



## AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : [ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr](mailto:ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr)

## LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

[http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg\\_droi.php](http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php)

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

6 / 66789

S172 00116

UNIVERSITE DE METZ

THESE DE DOCTORAT EN SCIENCES POUR L'INGENIEUR

*Laboratoire de Fiabilité mécanique*  
UNIVERSITE DE METZ (FRANCE)

*en co-tutelle avec le*  
*Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione*  
UNIVERSITÀ DI LECCE (ITALIA)

*Pour l'obtention du grade de:*  
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE METZ

TITRE:

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE - - METZ	
N° inv.	2000 1105
Cote	S/M3 00/16
Loc	Meyarou

***METHODES MODERNES POUR LE DIMENSIONNEMENT  
EN FATIGUE DE STRUCTURES SOUDEES***

Par:

Doct. Ing. F. W. Panella

Co-directeur de thèse: Prof. G. Pluvinage (Université de Metz)  
Co-directeur de thèse: Prof. V. Dattoma (Università di Lecce)  
Examineur: Prof. C. Pappalettere (Politecnico di Bari)  
Examineur: Prof. Z. Azari (Université de Amiens)

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE DE METZ



022 318122 5

## RESUME

L'objectif de cette thèse est d'approfondir différents aspects dans le domaine du dimensionnement en fatigue des joints soudés en acier, car ces problèmes sont nombreux et difficiles à résoudre.

Des méthodes alternatives aux dimensionnement sont proposées aux codes et aux normes actuellement utilisés pour le calcul, le dimensionnement et la vérification des éléments soudés en acier.

Les normes et les codes en vigueur présentent plusieurs inconvénients et des fondements théoriques discutables. En outre les procédures sont trop simplifiées et conservatives. Il paraît en plus impossible de trouver une solution unique pour toutes les situations considérées. Il semble donc nécessaire d'entreprendre une analyse approfondie sur l'influence des plastifications en fond d'entaille, sur l'influence effective des contraintes résiduelles et de la valeur du rapport de la charge. Il paraît en outre nécessaire de connaître l'importance en termes de durée de vie de quelques paramètres géométriques fondamentaux tel que le niveau de désalignement des tôles soudées.

Une importante série d'essais de fatigue a été réalisée pour des types différents de soudures (en particulier celles en T) afin de vérifier et de mettre au point de nouvelles méthodes de calcul ; plusieurs études numériques et analytiques ont permis de modéliser les résultats et de proposer des critères de dimensionnement sur la base de modèles numériques.

La Méthode volumétrique et l'Approche de la déformation locale (l'une développée au L.F.M. de l'Université de Metz – France, l'autre au D.P.P.I. du Politecnico de Bari et au D.I.N. de l'Università di Lecce – Italia) ont été utilisées et analysées. Elles sont actuellement jugées comme les seules capables de prendre en compte les nombreux phénomènes en jeu. On a particulièrement étudié leur application pour le dimensionnement en tenant compte de nombreux paramètres.

Les deux méthodes sont très différentes. La première, à caractère expérimental, se base sur la mesure locale en plusieurs points de l'amplitude de contrainte pouvant être

liée à la durée de vie en fatigue. La seconde, de type numérique, étudie les contraintes plastiques dans un volume d'endommagement en fatigue en bout d'entaille.

Dans les derniers chapitres, des résultats intéressants sont présentés qui confirment la validité des méthodes et élargissent les observations et les conclusions pour améliorer les notions.

Les principes de dimensionnement en fatigue des joints soudés en acier sont présentés et argumentés.

Dans la première partie de cette étude, nous présentons les notions sur lesquelles s'appuient les procédures actuelles de dimensionnement et celles plus novatrices en phase actuelle d'investigation.

La deuxième partie apporte des éléments de réponse à la classification, la résistance et l'analyse des structures soudées d'un point de vue production et dimensionnement. Elle présente également les codes utilisés en Europe, les propositions les plus simples et les plus actuelles ainsi que les directives pour les essais expérimentaux.

Dans la troisième partie, on décrit les joints soudés selon la géométrie, les matériaux et le type de chargement ; on considère en outre les modèles numériques pour l'analyse du champ des contraintes et des déformations dans la région du joint afin d'évaluer le rôle des liaisons du montage et l'influence des caractéristiques cycliques du matériau.

La dernière partie concerne les procédés de calculs numériques et analytiques, l'application des méthodes proposées et la vérification par confrontation avec les résultats.

De plus, on a fourni en bref, mais de façon suffisamment critique et détaillée, l'état de l'art et l'ensemble des connaissances théoriques et pratiques sur ce sujet, ainsi qu'une série de références et figures.

Nous présentons une analyse critique des méthodes de dimensionnement des éléments complexes soudés : la Méthode de la Déformation et la Méthode volumétrique.

On a appliqué le développement de ces méthodes à des aciers de construction et à haute limite d'élasticité. Nous en décrivons les avantages escomptés de l'utilisation de ces aciers.

Les deux méthodes évitent de baser la caractérisation du joint sur des paramètres de référence déterminés seulement au fond du cordon (paramètres difficiles à estimer en

raison de la relaxation plastique, l'incertitude des mesures des paramètres géométriques de l'entaille, les effets de désalignement et de la sensibilité à l'entaille qui varient selon l'épaisseur de la tôle et du matériau, en outre le classement de référence de chaque soudure ne semble pas correctement apprécié !).

Cependant, la globalité de l'état de déformation à proximité du joint soudé est pris en compte. Les deux méthodes considèrent en outre l'influence de la plasticité et de son extension.

Enfin, dans tous les cas, nous obtenons des courbes de référence en fatigue indépendantes de la géométrie, de la classe, du chargement et d'une certaine façon, du type de matériau.

En définitive, il a été jugé nécessaire d'analyser les différents critères sur les méthodes actuelles et d'exécuter des essais et des calculs numériques pour développer des nouvelles méthodes théoriques et pratiques dans ce domaine.

## **REMERCIEMENTS**

Je voudrais apporter mes remerciements les plus sincères aux Professeurs Pluinage, Pappalettere, Dattoma, Azari et Gilgert qui m'ont conduit dans cette aventure. Leurs conseils, observations et critiques ont permis à mon avis de rédiger une thèse à la fois intéressante, moderne et de qualité.

Il faut aussi citer les Ing Nobile R., Nawar K. et Pigneaux D. qui m'ont accompagné et aidé pendant les études et expériences.

Je ne peux pas me rappeler tous ceux qui m'ont suivi et accueilli en France dans cette phase de ma vie sauf Bako, Onofrio, Lorenza, Beppe, Fosia, Nadia, Judith, Elena, Katia, Luciano, Kader, Ivana, Mme Honert, Genti, Sandra, Andros, Neus, Gianluca, Dodo, Marco, Stéphane, Valentina, ma famille et ceux que j'ai oubliés pour le moment.

**INDICE**

<b>Sommario</b>	1
<b>Introduzione</b>	4
<b>PARTE I° : Generalità e metodologie</b>	6
I) <i>ROTTURA A FATICA DI ELEMENTI INTAGLIATI</i>	7
I.1) Modelli e approcci	8
I.2) Approccio di tipo "Hot spot"	9
I.3) Modelli basati sugli N-SIF	16
II) <i>MODELLI GENERATI DALLA MECCANICA DELLA FRATTURA</i>	21
II.1) Concetti di base	21
II.2) Alcuni metodi sotto studio	22
III) <i>IL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE</i>	27
III.1) La fatica e l'hot spot di deformazione	27
III.2) Fondamenti teorici	31
III.3) Progettazione di strutture saldate con il Metodo della Deformazione locale	34
IV) <i>L'APPROCCIO VOLUMETRICO</i>	36
IV.1) Introduzione	36
IV.2) Principi teorici	37
IV.3) Tensione effettiva e $k_f$	39
IV.4) Distanza effettiva e Gradiente relativo delle tensioni	40
IV.5) Previsione della vita a fatica	42
IV.6) Verifica sperimentale	44
<b>PARTE II° : I giunti saldati a fatica</b>	48
V) <i>FATICA DELLE SALDATURE AD ANGOLO</i>	49
V.1) Introduzione	49

V.2) I fattori di durata dei giunti saldati	50
V.3) Effetti della geometria	50
V.4) Natura delle sollecitazioni	53
V.5) Fattori metallurgici e tensioni residue	56
V.6) Natura del metallo base e del materiale d'apporto	59
V.7) Approcci utilizzati e Metodi proposti	60
V.8) Miglioramenti della tenuta a fatica dei Giunti saldati	61
VI) <i>IL METODO DELLA "TENSIONE LINEARIZZATA"</i>	64
VI.1) Calcolo delle sollecitazioni	64
VI.2) Valutazione della vita a fatica	66
VII) <i>VERIFICA A FATICA DI STRUTTURE IN ACCIAIO SECONDO L'EUROCODE 3</i>	68
VII.1) Introduzione	68
VII.2) Curve di fatica	70
VIII) <i>ULTERIORI SVILUPPI PER LA PROGETTAZIONE A FATICA DI ELEMENTI SALDATI</i>	
(proposta per l'ISO di IIW, XIII-1539-96 / XV-845-96)	72
VIII.1) La "tensione geometrica"	72
VIII.2) Lo sforzo effettivo d'intaglio	73
VIII.3) Resistenza a fatica	74
<b>PARTE III° : Prove sperimentali e calcoli sui giunti a T</b>	<b>75</b>
IX) <i>METODI DI PROGETTO INNOVATIVI PROPOSTI PER GIUNTI SALDATI A T E CALCOLI NUMERICI</i>	76
IX.1) Introduzione	76
IX.2) Considerazioni geometriche	76
IX.3) Modello numerico dei giunti a T	78
X) <i>PROVINI SALDATI, MONTAGGI, CARICHI, MATERIALI</i>	83
X.1) Montaggio e carichi per le prove di fatica	83
X.2) Materiali e geometria dei giunti	85
X.3) Curve tensione-deformazione oligocicliche	90



XI) <i>PROVE SPERIMENTALI A FATICA</i>	93
XI.1) Giunti a T simmetrici e non simmetrici	93
XI.2) Giunti a T a Trazione o Flessione	96
XI.3) Giunti di testa	99
XI.4) Giunti a croce	101
XI.4) Analisi frattografica	104
<b>PARTE IV° : Metodi di progetto moderni e risultati</b>	108
XII) <i>APPLICAZIONE DEL METODO VOLUMETRICO</i>	109
XII.1) Il Metodo volumetrico sui giunti saldati	109
XII.2) Curve di previsione a fatica secondo la $\sigma_{eff}$	112
XII.3) Discussione dei risultati	114
XII) <i>APPLICAZIONE DEL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE</i>	118
XIII.1) Procedura e strumentazione	118
XIII.2) La deformazione locale nei giunti a T	119
XIII.3) Studio dei giunti a croce	122
XIII.4) I giunti di testa in termini di deformazione	126
<b>Conclusioni</b>	128
<b>Bibliografia</b>	130

## INTRODUZIONE

Il presente lavoro è mirato all'approfondimento di diverse problematiche nell'ambito della progettazione a fatica di giunti saldati.

A tal fine, si sono effettuati degli studi sulle metodologie attualmente adoperate, sui codici e la normative consigliate per il calcolo e la verifica di elementi saldati in acciaio, nonché sulle proposte più recenti per migliorare l'analisi della resistenza a fatica.

Una vasta serie di prove sperimentali e test di fatica è stata prevista su diverse tipologie di giunti (in particolare quelli a T) per verificare e mettere a punto molti aspetti relativi alle nuove e vecchie metodologie di calcolo; diversi calcoli numerici ed analitici hanno permesso di approfondire l'analisi dei risultati e di impostare criteri di progetto sulla base di modelli numerici realistici.

Nella prima parte del lavoro si offrono le basi su cui poggiano attualmente sia i criteri di progetto in vigore, sia quelli più innovativi in fase di investigazione.

Nella seconda, si fornisce lo stato dell'arte sulla classificazione, resistenza e analisi delle saldature da un punto di vista produttivo e progettuale. In più, si presentano i codici e le normative vigenti in Europa, le proposte semplificative più attuali e le direttive sui test.

Successivamente, nella parte III°, si descrivono i giunti analizzati a seconda della geometria, dei materiali e del tipo di carico; inoltre si analizzano i modelli numerici per lo studio del campo degli sforzi e delle deformazioni e per la valutazione dei vincoli di montaggio e dell'influenza delle caratteristiche cicliche del materiale.

Nella parte finale si presentano le prove ed i risultati sperimentali, i procedimenti di calcolo numerico-analitico, l'applicazione dei metodi proposti e la verifica con i relativi confronti.

Dal punto di vista concettuale, si illustrano e si chiariscono i dubbi in merito a due nuovi metodi di progetto di elementi complessi saldati: *il Metodo della Deformazione locale* ed *il Metodo volumetrico*.

Dopo aver ampiamente giustificato le loro basi teoriche e le motivazioni principali per continuarne lo sviluppo sugli acciai sia da costruzione che ad alto limite di elasticità, si procede descrivendone i notevoli vantaggi per il futuro.

Se apparentemente i due metodi sono totalmente differenti, in quanto il primo è di carattere sperimentale e si basa sull'analisi della deformazione locale in punti particolari di misura per essere relazionata alla vita a fatica, il secondo è di tipo numerico e si basa sullo studio delle tensioni in campo plastico in un volume appropriato di danneggiamento all'apice degli intaglio, si possono delineare diverse similitudini riguardo ai rispettivi punti di forza.

In primo luogo entrambe le procedure evitano la caratterizzazione del giunto sulla base di parametri di riferimento ricavati solo al fondo del cordone (difficile da stimare a causa del rilassamento plastico, della incertezza sulla misura dei parametri geometrici caratteristici dell'intaglio, di effetti di disallineamento e della sensibilità all'intaglio che varia a seconda del materiale e dello spessore, infine a causa della tipologia o classe del giunto), ma considerando la globalità dello stato tensionale o deformativo in vicinanza dell'intaglio. Inoltre, entrambi i metodi considerano l'influenza della plasticità e della sua estensione al lato del cordone. Infine, per entrambi si ottengono delle curve di riferimento a fatica, valide in senso più ampio, cioè indipendenti dalla geometria, dalla classe, dal carico ed in un certo qual modo, anche dal tipo di acciaio.

In definitiva, è stato ritenuto necessario approfondire tutti questi argomenti ed eseguire diverse prove numeriche e sperimentali per estendere le conoscenze teoriche e pratiche nel campo.

## *PARTE I° :*

### Generalità e metodologie

### 1) ROTTURA A FATIGA DI ELEMENTI INTAGLIATI .

L'effetto d'intaglio per la fatica si traduce nel fatto che la curva di Wöhler si trova al di sotto della stessa relativa a provini rasati. Per un dato livello di tensione, la durata a fatica si riduce (Fig. 1.1).

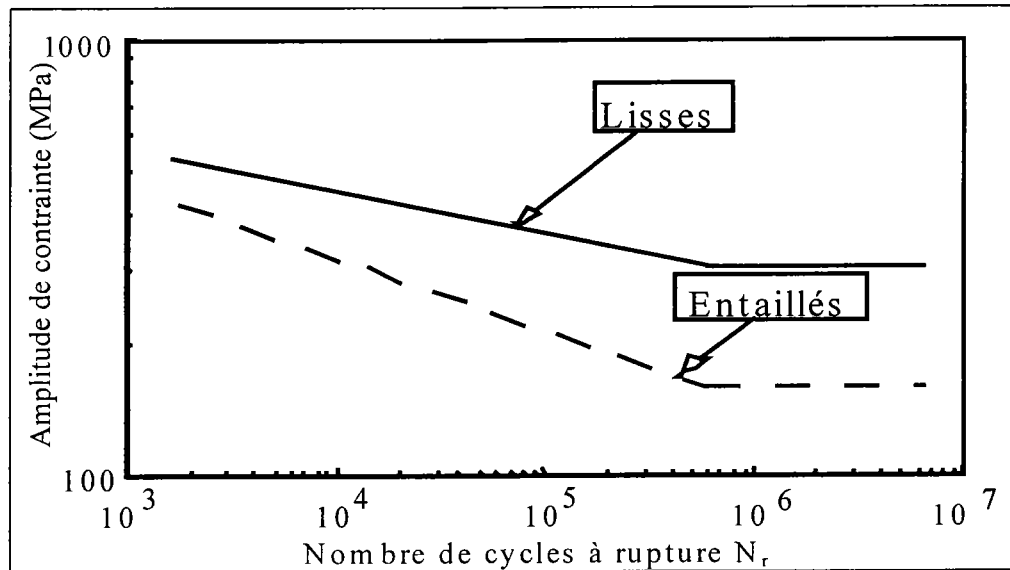


Fig. 1.1 : Curva di Wöhler per alberi lisci e intagliati.

Le relazioni tra il fenomeno della fatica ed i parametri caratteristici della presenza di un intaglio nella struttura esaminata sono stato oggetto di lungo studio sperimentale e teorico.

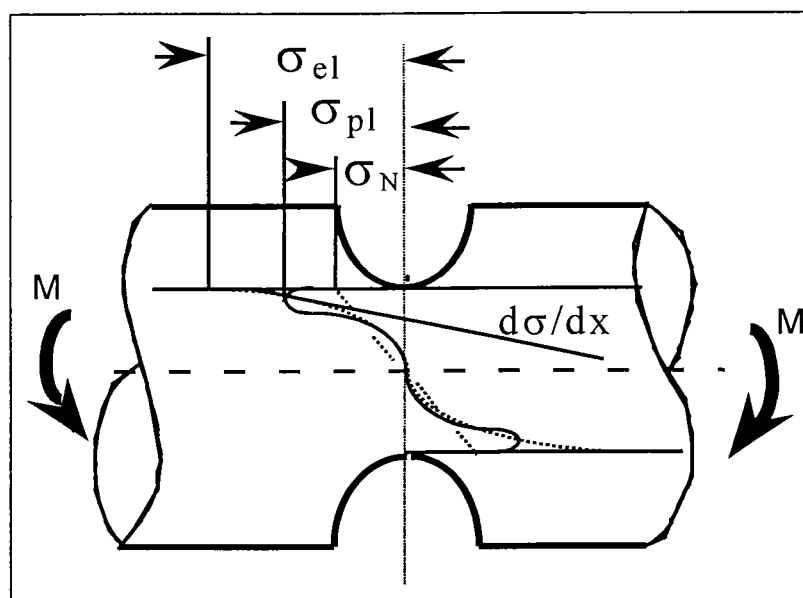


Fig. 1.2 : Albero intagliato sottoposto a Flessione.

Nel presente lavoro, si descrivono brevemente le basi teoriche del problema al fine di delineare le metodologie classiche come fondamento delle nuove proposte.

Nella Fig. 1.2 si mostra la complessità della distribuzione delle tensioni in un albero intagliato soggetto a flessione, che è all'origine del problema del dimensionamento a fatica di strutture in presenza di intaglio.

## I.1) MODELLI E APPROCCI

Essi possono essere classificati in 4 categorie secondo le ipotesi adoperate:

- I Modelli che utilizzano delle relazioni empiriche, basate sull'idea di una tensione locale ad una certa distanza, considerata responsabile della durata a fatica; tali modelli si denominano di "hot spot" (Cap. I.2).
- Gli approcci basati sulla distribuzione degli sforzi elastici in prossimità dell'intaglio, considerati attraverso il fattore di intensità delle tensioni degli intagli, NSIF, trattati come delle cricche nel materiale; questa distribuzione è direttamente connessa alla durata a fatica del pezzo (Cap. I.3).
- I Modelli basati sulle leggi di propagazione delle cricche corte che si generano in presenza di un micro-difetto tipico del materiale (dislocazioni, inclusioni, bordo dei grani...); essi cercano di prevedere la vita a fatica per mezzo di calcoli sulla base della Meccanica della Frattura (Cap. II)
- I Modelli che localizzano il danneggiamento a fatica all'interno di un volume effettivo di danneggiamento sull'intaglio e che fanno uso di curve di riferimento globali per lo stesso materiale non intagliato; tali modelli conducono *al Metodo volumetrico* (Cap. IV), che viene proposto nel seguente lavoro (insieme al *Metodo della Deformazione locale*) per modificare le normative di progettazione dei giunti saldati.

Gli ultimi due metodi citati sono descritti in modo approfondito nei successivi capitoli.

## I.2) APPROCCIO DI TIPO "HOT SPOT"

I principali parametri usati in tale approccio sono:

- Il fattore di concentrazione degli sforzi elastici  $k_t$  :

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}^e}{\sigma_N} \quad (1)$$

dove  $\sigma_{\max}^e$  è la tensione massima elastica.  $\sigma_N$  è lo sforzo nominale.

- Il fattore di concentrazione degli sforzi a fatica  $k_f$  :

$$k_f = \frac{\sigma_D^s}{\sigma_D^n} \quad (2)$$

dove  $\sigma_D^s$  è il limite di fatica dei provini lisci.

$\sigma_D^n$  è il limite di fatica per i provini intagliati.

Diverse relazioni empiriche sono proposte nella letteratura al fine di determinare facilmente il fattore di concentrazione a fatica a partire da quello statico.

### Coefficiente di sensibilità all'intaglio.

Il dimensionamento a fatica a grande numero di cicli di una struttura presentante una discontinuità geometrica si effettua attualmente nella più parte dei laboratori secondo l'approccio di tipo "hot spot" [64].

La discontinuità geometrica è caratterizzata dal fattore di concentrazione delle tensioni elastiche  $k_f$ , di conseguenza si considera la durata a fatica attraverso esso.

Il comportamento a fatica del materiale è quello nella curva di fatica di riferimento determinata generalmente tramite prove a flessione rotativa.

L'ampiezza dello sforzo che può sopportare la struttura intagliata è uguale a:

$$\Delta\sigma_{D,n} = \Delta\sigma_{D,s}/k_f \quad (3)$$

$k_f$  è il fattore di concentrazione degli sforzi a fatica, legato al fattore di concentrazione  $k_t$  tramite la relazione empirica in letteratura del tipo:  $q = \frac{k_f}{k_t}$ .

Tale definizione, in cui  $q$  è l'Indice di sensibilità all'intaglio, è per il momento preferita, dato che essa conduce ad una migliore correlazione  $q=f(\rho)$ .

Il coefficiente di intaglio a fatica aumenta in funzione del numero dei cicli  $N$  per tendere a grande numero di cicli verso il  $k_t$  [2,3] come nella Fig. 1.3:

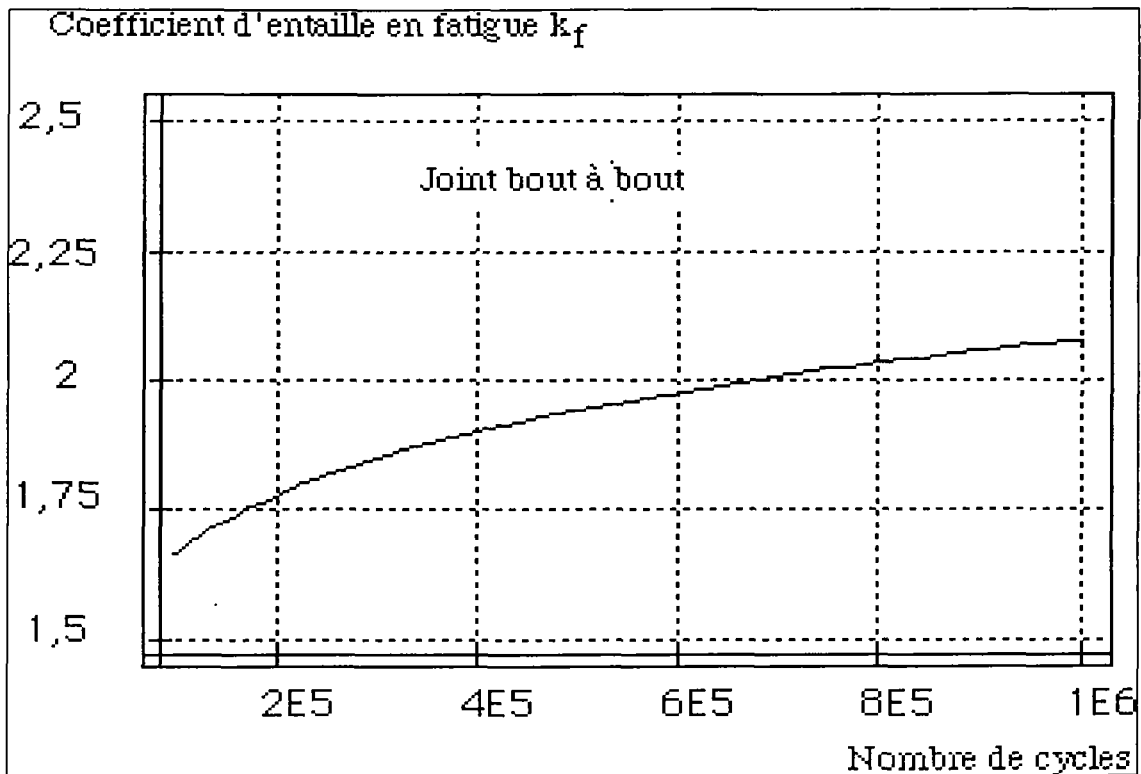


Fig. 1.3 : Fattore di concentrazione degli sforzi in fatica  $k_f$  in funzione di  $N$ .

In caso di distribuzione degli sforzi elasto-plastica, il fattore  $k_t$  viene determinato dalla relazione nota di Neuber:  $k_t^2 = k_\sigma k_\epsilon$  [1], in funzione del fattore di concentrazione elasto-plastico delle tensioni e del  $k_\epsilon$  sulle deformazioni.

La conoscenza dell'indice  $q$  per ogni materiale è essenziale per il dimensionamento a fatica di componenti leggeri intagliati, tale parametro è stato introdotto per tenere in conto l'ampiezza della tensione locale determinata tramite  $k_t$  che sottostima spesso il numero di cicli a rottura. Tale fenomeno è generalmente attribuito al rilassamento plastico ciclico locale che influenza il danneggiamento a fatica; inoltre, l'acutezza dell'intaglio ha meno influenza relativa sulla durata man mano che cresce, dato che i microdifetti presenti ne coprono l'importanza.

Diverse relazioni empiriche sono state proposte per determinare l'Indice di sensibilità all'intaglio  $q$ , in funzione dell'angolo e dell'angolo dell'intaglio, delle caratteristiche meccaniche del materiale ed eventualmente dal gradiente delle

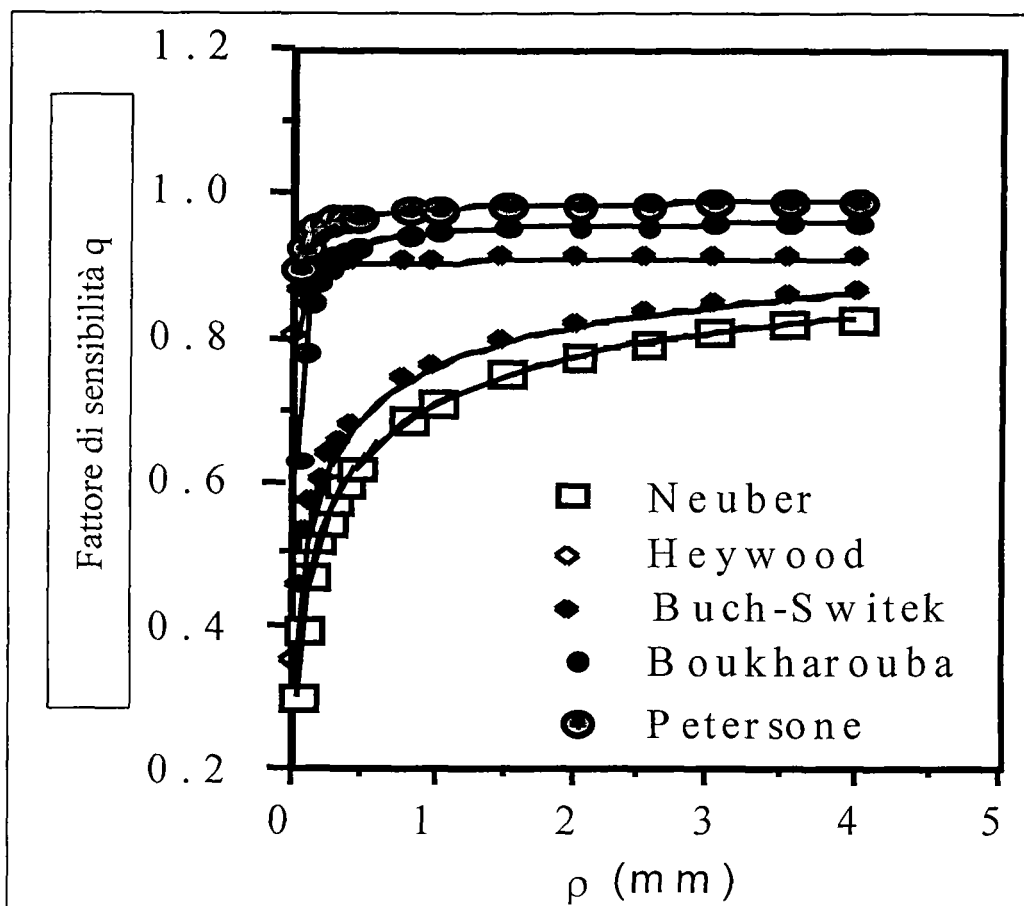


tensioni sull'intaglio.

La Fig. 1.4 evidenzia la variazione dell'indice  $q$  in relazione a  $\rho$ , raggio di raccordo dell'intaglio, per l'acciaio [19]; simili diagrammi esistono anche per  $q$  in funzione dell'angolo dell'intaglio  $\theta$ .

I valori dell'indice  $q$  sono stati calcolati da diversi autori, Neuber [20] (eq. 11), Peterson [11] (eq. 12), Heywood [12,13] (eq. 13), Buch et Switek [16] (eq. 15) e Boukharouba [20] attraverso le formule descritte nella Tab. 1.3.

Fig. 1.4 : Variazione dell'indice  $q$  per l'acciaio.



#### Modello di Peterson.

Si è notato che per ciascun materiale, il limite di durata diminuisce quando  $k_t$  aumenta; al contrario, esso è molto sensibile alle variazioni della resistenza statica dell'acciaio. Da queste ed altre osservazioni, Peterson [11] ha definito l'indice  $q$  come:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (4)$$

ed ha proposto la relazione seguente per stimare il valore di q:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_p}{\rho}} \quad (5)$$

dove  $\rho$  è il raggio di raccordo all'intaglio in mm,  $a_p$  è una costante del materiale, funzione di  $R_m$  (resistenza a rottura), dato dalla relazione empirica:  $a_p = \left(\frac{270}{R_m}\right)^{1.8}$  in cui  $a_p$  è in mm e  $R_m$  in Mpa.

### Relazione di Neuber :

Neuber [10] ha proposto un'altra legge per calcolare il coefficiente di sensibilità all'intaglio q:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_n}{\rho}}} \quad (6)$$

dove  $a_n$  è un parametro caratteristico dell'acciaio, già determinato ed identificabile sul curva nella Fig. 1.5 .

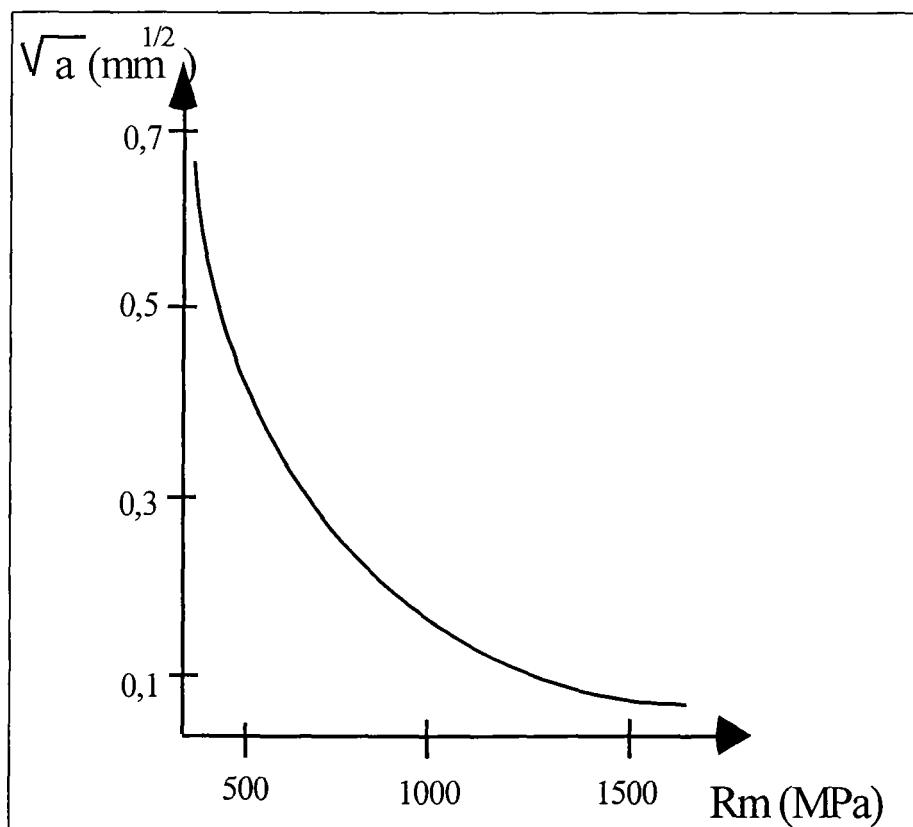


Fig. 1.5 : Variazione del valore caratteristico di  $\sqrt{a_n}$  nella formule di Neuber.

;

**Neuber, Kuhn e Hardraht**

Neuber, Kuhn e Hardraht [9] hanno anche tenuto conto dell'effetto d'angolo di intaglio e propongono:

$$\rho = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{a_{nk}}{\rho}}} \quad (7)$$

dove  $a_{nk}$  è una costante dipendente dalla resistenza ultima del materiale ed è compresa tra 0.025 e 0.051 mm.

In questo modello, la rottura si manifesta se la tensione media in una zona limitrofa alla radice dell'intaglio è uguale a  $\sigma_s$ , limite di fatica per provini lisci.

**Modello di Harris**

Harris [21] ha proposto di esprimere il fattore di sensibilità all'intaglio  $q$  attraverso la relazione:

$$q = 1 - \exp\left(\frac{-\rho}{a_h}\right) \quad (8)$$

dove  $a_h$  è un'altra costante, funzione della resistenza a rottura, data da:  $a_h = \frac{10.8}{Rm^{0.5}}$

**Brand ed il gradiente degli sforzi.**

Utilizzando la relazione  $q = \frac{K_f}{K_t}$ , che conduce a meno dispersione dei dati,

Brand [5] ha definito il gradiente degli sforzi per tenerne in conto nel suo modello:

$$\chi = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{d\sigma}{dx} \quad (9)$$

Basandosi su numerosi dati a fatica, Brand consiglia la relazione:  $\sigma_{dn} = A \log \chi + B$ , dove  $\sigma_{dn}$  è il limite di durata per il componente intagliato, A e B sono coefficienti dipendenti dal materiale, tabellati in Tab. 1.1, di seguito.

Usando la legge sulla distribuzione degli sforzi all'apice dell'intaglio rilevata da Neuber, Brand fornisce in Tab. 1.2 i valori di  $\chi$  in funzione del tipo di carico e d'intaglio.

Classe acciaio (Rm in MPa)	A	B
Rm ≥ 1400	100/3	655
1200 ≤ Rm < 1400	110/3	585
1000 ≤ Rm < 1200	120/3	520
900 ≤ Rm < 1000	130/3	465
800 ≤ Rm < 900	130/3	430
700 ≤ Rm < 800	135/3	390
600 ≤ Rm < 700	135/3	335
500 ≤ Rm < 600	140/3	295
400 ≤ Rm < 500	140/3	245
Rm < 400	140/3	195
Classe acc. modulato (Rm en MPa)	A	B
350 ≤ Rm < 500	140/3	180
Rm < 350	140/3	135

Tab. 1.1 : Valori dei coefficienti A e B nella relazione  $\sigma_{dn} = A \log \chi + B$  di Brand

Sollicitation	Types de pièces	$\chi$
Traction		$\frac{2}{\rho}$
Flexion		$\frac{2}{\rho} + \frac{2}{d}$
		$\frac{2}{\rho} + \frac{4}{d+D}$
Torsion		$\frac{1}{\rho} + \frac{2}{d}$
		$\frac{1}{\rho} + \frac{4}{d+D}$
Flexion	Arbre percé	$\frac{4}{\rho}$
Torsion		$\frac{3}{\rho}$

Tab. 1.2 : Formule per il calcolo del gradiente  $\chi$  secondo Brand.

L'insieme dei Modelli presentati stabilisce le relazioni tra il fattore di concentrazione elastico degli sforzi ed il fattore d'intaglio nella fatica, unicamente a livello del limite di durata del materiale  $\sigma_D$ .

Nella tabella 3 si riassumono le formulazioni relative ai diversi approcci esistenti; la distribuzione delle tensioni è considerata del  $\sqrt[3]{r}$  nei primi modelli, negli altri entra in gioco il gradiente  $\chi$ .

Kuhn et Hardraht [9]	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \Psi} \sqrt{\frac{X_c}{\rho}}} \quad (10)$	X costante del materiale. $\psi$ angolo di raccordo.
Neuber [10]	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{r'}{\rho}}} \quad (11)$	$r' = \text{costante}$ $r' = f(\sigma_m)$
Peterson [11]	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{a}{\rho}} \quad (12)$	$a = \text{costante}$ $a = f(\sigma_m)$
Heywood [12, 13]	$k_f = \frac{k_t}{1 + 2\sqrt{\frac{a'}{\rho}}} \quad (13)$	$a' = \text{costante}$ $a' = f(\sigma_m)$
Siebel et Stieler [14]	$k_f = \frac{k_t}{1 + \sqrt{a''} \chi} \quad (14)$	$a'' = f(\text{Re})$ $\chi$ gradiente di tensioni relativo
Buch et al.[15, 16]	$k_f = k_t \frac{\left(1 - \frac{2.1h}{\rho_0 - \rho}\right)}{C} \quad (15)$	C e h costanti $\rho_0$ distanza piccola di riferimento
Wang et Zhao [17]	$k_f = \frac{k_t}{0,88 + A\chi^b} \quad (16)$	A e b costanti del materiale

Tab. 1.3 : Riassunto degli approcci esistenti sulla fatica degli intagli.

Si presentano ora, e nei capitoli successivi, i nuovi metodi di progetto per strutture intagliate sotto studio.

### I.3) MODELLI BASATI SUGLI NSIF

Al fine di evitare problemi legati alla definizione della tensione nominale nella fatica dei giunti saldati o di componenti intagliati, gli approcci di tipo "hot spot" e quelli basati sulla Meccanica della Frattura (Cap. IV) hanno ottenuto un'attenzione crescente sino ad ora; l'avanzare della ricerca ha però evidenziato tutte le problematiche relative ad entrambi, soprattutto nel momento in cui l'inesattezza di una tensione locale valutata secondo la relazione (2), non consente un preciso dimensionamento a fatica delle saldature [51,2] oppure se si ricorda che una larga parte della vita di un componente difettato compete a lunghezze del difetto molto piccole (short crack), per cui la meccanica della frattura lineare elastica non fornisce previsioni esatte [22]. In definitiva, per entrambe le metodologie la presenza di una zona plastica all'apice dell'intaglio o di un qualsivoglia cordone di saldatura non consente delle valutazioni oggettive ed assolute dei parametri principali per la progettazione a fatica.

Nell'ambito dei criteri di campo delle tensioni, si è cercato, allora, di quantificare in modo univoco l'influenza della distribuzione degli stress nella zona di alta concentrazione degli sforzi sulla durata a fatica.

A tal fine è stato proposto da Verreman e Nie [65] un parametro di campo adatto, denominato N-SIF, definito sulla base di studi analitici e numerici della soluzione elastica di un intaglio a V molto acuto, assimilabile a quella nota di un componente criccato. L'idea di stimare la durata a fatica di un giunto saldato, in cui il raggio di raccordo al cordone tende a zero come per un intaglio a V, su un diagramma logaritmico in termini di tale grandezza è stata inizialmente proposta da Atzori [66] e dai suoi proseliti [67]. Secondo essi, l'N-SIF è realmente in grado di diventare un parametro promettente per razionalizzare la vita di iniziazione di un difetto nei giunti saldati, cioè anche quando l'angolo al fondo dell'intaglio non è nullo, i.e. quando il campo tensionale non è singolare. In più, l'approccio rimane valido anche quando forti trasformazioni metallurgiche si avvicinano sul materiale.

La definizione degli N-SIF, partendo dall'analisi fisica delle costanti nelle formule di Williams per gli intagli a V [39], è stata ideata da Gross e Mendelson

[68], estendendo la definizione degli Stress Intensity Factors; a seconda del modo di carico e rottura delle lastre, supponendo con  $\theta=0$  la più utile configurazione geometrica sul dominio di carico (Fig. 1.6), dato che le soluzioni simmetriche ed anti-simmetriche si separano, si trova:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_{\theta})_{\theta=0} r^{1-\lambda_1} \tag{17}$$

$$K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\tau_{r\theta})_{\theta=0} r^{1-\lambda_2} \tag{18}$$

dove il valore costante  $(2\pi)^{1/2}$  viene inserito nelle relazioni (17-18) al fine di far coincidere gli N-SIF con i SIF quando l'angolo del V-notch  $\alpha$  tende a 0. Le costanti di Williams  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  sono tabellati in funzione dell'apertura  $\alpha$  (uguali naturalmente a 0.5 quando l'intaglio ad  $\alpha=0$  viene assimilato ad una cricca).

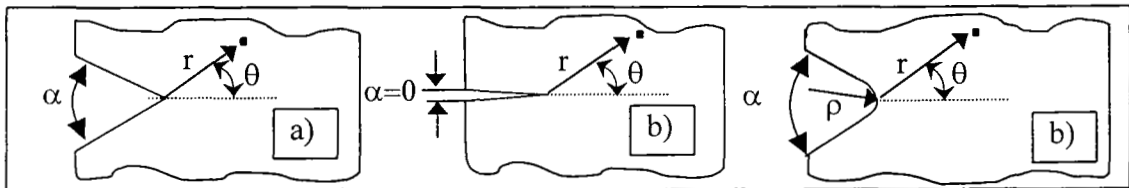


Fig. 1.6 : Elementi geometrici di: a) Intaglio a V b) Cricca c) Intaglio raccordato.

Applicando le relazioni 17-18 alle formule di Williams [39] sul campo tensionale elastico all'apice, si ottengono delle formule simili contenenti gli N-SIF.

La somiglianza geometrica tra intagli a V, cricche ed intagli raccordati, illustrata nella Fig. 1.6, conduce alla possibilità di estendere l'applicazione degli N-SIF anche a questi ultimi, quindi alle saldature in cui il cordone diventa un intaglio ad angoli e raccordi ben definiti.

Secondo Lazzarin-Tovo [69] si possono estendere le formule del campo di stress elastico all'apice di un intaglio, considerando un piccolo raggio di raccordo  $\rho$ :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta} \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho \neq 0} = \begin{Bmatrix} \sigma_{\theta} \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho=0} + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{K_1}{r_0^{1-\lambda_1}} \left(\frac{r}{r_0}\right)^{\mu_1-1} \frac{(3-\lambda_1)-\chi_1(1-\lambda_1)}{(1+\lambda_1)+\chi_1(1-\lambda_1)} \begin{Bmatrix} \cos(1+\mu_1)\vartheta \\ -\cos(1+\mu_1)\vartheta \\ \sin(1+\mu_1)\vartheta \end{Bmatrix} \tag{19}$$

per il Modo I di frattura, e

$$\begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho \neq 0} = \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix}_{\rho=0} + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{K_2}{r_0^{1-\lambda_2}} \left(\frac{r}{r_0}\right)^{\mu_2-1} \begin{Bmatrix} \sin(1+\mu_2)\theta \\ -\sin(1+\mu_2)\theta \\ \cos(1+\mu_2)\theta \end{Bmatrix} \quad (20)$$

per il Modo II di frattura.

Con riferimento alla figura precedente, il sistema di riferimento è polare con origine coincidente all'apice dell'intaglio ed asse sulla bisettrice; la direzione delle sigma è coerente con esso.

In queste formule,  $r_0$ ,  $\mu_i$  e  $\chi_i$  sono legati al raggio di raccordo  $\rho$  ed all'angolo  $\theta$  dell'intaglio secondo la tabella 1.4.

Costanti ed exp.		Modo I			Modo II		
$\alpha$ [rad/ $\pi$ ]	$r_0/\rho$	$\lambda_1$	$\chi_2$	$\mu_1$	$\lambda_2$	$\chi_2$	$\mu_2$
0	0.500	0.500	1.000	-0.500	0.500	1.000	-0.500
1/6	0.455	0.501	1.071	-0.424	0.590	0.921	-0.529
1/4	0.429	0.505	1.166	-0.389	0.660	0.814	-0.145
1/3	0.400	0.512	1.312	-0.354	0.731	0.658	-0.033
1/2	0.333	0.544	1.841	-0.280	0.909	0.219	0.190
3/4	0.200	0.674	4.153	-0.150	1.302	-0.569	0.553

Tab. 1.4 : costanti ed esponenti nelle formule di Williams ed in quelle con gli N-SIF.

L'applicazione delle formule (18-20) ai casi di intagli di tipo saldatura (angoli prossimi ai 135° e raggi di raccordo piccoli), si è in grado di valutare gli N-SIF partendo da una analisi numerica FEM del giunto; conoscendo il campo delle tensioni elastiche all'apice, utilizzando metodologie di estrapolazione si perviene alla valutazione di  $K_1$  e  $K_2$  in modo molto preciso.

Secondo gli stessi autori, la conoscenza di questi parametri faciliterebbe il dimensionamento a fatica in quanto si potrebbe definire delle curve di fatica in termini degli N-SIF, quindi indipendenti dalla classe del giunto in questione.

Nella Fig. 1.7 si mostrano i risultati applicati ad una saldatura a croce in acciaio. Si notano l'estrema coerenza dei punti individuati dalla curva degli N-SIF e la possibilità di considerare tale curva applicabile a giunti di tipo diverso,



calcolandone numericamente il campo tensionale all'apice e quindi il nuovo valore di  $K_I$  di progetto in relazione al carico previsto.

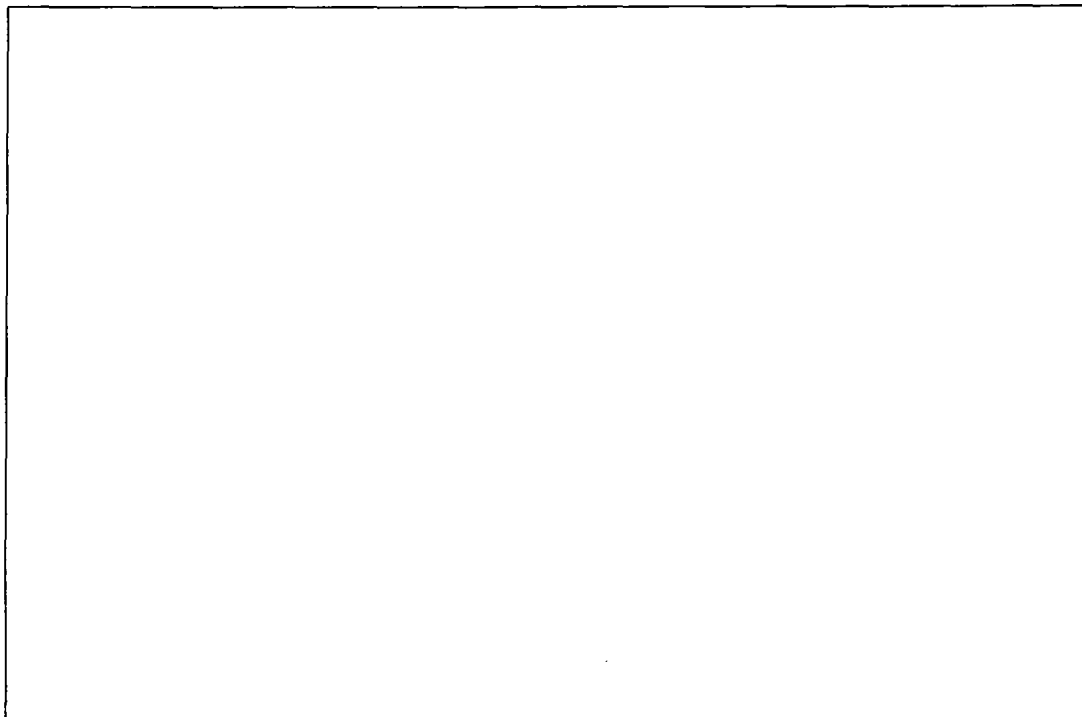


Fig. 1.7 : Curva di fatica in termini degli N-SIF ranges per un giunto a croce.

La metodologia studiata presenta, però, delle difficoltà intrinseche ancora non superate.

In primo luogo non si considerano gli effetti della plasticità all'apice, in quanto sia i calcoli numerici, sia la definizione stessa degli N-SIF sono validi in campo puramente elastico; inoltre la valutazione dei parametri geometrici del modello numerico ( $\rho$  e  $\theta$ ) presenta delle perplessità, in quanto in una saldatura è presente una forte variabilità degli stessi (Cap. 10).

Infine non si devono ignorare altri effetti molto influenti sulla resistenza a fatica (Cap. 7), quali il disallineamento delle piastre saldate o dei carichi applicati (difficilmente simulabili numericamente) e le trasformazioni metallurgiche del materiale vicino al cordone, cioè sull'intaglio dove si origina la rottura, che cambiano le caratteristiche microstrutturali responsabili anche esse della formazione di cricche corte sotto carico.

In più, le curve a fatica in termini di  $\Delta K_I$ , ad esempio, non hanno delle dimensioni fisse, in quanto l'N-SIF ha dimensione  $[\text{Mpa m}^{(1-\lambda_1)}]$ , cioè suscettibile

all'angolo  $\theta$ .

Ciò non toglie che la metodologia ancora sotto studio possa superare tali difficoltà e proporsi come valida alternativa per dimensionare i giunti saldati a fatica; nel corso del presente lavoro non verrà utilizzata, in quanto si focalizzerà l'attenzione su nuovi metodi di progetto a fatica più promettenti descritti nei successivi due capitoli.

## **II) MODELLI GENERATI DALLA MECCANICA DELLA FRATTURA**

### II.1) CONCETTI DI BASE

Tradizionalmente, la meccanica della frattura a fatica dei materiali metallici è distinta in tre fasi: Nucleazione del difetto, Propagazione dello stesso e Rottura brutale. La propagazione della frattura a partire da un difetto micro-strutturale (5-20  $\mu\text{m}$  di dimensioni) fino alla visibilità dello stesso occupa una larga percentuale (50-90%) della durata totale del pezzo, con carichi prossimi a quelli di durata limite del pezzo.

Di conseguenza, la predizione della vita a fatica dei componenti strutturali intagliati può essere effettuata secondo le teorie della rottura e nucleazione di cricche corte e lunghe rilevando le dimensioni dei microdifetti tipici del materiale adoperato nei punti più critici di carico, quali le inclusioni, le dislocazioni, lo spazio intergranulare, i precipitati, i micro-vuoti e le bande di slip e taglio.

Per quanto riguarda le saldature, esse sono assimilabili a degli intagli, per cui i modelli basati sulla meccanica della frattura restano validi anche per la progettazione a fatica dei giunti saldati; in tal caso si dovrà stabilire come costruire la geometria dell'intaglio a partire dalla forma del cordone (Cap. 10).

La legge di Paris, generalmente usata per analizzare la crescita di cricche lunghe è data da:

$$\frac{da}{dN} = C_1 \cdot \Delta K^n \quad (2.1)$$

dove C e n sono costanti per il materiale.

Tale relazione non è propriamente valida in caso di cricca corta, dal momento che la definizione di  $\Delta K$ , ampiezza del fattore di intensità degli sforzi per una cricca lunga, è inadatto a prendere in conto la grandezza relativa della zona plastica intorno la fessura corta e gli effetti legati alla chiusura ed arresto della fessura corta.

