bolt Hole	41996	11,9%
Spacer 2-3	Through-Bolt Hole	42015	11,9%
Disco 3	Armpit AFT	53487	9,3%
FWD Stubshaft	Through-Bolt Hole	101271	4,9%
Disco 1	Through-Bolt Hole	182255	2,7%
Disco 3	Fir Tree	253241	2,0%
Disco 2	Through-Bolt Hole	411058	1,2%
Disco 2	Fir Tree	795647	0,6%

In conclusione dunque si può affermare che il rotore è in grado di soddisfare in sicurezza i requisiti minimi richiesti dall'azienda a seguito della valutazione della sua durata:

- È verificato con successo il raggiungimento delle 200.000 ore di servizio.
- Il rotore è in grado di sostenere in sicurezza i 5.000 cicli di avvio e spegnimento.

Nonostante sia stato stimato un numero di cicli superiore ai 5.000 non è buona norma affidarsi ai cicli residui per il calcolo della durata del rotore in quanto vi è anche il limite delle 200.000 h di servizio secondo verifica di resistenza a *creep* e, inoltre, alcuni fattori non sono stati considerati quali:

- Corrosione dei materiali.
- Altri fenomeni di fragilimento del materiale.

Dunque le valutazioni effettuate vanno accompagnate comunque da opere di manutenzione atte a valutare lo stato di usura dei componenti e, in particolare, delle aree critiche evidenziate dai risultati delle analisi FEM.

BIBLIOGRAFIA

- Albert, J., & Bogard, D. (2013). Measurements of adiabatic film and overall cooling effectiveness on a turbine vane pressure side with a trench. *Journal of Turbomachinery*, p. 135.
- Amaral, S., & Verstraete, T. (2009). Design and Optimization of the Internal Cooling Channels of a HP Turbine Blade: Part I - Methodology. *ASME Turbo Expo 2008*.
- Angelini, P. (2020). *Analisi dei flussi secondari e analisi FEM 2D del rotore di una turbina a gas*. Politecnico di Torino, Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Torino.
- ANSYS Inc. And ANSYS Europe. (2005). ANSYS Advanced Analysis Techniques Guide.
- Arnal, M., Precht, C., & Sprunk, T. (2007). Fluid Structure Interaction Makes for Cool Gas Turbine Blades. *Wood Group Heavy Industrial Turbines AG, Switzerland*.
- Asinari, P., Eliodoro, C., & Fasano, M. (2019). Scambio Termico - Parte C. Torino.
- Athab, J. A., & Sarada, S. N. (2015). CFD Analysis of a Gas Turbine Blade Cooling in the Presence of Holes. *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*.
- Beisheim, J. R., & Sinclair, G. (2003). *On the Three-Dimensional Finite Element Analysis of Dovetail Attachments*. ASME Digital Collection.
- Beisheim, J., & Sinclair, G. (2008). *Three-dimensional finite element analysis of dovetail attachments with and without crowning*. ASME Digital Collection.
- Boyce, M. P. (2011). *Gas Turbine Engineering Handbook* (4 ed.). Elsevier.

- Cardile, F. (2019). *CFD Analysis of the Cooling Flow in a Heavy Industrial Gas Turbine Blade*. Politecnico di Torino, Torino.
- Cuccurullo, G. (2016). *Termodinamica e trasmissione del calore*. Maggioli Editore.
- Della Volpe, R. (1994). *Macchine*. Liguori Editore.
- Earl Logan, J., & Ramendra, R. (2003). *Handbook of Turbomachinery*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- EIA. (2020). Annual Energy Outlook. *Energy Information Administration*, 62.
- Gallegos-Muñoz, A., Uzàrraga-Rodríguez, N., & Elizalde-Blancas, F. (s.d.). *Conjugate heat transfer in ribbed cylindrical channels*. University of Guanajuato, Departement of Mechanical Engineering.
- Gugliotta, A. (2002). *Elementi Finiti*. Torino: Otto editore.
- Keller, S., & Day, D. (2018). Extending the life of F-Class Gas Turbine rotors. *Proceedings of Asme Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Oslo.
- Kenny, B., Patterson, E., Said, M., & Aradhya, K. (1991). *Contact stress distributions in a turbine disc dovetail type joint - a comparison of photoelastic and finite element results*. University of Sheffield. MaDDin Street. Sheffield S1.
- Kinney, C. D. (1999). *Recovery of microstructure and Mechanical Properties of Service Run GTD-111 DS Buckets*. Dallas.
- Liu, Y., Yuan, Q., Zhu, G., & Li, P. (2018). Transient Analysis and Design Improvement of a Gas Turbine Rotor Based on Thermal-Mechanical Method.
- Maffulli, R. (2016). *Conjugate heat transfer in high pressure turbines*. University of Oxford.
- Misul, D. (2020). Slide Turbogas. Torino.
- Papanikos, P., & Meguid, S. (1994). *Theoretical And Experimental Studies Of Fretting-initiated Fatigue Failure Of aeroengine compressor discs*.
- Ravi, V., Ramanjaneya Reddy, A., Hussian, P., & Sudhakar Babu, S. (2015). Non Linear Transient Thermal Analysis of Turbine Blade Cooling. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*.
- Riggio, A. (2019). *Thermal-Structural FEM analyses of upgraded components in an industrial gas turbine*. Politecnico di Torino, Torino.
- S. Das, P. (2014). Three -dimensional structural evaluation of a gas turbine engine rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. Düsseldorf.
- Samuelsson, J. (2009). *Rotor Dynamic analysis of 3D-modeled gas turbine rotor in Ansys*. Vårterminen.

- Scheibel, R. J., Aluru, R., & Esch, H. V. (2018). Mechanical properties in GTD-111 Alloy In Heavy Frame Gas Turbines. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference and Exposition*.
- Schilke, P. (2004). *Advanced Gas Turbine Materials and Coating*. Schenectady.
- Sinclair, G., & Cormier, N. (2002). *Contact Stresses in Dovetail Attachments: Physical Modeling*. ASME Digital Collection.
- Sinclair, G., Cormier, N., Griffin, J., & Meda, G. (2002). *Contact Stresses in Dovetail Attachments: Finite Element Modeling*. ASME Digital Collection.
- Smith, T. K. (2011). *Improved heat transfer coefficient data for gas turbine cooling channels using inverse method*. Boise State University.
- Sorgi, F. (2020). *Meanline, Streamline and Fem Analyses for an Industrial Gas Turbine Unit*. Politecnico di Torino, Mechanical Engineering, Torino.
- Zhang, S., Shen, X., Dong, S., Zhang, Y., & Hu, W. (2018). *A Method to Analyze the Contact Stress of Dovetail Attachments in Aeroengine*.

