

UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Estensione del peak stress method alla progettazione a fatica di giunzioni saldate soggette a spettri di carico multiassiali ad ampiezza variabile**

Relatore: Prof. Giovanni Meneghetti

Correlatori: Prof. Alberto Campagnolo,

Ing. Luca Vecchiato

Laureando: Beatrice Besa

Matricola: 1197704

Anno Accademico 2019/2020



## INDICE:

Sommario; 5

Introduzione; 8

Capitolo 1: confronto di diversi metodi per la progettazione a fatica di giunti saldati bidimensionali; 10

Capitolo 2: Applicazione del Peak Stress Method a casi tridimensionali; 28

Capitolo 3: Applicazione del Peak Stress Method nel caso di sollecitazioni multiassiali; 43

Capitolo 4: Stato dell'arte per la vita a fatica di giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile; 80

Capitolo 5: Prove sperimentali; 141

Capitolo 6: Misure di disallineamenti ed estensimetrazione; 180

Capitolo 7: Applicazione del Peak Stress Method a casi sperimentali riportati in letteratura; 224

Capitolo 8: Applicazione del PSM in ampiezza variabile; 279

Conclusioni; 293

Bibliografia; 295

Appendice A: Dati rilevati da letteratura; 298

Appendice B: Tabella riassuntiva dei dati sperimentali raccolti; 330

Appendice C. Codici APDL utilizzati; 331

Appendice D: Schede provino; 358

Appendice E: codice Python per il calcolo del danneggiamento reale; 402



## Sommario:

Capitolo 1: per comprendere come poter applicare il Peak Stress Method a giunti saldati, e arrivare quindi all'obiettivo del lavoro di tesi, è necessario comprendere le basi teoriche su cui si appoggia, si effettua quindi un'analisi degli approcci per la progettazione a fatica di giunti saldati di tipo locale, che quindi prendono in considerazione una quantità locale, e si confrontano con l'approccio classico da normativa, ossia quello per tensione nominale. Questi approcci considerano il piede cordone o la radice cordone come un intaglio a V con un certo angolo di apertura; il primo dei tre approcci considerati è il calcolo del V-notch Stress Intensity Factor, secondo la definizione di quest'ultimo. Su di questo approccio si basano il calcolo del SED (strain energy density), e il Peak Stress Method stesso, ossia il secondo e terzo approccio utilizzati. Data la complicatezza computazionale di alcuni di questi approcci, al presente capitolo ci si preoccupa della sola applicazione a casi bidimensionali. Si procede quindi sfruttando risultati sperimentali ottenuti e presenti in letteratura per giunti saldati di geometria semplice, modellabile come bidimensionale, per applicare i quattro approcci di cui sopra, e confrontare quindi i risultati con le bande di progettazione dei relativi metodi. Si confrontano poi tra loro i metodi applicati, sia in termini di risultati ottenuti che in termini di difficoltà di applicazione del metodo.

Capitolo 2: Una volta applicati i tre approcci locali di cui sopra a geometrie bidimensionali, ed effettuato un confronto tra questi ultimi, ci si concentra sul solo Peak Stress Method. Si va quindi ad utilizzare questo metodo per una geometria tridimensionale, sollecitata in modo monoassiale, in modo da procedere in maniera graduale nell'esplorazione del metodo. Vengono quindi tratti da letteratura i risultati sperimentali per prove effettuate su giunti saldati tridimensionali, sollecitati in modo monoassiale, e confrontati con la banda di progettazione del Peak Stress Method. Il modello viene inoltre realizzato con tre diverse mesh, sfruttando tre diversi tipi di elemento per cui il metodo è calibrato. Il primo modello viene realizzato con elementi cubici, SOLID185; questo porta a delle complicazioni nella modellazione della geometria desiderata, in quanto è necessario realizzare la geometria passando per un'estrusione di una geometria piana, non sempre agevole per tutti i giunti. I due modelli successivi vengono invece realizzati con elementi tetraedrici, a quattro nodi (SOLID285) e a dieci nodi (SOLID187).

Capitolo 3: Sfruttando lo stesso approccio dei capitoli precedenti, si utilizzano risultati sperimentali presenti in letteratura per l'applicazione del Peak Stress Method, in questo caso per una condizione di carico multiassiale. In questo caso vengono analizzati sia il piede cordone che la radice cordone, e sono presenti modo 1, modo 2 e modo 3. La geometria considerata è un tubo saldato su una flangia, a cui sono assegnate due diverse condizioni di carico, di flessione e di torsione. Vengono utilizzate tre diverse mesh, ciascuna con l'utilizzo di differenti elementi, per l'analisi del giunto. Questo, come fatto al capitolo precedente, per confrontare quindi l'applicazione del metodo su elementi piani e su elementi tridimensionali, tetraedrici a quattro e a dieci nodi. In questo caso, inoltre, rispetto ai casi precedenti, è necessario considerare la multiassialità della sollecitazione, questo comporta dover considerare due diverse bande di progettazione, di modo 1 e di modo 3, a seconda della sollecitazione nel punto più critico. Viene quindi introdotto il biaxiality ratio, quantità basata sul rapporto tra la sollecitazione di modo 1 e quelle di modo 2 e modo 3, e che permette di decidere quale banda di progettazione debba essere considerata.

Capitolo 4: Nel presente capitolo ci si concentra sullo studio della letteratura corrente per quanto riguarda le sollecitazioni a fatica ad ampiezza variabile. La letteratura a riguardo è ricca di risultati, ci si concentra quindi su soli quattro lavori, cercando di estrarre informazioni sul tipo di prove effettuate, e su quali variabili in letteratura siano ritenute importanti per la caratterizzazione di una prova ad ampiezza variabile; nello specifico si ricercano informazioni sullo spettro di carico assegnato e quali siano i criteri per l'assegnazione da normativa. Nei diversi lavori studiati quindi, ci si concentra maggiormente sulla descrizione delle prove sperimentali piuttosto che sui metodi utilizzati per la rianalisi dei dati. Questo viene eseguito anche perché, per ogni articolo studiato, si estraggono i dati che sono risultati dalle prove effettuate, per quanto riguarda l'entità della sollecitazione applicata e il numero di cicli a fatica per cui il provino è stato testato; per ogni caso sperimentale (caratterizzato quindi da geometria, materiale, rapporto di ciclo), vengono rilevati sia i risultati in ampiezza variabile che in ampiezza costante. Questi verranno sfruttati in seguito per l'applicazione del Peak Stress Method, seguendo quanto svolto nei primi tre capitoli.

Capitolo 5: Allo scopo di testare il Peak Stress Method a risultati in ampiezza variabile, vengono effettuate prove sperimentali nella sede dei laboratori dell'università di Padova. Queste prevedono sia prove ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile. Nel capitolo presente descrive quindi per prima cosa l'apparato

sperimentale utilizzato per effettuare le prove, per poi passare ai dettagli delle prove sperimentali svolte. L'apparato sperimentale è costituito da una macchina di trazione, in grado di applicare sollecitazioni o spostamenti tramite l'azione di un cilindro idraulico. Sono state testate due diverse geometrie di giunti saldati, entrambi in condizione "As Welded", ed entrambe appartenenti alla categoria di giunti con irrigidimento saldato sul piatto principale, identificate come geometria "T", ossia con irrigidimento trasversale rispetto alla direzione di carico, e "I", ossia con irrigidimento inclinato di 45° rispetto alla direzione di carico. Per una sollecitazione di trazione, con carico assiale assegnato sul piatto principale, per la geometria con irrigidimento trasversale la sollecitazione è monoassiale, di puro modo 1; invece per il giunto con irrigidimento inclinato, per la stessa sollecitazione esterna assegnata, lungo il piede cordone lo stato di sollecitazione è multiassiale, comprende infatti modo 1 e modo 3.

Le prove effettuate prevedevano sempre sollecitazione di trazione pura, sia per ampiezza costante che variabile. Sono stati testati quattro giunti per ciascuna geometria ad ampiezza costante, per ottenere la curva di Wohler del giunto, e, in seguito, si è passati a sollecitazioni ad ampiezza variabile.

Per la definizione delle prove in ampiezza variabile il primo passo è stato la determinazione dello spettro di carico da assegnare e della modalità con cui questo è stato assegnato. Si è decisa l'applicazione di uno spettro Gaussiano, suddiviso in sei blocchi di carico. Sono state quindi effettuate quattro prove applicando lo spettro in modalità "Descending, Descending", per ciascuna geometria. È stato quindi possibile ottenere la curva di Gassner sperimentale per ciascuna delle due geometrie testate, oltre a confrontare i dati in termini di tensione equivalente con le curve di Wohler precedentemente ricavate. Sono inoltre stati rianalizzati i dati ottenuti dalle acquisizioni sperimentali effettuate durante le prove, per assicurarsi che la sollecitazione assegnata seguisse quella ideale, applicata; infatti non si ha la certezza che applicando un carico variabile in ampiezza l'apparato sperimentale riesca a seguire quanto si è assegnato in input, si sfrutta quindi un codice per rielaborare i dati e confrontare l'acquisizione effettuata durante la prova, che permette di definire lo spettro di carico reale, e lo spettro di carico ideale assegnato.

Capitolo 6: I giunti saldati testati a fatica, e di cui si riferisce al capitolo 5, presentano dei disallineamenti lungo il piatto principale, dovuti al processo di saldatura. Questi possono risultare in una sollecitazione di flessione parassita, che si aggiunge a quella di trazione assegnata. Allo scopo di verificare la presenza e l'entità della flessione presente, si effettuano due prove statiche su giunti strumentati per misurare le tensioni presenti, una su un giunto con irrigidimento trasversale e una su giunto con irrigidimento inclinato, con l'obiettivo di misurare la componente di tensione di flessione e di trazione sperimentali, e inoltre, di confrontare quest'ultima con la tensione di trazione teorica, assegnata.

Si riportano quindi alcuni accenni teorici sull'utilizzo di estensimetri a resistenza e la procedura utilizzata per decidere la posizione di incollaggio, e il numero di estensimetri incollati. Questa include la realizzazione di un modello agli elementi finiti, per individuare i punti dove la tensione di trazione è il più possibile vicina alla tensione di trazione assegnata, cercando quindi di escludere gli effetti di afferraggi e piede cordone, i quali introducono delle singolarità tensionali. Si descrive quindi la procedura secondo cui si sono eseguite le prove sui giunti strumentati, e si riportano i risultati ottenuti per l'andamento della tensione di trazione e quella di flessione che si ottengono dalle prove. È quindi possibile, nota la tensione di flessione agente, ottenere il momento flettente agente sul giunto per effetto del disallineamento che questo presenta. Si considerano quindi gli effetti che questo comporta per quanto riguarda le prove a trazione effettuate, e di cui al capitolo 5.

Capitolo 7: Per l'applicazione del Peak Stress Method in ampiezza variabile, è necessaria l'applicazione di quest'ultimo in ampiezza costante, in quanto deve essere noto, nel punto più critico, il valore delle tensioni equivalenti di modo 1, di modo 2 e di modo 3, quando presenti. Inoltre, prima di applicare il metodo in ampiezza variabile, si vuole verificare che l'applicazione in ampiezza costante sia validata. Infatti, questo permette di attribuire eventuali mancanze di accordo tra i risultati in ampiezza costante e il metodo applicato alla sola modalità di applicazione del metodo in ampiezza variabile. A questo scopo, quindi, si effettua l'applicazione del metodo a tutti i casi sperimentali in ampiezza costante i cui risultati sono stati tratti dagli articoli analizzati al Capitolo 4. Vengono quindi riportate, per ogni caso, l'applicazione dettagliata del Peak Stress Method in termini di modellazione geometrica, realizzazione della mesh, applicazione di carichi e vincoli, estrazione delle tensioni di picco di modo 1, 2 e 3, calcolo infine del biaxiality ratio e della tensione di picco equivalente.

Si confrontano poi, per ciascun caso, i risultati ottenuti con la banda di progettazione del Peak Stress Method corretta. Inoltre, data l'affinità con l'argomento del Capitolo presente, viene riportata anche l'applicazione del Peak Stress Method ai giunti testati sperimentalmente in laboratorio, e forniti da Zamperla.

Capitolo 8: Dall'analisi della letteratura effettuata al Capitolo 4, si sono tratti risultati una serie di risultati sperimentali in ampiezza variabile. A questi risultati, nel capitolo presente, si applica il Peak Stress Method esteso all'ampiezza variabile. Considerato quindi lo spettro di carico assegnato, è necessario ricavare la sollecitazione variabile in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, di modo 2 e di modo 3. Si calcola poi la tensione equivalente per ciascuno dei tre modi, ossia la tensione che sarebbe necessario applicare in ampiezza costante per arrivare a rottura allo stesso numero di cicli ad ampiezza costante. A questo punto si mediano i tre contributi di tensione equivalente, dovuti ai tre spettri, per ottenere la tensione equivalente in ampiezza variabile. Risulta quindi possibile confrontare i risultati sperimentali con la banda di progettazione del Peak Stress Method. Questo metodo viene applicato ai risultati in ampiezza variabile ottenuti dai diversi autori e rilevati al capitolo 4. In seguito, viene applicato anche alle prove sperimentali effettuate in laboratorio sui giunti con irrigidimento trasversale e inclinato.

# Introduzione

Nell'ambito della progettazione meccanica, una grande importanza assume il comportamento delle strutture saldate. La verifica e la progettazione di componenti saldati sono, però, complicate dalle condizioni in cui queste si trovano a lavorare; generalmente, infatti lo stato di sollecitazione agente è di tipo multiassiale, e risulta difficile quindi applicare un approccio di tensione nominale, per il quale la quantità con cui viene verificata la struttura è la tensione nominale applicata.

Inoltre, generalmente la storia di carico a cui sono soggette prevede sollecitazione ad ampiezza variabile, per cui la sollecitazione varia in ampiezza durante la vita del componente.

Risulta quindi necessario tenere conto di queste caratteristiche quando si progettano strutture saldate.

E' possibile tenere conto della multiassialità della sollecitazione sfruttando, invece che un approccio nominale, un approccio locale. Si considera quindi, invece che la tensione nominale assegnata, di difficile definizione, lo stato tensionale locale presente nei punti critici dei componenti saldati, ossia dove la geometria del componente saldato è tale da causare una concentrazione di tensione. Questi punti critici, piede cordone e radice cordone, quando presente, possono essere considerati come intagli a V, ed è quindi possibile applicare l'approccio utilizzato in questi casi, quello della meccanica della frattura lineare elastica [3].

Vi sono diversi metodi numerici che si basano su questo approccio, e permettono quindi di progettare e verificare componenti saldati, a fatica. Nel lavoro in esame ci si è concentrati su uno di questi, Peak Stress Method. Il metodo permette di stimare la vita a fatica di componenti saldati sfruttando le tensioni locali presenti ai punti critici del componente stesso. Le tensioni locali vengono definite in un preciso sistema di riferimento, che permette quindi di suddividere la sollecitazione agente in una componente di modo 1 (modo di apertura), di modo 2 (modo di scorrimento) e di modo 3 (modo di strappo)[2]. Le singole componenti di tensione sono poi sfruttate per calcolare una tensione di picco equivalente, che tiene conto quindi di ciascuna delle tre componenti. Ognuna di queste viene moltiplicata per una serie di coefficienti. Tra questi coefficienti, alcuni discendono dalla teoria del V-notch, e dipendono da geometria e materiale; vi sono inoltre i coefficienti  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$ , i quali dipendono dal tipo di software utilizzato per l'analisi e dal tipo di elemento utilizzato, e sono stati opportunamente calibrati. Perché i valori dei coefficienti indicati siano quelli riportati in letteratura [6], è necessario che la realizzazione della mesh sul modello agli elementi finiti rispetti un valore massimo di dimensione di elemento "d", superato il quale i coefficienti non possono più essere ritenuti validi. La mesh così realizzata risulta comunque molto più semplice nella sua realizzazione rispetto a quanto è necessario con altri metodi locali, o applicando l'approccio teorico per gli intagli a V.

Il metodo di cui sopra, fino ad ora, è stato ampiamente applicato in ampiezza costante, e ha permesso di riassumere in due bande di progettazione dati presenti in letteratura su giunti saldati soggetti a carichi ad ampiezza costante.

Nel lavoro presente, ci si occupa quindi dell'estensione del metodo anche all'ampiezza variabile, in quanto, come si è accennato, la sollecitazione assegnata a strutture saldate, spesso, non è assegnata in ampiezza costante.

L'importanza dello studio della vita a fatica di componenti saldati soggetti a sollecitazioni in ampiezza variabile è ben testimoniata in letteratura, in quanto si sono svolti numerosi studi a riguardo.

In questi casi, l'approccio più noto è quello che viene generalmente denominato come regola di Miner, per cui, ogni sollecitazione assegnata, in termini di livello di carico e numero di cicli, produce un danneggiamento sul componente. Il danneggiamento è definito, considerando la curva di progettazione del componente, come il rapporto tra il numero di cicli effettuati al livello di carico i-esimo, diviso il numero di cicli che sono previsti per il livello di carico i-esimo dalla curva di progettazione. Si prevede che la rottura del componente avvenga quando il danneggiamento totale, di tutti i livelli di carico assegnati, arriva a valore unitario. In realtà, si trovano sperimentalmente danneggiamenti a rottura pari a 0.3, fino a valori di 3 [13].

Da normativa infatti [36], viene consigliato un valore di danneggiamento a rottura pari a 0.5, 0.2 se la sollecitazione presenta fluttuazioni di tensione media.

L'obiettivo del lavoro presente è quindi quello di unire il metodo utilizzato per effettuare la progettazione e la verifica di componenti saldati, ossia il calcolo del danneggiamento, al Peak Stress Method.

Si è quindi per prima cosa effettuata un'attenta analisi degli approcci locali in ampiezza costante, per esaminare le basi teoriche su cui si fonda il Peak Stress Method. Ci si è poi concentrati su quest'ultimo, ancora in ampiezza costante, andando ad applicare il metodo a risultati sperimentali noti, per comprendere il funzionamento e l'applicazione.

Inoltre, si è effettuata un'analisi della letteratura corrente per quanto riguarda la fatica in ampiezza variabile. Data la vastità del numero dei lavori presenti in questo ambito, ci si è concentrati su un numero contenuto di articoli, con due diversi scopi. Il primo di indagine su quali fossero le variabili da considerare nell'applicazione di una sollecitazione in ampiezza variabile, e quali siano gli standard da osservare per la definizione di uno spettro di carico. Infatti, nella definizione di una sollecitazione in ampiezza variabile, vi sono diverse variabili da considerare, tra le quali il metodo di applicazione dello spettro di carico e il tipo di spettro di carico utilizzato. L'obiettivo era in questo caso la definizione di uno spettro di carico che è stato poi utilizzato per le prove sperimentali effettuate in laboratorio. Il secondo motivo era invece di rilevare quanti più risultati sperimentali ottenuti dalle prove in ampiezza variabile possibile, in termini di sollecitazione assegnata (modalità, valore di tensione assegnato), e numero di cicli a rottura. Questi risultati sono stati sfruttati in seguito per l'applicazione del Peak Stress Method in ampiezza variabile.

Si è quindi proseguito in due filoni paralleli, il primo di applicazione del peak Stress Method ai risultati presenti in letteratura; questo ha previsto l'applicazione dello stesso prima in ampiezza costante, per verificare la correttezza del modello realizzato e dell'applicazione del metodo stesso, e in seguito ai risultati in ampiezza variabile. Per l'applicazione del metodo in ampiezza variabile, sono comunque fondamentali i risultati ottenuti dall'applicazione in ampiezza costante, quindi si ha un ulteriore motivo per effettuare prima l'applicazione del metodo in ampiezza costante.

Il secondo filone invece si è concentrato sull'effettuare prove sperimentali su giunti saldati, forniti da Zamperla. Si sono testati a fatica giunti con irrigidimento trasversale e con irrigidimento inclinato, realizzati in acciaio S355 e testati in condizione As Welded.

E' stato quindi necessario decidere il tipo di prove sperimentali da effettuare, in termini di tipo di sollecitazione assegnata, entità della sollecitazione, rapporto di ciclo, sia per le prove in ampiezza costante, sia per le prove in ampiezza variabile, per le quali è stato inoltre necessario determinare lo spettro di carico da assegnare e la modalità di assegnazione dello stesso. Si sono quindi effettuate prove in ampiezza costante, per ottenere le curve di progettazione dei giunti testati, e, in seguito, prove ad ampiezza variabile. E' stato poi necessario caratterizzare i giunti, dal punto di vista geometrico, valutando quindi la presenza di disallineamenti del piatto principale. Una volta effettuate le prove, i risultati sono stati rianalizzati secondo il Peak Stress Method, sia per quanto riguarda l'ampiezza costante che per quanto riguarda l'ampiezza variabile.

In conclusione, si sono quindi analizzati i risultati ottenuti, confrontando quanto si ottiene tramite l'applicazione del Peak Stress Method con quanto previsto da normativa.

# 1. Capitolo 1: confronto di diversi metodi per la progettazione a fatica di giunti saldati bidimensionali

In questa sezione ci interessa effettuare un confronto tra i diversi metodi disponibili per la verifica a fatica di giunti saldati bidimensionali; questi diversi metodi si distinguono per la grandezza individuata da ciascuno come significativa per determinare la vita a fatica di un componente. Per ognuno di questi si andrà a calcolare la grandezza prescelta per un certo numero di giunti, dei quali sono noti geometria, carichi applicati e vita a fatica ottenuta sperimentalmente.

In questo modo è possibile verificare la validità del singolo metodo, confrontando i dati così ottenuti con le bande di dispersione presenti in letteratura; inoltre si rende attuabile anche un confronto tra i diversi metodi, in termini di applicabilità e attendibilità dei risultati ottenuti.

## 1.1 Geometrie studiate

Per confrontare i diversi metodi disponibili, questi verranno applicati alle stesse quattro geometrie, che si presentano in questo paragrafo.

Vengono analizzati giunti appartenenti a due geometrie differenti, ossia giunti a croce e giunti a T.

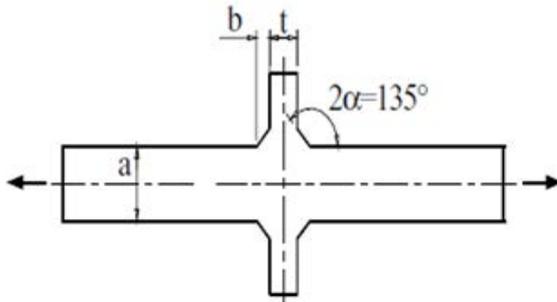


Figura 1-1: immagine di giunto saldato a croce con quote indicate [7]

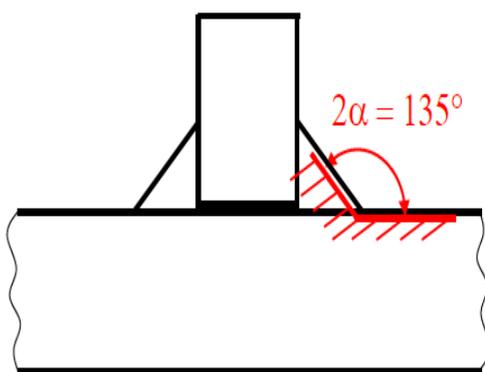


Figura 1-2: immagine di giunto a T [4]

Le prime tre geometrie analizzate fanno parte della prima categoria, il quarto e ultimo giunto invece è un giunto a T. Le dimensioni dei giunti sono indicate nella seguente tabella 1.1.

Tipo	a(mm)	t(mm)	b(mm)	sollecitazione
1	13	10	8	trazione
12	100	220	15	trazione
16	100	13	8	trazione
23	6	6	6	flessione

Tabella 1-1: dimensioni e carichi dei giunti analizzati

## 1.2 Primo metodo: Tensione nominale

Il primo metodo che si applica sfrutta la presenza di alcuni dati derivati da analisi sperimentali, i quali riportano, per ogni geometria, diversi valori di tensione nominale  $\Delta\sigma_{nom}$  applicata, e i relativi cicli per cui il giunto viene validato.

I dati vengono riportati nella seguente tabella 1.2

Numero serie/referenza paper MenLaz 2011	Geometria/carico	Spessore caricato – t [mm]	N [cicli]	$\Delta\sigma$ nominale [MPa]
1/Maddox (1987)	croce/trazione	13	192000	200
		13	507000	140
		13	2937000	100
		13	4297000	80
12/Gurney (1991)	croce/trazione	100	109000	150
		100	224000	120
		100	322000	100
		100	1153000	65
		100	2147000	55
16/Gurney (1991)	croce/flessione	100	120000	260
		100	200000	220
		100	302000	180
		100	744000	140
		100	1180000	120
		100	2158000	110
23/Gurney (1997)	T/flessione	6	135000	300
		6	237000	260
		6	407000	200
		6	573000	190
		6	665000	180
		6	1525000	160
		6	1534000	150
		6	2601000	140

Tabella 1-2 Tensioni nominali assegnate ai diversi casi geometrici e relativi numeri di cicli a fatica ottenuti sperimentalmente

Da normativa è noto che i giunti saldati vengono classificati in termini di vita a fatica proprio sfruttando la tensione nominale, si decide quindi di seguire questa strada, andando a rappresentare i dati in un grafico in scala doppio logaritmica, utilizzando in ascissa i cicli a fatica e in ordinata la tensione nominale.

Si confrontano questi dati con la banda di  $\Delta\sigma_{nom}$  presente in letteratura [1]; per questa è definita una pendenza  $k$  pari a 3,21 e un valore di  $\Delta\sigma_{nom}$  di 106 MPa per  $N$  pari a  $2 \cdot 10^6$  cicli, la banda di dispersione è inoltre calcolata per una probabilità di sopravvivenza che va dal 97,7% al 2,3%

I risultati ottenuti vengono presentati nel grafico seguente:

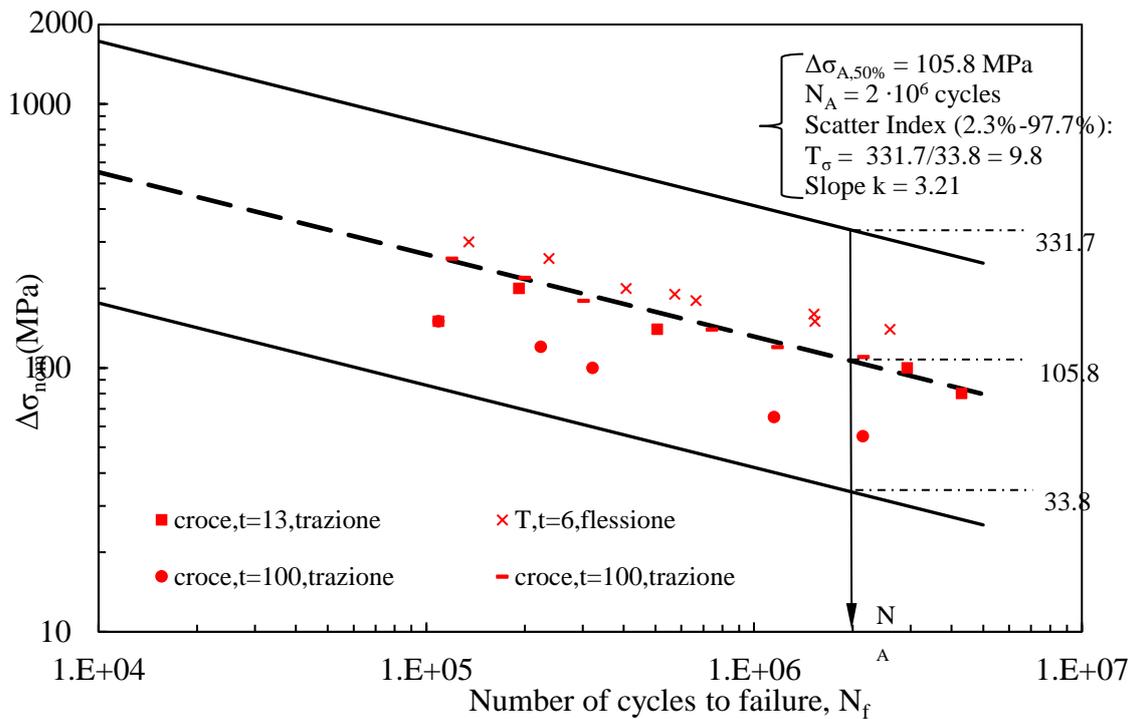


Figura 1-3 dati sperimentali ottenuti in termini di  $\Delta\sigma_{nom}$  rispetto a cicli a fatica confrontati con la banda presente in letteratura

Si può notare come i dati sperimentali siano contenuti dalla banda di dispersione e si raccolgano tutti attorno alla retta a probabilità di sopravvivenza del 50%.

Si nota inoltre che i dati relativi a ciascuna diversa geometria si distribuiscono allineati su rette parallele; in letteratura in effetti è documentato un effetto di forma per cui la vita a fatica a parità di tensione nominale varia al variare delle dimensioni del giunto, nello specifico, maggiori sono queste, minore è la vita a fatica prevista.

### 1.3 Secondo metodo: Calcolo del notch stress intensity factor

Il metodo successivo prevede di considerare il giunto saldato come un componente che presenti un intaglio a V, in cui l'apice dell'intaglio va a coincidere con l'apice del piede cordone, e l'angolo di apertura dell'intaglio a V,  $2\alpha$ , è pari a  $135^\circ$ . Inoltre, per il tipo di sollecitazione che viene applicata ai giunti saldati considerati in questa sede, è sufficiente considerare l'intaglio a V sollecitato a solo modo 1 (sollecitazione di apertura).

Si considera inoltre il raggio di raccordo della saldatura pari a 0 mm, se si considerano componenti reali saldati tramite saldatura tradizionale, ad arco, si trova che i raggi di raccordo a piede cordone di saldatura si aggirano attorno a pochi decimi di mm [2]. Ci si pone quindi nella condizione peggiore possibile, permettendo di lavorare in vantaggio di sicurezza.

Per un intaglio a V sollecitato a modo 1 è possibile definire una quantità nota come "V-notch Stress intensity factor", il quale è una misura dell'intensità del campo tensionale nei pressi dell'intaglio stesso [3]

Con riferimento alla figura 1.4, è possibile definire il campo di tensione nei pressi dell'apice di intaglio con la seguente espressione:

$$\begin{aligned}\sigma_{\theta} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_1}{(1+\lambda_1) + \chi_1(1-\lambda_1)} * [(1+\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta + \chi_1(1-\lambda_1)\cos(1+\lambda_1)\theta] \\ \sigma_r &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_1}{(1+\lambda_1) + \chi_1(1-\lambda_1)} * [(3-\lambda_1)\cos(1-\lambda_1)\theta - \chi_1(1-\lambda_1)\cos(1+\lambda_1)\theta] \\ \tau_{\theta r} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{\lambda_1-1} K_1}{(1+\lambda_1) + \chi_1(1-\lambda_1)} * [(1-\lambda_1)\sin(1-\lambda_1)\theta - \chi_1(1-\lambda_1)\sin(1+\lambda_1)\theta]\end{aligned}\quad \text{Eq. 1.1[3]}$$

Dove vale

$$\chi_1 = -\frac{(\sin(1-\lambda_1)q\pi/2)}{(\sin(1+\lambda_1)q\pi/2)} \quad \text{Eq. 1.2 [3]}$$

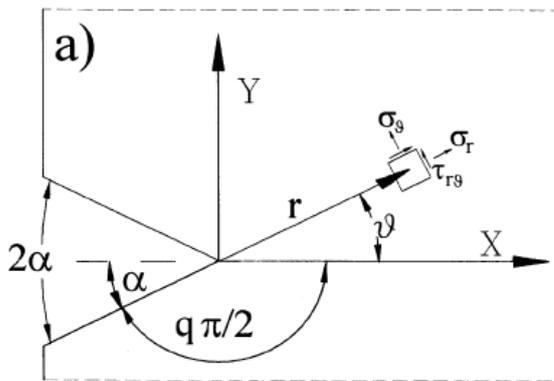


Figura 1-4 quantità di riferimento per la formula 1.1 [3]

Nel campo di tensione presentato dalla 1.1  $1-\lambda_1$  rappresenta il grado di singolarità del campo stesso e dipende dall'angolo di apertura  $2\alpha$ , nel caso di  $2\alpha$  pari a  $135^\circ$  questo presenta un valore di 0,326.

Si definisce allora il notch stress intensity factor di modo 1,  $K_1$ , tramite la seguente

$$K_1 = \sqrt{2\pi} * \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_{\theta\theta, \theta=0} r^{1-\lambda_1}) \quad \text{Eq. 1.3 [3]}$$

Dove la tensione viene calcolata per  $\theta=0^\circ$  per ottenere la tensione di modo 1, cioè apertura.

Da letteratura si verifica che, se due giunti saldati a parità di  $2\alpha$  e sollecitati a solo modo 1 hanno lo stesso valore di range di notch stress intensity factor di modo 1, allora hanno la stessa vita a fatica [3].

Si decide allora di calcolare  $K_1$  da definizione 1.2 tramite elementi finiti.

Utilizzando questo metodo è necessario calcolare la tensione  $\sigma_{\theta\theta, \theta=0}$  il più vicino possibile all'apice di intaglio, in quanto calcolandola per  $r=0$  si ottiene un valore nullo per  $K_1$ . E' provato [4] che per ottenere convergenza in questo caso la dimensione di elemento nei pressi dell'apice deve essere dell'ordine di  $10^{-4}$ - $10^{-5}$  mm.

Una volta inquadrato il problema si realizzano i modelli delle geometrie da analizzare su ANSYS.

Per quanto riguarda i giunti a croce sollecitati a trazione, questi presentano una doppia simmetria, è quindi possibile modellarne solo  $1/4$ , imponendo i corretti vincoli di simmetria.

In seguito, si assegnano i carichi, essendo la sollecitazione di trazione, viene assegnata una tensione costante come “pressure” al lato indicato in figura 1.5

Per quanto riguarda il giunto a T, questo è sollecitato a flessione e inoltre presenta una singola simmetria, per cui risulta necessario modellarne solo metà, assegnando gli opportuni vincoli. Per eliminare la labilità del sistema si assegna un vincolo allo spostamento verticale (y) al nodo al vertice del modello.

La sollecitazione in questo caso è di tipo flessionale, ciò comporta una tensione variabile linearmente dal valore massimo allo stesso valore negativo, viene assegnata quindi una “pressure” come indicato in figura.

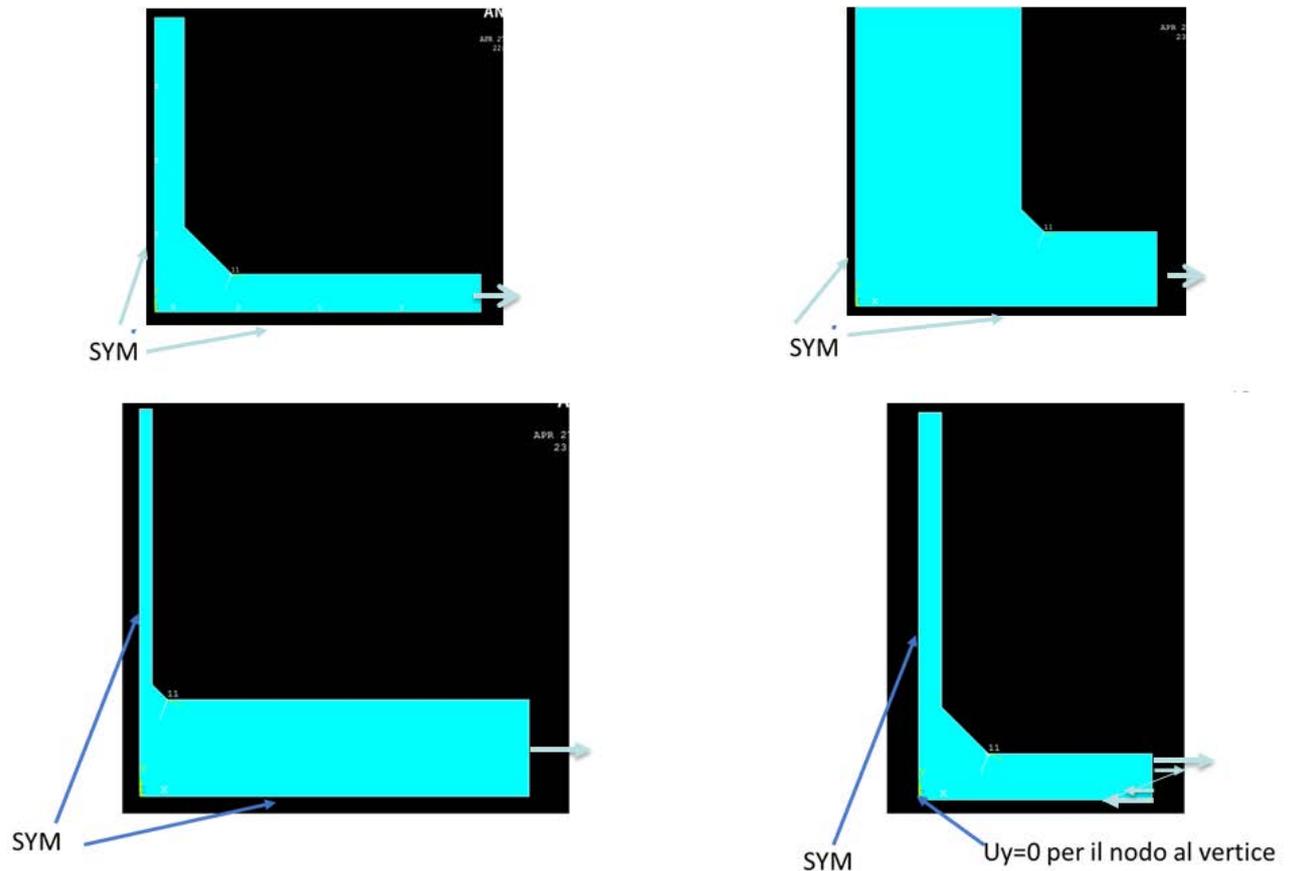


Figura 1-5: modelli geometrici dei giunti per l'analisi agli elementi finiti, per i giunti a croce si è realizzato solo 1/4 della geometria, mentre si realizza metà giunto per il giunto a T. sono indicati i vincoli assegnati e il tipo e la posizione della tensione

Inoltre, seguendo la definizione di  $K_1$  è necessario andare a definire un sistema di riferimento ausiliario per poter ottenere la tensione  $\sigma_{\vartheta\vartheta, \vartheta=0}$ , la direzione  $\vartheta = 0$  coincide con la bisettrice dell'angolo, ed è perciò orientata a  $112,5^\circ$  dalla superficie orizzontale del piatto del giunto. Si definisce allora il sistema di riferimento mostrato in immagine 1.6, dove la direzione x coinciderà con la direzione r della definizione di  $K_1$  e la tensione da considerare sarà la tensione  $\sigma_{yy}$ .

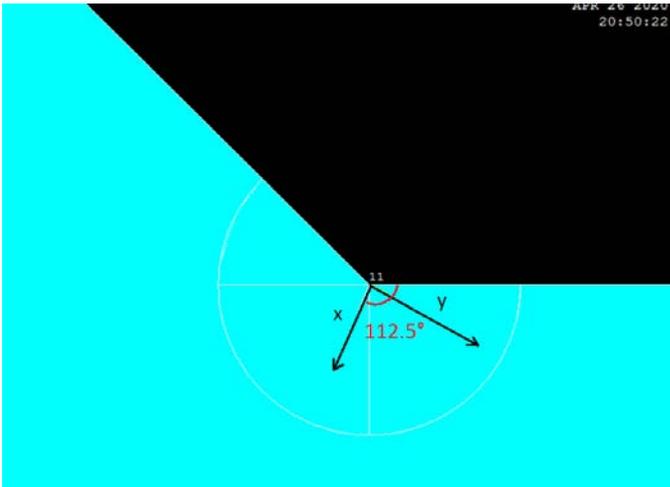


Figura 1-6 sistema di riferimento locale definito sul modello dei giunti su ANSYS

A questo punto si realizza la mesh sul modello, si sceglie una mesh free con dimensione media di elemento  $d$ , indicata in tabella 1.3 per le diverse geometrie.

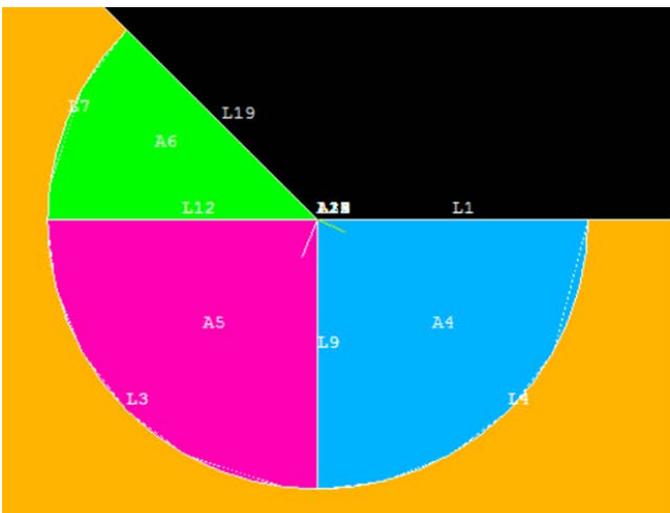
tipo	a (mm)	d (mm)
1	13	0.3
12	100	0.4
16	100	0.3
23	6	0.2

Tabella 1-3 dimensione media di elemento utilizzata per la mesh

La dimensione della mesh viene scelta cercando di garantire una certa regolarità nella stessa, evitando variazioni troppo brusche nella dimensione di elemento; infatti in seguito sarà necessario andare a realizzare un infittimento locale della mesh, questo per ottenere la dimensione di elemento necessaria per avere convergenza e ottenere valori plausibili per  $K_I$  secondo la definizione.

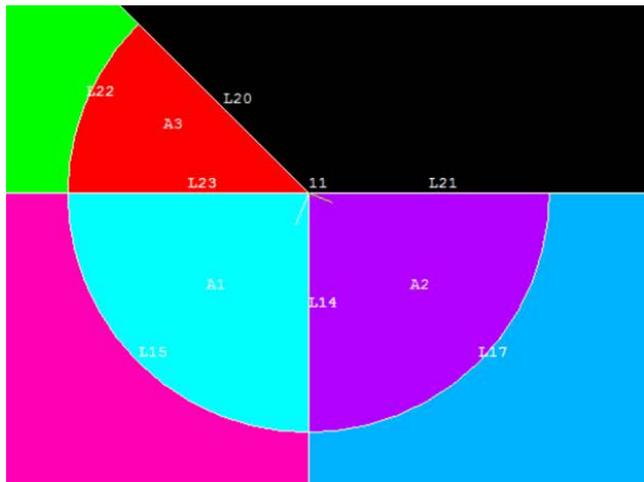
Per quanto riguarda l'infittimento, questo viene realizzato andando a modellare due archi di circonferenza concentrici di raggio pari a 0,28 mm e 0,0001 mm attorno all'apice dell'intaglio.

Nell'immagine 1.7 e 1.8 si presentano le aree realizzate e suddivise, inoltre sono riportate anche le suddivisioni delle linee di delimitazione delle aree e la "space ratio" adottata per ottenere l'infittimento locale della mesh.



Linea	Suddivisioni	Space ratio
1	50	2000
9	50	2000
12	50	2000
19	50	2000
4	8	1
3	8	1
7	4	1

Figura 1-7 aree di raggio 0,28 mm realizzate per la successiva suddivisione in elementi e suddivisioni assegnate alle varie linee



Linea	Suddivisioni	Space ratio	
	20	5	1
	23	5	1
	14	5	1
	21	5	1
	16	8	1
	17	8	1
	22	4	1

Figura 1-8 aree di raggio 0,0001 mm realizzate per la successiva suddivisione in elementi e suddivisioni assegnate alle varie linee

Si utilizza in seguito il comando “concentrate keypoints” per andare a guidare la mesh verso l’apice dell’intaglio garantendo regolarità, indicando come keypoints “NPT” quello all’apice. Si assegnano inoltre i seguenti valori nei corrispondenti campi.

- DELR = 0.00002
- RRAT = 1
- NTHET = 4

Si presenta in seguito un’immagine di dettaglio della mesh realizzata, con elementi PLANE182, con attivate l’opzione simple enhanced strain e plane strain. A sinistra è rappresentato l’arco di circonferenza di raggio 0,28 mm e a destra l’arco più interno, di raggio  $r=0,0001$  mm. La dimensione di elemento all’apice risulta di  $2 \cdot 10^{-5}$  mm, si verifica quindi di essere nelle condizioni previste per ottenere convergenza del metodo.

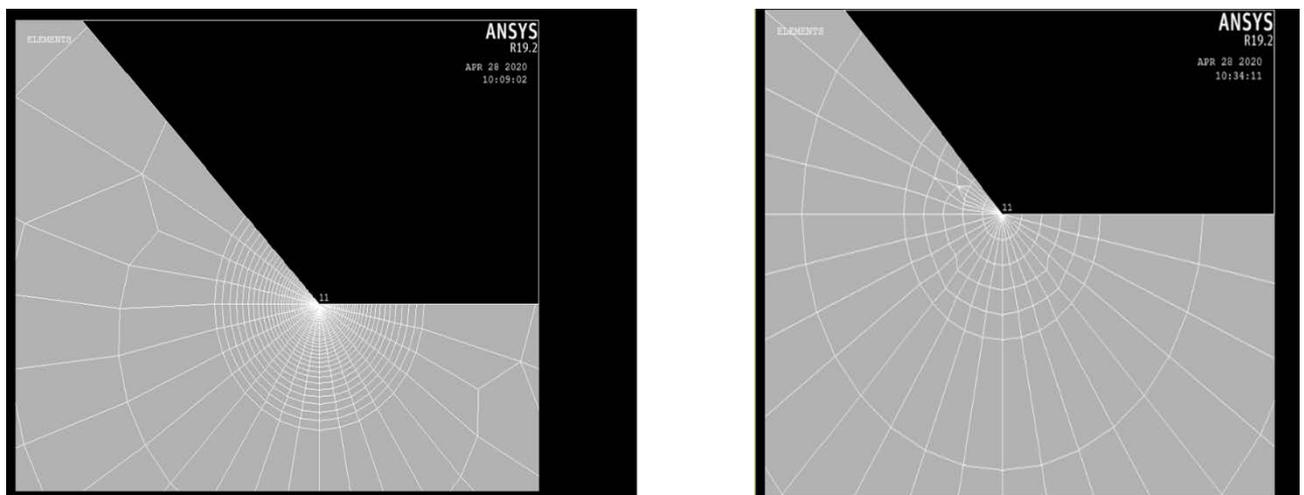


Figura 1-9 dettaglio dell’infittimento della mesh realizzata all’apice di intaglio, a sinistra si ha l’arco di circonferenza di 0,28 mm; a destra quello di raggio 0,0001 mm

A questo punto si vuole verificare che il modello riporti risultati plausibili con quanto ci si attende dalla letteratura. Come indicato all’inizio della sezione infatti, per il componente considerato sollecitato a modo 1, il campo di tensione è tale che la tensione  $\sigma_{\theta\theta, \theta=0}$  tende asintoticamente all’infinito per  $r=0$ , con un grado di singolarità dato dall’esponente  $1-\lambda_1$ , che risulta pari a 0,326 nel caso  $2\alpha=135^\circ$ .

Si decide perciò di assegnare una tensione unitaria a ciascun modello, e si riportano i valori nodali della tensione  $\sigma_{yy}$  in direzione x su un grafico doppio logaritmico. Inoltre, si calcola  $K_1$  per ogni valore di tensione e di x secondo definizione, e si plotta anche questo in scala doppio logaritmica.

E' però necessario tenere presente che le equazioni 1.1 descrivono il campo di tensione solo nelle vicinanze dell'intaglio a V, infatti oltre una distanza pari ad  $a/2$  dall'apice dell'intaglio l'effetto di quest'ultimo sul campo di tensione viene meno e la tensione rilevata diventa pari a quella nominale assegnata al particolare.

I risultati, sia in termini di tensione che di notch stress intensity factor, vengono presentati nelle seguenti immagini 1.10, 1.11, 1.12, 1.13, 1.14, 1.15, 1.16, 1.17.

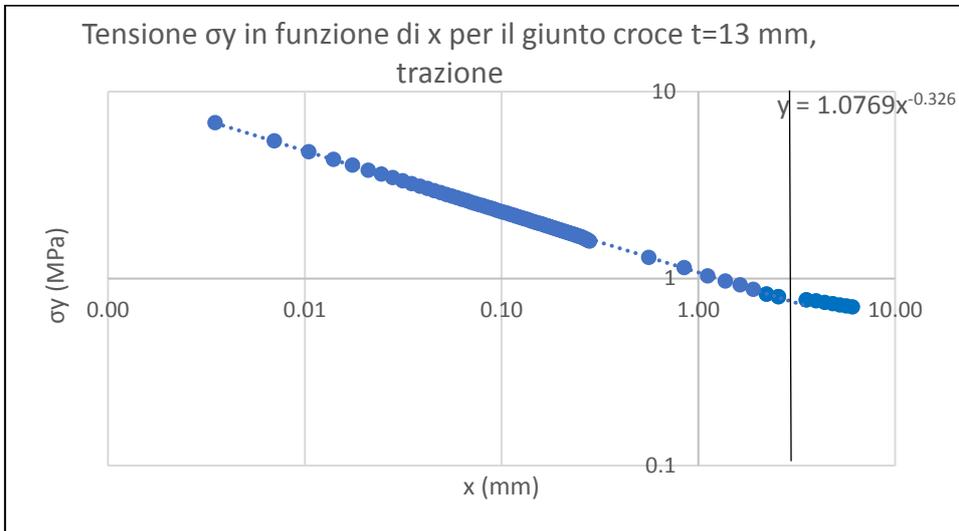


Figura 1-10 andamento della tensione in funzione di  $x$  per il giunto a croce, spessore caricato=13 mm, trazione

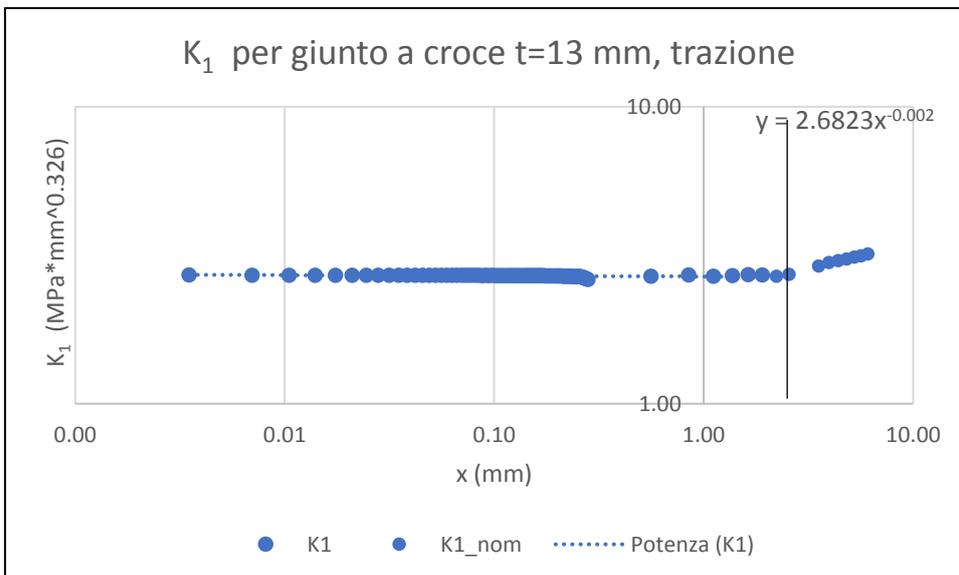


Figura 1-11 andamento di  $K_1$  in funzione di  $x$  per il giunto a croce, spessore caricato=13 mm, trazione

In questo caso  $a/2=4$  mm.

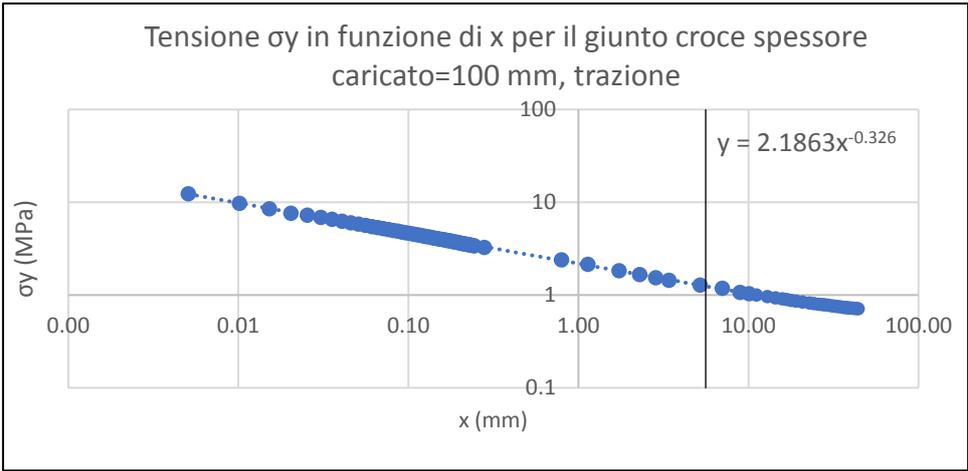


Figura 1-12 andamento della tensione in funzione di  $x$  per il giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione

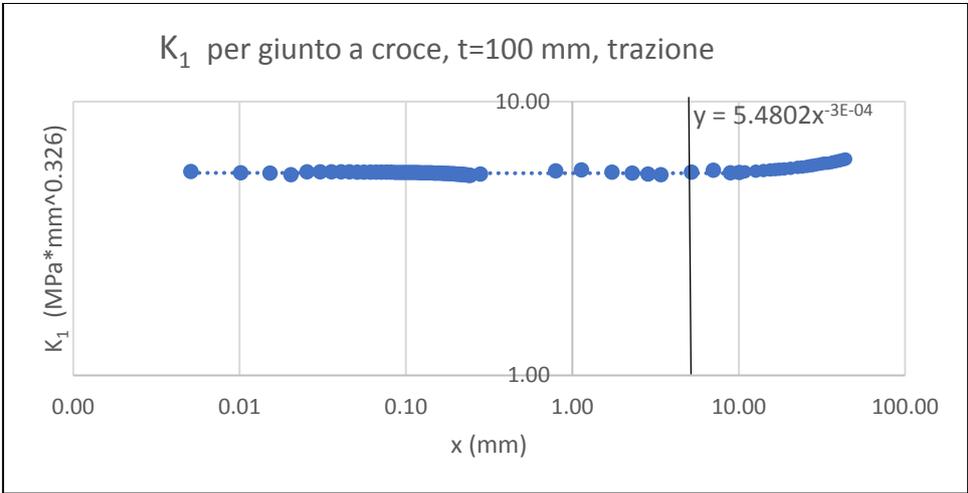


Figura 1-13 andamento di  $K_1$  per il giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione

In questo secondo caso  $a/2=7,5$  mm

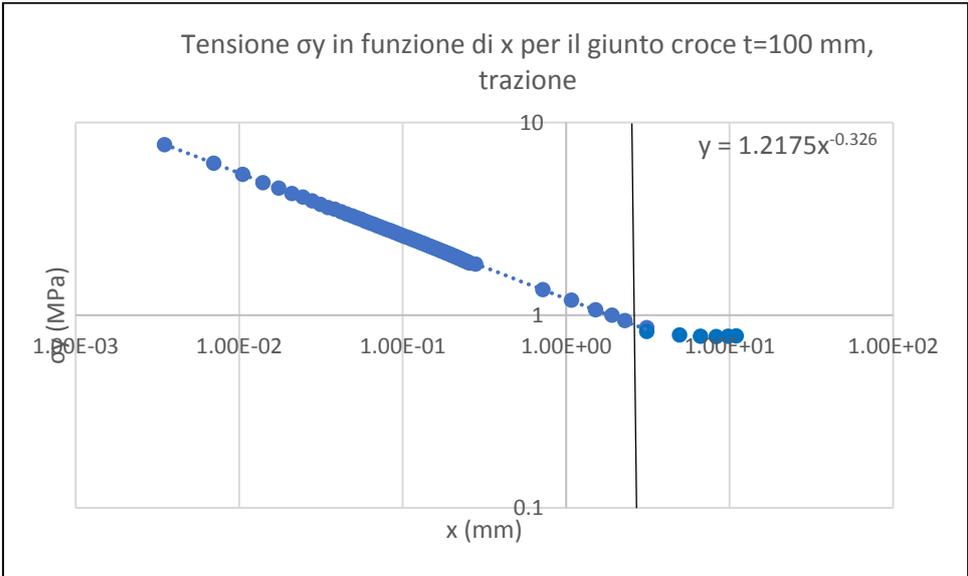


Figura 1-14 andamento della tensione in funzione di  $x$  per giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione

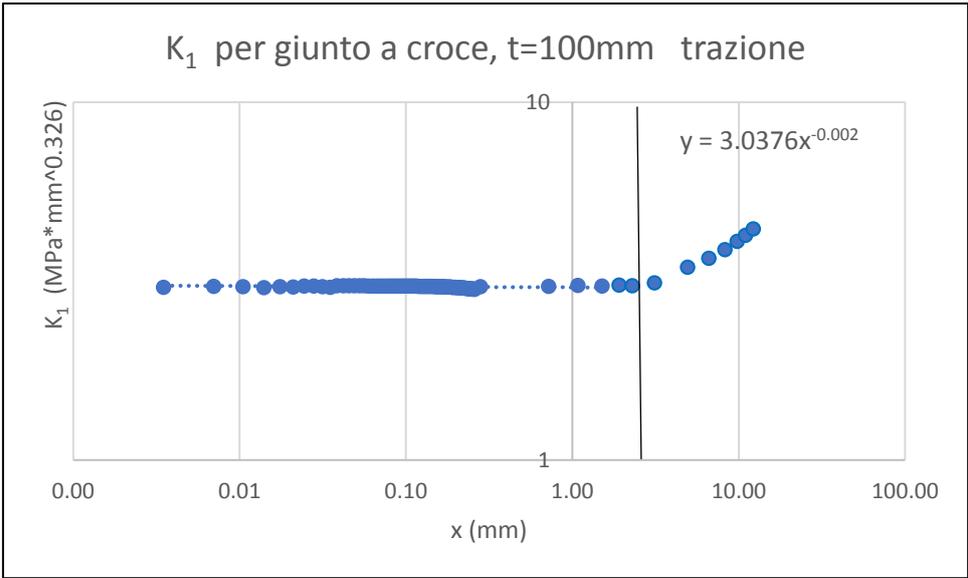


Figura 1-15 andamento di  $K_1$  in funzione di  $x$  per giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione

In questo terzo caso  $a/2=4$  mm

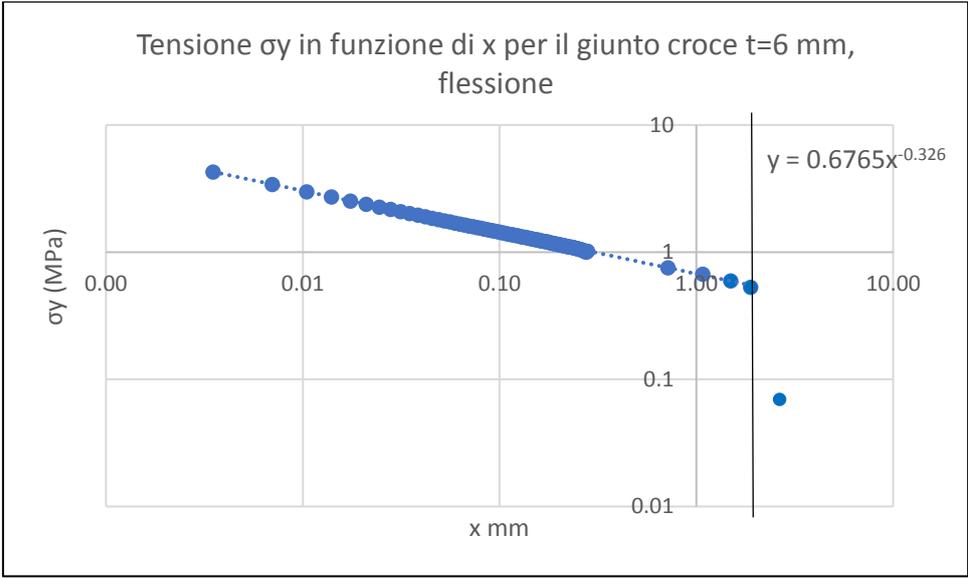


Figura 1-16 andamento della tensione in funzione di  $x$ , giunto a T, spessore caricato=6 mm, flessione

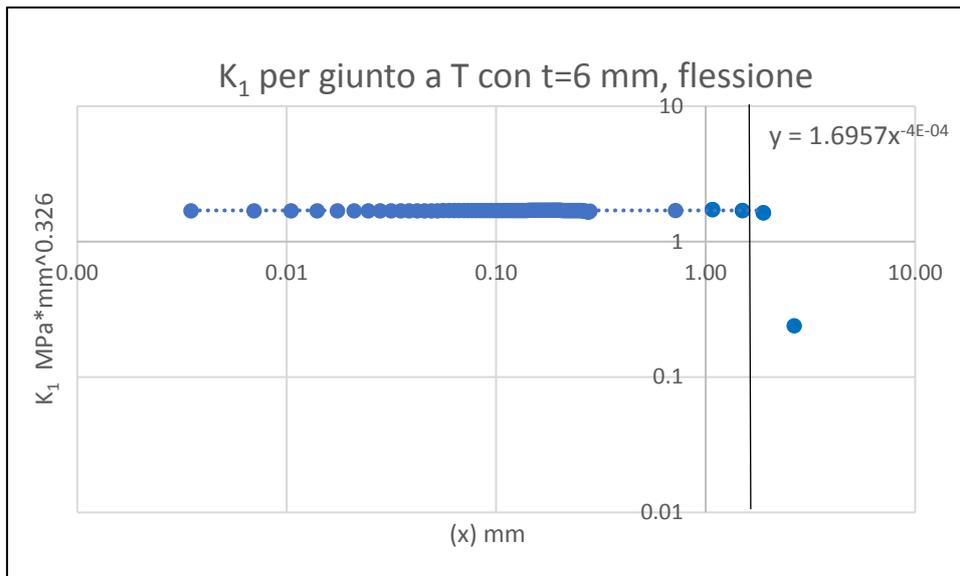


Figura 1-17 andamento di  $K_1$  in funzione di  $x$ , per giunto a T, spessore caricato=6 mm, flessione

In questo ultimo caso  $a/2=3$  mm

E' possibile notare che in tutti i casi la singolarità del campo segue quanto previsto dalla teoria, con una tensione  $\sigma_{yy}$  che risulta funzione di  $x^{0,326}$ . Gli andamenti teorici sono confermati anche per quanto riguarda  $K_1$  che risulta tendere ad un valore finito. Si nota infatti una dipendenza da  $x^1$ , con  $i$  entro un range tra 0,002 (primo e terzo caso) e  $3 \cdot 10^{-4}$  (secondo caso analizzato). Come già anticipato, la singolarità del campo si ferma ad una distanza pari ad  $a/2$  dall'apice, indicata per tutti e quattro i casi dalla linea verticale sul grafico; quindi l'andamento lineare è stato ottenuto basandosi sui dati fino a questa distanza dall'apice. In ogni caso si sono plottati anche i dati successivi per permettere di apprezzare l'andamento della tensione che devia dall'andamento singolare, e di  $K_1$  che devia dal valore asintotico.

Nell'ultimo caso i dati di tensione oltre la metà dello spessore del giunto diventano negativi, questo attesta la tendenza del campo di tensione a portarsi verso l'andamento di tensione nominale, in quanto per una sollecitazione a flessione metà dello spessore caricato deve essere in compressione. Questo non permette di plottare i dati in scala doppio logaritmica, è comunque una prova della deviazione dell'andamento della tensione da quello singolare.

Attestato quindi che la letteratura sugli Stress Intensity Factor valida il modello utilizzato, è possibile proseguire andando ad assegnare ad ogni modello i vari casi di carico presentati in tabella 1.1.

Per ognuno di questi casi si calcola  $K_1$  come fatto in precedenza per la tensione unitaria, prendendo i valori nodali di tensione  $\sigma_{yy}$  e applicando la formula 1.3

Ad ognuno dei casi di carico corrisponde un numero di cicli riportato sempre in tabella 1.1, si plotta quindi in un grafico doppio logaritmico  $K_1$  su cicli a fatica i dati ottenuti. Sullo stesso grafico viene rappresentata per confronto anche la retta al 50% di probabilità di sopravvivenza riportata in letteratura [3] e la banda di dispersione che comprende una probabilità di sopravvivenza che va dal 97,7% al 2,3%, ottenendo quanto presentato in figura 1.18.

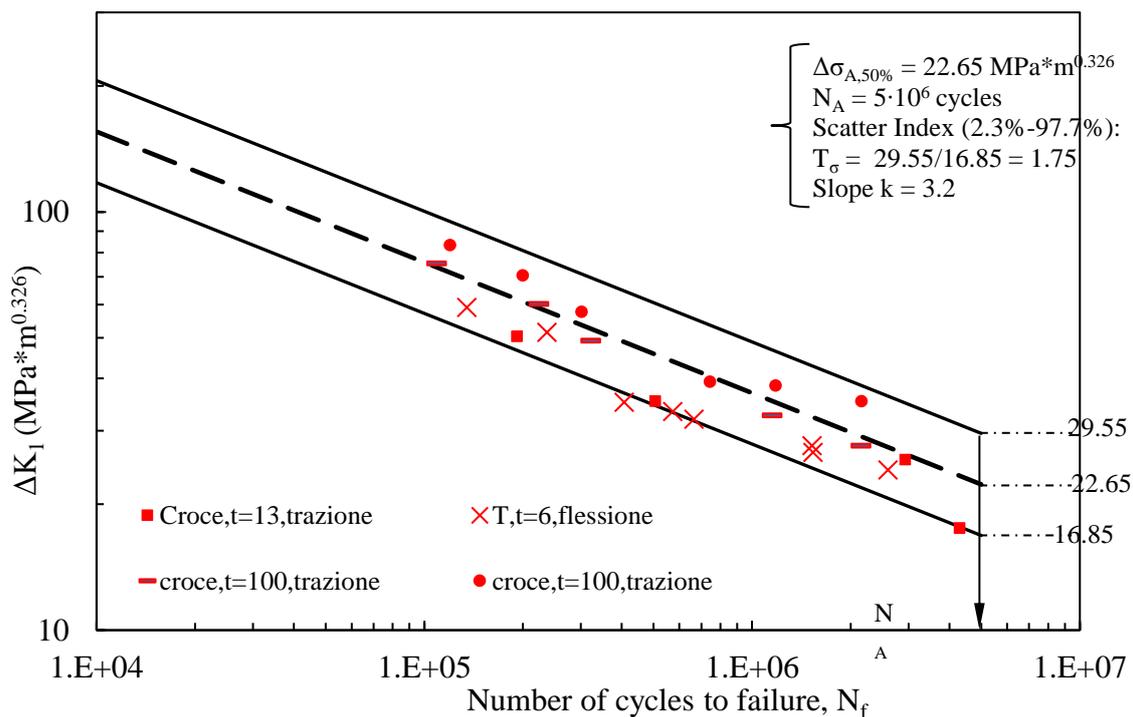


Figura 1-18:  $\Delta K_I$  su cicli a fatica, dati sperimentali e curva presente in letteratura [3]

E' già possibile notare che l'indice di dispersione ottenuto in questo caso è minore di quello che si ottiene utilizzando il metodo della tensione nominale.

In ogni caso si ricorda che il metodo qui presentato è applicabile solamente a geometrie con angolo  $2\alpha$  costante e stesso modo di sollecitazione; infatti per diversi angoli di apertura varia il grado di singolarità del campo di tensione, in quanto  $1-\lambda_1$  dipende da  $2\alpha$ . Ciò comporta un diverso andamento dei campi di tensione, che tendono in ogni caso all'infinito ma con diverso esponente; quindi non sono più omotetici, ma vanno a sovrapporsi. Diventa quindi impossibile valutare quale sia più gravoso in termini di  $K_I$ , in quanto a seconda della distanza dall'apice è possibile che sia più gravoso l'uno o l'altro indipendentemente dal valore di  $K_I$ . Questo non risulta nemmeno più confrontabile, in quanto l'unità di misura varia con il variare di  $1-\lambda_1$ .

In termini di modo di sollecitazione, se vi è la presenza anche di modo 2 o 3, non è più possibile considerare solo  $K_I$ , in quanto questo rappresenta il solo effetto del modo 1 e non prende in considerazione gli effetti degli altri modi di sollecitazione, perciò il metodo risulta non utilizzabile.

#### 1.4: Terzo metodo: SED

Il terzo metodo analizzato prende il nome di "SED", ossia "strain energy density", infatti considera come quantità su cui basare le verifiche a fatica per un giunto saldato la densità di energia media di deformazione contenuta in un volume strutturale di dimensione data.

Il volume strutturale prende la forma di un arco di cerchio attorno all'apice del piede cordone o dell'intaglio a V in un caso più generico, la dimensione di questo volume dipende dal materiale del componente, per l'acciaio si tratta di un arco di cerchio di raggio  $R_0$  pari a 0,28 mm.

E' possibile applicare questo metodo tramite analisi agli elementi finiti, andando a realizzare sul modello geometrico il volume (o area nel caso bidimensionale) strutturale; in seguito, nella fase di post-processing, si richiede come output l'energia di deformazione degli elementi appartenenti al volume strutturale, dividendo la quantità ottenuta per la dimensione del volume si ottiene il SED.

Per il caso in esame, i carichi e i vincoli assegnati non cambiano rispetto al caso precedente, si presenta per completezza un'immagine dell'area di controllo realizzata per il modello del giunto 1, questa presenta le stesse dimensioni e forma per tutti i modelli (figura 1.19)

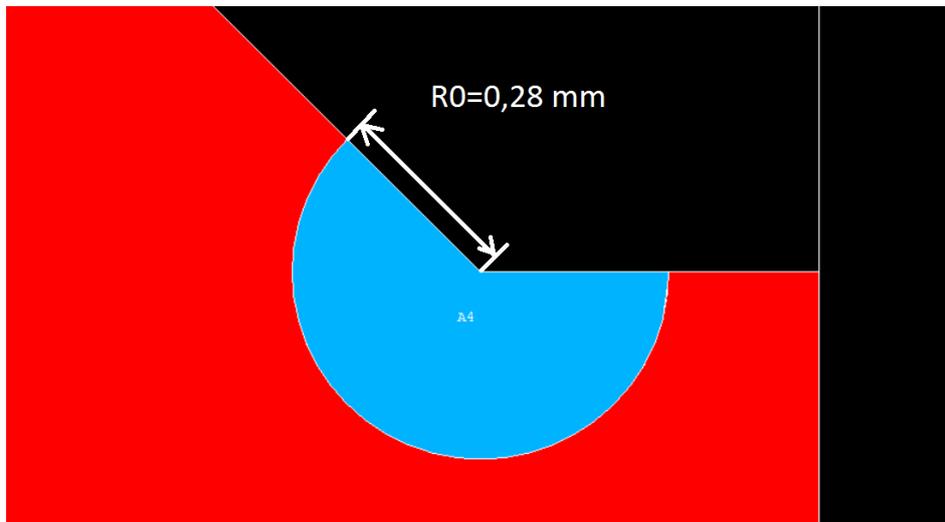


Figura 1-19 immagine dell'area di controllo realizzata sul modello del giunto a croce, spessore caricato=13 mm, trazione

Si passa poi alla creazione della mesh, realizzando una mesh free di elementi PLANE182 della libreria di ANSYS con attivate le opzioni simple enhanced strain e plane strain. Si impone una dimensione media di elemento pari a 0,28 mm, questo per permettere che il singolo elemento sia contenuto all'interno del volume di controllo per poter calcolare il SED in maniera precisa.

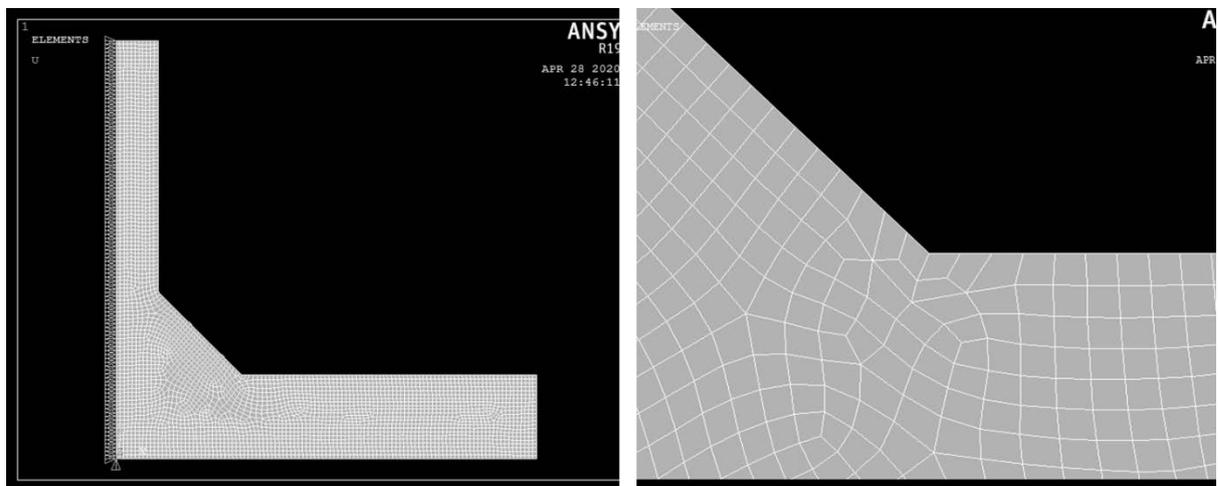


Figura 1-20 mesh di dimensione media  $d=0,28$  mm realizzata sul giunto a T, spessore caricato=6 mm, flessione, e ingrandimento della stessa (a destra)

Il procedimento seguito a questo punto ricalca quanto fatto per i casi precedenti, per ogni caso geometrico si assegnano i relativi casi di carico per cui sono presenti risultati sperimentali in termini di vita a fatica (tabella 1.1) e viene calcolato il SED come presentato all'inizio del paragrafo. I risultati ottenuti vengono plottati in un grafico doppio logaritmico.

Nel grafico viene inoltre plottata la retta del SED, imponendo la pendenza imposta dalla letteratura (pari a 1.5) per una probabilità di sopravvivenza del 50% e la banda di dispersione calcolata per una probabilità di sopravvivenza che va dal 2,3% al 97,7% [5].

Quanto ottenuto è mostrato nella seguente figura 1.21

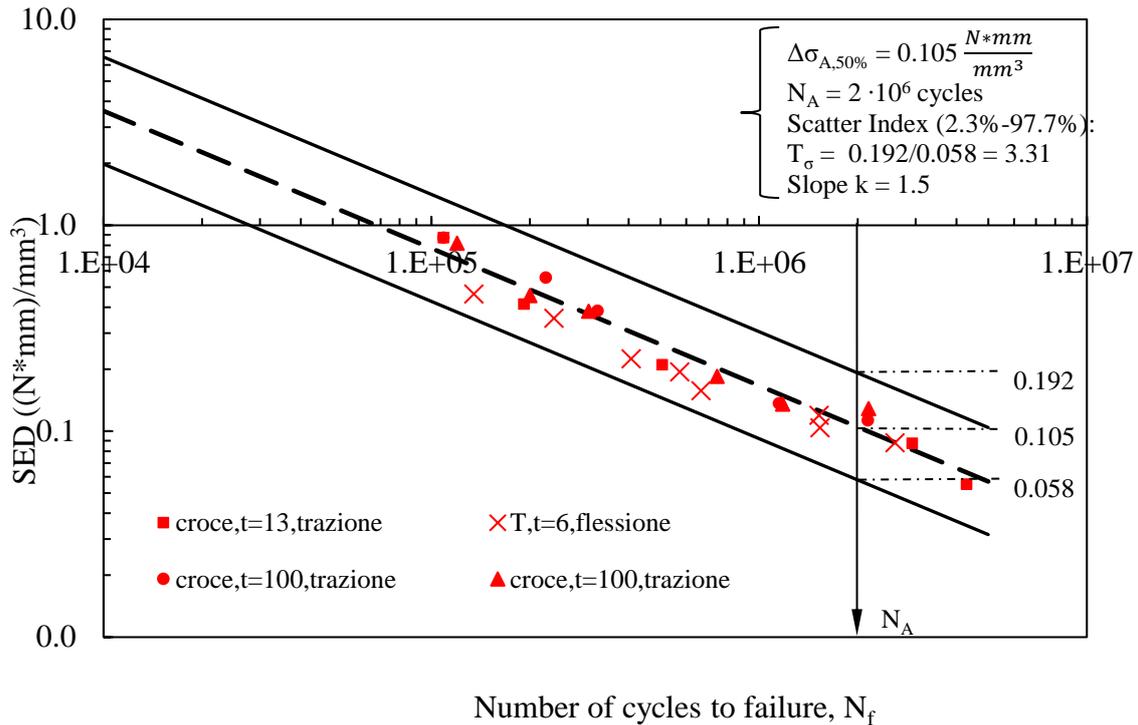


Figura 1-21 dati sperimentali e curva da letteratura [5] SED su cicli a fatica

Si può notare come i dati si dispongano attorno alla retta a pendenza 1,5 che rappresenta la probabilità di sopravvivenza del 50%, e siano contenuti nella banda di dispersione presentata in teoria. Questo conferma la possibilità di utilizzare la curva teorica per prevedere il comportamento a fatica di giunti saldati.

Anche in questo caso si ottiene un indice di dispersione minore rispetto a quello ottenuto nel primo caso (tensione nominale).

L'indice di dispersione risulta maggiore rispetto a quello ricavato dalla letteratura per lo Stress Intensity Factor. Come detto precedentemente nella sezione riguardante quest'ultimo però, vi sono dei limiti nelle condizioni di applicabilità di questo metodo nella geometria del componente (angolo di apertura) e nel modo di sollecitazione, limiti che nel caso del SED non sono presenti.

### 1.5 Quarto metodo: Peak Stress Method

Il quarto metodo applicato prende il nome di "Peak Stress Method".

Prendendo spunto da quanto detto nel paragrafo precedente sul SED, è possibile scrivere questa quantità per un componente con intaglio a V soggetto ad uno stato di sollecitazione generico come

$$\Delta \bar{W} = \left\{ c_{w1} \frac{e_1}{E} \left[ \frac{\Delta K_1}{R_0^{1-\lambda_1}} \right]^2 + c_{w2} \frac{e_2}{E} \left[ \frac{\Delta K_2}{R_0^{1-\lambda_2}} \right]^2 + c_{w3} \frac{e_3}{E} \left[ \frac{\Delta K_3}{R_0^{1-\lambda_3}} \right]^2 \right\} \quad \text{Eq. 1.4 [6]}$$

Dove  $c_{wi}$  sono coefficienti che riguardano il rapporto di ciclo applicato al giunto durante la vita a fatica, per giunti su cui non vengano effettuati trattamenti dopo la saldatura questo valore è pari ad 1 indipendentemente dal rapporto di ciclo, ed essendo i giunti analizzati non trattati si utilizzerà questo valore per tutta la trattazione.

Vi sono poi una serie di coefficienti dipendenti dal materiale, cioè modulo elastico  $E$ , raggio del volume di controllo  $R_0$ , e dalla geometria, cioè  $1-\lambda_i$ , i quali dipendono dall'angolo di apertura  $2\alpha$ ; i coefficienti  $e_i$  dipendono invece sia dal materiale che dalla geometria.

Sono presenti nella formulazione anche gli stress intensity factor, di cui si è parlato al paragrafo 1.2. Il peak stress method permette di stimare questi coefficienti sfruttando modelli agli elementi finiti, infatti si ottiene:

$$K_1 = K_{FE}^* \sigma_{\vartheta\vartheta,peak,\vartheta=0} d^{1-\lambda_1} \quad \text{Eq. 1.5[6]}$$

$$K_2 = K_{FE}^{**} \tau_{r\vartheta,peak,\vartheta=0} d^{1-\lambda_2} \quad \text{Eq. 1.6[6]}$$

$$K_3 = K_{FE}^{***} \tau_{z\vartheta,peak,\vartheta=0} d^{1-\lambda_3} \quad \text{Eq. 1.7 [6]}$$

Dove i coefficienti  $K_{FE}^*$   $K_{FE}^{**}$   $K_{FE}^{***}$  sono costanti opportunamente calibrate e  $d$  si riferisce alla dimensione della mesh.

Si dimostra nella 1.4 che è possibile esprimere il SED come funzione degli stress intensity factors, è perciò possibile sfruttando le 1.5, 1.6 e 1.7 esprimere la stessa quantità in funzione delle tensioni di picco. Introducendo a questo punto l'equivalente SED di un generico componente soggetto a deformazione piana è possibile scrivere:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \left[ \left( K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \right) 2 \frac{e_1 2}{(1-\nu^2)} c_{w1} + \left( K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \right) 2 \frac{e_2 2}{(1-\nu^2)} c_{w2} + \left( K_{FE}^{***} \Delta\tau_{z\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \right) 2 \frac{e_3 2}{(1-\nu^2)} c_{w3} \right]^{0,5} \quad \text{Eq. 1.8 [6]}$$

Si prevede che, se per due componenti si rileva la stessa tensione equivalente di picco, essi avranno la stessa vita a fatica [6].

In termini di modellazione agli elementi finiti, si prevede di realizzare e risolvere il modello, sotto una serie di condizioni che si andranno a spiegare in seguito, ottenere le tensioni di picco e calcolare la tensione di picco equivalente.

Nel caso di sollecitazione a solo modo 1, l'equazione si può semplificare e si ottiene la seguente 1.10, la quale verrà utilizzata nell'analisi dei giunti saldati in esame, poiché soggetti a sola sollecitazione di apertura:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{peak\vartheta\vartheta,\vartheta=0} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 1.9 [4]}$$

Come anticipato precedentemente, la costante  $K_{FE}^*$  deve essere opportunamente calibrata; infatti dipende dal software utilizzato, dal tipo di elementi usati per la modellazione e dalla realizzazione della mesh.

Nel caso di

- Software agli elementi finiti utilizzato ANSYS
- Elementi plane182 o plane42, con attivata l'opzione simple enhanced strain
- Mesh realizzata come mesh free imponendo una dimensione di elemento pari a  $d$ , dove  $d$  deve rispettare  $a/d > 3$

In letteratura è riportato un  $K_{FE}^*$  di  $1,38 \pm 5\%$  sotto le condizioni elencate sopra [5].

La dimensione  $a$  di cui al terzo punto delle condizioni da rispettare è data dalla dimensione minima tra  $l$ ,  $t/2$  e  $b$  [5]. Dove  $l$  rappresenta la lunghezza dell'intaglio a radice cordone,  $t/2$  è il semispessore dell'irrigidimento e  $b$  la dimensione del cordone di saldatura.

Per i diversi modelli geometrici si hanno diversi valori di  $a$  quindi, si sono riportati in tabella per comodità assieme al valore di  $d$  utilizzato per realizzare la mesh.

Tipo	b(mm)	t/2 (mm)	a (mm)	d (mm)
1	8	5	5	1
12	15	110	15	5
16	8	6.5	6.5	2
23	6	3	3	1

Tabella 1-4 dimensione dei giunti e relative dimensione di mesh utilizzata per il PSM

I carichi e i vincoli, così come la geometria realizzata, non variano rispetto a quelle utilizzate nelle applicazioni precedenti, si presentano però le immagini delle mesh realizzate, usando elementi PLANE182 con opzione simple enhanced strain e simple strain, per rimanere all'interno delle condizioni previste per l'utilizzo del PSM.

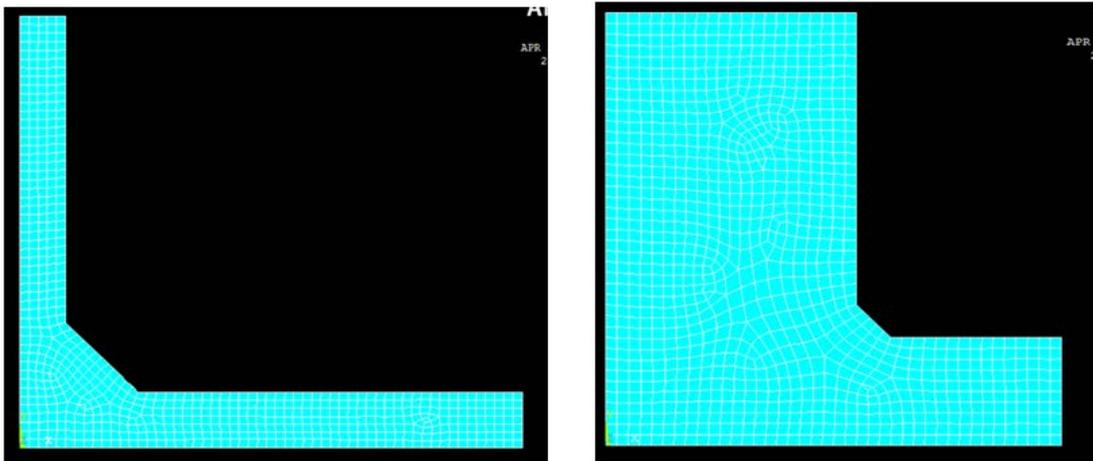


Figura 1-22 mesh realizzate per giunto a croce, spessore caricato=13 mm, trazione (a sinistra) e giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione (a destra)

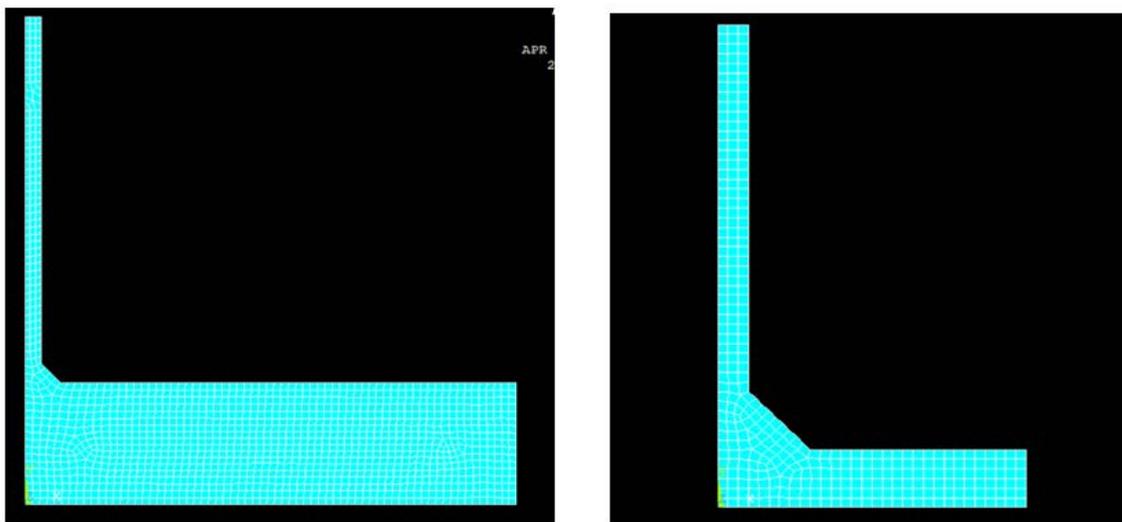


Figura 1-23 mesh realizzate per giunto a croce, spessore caricato=100 mm, trazione (a sinistra) e giunto a T, spessore caricato=6 mm, flessione (a destra)

La dimensione d viene scelta utilizzando quella maggiore possibile, in modo da andare a testare i limiti del PSM per mesh il più grossolane possibili.

Di nuovo si replica quanto eseguito nei tre casi precedenti, per ogni caso geometrico si assegnano i vari casi di carico per cui sono riportati i risultati sperimentali in termini di vita a fatica, e viene calcolata la  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ .

I risultati ottenuti in termini di tensione equivalente di picco e numero di cicli a fatica vengono plottati in un grafico doppio logaritmico.

Sullo stesso grafico viene plottata anche la retta di probabilità di sopravvivenza al 50% che viene fornita in letteratura per quanto riguarda il PSM, (pendenza  $k=3$ ), e la banda di dispersione dati per una probabilità dal 2,3% al 97,7%, anch'essa da letteratura [7].

Si rappresenta nell'immagine seguente quanto ottenuto

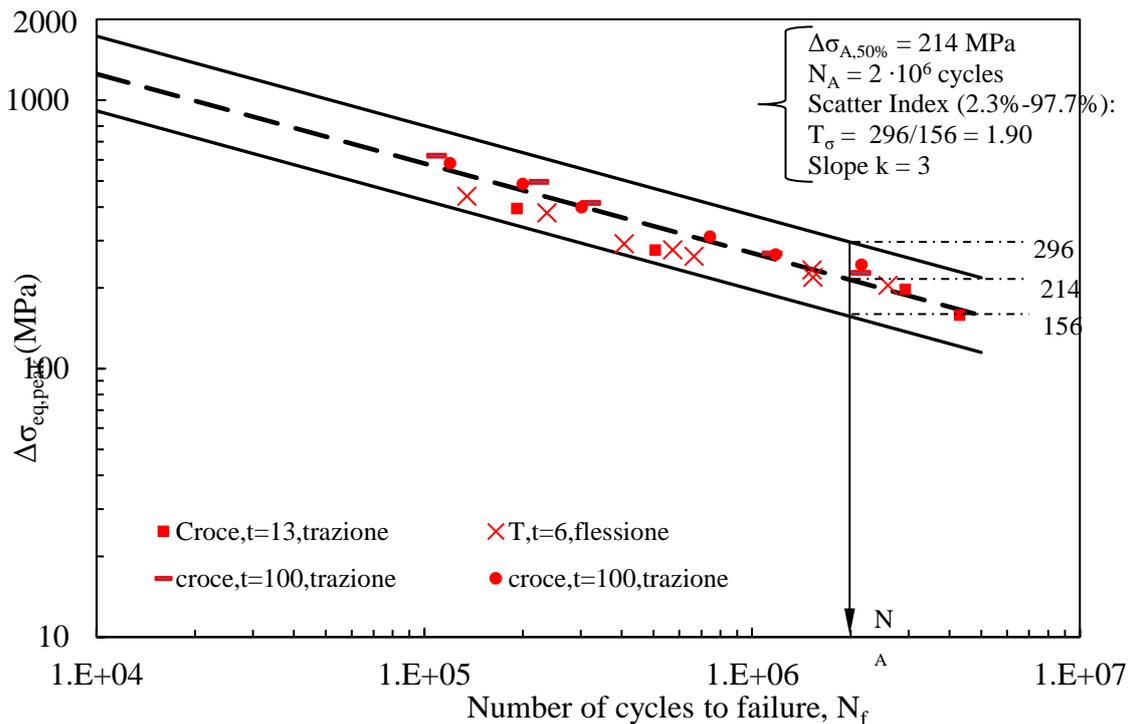


Figura 1-24 dati sperimentali in termini di  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  su cicli a fatica, confrontati con curva di  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  su cicli a fatica presente in letteratura [7]

I dati sperimentali si raccolgono attorno alla retta al 50% di probabilità di sopravvivenza, e sono contenuti nella banda di dispersione prevista dalla letteratura. Questo conferma l'indice di dispersione ottenuto da letteratura.

Ciò dimostra che il PSM presenta dei vantaggi in termini di affidabilità dei risultati che si ottengono, in quanto la dispersione di questi è ridotta. Inoltre, dalla realizzazione del modello si possono apprezzare anche i vantaggi in termini di pre-processing, evidenti nella realizzazione della mesh che risulta da un processo più semplice rispetto a quanto avviene per il calcolo del v-notch stress intensity factor. Inoltre, il tempo della fase di risoluzione risulta ridotto grazie alle dimensioni piuttosto grossolane della mesh; si noti che la dimensione nel caso "peggiore" ( $d=1$  mm) è più del doppio della dimensione usata nel caso del SED (0,28 mm) o del calcolo del v-notch stress intensity factor (0,4 mm nel caso migliore). Un altro vantaggio è presentato dalla fase di analisi di risultati, infatti l'output desiderato è la tensione puntuale in un nodo preciso, non è quindi necessario analizzare distribuzioni di tensione.

## 2. Capitolo 2: Applicazione del Peak Stress Method a casi tridimensionali

Tra i vari procedimenti si è rilevata la validità del Peak Stress Method sia in termini di rapidità di realizzazione, risoluzione e post-processing del modello, sia in termini di risultati ottenuti e di dispersione degli stessi. Questi fattori invitano a sviluppare il metodo anche per casi tridimensionali.

Sono state ottenute diverse formulazioni del Peak Stress Method per il caso tridimensionale, differenti per il tipo di elemento utilizzato, in quanto la calibrazione ha fornito risultati diversi in termini di coefficiente  $K_{FE}^*$  e dimensioni minime della mesh da utilizzare.

Nel capitolo presente ci si pone come obiettivo l'applicare e il confrontare le diverse formulazioni applicate ad una stessa geometria, in modo da poter confrontare i risultati.

### 2.1 presentazione della geometria che si intende analizzare

La geometria analizzata è presentata nella seguente 2.1, mentre le dimensioni di riferimento sono riportate nella tabella seguente (2.1)

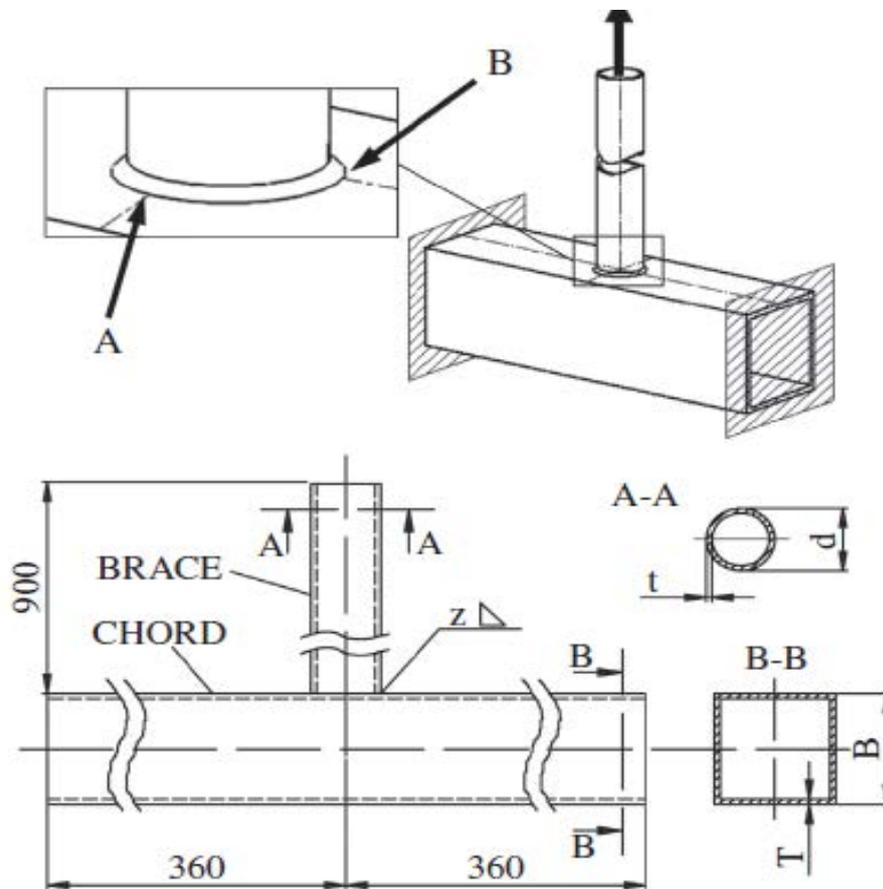


Figura 2-1: geometria del giunto 3D da analizzare [8]

B (mm)	T(mm)	d(mm)	t(mm)	z(mm)
200	10	51	6,3	6,3

Tabella 2-1 dimensioni del giunto di cui sopra [8]

La geometria modellata risulta la stessa per tutti e tre i casi applicativi studiati, per questo viene riportata una volta sola qui di seguito. Data la doppia simmetria del modello è possibile andare a rappresentare solo un quarto dello stesso, assegnando poi i corretti vincoli.

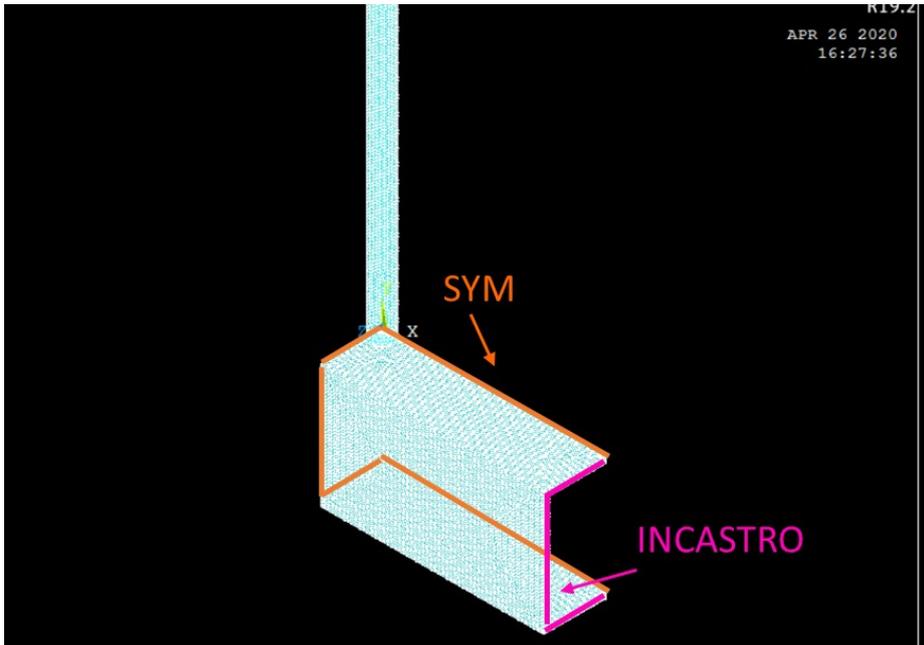


Figura 2-2: modello vincolato del giunto tridimensionale, notare la modellazione di un solo quarto della geometria completa

La tensione assegnata è pari a 1 MPa, sulla superficie superiore del tubo, di trazione.

## 2.2 Utilizzo di elementi SOLID185

La prima formulazione che viene applicata ricalca quanto visto nel caso bidimensionale.

Infatti, si prevede l'utilizzo di elementi SOLID185, con attivata l'opzione simple enhanced strain, in forma brick ad otto nodi. Dalla formulazione dei campi di tensione, si ottiene che per modelli realizzati con elementi brick 3D ad otto nodi e modelli realizzati con elementi plane a 4 nodi, se la mesh viene realizzata alla stessa maniera e sotto opzione di tensione piana o deformazione piana, le tensioni che si ottengono dalla risoluzione sono le stesse [7]

Come già presentato nel capitolo precedente, il Peak Stress Method, formulato per sollecitazione a solo modo 1, prevede di ricavare dal modello una tensione di picco, da cui poi calcolare una tensione di picco equivalente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{peak} \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Le grandezze nella formula si sono già definite al capitolo 1, per semplicità vengono qui riportate insieme alle loro dipendenze

- $\nu$ , coefficiente di Poisson, dipende dal materiale ed è pari a 0,3 nel caso in esame
- $R_0$  dipende dal materiale e nel caso in esame è pari a 0,28 mm
- $1-\lambda_1$  è funzione dell'angolo di apertura dell'intaglio e nel caso presente vale 0,326
- $e_1$  dipende dall'angolo di apertura dell'intaglio e da  $\nu$ , coefficiente di Poisson, per il caso presente vale 0,118

Per quanto riguarda  $K_{FE}^*$ , come già indicato questo dipende dal software agli elementi finiti, dall'elemento e dalle relative opzioni attivate e dalla mesh. Data l'equivalenza degli elementi a 8 nodi e piani a 4 nodi, di cui

si è parlato all'inizio della sezione, non sorprende che, sotto le stesse condizioni valide per elementi PLANE182 o PLANE42, il valore di  $K_{FE}^*$  rimanga invariato, quindi pari a  $1,38 \pm 3\%$  [6].

Le condizioni di utilizzo del metodo così calibrato sono perciò le seguenti:

- Software agli elementi finiti utilizzato ANSYS
- Elementi SOLID185, con attivata l'opzione simple enhanced strain
- Mesh realizzata come mesh free imponendo una dimensione di elemento pari a  $d$ , dove  $d$  deve rispettare  $a/d > 3$

Nel caso in esame si intende analizzare una sollecitazione a modo 1 su un intaglio a V con angolo di apertura  $2\alpha$  pari a  $135^\circ$ , il valore di  $a$  deve essere scelto come il minimo tra lo spessore  $t$  del tubo e la dimensione  $z$  del cordone di saldatura, entrambi questi valori risultano pari a 6,3 mm, per cui  $d$  viene scelta pari a 2 mm.

La realizzazione del modello in questo caso prevede un passo ulteriore, infatti gli elementi SOLID185 in forma brick si realizzano tramite un'estrusione di elementi PLANE182; ma il modello presentato in figura 2.2 è però troppo complesso per poter essere realizzato completamente con un'estrusione.

Si realizza perciò un modello completo del giunto, andando a realizzare la mesh con elementi tetraedrici SOLID187, assegnando le condizioni di carico e vincolo viste in figura 2.2, e risolvendolo.

In seguito, si realizzano due sottomodelli, per studiare le tensioni a piede cordone lato trave e lato tubo, quindi si va a separare una porzione dal giunto completo, realizzando un nuovo modello. Si assegnano poi ai nodi di bordo, dove il sottomodello dovrebbe essere in contatto con il modello principale, gli spostamenti ottenuti dalla risoluzione del modello principale stesso, garantendo quindi che la soluzione ottenuta sul solo sottomodello sia congruente con quanto previsto da carichi e vincoli previsti.

I due sottomodelli sono realizzati estrudendo una mesh di elementi PLANE182 con opzione simple enhanced strain e plane strain attivate. Si rende necessario realizzarne due in quanto dalla risoluzione del modello principale si individuano due picchi di tensione, in corrispondenza del piede cordone lato tubo e lato trave appunto, e, nonostante dalla teoria già ci si aspetti che la zona più critica sia quella lato trave, per completezza si decide di studiare entrambi i lati.

Applicare il Peak Stress Method comporta avere una dimensione  $d$  media di elemento costante lungo tutte le direzioni dell'elemento stesso, compresa quella circonferenziale; e dato che si vuole applicarlo sia lato trave che lato tubo questo dovrà valere per gli elementi presenti su entrambe le zone studiate. In direzione circonferenziale la lunghezza di elemento è determinata una volta che si decide la suddivisione in elementi, la quale a sua volta viene decisa durante l'estrusione ed è perciò uguale per tutto il modello; quindi elementi che si trovano ad una diversa distanza radiale dall'asse di estrusione avranno una dimensione  $d$  diversa.

Si realizzano perciò due sottomodelli, su ciascuno dei quali la dimensione  $d=2$  mm in direzione circonferenziale sarà rispettata o lato tubo o lato trave.

Nel caso dello studio delle tensioni lato trave, la suddivisione è di 25 elementi, in quanto il raggio è pari a 31,8 mm, la lunghezza di un quarto di circonferenza è perciò pari a:

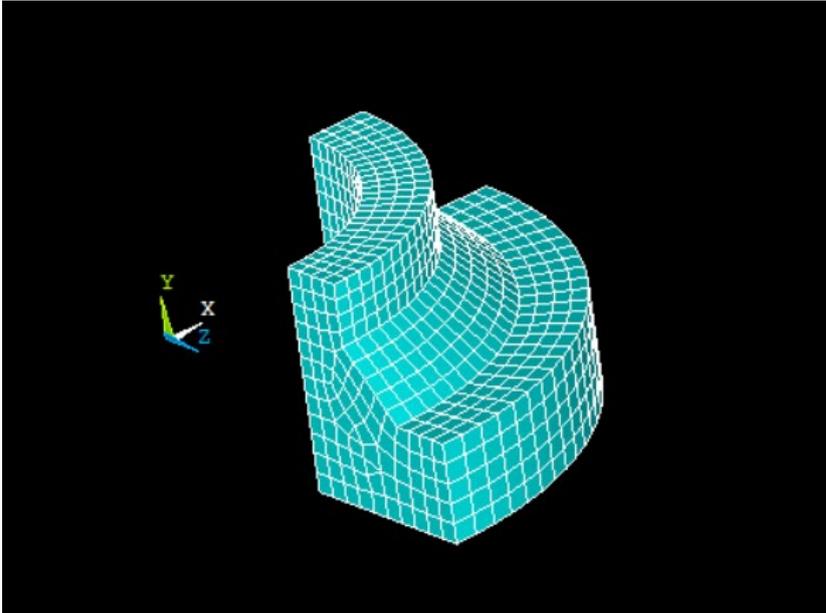
$$l = \frac{r * \pi}{2} = 50 \text{ mm} \quad \text{Eq. 2.2}$$

Nel caso del lato tubo, il raggio è pari a 25,5 mm, perciò la lunghezza di un quarto di circonferenza è pari a

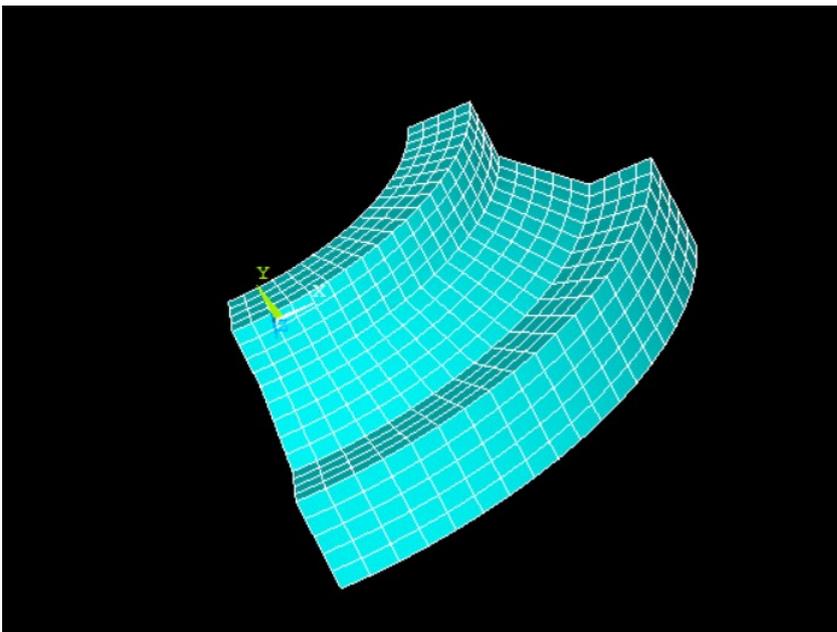
$$l = \frac{r * \pi}{2} = 40 \text{ mm} \quad \text{Eq. 2.3}$$

Si impone una suddivisione di 20 elementi quindi.

Si presentano in seguito i due sottomodelli ottenuti:



*Figura 2-3: sottomodello realizzato per studiare le tensioni lato trave, mesh realizzata con elementi SOLID185 con opzione simple enhanced strain,  $d=2\text{ mm}$*



*Figura 2-4 sottomodello realizzato per studiare le tensioni lato tubo, mesh realizzata con elementi SOLID185 con opzione simple enhanced strain,  $d=2\text{ mm}$*

A questo punto si risolvono i modelli e si plottano le tensioni lungo il piede cordone sui due lati di indagine, importante è ricordare che le tensioni da utilizzare sono rigorosamente quelle nodali, secondo la definizione del Peak Stress Method.

L'andamento delle tensioni lato trave e lato tubo è quindi presentato di seguito:

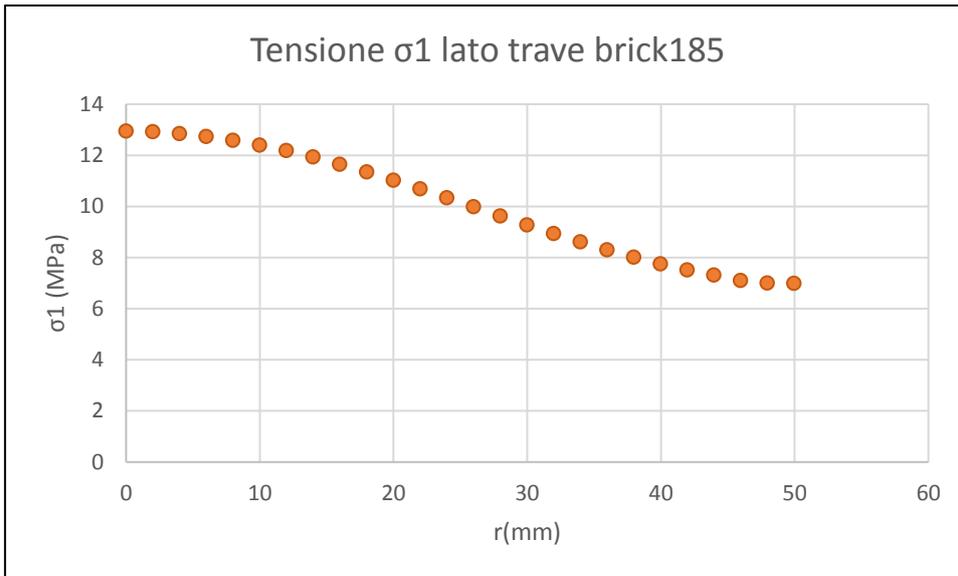


Figura 2-5 andamento della tensione di picco lungo il piede cordone lato trave

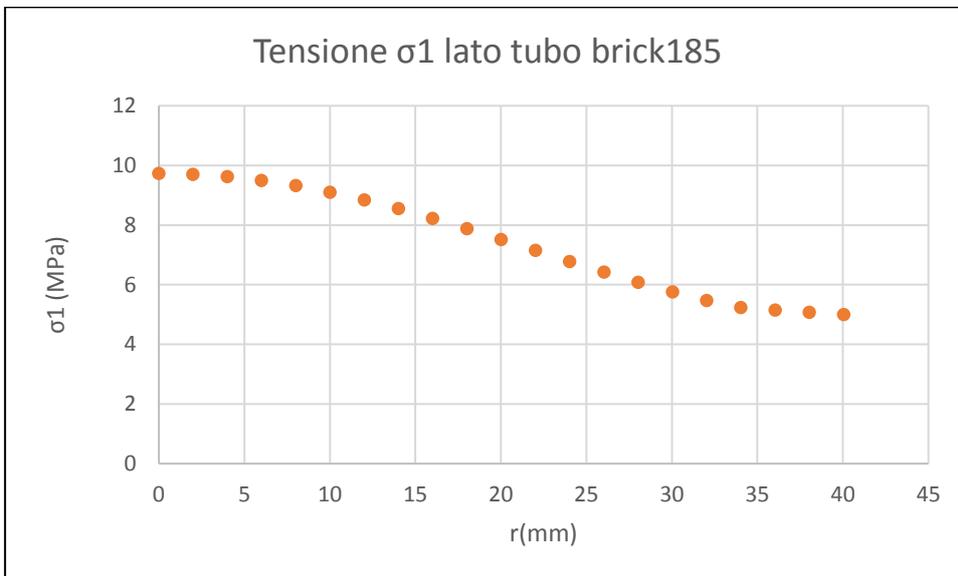


Figura 2-6 andamento della tensione di picco lungo il piede cordone lato tubo

Secondo la formulazione del Peak Stress Method è anche possibile calcolare lo stress intensity factor, per confrontarlo con i valori presenti in letteratura ed ottenuti usando mesh di dimensione molto fine nella zona di intaglio.

Vale

$$K_1 = K_{FE}^* \sigma_{peak} (d)^{1-\lambda_1} \quad \text{Eq. 2.4 [6]}$$

Assegnando alle costanti i valori elencati ad inizio capitolo, è possibile calcolare lo stress intensity factor lato trave. Viene calcolato sul lato trave poiché si nota un valore di tensione di picco più alto su questo lato, e sapendo che dalla tensione di picco dipende direttamente  $K_1$  ci si attende il valore massimo in questa zona. Inoltre, in letteratura è presente un valore di  $K_1$  di confronto ottenuto tramite elementi finiti applicando la definizione di notch stress intensity factor sul lato trave del piede del cordone di saldatura, è quindi possibile confrontare questo con il valore ottenuto tramite il Peak Stress Method.

L'andamento è presentato in figura 2.7

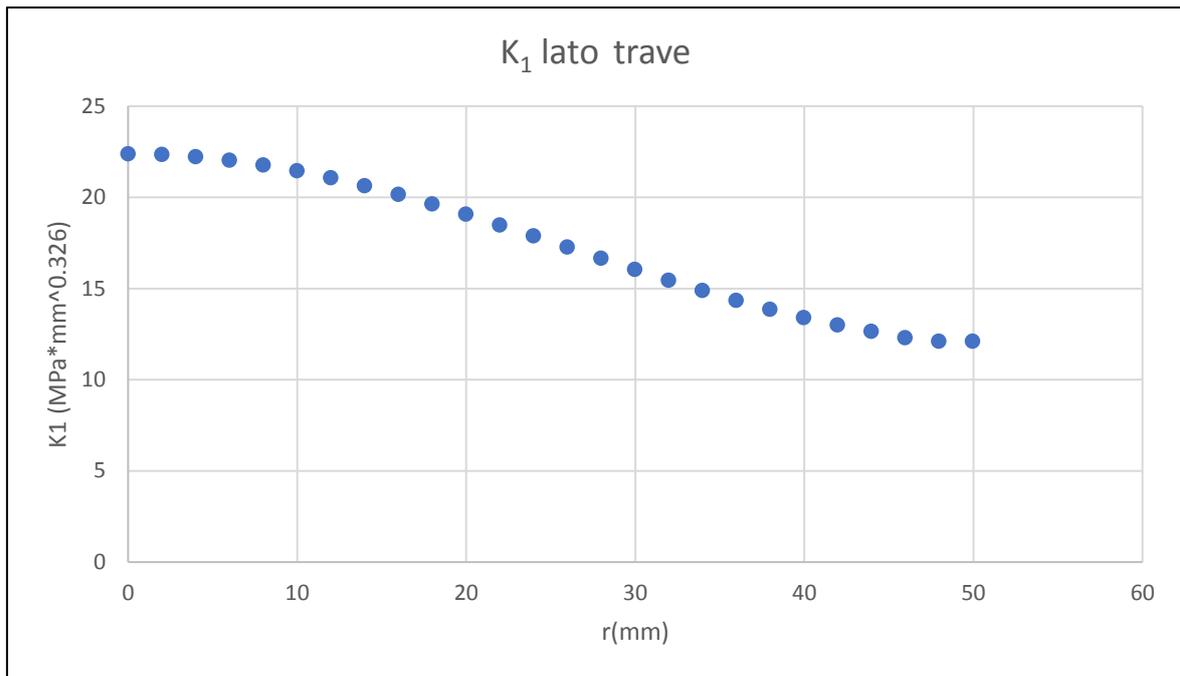


Figura 2-7 andamento di  $K_1$  lungo il piede cordone lato trave, ottenuto con elementi SOLID185 con opzione simple enhanced strain attivata,  $d=2$  mm

Il valore ottenuto per  $K_1$  lato trave è di  $22.41 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.326}$ . Si ricava da letteratura un valore di  $K_1$  di  $22.06 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.326}$  [8], calcolato tramite elementi finiti con mesh molto fitte, per le stesse condizioni di carico.

La differenza percentuale risulta di 1,6%.

A questo punto, per verificare se i risultati siano attendibili dal punto di vista sperimentale, si sfruttano i risultati sperimentali ottenuti per questa particolare geometria [9].

Sperimentalmente il giunto viene assoggettato a cicli a fatica sotto un range di tensione pari a  $\Delta\sigma=33,22$  MPa, con rapporto di ciclo  $R=-0,36$ , si notano tre eventi successivi per cui vengono riportati i relativi numeri di cicli, ossia la formazione di una cricca visibile (per  $N=0,25 \cdot 10^5$  cicli), la propagazione della cricca fino ad ottenere una cricca passante (per  $N=3,5 \cdot 10^5$  cicli) e la rottura del componente (per  $N=5,52 \cdot 10^5$  cicli) [8].

Per confrontare i risultati si assegna una tensione di  $33,22$  MPa al modello agli elementi finiti con le stesse modalità della tensione di  $1$  MPa assegnata per le analisi precedenti.

Si rileva in output la tensione di picco a piede cordone, lato trave, dalla quale si calcola poi la tensione equivalente di picco, secondo la

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{11,peak} \left(\frac{d}{R}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 2.5}$$

Si ottiene una tensione equivalente di  $574$  MPa.

A questo punto si rappresentano in un grafico in scala doppio logaritmica gli eventi di formazione di cricca visibile, cricca passante e rottura componente in termini di tensione equivalente di picco. Nello stesso grafico viene rappresentata la banda di dispersione del Peak Stress Method, la quale viene ricavata da letteratura [6]

Si presenta quanto ottenuto di seguito in figura 2.8

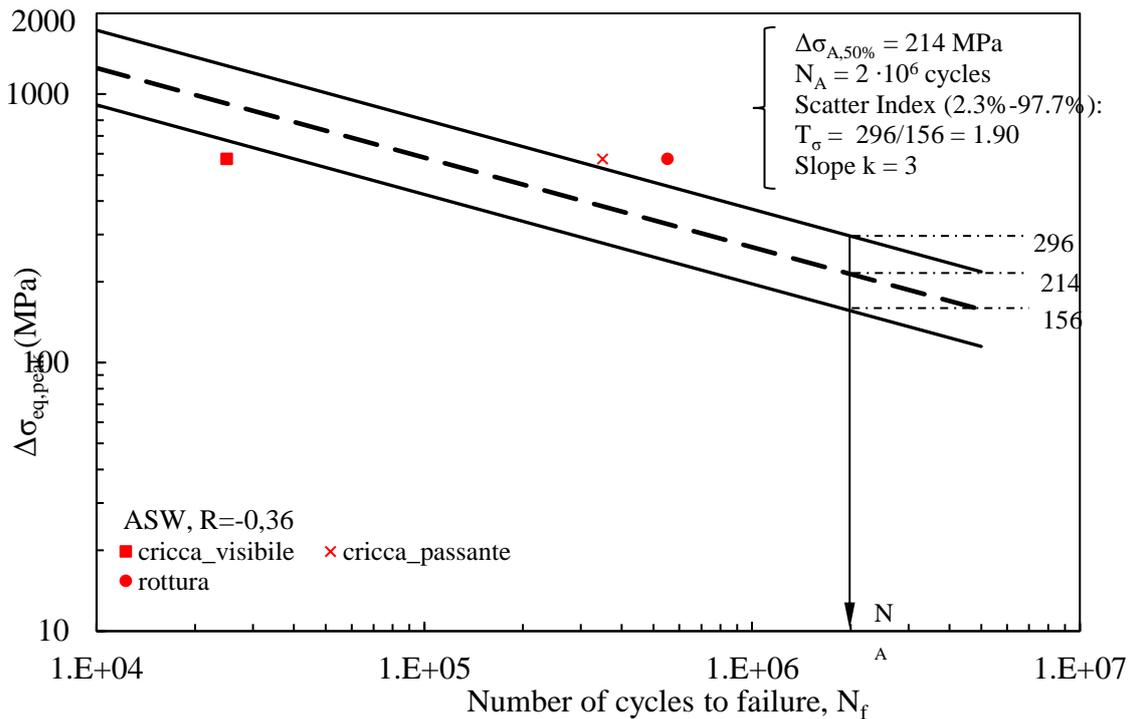


Figura 2-8 confronto tra i dati sperimentali e la banda teorica di PSM [6], [9]

Si nota dal grafico come la fase di propagazione della cricca occupi un numero elevato di cicli. 6

Possiamo quindi confermare la validità del Peak Stress Method in questa formulazione. Infatti, supponiamo di utilizzare il metodo in esame per calcolare la vita a fatica del giunto per le condizioni a cui viene assoggettato sperimentalmente. La procedura di modellazione e calcolo della tensione equivalente è la stessa che si è seguita per il confronto appena effettuato con i valori sperimentali, si ottiene quindi una tensione di picco equivalente di 574 MPa. Dalla retta al 50% di probabilità di sopravvivenza si otterrebbe una vita a fatica di  $1,04 \cdot 10^5$ . Il risultato ottenuto con il Peak Stress Method si pone quindi a metà tra l'evento di cricca visibile e di cricca passante riscontrato sperimentalmente.

### 2.3: Utilizzo di elementi tetraedrici

Il Peak Stress Method per analisi tridimensionali è stato calibrato anche per elementi tetraedrici. Dalla trattazione del paragrafo precedente è infatti evidente che dover lavorare con elementi brick comporta dei problemi in termini di modellazione quando le geometrie da analizzare sono complesse e non realizzabili completamente tramite un'estrusione, problemi risolvibili tramite l'utilizzo della tecnica della sottomodellazione, la quale evidentemente comporta un tempo maggiore rispetto ad una risoluzione "diretta" su un unico modello.

Data la formulazione diversa degli elementi è però impossibile riutilizzare la calibrazione già sfruttata.

Il metodo, applicato nel caso in cui sia presente il solo modo 1, prevede comunque che la grandezza su cui basarsi per calcolare la vita a fatica rimane ancora la tensione di picco equivalente, la quale è però calcolata come segue:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{11}} \left(\frac{d}{R}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 2.6 [10]}$$

Per quanto riguarda i fattori dipendenti da geometria e materiali, questi rimangono invariati, è possibile notare una differenza nella tensione di picco utilizzata;

E' invece necessario ricalibrare il metodo per quanto riguarda la tensione, se infatti per gli elementi brick a 8 nodi la dimensione di elemento è regolare, per gli elementi tetraedrici questo non è valido, sia nel caso di elementi a 4 nodi che per il caso 10 nodi.

Ciò significa che un nodo può essere condiviso tra due elementi che hanno dimensione media diversa, rendendo non più valida la formulazione del Peak Stress Method. Per ovviare al problema, invece che considerare la tensione puntuale di picco si considera una tensione mediata di picco, definita per il nodo k-esimo dalla seguente:

$$\overline{\sigma_{11,peak,n=k}} = \frac{\sigma_{11,peak,n=k-1} + \sigma_{11,peak,n=k} + \sigma_{11,peak,n=k+1}}{3} \quad \text{Eq. 2.7 [10]}$$

Si tratta quindi di mediare il valore della tensione al nodo k-esimo con la tensione di picco al nodo precedente e quella al nodo successivo.

Per questa formulazione che, come si può notare dall'equazione 2.6 sfrutta una tensione mediata, viene quindi calibrato un fattore  $K_{FE}^*$  secondo le seguenti

- Software utilizzato ANSYS
- Elemento tetraedrico SOLID187 a dieci nodi
- Angolo di apertura  $2\alpha$  pari a  $135^\circ$
- Modo di sollecitazione di apertura (1)
- Mesh realizzata utilizzando il comando "free mesh", con dimensione di elemento globale pari a d, tale che  $a/d > 1$

Si ottiene  $K_{FE}^* = 1,21$  [10]

Inoltre, si ottiene

- Software utilizzato ANSYS
- Elemento tetraedrico SOLID285 a quattro nodi
- Angolo di apertura  $2\alpha$  pari a  $135^\circ$
- Modo di sollecitazione di apertura (1)
- Mesh realizzata utilizzando il comando "free mesh", con dimensione di elemento globale pari a d, tale che  $a/d > 3$

Si ottiene  $K_{FE}^* = 1,75$  [10]

Una volta evidenziate le caratteristiche che deve avere il modello per sfruttare il metodo utilizzando elementi tetraedrici è possibile applicarlo al caso geometrico già studiato.

Il modello geometrico, i vincoli e i carichi assegnati non variano rispetto all'analisi effettuata con elementi SOLID185, cambia invece la mesh e la sua dimensione d.

Dato il limite sulla dimensione di d e il valore di a già presentato al paragrafo 2.2, per gli elementi tetraedrici a 10 nodi (SOLID187) è sufficiente una dimensione di elemento di 6 mm (figura 2.9)

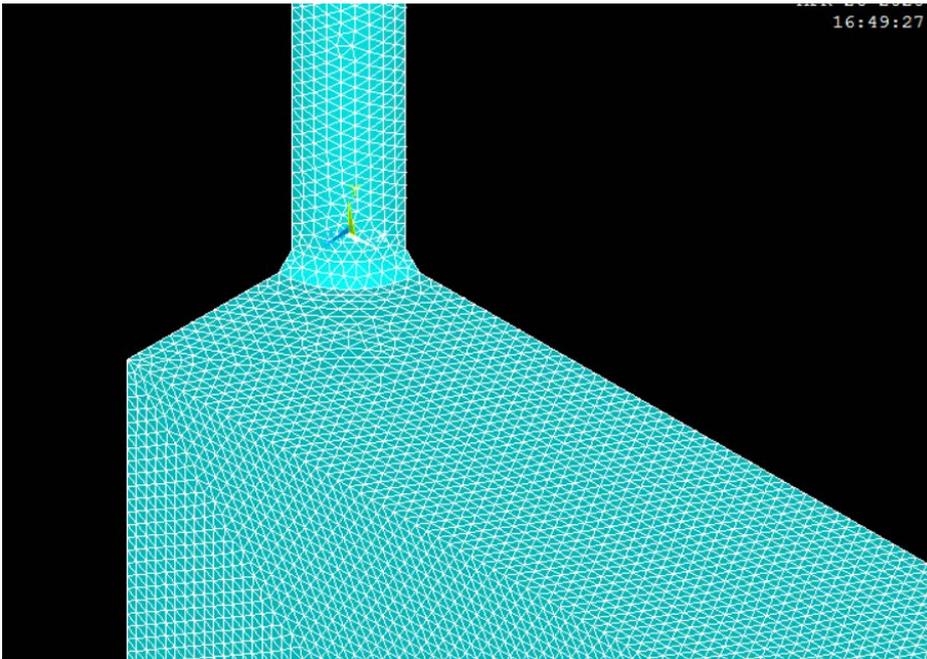


Figura 2-9: particolare della mesh del giunto 3D in figura 2.1, ottenuta con elemento SOLID187

Per gli elementi a 4 nodi (SOLID285) invece il limite sulla dimensione utilizzabile ottenuto dalla calibrazione prevede  $a/d > 3$ , si sceglie quindi una dimensione  $d$  pari a 2 mm per la mesh (figura 2.10)

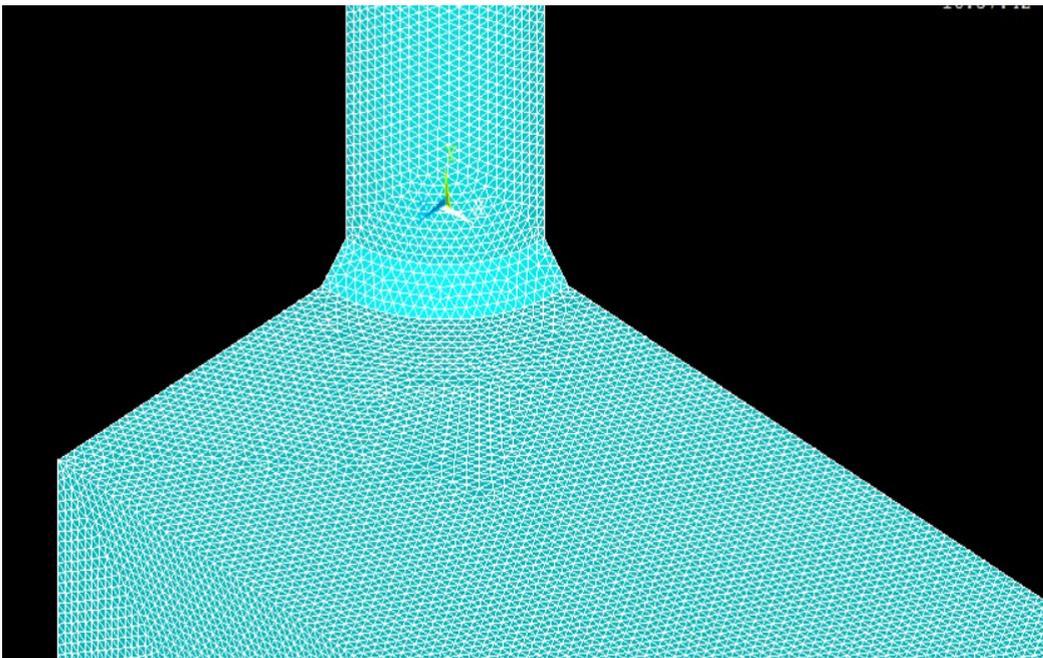


Figura 2-10: particolare della mesh realizzata per il giunto in figura 2.1, realizzata con elementi SOLID285

La differenza in termini di dimensione di elemento utilizzato nei due casi è percepibile anche visivamente dal confronto delle immagini 2.9 e 2.10. Bisogna però ricordare la presenza di un nodo in più su ogni lato per ogni elemento SOLID187, ciò rende la mole di calcolo gravosa nonostante la dimensione più rada di mesh.

Una volta risolti i modelli vengono rilevate le tensioni nodo per nodo sia lato trave che lato tubo, le quali poi vengono mediate sfruttando l'equazione 2.7 presentata sopra.

Si ottengono i seguenti andamenti per il gli elementi a dieci nodi:

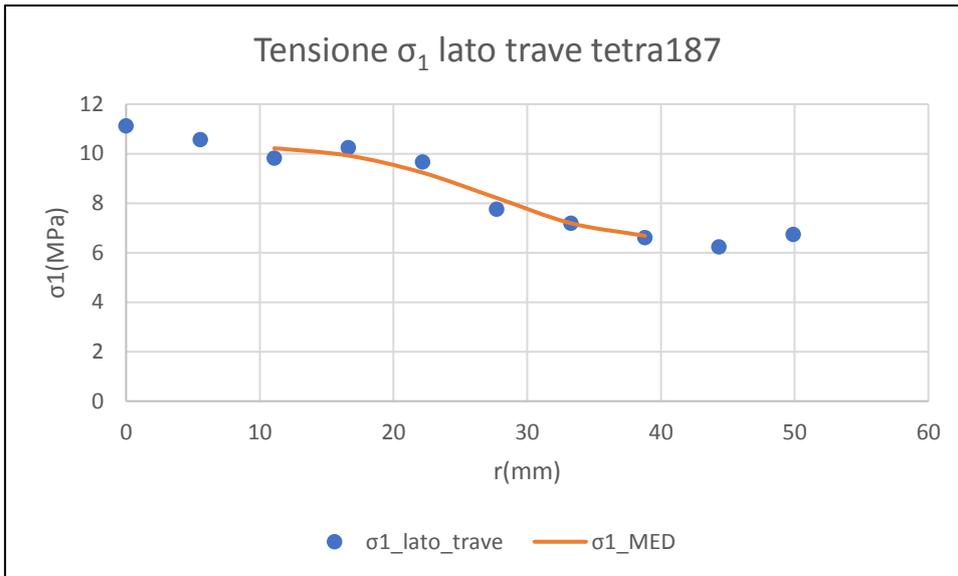


Figura 2-11: andamento della tensione di picco mediata e non mediata lato trave ottenuta con elementi SOLID187

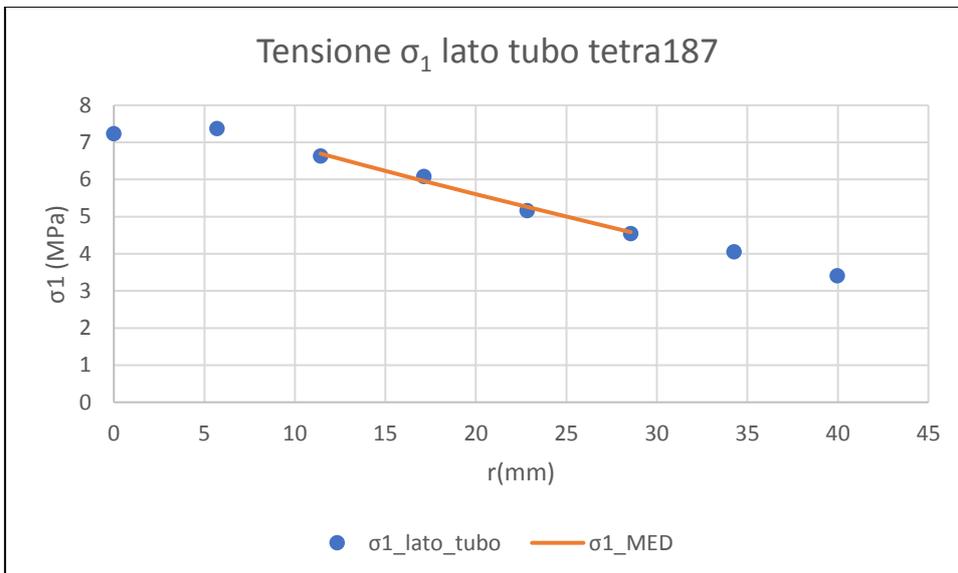


Figura 2-12 andamento della tensione di picco mediata e non mediata lato tubo ottenuta con elementi SOLID285

Si noti che la formulazione della tensione mediata non permette di calcolare quest'ultima in corrispondenza dei primi e degli ultimi due nodi del percorso; il primo nodo infatti non fornisce una tensione valida per il Peak Stress Method, sul secondo nodo invece è possibile definire la tensione di picco, ma non si ha la tensione al nodo antecedente, per cui non è possibile calcolare la tensione mediata. Le stesse osservazioni possono essere ripetute per l'ultimo e il penultimo nodo rispettivamente. Inoltre, nonostante gli elementi considerati siano elementi a dieci nodi, quindi ci sia un nodo intermedio lungo ogni lato dell'elemento, la tensione su questi nodi intermedi non deve essere considerata al fine del Peak Stress Method [6].

E' quindi possibile calcolare lo stress intensity factor  $K_1$  questo punto, sfruttando la seguente:

$$K_1 = K_{FE}^* \overline{\sigma_{peak}}(d)^{1-\lambda_1} \quad \text{Eq. 2.8}$$

Ricordando che per l'utilizzo di elementi SOLID187  $K_{FE}^*$  è pari a 1,21 [10].

Si rappresenta quindi quanto ottenuto per l'andamento di  $K_1$  nelle seguenti 2.12 e 2.13, lungo il piede cordone lato tubo e lato trave

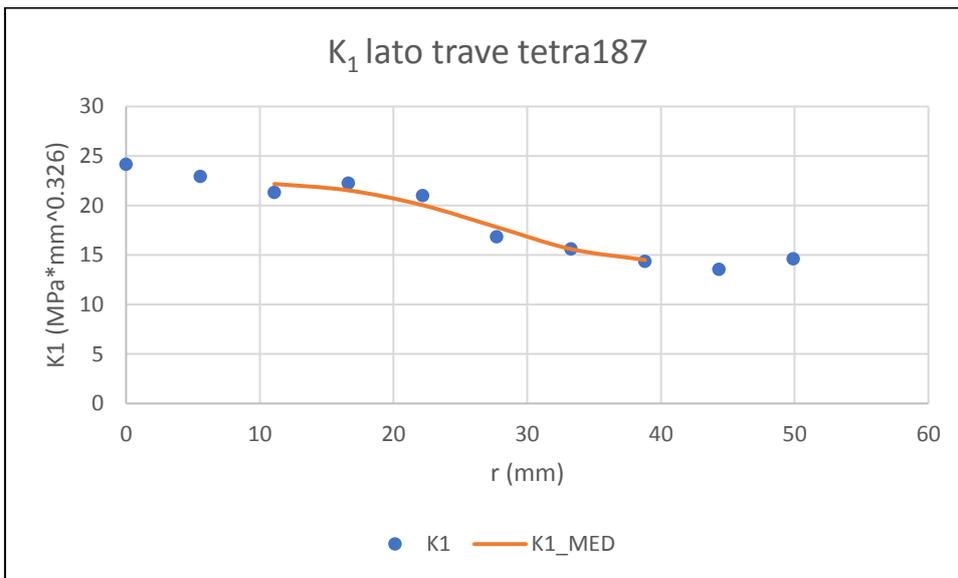


Figura 2-13  $K_1$  in funzione di  $r$  lungo il piede cordone lato trave, ottenuto con elementi SOLID187,  $d=6$  mm

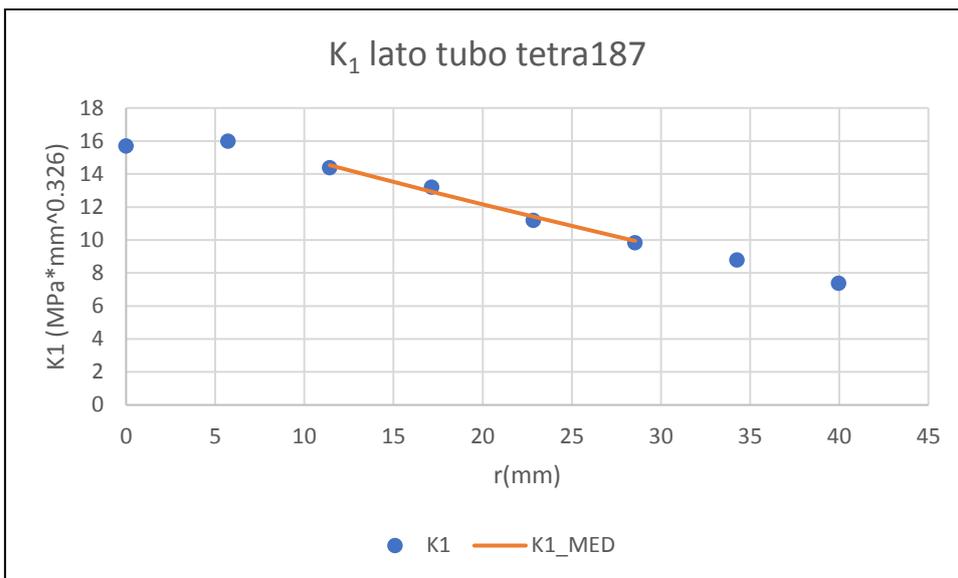


Figura 2-14  $K_1$  in funzione di  $r$  lungo il piede cordone lato tubo, ottenuto con elementi SOLID187,  $d=6$  mm

Anche per quanto riguarda  $K_1$  mediato valgono le osservazioni presentate a riguardo della tensione mediata.

Si ripete la stessa procedura per gli elementi tetraedrici a quattro nodi, ottenendo gli andamenti in figura 2.15 e 2.16 per le tensioni e 2.17 e 2.18 per  $K_1$ . Si noti come  $K_1$  venga calcolato con la stessa formula usata per gli elementi a dieci nodi, ma utilizzando un diverso coefficiente  $K_{FE}^*$ , pari a 1,75 [9].

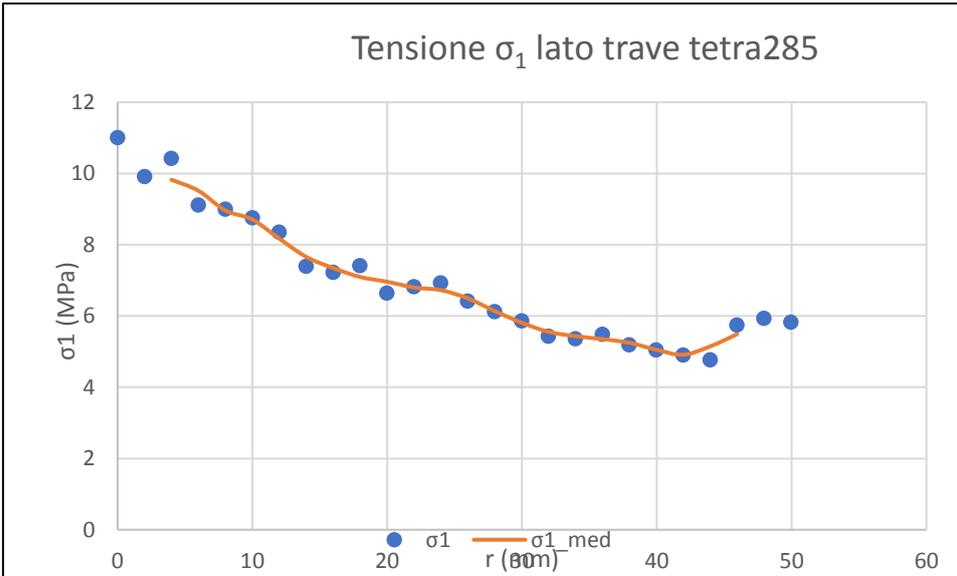


Figura 2-15 andamento della tensione di picco lungo il piede cordone lato trave, ottenuta con SOLID285,  $d=2\text{ mm}$

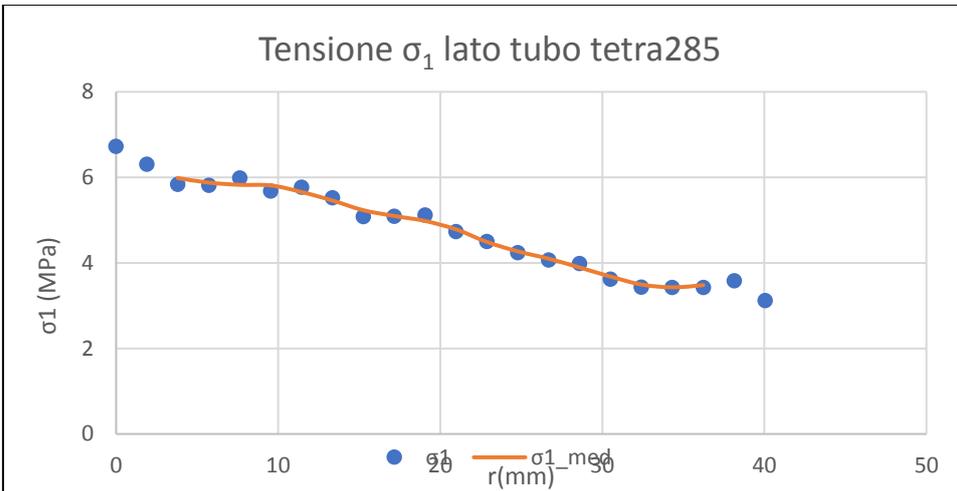


Figura 2-16 andamento della tensione di picco lungo il piede cordone di saldatura lato tubo, ottenuta con elementi SOLID285,  $d=2\text{ mm}$

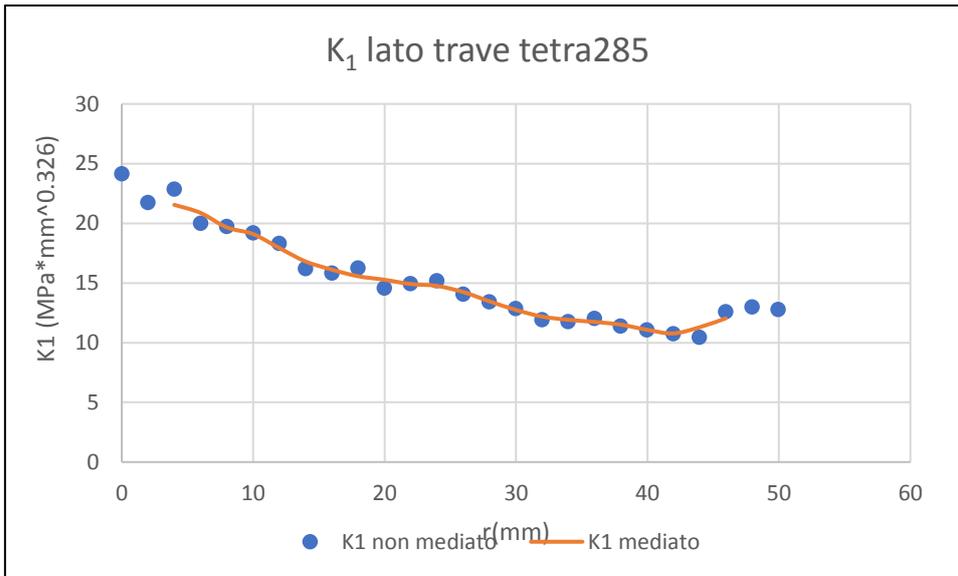


Figura 2-17 andamento di  $K_1$  lungo il piede cordone lato trave, ottenuto con elementi SOLID285,  $d=2$  mm

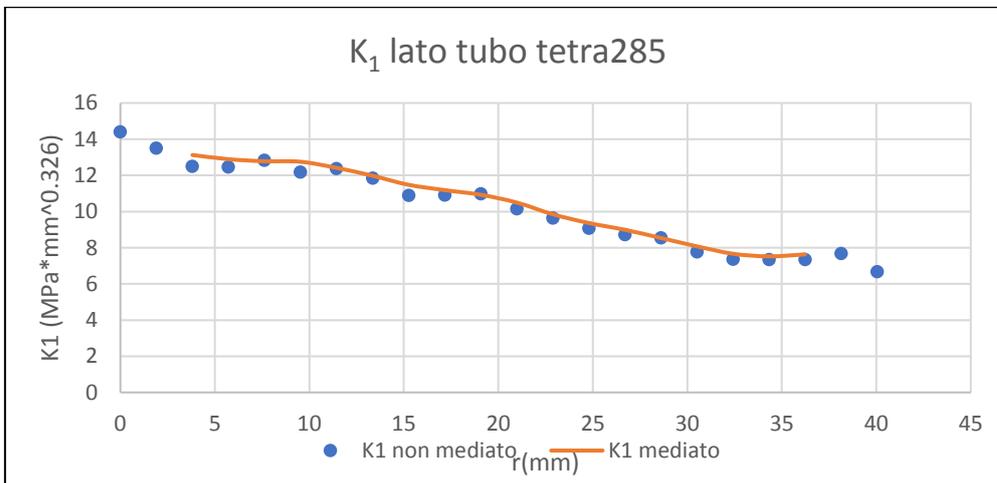


Figura 2-18 andamento di  $K_1$  lungo il piede cordone lato tubo, ottenuto con elementi SOLID285,  $d=2$  mm

Per quanto riguarda l'andamento delle tensioni mediate e di  $K_1$  mediato vale quanto detto precedentemente per il caso SOLID187, a riguardo dell'inizio del calcolo delle quantità mediate a partire dal terzo nodo e fino al terzultimo. Si noti inoltre il numero maggiore di dati rilevati, questo grazie alla dimensione minore di elemento, che comporta un numero maggiore di nodi su cui rilevare la tensione (i soli nodi di bordo su ciascun lato) rispetto al caso a 10 nodi.

A questo punto si confrontano i risultati ottenuti per i tre diversi elementi in termini di stress intensity factor.

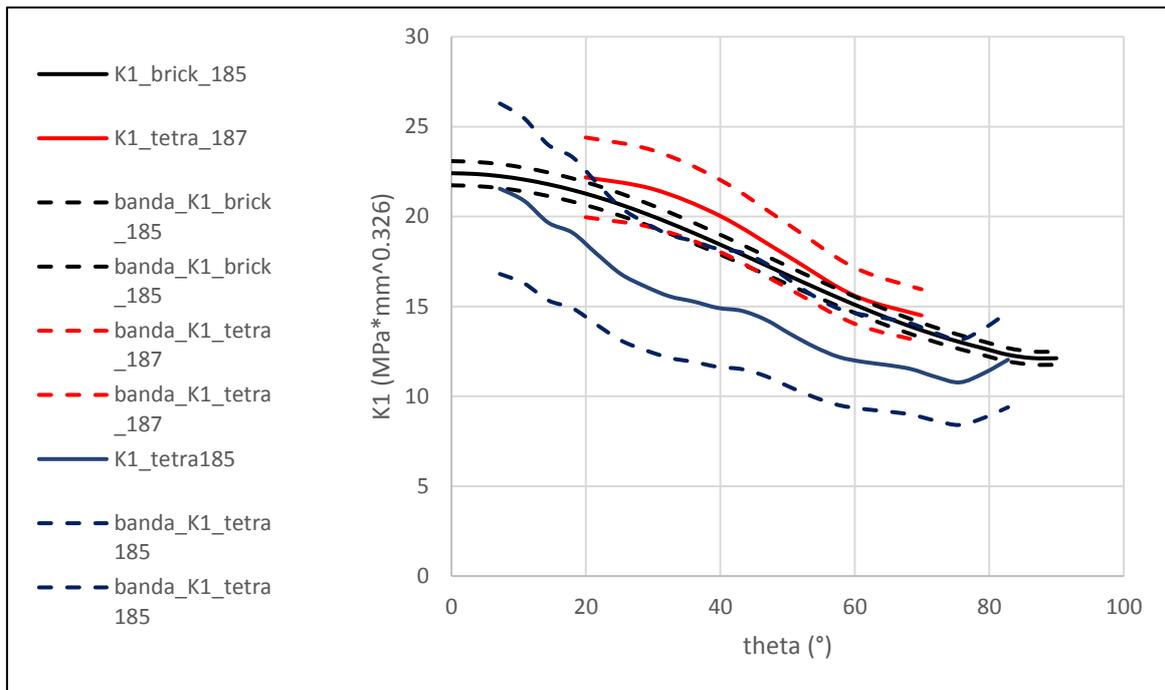


Figura 2-19 confronto di  $K_1$  lungo il piede cordone lato trave ottenuto con elementi SOLID185 brick, SOLID187 tetraedrici e SOLID285 tetraedrici

Nel grafico vengono plottati i valori di  $K_1$  ottenuti lungo il piede cordone lato trave, in quanto risulta la zona più sollecitata. Le bande di dispersione vengono ricavate da letteratura, e risultano pari al 3% per gli elementi brick, al 10% per gli elementi tetraedrici a dieci nodi e al 22% per gli elementi tetraedrici a quattro nodi.

Dal grafico si nota che c'è compatibilità tra i risultati, possiamo quindi affermare che le tre diverse applicazioni del metodo forniscono risultati validi.

Si confrontano poi i risultati di  $K_1$  ottenuti con le tre formulazioni del metodo con il risultato presente in letteratura ottenuto per mesh fitte tramite la definizione di Peak Stress Method, per la stessa geometria e le stesse condizioni di carico, che presenta  $K_1=22.06 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.326}$  [8].

I valori utilizzati per il confronto sono quelli mediati per quanto riguarda gli elementi tetraedrici, calcolati al nodo più vicino possibile alla posizione in cui viene definito  $K_1$  per il caso con elementi brick.

Si ottiene quanto presentato nella seguente tabella

Elemento	$K_1$ ( $\text{MPa} \cdot \text{mm}^{0.326}$ )	$\Delta\%$ con il valore riportato in letteratura
SOLID185	22,41	1,6
SOLID187	22,18	1,5
SOLID285	21,56	2,4

Tabella 2-2 confronto dei risultati ottenuti in termini di valori di  $K_1$  con  $K_1$  esatto fornito da letteratura

Ne risulta che lo scarto rispetto al valore presente in letteratura è inferiore al 3% per tutte le formulazioni del metodo.

Si conferma quindi che tutte e tre le formulazioni sono valide in termini di valori di calcolo di Stress Intensity Factor, in accordo tra loro e con il risultato supposto "esatto".

Per avere un'ulteriore conferma sull'applicabilità del metodo formulato per gli elementi tetraedrici si ripete il confronto con i dati sperimentali già effettuato per il solo elemento SOLID185.

Si assegna quindi una tensione pari al range di tensione applicato sperimentalmente (33,22 MPa) al modello, si risolve e si calcolano i risultati in termini di tensione di picco equivalente applicando la formula 2.6.

Si rappresentano su un grafico in scala doppio logaritmica gli eventi corrispondenti a cricca visibile, cricca passante e rottura componente in termini di tensione di picco equivalente per tutte le formulazioni del Peak Stress Method, quanto ottenuto è visibile nella seguente figura 2.20

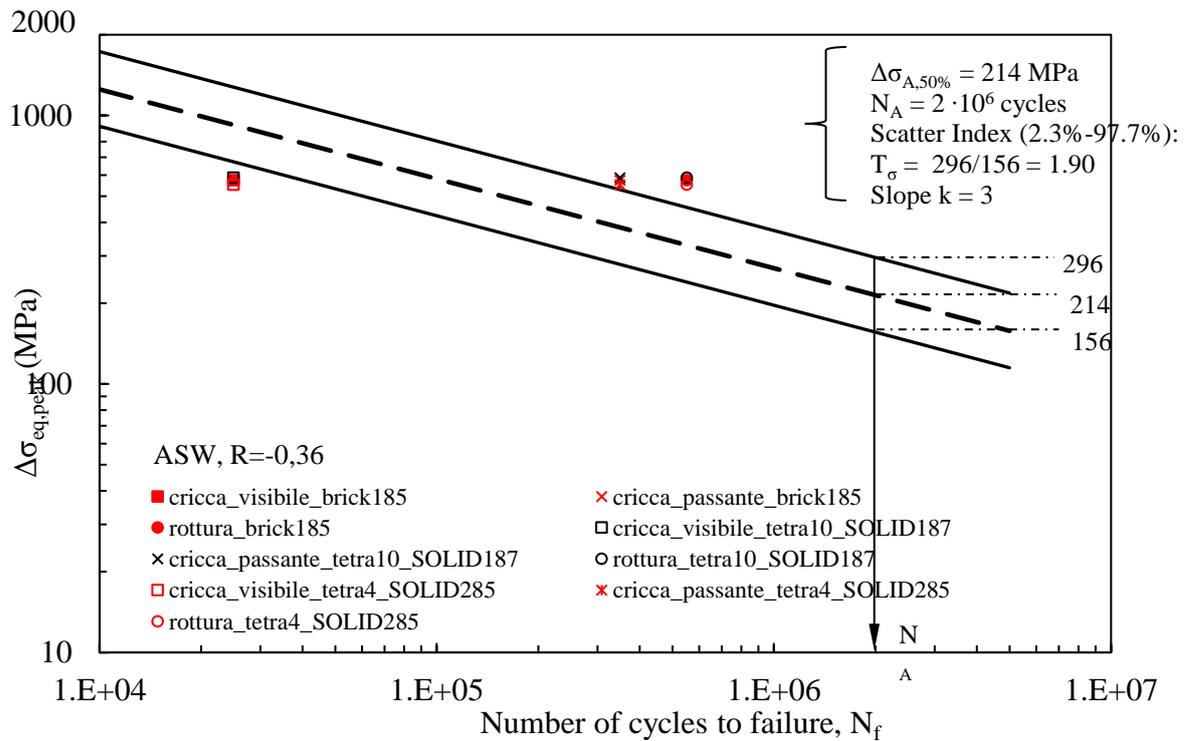


Figura 2-20: confronto dei dati ottenuti tramite Peak Stress Method nelle tre diverse formulazioni (elementi SOLID185, SOLID187, SOLID285) con la banda di dispersione del Peak Stress Method [8],[6]

Si può notare come i dati relativi ai tre eventi ottenuti con le tre formulazioni diverse siano pressoché sovrapposti, andando quindi a confermare quanto dedotto per il solo elemento SOLID185 in precedenza, ossia che il metodo risulta applicabile per prevedere la vita a fatica di giunti saldati tridimensionali.

### 3. Capitolo 3: Applicazione del Peak Stress Method nel caso di sollecitazioni multiassiali

Nel presente capitolo si prosegue il lavoro di valutazione dell'applicabilità del Peak Stress Method per effettuare verifiche a fatica su giunti saldati; avendo già verificato di poter utilizzare questo metodo per sollecitazioni monoassiali, ci si interroga sull'efficacia nel caso di sollecitazioni multiassiali. Si andrà quindi nuovamente a considerare una geometria che sia stata testata sperimentalmente sotto l'azione di un certo numero di casi di carico, per cui siano presenti risultati in letteratura in termini di carichi e numero di cicli a fatica, e si realizzerà un modello agli elementi finiti con l'obiettivo di ottenere la tensione di picco equivalente relativa ai diversi casi sperimentali. Si otterranno quindi un certo numero di dati in termini di tensione di picco equivalente e numero di cicli a fatica, che verranno confrontati con la banda adeguata di Peak Stress Method.

#### 3.1 richiami del Peak Stress Method

Già nel quinto paragrafo del primo capitolo si è accennato a quali siano le basi teoriche da cui deriva il Peak Stress Method.

Si può infatti considerare un giunto saldato come un componente che presenti intagli a V, i quali vanno a rappresentare il piede del cordone di saldatura (intaglio a V con angolo di apertura  $2\alpha$  pari a  $135^\circ$ ) e la radice del cordone di saldatura (intaglio a V con angolo di apertura  $2\alpha$  pari a  $0^\circ$ ).

Per un componente con intagli a V è possibile esprimere l'energia media di deformazione contenuta in un volume strutturale di dimensione adeguata (strain energy density) in funzione dei V-notch Stress Intensity Factors.

Inoltre, tramite Peak Stress Method è possibile stimare i V-notch Stress Intensity Factors, con le formule già presentate e che si riportano per comodità:

$$K_1 = K_{FE}^* \sigma_{\theta\theta,peak,\theta=0} d^{1-\lambda_1} \quad \text{Eq. 3.1 [6]}$$

$$K_2 = K_{FE}^{**} \tau_{r\theta,peak,\theta=0} d^{1-\lambda_2} \quad \text{Eq. 3.2 [6]}$$

$$K_3 = K_{FE}^{***} \tau_{z\theta,peak,\theta=0} d^{1-\lambda_3} \quad \text{Eq. 3.3 [6]}$$

I V-notch Stress Intensity Factors così calcolati possono venire ottenuti tramite una modellazione del componente agli elementi finiti, in cui "d" rappresenta la dimensione media di elemento nella mesh realizzata, i coefficienti  $1-\lambda_1$ ,  $1-\lambda_2$  e  $1-\lambda_3$  rappresentano il grado di singolarità del campo di tensione dovuto al modo 1, al modo 2 e al modo 3 rispettivamente, nei pressi dell'intaglio e dipendono dall'angolo di apertura dell'intaglio a V stesso, le tensioni sono appositamente definite in un sistema di riferimento corretto in modo da equivalere alle tensioni di modo 1, modo 2 e modo 3 nella trattazione degli intagli a V.

Per quanto riguarda i coefficienti  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$ , vale ancora quanto detto per il solo  $K_{FE}^*$  nella trattazione del primo e secondo capitolo; dipendono infatti dal software agli elementi finiti utilizzato, dall'elemento utilizzato per la modellazione e dalla realizzazione della mesh.

Eguagliando la strain energy density espressa per un componente con intagli a V a quella ottenuta per un generico componente in plane strain si ricava una quantità detta tensione di picco equivalente, espressa nella 3.4; dato che a parità di strain energy density ci si attende la stessa vita a fatica [5] anche a parità di  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  ci si attende la stessa vita a fatica [2].

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \left[ \left( K_{FE}^* \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \right)^2 \frac{e_1 2}{(1-\nu^2)} c_{w1} + \right. \\ \left. \left( K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\theta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \right)^2 \frac{e_2 2}{(1-\nu^2)} c_{w2} + \left( K_{FE}^{***} \Delta\tau_{z\theta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \right)^2 \frac{e_3 2}{(1-\nu^2)} c_{w3} \right]^{0,5} \quad \text{Eq. 3.4 [6]}$$

E' possibile scrivere una formulazione più compatta:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{(f_{w1} \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak})^2 c_{w1} + (f_{w2} \Delta\tau_{r\theta,=0,peak})^2 c_{w2} + (f_{w3} \Delta\tau_{z\theta,=0,peak})^2 c_{w3}} \quad \text{Eq. 3.5 [6]}$$

Dove i coefficienti  $f_{w1}$ ,  $f_{w2}$ ,  $f_{w3}$  sono definiti come segue:

$$f_{w1} = K_{FE}^* \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 3.6 [6]}$$

$$f_{w2} = K_{FE}^{**} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 3.7 [6]}$$

$$f_{w3} = K_{FE}^{***} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 3.8 [6]}$$

Per quanto riguarda i coefficienti  $c_{w1}$ ,  $c_{w2}$ ,  $c_{w3}$  questi sono definiti come segue:

$$c_{wi} = \begin{cases} \frac{1 + R_i^2}{(1 - R_i)^2} & -1 \leq R_i \leq 0 \\ \frac{1 - R_i^2}{(1 + R_i)^2} & 0 \leq R_i \leq 1 \\ 1 & \text{per giunto testato "as welded"} \end{cases} \quad \text{Eq. 3.9 [6]}$$

Dove i coefficienti  $R_i$  rappresentano il rapporto di ciclo della sollecitazione di modo 1, di modo 2 e di modo 3.

A differenza del caso di sollecitazione a solo modo 1, già trattato nei capitoli 1 e 2, dove si aveva una sola componente di tensione da considerare, ed era quindi possibile considerare la prima tensione massima di picco per il calcolo della tensione di picco equivalente, nel caso multiassiale la definizione delle tensioni è più complessa.

Data la sollecitazione esterna, se questa vada ad esplicarsi in una sollecitazione di apertura (modo 1), di scorrimento (modo 2) o strappo (modo 3), dipende dall'apertura dell'intaglio e dalla sua posizione nel componente, in altre parole, è necessario considerare la geometria dell'intaglio rispetto alle tensioni generate dalla sollecitazione esterna.

Risulta quindi necessario, per poter utilizzare una definizione univoca di tensioni di modo 1, 2 e 3, al fine di calcolare la tensione di picco equivalente, considerare un sistema di riferimento locale relativo all'intaglio studiato, e definire le tensioni rispetto a questo.

Si definisce allora come direzione  $\theta=0$  la direzione della bisettrice dell'angolo che rappresenta l'intaglio a V.

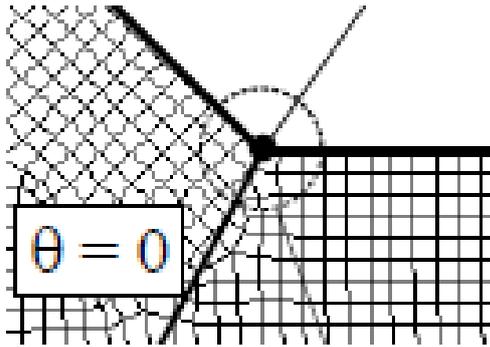


Figura 3-1: individuazione grafica della direzione  $\vartheta=0$  coincidente con la direzione della bisettrice dell'angolo [6]

Rispetto a questa direzione vengono allora definite le tensioni di apertura, di scorrimento e di strappo, rispettivamente come:

- $\sigma_{\theta\theta,\theta=0}$ , tensione di modo 1 (apertura)
- $\tau_{\theta r,\theta=0}$ , tensione di modo 2 (scorrimento)
- $\tau_{\theta z,\theta=0}$ , tensione di modo 3 (strappo)

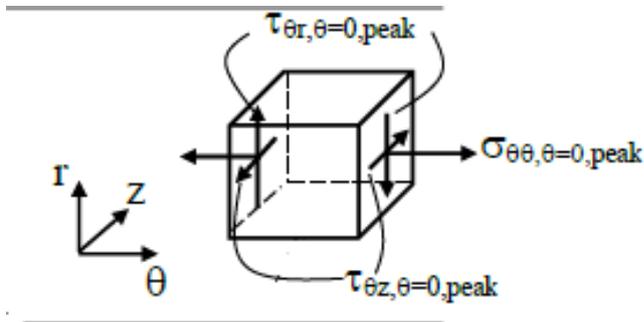


Figura 3-2: rappresentazione grafica delle tensioni di modo 1, di modo 2 e di modo 3 [6]

Alle tensioni definite in questo modo fanno riferimento quelle presentate nelle formule precedentemente riportate (3.1,3.2,3.3,3.4 e 3.5).

