



Rivista Ufficiale del Gruppo Italiano Frattura  
Fondata nel 2007

Anno III  
Numero 9  
Luglio 2009

ISSN 1971-8993

# Gruppo Italiano Frattura

## FRATTURA ED INTEGRITÀ STRUTTURALE

igf



[www.gruppofrattura.it](http://www.gruppofrattura.it)



## Sommario

<i>Structural durability assessment of offshore K-nodes by different local design concepts</i> C. M. Sonsino .....	3
<i>Comportamento a fatica dei giunti saldati in funzione della densità di energia di deformazione locale: influenza dei campi di tensione singolari e non singolari</i> P. Lazzarin .....	13
<i>Effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti a croce</i> B. Atzori, B. Rossi, G. Demelio .....	27
<i>Resistenza a fatica di strutture in leghe di alluminio: normative a confronto e verifica sperimentale</i> B. Atzori, G. Meneghetti, B. Rossi .....	33
<i>Fatigue life estimation in welded joints under multiaxial loadings</i> An. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori .....	46
<i>Modellazione efficiente agli elementi finiti per l'analisi a collasso di strutture incollate complesse</i> D. Castagnetti, A. Spaggiari, E. Dragoni .....	55
<i>Verifica a fatica dei giunti saldati sulla base di misure di deformazione locale</i> V. Dattoma, R. Nobile, F.W. Panella .....	64
<i>Fatigue design of welded joints using the finite element method and the 2007 ASME Div. 2 Master curve</i> T. Marin, G. Nicoletto .....	76
<i>Utilizzo della tensione di picco per la verifica a fatica dei giunti saldati d'angolo con il metodo degli elementi finiti</i> G. Meneghetti .....	85
<i>Simulazione della propagazione di difetti di fatica mediante il modello di zona coesiva</i> A. Pirondi, F. Moroni .....	95
<i>Fatigue failure of welded connections at orthotropic bridges</i> Z.H. Qian, D. Abruzzese .....	105
<i>L'importanza del "parametro energetico" temperatura per la caratterizzazione dinamica dei materiali</i> A. Risitano, G. Risitano .....	113
<i>Sulla stima della vita a fatica di giunti saldati soggetti a carichi multiassiali ad ampiezza variabile</i> L. Susmel, R. Tovo, D. Benasciutti .....	125
<i>Il gradiente implicito nella verifica a fatica di giunzioni saldate sollecitate a fatica</i> R. Tovo, P. Livieri .....	135
<i>Analisi basata sugli sforzi locali dell'influenza della forma del giunto e della lunghezza di sovrapposizione sulla resistenza a fatica di giunzioni incollate di materiali compositi</i> S. Beretta, A. Bernasconi, A. Pirondi, F. Moroni .....	145
<i>Notiziario IGF n. 20</i> F. Iacoviello .....	153



# Convegno Nazionale IGF XX

## Torino 24-26 giugno 2009

**N**el momento in cui scrivo questa prefazione, il Convegno Nazionale IGF non si è ancora svolto, ma è ancora nella sua fase organizzativa. Numerosi e di elevato livello scientifico sono comunque i lavori ricevuti, condizione necessaria per il successo dell'iniziativa. Alcuni di questi lavori verranno pubblicati in forma estesa nei prossimi numeri della rivista IGF.

Questo numero della rivista IGF è il primo numero dedicato ad un recente evento IGF, il Workshop dal titolo *Progettazione a fatica di giunzioni saldate (... e non)* svoltosi nel mese di marzo 2009 a Forni di Sopra (UD). Sono qui pubblicati in forma estesa alcuni lavori presentati appunto in quella occasione ed è sicuramente doveroso ringraziare Bruno Atzori e Luca Susmel, organizzatori locali del Workshop, che hanno attivamente coadiuvato il Comitato Scientifico nella preparazione del presente numero.

L'IGF non termina con l'appuntamento di Torino le proprie attività del 2009. Infatti, stiamo organizzando:

- una sessione tematica durante il prossimo convegno AIAS (Associazione Italiana Analisi Sollecitazioni; Torino dal 9 all'11 settembre 2009) dal titolo "Integrità Strutturale". Il coordinatore di questa sessione sarà Franco Furgiuele, cui potete far riferimento per aderire (furgiuele@unicat.it);

- una sessione tematica durante il prossimo convegno AIPnD (Associazione Italiana Prove non Distruttive; Roma dal 15 al 17 ottobre 2009). Il coordinatore di questa sessione sarà Stefano Beretta, cui potete far riferimento per aderire all'iniziativa (stefano.beretta@polimi.it)

Infine, l'IGF patrocina il prossimo *Ninth International Seminar on Experimental techniques and design in composite materials* (dal 30 settembre al 2 ottobre 2009, a Vicenza).

Non mancate, a presto

Francesco Iacoviello  
Segretario IGF

### Segreteria rivista presso:

Francesco Iacoviello  
Università di Cassino – Di.M.S.A.T.  
Via G. Di Biasio 43, 03043 Cassino (FR) Italia  
<http://www.gruppofrattura.it>  
[iacoviello@unicas.it](mailto:iacoviello@unicas.it)

### Direttore Responsabile:

Francesco Iacoviello, Università di Cassino

### Comitato Scientifico:

Stefano Beretta, Politecnico di Milano  
Alberto Carpinteri, Politecnico di Torino  
Francesca Cosmi, Università di Trieste  
Goffredo De Portu, CNR - ISTECC  
Giuseppe Ferro, Politecnico di Torino  
Angelo Finelli, ENEA Centro Ricerche Faenza

Donato Firrao, Politecnico di Torino  
Roberto Frassine, Politecnico di Milano  
Franco Furgiuele, Università della Calabria  
Giovanna Gabetta, ENI E&P Division  
Mario Guagliano, Politecnico di Milano  
Martino Labanti, Enea Centro Ricerche Faenza

Giulio Mayer, Politecnico di Milano  
Andrea Pavan, Politecnico di Milano  
Marco Savoia, Università di Bologna  
Vincenzo Maria Sglavo, Università di Trento  
Roberto Roberti, Università di Brescia  
David Taylor, University of Dublin





## Structural durability assessment of welded offshore K-nodes by different local design concepts

C.M. Sonsino

*Fraunhofer Institute for Structural Durability and System Reliability LBF, Darmstadt, Germany; c.m.sonsino@lbf.fraunhofer.de*

**ABSTRACT.** The structural durability design of complex welded structures should not rely only on one single design method but should apply different methods for assuring the reliability of the assessment. In this context the application of the structural stress concept, notch stress concept and crack propagation concept are discussed through the example of K-nodes used in energetic offshore constructions like oil platforms or wind power plants, presenting the state of the art.

**KEYWORDS.** Welded joints; Steel; Design concept.

### INTRODUCTION

The most important parameters controlling the durability of welded structures are the service loadings, mechanical as well as environmental, the geometry to be realized according to the required service function, the material and the manufacturing process, Fig. 1 [1]. These interactive parameters are matched together by reliability and safety concepts while in this paper, the relation between reliability and safety in fatigue design, Fig. 2, will be highlighted through the example of K-nodes used in energetic offshore constructions, Fig. 3 and 4.

### DESIGN CONCEPTS FOR OFFSHORE K-NODES AND PREREQUISITES

The most commonly applied fatigue design concepts [2] for the assessment of welded joints, are displayed in Fig. 5. Design prerequisites for evaluating the durability of K-nodes, such as geometry, spectrum, experimental results, allowable stress ranges, fracture mechanics data, FE-model, and the FE-calculation of hot-spot and notch stresses, will be presented. After this, the evaluation of the experimental results by selected concepts will be carried out.

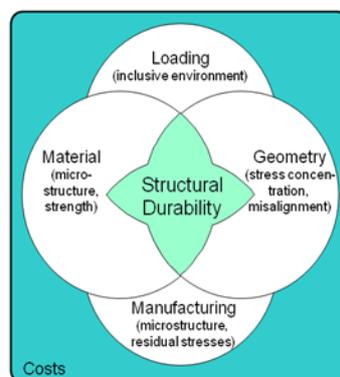


Figure 1: Influencing parameters of durability of welded structures.

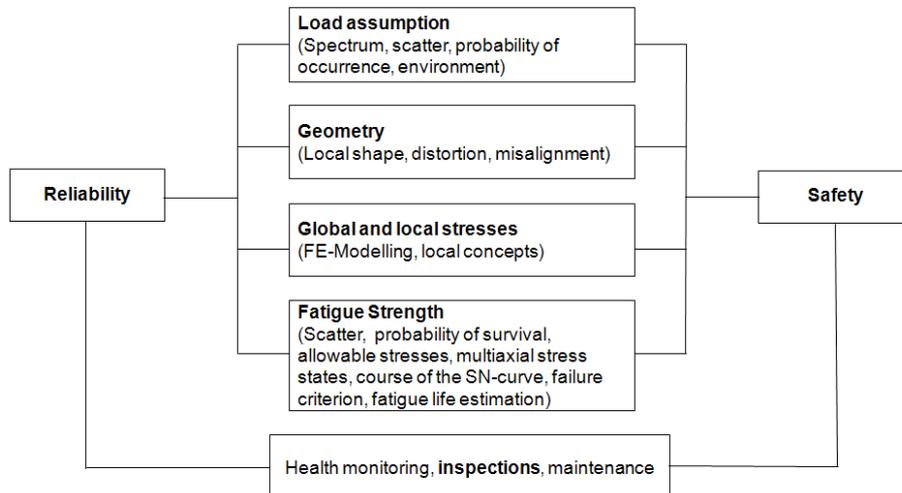


Figure 2: Reliability and safety aspects in fatigue design.



Figure 3: Offshore wind power plant (REpower Systems AG).



Figure 4: Offshore oil platform.

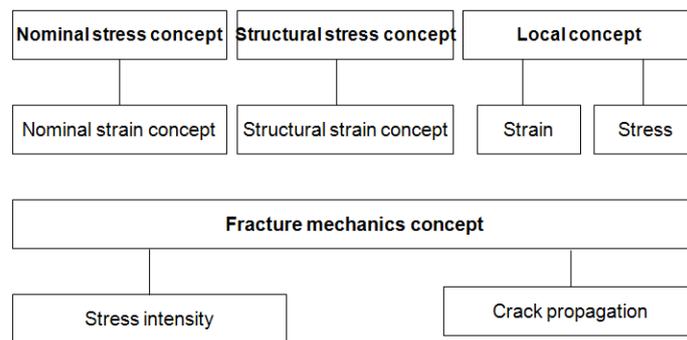


Figure 5: Overview of fatigue design concepts for welded joints.

As for the fatigue critical areas of the K-nodes, Fig. 6, at the chord-sided weld seam a nominal stress cannot be defined and as the notch strain concept is not yet sufficiently mature for application, only the hot-spot stress concept, the notch stress concept and the crack propagation concept will be compared, based on experimental results obtained with gas metal arc welded K-nodes, Fig. 6, from the fine grained structural steel Fe 355 [3]. The tests were carried out under constant and variable amplitude loading under artificial sea-water. The straight line spectrum for variable amplitude loading (Common



Load Sequence, COLOS) was derived from sea-state observations in the North Sea. One sequence with the size  $L_s = 4.95 \times 10^5$  cycles corresponds to one year of service, Fig. 7.

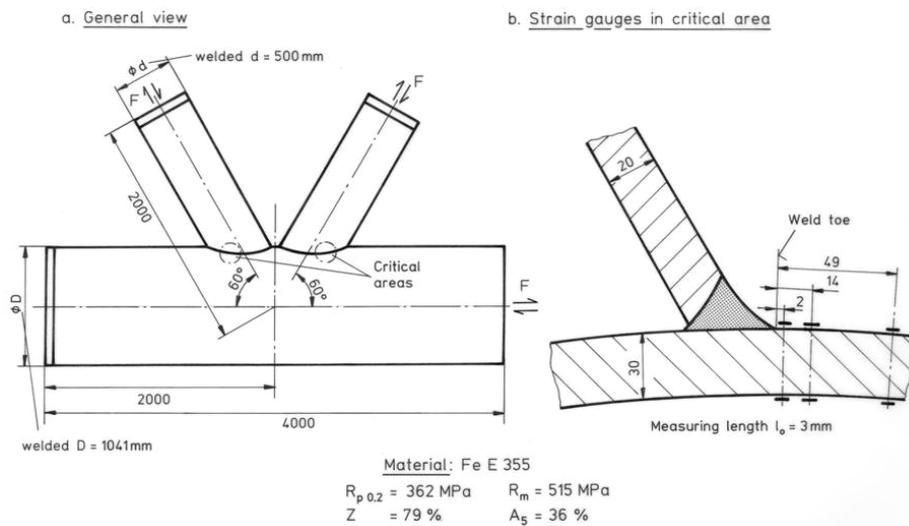


Figure 6: Geometry of welded K-nodes.

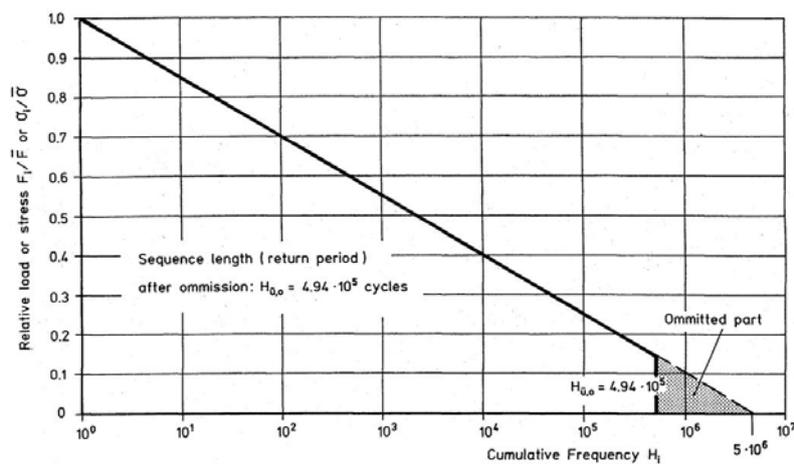


Figure 7: Colos spectrum.

All of the tested tubulars were instrumented in the critical areas with strain gauges and two failure criteria were defined for presentation of the test results: Fatigue life to the initiation of a crack with a depth of  $a \approx 1.00 \text{ mm}$ , detected by DC potential drop technique, and the fatigue life to break-through, Fig. 8. Crack propagation between these two incidents was also registered.

The nominal stress range on the ordinate of Fig. 8 is valid only for the braces of the K-nodes and not related to the chord side of the weld seams. As the failures occur on the chord side, for which a nominal stress cannot be defined, the nominal stress concept is not applicable for the assessment of the investigated K-nodes. The calculations of the hot-spot and notch stress ranges will be explained later.

Fig. 8 includes, as well as the mean curves with the probability of survival  $P_s = 50\%$  for the break-through criterion, also the fatigue life curve for variable amplitude loading with  $P_s = 97.7\%$ , which is the assigned probability to fatigue life curves in the IIW-recommendations [4]. This curve is obtained by reducing the mean curve by the factor of  $j = 1.37$  resulting from the assumed scatter  $T_\sigma = 1:1.50$  and a Gaussian log-normal distribution.

For assessment of the accuracy of the hot-spot and local concepts, the IIW-design curves (allowable stresses) FAT 90 and FAT 225 ( $P_s = 97.7\%$ ) were used. The curves were corrected for thickness and the sea-water corrosion was considered according to GL-design rules [5]. In the case of the local stress concept, as the load dependent notch stresses were

calculated for the reference radius  $r_{ref} = 1.00$  mm, Fig. 9, according to von Mises, the FAT value 225 MPa, which is a principal stress, was transformed into a von Mises stress of 200 MPa [6], Tab. 1. This table contains also allowable values for the reference radius  $r_{ref} = 0.05$  mm to be applied for thin sheets with  $t < 5$ mm.

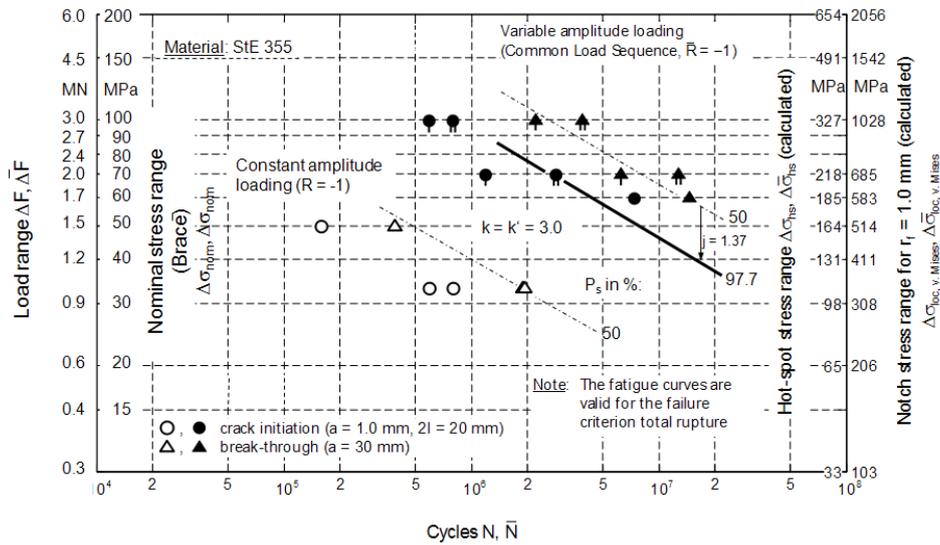


Figure 8: Results presented by load ranges versus fatigue life.

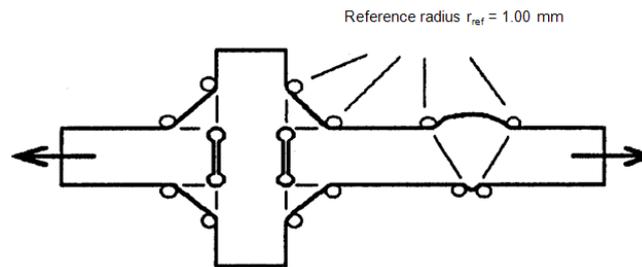


Figure 9: Principle of applying reference radii.

All given allowable stress ranges  $\Delta\sigma_{alc}$  are in MPa for  $N = 2 \cdot 10^6$ ,  $R = 0.5$ ,  $P_s = 97.7\%$ ;  $k = 3.0$ ,  $N_k = 1 \cdot 10^7$ ,  $k^* = 22.0$ ,  $k' = 5.0$

$r_{ref}$ [mm]	1.00	1.00	0.05	0.05
Hypothesis	PSH	von Mises	PSH	von Mises
Steel	225	200	630	560
Aluminium	71	63	180	160
Magnesium	28	25	71	63

Table 1: FAT-values according to the notch stress concept for different reference radii and strength hypotheses (PSH: Principal stress hypothesis).

With regard to cumulative damage, Fig. 10, the fatigue life assessment for spectrum loading was carried out according to the Palmgren-Miner Rule keeping the slope  $k' = k$  after the knee point [7] and using the allowable damage sum  $D_{al} = 0.5$  [8].

For the crack propagation calculations, the Paris-Erdogan curve for steel in salt water with  $R = 0$  and  $P_s = 50\%$ , Fig. 11, was used.

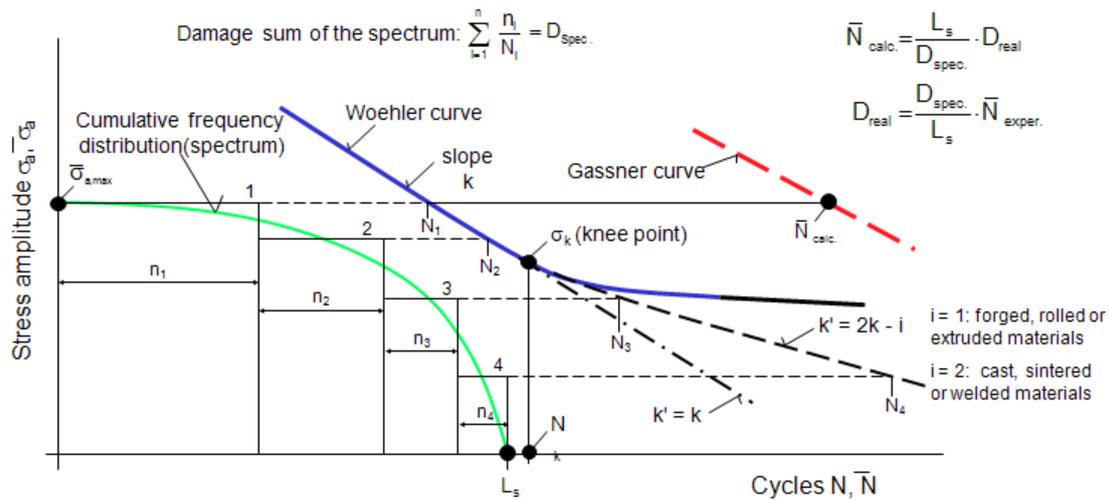


Figure 10: Modification of the SN-curve and calculation of fatigue life (schematically).

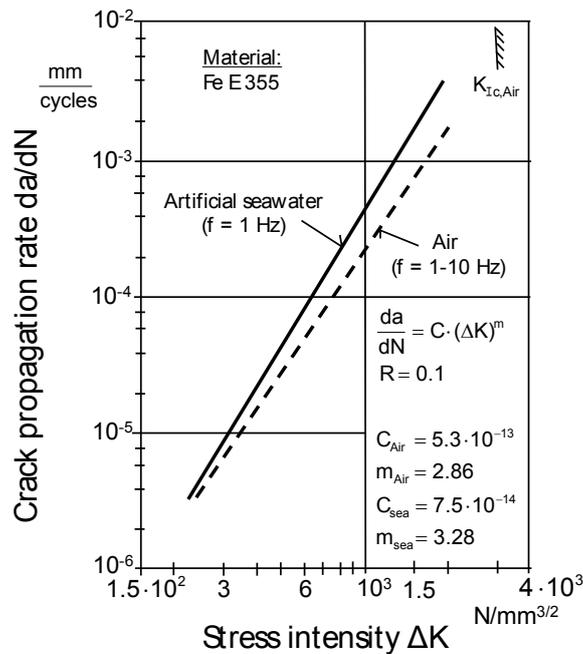


Figure 11: Crack propagation law for steel in air and seawater.

The crack propagation calculations were carried out using the single edge model, Fig. 12. The effect of possible tensile residual stresses was covered conservatively using the crack propagation data with  $R = 0$  [9] even though the tests were carried out with  $R = -1$ .

The FE-modelling of the critical area of the brace-chord connection was carried out to determine the hot-spot stresses and the modelling of the weld toe for the calculation of the local stresses for the reference radii  $r_{ref} = 0.5$  and  $1.00$  mm, Fig. 13.

The hot-spot stress (von Mises) was calculated for the critical crack initiation region ( $\varphi = 105^\circ$ ) by a FE-Model in the program system MARC using curved four-node “thick” shell elements. The stiffening effect of the weld seam on chord wall bending itself was not modelled. The notch stress was calculated by a plane cross sectional model (in finite elements) subject to prescribed end displacements (including end notations) taken from the three dimensional tubular joint model. The linear-elastic stress was determined for the plane strain condition for measured minimum weld toe radius of  $r = 0.5$



mm with the flank angle  $\Theta = 45^\circ$  as well as for the reference radius of  $r_{ref} = 1.00$  mm. Principal stresses, as well as appertaining von Mises stresses ( $\sigma_{eq, von Mises} = 0.89 \times \sigma_1$ ), are given in Fig. 13 [10].

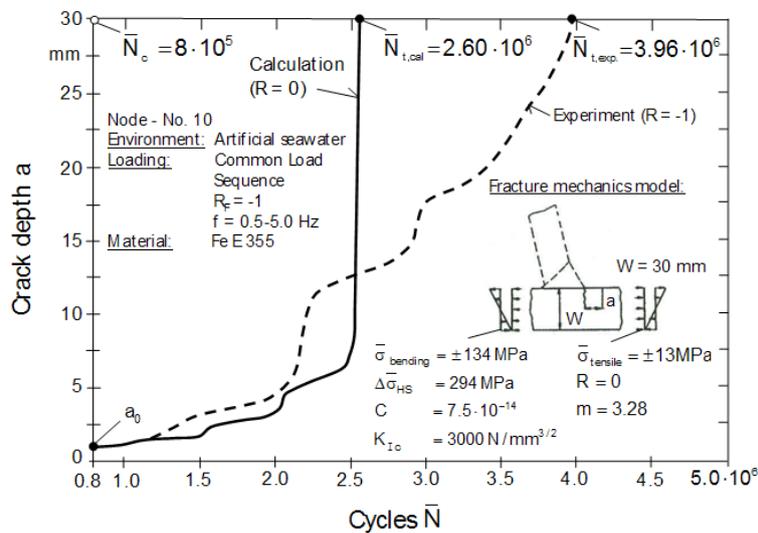


Figure 12: Crack propagation in the chord of a K-node.

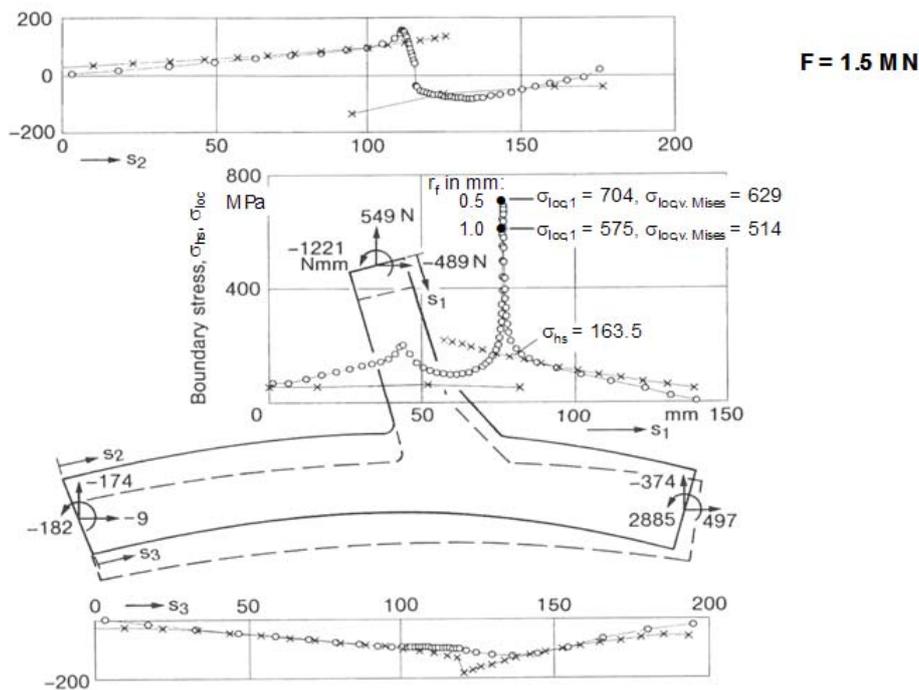


Figure 13: Hot-spot and weld local notch stresses in the critical area of the weld seam.

The accuracy of the notch stress cannot be verified by strain measurements whereas that of the hot-spot stresses can. In Table 2, calculated and measured values are compared. The calculated stresses differ from the measured ones within a range of  $\pm 15\%$ . The differences result from manufacturing dependent inaccuracies from the ideal geometry assumed for the calculations. Thus, the modelling can be considered as reliable. With regard to modelling of welded structures for application of the hot-spot and local stress concepts also the IIW-Recommendations [4] and the appertaining guidelines [11] should be taken into consideration.



CA: Constant amplitude loading, VA Variable amplitude loading

\*) retested run-out (brace 1), \*\*) retested run-out (brace 2)

No.	Load $\Delta F$ [MN]	Measured hot-spot stress $\Delta\sigma_{hs}$ [MPa]	Local stress $r_f = 1$ mm $\Delta\sigma_{loc,v,Mises} = 3.14 \Delta\sigma_{hs}$ [MPa]	$N_1$ ( $a \approx 1$ mm, $2l \approx 20$ mm)	$N_3$ (break-through)	Site of crack initiation $\Psi$ (°) Brace	Calculated $\Delta\sigma_{hs}$ [MPa]	Calculated $\Delta\sigma_{loc,v,Mises}$ [MPa]
6, CA	1.5	150	471	$1.60 \cdot 10^5$	$3.95 \cdot 10^5$	90 95 1	163.5	514
7 <sup>*)</sup> , CA	1.0	108	339	$6.00 \cdot 10^5$	$1.92 \cdot 10^6$	105 1	109	343
7 <sup>***)</sup> , CA	1.0	97	305	$8.05 \cdot 10^5$	$1.92 \cdot 10^6$	270 1	109	343
1, VA	3.0	346	1086	$5.93 \cdot 10^5$	$2.22 \cdot 10^6$	90 2	327	1028
10, VA	3.0	294	920	$8.00 \cdot 10^5$	$3.96 \cdot 10^6$	225 1	327	1028
13, VA	1.7	218	685	$7.42 \cdot 10^6$	$1.46 \cdot 10^7$	120 1 235	185	583
3, VA	2.0	208	653	$2.82 \cdot 10^6$	$1.29 \cdot 10^7$	120 135 1, 2	218	685
2, VA	2.0	205	644	$1.20 \cdot 10^6$	$6.30 \cdot 10^6$	90 1	218	685

Table 2: Test and calculation results obtained with welded K-nodes.

Assuming the soundness of quality of the welds, of the fatigue data and of the calculated local stresses provided, the comparison of the calculated and experimental fatigue lives will reveal the accuracy and reliability of the three concepts.

### COMPARISON OF CALCULATIONS WITH EXPERIMENTS ACCORDING TO SELECTED CONCEPTS

The assessments are carried out with calculated hot-spot and local notch stresses. As the differences between the real and calculated stresses are tolerable, the consideration of the real stresses (which are not known in the design stage) will not change the results, which will be discussed in the following. The assessment by the hot-spot concept is displayed in Fig. 14 and by the notch stress concept in Fig. 15. The calculated fatigue life curves for both concepts, which are valid for the failure criterion total rupture and  $P_s = 97.7\%$ , cover all results for the comparable failure criterion break-through. Even the results for the criterion crack initiation of a crack with the depth of a  $\approx 1.00$  mm are on the safe side with one exception. The curves with  $P_s = 97.7\%$  for the experimental results are derived from the experimental mean curves with  $P_s = 50\%$  using the factor  $j = 1.37$  as explained in Fig. 8. As the insertion of the particular experimental curves with  $P_s = 97.7\%$  into the Figs. 14 and 15 would overload them, they are not presented here but used later for the comparison of the calculated fatigue lives with the experimental ones.

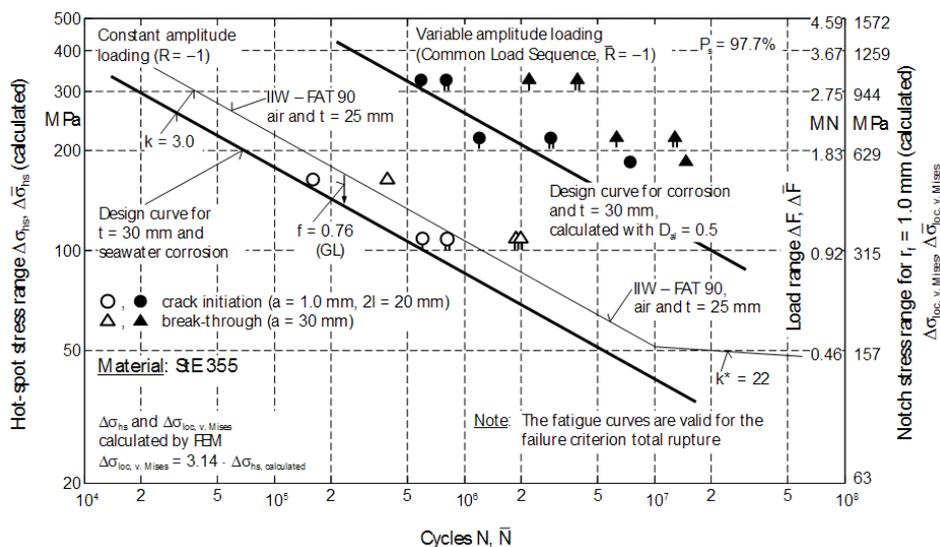


Figure 14: Application of the hot-spot concept for the evaluation of welded K-nodes.

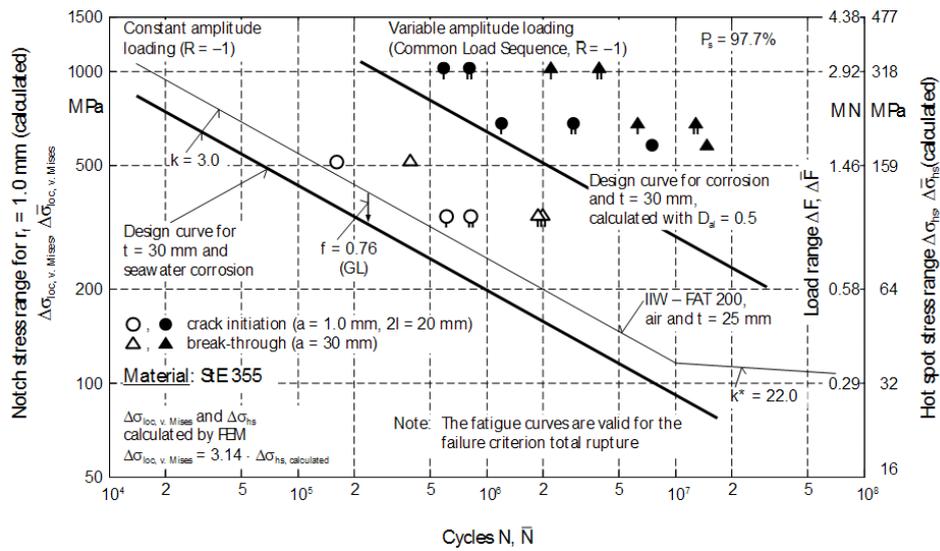


Figure 15: Application of the notch stress concept with  $r_{ref} = 1.0$  mm for the evaluation of welded K-nodes.

The crack propagation lives, calculated as well as measured from a crack depth of a  $\approx 1.00$  mm to break-through, are presented in Fig. 16. As the calculations were carried out with the Paris-Erdogan law for the probability of survival of  $P_s = 50\%$ , Fig. 11, they are compared with the experimental mean curves. Here also, the calculations lie on the safe side. Besides this, they reveal that the cracks propagate slowly and permit their detection by inspections before break-through.

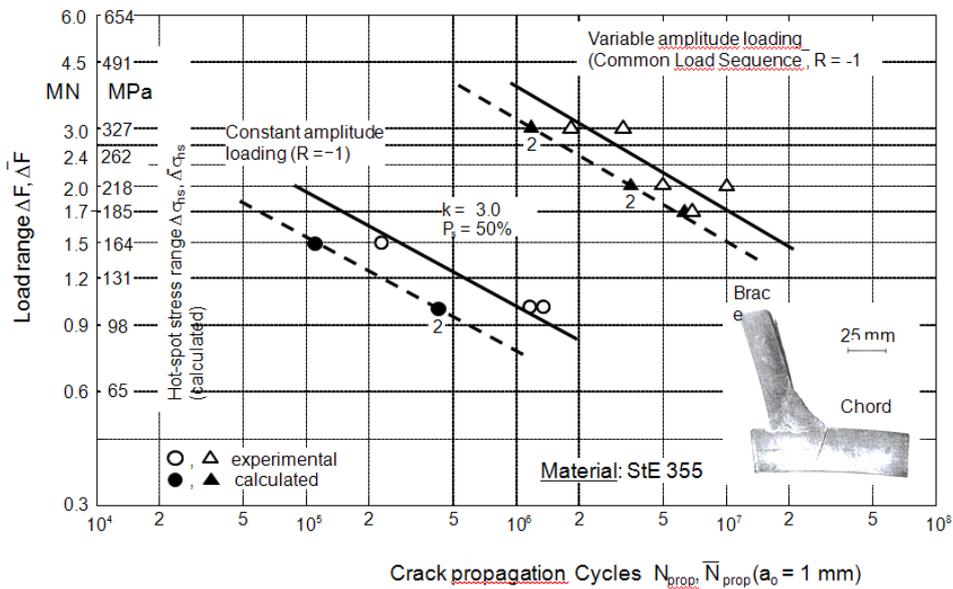


Figure 16: Comparison of experimental and calculated crack propagation lives.

The accuracy of the concepts can be evaluated by the ratio between the calculated and experimental fatigue lives, Fig. 17. On the basis of the assumptions and prerequisites described already, the hot-spot and crack-propagation concepts reveal the same accuracy. However, the notch stress concept with the reference radius  $r_{ref} = 1.00$  is more conservative. But this may result from the modelling of the weld. Also for the crack propagation concept, it has to be mentioned again that the crack propagation was calculated with  $R = 0$  conservatively. Nevertheless, all three concepts do not exaggerate on the safe side and are reliable.

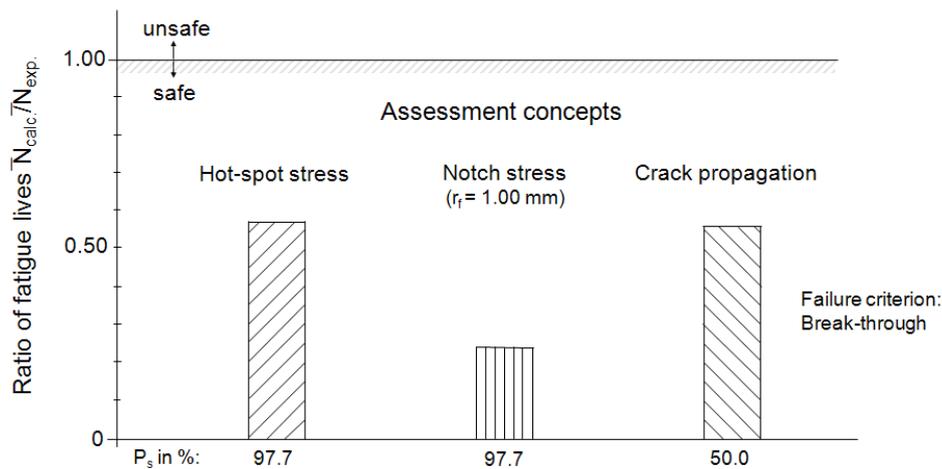


Figure 17: Accuracy of fatigue life estimations according to different concepts by the example of welded K-nodes.

## CONCLUSIONS AND SUMMARY

The applied local concepts show similar results. The observed differences in the results are certainly due to the particular assessments but still tolerable and support the overall evaluation of the structural durability behaviour of the K-nodes, i.e. for assessing the safety of a structure the parallel application of different concepts, their reliably provided, assures the evaluation. In this context good balance between calculations, experimental verifications and feedbacks from field service, Fig. 18, lead to a reliable design.

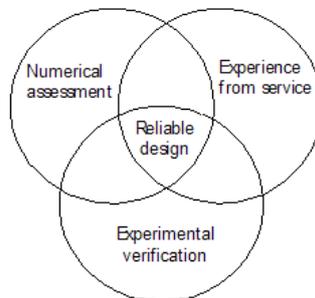


Figure 18: Knowledge interaction for reliable design.

## REFERENCES

- [1] C.M. Sonsino, *Mat.-wiss.u. Werkstofftech.* 38-1 (2007) 9.
- [2] D.Radaj, C.M. Sonsino, W. Fricke, *Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches* Woodhead Publishing, Cambridge, (2006) 2<sup>nd</sup> Edition.
- [3] *Corrosion Fatigue of Welded Tubular Joints and Cast-Steel Compound Tubular Joints in Large Size Scale* Report No. EUR 14316 DE, Brussels, European Coal and Steel Commission (1993).
- [4] A.Hobbacher (Ed.), *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components* IIW Doc. No. XIII-1823-07 (update July 2008).
- [5] *Rules for Classification and Construction Offshore Technology, Part 2 Offshore Installations Structural Design, Section 3 G: Fatigue* Germanischer Lloyd, Hamburg (1990).
- [6] C.M. Sonsino, *Suggested Allowable Equivalent Stresses for Fatigue Design of Welded Joints According to the Notch Stress Concept with the Reference Radii  $r_{ref} = 1.00$  and 0.05 mm* IIW-Doc. No. XIII-2216-08 / XV-1285-08, Graz (2008).



- [7] E. Haibach, Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung Springer-Verlag, Düsseldorf (2003) 2<sup>nd</sup> Edition.
- [8] C.M. Sonsino, Int. J. Fatigue 29 (2007) 1080.
- [9] C.M. Sonsino, M. Vormwald, Geschweißte Offshore – Rohrknotten (Anwendungsbeispiel) In: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile (FKM), Frankfurt (2004) 81.
- [10] D. Radaj, C.M. Sonsino, D. Flade, Int. J. Fatigue 20-6 (1998) 471.
- [11] W. Fricke, Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures IIW-2240r1-08 / XV-1289r1-08 (2008).



## Comportamento a fatica dei giunti saldati in funzione della densità di energia di deformazione locale: influenza dei campi di tensione singolari e non singolari

Paolo Lazzarin

Università di Padova, Dipartimento di Tecnica e Gestione dei sistemi industriali, Stradella San Nicola 3, 36100 Vicenza, Italia  
plazzarin@gest.unipd.it

---

**RIASSUNTO.** Il criterio della densità di energia di deformazione (SED) considera un preciso volume di controllo posizionato in corrispondenza del piede o della radice dei cordoni di saldatura, ossia delle zone di possibile innesco delle cricche di fatica. Modellati i cordoni come intagli a V non raccordati e con diverso angolo di apertura, il volume è riconducibile a un settore circolare nei casi di tensione o deformazione piana, e il raggio vale circa 0.3 mm per i giunti saldati in acciaio strutturale.

Il valore medio della densità di energia di deformazione dipende essenzialmente dalle distribuzioni singolari nei giunti di medio ed elevato spessore, mentre importante diventa il contributo della T-stress nei giunti di spessore ridotto. Entrambi gli effetti sono correttamente computati utilizzando modelli agli elementi finiti, anche utilizzando *mesh* con un numero ridotto di gradi di libertà. Il fatto è di notevole interesse per una possibile applicazione del metodo a strutture saldate di geometria complessa. Agli effetti descritti, tipicamente riconducibili a una modellazione piana, si possono accompagnare campi singolari non convenzionali, legati a effetti tridimensionali indotti dalla geometria. L'effetto *out-of-plane* è qui evidenziato in relazione ai giunti a semplice sovrapposizione.

**ABSTRACT.** In the Strain Energy Density (SED) approach for fatigue strength assessments of welded joints a well-defined control volume is considered. This volume surrounds the weld root or weld toe, both modelled like sharp (zero radius) V-notches with different opening angles. The volume becomes a circular sector under plane strain conditions, with the radius being about 0.3 mm for welded joints made of structural steel.

The mean value of the SED mainly depends on the singular stress fields when the main plate thickness is large enough, whereas the influence of the T-stress component cannot be neglected in the case of thin-walled welded joints. Both contributions are directly accounted for by using finite element models, also when the relevant meshes are quite coarse. This fact makes the application of the SED approach easier than any stress-based approach in the case of complex structures.

Due to three-dimensional effects, a non conventional out-of-plane singular mode can be present, in addition with respect to modes I and II of the Williams' solution. This out-of-plane mode, analogous to the Mode III, is discussed here with reference to welded (seam) lap joints under tensile-shear loads.

**PAROLE CHIAVE.** Giunti saldati, resistenza a fatica, fattori di intensificazione delle tensioni, densità di energia di deformazione.

---

### INTRODUZIONE

**L**e verifiche a fatica delle unioni saldate possono essere condotte con criteri diversi, basati sulle tensioni nominali, sulle tensioni strutturali o di *'hot-spot'*, sulla Meccanica della Frattura lineare elastica [1]. Come criterio locale, le raccomandazioni dell'International Welding Institute e quelle dell'Ente FKM prevedono l'utilizzo del criterio di

---



Radaj [2] che vede la resistenza a fatica ad alto numero di cicli di giunti saldati di diversa geometria correlata alle *'effective notch stresses'*, calcolate in corrispondenza di un raggio di raccordo fittizio  $\rho_f = 1.0$  mm al piede e alla radice dei cordoni di saldatura. Il valore di tale raggio, valido per i comuni acciai da costruzione, è stato determinato da Radaj utilizzando l'espressione di Neuber  $\rho_f = \rho + s \rho^*$ . Stime basate su un raggio di raccordo reale  $\rho = 0$  e su una lunghezza microstrutturale  $\rho^* = 0.4$  mm (per *'cast iron'*), in combinazione con un fattore di multiassialità costante  $s = 2.5$ , si sono dimostrate realistiche per giunti comuni saldati in acciaio strutturale [1,2]. Valori sensibilmente inferiori di  $\rho^*$  sono stati suggeriti per giunti di spessore ridotto saldati a punti o al laser [1].

Fra le metodologie più recenti per la valutazione di resistenza a fatica delle unioni saldate [1,3] vi è il criterio basato sui fattori generalizzati di intensificazione delle tensioni (*'Notch stress intensity factors'*, o NSIFs), così come formalizzato da Lazzarin e Tovo [4]. Il cordone di saldatura viene modellato come un intaglio a V non raccordato (*'pointed V-notch'*,  $\rho = 0$ ) e le distribuzioni locali di tensione nelle sezioni piane trasversali sono date in funzione dei fattori generalizzati di intensificazione delle tensioni di Modo I e di Modo II,  $K_1$  and  $K_2$ . L'assunzione del raggio di raccordo nullo al piede dei cordoni e il legame tra vita a fatica e distribuzione asintotica determinata direttamente dai modelli FEM era già presente in due lavori di Atzori pubblicati diversi anni prima [5,6]. I fattori  $K_1$  e  $K_2$  esprimono l'intensità delle distribuzioni di tensione asintotiche in accordo con la soluzione teorica ottenuta da Williams, valida nell'ipotesi di tensione o deformazione piana [7]. Nei casi in cui si possa assumere in corrispondenza del piede dei cordoni di saldatura un angolo di 135 gradi, che è certamente il valore più comune nei giunti a cordone d'angolo, solo il contributo di Modo I è singolare mentre quello di Modo II non lo è (si ricorda infatti che il contributo di Modo II è singolare solo per angoli di apertura inferiori a 102.6°). In questi casi è quindi possibile operare una semplificazione e usare direttamente il range del fattore di Modo I,  $\Delta K_1$ , per sintetizzare la resistenza a fatica di giunti a cordone d'angolo aventi differenti geometrie [4,8]. Una curva in termini di  $\Delta K_1-N$  è possibile non solo nella fatica ad alto numero di cicli ( $N \geq 2 \times 10^6$ ), ma anche nella vita a termine, e questo perché una larga percentuale della vita di propagazione della cricca di fatica è spesa in propagazione di una cricca corta nella zona governata dalla singolarità dell'intaglio a V non raccordato [8].

Il problema del criterio basato sui fattori di intensificazione delle tensioni è che una variazione dell'angolo presente al piede dei cordoni di saldatura impedisce un confronto diretto in termini di NSIF. Ciò vale ovviamente anche per la radice del cordone di saldatura dove la zona di mancata penetrazione definisce una fessura con angolo di apertura nullo e il fattore  $K_1$  torna ad avere le dimensioni dei più convenzionali fattori di intensificazione delle tensioni (SIF) della Meccanica della Frattura Lineare Elastica, ossia  $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Un confronto fra geometrie con angoli di apertura diversi può essere ristabilito utilizzando l'energia di deformazione mediata su un volume di controllo centrato sull'apice dell'intaglio a V che modella il piede o la radice dei cordoni di saldatura [9-12]. Nei casi piani il volume di controllo diventa un settore circolare di raggio  $R_0$ , così come rappresentato in Fig.1. Ovviamente, la densità di energia di deformazione è esprimibile in forma chiusa sulla base dei fattori  $K_1$  e  $K_2$  che caratterizzano la geometria del giunto e il tipo di sollecitazione, almeno nei casi in cui le distribuzioni di tensione siano strettamente legate ai soli termini aventi il massimo grado di singolarità. A parità di geometria locale e globale, i fattori cambiano in un caso di flessione pura rispetto a un caso di trazione pura [13]. In relazione al valore del raggio di controllo  $R_0$ , questo è stato determinato riesaminando statisticamente centinaia di dati sperimentali relativi a giunti ottenuti con i più comuni procedimenti di saldatura ad arco. Per i giunti saldati in acciaio da costruzione si ha un raggio di controllo  $R_0 = 0.28$  mm, che scende a  $R_0 = 0.12$  mm nel caso di giunti in lega leggera [11,12]. L'utilizzo del valore medio della densità di energia di deformazione in combinazione con un'ipotesi di deformazione piana, giustifica appieno l'utilizzo di un criterio lineare elastico anche nella fatica a medio termine. È stato infatti dimostrato [10] come sia possibile estendere a un volume finito che abbraccia l'apice di un intaglio a V non raccordato il criterio di Glinka e Moski [14] inizialmente formulato come criterio di punto valido solo per l'apice di un intaglio raccordato: l'energia di deformazione nel volume di controllo non cambia in condizioni di snervamento localizzato (*'small scale yielding'*) rispetto al caso idealmente lineare elastico. La condizione di snervamento localizzato viene abbandonata molto prima in presenza di sollecitazione di modo III di quanto non avvenga in presenza di sollecitazione nel piano, e questo può giustificare le diverse pendenze suggerite dalla Normative in vigore per i giunti sollecitati a trazione e a torsione [15].

Un riesame e un confronto tra il criterio di Radaj (*'notch rounding approach'*) e il criterio basato sulla densità di energia di deformazione, *'SED approach'*, sono attualmente in corso [16,17] e la collaborazione con il prof Dieter Radaj è estesa anche a questioni teoriche legate alla variabilità del parametro di multiassialità  $s$  [18].

Nel criterio basato sulla densità di energia di deformazione gioca un ruolo fondamentale il valore del raggio del volume strutturale. Il valore di  $R_0$  per gli acciai strutturali saldati è stato ottenuto nelle referenze [11,12] usando in combinazione due valori medi sperimentali relativi a  $5 \times 10^6$  cicli e un rapporto nominale di ciclo  $R = 0$ ;



- 1 il valore  $\Delta K_1 = 211 \text{ MPa}(\text{mm})^{0.326}$  per giunti a croce con angolo di apertura  $2\alpha = 135^\circ$  al piede dei cordoni; il range in questione rappresenta un valore medio ottenuto da giunti sollecitati con un rapporto nominale di ciclo  $R=0$ ;
- 2 un range di tensione nominale  $\Delta\sigma_A=155 \text{ MPa}$  ( $R=0$ ,  $P_f=50\%$ ) relativo a giunti saldati testa a testa con cordone rasato (vari acciai da costruzione).

Una sintesi estesa a oltre 900 dati sperimentali, principalmente tratti da giunti a croce con cordone d'angolo portante e non portante) e rotture finali innescate sia al piede sia alla radice dei cordoni è mostrata in Fig. 3 [19]. La figura mostra anche la banda di dispersione, così come suggerita in [11] su una base iniziale di circa 300 dati sperimentali. In tutti i casi qui considerati, il piede dei cordoni è modellato come un intaglio a V non raccordato,  $\rho = 0$ , che diventa semplicemente una cricca nel caso della radice dei cordoni. Fanno eccezione solo alcune serie di giunti saldati testa a testa, per i quali le referenze originali documentavano un raggio di raccordo minimo al piede dei cordoni sensibilmente diverso da zero [20]. La Fig. 3 evidenzia come l'indice di dispersione  $T_w$ , relativo a due diverse probabilità di sopravvivenza,  $P_S=2.3\%$  e  $P_S=97.7\%$ , sia pari a 3.3. Comunque, l'indice di dispersione diventa 1.50 se riconvertito in termini di range della tensione locale e alle probabilità di sopravvivenza  $P_S=10\%$  e  $P_S=90\%$ , in perfetto accordo con la banda  $S-N$  normalizzata di Haibach [21].

Nel caso invece di giunti in lega leggera, il raggio del volume di controllo diminuisce ( $R_0=0.12 \text{ mm}$ ) mentre aumenta la pendenza inversa  $k$  della banda di dispersione ( $k=2.0$  contro  $k=1.5$  dei giunti saldati in acciaio). E' interessante notare come, riaggiornando il raggio  $R_0$ , il valore medio della densità di energia di deformazione resti praticamente invariato rispetto a quello dei giunti saldati in acciaio [12].

Una valutazione accurata degli NSIF richiede modelli agli elementi finiti con maglia molto fine in modo da poter seguire i forti gradienti di tensione presenti nelle zone prossime ai punti di singolarità; al contrario, il valore medio della densità di energia di deformazione sul volume di controllo può essere determinato accuratamente anche utilizzando modelli a maglia larga [15,22,23]. Questo fatto può giocare un ruolo essenziale per l'applicabilità del metodo SED ai componenti di geometria complessa.

Nel presente contributo, dopo un breve inquadramento analitico del metodo basato sulla densità di energia di deformazione e la presentazione di alcuni esempi applicativi, saranno illustrati alcuni temi aperti, oggetto di analisi ancora in corso. In particolare saranno prese sinteticamente in esame:

- il problema delle singolarità 'out-of-plane' indotte da effetti tridimensionali;
- la possibile estensione del criterio SED ai giunti di spessore ridotto, a cordone continuo e punti;
- i legami presenti tra SED,  $J$ -integral e fattore teorico di concentrazione delle tensioni, quest'ultimo valutato mediante analisi FEM che vedono la radice dei cordoni modellata con un keyhole avente raggio all'apice  $\rho_s=0.05 \text{ mm}$ .

## INQUADRAMENTO ANALITICO DEL CRITERIO SED ED ESEMPI APPLICATIVI

Il grado di singolarità dei campi di tensione indotti da intagli a V a spigolo vivo fu analizzato per la prima volta da Williams [7] con riferimento a casi piani in presenza di sollecitazioni di Modo I e Modo II. Quando il raggio di raccordo  $\rho$  è posto pari a zero, gli NSIF quantificano l'intensità delle distribuzioni asintotiche presenti vicino all'apice dell'intaglio a V (punto di singolarità). Usando un sistema di coordinate polari  $(r, \theta)$  avente l'origine centrata sull'apice dell'intaglio a V (come già evidenziato in Fig. 1), i fattori generalizzati di intensificazione delle tensioni di Modo I e Modo II possono essere definiti, in accordo con Gross e Mendelson [24], nella forma seguente:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} r^{1-\lambda_1} \sigma_{\theta\theta}(r, \theta = 0) \qquad K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} r^{1-\lambda_2} \tau_{r\theta}(r, \theta = 0) \qquad (1)$$

Lungo la bisettrice dell'intaglio ( $\theta=0$ ), le componenti di tensione  $\sigma_{\theta\theta}$  e  $\sigma_{rr}$  sono disaccoppiate dalla componente  $\tau_{r\theta}$ : le prime due dipendono dal campo di tensione di modo I, la terza da quello di modo II. La Fig. 2 mostra l'andamento delle tensioni lungo la bisettrice dell'intaglio laterale a V con angolo di apertura di 135 gradi. Per una distanza dall'apice dell'intaglio superiore a un decimo dello spessore, le tensioni seguono una variazione lineare in un diagramma con scale doppie logaritmiche. Le tensioni  $\sigma_{\theta\theta}$  e  $\sigma_{rr}$  hanno un grado di singolarità che coincide esattamente con quello teorico previsto dalla soluzione di Williams ( $\lambda_1 - 1 = -0.326$ ). La componente  $\tau_{r\theta}$  è invece non singolare, e la pendenza, in accordo con la soluzione teorica, vale  $(\lambda_2 - 1) = +0.302$ .

Determinati i fattori  $K_1$  e  $K_2$  utilizzando le relazioni (1), tutte le tensioni presenti in un generico punto appartenente alla zona governata dalla singolarità possono essere espresse in funzione di  $K_1$  e  $K_2$ . In campo lineare elastico tensioni e deformazioni sono, come ben noto, legate fra loro dalle equazioni di Lamé. E' quindi possibile esprimere la densità di energia di deformazione in qualunque punto prossimo al vertice dell'intaglio e mediare poi la densità di energia nel volume di controllo posto al piede o alla radice dei cordoni di saldatura, come già evidenziato in Fig. 1.

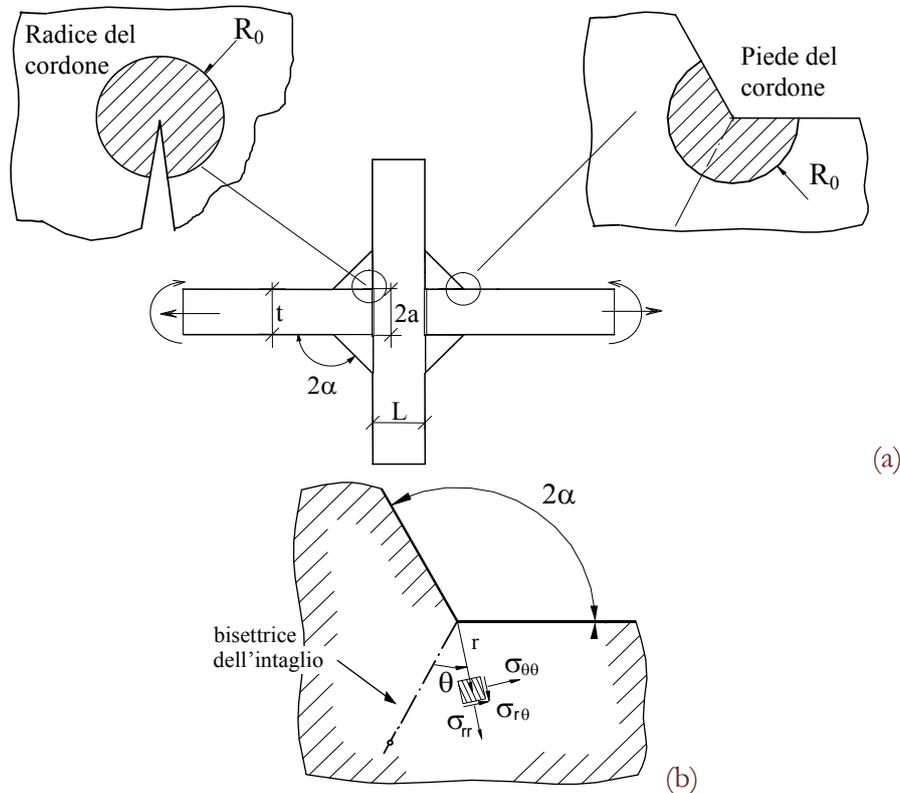


Figura 1: Volume (area) di controllo posizionato al piede e alla radice dei cordoni di saldatura (a); sistema di coordinate polari e componenti di tensione (b).

In sintesi, considerando condizioni di deformazione piana, la densità di energia di deformazione mediata nel settore circolare di raggio  $R_0$  vale [9]:

$$\Delta\bar{W} = \frac{e_1}{E} \left[ \frac{\Delta K_1}{R_0^{1-\lambda_1}} \right]^2 + \frac{e_2}{E} \left[ \frac{\Delta K_2}{R_0^{1-\lambda_2}} \right]^2 \quad (2)$$

I parametri  $e_1$  ed  $e_2$  dipendono dall'angolo di apertura dell'intaglio  $2\alpha$ , dall'ipotesi di rottura e dal rapporto di Poisson  $\nu$  del materiale [9,25]. Per alcuni angoli, la Tab. 1 riporta i valori dei parametri nella relazione (2). Con  $\nu=0.3$ ,  $e_1$  vale 0.117 quando  $2\alpha=135^\circ$  e 0.133 quando  $2\alpha=0$ . Nel secondo caso, che tipicamente rappresenta quanto avviene alla radice dei cordoni di saldatura, anche la distribuzione di modo II è singolare.

Il raggio di controllo mostrato in Fig. 3 è stato valutato usando la seguente relazione [9,11,12]:

$$R_0 = \left( \sqrt{2e_1} \times \frac{\Delta K_{1A}}{\Delta\sigma_A} \right)^{\frac{1}{1-\lambda_1}} = \left( \sqrt{2 \times 0.117} \times \frac{211}{155} \right)^{\frac{1}{1-0.674}} = 0.28 \text{ mm} \quad (3)$$

dove i parametri di resistenza a fatica  $\Delta\sigma_A$  e  $\Delta K_{1A}$  ( $P_f=50\%$ ) validi a  $N_A=5 \times 10^6$  cicli a rottura sono stati ricavati sulla base di un ampio numero di dati sperimentali riportati in letteratura.

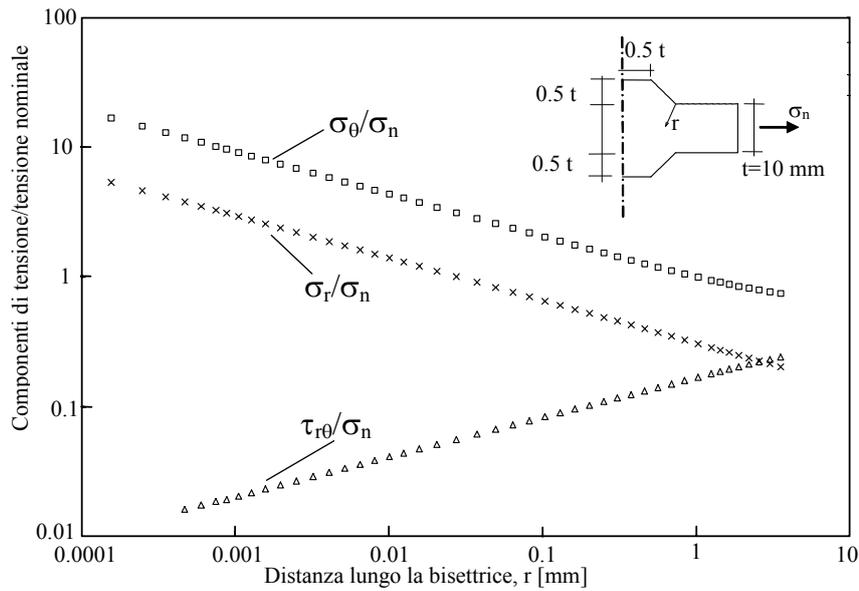


Figura 2: Componenti di tensione di modo I e di modo II lungo la bisettrice dell'intaglio [4].

$2\alpha$ [rad]	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$e_1$	$e_2$
0	0.5000	0.5000	0.134	0.341
$\pi/2$	0.5445	0.9085	0.146	0.168
$2\pi/3$	0.6157	1.1489	0.130	0.129
$3\pi/4$	0.6736	1.3021	0.117	0.112

Tabella 1: Valori dei parametri presenti nell'equazione (2);  $e_1$  ed  $e_2$  ottenuti in ipotesi di deformazione piana utilizzando l'ipotesi di Beltrami (criterio della densità di energia di deformazione totale) e un rapporto di Poisson  $\nu=0.3$ .

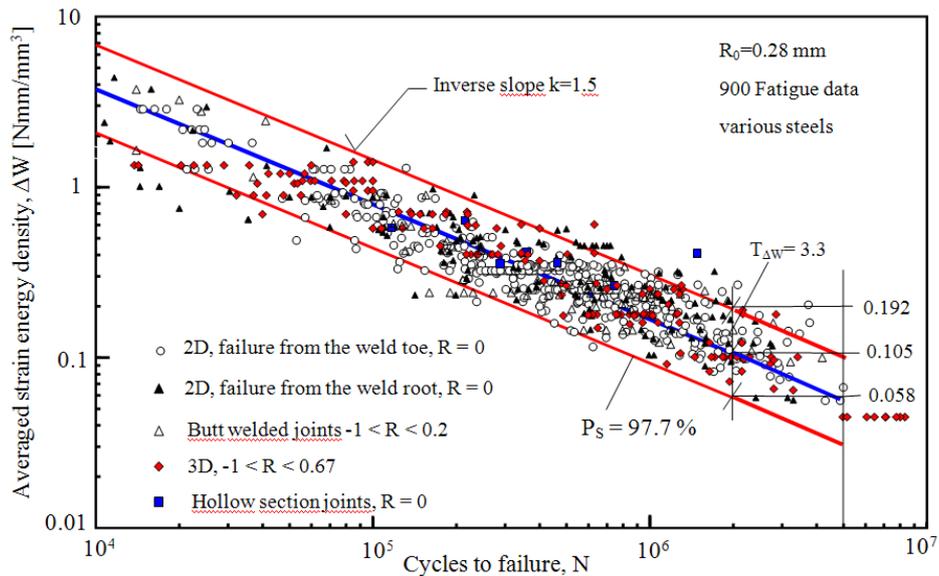


Figura 3: Resistenza a fatica di giunti saldati in acciaio in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [19]; banda di dispersione definita da valore medio  $\pm 2$  deviazioni standard [11]; piatti principali di spessore  $t$  variabile tra 6 e 100 mm; piatti trasversali di spessore variabile tra 3 e 220 mm; rotture innescate in corrispondenza del piede o della radice dei cordoni di saldatura; per le geometrie, i materiali e le tecnologie si vedano le referenze [12,20, 22, 25].

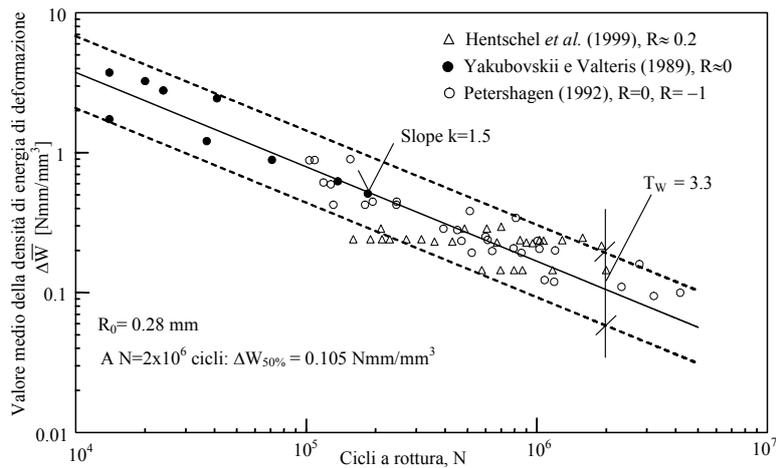


Figura 4: Resistenza a fatica di giunti saldati testa a testa in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [20]; confronto con la banda di dispersione riportata in [11].

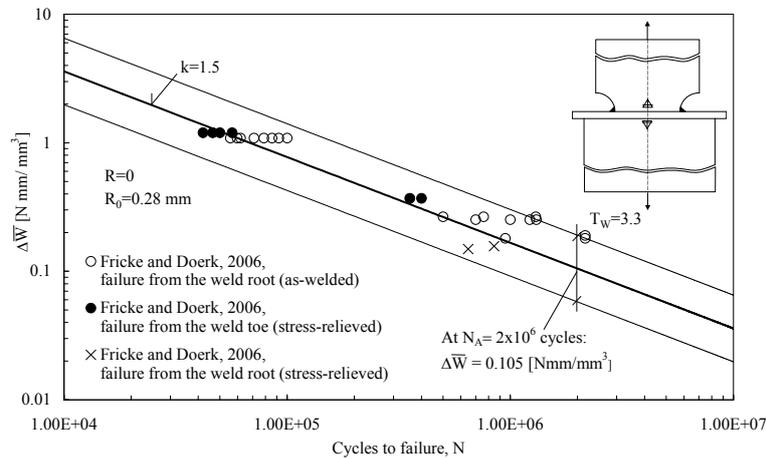


Figura 5: Resistenza a fatica di giunti saldati tridimensionali in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [22]; dati originali dovuti a Fricke and Doerk (2006).

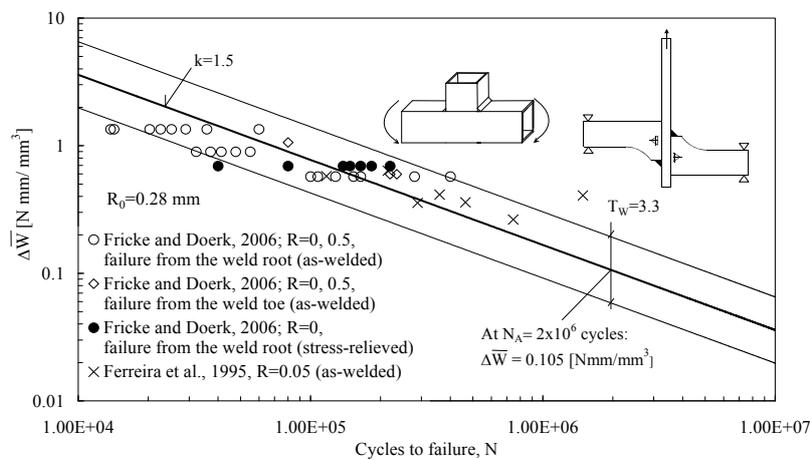


Figura 6: Resistenza a fatica di giunti saldati tridimensionali in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [22]; dati originali dovuti a (Fricke and Doerk, 2006) e a Ferreira et al. (1995).

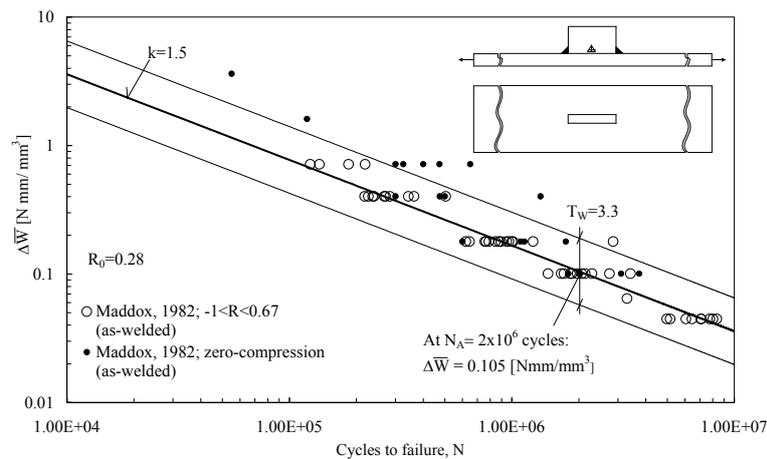


Figura 7: Resistenza a fatica di giunti saldati con irrigidimento longitudinale in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [22]; dati originali dovuti a Maddox (1982).