Lo stesso Paris [22] ha rifiutato l'uso della (2.1) in un celebre lavoro, nel caso di cricche molto piccole in materiali poco isotropi.

La velocità di crescita delle cricche è particolarmente accelerata nella prima

fase di nucleazione e la durata della vita totale a fatica resta molto sensibile alle condizioni iniziali di propagazione (del resto ciò conferma la necessità di una buona lavorazione superficiale dei componenti a rischio di rottura a fatica).

In alcune situazioni, ad esempio, si perviene addirittura all'arresto della propagazione all'aumentare delle tensioni all'apice.

Certamente, la relazione (2.1) può sembrare preferibile per il dimensionamento e progettazione a fatica, ma essa necessita di opportune modifiche per adattarla in modo ragionevole ai casi di propagazione in campo " corto" delle cricche per ogni materiale (Fig. 2.1).

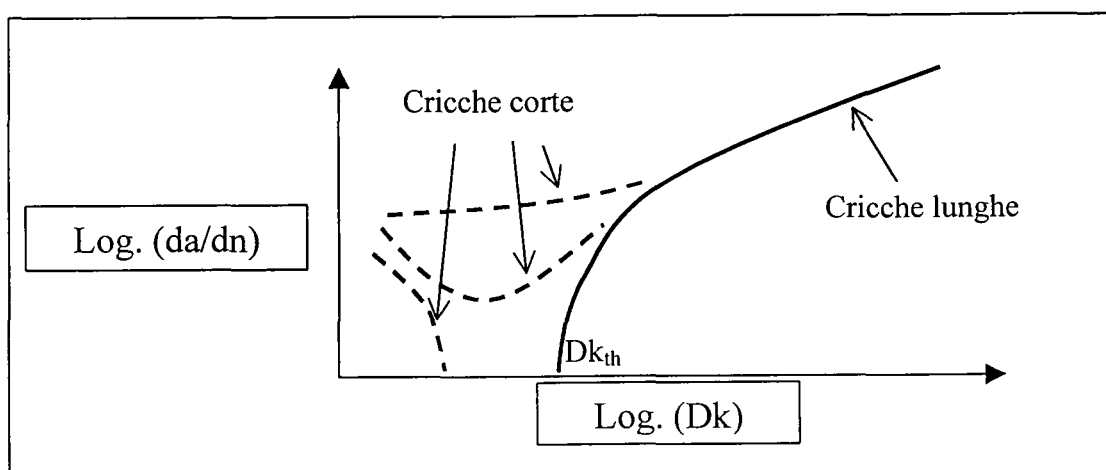


Fig. 2.1 : Tipico comportamento della crescita di cricche corte e lunghe.

## II.2) ALCUNI METODI SOTTO STUDIO

Un metodo proposto da Newman, Phillips, Swain ed Everret [23] è quello di considerare che per una cricca corta, la legge di propagazione resta della forma:

$$\frac{da}{dN} = C_2 \cdot \Delta K^m \quad (2.2)$$

dove  $C_2$  ed  $m$  per tale situazione geometrica non sono indipendenti dal livello di carico, bensì il comportamento diagrammato bilogarithmico non è affatto lineare.

Dei dati di crescita di cricca corta a partire da una zona di concentrazione di tensioni possono essere raccolti tramite prove sperimentali su provini intagliati con una piccola fessura semicircolare di dimensioni standard.

Secondo la distribuzione dei punti rilevati sperimentalmente sui campioni come

in Fig. 2.1, l'applicazione della relazione (2.2) è possibile linearizzandone il comportamento secondo vari fasi distinte lungo il carico, ciascuna con dei coefficienti C ed m adatti.

Il valore di  $\Delta K$  (Stress Intensity Factor Range) in presenza dell'intaglio viene altresì approssimato dalla formula:

$$\Delta K = \Delta S \sqrt{\pi a} G K_t \quad (2.3)$$

dove  $\Delta S$  è la tensione nominale,  $K_t$  è il fattore di concentrazione elastico nell'intaglio, e  $G$  è un fattore empirico di forma della cricca e dipendente dal materiale ( $G=0.66$  per l'alluminio,  $G=0.71$  per l'acciaio).

Per correggere gli effetti di plasticità, una correzione della zona plastica di Dugdale [24] deve essere aggiunta alla lunghezza fisica della cricca:

$$\Delta K_p = \Delta S \sqrt{\pi a (\lambda \omega)} G K_t \quad (2.4)$$

dove  $\lambda$  è uguale a 0.25 e  $\omega$  vale :

$$\omega / a = (1 - R^2) R_p / 4a \quad (2.5)$$

$R$  è il rapporto di carico e  $R_p$  l'estensione della zona plastica secondo il modello di Dugdale.

Per il calcolo effettivo della vita a fatica,  $N_f$ , bisogna addizionare i contributi dovuti alle varie fasi di crescita della cricca corta e quello finale stabile di cricca lunga:

$$N = N_1 + N_i \quad (2.6)$$

dove gli  $N_i$  sono le porzioni di vita associate alla crescita lineare della cricca corta, partendo dall'integrazione della (2.2).

I risultati ottenuti per gli acciai secondo questa procedura dimostrano un certo accordo con i dati effettivi di fatica, con un margine d'errore del 10-20% e mostrano una forte influenza della scelta iniziale delle dimensioni tipiche del difetto di rottura  $a_0$  e di  $\Delta K_0$  (fattore di soglia del  $\Delta K$ ); ciò giustificherebbe l'uso del metodo in fase di prima progettazione con opportuni coefficienti cautelativi.

La meccanica della frattura elasto-plastica permette di introdurre altri parametri per analizzare le cricche corte, come l'uso dell'integrale J ciclico o dei fattori d'intensità di deformazione negli intagli.

Un modello differente proposto da Vormwald, Heuler e Seeger [25] considera

il valore dell'integrale J nella formula proposta:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta J_{eff}^m \quad (2.8)$$

Per il calcolo del  $\Delta J_{eff}$ , Dowling (28) ha proposto la relazione :

$$\Delta J_{eff} = \left[ 1.24 \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{cl})}{E} + \frac{1.02}{\sqrt{n}} \cdot (\sigma_{max} - \sigma_{cl}) \cdot \left( (\varepsilon_{max} - \varepsilon_{cl}) - \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{cl})}{E} \right) \right] \cdot a \quad (2.8)$$

che contiene anche l'effetto della chiusura della cricca (molto intenso per rapporti R di carico negativi o per leghe a forte carattere anisotropico).

La valutazione della lunghezza iniziale della cricca per mezzo della curva S-N applicata alla (2.7) rende possibile il calcolo di  $N_f$ . Questi modelli ed altri stimano la durata a fatica dei componenti in modo conservativo, Fig. 2.2, tenendo quindi in conto la natura dispersiva dei dati di fatica, che è ben apprezzata dagli ingegneri aeronautici.

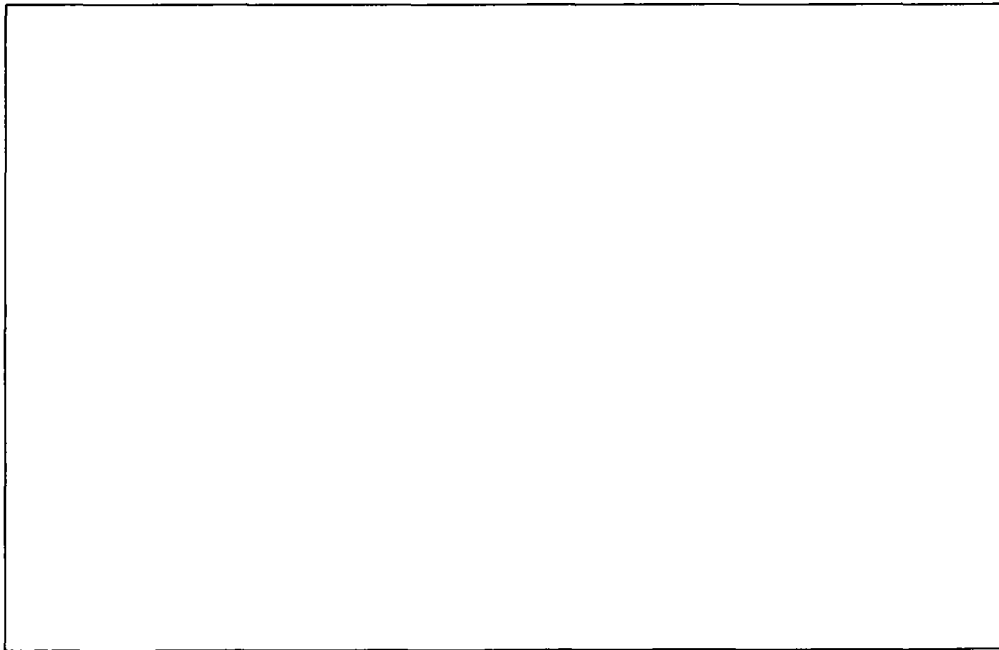


Fig. 2.2 : Sommario sulla predizione della vita di nucleazione con differenti metodi.

Le tecniche di verifica e manutenzione a danneggiamento cumulato, basate sulla combinazione di diverse curve S-N o su approcci per l'analisi cumulativa della cricca, possono altresì determinare la vita a fatica in condizione di ampiezza di carico variabile; a tal proposito è già stato provato che la durata di strutture sotto carico variabile beneficia di consistenti miglioramenti in queste situazioni.

Secondo parecchi ricercatori, i modelli di questo genere, basati sulla previsione

di allungamento della fessura, sono particolarmente affidabili e rapidi, soprattutto dato che permettono di simulare i contributi della chiusura della cricca, che è spesso responsabile del ritardo o dell'aumento della velocità di propagazione, in funzione della sua lunghezza; oltre l'influenza del valore su carico  $R$ , c'è anche da tenere in conto il fatto che la sua influenza aumenta nel caso di stato piano di sollecitazione.

Si possono trovare nella letteratura diverse relazioni che studiano questi fenomeni.

Un altro modello, di Ahmad, Clode e Yates [26] è basato sui risultati sperimentali sulla propagazione di cricche corte per dei campioni lisci, accoppiati ad una funzione che tenga in conto delle variazioni di campo dovute alla presenza dell'intaglio.

Basata sull'equazione di Hobsan & Al., la propagazione della cricca corta è governata dalla seguente:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \varepsilon_a^m (\Delta_n - a - e) \quad (2.9)$$

dove  $e = 7.691 \cdot a \cdot \sqrt{D/\rho}$  è il contributo dell'intaglio e alla lunghezza della cricca,  $\varepsilon_a$  è l'ampiezza di deformazione alla radice dello stesso e  $\Delta_n$  è la taglia della zona plastica; aiutandosi con un'analisi agli elementi finiti, o di particolari formulee analitiche, i parametri nella (2.9) possono essere determinati e la durata a fatica viene ottenuta per integrazione:

$$N_2 = \frac{1}{C I \varepsilon_a^m} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\Delta_n - a} \quad (2.10)$$

La Fig. 2.3 mostra l'affidabilità dei risultati per delle lunghezze di cricca  $a > 1$  mm utilizzando la relazione (2.10). I risultati sono relativi ad una durata limitata del processo ( $10.000 < N < 30.000$ ) e non forniscono un numero di dati sufficienti per la propagazione di cricche corte; si crede che diagrammi dello stesso tipo possano essere ricavati sulla base di durate più lunghe e geometrie strutturali più interessanti (anche per i giunti saldati).

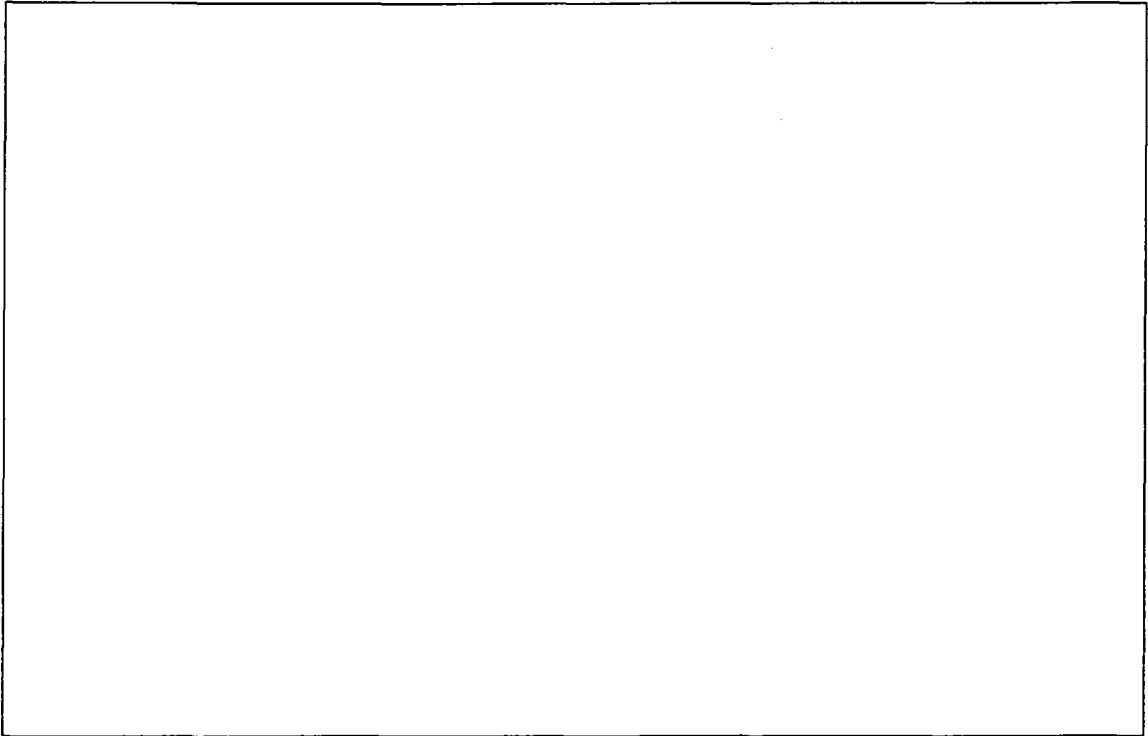


Fig. 2.3: Avanzamento cricca previsto tramite le relazioni (2.9-10) rispetto ai dati sperimentali.

In conclusione, secondo Maddox (Welding Institute) [27] e Paris [22], la meccanica della frattura è un mezzo molto efficace per la previsione della durata a fatica di saldature o di elementi con dei difetti preesistenti delle dimensioni di qualche decimo di mm. Nonostante ciò, la sua applicazione in tutti i campi non è ancora stabilita e certa, a causa dell'insufficienza di dati sulla propagazione a disposizione per ogni materiale; in merito, invece, alla mancanza di modelli consolidati preferenziali da utilizzare e perfezionare, si può' affermare che essa produce troppe incertezze al fine di fare di tali metodologie un mezzo efficace e sicuro di progetto.



### III) IL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE

#### III.1) LA FATICA E L'HOT SPOT DI DEFORMAZIONE

La parte maggiore del danneggiamento a fatica si colloca nella fase di nucleazione della cricca, in una regione dove si possono legare le proprietà cicliche del materiale alla concentrazione delle tensioni sull'eventuale intaglio. In questo caso, il fattore di concentrazione è [1]:

$$k_t = \sqrt{k_\sigma \cdot k_\varepsilon} \quad (3.1)$$

dove  $k_\sigma = \Delta\sigma/\Delta\sigma_n$  e  $k_\varepsilon = \Delta\varepsilon/\Delta\varepsilon_n$ , rapporti tra le condizioni di campo al fondo dell'intaglio e quelle nominali.

$$\left( \frac{K_t \Delta\sigma_n}{E} \right)^2 = \Delta\sigma \Delta\varepsilon \quad (3.2)$$

Il primo termine è costante, mentre il secondo è legato alla legge di comportamento ciclico del materiale:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left( \frac{\Delta\sigma}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.3)$$

al fine di ottenere un legame diretto tra la tensione e la deformazione all'apice.

Le costanti  $k$  e  $n$  si determinano per mezzo della classica prova ciclica del materiale considerato, secondo le normative esistenti [34].

L'ampiezza della deformazione  $\Delta\varepsilon$  diventerebbe così un parametro unicamente determinato, caratteristico dello stato meccanico locale in presenza dell'intaglio nel dato materiale.

A partire dalla valutazione di questa grandezza, si potrebbe valutare la durata della fase di generazione della cricca di fatica applicando anche la relazione di Manson-Coffin [33-35] che lega le deformazioni al numero di cicli:

$$\frac{\Delta\varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_{pl}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_{el}}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.4)$$

In caso di cicli di carico costanti,  $\sigma_f'$  e  $\varepsilon_f'$  si ricavano dai valori di rottura a trazione ciclica, mentre  $b$  e  $c$  sono i coefficienti di Basquin et Coffin, legati alle caratteristiche cicliche del materiale.

Nel caso, invece, di cicli variabili nel tempo, la legge di Miner [24-37] si presta ad essere applicata a questa procedura per tenere in conto la successione cumulativa dei carichi in termini di deformazioni durante la vita del componente.

Tale criterio, denominato "hot spot di deformazione", permette di determinare la vita a fatica attraverso la conoscenza della sola deformazione all'intaglio, data dalla relazione (3.4), conoscendo il valore del  $k_t$  elasto-plastico dell'intaglio (di difficile valutazione); la procedura è poi stata semplificata e applicata al caso di alto numero di cicli secondo le metodologie seguenti:

#### Metodo dei quattro punti.

Le due curve rappresentanti la quota parte elastica e plastica nella relazione (3.4) sono direttamente determinate su un grafico logaritmico [35] dai quattro punti:

parte elastica :  $N_r=1/2$  ,  $\Delta\varepsilon_{el}=2.5\sigma_u/E$  ;  $N_r=100.000$  ,  $\Delta\varepsilon_{el}=0.9\sigma_u/E$

parte plastica :  $N_r=10$  ,  $\Delta\varepsilon_{pl}=\varepsilon_f/4$  ;  $N_r=10.000$  ,  $\Delta\varepsilon_{pl}=1/1.91(0.0132\Delta\varepsilon_{el}^*)$

Tale tecnica è valida per gli acciai in cui  $\Delta\varepsilon_{el}^* = \Delta\varepsilon_{el} (N=10.000)$  e  $\varepsilon_f$  è la duttilità statica.

#### Metodo delle pendenze universali.

Le due curve rappresentanti la quotaparte elastica e plastica nella relazione (3.4) sono direttamente determinate sul grafico logaritmico [35] a partire dalle pendenze:

parte elastica :  $b = 0.12$  ;  $N_r=1$  ;  $\Delta\varepsilon_{el}=3.5\sigma_u/E$

parte plastica :  $c = -0.6$  ;  $N_r=1$  ;  $\Delta\varepsilon_{pl}=(\varepsilon_f)^{0.6}$

La relazione di Manson-Coffin diventa, quindi, la nota legge delle pendenze universali:

$$\Delta\varepsilon_t = 3.5 \frac{\sigma_u}{E} (N_r)^{-0.12} + \varepsilon_f^{0.6} (N_r)^{-0.6} \quad (3.9)$$

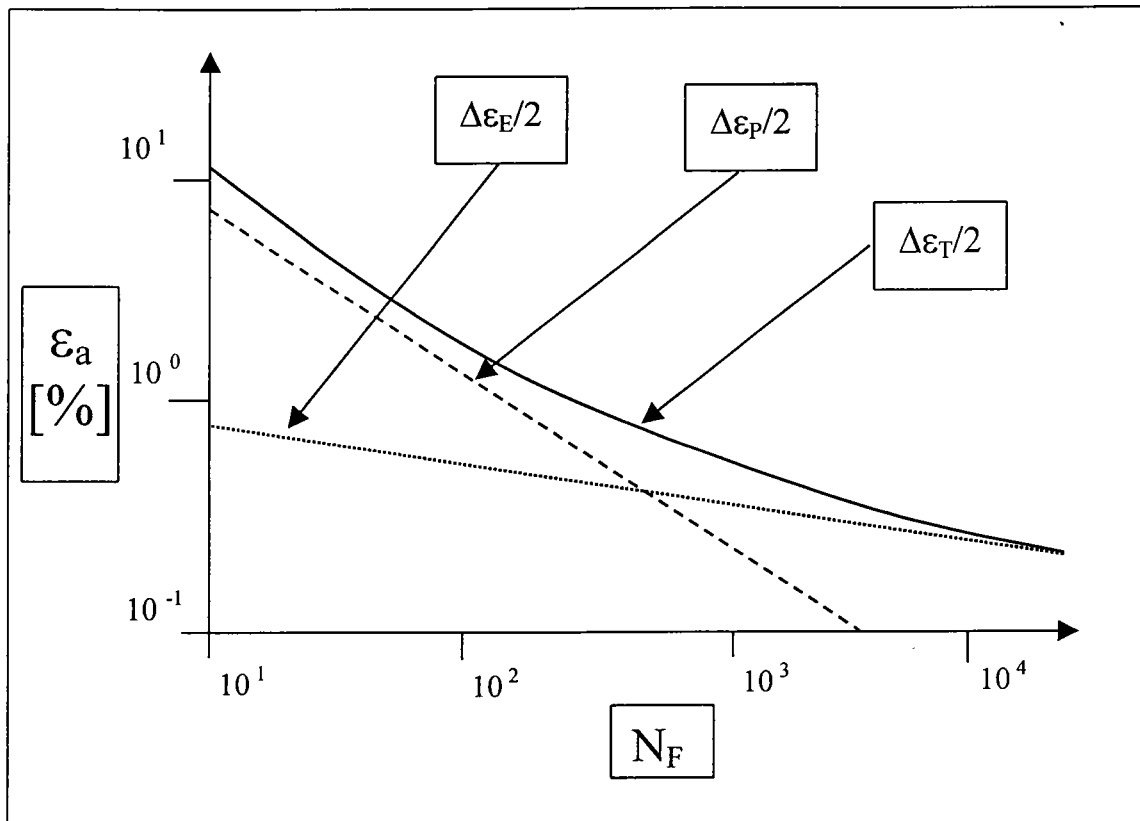


Fig. 3.1a : Curves di vita-deformazione oligocicliche per una lega di magnesio.

Nella figura si rappresenta l'andamento teorico delle deformazioni plastiche ed elastiche nel corso della vita di un componente strutturale; sulla base di questi diagrammi sono stati costruiti diversi modelli analitici di previsione della resistenza a fatica anche ad alto numero di cicli.

#### Metodi basati su formule semi-empiriche.

Sostituendo la (3.4) con delle formule semi-empiriche più facili da usare, lo stesso Manson [35], sulla base dei risultati ottenuti per materiali differenti, ha utilizzato la (3.9) per ottenere:

$$\Delta\varepsilon/2 = 0.5\varepsilon_f^{0.6} N_f^{-0.6} + 1.75(\sigma_u / E) N_f^{-0.12} \quad (3.5)$$

assumendo che l'ampiezza di deformazione critica è dipendente dalla deformazione statica  $\varepsilon_f$  e dalla resistenza a rottura  $\sigma_u$ .

Questi parametri possono essere rapidamente determinati attraverso la semplice prova statica del materiale.

Allo stesso tempo, altri studiosi hanno sviluppato diversi approcci molto simili.

Iida [38], ad esempio, ha definito la relazione seguente, ben verificata e spesso usata per gli acciai di base per le strutture:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = 0.286\varepsilon_f N_f^{-(0.0425\varepsilon_f + 0.544)} + (5.26 \cdot 10^{-6} \sigma_u + 0.0013) N_f^{-(0.173 - 1.074 \cdot 10^{-4} \sigma_u)} \quad (3.6)$$

dove  $\Delta\varepsilon$  e  $N_f$  sono ancora l'ampiezza di deformazione locale critica ed il numero di cicli all'apparire della cricca prima della propagazione, dato che la durata della fase di crescita della stessa è trascurabile rispetto alla vita intera.

Sulla Figura 3.1b si rappresenta la durata a fatica secondo le relazioni (3.6-3.9).

I metodi che fanno uso delle relazioni del tipo (3.5-3.6) sono estremamente semplici da utilizzare; l'ampiezza di deformazione  $\Delta\varepsilon$  locale sull'intaglio del componente strutturale da verificare deve essere stimata per utilizzare la relazione (3.5) o altre dello stesso tipo al fine di rilevare la durata nel tempo del pezzo.

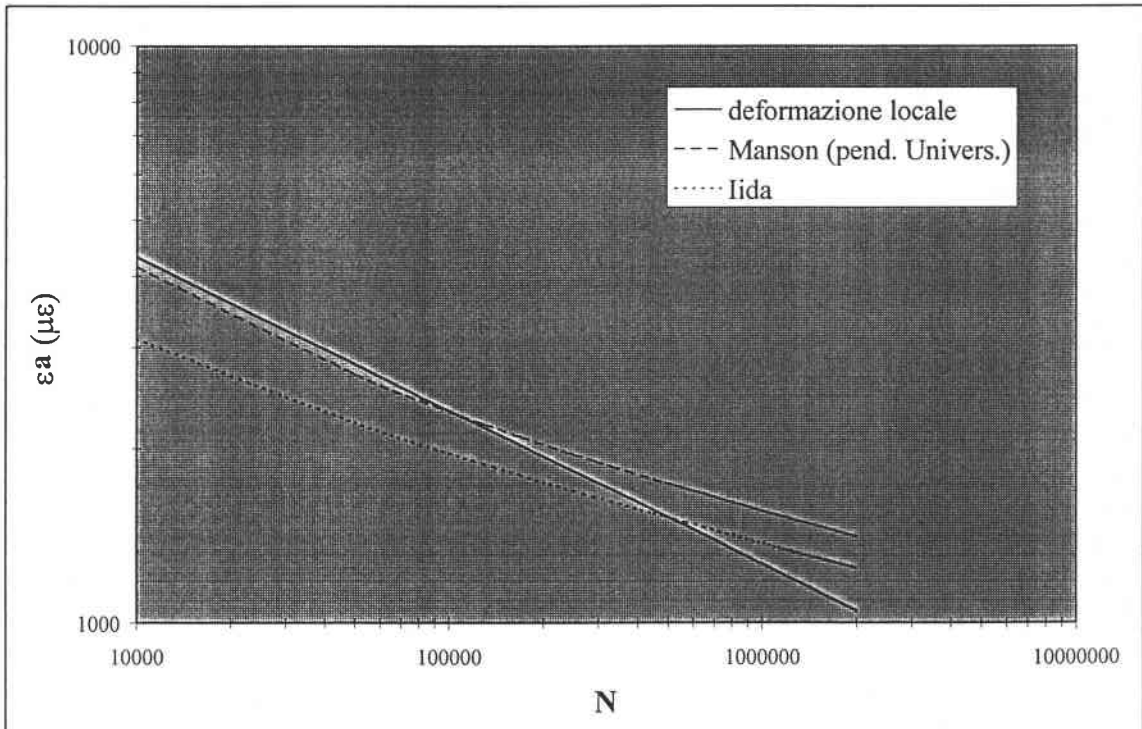


Fig. 3.1b : Ampiezza di deformazione di riferimento secondo i metodi descritti sulla vita a fatica.

A tal fine differenti approcci di tipo numerico agli elementi finiti, contorno o ancora di tipo sperimentale sono stati proposti e adottati come supporto al metodo analizzato; fra questi, quello della deformazione a livello di "hot spot" al lato dell'intaglio, già usato nelle norme europee proposte per la progettazione di strutture saldate [31].

Nondimeno, è necessario precisare che, nel seno di questa procedura, le tecniche numeriche non sono capaci di tenere in conto della "realtà" geometrica della struttura da realizzare, delle eventuali distorsioni angolari e dalla variabilità di forma dell'intaglio.

D'altro canto, le tecniche sperimentali sono meno precise e presentano delle difficoltà d'applicazione per la misura deformativa all'apice dell'intaglio in elementi complessi.

Per tale ragione, la misura della deformazione è effettuata talvolta per mezzo di estensimetri incollati immediatamente al lato dell'intaglio, in una zona ancora influenzata dall'effetto d'intaglio ma di più facile misurazione, come proposto nel noto metodo codificato della "tensione geometrica" [31] descritto nel Cap. 4; da tali misure si estrapola poi il giusto valore di "spot" tramite il coefficiente di concentrazione elasto-plastico ottenuto dalla (3.1) o con procedure più approssimate di linearizzazione.

### III.2) FONDAMENTI TEORICI

Se la zona plastica all'apice dell'intaglio è sufficientemente contenuta, e non modifica sensibilmente il campo di sforzo elastico nel suo intorno che si produrrebbe in assenza di plasticità, la soluzione elastica è determinata analiticamente tramite la combinazione di funzioni di tensione di Westergaard simmetrici ed antisimmetrici.

Partendo dallo studio di Williams [39] su intagli a piccolo raggio di raccordo, la tensione  $\sigma_{ij}$  di un punto generico distante  $r$  dall'apice e spostata di anomalia  $\theta$  rispetto all'asse di simmetria dell'intaglio è calcolata in tal modo:

$$\sigma_{ij} = K(2\pi r)^\alpha f_{ij}(\theta) \quad (3.7)$$

dove  $K$  è un fattore di intensità delle tensioni, dipendente dal carico e dalla geometria dell'intaglio,  $\alpha$  è il grado di singolarità della funzione, compreso tra  $-0.5$  e  $1$  (uguale a  $-0.5$  in caso di raggio ed angolo nulli come per una cricca).

Nella Fig. 3.2 si verifica la corrispondenza tra i risultati numerici (FEM) ed analitici (3.7) con quelli sperimentali, ottenuti da Ginesu e Pappalettere [40] attraverso la Moirè-olografia. Per mezzo di altre prove, si è verificata la linearità delle tensioni rispetto alla distanza dal fondo nelle curve bi-logaritmiche.

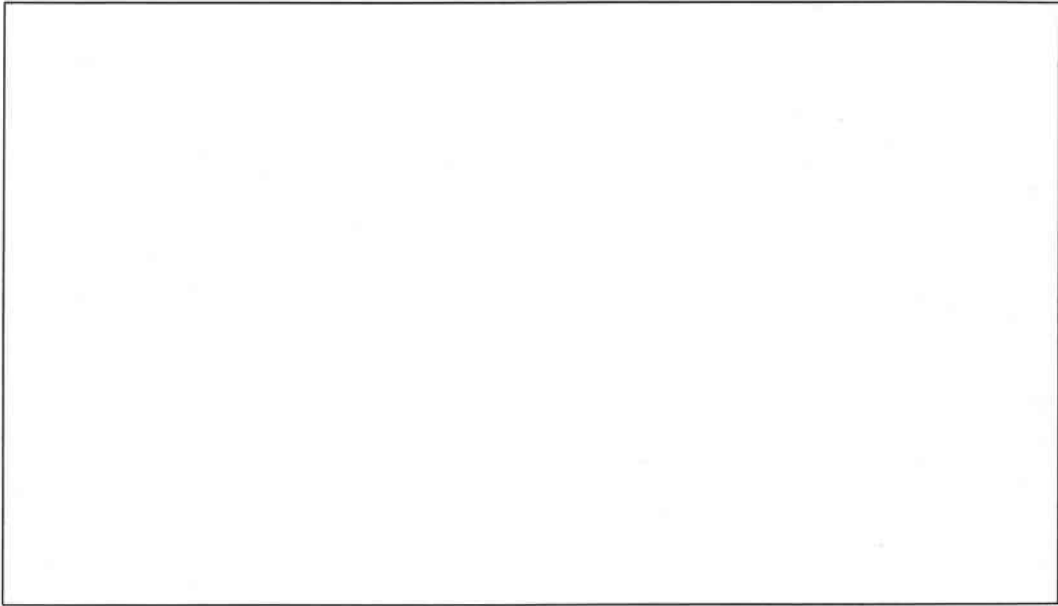


Fig. 3.2 : Campo tensionale sperimentale e numerico nei giunti saldati a croce.

Verificata la veridicità delle ipotesi fatte, si constata simultaneamente che, in caso di intagli reali, la zona plastica al fondo non influenza eccessivamente il campo tensionale elastico all'esterno.

Le saldature d'acciaio da costruzione possono essere trattate come degli intagli acuti a limitata plasticità, dal momento che l'angolo tra cordone e superficie esterna del materiale base è sempre inferiore a  $180^\circ$  ed il raggio di raccordo ottenuto con i normali elettrodi disponibili in commercio non è eccessivamente grande (Cap. 12). Conseguenza immediata è che per le saldature di questo tipo si possono applicare i metodi basati sulla misura della deformazione ed in particolare il *Metodo della Deformazione locale* proposto [40-41-45].

Tali considerazioni, unitamente a quelle teoriche precedentemente avanzate [42-43-44-46], suggeriscono di misurare la deformazione di riferimento in prossimità del piede del cordone, ad una distanza fissata.

Tale distanza risulta da un compromesso tra l'impossibilità di valutare la deformazione all'apice e la necessità di scegliere comunque un punto di misura

significativo, direttamente influenzato dalla plasticità d'intaglio.

Per il fatto che la misura è effettuata sul giunto, essa comprende tutti i parametri possibili che contribuiscono alla rottura per fatica:

- Geometria del giunto.
- Spessore degli elementi saldati.
- Difetti d'assemblaggio industriale.
- Disallineamento post-saldatura.
- Variabilità del raggio e dell'angolo di raccordo.

Le curve di Wöhler in termini d'ampiezza di deformazione (Fig. 3.3) così ottenute, sono dunque indipendenti da tutti questi fenomeni, bensì restano solamente legate alla proprietà dei materiali impiegati.

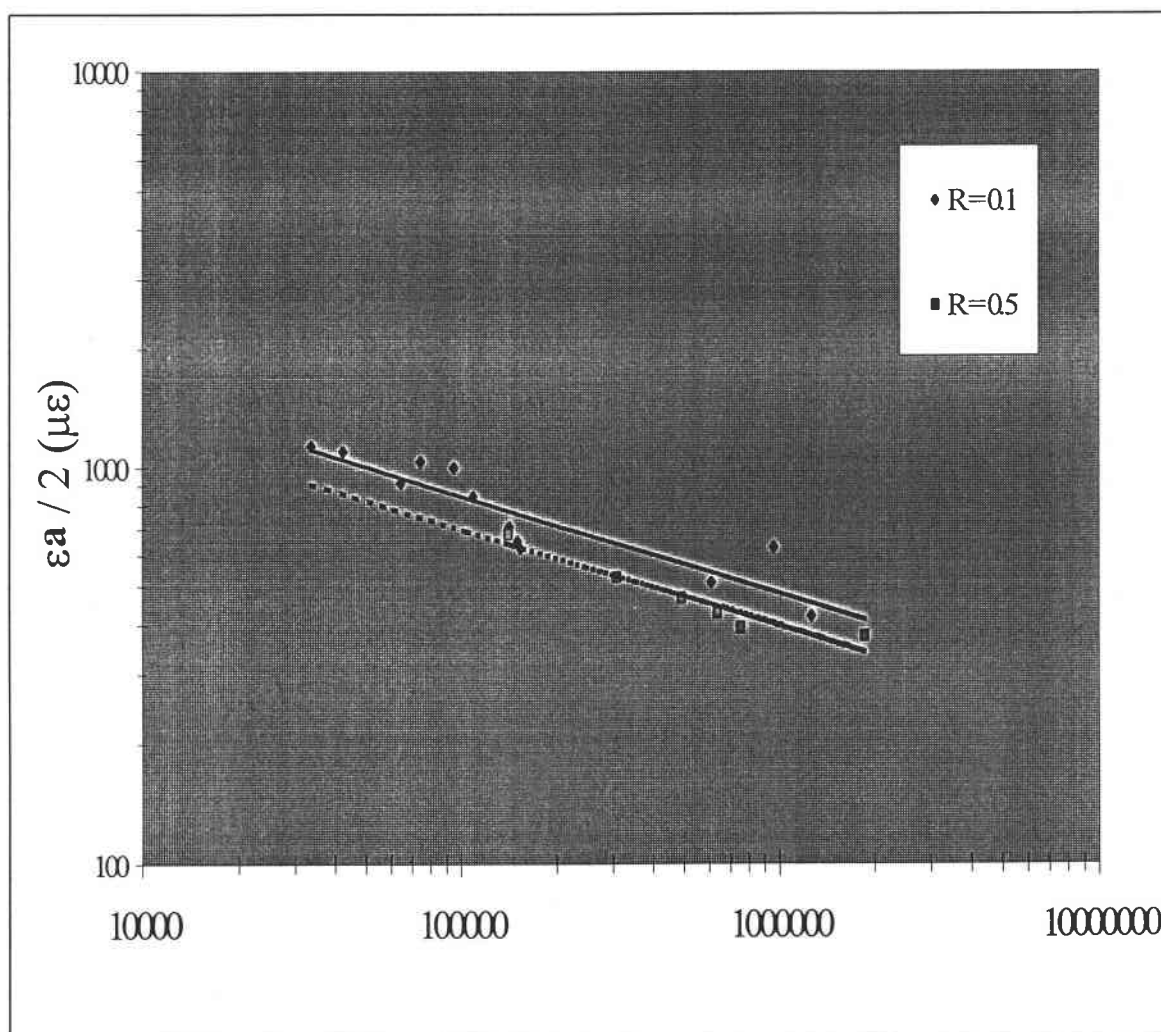


Fig. 3.3 : Curve di Wöhler in termini di deformazione per giunti a croce in acciaio.

La proposta di esaminare la vita a fatica di giunti saldati tramite criteri di

campo, come quello descritto nel Cap. II, è stata valutata da diversi ricercatori [43-47-49] e ha condotto, dopo opportune modifiche e ragionando solo in termini di deformazione, all'elaborazione del *Metodo de Deformazione locale* che risulta valido non solo in seguito alla sua origine, ma anche in virtù della sua semplicità.

### III.3) PROGETTAZIONE DI STRUTTURE SALDATE CON IL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE

Una serie di prove a fatica è eseguita su saldature di riferimento per definire la curva limite a fatica in termini della deformazione locale; tale curva, in funzione del numero di cicli a rottura, ha la stessa forma delle classiche curve di Wöhler e può essere usata per qualunque altro tipo di saldatura dello stesso materiale, quale che sia la forma del cordone ed il tipo di giunto.

La Fig. 3.4 mostra una curva di questo tipo per un giunto a croce con un rapporto di carico  $R=0.5$ , ed  $R=0.1$ , utilizzata per la previsione di durata con precisione dei giunti successivamente provati.

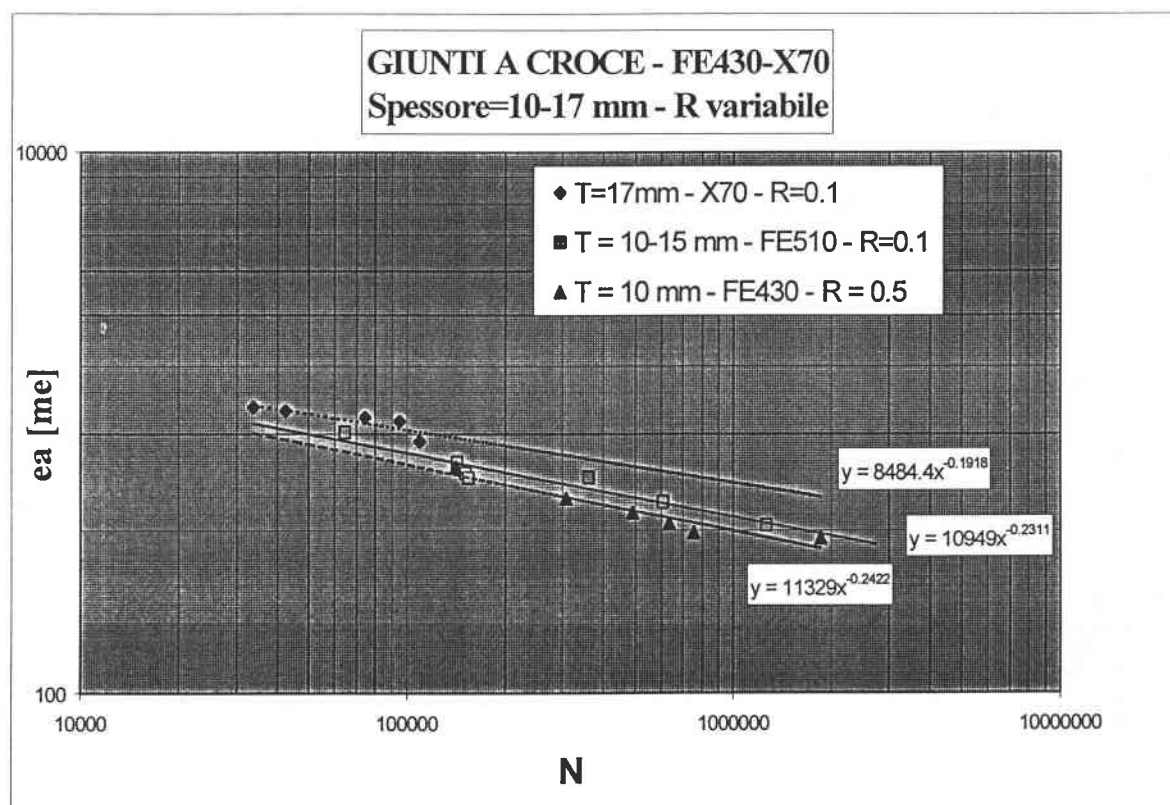


Fig. 3.4 : Applicazione del *Metodo della Deformazione locale* su giunti a croce caricati a Trazione.



Si noti l'estrema coerenza dei risultati e la forte tendenza alla linearizzazione dei punti; tale osservazione giustifica a pieno l'investigazione sull'applicazione della metodologia a giunti di tipo diverso.

I test sono stati realizzati su giunti fabbricati con diversi acciai da costruzione (Fe430 e X70) di vario spessore ( $t=10\text{mm}$  ;  $t=15\text{mm}$  ;  $t=17\text{mm}$ ), le cui caratteristiche sono le seguenti:

materiale	Spessore (mm)	$\sigma_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	A%
Fe430	15	314	450	25
Fe430	10	400	481	25
X70	17	483	565	25

La caratteristica principale ed unica della procedura utilizzata consiste nel fatto che tutti i fattori tra cui lo spessore degli elementi, la forma del giunto, la presenza eventuale di difetti all'apice ed ancora di disallineamento non previsto perdono la loro influenza ed importanza sulle problematiche di previsione della vita a fatica; ciò è dovuto al fatto che in qualche misura essi sono tutti contenuti nella misura sperimentale della deformazione  $\Delta\epsilon$  nei punti stabiliti della struttura da verificare.

Il metodo descritto è stato ottimizzato con degli studi sperimentali e numerici; la distanza ottimale dal fondo dell'intaglio si saldatura dove collocare gli estensimetri è risultata di 2.5 mm nel caso di lunghezza di griglia anch'essa pari a 3 mm. Inoltre, si consiglia di posizionare diversi estensimetri lungo il cordone ad una distanza di 1.5 cm circa l'uno dall'altro per tenere in conto di variazioni dell'efficienza e geometria del cordone della saldatura in tutti i suoi punti.

In conclusione, per la verifica effettiva di una saldatura effettuata ed equipaggiata con estensimetri a resistenza così posizionati, è sufficiente applicare il carico statico una sola volta, secondo le forze di progetto, e comparare i valori delle deformazioni ottenute con la curva di Wöhler (Fig.3.4) di riferimento (precedentemente stabilita sulla base di giunti di riferimento qualsiasi, ma dello stesso materiale, in termini di ampiezze di deformazione).

Secondo gli autori, è anche possibile modificare il valore esatto del rapporto R di carico previsto, secondo una legge  $R-\epsilon_a$  ben definita; infine si perviene alla lettura della vita a fatica prevista.

## IV) L'APPROCCIO VOLUMETRICO

### IV.1) INTRODUZIONE

La rottura a fatica di strutture intagliate resta un problema essenziale per la loro affidabilità. Si possono citare per esempio i problemi riscontrati per gli alberi con chiavette, per le saldature e travi a sezione variabile.....

In ragione alle tensioni e deformazioni elevate nell'area di concentrazione, un rilassamento per deformazione plastica è inevitabile. Ciò' conduce ad una tensione massima inferiore ed a una deformazione maggiore di quella in regime elastico; questo rilassamento plastico non permette di spiegare in quale misura il coefficiente di concentrazione degli sforzi elastico  $k_t$  è meno adatto del coefficiente di concentrazione a fatica  $k_f$  (come definito nel Cap. 1).

Di conseguenza gli intagli in genere sono la sede di preferenza per la nucleazione delle cricche di fatica.

I modelli basati sull'intensità del campo tensionale ipotizzano che la rottura a fatica è dovuta all'accumulo di danneggiamento in un *volume di elaborazione* del processo di rottura; tale volume ha la dimensione di qualche grano in prossimità dell'apice dell'intaglio.

L'accumulo di danneggiamento dipende dallo sforzo massimo all'apice, da l'intensità del campo tensionale nel suo intorno e soprattutto dalla sua distribuzione.

Basandosi su tale concetto, Sheppard [50] fa l'ipotesi che il limite di fatica di un provino intagliato è legato alla tensione media all'interno del volume considerato:

$$k_f = \frac{\sigma_{\text{moy}}(M)}{\sigma} \quad (4.1)$$

dove  $M$  è il dominio degli sforzi in prossimità dell'intaglio,  $\sigma$  è la tensione nominale applicata.

*L'Approccio volumetrico* è basato su due parametri essenziali, la *tensione* e la *distanza effettiva*.

## IV.2) PRINCIPI TEORICI

L'approccio volumetrico considera che il volume effettivo di elaborazione del processo di fatica è un cilindro di diametro  $x_{eff}$  nel campo tensionale sull'intaglio. A questa distanza corrisponde la tensione effettiva  $\sigma_{eff}$ .

Il principio volumetrico è giustificato dalle seguenti considerazioni [2,4,21,51]:

- La dispersione tipica dei dati dalle prove di fatica conduce all'ipotesi che la probabilità di formazione della cricca sia proporzionale al *Volume* dove avviene il processo di fatica [55].
- La resistenza a fatica dei materiali è sensibilmente dipendente alla dimensione dei provini e dalle dimensioni in scala dell'intaglio, quindi tali effetti di scala sono considerati dal *gradiente delle tensioni* [52].
- L'esistenza di una zona plastica nel fondo dell'intaglio all'interno del volume effettivo è essenziale per il meccanismo della fatica.

La distribuzione delle tensioni all'apice è determinata agli elementi finiti.

Essa può essere rappresentata su un diagramma bi-logaritmico come tensione normale al piano di intaglio  $\sigma_{yy}$ , in funzione della distanza al fondo. Nella Fig. 4.2, tale distribuzione è riferita ad un albero intagliato, studiato agli elementi finiti in condizioni elasto-plastiche [54].

Su tale diagramma si possono distinguere tre zone:

- la zona I : la più vicina al fondo dell'intaglio dove la tensione massima è dominata dalla plasticità locale e dipende dal materiale, dalla geometria e dal carico.
- la zona II : In essa il gradiente degli sforzi è caratterizzato dal fattore d'intensità degli sforzi  $K_t$  e la distribuzione delle tensioni è data dalla relazione:

$$\sigma_{yy} = \frac{K_p}{(2\pi r)^\alpha} \quad (4.2)$$

Questa regione può essere assimilata ad una pseudo-singularità di intaglio.

- la zona III : Lontana dal fondo dell'intaglio. La tensione in questa zona non gioca un ruolo importante nel processo di fatica, di conseguenza non sarà

considerata.

Si può notare nelle Fig. 4.1-3 il rilascio delle tensioni dovuto alla plasticità locale della zona I.

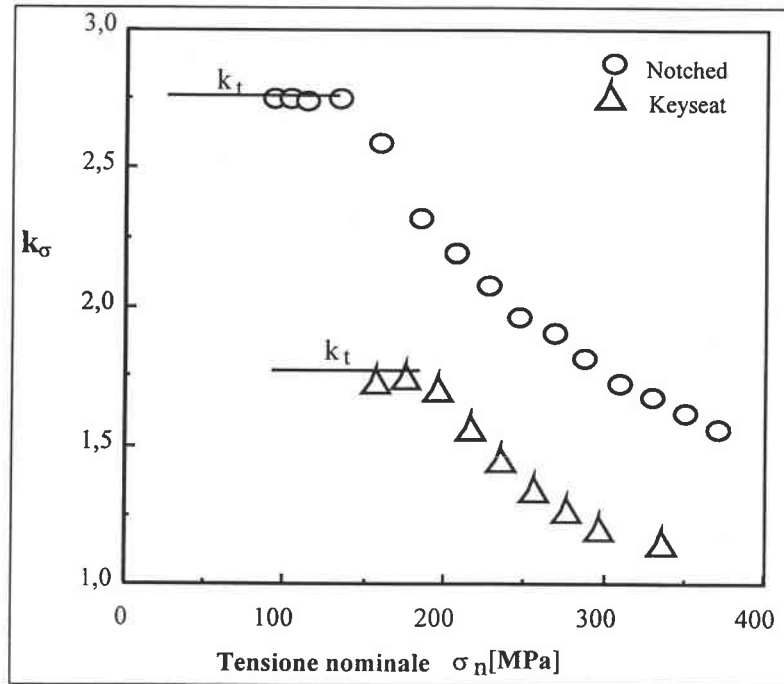


Fig. 4.1 : Effetto di plasticità sul  $K\sigma$  rispetto al carico.

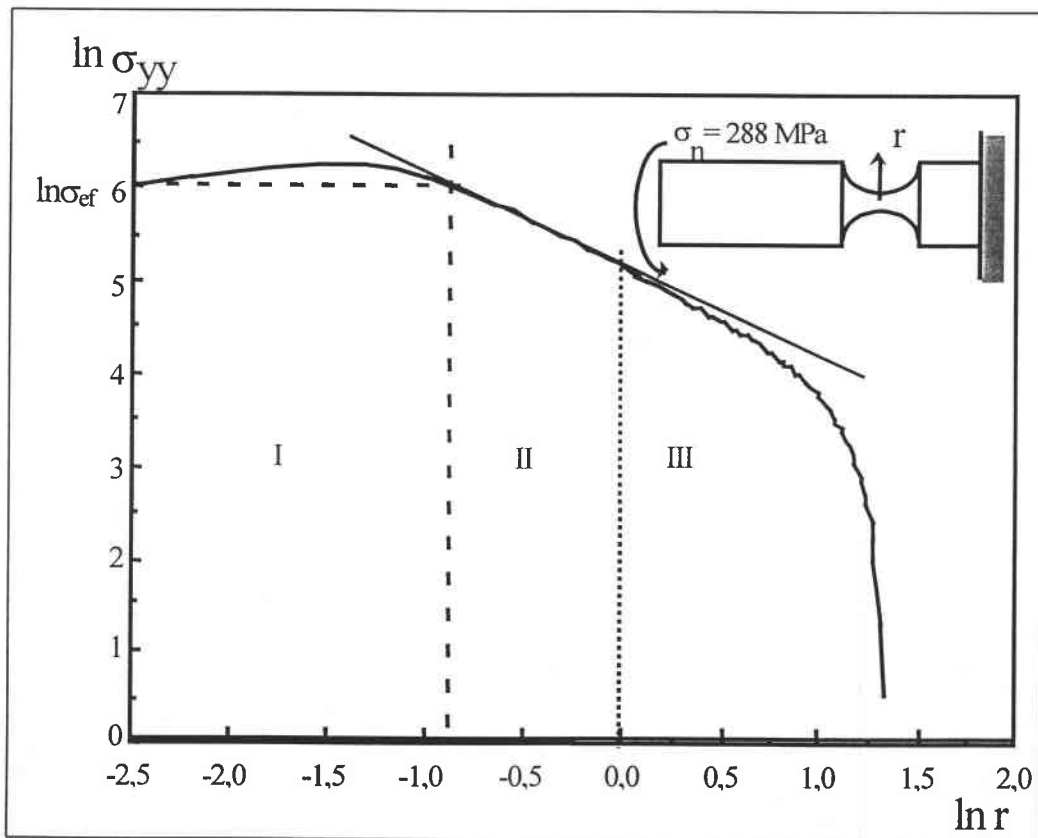


Fig. 4.2 : Schema della distribuzione degli sforzi normali all'apice dell'intaglio.