### 3.2: Presentazione dei casi geometrici di studio

I casi geometrici a cui si decide di applicare il Peak Stress Method sono quelli presentati di seguito:

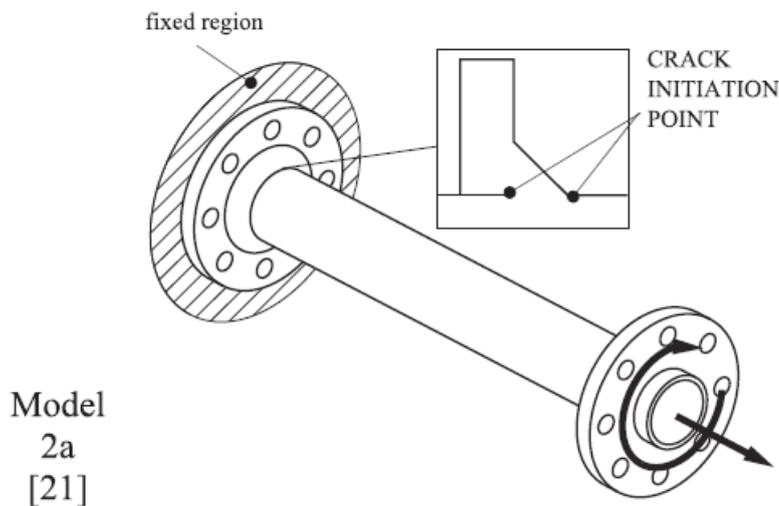


Figura 3-3: vista isometrica del giunto caso a [11]

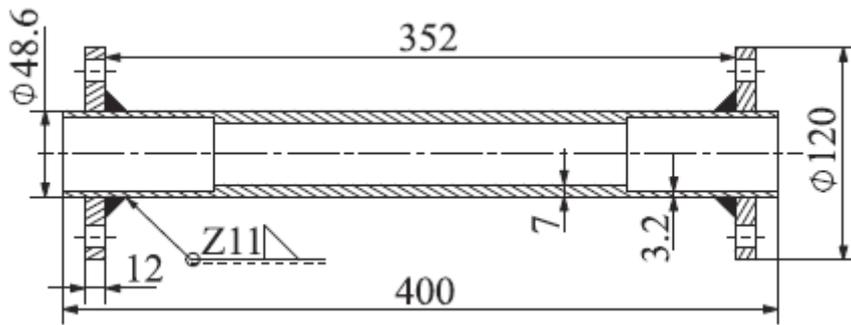


Figura 3-4: vista in sezione del giunto caso a, comprensiva di quote [11]

La prima geometria, denominata “caso a” seguendo quanto presente in letteratura [11], è un tubo su cui sono state saldate due flange alle estremità. Il cordone di saldatura ha un’altezza di 11 mm, e lo spessore del tubo è variabile, passa infatti da 3,2 mm alle estremità a 7 mm al centro.

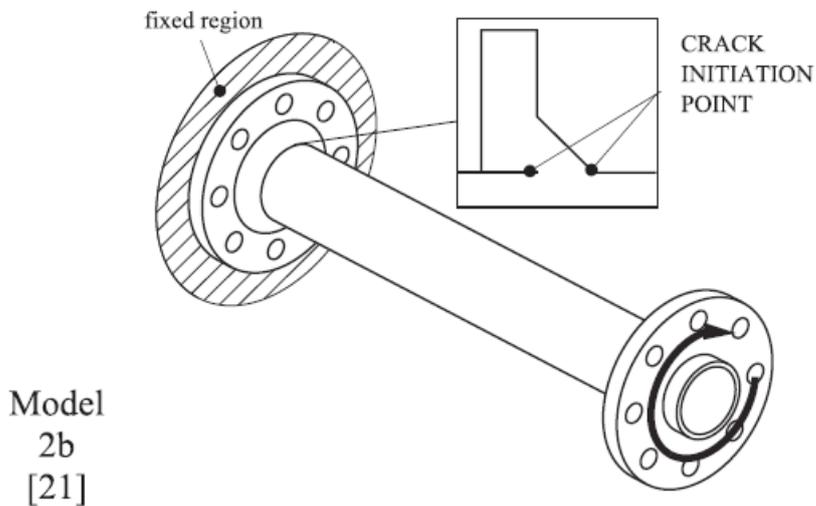


Figura 3-5: vista isometrica del giunto caso b [11]

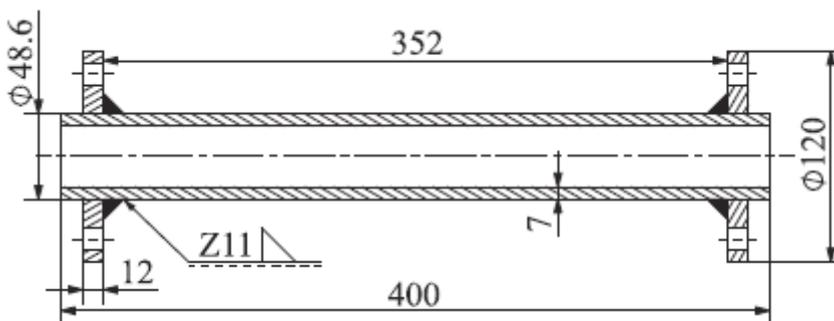


Figura 3-6: vista in sezione della geometria del giunto caso b, comprensiva di quote [11]

La seconda geometria, indicata con “caso b” seguendo quanto presente in letteratura, è ancora un tubo su cui sono saldate due flange alle estremità; si noti come lo spessore in questo caso sia costante e pari a 7 mm lungo tutta la lunghezza del tubo stesso.

Per le due geometrie presentate sono presenti in letteratura risultati sperimentali, ottenuti da G. Razmjoo e pubblicati in “Fatigue of load-carrying fillet welded joints under multiaxial loadings”, dove l’obiettivo era quello di ottenere maggiori informazioni sulla vita a fatica di giunti saldati sotto sollecitazione multiassiale.

Durante le prove sperimentali eseguite sono state assegnate sollecitazioni di pura trazione e di trazione e torsione combinate al giunto “caso a” e di sola torsione al “caso b”; per entrambi i casi le sollecitazioni si sono assegnate ad una estremità del tubo, come mostrato in immagine. Il componente era stato vincolato andando ad incastrare la flangia sul lato opposto rispetto a dove si è assegnata la sollecitazione [12].

I giunti si sono testati in condizione “as welded”, cioè senza che fossero effettuati trattamenti di distensione delle tensioni residue dopo la saldatura [12]

Le sollecitazioni si sono assegnate con rapporto di ciclo  $R=0$ , ed è stato riportato il numero di cicli per cui il componente, sotto una certa sollecitazione, risulta validato.

I fenomeni di formazione e propagazione di una cricca e rottura del componente si sono sperimentalmente verificati sia a piede cordone che a radice cordone di saldatura, i quali sono quindi due punti di indagine per la possibilità di formazione di cricche, come mostrato nelle figure 3.3 e 3.5.

I dati presenti in letteratura in termini di sollecitazioni vengono qui di seguito riportati:

caso	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\tau$ (MPa)	N(cicli)
2	100	50	1030000
3	80	80	1550000
4	107	113	433000
5	107	118	355000
6	80	115	1080000
7	54	160	180000
8	160	115	76500
9	211	195	12000
10	107	115	195000
11	100	50	497000
2	80	80	812000
13	54	160	65400
14	80	115	330000
pura torsione	0	105	6750000
	0	118	1280000
	0	157	605000
	0	138	491000
	0	131	455000
	0	145	1800000
	0	158	840000
pura trazione	180	0	200000
	160	0	258000
	140	0	306000
	120	0	731000
	100	0	1040000
	245	0	120000

Tabella 3-1: casi di carico assegnati e numero di cicli a fatica rilevati [12]

Questi dati di letteratura ci permettono di stimare la qualità delle previsioni sulla vita a fatica di giunti saldati sollecitati da sforzi multiassiali che si ottengono con il Peak Stress Method; infatti, assegnando al modello

geometrico corrispondente i diversi casi di carico e risolvendo con un software di analisi agli elementi finiti, si è in grado di calcolare la tensione di picco equivalente. Confrontando quindi i dati ottenuti con questo metodo con le bande di previsione del Peak Stress Method presenti in letteratura, è possibile valutare se le previsioni di quest'ultimo siano accurate o meno.

Il Peak Stress Method è stato formulato per diversi tipi di elementi, e tra questi ve ne sono diversi adatti a modellare il caso in esame. Per verificare la differenza tra le diverse formulazioni e il loro accordo con i dati sperimentali si analizzano gli stessi casi geometrici e di carico con tre diverse modellazioni, che prevedono l'utilizzo di elementi PLANE25 (bidimensionale, utilizzato per modellare geometrie assialsimmetriche) SOLID285 (tetraedrico a 4 nodi) e SOLID187 (tetraedrico a 10 nodi).

Indipendentemente dall'elemento utilizzato, è necessario definire i coefficienti presenti nell'equazione 3.4:

- I coefficienti  $c_{w1}$ ,  $c_{w2}$ ,  $c_{w3}$  nel caso studiato sono unitari, in quanto il giunto è studiato "as welded"
- I coefficienti dipendenti dal materiale, ossia  $R_0$  (raggio del cerchio che definisce il volume strutturale) e  $\nu$  (coefficiente di Poisson) rimangono costanti per tutte le analisi e sono pari a 0,28 mm e 0,3, rispettivamente

I coefficienti  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  che dipendono, come già precisato, dall'angolo di apertura  $2\alpha$ , e i coefficienti  $e_1$ ,  $e_2$ ,  $e_3$ , che dipendono dall'angolo di apertura e dal materiale, sono elencati nella tabella successiva, sia per l'angolo di apertura  $0^\circ$  che per un angolo di apertura di  $135^\circ$ , tenendo conto di dover considerare piede cordone e radice cordone di saldatura:

Angolo di apertura				acciaio		
$2\alpha$	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$e_1$	$e_2$	$e_3$
0	0,5	0,5	0,5	0,134	0,341	0,414
135	0,674	-	0,8	0,118	-	0,259

Tabella 3-2: valori assunti dai coefficienti  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  ed  $e_1$ ,  $e_2$ ,  $e_3$

### 3.4: Prima analisi: elemento PLANE25

Come si può evincere dal nome, l'elemento PLANE25 è un elemento bidimensionale, a quattro nodi, che però permette di assegnare carichi assialsimmetrici e non assialsimmetrici, assegnandoli come serie di Fourier.

Utilizzare l'elemento PLANE25 nella studio di geometrie assialsimmetriche prevede di modellare solo una vista in sezione del componente completo, questo permette di snellire la mole di calcolo, riducendo nodi ed elementi rispetto ad una modellazione tridimensionale completa. Nella condizioni di utilizzo è previsto inoltre che la sezione sia realizzata nel piano x-y e che la direzione dell'asse di assialsimmetria coincida con la direzione y del sistema di riferimento assoluto.

Per l'assegnazione di carichi e vincoli, devono essere seguite le seguenti modalità;

I vincoli devono essere assegnati come nel caso reale da simulare.

I carichi vengono assegnati come sollecitazione sulla sezione modellata, come se fosse modellato tutto il componente, mantenendo identici modulo, verso, direzione e punto di applicazione; devono però essere assegnati tenendo conto del comportamento che inducono: assialsimmetrico o non assialsimmetrico. Nel nostro caso, avendo carichi sempre assialsimmetrici (torsione e trazione), si assegna all'elemento la condizione MODE,0.

La prima fase dell'analisi è quella della realizzazione della geometria di interesse, per semplicità questa fase viene svolta su SOLIDWORKS; il modello realizzato viene poi salvato in formato .IGS e importato su ANSYS per il proseguo dell'analisi. (figura 3.7)

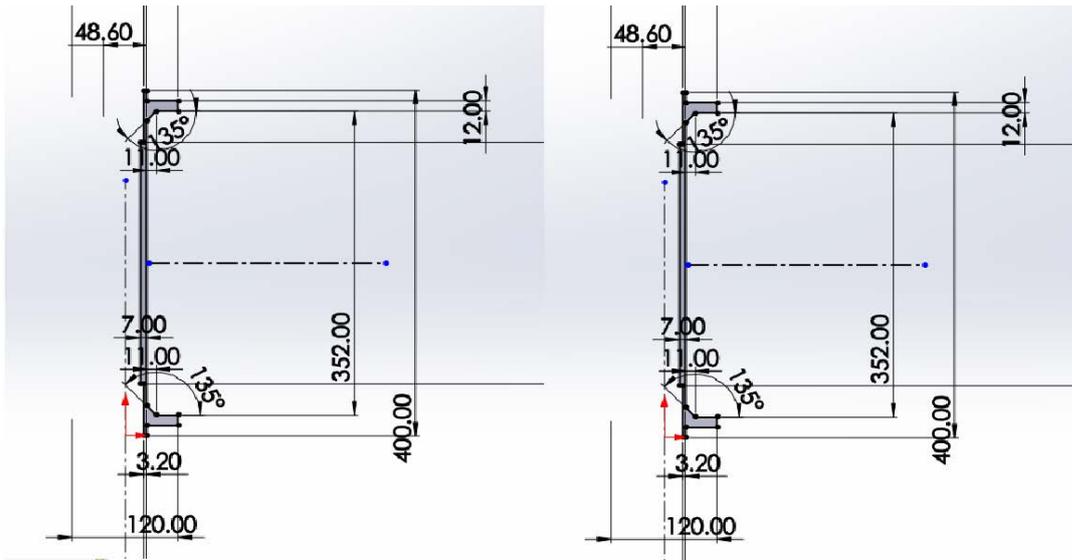


Figura 3-7: modelli geometrici realizzati su SOLIDWORKS per il caso geometrico a (sinistra) e b (destra)

In figura 3.8 è possibile vedere la stessa geometria dopo l'importazione su ANSYS, sia per il caso geometrico a che per il caso geometrico b.

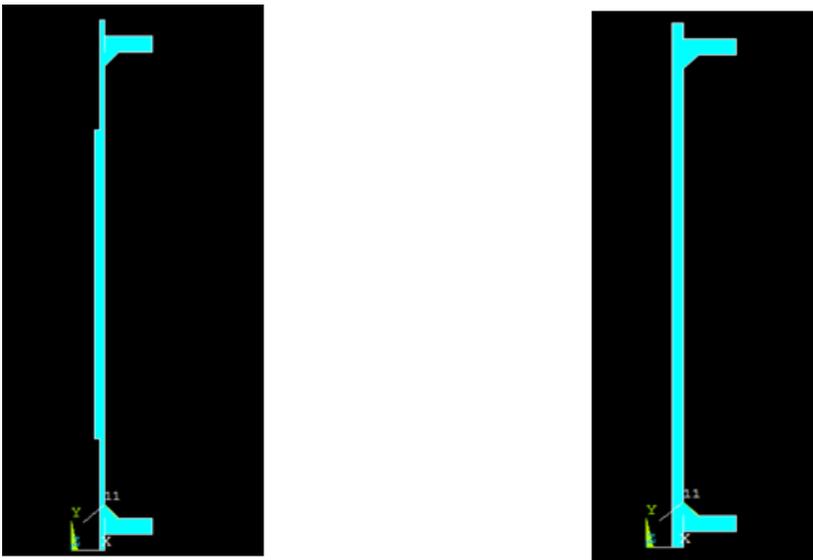


Figura 3-8: modelli geometrici realizzati per la simulazione con elemento PLANE25 per il caso a e per il caso b

Nella fase di modellazione geometrica è opportuno prestare attenzione alla realizzazione del particolare della radice cordone di saldatura, infatti non è possibile realizzare due linee “sovrapposte”, che abbiano quindi distanza nulla, come prevederebbe l'angolo di apertura pari a  $0^\circ$ . Rispetto al keypoint che definisce il punto di termine del contatto tra flangia e tubo (1 nella successiva immagine), si realizza un ulteriore keypoint che presenta un incremento della coordinata x di  $10^{-3}$  mm (2 nell'immagine successiva); dai due keypoints si realizzano due linee che si concludono al keypoint che rappresenta l'apice dell'intaglio (3 nella successiva immagine 3.9). L'angolo così ottenuto ha un'apertura di  $0,05^\circ$

Questa modifica alla geometria viene realizzata direttamente su ANSYS in quanto durante l'importazione del file .IGS particolari di dimensioni così ridotte sono difficilmente gestibili.

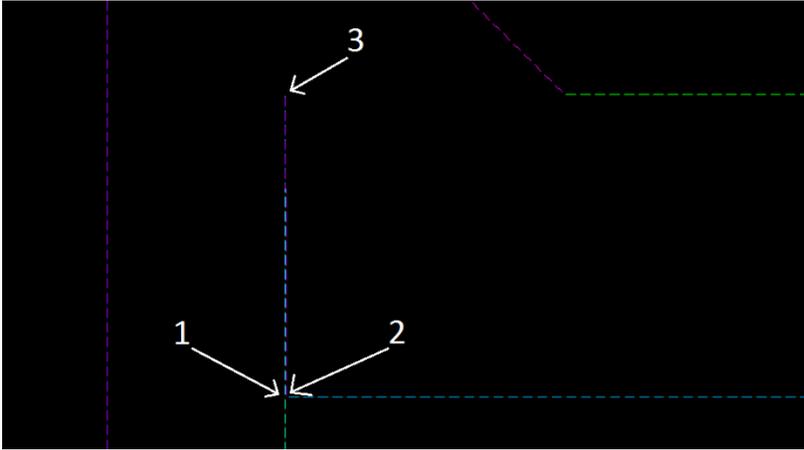


Figura 3-9: realizzazione della radice cordone di saldatura nel modello bidimensionale

Nella seguente immagine 3.10 è possibile vedere il vincolo di incastro realizzato per simulare l'incastro della flangia del caso sperimentale, questo prevede di bloccare gli spostamenti lungo x e y della linea indicata in immagine:

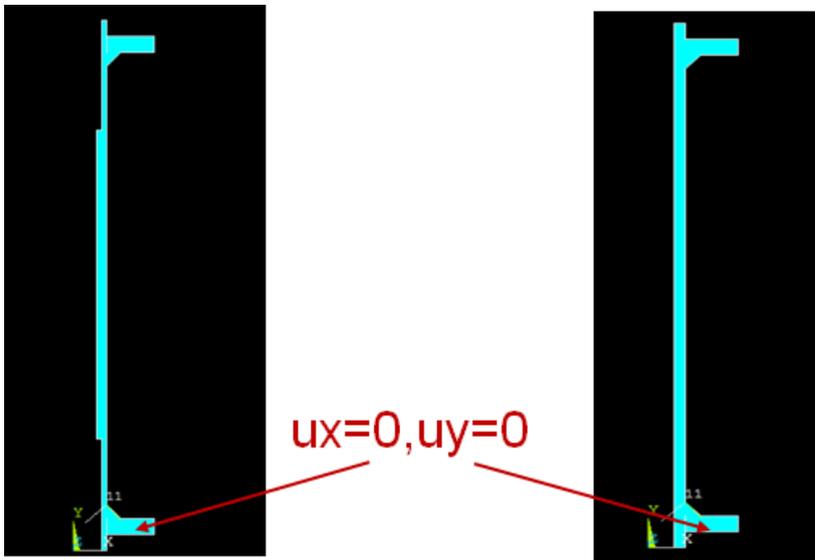


Figura 3-10: geometrie realizzate per l'analisi con elemento PLANE25, con il vincolo di incastro assegnato

Per quanto riguarda l'assegnazione dei carichi, i diversi casi che si sono presentati in tabella 3.1 sono sollecitazioni espresse come range di tensione sia per quanto riguarda la torsione che per la trazione.

Per assegnare i carichi al modello come forze è quindi necessario sfruttare le seguenti [11]:

$$\sigma_{nom,ax} = \frac{F_{tra}}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - (d_e - 2t)^2)} \quad \text{Eq. 3.10 [11]}$$

$$\tau_{nom,tor} = \frac{F_{tor}r_e}{\frac{\pi}{16 * d_e}(d_e^4 - (d_e - 2t)^4)} \quad \text{Eq. 3.11 [11]}$$

Avendo nota la geometria del modello, è noto che il diametro esterno è pari a 48,6 mm. Lo spessore t viene invece scelto in modo che la tensione nominale nel punto in cui si andranno a rilevare le tensioni di picco per il calcolo della tensione di picco equivalente (piede cordone e radice cordone di saldatura) sia pari a quella

riportata in letteratura, per questo motivo lo spessore  $t$  per il caso a è pari a 3,2 mm e per il caso b è pari a 7 mm.

Nella seguente figura 3.11 è possibile vedere le modalità di assegnazione delle sollecitazioni di torsione e di trazione; per la trazione viene selezionata la linea orizzontale che rappresenta lo spessore del tubo, vengono poi selezionati i nodi ad essa appartenenti, e viene assegnata la sollecitazione a tutti i nodi  $n$ , andando a dividere quindi il valore di  $F_{tra}$  ricavato dalla 3.10 per il numero  $n$  di nodi a cui si assegna la sollecitazione. Questa viene assegnata in direzione  $y$ . Per la sollecitazione di torsione si assegna una sola forza, pari a  $F_{tor}$  ottenuta dalla 3.11, in direzione  $z$ . Il punto di applicazione deve trovarsi ad una distanza dall'asse  $y$  pari al raggio esterno del tubo, misurata lungo  $x$ .

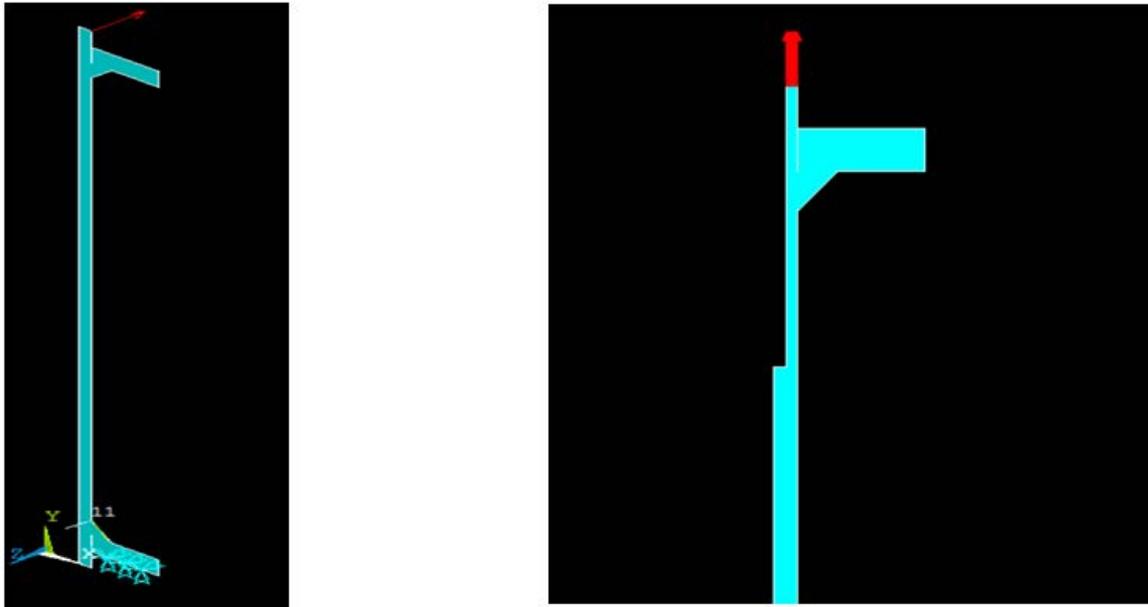


Figura 3-11: assegnazione delle sollecitazioni di torsione (sinistra) e trazione (destra) ai modelli geometrici di caso a e caso b

Si noti che, come anticipato, la sollecitazione assegnata è quella attribuita a tutto il modello, nonostante la modellazione preveda di realizzarne solo una vista in sezione.

Un ulteriore importante passaggio è la creazione di sistemi di riferimento locali, dove necessario, per la rilevazione delle tensioni di modo 1, di modo 2 e di modo 3.

Ricordando la definizione assegnata al primo paragrafo, per poter utilizzare le tensioni riferite al sistema di riferimento assoluto per un intaglio a V con un angolo di apertura pari a  $2\alpha$ , è necessario che la bisettrice dell'angolo stesso coincida con una delle direzioni del sistema di riferimento assoluto.

Per quanto riguarda la radice cordone di saldatura, la direzione della bisettrice dell'angolo  $2\alpha = 0^\circ$  coincide con la direzione  $y$  del sistema di riferimento assoluto.

Per quanto riguarda il piede cordone di saldatura, la direzione della bisettrice dell'angolo  $2\alpha = 135^\circ$  non coincide con nessuna direzione del sistema di riferimento assoluto, è quindi necessario andare a realizzare un sistema di riferimento locale, che comprenda la direzione desiderata.

Quest'ultimo viene definito in modo che la direzione  $x$  sia coincidente con la direzione della bisettrice dell'angolo, cioè con un'inclinazione di  $67,5^\circ$  rispetto alla direzione  $x$  del sistema di riferimento assoluto, il piano  $x$ - $y$  coincide con il piano  $x$ - $y$  del sistema di riferimento assoluto (figura 3.12).

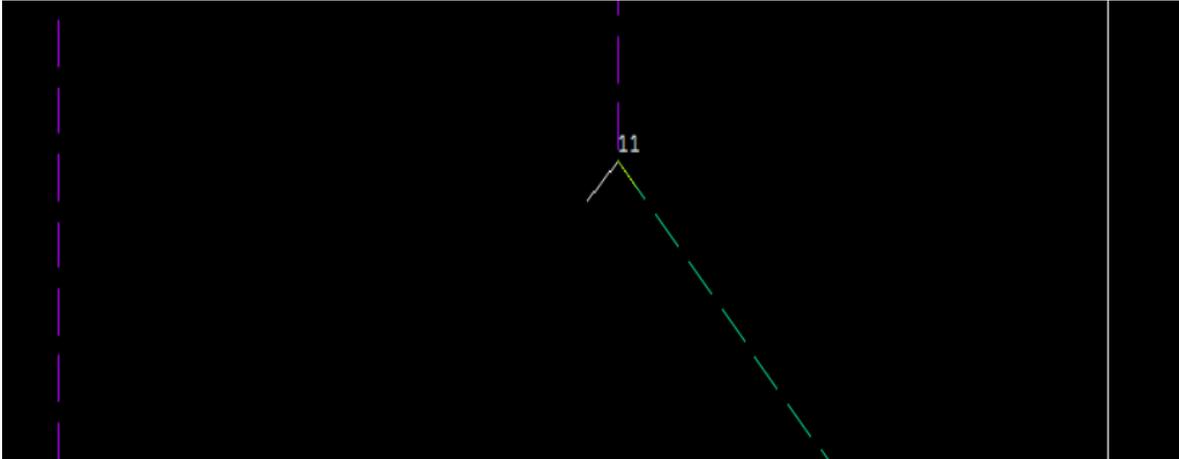


Figura 3-12 sistema di riferimento locale a piede cordone di saldatura

La fase successiva consiste nella realizzazione della mesh, la quale deve essere realizzata in modo da rispettare le regole del Peak Stress Method.

Infatti, nella 3.5, necessaria per il calcolo della tensione di picco equivalente a partire dalle tensioni locali di modo 1, modo 2 e modo 3, compaiono i coefficienti  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$ . Come già precisato, una volta deciso il software agli elementi finiti e scelto l'elemento da utilizzare, questi coefficienti dipendono da come la mesh viene realizzata. I valori presenti in letteratura per questi coefficienti possono quindi essere sfruttati solo nel caso in cui vengano rispettate le condizioni per cui questi stessi sono stati ricavati.

La mesh perciò deve essere realizzata tramite il comando "free mesh", imponendo una dimensione "d" di elemento.

Vi sono dei limiti sulla dimensione massima di elemento utilizzabile, riportati in letteratura, e che vengono di seguito presentati; questi vengono espressi in forma adimensionale rispetto ad una quantità "a".

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	$K_{FE}^*$
PLANE25	1	0	3	1,38
		135	3	1,38
				$K_{FE}^{**}$
	2	0	14	3,38
		135	-	-
				$K_{FE}^{***}$
	3	0	12	1,93
		135	3	1,93

Tabella 3-3: limiti imposti sulla dimensione della mesh e valori dei coefficienti  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$  per l'utilizzo del Peak Stress Method con elemento PLANE25[6]

Si può notare come i limiti dipendano dal modo di sollecitazione presente e dall'angolo di apertura dell'intaglio a V. A seconda quindi della presenza o assenza dei tre diversi modi di sollecitazione e di diversi particolari geometrici devono essere rispettate alcune limitazioni e non altre.

Una volta individuati i modi di sollecitazione che si prevede di avere per un certo caso studio, se si vogliono avere risultati plausibili per piede cordone e per radice, e per tutti i modi presenti, è necessario adottare la dimensione d che soddisfi tutte le condizioni previste nel caso studiato, ossia è necessario utilizzare la dimensione d più piccola tra quelle previste.

La dimensione "a" a cui si fa riferimento per il caso presente è il valore minimo tra tre quantità; l, z e t [6]. Queste identificano rispettivamente la lunghezza della separazione tra i due componenti saldati che si verifica a radice cordone (l), l'altezza del cordone di saldatura (z) e lo spessore del componente (t), e sono indicate nella figura 3.13 successiva:

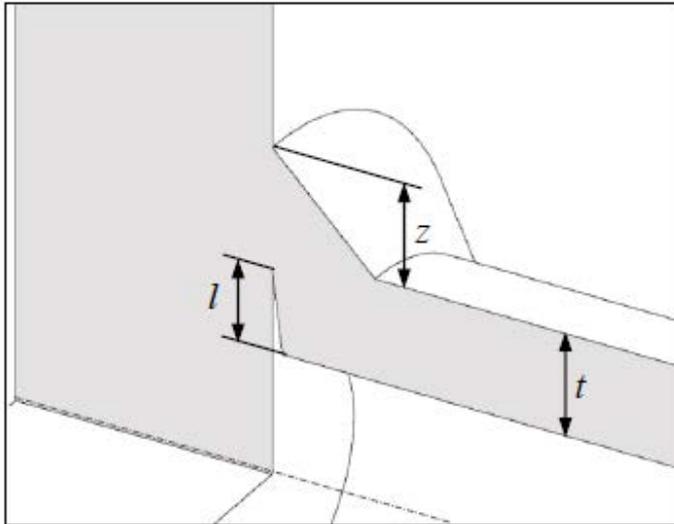


Figura 3-13: definizione grafica delle quantità  $l$ ,  $z$  e  $t$  [6]

Nei due casi geometrici su cui stiamo indagando i valori delle quantità presentate sono i seguenti:

- Caso a:  $t=3,2$  mm,  $l=12$  mm,  $z=11$  mm
- Caso b:  $t=7$  mm,  $l=12$  mm,  $z=11$  mm

Il valore della quantità “ $a$ ” allora nei due casi studiati è sempre pari al valore che assume lo spessore, in quanto quello minore tra i tre valori possibili.

Considerando che si intende adottare una dimensione “ $d$ ” media di elemento il più grande possibile pur rimanendo entro i limiti del Peak Stress Method, in modo da verificare la sua applicazione anche su mesh tutto sommato piuttosto rade, per il caso geometrico a, i limiti individuati in tabella 3.3 si traducono nelle seguenti dimensioni limite di elemento, ottenute per un valore “ $a$ ” di 3,2 mm:

Elemento	Modo	$2\alpha$	$a/d$	$d$ (mm)
PLANE25	1	0	3	1,06
		135	3	1,06
	2	0	14	0,23
		135	-	-
	3	0	12	0,26
		135	3	1,06

Tabella 3-4: valori limite assunti dalla quantità “ $d$ ” per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico a, utilizzando l’elemento PLANE25

Il caso geometrico studiato prevede due condizioni di sollecitazione diverse:

- Primo caso; sollecitazione di sola trazione: in questo caso sono presenti modo 1 a piede cordone e modo 1 e 2 a radice cordone, il valore limite possibile risulta quindi pari a 0,23 mm;
- Secondo caso: sollecitazione di trazione e torsione: rispetto al primo caso si aggiunge la sollecitazione di modo 3 a piede cordone e a radice cordone, questa impone in ogni caso una dimensione limite per “ $d$ ” maggiore di quella imposta dal modo 2 a radice cordone, che risulta ancora quindi il valore limite;

Si realizza quindi una sola mesh per i due casi di carico, di questa è possibile vedere un dettaglio in figura 3.14:

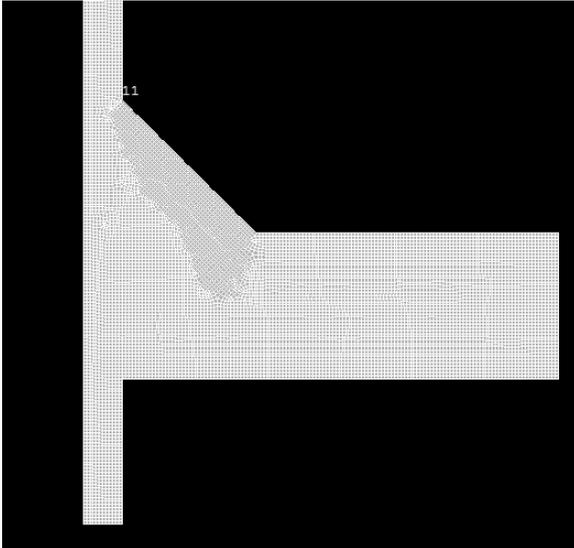


Figura 3-14: mesh realizzata con dimensione  $d=0,23$  mm, caso geometrico a, elemento PLANE25

Lo stesso ragionamento deve essere seguito per il caso b, in cui la dimensione “a” di riferimento è pari a 7mm, per cui si ottengono i seguenti valori limite per la dimensione media di mesh “d” (tabella 3.5)

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
PLANE25	1	0	3	2,33
		135	3	2,33
	2	0	14	0,5
		135	-	-
	3	0	12	0,58
		135	3	2,33

Tabella 3-5: valori limite assunti dalla quantità "d" per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico b, utilizzando l'elemento PLANE25

A prima vista sembrerebbe che la dimensione d limite necessaria per la convergenza del Peak Stress Method sia 0,5 mm, imposta dal modo 2 alla radice del cordone di saldatura. Ci si attende in realtà, per il tipo di sollecitazione agente, che nel caso di geometria b è solo torsionale, che sia presente il solo modo 3, sia a piede cordone che a radice cordone. Questo impone una dimensione d di elemento massima adottabile di 0,58 mm (figura 3.15).

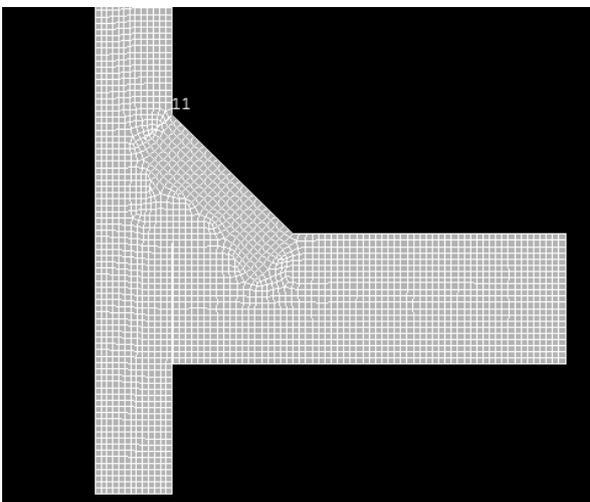


Figura 3-15: mesh realizzata con dimensione d pari a 0,58 mm per il caso geometrico b

Dal confronto tra le figure 3.14 e 3.15 si nota visibilmente l'aumento di dimensione di elemento.

Una volta quindi assegnati carichi, vincoli e realizzata la mesh, si passa alla risoluzione del modello.

Per ottenere la tensione di picco equivalente, si necessita delle tensioni locali di picco a radice e a piede cordone di modo 1,2 e 3. Queste in seguito vengono elaborate in un file Excel, utilizzando l'equazione 3.5.

Le tensioni di modo 1, di modo 2 e di modo 3 devono corrispondere alle definizioni assegnate ad inizio capitolo (figure di riferimento 3.1 e 3.2), è quindi necessario prestare attenzione ai sistemi di riferimento in cui si stanno richiedendo i risultati.

Ricordando infatti che il giunto si sviluppa attorno all'asse y del sistema di riferimento assoluto, per una definizione corretta delle tensioni è necessario imporre un sistema di riferimento globale di tipo cilindrico, con asse di rotazione dato dall'asse y (RSYS,5), per la rilevazione delle tensioni lato radice cordone di saldatura.

Secondo le definizioni viste al primo paragrafo del corrente capitolo, alla radice cordone le tensioni rilevate sono le seguenti:

- Modo 1, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di apertura nel sistema di riferimento globale è  $\sigma_{xx}$
- Modo 2, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di scorrimento nel sistema di riferimento globale è  $\tau_{xy}$
- Modo 3, presente nel caso a e b, dovuto alla sollecitazione di torsione, la tensione di strappo nel sistema di riferimento globale è  $\tau_{xz}$

Per il lato piede cordone è necessario passare al sistema di riferimento locale "11" definito sopra. In questo caso le tensioni sono definite come segue:

- Modo 1, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di apertura nel sistema di riferimento locale "11" è  $\sigma_{yy}$
- Modo 3, presente nel caso a e b, dovuto alla sollecitazione di torsione, la tensione di strappo nel sistema di riferimento locale "11" è  $\tau_{yz}$

Come ci si attendeva, il modo 2 non è presente a piede cordone, in quanto il grado di singolarità della tensione di modo 2 vale zero per angoli di apertura maggiori di  $102^\circ$ , il modo non è quindi più singolare e il campo di tensione non tende all'infinito nelle vicinanze dell'apice intaglio [4].

A questo punto si procede con l'analisi dei risultati ottenuti; per ogni caso di carico si calcolano le tensioni di picco equivalenti, tramite la 3.5.

Dallo studio della letteratura riferita alle prove sperimentali del caso che si è studiato tramite Peak Stress Method emerge che nella prova sperimentale la rottura si è verificata a piede cordone nel caso di sollecitazione a trazione e torsione combinate e di sollecitazione a pura trazione [12]. Dalle tensioni rilevate tramite Peak Stress Method si nota un valore maggiore per la tensione a piede cordone (questa risulta più grande del 70% rispetto a quella alla radice per il caso di sollecitazione combinata, del 60% per il caso di sola trazione).

Nel caso di sollecitazione a sola torsione la rottura avviene sperimentalmente alla radice del cordone, tranne in due casi, ritenuti due valori "outlier" [12]. La tensione di picco equivalente rilevata tramite Peak Stress Method risulta invece maggiore lato piede cordone (con uno scarto percentuale del 38%).

Per il confronto dei dati ottenuti tramite analisi agli elementi finiti con le bande del Peak Stress Method presenti in letteratura è necessaria la valutazione di quale banda utilizzare. Sono infatti definite due bande, una detta di "modo 1" e una detta di "modo 3". Viene operata questa distinzione in quanto è previsto l'utilizzo di diverse curve per la previsione della vita a fatica di giunti saldati secondo il valore che assume la "biaxiality ratio", indicata come " $\Lambda$ ", ossia il rapporto tra i contributi di tensione di taglio e tensione normale [6].

$$\Lambda = \frac{\tau_{nom}}{\sigma_{nom}} \quad \text{Eq. 3.12 [6]}$$

Dato l'approccio utilizzato nel Peak Stress Method, ossia l'utilizzo di tensioni locali per ottenere una tensione equivalente, si definisce una "biaxiality ratio" locale, indicato come "λ".

$$\lambda = \frac{c_{w2} f_{w2}^2 \Delta \tau_{r\theta, \theta=0}^2 + c_{w3} f_{w3}^2 \Delta \tau_{z\theta, \theta=0}^2}{c_{w1} f_{w1}^2 \Delta \sigma_{\vartheta\theta, \theta=0}^2} \quad \text{Eq. 3.13 [6]}$$

Questa mantiene ancora il significato di rapporto tra i contributi di tensione di taglio e di tensioni normali, ma riferita ai suddetti contributi locali.

A seconda del valore assunto da λ si può distinguere in un caso di sollecitazione a solo modo 1, (λ=0) e sollecitazione a modo 1 e 3, o 1 e 2 (λ compreso tra 0 e infinito) e a solo modo 2 o 3 (λ pari ad infinito).

I casi di carico di cui ci si interessa nella trattazione presente, a cui quindi si è applicato il Peak Stress Method, hanno presentato le seguenti situazioni:

- Pura trazione, modo 1 a piede cordone e modo 1 e 2 a radice cordone, la rottura avviene a piede cordone quindi il valore di tensione di picco equivalente da considerare è quello nel nodo apice di piede cordone, per cui si ha sollecitazione a solo modo 1, si ottiene λ=0;
- Trazione e torsione, modo 1 e 3 a piede cordone, modo 1,2 e 3 a radice cordone. La rottura avviene sperimentalmente ancora a piede cordone, si ha quindi un valore di λ compreso tra 0 e infinito;
- Pura torsione, modo 3 a piede cordone e a radice cordone. La rottura avviene sperimentalmente a radice cordone, si considera quindi il valore di tensione di picco equivalente rilevato nel suddetto punto; il valore di λ è quindi infinito;

Date le considerazioni fatte, si presenta nella seguente figura 3.16 il confronto tra i dati ottenuti con il Peak Stress Method e la banda di modo 1 (λ=0).

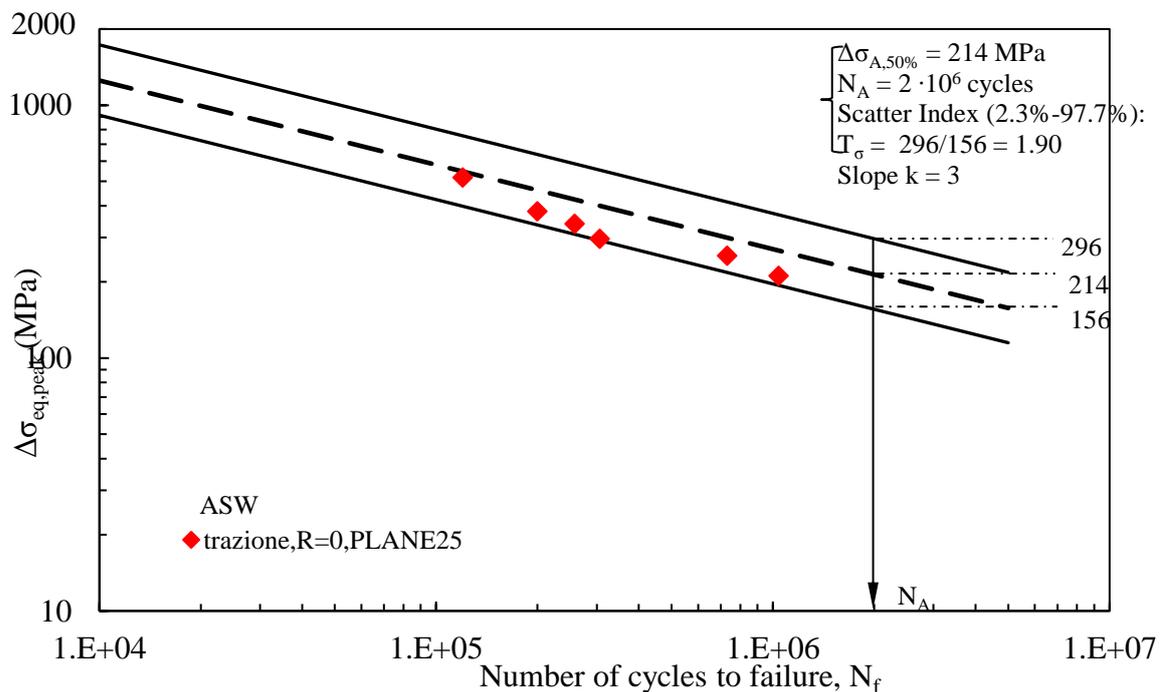


Figura 3-16: confronto tra i dati ottenuti con il Peak Stress Method, utilizzando l'elemento PLANE25, e banda di modo 1[6]

Nella successiva figura 3.17 invece si riporta il confronto tra i dati ottenuti tramite elementi finiti e la banda di Peak Stress Method di modo 3:

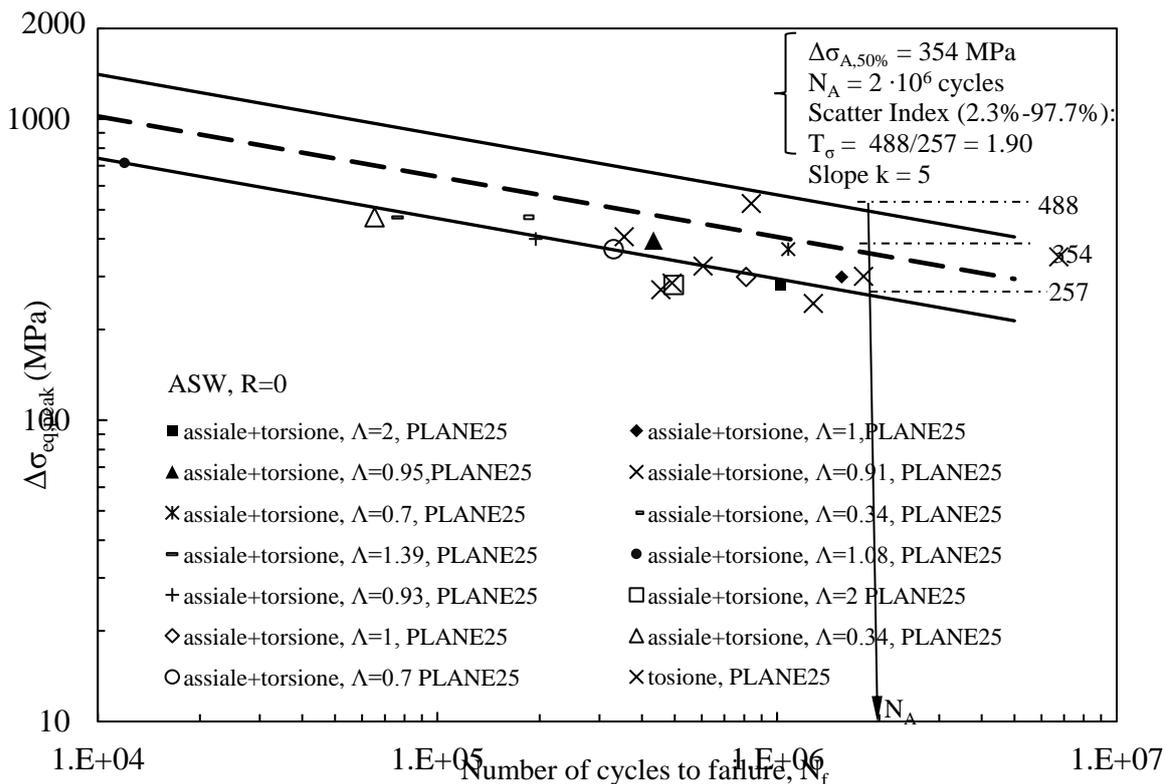


Figura 3-17: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method, nella formulazione basata sull'elemento PLANE25 di ANSYS e la banda di modo 3

Al caso studiato era già stato applicato il Peak Stress Method, usando sempre l'elemento PLANE25, e i risultati sono riportati in letteratura [11]. Si confrontano nei due grafici successivi i risultati presenti in letteratura e quanto ottenuto con la presente analisi (figure 3.18 e 3.19)

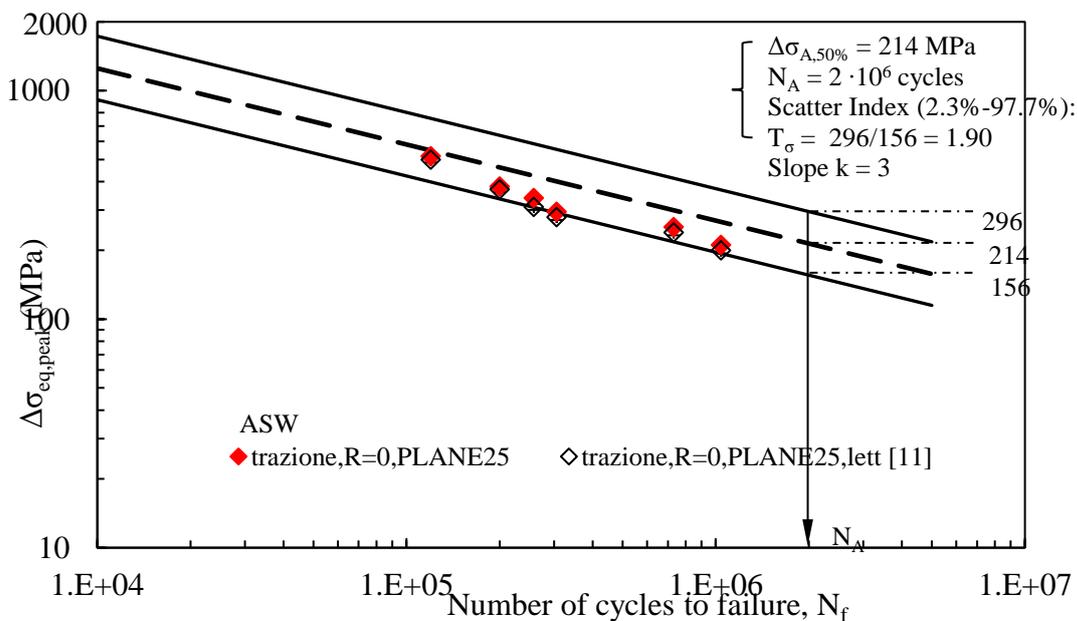


Figura 3-18: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method nella presente analisi utilizzando l'elemento PLANE25 di ANSYS e quanto presente riguardo l'applicazione dello stesso in letteratura [11] per il caso di sola trazione e banda di modo 1 [6]

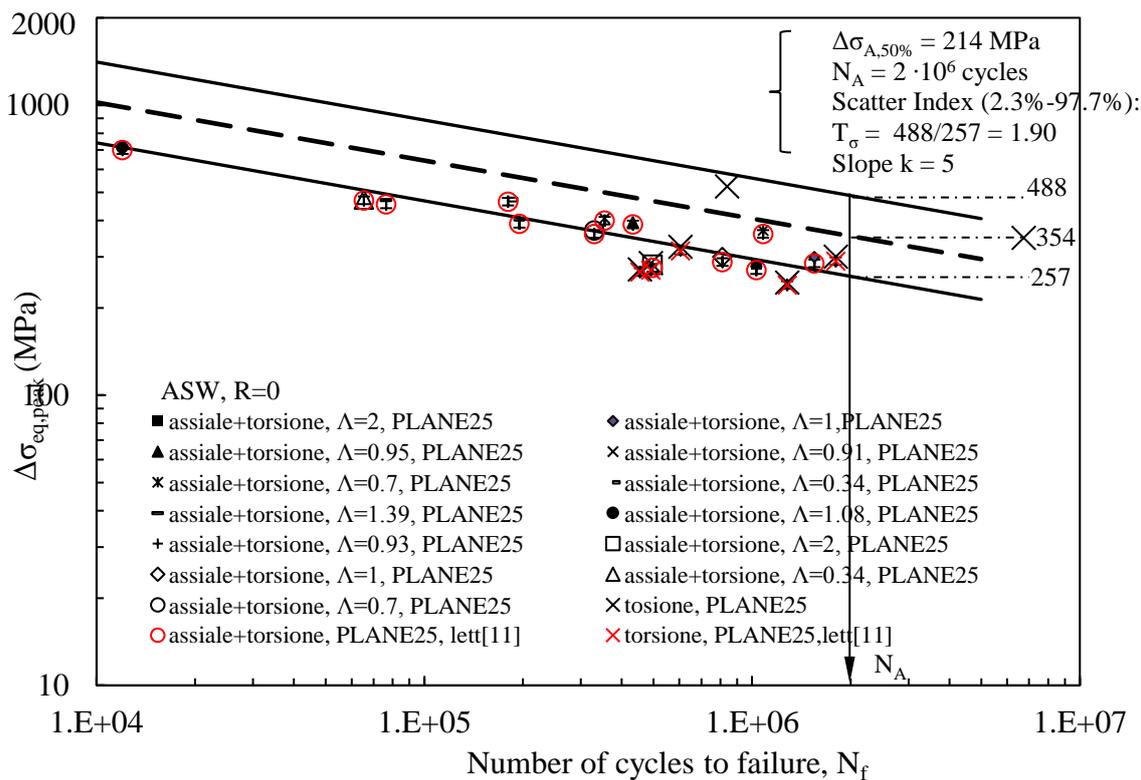


Figura 3-19: confronto tra i risultati ottenuti per il Peak Stress Method nella presente analisi utilizzando l'elemento PLANE25 della libreria di ANSYS e quanto ritrovato in letteratura per l'applicazione dello stesso al medesimo caso studiato [11], per i risultati di pura trazione e trazione e torsione combinata e banda di modo 3 [6]

Da entrambe le immagini si evince che c'è compatibilità tra i dati ottenuti; le bande di incertezza rappresentate sono del 3% per tutti i valori, in quanto si ricava in letteratura che questa è l'incertezza con cui sono definiti i coefficienti  $K_{FE}^*$  e  $K_{FE}^{**}$  per l'elemento PLANE25. Nella seconda immagine possiamo notare che per due valori di tensione di picco equivalente non si è trovato il corrispondente valore in letteratura (pura torsione, caso di carico di 105 MPa nominali e di 158 MPa nominali), questi infatti sono i due valori ritenuti "outlier" dalla letteratura sulla prova sperimentale, in quanto hanno presentato rottura a piede cordone e non a radice cordone, nonostante fossero soggetti ad una sollecitazione di pura torsione [12].

### 3.5: Seconda analisi: elemento SOLID285, tetraedrico a 4 nodi

La seconda analisi agli elementi finiti che si effettua sul giunto in esame prevede l'utilizzo di elementi solidi, tetraedrici a quattro nodi (SOLID285 dalla libreria di ANSYS).

Questa decisione si accompagna ad un aumento considerevole della mole di calcolo necessaria per la risoluzione del modello agli elementi finiti; dato che il modello geometrico è assialsimmetrico è quindi possibile andare a modellare solo un quarto del giunto, assegnando i corretti vincoli di simmetria e antisimmetria, in modo da rispecchiare il caso reale; questo permette di ridurre il numero di nodi ed elementi a parità di dimensione di elemento.

La geometria può venire realizzata semplicemente tramite un'estrusione di 90° attorno all'asse y del modello realizzato per l'analisi con elementi PLANE25, già modificato su ANSYS per ottenere la separazione a radice cordone di saldatura, in questo modo il particolare che rappresenta la radice cordone viene anch'esso creato durante l'estrusione. Questo viene eseguito sia per il caso geometrico a che per il caso geometrico b (figura 3.20).



Figura 3-20: geometrie tridimensionali realizzate per l'analisi del giunto con elemento SOLID285 a 4 nodi

La successiva assegnazione di carichi e vincoli prevede un'attenta analisi del comportamento indotto dalle sollecitazioni assegnate; infatti modellando solo un quarto del giunto, le parti mancanti vengono simulate tramite adeguati vincoli. L'assegnazione di una sollecitazione di trazione comporta uno stato di tensione simmetrico, l'assegnazione di una sollecitazione di torsione invece comporta uno stato di tensione antisimmetrico.

E' evidente che non è possibile assegnare allo stesso caso di carico le due sollecitazioni e i due casi di vincolo, infatti in questa maniera si imporrebbe insieme un comportamento simmetrico e antisimmetrico.

Risulta necessaria quindi la creazione di due load step separati, al primo si assegna la sollecitazione di trazione e il conseguente vincolo di simmetria, al secondo la sollecitazione di torsione e il conseguente vincolo di antisimmetria, i due load step sono necessari per poter creare due diversi "load cases" che verranno combinati durante la fase di post-processing. Le modalità di assegnazione dei vincoli sono visibili nella seguente (figura 3.21)



Figura 3-21: vincoli assegnati al caso geometrico a, a sinistra caso di carico di trazione, a destra torsione

Per la geometria b, data la sollecitazione prevista a sola torsione, è sufficiente la realizzazione di un solo load step, nel quale viene assegnato un vincolo di antisimmetria; vale lo stesso ovviamente per la geometria a nel caso di sola trazione, con l'unica differenza nella natura del vincolo, che deve essere di simmetria.

Rimane comunque ovviamente presente in tutti i casi il vincolo di incastro che simula il reale incastro della flangia del caso sperimentale.

Per l'assegnazione dei carichi si utilizzano ancora le 3.9 e 3.11, in modo da risalire dal dato presente in letteratura, sotto forma di tensione nominale assegnata nella prova sperimentale, alla forza; la forza assegnata è pari ad un quarto di quella ottenuta con le equazioni di cui sopra, dato che si è modellato solo un quarto del giunto completo.

Per la trazione la forza ottenuta viene suddivisa sui nodi dell'area di estremità del tubo e assegnata come sollecitazione in direzione y, per la torsione vengono assegnate due forze (ciascuna pari a metà della forza ottenuta) ai nodi estremi dell'arco di 90° del bordo del tubo, con direzione z per quella applicata nel piano xy e x per quella applicata nel piano yz.

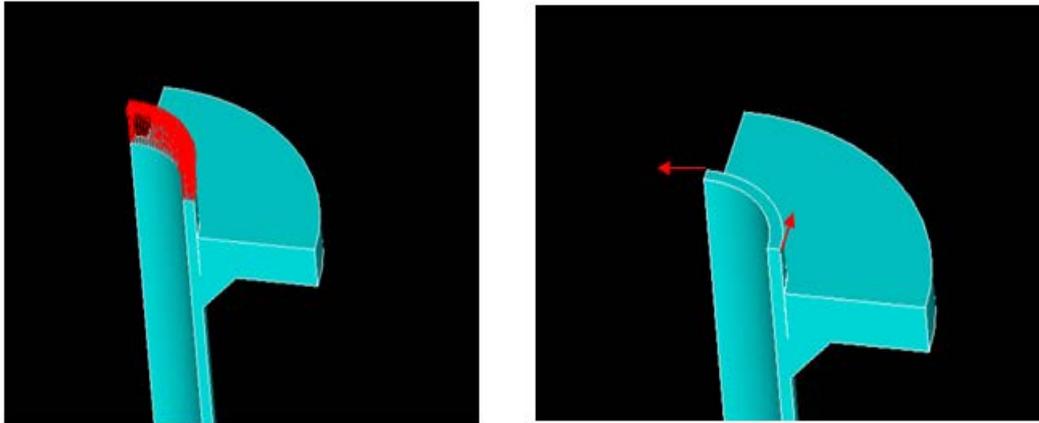


Figura 3-22: assegnazione del carico di trazione (sinistra) e torsione (destra) al modello geometrico del caso a

Ci si preoccupa a questo punto della realizzazione della mesh, secondo i dettami del Peak Stress Method, come già svolto per il caso precedente al paragrafo 3.5.

I limiti previsti per l'applicazione in termini di dimensione "d" della mesh sono diversi da elemento ad elemento, si riportano di seguito in tabella quelli previsti per l'elemento SOLID285 a 4 nodi [6]:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	KFE*
SOLID285	1	0	3	1.75
		135	3	1.75
				KFE**
	2	0	3	2.65
		135	-	-
				KFE***
	3	0	5	2.5
		135	5	2.5

Tabella 3-6: limiti sulla dimensione d imposti dal Peak Stress Method per l'elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi [6]

Come già evidenziato per l'elemento bidimensionale, le limitazioni sono espresse in forma adimensionale rispetto ad una quantità "a", questa assume, nel caso del lato radice cordone, il valore minimo tra l e z (rispettivamente la lunghezza della separazione tra i due componenti saldati alla radice cordone e l'altezza del cordone di saldatura), per il lato piede cordone invece il valore dello spessore t [6].

C'è quindi una differenza rispetto al caso precedente, in termini della definizione della quantità "a" di riferimento, si riportano in ogni caso i valori assunti dalle diverse quantità per i due casi geometrici studiati:

- Caso a: t=3,2 mm, l=12 mm, z=11 mm
- Caso b: t=7 mm, l=12 mm, z=11 mm

Dato l'obiettivo di testare le prestazioni del peak Stress Method si sceglie di assegnare la dimensione  $d$  massima possibile, tra quelle consentite. Si analizzano quindi i valori massimi assunti da  $d$  per il lato piede cordone e per il lato radice cordone per i diversi modi di sollecitazione, si noti come in questo caso la dimensione "a" sia pari a 3,2 mm per il piede cordone e a 11 mm per la radice cordone:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID285	1	0	3	3,67
		135	3	1,06
	2	0	3	3,67
		135	-	-
	3	0	5	2,2
		135	5	0,64

Tabella 3-7: valori limite assunti dalla quantità "d" per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico a, utilizzando l'elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi

Per il caso geometrico a abbiamo una sollecitazione a trazione e una sollecitazione a torsione e trazione combinata;

- Nel primo caso (trazione pura) si ha la presenza di modo 1 a piede cordone e di modo 1 e modo 2 a radice cordone, dalla tabella 3.7 è evidente che il limite più stretto è imposto dal piede cordone in quanto la dimensione "a" è molto minore rispetto al caso radice cordone; la dimensione limite per questo caso è infatti imposta dal modo 1 a piede cordone ed è pari a 1,06 mm
- nel secondo caso alle sollecitazioni elencate sopra si aggiunge il modo 3 sia a piede cordone che a radice cordone, questo comporta una dimensione limite adottabile come dimensione media di elemento di 0,64 mm.

Si possono quindi realizzare due diverse mesh per i casi analizzati, una destinata all'applicazione della sola sollecitazione di trazione e una destinata all'applicazione delle sollecitazioni di trazione e torsione combinate.

Di seguito si riportano due immagini di dettaglio delle mesh realizzate (figura 3.23)

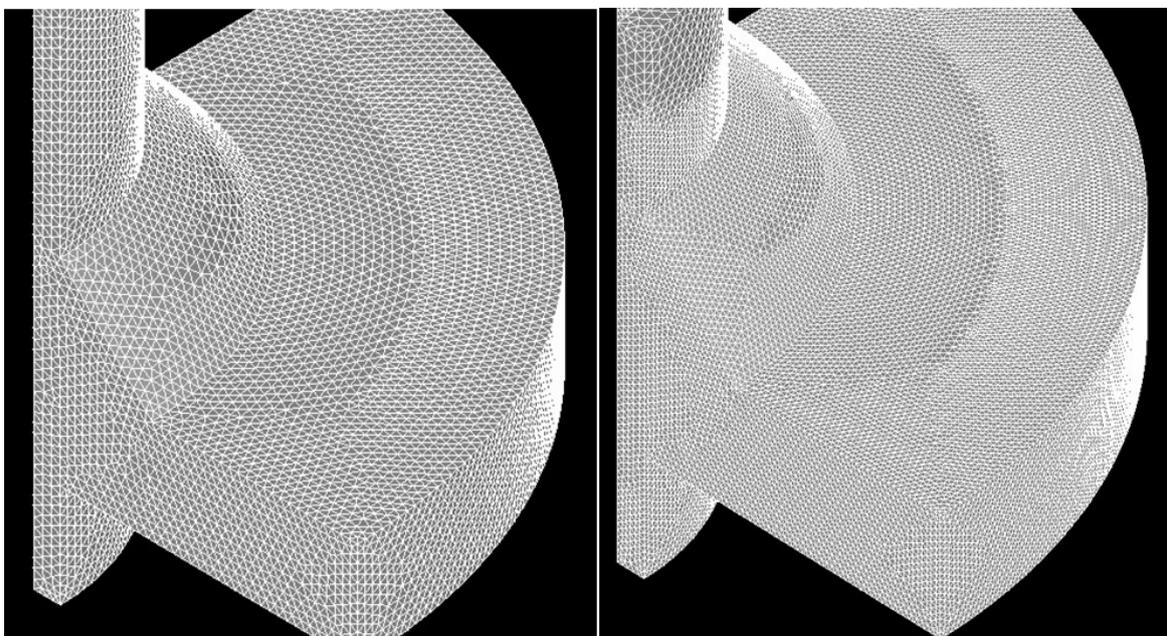


Figura 3-23: dettaglio della mesh realizzata per il caso a, con elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi, nel caso di sollecitazione a pura trazione (sinistra) e sollecitazione a trazione e a torsione combinata (destra)

Lo stesso ragionamento viene seguito per il caso geometrico b, in questo caso il valore di "a" è ancora pari a 11 mm per il lato radice cordone, è invece pari a 7 mm per il lato piede cordone (tabella 3.8);

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID285	1	0	3	3,67
		135	3	2,33
	2	0	3	3,67
		135	-	-
	3	0	5	2,2
		135	5	1,4

Tabella 3-8: valori limite assunti dalla quantità "d" per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico b, utilizzando l'elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi

Il caso geometrico b prevede sollecitazione di sola torsione, questo si traduce nella presenza del solo modo 3 a piede cordone e a radice cordone; ancora si nota che il limite imposto a piede cordone è quello dominante, a causa della dimensione minore di "a" per questo caso. Si ottiene una dimensione d massima utilizzabile di 1,4 mm (modo 3 a piede cordone di saldatura).

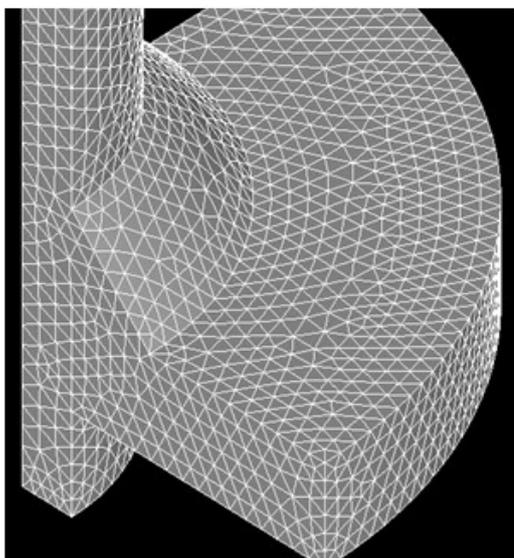


Figura 3-24: mesh realizzata per il caso geometrico b, con elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi.

A questo punto vi sono alcune operazioni che è stato necessario eseguire prima di passare al calcolo della tensione di picco equivalente;

La prima è la necessità di utilizzare, per la seconda mesh creata (sollecitazione di trazione e di torsione, caso geometrico a), una sottomodellazione. Infatti, assegnati carichi e vincoli al modello complessivo del giunto, la memoria disponibile non risulta sufficiente per permettere la risoluzione, nonostante si sia utilizzata la dimensione massima consentita per la convergenza del Peak Stress Method per gli elementi.

Si realizza quindi un modello completo del giunto, sui cui viene realizzata una mesh con elemento SOLID285 di dimensione tale da permettere la risoluzione e, insieme, da avere convergenza dei risultati di tensione lungo i nodi dove si andrà a separare il sottomodello dal modello principale.

Si decide di effettuare questa separazione ad una distanza dal piede cordone pari all'altezza del cordone di saldatura stesso (11 mm), a cui si aggiunge un volume di "raccordo", di altezza 6 mm, sui cui verrà realizzata una mesh con dimensione di elemento pari a quella che si ha nel modello principale, in modo da poter assegnare gli spostamenti ottenuti per quest'ultimo ai nodi corrispondenti del sottomodello. In figura 3.25 è possibile vedere sia il modello geometrico principale sia il sottomodello realizzati.

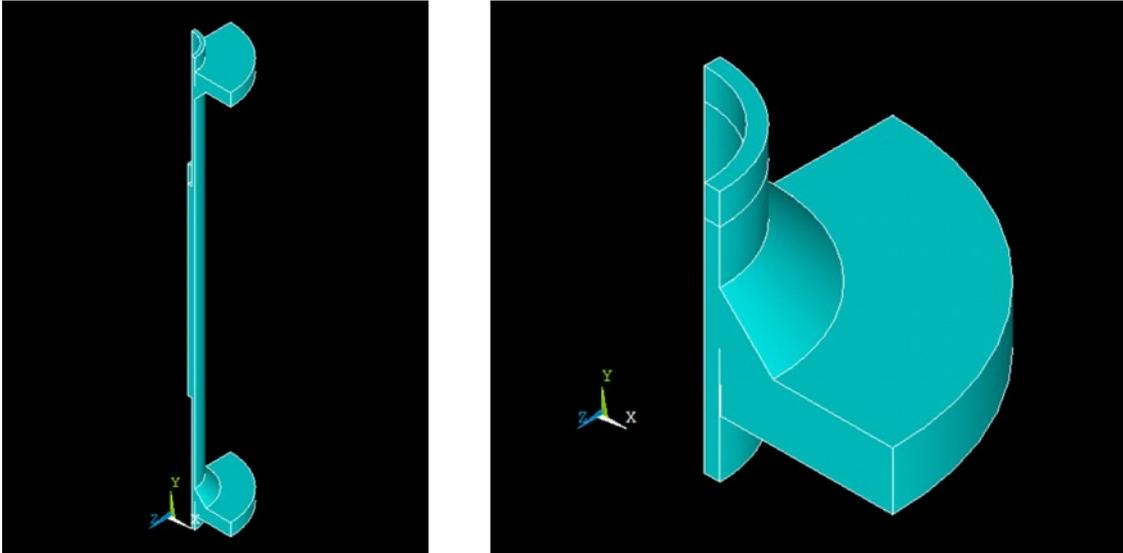


Figura 3-25: modello principale e sottomodello realizzato per il giunto a, si può notare a destra il volume di raccordo sul sottomodello

Per prima cosa si effettua una prima risoluzione del modello principale, per torsione (tensione nominale assegnata di 180 MPa sullo spessore minore) e per trazione (tensione nominale assegnata 100 MPa sullo spessore minore) per una mesh realizzata ancora come “mesh free”, imponendo la dimensione globale di elemento pari a  $d=2$  mm. Vengono rilevate le tensioni lungo la coordinata y, assiale, dovute sia alla torsione sia alla trazione, separatamente. In seguito, si effettua nuovamente la stessa analisi cambiando la dimensione della mesh ( $d=1,2$  mm). Questa risulta la dimensione di elemento massima adottabile per avere una risoluzione sufficientemente rapida (entro la mezz’ora di tempo). Si noti che con la dimensione scelta per l’altezza del volume di raccordo in quest’ultimo trovano posto un numero finito di elementi lungo la direzione y (3 nel primo caso e 5 nel secondo).

Vengono poi confrontati sullo stesso grafico le tensioni dovute alla trazione e alla torsione nei due casi di mesh realizzate (figura 3.26 e 3.27)

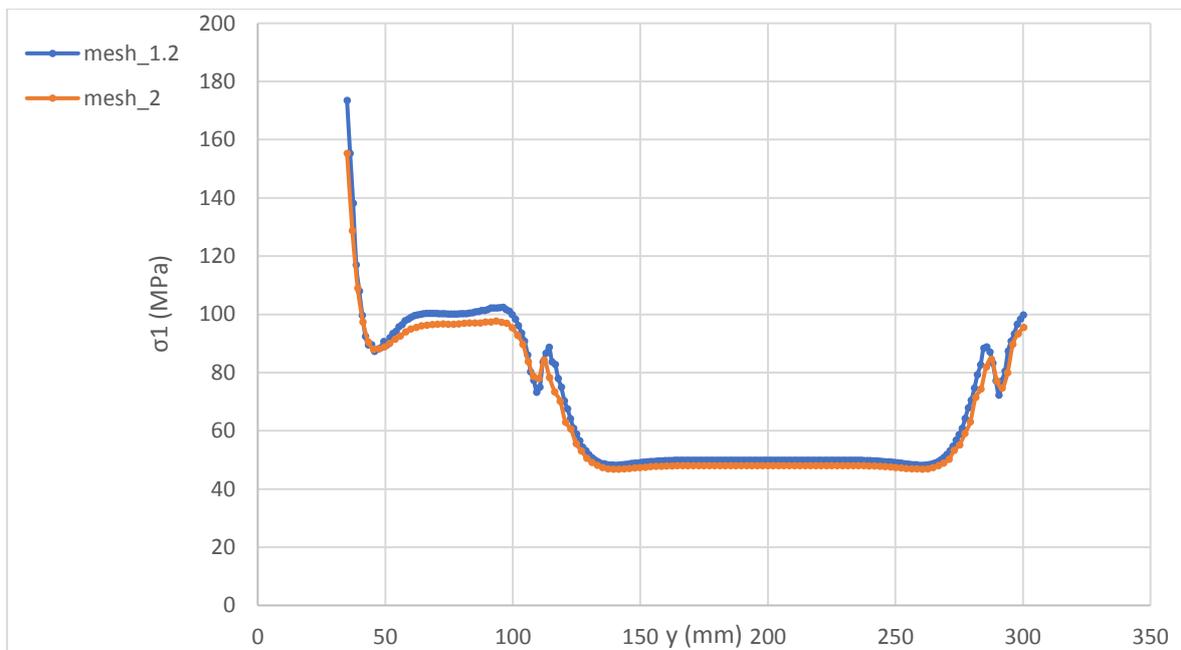


Figura 3-26: confronto dell'andamento delle tensioni dovute alla sola trazione ottenute per una mesh di 2 mm e di 1,2 mm

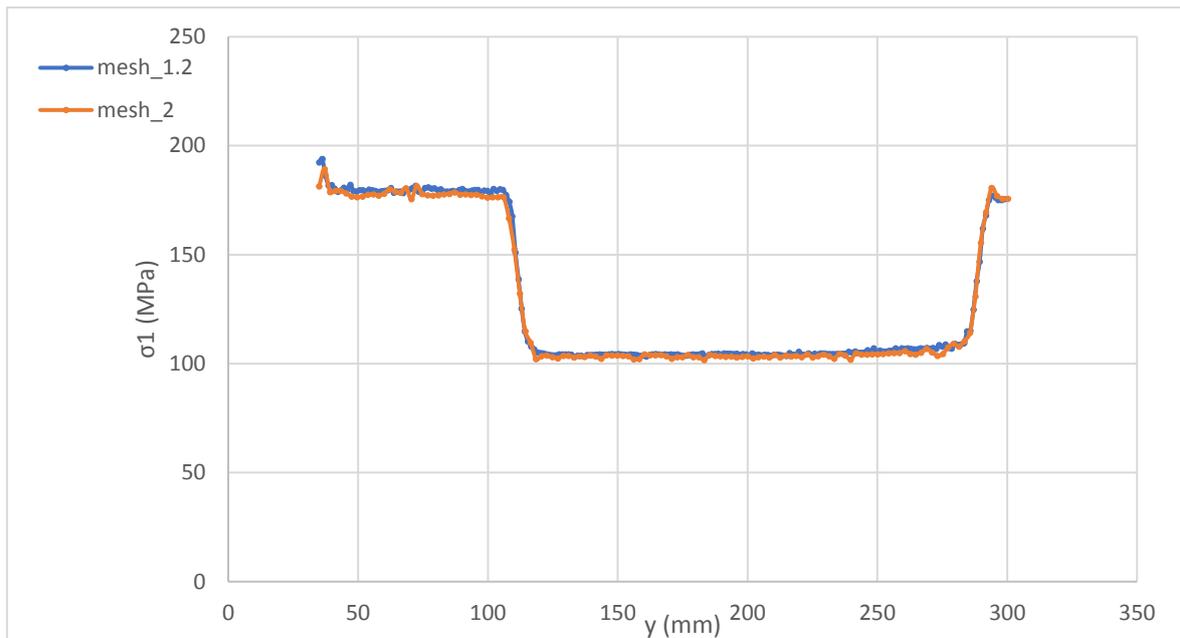


Figura 3-27: confronto dell'andamento delle tensioni dovute alla sola torsione ottenute per una mesh di 2 mm e di 1,2 mm

Si può notare dai grafici come l'accordo ottenuto per la torsione sia maggiore rispetto a quello ottenuto per la trazione. Inoltre, per il valore minimo di  $y$  (coordinata assiale) considerato per la rilevazione delle tensioni, si nota uno scarto tra i valori ottenuti molto maggiore (11% per la trazione, 6% per la torsione); questo punto corrisponde all'apice dell'intaglio a V di piede cordone, per il quale, essendo uno spigolo vivo, è plausibile che la dimensione di elemento utilizzata non sia sufficiente per avere convergenza.

Per avere la conferma di poter utilizzare queste dimensioni di elemento però è sufficiente che vi sia convergenza nel punto in cui si prevede di andare a separare il sottomodello dal modello principale, che si trova ad una distanza dall'origine pari a 41 mm. Si ottiene uno scarto percentuale di 2,23% per i risultati di trazione e di 0,55% per il caso di torsione.

Per entrambi i casi una dimensione di mesh di 2 mm risulta sufficiente per garantire la convergenza dei risultati sui nodi di bordo, è quindi possibile proseguire.

Sul modello principale con dimensione di elemento  $d=2$  mm vengono allora assegnate le sollecitazioni previste, con le modalità presentate all'inizio della trattazione dell'elemento SOLID285 a 4 nodi, e questo viene risolto. In seguito, gli spostamenti ottenuti per i nodi di bordo da questa risoluzione vengono assegnati come vincoli agli stessi nodi di bordo del submodel, che viene quindi risolto in maniera coerente con quanto previsto. A questo punto si possono rilevare le tensioni di modo 1, 2 e 3, dovute al caso di carico assegnato, ed è quindi possibile calcolare la tensione di picco equivalente.

Negli altri due casi di mesh realizzata non risulta necessario passare attraverso sottomodellazioni per arrivare alla risoluzione, è quindi sufficiente assegnare carichi e vincoli al modello completo e in seguito risolvere. E' possibile anche in questo caso quindi calcolare la tensione di picco equivalente avendo ottenuto le tensioni di modo 1, modo 2 e modo 3.

Per quanto riguarda la rilevazione della tensioni di picco, si segue ancora la definizione presentata ad inizio capitolo con riferimento alle figure 3.1 e 3.2; questo significa che per la radice cordone il sistema di riferimento utilizzato è globale cilindrico, con asse di rotazione individuato dall'asse  $y$ , e le tensioni vengono così definite:

- Modo 1, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di apertura nel sistema di riferimento globale è  $\sigma_{xx}$
- Modo 2, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di scorrimento nel sistema di riferimento globale è  $\tau_{xy}$

- Modo 3, presente nel caso a e b, dovuto alla sollecitazione di torsione, la tensione di strappo nel sistema di riferimento globale è  $\tau_{xz}$

Per il piede cordone invece la trattazione risulta ancora complicata dalla presenza di un intaglio a V, che rappresenta il piede cordone stesso, per cui la bisettrice dell'angolo  $2\alpha$  è inclinata rispetto al sistema di riferimento globale. Si era trovata una soluzione, nel caso piano, andando a creare un sistema di riferimento locale che corrispondesse con quello di definizione.

Nel caso tridimensionale però i nodi su cui deve essere rilevata la tensione sono tutti quelli appartenenti alla linea che definisce il piede cordone; non risulta inoltre possibile creare un unico sistema di riferimento locale che permetta di rilevare le tensioni di apertura, scorrimento e strappo secondo definizione per tutti i nodi. Ne consegue la necessità di creare un sistema di riferimento locale per ciascun nodo.

Svolgere questo compito tramite l'utilizzo dell'interfaccia grafica risulta un lavoro lungo, in quanto nelle tre mesh realizzate si ha un numero di nodi lungo la linea di piede cordone pari a 37 (dimensione  $d=1,06$  mm), 52 (dimensione  $d=0,64$  mm) e 31 (dimensione  $d=1,4$  mm).

Si sceglie quindi di procedere tramite codice APDL.

Vi sono anche qui due possibilità, la prima consiste nello scrivere uno script MATLAB, creando un ciclo "for" che dia in output i comandi in APDL necessari per la creazione dei sistemi di riferimento desiderati; la seconda è quella di procedere con un ciclo iterativo direttamente in APDL, ed è la strada scelta.

I sistemi di riferimento locali che si vogliono andare a creare presentano le seguenti caratteristiche:

- Origine coincidente con il nodo su cui si intende andare a rilevare la tensione di picco
- Direzione x coincidente con la direzione della bisettrice dell'angolo  $2\alpha$
- Piano xy radiale e passante per l'asse y del sistema di riferimento globale

Possiamo vedere i sistemi di riferimento già realizzati nella figura 3.28

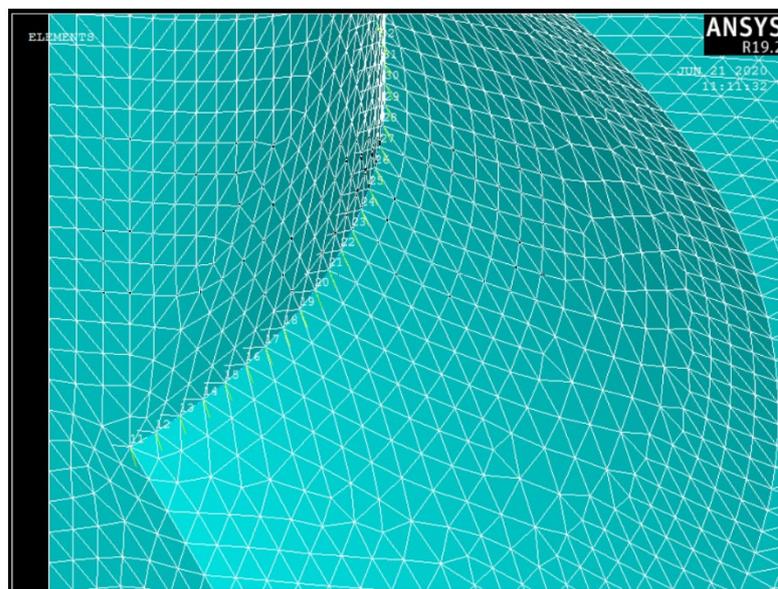


Figura 3-28: sistemi di riferimento locali lungo la linea del piede cordone per la mesh con dimensione  $d=1,06$  mm

Vengono operativamente realizzati sfruttando tre keypoints, dove il primo keypoints rappresenta l'origine del sistema di riferimento, coincide quindi con il nodo dove vengono rilevate le tensioni. Il secondo keypoints deve dare la direzione dell'asse x. Viene scelto di definire questo keypoints sull'asse y del sistema di riferimento assoluto, ad una distanza dall'origine tale da imporre un angolo di  $67,5^\circ$  rispetto all'asse x del sistema di riferimento. Indicando con "b" la distanza lungo l'asse y del nodo di piede cordone e con  $d_e$  il diametro esterno del tubo, si ottiene la distanza "c" del keypoint dall'origine lungo l'asse y tramite la seguente:

$$c = b - \tan(67,5^\circ) * \frac{d_e}{2} = 35 - \tan(67,5^\circ) * 24,3 = -23,67 \text{ mm} \quad \text{Eq. 3.14}$$

Il terzo keypoint invece ha le stesse coordinate x e z del primo, ma diversa coordinata y. Per definirlo si sono sfruttati i nodi presenti sulla linea che definisce la fine del contatto tubo-flangia, in quanto il numero di nodi presenti su questa linea è uguale al numero dei nodi di origine dei sistemi di riferimento locale, e ciascuno di essi ha la stessa coordinata x e z di uno dei nodi definenti le origini dei sistemi di riferimento locali.

Di seguito si riporta il codice APDL utilizzato per la creazione dei sistemi di riferimento:

```

prep7
!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp
CSKP,11,1,33,31,76
CSKP,12,1,34,31,77
!sistemi di riferimento da 13 a 19
I=1
I_INI=1
I_FINI=6
STEP_N=6
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=35+I
Y=77+I
S=12+I
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
CSKP,19,1,42,31,85
CSKP,20,1,43,31,86
!sistemi di riferimento da 21 a 31
J=1
J_INI=1
J_FINI=10
STEP_N=10
STEP_INC=(J_FINI-J_INI)/(STEP_N-1)
*DO,J,J_INI,J_FINI,STEP_INC
O=44+J
Y=86+J
S=20+J
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
!sistemi di riferimento da 32 a 34
K=1
K_INI=1
K_FINI=2
STEP_N=2
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=54+K
Y=97+K
S=30+K
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
!sistemi di riferimento da 24 a 39
L=1
L_INI=1

```

```

L_FINI=6
STEP_N=6
STEP_INC=(L_FINI-L_INI)/(STEP_N-1)
*DO,L,L_INI,L_FINI,STEP_INC
O=57+L
Y=99+L
S=32+L
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
CSKP,39,1,64,31,107
CSKP,40,1,65,31,108
!sistemi di riferimento da 40 a 47
M=1
M_INI=1
M_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(M_FINI-M_INI)/(STEP_N-1)
*DO,M,M_INI,M_FINI,STEP_INC
O=66+M
Y=108+M
S=40+M
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
CSKP,48,1,16,31,74

```

Tramite l'utilizzo di un singolo ciclo "DO" si realizza un'iterazione, grazie a quest'ultima ad ogni passo viene incrementato il numero che rappresenta l'etichetta del sistema di riferimento locale, il numero del keypoints che ne identifica l'origine e il numero del keypoints utilizzato per individuare la posizione del piano xy. Si noti che il keypoint che identifica la posizione dell'asse x è invece lo stesso per tutti i sistemi di riferimento.

La numerazione dei keypoints non è esattamente sequenziale, questo comporta che sia necessario scrivere più cicli, presentanti la stessa sintassi descritta sopra, per la creazione di tutti i sistemi di riferimento.

Lo stesso problema deve essere affrontato per quanto riguarda la rilevazione delle tensioni di modo 1 e 3 a piede cordone;

Da definizione queste sono:

- Modo 1, presente nel caso a, dovuto alla sollecitazione di trazione, la tensione di apertura nel sistema di riferimento locale "11" è  $\sigma_{yy}$
- Modo 3, presente nel caso a e b, dovuto alla sollecitazione di torsione, la tensione di strappo nel sistema di riferimento locale "11" è  $\tau_{yz}$

Le grandezze indicate fanno riferimento al sistema di riferimento locale di ogni nodo, ciò significa che per ottenere le tensioni di modo 1 e 3 è necessario selezionare il nodo, selezionare il sistema di riferimento coerente con il nodo precedentemente selezionato e richiedere in output le tensioni di modo 1 e 3 secondo le definizioni di cui sopra. In seguito, si passa al copiare questi valori all'interno di un file Excel dove verranno rielaborati per il calcolo della tensione di picco equivalente. Tutto questo deve essere fatto per tutti i nodi lungo la linea di piede cordone. Ricordiamo inoltre che ci sono diversi casi di carico da analizzare, per cui, quindi, va ripetuto il processo appena spiegato.

Lavorare tramite APDL risulta quindi ancora vantaggioso; per prima cosa si impone la creazione di un file di testo, in cui verranno riportate le tensioni ottenute e il nodo per cui sono state rilevate.

In seguito, si entra in post-processing e si inizia il ciclo "DO" iterativo, nel singolo passo dell'iterazione viene selezionato il nodo i-esimo e impostato il sistema di riferimento per la visualizzazione dei risultati riferito al nodo i-esimo, si richiede poi in output il valore di tensione a cui si è interessati (nel codice presentato di seguito quella di apertura), si passa poi all'apertura del file precedentemente creato su cui vengono riportati il valore

di tensione e l'etichetta del nodo di riferimento. Il file viene poi chiuso, vengono selezionati tutti i nodi e il ciclo compie l'iterazione successiva.

Si ottiene alla fine del ciclo un file di testo dove sono riportati i risultati numerici ottenuti per la tensione di modo 1 e i corrispondenti nodi in cui è stata prelevata.

Di seguito si riporta il codice utilizzato:

```
/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=36
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=10+L
N=7277+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
!l'ultimo nodo non segue la stessa numerazione degli altri,
!per cui il risultato viene prelevato a parte al di fuori del ciclo DO
ALLSEL,ALL
RSYS,48
NSEL,S,, 7263
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,7263,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,7263,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
```

Il codice presentato per la rilevazione dei risultati è stato utilizzato per ottenere la tensione di solo modo 1, per il modo 3 cambia unicamente la tensione prelevata, che risulta appunto quella di modo 3 da definizione.

Inoltre, i codici si riferiscono alla prima mesh realizzata, ossia dimensione  $d=1,06$  mm. Per gli altri due casi la sintassi del codice non cambia, vi sono semplicemente un numero diverso di iterazioni, in quanto cambia il numero di nodi totale sui cui applicare il ciclo, e diversi identificativi per i nodi

Una volta rilevate le tensioni di picco di apertura, di scorrimento e di strappo a radice cordone e a piede cordone, per il calcolo della tensione di picco equivalente è necessario passare per il calcolo delle tensioni mediate.

Infatti, come già spiegato al capitolo 2 (Eq 2.7), l'irregolarità dimensionale degli elementi tetraedrici non assicura che la dimensione "d" sia effettivamente costante, quindi un singolo nodo potrebbe essere condiviso da elementi con diversa dimensione; la definizione originale del Peak Stress Method, ricavata per elementi piani, prevedeva però che la dimensione "d" fosse costante. Per ovviare al problema non vengono quindi utilizzate la tensione puntuali, ma delle tensioni mediate definite come segue in 3.15:

$$\overline{\sigma_{11,peak,n=k}} = \frac{\sigma_{11,peak,n=k-1} + \sigma_{11,peak,n=k} + \sigma_{11,peak,n=k+1}}{3} \quad \text{Eq. 3.15 [10]}$$

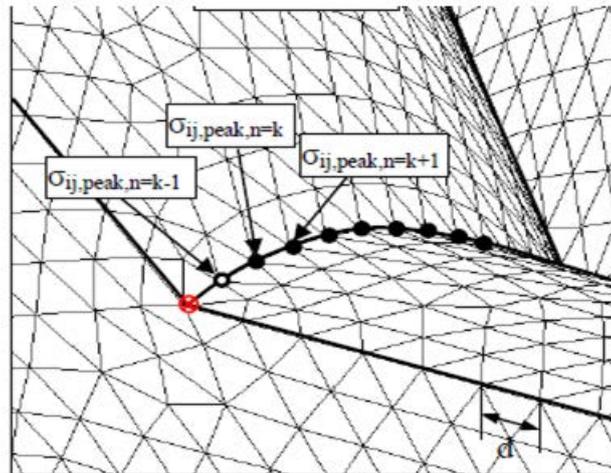


Figura 3-29: nodi per il calcolo delle tensioni mediate [6]

Questo tipo di approccio causa la perdita di quattro dati, infatti la tensione rilevata al primo e all'ultimo nodo del percorso viene ritenuta non valida, questo impedisce il calcolo della tensione mediata al secondo e penultimo nodo.

Nella fase di analisi dei risultati emerge, come già anticipato, che la sollecitazione di torsione influenza il solo modo 3, mentre la sollecitazione di trazione influenza i soli modi 2 e 1. Nel calcolo della tensione di picco queste tre quantità, quando presenti, sono considerate separatamente. Sarebbe stato quindi consentito, nel caso di sollecitazione a torsione e trazione combinata, assegnare separatamente i carichi e vincoli e mantenere separati i casi di carico anche in fase di post-processing. Sebbene corretto, questo risulta un procedimento più lento per la rilevazione delle tensioni dovute ai diversi modi.

Si passa a questo punto alla rappresentazione grafica dei dati ottenuti, come eseguito per l'elemento PLANE25.

La scelta della banda del Peak Stress Method da utilizzare per il confronto dei dati segue quanto già eseguito precedentemente, in quanto non dipende dall'elemento utilizzato ma dai modi di sollecitazione agenti; per cui i casi di torsione e trazione combinata e torsione pura vengono confrontati con la banda di modo 3 ( $\lambda$ , biaxiality ratio locale, definita dalla 3.12, maggiore di zero), mentre i casi sollecitati a sola trazione sono confrontati con la banda di modo 1 ( $\lambda$ , biaxiality ratio locale, definita dall'equazione 3.12, pari a zero).

Di seguito si riportano i risultati ottenuti:

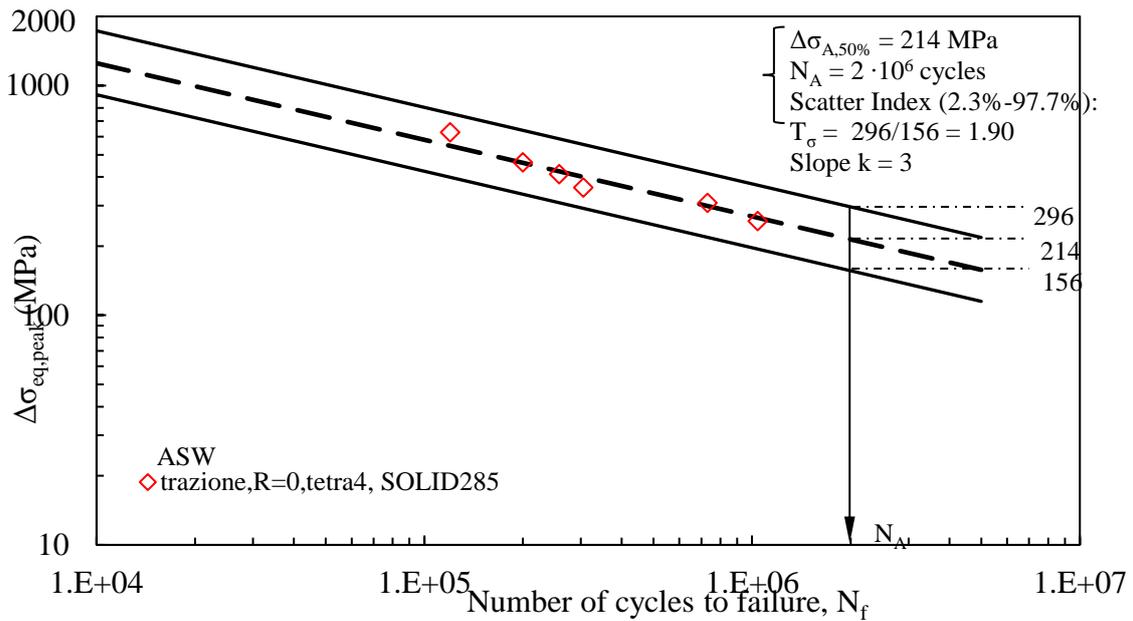


Figura 3-30: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method per la sola sollecitazione di trazione, caso geometrico a, modellato con elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi, e la banda di modo 1 di letteratura [6]

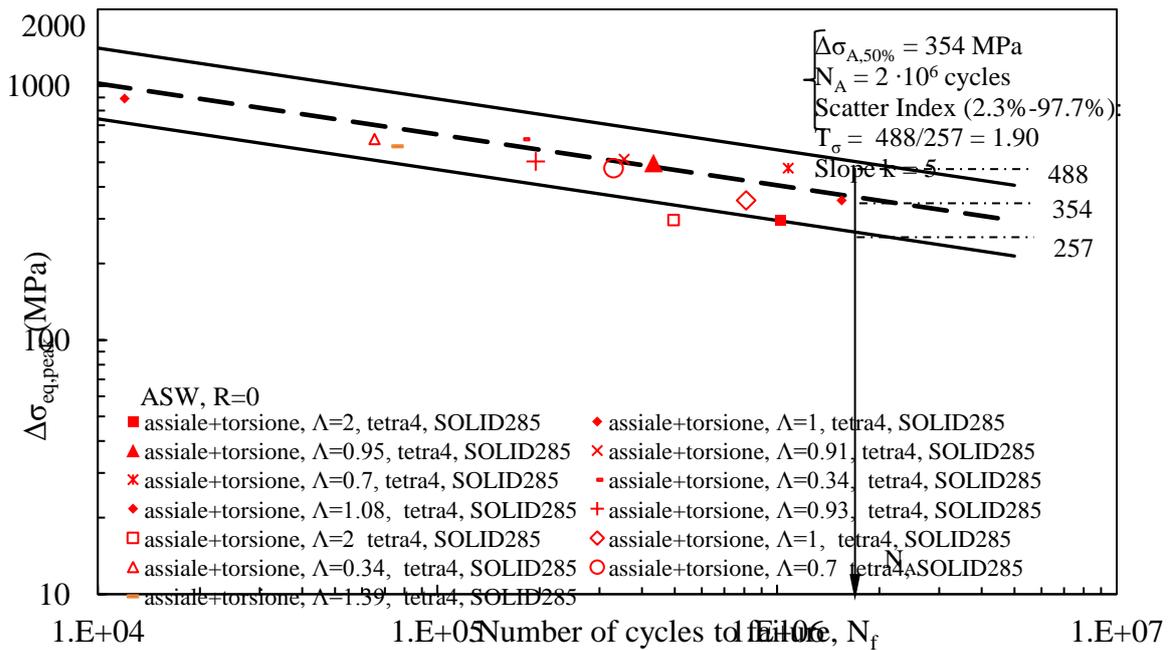


Figura 3-31: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method per la sollecitazione di torsione pura e di trazione e torsione, caso geometrico a e b, modellato con elemento SOLID285 tetraedrico a 4 nodi, e la banda di modo 3 di letteratura [6]

### 3.6: Terza analisi: elemento SOLID187, tetraedrico a 10 nodi

La terza analisi agli elementi finiti prevede di utilizzare un elemento tridimensionale, tetraedrico, a dieci nodi per la modellazione (SOLID187 dalla libreria di ANSYS).

A livello di modellazione geometrica non ci sono differenze con il caso riportato nella seconda analisi, ancora, infatti, si modella solo un quarto della geometria completa. Questo permette di limitare la mole di calcolo, che

in questo caso, a parità di dimensione di elemento, è ancora maggiore rispetto al caso analizzato al paragrafo precedente, a causa del numero maggiore di nodi associati al singolo elemento (dieci contro i quattro del caso precedente).

L'assegnazione di carichi e vincoli segue quanto già presentato; in breve quindi si sfruttano le equazioni 3.10 e 3.11 per il calcolo delle sollecitazioni da assegnare, la trazione è assegnata come forza in direzione y a tutti i nodi della superficie superiore del tubo, la torsione viene assegnata come due forze agli estremi dell'arco di 90° rappresentante la superficie superiore stessa; Inoltre ai casi sollecitati a torsione sono assegnati vincoli di antisimmetria alle superficie di separazione del quarto di modello dal resto dell'assieme, ai casi sollecitati a trazione invece si assegnano vincoli di simmetria alle stesse superfici. Per l'assegnazione insieme di torsione e di trazione, per i casi di carico combinati, si sfruttano due load step separati. Ancora viene ovviamente mantenuto il vincolo di incastro sulla superficie inferiore della flangia.

Per quanto riguarda la realizzazione della mesh, questa viene realizzata come previsto come “mesh free” imponendo una dimensione globale di elemento “d”. Questa è determinata scegliendo la dimensione massima possibile tra quelle consentite dalle condizioni di utilizzo del Peak Stress Method, in modo da poter utilizzare i valori di  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$  presenti in letteratura per l'elemento considerato[6]

Elemento	Modo	2α	a/d	KFE*
SOLID187	1	0	3	1.05
		135	1	1.21
				KFE**
	2	0	1	1.63
		135	-	-
				KFE***
	3	0	3	1.37
		135	3	1.7

Tabella 3-9: limiti sul valore di dimensione della mesh previsti nell'applicazione del Peak Stress Method all'elemento SOLID187 tetraedrico a dieci nodi [6]

I limiti previsti sono sempre assegnati in forma adimensionale, con riferimento ad una quantità “a”, che, come nel caso analizzato al paragrafo precedente, assume il valore di t (spessore del tubo) per il lato piede cordone e il valore minimo tra quelli assunti da l e z per la radice cordone (la lunghezza della separazione a radice cordone di saldatura per i due componenti saldati e l'altezza del cordone di saldatura stesso).

I valori geometrici del caso in esame vengono riportati per comodità:

- Caso a: t=3,2 mm, l=12 mm, z=11 mm
- Caso b: t=7 mm, l=12 mm, z=11 mm

Come già notato al paragrafo precedente, la dimensione “a” per il caso geometrico a per il lato piede cordone è data dallo spessore 3,2 mm, per il lato radice invece è pari a 11 mm. Applicando le limitazioni presentate in tabella 3.9, si ottengono i valori massimi per d presentati in tabella 3.10:

Elemento	Modo	2α	a/d	d (mm)
SOLID187	1	0	3	3,67
		135	1	3,2
	2	0	1	5,5
		135	-	-
	3	0	3	3,67
		135	3	1.06

Tabella 3-10 valori limite assunti dalla quantità “d” per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico a, utilizzando l'elemento SOLID187 tetraedrico a 10 nodi

Come nei casi precedenti, al caso geometrico a sono assegnate sollecitazioni di trazione e di trazione e torsione combinate;

- nel caso di sola sollecitazione di trazione si rilevano modo 1 a piede cordone e modo 1 e 2 a radice cordone. Questo comporta una dimensione massima di “d” utilizzabile di 3,2 mm
- nel caso in cui la sollecitazione è di trazione e torsione combinata, oltre ai modi già elencati si aggiunge il modo 3 a piede cordone e a radice cordone. Il limite sulla dimensione massima di “d” viene allora imposto dal modo 3 a piede cordone e questa è pari a 1,06 mm.

Per il caso geometrico b, per il lato piede cordone il valore di “a” è lo spessore del tubo, quindi 7 mm, per il lato radice cordone è ancora pari a 11 mm, e questo comporta le seguenti dimensioni limite per il valore “d”

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID187	1	0	3	3,67
		135	1	7
	2	0	1	5,5
		135	-	-
	3	0	3	3,67
		135	3	2,33

Tabella 3-11: valori limite assunti dalla quantità "d" per il lato piede cordone e per il lato radice cordone di saldatura sotto i diversi modi di sollecitazione nel caso geometrico b, utilizzando l'elemento SOLID187 tetraedrico a 10 nodi

Al caso geometrico b viene assegnata una sollecitazione sempre di sola torsione, questa comporta la presenza di solo modo 3 a piede cordone e a radice cordone, il valore massimo ammissibile per la dimensione d media di elemento nella mesh è quindi pari a 2,33 mm.

Si sono quindi individuati tre diversi valori limiti della dimensione media della mesh, a seconda della geometria e del tipo di sollecitazione; di seguito vengono riportate le mesh realizzate (figura 3.32)

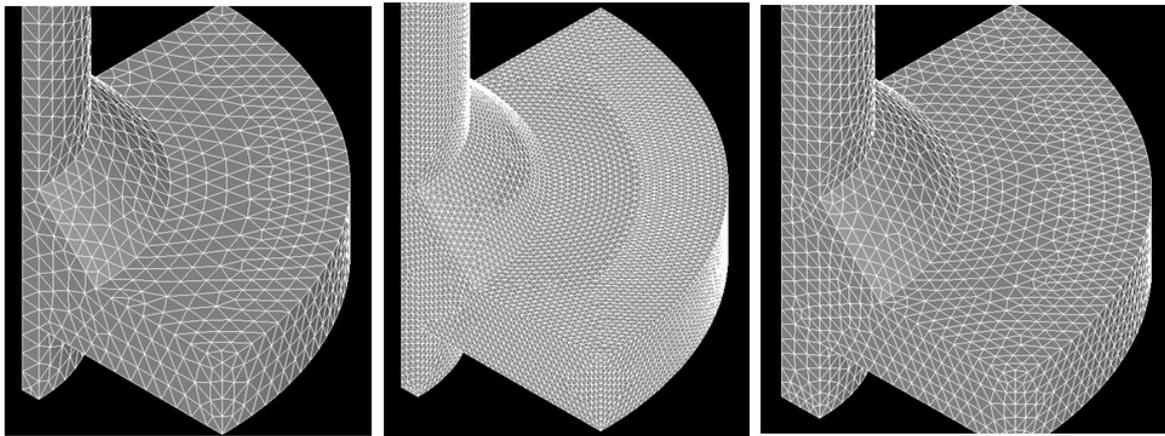


Figura 3-32: mesh realizzate per l'analisi del caso geometrico a sollecitato a trazione (sinistra) a trazione e torsione combinata (centrale) e caso b con sola torsione (destra) con elemento SOLID187 tetraedrico a dieci nodi

Nonostante l'utilizzo di un elemento con maggiore numero di nodi, la realizzazione di una mesh con dimensione maggiore rispetto al caso precedentemente analizzato (la dimensione più piccola con cui si lavora passa da 0,64 mm a 1,06 mm) permette di risolvere i modelli senza ricorrere a sottomodellazione

Nella fase di analisi dei risultati, la definizione delle tensioni di modo 1, 2 e 3 a radice cordone e piede cordone segue quanto già visto nel caso dell'elemento tetraedrico a quattro nodi; vi è però una differenza nel numero di nodi in cui si effettua la rilevazione delle tensioni.

Infatti, un elemento a dieci nodi possiede un nodo intermedio tra i due nodi di estremità di ogni lato, per come è definito il Peak Stress Method per gli elementi tetraedrici a dieci nodi, le tensioni di picco devono essere rilevate sui soli nodi di estremità [6]

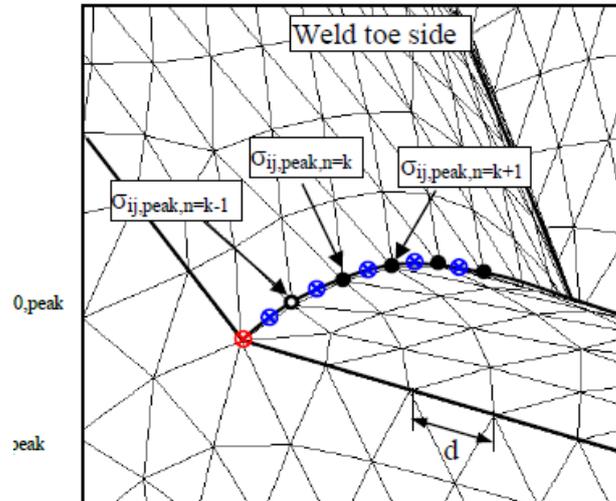


Figura 3-33: nodi su cui è possibile rilevare le tensioni al fine del calcolo della tensione mediata (Eq. 3.14); in blu e rosso i nodi da escludere, in nero quelli da considerare, nel caso si utilizzi un elemento tetraedrico a 10 nodi per l'applicazione del Peak Stress Method [6]

Inoltre, la rilevazione della tensioni di modo 1 e modo 3 a piede cordone, per il calcolo della tensione mediata (Eq. 3.14) rimane ancora complicata dalla presenza di una direzione di riferimento  $\theta=0$  inclinata rispetto agli assi del sistema di riferimento assoluto.

Come già visto, è necessaria la creazione di un sistema di riferimento locale per ogni nodo in cui sia necessario rilevare le tensione lungo la linea di piede cordone; si procede ancora tramite codice APDL.

Per quanto presentato in immagine 3.33, il codice APDL scritto per la creazione dei sistemi di riferimento locale deve presentare una differenza rispetto a quanto già visto, evidente all'interno del ciclo iterativo. I sistemi locali vengono ancora creati sfruttando tre keypoints, che ne identificano il punto di origine, la direzione dell'asse x e il piano xy. Seguendo questo metodo di definizione, nel codice APDL si andrà a variare la definizione del keypoint che definisce l'origine e di quello che si utilizza per l'identificazione del piano xy. Infatti, queste devono essere tali da andare a creare il sistema di riferimento desiderato non in tutti i nodi, ma solo in quelli di estremità del singolo elemento; si riporta in seguito la sola parte di ciclo iterativo a cui siamo interessati, per permettere di cogliere la differenza con il caso precedentemente riportato:

```

I=1
I_INI=1
I_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=35+2*I
Y=118+2*I
S=12+I
CSKP,S,1,O,300,Y
*ENDDO

```

E' possibile notare che l'espressione utilizzata per definire le quantità O ed Y, le quali identificano appunto i keypoints di cui sopra, permette di ottenere i sistemi di riferimento come desiderato per la seconda mesh realizzata (dimensione  $d=1,06$  mm) (figura 3.34)

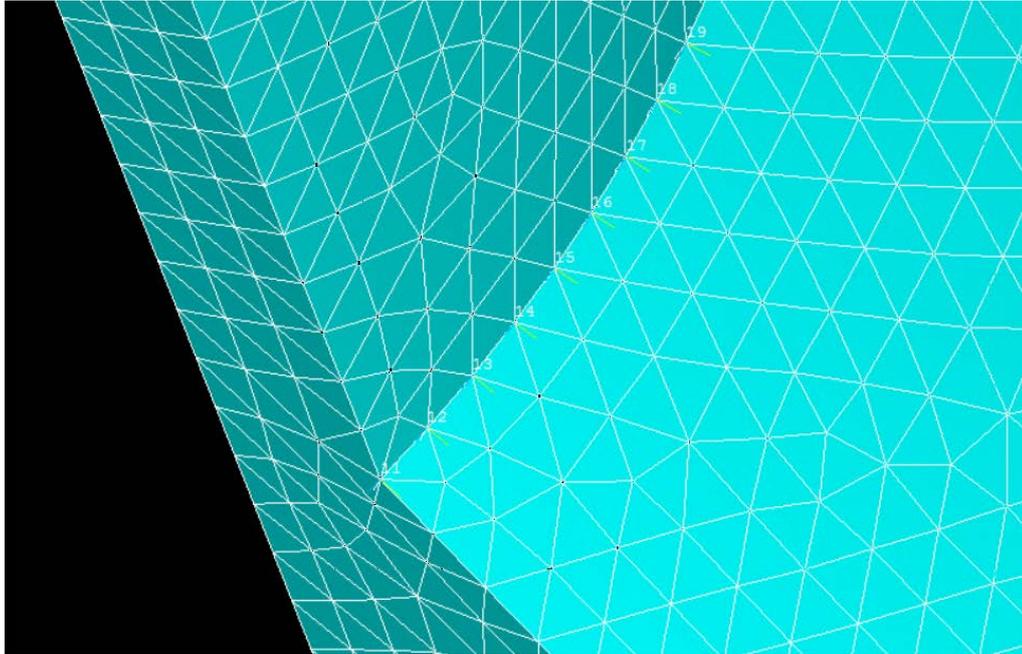


Figura 3-34: sistemi di riferimento locali creati lungo la linea di piede cordone nella modellazione con elemento tetraedrico a dieci nodi

Lo stesso fatto si può notare nei codici scritti per la rilevazione delle tensioni nodali a piede cordone. Di seguito si riporta quanto si è utilizzato per ottenere la tensione di apertura; per la tensione di strappo si ha la stessa sintassi, mentre è diversa la definizione della tensione che deve essere copiata nel file di testo. Si noti la definizione della quantità “N”, che rappresenta il nodo dove viene rilevata la tensione ad ogni iterazione successiva (16esima riga di codice); l’indice ad ogni iterazione aumenta di un’unità, ed essendo N definito come  $N=N\text{ iniziale}+2*(\text{valore dell'indice})$  quest’ultimo aumenta di due ad ogni iterazione.

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOOPEN,'RESW_ACC_1_187','DAT',,,APPEND
*VWRITE,'N','SI'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=36
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=10+L
N=28771+2*L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, , N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOOPEN,'RESW_ACC_1_187','DAT',,,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
*ENDDO

```

