# POLITECNICO DI TORINO I FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

## Resistenza a fatica della sede attacco pala nel disco di turbina



Relatore:

Prof. Daniele Botto

Candidato:

Tommaso Battocchio

**MARZO 2018** 

### Sommario

1. IN	VTRODUZIONE E OBBIETTIVI			
2. Se	OMMARIO			
3. Pl	ROVE DI FATICA			
3.1	INTRODUZIONE AL PROBLEMA			
3.2	ANALISI DELLO STATO DI TENSIONE	9		
3.3	ALLINEAMENTO	17		
3.4	ANALISI DEI RISULTATI	23		
APPEN	NDICE A) RICHIAMI TEORICI			
A.1	FATICA A BASSO NUMERO DI CICLI			
A.2	PARAMETRI CHE INFLUENZANO LA VITA A FATICA	41		
APPEN	NDICE B) LE LAVORAZIONI MECCANICHE	50		
B.1	BROCCIATURA	50		
B.2	FRESATURA	53		
B.3 LAVORAZIONE ELETTROCHIMICA				
APPEN	NDICE C) ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI	59		
C.1	GEOMETRIA E DEFINIZIONE DEL MATERIALE	59		
C.2	SCELTA DELL'ELEMENTO FINITO E MESH	63		
C.3	CONDIZIONI AL CONTORNO E CARICHI	66		
C.4	RISOLUZIONE E POST PROCESSING	69		
C.5	CODICE COMPLETO	72		
APPEN	NDICE D) DESCRIZIONE FUNZIONAMENTO MACCHINE DI PROVA	77		
D.1	PROGETTI PRELIMINARI MACCHINA SCHENCK	77		
D.2	UTILIZZO MACCHINA SCHENCK	90		
D.3	DESCRIZIONE UTILIZZO MACCHINA INSTRON	96		
4. C	ONCLUSIONI	102		
5. B	IBLIOGRAFIA			
6. R	INGRAZIAMENTI			

## **1. INTRODUZIONE E OBBIETTIVI**

Nel lavoro qui presentato si è voluto studiare il comportamento a fatica a basso numero di cicli e ad elevate tensioni della sede attacco pala nel caso di un disco di turbina di un motore aeronautico. Questo studio, sviluppato in collaborazione con l'azienda GE Avio, ha l'obbiettivo di determinare la curva  $\sigma$ -N per il materiale e la geometria prescelti. È stato anche valutato l'effetto sulla vita a fatica del tipo di lavorazione meccanica utilizzata per la realizzazione del pezzo

## 2. SOMMARIO

L'oggetto di questa tesi è la resistenza a fatica degli slot nei quali sono inserite le palette. Questa è una zona molto sollecitata anche per la presenza di effetti di intaglio. L'analisi condotta si è concentrata sull'effetto che l'intaglio ha sulla resistenza a fatica e non sui cedimenti dovuti al contatto fra disco e pala. Nello studio il problema è stato semplificato tralasciando il contatto e le difficoltà ad esso legate e simulando dei carichi agenti sul disco di turbina puramente circonferenziali.

I provini utilizzati nei test sono dei parallelepipedi con una zona intagliata di geometria simile a quella della sede attacco pala del disco di turbina. Le forze circonferenziali sono state simulate da forze puramente assiali di trazione.

Prima di iniziare la campagna di prove è stato fatto uno studio preliminare per quantificare lo stato di tensione nel provino. Questo studio aveva il duplice scopo di valutare lo stato di tensione nell'intono dell'intaglio e di quantificare l'effetto degli afferraggi della macchina di prova su questo stato di tensione.

I provini sono stati forniti in una lunghezza che non consentiva un completo e soddisfacente afferraggio nella macchina di prova. Quindi era di fondamentale importanza determinare in che modo l'estensione della zona di afferraggio sui provini potesse incidere sulla distribuzione delle tensioni all'interno del provino stesso e quindi sulla vita a fatica. In questo modo è stato possibile scegliere la lunghezza per la quale afferrare il provino e si è potuto procedere alla realizzazione degli oggetti necessari allo svolgimento dei test. È stato usato per queste analisi un software agli elementi finiti.

Prima dell'effettivo avvio delle prove sperimentali è stata analizzata la rugosità superficiale dei provini utilizzando un microscopio elettronico e, una volta conclusi gli esperimenti, si è cercata una relazione con la vita a fatica. Altri lavori precedenti all'avvio dei test hanno riguardato la risoluzione del problema dell'allineamento della macchina usata nei test, secondo quanto riportato dalla normativa, per essere certi che il carico applicato fosse puramente assiale.

L'utilizzo di alcuni provini dotati di estensimetri ha permesso di ricavare in che modo i cicli di isteresi nel piano  $\sigma$ - $\epsilon$  variano all'aumentare del numero di cicli.

Infine è stata studiata la zona di rottura dei provini e l'estensione delle cricche presenti e si è ricavata una relazione tra quest'ultima ed il carico utilizzato nei test.

## **3. PROVE DI FATICA**

#### **3.1 INTRODUZIONE AL PROBLEMA**

La turbina è una delle componenti più sollecitate dei motori aeronautici in quanto opera nelle condizioni più estreme a causa della propria velocità di rotazione e delle temperature elevate che si registrano al suo interno.

Per quanto riguarda il disco della turbina, esso è sottoposto alla contemporanea azione di tre differenti sorgenti di tensioni: la forza centrifuga agente sul disco, le forze aerodinamiche e centrifuga delle palette che operano sulla sede dell'attacco pala del disco e i gradienti di temperatura.

Come detto da Witek [1] i dischi delle turbine aeronautiche hanno principalmente tre zone critiche nelle quali concentrare le attenzioni: la zona di contatto della sede attacco pala, il fondo della sede stessa e i fori di assemblaggio. Dice inoltre che l'attacco tra la paletta della turbina ed il disco rappresenta solitamente l'area più critica dal punto di vista della resistenza statica e di quella a fatica e che in questa zona i carichi sono dovuti principalmente alla forza centrifuga e alle tensioni termiche.

Nel nostro studio però vengono tralasciati i problemi del contatto e ci si è concentrati sullo studio della sezione relativa al fondo della sede attacco pala.



Figura 1: esempio del campo delle tensioni in un disco di turbina [2]

Per determinare i carichi agenti sul disco bisogna innanzitutto determinare un profilo di volo tipico, in modo tale da conoscere le velocità di rotazione a cui opera la turbina e per quanto tempo resta in quelle condizioni. Un esempio è visibile in figura 2.



Figura 2: esempio profilo di volo

Contemporaneamente bisogna determinare anche la variazione di temperatura in funzione del tempo di volo. A questo punto si possono determinare le tensioni che agiscono nel disco.

Bisogna inoltre andare ad individuare i picchi di tensione dovuti ai cambiamenti di velocità di rotazione della turbina e i cicli termici associati per poi analizzare la vita a fatica del componente. Come detto infatti da Dudley e Owen, è importante studiare la vita a fatica dovuta a cicli di tensioni associati alla variazione di velocità di rotazione. La possibilità di rotture per fatica è ovviamente maggiore in applicazioni dove sono frequenti lo spegnimento e l'accensione della macchina concomitanti con variazioni della velocità. Ogni sequenza di accensione produce un ciclo di tensione con la possibilità di introdurre cicli di ampiezza più piccola dovuti per esempio alla variazione di velocità passando da una situazione di manetta in *idle* alla manetta di massima potenza. [3]

La forza centrifuga può essere calcolata secondo la formula:

$$F_c = m\omega^2 r$$

Dove:

- m: è la massa relativa al disco o alla paletta
- ω: è la velocità angolare della turbina
- r: è il raggio rispetto al centro di rotazione



Figura 3: schema delle forze agenti sulla sede attacco pala [4]

La forza centrifuga della paletta agente sulla zona di contatto col disco può essere scomposta in due componenti, una tangente e una normale. Si può quindi ricavare la componente circonferenziale di tale forza agente sul disco secondo lo schema mostrato nella figura 3. La forza risulta sempre essere di trazione e mai di compressione in quanto la paletta tira verso l'esterno. In queste prove i carichi erano assegnati e non quindi stato necessario uno studio approfondito per determinarli.

I provini sono costruiti con geometria simile a quella della sede attacco pala del disco del quinto stadio di una turbina di un motore aeronautico.





Come si può notare il provino è un parallelepipedo con la parte centrale caratterizzata da una zona intagliata. La parte tratteggiata nella figura precedente è la continuazione della geometria della sede attacco pala. Nel nostro studio l'attenzione è ricaduta sull'effetto d'intaglio e quindi si è tralasciata la zona più esterna.

Se si ipotizzasse di dividere il disco in un numero di parti pari al numero di palette presenti, si otterrebbero delle sezioni simili a quella rappresentata in figura 5.



Figura 5: sezione del disco relativa ad uno slot [5]

Gli esperimenti si sono concentrati sulla zona esterna del disco dove c'è la sede di attacco pala. Questo ci ha permesso di trasformare una geometria leggermente curvata e un carico circonferenziale in una geometria piana con un carico assiale.

Il provino è stato prodotto in INCONEL718, una lega formata principalmente con Nichel (50-55%), Cromo (17-21%) e Ferro (18%) e spesso utilizzata nell'industria aerospaziale a causa dell'elevata resistenza alla corrosione, alle alte temperature e all'ossidazione. Inoltre è caratterizzato da un'ottima resistenza a fatica.

Le caratteristiche del materiale sono state fornite dall'azienda e sono riportate nella tabella 1, dove alcuni dati sono stati eliminati per segretezza.

Materiale	Inconel 718
Ultimate tensile strength	** MPa
Yeld tensile strength	** MPa
Modulo di elasticità E	208320 MPa
Coefficiente di Poisson v	0.3

Tabella 1: caratteristiche del materiale

#### **3.2 ANALISI DELLO STATO DI TENSIONE**

Per l'analisi dello stato di tensione si è ricorso all'utilizzo di un software agli elementi finiti. Nell'appendice C viene descritto in maniera dettagliata come si è arrivati alle conclusioni di seguito esposte. Riassumendo i punti principali: viene sfruttata la simmetria longitudinale del provino per studiarne solo metà e vengono imposte delle condizioni al contorno. Esse consistono nel bloccare un'estremità e imprimere una pressione equivalente ad una forza di trazione di 100kN nella faccia opposta. Infine si annullano gli spostamenti lungo il piano di simmetria del provino. Il risultato più interessante da analizzare è la tensione assiale  $\sigma_x$  poiché i test sono stati fatti con un carico puramente assiale sul provino e quindi tale tensione è molto maggiore delle altre.



Figura 6: rappresentazione dello stato di tensione nel provino soggetto ad un carico assiale di 100kN.



Figura 7: particolare del campo delle tensioni nella zona di intaglio

Dalle analisi dei risultati si possono fare delle osservazioni importanti:

• La tensione massima, che risulta essere al centro dell'intaglio sul piano di simmetria del provino (ossia la faccia in primo piano nella figura 7) è pari a 1468 MPa. Calcolando la tensione nominale in quella sezione risulterebbe invece:

$$\sigma_{x,n} = \frac{F}{A} = \frac{F}{Altezza\ minima\ *\ Spessore} = \frac{100000}{6\ *\ 14} = 1190\ MPa$$

Possiamo quindi ricavare il coefficiente di intaglio pari a:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} = \frac{1468}{1190} = 1.23$$

Tale valore è vicino a quello fornitoci nei dati per effettuare le prove sperimentali pari a 1.2

• Si può inoltre dire a priori che le cricche nasceranno al centro dell'intaglio sulle superfici laterali in quanto sede delle tensioni massime. In effetti si vedrà in seguito che è proprio quello che succede.

È stata poi fatta un altro tipo di analisi per vedere come le tensioni variassero lungo la sezione centrale dell'intaglio.

Si è sezionato il provino lungo il piano (z,y) e si è studiata solo l'area superiore essendo il comportamento della parte inferiore simmetrico. Come mostrato in figura 8, si sono poi selezionati i nodi ai vertici di tale sezione e si è controllato in che modo variassero le tensioni negli intervalli selezionati.



Figura 8: posizione dei nodi ai vertici della sezione centrale

In figura 9 viene rappresentato l'andamento tra i nodi 1898 e 1842, ossia quelli al centro dell'intaglio, dove le tensioni sono massime.



Figura 9: andamento delle tensioni tra il nodo 1898 e 1842

Si può notare che l'andamento è proprio quello che ci si aspetta dalla teoria degli effetti dell'intaglio. Si ricava una tensione massima, maggiore della tensione nominale, all'estremità laterale con una diminuzione progressiva andando verso il centro dove invece la tensione risulta essere minore di quella nominale. Ricordo che quest'ultima vale 1190 MPa.

Selezionando la parte inferiore della sezione al centro dell'intaglio si troverebbe una soluzione simmetrica a quella appena mostrata.



L'andamento tra i nodi 134 e 78 è uguale, pur con tensioni minori.

Figura 10: andamento delle tensioni tra il nodo 134 e il nodo 78

È infine da notare che le tensioni diminuiscono tra la faccia coincidente col piano di simmetria del provino (nodi 1898 e 1842) e la faccia esterna (nodi 134 e 78). Questo è spiegato dal fatto che i nodi presenti sulla prima sono vincolati negli spostamenti a causa delle condizioni al contorno imposte proprio per rispettare la simmetria del provino. Nella realtà infatti quel volume di materiale è vincolato negli spostamenti dal materiale presente nella parte simmetrica. Questo invece non accade sulla faccia esterna dove il materiale ha più libertà di espansione e quindi delle tensioni minori.

#### VERIFICA DELL'INFLUENZA DELL'AREA DI AFFERRAGGIO SUL CAMPO DI TENSIONE

Il secondo obbiettivo dell'analisi agli elementi finiti è stato quello di verificare come l'estensione della zona di afferraggio si ripercuotesse sullo stato di tensione. Il problema infatti è stato quello di cercare un compromesso tra due elementi in contrasto. Il primo è il requisito degli afferraggi per cui il pezzo deve essere inserito all'interno delle ganasce per almeno 1'80% della loro lunghezza. Il secondo è che la zona di afferraggio non poteva essere troppo vicina alla zona dell'intaglio per evitare variazioni eccessive sulle tensioni.

Si è quindi cercato di capire quale fosse la lunghezza massima con cui afferrare il provino senza che questo variasse in modo significativo la tensione massima all'intaglio. È stata assegnata una forza di afferraggio costante di 250kN ma agente su aree differenti a causa della diversa lunghezza variando così anche la pressione conseguente. Per una spiegazione più precisa, si veda in appendice C.

FORZA COMPRESSIVA DI AFFERRAGGIO [N]	SPESSORE [MM]	LUNGHEZZA AFFERRAGGIO L [MM]	AREA AFFERRAGGIO [MM]	PRESSIONE DI AFFERRAGGIO [MPA]
250000	7	25 30 35 40	175 210 245 280	1428 1190 1020 892

Tabella 2: variazione pressione afferraggio al variare di L

I risultati sono visibili nelle successive due tabelle e nei relativi grafici:

Intaglio superiore								
		Tensione di Vo	Tensione di Von Mises [MPa]					
PRESSIONE [MPa]	Lunghezza afferraggio [mm]	Con pressione afferraggio	Senza pressione afferraggio	Differenza in %				
892.9	40	1659.2	1431.2	15.93%				
1020.4	35	1428.7	1431.1	-0.17%				
1190.5	30	1417.6	1431.1	-0.94%				
1428.6	25	1411.7	1431.1	-1.36%				

Intaglio inferiore								
		Tensione di Vo	Tensione di Von Mises [MPa]					
PRESSIONE [MPa]	Lunghezza afferraggio [mm]	Con pressione afferraggio	Senza pressione afferraggio	Differenza in %				
892.9	40	1659.2	1431.1	15.94%				
1020.4	35	1429.1	1431.1	-0.14%				
1190.5	30	1418.1	1431.1	-0.91%				
1428.6	25	1412.8	1431.2	-1.29%				

Tabella 3: risultati analisi FEM



Figura 11: grafici risultati analisi FEM

Si può notare che con una lunghezza di afferraggio di 40mm i risultati sarebbero poco attendibili in quanto la differenza della tensione massima rispetto al caso di assenza della pressione dell'afferraggio è decisamente elevata.

Prendendo il caso della lunghezza di afferraggio di 40 mm. Si possono fare altre osservazioni:



Figura 12: campo di tensione nel caso senza pressione afferraggio e L=40mm



Figura 13: campo di tensione nel caso con pressione afferraggio e L=40mm

Innanzitutto, come si vede dalla figura 12, il picco massimo di tensione non è situato al centro dell'intaglio ma nella zona in cui diminuisce il raggio di curvatura. L'area relativa a quei picchi di tensione è comunque molto piccola, come si vede dal dettaglio a figura 14, quindi nel caso di assenza della pressione di afferraggio consideriamo come tensione massima di riferimento quella al centro dell'intaglio.



Figura 14: dettaglio distribuzione delle tensioni massime

Nel caso in cui invece sia presente la pressione di afferraggio, come in figura 13, si può vedere che la differenza di pressione tra il centro dell'intaglio e i bordi è invece molto più grande, come si evince anche dalle tabelle di pagina 14. Per misure di lunghezza di afferraggio minori invece il caso in cui viene introdotta la pressione non si discosta di molto dal caso in cui la pressione viene tralasciata.

A termine di questo studio si è quindi trovata una distanza minima che deve esserci tra la fine dell'area di afferraggio e la zona di intaglio. Si è pertanto deciso che la lunghezza massima per la quale il provino può essere afferrato è pari a 35mm.

Nonostante degli studi da parte del committente che riportavano dei risultati molto simili a quelli ottenuti nelle precedenti pagine, ci è stato richiesto di afferrare i provini al massimo per 30mm per una maggiore affidabilità dei risultati.

## **3.3 ALLINEAMENTO**

Le prove sperimentali sono state fatte nel laboratorio del dipartimento del DIMEAS al Politecnico di Torino grazie all'utilizzo di due macchine diverse: la Schenck Hydropuls 750 e la Instron 8801. Il loro funzionamento è descritto dettagliatamente nell'appendice D.

#### ALLINEAMENTO MACCHINA SCHENCK

Prima dell'inizio della campagna di prove è stato necessario assicurarsi che i carichi imposti sui provini fossero puramente assiali, senza cioè componenti flessionali. La disposizione del committente era quella di operare con una percentuale di flessione minore del 5%. Per essere conforme a quanto richiesto, si è seguito quanto imposto dalla normativa di riferimento ASTM E1012[6]. Per fare i test di allineamento è stata utilizzata una barra rettificata dotata di sei estensimetri, come mostrato in figura 15. Con questi strumenti si sono ricavate le deformazioni ed è stata modificata di conseguenza la posizione delle teste degli afferraggi in base agli aggiustamenti necessari.