Fissare la distanza effettiva è il problema principale.

A tal fine si può notare che la derivata della distribuzione è minima al punto di giunzione tra le zone I e II; definendo quindi:

$$\chi = \frac{1}{\sigma_{yy}} \frac{d\sigma_{yy}}{dx} \tag{4.3}$$

dove  $\chi$  è il *gradiente delle tensioni relative*, derivato dalla definizione di gradiente limiti all'apice d'intaglio secondo Brand [52]. Riguardo la tensione effettiva, la si determina sulla base della distribuzione degli sforzi.

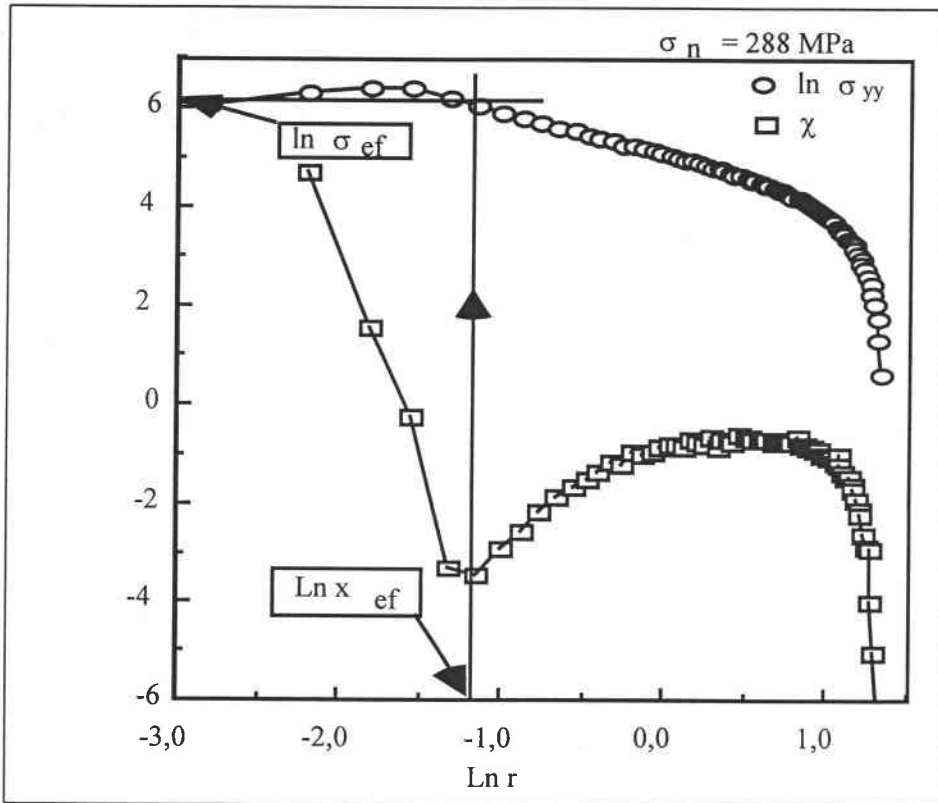


Fig. 4.3 : Distribuzione della tensione normale e del gradiente all'apice dell'intaglio.

### IV.3) TENSIONE EFFETTIVA E K<sub>f</sub>

Utilizzando le tensioni adimensionali del tipo  $\sigma_{ij}^* = \sigma_{ij} / \sigma_n$ , dove  $\sigma_n$  è la tensione nominale, la formula proposta per il calcolo della tensione effettiva è:

$$\sigma_{ef} = \frac{\sigma_n}{V_{ef}} \int_{V_{ef}} f(\sigma_{ij}^*) \phi(r) dV \tag{4.4}$$

Nella relazione si definiscono:

- $V_{ef}$  è il *Volume effettivo* di danneggiamento a fatica.
- $f(\sigma)$  è la distribuzione numerica degli sforzi prossimi all'intaglio.
- $\phi(r)$  è una funzione peso.
- $r$  è la distanza radiale dal fondo.

Questa formulazione è stata sviluppata basandosi sulla definizione proposta da Yao [57] della tensione effettiva.

Nella (4.4) si integra la distribuzione degli sforzi ponderata nel volume di danneggiamento.

Il Fattore di Concentrazione in fatica diventa:

$$k_f = \frac{\Delta\sigma_n}{\Delta\sigma_{ef}} = \frac{1}{V_{ef}} \int_{V_{ef}} f(\sigma_{ij}^*) \cdot \phi(r) dV \quad (4.5)$$

Nella maggior parte dei casi, il *Volume di elaborazione* del processo di fatica è un solido di rotazione intorno all'apice di altezza identica allo spessore del pezzo e ci si riporta ad un problema piano.

$$k_f = \frac{1}{S_{ef}} \int_{S_{ef}} f(\sigma_{ij}^*) \cdot \phi(r) dV \quad (4.6)$$

Un'ulteriore semplificazione consiste ne considerare il volume cilindrico di diametro uguale a  $X_{ef}$ . In questo caso:

$$k_f = \frac{1}{X_{ef}} \int_{X_{ef}} f(\sigma_{ij}^*) \cdot \phi(r) dV \quad (4.7)$$

Questo modello necessita di una descrizione precisa del campo degli sforzi nella zona di concentrazione e di una definizione esatta della funzione peso per valutare in maniera univoca i valori di della distanza e tensione effettivi, validi per tutti gli intagli ed indipendenti dal carico.

#### IV.4) DISTANZA EFFETTIVA E GRADIENTE RELATIVO DELLE TENSIONI

Sulla distribuzione degli sforzi normali al piano dell'intaglio, la Distanza effettiva è determinata a partire dalle considerazioni seguenti:

- La distanza effettiva è più grande della grandezza della zona plastica, dato che l'ampiezza della tensione di fatica a grande numero di cicli è inferiore al limite d'elasticità.
- La regione danneggiata a fatica è la più sollecitata, la tensione media deve restare elevata, mentre il gradiente in questa regione resta basso.
- Il valore di  $X_{\text{eff}}$  deve essere più grande della dimensione dei grani del materiale, per tenere in conto i difetti micro-strutturali nel *Volume effettivo* e spiegare la dispersione delle prove di fatica.
- Il ruolo del *gradiente delle tensioni* a fatica è molto significativo e spiega effettivamente l'influenza del modo di carico e delle dimensioni strutturali sulla distribuzione degli sforzi (effetto scala).

Per queste ragioni, la distanza effettiva è scelta come quella corrispondente al gradiente delle tensioni relative minimo (Fig. 4.2), definito nella (4.3): Con tale definizione, la distanza effettiva corrisponde infatti più o meno all'inizio della zona II di pseudo-singularità.

### Funzione peso.

I valori delle tensioni locali nel volume di processo di fatica hanno un ruolo differente per la nucleazione della frattura a partire dall'intaglio. Le influenze di ciascuna sono legate alla distanza dall'apice ed al gradiente relativo  $\chi$ .

Una funzione peso deve essere considerata per tenere in conto di tali effetti di distribuzione del campo.

Si definisce la tensione ponderata come:

$$\Delta\sigma^*_{ij} = \Delta\sigma_{ij} \phi(x,\chi) \quad (4.8)$$

dove  $\phi(x,\chi)$  è la funzione peso.

In accordo con Waixing [6],  $\phi$  è una funzione che dipende solo dalla geometria e dal modo di carico;  $\phi$  è data da :

$$\phi(x,\chi) = 1 - \log(r) \quad (4.9)$$

oppure

$$\phi(x,\chi) = 1 - r \chi \quad (4.10)$$

secondo l'approssimazione di questa combinazione di pesi scelta.

Secondo Yao [57], la funzione peso può essere ottenuta numericamente o analiticamente e deve avere le caratteristiche seguenti:

- $0 < \phi(r) < 1$  e crescente con  $r$  per  $0 < r < X_m$  ( $X_m$  è la distanza corrispondente alla  $\sigma_{max}$ )
- $\phi(r=0) = 1$
- $\phi(r) = 1$  quando  $\chi = 0$
- 

Tra i limiti  $r=0$  et  $r=X_m$ , la funzione peso è inferiore all'unità e fornisce più peso alle tensioni alla radice ed alla tensione massima  $\sigma_m$ ; al contrario, per  $r > X_m$  la funzione è più grande dell'unità per elevare l'influenza  $\sigma_{eff}$ ; essa si trova oltre  $\sigma_m$  (Fig. 4.2) ed è considerata come lo sforzo che possiede il ruolo principale per la durata a fatica.

#### IV.5) PREVISIONE DELLA VITA A FATICA

Questo approccio ha il vantaggio di permettere la predizione della vita a fatica a partire dagli elementi seguenti:

- Una curva di referenza standard a fatica del materiale base considerato, con lo stesso rapporto di carico, ottenuta da provini lisci e non intagliati.
- Una prova sperimentale per determinare la legge di incrudimento ciclico del materiale costitutivo della struttura.
- Un calcolo numerico avanzato in campo elasto-plastico, utilizzando la legge ciclica del materiale, sulla struttura completa da progettare o verificare.

Il metodo è assai semplice nel momento in cui si dispone già della legge caratteristica del materiale e di una sola curva di referenza a fatica dello stesso.

E' sufficiente determinare l'esatta distribuzione delle tensioni e del gradiente (4.3) a mezzo di procedimenti FEM; si usa la relazione (4.6) per determinare il fattore di concentrazione effettivo a fatica. A partire dalla tensione nominale, si ricava la  $\sigma_{eff}$ . Tale valore nella curva di referenza fornisce la vita prevista del pezzo [54-56].



Naturalmente, il  $k_f$  non è costante, dato che nella (4.6) la distanza, la tensione e la distribuzione sono differenti e dipendono dal livello di carico.

Questa metodologia permette di conoscere la sensibilità all'intaglio di strutture complesse senza ricorrere alle consuete prove di fatica sperimentali lunghe e costose, ma permette di ricavare i dati di progetto basandosi sull'unica curva di fatica a disposizione caratteristica del materiale ed estrapolandone i valori giusti per mezzo di calcoli solamente numerici.

Si ritiene che, considerando le saldature assimilabili ad un intaglio (Cap. 10), si possa far uso della stessa metodologia per i giunti saldati, in modo da evidenziarne i vantaggi rispetto ai codici di progetto in vigore.

A tal fine si adotta un fattore di concentrazione  $k_{fv}$  di fatica secondo il *Metodo volumetrico*, uguale al  $k_f$  come definito precedentemente, tale che possa essere riferito ad un intaglio dovuto alla presenza del cordone di saldatura.

Tale fattore è supposto in grado di relazionare la vita a fatica di qualsiasi giunto in acciaio del quale si è eseguito il modello numerico a quella di un giunto i riferimento il cui  $k_{fv}$  sia supposto unitario, cioè la vita a fatica di un giunto saldato di testa e rasato, in cui l'intaglio scompare, ma permangono le variazioni di resistenza metallurgiche e le tensioni residue indotte dalla saldatura.

## IV.6) VERIFICA SPERIMENTALE

Qylafku, Gjonaj, Azari e Pluinage [58] hanno verificato e sperimentato il metodo volumetrico utilizzando dei provini a sezione cilindrica (geometria descritta in Fig.4.4), lisci ed intagliati con raggio di raccordo variabile.

I provini sono stati sollecitati a flessione ; le caratteristiche dell'acciaio a basso tenore di carbonio sono :

Limite d'elasticità $R_e = 312$ MPa	Modulo di Young = 186000 MPa
-------------------------------------	------------------------------

Il limite a fatica in Mpa è stato calcolato per mezzo dell'approccio volumetrico e per mezzo degli approcci di tipo « hot spot » di Peterson [11], Neuber [10]) e Brand [5], descritti nel Cap. IV.3; i valori sono stati comparati nella Tab. 4.1:

raggio	Peterson	Neuber	Brand	Volumetrico	Sperimentale
$\rho=0,4$ mm	122,3	127,34	196	106,3	107,7
$\rho=0,2$ mm	130,6	125,25	249	87,09	89,6

Tab. 4.1 : Valori comparati del limite di fatica secondo diversi metodi.

I valori nella tabella sono riportati sulle curve S-N a fatica con una probabilità di sopravvivenza del 50% e dimostrano la validità del metodo.

Un'ulteriore studio che fa uso dell'approccio volumetrico è stato effettuato da Kadi, Azari, Pluinage [54], partendo da prove di flessione rotativa per tre tipi di campioni (Fig. 4.4).

- Provini lisci per tracciare la curva di referenza del materiale (Fig. 4.4a).
- Provini intagliati con raggio d'intagli  $\rho = 0,4$  mm e  $2\theta = 35^\circ$  (Fig. 4.4b)
- Provini con cava per chiavette (Fig. 4.4c).

Le caratteristiche meccaniche del materiale sono :

$R_e$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	E (MPa)
330	440	200 000

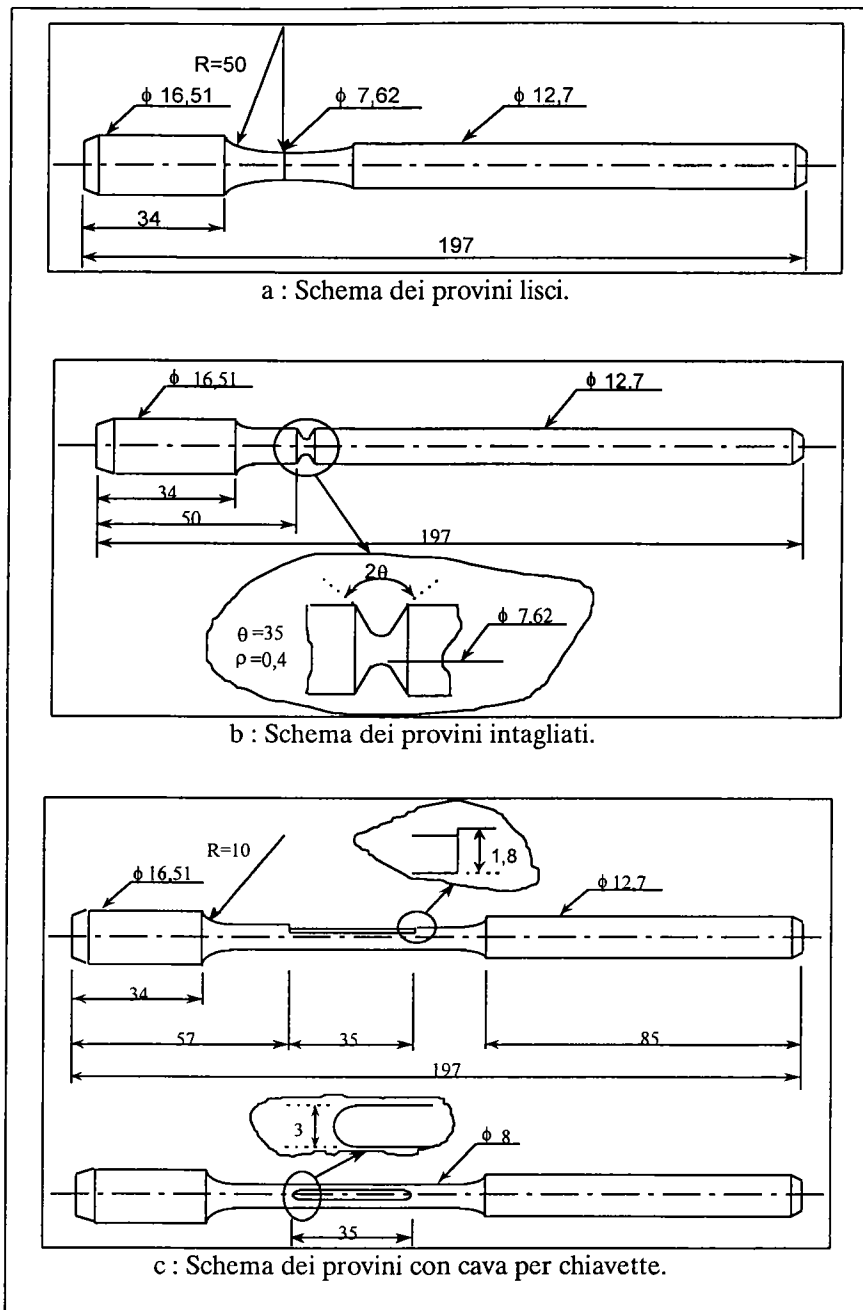


Fig. 4.4 : Provini utilizzati per l'applicazione del metodo volumetrico

La curva di Wöhler per ciascun tipo di provino (Fig. 4.5) considerando la dispersione dei risultati segue una distribuzione governata da legge logaritmica.

Da queste curve si ottengono i valori limite di durata a fatica a  $2 \cdot 10^6$  cicli, per ciascuna tipologia di provino:

- Provini lisci :  $\sigma_D = 225$  MPa.

- Provini intagliati :  $\sigma_{Dn} = 105$  MPa.
- Provini con chiavette :  $\sigma_{Dk} = 125$  Mpa.

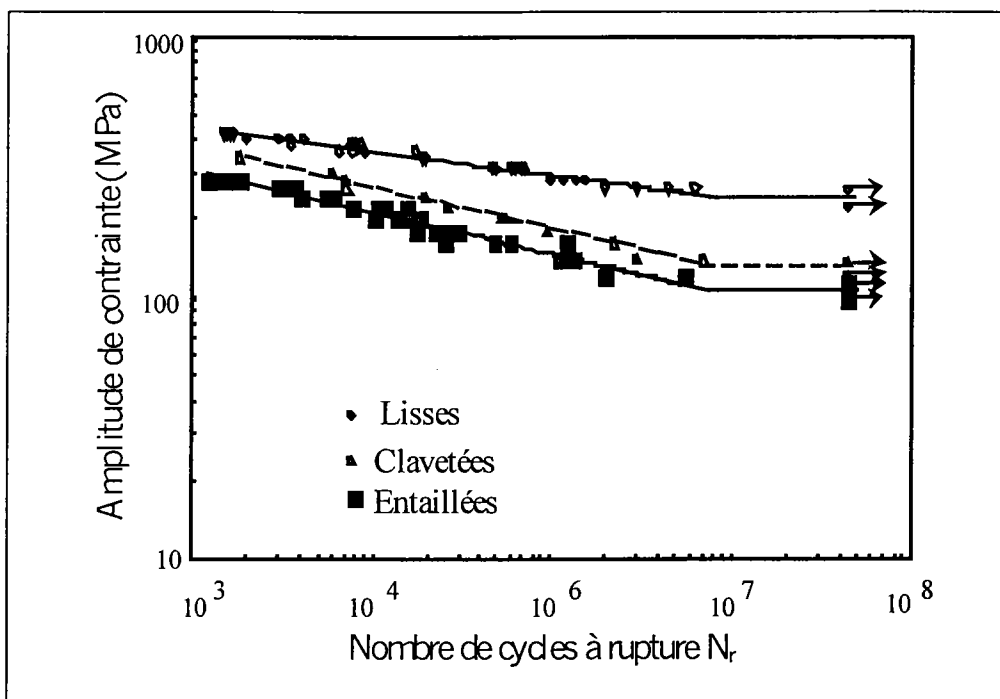


Fig. 4.5 : Curve di Wöhler ottenute dai vari provini lisci e intagliati.

Utilizzando l'equazione (4.6), per calcolare il fattore di concentrazione a fatica  $k_f$ , si ricava per i campioni intagliati  $k_f=2.14$  e per quelli con chiavette  $k_f=1.8$ .

Il metodo di tipo « hot spot » permette di trovare anch'esso il limite di fatica ; tramite i metodi di Peterson [11], Harris [21], Neuber [20] et Neuber-Kuhn (9) si calcola questo fattore a partire dall'indice di sensibilità all'intaglio  $q$  (formula di Peterson (relazione 1.6) o di Brand Tab. (1.2)), e del fattore di concentrazione degli sforzi elastico  $k_t$ , eventualmente ricavato agli elementi finiti.

Il limite di durata a fatica,  $\sigma_D$  è stato anche valutato secondo il metodo del gradiente di Brand [5].

L'insieme dei risultati finali è mostrato nelle tabelle 4.2 .

metodo	Peterson (11)	Neuber (20)	Neuber-kuhn (9)	Harris (21)
$\sigma_D$ (MPa)	121	118,4	131,5	119

a : Calcoli di  $\sigma_D$  a partire da q secondo la relazione di Peterson (1.6).

metodo	Peterson (11)	Neuber (20)	Neuber-kuhn (9)	Harris (21)
$\sigma_D$ (MPa)	160,7	153	194	155,172

b : Calcolo di  $\sigma_D$  a partire da q secondo la relazione di Brand (Tab. 1.2).

metodo	gradiente , Brand [5]	Volumetrico	sperimentale
$\sigma_D$ (MPa)	112,5	107,14	105

c : calcolo di  $\sigma_D$  a partire da altre metodologie.

Tab. 4.2 : I valori di  $\sigma_D$  usando diversi metodi.

Si nota nelle tabelle 4.2 che il valore di  $\sigma_D$  calcolato con il metodo volumetrico è decisamente più prossimo a quello sperimentale.

Successivamente si è valutato per i provini con chiavette il valore del limite di fatica attraverso il metodo volumetrico ( $\sigma_D = 132$  MPa). Tale risultato è ancora una volta abbastanza vicino a quello riscontrato sperimentalmente ( $\sigma_D = 125$  MPa).

Non si dispone ancora di informazioni sufficienti per determinare l'ammontare di  $\sigma_D$  attraverso altri metodi nel caso di alberi con cave per chiavette soggetti a flessione rotativa, per cui non è ancora possibile fornire un buon confronto e una validazione del metodo volumetrico per questa configurazione di studio.

*PARTE II° :*

**I giunti saldati a fatica**

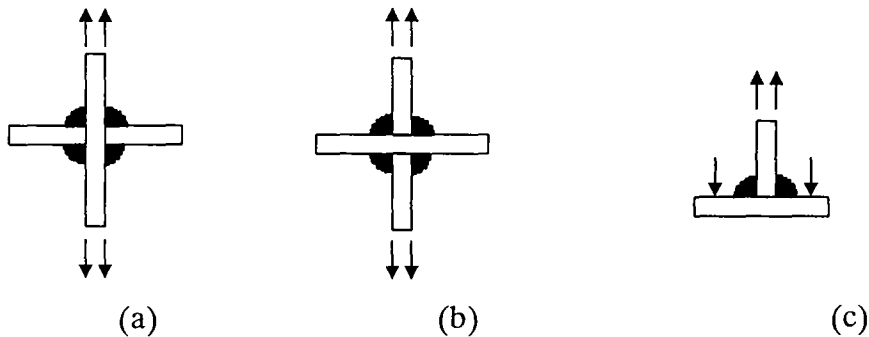
## V) FATICA DELLE SALDATURE AD ANGOLO

### V.1) INTRODUZIONE

La durata della vita a fatica dei giunti saldati è fortemente affetta dalla presenza al piede del cordone di una concentrazione delle tensioni legata alla geometria della saldatura che riproduce un intaglio acuto. Le zone di formazione della cricca di fatica sono di solito corrispondenti sia a variazioni geometriche del cordone, sia alla presenza di difetti interni (mancanza di penetrazione o soffiature) o esterni (cavità, inclusioni di ossidi o altro).

Tra i principali assemblaggi saldati, le saldature ad angolo sono le più utilizzate.

Ne esistono di tre tipi: le saldature a croce ad anima continua (a), quelle ad anima interrotta (b) ed i giunti saldati a T (c).



Nel caso (a), la fessura nuclea al piede della saldatura, e propaga attraverso lo spessore della lastra nel piano perpendicolare circa a quello della tensione principale; la resistenza a fatica è elevata per il fatto che lo sforzo non è trasmesso dal cordone.

Per il caso (b), alle zone di concentrazione situate al piede del cordone, si aggiungono delle zone di intaglio interne alla radice della saldatura. In generale la cricca parte in questo luogo e propaga lungo la superficie di contatto fra materiale d'apporto e quello base seguendo una direzione obliqua. Questo tipo di giunto procura delle caratteristiche di durata relativamente deboli.

A tal fine si cerca di evitare la comparsa del difetto alla radice della saldatura aumentando lo spessore della gola con una saldatura più grande, o con una migliore penetrazione.

I giunti a T (c) di primo acchito si riportano al caso di un semi-giunto a croce e dovrebbero rilevare un comportamento simile a fatica; ma nel caso in cui le tensioni di flessione indotte dalle forze sull'elemento trasversale sono dello stesso ordine di grandezza di quelle direttamente applicate all'anima centrale, come avviene spesso, la cricca si genera nelle altre zone di piede del cordone sulla piastra a flessione e propaga nell'elemento trasversale.

Tutte le saldature ad angolo possono subire carichi di trazione o di flessione.

## V.2) I FATTORI DI DURATA DEI GIUNTI SALDATI

La resistenza statica di un assemblaggio saldato di testa è in generale legato a quello del materiale base; al contrario, la resistenza a fatica è inferiore.

Sono diversi i parametri che influenzano la tenuta a fatica dei giunti saldati:

- Fattori geometrici: forma del cordone, mancato allineamento delle piastre, spessore delle stesse.
- Fattori metallurgici : natura del materiale base, processo di saldatura, difetti di processo, livello delle tensioni residue.
- Fattori legati al carico : Modo di carico ( ampiezza costante o variabile, rapporto di carico  $R$ ), gradiente degli sforzi all'interno, biassialità degli sforzi, ambiente di lavoro.

## V.3) EFFETTI DELLA GEOMETRIA.

Per mettere in evidenza l'influenza globale del cordone di saldatura, si nota che per i giunti rasati, il limite di durata è leggermente inferiore (dal 90 al 95%) di quello del materiale base, mentre quello riferito a giunti non rasati è nettamente più debole (dal 50 al 70%).

Il Coefficiente di Concentrazione degli Sforzi  $k_t$  nel giunto saldato è definito dal rapporto tra la tensione locale massima e quella nominale, ed è strettamente legato alla vita a fatica delle strutture saldate.

Tale coefficiente dipende soprattutto dal raggio al piede del cordone  $\rho$  e dall'angolo di raccordo  $\theta$ , ma anche dalla geometria del giunto e dal modo di carico; nella Fig. 5.6 sono rappresentati teli parametri per un giunto a T o a croce.



### Influenza dell'angolo di raccordo :

Richards [18] ha dimostrato che il limite di fatica aumenta linearmente con l'angolo di raccordo del cordone (Fig. 5.1) sulle saldature di testa.

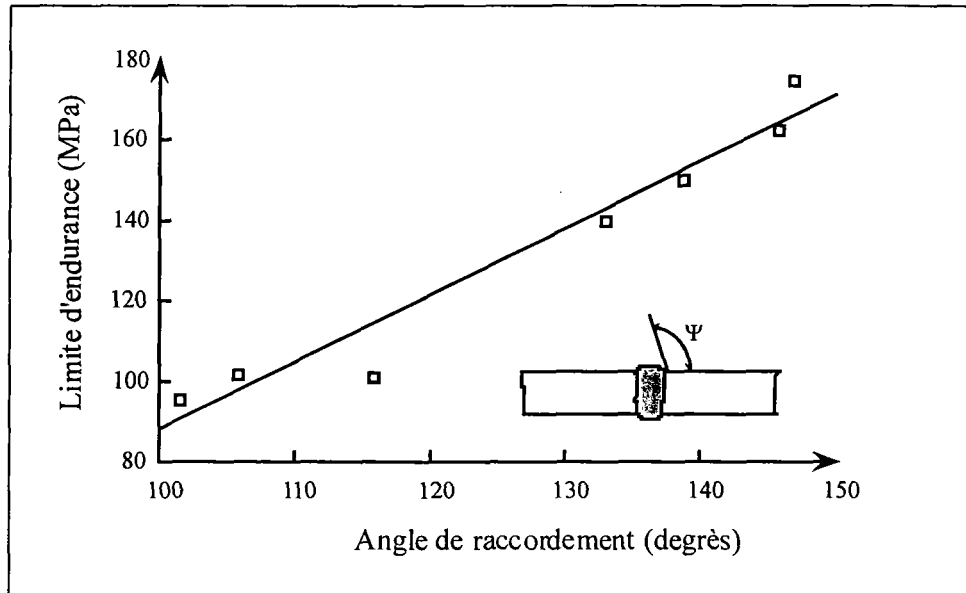


Fig. 5.1 : Influenza dell'angolo di raccordo del cordone sul limite di fatica.

Sebbene tale influenza appare molto elevata, i processi da saldatura semi-automatici TIG attuali realizzano cordoni in ogni caso molto piatti e regolari, per non parlare dei metodi di saldatura al Laser o a Fascio di elettroni, per i quali il cordone esterno tende a scomparire. In questi casi, l'angolo rimane sempre ottimale e la sua influenza relativa sulla vita a fatica del singolo giunto si riduce.

### Influenza del raggio di raccordo al piede del cordone e dell'angolo.

Skorupa ed al. [70], partendo da uno studio agli Elementi Finiti hanno sviluppato un'equazione per stimare il  $k_t$  in funzione del raggio  $\rho$  di raccordo al piede del cordone:

$$k_t = 1 + 0.217 \left( \frac{t}{\rho} \right)^{-0.591} \quad (1)$$

dove  $t$  è lo spessore della piastra saldata.

In seguito, Ikeda ed al.[71] hanno mostrato l'influenza del raggio sulla riduzione della resistenza a fatica (Fig. 5.2 ).

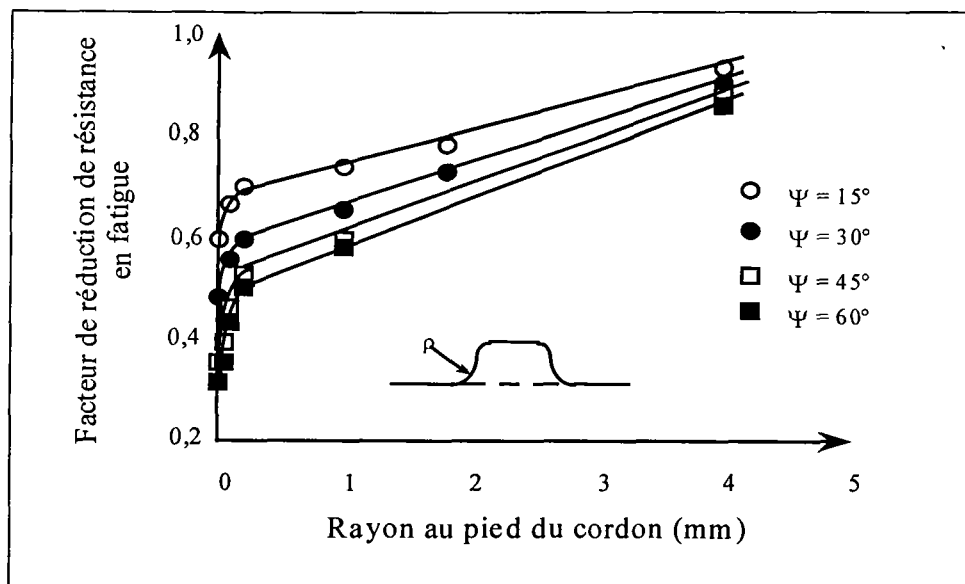


Fig. 5.2 : Influence del raccordo sulla riduzione della resistenza a fatica.

Da misure foto-elastiche, Kenyon, Morrison et Quarrel (72) hanno misurato nel caso di giunti d'angolo il valore della concentrazione tra 1.5 e 4.5.

Altri autori, Lawrence(73) et Nishida (74), hanno studiato agli Elementi Finiti l'influenza della forma del cordone; diversi altri hanno proposto delle formule di calcolo del  $k_t$  nelle saldature, disponibili in letteratura. Nella Fig. 5.3 i calcoli numerici realizzati su giunti a T hanno l'intento di studiare l'importanza del raggio di raccordo e ne comparano la veridicità di alcune formule analitiche.

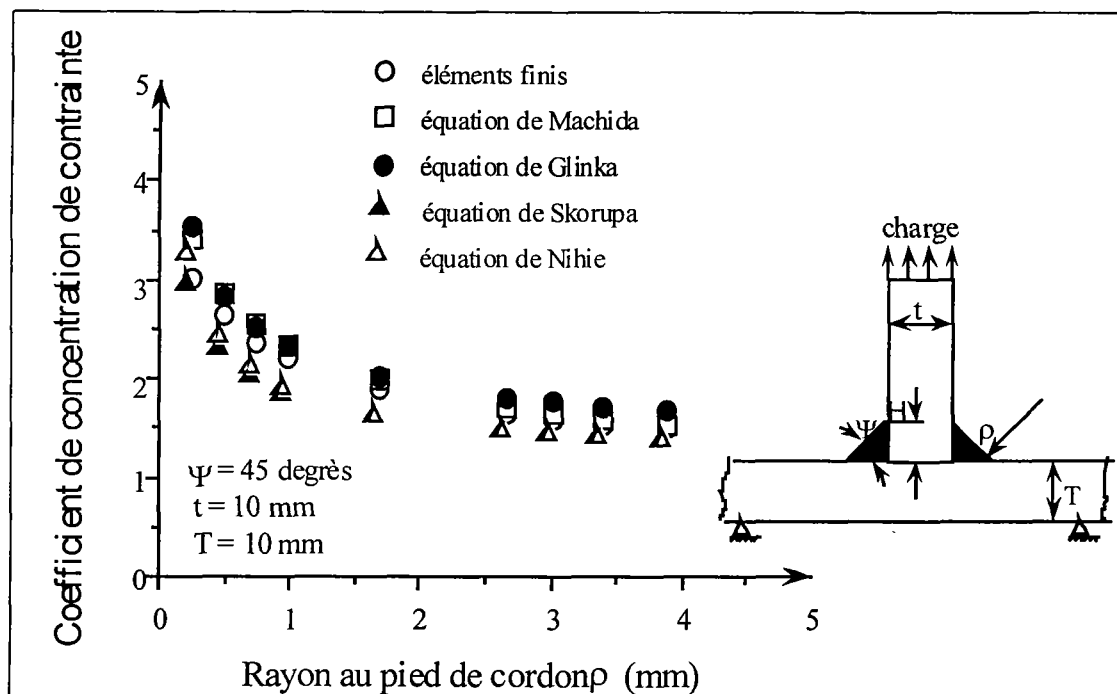


Fig. 5.3 : Importance del raccordo  $\rho$  sulla concentrazione delle tensioni.

Si constata che le formule analitiche forniscono dei risultati vicini tra loro e prossimi a quelli numerici.

### **Spessore delle lastre e fattore di scala.**

Parecchi studi mostrano che per giunti geometricamente simili, la resistenza a fatica tende a decrescere quando lo spessore degli elementi saldati aumenta. La Fig. 5.4 rappresenta l'evoluzione della durata a fatica in funzione dello spessore per degli assemblaggi a T, sollecitati a flessione.

L'esperienza ricorda che componenti saldati simili realizzati dallo stesso materiale hanno una resistenza a fatica decrescente nel momento in cui la loro dimensione aumenta.

In primo luogo ciò è dovuto alla probabilità di apparizione di difetti suscettibili alla formazione di cricche, che aumenta con l'ispessimento del pezzo; in più una stessa configurazione geometrica di differenti proporzioni può produrre delle differenze nel gradiente plastico delle tensioni e nel valore del raggio di raccordo relativo della saldatura.

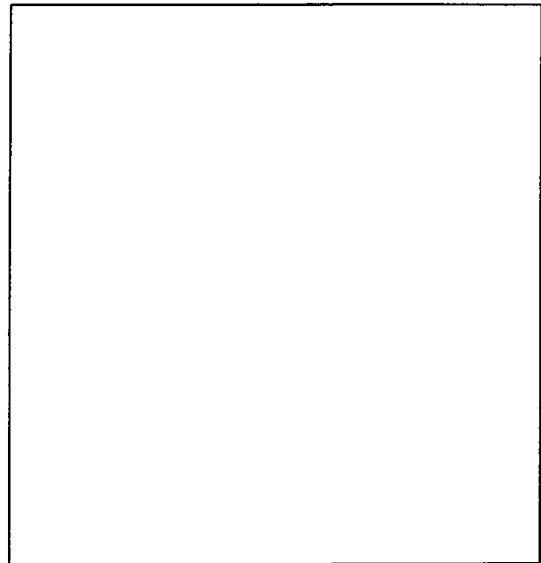


Fig. 5.4 : Effetto dello spessore.

## **V.4) NATURA DELLE SOLLECITAZIONI**

### **Modo di carico.**

Esso è anche molto influente sulla resistenza a fatica degli assemblaggi saldati.

Il confronto dei risultati ottenuti sia a trazione che a flessione rendono chiaro un effetto sul gradiente delle tensioni in vicinanza del piede del cordone, che si traduce in una durata di vita differente con la  $\Delta\sigma$  applicata.

Nello stesso tempo, la posizione degli appoggi e montaggi rispetto al punto di applicazione delle forze cambia lo stato delle tensioni in prossimità del cordone, che può variare da pura trazione a flessione o biassiale per ciascuna delle zone di

concentrazione.

Di conseguenza, la germinazione della rottura, la direzione della frattura e la sua posizione nella struttura non sono facili da prevedere basandosi sul sistema dei carichi per le strutture complesse.

Sono inoltre pochi nella letteratura i dati riguardanti i giunti saldati caricati in modo composto di forze momenti.

Un metodo adoperato in questi casi consiste nel considerare la tensione massima principale come sforzo di calcolo da confrontare con la tensione ammissibile del materiale.

Nella Fig. 5.5 seguente si può riconoscere la variazione della tensione massima equivalente alla radice di due punti di saldatura differenti per un giunto a T, rispetto alla distanza degli appoggi  $B$ , con lo stesso carico applicato; si può prevedere che la rottura avrà la sua origine nella posizione 1 di trazione o nella posizione 2 di flessione secondo la grandezza del braccio d'appoggio (Fig. 5.6).

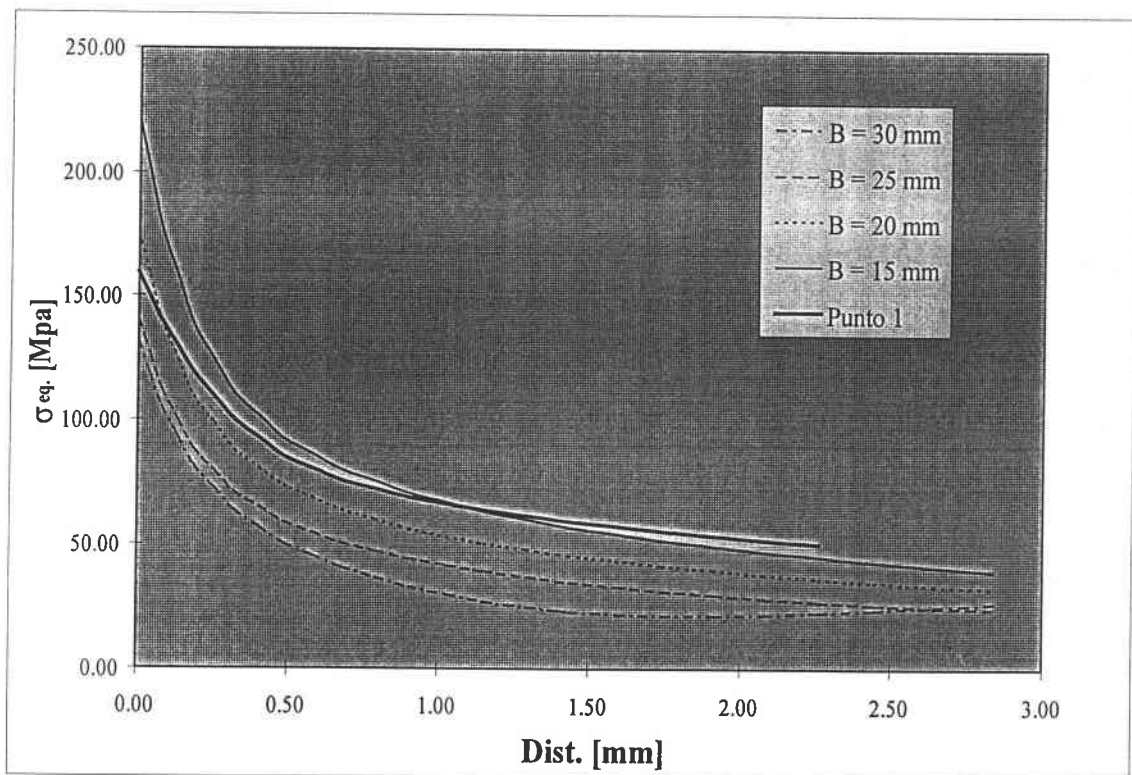


Fig. 6.5 :  $\sigma_{eq}$  in funzione del braccio d'appoggio di un giunto a T di spessore 18 mm.

Nella Fig. 5.6 si evidenziano i punti 1 e 2 di inizio possibile della rottura per un giunto a T sollecitato a flessione a tre punti (valida anche per giunti a croce).

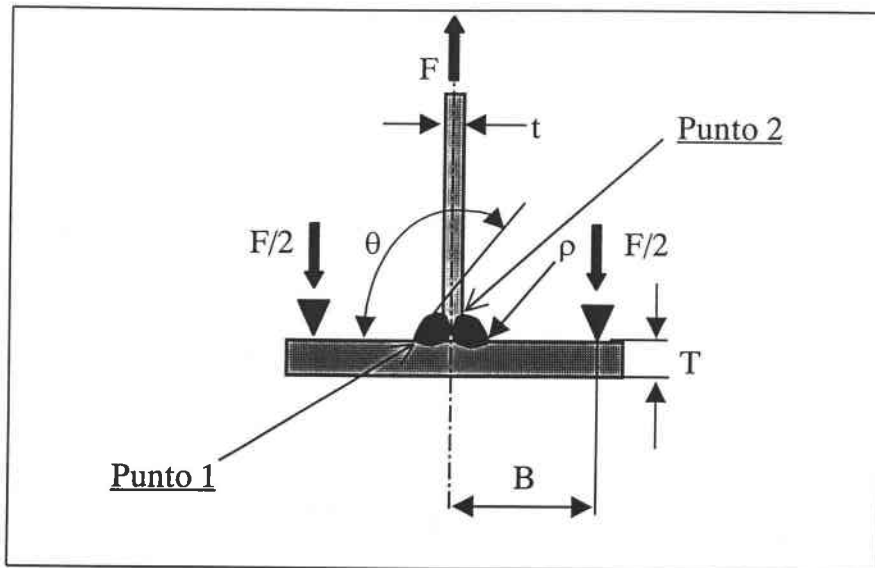
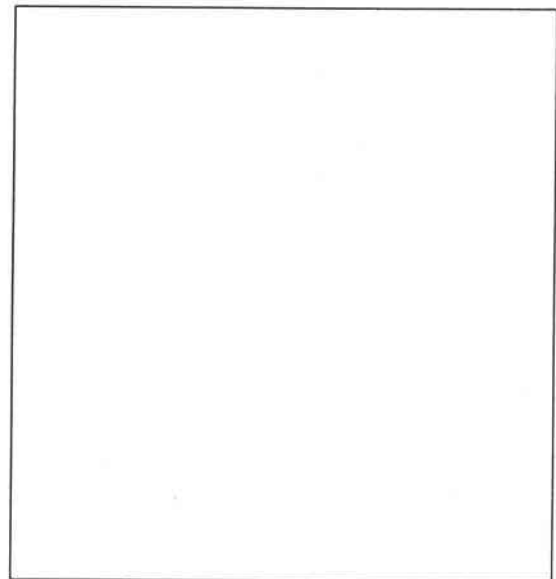


Fig. 5.6 : Carichi e punti di rottura per un giunto a T.

**Rapporto di carico:**

Il valore del rapporto di carico  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$  ha una certa influenza sulle caratteristiche di durata.

Nella pratica, nel momento in cui si teme la presenza di tensioni residue elevate e difficili da quantificare, né di effettuare sufficienti trattamenti di distensione, si ammette che l'ampiezza massima a fatica delle tensioni corrisponde al valore determinato dal diagramma di Goodmann (Fig. 5.7), che resta in tutti i casi piuttosto elevato e stabile, sia a causa degli sforzi residui di trazione, sia quando  $R$  varia in positivo [76].

Fig. 5.7 : Influenza di  $R$ .

I primi di cicli di carico, infatti, sebbene un valore grande di  $R$  (0.5 ad esempio), corrispondente ad una tensione media  $\sigma_m$  elevata, determinano nella zona plasticizzata un abbassamento della stessa fino ad una condizione di  $R=0$ , come per la fatica oligociclica.

Perciò la più parte dei codici di verifica delle strutture saldate non considera affatto l'effetto della tensione media di carico e forniscono per ogni tipo di

assemblaggio un solo valore di tensione ammissibile  $\Delta\sigma$ .

### Difetti di allineamento.

Questa tipologia di difetti conduce a dei momenti di flessione parassita che vengono ad aggiungersi alla tensione nominale applicata.

Dal momento che l'allineamento tra le parti saldate ed il sistema di carico ed ammortaggio non è mai perfetto, sia per i campioni nelle prove sperimentali che nelle strutture reali montate, l'effetto combinato dei due tipi di difetti generati (assiale ed angolare come in Fig. 5.8) deve essere tenuto in conto nelle norme. In effetti, si stima che la presenza di un angolo  $\gamma$  di disallineamento pari solo ad  $1^\circ$  conduce a delle tensioni parassite di circa  $150 \text{ N/mm}^2$ .

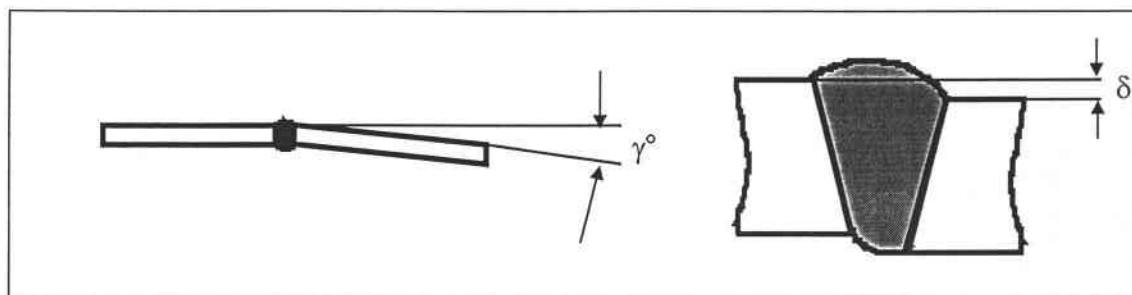


Fig. 5.8 : Difetti angolari ed assiali

## V.5) FATTORI METALLURGICI E TENSIONI RESIDUE

Una delle conclusioni più importanti e ben nota è che la nocività delle inclusioni e delle linee di scorrimento dipenda principalmente dalla possibile presenza di idrogeno.

Il suo ruolo nella diminuzione della durata dei giunti saldati, legato anche alla presenza di porosità, è stato riconosciuto da tutti gli autori.

L'influenza delle soffiature e delle inclusioni di ossidi sulle caratteristiche di fatica provocano degli effetti negativi evidenti, ma è stato anche mostrato che tali difetti non cambiano la durata di vita del metallo se non al di sopra dei  $10^4$  cicli.

Più generalmente si è stabilito che il grado di nocività dei difetti metallurgici (pori, crateri di ripresa, mancanza di penetrazione, inclusioni non metalliche, etc..) corrisponde ad una forte concentrazione della tensione indotta.

Fortunatamente, nella più parte dei casi tali difetti sono evitati con l'ottimizzazione dei processi di saldatura industriali (in particolare con i metodi semi-automatici ad arco e con le saldature al laser) ed in ogni caso sono di facile individuazione.

In questa tesi, i difetti interni ora descritti non saranno perciò considerati.

### **L'influenza delle tensioni residue.**

Per definizione, le tensioni residue formano un sistema di sforzi interni, in auto-equilibrio, che persiste nell'assenza di un carico esterno. Esse sono generalmente il risultato di una deformazione plastica permanente dovuta agli effetti termici locali nel processo di raffreddamento post-saldatura, in particolare riferimento alla contrazione preferenziale del metallo, alla variazione del punto di snervamento e del coefficiente di dilatazione termica con la temperatura. Il fenomeno della loro formazione segue diverse strade; spesso sono le lastre da saldare che costringono il cordone nella sua lunghezza durante il suo raffreddamento e restringimento longitudinale, inoltre lo spostamento dello spot di fusione fa raffreddare un bordo del giunto prima dell'altro. Altre motivazioni sull'origine delle tensioni residue stanno nell'effetto della forma del cordone più o meno largo lungo lo spessore, determinando una asimmetria termica tra le due facce del giunto; l'effetto dell'attrito degli appoggi delle lastre da saldare o dal loro incastro non è anche lui trasversali dato che limiterebbe l'espansione rigida dei pezzi nelle direzioni trasversali.

La fig. 5.9 fornisce un esempio sull'andamento delle tensioni residue nel caso semplice di giunto di testa dovuto principalmente al primo dei fenomeni considerati, quello delle dilatazioni impedito longitudinali.

Si presume che nel caso di giunti più complessi il loro andamento segua leggi ancora più variabili. La presenza delle tensioni residue è inevitabile; la loro influenza cambia la distribuzione delle tensioni nella zona di transizione tra materiale base e d'apporto in fusione; in più, lo stato di compressione generato dalle tensioni residue causa il fenomeno della chiusura della cricca corta ed il suo ritardo di propagazione.

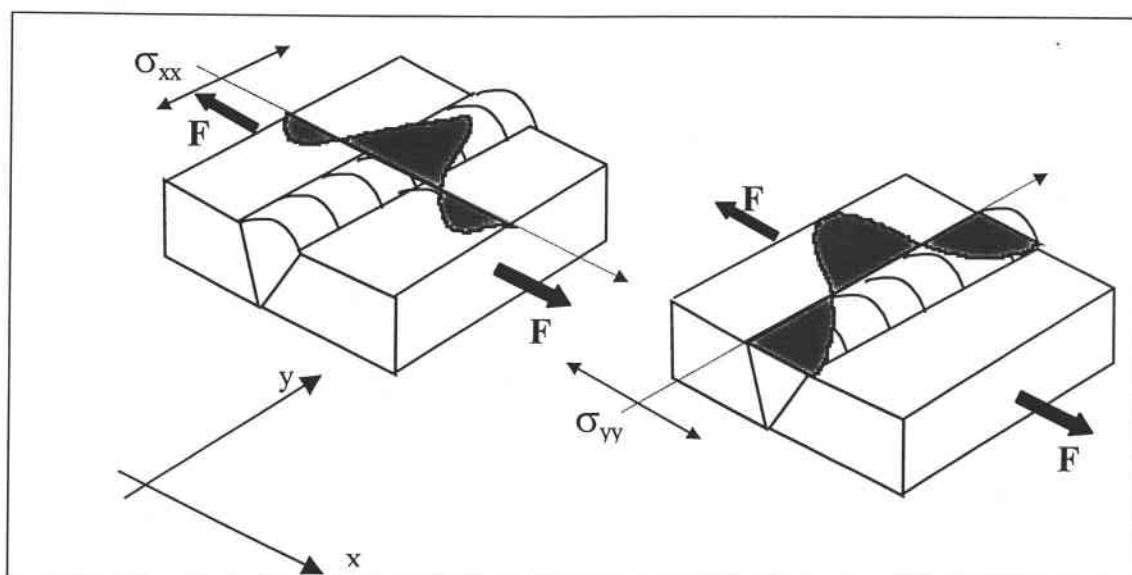


Fig. 5.9 : Distribuzione tipica delle tensioni residue nel cordone di saldature di testa.

Si presume che nel caso di giunti più complessi il loro andamento segua leggi ancora più variabili. La presenza delle tensioni residue è inevitabile; la loro influenza cambia la distribuzione delle tensioni nella zona di transizione tra materiale base e d'apporto in fusione; in più, lo stato di compressione generato dalle tensioni residue causa il fenomeno della chiusura della cricca corta ed il suo ritardo di propagazione.