```

!l'ultimo nodo non segue la stessa numerazione degli altri,
!per cui il risultato viene prelevato a parte al di fuori del ciclo DO
ALLSEL,ALL
RSYS,48
NSEL,S,,28741
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,28741,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,28741,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS

```

Entrambi i codici riportati sono riferiti alla mesh con dimensione  $d=1,06$  mm, si tenga conto che la differenza per i restanti due casi è unicamente nel numero di iterazioni totali e nelle etichette di identificazione dei nodi presenti.

A questo punto risultano note le tensioni di modo 1, modo 2 e modo 3, per i diversi casi studiati, sia a piede cordone che a radice cordone.

Una volta ottenuta la tensione di picco equivalente, si ripetono i ragionamenti fatti sulla scelta della banda del Peak Stress Method presente in letteratura; dato che questa scelta non è influenzata dall'elemento non vi sono differenze rispetto ai casi già presentati, (elemento tetraedrico a quattro nodi ed elemento piano).

Ancora quindi si fa riferimento alla "biaxiality ratio" locale  $\lambda$  definita nella 3.13 per la scelta della banda di Peak Stress Method a cui riferire i dati ottenuti; come già visto quindi sulla banda di modo 1 vengono plottati i risultati del caso di carico di sola trazione, in quanto la  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  considerata è quella di piede cordone, alla quale contribuisce la sola tensione di modo 1; sulla banda di modo 3 i risultati del caso di carico di torsione e di trazione e torsione combinata; in quanto la  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  considerata è a piede cordone con sollecitazione di modo 1 e di modo 3 oppure a radice cordone con sollecitazione di puro modo 3; quanto ottenuto è mostrato nelle seguenti figure 3.35 e 3.36:

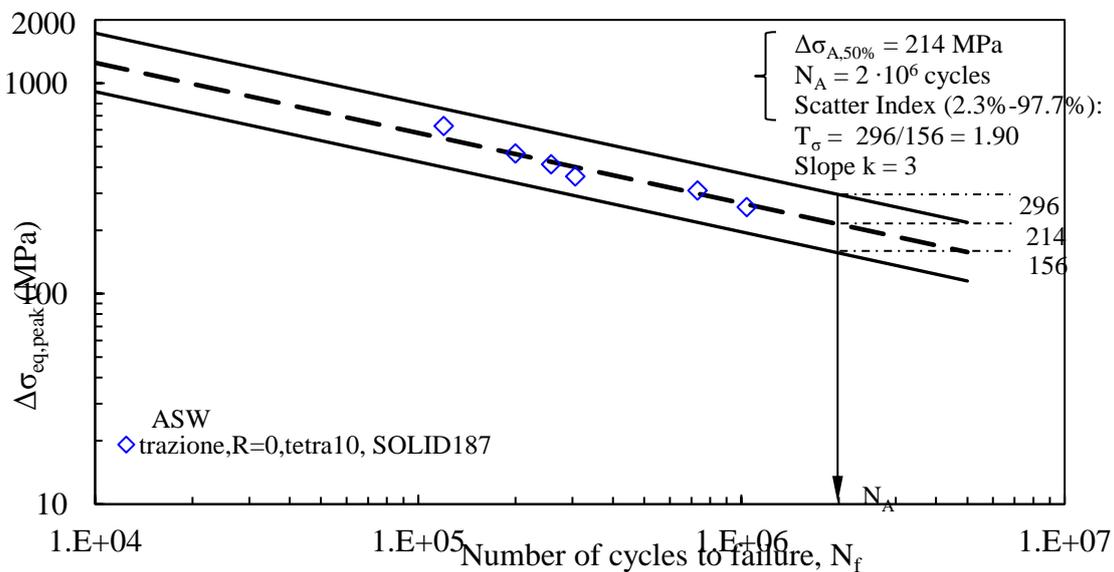


Figura 3-35: confronto tra i dati ottenuti tramite l'applicazione del Peak Stress Method utilizzando elemento SOLID187 tetraedrico a 10 nodi per il caso geometrico a sollecitazione di pura trazione e la banda di Peak Stress Method di modo 1 presente in letteratura [6]

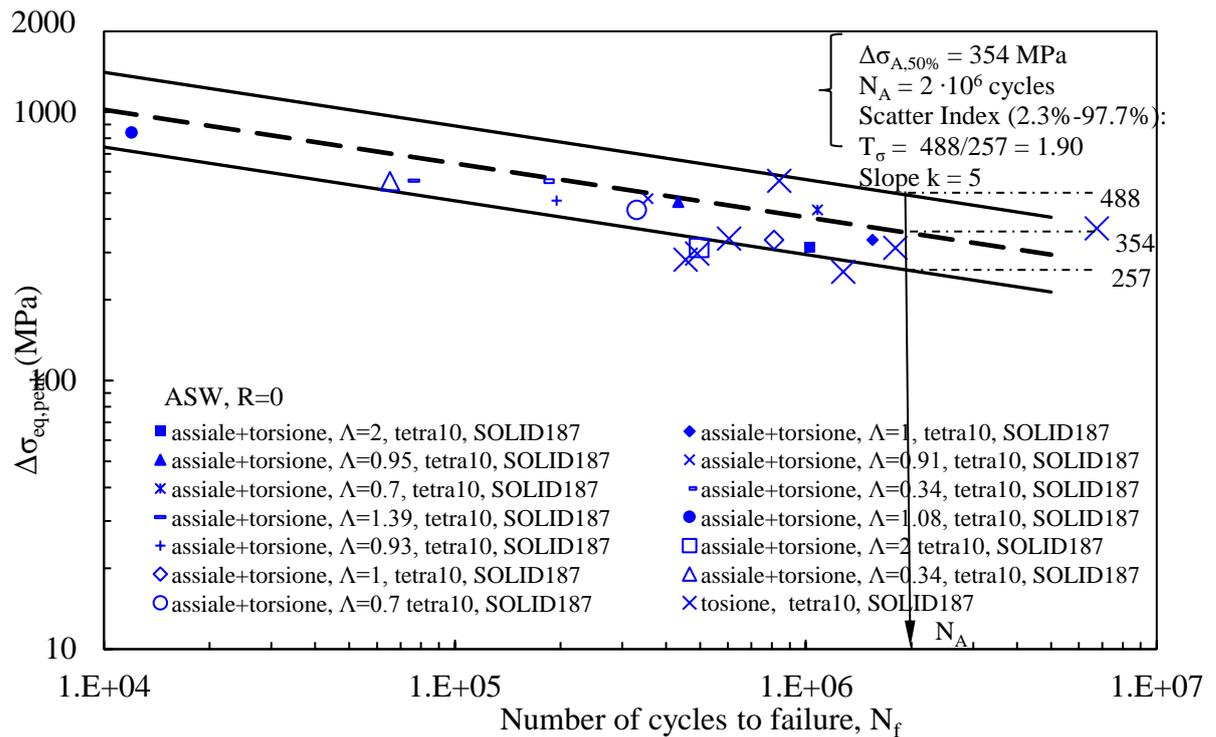


Figura 3-36: confronto tra i dati ottenuti tramite l'applicazione del Peak Stress Method utilizzando l'elemento SOLID187 tetraedrico a dieci nodi per il caso geometrico b e sollecitazione di sola torsione e per il caso a e sollecitazione combinata di trazione e torsione e la banda di Peak Stress Method di modo 3 [6]

Oltre al confronto tra i dati ottenuti tramite analisi agli elementi finiti e la banda presente in letteratura, risulta interessante confrontare i dati ottenuti con diversi elementi; i risultati ottenuti nel caso di pura trazione e banda di modo 1 sono rappresentati di seguito (figura 3.37)

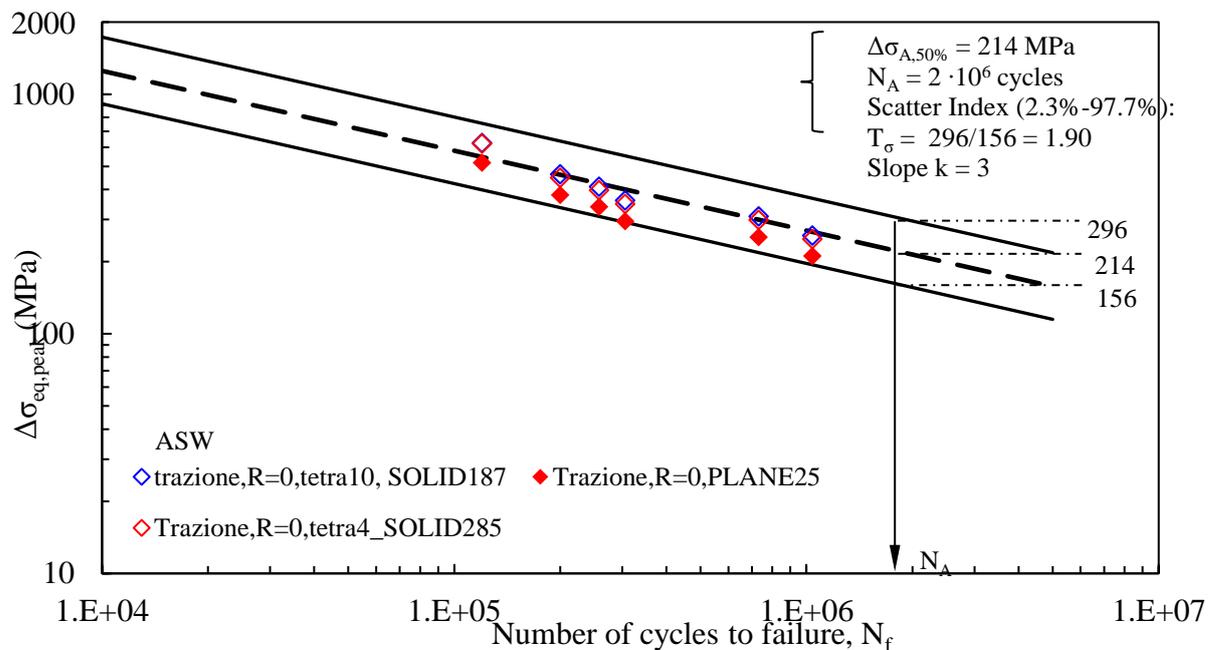


Figura 3-37: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method per il caso geometrico a e sollecitazione di sola trazione con i diversi elementi utilizzati (SOLID285 tetraedrico a quattro nodi, SOLID187 tetraedrico a 10 nodi e PLANE25 bidimensionale a quattro nodi [6])

Si può notare che i dati ottenuti sono tutti contenuti all'interno della banda di previsione del Peak Stress Method, con probabilità di sopravvivenza che va dal 2,3% al 97,7%; la differenza tra i dati ottenuti con elementi bidimensionali e tridimensionali sembra però marcata.

Si ottiene che lo scarto percentuale tra i risultati ottenuti per la sollecitazione di sola trazione è dell'ordine del 3% tra elementi tetraedrici, del 17% tra elementi tetraedrici a dieci nodi ed elementi bidimensionali e del 14% tra elementi bidimensionali ed elementi tetraedrici a quattro nodi.

In letteratura, i coefficienti  $K_{FE}^*$ ,  $K_{FE}^{**}$ ,  $K_{FE}^{***}$  sono definiti con un corrispondente errore percentuale, ciò significa che pur rimanendo entro le regole dettate del Peak Stress Method il valore che possono assumere questi è contenuto all'interno di una certa banda, piuttosto che essere un valore unico precisamente definito.

Nel grafico in figura 3.37 sono presentati i dati relativi alla sola sollecitazione di trazione, per cui la rottura avviene sperimentalmente a piede cordone. In termini di tensioni locali e intagli a V questo si traduce nell'avere la sola sollecitazione a modo 1; quindi per il calcolo della tensione di picco equivalente si è utilizzato il solo coefficiente  $K_{FE}^*$ . In letteratura [6] le bande di incertezza riportate sono le seguenti:

- $K_{FE}^* = 1,38 \pm 3\%$  per gli elementi PLANE25 (2D)
- $K_{FE}^* = 1,75 \pm 22\%$  per gli elementi SOLID285 (3D, 4 nodi)
- $K_{FE}^* = 1,05 \pm 15\%$  per gli elementi SOLID187 (3D, 10 nodi)

Andando a tenere conto di queste incertezze sui risultati ottenuti, si può modificare il grafico presentato in figura 3.37 come segue:

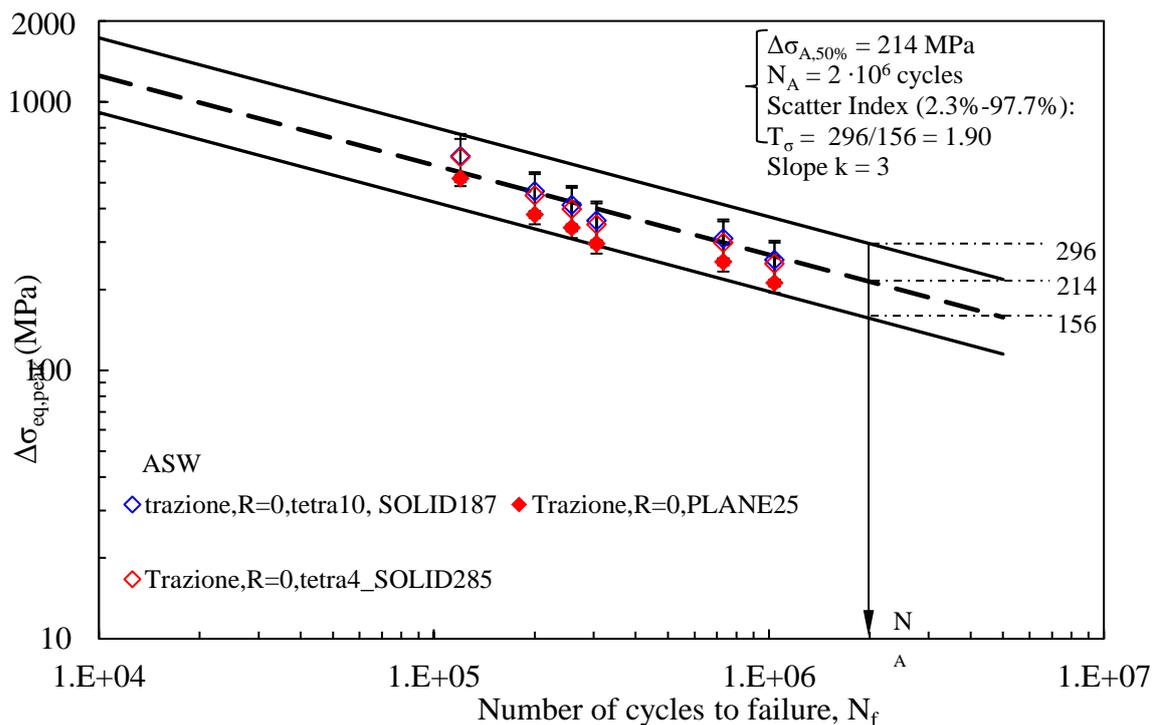


Figura 3-38: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method per il caso geometrico a e sollecitazione di sola trazione modellato con elemento SOLID285, SOLID187 e PLANE25, comprensivi delle bande di errore previste da letteratura [6]

Si può notare come vi sia compatibilità tra i dati ottenuti con elemento tetraedrico a quattro nodi ed elemento piano e tra quanto ottenuto con i due elementi tridimensionali, la compatibilità tra i risultati ottenuti per elementi tetraedrici a dieci nodi ed elementi piani è invece al limite, come si può vedere dalla sovrapposizione tra le bande di incertezze che per questo caso è minima.

Si prosegue nell'analisi e nel confronto dei risultati considerando quanto ottenuto per sollecitazione combinata di trazione e torsione e sola torsione, per cui è necessario considerare la banda di modo 3:

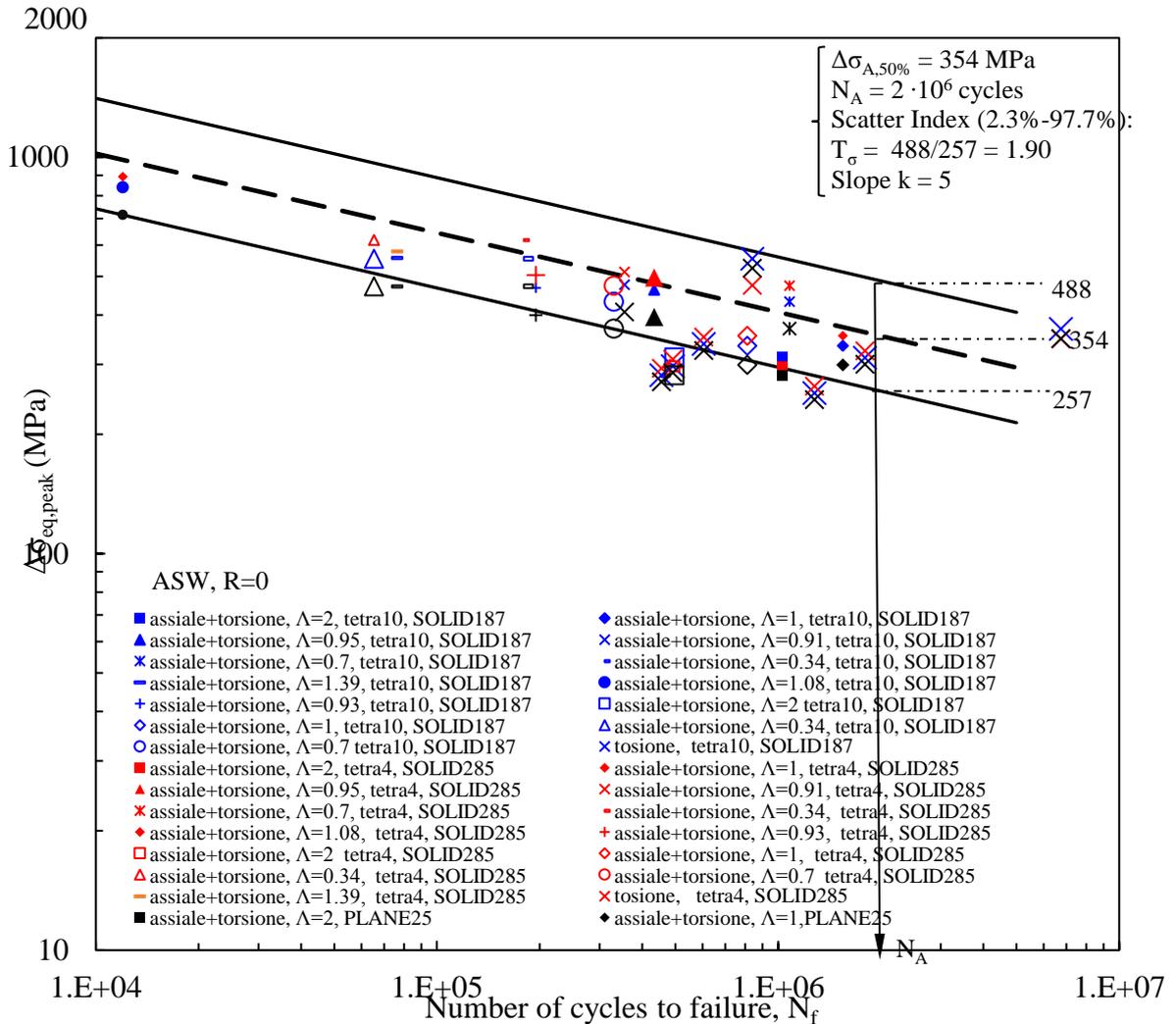


Figura 3-39: confronto tra i dati ottenuti tramite Peak Stress Method per elementi tetraedrici a dieci nodi (SOLID187), tetraedrici a quattro nodi (SOLID285) e bidimensionali a quattro nodi (PLANE25) con la banda di Peak Stress Method di modo 3

Si noti come la simbologia utilizzata preveda lo stesso simbolo per identificare un preciso caso di carico, e diversi colori per i diversi elementi (circolare per SOLID285, linea per PLANE25 e croce per SOLID187) nel caso di carico combinato e per il caso di pura torsione.

Visivamente è quindi immediatamente percepibile come  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  ottenuta per gli elementi piani sia minore rispetto a quella ottenuta per gli elementi tetraedrici anche in questo caso (si aveva lo stesso per la sollecitazione a solo modo 1).

Analizzando i valori ottenuti nel caso di sollecitazione a torsione e a trazione combinata si rileva una differenza dell'ordine del 17% tra i risultati ottenuti per l'elemento PLANE25 e l'elemento tetraedrico a quattro nodi SOLID285 e del 10% tra i risultati ottenuti per l'elemento PLANE25 e l'elemento tetraedrico a dieci nodi SOLID187. Tra elementi tetraedrici la differenza è dell'ordine del 7%.

Inoltre, i risultati per i casi di carico combinato ottenuti con l'utilizzo di elemento piano PLANE25 tendono ad essere al limite della banda di Peak Stress Method, per sette tra i tredici casi di carico combinato i valori ottenuti si situano infatti a cavallo della retta per il 97,7% di probabilità di sopravvivenza.

I risultati ottenuti per la torsione (solo modo 3) invece sembrerebbero presentare una dispersione maggiore, all'interno dei risultati ottenuti dall'analisi per lo stesso elemento, rispetto a quanto ottenuto per la sollecitazione combinata a modo 1 e 3. In realtà, è necessario considerare che i due risultati che presentano una

tensione di picco equivalente maggiore sono i due risultati ritenuti “outlier” nella prova sperimentale, dove cioè la rottura è avvenuta a piede cordone e non alla radice cordone; per questi si è quindi utilizzato come  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  quella ottenuta per il piede cordone, che in tutti e tre i casi applicativi studiati è risultata maggiore circa del 35%. Se si escludono questi valori, si nota come i risultati per il solo modo 3 seguano l’andamento presentato anche dai casi di carico combinati, cioè il posizionamento nella banda tra il 50% e il 97,7% di probabilità di sopravvivenza e una dispersione non eccessiva come poteva apparire a prima vista.

Lo scarto presente tra i risultati ottenuti per diversi elementi per sollecitazione a sola torsione è dell’ordine del 5% sia per il confronto tra elemento PLANE25 ed elemento tetraedrico a dieci nodi (SOLID187) che per quanto riguarda il confronto tra i due elementi tetraedrici; per il confronto tra elemento PLANE25 ed elemento tetraedrico a quattro nodi (SOLID285) è invece dell’ordine del 7%.

## 4. Capitolo 4: Stato dell'arte per la vita a fatica di giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile

Per comprendere le conoscenze attuali sulla vita a fatica di giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile, su cui basare la ricerca di cui in esame, è importante un'attenta analisi della letteratura corrente sull'argomento. A questo scopo, nel capitolo presente, ci si pone l'obiettivo di analizzare alcuni lavori svolti nel passato, evidenziando eventuali tendenze comuni rilevate nel comportamento a fatica dei componenti studiati. Si dedica perciò un singolo paragrafo allo studio e al riassunto degli aspetti salienti degli articoli analizzati. E' possibile notare, studiando i diversi articoli, che ciascun autore utilizza diversi metodi per effettuare verifiche a fatica su giunti saldati, risulta quindi complesso confrontare i risultati ottenuti in articoli diversi. Allo stesso modo, anche il calcolo del danneggiamento viene svolto con diverse modalità, e non sempre queste vengono dichiarate; viene quindi effettuata una rielaborazione dei risultati sperimentali ottenuti, in modo da poter effettuare il confronto voluto. Per tutti gli articoli analizzati, le informazioni vengono riassunte in una tabella, riportata in Appendice B.

### 4.1: Sonsino [13]

Il primo lavoro analizzato è stato pubblicato nel 2004, ad opera di Sonsino [13]. L'obiettivo era quello di indagare gli effetti di diversi acciai e di sollecitazioni ad ampiezza variabile sulla vita a fatica di giunti saldati.

#### 4.1.1: Geometria e materiali

Nel lavoro studiato si sono testati giunti in tre diversi acciai, S355, S960 e S690. Le caratteristiche dei materiali sono riportate nella seguente tabella 4.1;

Materiale	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
S355	355	520
S690	690	800
S960	960	1050

Tabella 4-1: Caratteristiche dei materiali con cui sono realizzati i giunti studiati nell'articolo presente [13]

Tutti i giunti esaminati sono in condizione As Welded e saldati tramite "arc-welding" [13]

Geometria	Trattamenti	processo di saldatura
Transverse Stiffener	ASW	arc-welding
Butt weld	ASW	arc-welding

Tabella 4-2 trattamenti e processi di saldatura utilizzati sui giunti testati da Sonsino [13]

Sono testati inoltre giunti di tipo "butt weld" e di tipo "Transverse stiffner". Le geometrie di riferimento con le relative dimensioni sono riportate nella seguente figura 4.1.

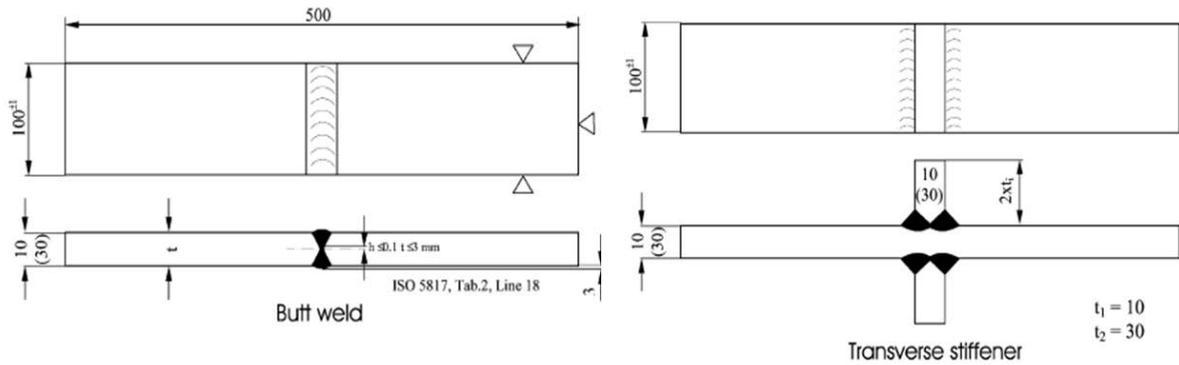


Figura 4-1: geometrie dei giunti studiati nell'articolo presente [13]

Come si può notare dalla figura 4.1, nell'articolo non vengono riportate le dimensioni del cordone di saldatura per il caso "transverse stiffener" e sono riportate solo parzialmente per il caso butt weld (nell'immagine a sinistra, è possibile notare la quota riferita all'altezza del cordone di saldatura rispetto al piatto). È possibile risalire a queste dimensioni tramite i riferimenti dell'articolo presente, i quali rimandano ad un lavoro precedente, dello stesso autore, per il quale sono stati utilizzati gli stessi dati sperimentali [14]. Si ottengono quindi in questo modo le figure seguenti (4.2).

Material	S 355 M	S 690 Q	S 960 Q
Butt welds Thickness 30 mm			
Transverse stiffeners Thickness 30 mm			

Figura 4-2: foto dei giunti studiati nell'articolo presente [14]

Ancora, sono assenti quote per i cordoni di saldatura rappresentati; essendo però presenti nell'immagine le scale, è possibile procedere tramite una misura "visiva", confrontando le dimensioni dei particolari a cui siamo interessati presenti nella foto con la scala riportata. Con questo metodo, a causa in parte della qualità dell'immagine riportata e in parte delle imperfezioni geometriche presenti nei giunti, si rilevano risultati diversi per la misura di una stessa grandezza anche nella foto di uno stesso giunto (stessa geometria nominale, stesso materiale). I risultati ottenuti vengono quindi mediati. Le quantità misurate per i giunti butt weld sono la larghezza "w" del cordone di saldatura, l'angolo di inclinazione e l'altezza h del cordone di saldatura, questo valore viene poi confrontato con il valore riportato nell'immagine 4.1, in modo da poter validare il metodo utilizzato per ottenere le dimensioni dei cordoni di saldatura. Nel caso di transverse stiffener invece viene misurata la dimensione "zo" orizzontale del cordone di saldatura e la dimensione verticale "zv" dello stesso. E' quindi possibile ottenere l'angolo che si realizza tra il cordone di saldatura e il piatto principale del giunto, tramite la seguente:

$$\alpha_{ts} = \tan^{-1} \left( \frac{z_v}{z_o} \right) \quad \text{Eq. 4.1}$$

Ne risultano le quantità riportate in tabella 4.3 per quanto riguarda i giunti “butt weld” e in tabella 4.4 per i giunti “transverse stiffner”:

Butt-weld	S355	S960	S690
w (mm)	26.5	30	27
h (mm)	2.4	3.16	3.43
angle (°)	150	147	148

Tabella 4-3: misure ottenute per le dimensioni dei cordoni di saldatura dei giunti butt weld studiati

Transverse stiffner	S355	S690	S960
z <sub>o</sub> (mm)	15	17	17
angle (°)	47	48	50

Tabella 4-4: misure ottenute per le dimensioni dei cordoni di saldatura dei giunti transverse stiffner studiati

Si può notare come l’altezza verticale del cordone di saldatura, indicata con “h” per i giunti Butt Weld, presenti dei valori vicini a 3 mm, cioè il valore riportato nella figura quotata dell’articolo di riferimento (figura 4.1).

#### 4.1.2: carichi assegnati

La sollecitazione assegnata nella prova sperimentale è di tipo flessionale, sono previste prove sia con rapporto di ciclo  $R=0$ , sia con rapporto di ciclo  $R=-1$ , in entrambi i casi sono previste prove ad ampiezza costante e ad ampiezza variabile; le prime sono effettuate per poter ottenere le curve di Wohler dei diversi casi sperimentali (geometria, materiale, rapporto di ciclo), che saranno in seguito sfruttate per ottenere il danneggiamento dei giunti saldati soggetti a sollecitazione ad ampiezza variabile.

Le prove sperimentali ad ampiezza variabile prevedono spettri di carico di tipo Gaussiano, per ogni rapporto di ciclo ( $R=0$  e  $R=-1$ ) sono previste prove con due diversi spettri, uno spettro Gaussiano semplice e uno spettro Gaussiano con overload. La sollecitazione è assegnata in modo random, e la lunghezza dello spettro assegnato è di  $5 * 10^4$  cicli in entrambi i casi. Dalla successiva figura 4.3 è possibile vedere lo spettro Gaussiano, indicato dalla curva in linea continua. Lo spettro con presenza di overload viene invece costruito utilizzando lo spettro Gaussiano e lo spettro di overload indicato dalla linea tratteggiata nella figura 4.3. Infatti, lo spettro con overload è individuato dalla curva tratteggiata per ampiezze normalizzate che vanno da 1,4 all’ampiezza che si ha nel punto di intersezione delle due curve in figura (continua e tratteggiata), e, per ampiezza minori, dalla curva in linea continua (è quindi individuato dalla linea rossa nella figura 4.3). In questo modo i due spettri applicati presentano la stessa lunghezza  $L_s$ .

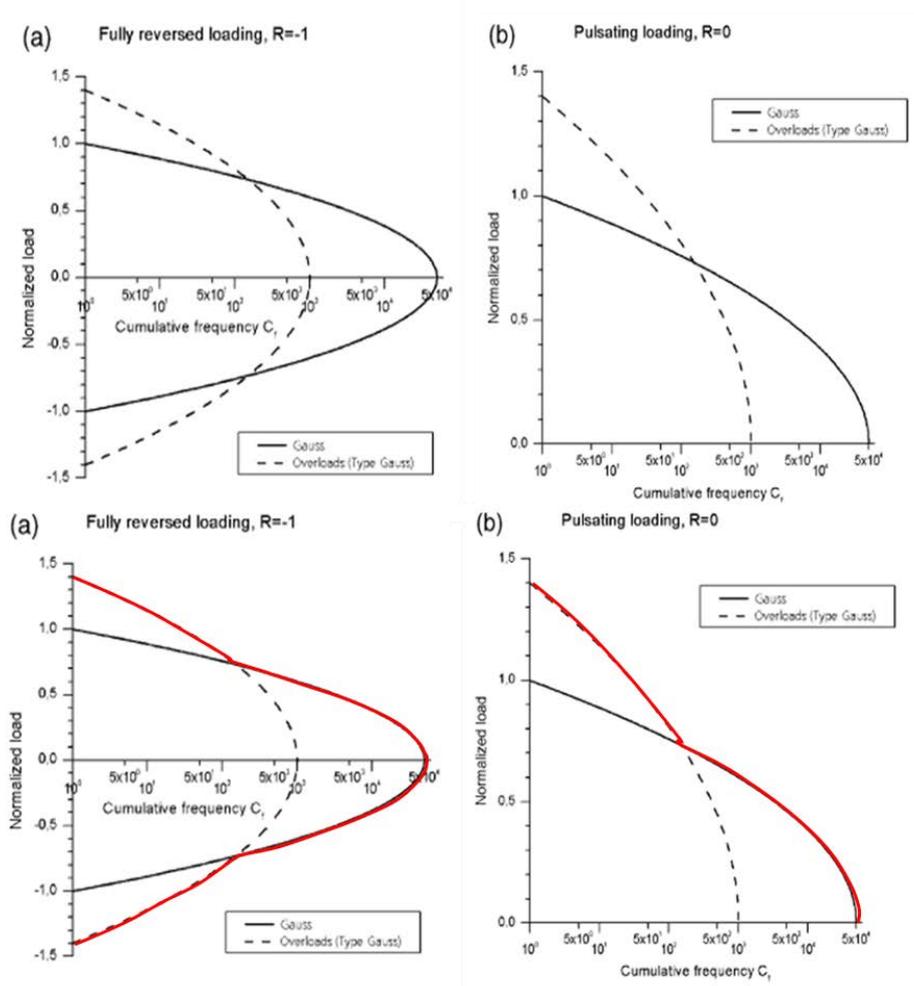


Figura 4-3: spettri di carico Gaussiani assegnati ai giunti saldati in esame per  $R=-1$  (sinistra) e  $R=0$  (destra) [13]

Nel caso di giunti in S355, con  $R=0$ , la sollecitazione ad ampiezza variabile con spettro Gaussiano con overload non può venire applicata, in quanto la presenza dell'overload causa deformazioni plastiche per effetto della bassa tensione di snervamento dell'acciaio S355.

Per poter valutare l'effetto di sollecitazioni ad ampiezza variabile sulla vita a fatica, si intende calcolare il danneggiamento che queste provocano, e a questo scopo è necessario che siano note le curve di Wohler su cui poter basare il calcolo. Queste sono ricavate dai dati sperimentali ottenuti, per i casi geometrici studiati, tramite applicazione di carichi in ampiezza costante. Infatti, sapendo che la relazione tra le ampiezze di tensione applicate e il numero di cicli a rottura, in scala logaritmica, è lineare, tramite regressione lineare appunto si possono ottenere le curve che meglio interpolano i dati sperimentali ottenuti.

Nella successiva tabella 4.5 si riportano i valori di pendenza ( $k$ ) e di limite a fatica (individuato per  $N_A = 2 \cdot 10^6$  cicli) ottenuti per una probabilità di sopravvivenza PS del 50%:

Materiale	Geometria	Rapporto di ciclo	$\sigma_A$ (MPa)	k
S355	Butt weld	-1	77	3.5
		0	75	3.5
	Transverse Stiffner	-1	65	3.25
		0	62	3.25
S690	Butt weld	-1	102	3.5
		0	99	3.5
	Transverse Stiffner	-1	90	3.5
		0	90	3.5
S960	Butt weld	-1	83	3.5
		0	102	3.5
	Transverse Stiffner	-1	65	3.25
		0	56	3.25

Tabella 4-5: valori delle curve di Wohler ricavate dai risultati sperimentali di applicazione di sollecitazioni ad ampiezza costante [13]

Una volta ottenute le curve di Wohler è possibile calcolare il danneggiamento a rottura delle prove sperimentali con carico ad ampiezza variabile. Come si può notare in tabella 4.5, per geometria transverse stiffner si ottiene una curva diversa da quella ottenuta per geometria butt weld; Nell'articolo in esame, per rimuovere l'effetto della geometria, si passa dai dati in tensione nominale applicata, ai dati in termini di tensione locale, a piede cordone di saldatura. Al fine di ottenere le tensioni locali, è necessario che siano noti i fattori di concentrazione delle tensioni  $K_t$ . Infatti, in generale vale:

$$\sigma_{a,loc} = K_t * \sigma_{a,nom} \quad \text{Eq. 4.2}$$

I valori del fattore di concentrazione delle tensioni vengono ottenuti tramite un'analisi di tipo statistico; infatti, si riporta che, prendendo in esame il cordone di saldatura di un singolo giunto, si trovano variazioni della geometria lungo il cordone stesso, per quanto riguarda le dimensioni e i raggi di raccordo. Questo comporta, lungo il singolo cordone di saldatura, una variazione nei valori di  $K_t$ . Al fine dell'analisi dei risultati è però necessario utilizzare un valore unico. Per ottenere questo valore, si effettua un'indagine statistica sui valori che assume  $K_t$  lungo il cordone, e si sceglie il valore per una probabilità di occorrenza del 10%, ossia solo il 10% dei campioni analizzati ha presentato un valore maggiore di quello scelto [33]. Questo viene eseguito per ogni combinazione di geometria e materiale testati.

Una volta ottenuto il valore di  $K_t$ , dall'equazione 4.2 si ottengono le tensioni locali  $\sigma_{a,loc}$ . Dai dati sperimentali in tensione locale e vita a fatica, tramite regressione lineare si ottengono quindi due sole curve, una per rapporto di ciclo  $R=0$  e l'altra per rapporto di ciclo  $R=-1$ , sollecitazione a flessione, che comprendono i risultati di tutti i giunti testati (diverse geometrie e materiali) in un'unica curva.

Di seguito si riportano le curve di Wohler ottenute dagli autori, per ampiezza locale di tensione, e i risultati delle prove in ampiezza variabile, in termini di massima tensione locale applicata nello spettro; i risultati in termini di tensione nominale massima applicata sono riportati in appendice A.

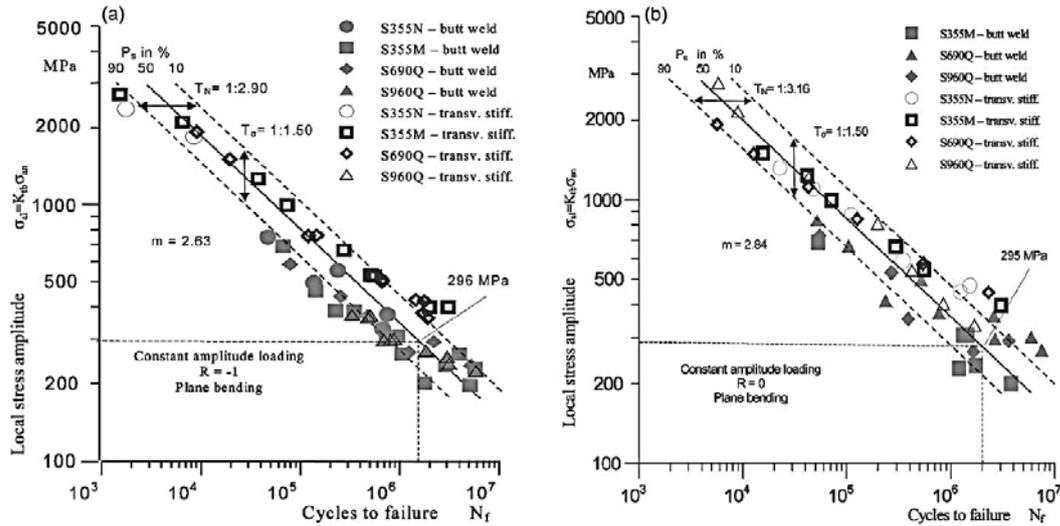


Figura 4-4: risultati ottenuti da Sonsino [13] per le prove in ampiezza variabile, in termini di massima tensione locale applicata nello spettro

Gli autori sfruttano poi queste due curve ottenute per il calcolo del danneggiamento;

Per il calcolo di quest'ultimo, nell'articolo in esame, si erano utilizzate le seguenti: [13]

$$S(L_s) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{ai}}\right)^k * N_A} & \text{se } \sigma_{ai} \geq a * \sigma_A \\ \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{h * \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{ai}}\right)^{2k-1} * N_A} & \text{se } \sigma_{ai} < a * \sigma_A \end{cases} \quad \text{Eq. 4.3 [13]}$$

Tramite la 4.3 quindi si calcola il danneggiamento dello spettro di carico, indicato con  $S(L_s)$ .

In 4.3,  $n_i$  rappresenta il numero di cicli dell' $i$ -esimo blocco,  $\sigma_{ai}$  l'ampiezza di tensione del blocco di carico  $i$ -esimo,  $N_i$  il numero di cicli sulla curva di Wohler, corrispondente a  $\sigma_{ai}$ ,  $\sigma_A$  l'ampiezza di tensione sulla curva di Wohler per  $N_A = 2 * 10^6$  cicli, ossia il limite a fatica ad ampiezza costante.

Per tenere conto di ampiezze di tensione inferiori al limite a fatica ( indicato con  $\sigma_A$ , e definito, in questo caso, per  $N_A = 2 * 10^6$  cicli), vengono considerate due diverse ipotesi, ossia l'ipotesi di Palmgreen-Miner e l'ipotesi di Haibach. Nel primo caso, quindi ipotesi di Palmgreen-Miner, viene riportato  $a=0,1$  e  $h=0$ ; nel secondo caso, ipotesi di Haibach,  $a=1$  e  $h=1$  [13].

Secondo i valori assunti dalle costanti "a" ed "h" nel caso dell'ipotesi di Palmgreen-Miner, le ampiezze di tensione di un generico spettro di carico sono danneggianti fino ad un valore pari al 10% del limite a fatica. Se l'ampiezza di tensione è invece inferiore a questo valore, si ottiene un danneggiamento pari ad infinito. Questa formulazione non risulta sensata, si ritiene che ci sia un refuso di copiatura nell'articolo, per cui "h" sia da intendersi al numeratore dell'espressione. Questa diventa quindi la seguente (eq. 4.4)

$$S(L_s) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{ai}}\right)^k * N_A} & \text{se } \sigma_{ai} \geq a * \sigma_A \\ \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{h * n_i}{\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{ai}}\right)^{2k-1} * N_A} & \text{se } \sigma_{ai} < a * \sigma_A \end{cases} \quad \text{Eq. 4.4}$$

In questo modo allora, le ampiezze di tensione dello spettro di carico minori del 10% del limite a fatica sono da considerarsi non danneggianti, producono infatti un danneggiamento nullo.

Secondo l'ipotesi di Haibach invece, per i valori che assumono le costanti "a" ed "h", per ampiezze di tensione dello spettro di carico maggiori del limite a fatica, si ha danneggiamento calcolato con la curva di Wohler con pendenza pari ad "k". Per ampiezze di tensione inferiori al limite a fatica, queste producono danneggiamento, ma in misura minore rispetto a quelle maggiori di questo valore.

Nel caso dell'ipotesi di Palmgreen-Miner allora, per calcolare il danneggiamento si prolunga la curva di Wohler, mantenendo pendenza pari ad "k", fino al 10% rispetto al limite a fatica, oltre questo valore la curva prosegue orizzontale. Nel caso dell'ipotesi di Haibach invece, per calcolare il danneggiamento, la curva di Wohler viene prolungata all'infinito oltre al limite a fatica, con pendenza pari a  $2k-1$ .

Una volta ottenuto il danneggiamento dello spettro di carico, è possibile ottenere il numero di cicli  $N_{calc}$  sulla curva di Gassner.

Questa consiste in una curva analoga a quella di Wohler, detta curva di vita a fatica o curva di Gassner, appunto, per cui anziché  $\sigma_a = \text{cost.}$ , si riporti  $\sigma_a$  variabile in funzione del numero di cicli N secondo un ben preciso tipo di cumulativo fissato a priori [35]. E' possibile ottenere la curva di Gassner per via analitica o per via sperimentale.

Per via analitica, nota la forma dello spettro di carico (i rapporti tra le ampiezze dei singoli blocchi e l'ampiezza massima e tra il numero di cicli dei singoli blocchi e la lunghezza totale dello spettro), la curva di Wohler del componente e l'ampiezza massima di tensione assegnata nello spettro di carico per cui la curva di Gassner è definita, è possibile quindi ottenere  $N_{calc}$  secondo 4.5[13].

$$N_{calc} = \frac{L_s}{S(L_s)} \quad \text{Eq. 4.5 [13]}$$

La definizione della curva di Gassner con questo metodo si basa sull'ipotesi di Miner, per cui a rottura il danneggiamento è unitario [35].

Indicando con  $N_{sper}$  il numero di cicli per cui si ottiene la rottura sperimentalmente, si può ottenere il danneggiamento reale tramite la seguente 4.6:

$$D_{real} = \frac{N_{sper}}{N_{calc}} \quad \text{Eq. 4.6[13]}$$

Viene rilevato che questo, calcolato come descritto sopra, assume valori tra 0,3 e 3, non si ottiene quindi una conferma della regola di Miner, per cui si dovrebbe avere  $D=1$ .

$$\frac{1}{3} < D_{real} < 3 \quad \text{Eq. 4.7 [13]}$$

Data però la necessità di confrontare i risultati ottenuti in questo articolo con quanto ottenuto da altri autori in lavori diversi, si decide di utilizzare lo stesso approccio per calcolare il danneggiamento ottenuto in tutti gli articoli che vengono analizzati.

A questo scopo, si va a calcolare il danneggiamento utilizzando una curva di Wohler S-N ottenuta per i dati sperimentali in ampiezza costante, per il 50% di probabilità di sopravvivenza PS e in tensione nominale.

Nel caso in esame le curve sono state definite, in termini di ampiezza, in tabella 4.4; per passare in termini di range di tensione è sufficiente moltiplicare per due i valori di tensione presenti nella tabella stessa.

Dato che il calcolo del danneggiamento deve essere fatto per tutti i dati sperimentali analizzati, e, come si vedrà in seguito, ampiezze di tensione inferiori al limite a fatica risultano danneggianti [15], si sceglie un metodo per calcolare il danneggiamento che tenga conto di queste ultime e che sia allo stesso tempo rapido da utilizzare.

Si decide perciò di calcolare D come segue:

$$S(L_s) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k * N_A} \quad \text{Eq. 4.8}$$

E, per ottenere il danneggiamento a rottura, è necessario tenere conto di quante volte si applica lo spettro di carico, quindi indicando con  $n_V$  appunto il numero di volte per cui lo spettro è applicato, e con  $N_f$  il numero di cicli a rottura, si ottiene:

$$n_V = \frac{N_f}{L_s} \quad \text{Eq. 4.9}$$

$$D = S(L_s) * n_V \quad \text{Eq. 4.10}$$

Con questa formulazione, il danneggiamento viene calcolato usando una curva di Wohler con pendenza costante e pari ad  $k$ , prolungata indefinitamente oltre al limite a fatica.

I dati sperimentali sono riportati in [14] in forma grafica, è possibile risalire da questi ai dati in forma numerica utilizzando un software, "PlotDigitizer", il quale permette di digitalizzare i valori riportati nelle immagini dei grafici.

Si ottengono quindi una serie di dati in termini di ampiezza di tensione massima assegnata nello spettro e numero di cicli a rottura, per il caso di spettro Gaussiano con overload i dati sono riportati comunque per l'ampiezza massima dello spettro Gaussiano semplice, ossia il valore su cui sono normalizzate le ampiezze di tensione. Nuovamente, si passa dai valori in ampiezza di tensione ai valori in range di tensione; i dati di cui in esame sono riportati nell'appendice A.

Viene inoltre calcolato  $\Delta\sigma_{eq}$ , ossia il range di tensione equivalente per ogni risultato sperimentale ricavato dai grafici, questo rappresenta, per un dato spettro di carico, il range di tensione per cui si avrebbe lo stesso danneggiamento ad ampiezza costante.

$$\Delta\sigma_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Eq. 4.11}$$

Si ricorda che  $L_s$  rappresenta la lunghezza, in cicli, dello spettro di carico,  $n_i$  il numero di cicli per il blocco  $i$ -esimo,  $\Delta\sigma_i$  il range di tensione del blocco  $i$ -esimo,  $k$  la pendenza della curva di Wohler, che, per i diversi casi, è tabulata in tabella 4.4.

Calcolando, per ogni risultato sperimentale, il range di tensione equivalente e il danneggiamento secondo 4.11 e 4.10, e plottando i risultati in termini di danneggiamento su range di tensione equivalente, si ottengono dei grafici come mostrato nella seguente figura 4.4

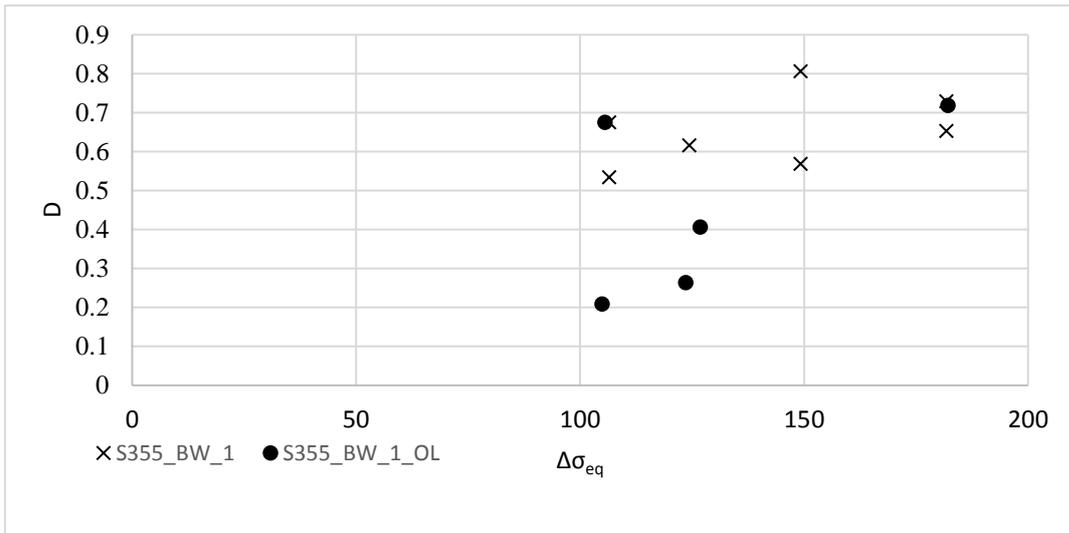


Figura 4-5: risultati ottenuti per S355, giunto Butt Weld, rapporto di ciclo  $R=-1$ , sia per spettro con overload che per spettro Gaussiano semplice, in termini di danneggiamento rispetto all'ampiezza di tensione nominale.

E' evidente da quanto riportato in figura 4.5 che i giunti della tipologia di cui si sono riportati i risultati (butt weld, S355, testato con  $R=-1$  e spettro con overload), a parità di tensione massima dello spettro e spettro di carico sotto cui sono stati testati (quindi a parità di range di tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$ ), hanno presentato un numero di cicli a rottura diverso, per cui presentano un valore di danneggiamento a rottura diverso l'uno dall'altro; il danneggiamento dello spettro di carico  $S(L_s)$  è infatti lo stesso, ma varia il numero di volte  $n_v$  per cui lo spettro è assegnato al giunto durante la prova.

E' possibile notarlo per il caso riportato nel grafico in figura 4.5, ma vale lo stesso anche in tutti gli altri casi sperimentali.

Si decide di rappresentare, oltre ai dati sperimentali, l'andamento lineare per il danneggiamento sull'ampiezza di tensione equivalente, in modo da evidenziare quale sia la tendenza del danneggiamento all'aumentare o diminuire del carico applicato. Sotto questa ipotesi, gli andamenti ottenuti sono riportati nelle seguenti figure 4.6, 4.7, 4.8 e 4.9, per ciascuna si sono separati i risultati per geometria e rapporto di ciclo, in modo che siano chiare le curve ottenute nei grafici:

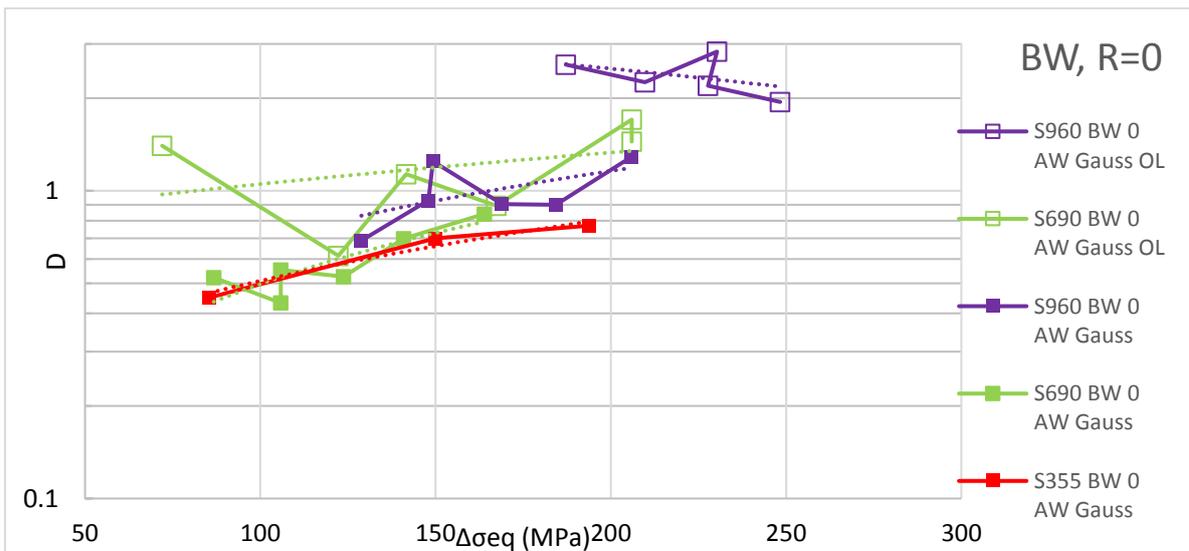


Figura 4-6: risultati ottenuti per il danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente per geometria BW e rapporto di ciclo  $R=0$

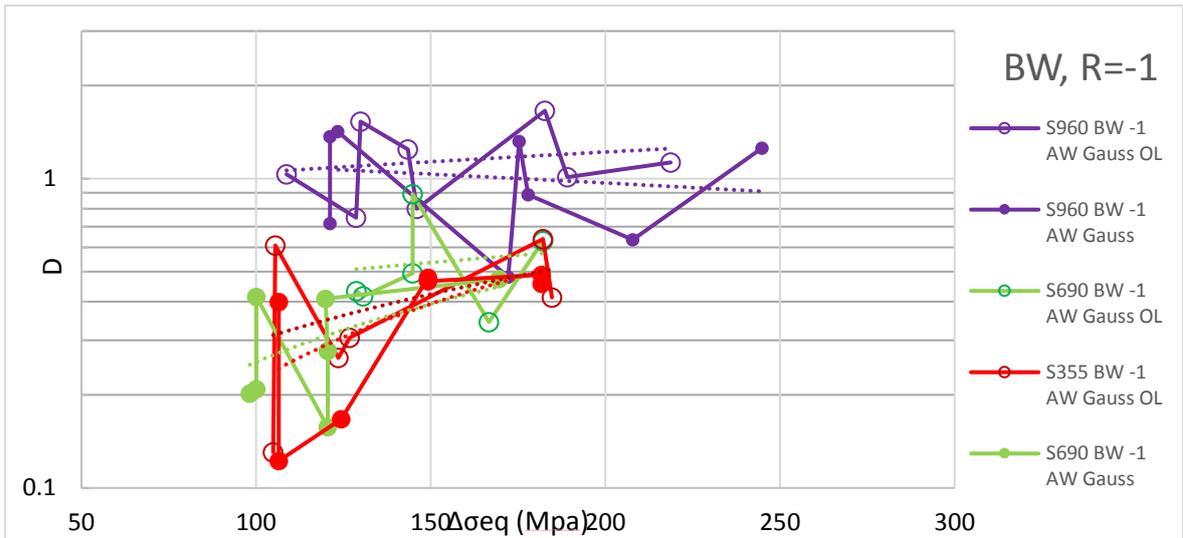


Figura 4-7: risultati ottenuti per il danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente per geometria BW e rapporto di ciclo R=-1

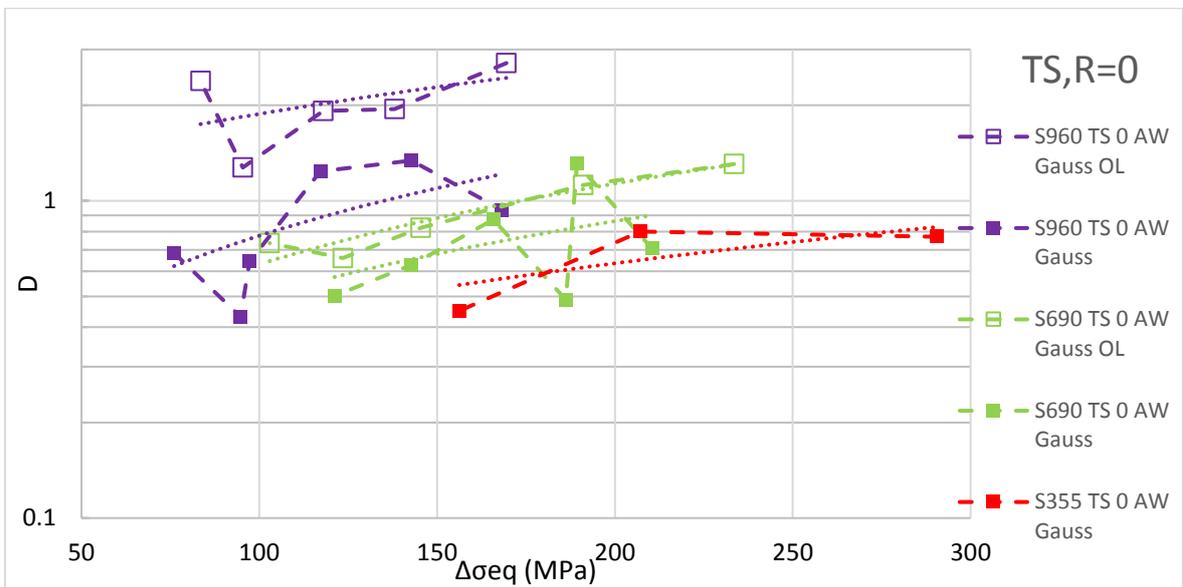


Figura 4-8: Risultati ottenuti dall'interpolazione lineare dei dati di danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente per geometria TS e rapporto di ciclo R=0

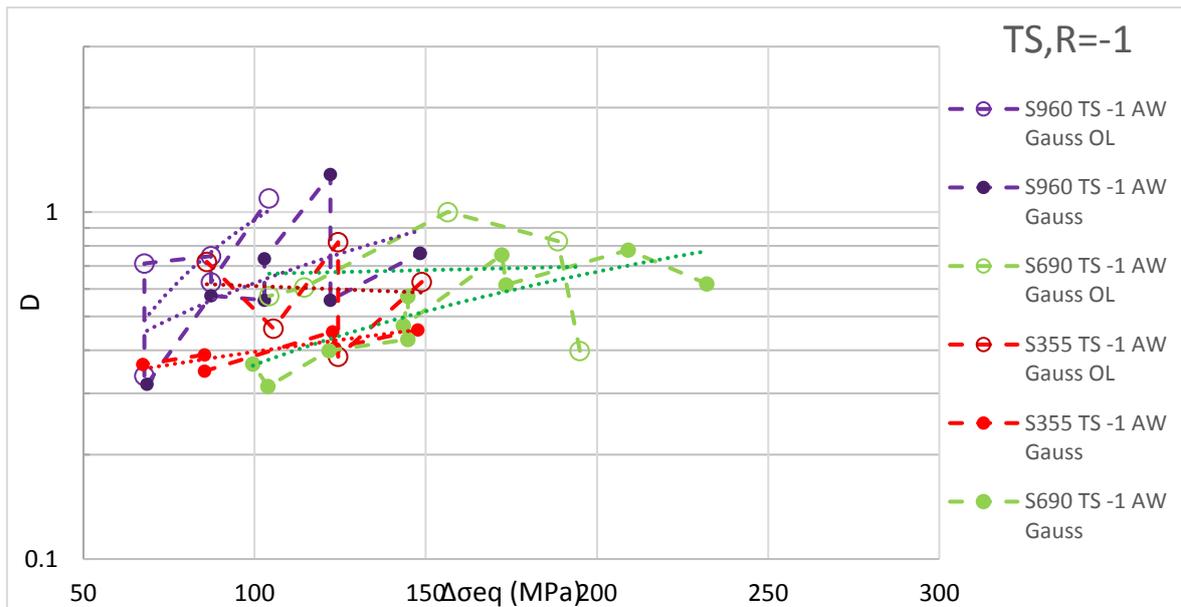


Figura 4-9: Risultati ottenuti per danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente per geometria TS e rapporto di ciclo  $R=-1$

Si può notare, come già si era anticipato, che nel primo e terzo grafico, dove sono presentati i risultati per  $R=0$ , mancano i risultati per gli spettri con overload e acciaio S355, infatti in questo caso le prove sono risultate impossibili da eseguire a causa delle tensioni molto superiori alla tensione di snervamento, che portavano a deformazioni evidenti sul provino.

Per quanto riguarda la rappresentazione grafica, ad ogni colore corrisponde un materiale, ad ogni tipo di linea un tipo di geometria e ad ogni tipo di indicatore un rapporto di ciclo. Inoltre, la presenza o meno di overload è rappresentata dall'indicatore pieno o vuoto.

E' possibile notare le seguenti:

- Sono presenti danneggiamenti a rottura anche minori di 1, il valore minimo rilevato è di 0,2 nel caso di S690 Butt Weld, con  $R=-1$ , per  $\Delta\sigma_{eq}=98$  MPa;
- Sono presenti danneggiamenti a rottura anche maggiori di 1, il valore massimo rilevato è di 2,6 nel caso di S960 Butt Weld con  $R=0$  e spettro Gaussiano con overload, per  $\Delta\sigma_{eq}=188$  MPa;
- Aumentando la tensione equivalente, a parità di spettro di carico, geometria, materiale, aumenta il danneggiamento a rottura, a parte per S355 Transverse Stiffner con  $R=-1$  e spettro di carico Gaussiano con overload e per S690 Butt Weld con  $R=0$  e spettro di carico Gaussiano con overload;

Si confrontano tra loro le curve ottenute, variando uno dei parametri utilizzati per distinguere i casi di carico assegnati (materiale, rapporto di ciclo, geometria e spettro di carico). Data l'elevata dispersione dei dati sperimentali, le osservazioni vengono fatte sulla maggioranza dei risultati; si rileva che:

- A parità di geometria, materiale e spettro di carico, un rapporto di ciclo  $R=0$  aumenta il danneggiamento a rottura rispetto a  $R=-1$ , è possibile notarlo confrontando le curve ottenute a parità di linea, colore e indicatore pieno o vuoto, con diversa forma dell'indicatore, l'indicatore quadrato presenta un maggiore danneggiamento a rottura;
- La presenza di overload nello spettro aumenta il danneggiamento a rottura, questo è possibile notarlo confrontando le curve ottenute a parità di colore, linea e geometria di indicatore, con indicatore pieno o vuoto, le curve con indicatore vuoto presentano danneggiamenti a rottura maggiori;
- A parità di geometria, spettro di carico e rapporto di ciclo, aumentando la resistenza del materiale aumenta il danneggiamento a rottura; è possibile notarlo confrontando le curve a parità di tipo di linea, di forma di indicatore e tipo di indicatore (pieno o vuoto); e questo è particolarmente evidente quando si confrontano i risultati ottenuti per acciaio S960 con i risultati ottenuti per altri materiali, mentre le curve ottenute per acciaio S355 e S690 sono più vicine tra loro;

## 4.2: Maddox [15]

Il secondo lavoro su cui ci si è concentrati è del 2009, ad opera di Maddox [15]; gli obiettivi in questo caso erano di valutare gli effetti, sulla vita a fatica di giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile, di diverse tensioni medie nello spettro di carico e di range di tensione inferiori al limite a fatica.

### 4.2.1: geometrie e materiali [15]

Le geometrie utilizzate per lo studio sono denominate come geometria di tipo “G” e geometria di tipo “F”, queste sono rappresentate nelle figure seguenti (4.10 e 4.11). Confrontando le geometrie mostrate con quelle proposte e classificate da Hobbacher [36], la geometria di tipo “G” è classificabile come “Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet”, la geometria di tipo “F” invece come “Longitudinal fillet welded gusset”.

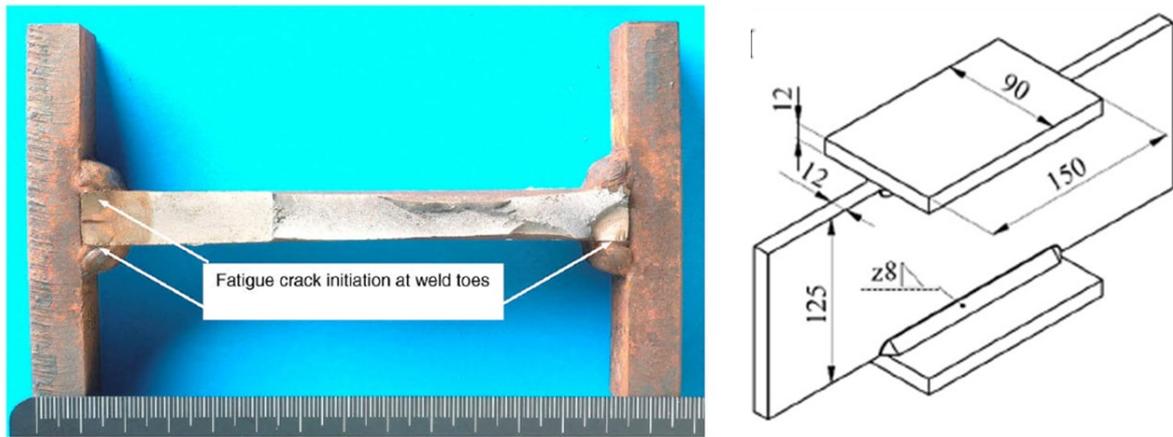


Figura 4-10: geometria del giunto di tipo "G", Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet, fotografia di uno degli esemplari testati (sinistra) e disegno quotato (destra), si noti che è quotata anche la dimensione del cordone di saldatura [15][16]

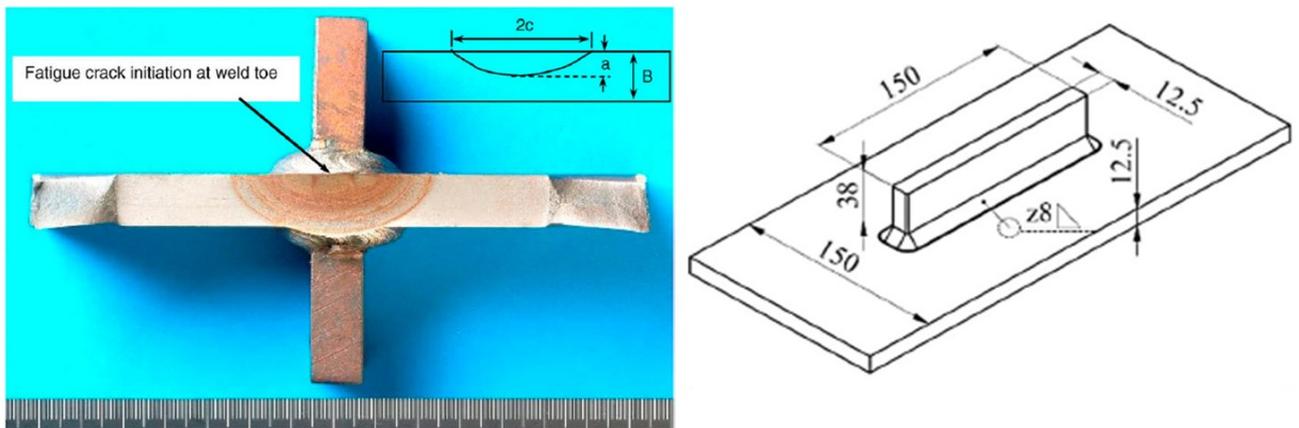


Figura 4-11: geometria del giunto tipo "F", Longitudinal fillet welded gusset, fotografia di uno degli esemplari testati a sinistra e disegno quotato a destra, si noti come sia quotata la dimensione del cordone di saldatura [15] [16]

I due giunti sono realizzati in due acciai diversi, dei quali si riportano le caratteristiche nelle seguenti tabelle 4.6 e 4.7 :

Acciaio BS 4360 Grade 50B		
Tipo	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
G(1)	399	541
G(2)	386	509

Tabella 4-6: caratteristiche dell'acciaio BS 4360 Grade 50B con cui è realizzato il giunto Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet [15]

Acciaio BS 4360 Grade 50D		
Tipo	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
F	418	554

Tabella 4-7: caratteristiche dell'acciaio BS 4360 Grade 50D con cui è realizzato il giunto Longitudinal fillet welded gusset [15]

Per quanto riguarda i trattamenti effettuati e il processo di saldatura, sono riportati nella seguente tabella 4.8

Geometria	Trattamenti	processo di saldatura
F	ASW	arc-welding
G	ASW	arc-welding

Tabella 4-8: trattamenti e processo di saldatura utilizzati per i giunti studiati da Maddox [15]

#### 4.2.2 carichi assegnati

Uno degli obiettivi degli autori nel lavoro studiato è quello di valutare gli effetti di diverse tensioni medie in una sollecitazione ad ampiezza variabile. A questo scopo è necessario considerare il danneggiamento che si verifica per diverse condizioni di test, e per ottenere il danneggiamento si necessita, oltre che della sollecitazione assegnata e del numero di cicli a rottura, delle curve di Wohler del giunto in esame.

Per ottenere le curve di Wohler vengono sfruttati risultati sperimentali, ottenuti testando le geometrie considerate, con sollecitazione ad ampiezza costante, in entrambi i casi la sollecitazione assegnata è di trazione; dai dati sperimentali, tramite regressione lineare, si ottengono le curve desiderate.

Nell'articolo considerato quindi si riportano i risultati di prove effettuate ad ampiezza costante e ad ampiezza variabile.

Si sono effettuate diverse prove ad ampiezza costante, in queste si è mantenuto costante la tensione massima  $\sigma_{MAX}$  ad un valore di 280 MPa per tutte le prove effettuate per i giunti di tipo "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet"(G), e per quasi tutte le prove effettuate per i giunti di tipo "Longitudinal fillet welded gusset" (F); variando il range e quindi il rapporto di ciclo utilizzato durante ciascuna prova sperimentale. Un riepilogo delle sollecitazioni assegnate nelle prove sperimentali è riportato nelle seguenti tabelle 4.9 e 4.10.

Tipo	$\sigma_{MAX}$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	R
G-01	280	80	0.71
G-02	280	120	0.57
G-03	280	55	0.80
G-04	280	65	0.77
871	280	280	0.00

Tabella 4-9: sollecitazioni ad ampiezza costante assegnate al giunto di tipo "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" [15]

Tipo	$\sigma_{MAX}$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	R
F-01	280	90	0.68
F-02	280	120	0.57
F-11	280	65	0.77
F12	280	140	0.50
SN3-31	265	240	0.09
F-14	135	65	0.52

Tabella 4-10: sollecitazioni ad ampiezza costante assegnate ai giunti di tipo "Longitudinal fillet welded gusset" [15]

Dalle prove in ampiezza costante si ottengono una serie di dati in termini di range di tensione assegnato durante la prova e numero di cicli a fatica per cui il componente è validato; l'evento per cui si dichiara il cedimento del componente è la separazione del giunto (total failure of the specimen).

Tramite i dati ottenuti, si definiscono due diverse curve di Wohler S-N, entrambe per probabilità di sopravvivenza PS del 50% una per il giunto di tipo "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" e una per il giunto di tipo "Longitudinal fillet welded gusset".

Per quanto riguarda la curva di Wohler S-N di Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet, per PS al 50%, fissando  $N_k$ , cioè il numero di cicli per cui si decide di definire il limite a fatica ad ampiezza costante, a  $10^7$  cicli, si ottiene una pendenza  $m$  di 2,728 e un limite a fatica di 31 MPa [15]. E' possibile confrontare la curva ottenuta con quanto si ritrova in BS7608, la quale propone per il giunto dello stesso tipo una curva "mean", per probabilità di sopravvivenza del 50%, e una curva "design", per probabilità di sopravvivenza del 90%.

Queste sono definite dalle seguenti equazioni; 4.12 per "mean curve" e 4.13 per "design curve":

$$N_f \Delta\sigma^3 = 2.5 * 10^{11} \quad \text{Eq. 4.12 [15]}$$

$$N_f \Delta\sigma^3 = 5.66 * 10^{11} \quad \text{Eq. 4.13 [15]}$$

E' possibile notare che la pendenza  $k$  è pari a 3, il limite a fatica ad ampiezza costante, ancora definito per  $N_A$  pari a  $10^7$  cicli, è invece pari a 38 MPa per la "mean curve" e a 29 MPa per la "design curve".

Le tre curve di Wohler per il tipo "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" sono allora confrontate in uno stesso grafico, che viene riportato in figura 4.12:

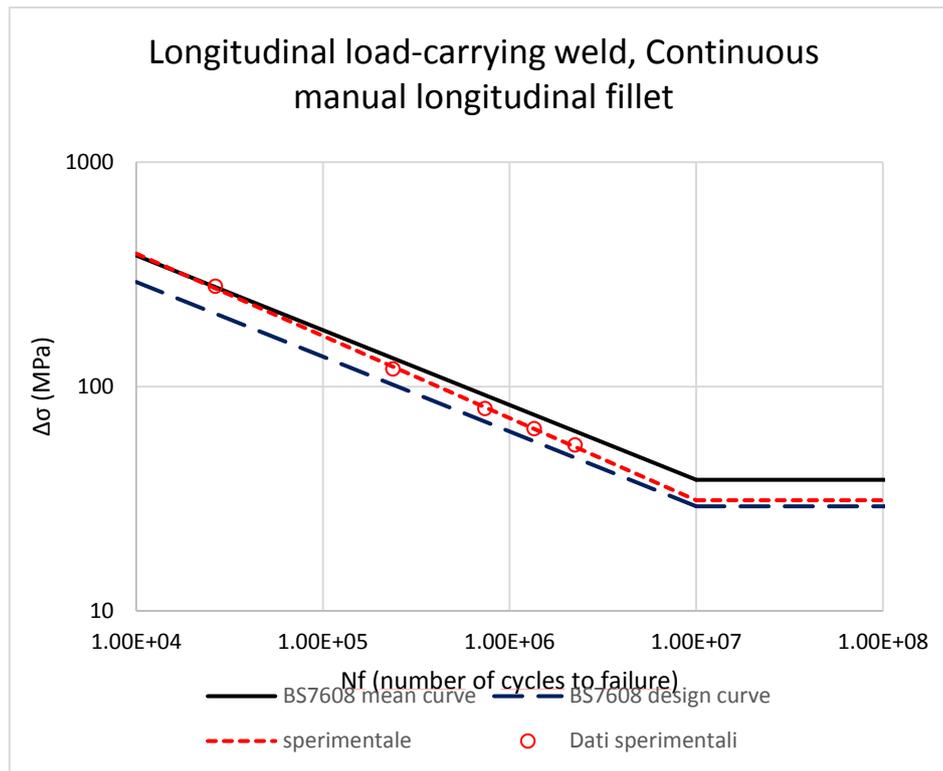


Figura 4-12: curve di Wohler definite da BS7608, confrontate con la curva ottenuta dall'interpolazione dei dati sperimentali per il giunto di tipo “Longitudinal load-carrying weld, continuous manual longitudinal fillet” ottenuti per sollecitazione ad ampiezza costante [15]

Le curve proposte da BS7608 sono definite per un rapporto di ciclo  $R=0$ . I test effettuati in ampiezza costante ai fini del lavoro in esame invece, prevedevano rapporti di ciclo diversi, riportati in tabella 4.9. In letteratura [16] sono riportati risultati di test effettuati su giunti di tipo “Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet”, ad ampiezza costante, per  $\sigma_{MAX}$  pari a 280 MPa, e  $R=0$ . Viene riportato in [15] che questi risultati si pongono lungo la curva BS7608 “mean”, definita per  $R=0$  appunto. Per questo giunto, quindi esiste una dipendenza della vita a fatica, in ampiezza costante, dalla tensione media.

Per quanto riguarda la curva di Wohler per “Longitudinal fillet welded gusset” per PS 50%, dai dati sperimentali ottenuti per la vita a fatica in ampiezza costante, imponendo il limite a fatica in ampiezza costante per  $N_A$  pari a  $10^7$  cicli, si ottiene un limite a fatica in termini di range di tensione di 46 MPa, la pendenza  $k$  della curva è invece pari a 3,072 [15].

Anche in questo caso, in BS7608, sono definite due curve per giunti di tipo “Longitudinal fillet welded gusset”, ossia una curva “mean”, per probabilità di sopravvivenza del 50% e una curva di “design” per probabilità di sopravvivenza del 90% [15]. Le curve sono espresse dalle seguenti equazioni 4.14 (mean curve) e 4.15 (design curve)

$$N_f \Delta \sigma^3 = 6.3 \cdot 10^{11} \tag{Eq. 4.14}$$

$$N_f \Delta \sigma^3 = 1.726 \cdot 10^{12} \tag{Eq. 4.15}$$

Ancora, la pendenza delle due curve è pari a 3, mentre il limite a fatica, in termini di range di tensione per un numero di cicli  $N_A$  pari a  $10^7$  cicli, è pari a 56 MPa per la “mean curve” e 40 MPa per la “design curve”.

Nella figura seguente è possibile vedere un confronto tra le due curve definite da BS7608 e la curva ottenuta per interpolazione dei dati sperimentali.

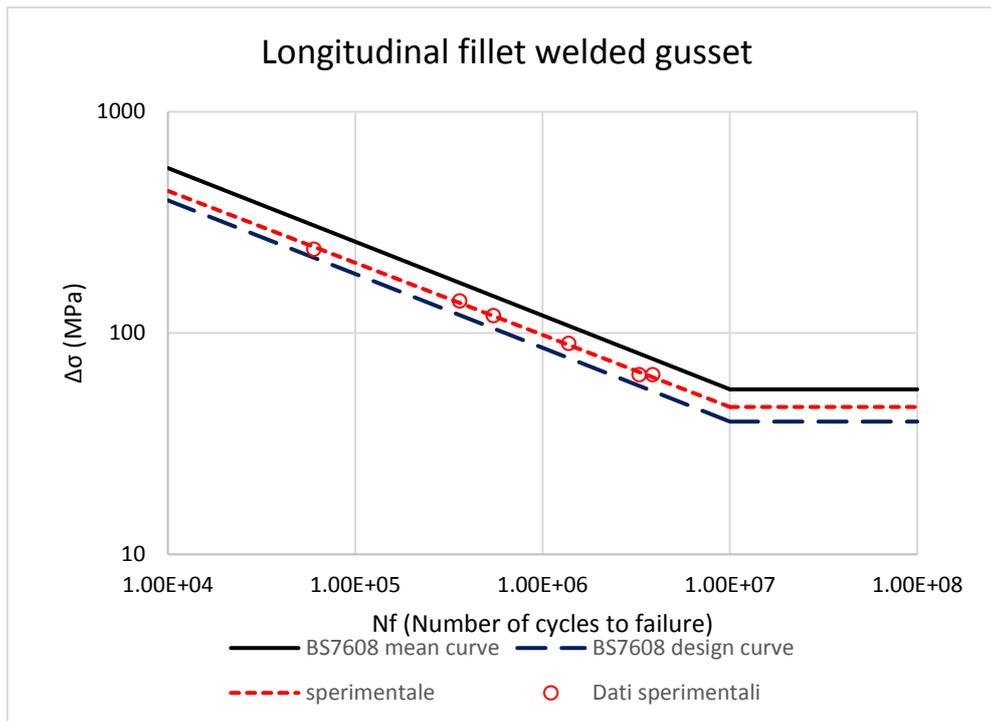


Figura 4-13: confronto tra le curve di Wohler definite da BS7608 per il giunto tipo " Longitudinal fillet welded gusset " e la curva ottenuta per interpolazione dei dati sperimentali ad ampiezza costante [15]

Lo stesso Maddox aveva effettuato dei test sperimentali sulla geometria di tipo "Longitudinal fillet welded gusset", per  $R=0$  in ampiezza costante [34]; andando a confrontare questi risultati ottenuti precedentemente con le curve ottenute dalla trattazione presente, si ottiene che questi seguono la curva ottenuta dai dati sperimentali, definita quindi per valori di  $R$  diversi da 0; diversamente quindi da quanto avviene per "Longitudinale load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" si conferma l'indipendenza della vita a fatica di questo secondo tipo di giunto dalla tensione media in sollecitazioni ad ampiezza costante, in letteratura si trova conferma di questo fatto per casi simili [30].

La seconda tipologia di test effettuati prevedeva sollecitazioni ad ampiezza variabile.

Dato che uno degli obiettivi delle prove sperimentali effettuate è quello di testare l'effetto di diverse tensioni medie sulla vita a fatica di giunti saldati sollecitati ad ampiezza di tensione variabile, durante la prova si effettuano prove con tre spettri di carico, indicati con le diciture "spettro A", "spettro B" e "spettro C"; questi si distinguono per la quantità mantenuta costante durante l'applicazione del carico.

I tre spettri utilizzati prevedono gli stessi valori di tensione massima ( $\sigma_{MAX}$ ), tensione minima ( $\sigma_{MIN}$ ), numero di cicli assegnati al blocco di carico  $i$ -esimo, e valore di range di tensione  $\Delta\sigma_i$  assegnato al blocco  $i$ -esimo, inoltre vengono sempre assegnati in modalità random. Di seguito si riportano in tabella 4.11 i dettagli dello spettro di carico assegnato.

$p_i (\Delta\sigma_i / \Delta\sigma)$	Range $\Delta\sigma_i$ (MPa)	Cicli	cicli totali
1	210	1	1
0.9	189	3	4
0.8	168	6	10
0.7	147	12	22
0.6	126	23	45
0.5	105	48	93
0.4	84	109	202
0.3	63	296	498
0.25	52.5	544	1042
0.2	42	1125	2167
0.15	31.5	2815	4982
0.1	21	9500	14482
0.06	12.6	43981	58463
0.04	8.4	148438	206901

Tabella 4-11: caratteristiche dello spettro di carico assegnato per le prove in ampiezza variabile, tutti e tre gli spettri assegnati presentano questi valori di range  $i$ -esimo, di cicli assegnati al blocco  $i$ -esimo e di rapporto  $p_i$  [15].

E' possibile notare che lo spettro così definito presenta un numero elevato di blocchi con range di tensione piccoli, questo è utile per il secondo obiettivo postosi all'inizio, cioè la valutazione del danneggiamento per range di tensione inferiori al limite a fatica.

Al fine di cogliere l'effetto di range di tensioni inferiori al limite a fatica, durante le prove ad ampiezza variabile, le diverse prove prevedono un valore di " $p_i$ " minimo assegnato diverso. Questo permette di verificare fino a che valore di range di tensione assegnato ci sia danneggiamento, confrontando i risultati ottenuti in termini di danneggiamento a rottura con diversi valori di  $p_i$  minimo assegnato nello spettro di carico.

I tre spettri assegnati presentano le caratteristiche presentate di seguito [15]:

- Spettro A: tensione massima costante  $\sigma_{MAX}$  pari a 280 MPa, la tensione media, al diminuire del range di tensione, aumenta
- Spettro B: tensione media  $\sigma_m$  costante pari a 175 MPa
- Spettro C: tensione minima costante  $\sigma_{MIN}$  pari a 75 MPa, la tensione media, al diminuire del range di tensione, diminuisce.

Per rendere più chiara la definizione degli spettri, si riportano di seguito le rappresentazioni grafiche degli stessi nelle figura 4.14, 4.15 e 4.16:

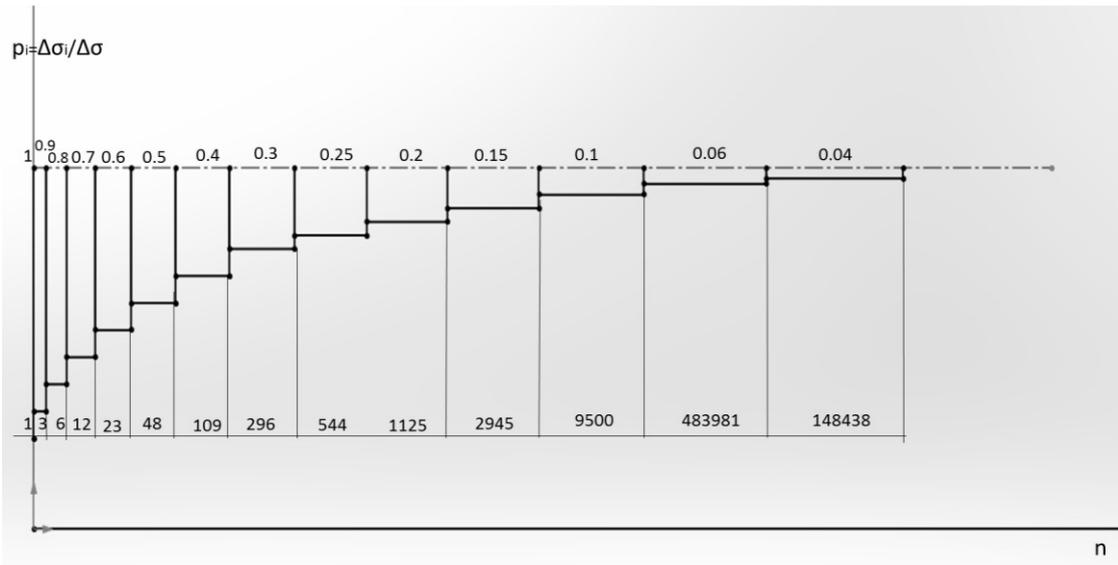


Figura 4-14: spettro di carico di tipo A

In questo caso la tensione massima è mantenuta costante durante la prova, varia il range e quindi il rapporto di ciclo R, diversi da blocco a blocco. Ricordando che tutte le prove in ampiezza costante sono state effettuate con una tensione massima di 280 MPa, variando il rapporto di ciclo da prova a prova, è possibile dire che, a parità di range di tensione applicato, per il blocco i-esimo, nella prova ad ampiezza variabile e nella singola prova ad ampiezza costante, queste hanno la stessa tensione media.

Si riporta inoltre che una delle prove ad ampiezza variabile, dove si è testato il giunto indicato come “F-13” sotto spettro di tipo “A” ha previsto uno spettro modificato, infatti questo prevedeva una tensione massima  $\sigma_{MAX}$ , sempre costante durante la prova, pari a 147 MPa.

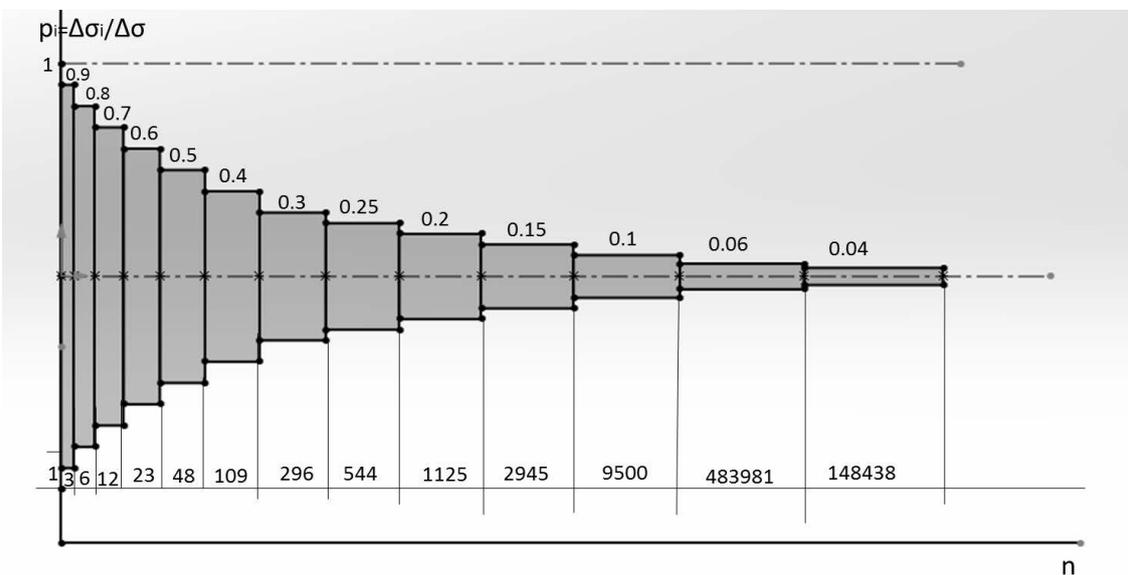


Figura 4-15: rappresentazione grafica dello spettro di tipo B

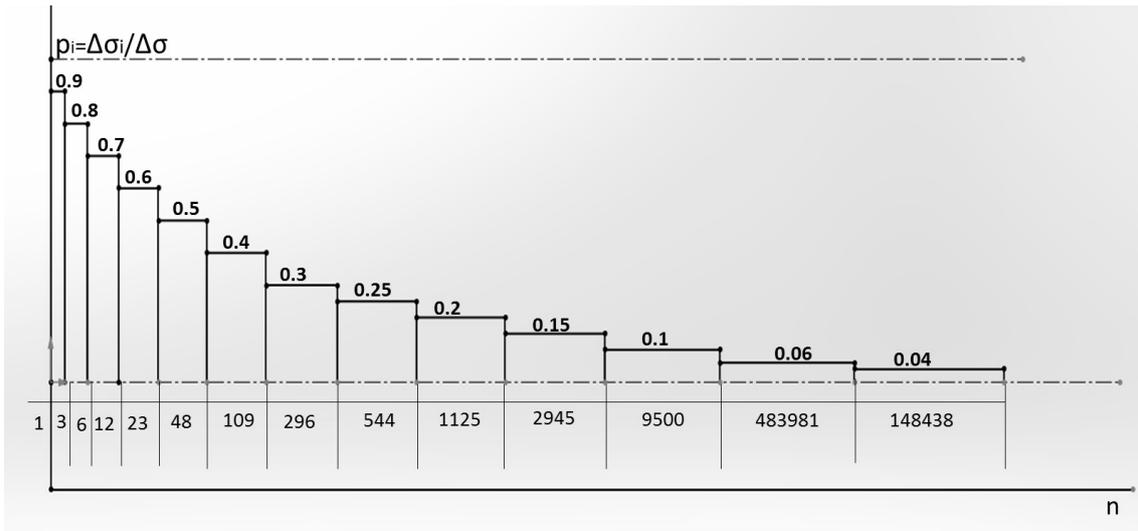


Figura 4-16: rappresentazione grafica dello spettro di tipo C

Dalle immagini è possibile notare che la forma dello spettro è di tipo “concave up”, questa è la forma tipica di spettri con un numero elevato di range di tensione piccoli, come già spiegato, la scelta di questo tipo di spettri non è casuale, infatti ciò permette di valutare l’effetto di range di tensione inferiori al limite a fatica, uno degli obiettivi che si propone il lavoro analizzato [15].

#### 4.2.3: tensioni residue

Nel lavoro presente sono state effettuate delle misure di tensioni residue,  $\sigma_{res}$ . E’ noto infatti che il motivo per cui non si rilevano effetti di tensione media su giunti in condizione “As welded” sollecitati ad ampiezza variabile sono le tensioni residue di saldatura. La presenza di queste, infatti, porta il componente a lavorare ad una tensione media elevata, indipendentemente da quella assegnata dalla sollecitazione durante l’esercizio [35]. Le tensioni residue sono misurate in entrambe le tipologie di giunti tramite “hole drilling”. Nelle seguenti figure 4.17 e 4.18 si riportano le posizioni dove queste ultime sono state misurate; ad una distanza di 5 mm dal piatto saldato per il giunto “Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet” e ad una distanza di 5 mm dal piede cordone di saldatura per il giunto “Longitudinal fillet welded gusset”.

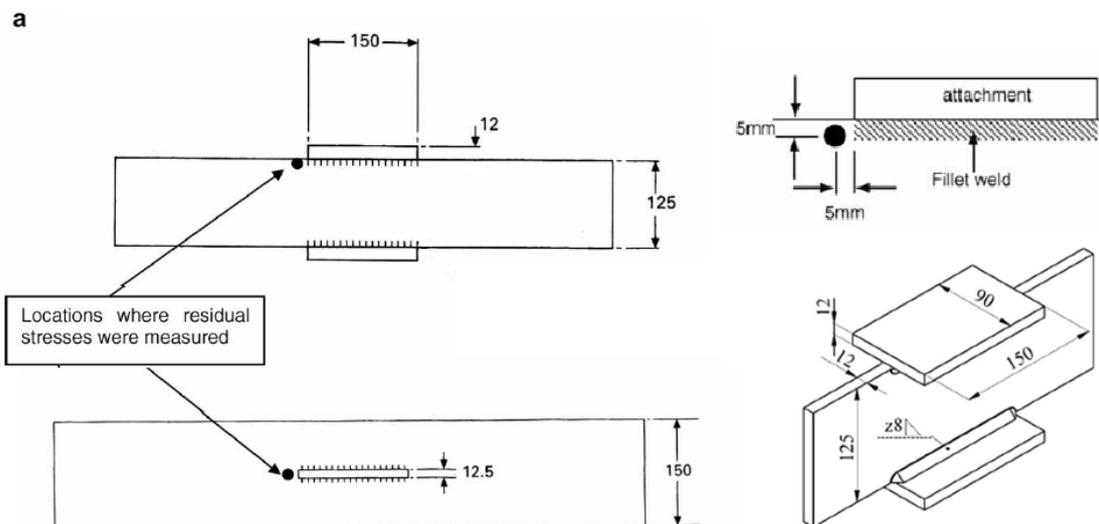


Figura 4-17: punti di misura delle tensioni residue di saldatura sul giunto di tipo “ Longitudinale load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet ” [15]

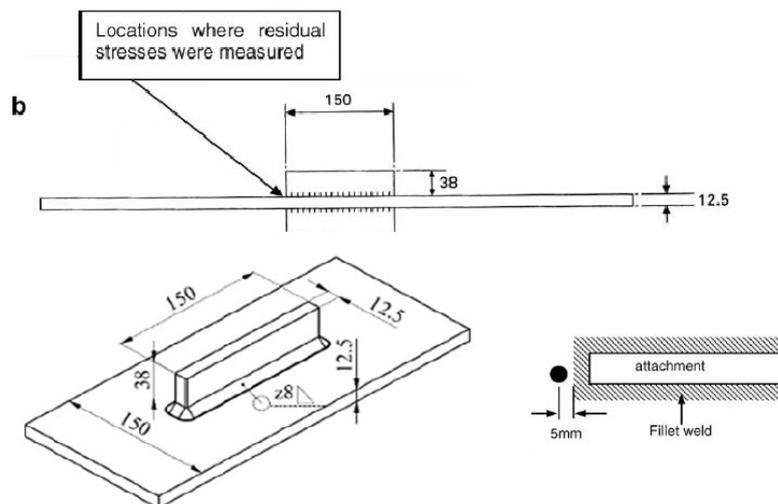


Figura 4-18: punti di misura delle tensioni residue sul giunto di tipo " Longitudinal fillet welded gusset " [15]

Si rilevano tensioni in direzione parallela alla direzione di sollecitazione, vengono effettuate quattro misurazioni, ciascuna in un diverso punto nello stesso giunto e i valori sono in seguito mediati.

Vengono inoltre effettuate due misurazioni, secondo le stesse modalità, anche su un giunto "Longitudinal fillet welded gusset", dopo che questo è stato testato per dieci storie di carico in ampiezza variabile. Nel caso di questo giunto la vita a fatica è stata di  $1,66 \cdot 10^7$  cicli, un singolo spettro assegnato ad F-08 ha una lunghezza di 14482 cicli [15]. Il giunto viene quindi sottoposto alla misura delle tensioni residue dopo un numero di cicli  $L_{s,10}$  calcolato tramite la 4.16

$$L_{s,10} = 10 \cdot 14482 = 144820 \text{ cicli} \quad \text{Eq. 4.16}$$

Si può ottenere allora il rapporto tra il numero di cicli a cui viene effettuata la misura,  $L_{s,10}$ , e la vita a fatica totale del giunto, riportata tra i risultati sperimentali dell'articolo presente:

$$\frac{L_{s,10}}{N_f} = \frac{144820}{1.66 \cdot 10^7} = 0.0087 \quad \text{Eq. 4.17}$$

La misurazione è quindi effettuata dopo un numero di cicli corrispondente a meno del 1% della vita a fatica totale.

I risultati ottenuti per la misurazione delle tensioni residue sono riportati nella seguente tabella 4.12

Tipo	$\sigma_{res}$ (MPa)	$\sigma_{res}$ (MPa)	$\sigma_{res}$ (MPa)	$\sigma_{res}$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_{res}$ media (MPa)
G-02	455	324	296	404	386-399	370
F-02	302	237	300	285	418	281
F-08, dopo 10 spettri in VA	68	84	-	-	418	76

Tabella 4-12: risultati ottenuti dalla misurazione delle tensioni residue effettuate per il giunto tipo " Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet ", per il giunto tipo " Longitudinal fillet welded gusset " prima di essere testati e per un giunto tipo " Longitudinal fillet welded gusset " dopo dieci spettri di carico [15]

Si ottiene quindi che per il giunto di tipo "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" la tensione residua media ottenuta è quasi pari al valore della tensione di snervamento riportata (93-96%), mentre per il giunto di tipo "Longitudinal fillet welded gusset", che presenta una tensione di snervamento maggiore, è inferiore sia rispetto ai valori ottenuti per l'altra geometria (è il 76% rispetto a quanto si rileva in "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet") sia rispetto alla tensione di snervamento di " Longitudinal fillet welded gusset" stesso (67%).

Inoltre, per F-08, dove le misurazioni sono effettuate dopo dieci spettri assegnati in ampiezza variabile, le tensioni residue diminuiscono del 70% circa (73%). Questo risulta in accordo con quanto rilevato in lavori precedenti [31] dove la diminuzione era risultata dell'80%.

Alcuni studi sul campo di applicazione del metodo impiegato in questo caso per la misura di tensioni residue [27, 28, 29], hanno evidenziato come questo metodo dia risultati attendibili entro certi limiti. Infatti, il metodo prevede di asportare una porzione di materiale dal componente che si suppone presenti tensioni residue, andando a realizzare un foro sul componente stesso. Attorno al foro vengono installate delle rosette estensimetriche, che, dopo la realizzazione del foro, misurano le deformazioni presenti nel componente, dovute all'asportazione di materiale e al conseguente raggiungimento di un nuovo stato di equilibrio tensionale. Queste deformazioni possono essere correlate allo stato tensionale iniziale [29]. Queste correlazioni si basano su un comportamento lineare elastico, se le tensioni residue raggiungono o superano la tensione di snervamento, attorno al foro il comportamento del materiale diventa elasto-plastico [29]. Secondo [27] quando le tensioni residue rilevate sono entro il 65% della tensione di snervamento, i risultati sono ritenuti attendibili; vengono invece riportati errori del 32-47% quando le tensioni residue arrivano al 95% della tensione di snervamento. Nel caso dei risultati ottenuti per "Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet" quindi, sono possibili errori tra il 32 e il 47%, mentre per "Longitudinal fillet welded gusset", secondo quanto si è riportato, i valori ottenuti sono compatibili con le condizioni di utilizzo del metodo.

Altri lavori [28] riportano come valore limite delle tensioni di snervamento per poter applicare il metodo "hole drilling" il 50% della tensione di snervamento stessa, in questo caso nessuno dei risultati ottenuti è compatibile con le condizioni di utilizzo del metodo.

#### 4.2.4: risultati ottenuti in ampiezza variabile

Nel lavoro studiato sono riportati i valori numerici ottenuti durante le prove per quanto riguarda il danneggiamento.

Ricordiamo che questo si è calcolato sfruttando le curve di Wohler ottenute dai risultati sperimentali in ampiezza costante. Come fatto al punto 4.1, trattando l'articolo di Sonsino, si è visto che ci sono diversi metodi per tenere conto di tensioni inferiori al limite a fatica modificando la curva di Wohler. Nella presente trattazione, gli autori utilizzano tre curve, differenti per tensioni minori del limite a fatica ad ampiezza costante:

- Curva continua, dove oltre al limite a fatica la pendenza viene mantenuta costante e pari ad "k" (eq 4.18) questo rispecchia quanto fatto al punto 4.1, per la rielaborazione dei dati, e quindi ci permette di confrontare i dati ottenuti dallo studio del lavoro presente con quanto si è ottenuto rielaborando i dati presentati da Sonsino [13]
- Curva bilineare, dove oltre al limite a fatica la pendenza viene modificata e imposta pari ad "k+2" (eq 4.19)
- Curva con "cut-off", dove non viene considerato danneggiante un range di tensione inferiore al range di limite a fatica ad ampiezza costante (eq 4.20)

Allora, nel lavoro presente sono utilizzati tre diversi metodi per considerare il danneggiamento dovuto allo spettro di carico, secondo le definizioni delle curve utilizzate:

$$S(L_s) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k * N_A} \quad \text{Eq. 4.18}$$

$$S(L_s) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k * N_A} & \text{se } \Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma_A \\ \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^{k+2} * N_A} & \text{se } \Delta\sigma_i < \Delta\sigma_A \end{cases} \quad \text{Eq. 4.19}$$

$$S(L_s) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k * N_k} & \text{se } \Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma_A \\ \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 0 & \text{se } \Delta\sigma_i < \Delta\sigma_A \end{cases} \quad \text{Eq. 4.20}$$

Per ottenere il danneggiamento a rottura, una volta ottenuto il danneggiamento dovuto allo spettro di carico, è necessario moltiplicare quest'ultimo per il numero di volte per cui si è applicato lo spettro, se indichiamo questa quantità come “n<sub>v</sub>” vale:

$$D = S(L_s) * n_v \quad \text{Eq. 4.21}$$

Di seguito si riportano i risultati ottenuti da Maddox e riportati nell'articolo:

Tipo	p <sub>i</sub>	Sequenza	blocchi a rottura	D		
				k'=k	k'=k+2	cut off
G-06	0.15	A	275	0.43	0.43	0.43
G-07	0.1	A	218	0.41	0.38	0.34
G-10	0.1	C	2152	4.08	3.7	3.38
G-11	0.1	B	394	0.75	0.68	0.62
G-08	0.06	A	212	0.48	0.38	0.33
G-09	0.04	A	181	0.49	0.33	0.28

Tabella 4-13: risultati ottenuti per il giunto di tipo " Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet " sollecitato ad ampiezza di tensione variabile sotto spettro di tipo A,B e C [15]

Come anticipato alla sezione 4.2.3, la vita a fatica del giunto “Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet” presenta dipendenza dalla tensione media in ampiezza costante. Il danneggiamento a rottura è però calcolato tramite una curva definita per la stessa tensione media dello spettro di tipo “A”, in quanto la curva è stata ottenuta dai dati sperimentali delle prove in ampiezza costante tramite regressione, e queste presentavano la stessa tensione media delle prove in ampiezza variabile. In questo modo si eliminano eventuali errori dovuti alla tensione media nel calcolo del danneggiamento.

Dalla tabella 4.13 è possibile notare che sono state effettuate quattro prove con spettro di tipo “A”, ogni volta variando il valore di “p<sub>i</sub>” minimo previsto nello spettro.

Confrontando due diversi casi sperimentali, sollecitati con lo stesso spettro (tipo “A”), e con un diverso valore di p<sub>i</sub> minimo assegnato, è possibile verificare se il valore più piccolo di “p<sub>i</sub>” minimo dei due casi corrisponda ad un range danneggiante, confrontando il numero di blocchi a rottura. Nel caso dei risultati ottenuti per G-08 e G-09, è possibile affermare che un valore di range di tensione Δσ di 8,4 MPa (p<sub>i</sub> minimo nello spettro pari a 0,04) è danneggiante, infatti il numero di blocchi a rottura ottenuti per G-09 è minore rispetto a quanto si ottiene per G-08, testato con un valore di p<sub>i</sub> minimo nello spettro di 0,06; se, per ipotesi, il range di 8,4 MPa non fosse danneggiante, ed essendo lo spettro assegnato a G-08 più corto di quello assegnato a G-09, il numero di blocchi a rottura di G-09 dovrebbe essere maggiore e non minore[15].

Inoltre, si nota come il danneggiamento D ottenuto con uno qualsiasi dei tre metodi risulti minore di 1 per lo spettro di tipo A e per lo spettro di tipo B, ma maggiore di 1 per lo spettro di tipo C.

Nella seguente si riportano i risultati ottenuti da Maddox per il giunto di tipo “Longitudinal fillet welded gusset” [15]:

Tipo	$p_i$	Sequenza	Blocchi a rottura	D		
				$k'=k$	$k'=k+2$	cut off
F-03	0.25	A	1053	0.46	0.46	0.46
F-15	0.25	A	1441	0.63	0.63	0.63
F-09	0.25	C	3661	1.59	1.59	1.59
F-10	0.25	B	1799	0.78	0.78	0.78
F-04	0.2	A	1021	0.51	0.53	0.44
F-13	0.2	A*	1158	0.58	0.6	0.5
F-06	0.2	C	2592	1.3	1.3	1.13
F-07	0.2	B	1808	0.91	0.91	0.79
F-05	0.15	A	822	0.45	0.5	0.36
F-08	0.1	A	1147	0.64	0.74	0.5

Tabella 4-14: risultati ottenuti per il giunto di tipo " Longitudinal fillet welded gusset " sollecitato ad ampiezza di tensione variabile sotto spettro di tipo A,B e C [15]

E' possibile notare immediatamente che sono state effettuate sei prove con spettro di tipo "A", compresa quella effettuata su F-13, che, si ricorda, prevedeva un valore di tensione massima  $\sigma_{MAX}$  pari a 147 MPa, e due prove, rispettivamente, con spettro di tipo "B" e "C".

Il danneggiamento a rottura per giunti testati sotto lo spettro di tipo "A" risulta costantemente minore di 1, con tutti i metodi utilizzati per il calcolo.

Il danneggiamento a rottura per i giunti testati sotto lo spettro di tipo "B" risulta ancora minore di 1, ma in misura minore rispetto a quanto si rileva per lo spettro di tipo "A".

Il danneggiamento a rottura per i giunti testati sotto spettro di tipo "C" risulta maggiore di 1.

Si noti come, anche in questo caso, si siano effettuate prove con diversi valori di  $p_i$  minimo assegnato nello spettro. Dai risultati ottenuti, confrontando F-05 e F-08, è possibile affermare che un range di tensione di 21 MPa (corrispondente ad un valore di  $p_i$  minimo di 0,1) non è danneggiante, in quanto il numero di blocchi a rottura di F-08 risulta maggiore rispetto a quello di F-05, testato sotto lo stesso spettro (tipo "A"), ma con diverso valore di  $p_i$  minimo (0,15, corrispondente ad un range di tensione di 30 MPa).

E' inoltre interessante confrontare i risultati ottenuti per F-13 e F-04. I due giunti sono testati sotto uno spettro che presenta la stessa forma, ma ha una tensione massima diversa (figura 4.19)

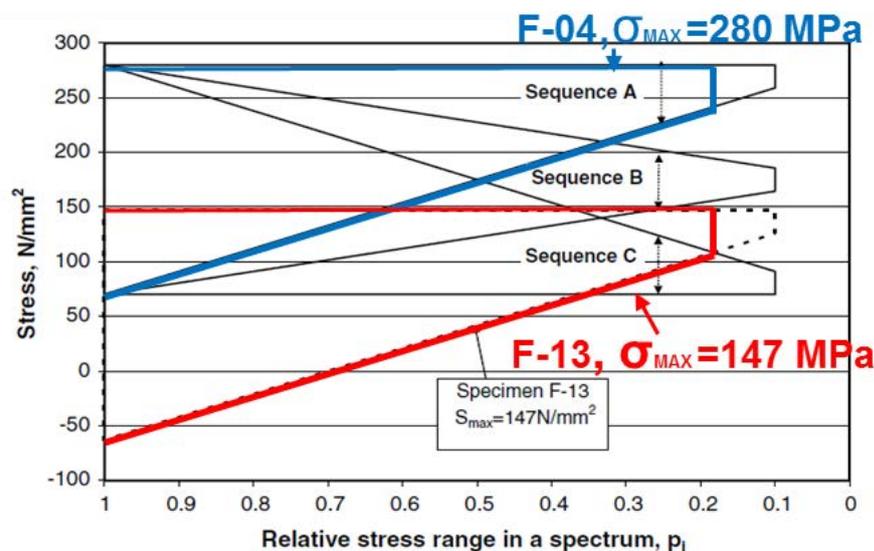


Figura 4-19: confronto tra gli spettri di carico assegnati ad F-04 e ad F-13 [15]

I risultati riportano una differenza sul danneggiamento a rottura del 12%, F-13 risulta avere un valore leggermente maggiore. Questo non si può attribuire alla minore tensione massima con cui il giunto viene sollecitato, perché la differenza nel danneggiamento non è sufficiente. Infatti, confrontando il danneggiamento a rottura di F-03 e F-05, testati sotto lo stesso spettro (tipo “A”, valore minimo di  $p_i$  pari a 0,25), si ottiene una differenza del 30%.

E’ possibile però confrontare i risultati ottenuti per il giunto F-13 con quanto ottenuto per i giunti testati sotto uno spettro di tipo “B” o “C”. Dalla figura 4.18 è possibile notare che lo spettro sotto cui è testato F-13 presenta una tensione media costantemente inferiore a quella dello spettro “B”, e inferiore a quella dello spettro “C” per valori di  $p_i$  maggiori di 0,37. Nonostante presenti una tensione media minore, il danneggiamento a rottura di F-13 è minore di quello ottenuto per tutti i giunti testati sotto spettro di tipo “B” e “C”, questo suggerisce un effetto sul danneggiamento legato al tipo di spettro di carico, piuttosto che alla tensione media [15].

A questo punto, seguendo quanto operato da Maddox, ma al fine anche di poter trarre conclusioni sui risultati ottenuti, confrontandoli con quanto si è ottenuto analizzando il lavoro di Sonsino [13], viene calcolato il range di tensione equivalente per ogni spettro di carico assegnato e per il giunto a cui si è assegnato quest’ultimo durante la prova sperimentale.

Per il calcolo si sfrutta la seguente eq. 4.22:

$$\Delta\sigma_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Eq. 4.22}$$

La curva di Wohler utilizzata per il calcolo è ancora quella ottenuta nel lavoro presente dai dati sperimentali relativi alle prove ad ampiezza costante, quindi il valore che assume “k”, la pendenza della curva di Wohler, nel calcolo di  $\Delta\sigma_{eq}$ , è determinato dal tipo di giunto per cui si effettua il calcolo (per Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet,  $k=2,728$  e, per Longitudinal fillet welded gusset,  $k=3,072$ ).

Nelle seguenti figure è possibile vedere quanto si ottiene rappresentando i risultati sperimentali ottenuti nelle prove ad ampiezza variabile in termini di  $\Delta\sigma_{eq}$  sul numero di cicli a rottura, assieme alla curva di Wohler riferita al giunto che si sta considerando:

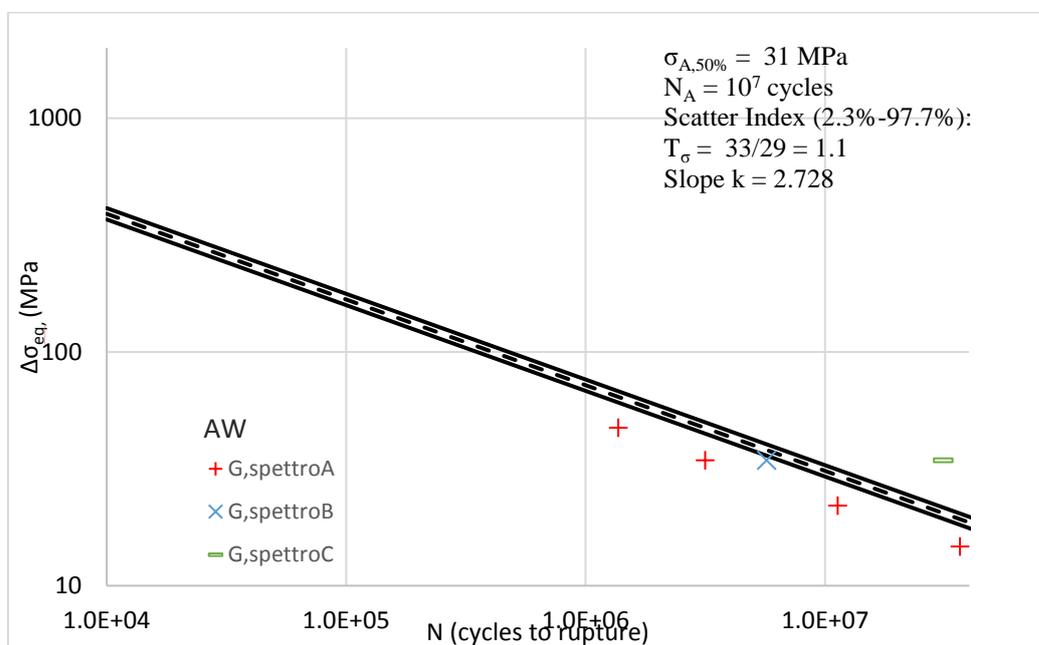


Figura 4-20: risultati ottenuti per Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet dalle prove in ampiezza variabile in termini di  $\Delta\sigma_{eq}$  rispetto ai cicli a fatica, confrontati con la curva di Wohler del giunto [15]

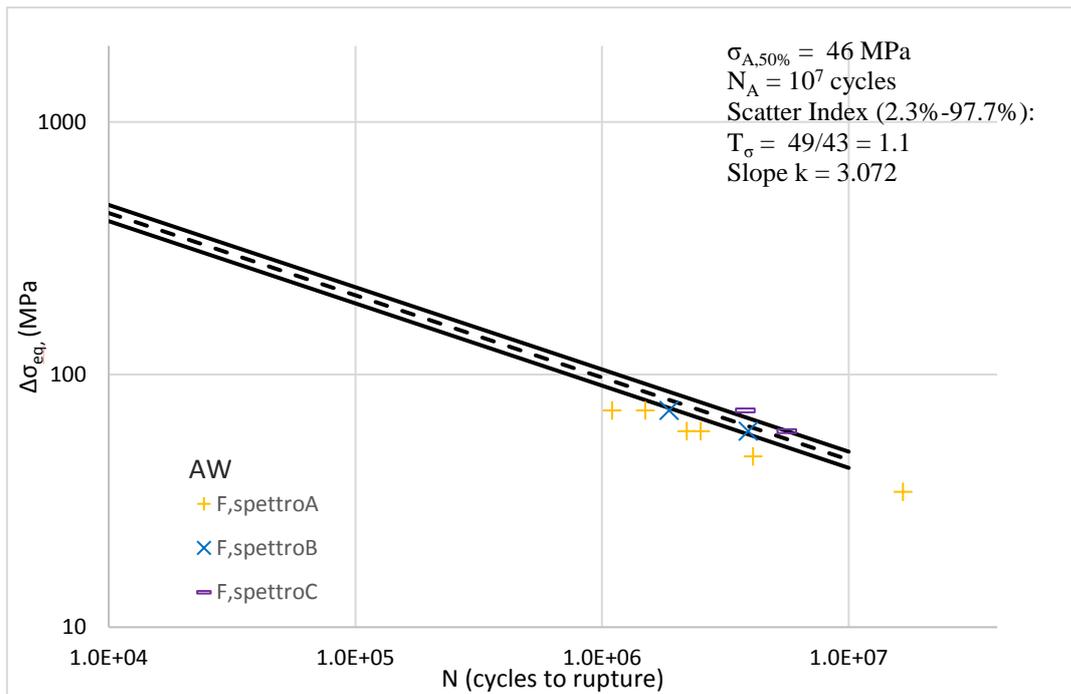


Figura 4-21: risultati ottenuti per Longitudinal fillet welded gusset dalle prove in ampiezza variabile in termini di  $\Delta\sigma_{eq}$  rispetto ai cicli a fatica, confrontati con la curva di Wohler del giunto [15]

E' possibile notare come per entrambi i casi i punti rappresentanti le prove ad ampiezza variabile vadano a porsi al di sotto della curva di Wohler (spettro A e in misura minore spettro B) o al di sopra (spettro C).

Si ricorda che, per definizione,  $\Delta\sigma_{eq}$ , per un componente sollecitato ad ampiezza variabile, rappresenta il range di tensione per cui si ha lo stesso danneggiamento di una prova ad ampiezza costante. Il fatto che i punti rappresentanti le prove ad ampiezza variabile non si vadano a porre sulla curva di Wohler indica che l'effetto di un blocco di carico, sul danneggiamento, applicato in ampiezza costante, non è lo stesso che si ha in ampiezza variabile.

Le ipotesi su cui si basa il lavoro presente sono l'assenza di effetti di tensione media sulla vita a fatica e l'equivalenza del comportamento a fatica sotto carichi ad ampiezza variabile e ad ampiezza costante [15].

Sotto queste ipotesi, nel lavoro presente si sarebbe dovuta trovare conferma delle seguenti:

- Per Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet, la curva ottenuta a  $R=0$  e  $-1$  è la stessa;
- La vita a fatica per F04 e F13, avendo lo stesso spettro ma diversa tensione massima, deve essere simile;
- I test con spettro A, B, C, che presentano diverse tensioni medie, devono dare lo stesso risultato in termini di danneggiamento a rottura se  $p_i = \Delta\sigma_i / \Delta\sigma$  è lo stesso;
- Sommando  $n_i/N_i$  si deve ottenere 1 circa;

In realtà solo il secondo punto è verificato, in quanto, a causa di una dispersione dei risultati del 30%, non si è potuto indagare se la differenza nel danneggiamento di F-03 e F-14 sia dovuta alla dispersione dei risultati o alla tensione massima.

Per questi motivi, si indaga sulle ipotesi che stanno alla base del lavoro svolto.

Gli autori escludono effetti di tensione media, in quanto si sono rilevate tensioni residue elevate nei giunti testati, comparabili al valore della tensione di snervamento, e per quanto si rileva sul danneggiamento a rottura di Longitudinal fillet welded gusset

Si ritiene che ci possa quindi essere un'interazione tra i range di tensione assegnati durante la sollecitazione in ampiezza variabile, per cui alcuni cicli risultano più danneggianti rispetto al caso in cui vengano applicati in ampiezza costante; si parla quindi di underloading e di overloading.

Il fenomeno di overloading si presenta per lo spettro di tipo C, diversi lavori precedenti hanno dimostrato che può portare ad un rallentamento nella velocità di crescita delle cricche, per il verificarsi di effetti di chiusura sulle cricche stesse.

Il fenomeno dell'underloading, che si presenta per gli spettri A e B, è invece meno studiato. E' confermato che possa portare ad un aumento di velocità di crescita delle cricche, tra le diverse ipotesi sulle cause ci sono effetti microstrutturali ed un aumento di range di stress intensity factor  $\Delta K_{eff}$  dovuto ad una diminuzione dello stress intensity factor di apertura della cricca  $K_{op}$  [17].

Le conclusioni tratte dall'autore sono quindi le seguenti:

- In CA, per Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet, la vita a fatica diminuisce aumentando la tensione media applicata;
- Sono presenti tensioni residue nei giunti testati;
- Per gli spettri VA, D dipende dalla sequenza di applicazione; si ottiene, in media  $D=0,4$  per lo spettro A, ( $\sigma_{MAX}=280$  MPa, costante),  $D=0,8$  per B ( $\sigma_m=175$  MPa, costante), e  $D=1,3$  per C ( $\sigma_{MIN}=70$  MPa, costante);
- Ci sono indicazioni che le interazioni tra le tensioni applicate causino effetti sulla vita a fatica;
- Sotto lo spettro A, per Longitudinale load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet, oltre CAFL, la curva deve essere prolungata con pendenza pari ad m, per Longitudinal fillet welded gusset, la pendenza è invece pari a  $m+2$ ;
- Quanto ottenuto è soggetto a future verifiche, in quanto rilevato per pochi dati;

Avendo i dati sperimentali ottenuti da Maddox per la presente trattazione, si ripropone l'elaborazione già eseguita al paragrafo 4.1 per i dati di Sonsino.

Avendo già calcolato per ogni caso di carico e ogni geometria il range di tensione equivalente e il danneggiamento a rottura, considerando una curva di Wohler per PS 50%, a pendenza costante, prolungata indefinitamente (primo metodo utilizzato anche da Maddox nell'articolo in esame), è possibile rappresentare i risultati ottenuti in termini di danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente.

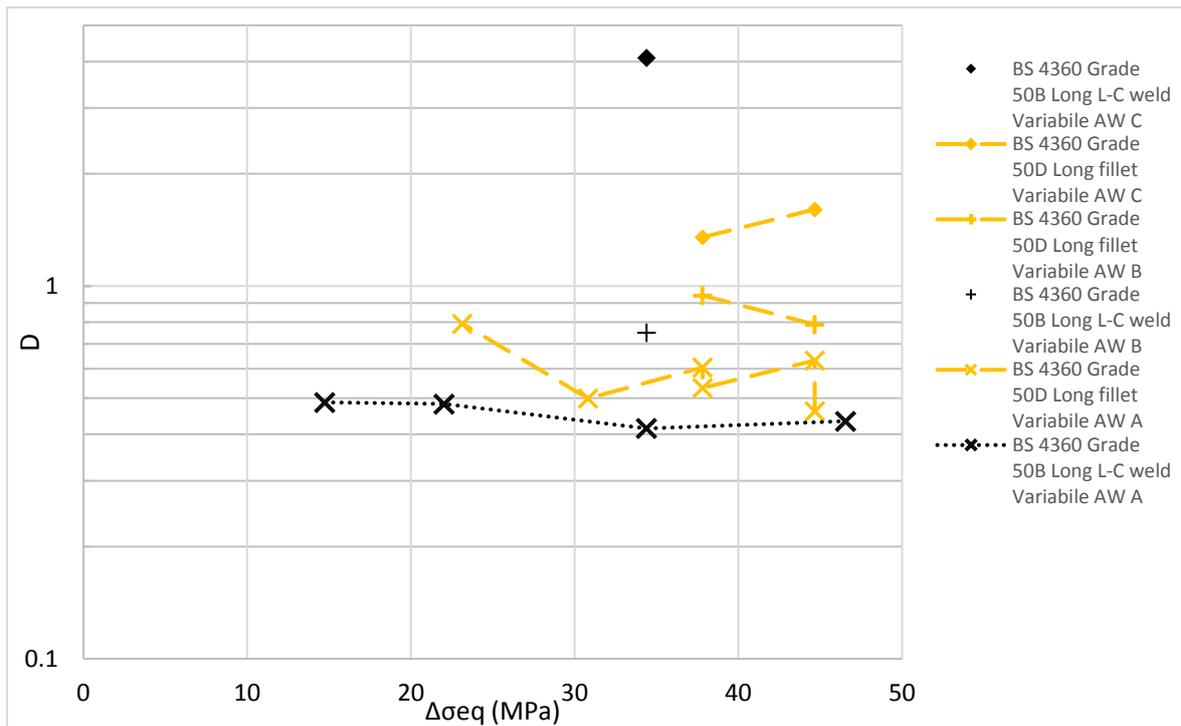


Figura 4-22: andamento del danneggiamento rispetto al range di tensione equivalente per i casi sperimentali testati da Maddox [15]

E' possibile notare che il danneggiamento a fatica, a parità di range di tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$ , è maggiore per Longitudinal fillet welded gusset, per cui la tensione di snervamento e a rottura è maggiore, a parte per il caso "C". Bisogna però tenere conto che i due giunti differiscono anche per geometria, oltre che per materiale, e, se si considerano le curve suggerite da BS7608, la resistenza a fatica di Longitudinal fillet welded gusset è maggiore di quella di Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet.

Inoltre, si nota che le curve ottenute sono tutte decrescenti, ciò significa che il danneggiamento a rottura diminuisce all'aumentare del range di tensione equivalente, a parte per lo spettro di tipo C assegnato a Longitudinal load-carrying weld, Continuous manual longitudinal fillet.

Come già era stato notato nel lavoro di Sonsino, inoltre, la presenza di overload nello spettro, a parità di altre condizioni, aumenta il danneggiamento a rottura, ha quindi un effetto benefico sulla vita a fatica, infatti il danneggiamento a rottura per lo spettro "C" è maggiore di quello che si ottiene per gli spettri "A" e "B".

#### 4.3: Nykänen [19]

Si prosegue il lavoro con lo studio di un articolo del 2017, ad opera di Nykänen ed altri[19]. L'obiettivo del lavoro era testare la validità di un metodo per la verifica a fatica di giunti saldati, nel caso di sollecitazioni ad ampiezza variabile. Il metodo prende il nome di "3R method", e, risulta già validato per la verifica a fatica di giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza costante.

Questo si basa sull' "effective notch stress approach", per cui si considera la tensione locale dovuta alla saldatura, e non un valore nominale, assegnato, al fine di effettuare la verifica a fatica.

Si indica quindi con  $\Delta\sigma_k$  il range di tensione di intaglio, dovuto alla presenza della saldatura. Questo valore viene rilevato tramite una simulazione di tipo lineare elastico agli elementi finiti. Al fine della modellazione, il metodo prevede di utilizzare un raggio di raccordo, per la modellazione del cordone di saldatura, di 1 mm [18]. Questa quantità viene utilizzata come parametro per effettuare le verifiche a fatica del giunto.

Il nuovo metodo invece, prevede di prendere in considerazione, ai fini della valutazione della vita a fatica, oltre alla tensione locale ottenuta tramite un modello FEM con raggio di raccordo a piede cordone di 1 mm, il rapporto di ciclo locale  $R_{loc}$ , la resistenza del materiale e le tensioni residue  $\sigma_{res}$ . Viene denominato "3R method" dalle iniziali delle tre quantità considerate.

Si è rilevato infatti come in alcuni casi la resistenza del materiale possa avere effetti sulla vita a fatica; per giunti butt weld di piccole dimensioni si nota una dipendenza della vita a fatica dalla resistenza del materiale, nello specifico una diminuzione della resistenza a fatica all'aumentare della resistenza a snervamento, per test ad ampiezza costante dove  $\sigma_{MAX}$  è vicina alla tensione di snervamento stessa [32].

Inoltre, in generale il rapporto di ciclo non viene considerato a causa della presenza di tensioni residue elevate dovute al processo di saldatura, come già spiegato al paragrafo precedente, queste portano il giunto a lavorare ad elevate tensioni medie, indipendentemente dalla tensione media assegnata durante la sollecitazione[35]. Quando invece i giunti vengono trattati dopo la saldatura, le tensioni residue possono diventare nulle o addirittura negative, quindi di compressione. Questo quindi porta ad avere un effetto sulla vita a fatica della tensione media e quindi del rapporto di ciclo. [18]

Ai fini di considerare l'effetto di queste quantità, invece di effettuare la verifica a fatica su una quantità “ $\Delta\sigma_k$ ”, si utilizza una quantità  $\Delta\sigma_{k,ref}$ , ossia un range di tensione locale di riferimento.

Per arrivare alla definizione di questa quantità, si considerano valide le seguenti:

- Sia valida l'ipotesi di Smith Watson Topper, per cui

$$\sigma_{MAX}\varepsilon_a = \text{costante} \text{ a parità di vita a fatica} \quad \text{Eq. 4.23}$$

- Il comportamento del materiale sia elasto-plastico, modellabile tramite il modello di Ramberg-Osgood

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2k'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad \text{Eq. 4.24}$$

- Sia valida l'ipotesi di Neuber per il calcolo delle tensioni e deformazioni locali

Sotto queste supposizioni, è possibile esprimere il rapporto di ciclo  $R_{loc}$  se è noto il range di tensione locale; questo parametro,  $R_{loc}$ , dipende dal rapporto di ciclo, dalla resistenza del materiale, dal fattore di effetto di forma  $K_f$  e dalle tensioni residue  $\sigma_{res}$ . La dipendenza non è esprimibile in forma chiusa.

E' infine possibile, per ottenere la quantità su cui effettuate le verifiche a fatica,  $\Delta\sigma_{k,ref}$ , a partire dal range di tensione locale  $\Delta\sigma_k$  e dal rapporto di ciclo  $R_{loc}$ , sfruttare la seguente eq 4.25:

$$\Delta\sigma_{k,ref} = \frac{\Delta\sigma_k}{\sqrt{1 - R_{loc}}} \quad \text{Eq. 4.25 [19]}$$

La curva utilizzata per le verifiche a fatica è unica per le diverse geometrie, materiali e condizione di sollecitazione [19].

Il lavoro riportato allora prevedeva di utilizzare risultati sperimentali ottenuti in lavori precedenti, relativi a prove a fatica effettuate su giunti saldati, che prevedessero una sollecitazione ad ampiezza variabile. I dati sperimentali presentati vengono convertiti in modo da poter essere utilizzati per il “3R method”, quindi sono necessarie informazioni sulle tensioni residue, la resistenza del materiale e il rapporto di ciclo per ciascun caso presentato. Si confrontano i risultati ottenuti con la curva di progettazione del “3R method” per confermare o meno l'utilizzo del metodo stesso per progettare e verificare giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile [19].

Dato che, come già anticipato nei paragrafi riferiti al lavoro di Sonsino e Maddox, si intende confrontare i risultati ottenuti dai vari autori; i risultati sperimentali devono essere analizzati con gli stessi metodi, per questo motivo l'interesse nell'articolo presente di Nykanen non si rivolge tanto alle conclusioni tratte sul “3R method”, ma piuttosto ai risultati ottenuti dai singoli autori, ripresi appunto nell'articolo studiato.

Quindi, al fine di poter proseguire quanto effettuato ai paragrafi 4.1 e 4.2, relativi agli altri articoli studiati, ci si è concentrati sui dati degli articoli utilizzati per estrarre dati sperimentali nel lavoro presente, effettuando le stesse analisi già viste nei due paragrafi di cui sopra.

Dato che il presente articolo riassume risultati sperimentali di diversi autori, si sceglie di presentare in primo luogo tutti i casi sperimentali oggetto di indagine, in termini di geometria, carichi assegnati, eventuali trattamenti e materiali utilizzati, in seguito verranno presentati i risultati ottenuti per ciascun caso, sia dagli autori dell'articolo, sia tramite la rielaborazione che prevede di calcolare danneggiamento e tensione equivalente con le espressioni già viste.

I primi due casi sperimentali studiati sono i due casi presentati nel lavoro di Maddox del 2009. Perciò sono già stati analizzati nel paragrafo 4.2, vengono quindi tralasciati, e si inizia con lo studio di quello denominato come "caso III" [20]

#### 4.3.1: caso III, Marquis [20]

La geometria testata è mostrata nella seguente figura 4.23, secondo Hobbacher [36], questa appartiene alla categoria "Longitudinal fillet welded gusset".

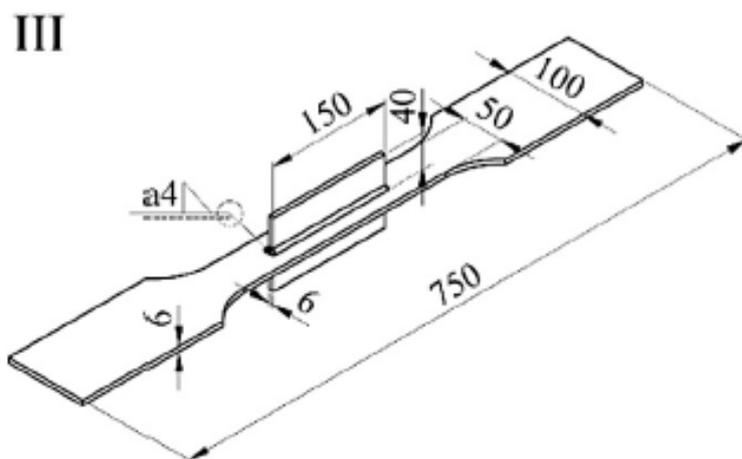


Figura 4-23: rappresentazione quotata del giunto studiato nel caso III [20]

Sono testati giunti realizzati in due diversi acciai, le cui caratteristiche sono riportate poi nella seguente tabella 4.15

Materiale	$\sigma_Y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
S700	700	800
S960	969	1050

Tabella 4-15: caratteristiche dei materiali con cui è realizzato il giunto alla 4.21 [20]

Dato che l'obiettivo del lavoro era valutare gli effetti sulla vita a fatica di trattamenti di Ultrasonic Impact Treatment, i giunti sono testati sia in condizione As Welded (per sole prove in ampiezza costante), sia in condizione post UIT (sia in ampiezza costante che in ampiezza variabile), come è riassunto in tabella 4.16

Tipo di carico	Materiale	Processo di saldatura	Trattamento
CA	S700	robot welding	AW
		robot welding	UIT
	S960	robot welding	AW
		robot welding	UIT
VA	S700	robot welding	UIT
	S960	Robot welding	UIT

Tabella 4-16: Trattamenti e processi di saldatura effettuati sui giunti testati in ampiezza costante e variabile

Il trattamento di Ultrasonic Impact Treatment permette di modificare lo stato tensionale presente nell'intorno della saldatura in modo da ottenere uno stato tensionale di compressione, inoltre permette di aumentare il raggio di raccordo del cordone di saldatura, riducendo l'effetto di concentrazione delle tensioni e andando, al contempo, a rimuovere eventuali difetti presenti [21].

E' possibile notare l'effetto del trattamento sul raggio di raccordo dalle immagini presenti nell'articolo originale, di seguito riportate:

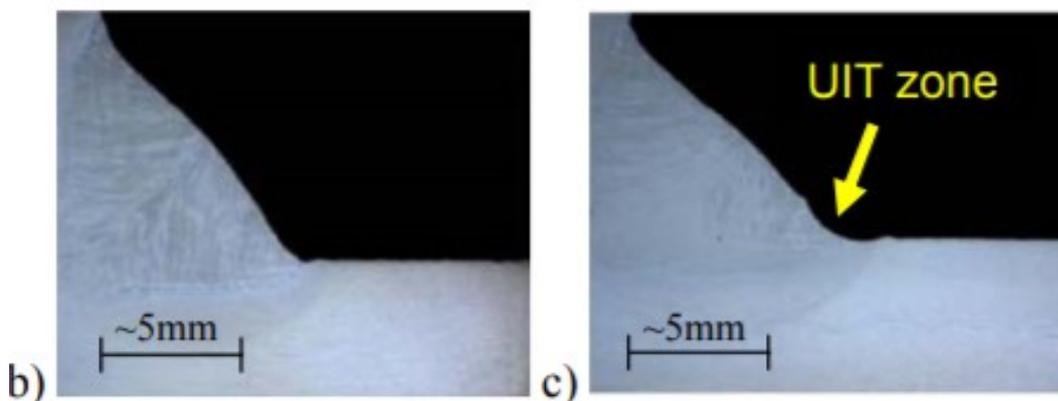


Figura 4-24: confronto tra il raggio di raccordo a piede cordone per il giunto in figura 4.21 prima del trattamento di UIT e dopo il trattamento [20]

Sfruttando le scale presenti nell'immagine, è possibile misurare il raggio di raccordo ottenuto nei due casi.

Si ottiene un raggio di 0,7 mm circa nell'immagine a sinistra (giunto As Welded) e di circa 2 mm nell'immagine a destra (post-UIT). Dalle immagini è quindi confermato l'aumento di raggio di raccordo conseguente al trattamento di UIT.

I test sperimentali prevedevano prove di trazione ad ampiezza costante su giunti in condizione As Welded, con rapporto di ciclo  $R=0,1$  e  $R=-1$ ; e in condizione post Ultrasonic Impact Treatment, per gli stessi rapporti di ciclo.

Inoltre, sono state effettuate prove in ampiezza variabile, con sollecitazione di trazione e con rapporto di ciclo  $R=-1$  e solo su giunti trattati.

La sollecitazione ad ampiezza variabile prevede un rapporto di ciclo  $R=-1$ , costante, e lo spettro di carico che si riporta nella seguente figura 4.24, nel caso di giunto in acciaio S960, e nella figura 4.25 nel caso di giunto in acciaio S700; entrambi gli spettri di carico sono assegnati in modalità random; prevedono però lunghezze  $L_s$  diverse, pari a 100000 cicli nel caso dello spettro con cui viene sollecitato il giunto "Longitudinal fillet welded gusset" realizzato in S960, e pari a 7684585 cicli nel caso dello spettro con cui è sollecitato il giunto realizzato in S700.

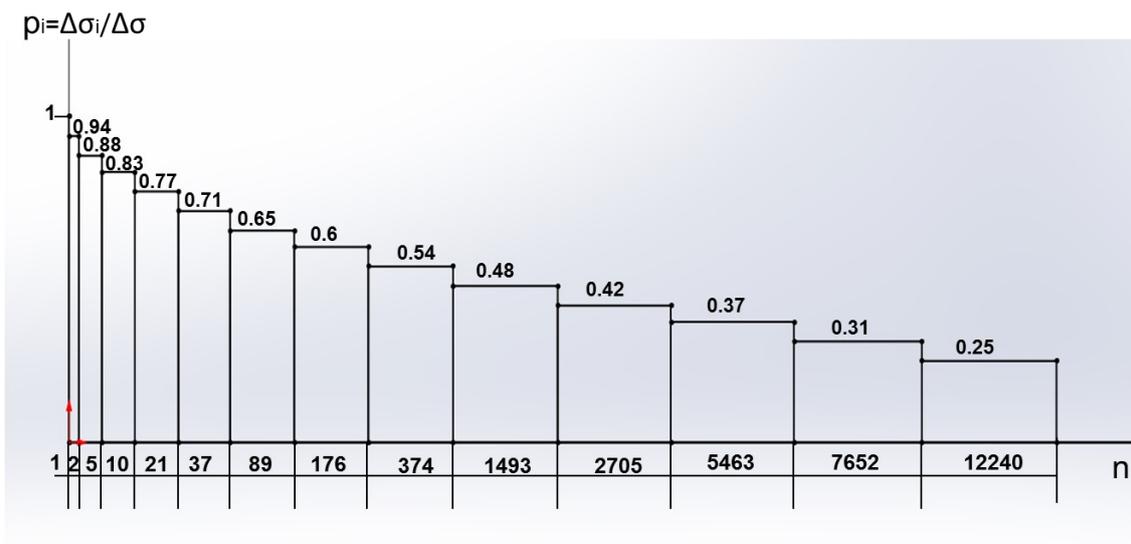


Figura 4-25: spettro di carico assegnato al giunto in figura 4.21, realizzato in S960 [20]

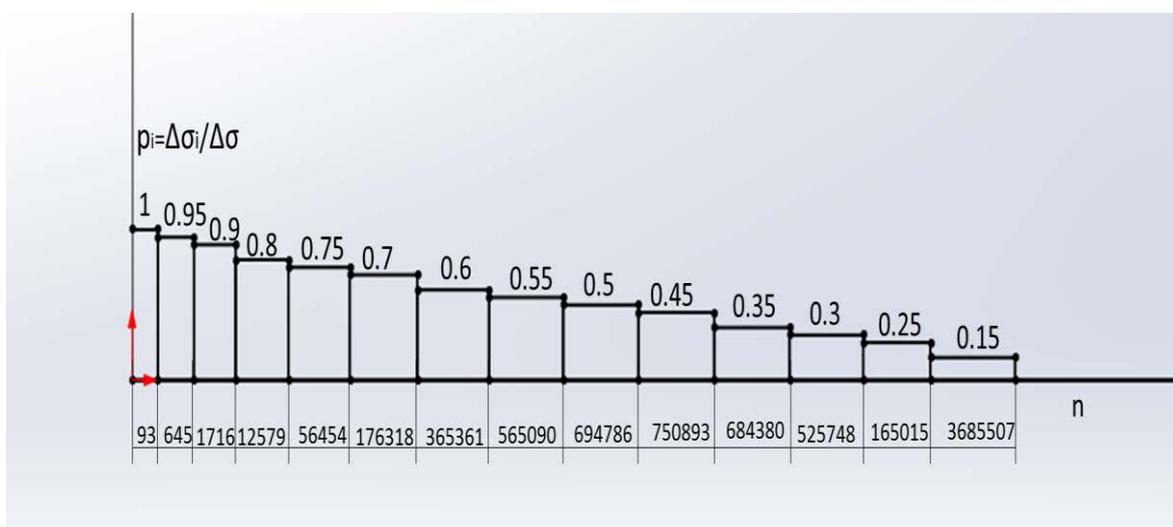


Figura 4-26: spettro di carico assegnato al giunto in figura 4.21, realizzato in S700 [20]

Gli spettri presentati nelle due figure precedenti (4.25 e 4.26) presentano i range di tensione in forma adimensionale; per avere un'informazione completa sulla sollecitazione a cui è stato sottoposto il giunto testato è necessario anche il valore massimo del range dello spettro, o eventualmente il range equivalente. E' possibile ottenere i valori del range di tensione equivalente assegnato durante ciascuna prova dai punti presenti nel grafico di presentazione dei risultati. Utilizzando il programma "PlotDigitizer" si possono ottenere le coordinate dei punti presenti sul grafico; le quali sono riportate in tabella 4.17.

Di seguito si riportano le immagini utilizzate nella figura 4.27 e 4.28:

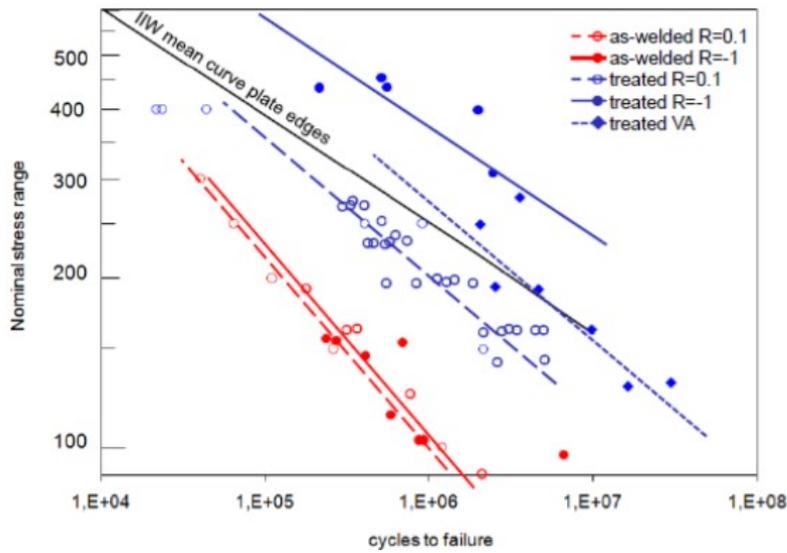


Figura 4-27: risultati ottenuti dagli autori dell'articolo studiato [20] per il giunto in figura 4.21, in materiale S700

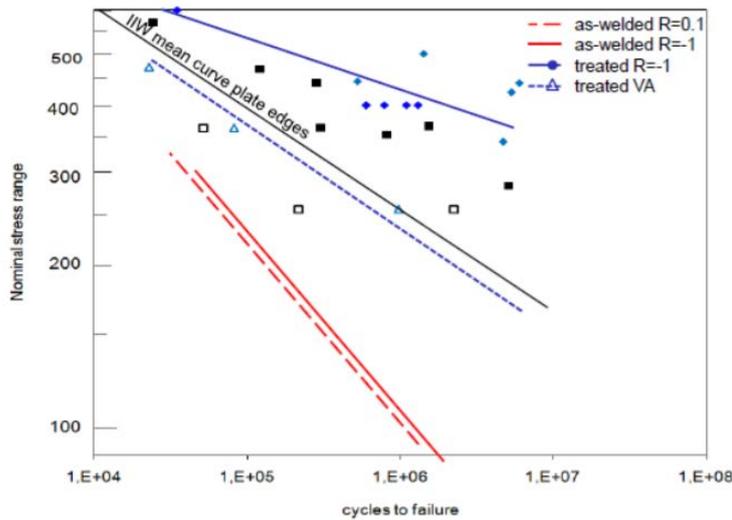


Figura 4-28: risultati ottenuti dagli autori dell'articolo studiato [20] per il giunto in figura 4.21 realizzato in acciaio S960

Materiale	S960	S700
Prova	$\Delta\sigma_{eq}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{eq}$ (MPa)
1	469.8942	278.3686
2	362.7651	250.6844
3	255.1503	193.0936
4		189.5218
5		162.8723
6		129.0996
7		132.2442

Tabella 4-17: valore di range di tensione equivalente assegnato durante ciascuna prova ad ampiezza variabile ai giunto in S700 e in S960

Per uniformità con gli altri dati sperimentali rilevati fino ad ora, si passa da tensione equivalente assegnata a tensione massima assegnata nello spettro.

Essendo noti gli spettri di carico assegnati nei due casi, è possibile calcolare il rapporto tra il range di tensione equivalente assegnato durante la prova e la tensione massima dello spettro. E' riportato che il calcolo del range di tensione equivalente è stato effettuato utilizzando la curva di Wohler ottenuta dai risultati ottenuti in ampiezza costante, per PS 50%.

Per queste ultime, è riportata una pendenza pari ad  $K=5$  per la curva di Wohler ottenuta nel caso di S700,  $R=-1$ , ampiezza costante; nel caso invece della curva di Wohler ottenuta nel caso di S960,  $R=-1$ , ampiezza costante, la pendenza  $K$  risulta pari a 10.

Non essendo riportate altre caratteristiche delle curve ottenute dagli autori, come ad esempio valori della curva in punti caratteristici (limite a fatica ad ampiezza costante) oppure l'equazione della curva, si sfrutta ancora il software "PlotDigitizer", andando a selezionare un numero di cinquanta punti sulla linea che rappresenta le curve di Wohler in ciascun grafico, ed effettuando poi un'interpolazione lineare, imponendo la pendenza che viene riportata negli articoli. E' interessante notare che la pendenza che si sarebbe ottenuta dalla regressione lineare è pari a 4,99 per la curva del caso S700 e a 10,04 per il caso S960. Si ottiene un valore di  $\Delta\sigma_A$  pari a 240 MPa per  $N_A=10^7$  cicli nel caso di giunto in S700 e un valore di  $\Delta\sigma_A$  pari a 343 MPa per  $N_A=10^7$ .

A questo punto, essendo:

$$\Delta\sigma_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} = \Delta\sigma \left( \frac{\sum p_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Eq. 4.26}$$

Ed essendo noti gli spettri di carico (quindi i valori di  $p_i$ ,  $n_i$ ,  $L_s$ ), le curve di Wohler (quindi i valori di  $k$  per i giunti realizzati nei due diversi acciai) e i valori di  $\Delta\sigma_{eq}$  ottenuti dai grafici e riassunti in tabella 4.14, è possibile ottenere la tensione massima con cui è assegnata la sollecitazione in ampiezza variabile per i due giunti. I dati ottenuti sono riportati in Appendice A.

#### 4.3.2: Caso IV, Huo [22]

Il giunto identificato come caso IV presenta la geometria mostrata nella seguente figura 4.29, secondo Hobbacher [35], questa appartiene alla categoria "Longitudinal fillet welded gusset".

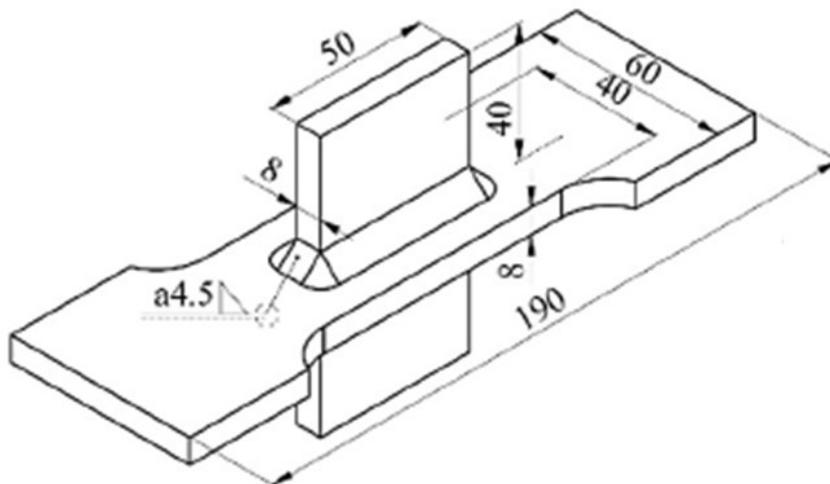


Figura 4-29: geometria del giunto identificato come caso IV nell'articolo di riferimento [19],[22]

Nell'articolo originale non sono presenti informazioni sulle dimensioni del cordone di saldatura, come viene riportato nell'articolo di Nykanen. In quest'ultimo allora si ipotizza un valore di  $z=4,5$  mm, basandosi sui parametri di saldatura riportati [19].

Il materiale in cui è realizzato il componente è acciaio 16Mn, le cui caratteristiche sono riportate nella seguente tabella 4.18:

Materiale	$\sigma_Y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
Acciaio 16Mn	390	590

Tabella 4-18: caratteristiche del materiale utilizzato per il giunto in figura 4.27 [22]

Materiale	Processo di saldatura	Trattamento
16Mn	manual metal arc process	AW
		Tig Dressing
		UPT

Tabella 4-19: Trattamenti e processo di saldatura utilizzati per i giunti analizzati da Huo [22]

Il giunto è sollecitato in tre diverse condizioni, cioè in condizione As Welded, dopo Ultrasonic Peening Treatment e dopo TIG Dressing.

Il trattamento di Ultrasonic Peening Treatment è sinonimo di Ultrasonic Impact Treatment, già nominato al paragrafo precedente.

Il trattamento di TIG Dressing invece ha come scopo quello di rimuovere imperfezioni geometriche a piede cordone ri-fondendo il materiale, andando allo stesso tempo ad aumentare il raggio a piede cordone in modo da ridurre la concentrazione di tensione [23].

Vengono testati giunti nelle tre diverse condizioni, a trazione, sia ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile. La sollecitazione ad ampiezza variabile prevede lo spettro mostrato nella seguente figura 4.30, lo stesso spettro viene utilizzato in tutti e tre i casi sperimentali:

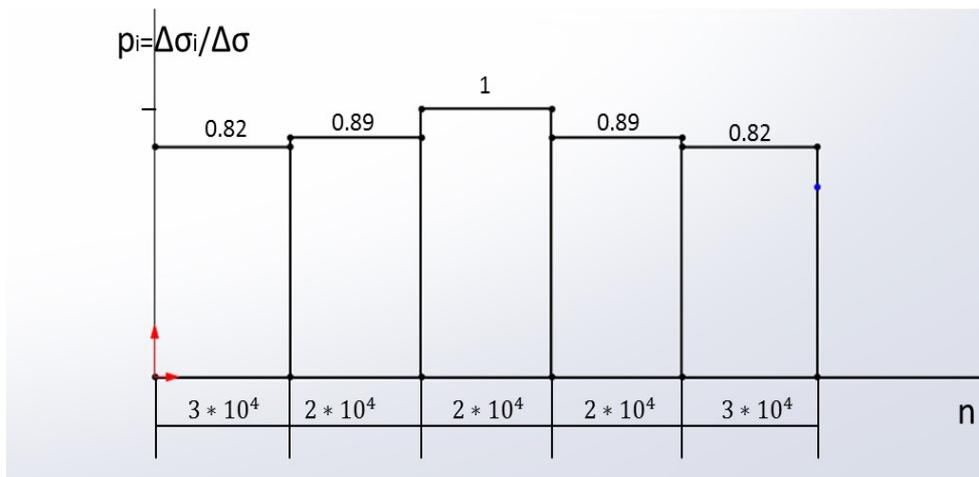


Figura 4-30: spettro di carico assegnato al giunto in figura 4.27 nelle sollecitazioni ad ampiezza variabile [22]

Le prove prevedono un rapporto di ciclo  $R=0,1$ , mantenuto costante. Questo significa mantenere una tensione media pari a  $0,55\sigma_{MAX}$ . La sollecitazione è inoltre assegnata con modalità sequenziale, e lo spettro prevede una lunghezza  $L_s$  di 120000 cicli.

Come nel caso precedente, nello spettro di carico sono riportati i range di tensione di ogni blocco in modo adimensionali, rapportati al range massimo di tensione presente nello spettro.

Sono però riportati i valori di range di tensione massima assegnata durante ogni prova sperimentale ad ampiezza variabile (tabella 4.20)

Trattamento	UPT	AW	TIG D
Prova	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)
1	252	247	279
2	243	220	252
3	243	193	225
4	234	166	207
5	225	148	189
6	225	130	171
7	216	121	

Tabella 4-20: range di tensione massimo assegnato durante le prove ad ampiezza di sollecitazione variabile [22]

Le prove ad ampiezza costante vengono svolte con lo stesso rapporto di ciclo utilizzato per le prove in ampiezza variabile. Dai risultati ottenuti in ampiezza costante è possibile ricavare le curve di Wohler per il 50% di probabilità di sopravvivenza, sapendo che in scala logaritmica la relazione tra il range di tensione assegnato e la vita a fatica in cicli è lineare; si ottiene una diversa curva per ogni trattamento. I valori significativi di queste ultime sono riportati nella tabella 4.21, il range di limite a fatica è definito per  $N_A=10^7$  cicli :

	k	$\Delta\sigma_A$ (MPa)
UPT	14.6	190
ASW	3.4	72
TIG D	3.4	99

Tabella 4-21: valori significativi per le curve di Wohler ottenute dai dati sperimentali in ampiezza costante [22]

#### 4.3.3: CASO V, Vanrostenberghe [21]

Il giunto identificato come “caso V” appartiene ad un progetto di ricerca che aveva lo scopo di ottenere giunti saldati in acciai alto resistenziali che presentassero un miglioramento della vita a fatica, per un range di spessori da 5 a 20 mm. [21]

Il caso geometrico ripreso è il seguente, riportato in figura 4.31, anche in questo caso, secondo Hobbacher [36], questa appartiene alla categoria “Longitudinal fillet welded gusset”.

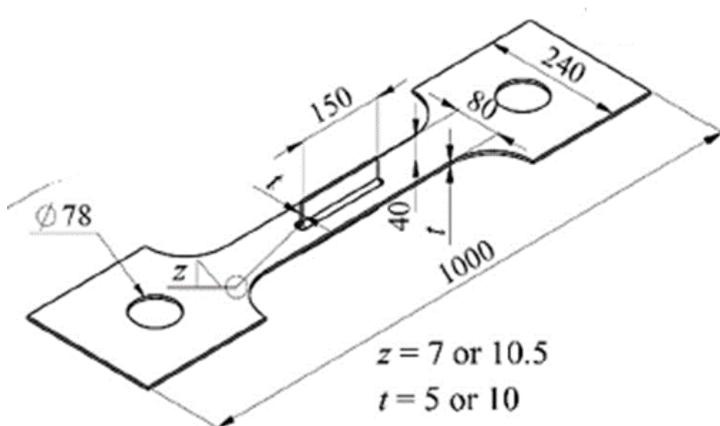


Figura 4-31: geometria del giunto testato in [21]

Come è riportato nell'immagine, sono testati giunti sia con uno spessore del piatto di irrigidimento di 5 mm sia con uno spessore di 10 mm, questa caratteristica viene riportata nei risultati ottenuti dagli autori.

La dimensione del cordone di saldatura, come nel caso precedente studiato al paragrafo 4.3.2, non è presente nell'articolo originale, viene ipotizzata da Nykanen basandosi sui parametri di saldatura riportati nell'articolo

originale stesso [21],[19], nel caso di spessore dell'irrigidimento di 10 mm la dimensione del cordone di saldatura ipotizzata è di 10,5 mm, nel caso di spessore dell'irrigidimento di 5 mm la dimensione del cordone di saldatura ipotizzata è di 7 mm.

I giunti sono realizzati in tre diversi acciai, S700, S690 e S960. Le proprietà di questi sono riportate nella seguente tabella 4.22:

Materiale	$\sigma_Y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
S700	700	800
S690	690	800
S960	969	1050

Tabella 4-22: proprietà dei materiali utilizzati per realizzare i giunti testati, in figura 4.29 [21]

Le prove vengono effettuate su giunti in tre diverse condizioni, come viene riassunto nella tabella seguente:

Tipo di carico	Geometria	Materiale	Trattamento	Processo di saldatura	
CA	t=5 mm	S700	AW	MAG welding	
		S960			
	t=10 mm	S700			
		S690			
		S960			
	t=10 mm	S690			LTT
		S960			
	VA	t=5 mm	S700		HFMI
			S960		
		t=10 mm	S700		
S690					
S960					
S960					
VA	t=5 mm	S700	LTT		
		S960			
	t=10 mm	S700			
		S690			
		S960			
		S960			
VA	t=5 mm	S700	HFMI		
		S960			
	t=10 mm	S700			
		S690			
		S960			
		S960			

Tabella 4-23: trattamenti e processo di saldatura utilizzati per i giunti testati da Vanrostenberghe [21]

Del trattamento di HFMI si è già discusso nei paragrafi precedenti, ha infatti gli stessi scopi che hanno i trattamenti di UIT e UPT; per quanto riguarda invece il trattamento di Low Temperature Transformation, presenta gli stessi scopi del TIG Dressing visto al paragrafo precedente, va quindi a ri-fondere il metallo a piede cordone di saldatura, per ridurre la concentrazione di tensione e rimuovere eventuali difetti geometrici.

Sul giunto in esame si sono effettuate prove di trazione, con rapporto di ciclo  $R=-1$ , sia ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile, per le quali lo spettro di carico è riportato di seguito in figura 4.32, la sollecitazione è assegnata in modo random e la lunghezza dello spettro di carico è pari a 100000 cicli.

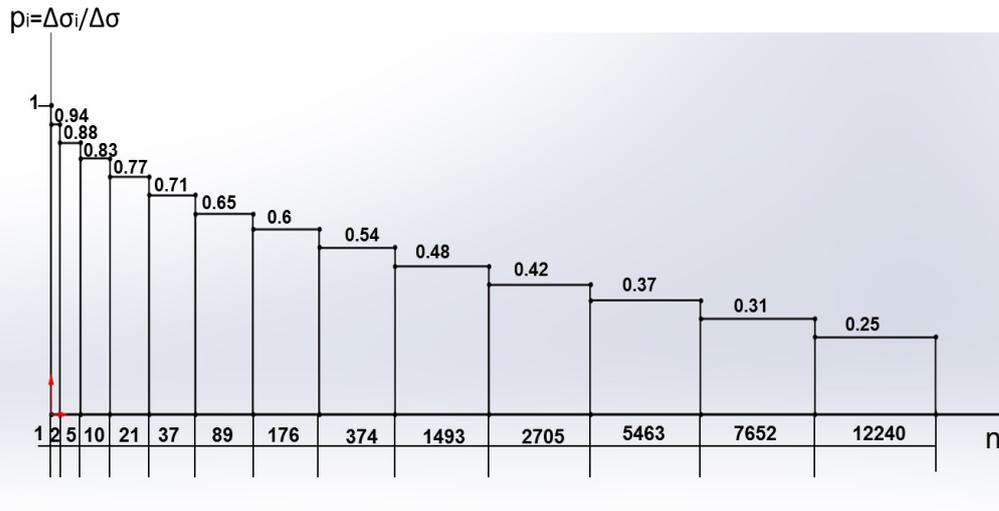


Figura 4-32: spettro di carico assegnato ai giunti testati, presentati in figura 4.29 [21]

In questo caso, i range di tensione massimi assegnati durante ciascuna prova sono riportati in tabella nell'articolo originale (tabella 4.24)

	Materiale	Spessore (mm)	$\Delta\sigma$ (MPa)
ASW	S700MC	5	560
			630
			700
			770
		10	560
			630
			700
			770
	S960MC	5	766
			864
			960
			1056
HFMI	S700MC	5	770
			840
			910
			910
		10	770
			840
			910
			910
	S690QL	10	483
			690
			828
			897
	S960QL	10	1056
			1152
			1248
			1248
	S960MC	5	691
			864
			960
			1056
1056			
1152			
LTT	S700MC	5	770
			840
			910
			910
		10	770
			840
			910
			910
	S690QL	10	759
			828
			897
	S960MC	5	864
			960
			1056
	S960QL	10	864
			960
			1056
			1152

Tabella 4-24: range di tensione assegnato durante le prove sperimentali in ampiezza variabile al giunto in esame in figura 4.29 [21]

Tramite le prove ad ampiezza costante si ottengono tre diverse curve di Wohler, definite per il 50% di probabilità di sopravvivenza, una per ogni trattamento effettuato. I valori caratteristici delle curve individuati dagli autori sono riportati nella seguente tabella 4.25, si fa presente che il valore  $\Delta\sigma_A$  riportato corrisponde a  $N_A$  pari a  $2 \cdot 10^6$  cicli :

	m	$\Delta\sigma_A$ (MPa)
HFMI	5	159
ASW	3	74
LTT	5	152

Tabella 4-25: Valori significativi per le curve di Wohler ottenute tramite i dati in ampiezza costante per i giunti testati in tre diverse condizioni [21]

#### 4.3.4: Caso VI, Leitner [24]

Il caso sperimentale denominato “caso VI” è rappresentato da un giunto di tipo “Transverse non-load-carrying attachment” [36], presentato nella seguente figura 4.33:

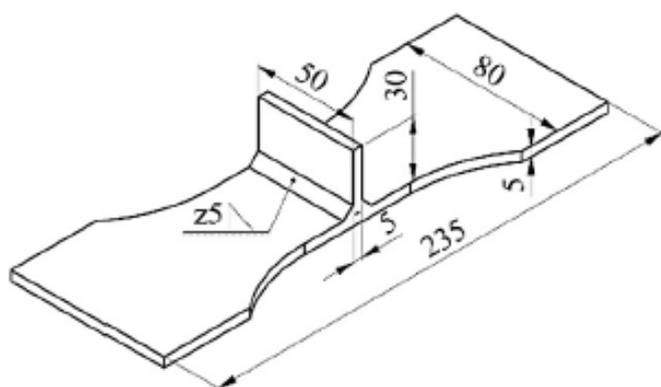


Figura 4-33: geometria quotata del giunto saldato studiato nel "Caso VI" [24]

In questo caso i giunti testati sono realizzati in tre diversi acciai, S355, S690 e S960, le cui caratteristiche sono riportate nella seguente tabella 4.26:

Materiale	$\sigma_Y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
S355	355	520
8S690	690	800
S960	969	1050

Tabella 4-26: caratteristiche degli acciai con cui sono stati realizzati i giunti studiati e rappresentati in figura 4.31 [24]

Dato che l'obiettivo del lavoro da cui si sono tratti i dati sperimentali era quello di studiare il comportamento a fatica di giunti saldati, in spessore sottile (5 mm), trattati in High Frequency Mechanical Impact, sollecitati ad ampiezza variabile, tutti i giunti sono stati testati dopo HFMI, appunto [19], in ampiezza variabile (tabella 4.27)

Tipo di carico	Materiale	Trattamento	Processo di saldatura
CA	S355	AW	arc-welding
	S690	AW	
	S960	AW	
	S355	HFMI	
	S690	HFMI	
	S960	HFMI	
VA	S355	HFMI	
	S690	HFMI	
	S960	HFMI	

Tabella 4-27: trattamenti e processo di saldatura utilizzati per i giunti testati da Leitner [24]

Come già visto per UPT e UIT, l'obiettivo del trattamento è quello di rendere meno gravosa la concentrazione di tensione a piede cordone, aumentando il raggio di raccordo dello stesso, e indurre uno stato di tensione di compressione nei pressi del piede cordone stesso, tramite sollecitazioni ad alta frequenza.

In questo caso è riportato anche il raggio di raccordo a piede cordone, dopo il trattamento effettuato, pari a 0,54 mm.

Come si è visto in molti dei casi precedenti, le prove sperimentali prevedevano sollecitazioni sia ad ampiezza costante che variabile; dalle prime è possibile, tramite interpolazione dei risultati sperimentali, ottenere le curve di Wohler del giunto, su cui basarsi per calcolare danneggiamento e tensione equivalente ottenuti nelle prove ad ampiezza variabile.

Entrambe le prove si svolgono con un rapporto di ciclo di  $R=0,1$ , con sollecitazione di trazione. Lo spettro di carico in forma adimensionale è mostrato nella seguente figura 4.34, questo viene assegnato in modalità sequenziale, e presenta una lunghezza  $L_s$  pari a 125000 cicli.

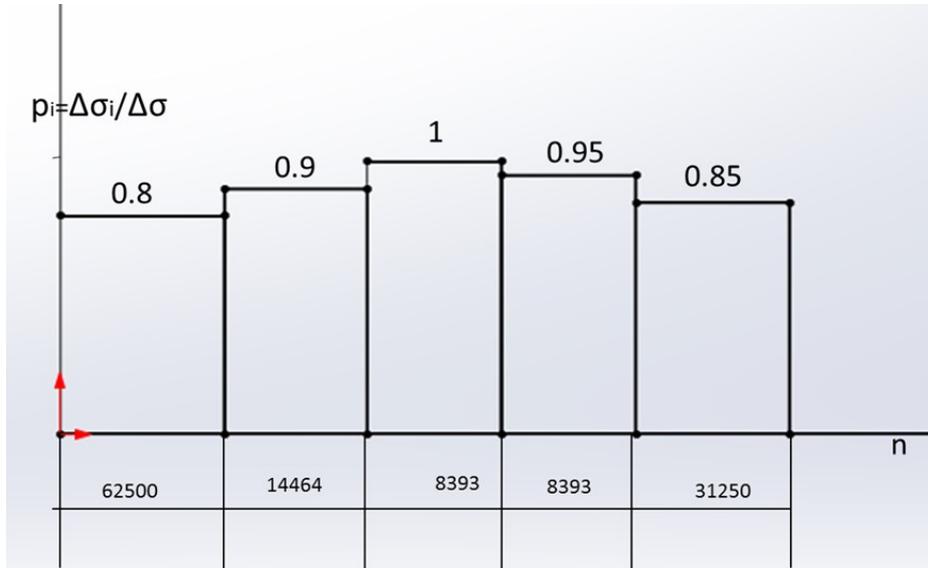


Figura 4-34: spettro di carico assegnato ai giunti testati, presentati in figura 4.31 [24]

Anche in questo caso, come visto nel caso del lavoro di Marquis et al [20], non sono riportati i valori di range di tensione massimo od equivalente assegnato a ciascun giunto durante le prove sperimentali ad ampiezza variabile; è possibile però utilizzare i grafici in cui gli autori riportano i risultati ottenuti per ottenere i valori di interesse. Questi sono riportati in termini di range massimo di tensione assegnato nello spettro, risulta quindi agevole, tramite "PlotDigitizer", ottenere i valori numerici; questi vengono riportati nella seguente tabella 4.28, i risultati completi sono riportati in Appendice A.

Materiale	S355	S690	S960
Prova	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)
1	402.3442	497.6183	545.6874
2	373.606	523.899	575.645
3	373.606	502.4359	499.1823
4	377.5822	482.1001	521.9171
5	350.6126	448.2076	473.204
6	329.0345	371.615	448.5776
7	322.141	341.9601	395.9852
8	302.3151	345.4542	425.2327
9	271.946	298.7278	349.5589
10	299.1314		375.3774
11	299.1314		297.7747
12	274.8403		277.2937
13			249.183

Tabella 4-28: valori di range di tensione massimo assegnato nello spettro in figura 4.32 per le prove sperimentali ad ampiezza variabile [24]

Tramite le prove ad ampiezza costante invece sono state ottenute le curve di Wohler per i due giunti. Le curve riportate dall'articolo sono però definite per il 97,7% di probabilità di sopravvivenza.

#### 4.3.5: Risultati ottenuti

E' possibile suddividere i risultati in due categorie, i risultati che, in ogni articolo, sono stati tratti dagli autori del lavoro, e i risultati che, invece, sono tratti in questa sede dalla rielaborazione dei dati ottenuti dagli autori; questi ultimi, in quanto si ricerca un confronto con quanto ottenuto da Sonsino [13] e da Maddox [15] nei paragrafi precedenti, prevedono di confrontare i risultati ottenuti in termini di danneggiamento, calcolato come visto ai paragrafi precedenti (e come verrà ripreso in seguito) rispetto al range di tensione equivalente previsto nella prova sperimentale.

Per una comprensione più vasta della materia, e a titolo di confronto con quanto si otterrà dalla rielaborazione, vengono in primo luogo riportate le osservazioni tratte degli autori dei singoli articoli.

##### 4.3.5.1: Caso III

Sono riportati i seguenti grafici nell'articolo originale:

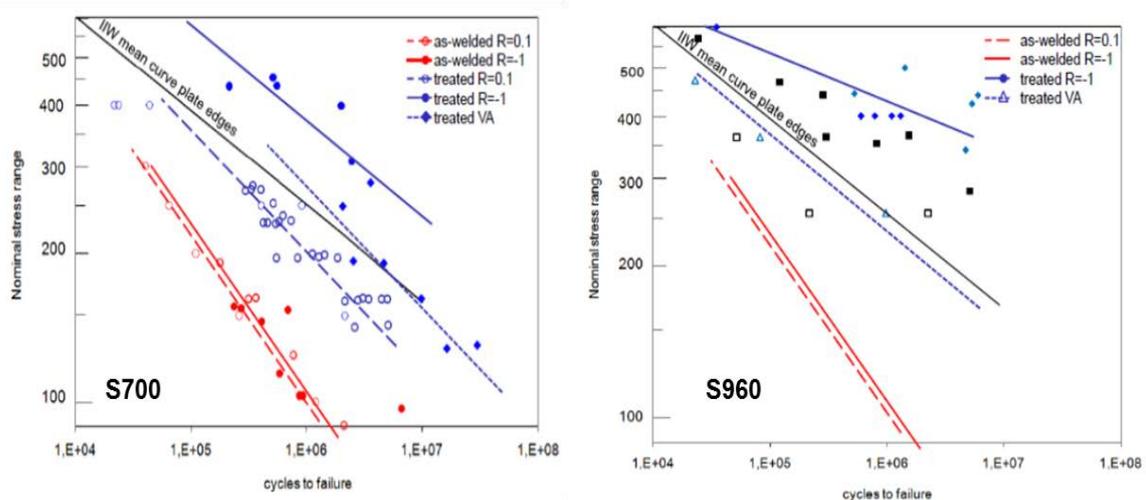


Figura 4-35: risultati ottenuti da Marquis et al., sono presenti sia le curve di Wohler ottenute per le prove ad ampiezza costante, con diversi rapporti di ciclo, per giunti trattati e non trattati, sia i risultati ottenuti dalle prove in ampiezza variabile, per i soli giunti trattati [20]

Gli autori riportano che:

- Per prove in ampiezza costante, a parità di rapporto di ciclo e sollecitazione, i giunti trattati presentano un numero di cicli a rottura maggiore rispetto ai giunti testati in condizione As Welded, i trattamenti sono quindi efficaci nel migliorare le prestazioni a fatica;
- I giunti testati ad ampiezza variabile, a parità di range di tensione e range di tensione equivalente, presentano una vita a fatica inferiore rispetto ai giunti trattati testati sotto sollecitazioni ad ampiezza costante, ciò significa danneggiamento a rottura inferiore all'unità;

A questo punto si ripete il procedimento svolto nei primi casi studiati;

Si va quindi a calcolare, per ogni caso di carico ad ampiezza variabile, il danneggiamento e il range di tensione equivalente.

A questo scopo sono necessarie le curve di Wohler ottenute dai dati sperimentali in ampiezza costante e definite per il 50% di probabilità di sopravvivenza, presenti anch'esse nell'articolo. Si riportano, per semplicità, le espressioni utilizzate per il calcolo di danneggiamento e range di tensione equivalente (rispettivamente eq 4.27 e 4.28, ed eq 4.29)

$$S(L_s) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k * N_A} \quad \text{Eq. 4.27}$$

$$D = S(L_s) * n_v \quad \text{Eq. 4.28}$$

$$\Delta\sigma_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Eq. 4.29}$$

Si ricorda nuovamente il significato dei termini nelle equazioni proposte, dove  $\Delta\sigma_A$  rappresenta il limite a fatica ad ampiezza costante, in termini di range di tensione, ottenuto per  $N_A$  pari a  $10^7$  cicli,  $\Delta\sigma_i$  rappresenta il range di tensione del blocco i-esimo dello spettro e  $n_i$  il numero di cicli assegnato al blocco i-esimo stesso;  $L_s$  rappresenta la lunghezza, in numero di cicli, dello spettro di carico e  $n_v$  il numero di volte che si è applicato lo spettro durante la prova. Infine,  $m$  rappresenta la pendenza della curva di Wohler ottenuta dai risultati sperimentali in ampiezza costante per PS 50%.

Come già visto, anche in questo caso si ipotizza un andamento lineare del danneggiamento, per poter dedurre quale sia la tendenza che questo presenta.

Con questo approccio, si presentano di seguito i risultati ottenuti:

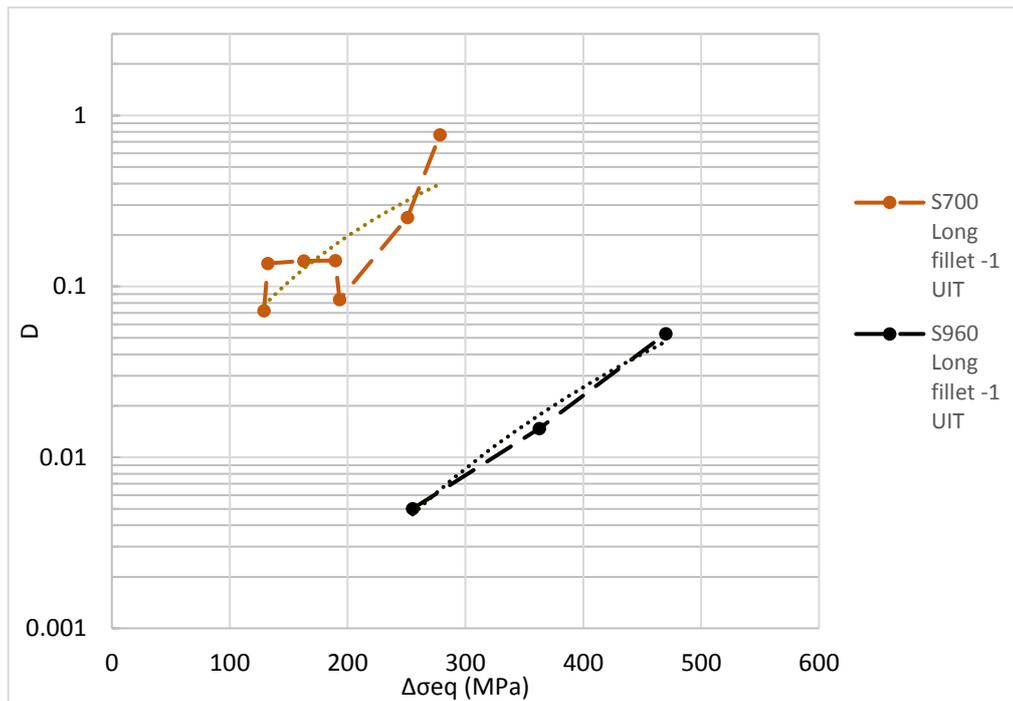


Figura 4-36: risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso III [19]

Si può notare che:

- Il giunto in materiale meno resistente (S700) presenta un danneggiamento maggiore a rottura;
- Entrambe le tendenze risultano crescenti, all'aumentare del range di tensione equivalente applicato aumenta anche il danneggiamento a rottura;

#### 4.3.5.2 Caso IV

E' riportato il seguente grafico nell'articolo originale:

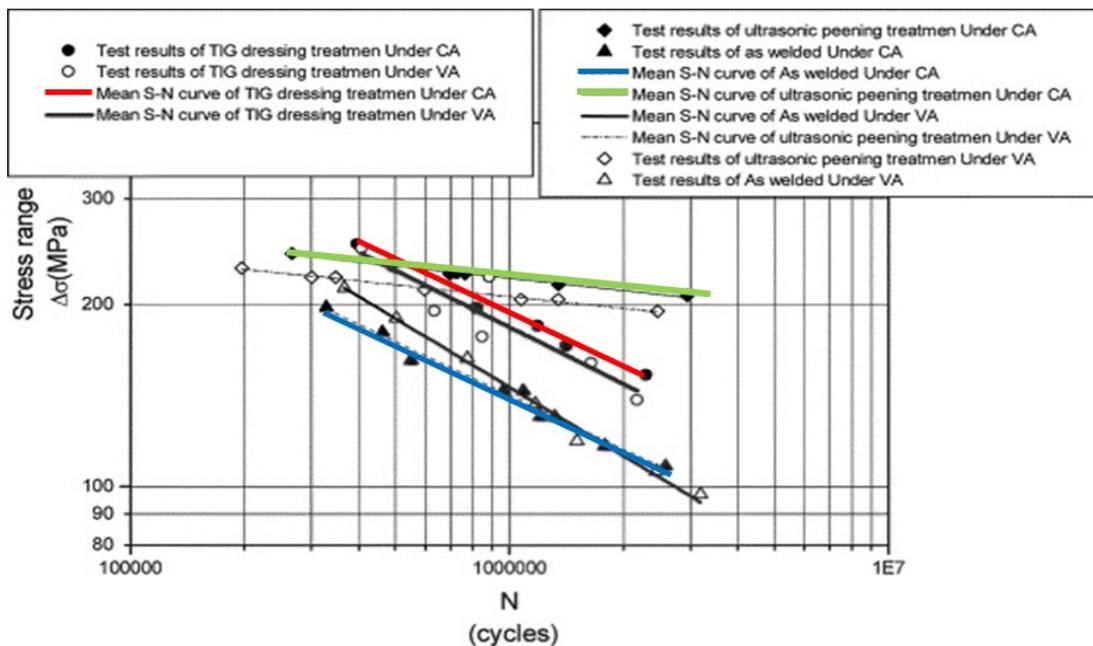


Figura 4-37: risultati ottenuti da Huo et al., sono presenti sia le curve di Wohler ottenute per le prove ad ampiezza costante, per giunti trattati e non trattati, sia i risultati ottenuti dalle prove in ampiezza variabile [22]

Dai risultati ottenuti, riportati anche in forma numerica nell'articolo, e ripresi in Appendice A, è possibile affermare che:

- Il danneggiamento a rottura per giunti in condizione AW tende ad essere maggiore di uno (in media risulta 1,08), con  $R=0,1$
- Il danneggiamento a rottura per giunti testati dopo TIG Dressing o UIT risulta invece in media minore di 1, (0,87 e 0,33, rispettivamente), per  $R=0,1$ .

Si noti come nel lavoro presente il danneggiamento sia calcolato su curve separate per i tre diversi trattamenti effettuati.

Nell'articolo è riportato che, nel caso di Ultrasonic Peening Treatment, la diminuzione del danneggiamento a rottura rispetto all'unità potrebbe essere dovuta al fatto che la sollecitazione in ampiezza variabile, essendo previsto un rapporto di ciclo pari a  $R=0,1$ , è sempre di trazione, questo porta ad una rapida scomparsa delle tensioni di compressione presenti a piede cordone di saldatura, dovute al trattamento effettuato [22].

Come già visto, si prosegue andando a calcolare danneggiamento e range di tensione equivalente anche in questo caso, le formule utilizzate rimangono quelle presentate al paragrafo precedente (4.27, 4.28 e 4.29). I risultati vengono poi rappresentati in via grafica; per quanto riguarda quest'ultima, si mantiene la simbologia già presentata nel caso della rianalisi dei risultati sperimentali ottenuti da Sonsino, quindi il materiale è rappresentato dal colore, la geometria dal tipo di linea, il rapporto di ciclo dall'indicatore; in questo caso si aggiunge un'ulteriore variabile, ossia il trattamento effettuato sui giunti; questo viene simboleggiato dal contorno dell'indicatore, nessun contorno simboleggia il caso As Welded, contorno nero il caso TIG Dressing e contorno giallo il caso UIT.

Si ottiene il seguente:

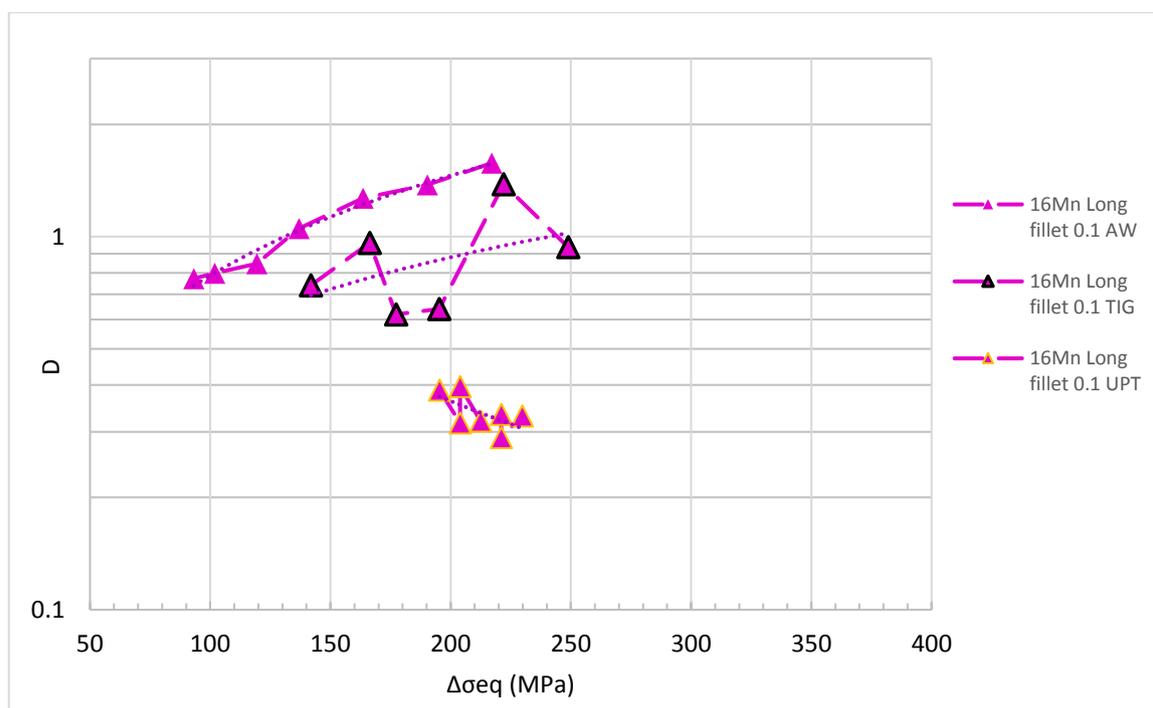


Figura 4-38: : risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso IV [22]

E' possibile osservare che:

- A parità di range di tensione equivalente, il danneggiamento a rottura è maggiore nel caso AW, minore nel caso TIG Dressing e ancora minore nel caso UPT, come è stato notato dagli autori;
- Il danneggiamento a rottura aumenta all'aumentare del range di tensione equivalente per i giunti testati in condizione AW e dopo TIG Dressing, diminuisce nel caso di UPT. Si noti, però, che i valori di

tensione equivalente per cui sono stati testati i giunti dopo UPT sono contenuti in un intervallo di valori più ristretto rispetto agli altri due casi.

#### 4.3.5.3: Caso V

Gli autori riportano i seguenti grafici (figura 4.39, 4.40, 4.41):

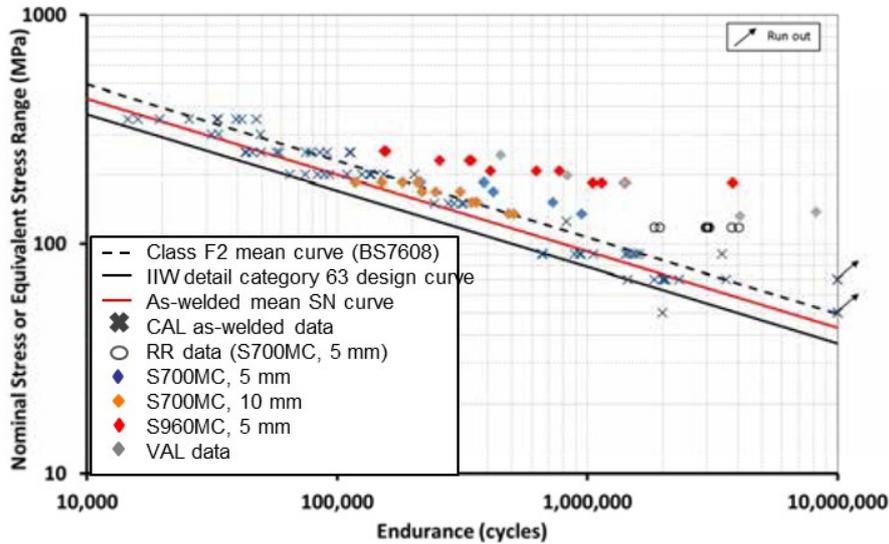


Figura 4-39:risultati ottenuti nell'articolo originale., sono presenti sia le curve di Wohler ottenute per le prove ad ampiezza costante, le curve suggerite da IIW per la progettazione, sia i risultati ottenuti dalle prove in ampiezza variabile nel caso AW [21]

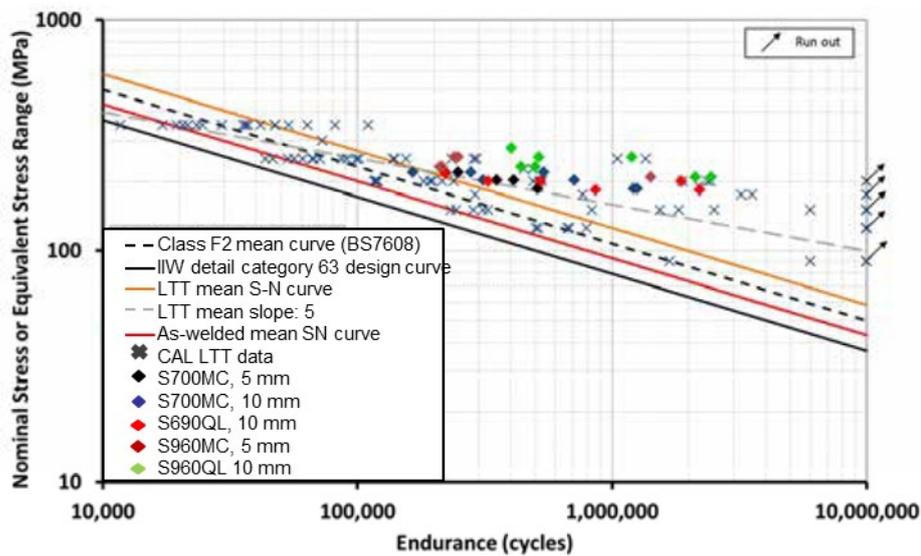


Figura 4-40:risultati ottenuti nell'articolo originale, sono presenti sia le curve di Wohler ottenute per le prove ad ampiezza costante, per giunti trattati e non trattati, le curve suggerite da IIW per la progettazione, sia i risultati ottenuti dalle prove in ampiezza variabile per giunti trattati con LTT[21]

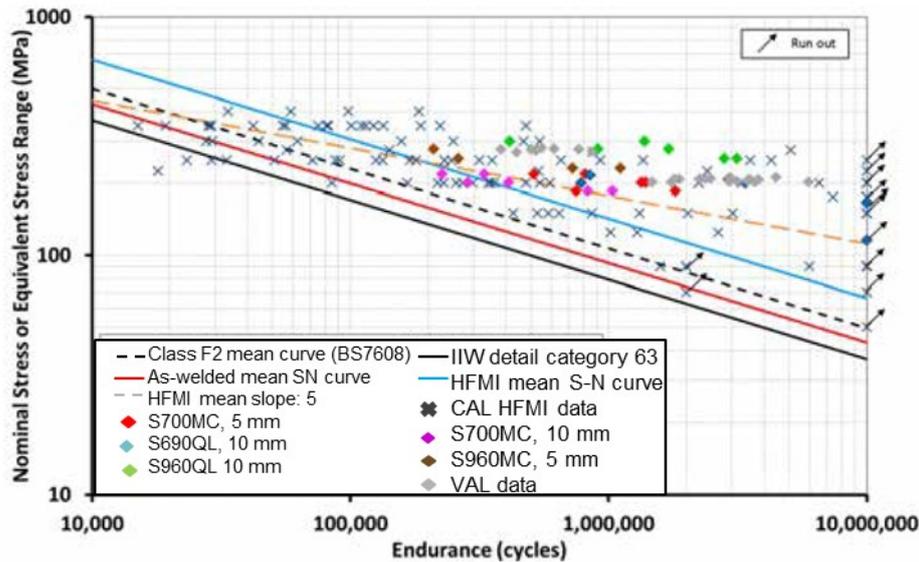


Figura 4-41: risultati ottenuti nell'articolo originale, sono presenti sia le curve di Wohler ottenute per le prove ad ampiezza costante, per giunti trattati e non trattati, le curve suggerite da IIW per la progettazione, sia i risultati ottenuti dalle prove in ampiezza variabile per giunti trattati con HFMI [21]

E' possibile notare, dalla posizione dei punti rappresentanti le prove in ampiezza variabile rispetto alle curve di Wohler ottenute per ciascun trattamento, che il danneggiamento a rottura risulta in gran parte dei casi maggiore di 1.

Gli autori inoltre osservano che [21]:

- A parità di geometria, materiale e sollecitazione, i giunti trattati in HFMI hanno un danneggiamento a rottura maggiore di giunti trattati in LTT, a loro volta presentanti un danneggiamento a rottura maggiore di giunti testati in condizione AW;
- A parità di materiale, sollecitazione e trattamento, all'aumentare della resistenza del materiale aumenta anche il danneggiamento a rottura.

E' possibile a questo punto proseguire con il metodo già visto per l'analisi dei risultati, sfruttando ancora le formule presentate in 4.27, 4.28 e 4.29 per calcolare il danneggiamento a rottura e il range di tensione equivalente.

Nel caso presente, avendo una curva di Wohler definita per ogni trattamento (AW, LTT e HFMI), per il calcolo di queste quantità si utilizza la curva corrispondente al trattamento effettuato sul giunto per cui si effettua il calcolo, i corrispondenti valori significativi delle curve sono riportati in tabella 4.20.

Per ogni caso sperimentale, i risultati dei quali sono riportati in Appendice A, si calcolano quindi il danneggiamento e il range di tensione equivalente, i risultati sono presentati nei tre seguenti grafici, ciascuno per un singolo trattamento.

Questo a causa del gran numero di diversi casi sperimentali trattati, compattare il tutto in un unico grafico sarebbe risultato poco chiaro (figure 4.42, 4.43 e 4.44). Seguendo quanto già visto, nei grafici sono presenti sia le regressioni lineari ottenute, sia i punti sperimentali. La simbologia utilizzata è la stessa dei casi precedenti, quindi il colore simboleggia il materiale del giunto, il tipo di linea la geometria, l'indicatore il rapporto di ciclo; come nell'ultimo caso visto, il contorno dell'indicatore simboleggia invece il trattamento effettuato sul giunto.

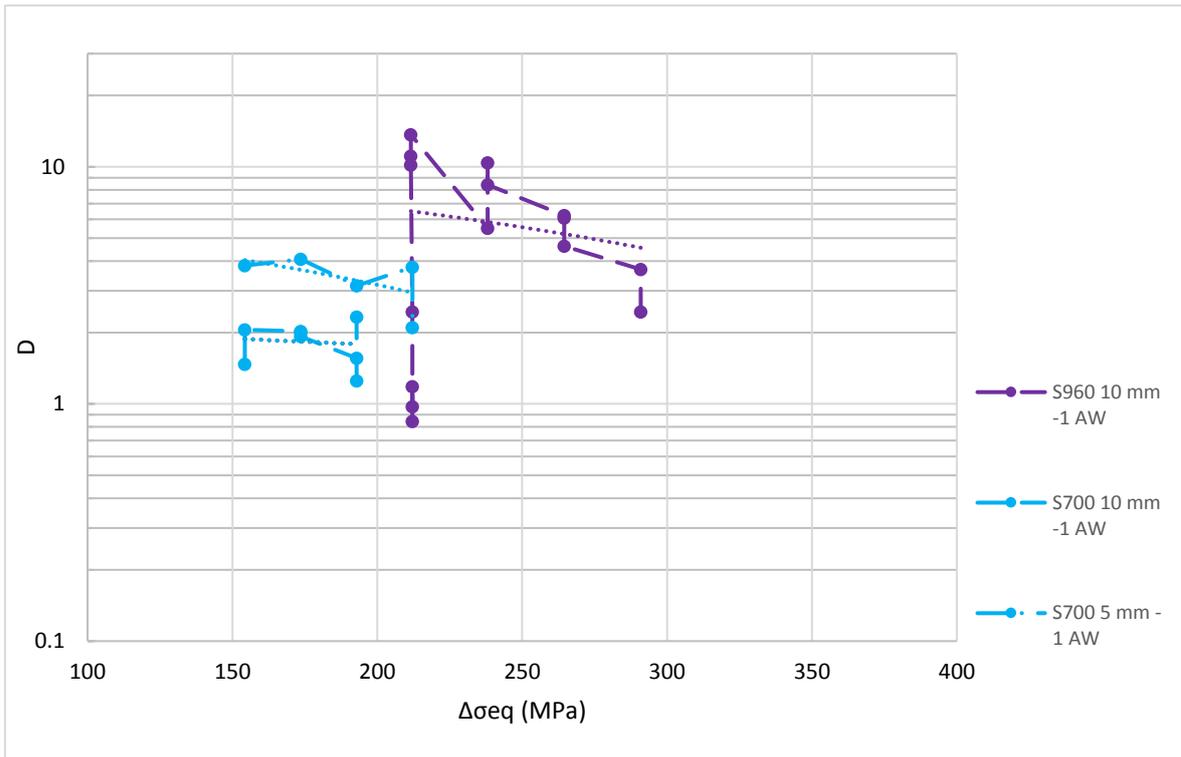


Figura 4-42: risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso V, giunti AW [21]

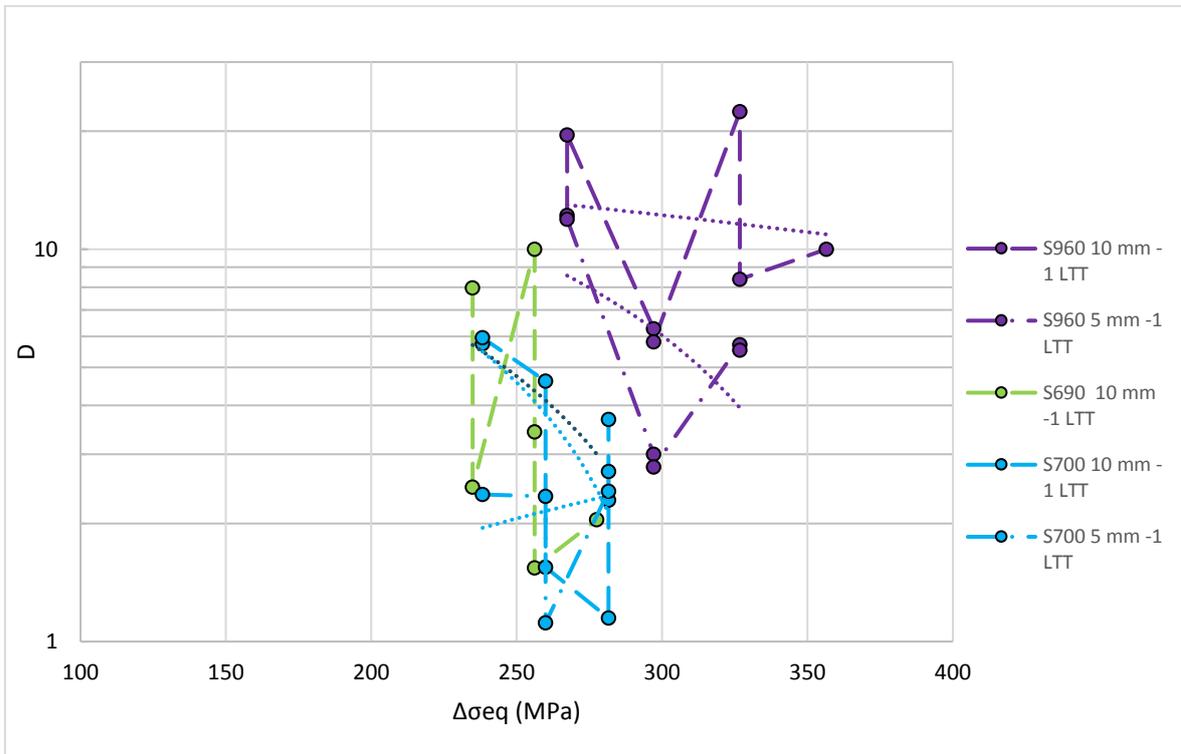


Figura 4-43: risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso V, giunti trattati tramite LTT [21]

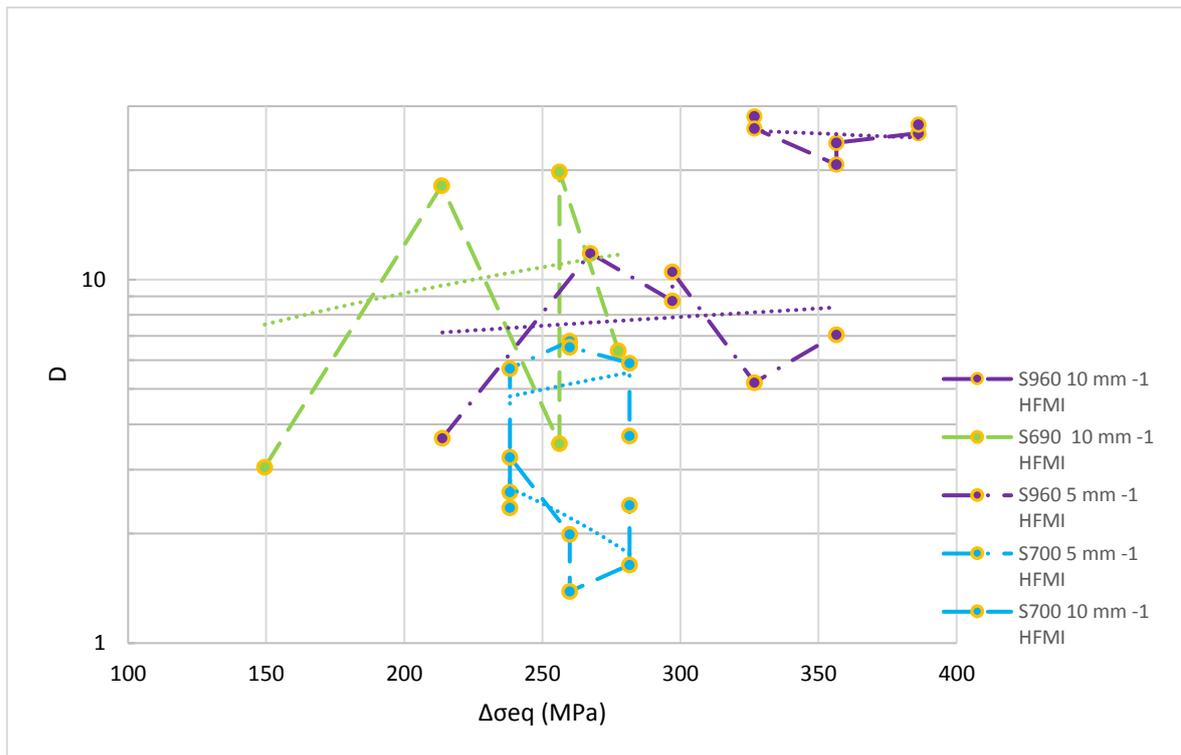


Figura 4-44: risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso VI, giunti trattati in HFMI [21]

E' possibile notare le seguenti:

- A parità di trattamento, geometria e sollecitazione, il danneggiamento a rottura è maggiore per i giunti realizzati in materiale più resistente (in ordine decrescente, S960, S690 e S700), è possibile verificarlo confrontando in ogni grafico le curve ottenute per stesso tipo di linea e diverso colore; si nota infatti che il danneggiamento a rottura ottenuto per la curva viola (S960) è maggiore di quello ottenuto per le curve azzurra e verde (S700 e S690), le quali sono sovrapposte;
- Si è notato che a parità di geometria, sollecitazione e materiale, i giunti trattati per HFMI hanno un danneggiamento a rottura maggiore di giunti trattati per LTT, a loro volta questi presentano un danneggiamento maggiore di giunti AW;
- La tendenza individuata per le regressioni lineari ottenute dai dati sperimentali è crescente per i soli casi testati dopo HFMI, realizzati in acciai S690, S960 con spessore 5 mm e S700 con spessore 5 mm, e per il caso testato dopo LTT, realizzato in S700 con spessore 5 mm, negli altri casi è invece decrescente;

Si ripropongono quindi alcune delle stesse osservazioni già presentate dagli autori nell'articolo originale.

#### 4.3.5.4: Caso VI

Nell'articolo originale sono riportati i tre seguenti grafici, riassuntivi dei risultati:

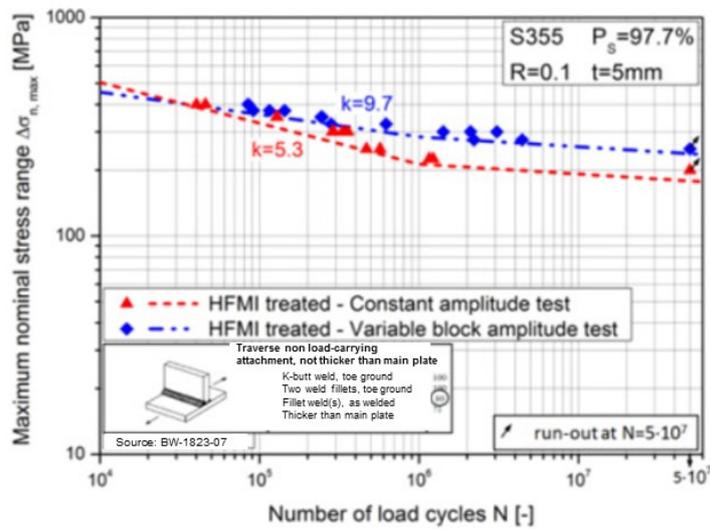


Figura 4-45: risultati ottenuti nell'articolo originale, sono presenti sia i risultati di prove ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile, per S355 [23]

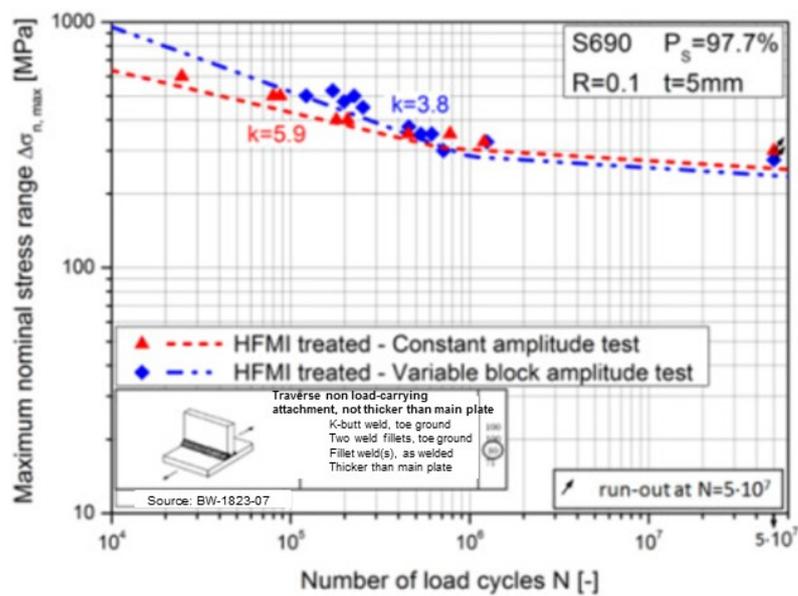


Figura 4-46: risultati ottenuti nell'articolo originale, sono presenti sia i risultati di prove ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile, per S690 [23]

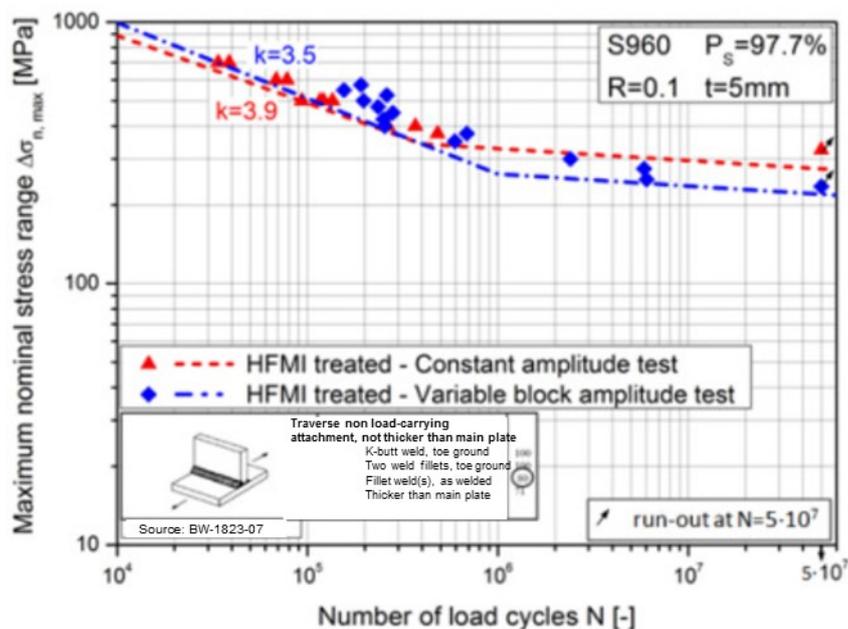


Figura 4-47: risultati ottenuti nell'articolo originale, sono presenti sia i risultati di prove ad ampiezza costante che ad ampiezza variabile, per S960 [23]

Dagli autori viene riportato che il valore massimo di danneggiamento medio si è ottenuto per S355 e il valore minimo per S960; dove S355 è l'acciaio che presenta i valori minimi di tensione di snervamento e a rottura, dei tre acciai testati, e S960 è quello che invece riporta i valori massimi per le stesse quantità.

Questo danneggiamento è stato calcolato utilizzando le curve di Wohler presentate nelle 4.45, 4.46 e 4.47, definite, come è già stato anticipato descrivendo il caso sperimentale e come è possibile vedere nelle immagini, per una probabilità di sopravvivenza del 97,7%.

Al fine di proseguire con la trattazione utilizzata per tutti i dati fino ad adesso, in modo da poter contare su risultati uniformi, sono però necessarie le curve di Wohler definite per il 50% di probabilità di sopravvivenza, per poter calcolare il range di tensione equivalente e il danneggiamento a rottura.

Sono presenti, però, i dati originali in ampiezza costante, da questi, rilevati dal grafico di presentazione dei risultati tramite "PlotDigitizer", è possibile ottenere la curva di Wohler per PS 50% tramite regressione lineare. I dati di cui sopra sono riportati in Appendice A.

A questo punto si è in grado di ottenere il danneggiamento e il range di tensione equivalente, sfruttando le equazioni 4.27, 4.28 e 4.29. Ipotizzando un andamento lineare per il danneggiamento, per poterne visualizzare la tendenza, si ottiene quanto presentato nella seguente figura 4.48; ancora si ricorda il significato della simbologia utilizzata nei grafici per tutto il capitolo; dove il colore indica il materiale, il tipo di linea la geometria, il tipo di indicatore il rapporto di ciclo e il contorno dell'indicatore stesso il trattamento effettuato, in questo caso HFMI per tutti i casi.

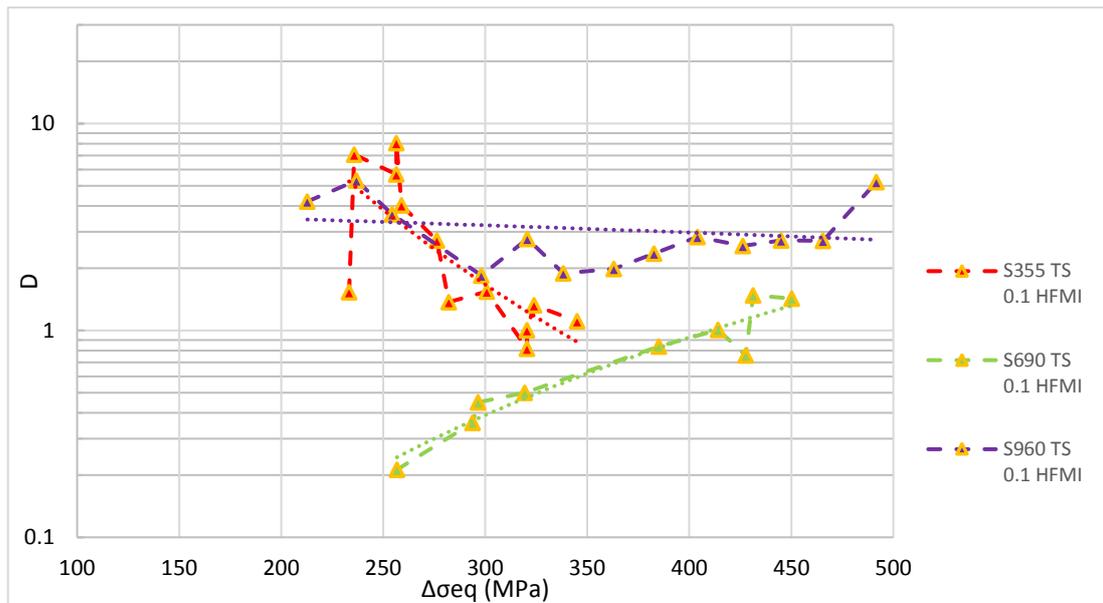


Figura 4-48: risultati ottenuti per il calcolo del danneggiamento nelle prove ad ampiezza variabile per il caso VI, giunti trattati tramite HFMI[23]

E' possibile notare che, a parità di range di tensione equivalente, il danneggiamento ottenuto per S690 (curva verde) è inferiore a quello ottenuto per S960 (curva viola), invece il danneggiamento ottenuto per S355 (curva rossa) si pone in parte al di sotto e in parte al di sopra di quello ottenuto per S960, e sempre al di sopra di quello ottenuto per S690.

La tendenza che si nota è un aumento del danneggiamento a rottura all'aumentare del range di tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$  per S690, una diminuzione del danneggiamento a rottura all'aumentare del range di tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$  per S355 e S960.

#### 4.4: Frenzo [25]

L'ultimo articolo studiato risale al 2017 ad opera di Frenzo et al. [25]; l'obiettivo del lavoro era confrontare quattro diversi metodi per la valutazione della vita a fatica di giunti saldati, soggetti a carichi ad ampiezza variabile, di tipo multiassiale.

I quattro metodi confrontati nel lavoro sono [25]:

- Metodo della tensione nominale, dove la quantità utilizzata come riferimento per verificare a fatica un componente è appunto la tensione nominale;
- Effective notch stress approach, dove la quantità utilizzata come riferimento per verificare a fatica un componente è la tensione locale a piede cordone, ottenuta tramite simulazione agli elementi finiti con un raggio di raccordo a piede cordone di 1 mm;
- Critical Plane Approach, formulazione di Findley. Questo criterio si basa sull'osservazione sperimentale che le cricche nascono e propagano in direzioni preferenziali, per effetto della direzione di applicazione del carico e della microstruttura; esistono diverse formulazioni del "Critical Plane Approach", nella formulazione di Findley la quantità di riferimento per le verifiche a fatica è il parametro di Findley, cioè una combinazione lineare di ampiezza di tensione di taglio e di tensione normale a piede cordone, valutata in un piano detto "piano critico", definito come il piano dove il parametro stesso assume il valore massimo;
- Critical Plane Approach, formulazione di Fatemi-Socie. L'approccio teorico è lo stesso del punto tre, cambia il parametro che in questo caso è una combinazione non lineare di ampiezza di tensione di taglio e di tensione normale, ancora valutato nel "piano critico" definito al punto tre;