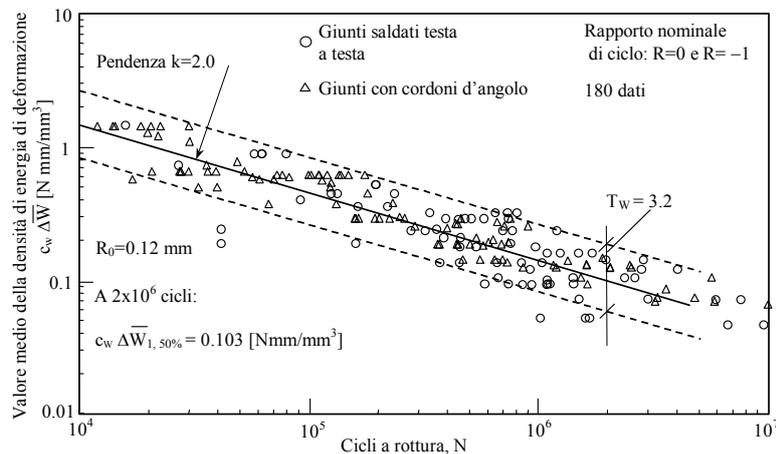


Figura 8: Resistenza a fatica di giunti saldati testa a testa e di giunti con cordone d'angolo in lega leggera in funzione del valore medio della densità di energia di deformazione [12,20]; banda di dispersione tratta dalla referencia [12].

### SINGOLARITÀ 'OUT-OF-PLANE' INDOTTE DA EFFETTI TRIDIMENSIONALI

Il problema delle singolarità di tipo 'out-of-plane' per effetti tridimensionali legati al rapporto di Poisson è stato sollevato recentemente da Kotousov [27,28]. Tali singolarità potrebbero avere pratiche conseguenze sulle proprietà di resistenza a fatica di alcune geometrie di giunti saldati [29].

Si ritiene utile qui inquadrare analiticamente il problema, chiarendo le conseguenze sulle distribuzioni di tensione relative ad alcune geometrie di interesse applicativo. Adottata l'ipotesi di Kane e Mindlin di deformazione piana generalizzata e presa in esame una piastra di spessore  $2h$ , gli spostamenti risultano espressi nella forma [30]:

$$u_x = u_x(x, y), \quad u_y = u_y(x, y), \quad u_z = \frac{z}{h} w(x, y). \quad (4)$$

Introdotta una funzione di tensione  $\Phi$ , le condizioni di equilibrio e quelle di compatibilità per le deformazioni comportano:



$$\nabla^2 w - \frac{6(1+\nu)}{h^2} w = \frac{3\nu(1+\nu)}{h^2 E} \nabla^2 \Phi, \quad \nabla^4 \Phi = \frac{2\nu E}{1-\nu^2} \nabla^2 w, \quad (5a-b)$$

Il sistema disaccoppiato dà luogo a due distinte equazioni scritte in termini di  $\Phi$  e di  $w$ :

$$\nabla^4 w - \kappa^2 \nabla^2 w = 0, \quad \nabla^6 \Phi - \kappa^2 \nabla^4 \Phi = 0 \quad (\text{dove } \kappa^2 = \frac{6}{h^2(1-\nu)}) \quad (6a-b)$$

Adottando poi una funzione armonica per gli spostamenti  $\Psi$ , gli spostamenti nel piano e quelli *out-of-plane* possono essere scritti in coordinate polari nel seguente modo [27]

$$\begin{aligned} \frac{2Eh}{1+\nu} u_r &= -\frac{d\Phi}{dr} + \frac{1}{1+\nu} r \frac{d\Psi}{d\phi} & \frac{2Eh}{1+\nu} u_\phi &= -\frac{1}{r} \frac{d\Phi}{d\phi} + \frac{1}{1+\nu} r^2 \frac{d\Psi}{dr} \\ 2\nu E w &= (1-\nu^2) \nabla^2 \Phi - \frac{d}{dr} \left( r \frac{d\Psi}{d\phi} \right) \end{aligned} \quad (7a-c)$$

Nel caso di piastre molto sottili o molto spesse, le relazioni (7a-b) si riducono a quelle valide per i casi notevoli di tensione piana o deformazione piana.

Nel caso di intaglio laterale a V mostrato in Fig. 9, le condizioni al contorno sono rappresentate dall'annullamento delle tensioni  $\sigma_\phi$  e  $\tau_{r\phi}$  sui fianchi dell'intaglio.

Assunto un comportamento asintotico in forma generale, con  $w_\lambda(r, \phi) \sim r^\lambda$ ,  $\Phi_\lambda(r, \phi) \sim r^\lambda$  e  $\Psi_\lambda(r, \phi) \sim r^{\lambda-2}$ , che comporta  $\sigma \sim r^{\lambda-1}$ , e adottato il metodo proposto da Williams per i problemi piani, l'equazione caratteristica in  $\lambda$  ha la seguente forma [28]

$$(\sin 2\lambda\theta - \lambda \sin 2\theta)(\cos \lambda\theta) = 0. \quad (8)$$

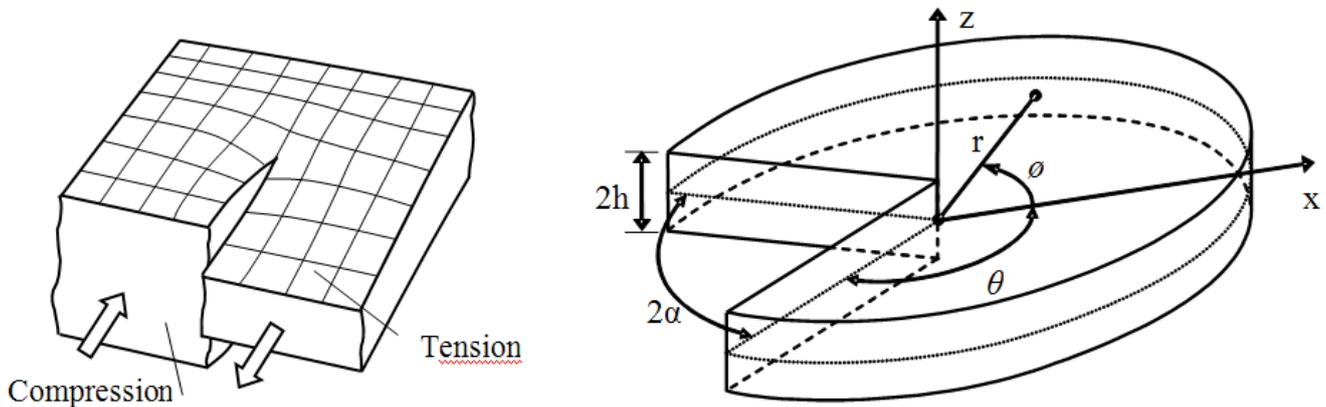


Figura 9: Rappresentazione schematica dell'effetto 'out-of-plane'; sistema di coordinate utilizzato nella trattazione analitica (simbologia in accordo con le referenze [27-29]).

L'espressione alla sinistra rappresenta l'equazione di Williams relative al caso piano di un intaglio a V soggetto a modo II. L'espressione di destra dà invece il modo 'out-of-plane'. Si noti come tale espressione coincida perfettamente con l'espressione che esprime gli autovalori di modo III [29]. Per illustrare la formulazione analitica, si consideri il giunto a sovrapposizione di Fig. 10 e, in particolare, il suo modello tridimensionale rappresentato in Fig. 10b. I campi di tensione sono stati determinati utilizzando modelli tridimensionali con raggio nullo alla radice dei cordoni (Fig. 10c).

I modelli piani con keyhole, anch'essi mostrati in Fig. 10c, sono stati utilizzati solo per i giunti di spessore ridotto che saranno discussi nella sezione 4 del presente contributo.

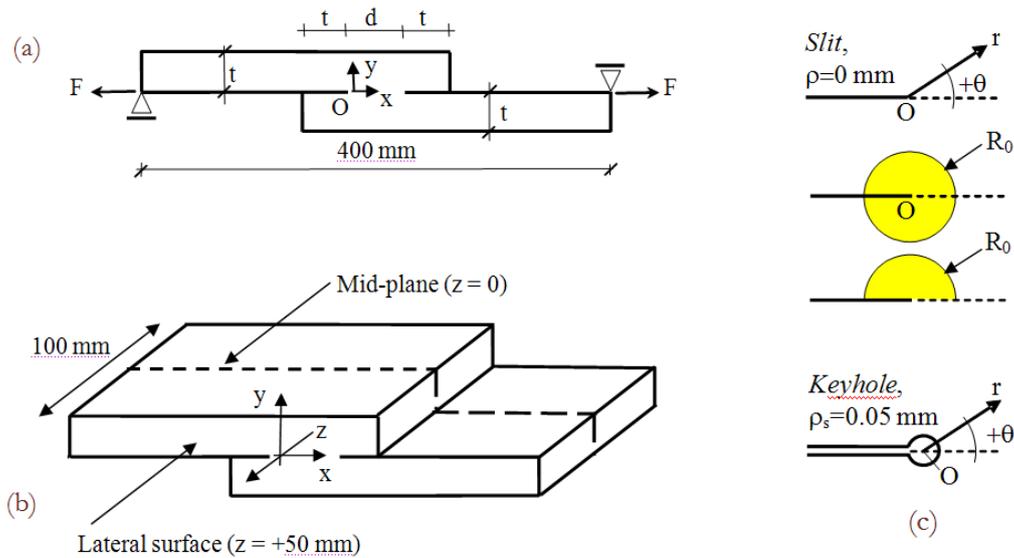


Figura 10: Giunto a sovrapposizione. Modello bidimensionale avente l'origine del piano x-y posizionato in corrispondenza della radice (a); modello tridimensionale con coordinata  $z=0$  nel piano medio del giunto (b); volumi di controllo per i modelli con  $\rho=0$  e modello con keyhole (c). Tensione nominale sempre riferita alla componente membranale,  $\sigma_{nom}=F/t$ .

Consideriamo dapprima le distribuzioni di tensione nel piano medio del giunto,  $z=0$ . Le componenti  $\tau_{yx}$  e  $\sigma_{yy}$  sono diagrammate in Fig. 11 in funzione della distanza dalla linea di singolarità. La figura mostra anche la *T-stress*, che è pari doppio della tensione nominale e la componente  $\sigma_{zz}$ . Tutte le distribuzioni fanno qui riferimento, come detto, a una tensione nominale membranale di 100 MPa, e alla condizione  $d=2t$ , con spessore  $t=20$  mm. Nel piano medio solo i campi di tensione legati alla soluzione di Williams sono singolari, mentre la componente *out-of-plane*  $\tau_{yz}$  è nulla per ragioni di simmetria. Utilizzando le espressioni (1) e i valori numerici delle componenti di tensione  $\tau_{yx}$  and  $\sigma_{yy}$ , è possibile determinare i fattori generalizzati di modo I e II. I due fattori risultano per questa geometria quasi coincidenti:  $K_{II}=452$  MPa(mm) $^{0.5}$  e  $K_I=450$  MPa(mm) $^{0.5}$ .

La pendenza delle distribuzioni legate a  $\tau_{yx}$  e  $\sigma_{yy}$  coincide perfettamente con quella teorica,  $-0.5$ . La stessa pendenza caratterizza la componente  $\sigma_{zz}$ . In parallelo il fattore di contrazione risulta avere una variabilità limitata, da circa 1.0 per  $x$  tendente a zero a circa 0.85 per  $x=1.0$  mm.

La Fig. 12 mostra i campi di tensione relative sia alla superficie laterale ( $z=50$  mm), sia a una superficie parallela a questa ( $z=49.2$  mm). Le componenti di tensione  $\tau_{yx}$  e  $\sigma_{yy}$  continuano a essere singolari, ma i campi di modo II hanno ora un'intensità nettamente superiore a quella di modo I.

Per  $z=49.2$  mm, infatti,  $K_{II}$  risulta leggermente aumentato rispetto al valore presente nel piano medio (467 contro 452 MPa(mm) $^{0.5}$ ) mentre  $K_I$  appare nettamente ridotto (da 450 to 63 MPa(mm) $^{0.5}$ ). Assieme ai campi singolari di Williams (*in-plane modes*), si ha la comparsa di un modo singolare di tipo *out-of-plane*, così come mostrato dalla distribuzione della componente  $\tau_{yz}$ , non prevista nella soluzione di Williams. Il fattore di intensificazione associato  $K_0$  risulta pari a  $0.50K_{II}$ . L'estensione del modo *out-of-plane* in direzione  $x$  è maggiore di quella di modo I, minore di quella di modo II.

La '*T-stress*' rimane costante e pari a circa 200 MPa, ossia pari alla metà di una tensione 'strutturale' di riferimento che computi con la teoria della trave la tensione membranale e la tensione dovuta alla flessione secondaria ( $\sigma_{\tau}=400$  MPa). Alle distribuzioni di tensione si accompagna una forte variazione del fattore di contrazione  $C_z$ , non documentata in figura, che scende da 0.85 a circa 0 [29].

Per  $z=50$  mm, superficie laterale del giunto, la componente di tensione di modo II  $\tau_{yx}$  raggiunge il suo valore massimo. Il corrispondente NSIF vale  $K_{II}=741$  MPa(mm) $^{0.5}$ , con un incremento di oltre il 60% rispetto al piano medio. Contemporaneamente il campo di modo I raggiunge l'intensità minima, con una tensione  $\sigma_{yy}$  così bassa da comportare una tensione  $\sigma_{xx}$  quasi coincidente con la *T-stress*. La forte variabilità del fattore  $K_{II}$  risulta in accordo con i risultati ottenuti in passato da Nakamura e Parks [31] da analisi tridimensionali di una piastra criccata soggetta a modo II.

Le Fig. 11 e 12 hanno evidenziato uno stato di tensione assai complesso, con larghe variazioni dei fattori di intensificazione delle tensioni di modo I e II, e la comparsa della singolarità *out-of-plane*. Una possibile sintesi della criticità

del campo di tensione lungo la linea  $x=0$  può essere fatta, a parere dello scrivente, utilizzando il valore medio della densità di energia di deformazione. Il volume di controllo è un cilindro di raggio  $R_C \approx 0.3$  mm e altezza ancora pari a  $R_C$ . Usando quel volume, i diagrammi risultano essere quelli di Fig. 13, tutti riferiti a un rapporto di Poisson  $\nu=0.3$ . Per uno spessore di 20 mm, il valore massimo della SED è in corrispondenza della superficie laterale, aumentato di circa il 20% rispetto al piano medio. La posizione varia in funzione del rapporto tra larghezza e spessore del giunto, dell'angolo di apertura e del rapporto di Poisson  $\nu$ .

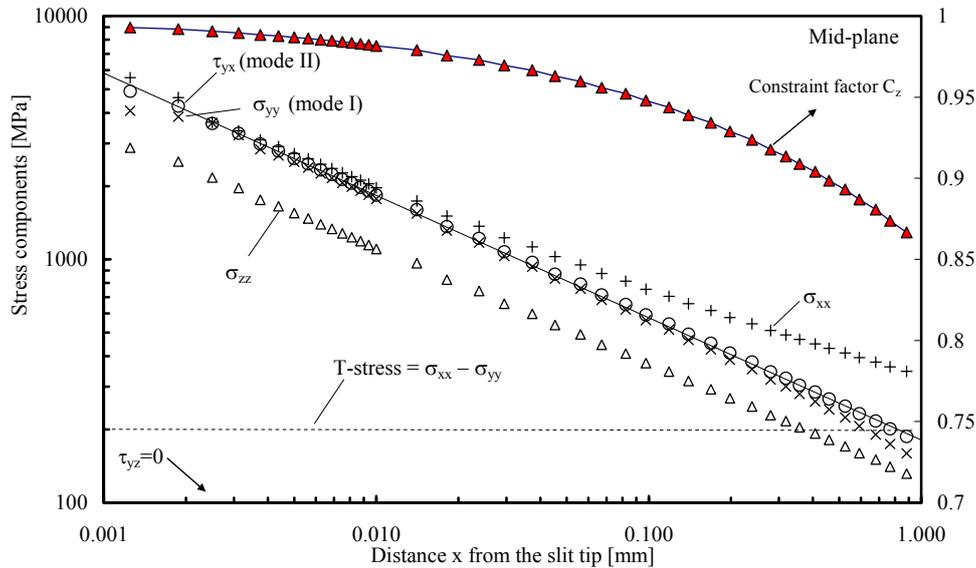


Figura 11: Campi di tensione nel piano medio in funzione della distanza  $x$  (Modello tridimensionale;  $\sigma_{nom}=F/t=100$  MPa;  $W=100$  mm;  $t=20$  mm;  $d/t=2$ ) (da Harding et al. [29]).

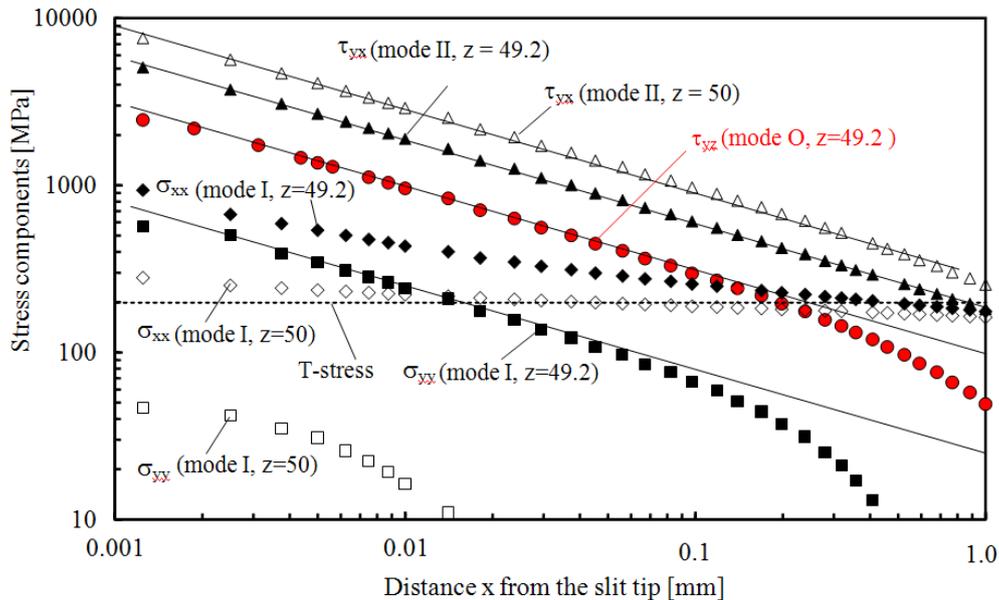


Figura 12: Componenti di tensione in due diversi piani in funzione della distanza  $x$  dal punto di singolarità: tensioni sulla superficie laterale del giunto ( $z=50$  mm) e su una superficie immediatamente adiacente ( $z=49.2$  mm). Stessa geometria di figura precedente (da Harding et al. [29]).

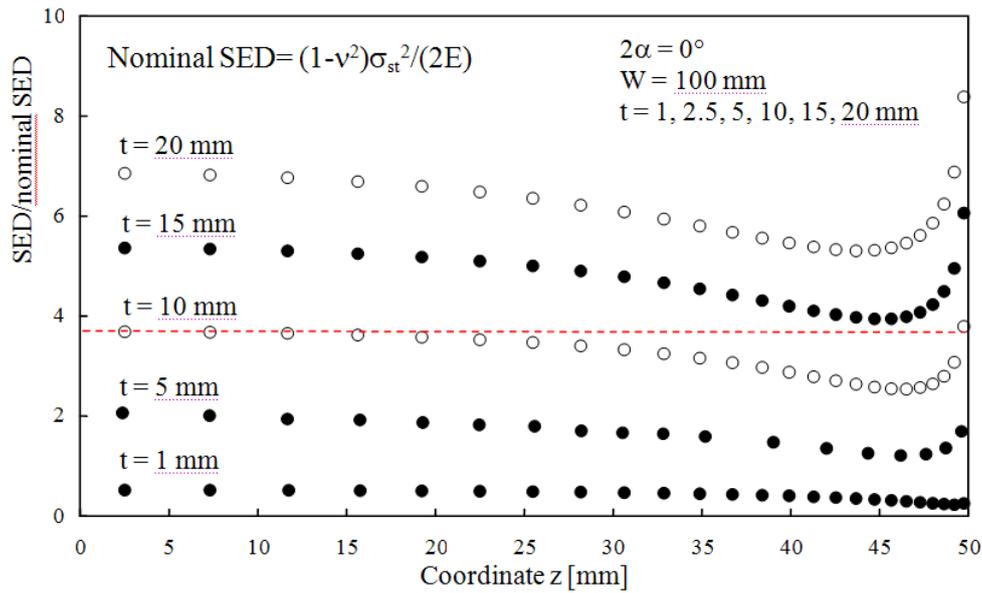


Figura 13: Andamenti della densità di energia di deformazione locale (SED) per differenti spessori del piatto principale. Modelli tridimensionali con  $d=2t$ ; SED calcolata su un volume cilindrico di raggio e altezza  $R_0=0.28$  mm (da Harding et al. [29]).

#### ANALISI DEI GIUNTI A SOVRAPPOSIZIONE DI RIDOTTO SPESSORE

Lo scrivente ritiene che il criterio basato sulla densità di energia di deformazione locale possa essere applicato anche ai giunti di ridotto spessore, in alternativa a altri criteri proposti in letteratura.

Fra questi citiamo il criterio basato sul 'substitute notch radius' che prevede l'introduzione di un *keyhole* con raggio di 0.05 mm all'apice [32,33] e il criterio basato su J-integral. Quest'ultimo è stato recentemente rivisitato da Lazzarin et al. [26] che hanno anche operato un confronto diretto tra i tre diversi metodi.

Il convenzionale J-integral di Rice [34] per 'self-similar crack propagation' dipende da  $K_I$  e  $K_{II}$  ma non dalla *T-stress*:

$$J = J_1 = \int_{\Gamma} W(r, \theta) dy - \int_{\Gamma} \bar{T} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} ds = \int_{-\pi}^{\pi} W(r, \theta) r \cos \theta d\theta - \int_{-\pi}^{\pi} \bar{T} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} r d\theta = \frac{K_I^2}{E'} + \frac{K_{II}^2}{E'} \quad (9)$$

Una seconda componente di J-integral, che è differente da zero per 'kinking crack propagation' è stata formalizzata da Knowles and Stenberg [35]. Tale componente è così definita:

$$J_2 = \int_{\Gamma} W(r, \theta) dx - \int_{\Gamma} \bar{T} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} ds = \int_{-\pi}^{\pi} W(r, \theta) r \sin \theta d\theta - \int_{-\pi}^{\pi} \bar{T} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} r d\theta \quad (10)$$

Nelle equazioni (9) e (10)  $\bar{u}$  e  $\bar{T}$  rappresentano, come noto, il vettore degli spostamenti e il vettore delle trazioni. Poiché la densità di energia di deformazione  $W(r, \theta)$  dipende da  $K_I$ ,  $K_{II}$  e dalla *T-stress*, la seconda componente di J-integral risulta:

$$J_2 = J_{2,K} + J_{2,T} = -\frac{2K_I K_{II}}{E'} - \frac{2K_{II} T}{E'} \sqrt{\frac{8}{\pi}} r \quad (11)$$

Il primo termine alla destra della Eq. (11) è ben noto [36], mentre il secondo termine è stato determinato nella referenza [26] per la prima volta. Si osservi come la *T-stress* renda  $J_2$  dipendente dal percorso di integrazione tramite il raggio  $r$ .



Mettendo in conto la prima e la seconda componente, è possibile esprimere un  $J$ -integral totale e legarlo algebricamente a un fattore di intensificazione delle tensioni equivalente  $K_{eq}$  [26]:

$$J = \sqrt{J_1^2 + J_2^2} = \frac{1}{E'} \sqrt{K_I^4 + 2K_I^2 K_{II}^2 + K_{II}^4 + \left( -2K_I K_{II} - 2K_{II} T \sqrt{\frac{8}{\pi} r} \right)^2} = \frac{K_{eq}^2}{E'} \quad (12)$$

La Tab. 2 presenta i valori del SED da ‘full circles’ con raggio  $R_0=0.28$  mm assieme ai parametri  $J_1, J_{2,K}, J_{2,T}, J$  e  $J/2\pi R_0$ . L’ultimo parametro normalizza  $J$  rispetto al perimetro del volume di controllo  $2\pi R_0$ , come suggerito da Berto *et al.* [37,38]. Il contributo di  $J_2$  è sempre maggiore del contributo di  $J_1$  quando  $t = 1$  mm (mentre i due contributi sono invece vicini tra loro per  $t = 5$  mm, [26]). Per  $d/t \geq 2.0$ , la massima differenza tra  $J$  e SED è minore dell’8%, il che significa  $\bar{W} \approx J / 2\pi R_0$  in questi casi. Le differenze crescono per  $d/t = 1.0$  e  $0.5$ , ma restano comunque piuttosto contenute.

$R_0=0.28$ mm $t=1$ mm	$J_1 (\times 10^3)$ (N/mm)	$J_{2,K} (\times 10^3)$	$J_{2,T} (\times 10^3)$	$J (\times 10^3)$	$J/(2\pi R_0)$ (Nmm/mm <sup>3</sup> )	$\bar{W} (\times 10^3)$ (Nmm/mm <sup>3</sup> )	$\Delta$ (%)
$d/t=0.5$	0.671	0.175	1.815	2.100	1.194	1.412	-15.4
1	0.550	0.395	1.496	1.969	1.120	1.208	-7.3
2	0.726	0.710	1.336	2.172	1.235	1.183	4.4
3	0.765	0.757	1.307	2.201	1.252	1.181	6.0
8	0.764	0.756	1.307	2.200	1.251	1.180	6.0

Tabella 2: Giunti a cordone continuo saldati a sovrapposizione,  $F/(t \times 1) = 10$  MPa (da Lazzarin, Berto e Radaj, 2009 [26]).

Valori di  $J = \sqrt{J_1 + J_2}$  basati sulla prima componente ( $J_1$ ) e la seconda componente ( $J_2 = J_{2,K} + J_{2,T}$ ) di  $J$ -integral; confronto tra i parametri  $J/(2\pi R_0)$  e SED entrambi riferiti a un volume di controllo circolare di raggio  $R_0=0.28$  mm.

Si ritiene utile riportare un confronto tra previsioni espresse in termini di SED (tutte relative a modelli con  $\rho=0$ ) e previsioni basate sul fattore teorico di concentrazione delle tensioni, così come determinato da modelli con ‘keyhole’ (vedi Fig. 4c). In questi casi l’apice della fessura presenta un raggio di raccordo  $\rho_s = 0.05$  mm, così come suggerito da Sonsino *et al.* in [32,33]. La Tab. 3, tratta dalla referenza [26], mette a controllo valori di  $K_t$  e di  $\sqrt{\bar{W}}$ , tutti normalizzati rispetto alla geometria di riferimento avente  $d/t=3.0$ . La corrispondenza è molto buona con variazioni percentuali inferiori al 4% per i modelli a cerchio pieno.

	$K_t/K_t^*$	$\sqrt{\bar{W}/\bar{W}^*}$	$\sqrt{\bar{W}/\bar{W}^*}$
	$\rho=0.05$ mm	$R_0=0.28$ mm circle	$R_0=0.28$ mm semicircle
$t=1$ mm, $d/t=0.5$	1.137	1.093	1.064
1	1.000	1.011	1.021
2	0.998	1.001	1.006
3	1.000	1.000	1.000

Tabella 3: SED e fattori teorici di concentrazione delle tensioni normalizzati rispetto al caso  $d/t=3.0$  (da Lazzarin, Berto e Radaj, 2009, [26]).

Una sintesi finale in termini di SED è presentata in Fig. 14 per giunti a sovrapposizione saldati a punti. Lo spessore varia tra 0.65 mm e 1.75 mm, il rapporto nominale di ciclo  $R$  tra 0.05 e 0.3. I dati sperimentali sono stati tratti dalla letteratura recente, dal 2003 in poi. Al momento il volume di controllo fa ancora riferimento al raggio  $R_0=0.28$  mm (valido a rigore per i giunti di medio ed elevato spessore), senza avere quindi ancora operato alcun processo di ottimizzazione per i giunti di spessore ridotto. La dispersione rimane in linea con quella caratteristica della banda di Haibach, mentre la pendenza



risulta superiore a quella dei giunti di medio ed elevato spessore saldati ad arco,  $k=2.13$ , che diventa ovviamente  $k=4.26$  in termini di range di tensione locale equivalente.

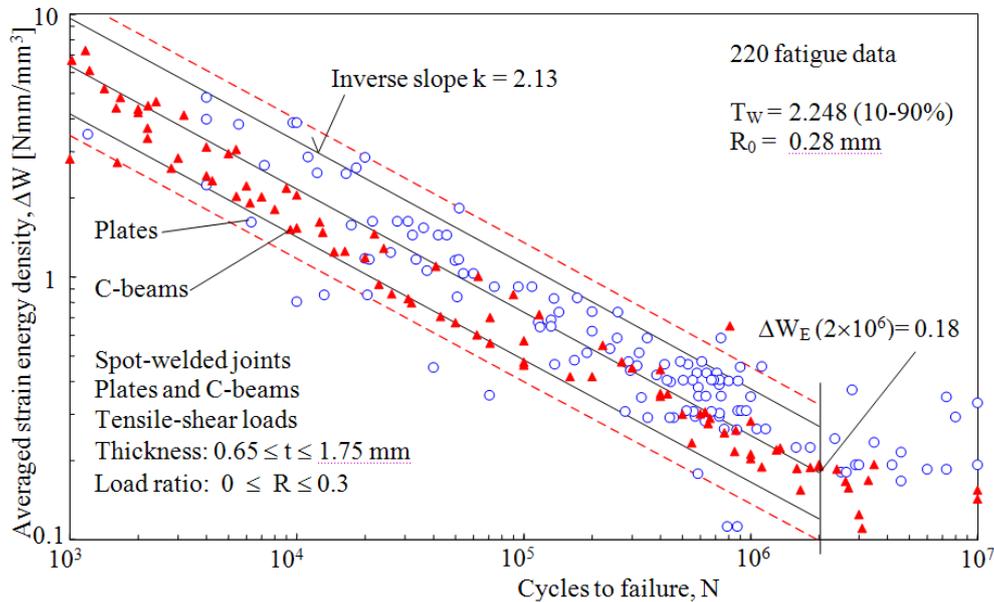


Figura14: Banda di dispersione relativa a giunti a sovrapposizione saldati a punti soggetti a sollecitazioni di trazione/taglio (piatti e travi a C). Valori di  $\Delta W$  determinati da modelli tridimensionali.

## CONCLUSIONI

Il lavoro ha presentato le linee guida del criterio basato sul valore medio della densità di energia di deformazione  $\Delta W$  valutata in un ben preciso volume di controllo posizionato al piede e alla radice dei cordoni di saldatura. Nei giunti di medio ed elevato spessore la densità di energia di deformazione dipende quasi esclusivamente dai fattori di intensificazione di modo I al piede dei cordoni, dai fattori di modo I e II alla radice nel caso di giunti a cordone portante. Anche per queste geometrie il contributo di modo I resta prevalente.

Circa 900 dati sperimentali di resistenza a fatica relativi a giunti saldati aventi geometrie molto diverse fra loro sono stati presentati in termini di  $\Delta W-N$  chiarendo la posizione e la pendenza della Banda di dispersione associata.

Al ridursi delle dimensioni assolute dei giunti la zone controllate dalle singolarità di ordine prevalente si riducono e il calcolo della densità di energia non può più limitarsi ai termini singolari del primo ordine. Il problema è stato evidenziato per il giunti a semplice sovrapposizione di spessore ridotto ( $t=1$  mm) laddove l'effetto della  $T$ -stress parallela alle superficie affacciate gioca un ruolo rilevante sul stato di tensione e deformazione presente nella zona di innesco delle cricche di fatica. Anche per i giunti di spessore ridotto il criterio basato sul valore medio della densità di energia di deformazione appare promettente e alternativo ad altri criteri basati su  $J$ -integral o su modelli che vedono la radice dei cordoni modellata mediante *keyhole* con raggio di raccordo all'apice molto ridotto ( $\rho_s=0.05$  mm).

Il lavoro ha anche discusso la possibile esistenza di modi singolari *out-of-plane*, che nascono nei giunti saldati per effetto Poisson, in combinazione con stati tensionali di modo II (singolari e non singolari). Questi singolarità non convenzionali, non contemplate dalla trattazione di Williams, concorrono a giustificare lo spostamento del punto di innesco delle cricche di fatica dal piano medio dei giunti alle superficie laterali. Comunque sia, il criterio basato della densità di energia di deformazione si mostra in grado di computare correttamente anche gli effetti *out-of-plane* se utilizzato in combinazione con modelli tridimensionali dei giunti.

Come evidenziato in alcuni contributi recenti riportati in bibliografia, uno dei maggiori vantaggi del criterio basato sulla densità di energia di deformazione è legato al possibile utilizzo di *mesh* a maglia larga attorno al volume di controllo posizionato nelle zone di possibile innesco delle cricche di fatica, superando il problema dei metodi basati sulla valutazione diretta dei campi di tensione locali che richiedono invece *mesh* con elevato grado di infittimento.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] D. Radaj, C. M. Sonsino, W.Fricke, *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*, Woodhead Publishing, Cambridge, 2nd edn. (2006).
- [2] D. Radaj *Design and analysis of fatigue resistant welded structures*, Abington Publishing, Cambridge (1990).
- [3] D.Radaj, C. M. Sonsino, W.Fricke, *Int. J. Fatigue*, 31 (2009) 2.
- [4] P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 21 (1998)1089.
- [5] B. Atzori, *Proc. XIII Conference of the Italian Society for Strain Analysis*, Bergamo, Italia (1985) 294.
- [6] B. Atzori, *Proc. of the Italian Conference on Fatigue Strength of Welded Structures*, Genova, Italia (1985).
- [7] M. L. Williams, *J. Appl. Mech.*, 19 (1952) 526.
- [8] P. Lazzarin, P.Livieri, *Int. J. Fatigue*, 23 (2001) 225.
- [9] P. Lazzarin, R. Zambardi, *Int. J. Fract.*, 112 (2001) 275.
- [10] P. Lazzarin, R. Zambardi, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 25 (2002) 917.
- [11] P. Lazzarin, T. Lassen, P. Livieri, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 26 (2003) 49.
- [12] P. Livieri, P. Lazzarin, *Int. J. Fract.*, 133 (2005) 247.
- [13] P.Lazzarin, *Welding Int.*, 14 (2000) 115. Traduzione da: *Riv. Ital. Saldatura*, 51(1999) 137.
- [14] G. Glinka, K.Molski, *Mater. Sci. Engng.*, 50 (1981) 93.
- [15] P. Lazzarin, F. Berto, *Fatigue Fract. Engn. Mater. Struct.*, 31 (2008) 95.
- [16] D. Radaj, F. Berto, P. Lazzarin *Local fatigue strength parameters for welded joints based on strain energy density with inclusion of small-size notches*. *Engng. Fract. Mech.*, (2009) in press, available on line.
- [17] D. Radaj, P. Lazzarin, F. Berto *Fatigue assessment of welded joints under slit-parallel loading based on strain energy density or notch rounding*. Submitted to *Int J Fatigue* (2009).
- [18] F. Berto, P. Lazzarin, D. Radaj, *Fictitious notch rounding concept applied to sharp V-notches: evaluation of the microstructural support factor for different failure hypotheses. Part I: Basic stress equations*. *Engng. Fracture Mech.*, 75 (2008) 3060. Part II: *Microstructural support analysis*. *Engng. Fracture Mech.*, (2009) in press, available online.
- [19] F.Berto, P. Lazzarin, *Proc. Mesomechanics Conference*, Oxford (2009).
- [20] P. Lazzarin, F. Berto, D. Radaj, *Proc. 9<sup>th</sup> Int Fatigue Congress, IFC9, Atlanta, USA* (2006).
- [21] E. Haibach, *Service fatigue strength – methods and data for structural analysis*, Springer Verlag, Berlino (2002).
- [22] P. Lazzarin, F. Berto, F.J. Gomez, M. Zappalorto, *Int J Fatigue*, 30 (2008) 1345.
- [23] P. Lazzarin, F. Berto, D. Radaj, *Key Engineering Materials, Advances in Fracture and Damage Mechanics VI*, 348-349 (2007) 449.
- [24] R. Gross, A. Mendelson, *Int. J. Fract. Mech.*, 8 (1972)267.
- [25] P. Lazzarin, P. Livieri, F. Berto, M. Zappalorto, *Engng. Fract. Mech.*, 75 (2008)1875.
- [26] P. Lazzarin, F. Berto, D. Radaj, *Fatigue-relevant stress field parameters of welded lap joints: pointed slit tip versus keyhole notch*. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, (2008) under revision.
- [27] A. Kotousov, T. L. Lew, *Int. J.Solids Struct.*, 43 (2006) 5100.
- [28] A. Kotousov, *Int. J. Solids Struct.*, 44 (2007) 8259.
- [29] S. Harding, A. Kotousov, P.Lazzarin, F.Berto *Transverse singular effects in V-shaped notches stressed in Mode II*, (2009) submitted.
- [30] T. R. Kane, R. D. Mindlin, *J. Appl. Mech.* 23 (1956) 277.
- [31] T. Nakamura, D. M. Parks, *Int. J. Solids Struct.*, 25 (1989)1411.
- [32] M.Eibl, C.M. Sonsino, H. Kaufmann, G. Zhang, *Int. J. Fatigue*, 25 (2003) 719.
- [33] Ö. Karakas, C. Morghenstern, C. M. Sonsino, *Int. J. Fatigue*, 30 (2008) 2210.
- [34] J. R. Rice, *J. Appl. Mech.*, 35 (1968) 379.
- [35] J. K. Knowles, E. Stenberg, *Archives for Rational Mechanics and Analysis*, 44 (1972) 187.
- [36] E. E. Gdoutos, *Fracture mechanics criteria and applications*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht (1990).
- [37] F.Berto, P. Lazzarin, *Int. J. Solids Struct.*, 44 (2007) 4621.
- [38] F. Berto, P. Lazzarin, F. J. Gómez, M. Elices, *Int. J. Fract.*, 148 (2007) 145.



## Effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti a croce

B. Atzori, B. Rossi

*Università di Padova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, bruno.atzori@unipd.it*

G. Demelio

*Politecnico di Bari, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Gestionale, demelio@poliba.it*

---

**RIASSUNTO.** La scelta della dimensione da assegnare al cordone di saldatura nel caso di giunzioni saldate a croce può presentarsi problematica, specie quando gli spessori delle lamiera che formano il giunto sono differenti tra loro. Le normative di tipo tecnologico suggeriscono in genere di prevedere uno spessore del cordone di saldatura inferiore al minimo spessore della lamiera da collegare, mentre le normative di tipo strutturale non prevedono una dipendenza della resistenza del giunto, sia statica che a fatica, dalle dimensioni del cordone di saldatura, a meno che queste non siano tanto ridotte da portare a rotture che si inneschino e si propagano non più nella lamiera base ma nel cordone di saldatura. Scopo del presente lavoro è la verifica, teorica e sperimentale, della variazione della resistenza a fatica al variare del rapporto tra lo spessore del cordone di saldatura e quello minimo delle lamiera da saldare.

**ABSTRACT.** The choice of the proper weld size for cruciform joints can be a critical topic especially in case of different thickness of the welded plates. According to technological recommendations the size of the weld bead should not exceed the thickness of the smallest plate. On the other hand, design standards do not suppose the joint static and fatigue resistance to be dependent on the weld size provided that it is thick enough to avoid the failure of the weld itself instead of the failure of the welded plate. The aim of this work is to study, both from a theoretical and an experimental point of view, the effect of different weld sizes on the fatigue resistance of cruciform joints.

**PAROLE CHIAVE.** Fatica; Giunti saldati a croce; Dimensioni del cordone; Fattore di intensificazione delle tensioni

---

### INTRODUZIONE

È ben noto che, nel caso di giunti a croce portanti saldati con filetti d'angolo, dovrebbe essere sufficiente uno spessore del cordone di saldatura pari alla metà dello spessore della lamiera a cui è applicato il carico per ristabilire la resistenza della lamiera stessa. Nella pratica applicativa non è però infrequente il caso di cordoni di saldatura di dimensioni maggiori, sia perchè espressamente previsti, per evitare il rischio di rotture per fatica che si inneschino alla radice del cordone di saldatura e si propagano attraverso il cordone di saldatura stesso (molto più insidiose di quelle che si innescano al piede del cordone di saldatura e si propagano nel materiale base), sia anche non previsti, ma conseguenza delle modalità di saldatura adottate. Le normative per la progettazione delle strutture in acciaio (in particolare la CNR-UNI 10011 [1], la DIN 15018 [2], nonché le Raccomandazioni dell'International Institute of Welding [3]) non fanno dipendere la previsione della vita a fatica di un giunto saldato dalle dimensioni del cordone di saldatura, tranne nel caso in cui questo non sia tanto ridotto da portare ad una maggiore criticità della radice del cordone di saldatura rispetto a quella del piede, con conseguente possibile cedimento del cordone e non della lamiera base.

---

Scopo del presente lavoro è l'analisi, sia teorica che sperimentale, dell'influenza dello spessore del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti saldati a croce, onde chiarire se il non tenerne conto, da parte delle normative di progettazione, sia giustificato o rappresenti invece un errore da correggere.

## ANALISI TEORICA

Le normali tecnologie di saldatura portano alla formazione di un cordone di saldatura che si raccorda con la lamiera base in maniera brusca, con raggi di raccordo di entità molto limitata (dell'ordine dei decimi di millimetro) ai quali corrisponde un effetto di intaglio molto elevato, al contrario di quanto avviene con tecnologie o procedimenti particolari, atti ad aumentare questo raggio di raccordo, rendendolo più dolce (dell'ordine di alcuni millimetri) e riducendo così l'effetto di intaglio, con conseguente aumento della resistenza a fatica.

E' stato evidenziato da tempo come, solo nel caso delle tecnologie di saldatura normali, la resistenza a fatica sia determinata dal campo di tensione che si ha in prossimità del piede del cordone di saldatura (poco dipendente dal valore del raggio di raccordo, purché piccolo), e non dal picco valutato in campo lineare elastico, molto dipendente invece dal raggio di raccordo [4, 5]. Tale campo di tensione presenta un andamento esponenziale, analogo a quello che si ha in prossimità di una cricca nel caso della meccanica della frattura, ma con un esponente diverso, non più pari a 0.5 ma dipendente dall'ampiezza dell'angolo formato dal cordone di saldatura con la lamiera base. Nel caso di un cordone simmetrico rispetto alle due lamiere disposte ortogonali, con un'inclinazione di  $45^\circ$  rispetto a ciascuna lamiera e quindi con angoli di apertura pari a  $135^\circ$ , l'esponente risulta pari a 0.326, in analogia a quanto trovato da Williams [6] per gli intagli acuti con uguale angolo di apertura.

L'approccio che studia le capacità di resistenza a fatica delle strutture saldate basandosi su questi concetti, denominato NSIF (Notch Stress Intensity Factor), è stato sviluppato e formalizzato da diversi autori [7-19]. In particolare, Lazzarin e Tovo [12] lo hanno applicato all'analisi teorica dei giunti saldati a croce, giungendo ad esplicitare l'intensità del campo di tensione locale in funzione della forma del giunto, cioè, con riferimento alla Fig. 1, ai rapporti  $T/t$  tra gli spessori delle lamiere e  $b/t$  tra il piede del cordone di saldatura e lo spessore  $t$  della lamiera soggetta al carico.

Senza entrare in questa sede in maggiori dettagli sulla trattazione effettuata da Lazzarin e Tovo, che esulerebbe dagli obiettivi della presente analisi, i risultati da loro raggiunti possono essere applicati al caso in esame, evidenziando la variazione relativa del campo di tensione (e quindi della resistenza a fatica ad un determinato numero di cicli) al variare dei rapporti dimensionali sopra ricordati. Inoltre, poiché al variare della criticità del giunto saldato, la curva di Woehler varia semplicemente traslando parallelamente a se stessa in un diagramma doppio logaritmico [5], la variazione della resistenza a fatica è la stessa indipendentemente dalla vita prevista, purché nel campo delle vite a termine. E' pertanto possibile costruire il diagramma di Fig. 2 che, nell'ipotesi di cordone portante a piena penetrazione con innesco al piede del cordone di saldatura e propagazione nella lamiera base e pendenza del cordone stesso pari a  $45^\circ$ , riporta, per un rapporto  $T/t$  pari a 3, la variazione della prevedibile resistenza a fatica al variare di  $b/t$ . La resistenza a fatica è espressa in termini di range di sollecitazione  $\Delta\sigma$ , pari alla differenza tra la  $\sigma$  massima e la  $\sigma$  minima del ciclo di sollecitazione, supposto costante nel tempo, ed è riferita al valore  $\Delta\sigma_1$  assunto nel caso di  $b = t$ . L'analisi teorica, che è in corso di approfondimento per estenderla al caso di saldatura a parziale penetrazione e a valori più elevati del rapporto  $b/t$ , sembra indicare un leggero miglioramento della resistenza a fatica al crescere dello spessore del cordone di saldatura.

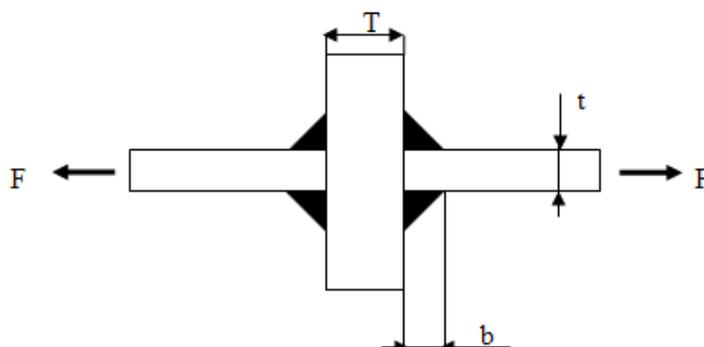


Figura 1: Tipologia di giunto saldato analizzato.

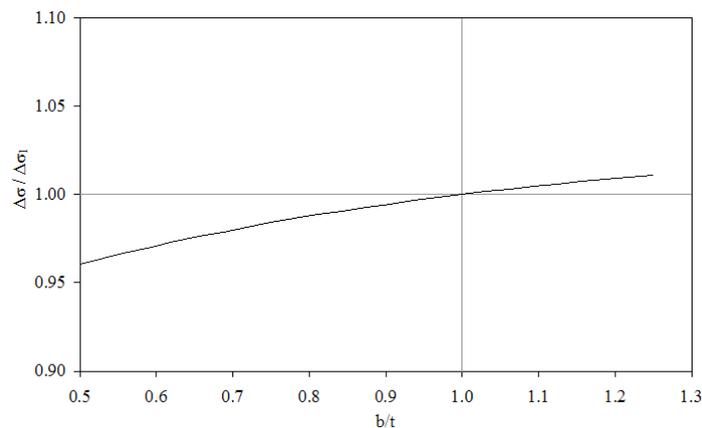


Figura 2: Variazione prevedibile della resistenza a fatica  $\Delta\sigma$  a parità di numero di cicli  $n$  al variare dello spessore  $b$  del cordone di saldatura, per  $T/t = 3$ . Valore di riferimento  $\Delta\sigma_1$  relativo al caso  $b/t = 1$ . Saldatura a completa penetrazione.

## PROVE SPERIMENTALI

Le prove sperimentali sono state effettuate su giunti saldati a croce in acciaio da carpenteria Fe 510. I giunti sono stati ottenuti saldando con cordoni d'angolo due lamiera principali, di spessore pari a 3 mm, su una lamiera trasversale, di spessore pari a 10 mm. Sono state realizzate due tipologie di cordoni, variandone lo spessore. Il piede del cordone di saldatura, indicato in Fig. 3 ed utilizzato per quantificare la dimensione del cordone stesso, ha una dimensione media di 4 mm nella prima serie e di 7 mm nella seconda serie, mentre l'inclinazione dei cordoni non si discosta molto dai  $45^\circ$  per entrambe le serie. La larghezza nominale del giunto è pari a 50 mm ed i raggi di raccordo al piede del cordone di saldatura sono di entità molto ridotta, come evidente anche dalla Fig. 3, non essendo stato effettuato alcun trattamento per renderli più ampi.

Prima di effettuare le prove di fatica, tre provini sono stati sottoposti a trazione statica ed hanno manifestato un comportamento regolare, con rottura della lamiera principale da 3 mm, a cui è stato applicato il carico, e non dalla saldatura. I risultati delle prove statiche sono riportati nella Fig. 4.

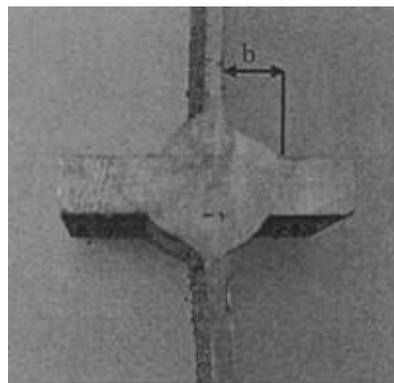


Figura 3: Geometria dei provini – sezione trasversale.

Le prove di fatica sono state effettuate utilizzando una macchina servo-idraulica Instron 1342 controllata da elettronica MTS. Tutte le prove sono state condotte in controllo di carico, con frequenze variabili tra 8 e 18 Hz e con rapporto di sollecitazione  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0.1$ . In Tab. 1 sono riportati i valori dell'ampiezza di sollecitazione e del numero di cicli che hanno portato a rottura i singoli provini.

I risultati sono stati riportati in Fig. 5 e a ciascuna serie è stata applicata la curva di Woehler standard al 50% di probabilità di sopravvivenza determinata recentemente da Atzori e Meneghetti [20]. Risulta evidente una certa differenza tra le due



serie di risultati, che conferma le indicazioni fornite dall'analisi teorica: la resistenza a fatica migliora al crescere dello spessore del cordone di saldatura.

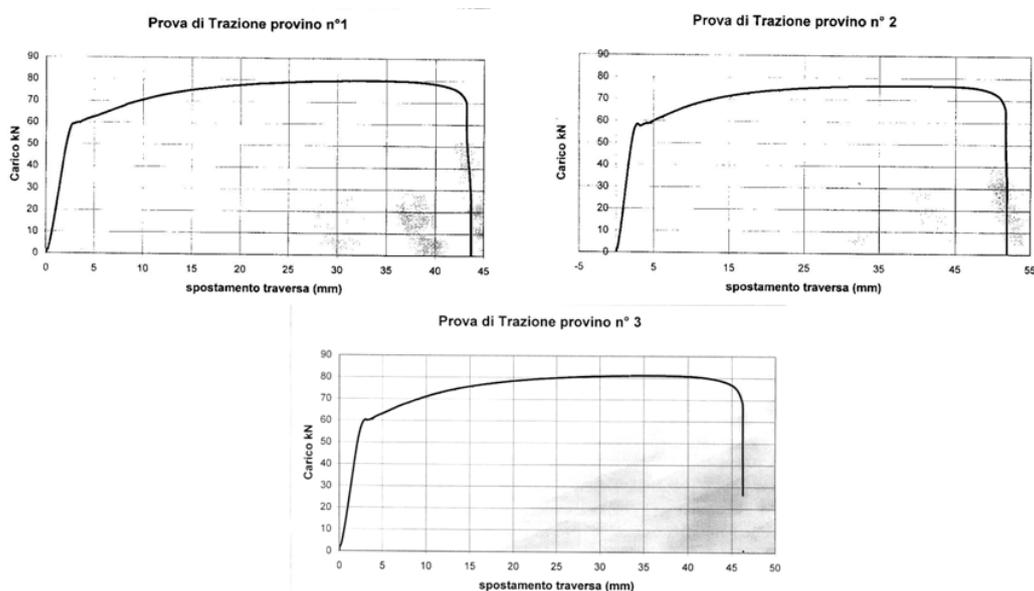


Figura 4: Risultati delle prove di trazione statica.

Serie 1 (b = 4 mm)			Serie 2 (b = 7 mm)		
Provino	$\Delta\sigma$ [MPa]	N	Provino	$\Delta\sigma$ [MPa]	N
1	270	40700	1	297	36590
2	270	45700	2	297	85000
3	225	70900	3	297	45000
4	225	37800	4	297	43945
5	180	149900	5	225	72000
			6	225	131000
			7	180	163000

Tabella 1: Risultati delle prove di fatica.

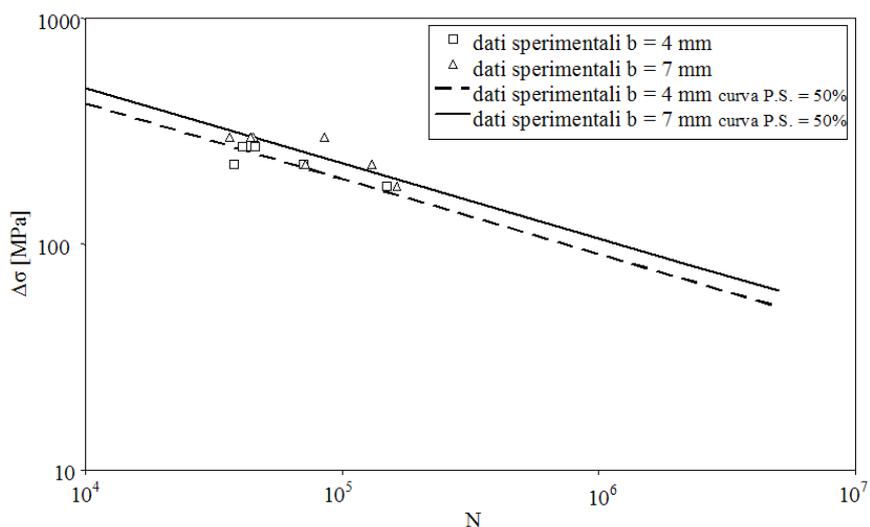


Figura 5: Risultati delle prove di fatica.



Poiché però la differenza di comportamento è modesta ed il numero di dati sperimentali per ora disponibili è limitato, i risultati delle due serie sono stati considerati come appartenenti ad un'unica popolazione e ad essi è stata applicata la banda di dispersione statistica recentemente determinata da Atzori e Meneghetti [20] e riportata in Fig. 6. In Fig. 7 è mostrato il risultato ottenuto.

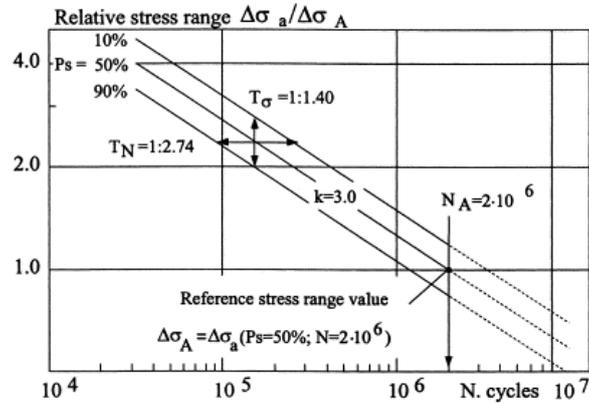


Figura 6: Banda di dispersione unificata per giunti in acciaio con cordoni d'angolo [20].

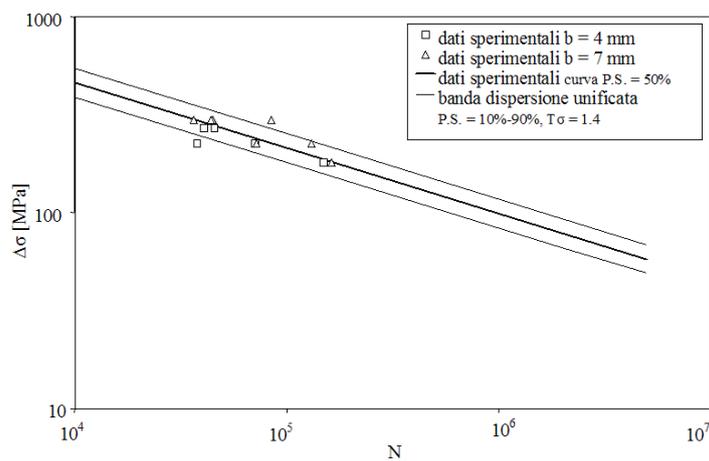


Figura 7: Banda di dispersione unificata applicata ai risultati sperimentali.

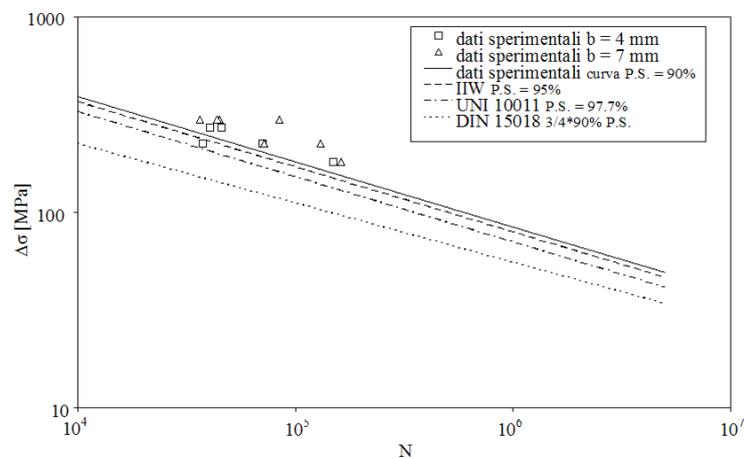


Figura 8: Confronto tra normative e risultati sperimentali.



Poiché la banda di dispersione ha un limite inferiore relativo ad una probabilità di sopravvivenza (P.S.) del 90%, la curva di resistenza a fatica ricavata dai risultati sperimentali e relativa a tale probabilità di sopravvivenza è stata confrontata con le curve di progetto fornite, per giunti della stessa tipologia, da alcune normative. In particolare si riportano in Fig. 8 i valori relativi a P.S. = 90% moltiplicati per 3/4 secondo l'approccio di determinazione dei valori di resistenza della DIN 15018, quelli relativi a P.S. = 95% secondo l'approccio IIW e quelli relativi a P.S. = 97.7% secondo l'approccio CNR-UNI 10011.

## CONCLUSIONI

**S**ia le analisi teoriche che i risultati sperimentali ottenuti mostrano che all'aumentare dello spessore del cordone di saldatura la resistenza a fatica del giunto saldato non diminuisce ma anzi migliora.

Poiché il miglioramento, almeno per ora, sembra essere modesto, appare giustificato ed ammissibile che le normative non tengano conto delle dimensioni del cordone di saldatura nel fissare la resistenza a fatica dei giunti saldati con cordoni d'angolo.

I risultati sperimentali ottenuti evidenziano caratteristiche di resistenza congruenti ed entro i limiti di resistenza indicati, per la stessa tipologia di giunto, dalle normative di progettazione e verifica considerate.

L'analisi svolta evidenzia una non banale differenza della resistenza di progetto a fatica fornita dalle tre fonti prese in esame. Tali differenze non sembrano giustificabili con le modeste differenze delle probabilità di sopravvivenza a cui fanno riferimento le tre normative e, a parere degli autori di questo lavoro, merita un maggiore approfondimento che estenda il confronto anche ad altre normative, visto il rischio da un lato, di avere un inutile appesantimento delle strutture (con conseguente maggior costo e minore competitività sul mercato), dall'altro, di avere rotture catastrofiche dopo periodi anche lunghi di utilizzo delle strutture.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] CNR UNI 10011 Costruzioni di acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione (1988).
- [2] DIN 15018 Steel structures Verification and analyses. Part 1 (1984).
- [3] A. Hobbacher Fatigue design of welded joints and components. Recommendations of IIW Joint Working Group XIII-XV (1996).
- [4] B. Atzori, G. Crivellato, G. Meneghetti, Atti del XXVI Convegno Nazionale AIAS, Calabria (1997).
- [5] B. Atzori, *Rivista Italiana della Saldatura* LII, 1 (2000) 27.
- [6] M.L. Williams, *J. Appl. Mech.* 19 (1952) 526.
- [7] E. Haibach, Die Schwingfestigkeit von Schweissverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung. LBF Report No. FB-77, Darmstadt (1968).
- [8] S. Usami, H. Kimoto, S. Kusumoto, *Trans Jpn Weld Soc.*, 9(2) (1978).
- [9] B. Atzori, G. Blasi, C. Pappalettere, *Exp. Mech.*, 25(2) (1985) 129.
- [10] L.S. Nui, C. Chehimi, G. Pluinage, *Engng Fracture Mech.*, 49 (1994) 325.
- [11] Y. Verreman, B. Nie, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 19 (1996) 669.
- [12] P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.* 21 (1998) 1089.
- [13] B. Atzori, P. Lazzarin, G. Meneghetti, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 (1999) 369.
- [14] R. Tovo, P. Lazzarin, *Int. J. Fatigue*, 21 (1999) 1063-78.
- [15] P. Lazzarin, P. Livieri, *Int. J. Fatigue*, 23(3) (2001) 225-32.
- [16] G. Meneghetti, R. Tovo, in: Blom AF, editor. *Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Fatigue Congress*. Stockholm, Sweden. (2002)1873.
- [17] D. Taylor, N. Barrett, G. Lucano, *Int. J. Fatigue*, 24 (2002) 509-18.
- [18] Y. Verreman, N. Limodin, *Eng. Fract. Mech.*, (2007) doi:10.1016/j.engfractmech.2007.07.005.
- [19] B. Atzori, P. Lazzarin, G. Meneghetti, *Eng Fract Mech.*, (2007) doi:10.1016/j.engfractmech.2007.03.029.
- [20] B. Atzori, G. Meneghetti, *Int. J. Fatigue*, 23 (2001) 713-21.



## Resistenza a fatica di strutture in leghe di alluminio: normative a confronto e verifica sperimentale

B. Atzori, G. Meneghetti, B. Rossi

*Università di Padova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, bruno.atzori@unipd.it*

---

**RIASSUNTO.** Le problematiche relative all'utilizzo delle normative nell'ambito della progettazione a fatica di strutture in leghe di alluminio sono state di recente affrontate in numerosi lavori che hanno messo in luce sia le difficoltà legate al passaggio da normative oramai obsolete ad altre di nuova concezione, ma di caratteristiche e struttura completamente diverse, che la sostanziale carenza anche all'interno delle più recenti normative europee, quale l'Eurocodice 9, di molti risultati e metodi sviluppati in anni di ricerca scientifica e ormai indiscutibilmente consolidati. Il presente lavoro si propone di approfondire entrambe le tematiche tramite il confronto tra risultati sperimentali tratti da letteratura e le corrispondenti curve di resistenza proposte rispettivamente dalla normativa italiana UNI 8634, di recente ritirata, e dall'Eurocodice 9. In questo modo verranno messe in luce le differenze tra i valori di resistenza proposti dalle due norme e verrà illustrata sia la corrispondenza a volte poco soddisfacente con i risultati sperimentali che le conseguenze dovute alla mancata applicazione di assodati risultati teorici.

**ABSTRACT.** The employment of standard codes in fatigue design of aluminium alloy structures has been the subject of many recent papers where both the comparison among different design standards and the lack of application, even in the latest European codes, of reliable theoretical results were discussed. The aim of this work is to deepen the comparison between the Italian code UNI 8634, recently withdrawn, and the European standard Eurocode 9, published in 2007, through the comparison of experimental data taken from literature with the corresponding design curves proposed by both of codes. In this way, the differences between the fatigue resistance data will be pointed out together with the effects of neglecting well known and reliable theoretical results.

**PAROLE CHIAVE.** Lega leggera; Fatica; Giunti saldati; Normative; Dati sperimentali

---

### INTRODUZIONE

Nell'ambito della progettazione di strutture in leghe di alluminio, una delle prime normative in assoluto a presentare dati relativi alla resistenza a fatica di particolari strutturali di diverso tipo è stata la normativa italiana UNI 8634 [1]. Tale norma, emanata nel 1985 e rimasta in vigore fino a dicembre del 2008, si basava sulla vasta attività di ricerca e rianalisi di dati sperimentali effettuata tra il 1975 ed il 1980 dal Prof. Atzori prima presso il Laboratorium für Betriebsfestigkeit di Darmstadt e poi presso l'università di Bari [2-4]. Tali ricerche avevano condotto, su analogia di quanto già ottenuto dal prof. Haibach per le giunzioni in acciaio, alla definizione di una banda di dispersione unificata (Fig. 1) capace di interpretare i risultati di prove di fatica su giunti di geometrie e dimensioni assolute diverse, purché la cricca si inneschi al piede del cordone di saldatura. Tale risultato [3] era stato assunto come principio base della normativa italiana, tenendo conto che la diversa tipologia di giunto causa una semplice traslazione verticale della banda di dispersione se le tensioni considerate sono quelle nominali calcolate sulla lamiera principale.

La UNI 8634, che per facilitare i progettisti riproduceva la normativa per le strutture in acciaio allora in vigore [5] non venne mai aggiornata per mantenere la corrispondenza con la successiva versione della UNI 10011 sugli acciai [6] in

---

quanto alla fine degli anni '80 venne istituita una commissione CEN per la stesura di una normativa europea su tematiche analoghe. I lavori portarono nel 2002 all'emissione di una prenorma [7] ed infine nel 2007 all'emissione della norma definitiva [8], che dopo il ritiro della UNI 8634 si configura a livello italiano, oltre che europeo, come normativa di riferimento per la progettazione a fatica di strutture in lega leggera. Al fine di mantenere una certa omogeneità nella presentazione dei risultati, l'Eurocodice 9 riproduce la struttura adottata dall'Eurocodice 3 per gli acciai [9] e risulta pertanto avere un formato notevolmente diverso rispetto alla normativa italiana.

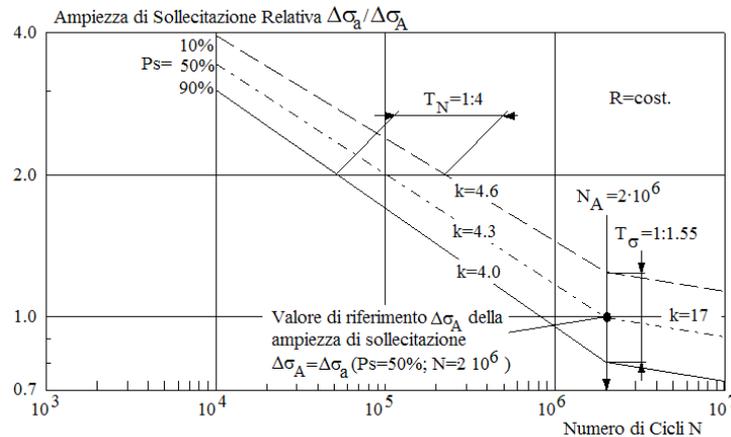


Figura 1: Banda di dispersione relativa alle giunzioni saldate in lega leggera [2].

Le difficoltà presenti nel passaggio da una normativa all'altra sono state messe in luce in recenti lavori [10, 11] sia per quanto riguarda la corrispondenza tra i dettagli strutturali che dal punto di vista dei valori di resistenza. Inoltre, durante il lungo periodo di stesura dell'Eurocodice 9, le analisi teoriche nell'ambito delle giunzioni saldate hanno avuto notevolissimo impulso, soprattutto dopo la scelta di considerare il piede del cordone di saldatura, nel caso di cordoni d'angolo, come un intaglio acuto con raggio di raccordo nullo e di assumere per il cordone uno spessore ed un'inclinazione di 45° costanti [12, 13] che ha portato a legare le problematiche delle giunzioni saldate a quelle degli intagli acuti in generale. Numerose analisi sono state sviluppate su queste basi [14-20] negli anni successivi portando, tra i molteplici risultati, a definire, per giunti con cordoni d'angolo e rottura a piede cordone, un'unica banda di dispersione unificata (Fig. 2, [20]), con valori di pendenza e dispersione molto prossimi a quelli determinati in passato (Fig. 1) ma che esprimendo in punti sperimentali in funzione non delle tensioni nominali, bensì delle tensioni locali immediatamente prossime alla zona di innesco cricca tramite l'utilizzo del parametro locale  $\Delta K_1^N$ , ovvero fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I, elimina la traslazione verticale dovuta alle differenti concentrazioni di tensione strutturale. Un'espressione conveniente del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I per i giunti saldati [14] risulta essere:

$$\Delta K_1^N = k_1 \Delta \sigma_n t^{0.326} \quad (1)$$

dove  $k_1$  è un coefficiente adimensionale, analogo al coefficiente teorico di concentrazione delle tensioni  $k_t$ , che dipende dalla geometria delle parti collegate e del cordone di saldatura stesso,  $\Delta \sigma_n$  è il range di tensione nominale applicata,  $t$  lo spessore del piatto principale caricato, 0.326 esponente valido nell'ipotesi di cordone di saldatura schematizzato come intaglio con angolo di apertura 135° (caso tipico di cordone d'angolo). Si noti come l'Eq. 1 permetta una valutazione ed una formalizzazione accurata dell'effetto scala, prima difficilmente descrivibile in termini rigorosi.

In questo modo l'approccio allo studio della resistenza a fatica di giunzioni saldate basato sulle tensioni nominali è stato soppiantato dallo studio dell'effettivo campo di tensione locale che è stato interpretato anche come sovrapposizione dell'intaglio acuto al piede del cordone di saldatura e dell'intaglio strutturale dovuto alla geometria complessiva della giunzione [21].

Se i risultati teorici qui brevemente riassunti non erano presenti, per ovvie questioni temporali, nella UNI 8634, risultano molto poco recepiti anche dall'Eurocodice 9, che come evidenziato da recenti lavori [22, 23] sottostima notevolmente



l'effetto scala considerandolo solo in un numero molto limitato di casi e soprattutto ignora completamente l'utilizzo di approcci di tipo locale, prevedendo al più l'uso di metodi di tipo "hot spot" che analizzano però il solo campo di tensione strutturale dovuto alla geometria complessiva della giunzione escludendo invece gli effetti di intaglio acuto al piede del cordone di saldatura.

Nella memoria verrà ripresa nei tratti salienti la descrizione di entrambe le normative (UNI 8634 e Eurocodice 9) mentre verrà dato ampio spazio al confronto delle curve di progettazione con i risultati sperimentali, evidenziando in particolare le incongruenze e le conseguenze delle lacune rispetto alle analisi teoriche.

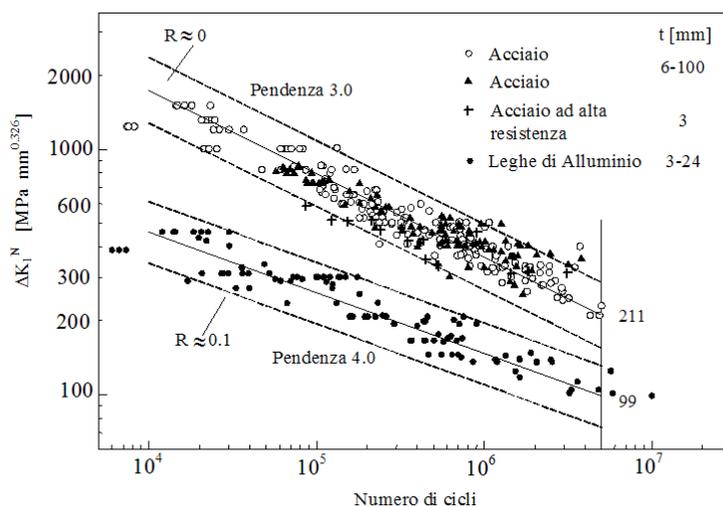


Figura 2: Resistenza a fatica di giunti a croce in acciaio e lega leggera in funzione del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I  $\Delta K_I^N$  [20].