Per tenerne in conto nella fase di verifica delle strutture, ogni approccio ha sviluppato delle tecniche più o meno affidabili.

In particolare, l'Eurocode III [31] fornisce delle curve di riferimento per ogni dettaglio di saldatura, ottenute attraverso prove a fatica di saldature dello stesso tipo che già includerebbero le variazioni indotte dalle tensioni di origine termiche, in particolare se si presume che il comportamento a fatica di acciai differenti non cambia.

Nonostante ciò, nel momento in cui le tensioni residue hanno un'influenza molto marcata, l'approccio "hot spot" (Cap. 1) e gli Eurocodici (Cap. 7) non sono considerati capaci di valutare il valore effettivo dell'ampiezza di sforzo responsabile della rottura a fatica.

E' da notarsi il fatto che, secondo molti autori, la presenza delle tensioni residue rende la resistenza a fatica delle saldature indipendente dal rapporto di carico  $R$ , quindi unicamente dipendente dall'ampiezza di carico.



## V.6) NATURA DEL METALLO BASE E DEL MATERIALE D'APPORTO.

E' evidente che la scelta del materiale d'apporto dipenda dalla natura del materiale base. Bisogna, di conseguenza, che le caratteristiche del metallo fuso siano compatibili con quelle del metallo base in modo da garantire una buona continuità; inoltre si sceglie di preferenza un metallo d'apporto che non produca eccessiva presenza di idrogeno nella saldatura.

Realizzando, per gli assemblaggi a croce o a T, una penetrazione completa del metallo d'apporto, con dei cordoni concavi, è possibile ottenere una resistenza a fatica che raggiunge quella delle saldature di testa.

Queste condizioni possono essere realizzate scegliendo degli elettrodi a grande penetrazione per il primo passo ed elettrodi di forma per l'ultima.

Giunti saldati realizzati in acciaio dolce o ad alto limite d'elasticità conducono a valori di  $\Delta\sigma_D$  vicini nel caso di tensioni medie basse; l'influenza poco significativa del limite d'elasticità è dovuto principalmente alla debolezza del giunto in fase di nucleazione, dal momento che esso presenta un coefficiente d'intaglio elevato.

L'interesse per usare degli acciai ad alto limite d'elasticità appare però nei casi pratici riscontrati:

- Caso di sollecitazioni elevate. Si nota un miglioramento della tenuta a fatica degli assemblaggi in funzione del limite d'elasticità, sia in presenza di variazioni elevate dello spettro di tensioni, che viene meglio assorbito nel campo elastico, sia nel caso di tensione media elevata [76]. La Fig. 5.7 schematizza quest'ultimo effetto: sul diagramma Goodmann-Smith, quando si permette la variazione della tensione media  $\sigma_m$ , i risultati dei test si posizionano su linee diritte, per cui l'effetto del limite d'elasticità si fa sentire quando  $\sigma_m$  cresce.
- Caso di sollecitazione a spettro variabile. E' spesso interessante e conveniente usare degli acciai ad alto limite d'elasticità in questi casi, dal momento che l'esperienza indica un marcato aumento della tenuta.

### **Modellizzazione e calcolo agli elementi finiti delle saldature.**

Dato che la certezza della geometria delle saldature non è assicurata, in particolare quella riguardante il valore del raggio di raccordo e la profondità del cordone che sono notevolmente variabili (Cap 10) a causa del processo di saldatura, del suo livello d'automazione nell'industria e dal livello di qualità richiesto, è necessario adattare il modello numerico ad ogni serie di giunti ottenuti dalla lavorazione, considerata capace di rappresentare con precisione le saldature destinate al commercio.

Inoltre, il modello deve simulare il comportamento plastico all'apice dell'intaglio del cordone, utilizzando un elevato numero di elementi in tale zona; infine, è necessario fare attenzione all'ammontare del disallineamento previsto ed alle caratteristiche elasto-plastiche dell'acciaio.

## **V.7) APPROCCI UTILIZZATI E METODI PROPOSTI.**

Fino ad oggi, per trattare il problema della verifica delle saldature, si utilizzano soprattutto gli approcci di tipo "hot spot" come per gli intagli strutturali (Cap 1), o ancora più semplicemente, l'Eurocode III per gli acciai (Cap. 7), che fornisce una sola curva di riferimento per ogni tipo di giunto, senza considerare le caratteristiche meccaniche del materiale, la concentrazione reale delle tensioni e fattori di scala.

Entrambi i metodi sono incapaci di tenere in conto le differenze dovute ai tipi di carico possibile per uno stesso giunto.

Dei miglioramenti a tali metodi sono stati proposti (BS, IIW), descritti nei Capitoli 6 ed 8, ma conducono ancora a notevoli perplessità riguardo ai problemi evidenziati in precedenza.

L'Approccio volumetrico (Cap. 4) per la caratterizzazione degli intagli a fatica è stato proposto, dato che esso può essere adattato per la verifica delle saldature; infatti la geometria della saldatura è simulabile come un intaglio agli elementi finiti.

Allo stesso tempo, un Metodo del tutto sperimentale denominato "della *Deformazione locale*" viene altresì considerato nello studio (Cap. 3) come valida

alternativa complementare per l'analisi delle strutture saldate.

Questo approccio, già verificato per gli acciai FE430 a grande spessore, prevede l'applicazione di estensimetri ad una distanza fissa dal raccordo del cordone del giunto già saldato per valutare una deformazione caratteristica sotto carico statico, considerata in qualche maniera direttamente connessa alla durata a fatica dell'elemento saldato.

Si stima che l'influenza della zona plastica dovuta all'intaglio, del valore del raggio di raccordo e dell'angolo, della geometria, del tipo di saldatura e di difetti d'allineamento sono implicitamente contenuti nel valore di deformazione rilevato.

## V.8) MIGLIORAMENTI DELLA TENUTA A FATICA DEI GIUNTI SALDATI

La fabbricazione delle strutture saldata attuali fa sempre più uso di acciai ad alto limite d'elasticità, in particolare nel caso di alti livelli della tensione media o in presenza di sollecitazioni variabili.

Al contrario, in condizioni di carico convenzionali ( $\delta_m$  bassa,  $\delta_a$  costante), non c'è un vantaggio significativo utilizzando tali acciai, dato che la cricca partirebbe a causa di difetti al piede del cordone, inevitabili anche per gli acciai migliori.

E' sembrato chiaro che il solo mezzo per beneficiare completamente degli acciai ad alto limite d'elasticità è di aumentare la durata della fase di ammorsaggio.

A tal fine, diverse tecniche possono essere messe in opera; esse non sono applicabili che nei casi in cui la frattura è situata al piede del cordone.

### **Modifica della geometria della saldatura.**

Nel caso di una saldatura automatica, la regolazione dei parametri dovrebbe permettere di ridurre il sovra-spessore del cordone e di ottenere un grande raggio di raccordo; a tale raccomandazione corrisponde l'uso di elettrodi appropriati.

Una sequenza di saldatura che consiste nel depositare il passo del piede del cordone immediatamente dopo il passaggio alla radice del giunto permette inoltre, diversi vantaggi.

Essa facilita infatti il posizionamento spaziale del cordone; in più, la passata

deposta a piatto assicura una solidificazione ottimale e quindi un grande raggio di raccordo; infine, tale passata subisce un trattamento di distensione da parte delle passate di riempimento che conduce ad annullare le tensioni residue al piede.

#### **Rifusione del piede del cordone.**

L'innovazione data dall'uso di un procedimento TIG consiste nella rifusione delle zone di raccordo della saldatura per mezzo della torcia TIG, senza apporto di altro metallo.

Ciò permette di ottenere, oltre alla diminuzione degli sforzi locali, un incrudimento della zona trattata; in particolare i risultati sono notevoli nel caso di giunti d'angolo.

#### **Fresatura del piede del cordone.**

Con questa tecnica si ritarda la formazione delle cricche attraverso la rimozione di metallo al piede del cordone con una fresa adatta.

Ci sono diversi studi effettuati sull'argomento; uno dei più rinomati è attribuito a Dover [75] che ha calcolato come ottimizzare tale procedura, minimizzando così l'ammontare degli Stress Intensity Factors per cricche trasversali.

Per eliminare tutte le inclusioni di ossidi e le micro-fessure, la profondità della lavorazione deve essere tra 0.5 e 0.8 mm. Con questa tecnica si migliora anche il profilo del cordone e si riduce l'effetto della concentrazione a scapito di una sezione resistente inferiore.

#### **Martellaggio del piede del cordone.**

Attraverso questo metodo, forti tensioni di compressione sono introdotte per mezzo di un martello pneumatico. I difetti esistenti non sono totalmente soppressi, ma la loro geometria viene modificata e si fa sì che essi si ritrovino in un volume di materiale in cui regna uno stato di tensioni residue di forte compressione.

L'efficacia del martellaggio dipende dal numero di passaggi e dalla durata dell'operazione [76].

**Impallinatura di pre-tensione.**

Con questa tecnica, la superficie da trattare viene bombardata da biglie di acciaio calibrate. Ogni impatto agisce come un piccolo colpo di martello e permette di introdurre un campo locale di tensioni di compressione molto forte sulla superficie.

Il livello e l'uniformità delle tensioni raggiunte, la profondità dello strato affetto sono controllabili attraverso vari parametri come il diametro delle biglie, tempi ed energie d'impatto, distanza ed angolo tra il cannone ed il pezzo trattato, velocità degli spostamenti [76].

I risultati esistenti in letteratura mostrano un miglioramento notevole della vita a fatica.

Bisogna sottolineare però, che l'applicazione di tutte queste tecniche non è sempre possibile e conduce comunque ad un notevole aumento dei costi di processo.

## VI) IL METODO DELLA "TENSIONE LINEARIZZATA"

Tale metodo è utilizzato nelle raccomandazioni inglesi BSI PD 6493 : 1991 per la verifica di strutture saldate [30].

Tra le varie modalità di rottura dei giunti saldati, difetti di corrosione ed erosione, instabilità, formazione di gole, porosità etc., la norma considera anche la rottura a fatica e propagazione di difetti interni.

Tralasciando i fenomeni legati alle procedure di previsione della rottura tramite la legge di propagazione delle cricche, si descrive rapidamente il procedimento che permetterebbe di dimensionare le strutture saldate a fatica.

### VI.1) CALCOLO DELLE SOLLECITAZIONI

Lo stato tensionale lungo lo spessore  $B$  del componente è data dalla combinazione di quattro tipi di sforzi (Fig. 6.1):

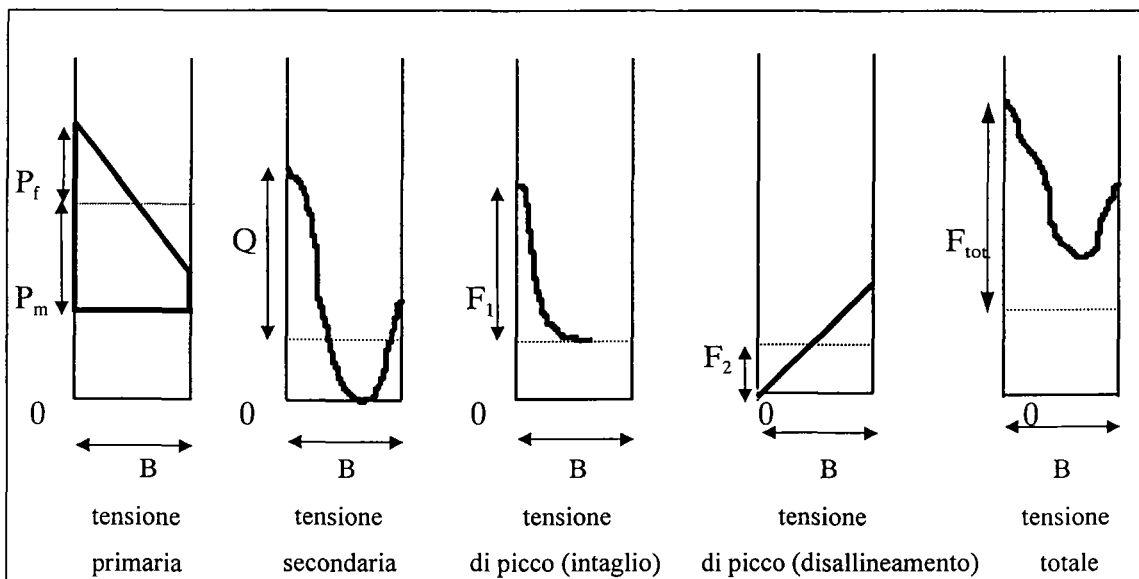


Fig. 6.1 : Sovrapposizione delle tensioni secondo il metodo studiato.

Lo sforzo primario è dovuto al carico meccanico, la secondaria ai carichi termici ed alla distribuzione delle tensioni residue;  $F_1$  e  $F_2$  sono le tensioni di picco dovute alla presenza di intagli ed al disallineamento.

L'ampiezza delle tensioni per la verifica a fatica secondo il metodo è

determinata in tal modo:

- 1) Identificare gli sforzi primari e secondari secondo il carico massimo previsto e lo stato termico di lavoro; le tensioni residue non sono considerate.
- 2) Valutare il contributo delle tensioni di picco causate dagli intagli.
- 3) Calcolare le ampiezze di tensione  $\Delta P, \Delta Q$  e  $\Delta F_1$  secondo il ciclo di carico a fatica considerato.
- 4) Sommare  $\Delta P, \Delta Q$  e  $\Delta F_1$  alla distribuzione degli sforzi lungo lo spessore.
- 5) Linearizzare la distribuzione ottenuta per calcolare  $\Delta\sigma_1$  e  $\Delta\sigma_2$  come indicato nella figura seguente (Fig. 6.2) e separare la tensione di trazione e flessione lungo lo spessore,  $\Delta\sigma_t$  et  $\Delta\sigma_f'$ .

$$\Delta\sigma_t = (\Delta\sigma_1 + \Delta\sigma_2)/2 \quad ; \quad \Delta\sigma_f' = (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)/2$$

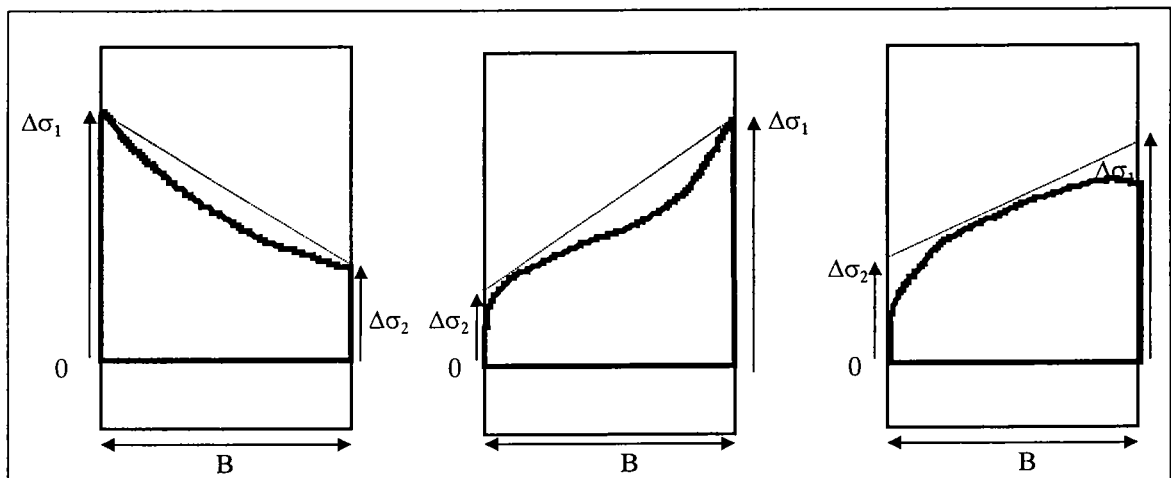


Fig. 6.2 : Ipotesi di linearizzazione.

Si precisa che la scelta della pendenza della linea è fatta secondo il modo più conservativo.

- 6) Calcolare la tensione di picco di disallineamento  $F_2$  generata dallo sforzo costante di trazione  $\Delta\sigma_t$ ; valutare quindi il  $k_m$ , fattore di disallineamento:

$$K_m = \frac{F_2 + \Delta\sigma_t}{\Delta\sigma_t} \quad (6.1)$$

Partendo da questa relazione, si calcola l'ampiezza della tensione effettiva di flessione  $\Delta\sigma_f$ :

$$\Delta\sigma_f = \Delta\sigma_f' + (K_m - 1)\Delta\sigma_t \quad (6.2)$$

Nel caso in cui si possa conoscere esattamente il valore di  $F_2$ , tale passo della

procedura viene evitata e si utilizza una curva di riferimento a fatica relativa ad una classe di dettaglio più debole, indicata nella tabella (6.4), in funzione del tipo di saldatura (D,E,F...) e del fattore  $k_m$  trovato secondo procedimenti consigliati.

## VI.2) VALUTAZIONE DELLA VITA A FATICA

In definitiva, per il calcolo a fatica, si riportano i valori di stress  $\Delta\sigma_f$  et  $\Delta\sigma_t$  precedentemente calcolati nel diagramma di Wöhler valido a seconda per gli acciai o le leghe di alluminio (Fig.6.5).

Sulla figura sono rappresentate diverse curve della stessa pendenza, ciascuna per una definita classe di dettaglio.

La tabella (6.3) permette di scegliere la curva di riferimento in relazione alla struttura esaminata.

Classe	Lunghezza max. dello «slag» (mm)	limite di porosità (%)
Q1	2.5	3
Q2	4	3
Q3	10	5
Q4	35	5
Q5-Q10	altro	5

Tab. 6.1 : Scelta della curva di riferimento di classe.

classe	D	E	F	F2	W
Q1	1.00				
Q2	1.14	1.0			
Q3	1.34	1.18	1.00		
Q4	1.52	1.34	1.13	1.00	
Q5	1.84	1.62	1.37	1.21	1.00
Q6	2.16	1.88	1.61	1.42	1.15
Q7	2.48	2.18	1.85	1.63	1.35
Q8	2.92	2.56	2.18	1.92	1.58
Q9	3.40	2.99	2.53	2.23	1.85
Q10	4.00	3.52	2.98	2.63	2.00

Tab. 6.2 : Tipo de curva di fatica relativo alla classe del giunto.



In questo metodo l'influenza del rapporto di carico  $R$  non è considerata, dal momento che essa è ritenuta ininfluenza per il calcolo in presenza delle inevitabili tensioni residue che appiattiscono la sua rilevanza con l'avanzare dei cicli di carico.

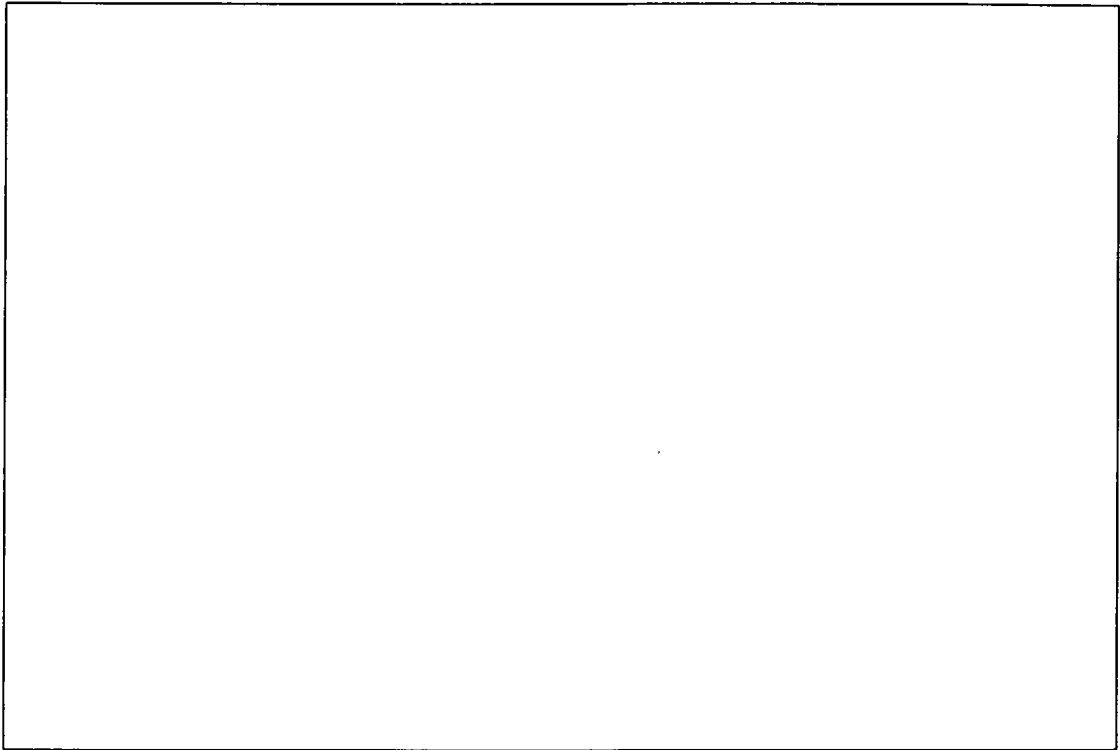


Fig. 6.3 : Curve di fatica relative alle classi di individuazione del giunto in acciaio.

## **VII) VERIFICA A FATICA DI STRUTTURE IN ACCIAIO.**

### **SECONDO L'EUROCODE 3**

#### **VII.1) INTRODUZIONE**

Secondo questa normativa, il numero di cicli che può sopportare un elemento strutturale sollecitato a fatica dipende dalla valutazione della tensione nominale e dalla "categoria di dettaglio" al quale si riporta l'elemento da verificare.

La "categoria di dettaglio" definisce quindi la curva di resistenza a fatica che dovrà essere usata per l'elemento in esame; essa prende in considerazione la concentrazione degli sforzi locali, la forma e le dimensioni della discontinuità massima accettabile, la direzione delle tensioni, gli effetti metallurgici, le tensioni residue e, in alcuni casi, il processo di saldatura e le tecniche di miglioramento del giunto post-saldato.

Per tutte le "categorie di dettaglio" fornite, la differenza in resistenza tra differenti gruppi di acciaio viene ignorata.

In più, per valori d'ampiezza di tensione nominale identici, l'effetto della tensione media non viene neanche considerato.

L'Eurocode 3 adotta dei fattori parziali di sicurezza e la verifica a fatica consiste semplicemente nell'applicare la seguente relazione:

$$\Delta\delta_R/\gamma_m = \gamma_s \Delta\delta_e \quad (7.1)$$

dove  $\Delta\delta_R$  è la resistenza a fatica definita come ampiezza di tensione raggiunta e donata dalla Fig. 7.1, corrispondente ad un dato numero di cicli;  $\Delta\delta_e$  viene invece calcolata a partire dallo spettro di carico in funzione delle tensioni nominali previste; la regola di Miner viene adottata con il metodo di conteggio a "goccia d'acqua" partendo da un istogramma sulla frequenza di tutti gli stati di tensione differenti prodotti dalla storia di carico.

Il fattore parziale di sicurezza  $\gamma_m$  deve tradurre l'incertezza riguardante la resistenza a fatica di un "dettaglio" d'assemblaggio dovuta alle variazioni delle dimensioni, di forma, di discontinuità, di concentrazione, delle tensioni residue e del procedimento di saldatura.

Spesso, i parametri di carico sono dei valori verosimili e non probabilistici; il

fattore  $\gamma_s$  deve, perciò, considerare le incertezze nella stima di:

- Ampiezza dei carichi applicati.
- Trasformazione dei carichi in ampiezze di tensione.
- Numero di cicli legati alla variazione del carico.
- Ampiezza della tensione equivalente nello spettro di tensione calcolato.

Le appendici dell'Eurocode 3 permettono la stima di  $\gamma_s$  et  $\gamma_m$ .

Gli sforzi è previsto che siano determinati a partire dai carichi ipotizzati attraverso una analisi elastica strutturale del giunto.

Altrimenti, degli estensimetri di deformazione, posizionati nei luoghi appropriati critici di misura, possono condurre ad una migliore precisione nella valutazione della sollecitazione di fatica per assemblaggi complessi.

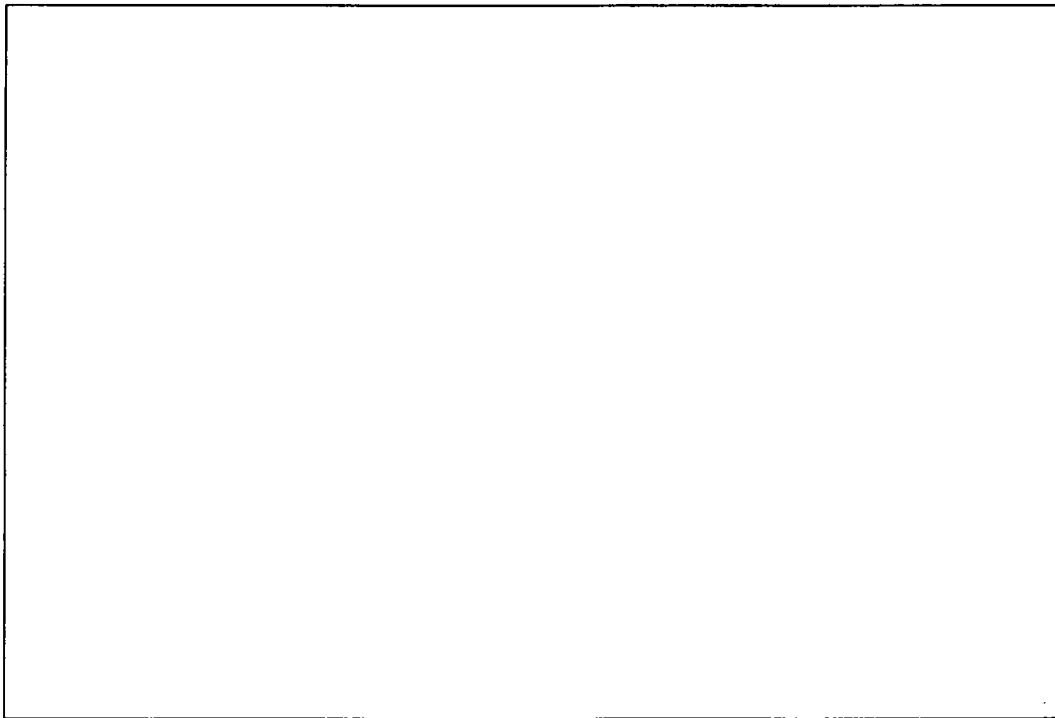


Fig. 7.1 : Ampiezza di tensione raggiunta in funzione di N.

I particolari dovrebbero essere concepiti e fabbricati in modo che sia possibile realizzare un controllo di qualità, facilitare il controllo in servizio e individuare le cricche prima che si producano effetti catastrofici.

Gli elementi della struttura e gli assemblaggi devono essere classificati secondo le "categorie di dettaglio" fornite in appendice del codice, come in Fig. 7.2, in accordo con i criteri corrispondenti alla classe.

## VII.2) CURVE DI FATICA

Le curve di resistenza a fatica in funzione della tensione nominale (Fig. 7.1) sono definite come un insieme di linee parallele ed equidistanti su un diagramma bi-logaritmico, denotate con la resistenza a fatica di riferimento intercettata a 2.000.000 di cicli.

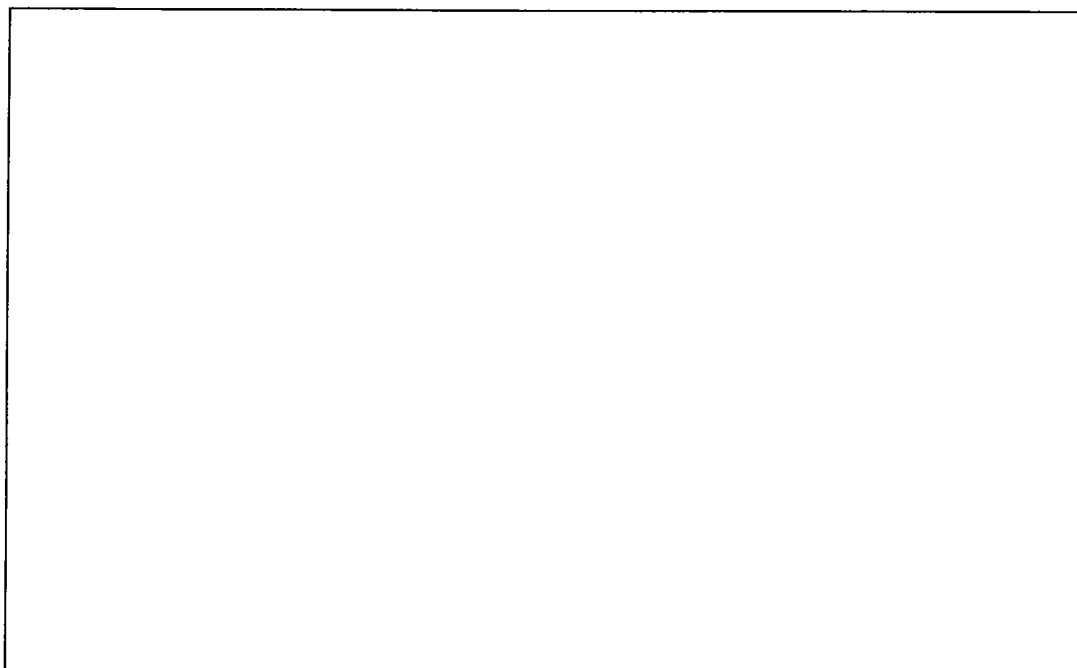


Fig. 7.2 : Categorie delle classi di "dettaglio" secondo l'Eurocode 3.

Il limite di fatica è in verità definito a 5.000.000 di cicli; in oltre, si introduce anche un limite di troncatura per la fatica a 10.000.000 di cicli; quest'ultimo dato si calcola supponendo una pendenza della curva pari ad  $m=5$ .

Al contrario, secondo la prassi di dimensionamento più semplificata, si considera che la pendenza dell'intera curva sia  $m=3$ .

Le curve di fatica nella Fig. 7.1, ottenibili anche per mezzo della tabella 7.3, si riferiscono di solito ad elementi strutturali contenenti delle tensioni residue elevate; quindi, tutte le curve si applicano ugualmente a tutti i giunti sottostanti alle seguenti condizioni:

- Tensioni residue elevate.
- Valori grandi del rapporto  $R = \delta_{\min}/\delta_{\max}$ .
- Livello della tensione media sconosciuto, dovuto ad effetti termici e di

montaggio.

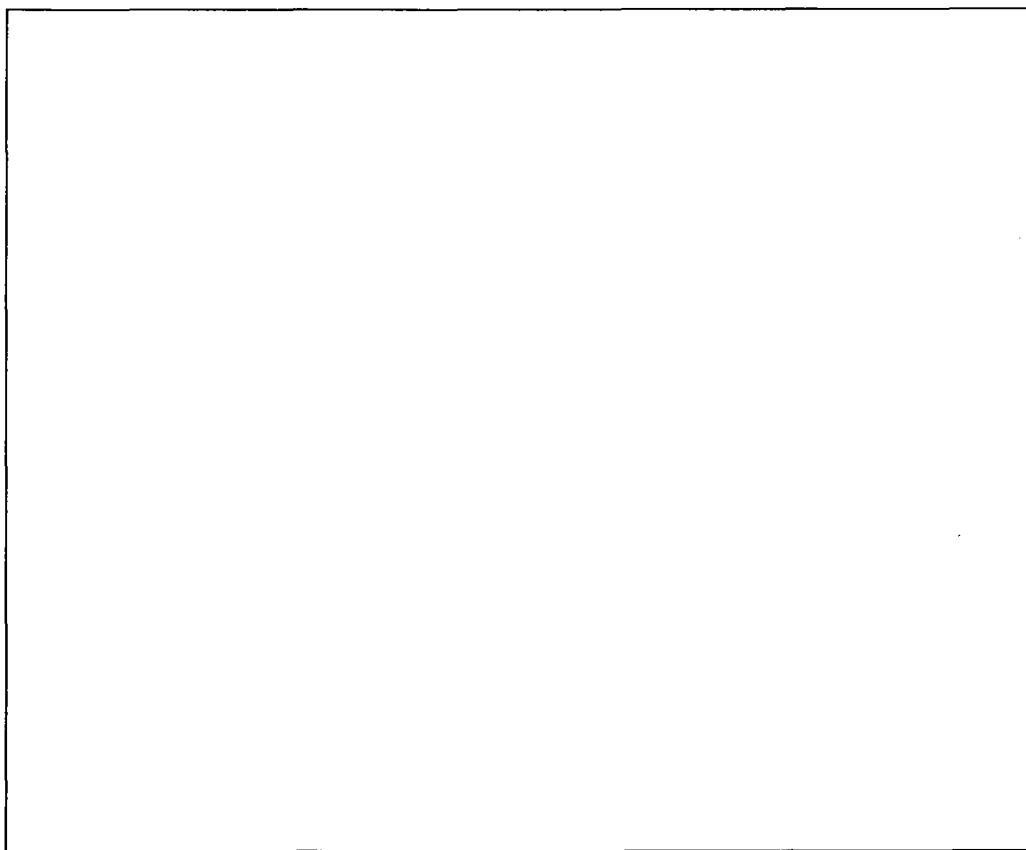
Al fine di ridurre l'influenza di discontinuità, si dovrebbe assicurare che tutti i giunti saldati siano fabbricati in funzione della qualità richiesta per la "classe di dettaglio".

Le discontinuità più tipiche sono rappresentate da fessure, striature, punti di corrosione, mancanza di penetrazione, inclusioni di ossido, porosità e soffiature esterni e, infine, cavità al cordone.

L'annesso B3 dell'Eurocode 3 fornisce gli indici di qualità minimale richiesta per ogni classe di dettaglio", compatibili con le curve di resistenza di cui alla Fig. 7.1.

LE curve relative alla tabella 7.3 sono derivate da risultati sperimentali di giunti saldati mettendo in prova strutture di spessore approssimativamente uguale a 15 mm; tali curve potrebbero quindi condurre a risultati non conformi per spessore di verifica superiori ai 25 mm nei giunti a completa penetrazione. La formula seguente consentirebbe di esprimere la resistenza a fatica corretta in questi casi per tutti i giunti di spessore superiore ai 25mm:

$$\Delta\delta_R = \Delta\delta_N (25/t)^{0,25} \quad (7.2)$$



Tab. 7.3 : Identificazione delle classi secondo la geometria ed il carico.

## VIII) ULTERIORI SVILUPPI PER LA PROGETTAZIONE A FATICA DI ELEMENTI SALDATI

(proposta per l'ISO da parte di IIW, XIII-1539-96 / XV-845-96)

L' « International Institute of Welding », ha preparato una proposta di norma ISO nel documento XIII-1539-96 / XV-845-96 dal titolo "Raccomandazioni per la concezione a fatica di giunti saldati".

In questa procedura, le curve di fatica riguardanti il dimensionamento a fatica dei giunti saldati si rifanno alle "classi di dettaglio" di riferimento nell'Eurocode 3 (Cap.7, Fig. 7.2), ma la determinazione dell'ampiezza di tensione da introdurre nelle curve di vita è determinata in maniera differente e più efficace.

In questa proposta, si definiscono due tipi di tensione, la "*tensione geometrica*" e lo *sforzo effettivo d'intaglio*. La prima è legata alla geometria dell'assemblaggio e della saldatura e tiene in conto gli effetti del disallineamento, le tensioni residue ed il fattore scala; il secondo, è preferito quando si è in presenza di forti effetti di intaglio.

Se la "*tensione geometrica*" viene determinata tramite linearizzazione (hot spot) della distribuzione reale, presunta dai calcoli numerici o dall'analisi sperimentale, lo sforzo effettivo d'intaglio può essere ricavato solamente attraverso un calcolo numerico elastico delle tensioni nella struttura intagliata e propriamente modellizzata.

### VIII.1) LA "TENSIONE GEOMETRICA"

Essa può essere ricavata analiticamente per le strutture semplici, ma nella maggior parte dei casi è valutata con degli estensimetri di deformazione posizionati secondo la Figura 8.1.

I punti di misura devono essere scelti in modo da soddisfare le seguenti:

$$d_1 = 0.4t ; d_2 - d_1 = 0.6T$$

lunghezza della griglia estensimetrica < 0.2T

Dove T è lo spessore delle piastre.

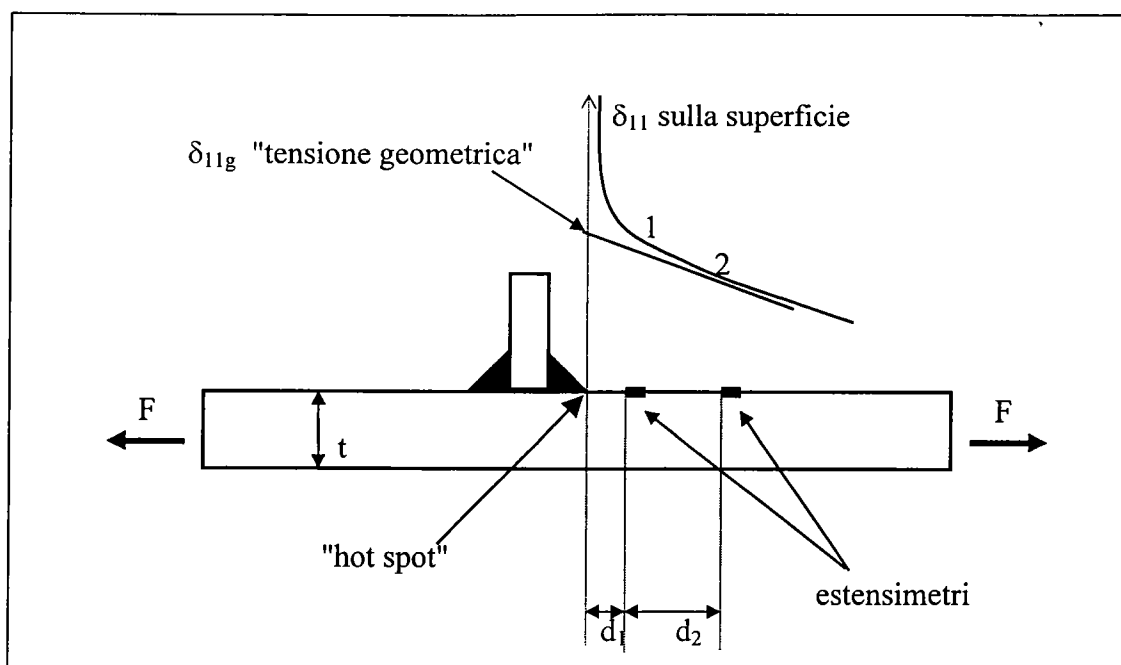


Fig. 8.1 : Linearizzazione della "tensione geometrica" partendo dai dati estensimetrici.

L'extrapolazione delle tensioni secondo il metodo deve essere lineare nel caso di trazione, quadratica nel caso di flessione.

Se i punti di misura sono calcolati tramite gli Elementi Finiti, la norma fornisce una serie di raccomandazioni e linee-guida per la realizzazione della maglia, l'uso degli elementi e la procedura di calcolo.

## VIII.2) LO SFORZO EFFETTIVO D'INTAGLIO.

Nel caso della presenza accertata di un effetto d'intaglio elevato, la tensione geometrica non è considerata capace di tenere bene in conto dell'effetto di singolarità; di conseguenza, si utilizza lo sforzo effettivo ricorrendo ad un calcolo numerico più preciso e dettagliato della struttura intagliato, evitando così le discutibili operazioni di linearizzazione ed estrapolazione dei dati.

L'intera struttura dovrà essere modellata rispettando le geometrie del giunto; il comportamento elastico viene considerato sufficiente ai fini della valutazione delle tensioni ed un raggio medio di raccordo  $\rho=1$  mm viene adottato per ciascun cordone.

Tale procedura, inoltre, è preferita quando la fessurazione iniziale è prevista al

piede del cordone.

A secondo che ci si riferisca ad una delle tensioni di riferimento, sulla base di valutazioni iniziali dei progettisti e sul grado di affidabilità richiesto, si procede alla valutazione della vita a fatica.

### VIII.3) RESISTENZA A FATICA

Basandosi, a seconda del caso, sulla "tensione geometrica " o sullo sforzo d'intaglio, la durata della vita è donata, come già detto, dalle curve nei diagrammi logaritmici dello stesso tipo dell'Eurocode 3 (Cap. 7), dove la pendenza è considerata costantemente uguale a 3 e le classi sono distinte dal valore della tensione corrispondente a 2.000.000 di cicli, a partire da 36, fino a 160 Mpa.

Naturalmente la classe scelta per mezzo dei due tipi di tensione e sforzo considerati non può essere la stessa, dato che il metodo linearizzato è più conservativo; in particolare quando ci si riferisci a giunti complessi del tipo a T .

#### Effetto del rapporto R

Secondo questa proposta di normativa, al contrario dell'Eurocode 3 o degli standard inglesi, l'effetto del rapporto di carico R ( $R < 0.5$ ) può essere considerato, moltiplicando il numero identificativo della classe per un fattore funzione di R secondo la tabella seguente:

- Materiale di base e saldato senza tensioni residue ed effetti secondari:

$$\begin{array}{ll} f(R) = 1.6 & \text{per } R < -1 \\ f(R) = -0.4R + 1.2 & \text{per } -1 < R < 0.5 \\ f(R) = 1 & \text{per } R > 0.5 \end{array}$$

- Saldature strutturali semplici, di piccolo spessore e con cordoni corti:

$$\begin{array}{ll} f(R) = 1.3 & \text{per } R < -1 \\ f(R) = -0.4R + 0.9 & \text{per } -1 < R < 0.5 \\ f(R) = 1 & \text{per } R > 0.5 \end{array}$$

- Strutture complesse e componenti di grande spessore:

$$f(R) = 1$$



*PARTE III° :*

Prove sperimentali e calcoli sui giunti a T

## **IX) METODI DI PROGETTO INNOVATIVI PROPOSTI PER I GIUNTI SALDATI A T E CALCOLI NUMERICI**

### **IX.1) INTRODUZIONE**

Nel Parte I<sup>o</sup> della Tesi sono stati descritti gli studi attualmente effettuati per trattare l'analisi a fatica delle strutture saldate; in particolare, si è fatto cenno sulla complessità pratica e la limitatezza teorica dei criteri basati sull'idea di "hot spot" delle tensioni, nonché si è investigato sull'inadeguatezza, almeno sino ad ora, dell'applicazione alla fatica di approcci basati sulla Meccanica della Frattura. Nella Parte II<sup>o</sup> del lavoro si è mostrata l'inefficienza delle normative vigenti e si sono elencate tutte le problematiche relative all'esecuzione e progettazione di elementi complessi quali i giunti saldati. Di conseguenza, si è scelto di scegliere due nuove proposte di progetto e verifica delle saldature, di esaminarne le basi teoriche e di applicarle, attuando diverse considerazioni e modifiche, ai giunti analizzati durante i test in laboratorio.

I metodi innovativi sotto studio, descritti nella Parte I<sup>o</sup>, sono il *Metodo volumetrico* ed il *Metodo della Deformazione locale*; entrambi saranno applicati e confrontati su base di previsione con i risultati sperimentali nei Capitoli 12 e 13.

Se per il secondo, appositamente sviluppato per l'analisi a fatica sperimentale dei giunti saldati, non sono ulteriori necessarie precisazioni, per il primo, originariamente creato per lo studio a fatica dell'effetto d'intaglio, bisogna farne.

Nei paragrafi seguenti vengono chiarite le motivazioni geometriche che giustificano l'applicazione di tali metodologie, inoltre si mettono a punto le procedure numeriche di analisi FEM sui giunti considerati.

### **IX.2) CONSIDERAZIONI GEOMETRICHE**

L'assunzione di base per l'applicazione del Metodo volumetrico è che si possa assimilare la superficie di unione cordone-materiale base ad un intaglio. Una volta verificata, essa permette di applicare la procedura numerico-analitica descritta nel Capitolo 4.

Sui giunti sotto studio, da cui si sono ricavati tutti i provini per le prove di fatica elencati nel Capitolo 10, si sono estrapolate diverse misure del raggio ed angolo di raccordo  $\rho$  e  $\theta$ . I risultati sulla distribuzione dei dati sono descritti dalle Fig. 9.1-2.

La valutazione di queste due grandezze geometriche è stata effettuata ricavando su tutti i provini una sezione di studio e portandola su un proiettore a 50 ingrandimenti per analizza il profilo del cordone.

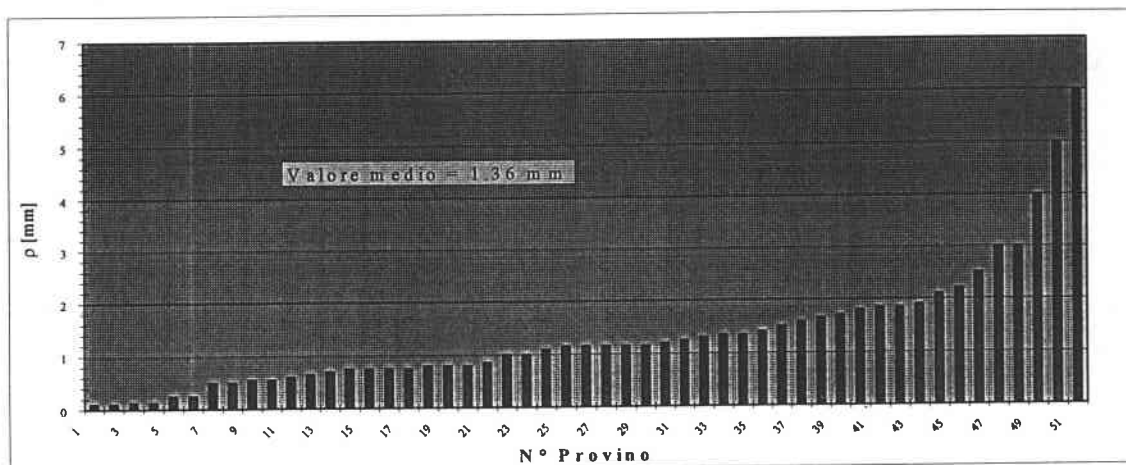


Fig. 9.1 : Distribuzione del raggio di raccordo  $\rho$  rilevato su giunti a T simmetrici.

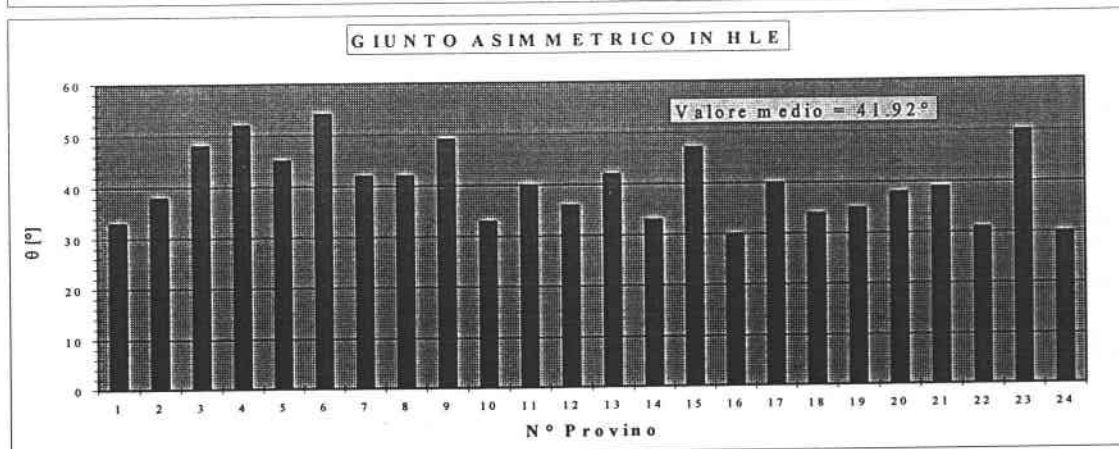
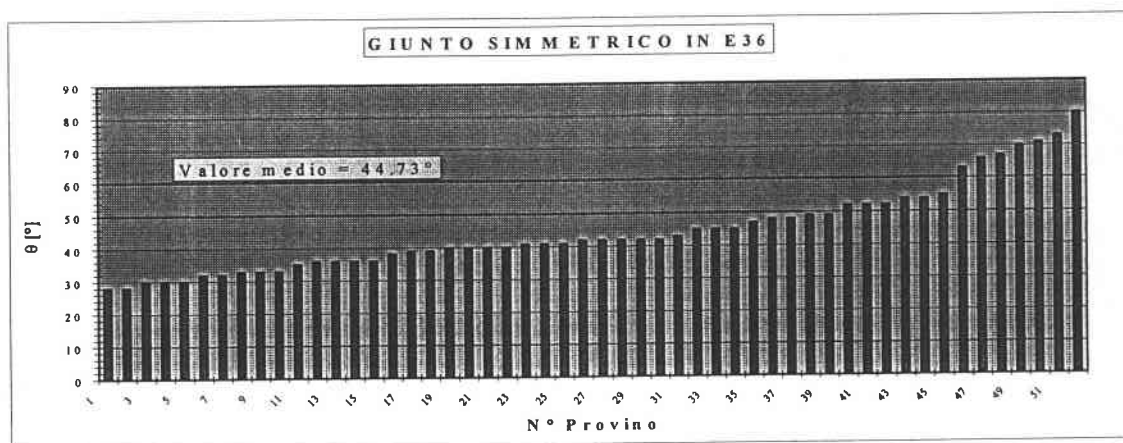


Fig. 9.2 : Distribuzione dell'angolo  $\theta$  di raccordo per giunti a T.

In accordo con quanto si poteva dedurre e quanto trovato in letteratura, si è determinato che:

- Il raggio medio del raccordo  $\rho$  è di 1.36 mm; l'angolo  $\theta$  del raccordo risulta invece pari a 44.73°.
- La distribuzione degli angoli appare alquanto buona e rappresentativa dei dati; quella invece del raggio dimostra la presenza di valori singoli troppo alti e troppo bassi e soprattutto troppo diversi per essere giudicati utili ai fini di progetto ( $\rho = 0.1$  mm oppure  $\rho = 10$  mm).
- L'utilizzo di materiali differenti (HLE o E36) non influenza le misure rilevate.
- Sarebbe utile considerare il valore di  $\rho = 0.5$  mm ai fini di applicare le metodologie proposte di progetto, dato che valori più piccoli sono assimilabili piuttosto a difetti di fabbricazione e di saldatura; inoltre si vuole rimanere in condizioni di sicurezza considerando, tra i raggi  $\rho$  considerati accettabili e rappresentativi, quello minore.

Non si ignori, inoltre, che i provini messi gentilmente a disposizione dall'officina Trelords di Metz, Francia, sono stati ricavati con saldature ad arco semi-automatico (quindi molto suscettibili ad errori umani) su lastre di acciaio di scarto, per cui la qualità delle saldature può' essere considerata abbastanza scarsa. Si prevede, infatti, che i metodo di progetto proposti vengano adoperati su vasta scala per operazioni di saldatura automatiche e più efficienti, per cui i valori del raggio  $\rho$  e dell'angolo  $\theta$  seguiranno andamenti ottimali.

### IX.3) MODELLO NUMERICO DEI GIUNTI A T

Prima di cominciare la fase sperimentale del lavoro, si sono effettuati dei calcoli numerici sui giunti a T, in modo da risolvere alcuni dubbi e chiarire tutti gli aspetti legati al carico, punti di rottura e spessori delle lastre saldate.

Il calcolo e' stato eseguito sia in regime elastico, sia in campo plastico utilizzando le curve caratteristiche effettive dei materiali.

Nella Fig. 9.3 si schematizza il giunto sotto carico.