Dato che l'interesse del lavoro presente è sul confronto dei risultati sperimentali ottenuti dai diversi autori per trovare punti in comune, il confronto tra i risultati ottenuti dai diversi metodi dagli autori dell'articolo studiato

viene trascurato, concentrandosi su quanto si ottiene con il primo metodo, in quanto per tutti gli altri articoli studiati si è sempre lavorato in termini di tensione nominale.

#### 4.4.1: Prove sperimentali

La geometria utilizzata nelle prove sperimentali consiste in un tubo saldato su una piastra, mostrata in figura 4.49:

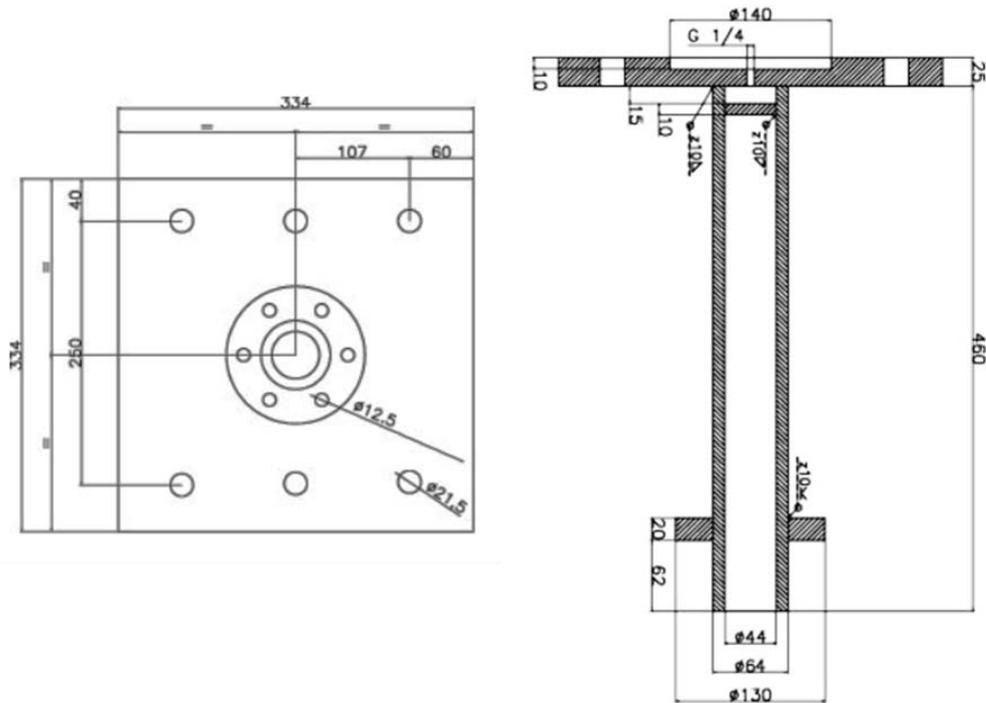


Figura 4-49: geometria del giunto saldato tubo-piastra testato da Frenzo et al. [25]

Il giunto è realizzato in acciaio S355, le cui caratteristiche sono riassunte nella seguente tabella 4.29

Materiale	$\sigma_Y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)
S355	355	520

Tabella 4-29: caratteristiche dell'acciaio utilizzato per realizzare il giunto in 4.47 [25]

I processi utilizzati per la realizzazione dei giunti saldati sono inoltre riportati nella seguente tabella:

Geometria	Trattamenti	processo di saldatura
Tubo saldato su flangia	ASW	Seam welding

Tabella 4-30: trattamenti e processi di saldatura per la realizzazione del giunto in figura 4.48 [25]

Nell'articolo inoltre vengono riportati anche i dettagli della geometria del cordone di saldatura. L'immagine presentata per illustrare quest'ultima è riportata nella seguente figura 4.50; gli autori individuano tre punti critici, ossia piede cordone lato tubo, piede cordone lato piastra e radice cordone. I raggi di raccordo a piede cordone lato piastra e a radice cordone risultano più piccoli, visivamente, di quello a piede cordone lato tubo, sono infatti riportati dei valori di  $\rho=0,2$  mm per il raggio di raccordo a radice cordone e a piede cordone lato piastra, di  $\rho=2$  mm per il raggio di raccordo a piede cordone lato tubo. Questo è probabilmente dovuto all'effetto della gravità che agisce nella fase di saldatura [25].

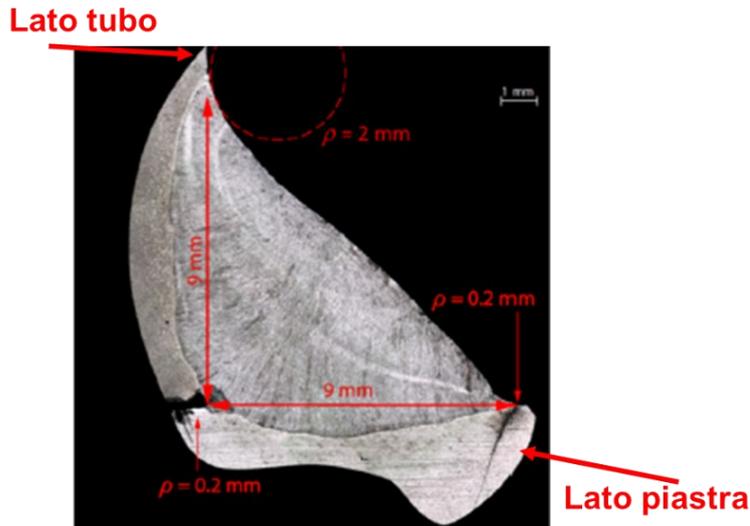


Figura 4-50: immagine di dettaglio del cordone di saldatura, con riportate le dimensioni valutate per i raggi di raccordo di piede cordone lato tubo e lato piastra e di radice cordone [25]

Come si è già visto, in molti casi le prove sperimentali prevedono sollecitazioni ad ampiezza variabile e sollecitazioni ad ampiezza costante, queste ultime vengono utilizzate per ottenere le curve di Wohler, interpolando i risultati sperimentali. Nel caso presente, sono stati effettuati test in precedenza per flessione e per torsione, ad ampiezza costante, con  $R=0$ , sul giunto che stiamo considerando [26]. Ci si basa quindi su questi risultati per ottenere le curve di Wohler per PS 50%, i cui punti caratteristici sono riportati nella seguente tabella 4.31; i limiti a fatica ad ampiezza costante sono entrambi definiti per  $N_A$  pari a  $10^7$  MPa.

	K	$\sigma_A, \tau_A$ (MPa)
Flessione	4,4	37
Torsione	5,9	49

Tabella 4-31: pendenza e limite a fatica ad ampiezza costante per le curve di Wohler utilizzate in [25]

Per il lavoro presente allora le sollecitazioni previste sono per sola ampiezza variabile.

Queste prevedono di sollecitare il giunto a flessione e a torsione, separatamente, con  $R=0$  in entrambi i casi.

Sono previsti sette diversi tipi di spettro di carico, quattro spettri sono denominati a “blocco lungo” e tre spettri sono detti di tipo a “blocco corto”.

Gli spettri a blocco lungo prevedono due soli blocchi applicati, uno di flessione e uno di torsione. Perciò, se il primo blocco è di flessione il secondo sarà di torsione e viceversa.

Il primo blocco è assegnato per un numero preciso di cicli, definito imponendo il danneggiamento che si vuole avere per quel blocco, il secondo blocco è assegnato invece fino a rottura.

I primi due spettri, denominati B1 e B2, prevedono l’assegnazione di una sollecitazione di flessione per prima. Per lo spettro B1, il danneggiamento dovuto al blocco di flessione è imposto pari a 0,3. E’ inoltre nota l’ampiezza di tensione di flessione che si assegna, pari a 64 MPa, ed è nota la curva di Wohler per il giunto in esame, ottenuta per flessione ad ampiezza costante (tabella 4.24, [25]).

Dalla seguente eq 4.30 è possibile ottenere che, per  $\sigma_a=64$  MPa,  $N_1=9,2*10^5$  cicli.

$$\sigma_a^k * N = \sigma_A^k * 10^7 \quad \text{Eq. 4.30}$$

Imponendo un danneggiamento  $D=0,3$  si ottiene che il primo blocco deve essere assegnato per  $n_1= 2,76*10^5$  cicli dalla 4.31:

$$n_1 = N_1 * D \quad \text{Eq. 4.31}$$

Lo stesso procedimento viene utilizzato per B2, dove il danneggiamento del primo blocco, di flessione, è imposto pari a 0,45. Si ottiene allora tramite la 4.31 che il primo blocco deve essere assegnato per  $4,14 \cdot 10^5$  cicli.

Gli spettri di tipo T1 e T2 prevedono invece di assegnare per prima la sollecitazione di torsione e poi in seguito la sollecitazione di flessione fino a rottura; la sollecitazione di torsione prevede  $\tau_a = 72,5$  MPa. Essendo nota l'ampiezza di torsione e la curva di Wohler (tabella 4.24), è possibile ottenere il numero di cicli corrispondente alla tensione assegnata tramite la 4.32:

$$\tau_a^k * N = \tau_{a,k}^k * 10^7 \quad \text{Eq. 4.32}$$

Ne risulta  $N_1 = 10,2 \cdot 10^5$  cicli. Imponendo un danneggiamento pari a  $D = 0,3$ , si ottiene, utilizzando ancora la 4.31,  $n_1 = 3,06 \cdot 10^5$  cicli. Se si impone un danneggiamento pari a 0,45, invece, il primo blocco deve essere assegnato per  $4,59 \cdot 10^5$  cicli.

Si riassume nella seguente tabella 4.32 quanto spiegato in questa prima sezione:

Spettro	Sollecitazione blocco 1	D1	n1 (numero di cicli)	Sollecitazione blocco 2	D2
B1	Flex	0.3	276000	Tor	fino a rottura
B2	Flex	0.45	414000	Tor	fino a rottura
T1	Tor	0.3	306000	Flex	fino a rottura
T2	Tor	0.45	459000	Flex	fino a rottura

Tabella 4-32: dettagli dello spettro di carico di tipo B1, B2, T1 e T2 [25]

Per rendere più chiaro quanto detto fino ad ora, si riportano gli istogrammi di carico relativi agli spettri di tipo B1 e T1 (figura 4.51), per gli spettri di tipo B2 e T2 cambia solamente la lunghezza del primo blocco, come è possibile notare dalla tabella 4.32:

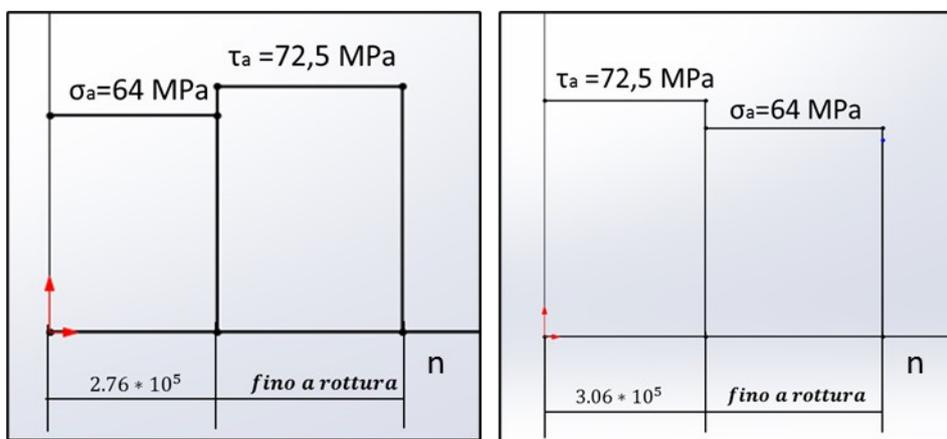


Figura 4-51: rappresentazione grafica degli spettri di carico di tipo B1 (sinistra) e T1 (destra) assegnati durante la prova ad ampiezza variabile [25]

Per quanto riguarda gli spettri a “blocco corto”, sono di tre tipi. Sono indicati con le lettere “S” (short), “M” (medium) ed “L” (long). Infatti, prevedono una lunghezza dei blocchi differente, sebbene sempre più piccola rispetto a quella dei blocchi B1, B2, T1 e T2 visti in tabella 4.30.

In questo caso, è previsto di assegnare un blocco di torsione e un blocco di flessione alternativamente fino a rottura. Le ampiezza di tensione sono le stesse viste per gli spettri a “blocco lungo”, quindi 72,5 MPa per la tensione di torsione e 64 MPa per la tensione di flessione.

Si impone inoltre che il danneggiamento dovuto ad un blocco di flessione sia lo stesso dovuto ad un blocco di torsione. Quindi, per esempio, per lo spettro di tipo “L” si prevede una lunghezza del blocco di flessione di  $10^4$  cicli. Imponendo un danneggiamento equivalente per un singolo blocco a flessione (pedice “f”) e a torsione (pedice “t”) si ottiene la seguente:

$$\left(\frac{n_f}{N_f}\right) = \left(\frac{n_t}{N_t}\right) \quad \text{Eq. 4.33}$$

Esplicitando la quantità che ci interessa, ossia il numero di cicli per un blocco di torsione:

$$n_t = \left(\frac{n_f}{N_f}\right) * N_t \quad \text{Eq. 4.34}$$

Sostituendo a  $N_f$  e  $N_t$  le espressioni della curva di Wohler, si ottiene:

$$n_t = \left(\frac{n_f}{\left(\frac{\sigma_{A,f}}{\sigma_{a,f}}\right)^{k_f} * N_A}\right) * N_A * \left(\frac{\tau_{A,t}}{\tau_{a,t}}\right)^{k_t} \quad \text{Eq. 4.35}$$

Sostituendo i valori numerici e semplificando:

$$n_t = \left(\frac{10^4}{\left(\frac{37}{64}\right)^{4,4}}\right) * \left(\frac{49}{72,5}\right)^{5,9} = 1,1087 * 10^4 \quad \text{Eq. 4.36}$$

Nella tabella seguente si riassumono allora le caratteristiche dei tre spettri di carico di tipo a “blocco corto”:

sequenza	n flex (numero di cicli)	n tors (numero di cicli)
L	10000	11000
M	100	110
S	10	11

Tabella 4-33: dettagli degli spettri di carico di tipo “L”, “M” ed “S” [25]

Per completezza, si riportano anche in questo caso le immagini degli istogrammi di carico dei tre casi in esame:

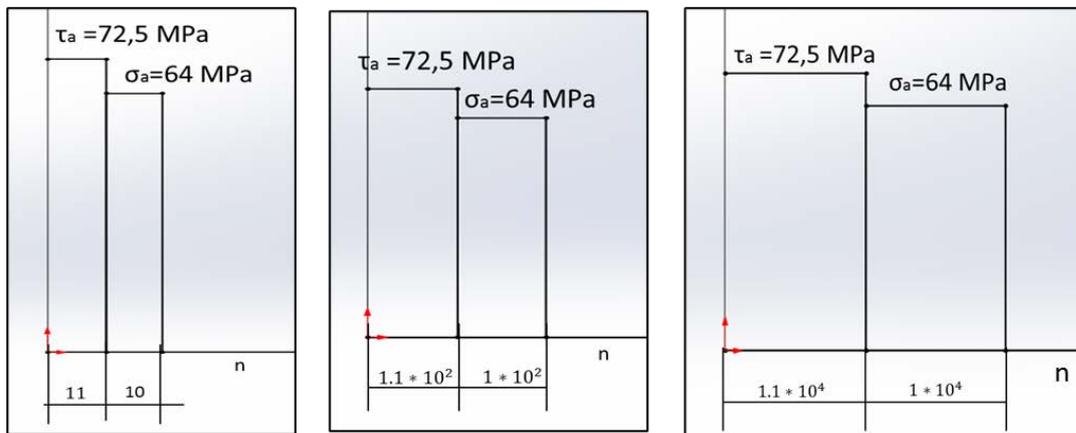


Figura 4-52: : rappresentazione grafica degli spettri di carico di tipo S (sinistra), M (centrale) ed L (destra) assegnati durante la prova ad ampiezza variabile [25]

Per quanto riguarda l'applicazione effettiva del carico, durante la prova sperimentale, vengono utilizzati due diversi attuatori, indicati con il numero "1" e "2".

Questi applicano una sollecitazione ciascuno, indicate come  $F_1$  e  $F_2$ , le quali hanno forma sinusoidale e sono variabili nel tempo, come indicato dalle equazioni 4.37 e 4.38 :

$$F_1 = a_1 \sin(\omega t) + \xi \quad \text{Eq. 4.37 [25]}$$

$$F_2 = a_2 \sin(\omega t + 2\gamma) + \eta \quad \text{Eq. 4.38 [25]}$$

Queste producono un momento flettente  $M_{flex}$  e un momento torcente  $M_{tors}$  secondo le espressioni 4.39 e 4.40.

$$M_{flex} = (F_1 + F_2) * h \quad \text{Eq. 4.39 [25]}$$

$$M_{tors} = (F_1 - F_2) * b \quad \text{Eq. 4.40 [25]}$$

Sia flessione che torsione sono prodotte utilizzando entrambi gli attuatori. La sollecitazione di sola flessione si produce per  $a_1=a_2$ ,  $\gamma=0$  e  $\xi=\eta$ ; la sollecitazione di pura torsione per  $a_1=a_2$ ,  $\gamma=\pi/2$  e  $\xi=-\eta$ .

Il passaggio da torsione a flessione non è istantaneo, c'è infatti una fase di load shifting durante la quale vengono variati parametri nelle espressioni 4.37 e 4.38, che definiscono le forze applicate. Durante questa fase il rapporto di ciclo è mantenuto pari a  $R=0$ , e l'ampiezza di tensione e la tensione media sono pari alla metà dei valori che assumono durante un normale ciclo di pura flessione o torsione (figura 4.53)

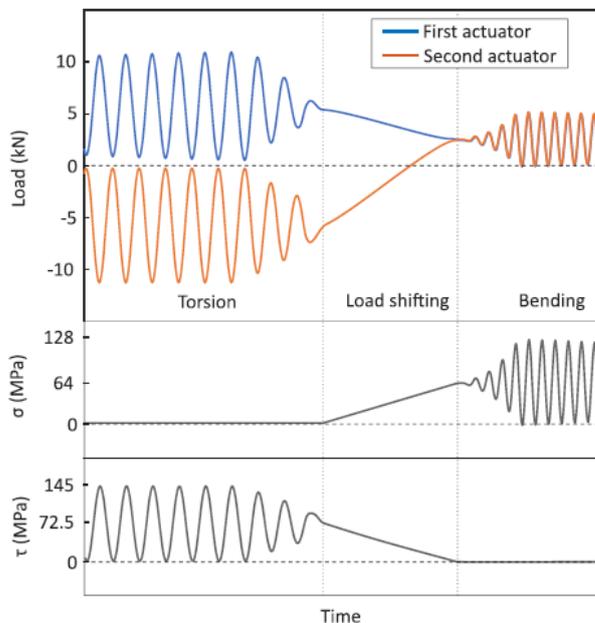


Figura 4-53: rappresentazione grafica dell'andamento delle forze applicate dagli attuatori durante l'applicazione di pura torsione (sinistra), pura flessione (destra) e nella fase di load shifting (al centro) [25]

#### 4.4.2: Risultati ottenuti:

Si riportano in primo luogo i risultati ottenuti dagli autori, in termini di tensione nominale; il danneggiamento è stato calcolato utilizzando le formule già viste, in eq 4.27, 4.28 e 4.29; quindi considerando una curva di

Wohler a pendenza costante, per cui anche le ampiezze di tensione inferiori al limite a fatica sono danneggianti come quelle superiori [25].

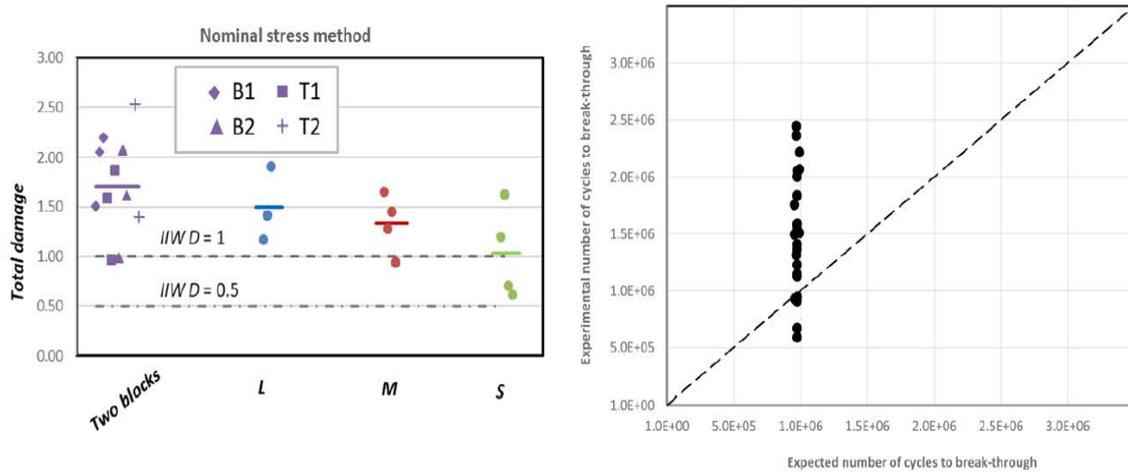


Figura 4-54: risultati ottenuti da Frendo et al. per le prove sperimentali in ampiezza variabile e sollecitazione a flessione e torsione, applicate separatamente [25]

Gli autori hanno notato le seguenti:

- Il danneggiamento durante la fase di load shifting è trascurabile (meno dell'1% del totale)
- Il tipo di spettro influenza il danneggiamento a rottura, più corti sono i blocchi, minore è quest'ultimo (tabella 4.34)
- Il danneggiamento medio a rottura è sempre maggiore o uguale ad 1 (tabella 4.34)

Spettro tipo	D medio (Calcolato sulla tensione nominale)
B1	1.96
B2	1.57
T1	1.47
T2	1.9
L	1.5
M	1.33
S	1.035

Tabella 4-34: danneggiamento medio ottenuto per i diversi spettri [25]

Per poter comparare i risultati ottenuti nei casi precedenti con quanto ottenuto nel lavoro presente, si ripetono i procedimenti visti, ossia il calcolo del range di tensione equivalente e del danneggiamento per ogni caso sperimentale.

Per quanto riguarda il calcolo della tensione equivalente, in questo caso si ha una sollecitazione di torsione e di flessione, con due curve di Wohler separate.

La formulazione utilizzata fino ad adesso era la seguente (eq. 4.41):

$$\Delta\sigma_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_i^k n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Eq. 4.41}$$

Risulta complicato applicarla, in quanto si hanno due esponenti “k” diversi, inoltre le tensioni equivalenti che si vanno ad ottenere sono diverse, perché si tratta di tensione normale  $\sigma$  nel caso di flessione e di tensione tangenziale  $\tau$  nel caso di torsione.

Nell'articolo di riferimento, quando si tratta di considerare la tensione applicata tenendo conto di entrambi i carichi, si utilizza la formulazione di Von-Mises [25]

Si decide quindi di seguire questo approccio, andando a considerare come "tensione equivalente" la tensione di Von-Mises calcolata considerando come contributi di tensione normale  $\sigma$  e di tensione tangenziale  $\tau$  i valori calcolati con le eq. 4.42 ed eq. 4.43, rispettivamente:

$$\Delta\tau_{eq} = \left( \frac{\sum \Delta\tau_i^{k_{tor}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{tor}}} \quad \text{Eq. 4.42}$$

Dove i valori dei coefficienti "m" dipendono dalla sollecitazione che si sta considerando, flessione e torsione, e sono stati definiti nella tabella 4.29.

La tensione equivalente utilizzata nella presente trattazione allora è la seguente:

$$\Delta\sigma_{VM,eq} = \sqrt{\Delta\sigma_{eq}^2 + 3 * (\Delta\tau_{eq})^2} \quad \text{Eq. 4.43}$$

Per quanto riguarda il calcolo del danneggiamento, si segue anche in questo caso quanto previsto dall'articolo, dove il danneggiamento dovuto a flessione e a torsione viene calcolato separatamente, considerando quindi le due curve di Wohler di torsione e flessione.

Di conseguenza, è possibile calcolare il danneggiamento con le seguenti:

$$S(L_s)_{tor} = \sum \frac{n_i}{N_i} = S(L_s) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left( \frac{\tau_A}{\tau_{a,i}} \right)^k * N_A} \quad \text{Eq. 4.44}$$

$$S(L_s)_{flex} = \sum \frac{n_i}{N_i} = S(L_s) = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left( \frac{\sigma_A}{\sigma_{a,i}} \right)^k * N_A} \quad \text{Eq. 4.45}$$

Nel caso di sollecitazione di tipi a "blocco lungo", dove vengono assegnati un solo blocco di flessione e un solo blocco di torsione (spettri di tipo B1, B2, T1, T2), per ottenere il danneggiamento D è sufficiente sommare le due quantità ottenute dalle equazioni 4.44 e 4.45:

$$D = S(L_s) = S(L_s)_{tor} + S(L_s)_{flex} \quad \text{Eq. 4.46}$$

Questo perché ciascun blocco è assegnato una volta sola.

Nel caso invece degli spettri L,S ed M, per il calcolo del danneggiamento è necessario tenere conto di quante volte un blocco viene assegnato, quindi il danneggiamento viene calcolato secondo l'eq. 4.28, moltiplicando il danneggiamento dello spettro di carico per il numero di volte in cui questo è assegnato.

Per quanto riguarda le fasi di load shifting, nell'articolo non è riportato il numero di cicli per cui si applica questo tipo di sollecitazione; viene anche riportato però dagli autori che l'effetto di questa sollecitazione sul danneggiamento è di meno dell'1%. Si ritiene di poter quindi trascurare questa fase al fine del calcolo del danneggiamento e della tensione equivalente.

Dai risultati ottenuti, come ci si attende, la tensione equivalente ottenuta per le sollecitazioni con spettro di tipo S, M ed L è la stessa; le tre prove effettuate per il singolo spettro S, M, L prevedono infatti la stessa tensione imposta, inoltre, nei tre diversi spettri, viene imposto in partenza che il danneggiamento di un singolo blocco di torsione sia lo stesso di un singolo blocco di flessione, e le ampiezze di tensione applicate sono identiche;

Nel caso invece di sollecitazioni con spettro di tipo B1, B2, T1 e T2, per il primo blocco il danneggiamento e il numero di cicli vengono imposti, mentre per il secondo è assegnato fino a rottura, e dato che sul numero totale di cicli a rottura insistono degli effetti statistici, questa non avviene in tutte le prove per lo stesso numero di cicli, quindi la lunghezza del secondo blocco di carico risulta variabile. Sul calcolo della tensione equivalente il numero di cicli assegnati ad un blocco ha ovviamente un effetto (eq. 4.28); a questo è dovuta quindi, all'interno dei risultati relativi allo stesso spettro di carico (tipo B1, B2, T1, T2) una differenza nei valori di tensione equivalente, che arriva al massimo al 9% per lo spettro di tipo T1.

Per questo motivo, la rappresentazione dei risultati ottenuti in questo caso in un grafico che proponga danneggiamento rispetto a tensione equivalente risulta poco sensata, in quanto la tensione equivalente nelle prove S, M ed L è la stessa, e per le prove B1, B2, T1, T2 varia per motivi statistici, non per differenze nel livello di carico applicato.

Si rappresenta quindi il danneggiamento ottenuto in funzione del tipo di spettro applicato;

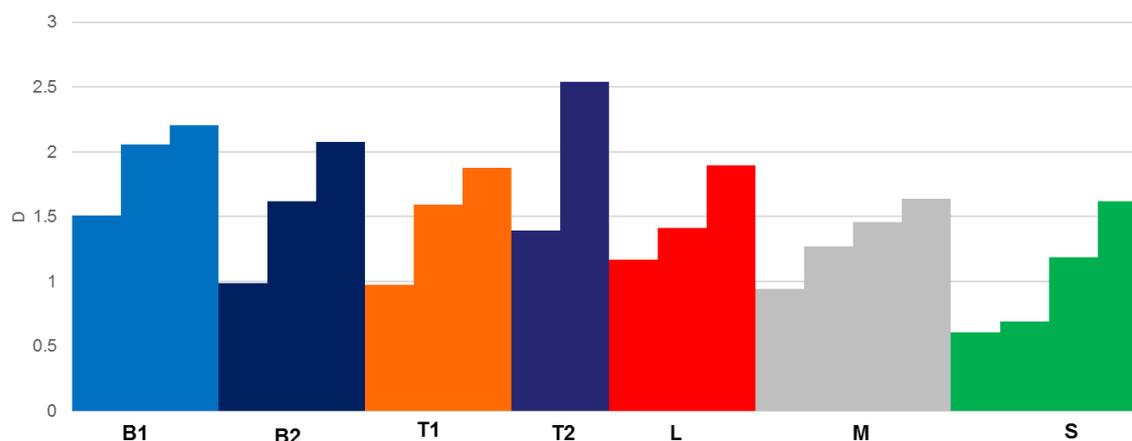


Figura 4-55: risultati ottenuti dalla rianalisi dei dati sperimentali ottenuti da Frenzo et al. [25] per quanto riguarda l'andamento del danneggiamento rispetto al tipo di spettro assegnato

E' possibile notare quindi l'effetto della lunghezza dello spettro di carico sul danneggiamento, confrontando infatti i risultati ottenuti per lo spettro S, M ed L, si nota che nel caso S il danneggiamento in media è minore, in due casi inoltre si presenta inferiore all'unità; per M il valore medio è maggiore e per L aumenta ulteriormente; in quest'ultimo caso è inoltre sempre maggiore dell'unità. Tra i tre spettri, l'unica differenza è la lunghezza dello spettro stesso, in quanto il livello di carico, la geometria, il materiale e i trattamenti sono gli stessi; una minore lunghezza  $L_s$  dello spettro risulta quindi avere un effetto negativo sulla vita a fatica, in quanto causa una diminuzione del danneggiamento a rottura.

#### 4.5: Risultati:

A questo punto, si effettua un'analisi complessiva dei risultati ottenuti dalla rielaborazione dei dati ottenuti dai diversi autori, ci sono diverse tendenze che è possibile evidenziare:

In primo luogo, ci si concentra sull'effetto della tensione equivalente con cui si sollecita il componente sul danneggiamento a rottura;

- nel caso studiato da Sonsino [13] si era notato come nella gran parte dei casi l'aumento di tensione equivalente aumentasse il danneggiamento a rottura. Questo è risultato valido per rapporti di ciclo  $R=0$  e  $R=-1$ , per due diverse geometrie (butt weld e Transverse stiffner) e tre diversi acciai (S355, S690 e S960). Le eccezioni erano risultate per S355 Transverse Stiffner con  $R=-1$  e spettro di carico Gaussiano con overload e per S690 Butt Weld con  $R=0$  e spettro di carico Gaussiano con overload.
- Nel lavoro di Maddox [15] invece, gli unici casi studiati dove è possibile effettuare un'indagine sull'effetto della tensione equivalente sul danneggiamento a rottura sono le geometrie di tipo Longitudinal load-carrying weld, continuous manual longitudinal fillet, testata sotto spettro di tipo A, e Longitudinal fillet welded gusset, in quanto per gli altri casi non vi sono risultati in numero sufficiente (un solo test per gli spettri B e C per Longitudinal load-carrying weld, continuous manual

longitudinal fillet). In questo caso la tendenza è opposta rispetto a quanto evidenzia Sonsino, all'aumentare della tensione equivalente diminuisce il danneggiamento a rottura, con l'eccezione del giunto F testato sotto spettro "C";

- Caso studiato da Marquis [20], si evidenzia un aumento del danneggiamento a rottura all'aumentare della tensione equivalente applicata per giunti testati dopo trattamento di Ultrasonic Impact Treatment, sia per acciaio S700 sia per acciaio S960;
- Caso studiato da Huo et al, [22] si evidenzia un aumento del danneggiamento a rottura all'aumentare della tensione equivalente applicata per giunti testati in condizione AW e dopo TIG Dressing, si nota una tendenza contraria per giunti testati dopo Ultrasonic Peening Treatment; tutti i giunti testati in questo caso sono realizzati in acciaio 16Mn;
- Caso studiato da Vanrostenberghe [21], si evidenzia un aumento del danneggiamento a rottura all'aumentare della tensione equivalente applicata per giunti testati dopo High Frequency Mechanical Impact (HFMI), per i soli giunti con spessore 5 mm realizzati in S960 e S700 e spessore 10 mm realizzati in S690, e per i giunti testati dopo Low Temperature Transformation (LTT), in acciaio S700; per tutti gli altri casi la tendenza è opposta;
- Caso studiato da Leitner, si evidenzia un aumento del danneggiamento a rottura all'aumentare della tensione equivalente applicata per giunti testati in condizione dopo HFMI per acciaio S690, una tendenza contraria per acciaio S960 e S355;

Non è quindi possibile affermare che la tensione equivalente abbia lo stesso effetto sul danneggiamento a rottura in tutti i casi.

Nell'analisi presente non si sono invece considerati i risultati ottenuti da Frenzo et al. e rianalizzati nell'ultimo paragrafo, 4.4, in quanto le prove per spettri a "blocco corto" prevedono la stessa tensione equivalente; le prove per spettri a "blocco lungo" invece prevedono delle variazioni nella tensione equivalente (al massimo del 9%, corrispondente a 16 MPa), dovute alla lunghezza del secondo blocco assegnato, la quale varia in quanto questo viene assegnato fino a rottura, e ci sono effetti statistici che intervengono nel numero di cicli a rottura. La variazione di tensione equivalente non è quindi dovuta alla sollecitazione assegnata durante la prova, ma ad un effetto statistico.

Una seconda osservazione che si può effettuare è l'effetto della resistenza del materiale sul danneggiamento a rottura, questa viene rivolta solo ai risultati dei casi As Welded e Stress Relieved.

- Si è già evidenziato nei risultati ottenuti da Sonsino che, giunti realizzati in materiale più resistente (valori di tensione di rottura e di snervamento maggiori) prevedono un maggiore danneggiamento a rottura a parità di altre caratteristiche (tipo di sollecitazione, geometria, trattamenti effettuati sul giunto). Questa differenza nel danneggiamento a rottura è molto evidente se si confrontano i risultati ottenuti per S960, materiale più resistente, e quelli ottenuti per S690 e S355, mentre tra questi ultimi la differenza risulta minore.
- Dall'analisi effettuata sui risultati di Maddox si nota che il giunto di tipo "Longitudinal fillet welded gusset" presenta un danneggiamento a rottura maggiore di quello di tipo "Longitudinal load-carrying weld, continuous manual longitudinal fillet", realizzato in materiale con resistenza minore. In questo caso però le geometrie sono differenti, quindi potrebbe esserci un'influenza anche di questa caratteristica.
- Dalla rianalisi dei risultati ottenuti da Vanrostenberghe, si nota che a parità di trattamento, geometria e sollecitazione, i giunti realizzati in materiale a maggiore resistenza hanno presentato un danneggiamento a rottura maggiore, in tutti questi casi si aveva  $R=-1$ ;

Nella presente analisi si sono trascurati i risultati ottenuti da Huo et al. e da Frenzo et al.; poichè in quei casi i giunti testati erano realizzati con lo stesso acciaio.

E' possibile quindi affermare che, sulla base dei risultati ottenuti, all'aumentare della resistenza del materiale migliorano le prestazioni a fatica in ampiezza variabile, il danneggiamento a rottura che si ottiene è quindi maggiore, nel caso di giunti As Welded e Stress Relieved.

Ulteriori tendenze evidenziate sono gli effetti della presenza di overload nello spettro di carico, dall'analisi di Maddox queste causano un aumento del danneggiamento a rottura (anche se le analisi sono state effettuate per un numero contenuto di dati, due prove per il tipo "longitudinal fillet welded gusset" ed una per il tipo

“Longitudinal load-carrying weld continuous manual longitudinal fillet”); la stessa tendenza si individua nei risultati di Sonsino.

Inoltre, dai risultati di Sonsino [13] risulta un danneggiamento maggiore a rottura, a parità di geometria, sollecitazione e materiale, per  $R=0$  rispetto a  $R=-1$ ;

E' stato notato poi che in diverse occasioni si individuano eccezioni alla regola di Miner, che prevede di avere un danneggiamento unitario a rottura; si sono rilevati sia danneggiamenti a rottura maggiori dell'unità che minori, il valore massimo rilevato è di 28, per uno dei giunti studiati da Vanrostenberghe, in S960, spessore 10 mm, trattato per High Frequency Mechanical Impact e sollecitato con  $\Delta\sigma_{eq}$  pari a 326,75 MPa; mentre il valore minimo è di 0,005, per uno dei giunti studiati da Marquis, in S960, trattato in Ultrasonic Impact Treatment e sollecitato con  $\Delta\sigma_{eq}$  di 255,15 MPa. Tra i casi As Welded, il valore massimo è di 13,65, per uno dei giunti testati da Vanrostenberghe, sollecitato con un  $\Delta\sigma_{eq}$  pari a 211,58 MPa mentre il valore minimo è di 0.202, per uno dei giunti Butt Weld testati da Sonsino, in acciaio S690, con  $R=-1$  e spettro Gaussiano senza overload, sollecitato per  $\Delta\sigma_{eq}$  pari a 98,21 MPa.

## 5. Capitolo 5: Prove sperimentali

Per la ricerca di cui in esame, è stato necessario effettuare prove sperimentali su giunti saldati, forniti da Zamperla. Le prove sperimentali effettuate prevedevano di sollecitare nella direzione del piatto principale, con carico di trazione, i giunti saldati stessi. Nel capitolo presente si riportano i dettagli delle prove effettuate e dell'apparato sperimentale utilizzato per lo svolgimento delle prove stesse.

### 5.1 Procedura adottata per l'utilizzo della macchina MFL assiale

Per effettuare le prove a fatica sui giunti saldati esaminati, si è proceduto tramite una macchina assiale, in grado di assegnare una sollecitazione di trazione ai provini da testare. La macchina in esame è "MFL assiale", nel laboratorio di costruzione di macchine della facoltà di ingegneria dell'università degli studi di Padova.

La macchina in questione è in grado di eseguire test statici e a fatica, mediante l'applicazione di forze e spostamenti lungo l'asse del cilindro idraulico. La forza massima applicabile è di 250 kN, e le due ganasce coassiali sono costituite da due afferraggi, la cui distanza è variabile e può essere determinata in base alla dimensione del componente che si vuole montare in macchina.

La morsa superiore è fissata ad una traversa mobile, attivata da un motore elettrico, che permette quindi di alzare o abbassare la traversa e di conseguenza la morsa superiore stessa.

La morsa inferiore invece è la responsabile dell'applicazione di forze e spostamenti, tramite la movimentazione del cilindro idraulico.

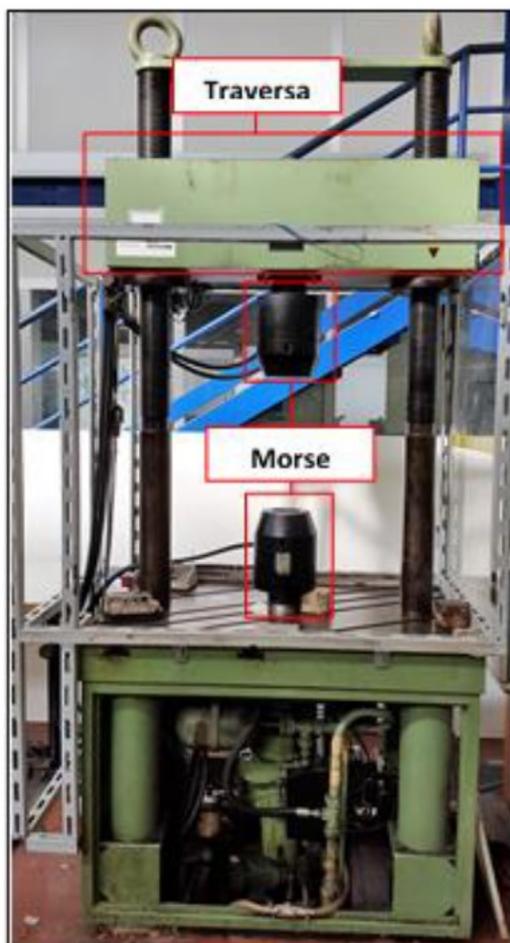


Figura 5-1: macchina MFL assiale

La macchina è movimentata da un'unità di controllo, la quale ha il controllo sia della macchina assiale di cui in esame, che di una macchina di torsione.

Di seguito si riporta la procedura eseguita per l'utilizzo della macchina.

### 5.1.1 Avvio del Software

Come anticipato, l'unità di controllo della macchina MFL assiale si occupa anche del controllo di una macchina di torsione, è quindi importante, prima dell'esecuzione di qualsiasi test, verificare che nell'unità di controllo siano inseriti gli spinotti della macchina assiale e non di quella di torsione; per fare questo, è necessario verificare che nella colonna 4 dell'unità di controllo siano inseriti gli spinotti contrassegnati dalla dicitura "MFL assiale", se non è così, è necessario procedere all'inserimento di questi ultimi. Per facilitare l'inserimento, questi sono contrassegnati, oltre che dalla dicitura "MFL assiale", anche da un certo numero di cerchi rossi, il connettore con un cerchio deve essere inserito nella prima riga della colonna quattro, il connettore con due nella seconda riga della stessa colonna e il connettore con tre nella quarta riga.

A questo punto, si avvia il software dal computer di controllo della macchina, il software utilizzato è "MTS Station Manager".

Si seleziona poi il percorso "Open Station" e di seguito si seleziona la procedura "MFLgio\_senza\_estensometro", nella finestra che si ottiene, alla voce "Parameters Sets", si seleziona "Zamperla\_MariniDavide"

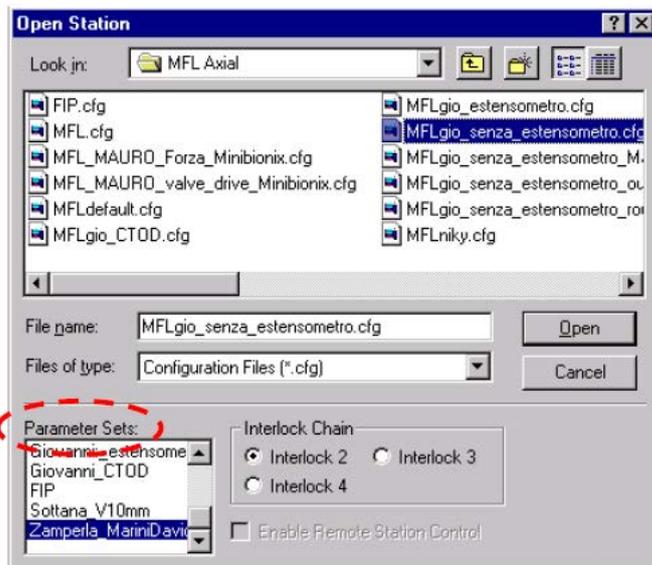


Figura 5-2: schermata che si ottiene cliccando su "open station"

A questo punto, tornando nella schermata principale tramite il tasto "Manual Controls (figura 5.3)



Figura 5-3: tasto "manual control"

Si imposta la macchina in controllo di spostamento ("displacement"), e ci si assicura che la casella a fianco alla scritta "Enable" sia spuntata.

### 5.1.2 Accensione delle pompe

Si accendono quindi le pompe, assicurandosi per prima cosa che il rubinetto dell'olio posto sotto la macchina sia in posizione di apertura.

Si va quindi a premere il tasto di accensione (prima del sistema ausiliario e poi di quello principale). Si chiude inoltre, per il momento, il rubinetto dell'acqua di raffreddamento dell'olio. A questo punto, la temperatura dell'olio di alimentazione della pompe inizia a salire, quando raggiunge il valore di 40°C, l'impianto si spegne automaticamente, in quanto è progettato per funzionare tra una temperatura di 40°C e una temperatura di 70°C. E' quindi necessario riaccendere l'impianto una volta raggiunta la temperatura.

Inoltre, la temperatura dell'olio è regolata tramite uno scambiatore a piastre che sfrutta acqua come fluido refrigerante. Il passaggio dell'acqua nello scambiatore è consentito da un rubinetto; nelle prime fasi, quando la temperatura dell'olio sta raggiungendo il valore di 40°C, questo viene mantenuto chiuso per permettere un raggiungimento più rapido del valore di soglia, una volta raggiunto questo valore, per evitare che la temperatura dell'olio superi il valore massimo di soglia, è necessario aprire il rubinetto (circa a metà), in modo che la temperatura si assesti intorno ai 50°C, e in caso, se si notano aumenti o diminuzioni, intervenire manualmente sulla chiusura o apertura del rubinetto.



Figura 5-4: rubinetto di regolazione dell'acqua per il raffreddamento dell'olio

Durante tutta questa operazione, il commutatore è mantenuto su controllo "locale", in questo modo, la pressione alle pompe è controllata dal pannello di controllo delle pompe stesse, e non dal software. Tra le varie funzioni del software ci sono anche i controlli dei valori massimi o minimi di forze e spostamenti applicati. Questo significa che in queste condizioni la macchina non può essere utilizzata in sicurezza; quindi, questo tipo di impostazione è utilizzabile solo durante l'accensione del sistema, mai quando è necessario montare o smontare i provini dalla macchina.

Mantenendosi ancora in controllo locale, tramite il commutatore, si entra nella schermata principale del software e si clicca su "detectors".



Figura 5-5: pulsante "detectors"

E' quindi possibile leggere e modificare i valori limite di forza e spostamento, come si nota dalla seguente figura:



Figura 5-6: schermata per la modifica dei limiti imposti allo spostamento e alla forza

Se questi limiti vengono raggiunti, e il controllo si trova impostato su remoto, il controllo toglie immediatamente pressione alle pompe, è quindi importante verificare che non siano superati nella fase di accensione delle pompe, prima di passare in remoto tramite il commutatore.

Si valutano i limiti impostati, confrontandoli con i valori che “legge” al momento il software, verificando che questi valori siano all’interno dei limiti di cui sopra, e, se necessario, si ampliano i suddetti valori.

E’ quindi possibile dare pressione alle pompe, secondo la sequenza “bassa pressione”, “alta pressione”, e passare quindi in controllo remoto tramite il commutatore.

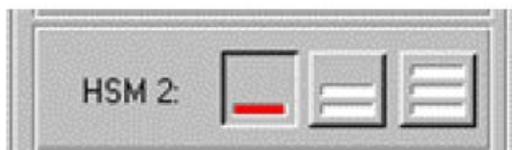


Figura 5-7: pulsanti di “bassa pressione” e “alta pressione” delle pompe

### 5.1.3: montaggio del provino

Risulta quindi possibile montare il provino, avendo cura di rimanere in controllo di spostamento, infatti se si andasse a montare il provino mantenendosi in controllo di forza, non appena si inserisce il provino all’interno delle ganasce, il valore di forza percepito dalla macchina cambia, e quindi questa si sposta per riportarsi nella configurazione richiesta dal controllo. Ovviamente se questo avviene quando si sta montando il provino non si è in sicurezza.

Il montaggio del provino avviene secondo la seguente sequenza:

- Apertura della traversa, delle ganasce superiori ed inferiori
- Sollevamento della traversa fino ad un’altezza tale da consentire l’inserimento del provino tra le due morse;
- Inserimento dell’estremità del provino contrassegnata tra gli afferraggi superiori, la faccia contrassegnata deve essere rivolta verso l’operatore. Con l’ausilio di una squadra si verifica che il provino sia verticale;
- Chiusura degli afferraggi superiori, avendo cura di sostenere il provino sotto l’irrigidimento, per evitare di avvicinarsi agli afferraggi superiori;
- Verifica della verticalità del provino, utilizzando una bolla che viene applicata alla superficie del giunto stesso, se il valore letto è pari a  $90 \pm 0,5^\circ$  si ritiene che questo sia verticale
- Movimentazione della traversa verso il basso, finché l’estremità inferiore del provino non si trova nell’afferraggio inferiore, è possibile verificarlo guardando all’interno della morsa inferiore, nell’apposito foro frontale;

- Chiusura della traversa;
- Chiusura degli afferraggi inferiori;

A questo punto il provino è afferrato e solido all'interno della macchina, ed è possibile passare in controllo di forza, tramite "Manual Command" -> "control mode" -> "force", si impone poi un valore di forza pari a 0 kN.

Si fa presente che il montaggio del provino deve essere svolto con le pompe accese, in modo da poter aprire e chiudere gli afferraggi.

#### 5.1.4: definizione della procedura

A questo punto si passa alla definizione della procedura da utilizzare per lo svolgimento della prova, cliccando sull'icona "Procedure Editor", in rosso nella seguente figura 5.8; la procedura spiegata di seguito si riferisce a prove in ampiezza costante, per le prove in ampiezza variabile si rimanda al paragrafo 5.3.

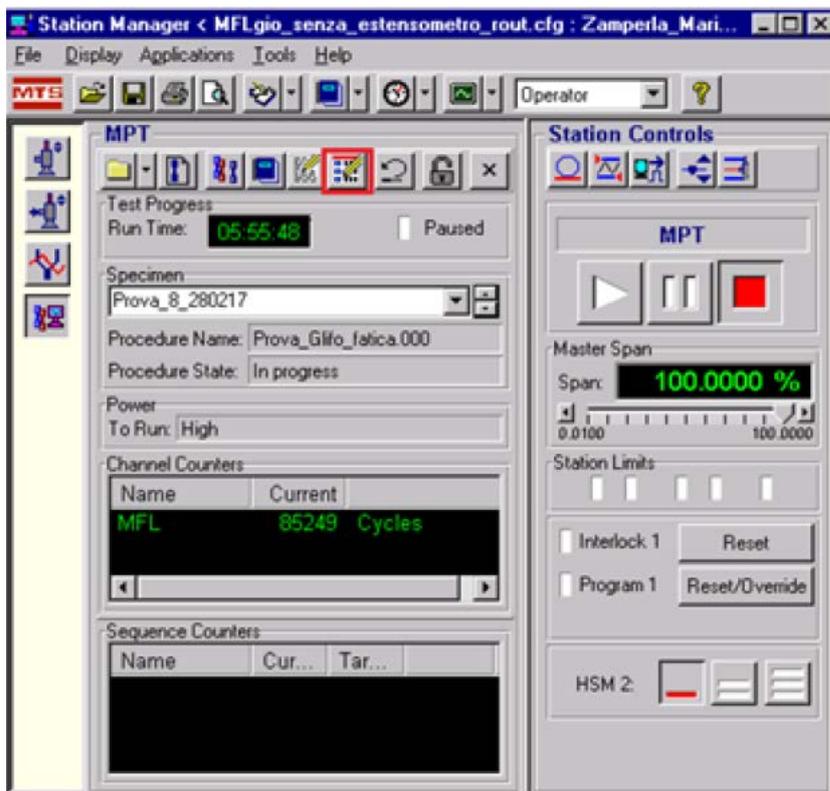


Figura 5-8: schermata principale del software, evidenziata il pulsante "procedure editor"

Per prima cosa si salva la nuova procedura creata, cliccando su "File"-> "New" -> "Save as" e scegliendo la cartella di destinazione, in questo caso "Besa\_Zamperla".

Si entra quindi nell'icona "Procedure Editor", si clicca su "Display"-> "Process Palette", e si trascinano nella finestra "MPT Procedure Editor le icone di "ciclo" e "acquisizione", si ottiene quindi una schermata come quella mostrata di seguito:



Figura 5-9: schermata "procedure editor"

All'interno delle caselle "Start" e "Interrupt" si trovano le condizioni per cui viene fatta iniziare o finire una prova, nel caso presente non vengono cambiati i valori di default mostrati in figura 5.9

Facendo doppio clic su acquisizione, è possibile definire le seguenti caratteristiche della procedura:

Scheda "Data Storage", che permette di definire:

- il canale di acquisizione (MFL),
- la modalità di salvataggio dei dati (Data Storage Pattern) che, nel nostro caso, verrà settata su lineare, in modo che l'acquisizione dei dati avvenga ad intervalli regolari,
- La lunghezza dell'intervallo tra due successive acquisizioni (Linear Data Interval)
- Il numero massimo di cicli per cui si effettua l'acquisizione, nel nostro caso è impostato a  $2 \cdot 10^6$  cicli
- Gli intervalli tra due successive acquisizioni, che è possibile visualizzare nella finestra alla voce "Store Data at"
- La durata dell'acquisizione tra gli intervalli scelti, nel nostro caso viene imposto un valore di 2 cicli;

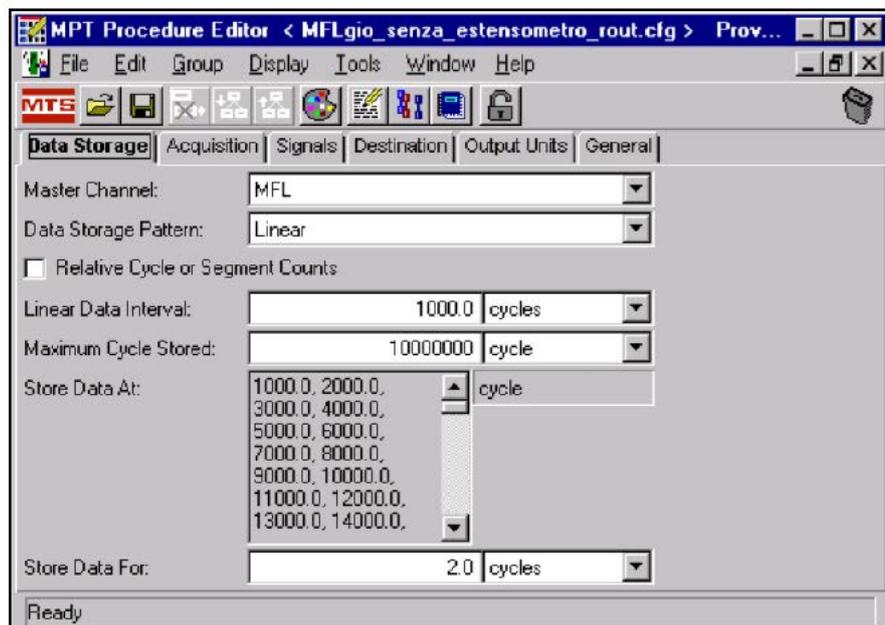


Figura 5-10: schermata "data storage"

Scheda "Acquisition", che permette di definire:

- Il metodo di acquisizione dei dati, nel nostro caso viene scelta un'acquisizione temporizzata,
- L'intervallo di tempo tra l'acquisizione di un singolo punto, questa viene impostata sapendo che, per definire in modo preciso una funzione sinusoidale, sono necessari almeno 30 punti per ciclo, per migliorare la qualità dei risultati è possibile imporre 60 punti per ciclo. Se si suppone che la frequenza

sia di 20 Hz, quindi la durata di un singolo ciclo è di 0,05 secondi, l'intervallo di tempo si ottiene come:

$$i = \frac{1}{20 * 60} = 0.000833 \text{ s} \quad \text{Eq. 5.1}$$

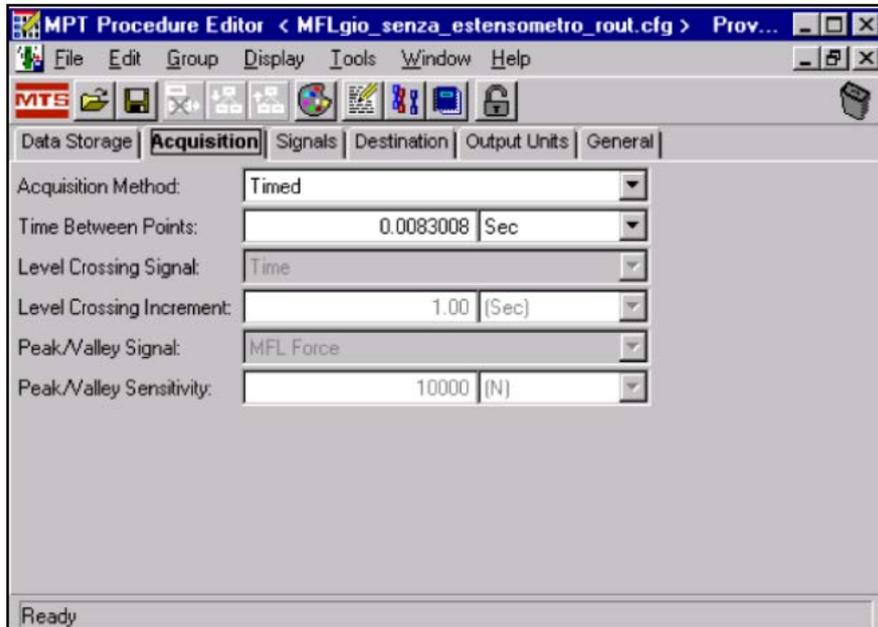


Figura 5-11: schermata "acquisition"

Scheda "Signals", che permette di definire i segnali da acquisire, nella finestra a sinistra nella seguente figura sono visibili i canali disponibili, selezionandoli e cliccando sulla freccia verso destra posta tra le due finestre è possibile aggiungerli alla lista dei segnali inclusi, che vengono quindi acquisiti durante la prova.

Nel caso in esame, si selezionano le voci "Time" "MFL Force" e "MFL Displacement"

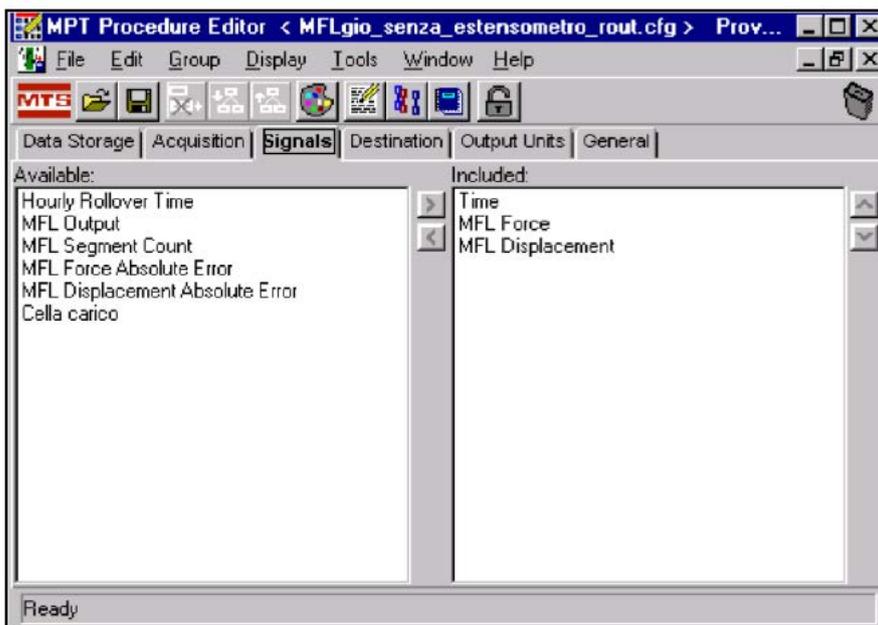


Figura 5-12: schermata "signals"

L'ultima scheda utilizzata nel caso presente è quella di "Destination", dove vengono imposti il nome della cartella (Destination) e del file (User Data File) che si va a realizzare durante la prova, per quest'ultimo il nome del file deve riportare l'identificativo del provino testato, il tipo di prova effettuata (CA per ampiezza costante e VA per ampiezza variabile), il carico applicato ( in termini di range di forza, in kN), e il rapporto di ciclo con cui si è effettuata la prova (nel nostro caso, sempre  $R=0,05$ ), ad esempio, per il giunto T01, testato in ampiezza costante con un range di forza di 117 kN, il nome del file è "T01\_CA\_117\_R005"

Facendo invece doppio clic sulla casella "ciclo", si ottengono tre diverse schede, nella presente trattazione si è utilizzata solo la scheda "Command", in questa è possibile impostare le seguenti:

- La forma d'onda per l'applicazione del carico, sotto la voce "Segment Shape", nel caso presente viene scelta l'opzione "Sine Tapered", ossia una funzione seno smorzata, che permette un'applicazione del carico dolce, per evitare sovraccarichi;
- La frequenza di applicazione del carico, che, nel nostro caso, varia a seconda della prova, indicativamente, maggiore è il carico applicato, minore dovrà essere la frequenza di applicazione, perché più elevata è quest'ultima più faticoso è per il software di controllo seguire il ciclo di carico desiderato;
- Il numero di cicli per cui la prova si interrompe, nel nostro caso impostato a  $2 \cdot 10^6$  cicli, oltre questo valore si ritiene che la prova sia risultata in un "run-out";
- Il metodo di compensazione utilizzato dal sistema per correggere la differenza tra il segnale rilevato e quello imposto, nel nostro caso si utilizza il "PVC" (Peak Valley Compensator)
- Il canale con cui si interfaccia il controllore, nel caso in esame ovviamente "MFL"
- La modalità di controllo della prova, nel caso presente la forza applicata
- I valori massimo e minimo della grandezza di controllo, che nel nostro caso sono quindi i valori massimi e minimi di forza assegnati durante la prova;

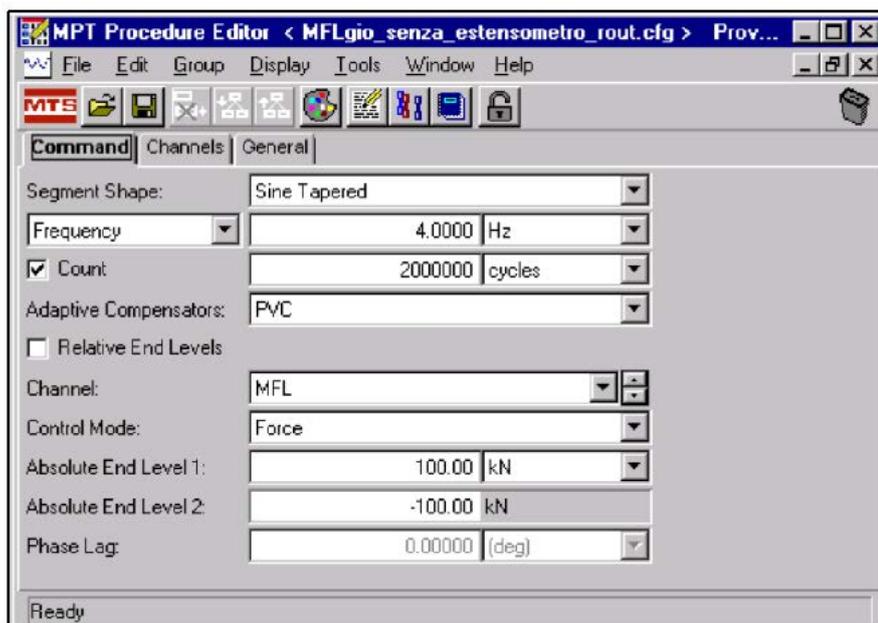


Figura 5-13: schermata "command"

A questo punto è possibile salvare la procedura ("File"-> "Save");

Si torna alla pagina principale del Software e si clicca su New Specimen, nella casella del nome si imposta lo stesso nome utilizzato per il file, assegnato su "Procedure Editor"-> "Acquisizione"-> "Destination"-> "User Data File".

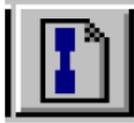


Figura 5-14: tasto "new specimen"

A questo punto, sempre all'interno della schermata principale, è possibile ridefinire i limiti, cliccando su "Detectors", e impostando i limiti di forza massima e minima e spostamento massimo e minimo. Se questi limiti vengono raggiunti, come anticipato durante la spiegazione della fase di accensione della macchina, viene immediatamente tolta pressione alle pompe, nel caso in cui il commutatore sia in posizione remoto, come è di fatto durante lo svolgimento della prova. La presenza dei limiti, quindi, da un lato garantisce che i valori applicati dal controllo siano quelli richiesti nella fase di definizione della procedura; per quanto riguarda la grandezza di controllo della prova, nel nostro caso quindi che i valori di forza assegnati non superino i valori di massimo e minimo previsti, ovviamente tenendo conto di una certa percentuale di errore; per questo motivo non possono essere troppo distanti dai valori imposti. Allo stesso tempo, se i limiti imposti sono troppo vicini ai valori di forza che esercita il controllo, si rischia che il controllo stesso blocchi la prova, in quanto, soprattutto ad alte frequenze, il segnale applicato non è mai perfettamente identico a quello desiderato.

Per questi motivi, il valore massimo limite di forza imposto è pari al valore massimo di forza esercitato, a cui vengono sommati 10 kN, il valore minimo è invece imposto pari a -5 kN.

Per quanto riguarda i limiti di spostamento, questi devono essere settati tenendo conto dell'esperienza dell'operatore, in generale il limite inferiore di spostamento non deve mai essere negativo, mentre il valore limite massimo viene imposto in base al valore massimo registrato in prova, a cui vengono sommati 0,1 mm. E' evidente, che prima che la prova inizi non si ha idea di quale sia il valore massimo di spostamento che verrà esercitato, quindi si assegna un valore "casuale", pari a 1,5 mm, e poi lo si aggiusta durante la prova.

Per poter controllare, almeno nelle prime fasi, che il carico assegnato segua in modo fedele il carico che si vuole assegnare, è possibile andare a cliccare sull'icona "Scope", nella schermata principale,



Figura 5-15: tasto "scope"

Questa permette di visualizzare in un grafico le grandezze assegnate dal controllo e quelle che dovrebbero essere assegnate, istante per istante. Per i nostri scopi, si utilizza un grafico con forza in ordinata e tempo in ascissa.

A questo punto, è possibile iniziare la prova, avendo cura di verificare che il commutatore sia in posizione remoto, che traversa e afferraggi siano chiusi.

Dalla finestra "Manual Command", si toglie la spunta da "Enable", rimuovendo quindi il controllo manuale.

Si clicca poi sull'icona del lucchetto presente in altro nella schermata principale, e si clicca poi sull'icona con il triangolo bianco "Program Run", che si trova sempre nella stessa schermata.



Figura 5-16: tasti i "program run" e blocco modifica alla procedura

Così facendo si dà inizio alla prova.

### 5.1.5 problematiche rilevate:

Una volta fatta partire la prova, una delle possibili problematiche che si è rilevata è il raggiungimento del limite massimo di forza, già dai primi cicli, con la conseguente attivazione dell'interlock.

Questo avviene generalmente perché la frequenza impostata è troppo elevata, e il controllo del sistema non riesce a seguirla come dovrebbe. Quando succede, è necessario cliccare nuovamente sull'icona del lucchetto, per rendere modificabile la procedura, passare in controllo manuale tramite l'apposita spunta, e premere "reset".

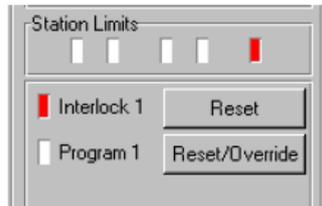


Figura 5-17: segnale di raggiungimento di un interlock da parte del software

Questo tasto permette l'avviamento anche in presenza di interlock, per un breve periodo di tempo (5 secondi), al termine di questo periodo di tempo l'interlock non deve più essere presente, altrimenti il sistema torna a togliere pressione alle pompe. Generalmente, se il limite massimo di forza è stato raggiunto a causa della frequenza troppo elevata, nell'istante in cui si spegne il sistema, questo valore non è già più applicato, tramite il tasto "reset", quindi, è permesso il ravvio delle pompe.

Di nuovo quindi si torna a dare pressione alle pompe tramite la sequenza "bassa pressione" e "alta pressione". E' possibile quindi andare a modificare la frequenza di assegnazione del carico, andando su "procedure editor" -> "ciclo" -> "command" -> "frequency", oppure ampliare i limiti di forza.

### 5.1.6 smontaggio provino:

La prova può dare tre diversi esiti, è possibile infatti arrivare a fine prova con il provino separato in due, con un provino che presenta una cricca visibile, oppure con provino intero. Nel primo caso, a causa della rottura del provino si raggiunge immediatamente il limite di spostamento superiore, e ciò causa un interlock del sistema, nel secondo caso, per la presenza della cricca la rigidità del provino decresce, e, a parità di forza assegnata, aumenta lo spostamento corrispondente, e quindi viene anche in questo caso raggiunto il limite massimo di spostamento, causando un interlock del sistema. Nell'ultimo caso invece la prova si ferma perché raggiunge il valore massimo di cicli impostato dall'operatore.

In tutti i casi, a fine prova è necessario smontare il provino.

Se il provino si è rotto, che sia separato in due oppure che presenti una cricca, a fine prova la macchina si porta in una situazione di interlock. Questo significa, che l'impianto delle pompe si spegne, ed è quindi necessario riavviarlo.

Si procede quindi passando in controllo locale tramite il commutatore, e attivando i due interruttori che permettono l'avvio delle pompe (prima "ausiliario" e poi "principale"). Se la temperatura ha avuto il tempo di scendere al di sotto dei 40°C è necessario attendere che questa torni a risalire, altrimenti è possibile procedere immediatamente, andando a cliccare sull'icona del lucchetto presente nella schermata principale, e poi mettendo la spunta su "Enable" nella schermata "Manual Command", in questo modo si passa in controllo manuale. Si clicca il tasto "Reset" per rimuovere eventuali interlock, andando eventualmente ad ampliare i limiti massimi o minimi di spostamento o forza.

Si passa inoltre con il commutatore da locale a remoto.

E' quindi possibile, se il provino è separato in due, passare in controllo di spostamento nella schermata "Manual Command", in quanto tra le ganasce non vi è niente che faccia resistenza, e in controllo di forza non si è quindi in sicurezza. Se invece il provino presenta una cricca, si mantiene il controllo di forza, si impone un valore di 0 kN per la forza assegnata e in seguito si passa in controllo di spostamento.

Si apre quindi la traversa e, nel caso in cui il provino sia separato in due, la si solleva finchè non è agevole l'estrazione del provino. A questo punto si afferra la parte superiore del provino, mantenendosi comunque distanti dalla morsa superiore, e si aprono gli afferraggi superiori, estraendo quindi la porzione superiore del provino. Si aprono quindi gli afferraggi inferiori, e si estrae la porzione inferiore del provino.

Se invece il provino presenta una cricca, si procede comunque aprendo la traversa, si aprono poi anche gli afferraggi inferiori e si solleva la traversa finchè l'estremità inferiore del provino non è sollevata dalla morsa. A questo punto si afferra il provino al di sotto dell'irrigidimento, e si aprono gli afferraggi superiori. E' quindi possibile estrarre il provino dagli afferraggi.

Quando invece la prova è risultata in un "run-out", l'impianto delle pompe non si spegne, è quindi possibile procedere immediatamente alla rimozione del provino, cliccando l'icona del lucchetto presente nella schermata principale, passando poi in controllo di forza tramite la finestra "manual command", portare la forza a 0 kN e quindi passare in controllo di spostamento, sempre tramite la stessa finestra di cui sopra.

Per lo smontaggio del provino, si procede come nel caso di presenza di cricca.

Una volta avvenuto lo smontaggio, il provino deve essere immediatamente catalogato, tramite del nastro adesivo di carta su cui vengono segnati l'identificativo del provino, che coincide con il nome del file assegnato durante la definizione della procedura, la frequenza di assegnazione del carico e il numero di cicli a rottura.

## 5.2 prove ad ampiezza costante

Le prime prove effettuate prevedevano una sollecitazione ad ampiezza costante. Da queste è infatti possibile definire le curve di Wohler dei giunti testati.

### 5.2.1: Geometrie testate:

Si sono effettuate prove su due diverse geometrie, ossia giunti saldati "transverse stiffner" con un irrigidimento trasversale o con irrigidimento obliquo. Di seguito si riportano i dettagli delle geometrie testate in figura 5.18 e 5.19; queste sono fornite da Zamperla, e sono testati in condizione "As Welded".

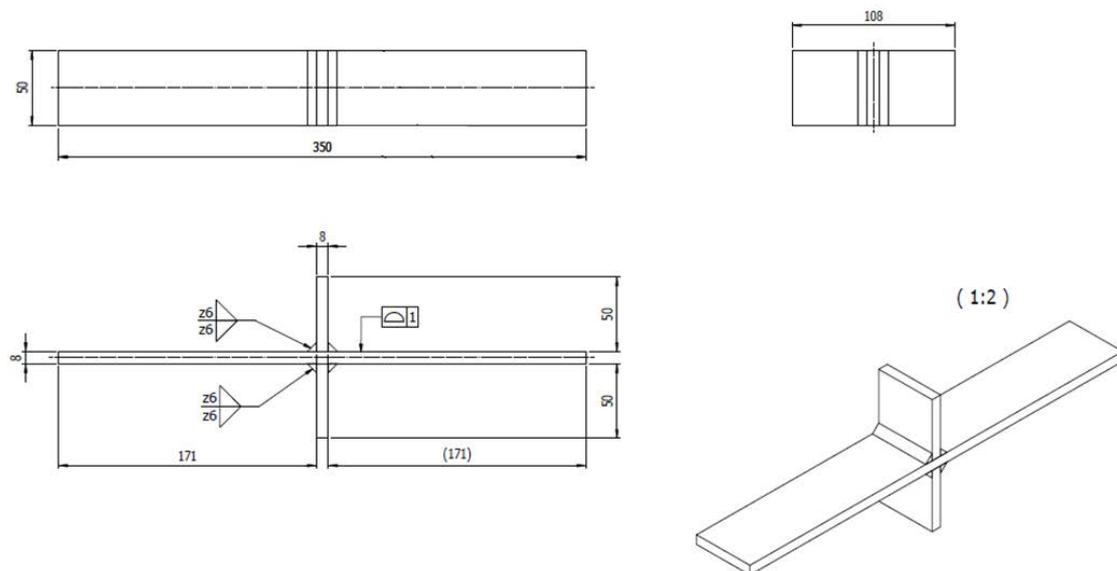


Figura 5-18: giunto con irrigidimento trasversale

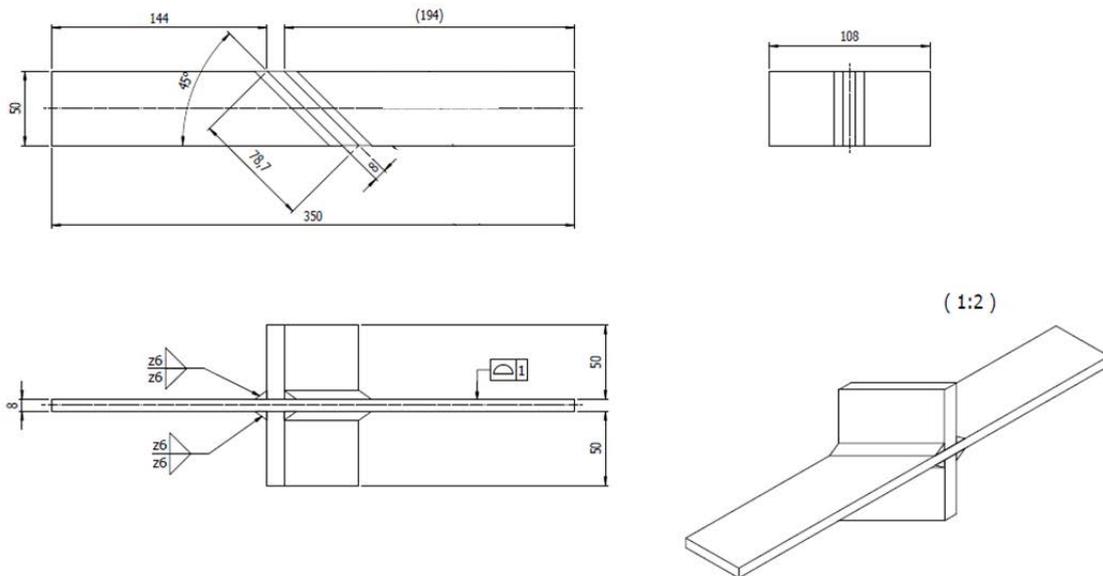


Figura 5-19: giunto con irrigidimento inclinato

### 5.2.2: Prove sperimentali

Considerando di dover effettuare delle prove a fatica, si è visto nel paragrafo precedente che, tra i parametri che devono essere settati, ci sono il carico da applicare e la frequenza di applicazione di quest'ultimo.

E' quindi necessario trovare un metodo per determinare il carico da applicare, non volendo che il provino si rompa staticamente o per un numero di cicli inferiore a  $10^3$ , né di ottenere un "run-out" con un provino che resiste oltre i  $2 \cdot 10^6$  cicli.

Per la prima geometria considerata, la quale, secondo Hobbacher, può essere considerata di tipo "Transverse non-load-carrying attachment"[36], è possibile sfruttare tre diversi metodi, ossia:

- Applicazione del Peak Stress Method alla geometria in esame
- Utilizzo delle curve proposte da IIW
- Utilizzo delle curve proposte da Eurocodice 3

Si procede, per la determinazione del carico da assegnare nella prima prova, tramite il primo metodo, ossia realizzando un modello agli elementi finiti del giunto, e applicando il Peak Stress Method a questo.

Sulla realizzazione del modello agli elementi finiti e applicazione del Peak Stress Method al giunto in figura 5.18 si entrerà nel dettaglio al capitolo 7, in questa sede ci si limita a richiamare i concetti e le fasi principali seguite.

Il Peak Stress Method è un metodo numerico che permette di stimare la vita a fatica di giunti saldati, noto il carico applicato, e, viceversa, di stimare il carico da applicare nota che sia la vita a fatica che si vuole ottenere.

Si decide quindi per prima cosa il numero di cicli per cui si vuole che il giunto si rompa, indicato con  $N_v$ .

Realizzando un modello agli elementi finiti del giunto in figura 5.18, di tipo bidimensionale, con mesh realizzata con elementi PLANE182, e seguendo le limitazioni che questo prevede per quanto riguarda le dimensioni della mesh da realizzare in modo da garantirne la convergenza [6], e assegnando a quest'ultimo una tensione di 1 MPa, di trazione, è possibile ottenere la tensione di picco equivalente nei punti critici, ossia a piede cordone e a radice cordone [6]. Si calcola poi il rapporto di biassialità  $\lambda$ , il quale rappresenta il rapporto tra i contributi di modo 2 e 3 e il contributo di modo 1, nel calcolo della tensione equivalente.

Nel caso presente, è già noto, visto il tipo di modello realizzato, che si avrà solo modo 1 a piede cordone, che risulta il punto più critico, e quindi è necessario considerare la banda di progettazione di modo 1.

Nota la banda di progettazione, è possibile entrare con il valore  $N_v$  pari al numero di cicli che si vogliono ottenere, e calcolare il range di tensione di picco equivalente corrispondente, per una probabilità di sopravvivenza PS del 50%, secondo la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,V} = \left( \frac{214^3 * 2 * 10^6}{N_v} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.2}$$

A questo punto, è possibile dividere il valore di tensione di picco equivalente ottenuto dall'equazione 5.2 per il valore di tensione di picco equivalente ottenuto a piede cordone dall'analisi agli elementi finiti, per una tensione assegnata di 1 MPa, questo valore infatti, essendo la relazione tra la tensione di picco equivalente e la tensione assegnata lineare, rappresenta proprio il rapporto tra la tensione di picco equivalente e la tensione assegnata.

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,V}}{\Delta\sigma_{eq,peak,1\ MPa}} \quad \text{Eq. 5.3}$$

Per ottenere quindi il range di forza da assegnare durante la prova, per avere una durata pari a  $N_v$  cicli, si sfrutta la seguente:

$$\Delta F = \Delta\sigma_{nom} * (8 * 50) \quad \text{Eq. 5.4}$$

Dove si tiene conto che lo spessore del giunto è pari a 8 mm e la larghezza a 50 mm.

Le prove prevedono inoltre un rapporto di ciclo pari a  $R=0.05$ , per cui è possibile, noto il range di forza, calcolare il valore massimo e minimo di forza da assegnare secondo le seguenti:

$$F_{MAX} = \frac{F_{min}}{R} = \frac{F_{MAX} - \Delta F}{R} = \frac{\Delta F}{(1 - R)} \quad \text{Eq. 5.5}$$

$$F_{min} = \frac{F_{MAX}}{R} \quad \text{Eq. 5.6}$$

Con questo metodo viene quindi programmata la prima prova, la quale prevede una durata, attesa, di  $2*10^5$  cicli. Dall'eq 5.1 si ottiene quindi una tensione di picco equivalente pari a 461 MPa, e, considerando che la tensione di picco equivalente ottenuta per 1 MPa assegnato al modello è pari a 2,55 MPa, la tensione nominale da assegnare deve essere pari a 180,6 MPa.

Questa corrisponde, secondo la 5.3, ad un range di forza di 116.7 kN. Secondo le eq. 5.4 e 5.5 si deve assegnare quindi una forza massima di 122.8 kN e una forza minima di 6.7 kN. La frequenza assegnata è pari a 15 Hz, abbassata a 10 Hz dopo  $8.79*10^4$  cicli, dopo due interlock dovuti al raggiungimento del limite superiore di forza (avvenuti a  $7.375*10^4$  cicli e a  $8.79*10^4$  cicli appunto).

Questi sono quindi i valori assegnati nella definizione della procedura per il primo giunto testato, per cui verrà quindi assegnata la denominazione "T01\_CA\_117\_R005"

Il giunto in esame si rompe per un numero di cicli pari a 105688, separandosi in due parti. Confrontando il risultato ottenuto con la banda di previsione del Peak Stress Method di modo 1, si ottiene quanto mostrato nella seguente figura 5.20.

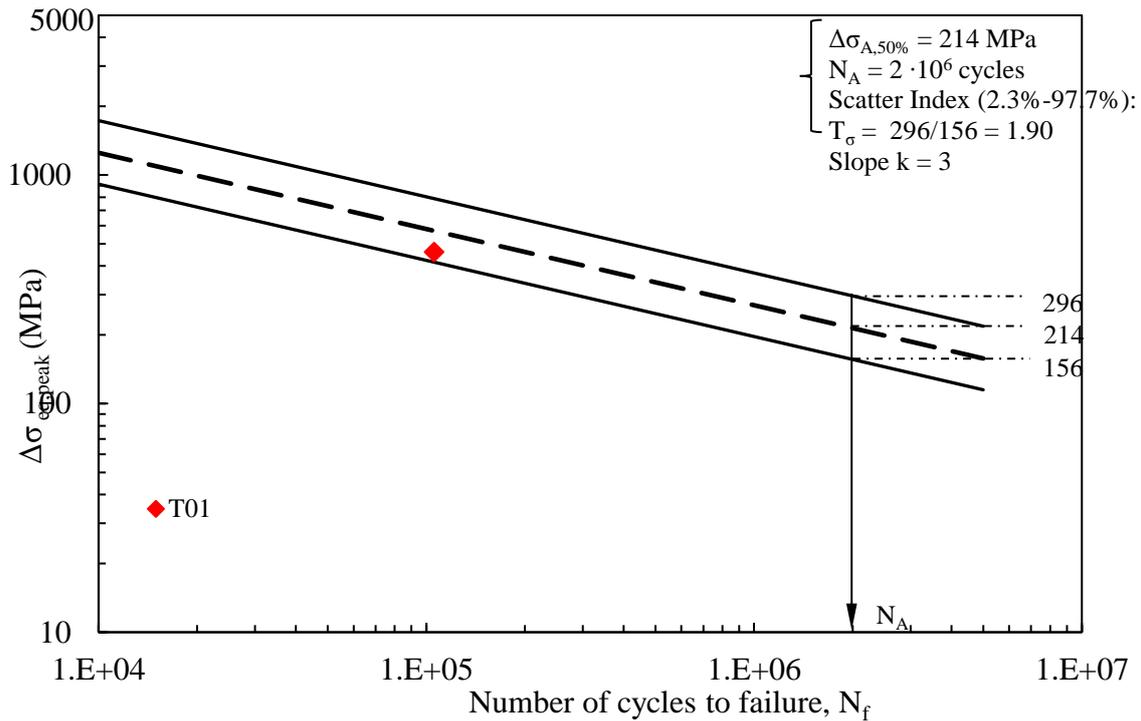


Figura 5-20: confronto tra la banda di modo 1 del Peak Stress Method e il punto sperimentale ottenuto per la prova a fatica ad ampiezza costante su T01 [6]

Il risultato si pone quasi lungo la retta per una probabilità di sopravvivenza del 97,7%. Di seguito si riporta una foto del giunto separato in due parti:



Figura 5-21: giunto T01, separato in due parti dopo la prova a fatica ad ampiezza costante

Per le prove successive quindi si sceglie di affidarsi ad Hobbacher IIW e all'Eurocodice. Queste propongono, per il giunto considerato, una classe di fatica "80", che rappresenta il range di tensione per avere una vita a fatica di  $2 \cdot 10^6$  cicli, per una probabilità di sopravvivenza PS del 97.7%.

Dato che il rapporto  $T_\sigma$  è pari a 1.9, per ottenere il range di tensione nominale da assegnare per avere una vita a fatica di  $2 \cdot 10^6$  cicli per una probabilità di sopravvivenza del 50%, è sufficiente moltiplicare il valore della classe (80) per la radice di  $T_\sigma$ . La tensione nominale così ottenuta risulta pari a 110,27 MPa.

Sapendo che inoltre la pendenza della retta di progettazione è pari a 3, è possibile calcolare la tensione nominale da assegnare per avere una vita a fatica pari a  $N_v$  cicli,

$$\Delta\sigma_{nom,v} = \left( \frac{110,27^3 * 2 * 10^6}{N_v} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.7}$$

Nella seconda prova si vuole ottenere un numero di cicli pari a  $10^6$ , allora, sfruttando l'equazione 5.6, si ottiene una tensione nominale da assegnare pari a 137,5 MPa, e quindi, secondo la eq. 5.3, un range di forza pari a 55

kN. Secondo le eq 5.4 e 5.5, i valori forza massima e minima assegnata devono quindi essere pari a 58 kN e 3 kN rispettivamente. La frequenza assegnata per la prova è pari a 20 Hz.

L'identificativo del provino testato è pari a "T02\_CA\_55\_R005".

Questo si rompe per un numero di cicli pari a 1768943.

A differenza di quanto visto in precedenza quindi, il risultato ottenuto è in maggiore accordo con le previsioni del Peak Stress Method rispetto a quanto lo sia con le previsioni di normativa (Eurocodice 3 e IIW)

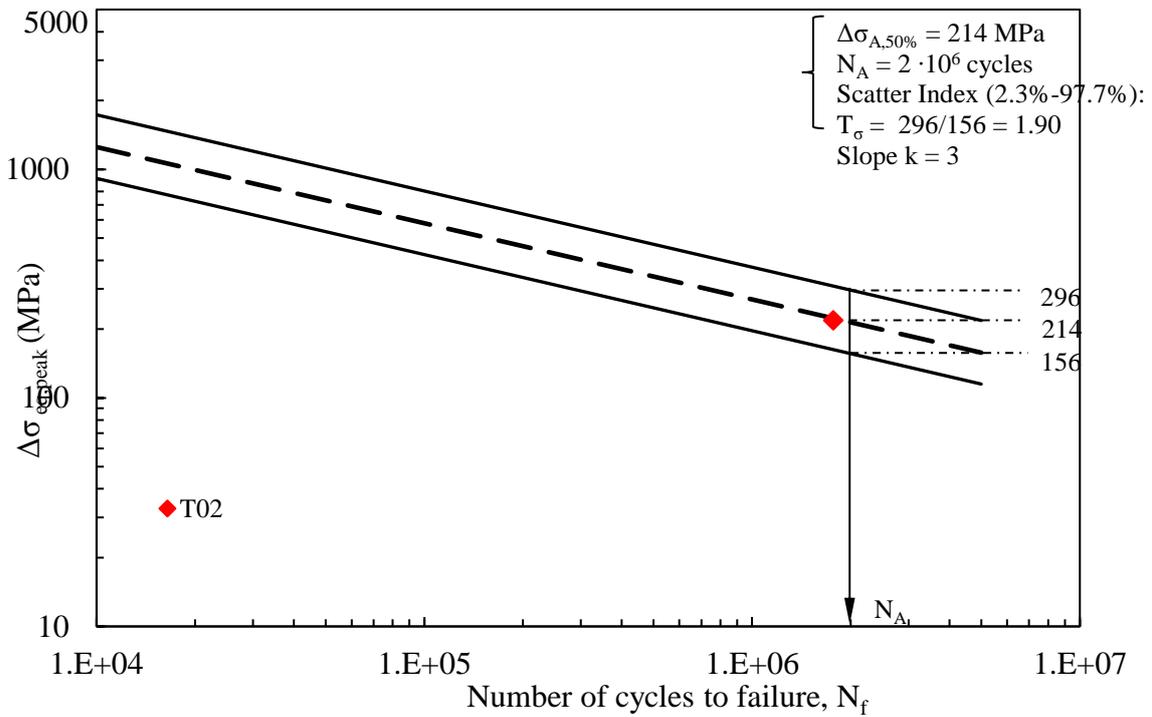


Figura 5-22: confronto tra la banda di modo 1 del Peak Stress Method e il punto sperimentale ottenuto per la prova a fatica ad ampiezza costante su T02 [6]

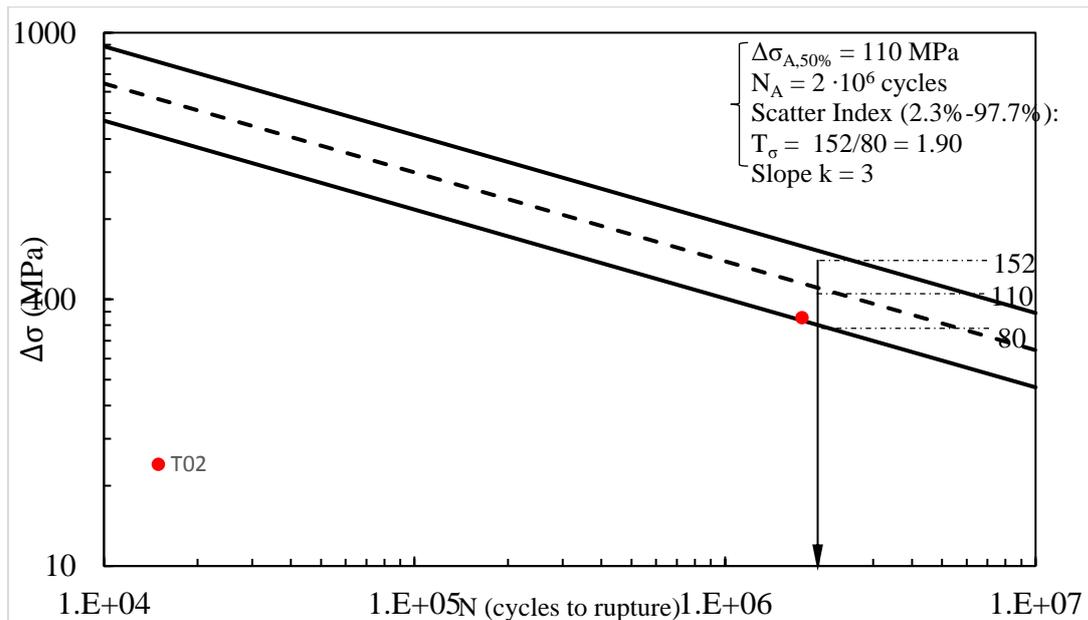


Figura 5-23: confronto tra curva prevista da Eurocodice III e IIW e il punto sperimentale ottenuto per la prova a fatica ad ampiezza costante su T02 [1] [36]

Per la terza prova quindi, si decide di tracciare una retta che passi per i due risultati sperimentali ottenuti, per semplicità l'interpolazione viene effettuata direttamente sui valori di range di forza assegnati.

Il numero di cicli che si vogliono ottenere dalla terza prova sperimentale è pari a  $5 \cdot 10^5$ , secondo la previsione che è possibile fare considerando l'interpolazione dei due punti ottenuti dalle prime due prove, è necessario assegnare un range di forza di 80 kN, secondo le eq 5.4 ed eq 5.5, questo corrisponde ad una forza massima di 84.2 kN e una forza minima di 4.2 kN.

La frequenza di assegnazione del carico imposta è pari a 15 Hz, e la denominazione adottata per il giunto è quindi "T03\_CA\_80\_R005".

Il giunto si rompe per un numero di cicli pari a 343701.

Lo stesso metodo di determinazione del carico viene utilizzato per la quarta e ultima prova su questa tipologia di giunti. Si vuole ottenere un numero di cicli a rottura pari a  $10^6$ , è quindi necessario assegnare una forza, in termini di range, pari a 70 kN. Il valore massimo, determinato ancora secondo eq 5.4, è pari quindi a 73.7 kN e il valore minimo, secondo eq. 5.5, pari a 3.7 kN.

La frequenza di applicazione del carico è in questo caso pari a 7 Hz.

La denominazione adottata per il giunto è quindi "T04\_CA\_70\_R005", e il numero di cicli a rottura ottenuti è 504521.

Di seguito si riportano i risultati ottenuti, insieme alla banda di previsione del Peak Stress Method:

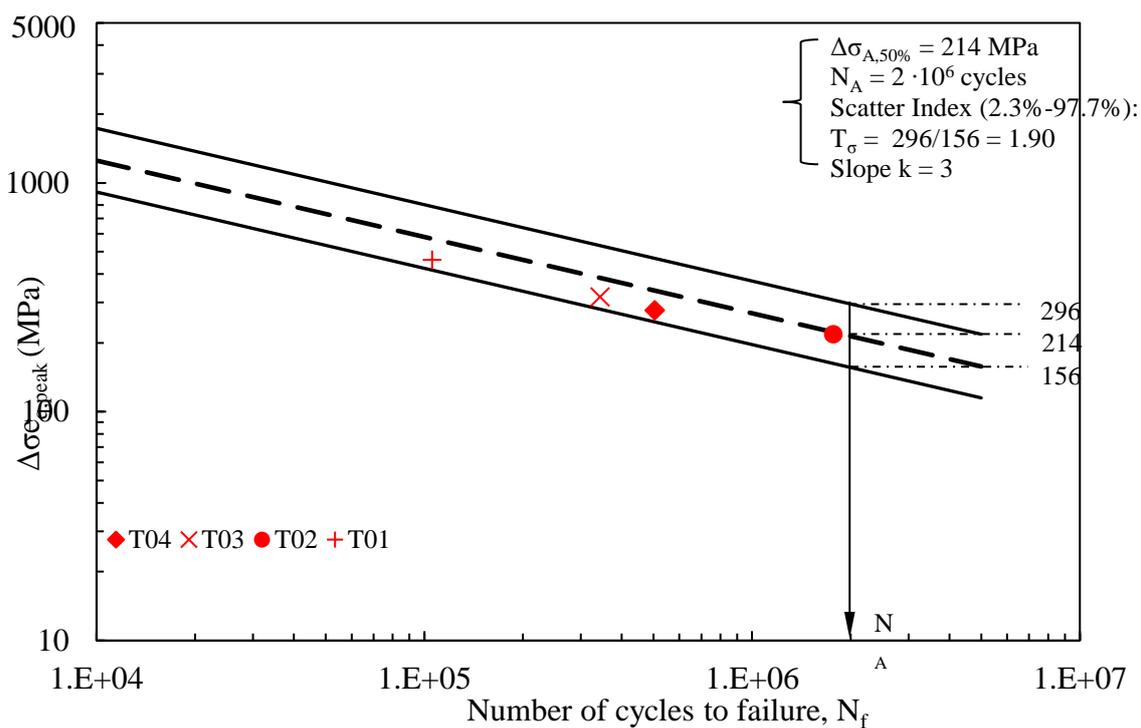


Figura 5-24: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti per le prove effettuate su giunti con irrigidimento trasversale e la banda di progettazione di modo 1 del peak Stress Method [6]

Si riportano quindi di seguito i risultati delle prove sperimentali effettuate in ampiezza costante per i giunti saldati con irrigidimento trasversale.

Nome	Cicli attesi	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma_{MAX}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{min}$ (MPa)	R	CICLI OTTENUTI	f (Hz)
T01	$2 \cdot 10^5$	116.8	122.9	6.1	292	307.3684	15.36842	0.05	105600	15 (10)
T02	$10^6$	55	58	3	137.5	144.7368	7.236842	0.05	1768943	20
T03	$5 \cdot 10^5$	80	84.2	4.2	200	210.5263	10.52632	0.05	343701	15
T04	$10^6$	70	73.7	3.7	175	184.2105	9.210526	0.05	504521	7

Tabella 5-1: riepilogo dei risultati ottenuti per le prove in ampiezza costante, per giunti con irrigidimento trasversale

Dai risultati ottenuti, come anticipato, è possibile ricavare la curva di Wohler del giunto in esame.

Sapendo che, in scala logaritmica, la relazione tra range di tensione e numero di cicli a rottura è lineare, è possibile effettuare una regressione lineare appunto.

Si ottiene quindi una retta, con pendenza inversa  $k$  pari a 3.73.

I valori notevoli della curva sono riportati nella seguente tabella 5.2

$\Delta\sigma$ (MPa)	N
528.3225	10000
127.7095	2000000
82.96581	10000000

Tabella 5-2: valori notevoli della curva di Wohler S-N ottenuta dall'interpolazione dei risultati sperimentali

Si riporta inoltre di seguito la curva ottenuta, con la relativa banda di dispersione statistica al 97.7% e 2.3%.

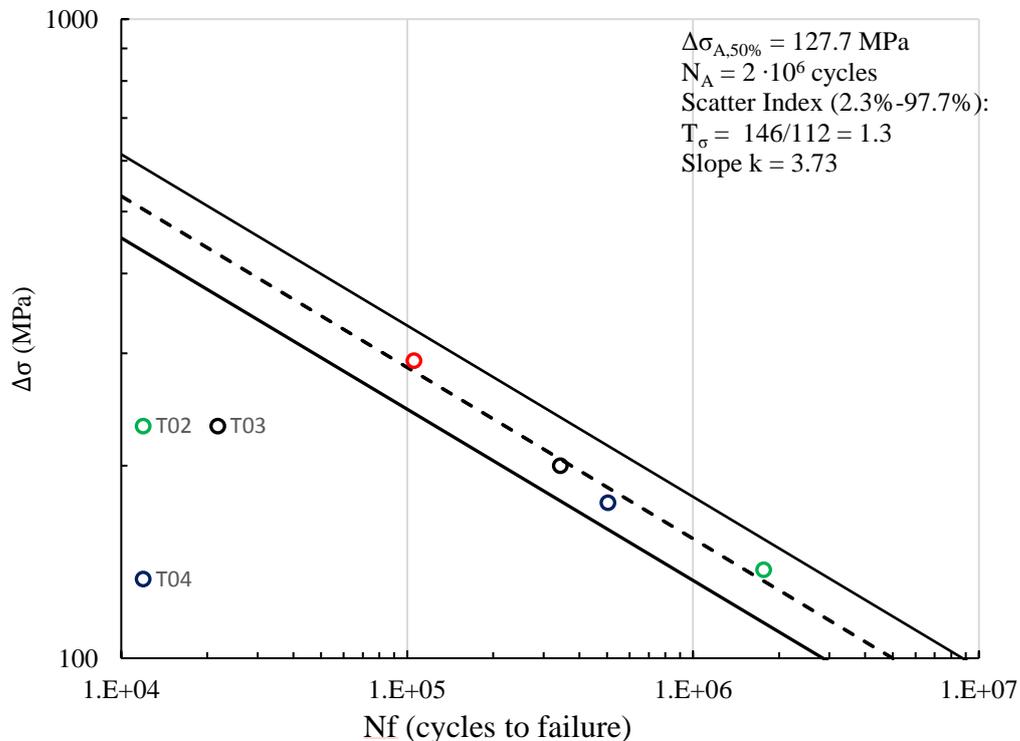


Figura 5-25: curva di Wohler S-N ottenuta tramite regressione dei punti sperimentali ottenuti per le prove ad ampiezza costante effettuate su giunti con irrigidimento trasversale

Lo stesso procedimento adottato per il giunto con irrigidimento trasversale viene adottato anche per il giunto con irrigidimento inclinato. In questo caso però, in normativa non sono riportate curve di progettazione S-N per questo tipo di geometria, è quindi necessario procedere con il solo Peak Stress Method.

In questo caso la geometria è quella riportata in figura 5.19; sulla modellazione e applicazione del Peak Stress Method alla geometria considerata si riferisce in dettaglio al capitolo 7, in questa sede quindi ci si limita a riferire per sommi capi quanto svolto;

In questo caso la geometria non è tale da permettere una modellazione tramite elementi piani, è quindi necessario procedere tramite un modello tridimensionale, e la realizzazione di una mesh con elementi solidi, tetraedrici SOLID285 a quattro nodi. Anche in questo caso il giunto viene sollecitato, nella simulazione, con una tensione di trazione di 1 MPa; sia a piede cordone che a radice cordone ne risulta uno stato di sollecitazione multiassiale, e vengono quindi rilevate le tensioni di picco di modo 1, 2 e 3 a piede cordone e a radice cordone. Tramite queste si calcola la tensione di picco equivalente, e, in seguito, il rapporto di biassialità  $\lambda$ . Il punto più critico risulta sul piede cordone, con un valore di tensione di picco equivalente pari a 1,84 MPa, e un valore di rapporto di biassialità pari a 1,53. La banda di progettazione da considerare è quindi quella di modo 3.

Nota la banda di progettazione, è possibile entrare con il valore  $N_v$  pari al numero di cicli che si vogliono ottenere, e calcolare il range di tensione di picco equivalente corrispondente, per una probabilità di sopravvivenza PS del 50%, secondo la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,v} = \left( \frac{354^5 * 2 * 10^6}{N_v} \right)^{\frac{1}{5}} \quad \text{Eq. 5.8}$$

A questo punto, è possibile dividere il valore di tensione di picco equivalente ottenuto dall'equazione 5.8 per il valore di tensione di picco equivalente ottenuto a piede cordone dall'analisi agli elementi finiti, per una tensione assegnata di 1 MPa, questo valore infatti, essendo la relazione tra la tensione di picco equivalente e la tensione assegnata lineare, rappresenta proprio il rapporto tra la tensione di picco equivalente e la tensione assegnata.

$$\Delta\sigma_{nom} = \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,v}}{\Delta\sigma_{eq,peak,unitaria}} \quad \text{Eq. 5.9}$$

Per ottenere quindi il range di forza da assegnare durante la prova, per avere una durata pari a  $N_v$  cicli, si sfrutta la seguente:

$$\Delta F = \Delta\sigma_{nom} * (8 * w) \quad \text{Eq. 5.10}$$

Dove si tiene conto che lo spessore del giunto è pari a 8 mm, la larghezza invece, è risultata soggetta ad una certa variazione rispetto al valore nominalmente dichiarato di 50 mm. A seconda quindi del provino che si intende testare, questa quindi assume un valore diverso.

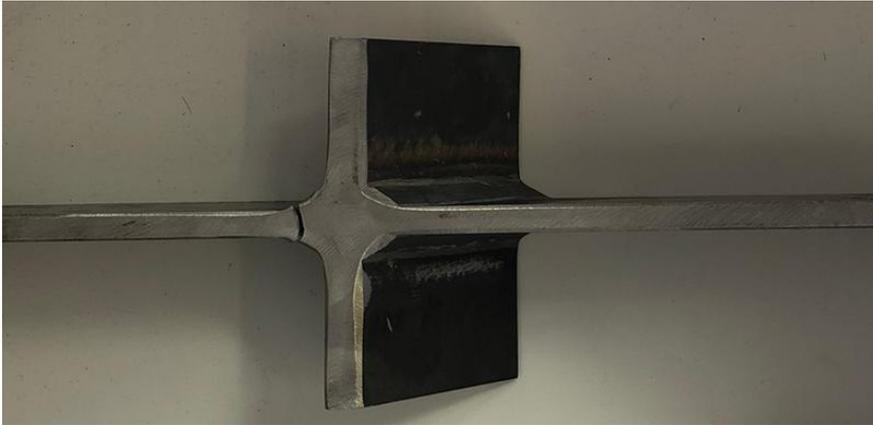
Per ottenere il valore massimo e minimo di forza è ancora possibile sfruttare le eq 5.4 ed eq 5.5, tenendo conto che il rapporto di ciclo previsto nelle prove è ancora di 0.05.

La prima prova sperimentale viene effettuata sul giunto I01, si prevede una durata della prova di  $2*10^5$  cicli. Entrando nella banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 3 con un numero di cicli  $N_v$  pari appunto a  $2*10^5$ , si ottiene una tensione di picco equivalente pari a 561 MPa. Dall'eq 5.9 quindi è necessario assegnare una tensione nominale pari a 294,8 MPa.

Il giunto I01 presenta una larghezza  $w$  pari a 53 mm, quindi la forza con cui deve essere sollecitato è pari a 125 kN, la forza massima è quindi pari a 131.6 kN e la forza minima è invece pari a 6.6 kN.

Questi sono quindi i parametri da assegnare alla prova, nella definizione della procedura. Viene inoltre assegnata una frequenza di assegnazione del carico pari a 15 Hz.

La prova presenta una durata di 172009 cicli, al termine dei quali si trova una cricca innescata a piede cordone.



*Figura 5-26: cricca innescata per giunto I01*

Dato che in questo caso non ci sono curve di progettazione alternative a quelle proposte dal Peak Stress Method, si prosegue con questo metodo per la determinazione di tutti i valori di forza da assegnare alle prove sperimentali.

La seconda prova quindi, effettuata su giunto I02, prevedeva un numero di cicli a rottura pari a 800000, e anche in questo caso si interrompe la prova per interlock della macchina, con cricca a piede cordone del provino, per un numero di cicli pari a 444953.

La prova successiva, su I04, prevedeva invece un numero di cicli a rottura pari a 1000000 cicli; come nei casi precedenti la prova si interrompe per interlock della macchina, di spostamento, con cricca a piede cordone del provino, per un numero di cicli pari a 763994. In questo caso, si decide di far ripartire la prova, per verificare che la presenza di una cricca coincida con il termine della resistenza del giunto. Questo viene confermato, in quanto dopo 710 cicli il giunto saldato si separa in due metà.

La quarta prova, su I06, prevedeva un numero di cicli a rottura pari a 1500000; questa risulta in un run-out, in quanto il giunto raggiunge i 2000000 cicli, senza cricche innescate.

Si effettua quindi una quinta prova, su I07, con un numero di cicli a rottura previsto di 1200000, in questo caso il giunto presenta una cricca visibile, per cui si interrompe la prova, a 893412 cicli.

Di seguito si riporta quindi la banda di progettazione del Peak Stress Method, per modo 3, con i risultati sperimentali ottenuti per le prove effettuate sui giunti con irrigidimento inclinato.

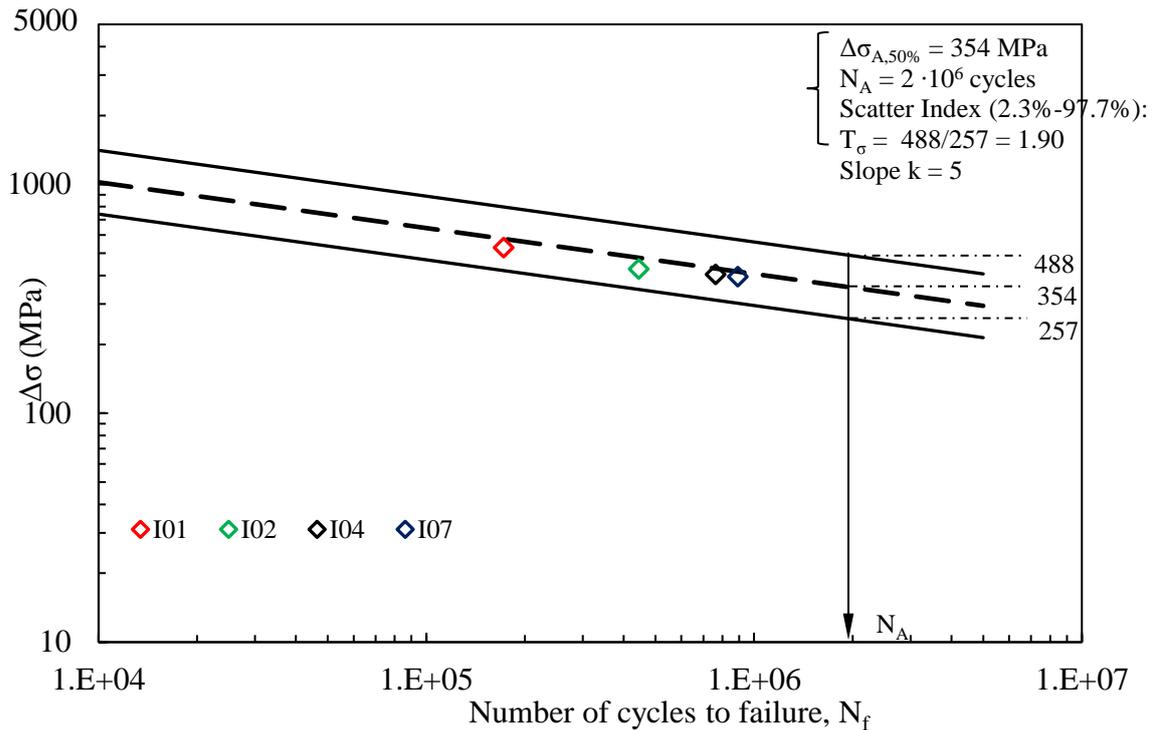


Figura 5-27: confronto tra la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 3 [6] e i risultati sperimentali ottenuti per prove ad ampiezza costante su giunti con irrigidimento inclinato

Si riportano quindi di seguito i risultati ottenuti per le prove sperimentali effettuate su giunti saldati con irrigidimento inclinato, in ampiezza costante:

Nome	Cicli attesi	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma_{MAX}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{min}$ (MPa)	R	CICLI OTTENUTI	f (Hz)
I01	200000	125	131.6	6.6	294.81	310.32	15.51	0.05	172009	15
I02	800000	95	100	5	242.34	255.10	12.75	0.05	444953	10
I04	1000000	90	95	5	225	236.84	11.84	0.05	763994	15
I06	1500000	83	87	4	207.5	218.42	10.92	0.05	2000000	17.7
I07	1200000	88	92	4	220	231.57	11.57	0.05	893149	7

Tabella 5-3: riepilogo dei risultati ottenuti dalle prove sperimentali in ampiezza costante su giunti con irrigidimento inclinato

Come si è fatto nel caso di giunto con irrigidimento trasversale, è possibile ottenere quindi la curva di progettazione S-N per il giunto saldato con irrigidimento inclinato, di cui alla figura 5.19. Sapendo infatti che, in scala logaritmica, la relazione tra la tensione e il numero di cicli è lineare, è possibile ottenere la curva di progettazione tramite una regressione lineare appunto.

Si ottiene quindi una retta, con pendenza inversa  $k$  pari a 5.6.

I valori notevoli della curva sono riportati nella seguente tabella 5.4

$\Delta\sigma$ (MPa)	N
491.8433	10000
185.5399	2000000
137.9834	10000000

Tabella 5-4: valori notevoli della curva di Wohler ottenuta per i giunti con irrigidimento inclinato

Si riporta inoltre di seguito la curva ottenuta, insieme ai risultati sperimentali. Si omette il risultato ottenuto per I06, in quanto non è noto il numero di cicli a rottura.

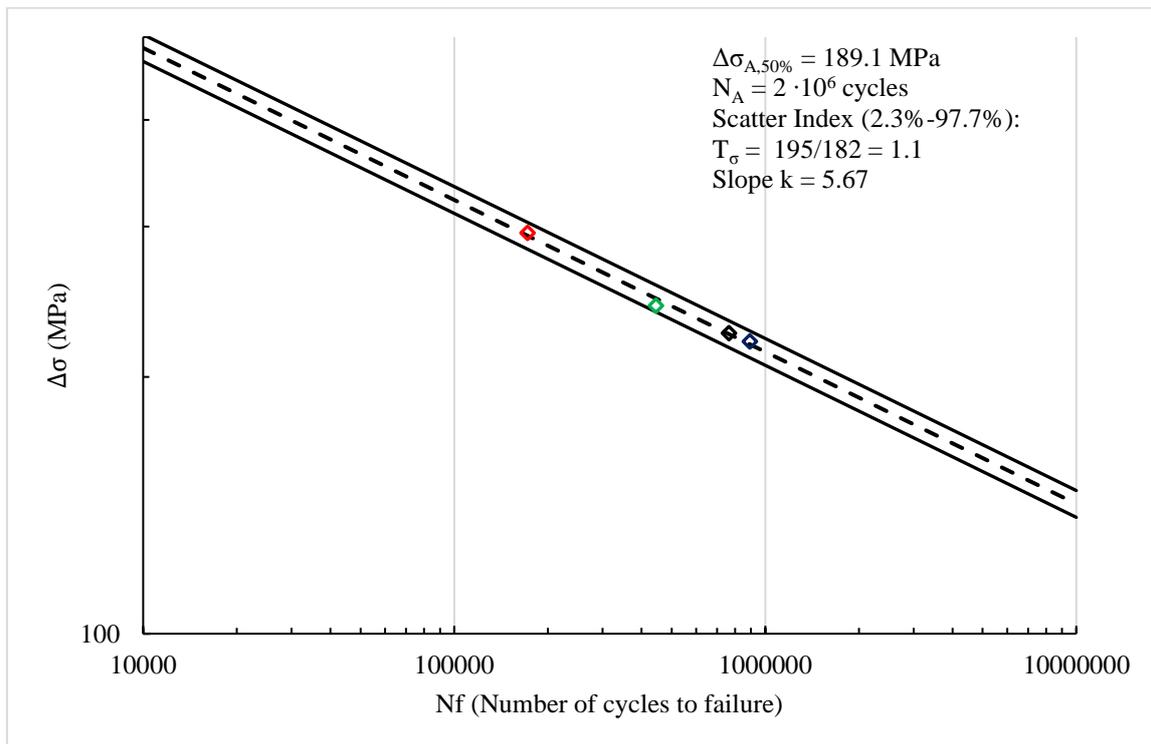


Figura 5-28: curva di Wohler S-N ottenuta dai risultati sperimentali in ampiezza costante per giunti con irrigidimento inclinato

### 5.3: prove ad ampiezza variabile

#### 5.3.1: spettro di carico

Fondamentale, per eseguire prove ad ampiezza variabile, è la decisione della sequenza di carico che deve essere applicata. Infatti, per definizione di “ampiezza variabile”, durante la prova è previsto che la sollecitazione applicata vari in ampiezza. Per definire, in maniera completa, la sollecitazione assegnata, è necessario definire il valore di ampiezza di tensione e il numero di cicli per cui questa ampiezza viene assegnata, per ciascun blocco di carico.

Come visto ampiamente al capitolo 4, solitamente la definizione della sollecitazione passa attraverso la definizione di uno spettro di carico, che assume la forma di un istogramma, e che riporta l’ampiezza di sollecitazione normalizzata in ordinata e il numero di cicli per cui l’ampiezza stessa viene assegnata.

Nel caso presente, è quindi necessario definire uno spettro di carico, sotto la forma di un istogramma.

La scelta dello spettro di carico si basa su un accurato studio della letteratura precedente, nella quale sono riportati diversi tipi di spettri e la loro applicazione.

Si ottiene, in un lavoro di Sonsino [39], una lista di tipologie di spettro di carico, con il campo di applicazione per cui vengono generalmente utilizzate. Da questa lista risulta che il tipo di spettro che è opportuno assegnare al nostro scopo è uno spettro di tipo “Gaussiano”, l’utilizzo del quale è di fatto confermato poi da altri lavori ([13],[14]), quando lo scopo è la progettazione a fatica non applicata ad un campo preciso (random purpose [39])

La definizione di questo tipo di spettro si ottiene da un lavoro di Haibach [40], il quale definisce una funzione di probabilità congiunta su cui basa la definizione dello spettro; le variabili di detta funzione sono ampiezza di tensione e tensione media.

Fissato un valore preciso di tensione media, la funzione che definisce la probabilità che la sollecitazione assuma un definito valore di ampiezza  $a_i$  è assimilabile ad una distribuzione di Rayleigh.

Questo significa che, per un processo a tensione media costante, è possibile sfruttare la distribuzione di Rayleigh per ottenere la probabilità che la sollecitazione assuma un definito valore in ampiezza.

Questa è definita dalla seguente

$$p(a_i) = \frac{a_i}{RMS^2} e^{-\frac{a_i^2}{2RMS^2}} \quad \text{Eq. 5.11}$$

Dove “RMS” indica lo scarto quadratico medio, “ $a_i$ ” rappresenta la variabile e  $p(a_i)$  rappresenta quindi la probabilità che la variabile “ $a$ ” assuma un valore “ $a_i$ ”.

Integrando questa funzione tra un generico valore  $\lambda \cdot RMS$  e infinito, si ottiene la probabilità che la variabile  $a$  assuma un valore minore di “ $\lambda$  volte” il valore efficace; integrandola tra un valore  $\lambda \cdot RMS$  e zero, si ottiene invece la probabilità che la variabile assuma un valore maggiore a “ $\lambda$  volte” il valore efficace.

Si ottengono quindi le seguenti funzioni

$$P(\lambda RMS) = 1 - e^{-\frac{\lambda RMS^2}{2RMS^2}} \quad \text{Eq. 5.12}$$

$$(1 - P(\lambda RMS)) = e^{-\frac{\lambda RMS^2}{2RMS^2}} \quad \text{Eq. 5.13}$$

La funzione che interessa nel nostro caso è quindi la Eq. 5.13, in quanto ci interessa conoscere quanto è probabile che l’ampiezza superi un certo valore nello spettro.

Moltiplicando la probabilità  $(1 - P(a_i))$  per la lunghezza dello spettro di carico, si ottiene il numero di volte, nella sequenza di carico, per cui l’ampiezza di tensione supera il valore  $a_i$ .

Nel lavoro di Haibach vengono riportate le seguenti caratteristiche che deve avere lo spettro di carico:

- Una distribuzione di “level crossing” che rispecchi una distribuzione di tipo Gaussiano;
- Una lunghezza della sequenza pari a  $10^6$  cicli;
- Un numero di picchi che dipenda dall’“irregularity factor”, definito come

$$I = \frac{N_o}{N_1} \quad \text{Eq. 5.14}$$

dove  $N_o$  rappresenta la lunghezza della sequenza e  $N_1$  il numero di picchi presenti nella sequenza;

- Il range totale di ampiezze deve essere suddiviso in 32 intervalli;
- Il numero di cicli da assegnare agli intervalli esterni (il primo intervallo e il trentaduesimo quindi) deve essere definito basandosi sul valore estremo dell’intervallo, e non sul valore intermedio di quest’ultimo;
- Il carico massimo deve essere applicato una sola volta nello spettro di carico;

E’ possibile sfruttare l’ultima assunzione per ottenere una quantità detta “clipping ratio”, la quale è pari al rapporto tra il carico massimo e lo scarto quadratico medio (RMS).

Infatti, vale la seguente:

$$(1 - P(a_{MAX}))L_s = L_s * e^{-\frac{a_{MAX}^2}{2RMS^2}} = 1 \quad \text{Eq. 5.15}$$

In quanto, come spiegato all’ultimo punto definito da Haibach, il carico massimo  $a_{MAX}$  deve essere applicato una sola volta nello spettro di carico.

Da cui si ottiene:

$$\frac{a_{MAX}}{RMS} = \sqrt{\ln(L_s) * 2} \quad \text{Eq. 5.16}$$

A questo punto, noto il valore massimo dell'ampiezza, è necessario discretizzare l'intervallo di ampiezza di tensione ottenuto, decidendo quindi i valori discreti  $a_1, a_2, a_3$ , fino ad  $a_n$ , e di conseguenza il rapporto tra questi e l'ampiezza massima  $a_{MAX}$ .

Essendo noto il rapporto tra l'ampiezza  $i$ -esima e l'ampiezza massima, che viene deciso discretizzando l'intervallo, e il rapporto tra l'ampiezza massima e RMS (Eq 5.16), è possibile ottenere il rapporto tra l'ampiezza  $i$ -esima e RMS.

$$\frac{a_i}{RMS} = \frac{a_i}{a_{MAX}} * \frac{a_{MAX}}{RMS} \quad \text{Eq. 5.17}$$

Sono quindi note, in quanto definite dalla discretizzazione dello spettro, le ampiezze di tensione assegnate, E' possibile ottenere il numero di cicli per cui viene assegnata la singola ampiezza di tensione come mostrato in Eq 5.13, sostituendo l'ampiezza  $i$ -esima diviso RMS a  $\lambda$ RMS. Questo permette di ottenere il numero di cicli  $N_i$  cumulativi per cui l'ampiezza supera il valore  $a_i$ , la quale, nel solo caso di  $a_{MAX}$ , coincide con il numero di cicli per cui l'ampiezza assume tale valore. Per ottenere invece il numero di cicli  $n_i$  per cui l'ampiezza assume valore  $a_i$ , si sfrutta la seguente:

$$n_i = N_i - N_{i-1} \quad \text{Eq. 5.18}$$

Sono quindi note sia il valore delle ampiezze che vengono applicate, sia il corrispondente numero di cicli per cui sono applicate.

Questo metodo viene quindi impiegato per la definizione dello spettro di carico che si vuole applicare.

Si procede quindi definendo la lunghezza dello spettro di carico, scelta pari a  $10^4$  cicli, in modo da poter definire la distribuzione con sufficiente precisione, quando si va a discretizzare, e, allo stesso tempo, di poter applicare lo spettro almeno dieci volte durante una prova sperimentale; questo perché sia garantito che ogni livello di carico è stato applicato lo stesso numero di volte [35].

Con questo valore di lunghezza dello spettro di carico, si ottiene un valore di clipping ratio di 4.29.

Si decide inoltre di discretizzare lo spettro così definito in 6 intervalli. Secondo quanto riportato da Hobbacher [40], la suddivisione dovrebbe essere in 16 intervalli, si decide di utilizzare un valore minore per permettere all'apparato sperimentale di seguire la storia di carico assegnata.

Lo spettro come descritto sopra viene inoltre modificato, in modo da avere un livello minimo di carico che sia pari a 0,25 volte il valore massimo, lo spettro sopra descritto invece presenta un valore minimo nullo.

A questo scopo, la modifica è la seguente:

$$\frac{a_i}{a_{MAX}} = p + (1 - p) \left( \frac{a_i}{a_{MAX}} \right)_{p=0} \quad \text{Eq. 5.19}$$

Dove il valore di  $p$  è appunto pari a 0,25.

Lo spettro descritto in questo modo è riportato nella seguente tabella:

$\sigma_i / \sigma_{MAX}$	$n_i$ (cicli)	$N_i$ (cicli)
1	5	5
0.8636	72	77
0.7273	569	646
0.5909	2313	2959
0.4545	4416	7375
0.3182	2625	10000

Tabella 5-5: ampiezza e numero di cicli assegnati nello spettro di carico definito per le prove

E di seguito si riporta una rappresentazione grafica:

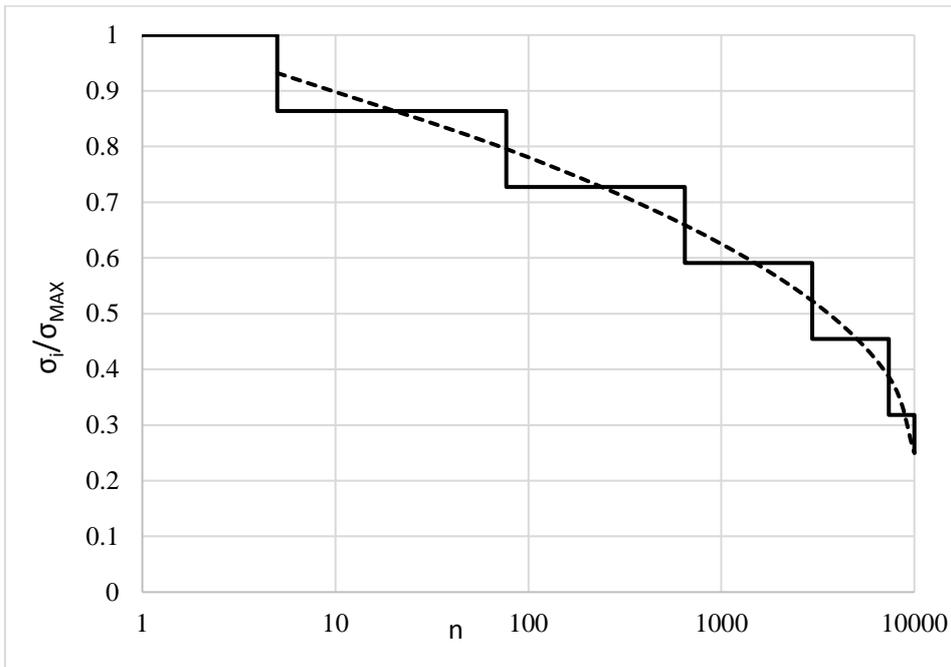


Figura 5-29: istogramma di carico previsto

Una volta definito lo spettro di carico, è necessario definire la modalità di applicazione dello spettro stesso. E' infatti possibile applicarlo in modo "discendente, discendente", ossia applicando sempre il carico massimo per primo, e poi i carichi via via inferiori, o "ascendente, discendente", ossia applicando prima i carichi da massimo a minimo, e poi da minimo a massimo.

Nel lavoro in esame si è adottata la prima modalità.

### 5.3.2: definizione della procedura

Una volta definito lo spettro, è necessario impostare la procedura eseguita dalla macchina "MFL assiale" in modo che assegni lo spettro come richiesto.

Non si ritiene necessario spiegare nuovamente il funzionamento della macchina utilizzata, per il quale si rimanda al paragrafo iniziale del capitolo, ci si concentra unicamente su quanto di differente c'è rispetto al settaggio per una prova in ampiezza costante.

Si clicca quindi su "procedure editor", si entra su ""Display"-> "Process Palette" e quindi si trascinano nella schermata "MTP procedure editor" le icone di "acquisizione" e l'icona "gruppo".



Figura 5-30: icona "gruppo" nella finestra "Process palette"

Per quanto riguarda l'acquisizione, si entra nella scheda "data storage", in cui è possibile settare le modalità di acquisizione. In questo caso, dato che, come si vedrà in seguito, è necessario verificare lo spettro di carico assegnato, è necessario acquisire per tutti i cicli. Quindi, alla voce "linear data interval" si assegna il valore di 1; inizialmente alla voce "maximum cycle stored" si assegna il valore di 2000000, in modo da acquisire

durante tutta la durata della prova. Con questi valori però, nell'operazione di salvataggio della procedura, si nota un rallentamento dell'operazione; inoltre, quando si avvia la prova, il software manda l'avviso "fatal error", in quanto questo tipo di acquisizione risulta troppo pesante. Si sceglie quindi di acquisire sempre ogni ciclo, ma fino ad un valore massimo di 100000.

L'icona "gruppo" invece permette di assegnare un ciclo "Do", che la macchina utilizza per assegnare i carichi.

Cliccando due volte sull'icona "gruppo", all'interno della finestra "MTP Procedure editor" si apre una finestra, in cui è possibile settare il valore alla voce "execute process", ossia quante volte il processo che verrà assegnato viene eseguito.

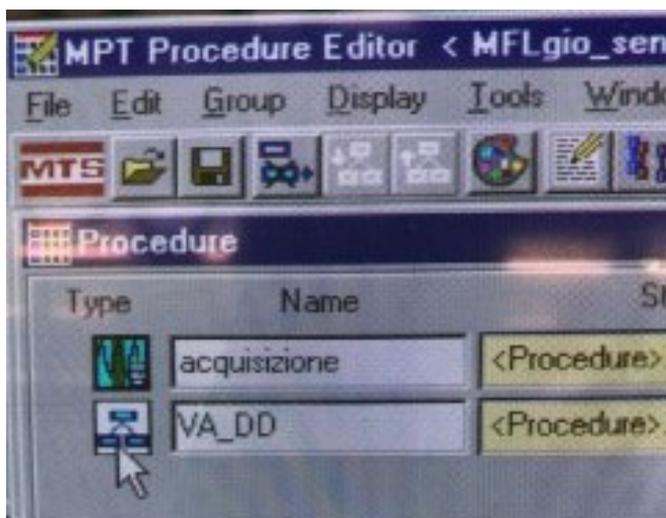


Figura 5-31: icona "gruppo" nella finestra "MTP Procedure Editor"

Cliccando invece con il tasto destro sulla stessa icona e selezionando "open table" si può definire la sequenza di operazioni che deve essere eseguita. Si apre una schermata dove sono presenti diverse icone "ciclo".

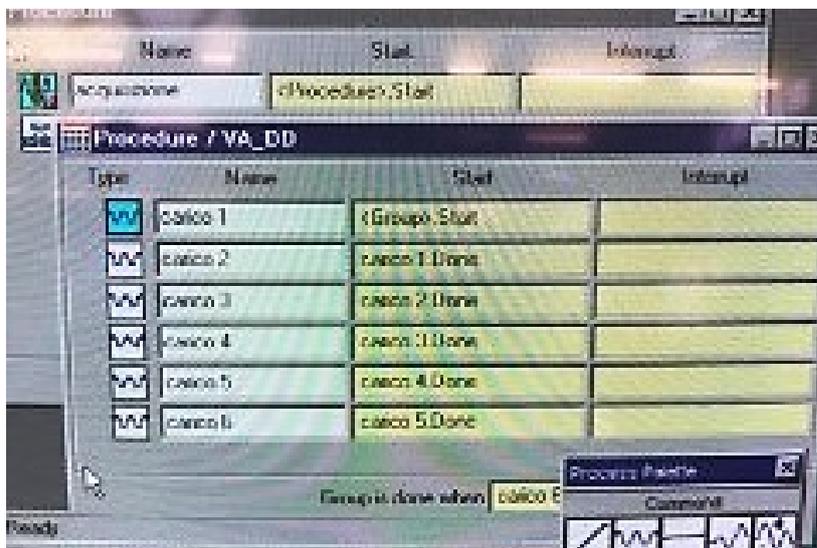


Figura 5-32: schermata da cui è possibile settare i parametri di ogni ciclo che costituisce un blocco di carico.

Per ciascuna di queste, si nota sulla destra le caselle di "start" e "interrupt". E' importante che, per la casella del ciclo i-esimo, alla voce start sia indicato "carico i+1-esimo.done", in modo che l'assegnazione dei carichi sia consequenziale.

In basso sulla finestra, all'icona "group is done when", deve essere inserita la dicitura "carico6.done", dove il sesto carico è l'ultimo assegnato, questo comporta che la procedura termini quando termina l'assegnazione del sesto blocco di carico.

Cliccando su ciascuna di queste icone "ciclo" si apre la corrispondente scheda "command", per la quale si rimanda alla figura 5.13, dove è possibile settare la frequenza di applicazione del carico e i valori massimi e minimi di forza assegnati.

### 5.3.3: Prove sperimentali

Il programma prove sperimentali ad ampiezza variabile prevedeva, per ciascuna delle due geometrie al paragrafo 5.2.1, quattro prove con spettro assegnato in modalità "Descending, Descending". Per tutte le prove effettuate il rapporto di ciclo R è stato pari a 0.05.

La prima geometria testata è quella con irrigidimento trasversale.

La prima prova sperimentale ha previsto, come carico massimo assegnato, il carico massimo assegnato durante le prove in ampiezza costante, pari ad un range di forza di 117 kN, con un valore massimo di forza di 123.2 kN.

Noto il valore massimo di range di forza assegnato nello spettro, è possibile ricavare i valori dei livelli inferiori semplicemente moltiplicando il valore del livello normalizzato per il valore massimo. Lo spettro assegnato prevede quindi i seguenti livelli di carico (tabella 5.6)

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	117	123.1579	6.157895	5	1
2	101.0412	106.3592	5.317958	72	5
3	85.0941	89.57274	4.478637	569	10
4	69.1353	72.774	3.6387	2313	10
5	53.1765	55.97526	2.798763	4416	10
6	37.2294	39.18884	1.959442	2625	10

Tabella 5-6: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima

Questi vengono assegnati come mostrato al paragrafo precedente, tramite la schermata che si ottiene cliccando con il tasto destro su "group" e selezionando "open table"; per ogni livello è possibile settare, oltre al livello minimo e massimo di carico, anche il valore di frequenza con cui il carico viene assegnato. Questa viene determinata in modo da garantire che la macchina segua il ciclo di carico che le viene assegnato. Quindi, per i primi cicli, con i valori di forza massimi, la frequenza assegnata ha valore 1 Hz, per il secondo livello si assegna una frequenza di 5 Hz, per i livelli successivi una frequenza di 10 Hz.

La prima prova, con questo set up, risulta in un run out, il provino infatti raggiunge i 2000000 cicli senza arrivare a rottura. Si decide in seguito di rimontare il provino in macchina, ottenendo ulteriori 140000 cicli a fatica, senza arrivare a rottura.

La seconda prova prevede quindi un carico più elevato, questo viene determinato pari al carico di snervamento del provino. Infatti, sapendo che la tensione di snervamento del materiale non saldato della piastra principale è pari a 355 MPa, è possibile ottenere la forza corrispondente come:

$$F_y = \sigma_y * A = 355 * 400 = 142 \text{ kN} \quad \text{Eq. 5.20}$$

Questo corrisponde al valore massimo di forza che deve essere applicata; dato che le prove vengono effettuate con rapporto di ciclo pari a R=0.05, si ottengono i seguenti valori di livelli di carico per la seconda prova effettuata (tabella 5.7). Le frequenze assegnate sono le stesse della prova precedente.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	134.9	142	7.1	5	1
2	116.4996	122.6312	6.13156	72	5
3	98.11277	103.2766	5.16383	569	10
4	79.71241	83.9078	4.19539	2313	10
5	61.31205	64.539	3.22695	4416	10
6	42.92518	45.1844	2.25922	2625	10

Tabella 5-7: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima.

Il giunto testato sotto questo spettro si rompe per 1540004 cicli, a piede cordone.

Per la prova successiva, la forza viene stimata sfruttando il Peak Stress Method ad ampiezza variabile, di cui si riporta al capitolo 8, nel presente quindi ci si limita a richiamare i concetti fondamentali utilizzati.

Si vuole ottenere un numero di cicli a rottura pari a 1000000 cicli. La sollecitazione agente a piede cordone è di solo modo 1, lo spettro di carico è lo stesso riportato in figura 5.27. E' possibile, sfruttando il Peak Stress Method ad ampiezza costante, ottenere la tensione di picco equivalente a piede cordone per il solo modo 1, per una sollecitazione assegnata di 1 MPa. Dato che ci si trova in condizioni lineari elastiche, è possibile ottenere la tensione di picco equivalente per una qualsiasi sollecitazione assegnata, semplicemente moltiplicando la tensione nominale per la tensione di picco equivalente di modo 1, ottenuta per una sollecitazione di 1 MPa. In questo modo è possibile ottenere lo spettro di carico mostrato sopra in termini di tensione di picco equivalente di modo 1 invece che di tensione nominale. Di questo spettro, è possibile calcolare la tensione equivalente; questa può essere utilizzata per entrare nella banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1, per ottenere il numero di cicli a fatica attesi.

L'espressione utilizzata per il calcolo della tensione equivalente dello spettro è la seguente:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{peak,eq,modol,eq} &= \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{peak,eq,modol,i}^{k_{modol} n_i}}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{modol}}} && \text{Eq. 5.21} \\ &= \left( \frac{\sum (\Delta\sigma_{nom,i} * \Delta\sigma_{eq,peak,modol,1MPa})^{k_{modol} n_i}}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{modol}}} \end{aligned}$$

E' inoltre possibile esprimere il range al carico i-esimo come

$$\Delta\sigma_{nom,i} = \Delta\sigma_{MAX} * \frac{\Delta\sigma_{nom,i}}{\Delta\sigma_{MAX}} \quad \text{Eq. 5.22}$$

Dove la frazione coincide con il rapporto tra carico al livello i-esimo e carico massimo in funzione di cui è riportato lo spettro di carico.

E' quindi possibile ottenere la tensione massima da applicare nello spettro come:

$$\Delta\sigma_{MAX} = \left( \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,modol,eq}^{k_{modol} L_s}}{\sum \left( \frac{\Delta\sigma_{nom,i}}{\Delta\sigma_{MAX}} \Delta\sigma_{eq,peak,modol,1MPa} \right)^{k_{modol} n_i}} \right)^{\frac{1}{k_{modol}}} \quad \text{Eq. 5.23}$$

Noto che sia il numero di cicli desiderati (1000000 cicli), la tensione di picco equivalente che si deve assegnare è pari a

$$\Delta\sigma_{eq,peak,modol,eq} = \left( \frac{214^3 2000000}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}} = 269.62 \quad \text{Eq. 5.24}$$

Si ottiene quindi che la tensione massima da assegnare è pari a 347.7 MPa. La forza corrispondente è quindi pari a:

$$\Delta F = \Delta\sigma * 400 = 139.94 \text{ kN} \quad \text{Eq. 5.25}$$

Nella seguente tabella si riporta quindi il dettaglio dello spettro di carico applicato, dove i valori di forza massima e minima assegnate sono calcolate avendo noto il range e sapendo che il rapporto di ciclo R è pari a 0.05. Le frequenze assegnate sono variate rispetto alla prova precedente, dato l'aumento dei carichi; si assegnano quindi rispettivamente frequenze pari a 1, 5, 7, 7, 10, 10 Hz.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	140	147.3684	7.368421	5	1
2	120.904	127.2674	6.363368	72	5
3	101.822	107.1811	5.359053	569	7
4	82.726	87.08	4.354	2313	7
5	63.63	66.97895	3.348947	4416	10
6	44.548	46.89263	2.344632	2625	10

Tabella 5-8: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima

Il giunto testato si rompe a 772157 cicli, a piede cordone.

Per la prova successiva si decide di procedere ancora sfruttando il Peak Stress Method, in questo caso imponendo come numero di cicli "obiettivo" un valore pari a 500000.

Sfruttando ancora le espressioni 5..23, 5.24 e 5.25, si ottiene un valore di range di forza da assegnare di 175 kN.

Si riporta quindi nella tabella seguente il dettaglio dello spettro di carico applicato, ricordando ancora il rapporto di ciclo R è pari a 0.05. Per quanto riguarda la frequenza, avendo ancora aumentato i carichi, queste sono pari, in sequenza, a: 1, 3, 5, 7, 10, 10 Hz.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	175	184.2105	9.210526	5	1
2	151.13	159.0842	7.954211	72	3
3	127.2775	133.9763	6.698816	569	5
4	103.4075	108.85	5.4425	2313	7
5	79.5375	83.72368	4.186184	4416	10
6	55.685	58.61579	2.930789	2625	10

Tabella 5-9: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima.

Il giunto testato si rompe a 480005 cicli, a piede cordone.

La prove successiva prevede ancora di sfruttare il Peak Stress Method in ampiezza variabile, imponendo un numero di cicli "obiettivo" pari a 200000.

Si sfruttano nuovamente le espressioni 5.23, 5.24 e 5.25 per ottenere la forza da assegnare; questa risulta pari a 238 kN. Considerando un rapporto di ciclo pari a 0.05, si ottiene una forza massima di 251 kN. Questa supera

il valore massimo di forza che la macchina “MFL assiale” può applicare, si decide quindi di assegnare una forza pari a 230 kN, in range, e lo spettro di carico assegnato è quindi il seguente:

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	230	242.1053	12.10526	5	0.5
2	198.628	209.0821	10.45411	72	1
3	167.279	176.0832	8.804158	569	3
4	135.907	143.06	7.153	2313	7
5	104.535	110.0368	5.501842	4416	7
6	73.186	77.03789	3.851895	2625	10

Tabella 5-10: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima

Come si può notare, i carichi in questo caso sono molto più elevati di quelli assegnati nelle prove precedenti, questo comporta che le frequenze debbano essere abbassate ulteriormente rispetto alle prove precedenti, per garantire che l'apparato sperimentale segua lo spettro applicato con una certa precisione. Si assegnano quindi frequenze pari a 0.5, 1, 3, 7, 7, 10 Hz.

Risulta fin da subito problematico far eseguire all'apparato sperimentale quanto ci si è proposti, ossia lo spettro teorico di cui sopra, in tabella 5.10. Per questo motivo, si interviene inizialmente sulle frequenze, ma si nota che il valore massimo di carico non riesce ad essere applicato.

Si modifica quindi lo spettro dopo 40058 cicli, assegnando una range di forza per il blocco massimo di 200 kN, e ottenendo quindi lo spettro seguente, dove le frequenze assegnate sono pari a 0.5, 0.5, 1, 7, 7 e 10 Hz.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	200	210.5263	10.52632	5	0.5
2	172.72	181.8105	9.090526	72	0.5
3	145.46	153.1158	7.655789	569	1
4	118.18	124.4	6.22	2313	7
5	90.9	95.68421	4.784211	4416	7
6	63.64	66.98947	3.349474	2625	10

Tabella 5-11: spettro di carico assegnato in termini di forza applicata, forza massima e forza minima

Il giunto così testato si rompe a 158000 cicli, a piede cordone.

Dai risultati delle prove sperimentali, è possibile ottenere la curva di Gassner del giunto testato; questa consiste in una curva analoga a quella di Wohler, detta curva di vita a fatica o curva di Gassner, appunto, per cui anziché  $\sigma_a = \text{cost.}$ , si riporti  $\sigma_a$  variabile in funzione del numero di cicli N secondo un ben preciso tipo di cumulativo fissato a priori [35]. E' possibile ottenere la curva di Gassner per via analitica o per via sperimentale.

Nel caso presente, ovviamente la si è ottenuta in via sperimentale, tramite interpolazione lineare dei risultati ottenuti.

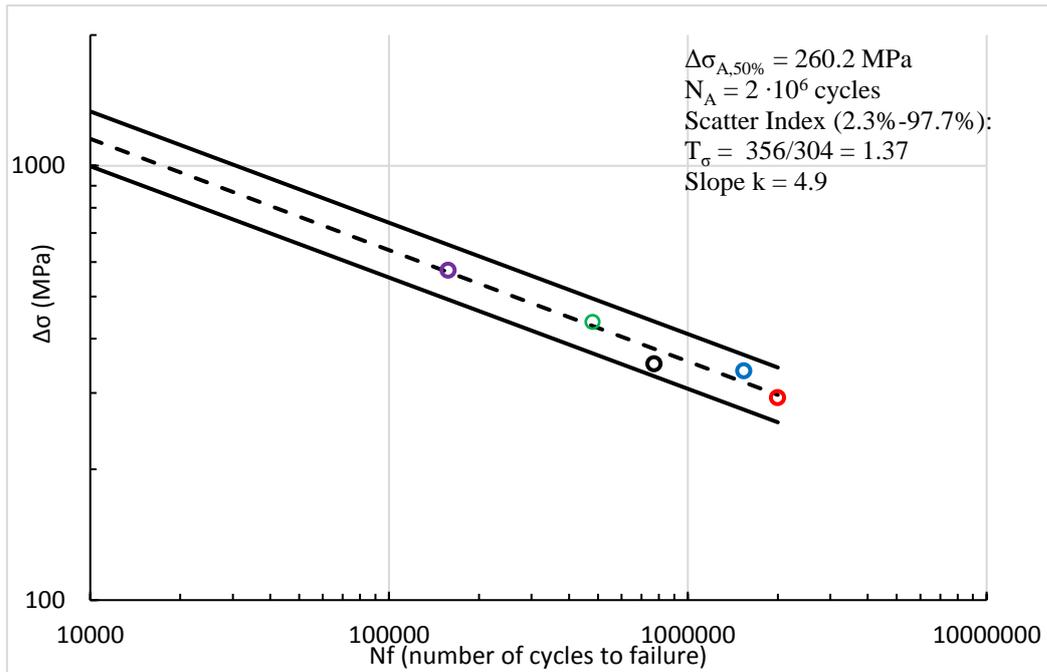


Figura 5-33: curva di Gassner ottenuta dalle prove sperimentali in ampiezza variabile per il giunto con irrigidimento trasversale

Per quanto riguarda i giunti con irrigidimento inclinato, le prove vengono programmate sfruttando il Peak Stress Method in ampiezza variabile per ottenere la sollecitazione da assegnare, nota che sia la vita a fatica desiderata.

Il metodo utilizzato è descritto al capitolo 8, nel presente si riportano solo quindi i punti salienti del metodo applicato per il calcolo della tensione da assegnare.

Nota che sia la tensione equivalente in ampiezza variabile, è possibile prevedere la vita a fatica del componente saldato sfruttando la banda di progettazione del Peak Stress Method. E' quindi ovviamente possibile anche procedere in modo inverso, ossia, nota la vita a fatica che si vuole ottenere, ricavare la tensione di picco equivalente in ampiezza variabile corrispondente.

Nel caso presente, sono presenti, dall'analisi del Peak Stress Method in ampiezza costante della geometria testata, sia modo 1 che modo 3 a piede cordone, che risulta anche il punto più sollecitato. In questo caso allora, la definizione della tensione di picco equivalente in ampiezza variabile è la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,VA} = \sqrt{\left(\frac{\sum \Delta\sigma_{peak,eq,modol}^k n_i}{L_s}\right)^{\frac{2}{k}} * \left(\frac{\sum \Delta\sigma_{peak,eq,modoIII}^k n_i}{L_s}\right)^{\frac{2}{k}}} \quad \text{Eq. 5.26}$$

Come visto per la geometria con irrigidimento trasversale, è possibile riscrivere l'espressione in 5.26 nella maniera seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,VA} = \sqrt{\left(\frac{\sum \Delta\sigma_{nom,i} * \Delta\sigma_{eq,peak,modol,1MPa}^{k_{modol}} n_i}{L_s}\right)^{\frac{2}{k_{modol}}} * \left(\frac{\sum \Delta\sigma_{nom,i} * \Delta\sigma_{eq,peak,modoIII,1MPa}^{k_{modoIII}} n_i}{L_s}\right)^{\frac{2}{k_{modoIII}}}} \quad \text{Eq. 5.27}$$

Sfruttando nuovamente Eq. 5.22. e scrivendo:

$$\frac{\Delta\sigma_{nom,i}}{\Delta\sigma_{MAX}} = p_i \quad \text{Eq. 5.28}$$

possiamo riscrivere l'espressione in 5.27 in funzione della tensione massima assegnata nello spettro, e ottenere quindi questa quantità come:

$$\Delta\sigma_{MAX}^2 = \left( \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,VA}^2}{\left( \sum \left( \frac{p_i \Delta\sigma_{eq,peak,modol,1MPa}}{L_s} \right)^{k_{modol}} n_i \right)^{\frac{2}{k_{modol}}} + \left( \sum \left( \frac{p_i \Delta\sigma_{eq,peak,modolIII,1MPa}}{L_s} \right)^{k_{modol}} n_i \right)^{\frac{2}{k_{modol}}}} \right)^{\frac{2}{9}} \quad \text{Eq. 5.29}$$

Dove, le tensioni di picco equivalente di modo 1 e di modo 3 ottenute per una sollecitazione unitaria sono note dall'analisi agli elementi finiti in cui si è applicati il Peak Stress Method in ampiezza costante, mentre i rapporti  $p_i$  sono noti dallo spettro utilizzato per le prove, e lo stesso vale per la lunghezza dello spettro e il numero di cicli assegnati al blocco i-esimo.

La tensione di picco equivalente in ampiezza variabile invece viene decisa una volta definito il numero di cicli per cui si vuole effettuare la prova, come visto nei casi precedenti.

La prima prova, su giunto I10, viene effettuata con un numero di cicli obiettivo di 500000. La tensione di picco equivalente, in ampiezza variabile, che si deve assegnare allora deve essere pari a 467.11 MPa, a questa, per lo spettro assegnato e secondo i risultati ottenuti dall'analisi tramite Peak Stress Method in ampiezza costante, corrisponde una tensione nominale di 483 MPa. A questa corrisponderebbe una forza assegnata di 193 kN. Dati i risultati ottenuti per la prova su T14, per cui, con carichi elevati, l'applicazione della sollecitazione in ampiezza variabile da parte dell'apparato sperimentale risultava difficoltosa, si decide di applicare un carico massimo di 185 kN, ottenendo quindi lo spettro seguente, con le frequenze rispettive di 0.01, 0.2, 1, 7, 10, 10 Hz.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	185	194.7368	9.736842	5	0.01
2	159.766	168.1747	8.408737	72	0.2
3	134.5505	141.6321	7.081605	569	1
4	109.3165	115.07	5.7535	2313	7
5	84.0825	88.50789	4.425395	4416	10
6	58.867	61.96526	3.098263	2625	10

Tabella 5-12: spettro di carico assegnato in termini di range di forza, forza massima e minima assegnate per ogni livello di carico

Si trova una cricca innescata a piede cordone e la prova si ferma per interlock di spostamento dopo 460005 cicli, nella fase di carico massimo.

La seconda prova, su giunto I11, viene effettuata con un numero di cicli obiettivo di 1000000. La tensione di picco equivalente, in ampiezza variabile, che deve essere assegnata, allora deve essere pari a 406.64 MPa, questo comporta una tensione massima nominale assegnata di 420 MPa, e un valore di range di forza assegnata al blocco a carico massimo di 176.8 kN. Lo spettro assegnato è allora il seguente, con frequenze di 0.5, 3, 7, 7, 10, 10 Hz.

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	168	176.8421	8.842105	5	0.5
2	145.0848	152.7208	7.636042	72	3
3	122.1864	128.6173	6.430863	569	7
4	99.2712	104.496	5.2248	2313	7
5	76.356	80.37474	4.018737	4416	10
6	58.867	61.96526	3.098263	2625	10

Tabella 5-13: spettro di carico assegnato in termini di forza, forza massima e minima assegnate per ogni livello di carico

Dopo 1560000 cicli, si notano due cricche innescate a piede cordone, come riportato nella seguente figura:



Figura 5-34: giunto I11 con cricche innescate

Si decide di lasciar proseguire la prova, e dopo 1640000 cicli, le cricche propagano portandosi nella situazione seguente:



Figura 5-35: giunto I11 con cricche propagate

Si nota però che ancora l'area resistente è sufficiente a non causare la rottura del giunto, che continua a ciclare in macchina. Si notano inoltre altre due cricche innescate sul lato opposto dell'irrigidimento.

A questo punto la prova viene interrotta, con un numero di cicli effettuati di 1660000.

La terza prova viene programmata con le stesse modalità delle prime due, sfruttando quindi il Peak Stress Method per decidere il carico da assegnare. Il numero di cicli desiderato è pari a 700000, questo comporta una tensione di picco equivalente di 443.27 MPa e una tensione nominale assegnata pari a 450 MPa.

Lo spettro di carico assegnato è quindi il seguente:

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	180	189.474	9.4737	5	0.1
2	155.45	163.629	8.1815	72	0.2
3	130.91	137.804	6.8902	569	1
4	106.36	111.96	5.598	2313	7
5	81.81	86.1158	4.3058	4416	10
6	57.276	60.2905	3.0145	2625	10

Tabella 5-14: spettro di carico assegnato in termini di range di forza, forza massima e minima assegnate per ogni livello di carico

Il giunto presenta una cricca innescata a piede cordone dopo 400000 cicli. La prova viene interrotta dopo 430000 cicli.

La prova successiva viene programmata con le stesse modalità adottate per le precedenti, andando quindi a sfruttare il Peak Stress Method per ottenere il carico da assegnare, nota la vita a fatica che si vuole ottenere. Il numero di cicli desiderato è pari a 650000, questo comporta una tensione di picco equivalente pari a 450.38 MPa, e una tensione nominale assegnata pari a 457.5 MPa. Lo spettro di carico assegnato è quindi il seguente:

Livello	Forza applicata (kN)	Fmax (kN)	Fmin (kN)	n (cicli)	f (Hz)
1	183	192.6316	9.631579	5	0.1
2	158.0388	166.3566	8.317832	72	0.2
3	133.0959	140.1009	7.005047	569	1
4	108.1347	113.826	5.6913	2313	7
5	83.1735	87.55105	4.377553	4416	10
6	58.2306	61.29537	3.064768	2625	10

Tabella 5-15: spettro di carico assegnato in termini di range di forza, forza massima e forza minima assegnati per ogni livello di carico

Il controllore della prova si è arrestato, senza che fosse possibile ottenere il numero di cicli fatti fino a quel momento. E' noto che fossero stati applicati almeno 12.5 spettri di carico. Tra il momento dell'ultimo controllo e il momento di rilevamento dell'errore sono passate 12 ore, il massimo numero di spettri assegnati in questo periodo è di 30. Si suppone ne siano stati assegnati 15, e a questo punto quindi la prova riparte ipotizzando 27.5 spettri di carico applicati. Il giunto presenta una cricca visibile per 385000 cicli a fatica.

Si ottiene quindi la curva di Gassner per i giunti con irrigidimento inclinato, che viene riportata di seguito:

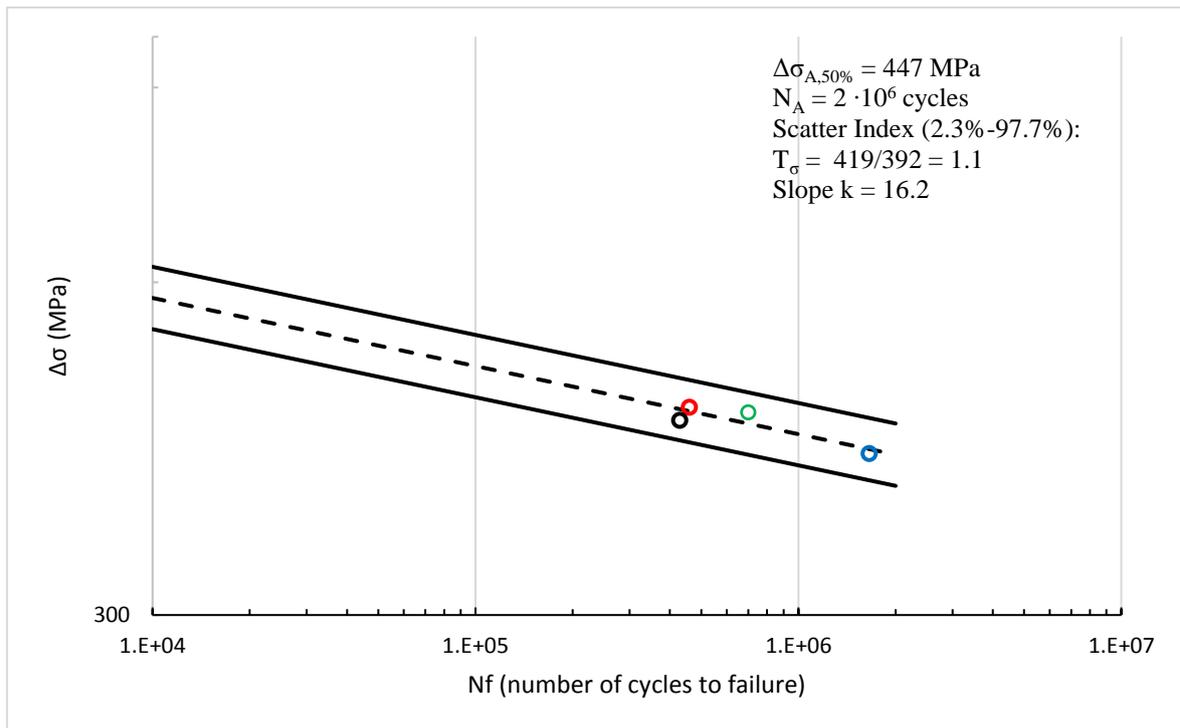


Figura 5-36: curva di Gassner ottenuta sperimentalmente per i giunti con irrigidimento inclinato

#### 5.3.4: Correzione dello spettro di carico

Si è anticipato come la scelta delle frequenze di assegnazione del carico sia critica in ampiezza variabile alla sezione precedente. Già in ampiezza costante infatti, si era notato, nelle prime prove, come con frequenze superiori ai 15 Hz e carichi elevati, ci fossero difficoltà da parte dell'apparato sperimentale a seguire il carico assegnato, e questo aveva portato ad una riduzione delle frequenze.

A maggior ragione, in ampiezza variabile, dove l'entità della sollecitazione assegnata deve variare con precisione, seguendo lo spettro di carico assegnato, l'assegnazione di una frequenza sufficientemente contenuta è importante.

E' altresì chiaro che, a priori, non è possibile conoscere la frequenza corretta che permette alla macchina di seguire il carico con esattezza, in quanto ci si affida al controllo dell'operatore della prova sui valori di carichi assegnati durante lo svolgimento, e questo non è un metodo di controllo preciso.

Con queste premesse, non si è quindi certi di quale sia lo spettro di carico effettivamente assegnato durante la prova sperimentale.

Si decide quindi di confrontare lo spettro di carico effettivo, assegnato durante la prova, con lo spettro di carico teorico, riportato per ogni prova sperimentale alla sezione precedente.

A questo scopo, è per prima cosa necessario estrarre i dati acquisiti durante la prova.

Questi consistono in un file .txt dove sono riportati, in tre colonne, il tempo in cui è stata effettuata l'acquisizione (in secondi), lo spostamento applicato (in mm) e la forza assegnata (in N).

L'acquisizione utilizzata per le prove in ampiezza variabile prevedeva di acquisire tutti i cicli, dal primo al 100000. Inizialmente si era pensato di acquisire per tutta la prova, ma questo avrebbe comportato una procedura troppo "pesante" da salvare e da eseguire, e non permetteva l'avvio della prova sperimentale. Inoltre, il file di acquisizione così creato rischiava di risultare troppo pesante da aprire.

A questo punto è quindi necessario trovare un metodo per confrontare lo spettro che si ottiene dai dati sperimentali contenuti nel file .txt e lo spettro teorico.

Si decide di proseguire quindi sfruttando un programma in grado di calcolare il danneggiamento dello spettro teorico e di quello sperimentale, e di calcolarne la differenza, infatti, a causa della quantità di dati acquisiti durante la prova, un'analisi manuale non è pensabile. Il codice di cui sopra è riportato in appendice E.

Il programma viene scritto tramite codice Python, gli input necessari sono due file .txt, che riportino lo spettro di carico teorico e quello sperimentale, realmente applicato, inoltre deve essere indicata la sezione del giunto testato ( $400 \text{ mm}^2$ ) e le caratteristiche della curva di Wohler del giunto testato, la quale si è ricavata sperimentalmente dalle prove in ampiezza costante (si ricorda, con pendenza  $k=3.73$  e range di tensione a 2000000 cicli pari a 127.71 MPa, nel caso di giunti con irrigidimento trasversale e con pendenza  $k=5.62$  e range di tensione a 2000000 cicli pari a 189 MPa).

Per quanto riguarda il file che riporta la storia di carico teorica applicata, questo deve riportare una prima colonna con il numero di cicli assegnato ad ogni livello, ed una seconda colonna con il range di forza applicato ad ogni livello. Alla riga  $i$ -esima si avrà quindi il numero di cicli del blocco  $i$ -esimo, e, di seguito, il range di forza del blocco  $i$ -esimo.

Il file .txt che riporta invece la storia di carico effettivamente assegnata, viene costruito a partire dal file di acquisizione ottenuto.

Per la modifica, questo viene per prima cosa importato in excel.

E' quindi necessario modificare il file, in modo che riporti i dati di una sola assegnazione dello spettro di carico. Si ritiene che l'assegnazione più critica dal punto di vista dell'aderenza alla storia di carico teorica sia la prima, quindi si sceglie di lavorare con quest'ultima. Perciò, si eliminano quindi i dati dal 10000 ciclo, escluso, in modo da avere solo la prima assegnazione.

A questo punto è necessario eliminare le stringhe di testo, e mantenere solo la colonna di tempo e quella di forza assegnata.

Inoltre, è necessario assicurarsi che non vi siano fluttuazioni di carico nei primi dati del file. Infatti, la fase di inizio di assegnazione del carico è sempre più critica: generalmente, infatti all'avvio l'assegnazione del carico non è mai regolare, e invece che applicare un carico crescente la macchina applica un carico crescente fino ad un certo punto, decrescente e poi ancora crescente, questo genera dei picchi di forza locali che non sono però da considerare al fine del conteggio dei cicli. E' quindi necessario eliminare i primi dati in cui si notano questi picchi locali, per assicurarsi che la forza, dal punto iniziale al punto di raggiungimento del massimo, sia sempre crescente. Per evitare inoltre che vengano conteggiate cicli aggiuntivi, il valore iniziale della forza deve essere superiore al valore medio di forza assegnato per il primo blocco di carico.

Una volta preparati i file, vengono salvati come "inputdata.txt" e come "MFL.txt".

Il programma consiste in una serie di funzioni, le quali permettono innanzitutto di scrivere due file .csv, i quali riportano la storia di carico reale applicata e la lista dei picchi di forza assegnati,

Il metodo con cui il programma rileva i picchi è il seguente:

Si fissa una variabile, "row", la quale indica la riga del file di input dei dati in cui si riporta la storia di carico ideale. Si fissa inoltre un indice,  $t$ , il quale, ad ogni iterazione, aumenta di una unità. Quando il valore di  $t$  supera il valore indicato dalla riga prescelta, e indicata dalla variabile "row", alla prima colonna, la variabile "row" stessa passa alla riga successiva. Questo valore, che, se superato dal valore di " $t$ ", causa un aumento della variabile "row" coincide con il numero di cicli per cui si ripete il blocco alla riga corrente.

Si fissa quindi un ulteriore indice che scorre lungo il vettore con i valori di forza assegnati per la storia di carico sperimentale, riportati nel file MFL.txt. Se al punto  $i+1$  si ottiene un valore maggiore di quello al punto  $i$ , allora il valore ricercato è un massimo. In questo caso, l'indice scorre lungo il vettore finché non raggiunge un valore pari alla forza media assegnata per il blocco considerato, la quale viene ricavata dal file con i dati dello spettro teorico, tramite la variabile "row". A questo punto si hanno i due estremi della prima alternanza assegnata. Si cerca quindi il massimo valore di forza assegnato tra i due estremi, e questo corrisponde al primo picco, questo valore viene quindi scritto in un file .csv. Quando invece il punto all'indice  $i+1$  assume un valore inferiore al punto all'indice  $i$ , si sta ricercando un minimo. Nuovamente, quindi l'indice scorre lungo il vettore finché non

raggiunge un valore pari alla forza media assegnata per quel blocco. Si ottengono quindi i due valori estremi del blocco, e tra questi si ricerca il valore minimo.

Questa operazione viene effettuata per i primi cinque cicli, una volta che l'indice "t" supera il valore di 5 (cicli assegnati al primo blocco di carico), la riga da considerare nel file di input diventa la seconda, e di conseguenza varia il valore di forza media per cui si determina la fine di un'alternanza.

Con questo metodo è possibile quindi ottenere i picchi di forza assegnati, e il numero di volte per cui il picco di forza con valore generico i-esimo è stato applicato, di conseguenza ottenere lo spettro di carico reale assegnato.

Una volta ottenuto lo spettro di carico, viene calcolato il danneggiamento che questo provoca, e confrontato con il danneggiamento di un blocco di carico teorico, sfruttando i parametri della curva di Wohler assegnati come input e il file di input con la storia di carico teorica; si calcola quindi la differenza percentuale tra le due quantità come:

$$D\% = \frac{D_{reale} - D_{ideale}}{D_{ideale}} \quad \text{Eq. 5.30}$$

Applicando il programma di conteggio cicli alla prima prova sperimentale effettuata, si ottiene una differenza percentuale tra il danneggiamento sperimentale e quello teorico di 0.79%, si ritiene quindi di poter utilizzare lo spettro di carico teorico per calcolare danneggiamento e tensione equivalente.

Per la seconda prova sperimentale la differenza percentuale tra il danneggiamento sperimentale e quello teorico è di 0.53%, quindi anche in questo caso si ritiene di poter proseguire considerando lo spettro di carico teorico.

Per la terza prova sperimentale in ampiezza variabile, la differenza percentuale tra il danneggiamento sperimentale e quello teorico è di 0.59%; come nei casi precedenti quindi si prosegue considerando lo spettro di carico teorico.

Per quanto riguarda invece la quarta prova sperimentale, si nota una differenza percentuale tra il danneggiamento sperimentale e quello teorico di 1.57%. nonostante questo sia comunque un valore contenuto, è il doppio rispetto al valore rilevato nelle tre prove precedenti. Andando a realizzare un grafico dello spettro sperimentale assegnato, si ottiene quanto mostrato di seguito:

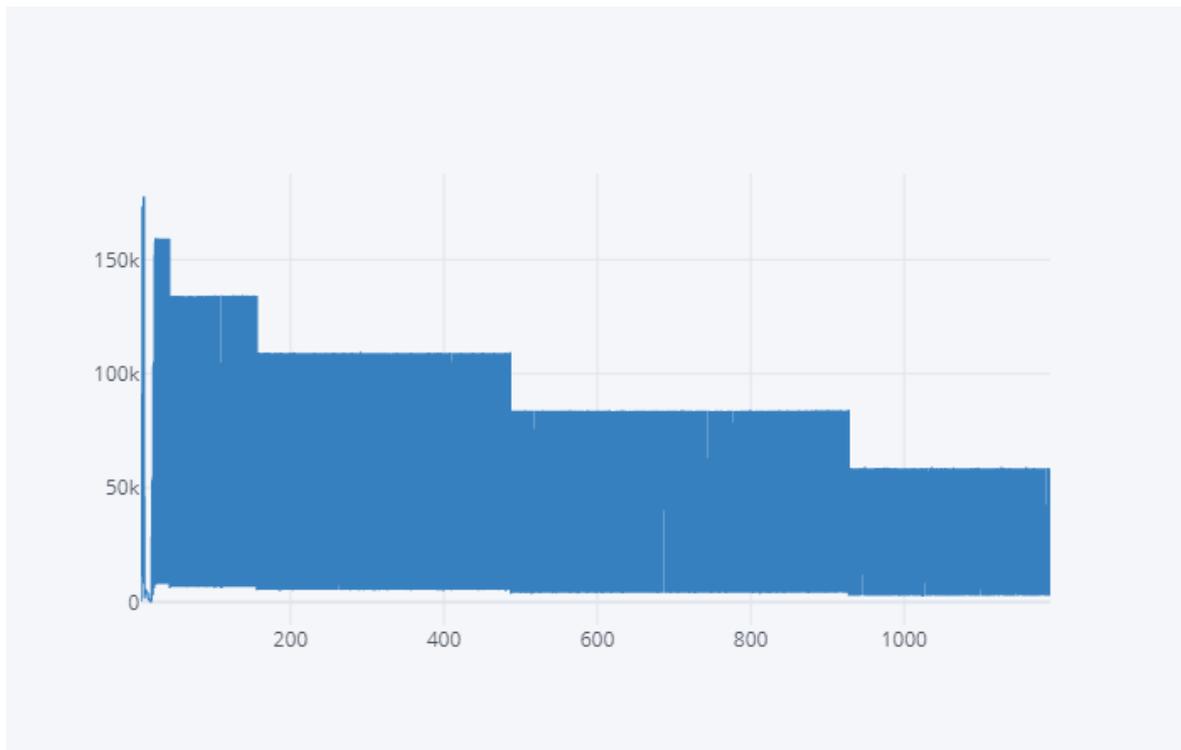


Figura 5-37: spettro di carico reale assegnato alla prima assegnazione durante la prova in ampiezza variabile su T13

Si nota come in corrispondenza del primo blocco di carico vi sia un andamento inatteso, infatti, andando ad indagare nel file di dati di acquisizione, si ottiene che, terminato il quinto ciclo, all'inizio del sesto i valori di forza rilevati sono stati negativi. Questo spiega il perché dell'errore percentuale maggiore rispetto ai casi precedenti e dell'andamento dello spettro reale mostrato in figura 5.34.

Per verificare se si sia trattato di un caso isolato, o se questo fenomeno si sia ripetuto durante la prova, si sceglie di analizzare la seconda assegnazione di carico. Si procede come per la prima quindi, andando a creare un file .txt che contenga, in due colonne, tempo e forza assegnata, per i cicli che vanno da 10001 a 20000.

Si ottiene in questo caso una differenza percentuale di 0.45%, ne risulta quindi che il problema si è verificato solo per il primo spettro di carico, e non per i successivi.

Per quanto riguarda la prova effettuata su T14, invece, si procede in modo differente. Infatti, a differenza di quanto avviene per i test precedenti, in questo caso durante lo svolgimento della prova si è notato come il carico applicato dall'apparato strumentale non fosse pari al carico teorico che si desiderava assegnare. Per questo motivo, dopo quattro spettri assegnati è stato diminuito il valore dei carichi assegnati, cambiando di fatto la sollecitazione a cui il giunto è stato sottoposto. In questo caso quindi l'intenzione non è quella di confrontare lo spettro teorico e quello applicato realmente, quanto di ricavare quello realmente applicato e su cui calcolare la tensione equivalente per i primi quattro spettri. In seguito, invece, si procede come sopra, confrontando quindi lo spettro teorico e quello applicato, per le applicazioni dello spettro dalla quinta in seguito.

Si procede quindi, inizialmente, come nei casi precedenti, preparando i file MFL.txt e inputdata.txt, il quale però in questo caso non serve allo scopo di confrontare gli spettri. Come spiegato alla sezione dedicata al funzionamento del software, si ottengono un file con la storia di carico assegnata e un file di picchi di forza assegnati. Dal primo file, è quindi nota la storia di carico reale applicata per le prime quattro acquisizioni.

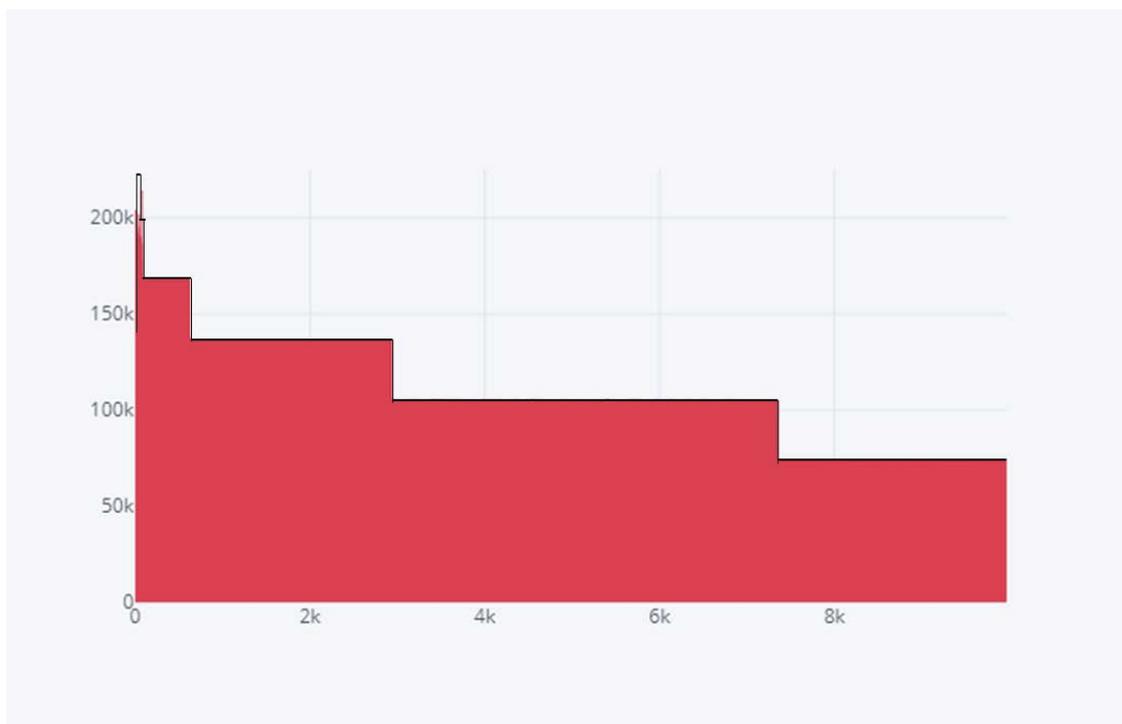


Figura 5-38: spettro di carico reale ricostruito e applicato al giunto testato

A questo punto, si procede come nei casi precedenti, e si trova che, per le applicazioni dello spettro dalla quinta in seguito, lo spettro assegnato e quello teorico differiscono del 0.8%.

Di seguito si riportano gli scarti percentuali calcolati sul danneggiamento, oltre ai valori che questo assume, per le prove effettuate su giunti con irrigidimento trasversale:

Test	D%	D <sub>reale</sub>	D <sub>ideale</sub>
T06	0.79	0.008895	0.008896
T11	0.53	0.0169	0.017
T12	0.59	0.0174	0.0175
T13	0.45	0.04007	0.0402
T14	0.8	0.04789	0.0483

Tabella 5-16: scarti sul danneggiamento ideale e il danneggiamento reale della storia di carico applicata