Figura 15: barra rettificata per allineamento

Schematizzando abbiamo quindi la situazione visibile in figura 16.



Figura 16: rappresentazione posizione estensimetri

Dai dati ricavati dalla lettura degli estensimetri è stato possibile capire di che tipo fosse la deformata ed agire quindi di conseguenza per cercare di aggiustare l'allineamento del sistema.

#### CASO 1

I segni dei valori degli estensimetri erano:

- 1. Positivo
- 2. Negativo
- 3. Negativo
- 4. Positivo

La deformata era quindi del tipo qui rappresentato.

Per miglioreare l'allineamento è necessario spostare la

base dell'afferraggio nferiore verso l'estensimetro numero 3.



#### CASO 2

I segni dei valori degli estensimetri erano:

- 1. Negativo
- 2. Positivo
- 3. Positivo
- 4. Negativo

La deformata era come quella disegnata a lato.

L'aggiustamento necessario per l'allineamento è

stato quello di spostare la base dell'afferraggio inferiore verso

2

4

1

2

1

2

1

3

4

3

4

3

l'estensimetro numero 1.

#### CASO 3

I segni dei valori degli estensimetri erano:

- 1. Negativo
- 2. Negativo
- 3. Positivo
- 4. Positivo

La deformata era come quella schematizzata a fianco. Per allineare gli afferraggi è stato quindi necessario mettere uno spessore alla base dell'afferraggio inferiore in corrispondenza della posizione dell' estensimetro 3

CASO 4

I segni dei valori degli estensimetri erano:

- 1. Positivo
- 2. Positivo
- 3. Negativo
- 4. Negativo

La deformata era quindi come quella a lato.

L'aggiustamento necessario per migliorare l'allineamento è stato quello di inserire uno spessore alla base dell'afferraggio inferiore in corrispondenza della posizione dell'estensimetro 1.



Il fatto che le deformate precedentemente descritte potessero anche 'sovrapporsi' una con l'altra ha fatto sì che risultasse quasi impossibile trovare un perfetto allineamento del sistema.

Un ulteriore problema si è rilevato il fatto che per muovere le basi degli afferraggi è necessario allentare le viti che le serrano al pistone (afferraggio inferiore) o alla *load cell* (afferraggio superiore) della macchina di prova. Fatta la correzione necessaria e serrate nuovamente le viti, le misure non sempre miglioravano della quantità attesa a causa dei piccoli spostamenti che inevitabilmente si generano durante l'azione di serraggio.

Gli aggiustamenti sono stati fatti con la macchina spenta e con un carico praticamente nullo sul provino. Dopo aver trovato la posizione ottimale per l'allineamento, è stato effettuato un test a carichi sempre maggiori per verificare come la percentuale della deformazione flessionale cambiasse all'aumentare del carico imposto sulla barra. Le prove hanno dimostrato che c'è un errore di allineamento che introduce una certa quantità di deformazione flessionale ma che la percentuale di tale quantità sul totale della deformazione diminuisce all'aumentare della forza di trazione.





Figura 17:andamento della percentuale di flessione con la forza

Interpolando i dati ottenuti con una curva di tendenza potenziale, si ottiene l'equazione

```
y = 384.28x-1.196.
```

Sostituendo all'y il valore 5, si trova il carico oltre il quale la percentuale di flessione risulta essere minore di quella richiesta. Tale valore è pari a circa 37kN. Considerando che le prove sono state effettuate a carichi variabili tra gli 80 e i 110kN si è ritenuto che la maggior parte della vita, specialmente nel campo in cui la tensione è maggiore e quindi provoca i danni maggiori, avviene sotto un carico che può essere definito puramente assiale.

																		384.28	-1.196	2.387319		
																		х	e	70		
							84	30000		357	1.2	429										
							A	L		sigma	kt	sigma										
						0.2	0.0	0.024	-0.164	-0.030	0.162	0.047	-0.050	1.85E-05	-1.26E-04	-2.31E-05	1.25E-04	3.62E-05	-3.85E-05	-1.54E-06	7.31E-05	
						10	9.8	0.408	0.234	0.362	0.544	0.424	0.380	3.14E-04	1.80E-04	2.78E-04	4.18E-04	3.26E-04	2.92E-04	2.98E-04	6.85E-05	23.0
						20	19.8	0.801	0.642	0.763	0.933	0.811	0.820	5.16E-04	4.94E-04	5.87E-04	7.18E-04	5.24E-04	6.31E-04	6.04E-04	6.33E-05	10.5
						30	29.8	1.194	1.049	1.165	1.323	1.199	1.262	9.18E-04	3.07E-04	3.96E-04	L.02E-03	9.22E-04	9.71E-04	9.10E-04	5.83E-05	6.4
						20	19.8	0.800	0.642	0.764	0.931	0.812	0.822	5.15E-04	t.94E-04 8	5.88E-04 8	7.16E-04	5.25E-04	5.32E-04	5.03E-04	5.25E-05	<u>10.4</u>
						10	9.8	0.408	0.235	0.363	0.542	0.425	0.381	3.14E-04	1.81E-04	2.79E-04	4.17E-04	3.27E-04	2.93E-04	2.98E-04	6.77E-05	22.7
						5	4.8	0.212	0.031	0.162	0.350	0.232	0.161	1.63E-04	2.38E-05	1.25E-04	2.69E-04	1.78E-04	1.24E-04	1.45E-04	7.10E-05	48.9
						10	9.8	0.408	0.235	0.363	0.544	0.426	0.381	3.14E-04	1.81E-04	2.79E-04	4.18E-04	3.28E-04	2.93E-04	2.98E-04	6.81E-05	<u>22.8</u>
						20	19.8	0.800	0.644	0.766	0.934	0.814	0.823	6.15E-04	4.95E-04	5.89E-04	7.18E-04	6.26E-04	6.33E-04	6.05E-04	6.23E-05	10.3
						30	29.8	1.193	1.051	1.168	1.325	1.202	1.267	9.18E-04	8.08E-04	8.98E-04	1.02E-03	9.25E-04	9.75E-04	9.11E-04	5.75E-05	6.3
						25	24.8	0.993	0.836	0.968	1.141	0.973	1.039	7.64E-04	6.43E-04	7.45E-04	8.78E-04	7.48E-04	7.99E-04	7.57E-04	6.35E-05	8.4
		40 N/m				20	19.8	0.793	0.614	0.769	0.961	0.758	0.815	6.10E-04	4.72E-04	5.92E-04	7.39E-04	5.83E-04	6.27E-04	6.03E-04	7.13E-05	11.8
		afferraggio				15	14.8	0.588	0.394	0.575	0.784	0.565	0.594	4.52E-04	3.03E-04	4.42E-04	6.03E-04	4.35E-04	4.57E-04	4.50E-04	7.75E-05	17.2
		erraggio viti				10	9.8	0.391	0.180	0.378	0.600	0.374	0.374	3.01E-04	1.38E-04	2.91E-04	4.62E-04	2.88E-04	2.88E-04	2.98E-04	8.33E-05	28.0
		S				5	4.8	0.194	-0.032	0.178	0.413	0.182	0.154	L.49E-04	2.46E-05	L.37E-04	3.18E-04	L.40E-04	L.18E-04	L.45E-04	3.87E-05	61.2
			/mm2	m2		2	1.8	0.076	-0.157	0.057	0.301	0.066	0.02	5.85E-05	1.21E-04 -	I.38E-05	2.32E-04	5.08E-05	L.54E-05	5.33E-05	9.17E-05	<u>172.2</u>
500	5 <	2.08	20000 N	144 m	0.2	0.2	0.0	0.006	0.230	0.014	0.229	0.002	0.061	62E-06	.77E-04 -:	.08E-05 4	76E-04 2	.54E-06	.69E-05 1	.73E-06	21E-05 9	
Gain	>	¥	E	A	Cella di carico		Forza trazione [kN]	ΔV Estensimetro 1	AV Estensimetro 2	ΔV Estensimetro 3	<b>ΔV Estensimetro 4</b>	ΔV Estensimetro 5	ΔV Estensimetro 6	ε1 4.	ε2 -1	£3 -1	ε4 1.	ε.5 -1	£б -4	media assiale	media flessione 9.	PB
																	Misurati					

Dove:

- V: è il voltaggio di alimentazione degli estensimetri;
- G: è il guadagno dell'estensimetro;
- K: è una costante dell'estensimetro detta *Gauge factor*;
- E: è il modulo di elasticità della barra rettificata;
- A: è l'area della barra rettificata;

Il dato relativo all'estensimetro che la macchina permette di leggere è il salto di tensione  $\Delta V$ .

Da questo si può ricavare la deformazione secondo la legge caratteristica degli estensimetri:

$$\varepsilon = \frac{4\Delta V}{KVG}$$

Si è quindi calcolata la deformazione media assiale facendo una media aritmetica delle letture dei sei estensimetri.

Poi si è trovata la deformazione media flessionale facendo la media aritmetica dei valori assoluti della differenza tra la deformazione totale di ogni estensimetro e la deformazione media assiale.

Infine si ricava la percentuale di flessione dividendo la media flessionale per quella assiale e moltiplicando per cento.

#### ALLINEAMENTO MACCHINA INSTRON

La macchina Instron è molto più moderna rispetto alla Schenck ed è attrezzata in modo tale da effettuare l'allineamento in maniera molto semplice e veloce. In questo caso il lavoro è stato svolto da un tecnico dell'azienda costruttrice della macchina. È bastato utilizzare un software apposito ed il risultato è stata una percentuale di flessione minore del 5% già ad un carico di soli 3kN.

#### **3.4 ANALISI DEI RISULTATI**

Come detto nell'introduzione, l'obbiettivo principale di questa tesi era quello di trovare la curva a fatica per la geometria assegnata. Un altro obbiettivo era quello di determinare una correlazione tra la vita a fatica dei provini e il tipo di lavorazione meccanica con cui erano stati prodotti. Una descrizione riassuntiva dei provini utilizzati è disponibile nella tabella 5.

LOTTO DI PRODUZIONE	N° PROVINI	TIPO DI LAVORAZIONE	LAVORAZIONI DI RIFINITURA	USURA UTENSILE
1	20	BROCCIATO	SMUSSATURA DEGLI SPIGOLI	BROCCIA FINE VITA
1	6	FRESATO	LUCIDATURA DELLA ZONA DI INTAGLIO; SMUSSATURA DEGLI SPIGOLI	FRESA NUOVA
1	6	ELETTROCHIMICA	NESSUNA	/
	Та	halla 5. Janani-iawa wwasa		

Tabella 5: descrizione provini utilizzati

I carichi da applicare ad ogni singola prova ci sono stati imposti dal committente ma con l'obbiettivo ultimo di ricavare la curva a fatica nella regione della LCF, quindi tra i 10mila e i 100mila cicli.

Ci sono stati imposti poi dei vincoli su altri aspetti riguardanti l'attività sperimentale oltre a quello già trattato della lunghezza di afferraggio massimo di 30mm. C'è stato chiesto di effettuare i test a temperatura ambiente, con un ciclo di carico sinusoidale e con una frequenza di 1 Hz.

Inoltre tutte le prove sono state fatte con rapporto di tensione  $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0$ , quindi con una forza assiale solo di trazione.

La maggior parte delle prove si sono svolte con l'utilizzo della macchina Schenck Hydropuls 750. Tale macchina, visibile in figura 18 a fianco, è costituita da un banco di prova avente un pistone mobile comandato da un attuatore idraulico e da una cella di carico capace di reggere fino a 250kN. Il sistema viene controllato da un calcolatore posto nella stessa sala della macchina e che permette di avere il controllo in forza o in spostamento della macchina stessa. Per una miglior comprensione del funzionamento vedere in appendice D.

I primi provini ad essere testati sono stati quelli brocciati. I risultati sono stati esclusi perché segretati ma è possibile dalla figura 19 vedere il grafico risultante.



Figura 18: foto macchina Schenck



Figura 19: risultati per provini brocciati

Si può tracciare la curva di fatica con i dati ottenuti e ricavare tramite l'interpolazione lineare l'equazione associata:

$$\log N = 0.0016 * \sigma_n + 6.4389$$

Dove:

- σ<sub>n</sub>: è la tensione nominale fratto la tensione di rottura del materiale;
- N: è il numero di cicli a rottura;

Dopo aver tracciato la curva si è provato analiticamente che essa rispetta la normativa ASTM-E739 riguardante l'analisi statistica di curve  $\sigma$ -N per le prove a fatica [7,8]. Si possono fare alcune osservazioni in base al grafico precedente: innanzitutto si nota che la dispersione è piuttosto buona. Si vede inoltre che per i carichi più elevati la curva non interpola bene i punti. Questo si spiega col fatto che le tensioni si avvicinano a quelle di rottura del materiale e quindi la curva in realtà tende ad appiattirsi orizzontalmente tendendo proprio alla tensione di rottura. Si può fare poi una considerazione relativa all'influenza delle tensioni residue sulla vita a fatica. I dati in nostro possesso dichiaravano che le tensioni residue sui primi provini fossero maggiori di quelle sui provini con un numero di serie più elevato probabilmente perché l'usura della broccia rendeva la lavorazione più morbida. Inoltre le tensioni residue sulla faccia sinistra erano maggiori di quella sulla faccia destra. Questo invece si spiega con il fatto che per prima veniva lavorata la seconda e successivamente la prima. Secondo queste informazioni e secondo la teoria sull'effetto delle tensioni residue nella vita a fatica avremmo dovuto vedere, a parità di tensione applicata, una vita maggiore per i provini con seriale minore e una incubazione delle cricche principalmente sul lato destro. In realtà però né l'una né l'altra ipotesi sono state verificate con i risultati ottenuti nei test.



Figura 20: confronto provini lisci e intagliati

È stata effettuata un altro tipo di analisi: si sono confrontati i risultati ottenuti dai test sui provini brocciati con i dati fornitici dall'azienda sui test condotti su provini dello stesso materiale ma senza la presenza dell'intaglio.

Dopo aver effettuato le prime prove, è stata tracciata una curva scalando i risultati dei provini lisci secondo un fattore pari a 0.77. Questo valore si è ottenuto facendo il rapporto tra la vita media dei provini brocciati rispetto a quelli lisci per lo stesso carico applicato. Il grafico è stato quindi completato inserendo mano a mano i risultati dei test. Si può notare che i risultati sono ben approssimati dalla curva introdotta all'inizio (curva verde) a parte per valori di tensioni elevati e vicini al valore di rottura del materiale. Secondo quanto ci insegna la teoria però la curva dei test sui provini lisci dovrebbe essere sotto a quella verde. Se infatti si prende un provino senza intaglio, si ha che  $\sigma_{max}=\sigma_{media}$  e per arrivare a rottura tale valore deve essere pari alla tensione di rottura a fatica. Nel caso invece di un provino intagliato, la rottura non avviene per  $\sigma_{max}$  pari alla tensione di rottura a fatica. Nel caso invece di un provino intagliato, la rottura non avviene per  $\sigma_{max}$  pari alla tensione di rottura a fatica. Nel geometrie allo stesso numero di cicli ma si avrebbe anche  $\sigma_{max}$  provino liscio $<\sigma_{max}$  provino intagliato. Il grafico precedente è stato invece fatto paragonando la  $\sigma_{max}$  e quindi si dovrebbe avere una vita a fatica più elevata per i provini intagliati. Matematicamente si dovrebbe avere, a pari numero di cicli a rottura e quindi a parità di  $\sigma_{mx}$ 

$$\frac{\sigma_{max,intaglio}}{\sigma_{max,liscio}} > 1$$
 mentre nel nostro caso si ha  $\frac{\sigma_{max,intaglio}}{\sigma_{max,liscio}} = 0.91$ 

Il motivo probabilmente risiede nel fatto che la lavorazione per brocciatura rovina il materiale più di quanto siano gli effetti positivi sulla vita a fatica della lavorazione come per esempio l'introduzione delle tensioni residue.

Un altro tipo di analisi fatta sui provini ha riguardato lo studio della zona di espansione della cricca. Dalla figura 21 si vede un esempio di immagine acquisita a seguito della rottura del provino tramite un microscopio ottico. Grazie a tale macchina si è inoltre potuto misurare l'estensione rispetto al punto di incubazione della cricca principale.



Figura 21: immagine della zona di rottura del provino SN001

Si può quindi verificare l'estensione della cricca più grande per ogni provino testato, come riassunto nel grafico di figura 22.



Figura 22: estensioni cricche in base al carico per i provini brocciati

Come ci si aspetta, più il carico aumenta più l'estensione della cricca diminuisce. Questo perché più la forza è elevata tanto maggiore sarà l'area per cui avviene la rottura 'statica' nell'ultimo ciclo di carico.

Il secondo lotto testato è stato quello dei provini fresati. I risultati sono anche in questo caso segretati. In figura 23 viene mostrato il grafico che permette di confrontare i risultati dei provini fresati con quelli dei provini brocciati. Si noti che i test sono stati fatti tutti allo stesso carico di 90kN. Il motivo è che visto il numero esiguo di provini da testare si è scelto di definire con il maggior numero possibile di test la vita a fatica per un certo carico e di confrontare quindi risultati più attendibili possibili per le diverse lavorazioni meccaniche.



Figura 23: risultati provini brocciati e fresati

Risulta evidente una migliore resistenza a fatica per quanto riguarda i provini fresati rispetto a quelli brocciati. La spiegazione potrebbe risiedere nel fatto che, nonostante le lavorazioni non hanno grosse differenze dal punto di vista della finitura superficiale come verrà mostrato nello studio della rugosità, nel caso dei provini fresati è stato utilizzato un utensile completamente nuovo. Questo potrebbe aver indotto delle tensioni residue maggiori sui provini fresati rispetto a quelli brocciati. Questa però è solo un'ipotesi in quanto non ci sono stati forniti dati sulle tensioni residue nel caso del lotto prodotto per fresatura e il lavoro svolto per calcolarle in proprio grazie all'utilizzo del diffrattometro nei laboratori del Politecnico di Torino è risultato infruttuoso.

0.95 0.9 0.85 • 8 σ nom /σ rottura 0.8 Provini brocciati Provini fresati Provini ECM 0.75 0.7 2 0.65 0.6 Log N

L'ultimo lotto testato è quello relativo ai provini prodotti tramite lavorazione elettrochimica (ECM). Dal grafico di figura 24 si può fare un confronto con i risultati ottenuti con le altre tipologie di lavorazione.