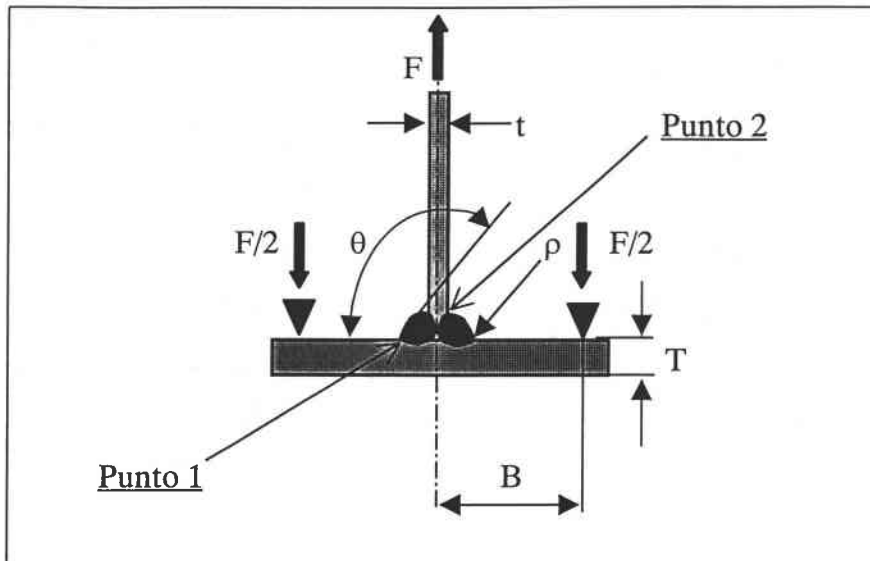


Fig. 9.3 : Geometria e carico sui giunti a T simmetrici.

I principali obiettivi sono:

- Valutare per quali valori del braccio di carico e dello spessore il punto più sollecitato si sposta dalla posizione 2 di trazione alla posizione 1 di flessione (Fig. 9.3).
- Stimare le forze totali applicate per il carico che portino la rottura a fatica dei primi provini intorno ai 100.000 cicli.
- Verificare l'influenza dei parametri geometrici principali sull'entità delle tensioni all'apice, con particolare riferimento al raggio ed all'angolo di raccordo del cordone.
- Esaminare la distribuzione degli sforzi in campo plastico in un Volume effettivo di materiale in corrispondenza dell'intaglio, al fine di applicare il *Metodo Volumetrico* per la progettazione dei giunti a T.
- Determinare l'ampiezza della zona plastica in superficie, al fine di verificare l'applicabilità del metodo della deformazione locale in zone sufficientemente vicine all'apice dell'intaglio.
- Verificare i valori della tensione nominale teorica di flessione nei punti di massima deformazione.
- Determinare la tensione massima elastica al fine di applicare i codici di progettazione esistenti.

Il modello numerico è stato attuato per gli acciai di tipo HLE ed E36,

disponibili in Francia, al fine di applicarne i risultati in campo plastico per determinare la tensione effettiva  $\sigma_{\text{eff}}$  all'apice secondo il Metodo Volumetrico (Cap. 4).

I codici di calcolo utilizzati sono stati ANSYS 5.1 e NISA 4, che hanno prodotto risultati pressoché identici.

Nelle Figure 9.4 e 9.5 che seguono si mostrano la geometria del modello numerico, i vincoli di spostamento ed i carichi nodali applicati; si notino lo sfruttamento delle simmetrie e la scelta della mesh piuttosto raffinata e dispendiosa in prossimità dei punti 1 e 2 di inizio rottura; la dimensione dell'elemento più piccolo all'apice è stata spinta al di sotto di 0.03 mm.

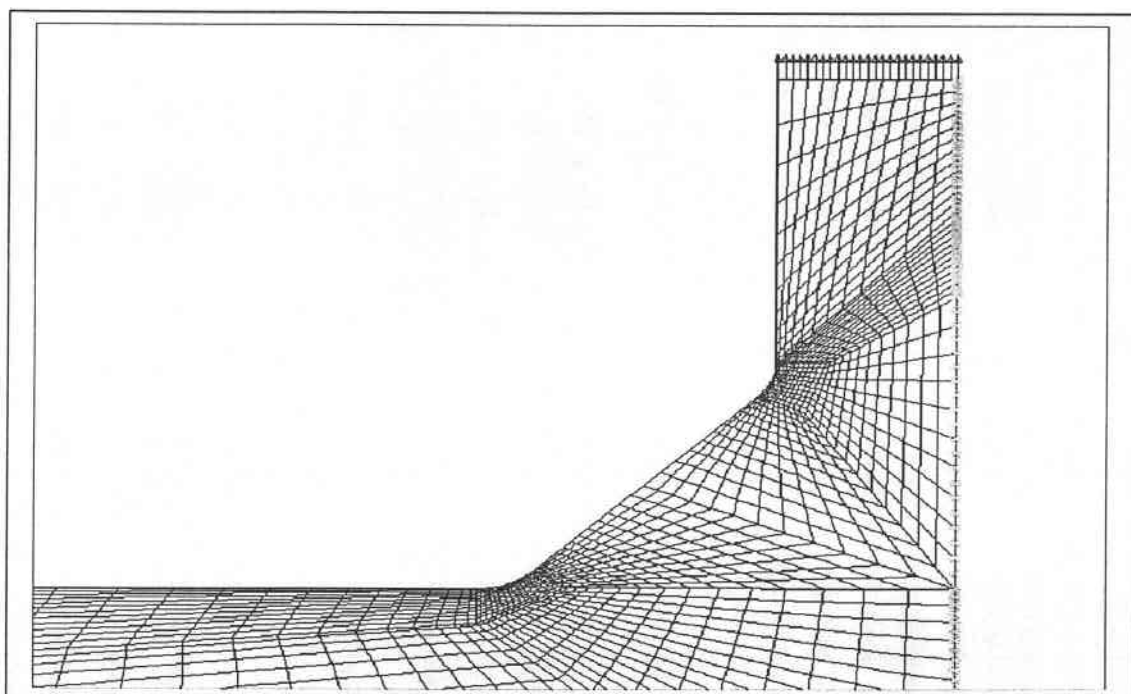


Fig. 9.4 : Schema del modello numerico in prossimità degli intagli.

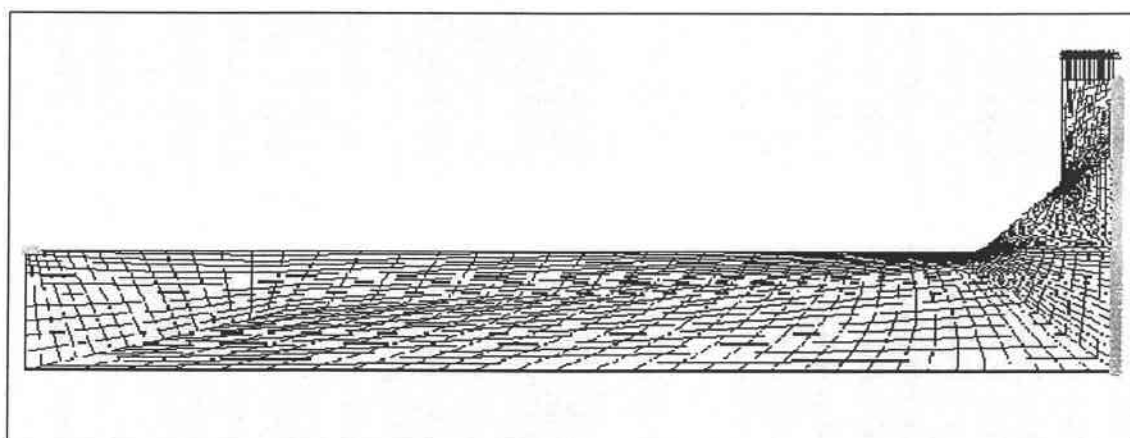


Fig. 9.5 : Mesh generale del giunto e vincoli di carico e simmetria.

L'analisi delle tensioni ad un certo livello di carico conduce alla distribuzione mostrata nelle figure successive (9.6-8).

Si notino l'esigua estensione della zona plasticizzata e la direzione della prima tensione principale in prossimità dell'intaglio.

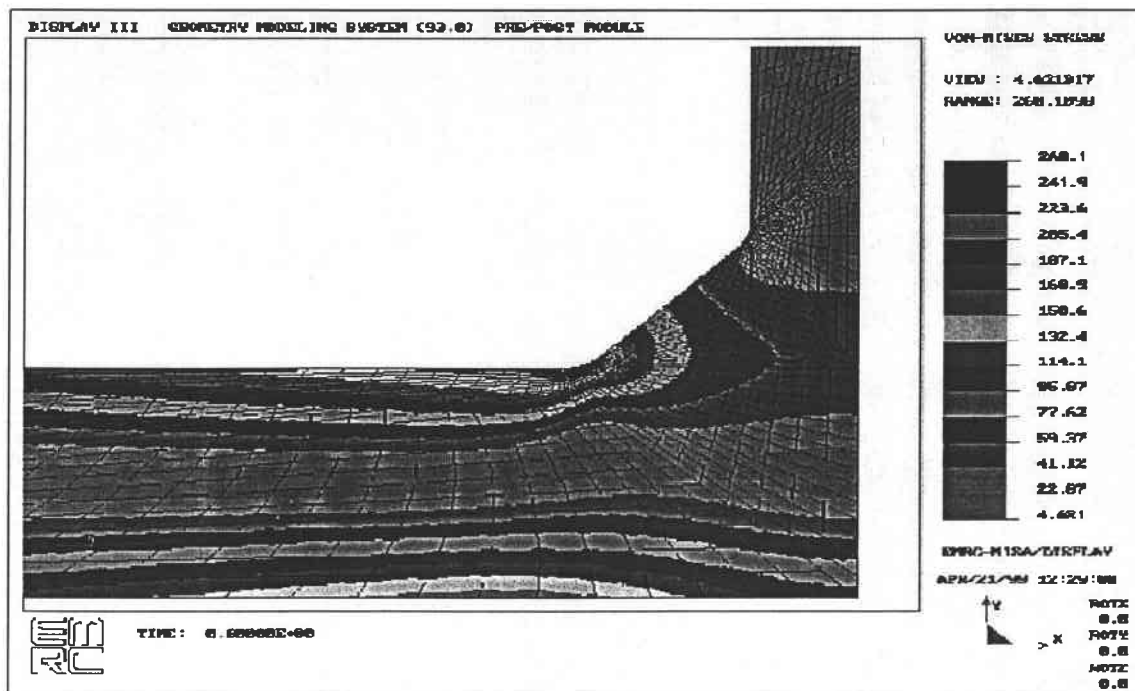


Fig. 9.6 : Tensioni di Von Mises su tutto il giunto (Spessore T=8 mm).

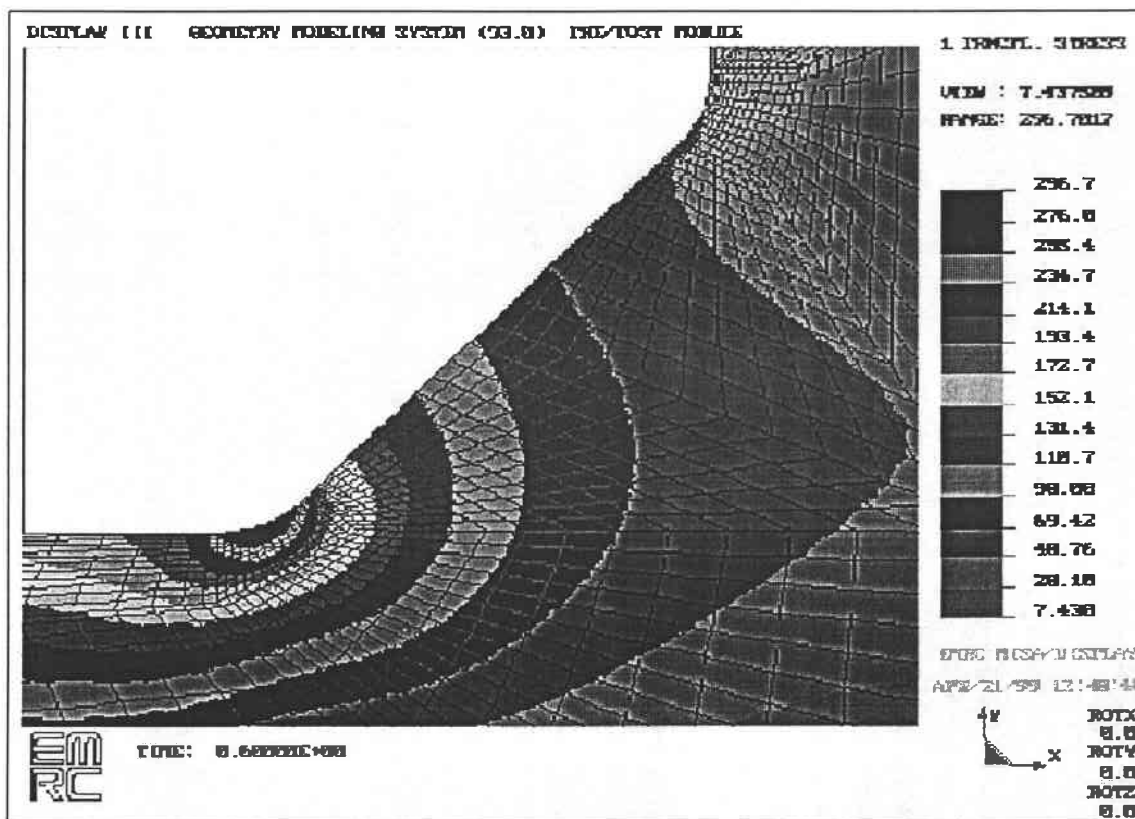


Fig. 9.7 : Prima tensione principale ed estensione della zona plasticizzata all'apice( $\rho=0.5$  mm).

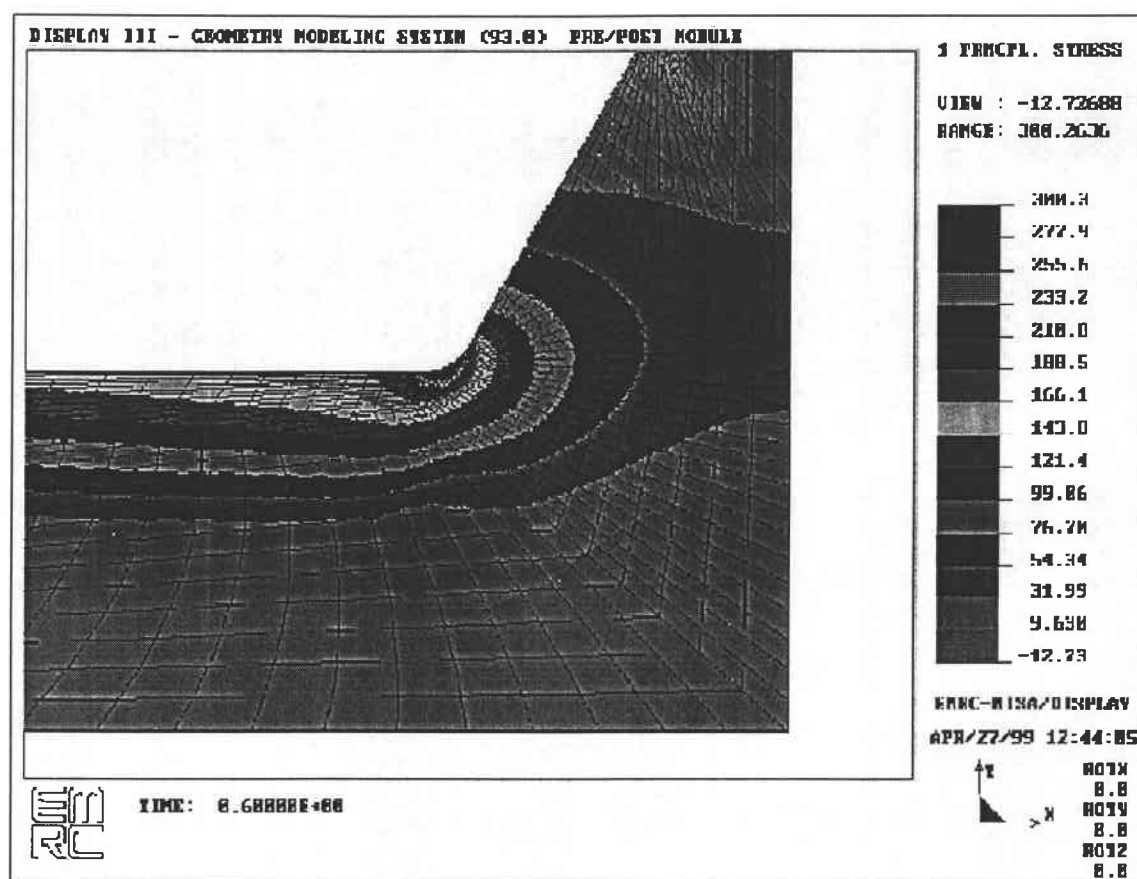


Fig. 9.8 : Andamento delle tensioni in caso di grosso spessore ( $T = 20$  mm) ed angolo  $\theta = 60^\circ$ .

Nonostante la difficoltà nell'interpretare le figure, sulla base di analisi dei risultati numerici, si è stabilito che la zona plastica rimane sempre di piccola entità (sia al variare dello spessore  $T$  che del raccordo  $\rho$ ), che l'influenza di  $q$  è nulla ai fini del valore e distribuzione del campo tensionale all'apice dell'intaglio dato dal cordone, infine, che i risultati sono molto accurati e adatti ad integrarli in un Volume ristretto, come previsto dal metodo di progetto proposto (Cap. 4).

Si specifica che le caratteristiche del materiale impostate per tutti i calcoli sono quelle cicliche, ricavate e definite in seguito (Cap. 10).



## X) PROVINI SALDATI, MONTAGGIO A FLESSIONE, MATERIALI

In questo capitolo si descrivono le procedure e le operazioni preliminari per l'esecuzione delle prove di fatica, la scelta dei materiali e le geometrie dei giunti analizzati.

### X.1) MONTAGGIO E CARICHI PER LE PROVE DI FATICA

Il montaggio dei giunti a T nella macchina di fatica utilizza la struttura di montaggio illustrata nella Fig. 10.1 e visibile nella foto 10.2, messi a disposizione dal "Laboratoire de Fiabilité Mécanique" dell'Università di Metz.

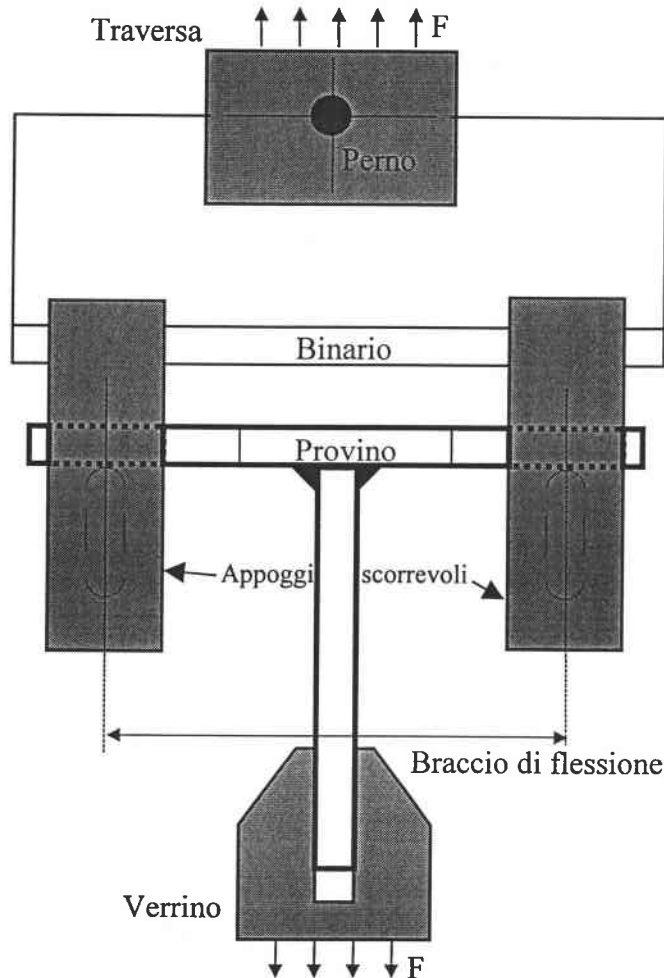


Fig. 10.1 : Schema della struttura di montaggio sulla macchina di fatica.

Il Verrino e la Traversa sono fissati alla macchina idraulica Schenk (Hydropuls da 100 KN) in modo da trasmettere per trazione una forza  $F$  totale.

I due Appoggi scorrevoli per la flessione a tre punti possono far variare il

braccio di flessione e la posizione del punto medio scorrendo sul binario apposito, in modo da poter effettuare prove ad entità di flessione variabile, o in modo da accomodare le rotazioni intorno al perno centrale dovute al disallineamento dei provini. Tale sistema di carico, dovrebbe quindi annullare l'effetto del disallineamento angolare dei giunti a T.

In effetti, l'angolo di disallineamento  $\theta$  è di circa  $2-4^\circ$ ; se il montaggio non potesse ruotare sul perno, il provino appoggerebbe su un lato soltanto, causando battimenti durante la prova e notevoli difficoltà di controllo delle forze; la rotazione degli appoggi, seppure conduca ad una componente di sforzi perpendicolare alla direzione del carico, comporta una distribuzione delle forze più simmetrica e controllabile.

Si osserva inoltre, che la rotazione del singolo appoggio produce un aumento del braccio pari a  $\sin(\theta)$ , ma la forza risultante da esso trasmessa  $F/2$  si riduce dello stesso fattore; in definitiva, il momento totale indotto sul provino disallineato e quindi ruotato è identico a quello di un provino geometricamente perfetto ed i risultati di fatica sono del tutto identici.

Le foto 10.2 e 10.3 mostrano il sistema macchina-montaggio-carico adoperato.

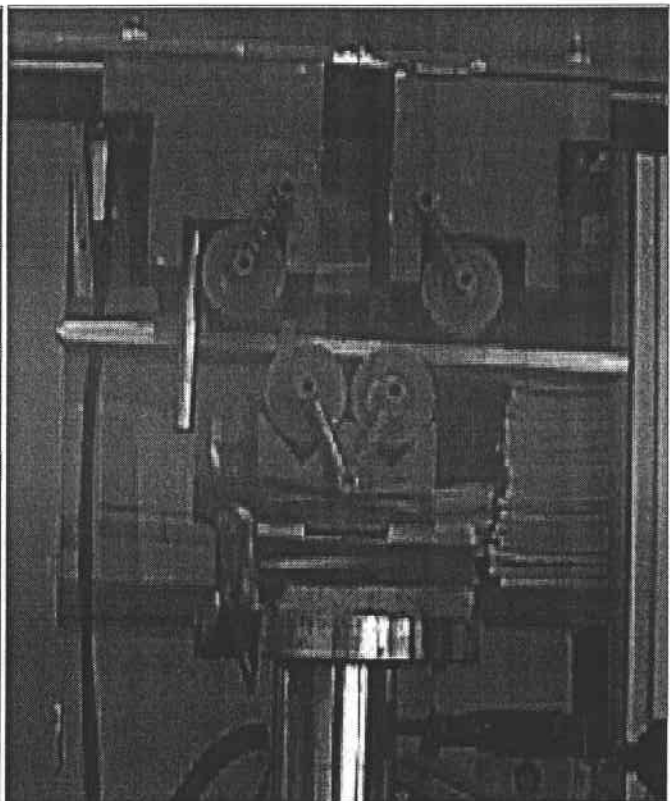
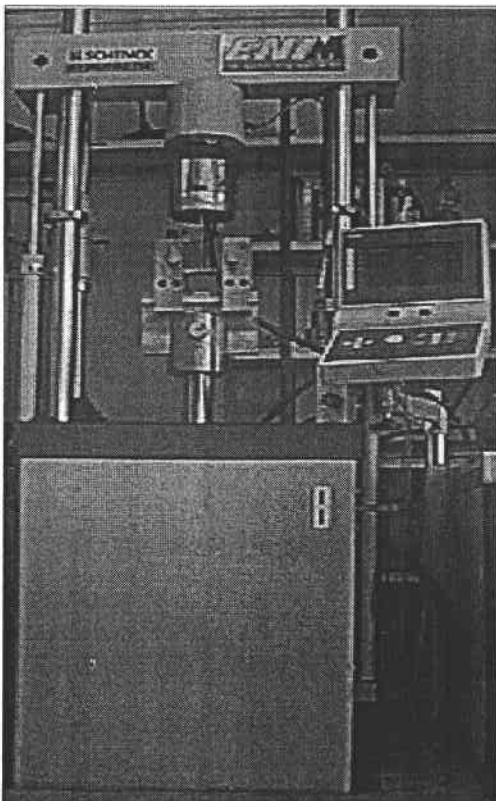


Fig. 10.2 : Macchina di fatica con montaggi.

Fig. 10.3 : Montaggio del giunto di testa con flex. a 4 p.

L'unico problema che resta sono le forze orizzontali inevitabilmente prodotte dalla rotazione degli appoggi; esse sono di compressione su tutta la lastra inferiore del pezzo; la loro entità è ininfluenza rispetto allo sforzo massimo di flessione, ma genera una instabilità orizzontale durante la prova che rende il controllo più difficile a seconda delle frequenze applicate.

Nella foto 10.3 si nota invece il sistema di carico a flessione a 4 punti adoperato sulla stessa macchina di fatica, per i provini piatti, saldati di testa e non, usato per ottenere le altre curve di fatica illustrate nei capitoli successivi per giunti di testa sottoposti a flessione a 4 punti.

Anche per i giunti a croce si è utilizzato il sistema illustrato nella Fig. 10.3 per la flessione, mentre per i giunti di testa ed a croce a trazione si sono utilizzate le consuete morse idrauliche della macchina adoperata, avendo cura di verificarne l'assialità prima delle prove.

## X.2) MATERIALI E GEOMETRIA DEI GIUNTI

### **Geometria dei giunti**

L'intero lavoro è mirato allo studio della progettazione e verifica di saldature in acciaio in generale; a tal fine si è scelta la geometria di giunto a T (Fig. 10.4a), in quanto essa rappresenta l'esempio più tipico di saldatura complessa. Infatti, lo stato di sforzo si manifesta sia per trazione che per flessione e le linee principali di sforzo si distribuiscono in modo variabile tra le due lastre saldate ed il cordone.

In più, i giunti a T sono di facile realizzazione e contengono tutti i tipici difetti possibili, da tenere in conto in fase di progetto e verifica, quali la mancanza di penetrazione, forte disallineamento, problemi di porosità, elevato effetto d'intaglio al raccordo cordone e difetti di forma; oltre a ciò, il ruolo del gradiente delle tensioni lungo lo spessore appare fondamentale per questa tipologia di giunto, in quanto lo spessore, la plasticità, e la distanza dei bracci di appoggio influenzano moltissimo il diagramma bi-triangolare flessionale combinato agli sforzi di trazione-compressione nel giunto.

Per tutte queste ragioni, è sembrato evidente usare questo tipo di giunto per ben verificare le metodologie di progetto vigenti e le normative esistenti e per presentare le nuove idee in merito ai metodi volumetrico-numerico di progetto e della deformazione locale sperimentale di verifica.

Allo stesso tempo, per completare e verificare le prove, sono stati studiati anche giunti a croce e di testa (Fig. 10.4b e 10.4c), dei quali in parti si possedeva già alcuni dati di fatica ed altri sono stati ricavati simultaneamente nello stesso laboratorio.

Come si nota dalle figure, i parametri geometrici caratteristici sono lo spessore della lastra principale  $T$ , quello dell'eventuale lastra trasversale  $t$ , il raggio di raccordo del cordone  $\rho$ , l'angolo del cordone  $\theta$ , la larghezza  $W$ , la lunghezza  $L$  e la distanza degli appoggi  $B$ .

Nella Tab. 10.5 sono riassunti i dati sul numero dei provini utilizzati nelle prove sperimentali o come riferimento, il tipo e le caratteristiche geometriche a disposizione per le prove.

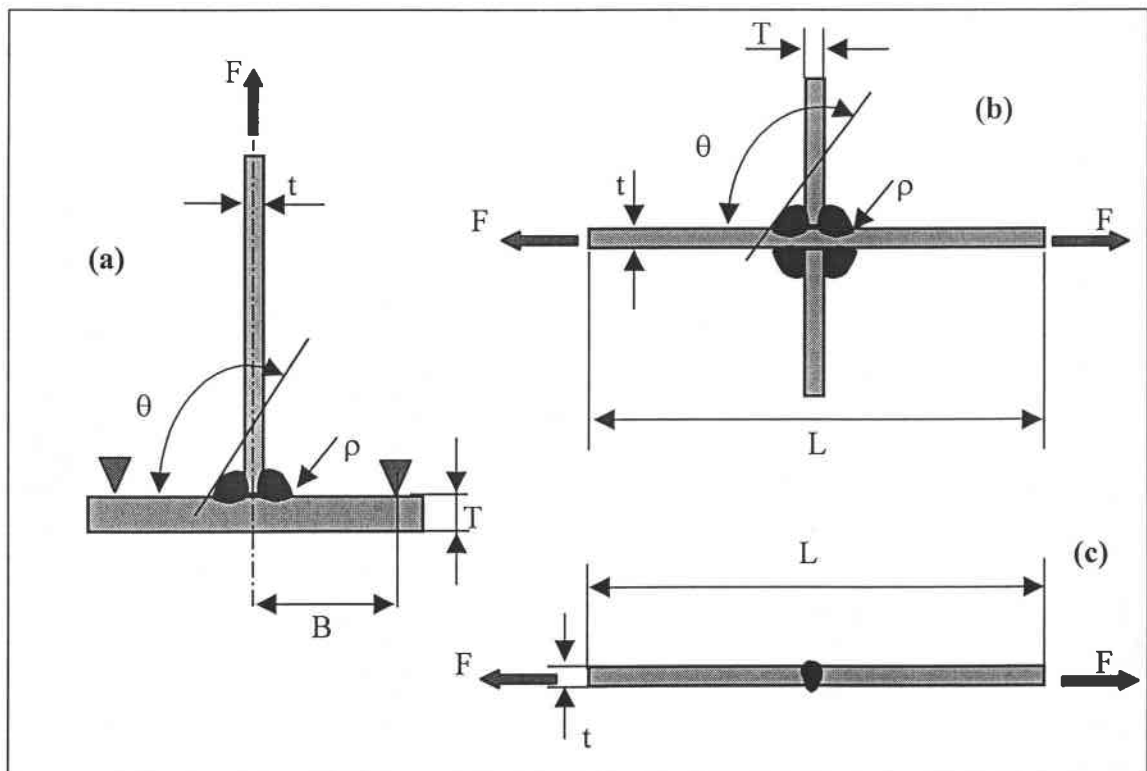

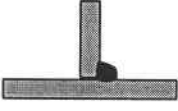
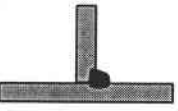


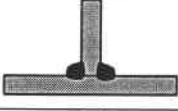

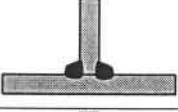




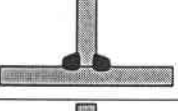






Fig. 10.4 : Tipologie di provini analizzati e relativi parametri geometrici.

TIPO DI GIUNTO	TIPOLOGIA DI CARICO	Spessore T (mm)	Spessore t (mm)	R Rapporto di Carico	MATERIALE	Q Quantità
	Flessione 3 p.	8	6	0.1	E36	10
	Flessione 3 p.	8	6	0.1	HLR	10
	Flessione 3 p.	20	6	0.1	E36	12
	Trazione	8	8	0.1	E36	8
 Rasati	Flessione 4 p.	8	8	0.1	E36	8
	Flessione 3 p.	8	6	0.1	E36	12
	Trazione	20	20	0.1	FE510	14
	Flessione 3 p.	8	6	0.1	HLE	12
	Flessione 4 p.	5	5	0.1	FE510	10
	Trazione	5	5	0.1	FE510	10
	Trazione	8	8	0.1	HL_e	8
	Flessione 3 p.	20	6	0.1	E36	12
	Trazione	20	6	0.1	E36	12
	Trazione	10	10	0.5	FE430	6
	Trazione	25	25	0.1	FE510	8

	Trazione	5	5	-0.25	FE510	8
	Trazione	17	17	0.1	X70	6

Tab. 10.5 : Dati sul numero, tipo e carico dei provini utilizzati.

### Materiali dei giunti

Lo studio intende occuparsi dei giunti saldati per costruzioni in acciaio ; a tal fine, ci si riferisce in generale a tutti i tipi di acciaio ai quali fanno riferimento le normative europee, quelle italiane e francesi in particolare, in merito.

Si noti che sia l'Eurocode III, sia le norme B.S., sia le Uni-ISO 10011, sia gli standard francesi non considerano affatto l'effetto della scelta dell'acciaio sulle caratteristiche di durata a fatica delle saldature, essendo le relative curve di Wöhler valide e generali per tutti gli acciai. Quindi, oltre alle caratteristiche eccessivamente conservative di tutte le norme su-citate ed alla mancanza di un'analisi locale efficace del danneggiamento in presenza di intagli, tali norme non sono in grado nemmeno di favorire l'utilizzo di acciai più resistenti ai fini del prolungamento del numero dei cicli sotto carico ed alleggerire le strutture.

Si e' scelto, allora, di portare avanti uno studio sia sugli acciai comuni da costruzione adottati in Italia, Francia ed Inghilterra, sia su acciai di qualità superiore reperibili in Italia e Francia (HLE, X70), al fine di verificarne la maggiore efficienza per la fatica delle saldature e di applicazione delle nuove metodologie di progetto proposte (*Metodo volumetrico ed Approccio della Deformazione locale*).

Acciaio	E [N/mm <sup>2</sup> ]	R <sub>u</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	R <sub>y</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	N'	K	Denomina zione
E360	206000	550	390	4.762	1255	E36
FE560 TM	205000	630-740	560-680	4.2		HLE
UNI FE430	200000	450-480	315-400			FE430
UNI FE510	210000	560	400			FE510
FEX70	200000	600-700	500-550			X70

Tab. 10.6 : Descrizione sulle caratteristiche principali dei materiali utilizzati.

Nella Tab. 10.6 sono indicate le caratteristiche principali degli acciai utilizzati per la fabbricazione dei provini e la dicitura di riconoscimento adottata per l'esecuzione delle prove e l'analisi dei risultati.

Sebbene la certificazione del materiale usato garantisca i limiti minimi di snervamento e di rottura, si sono effettuate delle prove di trazione statica su lastre di acciaio E36, HLE ed FE510 per verificarne la veridicità' (soprattutto per spessori piccoli che subiscono operazioni di laminazione a caldo più' spinte), ma soprattutto per garantire l'uniformità dei risultati riferiti a provini fabbricati in luoghi diversi.

I grafici seguenti mostrano le curve monotone di trazione per alcuni dei provini adottati.

Non sono state effettuate altre prove su altri tipi di materiale per evitare di allontanarsi dallo scopo principale del lavoro; inoltre, le caratteristiche monotone spesso sono rivoluzionate quando compaiono gli effetti dinamici sulla resistenza.

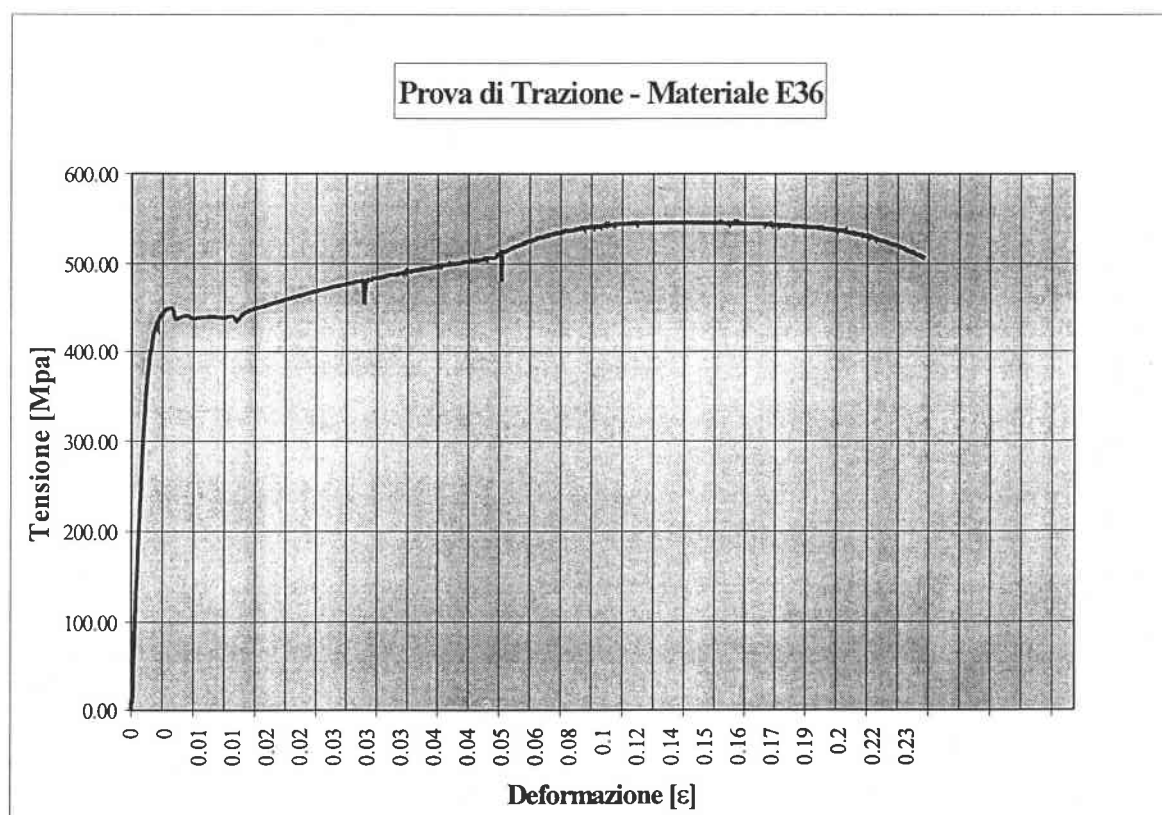


Fig. 10.7 : Prova di Trazione per il materiale E36.

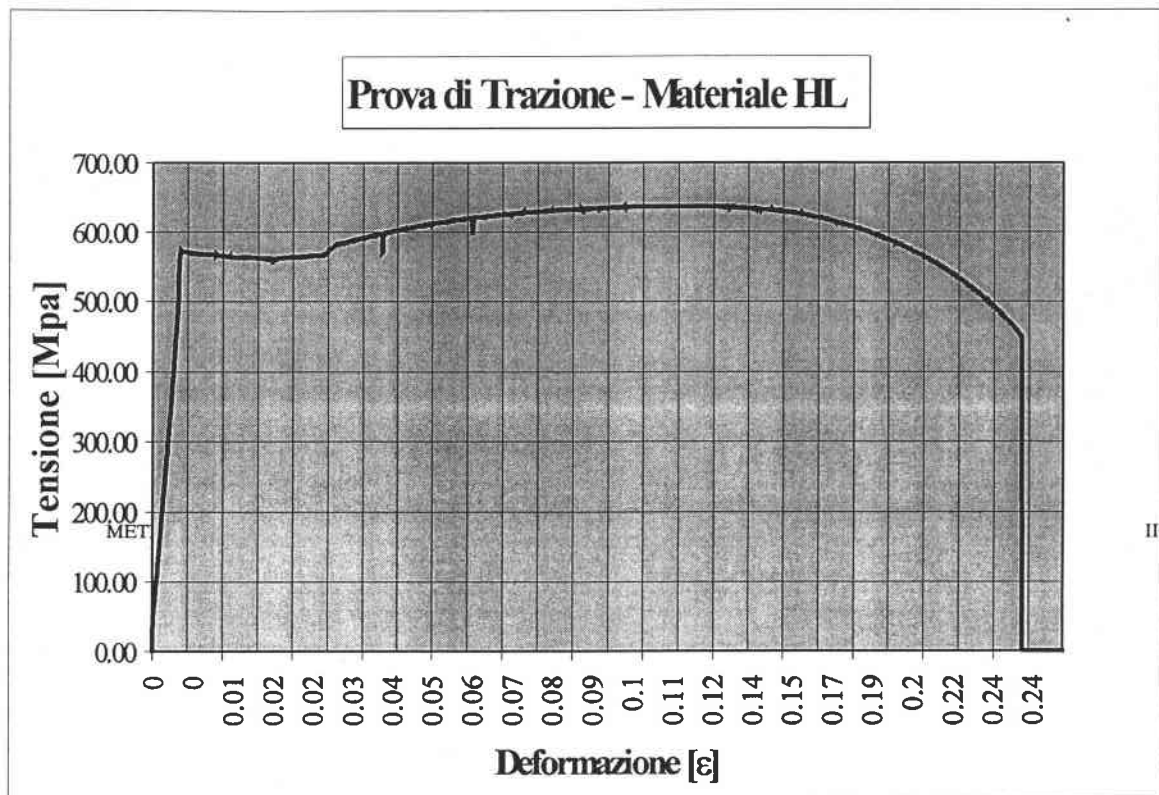


Fig. 10.8 : Prova di Trazione per il materiale HLE.

### X.3) CURVE DI TENSIONE-DEFORMAZIONE OLIGOCICLICHE.

Per gli acciai di tipo E36 ed HLE francesi, si sono effettuati gli studi sul Metodo Volumetrico per la progettazione di strutture saldate ; a tal fine si sono ricavate anche le curve di tensione-deformazione a fatica a basso numero di cicli, usando le apposite normative ASTM E 466, 467-72 T , in modo da tenere conto delle caratteristiche di plasticizzazione ed indurimento all'apice dell'intaglio nei successivi calcoli numerici di progetto.

Le curve ottenute sono qui riportate (Fig. 10.9-12) per giunti saldati di testa e rasati.

In pratica si assume che le caratteristiche oligocicliche influenzano anche la vita a fatica ad alto numero di cicli in presenza di intaglio.



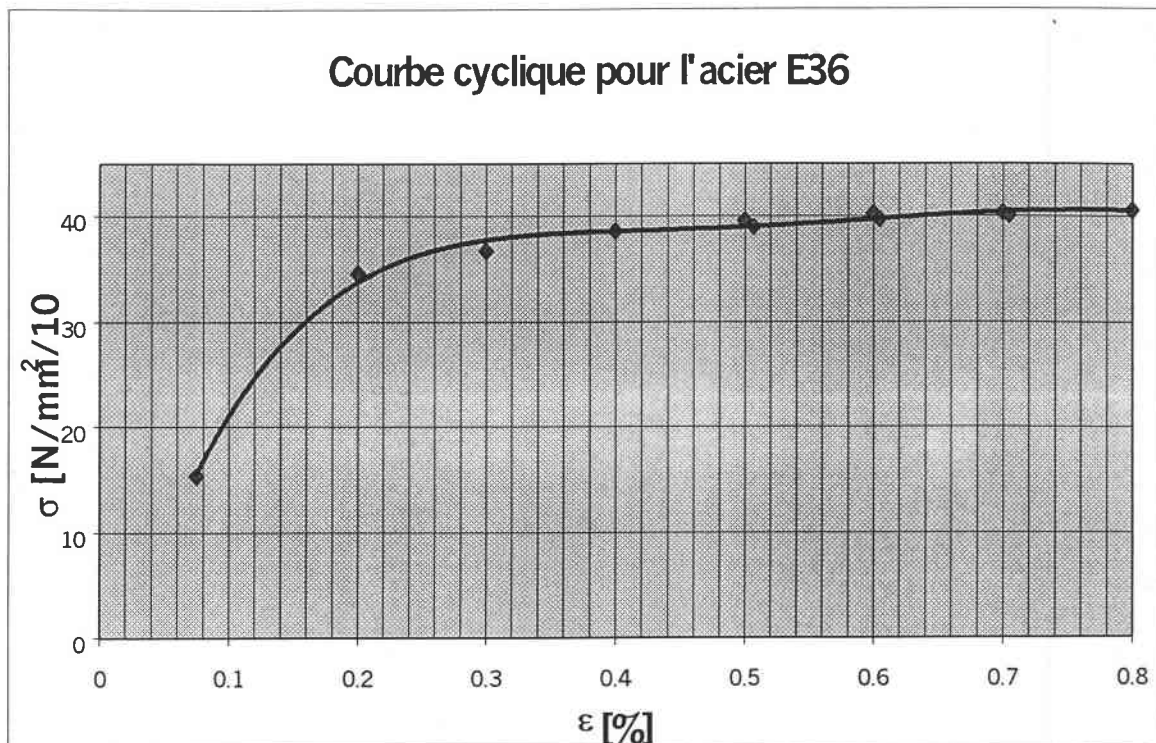


Fig. 10.9 : Risultati delle prove oligocicliche per l'acciaio E36.

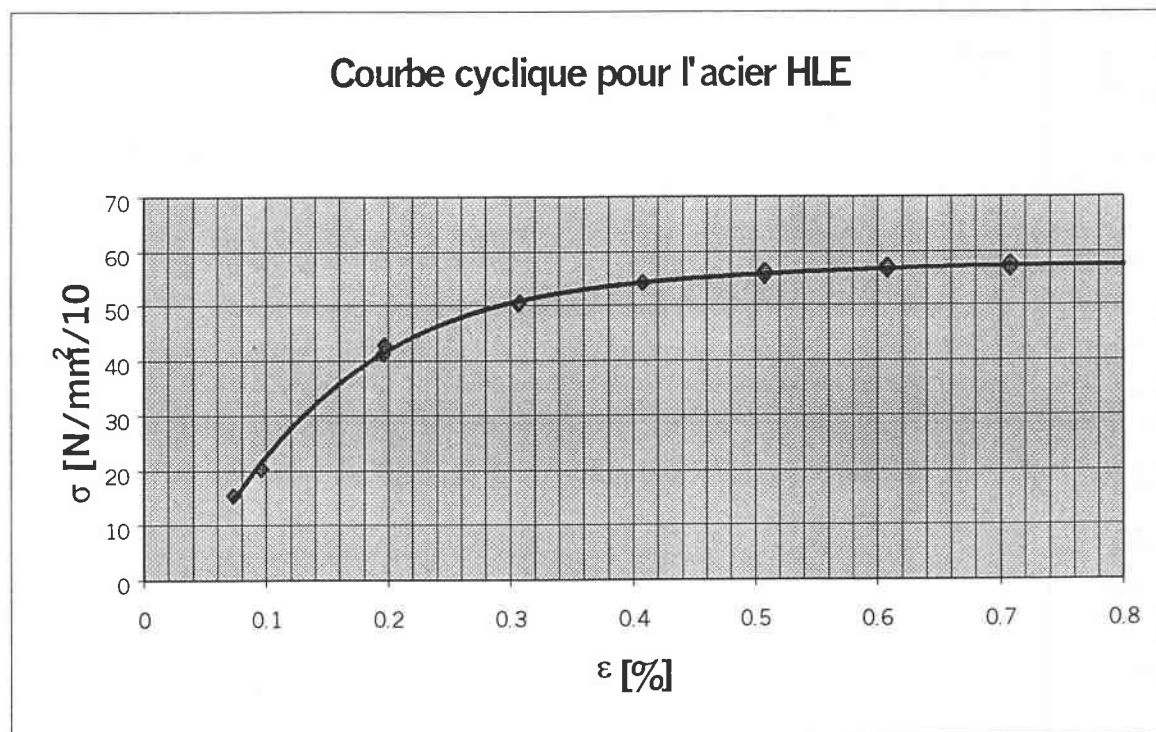


Fig. 10.10 : Risultati delle prove oligocicliche per l'acciaio HLE.

Come si nota, non c'è troppa differenza tra i due tipi di curve; inoltre confrontandole con quelle statiche di trazione si osserva (come era da aspettarsi per gli acciai) un lieve abbassamento del limite di elasticità ed un incrudimento

totale del materiale a valori di tensione piu' bassi di quella di rottura.

L'epONENTE della legge di Coffin  $\Delta\varepsilon_p/2 = K (\Delta\sigma/2)^n$  adattata ai dati oligociclici rilevati è  $n'=0.57$ .

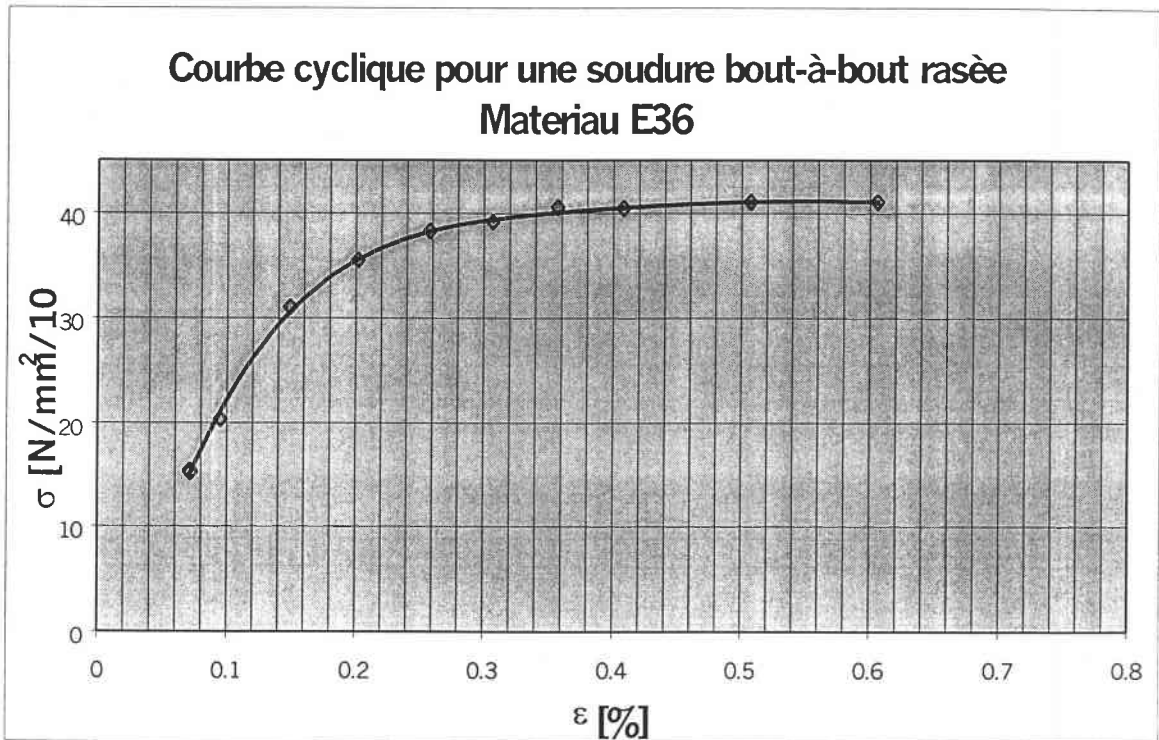


Fig. 10.11 : Risultati delle prove oligocicliche per saldature rasate in E36.

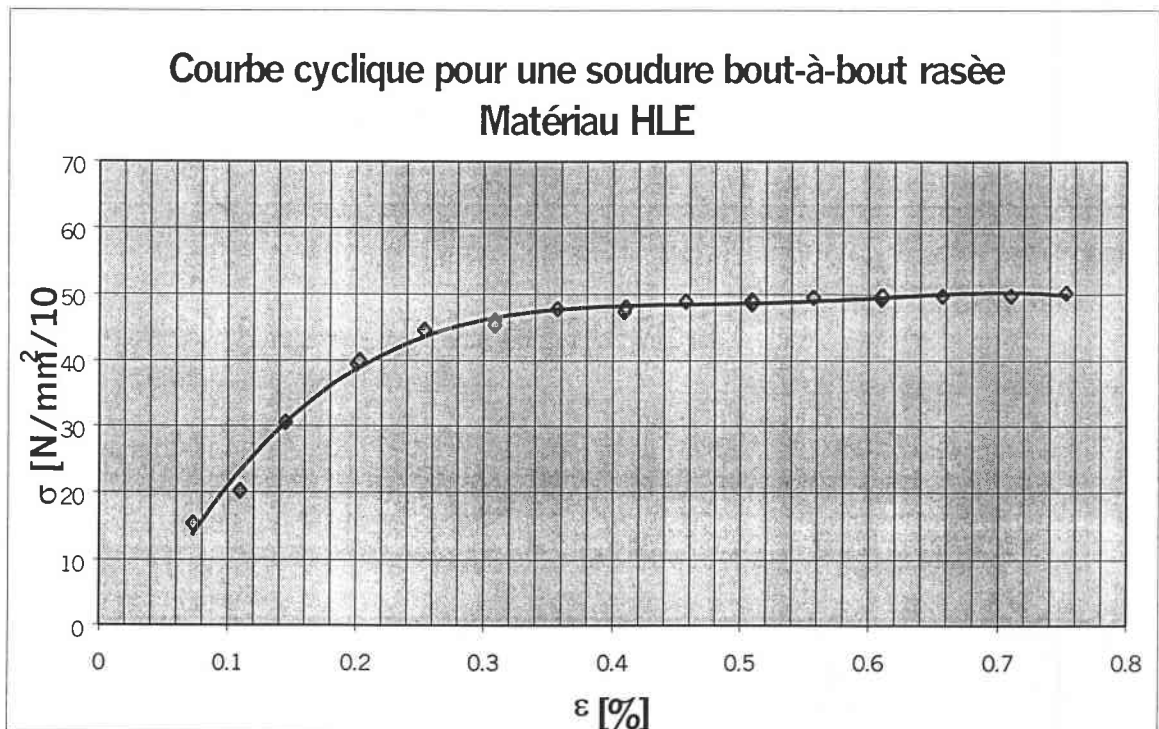


Fig. 10 : Risultati delle prove oligocicliche per saldature rasate in HLE.