## NORMATIVE DI PROGETTAZIONE

Come anticipato al paragrafo precedente, la normativa italiana UNI 8634, sintetizza i dati di resistenza a fatica relativi a prove effettuate su provini di geometria diversa sulla base del concetto di banda di dispersione unificata, sviluppato negli anni precedenti. Viene così presentata un'unica curva di resistenza a fatica (Fig. 3) che riporta in scale relative, ovvero riferite alle coordinate del ginocchio della curva stessa, l'ampiezza di sollecitazione  $f_{d,a} = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$  al variare del numero di cicli  $n$ . In questa forma generale la curva è valida per tutti i materiali, i tipi di giunto e le condizioni di sollecitazione e va particolarizzata in base al tipo di lega, alla geometria del collegamento e al rapporto di sollecitazione dello specifico caso considerato tramite gli opportuni valori numerici. In base alla tipologia di giunto considerata (la normativa identifica 7 gruppi corrispondenti ad altrettante geometrie) si ottiene così una famiglia di curve aventi tutte la medesima pendenza ( $k' = 4.3$ ) ma che traslano nel piano  $\sigma$ - $n$  per tener conto dei diversi effetti di concentrazione delle tensioni dovuti alle diverse geometrie strutturali. In particolare la normativa fornisce (Tab. 1) per ciascuno dei gruppi considerati, la posizione del ginocchio  $n_G$ , il corrispondente valore della resistenza di progetto  $f_{d,-1}(n = n_G)$ , ovvero  $\sigma_{max,-1}(n = n_G)$ , relativo ad un rapporto di sollecitazione  $\mu = \sigma_{min}/\sigma_{max} = -1$  e ad una probabilità di sopravvivenza del 97.7% (media meno due deviazioni standard) nonché il valore della resistenza statica  $f_t$ . Noti tali dati è immediato risalire, tramite un tradizionale diagramma di Smith, al valore della resistenza di progetto  $f_{d,\mu}(n = n_G)$  relativa al particolare rapporto di sollecitazione considerato e quindi al valore dell'ampiezza  $f_{d,a}(n = n_G)$ .

Mentre, come già osservato, la pendenza della curva rimane la medesima per tutte le tipologie di dettagli strutturali, viceversa la posizione del ginocchio della curva varia. Inoltre non si considera definibile un limite di fatica. Per ovvie ragioni di data di emanazione, la UNI 8634 non tiene conto dell'effetto delle dimensioni assolute dei giunti, né prevede la possibilità di utilizzo di approcci di tipo alternativo a quello in tensioni nominali nel caso di geometrie complesse. Viceversa, essendo la normativa basata principalmente su prove eseguite su giunti saldati semplici, essa ritiene la resistenza

a fatica dipendente dal rapporto di sollecitazione e dal tipo di lega impiegata, aspetti che in seguito sono stati invece ritenuti ininfluenti sul comportamento a fatica [24].

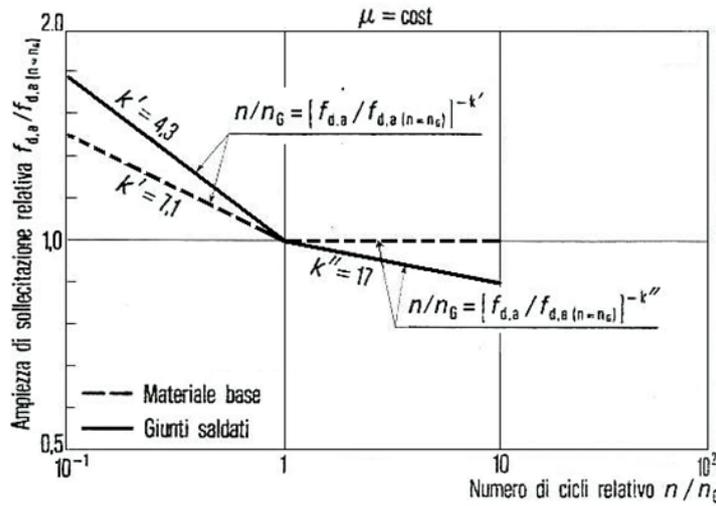


Figura 3: Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo UNI 8634 [1].

Gruppo	$n_G$	$f_{d,-1(n=n_G)}$ [MPa]	$f_t$ [MPa]
A	$2 \cdot 10^6$	83*	278*
B	$2 \cdot 10^6$	43	278*
C	$2 \cdot 10^6$	38	278*
D	$2 \cdot 10^6$	31	278*
E	$2 \cdot 10^6$	27	278*
F	$3.2 \cdot 10^6$	20	278*
G	$10^7$	10	278*

Tabella 1: posizione del ginocchio della curva di Woehler e valori di resistenza per i diversi gruppi di giunti considerati nell'UNI 8634 (\*= valore medio, per i valori precisi riferiti ai vari tipi di lega si rimanda al prospetto 53 della normativa).

Molto diverso dalla UNI 8634 già per quanto riguarda l'impostazione di base, l' Eurocodice 9 fa riferimento a dati di resistenza a fatica relativi a risultati ottenuti su strutture reali, e non su provini come nel caso della norma italiana, sintetizzandoli in curve standard, la cui forma generale è illustrata in Fig. 4. Tale curva descrive, su scala doppio logaritmica e con riferimento ad una probabilità di sopravvivenza del 97.7%, l'andamento della resistenza a fatica in termini di range di tensione ( $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ ), in funzione del numero di cicli N.

Nel diagramma, si possono distinguere tre punti particolari: il punto C ( $N_C = 2 \cdot 10^6$  cicli/ $\Delta\sigma_C$ ), utilizzato come valore di riferimento per definire la categoria dei dettagli strutturali, il punto D ( $N_D = 5 \cdot 10^6$  cicli/ $\Delta\sigma_D$ ), limite di fatica per storie di carico ad ampiezza costante, e il punto L ( $N_L = 10^8$  cicli/ $\Delta\sigma_L$ ), cut-off limit, ovvero valore tale da ritenere che sollecitazioni di ampiezza inferiore ad esso non influenzino la vita a fatica del componente. La curva presenta pendenza inversa  $m_1$  nel tratto  $N < N_D$ , pendenza  $m_2 = m_1 + 2$  nel tratto  $N_D < N < N_L$ ; tuttavia il valore di  $m_1$  non è standardizzato bensì varia a seconda della tipologia di giunto considerata, in disaccordo sia con la UNI che con le analisi teoriche [2, 14, 18, 23]; viceversa i valori di  $N_C$ ,  $N_D$ ,  $N_L$  restano costanti per tutte le categorie di dettagli strutturali. Nell'Eurocodice la resistenza a fatica viene ritenuta indipendente dal rapporto di ciclo  $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$  e dal tipo di lega di alluminio (tranne nel caso di dettagli strutturali per materiale base in lega 7020). La curva di Woehler illustrata in Fig. 4 va particolareggiata con gli opportuni valori numerici a seconda della tipologia di giunto considerata. A questo scopo nell'Eurocodice viene definita una serie di valori standardizzati di  $\Delta\sigma_C$  (ricavati da storie di carico con rapporto di ciclo  $R \geq 0.5$ ) riportati in Tab. 2. In Tabella 3 vengono illustrate invece le diverse tipologie di giunti considerate dall'Eurocodice 9 e la corrispondenza con i gruppi proposti dalla normativa italiana. Si noti come la varietà di dettagli strutturali classificati sia notevolmente maggiore



nel caso dell'Eurocodice. Inoltre mentre nella UNI 8634 ad un determinato gruppo di giunti corrisponde un solo valore di resistenza di progetto, all'interno di ciascuna tipologia di dettaglio riportata in Tab. 3 sono presenti più sotto categorie identificate da valori di resistenza  $\Delta\sigma_C$  diversi.

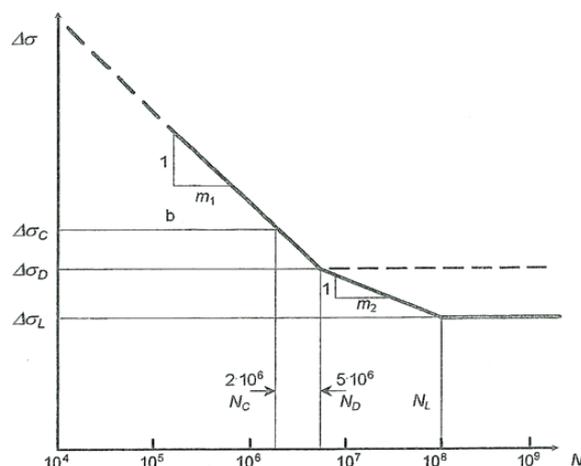


Figura 4: Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo l'Eurocodice 9 [8].

12, 14, 16, 18, 20, 23, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140
--

Tabella 2: Valori standardizzati di  $\Delta\sigma_C$  [MPa] secondo l'Eurocodice 9.

Tipologia di dettagli strutturali	Eurocodice 9	UNI 8634
materiale base	Tav. J.1	A
parti aggiunte tramite cordoni trasversali	Tav. J.3	D, E, G
saldature longitudinali	Tav. J.5	C
giunti saldati di testa	Tav. J.7	B, D, F
saldature d'angolo	Tav. J.9	F
collegamenti con bulloni	Tav. J.15	-
giunti incollati	Tav. E.1	-
travi saldate	Tav. J.11	-
parti aggiunte su travi saldate	Tav. J.13	-

Tabella 3: Tipologie di dettagli strutturali considerate nell' Eurocodice 9 e nella UNI 8634.

In generale nell'Eurocodice viene indicata la possibilità di rivalutare o penalizzare di una o due categorie (passando cioè al  $\Delta\sigma_C$  standardizzato immediatamente superiore o inferiore rispetto a quello caratteristico del dettaglio considerato e mantenendo invece  $m_1$  costante) alcune tipologie di dettagli strutturali. Questo modo di procedere viene applicato ad esempio per tener conto dell'effetto scala, limitatamente al caso di cordoni d'angolo non portanti, o nel caso di giunti saldati testa a testa con geometrie complesse.

Per quanto riguarda l'effetto della tensione media, l'Eurocodice ne tiene conto espressamente nel solo caso di materiale base, per il quale, nel caso di storie di carico con rapporto di ciclo  $R < 0.5$ , è possibile sostituire al valore di riferimento per la resistenza a fatica  $\Delta\sigma_C$ , il valore  $\Delta\sigma_{C(R)}$  così definito:

$$\Delta\sigma_{C(R)} = f(R) \cdot \Delta\sigma_C; \tag{2}$$

dove  $f(R)$  è un fattore di incremento della resistenza a fatica che vale, limitatamente al caso di materiale base,  $f(R) = 1.2 - 0.4R$ . Viceversa, nel caso di giunti saldati, non è previsto considerare l'effetto del rapporto di ciclo, a meno che non sia possibile determinare le tensioni residue sul componente.

Nel caso di geometrie complesse ove l'approccio in tensioni nominali risulti difficilmente applicabile, l'Eurocodice 9 prevede l'utilizzo di un approccio di tipo hot spot da applicare nei casi di innesco cricca a piede cordone. Si tenga presente tuttavia che, come già messo in luce al paragrafo precedente, tale approccio analizza solo il campo di tensione strutturale dovuto alla geometria complessiva della giunzione, escludendo invece gli effetti dell'intaglio acuto al piede del cordone di saldatura, che risultano al contrario fondamentali per la previsione di resistenza a fatica. Viceversa non è previsto l'utilizzo di approcci di tipo locale.

## CONFRONTO CON DATI SPERIMENTALI

Le curve di resistenza a fatica proposte dalle normative sono state confrontate con i dati sperimentali ricavati da letteratura e relativi a 15 serie di giunti di geometria diversa. Ciascuna serie di dati è stata sottoposta ad analisi statistica e sono state ricavate le curve di resistenza a fatica per una probabilità di sopravvivenza del 97.7% con confidenza 95%. I risultati sono riportati in Fig. 5-12. In Tab. 4 si riporta invece l'intera gamma dei dati sperimentali analizzati indicando per ciascuna serie il valore di  $\Delta\sigma_{N=2\cdot 10^6}$ , P.S. = 97.7% e la pendenza  $k$  della curva ricavati dall'analisi statistica. Per ciascuna serie si riportano inoltre le corrispondenti classi di resistenza fornite dalle normative e i relativi valori di  $\Delta\sigma_{N=2\cdot 10^6}$ , P.S. = 97.7% e  $k$ . Nel caso di giunti a T e a croce le indicazioni riportate tra parentesi fanno riferimento alle dimensioni, in mm, del piatto principale caricato e della lamiera trasversale, rispettivamente. Per quanto riguarda i valori di resistenza, ad esclusione del caso del materiale base, dove, come indicato al paragrafo *Materiale base* si è tenuto conto dell'effetto del rapporto di sollecitazione, per la UNI 8634 si è fatto riferimento ai valori relativi ad  $R = 0$  (la maggior parte dei risultati sperimentali utilizzati per la norma italiana si riferivano infatti a  $0 < R < 0.1$ ) mentre per l'Eurocodice i valori di resistenza sono ricavati da dati con  $R > 0.5$ . Le serie sperimentali sono invece tutte relative a prove con  $R \sim 0.1$ .

### *Materiale base*

Per un corretto confronto con i dati sperimentali ( $R = 0.1$ ), i valori di resistenza forniti dall'Eurocodice sono stati incrementati di un fattore  $f(R) = 1.15$  (Eq. 2). Nel caso di provini forati (serie AL 1 e AL 3) il valore risultante è stato quindi abbattuto di un fattore 2.4 per tener conto dell'effetto di concentrazione delle tensioni (valore suggerito dall'Eurocodice stesso per la tipologia di intaglio considerata, ovvero foro circolare centrato di diametro 20 mm su provino di larghezza 60 mm). Per quanto riguarda la UNI 8634 sono stati calcolati i valori di resistenza per  $R = 0.1$ , tenendo conto delle diverse tipologie di lega analizzate. Nel caso di provini forati tale valore è stato abbattuto dello stesso coefficiente 2.4 suggerito dall'Eurocodice. Le due normative forniscono valori di resistenza molto simili che risultano in netto vantaggio di sicurezza nel caso della lega 6060 (Fig. 5), viceversa a sfavore di sicurezza per la lega 7012 (Fig. 6, 7).

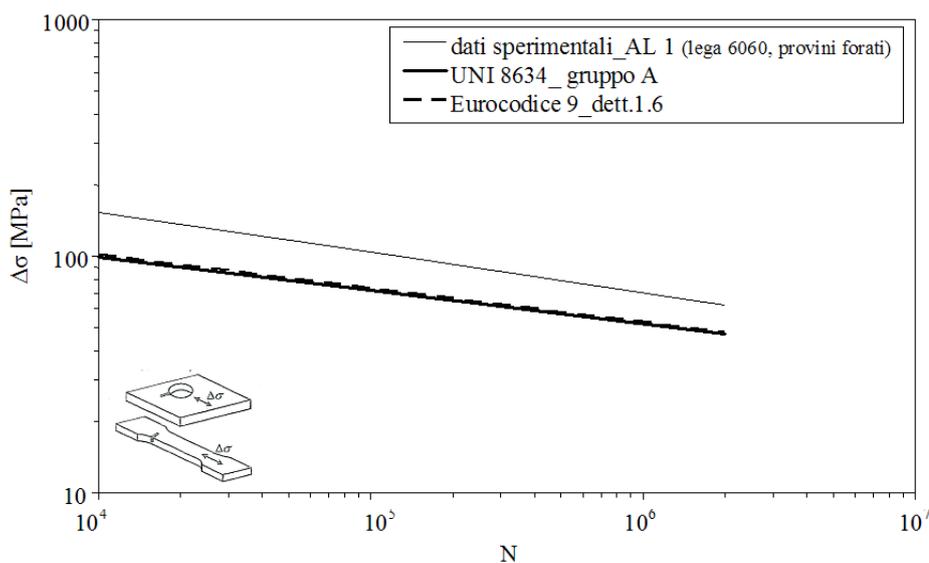


Figura 5: Confronto tra curve di resistenza a fatica per materiale base in lega 6060 (provini forati).



Serie	Tipologia di giunto	Fonte dato	Riferimento-Categoria dettaglio	$\Delta\sigma$ [MPa] N=2·10 <sup>6</sup> , P.S.=97.7%	k
AL 1	Materiale base	Sperimentale	Bellemo [25]	62.4	5.9
	Lega P-Al-Mg-Si (6060)	UNI 8634	Gruppo A	47	7.1
	Provini forati	Eurocodice 9	Dett. 1.6	47.9	7
AL 2	Materiale base	Sperimentale	Bellemo [25]	45.1	3.7
	Lega Zergal 4 (7012)	UNI 8634	Gruppo A	110.7	7.1
	Provini lisci	Eurocodice 9	Dett. 1.6	115	7
AL 3	Materiale base	Sperimentale	Bellemo [25]	19.5	2.8
	Lega Zergal 4 (7012)	UNI 8634	Gruppo A	46.1	7.1
	Provini forati	Eurocodice 9	Dett. 1.6	47.9	7
AL 4	Giunto testa a testa	Sperimentale	Van Straalen et al. [26]	46.5	4.7
		UNI 8634	Gruppo D	41.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 7.3.1	40	4.3
AL 5	Lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T)	Sperimentale	Meneghetti [27] (12/10)	47.4	4.2
UNI 8634		Ribeiro [28] (12/12)	35	3.8	
Eurocodice 9		Gruppo D	41.5	4.3	
			Dett. 3.1	32	3.4
AL 7	Lamiera con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunto a croce, cordone non portante)	Sperimentale	Maddox [29] (3/3)	45.2	3.7
AL 8			Maddox [29] (6/6)	37.3	4.3
AL 9			Maddox [29] (12/12)	34.7	3.8
AL 10			Maddox [29] (24/6)	43.1	3.8
AL 11			Maddox [29] (12/6)	39.3	3.7
			UNI 8634	Gruppo E	36
		Eurocodice 9	Dett. 3.1	32	3.4
AL 12	Giunto a croce, cordone portante (cordone d'angolo o parziale penetrazione)	Sperimentale	Ribeiro [28]	20.3	4.6
AL 13			Jacoby [30]	28	4.4
			UNI 8634	Gruppo F	29.5
		Eurocodice 9	Dett. 9.1	28	3.4
Al 14	Attacchi longitudinali	Sperimentale	Van Straalen et al. [31]	25.6	3.3
		UNI 8634	Gruppo G	19.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 3.8	23	3.4
Al 15	Attacchi longitudinali su travi	Sperimentale	Voutaz et al. [32]	23.5	3.6
		UNI 8634	Gruppo G	19.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 13.2	18	3.4

Tabella4: Serie sperimentali analizzate: corrispondenza con le normative e confronto dei valori di resistenza.

#### *Giunti testa a testa*

I dati sperimentali fanno riferimento a giunti testa a testa saldati su un solo lato con ripresa. Lo spessore delle lamiera saldate è pari a 12 mm. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione, le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

Come si evince da Fig. 8 le normative forniscono valori di resistenza molto simili e in accordo, con lieve margine di sicurezza, con i dati sperimentali.

#### *Lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T)*

I dati sperimentali fanno riferimento a serie avente uguale spessore del piatto principale (12 mm) e spessori differenti della lamiera trasversale. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e le rotture si sono verificate a piede del cordone di saldatura.

Per questa tipologia di giunto la normativa italiana fornisce dei valori di resistenza superiori a quelli dell' Eurocodice, come prevedibile tenendo conto che la UNI 8634 si basa su dati ricavati da provini. Mentre l' Eurocodice risulta a vantaggio di sicurezza, la UNI 8634 non lo è se si fa riferimento alla serie AL 5. I diversi valori di resistenza delle due serie non risultano imputabili a diversi campi di tensione locale (tali serie analizzate in termini di tensioni locali [17] hanno evidenziato uno stesso effetto di concentrazione delle tensioni dovuto alla geometria complessiva delle parti collegate e del cordone di saldatura, ovvero uno stesso valore del parametro  $k_1$  in Eq. 1) ma viceversa sembrano dovuti alla dispersione statistica dei risultati. Difatti i valori di  $\Delta\sigma_{N=2\cdot 10^6, P.S. = 50\%}$  risultano rispettivamente di 57 MPa per la serie AL 5 e 62 MPa per la serie AL 6, tuttavia, mentre per la serie AL 5 il parametro di dispersione  $T\sigma = \Delta\sigma_{2.3\%}/\Delta\sigma_{97.7\%}$  risulta pari a 1.4, per la serie AL 6 tale parametro risulta 3.1

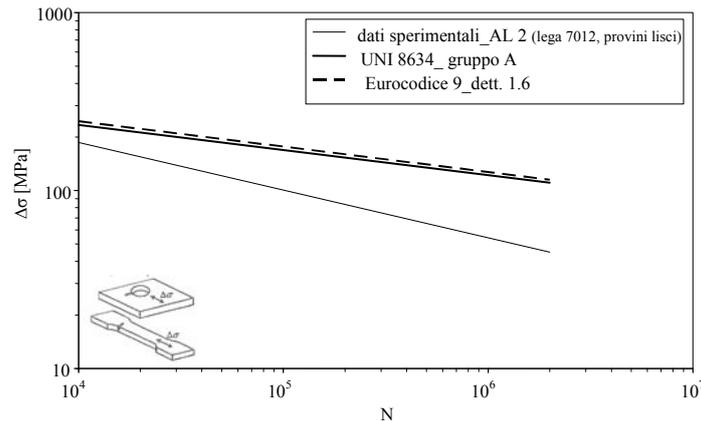


Figura 6: Confronto tra curva di resistenza a fatica per materiale base in lega 7012 (provini lisci).

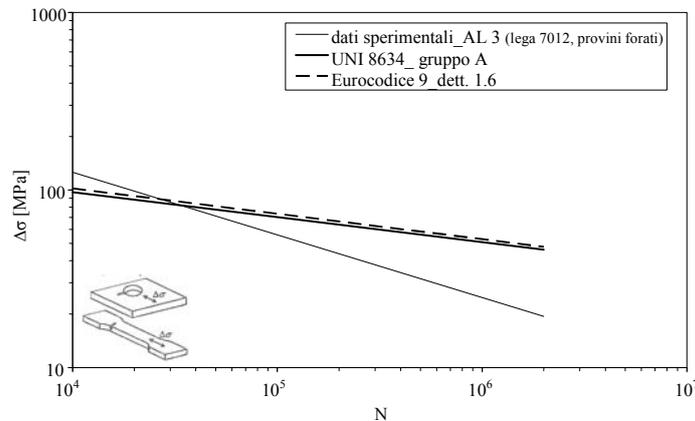


Figura 7: Confronto tra curva di resistenza a fatica per materiale base in lega 7012 (provini forati).

#### *Lamiera con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunto a croce, cordone non portante)*

I dati sperimentali fanno riferimento a serie aventi diverse dimensioni delle parti saldate. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e tutte le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

Dal grafico di Fig. 10 che riporta le curve di resistenza a fatica per giunti di uguale geometria (stessi rapporti  $L/t$ ) ma dimensioni assolute diverse appare chiaramente come il non tener conto dell' effetto scala da parte sia dell' UNI 8634 che dell' Eurocodice 9 (che lo prevede solo per lunghezze della lamiera trasversale maggiori di 20 mm e con un esponente pari in media a circa 0.17 anziché 0.326 [22]), sebbene in parziale vantaggio di sicurezza, non permetta di apprezzare la variazione di resistenza associata a dimensioni assolute diverse. In Fig. 11 e 12 si illustrano invece le variazioni di resistenza associate a variazioni geometriche, ovvero variazioni dello spessore del piatto principale a parità di dimensioni della lamiera trasversale o viceversa. Tali variazioni, che vengono trascurate dalle normative, verrebbero invece messe in luce da un' analisi dei diversi campi di tensione locale [17] dovuti alle diverse geometrie di giunto pur all' interno di una medesima classe. Infatti per i giunti in Fig. 11 all' aumentare dello spessore del piatto principale il valore di  $k_1$  diminuisce.



Analogamente, nel caso dei giunti in Fig. 12 l'aumento di spessore della lamiera trasversale comporta una maggiore gravosità del giunto indicata da un aumento del parametro  $k_1$  e quindi, a parità di spessore del piatto principale, in base all'Eq. 1, una diminuzione della resistenza a fatica. Si noti, con riferimento a quanto dimostrato da Meneghetti e Tovo [33] come l'utilizzo di un approccio di tipo hot spot per questa tipologia di giunti possa condurre a conclusioni errate.

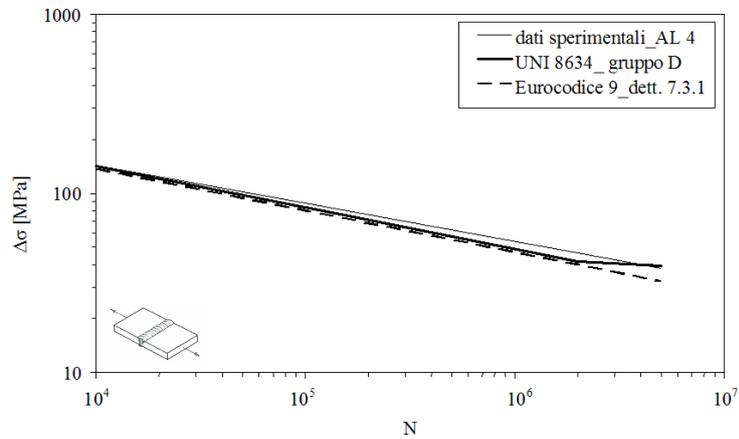


Figura 8: Confronto tra curva di resistenza a fatica per giunti testa a testa.

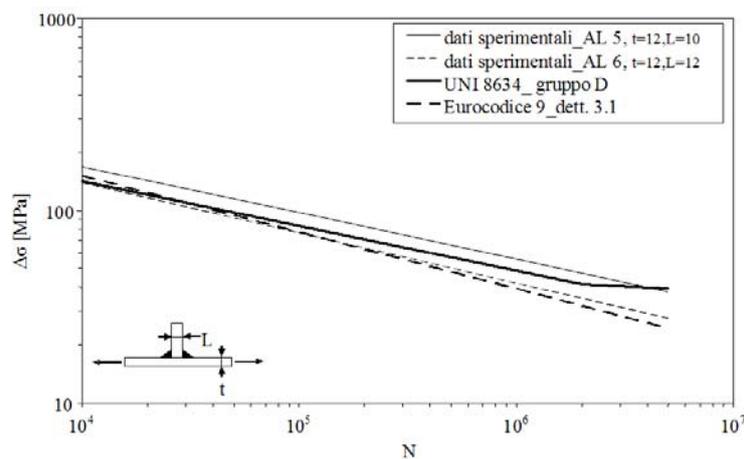


Figura 9: Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T).

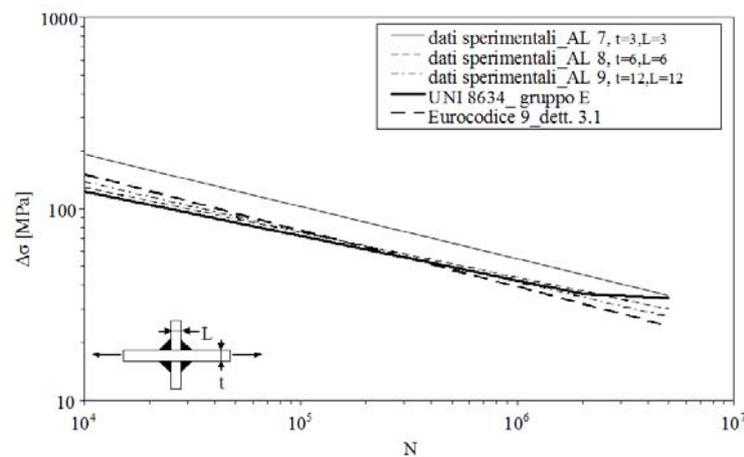


Figura 10: Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

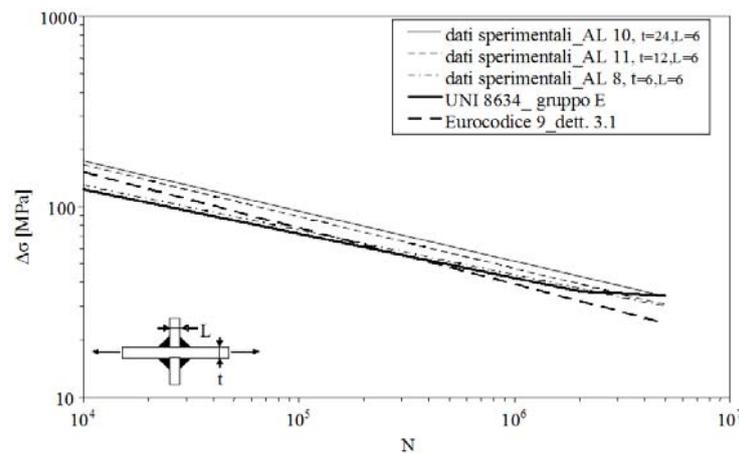


Figura 11: Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

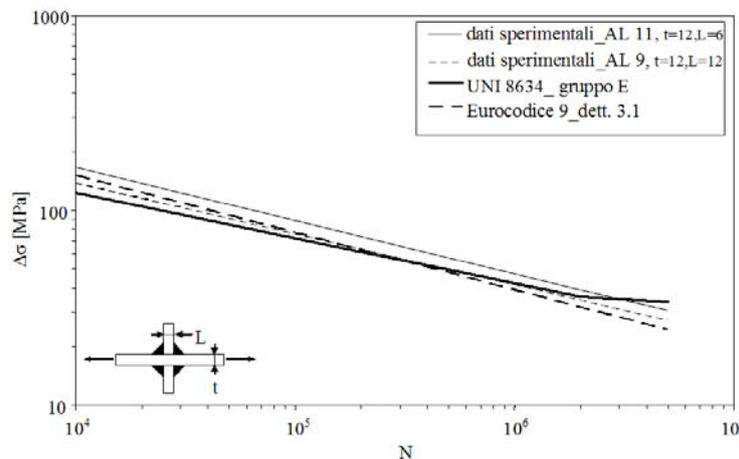


Figura 12: Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

### *Giunto a croce, cordone portante*

I dati sperimentali fanno riferimento a due serie che differiscono unicamente per lo spessore del cordone di saldatura. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

La diversa criticità delle due serie, riscontrabile tramite un'analisi in tensioni locali [17] che evidenzia valori inferiori di  $k_1$  all'aumentare delle dimensioni del cordone di saldatura, non viene considerata dalle normative di progettazione che forniscono per altro delle curve a svantaggio di sicurezza. E' opportuno specificare tuttavia, che per i rapporti dimensioni del cordone e del piatto principale caricato presenti nelle due serie, l'Eurocodice prevede l'innescò di cricca alla radice del cordone di saldatura anziché al piede, con conseguente riduzione della classe di resistenza del giunto.

### *Attacchi longitudinali*

I dati sperimentali fanno riferimento a due serie, la prima (AL 14) relativa ad attacchi longitudinali di lunghezza 120 mm saldati su piatto principale di lamiera di spessore 12 mm e testati in trazione, la seconda (AL 15) relativa ad attacchi longitudinali di lunghezza 200 mm saldati su una trave ad I (larghezza 101 mm, altezza 216 mm) avente spessore dell'ala 11 mm e testati in flessione. In entrambe le serie di prove le rotture si sono manifestate a piede del cordone di saldatura in direzione trasversale.

Entrambe le normative presentano delle curve di resistenza a vantaggio di sicurezza rispetto ai risultati sperimentali, con l'Eurocodice che fornisce dei valori di resistenza leggermente superiori rispetto alla UNI. La leggera diminuzione di



resistenza della serie AL 15 rispetto alla serie AL 14 pare rendere ragione all'individuazione, nell'Eurocodice 9, di classi di resistenza differenti per attacchi longitudinali su lamiera o su travi.

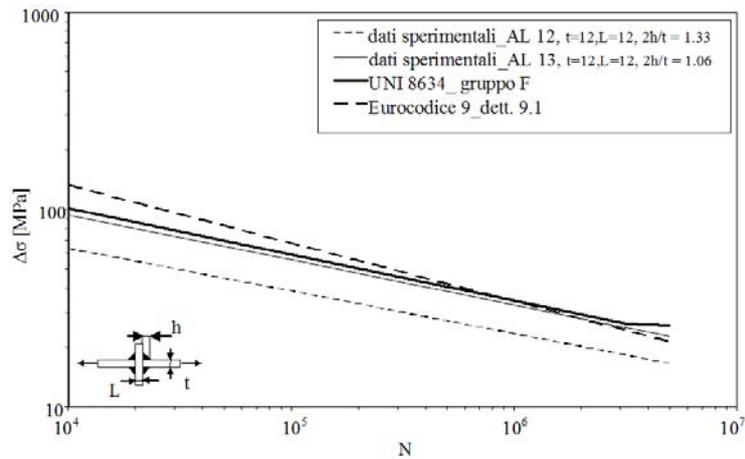


Figura 13: Confronto tra curva di resistenza a fatica per giunti a croce, cordone portante.

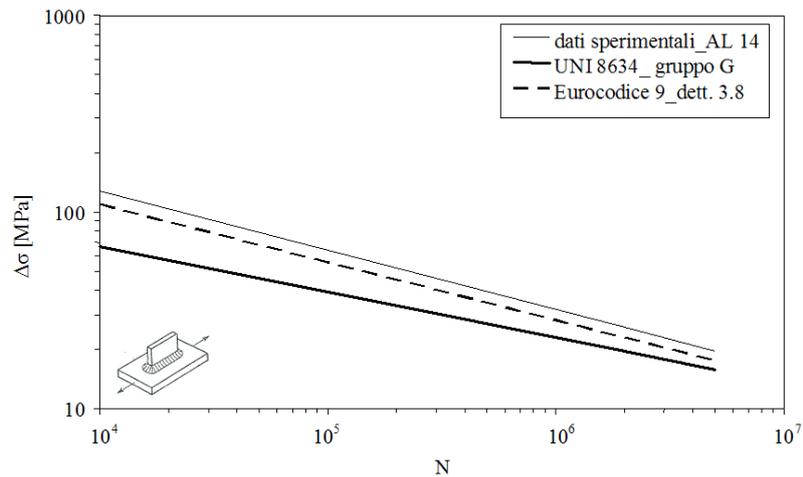


Figura 14: Confronto tra curva di resistenza a fatica per attacchi longitudinali.

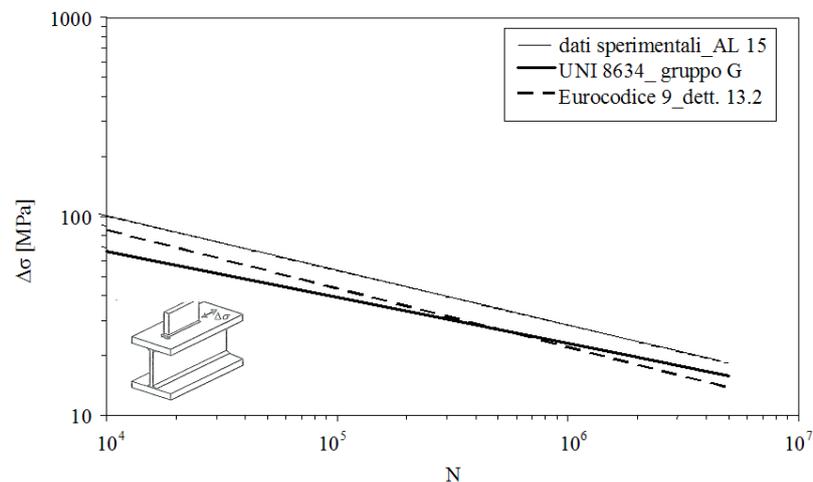


Figura 15: Confronto tra curva di resistenza a fatica per attacchi longitudinali su travi.



## CONCLUSIONI

Le curve di resistenza a fatica proposte dalla normativa italiana UNI 8634 e dall'Eurocodice 9 sono state confrontate con i valori di resistenza ricavati da dati sperimentali tratti da letteratura e riferiti a 15 serie di geometria diversa. Benché nella maggior parte dei casi in esame i valori forniti dalle normative o rispecchiano fedelmente i risultati sperimentali (giunti testa a testa), o si pongono a vantaggio di sicurezza (materiale base in lega 6060, giunti a croce non portante, attacchi longitudinali); in alcuni casi le curve di progettazione risultano pericolosamente a sfavore di sicurezza (materiale base in lega 7012, giunti a croce portante). In altri casi le due normative, seppure entrambe a vantaggio di sicurezza, forniscono valori di resistenza significativamente differenti tra loro (attacchi longitudinali) con conseguenti difficoltà nel passaggio da una normativa ad un'altra.

Il confronto con i dati sperimentali ha inoltre permesso di confermare un'ingiustificata sottovalutazione dell'effetto scala, e di mostrare come l'utilizzo dell'approccio in tensioni nominali non permetta di stimare variazioni di resistenza legate alla geometria complessiva sia del giunto che del cordone di saldatura e valutabili invece solo tramite un'analisi dei campi di tensione locali.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] UNI 8634 Strutture in leghe di alluminio. Istruzioni per il calcolo e l'esecuzione (1985).
- [2] E. Haibach, B. Atzori, LBF Rep. No. FB-116 (1974).
- [3] E. Haibach, B. Atzori, Aluminium. (1975)
- [4] B. Atzori, V. Dattoma, Proc. IIW Annual Assembly, IIW Doc. XIII-1088/3, Porto, Portugal (1981).
- [5] CNR UNI 10011 Costruzioni in acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, la manutenzione (1980).
- [6] CNR UNI 10011 Costruzioni in acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, la manutenzione (1986).
- [7] UNI ENV 1999-2 Eurocodice 9. Progettazione delle strutture di alluminio. Parte 2: Strutture sottoposte a fatica (2002).
- [8] UNI EN 1999-1-3 Eurocodice 9. Progettazione delle strutture di alluminio. Parte 1-3: Strutture sottoposte a fatica (2007).
- [9] UNI EN 1993-1-9 Eurocodice 3. Progettazione delle strutture di acciaio. Parte 1-9: Fatica (2005).
- [10] B. Atzori, B. Rossi, K. Heuler, Atti del XXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli (2007).
- [11] B. Atzori, B. Rossi, Rivista Italiana della Saldatura 1 (2008) 93.
- [12] B. Atzori, E. Haibach, Atti del XVII Convegno Nazionale AIAS, Cagliari (1979).
- [13] B. Atzori, G. Blasi, C. Pappalettere, Exp. Mech., 25(2) (1985) 129.
- [14] P. Lazzarin, R. Tovo, Fatigue Fract. Engng Mater. Struct., 21 (1998) 1089.
- [15] B. Atzori, P. Lazzarin, R. Tovo, Fatigue Fract. Engng Mater. Struct. 22 (5) (1999) 369.
- [16] B. Atzori, P. Lazzarin, R. Tovo, J. Strain Anal. Eng. 34 (1999) 437.
- [17] P. Lazzarin, P. Livieri, Int. J. Fatigue, 23 (2001) 225.
- [18] B. Atzori, G. Meneghetti, Int. J. Fatigue, 23 (8) (2001) 713.
- [19] B. Atzori, G. Meneghetti, L. Susmel, Int. J. Fatigue, 24 (2002) 591.
- [20] P. Livieri, P. Lazzarin, Int. J. Fracture, 133 (2005) 247.
- [21] B. Atzori, G. Meneghetti, Proceedings of the International Conference of New Trends in Fatigue and Fracture, Metz (2002) .
- [22] B. Atzori, G. Meneghetti, M. Ricotta, Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli (2007).
- [23] B. Atzori, P. Lazzarin, G. Meneghetti, M. Ricotta, Int. J. Fatigue, 31 (2009) 59.
- [24] B. Atzori, Rivista Italiana della Saldatura, LII (1) (2000).
- [25] S. Bellemo I materiali metallici nelle strutture soggette a fatica: confronto tra le leghe leggere e gli acciai. Tesi di laurea, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova (1988).
- [26] IJ. J. Van Straalen, F. Soetens, O. D. Dijkstra, TNO building and Construction Research-Report 94-CON-R1563 (1994).
- [27] G. Meneghetti Metodologie di analisi e progettazione di giunti saldati. Tesi di dottorato, Università di Padova (1998).
- [28] AS. Ribeiro, JP. Gonçalves, F. Oliveira, PT. Castro, AA. Fernandes, Proceedings of the Sixth International Conference on Aluminium Weldments, Cleveland, Ohio, (1995) 65.
- [29] J. Maddox, Proceedings of the Sixth international Conference on Aluminium Weldments, Cleveland Ohio, (1995) 77.



- [30] G. Jacoby Über das Verhalten von schweisverbindungen aus aluminiumlegierungen bei schwingbeanspruchung. Dissertation, Technische Hochschule, Hannover (1961).
- [31] IJ. J. Van Straalen, F. Soetens, O. D. Dijkstra, TNO building and Construction Research-Report 94-CON-R1566 (1994).
- [32] B. Voutaz, I.F. Smith, M.A. Hirt, Proceedings of the Third International Conference on Steel and Aluminium Structures, Istanbul, Turkey (1995).
- [33] G. Meneghetti, R. Tovo, Proceedings INALCO Int. Conference, Cambridge, UK (1998).



## Fatigue life estimation in welded joints under multiaxial loadings

Andrea Carpinteri, Andrea Spagnoli, Sabrina Vantadori

*University of Parma, Department of Civil and Environmental Engineering and Architecture, Via G.P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy; andrea.carpinteri@unipr.it*

**RIASSUNTO.** Le giunzioni saldate sono frequentemente zone di innesco di fessure che possono poi provocare la crisi per fatica dell'intera struttura. Stati tensionali e deformativi biassiali o triassiali sono presenti in prossimità delle giunzioni saldate a causa della concentrazione indotta dalla geometria della giunzione stessa, dal processo di saldatura e/o dalla presenza di carichi multiassiali. La determinazione della vita a fatica di giunzioni saldate in presenza di carichi multiassiali ciclici proporzionali può essere eseguita adottando criteri locali basati su ipotesi convenzionali (Criterio di Mises o Criterio di Tresca). In presenza di carichi ciclici multiassiali non proporzionali, invece, è stato osservato sperimentalmente che, valutando la vita a fatica attraverso ipotesi convenzionali, si giunge a previsioni che non sono a favore di sicurezza. Un criterio è stato proposto dagli autori per determinare la vita a fatica di componenti strutturali soggetti a stati tensionali multiassiali. Il criterio è stato inizialmente sviluppato per i componenti lisci e intagliati e poi esteso, con opportune modifiche, ai componenti saldati. La determinazione della vita a fatica viene eseguita considerando una funzione quadratica in cui compaiono l'ampiezza della componente tangenziale di tensione (agente sul piano critico) e l'ampiezza e il valore medio della componente normale di tensione (agente sul piano critico). Scopo di questo lavoro è il confronto tra la previsione della vita a fatica ottenuta mediante il presente criterio in termini di tensioni nominali e la vita a fatica sperimentale per dati relativi a prove biassiali di fatica reperibili in letteratura.

**ABSTRACT.** Welded joints are frequently locations for cracks initiation and propagation that may cause fatigue failure of engineering structures. Biaxial or triaxial stress-strain states are present in the vicinity of welded joints, due to local geometrical constraints, welding processes and/or multiaxial external loadings. Fatigue life evaluation of welded joints under multiaxial proportional (in-phase) cyclic loading can be performed by using conventional hypotheses (e.g. see the von Mises criterion or the Tresca criterion) on the basis of local approaches. On the contrary, the fatigue life predictions of welded joints under non-proportional (out-of-phase) cyclic loading are generally unsafe if these conventional hypotheses are used. A criterion initially proposed by the authors for smooth and notched structural components has been extended to the fatigue assessment of welded joints. In more detail, fatigue life of welded joints under multiaxial stress states can be evaluated by considering a nonlinear combination of the shear stress amplitude (acting on the critical plane) and the amplitude and the mean value of the normal stress (acting on the critical plane). In the present paper, fatigue lifetimes predicted through the proposed criterion are compared with experimental fatigue life data available in the literature, related to fatigue biaxial tests.

**KEYWORDS.** Welded joints; nominal stresses; lifetime prediction; critical plane approach

### INTRODUCTION

**M**etallic structural components are very often jointed together by welds, and such joints are frequently critical locations for fatigue failures. That has yielded a wealth of research studies aiming at predicting the fatigue strength of welded joints.



Several methods are available in the literature to perform fatigue strength and service life assessment of welded joints under uniaxial fatigue loading [1]. The most common uniaxial approach, encapsulated by most of the standard codes in force for metallic structures [2], proceeds by comparing the nominal stress amplitudes applied to the joint with the nominal stress values obtained from S-N curves. Local approaches based on local parameters have recently attracted increasing attention in the research community: for example, structural stress and strain approaches [3,4], notch stress and strain approaches [5,6], fracture mechanics approaches [7,8], critical distance approaches [9,10]. The fatigue assessment of welded joints employing local parameters becomes more complex when multiaxial fatigue stress-strain states are present in the vicinity of welded joints. When a weld structure is subjected to in-phase multiaxial fatigue loading, the stress-strain state can be reduced to an equivalent stress/strain based on conventional hypotheses used for static strength evaluation (e.g. see the von Mises criterion or the Tresca criterion). However, some experimental results [11] on welded steel joints show a decrease of fatigue life in presence of out-of-phase multiaxial loadings as compared to fatigue life under in-phase multiaxial loadings.

The critical plane-based multiaxial fatigue criterion proposed by Carpinteri and Spagnoli (the C-S criterion) for smooth and notched specimens [12-17] has recently been extended to welded structural components by employing the nominal stresses [18]. In the present paper, a comparison between lifetime predictions and experimental data available in the literature [11, 19-21] is carried out, for both in-phase and out-of-phase biaxial cyclic loadings with constant amplitude.

## THE C-S CRITERION

A multiaxial fatigue criterion based on the so-called critical plane approach has been proposed by Carpinteri and Spagnoli to estimate the high-cycle fatigue strength (either endurance limit or fatigue lifetime) of both smooth and notched structural components [12-17]. The main steps of the C-S criterion are as follows:

- (i) Averaged directions of the principal stress axes are determined on the basis of their instantaneous directions;
- (ii) The orientation of the initial (hereafter termed critical) crack plane and that of the final fracture plane are linked to the averaged directions of the principal stress axes (two material parameters are required at this step: fatigue limit  $\sigma_{af,-1}$  under fully reversed normal stress, and fatigue limit  $\tau_{af,-1}$  under fully reversed shear stress);
- (iii) The mean value and the amplitude (in a loading cycle) of the normal stress and shear stress, respectively, acting on the critical plane are computed;
- (iv) The fatigue strength estimation is performed via a quadratic combination of normal and shear stress components acting on the above critical plane (in the case of finite-life fatigue evaluation, two further material parameters are required at this step: the slope  $m$  of the S-N curve in the high-cycle regime under fully reversed normal stress, and the slope  $m^*$  of the S-N curve in the high-cycle regime under fully reversed shear stress).

In the following sub-sections, the C-S criterion is briefly reviewed, and an extension to the fatigue assessment of welded structural components under in- and out-of-phase loadings is discussed [18].

### *Averaged directions of the principal stress axes*

At a given material point  $\mathbf{P}$ , the direction cosines of the instantaneous principal stress directions 1, 2 and 3 (being  $\sigma_1(t) \geq \sigma_2(t) \geq \sigma_3(t)$ ) with respect to a fixed  $\mathbf{PXYZ}$  frame can be worked out from the time-varying stress tensor  $\boldsymbol{\sigma}(t)$ . Then the orthogonal coordinate system  $\mathbf{P123}$  with origin at point  $\mathbf{P}$  and axes coincident with the principal stress directions (Fig.1) can be defined through the ‘principal Euler angles’,  $\phi, \theta, \psi$ , which represent three counter-clockwise sequential rotations around the  $\mathbf{Z}$ -axis,  $\mathbf{Y}'$ -axis and  $\mathbf{3}$ -axis, respectively ( $0 \leq \phi < 2\pi$ ;  $0 \leq \theta \leq \pi$ ;  $0 \leq \psi < 2\pi$ ). The procedure to obtain the principal Euler angles from the direction cosines of the principal stress directions consists of two stages, described in Ref.[12].

The averaged directions of the principal stress axes  $\hat{\mathbf{1}}, \hat{\mathbf{2}}$  and  $\hat{\mathbf{3}}$  are obtained from the averaged values  $\hat{\phi}, \hat{\theta}, \hat{\psi}$  of the principal Euler angles. Such values are computed by independently averaging the instantaneous values  $\phi(t), \theta(t), \psi(t)$  as follows [12,13]:

$$\hat{\phi} = \frac{1}{W_0} \int_0^T \phi(t) W(t) dt \quad \hat{\theta} = \frac{1}{W_0} \int_0^T \theta(t) W(t) dt \quad \hat{\psi} = \frac{1}{W_0} \int_0^T \psi(t) W(t) dt \quad (1)$$



with  $T$  = period of the loading cycle and  $W(t)$  = weight function given by:

$$W(t) = H[\sigma_1(t) - \sigma_{1,\max}] \quad (2)$$

where  $H[ ]$  is the Heaviside function ( $H[x]=1$  for  $x \geq 0$ ,  $H[x]=0$  for  $x < 0$ ), and  $\sigma_{1,\max}$  is the maximum value (in the loading cycle) of the maximum principal stress  $\sigma_1$ . The proposed weight function is such that no averaging procedure is actually required (this makes the implementation of the criterion rather simple), since the averaged principal stress axes coincide with the instantaneous principal directions corresponding to the time instant at which the maximum principal stress  $\sigma_1$  achieves its maximum value in the loading cycle.

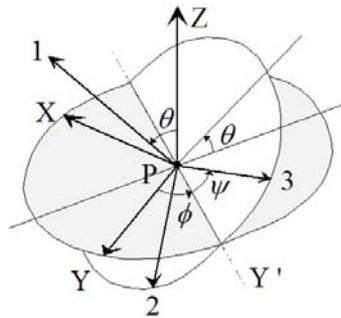


Figure 1: Principal stress directions 1, 2, 3 described through the Euler angles  $\phi, \theta, \psi$ .

*Critical plane and final fatigue fracture plane*

Fatigue crack propagation can be distinguished into two stages [22]: a first stage in which a crack nucleates along a shear slip plane (Stage 1, fatigue crack initiation plane or critical plane) and a second stage in which crack propagates in a plane normal to the direction of the maximum principal stress (Stage 2, final fatigue fracture plane).

According to the present criterion, the normal to the estimated final fatigue fracture plane (Stage 2), which is the one observed *post mortem* at the macro level, is assumed to be coincident with the averaged direction  $\hat{1}$  of the maximum principal stress  $\sigma_1$  [14]. On the other hand, the critical plane (Stage 1) is the verification material plane, where fatigue strength assessment is to be performed.

The orientation of the critical plane has been proposed to be correlated with the averaged directions of the principal stress axes [15] and the empirical expression of the off angle  $\delta$  between the normal  $\mathbf{w}$  to the critical plane (where  $\mathbf{w}$  belongs to the averaged principal plane  $\hat{1}\hat{3}$ ) and the averaged direction  $\hat{1}$  of the maximum principal stress  $\sigma_1$  is given by:

$$\delta = \frac{3\pi}{8} \left[ 1 - \left( \frac{\tau_{af,-1}}{\sigma_{af,-1}} \right)^2 \right] \quad (3)$$

Equation (3) is valid for hard metals, which are characterised by values of the ratio  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1}$  ranging from  $1/\sqrt{3}$  to 1. The off angle  $\delta$  is assumed to be equal to 0 for  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1} > 1$ , whereas  $\delta$  is taken to be equal to  $\pi/4$  for  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1} < 1/\sqrt{3}$ .

*Mean value and amplitude of normal stress and shear stress*

The critical plane  $\Delta$  passing through a given point  $P$  in a solid and the attached orthogonal coordinate system  $\mathbf{Puvw}$  are considered (Fig.2), where the u-axis belongs to the plane formed by the w-axis (normal to the critical plane) and the Z-



axis. The direction cosines of  $u$ -,  $v$ - and  $w$ -axis can be computed with respect to the  $PXYZ$  frame, as a function of the two angles  $\varphi$  and  $\vartheta$ .

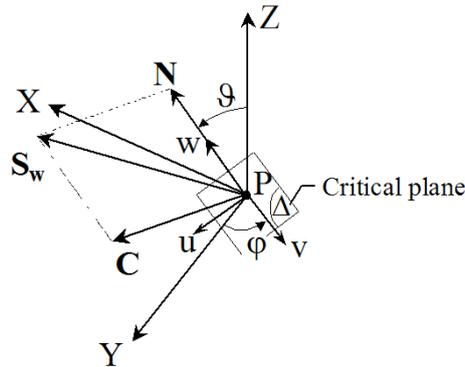


Figura 2:  $PXYZ$  and  $Puvw$  coordinate systems, with the  $w$ -axis normal to the critical plane  $\Delta$ .

The stress vector  $\mathbf{S}_w$  acting at point  $P$ , the normal stress vector  $\mathbf{N}$  and the shear stress vector  $\mathbf{C}$  acting on the critical plane are given by:

$$\mathbf{S}_w = \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{w} \quad \mathbf{N} = (\mathbf{w} \cdot \mathbf{S}_w) \mathbf{w} \quad \mathbf{C} = \mathbf{S}_w - \mathbf{N} \quad (4)$$

For multiaxial constant amplitude cyclic loading, the direction of the normal stress vector  $\mathbf{N}(t)$  is fixed with respect to time and consequently, the mean value  $N_m$  and the amplitude  $N_a$  of the vector modulus  $N(t)$  can readily be calculated. On the other hand, the definitions of the mean value  $C_m$  and amplitude  $C_a$  are not unique owing to the generally time-varying direction of the shear stress vector  $\mathbf{C}(t)$ . The procedure proposed by Papadopoulos [23] to determine  $C_m$  and  $C_a$  is adopted [14].

#### *Fatigue strength estimation*

The multiaxial fatigue limit condition presented in Ref.[15] corresponds to a nonlinear combination of the maximum normal stress ( $N_{\max} = N_m + N_a$ ) and the shear stress amplitude ( $C_a$ ) acting on the critical plane:

$$\left( \frac{N_{\max}}{\sigma_{af,-1}} \right)^2 + \left( \frac{C_a}{\tau_{af,-1}} \right)^2 = 1 \quad (5)$$

As is well-known, the effect of a tensile mean normal stress superimposed upon an alternating normal stress strongly reduces the fatigue resistance of metals, while a mean shear stress superimposed upon an alternating shear stress does not affect the fatigue life [24]. Therefore, the following multiaxial fatigue limit condition is here adopted [18]:

$$\left( \frac{N_{a,eq}}{\sigma_{af,-1}} \right)^2 + \left( \frac{C_a}{\tau_{af,-1}} \right)^2 = 1 \quad (6)$$

where:

$$N_{a,eq} = N_a + \sigma_{af,-1} \left( \frac{N_m}{\sigma_u} \right) \quad (7)$$



with  $\sigma_u$  = ultimate tensile strength. Equation (7) is based on the well-known linear interaction between normal stress amplitude and normal stress mean value (diagram of Goodman).

In order to transform the actual periodic multiaxial stress state into an equivalent uniaxial normal stress state (with amplitude  $\sigma_{a,eq}$ ), Equation (6) can be rewritten as follows:

$$\sigma_{a,eq} = \sqrt{N_{a,eq}^2 + \left(\frac{\sigma_{af,-1}}{\tau_{af,-1}}\right)^2 C_a^2} = \sigma_{af,-1} \quad (8)$$

For fatigue strength assessment at finite life, the fatigue limits  $\sigma_{af,-1}$  and  $\tau_{af,-1}$  appearing in Eqs (6) and (8) should be replaced by the corresponding fatigue strengths. Hence, using a Basquin-like relationship for both fully reversed normal stress ( $\sigma'_{af,-1} = \sigma_{af,-1} (N_f/N_0)^m$ , with  $\sigma'_{af,-1}$  = fatigue strength for fully reversed normal stress at finite life  $N_f$ , and  $N_0$  = reference number of loading cycles, e.g.  $2 \cdot 10^6$ ) and fully reversed shear stress ( $\tau'_{af,-1} = \tau_{af,-1} (N_f/N_0)^{m^*}$ , with  $\tau'_{af,-1}$  = fatigue strength for fully reversed shear stress at finite life  $N_f$ ), Equation (8) becomes:

$$\sqrt{(N'_{a,eq})^2 + \left(\frac{\sigma_{af,-1}}{\tau_{af,-1}}\right)^2 \left(\frac{N_f}{N_0}\right)^{2m} \left(\frac{N_0}{N_f}\right)^{2m^*} C_a^2} = \sigma_{af,-1} \left(\frac{N_f}{N_0}\right)^m \quad (9)$$

where the equivalent normal stress amplitude,  $N'_{a,eq}$ , at finite life  $N_f$  is given by:

$$N'_{a,eq} = N_a + \sigma_{af,-1} \left(\frac{N_f}{N_0}\right)^m \left(\frac{N_m}{\sigma_u}\right) \quad (10)$$

Now substituting Eq.(10) into Eq.(9), the number  $N_f$  of loading cycles to failure can be determined by solving the non-linear equation obtained.

## EXPERIMENTAL APPLICATIONS AND DISCUSSION

In the present section, the above fatigue criterion is applied to some experimental results, obtained from finite-life fatigue tests, related to welded joints subjected to bending (or tension), torsion, in-phase or out-of-phase combined bending (or tension) and torsion [11, 19-21]. Some mechanical characteristics of the materials examined are reported in Ref. [18].

The values of the following material parameters:  $\sigma_{af,-1}$ ,  $\tau_{af,-1}$ ,  $m$  and  $m^*$ , required by the proposed criterion to evaluate fatigue life, are those determined in Ref.[25] by Susmel and Tovo, who analysed the experimental data reported in Refs [11, 19-21]. Note that such parameters have been deduced by Susmel and Tovo [25] analysing the above experimental data found in the literature, except for the data set reported in Ref.[19], since the S-N curve related to bending cannot be determined due to the limited number of experimental results. Therefore, the values given by Eurocode 3 [2] are herein adopted for the above parameters.

The geometries of the specimens examined are circular tube-to-plate joints, box beams with longitudinal attachments and square tube-to-plate joints.

The most critical point (point P) for fatigue crack initiation is assumed to be at the weld toe, since cracks in welded structural components often initiate along the weld toes, where high stress concentrations and local geometric irregularities exist.



The C-S criterion is hereafter applied in terms of nominal stresses. The nominal loading paths analysed are reported in Fig.3, where normal stress  $\sigma_x$  and shear stress  $\tau_{xy}$  at point **P** are the stress perpendicular and that tangent to the weld bead, respectively.

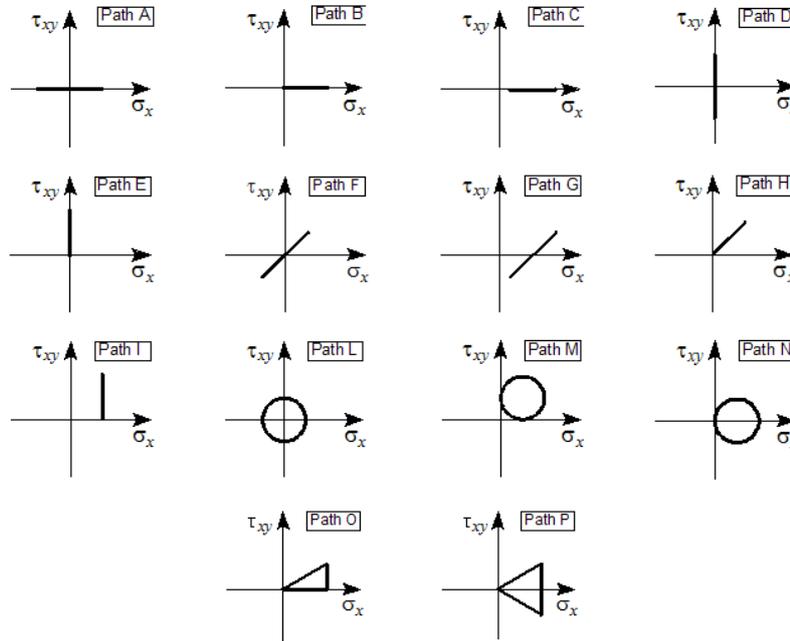


Figure 3: Summary of nominal loading paths.

In order to determine the mean directions of the principal stress axes at point **P**, the instantaneous values of the principal Euler angles are averaged by employing the weight function  $W(t)$  proposed in Eq.(2). Then, the angle  $\delta$  between  $\hat{\mathbf{I}}$  and  $\mathbf{w}$  is determined by using Eq.(3). As is mentioned above, such an equation was originally proposed in Ref.[15] for hard metals which are characterised by values of the ratio  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1}$  ranging from  $1/\sqrt{3}$  to 1. For data set reported in Ref.[21] the ratio  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1}$  is greater than 1. This is to be expected because the fatigue limits  $\sigma_{af,-1}$  and  $\tau_{af,-1}$  are derived by testing welded specimens [11, 19-21] and, therefore, the values of such parameters are influenced by the presence of fillet welds. As is stated in Section 2.2, the off angle  $\delta$  is assumed to be equal to 0 when  $\tau_{af,-1}/\sigma_{af,-1} > 1$ .

Fig. 4 shows a comparison between experimental fatigue life ( $N_{exp}$ ) and calculated fatigue life ( $N_{cal}$ ) for each experimental data set considered above, where the solid line indicates  $N_{cal} = N_{exp}$ , the dashed lines correspond to  $N_{cal}/N_{exp}$  equal to 1/2 and 2 (scatter band with coefficient 2) and the dashed-dotted lines correspond to  $N_{cal}/N_{exp}$  equal to 1/3 and 3 (scatter band with coefficient 3). Note that the run-out tests are excluded from the present analysis. Tab. 1 reports the number of specimens tested and the percentage of the results of fatigue life estimation included into the scatter band with coefficient 2 and into the scatter band with coefficient 3, for each data set analyzed.

The quality of the predictions made by applying the extended C-S criterion can be evaluated through an error index,  $I$  (%), defined as follows:

$$I = \begin{cases} \frac{N_{exp} - N_{cal}}{N_{exp}} \% & \text{for } N_{cal} \leq N_{exp} \\ \frac{N_{exp} - N_{cal}}{N_{cal}} \% & \text{for } N_{cal} > N_{exp} \end{cases} \quad (12)$$



For each data set presented above, the relative frequency of the error index is shown in Fig.5. The values of  $I$ , ranging from  $-100\%$  to  $+100\%$ , have been separated in 20 classes of  $10\%$  range. Such a relative frequency represents the number of experimental tests whose error index falls in the interval considered, normalised with respect to the total number of tests. Note that a positive value of  $I$  represents a conservative prediction.

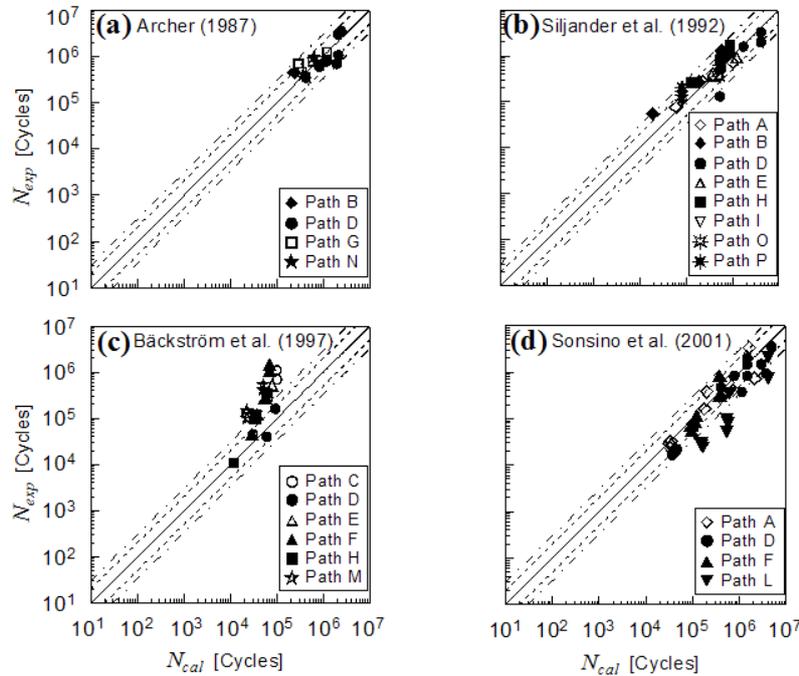


Figure 4: Experimental fatigue life  $N_{exp}$  vs predicted fatigue life  $N_{cal}$  for each experimental data set analysed [11, 19–21].

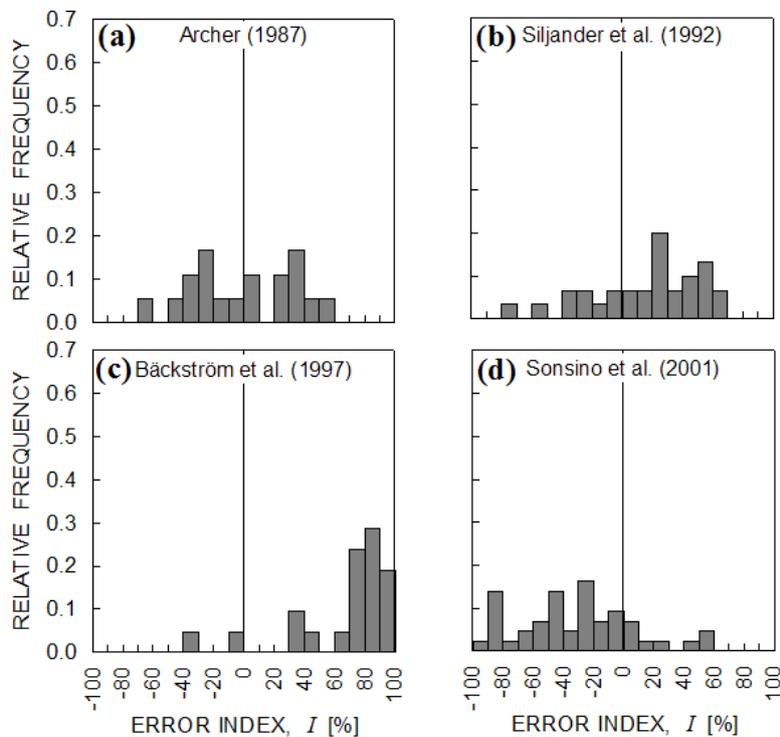


Figure 5: Error index distribution for each experimental data set analysed [11,19–21].



Reference		No. specimens	Scatter band 2 %	Scatter band 3 %
Archer	[19]	18	94	100
Siljander et al.	[20]	30	77	97
Bäckström et al.	[21]	21	24	29
Sonsino et al.	[11]	43	65	81

Table 1: Percentage of the results included into the scatter bands with coefficients 2 and 3, for each experimental data set analysed [11, 19–21].

## CONCLUSIONS

In the present paper, the criterion proposed by Carpinteri and Spagnoli for both smooth and notched structural components is extended to the fatigue assessment of welded joints under in-phase or out-of-phase loadings. The averaged principal stress axes, determined through the weight function method, are used to predict the orientation of the critical plane where to perform the fatigue failure assessment. Then a fatigue failure criterion based on a nonlinear combination of an equivalent normal stress amplitude and the shear stress amplitude acting on the critical plane is employed to carry out such an assessment. The criterion proposed is applied to relevant experimental results, available in the literature, related to welded joints subjected to bending (or tension), torsion, in-phase or out-of-phase combined bending (or tension) and torsion. It can be remarked that, in most of the cases here examined, the fatigue life predictions of the present criterion fall within a scatter band of coefficient 3.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the research support for this work provided by the Italian Ministry for University and Technological and Scientific Research (MIUR).

## REFERENCES

- [1] D. Radaaj, (1990). Design and analysis of fatigue-resistant welded structures. Abington Publishing, Cambridge, UK.
- [2] European Committee for Standardization. Eurocode 3. Design of steel structures. Part 1-1: General rules and rules for buildings. ENV 1993-1 (1992).
- [3] E. Haibach, B. Atzori, Applied to Welded Joints in AlMg5. Society of Environmental Engineers Fatigue Group, Mid-year Conference (1975).
- [4] T.R. Gurney, Fatigue of Welded Structures. Cambridge University Press, Cambridge, UK (1979).
- [5] P. Lazzarin, R. Tovo, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 21, (1998) 1089.
- [6] P. Lazzarin, C.M.Sonsino, R.Zambardi, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 27 (2004) 127.
- [7] D. Radaaj, Z. Zheng, W. Möhrmann, Engng Fract. Mechs., 37 (1990) 933.
- [8] D. Taylor, Engng Failure Analysis, 3 (1996) 129.
- [9] C.M. Sonsino, D. Radaaj, U. Brandt, H.P. Lehrke, Int. J. Fatigue, 21 (1999) 985.
- [10] D. Taylor, N. Barrett, G. Lucano, Int. J. Fatigue, 24 (2002) 509.
- [11] C.M. Sonsino, M. Kueppers, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 24 (2001) 309.
- [12] A. Carpinteri, R. Brighenti, E. Macha, A. Spagnoli, Int. J. Fatigue, 21 (1999) 83.
- [13] A. Carpinteri, R. Brighenti, E. Macha, A. Spagnoli, Int. J. Fatigue, 21 (1999) 89.
- [14] A. Carpinteri, R. Brighenti, A. Spagnoli, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 23 (2000) 355.
- [15] A. Carpinteri, A. Spagnoli, Int. J. Fatigue, 23 (2001) 135.
- [16] A. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 26 (2003) 515.
- [17] A. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori, D. Viappiani, Engng Fract. Mechs., 75 (2008) 1864.
- [18] A. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori, Int. J. Fatigue, 31 (2009) 188.