Figura 24: risultati provini brocciati, fresati ed ECM

È evidente che i provini lavorati in ECM abbiano una vita minore rispetto a quelli delle altre due lavorazioni meccaniche.

I motivi principali potrebbero essere due:

- Durante la lavorazione probabilmente vengono intaccate alcune proprietà fisiche del materiale e la resistenza a fatica ne risente.
- Nella lavorazione ECM il provino non entra in contatto con nessun tipo di utensile, quindi le tensioni residue dovrebbero essere molto meno elevate rispetto alle lavorazioni di fresatura e brocciatura. Questo dovrebbe portare ad una vita a fatica ancora minore.

Si è poi analizzata la rugosità superficiale per verificare se ci fosse una correlazione con la vita a fatica. Sono state acquisite le immagini della zona di intaglio tramite un microscopio elettronico e sono stati ricavati i valori medi di diversi parametri di rugosità, spiegati nell'appendice A.

Viene qui riportato il grafico relativo al dato più caratteristico, Ra, cioè il valor medio delle ordinate del profilo rispetto alla linea media. Il dato è doppio in quanto la misura è stata fatta su entrambe le facce della zona di intaglio.



Figura 25: rugosità dei provini

Si può vedere che i risultati sono molto simili tra i brocciati e la lavorazione ECM mentre la fresatura ottiene dei risultati leggermente migliori. Non è però possibile trovare una relazione con la vita a fatica. È vero infatti che i provini fresati sono quelli con il comportamento migliore, come ci si aspetterebbe dalla teoria riguardante gli effetti della rugosità sulla resistenza a fatica, ma è altrettanto vero che i provini prodotti con la lavorazione elettrochimica, con rugosità simile a quelli brocciati, durano molto meno. Gli effetti della rugosità non sembrano in questo caso essere determinanti per la resistenza a fatica.

Si è poi voluto verificare in che modo si comportasse la curva  $\sigma$ - $\varepsilon$  all'aumentare del numero di cicli. Per farlo è stato fatto un test con carico ciclico 0-105kN col provino 032 dotato di due estensimetri applicati sulle facce laterali della zona di intaglio, come visibile nella figura 26.



Figura 26: provino 032 estensimetrato

Per analizzare i risultati si son dovute fare delle valutazioni preliminari:

- Il dato degli estensimetri viene letto direttamente al calcolatore ed è fornito in  $\mu$ m/m
- La tensione è calcolata in modo relativamente complesso. Il dato fornito dalla macchina infatti è solo la forza applicata sul provino in quel preciso istante. Si devono perciò fare alcune considerazioni e utilizzare i dati ricavati nell'analisi FEM per ricavare lo stato di tensione nel pezzo.



Figura 27: dettaglio griglia estensimetro

Com'è ben visibile nella figura 27, la griglia dell'estensimetro larga 3mm è più piccola della faccia laterale della zona dell'intaglio larga 6mm.

Utilizzando la soluzione ricavata dall'analisi FEM in cui si era studiata metà dell'area in questione grazie alla simmetria del problema, possiamo vedere che nella zona dove è posta la griglia le tensioni passano da un valore di circa 1030MPa ad un valore di 970MPa.



Figura 28: valore delle tensioni sulla griglia dell'estensimetro

Possiamo quindi ricavare grazie ad una semplice linearizzazione il valor medio delle tensioni presenti nella zona dell'estensimetro pari a:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_b + \sigma_c}{2} = \frac{1030 + 970}{2} = 1000 MPa$$

Questo vale per il carico utilizzato nell'analisi agli elementi finiti pari a 100kN. Il provino estensimetrato però è stato testato ad un carico di 105kN.

Facendo variare linearmente la tensione media ricavata, si ottiene una tensione media al carico massimo della prova pari a:  $\sigma_m = 1050$ MPa. Secondo il valore della tensione di snervamento del materiale in nostro possesso le deformazioni dovrebbero rimanere in campo elastico.

Il problema finale è stato quello di ricavare dal carico istantaneo, unico dato in uscita dal calcolatore, la tensione istantanea nella zona di lettura dell'estensimetro.

Si è scelto di impostare una semplice relazione:

$$\frac{\sigma_n^{100}}{\sigma_m^{100}} = \frac{\sigma_n^F}{\sigma_m^F}$$

Dove:

- $\sigma_n^{100}$  è la tensione nominale a 100kN di carico, pari anche a  $\frac{F}{A_{nom}} = \frac{100}{A_{nom}}$
- $\sigma_m^{100}$  è la tensione media a 100kN, ricavata in precedenza e pari a 1000MPa
- $\sigma_n^F$  è la tensione nominale ad un carico di intensità F, ed è pari anch'essa a  $\frac{F}{A_{nom}}$
- $\sigma_m^F$  è la tensione media ad un carico di intensità F.

Lavorando sulla relazione precedente si può quindi ricavare che:

$$\sigma_m^F = \sigma_m^{100} * \frac{FA_{nom}}{A_{nom}100}$$

e semplificando, si ottiene la tensione reale ad un dato carico F sulla zona della griglia dell'estensimetro pari a:

$$\sigma_m^F = \sigma_m^{100} * \frac{F}{100}$$

Calcolando le tensioni grazie a questa formula si è potuto disegnare la curva  $\sigma$ - $\epsilon$ 

La prima verifica fatta per accertarsi che le considerazioni e i calcoli fatti in precedenza fossero giusti, è stata quella di ricavare il modulo di Young dai dati forniti dal primo ciclo.



Figura 29:curva  $\sigma$ -  $\epsilon$  per il ciclo 1

Si può notare che il primo ciclo rientra leggermente nella zona di compressione, ossia mostra tensioni negative. Questo è dovuto al fatto che la macchina utilizzata sfora leggermente i limiti dati nei primi istanti per poi stabilizzarsi ai carichi desiderati dopo una decina di cicli.

ε [μm/m]	σ [MPa]
239	3
-273	-6
348	189
1714	510
3302	827
4597	1036
5111	1061
4615	888
3255	574
1647	229
287	13

I dati relativi al primo ciclo sono visibili nella tabella 6.

Tabella 6: dati relativi al ciclo 1

Possiamo quindi calcolare il modulo di Young:

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon * 10^{-6}} = \frac{1061 + 6}{(5111 + 273) * 10^{-6}} = \frac{1067}{5384} * 10^{6} = 198200 MPa$$

Tale coefficiente si può trovare anche interpolando i punti del grafico con una retta. Infatti si ha:

E = coefficiente angolare della retta interpolante = 204900MPa

In entrambi i casi il valore è simile a quello datoci dall'azienda pari a 208320MPa.

Fatta questa prima verifica che permette di considerare attendibili i risultati ottenuti, si può quindi passare allo studio di come la curva vari all'aumentare del numero di cicli.

Come calcolato in precedenza, la tensione non supera quella di snervamento quindi ci si aspetta perlomeno inizialmente un comportamento elastico del materiale. Effettivamente come si può vedere dalla figura 30, la curva  $\sigma$ - $\epsilon$  non si discosta di molto durante i primi cicli. La piccola differenza presente tra il primo ciclo e quello numero venti è da spiegarsi con quanto detto prima, cioè che la macchina durante l'avviamento non ha un controllo preciso del carico. È però evidente che la curva del ciclo 20 quasi si sovrappone perfettamente con quella del ciclo 1000. Il materiale sembra quindi comportarsi in maniera perfettamente elastica.

Nel grafico di figura 31 invece viene fatto un confronto tra i cicli 1000,5000 e 10000: il materiale sembra aver continuato ad operare in campo elastico, ma si può vedere come la curva occupa un'area più piccola nel caso del numero di cicli più elevati. Questo probabilmente è dovuto al fatto che il materiale subisce un processo di incrudimento durante le prime migliaia di cicli per poi tornare a stabilizzarsi nel corso dei cicli successivi. Durante il processo di incrudimento il materiale diminuisce la propria tenacità ed in effetti l'area inglobata nella curva del ciclo, che rappresenta l'energia immagazzinata durante la fase di carico del provino, diminuisce.



Figura 30:curva  $\sigma$ -  $\epsilon$  per i cicli 1,20,1000



Figura 31:curva  $\sigma$ -  $\epsilon$  per i cicli 1000,5000,10000



Figura 32:<br/>curva  $\sigma\text{-}\epsilon$  per i cicli 10000, 15000, 20000

Dal grafico di figura 32 si evince il fatto che da un certo numero di cicli in poi il comportamento non è più elastico pur con il provino sottoposto alle stesse tensioni. Si nota infatti che c'è uno spostamento verso destra della curva  $\sigma$ - $\epsilon$ . Questo significa che rimane una certa quantità di deformazione anche se il provino in quell'istante è scarico come si vede dal punto a tensione nulla del ciclo 20000. Dopo questa transizione ad un comportamento plastico del materiale, i cicli tendono a spostarsi sempre più verso destra, con un conseguente aumento delle deformazioni registrate come visibile in figura 33.

Questo fenomeno viene definito in inglese *ratcheting* e consiste in un accumulo ciclico di deformazioni plastiche a carichi ciclici costanti.

Ricordando che il provino in questo test si è rotto a 29025 cicli, si nota che già a 26000 cicli i dati dell'estensimetro risultano difficilmente attendibili. Probabilmente infatti la colla con cui la griglia dell'estensimetro è attaccata al provino o la griglia stessa hanno subito qualche danno che ha di fatto reso inattendibili i dati.



Figura 33:curva σ- ε per i cicli 20000,24000,26000
# APPENDICE A) RICHIAMI TEORICI A.1 FATICA A BASSO NUMERO DI CICLI

Nello studio della vita a fatica fatica vengono individuati due diversi domini nel campo dei carichi. Un dominio è legato ai carichi ciclici relativamente bassi e per i quali i cicli di deformazione sono confinati soprattutto nel campo elastico. In tal caso il numero di cicli a rottura è elevato: si parla perciò di fatica ad alto numero di cicli. L'altro dominio invece considera dei cicli con carichi relativamente elevati che inducono un'elevata deformazione plastica nel metallo e che porta a una vita breve caratterizzata da un basso numero di cicli a rottura. Questo tipo di comportamento è stato chiamato fatica a basso numero di cicli o LCF, *low cycle fatigue*. La transizione tra un dominio e l'altro avviene tipicamente in un range tra  $10^4$  e  $10^5$  numero di cicli.

L' obbiettivo ingegneristico solitamente è quello di definire una vita a fatica elevata del pezzo ma ci sono alcuni casi nei quali la vita a basso numero di cicli è di estrema importanza. Questo accade per esempio nel progetto di sistemi ad elevate prestazioni come i missili o i razzi, per i quali la vita deve essere di poche centinaia o migliaia di cicli. Nel progetto invece di altri sistemi ad alte prestazioni, come per esempio le turbine aeronautiche, l'avverarsi di elevati carichi transitori sia meccanici che termici durante la vita operativa e il danno cumulativo dovuto a qualche migliaia di questi cicli possono portare alla nascita di cricche e di conseguenza a rotture per fatica. Anche nel caso di carichi nominalmente bassi, in presenza di zone di intaglio critiche, il materiale subisce della plasticità locale ed anche in questo caso il metodo LCF diventa di primaria importanza.

Nonostante l'argomento della fatica a basso numero di cicli sia stato soggetto di numerosi studi nel passato e siano stati fatti progressi nella conoscenza del fenomeno, rimane ancora molto da fare per poter avere degli strumenti che riescano a predire in modo accurato la vita a basso numero di cicli e che tengano in conto degli effetti della tensione media, delle tensioni multiassiali, del danno cumulato.



Figura 34:curva σ-N

Se si esamina una curva tipica  $\sigma$ -N come quella rappresentata in figura 34 nella regione a basso numero di cicli, si nota che in un range compreso tra 1 e 10<sup>3</sup> cicli la resistenza a fatica è quasi costante e vicina alla tensione di rottura del materiale. La curva cioè rimane piatta lungo questa regione nel quale il materiale subisce ciclicamente una sostanziale deformazione plastica. In questa regione la vita a fatica è descritta molto più accuratamente come funzione della ampiezza ciclica della deformazione piuttosto che come funzione dell'ampiezza ciclica della tensione. In queste circostanze la curva tensione-deformazione  $\sigma$ - $\epsilon$  è caratterizzata da cicli di isteresi con una componente di deformazione plastica. Questo comportamento plastico è non lineare e *history dependent* ed è stato osservato che la risposta tensione-deformazione della maggior parte dei materiali cambia significativamente con i cicli che sconfinano nel campo plastico. Alcuni materiali mostrano un aumento della fragilità (*hardening*) mentre altri mostrano un aumento della duttilità (*softening*) come mostrato in figura 35.



Figura 35: possibile comportamento del materiale

La maggior parte dei materiali cambia la propria risposta alla sollecitazione in modo significativo nei primi cicli ma tipicamente il ciclo di isteresi tende a stabilizzarsi in modo tale che l'ampiezza della sollecitazione rimane praticamente costante sotto il controllo della deformazione per la parte rimanente della vita a fatica. Tracciando il ciclo di isteresi stabilizzato per diverse ampiezze della deformazione, si può tracciare una curva che passa per i picchi dei cicli, definita come 'curva  $\sigma$ - $\epsilon$  ciclica' per il materiale. Un esempio è rappresentato in figura 36.



Figura 36: curva  $\sigma$ - $\epsilon$  ciclica

Solitamente il metodo utilizzato per esporre i risultati dei test per la fatica a basso numero di cicli è quello di diagrammare il logaritmo dell'ampiezza della deformazione rispetto al logaritmo del numero di cicli a rottura. Alcune volte viene diagrammata l'ampiezza della sola deformazione plastica mentre altre volte viene rappresentata la deformazione totale. Sperimentalmente si è dimostrato che se si diagramma l'ampiezza della deformazione plastica rispetto al numero di cicli a fatica, i dati possono essere approssimati da una retta con coefficiente angolare con valore compreso tra -0.5 e - 0.7 rispetto all'asse orizzontale e che questo è valido per un elevato numero di materiali. Successivamente, sempre attraverso prove sperimentali, si è però notato che la vita a fatica è meglio correlata alla deformazione totale piuttosto che a quella plastica, specialmente per quanto riguarda numero di cicli che si avvicinano alla zona di separazione tra la LCF e l'HCF.



Figura 37:risultati sperimentali prove LCF per diversi materiali

Questo tipo di evidenze sperimentali ha portato alla ricerca di un'equazione empirica che legasse il range della deformazione plastica  $\Delta \varepsilon_p$  al numero di cicli a rottura N<sub>f</sub> in condizioni di tensioni uniassiali nel dominio della fatica a basso numero di cicli. La relazione è stata proposta indipendentemente da Manson e Coffin e viene espressa dalla seguente relazione:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

Dove:

- $\frac{\Delta \varepsilon_p}{2}$  è l'ampiezza della deformazione plastica;
- $\varepsilon'_{f}$  è il coefficiente di duttilità a fatica definito come la deformazione dopo un ciclo;
- 2N<sub>f</sub> è il numero totale di inversioni a rottura;
- c è l'esponente di duttilità a fatica definito come la pendenza della curva della deformazione plastica rispetto alle inversioni a rottura nel grafico bi logaritmico.

Successivi studi hanno indicato che l'ampiezza della deformazione totale, ossia la somma della deformazione plastica e di quella elastica, può essere meglio correlata alla vita del materiale.

Come si vede dalla figura 38, sia l'ampiezza della deformazione plastica sia quella elastica possono essere rappresentate da una retta in un grafico bi logaritmico deformazione-inversioni a rottura.



Figura 38: curva delle deformazioni rispetto vita a fatica

Questo risultato sperimentale è stato rappresentato matematicamente da Morrow e ha portato all'equazione:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \left(2N_f\right)^b + \varepsilon'_f \left(2N_f\right)^c$$

Dove b e  $\frac{\sigma'_f}{E}$  sono costanti e rappresentano la pendenza e il valore dopo un ciclo della curva della deformazione elastica. Solitamente b varia tra -0.05 e -0.15 mentre c, come già detto, varia tra -0.5 e -0.8.

Dalla figura 38 si può notare che a vite brevi la componente della deformazione plastica è quella dominante mentre per vite più lunghe domina la componente della deformazione elastica. Il punto nel quale si intersecano le due rette viene definito 'vita di transizione'. Si può inoltre osservare che per una vita minore rispetto a quella di transizione, i materiali con duttilità elevata sono migliori mentre per la vita maggiore a quella di transizione sono meglio i materiali con un elevato valore di resistenza a fatica. È quindi di vitale importanza determinare durante il progetto l'ampiezza della deformazione che subirà il pezzo durante la sua vita operativa per meglio scegliere il tipo di materiale da utilizzare.

## A.2 PARAMETRI CHE INFLUENZANO LA VITA A FATICA

#### INFLUENZA DELLA TENSIONE MEDIA DIVERSA DA ZERO

Lo studio dell'effetto della tensione media diversa da zero per quanto riguarda la vita a fatica a basso numero di cicli non differisce da quanto vale per la fatica ad alto numero di cicli. Questo è tanto più vero se si valuta la parte nella quale la componente di deformazione dominante è quella elastica, ossia per una vita superiore a quella di transizione.

Quando la  $\sigma_m$  è diversa da zero la curva di Wöhler risulta essere diversa da quella ottenuta per  $\sigma_m$  nulla. Inoltre c'è differenza se la tensione media risulta essere di compressione o di trazione. Mentre nella regione di tensione media di compressione la rottura è piuttosto insensibile alla variazione di  $\sigma_m$ , nella regione di trazione la vita a fatica varia sensibilmente. Per tenere conto di questo fattore si può operare in due modi. Se infatti si hanno i dati a disposizione per il materiale scelto, solitamente essi sono presentati in dei diagrammi detti *master diagrams*. Se invece non si dispone dei dati necessari, esistono diverse relazioni empiriche che legano la rottura a una data vita in condizioni di tensione media non nulla alla rottura per la stessa vita in condizioni di  $\sigma_m=0$ . La più semplice è quella che viene definita come 'relazione lineare di Goodman' espressa dalla legge:

$$\frac{\sigma_D}{\sigma_{D-1}} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$$

Dove:

- $\sigma_D$  è il limite di fatica;
- $\sigma_{D-1}$  è il limite di fatica per tensione media nulla;
- $\sigma^m$  è la tensione media;
- R<sub>m</sub> è la tensione a rottura statica;

Risulta quindi che più aumenta la tensione media e più la vita a fatica sarà breve.