Lo stesso procedimento viene seguito per quanto riguarda le prove effettuate su giunti con irrigidimento inclinato. Per quanto riguarda la prima prova, effettuata su giunto I10, con carico massimo applicato di 185 kN, si estrae il file con i risultati e si realizzano i due file di input, il primo con la storia di carico teorica applicata e il secondo con la storia di carico effettivamente applicata, confrontando il danneggiamento ottenuto, l'errore risultato è dello 0.96%.

Per quanto riguarda la seconda prova, con carico massimo applicato di 168 kN, anche in questo caso viene estratto il file di acquisizione e si realizzano i due file di input, il primo con la storia di carico teorica applicata e il secondo con la storia di carico effettivamente applicata.

L'errore in questo caso risulta dello 1.07%.

Per quanto riguarda la prova effettuata su I12, si procede come nei casi precedenti. Lo spettro di carico assegnato alla prima prova presenta una differenza percentuale in termini di danneggiamento rispetto al secondo di 1.5%. Anche in questo caso allora si procede come si è fatto per T13, andando a plottare la storia di carico reale:

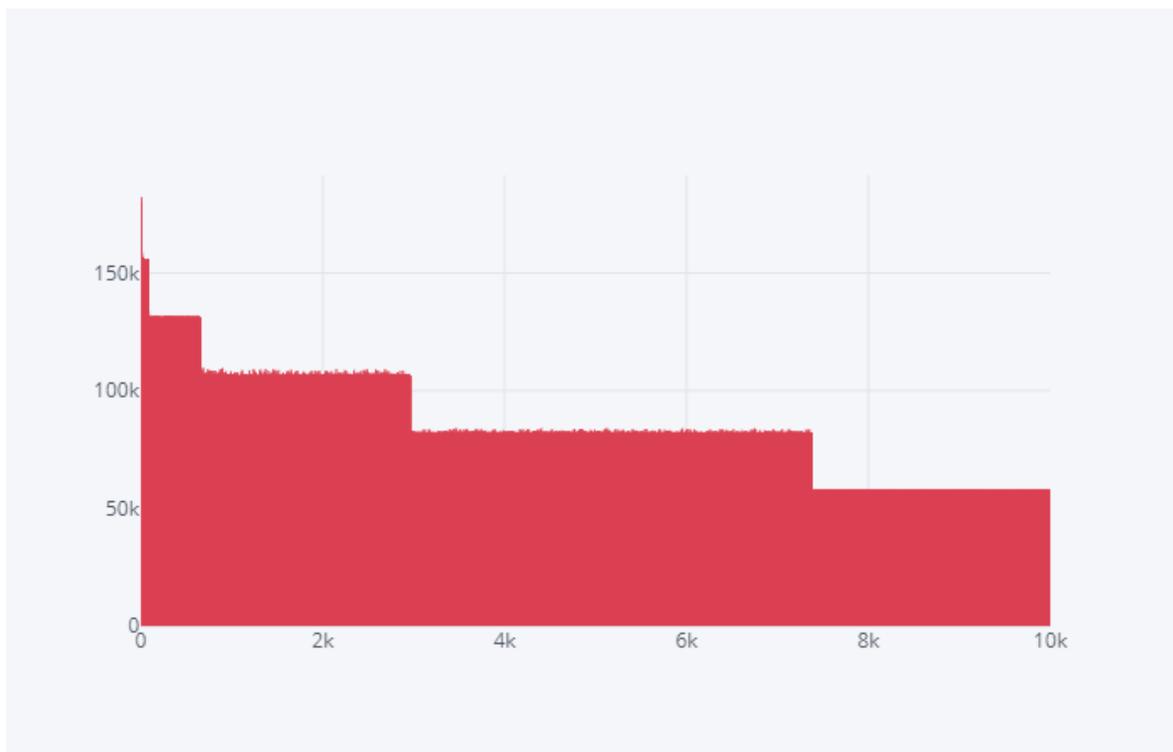


Figura 5-39: spettro di carico reale assegnato a I12, alla prima assegnazione.

Si può notare come, a parte alcune fluttuazioni visibile nel quarto e quinto blocco, l'assegnazione non abbia presentato particolari problemi.

Si analizza quindi anche la seconda applicazione dello spettro di carico, per verificare quale sia lo scostamento percentuale in questo caso; risulta nuovamente dell'1.5%. In questo caso si ritiene quindi che questo sia lo scarto percentuale reale presente sul danneggiamento di tutta la storia di carico.

Per quanto riguarda la prova effettuata sul giunto I13, si procede come nei casi precedenti per il calcolo del danneggiamento reale, di quello ideale e della differenza tra i due. Si ottiene uno scarto percentuale di 1.15%.

Visti i valori rilevati per le prove precedenti, si ritiene che questo ultimo valore sia in linea con gli altri risultati.

Di seguito si riportano gli scarti percentuali calcolati sul danneggiamento, oltre ai valori che questo assume, per le prove effettuate su giunti con irrigidimento inclinato:

Test	D%	D <sub>reale</sub>	D <sub>ideale</sub>
I10	0.96	0.0232	0.0234
I11	1.07	0.01376	0.0139
I12	1.57	0.020243	0.02057
I13	1.15	0.0223	0.0226

*Tabella 5-17: scarti sul danneggiamento ideale e il danneggiamento reale della storia di carico applicata*

## 6. Capitolo 6: Misure di disallineamenti ed estensimetrazione

Nel presente lavoro di tesi, nell'ambito delle prove sperimentali svolte, si sono testati giunti saldati di due diverse tipologie, forniti da Zamperla. Le due tipologie sono giunto con irrigidimento trasversale e giunto con irrigidimento inclinato, riportati nell'immagine seguente (figura 6.1), i giunti sono forniti in condizione "As Welded"

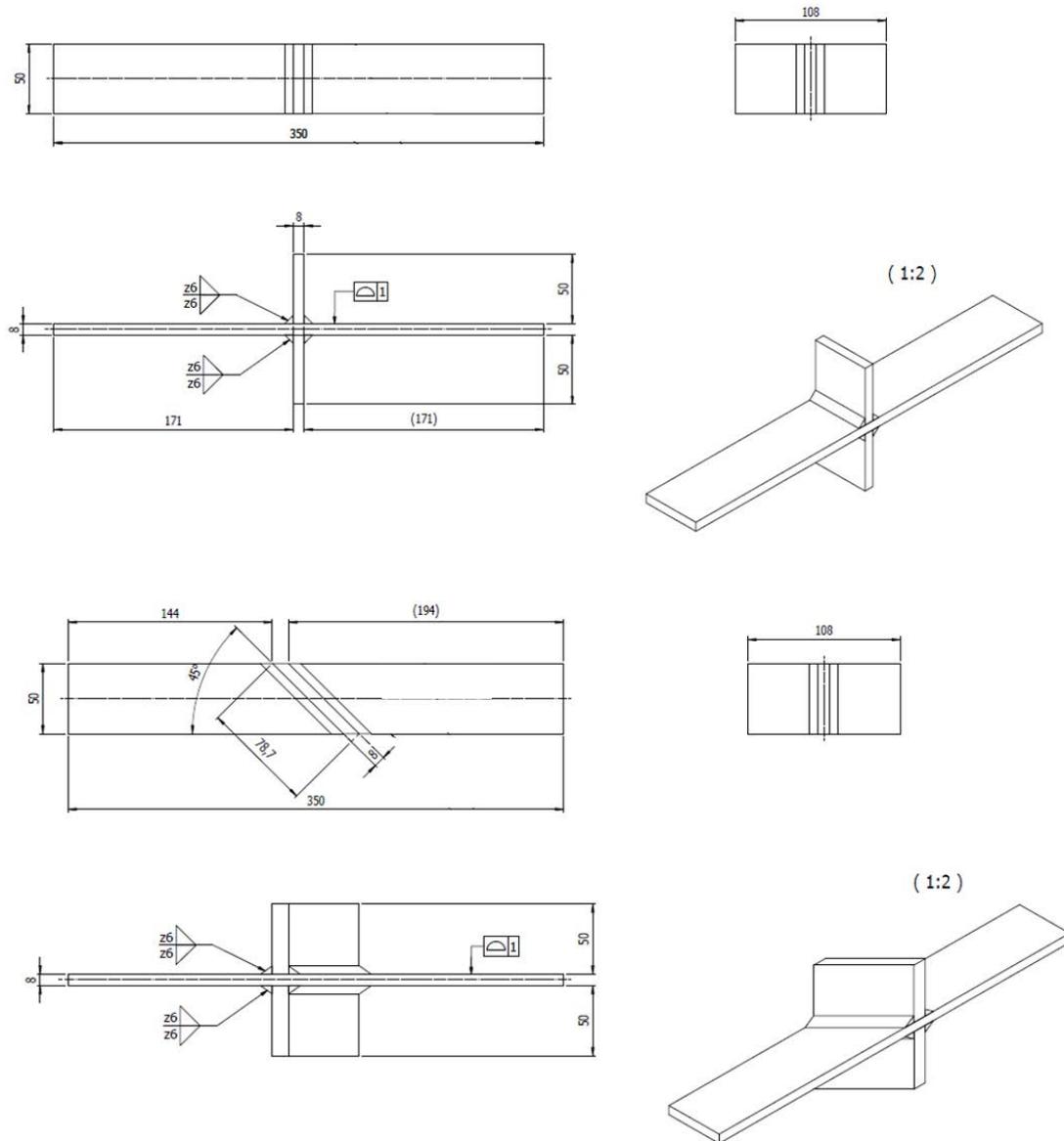


Figura 6-1: geometria dei giunti testati sperimentalmente

Rispetto alla geometria ideale dei giunti riportata a disegno, vi sono delle differenze nei componenti reali. Queste differenze possono portare ad uno stato di sollecitazione differente, nel caso sperimentale, rispetto a quello ipotizzato in teoria e modellato tramite elementi finiti.

Per indagare sulla reale geometria dei giunti testati, si sono effettuate alcune misurazioni sui giunti stessi.

Per permettere di comprendere a quali grandezze si farà riferimento nel corso del capitolo, si sfrutta un sistema di riferimento mostrato nella seguente immagine, (figura 6.2); dove l'asse x coincide con la direzione di carico assiale dei giunti saldati, la direzione y è la direzione ortogonale al piano coincidente con il piatto principale del giunto, e la direzione z è la direzione lungo cui è saldato l'irrigidimento.



Figura 6-2: sistema di riferimento utilizzato nel capitolo presente

Le misure effettuate permettono di valutare il disallineamento che presentano i giunti saldati stessi; infatti, secondo il modello ideale, spostandosi lungo l'asse x, mantenendo il giunto appoggiato su una superficie piana, l'altezza del piatto principale lungo l'asse y risulta la stessa.

Nei giunti reali invece, esiste un disallineamento delle due estremità del piatto principale lungo l'asse y.

Questo disallineamento, che viene misurato secondo la procedura spiegata di seguito, è dovuto a due diverse componenti, una componente di spostamento verticale e una componente angolare.

Per misurare il disallineamento presente viene utilizzata una fresa a controllo numerico.

Dato che si hanno due diverse tipologie di giunti, ossia giunti con irrigidimento trasversale (Transverse Stiffener) e inclinato (Inclined Stiffener), verranno illustrate le procedure per la misura di disallineamenti adottate per entrambe;

In entrambi i casi, il giunto deve essere mantenuto fisso durante la misura, questo viene risolto tramite l'utilizzo di una morsa. Prima di essere inserito nella morsa, sul giunto vengono segnati i punti di misura, ossia i punti, lungo l'asse "x", dove viene misurata l'altezza lungo "y" del giunto.

Questi punti devono essere facili da individuare, ed individuabili in modo univoco, su tutti i giunti, in modo da rendere confrontabili le misure effettuate su tutti i giunti.

Nel caso di giunto con irrigidimento trasversale, vengono segnati quattro punti sul giunto; rispetto alla faccia esterna dell'irrigidimento trasversale, viene segnato un punto a 30 mm (punto A e A') e uno a 110 mm su entrambi i lati del piatto principale (punto O e O') (figura 6.3)

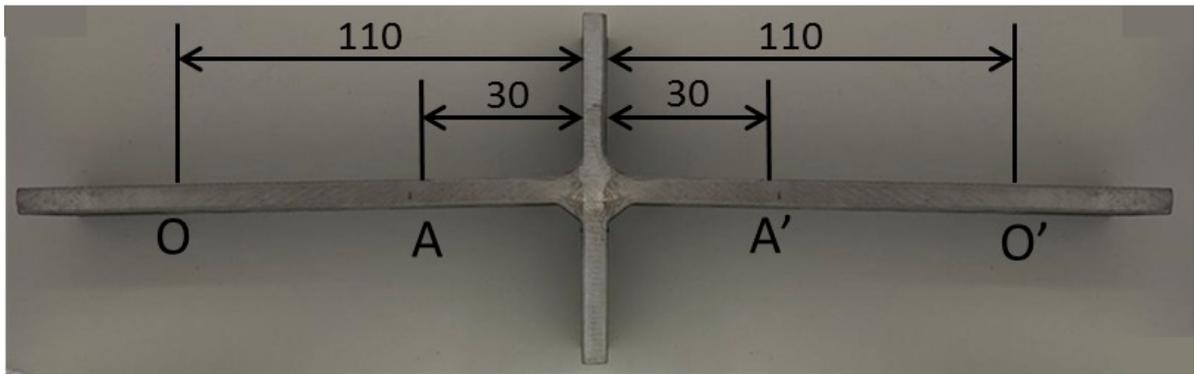


Figura 6-3: punti di misura per il giunto con irrigidimento trasversale

La stessa procedura viene seguita per il giunto inclinato, come mostrato nella seguente immagine

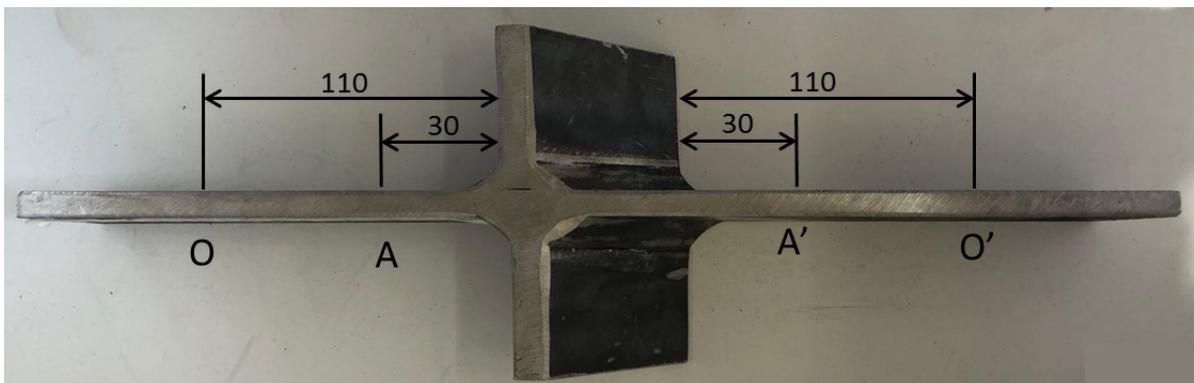


Figura 6-4: punti di misura per il giunto con irrigidimento inclinato

Una volta che i giunti da misurare vengono segnati nei punti previsti, si procede nella seguente maniera:

- Si inserisce il giunto nella fresa, fissandolo tramite una morsa, con il lato contrassegnato verso l'alto, dalla parte della morsa;
- Viene portato il tastatore della fresa sulla superficie del giunto (figura 6.5), ad una distanza di 110 mm dall'irrigidimento, quindi sul primo segno realizzato, e viene azzerata la quota "y" (z nella fresa);



Figura 6-5: tastatore della fresa utilizzato per le misure di disallineamento

- Si risollewa il tastatore, per evitare di toccare la superficie;

- Si sposta il tastatore lungo la direzione x per 80 mm, arrivando al secondo segno sulla superficie del giunto;
- Si abbassa il tastatore di una quota y (z della fresa) sufficiente a toccare la superficie e si legge la quota y dalla fresa;
- Si risollewa il tastatore in modo da non toccare l'irrigidimento trasversale;
- Si trasla il tastatore lungo la direzione x fino ad arrivare al terzo segno sulla superficie del giunto;
- Si abbassa il tastatore di una quota y (z della fresa) sufficiente a toccare la superficie e si legge la quota y dalla fresa;
- Si trasla il tastatore lungo la direzione x fino ad arrivare al quarto ed ultimo segno sulla superficie del giunto;
- Si abbassa il tastatore di una quota y (z della fresa) sufficiente a toccare la superficie e si legge la quota y dalla fresa;

In questo modo si hanno quindi le quote in direzione y dei quattro punti marcati nelle due immagini, dove la quota del primo punto è nulla in quanto rappresenta lo zero rispetto a cui vengono effettuate le misure degli altri tre punti.

Si ottengono quindi i seguenti valori per il disallineamento dei giunti misurati:

Giunto	Y <sub>A</sub> (mm)	Y <sub>A'</sub> (mm)	Y <sub>O'</sub> (mm)	Giunto	Y <sub>A</sub> (mm)	Y <sub>A'</sub> (mm)	Y <sub>O'</sub> (mm)
T01	-0.2	-0.93	-2.63	I01	-0.2	-0.63	-2.65
T02	-0.1	-0.67	-2.2	I02	-0.2	-1	-2
T03	-0.06	-0.62	-2.2	I03	-0.17	-0.5	-0.3
T04	0.2	-0.1	-1.2	I04	0.03	-0.55	-1.5
T05	-0.1	-0.8	-2.2	I05	-0.17	-1.12	-2.35
T06	0.07	-0.43	-1.71	I06	-0.3	-0.6	-0.64
T07	-0.104	-0.8	-2.18	I07	-0.3	-1.1	-1.8
T08	-0.68	-0.73	-0.13	I08	-0.2	-0.7	-0.8
T09	-0.03	-0.53	-1.81	I09	0.02	-0.63	-1.63
T10	-0.1	-0.5	-0.99	I10	0.02	-0.9	-2.2
T11	-0.2	-0.7	-1.65	I11	-0.25	-0.7	-2.17
T12	-0.07	-0.82	-1.4	I12	-0.3	-1.26	-2.41
T13	-0.1	-0.82	-1.6	I13	0.04	-0.41	-1.14
T14	-0.2	-0.6	-0.98	I14	0.1	-0.56	-1.6
T15	-0.09	-0.7	-1.68	I15	-0.03	-0.5	-0.98
T16	-0.02	-0.9	-0.98	I16	-0.1	-0.67	-1.6
T17	-0.08	-0.8	-1.2	I17	-0.03	-0.9	-1.8
T18	-0.09	-0.7	-1.4	I18	-0.2	-0.9	-1.93
T19	-0.03	-0.8	-1.2	I19	-0.2	-1.1	-1.8
T20	-0.05	-0.9	-1.1	I20	-0.3	-1	-1.6
T21	-0.1	-0.6	-1	I21	-0.2	-0.8	-1.8
T22	-0.1	-0.58	-1.42	I22	0.07	-0.8	-1.8
T23	-0.058	-0.4	-1.3	I23	-0.1	-0.8	-1.3
T24	-0.5	-0.6	-0.9	I24	-0.02	-0.5	-0.9
T25	-0.05	-0.61	-1.8				
T26	-0.1	-0.63	-1.59				

Tabella 6-1: disallineamenti rilevati sui giunti

Si verifica quindi che nei giunti testati sono presenti dei disallineamenti delle due estremità dei giunti stessi.

Considerando che i giunti sono sollecitati a trazione, la presenza di questi disallineamenti può causare una ulteriore sollecitazione di tipo flessionale.

Per rilevare la presenza di tensione di flessione, dovuta ai disallineamenti presenti nei giunti, durante l'applicazione di una sollecitazione di trazione, esterna, come quella che viene assegnata durante le prove sperimentali, si procede andando a misurare le tensioni presenti durante l'assegnazione di un carico come in prova, distinguendo tra la componente di flessione e di trazione.

Questo deve essere eseguito sia per un giunto con irrigidimento trasversale che inclinato.

A questo scopo si effettua una prova statica sui giunti T05 e I05, i quali presentano un disallineamento maggiore rispetto alla media dei giunti trasversali misurati, il disallineamento rilevato è mostrato nell'immagine seguente, confrontato con i valori medi individuati per i ventisei giunti trasversali e ventiquattro giunti inclinati misurati (figura 6.6 e figura 6.7)

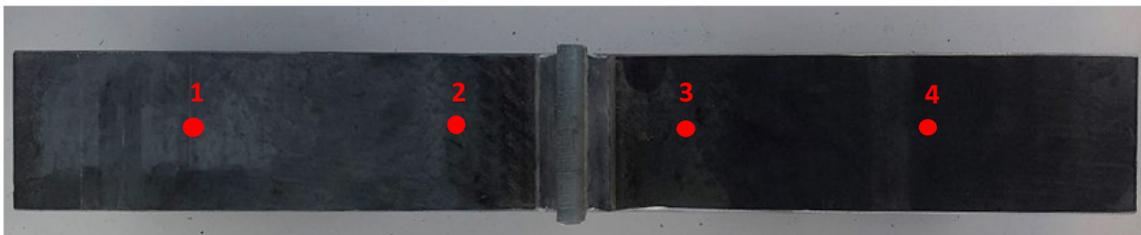
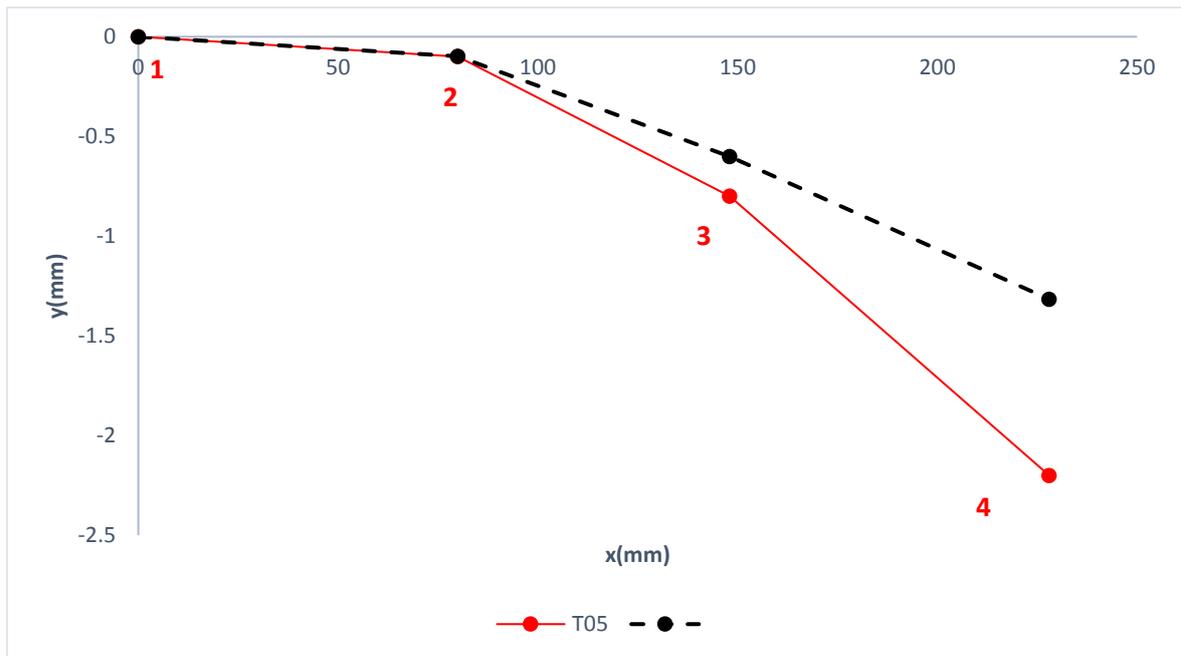


Figura 6-6: andamento del disallineamento del giunto T05 rispetto al disallineamento medio rilevato sui giunti con irrigidimento trasversale.

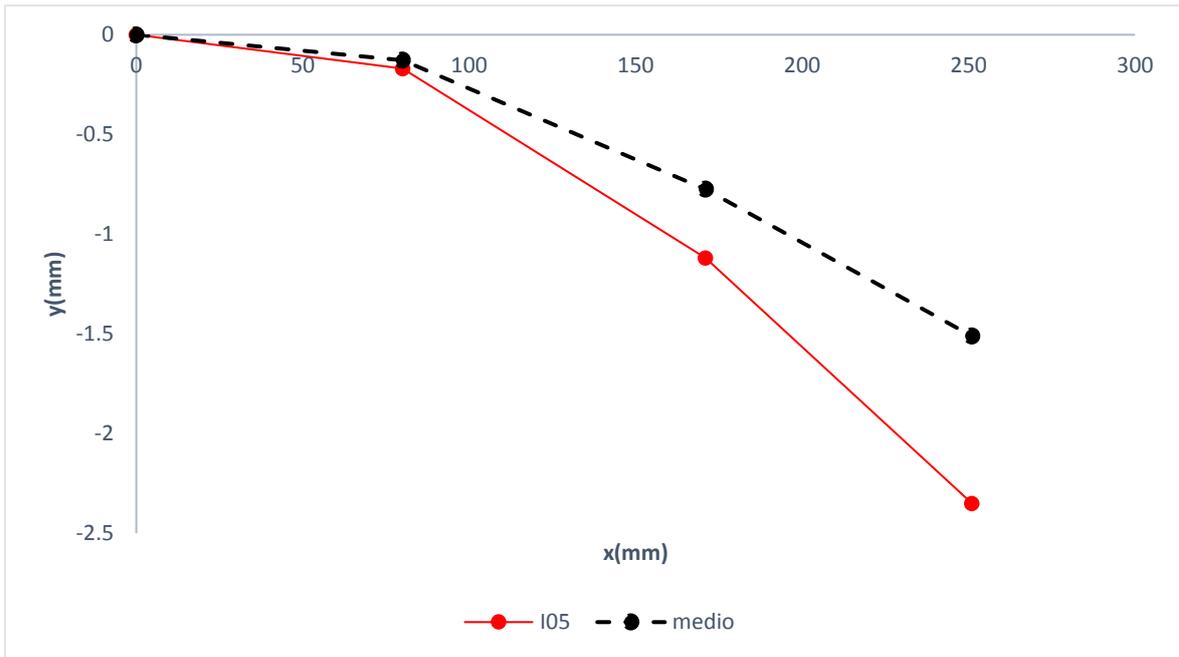


Figura 6-7: andamento del disallineamento rilevato sul giunto I05 rispetto al disallineamento medio rilevati sui giunti con irrigidimento inclinato.

Per effettuare la prova, in modo da poter rilevare le componenti di tensione, il provino deve essere opportunamente strumentato, ossia devono essere applicati degli strumenti di misura in grado di rilevare le tensioni presenti.

Si decide di procedere utilizzando degli estensimetri a resistenza elettrica.

a resistenza elettrica

Il singolo estensimetro è uno strumento di misura che permette di ottenere la deformazione nella sua direzione assiale; una volta ottenuta la deformazione in direzione assiale la tensione nella stessa direzione si può ottenere moltiplicando la prima per il modulo elastico del materiale, secondo la seguente Eq. 6.1

$$\sigma = E * \varepsilon \tag{Eq. 6.1}$$

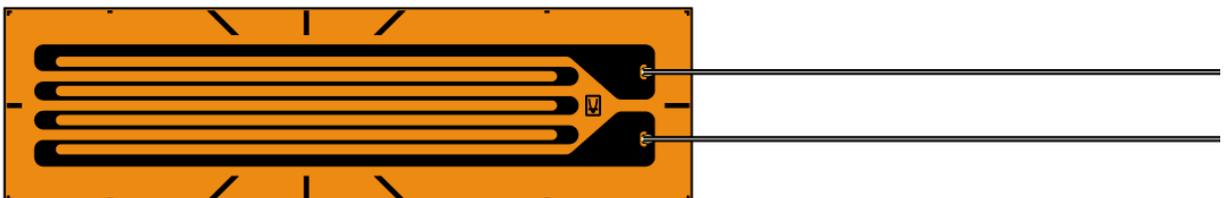


Figura 6-8: griglia metallica di un estensimetro a resistenza

Come è possibile notare dalla figura 6.8, sopra, l'estensimetro è costituito di una griglia metallica, dotata di una sua resistenza al passaggio della corrente, che è possibile esprimere come:

$$R = \rho * \frac{l}{A} \quad \text{Eq. 6.2}$$

Dove l rappresenta la lunghezza, A la sezione attraversata dalla corrente e  $\rho$  la resistività del materiale.

Deformando la griglia, applicando quindi una forza di trazione nel senso longitudinale della griglia, si modifica la lunghezza e la sezione, per cui si ottiene una variazione della resistenza della griglia stessa. La variazione della resistenza è la seguente:

$$\Delta R = \rho * \frac{\Delta l}{A} + \rho * \frac{l}{\Delta A} + \Delta \rho * \frac{l}{A} \quad \text{Eq. 6.3}$$

E' possibile quindi correlare la variazione resistenza elettrica dell'estensimetro e la deformazione applicata.

Si definisce allora Gage factor K:

$$K = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} \quad \text{Eq. 6.4}$$

Il generico estensimetro a resistenza è caratterizzato da un valore preciso di K, che generalmente è intorno a 2, e da un valore preciso di resistenza R (Gage resistance).

Conoscendo il valore di resistenza R e il valore di K, è possibile misurare la variazione di resistenza nell'estensimetro applicando una deformazione incognita, e risalire quindi al valore della deformazione.

Con una deformazione dell'ordine di 100  $\mu\epsilon$ , una resistenza dell'ordine di 100  $\Omega$ , si ottiene una differenza di resistenza dell'ordine di  $10^{-2} \Omega$ , che risulta quindi difficilmente misurabile; inoltre, con variazioni così piccole assumono un'importanza maggiore eventuali errori di misura.

E' possibile collegare gli estensimetri in diverse configurazioni, per poter amplificare il segnale in uscita e quindi avere una lettura migliore dei risultati.

Uno dei collegamenti più noti è quello a "ponte di Weathstone", dove si collegano gli estensimetri, rappresentanti dalle forma rettangolari numerate, come mostrato nella seguente:

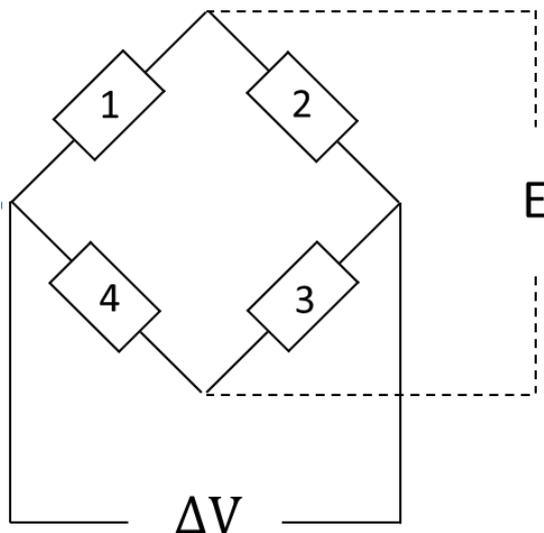


Figura 6-9: schema di collegamento di quattro resistenze a ponte di Weathstone

Indicando con “E” la tensione di alimentazione del ponte, con “ΔV” la tensione che si legge in uscita dal ponte. Sapendo che gli estensimetri sono realizzati in materiale metallico, e che hanno una certa resistenza R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub>, R<sub>4</sub> al passaggio di corrente, è possibile scrivere che:

$$\frac{\Delta V}{E} = \left( \frac{R_1}{R_1 + R_4} - \frac{R_2}{R_2 + R_3} \right) \quad \text{Eq. 6.5}$$

Considerando una variazione di resistenza ΔR<sub>1</sub> sul primo estensimetro, dovuta ad una deformazione ε<sub>1</sub>, e considerando che tutte le resistenze abbiano lo stesso valore R, si ottiene:

$$\frac{\Delta V}{E} = \left( \frac{R * (2R) - R * (2R + \Delta R)}{(2R) * (2R + \Delta R)} \right) = \frac{\Delta R * R}{(4 * R^2 + 2 * \Delta R * R)} \quad \text{Eq. 6.6}$$

Se la variazione di resistenza ΔR è di un ordine di grandezza inferiore rispetto alla resistenza R, è possibile semplificare l’espressione nella forma seguente:

$$\frac{\Delta V}{E} = \frac{\Delta R}{(4R)} \quad \text{Eq. 6.7}$$

Assegnando una variazione di resistenza ΔR a ciascuna delle resistenze presenti nel ponte, si ottiene quindi:

$$\frac{\Delta V}{E} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} + \frac{\Delta R_3}{R} - \frac{\Delta R_4}{R} \right) \quad \text{Eq. 6.8}$$

Tenendo conto del rapporto tra variazione di resistenza e deformazione di cui alla Eq. 6.4, si ottiene infine:

$$\frac{\Delta V}{E} = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad \text{Eq. 6.9}$$

E’ possibile sfruttare diversi collegamenti, detti a ponte intero, a mezzo ponte e ad un quarto di ponte, a seconda del numero di estensimetri collegati (rispettivamente, quattro, due o uno). L’utilizzo di una o dell’altra configurazione dipende dalle quantità che si vogliono misurare, ad esempio, avendo una trave incastrata e sollecitata a flessione, è possibile incollare un singolo estensimetro al componente come mostrato in immagine (figura 6.10), sulla superficie superiore ad esempio, dove si trovano quindi le fibre tese.

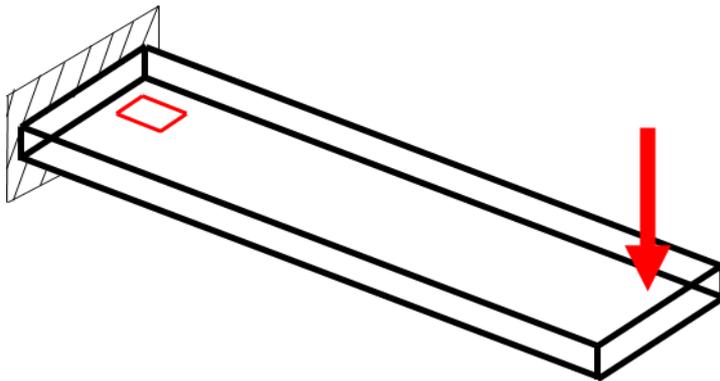


Figura 6-10: schema di una trave incastrata, soggetta a flessione, con incollato un estensimetro per la misura della tensione di flessione

Si può quindi misurare la deformazione dovuta alla flessione, nota la deformazione dovuta alla flessione è possibile ricavare la tensione di flessione secondo Eq 6.1.

Per amplificare la quantità misurata, è possibile sfruttare un collegamento a mezzo ponte di Weathstone, incollando gli estensimetri come mostrato in figura 6.11:

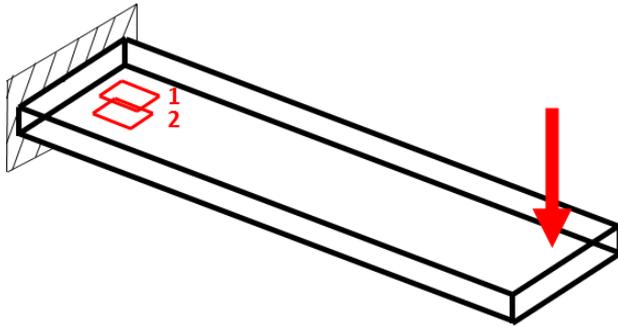


Figura 6-11: schema di una trave incastrata, soggetta a flessione, con incollati due estensimetri, collegati a mezzo ponte, per la misura della tensione di flessione.

Dato che la deformazione sul lato 1 e quella sul lato 2 è uguale ed opposta, in condizione di flessione pura e, collegando gli estensimetri in posizione “1” e “2” del ponte di Weathstone i due contributi si sottraggono, si ottiene il doppio della deformazione di flessione, riportando la formula sopra:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{K}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = \frac{K}{2}(\varepsilon_f) \quad \text{Eq. 6.10}$$

Proseguendo su questa strada, è possibile sfruttare allo stesso scopo anche una configurazione a ponte interno, dove vengono incollati quattro estensimetri sulla superficie del componente a cui siamo interessati. LA configurazione è mostrata nella seguente figura 6.12

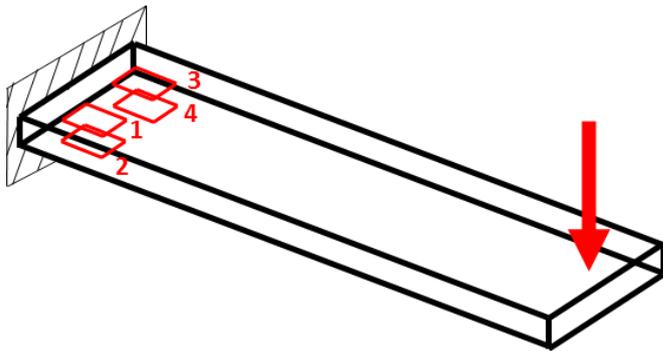


Figura 6-12: schema di una trave incastrata, soggetta a flessione, con incollati quattro estensimetri, collegati a ponte interno, per la misura delle tensioni di flessione.

Collegando gli estensimetri 1, 2, 3 e 4 nelle corrispondenti posizioni indicate nella rappresentazione del collegamento a ponte di Weathstone, si ottiene:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{K}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) = K(\varepsilon_f) \quad \text{Eq. 6.11}$$

Si noti come gli estensimetri si trovino a parità di coordinata assiale lungo la trave, in questo modo le deformazioni  $\varepsilon_1$  e  $\varepsilon_2$  sono uguali ed opposte, e lo stesso vale per  $\varepsilon_3$  e  $\varepsilon_4$ .

### 6.3: Configurazione utilizzata

A questo punto, è necessario ricondursi al caso di sollecitazione che ci troviamo a dover affrontare, per scegliere la configurazione più adeguata e il posizionamento migliore degli estensimetri sul componente.

Nel caso in esame, come già preannunciato ad inizio paragrafo, la sollecitazione assegnata è di trazione pura. La presenza di disallineamenti all'interno del giunto però causa la presenza di una flessione secondaria, la cui entità siamo interessati a misurare. Infatti, l'ipotesi sotto cui si è lavorato durante le prove sperimentali, è che la flessione agente sia trascurabile rispetto alla trazione, e quindi non se ne tiene conto nei modelli agli elementi finiti.

Per confermare o meno questa assunzione quindi, si vuole effettuare una prova di trazione sul giunto, simulando quindi la condizione di carico che si assegna durante le prove a fatica, sia in ampiezza variabile che costante; e si vuole conoscere quale sia il contributo di trazione e di flessione, in termini di tensioni e deformazioni, durante la prova.

A questo scopo, si deve essere in grado di misurare separatamente una tensione di trazione e una tensione di flessione, utilizzando gli estensimetri presentati sopra.

Lo stato di sollecitazione che ci si attende, nel caso in cui siano presenti sia flessione che trazione, prevede una tensione costante lungo la coordinata assiale dovuta alla trazione, e una componente con andamento a farfalla dovuta alla flessione (eventualmente presente).

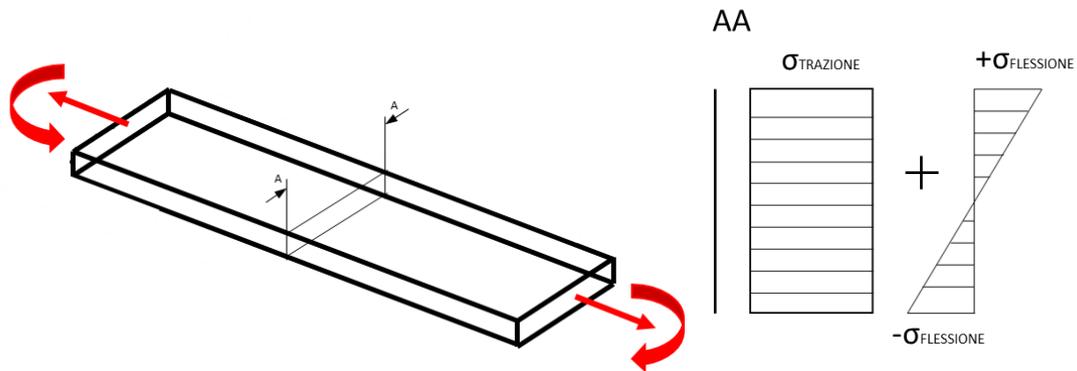


Figura 6-13: stato di tensione presente nel caso di sollecitazione di flessione e di trazione, contemporanee

Riconducendosi al caso del giunto saldato, che è necessario analizzare, è possibile utilizzare un collegamento a quarto di ponte per misurare le quantità richieste, utilizzando due estensimetri per ogni lato, come mostrato in figura 6.14.

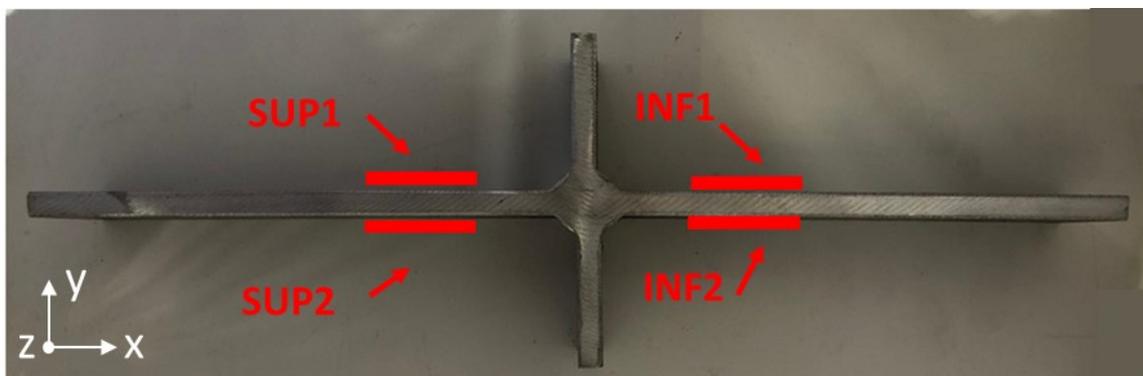


Figura 6-14: schema di posizionamento degli estensimetri per la misura di tensione di trazione e di flessione, presenti contemporaneamente

Agli estensimetri viene assegnata la seguente denominazione, che verrà mantenuta per tutti i casi analizzati: al lato del provino rivolto frontalmente, quando questo viene inserito negli afferraggi della macchina, si assegna il numero 1, alla porzione di giunto che si trova al di sopra dell'irrigidimento, facendo ancora riferimento alla posizione del provino in macchina, si assegna la denominazione "superiore"; alla porzione sottostante all'irrigidimento si assegna la denominazione di "inferiore", le stesse denominazioni vengono quindi utilizzate per individuare gli estensimetri incollati al giunto.

Dato che i giunti risultano tutti contrassegnati con il numero di serie, si decide di sfruttare questa caratteristica e di inserirli in macchina sempre con il lato numerato frontale e in alto, quindi la faccia contrassegnata prende il nome di "SUP1".

In questa configurazione, i due estensimetri SUP1 e SUP2, quando il provino viene sollecitato, misureranno l'uno la deformazione dovuta al carico assiale e al carico flessionale, entrambe con segno positivo, l'altro la

deformazione dovuta al carico assiale e al carico flessionale, quest'ultima con segno negativo, secondo lo schema in figura 6.13.

Si ricorda che i due estensimetri sono indipendenti, è possibile quindi calcolare il valore della deformazione di trazione come valore medio tra la deformazione misurata da SUP1 e SUP2:

$$\varepsilon_{axial} = \varepsilon_{media} = \frac{\varepsilon_{SUP1} + \varepsilon_{SUP2}}{2} \quad \text{Eq. 6.12}$$

Per quanto riguarda la deformazione dovuta alla flessione, è sufficiente sottrarre alla deformazione massima tra le due misurate da SUP1 e SUP 2 la tensione media calcolata.

$$\varepsilon_{bend} = MAX(\varepsilon_{SUP1}, \varepsilon_{SUP2}) - \varepsilon_{media} \quad \text{Eq. 6.13}$$

Per il lato "INF" del giunto, le formule utilizzate sono le stesse.

### 5.3: Decisione del punto di incollaggio degli estensimetri

Allo scopo di effettuare le misurazioni volute è quindi necessario incollare quattro estensimetri sul giunto che si vuole testare, la prima fase è la decisione del punto di posizionamento degli estensimetri.

A questo scopo è necessario tenere conto del sistema di vincolo che verrà applicato andando a inserire il provino in macchina, dove i lati "lunghi" del piatto principale vengono afferrati da due morse.

Gli afferraggi non consentono ovviamente spostamenti lungo la direzione di applicazione del carico di trazione.

Supponendo quindi di essere nel caso ipotizzato in partenza, di avere cioè sola sollecitazione di trazione, ci si attendono effetti locali, sull'andamento delle tensioni, dovuti alla presenza degli afferraggi. E' necessario andare a scegliere un punto di posizionamento degli estensimetri ad una distanza dagli afferraggi, in direzione assiale, tale da evitare la zona di discontinuità di tensione dovuta ai vincoli, e ad una distanza tale dal piede cordone, da evitare la discontinuità dovuta all'intaglio di piede cordone stesso. A questo scopo si procede con un modello agli elementi finiti del giunto;

Il procedimento viene applicato ad entrambe le tipologie di giunto, si presentano i due casi separatamente;

Per il giunto con irrigidimento trasversale (T05), sollecitato a trazione, è possibile sfruttare la simmetria del giunto per realizzare solo un quarto del giunto complessivo, per risparmiare tempo di calcolo in seguito.

La geometria realizzata è la seguente:

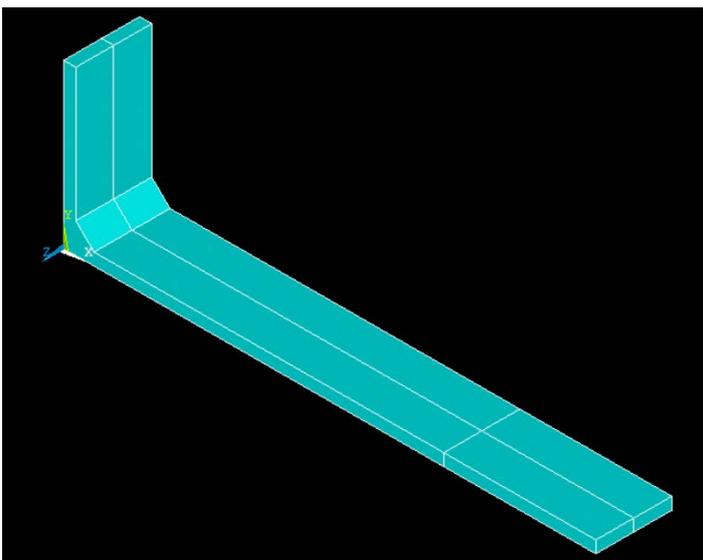


Figura 6-15: modello geometrico di un quarto di giunto saldato, con irrigidimento trasversale, per analisi agli elementi finiti

Il giunto viene modellato con elementi tetraedrici a quattro nodi, SOLID285.

Inoltre, come si può vedere nell'immagine sopra, (figura 6.15), viene separata una porzione di volume sul piatto principale del giunto, in corrispondenza dell'estremità afferrata dalla macchina. La lunghezza in direzione assiale (x in immagine) di questa porzione di volume è pari a 55 mm; questa dimensione viene scelta misurando la porzione di giunto afferrata nei campioni precedentemente testati (rimangono dei segni sulla superficie dei giunti in corrispondenza degli afferraggi, misurando la lunghezza dei tratti segnati si ottiene un valore medio di 55 mm).

Questa porzione di volume viene utilizzata per la simulazione del vincolo dato dagli afferraggi della macchina, come già spiegato poco sopra infatti questi bloccano rigidamente il giunto tra due superfici; per simulare l'azione dei vincoli si assegna una condizione di "Coupling" ai nodi appartenenti alle aree superiori del volume individuato; questa si traduce nel vincolare tutti i nodi selezionati ad avere lo stesso spostamento in una direzione scelta, nel caso in esame vengono accoppiati gli spostamenti in direzione "x".

Inoltre, devono essere assegnati vincoli opportuni per simulare la presenza delle porzioni di giunto che non si sono rappresentate, grazie alla simmetria del modello. Si assegnano allora tre condizioni di simmetria alle aree indicate nella seguente. Per quanto riguarda il carico, viene assegnata una tensione normale alla superficie laterale esterna del giunto di 1 MPa, anche questa riportata nella seguente figura 6.16:

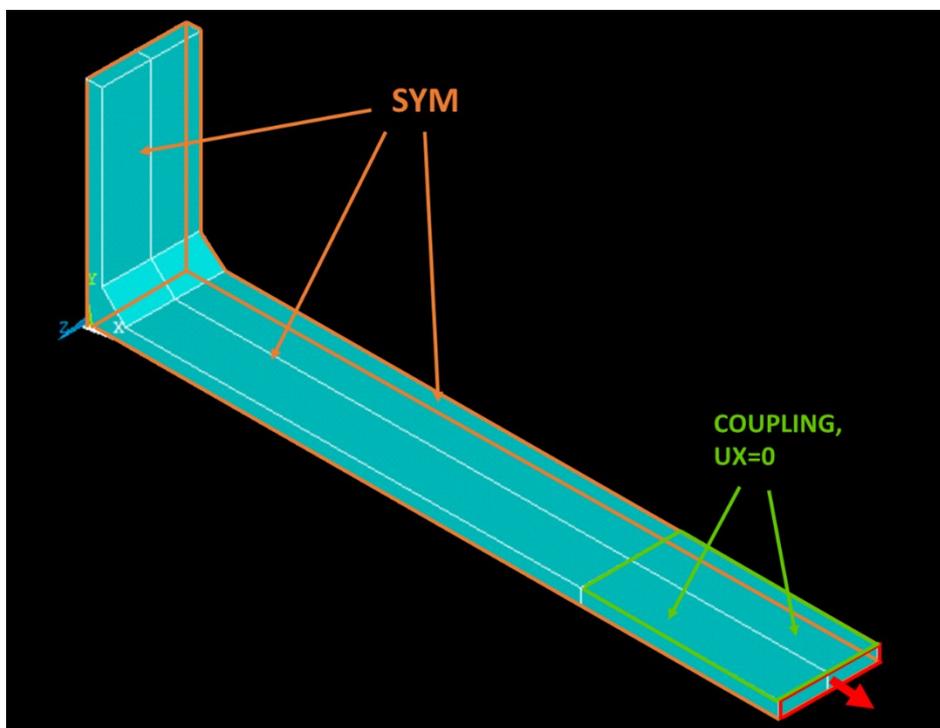


Figura 6-16: vincoli e carichi assegnati al modello del giunto realizzato

La mesh viene realizzata assegnando una dimensione di elemento di 0,5 mm, di seguito si riporta un'immagine del solo piede cordone, in quanto la dimensione è tale da non rendere possibile una visione di insieme del giunto chiara.

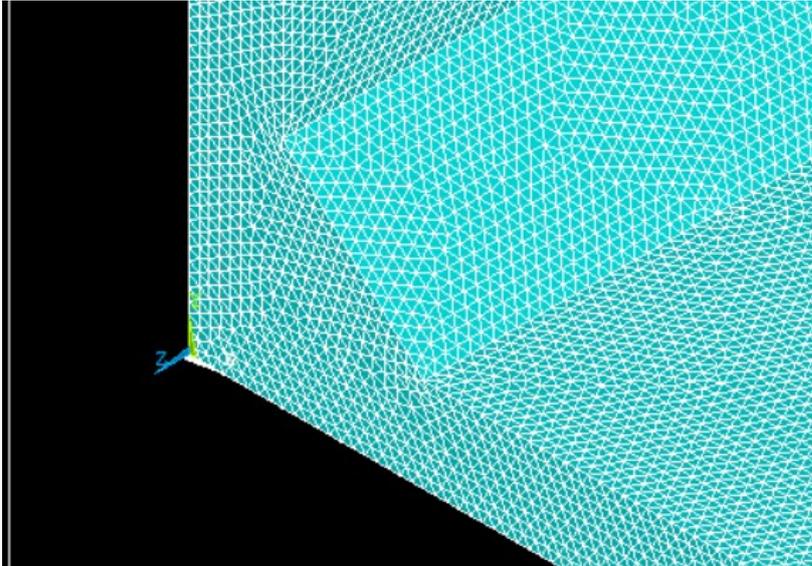


Figura 6-17: particolare (piede cordone di saldatura) della mesh realizzata sul modello del giunto

Una volta risolto il modello, si vanno ad estrarre le tensioni in direzione “x”, assiale, lungo due diverse linee nel modello, indicate in figura ., dove viene rappresentata la geometria del modello analizzato; queste si trovano a 12,5 mm dal bordo esterno e sull’asse di simmetria del giunto.

L’estensimetro andrà incollato sull’asse di simmetria, quindi le tensioni che è necessario andare a considerare sono quelle lungo la linea centrale. Di seguito si riporta l’andamento delle tensioni ottenuto per entrambe le linee (figura 6.18) lungo tutta la linea stessa, e nella porzione dove la tensione è più regolare.

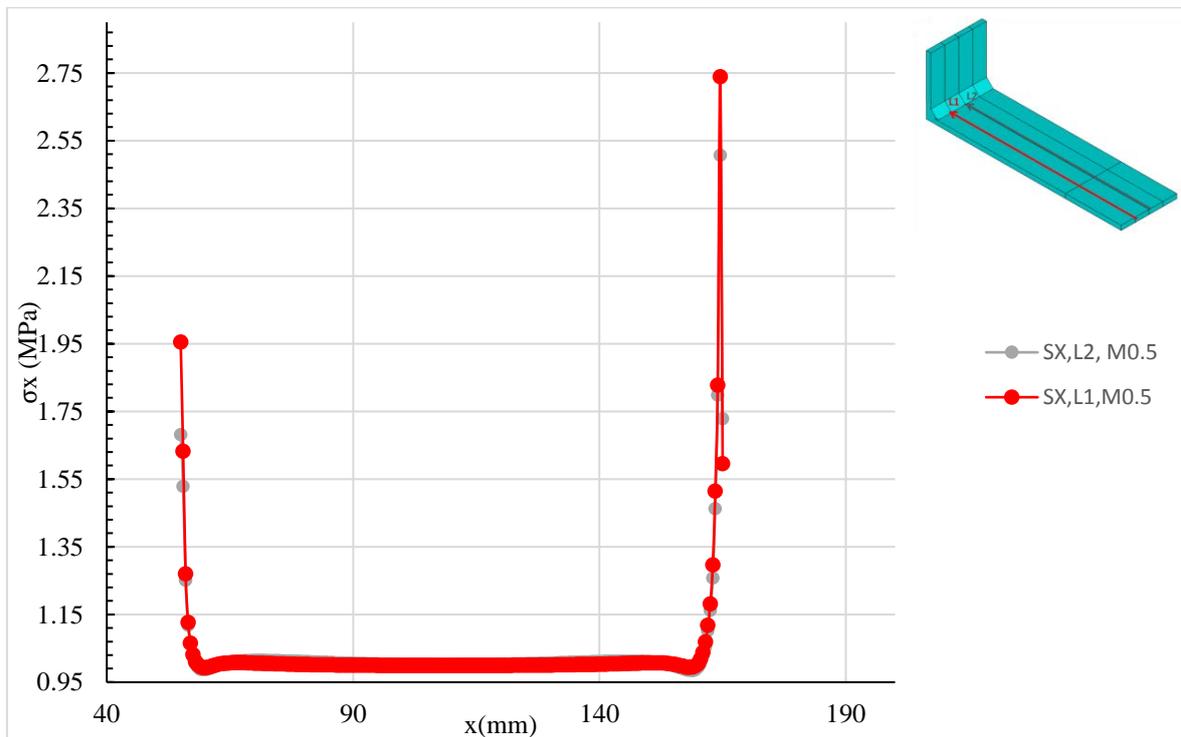


Figura 6-18: andamento delle tensioni  $\sigma_x$  lungo la direzione x, lungo le linee indicate sul giunto in alto a sinistra in figura

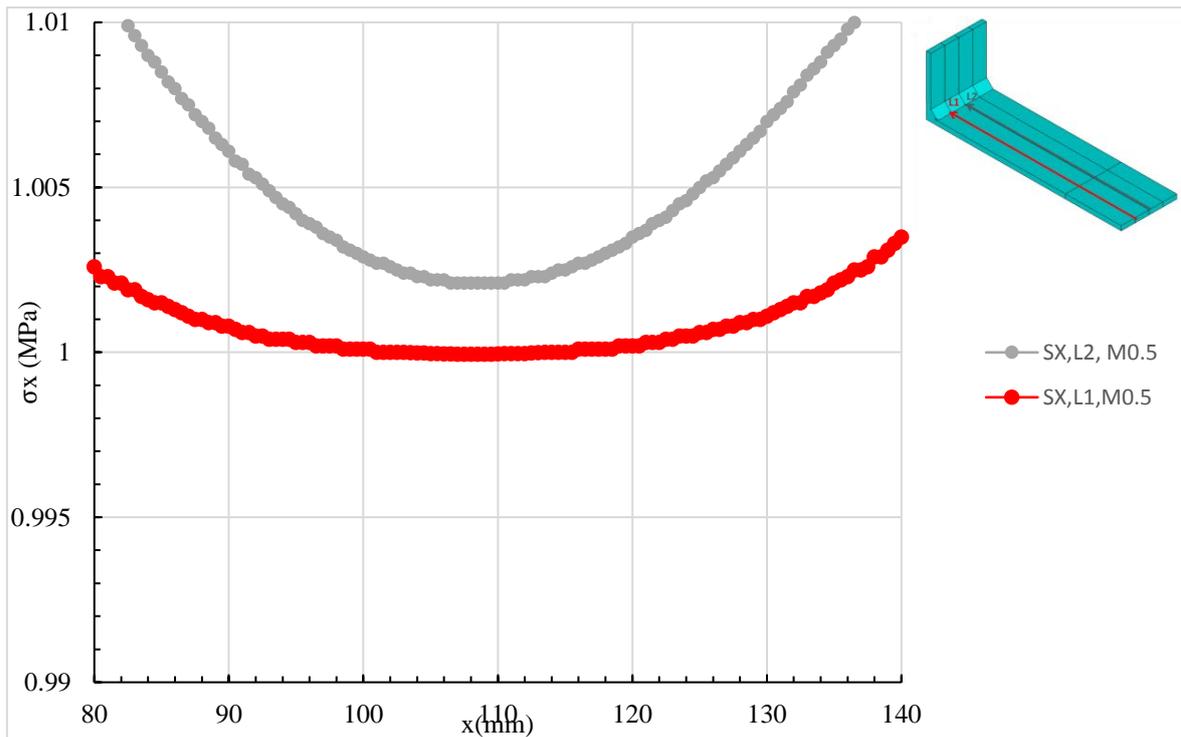


Figura 6-19: andamento della tensione  $\sigma_x$  lungo la direzione  $x$ , a diverse distanze dal piano  $x$ - $y$ , per una distanza dall'origine tra 80 mm e 140 mm.

E' possibile notare che il valore unitario non viene mai raggiunto nel secondo grafico. Quindi lungo la linea di mezzeria del giunto, dove si intende posizionare l'estensimetro, non si raggiunge mai precisamente la tensione applicata per la sola trazione; partendo dalla posizione del vincolo di coupling, quota  $x$  55 mm, si nota un picco di tensione dovuto al vincolo stesso; proseguendo lungo l'asse  $x$  la tensione tende a decrescere e a portarsi al valore unitario; prima che questo valore possa essere raggiunto però la tensione torna ad aumentare per effetto della presenza di concentrazione delle tensioni data dal piede cordone.

Volendo mantenere l'errore entro lo 0,5%, è necessario rimanere in una zona compresa tra i 125 e i 90 mm dal lato esterno del giunto.

Per lasciarsi aperta la possibilità di aggiungere un secondo estensimetro in un secondo momento, si cerca di mantenersi il più vicino possibile al piede cordone. Si decide quindi di incollare l'estensimetro ad una distanza di 125 mm dal lato esterno del giunto.

Per verificare se, con la dimensione di elemento utilizzata, le tensioni siano a convergenza, si risolve lo stesso modello utilizzando una dimensione media di elemento di 1 mm, confrontando gli andamenti di tensione  $\sigma_x$  lungo la coordinata  $x$ , lungo la linea media del giunto, ottenuti per le due diverse mesh, si ottiene il seguente in figura 6.20:

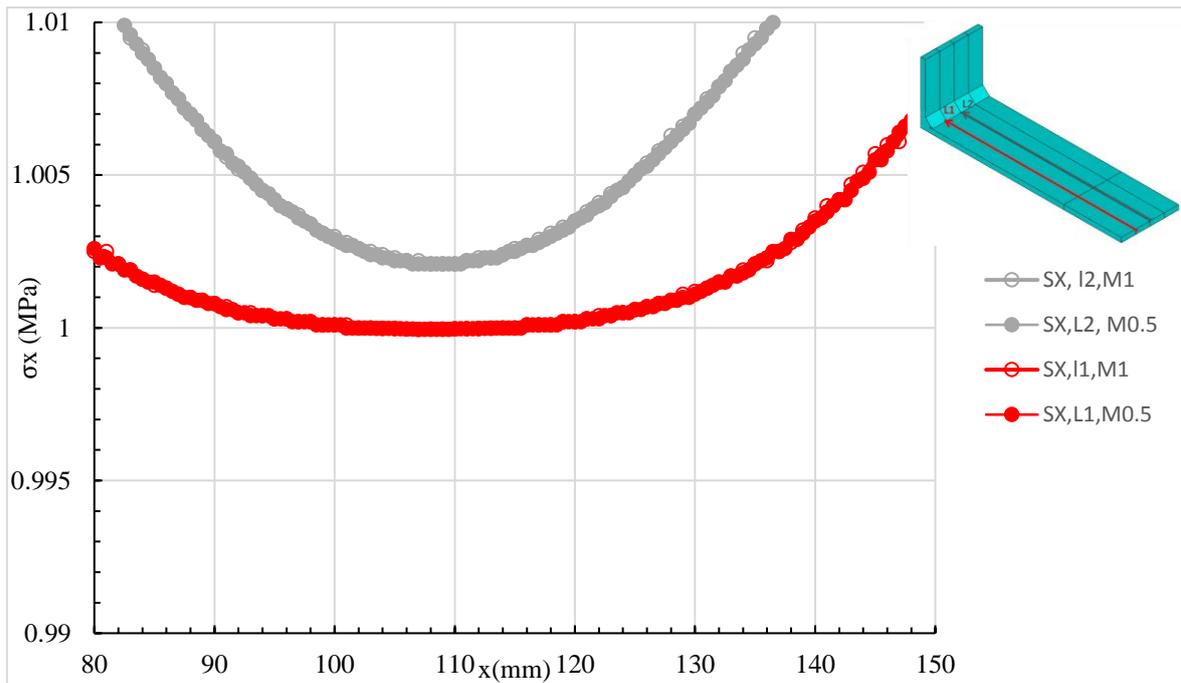


Figura 6-20: confronto tra gli andamenti di tensione  $\sigma_x$  lungo la direzione  $x$  ottenuti con mesh con diversa dimensione di elemento,  $d=0,5$  mm e  $d=1$  mm

Si nota come nella zona su cui si andrà ad applicare l'estensimetro la differenza tra i valori ottenuti sia impercettibile dal grafico.

A questo punto si è quindi decisa la posizione di incollaggio degli estensimetri.

Per quanto riguarda invece il giunto con irrigidimento inclinato, non ci sono tre simmetrie come nel caso di irrigidimento trasversale, è quindi necessario modellare metà del giunto completo. Questo pone dei limiti maggiori sulla dimensione di elemento utilizzabile nella mesh, per motivi di potenza di calcolo disponibile.

Il modello realizzato è quindi il seguente:

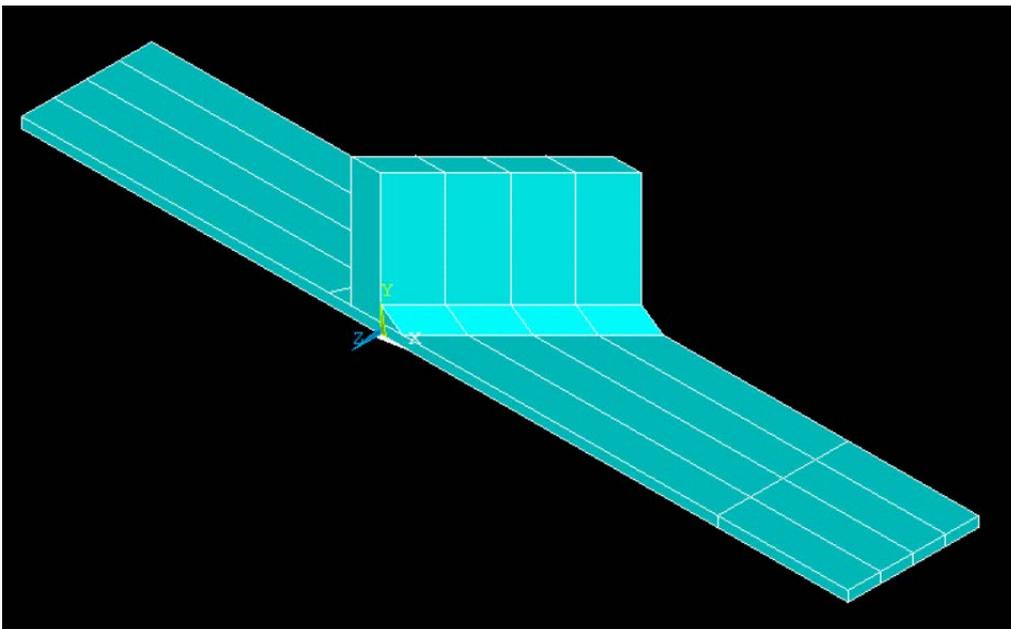


Figura 6-21: modello geometrico utilizzato per la decisione del punto di incollaggio degli estensimetri per il giunto con irrigidimento inclinato

Anche in questo caso è possibile notare la realizzazione di un volume separato, dove verrà assegnata la condizione di vincolo che vada a simulare la presenza degli afferraggi della macchina.

Come nel caso precedente si riportano i carichi e i vincoli assegnati, in questo caso è assegnato un vincolo di simmetria solo rispetto al piano x-z (sistema di riferimento di ansys), inoltre viene incastrata la superficie laterale esterna del giunto. Come nel caso precedente viene assegnata una tensione nominale di 1 MPa alla superficie esterna del giunto indicata in figura; inoltre, come già anticipato nel caso del giunto con irrigidimento trasversale, viene assegnata una condizione di “coupling” per lo spostamento lungo la direzione “x” ai nodi appartenenti all’area superiore del volume separato del giunto, per simulare la presenza dell’afferraggio della macchina.

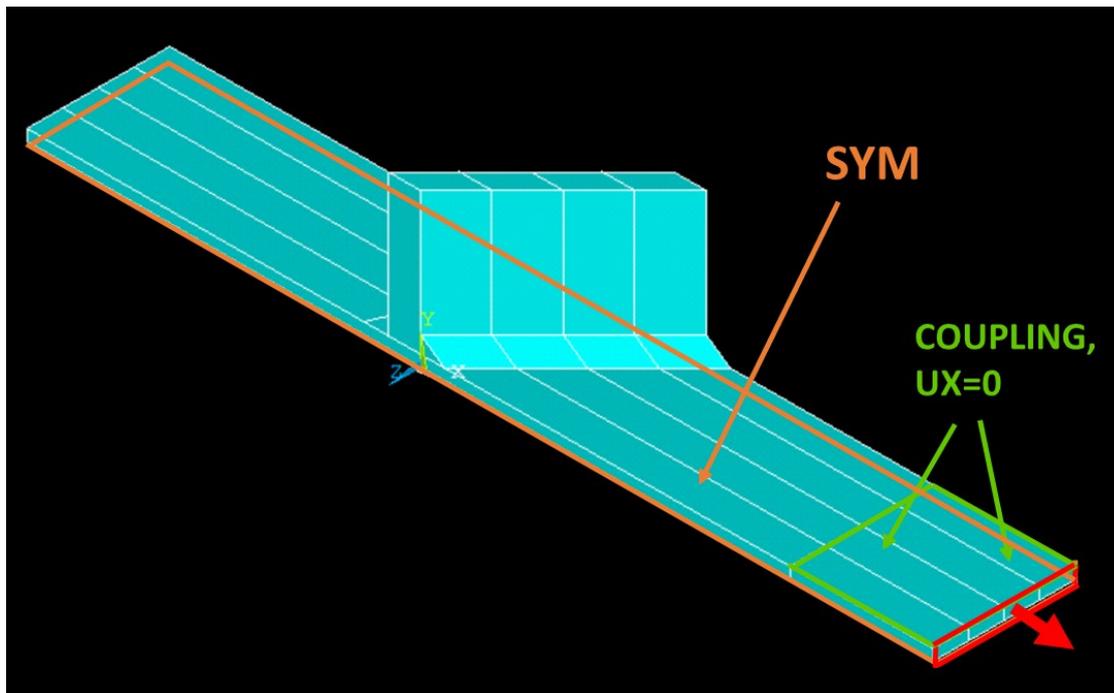


Figura 6-22; vincoli e carichi assegnati al modello di giunto inclinato utilizzato per decidere il punto di incollaggio degli estensimetri.

La mesh sul modello viene realizzata sfruttando elementi tetraedrici a quattro nodi (SOLID285), la dimensione di elemento utilizzata è di 0,75 mm, che risulta la dimensione minima a cui è possibile spingersi.

Una volta risolto il modello, vengono rilevate le tensioni in direzione assiale (x) lungo tre diverse linee, partendo dal lato esterno del giunto fino al piede cordone. Le tre diverse linee vengono scelte a distanze consecutive di 12,5 m, partendo dal lato esterno “lungo” del giunto.

Si riporta di seguito quanto ottenuto lungo le tre linee (figura 6.23) Si può notare come vi siano due picchi di tensione per ogni linea, rispetto al valore di 1 MPa assegnato; questi corrispondono alla zona degli afferraggi e al piede cordone, esattamente come visto per il giunto con irrigidimento trasversale

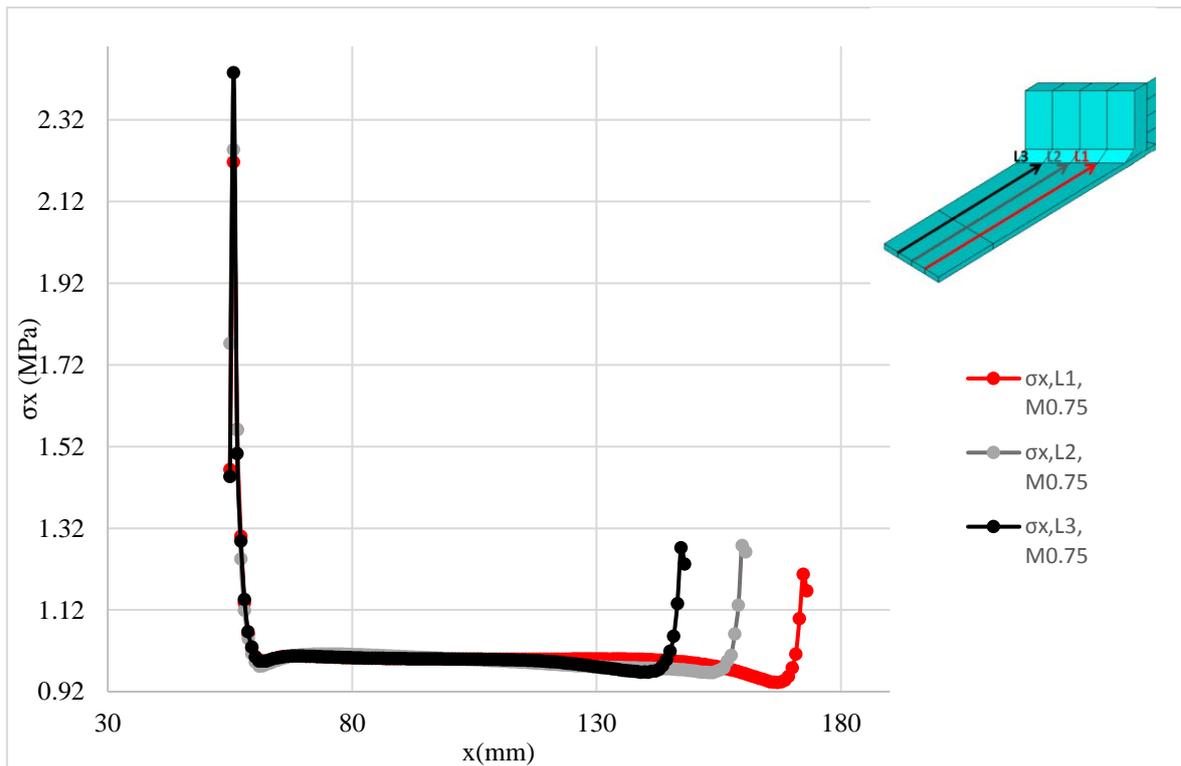


Figura 6-23: andamento della tensione di trazione lungo la direzione x per le tre linee individuate in immagine sul giunto con irrigidimento inclinato.

Anche in questo caso l'estensimetro viene incollato lungo la linea di mezzeria del giunto, quindi la linea da considerare è quella grigia in immagine.

Volendo mantenere l'errore entro lo 0,05%, come si può vedere dalla seguente figura, è necessario mantenersi ad una distanza dal lato esterno tra 90 e 110 mm.

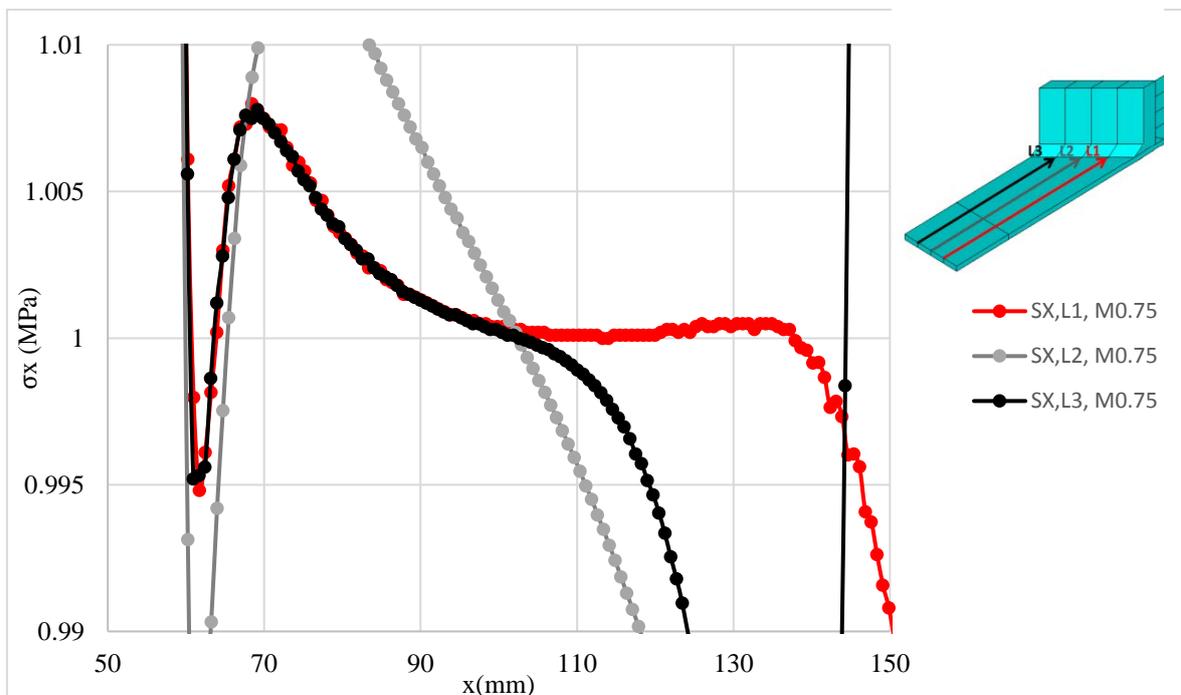


Figura 6-24: andamento delle tensioni di trazione lungo la direzione x per le tre linee individuate in figura sul giunto con irrigidimento inclinato, per la zona più regolare di andamento delle tensioni

Anche in questo caso, viene confrontato l'andamento delle tensioni ottenute nel caso appena presentato con lo stesso modello per cui la dimensione di elemento nella mesh è pari a 1 mm, in modo da verificare se le tensioni siano a convergenza (figura 6.25)

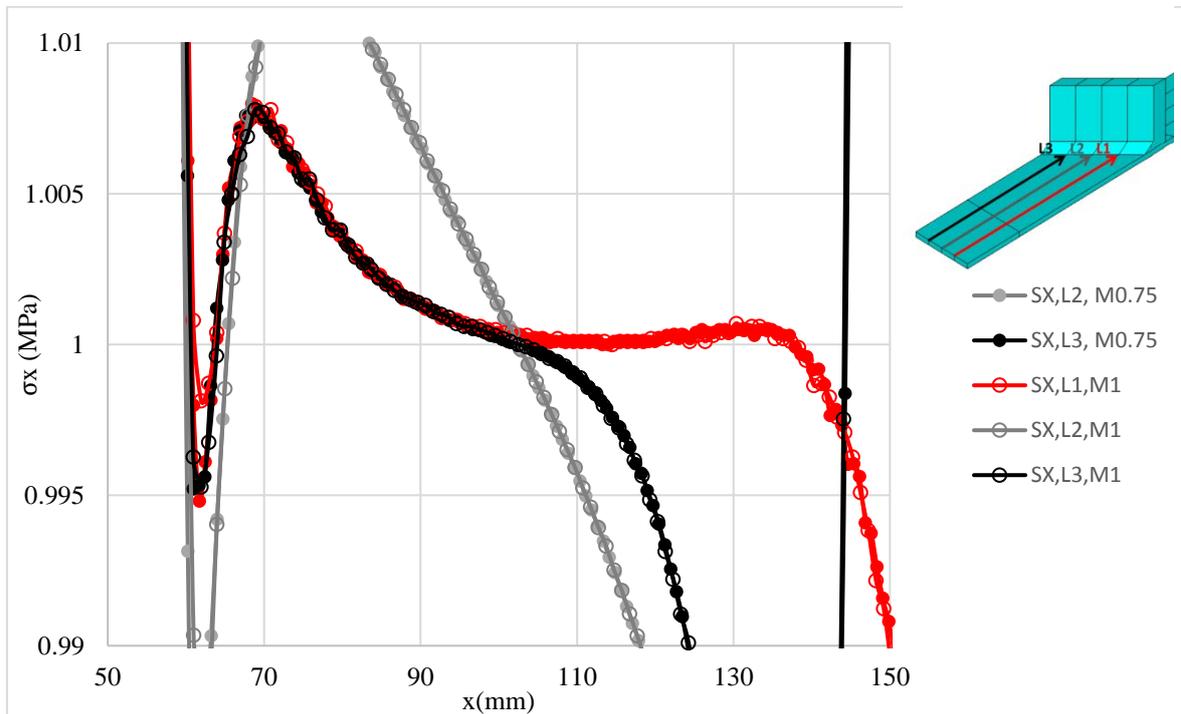


Figura 6-25: confronto tra le tensioni di trazione lungo la direzione  $x$  per le tre linee indicate in immagine ottenute per mesh con una dimensione di elemento diversa

Si può notare che nella zona di interesse le curve ottenute, a parità di linea e per diversa dimensione di elemento, sono sovrapposte.

Si decide quindi di incollare l'estensimetro a metà del giunto rispetto alla larghezza (linea grigia in immagine), ad una distanza di 100 mm dal bordo esterno.

#### 6.4: procedura di incollaggio degli estensimetri

Gli estensimetri utilizzati sono forniti da "KYOWA", il modello è "KFGS-3-120-C1-11 L3M3R", e presentano le seguenti caratteristiche:

$$\text{Gage length} = 3 \text{ mm}$$

$$k = 2.11 \pm 1.0\%$$

$$R = 119.6 \Omega \pm 0.4\%$$

$$\text{Gage sensitivity ratio} = (0.6 \pm 0.2)\%$$

Temperature compensation for = STEEL

$$\text{Adoptable thermal expansion} = 11.7 * 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$$

Applicable adhesive = CC - 33A, EP - 340

Temperature coefficient of Gage Factor =

L'estensimetro è dotato di due fili che fuoriescono dalla griglia metallica, uno dei due è in contatto con un singolo cavo, l'altro con due diversi cavi.

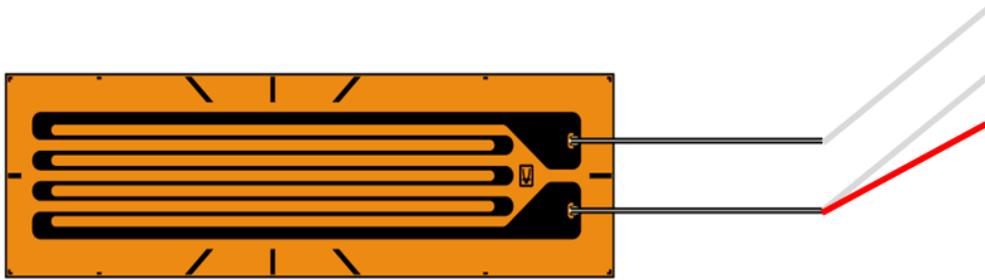


Figura 6-26: griglia metallica dell'estensimetro, si notano i due fili in contatti con cavi diversi a destra nell'immagine

Questo avviene perché, a causa della presenza del cavo, vi è una resistenza aggiuntiva tra i due fili, oltre a quella data dalla griglia metallica e su cui quindi vengono calcolate le deformazioni; la resistenza del cavo viene misurata dai due cavi in contatto con lo stesso filo.

Scelti gli estensimetri e il punto di incollaggio, si può procedere con l'incollaggio vero e proprio, il quale si articola nelle fasi seguenti;

In primo luogo, è necessario assicurarsi che la superficie del giunto sia liscia e pulita, è quindi necessario passare la superficie con carte vetrate di grana diversa, via via a grana più fine, in modo da rimuovere i graffi presenti sulla superficie stessa; nel caso in esame, il lato contrassegnato del giunto è risultato più semplice da lucidare, e la sequenza di carte utilizzate è stata 240, 500, 800, 1000. Il lato non contrassegnato invece presentava uno strato di materiale ossidato, che è stato rimosso con carta 100, per poi proseguire con la stessa sequenza utilizzata per il lato contrassegnato. Nella fase di cambio di tipo di carta vetrata, la superficie del giunto è stata lavata con alcool, in modo da rimuovere la polvere asportata con il passaggio delle carte;

Una volta ottenuta la finitura superficiale desiderata, è possibile definire il punto di incollaggio dell'estensimetro.

Come già detto in precedenza, si intende incollare l'estensimetro in corrispondenza della linea media del giunto, ad una distanza pari a 125 mm dal lato esterno del giunto, nel caso di T05, e ad una distanza di 100 mm nel caso di I05.

Utilizzando un righello millimetrato, si tracciano due segni con un taglierino, su ciascun lato della larghezza del giunto.

A questo punto si uniscono i due segni, tracciando quindi una linea trasversale che denota la posizione a 125 mm o a 100 mm, a seconda del giunto considerato, dal bordo esterno, sempre con lo stesso strumento.

Per quanto riguarda invece il posizionamento lungo la larghezza, l'estensimetro si deve porre lungo il piano di simmetria. Per T05, essendo la larghezza del piatto principale pari a 50,25 mm, deve quindi porsi a 25,125 mm dal lato esterno. Per I05 invece, essendo la larghezza del piatto principale pari a 49.5, è necessario porsi a 24.75 mm dal lato esterno.

Questa distanza viene individuata utilizzando un calibro verticale, che permette, una volta regolato opportunamente, di tracciare un segno su un qualsiasi oggetto, con un truschino, ad una distanza ben definita dal piano di appoggio dell'oggetto stesso.

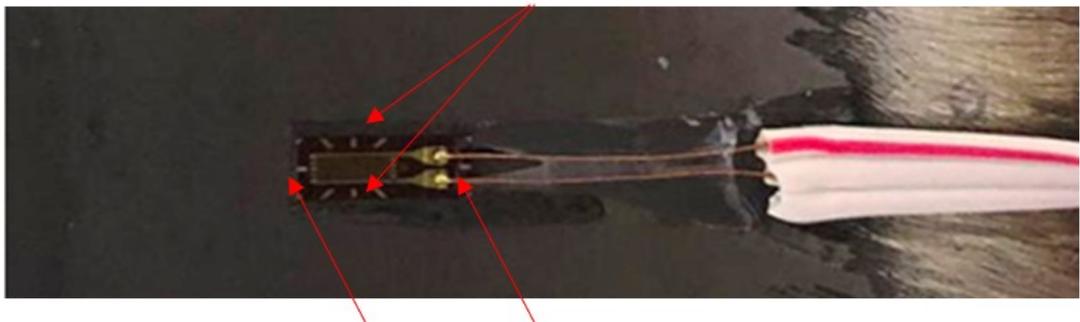
Tracciando quindi in questo modo una linea lungo l'asse longitudinale del giunto, ad una distanza di 25,125 mm o di 24.75 mm dal bordo esterno, a seconda del giunto considerato, in modo che incroci la linea precedentemente tracciata, si individua il punto di posizionamento dell'estensimetro nell'incrocio delle due linee.

A questo punto si procede con la fase dell'incollaggio vera e propria, che si è articolata nelle seguenti fasi:

- Si pulisce la superficie di plexiglass, dove verrà appoggiato l'estensimetro, con alcool e un panno pulito;
- Si svolge l'estremità del rotolo di nastro adesivo, incollando quest'ultima al piano di plexiglass;

- Si svolge il cavo di collegamento dell'estensimetro;
- Si apre la confezione protettiva della griglia metallica, evitando di toccare quest'ultima con le dita;
- Si appoggia la griglia stessa sulla superficie di plexiglass, con la faccia da incollare rivolta in basso (la faccia da incollare è quella non dotata di griglia metallica), sufficientemente vicino al nastro adesivo, ma non abbastanza da toccarlo;
- Mantenendo l'estensimetro appoggiato al piano, ma senza spingerlo in avanti o indietro, con la mano sinistra, con la destra si svolge il nastro coprendo la griglia dell'estensimetro stesso, fino ad arrivare ai cavi di collegamento;
- Si recide la porzione di nastro adesivo che ricopre l'estensimetro, e si preme con delicatezza attorno alla griglia per assicurarsi che il nastro adesivo abbia aderito alla griglia stessa;
- Si ripassa la superficie del giunto trattata precedentemente con carta vetrata con alcol e carta, avendo cura di passare la carta sulla superficie seguendo sempre lo stesso verso, in modo da evitare di portare polvere sulla superficie stessa;
- Si solleva l'estremità del nastro adesivo, precedentemente incollato all'estensimetro, dal lato della griglia metallica con una pinzetta;
- Si afferra con la pinzetta l'estremità di nastro adesivo sollevata, e, si solleva il nastro fino a che rimane incollata solamente la porzione che copre la griglia metallica;
- Si prosegue a separare nastro e griglia metallica dalla superficie di plexiglas, mantenendo il nastro piegato a 180° rispetto a quest'ultima per quanto possibile;
- Una volta che estensimetro e nastro sono sollevati, tenendo l'estremità più vicina alla griglia con la pinzetta e quella più vicina ai cavi con pollice e indice, si porta il tutto al di sopra della superficie prevista per l'incollaggio;
- E' necessario che le linee trasversali e longitudinali tracciate sul giunto siano allineate con i corrispondenti, appositi segni presenti sull'estensimetro, attorno alla griglia metallica, indicati nella seguente immagine:

## Tacche per l'allineamento longitudinale



## Tacche per l'allineamento trasversale

Figura 6-27: particolare dell'estensimetro a resistenza metallica, si possono notare le tacche presenti per facilitare il posizionamento dell'estensimetro stesso

- Una volta posizionato correttamente l'estensimetro, si preme il nastro adesivo sulla superficie in modo da incollarlo su di essa;
- Si incide quindi una porzione di nastro adesivo a distanza di circa 1-2 mm dalla griglia e dai cavi, partendo dall'estremità superiore della griglia stessa, e spostandosi verso i cavi fino all'estremità del nastro adesivo. L'incisione viene praticata solo su due lati, in questo modo la porzione tagliata rimane comunque attaccata al resto del nastro, ma libera di essere sollevata;
- A questo punto si solleva la porzione di nastro incisa dal taglierino e contenente l'estensimetro, mantenendola parallela alla superficie del giunto;
- Si versa una goccia di colla per estensimetri al di sotto della griglia metallica, ancora sollevata;
- Si appoggia nuovamente l'estensimetro nella posizione che aveva precedentemente, sfruttando il nastro adesivo per controllarne l'allineamento,

- Si fa scorrere il pollice lungo l'estensimetro, per garantire che la colla scorra e tutta la griglia sia incollata;
- Si appoggia il pollice sulla griglia, facendo pressione e mantenendo la posizione per circa un minuto, per assicurare l'incollaggio;
- Si versa una goccia di colla nel punto in cui i fili dell'estensimetro incontrano i cavi, per assicurarsi che anche questi ultimi siano incollati al giunto;
- A questo punto è possibile rimuovere il nastro adesivo, aiutandosi con una pinzetta;
- Si passa quindi, per proteggere l'estensimetro appena applicato, a mettere del silicone protettivo sopra l'estensimetro, avendo cura di ricoprire anche i cavi;

Il procedimento è eseguito per tutti e quattro gli estensimetri, per entrambi i giunti.

Quello che si ottiene è mostrato nelle seguenti immagini:

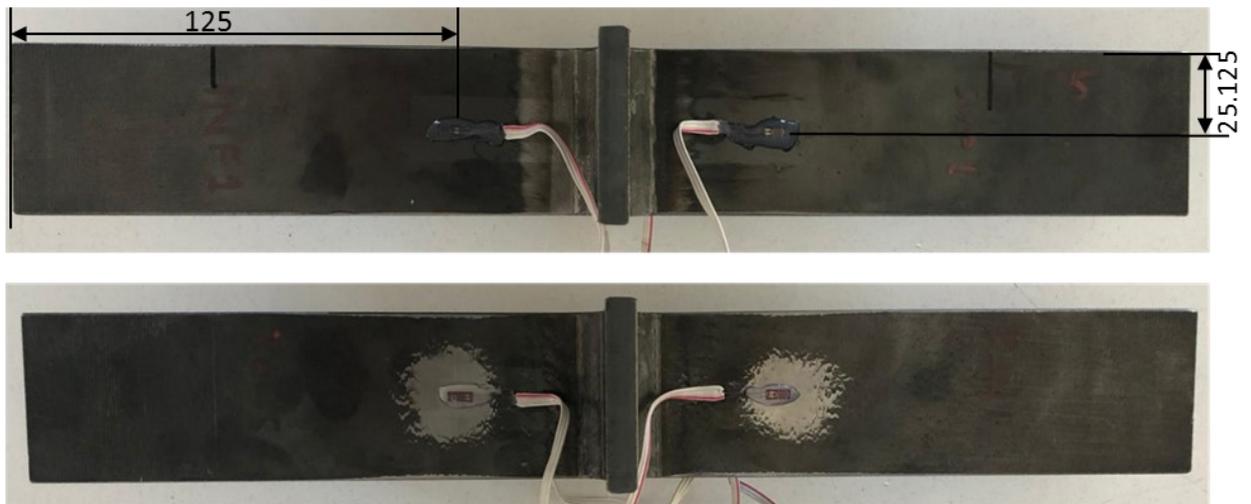


Figura 6-28: immagine del giunto T05 con incollati i quattro estensimetri, rispettivamente lato 1 (opra) e lato 2 (sotto)

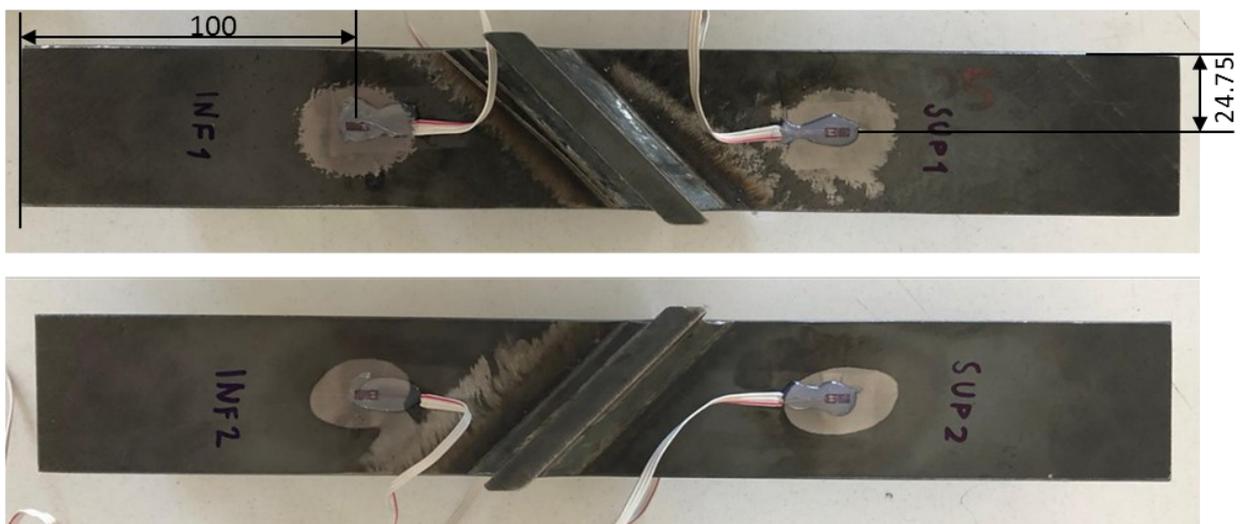


Figura 6-29: immagine del giunto I05 con incollati i quattro estensimetri, rispettivamente lato 1 (sopra) e lato 2 (sotto)

Una volta incollato il singolo estensimetro, è necessario controllarne il funzionamento, per evitare di inserire in macchina il provino con una strumentazione non funzionante. A questo scopo si sfrutta un multimetro, che, tra le tante caratteristiche, permette di misurare anche la resistenza ai capi di due puntatori, in rosso e nero nella figura 6.30



Figura 6-30: multimetro utilizzato per le misure di resistenza

Per prima cosa deve essere settato il range di resistenza da misurare, nel nostro caso, sapendo che la resistenza dell'estensimetro R è pari a  $120 \Omega$ , il range viene settato a  $200 \Omega$ . In seguito, viene misurata la resistenza tra i due fili dell'estensimetro, che risulta pari a  $122 \Omega$ . In seguito, si misura la resistenza tra i due cavi collegati allo stesso filo, che quindi corrisponde con la resistenza del solo cavo, questa risulta circa pari a  $2 \Omega$ .

A questo punto è necessario verificare che non ci sia contatto tra il giunto e la griglia metallica dell'estensimetro, questo può essere provato appoggiando uno dei due tastatori sulla superficie del giunto (possibilmente sulla superficie non ossidata, quindi ripulita in precedenza con le carte vetrate) e l'altro su uno dei cavi dell'estensimetro, il multimetro non deve leggere alcun valore. Per controllare invece che ci sia contatto all'interno del giunto, è possibile appoggiare entrambi i tastatori alla superficie del giunto, in questo caso la lettura di resistenza non deve essere nulla.

Per proteggere gli estensimetri dall'azione di agenti esterni, si procede ricoprendoli con uno strato di silicone apposto; si mostra di seguito quando si ottiene per il giunto con irrigidimento inclinato:

Una volta effettuata la verifica, è possibile passare al collegamento degli estensimetri alla centralina per l'acquisizione delle deformazioni. La centralina utilizzata è di tipo IMC-CRONOS PL2.

Il collegamento viene effettuato sfruttando due connettori, ciascuno permette infatti di raccogliere due diversi segnali, quindi è possibile collegare due estensimetri ad ogni connettore (figura 6.31)



Figura 6-31: connettori a cui sono collegati due estensimetri ciascuno, si noti che è presente la denominazione degli estensimetri collegati a ciascun connettore.

Tenendo conto che siamo in una configurazione di quarto di ponte, i quattro estensimetri vengono collegati a quattro canali di acquisizione diversi, indicati con lo stesso nome utilizzato per gli estensimetri (INF1 e INF2, SUP1 e SUP2).

La configurazione viene riportata nel manuale della centralina utilizzata:

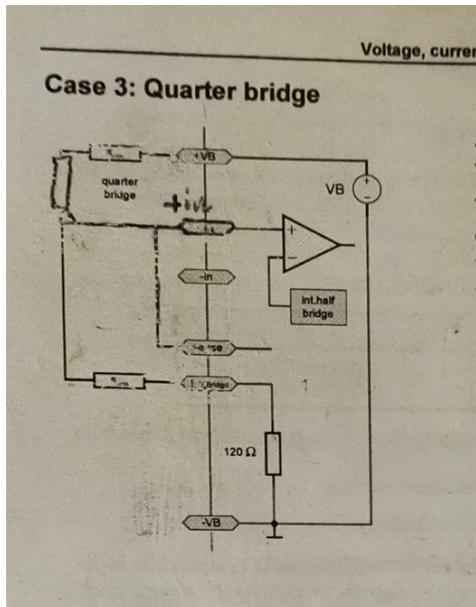


Figura 6-32: collegamento a quarto di ponte, come illustrato nella guida presente per la centralina

E il collegamento eseguito è riportato nella seguente figura 6.33, per gli estensimetri SUP1 e SUP2.

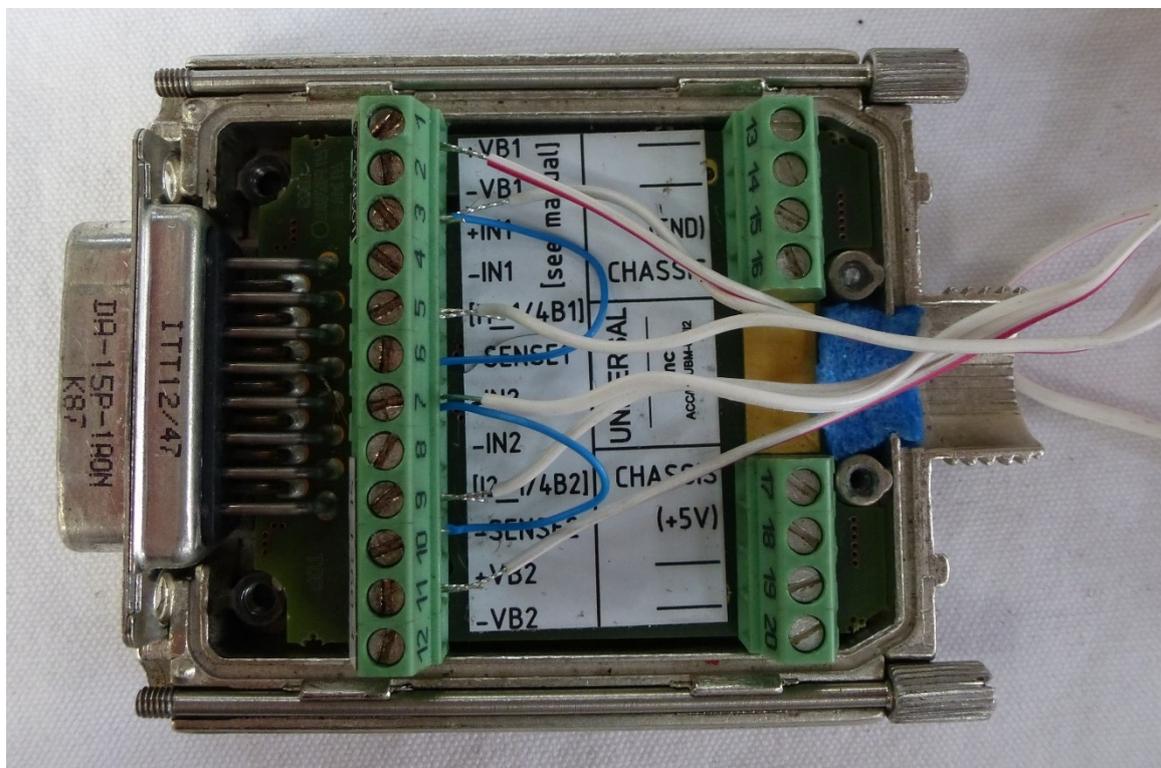


Figura 6-33: collegamento degli estensimetri a quarto di ponte

## 5.5: acquisizione dati [38]

Una volta collegati i cavi degli estensimetri alla centralina, questa viene collegata al pc e viene lanciato il programma di acquisizione, “imc\_Devices V2.6”.

Di seguito vengono riportate le fasi principali in cui si articola il processo di preparazione del software per l’acquisizione.

E’ innanzitutto necessario creare una nuova configurazione, tramite “New Experiment” -> “settings” -> “configuration” al quale viene data la denominazione “Besa\_Zamperla\_T05”, nel caso del giunto con irrigidimento trasversale e “Besa\_Zamperla\_I05 ” nel caso del giunto con irrigidimento inclinato.

E, per prima cosa, necessario configurare i canali di acquisizione utilizzati; quindi, si seleziona dal menu principale la voce “settings” -> “configuration”-> “Base”, di seguito compare una schermata come quella mostrata di seguito:

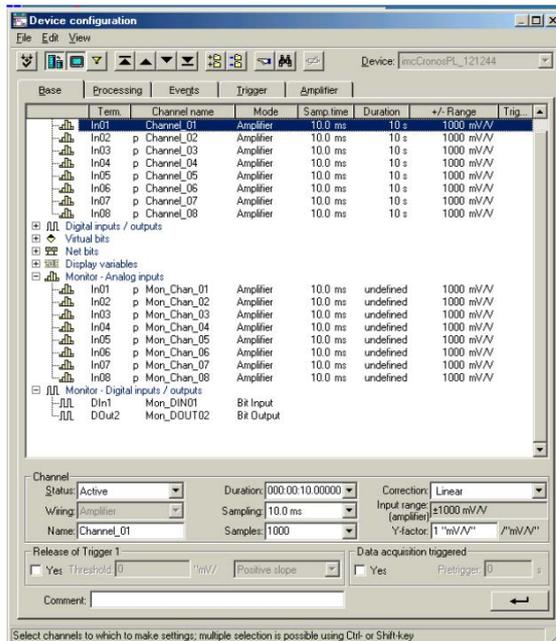


Figura 6-34: scheda “Base”

Selezionando la scheda “amplifier”, e selezionando un singolo canale dalla lista che compare, è possibile configurare il canale stesso (figura 6.35)

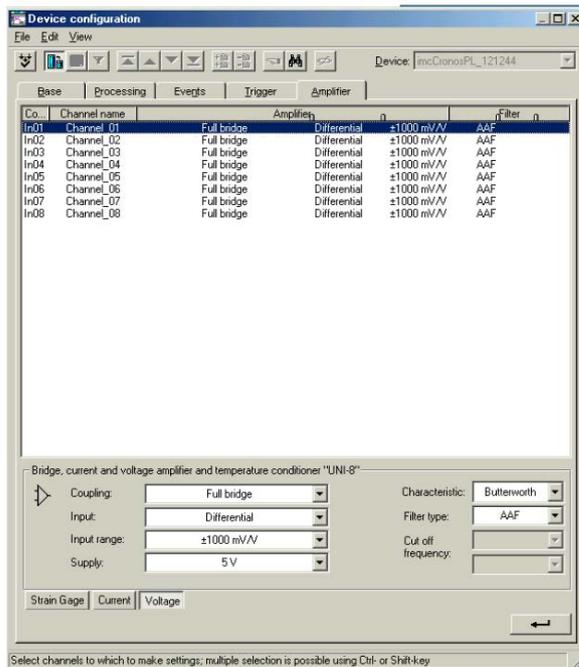


Figura 6-35: scheda "amplifier", che permette di assegnare i parametri dei diversi canali

Come si nota dalla figura 6.35, è possibile scegliere il tipo di collegamento del canale di acquisizione (quarto di ponte nel nostro caso).

Cliccando il pulsante "strain gauge" in basso a sinistra, è possibile impostare il gauge factor (pari a 2,11 nel nostro caso) e l'input range (pari a 1900  $\mu\epsilon$ ).

Si torna poi alla scheda "base" (figura 6.34), dove è possibile attivare i canali ("status" -> "active") e assegnare il nome del canale (nel nostro caso, SUP1, SUP2, INF1 ed INF2). Si assegna poi la durata di acquisizione, nel nostro caso "undefined", e la frequenza di acquisizione ("sampling rate"), pari nel nostro caso a 100 ms, pari quindi a 10 Hz. Si ritiene infatti che, dovendo svolgere una prova in cui il carico viene assegnato staticamente, questa sia sufficiente.

E' necessario poi assegnare la cartella dove verranno salvati i dati acquisiti, perciò si torna alla pagina principale, selezionando ancora "settings" -> "storage", si ottiene la seguente:

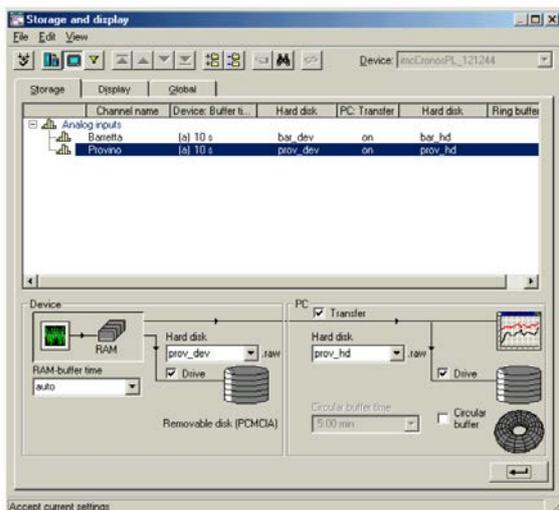


Figura 6-36: scheda "storage", che permette di selezionare dove andare a salvare i file creati durante l'acquisizione

E' necessario verificare che vi sia la spunta alla voce "drive", in modo che i dati vengano salvati sul pc.

A questo punto, devono essere azzerati i canali di acquisizione, per fare questo, si torna su “settings”-> “amplifiers” e si selezionano i singoli canali, cliccando poi l’icona “bridge”.

In questo modo il singolo canale viene azzerato.

A questo punto la procedura di acquisizione è pronta.

Se si vuole visualizzare a schermo l’andamento delle quantità misurate (deformazioni nel nostro caso), è possibile cliccare su “show curve”, nella schermata principale, alla seconda riga, l’ottava icona (figura 6.37)



Figura 6-37: icona "show curve" per mostrare a video l'andamento delle quantità misurate durante l'acquisizione

## 6.5: montaggio del provino in macchina

Prima di iniziare l’acquisizione è necessario azzerare la deformazione acquisita, mentre il provino non è ancora montato in macchina. Ci si attende infatti che, per effetto dei disallineamenti presenti nel giunto stesso, questo non sia perfettamente rettilineo, quindi andando a montarlo in macchina, dove i due afferraggi sono allineati uno rispetto all’altro, si vada ad indurre una flessione del provino stesso, e che quindi la deformazione passi da zero ad un valore diverso da zero.

Come specificato al paragrafo precedente, l’azzeramento della deformazione avviene selezionando “setting”-> “amplifiers” e, selezionando un canale per volta, cliccando su “bridge”.

Una volta azzerate le acquisizioni, il provino può essere montato in macchina, seguendo la seguente procedura:

- La macchina deve essere accesa (per la guida dettagliata sul funzionamento della macchina si veda il capitolo precedente)
- In condizione di controllo remoto, in controllo di spostamento, vengono aperte la traversa, gli afferraggi superiori ed inferiori;
- Si inserisce l’estremità contrassegnata con “SUP” del provino negli afferraggi superiori, verificando che il provino sia verticale con l’ausilio di una squadra
- Si serrano gli afferraggi superiori, chiudendo il controllo degli stessi,
- Si verifica la verticalità del provino, tramite una bolla, questa viene ritenuta verificata se il valore letto dalla bolla è pari a  $90 \pm 0.5^\circ$ .
- Si fa scendere la traversa fino a che l’estremità inferiore del provino non si trova inserita tra le ganasce inferiori, avendo cura di controllare che non vi sia contatto tra il provino e la superficie inferiore degli afferraggi stessi tramite gli appositi fori.
- Si chiude la traversa;
- Si chiudono gli afferraggi inferiori
- Si passa in controllo di forza tramite il controllo della macchina “manual command”
- Si assegna forza nulla

Si noti, che nel caso di provino T05, una volta che il provino è afferrato in macchina, si legge un valore di forza di 14 kN.

Nel caso di provino I05, il valore di forza letto è di 13 kN.

### 6.5.1: assegnazione dei carichi

Una volta montato in macchina il provino come descritto al paragrafo precedente, è possibile iniziare con l’assegnazione dei carichi. Questi vengono imposti staticamente, secondo la modalità che segue

Dato che si vuole raggiungere il valore massimo di forza assegnato nelle prove in ampiezza costante, pari a 120 kN, questo è il valore massimo di forza assegnato anche durante le prove statiche.

Si prevede quindi di arrivare a questo valore massimo caricando il giunto con carichi “a rampa”, dove il singolo scalino misura 10 kN.

La prova, quindi, prevede di effettuare tre rampe di carico, che partano da un valore nullo di forza, con un aumento di 10 kN fino ad un valore massimo di 120 kN. Raggiunto il massimo, si scende nuovamente fino a 0 kN con la stessa sequenza di forza applicata staticamente (figura 6.38).

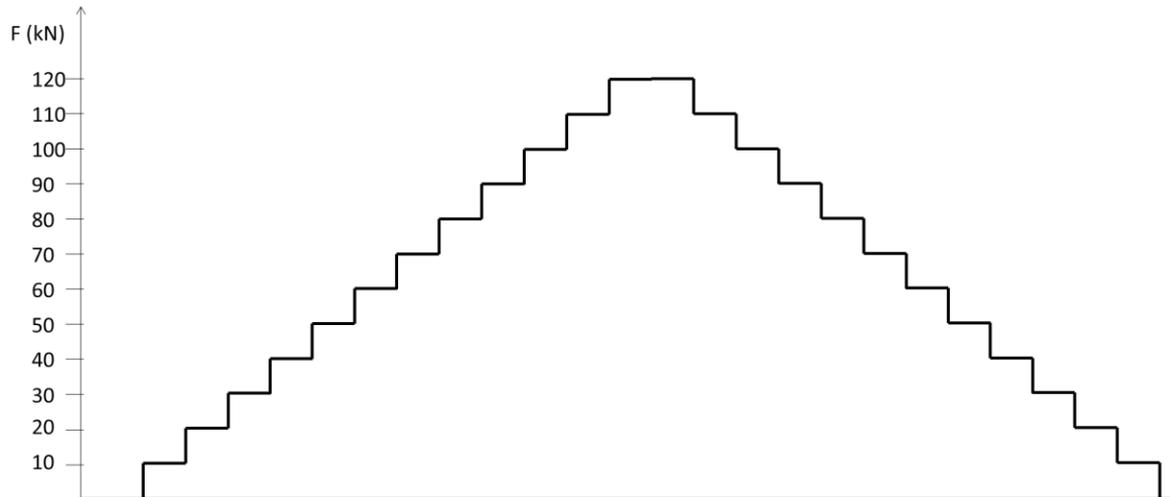


Figura 6-38: rampa di carico assegnata durante la prova statica

Partendo quindi da forza nulla, si assegna un carico statico di 10 kN, si attende che i valori di deformazione si assestino (è possibile infatti, in tempo reale, visualizzare i valori acquisiti dagli estensimetri collegati alla centralina tramite lo stesso software utilizzato per l’acquisizione), e si passa poi al carico successivo, ossia 20 kN.

Il procedimento viene eseguito seguendo la rampa di carico in figura 6.38, una volta terminata la rampa di carico, assegnato quindi un valore di 0 kN come forza imposta, questo rappresenta lo “zero macchina”. Per avere lo zero “fuori macchina”; ossia i valori di deformazione per il provino non afferrato, e quindi non sollecitato in alcun modo, si passa in controllo di spostamento sulla macchina di trazione, e si libera il giunto dall’afferraggio inferiore, aprendo le ganasce di quest’ultimo. Questo è sufficiente perché il provino non sia più sollecitato e quindi si possa registrare lo zero “fuori macchina”.

A questo punto, si ferma l’acquisizione e si riportano a zero i valori letti dagli estensimetri, tramite settings”-> “amplifiers” e si selezionano i singoli canali, cliccando poi l’icona “bridge”.

Si assegna quindi la seconda rampa di carico, con le stesse modalità di assegnazione della precedente.

La stessa procedura è eseguita per il giunto I05.

I risultati vengono poi salvati in quattro file .dat per ogni acquisizione, uno per ciascun estensimetro.

#### 6.5.2 Rielaborazione dati ottenuti:

Si ottengono, dalla prova sperimentale, una serie di valori di deformazioni su carico assegnato, per tutti e quattro gli estensimetri.

E’ possibile sfruttare questi valori per ottenere le quantità che ci interessano, ossia la tensione di flessione e la tensione di trazione.

Come già anticipato al paragrafo precedente, è possibile calcolare la deformazione di trazione secondo la 6.12 e la deformazione di flessione secondo la 6.13.

Per passare da deformazioni a tensioni è sufficiente moltiplicare la deformazione per il modulo elastico in quanto siamo in un caso monoassiale.

Le due quantità (tensione di flessione e di trazione) vengono calcolate sia per il lato “SUP” che per il lato “INF”, per tutte e tre le rampe di carico.

Inoltre, è possibile anche calcolare la tensione di trazione teorica che si dovrebbe sta assegnando per la forza di trazione assegnata; secondo:

$$\sigma_{ax,th} = F * (w * t) = F * (50 * 8) \quad \text{Eq. 6.14}$$

## 6.6: Risultati ottenuti

### 6.6.1: provino T05

Per la singola rampa di carico, si ottengono una serie di risultati, mostrati nella seguente:

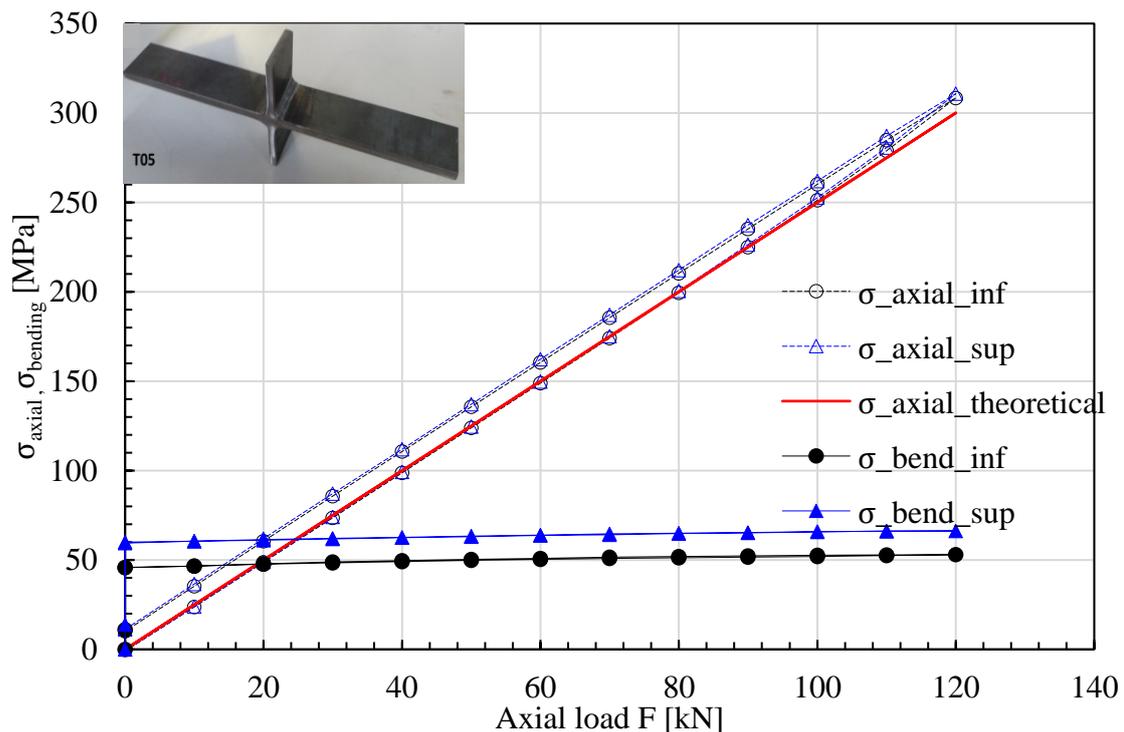


Figura 6-39: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la prima rampa di carico

Per quanto riguarda la prima rampa di carico, i risultati sono riportati in figura 6.39

E' possibile notare che la tensione di flessione è quasi costante, sia per il lato superiore che per il lato inferiore, con una variazione del 15.5% lungo il lato inferiore e del 10.8% per il lato superiore.

Per quanto riguarda il confronto tra i valori teorici e sperimentali, si può notare come, durante l'andata, quindi aumentando la forza, le rette di tensione assiale, teorica, e le due rette di tensione assiale sperimentalmente misurate sul lato inferiore e superiore siano pressochè sovrapposte; in termini di differenza percentuale, questa si mantiene tra il 4,8% e lo 0,02%.

Durante la fase di ritorno invece, quindi diminuendo il carico dopo aver raggiunto il valore massimo, la tensione, dovuta al carico assiale, sperimentalmente misurata sia sul lato inferiore che superiore, si mantiene maggiore di quella teorica, con uno scarto che va da 3,6% a 46%.

L'effetto di aumento di tensione rilevata nella fase di ritorno rispetto a quella misurata nella fase di andata lascia supporre che ci sia un certo effetto di plasticizzazione del materiale, che causa un fenomeno di isteresi.

Si rileva inoltre differenza anche tra quanto rileva l'estensimetro sul lato superiore rispetto a quello che misurano i due sul lato inferiore, in termini di tensione di flessione. Questo ci anticipa che il momento flettente

agente sul giunto per effetto del disallineamento non sia costante lungo il giunto stesso, ma sia variabile con la distanza.

Nel caso della seconda rampa di carico i risultati sono stati i seguenti:

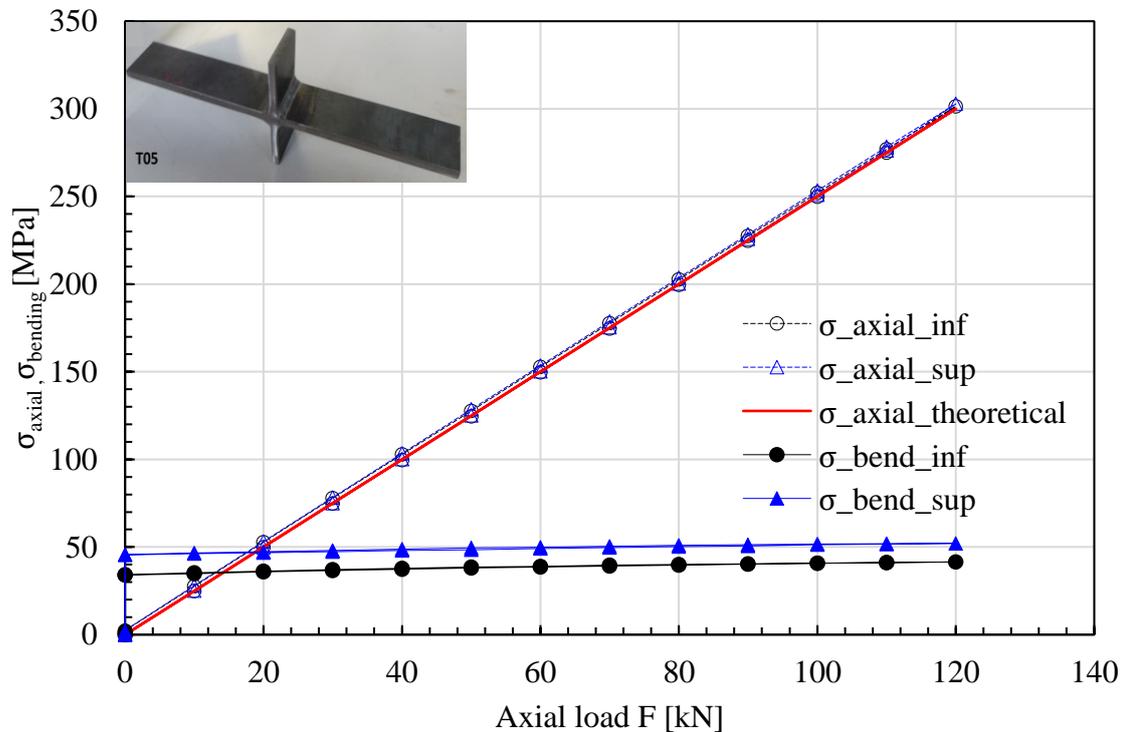


Figura 6-40: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la seconda rampa di carico

Si può notare come, anche in questo caso, la tensione di flessione sia diversa da zero anche quando il carico è nullo. La variazione, all'aumentare del carico, è del 21% per il lato inferiore e del 14% per il lato superiore.

Si può notare ancora un effetto di isteresi nei risultati di trazione, sia per il lato superiore che inferiore. Confrontando l'entità della differenza nei valori di tensione tra il carico in "andata" e in "ritorno", questa risulta minore di quella rilevata durante l'applicazione della prima rampa di carico.

Anche in questo caso, la differenza tra la tensione teorica dovuta al carico di trazione e le due tensioni rilevate sperimentalmente sul lato superiore e inferiore è contenuta, vale sia nella fase di carico di "andata", quindi quando si aumentano i carichi, per cui lo scarto si mantiene tra 0,04% e 0,94%, sia nella fase di carico di "ritorno", ossia quando si diminuiscono i carichi, per cui lo scarto si mantiene tra 0,75% e 12%.

Si nota ancora che la tensione di flessione rilevata dalla coppia di estensimetri del lato superiore è maggiore rispetto a quella rilevata dalla coppia di estensimetri del lato inferiore, come già visto nel caso precedente.

Nel caso della terza rampa di carico i risultati sono stati i seguenti:

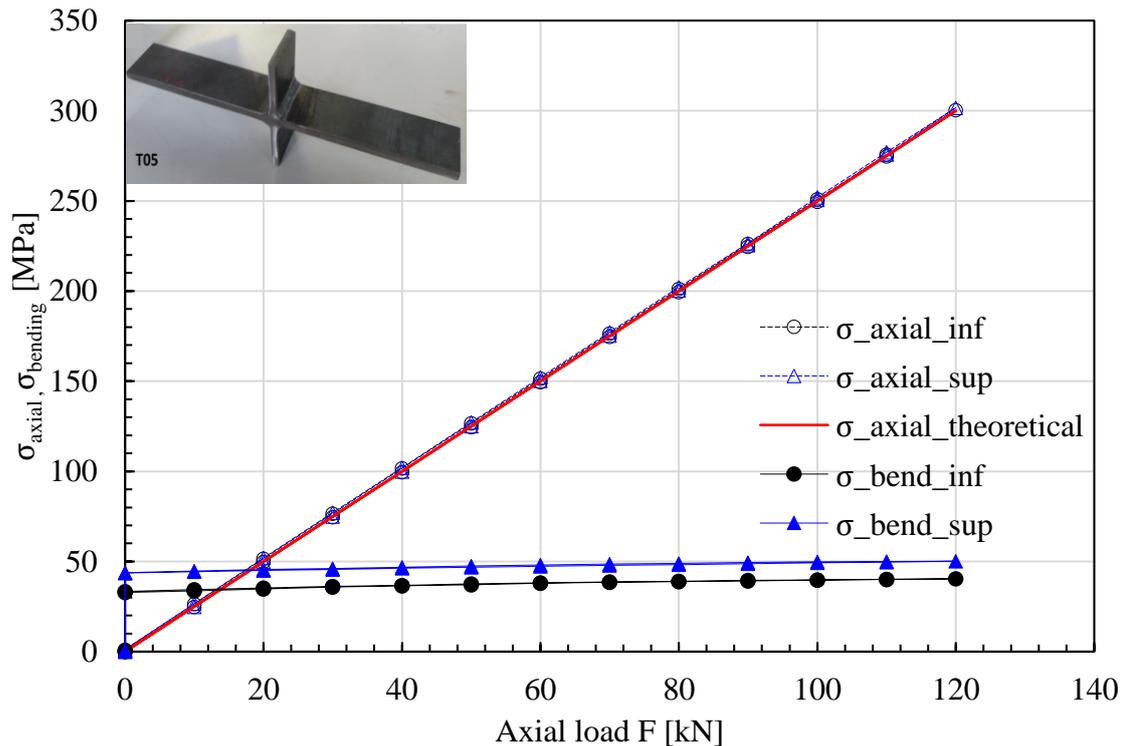


Figura 6-41: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la terza rampa di carico

Come già notato per le due rampe precedenti, la tensione dovuta a flessione è maggiore di zero anche per carico nullo. La variazione di tensione di flessione è del 23% per il lato inferiore e del 15% per il lato superiore.

L'effetto di isteresi è ancora visibile ma molto meno marcato che nel primo caso, e in diminuzione anche rispetto a quanto ottenuto per la seconda rampa di carico.

Lo stesso vale per la differenza tra il valore teorico di tensione di trazione e i due valori di tensione di trazione ottenuti dagli estensimetri, si può notare come la retta teorica e le quattro rette dei risultati sperimentali (andata e ritorno sia per il lato superiore che inferiore) siano sovrapposte nel grafico, durante la fase di aumento del carico, la differenza percentuale si è mantenuta tra 0,02% e 0,56%, durante la fase di diminuzione del carico invece la differenza percentuale si è mantenuta tra 0,27% e 6,71%.

Per quanto riguarda il confronto tra la tensione di flessione rilevata dalla coppia di estensimetri sul lato superiore e quella rilevata sul lato inferiore, queste hanno mantenuto la differenza già rilevata nei casi precedenti.

Una volta confrontati gli andamenti di tensione, siamo in grado di dire che esiste un momento flettente, agente sul provino quando viene testato anche per trazione pura.

Possiamo calcolare il momento flettente nei due punti dove sono stati incollati gli estensimetri, ossia a 125 mm dal bordo esterno e a 225 dal bordo esterno stesso.

E' inoltre importante, per capire quale sia l'andamento del momento, confrontare tra loro i valori di tensione di flessione che si ottengono per gli estensimetri marcati con il numero 1 e il numero 2. Infatti, se il segno si mantiene uguale, per ogni carico assegnato, per i due estensimetri marcati con il numero 1, questo segnala che lungo tutto il lato 1 del giunto le fibre sono tese o compresse, quindi il momento flettente mantiene il suo segno lungo l'asse del giunto (sempre positivo o negativo, a seconda dei casi).

Questo è effettivamente il caso rilevato, infatti si nota che il segno della tensione è sempre concorde tra i due estensimetri sui lati 1 e 2.

Inoltre, si nota che la tensione di flessione è sempre maggiore sul lato indicato dal numero 2, questo indica che le fibre sul lato 2 sono tese, sul lato 1 invece, se fosse presente solo la flessione, si avrebbero fibre compresse.

Una volta individuata l'andamento del momento flettente agente, è possibile rilevare i valori nei due punti di incollaggio degli estensimetri andando a moltiplicare la tensione per il modulo di resistenza flessionale della sezione sollecitata.

Considerata la direzione di rilevamento delle tensioni da parte degli estensimetri (direzione x del modello agli elementi finiti) ossia la direzione di applicazione del carico di trazione, il momento flettente agente è in direzione parallela all'irrigidimento (z nel modello agli elementi finiti); significa che è possibile calcolarlo come:

$$M_{bend,sup} = \sigma_{bend,sup} * (W_b) = \sigma_{bend,sup} * \left(\frac{t^2 w}{6}\right) = \sigma_{bend,sup} * \left(\frac{8^2 50}{6}\right) \quad \text{Eq. 6.15}$$

Si utilizza la stessa formulazione anche per il momento flettente sul lato inferiore.

Il calcolo viene effettuato per tutti i valori di forza assegnati, per tutte e tre le rampe di carico, ottenendo la figura seguente:

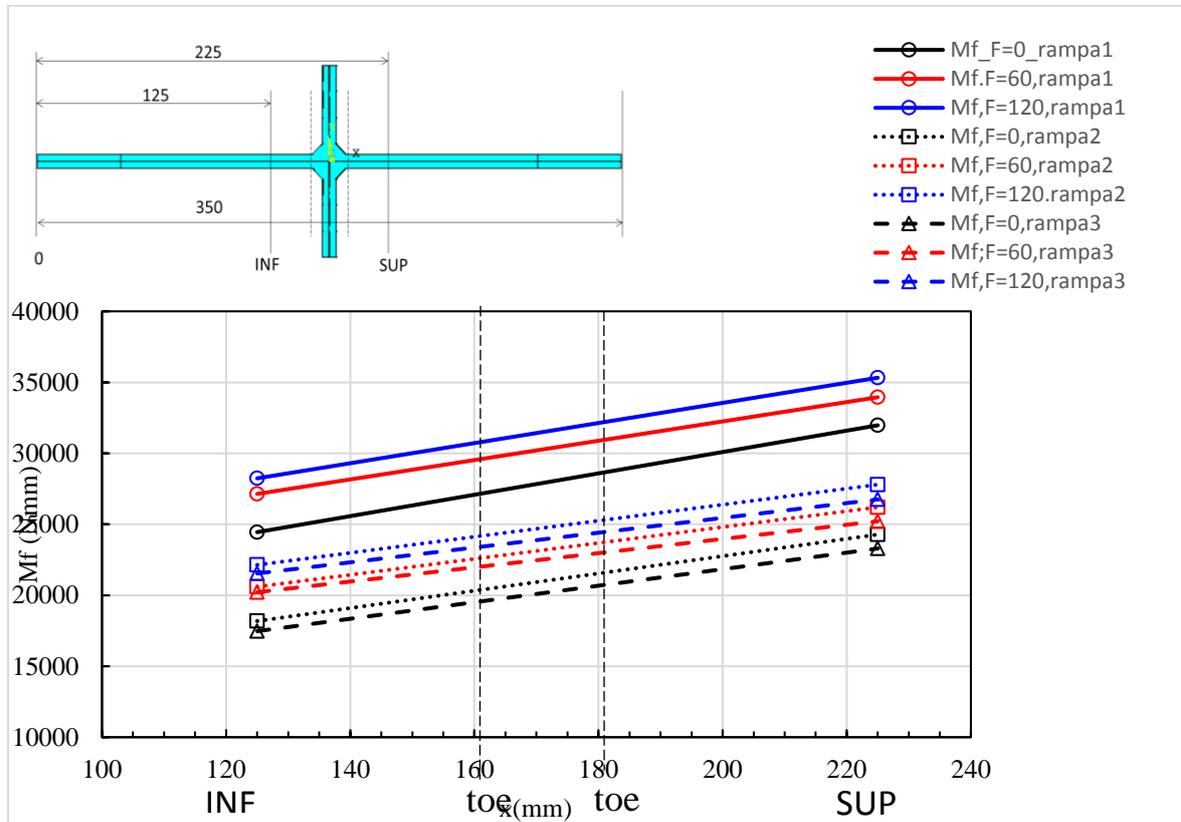


Figura 6-42: andamento del momento flettente rilevato durante la prova statica, lungo la direzione x del giunto, per tre diversi valori di carico assegnato

Per quanto riguarda la simbologia del grafico, il colore rappresenta il valore di forza assegnato, il tipo di linea e l'indicatore la rampa a cui si fa riferimento.

Come già anticipato dall'analisi delle tensioni di flessione, questa è maggiore nel punto "SUP" e minore nel punto "INF", per tutte le prove effettuate.

Si nota inoltre la dipendenza della flessione dal carico applicato, per cui all'aumentare della forza con cui si sollecita il giunto aumenta anche l'effetto di flessione, questo significa che la forza assiale ha braccio rispetto ai punti di misura della tensione di flessione, sulla superficie del giunto.

E' evidente come vi sia presenza di momento flettente anche per forza esterna nulla (le tre linee nere nel grafico, che riportano i risultati ottenuti per F=0).

Questa è dovuta alla flessione che si instaura per effetto del disallineamento del giunto, infatti quando viene inserito negli afferraggi della macchina questi lo forzano a riallinearsi, applicando quindi una forza in direzione "y" del modello agli elementi finiti, e secondo il sistema di riferimento riportato nelle immagini.

Ricordando che il lato indicato con "1" corrisponde con il lato contrassegnato del giunto, che le misure di disallineamento si sono effettuate ponendo lo zero della macchina proprio su questo lato e che il disallineamento del giunto è risultato negativo, la forza che deve essere assegnata dagli afferraggi per raddrizzare il giunto è tale da tendere le fibre sul lato "2", come rilevato sperimentalmente.

Si può inoltre notare come i risultati ottenuti per la prima rampa di carico, indicati con linea continua, si distanzino dai risultati ottenuti per le rampe di carico successive in misura maggiore di quanto si distanzino tra di loro.

Più in dettaglio, i risultati della prima rampa hanno presentato un momento flettente maggiore di quelli della seconda e terza rampa indipendentemente dalla forza assiale applicata. I risultati della seconda e terza rampa invece permettono di denotare una maggiore dipendenza dal carico, infatti si può notare che per F=0 il momento flettente è minore di quello che si ottiene per F=60 kN, a sua volta minore di quello ottenuto per F=120 kN.

### 6.5.2: giunto I05

Per la singola rampa di carico, si ottengono una serie di risultati, mostrati nella seguente:

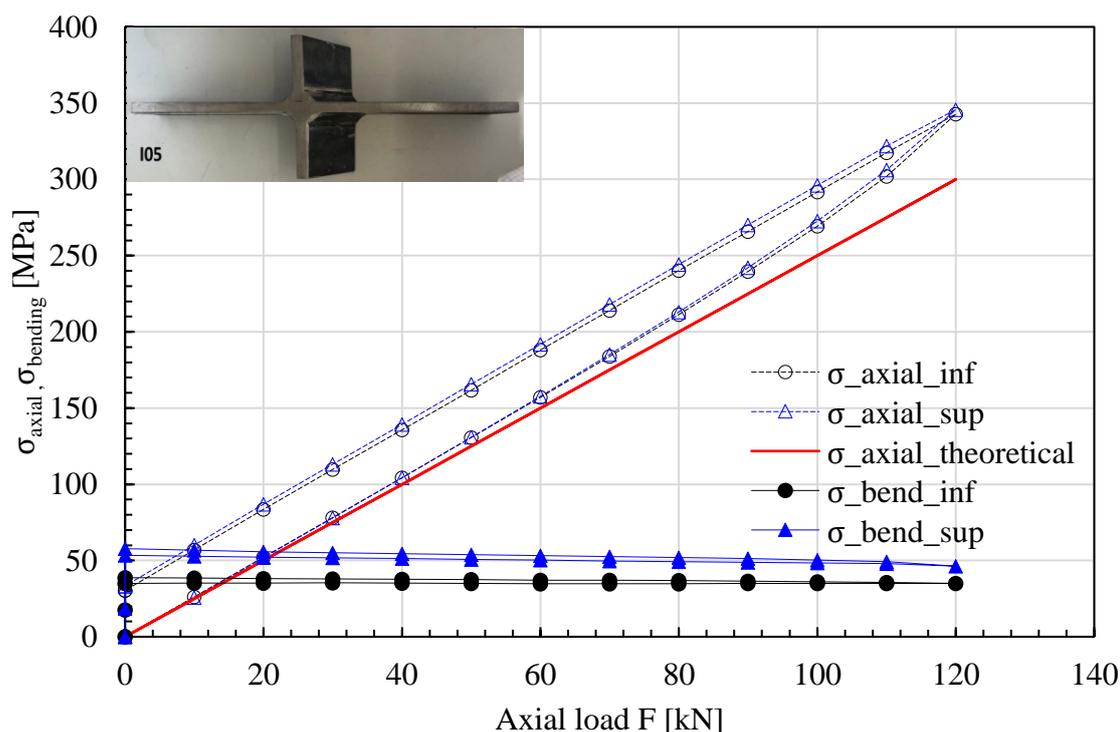


Figura 6-43: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la prima rampa di carico

Si può notare come, per sollecitazione assiale nulla, la tensione di flessione sia diversa da zero, inoltre, all'aumentare del carico assiale applicato la tensione flessionale diminuisce.

La differenza tra la tensione assiale teorica, ottenuta come forza applicata diviso la sezione del provino, e la tensione assiale misurata dagli estensimetri superiore ed inferiore, durante la fase di carico applicato crescente, si pone tra il 3.2 e il 15% sia per il lato superiore che per quello inferiore.

Durante l'applicazione del carico decrescente invece, si pone tra i valori di 15% e 140%, dove quest'ultimo valore viene raggiunto per una forza assiale applicata di 0 kN.

Si rileva inoltre come vi sia una differenza nel valore di tensione di flessione sul lato superiore e sul lato inferiore, ci si attende quindi una variazione del momento flettente agente lungo il giunto.

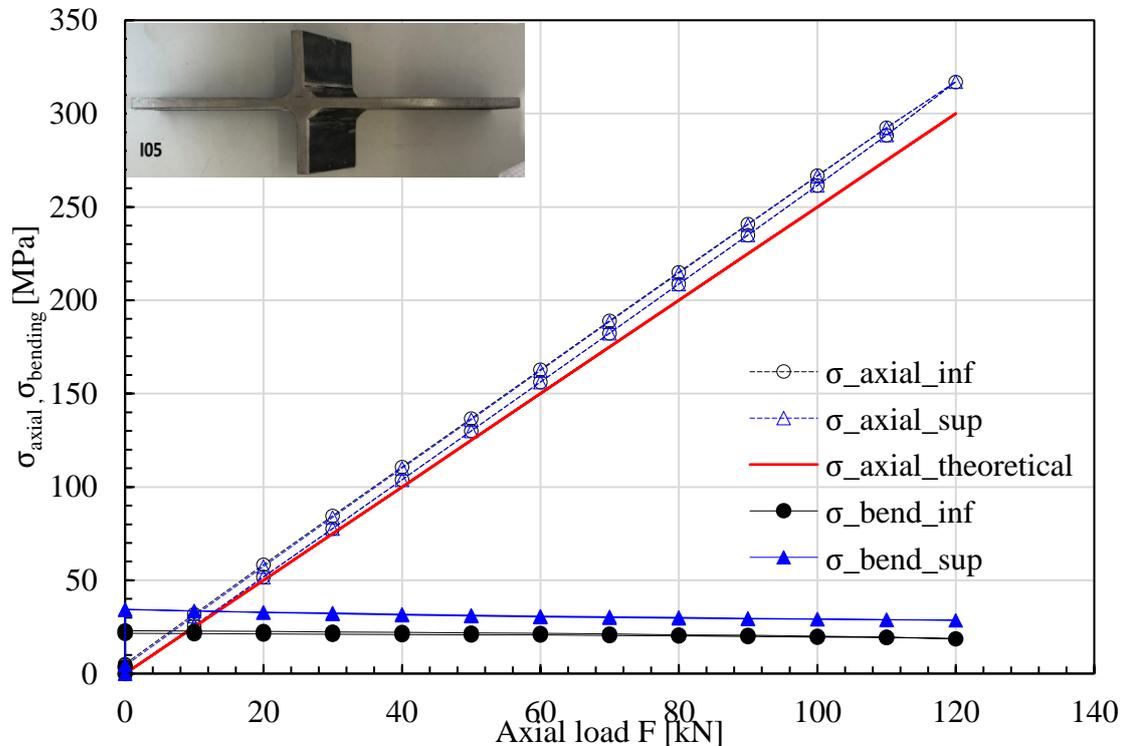


Figura 6-44: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la seconda rampa di carico

Per quanto riguarda la seconda rampa di carico, per una sollecitazione assiale nulla, si nota come vi sia comunque una tensione di flessione diversa da zero; e come la tensione di flessione superiore ed inferiore diminuisca all'aumentare del carico assiale applicato.

E' possibile notare come, durante la fase di carico applicato crescente, la differenza tra la tensione di trazione rilevata dagli estensimetri e quella teoricamente applicata si mantenga tra valori di 3 e 7%; invece, nella fase di carico decrescente, questa si mantenga tra valori di 7 e 27%, dove il valore massimo si ottiene per un carico assiale assegnato nullo.

La maggiore differenza di valori nel caso di forza decrescente è dovuta ad un effetto di isteresi, per cui la tensione misurata durante questa fase è maggiore di quella misurata nella fase di carico crescente.

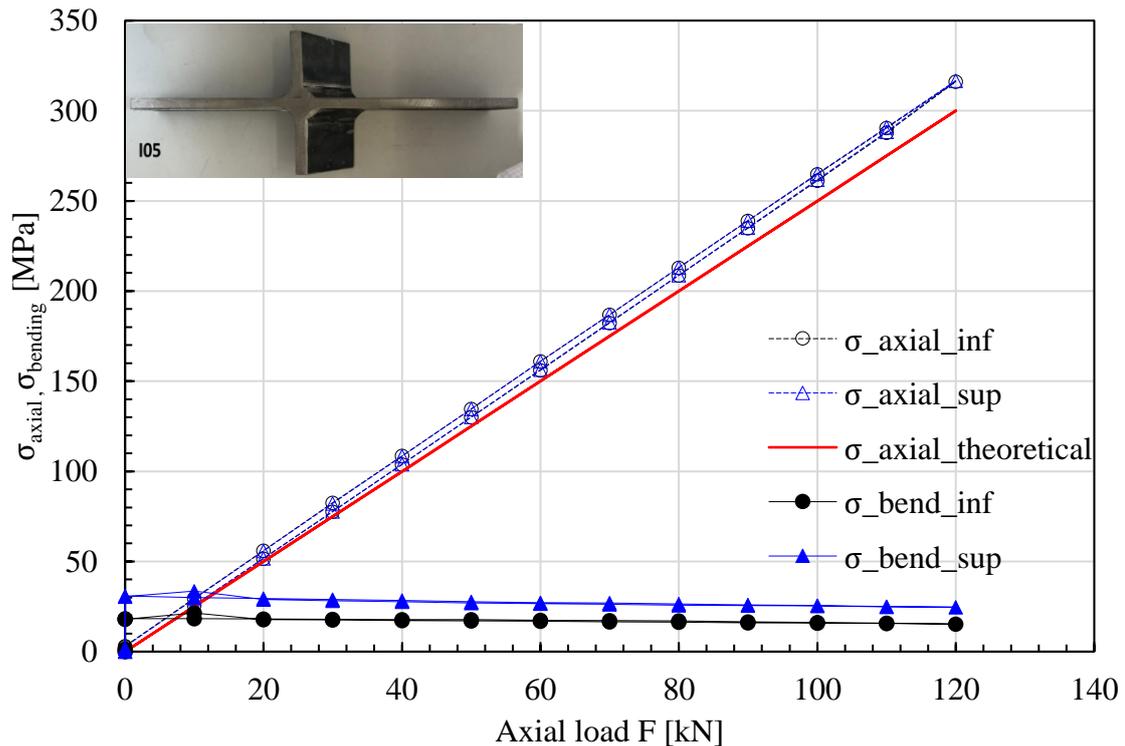


Figura 6-45: andamento delle tensioni assiali e di flessione, rilevati dagli estensimetri SUP ed INF, per la terza rampa di carico

Per quanto riguarda la terza rampa di carico, anche in questo caso si può notare come la tensione di flessione sia diversa da zero anche per un carico assiale non nullo. Inoltre, all'aumentare del carico, diminuisce la tensione di flessione.

Come per i due casi precedenti, nella fase di aumento del carico assiale la differenza percentuale tra la tensione teorica assiale e la tensione assiale misurata è minore (tra il 3 e il 5.2%), rispetto a quella nella fase di diminuzione del carico (tra il 5.7 e 18%).

Confrontando i risultati ottenuti nelle tre rampe di carico, e attribuendo la differenza di tensione di trazione nella fase di diminuzione del carico al solo effetto di isteresi, si può notare come questo fenomeno diminuisca in entità nelle prove successive, infatti la differenza tra i valori è maggiore per la prima rampa e diminuisce nelle successive.

Come si è notato per il giunto T05, anche per il giunto con irrigidimento inclinato si nota la presenza di un momento flettente agente sul giunto, anche in assenza di sollecitazione assiale. E' possibile calcolarlo nei due punti di incollaggio degli estensimetri, a partire dalla tensione di flessione, utilizzando la formula 6.15.

Viene calcolato inoltre per tre diversi valori di carico assiale applicato, ottenendo gli andamenti seguenti:

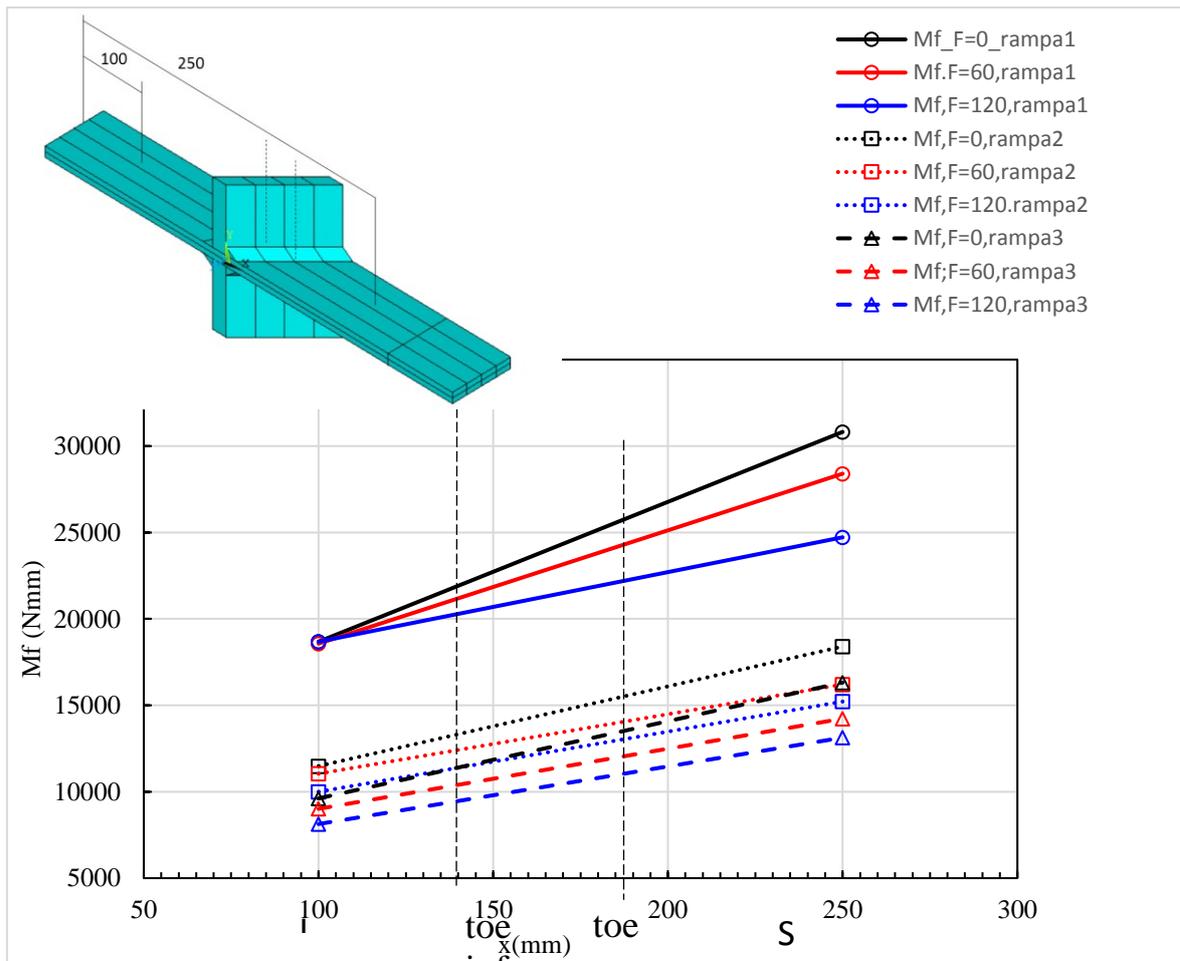


Figura 6-46: andamento del momento flettente tra le due posizioni estensimetricate sul giunto I05, per diversi valori di carico assiale e per le tre rampe di carico effettuate.

Come si può notare, per la prima rampa di carico, qualsiasi sia il carico applicato, nella posizione inferiore, il momento flettente assume sempre lo stesso valore di 18600 Nmm, mentre nella posizione superiore aumenta al diminuire del carico applicato. Per le rampe successive invece, si nota che sia nella posizione inferiore che nella posizione superiore, il momento flettente diminuisce all'aumentare del carico applicato, e aumenta dal lato inferiore al lato superiore.

Questo significa che quando il giunto viene afferrato in macchina, si produce un momento flettente a causa dei disallineamenti. Quando però viene applicata una forza assiale esterna, questa produce un momento flettente opposto a quello dovuto all'afferraggio.

### 6.6.2: calcolo della tensione flessionale a piede cordone

Come spiegato ad inizio capitolo, l'obiettivo della prova statica su giunti strumentati è quello di ottenere la tensione di flessione a piede cordone per un determinato valore di forza applicata, in modo da quantificare il contributo flessionale che agisce durante le prove sperimentali effettuate e di cui al capitolo 5.

Si è ottenuto che, durante una prova di trazione, agisce un momento flettente variabile con il carico applicato e con la distanza lungo il piatto principale a cui ci si pone.

E' quindi possibile calcolare il momento flettente agente in una posizione precisa, e si otterrà una funzione del carico applicato. La posizione in cui viene calcolato è a metà tra i due piedi cordone.

Per quanto riguarda il giunto T05, questa corrisponde ad una distanza di 175 mm dall'estremità del giunto.

Per prima cosa è necessario considerare che si sono effettuate tre prove successive, e si hanno quindi risultati per ciascuna di queste. Calcolando la differenza percentuale tra i risultati ottenuti per la rampa 2 e la rampa 3, per quanto riguarda il momento flettente ottenuto, la differenza, a parità di forza e posizione, è entro il 4%.

Si considera allora di essere arrivati a convergenza delle deformazioni ottenute, e di considerare quindi i dati della terza rampa di carico.

E' quindi possibile, considerando il momento flettente agente variabile linearmente tra i due estensimetri, ottenere il valore che questo assume per una sollecitazione assiale nulla.

Infatti, vale:

$$M_{f,F=0,d=175} = \frac{M_{f,F=0,d=125} - M_{f,F=0,d=225}}{100} = 21231 \text{ Nmm} \quad \text{Eq. 6.16}$$

Questo quindi comporta che, a piede cordone, ci sia una tensione costante di flessione pari a:

$$\sigma_{f,F=0,d=175} = \frac{M_{f,F=0,d=175} * 6}{(8^2 * 50)} = 40 \text{ MPa} \quad \text{Eq. 6.17}$$

Ipotizzando che la relazione tra il momento flettente, fissata la posizione, e la forza applicata, sia di tipo lineare, si ottiene la seguente:

$$M_{f,d=175} = 21231 + 0.034 * F \quad \text{Eq. 6.18}$$

Per quanto riguarda invece il giunto con irrigidimento inclinato, I05, il punto medio tra i due piede cordone si trova a 162.16 mm dal bordo esterno, se consideriamo la linea media del giunto.

E' quindi possibile, considerando il momento flettente agente variabile linearmente tra i due estensimetri, ottenere il valore che questo assume per una sollecitazione assiale nulla.

Infatti, vale:

$$M_{f,F=0,d=162} = \frac{M_{f,F=0,d=100} - M_{f,F=0,d=250}}{150} = 15772 \text{ Nmm} \quad \text{Eq. 6.19}$$

Questo comporta che, a piede cordone, vi sia una tensione di flessione costante pari a

$$\sigma_{f,F=0,d=162} = \frac{M_{f,F=0,d=162} * 6}{(8^2 * 49)} = 29 \text{ MPa} \quad \text{Eq. 6.20}$$

Data la geometria complessa del giunto, si ricorda che il punto più critico non è sulla linea media, ma su bordo esterno, questo pone il punto in cui considerare il piede cordone a 174.5 mm. La differenza però nel valore di tensione di flessione costante agente però è del 6%, si ritiene quindi di poter trascurare questo particolare e proseguire considerando la linea media.

Come nel caso precedente, si ipotizza una relazione lineare tra il momento flettente, fissata la posizione, e la forza applicata. Si ottiene quindi:

$$M_{f,d=175} = 15772 - 0.023 * F \quad \text{Eq. 6.21}$$

### 6.6.3: correzione dei risultati sperimentali ottenuti

Dall'analisi appena effettuata, si è notato come vi sia una componente di flessione agente sui giunti saldati testati a trazione, durante le prove a fatica. Questa componente è dovuta all'afferraggio delle ganasce della macchina sulle estremità dei giunti, è quindi sempre presente e costante durante le prove a fatica, come testimonia il fatto che sia presente per un carico assegnato nullo.

Si è inoltre notata una variazione del momento flettente all'aumentare della forza assiale assegnata, esiste quindi anche una componente di tensione di flessione variabile con la sollecitazione assegnata.

Questo comporta che quando il giunto viene testato, non è sollecitato solo a fatica per trazione, ma anche sottoposto ad una flessione costante e ad una flessione variabile.

Per quanto riguarda i giunti con irrigidimento trasversale, si riportano di seguito i valori di tensione di flessione agenti a piede cordone:

Nome	Forza applicata (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ , flex, variabile (MPa)	$\Delta\sigma$ , flex (MPa)
T01	117	292.5	8.190738	47.19074
T02	55	137.5	4.279313	43.27931
T03	70	175	5.225625	44.22563
T04	80	200	5.8565	44.8565

Tabella 6-2: tensione di flessione agente sui giunti testati in ampiezza costante.

Si ritiene che la componente di tensione variabile sia trascurabile, ai fini del calcolo della resistenza a fatica, in quanto l'errore che si commette trascurandola è entro il 5%.

Bisogna invece tenere conto della componente costante, in quanto questo causa una tensione media presente sul giunto diversa da zero, e pari a 39 MPa, che modifica il rapporto di ciclo secondo la seguente;

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_{min,AX} + \sigma_{f,F=0}}{\sigma_{MAX,AX} + \sigma_{f,F=0}} \quad \text{Eq. 6.22}$$

Per le prove effettuate su giunti con irrigidimento trasversale, i risultati sono quindi riassunti nella seguente tabella 6.3

Nome	Forza applicata (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma_{MAX,AX}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{min,AX}$ (MPa)	R
T01	116.8	292	307.3684	15.36842	0.156967
T02	55	137.5	144.7368	7.236842	0.251647
T03	80	200	210.5263	10.52632	0.198481
T04	70	175	184.2105	9.210526	0.215987

Tabella 6-3: rapporti di ciclo ricalcolati tenendo conto delle tensioni di flessione

Per quanto riguarda i giunti con irrigidimento inclinato, si riportano di seguito i valori di tensione di flessione agenti a piede cordone.

Nome	Forza applicata (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma$ , flex, variabile (MPa)	$\Delta\sigma$ , flex (MPa)
I01	125	312.5	4.89315	24.10685
I02	95	237.5	3.581188	25.41881
I04	90	225	3.362528	25.63747
I06	83	207.5	3.056403	25.9436
I07	88	220	3.275063	25.72494

Tabella 6-4: tensione di flessione agente sui giunti testati in ampiezza costante

Come si è notato al paragrafo precedente, in questo caso la forza di trazione produce un momento flettente opposto a quello dovuto agli afferraggi, quindi, rispetto alla tensione di flessione media agente, pari a 29 MPa, la tensione di flessione riportata in tabella è minore.

Applicando ancora la formula 6.22, si ottengono i seguenti rapporti di ciclo effettivi per cui si sono effettuate le prove.

Nome	Forza applicata (kN)	$\Delta\sigma$ (MPa)	$\Delta\sigma_{MAX}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{min}$ (MPa)	R
I01	125	294.8113	310.3277	15.51639	0.13119
I02	95	242.3469	255.102	12.7551	0.146972
I04	90	225	236.8421	11.84211	0.153633
I06	83	207.5	218.4211	10.92105	0.161349
I07	88	220	231.5789	11.57895	0.155726

Tabella 6-5: rapporti di ciclo ricalcolati tenendo conto delle tensioni di flessione

## 6.7: durezza e microstruttura

Per completare l'analisi delle caratteristiche dei giunti testati sperimentalmente, si sono effettuate delle analisi di microdurezza.

### 6.7.1: definizioni di durezza

La durezza di un materiale presenta diverse definizioni, a seconda del campo di applicazione a cui si fa riferimento. Da un punto di vista tecnologico, la durezza è la resistenza di un materiale alla deformazione, indentazione o penetrazione tramite abrasione, drilling, impatto, o usura. Test di durezza come Brinell, Knoop, Rockwell o Vickers sono di solito svolti staticamente, da specifici strumenti. Il termine "test di micro durezza" fa riferimento ad un indentazione statica dovuta ad un carico di 1 kgf o meno. Il test di durezza Brinell utilizza come penetratore una sfera di 1 mm di diametro, realizzata in carburo di tungsteno, mentre il test di durezza Vickers utilizza una piramide di diamante a base quadrata, e il test di durezza Knoop usa un penetratore di diamante di forma piramidale a base romboidale.

In tutti i casi la superficie da testare deve essere rigorosamente pulita, e, più piccola è la forza applicata, migliore deve essere la finitura superficiale. Tradizionalmente i metodi per i test di microdurezza analizzano l'indentatura, tenendo conto di errori di operatori e perciò sono necessari microscopi con un ingrandimento di almeno 500x per misurare in maniera accurata l'indentatura prodotta.

### 6.7.2: Durezza Vickers

Il test di durezza Vickers prevede di spingere il penetratore sulla superficie da testare; l'intervallo di tempo per la penetrazione è settato a 30 secondi. La durezza Vickers (HV) è definita come il rapporto tra il carico applicato (g) e l'area (mm<sup>2</sup>) dell'impronta dell'indentatura. Il penetratore è un diamante di forma piramidale a base quadrata e un angolo di 136°, come viene riportato nella seguente figura .1.

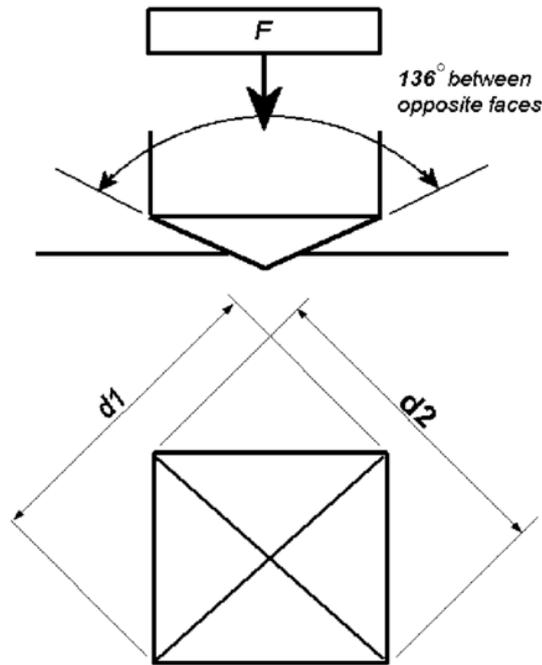


Figura 6-47

Il calcolo della durezza Vickers viene effettuato tramite la seguente:

$$HV = \frac{F}{A} = \frac{2 * F * \sin \frac{\vartheta}{2}}{d^2} = 1.854 \frac{F}{d^2}$$

Dove la forza  $F$  è espressa in kg e la diagonale  $d$  in mm. Il carico applicato raggiunge il massimo valore in 10-15 secondi e il tempo di discesa del penetratore è di 15 secondi. Per qualsiasi carico applicato, la durezza aumenta rapidamente per piccole lunghezze della diagonale “ $d$ ”, e l’effetto diventa più evidente al diminuire del carico. Per questo motivo a bassi carichi, piccoli errori di misura producono elevate deviazioni dei valori di durezza, quindi è necessario usare sempre il carico più alto possibile nei test. I principale vantaggi di questi test sono i seguenti:

- Il campo di applicazione sia per la durezza e per le dimensioni del componente è illimitato
- La durezza dipende dal carico applicato

Allo stesso tempo, è necessaria un’elevata accuratezza nella preparazione del componente, e le aree che sono testate durante la prova, dove quindi agisce il penetratore, sono di piccola dimensione, perciò vengono coinvolte piccole porzioni di materiale. Inoltre, la superficie deve essere liscia, libera da ossidazione ed esente da alterazioni, quindi prima di effettuare il test deve essere opportunamente preparata.

### 6.7.3: misurazioni e risultati

Per effettuare una prova di microdurezza la prima fase da affrontare è la preparazione del campione, la superficie infatti deve essere priva di difetti che possano rendere invalidi i risultati della prova.

Nel caso di giunti saldati la superficie risulta segnata da graffi e altri difetti, che devono essere rimossi prima della prova.

A questo scopo sono possibili diversi approcci, i quali prevedono diversi livelli di accuratezza nei risultati ottenuti; i due approcci presi in considerazione sono il passaggio di carte vetrare sulla superficie da pulire con uno strumento dotato di una testa rotante sulla quale vengono applicate carte vetrare di diversa grana, partendo da grana più grossa fino a grana più fine; questo metodo presenta degli svantaggi in quanto l’accuratezza ottenuta dipende in parte dalla manualità dell’operatore, inoltre, le due superfici laterali non sono perfettamente parallele tra loro, questo comporta che, appoggiando il giunto su una delle due, la

superficie su cui viene effettuata la prova non risulta perfettamente piana. Allo stesso tempo però la preparazione è tale da permettere di utilizzare il campione in seguito per prove a fatica.

Il secondo metodo prevede invece di utilizzare una levigatrice metallografica per preparare la superficie del campione; questo permette di avere una qualità di finitura superficiale molto maggiore, ma prevede di dover sacrificare uno dei giunti da testare, infatti il giunto non ha le dimensioni adeguate da essere appoggiato sul piatto della levigatrice, ed è quindi necessario separare una porzione di materiale di questo. La porzione di materiale viene presa a piede cordone, in modo da includere sia il materiale saldato che la zona termicamente alterata che, possibilmente, il materiale base; questa parte di giunto viene poi inglobata in un disco di materiale plastico fuso, e il campione così realizzato viene posto sui piatti di levigazione. Il metodo risulta migliore per la finitura superficiale ottenuta, ma causa la perdita di un provino da poter usare per i test a fatica.

Per evitare di sacrificare un provino, si tenta il primo metodo di preparazione dei campioni.

Si sceglie di lucidare il lato del giunto dove la molatura dei bordi dei cordoni di saldatura risulti meno evidente, in modo da non dover asportare una quantità eccessiva di materiale.

La sequenza di carte applicate durante la fase di rimozione dei difetti è la seguente: 180, 320, 500, 800, 1200, 4000; dove il valore numerico indica il numero di particelle per pollice quadrato.

Durante il processo si nota che risulta complesso rimuovere completamente i difetti che presenta il giunto, inoltre il metodo utilizzato per la lucidatura con le carte vetrate può portare ad ulteriori graffi sulla superficie.

Considerando questo, si effettua una prima misura di durezza sul materiale base, per verificare se l'approccio adottato per la preparazione del campione sia adeguato agli scopi che si vogliono raggiungere. Viene quindi effettuata una misura di durezza Vickers sul giunto, nella zona del materiale base; il risultato presenta un valore di 65,4, che corrisponde ad un valore di HV di 216.

Da lavori precedenti, si nota come questo valore sia compatibile con quello ottenuto per un giunto saldato realizzato nello stesso materiale, con un metodo di preparazione delle superfici simile a quello adottato in questo caso. Nello stesso lavoro, vengono in seguito effettuate altre misurazioni su campioni preparati in maniera più rigorosa, utilizzando il secondo metodo qui proposto, e i valori ottenuti non sono compatibili con quanto ottenuto con il primo metodo.

Ne consegue che utilizzare il metodo qui adottato per la preparazione del campione non risulta adeguato agli scopi prefissati.

Seguendo quanto presentato nel lavoro utilizzato per comparazione, si sceglie quindi anche in questo caso di andare a tagliare i giunti, separando una porzione di materiale in zona piede cordone, materiale che viene poi inglobato in un disco di materiale plastico per poter eseguire la procedura di pulitura della superficie del campione prevista.

A questo punto, risulta necessario decidere quali giunti utilizzare allo scopo; si prevedono due diversi test, sia per i giunti con irrigidimento trasversale sia per quelli con irrigidimento inclinato, il primo è effettuato su un giunto non testato a fatica e il secondo su un giunto testato a fatica (T04, testato per 504521 cicli, con un valore di  $\Delta F$  di 70 kN).



*Figura 6-48: porzione di giunto separata dal totale del provino per effettuare le prove di microdurezza, per T07, giunto non testato a fatica (a sinistra) e T04, giunto testato a fatica (a destra).*

I campioni così preparati vengono quindi inglobati in una specifica resina, in modo da poter essere lucidati dalle levigatrici metallografiche.



*Figura 6-49: campioni di giunto inglobati in resina, a sinistra T07 (non testato a fatica), a destra T04 (testato a fatica)*

Si passa quindi a passare i campioni sulle levigatrici metallografiche, utilizzando una specifica sequenza di carte vetrata, ossia 500, 800 e 1200, ed infine passando un panno con sospensioni in diamante, per arrivare ad una lucidatura a specchio. Di seguito si riporta quindi quanto ottenuto.



Figura 6-50: campioni di giunti inglobati in resina, e lucidati tramite levigatrici metallografiche

A questo punto si passa ad effettuare le prove di microdurezza. Per questo scopo si sfrutta un microdurometro, sfruttando la procedura indicata ad inizio paragrafo. Il carico applicato è pari a 300 g.

Gli andamenti di microdurezza ottenuti per T07 sono mostrati nella seguente:

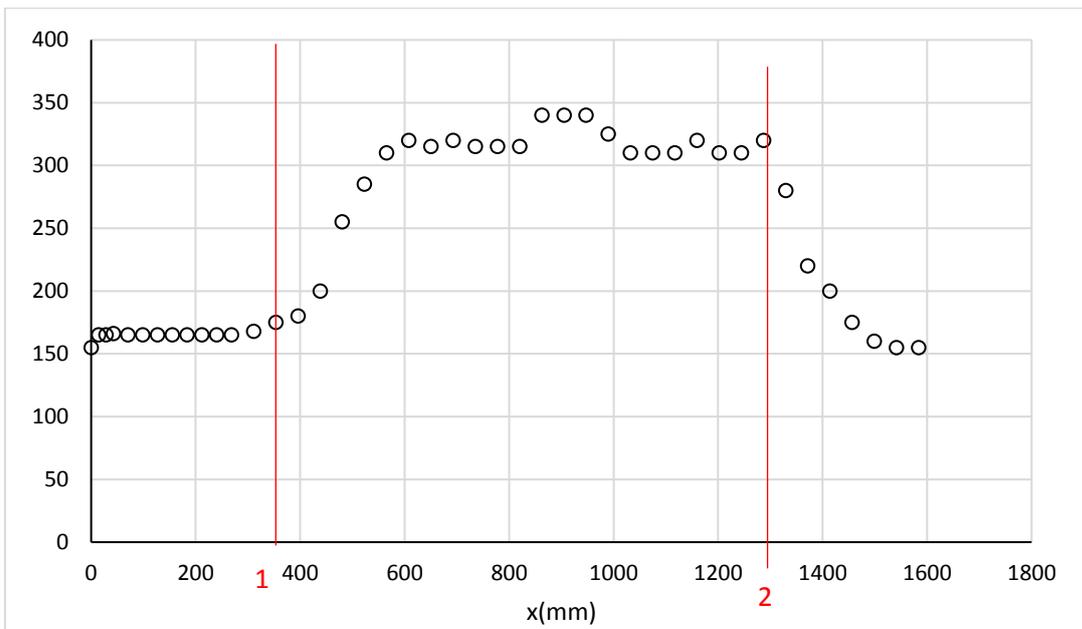


Figura 6-51: microdurezza ottenuta per T07

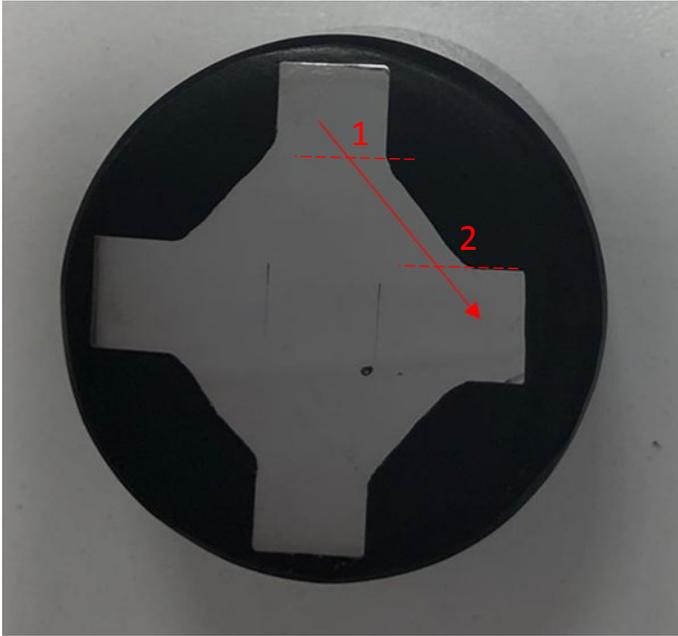


Figura 6-52: campione utilizzato per lo studio della microdurezza per T07, con indicato il percorso seguito

Per quanto riguarda il giunto T04 invece gli andamenti sono i seguenti:

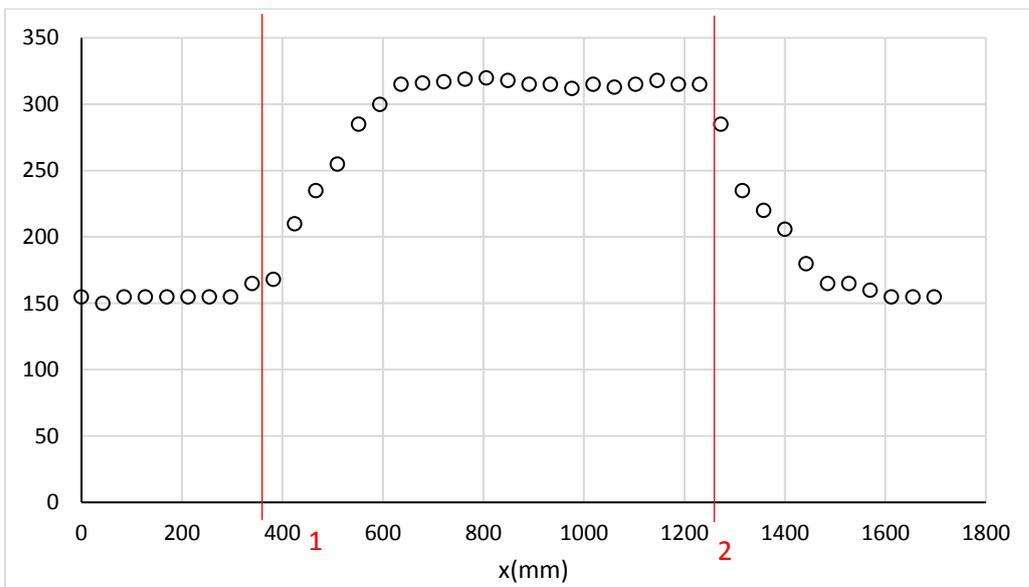
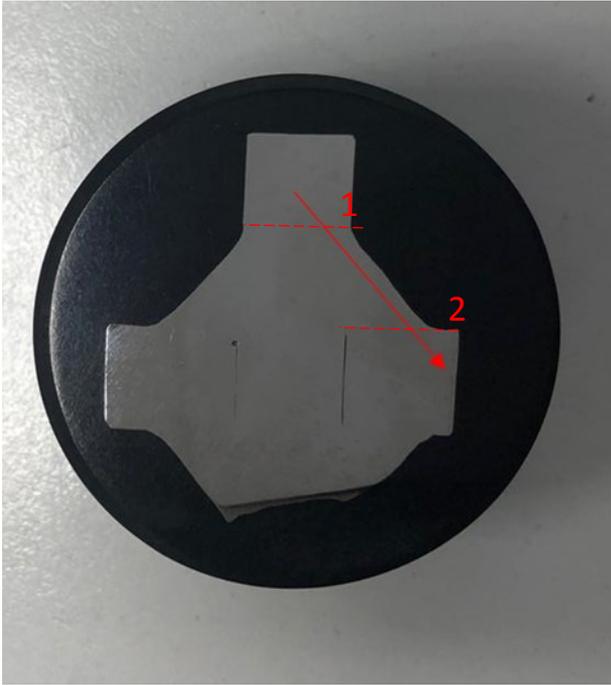


Figura 6-53: andamento di microdurezza per il campione di T04



*Figura 6-54: campione utilizzato per lo studio della microdurezza per T04, con indicato il percorso seguito*

Non si notano quindi particolari differenze per la durezza Vickers per giunti testati a fatica e per giunti non testati a fatica, a meno di una maggiore regolarità nell'andamento della durezza nella zona di materiale fuso.

## 7. Capitolo 7: Applicazione del Peak Stress Method a casi sperimentali riportati in letteratura

Il primo passo per l'applicazione del Peak Stress Method per la progettazione a fatica in ampiezza variabile è l'applicazione dello stesso in ampiezza costante. Come verifica sull'applicabilità in ampiezza costante è possibile sfruttare i risultati ottenuti dall'analisi della letteratura effettuata al capitolo 4, i quali sono riportati numericamente all'appendice A.

In questi casi, infatti, nonostante lo scopo principale fosse ottenere risultati in prove in ampiezza variabile, si sono effettuate prove in ampiezza costante per ogni caso per cui era prevista una prova in ampiezza variabile (in altre parole, per ogni caso identificato da materiale, geometria, trattamento e rapporto di ciclo per cui erano previste prove in ampiezza variabile, vengono effettuate anche prove in ampiezza costante). Questo solitamente per ottenere la curva di Wohler per i diversi casi studiati, tramite regressione lineare dei dati sperimentali in ampiezza costante appunto.

Ciò significa che la geometria, i trattamenti e il tipo di sollecitazione rimangono gli stessi nei due casi, è quindi possibile verificare se il modello utilizzato per l'applicazione del PSM è corretto al fine dell'applicazione del metodo stesso; inoltre, nei capitoli precedenti riferiti all'applicazione di questo metodo non si erano trattati esempi di giunti trattati dopo la saldatura, ma solo in condizione As Welded. Tra i dati sperimentali analizzati sono disponibili risultati riferiti a giunti "stress relieved", ossia dove viene effettuato un trattamento termico per rimuovere o alleviare le tensioni residue, sia risultati riferiti a trattamenti di High frequency Mechanical impact, ossia dove l'obiettivo è instaurare un regime tensionale di compressione nella zona saldata. Questi risultati non verranno rianalizzati, in quanto si decide di concentrarsi sui soli risultati di casi "As Welded".

I dati in ampiezza costante si sono rilevati dagli articoli originali, numericamente quando riportati, o dalle figure quando non possibile avere i risultati numerici, e sono riportati in Appendice A.

Per i dettagli sul Peak Stress Method si rimanda ai capitoli 1 (bidimensionale), 2 (tridimensionale, monoassiale) e 3 (tridimensionale multiassiale); nel capitolo presente ci si limita quindi a riassumere quanto svolto per l'applicazione del metodo ai diversi casi analizzati.

### 7.1 Sonsino

Le specifiche dei giunti studiati da Sonsino [13] sono riportate al capitolo 4 dedicato allo studio della letteratura, si hanno due diverse geometrie considerate (Butt-Weld e Transverse Stiffener), realizzate in tre diversi acciai (S355, S690 e S960). Si analizza per prima la geometria Transverse Stiffener, per passare in seguito al caso butt weld.

#### 7.1.1: Transverse Stiffener

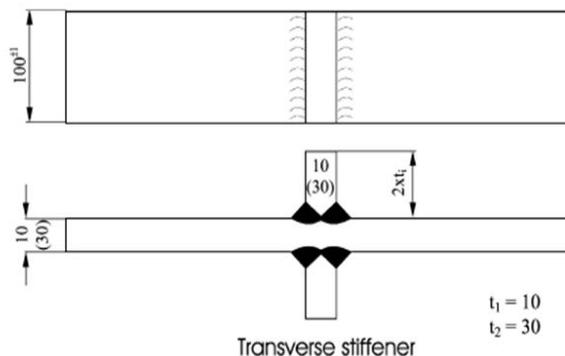


Figura 7-1: caratteristiche geometriche del giunto transverse stiffener testato da Sonsino [13]

In termini di prove ad ampiezza costante, queste sono state effettuate per rapporto di ciclo  $R=0$  e  $R=-1$  per entrambi i giunti, per ciascun materiale. Si hanno quindi dodici serie di dati, fornite nell'articolo di Sonsino in forma grafica, i dati sono quindi rilevati tramite "PlotDigitizer".

E' possibile modellare i giunti sfruttando la simmetria di questi ultimi, si realizza quindi solo metà del giunto; inoltre, si può notare come ogni sezione trasversale del giunto sia uguale alle altre, è quindi possibile sfruttare questa caratteristica del modello per realizzare un modello piano, risparmiando quindi tempi e mole di calcolo.

Di seguito si riporta la figura della geometria realizzata per il giunto in S355.



Figura 7-2: geometria realizzata per l'analisi agli elementi finiti del giunto in figura 7.1

Infatti, come preannunciato al capitolo 4, vi sono delle differenze nelle dimensioni del cordone di saldatura a seconda del materiale con cui è realizzato il giunto che si sta considerando, la geometria realizzata quindi sarà diversa per ognuno dei casi identificati da un singolo materiale. E' possibile inoltre notare già dalla figura 7.1 che sono assenti le quote riferite alla dimensione del cordone di saldatura, queste dimensioni sono state quindi rilevate tramite misure di immagini dei giunti riportate nell'articolo di Sonsino [14]. L'angolo del cordone di saldatura, nei tre diversi casi, è risultato pari a  $136^\circ$  (per S355),  $137^\circ$  (per S690 e S960); si ritiene che questo sia dovuto ad imperfezioni geometriche dovute al processo di saldatura, piuttosto che ad un intento di avere un valore di angolo diverso da  $135^\circ$ . Per la modellazione si utilizza quindi un angolo di  $135^\circ$ .

Seguendo il percorso di azioni presentato ad inizio capitolo, si prosegue andando a scegliere l'elemento da utilizzare per la modellazione agli elementi finiti, che risulta essere il PLANE182, con attivate l'opzione "simple enhanced strain" e "plane strain".

Per quanto riguarda la realizzazione della mesh, questa viene realizzata come "mesh free" imponendo una dimensione di elemento globale pari a "d". La dimensione deve essere tale da soddisfare le prescrizioni del Peak Stress Method.

Per poter risalire alla dimensione di elemento da utilizzare per garantire la convergenza del metodo, oltre ad aver scelto l'elemento da utilizzare per l'analisi è necessario anche conoscere la geometria che si prevede di analizzare e i modi di sollecitazione attesi per la geometria stessa

La geometria "transverse stiffener" presentata presenta intagli a V che vanno a rappresentare piede cordone e radice cordone di saldatura, questi possono essere rappresentati da un intaglio a V con angolo di apertura pari a  $135^\circ$  e a  $0^\circ$ .

A piede cordone, per sollecitazione di flessione, agisce il solo modo 1, ossia di apertura.

A radice cordone invece, per la stessa sollecitazione, agiscono sia modo 1 che modo 2.

I limiti previsti per la dimensione di elemento sono espressi in forma adimensionale rispetto ad una quantità “a”, la quale assume il valore minore tra quello di “t” ossia il semispessore del giunto, “l” ossia la lunghezza della radice cordone, “z” ossia la lunghezza del piede cordone di saldatura, nel caso presente il semispessore è sempre pari a 15 mm per tutti e tre i diversi modelli del caso transverse stiffner, la lunghezza “l” della radice ha anche essa valore 15 mm per tutti e tre i casi, mentre la lunghezza “z” ha valori diversi, 15 mm nel caso S355 e 17 mm negli altri due casi; i limiti previsti sono i seguenti:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d
PLANE182	1	0	3
		135	3
	2	0	14
		135	-

Tabella 7-1: limiti sulla dimensione massima di elemento utilizzabile per l'applicazione del Peak Stress Method al giunto in figura .1 [6]

Di conseguenza, il limite più stretto sulla dimensione di elemento è dato dal modo 2 a radice cordone, quindi valgono le seguenti:

		a (mm)	d (mm)
Transverse Stiffner	S355	15	1
	S690	15	1
	S960	15	1

Tabella 7-2: valori limite per la dimensione massima di elemento utilizzabile per l'applicazione del Peak Stress Method al giunto in figura .1

La mesh realizzata è quindi rappresentata nella figura seguente:

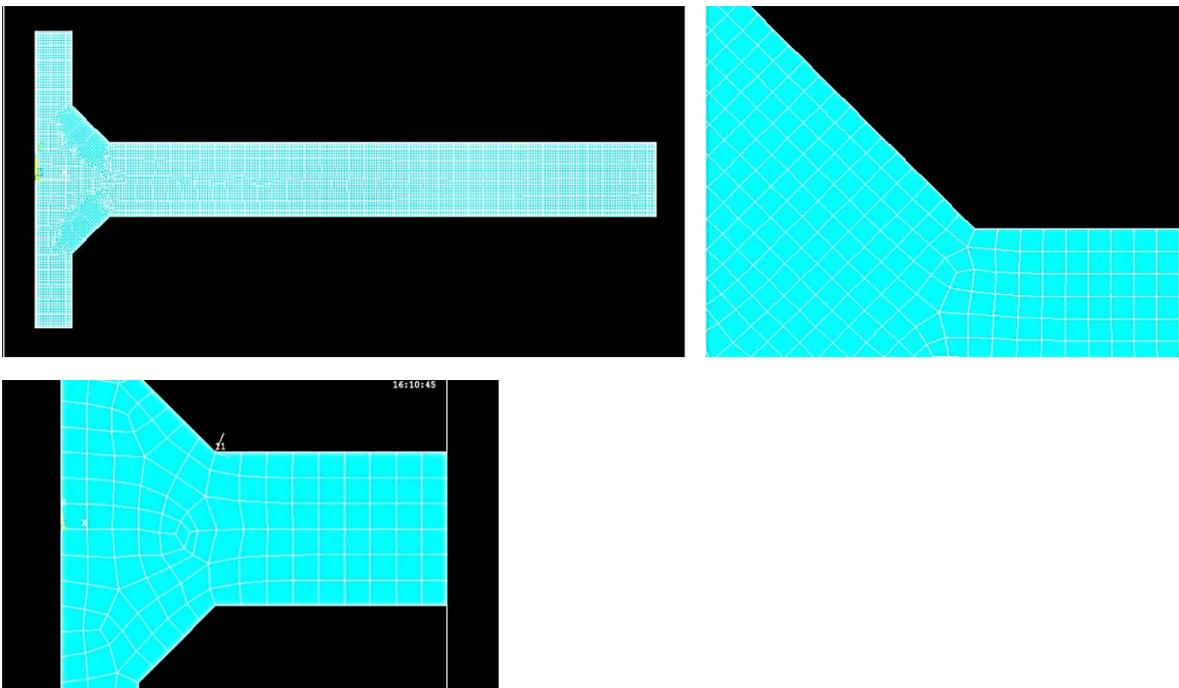


Figura 7-3: mesh realizzata per il giunto in figura .1 (sinistra in alto) e dettaglio della stessa (destra e in basso)

Una volta realizzata la mesh, si passa all'assegnazione di carichi e vincoli;

Per quanto riguarda i vincoli, come si è preannunciato all'inizio, si è realizzato solo metà del modello del giunto da simulare, in quanto questo è simmetrico, viene quindi assegnato un vincolo di simmetria alla linea che rappresenta la superficie di simmetria del modello. Vincolando il modello in questo modo, questo risulta labile, quindi si assegna un vincolo allo spostamento in direzione y

Per quanto riguarda il carico, è prevista una sollecitazione di flessione, viene quindi assegnata una tensione variabile da 1 a -1 MPa alla linea indicata in rosso nella seguente figura 7.4

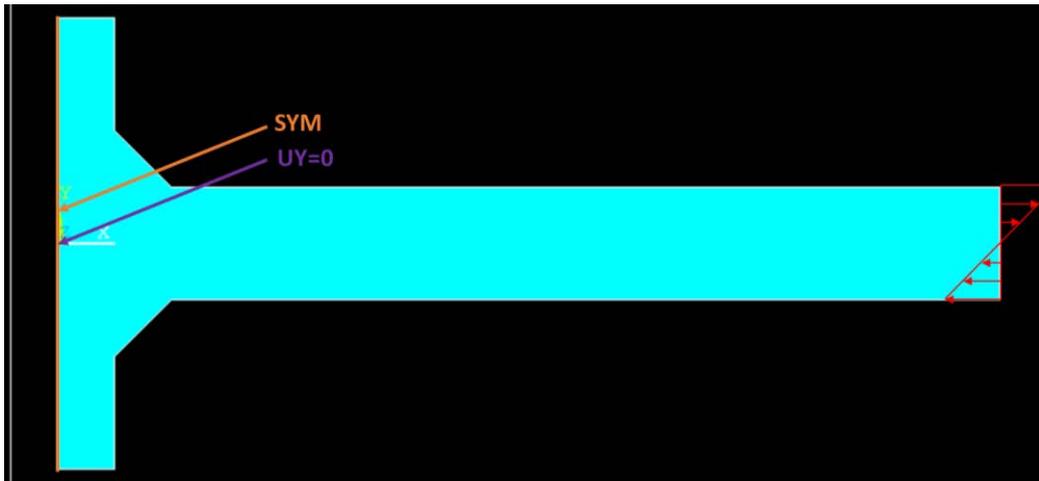


Figura 7-4: carichi e vincoli assegnati al modello del giunto in figura 7.1

Si passa a questo punto alla risoluzione del modello.

Una volta lanciata la soluzione, è possibile ottenere le tensioni di picco di modo 1,2 e 3 quando presenti sia a piede cordone che a radice cordone.

Queste sono definite secondo un sistema di riferimento locale, per il quale la direzione “x” è allineata alla bisettrice dell’angolo dell’intaglio a V che rappresenta il piede cordone o la radice cordone.

Nel caso della radice cordone, la direzione della bisettrice dell’angolo è già allineata con la direzione “x” del sistema di riferimento assoluto, non è quindi necessario andare a creare un sistema di riferimento locale.

Nel caso del piede cordone invece, la bisettrice dell’angolo è inclinata di 67,5° rispetto alla direzione “x” del sistema di riferimento assoluto, è quindi necessario creare un sistema di riferimento locale per poter estrarre le tensioni di modo 1, l’unico presente in questo caso, secondo definizione.

Il sistema di riferimento locale di piede cordone viene creato sfruttando tre keypoints, i quali definiscono rispettivamente l’origine del sistema di riferimento, la direzione dell’asse x e la posizione del piano x-y del sistema di riferimento che si vuole creare.

L’origine viene posta nel nodo di apice di piede cordone, il keypoint corrispondente ha quindi coordinate 30, 15, 0 per il giunto realizzato in acciaio S355, nel caso dei giunti realizzati invece in S690 e S960 cambia la lunghezza “z” del cordone di saldatura, la coordinata del primo keypoint è quindi 32, 15, 0.

Il secondo keypoint definisce la direzione dell’asse “x”, come detto questo deve essere inclinato di 67,5° rispetto al corrispondente asse nel sistema di riferimento globale, viene quindi assegnata una coordinata “x” arbitraria (35 mm, ossia 5 mm di distanza dal primo keypoint lungo x), per ottenere la coordinata “y” si segue la seguente:

$$y = 15 + 5 * \tan(67.5^\circ) = 27.0711 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.1}$$

Nel caso di giunto realizzato in S690 o S960 invece cambia la coordinata x, pari a 37 mm, a parità di coordinata y assegnata.

Il terzo keypoint deve definire la posizione del piano x-y del sistema di riferimento locale, dato che il per quest’ultimo il piano suddetto coincide con quello del sistema di riferimento assoluto, è sufficiente cambiare la coordinata y del secondo punto, mantenendo costanti la x e la z, il terzo keypoint è quindi creato in 35, 10, 0 per S355, e in 37, 10, 0 per S690 e S960.

Di seguito si riporta un’immagine del sistema di riferimento locale creato:

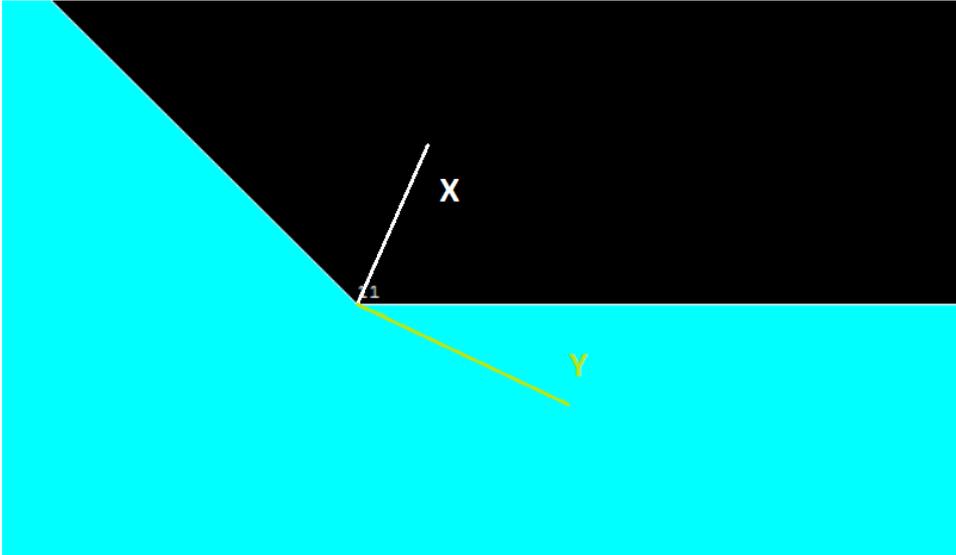


Figura 7-5: sistema di riferimento locale creato a piede cordone per la rilevazione delle tensioni di modo 1.

La tensione di modo 1, apertura, coincide quindi con la tensione  $\sigma_{yy}$  nel sistema di riferimento locale 11; questa risulta pari a 1,9 MPa nel caso di giunto realizzato in S355, pari a 1,98 negli altri due casi (S690 e S960). La differenza nei valori, si ribadisce, è dovuta ad una differenza nella geometria dovuta alla saldatura, non ad un effetto del materiale.

Per quanto riguarda la radice cordone, questa è sollecitata a modo 2, rappresentata dalla  $\tau_{xy}$  sempre nel sistema di riferimento assoluto. Il valore di quest'ultima è 0,15 MPa nel caso di S355, pari a 0,17 Mpa nel caso di S690 e S960.

Una volta ottenute le tensioni di picco di modo 1 e 2 è necessario passare alla tensione equivalente di picco, nel caso di piede cordone la formulazione diventa la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.2 [6]}$$

I coefficienti sono già stati definiti precedentemente al capitolo 1,2 e 3, ci si limita quindi a riportare i valori che essi assumono in questo caso;

Per il piede cordone, siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $135^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,117, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,326. Il valore di "d" è 1 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,38, considerando che si stanno utilizzando elementi piano PLANE182.

Il valore assunto dalla tensione di picco equivalente in questo caso allora è 2,14 MPa per S355, 2,17 per S690 e S960.

Per quanto riguarda invece la radice cordone, la formulazione diventa la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.3 [6]}$$

Per la radice cordone, siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $0^\circ$ , quindi  $e_2$  assume il valore di 0,341, e  $1 - \lambda_2$  assume il valore di 0,5. Il valore di "d" è 1 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^{**}$  è 3,38, considerando che si stanno utilizzando elementi piano PLANE182.

Il valore assunto dalla tensione di picco equivalente in questo caso allora è 0,91 MPa per S355, 0,93 per S690 e S960.

Il punto più sollecitato è quindi a piede cordone, questo coincide con quanto riportato da Sonsino [13], per cui la rottura avviene a piede cordone.

Il calcolo del rapporto di biassialità  $\lambda$  è immediato, in quanto vi è presenza di solo modo 1, e quindi questo ha valore nullo.

La banda da considerare è quindi quella di modo 1.

### 7.1.2: Geometria Butt weld

La seconda geometria analizzata da Sonsino è del tipo butt weld (figura 7.6)

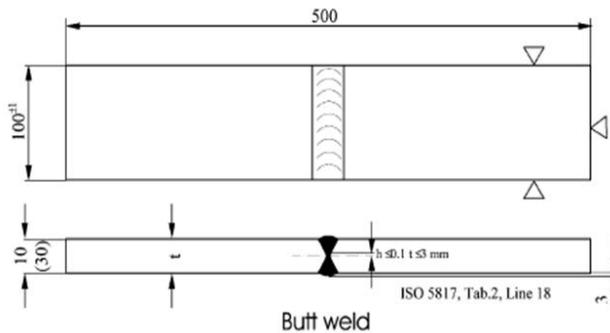


Figura 7-6: geometria del giunto di tipo "butt weld" studiato da Sonsino

Per quanto riguarda la geometria butt weld, anche in questo caso, avendo una sollecitazione di flessione ed essendo il giunto simmetrico, è possibile realizzarne solo metà. Inoltre, ogni sezione, lungo l'asse z del modello, si comporta allo stesso modo, è quindi possibile utilizzare un modello piano e non solido, riducendo i tempi di calcolo necessari per la risoluzione.

Come già visto nel caso della geometria Transverse Stiffener, le dimensioni del cordone di saldatura non sono riportate nell'articolo originale, e vengono ricavate tramite misura di immagine. Anche in questo caso si trovano delle differenze tra le dimensioni del cordone di saldatura rilevate per i giunti realizzati nei tre diversi acciai, quindi i modelli geometrici realizzati sono differenti per la dimensione del cordone di saldatura.

Di seguito si riporta la geometria realizzata per il giunto in S355:



Figura 7-7: modello geometrico del giunto "butt weld" studiato da Sonsino

Una volta realizzata la geometria, è necessario scegliere il tipo e la dimensione di elemento da utilizzare per ottenere la convergenza del Peak Stress Method. Avendo un modello piano, viene utilizzato l'elemento PLANE182 con attivate l'opzione "simple enhanced strain" e "plane strain", come nel caso precedente.

Per quanto riguarda la realizzazione della mesh, questa viene realizzata come "mesh free", imponendo una dimensione globale di elemento pari a "d". Il valore della dimensione media di elemento deve essere tale da

garantire la convergenza del metodo, secondo le caratteristiche geometriche e di sollecitazioni del caso studiato.

Nel caso presente, siamo in presenza di un angolo di apertura 150°, sollecitato a solo modo 1. Il limite in questo caso è quindi unico (un solo elemento, un solo angolo di apertura e un solo modo di sollecitazione, e prevede:

$$\frac{a}{d} < 3 \quad \text{Eq. 7.4 [6]}$$

I limiti previsti per la dimensione di elemento sono espressi in forma adimensionale rispetto ad una quantità “a”, la quale assume il valore minore tra quello di “t” ossia il semispessore del piatto principale del giunto, “l” ossia la lunghezza della radice cordone, che in questo caso, essendo un giunto a piena penetrazione, non è presente, “z” ossia l’altezza del piede cordone di saldatura, che coincide con l’altezza del cordone di saldatura rispetto al piatto principale. Nel caso presente il semispessore è sempre pari a 15 mm per tutti e tre i diversi modelli (S355, S690 e S960), mentre z assume valori diversi a seconda del modello, e rappresenta inoltre il limite più stretto sulla dimensione di elemento.

		a (mm)	d (mm)
Butt Weld	S355	2.4	0.8
	S690	3.43	1.1
	S960	3.16	1.1

Tabella 7-3: limiti sulla dimensione massima di elemento utilizzabile nella mesh del giunto in figura 7.6

Di seguito si riporta un’immagine della mesh realizzata per il giunto Butt Weld in acciaio S355.

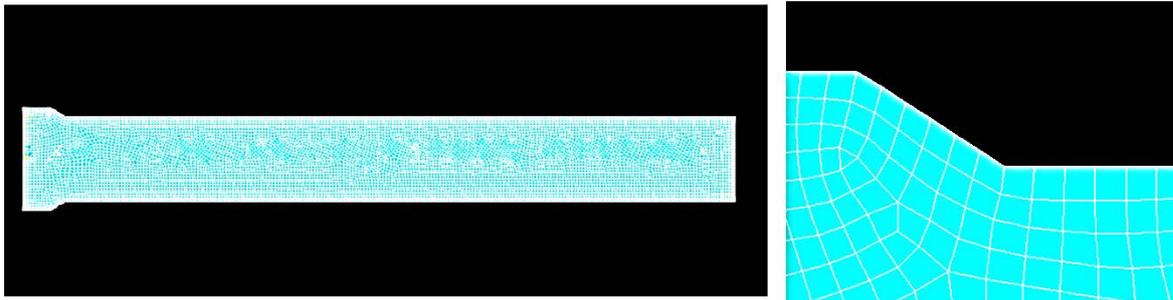


Figura 7-8: mesh realizzata sul modello del giunto in figura .6 (sinistra) e dettaglio della stessa (destra)

Realizzata la mesh, vengono assegnati carichi e vincoli che seguono quanto si è fatto anche per la geometria Transverse Stiffener; quindi si assegna un vincolo di simmetria alla linea che rappresenta la superficie di separazione della parte di modello che si è realizzata con la parte, simmetrica, che non si è realizzata.

Inoltre, per evitare la labilità del modello che si avrebbe in questo caso, viene vincolato anche il nodo sull’origine del sistema di riferimento in direzione “y”.

Dato che la sollecitazione assegnata sperimentalmente è di flessione anche in questo caso, viene assegnata una pressione variabile dal valore di 1 al valore di -1 sulla linea di estremità del giunto, come mostrato nella seguente figura 7.9.

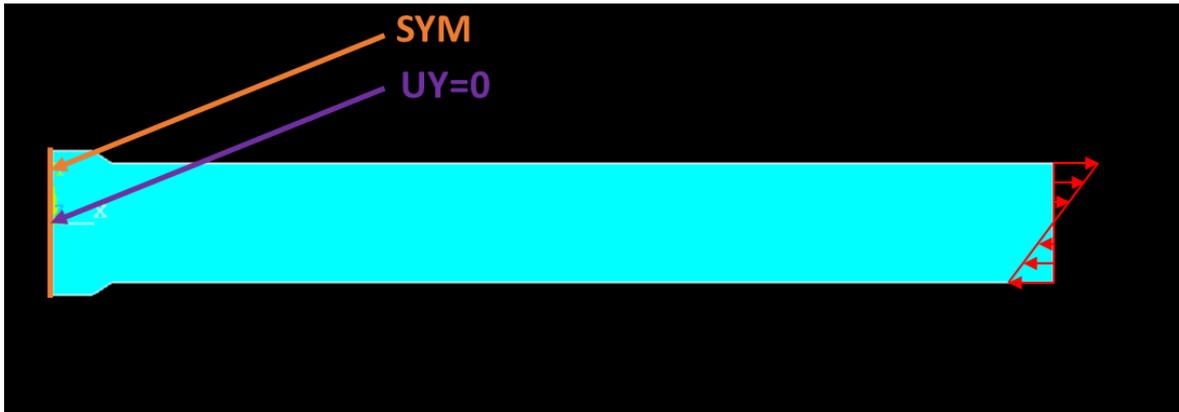


Figura 7-9: carichi e vincoli assegnati al modello del giunto in figura 7.6

Una volta assegnati carichi e vincoli, si può passare nell'ambiente di soluzione, risolvere il modello e si è quindi in grado di rilevare le tensioni di picco di modo 1, le sole presenti in questo caso; infatti, per angoli di apertura superiori a 102° il modo 2 non è singolare.

Dato che la tensione di modo 1, da definizione, si basa su un sistema di riferimento locale, localizzato nel nodo di apice dell'intaglio, dove la direzione "x" coincide con la direzione della bisettrice dell'intaglio stesso, e che questa direzione non coincide con nessuna delle direzioni del sistema di riferimento globale, è necessario creare un sistema di riferimento locale apposito.

Questo viene eseguito sfruttando tre keypoints, come nel caso precedente, dove il primo è già presente e rappresenta l'apice di piede cordone, il secondo, che invece è utilizzato per assegnare la direzione dell'asse x, e deve quindi dare la direzione della bisettrice dell'angolo, presenta un aumento della coordinata x, arbitrario, di 5 mm rispetto al primo keypoints, e un aumento della y dato da:

$$y = 5 * \tan(75^\circ) = 18.66 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.5}$$

Dove  $\alpha$  rappresenta metà dell'angolo di apertura che si ha nei tre diversi casi (150° per S355 e 148° negli altri due casi, S690 e S960).

Il terzo keypoint serve invece per individuare la posizione del piano x-y, quindi, dato che, nel caso considerato, questo piano coincide con quello dato nel sistema di riferimento globale, è sufficiente incrementare la coordinata y del terzo keypoint di un valore scelto casualmente (5 mm).

Il sistema di riferimento così creato è mostrato nella seguente figura:

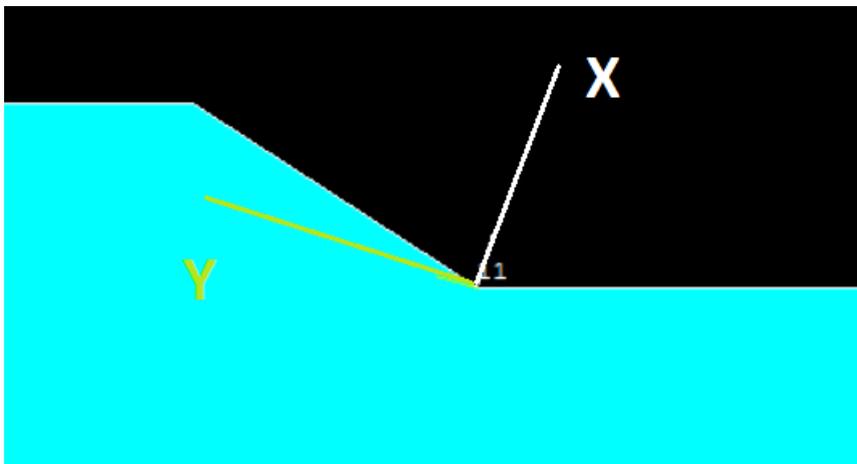


Figura 7-10: sistema di riferimento locale creato a piede cordone per la rilevazione della tensione di modo 1

La tensione di apertura, ossia di modo 1, coincide con la tensione  $\sigma_{yy}$  nel sistema di riferimento locale. Per ottenere la tensione principale equivalente si sfrutta quindi la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 z}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.6 [6]}$$

In questo caso, siamo in presenza di un angolo di apertura  $150^\circ$ . Dato che il materiale considerato è acciaio,  $e_1$  assume il valore di 0,107 e  $1-\lambda_1$  assume il valore di 0,248[37]. Il coefficiente  $K_{FE}^*$  invece mantiene il valore calibrato per un angolo di apertura  $135^\circ$ , considerando l'utilizzo di un elemento PLANE182 per la modellazione, il valore di "d" invece varia a seconda del modello geometrico, come indicato in tabella 7.3.

Si ottiene quindi, per una tensione nominale applicata di 1 MPa, di flessione, una tensione di picco equivalente pari a 1,25 MPa nel caso di acciaio S355, di 1,15 MPa nei casi di acciaio S690 e S960.

A questo punto è possibile calcolare l'indice di biassialità, il cui valore è scontato in quanto siamo in presenza di solo modo 1, quindi l'indice di biassialità assume valore zero e la banda da considerare è quella di modo 1.

Dato che la relazione tra la tensione applicata, nominale e la tensione di picco equivalente ottenuta è lineare, è possibile sfruttare il risultato ottenuto per verificare che i risultati sperimentali ottenuti da Sonsino per la geometria considerata e analizzata al paragrafo presente vadano a porsi entro la banda di progettazione del Peak Stress Method. Infatti, sono note le tensioni nominali assegnate nelle diverse prove sperimentali, e il numero di cicli ottenuti per ogni caso testato; moltiplicando la tensione nominale per il valore ottenuto per la tensione di picco equivalente in questo caso, ossia per una tensione nominale di 1 MPa, si ottengono una serie di dati in termini di tensione di picco equivalente e numeri di cicli, plottando i dati insieme alla banda di progettazione del Peak Stress Method è possibile valutare la previsione che questa effettuerebbe per i casi testati.

Questo si può fare sia nel caso di geometria Transverse stiffener che per geometria butt weld, e si ottiene quando si vede di seguito in figura 7.11.

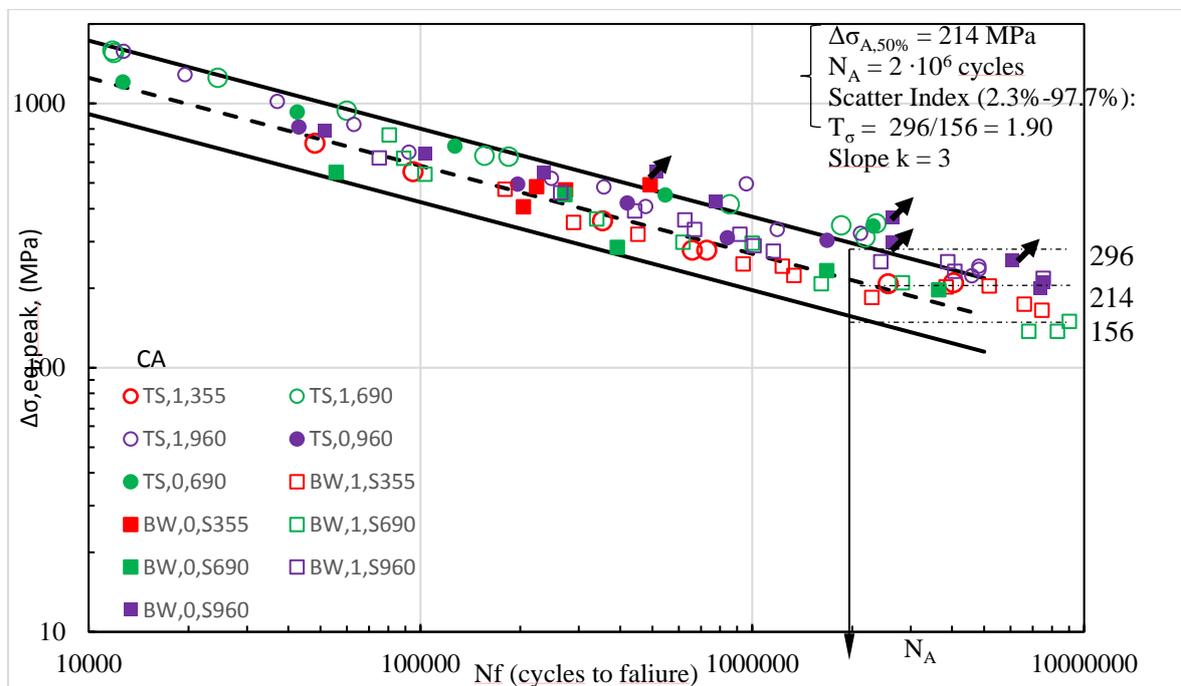


Figura 7-11: confronto tra i risultati sperimentali di Sonsino e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1 [6]

## 7.2 Maddox [15]

Nel lavoro di Maddox le prove ad ampiezza costante da cui si ottengono le curve di Wohler sono state effettuate in precedenza dallo stesso Maddox (giunto F) e da Gurney (giunto G). Il giunto indicato come “F” appartiene alla categoria “Longitudinal fillet welded gusset” secondo Hobbacher; il giunto indicato come “G” appartiene invece alla categoria “Longitudinal load-carrying weld (Continuous manual longitudinal fillet)”.

### 7.2.1: geometria “longitudinal fillet welded gusset”

Si riporta di seguito il procedimento seguito per l’applicazione del Peak Stress Method alla prima geometria (Longitudinal fillet welded gusset). La geometria e i materiali considerati sono riportati al capitolo 4; per completezza si riportano di seguito la geometria testata nella seguente figura 7.12

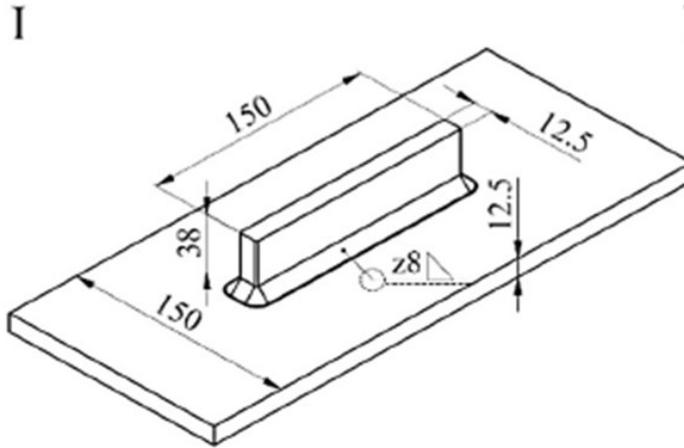


Figura 7-12: geometria del giunto “longitudinal fillet welded gusset” testato da Maddox [15]

In questo caso la sollecitazione assegnata è di trazione, e, data la sollecitazione e la geometria, siamo in presenza di una tripla simmetria. E’ quindi possibile utilizzare un modello che ne rappresenti solo un quarto, come mostrato nella seguente immagine. Non è invece possibile utilizzare elementi piani, in quanto esiste una differenza nella geometria lungo l’asse z (uscente dal foglio).

La geometria viene realizzata prima su Solidworks e poi importata su Ansys sotto forma di file .IGES.

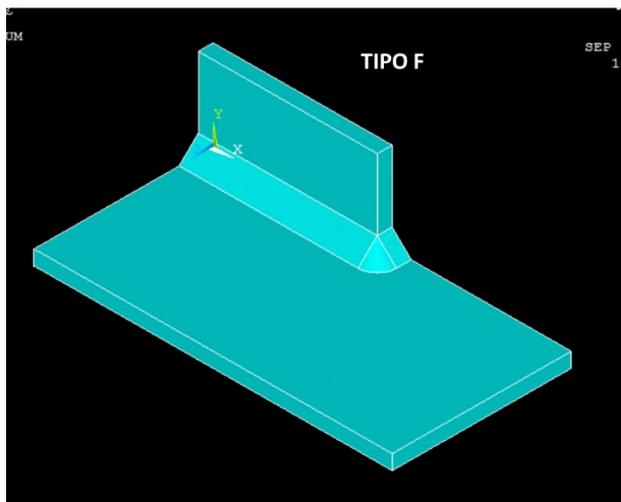


Figura 7-13: modello geometrico utilizzato per l’analisi agli elementi finiti del giunto in figura 7.12

Si decide quindi di utilizzare un elemento tetraedrico, in quanto visto ai capitoli precedenti che questo permette di ottenere risultati corretti, senza dover incorrere nella sottomodellazione (cfr capitolo 2). Si sceglie di utilizzare l’elemento SOLID285, tetraedrico a quattro nodi.

Per quanto riguarda la realizzazione della mesh, questa deve avere dimensione tale da garantire la convergenza del Peak Stress Method, i limiti previsti dipendono dai modi e dalla geometria presenti nel modello, oltre che dal tipo di elemento scelto per l'analisi.

Sono inoltre espressi in funzione di una quantità "a", la quale nel caso di modello tridimensionale rappresenta il valore minimo tra il semispessore "t", la lunghezza di radice cordone "l" e la lunghezza del cordone di saldatura "z". Nel caso del giunto indicato con tipo F questi assumono valore 6,25 mm, 6,25 mm e 8 mm; i limiti previsti sono i seguenti:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID285	1	0	3	2.08
		135	3	2.08
	2	0	3	2.08
		135	-	2.08
	3	0	5	1.2
		135	5	1.2

Tabella 7-4: limiti sul valore massimo della dimensione di elemento utilizzabile per l'applicazione del Peak Stress Method al giunto in figura 7.12 [6]

A questo punto è possibile realizzare la mesh, tramite "mesh free" con dimensione globale di elemento pari a 1 mm.

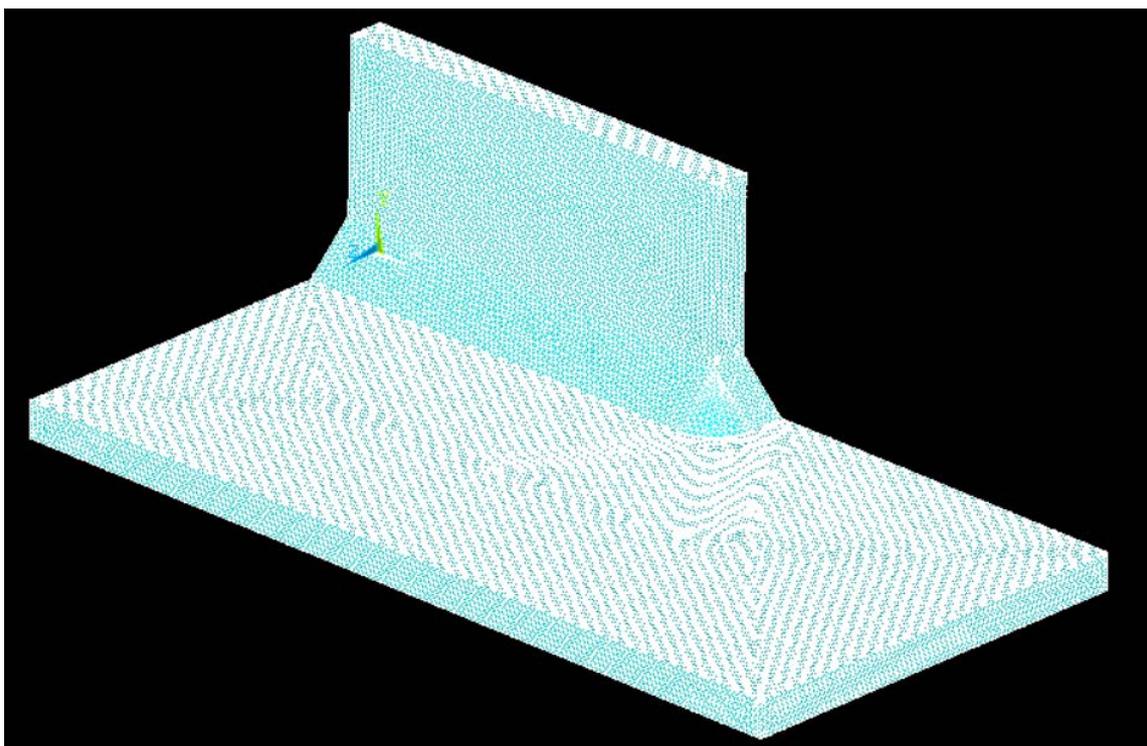


Figura 7-14: mesh realizzata per il giunto in figura 7.12

Si passa all'assegnazione di carichi e vincoli, come già detto ad inizio paragrafo, il modello realizzato rappresenta solo un quarto della geometria complessiva, è quindi necessario assegnare tre vincoli di simmetria per simulare la presenza delle porzioni di componente non modellate;

Per quanto riguarda il carico, questo è di trazione, è quindi necessario assegnare una tensione di -1 MPa alla superficie laterale esterna del giunto.

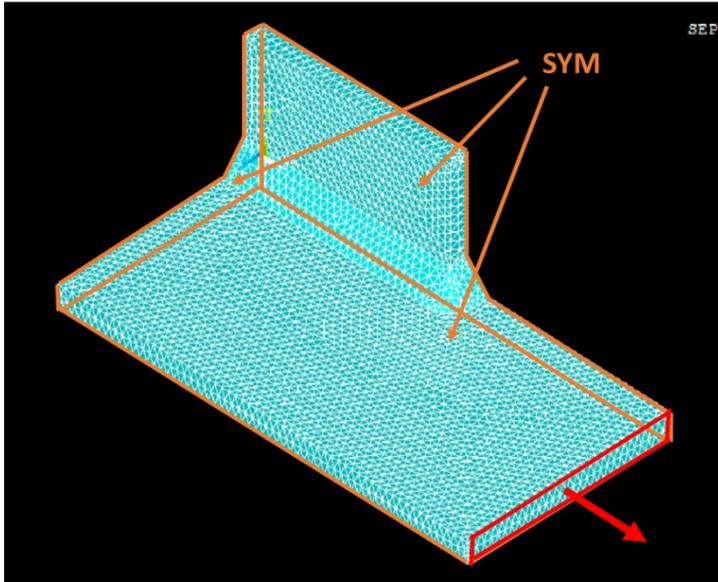


Figura 7-15: carichi e vincoli assegnati al giunto in figura 7.12

E' quindi possibile procedere alla risoluzione del modello, una volta risolto si possono rilevare le tensioni di modo 1,2 e 3 quando presenti.

Queste sono definite, come già detto per l'analisi dei giunti testati da Sonsino, in un sistema di riferimento locale, per il quale l'asse x locale coincide con la bisettrice dell'angolo di apertura dell'intaglio.

Nel caso di radice cordone, la bisettrice coincide con l'asse x del sistema di riferimento assoluto sul lato più corto dell'irrigidimento, e con l'asse z sul lato più lungo; non è quindi necessario andare a creare sistemi di riferimento locali;

Per quanto riguarda invece il piede cordone, la bisettrice dell'angolo è inclinata, rispetto all'asse x assoluto, lungo il lato corto, di  $67,5^\circ$ , e della stessa quantità rispetto all'asse z lungo il lato lungo. Inoltre, come si può notare dalle immagini della geometria studiata riportate, sull'angolo del cordone di saldatura la normale al cordone è essa stessa inclinata rispetto agli assi del sistema di riferimento assoluto. Diventa quindi opportuno creare un sistema di riferimento per ogni nodo, che abbia l'asse x allineato con la bisettrice dell'angolo e il piano xy perpendicolare alla linea di piede cordone.

Il singolo sistema di riferimento viene creato tramite tre keypoints come fatto nei casi precedenti, ancora quindi il primo keypoint coincide con il nodo di apice a piede cordone. Partendo dal lato corto, per il secondo keypoint, che definisce la direzione dell'asse x, presenta un incremento della coordinata x arbitrario (5 mm) per i nodi lungo il lato corto, e un incremento della coordinata y pari a :

$$y = 5 * \tan(67.5^\circ) = 12.0711 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.7}$$

Per quanto riguarda i nodi lungo la linea curva del piede cordone, l'incremento della coordinata y rimane lo stesso, mentre cambia l'incremento in x e z; dato che il piede cordone ha una lunghezza z di 8 mm, che corrisponde al raggio dell'arco di circonferenza che compie la linea di piede cordone, la lunghezza della linea curva si ricava come:

$$l = r * \frac{\pi}{2} = 8 * \frac{\pi}{2} = 12,566 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.8}$$

Dato che la dimensione di elemento è di 1,25 mm, sulla linea curva di piede cordone si trovano 10 nodi, è quindi possibile ottenere l'incremento da assegnare al nodo i-esimo come:

$$x_i = 5 * \sin\left(\frac{90}{10} * i\right) \quad \text{Eq. 7.9}$$

$$z_i = 5 * \cos\left(\frac{90}{10} * i\right) \quad \text{Eq. 7.10}$$

Il terzo keypoint definisce il piano x-y, quindi per i nodi lungo il lato corto è sufficiente che abbia le stesse coordinate x e z del secondo, e diversa coordinata y, questo viene ottenuto copiando il secondo keypoint stesso con un incremento della coordinata in y.

Procedere creare tutti i sistemi di riferimento tramite interfaccia grafica risulta dispendioso, si procede quindi tramite codice APDL scrivendo un ciclo "DO", questo permette di ripetere un'operazione in modo iterativo al variare di un indice, nel caso presente al variare dell'indice cambiano le coordinate dei tre keypoint considerati per creare il sistema di riferimento, oltre all'identificativo del sistema di riferimento stesso.

Si riporta di seguito solo una porzione di codice, che verrà riportato completo in Appendice D:

```

I=1
I_INI=1
I_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=94+I
Y=311+I
S=12+I
A=216+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

```

E' quindi possibile ottenere i sistemi di riferimento come mostrato nella seguente:

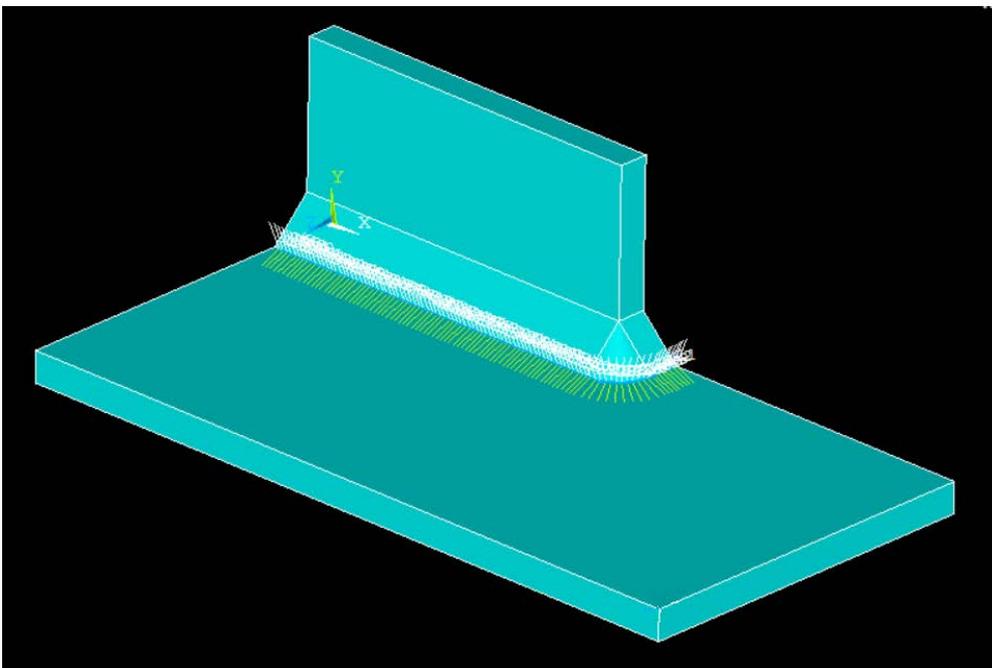


Figura 7-16: sistemi di riferimento locali creati per i nodi lungo la linea di piede cordone per il giunto in figura 7.12

A questo punto è quindi possibile rilevare le tensioni di picco di modo 1,2 e 3 secondo definizione;

Per quanto riguarda la radice cordone, questa è sollecitata a modo 2 sul lato corto e a modo 3 lungo il lato lungo; lungo il lato corto, la tensione  $\tau_{xy}$  nel sistema di riferimento assoluto corrisponde alla tensione di modo 3; e la tensione  $\tau_{yz}$  nel sistema di riferimento assoluto corrisponde alla tensione di modo 2. Lungo il lato lungo le due tensioni si scambiano di significato, quindi  $\tau_{xy}$  passa a corrispondere alla tensione di modo 2, mentre  $\tau_{yz}$  corrisponde alla tensione di modo 3.

Per quanto riguarda il piede cordone, questo è sollecitato a modo 1 sul lato corto, a modo 3 lungo il lato lungo e nei nodi appartenenti alla linea di raccordo in entrambi i modi; le tensioni di modo 1 e 3 sono definite per ogni nodo nel proprio sistema di riferimento locale, e sono  $\sigma_{yy}$  tensione di modo 1,  $\tau_{xy}$  tensione di modo 3.

La rilevazione delle tensioni lungo piede cordone richiede l'utilizzo di un altro codice APDL, in modo che ogni valore di tensione nodale venga letto nel corretto sistema di riferimento; anche in questo caso si adotta un ciclo "DO"; ad ogni iterazione in questo caso cambia il nodo in cui vengono rilevate le tensioni e il sistema di riferimento secondo cui sono definite.

Si riporta anche in questo caso una parte significativa di codice, che viene riportato completo in appendice D;

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=6
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=11+L
N=430+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO

```

Lungo la radice cordone invece non è necessario utilizzare lo stesso metodo, in quanto le tensioni di modo 2 e 3 sono definite nel sistema di riferimento principale.

Una volta ottenute le tensioni di picco, dato che si stanno utilizzando elementi tetraedrici è necessario mediarle, riferendosi quindi al generico nodo j-esimo della linea di piede o radice cordone, con i e k i nodi precedente e successivo:

$$\overline{\sigma_{ij,peak,j}} = \frac{\sigma_{ij,peak,i} + \sigma_{ij,peak,j} + \sigma_{ij,peak,k}}{3} \quad \text{Eq. 7.11 [6]}$$

A questo punto è possibile calcolare la tensione di picco equivalente; per quanto riguarda il piede cordone la formulazione è la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{\left( K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{***} \overline{\Delta\tau_{z\vartheta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2} \quad \text{Eq. 7.12 [6]}$$

I coefficienti sono già stati definiti precedentemente al capitolo 1,2 e 3, ci si limita quindi a riportare i valori che essi assumono in questo caso;

Siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $135^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,117, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,326. Il valore di "d" è 1,25 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285; per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,259, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,2, e  $K_{FE}^{***}$  assume il valore di 2,5.

Si ottiene quindi una tensione di picco equivalente con un valore massimo di 3,08.

Di seguito si riporta l'andamento delle tensioni di modo 1, modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone (figura 7.17)

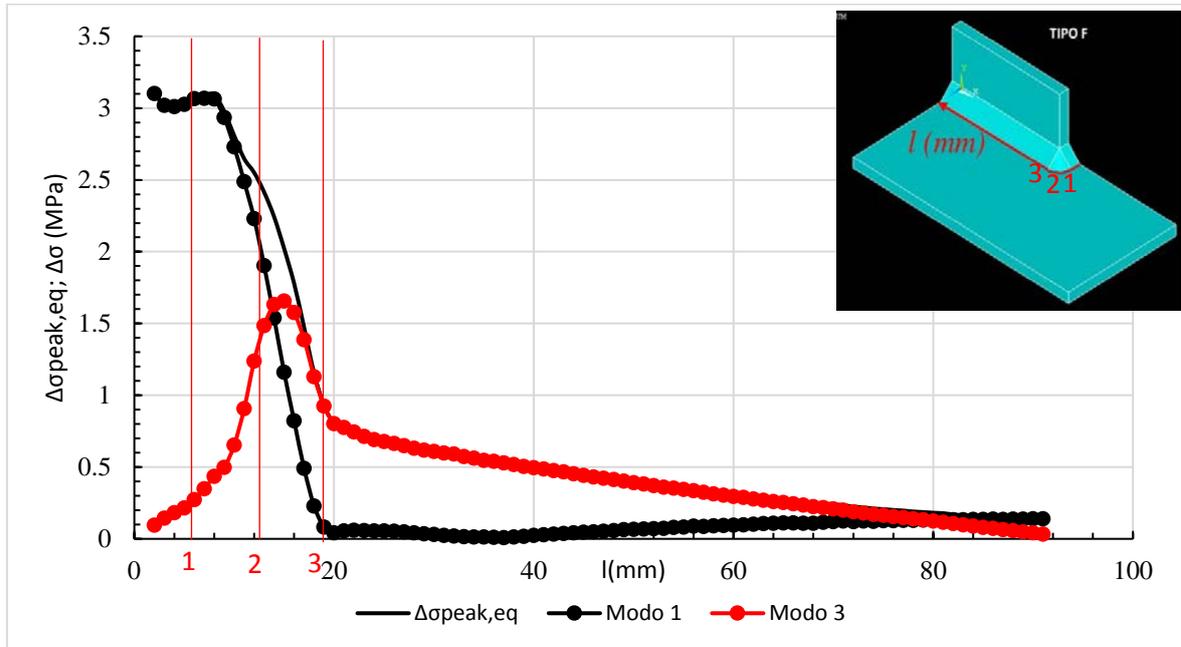


Figura 7-17: andamento delle tensioni equivalenti di modo 1 e 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone

A questo punto si calcola il rapporto di biassialità  $\lambda$ , per la decisione della banda di progettazione da utilizzare;

$$\lambda = \frac{c_{w2} f_{w2}^2 \Delta \tau_{r\theta, \theta=0}^2 + c_{w3} f_{w3}^2 \Delta \tau_{z\theta, \theta=0}^2}{c_{w1} f_{w1}^2 \Delta \sigma_{\theta\theta, \theta=0}^2} \quad \text{Eq. 7.13 [6]}$$

Questo presenta un andamento variabile lungo la linea di piede cordone, nel punto di massimo valore della tensione equivalente, presenta un valore di 0. Per la progettazione, quindi, deve essere utilizzata la banda di modo 1; di seguito si riporta l'andamento ottenuto per il rapporto di biassialità:

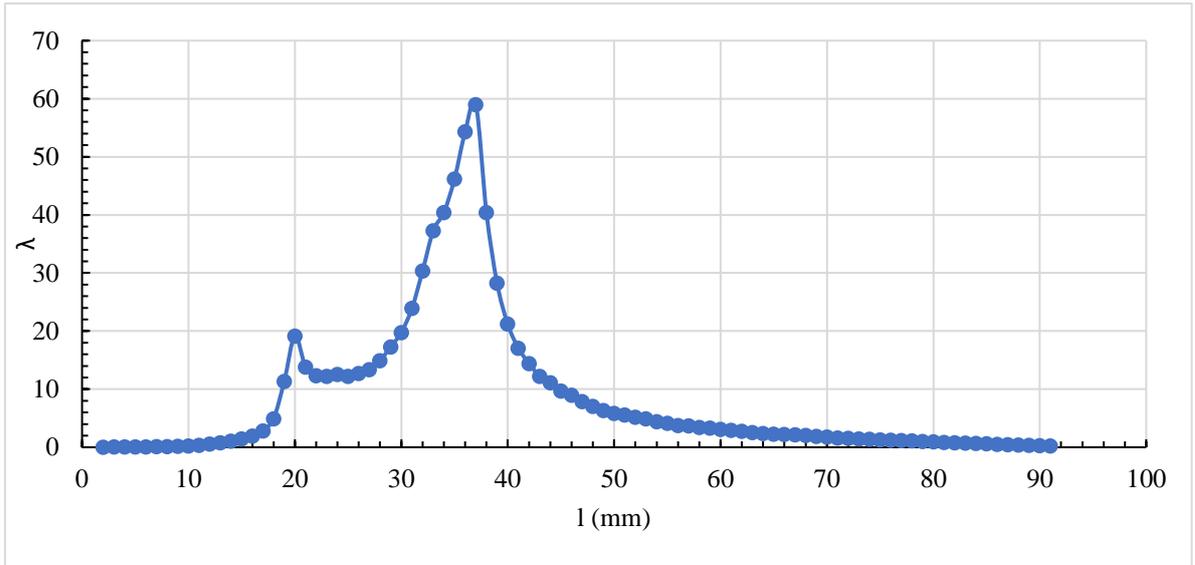


Figura 7-18: andamento del rapporto di biaxialità  $\lambda$  lungo il piede cordone di saldatura

Per quanto riguarda la radice cordone, una volta ottenute e mediate le tensioni di modo 1, 2 e 3, si può ottenere la tensione di picco equivalente tramite la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \left( \left( K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\theta\theta,\vartheta=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{**} \overline{\Delta\tau_{r\theta\theta,\vartheta=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{***} \overline{\Delta\tau_{z\theta,\vartheta=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 \right)^{0.5} \quad \text{Eq. 7.14 [6]}$$

Per quanto riguarda i valori assunti dai coefficienti presenti; siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $0^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,134,  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,5. Il valore di “d” è 1 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285.

Per quanto riguarda il contributo di modo 2,  $e_2$  assume il valore di 0,341, e  $1 - \lambda_2$  è pari a 0,5; il valore di  $K_{FE}^{**}$  è 2,65.

Per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,414, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,5;  $K_{FE}^{***}$  vale invece 2,5.

Si ottiene allora il seguente andamento per le tensioni di modo 1, 2 e 3 lungo la radice cordone di saldatura, con un valore massimo di 1,015 MPa. La dimensione “l” è definita con inizio lungo il vertice esterno del lato corto della radice cordone. Si nota inoltre come inizialmente la sollecitazione prevalente sia quella di modo 2, e in seguito quella di modo 3, come ci si attende dalla geometria e sollecitazione del problema.

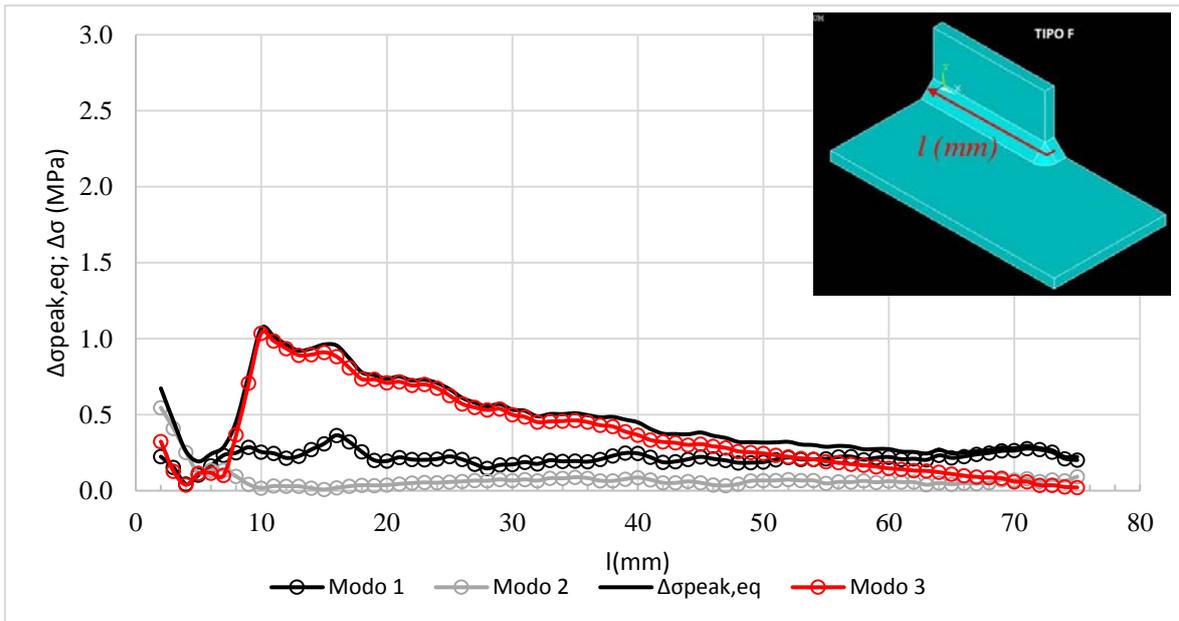


Figura 7-19: andamento della tensione equivalente di modo 1, modo 2 e modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di radice cordone

Anche in questo caso, si calcola il valore del rapporto di biassialità  $\lambda$ , secondo Eq. 7.13, che presenta il seguente andamento:

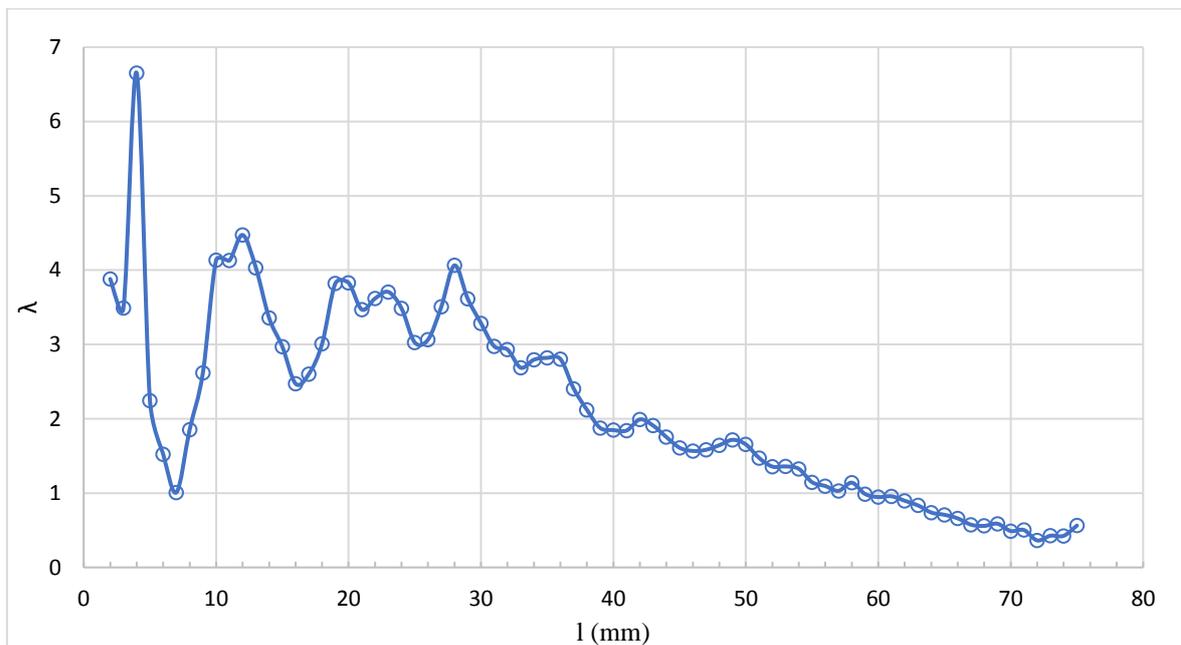


Figura 7-20: andamento del rapporto di biassialità lungo la linea di radice cordone

Il valore massimo di tensione di picco equivalente è raggiunto quindi a piede cordone, e presenta un valore di 3,08 MPa, il valore corrispondente di  $\lambda$  è 0. Questo coincide con quanto riporta Maddox, per cui la rottura avviene appunto a piede cordone.

Dato che il rapporto tra la tensione di picco equivalente ottenuta e la tensione nominale applicata è lineare, una volta nota la tensione di picco equivalente per una tensione nominale di 1 MPa, è possibile ottenere la tensione di picco equivalente dovuta ad un carico generico, moltiplicando la tensione nominale di quest'ultimo caso per la tensione di picco equivalente appena ottenuta. E' possibile sfruttare questo metodo per verificare se i risultati sperimentali riportati nell'articolo di Maddox rientrano nella banda del Peak Stress Method.

Quanto si ottiene quindi è presentato nella seguente figura 7.21

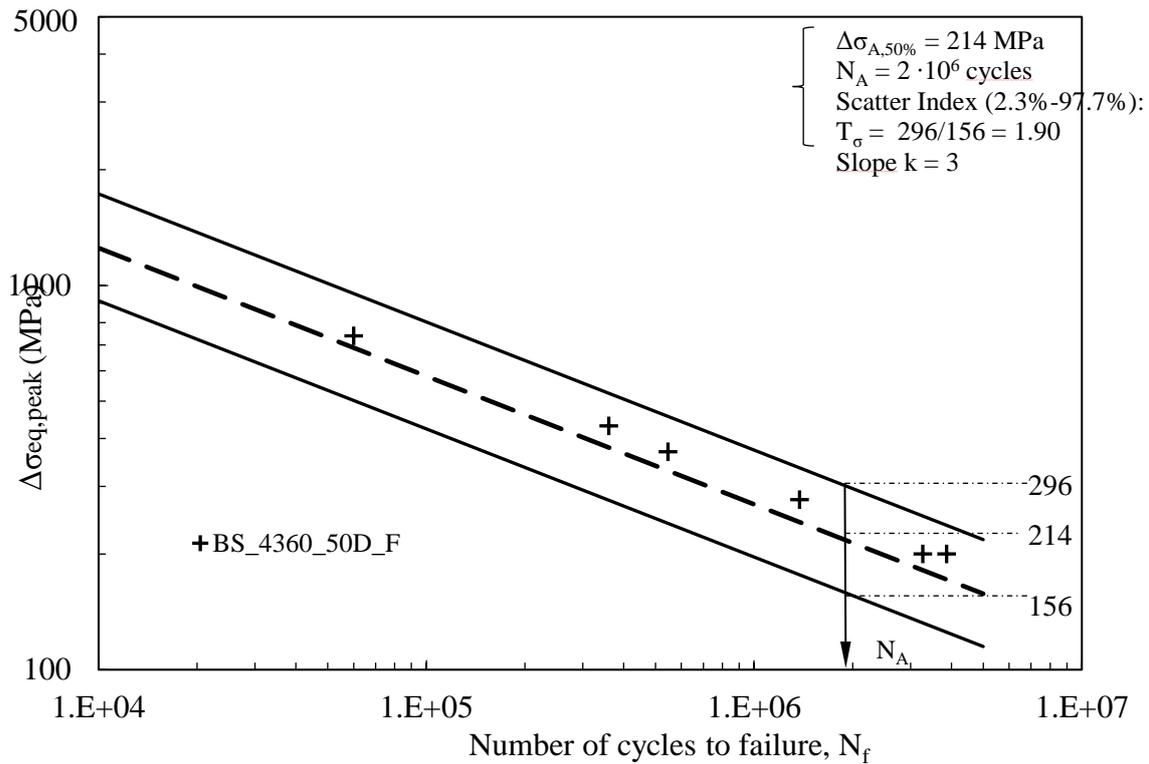


Figura 7-21: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti da Maddox e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1

#### 7.4: Huo [23]

Nel quarto caso si sono effettuate prove su giunti in condizione As Welded, Tig Dressing e Ultrasonic Impact Treatment. La geometria è quella riportata al capitolo 4, che viene comunque riportata alla figura 7.22 per completezza:

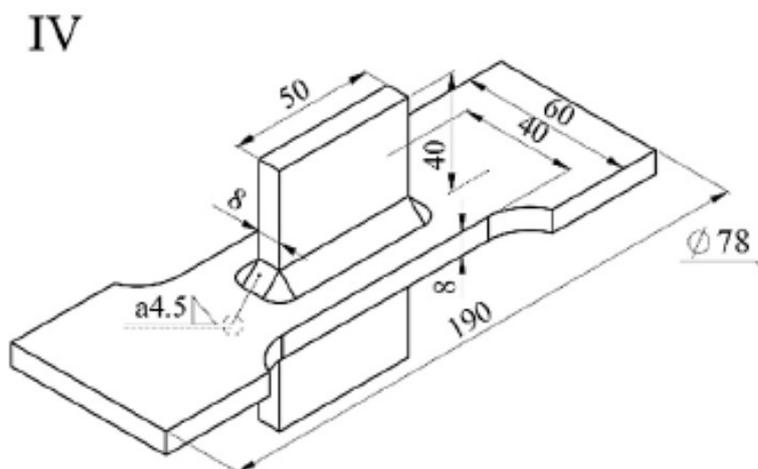


Figura 7-22: caratteristiche geometriche del giunto testato da Huo [23]

Essendo la sollecitazione di trazione, il componente presenta una tripla simmetria, è quindi anche in questo caso possibile realizzarne solo un quarto, assegnando poi i corretti vincoli di simmetria.

La geometria realizzata è mostrata nella seguente figura 7.23

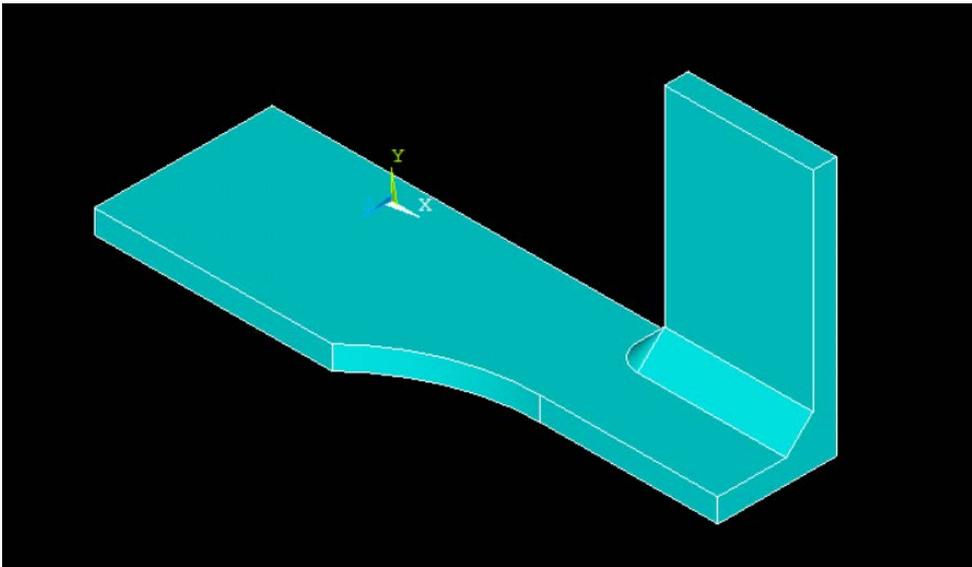


Figura 7-23: modello geometrico del giunto di cui in figura 7.32

Il componente è tridimensionale, l'elemento scelto per la modellazione è ancora un elemento tetraedrico a 4 nodi, SOLID285.

A questo punto è necessaria la definizione della mesh, la quale viene realizzata come mesh "free" imponendo una dimensione di elemento globale "d"; questa dipende dalla geometria che si sta considerando, dai modi di sollecitazione presenti e dall'elemento scelto per la mesh

Come già visto nei casi precedenti, i limiti sulla dimensione massima di elemento utilizzabile sono assegnati in funzione di una quantità "a", la quale è il valore minimo tra il semispessore "t", la lunghezza di radice cordone "l" e la lunghezza del cordone di saldatura "z".

Nel caso in esame questi hanno rispettivamente i valori di 4 mm, 4 mm e 4.5 mm; i limiti previsti dal Peak Stress Method sono riassunti nella seguente tabella 7.5

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID285	1	0	3	1,33
		135	3	1,33
	2	0	3	1,33
		135	-	1,33
	3	0	5	0,8
		135	5	0,8

Tabella 7-5: limiti sulla dimensione di elemento massima adottabile per garantire la convergenza del peak Stress Method per il giunto in figura 7.30 [6]

Come nei casi precedenti, il limite più stretto è rappresentato dal modo 3, a radice e a piede cordone, la dimensione massima utilizzabile per gli elementi è quindi di 0,8 mm.

Di seguito allora si riporta un'immagine della mesh ottenuta per questo caso (figura 7.24)

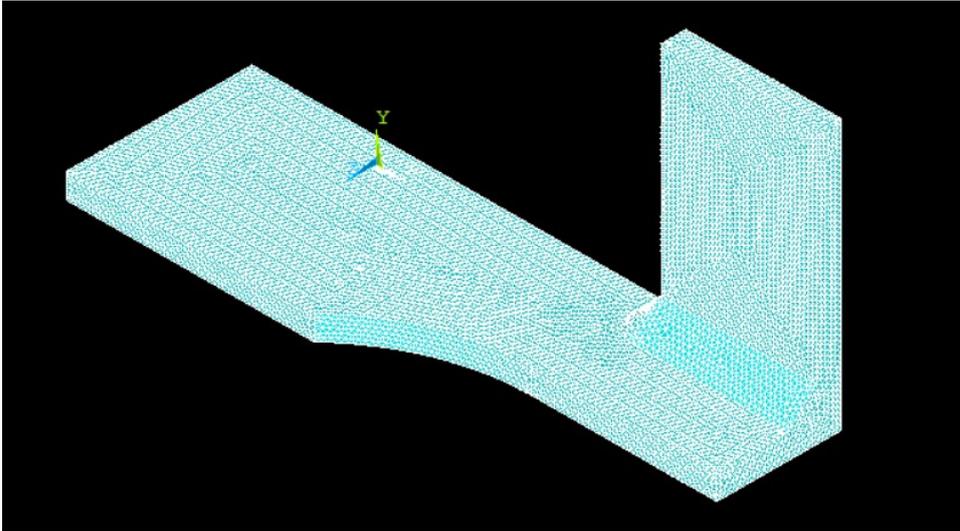


Figura 7-24: mesh realizzato sul giunto in figura 7.32

A questo punto vengono assegnati carichi e vincoli, dato che si è rappresentato solo un quarto della geometria completa facendo affidamento sulle simmetrie presenti nel componente, è necessario assegnare i corretti vincoli di simmetria che simulino le porzioni di componente non rappresentate alle superfici che separano queste ultime dal modello realizzato.

Il carico previsto inoltre è di trazione, si assegna perciò una pressione uniforme all'area indicata nella seguente figura 7.35, in quanto si vuole una tensione nominale di 1 MPa sulla sezione netta dove si trova il cordone di saldatura, per questo motivo la tensione da assegnare è pari a

$$\sigma = 1 * \frac{40}{60} = 0,667 \text{ MPa} \quad \text{Eq. 7.15}$$

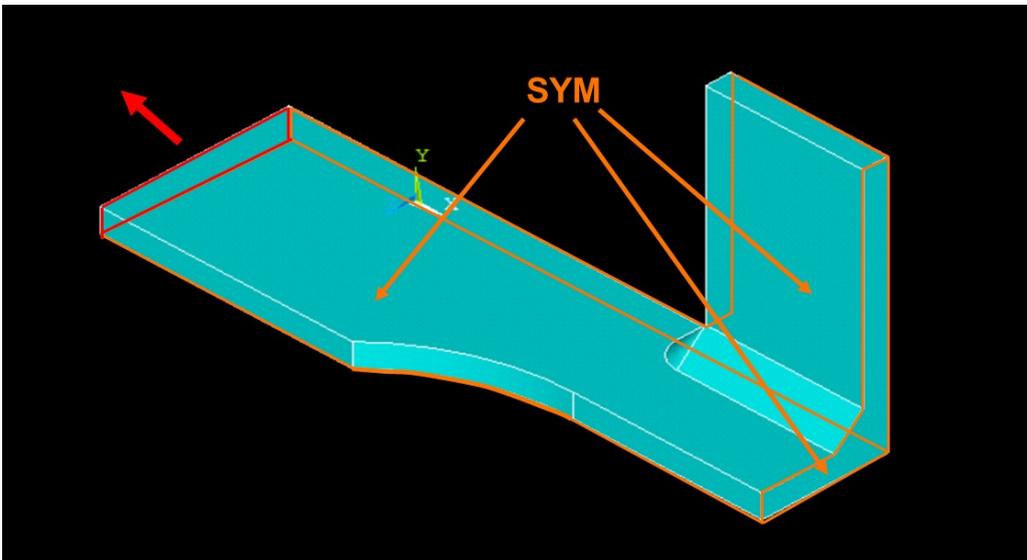


Figura 7-25: carichi e vincoli assegnati al giunto di cui in figura 7.32

Una volta ottenuta assegnati carichi e vincoli è possibile passare alla risoluzione del modello; e in seguito alla rilevazione di tensioni di modo 1, 2 e 3 secondo definizione.

La geometria è della stessa tipologia di quella analizzata da Maddox, e studiata al paragrafo precedente, quindi, anche in questo caso per quanto riguarda la radice cordone non è necessario andare a creare sistemi di

riferimento locali per ogni nodo, in quanto la direzione delle tensioni di modo 1, 2 e 3 è allineata con le direzioni del sistema di riferimento principale.

Nel caso del piede cordone, è ancora necessario andare a creare un sistema di riferimento locale per ogni nodo lungo la linea di piede cordone, in modo da poter ottenere le tensioni di cui sopra, in quanto queste sono definite in un sistema di riferimento per il quale la direzione “x” coincide con la bisettrice dell’angolo dell’intaglio a V che rappresenta il piede cordone stesso, inoltre l’asse x stesso deve essere ortogonale alla superficie di piede cordone. Come si può notare dalle immagini del modello realizzato (figure 7.32, 7.33 e 7.34), la linea di piede cordone non si mantiene parallela ad un asse del sistema di riferimento assoluto per tutta la sua lunghezza, ma solo per il lato più lungo dell’irrigidimento saldato (asse z del sistema di riferimento locale e x del sistema di riferimento globale allineati), è quindi necessario tenere conto anche di questo quando si realizzano i sistemi di riferimento locali per la porzione di piede cordone rappresentata dalla linea curva;

I sistemi di riferimento locali per estrarre le tensioni di modo 1 e 3 lungo il piede cordone vengono realizzati come già visto nei casi precedenti tramite tre keypoints, con il significato già visto per gli altri giunti realizzati ed analizzati, quindi il primo keypoint rappresenta l’origine del sistema di riferimento, il secondo assegna la direzione dell’asse x locale e il terzo la posizione del piano x-y dello stesso.

Il primo keypoint deve quindi coincidere con il singolo nodo lungo la linea di piede cordone;

Il secondo nodo viene realizzato, per i nodi lungo il lato “lungo” del piede cordone, ad una distanza z dal primo pari a 5 mm, scelta arbitrariamente, e con un incremento y rispetto al primo pari a:

$$y = 5 * \tan(67.5^\circ) = 12.0711 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.16}$$

Mentre la coordinata “x” è la stessa del primo keypoint;

Per quanto riguarda i nodi lungo la linea curva del piede cordone, l’incremento della coordinata y rimane lo stesso, mentre cambia l’incremento in x e z; dato che il piede cordone ha una lunghezza z di 4,5 mm, che corrisponde al raggio dell’arco di circonferenza che compie la linea di piede cordone, la lunghezza della linea curva si ricava come:

$$l = r * \frac{\pi}{2} = 4,5 * \frac{\pi}{2} = 7,068 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.17}$$

Dato che la dimensione di elemento è di 0,8 mm, sulla linea curva di piede cordone si trovano 10 nodi, è quindi possibile ottenere l’incremento da assegnare al nodo i-esimo come:

$$x_i = 5 * \sin\left(\frac{90}{10} * i\right) \quad \text{Eq. 7.18}$$

$$z_i = 5 * \cos\left(\frac{90}{10} * i\right) \quad \text{Eq. 7.19}$$

Una volta creati i keypoints, i sistemi di riferimento vengono creati tramite codice APDL, utilizzando un ciclo \*DO, il quale ad ogni incremento di un indice definito, ripete la stessa operazione. E’ quindi possibile, alla prima iterazione, selezionare i tre keypoints previsti per il sistema di riferimento i-esimo, all’iterazione successiva i tre keypoints previsti per il sistema di riferimento i+1, e proseguire in questo modo per tutta la linea di piede cordone, per completezza si riporta la parte appena descritta del codice APDL, che viene comunque riportato completo in Appendice D.

```
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=3+I
Y=169+I
```

```

S=12+I
A=119+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

```

Per prelevare le tensioni di modo 1 e modo 3, per i nodi di piede cordone, nel corretto sistema di riferimento; secondo definizione queste corrispondono alla tensione  $\sigma_{yy}$  (modo 1, apertura) e  $\tau_{yz}$  (modo 3); per fare questo si procede di nuovo tramite codice APDL, utilizzando un ciclo \*DO, in modo da ottenere un file di testo dove siano riportate le tensioni di modo 1 e 3 nel corretto sistema di riferimento, In questo caso, ad ogni iterazione, viene selezionato uno dei nodi lungo il piede cordone e viene richiesto che la tensioni siano definite nel sistema di riferimento locale di quel nodo, le tensioni sono scritte in un opportuno file di risultati, dal quale possono poi essere prelevate agevolmente per la rielaborazione e il calcolo della tensione di picco equivalente, si riporta di seguito la parte di codice appena descritta:

```

/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=4
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=11+L
N=2+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO

```

Il codice riportato è quello utilizzato per la tensione di modo 1, per il modo 3 la sintassi è la stessa, cambia la componente di tensione che viene riportata nel file di testo, quindi “YZ” sostituisce “Y”.

Per quanto riguarda la radice cordone invece, è sufficiente selezionare i nodi lungo la linea che rappresenta il lato lungo della radice cordone (allineata con la direzione x), assegnando alla tensione  $\sigma_{yy}$  il significato di tensione di modo 1, alla tensione  $\tau_{yz}$  il significato di tensione di modo 2 e infine alla tensione  $\tau_{yx}$  il significato di tensione di modo 3; per i nodi lungo la linea che rappresenta invece il lato corto della radice (allineata con la direzione z) si invertono i contributi di modo 2 e modo 3.

Una volta ottenute le tensioni di picco, dato che siamo in presenza di elementi tetraedrici, le tensioni devono essere mediate come già visto, quindi per tre nodi consecutivi i, j, k..

$$\overline{\sigma_{ij,peak,j}} = \frac{\sigma_{ij,peak,i} + \sigma_{ij,peak,j} + \sigma_{ij,peak,k}}{3} \quad \text{Eq. 7.20 [6]}$$

Ottenute le tensioni mediate, è possibile calcolare la tensione di picco equivalente; per quanto riguarda il piede cordone, la formulazione è la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{\left( K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{**} \overline{\Delta\tau_{z\theta\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2} \quad \text{Eq. 7.21 [6]}$$

I coefficienti sono già stati definiti precedentemente al capitolo 1,2 e 3, ci si limita quindi a riportare i valori che essi assumono in questo caso;

Siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $135^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,117, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,326. Il valore di “d” è 0,8 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285; per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,259, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,2.

Di seguito si riporta l’andamento ottenuto per i contributi di modo 1 e di modo 3 e per la tensione di picco equivalente lungo “l”, dove questa quantità inizia sul vertice esterno della linea che rappresenta il lato corto del piede cordone, e termina sul vertice esterno della linea che rappresenta il lato lungo del piede cordone.

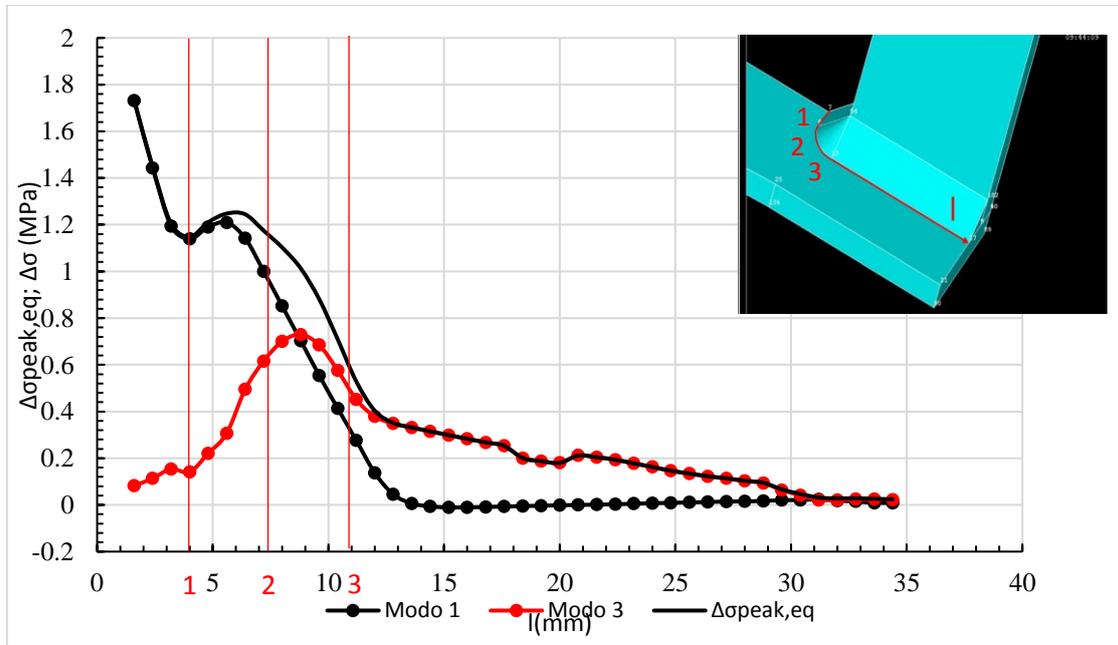


Figura 7-26: andamento del contributo di modo 1, modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone

Si ottiene quindi una tensione di picco equivalente con un valore massimo di 1,78 MPa.

A questo punto si calcola il rapporto di biassialità  $\lambda$ , secondo l’Eq 7.13, il quale presenta un andamento variabile lungo la linea di piede cordone, nel punto di massimo valore della tensione equivalente, presenta un valore di 0. Per la progettazione, quindi, deve essere utilizzata la banda di modo 1; di seguito si riporta l’andamento ottenuto per il rapporto di biassialità:

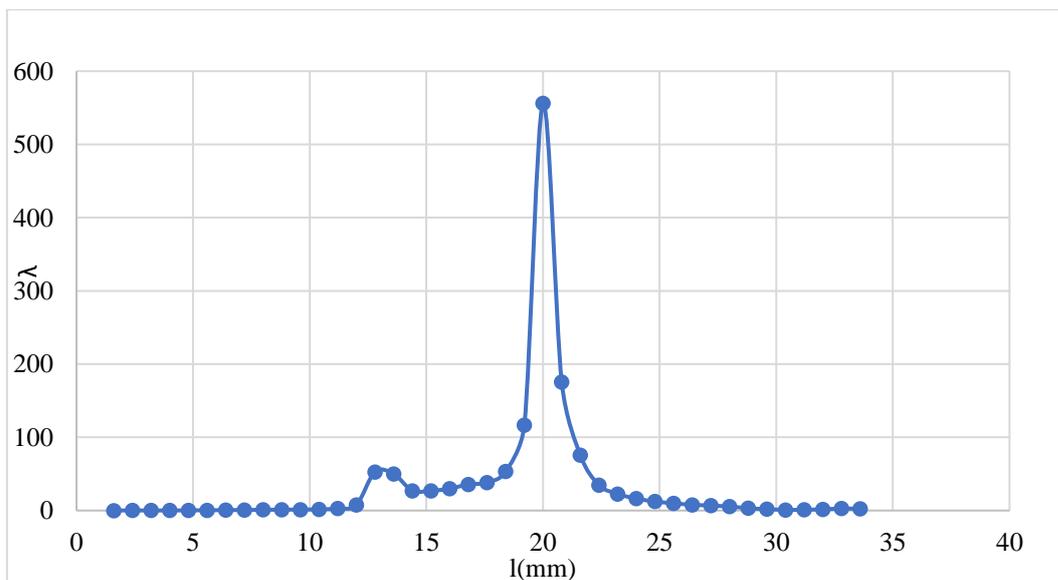


Figura 7-27: andamento del coefficiente di biassialità  $\lambda$  lungo la linea di piede cordone

Lo stesso procedimento viene seguito per il calcolo della tensione equivalente a radice cordone; in questo caso la formulazione da utilizzare è la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \left( \left( K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{**} \overline{\Delta\tau_{r\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{***} \overline{\Delta\tau_{z\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 \right)^{0.5} \quad \text{Eq. 7.22 [6]}$$

Per quanto riguarda i valori assunti dai coefficienti presenti; siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $0^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,134,  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,5. Il valore di “d” è 0,8 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285; per quanto riguarda il contributo di modo 2,  $e_2$  assume il valore di 0,341, e  $1 - \lambda_2$  è pari a 0,5; il valore di  $K_{FE}^{**}$  è 2,65; per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,414, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,5;  $K_{FE}^{***}$  vale invece 2,5.

L’andamento ottenuto per il contributo di modo 1, di modo 2 e di modo 3 è quindi rappresentato di seguito, anche in questo caso la quantità “l” segue la linea di radice cordone, con la stessa direzione rappresentata per il piede cordone.

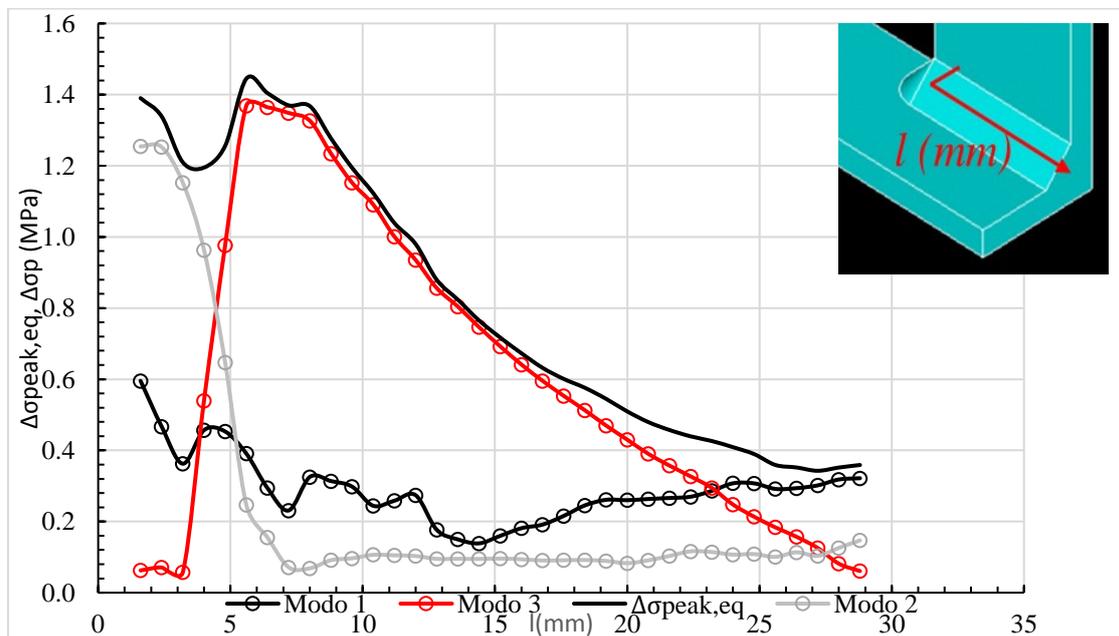


Figura 7-28: andamento del contributo di modo 1, modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di radice cordone

Si ottiene quindi un valore di tensione di picco equivalente, massimo, pari a 1,42 MPa.

Anche in questo caso si calcola l’indice di biassialità  $\lambda$ , che assume il seguente andamento lungo la linea di radice cordone (figura 7.39); nel punto di tensione di picco equivalente massima, che si trova a 6 mm dal vertice esterno del lato corto dell’irrigidimento, l’indice di biassialità assume un valore di 5,2.

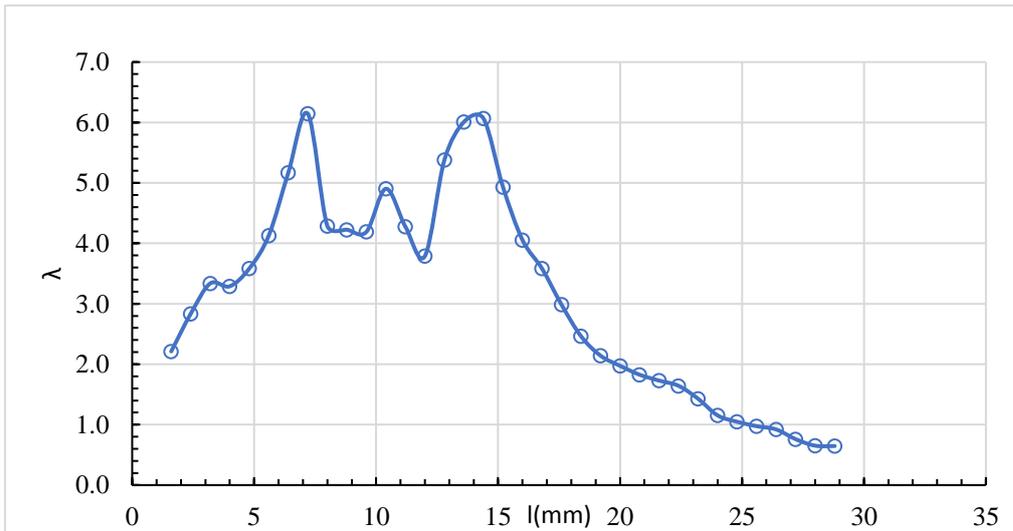


Figura 7-29: : andamento del coefficiente di biassialità  $\lambda$  lungo la linea di radice cordone

Si sono ottenuti valori di tensione di picco equivalente vicini tra loro a piede cordone e a radice cordone in questo caso (1,78 MPa e 1,42 MPa, rispettivamente); per effettuare le verifiche a fatica si prosegue utilizzando come valore di riferimento quello ottenuto a piede cordone, infatti, sperimentalmente la rottura è avvenuta a piede cordone [22].

Come visto nei casi precedenti, è possibile a questo punto sfruttare l'analisi appena effettuata per confrontare la banda di progettazione del PSM con i risultati sperimentali ottenuti da Huo, in questo caso. Infatti, la relazione tra la tensione di picco equivalente e la tensione nominale applicata è lineare, avendo assegnato una tensione nominale unitaria, è sufficiente moltiplicare la tensione nominale assegnata nella generica prova sperimentale per la tensione di picco equivalente ottenuta nell'analisi appena svolta.

I risultati ottenuti in questo caso sono i seguenti:

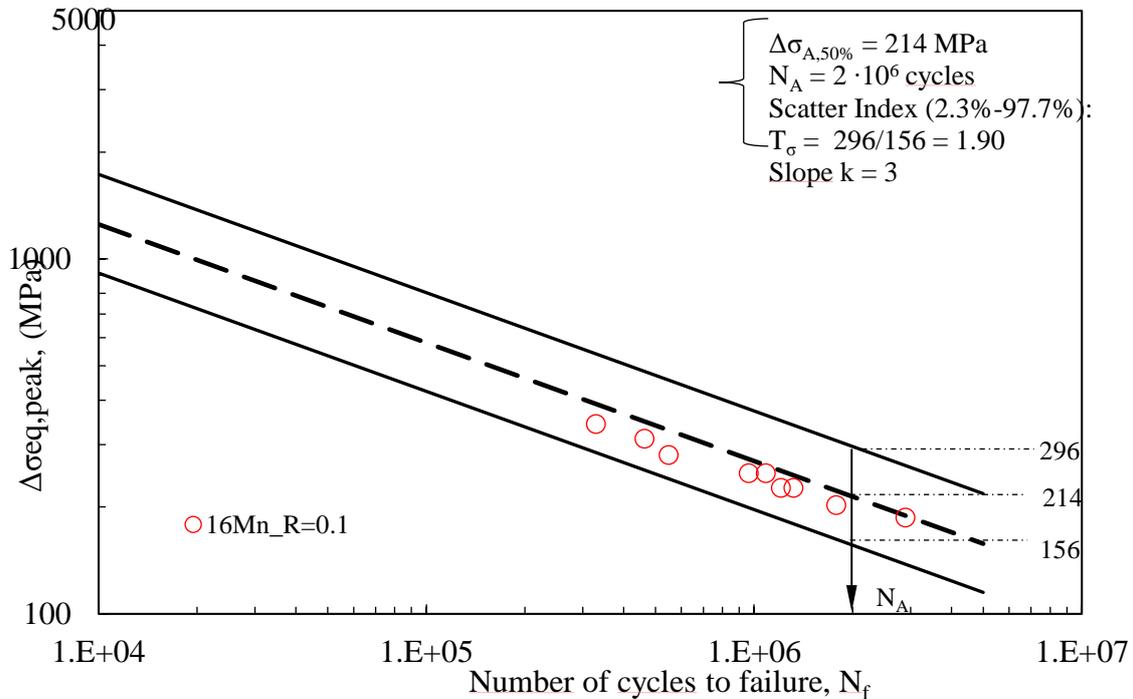


Figura 7-30: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti di Huo [23] e la banda di progettazione di modo 1 del Peak Stress Method

## 5) Vanrostenberghe [21]

Nel quinto caso sono presenti due diverse geometrie, differenti per lo spessore dei piatti saldati e, di conseguenza, anche per la dimensione del cordone di saldatura. Questi sono realizzati in tre diversi acciai, S700, S690 e S960, e sono inoltre testati in condizione As Welded, dopo Low Temperature Transformation e dopo High Frequency Mechanical Impact; la geometria di riferimento e le caratteristiche dei materiali si sono riportate al capitolo 4, e vengono di seguito rappresentate per completezza:

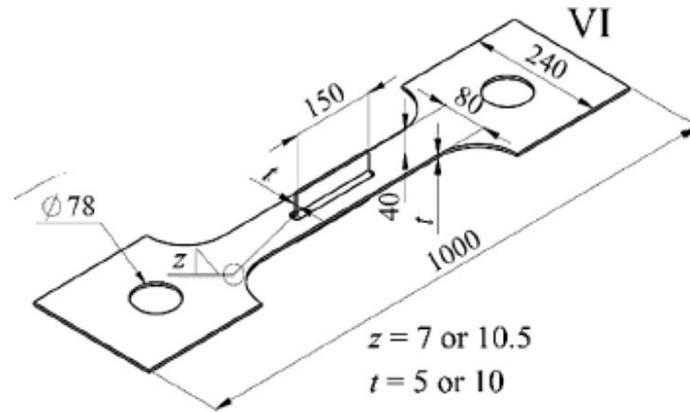


Figura 7-31: caratteristiche geometriche dei giunti testati da Vanrostenberghe

Il tipo di geometria, individuato da normativa [36], è ancora “longitudinal fillet welded gusset”, come nei due casi precedenti; quindi anche in questo caso, essendo la sollecitazione di trazione, è possibile realizzare solo un quarto del modello completo, sfruttando le tre simmetrie presenti. Come già specificato inizialmente, sono state effettuate prove su due geometrie simili, ma con diverso valore di spessore (5 o 10 mm);

Di seguito si riporta il modello realizzato per il caso con spessore 10 mm, nel caso 5 mm la geometria è equivalente:

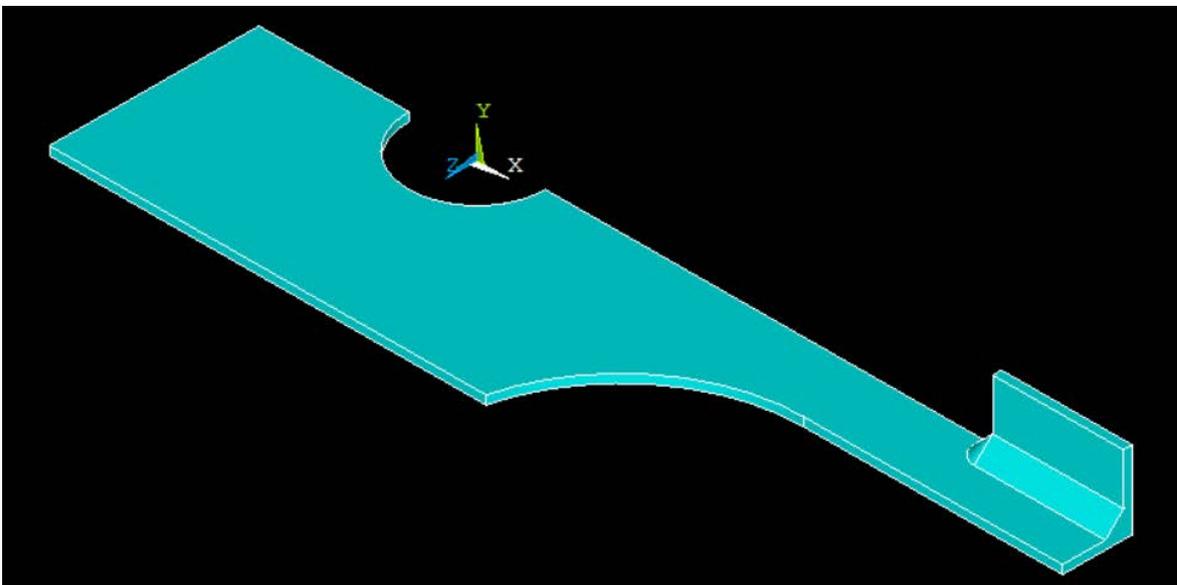


Figura 7-32: modello geometrico realizzato per il giunto di cui in figura 7.31

Una volta definita la geometria, si passa alla scelta della dimensione di elemento nella mesh per garantire la convergenza del Peak Stress Method.

In questo caso, essendo in presenza di un modello solido, tridimensionale, si utilizza l'elemento SOLID285, tetraedrico a 4 nodi. Nel caso di questo elemento, i limiti previsti per garantire la convergenza del metodo sono

i seguenti, espressi in funzione di una quantità “a” in modo da avere un limite adimensionale, per cui deve valere:

$$\frac{a}{d} > x \quad \text{Eq. 7.23}$$

La quantità “a”, nel caso di un modello tridimensionale, assume il valore minimo tra il valore di “l” (lunghezza di radice cordone), “z”, l’altezza del cordone di saldatura e “t”, ossia metà dello spessore del piatto principale o dell’irrigidimento.

Avendo due diversi valori del cordone di saldatura e di spessore dell’irrigidimento, e di conseguenza anche del cordone di saldatura, la dimensione media di elemento limite è diversa se si considera il modello con spessore t=10 mm o t=5 mm.

Elemento	Modo	2α	a/d	d (mm), spessore 10 mm	d(mm), spessore 5 mm
SOLID285	1	0	3	1,67	0,83
		135	3	1,67	0,83
	2	0	3	1,67	0,83
		135	-		
	3	0	5	1	0,5
		135	5	1	0,5

Tabella 7-6: limiti sulla dimensione massima di elemento utilizzabile per l’applicazione del Peak Stress Method al giunto in figura 7.40 [6]

Per il modello del giunto con irrigidimento di spessore t=10 mm si realizza quindi una mesh con dimensione media di elemento di 1 mm, per il modello del giunto con irrigidimento di spessore t=5 mm si realizza quindi una mesh con dimensione media di elemento 0,5 mm (figura 7.33)

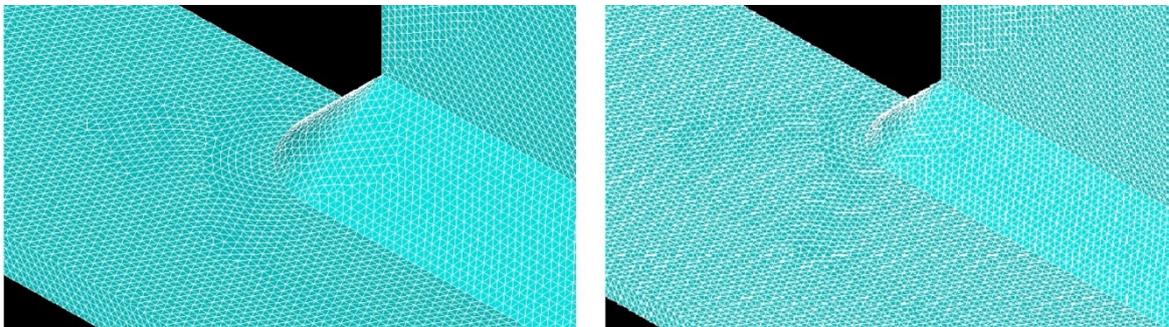


Figura 7-33: mesh realizzata per il giunto in figura .40, sia per la geometria con spessore t=10 mm che per quella con spessore t=5 mm.

I vincoli assegnati devono simulare la presenza delle porzioni di giunto non rappresentate, sfruttando la simmetria del giunto, si assegnano quindi vincoli di simmetria alle aree indicate in figura. Per assegnare la sollecitazione invece, dato che si vuole avere una tensione nominale di 1 MPa in corrispondenza della sezione dove si trova l’irrigidimento, si assegna una tensione di un 1/3 MPa alla superficie esterna del giunto, anch’essa indicata nella seguente figura 7.44. Infatti, come riportato in figura 7.41, il rapporto tra la larghezza della sezione esterna e quella della sezione dove si trova l’irrigidimento, è pari a 3.

Non ci sono differenze nell’applicazione di carichi e vincoli tra i due modelli geometrici realizzati.

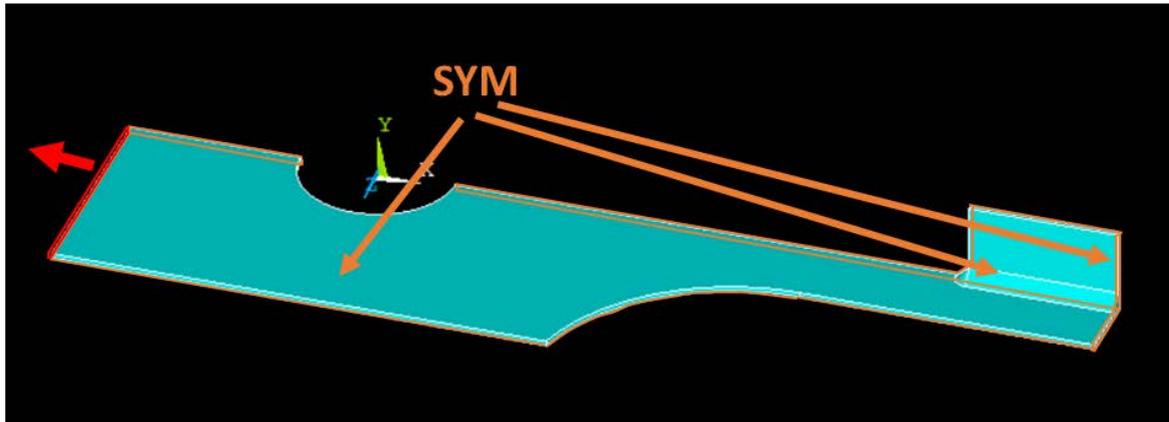


Figura 7-34: carichi e vincoli applicati al modello geometrico del giunto in figura 7.31

Una volta risolto il modello, è necessario andare a rilevare le tensioni di picco di modo 1, 2 e 3, quando presenti, lungo piede cordone e radice cordone.

Dato che la geometria analizzata appartiene allo stesso tipo studiato nei due casi precedenti, ci si comporta nella stessa maniera per quanto riguarda i sistemi di riferimento. Anche in questo caso, infatti, lungo la radice cordone si ha il lato “corto” dell’irrigidimento che è parallelo alla direzione z e il lato lungo parallelo alla direzione x, in entrambi i casi quindi le tensioni di modo 1, 2 e 3 sono tensioni esprimibili sfruttando il sistema di riferimento assoluto del modello.

Per quanto riguarda il piede cordone invece, non è possibile procedere sfruttando il sistema di riferimento assoluto per la rilevazione delle tensioni di modo 1 e 3. Infatti, come nei casi precedenti, la bisettrice dell’angolo di 135° che rappresenta l’intaglio di piede cordone è inclinata di 67,5° rispetto all’asse x del sistema di riferimento assoluto. Inoltre, il sistema di riferimento deve presentare l’asse x ortogonale alla linea di piede cordone, questa non si mantiene parallela a nessuno degli assi del sistema di riferimento assoluto, ma, come nei casi precedenti e come si vede nell’immagine, presenta un raccordo. E’ quindi necessario andare a creare un sistema di riferimento locale per ogni nodo.

Anche in questo caso si procede tramite la creazione di tre keypoints per ogni sistema di riferimento, il quale viene poi creato sfruttando i keypoints stessi.

Il primo keypoint, che rappresenta l’origine del sistema locale, coincide con il singolo nodo lungo il piede cordone; per quanto riguarda il secondo keypoint, nel caso dei nodi appartenenti alla linea di piede cordone parallela all’asse x, viene creato copiando il primo keypoint con un incremento di 5 mm lungo z e un incremento lungo y di:

$$y = 5 * \tan(67,5^\circ) = 12,071 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.24}$$

Per quanto riguarda i nodi appartenenti alla linea di piede cordone dove si trova il raccordo, sapendo che la linea ha una lunghezza di

$$l = \pi \frac{r}{2} \quad \text{Eq. 7.25}$$

Dove il valore di r coincide con la lunghezza “z” dell’altezza di piede cordone, rispettivamente 10,5 mm o 7 mm a seconda della dimensione dello spessore dell’irrigidimento.

Nel primo caso, quindi spessore dell’irrigidimento di 10 mm, la lunghezza della linea è di 16 mm, con una mesh con dimensione media di elemento di 1 mm si ottengono 16 nodi sulla linea; allora l’incremento da assegnare all’i-esimo nodo sulla linea è la seguente:

$$z_i = 5 * \cos\left(\frac{90 * i}{16}\right) \quad \text{Eq. 7.26}$$

$$x_i = 5 * \sin\left(\frac{90 * i}{16}\right) \quad \text{Eq. 7.27}$$

Nel caso di irrigidimento con spessore di 5 mm, la lunghezza della linea è di 11 mm, e avendo una dimensione media di elemento di 0,5 mm si ottengono 22 nodi sulla linea; gli incrementi sono esprimibili con le eq 7.30 e 7.31, sostituendo il valore di 22 al 16 al denominatore dell'equazione.

L'incremento in y rimane sempre invece di 12,071 mm.

Per i nodi invece che si trovano lungo la linea di piede cordone parallela all'asse z, l'incremento è di 5 mm lungo x, e ancora di 12,071 mm lungo y.

Per la definizione del terzo keypoint invece, il quale viene utilizzato per la definizione del piano x-y del sistema di riferimento assoluto, è sufficiente copiare il secondo keypoint con un incremento della quota y (ancora di 5 mm, scelta arbitrariamente).

Una volta definiti i keypoint, i sistemi di riferimento sono creati utilizzando il codice APDL, in particolare sfruttando un ciclo \*DO, procedendo quindi in modo iterativo, come nei casi precedenti. Ad ogni iterazione, viene incrementato di un'unità il numero che identifica il sistema di riferimento che si sta creando, e vengono selezionati i tre keypoint che lo definiscono, di seguito si riporta la parte del codice appena descritta.

Quanto si ottiene è presentato nella seguente immagine 7.35

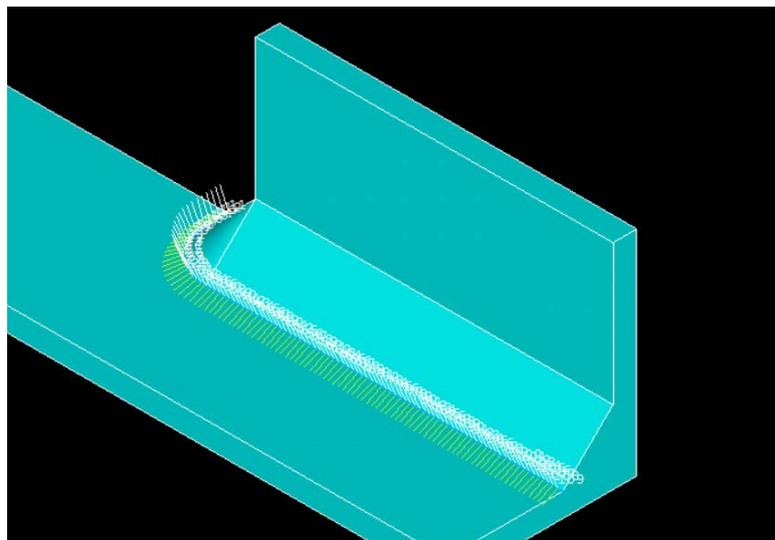


Figura 7-35: sistemi di riferimento locali creati lungo il piede cordone

Per poter rilevare le tensioni di modo 1 e di modo 3 lungo piede cordone, è necessario sfruttare ancora un codice APDL, in quanto ogni nodo possiede il suo sistema di riferimento; le tensioni da rilevare sono  $\sigma_{yy}$  (modo1) e  $\tau_{yz}$  (modo3), nel sistema di riferimento locale; si utilizza ancora un ciclo iterativo, secondo cui ad ogni iterazione viene selezionato il nodo i-esimo e imposto il sistema di riferimento proprio di quel nodo per la definizione delle tensioni. La parte del codice qui descritta è riportata in seguito per il caso con  $t=10$  mm, non ci sono differenze a parte di valori numerici per il caso con  $t=5$  mm.

Per quanto riguarda la radice cordone invece è sufficiente rilevare le tensioni nodali nel sistema di riferimento assoluto, per i nodi lungo la linea che rappresenta il lato lungo della radice cordone (allineata con la direzione x), assegnando alla tensione  $\sigma_{yy}$  il significato di tensione di modo 1, alla tensione  $\tau_{yz}$  il significato di tensione di modo 2 e infine alla tensione  $\tau_{yx}$  il significato di tensione di modo 3; per i nodi lungo la linea che rappresenta invece il lato corto della radice (allineata con la direzione z) si invertono i contributi di modo 2 e modo 3.

Una volta ottenute le tensioni nodali, queste devono essere mediate, quindi per tre nodi consecutivi i,j e k:

$$\text{Eq. 7.28 [6]}$$

$$\overline{\sigma_{ij,peak,j}} = \frac{\sigma_{ij,peak,i} + \sigma_{ij,peak,j} + \sigma_{ij,peak,k}}{3}$$

Una volta ottenute le tensioni di modo 1 e 3, l'espressione della tensione di picco equivalente è la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{\left( K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\theta\theta\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2 + \left( K_{FE}^{**} \overline{\Delta\tau_{z\theta\theta,=0,peak}} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \right)^2} \quad \text{Eq. 7.29} \quad [6]$$

Siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura 135°, quindi  $e_1$  assume il valore di 0,117, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,326. Il valore di "d" è 1 mm nel caso di spessore t pari a 10 mm ed è invece pari a 0,5 mm nel caso di spessore t pari a 5 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285; per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,259, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,2.

Di seguito si riporta l'andamento ottenuto per i contributi di modo 1 e di modo 3 e per la tensione di picco equivalente lungo "l", dove questa quantità inizia sul vertice esterno della linea che rappresenta il lato corto del piede cordone, e termina sul vertice esterno della linea che rappresenta il lato lungo del piede cordone.

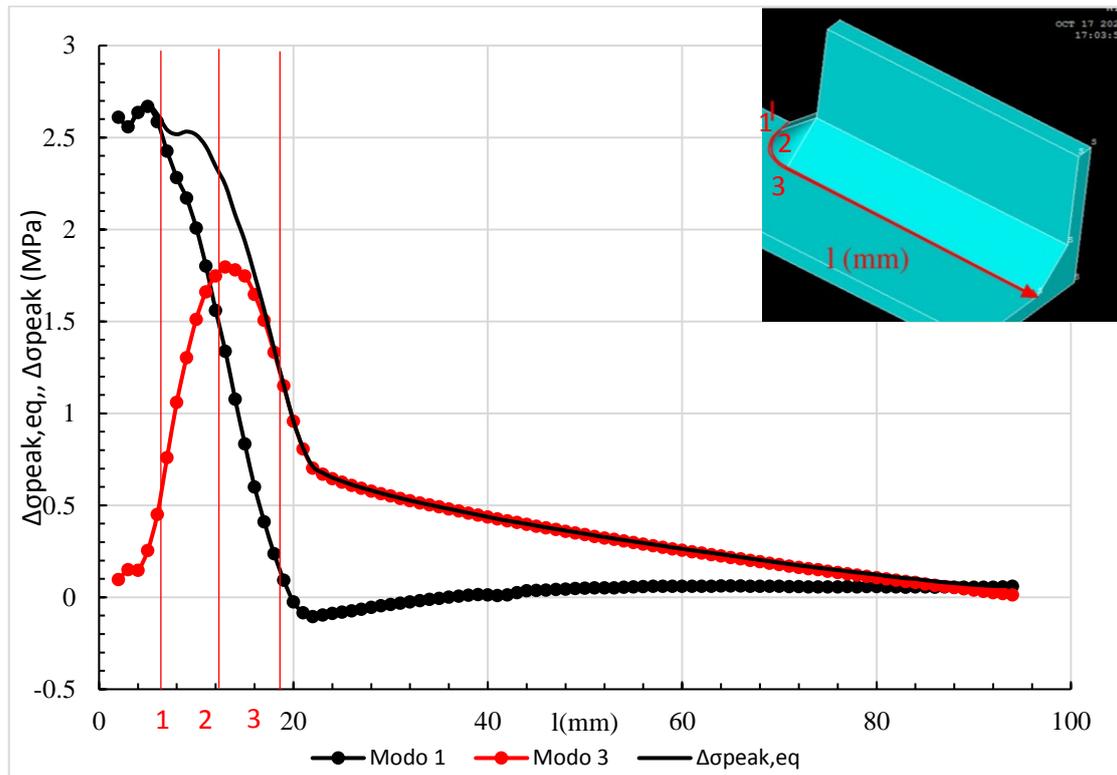


Figura 7-36: andamento del contributo di modo 1 e 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone per il giunto con t=10 mm

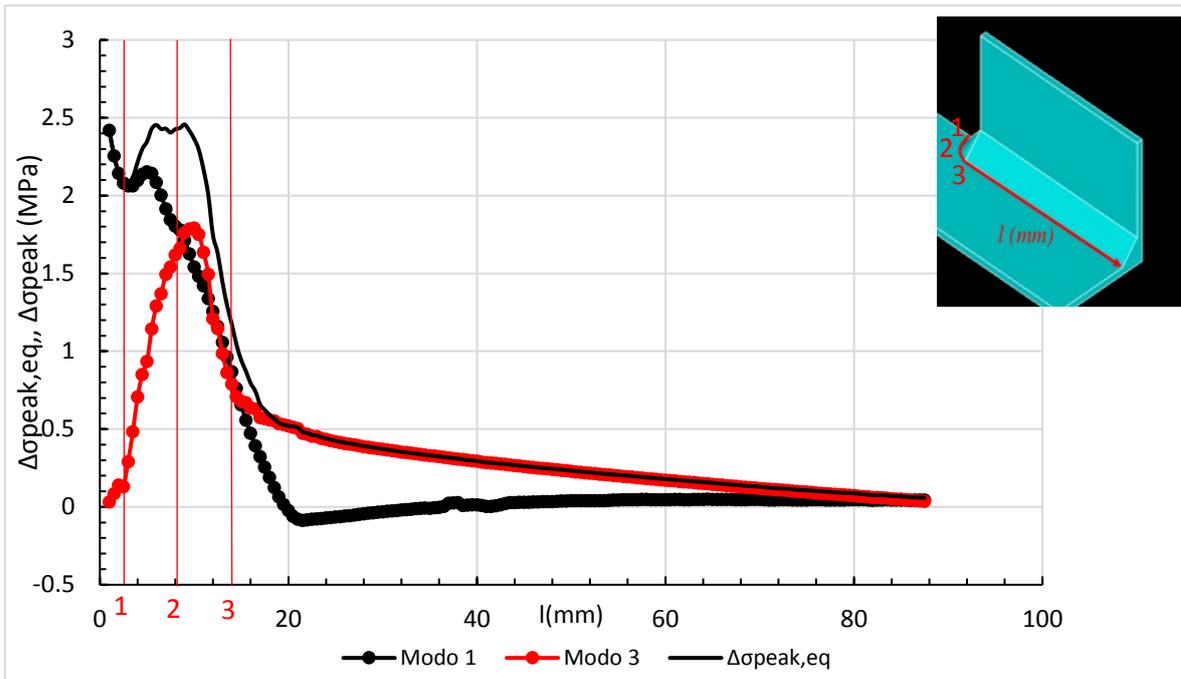


Figura 7-37: andamento del contributo di modo 1 e 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone per il giunto con  $t=5$  mm

Si calcola inoltre l'indice di biassialità  $\lambda$ , secondo Eq 7.10, il quale presenta il seguente andamento lungo la coordinata "l"

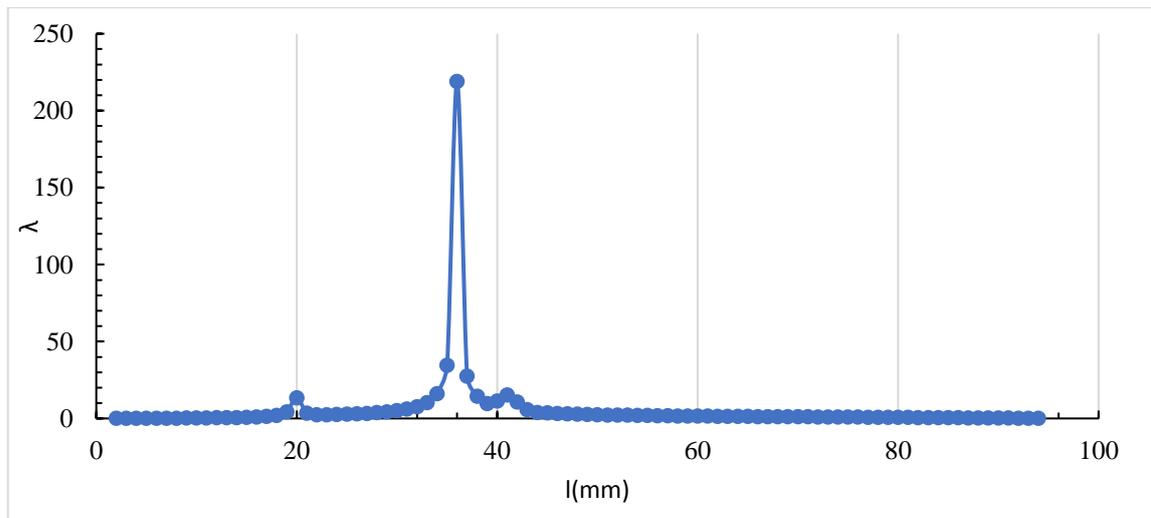


Figura 7-38: andamento dell'indice di biassialità  $\lambda$  lungo la linea di piede cordone per il giunto con  $t=10$  mm

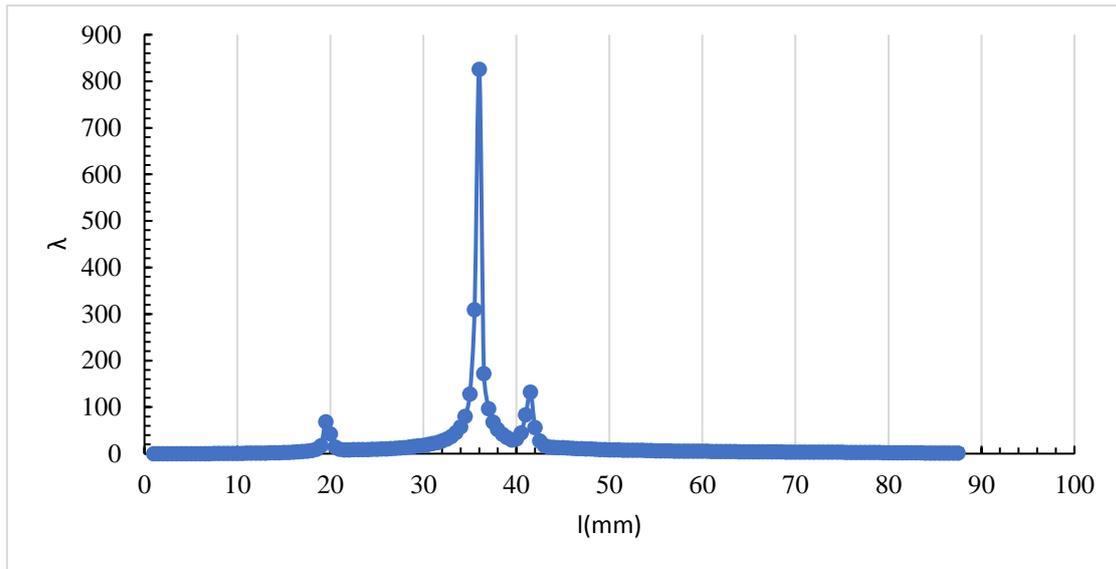


Figura 7-39: andamento dell'indice di biassilità  $\lambda$  lungo la linea di piede cordone per il giunto con  $t=5\text{mm}$

Il valore massimo di tensione di picco equivalente rilevato è di 2,68 MPa, in corrispondenza di un valore di  $\lambda$  pari a 0, per  $t=10\text{ mm}$ , mentre per  $t=5\text{ mm}$  è pari a 2,39 MPa, con un valore di  $\lambda$  pari a 0.

Per quanto riguarda invece la radice cordone, le tensioni di modo 1, 2 e 3 vengono combinate per ottenere la tensione di picco equivalente secondo la seguente:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{eq,peak} = & K_{FE}^* \overline{\Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak}} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \\ & + K_{FE}^{**} \overline{\Delta\tau_{r\theta,=0,peak}} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_2^2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \\ & + K_{FE}^{***} \overline{\Delta\tau_{z\theta,=0,peak}} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_3^2} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \end{aligned} \quad \text{Eq. 7.30 [6]}$$

Per quanto riguarda i valori assunti dai coefficienti presenti; siamo in presenza di un intaglio a V con angolo di apertura  $0^\circ$ , quindi  $e_1$  assume il valore di 0,134,  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,5. Il valore di “d” è 1 mm nel primo caso e 0,5 mm nel secondo caso (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,75, considerando che si stanno utilizzando elementi tetraedrici a quattro nodi SOLID285; per quanto riguarda il contributo di modo 2,  $e_2$  assume il valore di 0,341, e  $1 - \lambda_2$  è pari a 0,5; il valore di  $K_{FE}^{**}$  è 2,65; per quanto riguarda il contributo di modo 3 invece,  $e_3$  assume il valore di 0,414, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,5;  $K_{FE}^{***}$  vale invece 2,5.

L'andamento ottenuto per il contributo di modo 1, di modo 2 e di modo 3 è quindi rappresentato di seguito, anche in questo caso la quantità “l” segue la linea di radice cordone, con la stessa direzione rappresentata per il piede cordone in figura 7.40

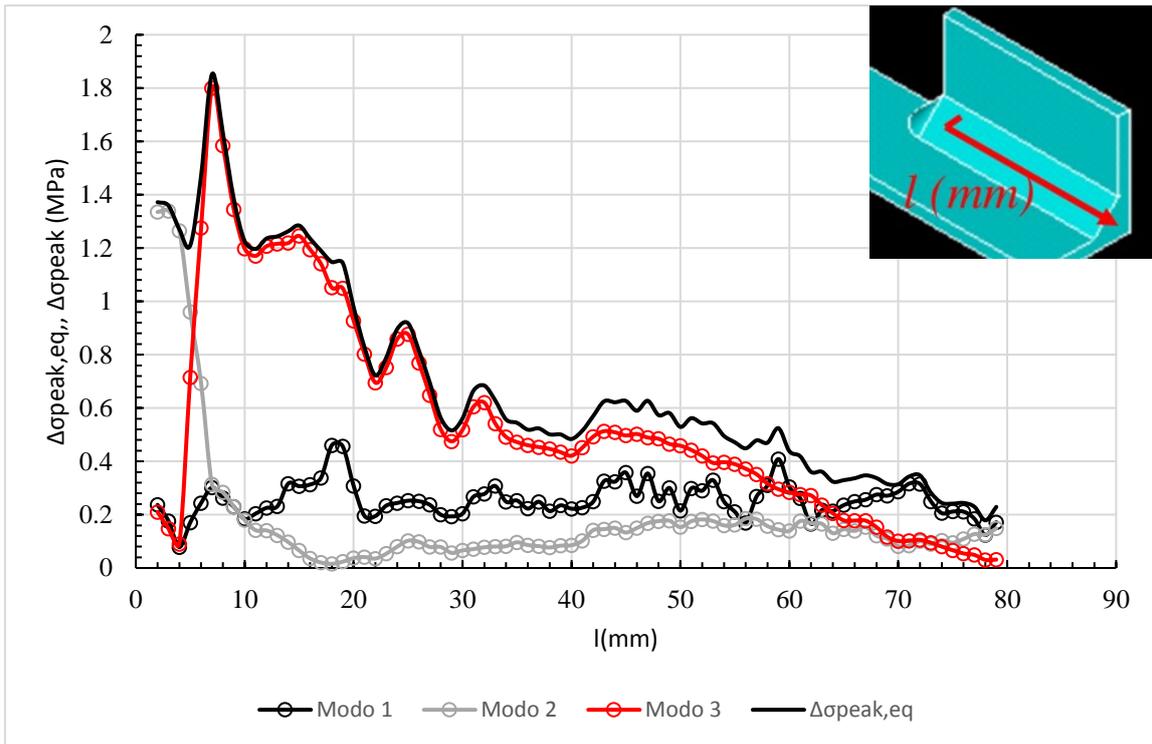


Figura 7-40: andamento della tensione equivalente di modo 1, modo 2 e modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di radice cordone per il giunto con  $t=10$  mm

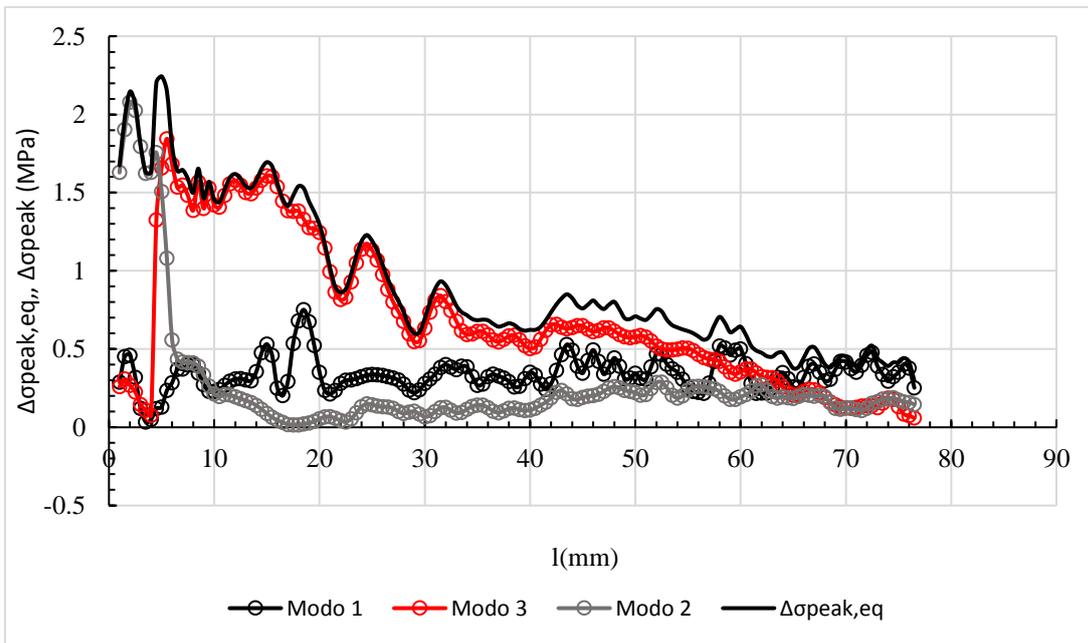


Figura 7-41: andamento della tensione equivalente di modo 1, modo 2 e modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone per il giunto con  $t=5$  mm

Anche in questo caso si calcola l'indice di biassialità  $\lambda$ , il quale assume il seguente andamento (figura 7.42 e 7.43)

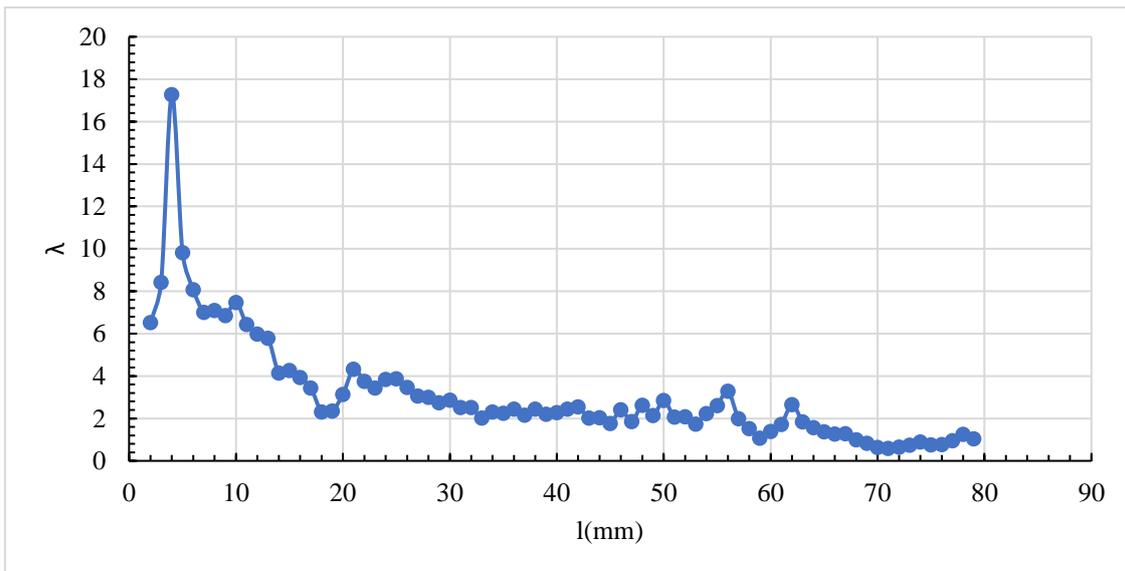


Figura 7-42: andamento del rapporto di biassialità  $\lambda$  lungo la radice cordone per il giunto con  $t=10$  mm

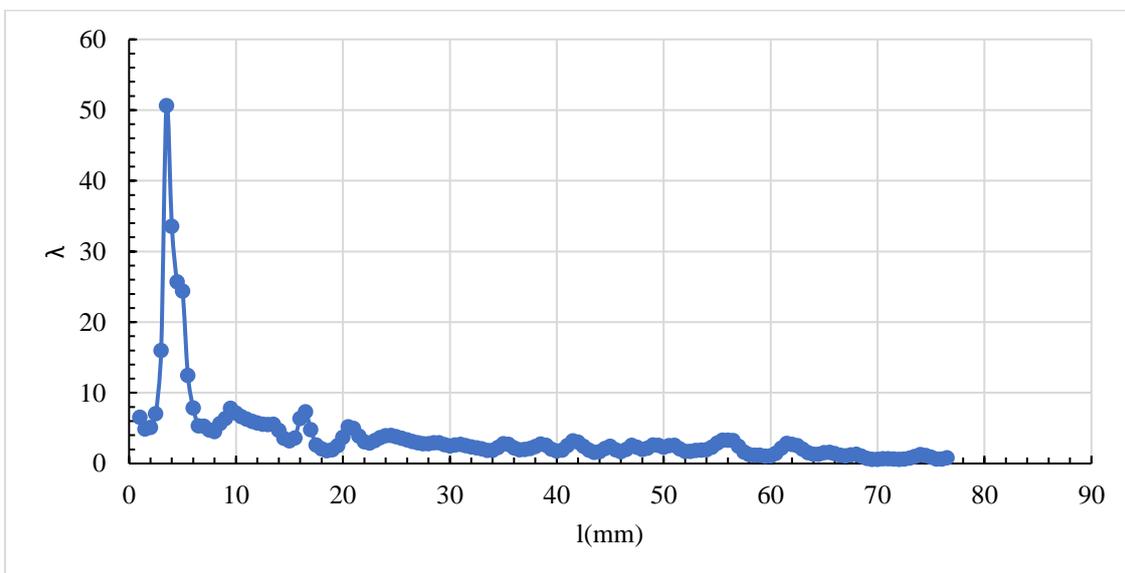


Figura 7-43: andamento del rapporto di biassialità  $\lambda$  lungo la radice cordone per il giunto con  $t=5$  mm

Per entrambi i giunti la rottura, sperimentalmente, è avvenuta a piede cordone. Questo risulta il punto più critico anche secondo il Peak Stress Method, nel primo caso, cioè per spessore  $t$  dell'irrigidimento pari a 10 mm, con un valore di tensione di picco equivalente pari a 2,68 MPa, e un corrispondente valore di  $\lambda$  pari a 0, nel secondo caso, cioè per spessore  $t$  dell'irrigidimento pari a 5 mm, con un valore di tensione di picco equivalente pari a 2,39 MPa e un corrispondente valore di  $\lambda$  pari a 0.

In entrambi i casi la banda di progettazione del Peak Stress Method da utilizzare è quella di modo 1. Come già visto nei casi precedenti, è possibile sfruttare i dati sperimentali proposti dagli autori e riportati in appendice A per un confronto di questi ultimi con le previsioni di vita a fatica date dal Peak Stress Method. Si riporta quindi di seguito quanto ottenuto in questo caso (figura 7.44)

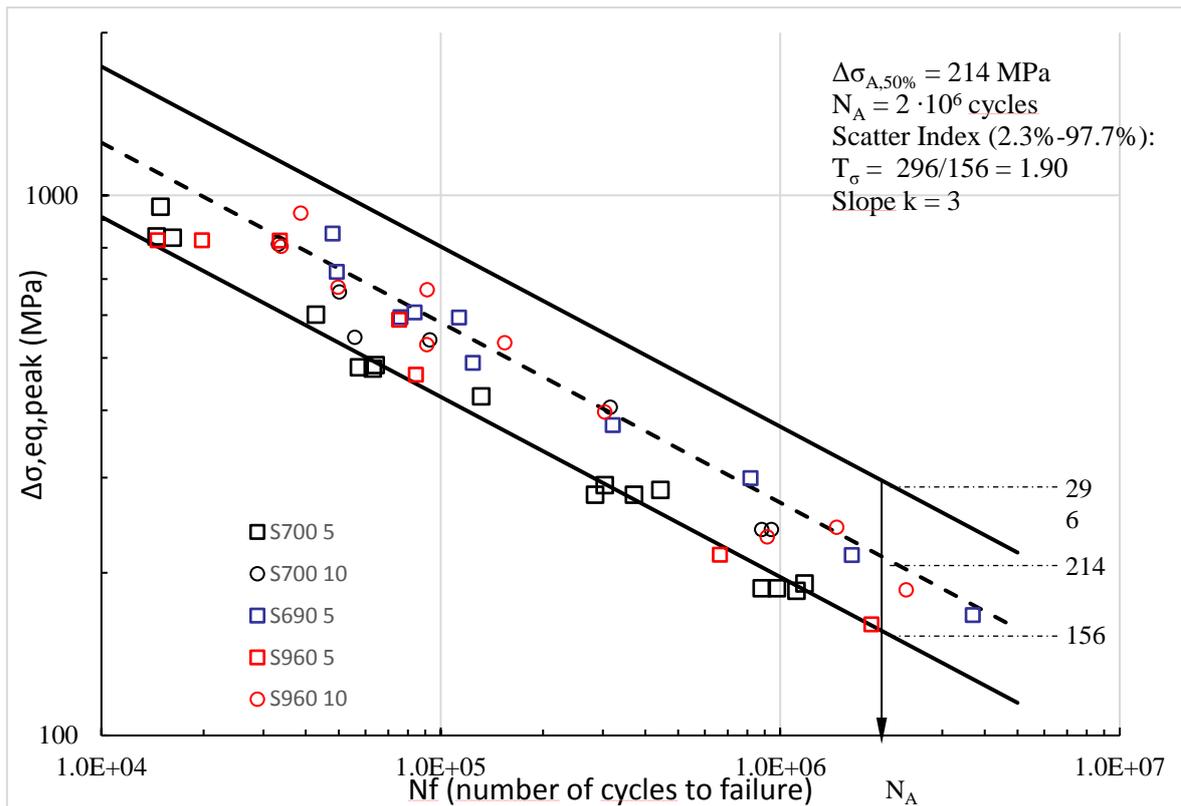


Figura 7-44: confronto tra i risultati sperimentali di Vanrostenberghe e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1. [6], [21]

## 6) Frenzo [25]

In questo caso si considera la geometria testata da Frenzo, che è data da un tubo saldato su flangia. Le caratteristiche del materiale e della geometria testata sono riportate al capitolo 4, per completezza si riporta comunque un'immagine della geometria testata:

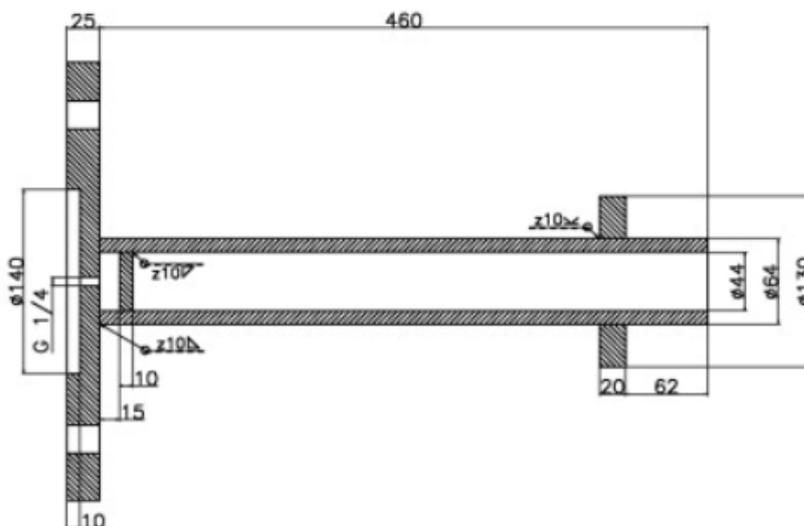


Figura 7-45: caratteristiche geometriche del giunto analizzato da Frenzo [25]

Questa viene sollecitata a flessione e a torsione, assegnate separatamente, in ampiezza costante. La sollecitazione viene assegnata come spiegato al capitolo 4, tramite due diversi attuatori, che applicano uno sforzo sulla superficie al di sopra della flangia che si vede a destra nella figura 7.55.

Dato che il modello geometrico è assialsimmetrico e le configurazioni di carico sono, rispettivamente, assialsimmetrica e non assialsimmetrica, è possibile utilizzare un modello piano, e realizzare la mesh con elementi PLANE25 della libreria di Ansys, come fatto al capitolo 3.

La geometria realizzata è quindi mostrata nella seguente figura 7.46



Figura 7-46: geometria realizzata per l'analisi agli elementi finiti del giunto in figura 7.45

Si realizza quindi solamente una vista in sezione della geometria complessiva.

Per quanto riguarda la realizzazione della mesh, questa viene realizzata come visto nei casi precedenti, come mesh "free", imponendo una dimensione di elemento globale  $d$  tale da rispettare le condizioni del Peak Stress Method; queste sono espresse come limiti in funzione di una quantità "a", la quale rappresenta il valore minimo tra il lato del cordone di saldatura "z", la lunghezza della radice cordone di saldatura "l" e lo spessore  $t$  del tubo; in questo caso si ha  $z$  pari a 10 mm, spessore  $t$  pari a 10 mm, e lo stesso valore per la lunghezza della radice cordone.

I limiti imposti dal Peak Stress Method sono quindi riassunti nella seguente tabella:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
PLANE25	1	0	3	3,33
		135	3	3,33
	2	0	14	0,71
		135	-	
	3	0	12	0,83
		135	3	3,33

Tabella 7-7: limiti sulla dimensione massima "d" adottabile nella mesh per garantire la convergenza del Peak Stress Method [6]

E' evidente che il limite più stretto è dovuto al modo 2 a radice cordone, e prevede una dimensione di elemento limite  $d$  di 0,7 mm. Di seguito si riporta quindi un'immagine della mesh realizzata.

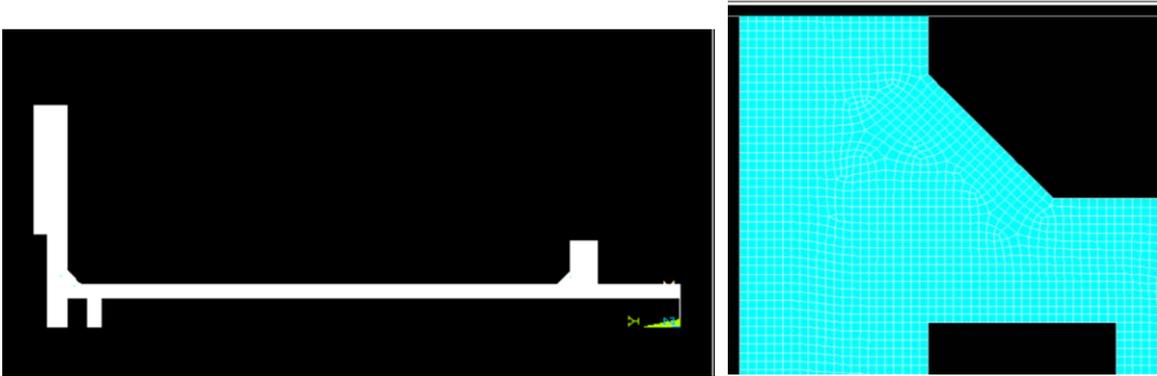


Figura 7-47: mesh realizzata per la geometria del giunto in figura 7.45 (a sinistra) e dettaglio dello stessa.

Come anticipato, sono presenti due diverse condizioni di carico, per entrambe è necessario vincolare con un incastro, bloccando quindi gli spostamenti in direzione x,y e z, la linea che rappresenta la superficie inferiore della flangia.

Inoltre, il carico di torsione e di flessione devono essere assegnati tenendo conto del comportamento dell'elemento PLANE25 con cui si realizzerà la mesh, questo permette di assegnare carichi assialsimmetrici e non assialsimmetrici, nel primo caso, per sollecitazione di torsione, è necessario assegnare le condizioni MODE=0 e ISYM non deve essere utilizzata, nel secondo caso invece, per sollecitazione di flessione, si assegna MODE=1 e ISYM=1.

Le sollecitazioni vengono assegnate come forze, a metà della superficie su cui viene assegnato il carico nel caso reale.

Per ottenere la forza da assegnare per avere una tensione nominale unitaria ad apice di piede cordone e ad apice radice cordone, si sfruttano le seguenti:

$$F_{flex} = \frac{\pi(D_e^4 - d_e^4)}{32 * D_e * l} \quad \text{Eq. 7.31}$$

$$F_{tor} = \frac{\pi(D_e^4 - d_e^4)}{16 * r_e * D_e} \quad \text{Eq. 7.32}$$

Dove  $D_e$  rappresenta il diametro esterno del tubo,  $d_e$  il diametro interno, e  $l$  la distanza dal punto di applicazione della forza al piede cordone di saldatura.

Per il caso di flessione, inoltre, per come è definito l'elemento su ansys, è necessario applicare una forza pari al doppio di quella voluta.

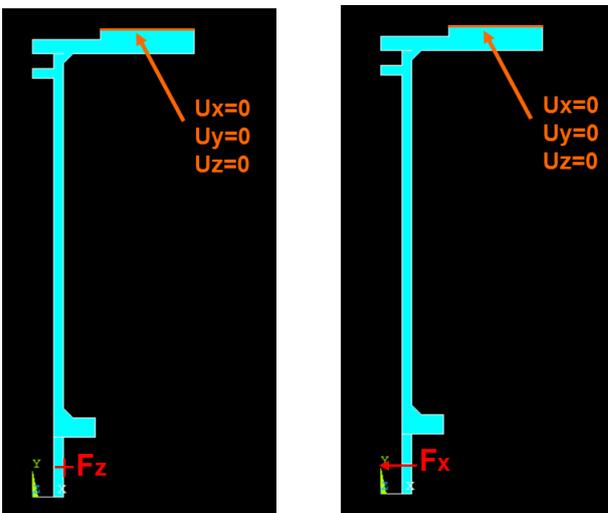


Figura 7-48: carichi e vincoli assegnati al giunto di cui in figura 7.49

E' quindi possibile passare alla risoluzione dei due diversi casi di carico, e alla conseguente rilevazione delle tensioni di picco di modo 1, 2 e 3.

Per quanto riguarda il piede cordone, come già visto, è necessaria la creazione di un sistema di riferimento locale per la definizione delle tensioni di modo 1 e 3 corretta, in quanto l'asse x deve coincidere con la bisettrice dell'angolo di apertura dell'intaglio a V.

Il sistema di riferimento locale viene creato come visto nei casi precedenti, tramite la creazione di tre keypoint, dove il primo definisce l'origine del sistema di riferimento, e coincide quindi con l'apice di piede cordone, il secondo, che definisce l'asse x del sistema di riferimento locale, prevede un incremento della coordinata x di 5 mm rispetto al primo e della coordinata y di un valore pari a

$$y = 5 * \tan(67,5^\circ) = 12,071 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.33}$$

Il terzo, infine, che definisce il piano x-y e quindi la direzione dell'asse z, prevede un incremento della sola coordinata y rispetto al secondo, che viene scelta di 5 mm.

Di seguito si riporta quindi il sistema di riferimento creato.