## **XI) PROVE SPERIMENTALI A FATICA**

L'intera serie delle prove, unitamente ai dati disponibili di prove già effettuate negli stessi laboratori, ha portato all'elaborazione delle curve di Wöhler relative alla fatica ad alto numero di cicli.

Nei diagrammi bi-logaritmici si è espresso in ordinate la semi-ampiezza del ciclo tensionale nominale di carico; in ascissa, come di consueto, il numero di cicli a rottura; a tal fine si specifica che la rottura viene considerata completa solo al momento della completa separazione delle due parti del giunto.

Di seguito sono riportate tutte le curve studiate, relative alle tre tipologie di saldatura, con i riferimenti al materiale analizzato, gli spessori ("T" e "t") ed il tipo e rapporto di carico R (Cap. 10).

Tutte le prove sono state eseguite con una frequenza di lavoro costante scelta tra i 15 ed i 30 Hz, in modo da evitare, soprattutto nel caso di provini caricati a flessione, la risonanza che altera il controllo dell'ampiezza del ciclo.

### **XI.1) GIUNTI A T SIMMETRICI E NON SIMMETRICI**

Per questa categoria di saldature si ricorda che la rottura si manifesta sia per flessione nel punto 1, che per trazione nel punto 2 (Cap. 10) a seconda del braccio di carico "B" e degli spessori, anche se il sistema di montaggio realizza un carico di flessione a tre punti.

Le Fig. 11.1-11.6 si riferiscono a giunti simmetrici e non (saldati con un solo cordone laterale) in materiali del tipo HLE e E36 con due differenti spessori della lastra di base (T=8-20 mm).

Il rapporto di carico è  $R=0.1$ .

Si è deciso di evitare l'inversione del ciclo (R negativo) che comporterebbe gravi problemi di battimento del provino sugli appoggi; allo stesso tempo, un valore troppo grande di R comporterebbe un tensione media  $\sigma_m$  elevata, difficilmente rilevabile dai diagrammi di carico realistici per una struttura in acciaio generica.

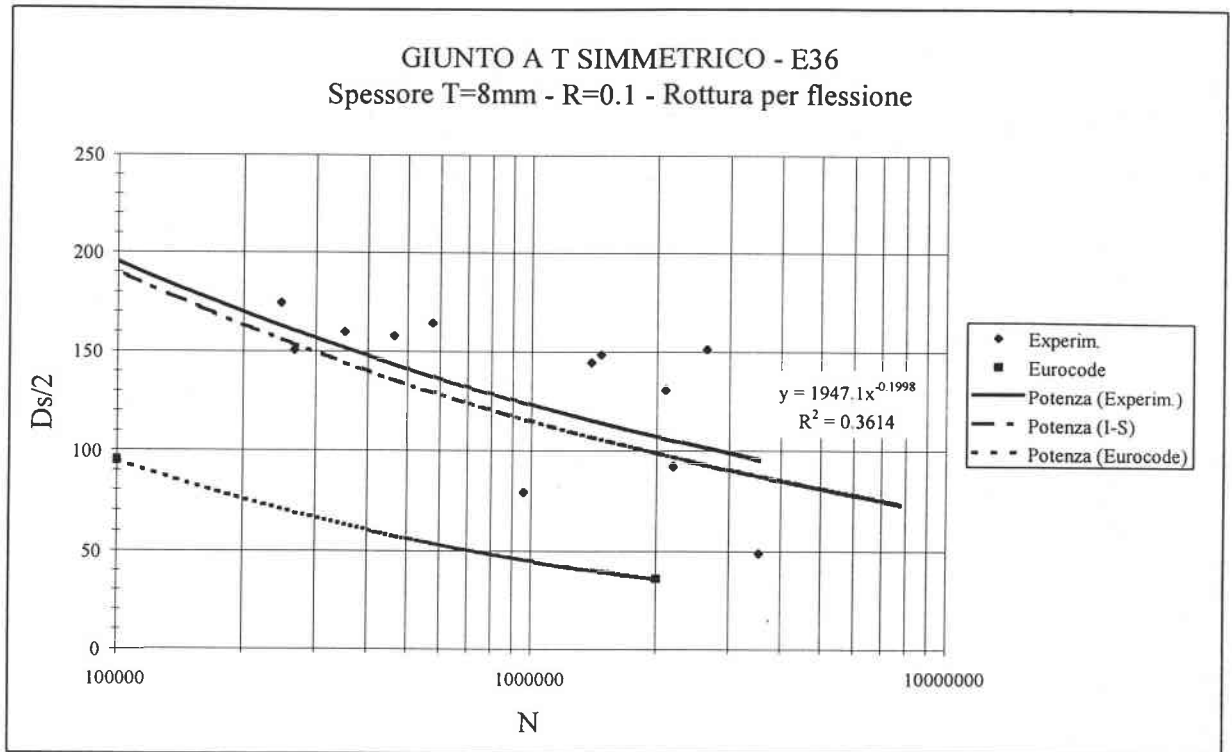


Fig. 11.1 : Curva di Wöhler per giunti a T in acciaio E36; confronto con l'EUROCODE.

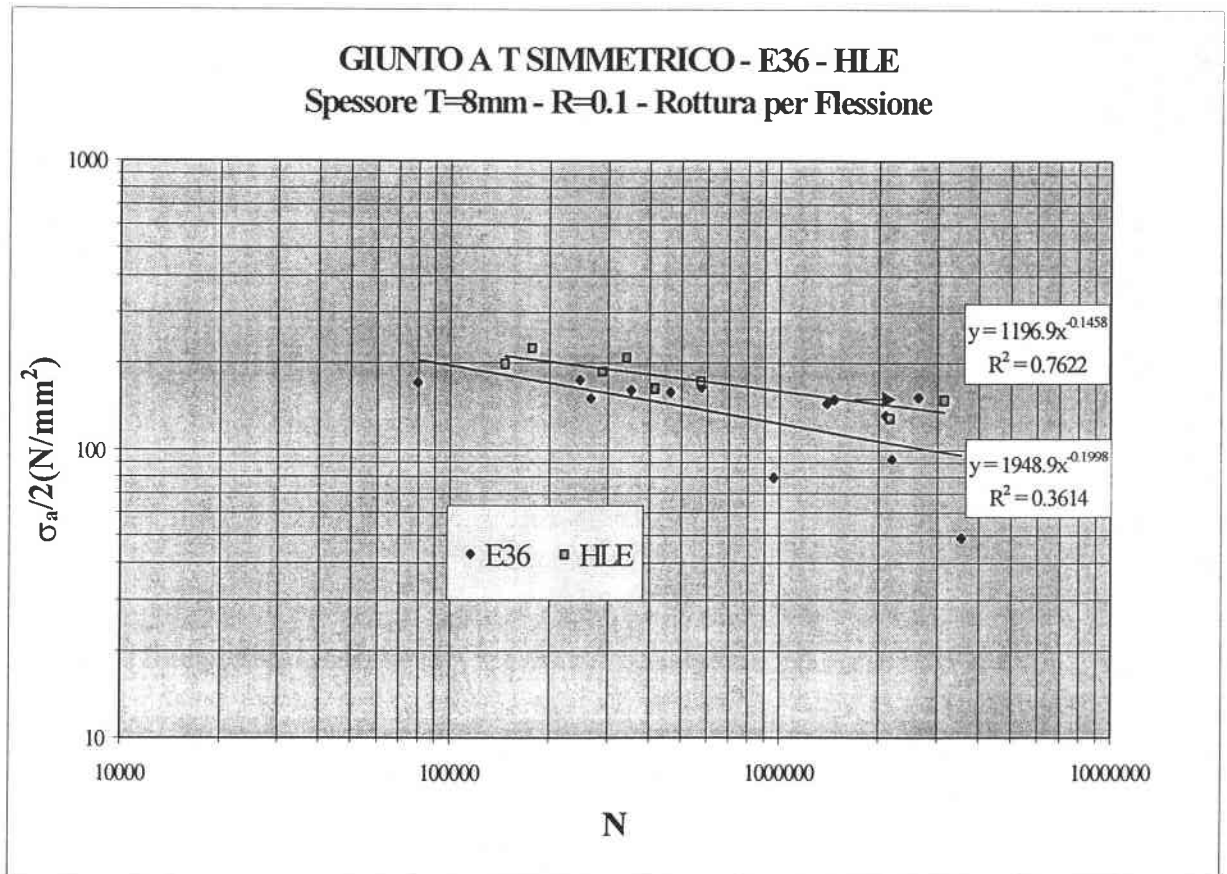


Fig. 11.2 : Curva di fatica per giunti a T simmetrici.

Dalla Fig. 11.1 si evince la conformità dei dati sperimentali con quelli di riferimento in letteratura di Janosch, riferiti all'Institute de Soudure (I.S.) [77]; nonostante l'utilizzo di tipi di acciaio sicuramente non identici e di macchine di fatica differenti, le due curve sono quasi coincidenti e dimostrano la buona qualità dei dati ottenuti. Si sono effettuati confronti anche con altri dati in bibliografia [83-84].

Inoltre, si nota l'inadeguatezza troppo conservativa delle previsioni sullo stesso giunto secondo l'Eurocode III (Cap. 7), addirittura si rileva una ampiezza di tensione ridotta del 100%; a tal proposito diventa chiaro che l'utilizzo di metodologie di progetto a fatica più raffinate, in grado di prevedere l'andamento esatto della curva sperimentale in Fig. 11.1, permetterebbe un grosso risparmio di peso delle strutture saldate, in particolare utilizzando acciai di alta qualità che innalzerebbero ancora di più la curva limite di Wöhler.

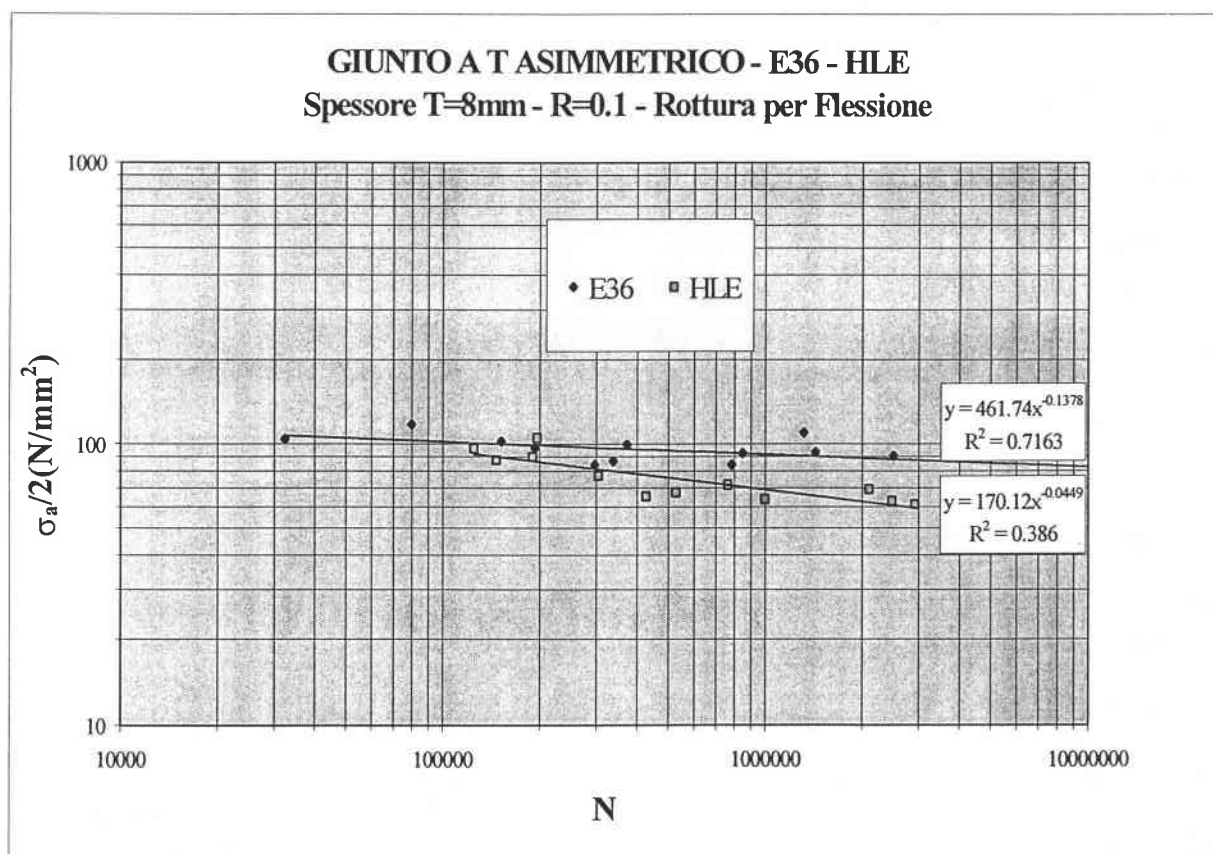


Fig. 11.3 : Curva di fatica per giunti a T asimmetrici.

Nella Fig. 11.2 e 11.3 si indicano rispettivamente i risultati di fatica per tutti i giunti a T simmetrici e non di spessore della latta principale T=8 mm.

Per i giunti simmetrici si rileva un netto miglioramento utilizzando acciai ad alto limite di elasticità; si stima una tensione limite  $\Delta\sigma_D$  a 2.000.000 di cicli che passa da circa 100 Mpa a 150 Mpa.

Nonostante il numero di dati limitato (circa 10 punti per linea), si è ottenuta una distribuzione coerente dei dati e delle pendenze delle curve di vita verosimilmente esatte e simili cambiando il tipo di acciaio (come si evince dalle equazioni di regressione rappresentate su tutti i diagrammi).

Si nota che per giunti a T non simmetrici l'uso di acciaio ad alto limite di elasticità non procura alcun miglioramento, a causa probabilmente del fatto che il procedimento semi-automatico di saldatura ad arco usato per tutte le saldature era ottimizzato per l'acciaio E36 soltanto, quindi non esatto. A riprova di ciò, la pendenza della curva di Wöhler riferita all'acciaio HLE non sembrerebbe accettabile.

Ovviamente, i risultati per questa categoria di saldatura indicano la debolezza a fatica rispetto ai giunti a T simmetrici, che sono in ogni caso più resistenti e da consigliarsi per la realizzazione di strutture saldate con saldature a T (in essi infatti non ci sono difetti legati alla mancanza di penetrazione, originati dal fatto che il cordone asimmetrico comporta una frattura pre-esistente sul pezzo).

## XI.2) GIUNTI A T A TRAZIONE E FLESSIONE

I grafici 11.4 ed 11.5 mostrano i risultati per giunti di spessore maggiore ( $T=20\text{mm}$ ) in acciaio strutturale E36, ed evidenziano ampiezze di tensioni simili a seconda che la rottura avvenga nel punto 1 di Trazione o 2 di Flessione (Cap. 9), sebbene le pendenze non siano identiche; in più si evince un effetto di intaglio di uguale entità paragonando i dati con quelli relativi a saldature di testa rasate e quindi non intagliate.

Questi dati sono stati ben previsti dai calcoli numerici, in quanto si è stato in grado di guidare la rottura per trazione o per flessione cambiando in modo appropriato la lunghezza del braccio B di appoggio.

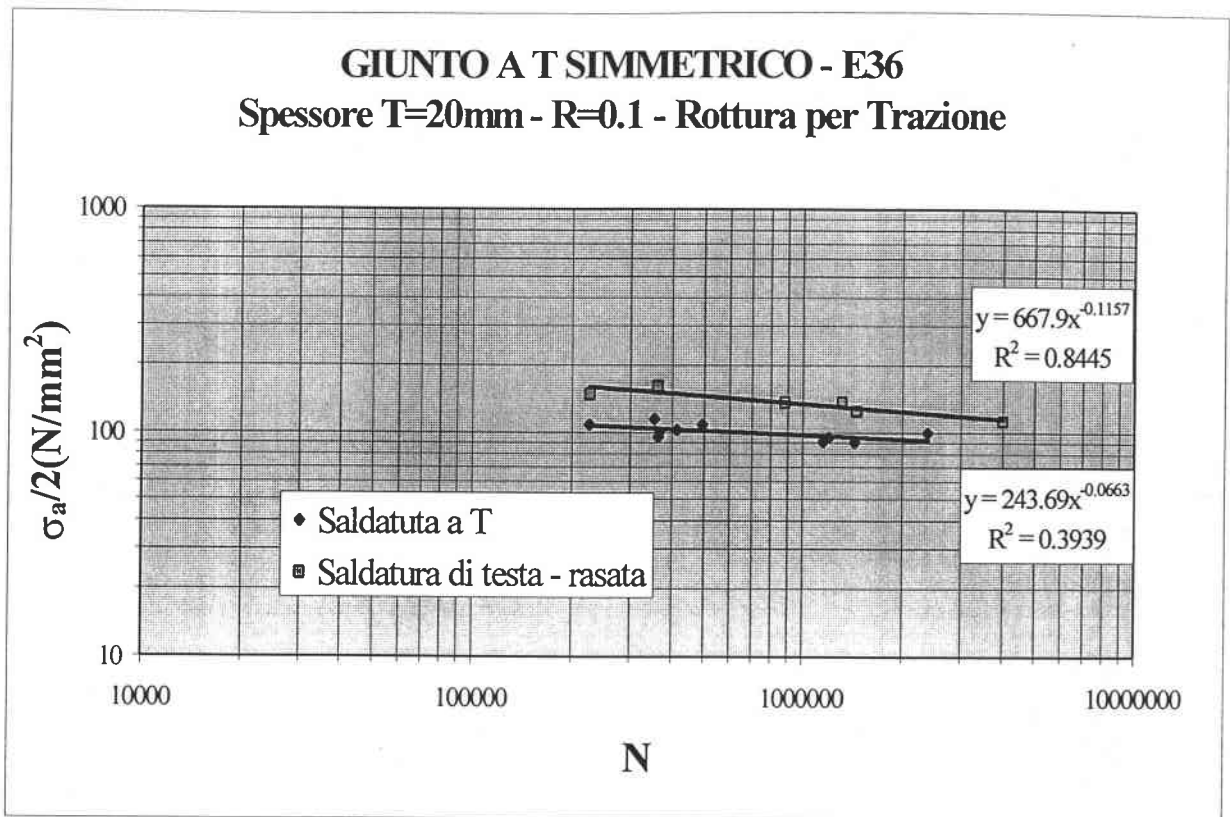


Fig. 11.4 : Curva di fatica per giunti a T in materiale E36, spessi T=20 mm; rottura per Trazione.  
Confronto con giunti di testa rasati dello stesso materiale.

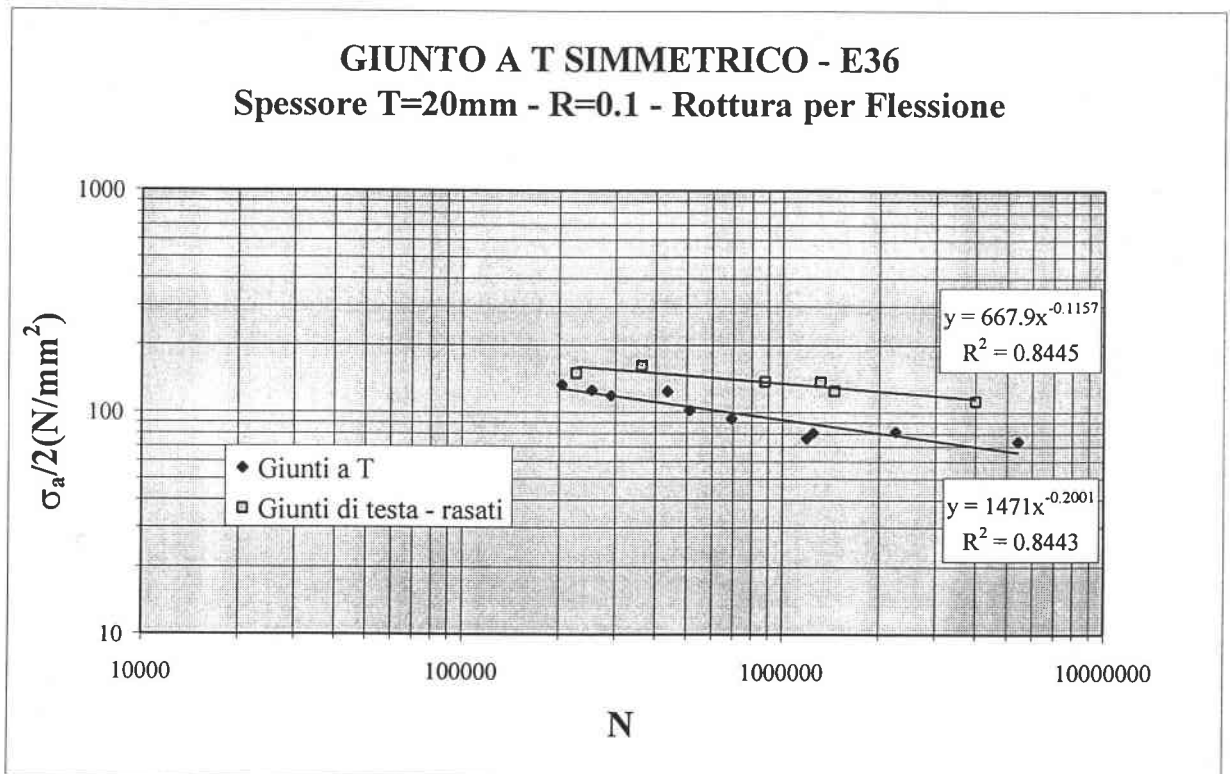


Fig. 11.5 : Curva di fatica per giunti a T, materiale E36, spessi T=20 mm; rottura per Flessione.  
Confronto con giunti di testa rasati.

Secondo Juvinal [78], Dang Van et al. [79] e gli Standard tedeschi [80], esiste un coefficiente  $C_L$  che lega i risultati a fatica per uno stesso materiale a seconda del tipo e del rapporto  $R$  di carico, supponendo pendenze delle curve di Wöhler invarianti. Questo coefficiente è utile ai fini degli studi sulla fatica multi-assiale, ma fornisce delle indicazioni importanti su come effettuare i carichi mono-assiali sui giunti saldati. Nella Tab. 11.1 sono rappresentati i valori di  $C_L$  trovati in bibliografia.

Nella tabella ci si riferisce a prove a fatica sullo stesso materiale (E36) con tensione di snervamento pari circa a 360 Mpa, adottando un rapporto di carico  $R$  pari a  $-1$ .

$C_L$	Flessione rotativa	Flessione piana	Trazione	torsione
Juvinal		1	0.9	0.58
Dang Van	1	0.83	0.78	0.42
DDR	1		0.81	0.56

Tab. 11.1 : Valori del coefficiente di carico  $C_L$  secondo vari autori.

Se per Juvinal il carico di riferimento è la flessione piana, per gli altri è rappresentato dalla flessione rotativa, cioè quella che a fatica produce curve di resistenza più elevate, in quanto la probabilità di rottura diminuisce nella zona di intensificazione degli sforzi di flessione.

Per i giunti a T analizzati nella tesi, invece, caricati con un rapporto  $R$  di carico uguale a 0.1, sembra che il valore di  $C_L$  che lega le curve a fatica di trazione a quelle di flessione sia pari ad 1.

Tale risultato è molto interessante, anche se sarà sicuramente necessario effettuare altre prove in laboratorio su altri materiali e con rapporto di  $R$  differente per confermarne il dato.



### XI.3) GIUNTI DI TESTA

Di seguito (Fig. 11.6), si mostrano i dati ottenuti per saldature di testa da 8 mm, sugli stessi materiali e con le stesse procedure dei giunti a T; il carico e' stato imposto sia di trazione che di flessione a 4 punti (questi ultimi dati sono pero' ancora in corso di completamento).

Si nota che in questo caso non c'è un chiaro beneficio nell'utilizzo di acciai più resistenti; ciò e' in accordo con quanto previsto nella normativa, ma e' necessario tenere in conto che le saldature dell'acciaio HLE non hanno usufruito di un'ottimizzazione dei parametri tecnologici, inoltre l'officina responsabile della preparazione provini non era specializzata all'uso di acciai più duri.

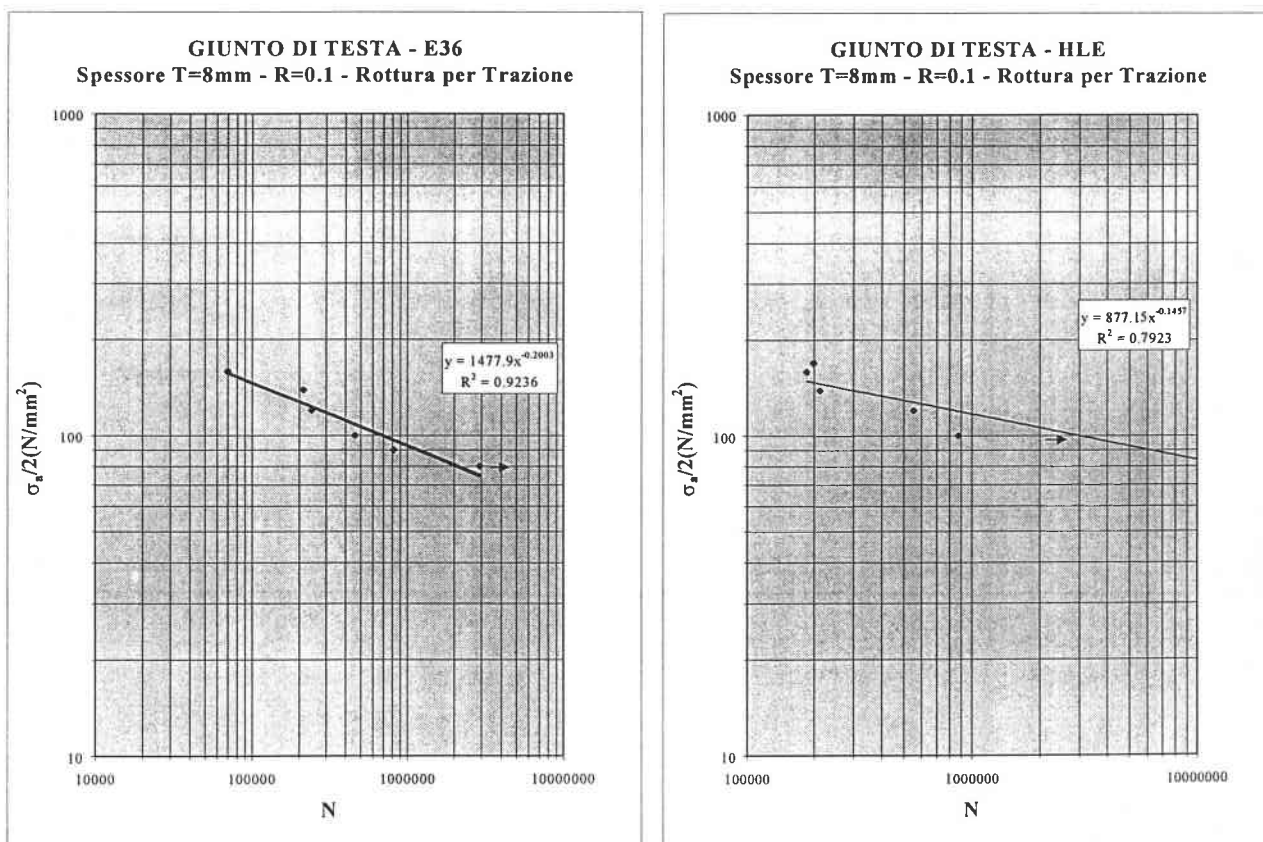


Fig. 11.6 : Curve di Wöhler per giunti di testa a trazione in E36 ed HLE.

Nel contempo, si sono preparati anche dei campioni saldati di testa e rasati, in modo da ottenere le curve di riferimento per l'applicazione del *Metodo Volumetrico* e verificare allo stesso tempo l'importanza dell'effetto di intaglio per i giunti saldati non ad angolo.

I risultati sono stati confrontati con dati precedenti (Fig. 11.7a), avendo cura di misurare il disallineamento e di inserirlo nei risultati seguendo una procedura indicata nelle norme al europee [31] al paragrafo 8. Secondo tale metodo, conoscendo lo spostamento rilevato dovuto al disallineamento, si valuta un fattore moltiplicativo  $K_m$  da applicare alle tensioni nominali per uniformare i risultati ed elevare la curva di fatica. La formula semplificata utilizzata è:

$$K_m = 1 + 3+h/t/L * g$$

Dove  $t$  è lo spessore,  $L$  è la lunghezza totale del provino,  $G$  è quella effettiva ed  $h$  è il valore del disallineamento assiale misurato.

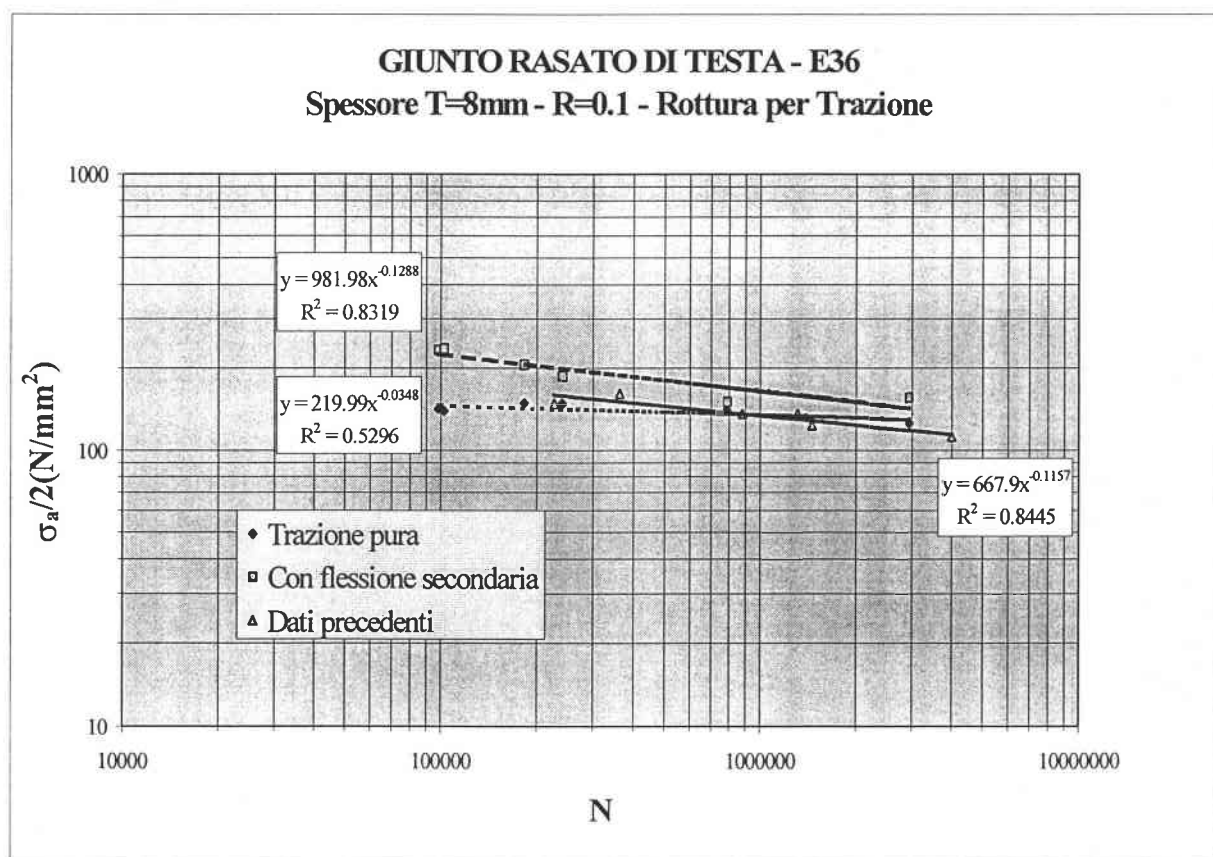


Fig. 11.7a : Curve di fatica per giunti rasati di testa, considerando la flessione secondaria.

Per quanto riguarda l'acciaio di tipo HLE rasato, che sarà anch'esso di riferimento per l'elaborazione del *Metodo volumetrico* sullo stesso materiale, si sono fatte effettuate sia prove a trazione che a flessione a 4 punti. I risultati sono inseriti nella Fig. 11.7b, dove si nota come l'effetto del disallineamento, anche in

questo caso, riduce la resistenza apparente a trazione; i provini rotti a flessione, infatti, non subiscono questo effetto.

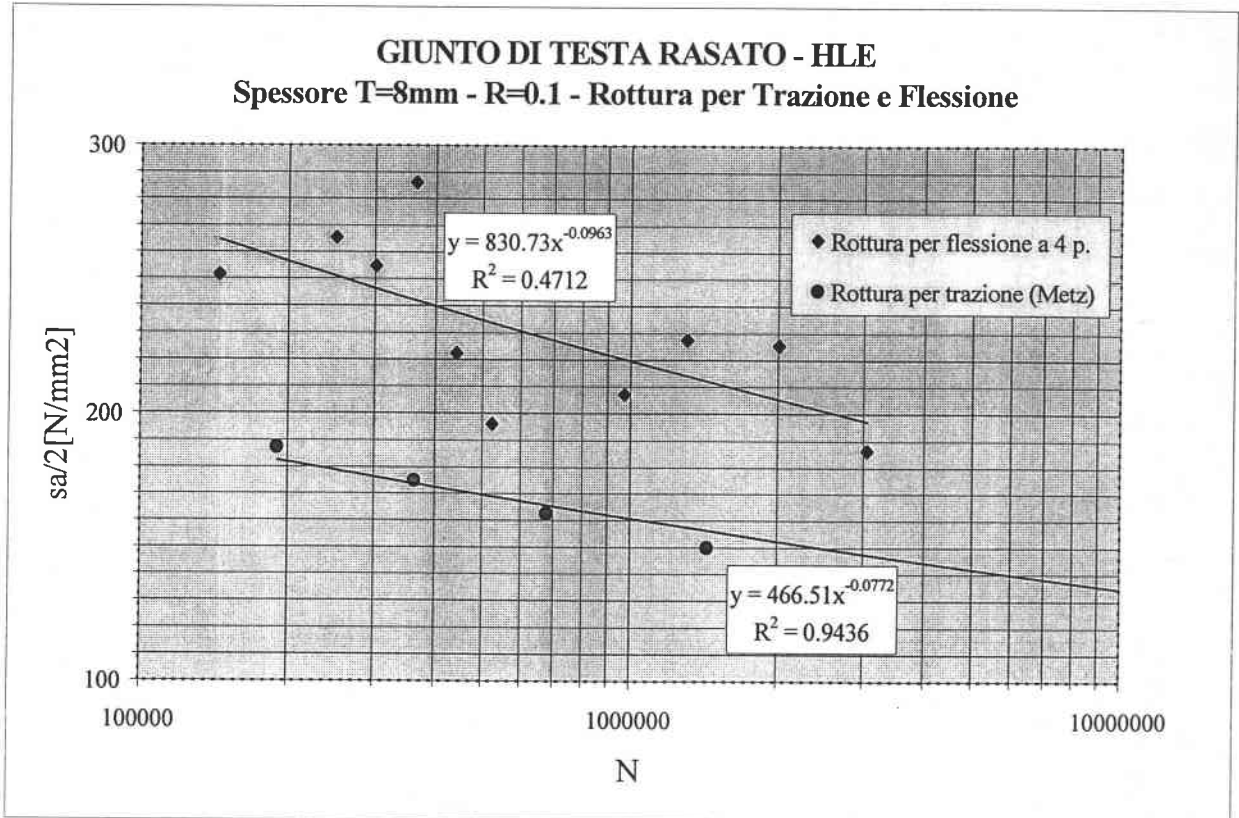


Fig. 11.7b : Curve di fatica per giunti rasati di testa HLE, considerando il carico.

#### XI.4) GIUNTI A CROCE

Negli stessi laboratori si sono effettuate diverse prove di fatica precedenti al lavoro presente, i cui dati di fatica in termini di tensione nominale e di deformazione locale sono stati utili per elaborare la metodologia di progettazione della *Deformazione locale*; i giunti utilizzati sono a croce con spessori variabili e diversi rapporti di carico.

Nella Fig. 11.8 e nella 11.9 si riassumono i risultati di fatica per i giunti di spessore  $T=25$  e  $T=5$  mm, al fine di studiare le differenze tra piccoli e grandi spessori; si notano, inoltre, l'influenza del rapporto di carico  $R$  (che diminuendo aumenterebbe la resistenza) e la coerenza dei risultati con quelli dei grafici successivi.

L'effetto di disallineamento dovuto all'imprecisione dei parallelismi in fase di saldatura non viene considerato in questi diagrammi di Wöhler.

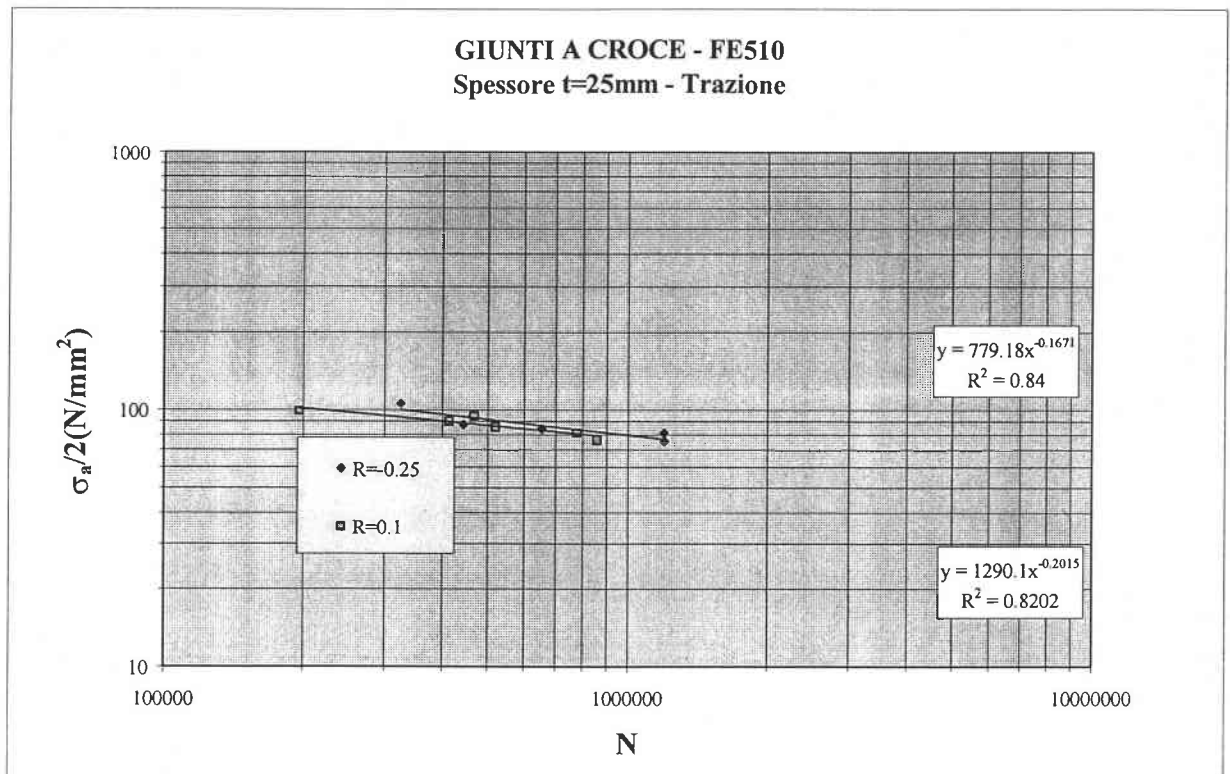


Fig. 11.8 : Diagramma di Wöhler per giunti a croce spessi, sottoposti a trazione ad R variabile.

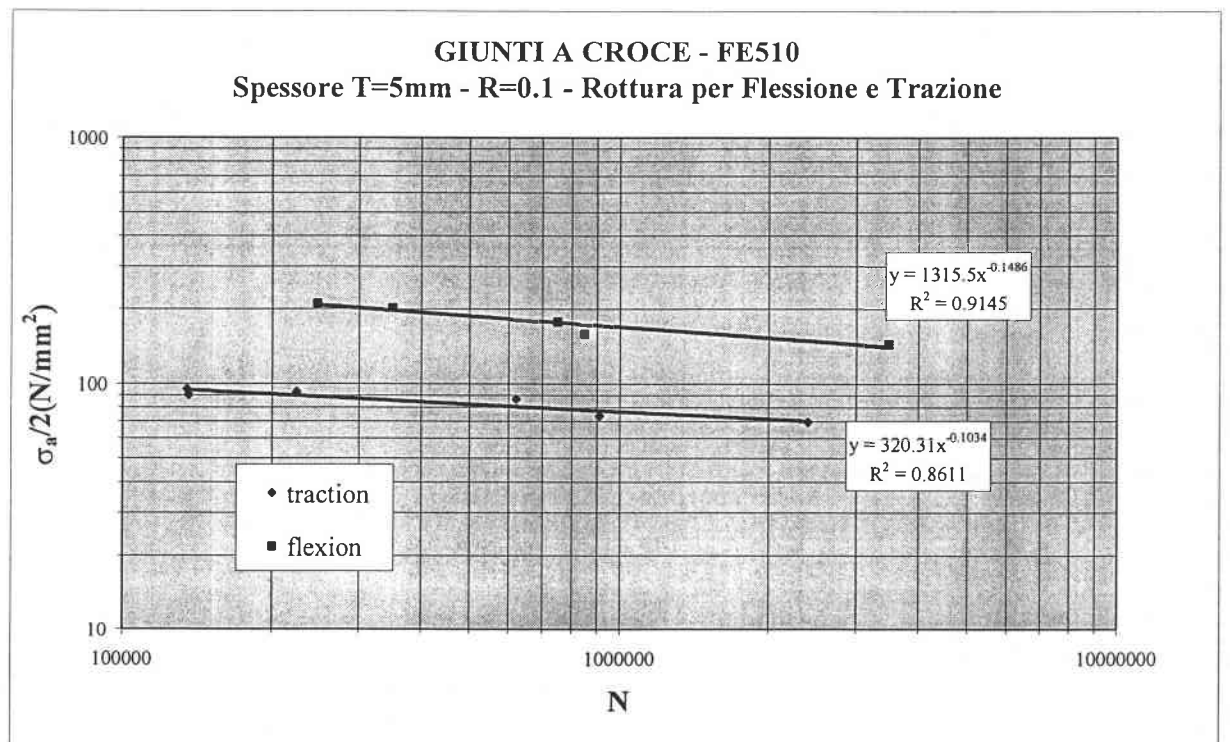


Fig. 11.9 : Diagramma di Wöhler per giunti a croce sottili in trazione e flessione.

Altre prove sono tuttora in corso per completare il quadro dei dati, in particolare riferimento quelli relativi ai giunti a croce sottoposti a flessione a 4 punti con differenti spessori.

Si evince immediatamente che le tensioni nominali dovuti a carichi di flessione determinano un netto miglioramento della resistenza a fatica. Ciò dovrà essere tenuto in conto per l'analisi dei procedimenti innovativi di progetto ipotizzati.

Dai diagrammi si rileva soprattutto che il valore di R non è affatto influente per il calcolo dei limiti di fatica; invece, il modo di carico, a differenza dei giunti a T, comporta dei risultati diversi, infatti la resistenza a flessione piana nella Fig. 11.9 è superiore a quella a trazione, come previsto nella Tab 11.1.

Tale effetto è sicuramente dovuto all'esiguo spessore dei giunti a croce testati ed al fatto che lo stato di stress è più regolare, per entrambi i modo di carico, di quello presente nei giunti a T.

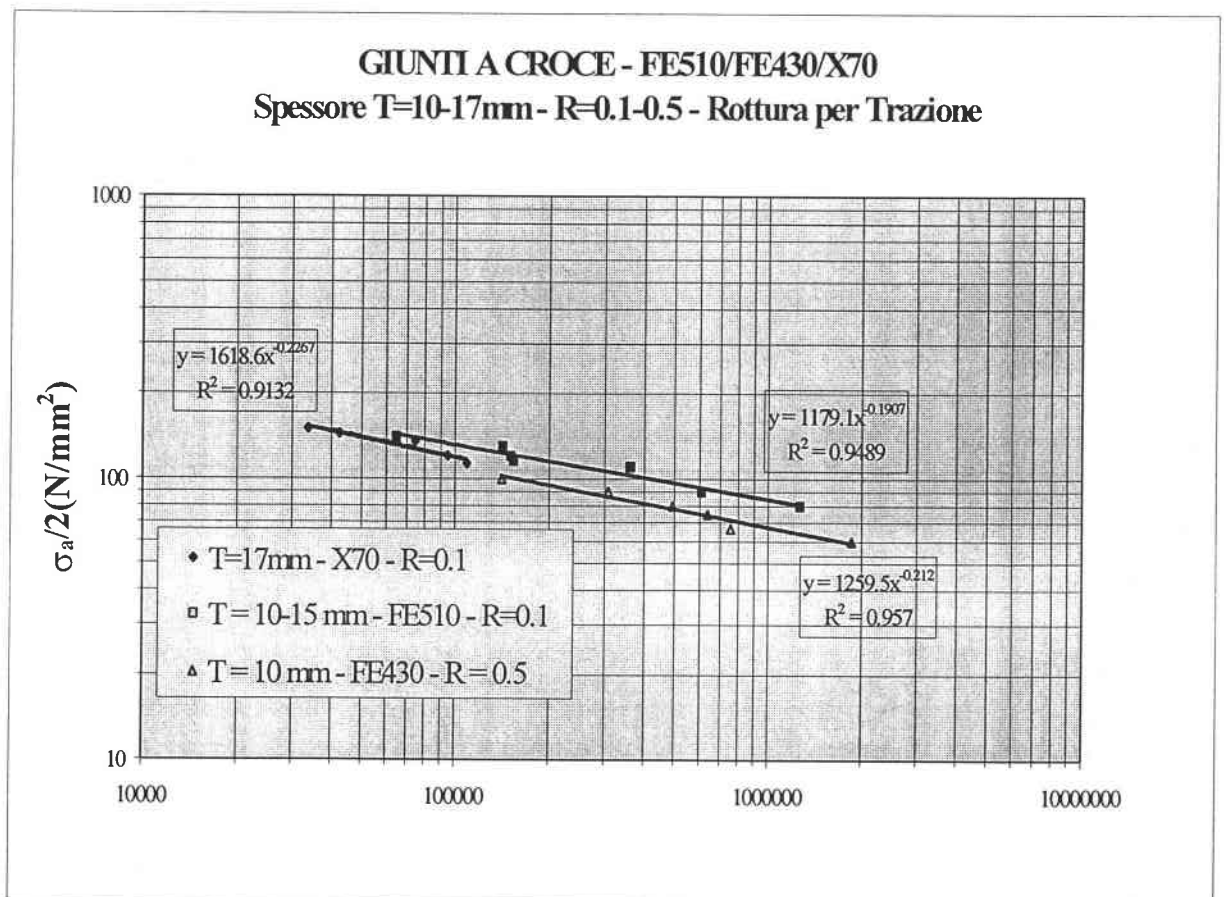


Fig. 10 : Curve di fatica per giunti a croce di spessore medio con rapporto R variabile.  
 Carico di Trazione.

Per spessori tra i 10 e 17 mm, si sono trovati i risultati della Fig. 11.10; si sono, inoltre, aggiunte alcune prove con  $R=0.5$  o con provini di acciaio più resistente del tipo X70 (Cap. 9).

Si evidenziano immediatamente la scarsa influenza del valore  $R$  sui risultati finali, soprattutto in termine di pendenze delle curve-potenza di interpolazione (essa rimane generalmente costante, anche in riferimento alle figure precedenti); anche la variabilità degli spessori non sembra modificare eccessivamente la tendenza generale di tutti i risultati, soprattutto in termini di pendenza; per la posizione, e' evidente un miglioramento all'aumentare dello spessore.

Un leggero abbassamento della resistenza si verifica all'aumentare del rapporto  $R$  ed al variare del materiale.

Sebbene il numero di dati totale potrà essere giudicato insufficiente al fine di chiarire l'esatta influenza di tutti i parametri in gioco sulla vita a fatica dei giunti a T (Spessori, Materiali, Modi di carico, Rapporto  $R$ ), le curve riportate forniscono una base essenziale per fornire delle indicazioni importanti su come affrontare il problema della progettazione a fatica delle saldature in genere ed elaborare nuove metodologie di calcolo più esatte.

## XI.5) ANALISI FRATTOGRAFICA

Si sono effettuate delle indagini frattografiche con microscopia ottica; i giunti analizzati sono stati quelli a T asimmetrici; dopo aver sezionato i cordoni di saldatura si sono fatte le osservazioni a 100 e 50 ingrandimenti.

Lo scopo è quello di mostrare le differenze, soprattutto nelle dimensioni dei grani e nella presenza di numerose discontinuità interne ai bordi del cordone, all'interno del materiale base e quello fuso o di apporto; a tal proposito si potrà affermare che, sebbene la saldatura produca un chiaro effetto d'intaglio nella struttura, la rottura avviene quasi mai sempre all'apice dello stesso (cioè nella mezzeria del raccordo cordone-materiale base), bensì al lato dello stesso in corrispondenza della zona di interfaccia della saldatura con il materiale base mostrata nelle foto.

Tali osservazioni escluderebbero la possibilità di trattare le saldature come degli intagli, ma i calcolo numerici hanno dimostrato che gli stati di tensione all'apice o immediatamente al lato del cordone sono quasi identici, perciò entrambi sono ben rappresentativi per un dimensionamento di riferimento a fatica.

Le foto seguenti illustrano brevemente la microstruttura dell'acciaio E36, in prossimità e sul cordone di saldatura.