### INFLUENZA DELLA DEFORMAZIONE MEDIA DIVERSA DA ZERO

Gli effetti di una deformazione media di compressione risultano sperimentalmente essere uguali a quelli di una deformazione media di tensione dello stesso valore nell'ambito della LCF. Inoltre si è verificato che assumono rilevanza solo nella regione in cui le deformazioni plastiche sono dominanti, ossia prima della vita di transizione.

Per tener conto di questo fattore si può utilizzare un'equazione empirica che lega la deformazione totale al numero di cicli a rottura:

$$\Delta \varepsilon = \frac{2(1-R)\varepsilon'_f}{\left[(4N_f - 1)(1-R)^a + (2)^a\right]^{1/a}}$$

Dove:

- R è il rapporto delle deformazioni definito come  $\varepsilon_{min}/\varepsilon_{max}$ ;
- $\varepsilon'_f$  è il coefficiente di duttilità a fatica definito come la deformazione dopo un ciclo;
- *a* è una costante del materiale, definito come l'inverso del reciproco della pendenza della retta di interpolazione della deformazione totale

### INFLUENZA DELLA FATICA TERMICA

La fatica a basso numero di cicli è stata definita come un fenomeno progressivo di rottura dovuto ad una applicazione ciclica di deformazioni che si estendono nel campo plastico per causare la rottura del materiale entro 10<sup>5</sup> cicli. Nonostante le deformazioni siano spesso causate da fattori meccanici, bisogna tener conto che molte volte si ha a che fare con cicli di deformazione dovuti a variazioni cicliche del campo di temperatura. Se si è quindi in presenza di cambiamenti di temperatura ciclici e se l'espansione o la contrazione del materiale sono vincolate, risultano esserci dei cicli di deformazione e di tensione. Anche questi cicli causano rotture a fatica ma portano con sé anche altri problemi legati alla temperatura.



Figura 39:effetti della temperatura sulla LCF

Nella figura 39 sono rappresentati una serie di risultati nei quali si paragonano dei test fatti a basso numero di cicli effettuati ad elevata temperatura con deformazioni indotte meccanicamente con dei test nei quali la deformazione è stata indotta con una variazione del campo di temperatura. I primi si sono svolti a temperature variabili tra i 350°C e i 600°C mentre il secondo è stato effettuato variando la temperatura tra i 200 e i 500°C, con una temperatura media di 350°C. Si può notare dalla figura 39 che per uno stesso valore del range della deformazione plastica il numero di cicli a rottura è molto minore per il provino deformato termicamente piuttosto che per quello deformato meccanicamente nonostante questi ultimi siano stati testati a temperature anche di cento gradi maggiore rispetto al primo. Se si volesse sovrapporre la curva della fatica termica con quella della fatica indotta meccanicamente a temperature. Questi risultati si sono dimostrati estendibili ad un elevato numero di altri metalli. Sebbene quindi il fenomeno della fatica termica e quello della fatica meccanica siano molto simili e rappresentabili matematicamente dalle stesse equazioni, l'utilizzo della seconda per predire i risultati della prima deve essere impiegato con molta attenzione.

Si possono comunque determinare alcune differenze tra i due fenomeni:

- 1. Nella fatica termica la deformazione plastica tende a concentrarsi sulla zona più calda del corpo essendo il punto di snervamento ridotto a questa regione
- 2. Le variazioni di temperatura possono avere effetti importanti sulle proprietà del materiale e alla capacità dello stesso di resistere alla fatica
- 3. Nella fatica termica ha molta importanza anche la velocità al quale in ciclo di deformazione viene indotto sul materiale.

## EFFETTO DI INTAGLIO E CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI

Le rotture nelle macchine e nelle strutture incubano sempre nelle zone di concentrazione delle tensioni dovute a discontinuità geometriche o microstrutturali. Queste zone causano spesso delle tensioni locali molto maggiori delle tensioni nominali della sezione che si avrebbero se si calcolassero senza considerare gli effetti dell'intaglio. Per comprendere meglio quanto avviene in queste zone si può considerare il problema in termini di flussi di forza attraverso un elemento soggetto a carichi esterni. Prendiamo ad esempio quanto mostrato nella figura 40.



Figura 40:effetto della concentrazione delle tensioni

Nella figura 40.a l'asta rettangolare di ampiezza w e spessore t è fissata sul lato inferiore ed è soggetta ad una forza totale pari ad F, uniformemente distribuita lungo il lato superiore. Le linee tratteggiate rappresentano una certa quantità di forza e la distanza tra le linee può essere legata all'intensità locale delle forze e di conseguenza alle tensioni locali. Si nota che le linee sono uniformemente distribuite lungo il piano e la tensione  $\sigma$  locale è uniforme e può essere calcolata dalla semplice relazione:

$$\sigma = \frac{F}{wt}$$

Nella figura 40.b invece un'asta rettangolare dello stesso spessore è soggetta alla stessa forza totale F ma in questo caso l'ampiezza è stata aumentata ed è stato inserito un intaglio in modo tale da avere all'altezza di quest'ultimo sempre la stessa ampiezza pari a w. Si può notare che attraverso la zona di intaglio non è possibile sopportare nessuna forza, perciò le linee del flusso di forza si raggruppano localmente vicino all'estremità dell'intaglio. Questo produce localmente una zona di intensità maggiore delle forze e quindi anche delle tensioni. Si potrebbero quindi ancora calcolare le tensioni locali con la formula precedente non essendo variate le grandezze introdotte ma in realtà esse risultano essere molto più grandi di quanto si troverebbe, ossia sono molto maggiori rispetto alla tensione nominale.

Gli effetti di intaglio possono essere divisi tra quelli locali, per i quali il volume di materiale nel quale avviene la concentrazione delle tensioni è trascurabile rispetto al volume totale dell'elemento o in quelli distribuiti, nel caso in cui il volume è invece una porzione significativa rispetto a quello totale. Nel primo caso la dimensione e la forma della zona soggetta a tensioni non cambierà di molto a causa dello snervamento della regione su cui agisce l'effetto di intaglio mentre nel secondo caso ci possono essere cambiamenti anche significativi.

Per esprimere matematicamente il concetto di concentrazione delle tensioni si introducono dei fattori. Il fattore  $K_t$  è il fattore di concentrazione delle tensioni teorico ed è definito come il rapporto tra la tensione massima locale nella zona di discontinuità e la tensione nominale della sezione calcolata come se non ci fossero gli effetti dovuti all'intaglio:

$$K_t = \frac{Tensione\ massima\ locale}{Tensione\ nominale} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$$

Si deve tener conto che il fattore  $K_t$  è valido per livelli di tensione che rientrano nel campo elastico del materiale e deve essere modificato se le tensioni raggiungono il campo plastico. Inoltre il fattore varia se il carico applicato è assiale o flessionale.

Per determinare i fattori di concentrazione delle tensioni si può operare in diversi modi tra i quali il calcolo diretto delle deformazioni per la geometria desiderata, l'applicazione dei principi legati alla teoria dell'elasticità o analisi con l'utilizzo degli elementi finiti. I risultati vengono diagrammati utilizzando le dimensioni principali delle geometrie studiate in modo tale da rendere immediato il calcolo del fattore. Un esempio è visibile in figura 41.



Figura 41: fattore di concentrazione delle tensioni per barra con intaglio soggetta a carico assiale

È chiaro che nelle macchine o nei provini aventi un intaglio molto pronunciato anche dei carichi non elevati possono provocare delle tensioni locali all'estremità dell'intaglio che superano la tensione di snervamento del materiale. Lo snervamento causa una ridistribuzione della tensione. Allora il fattore teorico di concentrazione delle tensioni deve essere modificato in quanto la tensione massima risulta essere relativamente più bassa rispetto a quella nominale di quanto lo sarebbe se il materiale rimanesse nel campo elastico. In pratica il fattore  $K_t$  risulta essere minore mentre la deformazione locale è maggiore rispetto a quello che si troverebbe utilizzando la teoria elastica.

Il calcolo del fattore nel caso di tensioni elastoplastiche è piuttosto difficile ma è stata proposta una legge generale che nella maggior parte dei casi genera risultati attendibili

$$K_p = 1 + (K_t - 1)\left(\frac{E_s}{E}\right)$$

Dove:

- K<sub>p</sub> è il fattore di concentrazione delle tensioni nel campo plastico;
- Kt è il fattore teorico di concentrazione delle tensioni nel campo elastico;
- E<sub>s</sub> è il modulo secante del materiale;
- E è il modulo di Young del materiale;

Per quanto riguarda invece il problema della concentrazione delle tensioni legato alla fatica, si introduce il fattore  $K_f$  definito coefficiente di intaglio a fatica che diversamente da quanto avviene per il  $K_t$  è funzione anche del materiale oltre che della geometria e del tipo di carico. Esso rappresenta il rapporto tra la tensione effettiva a fatica che c'è al centro dell'intaglio rispetto alla tensione nominale a fatica che si avrebbe se non ci fosse l'intaglio.

Per introdurre l'influenza delle caratteristiche del materiale viene inoltre definito il *notch sensitivity factor* q che lega l'effetto dell'intaglio sulla resistenza a fatica del materiale all'effetto che viene invece predetto dalla semplice teoria elastica.

Il fattore q viene definito dalla formula:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

Dove:

- K<sub>f</sub> è il coefficiente di intaglio a fatica;
- K<sub>t</sub> è il fattore di concentrazione delle tensioni;
- q è il notch sensitivity factor valido per un elevato numero di cicli;

La ragione per la quale è stata sottratta l'unità risiede nel fatto che il valore di q in questo modo varia tra zero nel caso in cui non ci siano effetti dovuti all'intaglio a fatica e il valore unitario nel caso in cui gli effetti dell'intaglio a fatica siano uguali a quelli del fattore di concentrazione delle tensioni. Si è trovato da prove sperimentali che il fattore q è funzione sia del materiale ma anche del raggio dell'intaglio.

Dall'ultima equazione possiamo quindi ricavare una formula per la definizione del coefficiente di intaglio a fatica:

$$K_f = q(K_t - 1) + 1$$

Ricordo che  $K_t$  può essere ricavato dai grafici come quelli mostrati in precedenza mentre q è possibile calcolarlo attraverso formule presenti in bibliografia.

Il coefficiente di intaglio a fatica è utilizzabile solo per la fatica ad alto numero di cicli. Solitamente per carichi statici gli effetti della concentrazione delle tensioni sono trascurabili: questo significa che nella zona compresa tra un quarto di ciclo (carico statico) fino a  $10^5$  cicli il coefficiente di intaglio a fatica varia tra l'unità fino a valere K<sub>f</sub>. La figura 42 mostra come le curve  $\sigma$ -N per un provino con intaglio e per uno senza convergano nella zona LCF e coincidono nel caso della rottura statica. Molti materiali infatti mostrano un coefficiente di intaglio a fatica praticamente pari all'unità per un numero di cicli inferiore al migliaio.



Figura 42:curva σ-N per provini con e senza intaglio caricati assialmente

## EFFETTI DELLA SUPERFICIE

Quasi tutte le rotture per fatica si propagano dalla superficie. Per molti tipi di carico infatti, come torsione o flessione, la tensione massima è sulla superficie quindi risulta logico che la cricca nasca lì. Anche nel caso di carichi assiali però la rottura nasce sulla superficie. Risulta evidente allora che le proprietà a fatica sono molto sensibili alle condizioni della superficie del materiale. Di particolare importanza sono la rugosità e le tensioni residue.

### RUGOSITA' SUPERFICIALE

Sin dai primi studi sulla fatica è stato dimostrato il fatto che diverse finiture superficiali causate da diversi modi di produzione del pezzo possono interessare la resistenza a fatica. I provini perfettamente lucidati nei quali la venatura è parallela alla direzione della tensione principale di trazione sono quelli che danno i migliori risultati nei test a fatica. Tali provini sono solitamente utilizzati in laboratorio per determinare la base su cui confrontare altri eventuali test a fatica effettuati su provini soggetti ad altro tipo di lavorazione

Per definire la rugosità superficiale si utilizzano diversi parametri, definiti nella tabella 7.

PARAMETRO	DEFINIZIONE
RA	Valor medio delle ordinate del profilo rispetto a linea media
RQ	Media quadratica degli scostamenti dei punti del profilo dalla linea media
RT	Distanza tra picco più elevato e valle più profonda
RZ	Distanza tra due linee parallele alla linea media e passanti mediamente la prima tra i cinque picchi più alti e la seconda tra le cinque valli più basse
RP	Altezza del massimo picco
RV	Altezza della massima valle
	Tabella 7: definizione dei parametri della rugosità

Bisogna però verificare se tutti i parametri sono relazionabili ad un effetto sulla vita a fatica.

Per esempio nel caso dell'Inconel 718, che è il materiale utilizzato nelle prove sperimentali soggetto di questa tesi, è stato dimostrato che la maggior parte dei parametri legati alla rugosità hanno una forte relazione con la vita a fatica ad alto numero di cicli e che il parametro Mr2, che rappresenta la componente materiale delle valli, è quello con una correlazione diretta più elevata. Inoltre si evidenzia sempre nello stesso studio che i classici parametri di rugosità superficiale come Ra e Rt non sono quelli più efficienti per valutare le qualità a fatica della superficie. È consigliato inoltre l'utilizzo di altri parametri rilevanti come appunto Mr2 ma anche l'Rp per meglio comprendere le prestazioni a fatica del provino. [9]

### TENSIONI RESIDUE

Un altro parametro che influenza il comportamento a fatica del materiale è quello legato alle tensioni superficiali. La formazione di uno strato di tensioni residue di compressione sulla superficie è probabilmente il metodo più efficace di aumentare le prestazioni a fatica. Esse possono essere considerate come delle tensioni rinchiuse all'interno del materiale e non soggette a forze esterne. Le tensioni residue compaiono quando la deformazione plastica è non uniforme lungo l'intera sezione trasversale della parte del materiale che viene deformata. Consideriamo un provino di metallo in cui la superficie è stata deformata plasticamente a trazione con un carico flessionale. Quando si rimuove la forza esterna, la regione che è stata deformata plasticamente impedisce alle regioni vicine di completare il ritorno elastico alle condizioni iniziali. Perciò queste regioni deformate elasticamente rimangono in uno stato di trazione mentre le regioni deformate plasticamente devono rimanere in uno stato di compressione per bilanciare le tensioni totali lungo la sezione del provino. Ne consegue che

la regione soggetta a deformazioni plastiche nel caso di un carico di trazione avrà delle tensioni residue di compressione dopo la rimozione della forza esterna mentre se la deformazione plastica avviene con un carico di compressione rimarranno delle tensioni residue di trazione. Il massimo valore della tensione residua ottenibile è pari al limite elastico del materiale.

Per molti scopi le tensioni residue possono essere considerate uguali alle tensioni prodotte da forze esterne. Quindi per esempio l'aggiunta alla tensione di trazione applicata da forze esterne di una tensione residua di compressione sulla superficie riduce le possibilità di rottura a fatica. Dalla figura 43 è possibile comprenderne il motivo.



Figura 43: effetto tensioni residue

La figura 43.a mostra la distribuzione delle tensioni elastiche senza le tensioni residue. Nella figura 43.b viene invece mostrato una tipica distribuzione di tensioni residue come può essere quella che si ricava per impallinatura del materiale. Si nota che le elevate tensioni residue di compressione sulla superficie sono bilanciate da delle piccole tensioni residue di trazione lungo la parte interna della sezione. Nella figura 43.c viene infine mostrata la distribuzione delle tensioni che si ricava sommando algebricamente le tensioni dei primi due casi. Si può vedere che la massima tensione di trazione in superficie si è ridotta di un valore pari alla tensione residua in superficie. In tali circostanze è quindi possibile che l'innesco della cricca o in generale della rottura avvenga sotto la superficie del corpo. Risulta inoltre evidente che un miglioramento delle prestazioni a fatica grazie all'uso delle tensioni residue sarà maggiore se il carico è tale per cui esiste un gradiente di tensione. In realtà però alcuni miglioramenti nella vita a fatica sono riscontrabili anche nei casi di carici assiali, quindi senza gradienti di tensioni, presumibilmente perché la superficie rimane una potenziale fonte di debolezza.

I principali metodi commerciali per ottenere una tensione residua di compressione sono essenzialmente due: la laminazione o l'impallinatura. Nonostante durante questi processi ci siano

cambiamenti per quanto riguarda la resistenza del materiale dovuta all'incrudimento dello stesso, i miglioramenti nel comportamento a fatica sono dovuti principalmente proprio all'introduzione delle tensioni residue. La laminazione è adottata in particolare per i pezzi più grandi. L'impallinatura invece consiste nello sparare ad alta velocità dei piccoli proiettili di acciaio o di ghisa contro la superficie. Questa procedura è adatta a pezzi piccoli e prodotti in grande unità. Le variabili principali per ricavare le tensioni residue desiderate sono la velocità con cui il proiettile viene sparato, la dimensione, la forma e la durezza del proiettile stesso. Bisogna però fare attenzione ad avere una copertura uniforme sull'area desiderata. Un ulteriore miglioramento si può fare levigando la superficie del materiale dopo il processo dell'impallinatura affinché la rugosità superficiale non risulti eccessivamente elevata. In entrambe le soluzioni bisogna evitare di danneggiare la superficie. [10]

# **APPENDICE B) LE LAVORAZIONI MECCANICHE**

Tra gli obbiettivi di questa tesi, come già detto, c'era anche quello di determinare una relazione tra il tipo di lavorazione meccanica con la quale sono stati prodotti i provini e la vita a fatica. Nei test da me effettuati sono stati utilizzati provini prodotti in tre diverse maniere: brocciatura, fresatura e lavorazione elettrochimica (ECM). In questa parte si vuole quindi descrivere queste tipologie di lavorazione.

## **B.1 BROCCIATURA**

La brocciatura rientra nelle lavorazioni per asportazione. Essa avviene tenendo fermo il pezzo da lavorare mentre l'utensile, montato su una testa portata da una slitta, trasla con moto rettilineo alternato. Durante l'avanzamento della slitta, e quindi dell'utensile, si ha l'azione di taglio.

L'utensile si definisce broccia ed è caratterizzato da una serie di denti che aumentano di dimensione progressivamente cosicché il taglio avviene in maniera graduale. Questa variazione di altezza viene definito incremento. La profondità del materiale che viene tagliato per ogni passata della broccia è pari alla somma degli incrementi di ciascun dente.