- [19] R. Archer, Proceedings of the Fatigue of Welded Constructions, Brighton, UK(1987) 63.
- [20] A. Siljander, P. Kurath, F.V. Lawrence, in: Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques, ASTM STP 1122, Philadelphia, PA. (1992) 319
- [21] M. Bäckström, G. Marquis, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 24 (2001) 279.
- [22] M.W. Brown, K.J. Miller, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 1 (1979) 231.
- [23] I.V. Papadopoulos, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 21 (1998) 269.
- [24] H.J. Gough, H.V. Pollard, W.J. Clenshaw, Aeronautical Res. Council Reports, R and M 2522, HMSO, London (1951)
- [25] L. Susmel, R. Tovo, Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 27 (2004) 1005.



## Modellazione efficiente agli elementi finiti per l'analisi a collasso di strutture incollate complesse

D. Castagnetti, A. Spaggiari, E. Dragoni

Università di Modena e Reggio Emilia, Dipartimento di Scienze e Metodi dell'Ingegneria, via Amendola, 2 – 42100 Reggio Emilia  
andrea.spaggiari@unimore.it

---

**RIASSUNTO.** Il lavoro verifica l'applicabilità di un modello semplificato agli elementi finiti per l'analisi a collasso post elastico di strutture incollate complesse in parete sottile. Al fine di superare le limitazioni dei modelli di letteratura come l'uso di elementi speciali, il lavoro sfrutta un modello ridotto già presentato dagli autori in campo elastico. Tale modello è basato sulla rappresentazione degli aderenti mediante elementi semistrutturali (piastre o gusci) e dell'adesivo per mezzo di speciali elementi coesivi. La continuità strutturale tra aderenti e adesivo è ottenuta mediante vincoli interni (tied mesh) che accomunano i gradi di libertà dei nodi mutuamente affacciati di aderenti ed adesivo.

La struttura analizzata è un simulacro di incollaggio industriale e produce nella strato adesivo una sollecitazione complessa, analizzabile solo con modelli numerici. Si considera una struttura tubolare in parete sottile a sezione quadrata, fatta di due spezzoni posti testa a testa e incollati con fazzoletti di lamiera sui quattro lati. La struttura è sottoposta a flessione a tre punti fino al cedimento e la zona incollata posta disassata rispetto al punto di applicazione del carico riceve una sollecitazione indiretta. I risultati dell'analisi FEM, confrontati direttamente con le curve sperimentali forza-spostamento, evidenziano una buona accuratezza del metodo, in termini di rigidità, forza massima e comportamento post elastico della struttura, accompagnati da ridotte dimensioni del modello e tempi di calcolo molto contenuti. Grazie a questi vantaggi, la procedura si presta ad effettuare l'analisi di strutture incollate complesse, altrimenti ingestibili se affrontate con una modellazione agli elementi finiti tradizionale.

**ABSTRACT.** The paper deals with the application of an efficient finite element (FE) model for the failure analysis of bonded structures. Aim of the work is to assess the accuracy and applicability of the computational model in the prediction of the post-elastic response of large and complex bonded structures. In order to overcome the limitations encountered in the technical literature, such as the use of special elements, the present work assesses the applicability of a reduced computational method, previously presented by the authors. The method is based on standard modeling tools, which are available in most of commercial FE packages. The method describes the adherends by semi-structural elements (plates or shells), and the adhesive by means of a single layer of cohesive elements.

This work applies the proposed reduced method to a complex, industrial-like, structure. A square thin-walled beam is considered, made of two different portions joined head to head by overlapping thin plates on each side. The beam is loaded by a three point bending fixture up to failure which originates an indirect, complex stress field on the bonded region.

The benchmark for the computational analyses are the force-displacement curves obtained by experimental tests on two different geometries. The comparison with the experimental data shows a good accuracy of the proposed method in terms of structure stiffness, maximum load and post-elastic behaviour up to the collapse of the structure. The numerical precision and the computational speed make the proposed method very useful for the efficient analysis of complex bonded structure, both for research and industrial purposes.

**PAROLE CHIAVE.** Metodi numerici efficienti, analisi a collasso, costruzioni incollate

---



## INTRODUZIONE

**I**l lavoro riguarda l'applicazione di un modello efficiente agli elementi finiti (EF), precedentemente verificato dagli autori in campo elastico, per l'analisi a collasso di strutture incollate. L'obiettivo del lavoro è di valutare l'accuratezza e l'applicabilità del modello computazionale nella previsione della risposta post-elastica di strutture incollate complesse di dimensioni anche elevate utilizzando strumenti computazionali standard.

La motivazione della ricerca risiede nel fatto che l'applicazione industriale delle giunzioni strutturali incollate è legata allo sviluppo di metodi di calcolo semplici, veloci e accurati per la previsione della loro resistenza meccanica.

In letteratura si ritrovano numerosi metodi agli elementi finiti per l'analisi delle giunzioni incollate [1-10]. Molti di questi metodi sono basati su elementi speciali per descrivere lo strato adesivo o la zona di sovrapposizione. I principali svantaggi di questi metodi risiedono nel fatto che gli elementi speciali da essi impiegati sono difficili da implementare nei software agli elementi finiti commerciali impiegati nell'ambito industriale e il loro uso è confinato ad applicazioni di ricerca. In lavori recenti, invece, i metodi più comunemente impiegati adottano approcci basati sulla meccanica della frattura [11-14]. In questo caso, i criteri di cedimento impiegati, richiedono dati che difficilmente sono forniti dal produttore dell'adesivo e devono quindi essere ottenuti sperimentalmente.

Per superare queste limitazioni, il presente lavoro approfondisce l'analisi di un metodo computazionale semplificato, già presentato dagli autori in [15], per l'analisi di giunzioni strutturali in parete sottile. Il metodo è basato su strumenti di modellazione standard e su elementi finiti comuni, implementati nella maggior parte dei software di calcolo commerciali. Il metodo descrive gli aderenti mediante elementi semi-strutturali (piastre o gusci), l'adesivo mediante un singolo strato di elementi solidi e ricorre a vincoli cinematici interni per riprodurre la continuità strutturale. In [15] si è dimostrata l'efficienza e l'accuratezza del modello ridotto nel calcolare la distribuzione delle tensioni elastiche lungo il piano medio dello strato adesivo per parecchie geometrie 2D e 3D. Successivamente, gli autori hanno esteso il metodo in campo post-elastico [17, 22] adottando il semplice criterio di cedimento alle tensioni regolarizzate proposto in [16, 20] ed ottenendo risultati incoraggianti.

Questo lavoro estende l'applicazione del metodo ridotto ad una trave tubolare, composta da due tratti diseguali incollati testa a testa mediante sovrapposizione di lamierini. La trave è caricata a flessione su tre punti fino a completo collasso ed origina uno stato tensionale complesso sulla zona di incollaggio. Si è implementato un criterio di cedimento secondo l'approccio della zona coesiva come proposto in [21] in modo da unire accuratezza del modello e velocità di calcolo. L'elemento di confronto per le analisi computazionali è rappresentato dalle curve forza-spostamento ottenute da prove sperimentali su giunzioni tubolari incollate con la stessa geometria di quelle studiate numericamente.

L'originalità del lavoro consiste nella semplicità degli strumenti computazionali proposti, basati su opzioni standard di modellazione disponibili in ogni pacchetto di calcolo agli elementi finiti commerciale. Ne deriva un metodo generale e di facile impiego, caratterizzato da una forte riduzione del costo computazionale (occupazione di memoria e tempo di calcolo), conseguente alla minimizzazione dei gradi di libertà del modello. Semplicità, generalità ed efficienza fanno del metodo proposto un valido strumento industriale per simulare il comportamento meccanico di strutture incollate grandi e complesse.

## MATERIALI E METODI

**I**l lavoro è diviso in due fasi: analisi computazionali e prove sperimentali, queste ultime ancora in fase esplorativa e condotte solo su due tipi di geometria. E' stata considerata una struttura trabeiforme (Fig. 1), costituita da due spezzoni di tubo quadro uniti da piastrine di collegamento incollate per sovrapposizione semplice su ciascun lato. La struttura viene caricata a flessione su tre punti. Essendo la zona di unione lontana dalla mezzzeria, nell'adesivo delle giunzioni si sviluppa uno stato di sollecitazione indiretto e complesso. La struttura, di semplice realizzazione, è più un simulacro di una struttura reale incollata che una semplice provino di laboratorio e costituisce un buon banco di prova per il metodo proposto. Le prove sia computazionali che sperimentali sono state condotte fino al collasso della struttura.

### *Prove sperimentali*

Le prove sperimentali svolte sono state di carattere esplorativo per valutare quali e quanti fattori considerare in una futura serie di prove sistematiche. La Fig. 1 rappresenta schematicamente la geometria considerata per la giunzione. In Fig. 1-a si



riportano le dimensioni della struttura incollata mentre in Fig. 1-b si riporta la geometria della struttura tubolare semplice, senza giunzione. Quest'ultima ha la funzione di riferimento per valutare l'influenza globale della giunzione sulla resistenza della struttura.

Sono state considerate due differenti dimensioni degli aderendi per ognuna delle due configurazioni. In Tabella 1 sono riportate le dimensioni e i materiali scelti.

Gli aderendi sono tubi quadri in acciaio da costruzione Fe510 e l'adesivo impiegato è un epossidico bi-componente ad alta resistenza (Henkel 9466 [18]). La Tabella 1 raccoglie le proprietà elastiche degli aderendi e dell'adesivo mentre il loro comportamento post-elastico è descritto dalle curve di Fig. 2a e 2b. La larghezza delle piastre di collegamento è di 25 mm e lo spessore dello strato adesivo è stato ottenuto portando a contatto le parti e lo si è ipotizzato pari a 0.05mm, dovuto solo alla rugosità degli aderendi.

Gli aderendi sono stati preparati, prima di incollarli, attraverso una levigazione meccanica con carta abrasiva (grana 200) e successivamente puliti con il solvente sgrassatore Henkel Loctite 7063 [19], per garantire una migliore adesione substrato-adesivo.

Le prove sperimentali sono state svolte ad una velocità costante della traversa di 60 mm/s fino al collasso completo del giunto. La macchina di prova usata è una MTS MINI Bionix 858, servo idraulica, con capacità assiale di 25KN.

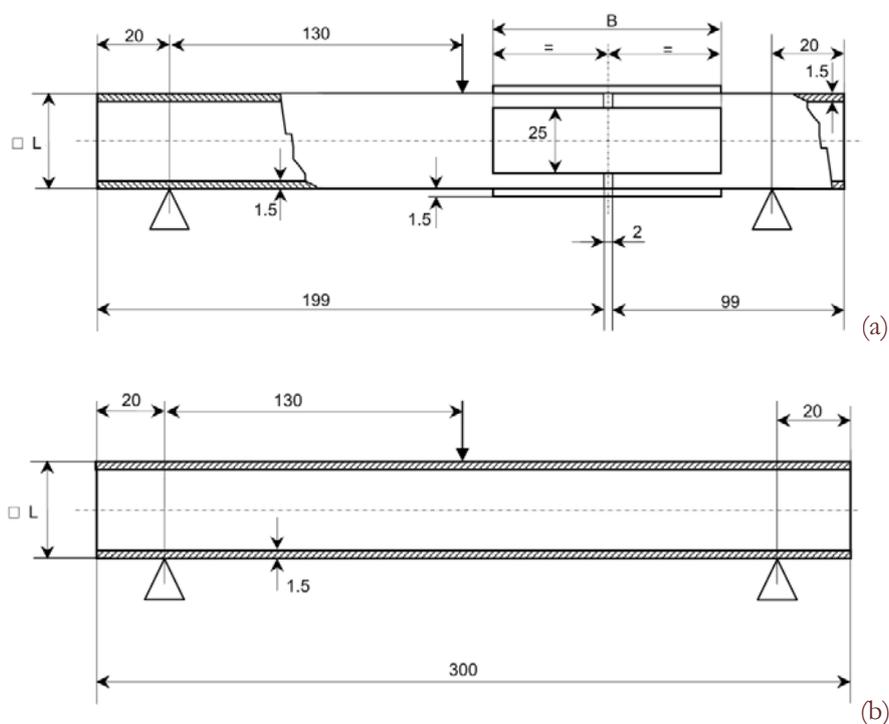


Figura 1: Schema della struttura tubolare incollata (a) e del tubo quadro integro (b)

	Geometria	
	L (mm)	25
B (mm)	50	100
Spessore adesivo (mm)	0.05	
	Materiali	
	Aderendi	Adesivo
	Acciaio	Henkel Loctite 9466
Modulo di Young (MPa)	206.000	1718
Coefficiente di Poisson	0.3	0.3
Tensione elastica massima (MPa)	500	60

Tabella 1: Variabili geometriche e proprietà meccaniche materiali.

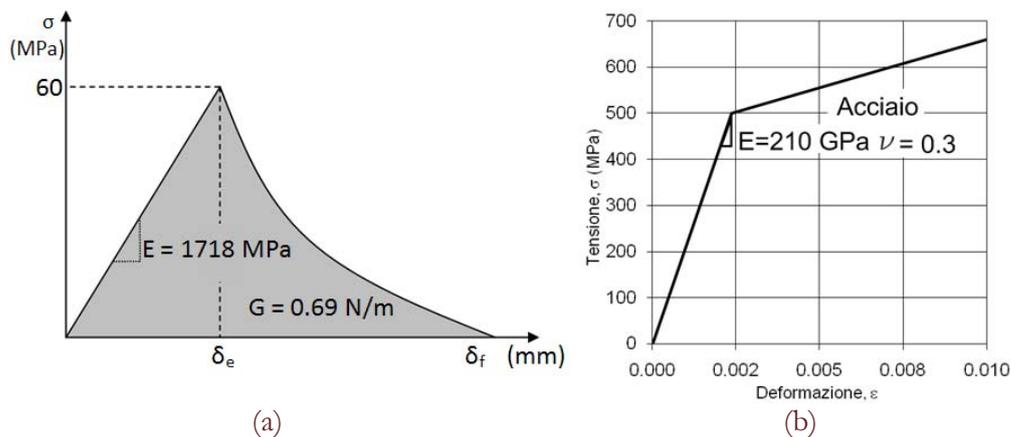


Figura 2: Legame coesivo adesivo (a) e legame costitutivo acciaio elastoplastico (b)

### *Analisi computazionale*

Lo scopo dell'analisi computazionale è di ottenere la curva forza spostamento fino al collasso completo, permettendo un confronto diretto con i risultati sperimentali.

Il modello computazionale è stato sviluppato in forma tridimensionale sia per la struttura tubolare incollata sia la struttura integra. Gli aderendi sono stati descritti mediante elementi semi-strutturali di tipo piastra (shell) collocati sulle superfici medie delle pareti del tubo. Lo strato adesivo è descritto mediante un singolo strato di elementi coesivi solidi. La modellazione degli aderendi mediante elementi strutturali determina una discontinuità virtuale tra aderendi ed adesivo. Per ripristinare il collegamento, si impiegano vincoli cinematici interni che rendono uguali i gradi di libertà corrispondenti delle parti vincolate. Sia gli aderendi sia l'adesivo sono stati modellati per mezzo di elementi lineari ad integrazione ridotta, aventi forma quadrata. La dimensione della mesh sull'aderendo è pari alla distanza dei piani medi degli aderendi, mentre l'adesivo è discretizzato con elementi aventi lato pari a un quarto della distanza dei piani medi degli aderendi. Questa scelta, derivante da osservazioni effettuate in lavori precedenti degli autori, ha fornito un buon compromesso tra precisione dei risultati e tempi di calcolo ragionevoli [22].

I modelli computazionali sono stati sviluppati per tutte le configurazioni esaminate sperimentalmente e sono stati implementati mediante il solutore esplicito del software agli elementi finiti ABAQUS 6.8 [23].

Gli aderendi sono stati modellati con un semplice legame elasto-plastico incrudente bilineare (Fig. 2a), mentre l'adesivo è stato descritto mediante il modello di zona coesiva di Fig. 2b. I valori di snervamento degli aderendi sono stati ottenuti sulla base dei dati forniti dal produttore dei tubi mentre i parametri che governano l'andamento della zona coesiva (tensione massima = 60 MPa, energia di frattura = 0.69 N/m) sono stati ricavati da lavori di letteratura [24] riguardanti il medesimo adesivo. Il criterio scelto prevede che al raggiungimento del limite elastico, in modo I, II, III l'adesivo perda progressivamente le sue proprietà meccaniche con legge esponenziale.

Al modello agli elementi finiti è stata applicata centralmente una velocità di spostamento di 150 mm/s, di poco superiore a quella sperimentale, e l'opzione di scalatura della massa, tecniche che consentono di ridurre i tempi di analisi, senza pregiudicarne i risultati. Dalle analisi si è ricavato il carico di reazione della struttura fino al suo cedimento. Tutti i modelli sono stati risolti mediante un processore Intel Core Duo Mobile T7200.

## RISULTATI

La Fig. 3 raccoglie i risultati sperimentali, in termini di diagramma forza-spostamento, per le configurazioni considerate. La Fig 3a si riferisce al tubo di lato 25mm mentre la Fig 3b è relativa al giunto di lato 40 mm. In ogni diagramma è rappresentata sia la curva prodotta dalla trave incollata (linea nera sottile) che la curva generata dall'analogo tubolare integro (linea grigia spessa).



Per ogni prova sperimentale si è effettuata la relativa simulazione agli elementi finiti. In Fig. 4 si riporta il confronto tra la simulazione numerica (linea nera spessa) e la prova sperimentale (curva grigia sottile) per quanto riguarda il tubo integro, mentre in Fig. 5 si riporta il confronto sul tubo incollato.

In Tab. 2 sono riportati i tempi di calcolo per le prove numeriche effettuate con una macchina di fascia media, processore Intel T7200 1.99GHz, Ram 2Gb.

In Fig. 6 si mostra invece il confronto tra le immagini sperimentali delle prove di flessione e le relative simulazioni agli elementi finiti.

In Fig 6a si riporta la prova sperimentale sul tubo di lato 25mm, Fig 6b si riporta la prova sperimentale sul tubo di lato 40mm, in Fig. 6c la simulazione del tubo di lato 25mm e in Fig. 6d la simulazione del tubo di lato 40mm.

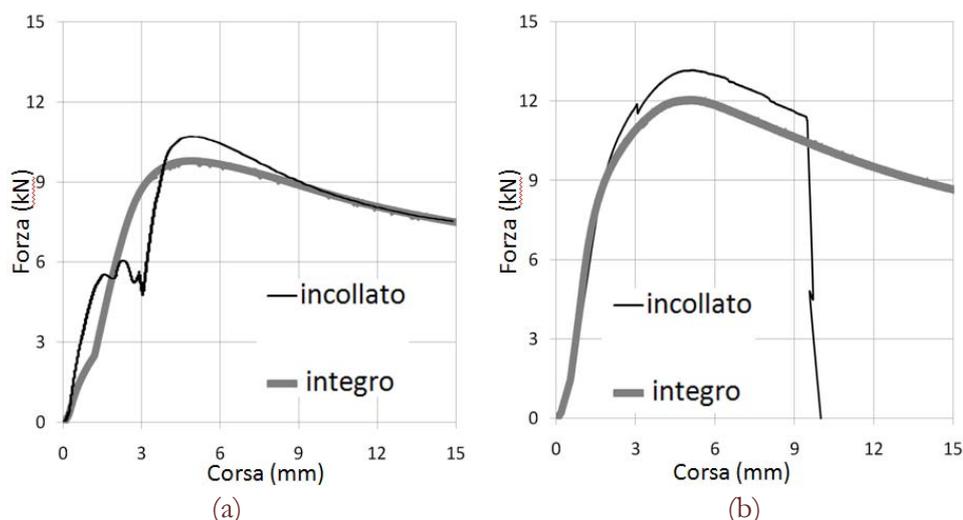


Figura 3: Curve sperimentali forza – corsa del tubo lato 25mm (a) e lato 40mm (b).

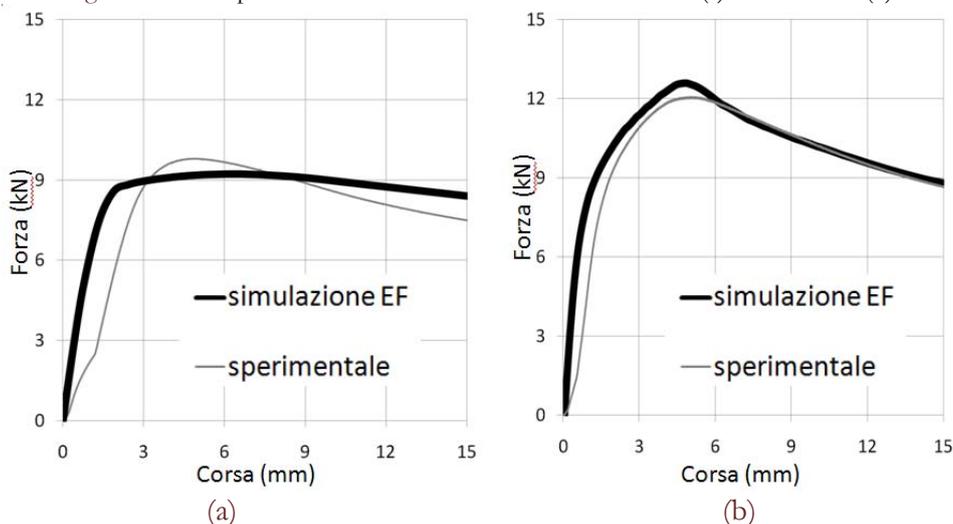


Figura 4: Confronto numerico-sperimentale tubo integro lato 25mm (a) e lato 40mm (b).

	Lato Tubo (mm)	
Tipo tubo	25	40
Integro	96.5	340.3
Incollato	5085	5438

Tabella 2: Tempi di analisi (s) – Processore Intel T7200 1.99GHz, Ram 2Gb.

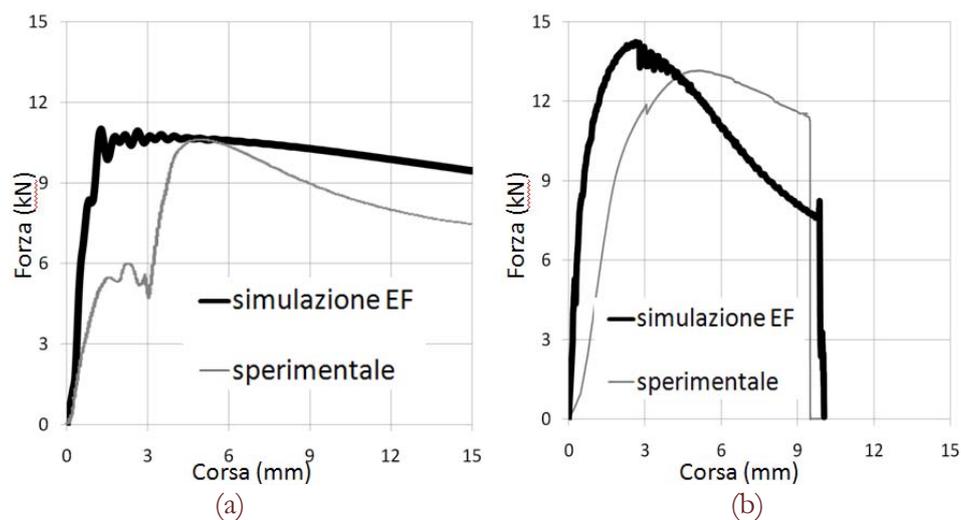
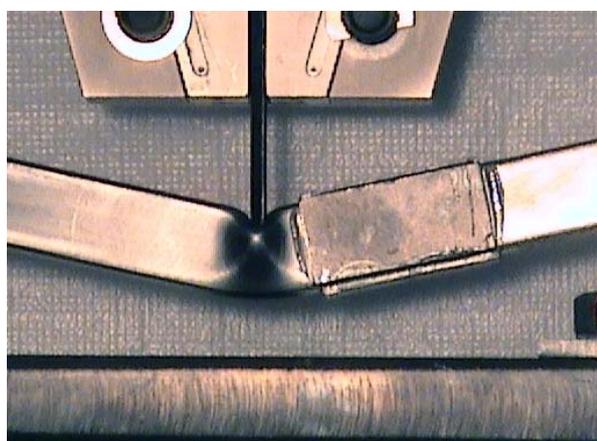


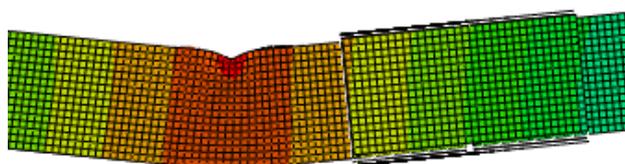
Figura 5: Confronto numerico-sperimentale tubo incollato lato 25mm (a) e lato 40mm (b).



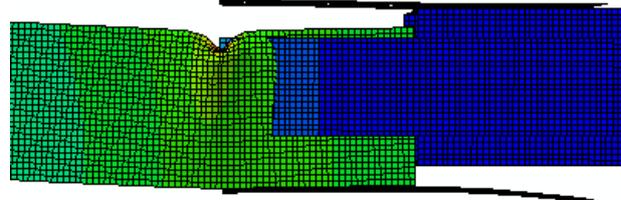
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6: Prova sperimentale su tubo incollato lato 25mm (a) e lato 40mm (b). Simulazione numerica (mappa degli spostamenti) del tubo incollato lato 25mm (c) e lato 40mm (d).

## DISCUSSIONE

### *Prove sperimentali*

In primo luogo si nota dalle curve sperimentali riportate in Fig. 3 che il carico sostenuto dal tubo quadro integro è inferiore a quello dello stesso tubo tagliato e incollato. Questo comportamento si riscontra per entrambe le geometrie considerate. Ciò è spiegabile in parte poiché lo spessore di parete nella zona incollata sostanzialmente raddoppia aumentando quindi il modulo di resistenza della sezione, ma è anche indice che l'adesivo trasferisce il



completamente ed efficientemente il carico. Da questo punto di vista è importante notare che in ambedue le prove lo snervamento dell'acciaio avviene prima del cedimento dell'adesivo (Fig. 3). Nel caso del tubo di lato 25mm (Fig. 5a), l'adesivo non presenta cedimenti catastrofici e la prova è stata terminata quindi per il raggiungimento della corsa massima disponibile. L'oscillazione nel tratto iniziale è forse imputabile a una microfrattura nella zona incollata, in quanto durante l'esecuzione della prova si sono rilevati rumori che sembravano indicare una nascente cricca nell'adesivo. Questo cedimento probabilmente è occorso in una zona incollata non critica, forse a causa di inclusioni di aria, e la prova è quindi continuata senza cedimenti della struttura fino alla completa plasticizzazione del tubo.

Dal diagramma di Fig. 3b si osserva inoltre che la curva sperimentale del tubo incollato di lato 40mm pur avendo un carico massimo maggiore del tubo integro ha un cedimento prematuro con rottura catastrofica della struttura.

Non avendo effettuato ripetizioni della prova questo non è un dato statisticamente rilevante ma è possibile motivare la differenza a fronte di alcune considerazioni sulla differente geometria delle strutture.

In Fig. 6-a si nota come nella prova di flessione nel tubo di lato 25mm la cerniera plastica, originata sugli aderenti dal carico flessionale, è sufficientemente lontana dalla zona incollata e non influisce quindi sulla zona di incollaggio. Nel caso della prova di Fig. 6-b, invece, l'inizio del tratto incollato è molto più vicino alla cerniera plastica. Vi è quindi una influenza diretta della deformazione prodotta nell'aderendo dalla cerniera plastica sulla zona di incollaggio. Questo può determinare una possibile causa del cedimento prematuro della struttura. Un'altra differenza rispetto alla struttura incollata di lato 25mm è che la piastra incollata sul tubo di lato 40mm è più stretta rispetto al lato del tubo, infatti il rapporto tra la piastra e il tubo da 40mm è 0.625 mentre è 1 per il tubo di lato 25mm. Questo significa che il tubo di lato 25mm è più rinforzato rispetto all'altro e questo giustifica la sua maggiore capacità di sostenere carico.

#### *Confronto numerico - sperimentale*

In Fig. 4 si evidenzia un buon accordo tra le curve sperimentali e la simulazione agli elementi finiti del tubo integro per tutte le configurazioni esaminate.

La differenza maggiore si ha nel tratto elastico ed è spiegabile in quanto l'inizio della prova sperimentale è affetto da un assestamento della struttura alla prima applicazione del carico e ciò comporta una discrepanza tra le curve. Inoltre la mesh sugli aderenti è abbastanza rada il che irrigidisce ulteriormente la struttura. La pendenza del tratto elastico, però, è comparabile e l'errore sulla rigidezza molto contenuto. Per quanto riguarda la resistenza della struttura l'errore sulla forza massima è inferiore a  $\pm 7\%$  e anche il tratto post elastico viene ben colto dalla simulazione.

La Fig. 5 mostra un discreto accordo tra le curve sperimentali (linee grigie sottili) e la simulazione agli elementi finiti del tubo incollato (linee nere spesse).

In primo luogo si rileva che le oscillazioni presenti nelle curve numeriche sono dovute alla modalità di simulazione esplicita che è stata adottata e pertanto non vanno considerate. È stato anche effettuata una scalatura della massa della struttura che aumenta questo effetto, ma consente di abbreviare in maniera consistente il tempo di analisi.

In Fig 5a si mostra il confronto per il tubo di lato 25mm. Non si è verificato il collasso del tubo e quindi non si hanno informazioni precise né sulla energia assorbita dallo strato adesivo né sull'istante di collasso, ma si registra solamente che la giunzione è sufficientemente resistente per portare a snervamento completo il tubo.

La simulazione evidenzia una rigidezza comparabile a quella della prova di flessione e una forza massima di 10.98 kN, di poco superiore al dato sperimentale di 9.8 kN, con un errore del 10%. Il tratto post elastico della simulazione decresce in maniera meno accentuata rispetto alla prova reale ma ciò è probabilmente imputabile al modello di materiale bilineare inelastico usato per gli aderenti.

In Fig 5b, invece, si osserva che, per il tubo incollato di lato 40mm la risposta della simulazione è più rigida nel primo tratto elastico a causa sia della cedevolezza della attrezzatura sperimentale, ma anche della mesh rada sull'aderendo che irrigidisce ulteriormente la struttura.

In Fig. 6c si riporta la mappa degli spostamenti della simulazione sul tubo di lato 25mm, in ottimo accordo con la prova sperimentale di Fig. 6a, mentre in Fig. 6d si mostra la mappa degli spostamenti del tubo di lato 40mm all'istante in cui avviene il cedimento completo dell'adesivo. È interessante notare il buon accordo tra le deformate sperimentali e quelle simulate, anche se la Fig. 6d presenta una differenza sostanziale con la prova sperimentale di Fig. 6b dovuta alla mancanza della forza di gravità. Infatti nella prova sperimentale i due spezzoni di tubo, dopo il cedimento dell'adesivo si adagiano



l'uno sull'altro, mentre nella simulazione la rottura dello strato adesivo crea un effetto di ritorno elastico per cui i due spezzoni tendono ad allontanarsi.

La forza massima sviluppata dalla simulazione nel caso del tubo di lato 40mm è 14.2 kN contro i 13.2 kN della prova sperimentale con un errore del 7.5%. La previsione computazionale del tratto post-elastico mostra una discesa prematura del carico sopportato dalla struttura mentre prevede in ottimo accordo con la curva sperimentale con esattezza il livello di inflessione che porta a completo collasso la struttura. Il tempo necessario all'analisi, di una costruzione incollata di questo genere mostrato in Tab. 2, si attesta sui 5000 secondi. Ciò rende il metodo proposto valido anche per l'analisi costruzioni di dimensioni maggiori, che si possono facilmente incontrare in un contesto industriale, senza compromettere la precisione dei risultati che si mantiene buona, essendo l'errore sempre inferiore al 10%.

## CONCLUSIONI

**I**l lavoro mostra l'applicabilità di un modello semplificato agli elementi finiti per l'analisi a collasso di strutture incollate complesse. Il modello è applicato ad una struttura tubolare incollata ed è confrontato direttamente con le prime prove sperimentali esplorative realizzate. Il modello è basato sulla rappresentazione degli aderenti mediante elementi shell e dell'adesivo per mezzo di speciali elementi coesivi. I nodi corrispondenti di aderenti ed adesivo sono collegati da vincoli interni tipo tied-mesh per ripristinare virtualmente la continuità fisica della giunzione. Il confronto con i risultati sperimentali evidenzia una buona accuratezza del metodo sia in termini di forza massima prevista sia di comportamento post-elastico. In particolare si hanno stime sulla forza massima sopportata dal giunto con errori inferiori al 10%, una buona previsione dell'istante di collasso (ove esso si verifica) e una discreta previsione della rigidità. La buona precisione numerica ed il ridotto peso computazionale (bassa occupazione di memoria e bassi tempi di calcolo) rendono il metodo proposto particolarmente adatto per l'analisi efficiente di costruzioni incollate complesse di interesse industriale.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] B. N. Rao, Y. V. K. S. Rao, S. Yadagiri, *Fibre Science and Technology*, 17 (1982) 77.
- [2] J. N. Reddy, S. Roy, *Int. J. Non-Linear Mechanics*, 23 (1988) 97.
- [3] U. Edlund, A. Klarbring, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 96 (1992) 329.
- [4] R. H. Andruet, D. A. Dillard, S. M. Holzer, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 21 (2001) 17.
- [5] J. P. M. Goncalves, M. F. S. F. Moura, P.M.S.T. Castro, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 22 (2002) 357.
- [6] L. Tong, X. Sun, *Computational Mechanics*, 30 (2003) 143.
- [7] A. D. Crocombe, D. A. Bigwood, G. Richardson, 10 (3) (1990) 167.
- [8] D. A. Bigwood, A. D. Crocombe, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 10 (1) (1990).
- [9] J. A. Harris, R. D. Adams, *Int. J. Adhesion and Adhesives*, 4 (2) (1984) 65.
- [10] T. Carlberger, U. Stigh, *Engng. Fracture Mech.*, 74(14) (2007) 2247.
- [11] J. P. M. Goncalves, M. F. S. F. De Moura et al, *Fatigue Fract. Engng Master Struct.*, 26(5) (2003) 479.
- [12] H. Hadavinia, L. Kawashita, A. J. Kinloch, D. R. Moore, J. G. Williams, *Engng. Fracture Mechanics*, 73(16) (2006) 2324.
- [13] P. Schmidt, U. Edlund, *Int. J. for Num. Meth. In Engng*, 1 (2005) 1.
- [14] N. Valoroso, L. Champany, *Engng Fracture Mechanics*, 73 (18) (2006) 2274.
- [15] D. Castagnetti, E. Dragoni, *Int. J. Adhes. and Adhes.*, 29 (2009) 125.
- [16] L. Goglio et al., *Int. J. Adhes. and Adhes.*, 28 (2008) 427.
- [17] D. Castagnetti, A. Spaggiari, E. Dragoni, *Proceedings of the 36<sup>th</sup> AIAS, Ischia (NA) (2007)*.
- [18] Loctite – Hysol 9466, *Technical Data Sheet*, (Febbraio 2006).
- [19] Loctite –7063, *Technical Data Sheet*, (Febbraio 2006).
- [20] D. A. Bigwood, A. D. Crocombe, *Int. J. Adhes. and Adhes.*, 9 (1989) 229.
- [21] A. Pirondi, F. Moroni, *ABAQUS Regional Users' Meeting, Milano (2008)*.



- [22] D. Castagnetti, A. Spaggiari, E. Dragoni, “Efficient Post-Elastic Analysis of Bonded Joints by Standard Finite Element Techniques”, (2008, In press).
- [23] ABAQUS 6.7, “Users’ Manual”, HKS Inc. (2006).
- [24] A. Pirondi, D. Fersini, E. Perotti, F. Moroni”, Atti del 19° Congresso IGF, Milano (2007).



## Verifica a fatica dei giunti saldati sulla base di misure di deformazione locale

V. Dattoma, R. Nobile, F.W. Panella

*Università del Salento, Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione, Lecce; vito.dattoma@unile.it*

**RIASSUNTO.** Lo studio della resistenza a fatica delle giunzioni saldate rappresenta un campo di prova molto interessante dal punto di vista scientifico, con ricadute pratiche altrettanto importanti. Si tratta in generale di fornire dei metodi di verifica e progetto deterministici, come è proprio dell'ingegneria, per prevedere il comportamento meccanico di un materiale che, quando è sotto forma di saldatura, cambia le sue proprietà meccaniche e microstrutturali rispetto al materiale base, si dispone in una geometria locale del cordone estremamente variabile e non definibile a priori, è infine affetto da campi di tensione residua non proprio trascurabili. In questo lavoro, partendo da una breve panoramica sui principali indicatori e metodi che sono stati utilizzati nel corso degli anni per la stima dello stato di sollecitazione in un giunto saldato e della vita residua a fatica, si presenta l'approccio basato sulla misura della deformazione locale che è stato seguito da diversi autori nel corso degli anni, evidenziandone i vantaggi ma anche le limitazioni rilevate attraverso le numerose attività sperimentali direttamente eseguite.

**ABSTRACT.** Fatigue resistance of welded joints represents an interesting and challenging studying field from a scientific point of view, with valuable and important practical consequences. In the specific, the main target is to establish in general the proper quantitative verification and design procedures, based on theoretical achievements. The actual procedures and standard codes are extremely useful for most engineering applications, in which elevated safety factors have to be used. On the other hand the mechanical behavior of welded material is different from the base metal; the weld bead material has different mechanical characteristics because of microstructural changes and other local effects, due to extremely variable weld toe geometry, resulting in notch effects and coupled with relevant residual stresses not to be ignored.

In this work, a brief resume of the principal design methods is primarily reported for the estimation of residual life expectancies of welded joints, leading to different engineering approaches; among them, the method based on local deformations measurements is presented as reliable verification tool, already analyzed and modified by several authors in the past. The local deformation approach has been deeply applied and verified by the authors and the main advantage and characteristics are explained, as well as the present limitations to be observed in the frame of many experimental fatigue testing activities.

**PAROLE CHIAVE.** Welded joints; Fatigue; Local Strain; Design Method.

### INTRODUZIONE

La stima della resistenza a fatica di giunzioni saldate rappresenta un problema particolarmente complesso a causa delle notevoli alterazioni introdotte dal ciclo termico di saldatura. La microstruttura del materiale cambia, favorendo generalmente un comportamento maggiormente fragile; i gradienti termici sviluppati durante il processo originano in maniera complementare campi di tensioni residue o distorsioni e disallineamenti significativi; il materiale depositato sotto forma di cordone, infine, altera la geometria locale del giunto, dando origine a una concentrazione di



tensione assimilabile ad un intaglio. Tutti questi fenomeni, che sono peculiari dei giunti saldati, vanno a complicare un fenomeno già estremamente complesso come il comportamento a fatica.

Gli effetti di questi parametri sono indistinguibili l'uno dall'altro; se da un lato è abbastanza semplice individuare il tipo di sollecitazione agente globalmente sul giunto, non altrettanto si può dire per la geometria locale dello stesso cordone, che è non definibile a priori e caratterizzata da una variabilità estrema. Se è quindi piuttosto ovvio riconoscere nello stato di sollecitazione locale al piede del cordone il principale responsabile della resistenza a fatica di un giunto, il grosso problema diventa determinare tale stato di sollecitazione, o un parametro ad esso legato, basandosi su una geometria non definibile in modo esatto. Si corre il rischio di calcolare dei parametri indicativi dello stato di sollecitazione locale relativi sì ad una geometria di riferimento sul cordone, ma in molti casi non rappresentativa della reale situazione.

Bisognerebbe poi tener conto che in ogni caso un parametro rappresentativo della sollecitazione locale, in quanto espressione del solo campo tensionale e deformativo magari anche residuo, non considera affatto le alterazioni metallurgiche introdotte nel materiale dal processo.

In questo lavoro si presenta l'approccio basato sulla misura della deformazione locale, analizzando i dati derivanti da numerose prove di fatica eseguite principalmente su giunti saldati ad arco in acciaio strutturale di varia forma e con diversi spessori delle piastre. Si presentano inoltre i primi risultati che sono stati ottenuti per giunti saldati al laser in lega di Titanio.

#### *Metodi principali utilizzati per la resistenza a fatica di giunti saldati*

I vari approcci che sono stati proposti nel corso degli anni per la valutazione della resistenza a fatica dei giunti saldati possono essere classificati sulla base della tipologia di parametro scelto per rappresentare la gravità dello stato di sollecitazione che porta alla rottura a fatica.

La scelta di un parametro affidabile per descrivere quanto accade in giunto saldato sollecitato a fatica è alquanto complicato, come testimoniato dal fatto che tuttora la soluzione adottata in molti casi è rappresentata dalla tensione nominale. Le norme internazionali [1-3] individuano infatti un certo numero di dettagli strutturali scelti tra i più significativi nella pratica corrente, fornendo per ognuno di essi un limite di fatica di riferimento espresso proprio in termini di tensione nominale: in altre parole si rinuncia a metodi di calcolo più sofisticati e dettagliati, certificando l'impossibilità di considerare in tutti i suoi aspetti l'effetto della reale geometria del giunto e dello stato di sollecitazione locale al cordone.

Tradizionalmente, si ritiene che la tensione nominale al piede del cordone venga alterata sia dalla particolare geometria globale del giunto (ossia il dettaglio strutturale codificato dalle norme), sia dagli effetti geometrici locali originati da disallineamenti o distorsioni e dalla geometria locale del cordone [4].

Negli approcci tipo hot-spot, l'idea di base è di tralasciare le complicazioni legate alla geometria locale del cordone, ma di considerare le sovrasollecitazioni indotte dalla configurazione geometrica propria del giunto. In pratica, la tensione di hot-spot viene a coincidere con la somma della tensione nominale e della componente di flessione ad essa associata. Tale tensione di hot-spot può essere valutata numericamente tramite modelli FEM della giunzione, o sperimentalmente mediante estensimetri elettrici posizionati in punti prefissati e precisati univocamente dalle procedure proposte [5-7].

Partendo da questa base comune, i vari approcci locali si differenziano grandemente per i parametri che vengono considerati: Radaj [8, 9] ha proposto di far riferimento ad una concentrazione di tensione elastica, valutata con un modello numerico in cui si assume arbitrariamente al piede del cordone un raggio di raccordo di 1 mm. Tali metodi si dimostrano particolarmente efficaci e sono attualmente ben collaudati; in particolare l'IIW ha da tempo emanato una proposta di nuova normativa europea [10], basata appunto sulla determinazione di una tensione "geometrica" di hot spot, da determinarsi sia con modelli FEM lineari, sia con misurazioni estensimetriche in due punti lontani dal raccordo sul cordone, con la quale determinare sulle curve di riferimento disponibili per la normativa vigente la vita residua a fatica. Tale proposta è estremamente innovativa e valida, nonché meno conservativa della norma ufficiale. Più recentemente, si è proposto di considerare una tensione mediata in un volume di riferimento [11] o calcolata ad una particolare distanza critica [12].

Un'altra possibile alternativa è far riferimento agli approcci basati sul fattore di intensificazione degli sforzi. La soluzione di Williams [13] che descrive il campo tensionale in corrispondenza di intagli a V acuti può essere sfruttata per determinare la gravosità del campo tensionale presente al piede del cordone, sfruttandone la similitudine geometrica con gli intagli a V acuti. Tale similitudine, proposta inizialmente da Verreman e Nie [14], è stata poi portata avanti da altri studi di Lazzarin e Tovo, Atzori e altri [15-17]. Diversi studi sono attualmente in corso per generalizzare e standardizzare questi metodi alle diverse tipologie di giunto e di carico.

Infine, un'ulteriore possibile approccio è quello di considerare comunque presente una cricca al piede del cordone; di conseguenza, la vita a fatica viene ad essere determinata dalle leggi di propagazione delle cricche [18-19]. Il fattore di



intensificazione degli sforzi, opportunamente modificato da un fattore geometrico, assume quindi il significato di parametro di riferimento per la previsione di vita a fatica. Questo approccio ha mostrato di essere molto affidabili nei casi di rinforzi longitudinali e in presenza di incisioni marginali.

#### *Fattori influenzanti la resistenza a fatica di giunzioni saldate*

Il campo tensionale e deformativo in prossimità del cordone di saldatura è generalmente ritenuto il responsabile del comportamento a fatica del giunto saldato e si è quindi cercato di valutarlo con la maggiore accuratezza possibile [20-21]. Gli strumenti a disposizione sono di tipo numerico o sperimentale, ma ognuno di questi ha delle limitazioni che portano ad approssimazioni anche rilevanti.

I modelli numerici ad esempio devono far riferimento a geometrie ideali e non possono tenere in conto in maniera appropriata della variabilità imputabile alle distorsioni e ai disallineamenti. La geometria locale del cordone è basata su valori medi statistici di misure sperimentali, la cui variabilità è influenzata in maniera spesso non controllabile dal processo di saldatura, dalla forma geometrica e dall'operatore. Di conseguenza, il risultato numerico è formalmente corretto, ma spesso volte si corre il rischio di riferirsi ad una geometria idealizzata troppo lontana dalla realtà. Per contro, le simulazioni numeriche rappresentano un potente strumento di calcolo, il cui uso è relativamente facile, veloce e affidabile. Inoltre, il risultato ottenuto consiste nell'intero campo tensionale e fornisce in prima approssimazione la sollecitazione locale di riferimento per i calcoli di verifica successivi.

L'altro strumento a disposizione, quello delle misure sperimentali, ha la forte limitazione di essere spesso ristretto ad aree di indagine limitate o addirittura puntuali. Solo i metodi ottici potrebbero fornire una descrizione completa dello stato tensionale e deformativo sulla superficie, ma la rugosità e le irregolarità superficiali generalmente presenti rappresentano un ostacolo quasi insormontabile. Un'altra possibilità è quella di usare estensimetri elettrici per la misura di deformazioni in punti ritenuti significativi e critici. In tal caso il numero di punti di misura è limitato ed in ogni caso la misura non è strettamente puntuale, ma estesa su un'area limitata ma comunque finita e corrispondente alle dimensioni della griglia estensimetrica usata. Pertanto le misure sono sempre affette da sorgenti di errore ineliminabili come quelle dovute agli alti gradienti di tensione e ad eventuali fenomeni di plasticizzazione locale. Nonostante questi inconvenienti, le misure sperimentali sono in grado di cogliere al meglio gli effetti della geometria globale e locale del giunto, compreso l'effetto dello spessore della piastra principale del giunto e della presenza di disallineamenti [22].

## **IL METODO DELLA DEFORMAZIONE LOCALE**

I metodi basati sulla misura di deformazione locale scelgono come parametro utile ai fini della valutazione della resistenza a fatica la deformazione locale; in particolare, l'ampiezza di deformazione  $\epsilon_a$ , misurata da estensimetri in prossimità del piede del cordone sotto carico statico, è considerata il dato più significativo per le verifiche a fatica.

La cosiddetta deformazione locale è quindi il risultato di un processo di integrazione su un'area finita corrispondente all'estensione della griglia estensimetrica. Di conseguenza, questo parametro può essere significativo per confrontare stati di tensione locali solo se viene standardizzata l'estensione e il posizionamento della griglia stessa rispetto al cordone. In altre parole, per ottenere un parametro ripetitivo, la dimensione della griglia estensimetrica e il suo posizionamento deve essere ben definito. Sulla base di esperienze passate [23-24] e della personale esperienza degli autori [25-26], il miglior compromesso tra la necessità di misurare quanto più vicino possibile al piede del cordone e l'affidabilità della misura stessa è rappresentata da estensimetri elettrici aventi una lunghezza di griglia di 3 mm e posizionati con il loro asse trasversale a 2.5 mm dal piede del cordone. In altre parole la misura estensimetrica sarà il risultato dell'integrazione del campo deformativo esistente nella zona tra 1 e 4 mm a partire dal piede del cordone. La Fig. 1 riporta alcuni esempi di installazioni estensimetriche eseguite per la validazione del metodo.

Poiché la rottura a fatica si innesca in maniera casuale in un punto posizionato lungo il piede del cordone, dove presumibilmente il raggio di raccordo assume un valore critico, se ne deduce come l'uso di un valore medio o di un valore fittizio di tale parametro nei modelli numerici possa essere considerata una forzatura. Una misura diretta delle deformazioni può fornire una valutazione più affidabile dell'effetto della geometria locale: la misura è infatti sicuramente capace di cogliere gli effetti di disallineamento e, per la sua vicinanza al cordone, risentire almeno in parte degli effetti locali indotti dal raggio di raccordo o dalla presenza di sotto-intagli. Infatti, nei giunti testati a fatica la rottura si manifesta quasi sempre dal lato del cordone in cui si rilevano le maggiori deformazioni.

La presenza invece di plasticizzazione locale all'apice ha anche una certa influenza, soprattutto nel caso di giunti molto spessi; anche in questo caso, nonostante l'estensione della zona plastica sia molto contenuta nell'arco di 1-2 mm dal piede del cordone, l'estensimetro posto immediatamente accanto riesca a coglierne in parte l'effetto; ciò è dimostrato



sperimentalmente dal fatto che durante l'applicazione sui giunti di carichi elevati si rilevano deformazioni sugli estensimetri che variano in modo non lineare con l'aumentare del carico.



Figura 1: Alcuni esempi dei giunti saldati in acciaio utilizzati per i test di fatica.

L'ampiezza di deformazione  $\epsilon_a$  deve essere misurata sottoponendo il giunto al ciclo presunto di carico a fatica e può essere messa in relazione al numero di cicli a rottura  $N$  in maniera da ottenere curve di resistenza a fatica in termini di ampiezze di deformazione locale, che risultano essere indipendenti dalla tipologia di giunto e dalla modalità di carico.

Da queste curve, ricavate per giunti di diversa geometria e sottoposti a cicli di carico caratterizzati da diversi valori del rapporto di sollecitazione  $R$ , è possibile estrapolare il valore  $\epsilon_A$  della deformazione locale in corrispondenza di  $N = 2 \cdot 10^6$  cicli.

La sperimentazione condotta su un gran numero di giunti saldati in acciaio strutturale, differenti per tipologia, spessore e modalità di carico, ha permesso di stabilire che il parametro ampiezza di deformazione locale è abbastanza insensibile alla variabilità di molti dei fattori che incidono sulla resistenza a fatica, rappresentandone una sorta di indicatore riassuntivo di tutto quanto accade al piede del cordone e che riveste una certa importanza ai fini della resistenza a fatica. Nei primi lavori [22, 25-29], relativi a giunti saldati con spessore delle piastre superiore a 10 mm, tutti i dati sono stati raggruppati con successo su un'unica curva di resistenza a fatica espressa in termini di ampiezza di deformazione locale. Successivamente, le prove condotte su giunti di spessore inferiore ai 10 mm [30-32] hanno evidenziato che questi manifestano una resistenza maggiore se espressa in termini di ampiezza di deformazione locale. Il diverso livello di tensioni residue che caratterizza le due classi di spessore dei giunti saldati considerati è stato proposto per spiegare questo comportamento [33-34].

In [35] si è voluto valutare l'applicabilità e la coerenza dei dati misurati anche in condizioni estremamente diverse; in tutti i giunti saldati che erano stati studiati fino ad allora l'asse del cordone di saldatura era perpendicolare alla forza applicata. In tale studio si sono invece considerati dei giunti saldati testa a testa aventi il cordone inclinato rispetto all'asse di trazione, incollando questa volta delle rosette al piede del cordone. In questa particolare condizione si ha il dubbio se considerare come ampiezza di deformazione locale quella principale, la cui direzione potrebbe essere incognita a priori, o quella normale al cordone. I dati sperimentali si sono accordati ottimamente a quelli degli altri giunti testati in precedenza, indicando che si può in ogni caso far riferimento alla deformazione misurata in direzione normale al cordone.

Lo stesso metodo è stato usato anche nel caso di sollecitazioni ad ampiezza variabile considerando un caso industriale reale [36]. In [37] infine è fornita una estesa discussione sulle peculiarità del metodo e sulle linee guida per la sua pratica applicazione.

La maggior parte della sperimentazione è stata condotta su giunti saldati in acciaio, ma l'applicabilità del metodo non viene meno cambiando materiale o processo di saldatura. In tal caso ovviamente i valori numerici delle ampiezze di deformazione che determinano una prefissata vita a fatica cambiano ed è quindi necessaria una sperimentazione su ogni materiale si voglia considerare. Alcune campagne sperimentali sono state condotte su giunti in lega di alluminio [38-39] e più recentemente gli autori e il gruppo di ricerca del Politecnico di Bari [40] stanno conducendo un'ampia campagna di prove sperimentali su giunti in lega di Titanio.



In generale, tutta la sperimentazione eseguita e l'esperienza acquisita nel corso degli anni permettono di affermare che l'uso dell'ampiezza di deformazione locale  $\epsilon_a$  come parametro di verifica della resistenza a fatica di giunzione saldate ha mostrato di essere estremamente affidabile come metodo di verifica di giunzioni saldate critiche.

*Correlazione tra geometria globale del giunto e ampiezza di deformazione locale*

Utilizzando la gran mole di dati sperimentali sui giunti saldati in acciaio analizzati in passato a fatica per la validazione del metodo, è possibile avere una base statistica per stabilire qual è l'effetto della geometria globale del giunto sull'ampiezza di deformazione locale. Nella Tab. 1 riportata di seguito si presentano, limitatamente ai giunti saldati in acciaio strutturale, tutte le prove di fatica eseguite nel corso degli anni per validare il metodo, evidenziando il numero di test a fatica realizzati, lo spessore delle piastre, la modalità di carico e la geometria. Per i dettagli delle prove si rimanda alle specifiche pubblicazioni.

Tali dati sono stati utilizzati per ricavare le curve riportate in Fig. 2a e 2b, relativamente al solo rapporto di sollecitazione  $R=0.1$ , ottenute a seguito dell'applicazione del Metodo della Deformazione Locale, distinguendo però due classi di spessore principali: giunti di piccolo spessore, fino ad 8 mm, e giunti di spessore medio, tra 10 e 25 mm. E' interessante notare sui diagrammi di fatica ottenuti l'estrema coerenza dei dati e la loro distribuzione particolarmente contenuta in uno spettro di deformazione basso a numero di cicli fissato. Ancora più importante è il fatto che sulla stessa curva di regressione vengono posizionati i dati riferiti a giunti molto diversi tra loro, sia per la loro forma (a croce, a T e di testa) che per gli spessori utilizzati e la modalità di carico principale (trazione o flessione). In entrambi i diagrammi infatti, si riscontrano ottimi valori del coefficiente R di correlazione ( $R^2= 0.89 - 0.69$ ) dei dati. Utilizzando tali curve è possibile stimare l'ampiezza di deformazione limite corrispondente alla vita convenzionale di  $2 \cdot 10^6$  cicli, pari rispettivamente a  $\epsilon_A = 356 \mu\epsilon$  per i giunti oltre 10 mm e  $\epsilon_A = 450 \mu\epsilon$  per i giunti fino a 8 mm.

Tipologia di Giunto	Modalità di Carico	Materiale	Spessore	Rapporto di sollecitazione	N° di provini	
	trazione	Fe510	3	-1	5	
			3	0.5	7	
			5	0.1	7	
			5	0.5	6	
			10	-1	5	
	trazione	Fe510	3	-1	6	
			3	0.1	11	
			3	0.5	7	
			5	-1	7	
			5	0.1	12	
			Fe430	17	0.1	12
			Fe510	25	-1	7
			Fe510	25	-0.25	6
	flessione 3p	E36	8	0.1	7	
		E560D	8	0.1	8	
		E36	20	0.1	6	
	trazione	Fe510	5	-1	5	
			15	-1	6	
			15	0.5	5	
	trazione incl. cord. 30°	Fe430	5	0.1	5	

Tabella 1: Riassunto complessivo delle prove di fatica eseguite su giunti in acciaio strutturale



E' necessario sottolineare che i dati sperimentali in termini di ampiezza di tensione  $\sigma_a$  sulle prove di fatica effettuate si dispongono in modo molto diverso se si riferiscono a giunti geometricamente differenti e soprattutto manifestano la classica dispersione molto elevata delle curve di Wöhler. Ciò obbliga il progettista a dover eseguire un numero di test molto superiore per determinare il limite di fatica della giunzione studiata e nel contempo ad applicare elevati coefficienti di sicurezza per tenere conto dell'elevata variabilità della durata prevista a fatica, calcolabile in seguito ad un regime tensionale imposto. A titolo di esempio infatti si presentano in Fig. 3 i dati, espressi questa volta in termini di ampiezza di tensione, relativi agli stessi giunti in acciaio riportati in Fig. 2-b. Si nota immediatamente l'elevata dispersione dei dati, soprattutto se riferiti a giunti di tipo diverso. Nello stesso diagramma viene anche indicata la curva di riferimento secondo normativa Eurocode, disposta ben al disotto delle curve sperimentali, proprio a causa dell'incertezza riscontrata.

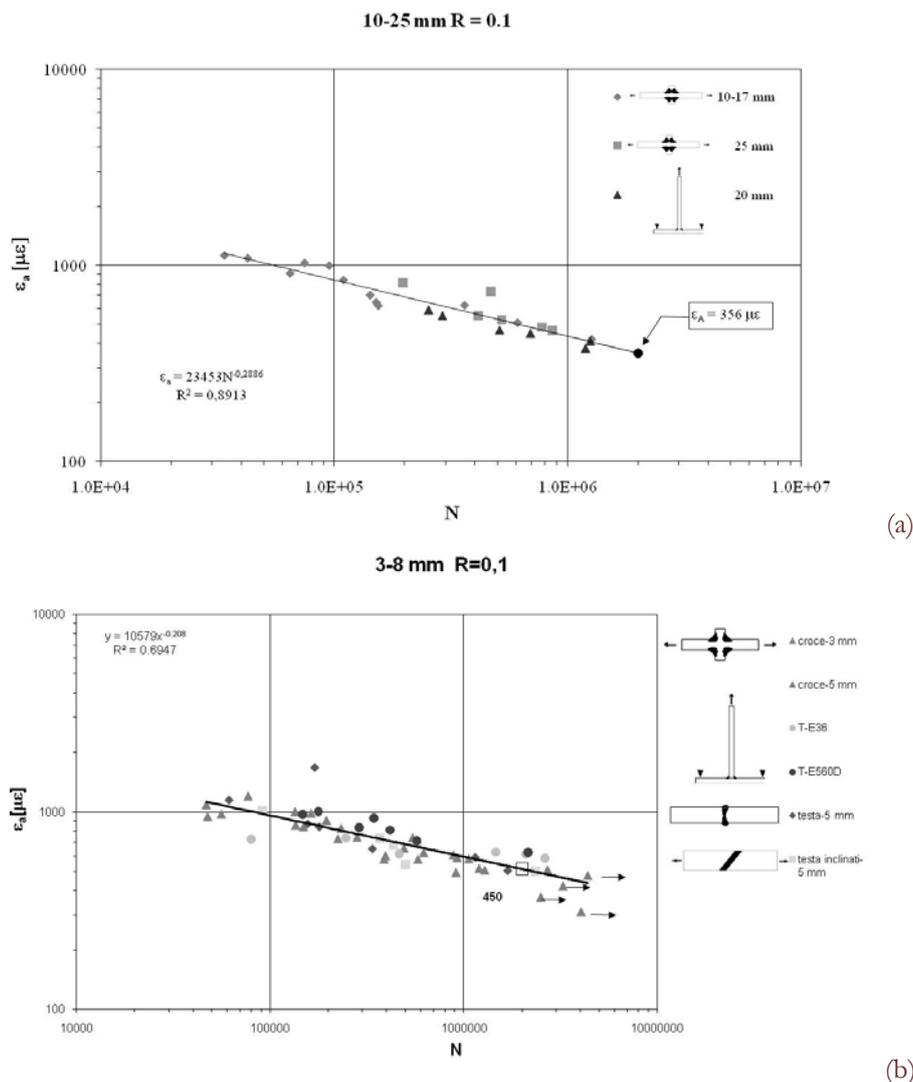


Figura 2: Curve di resistenza a fatica in termini di ampiezza di deformazione locale di giunti saldati in acciaio: a) spessori 10-25 mm; b) spessori 3-8 mm

Una limitazione del metodo è invece imputabile proprio al suo approccio sperimentale: una verifica del cordone di saldatura può essere effettuata solo se il componente è stato realizzato, strumentato opportunamente con estensimetri e quindi caricato. Questo significa che in fase di progettazione il metodo non potrebbe fornire indicazioni utili al dimensionamento del giunto. Per superare questo inconveniente si può stabilire statisticamente, almeno per quelle tipologie di giunto che sono state effettivamente studiate, quanto l'ampiezza di deformazione locale, misurata secondo i dettami del metodo, si discosti da quella nominale che è facilmente calcolabile in modo analitico. In pratica si può definire un coefficiente di amplificazione locale della deformazione  $K_{\epsilon_a}$  in questa maniera:



$$k_{\epsilon a} = \frac{\epsilon_a}{\epsilon_{a,nom}} \tag{1}$$

dove  $\epsilon_a$  è l'ampiezza locale di deformazione misurata, mentre  $\epsilon_{a,nom}$  è l'ampiezza nominale di deformazione applicata al giunto, che nel caso di una sollecitazione monoassiale di trazione è immediatamente nota dalla relazione seguente:

$$\epsilon_{\epsilon,nom} = \frac{\sigma_a}{E} \tag{2}$$

in cui  $\sigma_a$  è l'ampiezza nominale di carico.

I valori medi di questo fattore relativi ai test eseguiti su alcune tipologie di giunti, di cui è riportata anche la numerosità del campione, sono riportati in Tab. 2. I dati sono stati calcolati anche nel caso di carico prevalente di flessione e sono classificati non solo in base alla tipologia di giunto ma anche in base allo spessore della piastra principale.

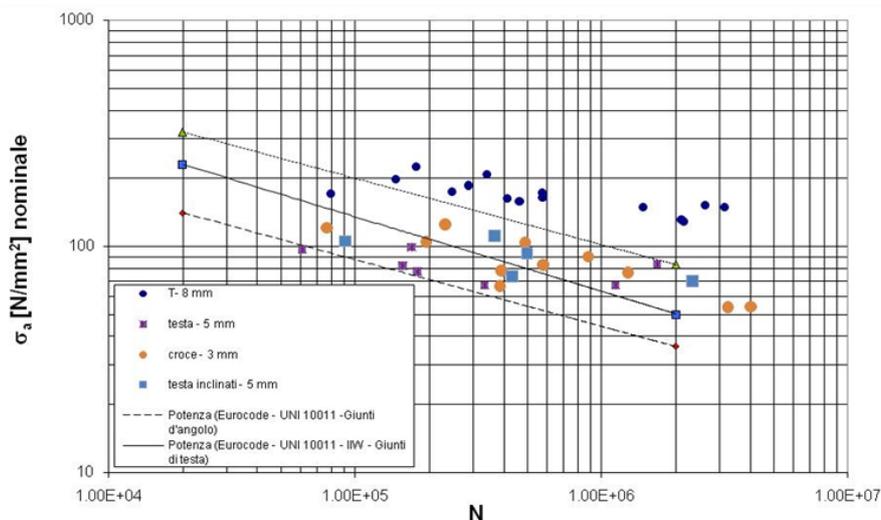


Figura 3: Curve di resistenza a fatica in termini di ampiezza di tensione per giunti saldati in acciaio di vario tipo e normativa di riferimento.

tipo di giunto spessore	numero di provini	$k_{\epsilon a} = \frac{\epsilon_a}{\epsilon_{a,nom}}$	
		valore medio	deviazione standard
giunti a croce 3-5 mm	42	1.740	0.405
giunti a croce 10-25 mm	37	1.312	0.188
giunti testa a testa 3-5 mm	18	2.201	0.497
giunti testa a testa thickness 8 mm	12	1.297	0.156
giunti a T 8 mm	15	0.909	0.070
giunti a T 20 mm	6	1.001	0.039
giunti ad angolo 5 mm	5	0.579	0.010
giunti ad angolo 20 mm	10	0.712	0.080

Tabella 2: Valore caratteristici del coefficiente di amplificazione locale della deformazione.



Non per tutte le categorie di giunto si ha una numerosità del campione sufficiente; nonostante questo, si possono dedurre alcune interessanti considerazioni. Si può osservare innanzitutto una differenza fra i giunti a seconda se il tipo di sollecitazione prevalente sia la flessione o la trazione. Nel caso dei giunti a T per esempio, dove l'unica sollecitazione che interessa il cordone è la flessione, la deformazione locale coincide praticamente con quella nominale: per tali giunti le flessioni spurie dovute ai disallineamenti sono assenti per via del tipo di carico applicato. Nei giunti ad angolo invece, in cui il cordone è sollecitato da una trazione eccentrica, la deformazione locale è sensibilmente inferiore all'unità, evidenziando la particolare criticità in termini di resistenza a fatica di quel particolare dettaglio strutturale.

Un'altra importante osservazione riguarda lo spessore della piastra principale che costituisce il giunto: sia nei giunti testa a testa che in quelli a croce gli spessori minori hanno valori di deformazione locale molto più pronunciati rispetto a quelli nominali, facilmente spiegato con i maggiori disallineamenti, e si riscontra anche maggiore variabilità del parametro  $K_{\epsilon_a}$ , da cui sono affetti questi giunti.

Tale parametro può essere classificato in modo univoco in base alla tipologia di giunto considerato, dal momento che tiene conto anche dello spessore delle piastre e della scala geometrica del dettaglio strutturale, diventando così un coefficiente utile al progettista per stimare sulla base di calcoli analitici o FEM (in relazione alla complessità della giunzione) la deformazione locale prevista  $\epsilon_a$  in seguito ai carichi di progetto, calcolando sulle curve in Fig. 2a e 2b la prevista vita residua a fatica.

#### *L'influenza della geometria locale sulle misure di deformazione locale*

La misura di deformazione locale è molto sensibile agli effetti del disallineamento, se è vero che si riduce nel caso di sollecitazioni di flessione. In aggiunta, tale misura riesce a cogliere in parte anche gli effetti della geometria locale del cordone, generalmente associabili con buona approssimazione al valore del raggio di raccordo al piede del cordone. Data la loro importanza, questi fattori geometrici sono stati misurati per alcune tipologie di giunti e se ne riportano di seguito i risultati. È noto infatti che valori diversi del raccordo  $r$  rispetto al modello numerico del giunto alterano sensibilmente le tensioni all'apice dell'intaglio del cordone, mentre valori anche piccoli di disallineamento angolare determinano sovrasollecitazioni spurie che producono talvolta incrementi tensionali superiori ai 100 MPa.

Il raggio di raccordo è stato misurato in diverse sezioni di 8 giunti testa a testa e 8 giunti a croce con spessore variabile di 5-10 mm ed in alcuni giunti in lega di Titanio saldati al laser. È stato realizzato un calco del cordone con una resina polimerica siliconica, successivamente sezionato in strati sottili con spessore medio di 1 mm in modo da avere una buona indicazione della variabilità del raggio di raccordo lungo il cordone.

Tutti i dati relativi al raggio di raccordo sono stati riassunti nelle curve riportate in Fig. 4a per i giunti in acciaio e in Figura 4b per i giunti in titanio. La variabilità del raggio di raccordo è comunque molto elevata e fortemente dipendente dalla modalità di esecuzione della saldatura; i dati sono ben descritti da una distribuzione normale, seppure con una deviazione standard piuttosto elevata. Relativamente ai giunti saldati in acciaio, si è determinato un valore medio di 2.47 mm per i giunti testa a testa e 0.79 mm per i giunti a croce; tali dati sono in accordo con quanto comunemente affermato in letteratura [8-9]. Il risultato più evidente è che per giunti in acciaio in genere si prevede un valore del raggio che può con buona probabilità valere da 0.5 fino 4 mm, determinando forti incertezze sui risultati dei calcoli FEM o altri metodi analitici. Per i giunti testa a testa saldati al laser in lega di titanio si è determinato invece un valore medio del raggio di raccordo pari a 0.98 mm.

Per quanto riguarda il disallineamento di giunti saldati di testa ed a croce, sono state effettuate circa 80 misure dell'angolo  $\alpha$  di disallineamento tra le piastre principali su giunti di vario tipo e di spessore di 5, 10 e 25 mm, successivamente sottoposti a prove di fatica in trazione. In Fig. 5 si riassume la distribuzione dei dati provenienti dalle misure di  $\alpha$ ; i dati presentano una distribuzione asimmetrica, affatto rappresentabile dai valori di media e deviazione standard di una distribuzione normale. In particolare l'angolo assume nella maggior parte dei casi un valore diverso da zero, ma abbastanza contenuto nell'ordine di un grado decimale (la media risulta infatti di circa 1,096°); in altri casi molto meno frequenti si riscontrano angoli molto elevati fino ai 5° per alcuni provini, giudicati eccessivamente poco significativi data la frequenza molto bassa e tenendo conto che la lavorazione manuale dei provini può aver prodotto delle distorsioni non dovute al processo.

In Fig. 6 si è riportato su un medesimo grafico l'ampiezza di deformazione  $\epsilon_a$ , misurata per le prove di fatica, in funzione dell'angolo di disallineamento  $\alpha$ . Naturalmente sono stati considerati solo giunti sottoposti ad un carico di trazione a fatica molto simile, in un intervallo ristretto di tensioni nominali applicate; si noti la mancanza di alcuna correlazione precisa, evidenziando forti variazioni delle deformazioni misurate dagli estensimetri. Ciò è una conferma, seppur indiretta, del fatto che la deformazione  $\epsilon_a$  non venga influenzata unicamente dal disallineamento ma anche da effetti locali del cordone o



comunque caratteristici del giunto esaminato, confermandone la validità come parametro rappresentativo ai fini della valutazione della resistenza a fatica.