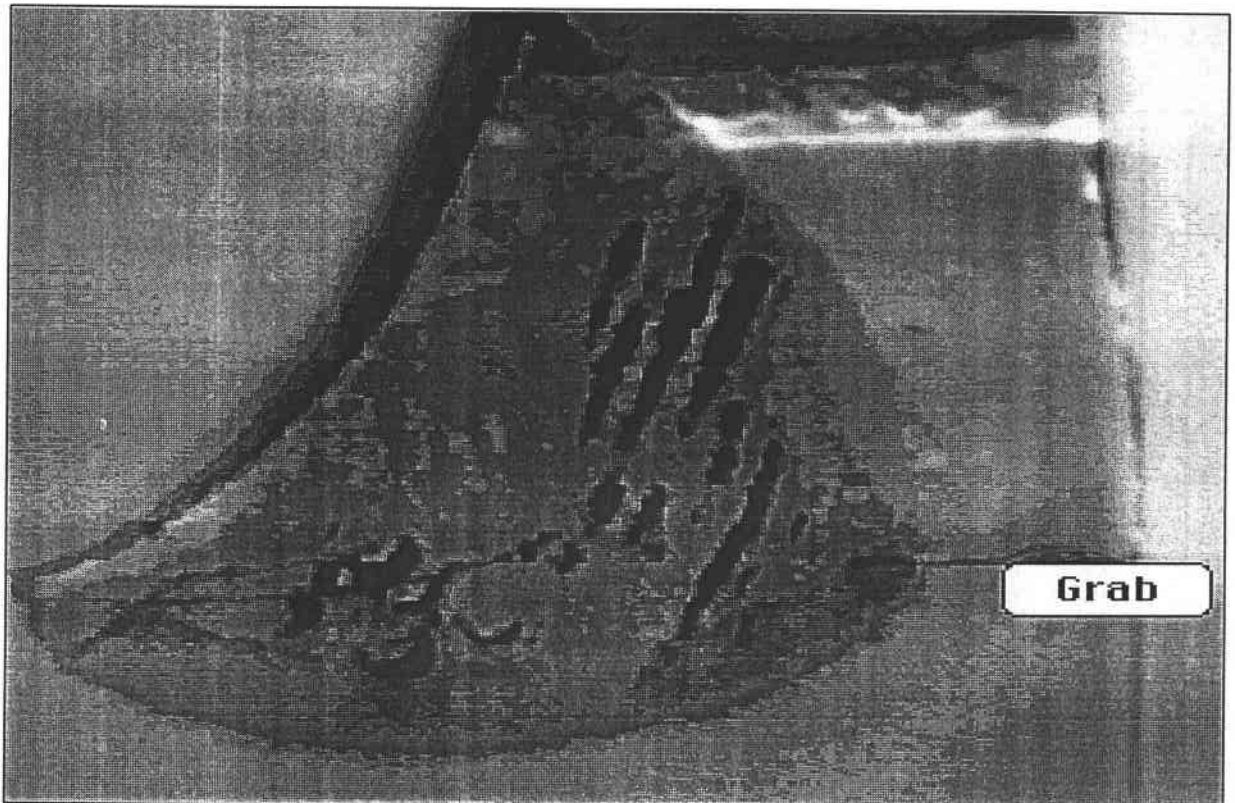


Foto 11.1 : Sezione trasversale del cordone di saldatura in un giunto a T asimmetrico.

Nelle foto 11.1 e 11.2 si notano l'ampiezza della HAZ (Heat Affected Zone) e la forma molto regolare della superficie del cordone; è possibile rilevare la mancata penetrazione sui giunti asimmetrici e la superficie di contatto tra le due piastre, la dove è mancata la saldatura. L'estensione di tale pseudo-frattura è molto variabile e produce delle durate di vita a fatica quasi imprevedibili (Foto 11.3), come rilevato dai diagrammi di fatica nella Fig. 11.3.

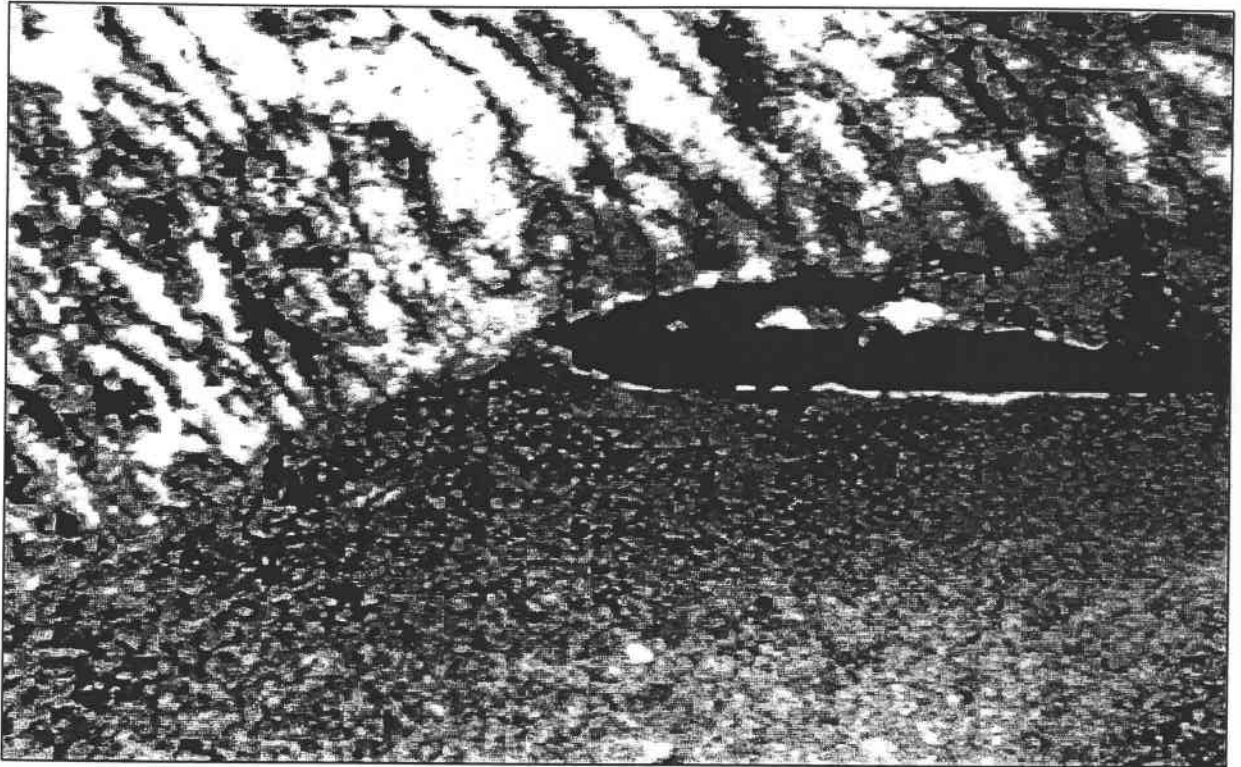


Foto 11.2 : superficie di contatto HAZ-Materiale base e mancanza di penetrazione.

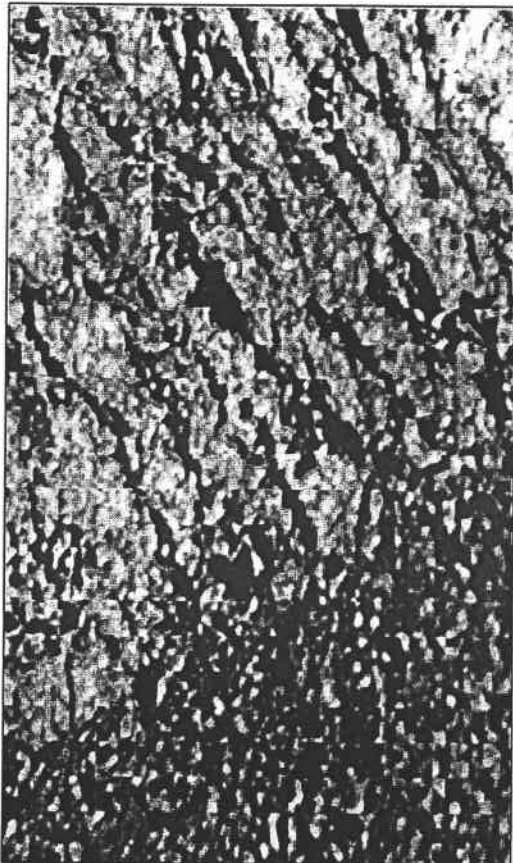


Foto. 11.3 : HAZ e Materiale base.

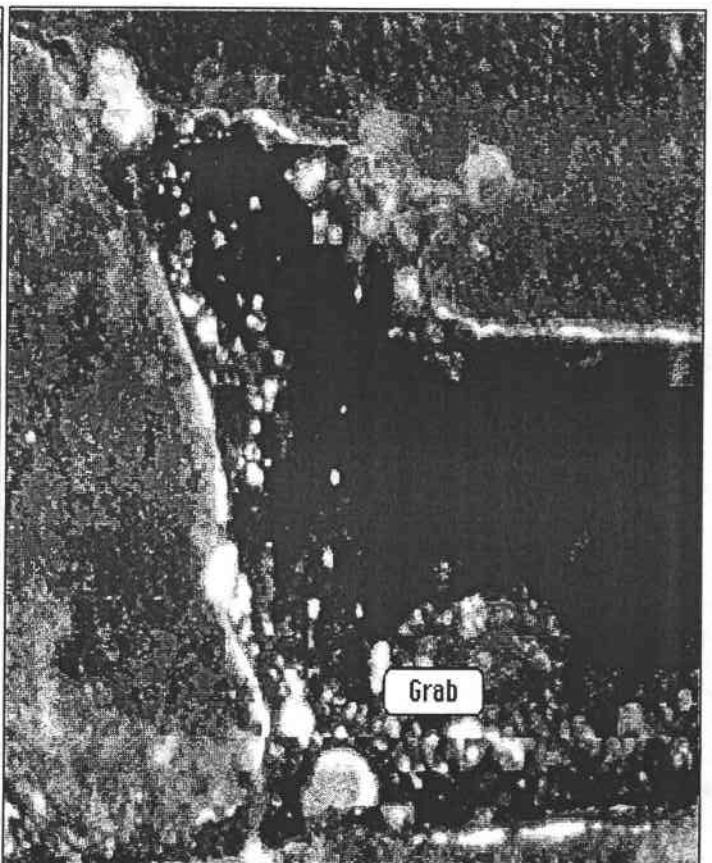


Foto 11. 4 : Irregolarità interna di saldatura simmetrica.



Il gap di interferenza può presentarsi sottile e regolare come nella Foto 11.2, oppure spesso ed irregolare in punta come nella Foto 11.4. In ogni caso, tale tipo di difetto è inammissibile e rende le saldature di questo tipo inaffidabili.

Sebbene si possa far ricorso alle previsioni di vita sulla base di valutazioni secondo la Meccanica della Frattura, è consigliabile persuadere le officine e gli stabilimenti che adoperano tale configurazione di giunto (a causa della sua semplicità e rapidità di esecuzione) ad optare per saldature più efficaci su entrambi i lati delle piastre.

Nella Foto 11.3 si nota più chiaramente il cambiamento in termini di dimensione e forma dei grani tra il cordone e la HAZ.

In effetti, per tutti i giunti rotti in laboratorio, la cricca è sempre comparsa su tale superfici di discontinuità, cioè al lato e non all'apice preciso dell'intaglio.

Tale osservazione denuncia l'importanza delle trasformazioni metallurgiche sulla durata a fatica, per cui la rottura si verifica in punti di infragilimento o semplice concentrazione di dislocazioni ed irregolarità micro-strutturali, anche se in tali zone l'entità dello sforzo non è quello massimo raggiunto su tutto il pezzo (sull'apice del raccordo).

## *PARTE IV° :*

### Metodi di progetto moderni e risultati

## XII) APPLICAZIONE DEL METODO VOLUMETRICO

### XII.1) IL METODO VOLUMETRICO SUI GIUNTI SALDATI

Il *Metodo volumetrico* per la progettazione dei giunti saldati consente, secondo le procedure analitiche e numeriche descritte nel capitolo 4 sulla teoria del metodo, applicando un'accurata indagine numerica sui giunti a T, riassunta nella sezione 3 del Cap. 11, di valutare una tensione effettiva  $\sigma_{\text{eff}}$  ad un carico definito dalla quale si ricava un  $k_{fv}$  tale che:

$$k_{fv} = \sigma_{\text{eff}}/\sigma_{\text{nom}} \quad (11.1)$$

In pratica il fattore  $k_{fv}$  si riferisce ad intagli dimensionati a fatica secondo il metodo proposto, generati dalla presenza di un cordone di saldatura.

Tale fattore è supposto in grado di relazionare la vita a fatica di qualsiasi giunto in acciaio, del quale si è eseguito il modello numerico ed il calcolo delle tensioni elasto-palstiche d'intaglio, a quella di un giunto di riferimento il cui  $k_{fv}$  sia supposto unitario, cioè alla vita a fatica di un giunto saldato di testa e rasato, in cui l'intaglio scompare, ma permangono le variazioni di resistenza metallurgiche e le tensioni residue indotte dalla saldatura.

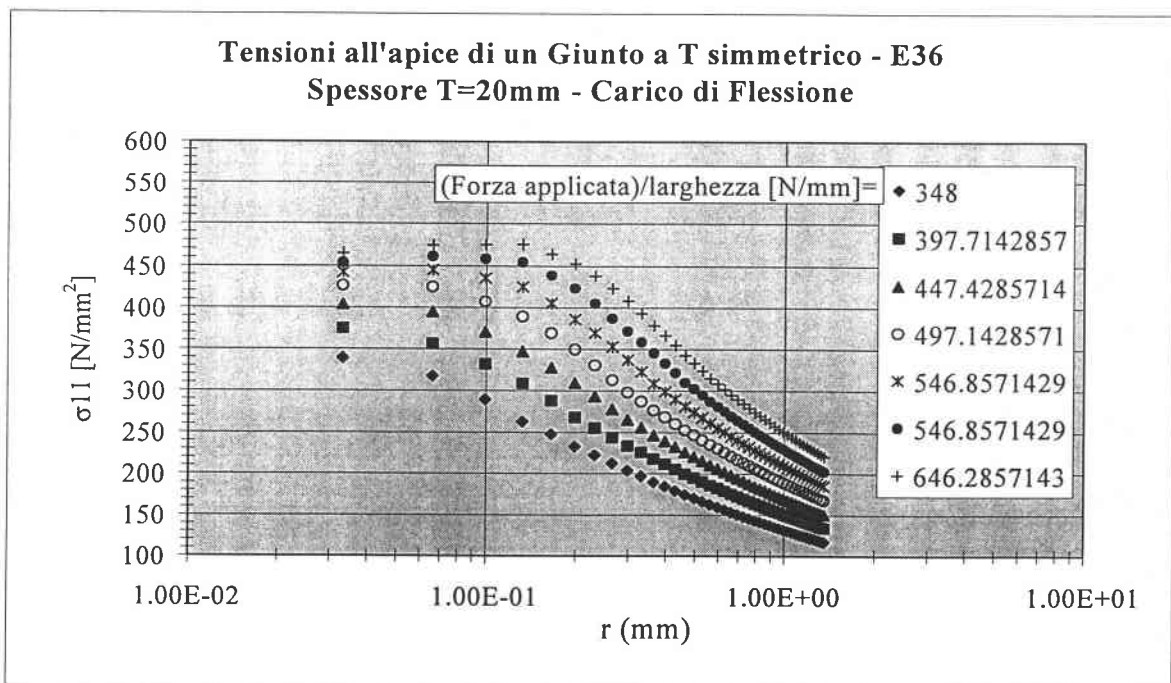


Fig. 12.1 : Andamento della prima tensione principale all'apice dell'intaglio.

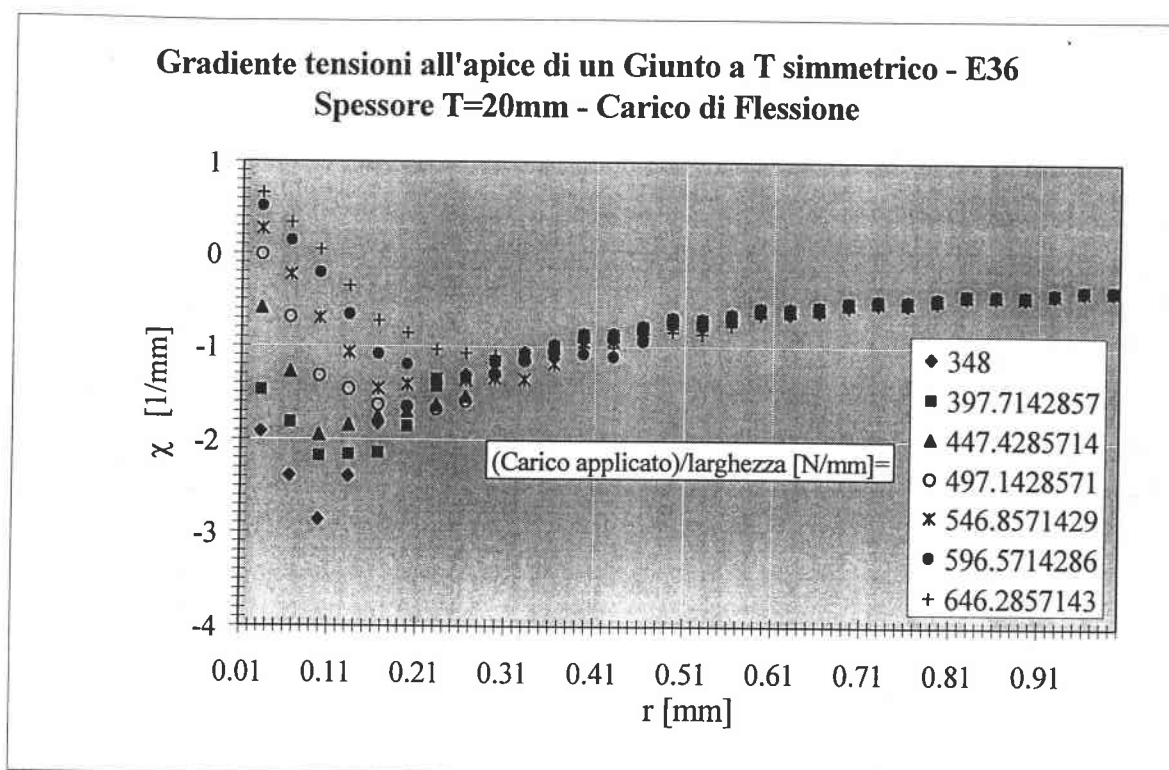


Fig. 12.2 : Andamento del gradiente delle tensioni all'apice.

Le Fig. 12.1 e 12.2 riportano l'andamento della prima tensione principale, quella responsabile della frattura, ed il suo gradiente relativo  $\chi$  definito dalla relazione 4.3; l'elaborazione del campo dei dati all'interno dell'area circoscritta dal  $\chi$  minimo conduce, tramite le relazioni 4.4 e 4.7, al calcolo di  $\sigma_{\text{eff}}$ .

Il valore di  $k_{fv}$  sarà naturalmente diverso per ogni tipologia di giunto (materiale e geometria) e funzione dell'entità del carico applicato, quindi della tensione nominale principale.

Conoscendone il suo valore, si è in grado di prevedere la vita a fatica del giunto in questione sottoposto ad un dato carico oscillante, riferendosi ad una curva di riferimento generale legata solo al materiale, la cui  $\sigma_{\text{nom}}$  è quella ricavata per giunti saldati di testa e rasati per annullare l'intaglio (Cap. 4).

Attraverso una serie di simulazioni numeriche per le varie tipologie di giunti a T in campo plastico ed a differenti gradi di carico (Cap. 9), si sono così elaborati i valori previsti del  $k_{fv}$ .

Nel caso di giunto simmetrico a T di spessore  $T=20\text{mm}$ , caricato con flessione a tre punti, si sono diagrammati i risultati nella Fig. 12.3.

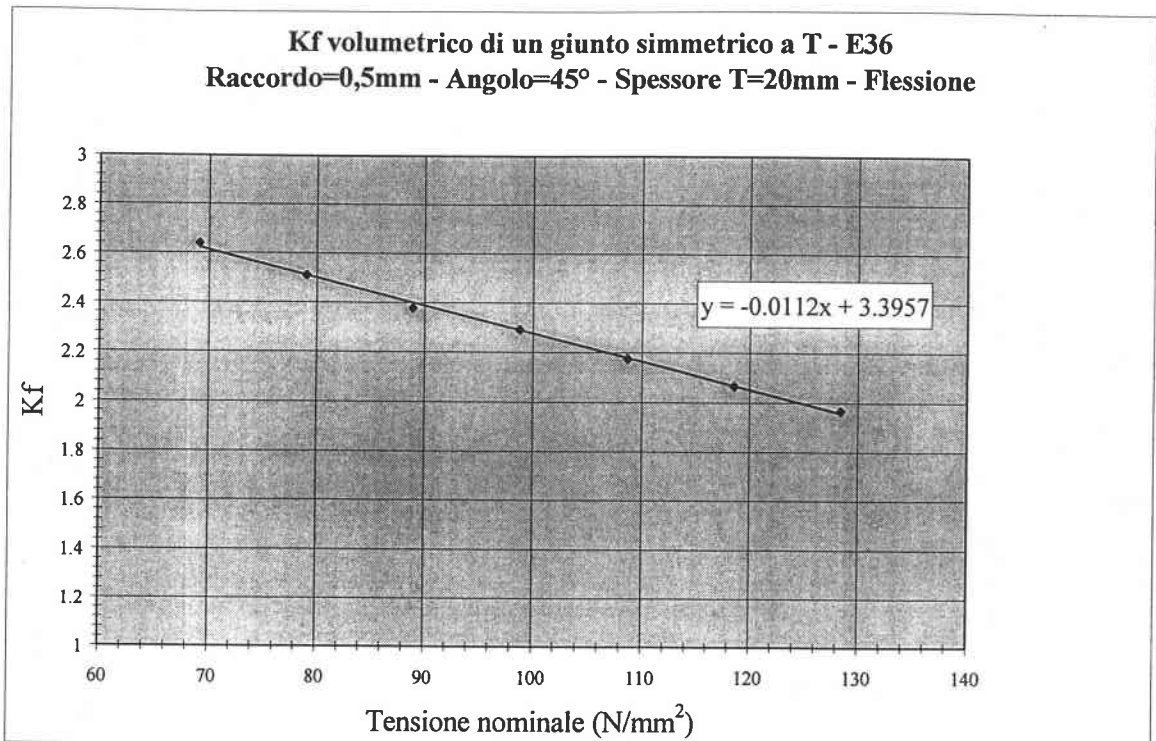


Fig. 12.3 : Valutazione del  $k_{fv}$  di un giunto T sottoposto a Flessione.

Si nota, nonostante il grado di plasticità raggiunto, una perfetta correlazione lineare tra la  $\sigma_{nom.}$  ed il  $k_{fv}$ . Tale risultato permette di usare direttamente l'equazione di regressione lineare trovata per inserire la curva di Wöhler in termini di  $\sigma_{eff.}$  nella Fig. 12.4, che illustra la previsione della durata a fatica secondo il metodo volumetrico, confrontandola con quella ricavata sperimentalmente nel Capitolo XI.

La curva dei giunti saldati di testa di riferimento utilizzata più veritiera e' quella che considera la flessione secondaria; nonostante ciò, applicando il *Metodo volumetrico* e ricavando una curva di fatica per giunti a T analizzati in funzione della  $\sigma_{eff.}$ , le due curve si avvicinano parecchio, ma non diventano coincidenti come previsto.

La differenza e' lieve ed e' sicuramente dovuta alla scarsa affidabilità delle saldature di prova per i giunti a T eseguite in officina.

C'e' da aggiungere, inoltre, che il grado di plasticizzazione rilevato numericamente all'intaglio simulato dei cordoni non e' forse sufficientemente elevato come quello di provini a fatica intagliati sui quali e' stata costruita la teoria del Metodo volumetrico [Cap. 4, sezione 6] .

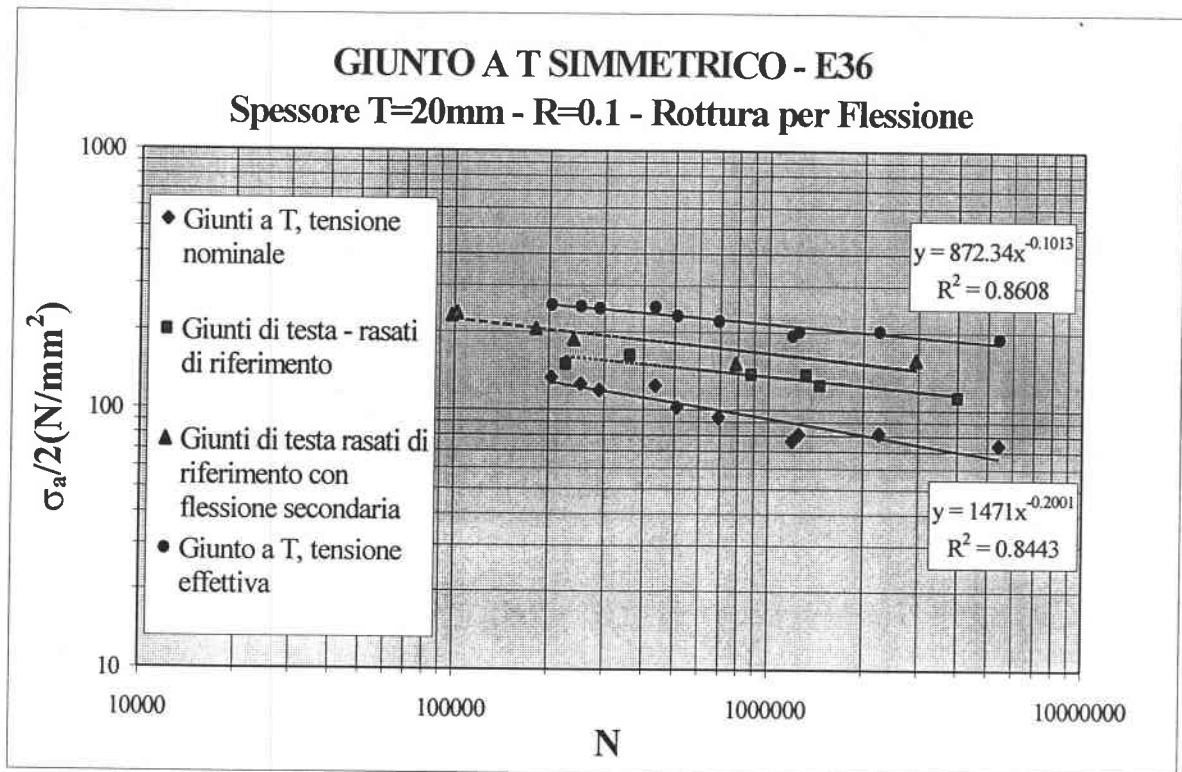


Fig. 12.4 : Curve di Wöhler per la verifica del metodo volumetrico.

In più, le curve di riferimento usate sono a trazione, per cui adottando anche per esse un carico di flessione si potranno ottenere risultati più esatti.

In tutti i casi, le lievi anomalie riscontrate non pregiudicano l'attuabilità del Metodo dato che potranno essere ridotte elaborando una funzione peso più appropriata; comunque sono del tutto irrilevanti rispetto alle evidenti differenze fra le curve sperimentali dei giunti testati e quelle previste dalle norme (Cap. X11.1).

## XII.2) CURVE DI PREVISIONE A FATICA SECONDO LA $\sigma_{eff}$

Nel seguito si presentano (Fig. 12.5-7) i risultati sull'applicazione dello stesso Metodo riferiti ai giunti a T di spessore 8 mm, di materiale E36 ed HLE, rotti anche per trazione riducendo il braccio di appoggio B (Fig. 10.2).

Le curve di fatica sui diagrammi logaritmi mostrano anche le equazioni di regressione di tipo potenza, con relativi esponenti di pendenza. Si può notare come

I dati relativi all'applicazione del Metodo in termini di tensione effettiva si dispongono tutti intorno ai 200 N/mm<sup>2</sup>, nonostante le pendenze non sono identiche; le curve in termini di tensione nominale si dispongono piuttosto basse, a

causa dell'effetto d'intaglio, ma l'applicazione del fattore  $k_{IV}$  le trasla sino a superare il limite di fatica di riferimento per giunti di testa.

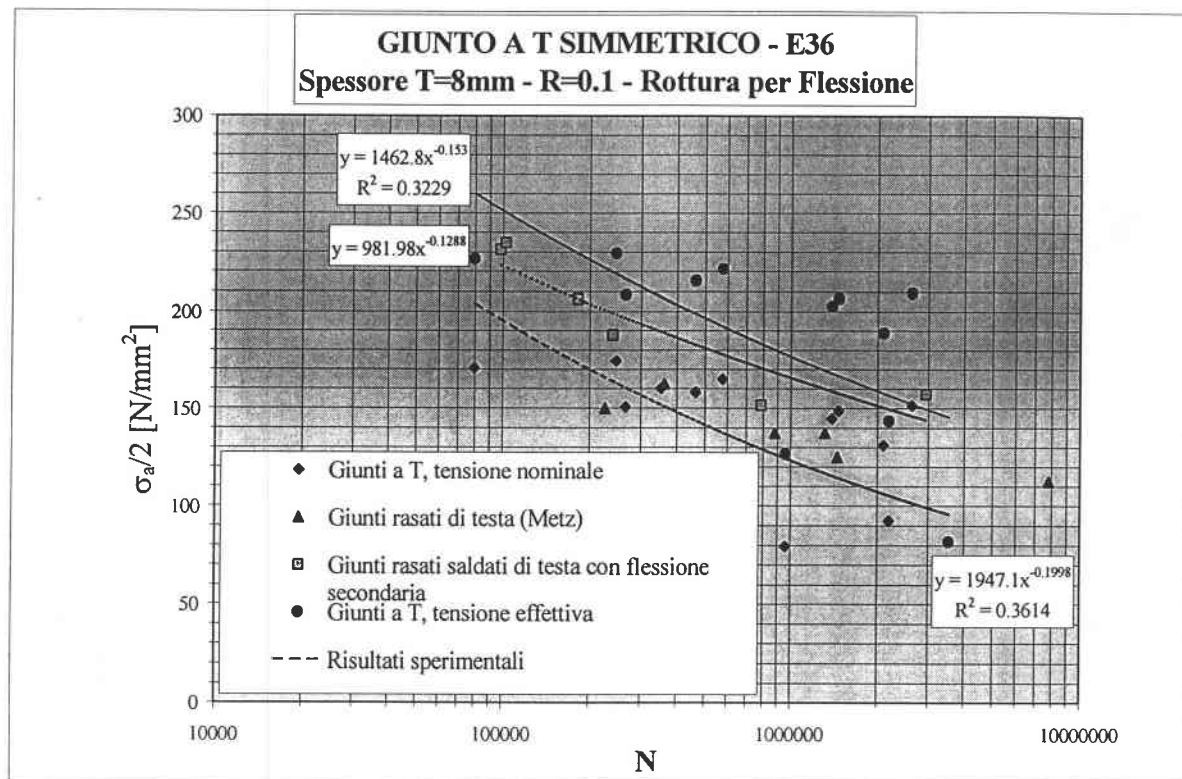


Fig. 12.5 : Risultati sull'applicazione del Metodo volumetrico per giunti a T da 8 mm in E36.

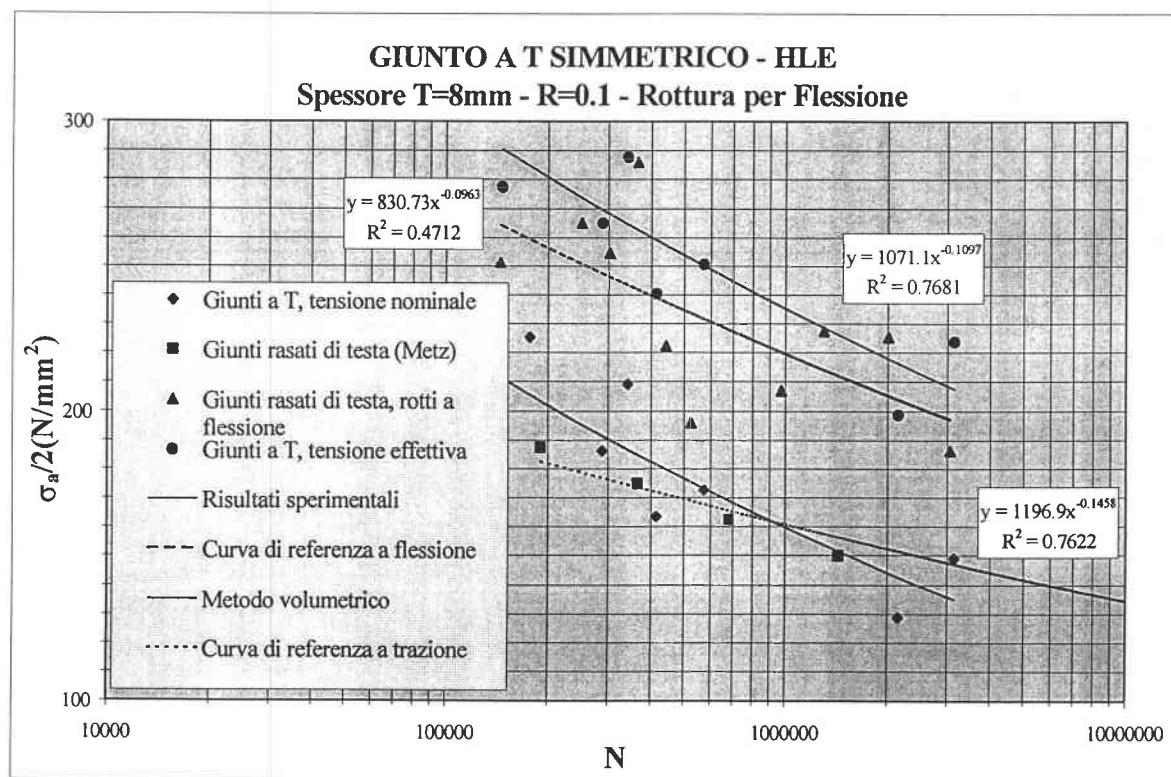


Fig. 12.6 : Risultati sull'applicazione del Metodo volumetrico per giunti a T da 8 mm in HLE

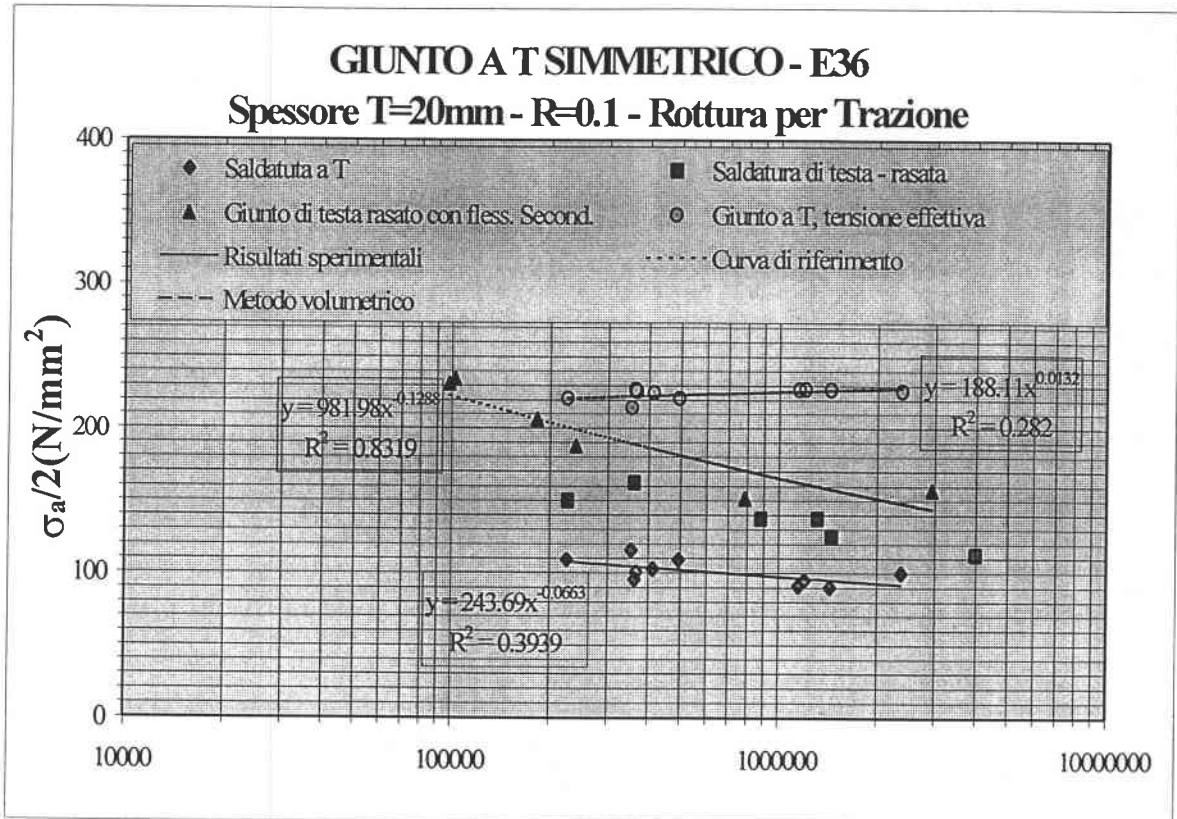


Fig. 127 : Risultati sull'uso del *Metodo volumetrico*; giunti a T da 20 mm in E36 rotti per trazione.

Da un punto di vista generale si può subito affermare che, utilizzando delle procedure di calcolo giuste e tenendo conto delle caratteristiche del materiale e della geometria del modello, i risultati sull'applicazione del *Metodo volumetrico* non subiscono né l'influenza dello spessore, né del materiale adottato. Questa osservazione, aggiunta al fatto che non si è tenuto conto delle variazioni metallurgiche nel materiale saldato, favorisce considerevolmente l'ipotesi di utilizzo e sviluppo della procedura di analisi proposta per il futuro della progettazione dei giunti saldati a T.

### XII.3) DISCUSSIONE DEI RISULTATI

L'applicazione del *Metodo volumetrico* produce dei risultati abbastanza coerenti, in quanto, per tutti i casi studiati e testati, la curva di previsione in termini di  $\sigma_{eff}$  si dispone un po' al di sopra di quella di riferimento. Tale tendenza è globalmente accettabile, in quanto sembra essere piuttosto ridotta.



Lo scostamento riscontrato è giustificato da alcune osservazioni.

In primo luogo, il numero di provini analizzati non è sufficiente a stabilire il carattere globale dei risultati; inoltre, le curve di riferimento sono state ottenute senza tenere in conto di alcuni parametri essenziali, quali la presenza di flessione secondaria e difetti metallurgici diversi introdotti da operazioni di saldatura non standardizzate.

In più, l'adozione di una modellizzazione numerica e dei calcoli analitici (cap. 4 e 9) produce ulteriori errori da minimizzare cambiando la funzione peso (Cap. 4) o il cammino di integrazione della relazione(4.4).

Infine, l'entità della plasticità in alcune configurazioni geometriche dei giunti, appare estremamente ridotta e confinata in un volume troppo piccolo (Fig. 12.9), per cui la definizione di una  $\sigma_{eff}$  in campo plastico diventa più complessa.

Nella Fig. 12.8 si diagrammano gli andamenti del  $k_{fv}$  in funzione della  $\sigma_{nom}$ .

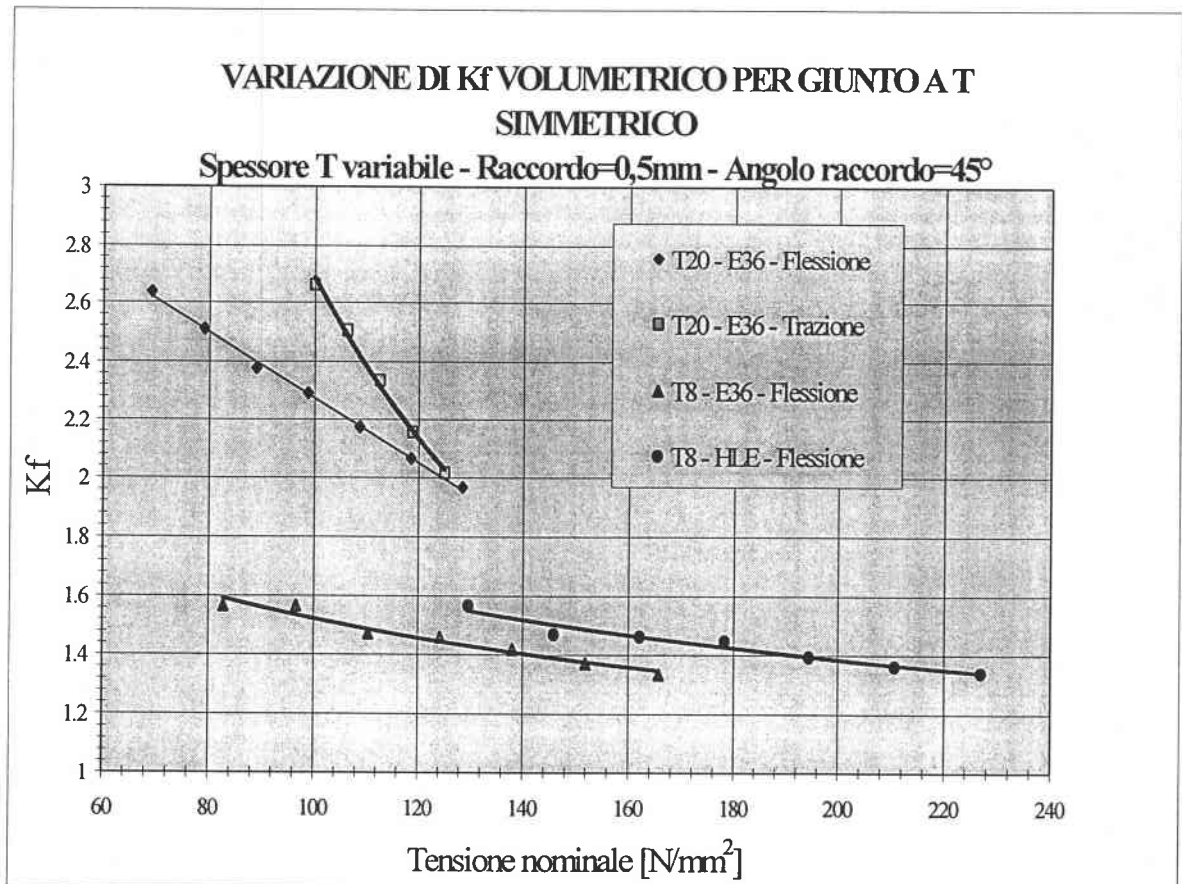


Fig. 12.8 : Variazione del  $k_{fv}$  a seconda del carico, spessore e materiale.

Le linearità trovate per ogni geometria e materiale giustificano la validità

globale del metodo e mostrano la notevole variabilità del fattore  $k_{fv}$  nella realtà numerica a causa del grado di carico, del materiale e dello spessore, al contrario del  $k_p$ , che sarebbe rimasto più o meno costante.

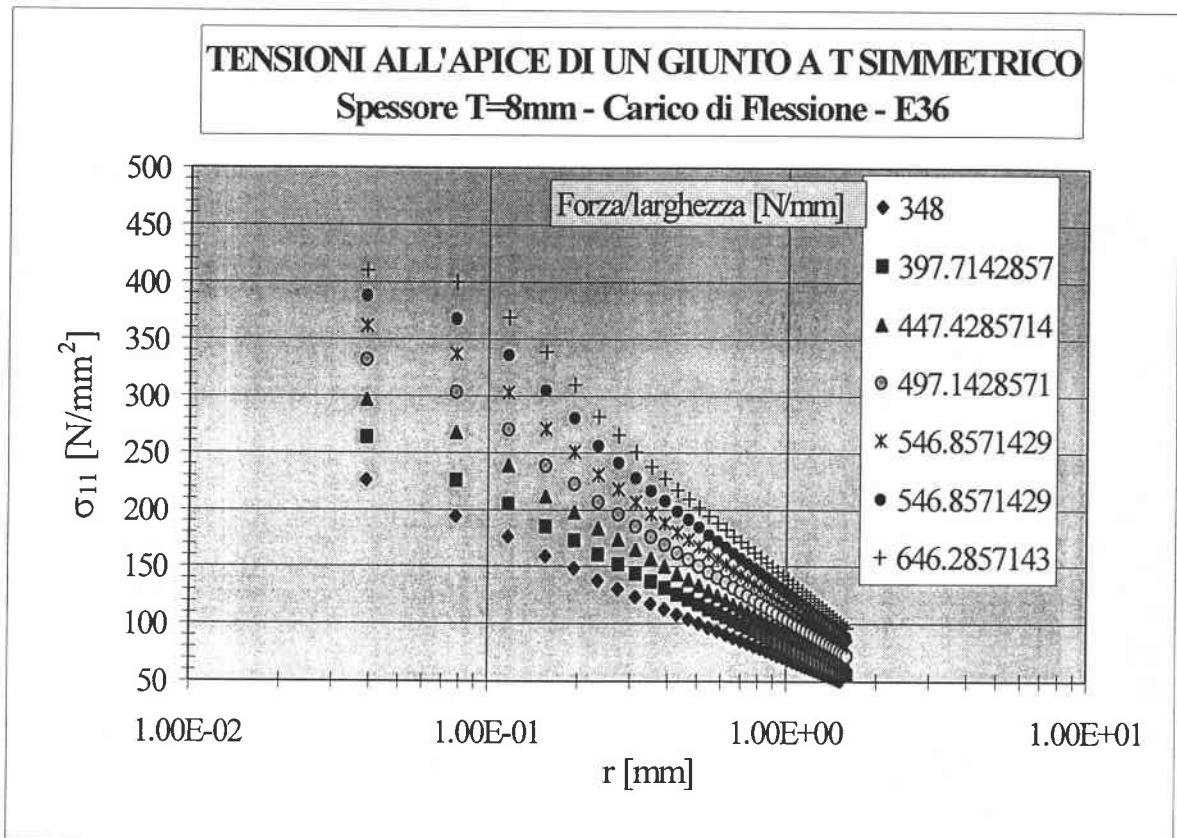


Fig. 12.9 : Grado di plasticità delle tensioni principali nel volume di controllo in funzione del carico.

Nella tabella 12.1 successiva, si presenta, a titolo di esempio, l'insieme delle operazioni di elaborazione dati che, partendo dallo spettro delle tensioni su una linea dall'intaglio, conduce alla determinazione di uno dei valori del  $k_{fv}$  riportati nella Fig. 12.8.

Il gradiente delle tensioni viene valutato punto per punto ed assume valori negativi; la  $\Delta\sigma_{11}^*$  rappresenta, invece la tensione pesata relativa da integrare nel volume d'interesse. La  $\Delta\sigma_{11}$  cumulativa è l'integrale parziale in un intervallo di distanza compreso tra due dati di tensione adiacenti; la somma di queste ultime in tutto l'intervallo rappresenta la tensione effettiva  $\Delta\sigma_{11\text{-eff}}$ .

L'operazione sembrerebbe assai complessa, ma può essere facilmente automatizzata su foglio elettronico. La valutazione del  $k_{fv}$ , invece, da applicare per un carico qualsiasi viene semplificata conoscendo una delle equazioni lineari nella

Fig. 12.8, sostituendo al valore  $x$  la tensione nominale scelta in sede di progetto.

Si prevede che ogni tipologia di giunto abbia una propria variazione caratteristica del valore  $k_{fv}$ , che potrà essere fornita su opportune tabelle in funzione del materiale per chi non sia ing rado di effettuare i calcoli. La curva fatica utile per la valutazione della vita finale a fatica resta sempre la stessa per ogni acciaio e potrà essere determinata una sola volta o verrà fornita su opportuni codici di calcolo.

Distanza	$\Delta\sigma_{11}$	Gradiente	$\Delta\sigma_{11}^*$	$\Delta\sigma_{11-cum.}$				
[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[1/mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>3</sup> ]				
0.0000	425.0800		425.0800	14.0875				
0.0331	426.1200	-0.0113	426.2800	14.4022				
0.0662	424.7600	-0.6879	444.0995	14.9628	$\Delta\sigma_{11-eff.}$	$\sigma_{11a-eff.}$		
0.0993	406.7800	-1.3210	460.1323	15.3018	452.6479	226.3239		
0.1324	389.1900	-1.4624	464.5339	15.4384			<b>Kf=</b>	<b>2.2906</b>
0.1655	369.1100	-1.6286	468.5821	15.4317		$\sigma_{11a-nom./2}$		
0.1986	349.4000	-1.6496	463.8494	15.2704		98.8071		
0.2317	330.9600	-1.6715	459.1116					
0.2648	312.7900	-1.5857						
0.2979	298.1300	-1.2952						
0.3309	287.2300	-1.1446						
0.3640	276.3700	-1.0457						
0.3971	268.1000	-0.9074						
0.4302	260.2700	-0.9073						
0.4633	252.4700	-0.8180						
0.4964	246.6000	-0.7186						
0.5295	240.7400	-0.7349						
0.5626	234.8900	-0.6767						
0.5957	230.2200	-0.6037						

Tab. 12.1 : Determinazione di  $\chi$ , della  $\sigma_{eff}$ . E del  $k_f$  per uno dei casi studiati.

### XIII) APPLICAZIONE DEL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE

#### XIII.1) PROCEDURA E STRUMENTAZIONE

Il *metodo sperimentale della Deformazione locale* è stato impiegato per l'analisi a fatica di giunti di vario tipo nel corso delle prove eseguite per il seguente lavoro, come anche su giunti studiati in precedenza negli stessi laboratori.

La procedura adottata è sempre la stessa; in particolare maggior cura è stata posta per assicurare l'esatto posizionamento degli estensimetri e per caricare staticamente il provino prima dell'esecuzione del test di fatica.

Si ricorda, a tal proposito, che la distanza dal piede del cordone al centro della griglia dell'estensimetro deve essere uguale a 2.5 mm, in modo tale da assicurare la rilevazione delle  $\epsilon$  anche in campo plastico [Cap. 3]; inoltre, si sono caricati tutti i provini staticamente secondo il seguente ciclo di operazioni, rivelatosi il più valido a seguito di alcune prove preliminari:

- Dopo l'incollaggio degli estensimetri si eseguono una decina di cicli a bassa frequenza con ampiezza uguale a circa metà di quella prevista per la prova.
- Si carica staticamente per gradini il campione, sino ad arrivare al carico massimo previsto, leggendo i corrispondenti valori della deformazione; in particolare si rilevano le deformazioni  $\epsilon_{\min.}$  ed  $\epsilon_{\max.}$  del ciclo di fatica previsto.
- Si riporta il carico a zero e si ripete il caricamento al punto precedente e le letture progressive della deformazione assoluta  $\epsilon$ .
- Si riporta a zero la forza e si avvia la prova di fatica ad alte frequenze con lo stesso carico precedente.

Tale procedura serve a fornire un iniziale "allenamento" degli estensimetri e ad favorire l'assestamento legato alla plasticizzazione eccessiva iniziale, dovuto ad uno stato di coazione nella zona snervata in prossimità dell'intaglio e corrispondente ad  $\epsilon_{\max.}$ .

In tal modo, la valutazione dell'ampiezza di deformazione  $\epsilon_a = (\epsilon_{\max.} - \epsilon_{\min.})/2$ , necessaria per costruire in seguito le curve di fatica in termine di deformazione,

sarà più veritiera.

Gli estensimetri utilizzati sono quelli più facilmente disponibili in commercio del tipo HBM 120LY11 con lunghezza griglia da 3 mm. Il sistema di analisi è il "system" 5000 della Micro-measurements. Tutte le operazioni di assemblaggio e carico sono in regola con le raccomandazioni fornite dalle norme sulle prove sperimentali, nonché in accordo con considerazioni di "buon senso" ingegneristico ai fini della giusta misurazione, valutazione ed elaborazione dei dati.

Una corretta elaborazione dei dati rilevati sulle prove di fatica sui vari giunti ha portato a conseguire i risultati sotto-riportati.

### XIII.1) LA DEFORMAZIONE LOCALE DEI GIUNTI A T

Per questa tipologia di giunti (provini descritti nel Capitolo 9) si sono collocati due estensimetri per ogni lato dei cordoni, in modo da abbracciare sufficientemente tutta la larghezza dei giunti  $W=40$  mm.