Figura 44: funzionamento di una broccia [11]

La broccia è caratterizzata da:

- Il passo tra i denti che dipende dalla lunghezza del pezzo, dalla resistenza dell'utensile e dalla dimensione e forma del truciolo.
- L'angolo di spoglia o di affilatura, che dipende dal materiale e solitamente vale tra 0° e 20°
- L'angolo di spoglia inferiore, compreso solitamente tra 1° e 4°. Non deve essere troppo piccolo per evitare lo sfregamento del dente sulla superficie lavorata.
- La profondità del dente, cioè l'altezza del dente rispetto al raccordo di fondo che deve essere sufficientemente grande da permettere l'accumulo del truciolo prodotto durante la lavorazione.

La dentatura di una broccia viene inoltre suddivisa in tre zone:

- Ossatura: in questa zona sono presenti i denti sgrossatori, caratterizzati da un incremento alto. Servono a rimuovere la maggior parte del materiale senza grande precisione.
- Finitura: si ha la presenza in questo caso dei denti finitori, aventi un valore di incremento più basso e servono a rifinire meglio la geometria.
- Calibratura: caratterizzata da denti calibratori che solitamente non hanno un incremento proprio in funzione del fatto che servono per la calibratura del pezzo.

La brocciatura infine permette di ottenere dei pezzi con una buona finitura superficiale e accuratezza dimensionale. Un grosso difetto è il costo della broccia che però risulta giustificato nel caso di volumi produttivi elevati, come avviene per esempio in campo aeronautico dove la produzione delle turbine è affidata proprio alla brocciatura.

Passando ora in maniera più specifica al caso della produzione dei pezzi utilizzati nella mia tesi, essi sono stati prodotti con l'utilizzo di una broccia a fine vita, ossia utilizzata per la produzione di turbine ma deteriorata a tal punto da dover essere sostituita. La broccia è in realtà un insieme di nove diversi settori, i primi cinque utilizzati per la sgrossatura, tre per la finitura e l'ultimo per la calibratura. Nella tabella 8 si definiscono le caratteristiche delle varie sezioni.

SETTORE	LUNGHEZZA [mm]	PASSO ASSIALE [mm]	INCLINAZIONE [°]	N°DENTI INCRIMENTALI	VALORE INCREMENTO [mm]	N° DENTI INCREMENTO NULLO	DIREZIONE INCREMENTO [°]	TIPO
01	243	10	15	24	0.0600	0	90.00	Sgrossat.
02	440	8	0	55	0.0650	0	90.00	Sgrossat.
03	440	8	0	55	0.0650	0	90.00	Sgrossat.
04	342	10	0	34	0.0350	0	10.00	Sgrossat.
05	342	10	0	34	0.0450	0	10.00	Sgrossat.
06	110	10	0	8	0.0300	3	80.00	Finitr.
07	120	10	0	9	0.0250	3	90.00	Finitr.
08	492	10	0	46	0.0650	3	10.00	Finitr.
09	245	20	15	9	0.0150	3	10.00	Calibrat.

Tabella 8:specifiche broccia usata nella produzione dei provini

Le prime tre sezioni, accomunate da un elevato numero di denti e da un altro valore di incremento, servono per asportare la maggior parte del materiale. Le sezioni quattro e cinque invece generano in modo approssimato la forma di quello che sarà l'intaglio definitivo. La sei, sette e otto definiscono invece in modo dettagliato la geometria. Tutto questo è ben visibile dal disegno tecnico di riferimento mostrato nella figura 45 a cui sono state tolte alcune quote per segretezza.

La lunghezza totale della broccia, data dalla somma della lunghezza delle diverse sezioni, è di 2774mm ed è inoltre caratterizzata da un angolo di spoglia inferiore di  $3^{\circ}$  e un angolo di spoglia di  $12^{\circ}$ 



Figura 45: disegno tecnico della lavorazione per brocciatura

## **B.2 FRESATURA**

La fresatura è una delle lavorazioni più versatili e si basa sull'utilizzo di un utensile rotante che può spostarsi in diverse direzioni rispetto al pezzo. L'utensile, in questo caso definito fresa, è pluritagliente e ruotando asporta il materiale.

Nel nostro caso la lavorazione è avvenuta per fresatura con fresa a codolo (*end milling*). L'utensile utilizzato, detto proprio fresa a codolo, può essere cilindrico o conico in base alla dimensione del diametro della fresa. Nel caso di diametri piccoli si utilizza un codolo cilindrico mentre per diametri di dimensioni elevati si usa quello conico. Solitamente la fresa ruota attorno ad un asse perpendicolare alla superficie del pezzo ma può anche essere inclinato per realizzare superfici più complesse.

Le frese a codolo sono dotate di taglienti anche nella parte terminale e questo consente di utilizzarle come punta a forare per avviare la lavorazione di una cavità. Esse però possono avere anche estremità con forma differente, per esempio semisferica, e vengono utilizzate per la lavorazione di superfici complesse a forma libera.

Si introducono alcuni parametri caratteristici delle frese e della lavorazione sopra descritta:

- D [mm]: è il diametro della fresa o diametro di taglio;
- N [giri/min]: è la velocità di rotazione della fresa;
- Vc [m/min]: è la velocità di taglio in fresatura, ossia la velocità periferica della fresa. Può essere calcolata tramite la formula  $V_c = \pi DN$ ;
- Z: è il numero di taglienti effettivi periferici ossia il numero di taglienti che ad ogni giro della fresa asportano del materiale;
- Fz [mm/dente]: è l'avanzamento per dente, cioè la distanza percorsa dal pezzo per singolo dente della fresa;
- Ap: è la profondità di passata;
- Vf [mm/min]: è la velocità di avanzamento della fresa e può essere ricavata tramite la seguente equazione:  $V_f = F_z NZ$ ;

Anche in questo caso si entra ora in dettaglio di come siano stati prodotti i pezzi utilizzati nei test svolti in laboratorio.

Innanzitutto, diversamente da quanto avvenuto con la brocciatura, il metodo di produzione dei provini fresati è stato leggermente diverso da quello industriale usato per le turbine aeronautiche. Nel caso dei provini brocciati si è operato con la stessa broccia usata per i dischi di turbina. Nel caso dei provini fresati invece ci sono variazioni nel tipo e nel numero di frese utilizzate per arrivare alla stessa geometria. Le ultime due frese, cioè quelle che definiscono la forma dell'intaglio, risultano però essere comuni ad entrambe le produzioni.

Nella tabella 9 vengono descritte le diverse frese utilizzate e le caratteristiche della lavorazione a loro associata per la produzione dei provini utilizzati in laboratorio.

Fase	1	2	3	4
Lavorazione	Creazione	Definizione	Pre rifinitura	Rifinitura
	fessura	fessura	dell'intaglio	dell'intaglio
D[mm]	6.35	6.0		
Z	4	4		
N[giri/min]	1253	1326		
Vc[m/min]	25	25		
Fz[mm/dente]	0.02	0.12		
Vf[mm/min]	100	630		
Vita della fresa	100 fori	sconosciuta	sconosciuta	sconosciuta
Tempo	10	2	49	16
lavorazione [s]				
Raffreddamento	Interno	Attraverso la	Interno attraverso	Interno attraverso
		punta	buchi in ogni	buchi in ogni
			solco	solco
Figura	23.A	23.B	23.C	23.D

Tabella 9:specifiche delle frese usate per la lavorazione dei provini





Figura 46: immagini delle frese

С

Le prime due frese utilizzate nel processo(46.A,46.B) sono standard e prodotte in scala industriale e servono per asportare la maggior parte del materiale dalla zona dove ci sarà l'intaglio. Esse generano una pista rettangolare sul provino. Successivamente vengono quindi utilizzate due frese (46.C,46.D) prodotte appositamente per questo processo, che operano con un asse inclinato di 2° rispetto alla perpendicolare al pezzo e vengono utilizzate per definire in dettaglio la geometria dell'intaglio. Complessivamente il tempo necessario alla creazione di un solo intaglio è pari a 77 secondi, tenendo conto anche del tempo di entrata e di uscita del pezzo.

## **B.3 LAVORAZIONE ELETTROCHIMICA**

La lavorazione elettrochimica (ECM, *electrochemical machining*) si basa sul principio inverso rispetto all'elettrodeposizione.



Figura 47:rappresentazione schematica della lavorazione ECM

L'elettrolita funziona come portatore di corrente ma la velocità elevata con cui fluisce nell'interfaccia tra pezzo e utensile provoca l'allontanamento degli ioni metallici dal pezzo (anodo) prima che questi riescano a depositarsi sull'utensile (catodo). La forma che si crea nel pezzo è complementare a quella dell'utensile (elettrodo). Questa metodologia di lavorazione può essere introdotta anche nelle più classiche come fresatura o tornitura andando a sostituire l'utensile da taglio con l'elettrodo.

L'elettrodo solitamente è in ottone, rame, bronzo o acciaio inossidabile mentre l'elettrolita è una soluzione salina altamente conduttiva, come ad esempio una miscela di cloruro di sodio in acqua, pompata ad alta velocità nei condotti ricavati nell'elettrodo. Tipicamente la densità della corrente varia tra 1.5 e 8 A/mm<sup>2</sup> di superficie in fase di lavorazione con un'alimentazione che varia tra i 5 ed i 25V in corrente continua.

La velocità con cui viene asportato il metallo è funzione della sola velocità di scambio ionico e non è quindi influenzata dalla resistenza, dalla durezza o dalla tenacità del materiale di cui è costituito il pezzo. Ovviamente l'unica condizione che deve essere rispettata affinché il processo funzioni è che il pezzo sia un conduttore elettrico. Per calcolare la velocità di asportazione del materiale si utilizza una semplice formula:

$$MRR = CI\eta$$

Dove:

- MRR [mm<sup>3</sup>/min]: è il volume di materiale asportato in unità di tempo;
- I [A]: è la corrente in Ampere;
- η:è il rendimento, assume valori tipici tra il 90% e il 100%;
- C[mm<sup>3</sup>/Amin]: è una costante del materiale che per i metalli puri dipende dalla valenza. Maggiore è la valenza, minore è il valore della costante. Solitamente varia tra 1 e 2.

Se la cavità che viene prodotta con questo tipo di lavorazione ha una sezione trasversale uniforme di area A<sub>0</sub>, allora si può definire l'avanzamento "f "espresso in mm/min grazie alla relazione:

$$f = \frac{MRR}{A_0}$$

L'avanzamento esprime la velocità con cui l'elettrodo penetra nel pezzo. Le lavorazioni ECM sono utilizzate solitamente per creare delle cavità di forma complessa su materiali con elevata resistenza ed è quindi spesso utilizzata nell'industria aerospaziale per la produzione di palette o componenti di motori a getto. I vantaggi nell'utilizzo di questa lavorazione sono diversi:

- Le superfici lavorate non presentano bave;
- Non c'è alcun danneggiamento termico al pezzo;
- Non ci sono forze che agiscono sull'utensile e quindi non ci sono distorsioni del pezzo come invece può avvenire utilizzando le classiche lavorazioni per asportazione;
- Non ci sono fenomeni di usura dell'utensile;
- È possibile creare forme complesse con materiali di durezza elevata; [12]

Nel caso della lavorazione ECM non ci sono pervenuti dati interessanti riguardo al processo di produzione dei pezzi utilizzati negli esperimenti.

Possiamo quindi riassumere in tabella 10 i pro e i contro delle diverse lavorazioni meccaniche viste nelle precedenti pagine:

Lavorazione	Brocciatura	Fresatura	ECM
Pro	Buonafiniturasuperficiale.Buonaaccuratezzadimensionale.Rapiditàlavorazione.Possibilitàdicrearegeometrie complicate.	Rapidità di lavorazione. Costo ridotto delle frese. Possibilità di creare geometrie complicate.	Ottima finitura superficiale e accuratezza dimensionale Non ho problemi di usura. Lavorazione di materiali con elevata durezza. No danneggiamenti termici.
Contro	Costo elevato della broccia. Danneggiamenti termici nel pezzo.	Finitura superficiale peggiore delle tre. Danneggiamenti termici nel pezzo.	Possibile variazione delle proprietà meccaniche del materiale sottoposto a lavorazione ECM

Tabella 10:pro e contro delle lavorazioni meccaniche

Si può inoltre fare un confronto su come varia la finitura superficiale al variare della tecnica di lavorazione del pezzo. Essa infatti è importante non solo per l'accuratezza dimensionale con cui i pezzi sono stati lavorati ma anche per le loro proprietà meccaniche, specialmente la resistenza a fatica. Mentre la finitura superficiale descrive la geometria dello strato superficiale, l'integrità riguarda proprietà come la durata a fatica e la resistenza a corrosione che sono fortemente influenzate dal tipo di superficie prodotta. L'integrità superficiale viene influenzata da:

- Le temperature generate durante la lavorazione;
- Le tensioni residue;
- Le trasformazioni metallurgiche;
- Le deformazioni plastiche, strappi e cricche superficiali;

Nella prossima figura è possibile vedere l'intervallo dei valori di rugosità ottenibili con le lavorazioni di asportazione e altri processi produttivi.



Figura 48: Ra al variare del processo di lavorazione (verde= valore comune, viola= valore meno frequente)

Si può notare dalla figura 48 che per quanto riguarda le lavorazioni utilizzate per produrre i pezzi dei nostri test, la migliore risulterebbe essere la lavorazione elettrochimica, con una rugosità finale compresa tra i  $3.2 \mu m$  e  $0.2 \mu m$ . La brocciatura e la fresatura sono invece piuttosto simili con la prima che varia tra  $3.2 \mu m$  e  $0.8 \mu m$  mentre la seconda spazia tra  $6.3 \mu m$  e  $0.8 \mu m$ .

In definitiva, non essendo così marcatamente diversi i risultati, è stato difficile dal punto di vista dell'integrità superficiale determinare a priori quale tra i diversi tipi di lavorazione sarebbe risultato essere il migliore per la vita a fatica del provino.

# APPENDICE C) ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI

Come detto l'analisi agli elementi finiti del problema studiato nella tesi si è reso necessario in due casi. La prima volta per analizzare lo stato di tensione all'interno del provino sottoposto al carico assiale e identificarne il punto più sollecitato. La seconda volta per verificare in che modo il campo di tensione si modificasse a causa della lunghezza per la quale venivano afferrati i provini.

## C.1 GEOMETRIA E DEFINIZIONE DEL MATERIALE

Il primo passo, non avendo ricevuto dall'azienda un disegno con la geometria dettagliata del provino, è stato risolvere un semplice problema geometrico per definirne la forma esatta.



Figura 49: geometria della sede attacco pala

In figura 49 si può vedere la geometria dello slot del disco di turbina non quotato per motivi di segretezza aziendale. I provini che ho utilizzato avevano un'identica geometria sul fondo dello slot ma erano tagliati rispetto all'immagine precedente ad una distanza di 3mm dall'apice dello slot.

La geometria definitiva del provino risulta essere quella rappresentata in figura 50.



Figura 50: geometria del provino

Si può notare che il provino risulta essere simmetrico lungo l'asse orizzontale. Questo mi ha permesso di effettuare le analisi FEM solo su metà del provino introducendo le condizioni al contorno e scalando la forza totale di conseguenza.

Per disegnare la geometria esatta ho introdotto undici keypoint, unendoli con rette e archi di cerchio in modo tale da rispettare lo schema mostrato in figura 50 e ho quindi generato un'area all'interno del poligono creato.



Figura 51:keypoint e area

Ho quindi generato un volume espandendo l'area in direzione perpendicolare alla normale all'area stessa. Infine ho ribaltato il volume rispetto al piano (z,y) e al paino (z,x) in modo tale da ricavare il volume definitivo del provino.



Figura 52:volume definitivo

Per quanto riguarda il materiale ho scelto per semplicità di utilizzare un materiale isotropico con le seguenti caratteristiche:

- Modulo elastico:  $E = 2.1 * 10^{11} MPa$
- Coefficiente di Poisson: v = 0.3

Lo script di questa prima parte è il seguente:

/units,SI	assegnazione del sistema di unità di misura: nel mio caso è stato utilizzato il sistema internazionale;
MPTEMP,1,0	impostazione di default della temperatura: proprietà del materiale sono costanti al variare della temperatura;
MPDATA,EX,1,,2.1e11	assegnazione del modulo di Young del materiale;
MPDATA,PRXY,1,,0.3	assegnazione del coefficiente di Poisson del materiale;
FLST,3,1,8	
FITEM,3,0,0,0	con queste tre righe di codice viene generato un keypoint alle coordinate definite in questa riga. In questo caso quindi a $x=0$ , $y=0$ e $z=0$ ;
K, ,P51X	

Allo stesso modo vengono definiti gli altri dieci keypoint, come visibile nell'appendice finale contenente l'intero script.

LSTR, 3, 2 tramite questo comando i keypoint due e tre vengono uniti tramite una segmento rettilineo;

Tutti i segmenti retti sono quindi creati in questo modo.

LARC,4,5,6,0.00**	con questo comando si genera un arco di cerchio tra i keypoint 4 e 5 con centro nel keypoint 6 e raggio pari all'ultimo numero definito; I dati sono stati cancellati sia qui sia nell'appendice per segretezza aziendale;
FLST,2,8,4	
FITEM,2,1	
FITEM,2,2	
FITEM,2,3	Queste dieci linee di codice servono per generare un'area;
FITEM,2,8	Nella prima riga si dice che tale area verrà definita da otto linee;
FITEM,2,7	Le successive otto righe definiscono le linee formanti il perimetro;
FITEM,2,5	L'ultima riga genera l'area;
FITEM,2,6	
FITEM,2,4	
AL,P51X	
VOFFST,1,0.007,	Tramite questo commando si genera un volume espandendo l'area (in questo caso quella identificata dal numero uno) lungo la normale all'area stessa di una lunghezza definita dall'ultimo numero (in questo caso 0.007 metri);
FLST,3,1,6,ORDE,1	
FITEM,3,1	Con queste tre linee di codice viene creato un volume simmetrico
VSYMM,Y,P51X, , , ,0,0	a quello selezionato con piano di simmetria xz;
FLST,3,2,6,ORDE,2	
FITEM,3,1	In queste righe sono stati selezionati i due volumi creati nei punti
FITEM,3,-2	precedenti e sono stati simmetricamente ribaltati rispetto al piano zy per
VSYMM,X,P51X, , , ,0,0	generare il volume definitivo;
FLST,2,4,6,ORDE,2	In queste ultime quattro righe vengono selezionati i volumi creati e uniti
FITEM,2,1	tra loro attraverso il comando Vglue.
FITEM,2,-4	
VGLUE,P51X	

## C.2 SCELTA DELL'ELEMENTO FINITO E MESH

L'elemento finito scelto per meshare il volume è stato il solid186 tetraedrico rappresentato in figura 53, dove è possibile vederne la geometria e la posizione dei nodi.