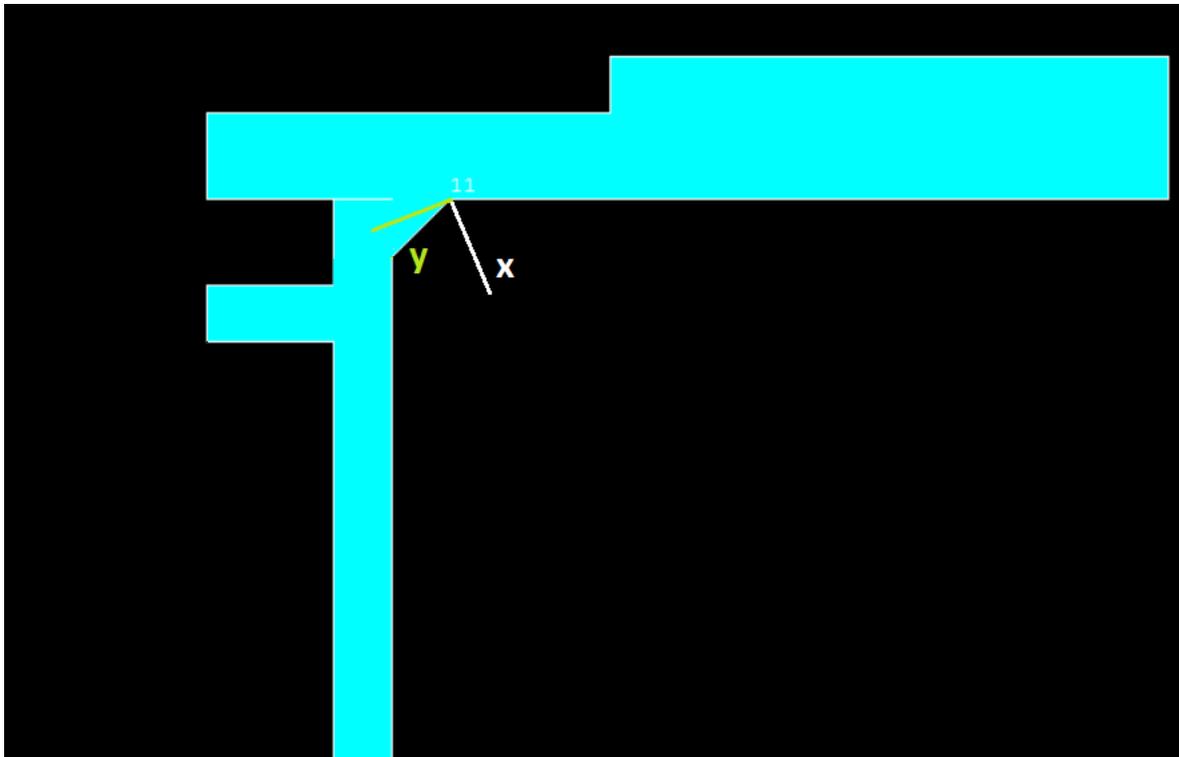


Figura 7-49: sistema di riferimento locale creato a piede cordone

Nel sistema di riferimento di piede cordone, la tensione di modo 1 coincide con la tensione  $\sigma_y$  e la tensione di modo 3 coincide con la tensione  $\tau_{yz}$ . Una volta ottenute le tensioni di picco, queste vengono utilizzate per il calcolo della tensione equivalente, secondo la eq. 7.34.

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} + K_{FE}^{***} \Delta\tau_{r\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.34}$$

I valori dei coefficienti, in quanto ci troviamo in presenza di un angolo di apertura pari a  $135^\circ$ , e l'elemento utilizzato per la modellazione è un elemento piano, quindi  $e_1$  assume il valore di 0,117, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,326. Il valore di "d" è 0,7 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,38; per quanto riguarda il modo 3 invece quindi  $e_3$  assume il valore di 0,259, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,2. Il valore di "d" è 0,7 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^{***}$  è 1,93.

Per il caso di carico a flessione, il valore della tensione di picco equivalente è quindi di 1,19 MPa, nel caso di carico di torsione, invece il valore della tensione di picco equivalente è invece di 0,48.

Si calcola inoltre l'indice di biassialità, questo assume, nei due casi, rispettivamente, valore 0 e valore infinito.

Per quanto riguarda invece la radice cordone, è possibile sfruttare il sistema di riferimento assoluto per la definizione delle tensioni di modo 1, 2 e 3. La tensione di modo 1 coincide con la tensione  $\sigma_y$ , la tensione di modo 2 con la tensione  $\tau_{xy}$  e la tensione di modo 3 con la tensione  $\tau_{yz}$ .

Una volta ottenute le tensioni per i due diversi casi di carico, è possibile calcolare la tensione di picco equivalente tramite la seguente eq. 7.35

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{eq,peak} = & K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \\ & + K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \\ & + K_{FE}^{***} \Delta\tau_{z\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_3} \sqrt{\frac{e_3 2}{(1-\nu^2)}} \end{aligned} \quad \text{Eq. 7.35}$$

Si riportano di seguito i valori dei coefficienti presenti nell'equazione, in quanto ci troviamo in presenza di un angolo di apertura pari a  $0^\circ$ , e l'elemento utilizzato per la modellazione è un elemento piano, quindi  $e_1$  assume il valore di 0,134, e  $1 - \lambda_1$  assume il valore di 0,5. Il valore di "d" è 0,7 mm (dimensione media di elemento nella mesh), mentre il valore di  $K_{FE}^*$  è 1,38; per quanto riguarda il modo 2 invece  $e_2$  assume il valore di 0,341, e  $1 - \lambda_2$  assume il valore di 0,5,  $K_{FE}^{**}$  assume il valore di 3,38; per quanto riguarda il modo 3 invece quindi  $e_3$  assume il valore di 0,414, e  $1 - \lambda_3$  assume il valore di 0,5, mentre il valore di  $K_{FE}^{***}$  è 1,93.

Nel caso di sollecitazione di flessione allora, il valore della tensione di picco equivalente ottenuto è di 2,34 MPa, mentre nel caso di sollecitazione di torsione è pari a 2,29 MPa.

I valori che assume l'indice di biassialità  $\lambda$  sono di 2,38 nel primo caso e di infinito nel secondo caso.

Il punto più critico risulta quindi, per entrambi i casi di carico, la radice cordone, ed in entrambi i casi la banda di progettazione da utilizzare è quella di modo 3.

Dato che la relazione tra la tensione assegnata e la tensione di picco equivalente è lineare, è possibile, avendo la tensione equivalente per un carico di 1 MPa, ottenere la tensione equivalente per una generica tensione nominale moltiplicando il valore di quest'ultima per la tensione di picco equivalente ottenuta nel caso presente. Questo permette di confrontare i risultati sperimentali ottenuti dagli autori in ampiezza costante con la banda di progettazione del Peak Stress Method, come mostrato nella seguente figura 7.50.

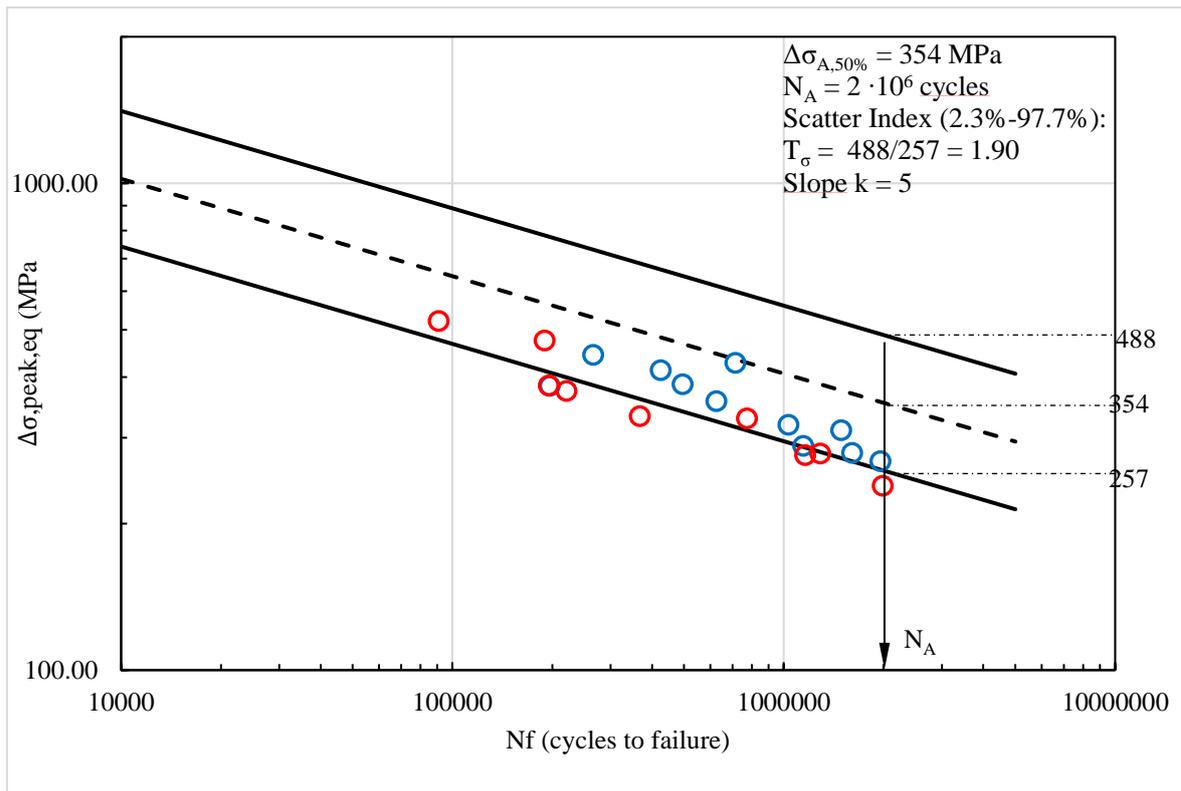


Figura 7-50: confronto tra i dati sperimentali rilevati da Frenzo e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 3. [6]

### 7.7: Yıldırım [40]

Scopo dell'articolo analizzato era la valutazione degli effetti di High Frequency Mechanical Impact sulla vita a fatica, sia per quanto riguarda sollecitazioni ad ampiezza costante che variabile. A questo scopo vengono testati sia giunti trattati che giunti in condizione As Welded, e i test vengono effettuati in ampiezza variabile e costante.

La geometria testata è di tipo "transverse stiffener", e le caratteristiche geometriche sono riportate nella seguente figura 7.51:

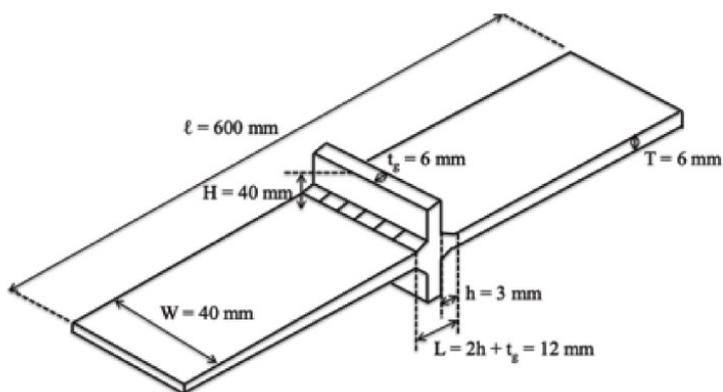


Figura 7-51: geometria del giunto testato da Yıldırım [40]

I giunti sono sollecitati a trazione, la geometria è quindi semplificabile in una geometria piana. Di seguito si riporta un'immagine della geometria realizzata:

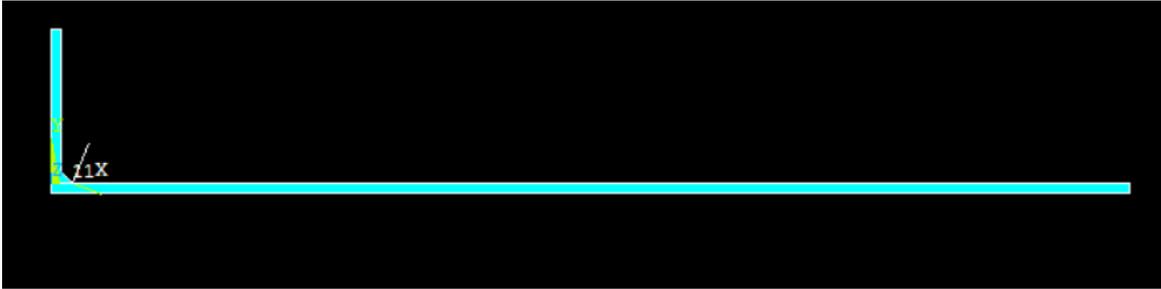


Figura 7-52: modello geometrico del giunto in figura 7.51

L'elemento utilizzato per la realizzazione della mesh è quindi PLANE182 della libreria di Ansys, con attivate le opzioni "simple enhanced strain" e "plane strain".

Una volta scelto l'elemento e nota la geometria, è possibile scegliere la dimensione media di elemento "d" da utilizzare nella mesh, tale da garantire la convergenza del peak Stress Method.

I limiti previsti sono i seguenti:

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
PLANE182	1	0	3	1
		135	3	1,
	2	0	14	0,21
		135	-	-

Tabella 7-8: limiti sulla dimensione di elemento previsti dal Peak Stress Method

La dimensione limite è quindi imposta dal modo 2 a radice cordone, ed è pari a 0,2 mm.

Di seguito si riporta un'immagine della mesh realizzata, tramite il comando "global".



Figura 7-53: mesh realizzata per il giunto in figura 7.50 (sinistra), e dettaglio della stessa a piede cordone (destra)

A questo punto vengono assegnati i carichi e i vincoli; dato che si è modellato solo un quarto della geometria, è necessario assegnare i vincoli di simmetria al modello, sulle linee di separazione con le porzioni di modello non realizzate. Inoltre, si assegna una tensione di trazione di 1 MPa alla linea indicata in immagine.

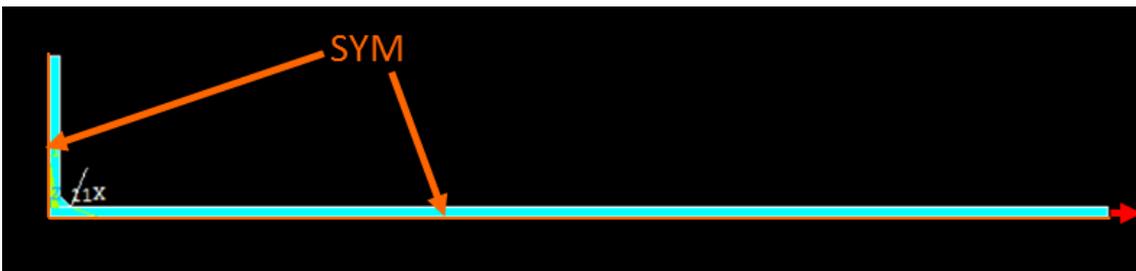


Figura 7-54: carichi e vincoli assegnati

E' quindi possibile risolvere il modello, in modo da ottenere la tensioni di picco di modo 1 e di modo 2, quando presenti. Queste sono definite in un sistema di riferimento localizzato sul nodo di apice dell'intaglio, e con asse x coincidente con la bisettrice dell'angolo di apertura dell'intaglio stesso.

Per quanto riguarda il piede cordone, tale sistema di riferimento deve essere creato, in quanto non è possibile sfruttare il sistema di riferimento assoluto. Questo viene creato tramite l'utilizzo di tre keypoints, i quali identificano rispettivamente l'origine del sistema di riferimento, la direzione dell'asse x e la posizione del piano x-y.

Il primo keypoint viene quindi creato sul nodo di apice di piede cordone di saldatura, il secondo invece presenta una coordinata x incrementata di 5 mm, e un conseguente incremento in y pari a:

$$y = 5 * \tan(67.5^\circ) = 12.0711 \text{ mm} \quad \text{Eq. 7.36}$$

Per il terzo keypoint invece, dato che il piano x-y del sistema di riferimento locale coincide con quello globale, è sufficiente dare un diverso valore alla coordinata y rispetto al secondo.

In questo sistema di riferiemnto, la tensione di modo 1, l'unica presente, coincide con la tensione  $\sigma_{yy}$  del sistema di riferimento locale.

Una volta rilevata la tensione di modo 1, è possibile ottenere la tensione di picco equivalente a piede cordone tramite la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.37}$$

In questo caso, i valori di  $R_0$  e  $\nu$  sono stati definiti in precedenza, il valore di  $d$  è pari a 0,2 mm. Il valore di  $e_1$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,117; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,326. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece è stato opportunamente calibrato per garantire la convergenza del metodo, dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 1,38.

Si ottiene quindi un valore di tensione di picco equivalente di 1,57 MPa. In questo caso, trattandosi di un modello piano ed essendo assente, per il piede cordone, la sollecitazione di modo 2, il valore di  $\lambda$ , biaxiality ratio, è scontato e pari a 0.

Per quanto riguarda la radice cordone invece, è possibile sfruttare il sistema di riferimento globale, in quest'ultimo, la tensione di modo 1 coincide con la tensione  $\sigma_{yy}$ , mentre la tensione di modo 2 coincide con la tensione  $\tau_{yx}$ . Una volta ottenute le tensioni di picco di modo 1 e modo 2, è possibile ottenere la tensione di picco equivalente tramite la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} + K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.38}$$

Per quanto riguarda il modo 1, il valore di  $e_1$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,134; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,5. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 1,38.

Per quanto riguarda il modo 2, il valore di  $e_2$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,341; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,5. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 3,38.

Si ottiene quindi una tensione di picco equivalente di 0,33 MPa, il valore invece di  $\lambda$ , biaxiality ratio, è pari a 0.72.

Come riportano gli autori dell'articolo in cui sono riportati i dati sperimentali analizzati, la rottura avviene a piede cordone. Il punto più critico tra i due analizzati è infatti il piede cordone.

E' quindi possibile, dato che siamo in condizioni lineari elastiche, moltiplicare la tensione nominale assegnata durante le prove sperimentali ad ampiezza costante per la tensione di picco equivalente ottenuta per una sollecitazione a tensione nominale unitaria, e confrontare i risultati sperimentali quindi con la banda di modo 1.

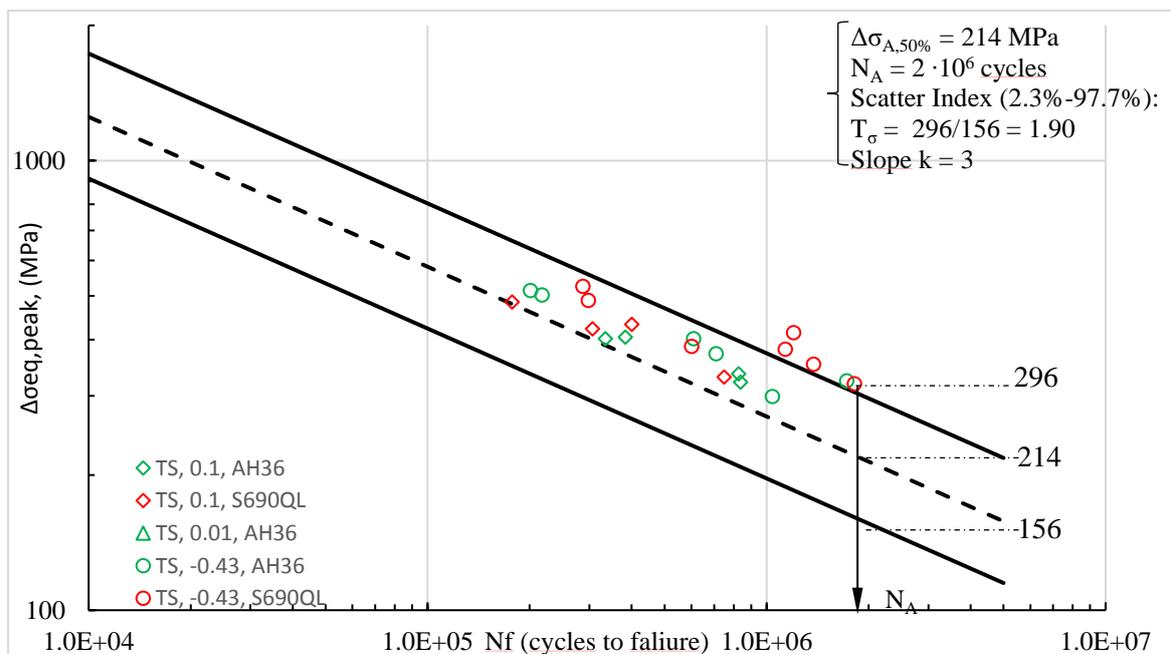


Figura 7-55: confronto tra i risultati ottenuti da [39] e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1 [6]

## 7.7: Giunti testati sperimentalmente

All'interno del lavoro presente è stata necessaria l'applicazione del Peak Stress Method anche per i giunti testati sperimentalmente, forniti da Zamperla, di cui al capitolo 5 e 6.

Anche questa applicazione del metodo viene riportata al capitolo presente; si ricorda che si tratta di due diverse geometrie, ossia giunto con irrigidimento trasversale e con irrigidimento inclinato.

### 7.7.1: giunto con irrigidimento trasversale

Per semplicità la geometria viene realizzata direttamente su Solidworks, ed in seguito importata su Ansys sotto forma di file .IGES.

Il giunto risulta doppiamente simmetrico, è quindi possibile realizzare solo un quarto della geometria completa; inoltre, se si andasse a sezionare il giunto in direzione trasversale (direzione z in figura .1), ogni sezione sarebbe uguale alla precedente e alla successiva; è quindi possibile realizzare solo una "sezione" utilizzando elementi piani e non tridimensionali, con un notevole guadagno in termini di tempi di calcolo del modello.

La geometria realizzata viene mostrata nella seguente figura 7.56:



Figura 7-56: geometria del giunto con irrigidimento trasversale

L'elemento utilizzato per la simulazione è quindi PLANE182 della libreria di Ansys, con attivate l'opzione "simple enhanced strain" e "plane strain".

Analizzando poi il tipo di sollecitazione assegnato e la geometria testata, è evidente l'assenza di modo 3 sia a piede cordone che a radice cordone; inoltre a piede cordone, dato che l'angolo di apertura dell'intaglio che va a rappresentare il piede cordone è pari a 135° e perciò maggiore di 102°, il modo 2 è del tutto assente.

Il giunto risulta quindi sollecitato per modo 1 a piede cordone e per modo 1 e modo 2 a radice cordone, questo risulta importante per la scelta della dimensione di elemento da utilizzare per garantire la convergenza del peak Stress Method, in quanto a seconda dei modi presenti i limiti previsti dal metodo sono differenti.

Di seguito si riportano i limiti presenti per elemento PLANE182, espressi sempre in funzione di una quantità geometrica "a", secondo:

$$\frac{a}{d} > x$$

Dove "x" assume diversi valori, come mostrato in tabella 7.9; la quantità "a" può indicare o metà dello spessore del giunto ("t") o la lunghezza della radice cordone ("r") o la lunghezza del cordone di saldatura ("z"); tra questi valori deve essere considerato quello minore.

Elemento	Modo	2α	a/d	d (mm)
PLANE182	1	0	3	1,33
		135	3	1,33
	2	0	14	0,29
		135	-	-

Tabella 7-9: limiti previsti dal Peak Stress Method per il giunto in figura 7.61 [6]

Nel caso presente, il valore massimo che è possibile scegliere per la dimensione media di elemento "d" è pari a 0,29 mm, determinato dal modo 2 a radice cordone.

La mesh viene realizzata con il comando "global", imponendo quindi una dimensione di elemento globale di 0,29 mm, si ottiene quanto riportato nella seguente figura 7.62

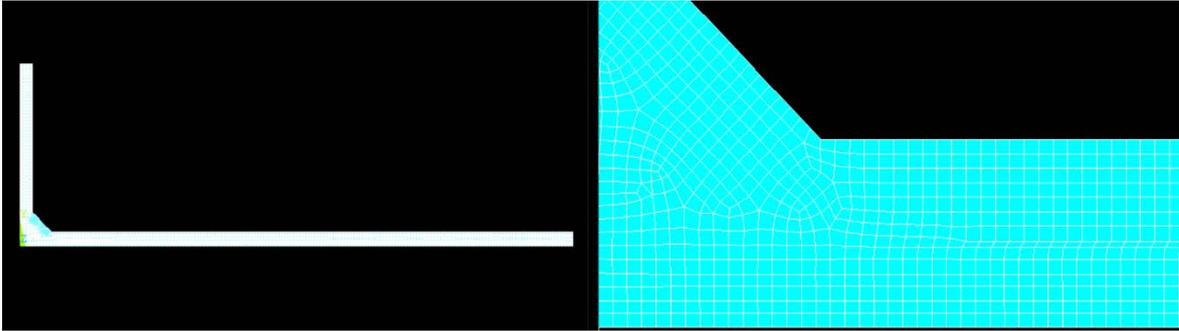


Figura 7-57: mesh realizzata per il giunto in figura 7.61

Il passo successivo è l'assegnazione di carichi e vincoli al componente, dato che si è realizzato solo un quarto di giunto, si vanno ad assegnare i vincoli di simmetria alle linee che rappresentano le superfici di separazione con le porzioni di giunto non rappresentate. Le prove effettuate sono inoltre di trazione, quindi si assegna una pressione di -1 MPa alla linea indicata nella successiva figura 7.63.

Infatti, la relazione tra la tensione applicata e la tensione di picco equivalente ottenuta è lineare, una volta ottenuta la soluzione in termini di tensione di picco equivalente per l'applicazione di un carico unitario, per ottenere la soluzione per l'applicazione di un carico generico (come quello applicato durante le prove sperimentali in ampiezza costante svolte) è sufficiente moltiplicare quest'ultimo per il risultato di tensione di picco equivalente ottenuto per l'applicazione di un carico unitario.

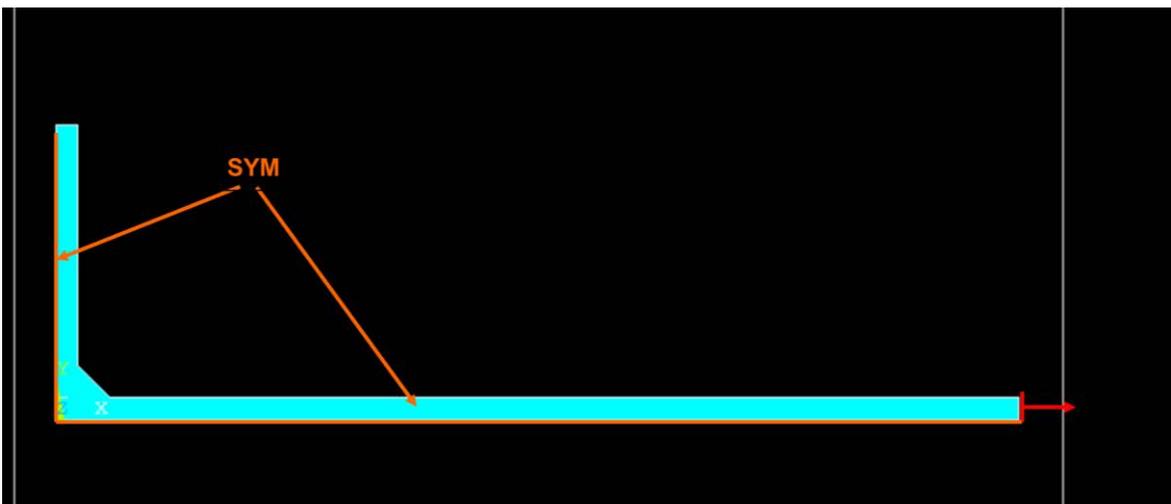


Figura 7-58: carichi e vincoli assegnati al giunto da analizzare

Una volta assegnati carichi e vincoli si passa alla risoluzione del modello, entrando nell'ambiente di soluzione e lanciando la soluzione.

Dato che siamo in presenza di un modello piano, la tensione di picco dei diversi modi presenti viene prelevata in un solo nodo, quello di apice intaglio, sia per piede cordone che per radice cordone.

Come già discusso nel capitolo 3, le tensioni di modo 1, 2 e 3, sono definite secondo un sistema di riferimento locale relativo all'intaglio, in cui l'asse x coincide con la bisettrice dell'angolo stesso. Nel caso presente, gli assi del sistema di riferimento locale a radice cordone coincidono con gli assi del sistema di riferimento assoluto, mentre a piede cordone ciò non avviene.

Si rende perciò necessario creare un sistema di riferimento locale a piede cordone per andare a rilevare la tensione di modo 1 secondo definizione, questo deve essere tale da presentare un angolo di  $67.5^\circ$  rispetto all'asse x del sistema di riferimento globale; il piano x-y è inoltre allineato con quello del sistema di riferimento assoluto.

Il sistema di riferimento locale viene creato tramite tre keypoints, dove il primo definisce l'origine del sistema, il secondo la direzione dell'asse x e il terzo la posizione del piano x-y del sistema.

Il primo keypoint viene quindi creato ad apice piede cordone, quindi con coordinate x, y, z pari a 10, 4, 0.

Il secondo keypoint invece viene creato ad una distanza dal primo lungo x, scelta arbitrariamente, pari a 5 mm, quindi la corrispondente coordinata y dovrà essere:

$$y = 4 + 5 * \tan(67.5^\circ) = 17.0711 \text{ mm}$$

In modo da ottenere l'asse x inclinato dell'angolo previsto.

Perciò il secondo keypoint avrà coordinate 15, 17.0711, 0.

Il terzo keypoint deve definire il piano x-y e di conseguenza la direzione dell'asse z ad esso perpendicolare, la quale è la stessa della direzione dell'asse z del sistema di riferimento globale. Quindi è sufficiente che abbia la stessa coordinata x del secondo keypoint, e diversa coordinata y, per cui questo ha coordinate 15, 10, 0.

Di seguito si riporta il sistema di riferimento creato nella seguente figura 7.64

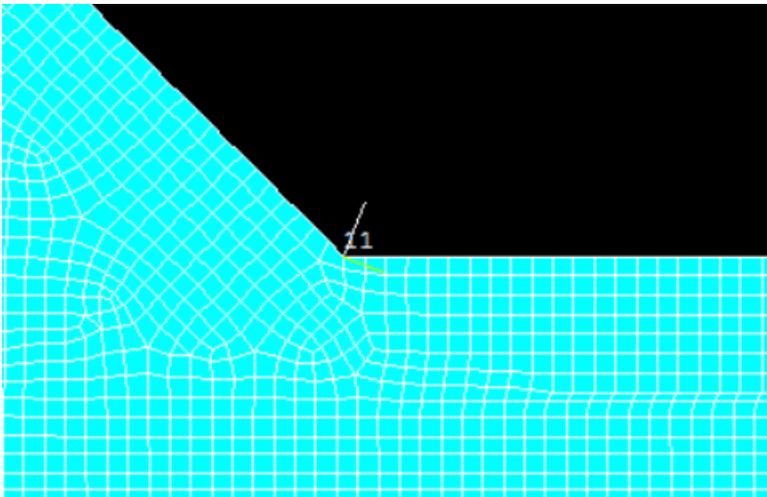


Figura 7-59: sistema di riferimento locale di piede cordone

Utilizzando questo sistema di riferimento locale (indicato dalla sigla 11) per rilevare la tensione di modo 1 a piede cordone, questa corrisponde alla tensione  $\sigma_{yy}$  nel sistema di riferimento 11.

Per quanto riguarda la radice cordone, la bisettrice dell'angolo di apertura dell'intaglio a V che va a rappresentarla è allineata con l'asse x del sistema di riferimento assoluto; la tensione di modo 1 corrisponde alla tensione  $\sigma_{yy}$  del sistema di riferimento assoluto, e la tensione di modo 2 corrisponde alla tensione  $\tau_{xy}$  del sistema di riferimento assoluto.

A questo punto, si passa al calcolo della tensione di picco equivalente, nel caso del piede cordone, siamo in presenza di un intaglio a V con apertura  $135^\circ$  sollecitato a modo 1, l'equazione per il calcolo della tensione equivalente si riduce alla seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\theta\theta,=0,peak} \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1^2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.39}$$

In questo caso, i valori di  $R_0$  e  $\nu$  sono stati definiti in precedenza, il valore di  $d$  è pari a 0,29 mm. Il valore di  $e_1$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,117; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,326. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece è stato opportunamente calibrato per garantire la convergenza del metodo, dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 1,38.

Nel caso di radice cordone invece, siamo in presenza di un intaglio a V con apertura  $0^\circ$ , sollecitato a modo 1 e a modo 2, l'equazione per il calcolo della tensione equivalente si riduce alla seguente

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_1} \sqrt{\frac{e_1 2}{(1-\nu^2)}} + K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\vartheta,=0,peak} \left(\frac{d}{R0}\right)^{1-\lambda_2} \sqrt{\frac{e_2 2}{(1-\nu^2)}} \quad \text{Eq. 7.40}$$

I valori dei coefficienti dipendenti dal materiale non cambiano;

Per quanto riguarda il modo 1, il valore di  $e_1$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,134; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,5. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 1,38.

Per quanto riguarda il modo 2, il valore di  $e_2$  dipende dal materiale e dall'angolo di apertura, in questo caso è pari a 0,341; il valore di  $1-\lambda_1$  è invece determinato dalla geometria (nello specifico, dall'angolo di apertura dell'intaglio), ed è pari a 0,5. Il valore di  $K_{FE}^*$  invece dipende dal tipo di elemento e dall'angolo di apertura, ed è pari a 3,38.

Si ottiene quindi una tensione di picco equivalente pari a 2,55 MPa a piede cordone e 0,78 MPa a radice cordone.

Si prosegue calcolando poi l'indice di biassialità  $\lambda$  secondo l'equazione 7.13; a piede cordone, in quanto è presente solo modo 1, questo assume valore nullo, le verifiche vengono quindi eseguite considerando la banda di modo 1; a radice cordone invece sono presenti modo 1 e modo 2, il valore dell'indice di biassialità è quindi di 0,9, essendo maggiore di 0,5 siamo nel caso di banda di modo 3;

Il punto più critico risulta quindi il piede cordone.

#### 7.7.2: Giunto con irrigidimento inclinato

Si prosegue a questo punto realizzando un modello del giunto inclinato.

Per quanto riguarda la realizzazione della geometria, il primo passo è la scelta di eventuali semplificazioni della geometria per la presenza di simmetrie o asimmetrie; in questo caso è presente una simmetria (rispetto al piano medio del piatto principale), ed è quindi possibile modellare solo metà del giunto. Non è però possibile utilizzare elementi piani, infatti la geometria tridimensionale è più complessa rispetto al caso del giunto con irrigidimento trasversale.

In questo caso, inoltre si procede direttamente realizzando la geometria su Ansys.

Per realizzare la geometria desiderata quindi si segue la seguente strada:

- Realizzazione della sezione laterale del giunto, con una lunghezza del piatto principale maggiore di quella reale, questo aumento di dimensione verrà discusso in dettaglio alla fine;
- Estrusione della sezione lungo un'asse inclinato di  $45^\circ$  rispetto all'asse x del sistema di riferimento assoluto, per una lunghezza pari alla larghezza del giunto (nominalmente 50 mm) divisa per il seno di  $45^\circ$ , in modo che la larghezza lungo l'asse z del sistema di riferimento assoluto sia quella nominale, questo viene eseguito sfruttando il Working Plane, che viene orientato con l'asse x a  $45^\circ$  rispetto all'asse x del sistema di riferimento assoluto;

A questo punto quello che si ottiene è mostrato nella seguente figura 7.65, da cui è possibile notare che le superfici laterali esterne del giunto risultano inclinate, parallele all'irrigidimento, mentre nella geometria reale sono orientate a  $45^\circ$  rispetto a questo.

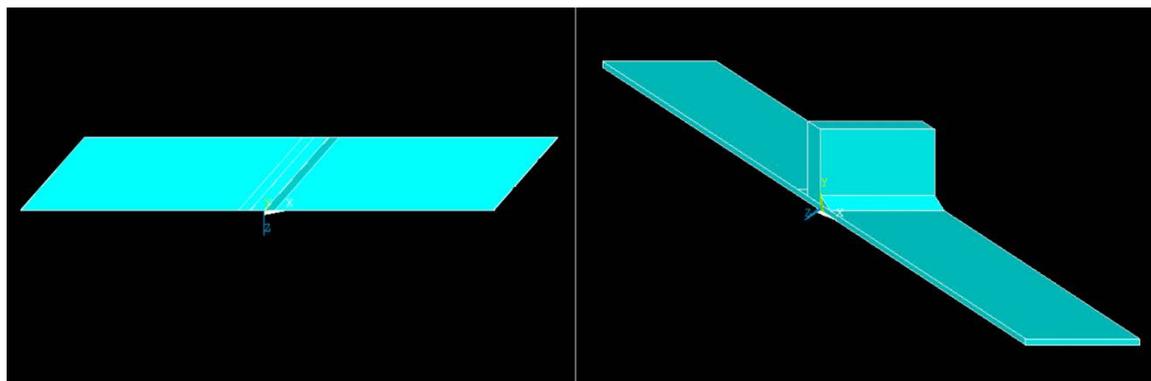


Figura 7-60: modello geometrico realizzato per il giunto con irrigidimento inclinato

- Si procede andando a modificare la geometria del piatto principale, e si lavora ancora sfruttando il Working Plane, la cui origine viene spostata dall'origine del sistema di riferimento assoluto, nel keypoint al vertice più vicino all'irrigidimento di ciascuno dei due lati. Si esegue poi una rotazione di 90° attorno all'asse y del sistema di riferimento assoluto; si crea poi un'area rettangolare che intersechi tutta la porzione di volume che si desidera tagliare; come mostrato nella seguente figura 7.66

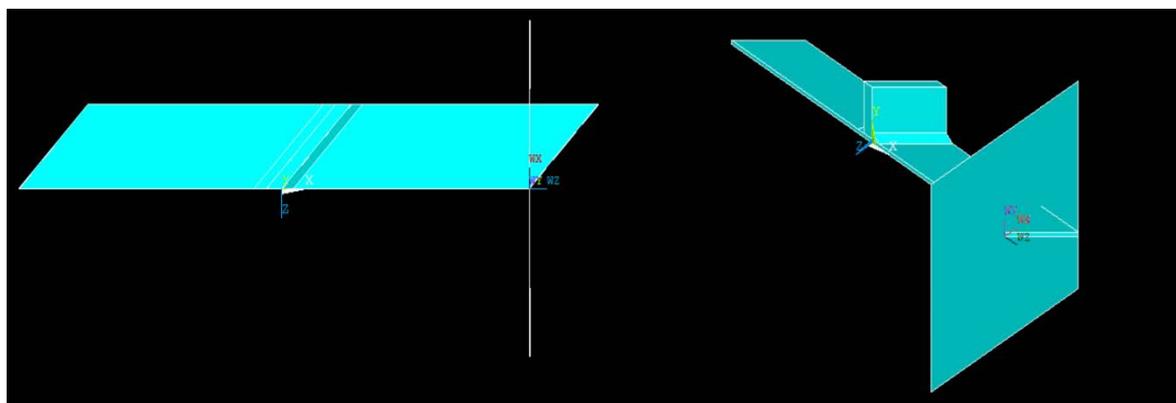


Figura 7-61: modifica del volume realizzato tramite estrusione

- Si sfrutta quindi l'area realizzata per tagliare il volume che rappresenta il piatto principale, e si elimina poi il volume più esterno, ottenendo quindi la seguente 7.67

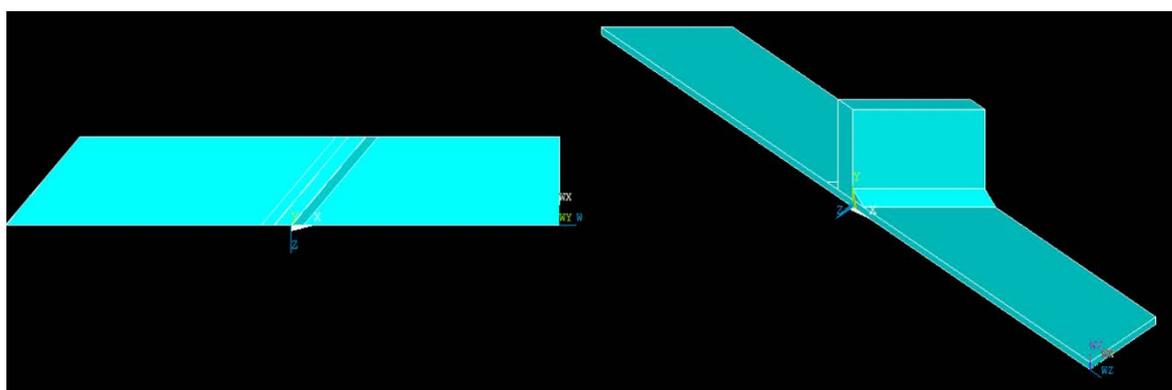


Figura 7-62: volume modificato per la realizzazione del giunto con irrigidimento inclinato

- Lo stesso procedimento viene eseguito sul lato opposto del giunto, ottenendo quindi le geometria corretta del giunto.

Risulta evidente che, per ottenere una lunghezza dal vertice dell'irrigidimento al vertice del piatto principale pari a quella di progetto, 194 mm, è necessario disegnare un giunto con uno dei due lati più lungo, in modo

che quando si va a rimuovere il volume in eccesso per avere i lati esterni del giunto inclinati rispetto all'irrigidimento la lunghezza finale del piatto sia pari a quella di progetto; La lunghezza che deve essere adottata sarà pari a:

$$l = 194 + 50 = 244 \text{ mm} \qquad \text{Eq. 7.41}$$

Una volta completata la realizzazione della geometria si passa alla realizzazione della mesh, questa viene sempre realizzata come "mesh free", imponendo una dimensione media di elemento "d", che è quella massima consentita dal Peak Stress Method per garantirne la convergenza;

Dato che la dimensione "d" media di elemento nella mesh dipende, oltre che dal tipo di elemento scelto e dalla geometria, anche dai modi previsti, si analizzano quali modi agiscono a piede cordone e a radice cordone per effetto della sollecitazione di trazione assegnata al giunto;

- il modo 1, di apertura, è sempre presente sia a piede cordone che a radice cordone,
- per quanto riguarda il modo 2, di scorrimento, invece questo è presente solo a radice cordone, in quanto il piede cordone rappresentabile come un intaglio a V con angolo di apertura di 135°, e il modo 2 è singolare solo fino ad angoli di apertura minori o uguali a 102°.
- il modo 3, di strappo, è presente sia a piede cordone che a radice cordone, per effetto dell'inclinazione dell'irrigidimento rispetto alla direzione di applicazione del carico.

Considerando che l'elemento utilizzato è un elemento tetraedrico a 4 nodi, SOLID285; i limiti imposti dal Peak Stress Method sono i seguenti; dove la quantità "a" va a rappresentare il valore del semispessore t (in questo caso pari a 4 mm) nel caso del piede cordone, il valore minimo tra la lunghezza della radice cordone l (4 mm) e la lunghezza del cordone di saldatura z (in questo caso pari a 6 mm) per il caso della radice cordone;

Elemento	Modo	$2\alpha$	a/d	d (mm)
SOLID285	1	0	3	1,33
		135	3	1,33
	2	0	3	1,33
		135	-	-
	3	0	5	0,8
		135	5	0,8

Tabella 7-10: limiti sulla dimensione massima di elemento "d" adottabile per la convergenza del Peak Stress Method [6]

Il limite più stretto è imposto dal modo 3 a piede cordone e a radice cordone, e prevede un valore massimo di dimensione "d" utilizzabile pari a 0,8 mm.

La mesh viene quindi realizzata con elementi SOLID285 di questa dimensione, ottenendo quanto presentato nella seguente figura 7.68:

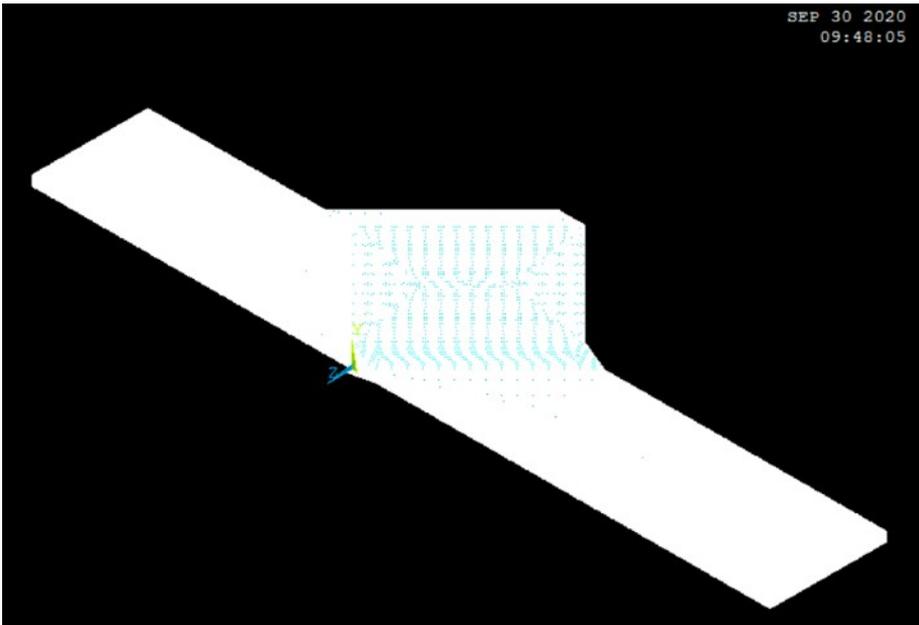


Figura 7-63: mesh realizzata per il giunto con irrigidimento inclinato

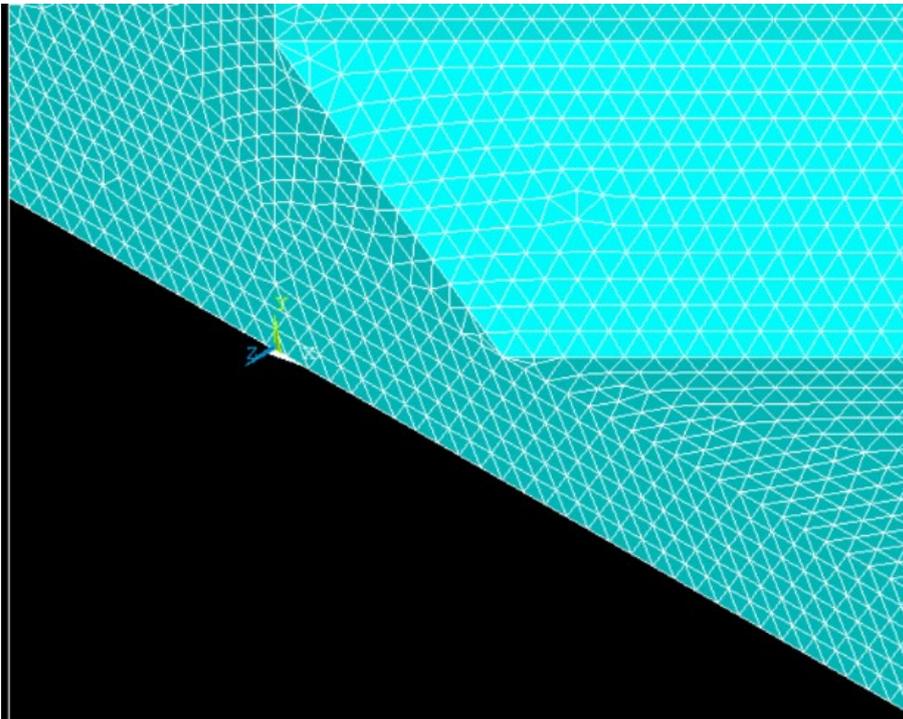


Figura 7-64: particolare della mesh realizzata a piede cordone di saldatura per il giunto con irrigidimento inclinato

Come già visto in tutti i casi precedenti, a questo punto è necessario assegnare carichi e vincoli;

I vincoli previsti sono un vincolo di simmetria assegnato all'area inferiore del giunto, dove dovrebbe trovarsi la seconda metà, non rappresentata, del giunto, e un incastro alla superficie laterale più corta del piatto principale del giunto; assegnarla all'uno o all'altro lato è indifferente.

La sollecitazione prevista è di trazione, si assegna quindi una pressione negativa pari a -1 MPa all'area laterale opposta a quella vincolata, come presentato nella seguente figura 7.70;

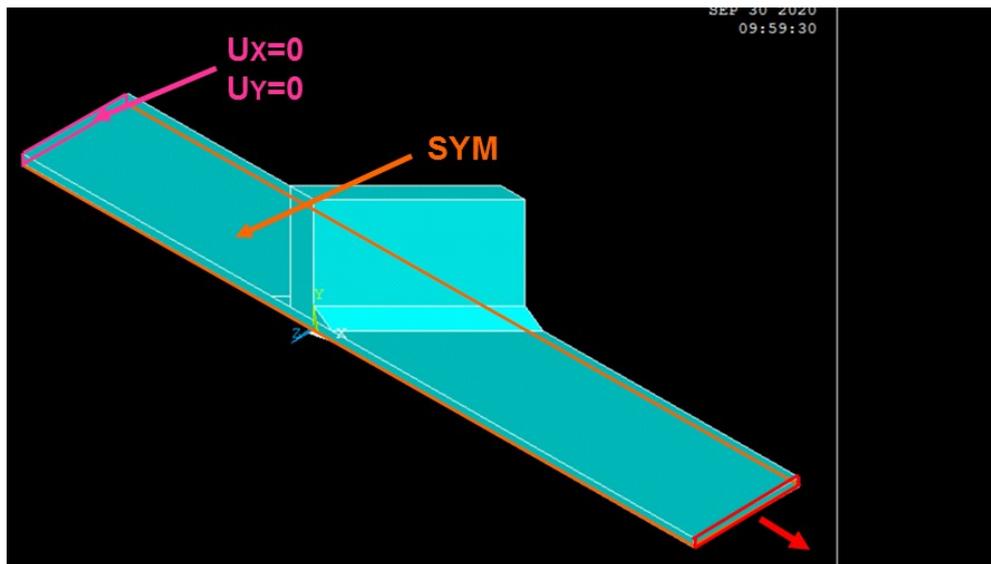


Figura 7-65: carichi e vincoli assegnati al modello di giunto con irrigidimento inclinato

Assegnati carichi e vincoli è possibile risolvere il modello e rilevare le tensioni nodali di modo 1, 2 e 3, quando presenti.

Come già visto nel caso di giunto con irrigidimento trasversale, le tensioni di modo 1, 2 e 3, sono definite secondo un sistema di riferimento che dipende dalla geometria dell'intaglio, in quanto l'asse x corrisponde con la bisettrice dell'angolo di apertura dell'intaglio a V stesso;

Nel caso presente, sia per piede cordone che per radice cordone è necessario andare a creare un sistema di riferimento locale opportuno; nel caso di piede cordone infatti la bisettrice è inclinata rispetto all'asse x di  $67,5^\circ$  nel piano x-y, ma anche rispetto allo stesso asse x di  $45^\circ$  nel piano x-z, nel caso della radice cordone c'è un angolo di  $45^\circ$  tra la bisettrice dell'angolo e l'asse x nel piano x-z, a causa dell'inclinazione dell'irrigidimento.

Si rende necessario quindi creare due sistemi di riferimento locali, uno a piede cordone e uno a radice cordone, che rimangono validi rispettivamente per tutti i nodi sulla linea di piede cordone e per tutti i nodi sulla linea di radice cordone.

I due sistemi di riferimento vengono anche in questo caso creati sfruttando tre keypoints ciascuno; il primo che coincide con l'origine, il secondo per dare la direzione dell'asse x e il terzo per dare la posizione del piano x-y nel sistema di riferimento locale che si va a creare.

Per quanto riguarda il piede cordone, l'origine coincide con l'apice di piede cordone, in questo punto si pone quindi il primo keypoint, essendo l'origine del sistema di riferimento globale posta sull'area inferiore del giunto, con posizione lungo l'asse x corrispondente al vertice dell'irrigidimento, l'origine del sistema di riferimento locale ha posizione nel sistema di riferimento assoluto individuata da: 8.4852841, 4, 0.

L'asse x deve essere inclinato di  $67,5^\circ$  rispetto all'asse x del sistema di riferimento assoluto, nel piano x-y, viene quindi scelta un incremento della coordinata x pari a 6 mm rispetto all'origine, per ottenere la corrispondente coordinata y è possibile sfruttare la seguente:

$$y = 6 * \tan(67,5^\circ) + 4 = 18,485281mm$$

Inoltre, lo stesso asse x deve essere inclinato di  $45^\circ$  rispetto al corrispondente asse nel sistema di riferimento assoluto, quindi la coordinata z del punto che lo definisce deve essere pari all'incremento della coordinata x rispetto all'origine del sistema di riferimento scelto, pari quindi a 6 mm.

Si ottiene allora che il punto ha le seguenti coordinate: 14.4852841, 18.4852681, 6.

Il terzo punto deve invece trovarsi nel piano x-y prescelto per il sistema di riferimento da creare, quindi avere le stesse coordinate x e z del punto utilizzato per la definizione dell'asse x, e diversa coordinata y, questo assume quindi le coordinate: 14.4852841, 10, 6.

Nella seguente figura 7.71 si riporta il sistema di riferimento creato.

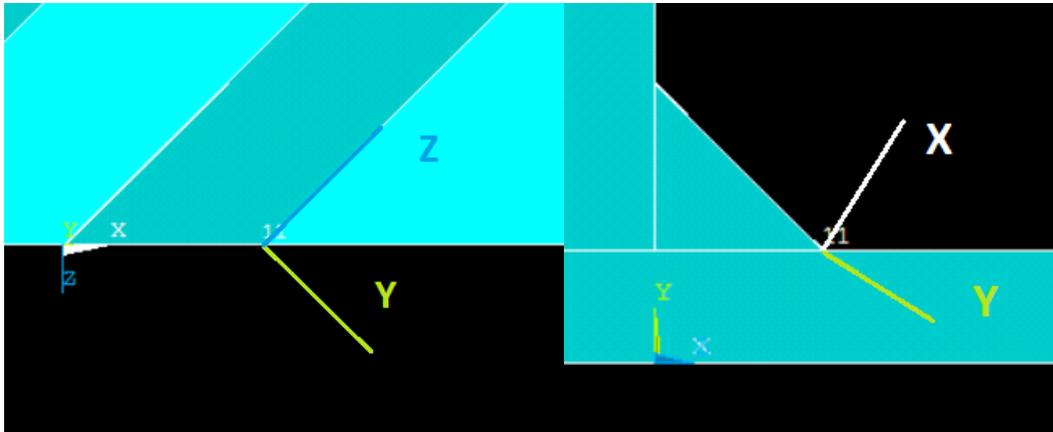


Figura 7-66: sistema di riferimento locale di piede cordone

In seguito, si passa alla creazione del sistema di riferimento locale a radice cordone, per il quale è sufficiente ruotare il sistema di riferimento assoluto di  $45^\circ$  rispetto all'asse y del sistema di riferimento assoluto; ancora, si procede tramite tre keypoints, dove il primo si trova a radice cordone, quindi ha coordinate 0, 4, 0; il secondo keypoint invece viene posto a 6, 4, 6, dove la posizione lungo l'asse x è un valore scelto, e la coordinata z invece deve essere uguale a quest'ultima; inoltre l'asse x del sistema di riferimento ausiliario così creato è allineato con quello del sistema di riferimento assoluto, non è quindi necessario dare un incremento della coordinata y. il terzo keypoint invece identifica la posizione del piano xy del sistema di riferimento locale che si va a creare, questo deve contenere l'asse x del sistema di riferimento locale stesso e l'asse y del sistema di riferimento assoluto, è quindi definito dalle seguenti coordinate: 6, 0, 6.

Di seguito si riporta un'immagine del sistema creato in figura 7.72

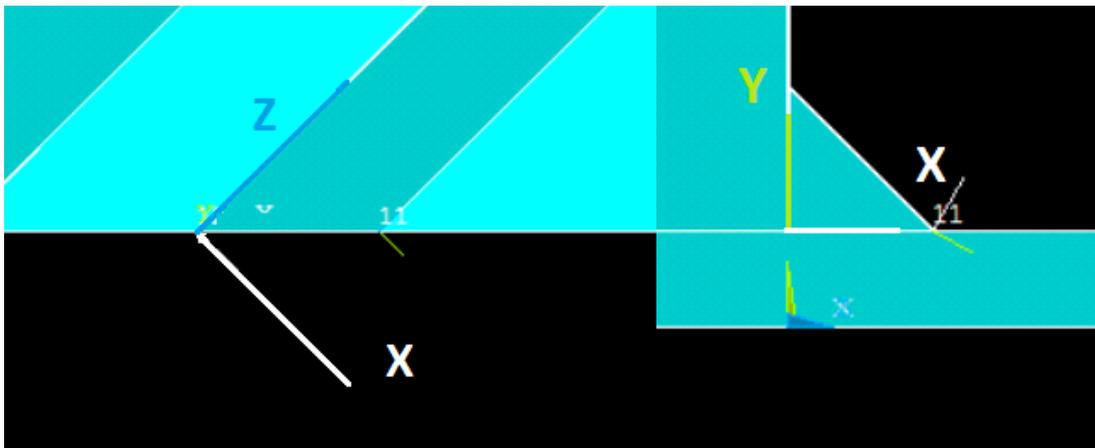


Figura 7-67: sistema di riferimento locale di radice cordone

A questo punto è possibile rilevare le tensioni di modo 1,2 e 3 secondo definizione, sia lungo la linea di piede cordone che lungo la linea di radice cordone.

Per quanto riguarda la linea di piede cordone, la tensione di modo 1, o di apertura, è la componente di tensione  $\sigma_{yy}$  del sistema di riferimento locale 11, e la tensione di modo 3 è la componente di tensione  $\tau_{yz}$  dello stesso sistema di riferimento.

Per quanto invece riguarda la linea di radice cordone, la tensione di modo 1 o apertura è ancora la tensione  $\sigma_{yy}$  del sistema di riferimento locale 12, la tensione di modo 2 è la componente di tensione  $\tau_{yx}$ , e la tensione di modo 3 è la componente di tensione  $\tau_{yz}$  dello stesso sistema di riferimento.

Seguendo queste definizioni, vengono quindi rilevate le tensioni di modo 1, 2 e 3.

Queste, per essere utilizzate nel calcolo della tensione di picco equivalente, quando si utilizzano di elementi tetraedrici, come nel presente caso, devono prima essere mediate, come già detto ai capitoli 2 e 3, senza considerare il primo e l'ultimo nodo della linea considerata; si riporta per comodità la formula utilizzata, riferendosi al generico nodo k-esimo, per la tensione di modo 1; per il modo 2 e 3 la formulazione è equivalente.

$$\overline{\sigma_{11,peak,n=k}} = \frac{\sigma_{11,peak,n=k-1} + \sigma_{11,peak,n=k} + \sigma_{11,peak,n=k+1}}{3} \quad \text{Eq. 7.42}$$

Una volta calcolata la tensione mediata di modo 1,2 e 3, è possibile calcolare la tensione di picco equivalente;

Nel caso di piede cordone, dove c'è presenza di modo 1 e 3, la formulazione diventa la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{\left( K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \frac{e_1 2}{(1-\nu^2)} \right)^2 + \left( K_{FE}^{***} \Delta\tau_{z\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \frac{e_3 2}{(1-\nu^2)} \right)^2} \quad \text{Eq. 7.43}$$

I coefficienti dipendenti dal solo materiale mantengono i valori definiti ad inizio capitolo, per quanto riguarda il valore della dimensione media di mesh, d, questo come si è detto è pari a 0,8 mm.

Per il termine dovuto al modo 1,  $e_1$ , essendo nel caso di un intaglio con angolo di apertura  $135^\circ$  e componenti in acciaio, assume il valore di 0,117,  $1-\lambda_1$  è invece pari a 0,326,  $K_{FE}^*$ , considerando che si è utilizzato un elemento tetraedrico tridimensionale, SOLID285, è pari a 1,75.

Per il termine dovuto al modo 3,  $e_3$ , essendo nel caso di un intaglio con angolo di apertura  $135^\circ$  e componenti in acciaio, assume il valore di 0,259,  $1-\lambda_3$  è invece pari a 0,2,  $K_{FE}^{***}$ , considerando che si è utilizzato un elemento tetraedrico tridimensionale, SOLID285, è pari a 2,5.

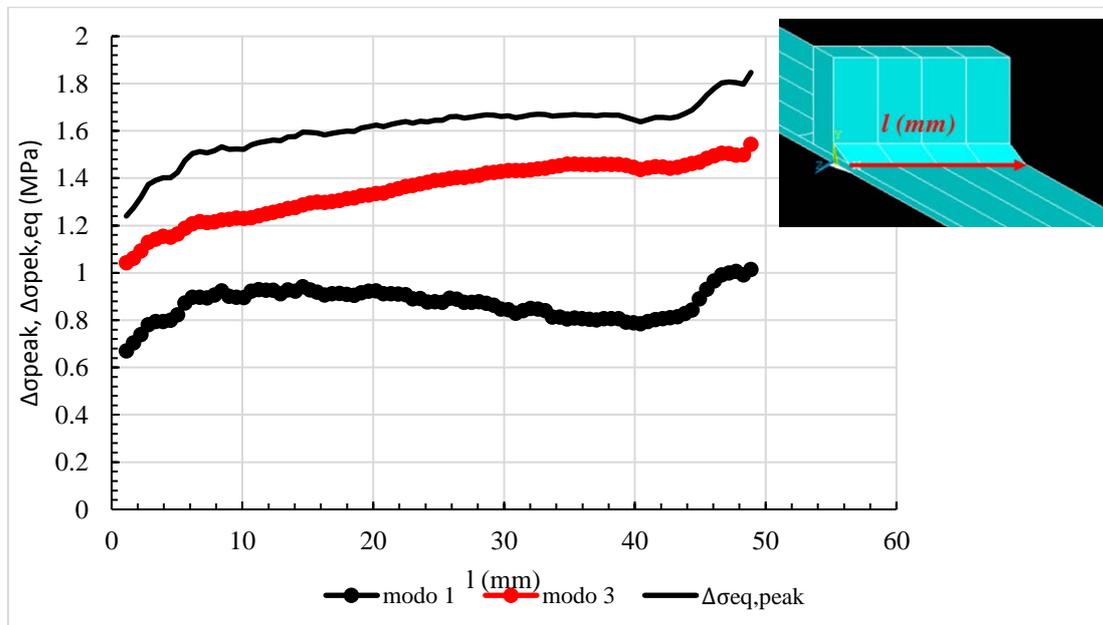


Figura 7-68: andamento delle tensioni equivalenti di modo 1, modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di piede cordone.

Si ottiene un valore massimo di tensione di picco equivalente di 1,84 MPa.

Si calcola a questo punto l'indice di biassialità, secondo Eq 7.13:

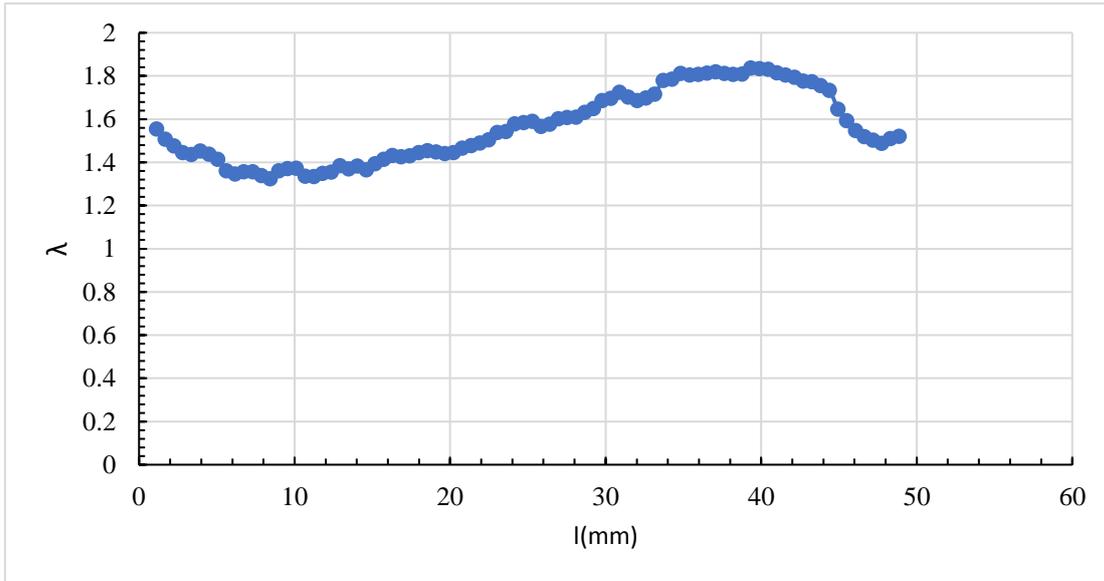


Figura 7-69: andamento del rapporto di biassialità lungo la linea di piede cordone

Nel caso di radice cordone, dove c'è presenza di modo 1, 2 e 3, la formulazione diventa la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \left[ \left( K_{FE}^* \Delta\sigma_{\vartheta\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_1} \right)^2 \frac{e_1^2}{(1-\nu^2)} + \left( K_{FE}^{**} \Delta\tau_{r\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_2} \right)^2 \frac{e_2^2}{(1-\nu^2)} + \left( K_{FE}^{***} \Delta\tau_{z\vartheta,=0,peak} \left( \frac{d}{R0} \right)^{1-\lambda_3} \right)^2 \frac{e_3^2}{(1-\nu^2)} \right]^{0.5} \quad \text{Eq. 7.44}$$

I coefficienti dipendenti dal solo materiale mantengono i valori definiti ad inizio capitolo, per quanto riguarda il valore della dimensione media di mesh, d, questo come si è detto è pari a 0,8 mm.

Per il termine dovuto al modo 1,  $e_1$ , essendo nel caso di un intaglio con angolo di apertura  $0^\circ$  e componente in acciaio, assume il valore di 0,134,  $1-\lambda_1$  è invece pari a 0,5,  $K_{FE}^*$ , considerando che si è utilizzato un elemento tetraedrico tridimensionale, SOLID285, è pari a 1,75.

Per il termine dovuto al modo 2,  $e_2$ , essendo nel caso di un intaglio con angolo di apertura  $0^\circ$  e componente in acciaio, assume il valore di 0,341,  $1-\lambda_2$  è invece pari a 0,5,  $K_{FE}^{**}$ , considerando che si è utilizzato un elemento tetraedrico tridimensionale, SOLID285, è pari a 2,65.

Per il termine dovuto al modo 3,  $e_3$ , essendo nel caso di un intaglio con angolo di apertura  $135^\circ$  e componenti in acciaio, assume il valore di 0,414,  $1-\lambda_3$  è invece pari a 0,5,  $K_{FE}^{***}$ , considerando che si è utilizzato un elemento tetraedrico tridimensionale, SOLID285, è pari a 2,5.

Con il procedimento appena mostrato, si riportano sotto gli andamenti dei contributi di tensione di modo 1, 2 e 3 e della tensione di picco equivalente a piede cordone.

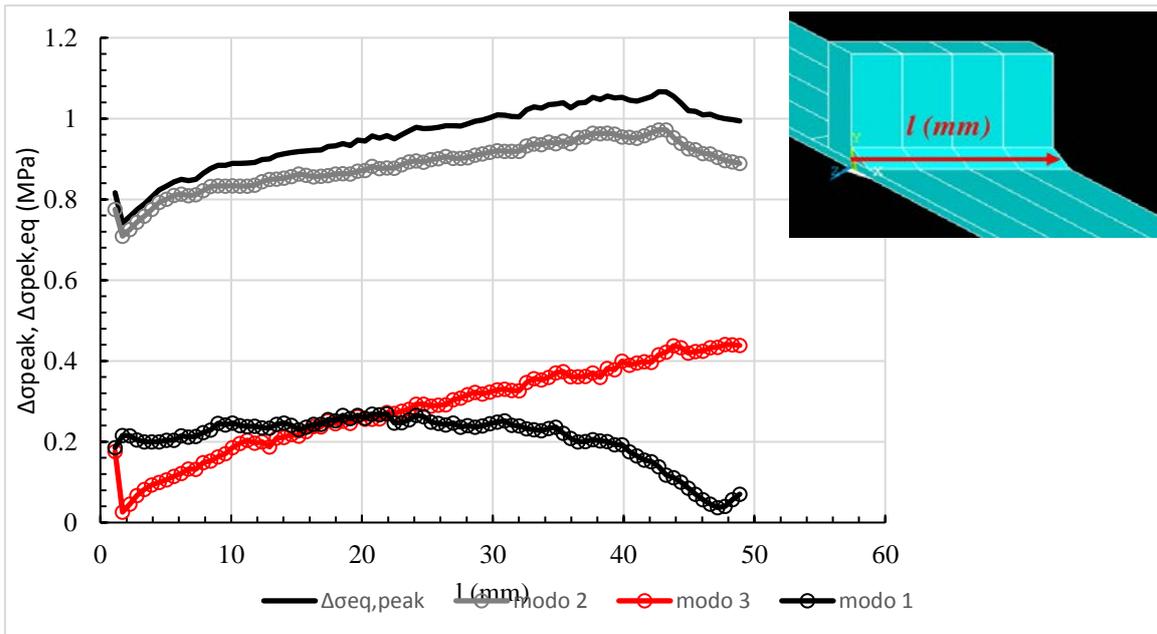


Figura 7-70: andamento della tensione di picco di modo 1, modo 2 e modo 3 e della tensione di picco equivalente lungo la linea di radice cordone

Come è possibile notare dai due grafici, la tensione di picco equivalente massima raggiunta, nel caso della radice cordone è pari a 1,067 MPa.

Di seguito si riporta anche l'andamento del rapporto di biassialità calcolato secondo eq. 7.13.

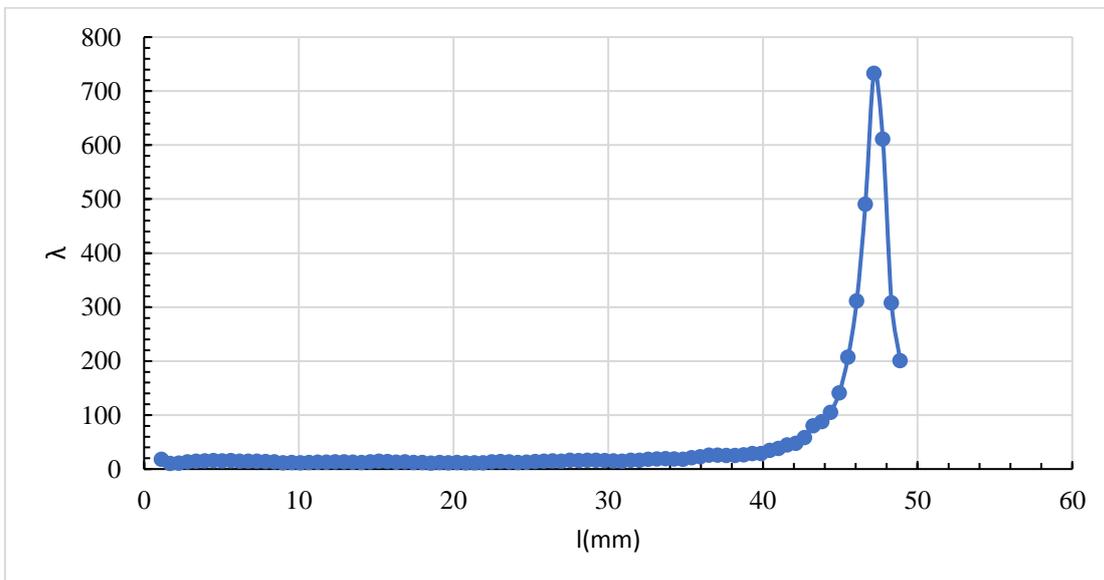


Figura 7-71: andamento del rapporto di biassialità lungo la linea di radice cordone

Il punto più critico è quindi il piede cordone, e il valore del rapporto di biassialità λ in quel punto è pari a 1.52. La banda di progettazione da utilizzare è quindi quella di modo 3.

## 8. Capitolo 8: Applicazione del PSM in ampiezza variabile

Al fine di valutare se il Peak Stress Method possa essere utilizzato anche per effettuare verifiche sulla vita a fatica per giunti saldati soggetti a carichi ad ampiezza variabile, si sono sfruttati alcuni dati presenti in letteratura, riportati e analizzati al capitolo 4 e riportati numericamente in Appendice A. Si procede come si è fatto per l'ampiezza costante, ai capitoli 1,2,3 e 7, applicando il metodo ai risultati sperimentali riportati e confrontando poi questi ultimi con le bande di progettazione del metodo, in modo da valutare se le previsioni del metodo siano rispettate dalla realtà sperimentale.

Il metodo prevede di tener conto in modo separato della sollecitazione di modo 1, di modo 2 e di modo 3, e di calcolare per ciascuna di queste una tensione equivalente, secondo l'approccio utilizzato per il calcolo della tensione equivalente in prove ad ampiezza variabile visto al capitolo 4. In seguito, questi valori vengono a loro volta mediati in una tensione equivalente che tiene conto di tutti e tre allo stesso modo.

### 8.1 metodo utilizzato

Il Peak Stress Method ad ampiezza variabile si fonda sulle stesse basi del Peak Stress Method ad ampiezza costante, per cui si tratta di un metodo numerico per la verifica e progettazione a fatica di giunti saldati.

E' quindi necessario, come prima cosa, la modellazione agli elementi finiti del componente che si vuole indagare, e l'applicazione del metodo in ampiezza costante per ottenere le tensioni di picco equivalente di modo 1, di modo 2 e di modo 3, definite secondo il sistema di riferimento locale, riferito all'intaglio, presenti a piede cordone e a radice cordone.

A questo scopo, si vedano i capitoli 1,2,3 e 7 per i dettagli.

Una volta rilevate le tensioni di picco equivalenti di modo 1, di modo 2 e di modo 3, è necessario valutare quale punto sia più critico, lungo il piede cordone e la radice cordone, nel caso in cui si abbia una geometria tridimensionale, e in seguito tra i due punti più critici quale sia quello più critico. Questo permette di prevedere il punto per cui si verifica la formazione della prima cricca. Considerando quindi le tensioni di picco equivalenti di modo 1, di modo 2 e di modo 3 nel punto più critico, è possibile sfruttarle per ottenere l'andamento della tensione dei tre modi stessi per l'applicazione del generico spettro di carico, sapendo che la relazione tra la tensione nominale assegnata e la tensione di picco equivalente rilevata è lineare, in quanto ci si pone nell'ipotesi di condizioni lineari elastiche.

E' quindi possibile, per il generico livello di carico  $i$ -esimo, sfruttare la seguente:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,MODOI,i} = \Delta\sigma_{eq,peak,MODOI,1MPa} * \Delta\sigma_{nom,i} \quad \text{Eq. 8.1}$$

$$\Delta\sigma_{eq,peak,MODOII,i} = \Delta\sigma_{eq,peak,MODOII,1MPa} * \Delta\sigma_{nom,i} \quad \text{Eq. 8.2}$$

$$\Delta\sigma_{eq,peak,MODOIII,i} = \Delta\sigma_{eq,peak,MODOIII,1MPa} * \Delta\sigma_{nom,i} \quad \text{Eq. 8.3}$$

In questo modo si ottiene quindi la tensione di picco equivalente di modo 1 (Eq 8.1), di modo 2 (Eq 8.2) e di modo 3 (Eq 8.3), corrispondente ad una tensione nominale pari a  $\Delta\sigma_{nom,i}$ .

Si ottengono quindi tre diversi spettri di carico, che riportano l'andamento della tensione di modo 1, di modo 2 e di modo 3 rispetto al numero di cicli assegnati per ogni blocco (figura 8.1)

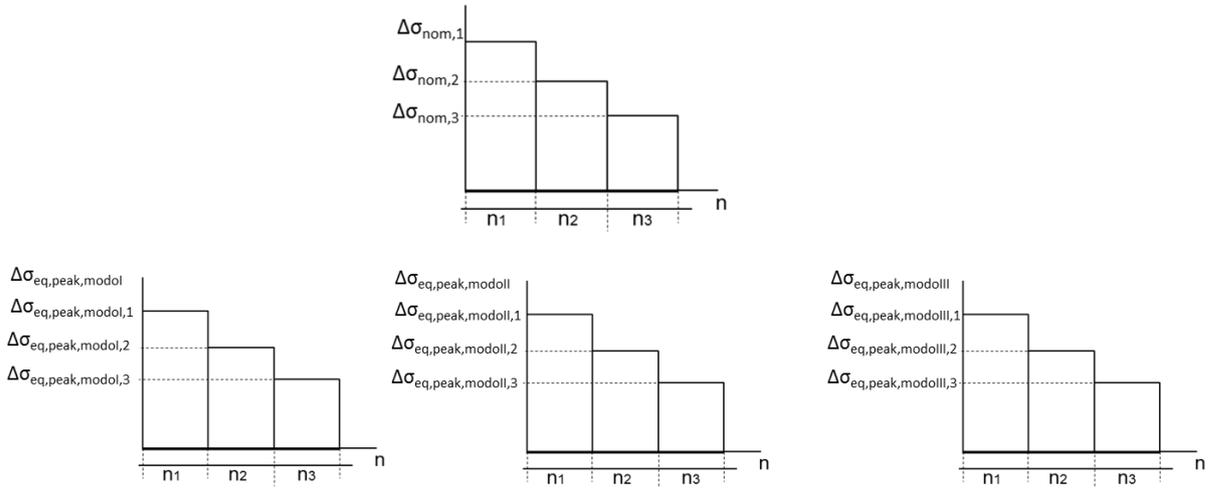


Figura 8-1: spettro di carico in termini di tensione nominale (in alto) e spettri di carico in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, di modo 2 e di modo 3.

A questo punto, è possibile calcolare la tensione equivalente per lo spettro di modo 1, di modo 2 e di modo 3, secondo la seguente, che riprende quanto già visto al capitolo 4.

$$\Delta\sigma_{eq,peak,modol,VA} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modol,i}^{k_{modol}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{modol}}} \quad \text{Eq. 8.4}$$

Dove il valore di  $n_i$  è il numero di cicli effettuati al livello di tensione  $\Delta\sigma_i$ ,  $\Delta\sigma_{peak,eq,modol,i}$  è il valore che assume la tensione di picco equivalente di modo 1 per una tensione nominale pari a  $\Delta\sigma_i$ ,  $L_s$  è la lunghezza dello spettro, e  $k_{modol}$  è la pendenza della retta di progettazione del Peak Stress Method, di modo I.

Per la tensione di picco equivalente di modo 2 e modo 3 valgono espressioni analoghe:

$$\Delta\sigma_{eq,peak,modoII,VA} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modoII,i}^{k_{modoII}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{modoII}}} \quad \text{Eq. 8.5}$$

$$\Delta\sigma_{eq,peak,modoIII,VA} = \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modoIII,i}^{k_{modoIII}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{1}{k_{modoIII}}} \quad \text{Eq. 8.6}$$

Quindi si ottengono i contributi di tensione di modo 1, modo 2 e modo 3 per cui, in ampiezza costante, si arriverebbe a rottura per lo stesso numero di cicli, ipotizzando un danneggiamento unitario, per i tre modi separati. A questo punto è possibile calcolare una tensione di picco equivalente che tiene conto di tutti e tre i contributi (Eq. 8.7)

$$\Delta\sigma_{eq,peak,VA} = \sqrt{\left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modol,i}^{k_{modol}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{2}{k}} + \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modoII,i}^{k_{modoII}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{2}{k}} + \left( \frac{\sum \Delta\sigma_{eq,peak,modoIII,i}^{k_{modoIII}} n_i}{L_s} \right)^{\frac{2}{k}}} \quad \text{Eq. 8.7}$$

Dato che il metodo prevede l'utilizzo di due diverse bande di progettazione, ossia una banda di modo 1 e una banda di modo 3, è necessario decidere quale delle due bande utilizzare allo scopo di progettare o verificare a fatica un componente con questo metodo.

Come nel caso dell'ampiezza costante, si sfrutta la quantità definita come biaxiality ratio  $\lambda$ ; se questa assume un valore maggiore di 0 la banda è quella di modo 3, se questa ha valore uguale a zero la banda è quella di modo 1.

$$\lambda = \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,modoII,VA}^2 + \Delta\sigma_{eq,peak,modoIII,VA}^2}{\Delta\sigma_{eq,peak,modol,VA}^2} \quad \text{Eq. 8.8}$$

A differenza di quanto visto in ampiezza costante, il biaxiality ratio viene calcolato in termini di tensione equivalente dello spettro, e non in termini di tensioni puntuali.

Questo metodo appena descritto viene utilizzato per confrontare con la banda di progettazione del Peak Stress Method i risultati sperimentali in ampiezza variabile ottenuti dai diversi autori.

### 8.1: Sonsino [13]

Le prove in ampiezza variabile di cui riporta Sonsino nel lavoro studiato prevedevano due diverse geometrie, giunti Butt Weld e Transverse Stiffener, realizzati in tre acciai diversi e sollecitati sotto due diversi spettri, uno spettro Gaussiano e uno spettro Gaussiano con overload.

Al capitolo 7 si è riportata l'applicazione del Peak Stress Method ai risultati ottenuti da Sonsino per questi giunti, sotto sollecitazione in ampiezza costante.

Viene riportato dall'articolo analizzato, e confermato dai risultati del Peak Stress Method, che la rottura avviene a piede cordone. Data la sollecitazione di flessione e la geometria dei modelli, le quali permettono un'analisi di tipo bidimensionale, è presente solo modo I.

E' quindi necessario esprimere lo spettro di carico in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, piuttosto che in termini di tensione nominale applicata.

Sapendo che la relazione tra la tensione di picco equivalente e la tensione nominale è lineare, è sufficiente moltiplicare il valore di  $\Delta\sigma_i$  per il valore di tensione di picco equivalente che si ottiene per una tensione nominale di 1 MPa, a piede cordone.

In questo caso, la tensione equivalente calcolata coincide con la tensione di picco equivalente di modo 1, in quanto questo è l'unico modo di sollecitazione.

Sono riportati nell'articolo originale i risultati delle prove sperimentali svolte, in termini di tensione massima applicata nello spettro e di numero di cicli a rottura (Appendice A).

E' possibile sfruttarli, applicando il Peak Stress Method in ampiezza variabile come spiegato sopra, e plottando poi i risultati assieme alla banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1.

Si ottiene quanto mostrato di seguito:

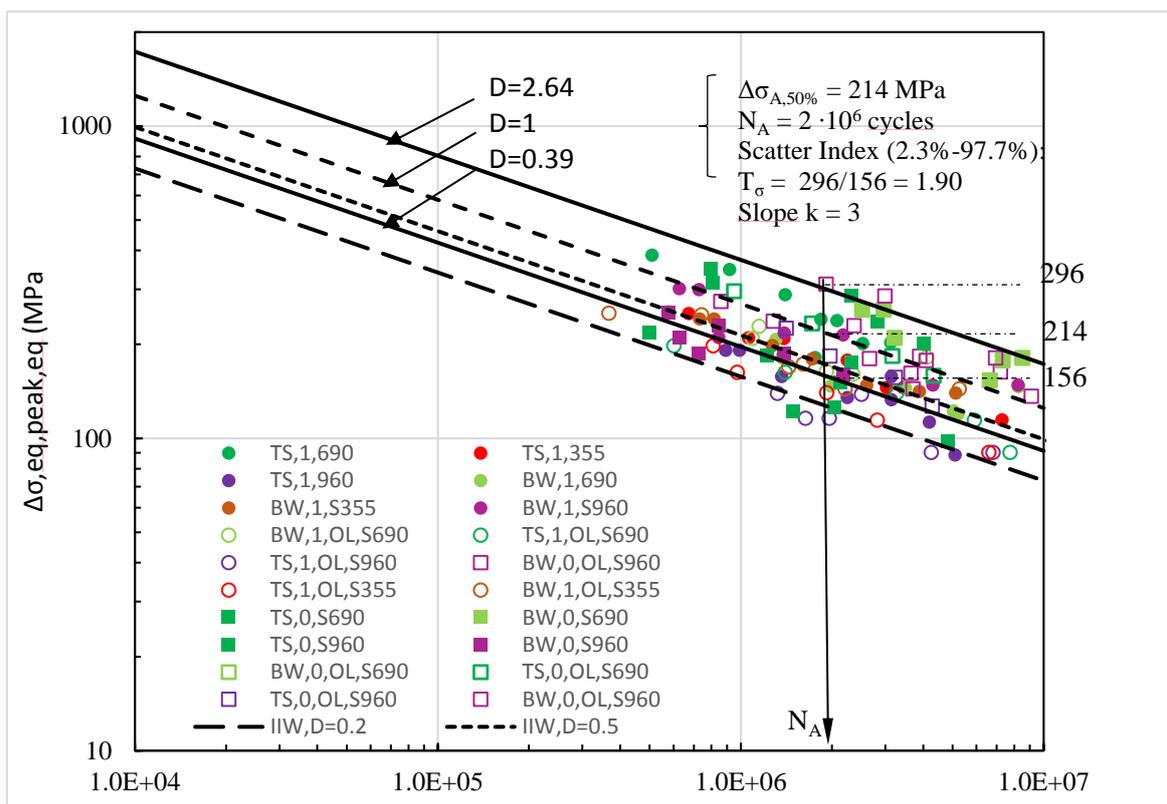


Figura 8-2: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti da Sonsino [13] e rielaborati in termini di tensione di picco equivalente in ampiezza variabile e la banda di progettazione del Peak Stress Method

Sono indicate, oltre ai dati sperimentali e alla banda di progettazione del Peak Stress Method, anche le linee corrispondenti al danneggiamento suggerito da IIW [36], pari a 0.2 nel caso in cui vi siano fluttuazioni di tensione media ( $R=0$ ) e 0.5 nel caso invece in cui queste non siano presenti ( $R=-1$ )

## 2. Maddox [15]

Le prove di cui riporta Maddox sono state effettuate su due diverse geometrie, come riportato al capitolo 4, insieme agli spettri di carico relativi.

Al capitolo 7 si è applicato il Peak Stress Method in ampiezza costante al primo dei due giunti di cui sopra, le geometrie presentano una complessità tridimensionale che non le rende analizzabili tramite elementi piani. E' stato quindi necessario studiare l'andamento delle tensioni di modo 1, modo 2 e modo 3 lungo la linea di piede cordone e di radice cordone, e rilevare il punto più critico per entrambi e, in seguito, il punto più critico tra i due.

Per la geometria indicata come "tipo F" da Maddox e che appartiene alla categoria "longitudinal fillet welded gusset" secondo Hobbacher [36], il punto più critico è risultato a piede cordone, sul lato più corto dell'irrigidimento saldato.

In questo punto la sollecitazione è principalmente di modo 1, infatti si rileva un valore di biaxiality ratio pari a 0.

Come nel caso precedente, sono riportati nell'articolo e si sono riportati in Appendice A i risultati delle prove sperimentali in ampiezza variabile effettuate da Maddox, in termini di tensione massima applicata nello spettro e numero di cicli a rottura.

E' possibile quindi confrontare i risultati ottenuti da Maddox per la geometria F con la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1, ottenendo quanto mostrato nella seguente figura 8.3; anche in questo caso si riportano le rette corrispondenti ad un danneggiamento pari a 0.5 e 0.2, come suggerito da normativa [36].

Infatti per lo spettro di tipo “B”, ci si pone in un caso di tensione media costante ( $D=0.5$  secondo IIW), per gli spettri di tipo “A” e “C”, ci si pone in un caso di tensione media variabile ( $D=0.2$  secondo IIW).

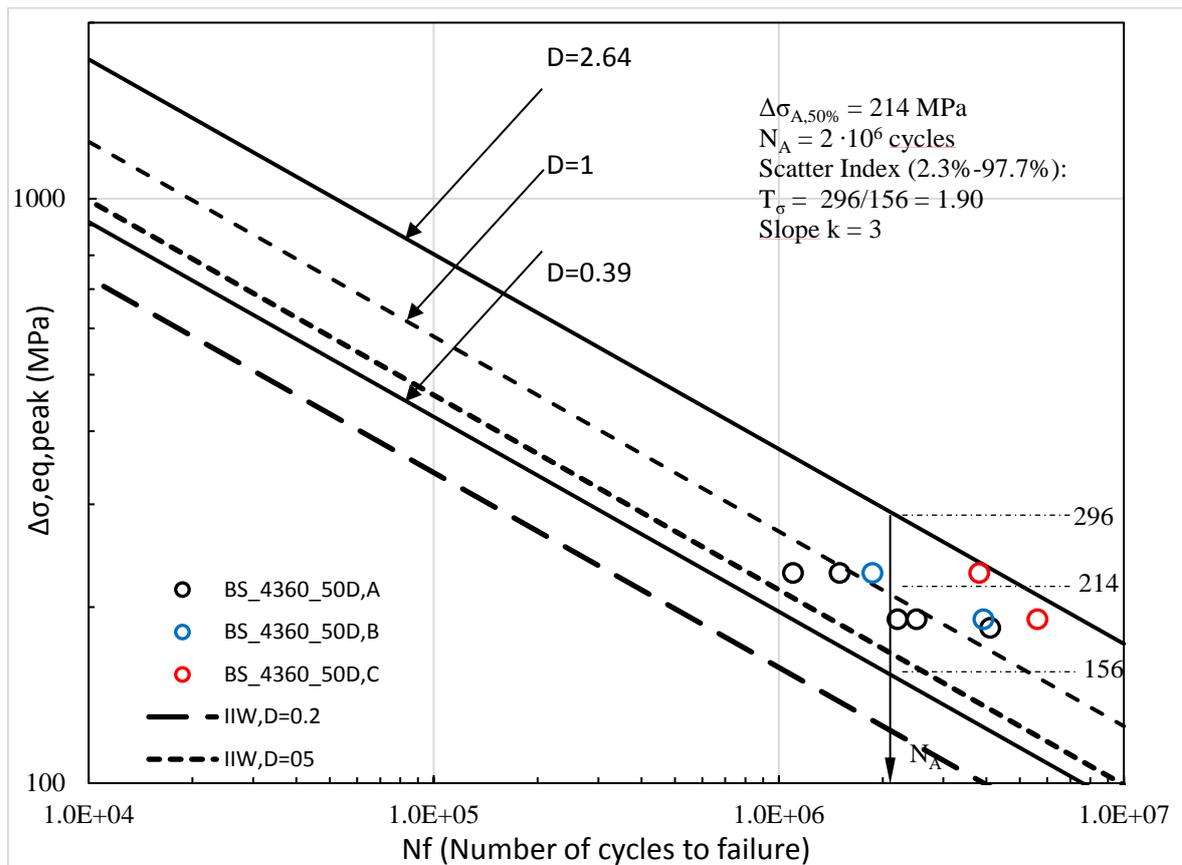


Figura 8-3: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti da Maddox [15] e rielaborati in termini di tensione di picco equivalente in ampiezza variabile, e la banda di progettazione del Peak Stress Method

### 3. Huo [21]

Le prove riportate nell'articolo di Huo sono state effettuate su una singola tipologia di geometria, anche in questo caso classificabile come “Longitudinal fillet welded gusset” secondo Hobbacher [36].

Dalle analisi effettuate al capitolo 7, in cui si è applicato il Peak Stress Method ai risultati ottenuti dagli autori per prove in ampiezza costante, il punto più critico da considerare è risultato il piede cordone. Questo in conformità con quanto riportano gli autori dell'articolo, per cui la rottura avviene appunto a piede cordone.

In questo punto la sollecitazione è di puro modo 1, infatti il valore che assume  $\lambda$  è pari a 0.

La tensione di picco equivalente da considerare è quindi quella di modo 1. E' possibile allora ottenere lo spettro di carico in termini di questa quantità, sfruttando le analisi effettuate al capitolo 7, per ciascuna delle prove sperimentali effettuate dall'autore dell'articolo.

Si possono quindi in seguito confrontare i risultati ottenuti con la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1, ottenendo quanto segue:

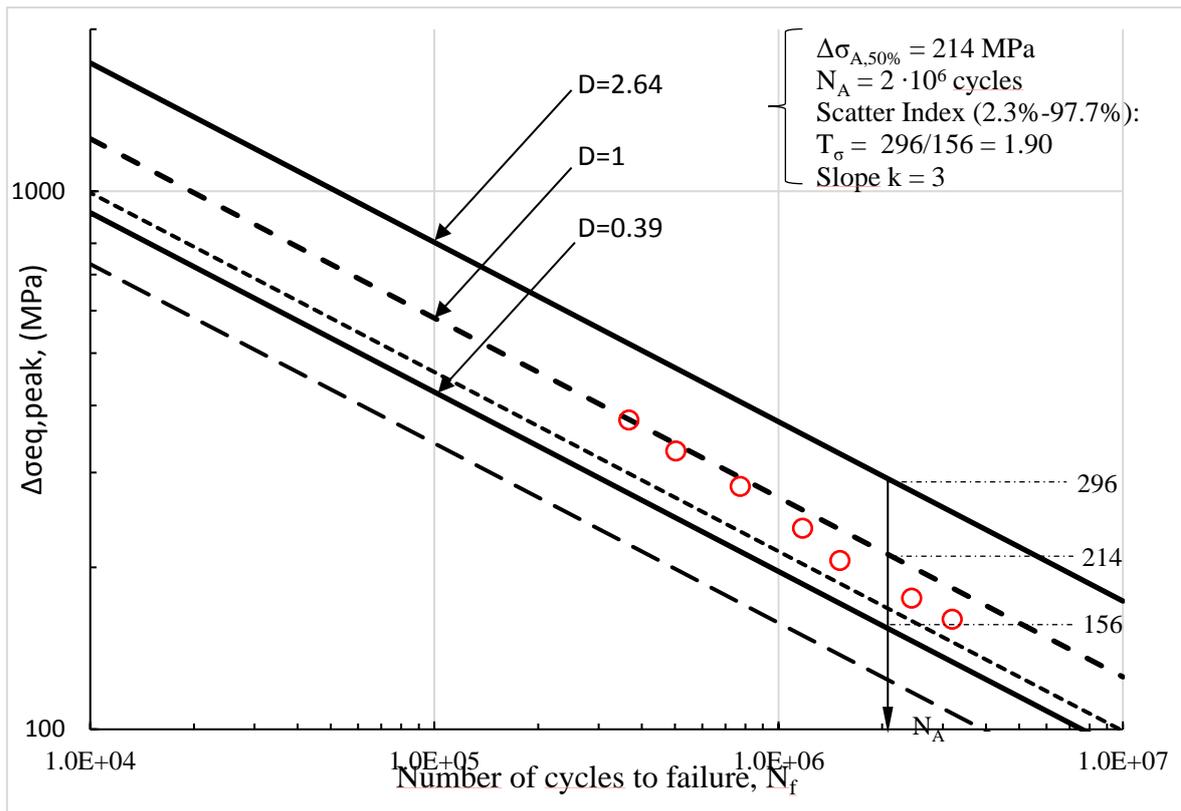
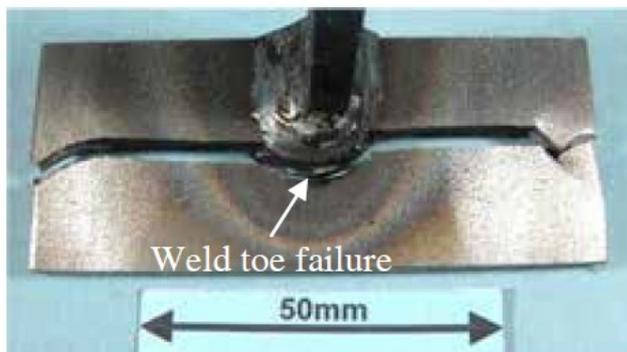


Figura 8-4: confronto tra i risultati ottenuti dagli autori per prove in ampiezza variabile e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1 [6],[21]

#### 8.4 Vanrostenberghe [20]

Le prove riportate nell'articolo in esame sono state effettuate su due diverse geometrie, entrambe appartenenti alla categoria "longitudinal fillet welded gusset" secondo Hobbacher, ma presentanti un diverso valore di spessore di piatto principale ed irrigidimento ( $t=5$  mm e  $t=10$  mm).

Dalle analisi effettuate al capitolo 7, in cui si è applicato il Peak Stress Method ai risultati ottenuti dagli autori per prove in ampiezza costante, il punto più critico risulta il piede cordone. Gli autori riportano infatti rottura a piede cordone (figura 8.5)



a)

Figura 8-5: punto di innesco della prima cricca durante le prove sperimentali effettuate dagli autori [20]

In questo punto, la sollecitazione è di puro modo 1, infatti il valore assunto da  $\lambda$  è pari a 0.

Si considera quindi la tensione di picco equivalente di modo 1, e, tramite Eq. 8.1 si traduce lo spettro di carico riportato dagli autori in termini di tensione di picco equivalente di modo 1.

E' possibile quindi, per ogni prova sperimentale effettuata in ampiezza variabile, confrontare i risultati ottenuti con la banda di progettazione del Peak Stress Method, come mostrato nella seguente figura 8.6; in questo caso si riporta solo la linea per  $D=0.5$ , in quanto con rapporto di ciclo  $R=-1$  non ci sono fluttuazioni di tensione media e quindi questo è il valore di danneggiamento consigliato da normativa [36]. Si può notare come i risultati in questo caso vadano a porsi al di sopra della banda di progettazione del Peak Stress Method; quindi, come prima verifica sull'applicazione del metodo, si considera l'applicazione del metodo in ampiezza costante ai risultati sperimentali, di cui si riporta al capitolo 7. In quel caso i risultati sperimentali rientravano in banda, si esclude quindi che si possa trattare di un errore di modellazione o applicazione del metodo. Nell'articolo originale [20], come si riporta al capitolo 4, i danneggiamenti sperimentali ottenuti dagli autori si ponevano tra valori di 0.84 e 36, in particolare, per i giunti in S960 (indicatori rossi in figura 8.6), tra valori di 2.5 e 36, si attribuisce quindi a questo la mancanza di accordo tra i risultati sperimentali e la banda di progettazione del Peak Stress Method. Si nota inoltre come i risultati vadano a porsi al di fuori della banda, ma comunque siano in vantaggio di sicurezza.

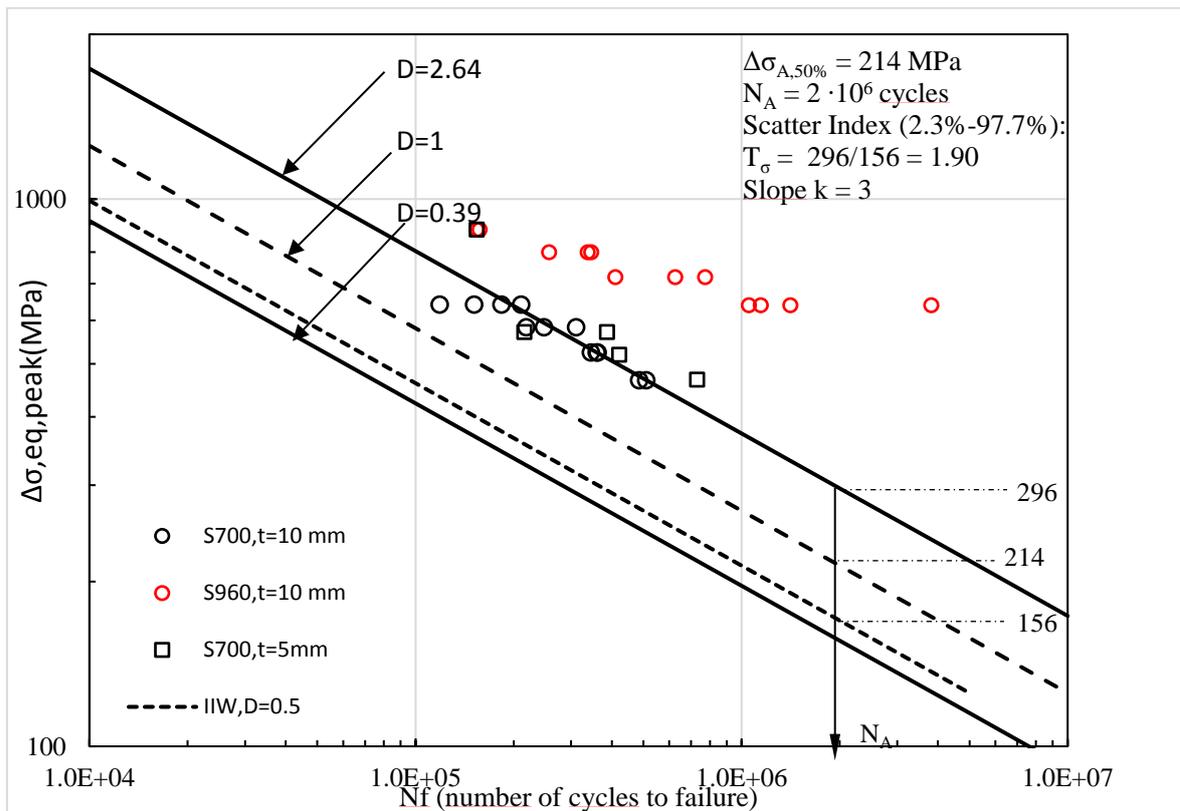


Figura 8-6: confronto tra i risultati delle prove sperimentali in ampiezza variabile effettuate da Vanrostenberghe [20] e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1.

### 8.5: Frenzo [26]

Le prove effettuate in questo caso prevedevano un giunto saldato costituito da un tubo saldato su una flangia.

In ampiezza costante, sono state effettuate prove di sollecitazione puramente flessionale e puramente torsionale sul giunto. Le prove in ampiezza variabile, allo stesso modo, prevedono di assegnare un blocco di flessione ed un blocco di pura torsione, in modo alternato.

Dalle analisi effettuate al capitolo 7, in cui si è applicato il Peak Stress Method ai risultati delle prove in ampiezza costante, si è ottenuto che il punto più critico è la radice cordone di saldatura; gli autori riportano infatti la formazione della prima cricca a radice cordone.

E' questo il punto che quindi viene analizzato nell'analisi presente.

A radice cordone, per una sollecitazione di flessione, agiscono modo 1 e modo 2, con un valore di biaxiality ratio  $\lambda$  pari a 2.88; invece per una sollecitazione di pura torsione agisce solo modo 3, con un valore di biaxiality ratio  $\lambda$  pari ad infinito.

E' possibile quindi tradurre lo spettro di carico in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, di modo 2 e di modo 3, sfruttando le Eq. 8.1, 8.2 ed 8.3. Il modo 1 è presente solo per sollecitazione di flessione, così come il modo 2, mentre il modo 3 è presente per sola sollecitazione di torsione. Gli spettri di carico in termini di tensione di picco equivalente del singolo modo sono quindi costituiti da un solo blocco di carico.

Si calcola quindi la tensione equivalente per ciascuno dei tre modi, e si combinano i tre contributi ottenuti secondo Eq. 8.7. A questo punto, per ogni prova sperimentale ad ampiezza variabile effettuata, si ottiene un valore di tensione di picco equivalente, ed è quindi possibile confrontare i risultati sperimentali con la banda di progettazione del Peak Stress Method, in questo caso di modo 3:

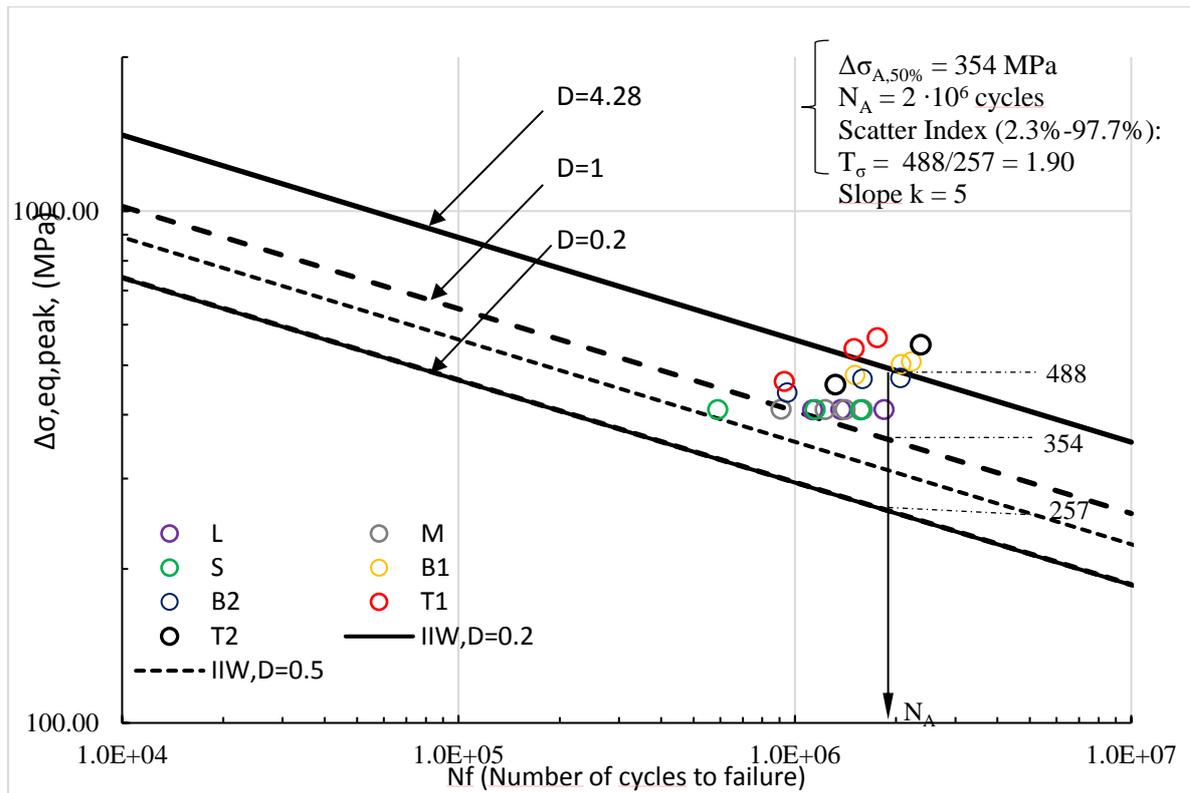


Figura 8-7: confronto tra i risultati sperimentali delle prove in ampiezza variabile effettuate da Frenzo [26] e la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 3 [6]

## 8.6 Yıldırım

In questo caso, la geometria testata dagli autori è di tipo “transverse stiffener”, i giunti sono inoltre sollecitati a trazione. Data la semplicità geometrica e la sollecitazione assegnata, è possibile analizzare i giunti sfruttando un modello geometrico bidimensionale, come si è appunto fatto al capitolo 7.

Il lavoro da cui si prelevano i dati non è inoltre tra quelli analizzati al capitolo 4, quindi si riporta in questa sede lo spettro di carico utilizzato dagli autori, in quanto, a differenza dei casi visti ai paragrafi precedenti, questo non è stato riportato in precedenza (figura 8.8); questo è uno spettro Gaussiano, suddiviso in 14 blocchi.

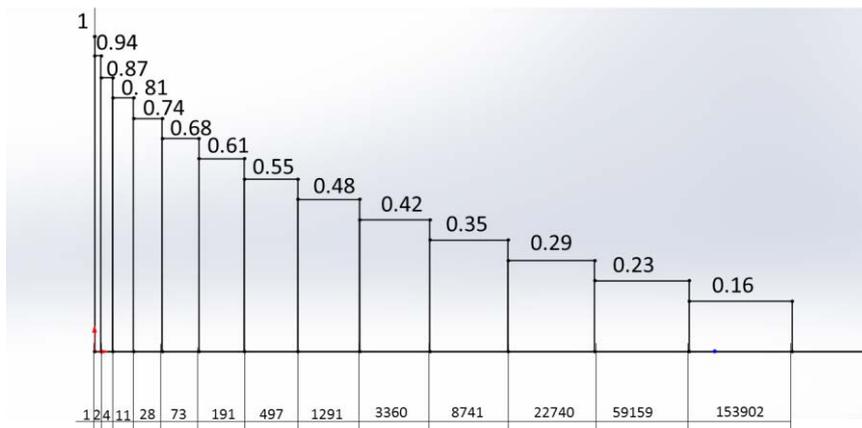


Figura 8-8: spettro di carico assegnato durante le prove ad ampiezza variabile effettuate da Yildirim [40]

Al capitolo 7, nell'ambito dell'applicazione del Peak Stress Method ai risultati ottenuti in ampiezza costante, si era ottenuto, come punto più critico, il piede cordone di saldatura. Questo è aderente con quanto riportano gli autori, per cui la rottura avviene appunto a piede cordone.

Data la sollecitazione assegnata e il punto di rottura, il valore di  $\lambda$ , biaxiality ratio, è pari a 0. La banda da considerare è quindi quella di modo 1, e, inoltre, lo spettro di carico viene tradotto in termini di solo modo 1, tramite Eq. 8.1.

E' quindi possibile confrontare i risultati ottenuti in termini di tensione di picco equivalente dello spettro con la banda di progettazione del Peak Stress Method di modo 1, come mostrato nella seguente figura 8.9:

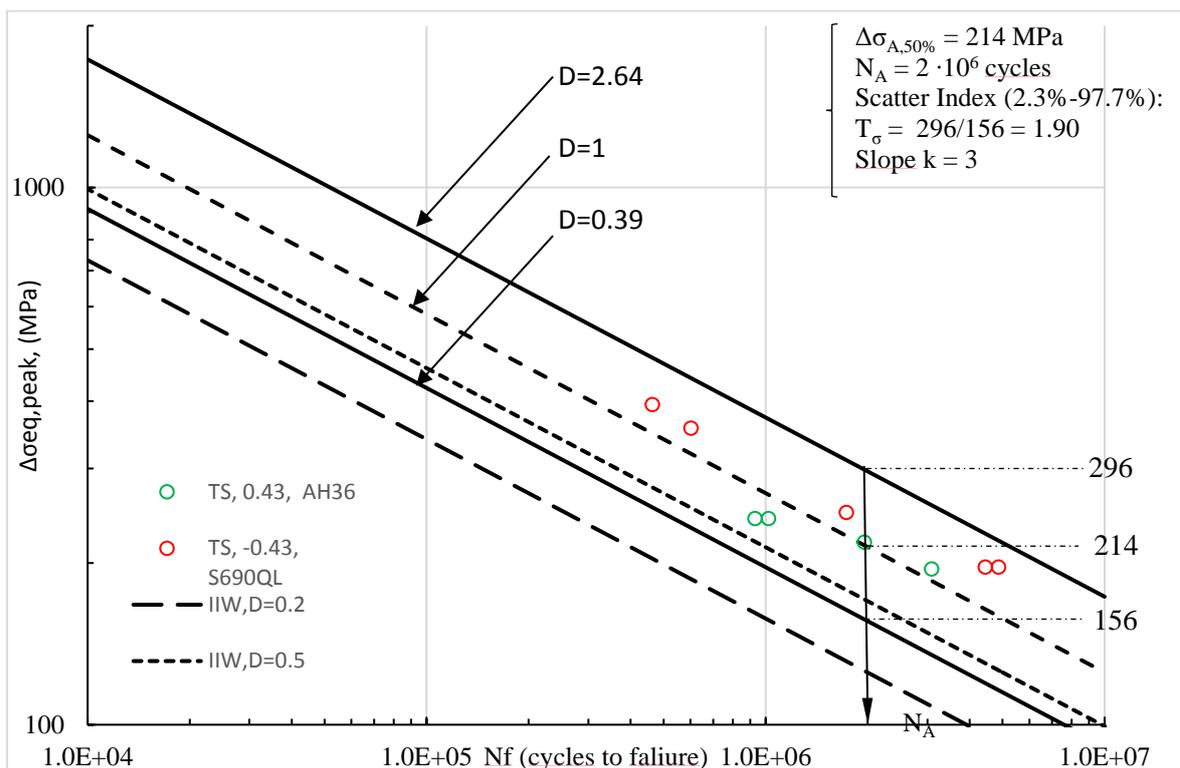


Figura 8-9: confronto tra i risultati delle prove sperimentali effettuate da Yildirim [40] in ampiezza variabile e la banda di progettazione di modo 1 del Peak Stress Method [6]

## 8.7 Risultati sperimentali

Come si è riportato al capitolo 5, in riferimento alle prove sperimentali effettuate, sono state effettuate prove ad ampiezza variabile, sia su giunti con irrigidimento trasversale che su giunti con irrigidimento inclinato. I dettagli sullo spettro di carico assegnato sono riportati al capitolo 5.

Per quanto riguarda la geometria con irrigidimento trasversale, dalle analisi effettuate, applicando il Peak Stress Method ad ampiezza costante al capitolo 7, è risultata una sollecitazione a puro modo I, di apertura, e rottura attesa a piede cordone. Questo collima con i dati sperimentali rilevati, dove appunto la rottura è sempre avvenuta a piede cordone.

E' quindi possibile applicare il Peak Stress Method ad ampiezza variabile anche a questi risultati, seguendo il metodo descritto in precedenza; quindi moltiplicando ciascun valore di tensione nominale nello spettro per la tensione di picco equivalente di modo I, l'unico presente, e calcolando poi la tensione equivalente secondo Eq. 8.4.

Si ricorda che, come anticipato al capitolo 5, per la prova effettuata sul giunto T14, ad alto carico con un valore di cicli obiettivo pari a 200000, lo spettro di carico utilizzato è stato ricavato successivamente, dall'analisi dei dati acquisiti dall'apparato sperimentale, per le prime quattro assegnazioni dello spettro. La tensione equivalente, quindi, è stata calcolata tenendo conto dell'applicazione di due spettri diversi. A questo scopo, si è considerato assegnato uno spettro con lunghezza totale pari a 158005 cicli. I primi 40000 cicli sono stati effettuati con lo spettro ottenuto dalla rianalisi delle acquisizioni effettuate durante le prova sperimentale, e riportato al capitolo 5. I 118005 cicli successivi invece hanno previsto lo spettro utilizzato in seguito, con un carico massimo assegnato minore. E' quindi possibile dire che lo spettro ricalcolato è stato applicato quattro volte, il secondo spettro invece 11,8 volte. si calcola quindi la tensione equivalente per tutto lo spettro, definito in questo modo.

Si ottiene quindi la seguente:

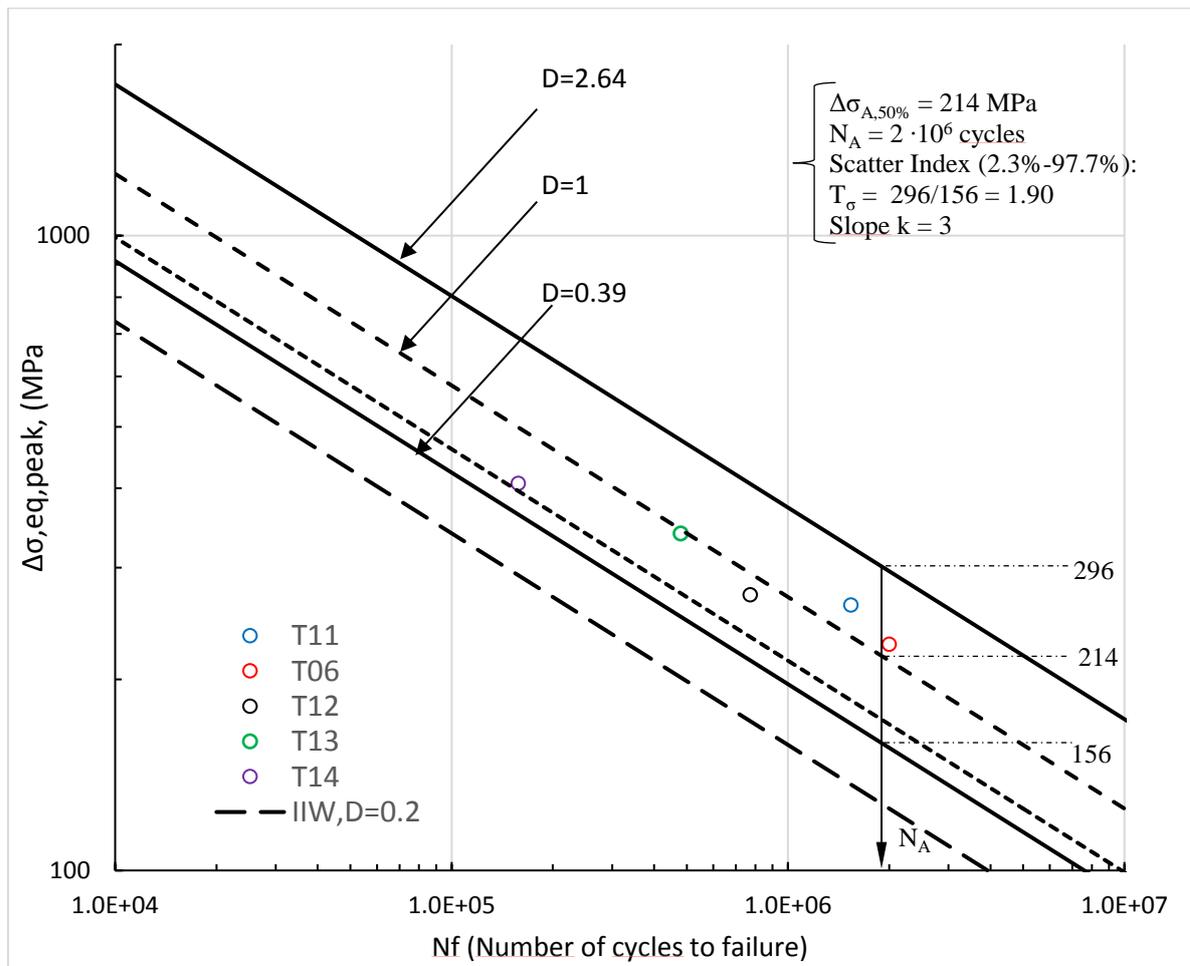


Figura 8-10: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti dalle prove in ampiezza variabile su giunti con irrigidimento trasversale, tradotti in tensione di picco equivalente di modo I, e la banda di progettazione del Peak Stress Method

Per quanto riguarda il giunto con irrigidimento inclinato, dalle analisi effettuate e di cui al capitolo 7, è risultata una sollecitazione a modo 1 e a modo 3 lungo il piede cordone di saldatura, che risulta anche il punto più critico. Il valore di  $\lambda$  è, in questo caso, pari a 1.52.

Siamo quindi in un caso di sollecitazione multiassiale, con modo 1 e modo 3, lo spettro di carico in tensione nominale, presentato al capitolo 5, sulle prove sperimentali, deve quindi essere tradotto in due spettri di carico, uno in termini di tensione di picco equivalente di modo 1 e uno in termini di tensioni di picco equivalente di modo 3. Si sfruttano quindi le Eq.8.1 ed Eq 8.3 per ottenere i due spettri.

E' quindi possibile, per ciascuno dei due spettri, ottenere la tensione di picco equivalente in ampiezza variabile per i due modi, modo 1 e modo 3 (Eq 8.4 ed Eq. 8.6), e sfruttarle per ottenere la tensione di picco equivalente in ampiezza variabile tramite Eq 8.7.

Si prosegue calcolando il biaxiality ratio secondo Eq. 8.8, i valori ottenuti sono sempre maggiori di zero, quindi la banda da considerare è quella di modo 3.

I risultati ottenuti per ciascuna delle prove sperimentali in ampiezza variabile sono quindi plottati insieme alla banda di modo 3, si riportano quindi di seguito.

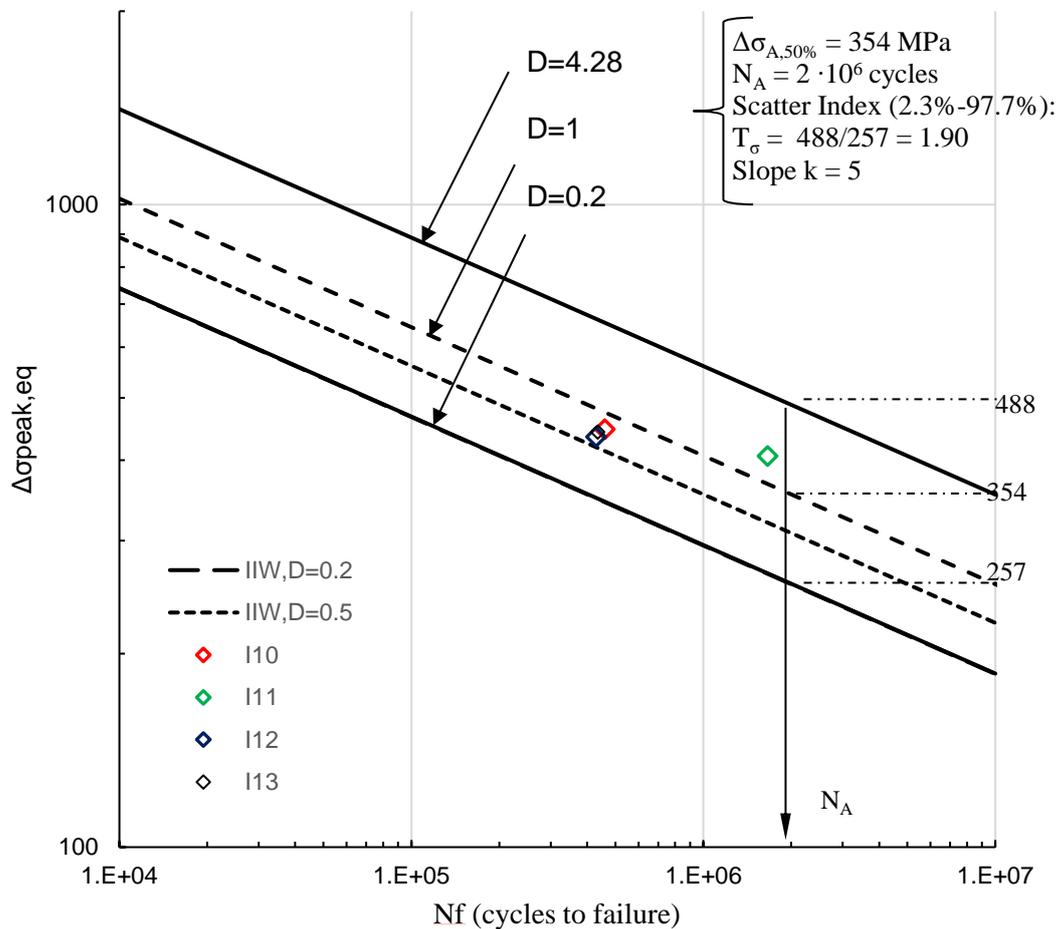


Figura 8-11: confronto tra i risultati sperimentali ottenuti dalle prove in ampiezza variabile su giunti con irrigidimento trasversale, tradotti in tensione di picco equivalente di modo 1 e modo 3, e la banda di progettazione del Peak Stress Method

Come si è notato, nella maggior parte dei casi i risultati si pongono all'interno della banda di progettazione del Peak Stress Method. Ci si interroga sul significato di questo fatto in termini di danneggiamento, ossia si va a calcolare il range di danneggiamento sperimentale che i dati devono aver riportato per essere inclusi nella banda di progettazione del Peak Stress Method.

Si consideri quindi la banda di modo 1, se, per ipotesi, avviene una rottura a 2 milioni di cicli, sulla retta al 50% il danneggiamento è unitario, e la tensione equivalente deve essere pari a 214 MPa.

Se la tensione equivalente con cui il componente è sollecitato è pari a 156 MPa, il numero di cicli per cui il componente si rompe per  $D=1$  è pari a:

$$N = \frac{214^3 2000000}{156^3} = 5162945 \quad \text{Eq. 8.9}$$

Il valore di 156 MPa è il valore di tensione che si ottiene per una probabilità di sopravvivenza del 97.7% a 2000000 cicli.

Quindi per ottenere il danneggiamento a rottura, ipotizzando che questa sia avvenuta per un numero di cicli pari a 2000000:

$$D = \frac{2000000}{5162945} = 0.38 \quad \text{Eq. 8.10}$$

Dove il danneggiamento viene calcolato come il rapporto tra il numero di cicli ottenuti sperimentalmente e il numero di cicli attesi, a rottura.

Se la tensione equivalente con cui il componente è sollecitato è pari a 296 MPa, il numero di cicli per cui il componente si rompe per  $D=1$  è pari a:

$$N = \frac{214^3 2000000}{296^3} = 755781 \quad \text{Eq. 8.11}$$

Il valore di 296 MPa è il valore di tensione che si ottiene per una probabilità di sopravvivenza del 2.3% a 2000000 cicli.

Quindi per ottenere il danneggiamento a rottura, ipotizzando che questa sia avvenuta per un numero di cicli pari a 2000000:

$$D = \frac{2000000}{755781} = 2.64 \quad \text{Eq. 8.12}$$

Per quanto riguarda invece la banda di modo 3, si consideri ancora una rottura a 2000000 cicli. Sulla retta al 50% di probabilità di sopravvivenza, per avere  $D=1$ , il componente deve essere sollecitato a 354 MPa.

Se il componente è sollecitato ad una tensione di 257 MPa, il numero di cicli per cui il componente si rompe ipotizzando danneggiamento unitario è dato da

$$N = \frac{354^5 2000000}{257^5} = 9917008 \quad \text{Eq. 8.13}$$

Questo valore di tensione è quello che prevede la retta al 97.7% di probabilità di sopravvivenza per un numero di cicli pari a 2000000. Per ottenere allora il danneggiamento a rottura sulla retta al 97.7% allora:

$$D = \frac{2000000}{9917008} = 0.2 \quad \text{Eq. 8.14}$$

Se la tensione equivalente invece è pari a 488 MPa, il numero di cicli per cui il componente si rompe, ipotizzando un danneggiamento unitario:

$$N = \frac{354^5 2000000}{488^5} = 401742 \quad \text{Eq. 8.15}$$

Il valore di 488 MPa coincide con la tensione che prevede la retta al 2.3% per 2000000 cicli. Per ottenere il danneggiamento corrispondente a questa retta allora si sfrutta la seguente:

$$D = \frac{2000000}{401742} = 4.28$$

Eq. 8.16

Per confronto, si riporta che da normativa [36] il danneggiamento minimo in cui è consigliato porsi per la progettazione di strutture saldate è di 0.5, nel caso invece in cui siano previste sollecitazioni con tensione media variabile, questo è pari a 0.2.

#### 8.8: riassunto dei risultati sperimentali

Si riassumono quindi di seguito i risultati ottenuti dalla rianalisi dei risultati sperimentali dei diversi autori, insieme alla banda corretta del Peak Stress Method per la banda di modo 1, per quanto riguarda la banda di modo 3 invece, dato che i soli risultati sono quelli ottenuti da Frenzo e analizzati al paragrafo 8.5., fa invece fede l'immagine riportata.

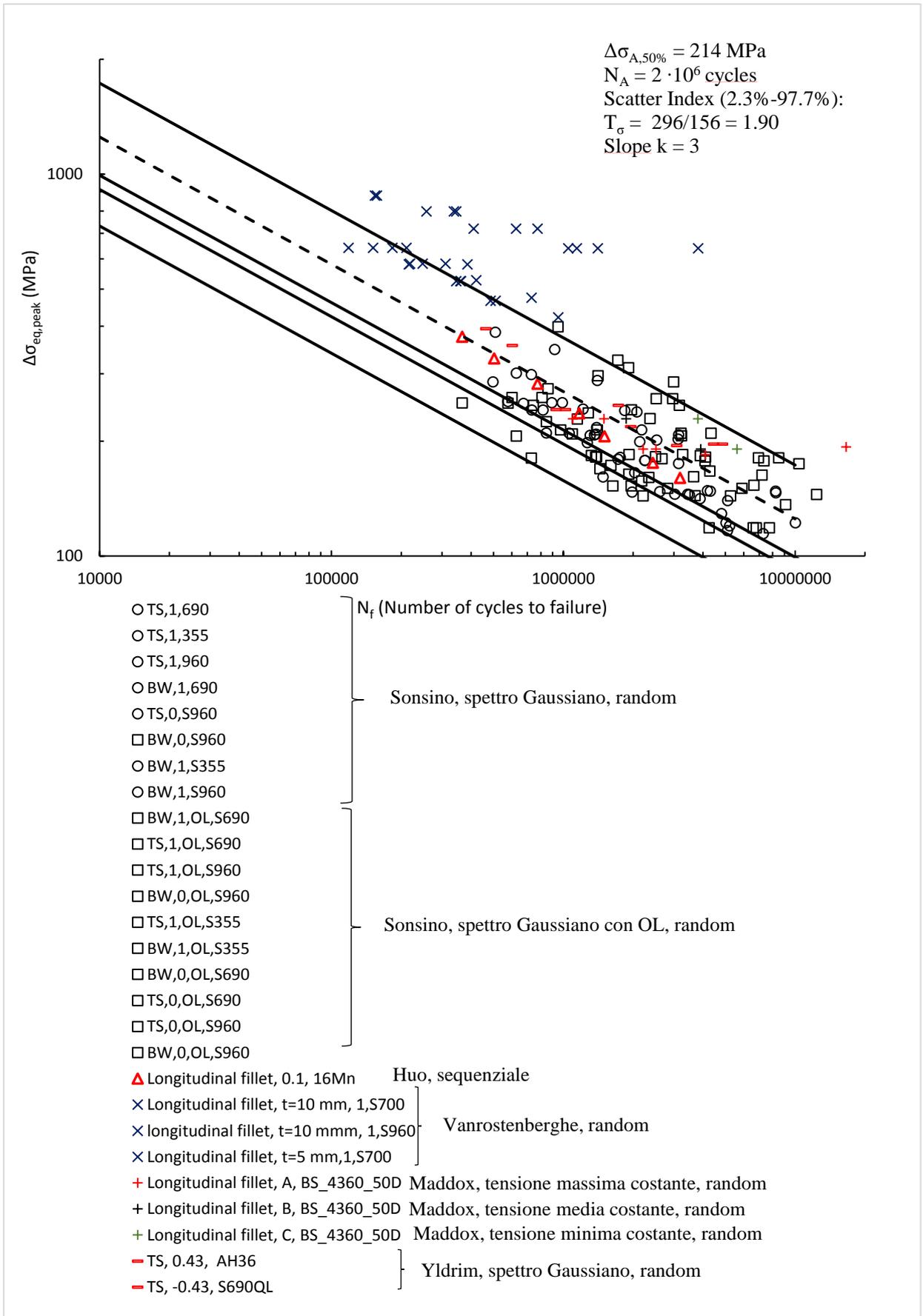


Figura 8-12: riassunto dei risultati sperimentali e confronto con la banda di modo 1 del Peak Stress Method

## Conclusioni

Nel presente lavoro si è considerata l'estensione del Peak Stress Method a giunti saldati soggetti a sollecitazioni ad ampiezza variabile. A questo scopo, si sono seguiti due percorsi paralleli, da un lato andando ad applicare il metodo a risultati sperimentali ottenuti dallo studio della letteratura, dall'altro effettuando prove sperimentali su giunti saldati e applicando il Peak Stress Method stesso ai risultati ottenuti.

Nel primo caso, una volta ottenuti i risultati numerici dallo studio della letteratura, si è per prima cosa passati per l'applicazione del metodo a risultati sperimentali in ampiezza costante, per tutti i casi sperimentali in ampiezza variabile ricavati. In altre parole, per ogni combinazione di geometria, materiale e tipo di sollecitazione per cui si sono rilevati risultati in ampiezza variabile in letteratura, si sono rilevati anche i risultati delle prove eseguite dagli autori in ampiezza costante. Il confronto tra questi risultati sperimentali e le bande di progettazione del Peak Stress Method ha permesso di valutare se l'applicazione del metodo e la realizzazione del modello agli elementi finiti fosse corretta, in quanto la validità del metodo in ampiezza costante è attestata in letteratura. Inoltre, l'applicazione del metodo in ampiezza costante è funzionale all'applicazione dello stesso in ampiezza variabile.

A questo punto si è passati all'applicazione del Peak Stress Method in ampiezza variabile ai dati sperimentali ottenuti da letteratura.

Questo prevede di considerare la sollecitazione in ampiezza variabile in termini di tensione di picco equivalente dei tre modi agenti su un intaglio a V, nel punto più critico per il componente (piede o radice cordone), quindi di passare da un singolo spettro di carico in tensione nominale a tre spettri in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, modo 2 e modo 3. E' quindi necessaria, in fase preliminare, l'analisi del componente tramite Peak Stress Method in ampiezza costante.

Si può quindi calcolare il danneggiamento a rottura, ottenuto quindi sperimentalmente nelle prove effettuate dai diversi autori, considerando la banda di progettazione del Peak Stress Method, piuttosto che una curva di Wohler in tensione nominale come viene previsto in tensione nominale appunto.

E' inoltre possibile calcolare la tensione equivalente in ampiezza variabile, ossia la tensione per cui in ampiezza costante si arriverebbe a rottura per lo stesso numero di cicli, con danneggiamento unitario.

Tramite questa quantità, che tiene conto della presenza di tre diversi modi di sollecitazione e, inoltre, di una sollecitazione variabile in ampiezza, i risultati possono quindi essere confrontati con la banda di progettazione del Peak Stress Method, così facendo è quindi possibile verificare se le previsioni del metodo siano corrette.

Si ottiene, così facendo, che i punti sperimentali si pongono all'interno della banda di modo 1, quando il danneggiamento ottenuto sperimentalmente si trova tra 0.4 e 2.64;

Per quanto riguarda invece la banda di progettazione di modo 3, il danneggiamento ottenuto sperimentalmente che permette di includere i risultati all'interno di quest'ultima è tra 0.2 e 4.5.

Da normativa [36], è consigliato un danneggiamento pari a 0.5, 0.2 nel caso in cui vi siano variazioni di tensione media nella sollecitazione.

Possiamo quindi affermare che, utilizzando la banda di modo 3 per la progettazione a fatica di giunti saldati, ci si pone in accordo con quanto suggerito da normativa, anche nel caso di sollecitazione con fluttuazioni di tensione media, quindi rapporto di ciclo pari a 0.

Nel caso della banda di modo 1 invece, i risultati sono meno conservativi rispetto a quanto prevederebbe la normativa stessa, quindi si adattano bene alla progettazione nel caso di sollecitazioni con tensione media mantenuta costante (ad esempio,  $R=-1$ ).

In altre parole, sfruttando il Peak Stress Method per la progettazione di componenti saldati, soggetti a sollecitazioni in ampiezza variabile, si ottiene quanto raccomandato anche da normativa.

Per quanto invece riguarda i risultati sperimentali delle prove effettuate in sede dei laboratori dell'università di Padova, si è sfruttato il metodo sia in ambito progettuale (per valutare il carico da assegnare nelle prove, si è infatti decisa la vita a fatica obiettivo, e sfruttate le curve di progettazione del Peak Stress Method per ottenere

i carichi da assegnare), questo sia in ampiezza costante che in ampiezza variabile; sia in seguito, confrontando i risultati ottenuti dalle prove sperimentali con le bande di progettazione. Anche in questo caso, si è per primo assegnato il Peak Stress Method in ampiezza costante, per determinare i carichi da assegnare durante le prove sperimentali in ampiezza costante appunto, e in seguito in ampiezza variabile, sfruttando i risultati ottenuti dell'applicazione in ampiezza costante per ottenere uno spettro di carico in termini di tensione di picco equivalente di modo 1, e quando presente, di modo 3.

A tale proposito, si sono testate due diverse geometrie di giunti saldati, giunti con irrigidimento trasversale e giunti con irrigidimento inclinato a 45°. Nel primo caso, a piede cordone, per una sollecitazione di trazione, è presente solo modo 1, quindi i risultati sono compatibili con la banda di modo 1 del Peak Stress Method, nel secondo caso invece a piede cordone sono presenti modo 1 e modo 3; la banda da considerare è quindi quella di modo 3.

Questo ha permesso quindi di ottenere sia risultati in ambito monoassiale che multiassiale.

In entrambi i casi, i risultati sperimentali sono risultati in accordo con le bande di progettazione del Peak Stress Method, hanno quindi presentato un danneggiamento a rottura tra valori di 0.4 e 2.64 per i giunti con irrigidimento trasversale (banda di modo 1), e 0.2 e 4.5 per i giunti con irrigidimento inclinato (banda di modo 3).

Nel lavoro presente, in ambito di sollecitazioni in ampiezza variabile, si sono assegnate solo spettri in modalità "descending, descending", ossia assegnando lo spettro di carico sempre nella stessa modalità, partendo dal carico massimo e scendendo al valore minimo. Per eventuali sviluppi futuri, sarebbe interessante valutare i risultati che si ottengono applicando lo spettro in modalità ascendente, discendente, oppure random; questo permetterebbe di eliminare l'effetto sequenza e avere un'idea più precisa del comportamento dei componenti quando soggetti a carichi ad ampiezza variabile durante la vita in esercizio. Inoltre, permetterebbe di avere un numero maggiore di dati da poter confrontare con le bande di progettazione di modo 1 e di modo 3 del Peak Stress Method.

## Bibliografia

- [1] European Committee for Standardization (1992) Eurocode 3. Design of steel structures. Part 1–1: General rules and rules for buildings, ENV 1993–1
- [2] G. Meneghetti, C. Guzzella and B. Atzori, The peak stress method combined with 3D finite element models for fatigue assessment of toe and root cracking in steel welded joints subjected to axial or bending loading, *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 2014;
- [3] Lazzarin, P. and Tovo, R. (1998) A notch intensity factor approach to the stress analysis of welds, *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 1998;
- [4] G. Meneghetti, A. Campagnolo, *Progettazione a fatica di componenti meccanici indeboliti da intagli a V a spigolo vivo- applicazione ai giunti saldati*, 2017
- [5] Livieri, P. and Lazzarin, P. Fatigue strength of steel and aluminium welded joints based on generalised stress intensity factors and local strain energy values. *Int J Fract* 2005;
- [6] Meneghetti G, Campagnolo A. State-of-the-art-review of peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints. *Int J Fatigue* 2020;139
- [7] Meneghetti G, Lazzarin P. Significance of the elastic peak stress evaluated by FE analyses at the point of singularity of sharp V-notched components., 2007, *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 2007;
- [8] Meneghetti G, Guzzella C The peak stress method to estimate the mode I notch stress intensity factor in welded joints using three-dimensional finite element models. (2014) *Eng Fract Mech* 2014;
- [9] Gandhi P, Berge S. Fatigue behaviour of T-joints: square chords and circular braces.
- [10] The Peak Stress Method combined with 3D finite element models to assess the fatigue strength of complex welded structures Alberto Campagnolo, Ilaria Roveda, Giovanni Meneghetti, 2019
- [11] Meneghetti G et al. Multiaxial fatigue strength assessment of welded joints using the Peak Stress Method – Part II: Application to structural steel joints. *Int J Fatigue* (2017)
- [12] Razmjoo G. Fatigue of load-carrying fillet welded joints under multiaxial loadings. In: Abington, editor. TWI REF. 7309.02/96/909, Cambridge, UK.
- [13] Sonsino CM, Lagoda T, Demofonti G. Damage accumulation under variable amplitude loading of welded medium- and high-strength steels, *Int J Fatigue*, 2004
- [14] Sonsino CM, Kaufmann H, Demofonti G, Riscifuli S, Sedlacek G, Müller C, Hanus F, Wegmann HG. High-strength steels in welded state for light-weight constructions under high and variable stress peaks, ECSC Steel Research Programme. Centro Sviluppo Materiali (CSM), Rome, Fraunhofer-Institute for Structural Durability (LBF), Darmstadt, European Commission, Luxembourg, Report No. 19989, 2001.
- [15] Y.-H. Zhang, S.J. Maddox. Investigation of fatigue damage to welded joints under variable amplitude loading spectra, *Int J Fatigue*, 31 (1) (2009)
- [16] Gurney TR. Cumulative damage of welded joints. Woodhead Publishing; 2006.
- [17] Zitounis V, Irving PE. Fatigue crack acceleration effects during tensile underloads in 7010 and 8090 aluminium alloy. *Int J Fatigue* 2007
- [18] Nykänen T, Björk T. A new proposal for assessment of the fatigue strength of steel butt-welded joints improved by peening (HFMI) under constant amplitude tensile loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 2016
- [19] T. Nykänen, H. Mettänen, T. Björk, A. Ahola, Fatigue assessment of welded joints under variable amplitude loading using a novel notch stress approach, 2017

- [20] Marquis G, Nykänen T, Björk T. Fatigue crack patterns in ultrasonic peened welded structures during constant and variable amplitude loading. In: International conference on “Crack Paths” (CP 2009), Vicenza, Italy; September 2009.
- [21] Vanrostenberghe S, Clarin M, Shin Y, Droesbeke B, van der Mee V, Doré M. FATWELDHSS – improving the fatigue life of high strength steel welded structures by post weld treatments and specific filler material. RFCS grant agreement RFS-CT-2010-00032 Final Report; 2015
- [22] Huo L, Wang D, Zhang Y. Investigation of the fatigue behaviour of the welded joints treated by TIG dressing and ultrasonic peening under variable amplitude load. *Int J Fatigue* 2005;27:95–101
- [23] S.H.J. Van Es et al, TIG-dressing of high strength steel butt welded connections – Part 1: weld toe geometry and local hardness, *Procedia Engineering*, 66, 2013
- [24] Leitner M, Gerstbrein S, Ottersböck MJ, Stoschka M. Fatigue strength of HFMI treated high strength steel joints under constant and variable amplitude block loading. In: 3rd International conference on material and component performance. *Procedia Engineering*
- [25] Frenzo F, Marulo G, Chiocca A, Bertini L. Fatigue life assessment of welded joints under sequences of bending and torsion loading blocks of different lengths. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2020;43:1290–1304.
- [26] Bertini L, Cera A, Frenzo F. Experimental investigation of the fatigue resistance of pipe-to-plate welded connections under bending, torsion and mixed mode loading. *Int J Fatigue*. 2014; 68:178-185.
- [27] Y.C. Lin, C.P. Chou, Error induced by local yielding around hole in hole drilling method for measuring residual stress of materials, *Materials Science and Technology*,
- [28] P.J. Withers & H.K.D.H. Bhadeshia (2001), Residual Stress. Part 1- Measurement Techniques, *Materials Science and Technology*, 17:4, 355-365
- [29] Seifi Rahman, Davood Salimi-Majd, Effects of plasticity on residual stresses measurement by hole drilling method, *Mechanics of Materials* (2012)
- [30] Maddox SJ. Influence of tensile residual stresses on the fatigue behaviour of welded joints in steel. In: Residual stress effects in fatigue. *ASTM STP 1982;776:63–96*.
- [31] Bogren J, Martinez LL. Spectrum fatigue testing and residual stress measurements on non-load carrying fillet welded test specimens. In: Blom AF, editor. *Fatigue under spectrum loading and in corrosive environments*, EMAS; 1993. p. 77–90.
- [32] Ohta A, Suzuki N, Maeda Y. (2003) Shift of S-N curves with stress-ratio. IIW-Document XIII-1922-02. International Institute of Welding. *Welding in the World*, 47.
- [33] Anthes RJ, Köttgen VB, Seeger T. Kerbformzahlen von Stumpfstoßen und Doppel-T-Stoßen. *Schweißen und Schneiden* 1993;45(Heft 12):685–8.
- [34] Maddox SJ. Improving the fatigue strength of plates with welded longitudinal attachments by toe grinding. IIW document XIII-2156-07, 2007.
- [35] Atzori B., appunti di costruzione di macchine, edizioni libreria Cortina, Padova, 2005
- [36] A.F. Hobbacher, Recommendations for fatigue design of welded joints and components, Second Edition, International Institute of welding, 2014
- [37] Giovanni Meneghetti, Alberto Campagnolo, Alberto Visentin, Automated fatigue strength assessment of arc-welded structures according to the Peak Stress Method
- [38] G. Meneghetti, M. Saraceni, D. Cortivo, Utilizzo della centralina IMC-CRONOS PL2
- [39] C.M. Sonsino, Fatigue testing under variable amplitude loading, Fraunhofer-Institute for Structural Durability and System Reliability LBF, Darmstadt, Germany, 2006

[40] Halid Can Yıldırım<sup>a,\*</sup>, Heikki Remes<sup>b</sup>, Alain Nussbaumer<sup>c</sup> Fatigue properties of as-welded and post-weld-treated high-strength steel joints: The influence of constant and variable amplitude loads

## A. Appendice A: Dati rilevati da letteratura

### A.1 Sonsino [13], [14]

Prova	CA	
Materiale	S355	
Geometria	BW	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	238.4313	85617.45
	188.09	180124.5
	140.7555	289231.8
	126.972	452286.1
	97.8664	939317.3
	96.0497	1231704
	88.6959	1335241
	80.10121	3840320
	73.09714	2293487
	69.0805	6598589
	65.4413	7458291
	80.8324	5175539

Tabella A-1: tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S355	
Geometria	TS	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	201.2112	48121.13
	156.9798	94929.23
	102.242	354068
	79.16878	660027.7
	79.16878	728773.1
	59.03969	2568564
	59.48548	4040172

Tabella A-2 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S690	
Geometria	BW	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	327.5665	80568.47
	267.4167	88984.8
	232.6105	103286.1
	157.5192	340291
	128.5945	617667.6
	127.4652	998427.8
	89.56841	1.61E+06
	90.45158	2833996
	64.45158	9032838
	59.16296	8315059
	59.16296	6816538

Tabella A -A-3 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S690	
Geometria	TS	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	453.5476	11929.22
	353.5168	25371.18
	260.4862	60880.61
	168.8388	150499.1
	168.8012	185956.4
	108.4676	854126.1
	89.41909	1872695
	89.39916	2313899
	81.21195	2112573
	77.38548	2532127
	59.0742	1.00E+07
	64.23544	1.05E+07

Tabella A-4 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S690	
Geometria	BW	
R	0	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	236.8787	55759.62
	194.5691	272414.6
	122.9903	391837.3
	100.4692	1677286
	85.0754	3646585
	59.6554	1.72E+07

Tabella A-5 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S690	
Geometria	TS	
R	0	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	352.1746	12690.35
	259.5076	42561.78
	192.8813	127118.3
	125.7538	546827.3
	95.99613	2312162

Tabella A-6 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S960	
Geometria	BW	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	268.4895	75184.91
	198.0976	264648.7
	168.9102	442354.4
	156.3849	626728.9
	144.0145	669769.3
	137.8803	917219.9
	124.7651	1013144
	119.0098	1157077
	108.7408	2440491
	108.5601	3883075
	99.86555	4079966
	94.02231	7537412
	64.9121	4591012

Tabella A-7 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S960	
Geometria	TS	
R	-1	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	460.1355	12756.36
	374.8395	19532.1
	296.9248	37006.84
	242.9897	63031.77
	190.5561	92205.69
	151.8202	247898.1
	144.9939	960237.9
	140.8782	357160.5
	118.9546	476885.5
	97.27555	1188201
	94.005	2118318
	70.7041	4817474
	68.79012	4817474

Tabella A-8 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S960	
Geometria	BW	
R	0	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	340.156	51521.31
	279.1012	103286.1
	238.8913	514807.9
	236.5176	236391.2
	184.2274	778824.9
	160.4019	2652358
	128.4745	2652358
	109.7639	6070457
	85.87986	7404962
	90.61911	7528607
	100.5296	1.05E+07

Tabella A-9 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	CA	
Materiale	S960	
Geometria	BW	
R	0	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	389.52	8810.362
	490.03	5924.168
	237.98	43011.85
	144.5	196396.1
	122.623	420121.8
	90.427	840856.3
	88.6025	1681946

Tabella A-10 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S355	
Geometria	BW	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	285.1898	731907.8
	285.1898	817366.3
	233.601	1271329
	236.9543	1722458
	195.4791	2606152
	167.1132	3889160
	164.7482	5125740
Spettro	Gaussiano con Overload	
	287.2295	367032.5
	283.1646	742081.2
	196.8771	1607583
	163.5783	5269224
	163.5783	2208307
	192.7127	1439505

Tabella A-11 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S355	
Geometria	TS	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	237.0494	674065.6
	198.0818	1060927
	196.6536	1388331
	168.0712	2247690
	137.2963	3027858
	137.3135	3439219
	107.2817	7288472
Spettro	Gaussiano con Overload	
	237.0925	810242.6
	195.1158	974598.3
	168.0454	1923613
	137.2867	2820979
	108.0789	6600776
	237.0494	674065.6

Tabella A-12 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S355	
Geometria	BW	
R	0	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	698.6378	19911.65
	305.437	224102.4
	230.5786	204299.8
	236.2028	273842
	201.1463	491999.1

Tabella A-13 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S355	
Geometria	TS	
Spettro	Gaussiano	
R	0	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	1328.445	10419.75
	1095.51	18152.17
	889.0197	33119.92
	594.9482	79760.1
	475.1132	245824.4
	445.5413	207474.3

Tabella A-14 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S690	
Geometria	BW	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	266.482	897152.6
	188.9396	2084657
	185.607	2500993
	156.9106	5442861
	154.146	6422637
	188.6828	6755368
	156.8085	9557554
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	283.3168	1150409
	259.4852	1094260
	225.3723	1378968
	202.7273	1919558
	199.1478	2341375
	225.0875	4113484

Tabella A-15 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S690	
Geometria	TS	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	363.8774	509566.9
	327.6802	919357.5
	272.4117	1403795
	270.1732	1761678
	226.5013	1842322
	224.6651	2079497
	189.8342	2530275
	191.3185	3127815
	162.937	4296050
	156.4888	5814582
Spettro	Gaussiano con overload	
	sigma	N
	302.5858	601496.3
	292.7804	1404176
	243.2896	3276130
	177.8892	5906141
	161.5362	7753714

Tabella A-16 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S690	
Geometria	BW	
R	0	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	256.8095	1157217
	256.8095	1157217
	221.3955	2392758
	194.2622	3861644
	166.1702	3733698
	166.0887	5737442
	135.9396	1.04E+07
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	320.4265	2516223
	320.4265	2966197
	259.9974	3220516
	220.3524	7331279
	224.2234	8501303
	190.0333	6642158

Tabella A-17 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S690	
Geometria	TS	
R	0	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	329.9497	541669.8
	296.9943	766030.1
	291.6676	1321376
	260.2276	2029564
	189.8034	5198523
	224.1954	3221580
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	362.9943	950373.3
	296.718	1721376
	226.1668	3168899
	191.5087	4334692
	159.2503	1.04E+07

Tabella A-18 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S960	
Geometria	BW	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	363.8774	509566.9
	327.6802	919357.5
	272.4117	1403795
	270.1732	1761678
	226.5013	1842322
	224.6651	2079497
	189.8342	2530275
	191.3185	3127815
	162.937	4296050
	156.4888	5814582
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	302.5858	601496.3
	292.7804	1404176
	243.2896	3276130
	177.8892	5906141
	161.5362	7753714

Tabella A-19 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S960	
Geometria	TS	
R	-1	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	269.5711	846448.8
	325.7517	577408.3
	387.113	626910.6
	383.8538	727928
	279.1906	1392392
	274.5558	2179687
	189.6308	4310985
	189.7701	8235069
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	227.2561	3899432
	199.6641	3650964
	223.2731	2662327
	284.2193	2.37E+06
	201.5491	7209372
	169.6622	9101574
	340.2596	859771.9
	293.9903	1281238

Tabella A-20 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S960	
Geometria	BW	
R	0	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	288.9986	1469596
	322.8308	1375604
	265.4066	2799419
	231.5993	5332586
	233.58	6946344
	202.0984	6395515
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	386.048	1914328
	354.5335	2990698
	357.5656	3707341
	325.5917	4093732
	291.4702	6946344

Tabella A-21 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

Prova	VA	
Materiale	S960	
Geometria	TS	
R	0	
Spettro	Gaussiano	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	269.5309	498037
	229.1486	1217918
	152.0667	1485660
	156.0142	2034996
	188.272	2138646
	121.779	4814336
Spettro	Gaussiano con overload	
	$\sigma_a$ (MPa)	N
	269.5309	1413657
	219.5669	1968702
	188.272	3235441
	152.0667	4287399
	132.6395	1.24E+07

Tabella A-22 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Sonsino [14]

## A.2 Maddox [15]

CA		
Materiale	BS 4360 Grade 50D	
Geometria	F	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	90	1378500
	120	546600
	65	3271600
	140	360400
	240	60100
	65	3866500

Tabella A-23 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Maddox [15]

CA		
Materiale	BS 4360 Grade 50B	
Geometria	G	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	80	736000
	120	237000
	55	2240000
	65	1350000
	280	26500

Tabella A-24 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Maddox [15]

Carico	VA					
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset					
Materiale	BS 4360 Grade 50D					
Spettro	A		B		C	
pi	$\Delta\sigma$ (MPa)	N	$\Delta\sigma$ (MPa)	N	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
0.25	210	1100000	210	1870000	210	3810000
0.25	210	1500000				
0.2	210	2210000	210	5620000	210	3920000
0.2	210	2510000				
0.15	210	4100000				
0.1	210	16600000				

Tabella A-25 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Maddox [15]

Carico	VA					
Geometria	Longitudinal load-carrying weld (Continuous manual longitudinal fillet)					
Materiale	BS 4360 Grade 50B					
Spettro	A		B		C	
pi	$\Delta\sigma$ (MPa)	N	$\Delta\sigma$ (MPa)	N	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
0.15	210	1370000				
0.1	210	3160000	210	5710000	210	31200000
0.06	210	11300000				
0.04	210	36600000				

Tabella A-26 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Maddox [15]

### A.3 Marquis ]

Carico	CA	
Materiale	S700	
R	0,1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	301.5143	39872.65
	249.5643	64153.2
	199.8377	108433.7
	191.5496	174307.6
	162.3517	309332.1
	163.1357	364300.8
	150.4957	258508.2
	124.6055	774459.9
	100.2467	1206170
	90.78677	2104920

Tabella A-27 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	CA	
Materiale	S700	
R	-1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	156.2949	230483.6
	154.8352	271464.5
	145.6249	408786.3
	154.9107	701115.9
	114.9548	586721.9
	102.6303	869460.3
	103.6109	943514.1
	97.06503	6721990

Tabella A-28 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	CA	
Materiale	S700	
R	-1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	608.6599	34478.58
	400.2468	600697.9
	404.4109	775047.1
	404.4109	1115401
	400.2468	1313945

Tabella A-29 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	CA	
Materiale	S700	
R	0.1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	400.1632	21700.81
	400.1834	23934.76
	402.2165	44516.31
	268.9184	291869.2
	272.7943	332573.8
	280.684	349211.9
	272.8196	398017.3
	251.6676	404769.6
	252.8972	517104
	233.2642	425290.4
	233.2741	461473.2
	143.2276	5022263
	235.5274	579978.4
	240.049	609029.1
	234.4414	740980.9
	252.9717	915807.3
	198.5193	552825.4
	198.5644	859165.3
	201.4399	1115614
	198.6029	1250826
	199.5631	1448818
	197.7005	1821082
	161.974	2146739
	150.127	2183095
	142.5024	2656545
	161.9945	2742597
	163.5482	3024753
	162.7846	3446989
	162.0354	4476383
	162.0477	5185096

Tabella A-30 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	VA	
Materiale	S700	
R	-1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	469.8942	22684.61
	362.7651	84120.38
	255.1503	964250.2

Tabella A-31 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	CA	
Materiale	S960	
R	-1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	440.5449	216880.9
	464.3705	515191.1
	399.1942	1967566
	311.8964	2397117

Tabella A-32 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [20]

Carico	VA	
Materiale	S960	
R	-1	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	278.3686	3667648
	250.6844	2038665
	193.0936	2483955
	189.5218	4620582
	162.8723	9802551
	129.0996	1.60E+07
	132.2442	3.03E+07

Tabella A-33 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Marquis [2]

#### A.4 Huo []

Carico	CA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	198	329000
	180	463000
	162	549000
	144	963000
	144	1085000
	131	1207000
	131	1318000
	117	1782000
	108	2897000

Tabella A-34 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

Carico	CA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	Tig D	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	252	397000
	225	724000
	198	818000
	185	1188000
	171	1410000
	153	2293000

Tabella A-35 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

Carico	CA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	207	2943000
	216	1347000
	225	763000
	225	696000
	234	484000
	243	297000

Tabella A-36 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

Carico	VA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	247	367000
	220	503000
	193	774000
	166	1173000
	148	1508000
	130	2437000
	121	3193000

Tabella A-37 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

Carico	VA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	Tig D	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	279	407000
	252	884000
	225	634000
	207	849000
	189	1641000
	171	2169000

Tabella A-38 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

Carico	VA	
Materiale	16Mn	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset	
Trattamento	UPT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	252	197000
	243	348000
	243	301000
	234	596000
	225	1074000
	225	1345000
	216	2458000

Tabella A-39 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Huo [22]

#### A.4 Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset, t=5 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	352.2401	14556.11
	399.4996	14925.1
	201.4619	57386.28
	178.0592	131493.5
	117.0805	370577.5
	119.4591	443254
	78.57716	977722.8
	78.58917	881445.3
	349.8968	16243.5
	252.1885	42860.31
	203.4911	64257.94
	77.76551	1115601
	80.17245	1180544
	117.126	284630.7
	121.9861	304055.8
	200.4358	63018.47
	303.0639	33239.25

Tabella A-40 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	50306.15	247.0433
	55787.31	203.5335
	92798.07	201.3192
	315821.5	151.0799
	941710.1	89.71036
	881592.6	89.71909

Tabella A-41 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S690	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	356.5294	48012.94
	249.4206	76156.72
	70.10881	3691762
	205.375	124287
	249.275	113136.9
	302.8871	49379.56
	254.5197	83684.88
	125.5888	817918.6
	90.55601	1626683
	157.4134	320923.4

Tabella A-42 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	346.2489	19798.03
	195.286	84449.02
	67.37739	1855410
	246.8957	75441.42
	345.9795	33559.59
	346.4029	14643.79
	90.67566	664493.4
	49.62682	2018864

Tabella A-43 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	299.9835	33871.25
	252.1324	49835.58
	197.2639	91063.06
	87.01345	915423.8
	69.44446	2348419
	90.56986	1466502
	148.0407	304130.1
	199.1289	154362.8
	249.3547	91089.99
	345.9074	38655.21

Tabella A-44 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S690	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	349.1965	17330.31
	353.84	33857.09
	350.3229	105417.1
	246.9589	91677.8
	249.4383	299048.2
	89.14735	1132161
	149.8667	772930
	198.2349	337521.8
	70.84764	3624927
	200.2251	
	149.8667	1041167
	122.7261	2318618
	251.9426	158784.7
	145.442	2016426
	202.2352	207998.1
	129.0117	595569.8
	402.9082	32619.48
	270.1906	164809.1

Tabella A-45 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	415.9562	32619.48
	344.1886	36474.94
	347.6366	40033.72
	347.6366	50524.73
	344.1886	85097.96
	240.4099	85893.89
	250.1891	85893.89
	247.7076	148767.1
	202.9361	135542.5
	247.7076	118979.4
	270.957	160269.8
	198.9305	200395
	198.9305	228291.9
	195.0039	301845.3
	202.9361	331295.6
	148.991	422023.8
	196.9574	590050.9
	129.5848	590050.9
	150.4836	802255.4
	129.5848	948612.8
	147.5133	1442214
	146.0502	1642984
	124.5197	1770021
	91.41953	1231109
	153.5137	1820153
	347.6366	73321.13
	354.6366	78258.41

Tabella A-46 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	349.525	15070.85
	199.5262	598863.6
	243.7567	51109.55
	251.1886	23357.22
	256.2687	29213.73
	146.2909	440275.7
	201.5338	235759.7

Tabella A-47 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	248.6865	33912.86
	335.8048	27368.25
	349.525	100000
	303.8146	156434.3
	246.2092	3520130
	152.268	2030918
	197.5387	86143.53
	248.6865	861435.3
	280.431	57159.05
	402.1127	33598.18
	342.5963	74207.08
	236.5446	153544.7
	214.0104	190262.1
	277.6376	902538.2
	256.2687	1398779
	274.872	5110955
	274.872	3828212
	199.5262	2976352

Tabella A-48 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S690	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	342.5963	136020.1
	248.6865	181597.3
	197.5387	300422.7
	346.0433	487819.4
	222.7543	2401966
	248.6865	4202249
	353.0418	225022.9
	251.1886	317705.2
	390.2154	99072.11
	346.0433	192044
	149.2496	520713.9
	251.1886	233572.1
	124.6385	1077429
	238.9246	1372941
	353.0418	74902.09
	283.2526	57694.39
	398.1072	33286.43

Tabella A-49 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrosenberghe [21]

Carico	CA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	349.525	19565.82
	297.792	29487.34
	339.1836	54555.95
	256.2687	69519.28
	199.5262	163898.5
	127.1592	1310415
	153.8001	1347580
	92.30334	1564343

Tabella A-50 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrosenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	560	951931
	630	730290
	700	421844
	770	386495
	770	215591

Tabella A-51 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	560	485974
	560	510776
	630	362292
	630	345533
	630	359435
	700	218619
	700	247532
	700	310777
	770	118619
	770	151427
	770	183407
	770	210777

Tabella A-52 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	AW	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	766	1052327
	766	1144814
	766	3814908
	766	1410777
	864	410776
	864	774069
	864	625930
	960	346031
	960	337843
	960	257159
	1056	157162
	1056	154189

Tabella A-53 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	770	510776
	840	410792
	840	352560
	910	221320
	910	248689

Tabella A-54 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	770	1214582
	770	1256536
	840	710800
	840	311700
	910	165214
	910	279997
	910	537600

Tabella A-55 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S690	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	759	2210776
	759	861972
	828	1871000
	828	522900
	828	326692
	897	221552

Tabella A-56 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	864	1417410
	960	210780
	960	215506
	1056	248732
	1056	241050

Tabella A-57 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	LTT	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	864	2448792
	864	2122863
	960	440345
	960	497769
	1056	1196259
	1056	514982
	1152	402140

Tabella A-58 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	770	751607
	770	1813968
	840	1396707
	840	1345144
	910	814838
	910	513856

Tabella A-59 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S700	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	770	830290
	770	1035098
	840	410777
	840	285995
	910	226932
	910	331495

Tabella A-60 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S690	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	483	10000000
	690	10000000
	828	784369
	828	3389205
	897	847008

Tabella A-61 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrostenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=5 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	691	3105397
	864	1918619
	960	965264
	960	1940776
	1056	282412
	1152	380776

Tabella A-62 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrosenberghe [21]

Carico	VA	
Materiale	S960	
Geometria	Longitudinal welded fillet gusset , t=10 mm	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	1056	3148731
	1056	2810777
	1152	910777
	1152	1710776
	1248	1380510
	1248	414582

Tabella A-63 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Vanrosenberghe [21]

#### A.6:Leitner [24]

Carico	CA	
Materiale	S355	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	233.262	2251928
	235.7409	4497970
	256.4638	2123162
	256.4638	3159287
	259.037	1426847
	276.3119	634998.4
	282.196	278468
	300.7317	247532.8
	320.4562	93693.02
	320.4563	115134.8
	323.8735	143581.6
	345.1025	85772.96

Tabella A-64 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

Carico	CA	
Materiale	S690	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	276.7003	700841.3
	293.8481	533459.5
	356.4604	633942.9
	359.3351	455502.3
	385.1407	252718.5
	414.1852	197946
	427.6076	123167.8
	431.3713	228579.1
	450.1901	171467.1

Tabella A-65 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

Carico	CA	
Materiale	S960	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	212.8537	6060168
	236.8658	5911813
	254.3601	2392412
	298.1217	597109.6
	320.6559	675886.6
	338.2613	253920.2
	363.0421	247704.2
	382.6891	283880.2
	404.0446	232821.7
	426.2542	195738.2
	445.047	260292.2
	465.5482	154674.2
	491.7299	188594.8

Tabella A-66 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

Carico	VA	
Materiale	S355	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	402.3442	85772.96
	373.606	93693.02
	373.606	115134.8
	377.5822	143581.6
	350.6126	247532.8
	329.0345	278468
	322.141	634998.4
	302.3151	1426847
	271.946	2251928
	299.1314	2123162
	299.1314	3159287
	274.8403	4497970
	247.2313	5.10E+07

Tabella A-67 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

Carico	VA	
Materiale	S690	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	497.6183	123167.8
	523.899	171467.1
	502.4359	228579.1
	482.1001	197946
	448.2076	252718.5
	371.615	455502.3
	341.9601	533459.5
	345.4542	633942.9
	298.7278	700841.3
	273.5447	5.01E+07

Tabella A-68 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

Carico	VA	
Materiale	S960	
R	0,1	
Geometria	Transverse Stiffener	
Trattamento	HFMI	
	$\Delta\sigma$ (MPa)	N
	545.6874	154674.2
	575.645	188594.8
	499.1823	195738.2
	521.9171	260292.2
	473.204	232821.7
	448.5776	283880.2
	395.9852	253920.2
	425.2327	247704.2
	349.5589	597109.6
	375.3774	675886.6
	297.7747	2392412
	277.2937	5911813
	249.183	6060168
	234.1203	5.04E+07

Tabella A-69 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Leitner [24]

#### A.7: Frendo [25]

Carico	CA	
Materiale	S355	
Geometria	tubo su flangia	
Trattamento	AW	
Sollecitazione	Torsione	
	N	$\sigma_a$ (MPa)
	265793.8	97.18781
	196720.7	83.91478
	425730.7	90.38892
	495060.1	84.58783
	714563.8	93.51714
	626624.5	78.122
	1032565	69.81574
	1145599	63.1925
	1490938	68.01788
	1608100	61.15435
	1959984	58.77739