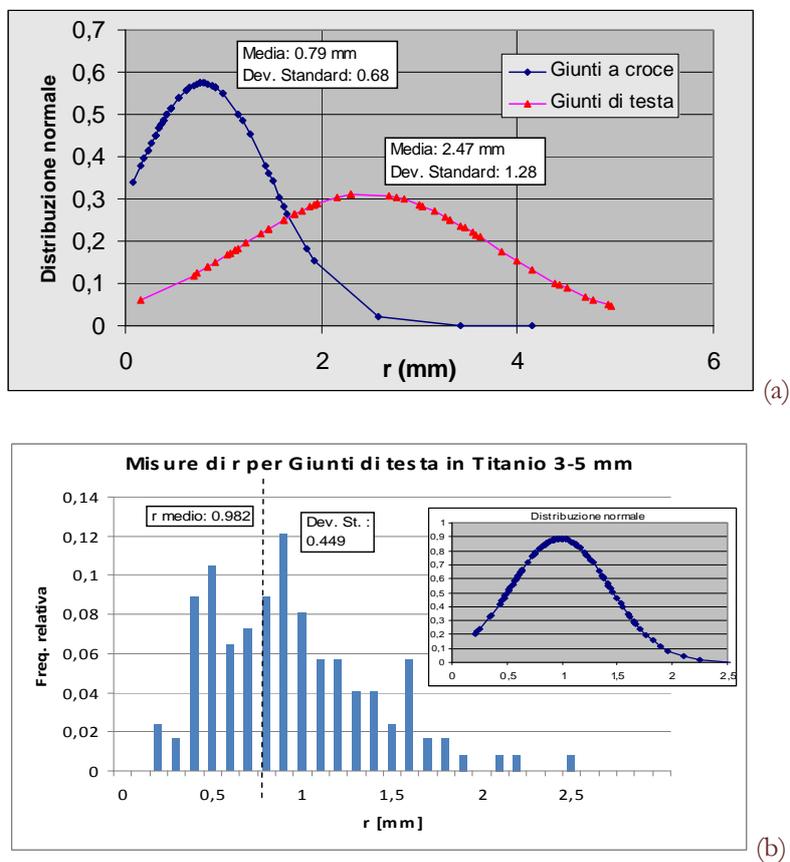


Figura 4: Distribuzione del raggio di raccordo: a) giunti in acciaio; b) giunti in titanio.

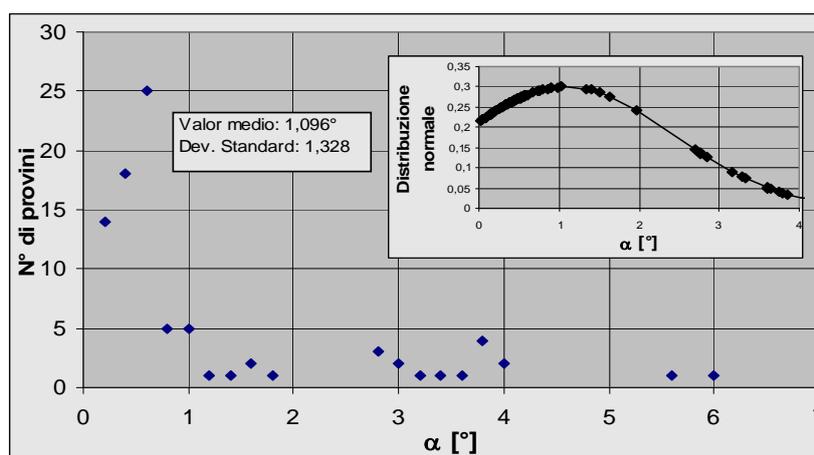


Figura 5: Distribuzione dei valori misurati dell'angolo di disallineamento  $\alpha$ .

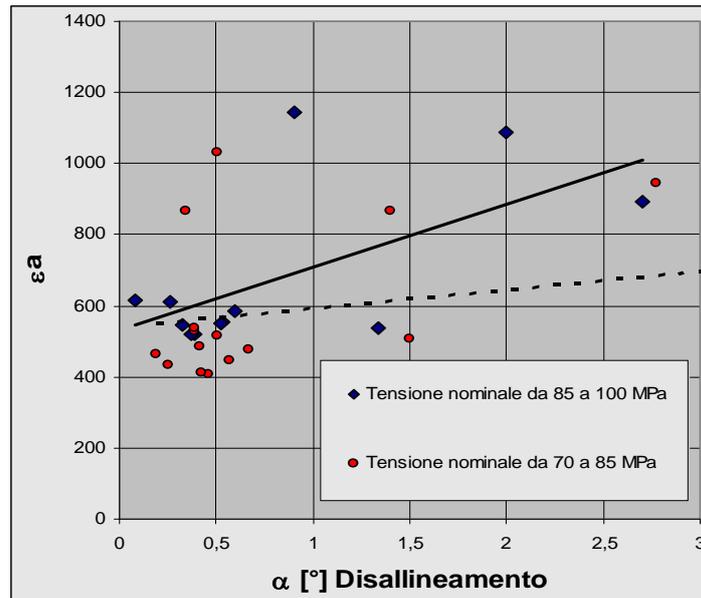


Figura 6: Correlazione tra l'ampiezza di deformazione locale  $\epsilon_a$  e l'angolo di disallineamento  $\alpha$ .

#### SPERIMENTAZIONE SULLA LEGA DI TITANIO: PRIMI RISULTATI

Nel presente lavoro si presentano anche i primi risultati ottenuti su giunti in lega di titanio TiAl6V4, saldati al laser in configurazione testa a testa e aventi uno spessore delle piastre di 3 e 5 mm. In Fig. 7 sono stati riportati tutti i dati delle prove eseguite finora, rilevando ancora una volta che la misura di deformazione locale è ben correlata con la vita residua a fatica, come dimostrato dalla bassa dispersione dei dati. I dati riferiti a spessori diversi si dispongono come previsto lungo una stessa curva di fittine e consentono di stimare con buona approssimazione una deformazione limite  $\epsilon_A$  pari a circa  $769 \mu\epsilon$ . Trattandosi di materiale diverso, sebbene l'andamento dei dati misurati in funzione del numero di cicli  $N$  sia identico a quello dei giunti in acciaio, la posizione della curva di riferimento e la sua pendenza sono rispettivamente più alta e meno inclinata (all'incirca il coefficiente  $m=7$  per il titanio, mentre  $m=4$  i giunti in acciaio); si è verificato quindi che il metodo della deformazione locale è potenzialmente efficace anche per un materiale diverso come la lega di titanio e anche per tecnologie di saldatura totalmente differenti.

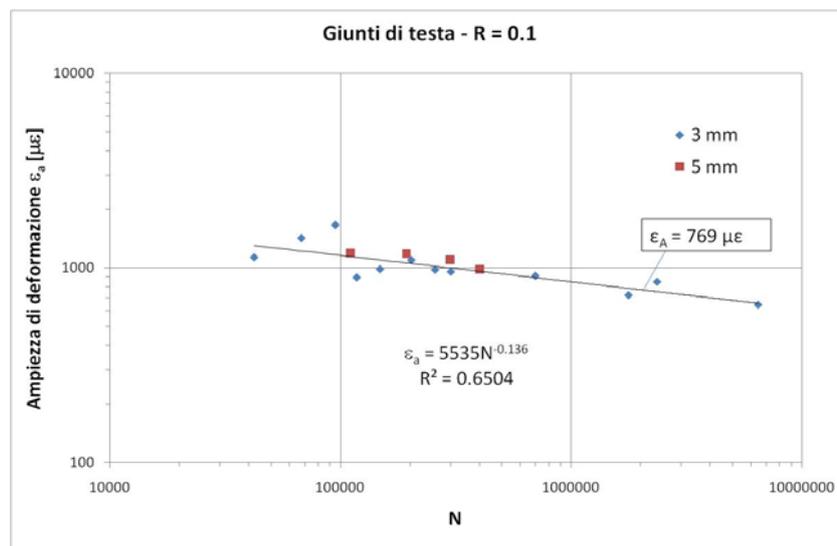


Figura 7: Curve di resistenza a fatica in termini di ampiezza di deformazione locale di giunti saldati in titanio.



## CONCLUSIONI

Il lavoro eseguito consente di stabilire in modo preciso l'affidabilità e l'efficacia del metodo della deformazione locale per la verifica a fatica dei giunti saldati. Sono state ottenute infatti, le curve di riferimento per il calcolo della vita residua in termini di misura dell'ampiezza  $\epsilon_a$ , adoperando i risultati da prove di fatica eseguite su diverse tipologie di giunti, con variabile spessore delle piastre ed anche modalità di carico a trazione e flessione. Raggruppando tutti i dati disponibili in soli due classi di spessori, i risultati del metodo si dimostrano eccezionalmente coerenti ed offrono una curva di riferimento univoca per la progettazione a fatica in termini di deformazione, che ha carattere globale.

Gli esperimenti effettuati hanno consentito anche di determinare con certezza l'influenza dei parametri perturbanti sulla metodologia proposta per il dimensionamento a fatica, come ad esempio la variabilità della geometria del raccordo al cordone, la presenza del disallineamento fra le piastre e la geometria globale della classe strutturale del giunto.

Infine si è dimostrata l'applicabilità del metodo anche su materiale diverso, dal momento che si ottengono delle curve di progetto altrettanto valide, anche se posizionate in un campo differente di valori del numero di cicli.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Eurocode 3 – Design of steel structures, ENV1993-1-1. European Committee for Standardization (1992).
- [2] Fatigue design and assessment of steel structures, BS7608, British Standard Institution, London (1993).
- [3] Structural welding code – steel, ANSI/AWS D1.1-86, American Welding Society (1986).
- [4] D. Radaj, *Int. J. of Fatigue*, 18(3) (1996) 1530.
- [5] J. L. Fayard, A. Bignonet, K. Dang Van, International conference on fatigue welded components and structures, VII International spring meeting.
- [6] T. Partenen, E. Niemi, *Fatigue Fract. Engineer. Material Structure*, 19(6) (1996) 709.
- [7] K. Iida, Annual meeting of International Institute of Welding, XIII (1983) 1103.
- [8] D. Radaj, Design and analysis of fatigue resistant welded structures, Abington Publishing, Cambridge (1990).
- [9] D. Radaj, C.M. Sonsino, Fatigue assessment of welded joints by local approaches, Abington Publishers, Cambridge (1998).
- [10] International Institute of Welding (IIW), ISO Standard Proposal, IIW document XIII-1539-96 / XV-845-96 (1996).
- [11] G. Qylafku, Z. Azari, N. Kadi, M. Gjonaj, G. Pluvillage, *Int. J. of Fatigue*, 21 (1999) 753.
- [12] D. Taylor, P. Bologna, K. Bel Knani, *Int. J. of Fatigue*, 22 (2000) 735.
- [13] M.L. Williams, *J. of Applied Mechanics*, 74 (1952) 526.
- [14] Y. Verreman, B. Nie, *Fatigue, Fracture & Engineering Material Structures*, (1996) 19.
- [15] P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 21 (1998).
- [16] P. Lazzarin, P. Livieri, *Int. J. Fatigue*, 23 (2001).
- [17] B. Atzori, P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 22 (1999).
- [18] J. Maddox, Advances in fatigue science and technology, CEMUL, Alvor Beach Algarve, 4-15 April 1988 (1998).
- [19] J.M. Ferreira, A.H. Pereira, C.M. Branco, *Thin-Walled Structures*, 21 (1995) 107.
- [20] K. Masubuchi, Analysis of welded structures, Pergamon Press, USA.
- [21] T.R. Gurney, Fatigue of welded structures, Cambridge University Press (1979).
- [22] C. Pappalettere, R. Nobile, Notch Effects in Fatigue and Fracture (G. Pluvillage and M. Gjonanj editors) NATO Sciences Series II – Mathematics, Physics and Chemistry, Kluwer (2000).
- [23] Haibach, Proc. of the Conference on Fatigue on Welded Structures, The Welding Institute, Abington (UK), 2 (1971).
- [24] B. Atzori, G. Blasi, C. Pappalettere, *Experimental Mechanics*, 25 (1985) 2
- [25] V. Dattoma, G. Demelio, C. Pappalettere, Proceedings of XXII Convegno AIAS, Forlì (1993).
- [26] V. Dattoma, C. Pappalettere, *J. of Strain Analysis*, 36 (2001) 6.
- [27] V. Dattoma, F.W. Panella, C. Pappalettere, Proceedings of XXIX Convegno AIAS, Lucca (2000).
- [28] R. Nobile, C. Pappalettere, Proceedings of XV Convegno Nazionale del Gruppo Italiano Frattura (IGF), Bari (2000).
- [29] R. Nobile, Verifica ed affidabilità delle strutture saldate, Tesi di dottorato, Politecnico di Bari-Université de Metz (2001).
- [30] C. Casavola, R. Nobile, C. Pappalettere, Proceedings of XXX Convegno AIAS, Alghero (2001).
- [31] C. Casavola, R. Nobile, C. Pappalettere, New Trends in Fatigue and Fracture, Metz (2002).
- [32] C. Casavola, R. Nobile, C. Pappalettere, New Trends in Fatigue and Fracture II, Hammamet, (2003).



- [33] C. Casavola, R. Nobile, C. Pappalettere, Society of Experimental Mechanics (SEM) Annual Conference, Charlotte North Carolina (USA) (2003).
- [34] C. Casavola, R. Nobile, C. Pappalettere, SEM Annual Conference and Exposition on Experimental and Applied Mechanics, Costa Mesa (USA), (2004).
- [35] V. Dattoma, R. Nobile, F.W. Panella, XXXII Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS) – Salerno (2003).
- [36] C. Casavola, U. Galietti, M. Gismondi, F. Pierattini, XXXII Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS) – Salerno (2003).
- [37] C. Casavola, C. Pappalettere, *Int. J. of Fatigue*, 31 (2009).
- [38] C. Casavola, C. Pappalettere, Proceedings of SEM annual conference and exposition on experimental and applied mechanics, Portland (USA), (2005).
- [39] C. Casavola, C. Pappalettere, Proceedings of the International Conference New Trends in Fatigue and Fracture 5, Bari (Italy), (2005).
- [40] C. Casavola, F. Tattoli, C. Pappalettere, Proceedings of SEM annual conference and exposition on experimental and applied mechanics, Springfield (USA) (2007).



## Fatigue design of welded joints using the finite element method and the 2007 ASME Div. 2 Master curve

T. Marin, G. Nicoletto

*University of Parma, Department of Industrial Engineering, Italy, marin@ied.unipr.it*

**RIASSUNTO.** Lo studio della fatica nei giunti saldati è solitamente basata sugli approcci della tensione nominale, quella di hot spot o quella di intaglio, i quali però presentano svariate limitazioni quando sono associati ad analisi mediante il metodo degli elementi finiti. In questo lavoro viene presentata una definizione più recente di tensione strutturale e la sua implementazione in un postprocessore per codici FEM. Essa permette un efficace utilizzo dei risultati delle simulazioni per valutare la resistenza a fatica di strutture anche complesse. Le applicazioni presentate confermano le principali caratteristiche del metodo, ossia l'insensibilità alla mesh e stime accurate della vita a fatica e del punto di propagazione delle cricche.

**ABSTRACT.** Fatigue design of welded structures is primarily based on a nominal stress; hot spot stress methods or local approaches each having several limitations when coupled with finite element modeling. An alternative recent structural stress definition is discussed and implemented in a post-processor. It provides an effective means for the direct coupling of finite element results to the fatigue assessment of welded joints in complex structures. The applications presented in this work confirm the main features of the method: mesh-insensitivity, accurate crack location and life to failure predictions.

**KEYWORDS.** Welded joints; Structural stress; Fatigue assessment; Finite element analysis.

### INTRODUCTION

Welding is the most widespread joining technique for metallic structures due to its applicability to many geometric configurations. The principal failure mode in welds is fatigue cracking, [1], therefore many efforts have been put in the study of the strength of welded joints and in the definition of design guidelines, [2]. As the finite element method has become the favorite tool in structural analysis, there is an unquestionable need for a direct connection of the fatigue assessment approaches to the simulations.

In this work, after a brief review of some well established techniques in Section 2, a novel approach developed at Battelle Institute, and recently entered in the ASME standards, is described in Sections 3-4. Some applications to experimental tests are then presented in Section 5. This method allows a relaxation of some finite element modeling difficulties, mainly the mesh sensitivity, and grants the possibility of using alternatively solid and shell elements to model welded joints. The results of the FE analysis are then used in combination to a fatigue master curve that consolidates a large number of welded joint configurations.

### APPROACHES TO FATIGUE ASSESSMENT OF WELDED JOINTS

It is common practice to separate the approaches to fatigue assessment of welded joints into "global" and "local" families, [3-4]. The former consists of the long standing nominal stress method, which is still the most used for its simplicity and is the basis of all standards and design codes in use. With nominal stress approach no attempt is made

of taking into account the stress concentrations due to macro- and micro-geometric effects of the joints. It employs several empirical S-N curves that are associated with detail categories and corrective factors. The selection of a detail class for a welded joint type and loading mode is often subjective and, in many common situations, difficult even for a skilled engineer. This is especially true when the geometry of the structure is complex or when the stress state is not reducible to a simple main component. Moreover it must be added that the real structures can develop cracks in locations different to those indicated in the details present in the standards so this method has severe limitations.

The group of “local” methods comprises many different strategies, ranging from the notch stress and notch strain approaches to the fracture mechanics approach. A brief generalization of them is not possible since they differ in the local parameter (being a stress, a strain or a stress intensity factor) and in the phase of the fatigue damage where they can be applied (for example local notch stress is suitable for the crack initiation while fracture mechanics is ideal for crack propagation), [5]. Even if these approaches are sophisticated and have a significant theoretical foundation, the applicability is very often confined to specific cases and therefore they cannot be easily generalized to cover the variety of situations typically found in engineering. This is the main reason why they have not seen a straightforward acceptance in the standard codes, [3].

An intermediate approach between “global” and “local” methods uses a definition of a representative stress, in proximity of the weld toes, which is based on an idealized stress distribution in the thickness of the joined members. Different terms have been adopted for this stress depending on the field of application and on the way it is calculated (geometric stress, structural stress, hot-spot stress). Here the term structural stress is adopted. The fundamental idea is to consider the stress component orthogonal to the weld line and to reduce it to a linearized distribution, Fig. 1a. The structural stress approach is suited for the assessment of fatigue failures occurring at the weld toes; accordingly it is the stress component normal to the crack plane, i.e. normal to the weld line that is the driver for crack propagation (Fig. 1b).

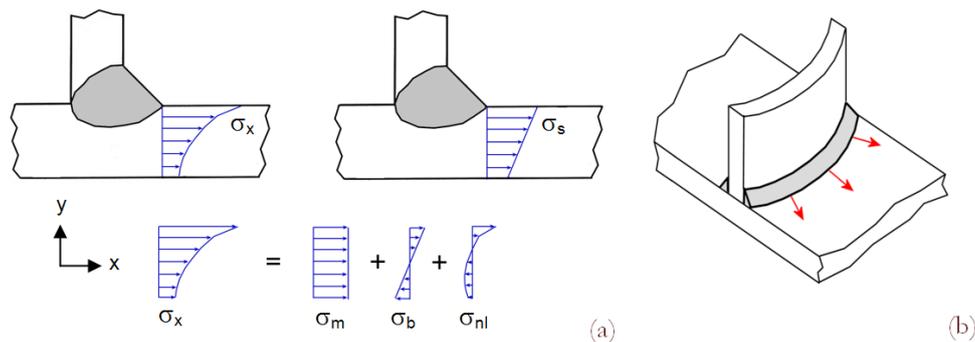


Figure 1: a) Decomposition of the through thickness stress at the weld toe; b) stress component acting normal to the weld fillet.

The structural stress can be inferred by surface measurements and extrapolations, leading to the traditional hot-spot technique. The procedure can be replicated by numerical simulations using finite element models and is present in standard codes (i.e. Eurocode3). Linearization of the stress over the section thickness can be achieved only through FE simulations and usually interrogating nodal stresses. Such practiced has also been introduced in pressure vessel standard EN 13445. As a result of the linearization, the structural stress  $\sigma_s$  at the weld toe is composed by a membrane part  $\sigma_m$ , constant in the thickness, and a bending part  $\sigma_b$ , as depicted in Figure 1a. The remaining self-equilibrated non-linear  $\sigma_{nl}$  is not considered; therefore the structural stress includes only the effects of gross structural discontinuities but disregards the local notch effect due to the weld geometry. The notch-induced complex stress state at the weld toe can then be simplified and only the two components  $\sigma_m$  and  $\sigma_b$  are taken into account. The finite element simulations required for this approach are linear elastic and the fatigue assessment is performed using structural stress S-N curves that are in limited number with respect to the nominal stress S-N curves.

## STRUCTURAL STRESS APPROACH BASED ON NODAL FORCES

The finite element framework allows the calculation of a structural stress based on forces and moments at the nodes of the mesh. This method has the distinctive advantage of providing a structural stress fairly insensitive to the mesh features (element size and element type) in the areas corresponding to the weld toes. The typical mesh-dependence that is found in the traditional surface extrapolation method and in the through thickness linearization, is

therefore overcome. Elemental stresses or stresses extrapolated to the nodes are in fact influenced by the element formulation and by the geometric characteristics of the finite elements, whereas nodal forces directly derive from the equilibrium of the structure. Nodal forces (and moments) for each element are calculated from the stiffness matrix and the nodal displacements (and rotations). The displacements are the primary output of displacement-based FE codes and the equilibrium at each node in the mesh is satisfied regardless of the element size and element formulation. A few different variants of this approach have been proposed and they mainly stem from the automotive field for either spot or seam welds, see for example Fermer and co-workers [6]. The literature reports also a recent implementation of a similar approach in the commercial code Femfat, [7]. Researchers, headed by P. Dong at Battelle Institute, have formulated an effective procedure for the calculation of the structural stress from forces and moments at the nodes of a finite element mesh, based on work-equivalence considerations, [8]. In Dong's method, first distributed line forces (and moments) are determined along the edges of the weld toe lines starting from balanced nodal forces (and moments), then at each node the structural stress is calculated as:

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_y}{t} + \frac{6 \cdot m_x}{t^2} \quad (1)$$

where  $t$  is the section thickness of the plate,  $f_y$  is the line force in the local  $y$  direction orthogonal to the weld line and in the plane of the shell;  $m_x$  is the line moment in the local  $x$  direction tangent to the weld line. Forces and moments have to be preliminarily rotated into local coordinate systems defined at the nodes of the weld line. The resulting line forces (and moments) are continuous along the weld toe lines and so is the structural stress. The detailed procedure is described in several publications, for example [8-9].

Even if these concepts can be applied to solid elements (2D and 3D), the approach is particularly suited for shell elements. Thus, since shell and plates are often the preferred choice for modeling the response of engineering structures that are obtained using welding (for example truck frames, ships, cranes, bridges, etc.), the potential applications of the method are many. It must be emphasized that the finite element simulations have to be linear elastic therefore a fatigue assessment of the welded joints in the components can be a precious additional outcome of a standard stress analysis. The only specific requirement concerns the modeling of the welds because the fillets must be explicitly included to correctly represent the stiffness of the joints. This can be done using inclined elements, as shown in Fig. 2a which reports an example of a T-joint connection between two tubular parts. Several strategies for a realistic modeling of partial and complete penetration seam welds are collected in Fig. 2b. The authors acknowledge that the manual creation of the elements in the welds is a tedious and time consuming part of the procedure and the automation of the welds definition has to be pursued.

Note in Fig. 2a how for a given fillet both the two toe lines have to be analyzed since a priori it is not known which one is the most prone to fatigue propagation and where.

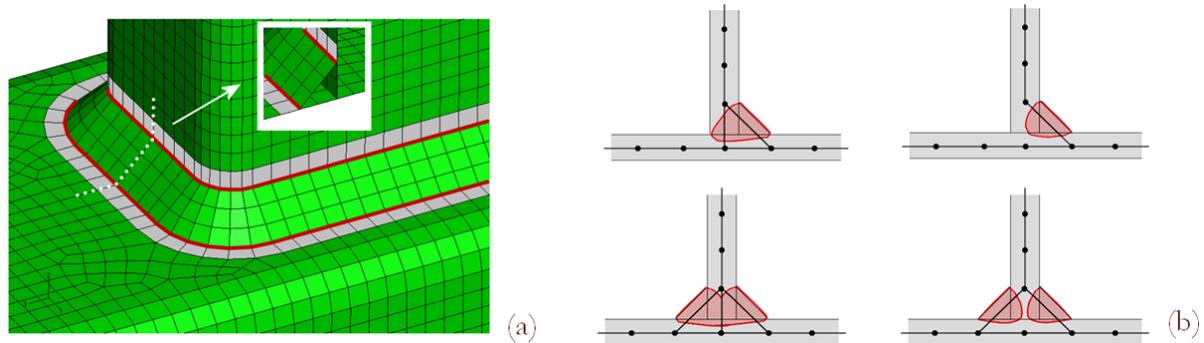


Figure 2: a) Tubular connection (T-joint) modeled with shell elements; b) fillet welds with partial and complete penetration.

The mesh-insensitivity of the structural stress claimed above, is demonstrated through the illustrative numerical example of Figure 3. Here a curved thin profile is joined on the outer side to a flat plate by a full penetration fillet weld. The main dimensions of the flat panel are 100x100 mm, the two sides of the curved plate are 50 mm long and the thickness is 5 mm. A uniform traction is applied longitudinally to the curved profile and transverse loading acts on the top edge as shown in Fig. 3a; top and bottom nodes of the flat plate are pinned. Three different meshes are studied, the first one is shown in Fig. 3a together with the resulting V.Mises stress on the visible surfaces of the shells. This is a rather coarse



mesh but regularly spaced and with a low aspect ratio in the rows of elements corresponding to the two weld toes. The second case considered, Fig. 3b, has weld toes characterized by distorted elements having a wide spectrum of shape metrics. Fig. 3c shows the third mesh with a regular and fine discretization. Any experienced finite element analyst would prefer the last one for a local stress investigation but such level of refinement may not be necessary for a fatigue analysis based on the present procedure. The proof comes from Figure 4 where the structural stress ( $\sigma_s$ ), the membrane ( $\sigma_m$ ) and bending ( $\sigma_b$ ) components are plotted along the weld toe lines 1 and 2 indicated in Fig. 3a. The results from the three meshes are drawn with different line styles (refined mesh: continuous lines, distorted mesh: dashed lines, coarse mesh: dash-dot lines) but they are barely distinguishable since they are closely overlapped. The distorted mesh plots have few little jerks in correspondence of some elements but the trends are completely captured and so are the peak values and positions. Even the coarse mesh does not fail in revealing the maximum values. These graphs give also useful information about the relative magnitude of the structural stress components, membrane and bending, so the analyst has a clear picture of the loading mode in each point along the weld toes. In the example discussed here there is a strong predominance of bending stress in most parts of the toe lines.

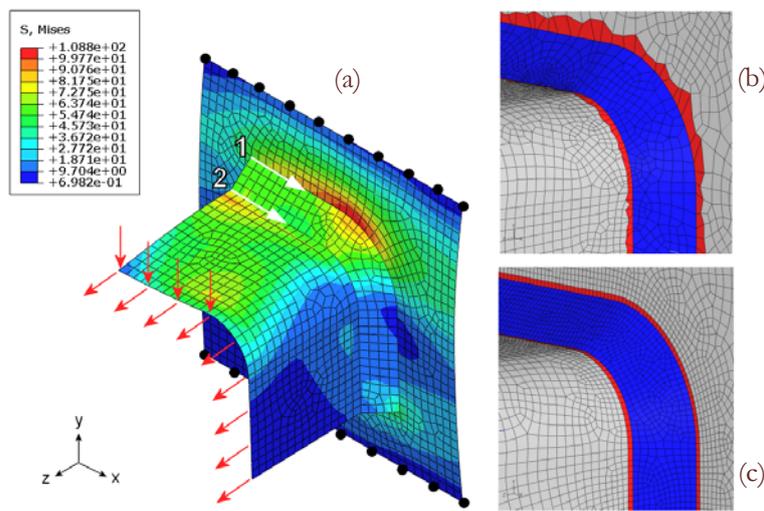


Figure 3: Curved profile welded to a flat plate: a) shell model using a coarse regular mesh at the toes; b)-c) close views of the fillet for the irregular mesh and the refined regular mesh.

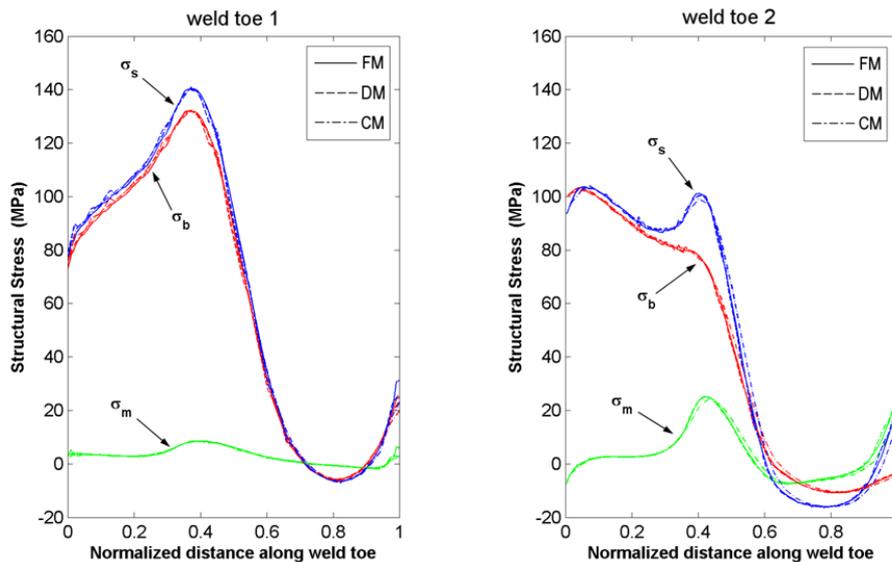


Figure 4: a) Comparison of the structural stress and its membrane and bending components along the weld toes of Fig. 3. FM: fine mesh mesh, CM: coarse mesh, DM: distorted mesh.

The mesh sensitivity of the nodal stresses extrapolated to the nodes on the toe line is obvious in Fig. 5. These are the normal stresses to the weld, calculated as weighted average of the stresses (extrapolated to the nodes) given only by the elements in the toe. The convergence of the mesh is evident since the coarse mesh provides lower stresses but, even if the finer mesh provides higher stresses, these values are still far from the structural stress calculated based on nodal forces.

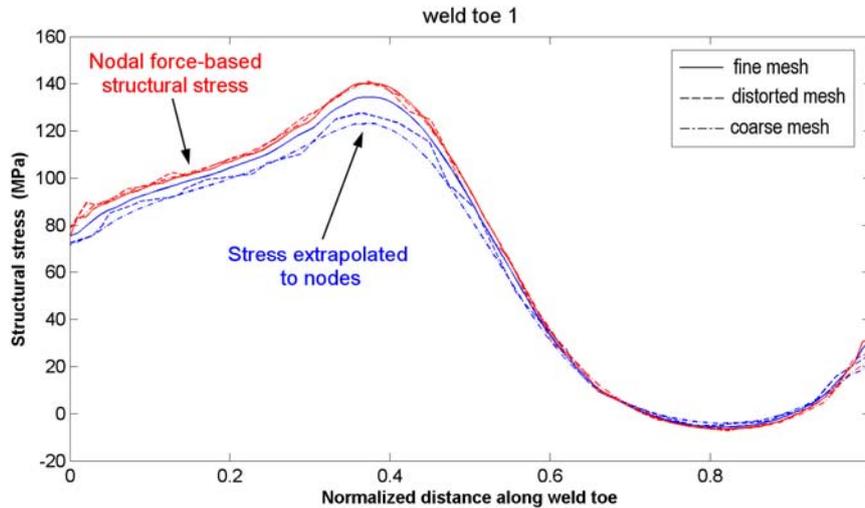


Figure 5: Comparison of the normal stress to the weld calculated from nodal stresses and the structural stress obtained from nodal forces (toe 1 in Fig. 3).

One of the major drawbacks of the structural stress approaches in their basic forms is that they usually take into account only the stress component normal to the weld line. In analogy with Eq. (1), a structural shear stress along the fillet could be calculated as:

$$\tau_s = \tau_m + \tau_b = \frac{f_x}{t} + \frac{6 \cdot m_y}{t^2}. \quad (2)$$

As of now only few studies on multiaxial fatigue and structural stress are found in the literature, [10], so a complete understanding of the correct combination of  $\sigma_s$  and  $\tau_s$  is yet to be available.

The whole procedure has been implemented by the authors in Matlab routines which act as a post-processor to the FE software Abaqus. Together with the calculations described above, the code detects the toes for all the fillets in the shell mesh of a structure or a component, thus offering an automatic, quick and complete analysis of the welded joints.

## THE ASME MASTER S-N CURVE

According to this approach, the structural stress defined in Equation 1 is consistent with the far-field stress typically used in fracture mechanics to compute the stress intensity factors  $K$  for a given crack shape and size. Since the life of welded joints is dominated by crack propagation, the structural stress and its components correlate the actual geometry and loading of any joint to simplified fracture mechanics configurations where crack growth models can be applied. As a result of the analytical procedure developed in [9] for a two-stage growth model, an equivalent structural stress parameter can be defined as:

$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{(2-m)/2m} \cdot I(r)^{1/m}} \quad (3)$$

where the structural stress range  $\Delta \sigma_s$  is modified by a loading mode function  $I(r)$  and by a thickness correction factor. The polynomial  $I(r)^{1/m}$  is a function of the ratio  $r$ :



$$r = \frac{\Delta\sigma_b}{\Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b} \tag{4}$$

that represents the content of bending stress over the total structural stress,  $t$  is the section thickness of the plate and  $m=3.6$  represents the slope of a Paris-like crack propagation curve.

It has been shown in several publications by Dong and co-workers that, using this procedure, it is possible to define a single S-N curve for many different weld geometries and loading configurations, therefore proving its robustness. This master S-N curve, which has also been incorporated in the ASME Boiler and Pressure Vessel Codes (2007) Section VIII Division 2 as an alternative prediction method, has the following form:

$$\Delta S_s = C \cdot N^h \tag{5}$$

where  $C$  and  $h$  are parameters of the material and are tabulated for different prediction intervals. Contrary to most of the standards, this norm does not provide neither a cut-off limit (fatigue strength for infinite life) nor any knees in the curve: all the cycles (after rainflow filtering) are considered damaging. This is consistent with the recommendations given in [11].

The equivalent structural stress is the parameter that provides the estimate of the life via Eq. (5). These concepts can again be applied to the example from Section 3. Accepting that the combined loading is proportional and in-phase, and assuming that the load history is constant amplitude with a stress ratio  $R=0$ , the structural stress range is  $\Delta\sigma_s = \sigma$ . The number of cycles to failure is then obtained through Eq. (3)-(5) and the results are given in the graphs of Figure 6. The point with the maximum  $\Delta S_s$  is the location where the fatigue cracks would most probably propagate in the through thickness of the plate. In this case the plots suggest that a fatigue crack would take place at  $0.4 \cdot L$  of the toe 1 ( $L$ : total length of the toe line) and that the failure of the part would occur after about  $4.0 \cdot 10^6$  cycles based on the mean master S-N curve.

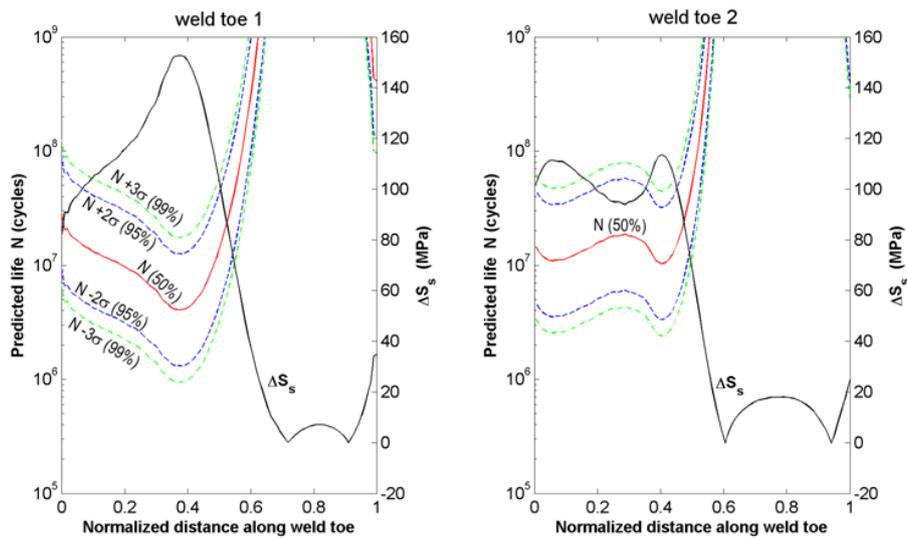


Figure 6: Life prediction (with different scatter bands) and equivalent structural stress range  $\Delta S_s$  for the weld toes in Fig. 3.

## APPLICATIONS

Some experimental tests were performed in this work to further validate the structural stress approach and ASME master S-N curve. Several specimens of three different geometries were subjected to pulsating tensile constant amplitude loading (stress ratio  $R=0$ ). To assess the predictive capabilities of the method, the maximum load was set to values corresponding to a given number of cycles. From the target life, the structural stress was deduced using Eq. (3)-(5) and compared to the maximum structural stress found in a finite element simulation of the specimen subjected to the known load. The linearity of the solution then allowed an easy scaling of the applied load to determine the force required in the test. The target life of this experimental campaign ranged from  $N=1.0 \cdot 10^5$  to  $N=5.0 \cdot 10^5$ .

The specimens consisted of plates (thickness  $t=8$  or 10mm, width  $w=50$ mm, length  $L$  ranging from 250 to 300mm) with attachments on the top surface. The attachments were H-shaped, T-shaped and a solid cubic block (“H”, “T”, “B” types in the following). The specimen types “H” and “T” had 5 mm thick attachments that were centered and aligned with the longitudinal direction, while the solid block (37x37x30mm) was not symmetrically positioned on the top of the plate. The material was a typical structural steel Fe510. The failure criterion adopted was the complete propagation of the fatigue cracks through the plate thickness, so the tests were continued until final fracture had occurred and the total number of cycles could be determined.

A detailed presentation of the computed structural stress is provided for type “T” specimen. Fig. 7 shows two finite element models constructed using shell elements. Because of the particular geometry, the T-shaped attachment is completely wrapped by the inclined elements forming the fillet. The simplified toe line in Fig. 7b is continuous and smooth except in two points where there is an abrupt change in direction and a 90° angle. At these points (marked with a P in the figure) some disturbance in the structural stress distribution has to be expected.

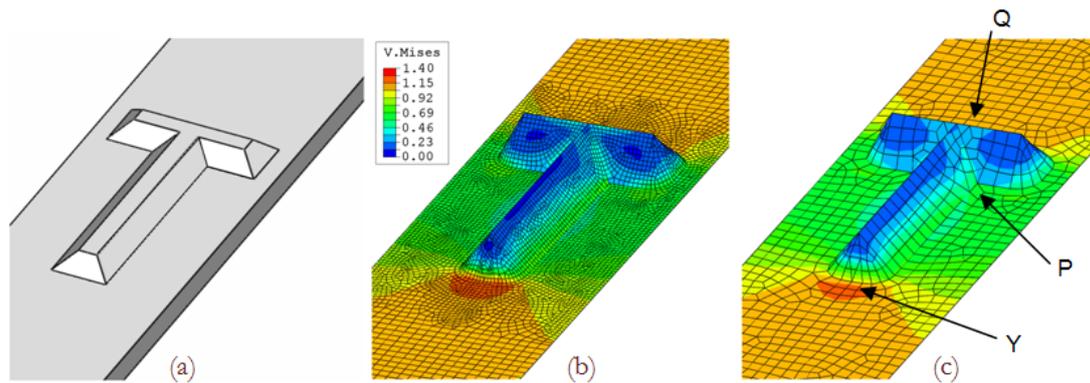


Figure 7: a) Specimen with the T-shaped attachment; b)-c) shell models with different mesh size. The V.Mises stress is normalized by the nominal tensile stress.

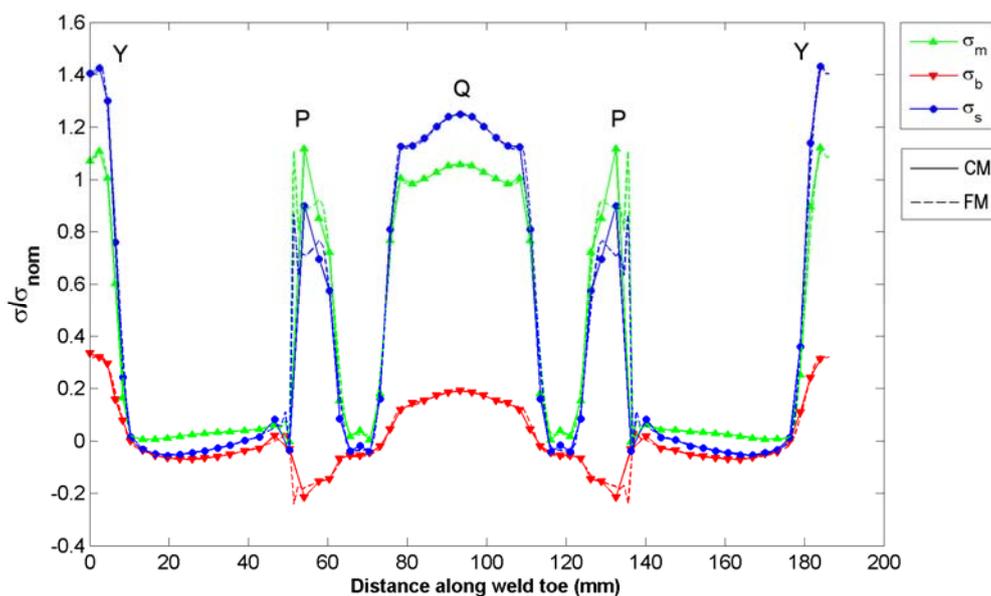


Figure 8: Structural stress and its components along the fillet weld of type “T” specimen. CM: coarse mesh, FM: fine mesh.

The results of the post-processed simulations are illustrated in Fig.8 for two mesh sizes. The graph has in the x-axis the position of the nodes on the toe line with respect to a curvilinear abscissa with origin on the tip of the “T” and running along the whole fillet. The continuous lines refer to the coarse mesh while the dashed lines correspond to the fine mesh. The structural stress values are normalized by the nominal stress in the section ( $\sigma_{nom} = F/A$ ,  $F$ : applied force,  $A$ : area of



the transverse section). These stresses are to be intended as located on the upper surface of the plate and at the intersection of the weld elements and plate elements. The graph shows that there is an obvious symmetry due to the geometry, and, above all, that the fine mesh and coarse mesh plots are consistently overlapped with differences substantially negligible almost everywhere. There are some sensible discrepancies only close to the points P as discussed before. It is evident from the graph that the membrane content is dominant as could have been expected since the specimen is loaded in tension. The macro-geometric notch effect caused by the attachment is responsible for the bending component. Peak values are reached at the tip of the “T” (point Y in Fig. 8) and in the middle point of the top leg of the “T” (point Q in Fig. 8). These are actually the locations of the fatigue failures, the choice between Y and Q being dictated by the local weld quality. Along the sides of the “T”, which are parallel to the load direction, the structural stress is close to zero because only the stress component normal to the weld fillet is considered.

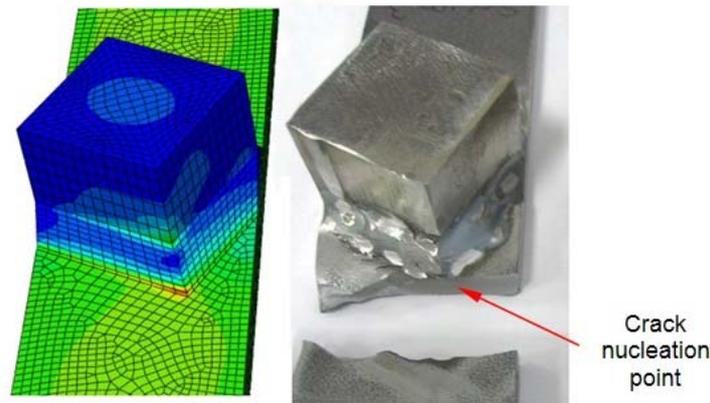


Figure 9: Finite element model using 3D elements and real specimen with the solid block.

Analogous plots are obtained for type “H” specimens and for sake of brevity are not reported. The presence of the massive block in type “B” specimens prevents the use of shells so for that case solid 3D elements are employed, Fig. 9. It is important to note that the failure location is always in correspondence with the highest value of the structural stress so these tests confirm the ability of the method to take into account the main features of fatigue failure in a simplified but correct way. The fatigue data for the all the specimen types are inserted into the 2007 ASME Div. 2 Master curve as shown in Fig. 10. All the data, independently of the specimen geometry, fall within the  $\pm 2\sigma$  S-N curves, therefore demonstrating that the predictions using the presented calculation approach are quite accurate.

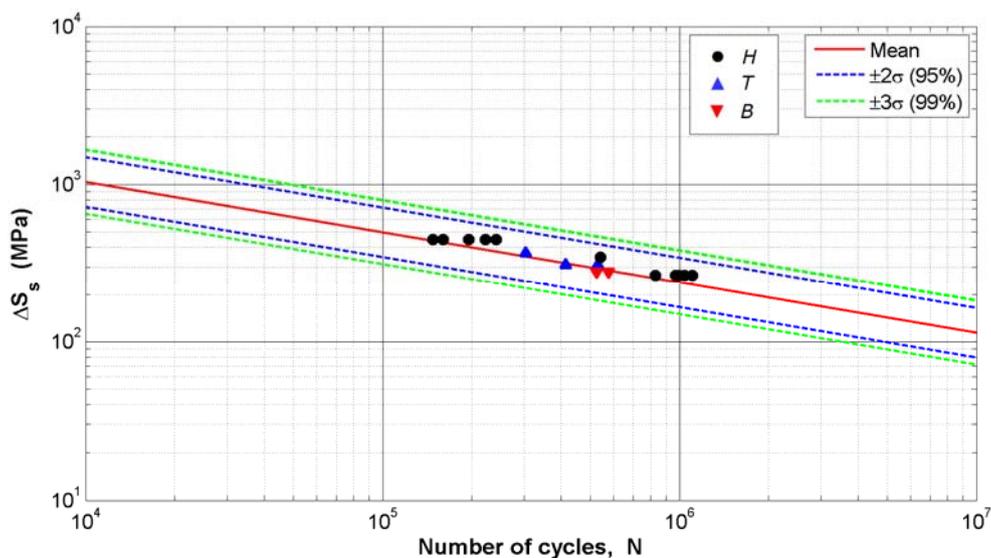


Figure 10: 2007 ASME Div.2 master S-N curve and experimental results.



## CONCLUSIONS

The work presented a structural stress approach to fatigue assessment of welded joints that integrates well with finite element modeling. The implementation in a post-processor program was successful and showed the potential for becoming a useful tool for the design and assessment of welded structures subjected to fatigue.

The mesh-insensitivity was confirmed: even coarse meshes provide adequate structural stress estimates so the method can be used in modeling complex structures.

The procedure was applied to three different specimen geometries subjected to constant amplitude loading and predicted the correct location of the fatigue cracks. Finally, the use of the ASME master S-N curve proved to give accurate fatigue life predictions.

## REFERENCES

- [1] D. Radaj *Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures*, Abington Publishing, Cambridge (1990).
- [2] W. Fricke, *Marine Structures*, 16 (2003) 185.
- [3] D. Radaj, C.M. Sonsino, W. Fricke *Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches (2nd Ed.)*, Woodhead Publishing, Cambridge (2006).
- [4] A. Hobbacher, *Recommendations of IIW Joint Working Group XIII – XV*, Woodhead Publishing (1996).
- [5] B. Atzori, P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 22 (1999) 369.
- [6] M. Fermer, M. Andreasson, SAE Technical Paper 982311(1998).
- [7] S. Zhang, DaimlerChrysler AG Research Report GR/VMB-07-001 (2007).
- [8] P. Dong, *Int. J. of Fatigue*, 23 (2001) 865.
- [9] P. Dong, J. K. Hong, Z. Cao, *Int. J. of Fatigue*, 25 (2003) 811.
- [10] P. Dong, J. K. Hong, International Institute of Welding: IIW Doc. XIII-2036-04/XV-1173-04
- [11] T. Gurney, *Cumulative Damage of Welded Joints*, Woodhead Publishing, Cambridge (2006).



## Utilizzo della tensione di picco per la verifica a fatica dei giunti saldati d'angolo con il metodo degli elementi finiti

G. Meneghetti

Università di Padova, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, [giovanni.meneghetti@unipd.it](mailto:giovanni.meneghetti@unipd.it)

**RIASSUNTO.** In questo lavoro viene applicato il metodo della tensione di picco per l'analisi della resistenza a fatica di giunti saldati con cordone d'angolo limitatamente al caso di rottura al piede del cordone di saldatura. Il metodo è un'applicazione ingegneristica dell'approccio locale basato sul fattore di intensificazione delle tensioni per intagli (Notch-Stress Intensity Factor, N-SIF) di modo I, che assimila il profilo del piede del cordone di saldatura ad un intaglio a V con raggio di raccordo pari a zero. Inoltre si basa sull'utilizzo della tensione di picco singolare calcolata al piede del cordone mediante un'analisi agli elementi finiti lineare elastica con elementi aventi una prefissata dimensione, assunta pari a 1 mm in questo lavoro. La relativa semplicità di utilizzo e la robustezza del metodo lo rendono adatto all'applicazione in ambito industriale.

**ABSTRACT.** The paper presents the so-called Peak Stress Method applied to the analysis of the fatigue strength of fillet-welded joints failing from the weld toe. Such method is an engineering application of the local approach based on the mode I Notch Stress Intensity Factor (N-SIF), which assumes the weld toe profile as a sharp V-shaped notch having a toe radius equal to zero. According to the Peak Stress Method, the design stress is the elastic peak stress calculated at the point of singularity by means of a finite element analysis, where the element size has a fixed value, for example equal to 1 mm in the present work. Due to its simplicity, the Peak Stress Method proved to be convenient in practical applications.

**KEYWORDS.** Fatigue Design, Local Approaches, Notch-Stress Intensity Factors, Fillet Welded Joints, Finite Element Analysis, Coarse Mesh, Peak Stress Method.

### INTRODUZIONE

L'approccio locale basato sui Fattori di Intensificazione delle Tensioni per intagli (Notch-Stress Intensity Factors, N-SIFs) è stato applicato con successo all'analisi della resistenza a fatica di giunti saldati, sia in acciaio che in lega leggera, con rottura al piede del cordone di saldatura [1-3]. L'assunzione di base è che il profilo geometrico del piede del cordone di saldatura si possa assimilare ad un intaglio acuto a V con angolo di apertura che nella maggior parte dei casi si può ritenere prossimo a 135°, come rappresentato in Figura 1. Questa assunzione è ragionevole in quanto il valore minimo del raggio di raccordo in giunti saldati d'angolo e testa-testa con tecnologie tradizionali varia notevolmente anche lungo uno stesso cordone di saldatura e i valori sono compresi tipicamente tra 0.05 mm e 0.6 mm [4]. La variabilità dei valori medi del raggio di raccordo è ancora maggiore e pertanto sarebbe poco rappresentativa la definizione di un valore caratteristico del raggio di raccordo per effettuare un'analisi a fatica.

Assunta la geometria di Figura 1, la distribuzione locale delle tensioni in un'analisi piana lineare elastica è descritta dagli N-SIFs di modo I e II,  $K_I^V$  and  $K_{II}^V$ , rispettivamente, che quantificano l'intensità della distribuzione asintotica delle tensioni in accordo alla soluzione teorica di Williams [5]. La definizione degli N-SIFs di modo I e II [6] è la seguente:

$$K_I^V = \sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \lim_{r \rightarrow 0} [(\sigma_{\theta\theta})_{\theta=0} \cdot r^{1-\lambda_1}] \quad (1a)$$

$$K_{II}^V = \sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \lim_{r \rightarrow 0} [(\tau_{r\theta})_{\theta=0} \cdot r^{1-\lambda_2}] \quad (1b)$$

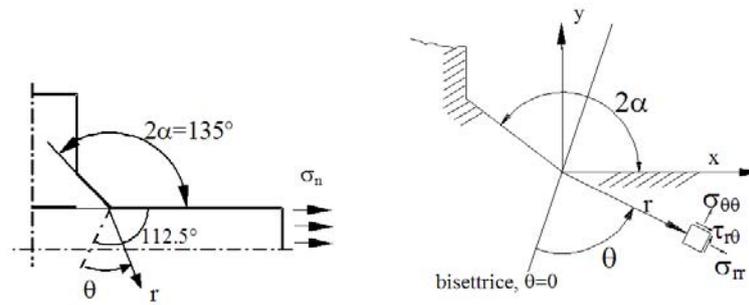


Figura 1: Modello geometrico di un giunto saldato d'angolo e sistema di riferimento polare con origine al piede del cordone.

Nelle precedenti definizioni,  $r$  e  $\theta$  sono le coordinate polari mostrate in Fig. 1,  $\lambda_1, \lambda_2$  sono gli autovalori di Williams per modo I e II, rispettivamente. Quando l'angolo di apertura è pari a  $135^\circ$ , l'esponente  $(1-\lambda_1)$  risulta  $0.326$  mentre  $(1-\lambda_2)$  risulta  $-0.302$ . Le componenti dello stato di tensione si possono infine esprimere nella forma [1]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} = r^{-0.326} \cdot K_I^V \cdot \begin{Bmatrix} f_{1,\theta}(\theta) \\ f_{1,r}(\theta) \\ f_{1,r\theta}(\theta) \end{Bmatrix} + r^{0.302} \cdot K_{II}^V \cdot \begin{Bmatrix} f_{2,\theta}(\theta) \\ f_{2,r}(\theta) \\ f_{2,r\theta}(\theta) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

dove le funzioni  $f$  sono espressioni trigonometriche note. Le espressioni (2) mostrano che, essendo  $2\alpha=135^\circ$ , solamente la distribuzione di modo I è singolare.

La Fig. 2 mostra come esempio il campo di tensione locale lungo la lamiera principale di un giunto saldato d'angolo con doppio irrigidimento. È evidente che solo il contributo di modo I allo stato di tensione locale è singolare, mentre il contributo di modo II tende a zero. Nella figura è anche riportato per confronto il risultato ottenuto con un'analisi piana lineare elastica agli elementi finiti. Utilizzando i risultati dell'analisi agli elementi finiti ottenuti lungo la bisettrice dell'intaglio e applicando la definizione (1a) è possibile calcolare  $K_I^V$ , parametro da cui dipende la resistenza a fatica. Infatti esprimendo in sintesi l'approccio locale, è possibile affermare che due giunti saldati che in una prova di fatica sperimentano lo stesso range di variazione di  $K_I^V$  avranno la stessa vita a fatica, qualunque sia la loro geometria e la loro dimensione assoluta.

Tuttavia la Fig. 2 mostra che la densità della mesh necessaria per calcolare la distribuzione asintotica del campo locale, e quindi il fattore di intensificazione di modo I, è elevata. Pertanto le fasi di preparazione della mesh, di calcolo e di analisi dei risultati risultano dispendiose in termini di tempo. Si nota che in Fig. 2 la dimensione degli elementi più piccoli utilizzati è una frazione di micron. L'analisi agli elementi finiti risulta inoltre ancora più complicata per giunti aventi geometria tridimensionale come ad esempio i giunti con attacchi longitudinali.

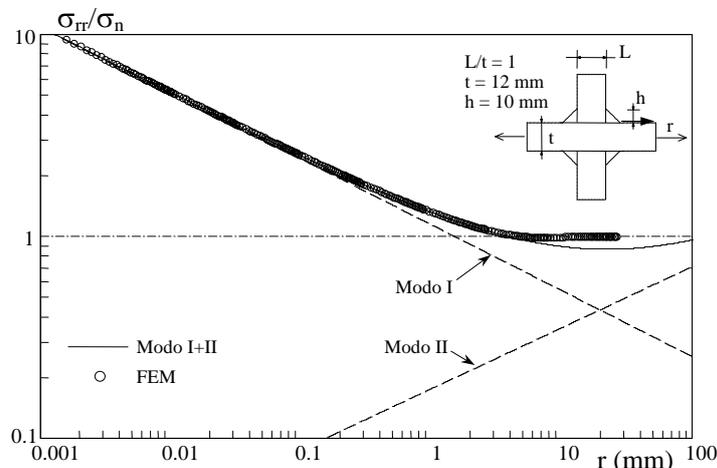


Figura 2: confronto fra risultati analitici e numerici nella valutazione dello stato tensionale lungo la superficie di un giunto saldato.



Il metodo della tensione di picco supera questi problemi di applicazione dell'approccio N-SIF nell'analisi della resistenza a fatica dei giunti saldati, sostituendo al parametro  $K_I^V$  la tensione di picco singolare calcolata a piede cordone, che risulta più facile da calcolare con un'analisi agli elementi finiti. Pertanto dopo aver presentato le basi teoriche del metodo, ne verrà mostrata l'applicazione all'analisi della resistenza a fatica di giunti d'angolo aventi geometria semplice. Questa analisi consente di tarare due curve di resistenza a fatica in termini di tensione di picco, valide per giunti saldati d'angolo in acciaio e in lega leggera, rispettivamente, senza trattamenti post-saldatura. Successivamente queste curve di resistenza a fatica di progetto verranno utilizzate per stimare la resistenza a fatica di giunti aventi geometria più complessa.

## IL METODO DELLA TENSIONE DI PICCO

Quando si considera un componente contenente punti di singolarità, ad esempio l'apice di una cricca o di un intaglio aperto a spigolo vivo, la tensione calcolata all'apice con un'analisi lineare elastica agli elementi finiti dipende dalla fittezza della mesh, in modo che la tensione è tanto più elevata quanto minore è la dimensione degli elementi utilizzati. Pertanto la tensione singolare calcolata con gli elementi finiti non ha significato.

Tuttavia Nisitani e Teranishi [7] hanno mostrato che la tensione singolare  $\sigma_{peak}$  calcolata all'apice di una cricca con un'analisi lineare elastica agli elementi finiti è in rapporto costante con il fattore di intensificazione delle tensioni  $K_I$  ( $K_I/\sigma_{peak} = \text{costante}$ ), purché sia mantenuta costante la dimensione e il tipo di elemento utilizzato.

Recentemente, è stata data una giustificazione teorica al metodo della tensione di picco (PSM) [8] ed il suo utilizzo è stato esteso a casi diversi da quelli considerati in origine da Nisitani e Teranishi. In particolare il PSM è stato esteso a casi di intagli aperti a V a spigolo vivo ed è stato valutato l'effetto della dimensione degli elementi utilizzati per l'analisi. La Fig. 3 mostra diverse geometrie contenenti punti di singolarità dovuti a cricche o intagli a spigolo vivo. Per ognuna di queste geometrie è stata fatta variare la profondità dell'intaglio o della cricca a parità di dimensione di elemento oppure la dimensione dell'elemento a parità di dimensione di intaglio o cricca. Le analisi agli elementi finiti lineari elastiche sono state fatte con il codice Ansys® utilizzando gli elementi quadrangolari a quattro nodi PLANE 42. La mesh è stata generata automaticamente dal software una volta imposta la dimensione dell'elemento  $d$  con il comando 'global element size'. Nessun altro controllo sulla forma e dimensione degli elementi è stato utilizzato.

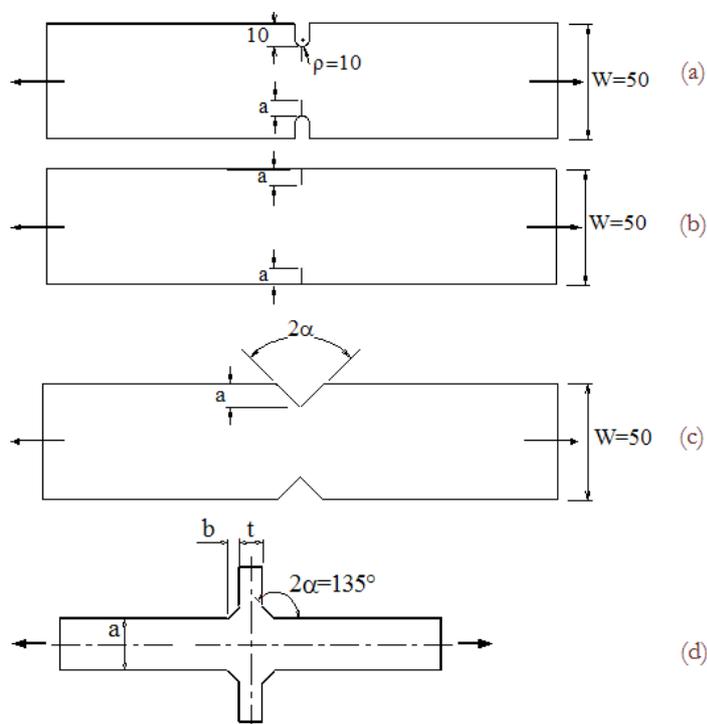


Figura 3: geometrie contenenti punti di singolarità tensionale utilizzate per validare il metodo della tensione di picco (dimensioni in mm) [8].



I risultati sono riportati nella Fig. 4, che mostra, al variare del rapporto tra la dimensione di riferimento a del componente e la dimensione d dell'elemento, il parametro adimensionale  $K_{FE}^*$ :

$$K_{FE}^* = \frac{K_I^V}{\sigma_{peak} \cdot d^{1-\lambda_1}} \quad (3)$$

calcolato per ogni geometria presa in considerazione. La Fig. 4 mostra che non appena  $a/d$  è maggiore o uguale a 3, il parametro  $K_{FE}^*$  è pressoché costante e pari a 1.38, con risultati numerici raccolti in una ristretta banda definita dal  $\pm 3\%$  rispetto a tale valore. In [8] è fornita anche un'espressione analitica per calcolare il parametro  $K_{FE}^*$ . Scelta quindi una certa dimensione di elemento d da utilizzare nelle analisi agli elementi finiti, la Fig. 4 e l'Eq. (3), dove  $K_{FE}^* = 1.38$ , mostrano che il rapporto  $\frac{K_I^V}{\sigma_{peak}}$  è costante e quindi la tensione di picco  $\sigma_{peak}$  può sostituire l'N-SIF  $K_I^V$  nelle analisi di resistenza a

fatica con notevole riduzione dei tempi e semplificazione delle procedure di calcolo. È necessario tener presente che il metodo della tensione di picco così come presentato è valido sotto le seguenti condizioni:

- Elementi lineari quadrilateri a quattro nodi (PLANE 42, della libreria del codice ANSYS 8.0);
- Pattern di elementi come quello riportato nella successiva Fig. 5;
- Intagli a V con angolo di apertura compreso tra  $0^\circ$  e  $135^\circ$ .

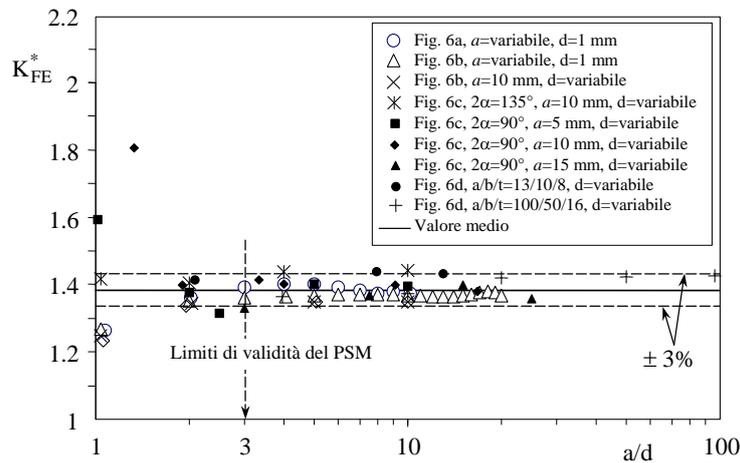


Figura 4: parametro adimensionale  $K_{FE}^*$  ottenuto da 61 analisi agli elementi finiti delle geometrie riportate in Fig. 5. La linea continua rappresenta il valor medio pari a 1.38 [8].

## DEFINIZIONE DI CURVE DI RESISTENZA A FATICA DI PROGETTO PER GIUNTI SALDATI D'ANGOLO IN ACCIAIO E IN LEGA LEGGERA

La possibilità di definire bande di resistenza a fatica unificate, al variare della geometria e delle dimensioni assolute, per giunti in acciaio e in lega leggera saldati d'angolo in termini di range di variazione di  $K_I^V$ ,  $\Delta K_I^V$ , è già stata verificata in passato [1, 3]. Essendo valida l'Eq. (3) con  $K_{FE}^* = 1.38$  e una volta scelta la dimensione di elemento utilizzata nell'analisi agli elementi finiti, è quindi possibile definire delle curve di progetto di resistenza a fatica in termini di range della tensione di picco  $\Delta \sigma_{peak}$ . A tale scopo sono stati utilizzati i dati di Maddox [9], Gurney [10, 11], Kihl and Sarkani [12, 13] pubblicati negli articoli originali in termini di tensione nominale. I dettagli sulle geometrie, i materiali e le condizioni di carico sono riportati in [8]. In sintesi, i dati si riferiscono a giunti in acciaio da costruzione (con tensione di snervamento variabile tra 360 e 670 MPa) e in leghe leggere della serie 5000 e 6000 (con tensione di snervamento variabile fra 250 e 304 MPa) sollecitati a trazione o flessione con rapporto nominale di ciclo R (definito come rapporto fra la tensione nominale minima e quella massima applicata) prossimo a zero. Tutti i giunti hanno semplice configurazione a T o a croce con saldature d'angolo e sono stati sottoposti a prova senza alcun trattamento post-saldatura. I giunti in acciaio



hanno spessore del piatto principale variabile fra 6 e 100 mm con rapporto tra gli spessori saldati compreso fra 0.03 e 8.8, mentre quelli in lega leggera fra 3 e 24 mm con rapporto tra gli spessori saldati variabile fra 0.25 e 1.

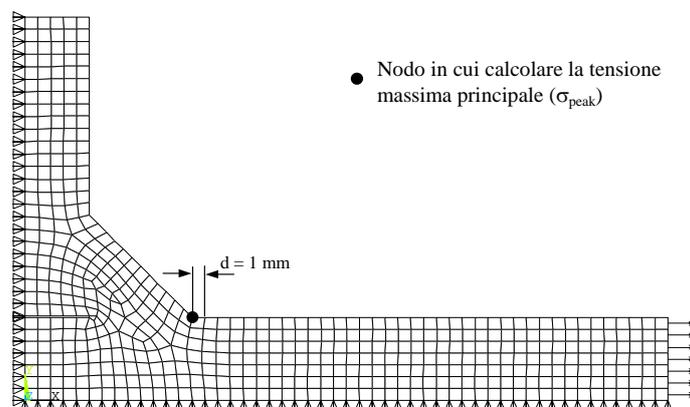


Figura 5: mesh free utilizzata per le analisi agli elementi finiti di giunti saldati d'angolo con elementi di dimensione pari a 1 mm.

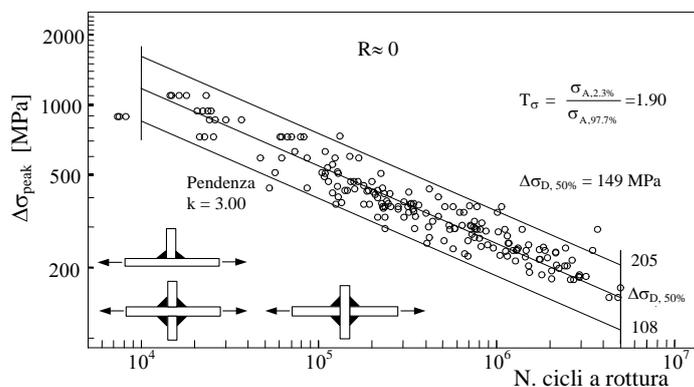


Figura 6: resistenza a fatica di giunti saldati d'angolo in acciaio da costruzione in termini di tensione di picco lineare elastica calcolata con la mesh riportata in Fig. 5. Banda di dispersione relativa al valor medio  $\pm$  due deviazioni standard [8].

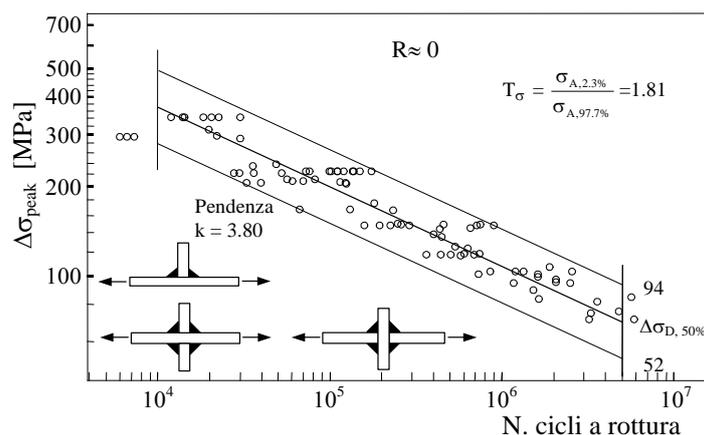


Figura 7: resistenza a fatica di giunti saldati d'angolo in lega leggera in termini di tensione di picco lineare elastica calcolata usando elementi di 1 mm di dimensione come riportato in Fig. 5. Banda di dispersione relativa al valor medio  $\pm$  due deviazioni standard [8].

Le analisi numeriche sono state fatte con il software Ansys usando mesh di tipo free con elementi di dimensione di 1 mm come riportato in Fig. 5 e imponendo una tensione nominale pari a 1 MPa. Calcolando la tensione massima principale ( $\sigma_{peak}$ ) nel punto di singolarità è stato possibile esprimere i risultati originali in termini di range di tensione di picco anziché



range di tensione nominale. I risultati sono riportati in Fig. 6 e 7 per i giunti in acciaio e in lega leggera, rispettivamente. Le bande di dispersione riportate si riferiscono a probabilità di sopravvivenza del 97.7% e il parametro  $T_\sigma$  che ne quantifica l'ampiezza risulta confrontabile con i valori trovati in termini di N-SIF [3]. Considerando ulteriormente i giunti in acciaio e calcolando il parametro  $T_\sigma$  per probabilità di sopravvivenza del 10% e 90% si trova 1.51 in ottimo accordo con il valore di 1.50 relativo alla banda unificata proposta da Haibach [14]. Pertanto è possibile concludere che le bande riportate nelle Fig. 6 e 7 si possono ritenere bande unificate per la progettazione a fatica di giunti saldati d'angolo in acciaio da costruzione e lega leggera, rispettivamente, senza trattamenti post-saldatura e per rotture innescate a piede cordone.

## APPLICAZIONE DEL METODO DELLA TENSIONE DI PICCO A GIUNTI COMPLESSI

Le curve di resistenza a fatica riportate nelle Fig. 6 e 7 sono state utilizzate per stimare la resistenza a fatica di giunti saldati d'angolo aventi geometria complessa presenti in letteratura.

Le Tab. 1 e 2 riportano le geometrie di giunto analizzate per acciai e leghe leggere, rispettivamente, mentre per i dettagli riguardo ai materiali e ai riferimenti ai lavori originali si rimanda a [15]. Le geometrie dei giunti sono del tipo con irrigidimento longitudinale, single-lap o tubolare come riportato nelle Tab. 1 e 2. Per quanto riguarda i giunti in acciaio, i materiali impiegati sono acciai da costruzione con tensione di snervamento compresa fra 309 e 780 MPa, gli spessori variabili fra 3 e 12.5 mm, mentre il rapporto di ciclo è compreso fra 0 e 0.7. Per quanto riguarda i giunti in lega leggera, i materiali impiegati sono leghe della serie 5000 e 6000 aventi tensione di snervamento compresa fra 245 e 290 MPa, gli spessori sono variabili fra 3 e 12 mm, mentre il rapporto di ciclo è compreso è prossimo a zero.