Tetrahedral Option

Figura 53:elemento solid186 tetraedrico

Esso è un elemento solido a 20 nodi caratterizzato da un andamento quadratico per quanto riguarda gli spostamenti. I nodi hanno ciascuno tre gradi di libertà pari alla traslazione lungo l'asse x, y e z. Questo elemento, specialmente nella versione di default strutturalmente omogenea, è indicato per modellare mesh piuttosto irregolari come quella che si vedrà successivamente. È inoltre appropriato per il nostro studio in quanto le pressioni possono essere introdotte in input come carichi superficiali agenti sulle facce dell'elemento. L'output della soluzione associata all'elemento è invece schematizzato nella tabella 11.

Nome	Definizione
EL	Numero e nome dell'elemento
NODES	Nodi ai vertici
MAT	Numero del materiale di cui è fatto
VOLU	Volume
PRES	Pressioni ai vertici
TEMP	Temperature ai vertici
S:X,Y,Z,XY,YZ,XZ	Tensioni
S:1,2,3	Tensioni principali
S:EQV	Tensioni equivalenti
EPEL:X,Y,Z,XY,YZ,XZ	Deformazioni elastiche
EPEL:EQV	Deformazioni elastiche equivalenti

Tabella 11:output dell'elemento solid 186

Per generare la mesh ho deciso di operare manualmente piuttosto di utilizzare la versione di default del software in modo da poter controllare meglio la dimensione degli elementi. Questo perché la presenza di gradienti di dimensioni elevati potrebbe incidere sulla veridicità e sulla precisione dei risultati che si ottengono dallo studio agli elementi finiti.

Inizialmente ho suddiviso gli spigoli del volume in segmenti di diversa grandezza in base a quanto fitta volevo fosse la mesh. Essa doveva infatti essere molto fitta al centro, nella zona dell'intaglio, dove mi aspettavo fossero i picchi di tensione e più dispersa invece nelle zone esterne dove erano applicate le forze di afferraggio e del carico di tensione.

La mesh finale è composta da 180 mila elementi.



Figura 54: mesh completa



Figura 55:dettaglio della mesh nella zona di intaglio

Per quanto riguarda lo script invece ho proceduto come segue:

KBETW,12,19,0,DIST,0.025, Con questo comando ho creato un nuovo keypoint tra due esistenti ad una distanza di 25mm dal primo keypoint selezionato.

LSTR, 21, 22 Unisce con un segmento retto i keypoint appena creati

Le linee di codice sopra descritte sono risultate fondamentali per quanto riguarda lo studio del problema dell'area di afferraggio in quanto modificando l'ultimo numero inserito ho potuto cambiare la distanza rispetto all'estremità del provino alla quale creare una linea che identificasse l'area di afferraggio stessa.



Figura 5	i6:dettaglio della creazione delle aree di afferraggio
LDIV,58, , ,5,0	Ho quindi diviso le linee esistenti in segmenti più piccoli per avere un controllo migliore sul gradiente della dimensione degli elementi
FLST,5,18,4,ORDE,14	Con questo comando ed il successivo creo l'elenco delle linee che voglio selezionare.
FITEM,5,8	
CM,_Y,LINE	Questo comando genera un gruppo contenente tutte le linee selezionate;
LESIZE,_Y1,0.0002, , , ,1	Questa riga di codice imposta la mesh. Viene specificata la lunghezza che devono avere gli elementi, in questo caso due decimi di millimetro, mentre l'uno finale sta a significare che viene attivato lo ' <i>SmartSizing</i> ' che può ignorare il comando imposto nel caso in cui la forma di alcuni elementi creati risulti essere fuori dai limiti della geometria dell'elemento stesso;
VMESH, Y1	Comando che genera la mesh nel volume selezionato;

# C.3 CONDIZIONI AL CONTORNO E CARICHI

### CONDIZIONI AL CONTORNO

Le condizioni al contorno sono uguali per tutte le serie di test effettuati. Bisogna infatti imporre un vincolo di posizione per bloccare il provino su un lato mentre sulla faccia opposta viene applicata la forza o la pressione di trazione. Bisogna inoltre imporre le condizioni di simmetria. In questo caso bisogna quindi bloccare gli spostamenti lungo la normale alla faccia simmetrica in quanto nella realtà il volume adiacente a quella faccia è occupato dal materiale del provino che inibisce quindi lo spostamento in quella direzione a causa dell'impenetrabilità dei corpi.



Figura 57: imposizione delle condizioni al contorno

Il codice in questo caso risulta essere:

FLST,2,2,5,ORDE,2	Con queste prime quattro righe si impone il vincolo di spostamento
FITEM,2,23	lungo l'asse delle x dei nodi presenti nelle due facce selezionate.
FITEM,2,50	In pratica si impone che lo spostamento $U_x = 0$ ;
DA,P51X,UX,0	
Allo stesso modo si opera co	n lo spostamento lungo l'asse z per le condizioni di simmetria:
FLST,2,4,5,ORDE,4	
FITEM,2,2	In questo caso le facce selezionate sono quattro
FITEM,2,44	
FITEM,2,48	
FITEM,2,52	
DA,P51X,UZ,0	Si impone $U_z = 0;$

### CARICHI

Per quanto riguarda l'assegnazione dei carichi ho deciso di imporre in tutti i casi studiati tramite FEM una forza di trazione pari a 100kN. Ho però preferito operare con le pressioni piuttosto che con le forze per semplicità.

Ovviamente conoscendo l'area su cui si impone la pressione, è facile calcolare il valore da assegnare a quest'ultima:

$$p = \frac{F}{A}$$

Ricordo che operando su metà volume grazie alla semplificazione per simmetria, devo dimezzare anche il valore della forza da applicare, ossia F=50kN.

L'area invece, sempre a causa della simmetria introdotta, è pari a  $A = \frac{14*12}{2} = 84 \text{ mm}^2$ .

Allora si ottiene

$$p = \frac{F}{A} = \frac{50000}{84} = 595.24 \, MPa$$

Avendo operato con forze di trazione ed essendo per convenzione una pressione positiva agente in direzione opposta al verso della normale dell'area a cui viene applicata, bisogna cambiare segno al valore trovato in precedenza. In definitiva si ha p = -595.24 MPa

Per lo studio delle tensioni massime da confrontare ai provini testati mi sono fermato a questo punto. Per quanto riguarda invece lo studio delle tensioni e della loro variazione in base alla lunghezza di afferraggio del provino, ho dovuto introdurre questa seconda variabile.

Per quantificare la forza di compressione da applicare è bastato fare dei semplici conti:

$$Forza \ perpendicolare \ necessaria = \frac{Forza \ Assiale}{coefficiente \ di \ attrito} = \frac{100}{0.1} = 1MN$$

La forza però viene applicata su due lati, quello inferiore e quello superiore. Allora

Forza di afferraggio di compressione = 
$$\frac{Forza \ pependicolare}{2} = \frac{1}{2} = 0.5MN$$

Inoltre, introducendo le condizioni di simmetria, si ha che per ogni faccia su cui agisce la forza si ha:

$$F_y = \frac{0.5}{2} = 250kN$$

Anche in questo caso ho operato con le pressioni. Nella tabella successiva vengono riportate i valori introdotti al variare della lunghezza di afferraggio. Mantenendo la F<sub>y</sub> costante e variando l'area infatti è variata anche la pressione imposta. Ricordo che la larghezza del provino è di 14mm ma operando in condizioni di simmetria si moltiplica la lunghezza per la metà della larghezza, ossia 7mm.

Infatti:

$$p = \frac{F_y}{Area} = \frac{F_y}{(Lunghezza \ afferraggio * 7)}$$

Lunghezza afferraggio [mm]	Pressione assegnata [MPa]
25	1428
30	1190
35	1020
40	892

Tabella 12:carico al variare della lunghezza di afferraggio

In conclusione si ottiene quanto visibile in figura 58.



Figura 58: imposizione dei carichi

Il codice in questo caso è il seguente:

FLST,2,2,5,ORDE,2 FITEM,2,3

FITEM,2,41 SFA,P51X,1,PRES,-595.24e6 In queste quattro righe vengono selezionate le aree e viene imposta una pressione di trazione di 595 MPa agente lungo l'asse x;

FLST,2,4,5,ORDE,4	
FITEM,2,10	In queste righe vengono invece selezionate le aree relative alla
FITEM,2,-11	zona di afferraggio e viene imposta una pressione di
FITEM,2,14	compressione con valore pari a quello già visto nella tabella
FITEM,2,20	precedente. Questo codice è relativo all'esempio con lunghezza
SFA,P51X,1,PRES,1428.6e6	di afferraggio pari a 25mm;

# C.4 RISOLUZIONE E POST PROCESSING

Concluse le operazioni di pre processing, si sceglie il tipo di analisi da effettuare. Nel nostro caso si è optato per un'analisi statica che tenga in conto anche degli effetti di grandi deformazioni. Inoltre si è scelto di operare con tre substep, ossia applicando il carico in tre fasi distinte e successive così da evidenziare, nel caso fosse necessario, errori di risoluzione o deformazioni non compatibili con quanto pensato.

La scrittura del codice è quindi:

ANTYPE,0	Definizione tipo di analisi;
NLGEOM,1	Introduzione grandi deformazioni;
NSUBST,3,5,2	Suddivisione in substep;
TIME,1	Definizione del tempo al substep finale;
SOLVE	Inizio della risoluzione;

## POST PROCESSING NELLO STUDIO DELLA ZONA DI AFFERRAGGIO

Quando la soluzione è arrivata a convergenza ed il calcolatore ha concluso i calcoli, si può passare alla fase di post processing e di analisi dei risultati. Una parte è già stata descritta nel capitolo contenente i risultati dell'analisi numerica mentre qui ci sarà una descrizione più dettagliata sul come si ottengono i risultati.

Per prima cosa si carica il file dei risultati ottenuti dall'ultimo substep. Quindi si possono ottenere delle immagini a colori dei risultati in cui intuitivamente si capisce come variano le tensioni nel volume studiato.

Questi primi passaggi si traducono nel codice con i seguenti comandi:

SET,LASTDefinisco i dati che vengono letti dal file dei risultati, in questo caso<br/>quelli relativi all'ultimo set di dati ottenuti;PLNSOL, S,EQV, 0,1.0Genera l'immagine dei risultati. In questo caso vengono analizzate le

tensioni equivalenti;

Quest'ultimo comando mi permette di analizzare svariati elementi come riportato dalla tabella 13.

S	X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Componenti delle tensioni
	1, 2, 3	Tensioni principali
	INT	Intensità delle tensioni
	EQV	Tensioni equivalenti
EPEL	X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Componenti delle deformazioni elastiche
	1, 2, 3	Deformazioni principali
	INT	Intensità delle deformazioni elastiche
	EQV	Deformazioni elastiche equivalenti

Tabella 13: risultati ottenibili

Zoomando nella zona di maggior interesse si è variata la scala di colori per rendere più intuitivo possibile verificare quale fosse la zona sottoposta a maggior stress. Lo script in questa parte risulta:

/CLABEL,1,0

/CONTOUR,1,9,1400e6,,1430e6	Definizione del range della scala di colori relative alle
/DEVICE,VECTOR,0	tensioni equivalenti.
CTVDE 0	

/CTYPE,0

Selezionando in seguito le aree su cui risultavano essere maggiori le tensioni, è stato possibile creare delle tabelle in cui venivano elencati i nodi associati a quelle aree e le tensioni relative ai nodi stessi. Si è potuto verificare quale fosse il nodo più sollecitato e individuarlo all'interno del volume.

FLST,5,2,5,ORDE,2	Selezione delle aree sulle quali verificare i valori delle
FITEM,5,6	tensioni;
FITEM,5,46	
ASEL,S, , ,P51X	
NSLA,S,1	Comando che serve per selezionare i nodi sulle aree precedentemente selezionate;
NSORT,S,EQV,0,0, ,0	Creazione e stampaggio della tabella avente i valori delle
PRNSOL,S,PRIN	tensioni e i numeri dei nodi associati a quelle tensioni;

Un esempio relativo al caso della lunghezza di afferraggio di 25 mm è mostrato in tabella 14.

NODE	S1 [Pa]	S2[Pa]	S3[Pa]	SINT[Pa]	SEQV[Pa]
3081	0.14492E+10	0.78249E+08	-17736.	0.14492E+10	0.14117E+10
1117	0.14493E+10	0.78433E+08	0.18800E+06	0.14491E+10	0.14116E+10
3077	0.14484E+10	0.76943E+08	-25256.	0.14485E+10	0.14116E+10
Tabella 14:lista delle tensioni relative ai vari nodi					

Tabella 14.lista delle telisiolli Telative al vali liodi

Una volta individuato il numero di nodo relativo alla tensione massima, è stato semplice selezionarlo e metterlo in evidenza nel volume studiato.

### POST PROCESSING NELLO STUDIO DELLA VARIAZIONE DELLA TENSIONE

In questo caso l'obbiettivo non era trovare il valore della tensione massima e dove si trovasse tale valore ma si è cercato di capire come la tensione variasse all'interno del volume a causa dell'effetto dovuto all'intaglio. La soluzione è stata importante anche per analizzare in maniera più accurata i risultati dei test sperimentali effettuati con gli estensimetri. Tramite l'analisi FEM si è potuto infatti ipotizzare un valore accurato delle tensioni presenti nel punto in cui è stata effettivamente misurata la deformazione.

Si è inoltre deciso di studiare le tensioni assiali e non quelle equivalenti poiché i test sono stati effettuati con un carico puramente assiale.

Infine tale studio è stato fatto sull'area più sollecitata del volume ossia sulla faccia centrale dell'intaglio. Nell'immagine successiva è possibile vedere i nodi relativi a tale area.



Figura 59:nodi relativi all'area centrale

Il codice in questo caso è:

ASEL,S, , ,	5	Selezione dell'area centrale;
NSLA,S,1		Selezione dei nodi relativi all'area selezionata;

nplot

È necessario a questo punto introdurre una spiegazione per il passo successivo: come detto, questo studio FEM è stato fatto sia per verificare in che punto si trovasse la tensione massima ma anche per poter meglio analizzare i dati ricevuti dagli estensimetri. Questi ultimi sono stati posti all'altezza dell'intaglio, sulla faccia esterna. Nelle immagini fin qui mostrate questa faccia è quella posteriore, dove viene indicato il sistema di riferimento. Era quindi di interesse cercare di capire come le tensioni variassero soprattutto su quella faccia.

Facendo riferimento all'immagine 21, ho selezionato i nodi ai vertici del lato destro del rettangolo e creato il grafico di come le tensioni variano spostandosi tra i due. Il codice relativo a questa operazione è il seguente:

path,prova,2	Creo un nuovo percorso e indico che verrà definito tra due nodi;
ppath,1,134	Seleziono il primo nodo;
ppath,2,78	Seleziono il secondo nodo;
pdef,sigma,s,x,no av	Comando per il calcolo delle tensioni assiali (s,x) e con l'opzione di non mediare i risultati ottenuti all'interno degli elementi;
plpath	Comando necessario per la creazione del grafico;

## **C.5 CODICE COMPLETO**

#### Parte comune:

WPSTYLE,,,,,,0	KEYW,PR_SET,1
/units,SI	KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0	FITEM,3,*,*,0
KEYW,PR_FLUID,0	K, ,P51X
KEYW,PR_ELMAG,0	FLST,3,1,8
KEYW,MAGNOD,0	FITEM,3,*,*,0
KEYW,MAGEDG,0	K, ,P51X
KEYW,MAGHFE,0	FLST,3,1,8
KEYW,MAGELC,0	FITEM,3,*,*,0
KEYW,PR_MULTI,0	K, ,P51X
/COM, Structural	FLST,3,1,8
ET,1,SOLID186	FITEM,3,0,*,0
MPTEMP,,,,,,,	K, ,P51X
MPTEMP,1,0	FLST,3,1,8
MPDATA,EX,1,,2.1e11	FITEM,3,0,*,0
MPDATA,PRXY,1,,0.3	K, ,P51X
FINISH	LSTR, 3, 2
FLST,3,1,8	LSTR, 2, 1
FITEM,3,0,0,0	LSTR, 1, 10
K, ,P51X	LSTR, 3, 4
FLST,3,1,8	LSTR, 5, 7
FITEM,3,*,0,0	LARC,4,5,6,*,
K, ,P51X	LARC,7,9,8,*,
FLST,3,1,8	LARC,9,10,11,*,
FITEM,3,*,*,0	FLST,2,8,4
K, ,P51X	FITEM,2,1
FLST,3,1,8	FITEM,2,2
FITEM,3,*,*,0	FITEM,2,3
K, ,P51X	FITEM,2,8
FLST,3,1,8	FITEM,2,7
FITEM,3,*,*,0	FITEM,2,5
K, ,P51X	FITEM,2,6
FLST,3,1,8	FITEM,2,4
FITEM,3,*,*,0	AL,P51X
K, ,P51X	VOFFST,1,0.007, ,
FLST,3,1,8	WPSTYLE,,,,,,0

FLST,3,1,6,ORDE,1 FITEM,3,1 FLST,3,1,6,ORDE,1 FITEM,3,1 VSYMM,Y,P51X, , , ,0,0 FLST,3,2,6,ORDE,2 FITEM,3,1 FITEM,3,-2 VSYMM,X,P51X, , , ,0,0 FLST,2,4,6,ORDE,2 FITEM,2,1 FITEM,2,-4 VGLUE,P51X KBETW,12,19,0,DIST,0.025, KBETW,3,4,0,DIST,0.025, KBETW,44,51,0,DIST,0.025, KBETW, 36, 43, 0, DIST, 0.025, KBETW,60,67,0,DIST,0.025, KBETW,52,59,0,DIST,0.025, KBETW,20,27,0,DIST,0.025, KBETW,28,35,0,DIST,0.025, VPLOT LSTR, 21, 22 LSTR, 30, 29 LSTR, 38, 39 LSTR, 47, 46 ASBL, 10, 25 APLOT ASBL, 30, 26 ASBL, 20, 33 ASBL, 40, 27 LDIV,58, , ,5,0