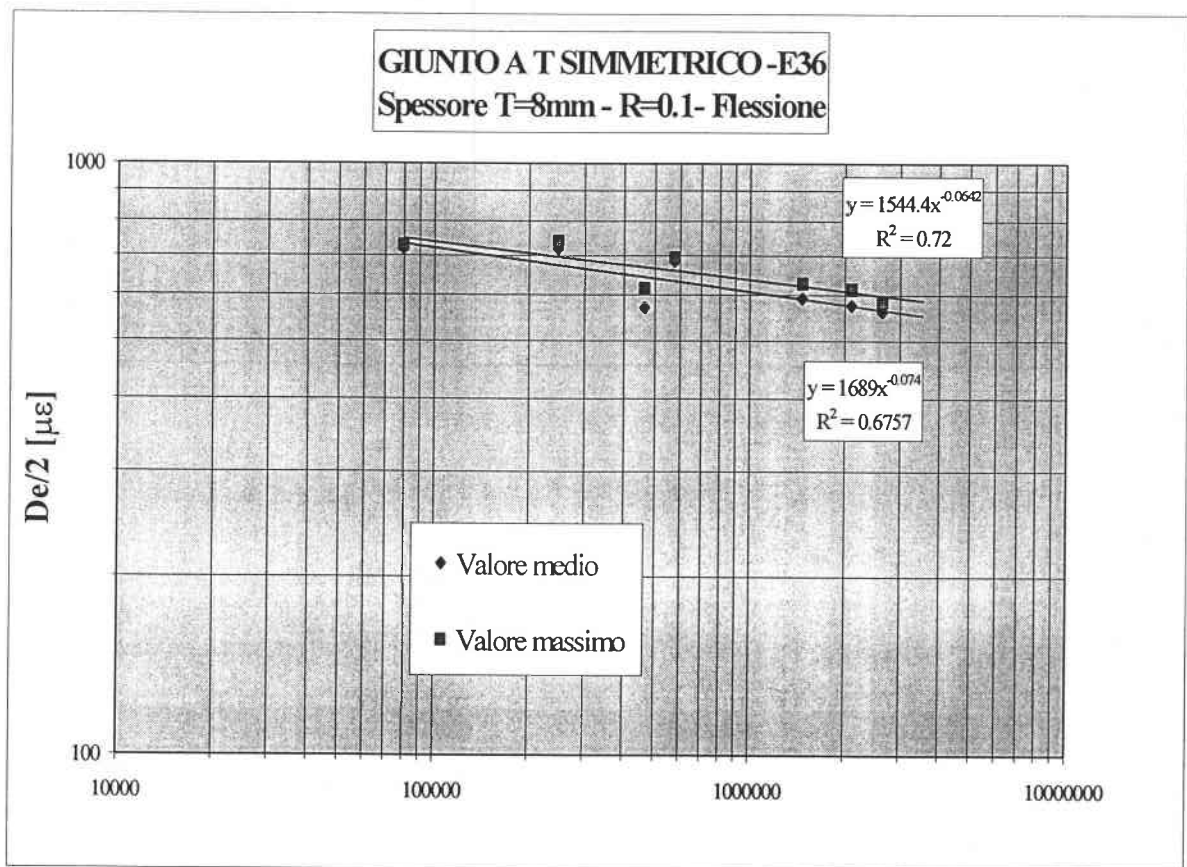


Fig. 13.1 : curva di fatica in termini di deformazione; differenze sul valore della  $\epsilon_a$  scelto.

Nella prima figura si presentano i primi risultati; si nota immediatamente la linearità dei risultati, con una dispersione ben più bassa di quella raggiunta per le curve di Wöhler ricavate dagli stessi provini saldati (Cap. 11), vale a dire le curve ottenute in termini della tensione nominale.

In più, la scelta di una deformazione  $\varepsilon_a$  massima o media misurata nei vari punti di applicazione degli estensimetri, in genere 4, non cambia affatto le tendenze. Per coerenza, si userà d'ora in avanti quella massima, in accordo con le raccomandazioni del metodo (Cap. 3).

Il valore di riferimento della curva trovata sarà quello a 2.000.000 di cicli, come di consueto, che si assesta intorno ai 600  $\mu\varepsilon$ .

E' bene ripetere che la curva trovata ha un carattere generale e potrà essere confrontata con tutte le altre riferite a spessori, geometrie, tipologie di carico e materiali differenti.

Infine, a seguito delle capacità intrinseche del *Metodo della Deformazione locale*, le curve trovate sono comprensive dell'eventuale effetto di disallineamento dei carichi o del provino.

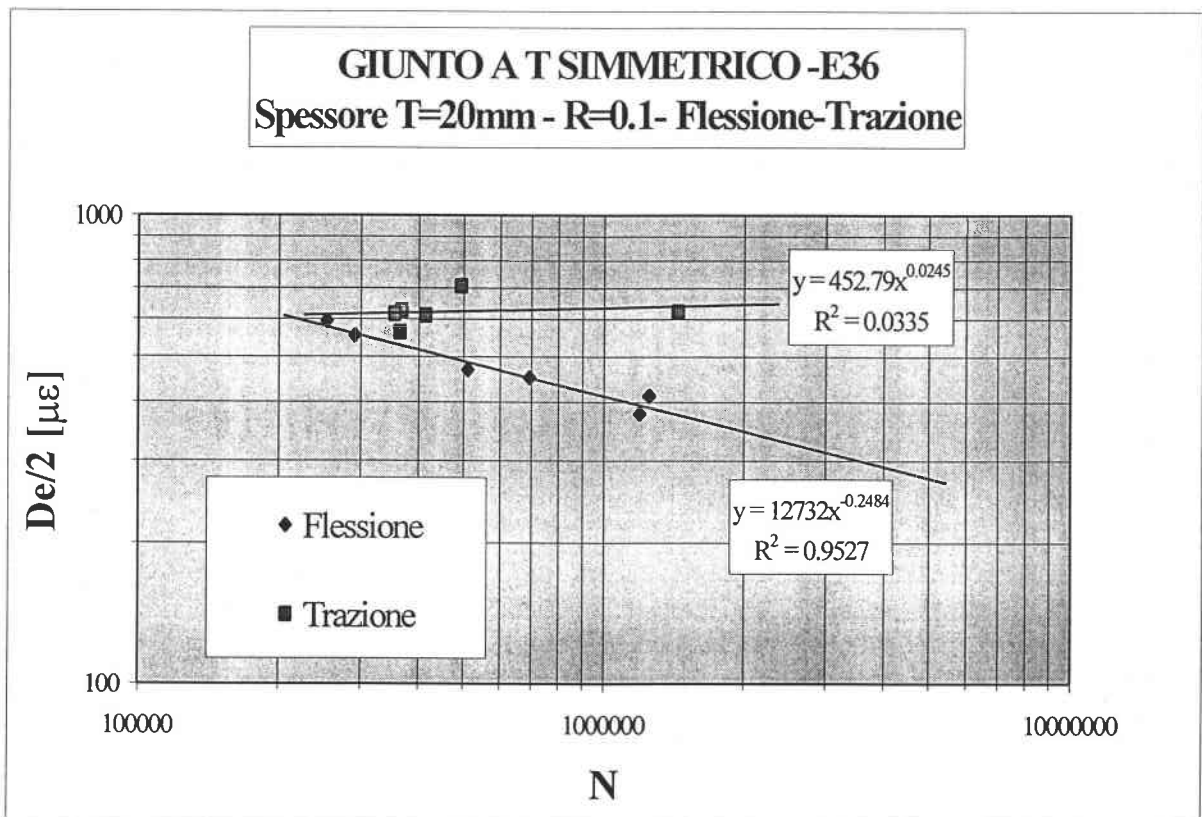


Fig. 13.2 : Metodo della Deformazione locale per giunti a T di grosso spessore.

Nella Fig. 13.2 si riportano i dati rilevati su giunti a T di grosso spessore.  $T=20$  mm, caricati in modo da produrre rottura sia nel punto 1 sulla lastra superiore per flessione, sia nel punto 2 per trazione (Cap. 9) su quella inferiore.

I risultati relativi ai provini rotti a flessione producono una curva di vita-deformazione piuttosto precisa; l'intercetta a 2.000.000 di cicli si assesta intorno ai  $330 \mu\epsilon$ , che per acciai normali da costruzione è identico a quello ricavato per i giunti a croce (Cap. 3.3).

Nel caso dei dati riferiti a rottura per trazione, i risultati appaiono incoerenti in termini di deformazione; ciò è però dovuto al fatto che le saldature superiori tra le piastre di  $t=6$  e  $T=20$  mm hanno evidenziato otticamente forte porosità ed irregolarità di cordone; infatti anche le curve di Wöhler relative agli stessi provini e presentate nel Cap. 9.2 sono eccessivamente piatte. In ogni caso, la rottura per trazione rappresenta una situazione rara per i giunti a T, quindi la curva a flessione nella Fig. 13.2 è quella più rappresentativa per caratterizzare il giunto a T secondo il metodo adottato.

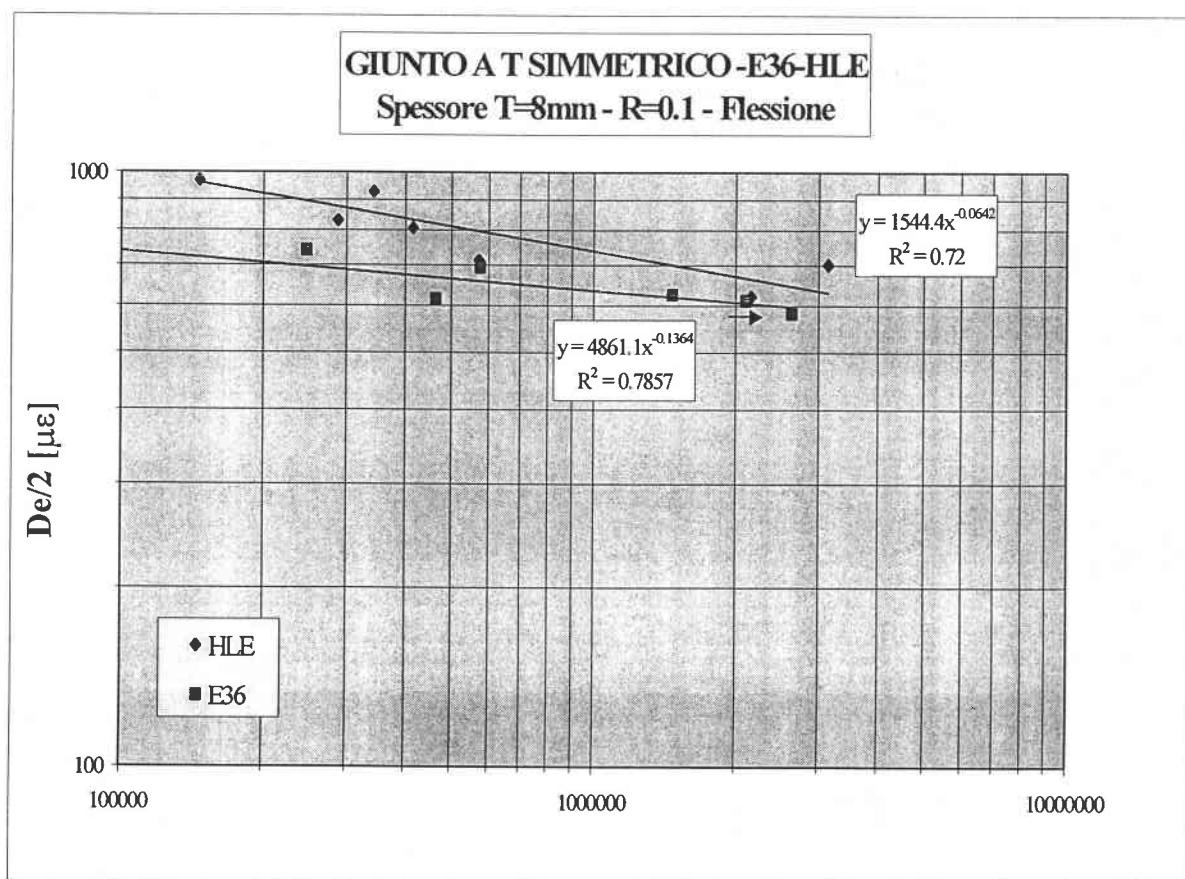


Fig. 13.3 : La Deformazione locale per giunti a T in acciaio ad alto limite di elasticità.

Adottando per i medesimi giunti un acciaio a caratteristiche di resistenza più elevate, si perviene ai risultati in Fig. 13.3.

E' evidente che i giunti in HLE sopportano deformazioni locali più elevate, ma lo scostamento tra le due curve rilevate non è rilevante, al contrario di quanto accade ragionando in termini di tensioni applicate (Fig. 11.3-5). Inoltre, solo con un numero di dati molto alto è possibile ottenere delle bande di dispersione più strette.

Infine, l'esecuzione delle prove su giunti fabbricati in modo più accurato potrebbe far coincidere le due curve. In ogni caso, per l'acciaio HLE si ritrova una  $\epsilon_a$  a 2.000.000 di cicli pari a 670  $\mu\epsilon$ .

### XIII.3) STUDIO DEI GIUNTI A CROCE

Nel corso del presente lavoro si sono studiati anche i giunti a croce di piccolo spessore  $T=t=5\text{mm}$ , al fine di verificarne il comportamento a trazione e flessione adottando le nuove metodologie di progetto proposte.

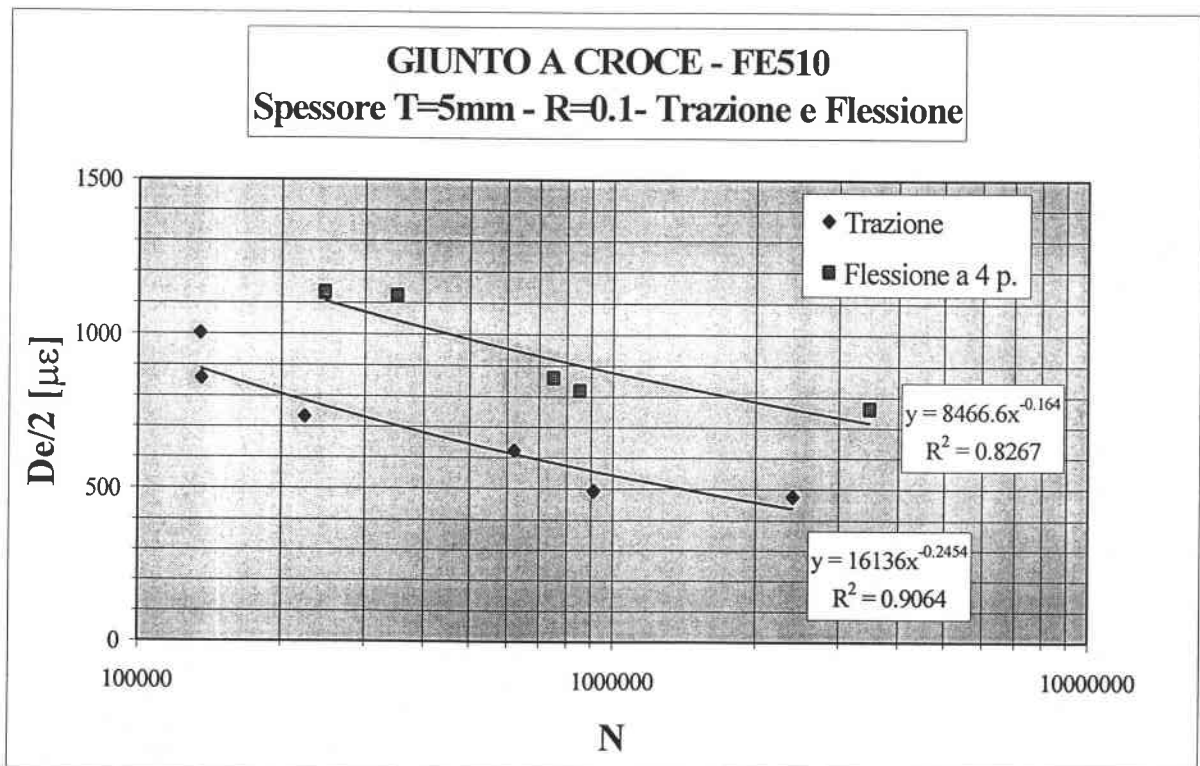


Fig. 13.4 : Applicazione della Deform. locale a giunti a croce di piccolo spessore.



I grafici semi-logaritmici ottenuti sono rappresentati nella Fig. 13.4, in cui si nota l'estrema linearità delle curve di interpolazione lineare.

Al contrario di quanto ci si aspettasse, il modo di carico influisce notevolmente sulle curve caratteristiche di vita. Il risultato rispecchia le stesse considerazioni fatte per i dati in termini di tensione nominale (Fig. 11.3), per cui si conferma che per piccoli spessori, il carico di flessione comporta un aumento della resistenza ben oltre a quanto ci si aspetti, dell'ordine del 80% (oltre quindi al valore convenzionale di 20% previsto nella letteratura).

I risultati trovati, possono essere poi confrontati con quelli precedentemente ricavati negli stessi laboratori per giunti a croce di spessore maggiore, diagrammati in Fig. 13.5 .

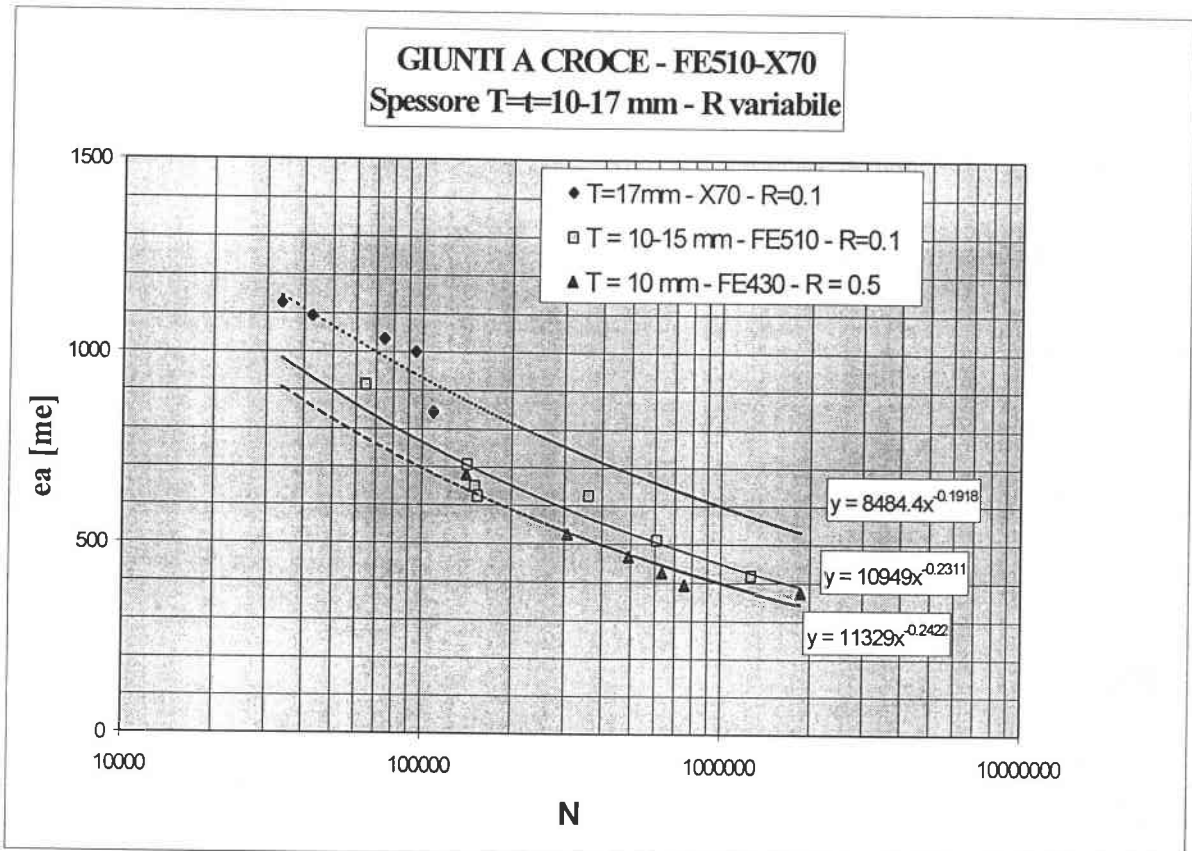


Fig. 13.5 : Curve di fatica in termini di Deformazione locale, per giunti a croce di medio spessore rotti a Trazione.

Sebbene il numero di punti ritrovati per l'acciaio X70 sia esiguo, è possibile confermare che l'adozione di acciai più resistenti comporta un miglioramento in termini di deformazione sopportabile ad un dato N.

Inoltre, l'influenza del rapporto di carico sembra confermare una sua influenza sui risultati, peraltro piuttosto lineari, al contrario di quanti previsto dalle norme vigenti (come illustrato nei Cap. 6 e 7); solo alcune di esse considerano l'effetto del valore R sulla posizione delle curve di fatica di riferimento, ma solo se  $R < 0$ .

L'influenza dello spessore, invece, sembra essere esigua, in quanto il confronto tra le Fig. 13.5 e 13.4, per i dati riferiti a pari R e materiale, sono circa identici (si ritrova una deformazione  $\epsilon_a$  a 2.000.000 di cicli pari circa a  $400 \mu\epsilon$ ).

E' immediato constatare la buona distribuzione dei dati al fine di costruire una buona retta di resistenza a fatica per ciascun valore di R applicato.

Nella Fig. 13.6 si considerano giunti a croce di spessore elevato  $T=25$  mm.

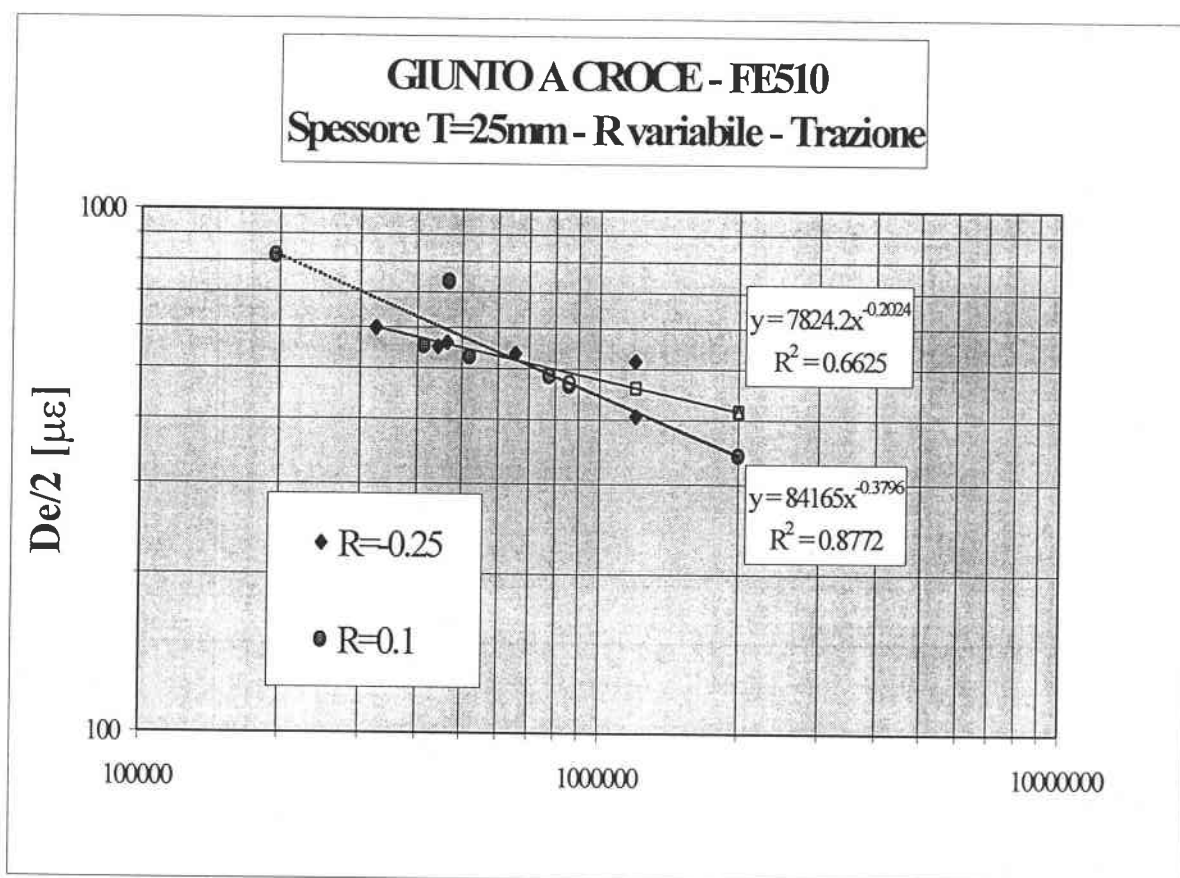


Fig. 13.6 : Application del Metodo a giunti a croce da 25 mm.

Si nota, soprattutto, una differenza solo in pendenza indotta da R; tale considerazione e' in contrasto alle norme attuali, inoltre rileva l'influenza ovvia delle tensioni di compressione durante il ciclo di carico sulla durata a fatica.

L'intercetta a 2.000.000 di cicli non varia di molto e si assesta globalmente sui

400  $\mu\epsilon$ , valore molto simile a quello rilevato su giunti di spessore diverso di tipologia diversa (quello ricavato nelle Fig. 13.2 per i giunti a T e 13.4-5 per gli altri), ma di materiale simile.

A proposito dell'influenza scontata del valore di R per il ciclo di carico, collezionando per uno stesso tipo di giunto (quello a croce) i valori di  $\epsilon_a$  ad  $N=2.000.000$ , ottenuti dalla bibliografia per diversi rapporti di carico (aggiungendo anche il valore di  $\epsilon_a$  misurato diversi anni fa da Haibach), si perviene all'individuazione della retta in Fig. 13.7 che ben riassume i risultati. Tale curva può essere usata per la progettazione, in termini di Deformazione locale, di tutti i giunti anche con R variabile.

Dato l'ancora esiguo numero di dati a disposizione, non è possibile ancora verificare la validità globale del *Metodo della Deformazione locale*, ma è stato possibile constatare che una curva sperimentale  $N-\epsilon_a$  può ben rappresentare la durata a fatica di un giunto saldato qualunque, purché caratterizzato da un solo tipo di materiale e da uno solo dei le due sollecitazioni previste per la rottura (Trazione o Flessione) di questo tipo di elementi saldati.

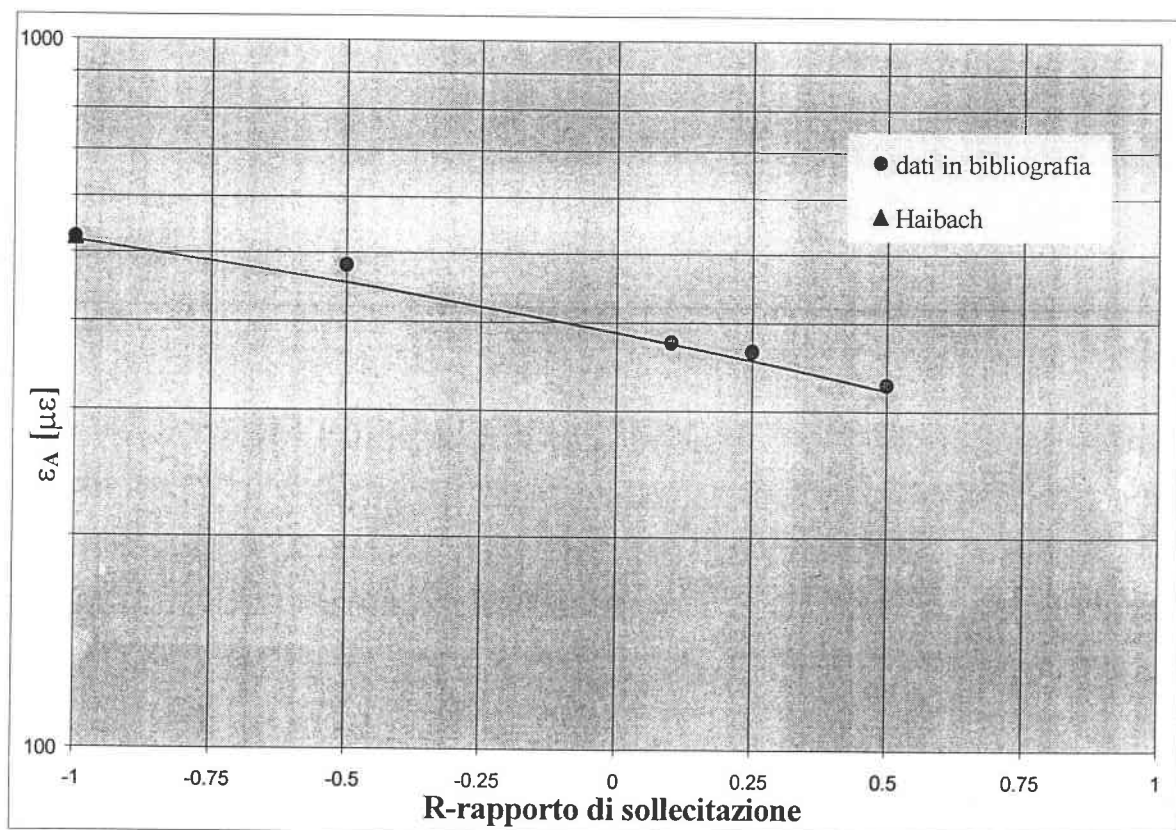


Fig. 13.7 : Andamento per i giunti a croce di  $\epsilon_a$  a 2.000.000 di cicli al variare di R.

In caso contrario, i dati rappresentati nelle Fig. 13.1-13.6 conducono a livelli di  $\epsilon$  differenti, cioè producono a 2.000.000 di cicli una deformazione di riferimento troppo diversa.

In definitiva lo studio ha mostrato che ragionando un termini di deformazione locale, il problema della fatica di giunti saldati può' essere inglobato in un'unica curva di progetto, del tipo  $\epsilon_a$ -N, indipendente dalla classe del giunto, dallo spessore dal valore di R per il carico e dal grado di disallineamento.

La facilità d'uso e l'estrema accuratezza e generalità dei risultati indicano buone prospettive per l'applicazione del *Metodo della Deformazione locale* in sede di verifica per strutture saldate molto complesse.

### XIII.4) I GIUNTI DI TESTA

Si sono anche effettuate delle prove con giunti saldati di testa, utilizzando i materiali E36 ed HLE.

Adottando un rapporto di carico R costantemente uguale a 0.1 ed applicando degli estensimetri secondo la metodologia analizzata, si è ottenuta la Fig. 13.8 .

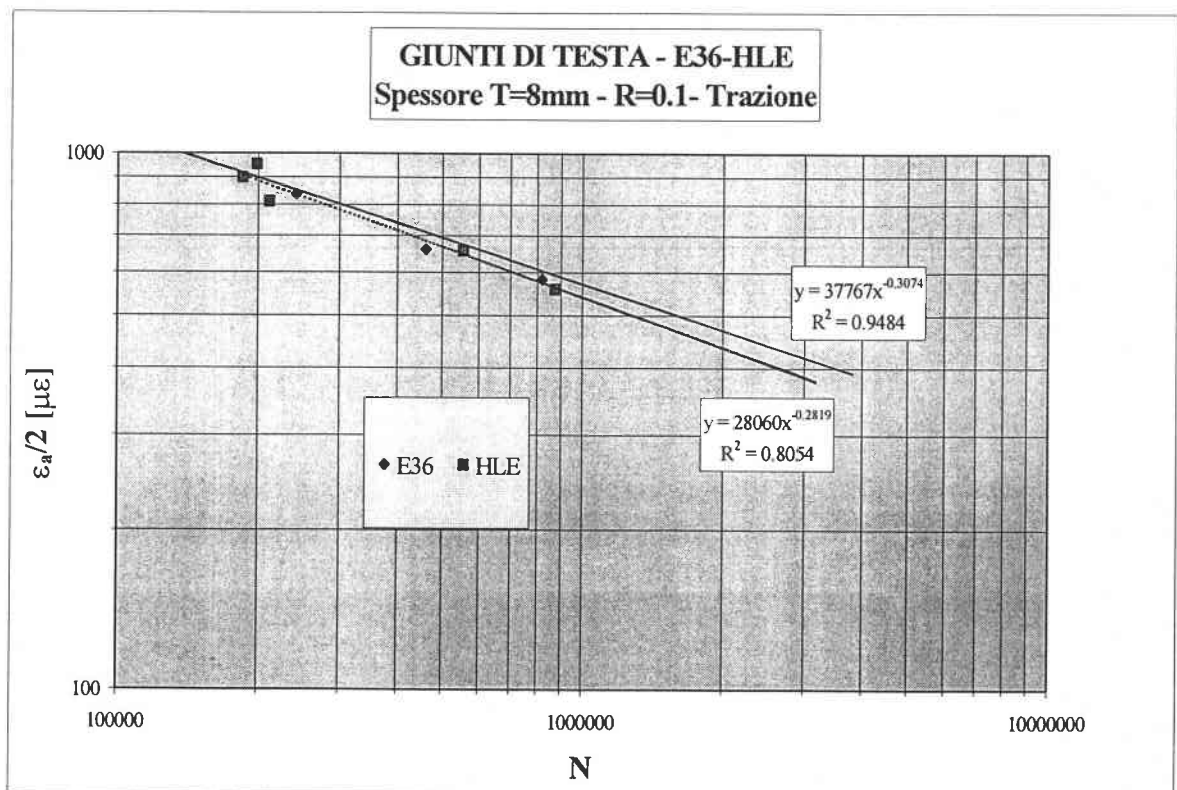


Fig. 13.8 : Deformazione locale rispetto ad N per giunti di testa.

Si nota immediatamente che anche in questo caso i risultati sono molto confortanti, in quanto le curve hanno un buon andamento ed il valore della deformazione di progetto  $\varepsilon_a$  a 2.000.000 di cicli è nuovamente intorno ai 450  $\mu\varepsilon$ .

Ai fini della validazione del Metodo, altre prove dovranno essere effettuate su ogni tipo di giunto e con materiali ancora differenti, ma è già abbastanza chiaro quali siano le potenzialità dello stesso ed il grado di estensione a categorie di studio più ampie.

## CONCLUSIONI

Le problematiche relative alla progettazione a fatica di elementi strutturali saldati sono numerose e difficili da chiarire.

Se da un lato le norme ed i codici vigenti presentano numerosi difetti , fondamenti teorici discutibili e procedure troppo semplificate e conservative, dall'altro appare impossibile risolvere con una unica metodologia tutti gli aspetti coinvolti.

E' il caso, ad esempio, dell'analisi approfondita sull'influenza delle plasticizzazioni d'intaglio, dello studio sull'entità effettive delle tensioni residue, della valorizzazione del valore R sulla vita a fatica, nonché dell'importanza in termini di durata di alcuni parametri geometrici fondamentali e del grado di disallineamento delle lastre saldate.

Il *Metodo volumetrico* e l'*Approccio della Deformazione locale* proposti sono stati ampiamente studiati perché giudicati attualmente come gli unici capaci di soddisfare alle diverse fenomenologie in gioco; in particolare, si è cercato di chiarire come essi risolvano la progettazione o verifica dei giunti saldati tenendo in conto tutti gli aspetti del problema.

Nello stesso tempo si sono effettuate diverse indagine numeriche sperimentali al fine di chiarire bene sia le procedure da adottare, sia l'influenza effettiva di tutti i particolari tecnici e tecnologici a riguardo.

A tal proposito si sono valutate le giuste prescrizioni per l'effettuazione dei calcoli FEM, si sono delineati i metodi per tenere in conto delle caratteristiche cicliche del materiale, si sono precisati i dettagli su come analizzare le deformazioni sperimentali in opera e si sono perfezionati gli algoritmi di calcolo, che permettono di stimare la vita a fatica di qualsiasi elemento saldato secondo le metodologie proposte.

E' bene precisare che il lavoro svolto non intende chiudere definitivamente i tutti i dubbi sull'argomento e nemmeno limitare la possibilità di sviluppi futuri dei

metodi proposti o di altre tecniche progettuali, sia in quanto ciò non è stato previsto, sia perché si ritiene necessario fare ulteriori prove sperimentali e numeriche con materiali e tipi di saldature differenti, in modo da abbracciare tutta la casistica possibile.

Negli ultimi capitoli è stato possibile presentare dei risultati piuttosto interessanti che , se talvolta confermano tutto quello che è già consolidato in termini di normative o di criteri teorici sull'argomento, in molti casi hanno rilevato notevoli osservazioni e nuove affermazioni per estendere il campo di conoscenza sulla resistenza a fatica dei giunti in acciaio saldati.

Nello stesso tempo, sono stati forniti in breve, ma in modo sufficientemente particolareggiato e critico, lo stato dell'arte e l'insieme delle nozioni teoriche e pratiche fondamentali sull'argomento, insieme ad una ricca serie di riferimenti e figure. Si è fiduciosi di aver ottenuto risultati utili al fine di rendere utile la tesi sia per coloro che si interessano marginalmente all'argomento, sia per gli esperti in materia.

## Bibliographie

- [1] Neuber. N. e Weiss V. ; (1962) *Trans. ASME 1962, paper n° 62 – WA-270.*
- [2] G. Pluvinage; (1997) "Notch effect in high cycle fatigue" *Advances in fracture research - ICF9*, 3, 1239-1250.
- [3] Boukharouba T., Tamine T., Niu L., Cheimi C. e Pluvinage G.; (1995) "The use of stress intensity factor as a fatigue crack initiation parameter" *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 52, N° 3, 503-512.
- [4] Peterson R.E.; (1974) "Stress Concentration Factors" *John Wiley & Sons, USA.*
- [5] A. Brand and R. Sutterlin; (1980) "Calcul des pièces à la fatigue. Méthode du gradient." CETIM, Senslis-France.
- [6] Y. Waixing; (1993) "Stress field intensity approach for predicting fatigue life." *International Journal of Fatigue*, 15, NR. 3, 243-245.
- [7] Y. Waixing, X. Kaiquan e G. Yi; (1995) "On the fatigue notch factor,  $K_f$ ." *International Journal of Fatigue*, 17, NR. 4, 245-251.
- [8] Nihei M., Sasaki E., Kanad M. and Inagaki M.; (1981) "Statistical Analysis on Fatigue Strength of Arc-Welded Joints Using Covered Electrodes Under Various Welding Conditions With Particular Attention to toe Shape", *Transactions of National Research Institute for Metals*, 23, N° 1.
- [9] Kuhn P. et Hardraht H.f., (1952) "An Engineering method for estimating the notch size effect in fatigue tests on Steel", NACA TN 2805 Washington.
- [10] Neuber H.J.; (1961) *Appl. Mech. ASME* , n° 28, 544
- [11] Peterson R.E.; (1959) "Metal Fatigue" (Ed. G. Sines), McGraw-Hill, 293-306.
- [12] Heywood R.B.; (1955) "Engineering", 179, 146.
- [13] Heywood R.E.; (1962) "Designing Against Fatigue", *Chapman & Hall, London.*
- [14] Siebel E., and Stieler, M.; (1955) VDI-Z, 97, 121.
- [15] Buch A.; (1974) "Mater. Sci. Eng.", 15, 75.
- [16] Buch A.; (1988) "Fatigue Strength Calculation", *Material Science Surveys*, N° 6, USA.
- [17] Wang Z., and Zhao S.; (1992) "Fatigue Design", *Mechanical Industry Publisher.*
- [18] Richards K.G.; (1969) "Fatigue Strength of Welded Structures" *The Welding Institute.*
- [19] Boukharouba T., Gilgert J. E Pluvinage G.; (1998) "Rôle des Concentration des Contraintes dans la Fatigue des joints soudés" AFIAP, France.
- [20] Neuber H. J; (1961) *Appl. Mech. ASME*, N° 28, 544.
- [21] Harris A. J.; (1961) "Metallic fatigue" *International series of Monographs in Aeronautic and Astronautic*, Pergamon Press.
- [21] Pluvinage G.; (1997) "rupture en Fatigue amorcée à partir d'entailles-Application du facteur d'intensité d'entaille" *Revue française de Mécanique*, N° 1997-1, 53-61.



- [22] Paris P. C.; (1997) "Fracture mechanics and Fatigue: historical perspective" *Fatigue and fracture of engineering materials and structures*; N° 21, 535-540.
- [23] J. C. Newman Jr, E. P. Phillips, M. H. Swain e R. A. Everett Jr; (1992) "Fatigue Mechanics: An assessment of a unified Approach to Life Prediction" *Advances in Fatigue Lifetime predictive Techniques*. ASTM STP 1122, Philadelphia, 5-27.
- [24] Juvinal R. C., Marshek K. M; (1993) "Fondamenti della Progettazione dei Componenti delle Macchine" *Edizioni ETS*, Pisa.
- [25] M. Vormwald, P. Heuler e T. Seeger; (1992) "A Fracture Mechanics based Model for cumulative Damage Assessment as Part of Fatigue Life Prediction" *Advances in Fatigue Lifetime predictive Techniques*, ASTM STP 1122, Philadelphia, 28-34.
- [26] H. Y. Hamad, M. P. Clode e J. R. Yates; (1997) "Prediction of fatigue crack growth in notched members" *International Journal of Fatigue*, Vol. 19, N° 10, 703-712.
- [27] F. W. Lawrence Jr, R. J. Mattos, Y. Higashida e J. D. Burk; (1978) "Estimating the Fatigue Crack Initiation Life of Welds" *Fatigue testing of weldments*, ASTM STP 648, Hoepfner Ed., 134-158.
- [28] Dowling. N. E.; (1987) "" *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 26, N° 23, 333-348.
- [29] Pigneaux D.; (1998) "Utilisation des aciers HLE pour la construction de semi-remorques" *Rapport de projet de fin d'etudes*, PFE n° 30, ENIM, Metz, Francia.
- [30] BSI standarda; (1991) "Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures" PD 6493 : 1991, *Published document*, Londra.
- [31] EUROCODE III, CECM – Comité Technique 6 – Fatigue; (1985) "Recommandations pour la vérification à la fatigue des structures en acier" *Convention européenne de la construction métallique*, Lausanne, France.
- [31] ISO standard proposal; (1996) "Recommendation for fatigue design of welded joints and components" *International Institute of Welding – IIW/IIS*, XIII-1539-96/XV-845-96.
- [32] Norme di Fatica; (1973) "Constant Amplitude axial Fatigue Tests of metallic Materials" ASTM Committee E-9 on Fatigue, *annual Book of ASTM standards E 466-72 T*, 593-601.
- [33] Broek D.; (1982) "Elementary Engineering Fracture Mechanics" *Martinus Nijhoff Publishers*.
- [34] Norme oligocicliche; (1993) "Standard Practise for Strain-Controlled Fatigue Testing" *ASTM Committee E-8 on Fatigue Fracture*, annual Book of ASTM standards E 606 - 92, 522-535.
- [35] Manual on low Cycle Fatigue; (1969) "Mechanics of Materials in low Cycle Fatigue" e successive; ASTM STP 403, *Special technical publication 465*, Philadelphia.
- [36] STP 648; (1978) "Fatigue Testing of Weldments" *ASTM special technical publication 648*, Hoepfner Ed., Univ. Of Missouri, USA.
- [37] Klesnil M. e Lukas P.;(1980) "Fatigue of metallic materials" *Material Science Monographs, 7*, Elsevier Pub. Company, Amsterdam-Oxford-New York, the Netherlands.
- [38] Iida K.; (1983) "Application of hot-spot strain concept to fatigue life prediction" *Annual meeting of International Institute of Welding*, XV – 552 –83, IIW Document XIII, 1103-83.

- [39] Williams M. L.; (1952) "surface stress singularities from various boundary conditions in angular corner of plates in extension" *Journal of applied Mechanics*, N° 74, 526-528.
- [40] Ginesu F. e Pappalettere C.; (1986) "Indagine sperimentali su provini con intaglio a V" *Proceedings of the XIV National Conference of AIAS* 86, 245-256.
- [41] Dattoma V., Demelio G. e Pappalettere C.; (1994) "Resistenza alla fatica di strutture saldate in termini di deformazione locale. Caso del rapporto di sollecitazione  $R=0.5$ " *Atti del Convegno AIAS 1994*, Forlì.
- [42] Atzori B., Blasi G. e Pappalettere C.; (1985) "Evaluation of fatigue strength of welded structures by local strain measurements" *Experimental Mechanics*, N° 25-2, 129-139.
- [43] Atzori B., Demelio G., e Pappalettere C.; (1989) "Stress fields near V-notches" *Proc. Of SEM spring Conference*, Cambridge, Boston, MA, USA, 159-165.
- [44] Haibach E.; (1971) "Significance of strain measurement of welds" *Proceedings of the Conference on Fatigue of welded Structures*, Vol. 2, *the Welding Institute*, Abington (UK).
- [45] Dattoma V., Demelio G. e Pappalettere C.; (1991) "Local Strain for Fatigue Design for cruciform welded Joints" *SEM spring Conference* 91, 115-120.
- [46] Atzori B. e Haibach E.; (1981) "Deformazioni locali al piede dei cordoni di saldatura d'angolo e correlazione con la vita a fatica del giunto" *Il progettista industriale*, N° 1, 70-81.
- [47] Gross B. e Mendelson A.; (1972) "Plane elastostatic analysis of V-notched plates" *Int. Journal of Fracture Mechanics*, N° 8-(3), 267-276.
- [49] Atzori B., Demelio G., e Pappalettere C.; (1990) "Effetto delle sollecitazioni composte sullo stato di tensione in prossimità di discontinuità" *Proc. Of AIAS 90 national Conference*, Milano.
- [50] Sheppard S. D.; (1989) "Failure Prevention and Reliability" *ASME* 89, New York, 119-127.
- [51] Pluvinage G.; (1997) "Rupture et Fatigue amorcées à partir d'entailles – Application du facteur d'intensité d'entaille" *Revue française de Mécanique*, N°1997-1, 53-61.
- [52] Brand A. e Sutterin R.; (1980) "Calcul des pièces à la fatigue. Méthode du Gradient" *Publication CETIM 1980*, Senlis-France.
- [53] Richards K. G.; (1969) "Fatigue strength of welded Structures" *The welding Institute document*.
- [54] Kadi N.; (1997) "Rupture par Fatigue des arbres entaillés et clavetés" *Rapport de D.E.A.*, Laboratoire de Fiabilité mécanique, Univ. Metz, France.
- [55] El Bari H., Salih B., Fassi-Fehri O., Gilgert J. E Pluvinage G.; (1997) "Utilisation de la distribution réelle de contraintes en fond d'entaille pour le développement d'un nouveau critère d'amorçage de fissures de fatigue" *3° Congrès de Mécanique, Tétouan*, Maroc, *Proceedings*, 151-157.
- [56] Kadi N., Gjonay M Pluvinage G.; (1998) "Volumic approach of fatigue failure of notched specimens" *Syrie*.
- [57] Yao W.; (1993) *International Journal of Fatigue*, N° 15, p. 243.
- [58] Quylafku, Gyonaj, Azari, Pluvinage; (1997) "On the fatigue and life prediction of the notched specimens" *Publication unidentified*.

- [59] Haibach E., Olivier R. und Ritter W.; (1978) "Einfluss der nach- und blechdicke. auf die schwingfestigkeit von schweiss-verbindingen mit kehlnähten" *Schweissen und Schneiden*, 1978, 30(11).
- [60] Atzori B.; (1985) "Meccanica della frattura o effetto di intaglio nella progettazione a fatica" XIII AIAS *National Conf.*, Bergamo, 1985, 139-150.
- [61] Lazzarin P. and Tovo R.; (1998) "A Notch Intensity Factor Approach to the Stress Analysis of Welds" *Fatigue & Fracture Engng Mater. & Struct.*, Vol. 21, n. 9, 1998, 1089-1104.
- [62] Masabuchi K.; (1980) "Analysis of welded Structures: Residual stresses, Distortion, and their Consequences" *International Series on Materials Sciences and Technology*, Vol. 33, Ed. D. W. Hopkins, Pergamon Press.
- [63] American Society for Metals; (1978) "Fatigue and Microstructure" *Papers presented at the 1978 ASM Material Science Seminar*, St. Louis, Missouri.
- [64] Partanen T. e Niemi E.; (1996) "Hot spot approach to fatigue strength analysis of welded component": Fatigue test data for steel plates up to 10 mm" *Fatigue Fract. Engineer. Material Structure*, N° 19, 709-722.
- [65] Verreman Y. E Nie B.; (1996) "Early development of fatigue cracking at manual fillet welds" *Fatigue Fract. Engineering Materials Struct.*, Vol.° 19, 669-681.
- [66] Atzori B.; (1985) "Fracture mechanics or Notch effect for fatigue design" *Proceedings XIII Nat. Congress of the Italian Association for Strain Analysis*, Bergamo 85, Italy.
- [67] Lazzarin P. e Tovo R.; (1996) "A unified approach to the evaluation of linear elastic stress fields in the neighborhood of crack and notches" *Int. Journal of Fracture*, Vol. 78, 3-19.
- [68] Gross R. and Mendelson A.; (1972) "Plane elastostatic analysis of V-notched plates" *Int. Journal of Fractur Mechanics*, Vol. 8, 267-327.
- [69] Lazzarin P. e Tovo R.; (1998) "A Notch Intensity Factor Approach to the stress analysis ow welds" *Fatigue & Fracture engineering Materials & Structures*, Vol. 21, 1089-1103.
- [70] Skorupa M., Braam H. and Prij J.; (1987) "Applicability of approximate  $K_t$  solution towards crack at weld toes" *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 26, 669-681.
- [71] Ikeda K., Denon S., Godai T. and Ogawa T.; (1978) "Improvement of the Fatigue Strength of fillet welded Joints in 780 N/mm<sup>2</sup> High Strength Steel" *Welding Research International*, Vol. 8, N° 1.
- [72] Kenyon N., Morrison W.B. and Quarrel A.G.; (1966), *British welding Journal*, Vol. 3, 123-127.
- [73] Lawrence K.W.; (1973), *Welding Research Supplement*, vol. 2, 212s.
- [74] Nishida M.; (1967), Stress Concentration, *Morikita Pub. Co.*
- [75] Rodriguez J. E., Brennan F. P. and Dover W. D.; (1998) "Minimisation of stress concentration factors in fatigue crack repairs" *Int. Journal of Fatigue*, Vol. 20, N° 10, 719-725, Great Britain.
- [76] Societè francaise de métallurgie; (1985) "Fatigue des assemblages soudés" *Journées de printemps, Paris, Commission de fatigue des métaux*, France.
- [77] J. J. Janosch, Institute de Soudure; (1990) "Evolution de la tenue à la fatigue des assemblages soudés en angle en fonction de la pénétration des soudures dans le cas d'une sollicitation en

traction et flexion" *Mac Tec 90, Technologie ,Comportement et Traitement des matériaux*, Gournay-sur-Marne, France.

[78] Juvinall R. C.; (1967) "Engineering considerations of stress and strength" McGraw-Hill, New York, USA.

[79] Dang Van K., Cailletaud G., Flavenot J. F., Le Douaron A. et Lieurade H. P.; (1984) "Critère d'amorçage en fatigue à grande nombre de cycles sous sollicitations multiaxiales" *Proc. Of "Amorçage des Fissures sous Sollicitations complexes"* – Journées Internationales de Printemps de la SFM, Paris.

[80] DDR Standards (1988) "Acciai al carbonio, probabilità di sopravvivenza a fatica del 90%" Germania.

[81] S. J. Maddox, The Welding Institute; (1988) "Fatigue design optimisation in welded joints" *Advances in Fatigue Science and Technology*, Prints, Alvor Beach Algarve, Portugal.

[82] A. Bignonet et H. Buthod-Cuan; (1985) "Amorçage en Fatigue a partir d'une Entaille" *Proceedings of 7<sup>th</sup> Int. Conf. on Strength of Metals and Alloys*, Montréal, Canada, Pergamon Press, 1231-1236.

[83] W. H. Munse; (1978) "Fatigue of Weldments-Tests, Design and Service" *Fatigue Testing of Weldments*, ASTM STP 648, Hoepner ed., pp 89-112.

[84] S. E. Webster and E. F. Walker; (1984) "The effect of section thickness upon the Fatigue Properties of welded and cast steel joints" *Fatigue 84, Int. Conf. on Fatigue and fatigue Threshold*, Birmingham , UK, 1515-1525.