Le analisi agli elementi finiti dei giunti bidimensionali, come ad esempio i giunti single-lap, sono state condotte utilizzando la mesh riportata in Figura 5, mentre per calcolare la tensione di picco nel caso di giunti tubolari è stata utilizzata la procedura a due step dettagliata in [15, 16] e riassunta dalla Fig. 8.

Nel primo step di analisi è stato definito un modello ad elementi shell (*modello principale*). Nel secondo step di analisi si è immaginato di fare una sezione longitudinale del giunto reale in corrispondenza del punto di innesco della rottura a fatica del giunto con un piano che nel caso di Fig. 8 stacca sulla superficie del modello principale le due linee spesse. Si ottiene così il sottomodello riportato in Fig. 8 che riproduce lo spessore degli elementi saldati e il profilo a V a spigolo vivo del piede del cordone. I risultati dell'analisi sul modello principale, a cui sono applicate le condizioni al contorno, sono trasferiti al sottomodello imponendo una condizione di congruenza, ovvero gli spostamenti calcolati lungo le linee spesse del modello principale vengono imposti alle corrispondenti linee spesse del sottomodello. Questa operazione è effettuata automaticamente in ambiente Ansys utilizzando il comando 'shell-to-solid' submodeling.

Le Fig. 9 e 10 riportano il confronto fra i risultati sperimentali e le curve di progetto riportate nelle Fig. 6 e 7, rispettivamente, per i giunti in acciaio e in lega leggera. Dal confronto si nota la validità delle curve di progetto, fatta eccezione per i giunti di più piccolo spessore, che meritano ulteriori approfondimenti [15]. Nelle strutture reali i percorsi di propagazione possono essere multipli oppure particolarmente lunghi, in modo tale da rendere significativa la quota parte di vita a fatica spesa per la propagazione di cricche al di fuori del piccolo volume di materiale in cui lo stato di tensione è controllato dagli N-SIFs. In questi casi le curve di progetto riportate nelle Figure 6 e 7 vanno utilizzate per stimare la vita fatica a innesco, mentre per la fase di propagazione è valido il classico approccio basato sulla Meccanica della Frattura Lineare Elastica.

Si ritiene infine che utilizzando il metodo della tensione di picco unitamente alla procedura di calcolo descritta, l'approccio N-SIF per la progettazione a fatica dei giunti saldati possa essere implementato in un contesto industriale.

## CONCLUSIONI

Il metodo della tensione di picco (PSM) è stato applicato all'analisi della resistenza a fatica di giunti saldati d'angolo in acciaio e in lega leggera senza trattamenti post-saldatura con rottura al piede del cordone di saldatura. Il metodo proposto è un'applicazione ingegneristica dell'approccio locale basato sugli N-SIF, che assimila il profilo geometrico del piede del cordone di saldatura ad un intaglio a V a spigolo vivo con angolo di apertura tipicamente pari a 135°. Il metodo della tensione di picco utilizza come tensione di progetto la tensione di picco singolare calcolata al piede cordone con un'analisi agli elementi in cui la dimensione degli elementi sia prefissata, pari a 1 mm in questo lavoro. La tecnica di analisi è presentata nelle Figure 5 e 8 per giunti aventi geometria riconducibile a modelli bidimensionali e tridimensionali, rispettivamente. Le curve di resistenza a fatica da utilizzare per le verifiche sono riportate nelle Figure 6 e 7, rispettivamente, per giunti in acciaio e in lega leggera.

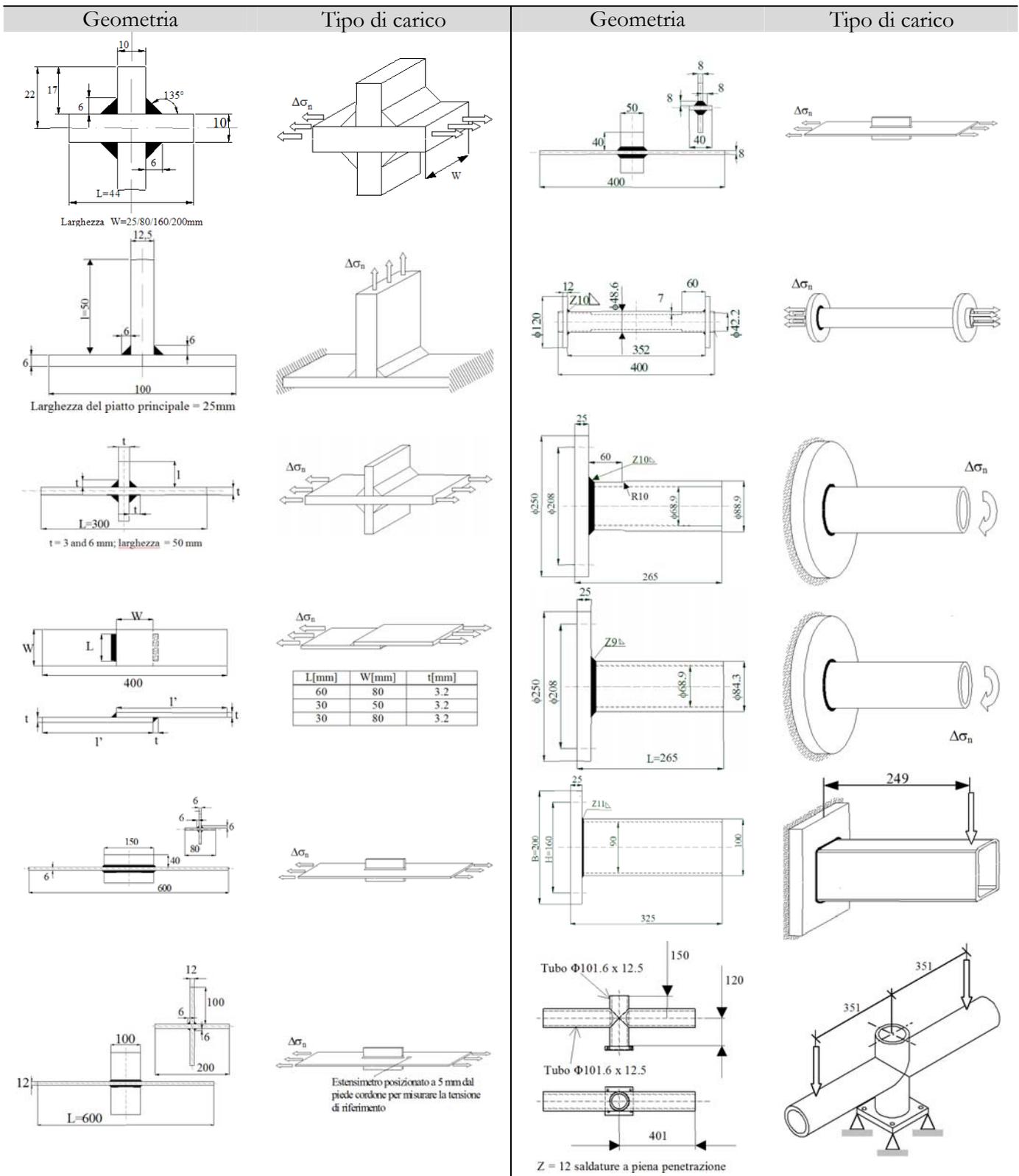


Tabella 1: Geometria e condizioni di carico per i giunti saldati d'angolo in acciaio considerati ( $\Delta\sigma_n$ : range della tensione nominale considerata negli articoli originali; dimensioni in mm) [15].

Geometria	Tipo di carico
<p>spessore <math>t=6, 8</math> mm, larghezza = 50, 60 mm          overlap <math>l=25</math> mm, lunghezza <math>L=600</math> mm</p>	

Tabella 2: Geometria e condizioni di carico per i giunti saldati d'angolo in lega leggera considerati ( $\Delta\sigma_n$ : range della tensione nominale considerata negli articoli originali; dimensioni in mm) [15].

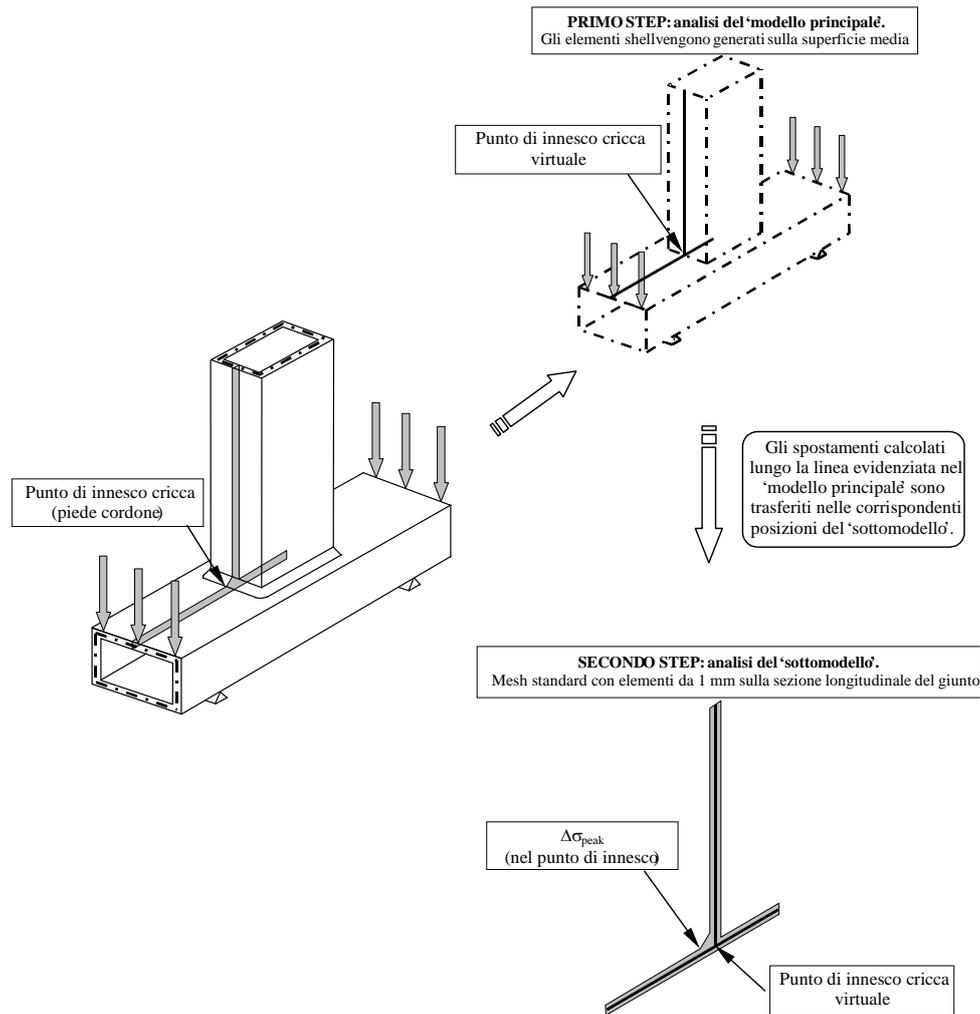


Figura 8: Tecnica di analisi agli elementi finiti di giunti tridimensionali per calcolare la tensione di picco ( $\sigma_{peak}$ ) a piede cordone [15].

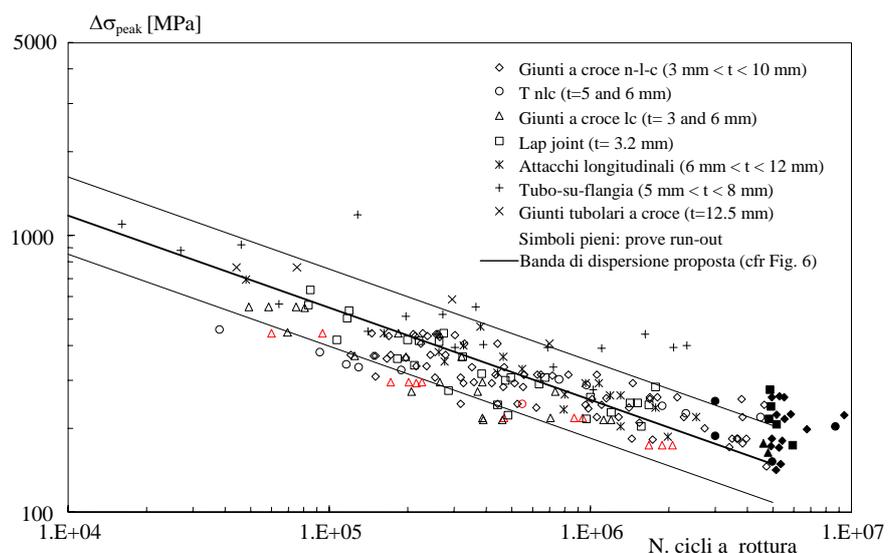


Figura 9: Confronto fra la banda di dispersione proposta in Fig. 6 e i risultati sperimentali in termini di tensione di picco per giunti saldati d'angolo in acciaio (n-l-c: cordoni non portanti; lc: cordoni portanti) [15].

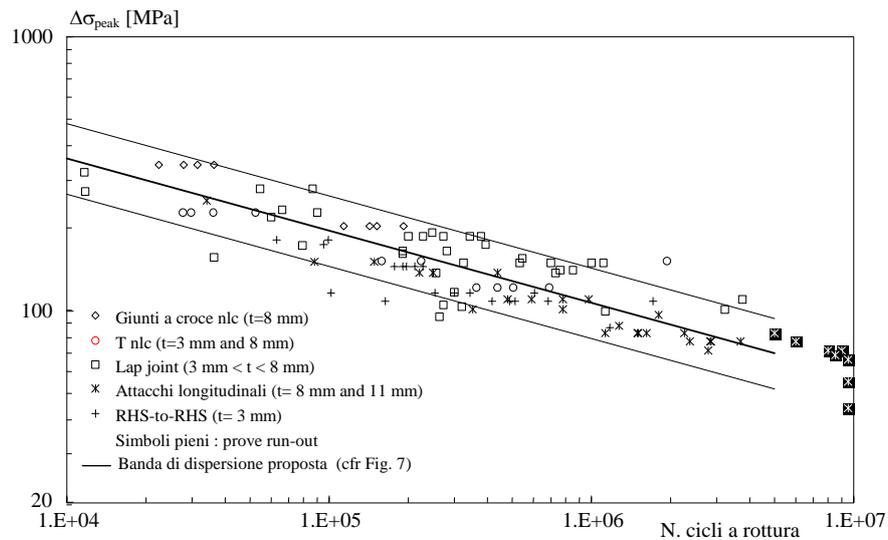


Figura 10: Confronto fra la banda di dispersione proposta in Fig. 6 e i risultati sperimentali in termini di range di tensione di picco per giunti saldati d'angolo in lega leggera (n-l-c: cordoni non portanti; lc: cordoni portanti; RHS-to-RHS: giunto realizzato con elementi tubolari a sezione rettangolare) [15].

## BIBLIOGRAFIA

- [1] P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 21 (1998) 1089.
- [2] B. Atzori, G. Meneghetti, *Int. J. Fatigue*, 23(8) (2001) 713.
- [3] P. Lazzarin, P. Livieri, *Int. J. Fatigue*, 23 (2001) 225.
- [4] A. Seto, Y. Yoshida, A. Galtier, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 27 (2004) 1147.
- [5] M. L. Williams, *J. Appl. Mech.*, 19 (1952) 526.
- [6] R. Gross, A. Mendelson, *Int. J. Fract. Mech.*, 8 (1972) 267.
- [7] H. Nisitani, T. Teranishi, *Engng. Fract. Mech.*, 71 (2004) 579.
- [8] G. Meneghetti, P. Lazzarin, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 30 (2007) 95.
- [9] S. J. Maddox, *The effect of plate thickness on the fatigue strength of fillet welded joints*, Abington Publishing, Abington, Cambridge (1987).
- [10] T. R. Gurney, *The fatigue strength of transverse fillet welded joints*, Abington Publishing, Abington, Cambridge (1991).
- [11] T. R. Gurney, *Fatigue of thin walled joints under complex loading*, Abington Publishing, Abington, Cambridge (1997).
- [12] D. P. Kihl, S. Sarkani, *Int. J. Fatigue*, 19 (1997) S311.
- [13] D. P. Kihl, S. Sarkani, *Probab. Eng. Mech.*, 14 (1999) 97.
- [14] E. Haibach *Service fatigue-strength – methods and data for structural analysis*, Dusseldorf, VDI (1989).
- [15] G. Meneghetti, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 31 (5) (2008) 346.
- [16] G. Meneghetti, F. Righetto, *Atti del XXXV Convegno Nazionale AIAS*, Ancona (2006).



## Simulazione della propagazione di difetti a fatica mediante il modello di zona coesiva

A.Pironi, F.Moroni

Università degli Studi di Parma, Dipartimento di Ingegneria Industriale, v.le G.P. Usberti 181/A, 43100 Parma;  
alessandro.pironi@unipr.it

---

**RIASSUNTO.** Le giunzioni incollate guadagnano sempre più mercato, nel campo delle costruzioni in genere, dove è necessario un alleggerimento delle strutture. Nel caso di geometrie di giunto semplici il dimensionamento avviene attraverso relazioni analitiche che restituiscono il valore massimo delle tensioni, il quale deve essere inferiore al limite di utilizzo dell'adesivo stesso. Quando le geometrie sono complesse l'approccio analitico diventa impraticabile, di conseguenza si provvede a verificare la correttezza della soluzione mediante analisi agli elementi finiti (EF). L'introduzione del modello di zona coesiva nell'analisi EF permette di simulare il danneggiamento ed il cedimento del giunto in condizioni quasi-statiche e impulsive. In questo articolo si vuole implementare il modello per la simulazione della propagazione a fatica di difetti, utilizzando il software agli elementi finiti ABAQUS assieme a subroutine esterne interagenti con il modello EF stesso. Un punto focale dell'implementazione sarà il calcolo automatico del tasso di rilascio di energia  $G$  in modo indipendente dalla geometria del difetto stesso. I parametri del modello ricavati da prove di tenacità a frattura e propagazione di difetti a fatica in modo I, saranno utilizzati come riferimento per la convalida dell'implementazione.

**ABSTRACT.** This work deals with the prediction of the fatigue crack growth of bonded joints. Traditionally cohesive zone model is used for the simulation of failure of bonded joint under quasi-static and impact conditions. On the other hand fracture mechanics concepts are used for the prediction of fatigue crack growth in bonded joint. In this work a modified cohesive damage model, accounting for the fatigue crack growth, was implemented in the commercial software ABAQUS. The fatigue damage evolution in the cohesive element is related to the number of cycles through the experimental fatigue crack growth behavior. An automated procedure, valid for any from the geometry and load distribution, was also defined to compute the Strain Energy Release Rate, the necessary input to define the instantaneous fatigue crack growth rate. The model is validated by comparing the simulation to fatigue crack growth tests.

**Parole Chiave.** FEM; Modello di zona coesiva; Giunti incollati; Fatica; Propagazione difetti.

---

### INTRODUZIONE

I fenomeni che portano un giunto incollato al collasso possono sia essere dovuti a carichi quasi statici che a carichi affaticanti. A seconda dei casi, le metodologie utilizzate per la previsione della resistenza del giunto possono consistere in: i) previsioni basate su modelli analitici; ii) simulazioni agli elementi finiti (EF). In entrambi i casi si può valutare quindi se riferirsi semplicemente alle tensioni nell'adesivo o se adottare un approccio più generale di meccanica della frattura. In quest'ultimo caso, la simulazione EF con il modello di zona coesiva [1, 2] è un metodo efficace per la previsione di cedimento in condizioni quasi-statiche e impulsive [3 – 11].

In particolare il modello di zona coesiva prevede un legame tra le tensioni che si possono avere in prossimità dell'apice del difetto e l'apertura e/o scorrimento dello stesso. Questo modello di comportamento può essere mutuato per simulare il danneggiamento legato a fenomeni di fatica [12-17]. Nella maggior parte di questi lavori i parametri del modello vengono

---



opportunamente tarati in modo da riprodurre prove di propagazione a fatica di difetti, mentre in [12] la degradazione a fatica della zona coesiva è legata direttamente al rateo di avanzamento ciclico del difetto attraverso un modello di omogeneizzazione del danno (transizione micro-macroscale). Il limite del lavoro effettuato in [12] è rappresentato dalla mancanza di generalità nel calcolo del valore del tasso di rilascio di energia,  $G$ , da cui dipende la velocità di avanzamento del difetto. In questo articolo si vuole implementare un modello per la simulazione della propagazione di difetti a fatica basato sul lavoro presentato in [12]. L'implementazione sfrutterà il software agli elementi finiti ABAQUS attraverso l'utilizzo di subroutine esterne interagenti con il modello EF stesso. Un punto focale dell'implementazione sarà il calcolo automatico di  $G$  in modo indipendente dalla geometria del difetto stesso. I parametri del modello ricavati da prove di tenacità a frattura e propagazione di difetti a fatica in modo I, saranno utilizzati per come riferimento per la convalida dell'implementazione.

## ASPETTI TEORICI

Il modello di zona coesiva è un modello ampiamente studiato e utilizzato, in cui la frattura viene descritta come un fenomeno di progressiva separazione lungo una porzione di materiale, detta appunto zona coesiva, nella quale agiscono trazioni all'interfaccia delle superfici di frattura, come schematicamente mostrato in Fig.1.

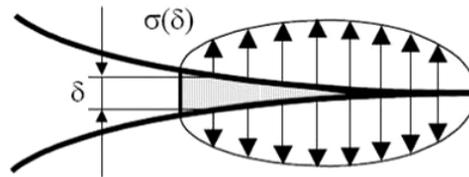


Figura 1: Modello di zona coesiva.

Si può quindi definire un legame tra l'apertura del difetto e la tensione esercitata, come ad esempio riportato in Fig. 2.

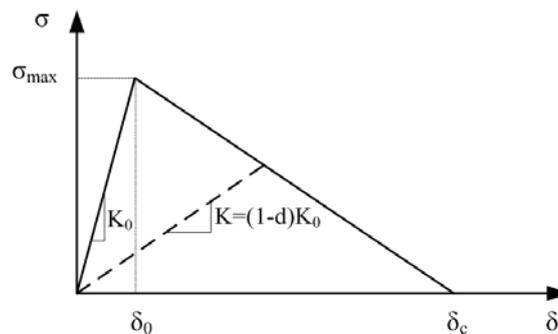


Figura 2: Legame tensioni-apertura per il modello di zona coesiva.

La prima parte è puramente elastica, mentre superato  $\delta_0$ , il comportamento è caratterizzato da un danno  $d$  che agisce degradando la rigidità rispetto a quella iniziale, fino a  $\delta_c$  in cui non viene esercitata più alcuna tensione all'interfaccia. Si può quindi pensare l'interfaccia come una zona in grado di assorbire un'energia  $\Gamma$  pari all'area sottesa dal triangolo, pari a

$$\Gamma = \frac{1}{2} \sigma_{\max} \delta_c \quad (1)$$

Questo valore  $\Gamma$  rappresenta un'energia per unità di superficie ed è sostanzialmente rappresentato dalla tenacità a frattura  $G_c$  del materiale. Il modello di zona coesiva è un modello implementato nella maggior parte dei solutori FEM, e risulta essere molto flessibile. Infatti, una volta tarati i parametri per un determinato materiale, questi possono essere utilizzati per qualsivoglia geometria di giunto.



D'altro canto la vita a fatica può essere analizzata secondo metodologie basate sulla meccanica della frattura e la legge che lega la velocità di avanzamento a fatica del difetto in regime stazionario al carico applicato (legge di Paris [18]) è:

$$\frac{dA}{dN} = C \Delta G^m \quad (2)$$

in cui  $dA$  è l'avanzamento areale del difetto,  $\Delta G$  la variazione del tasso di rilascio di energia unitario e  $C$  ed  $m$  caratteristiche dell'adesivo.

Per utilizzare il modello di zona coesiva nel caso di carichi ciclici, il danneggiamento non deve essere solo legato all'apertura, ma anche alla velocità di propagazione del difetto, funzione della sollecitazione affaticante.

Basandosi su precedenti esperienze degli autori si è scelto di riferirsi ad una semplice legge di tipo triangolare, considerando per il momento il solo modo I. Aumentando l'apertura da un valore nullo, dopo un iniziale comportamento lineare, superato  $\delta_0$ , il modello cerca di rappresentare la formazione di vuoti o microdifetti, fino ad arrivare in corrispondenza di  $\delta_c$  in cui le superfici di frattura sono completamente formate. Si può quindi definire la perdita di rigidezza in funzione dell'apertura secondo la relazione

$$d = \frac{\delta_f(\delta - \delta_0)}{\delta(\delta_f - \delta_0)} \quad (3)$$

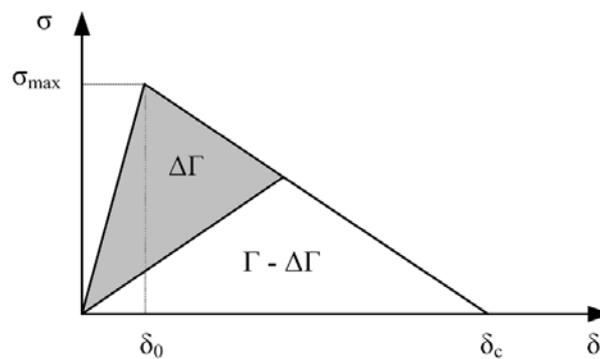


Figura 3: Definizione del danneggiamento in termini energetici.

Secondo quanto postulato in [12], si può quindi definire una seconda variabile di danno  $\bar{d}$  che rappresenta il rapporto tra la sezione danneggiata  $Ad$  e la sezione resistente iniziale  $Ae$  di un elemento di volume rappresentativo dei processi di danneggiamento (EVR).

Nell'analisi EF  $Ae$  coincide con la sezione associata al punto d'integrazione di un elemento coesivo. Questo rapporto può essere legato al rapporto tra l'energia già consumata durante il danneggiamento ( $\Delta I$ ) e l'energia inizialmente disponibile ( $I$ ). Ne risulta quindi

$$\bar{d} = Ad/Ae = \Delta I/I \quad (4)$$

Attraverso semplici relazioni si può legare il danneggiamento in termini di perdita di rigidezza alla variabile di danno in termini energetici

$$\bar{d} = \frac{K\delta_0\delta_f - K\delta_f\delta(1-d)}{K\delta_f\delta_0} = 1 - \frac{\delta}{\delta_0}(1-d) \quad (5)$$

E sostituendo l'apertura  $\delta$  con la sua relazione in funzione del danno  $d$  risulta

$$Ad/Ae = \frac{d\delta_0}{\delta_f(1-d) + d\delta_0} \quad (6)$$

Per quel che riguarda la modellazione del danneggiamento a fatica si mettono in relazione grandezze tipiche della meccanica della frattura con il danneggiamento stesso; in particolare si lega la variabile di danno  $d$ , con l'avanzamento del difetto  $dA/dN$ . Entrando nel dettaglio la variazione del danno con il numero di cicli può essere espressa attraverso



$$\frac{dd}{dN} = \frac{dd}{dAd} \frac{dAd}{dN} \quad (7)$$

dove a sua volta il termine  $\frac{dd}{dAd}$  può essere ricavato derivando l'Eq. (6).

$$\frac{dd}{dAd} = \frac{[\delta_f(1-d) + d\delta_0]^2}{\delta_f\delta_0 Ae} \quad (8)$$

Il termine  $\frac{dAd}{dN}$  invece può essere ricavato formulando un'ipotesi di distribuzione del danno negli EVR dove si sta sviluppando e conoscendo  $\Delta G$ ,  $C$ , ed  $m$ . In particolare, se il giunto viene sollecitato per un numero di cicli  $\Delta N$ , l'ampiezza della zona danneggiata all'apice del difetto aumenterà di  $\Delta Ad$ , che può essere ritenuto rappresentate ad un avanzamento del difetto equivalente pari a  $\Delta A$ . L'avanzamento del difetto può quindi essere ritenuto pari alla somma della variazione di area danneggiata di tutti gli elementi che appartengono alla zona di processo  $A_{CZ}$ .

$$\frac{dA}{dN} = \sum_{i \in A_{CZ}} \frac{dAd^i}{dN} \quad (9)$$

La zona di processo viene considerata come quella zona in cui avviene il danneggiamento per fatica, ed in particolare è l'area corrispondente a punti di integrazione che hanno un livello di apertura maggiore di  $\delta_{th}$ , il quale viene a sua volta determinato conoscendo  $\Delta G_{th}$ . In letteratura [12-14],  $A_{CZ}$  è stimata attraverso relazioni analitiche, mentre in questo caso sarà automaticamente calcolata come uno dei risultati dell'analisi FEM.

Supponendo che il valore medio della variazione dell'area danneggiata, per gli elementi facenti parte la zona di processo, sia pari a  $\frac{dAd}{dN}$ , si può riscrivere la relazione precedente come

$$\frac{dA}{dN} = \sum_{i \in A_{CZ}} \frac{dAd^i}{dN} = n_{CZ} \frac{dAd}{dN} \quad (10)$$

dove  $n_{CZ}$  è il numero di elementi che appartengono alla zona di processo. Esplicitando la variazione di area danneggiata con il numero di cicli si ottiene

$$\frac{dAd}{dN} = \frac{1}{n_{CZ}} \frac{dA}{dN} = \frac{Ae}{Ac_{CZ}} \frac{dA}{dN} \quad (11)$$

dove a sua volta il numero di elementi appartenenti alla zona di processo può essere scritto come il rapporto tra l'area della stessa,  $A_{CZ}$ , e la dimensione media degli elementi in tale zona  $Ae$ .

Sostituendo le relazioni trovate nell'Eq. (7) si trova la relazione

$$\frac{dd}{dN} = \frac{[\delta_f(1-d) + d\delta_0]^2}{Ac_{CZ}\delta_f\delta_0} \frac{dA}{dN} \quad (12)$$

in cui  $\frac{dA}{dN}$  è rappresentato dall'Eq. (2).

## ASPETTI PRATICI – IMPLEMENTAZIONE NEL SOFTWARE EF

Si è scelto di implementare la procedura sopra illustrata sfruttando le potenzialità degli elementi coesivi, limitandosi per ora al caso bidimensionale. Il danneggiamento è stato assegnato come una variabile di stato, la quale va ad agire sulla rigidità del materiale costituente lo strato di elementi coesivi. Inoltre per quel che riguarda tensioni, spostamenti e danno si è sempre fatto riferimento ai punti di integrazione, che nel caso di elementi coesivi bidimensionali sono due. Per valutare l'avanzamento a fatica è necessario, come indicato in precedenza, conoscere il valore di  $\Delta G$  durante la propagazione. Questo viene valutato a partire dal calcolo di  $G$ , a sua volta effettuato secondo la definizione :

$$G = - \frac{d(W - U)}{dA} \quad (13)$$

Quindi per pervenire a questo valore è necessario il calcolo dell'energia interna  $U$  e del lavoro delle forze esterne  $W$ , oltre che alla variazione dell'area del difetto  $A$ . Sebbene questa teoria sia di semplice applicazione il suo utilizzo è reso critico



dalla valutazione dell'area del difetto. Infatti nei casi in cui la variazione dell'area del difetto, incremento per incremento è ridotta, gli errori numerici vedono i loro effetti amplificati e si possono avere errori sulla valutazione di  $G$ . D'altra parte variazioni eccessive del danneggiamento incremento per incremento possono condurre ad errori legati alla linearizzazione di relazioni più complesse e anche a problemi di convergenza. A tal proposito si definisce un valore  $\Delta \bar{d}$  massimo di incremento del danno  $\bar{d}$  che può essere consumato all'interno di un incremento.

Al fine di validare la metodologia che conduce al calcolo di  $G$  e conseguentemente di  $\Delta G$ , si sono eseguiti confronti dell'andamento del tasso di rilascio unitario di energia  $G$  con la lunghezza del difetto  $a$ , per giunti Double Cantilever Beam (DCB), in cui come termine di confronto si sono assunti:

i) la soluzione analitica [19]

$$G = \frac{(Pa)^2}{bEI} \left( 1 + \frac{1}{a\lambda_\sigma} \right)^2 \quad (14)$$

ii) l'integrale di contorno  $J$  valutato mediante analisi FEM lineari elastiche (in (14)  $P$  rappresenta il carico applicato,  $a$  la lunghezza del difetto,  $b$  lo spessore del giunto,  $E$  il modulo elastico degli aderendi,  $I$  il modulo di inerzia della sezione degli aderendi,  $\lambda_\sigma$  un fattore correttivo dipendente dalla geometria del giunto e dai materiali in gioco). Il confronto è mostrato in Fig. 4 per un giunto DCB in acciaio con aderendi di lunghezza 120mm, larghezza 30mm e spessore 25mm a cui è applicata una forza di 1625N avente un difetto iniziale di 45mm. Si nota come i tre metodi siano praticamente equivalenti per il primo tratto di propagazione.

Oltre ai 15 mm l'integrale di contorno e il tasso di rilascio di energia unitario si differenziano dall'andamento analitico: questo è prevedibile in quanto l'Eq.14 ha validità solo per condizioni in cui si può considerare l'incollaggio infinitamente lungo (per la geometria a cui si riferisce in Fig. 4 significa  $a < 60$ mm, cioè un avanzamento del difetto  $< 15$ mm).

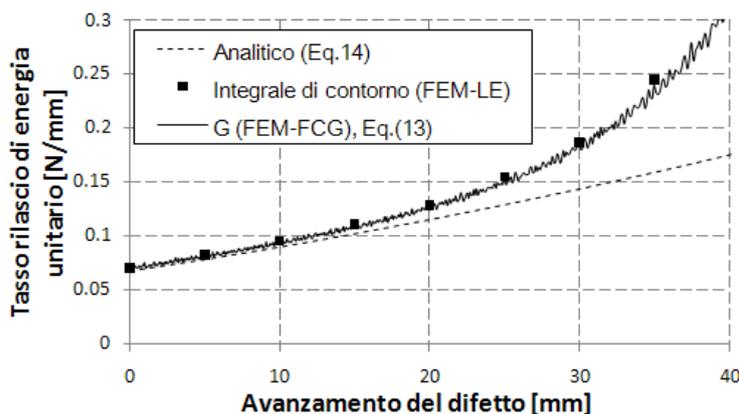


Figura 4: Valori di  $G$  calcolati mediante la subroutine e l'Eq. (13) in funzione all'avanzamento del difetto, confrontati con l'andamento analitico (Eq. 14) l'integrale di contorno ottenuto mediante una simulazione FEM lineare elastica.

In ogni caso l'integrale di contorno e il tasso di rilascio di energia unitario ottenuto mediante la subroutine esterna continuano ad avere andamenti pressoché identici anche per propagazioni molto maggiori. Si ritiene quindi valida la metodologia numerica sviluppata per il calcolo di  $G$ .

L'analisi viene svolta globalmente in quattro passi successivi:

- i) nel primo passo non viene considerato alcun danneggiamento e si carica il giunto fino al carico massimo da utilizzare nella propagazione a fatica;
- ii) nel secondo passo il giunto viene scaricato, assegnando contemporaneamente un valore  $d=1$  al punto di integrazione più sollecitato nello step precedente, in modo da creare un avanzamento virtuale del difetto mediante il quale può essere calcolato il valore di  $\Delta G$  iniziale per la simulazione dell'avanzamento a fatica del difetto.
- iii) nuovo caricamento del giunto con calcolo dell'eventuale danno statico dovuto alla rampa di carico;
- iv) simulazione dell'avanzamento a fatica del difetto in cui il carico viene mantenuto costante.

In quest'ultimo passo, ricavato il  $\Delta G$  applicato si verifica che questo sia maggiore del limite di fatica  $\Delta G_{th}$ . Se tale condizione è soddisfatta parte il loop per la previsione dell'avanzamento del difetto (Fig. 5). Per ogni punto di integrazione, conoscendo il danno  $d$  accumulato fino a quel momento, viene calcolato il danno  $\bar{d}$ . Si impone quindi l'aumento di danno  $\Delta \bar{d}$  e si calcola il nuovo valore  $\bar{d}'$ : questo sarà assunto pari a se stesso se risulta essere minore di 1,



oppure pari all'unità in caso contrario. Per ogni punto di integrazione si hanno quindi un valore iniziale e finale di  $d$ . Integrando l'Eq. 12 tra questi due valori si identifica un numero di cicli per ogni punto di integrazione, e si assume come numero di cicli dell'incremento il minore tra tutti questi. Mediante questo numero di cicli si aggiorna il danno  $d$  di ogni elemento integrando nuovamente l'Eq. 12, al fine però di trovare il nuovo valore di danno.

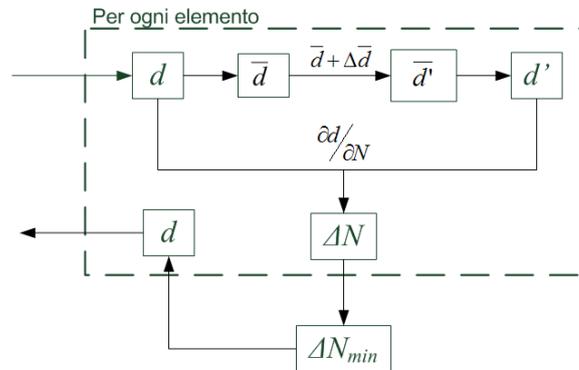


Figura 5: Schema di funzionamento della subroutine.

Questa operazione è quindi ripetuta fino all'incremento in cui il valore di  $G$  raggiunge il valore critico  $G_c$ . Ad ogni incremento corrisponde quindi una sollecitazione  $\Delta G$ , un numero di cicli  $\Delta N$ , ed un avanzamento del difetto  $\Delta A$  (calcolato come la somma delle aree danneggiate  $A_d$  di ogni elemento).

I primi due step permettono anche la determinazione di  $\delta_{th}$ . Questo viene assunto pari al valore massimo di apertura tra tutti i punti di integrazione dello strato di adesivo, quando il  $\Delta G$  applicato eguaglia il valore di soglia  $\Delta G_{th}$  (vedi Fig. 6).

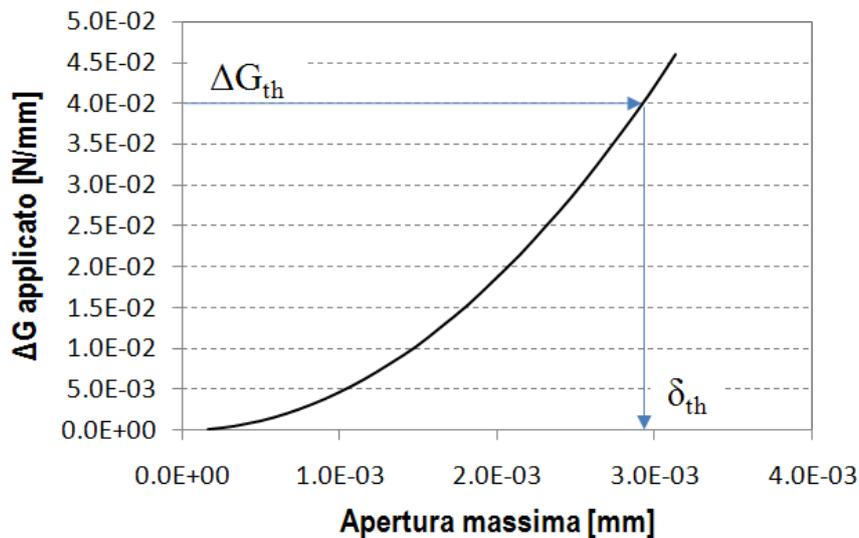


Figura 6: Determinazione del valore di  $\delta_{th}$ .

## PARAMETRI DEL MODELLO

Per lo svolgimento dell'analisi sono necessari i parametri della zona coesiva, così come i parametri della legge di Paris dell'adesivo.

Per quel che riguarda i primi si sono determinati dalla simulazione di prove di frattura su giunti DCB [21], che hanno portato alla definizione di una legge coesiva triangolare con le caratteristiche riportate in Tab. 1.

Per quel che riguarda invece i parametri della legge di Paris si sono ottenuti da prove di propagazione di difetti sempre su provini DCB [22]. In Tab. 2 sono riportati i coefficienti della regressione a legge di potenza (rapporto di carico  $R=0.1$ ).



Parametro	Valore
$\Gamma$ [N/mm]	0.6
$\sigma_{max}$ [MPa]	30
$\delta_0$ [mm]	0.004
$\delta_C$ [mm]	0.04

Tabella 1: Parametri del modello di zona coesiva.

Parametro	Valore
C	5.19
m	3.64

Tabella 2: Coefficienti della legge di Paris.

## RISULTATI E DISCUSSIONE

Al fine di verificare la validità dell'implementazione i risultati della simulazione sono stati confrontati con i dati sperimentali [22]. I risultati mostrati in Fig. 7 sono stati ottenuti con un incremento massimo del danno  $\Delta \bar{d}$  pari a 0.05 per ogni incremento dell'analisi.

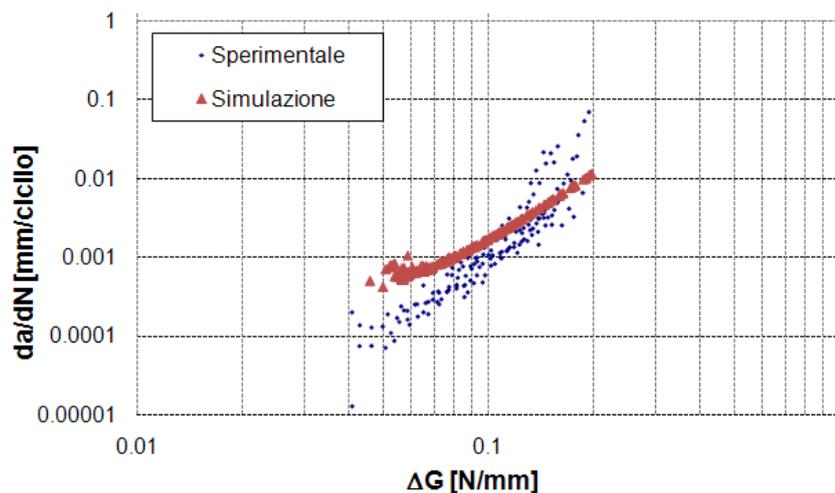


Figura 7: Confronto tra risultati sperimentali e previsione del modello ottenuto con Eq. 12.

Si nota come i risultati delle simulazioni rientrano nel campo di quelli ottenuti sperimentalmente anche se si può notare una pendenza inferiore. Tale differenza può essere evidenziata anche nei risultati delle analisi svolte in [12] (Fig. 8) dove la pendenza della curva ottenuta per via numerica è inferiore rispetto a quella ottenuta dalla regressione di dati sperimentali. Questo fenomeno si ritiene sia legato al criterio di omogeneizzazione del danno rappresentato dalle Eq. 4 e 10.

Esaminando l'Eq. (12) si può notare che, definito un rateo di avanzamento del difetto  $dA/dN$ , il rateo di aumento del danno per i punti di integrazione con danno pari 0, sta in un rapporto circa pari a  $\left(\frac{\delta_f}{\delta_0}\right)^2$  rispetto al rateo di aumento di danno dei punti di integrazione con danno prossimo a 1. Nel caso in cui il valore di  $\delta_0$  sia molto minore del valore di  $\delta_f$  (e nel caso in esame c'è un rapporto di circa 1/10) questo porta gli elementi lontani dall'apice del difetto a danneggiarsi molto più velocemente degli elementi prossimi all'apice stesso (nel caso in esame il rapporto è prossimo a 100). Legando invece il danno a livello microscopico ai suoi effetti sulla rigidità [20], cioè

$$d = \frac{Ad}{Ae} = 1 - \frac{K}{K_0} \quad (15)$$



e svolgendo di nuovo tutti i passaggi mostrati nella sezione precedente si arriva ad un legame

$$\frac{da}{dN} = \frac{1}{A_{CZ}} \frac{dA}{dN} \quad (16)$$

In questo legame non vi è alcuna dipendenza dal valore del danno, ovvero tutti gli elementi appartenenti alla zona di processo  $A_{CZ}$  presentano il medesimo rateo di aumento del danno.

Svolgendo una analisi identica alla precedente in cui viene utilizzata l'Eq. (17) al posto della (12), si arriva al risultato mostrato in Fig. 9. Si nota come i punti della simulazione siano decisamente più allineati a quelli sperimentali rispetto a Fig. 7, anche se la simulazione continua a sovrastimare la velocità di avanzamento nella fase iniziale dell'analisi.

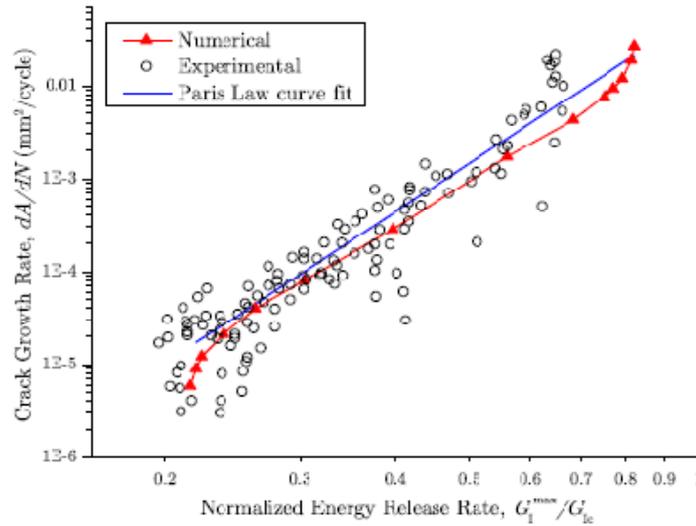


Figura 8: Confronto tra risultati sperimentali e previsione del modello da [12].

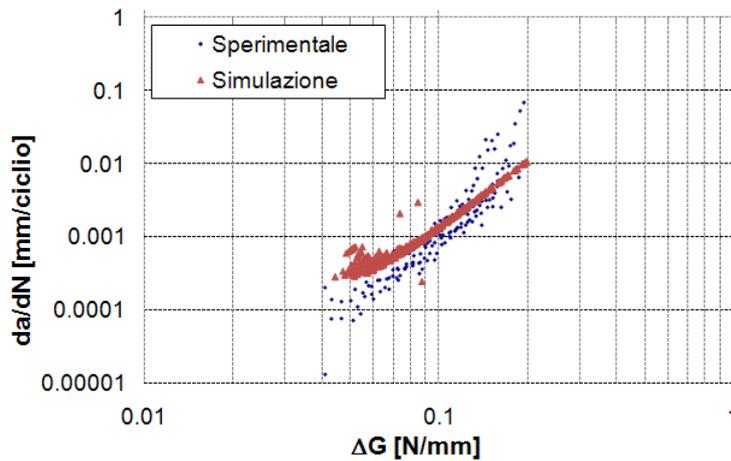


Figura 9: Confronto tra risultati sperimentali e previsione del modello ottenuto con Eq. (16).

Un ulteriore modifica, in fase di implementazione, è una legge di omogeneizzazione del danno diversa dalla semplice ripartizione in parti uguali dell'avanzamento del difetto sugli elementi compresi in  $A_{CZ}$  rappresentata dall'Eq. (10).

Si è inoltre valutata l'influenza sul risultato della dimensione della mesh degli elementi coesivi. Fig. 10 mostra il valore del coefficiente  $m$  della regressione ottenuta dai risultati delle analisi per varie dimensioni degli elementi coesivi. Per una maggiore chiarezza si sono normalizzati i dati rispetto ad una dimensione di 0.4mm che è quella utilizzata per i precedenti risultati.

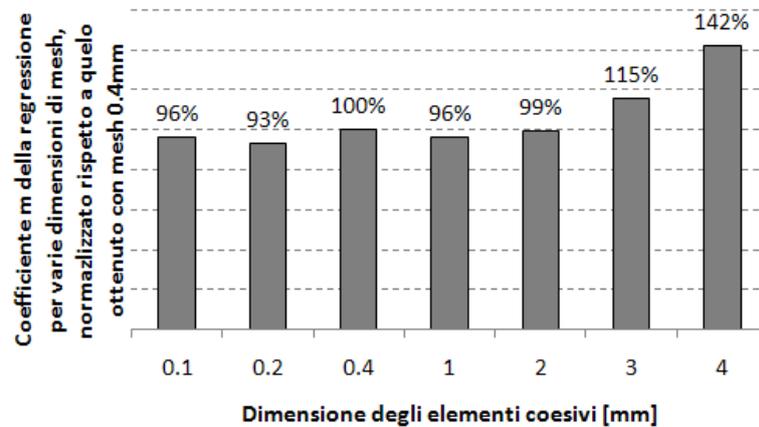


Figura 10: Influenza della dimensione della mesh sulla pendenza della regressione dei risultati delle simulazioni.

Si può notare come da mesh molto fitte (0.01mm) fino a 2 mm, non vi sia una grossa differenza dei risultati. Aumentando ancora la mesh si nota invece come i risultati si discostino sempre di più.

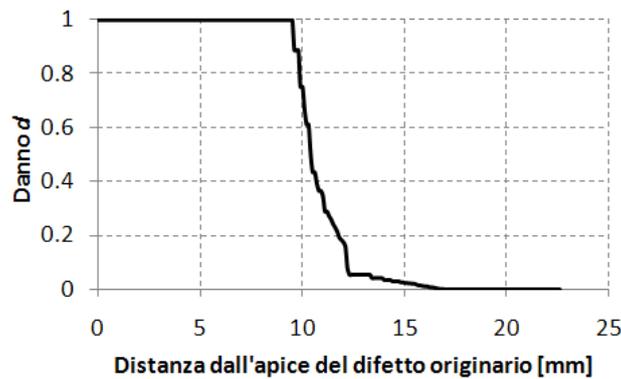


Figura 11: Distribuzione della variabile di danno d in funzione della distanza dall'apice del difetto.

Fig. 11 mostra l'andamento della variabile danno in funzione della distanza dell'apice del difetto originale, quando la zona coesiva è completamente sviluppata: questo mostra come la zona coesiva interessi una dimensione circa 8mm. Noto ciò e nota l'influenza della mesh sui risultati, si può quindi identificare un numero minimo di elementi che devono essere presenti all'interno della zona coesiva, quando questa è completamente sviluppata, pari a 4. Questo è necessario per permettere di descrivere in modo accurato le tensioni e i relativi spostamenti all'apice del difetto.

Si è infine valutata l'influenza di  $\Delta \bar{d}$ . Il grafico in Fig. 12 mostra come varia la vita a fatica di un giunto (la geometria è la medesima cui si riferisce Fig. 4) in funzione della variazione massima del danno.

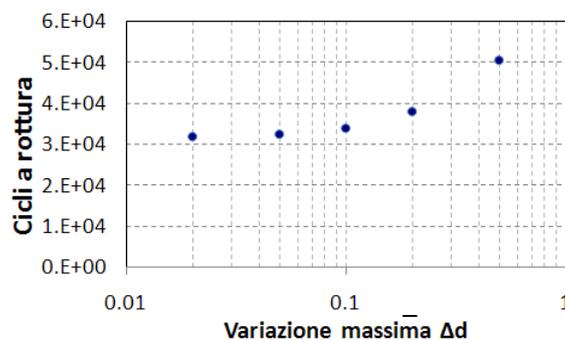


Figura 12: Influenza del valore di  $\Delta \bar{d}$  sulla previsione di vita a fatica.



Diminuendo tale limite da 0.5 fino ad un valore di 0.01 si nota come le durate vadano diminuendo asintoticamente. Questa differenza può essere spiegata analizzando l'Eq. (12), in cui la derivata del danno  $d$  rispetto al numero di cicli è funzione del danno stesso. Di conseguenza tanto più sono piccoli gli intervalli su cui tale equazione viene integrata, tanto più accurati saranno i risultati. La diminuzione di  $\Delta \bar{d}$  porta però a tempi di calcolo via via crescenti, ed al fine di ottimizzare la procedura è conveniente fare una sorta di analisi di convergenza così come viene di norma svolto per quanto riguarda la dimensione della mesh.

## CONCLUSIONI

Si è eseguita l'implementazione di una procedura per la previsione della propagazione di difetti a fatica attraverso una subroutine esterna interagente con il software ABAQUS. In questo modo si è anche reso possibile il calcolo automatico dei valori della variazione del tasso di rilascio di energia applicato e della dimensione della zona di processo. La simulazione di propagazione di difetti in Modo I in giunti DCB, ha mostrato risultati caratterizzati da una pendenza dell'andamento della velocità di propagazione in funzione di  $\Delta G$  inferiore a quello sperimentale, come riscontrato anche in [12]. Al fine di individuare il motivo di tale scostamento e cercare di limitarlo, viene proposta una nuova legge di omogeneizzazione del danno, che permette di ridurre le differenze, senza però eliminarle. Sviluppi futuri interesseranno l'identificazione di differenti leggi di omogeneizzazione del danno in modo da ripercorrere in modo più fedele i dati sperimentali. Inoltre il modello sarà esteso anche per sollecitazioni agenti in modo II in modo da poter ampliare la varietà di giunti analizzabili.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Barenblatt, *Adv. Appl. Mech.*, 7 (1962) 55.
- [2] D. Dugdale, *J. Mech. Phys. Solids*, 8 (1960) 100.
- [3] I. Mohammed, K.M. Liechti, *J. Mech. Phys. Solids*, 48 (2000) 735.
- [4] Q.D. Yang, M.D. Thouless, S. M. Ward, *J. Mech. Phys. Solids*, 47 (1999) 1337.
- [5] W. G. Knauss, G. U. Losi, *J. Appl. Mech.*, 60 (1993) 793.
- [6] H. Hadavinia, A. J. Kinloch, J. G. Williams, In *Adv. in Fract. and Damage Mech. II*, (M. Guagliano, M.H. Aliabadi eds.), Hoggar, Geneva, (2001) 445.
- [7] B. F. Sorensen, , *Acta Mater.*, 50 (2002) 1053.
- [8] B. F. Sorensen, , Jacobsen, T.K., *Eng. Fract. Mech.*, 70 (2003) 1841.
- [9] I. Georgiou, H. Hadavinia, A. Ivankovic, A.J. Kinloch, V. Tropsa, J.G. Williams, *J. Adhesion*, 79 (2003) 239.
- [10] B.R.K. Blackman, H. Hadavinia, A.J. Kinloch, J.G. Williams, *Int. J. Fract.*, 119 (2003) 25.
- [11] T. Pardoen, T. Ferracin, C.M. Landis, F. Delannay, *J. Mech. Phys. Solids*, 53 (2005) 1951.
- [12] Turon, Costa, Camanho, Dàvila, *Composites*, 38 (2007) 2270.
- [13] K.L. Roe, T. Siegmund, *Eng. Fract. Mech.*, 70 (2003) 209.
- [14] S. Maiti, P.H. Geubelle, *Eng. Fract. Mech.*, 72 (5) (2005) 691.
- [15] A. Abdul-Baqi, P.J.G. Schreurs, M.G.D. Geers, *Int. J. of Solids and Structures*, 42 (2005) 927.
- [16] J.J. Munoz, U. Galvanetto, P. Robinson, *Int. J. Fatigue*, 28 (2006) 1136.
- [17] M. Erinc, P.J.G. Schreurs, M.G.D. Geers, *International Journal of Solids and Structures*, 44 (2007) 5680.
- [18] P. Paris, F. Erdogan, *J. Basic Eng* 85 (1961) 528.
- [19] S. Krenk, *Eng. Fracture Mech.* 43 (1992) 549.
- [20] J. Lemaitre, *J. of Engn. Mat. and Tech.*, 107 (1985) 83.
- [21] A. Pirondi, D. Fersini, E. Perotti, F. Moroni, *Atti del XIX Convegno Nazionale IGF, Milano* (2007).
- [22] A. Pirondi, F. Moroni, M. Vettori, *Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Ischia* (2007).



## Fatigue failure of welded connections at orthotropic bridges

Z.H. Qian, D. Abruzzese

*University of Rome "Tor Vergata", Department of Civil Engineering, Rome (Italy)*

---

**RIASSUNTO.** Le piastre ortotrope sono state applicate ai ponti di grande luce a partire dal periodo immediatamente successivo alla Seconda Guerra mondiale a causa dei numerosi vantaggi che esse presentano, come il peso contenuto, l'elevata resistenza, il ridotto numero di connessioni con l'impalcato, la durabilità, la rapidità costruttiva e l'economia dovuta alla manutenzione durante il ciclo di vita. Lo studio della fatica nelle piastre ortotrope è iniziato circa venti anni fa, da quando sono state diagnosticate le prime rotture per fatica. Da allora sono stati condotti un vasto numero di studi e indagini, ottenendo risultati interessanti. Si è scoperto che la maggior parte delle rotture per fatica si verificano in corrispondenza delle connessioni saldate, ovvero le giunzioni rib-to-deck, rib-to-diaphragm, e rib-to-diaphragm-to-deck (plate) (RDDP). Questa tipologia di connessioni è sensibile alla nascita di fratture per fatica dovute agli accumuli di tensione ed alle tensioni residue nelle connessioni saldate. In questo articolo viene presentato e analizzato un caso studio di rottura a fatica nelle connessioni saldate, dove è più probabile una frattura, attraverso una modellazione numerica di una piastra ortotropa con un software ad elementi finiti (FE). Inoltre viene affrontato il tema del miglioramento delle tecnologie adottate per limitare i problemi di fatica. I risultati di queste analisi possono rappresentare un proficuo contributo per la progettazione a fatica delle piastre ortotrope.

**ABSTRACT.** Orthotropic decks were applied to the long span bridges after World War II due to several advantages, such as light weight, high strength, few deck joints, durability, rapid construction, life-cycle economy. The fatigue problem of orthotropic decks was realized twenty years ago since fatigue failure was found. In the past two decades large amount of studies and investigations were carried out and fruitful achievements were obtained. It was found that most of the fatigue cracks were occurred at the welded connection details, such as rib-to-deck plate, rib-to-diaphragm, and rib-to-diaphragm-to-deck plate (RDDP). These connections are sensitive to fatigue cracking due to high concentrated stress and residual stress at welded connections. In this paper practical fatigue failure cases at the welded connections, ease to occur fatigue cracking, are presented, and analyzed through a numerical modeling of orthotropic deck via FE (finite element) software. Furthermore, the improvement technologies of fatigue are also discussed. The results of the analysis can be contributed to the evaluation of the fatigue design for the orthotropic deck.

**KEYWORDS.** Fatigue failure; Welded connection; Orthotropic deck; Numerical modeling; Rib-to-deck plate connection.

---

### INTRODUCTION

**F**atigue cracking is a common problem in steel structures for a long time due to the existing of welded connections. According to the practical cases, most of fatigue failures occurred at welded components since high residual stress and inherent defects existed [1].

Since from 1960 a number of bridge structures in America and Europe have experienced fatigue cracking which sometimes results brittle fractures, fatigue problem in steel bridges has been started to be investigated for many years and produced fruitful achievements.

---

From the British Standard BS5400 is one of the most important specifications in the last century [2], and recently, some new specifications or standards were accomplished, such as Eurocode3 (2004) [3] and AASHTO (2005) [4]. These specifications provide a mass of information to design steel bridges. Among of these, Eurocode 3 and AASHTO already have some specific guidelines to orthotropic deck bridges. S-N curves in Eurocode 3, for fatigue design, are shown in Fig. 1.

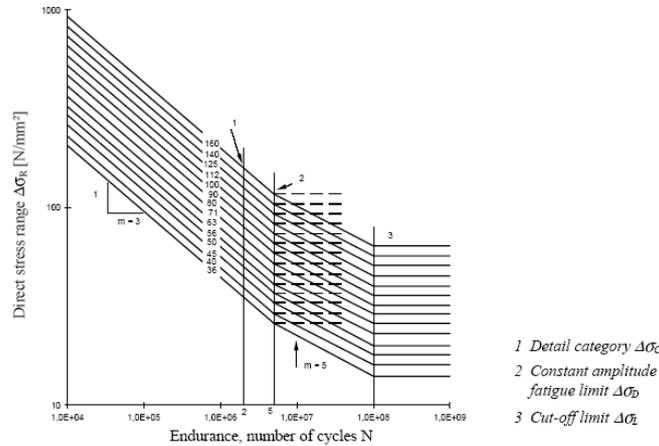


Figure 1: Fatigue strength curves for direct stress ranges (Eurocode3, 2004).

The orthotropic deck is consisted by a deck plate supported in two mutually perpendicular directions by transverse diaphragms (or crossbeam) and longitudinal stiffeners (or ribs). It is effectively an ORTHOGonal anisoTROPIC (orthotropic) deck.

Orthotropic deck is widely utilized for long span bridges in recent decades with the development of computing methodologies and fabricating technologies. It was first used in Germany after the Second World War in order to reduce the construction material, since steel being in short. Nowadays, orthotropic deck bridges are very popular in Europe, particular in Germany. Meanwhile, more and more orthotropic bridges are being built in China, Japan, U.S.A., and other countries. Orthotropic deck has many advantages, main of one is the light weight, high strength, few deck joints, durability, rapid construction and life-cycle economy.

However, fatigue problem is unavoidable at orthotropic deck bridges due to the complex structure and the large number of welded connections. Fig. 2 shows a summary of welded connection details at orthotropic deck bridges [5]. It is obvious that most of these are potentially liable to cause fatigue cracking taking account into concentrated stress and residual stress in welded connections.

In the past years various technologies were studied to improve the fatigue performance of welded joints. The fatigue life can be increased through surface treatment, reducing residual stress as well as optimizing design of structure. Among of these, peening, as a cold treatment technology, is one of the most widely utilized in engineering, bringing better surface properties and producing beneficial compressive stress [6]. Both of them can improve the fatigue strength of welded connections. This last technology is still highly improving.

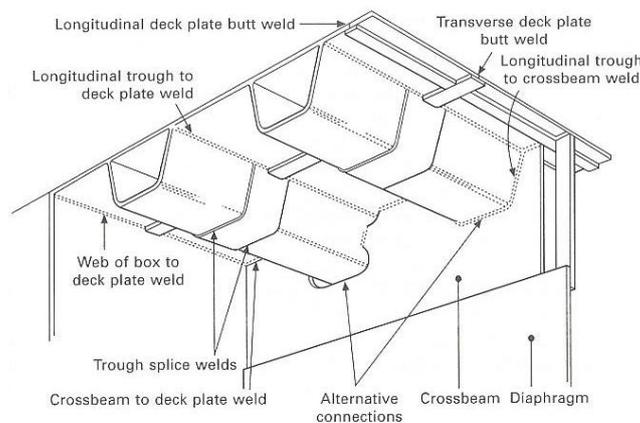


Figure 2: Main welded connections in a typical orthotropic bridge deck (Gurney, 2006)

In this paper, the fatigue failures at orthotropic deck bridges are discussed based on the previous investigations. The sensitive connection details to fatigue cracking, rib-to-deck plate, rib-to-diaphragm and rib-to-diaphragm-deck plate, are emphasized through practical cases and numerical analysis. Furthermore, the three improvement techniques, shot peening, fluid bed peening (FBP) and ultrasonic impact treatment (UIT) are detailed presented. This study aims to contribute to the design and reinforcement of orthotropic deck bridges.

### RIB-TO-DECK PLATE CONNECTION

**R**ib-to-deck plate connections are submitted to local transverse bending moments and are therefore susceptible to fatigue cracking. The connections have been studied for a long time, particular in recent years. Fig. 3 shows fatigue cracking at rib-to-deck plate connection [7].

The fatigue tests to rib-to-deck plate connection were carried out by Janss in 1980 in Belgium [8]. Thirty-three small test specimens were manufactured and tested at a frequency of 4Hz.

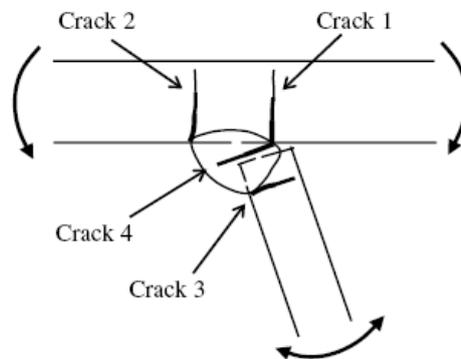


Figure 3: Fatigue cracks at rib-to-deck plate connection (Xiao, 2008).

Through the investigation, it was concluded that the stress range at two million cycles of the transverse stresses at the weld toe in the rib is equal to  $80 \text{ N/mm}^2$  when trapezoidal ribs with a thickness of 6mm are welded to deck plates with a thickness of 12mm and the gap between the rib and the deck plate does not exceed 0.5mm. The stress range ( $80 \text{ N/mm}^2$ ), mentioned above, is certainly a lower limit due to the poor quality of the welds of the test pieces.

Based on the investigations of Janss and the others, ECSC research carried out on the optimization of the welding procedure (automatic welding) and the influence of a gap, 0 or 2mm, between the rib and the deck plate [9]. The specimens used in the ECSC experiments were welded with automatic submerged arc welding in an industrial situation. It was found that full penetration welds with a lack of penetration less than 1mm can nearly be achieved without edge preparation. Meanwhile, the fatigue strength significantly increases when using submerged arc welding, which allows larger penetration and larger throat of the weld.

With the development of the compute technology, more and more numerical studies are put into practice. Finite element analysis (FEA) provides more results to details compared to the traditional method, such as P-E method. Stress distributions of three different loadcases at the deck plate were shown in Fig. 4 [10]. From the figure, two obvious differences can be concluded. The first one is that the range of high stress is much different, and loadcase1 is larger than the other two. The second one is that both maximal and minimal stresses of loadcase2 and loadcase3 are much higher than loadcase1. The stresses far from the vehicle appear like waves due to the restriction of longitudinal ribs, and are almost zero. Another important point should be noted is that the peak stresses of all these three different loadcases produced near or exactly at the rib-to-deck plate connections. For loadcase1, symmetrical loading, both maximal and minimal stress are exactly at the connections, while for loadcase2 and loadcase3, asymmetrical loading, the maximal stresses are produced at the middle of the rib and maximal negative stresses occur at the rib-to-deck plate connections. This can explain why plenty of fatigue cracks occur at this position in laboratory tests and actual projects.

Submodel based on the global FE model is necessary to obtain the accurate results to the fatigue design. Welded joints are not considered in global numerical model, therefore, a submodel is needed to describe the weld geometry influence to orthotropic deck. In comparison, few researches are carried out on the submodel analysis of the rib-to-deck plate connection [7, 11]. High compressive stresses are resulted in the weld toe and root regions, which is due to the large local load used and the abrupt geometry transition modeled in the linear elastic FEA. This analysis may be useful for practical

design when choosing the detail geometry, the structural material and the welding technique and requirements. Fig. 5 shows a submodel of rib-to-deck plate connection with a crack [11].

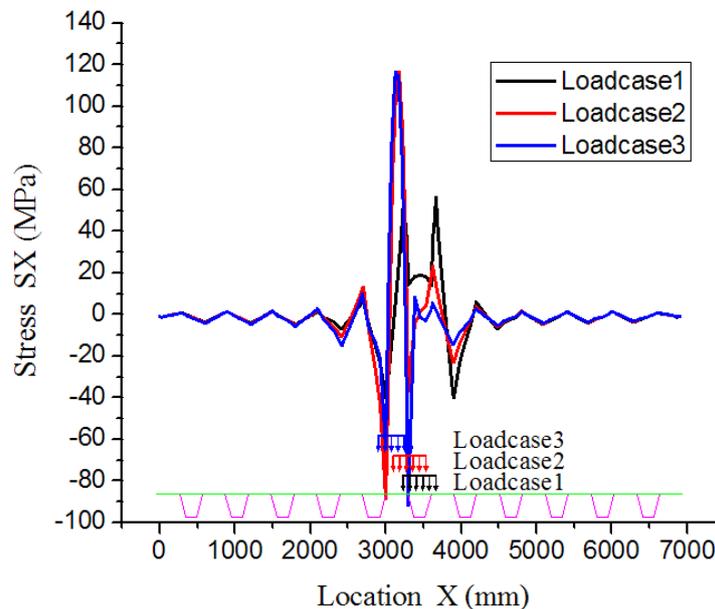


Figure 4: Stresses at the center deck plate of the middle span (Abruzzese et al., 2008)

## RIB-TO-DIAPHRAGM CONNECTION

**R**ib-to-diaphragm connection is one of the most complex joint in the orthotropic deck. Cutout has a significant influence to the stress performance at the diaphragm, especially the area near the cutout. The previous investigations have demonstrated that peak stresses occur at the rib-to-diaphragm connections easily due to concentrated influence.

Numerical as well as experimental work at ECSC research showed a reduction of the stress concentration at the edges of cutout by increasing the notch radius of cutout [12]. After investigating different continuous types of rib-to-diaphragm connection of railway bridges in the laboratory, Haibach et al. proposed a new shape of cutout for rib passing through diaphragm [13], and it is applied in Eurocode3 (2004).

Fatigue tests were carried out at Delft University of Technology by Kolstein et al [14]. The results demonstrated that fatigue life of the continuous rib-to-diaphragm connection without cutout resulted in a longer fatigue life than the connection with cutout. Furthermore, the fatigue life of the rib-to-diaphragm connection with additional cutouts is strongly affected by high shear stresses in the diaphragm. It was presented as well that besides quality aspects the durability of the rib-to-diaphragm connection is mainly restricted, due to shortcomings in design with respect to the underestimation of high shear forces (out-of-plane stress).

ATLSS research center of Lehigh University has investigated the fatigue performance at cutout more than 10 years, particularly at rib-to-diaphragm connection [15, 16]. Both field measurements and laboratory tests were carried out to Williamsburg Bridge and Bronx-Whitestone Bridge in New York City under supervision of Fisher. From the long term remote monitoring of the Williamsburg Bridge orthotropic deck diaphragm, it is found that a number of stress cycles exceed the constant-amplitude fatigue limit for Category C, which was found to be applicable to the rib-to-diaphragm welded joint at the cutouts. Meanwhile, both in-plane and out-of-plane stresses were studied in ATLSS researches. It is in-plane stress, not out-of-plane stress, dominant the stress range at diaphragm. However, out-of-plane bending can influence the fatigue behavior of rib-to-diaphragm connection significantly. FE method was used to analyze the influence of cutout geometry (with bulkhead) to welded rib-to-diaphragm connections by Connor [17]. Parameters considered included overall cutout shape, cutout depth, diaphragm plate thickness, and deck plate thickness. Results of this study indicate that larger cutout geometries offer less resistance to out-of-plane displacements induced by longitudinal ribs rotations. However, cutouts that are excessively deep will increase in-plane stresses at the welded rib-to-diaphragm

connection. Fig. 6 shows cracks in weld options at/near rib-to-diaphragm connections of the Williamsburg Bridge and the Bronx-Whitestone Bridge [18].