LDIV,59, , ,5,0 LDIV,60, , ,5,0
LDIV,64, , ,5,0	CMSEL,,_Y	FITEM,5,-30
LDIV,51, , ,5,0	LESIZE,_Y1,0.0002, , , , , , , 1	FITEM,5,37
LDIV,50, , ,5,0	FLST,5,20,4,ORDE,3	FITEM,5,-38
LDIV,41, , ,5,0	FITEM,5,100	FITEM,5,46
LDIV,43, , ,5,0	FITEM,5,201	FITEM,5,-47
LDIV,2, , ,15,0	FITEM,5,-219	FITEM,5,53
LDIV,102, , ,15,0	CM,_Y,LINE	FITEM,5,-54
LDIV,10, , ,15,0	LSEL, , , , ,P51X	FITEM,5,61
LDIV,101, , ,15,0	CM,_Y1,LINE	FITEM,5,-62
LDIV,11, , ,20,0	CMSEL,,_Y	FITEM,5,70
LDIV,100, , ,20,0	LESIZE,_Y1,0.0002, , , , , , , 1	FITEM,5,-71
LDIV,3, , ,20,0	FLST,5,20,4,ORDE,3	FITEM,5,77
LDIV,99, , ,20,0	FITEM,5,99	FITEM,5,-78
FLST,5,18,4,ORDE,14	FITEM,5,239	FITEM,5,85
FITEM,5,8	FITEM,5,-257	FITEM,5,-86
FITEM,5,12	CM,_Y,LINE	FITEM,5,94
FITEM,5,20	LSEL, , , , P51X	FITEM,5,-95
FITEM,5,-21	CM,_Y1,LINE	FITEM,5,99
FITEM,5,28	CMSEL,,_Y	FITEM,5,-102
FITEM,5,36	LESIZE,_Y1,0.0002, , , , , , , 1	FITEM,5,139
FITEM,5,44	FLST,5,20,4,ORDE,3	FITEM,5,167
FITEM,5,-45	FITEM,5,3	CM,_Y,LINE
FITEM,5,69	FITEM,5,220	LSEL, , , , ,P51X
FITEM,5,93	FITEM,5,-238	CM,_Y1,LINE
FITEM,5,103	CM,_Y,LINE	CMSEL,,_Y
FITEM,5,-106	LSEL, , , , P51X	LESIZE,_Y1,0.0004, , , , , , , , 1
FITEM,5,182	CM,_Y1,LINE	FLST,5,24,4,ORDE,24
FITEM,5,-185	CMSEL,,_Y	FITEM,5,6
CM,_Y,LINE	LESIZE,_Y1,0.0002, , , , , , , 1	FITEM,5,15
LSEL, , , , ,P51X	FLST,5,33,4,ORDE,31	FITEM,5,24
CM,_Y1,LINE	FITEM,5,3	FITEM,5,31
CMSEL,,_Y	FITEM,5,5	FITEM,5,39
LESIZE,_Y1,0.0002, , , , , , , , 1	FITEM,5,7	FITEM,5,41
FLST,5,20,4,ORDE,3	FITEM,5,11	FITEM,5,43
FITEM,5,11	FITEM,5,13	FITEM,5,48
FITEM,5,182	FITEM,5,-14	FITEM,5,55
FITEM,5,-200	FITEM,5,19	FITEM,5,58
CM,_Y,LINE	FITEM,5,22	FITEM,5,-59
LSEL, , , , ,P51X	FITEM,5,-23	FITEM,5,63
CM,_Y1,LINE	FITEM,5,29	FITEM,5,72

FITEM,5,79	FITEM,5,163	FITEM,5,32
FITEM,5,87	FITEM,5,-165	FITEM,5,34
FITEM,5,-88	FITEM,5,169	FITEM,5,-35
FITEM,5,96	FITEM,5,-171	FITEM,5,40
FITEM,5,109	CM,_Y,LINE	FITEM,5,42
FITEM,5,113	LSEL, , , , ,P51X	FITEM,5,49
FITEM,5,117	CM,_Y1,LINE	FITEM,5,52
FITEM,5,138	CMSEL,,_Y	FITEM,5,56
FITEM,5,140	LESIZE,_Y1,0.0015, , , , , , , , 1	FITEM,5,-57
FITEM,5,166	FLST,5,18,4,ORDE,17	FITEM,5,65
FITEM,5,168	FITEM,5,25	FITEM,5,-66
CM,_Y,LINE	FITEM,5,-27	FITEM,5,90
LSEL, , , , ,P51X	FITEM,5,33	FITEM,5,97
CM,_Y1,LINE	FITEM,5,50	FITEM,5,-98
CMSEL,,_Y	FITEM,5,-51	FITEM,5,107
LESIZE,_Y1,0.0006, , , , , , , , 1	FITEM,5,60	FITEM,5,-108
FLST,5,36,4,ORDE,27	FITEM,5,64	FITEM,5,126
FITEM,5,67	FITEM,5,74	FITEM,5,-133
FITEM,5,-68	FITEM,5,81	FITEM,5,146
FITEM,5,73	FITEM,5,121	FITEM,5,-161
FITEM,5,75	FITEM,5,125	FITEM,5,174
FITEM,5,-76	FITEM,5,134	FITEM,5,-181
FITEM,5,80	FITEM,5,144	CM,_Y,LINE
FITEM,5,82	FITEM,5,-145	LSEL, , , , ,P51X
FITEM,5,-84	FITEM,5,162	CM,_Y1,LINE
FITEM,5,89	FITEM,5,172	CMSEL,,_Y
FITEM,5,91	FITEM,5,-173	LESIZE,_Y1,0.003, , , , , , , 1
FITEM,5,-92	CM,_Y,LINE	MSHAPE,1,3D
FITEM,5,110	LSEL, , , , ,P51X	MSHKEY,0
FITEM,5,-112	CM,_Y1,LINE	FLST,5,4,6,ORDE,3
FITEM,5,114	CMSEL,,_Y	FITEM,5,1
FITEM,5,-116	LESIZE,_Y1,0.0015, , , , , , , , 1	FITEM,5,5
FITEM,5,118	FLST,5,56,4,ORDE,29	FITEM,5,-7
FITEM,5,-120	FITEM,5,1	CM,_Y,VOLU
FITEM,5,122	FITEM,5,-2	VSEL, , , , ,P51X
FITEM,5,-124	FITEM,5,4	CM,_Y1,VOLU
FITEM,5,135	FITEM,5,9	CHKMSH,'VOLU'
FITEM,5,-137	FITEM,5,-10	CMSEL,S,_Y
FITEM,5,141	FITEM,5,16	VMESH,_Y1
FITEM,5,-143	FITEM,5,-18	CMDELE,_Y

#### CMDELE,\_Y2

Codice nel caso dello studio della lunghezza di afferraggi
--

FLST,2,2,5,0RDE,2	FINISH
FITEM,2,23	SET,LAST
FITEM,2,50	/EFACET,1
DA,P51X,UX,0	PLNSOL, S,EQV, 0,1.0
FLST,2,4,5,0RDE,4	FLST,5,2,5,ORDE,2
FITEM,2,2	FITEM,5,6
FITEM,2,44	FITEM,5,46
FITEM,2,48	ASEL,S,,,P51X
FITEM,2,52	NSLA,S,1
DA,P51X,UZ,0	NSORT,S,EQV,0,0, ,0
FLST,2,2,5,0RDE,2	PRNSOL,S,PRIN
FITEM,2,3	FLST,5,2,5,ORDE,2
FITEM,2,41	FITEM,5,16
SFA,P51X,1,PRES,-595.24e6	FITEM,5,49
FLST,2,4,5,0RDE,4	ASEL,S,,,P51X
FITEM,2,10	NSLA,S,1
FITEM,2,-11	NSORT,S,EQV,0,0, ,0
FITEM,2,14	PRNSOL,S,PRIN
FITEM,2,20	/SHOW,WIN32
SFA,P51X,1,PRES,1428.6e6	/CLABEL,1,0
ANTYPE,0	/CONTOUR,1,9,1400e6,,1430e6
NLGEOM,1	/DEVICE,VECTOR,0
NSUBST,3,5,2	/CTYPE,0
TIME,1	!*
/STATUS,SOLU	/EFACET,1
SOLVE	PLNSOL, S,EQV, 0,1.0

#### Codice nel caso dello studio della variazione delle tensioni:

FLST,2,4,5,ORDE,4	FITEM,2,50
FITEM,2,2	DA,P51X,UX,0
FITEM,2,44	FLST,2,2,5,ORDE,2
FITEM,2,48	FITEM,2,3
FITEM,2,52	FITEM,2,41
DA,P51X,UZ,0	SFA,P51X,1,PRES,-595e6
FLST,2,2,5,0RDE,2	/STATUS,SOLU
FITEM,2,23	SOLVE

#### FINISH

SET,LAST

PLNSOL, S,X, 0,1.0

ASEL,S, , , 5

NSLA,S,1

nplot

path,prova,2

ppath,1,134

ppath,2,78

pdef,sigma,s,x,no av

plpath,sigma

path,prova,2

ppath,1,1898

ppath,2,1842

pdef,sigma,s,x,no av

plpath,sigma

path,prova,2

ppath,1,1898

ppath,2,134

pdef,sigma,s,x,no av

plpath,sigma

path,prova,2

ppath,1,1842

ppath,2,78

pdef,sigma,s,x,no av

plpath,sigma

### **APPENDICE D) DESCRIZIONE FUNZIONAMENTO MACCHINE DI PROVA**

### D.1 PROGETTI PRELIMINARI MACCHINA SCHENCK

La maggior parte dei test effettuati in laboratorio sono stati fatti con l'utilizzo della macchina Schenck Hydropuls 750 visibile in figura 60.



Figura 60:foto macchina Schenck

La macchina presenta un attuatore idraulico, posto sotto il banco di prova, che comanda un pistone visibile nella parte inferiore della foto. La parte superiore della macchina è dotata invece di una cella di carico PM250Rn capace di sopportare carichi fino a 250kN. Il comando della macchina è affidato ad un calcolatore posto nella stessa stanza e verrà spiegato in seguito.

Il primo problema da risolvere è stato quello di progettare un adattatore che permettesse di collegare il pistone della macchina Schenck all'afferraggio utilizzato per i test sui provini.



Figura 61: disegno afferraggio

Come visibile in figura 61, gli afferraggi sono dotati di un foro filettato M30, che è appunto quello con cui si è dovuto interfacciare l'adattatore, e di quattro viti. Queste vengono serrate con un certo momento (solitamente di 80Nm) e fan sì che le ganasce si chiudano come mostrato andando a bloccare il provino.

L'adattatore è stato quindi progettato in modo tale da:

- Interfacciarsi con gli 8 fori filettati M16 presenti sul pistone della macchina Schenck. Sono quindi stati inseriti 8 fori passanti sulla base. Questi però dovevano essere leggermente più larghi delle viti lasciando quindi un piccolo gioco e consentendo lo spostamento dell'afferraggio rispetto al pistone a causa dei movimenti che si sarebbero effettuati per risolvere il problema dell'allineamento.
- Presentare una filettatura M30x2 da poter serrare sulla base dell'afferraggio
- Essere dotato di una piastra su cui si potesse appoggiare la base dell'afferraggio e tagliata in modo tale da consentire la presa dell'adattatore con una chiave inglese. Questo perché nella fase di serraggio delle viti dell'afferraggio, se non si fosse tenuto fermo l'adattatore, si sarebbe impresso sul provino un momento torcente piuttosto elevato ed indesiderato.
   La distanza tra la base e la piastra doveva essere sufficientemente elevata da permettere l'inserimento delle viti di fissaggio e degli strumenti utilizzati per il loro serraggio.
- Presentare una gola di scarico per filettatura M30x2 secondo la normativa di riferimento ISO4755.

• Avere un centraggio nella zona di appoggio dell'afferraggio. Quest'ultimo infatti, come visibile in figura 61, alla base del foro filettato presenta una piccola rientranza che serve proprio per il centraggio.

È stato inoltre necessario progettare una guarnizione da inserire alla base dell'adattatore. I disegni tecnici e le foto sono visibili nelle pagine successive.



Figura 62: foto adattatore







All'arrivo dei pezzi prodotti, gli afferraggi sono stati avvitati sugli adattatori e questi a loro volta sono stati fissati tramite le 8 viti sia al pistone che alla *load cell* come visibile nelle prossime immagini:



Figura 63: foto pistone-adattatore-afferraggio



Figura 64: foto cella di carico-adattatore-afferraggio

Infine è stata progettata una dima per permettere un perfetto allineamento del provino tra le ganasce dell'afferraggio e per avere la certezza che non venisse afferrato per una lunghezza superiore rispetto a quella limite trovata nell'analisi FEM.



Figura 65: foto della dima

La dima è stata studiata in modo tale che appoggiando le spine, visibili sul lato destro in figura 65, alle facce laterali delle ganasce e facendo aderire il provino sul piano orizzontale e verticale della dima, esso risultasse afferrato perfettamente al centro delle ganasce dell'afferraggio.

Dopo 790 mila cicli totali, effettuati a carichi differenti su diversi provini, l'adattatore si è rotto al livello del primo dente della filettatura. Probabilmente infatti durante le prove l'afferraggio, nonostante inizialmente fosse stato serrato il più fortemente possibile sull'adattatore, si è leggermente allentato e questo ha causato una tensione eccessiva sul primo dente in presa della filettatura. È possibile vedere la zona di rottura nella figura 66.



Figura 66: foto della zona di rottura dell'adattatore

Si è quindi reso necessaria la progettazione di un nuovo adattatore con delle migliorie per non incappare nuovamente nello stesso problema avuto col primo.







Si è scelto di aggiungere uno stelo e di far produrre un distanziale centrato sullo stelo grazie all'uso di un bussolotto. L'introduzione di queste parti permette di avere la certezza che nel caso di una nuova rottura il primo pezzo a cedere non sarebbe più stata la filettatura dell'adattatore ma lo stelo centrale. In questo modo quindi l'afferraggio non rischierebbe di subire alcun tipo di danno nel foro filettato come invece sarebbe potuto succedere nella rottura descritta in precedenza.





Figura 67: foto secondo adattatore

Sono poi stati utilizzati dei dispositivi per dare la massima forza di precarico possibile al sistema adattatore-afferraggio cosicché da non permettere più eventuali allentamenti.

Per dare il precarico è stata utilizzata una barra di acciaio di dimensioni 30x10 mm sottoposta ad un carico di trazione di 140kN, ossia un carico molto maggiore di quello massimo raggiunto nei test.



Figura 68: dettaglio del dispositivo per il precarico

Utilizzando il dispositivo visibile in figura 68 si è riusciti a dare il precarico necessario. Questo componente è di fatto tagliato in due pezzi da un piano inclinato: per questo motivo, ruotando il pezzo superiore rispetto a quello inferiore lo spessore totale aumenta. Durante la prova di carico sia lo stelo centrale che la filettatura dell'adattatore hanno subito delle piccole deformazioni. Utilizzando delle apposite brugole inserite nei fori laterali visibili in figura 68, si è potuto aumentare lo spessore del dispositivo di precarico in modo tale da rendere nullo il gioco che si era creato tra il distanziale e la base dell'afferraggio. Così facendo si è reso tutto il sistema molto più compatto e meno incline a subire l'allentamento nel corso delle prove a fatica.

#### **D.2 UTILIZZO MACCHINA SCHENCK**

In questo capitolo l'intento è quello di spiegare il modus operandi dell'attività di svolgimento dei test. La prima operazione da effettuare è stata quella di afferrare il provino tra le ganasce dell'afferraggio. Per completare questa operazione non è indispensabile attivare la macchina in quanto sono operazioni da effettuare manualmente con l'utilizzo di brugole e di una chiave dinamometrica. Come si è visto in precedenza ci sono quattro viti sulla testa dell'afferraggio che serrandosi tendono a far avvicinare tra di loro le ganasce. Nel manuale di utilizzo è riportata la tabella che indica il momento di serraggio da dare alle singole viti in base alla forza assiale limite che può essere impressa durante la prova. Viene inoltre riportato il massimo momento di serraggio che si può imprimere pari a 120Nm.

In base al carico a cui viene fatta la prova vengono quindi serrate le viti con una chiave dinamometrica. Tutte le viti vengono serrate sei o sette volte poiché quando una entra in presa più delle altre, queste subiscono un leggero allentamento.

Momento di serraggio [Nm]	Forza assiale di serraggio [kN]
10	16.8
20	33.6
30	50.4
40	67.2
50	84.0
60	100.8
70	117.6
80	134.4

Solitamente durante le nostre prove le viti sono state serrate a 80Nm, sia per avere un margine di sicurezza sia perché i dati della tabella sono valutati per prove statiche e non per quelle di fatica.

Tabella 15: legame momento di serraggio viti- forza applicabile

Come già detto in precedenza, il provino viene inserito tra le ganasce con l'utilizzo di una dima che ne assicura il perfetto centraggio. Dopo aver fissato il provino nell'afferraggio inferiore viene quindi accesa la macchina che può essere controllata tramite il programma apposito. Al calcolatore si vede la schermata di controllo riportata in figura 69.



Figura 69: schermata di controllo della macchina

Dove:

- Il set point indica la forza (o lo spostamento inteso come altezza del pistone della macchina) a cui voglio che la macchina operi.
- Il valore Forza (o Spostamento) indica invece la forza (o l'altezza del pistone) che la macchina sta esercitando in quel preciso istante.
- La modalità di controllo permette di controllare la macchina in termini di forza o in termini di spostamento.

La macchina viene quindi accesa in controllo di posizione e viene fatto alzare il pistone in modo tale da portare il provino nel punto in cui deve essere bloccato dall'afferraggio superiore.

È di fondamentale importanza dopo aver serrato per la prima volta le viti dell'afferraggio superiore passare dal controllo di posizione a quello di forza. In caso contrario infatti si rischia di sottoporre il provino a dei carichi indesiderati di compressione anche piuttosto elevati. Fatto questo passaggio si torna quindi a completare il serraggio.

Finito questo procedimento si è quindi pronti per far iniziare il test a fatica.