Tabella A-70 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Frendo [25]

Carico	CA	
Materiale	S355	
Geometria	tubo su flangia	
Trattamento	AW	
Sollecitazione	Flessione	
	N	$\sigma_a$ (MPa)
	91032.63	111.2375
	189864.8	101.5307
	195546.2	82.01273
	221047.3	79.88063
	367825.1	70.9429
	774065.8	70.15337
	1288402	59.46024
	1161660	59.04699
	1988712	51.06306

Tabella A-71 tensione applicata e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Frenco [25]

Carico	VA
Materiale	S355
Geometria	tubo su flangia
Trattamento	AW
Carico	Torsione+flessione
Spettro	N
B1	2070000
	1510000
	2220000
B2	2060000
	950000
	1590000
T1	1500000
	930000
	1760000
T2	2370000
	1320000
S	1150000
	1570000
	670000
	590000
M	1590000
	1230000
	1410000
	910000
L	1130000
	1370000
	1840000

Tabella A-72 tipo di spettro e numero di cicli ottenuti per le prove effettuate da Frenco [25]

## Appendice B: Tabella riassuntiva dei dati sperimentali raccolti

## Appendice C. Codici APDL utilizzati

/prep7

!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp

CSKP,11,1,33,31,76

CSKP,12,1,34,31,77

I=1

I\_INI=1

I\_FINI=6

STEP\_N=6

STEP\_INC=(I\_FINI-I\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,I,I\_INI,I\_FINI,STEP\_INC

O=35+I

Y=77+I

S=12+I

CSKP,S,1,O,31,Y

\*ENDDO

CSKP,19,1,42,31,85

CSKP,20,1,43,31,86

J=1

J\_INI=1

J\_FINI=10

STEP\_N=10

STEP\_INC=(J\_FINI-J\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,J,J\_INI,J\_FINI,STEP\_INC

O=44+J

Y=86+J

S=20+J

CSKP,S,1,O,31,Y

\*ENDDO

K=1

K\_INI=1

K\_FINI=2

STEP\_N=2

STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC

O=54+K

Y=97+K

S=30+K

CSKP,S,1,O,31,Y

\*ENDDO

L=1

L\_INI=1

L\_FINI=6

STEP\_N=6

STEP\_INC=(L\_FINI-L\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,L,L\_INI,L\_FINI,STEP\_INC

O=57+L

Y=99+L

S=32+L

CSKP,S,1,O,31,Y

```

*ENDDO
CSKP,39,1,64,31,107
CSKP,40,1,65,31,108
M=1
M_INI=1
M_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(M_FINI-M_INI)/(STEP_N-1)
*DO,M,M_INI,M_FINI,STEP_INC
O=66+M
Y=108+M
S=40+M
CSKP,S,1,O,31,Y
*ENDDO
CSKP,48,1,16,31,74

```

*Codice C- 1: sistemi di riferimento per modello di giunto A, elemento SOLID285*

```

PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=36
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=10+L
N=7277+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
!!ultimo nodo non segue la stessa numerazione degli altri,
!per cui il risultato viene prelevato a parte al di fuori del ciclo DO
ALLSEL,ALL
RSYS,48
NSEL,S,, 7263
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,7263,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,7263,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS

```

*Codice C- 2: codice per l'estrazione dei risultati per il modello A, elemento SOLID285*

prep7

!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp

CSKP,11,1,32,300,115

CSKP,12,1,34,300,117

I=1

I\_INI=1

I\_FINI=4

STEP\_N=4

STEP\_INC=(I\_FINI-I\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,I,I\_INI,I\_FINI,STEP\_INC

O=35+2\*I

Y=118+2\*I

S=12+I

CSKP,S,1,O,300,Y

\*ENDDO

J=1

J\_INI=1

J\_FINI=6

STEP\_N=6

STEP\_INC=(J\_FINI-J\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,J,J\_INI,J\_FINI,STEP\_INC

O=44+J\*2

Y=127+J\*2

S=16+J

CSKP,S,1,O,300,Y

\*ENDDO

K=1

K\_INI=1

K\_FINI=4

STEP\_N=4

STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC

O=57+2\*K

Y=140+2\*K

S=22+K

CSKP,S,1,O,300,Y

\*ENDDO

L=1

L\_INI=1

L\_FINI=4

STEP\_N=4

STEP\_INC=(L\_FINI-L\_INI)/(STEP\_N-1)

\*DO,L,L\_INI,L\_FINI,STEP\_INC

O=66+2\*L

Y=149+2\*L

S=26+L

CSKP,S,1,O,300,Y

\*ENDDO

CSKP,31,1,77,300,159

CSKP,32,1,79,300,161

CSKP,33,1,81,300,164

CSKP,34,1,83,300,166

CSKP,35,1,86,300,168

CSKP,36,1,88,300,170

M=1

```

M_INI=1
M_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(M_FINI-M_INI)/(STEP_N-1)
*DO,M,M_INI,M_FINI,STEP_INC
O=88+2*M
Y=171+2*M
S=36+M
CSKP,S,1,O,300,Y
*ENDDO
CSKP,41,1,99,300,181
CSKP,42,1,101,300,183
CSKP,43,1,103,300,186
CSKP,44,1,105,300,188
CSKP,45,1,108,300,190
CSKP,46,1,110,300,192
CSKP,47,1,112,300,195
CSKP,48,1,31,300,114

```

*Codice C- 3: codice per la creazione dei sistemi di riferimento per il giunto A con elemento SOLID187*

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RESW_ACC_1_187','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','S3'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=36
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=10+L
N=28771+2*L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSSEL,S,, N
NSORT,S,YZ
*GET,S3,NODE,N,S,YZ
*CFOPEN,'RESW_ACC_1_187','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,S3
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
!l'ultimo nodo non segue la stessa numerazione degli altri,
!per cui il risultato viene prelevato a parte al di fuori del ciclo DO
ALLSEL,ALL
RSYS,48
NSSEL,S,, 28741
NSORT,S,YZ
*GET,S3,NODE,28741,S,YZ
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,28741,S3

```

(F6.2,' ',F6.2)  
\*CFCCLOS

*Codice C- 4: codice per l'estrazione dei risultati per il giunto A modellato con elemento SOLID187*

```
/prep7
!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp, submodel
I=1
I_INI=1
I_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=22+I
Y=89+I
S=10+I
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
J=1
J_INI=1
J_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(J_FINI-J_INI)/(STEP_N-1)
*DO,J,J_INI,J_FINI,STEP_INC
O=29+J
Y=97+J
S=17+J
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=35+K
Y=102+K
S=22+K
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
L=1
L_INI=1
L_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(L_FINI-L_INI)/(STEP_N-1)
*DO,L,L_INI,L_FINI,STEP_INC
O=38+L
Y=106+L
S=25+L
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
M=1
M_INI=1
M_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(M_FINI-M_INI)/(STEP_N-1)
*DO,M,M_INI,M_FINI,STEP_INC
```

O=44+M  
Y=111+M  
S=30+M  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
N=1  
N\_INI=1  
N\_FINI=5  
STEP\_N=5  
STEP\_INC=(N\_FINI-N\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,N,N\_INI,N\_FINI,STEP\_INC  
O=51+N  
Y=119+N  
S=37+N  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
P=1  
P\_INI=1  
P\_FINI=3  
STEP\_N=3  
STEP\_INC=(P\_FINI-P\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,P,P\_INI,P\_FINI,STEP\_INC  
O=57+P  
Y=124+P  
S=42+P  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
R=1  
R\_INI=1  
R\_FINI=5  
STEP\_N=5  
STEP\_INC=(R\_FINI-R\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,R,R\_INI,R\_FINI,STEP\_INC  
O=60+R  
Y=128+R  
S=45+R  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
Q=1  
Q\_INI=1  
Q\_FINI=7  
STEP\_N=7  
STEP\_INC=(Q\_FINI-Q\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,Q,Q\_INI,Q\_FINI,STEP\_INC  
O=66+Q  
Y=133+Q  
S=50+Q  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
CSKP,58,1,74,156,142  
T=1  
T\_INI=1  
T\_FINI=7  
STEP\_N=7  
STEP\_INC=(T\_FINI-T\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,T,T\_INI,T\_FINI,STEP\_INC

```

O=75+T
Y=142+T
S=58+T
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,66,1,83,156,151
U=1
U_INI=1
U_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(U_FINI-U_INI)/(STEP_N-1)
*DO,U,U_INI,U_FINI,STEP_INC
O=84+U
Y=151+U
S=66+U
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,71,1,20,156,89

```

*Codice C- -5: Codice utilizzato per la creazione dei sistemi di riferimento locali per il modello del giunto A, con elemento SOLID285, con sottomodell*

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RESxx_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=50
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=10+L
N=20153+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RESxx_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F6.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
!!ultimo nodo non segue la stessa numerazione degli altri, !per cui il risultato viene prelevato a parte al di fuori del ciclo DO
ALLSEL,ALL
RSYS,71
NSEL,S,, 20128
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,20128,S,Y
*CFOPEN,'RESW_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,20128,SI

```

(F6.2,' ',F6.2)  
\*CFCCLOS

*Codice C- 6: codice utilizzato per l'estrazione dei risultati del caso A, modellato con elemento SOLID285, con sottomodulo*

```
/prep7
!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp, submodel
CSKP,12,1,115,216,94
I=1
I_INI=1
I_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=94+I
Y=311+I
S=12+I
A=216+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,18,1,93,215,311
I=1
I_INI=1
I_FINI=12
STEP_N=12
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=99+I
Y=316+I
S=18+I
A=221+ICSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,31,1,7,234,329
I=1
I_INI=1
I_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=2+I
Y=329+I
S=31+I
A=234+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=8+I
Y=333+I
S=35+I
A=238+I
CSKP,S,1,O,A,Y
```

```

*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=12+I
Y=336+I
S=38+I
A=241+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=16+I
Y=339+I
S=42+I
A=244+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=20+I
Y=342+I
S=45+I
A=247+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=24+I
Y=345+I
S=48+I
A=250+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=11
STEP_N=11
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=28+I

```

```
Y=348+I
S=51+I
A=253+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=41+I
Y=359+I
S=62+I
A=264+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
```

```
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=45+I
Y=362+I
S=65+I
A=267+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=10
STEP_N=10
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=49+I
Y=365+I
S=68+I
A=270+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
I_INI=1
I_FINI=9
STEP_N=9
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=61+I
Y=375+I
S=78+I
A=280+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
I=1
```

```

I_INI=1
I_FINI=9
STEP_N=9
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=70+I
Y=386+I
S=87+I
A=291+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

I=1
I_INI=1
I_FINI=10
STEP_N=10
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=81+I
Y=395+I
S=96+I
A=300+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,37,1,13,169,196
CSKP,38,1,14,170,197
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=17+K
Y=177+K
S=21+K
A=127+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

CSKP,25,1,9,131,181
CSKP,26,1,23,133,183
CSKP,27,1,24,135,184
CSKP,28,1,26,136,185
CSKP,29,1,27,137,186
CSKP,30,1,28,140,187
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=30+K
Y=187+K
S=30+K
A=140+K

```

CSKP,S,1,O,A,Y  
\*ENDDO

K=1  
K\_INI=1  
K\_FINI=3  
STEP\_N=3  
STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
O=34+K  
Y=190+K  
S=33+K  
A=143+K  
CSKP,S,1,O,A,Y  
\*ENDDO

K=1  
K\_INI=1  
K\_FINI=10  
STEP\_N=10  
STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
O=38+K  
Y=193+K  
S=36+K  
A=146+K  
CSKP,S,1,O,A,Y  
\*ENDDO

K=1  
K\_INI=1  
K\_FINI=3  
STEP\_N=3  
STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
O=50+K  
Y=203+K  
S=46+K  
A=156+K  
CSKP,S,1,O,A,Y  
\*ENDDO

K=1  
K\_INI=1  
K\_FINI=3

STEP\_N=3  
STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
O=54+K  
Y=206+K  
S=53+K  
A=159+K  
CSKP,S,1,O,A,Y  
\*ENDDO

K=1  
K\_INI=1  
K\_FINI=4  
STEP\_N=4

```

STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=58+K
Y=209+K
S=56+K
A=162+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

```

```
CSKP,61,1,22,132,182
```

*Codice C-7:: codice utilizzato per la creazione dei sistemi di riferimento locali sul modello del giunto analizzato da Maddox [15]*

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=6
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=11+L
N=269+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, , N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND

*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
RSYS,18
NSEL,S,, , 52
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,52,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,52,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1
L_FIN=12
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=12+L

```

```

N=93+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
RSYS,25
NSEL,S,,2
NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,2,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,2,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1vL_FIN=74
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
!D=31+L
N=804+L
ALLSEL,ALL
RSYS,32
NSEL,S,,N

NSORT,S,Y
*GET,SI,NODE,N,S,Y
*CFOPEN,'RE_ACC_2','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
ALLSEL,ALL

```

*Codice C-8: codice utilizzato per l'estrazione dei risultati per il giunto analizzato da Maddox [15]*

/prep7

```

!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp, submodel
CSKP,11,1,1,117,167
CSKP,12,1,3,119,169
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=3+I
Y=169+I
S=12+I
A=119+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

```

```

CSKP,16,1,8,118,168
CSKP,17,1,10,123,173
CSKP,18,1,11,124,174
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=13+I
Y=174+I
S=18+I
A=124+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=17+K
Y=177+K
S=21+K
A=127+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,25,1,9,131,181
CSKP,26,1,23,133,183
CSKP,27,1,24,135,184
CSKP,28,1,26,136,185
CSKP,29,1,27,137,186
CSKP,30,1,28,140,187
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=30+K
Y=187+K
S=30+K
A=140+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=34+K
Y=190+K
S=33+K
A=143+K
CSKP,S,1,O,A,Y

```

```

*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=10
STEP_N=10
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=38+K
Y=193+K
S=36+K
A=146+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=50+K
Y=203+K
S=46+K
A=156+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=54+K
Y=206+K
S=53+K
A=159+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=58+K
Y=209+K
S=56+K
A=162+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,61,1,22,132,182
L=1
L_INI=1
L_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(L_FINI-L_INI)/(STEP_N-1)
*DO,L,L_INI,L_FINI,STEP_INC

```

O=38+L  
Y=106+L  
S=25+L  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
M=1  
M\_INI=1  
M\_FINI=7  
STEP\_N=7  
STEP\_INC=(M\_FINI-M\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,M,M\_INI,M\_FINI,STEP\_INC  
O=44+M  
Y=111+M  
S=30+M  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
N=1  
N\_INI=1  
N\_FINI=5  
STEP\_N=5  
STEP\_INC=(N\_FINI-N\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,N,N\_INI,N\_FINI,STEP\_INC  
O=51+N  
Y=119+N  
S=37+N  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
P=1  
P\_INI=1  
P\_FINI=3  
STEP\_N=3  
STEP\_INC=(P\_FINI-P\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,P,P\_INI,P\_FINI,STEP\_INC  
O=57+P  
Y=124+P  
S=42+P  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
R=1  
R\_INI=1  
R\_FINI=5  
STEP\_N=5  
STEP\_INC=(R\_FINI-R\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,R,R\_INI,R\_FINI,STEP\_INC  
O=60+R  
Y=128+R  
S=45+R  
CSKP,S,1,O,156,Y  
\*ENDDO  
Q=1  
Q\_INI=1  
Q\_FINI=7  
STEP\_N=7  
STEP\_INC=(Q\_FINI-Q\_INI)/(STEP\_N-1)  
\*DO,Q,Q\_INI,Q\_FINI,STEP\_INC  
O=66+Q

```

Y=133+Q
S=50+Q
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,58,1,74,156,142
T=1
T_INI=1
T_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(T_FINI-T_INI)/(STEP_N-1)
*DO,T,T_INI,T_FINI,STEP_INC
O=75+T
Y=142+T
S=58+T
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,66,1,83,156,151
U=1
U_INI=1
U_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(U_FINI-U_INI)/(STEP_N-1)
*DO,U,U_INI,U_FINI,STEP_INC
O=84+U
Y=151+U
S=66+U
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,71,1,20,156,89

```

*Codice C-9: codice utilizzato per la definizione dei sistemi di riferimento locali per il giunto analizzato da Huo [21]*

```

/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SY'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=4
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=11+L
N=2+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,X
*GET,SI,NODE,N,S,X
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS

```

```

*ENDDO
RSYS,16
NSEL,S,,2
NSORT,S,X
*GET,SI,NODE,2,S,X
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,2,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1
L_FIN=8
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=16+L
N=7+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,X
*GET,SI,NODE,N,S,X
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
RSYS,25
NSEL,S,,7
NSORT,S,X
*GET,SI,NODE,7,S,X
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,7,SI(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1
L_FIN=31
STEP_INC=1*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=25+L
N=16+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,,N
NSORT,S,X
*GET,SI,NODE,N,S,X
*CFOPEN,'RE_ACC_1','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO

```

*Codice C-10: codice utilizzato per l'estrazione dei risultati per il giunto analizzato da Huo*

```

/prep7
!Definizione dei sistemi di riferimento con 3 kp, submodel
CSKP,12,1,2,328,326

```

```

I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=2+I
Y=230+I
S=12+I
A=328+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
CSKP,16,1,44,327,230
I=1
I_INI=1
I_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(I_FINI-I_INI)/(STEP_N-1)
*DO,I,I_INI,I_FINI,STEP_INC
O=8+I
Y=233+I
S=16+I
A=331+I
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=13+K
Y=236+K
S=19+K
A=334+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=17+K
Y=239+K
S=22+K
A=337+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=22+K

```

$Y=243+K$   
 $S=26+K$   
 $A=341+K$   
 CSKP,S,1,O,A,Y  
 \*ENDDO  
 CSKP,30,1,26,346,248  
 CSKP,31,1,27,345,247  
 CSKP,32,1,28,347,249  
 CSKP,33,1,48,348,250  
 $K=1$   
 $K\_INI=1$   
 $K\_FINI=10$   
 $STEP\_N=10$   
 $STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)$   
 \*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
 $O=29+K$   
 $Y=250+K$   
 $S=33+K$   
 $A=348+K$   
 CSKP,S,1,O,A,Y  
 \*ENDDO  
 $K=1$   
 $K\_INI=1$   
 $K\_FINI=3$   
 $STEP\_N=3$   
 $STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)$   
 \*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
 $O=40+K$  $Y=260+K$  $S=43+K$   
 $A=358+K$   
 CSKP,S,1,O,A,Y  
 \*ENDDO  
 $K=1$   
 $K\_INI=1$   
 $K\_FINI=3$   
 $STEP\_N=3$   
 $STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)$   
 \*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
 $O=44+K$   
 $Y=263+K$   
 $S=46+K$   
 $A=361+K$   
 CSKP,S,1,O,A,Y  
 \*ENDDO  
 $K=1$   
 $K\_INI=1$   
 $K\_FINI=3$   
 $STEP\_N=3$   
 $STEP\_INC=(K\_FINI-K\_INI)/(STEP\_N-1)$   
 \*DO,K,K\_INI,K\_FINI,STEP\_INC  
 $O=49+K$   
 $Y=266+K$   
 $S=49+K$   
 $A=364+K$   
 CSKP,S,1,O,A,Y  
 \*ENDDO  
 $K=1$

```

K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=53+K
Y=270+K
S=54+K
A=368+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=57+K
Y=273+K
S=57+K
A=371+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=61+K
Y=276+K
S=60+
A=374+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=66+K
Y=279+K
S=63+K
A=377+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO

K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=70+K
Y=282+K
S=66+K

```

```
A=380+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=10
STEP_N=10
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=74+K
Y=285+K
S=69+K
A=383+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=86+K
Y=295+K
S=79+K
A=393+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=90+K
Y=298+K
S=82+K
A=396+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=15
STEP_N=15
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=94+K
Y=301+K
S=85+K
A=399+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=3
STEP_N=3
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
```

```

*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=110+K
Y=316+K
S=100+K
A=414+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
K=1
K_INI=1
K_FINI=6
STEP_N=6
STEP_INC=(K_FINI-K_INI)/(STEP_N-1)
*DO,K,K_INI,K_FINI,STEP_INC
O=114+K
Y=319+K
S=103+K
A=417+K
CSKP,S,1,O,A,Y
*ENDDO
L=1
L_INI=1
L_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(L_FINI-L_INI)/(STEP_N-1)
*DO,L,L_INI,L_FINI,STEP_INC
O=70+L
Y=282+L
S=25+L
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
M=1
M_INI=1
M_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(M_FINI-M_INI)/(STEP_N-1)
*DO,M,M_INI,M_FINI,STEP_INC
O=44+M
Y=111+M
S=30+M
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
N=1
N_INI=1
N_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(N_FINI-N_INI)/(STEP_N-1)
*DO,N,N_INI,N_FINI,STEP_INC
O=51+N
Y=119+N
S=37+N
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
P=1
P_INI=1
P_FINI=3
STEP_N=3

```

```

STEP_INC=(P_FINI-P_INI)/(STEP_N-1)
*DO,P,P_INI,P_FINI,STEP_INC
O=57+P
Y=124+P
S=42+P
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
R=1
R_INI=1
R_FINI=5
STEP_N=5
STEP_INC=(R_FINI-R_INI)/(STEP_N-1)
*DO,R,R_INI,R_FINI,STEP_INC
O=60+R
Y=128+R
S=45+R
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
Q=1
Q_INI=1
Q_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(Q_FINI-Q_INI)/(STEP_N-1)
*DO,Q,Q_INI,Q_FINI,STEP_INC
O=66+Q
Y=133+Q
S=50+Q
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,58,1,74,156,142
T=1
T_INI=1
T_FINI=7
STEP_N=7
STEP_INC=(T_FINI-T_INI)/(STEP_N-1)
*DO,T,T_INI,T_FINI,STEP_INC
O=75+T
Y=142+T
S=58+T
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,66,1,83,156,151
U=1
U_INI=1
U_FINI=4
STEP_N=4
STEP_INC=(U_FINI-U_INI)/(STEP_N-1)
*DO,U,U_INI,U_FINI,STEP_INC
O=84+U
Y=151+U
S=66+U
CSKP,S,1,O,156,Y
*ENDDO
CSKP,71,1,20,156,89

```

*Codice C-11: codice utilizzato per la creazione dei sistemi di riferimento locali per il giunto analizzato da Vanrostenberghe [20]*

```
/PREP7
!creazione del file per i risultati
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,'N','SYZ'
(A8,' ',A8)
*CFCLOSE
!postprocessing
!inizio ciclo do per prelevare i risultati di modo 1 nei nodi con il corretto sdr
/POST1
L=1
L_INI=1
L_FIN=4
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=11+L
N=754+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,YZ
*GET,SI,NODE,N,S,YZ
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
RSYS,16
NSEL,S,, 754
NSORT,S,YZ
*GET,SI,NODE,754,S,YZ
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,754,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1
L_FIN=16
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=16+L
N=759+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,YZ
*GET,SI,NODE,N,S,YZ
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
RSYS,33
```

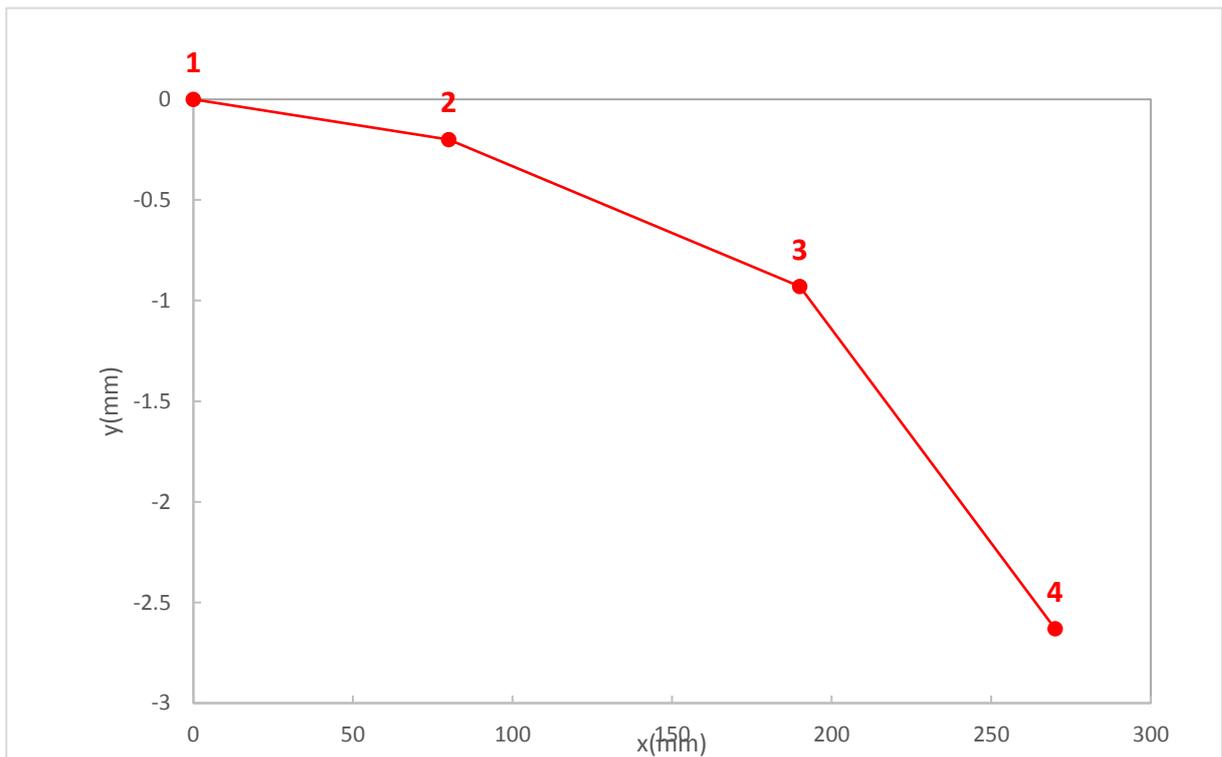
```
NSEL,S,, 759
NSORT,S,YZ
*GET,SI,NODE,759,S,YZ
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,759,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
ALLSEL,ALL
L=1
L_INI=1
L_FIN=74
STEP_INC=1
*DO,L,L_INI,L_FIN,STEP_INC
D=33+L
N=776+L
ALLSEL,ALL
RSYS,D
NSEL,S,, N
NSORT,S,YZ
*GET,SI,NODE,N,S,YZ
*CFOPEN,'RE_ACC_6','DAT',,APPEND
*VWRITE,N,SI
(F6.2,' ',F10.2)
*CFCCLOS
*ENDDO
```

*Codice C-12: codice utilizzato per l'estrazione dei risultati per il giunto analizzato da Vanrostenberghe [20]*

## D. Appendice D: Schede provino

<b>Specimen:</b>	T01	<b>Type:</b>	Transverse Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	16/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

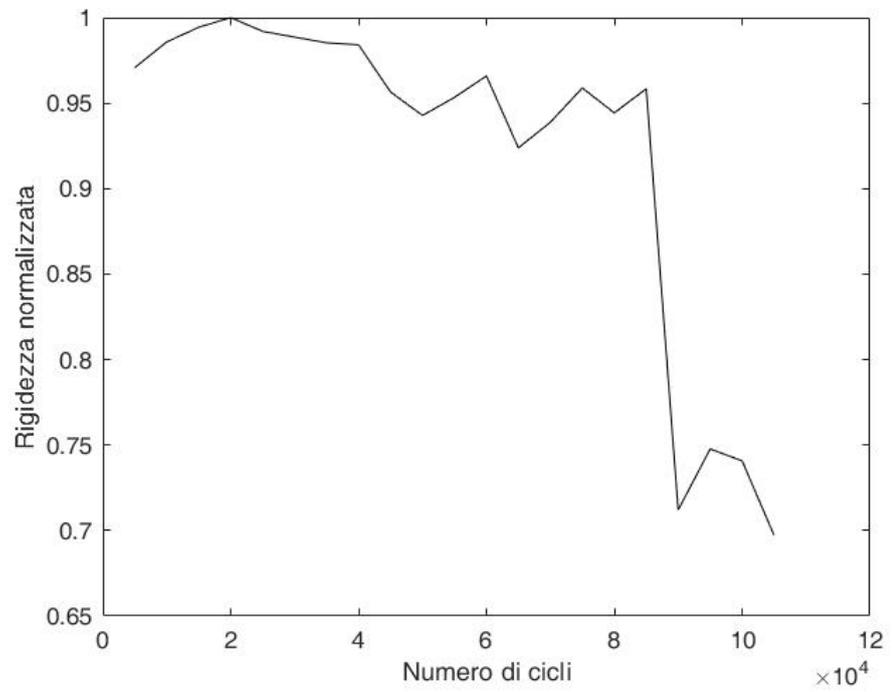
<b>z=</b>	6 mm	<b>Load frequency <math>f_L</math></b>	15 (10 after 88000 cycles)
<b><math>F_{max}</math> [kN] =</b>	122.82	<b><math>\sigma_{max}</math> [MPa] =</b>	307.07
<b><math>F_{min}</math> [kN] =</b>	6.14	<b><math>\sigma_{min}</math> [MPa] =</b>	15.35
<b><math>\sigma_{an}</math> [MPa] (range) =</b>	291.7	<b>Load cycle =</b>	0.05
<b>N° of cycle to failure =</b>	105688		
<b>Load type=</b>	Constant Amplitude		
<b>Misalignment=</b>			

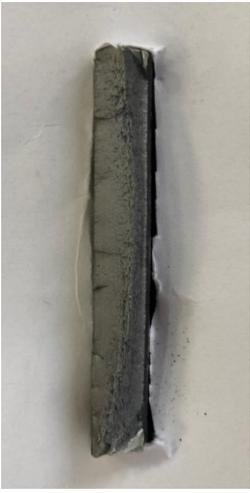


## Damage



## Normalized Stiffness=





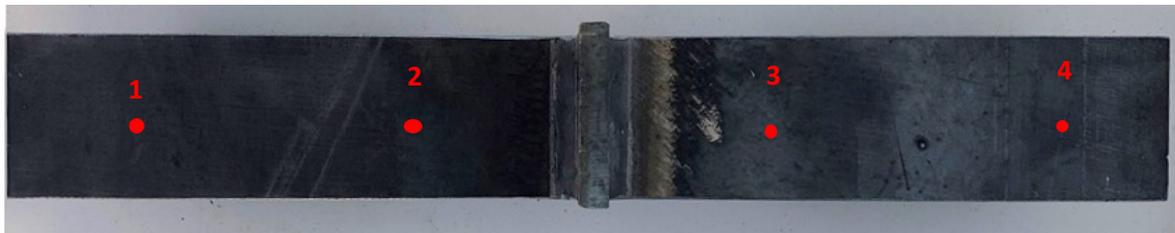
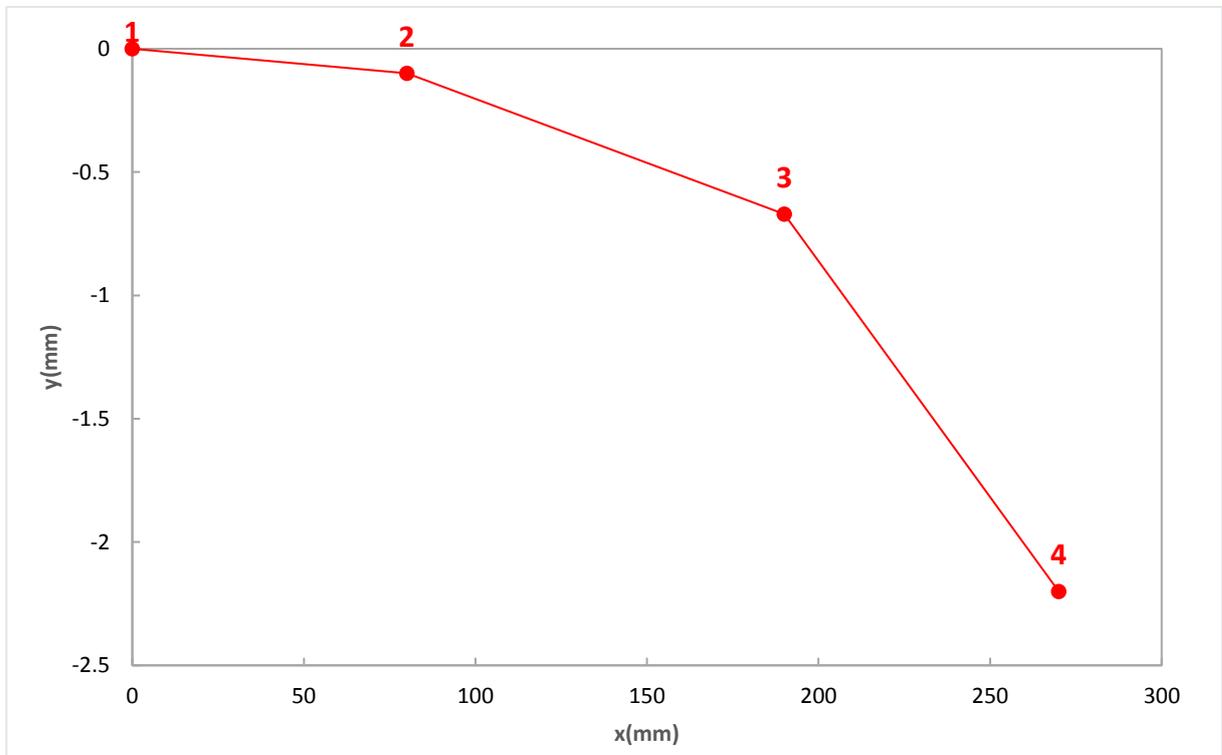
---

<b>Specimen:</b>	T02	<b>Type:</b>	Transverse Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	17/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

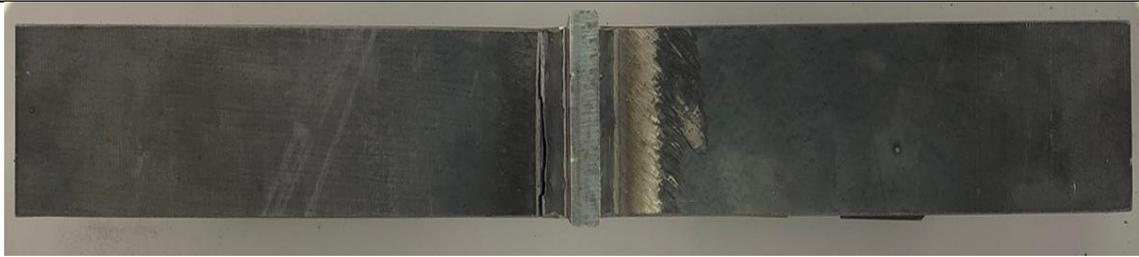
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	20
$F_{max}$ [kN] =	58	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	2.9	$\sigma_{max}$ [MPa] =	182.87
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	173.73	$\sigma_{min}$ [MPa] =	9.14
N° of cycle to failure =	1768943	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Constant		
	Amplitude		

**Misalignment=**

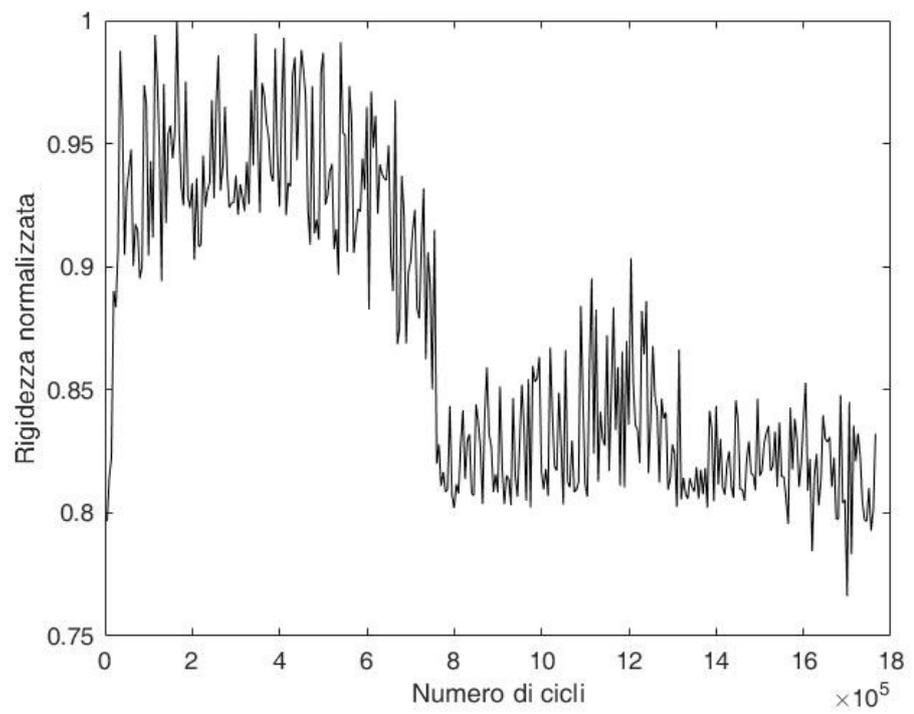


**Damage=**

---



Normalized Stiffness=



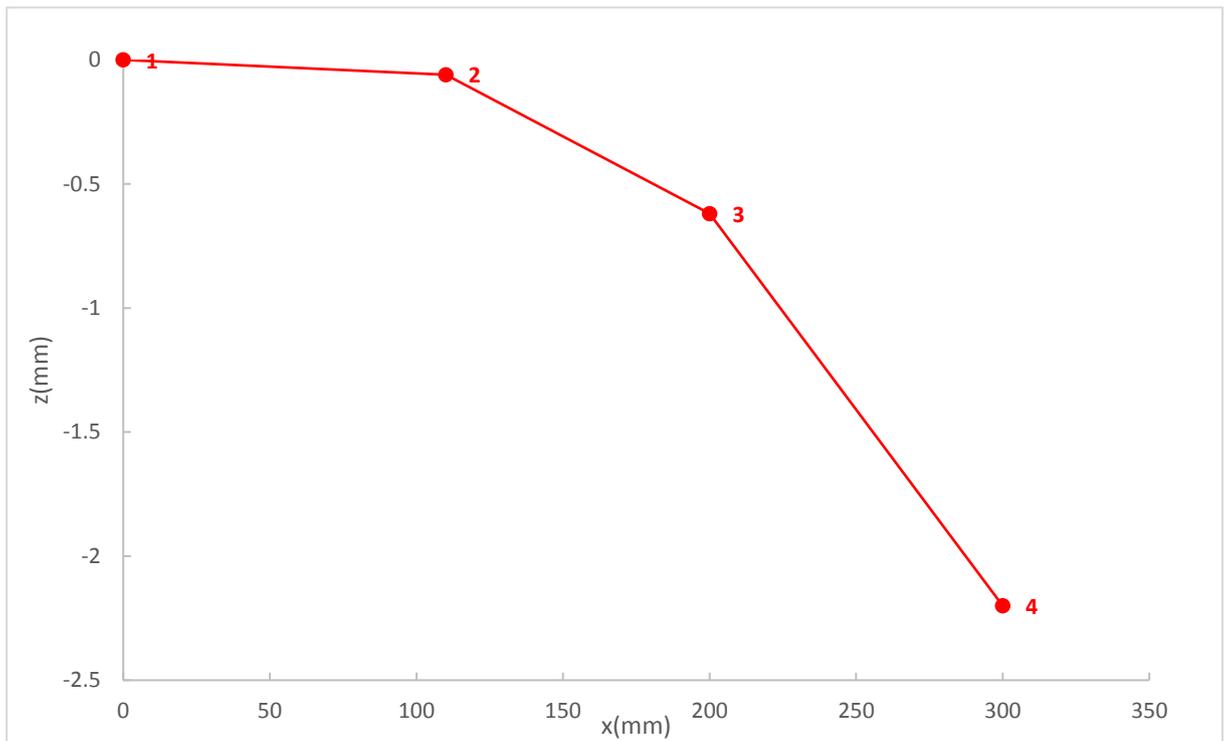
<b>Specimen:</b>	T03	<b>Type:</b>	Transverse Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	18/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

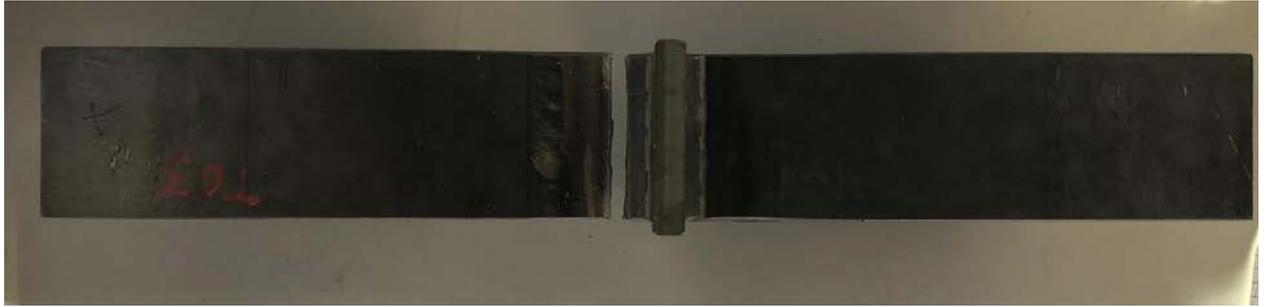
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	15
$F_{max}$ [kN] =	84.2	$\sigma_{max}$ [MPa] =	210.53
$F_{min}$ [kN] =	4.2	$\sigma_{min}$ [MPa] =	10.53
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	200	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	343701		

**Load type=** Constant Amplitude

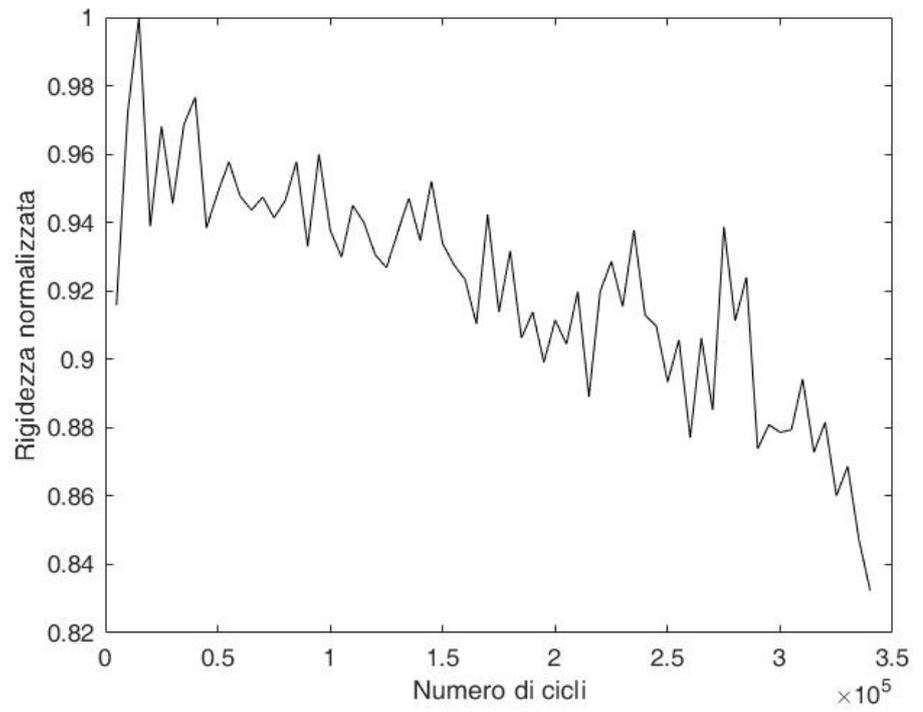
**Misalignment:**

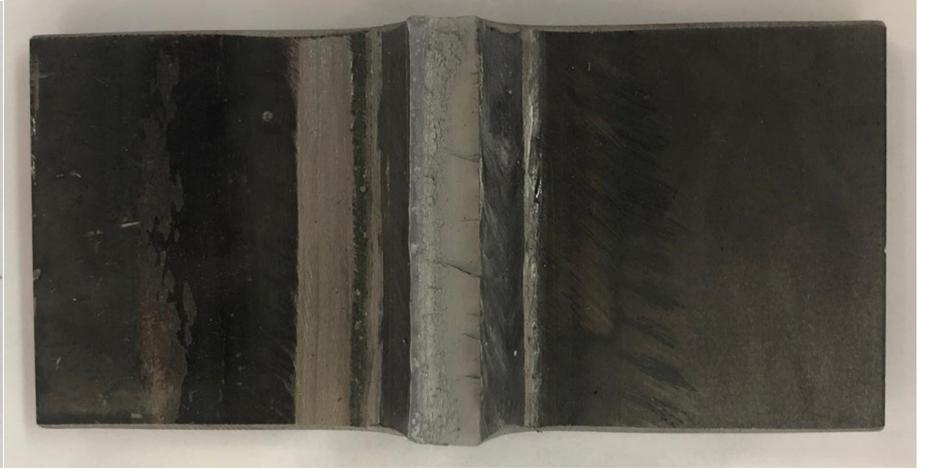


**Damage**



Normalized Stiffness=



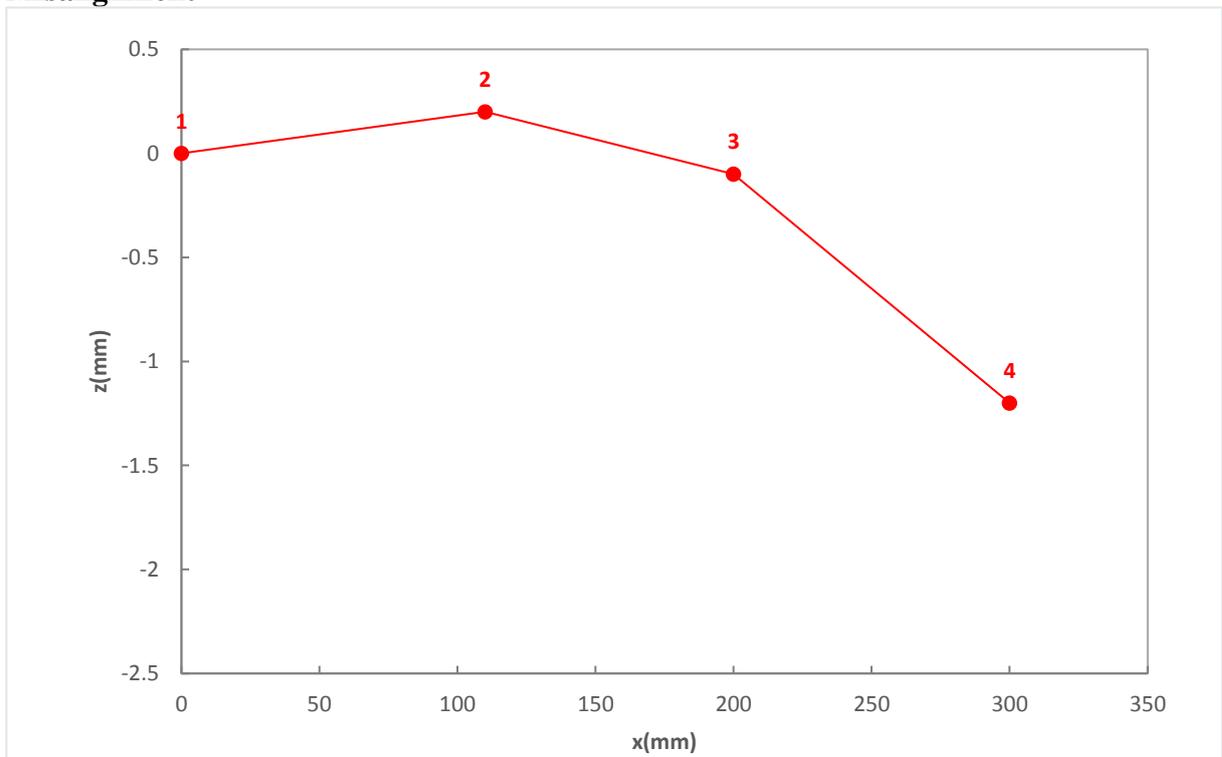


<b>Specimen:</b>	T04	<b>Type:</b>	Transverse Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	19/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	7
$F_{max}$ [kN] =	73.7	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	3.7	$\sigma_{max}$ [MPa] =	184.2
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	175	$\sigma_{min}$ [MPa] =	9.2
N° of cycle to failure =	504521	Load cycle =	
<b>Load type=</b>	Constant		
	Amplitude		

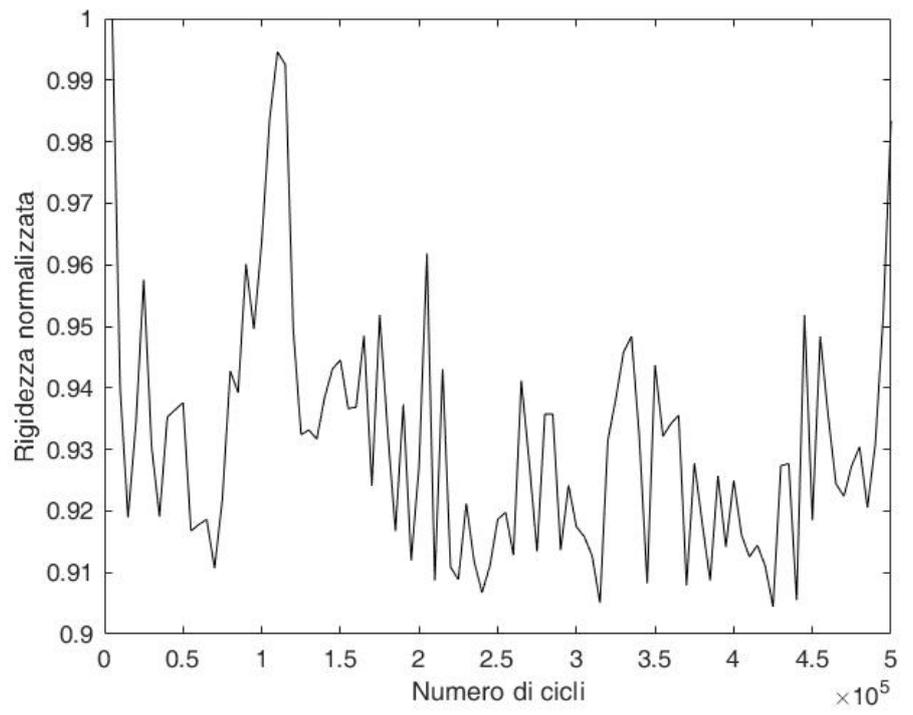
**Misalignment=**

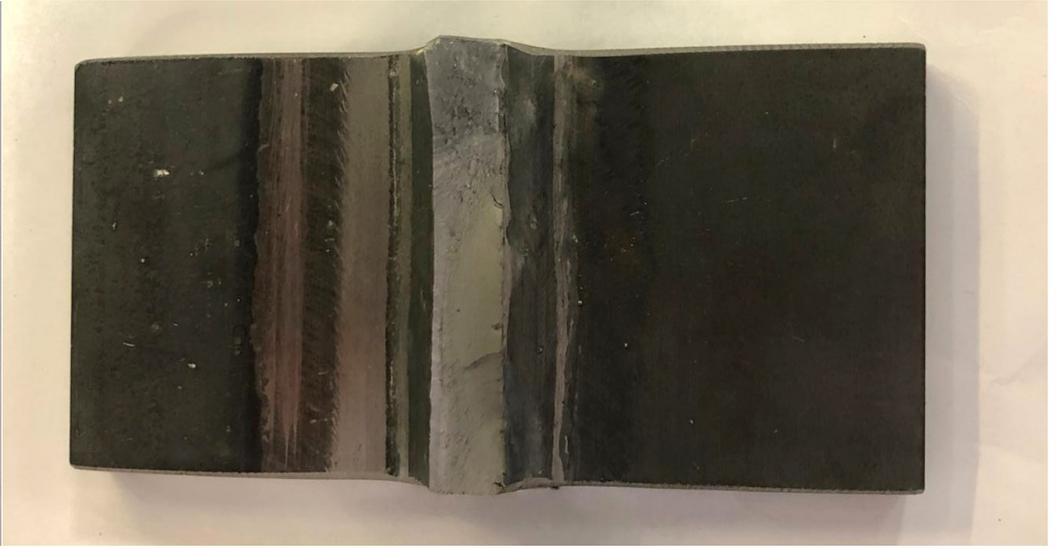


**Damage**



Normalized Stiffness=



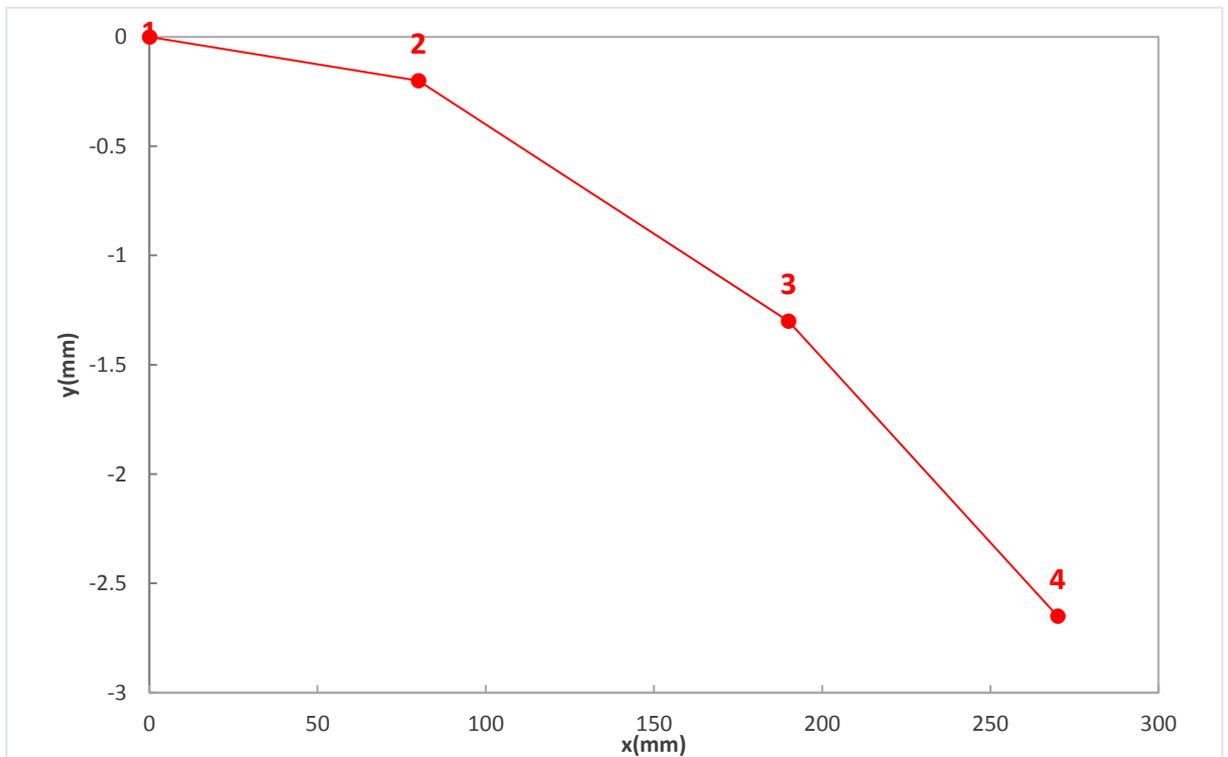


<b>Specimen:</b>	I01	<b>Type:</b>	Inclined Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	21/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

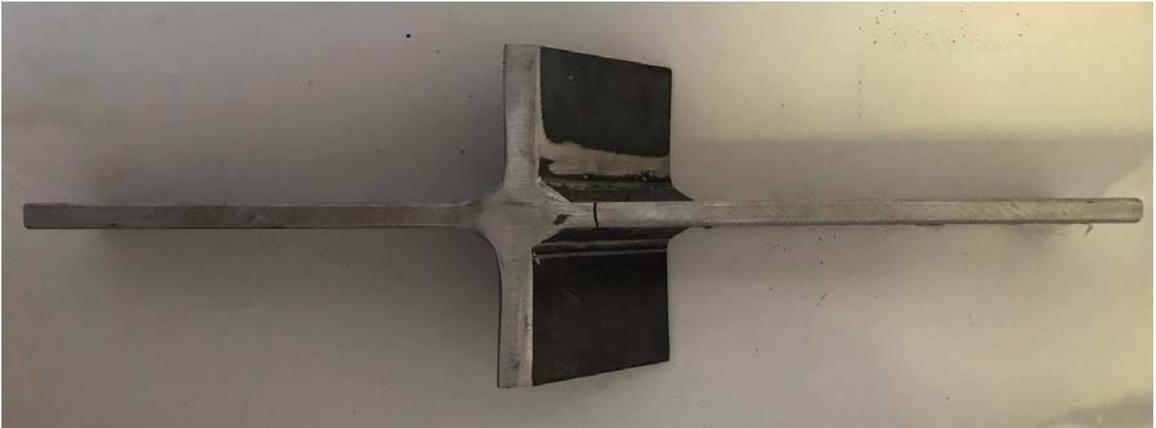
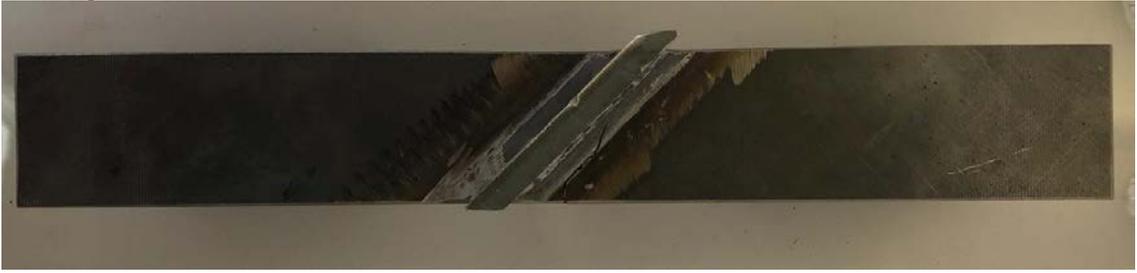
**Data**

$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	15
$F_{max}$ [kN] =	131.6	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	6.6	$\sigma_{max}$ [MPa] =	310.33
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	294.8	$\sigma_{min}$ [MPa] =	15.52
N° of cycle to failure =	172009	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Constant		
	Amplitude		

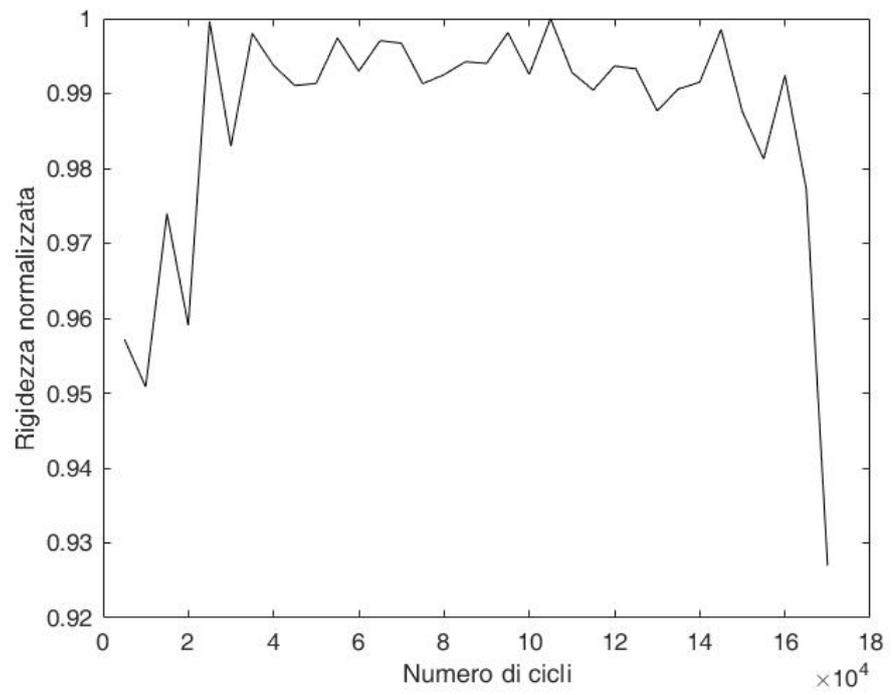
**Misalignment=**



## Damage



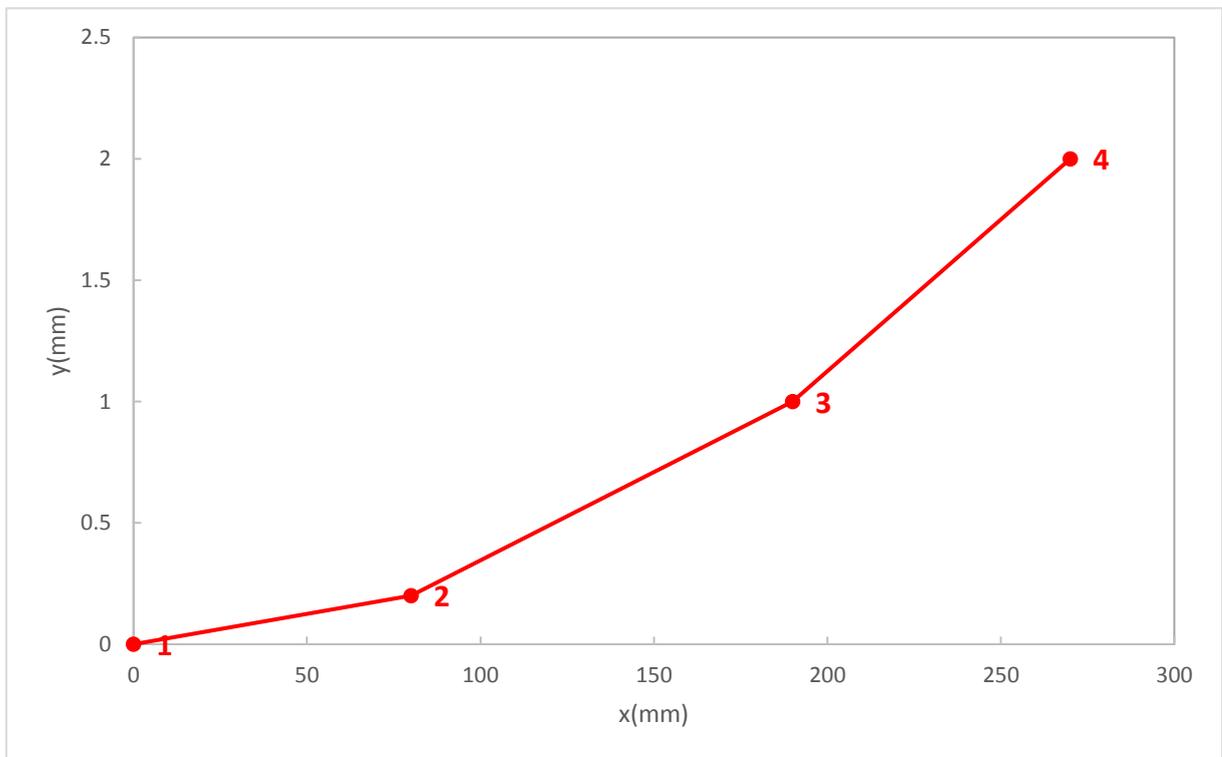
Normalized Stiffness=



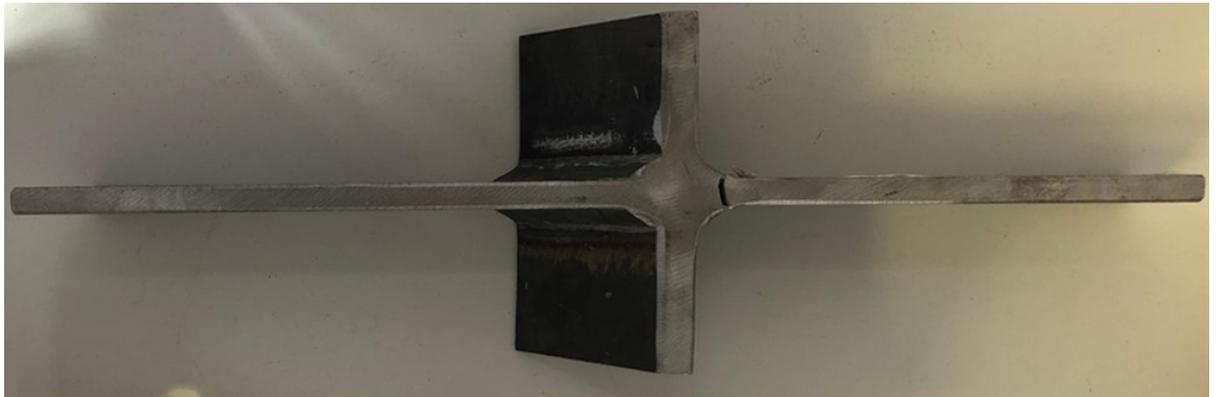
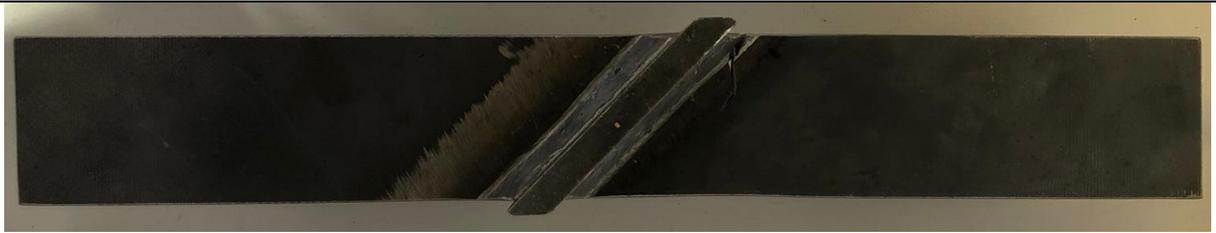
<b>Specimen:</b>	I02	<b>Type:</b>	Inclined Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	22/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

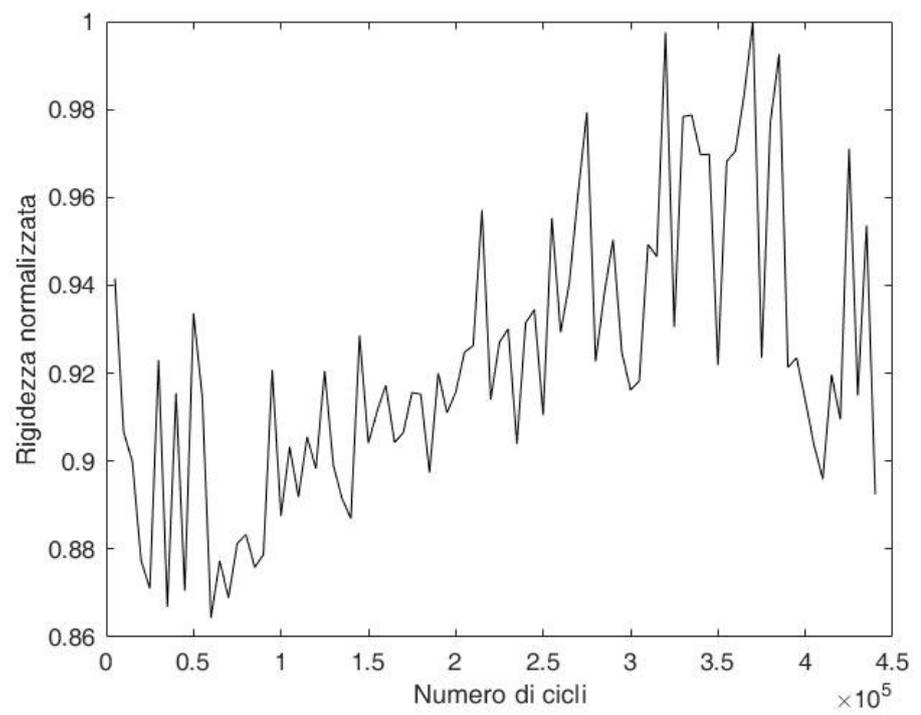
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	15
$F_{max}$ [kN] =	100	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	5	$\sigma_{max}$ [MPa] =	255
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	294.8	$\sigma_{min}$ [MPa] =	12
N° of cycle to failure =	444953	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Constant		
<b>Misalignment=</b>	Amplitude		



**Damage**



Normalized Stiffness=

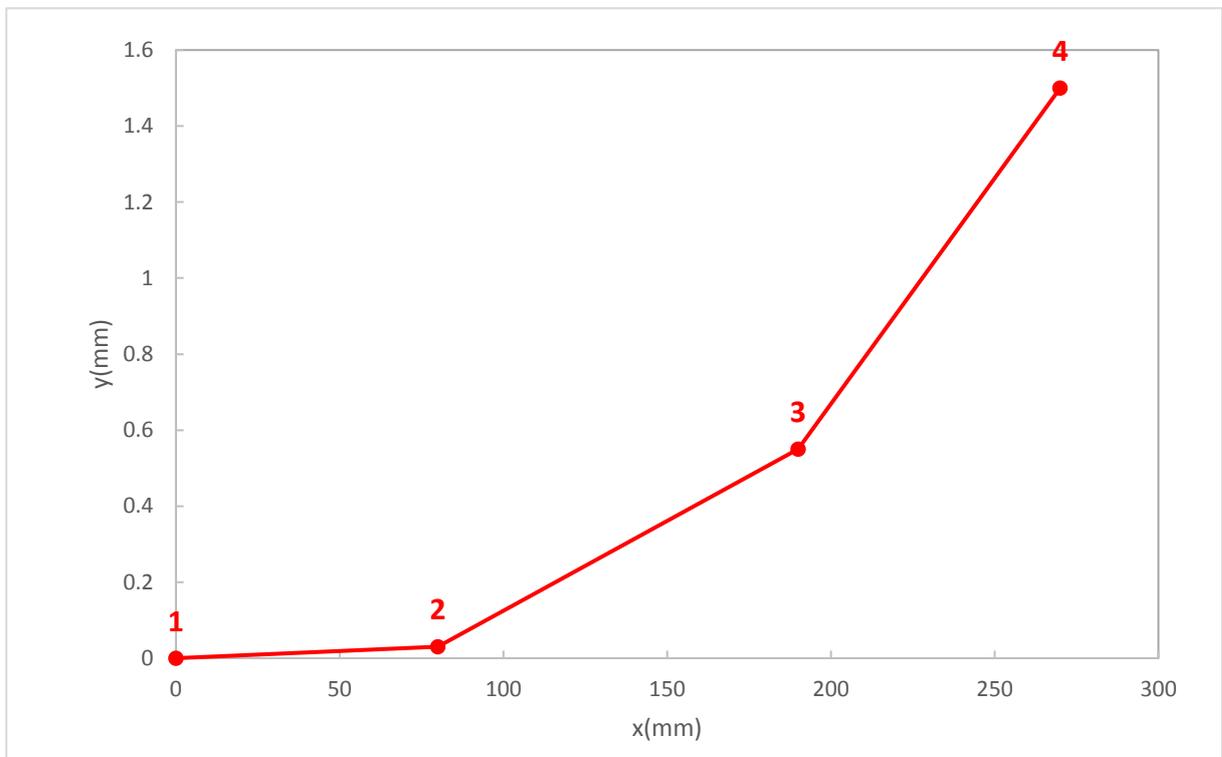


---

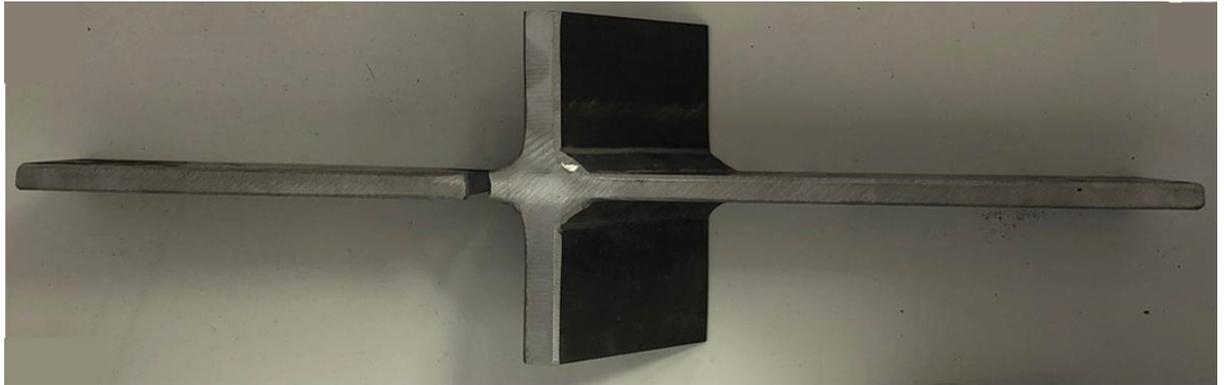
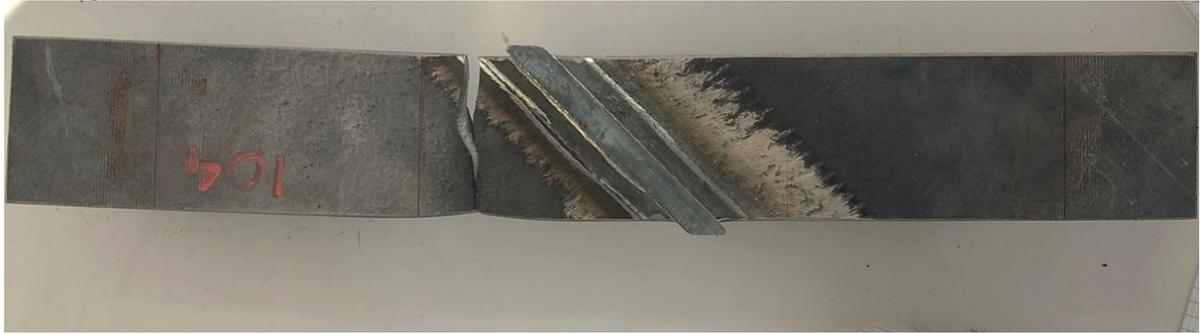
<b>Specimen:</b>	I04	<b>Type:</b>	Inclined Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	22/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

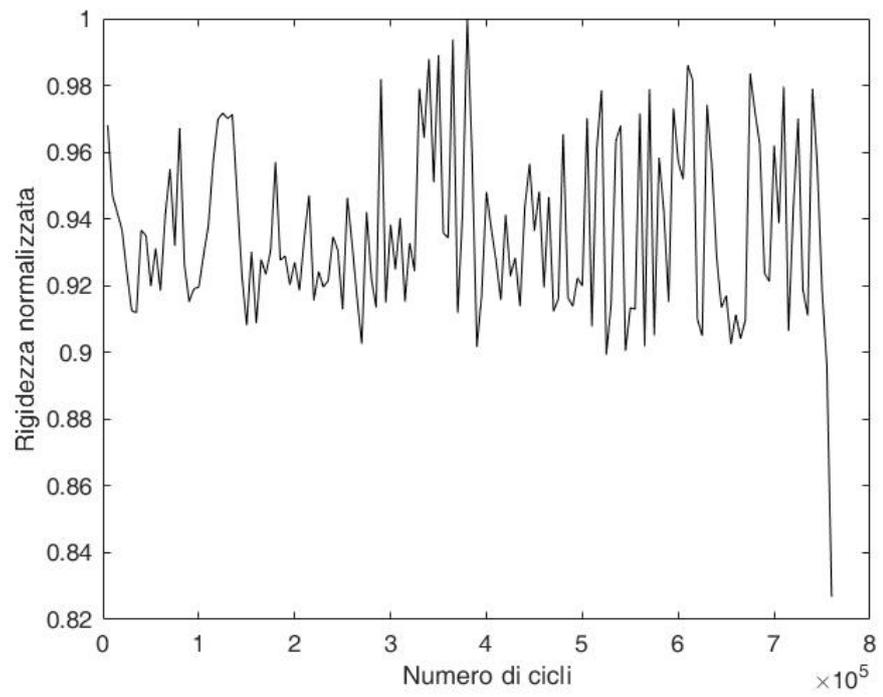
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	15
$F_{max}$ [kN] =	95	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	5	$\sigma_{max}$ [MPa] =	232.20
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	220.59	$\sigma_{min}$ [MPa] =	11.61
N° of cycle to failure =	763994	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Constant		
<b>Misalignment=</b>	Amplitude		



## Damage



## Normalized Stiffness=

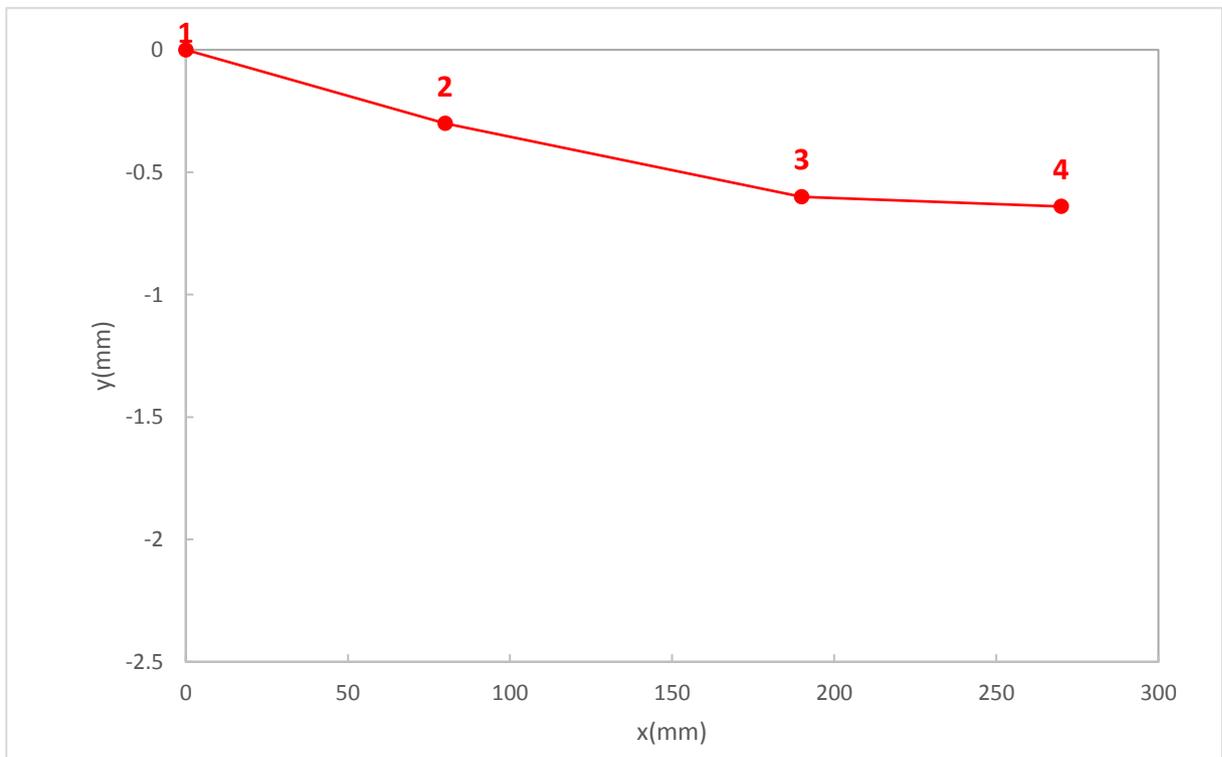




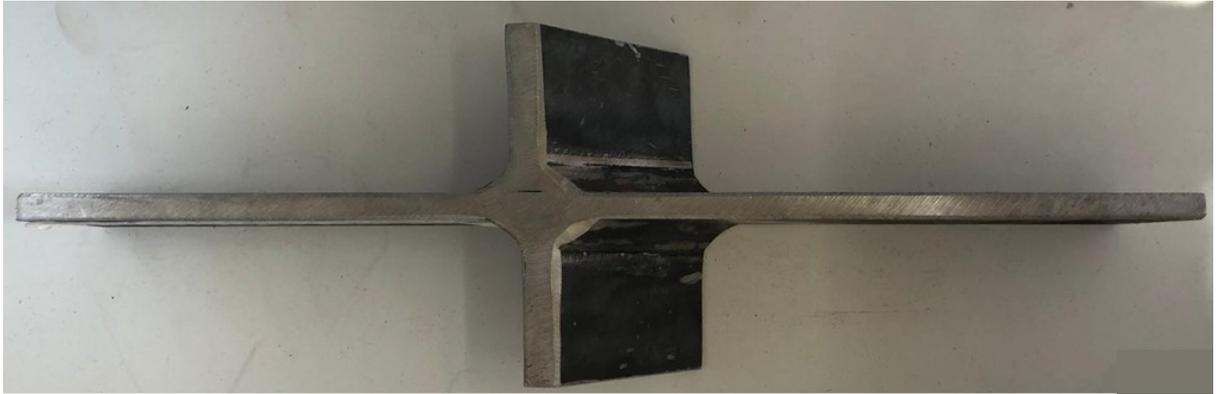
<b>Specimen:</b>	I06	<b>Type:</b>	Inclined Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	23/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

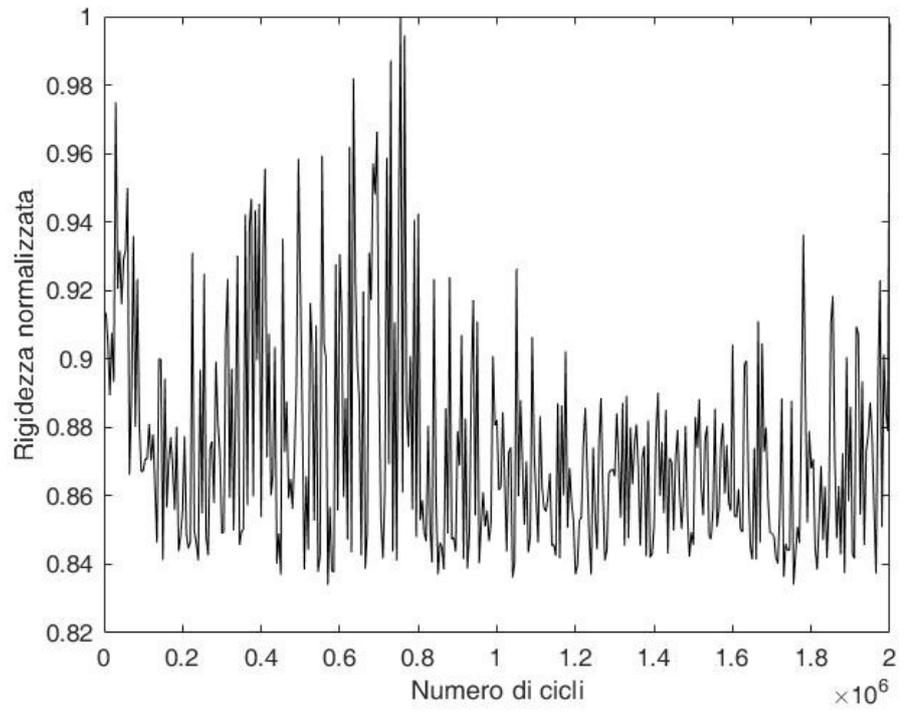
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$	17.5
$F_{max}$ [kN] =	87	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	4	$\sigma_{max}$ [MPa] =	218.42
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	207.5	$\sigma_{min}$ [MPa] =	10.92
$N^\circ$ of cycle to failure =	2000000	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Constant		
<b>Misalignment=</b>	Amplitude		



**Damage**



Normalized Stiffness=

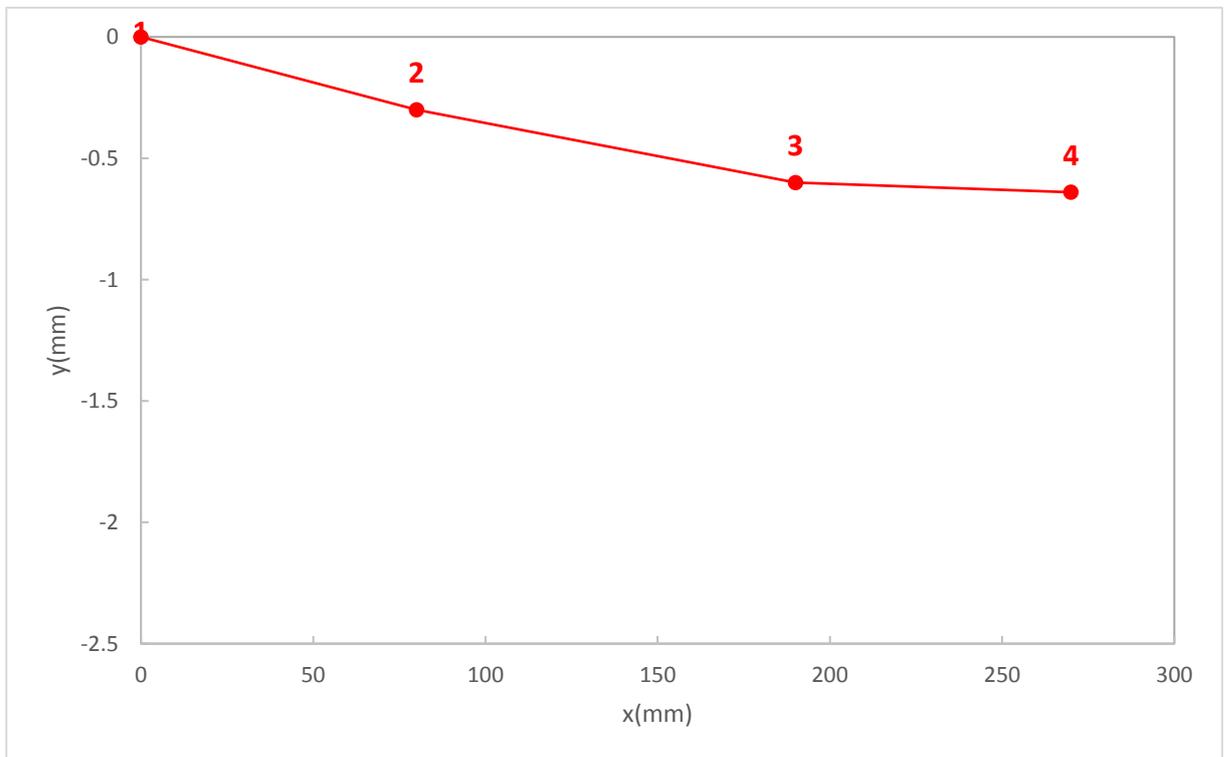


<b>Specimen:</b>	I07	<b>Type:</b>	Inclined Stiffener
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	23/09/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

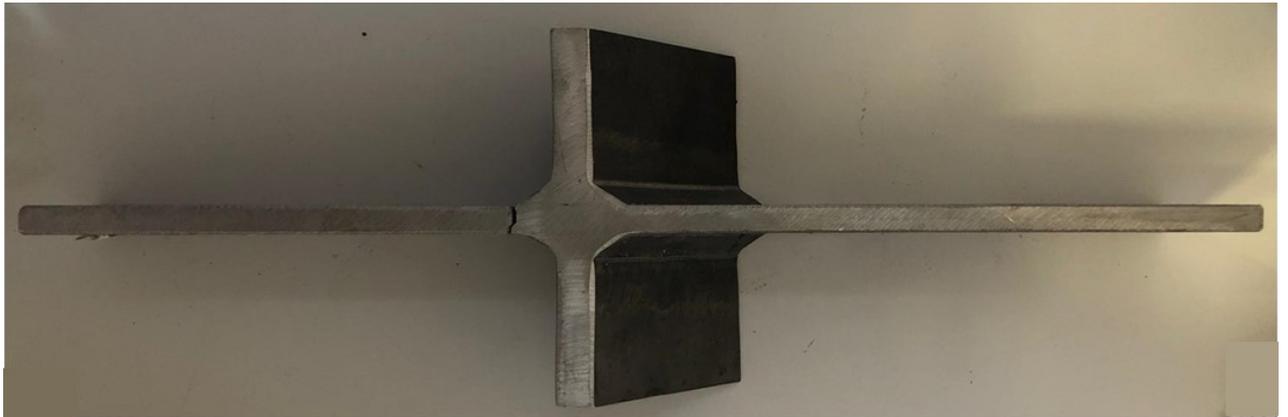
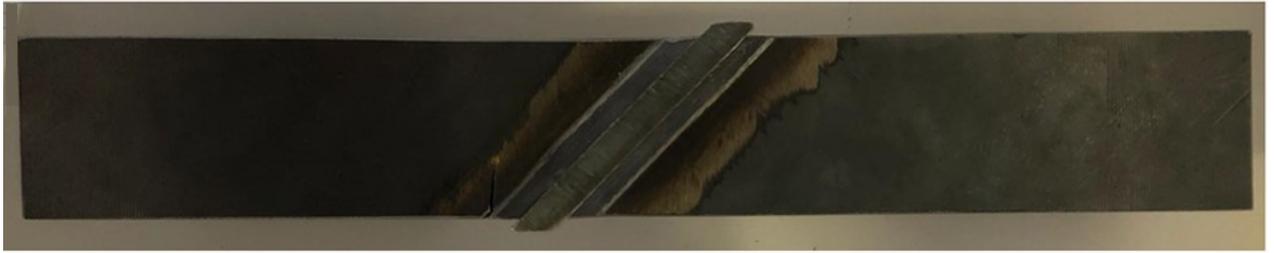
**Data**

$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	7
$F_{max}$ [kN] =	92	$\sigma_{max}$ [MPa] =	231.58
$F_{min}$ [kN] =	4	$\sigma_{min}$ [MPa] =	11.58
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	220	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	893149		
<b>Load type=</b>	Constant Amplitude		

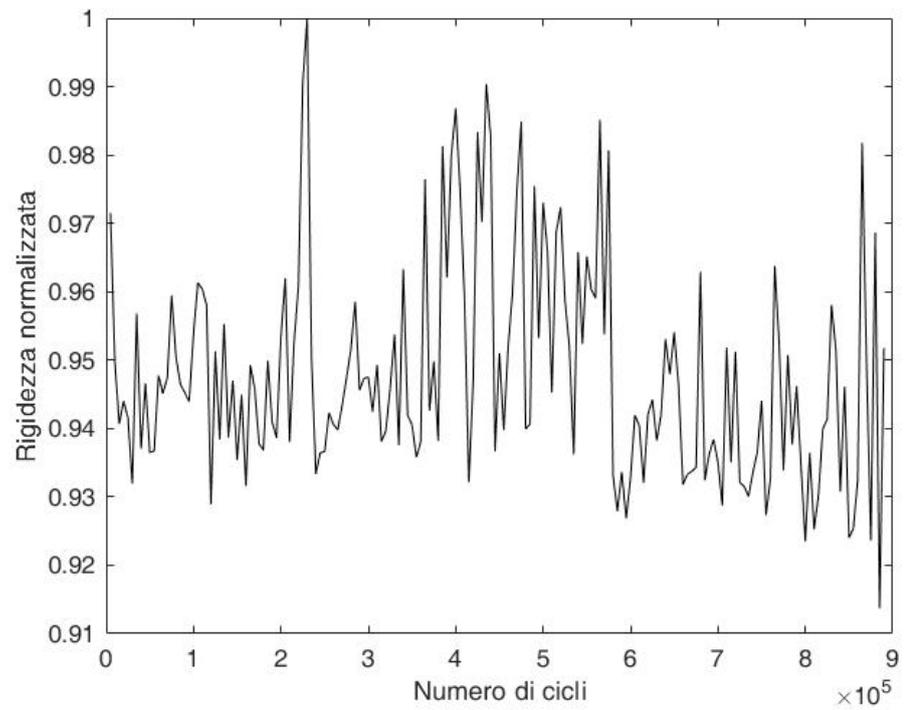
**Misalignment=**



## Damage



## Normalized Stiffness=

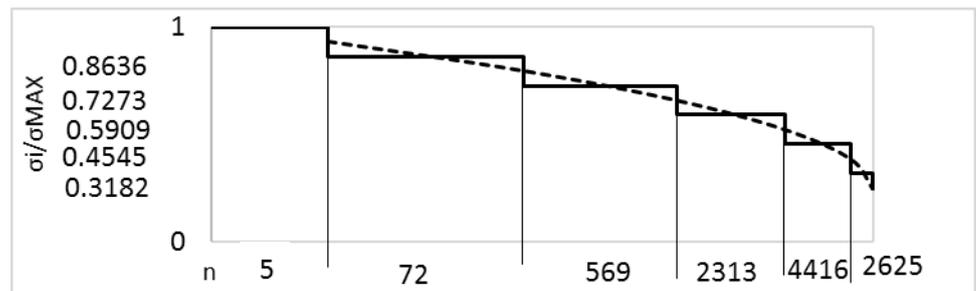


<b>Specimen:</b>	T06	<b>Type:</b>	Transverse Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	10/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

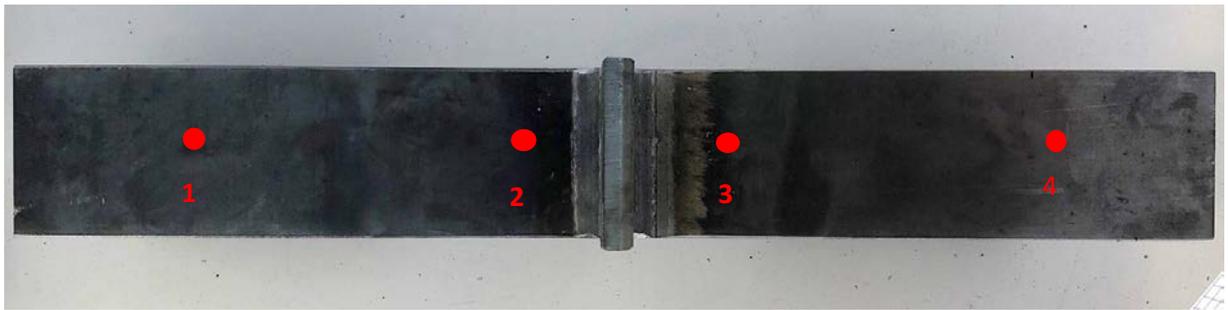
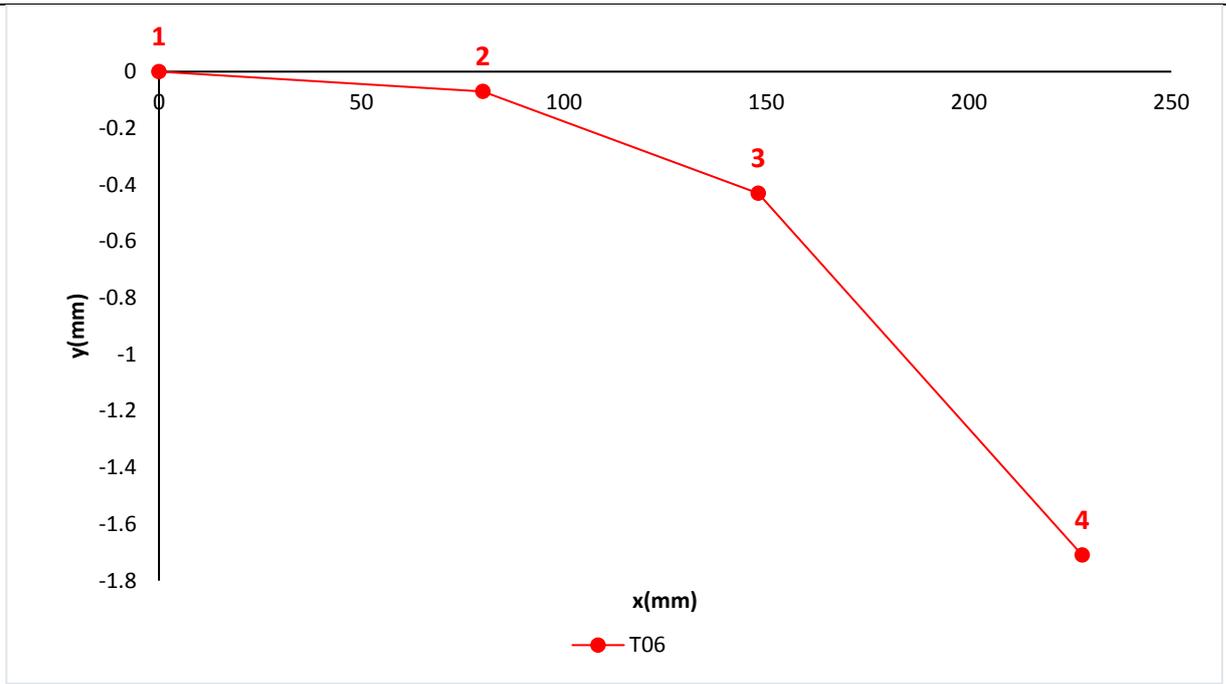
z=	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	1,5,10,10,10,10
$F_{max}$ [kN] =	123.1	$\sigma_{max}$ [MPa] =	154
$F_{min}$ [kN] =	6.1	$\sigma_{min}$ [MPa] =	7.2
$\sigma_{an}$ [MPa] (amplitude) =	146.25	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	2000000		
<b>Load type=</b>	run out		
	Variable		
	Amplitude		

**Spectrum=**



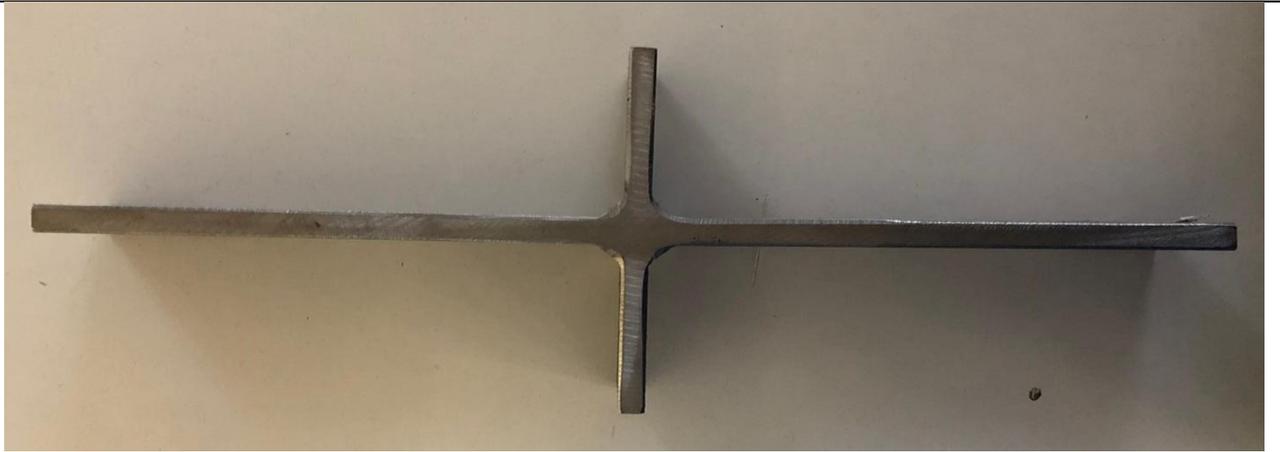
**Applied=** Descending- descending

**Misalignment=**



Damage=



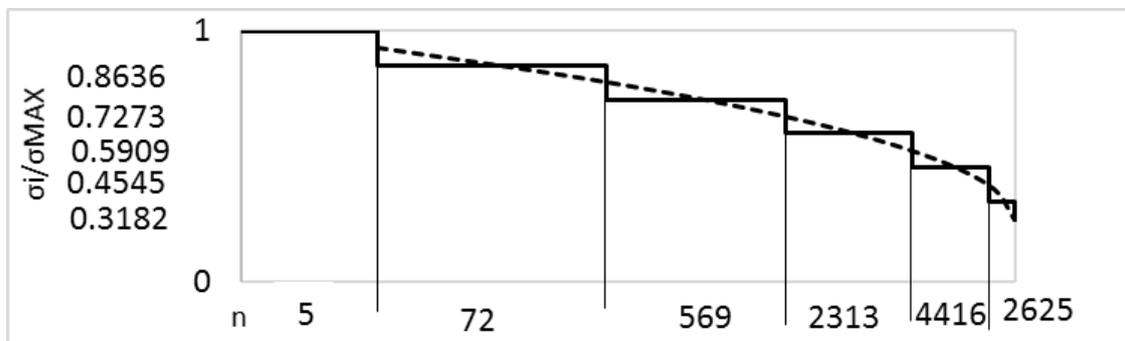


<b>Specimen:</b>	T11	<b>Type:</b>	Transverse Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	13/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

z=	6 mm	Load frequency $f_L$	
		[Hz] =	
$F_{max}$ [kN] =	142	$\sigma_{max}$ [MPa] =	177.5
$F_{min}$ [kN] =	7.1	$\sigma_{min}$ [MPa] =	8.9
$\sigma_{an}$ [MPa] (amplitude) =	168.6	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	1540005		
<b>Load type=</b>	Variable		
	Amplitude		

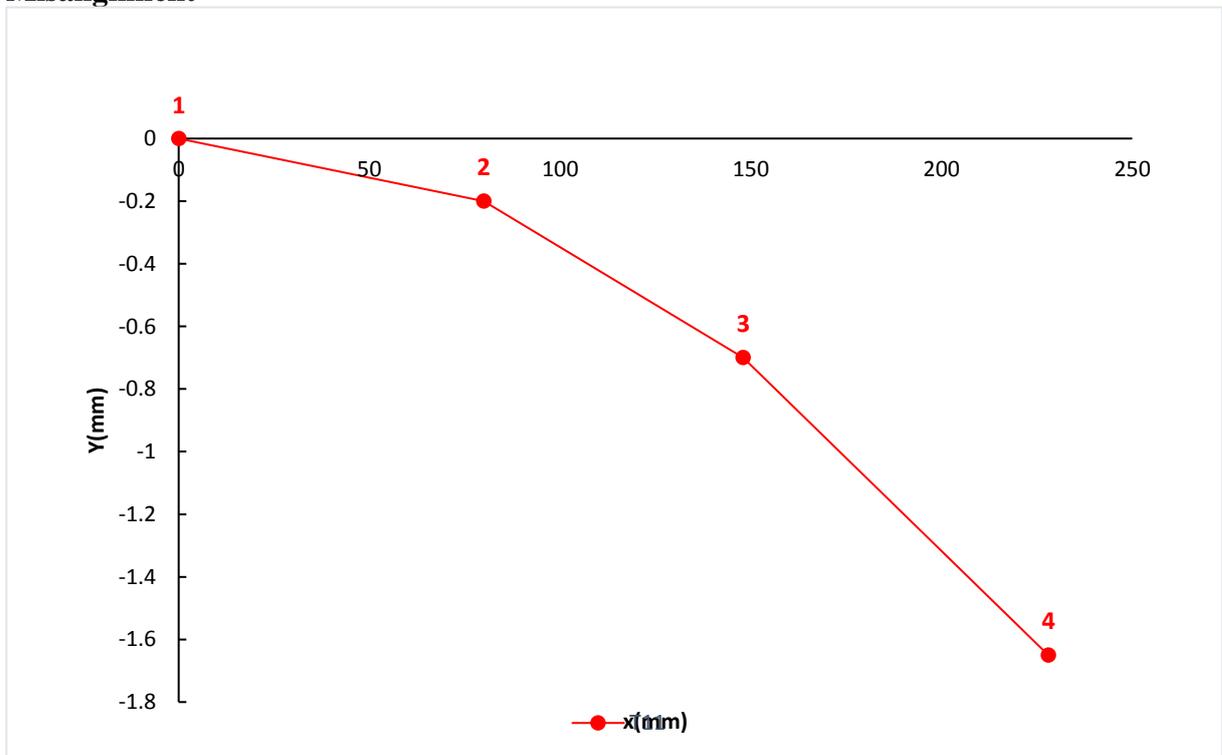
**Spectrum=**

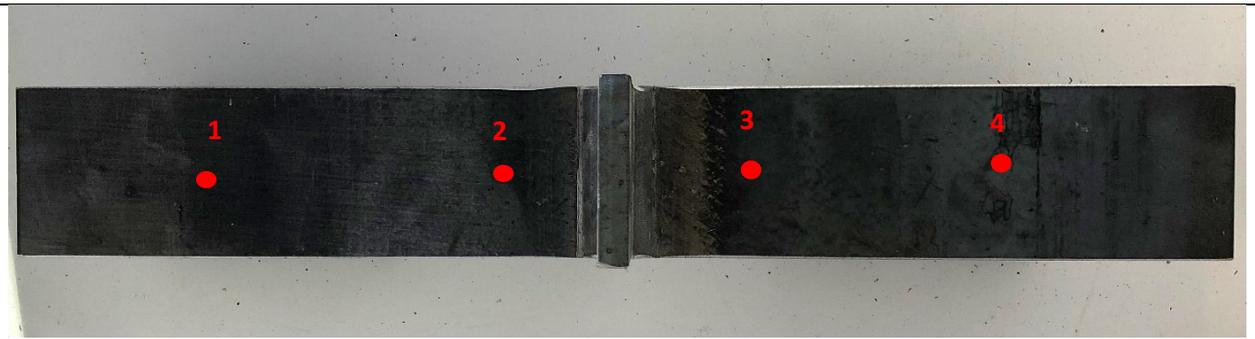


**Applied=**

**Descending – Descending**

**Misalignment=**





Damage=

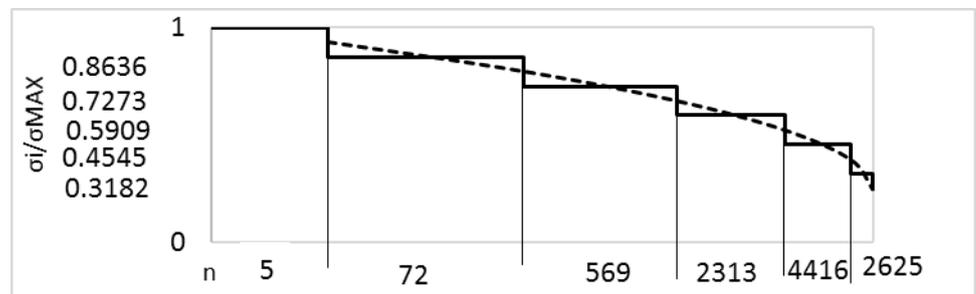


<b>Specimen:</b>	T12	<b>Type:</b>	Transverse Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	15/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

z=	6 mm	Load frequency $f_L$	1,5,7,7,10,10
$F_{max}$ [kN] =	147.4	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	7.4	$\sigma_{max}$ [MPa] =	368
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	350	$\sigma_{min}$ [MPa] =	18
N° of cycle to failure	772157	Load cycle =	0.05
=			
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

**Spectrum=**



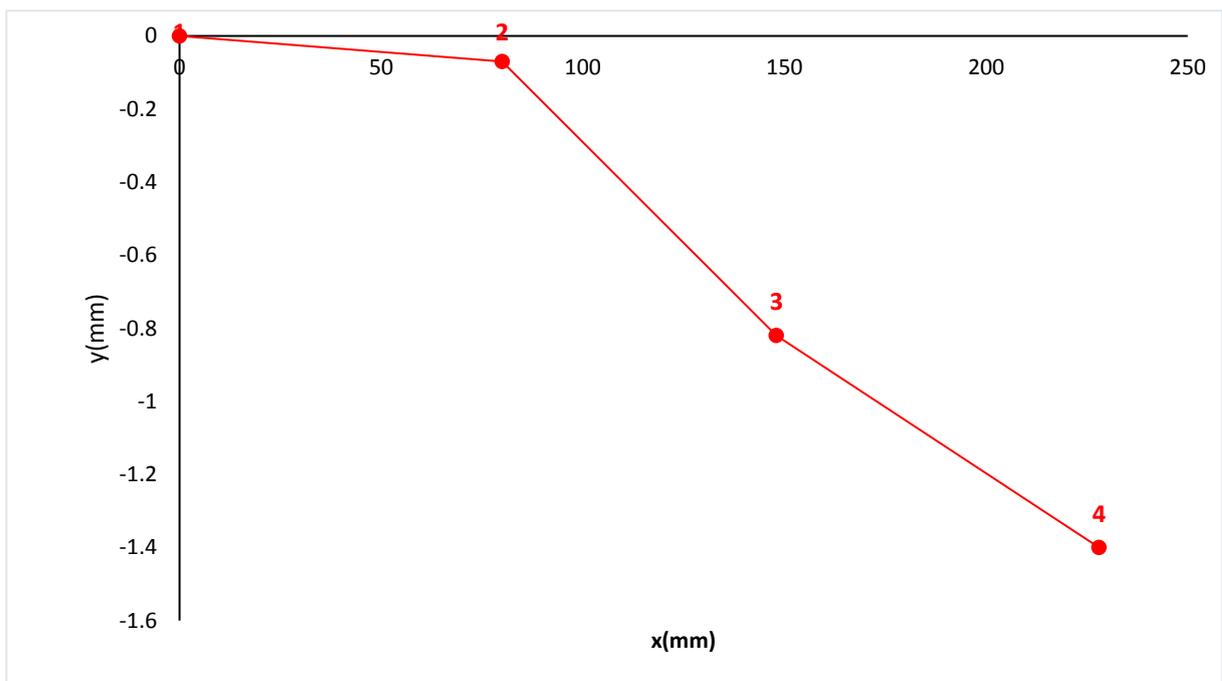
**Applied=**

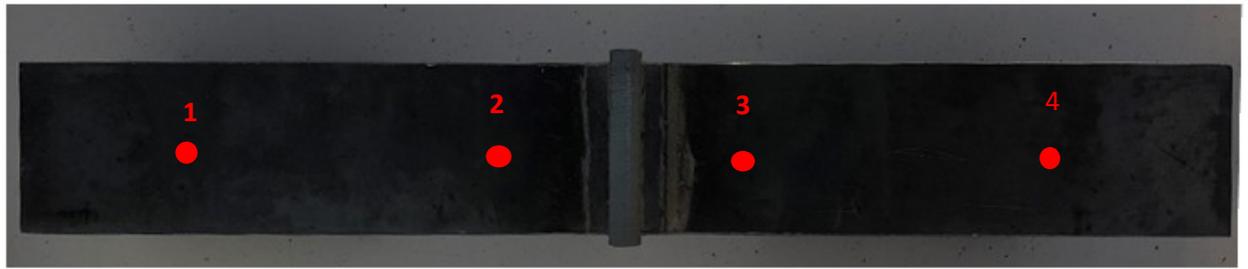
Descending- descending

**Note**

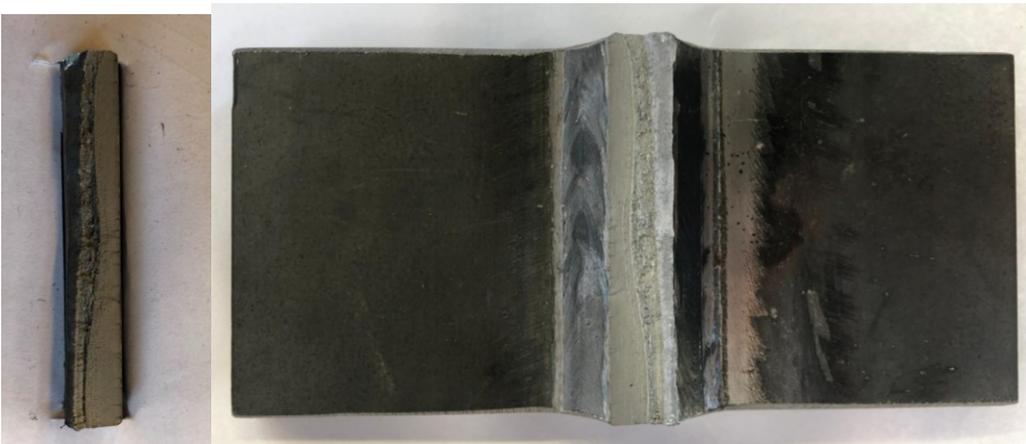
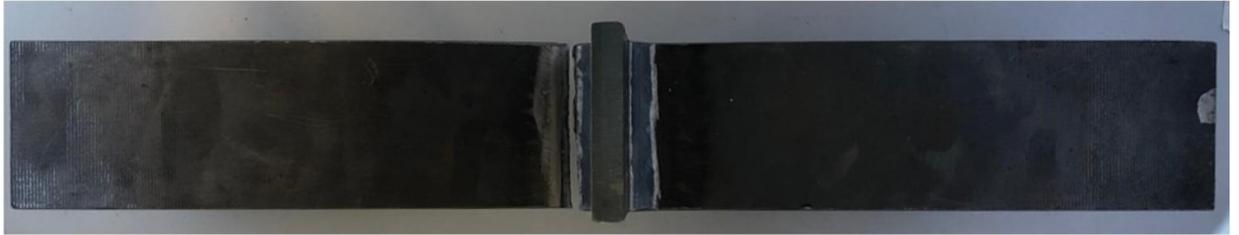
Prova a regime a 230 mila cicli, identificato problema a 300 mila cicli, possibili 70 mila cicli registrati da software ma non realmente applicati

**Misalignment=**



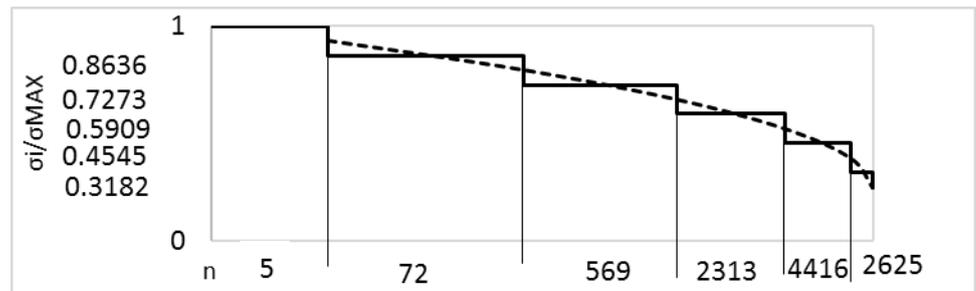


Damage=

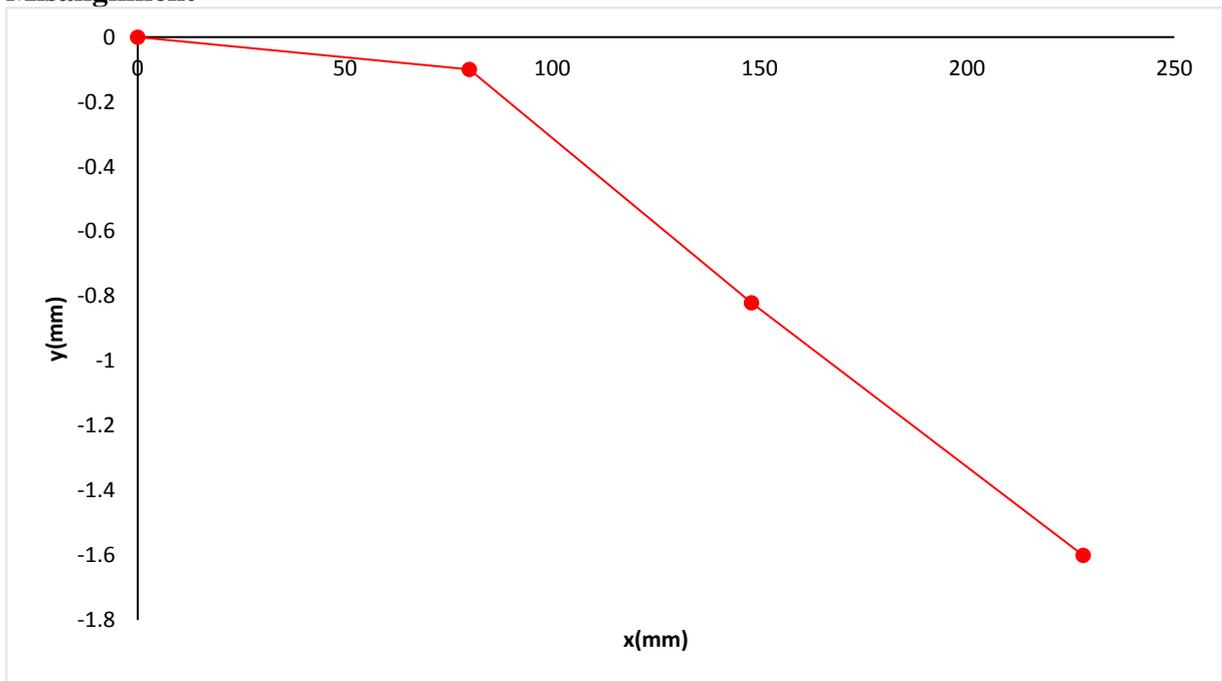


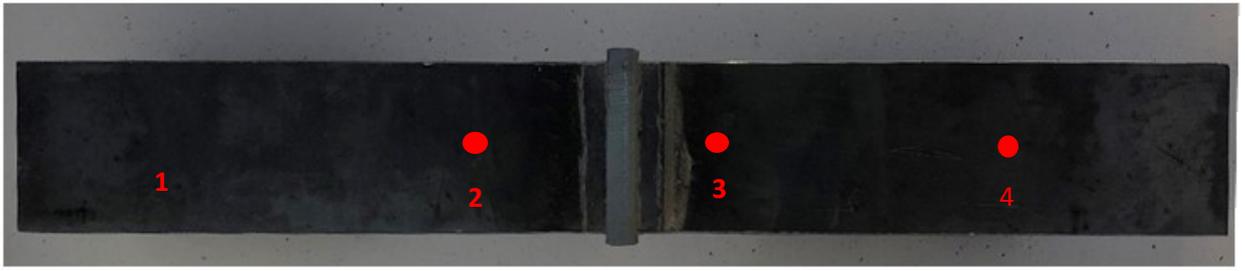
<b>Specimen:</b>	T13	<b>Type:</b>	Transverse Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	17/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice
<b>Data</b>			
<b>z=</b>	6 mm	<b>Load frequency fL [Hz] =</b>	1,3,5,7,10,10
<b>Fmax [kN] =</b>	184.2	$\sigma_{\max}$ [MPa] =	460.5
<b>Fmin [kN] =</b>	9.2	$\sigma_{\min}$ [MPa] =	23.03
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	437.2	<b>Load cycle =</b>	0.05
N° of cycle to failure =	480005		
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

**Spectrum=**

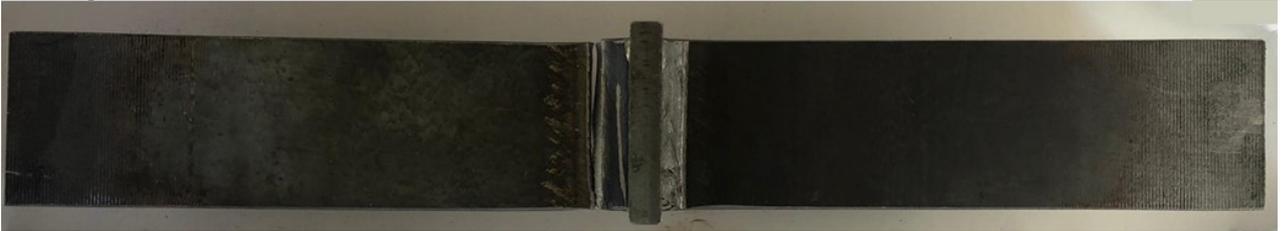


**Applied=** Descending- descending  
**Misalignment=**





Damage=

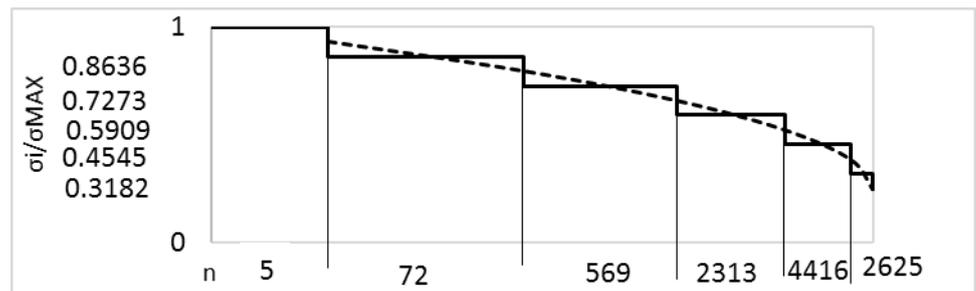


<b>Specimen:</b>	T14	<b>Type:</b>	Transverse Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	17/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

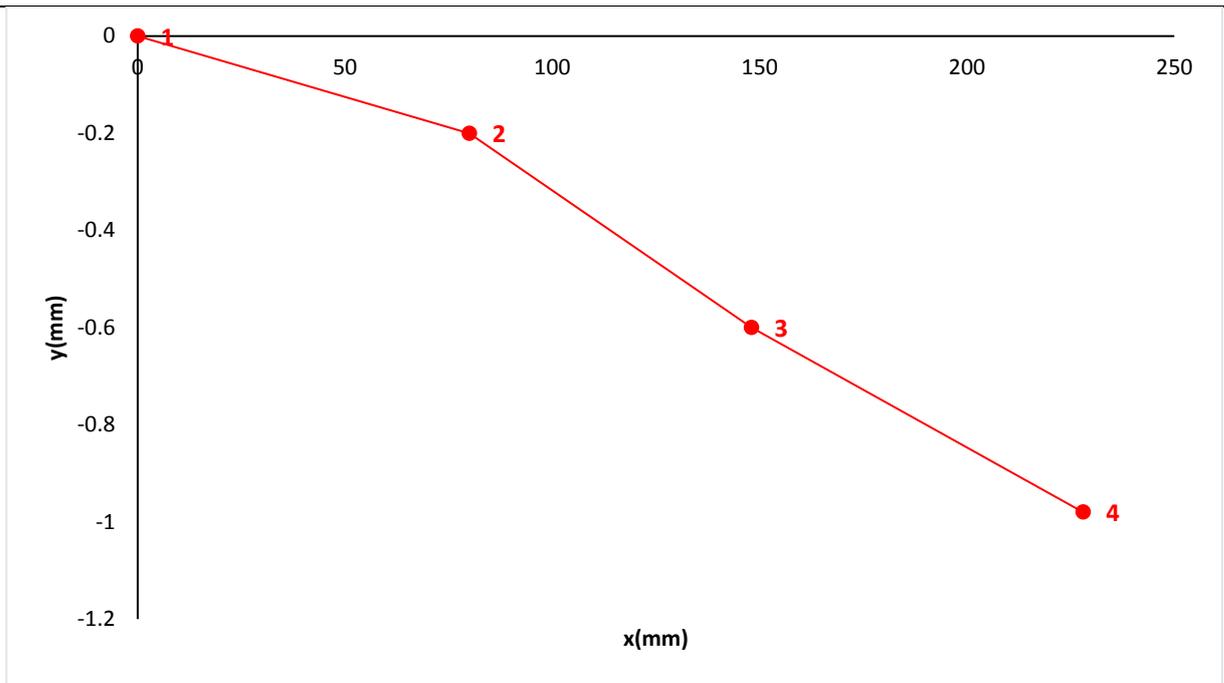
**Data**

$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	0.5, 0.5, 1, 7, 7, 10
$F_{max}$ [kN] =	242 (4 blocchi), 210	$\sigma_{max}$ [MPa] =	605 (4 blocchi), 526
$F_{min}$ [kN] =	12 (4 blocchi) 10.5	$\sigma_{min}$ [MPa] =	30.3 (4 blocchi), 26
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	575 (4 blocchi), 500	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	158000		
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

**Spectrum=**



**Applied=** Descending- descending  
**Note:** Dopo 40008 cicli, abbassamento dei carichi per permettere alla macchina di applicare lo spettro corretto  
**Misalignment=**



**Damage=**



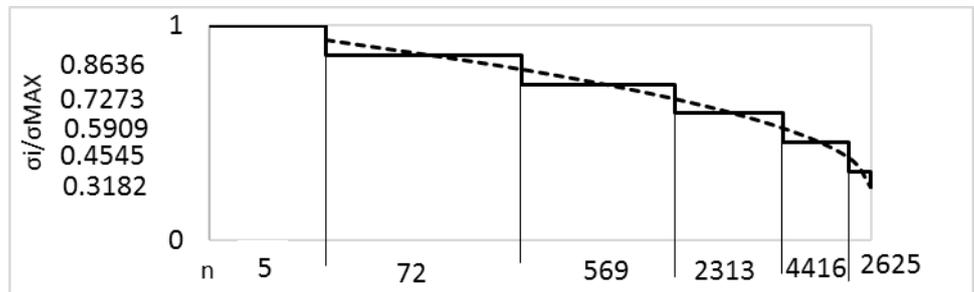


<b>Specimen:</b>	I10	<b>Type:</b>	Inclined Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	25/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

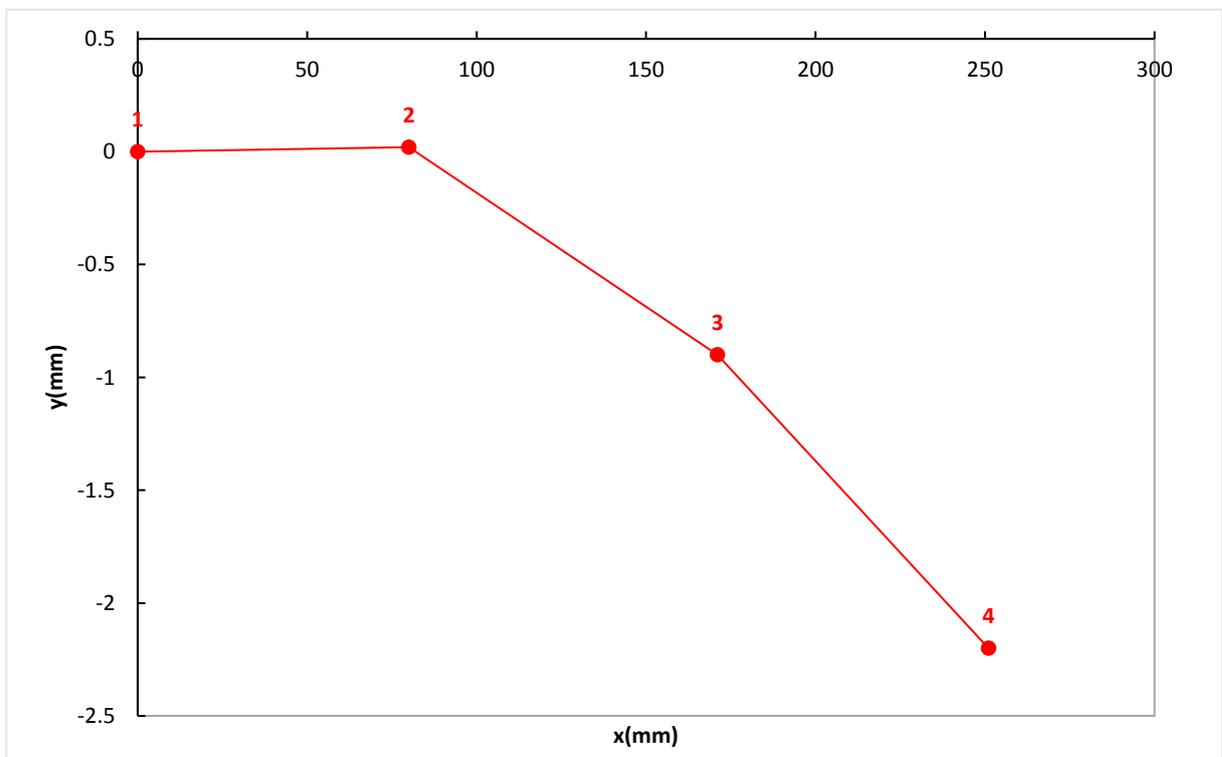
**Data**

z=	6 mm	Load frequency $f_L$	0.01,0.2,1,7,10,10
$F_{max}$ [kN] =	194.7	[Hz] =	
$F_{min}$ [kN] =	9.7	$\sigma_{max}$ [MPa] =	486.8
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	462.5	$\sigma_{min}$ [MPa] =	24.3
N° of cycle to failure =	460005	Load cycle =	0.05
<b>Load type=</b>	Variable		
	Amplitude		

**Spectrum=**

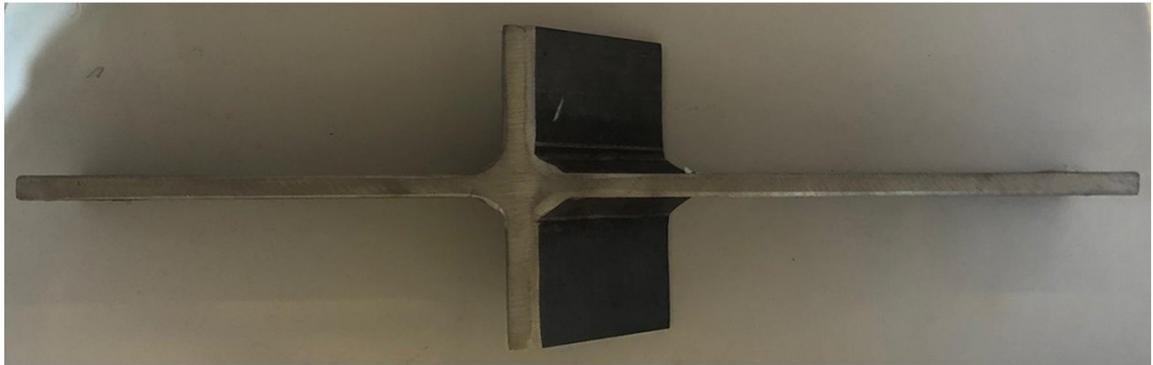


**Applied=** Descending- descending  
**Misalignment=**





Damage=

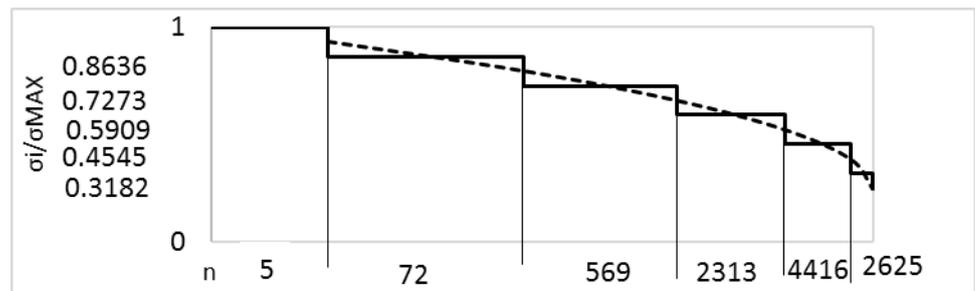


<b>Specimen:</b>	I11	<b>Type:</b>	Inclined Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	30/11/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

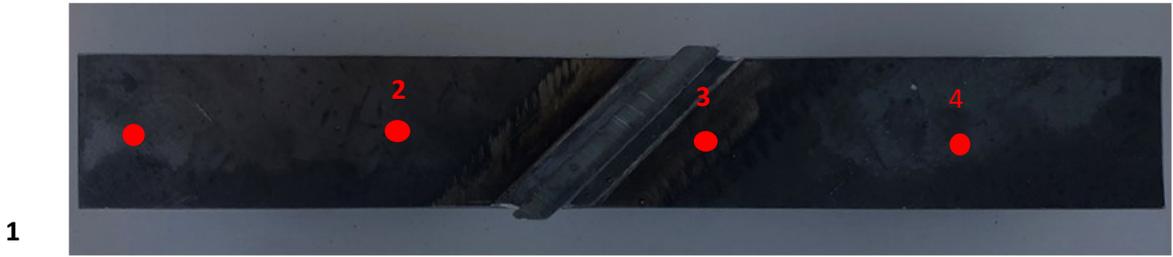
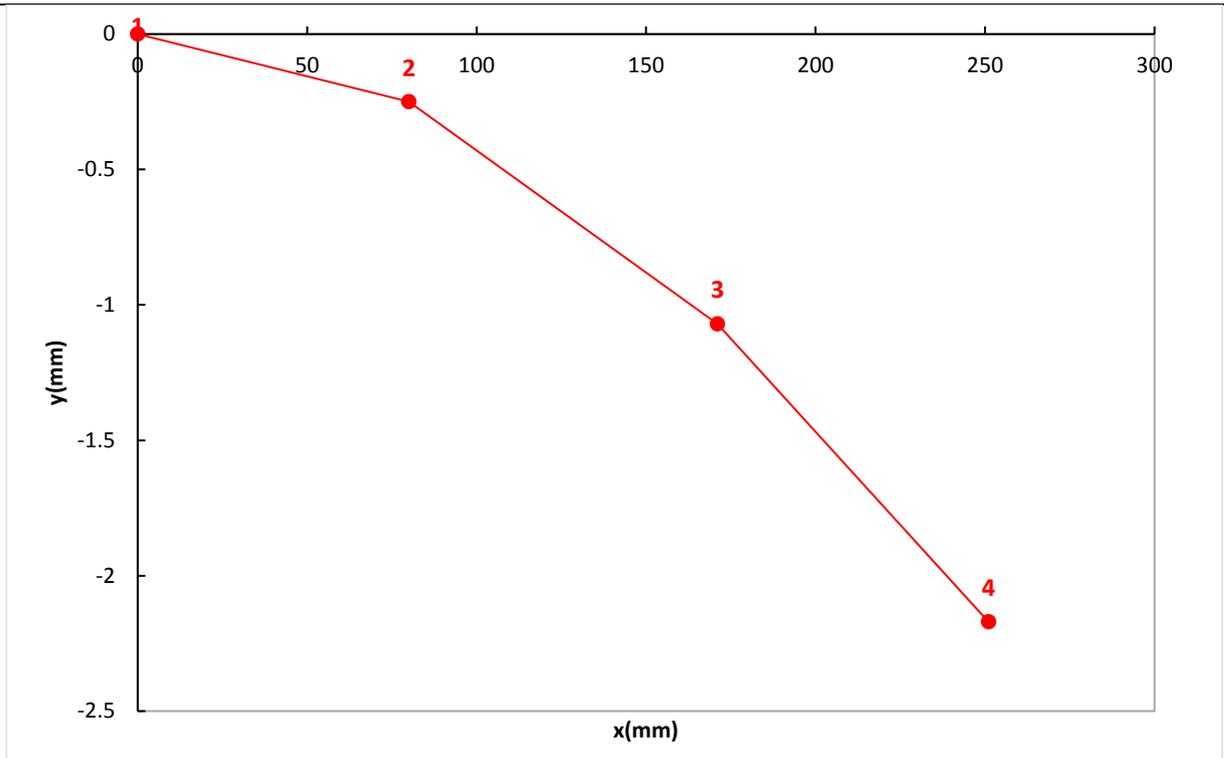
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	0.5,3,7,7,10,10
$F_{max}$ [kN] =	176.8	$\sigma_{max}$ [MPa] =	44218
$F_{min}$ [kN] =	8.8	$\sigma_{min}$ [MPa] =	22.1
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	420	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	1660000		
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

**Spectrum=**



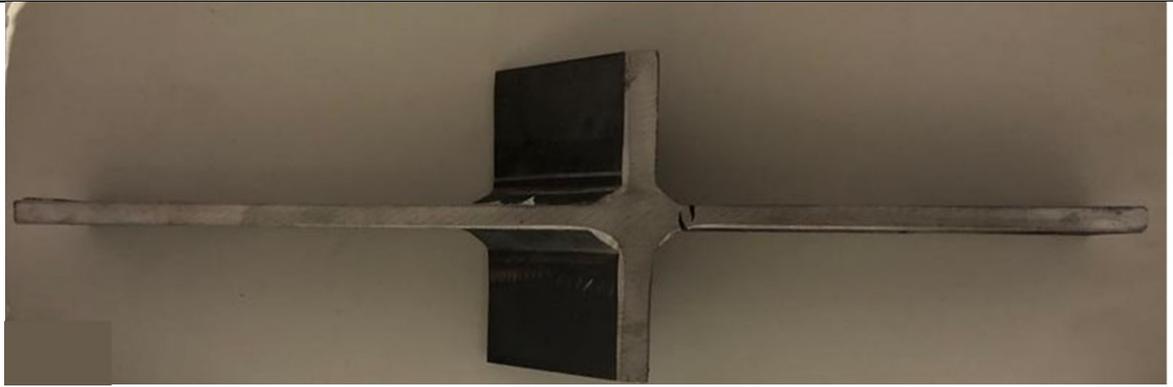
**Applied=** Descending- descending

**Misalignment=**



Damage=



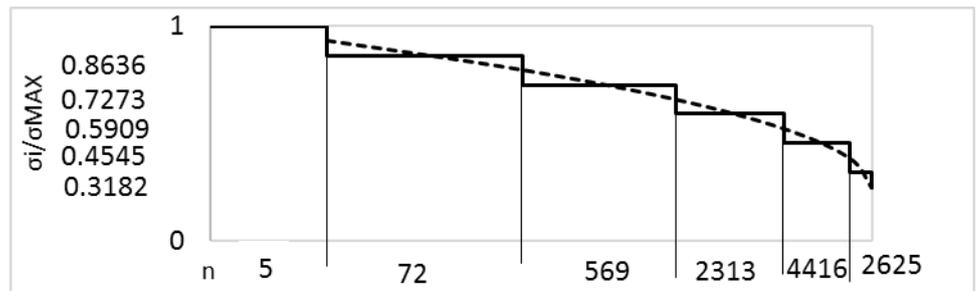


<b>Specimen:</b>	I12	<b>Type:</b>	Inclined Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	02/12/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

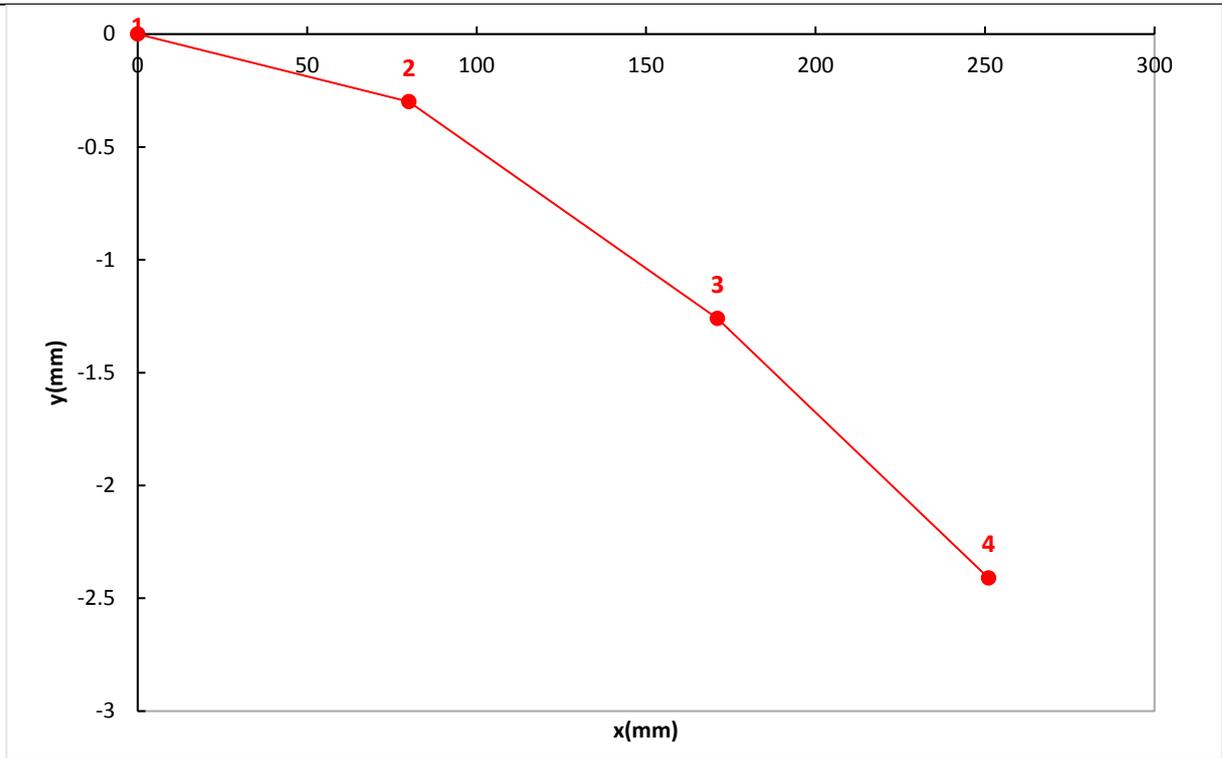
$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	0.1,0.2,1,7,10,10
$F_{max}$ [kN] =	189.4	$\sigma_{max}$ [MPa] =	473
$F_{min}$ [kN] =	9.4	$\sigma_{min}$ [MPa] =	23.2
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	450	Load cycle =	0.05
$N^\circ$ of cycle to failure =	430000		
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

**Spectrum=**



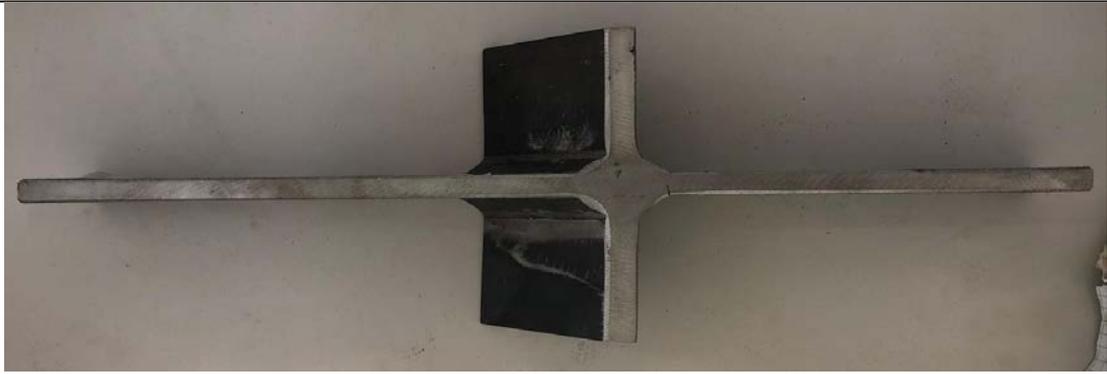
**Applied=** Descending- descending

**Misalignment=**



Damage=



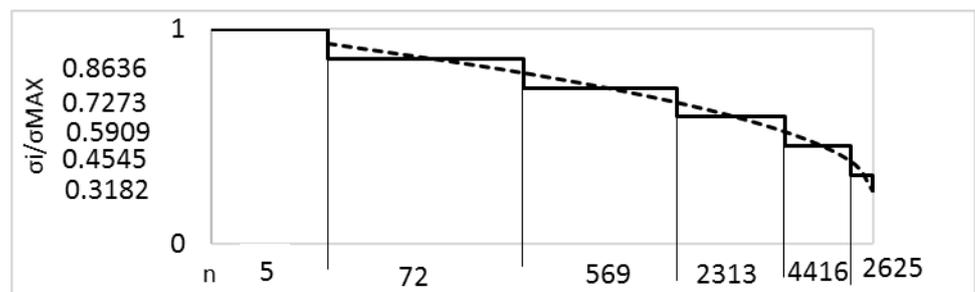


<b>Specimen:</b>	I13	<b>Type:</b>	Inclined Stiffner
<b>Test:</b>	Fatigue	<b>Material:</b>	S355
<b>Date:</b>	03/12/2020	<b>Test operator.:</b>	Besa Beatrice

**Data**

$z =$	6 mm	Load frequency $f_L$ [Hz] =	0.1,0.2,1,7,10,10
$F_{max}$ [kN] =	192.6	$\sigma_{max}$ [MPa] =	481.6
$F_{min}$ [kN] =	9.6	$\sigma_{min}$ [MPa] =	24.1
$\sigma_{an}$ [MPa] (range) =	455.7	Load cycle =	0.05
N° of cycle to failure =	435000		
<b>Load type=</b>	Variable Amplitude		

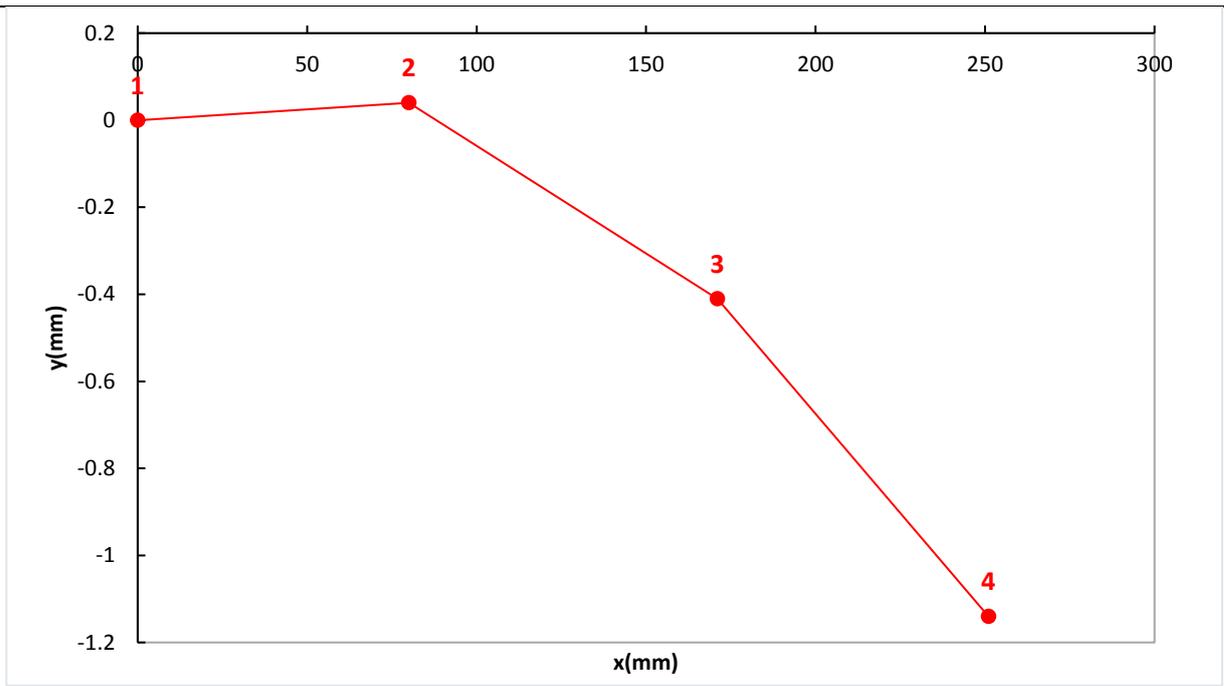
**Spectrum=**



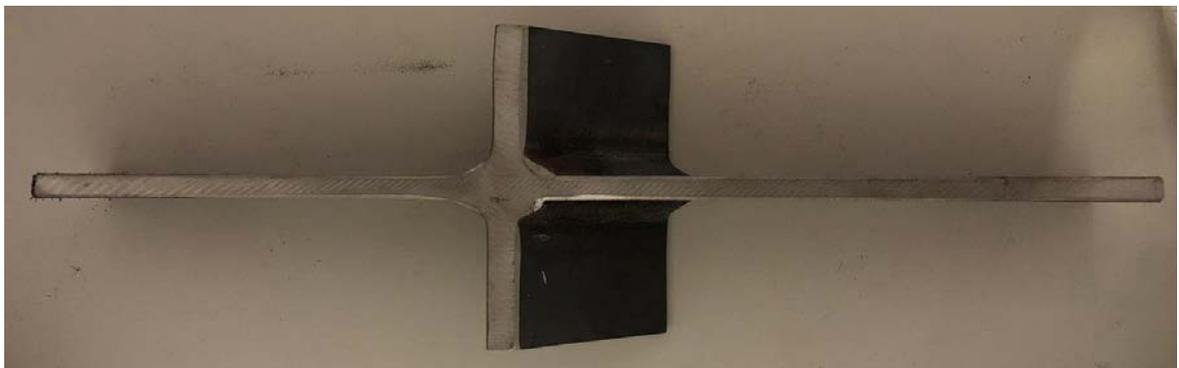
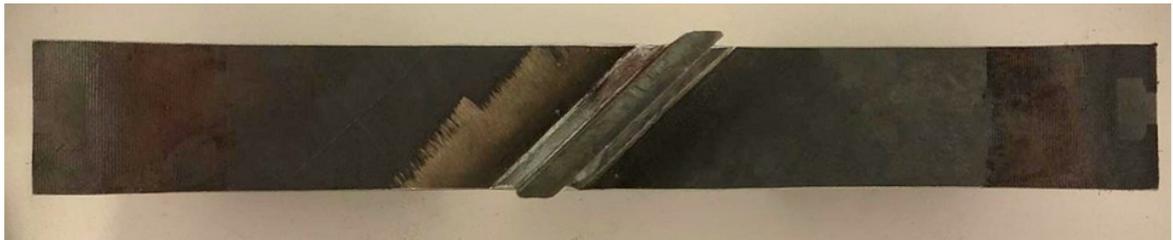
**Applied=** Descending- descending

**Note=** Controllore in arresto dopo numero di cicli sconosciuto, incertezza di 300000 cicli sul numero effettivo. Ipotizzano 150000 fatti.

**Misalignment=**



● ———  
**Damage=**



## E. Appendice E: codice Python per il calcolo del danneggiamento reale

Si riporta di seguito il codice Python utilizzato per il confronto degli spettri di carico teorico e reale e il calcolo del danneggiamento.

```
# -----  
  
# Setup Libraries  
  
import numpy as np  
import pandas as pd  
# -----  
  
# -----  
  
# Functions  
  
# History Time Reset  
def TimeReset(hist):  
    zero = hist.loc[0, 'Time[s]']  
    hist['Time[s]'] = hist['Time[s]'] - zero  
    return hist  
  
# Window Filter Function (R = 0 Variable Amplitude Load History)  
def WinFilter(inputdata, hist):  
    peaks = pd.DataFrame([0, 0, 0], ['Entity', 'Time[s]', 'Force[N]']).transpose()  
    totCycles = inputdata['Cycles'].sum()  
    row = -1  
    i = 0  
    lim = 0  
    while i in range(hist.shape[0] - 1):  
        row = row + 1  
        try:  
            t = inputdata.loc[row, 'Cycles']  
        except:  
            break  
        for cycle in range(2 * t):
```

```

if i >= hist.shape[0] - 1:
    break
cur = hist.loc[i, 'Force[N]']
post = hist.loc[i + 1, 'Force[N]']
r = i + 1
# Max Peak Catch
if post >= cur:
    entity = 'MAX'
    while (hist.loc[r, 'Force[N]'] > inputdata.loc[row, 'Force[N]'] / 2):
        r = r + 1
        if r >= hist.shape[0] - 1:
            break
    lim = r
    srange = [hist.loc[k, 'Force[N]'] for k in range(i, lim)]
    peak = max(srange)
    s = i
    while s in range(i, lim):
        if hist.loc[s, 'Force[N]'] == peak:
            pindex = s
            break
        else:
            s = s + 1
    instant = hist.loc[pindex, 'Time[s]']
    ppeak = pd.DataFrame([entity, instant, peak], ['Entity', 'Time[s]', 'Force[N]']).transpose()
    peaks = peaks.append(ppeak, ignore_index=True)
# Min Peak Catch
elif post < cur:
    entity = 'MIN'
    while (hist.loc[r, 'Force[N]'] < inputdata.loc[row, 'Force[N]'] / 2):
        r = r + 1
        if r >= hist.shape[0] - 1:
            break
    lim = r
    srange = [hist.loc[k, 'Force[N]'] for k in range(i, lim)]

```

```

    peak = min(srangle)
    s = i
    while s in range(i, lim):
        if hist.loc[s, 'Force[N]'] == peak:
            pindex = s
            break
        else:
            s = s + 1
    instant = hist.loc[pindex, 'Time[s]']
    ppeak = pd.DataFrame([entity, instant, peak], ['Entity', 'Time[s]', 'Force[N]']).transpose()
    peaks = peaks.append(ppeak, ignore_index=True)
    i = lim
peaks = peaks.drop(0, axis=0)
peaks.reset_index(drop=True, inplace=True)
return peaks

```

# Take-over Data Histogram (Force/Cycles)

```
def RespHist(inputdata, peaks):
```

```

    rhist = pd.DataFrame([[1, 0] for i in range(int((peaks.shape[0] + 1) / 2))],
                        [i for i in range(int((peaks.shape[0] + 1) / 2))], ['Cycles', 'Range[N]'])
    i = 0
    for j in range(int(inputdata['Cycles'].sum())):
        rhist.loc[j, 'Range[N]'] = abs(peaks.loc[i + 1, 'Force[N]'] - peaks.loc[i, 'Force[N]'])
        i = i + 2
        if i >= peaks.shape[0] - 1:
            break
        else:
            pass
    return rhist

```

# Input Data Miner Elaboration

```
def InputMiner(slope, deltasigma, inputdata):
```

```

iDamage = pd.DataFrame([[0] for i in range(inputdata.shape[0])], [i for i in range(inputdata.shape[0])],
['Damage'])

for i in range(inputdata.shape[0]):

    isigma = (inputdata.loc[i, 'Force[N]'] / float(area)

    N = float((deltastigma / isigma) ** slope) * float(2000000)

    iDamage.loc[i, 'Damage'] = inputdata.loc[i, 'Cycles'] / float(N)

iminer = iDamage.sum()

return iminer

# Take-over Data Miner Elaboration

def RealMiner(slope, deltaxigma, rhist):

    rDamage = pd.DataFrame([[0] for i in range(rhist.shape[0])], [i for i in range(rhist.shape[0])], ['Damage'])

    for i in range(rhist.shape[0]):

        rsigma = rhist.loc[i, 'Range[N]'] / float(area)

        if rsigma != 0:

            N = float((deltastigma / rsigma) ** slope) * float(2000000)

            rDamage.loc[i, 'Damage'] = float(1) / float(N)

        else:

            pass

    rminer = rDamage.sum()

    return rminer

# -----

# -----

# Inputs

# terminal execute : python C:\Users\Beatrice\Downloads\Beatrice\CycleCounter.py

filename = 'MFL_1.txt'

fileinput = 'inputdata_1.txt'

tindex = '2'

testType = 'R' # N = Nominal; # R = Range

slope = 3.73 # Reference design curve slope [-]

deltastigma = 127.7 # Reference design curve sigma range [MPa]

```

```

area = 400 # Reference specimen's net-section area [mm^2]

# -----

# -----

# Software Workflow

inputdata = pd.read_csv(fileinput, header=None, sep='\t', names=['Cycles', 'Force[N]'])
#print(inputdata)

print('Analyzing...')

hist = pd.read_csv(filename, header=None, sep='\t', names=['Time[s]', 'Force[N]'])
#print(hist)
hist = TimeReset(hist)
#print(hist)
peaks = WinFilter(inputdata, hist)
peaks.to_csv(('Peaks_' + tindex + '.csv'))

rhist = RespHist(inputdata, peaks)
rhist.to_csv(('rHist_' + tindex + '.csv'))

iminer = InputMiner(slope, deltasigma, inputdata)
rminer = RealMiner(slope, deltasigma, rhist)
merror = abs(float(rminer - iminer) / float(iminer)) * 100

# print(iminer, rminer, merror)

f = open('report.txt', 'a')
f.write('\n')
if testType == 'N':
    f.write("Type : Nominal\n")
elif testType == 'R':
    f.write("Type : Range\n")
f.write("Test : %s\n" % filename)

```

```
f.write('MFL Block Miner Damage : %f\n' % rminer)
f.write('Nominal Block Miner Damage : %f\n' % iminer)
f.write('Damage Percent Error : %f\n' % merror)
f.close()
```

```
print('Code Return: 0. Success.')
```

```
# -----
```

Guida per l'utilizzo del codice:

Il codice in esame è strutturato in una serie di funzioni.

La prima funzione (history time reset), è utilizzata per portare a zero il tempo di inizio acquisizione, qualsiasi sia questo valore inizialmente. Prende in input il file dove viene riportata la storia di carico reale, assegnata dalla macchina, e definisce come “zero” il valore di tempo che è presente alla prima riga, nella prima colonna. Sottrae poi questo valore a tutti i valori presenti nella prima colonna; questo non è ovviamente uno step indispensabile, ma è un'operazione opzionale, per rendere più ordinati i dati.

La seconda funzione (window filter function) è utilizzata per ottenere i picchi di forza della storia di carico. Questa prende come input i dati ottenuti dall'acquisizione della storia di carico della MFL, inoltre prende in input i dati della storia di carico ideale. Restituisce una matrice contenente gli istanti di tempo e i valori di forza relativi a picchi e valli della storia di carico riprodotta realmente dalla MFL. La funzione quindi di fatto “pulisce” il file di risposta della macchina, restituendo un file con i soli valori di picchi di forza, i quali servono per la definizione della storia di carico. Viene quindi scorsa la storia di carico reale, se il valore  $i+1$  esimo è maggiore del valore  $i$ -esimo, il punto cercato è un massimo, altrimenti è un minimo. Si scorre la storia di carico finché non si raggiunge il punto successivo con valore pari a quello della forza media assegnata per quel blocco. All'interno della finestra tra i due valori viene quindi ricercato il punto di picco o valle, a seconda se si stia cercando un massimo o un minimo.

Il vettore creato alla funzione precedente, contenente solo i valori di picco e valle, viene quindi rielaborato dalla funzione RespHist, la quale associa a ciascun ciclo effettuato dalla macchina il corrispondente range di carico, costruendo così l'istogramma di carico reale come è stato riprodotto dalla MFL. Così facendo associa ad un singolo ed unico ciclo un singolo ed unico valore di range, senza che siano effettuate approssimazioni. I valori di range vengono calcolati come differenza tra il valore di forza consecutivi di picco e valle del file “peaks.csv”.

La quarta funzione (Input Data Miner Elaboration) è utilizzata per calcolare il danneggiamento dovuto allo spettro di carico ideale, assegnato. Prende quindi in input il file che riporta lo spettro di carico ideale, la pendenza  $k$  della curva di Wohler di progettazione del giunto in esame e il valore del range di tensione della curva a 2000000 cicli,  $\Delta_A$ . Calcola poi il danneggiamento come:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{\left(\frac{\Delta\sigma_A}{\Delta\sigma_i}\right)^k 2000000} \quad \text{Eq.E.0.1}$$

La quinta funzione (Take-over Data Miner Elaboration), ha lo scopo di calcolare il danneggiamento dovuto allo spettro reale, prende quindi in input l'istogramma derivante dal blocco di carico reale realizzato dalla MFL.

L'ultimo parametro di interesse è il parametro “merror”, il quale calcola l'errore percentuale tra il danneggiamento calcolato sulla storia di carico reale e quello calcolato sulla storia di carico ideale.

Di seguito, si trova la sezione degli “input”, dove vengono assegnati appunto gli input del codice.

Successivamente si trova l'ultima sezione, nella quale vengono realizzati i file di output che si ottengono dal codice.

Quest'ultima è l'unica sezione dove l'utente deve intervenire. Sono definiti due file di input; il primo, identificato come "filename", è il file che contiene i dati relativi alla storia di carico reale assegnata dalla macchina, il secondo, identificato come "fileinput" invece contiene i dati relativi alla storia di carico teorica.

Entrambi i file devono essere realizzati dall'utente e salvati nella stessa cartella in cui è salvato il codice.

Il primo file, con i dati relativi alla storia di carico reale, viene realizzato a partire dal file di acquisizione dell'apparato sperimentale. Il file originale realizzato riporta tre colonne, nella prima si ha il tempo di acquisizione (in secondi), nella seconda lo spostamento applicato (in mm) e nella terza i carichi applicati (in N). E' necessario modificarlo nella maniera seguente, dopo aver importato i dati in un file excel; in primo luogo, dato che devono essere analizzati i dati relativi alla sola prima assegnazione dello spettro, vengono cancellati quindi i dati dal ciclo 10001 in poi, compreso. Inoltre, devono essere rimosse tutte le stringhe di testo presenti, e deve essere rimossa anche la colonna con i dati di spostamento (è sufficiente cancellare direttamente la colonna). Il primo valore di forza assegnato, alla prima riga, deve essere superiore al valore di forza media previsto per il primo livello di carico dello spettro ideale. A questo punto, si ha un file con due sole colonne, nella prima sono riportati i tempi, nella seconda i carichi applicati, per i cicli che vanno da 1 a 100000 (dato che questa coincide con la lunghezza dello spettro di carico)

Questo file viene salvato in formato .txt come "MFL.txt".

Il secondo file invece viene realizzato a partire da un file excel, nella prima colonna si riporta il numero di cicli assegnato ad ogni livello, e nella seconda la corrispondente forza assegnata (in N).

Questo file viene salvato in formato .txt come "inputdata.txt".

Tra gli input da assegnare inoltre figurano "tindex", che assegna un pedice ai file di report, di storia di carico reale e di lista di picchi, se è necessario realizzare più analisi.

Inoltre, se si vogliono confrontare i risultati che si ottengono considerando i range di forza o i carichi massimi, è possibile assegnare il valore R o N all'input "TestType" (rispettivamente, range o nominal).

Per il calcolo del danneggiamento, inoltre, il software richiede in input il valore di pendenza k della curva di Wohler (slope) e il valore di range di tensione a 2000000 cicli (deltastigma). L'ultimo input da assegnare è la sezione del provino su cui viene effettuato il test, in modo da poter passare da forza a tensione.

Inserite le variabili richieste, è possibile eseguire lo script. Si può eseguire tramite il prompt dei comandi, tramite la seguente riga "python path\CycleCounter.py", dove path è il percorso in cui è salvato il codice realizzato. Questo permette anche di lanciarlo da remoto. Il codice deve essere eseguito all'interno della cartella in cui sono stati salvati i file di acquisizione. Vengono realizzati tre file, un file Peaks.csv, il quale contiene solo i valori di picco di forza relativi alla storia di carico, un file rHist.csv, il quale associa ciascuno dei cicli fatti il corrispondente range di forza realmente applicato, e un file "report.txt".

Il terzo file invece riporta il calcolo del danneggiamento ottenuto per lo spettro di carico reale, quello per lo spettro di carico ideale e il calcolo della differenza percentuale tra i due, questo file può quindi esser consultato dall'utente alla fine della procedura.

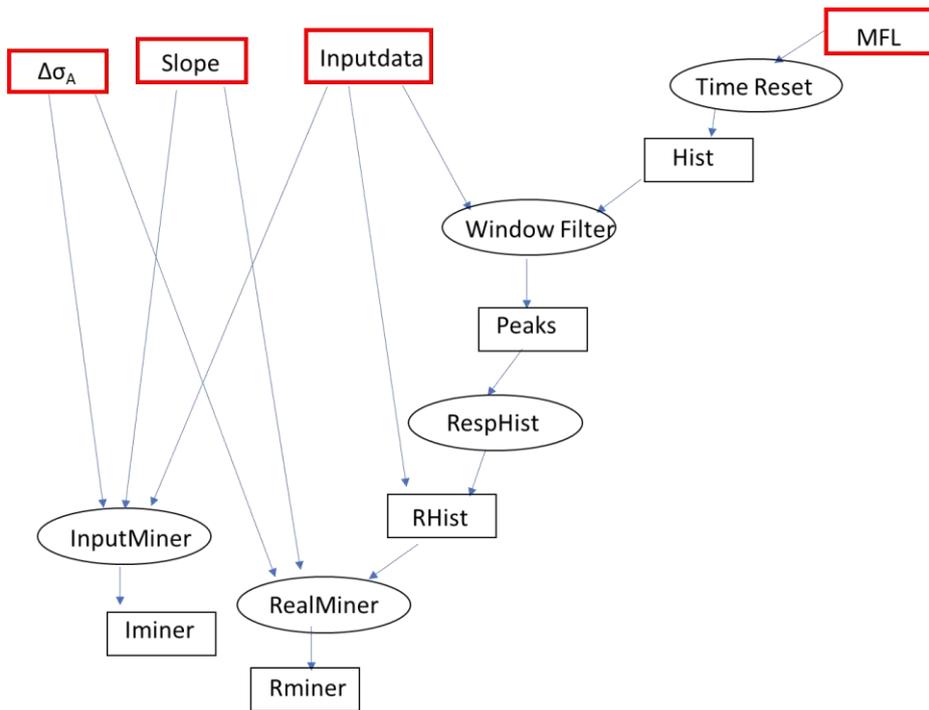


Figura 0-1: schema di funzionamento del codice scritto