Based these investigations, the stresses at rib-to-diaphragm connections (without bulkhead) under different loadcases to diverse shapes of cutout were studied [19]. The numerical analysis clearly demonstrated that different load locations influence the stress status of diaphragm greatly, and peak stresses occur at the rib-to-diaphragm connections or rib-to-diaphragm-deck plate (RDDP) connections, see Fig. 7.

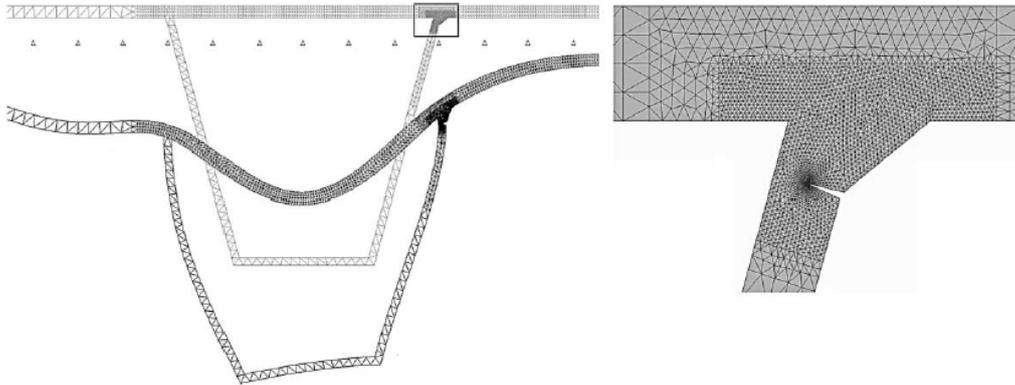


Figure 5: FE model of submodel analysis (Kiss, 2002).

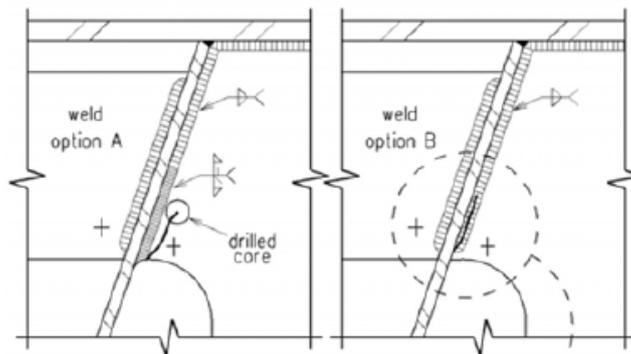


Figure 6: Cracks in weld options at near rib-to-diaphragm connection (Tsakopoulos, 2005).

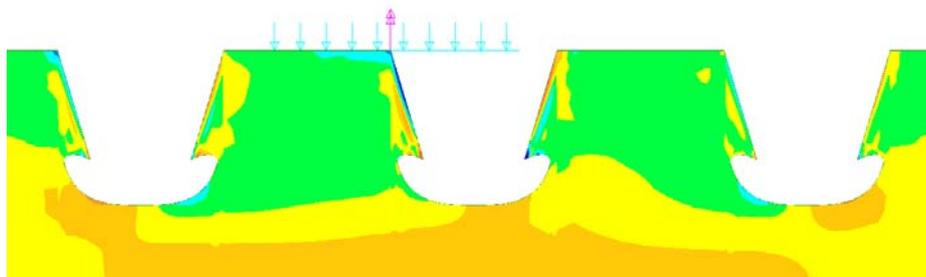


Figure 7: Stress distribution at diaphragm (Abruzzese et al., 2008).

### RIB-TO-DIAPHRAGM-TO-DECK PLATE (RDDP) CONNECTION

In recent, rib-to-diaphragm-to-deck plate connection is found to be another sensitive place to produce fatigue cracking [10, 20]. Based on the numerical analysis, it is found that peak stresses are produced at RDDP connections, and as well the out-of-plane stress should be considered to the fatigue design.

Fig. 8 shows that the cracks developed at the RDDP detail are not typical root crack opening mechanisms. The practice has been to use normal stress, at the bottom of the deck plate, facing the root, assuming a category D (in AASHTO). This detail may, in cases of simple beam, be cycled in compression, the question of the rate of propagation of this detail calls for answers, as does the case for a cantilevered deck.

## FATIGUE IMPROVEMENT TECHNIQUES

High tensile residual stress and initial defect exist in as-welded joints in the welded region as a result of the welding process. Advanced technology can reduce defects in weld, while a great benefit can be realized if compressive residual stresses are introduced. In general, fatigue improvement methodologies can be categorized as follows: (1) introduce beneficial compressive stress; (2) reduce stress concentration; (3) remove defects in components; (4) increase the rigidity in the connection. A summary of the various improvement techniques are presented in Fig. 9.

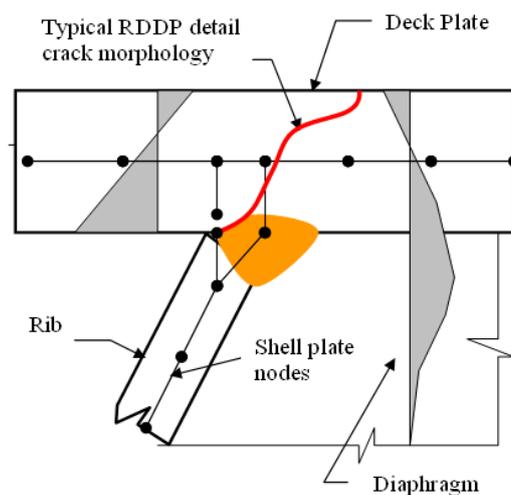


Figure 8: Fatigue cracks at RDDP connection (Camo, 2008).

### *Traditional peening*

Peening is conventional and economy treatment method to improve the fatigue strength to welded connection. It includes various peening, such as shot peening, hammer peening, needle peening, fluid bed peening, ultrasonic peening, laser peening. Among of these, shot peening is most widely studied and applied. The effectiveness of shot peening is affected by many variables, the control of which are cumbersome and impractical, therefore only two parameters are used to specify the process, Almen intensity and coverage [21]. The major advantage of shot peening is that it covers area at low cost, however, care must be taken to ensure that the shot size is small enough to reach the bottom of all undercuts and weld inter-pass notches. It was reported by Maddox that an increase of 33% in the fatigue strength at two-million cycles of joints with longitudinal attachments and fabricated from 260 and 390 MPa yield strength while the improvement was 70% for higher strength QT steels.

### *Fluid bed peening (FBP)*

FBP technique is relatively novel treatment to coat metal substrates, change the surface properties, and induce micro-structural changes. Specimens in fluid bed machine are kept in a fixed position on the inner bed, are subjected to strikes from abrasive grains driven by the fluid onto their surfaces. The investigations by Barletta et al. [22, 23] showed a progressive change in both the surface topography of the metal (roundness, roughness and aesthetic aspect) and in superficial properties (surface hardness, residual stress, density of the dislocations) can be induced. Furthermore, progressive smoothing of specimen surface associated with remarkable material removal can be expected, even at low temperature (Fig. 10).

After FBP treatment the delay of crack initiation and crack propagation can be expected. The investigations showed as well peening time and alternating stresses were the only two important experimental factors. Therefore, FBP technique is more ease to control because less operational parameters are demanded.

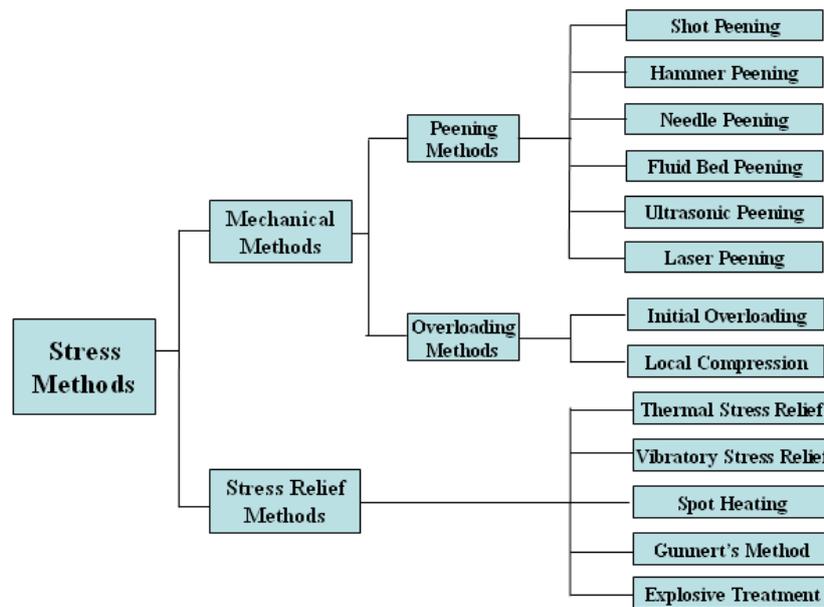


Figure 9: Fatigue improvement techniques.

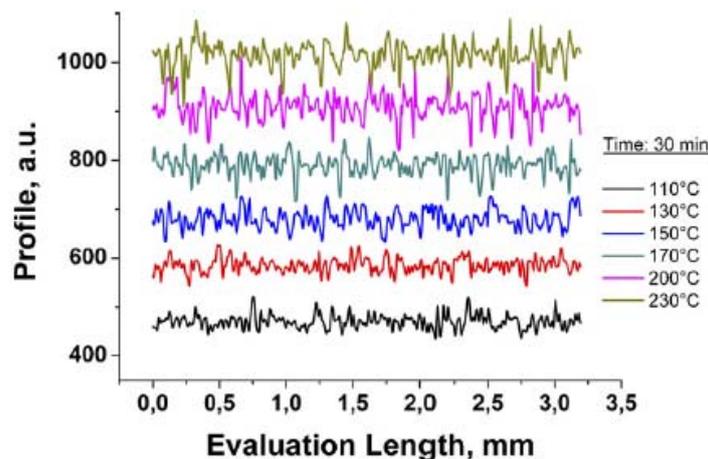


Figure 10: Surface properties after FBM treatment at different temperature (Barletta, 2007).

### Novel techniques

Ultrasonic impact treatment (UIT) and laser shock peening are two new techniques to improve the fatigue life for steel structure. It is revealed by Lehigh University that the peak compressive residual stress induced UIT exceeded the yield stress of the base material near the sample surface [24]. The depth of compressive stress layer in base metal was 1.5-1.7 mm for UIT. The induced compressive residual stresses benefit to increase the threshold value of stress intensity factor range,  $\Delta K_{th}$ , for fatigue crack initiation and early propagation. Laser peening is an emerging surface treatment technology that is an extension of shot peening. Compared to shot peening, laser peening indicates a significant increase in fatigue life based on the laboratory tests to the native welded specimens [25].

## CONCLUSIONS

This paper reviewed the fatigue failures at welded connections of orthotropic deck, and presented several improvement techniques. Stress performance of orthotropic deck is complex due to high concentrated stress, residual stress and out-of-plane stress. The fatigue behaviors of some welded connections are still in the dark, and



are necessary to carry out further researches. Furthermore, more applicable technologies are needful for the fatigue design and the repairing of orthotropic deck.

## REFERENCES

- [1] J.W. Fisher. *Fatigue and Fracture in Steel Bridges*. John Wiley&Sons, (1984).
- [2] BS5400, *Steel, Concrete and Composite Bridge—Part 10: Code of Practice for Fatigue*, (1980).
- [3] Eurocode 3: *Design of Steel Structures, Part 1.9: Fatigue*, (2004).
- [4] AASHTO LRFD *Bridge Design Specifications*, (2005).
- [5] T. Gurney. *Cumulative damage of welded joints*. CRC Press, (2006).
- [6] L. Bertini, V. Fontanari, G. Straffelini, *Int. J. of Fatigue*, 20(10) (1998) 749.
- [7] Z. Xiao, K. Yamada, S. Ya, X. Zhao, *Int. J. of Fatigue*, 30(8) (2008) 1387.
- [8] J.Janss., *J. of Constructional Steel Research*, 9 (1988) 147.
- [9] M.H. Kolstein, J. Wardenier, J.R. Cuninghame, C. Beales, A. Bruls, E. Poleur, S. Caramelli, P. Croce, J. Carracilli, B. Jacob, J.S. Leendertz, A. Bignonnet, Le Pautremat, H.P. Lehrke, *Welding in the world*, 38 (1996) 175.
- [10] D. Abruzzese, Z.H. Qian. *Fatigue Problems for Orthotropic Deck Bridges. Handling Exceptions in Structural Engineering: Robustezza Strutturale, Scenari Accidentali, Complessità di Progetto*; University of Rome “La Sapienza”, Italy: DOI: 10.3267/HE2008, (2008).
- [11] K. Kiss, L. Dunai, *Computers and Structures*, 8 (2002) 2321.
- [12] H. Lehrke, IABSE: *Remaining Fatigue Life of Steel Structures*, ETHHONGGERBERG, Zurich, 59 (1990) 133.
- [13] S.J. Maddox. *The fatigue behavior of trapezoidal stiffener to deck plate welds in orthotropic bridge decks*. TRRL Report SR96UC, Transport Research Laboratory, Crowthorne, (1974).
- [14] M.H. Kolstein, J.S. Leendertz, J. Wardenier, *Nordic Steel Construction Conference*, Sweden, (1995).
- [15] W. J. Bocchieri, J.W. Fisher. *Williamsburg Bridge replacement orthotropic deck as-built fatigue test*. ATLSS Report No. 98-04, (1998).
- [16] R.J., Connor, J.W., Fisher. *Results of field measurements on the prototype orthotropic deck on the Bronx-Whitestone Bridge*. ATLSS Report No. 04-03, (2004).
- [17] R.J. Connor, *J. of the Transportation Research Board*, 1892 (2004) 78.
- [18] P.A. Tsakopoulos, J.W. Fisher, *Steel Structure*, 5 (2005) 211.
- [19] D. Abruzzese, A. Grimaldi, Z.H. Qian, *International Orthotropic Bridge Conference*, U.S.A. (2008) 256.
- [20] S. Camo, Q. Ye, R.C. Prior, V. Pandya, *International Orthotropic Bridge Conference*, U.S.A., (2008) 573.
- [21] K.J. Kirkhope, R. Bell, L. Caron, R.I. Basu, K.-T. Ma. *Marine Structures*, 12 (1999) 447.
- [22] M. Barletta, V. Tagliaferri. *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 46 (2006) 271.
- [23] M. Barletta, G. Bolelli, S. Guarino, L. Lusvarghi, *Progress in Organic Coatings*, 59 (2007) 53.
- [24] X. Cheng, J. W. Fisher, H. J. Prask, T. Gnaupel-Herold, B. T. Yen, S. Roy. *Int. J. of Fatigue*, 25 (2003) 1259.
- [25] O. Hatamleh, J. Lyons, R. Forman, *Fatigue Fract. Engng.Mater. Struct.*, 30 (2007) 115.



## L'importanza del “parametro energetico” temperatura per la caratterizzazione dinamica dei materiali

A. Risitano

*Università Degli Studi di Catania, Facoltà di Ingegneria, Dipartimento di Ingegneria Industriale e Meccanica, Via Andrea Doria, 6 – 95125 Catania, arisitan@diim.unict.it*

G. Risitano

*Università Telematica Guglielmo Marconi, Via Plinio, 44 – 00153 Roma.*

---

**RIASSUNTO.** Le esperienze maturate nel campo dell'analisi termica di materiali utilizzati nelle costruzioni meccaniche [1,2,3] hanno permesso di evidenziare come il rilievo della temperatura (terzo parametro) in prove statiche e dinamiche costituisca un indicatore molto importante ai fini della caratterizzazione dinamica del materiale.

Essendo il rilascio termico funzione dell'energia applicata per portare a rottura il materiale, il rilievo di parametri ad esso legati, induce a nuove ipotesi e definizioni di limiti di fatica e resistenza a tempo.

Mediante l'analisi termica è possibile valutare anche parametri correlabili con il valore limite di energia a rottura  $E_f$  del materiale.

In [4] era stato già messo in evidenza da A. Risitano e Altri che, in prove statiche di trazione, l'inizio della zona di prima plasticizzazione del materiale, in termini di tensione, era osservabile dalla curva di variazione di temperatura  $\Delta T$  con il procedere della prova. Nello stesso lavoro si evidenziava come la velocità di prova avesse poca influenza sui valori della variazione di temperatura specialmente durante la fase elastica.

Operando con sensori sempre più precisi e per obiettivi rivolti alla ricerca dell'energia limite a rottura è stato osservato dagli autori che il seguire la variazione della temperatura sulla superficie del provino, in prove statiche di trazione, permette di legare i classici valori di resistenza all'oscillazione  $\sigma_0$  con una “temperatura limite”  $T_0$  corrispondente all'inizio di andamenti non lineari della stessa.

In questa sede si evidenzia un modello di comportamento fisico del materiale durante le prove di trazione che giustifica, in modo semplice, la capacità di risalire, attraverso la conoscenza sperimentale del limite di comportamento termo-elastico, ai classici parametri di resistenza a fatica.

Viene riportato, a titolo di esempio, il risultato relativo a provini piatti forati in acciaio facenti parte di una serie utilizzati per altri scopi (formeranno oggetto di altra pubblicazione) con i quali anche mediante prova statica si è determinata la loro resistenza all'oscillazione.

**ABSTRACT.** Following their research, the authors remarked on the importance of the knowledge of the temperature for stressed material (mechanical component). They show as a temperature (third parameter) is an important parameter to characterise dynamically the material.

Being that the thermal release is a function of the applied energy that leads to the failure, the knowledge of parameters linked to energy leads to new hypothesis and definitions of fatigue limit and lifespan.

A thermal analysis permits one to evaluate parameters related to the amount of energy to failure of tested material.

In [4] A. Risitano and Others, had remarked that during a static traction test, the beginning of plastic behaviour (linked to applied stress) was definable by analysing of the correspondent temperature curve. In the same work, they remarked about the low influence of the test velocity.

---



Still working with high level temperature sensors, the authors observed that during static tests, the temperature variation of the surface specimen, permits to associated the lower dynamic fatigue limit  $\sigma_0$  to a “temperature limit”  $T_0$  coincident to the end of thermo-elastic phase.

In this case a qualitative physical model, able to give and justify the possibility to evaluate the classic fatigue limit by experimental knowledge of thermo-elastic behaviour is discussed.

As an example, the results of traction tests performed on two rectangular section specimens notched with one hole each, where the change of linearity was evident, are reported. The corresponding value of stress was coincident with the fatigue limit  $\sigma_0$  for  $R = -1$ , found by traditional method.

**KEYWORDS.** Energia, Termografia, Temperatura in prova di trazione, Fatica

## INTRODUZIONE

Per la caratterizzazione dei materiali o di componenti meccanici ci si è affidati da sempre a prove (statiche o dinamiche) nelle quali difficilmente si teneva conto di parametri energetici. Nella prova di resilienza il parametro di riferimento come è noto è l'energia.

Le attuali tecnologie di misure, combinati con adeguati sistemi di analisi di immagini, permettono di tener conto di un parametro che è legato all'energia in gioco del sistema, ovvero, le variazioni di temperatura del materiale sottoposto a carichi. Con i sistemi di rilievo a distanza e a tutto campo attuali è possibile rilevare la temperatura sulla superficie del provino durante tutta la prova ed analizzare successivamente l'andamento della stessa nei vari punti. L'analisi termica permette di evidenziare, già all'inizio delle prove (statiche o dinamiche), il punto della superficie del provino a temperatura più elevata che individua la zona dove la rottura successivamente si realizzerà. Ciò diventa importante per la previsione di rotture anche in componenti meccanici in esercizio per cui sia possibile il rilievo a distanza della temperatura superficiale.

Negli ultimi 20 anni, sulla scia di quanto indicato già da Foppel, ed altri ricercatori dello stesso periodo, con lo sviluppo di sensori per il rilievo della temperatura a distanza e a tutto campo sempre più precisi, tanti ricercatori hanno utilizzato la conoscenza della temperatura sulla superficie del provino durante le prove, in particolare dinamiche, per proporre metodologie e procedure per determinare sperimentalmente il limite di fatica del materiale in modo rapido [1,2,3,15,20]. Tanti altri hanno proposto modelli analitici e numerici basati sull'energia necessaria a portare a rottura il materiale verificando i risultati con lo stato termico rilevabile sulla superficie esterna del provino o componente analizzato [12,22,27,28,31,32,33,35,38,41].

La vasta letteratura degli ultimi anni sull'argomento evidenzia il grande interesse dei ricercatori sull'aspetto energetico del processo di danno o cedimento del materiale ed evidenzia la necessità di strumenti di indagine sempre più evoluti.

## LA TEMPERATURA NEL CASO DI PROVE DI FATICA

Il prendere in considerazione la variazione di temperatura  $\Delta T$  (terzo parametro oltre i due classici tensione  $\sigma$  e numero di cicli  $N$ ) durante l'esecuzione di prove di fatica ha portato il gruppo di ricerca di A. Risitano [1,2,3,4,5,18] a verificare, mediante sensori a tutto campo che, per una data frequenza di prova e per un dato rapporto di sollecitazione  $R$ , la variazione della temperatura sulla superficie del provino, con il numero di cicli era funzione della sollecitazione massima applicata. Seguendo il punto più caldo (areola attorno), preso come riferimento sin dall'inizio della prova si notava che la temperatura (temperatura media) dopo un primo veloce incremento ( $N_i$ , qualche migliaio di cicli) si stabilizzava fino al cedimento del materiale con un veloce ultimo incremento finale ( $N_f$  ancora qualche migliaio di cicli) prima della completa rottura (Fig. 1). Su tale osservazione si sono basati diversi metodi per la determinazione del limite di fatica del materiale [1,2,3,6,16,17,21,26] che permettono di ridurre in modo drastico i tempi di prova. In pratica, si è passati da un sistema a due parametri (tensioni, numero di cicli) ad un sistema a tre parametri (tensioni, numero di cicli, temperatura) e la durata del componente o del materiale può essere vista in termini energetici come una funzione dell'energia limite  $E_f$  necessaria per raggiungimento della rottura del provino (di un componente meccanico).



Applicando il primo principio della termodinamica al sistema considerato chiuso, si può affermare che l'energia interna è data dalla differenza tra il lavoro fornito al sistema e il calore ceduto all'ambiente circostante. Nel nostro caso il lavoro  $W$  fornito al sistema è lavoro meccanico dato dalla somma di una componente elastica  $W^e$  e di una componente plastica  $W^p$ .

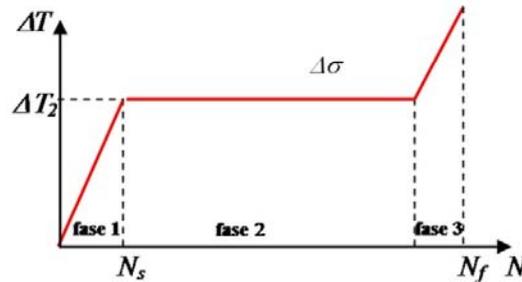


Figura 1: Andamento qualitativo della temperatura in un punto della superficie del provino durante una prova di fatica.

Le due componenti però contribuiscono termicamente a livelli differenti. Solitamente infatti le zone affette da plasticità vengono definite zone calde, e viceversa quelle soggette alla sola deformazione plastica sono definite fredde. In particolare il contributo della componente elastica è regolato dalla legge termoelastica che è inferiore a quello plastico. L'equilibrio globale tra l'energia meccanica fornita in termini elastici e plastici e il calore dissipato è dato dall'Eq. (1) di bilancio del calore:

$$\beta \sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}^p + K \nabla^2 T + (3\lambda + 2\mu) \alpha T_0 \dot{\epsilon}^e = \rho c_e \dot{T} \quad (1)$$

dove  $K$  è la conduttività termica,  $\rho$  la densità,  $c_e$  il calore specifico,  $T$  la temperatura  $\beta$  è la frazione di potenza termica rilasciata sulla potenza meccanica trascurando la componente termoplastica,  $\lambda$  e  $\mu$  sono le costanti di Lamè,  $\alpha$  il coefficiente di dilatazione termica. La componente plastica del lavoro meccanico  $W^p$  coincide con l'area del ciclo, e può essere calcolata con la relazione (2):

$$W^p = \int_0^T \sigma d\epsilon^p \quad (2)$$

$\dot{W}^p$  è quindi pari al prodotto della componente deviatorica dello sforzo per l'incremento di deformazione plastica valutato su un ciclo.

Per i materiali comunemente adottati in campo meccanico, (acciaio e ghisa,)  $\beta$  (circa 0,9) si può considerare costante rispetto alle sollecitazioni ed alle deformazioni. Per le normali frequenze di prova, il sistema può essere considerato adiabatico, la componente termoelastica può essere trascurata; vale dunque la relazione (3):

$$\beta \dot{W} = \rho c_e \dot{T} \quad (3)$$

La temperatura raggiunta superficialmente, è dunque, sotto le condizioni suddette, direttamente correlabile all'energia meccanica di deformazione.

Nel caso di prove di fatica, quindi, l'energia liberata come calore che si va a mettere in relazione con gli altri due parametri (tensioni e tempo) diventa praticamente quella che si genera per effetto di micro-plasticizzazioni, ovvero, quella che si sviluppa allorché inizia il processo di cedimento del materiale essendo, in confronto a questa, molto piccola quella che si produce per effetto del classico fenomeno dello smorzamento interno (elastico) specialmente alle normali (minore di 50 Hz) frequenze di prova.

Sperimentalmente si osserva che operando con sollecitazione oscillante, l'incremento di temperatura sulla superficie esterna del provino, rilevabile con sensori all'infrarosso termico, si manifesta allorquando la sollecitazione applicata al materiale supera in un punto il limite di fatica ovvero allorquando, in quel punto, la tensione è tale da produrre le prime micro-plasticizzazioni (interne o superficiali) che con il progredire del tempo (numero di cicli), raggiunto il valore di energia necessario alla rottura  $E_l$  per quel dato componente, conducono al cedimento fisico dello stesso.

Si evince che quando la sollecitazione applicata è tale da produrre in un punto del materiale plasticizzazione locale, inizia il fenomeno di progressivo cedimento del materiale che nel tempo porterà alla rottura. Il valore di energia  $E_l$  "Energia limite" costituisce il limite energetico per quanto riguarda la resistenza a sollecitazioni di fatica. Il raggiungimento di tale

limite, conduce al cedimento del materiale che si può ottenere in infiniti modi diversi (storie di carico diverse), vedi figura 2.

Come prima detto, la “Energia limite” è proporzionale alla quantità di calore ceduto all'esterno e quindi correlabile con la temperatura della superficie del provino. Tali ipotesi sono stati verificati sperimentalmente da Risitano e dal suo gruppo di ricerca [4,42] e sulla base delle stesse il metodo Risitano permette di determinare l'intera curva di fatica (la classica curva di Wohler) in tempi estremamente brevi. In particolare, in coerenza con quanto prima detto, è stato verificato sperimentalmente, che nel caso di prove di fatica, operando nelle stesse condizioni di prova (stessa frequenza, stesso rapporto di carico), il parametro energetico  $\Phi$ , integrale nel tempo della variazione di temperatura  $\Delta T$  rilevata nel punto (areola) più caldo (preso come riferimento) della superficie del provino per valori diversi di sollecitazione, risulta anch'esso costante (Fig. 2) e proporzionale al calore dissipato  $Q$  e quindi alla energia limite  $E_l$  [4,42]. Essendo  $E_l$  una costante caratteristica del materiale [10, 26], è possibile risalire alla classica curva “Tensione vs Numero di cicli” ( $\sigma$ - $N$ ) dalla conoscenza del terzo parametro  $\Delta T$  (incremento di temperatura in un punto della superficie del provino durante la prova di fatica).

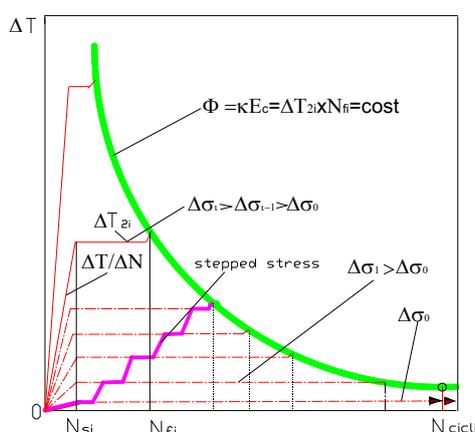


Figura 2: Parametro energetico  $\Phi$  costante come  $E_l$  per storie di carico ( $\Delta\sigma_i$ ) diverse.

E' noto poi che la rottura per fatica inizia nel punto in cui si raggiungono tensioni locali tali da produrre deformazioni (locali) plastiche. Se nel materiale esistono difetti strutturali o se sulle superfici esterne si hanno dei micro-difetti di lavorazione, in tali punti, si possono avere intensificazioni delle sollecitazioni rispetto a quelle medie definite dal rapporto fra il carico applicato e l'area della sezione del provino. Si raggiungono, quindi, condizioni di cedimento locale che costituiscono l'insorgere del fenomeno della rottura per fatica. Tali situazioni, ovviamente, non comportano alcun cambiamento visibile ed apprezzabile dal punto di vista statico non incidendo praticamente sulla sezione resistente del provino (la classica tensione media rimane la stessa). Si potrebbe definire, pertanto, limite di fatica del materiale quel valore di tensione (rilevabile in modo macroscopico) che produce nel materiale (sulla superficie o all'interno) condizioni di plasticizzazione locale (puntuale) non rilevabili con le classiche strumentazioni o sulla base dei parametri tradizionali ma osservabile dal rilievo della situazione termica del provino (del componente) su cui si sta operando.

Da tutto quanto detto prima si deduce che per lo studio della rottura a fatica dei materiali bisognerebbe, più verosimilmente, fare riferimento ad una “Energia limite” ( $E_l$ ) intesa come quella energia caratterizzante la resistenza del provino, costante per ciascun materiale (provino). Il raggiungimento di tale valore limite può essere attuato in infiniti modi (carichi elevati-tempi bassi, carichi bassi-tempi elevati) ovvero con diverse storie di carico (Fig. 2).

## LA TEMPERATURA NEL CASO DI PROVE STATICA DI TRAZIONE

Facendo riferimento al comportamento sotto carico (ad esempio di trazione) di un provino metallico, possiamo dividere il campo delle tensioni della classica prova statica ( $\sigma$ ,  $\varepsilon$ ) in differenti zone [7] (Fig.3).

- Zona I, la tensione media è così bassa che tutti i cristalli risultano stressati entro il loro campo elastico .
- Zona II, la tensione media è tale che nella maggior parte dei cristalli la deformazione è di tipo elastico, tuttavia in alcuni cristalli si presentano deformazioni plastiche accoppiate a quelle elastiche in modo che allo scarico il provino riprende ancora la forma iniziale. Considerato in modo macroscopico il provino si comporta ancora come perfettamente elastico.



- Zona III, la tensione media è tale che in alcuni cristalli esistono deformazioni elastiche accompagnate da deformazioni plastiche preponderanti su quelle elastiche e tali che alla cessazione del carico i cristalli deformati elasticamente non hanno energia per riportare il provino nelle condizioni iniziali. In tali condizioni è rilevabile un cambiamento nella forma del provino (comparsa di deformazioni permanenti).

- Zona IV, la tensione media ha raggiunto valori per cui la deformazione plastica è tale che la maggior parte dei cristalli risulta deformata plasticamente. I cristalli ancora deformati elasticamente risultano sempre di meno col progredire del carico e alla cessazione del carico le deformazioni diventano sempre più vistose.

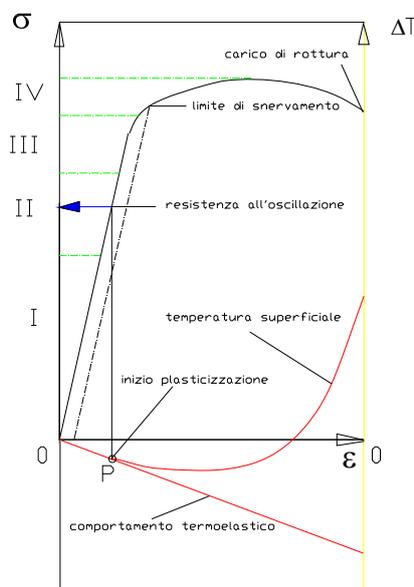


Figura 3: Curva Ingegneristica con l'individuazione qualitativa delle quattro zone caratteristiche.

Il valore della tensione di snervamento può essere assunto come quello di transizione fra la fase II e la fase III. Nei metalli, anche in quelli apparentemente perfetti, spesso la prima zona è molto limitata.

Le tensioni interne fra le regioni deformate elasticamente e plasticamente danno origine nei metalli policristalli ad un effetto “dopo elastico”. A tale effetto risulta collegato il fenomeno della isteresi elastica.

Se il carico è variabile (ad esempio oscillante) e siamo in presenza di fatica ad alto numero di cicli, si può avere un cambiamento della struttura interna anche se la tensione applicata appartiene al campo II. E' infatti possibile che il cedimento incominci in un punto per scorrimento e proceda con successiva rottura di un cristallo.

In tali condizioni, alla giunzione di certi legami atomici si verificheranno stati di tensione severi e con il progredire del numero di oscillazioni il processo continua con il superamento delle forze di coesione delle giunzioni. L'effetto cumulativo della rottura di giunzioni atomiche si incrementa dopo il primo apparire di discontinuità nella struttura passando dallo stato di microcricca, alla rottura per fatica (visibile).

Per quanto detto prima, se fossimo in presenza di un difetto localizzato, in una prova di trazione classica, avremmo lo stesso risultato globale (la stessa caratteristica macroscopica sforzi-deformazioni). Se però riducessimo via via le dimensioni del provino evidenziando il difetto rispetto alla area utile del provino stesso, fino ad arrivare, al limite, ad un provino che contiene un solo cristallo “difettato”, troveremmo un andamento qualitativamente dello stesso tipo, ma con valori del limite elastico (nel senso della classica definizione) diverso. In altre parole, il processo di plasticizzazione nel punto avverrebbe per un valore di limite elastico (locale) diverso del limite elastico macroscopico (globale) inteso, quest'ultimo, come tensione nominale media dovuta al carico totale esterno capace di produrre deformazioni permanenti dello 0.2%.

Il valore della tensione media (nominale) per cui a livello locale si manifesta la prima plasticizzazione (micro-plasticizzazione) è quello che poi in sollecitazioni dinamiche porta alla rottura del pezzo. Quindi si può definire come limite di fatica ad alto numero di cicli quella tensione limite  $\sigma_m = \sigma_0$  (della zona II) per cui in nessun punto del materiale si manifestano microplasticizzazioni locali. È verosimile pensare che il limite di fatica definito come prima si riferisca alla resistenza all'oscillazione  $\sigma_0$  (rapporto di carico  $R = -1$ ).



Dal punto di vista del comportamento termico di un materiale omogeneo sottoposto a trazione, possiamo distinguere due fasi:

- una prima fase in cui il materiale in tutti i punti si deforma elasticamente (zona I del diagramma di Fig. 3) in tale fase vale una relazione lineare fra tensioni e deformazioni;
- una seconda fase in cui non tutti i punti sono deformati elasticamente ma in qualche punto del materiale iniziano deformazioni plastiche permanenti (zona II del diagramma di Fig. 3).

La prima fase dal punto di vista del comportamento termico è regolata dalla teoria della termoelasticità.

La teoria della termoelastica per materiali solido isotropi sviluppata da Lord Kelvin già nel 1851, come è noto, parte dal primo principio della termodinamica e posta una legge costitutiva (4) (in forma vettoriale) del tipo:

$$\{\sigma\} = [C] (\{\varepsilon\} - \{\alpha\} \Delta T) \quad (4)$$

nell'ipotesi di fenomeno adiabatico, conduce all'equazione generale (5):

$$\rho c_e \Delta T / T = [(\{\varepsilon\} - \{\alpha\} \Delta T) \delta[C] / \delta T - (\{\alpha\} + \Delta T \delta\{\alpha\} / \delta T) [C]] \Delta\{\varepsilon\} \quad (5)$$

in cui  $c_e$  rappresenta il calore specifico a volume costante. Nel caso di materiale isotropo l'equazione si semplifica e diventa la (6):

$$\Delta T = -K_m T \Delta I \quad (6)$$

in cui  $\Delta I$  è la variazione della somma delle tensioni principali e  $K_m$  è la costante termoelastica del materiale (per acciai  $3,3 \times 10^{-12}$  [Pa<sup>-1</sup>]). Nel caso di prova di trazione (tensione monoassiale)  $\Delta I$  coincide con il valore della tensione media  $\sigma_m$  applicata e quindi più semplicemente la (7):

$$\Delta T = -K_m T \sigma_m \quad (7)$$

Nelle ipotesi precedenti, durante la prima fase della prova, esiste una perfetta proporzionalità fra tensioni applicate ed incrementi di temperatura rispetto alla temperatura iniziale (ambiente). Il rilievo della temperatura sulla superficie del provino mostrerebbe, in questa fase, in tutti i punti, un andamento perfettamente lineare con il progredire dei carichi applicati.

Se la tensione  $\sigma_p$  applicata dall'esterno, magari una frazione della tensione di snervamento ( $\sigma_{0,2}$ ), è tale che per effetto di qualsiasi difetto interno od esterno si raggiungono condizioni di tensioni locali tali da creare plasticizzazione in un volume elementare  $dV_p$ , il fenomeno per tale volume (in quel punto) non è più regolato dalla (6) (la legge costitutiva non è più la (4)) e per effetto delle deformazioni plastiche dissipative si producono sviluppi di calore  $dQ_p$  che modificano l'andamento lineare della variazione di temperatura con il carico. In tal caso il fenomeno non è più reversibile e l'entropia è funzione del "modo" in cui si raggiunge lo stato finale (la rottura). In tali condizioni, c'è, quindi, una parte del volume ( $V - dV_p$ ) che segue la legge termo-elastica e la parte plasticizzata che produce una quantità di calore che, nell'ipotesi di plasticizzazione ideale, per unità di volume, è pari a  $dQ_p = \sigma_p d\varepsilon_p$ .

Man mano che aumenta la sollecitazione, aumentano le deformazione plastiche nel volumetto  $dV_p$  ma, nello stesso tempo, si raggiungono condizioni locali in altri punti che producono l'inizio di altra plasticizzazione e l'apporto di ulteriori quantità di calore.

Le quantità di calore in gioco in questa fase sono, quindi, funzione non solo della sollecitazione ma anche delle coordinate del punto, della modalità di deformazione locale con il tempo di cedimento (inizio della plasticizzazione-rottura) di ciascun cristallo e del volume di materiale.

In letteratura esistono modelli analitici [9,11,27,28,29,31,33,35,38,41] che legano il danno con le variazioni di temperatura, specialmente per casi di sollecitazioni cicliche, tuttavia, il passaggio dalla formulazione matematica al risultato applicabile impone scelte di funzioni idonee a descrivere il progredire del danno con le coordinate spaziali e con il tempo.

Il problema, dal punto di vista del modello del calcolo, si complica e per una soluzione analitica occorrerebbe fare:

- ipotesi di danno sul volume totale (ad esempio progressione del danno con il progredire di micro vuoti);
- ipotesi sul modello di plasticizzazione locale;
- ipotesi sulle modalità di trasmissione del calore all'interno e verso l'esterno.

Ipotesi tutte che, comunque, possono fornire indicazioni solo di carattere generale. In una prova di trazione, nella prima fase, fino a quando non intervengono fenomeni di plasticizzazione locali, vale la teoria termo-elastica e il legame fra tensioni e temperatura, come precedentemente detto, è regolato dalla legge di Kelvin (7).



Qualitativamente si può osservare che man mano che il carico aumenta e il numero di cristalli plasticizzati aumenta, l'andamento della temperatura del materiale si discosta dall'andamento lineare per due motivi: diminuisce il volume di materiale interessato dall'effetto termoelastico (che si raffredda) ed aumenta il volume di materiale plasticizzato che si riscalda. Se ciascun cristallo avesse un comportamento perfettamente plastico, raggiunta il valore di tensione  $\sigma_p$ , la quantità di calore  $dQ_p$  fornito, sarebbe, come prima detto, proporzionale a  $(\sigma_p d\varepsilon_p)$ .

Se si fosse in grado di valutare il primo insorgere del calore  $dQ_p$  per effetto del carico medio esterno sul provino si individuerebbe la tensione di prima microplasticizzazione  $\sigma_0$ , di conseguenza, quello che convenzionalmente è definito limite di fatica del materiale per  $R=-1$ . Infatti, sollecitando il provino con carichi oscillanti e corrispondenti tensioni superiori a tale valore, dopo un certo tempo, si raggiungerebbe la rottura. Se invece il provino fosse sollecitato con valori inferiori a tale limite non si avrebbe alcuna rottura ed il materiale avrebbe durata infinita.

L'osservazione precedente mostra che il limite di fatica si può individuare se si riesce a legare il valore di tensione media con la comparsa della prima plasticizzazione che, come detto prima, comporta cedimento di calore al materiale e di conseguenza variazione della temperatura sulla superficie esterna del provino.

Dalle osservazioni precedenti, si deduce che se si opera con una prova statica e si segue la variazione di temperatura sulla superficie esterna della superficie del provino, è possibile valutare l'intorno in cui finisce di valere la linearità fra tensioni e temperature e corrispondentemente, quindi, l'intorno della tensione media  $\sigma_0$  per la quale è iniziata la fase di prima plasticizzazione (zona II). Al valore della "temperatura limite"  $T_0$ , coincidente con la fine della fase termoelastica, corrisponde quel valore  $\sigma_0$  che è stato la causa di inizio di microplasticizzazioni. Ed ancora, in un diagramma "tensioni vs variazioni di temperatura", tale valore di tensione media  $\sigma_0$  è, quindi, quello che ha prodotto una microplasticizzazione per la quale si è generata una quantità di calore che, in controtendenza, ha fatto variare la pendenza nella curva "sforzi vs variazioni di temperatura" ( $\sigma_m - \Delta T$ ).

Man mano che il carico cresce, le microplasticizzazioni aumentano (zona III del diagramma di Fig. 3) e la pendenza della curva varia con continuità fino a quando si raggiunge il valore del carico di snervamento. Superata la fase di snervamento, con il progredire della plasticizzazione, le quantità di calore in gioco sono tali da mascherare completamente l'effetto termoelastico dei cristalli ancora non plasticamente deformati e nell'ultima fase, per gli acciai, al contrario di quanto avviene nella zona I, si ha il riscaldamento di tutto il materiale con valori di temperatura superficiale positiva (zona IV della Fig. 3).

Nel diagramma qualitativo di Fig. 3 viene mostrato quello di cui si è precedentemente detto per un materiale impiegato in costruzioni meccaniche (ad esempio acciaio) sollecitato a trazione. Assieme al classico andamento "tensioni vs deformazione", nello stesso diagramma, viene riportato il terzo parametro, ovvero, la variazione di temperatura media  $\Delta T$  di una parte molto limitata della superficie del provino, quella più prossima alle prime variazioni di temperatura rispetto al valore iniziale  $T_a$  (temperatura ambiente).

In definitiva, per tensioni medie fino al valore  $\sigma_0$ , il legame tensioni temperature è di tipo lineare in coerenza con il comportamento termoelastico del materiale. Per valori superiori a  $\sigma_0$  ci si discosta dalla linearità e l'andamento della temperatura della zona di riferimento cambia pendenza in quanto non vale per tutti i punti del provino la legge di Kelvin. Tale fenomeno si esaspera man mano che il carico cresce fino a raggiungere, nell'ultima fase della prova, valori della temperatura superficiale positivi (ultima parte della curva).

Si può definire "temperatura limite"  $T_0$  quel valore di temperatura corrispondente alla fine della fase termoelastica, ovvero con riferimento alla Fig. 3, quella temperatura  $T_0$  corrispondente al cambiamento di pendenza. A tale valore di "temperatura limite" corrisponde, come più volte detto, un valore di tensione media (macroscopico) coincidente con il valore della classica resistenza all'oscillazione  $\sigma_0$  del materiale.

Le variazioni di temperatura durante l'esecuzione di prove statiche su acciai, secondo gli andamenti prima descritti sono state riscontrate e riportate da A. Risitano ed Altri in [5].

Gli Autori operando con gli giusti accorgimenti (ambienti controllati sia dal punto di vista termico che luminoso), con sensori ad alta precisione (sensibilità di almeno  $0,05\text{ C}^\circ$  per limitare le strumentali oscillazioni di temperatura durante il rilievo) nonché a velocità di prova (controllo di carico) adeguate (fra i 60 e i 30 N/s) hanno, per differenti materiali, potuto verificare che il valore di tensione  $\sigma_0$  corrispondente a  $T_0$  coincideva con valori del limite di fatica rilevati con prove tradizionali (Wohler) o con metodo termografico [2]. Hanno anche osservato che dalla misura della temperatura superficiale in prossimità ad intagli e in zone di stabilità di tensione (a distanza dagli intagli) è possibile risalire ai valori di effetto di intaglio caratteristici di quel dato provino.

Rimandando ad altra sede i risultati prima accennati, in questo caso ci si limita a riportare, a titolo di esempio, qualche dato relativo ad una applicazione su provini forati per cui il limite di fatica era stato ottenuto con altri metodi e per cui l'obbiettivo era quello di analizzare l'influenza della lavorazione con cui veniva ottenuto il foro.



I test meccanici sono stati eseguiti con l'ausilio di una macchina di prova oleodinamica prodotta dalla Instron (modello 8501, 100 kN Servo Hydraulic Machine) dotata di cella di carico da  $\pm 100$  kN.

Le immagini radiometriche sono state acquisite con uno scanner termografico prodotto dalla Flir System modello SC-3000.

Nella Fig. 5 è riportata le curve "carico vs spostamento" di un provino di acciaio Fe36 piatto forato sottoposto a prova di trazione. Le dimensioni sono riportate nella Tab. 1 e nella Fig. 4.

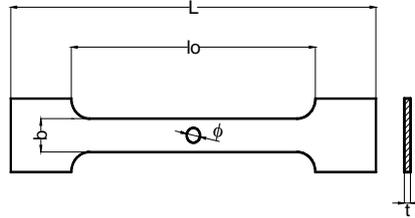


Figura 4: Disegno del provino con relative quote.

L [mm]	$l_0$ [mm]	b [mm]	t [mm]	$\phi$ [mm]
310.00	90	36	5.70	13.00

Tabella 1: Dimensioni geometriche provino.

La velocità con cui variava il carico era di 22N/s. Durante l'esecuzione della prova statica, è stato rilevato con lo scanner termografico il profilo della temperatura di tutta la superficie esterna del provino (Fig. 6).

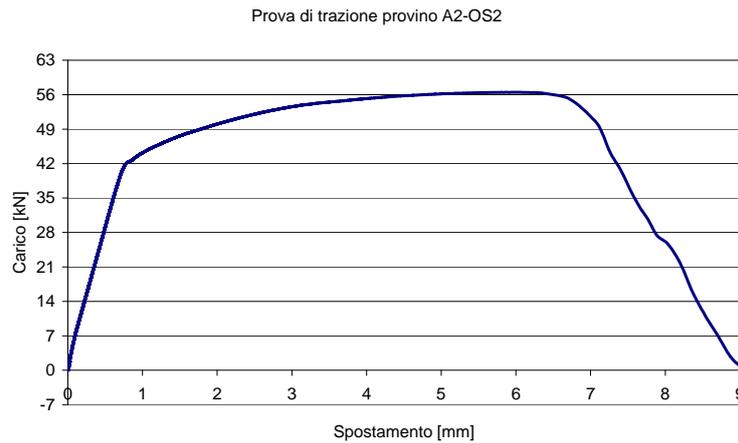


Figura 5: Curva Carico-spostamento provino A2-OS2.

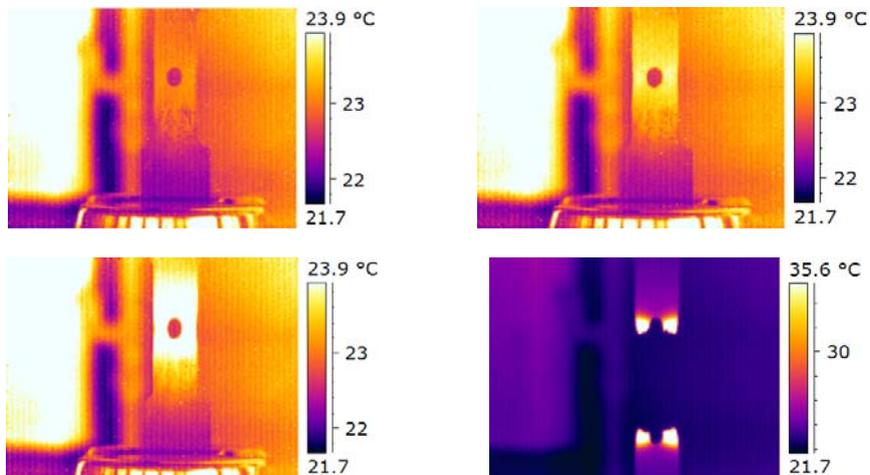


Figura 6: Alcune immagini della sequenza termografica acquisita A2-OS2.



In Fig. 7 è stato riportato il profilo termico di un punto della superficie del provino molto prossimo al bordo del foro. L'andamento del profilo evidenzia un primo tratto decrescente, tipico del comportamento termo-elastico del materiale. Si evidenzia in tale zona, un "punto" in cui la pendenza della prima parte della curva subisce una variazione; variazione dipendente dalle caratteristiche termoelastiche del materiale e correlata ai primi fenomeni di micro-plasticizzazione del materiale. Tale punto, come evidenziato da successive prove dinamiche, *coincide*, in termini di tensione, con il valore del limite di fatica oscillante ( $R=-1$ ). Nel caso in esame, il valore del carico corrispondente al cambio di pendenza del profilo termico è di 7 kN.

Ai valori di temperatura rilevati nella zona di comportamento totalmente elastico (carico minore di 7 kN) del diagramma, corrispondono valori di tensioni (locali) maggiori del valore della tensione media (Carico/Area netta della sezione).

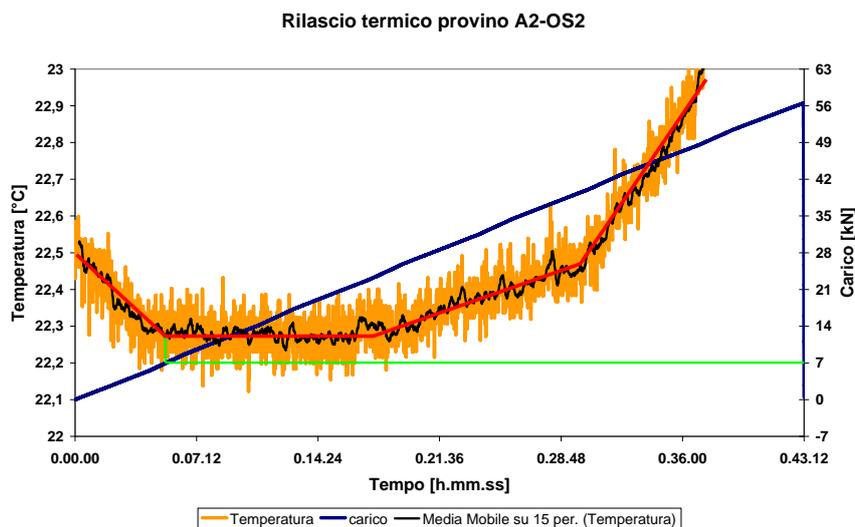


Figura 7: Profilo termico di un punto prossimo al foro del provino A2-OS2.

Nella Fig. 8, per un provino dello stesso acciaio e di dimensioni uguali a quello precedente ma con velocità di carico doppia 44 N/s, è riportato il profilo termico ottenuto in modo analogo a quanto detto prima (acquisizione di immagini e analisi in un punto prossimo al bordo del foro – Fig. 9). La lavorazione con cui era stato ottenuto il foro era di tipo differente da quello precedente. Come evidenziato da successive prove dinamiche, anche in questo caso, il valore del carico per cui avviene il cambio di pendenza nella curva di temperatura *coincide* con il valore del limite di fatica a carico oscillante ( $R = -1$ )

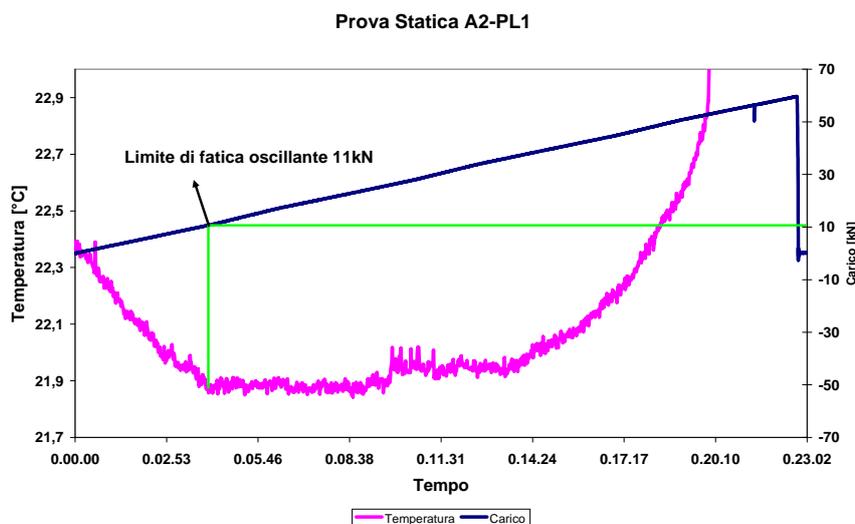


Figura 8: Prova di trazione e profilo termico di un punto prossimo al foro del provino A2-PL1.

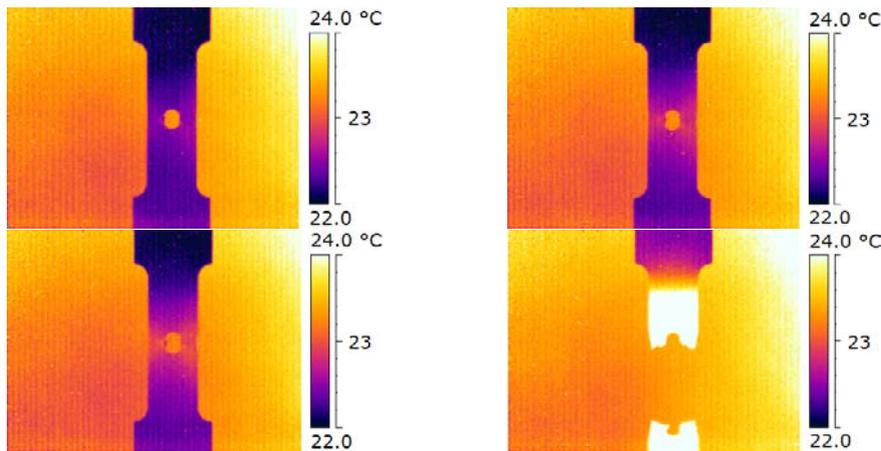


Figura 9: Alcune immagine della sequenza termografica acquisita A2-PL1.

## CONCLUSIONI

**D**opo avere evidenziato l'importanza della conoscenza della variazione di temperatura (terzo parametro) in prove di caratterizzazione dei materiali o di componenti meccanici, viene, sulla base di anni di esperienza, per la prima volta, indicato un modo di procedere per l'individuazione mediante prova statica del parametro  $T_0$  "Temperatura limite", caratterizzante però il comportamento a fatica del materiale.

Sulla base di considerazioni energetiche viene evidenziato come la rottura per fatica sia regolata dal raggiungimento di una "Energia limite" proporzionale a parametri valutabili mediante il rilievo della temperatura sulla superficie esterna del provino (o componente meccanico). Viene, di conseguenza, fornita una definizione più generale di limite di fatica.

Viene evidenziato come la conoscenza del campo di comportamento elastico di tutto il materiale (di tutti i cristalli) durante una prova statica di trazione diventi importante per individuare parametri caratterizzanti il fenomeno di rottura per fatica.

Viene definita la "Temperatura limite"  $T_0$  mediante prova statica e la corrispondente tensione  $\sigma_0$  che costituisce il valore limite di sollecitazione al di sopra del quale si manifestano fenomeni di microplasticizzazione che per carichi variabili nel tempo conducono alla rottura per fatica.

Viene osservato come dalla conoscenza della temperatura sul provino possa essere possibile risalire a fattori di forma o a fattori di effetti di intaglio.

Solo a titolo di esempio, infine, viene riportato, il risultato di prove effettuate su provini (utilizzati per altra ricerca) per i quali, la fine della fase termoelastica è particolarmente chiara, per cui, con la sola prova statica (di trazione), è stato possibile risalire al valore della resistenza all'oscillazione confermato anche da prove di fatica tradizionali.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Curti, G. La Rosa, M. Orlando, A. Risitano, 14<sup>th</sup> AIAS Italian National Conference, Catania Italia, (1986) 211.
- [2] G. Curti, A. Geraci, A. Risitano, *ATA Ingegneria Automotoristica*, 10 (1989) 634.
- [3] G. La Rosa, A. Risitano, *Int. J. Fatigue*, 22 (2000) 65.
- [4] G. Fargione, A. Geraci, G. La Rosa, A. Risitano, *Int. J. Fatigue*, 24 (2002) 11.
- [5] A. Geraci, G. La Rosa and A. Risitano, 7<sup>th</sup> International conference on mechanical behaviour of material, The Hague (1995).
- [6] J. Kaleta, R. Blotny and H. Harig, *J. Test. Eval.*, 19 (1990) 326.
- [7] C.E. Feltner, J.D. Morrow, *Trans. ASME, Ser. D: J. Basic Eng.*, 83 (1961) 15.
- [8] R. Houwink, W.G. Burgers, *Elasticity, plasticity and structure of matter*, Cambridge at the University press, seconda edizione (1954).
- [9] K. Middelford, H. Harig, *Proceedings of international powder metallurgy conference and exhibition*, Verlag Schmid GmbH, Freiburg, (1986) 499.
- [10] D. Dengel, H. Harig, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 3 (1980) 113.
- [11] H. Harig, M. Weber, *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> international symposium*, Martinus Nijhoff Publ, The Hague (1983) 161.



- [12] O.A. Plenkev, N. Saintier, T. Palinluc, S.V. Uranov, Naimark, *Material Science and Engineering*, 462 (1-2) (2007) 367.
- [13] G. La Rosa, G. Mirone, A. Risitano, *J. of Engineering Fracture Mechanics*, 68 (2001) 417.
- [14] G. La Rosa, G. Mirone, A. Risitano, *Met. Mat. Trans. A*, 34 (3) (2003) 615.
- [15] G. La Rosa, G. Mirone, G. Risitano, *AIAS XXXVI Convegno Nazionale*, Napoli, (2007).
- [16] M.P. Luong, *Mech. Mater.*, 28 (1988) 155.
- [17] A. Blarasin, R. Fracchia, M. Pozzati, *ATA – Ingegneria Automotoristica*, 51 (5) (1988) 255.
- [18] T. Catalbiano, A. Geraci, M. Orlando, *Il Progettista Industriale*, (1984) 2.
- [19] K.L. Reifsnider, R.S. Williams, *Exp. Mech.*, 14 (1974) 479.
- [20] T. Boulanger, A. Chrysochoos, C. Mabru, A. Galtier, *Int. J. Fatigue*, 26 (2004) 221.
- [21] F. Curà, G. Curti, R. Sesana, *Int. J. Fatigue*, 27 (2005) 453.
- [22] P. Cugy, A. Galtier, *Fatigue 2002*. in: Blom AF, editors. *Proceedings of the 8<sup>th</sup> international fatigue congress, EMAS, I* (2002) 549.
- [23] K. J. Miller, in: Piascik RS, Newman JC, Dowling NE, editors. *ASTM STP 1296*, (1997) 267.
- [24] Y. Akiniwa, K. Tanaka, H. Akimura, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 24 (2001) 817.
- [25] Y. Murakami, *Metal fatigue: effects of defects and non metallic inclusions*, Elsevier (2002).
- [26] M.P. Luong, *Nucl. Eng. Des.*, 158 (1995) 363.
- [27] G.R. Halford, *J. Mater.*, 1 (1966) 3.
- [28] R. Blotny, J. Kaleta, *Int. J. Fatigue*, 1 (1986) 29.
- [29] C.E. Feltner, J.D. Morrow, *Trans. ASME, Ser. D: J. Basic Eng.*, 83 (1961) 15.
- [30] E. Charkaluk, A. Bignonnet, A. Costantinescu, K. Dang Van, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 25 (2002) 1199.
- [31] N.W. Klingbeil, *Int. J. Fatigue*, 25 (2003) 117.
- [32] E.K. Gamstedt, O. Redon, P. Brønsted, *Key Eng Mater*, 221–222 (2002) 35.
- [33] B. Atzori, E. Gasparini, G. Meneghetti, *Proceedings of 30<sup>th</sup> AIAS national conference*; (2001) 367.
- [34] B. Yang, P.K. Liaw, H. Wang, L. Jang, J.Y. Huang, R.C. Kuo, J.G. Huang, *Mater. Sci. Eng. A*, 314 (2001) 131.
- [35] B. Atzori, G. Meneghetti, *Proceedings of the 5<sup>th</sup> international conference on low cycle fatigue* (P.D. Portella, H. Sehitoğlu and K. Hatanaka, Editors) *DVM, Berlin* (2003) 147.
- [36] N. Ranc D. Wagner, P.C. Paris, *Acta Materialia*, 56(15) (2008) 4012.
- [37] P. Starke, F. Walther, D. Eifler, *5<sup>th</sup> Int. Conference Structural Integrity of Welded Structures (ISCS2007)*, Timisora, Romania, (2007).
- [38] G. Meneghetti, *Int. J. of Fatigue*, 29(1) (2007) 81.
- [39] B. Berthel, B. Wattrisse, A. Chrysochoos, A. Galtier, *Strain*, 43 (3) (2007) 273.
- [40] M. Selek, Ö. S. Şahin, Ş. Kahramanlı, *EUROCON 2007 The International Conference on “Computer as a Tool”* Warsaw, (2007).
- [41] T. Oulanger, A. Chrysochoos, C. Mabru, A. Galtier, *Int. J. of Fatigue*, 26 (2004).
- [42] V. Crupi, *Int. J. of Fatigue*, 30 (7) (2008) 1150.

## NOMENCLATURA

$E_l$  energia limite necessaria per raggiungere la rottura.

$\sigma_0$  resistenza all'oscillazione (tensione corrispondente alla fine della fase totalmente elastica)

$\sigma_i$  tensione minima

$\sigma_s$  tensione massima

$\sigma_m$  tensione media

$\sigma_p$  tensione plastica

$\sigma_{0,2}$  limite elastico del materiale

$f$  frequenza di prova

$\varepsilon_p$  deformazione unitaria relativa alla fase plastica

$R$  fattore di carico

$N$  numero di cicli

$\varepsilon$  deformazione unitaria

$\varepsilon_0$  deformazione unitaria corrispondente alla fase totalmente elastica

$\sigma$  tensione

$\alpha$  coefficiente di dilatazione termica lineare



- $T$  temperatura superficiale del provino durante la prova  
 $T_a$  temperatura iniziale del provino (temperatura ambiente)  
 $T_0$  “temperatura limite” di un punto del provino corrispondente alla fine del comportamento termoelastico  
 $\Delta T$  incrementi della temperatura superficiale del provino rispetto alla temperatura iniziale  
 $E$  modulo elastico del materiale  
 $\nu$  modulo di Poisson del materiale  
 $\rho$  densità del materiale  
 $\lambda, \mu$  costanti di Lamè  
 $c_\varepsilon$  calore specifico a deformazione costante  
 $c_\sigma$  calore specifico a tensione costante  
 $k_c$  coefficiente di convezione termica  
 $K_m$  costante termoelastica del materiale  
 $W^e$  componente elastica del lavoro meccanico  
 $W^p$  componente plastica del lavoro meccanico  
 $dQ_p$  energia liberata per deformazione plastica  
 $dQ_e$  energia liberata per deformazione elastica  
 $V$  volume di riferimento del provino  
 $V_p$  volume plasticizzato



## Sulla stima della vita a fatica di giunti saldati soggetti a carichi multiassiali ad ampiezza variabile

L. Susmel

*Dipartimento di Ingegneria, Università di Ferrara, Ferrara (Italia); ssl@unife.it*  
*Department of Mechanical Engineering, Trinity College, Dublin (Ireland)*

R. Tovo

*Dipartimento di Ingegneria, Università di Ferrara, Ferrara (Italia)*

D. Benasciutti

*Dipartimento di Ingegneria Elettrica Gestionale Meccanica, Università di Udine, Udine, (Italy)*

---

**RIASSUNTO.** Nel presente articolo viene proposta una nuova metodologia di progettazione a fatica, basata sull'utilizzo del metodo delle Curve di Wöhler Modificate, per la previsione della vita a fatica di giunzioni saldate, sia in acciaio che in alluminio, soggette a carichi multiassiali ad ampiezza variabile. In particolare, il criterio delle Curve di Wöhler Modificate è stato applicato determinando l'orientazione del piano critico mediante il Metodo della Massima Varianza, ovvero definendo il piano critico come quello contenente la direzione che sperimenta la massima varianza della tensione tangenziale risolta. L'accuratezza della metodologia di progettazione a fatica proposta nella presente memoria è stata valutata mediante due serie di dati sperimentali di letteratura ottenute sollecitando, sia ad ampiezza costante che variabile, giunti saldati tubo-piastra in acciaio e lega di alluminio con carichi di flesso/torsione in fase e sfasati di 90°. Il criterio delle Curve di Wöhler Modificate, applicato in concomitanza con il Metodo della Massima Varianza, si è dimostrato capace di fornire stime accurate della durata a fatica anche in presenza di sollecitazioni multiassiali ad ampiezza variabile, e questo sia quando applicato in termini di tensioni nominali che in termini di tensioni di "hot-spot".

**ABSTRACT.** This paper summarises an attempt of devising a new engineering approach, based on the so-called Modified Wöhler Curve Method, suitable for estimating fatigue lifetime of both steel and aluminium welded connections subjected to variable amplitude multiaxial fatigue loading. The Maximum Variance Method is used to determine the orientation of the critical plane and the cycle counting is directly performed in terms of shear stress resolved along the maximum variance direction. The accuracy of the proposed methodology was checked by using two different datasets taken from the literature and generated by testing both steel and aluminium tube-to-plate welded connections under in-phase and 90° out-of-phase variable amplitude bending and torsion. The proposed fatigue life assessment technique was seen to be highly accurate, resulting in estimates falling within the scatter bands of the curves used to calibrate the Modified Wöhler Curve Method itself. This seems to strongly support the idea that the proposed approach can be considered as an effective engineering tool, capable of performing multiaxial fatigue assessment under variable amplitude loading by fully complying with recommendations of the available standard codes.

**KEYWORDS.** Multiaxial Fatigue; Variable amplitude; Weldments.

---



## INTRODUZIONE

**L**e strutture saldate sono spesso soggette in esercizio a stati di sollecitazione e/o deformazione multiassiali, responsabili di un danneggiamento in prossimità del cordone di saldatura. Fin dalla metà del secolo scorso un'intensa attività di ricerca si è specificatamente rivolta alla formulazione di criteri di calcolo, basati sull'utilizzo di tensioni nominali, strutturali o locali [1-3], applicabili a giunti saldati soggetti a sollecitazioni multiassiali ad ampiezza costante. Tuttavia, esistono solo alcuni approcci specificatamente formalizzati per stimare la resistenza a fatica di giunzioni saldate soggette a sollecitazioni multiassiali ad ampiezza variabile [4-7]. Riguardo a questo aspetto, è interessante notare che, per sollecitazioni ad ampiezza variabile, alcune normative propongono procedure di calcolo essenzialmente basate sulla combinazione di tensioni normali e tangenziali, e sull'applicazione dell'ipotesi di Palmgren-Miner, lasciando tuttavia aperta la necessità di una sistematica indagine e verifica sperimentale [8-10].

Vista l'importanza di sviluppare metodologie di calcolo efficienti ed accurate utilizzabili nella pratica progettuale per valutare la resistenza a fatica di giunzioni saldate, questo lavoro intende proporre un approccio di piano critico basato sull'uso delle Curve di Wöhler Modificate (CWM) [11-14] applicabile a sollecitazioni multiassiali ad ampiezza variabile.

In particolare, l'approccio proposto utilizza congiuntamente il metodo delle CWM ed il Metodo della Massima Varianza (MMV) [15, 16], per stimare la vita a fatica post-processando lo stato di sollecitazione agente sul piano critico, dove la tensione tangenziale viene risolta lungo la sua direzione di massima varianza. L'aspetto più interessante dell'approccio proposto è la possibilità di applicare i metodi di conteggio convenzionali alla tensione tangenziale risolta sulla direzione di massima varianza, estendendo di fatto l'applicabilità dei metodi di calcolo uniassiali a stati multiassiali di tensione.

E' importante, infine, evidenziare come l'accuratezza del metodo discusso nel presente articolo è stata verificata considerando dati sperimentali relativi a giunti saldati tubo-piastra in acciaio e lega di alluminio, soggetti ad uno spettro di carico di flessione-torsione in fase ed in quadratura.

## METODO DELLE CURVE DI WÖHLER MODIFICATE

**N**el metodo delle CWM si assume che la probabilità di nucleazione della cricca di fatica sia massima sul piano dove è massima la variazione della tensione tangenziale,  $\Delta\tau$ . La complessità dello stato di sollecitazione sul piano critico è poi quantificata combinando la variazione della tensione tangenziale,  $\Delta\tau$ , e normale,  $\Delta\sigma_n$ , tramite il seguente indice [11, 12]:

$$\rho_w = \frac{\Delta\sigma_n}{\Delta\tau}, \quad (1)$$

che risulta essere unitario per sollecitazioni monoassiali con  $R=-1$ , mentre è uguale a zero per sollecitazioni di torsione alterna. Il parametro  $\rho_w$ , inoltre, è correlato al livello di non-proporzionalità della sollecitazione applicata, mentre il suo valore non dipende dalla presenza di tensioni medie non nulle, e questo in accordo con quanto suggerito dalle procedure proposte nelle normative vigenti per giunti non trattati termicamente [8-10].