Sempre dal controller vengono inseriti i dati per effettuare la prova:

neratore di funzioni	
Forma d'onda SIN	JSOIDALE 🗸
Ampiezza [ kN ]	50.00
0.01	319.84
Frequenza [Hz]	1.000
0.000	50.000
Velocità di sweep [Hz/s]	1.00
Frequenza attuale [Hz]	0.000
Span Rate [ %/s ]	100.0
0.1	100.0
N° di cicli da eseguire	0
N° di cicli eseguiti	0
AZZERA CONT	
Inverti ciclo	
Disabilita Snan Rate	-
Arresta idraulica a termine	cicli 🗧
Generatore Sch	enck 🔽

Figura 70: schermata di controllo della prova a fatica

- L'ampiezza della forza che verrà esercitata sul provino. È quindi necessario portare in controllo di forza il provino fino al valore medio che si vuole avere nella prova. I cicli seguiranno una curva sinusoidale con valor medio pari a quello a cui la prova è iniziata e con ampiezza quella inserita.
- Bisogna settare la frequenza del ciclo, nel nostro caso è sempre stata pari ad 1 Hz.
- Nel caso di una variazione tra la frequenza impostata in precedenza e quella nuova, bisogna scegliere anche con che velocità il sistema debba passare da una all'altra. L'unità di misura risulterà quindi essere in Hz/s
- Il numero di cicli da eseguire.

Settati questi parametri viene quindi avviata la prova che potenzialmente proseguirà fino al raggiungimento dei cicli previsti. Nel nostro caso però si richiedeva di portare sempre a rottura il provino e veniva quindi inserito un numero molto elevato di cicli da eseguire (200 mila) ma allo stesso tempo si inserivano dei limiti per far sì che la macchina si spegnesse in seguito alla rottura del provino.

Stato		Canale	Limite	Limite	Azione	-
Ok	AC	- In 1: Corsa [ mm ]	50.00	-2.00	Disabilitato	
Ok	DC	C - In 5: Forza [ kN ]	20.00	-1.00	Interlock	
						•
	AC	- In 1: Corsa [ mm ]	50.00	-2.00	Disabilitato	$\nabla$
		Selezione canale di co	ntrollo	Schenck		

Figura 71: schermata di controllo dei limiti

I limiti sono inseriti tramite la schermata visibile in figura 71. Possono essere inseriti sia per il controllo della forza sia per il controllo della posizione.

- Stato limite: avvisa se il limite è stato superato oppure no
- Canale: indica su quale controllo sto imponendo il limite
- Limite superiore: è il limite superiore che la macchina non può superare. Nel caso di controllo della forza, è un limite sulla forza di trazione se immesso col segno positivo mentre è un limite sulla forza di compressione se inserito col segno negativo. In controllo di posizione invece lo spostamento è verso numeri più positivi se il pistone scende, e quindi se viene generata una forza di tensione.
- Limite inferiore: è il limite inferiore che se superato porta al blocco immediato della macchina. Si noti che inferiore e superiore devono essere intesi non come positivo e negativo ma come valore più piccolo e valore più grande.

Inseriti e attivati i limiti, la prova può definitivamente partire.



Figura 72:schermata dell'oscilloscopio

Tra le schermate di controllo della macchina è presente anche quella dell'oscilloscopio che permette di visualizzare in tempo reale il carico e lo spostamento del pistone come visibile in figura 72.

Si possono inoltre registrare i dati in ingresso al calcolatore con una frequenza decisa dall'utente. Un esempio è visibile nella tabella 16.

Tempo [s]	Corsa [mm]	Forza [kN]	Comando Schenck [kN]	Servovalvola Schenck [V]	Errore Schenck [V]
0.0	-75.729	0.181	0.200	0.066	0.001
0.1	-75.732	0.188	0.200	0.066	0.000
0.2	-75.734	0.194	0.200	0.065	0.000
0.3	-75.733	0.194	0.200	0.066	0.000

Tabella 16:esempio di dati salvati

Dove:

- Il tempo rappresenta l'istante dall'inizio della registrazione in cui vengono acquisiti i dati di quella riga.
- La corsa rappresenta la posizione del pistone
- La forza rappresenta la forza istantanea sentita dalla Load Cell
- Il Comando Schenck rappresenta il set point in termini di forza
- Gli ultimi due dati riguardano invece i segnali elettronici della macchina e possono essere trascurati.

Questi dati sono risultati importanti soprattutto per quanto riguarda il controllo della forza. È stato infatti possibile verificare in che modo la macchina mantenesse il livello di forza richiesto nel tempo.

In tutte le prove il risultato è stato ottimo con differenze massime rispetto al valore desiderato minori dell'1 % e per di più concentrate nei primi cicli, quando la macchina ancora non è stabilizzata.

Più complicato è stato invece l'utilizzo dei dati sulla corsa del pistone. Inizialmente si era cercato di ricavare una relazione tra questo dato e la deformazione del provino ma i dati non sono risultati attendibili e quindi si è deciso di abbandonare l'utilizzo di quel dato. La spiegazione risiede nel fatto che lo spostamento del pistone è sì legato alla deformazione del provino causata dalla forza di trazione ma di mezzo c'è anche la presenza dell'adattatore e dell'afferraggio che a loro volta subiscono delle deformazioni che rientrano nel computo totale dello spostamento.

### **D.3 DESCRIZIONE UTILIZZO MACCHINA INSTRON**

La seconda macchina utilizzata per effettuare i test è la Instron serie 8801, simile nel funzionamento alla Schenck descritta in precedenza.



Figura 73: foto macchina Instron

Come si vede dalla figura 73 anch'essa è infatti costituita da un pistone libero di muoversi lungo l'asse verticale, comandato da attuatori idraulici e da una cella di carico posta nella parte superiore e capace di reggere carichi fino a 100kN. Differentemente rispetto alla Schenck, gli afferraggi in questo caso non sono meccanici ma idraulici. Il serraggio delle ganasce non è più comandato dalle viti ma dalla messa in pressione del fluido idraulico portato nella testa degli afferraggi dai tubi visibili nella figura precedente. Dal manuale è possibile verificare la forza massima che si può applicare al provino in base alla pressione idraulica del fluido come descritto nella tabella 17. La pressione viene comandata grazie ad una manopola presente nel retro della macchina ed è indicata da un barometro posto sul lato della stessa.



Figura 74: dettaglio barometro

Pressione idraulica sistema di afferraggio [bar]	Carico massimo applicabile [kN]
13.6	8.7
34	21.7
68	43.4
136	86.8
204	130.2
T 1 11 17 1 · · ·	: 6 1: 1:1

Tabella 17:relazione pressioni- forza applicabile

L'afferraggio del provino risulta molto più semplice e veloce rispetto a quanto avviene con la Schenck.

Dopo che il provino è stato serrato sull'afferraggio inferiore, si solleva il pistone fino alla posizione desiderata e si serra anche l'estremità superiore. In questo caso per evitare delle tensioni di compressioni indesiderate durante il serraggio del provino è necessario attivare una modalità del programma definito 'Specimen Protection' che mantiene la forza applicata tra 0 e 50N.Prima di

impostare i dati per il test deve inoltre essere caricato il file della curva di calibrazione della cella di carico.

Tramite un software apposito (Instron LCF) si passa quindi all'inserimento dei dati necessari all'effettuazione della prova andando a modificare quello che viene chiamato 'file di metodo'.

I primi dati da inserire riguardano la geometria del provino. Poiché questo software non lavora con la forza ma con le tensioni, deve essere inserita in questo passaggio l'area nominale. Nel nostro caso per esempio si indica un provino rettangolare di dimensioni 6x14mm la cui relativa area è pari a 84mm<sup>2</sup>.

🕅 Instron LCF - LCF_provino	)34		-	
	₩ Test			?
品 General	Specimen - Properties Setup		<u>Î</u>	Save
Properties	Specimen Type:	Rectangular		Save As
Calculations				Finish
Extended Test				
	Thisland (T).			
	Width (W):	14,000000 mm v		
	Cross Sectional Area: Modulus of Elasticity:	84 mm² 🗸 207000,00 MPa 🗸		

Figura 75:schermata di inserimento dei dati sulla geometria

Il secondo passaggio riguarda invece l'inserimento dei dati relativi al carico da applicare. Come detto non si inserisce la forza ma la tensione voluta. È quindi necessario fare dei semplici calcoli relativi alla forza desiderata e la geometria introdotta al punto precedente.

$$\sigma = \frac{Forza\ desiderata[N]}{Area\ della\ sezione[mm^2]}$$

I dati da inserire sono:

- Il range della tensione nominale
- La tensione media nominale
- Indicare se il test deve iniziare con un carico di compressione o di trazione
- La forma d'onda del carico ciclico
- La frequenza del ciclo

🕅 Instron LCF - LCF_provino0	34 *		– 🗆 X
	😾 Test 🛛 🔠 🕅		?
日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日	Main Test - Waveform Setup		Market Save
Data	Control Mode: Displacement Channel:	Stress	Save As
Main Test	Stress Range: Test Mean Criteria:	1088,0000 MPa V Absolute V	Finish
<ul> <li>Waveform</li> <li>Data Logging</li> <li>Test End</li> </ul>	Stress Mean: Test Start Direction:	544,00000 MPa V Tension V	
Extended Test	Waveform Type:	Sine	
	Test Rate Criteria: Frequency:	Frequency            1,0000000         Hz	

Figura 76:schermata inserimento dati prova LCF

Il lato negativo nell'utilizzo delle tensioni invece che delle forze come input della macchina sta nel fatto che la macchina non è precisa nella forza applicata ed è quindi necessario creare un grafico che relazioni la tensione data al carico effettivo risultante. In questo modo si possono interpolare i dati ottenuti con una retta, la cui equazione servirà per fare delle piccole correzioni sulla tensione introdotta in modo tale da ottenere con precisione il carico voluto.

Se si prende ad esempio la figura 76, relativa ad un test effettuato con carico pari a 90kN, si trova che la tensione nominale dovrebbe essere pari a 1071 MPa mentre quella introdotta per avere la forza richiesta è pari a 1088MPa.

Il terzo passaggio riguarda invece la scelta del numero di dati che devono essere acquisiti durante lo svolgimento del test.

Infine, come visibile in figura 77, vengono inseriti i dati relativi alla conclusione del test:

- Il numero di cicli a cui la macchina deve concludere la prova
- 0
- Il dato limite per cui la macchina deve fermarsi: in questo caso per esempio si definisce rotto il provino quando la deformazione aumenta del 100%, ossia raddoppia, rispetto a quella iniziale. Se succede, la macchina concluderà la prova 50 cicli dopo la ricezione del dato inserito.

🕅 Instron LCF - LCF_provino0	34 *		– 🗆 X
	₩ Test 🖁 🖁 🕅		?
日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日 日	Main Test - Test End Setup		1 Save
Calculations	Cycles in Main Test:	200000	Save As
Main Test Test Start Test Start Waveform Data Logging Test End	Break Detect Type: Cycles for Break Detect: % Increase in Strain:	Absolute	Finish

Figura 77:schermata inserimento dati per la conclusione della prova

Come detto per la macchina Schenck però, i nostri test continuano sempre fino alla rottura del provino. Per questo motivo è necessario prima dell'avvio della prova introdurre i limiti sulla forza e sulla posizione superati i quali la macchina si blocca autonomamente. Per farlo è necessario utilizzare il pannello di controllo della macchina Instron.

	N® Position		Strain 1	Disconnected		
General Position	8800 (0,1) : Load - Li	imits		[今-☆]		
Load	Upper Limit					
<ul><li>Shortcuts</li><li>Status</li></ul>	Limit Value:	95,000	► kN	~		
Calibration	Limit Action:	System Stop		~		
Primary Limits	Limit Enabled					
Strain 1	Lower Limit					
Disconnected	Limit Value:	-3,000	kN	~		
	Limit Action:	System Stop		~		
	Limit Enabled				6	
	Arm all limits in this test group					
		Disarm all limits in this tes	st group		Close	

Figura 78:schermata inserimento dei limiti

Svolto anche questo passaggio, è possibile iniziare il test. La schermata di controllo è visibile in figura 79. I dati riguardanti le deformazioni vengono ricavati dall'uso di un estensometro.



Figura 79:schermata di controllo della prova

Sono visibili diversi parametri tra cui:

- La tensione massima, media e minima calcolata dividendo la forza per l'area assegnata nella geometria
- La curva  $\sigma$ - $\epsilon$  con la tensione calcolata e la deformazione invece misurata dall'estensimetro.
- La variazione ciclica della deformazione
- La forza massima, minima e la loro differenza, misurata dalla cella di carico per ogni ciclo
- La deformazione massima, minima e la loro differenza. Viene inoltre indicato il range della deformazione plastica.
- Il modulo di Young calcolato dalla curva  $\sigma$ - $\epsilon$  durante la fase di carico e di scarico di ogni ciclo

Tutti questi dati vengono salvati su file .CSV e possono essere utilizzati per controllare in che modo la macchina abbia tenuto il range della forza o di quanto sia variato nel tempo.

## 4. CONCLUSIONI

L'obbiettivo della tesi, cioè quello di determinare come il tipo di lavorazione incidesse sulla vita a fatica dei pezzi è stato pienamente raggiunto. Si è infatti dimostrato che la migliore lavorazione da utilizzare è la fresatura, seguita dalla brocciatura ed infine dalla lavorazione elettrochimica. Quest'ultima cambia evidentemente le caratteristiche a fatica del materiale e la vita risultante è quasi la metà rispetto a quella ottenuta per gli altri due tipi di produzione. Si è inoltre riusciti a ricavare una legge che legasse il carico e la vita a fatica per i provini brocciati riuscendo ad ottenere una curva  $\sigma$ -N attendibile per il range di tensioni studiate.

Non si è invece riusciti ad ottenere una correlazione chiara tra la resistenza a fatica e gli altri parametri che dovrebbero condizionarla. Nel caso del legame con le tensioni residue il motivo è quello di non essere riusciti a ricavare un numero sufficiente di dati sulla loro presenza nei provini testati, a causa di problemi nell'utilizzo del macchinario adibito a tale lavoro. Per quanto riguarda il legame tra vita a fatica e rugosità invece i dati raccolti erano sufficienti ma evidentemente il contributo di questa caratteristica non è rilevante.

Rimane invece molto altro lavoro da fare per studiare più approfonditamente in che modo altri tipi di parametri influenzino la vita a fatica. Saranno importanti i risultati ottenibili dalle prove ad elevata temperatura fatte sui provini brocciati e il loro confronto rispetto alle prove fatte a temperatura ambiente. Sarà importante cambiare altre variabili per quanto riguarda i provini fresati, come per esempio il fatto di utilizzare una fresa a fine vita e non una nuova come invece era avvenuto per i test descritti in questa tesi. O ancora verificare come il tipo di rifinitura superficiale, come la smussatura o la lucidatura, incidono a parità di lavorazione meccanica. Inoltre si potrà cercare di ottenere le curve  $\sigma$ -N per gli altri tipi di lavorazione.

## 5. BIBLIOGRAFIA

[1] Lucjan Witek : Failure analysis of turbine disc of an aero engine, Engineering Failure Analysis 13 (2006) 9–17

[2] http://www.sig1.com/turbo.htm

[3] Heyman J., Plastic design of rotating discs, Proceedings Institution Mechanical Engineers 1847-1996, Vol. 172, 1958

[4]David L. Davidson, Gas turbine disk-blade attachment crack, Journal of Failure Analysis and Prevention 5(1):55-71 · February 2005

[5] Amaresh H Ga, Amith Kumar S Nb & Basavaraj Noolvic; □Design and Analysis on Dovetail Joint of an Aero Engine Compressor Disc and Blade with Different Skew Angle, International Journal for Ignited Minds (IJIMIINDS), Volume: 02 Issue: 12 | Dec-2015

[6] ASTM E1012-05, Standard Practice for Verification of Test Frame and Specimen Alignment Under Tensile and Compressive Axial Force Application1

[7] ASTM E739 – 10 (Reapproved 2015), Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ε-N) Fatigue Data1

[8] ASTM, Manual on fitting straight lines, 1962

[9] Javadi, H., Jomaa, W., Texier, D., Brochu, M..Bocher, P. : Surface roughness effects on the fatigue behavior of as-machined inconel 718, Solid State Phenomena, 2017, Vol.258, pp.306-309

[10] J.A. Collins, Failures of materials in mechanical design

[11] Corso di tecnologia meccanica, LIUC

[12] S. Kalpakjian, S.Schmid, Tencologia meccanica

# 6. RINGRAZIAMENTI

Sono un ragazzo di poche parole e che non sa scrivere in italiano, quindi sarò molto breve.

Il primo pensiero va a chi mi ha supportato e sopportato fino a questo momento: ai miei fantastici genitori che non mi hanno mai fatto mancare nulla, che mi vogliono un bene infinito e lo dimostrano ogni giorno della mia vita. Avete visto? Finalmente ce l'ho fatta anch'io a finire!!!! Grazie Cri e grazie Doc!

Devo poi ringraziare il mio migliore amico nonché fratellone (Grazie Jack!) e le mie sorelle Anna e Marialberta perché rendete ogni ritorno a casa speciale e ogni istante passato in famiglia un angolo di paradiso. Devo dire che siamo proprio un bel gruppo di dottori!

Ringrazio poi il mio amore. La nostra storia è iniziata proprio quando mi sono trasferito qui per completare gli studi universitari ma nonostante questo siamo stati più forti di tutto. Scusami per le milioni di ore che ti ho fatto passare al cellulare ma sentire la tua voce era proprio quello che mi serviva per farmi sentire sempre con te. Grazie per il tuo continuo e sincero appoggio nelle scelte che ho fatto e sto continuando a fare. Ti amo Vero!

Un saluto agli amici vecchi e nuovi che mi han fatto compagnia e mi han fatto passare qualche serata assieme: Leo (scusami per l'anno passato insieme da coinquilino, so di essere insopportabile), Ale (guarda che tra poco ci sono i quarti di finale, vai a prendere il posto al bar), Beppe, Gnoffo, Carlo, Edo, Siracusa. Grazie per tutte le risate fatte assieme.

Grazie a Marina, Gianmarco, Elisa, Elena, Tex e Mattia che nonostante la lunga distanza che ci separa sono rimasti ottimi amici. Non vedo l'ora di organizzare la festa di laurea per rivedervi tutti assieme!

Un ringraziamento agli splendidi ragazzi che ho conosciuto nel laboratorio del Politecnico: Hamed, Martino, Davide. Grazie sia per il vostro aiuto sia per aver reso lo svolgimento della tesi e degli esperimenti molto più divertente di quanto potesse esserlo.

Last but not least un enorme ringraziamento al prof. Botto per avermi seguito con pazienza durante questi mesi e nonostante i miei numerosi errori da principiante. Ringraziamento che devo estendere a tutto il gruppo di ricerca dell'Aermec: sinceramente non avrei mai pensato di trovare così tanti docenti gentili e disponibili ad aiutarti per ogni problema.

Ringrazio poi l'Ing. Pasquero, referente in Avio per il progetto svolto, per i consigli e le conoscenze che mi ha trasmesso in questi mesi.