La stima della vita a fatica in accordo con il metodo delle CWM è illustrata nel diagramma di Wöhler modificato di Fig. 1a, che riporta le rette che forniscono il numero di cicli a rottura,  $N_f$ , in funzione della variazione della tensione tangenziale,  $\Delta\tau$ , per differenti valori di  $\rho_w$ . In particolare, al diminuire di  $\rho_w$ , le rette traslano verso l'alto, indicando una diminuzione del danno a fatica. In altri termini, il metodo delle CWM assume che, per un dato materiale, il danneggiamento a fatica dipenda esclusivamente dai valori di  $\Delta\tau$  e  $\rho_w$ , indipendentemente dalla complessità del percorso di carico individuato sul piano critico. Ogni curva di Wöhler è poi caratterizzata dalla sua pendenza inversa,  $k_\tau$ , e dall'ampiezza di riferimento,  $\Delta\tau_{A,Ref}$ , estrapolata a  $N_A$  cicli a rottura (in accordo con le vigenti normative [8-10], si assume  $N_A=2 \cdot 10^6$  cicli a rottura).

Il diagramma di Wöhler modificato di Fig. 1 permette il calcolo della vita a fatica una volta stimate su base sperimentale le correlazioni fra  $\Delta\tau_{A,Ref}$  e  $\rho_w$  e quella fra  $k_\tau$  e  $\rho_w$ . In particolare, adottando una semplice dipendenza lineare è possibile calcolare le costanti sulla base delle curve a fatica a trazione ( $\rho_w=1$ ) e a torsione ( $\rho_w=0$ ) alterne [11, 12]:

$$k_\tau(\rho_w) = (k - k_0)\rho_w + k_0 \quad \text{per } \rho_w \leq \rho_{w,lim}$$



$$\begin{aligned}
 k_{\tau}(\rho_w) &= k_{\tau}(\rho_{w,\text{lim}}) = \text{const} && \text{per } \rho_w > \rho_{w,\text{lim}} \\
 \Delta\tau_{A,\text{Ref}}(\rho_w) &= \left( \frac{\Delta\sigma_A}{2} - \Delta\tau_A \right) \rho_w + \Delta\tau_A && \text{per } \rho_w \leq \rho_{w,\text{lim}} \\
 \Delta\tau_{A,\text{Ref}}(\rho_w) &= \Delta\tau_{A,\text{Ref}}(\rho_{w,\text{lim}}) = \text{const} && \text{per } \rho_w > \rho_{w,\text{lim}}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

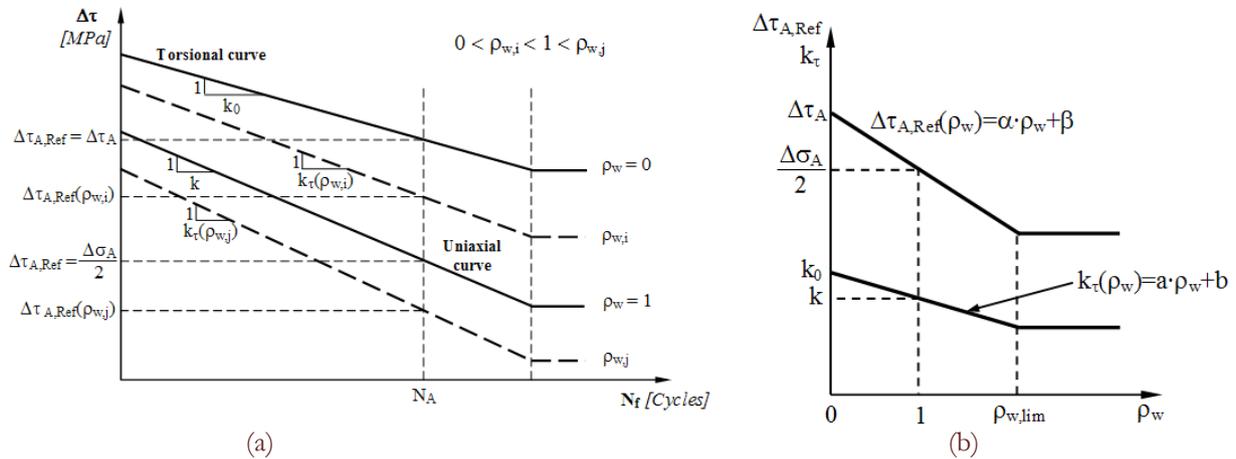


Figura 1: (a) Diagramma di Wöhler modificato e (b) andamento di  $\Delta\tau_{A,\text{Ref}}$  e  $k_{\tau}$  con  $\rho_w$ .

Il significato dei simboli e l'andamento qualitativo delle funzioni è mostrato in Fig. 1b. Il precedente diagramma schematico mostra anche l'esistenza di un valore soglia,  $\rho_{w,\text{lim}}$ , oltre il quale si assume che  $\Delta\tau_{A,\text{Ref}}$  e  $k_{\tau}$  restino entrambi costanti. In particolare, numerosi risultati sperimentali confermano che per elevati valori di  $\rho_w$  gli approcci di piano critico tendono a fornire stime troppo conservative, e questo sembra essere dovuto al fatto che, in tali circostanze, il danneggiamento a fatica non è solo correlato alle tensioni tangenziali, ma anche, e in modo molto forte, a quelle normali al piano critico. Questo implica che, per valori di  $\rho_w$  elevati, stime accurate possano essere ottenute solo valutando l'influenza delle tensioni normali al piano critico mediante differenti assunzioni. In particolare, si è osservato che in componenti non intagliati  $\rho_{w,\text{lim}}$  è correlato alle proprietà a fatica del materiale ad alto numero di cicli [14, 17], mentre in componenti intagliati (analizzati in termini di tensioni nominali)  $\rho_{w,\text{lim}}$  è più difficilmente quantificabile, dato che le tensioni sopraccitate hanno scarsa correlazione con i fenomeni fisici responsabili della fase di nucleazione della cricca di fatica. Quando il metodo delle CWM viene utilizzato per stimare la vita a fatica in componenti saldati, si suggerisce sempre l'utilizzo di valori di  $\rho_{w,\text{lim}}$  compresi nell'intervallo 1.4÷1.5, e questo valutando lo stato tensionale sia in termini di quantità nominali, che in termini di grandezze strutturali.

## METODO DELLA MASSIMA VARIANZA

In sollecitazioni random uniassiali, sia gaussiane che non-gaussiane, il danno a fatica è proporzionale alla varianza [18-21]. Il Metodo della Massima Varianza (MMV) assume che il piano di massimo danneggiamento a fatica coincida con il piano contenente la direzione dove la tensione tangenziale risolta ha varianza massima [14-16].

Con riferimento a Fig. 2, è assegnato il piano  $\Delta$  di normale  $\bar{n}$ , su cui sono individuati i versori  $\bar{a}$  e  $\bar{b}$ , caratterizzati, nel sistema di riferimento Oxyz, dai seguenti coseni direttori:

$$\bar{n} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin(\theta) \cos(\phi) \\ \sin(\theta) \sin(\phi) \\ \cos(\theta) \end{bmatrix}, \quad \bar{a} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin(\phi) \\ -\cos(\phi) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{b} = \begin{bmatrix} b_x \\ b_y \\ b_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\phi) \\ \cos(\theta) \sin(\phi) \\ -\sin(\theta) \end{bmatrix}
 \tag{3}$$



l'orientazione di una generica retta  $m$  appartenente al piano  $\Delta$  è individuata dall'angolo  $\xi$ :

$$\bar{\mathbf{m}} = \begin{bmatrix} \mathbf{m}_x \\ \mathbf{m}_y \\ \mathbf{m}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\xi) \sin(\phi) + \sin(\xi) \cos(\theta) \cos(\phi) \\ -\cos(\xi) \cos(\phi) + \sin(\xi) \cos(\theta) \sin(\phi) \\ -\sin(\xi) \sin(\theta) \end{bmatrix} \quad (4)$$

La tensione tangenziale  $\tau_m(t)$  risolta lungo  $\bar{\mathbf{m}}$  può pertanto essere calcolata come:

$$\bar{\mathbf{m}} = \begin{bmatrix} \mathbf{m}_x \\ \mathbf{m}_y \\ \mathbf{m}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\xi) \sin(\phi) + \sin(\xi) \cos(\theta) \cos(\phi) \\ -\cos(\xi) \cos(\phi) + \sin(\xi) \cos(\theta) \sin(\phi) \\ -\sin(\xi) \sin(\theta) \end{bmatrix} \quad (5)$$

Definendo ora il vettore delle tensioni come:

$$\bar{\mathbf{s}}(t) = [\sigma_x(t) \quad \sigma_y(t) \quad \sigma_z(t) \quad \tau_{xy}(t) \quad \tau_{xz}(t) \quad \tau_{yz}(t)] \quad (6)$$

la tensione tangenziale risolta lungo  $\bar{\mathbf{m}}$  può essere direttamente calcolata a mezzo del seguente prodotto scalare:

$$\tau_m(t) = \bar{\mathbf{d}} \bullet \bar{\mathbf{s}}(t), \quad (7)$$

dove  $\bar{\mathbf{d}}$  è un vettore dei coseni direttori di facile determinazione (si omette l'espressione).

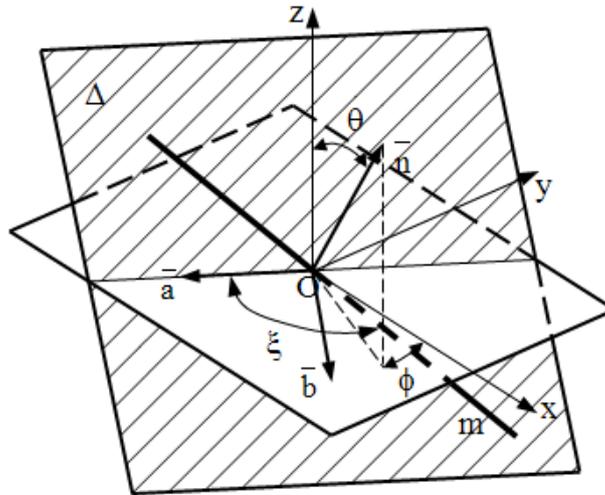


Figura 2: Definizione delle grandezze utilizzate dal MMV.

In termini generali, la varianza della tensione tangenziale risolta  $\tau_m(t)$  può scriversi come:

$$\text{Var}[\tau_m(t)] = \text{Var} \left[ \sum_k d_k s_k(t) \right] = \sum_i \sum_j d_i d_j \text{Cov}[s_i(t), s_j(t)] \quad (8)$$

dove per  $i=j$  si ottengono termini di varianza,  $\text{Cov}[s_i(t), s_i(t)] = \text{Var}[s_i(t)]$ , mentre per  $i \neq j$  si hanno termini di covarianza. Definendo, infine, la matrice di covarianza come:

$$C_{ij} = \text{Cov}[s_i(t), s_j(t)] \quad (9)$$

è possibile riscrivere formalmente l'Eq. (8) in modo compatto, ovvero:

$$\text{Var}[\tau_m(t)] = \bar{\mathbf{d}}^T [\mathbf{C}] \bar{\mathbf{d}} \quad (10)$$

Nell'ipotesi che il piano critico contenga la direzione dove  $\tau_m(t)$  ha varianza massima, è immediato utilizzare la Eq. (10) per individuare tale piano mediante i coseni direttori rappresentati dal vettore  $\bar{\mathbf{d}}$ , e calcolare così in modo diretto anche le grandezze ad esso correlate.

### ANALISI DI SOLLECITAZIONI MULTIASSIALI AD AMPIEZZA VARIABILE

Noti i vettori  $\bar{\mathbf{n}}$ ,  $\bar{\mathbf{m}}$  che definiscono il piano critico e la direzione di massima varianza, è possibile ricondurre una storia temporale del tensore delle tensioni alle storie di carico della tensione tangenziale risolta,  $\tau(t)$ , e della tensione normale al piano critico,  $\sigma_n(t)$ . Questa semplificazione permette, pertanto, di estendere i metodi di conteggio monoassiali (es. rainflow) al caso multiassiale.

In particolare, per la semplice storia temporale in Fig. 3a è immediato individuare per ogni ciclo i range della tensione tangenziale,  $\Delta\tau(t)$ , e normale,  $\Delta\sigma_n(t)$ , e quindi calcolare l'indice  $\rho_{w,i}$ ,  $\rho_{w,j}, \dots$ , con cui determinare, attraverso le relazioni (2), le corrispondenti curve di resistenza. Per ogni valore di  $\rho_w$ , ed individuato lo spettro di carico, si può quindi calcolare prima il danno di ogni singolo ciclo contato, poi il danno totale nell'ipotesi di Palmgren-Miner, ovvero:

$$D_i = \sum \frac{n}{N_f(\rho_{w,i})}, \quad D_j = \sum \frac{n}{N_f(\rho_{w,j})}, \quad \dots \quad D_{\text{tot}} = \dots + D_i + D_j + \dots \quad (11)$$

dove i cicli a rottura  $N_f(\rho_{w,i})$ ,  $N_f(\rho_{w,j})$  si valutano sull'opportuna curva di Wöhler modificata, individuata dal particolare valore di  $\rho_w$  considerato (vedere Fig. 1).

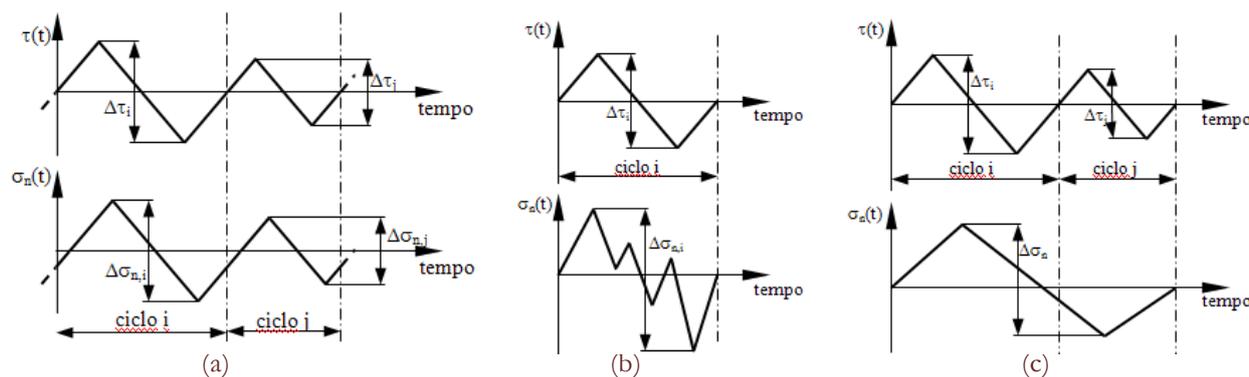


Figura 3: (a) Esempio di conteggio per una storia di carico semplice; (b), (c) esempi di conteggio per storie di carico più complesse.

L'esempio di Fig. 3a, in quanto molto semplice, permette l'individuazione univoca dei cicli. Per sollecitazioni più complesse, invece, il conteggio dei cicli può risultare non solo poco agevole ma anche ambiguo. In Fig. 3b, per esempio, ad un singolo ciclo della tensione  $\tau(t)$  sono associati più cicli di  $\sigma_n(t)$ , così che la definizione di  $\Delta\sigma_n(t)$  non è evidentemente univoca. In modo simile, in Fig. 3c un singolo ciclo di ampiezza  $\Delta\sigma_n(t)$  caratterizza più cicli della tensione  $\tau(t)$ , rendendo difficile il calcolo del corrispondente  $\rho_w$  per ogni ciclo in  $\tau(t)$  contato. Questo suggerisce che ulteriori studi di tipo teorico/sperimentale debbano essere condotti onde formalizzare delle procedure che consentano di eseguire il conteggio dei cicli anche in presenza di storie di carico multiassiali estremamente complesse.

### CONFRONTO CON I DATI SPERIMENTALI

Prescindere dai problemi ancora aperti menzionati alla fine del precedente paragrafo, la precisione del metodo proposto è stata verificata utilizzando i dati sperimentali riportati in [5, 6] e ottenuti sollecitando, sia ad ampiezza costante che variabile, giunti saldati tubo-piastra in acciaio e lega di alluminio, con carichi di flessione-torsione in

fase e sfasati di 90° (dove il rapporto fra l'ampiezza della tensione tangenziale nominale rispetto alla tensione nominale flessionale era costante ed uguale a 0.58). In altre parole, da un punto di vista del conteggio dei cicli, il metodo proposto è stato valutato con storie di carico del tipo riportato in Fig. 3a, ovvero in condizioni in cui il conteggio dei cicli in  $\tau(t)$  e la determinazione del corrispondente valore di  $\rho_w$  è univoca.

Per sollecitazioni di sola flessione o torsione ad ampiezza costante, la Fig. 4 mostra come le curve fornite dall'IIW [10], riferite alle tensioni nominali, forniscano, in genere, stime conservative, aspetto peraltro confermato dai valori riportati in Tab. 1, dove le curve sperimentali (per un livello di confidenza del 95%), espresse come resistenza a  $N_A=2 \cdot 10^6$  cicli a rottura e pendenza inversa  $k$ , sono confrontate con i corrispondenti valori delle curve di normativa. I dati sperimentali ad ampiezza variabile qui utilizzati per validare il metodo proposto considerano uno spettro di carico gaussiano di  $5 \cdot 10^4$  cicli complessivi (si veda [5, 6]).

Materiale	Risultati sperimentali				Tensioni nominali						Tensioni strutturali ('hot-spot')					
	$\Delta\sigma_{A,50\%}$ [MPa]	$k$	$\Delta\tau_{A,50\%}$ [MPa]	$k_0$	$\Delta\sigma_A$ [MPa]	$\Delta\sigma_{A,50\%}$ [MPa]	$k$	$\Delta\tau_A$ [MPa]	$\Delta\tau_{A,50\%}$ [MPa]	$k_0$	$\Delta\sigma_A$ [MPa]	$\Delta\sigma_{A,50\%}$ [MPa]	$k$	$\Delta\tau_A$ [MPa]	$\Delta\tau_{A,50\%}$ [MPa]	$k_0$
StE460	209.8	4.3	178.6	4.9	90	129.6	3	100	144.0	5	90	129.6	3	100	144.0	5
Al 6082	86.8	6.8	77.0	6.1	32	46.0	3	36	51.8	5	36	51.8	3	36	51.8	5

Tabella 1: Curve a flessione e torsione utilizzate per calibrare il metodo delle CWM.

Il criterio delle CWM è stato inizialmente utilizzato per stimare la vita a fatica (in termini di tensioni nominali) dei giunti saldati in acciaio sollecitati ad ampiezza costante, calibrando il criterio stesso con i dati sperimentali uniassiali ed a torsione riportati in Tab. 1. Le costanti di calibrazione sono invece elencate in Tab. 2.

Il confronto fra durata sperimentale,  $N_f$ , e durata stimata,  $N_{f,e}$ , mostrato in Fig. 5a conferma che, assumendo un valore di  $\rho_{w,lim}$  pari a 1.4, le stime fornite dal metodo delle CWM per sollecitazioni biassiali ad ampiezza costante cadono all'interno delle bande di dispersione delle due curve (uniassiale e torsionale) utilizzate per calibrare il metodo stesso.

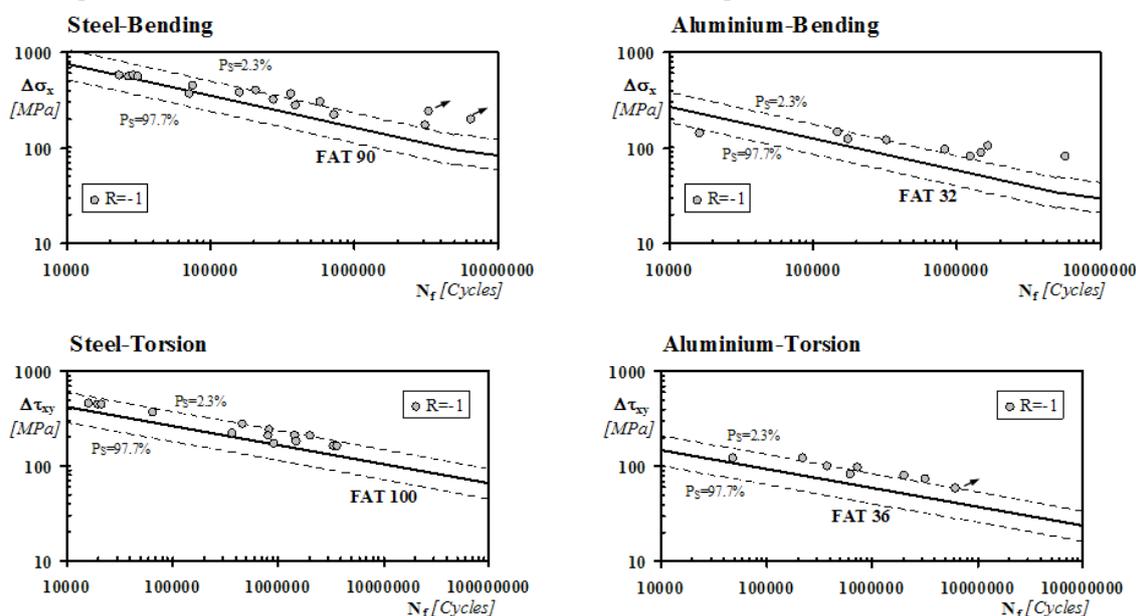


Figura 4: Confronto fra le curve di normativa IIV [10] ed i risultati sperimentali di [5, 6].

Per quanto concerne invece i risultati ottenuti con sollecitazioni ad ampiezza variabile con spettro gaussiano, il metodo delle CWM è stato applicato nell'ipotesi (come suggerito in [5]) di un valore pari a 0.35 per il danno critico nella somma di Palmgren-Miner. La Fig. 5b mostra chiaramente che, per sollecitazioni biassiali ad ampiezza variabile, il metodo proposto, basato sulle CWM ed il MMV, fornisce stime di durata che cadono all'interno della banda di dispersione definita dalle due curve ad ampiezza costante usate per calibrare il metodo stesso.



Materiale	Risultati sperimentali				Tensioni nominali				Tensioni strutturali ('hot-spot')				
	$\alpha$	$\beta$	a	b	$\alpha$	$\beta$	a	b	$\alpha$	$\beta$	a	b	$\rho_{w,lim}$
	[MPa]	[MPa]			[MPa]	[MPa]			[MPa]	[MPa]			
StE460	-73.7	178.6	-0.6	4.9	-79.2	144.0	-2	5	-79.2	144.0	-2	5	1.4
Al 6082	-33.6	77.0	0.7	6.1	-28.8	51.8	-2	5	-25.9	51.8	-2	5	1.4

Tabella 2: Costanti di calibrazione del metodo CWM in accordo a tre differenti approcci.

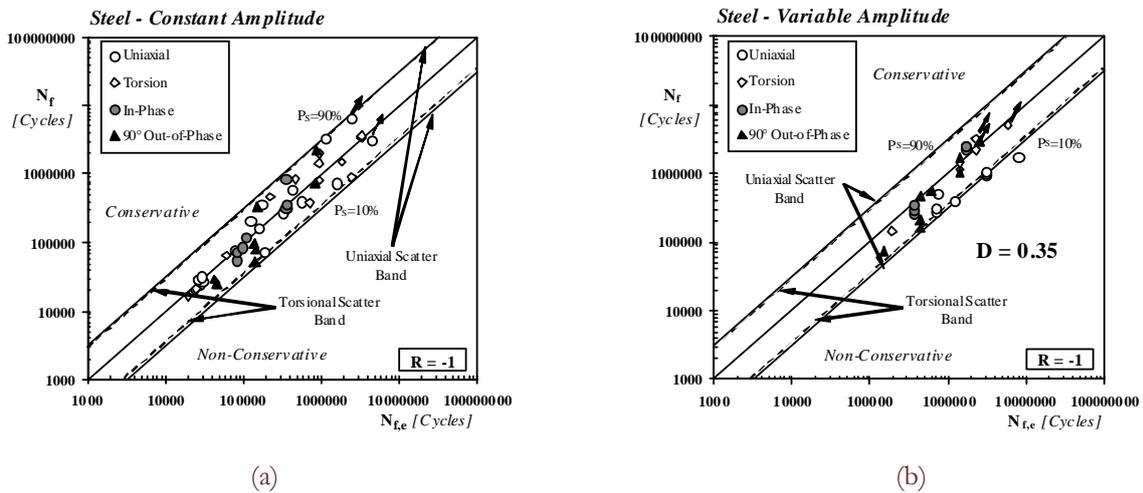


Figura 5: Stime per sollecitazioni ad ampiezza costante (a) e variabile (b), dove il metodo CWM è calibrato sui dati sperimentali di Tab.1 ed applicato in tensioni nominali.

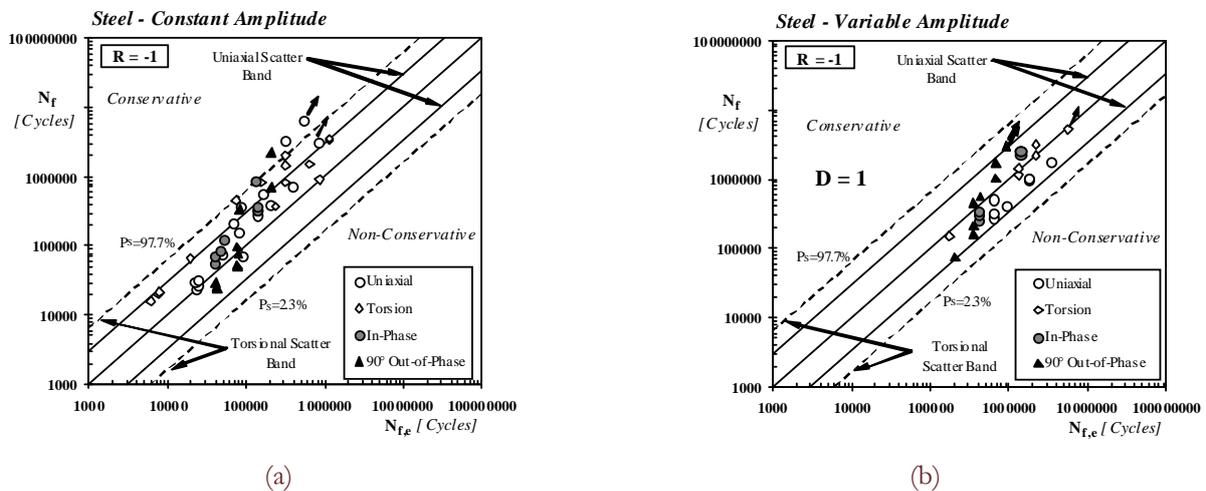


Figura 6: Stime per sollecitazioni ad ampiezza costante (a) e variabile (b), dove il metodo CWM è calibrato sulle curve di normativa IIW ed applicato in tensioni nominali.

Per verificare, successivamente, se il metodo proposto fornisce stime di durata in accordo con le normative vigenti, il metodo stesso è stato applicato, ancora in termini di tensioni nominali, al set di dati sperimentali già considerato in precedenza, ma utilizzando le curve di resistenza uniaxiale e torsione fornite, per le geometrie adottate, dall'IIW [10]. Si noti che le costanti di calibrazione ( $\alpha$ ,  $\beta$ , a, b) riportate in Tab. 2 sono state ottenute ricalcolando le curve sperimentali di normativa per una probabilità di sopravvivenza,  $P_s$ , pari al 50%.

Come confermato in Fig. 6a, il metodo proposto fornisce stime generalmente accurate, in particolare per la zona ad alto numero di cicli, anche quando è calibrato con le curve di normativa. Per quanto concerne infine i risultati per sollecitazioni biassiali con spettro gaussiano, la Fig. 6b mostra che, assumendo un valore del danno critico unitario nella sommatoria di Palmgren-Miner, si ottengono stime in buon accordo con i risultati sperimentali.

I buoni risultati ottenuti considerando giunti saldati in acciaio, ci hanno incoraggiato a provare ad applicare la medesima metodologia anche per la stima della vita a fatica multiassiale di giunti saldati tubo-piastra in lega di alluminio, i cui risultati sperimentali sono peraltro caratterizzati da una maggiore dispersione statistica.

A titolo di esempio, il diagramma di Fig. 7a confronta i risultati sperimentali ad ampiezza variabile con spettro gaussiano con le stime fornite dal metodo CWM applicato in tensioni nominali, dove il metodo stesso è calibrato sui dati sperimentali uniassiali ed a torsione di Tab. 1 (le costanti di calibrazione sono riportate in Tab. 2), e dove si assume, come suggerito in 0, un valore di 0.6 per il danno critico nella sommatoria di Palmgren-Miner.

Per concludere, la Fig. 7b mostra il confronto complessivo fra risultati sperimentali ad ampiezza variabile e le stime fornite dal metodo CWM applicato in termini di tensioni strutturali ('hot-spot'). I risultati sperimentali e le costanti di calibrazione sono riportate in Tab. 1 e Tab. 2, rispettivamente. Come si può osservare, anche nel caso dell'approccio in tensioni strutturali il metodo proposto è in grado di fornire stime accurate, che comunque cadono all'interno delle bande di calibrazione, e questo sia per giunti saldati in acciaio che in lega di alluminio.

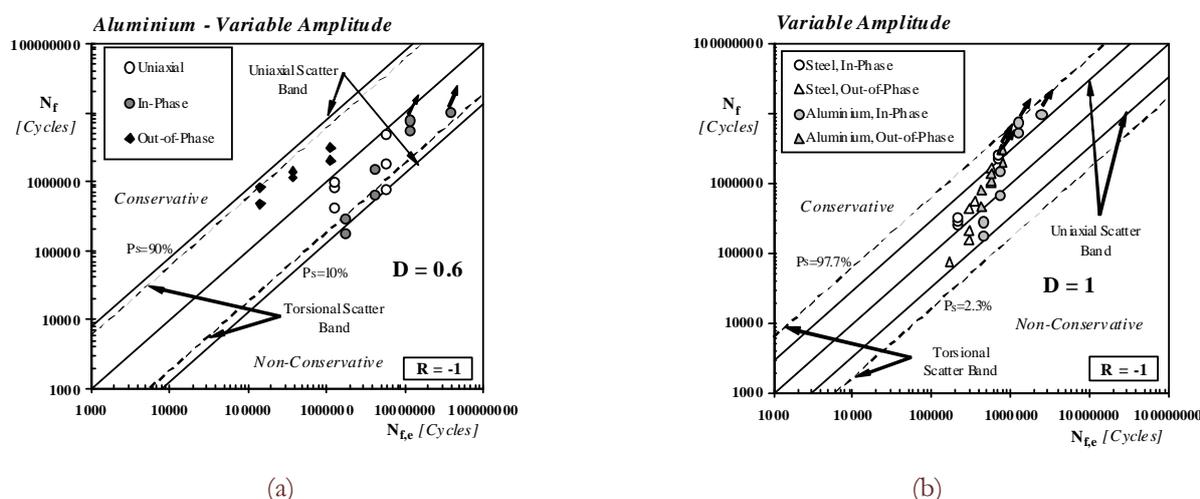


Figura 7: (a) Stime per sollecitazioni ad ampiezza variabile su giunti in lega di alluminio, in cui il metodo CWM è calibrato sui dati sperimentali di Tab. 1 ed applicato in tensioni nominali. (b) Stime per sollecitazioni ad ampiezza variabile, in termini di tensioni strutturali ('hot-spot').

## CONCLUSIONI

I risultati illustrati nel presente lavoro permettono di trarre le seguenti conclusioni:

- 1) il metodo delle CWM fornisce stime accurate della durata a fatica di giunzioni saldate in acciaio e lega di alluminio soggette a sollecitazioni multiassiali ad ampiezza variabile;
- 2) le stime fornite dall'approccio proposto, sia in termini di tensioni nominali che strutturali ('hot-spot'), si sono rivelate in buon accordo con le normative vigenti;
- 3) è necessario approfondire lo studio del problema della definizione dei cicli in presenza di sollecitazioni multiassiali ad ampiezza variabile allo scopo di formalizzare metodi di conteggio che consentano di stimare il danneggiamento a fatica in modo rigoroso ed univoco.

## APPENDICE A: FORMULE ESPLICITE PER SOLLECITAZIONI BIASIALI

Per una sollecitazione biassiale  $\sigma_x(t)$ ,  $\tau_{xy}(t)$ , il piano critico è sempre perpendicolare al piano x-y in Fig. 2 ( $\theta = 90^\circ$ ,  $\xi = 0^\circ$ ), mentre la tensione tangenziale risulta dipende solo da  $\phi$ :

$$\tau_m(t) = \frac{\sin(2\phi)}{2} \sigma_x(t) - \cos(2\phi) \tau_{xy}(t) \quad (A.1)$$



Analogamente, anche la varianza di  $\tau_m(t)$  dipende solo da  $\phi$ :

$$\text{Var}[\tau_m(t)] = \frac{\sin(2\phi)^2}{4} V_\sigma + \cos(2\phi)^2 V_\tau - \sin(2\phi)\cos(2\phi) C_{\sigma,\tau} \quad (\text{A.2})$$

dove  $V_\sigma = \text{Var}[\sigma_x(t)]$ ,  $V_\tau = \text{Var}[\tau_{xy}(t)]$  e  $C_{\sigma,\tau} = \text{Cov}[\sigma_x(t), \tau_{xy}(t)]$ . Uguagliando a zero la derivata prima di Eq. (A.2), si ottengono le direzioni di massima varianza per  $\tau_m(t)$ , Tab. 3.

Nel caso particolare di sollecitazioni biassiali sinusoidali sincrone sfasate ( $\delta$  è lo sfasamento):

$$\begin{aligned} \sigma_x(t) &= \sigma_{x,a} \sin(\omega t) \\ \tau_{xy}(t) &= \tau_{xy,a} \sin(\omega t + \delta) \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

con  $V_\sigma = \sigma_{x,a}^2 / 2$ ,  $V_\tau = \tau_{xy,a}^2 / 2$ ,  $C_{\sigma,\tau} = \sigma_{x,a} \tau_{xy,a} \cos(\delta) / 2$ , le direzioni di massima varianza sono ottenibili utilizzando i risultati di Tab. 3, posto  $C_{\sigma,\tau} = \delta_{x,xy}$  ( $\delta_{x,xy} = \pi/2$ ,  $\delta_{x,xy} \neq \pi/2$ ) e:

$$(V_\sigma - 4 V_\tau) = (\sigma_{x,a} - 2\tau_{xy,a}); \phi_0 = \frac{1}{4} \arctan\left(\frac{4\sigma_{x,a} \tau_{xy,a} \cos \delta}{\sigma_{x,a}^2 - 4\tau_{xy,a}^2}\right) \quad (\text{A.4})$$

	$C_{\sigma,\tau} \neq 0$	$C_{\sigma,\tau} = 0$
$(V_\sigma - 4 V_\tau) < 0$	$\phi_0 + i \frac{\pi}{2}$	$i \frac{\pi}{2}$
$(V_\sigma - 4 V_\tau) = 0$	$\frac{3\pi}{8} + i \frac{\pi}{2}$	qualunque $\phi$
$(V_\sigma - 4 V_\tau) > 0$	$\left(\phi_0 + \frac{\pi}{4}\right) + i \frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{4} + i \frac{\pi}{2}$
dove $\phi_0 = \frac{1}{4} \arctan\left(\frac{4 C_{\sigma,\tau}}{V_\sigma - 4 V_\tau}\right)$ , $i = 0, 1, 2, \dots$		

Tabella 3: Angoli  $\phi$  per la direzione di massima varianza per sollecitazioni biassiali

## BIBLIOGRAFIA

- [1] D. Radaj, C. M. Sonsino, W. Fricke, *Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK (2007).
- [2] M. Bäckström, G. Marquis, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 24 (2001) 279.
- [3] M. Kueppers, C. M. Sonsino, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 26 (2003) 507.
- [4] C. M. Sonsino, R. Pfohl, *Int. J. Fatigue*, 12 (1990) 425.
- [5] C. M. Sonsino, M. Kueppers, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 24 (2001) 309.
- [6] M. Kueppers, C. M. Sonsino, *Int. J. Fatigue*, 28 (2006) 540.
- [7] C. M. Sonsino, *Int. J. Fatigue* 31 (2009) 173.
- [8] Anon., *Design of steel structures. ENV 1993-1-1, EUROCODE 3*, (1988).
- [9] Anon., *Design of aluminium structures – Part 2: Structures susceptible to fatigue. ENV 1999, EUROCODE 9*, (1999).
- [10] A. Hobbacher, *Recommendations for fatigue design of welded joints and components. IIW Document XIII-2151-07/XV-1254-07*, (2007).
- [11] L. Susmel, R. Tovo, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 27 (2004) 1005.
- [12] L. Susmel, R. Tovo, *Int. J. Fatigue*, 28 (2006) 564.
- [13] L. Susmel, P. Lazzarin, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 25 (2002) 63.
- [14] P. Lazzarin, L. Susmel, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 26 (2003) 1171.
- [15] W. Bedkowski, E. Macha, M. Ohnami, M. Sakane, *J. Eng. Materials and Technology*, 117 (1995) 183.
- [16] K. Bel Knani, D. Benasciutti, A. Signorini, R. Tovo, *Int. J. Materials Product Tech.*, 30 (2007) 172.



- [17] L. Susmel, R. Tovo, P. Lazzarin, *Int. J. Fatigue*, 27 (2005) 928.
- [18] S. Sarkani, D. P. Kihl, J. E. Beach, *Prob. Engng. Mech.*, 9 (1994) 179.
- [19] D.P. Kihl, S. Sarkani, J.E. Beach, *Int. J. Fatigue*, 17(5) (1995) 321.
- [20] D. Benasciutti, R. Tovo, *Int. J. Fatigue*, 27 (2005) 867.
- [21] D. Benasciutti, R. Tovo, *Prob. Engng. Mech.*, 20 (2005) 115.



## Il gradiente implicito nella verifica a fatica di giunzioni saldate sollecitate a fatica

R. Tovo, P. Livieri

Università di Ferrara, Dipartimento di Ingegneria, via Saragat 1, 44100 Ferrara, roberto.tovo@unife.it

**RIASSUNTO.** L'incremento delle potenzialità di strumenti per la progettazione assistita (come modellatori solidi e strumenti per FEA in grado di gestire modelli molto complessi) permette di ipotizzare lo sviluppo di strumenti numerici specifici per la previsione della resistenza a fatica delle giunzioni saldate. Tali strumenti potrebbero essere in grado di valutare l'influenza di geometria e carichi senza la necessità di elaborazioni successive, e spesso, del progettista (come nelle tensioni di Hot Spot).

Il presente lavoro propone una metodologia di calcolo adatta alla previsione della vita a fatica di giunzioni saldate complesse. Un indice di resistenza è ottenuto innanzitutto risolvendo il problema tensionale completamente in modo numerico (agli elementi finiti). La previsione della resistenza a fatica, è calcolata facendo uso di un modello analitico basato sul gradiente implicito che assume come tensione efficace la tensione equivalente non locale derivante dalla tensione principale.

Dapprima verrà tarato il metodo su prove sperimentali eseguite su giunzioni saldate a croce, successivamente il metodo verrà utilizzato per la verifica a fatica di giunzioni saldate più complesse a sviluppo tridimensionale.

**ABSTRACT.** In this paper, a non-local equivalent stress is calculated by solving a second order differential equation of implicit type. The solution is obtained by assuming a linear elastic constitutive behaviour and the maximum principal stress as equivalent stress. Fatigue behaviour of steel welded joints is taken into account and a general fatigue scatter band is proposed. The non local stress is computed, namely the effective stress, by means of a completely numerical solution of local elastic stress field. In complex 3D welded details the critical point turns out from the analysis and it is not assumed a priori.

**PAROLE CHIAVE.** Fatica, giunti saldati, tensioni non-locali.

### INTRODUZIONE

Il disegno e la modellazione tridimensionale assistiti negli ultimi anni sono diventati, in molte aziende del settore meccanico, uno standard di progettazione che offre il vantaggio di cogliere l'aspetto e il funzionamento nelle tre dimensioni nonché la possibilità di usare la formulazione matematica dei volumi considerati per ulteriori elaborazioni. Nel caso delle saldature, ed in particolare dei cordoni d'angolo, nella rappresentazione tridimensionale diviene naturale la schematizzazione con figure prismatiche o di rivoluzione aventi spigoli vivi. Tale assunzione è di fatto vicina alla realtà in quanto i cordoni di saldatura ottenuti ad arco, sono caratterizzati da raggi di raccordo il cui valore medio è nell'ordine di grandezza di qualche decimo di millimetro [1-3]. Se da una parte, l'adozione di uno spigolo vivo può semplificare la modellazione del componente, dall'altra, dal punto di vista dell'analisi strutturale, si introduce nel campo tensionale una singolarità (ossia un punto con soluzione tendente all'infinito) che impedisce l'uso di modelli di verifica basati sulla imposizione di un limite tensionale. L'idea di confrontare un limite ritenuto ammissibile per il materiale con il valore di picco del campo di tensione, non può essere adottato in quanto qualunque valore assunto per la tensione ammissibile viene inevitabilmente superato purché ci si avvicini sufficientemente allo spigolo.

In queste situazioni la letteratura scientifica a volte consiglia di utilizzare le tensioni nominali o le tensioni di hot spot [4]. Purtroppo le prime (nominali) spesso non sono definite o calcolabili in modelli solidi geometricamente complessi. Le tensioni di hot spot hanno altri problemi: il primo è che necessitano di un post-processing manuale e spesso non chiaro



nella procedura da seguire; inoltre le previsioni sono a volte imprecise (approssimative), non valutano l'effetto scala o non sono in grado di predire il comportamento meccanico di punti di rottura diversi dal piede del cordone (come i cedimenti alla radice del cordone).

Per una trattazione teorica degli aspetti matematici e geometrici, in presenza di un raggio di raccordo nullo dei cordoni di saldatura, è possibile affidarsi ad approcci locali basati sul calcolo dei Notch Stress Intensity Factors (NSIF) valutati in prossimità dei punti in cui innesca la cricca per fatica [6-11]. Nel caso in cui solo modo I sia singolare o di modo I predominante su modo II, l'NSIF può essere usato direttamente per il calcolo della vita a fatica utilizzando specifiche bande di dispersione [7, 8, 11], mentre in condizioni di modo misto di sollecitazione, o nell'ottica di utilizzare un'unica banda di dispersione valida per qualunque angolo di apertura del cordone di saldatura, si rende necessario l'impiego di un parametro di validità più generale come, ad esempio, l'energia media all'interno di un settore circolare posto in prossimità del punto critico [9-11].

Per gli aspetti più applicativi sarebbe opportuno disporre di un approccio metodologico che sia congruente con l'inquadramento agli NSIF per l'analisi del comportamento a fatica, ma al contempo adatto all'impiego per un computo interamente numerico del problema della resistenza a fatica indipendentemente dalla complessità del giunto senza assumere a priori il punto di innesco della cricca. Ossia l'obiettivo è quello di proporre una metodologia, adatta al calcolo della resistenza a fatica delle giunzioni saldate e capace, indipendentemente della complessità del giunto, di riportare la verifica a fatica al calcolo di un valore "efficace" della tensione calcolabile con strumenti automatici integrati con solutori agli elementi finiti.

La presente memoria presenta una possibile soluzione del problema metodologico attraverso l'approccio denominato "gradiente implicito" [12-14].

Per validare il metodo proposto, saranno considerati dati sperimentali presi dalla letteratura di giunzioni saldate analizzabili con schemi bidimensionali, altresì a dettagli strutturali complessi schematizzati con modelli tridimensionali.

## MODELLO NON LOCALE

Assegnato un corpo generico di volume  $V$ , in accordo con le referenze [15] e [16] è possibile definire una tensione equivalente non locale  $\bar{\sigma}$  nel punto generico  $P$  del volume  $V$  come media integrale di una tensione equivalente locale  $\sigma_{eq}$  pesata con una opportuna funzione  $\alpha$  che tiene in considerazione la distanza  $s$  del generico punto  $Q$  dal punto  $P$  dei punti del volume  $V$  ( $s=|PQ|$ ):

$$\bar{\sigma}(P) = \frac{1}{V_r(P)} \int_V \alpha(|PQ|) \sigma_{eq}(Q) dV \quad \text{in } V \quad (1)$$

Nell'equazione (1), il simbolo  $V_r(P)$  denota il volume di riferimento calcolato come  $V_r(P) = \int_V \alpha(|PQ|) dV$ .

Senza entrare nel dettaglio dei modelli non locali, il problema del calcolo della tensione equivalente non locale  $\bar{\sigma}$  può essere trasferito alla risoluzione di una equazione differenziale del secondo ordine [17]. Dopo aver assunto la  $\bar{\sigma}$  come tensione efficace ai fini della resistenza a fatica ( $\sigma_{eff}$ ), l'integrale (1) equivale a risolvere la seguente equazione differenziale:

$$\sigma_{eff} - c^2 \nabla^2 \sigma_{eff} = \sigma_{eq} \quad \text{in } V \quad (2)$$

dove  $c$  è una dimensione intrinseca legata al materiale in esame,  $\nabla^2$  è l'operatore di Laplace e  $\sigma_{eq}$  è la tensione equivalente locale ritenuta responsabile del danno a fatica (per una trattazione più approfondita del problema si rimanda alle referenze [12-14]).

## CALCOLO DELLA TENSIONE EFFICACE

L'obiettivo del presente lavoro è quello di risolvere l'equazione differenziale (2) in presenza di singolarità tensionali indotte dai cordoni di saldatura pensati come intagli ideali a spigolo vivo. A tale scopo, è stata messa a punto una procedura di tipo numerico capace di risolvere il problema (2) della non-località della tensione in modo completamente automatico.

Nel caso di sollecitazione a fatica con carichi in fase, le direzioni principali rimangono invariate nel tempo ed il calcolo a fatica può risolversi facendo riferimento ai soli valori minimi e massimi della tensione efficace. In particolare, per le saldature che non hanno subito un trattamento di distensione termica, è sufficiente far riferimento al solo range della tensione efficace ( $\Delta\sigma_{\text{eff}}$ ). Perciò, per le saldature, nella (2) andranno inserite le variazioni  $\Delta$  che subiscono le tensioni nel ciclo di fatica.

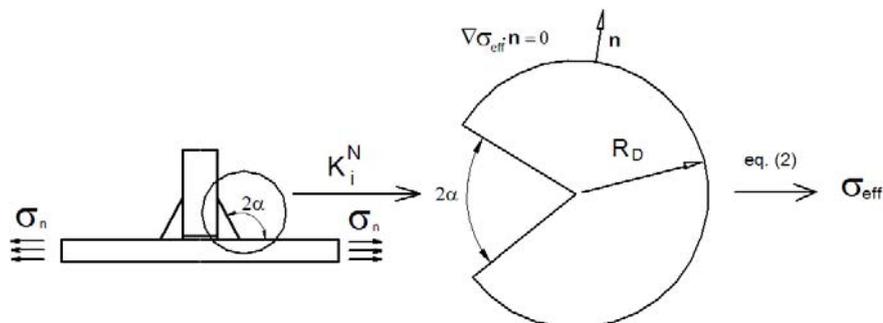


Figura 1: Geometria di riferimento.

### *Soluzione numerica 2D*

Alcune tipologie di giunti saldati come i giunti a croce e i giunti a T, possono essere studiati come giunzioni a sviluppo bidimensionale ipotizzando nulli i gradienti di tensione nella terza dimensione.

Noto il parametro  $\nu$  del materiale in esame e le condizioni al bordo, è possibile risolvere l'equazione ellittica (2) nell'intero volume  $V$  in funzione della tensione equivalente  $\sigma_{\text{eq}}$  scelta. Espressioni asintotiche della tensione  $\sigma_{\text{eq}}$  equivalente possono essere valutate se si conoscono a priori i valori dei Notch Stress Intensity Factors (NSIF) nel punto in cui innesca la cricca per fatica [13]. Sfruttando un sistema di riferimento polare, la soluzione numerica può essere ottenuta su un settore circolare di raggio  $R_D$  di dimensioni maggiori al parametro  $\nu$  del materiale ( $\nu \ll R_D$ ). La Fig. 1 mostra il dominio di integrazione e le condizioni al bordo applicate. Come condizioni al bordo, in [13] sono state prese in esame solo le condizioni di Neumann che esprimono l'ortogonalità del gradiente della soluzione cercata con la normale uscente al bordo del dominio di integrazione (dal punto di vista fisico ciò equivale ad imporre un flusso nullo della soluzione in direzione ortogonale al bordo). Ciò nonostante, se non sono noti gli NSIF della saldatura si può comunque ricorrere ad una soluzione completamente numerica del problema differenziale.

La Fig. 2, riporta un esempio di calcolo della tensione  $\Delta\sigma_{\text{eff}}$  (adimensionalizzata rispetto alla tensione nominale nel piatto più spesso) ottenuta a partire da una analisi lineare elastica del problema tensionale che vede nei sei punti indicati in figura una singolarità del campo di tensione in accordo con la soluzione di Williams [18]. In Fig. 2, come tensione equivalente  $\sigma_{\text{eq}}$  locale è stata assunta la tensione principale massima. Appare evidente che la singolarità del campo di tensione di partenza viene smussata, ottenendo un campo di tensione equivalente non locale di tipo continuo su tutto il giunto. La sola analisi della tensione efficace riportata come grafico tridimensionale al di sopra del dominio di integrazione, fornisce contemporaneamente la posizione di probabile innesco del difetto per fatica ed il valore del picco della tensione efficace. Va comunque sottolineato che a sostegno di quanto calcolato numericamente, accurate soluzioni analitiche di casi mono-dimensionali e bi-dimensionali sono riportate nelle referenze [12, 13].

### *Soluzione numerica 3D*

Nel caso di strutture saldate complesse per le quali non sia possibile ridursi ad uno schema di calcolo bidimensionale o nel caso in cui gli NSIF non siano noti, la procedura presentata al punto *Soluzione numerica 2D* non può essere applicata. Per superare il problema, è stata messa a punto una procedura di calcolo integrata, che partendo da un modello CAD 3D della saldatura è capace di risolvere il problema del calcolo della tensione efficace  $\sigma_{\text{eff}}$  sull'intero componente. Il problema della realizzazione di una mesh sufficientemente accurata sia per il calcolo tensionale che per la risoluzione del sistema differenziale (2), può essere gestito in modo completamente automatico con mesh di tipo adattativo. In questo modo non è richiesta a priori la conoscenza del punto di innesco della cricca da parte dell'operatore ma è necessario fornire solamente la geometria, i vincoli ed i carichi esterni agenti. Le Fig. 3 e 4 mostrano esempi di modelli CAD e delle relative mesh 3D, ad elementi tetraedrici, adatte per la risoluzione dell'Eq. (2). Nelle figure viene anche illustrato il campo tensionale non locale  $\Delta\sigma_{\text{eff}}$ . La lettura del picco di  $\Delta\sigma_{\text{eff}}$ , accompagnato da una mappatura a scale di colori, consentirà al

progettista di localizzare la zona critica della connessione saldata permettendo inoltre di calcolare il coefficiente di sicurezza o la vita a fatica del particolare saldato sulla base delle curve di progetto riportate nei successivi capitoli. Gli esempi riportati nel seguito mostreranno l'efficienza del metodo e la sua capacità di prevedere la resistenza a fatica di strutture complesse tridimensionali.

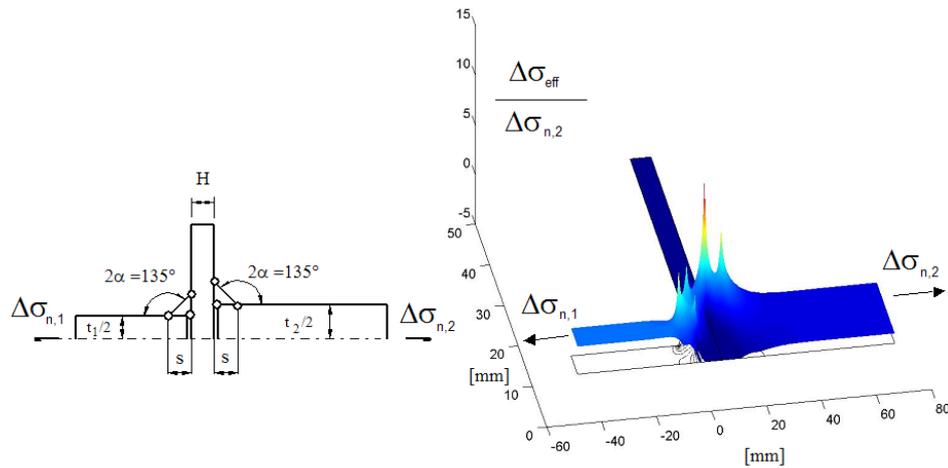


Figura 2: Tipica soluzione in termini di tensione efficace di una giunzione piana a cordone portante. La tensione non locale è adimensionalizzata rispetto alla tensione nominale nel piatto di maggiore spessore.

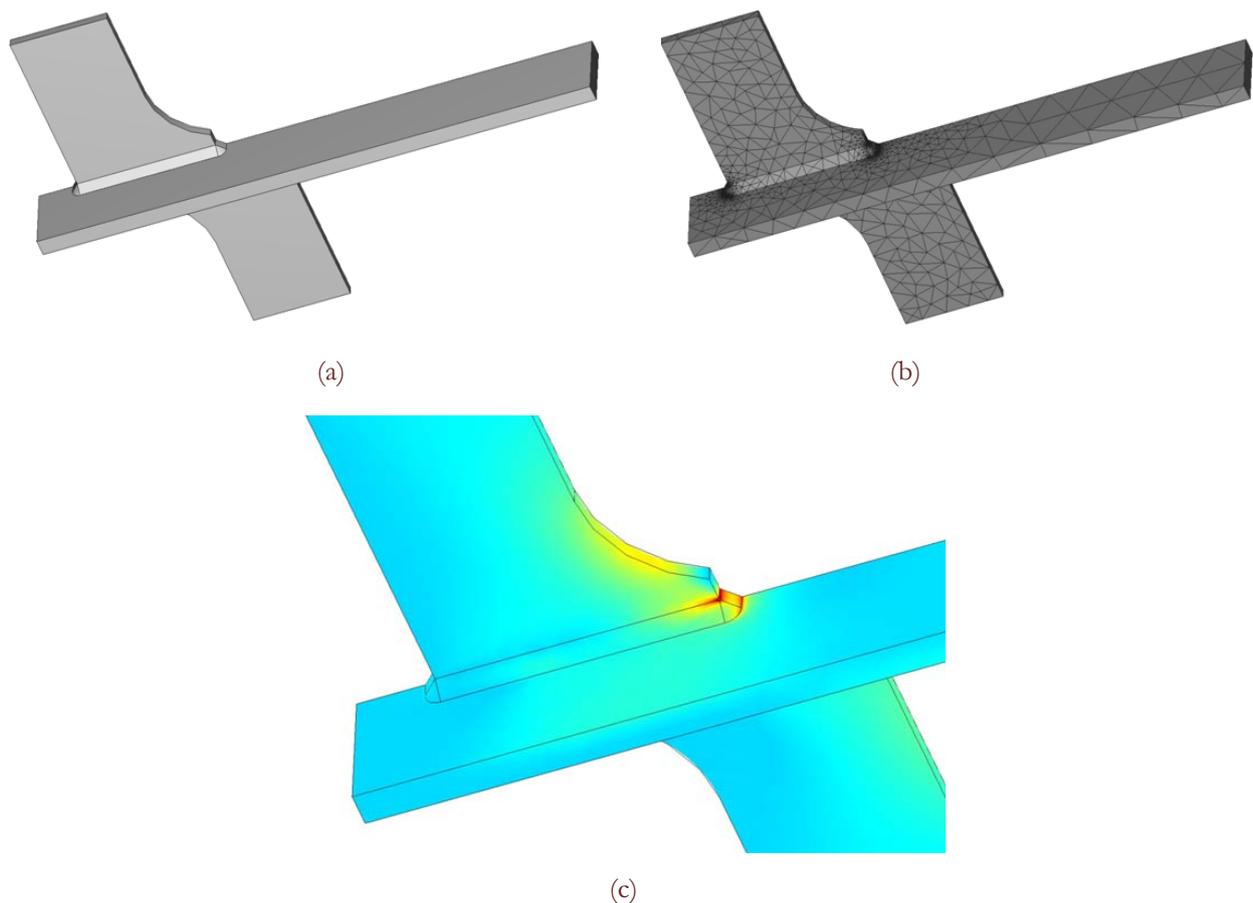


Figura 3: Esempio di mesh e soluzione ottenuto in automatico partendo dal modello CAD di un giunto complesso:

- a) Modello CAD di un giunto a cordone portante sollecitato a trazione sul piatto principale.
- b) Mesh ad elementi tetraedrici utilizzata per analizzare il giunto;
- c) Mappatura a scale di colori della tensione efficace (massima tensione principale come tensione equivalente non locale;  $c=0.2$  mm).

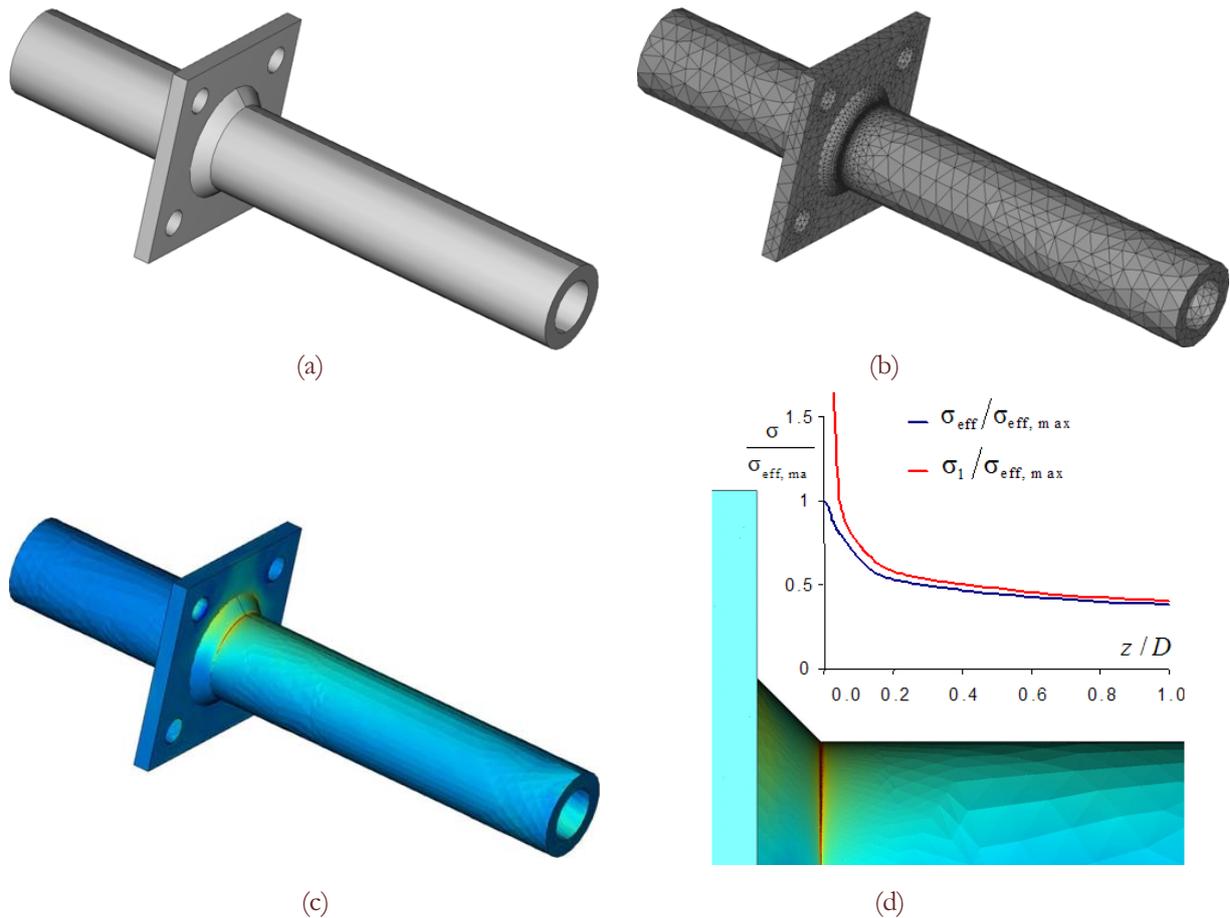


Figura 4: Esempio di mesh e soluzione ottenuta in automatico partendo dalla geometria del giunto. a) Modello CAD di un giunto a cordone portante sollecitato a flessione-torsione. b) Mesh ad elementi tetraedrici utilizzata per analizzare il giunto; c) Mappatura a scale di colori della tensione efficace (massima tensione principale come tensione equivalente non locale;  $c=0.2$  mm); d) Andamento della tensione principale massima  $\sigma_1$  e della tensione efficace  $\sigma_{eff}$  lungo una generatrice esterna del cilindro. I valori sono normalizzati rispetto al valore massimo della tensione efficace  $\sigma_{eff, max}$  e sono rappresentati in funzione della distanza  $z$  dal piede del cordone normalizzata rispetto al diametro esterno del tubo  $D$ .

### VALUTAZIONE DEL PARAMETRO $c$ PER LE SALDATURE

Ipotesizzato che il parametro  $c$  dipenda solamente dal materiale, è possibile calcolarne il suo valore numerico confrontando la resistenza a fatica, in termini di variazione della tensione efficace  $\Delta\sigma_{eff}$ , di saldature con rotture alla radice ( $2\alpha=0^\circ$ ) con saldature aventi rotture al piede ( $2\alpha=135^\circ$ ). In accordo con la referenza [12], il valore di  $c$  per le saldature ad arco in acciaio è di circa 0.2 mm ( $c^2=0.04$  mm<sup>2</sup>). D'altra parte, analisi numeriche [12] e soluzioni analitiche [13] hanno evidenziato che  $c$  è legato attraverso una costante di proporzionalità  $\varkappa$  alla distanza critica di El-Haddad et al. [21], definita dal limite di fatica del provino liscio  $\sigma_0$  e dal valore di soglia dello Stress Intensity Factor  $\Delta K_{th}$ :

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left( \frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma_0} \right)^2 \quad (5)$$

Perciò, in un caso generale noto  $a_0$  risulta immediato il calcolo di  $c$  in relazione alla tensione equivalente assunta. La relazione fra  $a_0$  e  $c$  può essere così riassunta [12]:

$$c = \varkappa a_0 \quad (6)$$

La Tab. 1 propone il valore di  $\varkappa$  per le diverse tensioni equivalenti.



Tensione equivalente locale	Tipo di sollecitazione	$z$ $c = z a_0$
massima principale	Stato piano di tensione	0.545
von Mises	Stato piano di tensione	0.456
Tresca	Stato piano di tensione	0.545
massima principale	Stato piano di deformazione	0.545
von Mises	Stato piano di deformazione	0.224
Tresca	Stato piano di deformazione	0.267

Tabella 1: Valori del parametro  $z$  per differenti tensioni equivalenti [12].

### BANDA DI DISPERSIONE PER LE SALDATURE E CURVA DI PROGETTO

Il metodo del gradiente implicito consente di rendere continuo un campo di tensione singolare anche nell'ipotesi di materiale lineare elastico. Con tale formulazione è possibile, utilizzare il picco di tensione direttamente per il calcolo del coefficiente di sicurezza senza incorrere in errori formali. Utilizzando dati sperimentali di letteratura è possibile tracciare una banda di dispersione per le saldature nel campo della vita a termine fra  $10^4$  e  $5 \cdot 10^6$  cicli. Con riferimento alle serie sperimentali precedentemente analizzati nelle referenze [7, 8, 11], in Fig. 4 è stata tracciata la banda di dispersione in termini di variazione della tensione equivalente non locale massima  $\Delta \sigma_{\text{eff,max}}$  calcolata in prossimità del punto di innesco della cricca. Gli spessori del piatto principale e degli irrigidimenti variavano da 3 a 100 mm. Il valore della pendenza della curva di Wöhler risulta pari a 3 ed il valore di riferimento a  $2 \cdot 10^6$  cicli al 97.7% di probabilità di sopravvivenza è di 151 MPa.

In Fig. 4 è possibile osservare che la curva di progetto proposta dall'Eurocodice 3 [5] per i particolari tagliati all'ossitaglio automatico presenta una classe di resistenza (140 MPa a  $2 \cdot 10^6$ ) di poco inferiore al valore ottenuto per una probabilità di sopravvivenza del 97.7% (151 MPa).

Perciò, in analogia con l'Eurocodice 3 potremo dire che le giunzioni saldate, indipendentemente dalla loro forma, sollecitate principalmente a modo I, ricadono tutti all'interno di una stessa classe, quantificabile in circa 150 MPa con pendenza fra  $10^4$  e  $5 \cdot 10^6$  cicli pari a 3.

Caso	s [mm]	h [mm]	$t_1$ [mm]	$t_2$ [mm]
1	6	14	14	14
2	6	14	9	14
3	6	6	9	14
4	6	6	9	25

Tabella 2: Valori dei parametri geometrici di Fig. 2.

### ESEMPI APPLICATIVI

Il problema differenziale (2), tranne nel caso di una cricca su una piastra di dimensione infinita [13], non è di semplice soluzione e comunque impone la conoscenza degli NSIF. Perciò ai fini progettuali risulta sicuramente molto efficiente una soluzione completamente numerica del problema differenziale. A tale scopo, è stata messa a punto una procedura di calcolo che richiede all'operatore come dati di ingresso la geometria del giunto e la costante  $\epsilon$  del materiale

ignorando completamente il problema della singolarità in prossimità degli intagli acuti ed affidando il problema della convergenza a soluzioni di tipo adattivo.

#### *Giunzioni a T sollecitate a flessione*

In Fig. 5, sono riportati i valori sperimentali di rotture avvenute al piede del cordone di saldatura per una giunzione avente un angolo diverso da quello esaminato in Fig. 4. I risultati numerici contrassegnati dal simbolo sono relativi ad un giunto a T sollecitato a flessione con angolo di apertura del cordone di  $118^\circ$ . Tali punti vanno a cadere all'interno della banda di dispersione precedentemente calcolata.

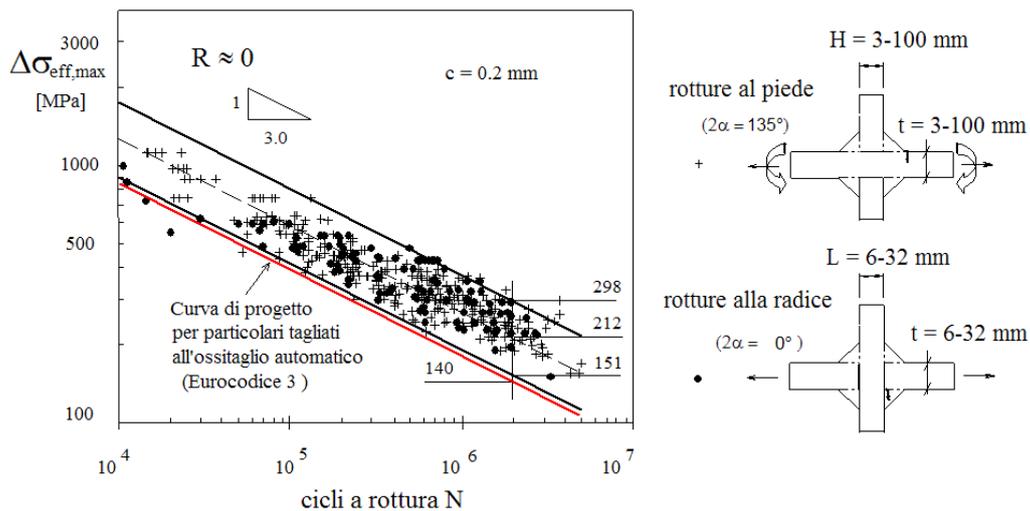


Figura 5: Banda di dispersione per giunzioni saldate ad arco in acciaio in termini di tensione efficace massima ottenuta con il metodo del gradiente implicito ( $R$  rapporto di ciclo)

#### *Previsione della zona di innesco della cricca per giunzioni a croce a cordone portante sollecitate a trazione*

Un altro interessante esempio è quello relativo allo studio del punto di innesco della cricca per fatica in un giunto a croce a cordone portante sollecitato a trazione in cui gli spessori dei piatti principali siano diversi [22]. La Fig. 6 mostra la geometria del giunto in esame mentre le dimensioni geometriche delle 4 serie analizzate nella referenza [22] sono riportate in Tab. 2. I punti critici di probabile innesco della cricca per fatica sono i punti evidenziati con un "cerchio" in Fig. 2. Nonostante le differenze geometriche fra le quattro serie di Tab. 2, dal punto di vista sperimentale si sono sempre osservate rotture alla radice del cordone di saldatura dalla parte piatto più spesso.

I risultati della relativa elaborazione numerica del campo di tensione sono riportati in Fig. 2 adimensionalizzati rispetto alla tensione nominale applicata al piatto di spessore maggiore.

Il picco della tensione equivalente non locale risulta massimo in prossimità della radice del cordone di saldatura sul piatto di spessore maggiore esattamente nel punto in cui l'evidenza sperimentale indica il punto di rottura.

#### *Previsione della vita a fatica in giunti complessi tridimensionali*

In generale nei componenti saldati, le cricche nucleano in corrispondenza dei piedi o delle radici dei cordoni cosicché il problema del valore dei carichi da applicare al componente è soprattutto legato all'individuazione del punto di innesco della cricca per fatica. Per mostrare la versatilità del gradiente implicito allo studio della resistenza a fatica di strutture saldate complesse, saranno analizzati quattro differenti tipologie di giunti la cui geometria non può essere ridotta al 2D:

- a) giunti con irrigidimento longitudinale (spessore piatto principale 2 o 6 mm);
- b) giunti con irrigidimento circolare (spessore piatto principale 8 mm);
- c) giunti a cordone portante sollecitati a flessione (spessore piatti 12 mm);
- d) giunti saldati composti da profilati tubolari a sezione rettangolare (spessore profili 7.9 mm).

La Fig. 7, a titolo di esempio, mostra il valore della tensione effettiva ottenuta a partire dalla tensione massima principale. Le zone in cui si ha la massima sollecitazione effettiva  $\Delta\sigma_{\text{eff}}$ , coincidono, di fatto, con quelle in cui si ha la frattura per fatica.

L'accordo fra risultati sperimentali e previsione della vita a fatica è soddisfacente per i giunti delle serie (a) e (b) come evidenziato in Fig. 8. Per le serie (c) e (d) la previsione della vita a fatica appare conservativa (vedere Fig. 9) e ciò potrebbe essere giustificato fondamentalmente per due motivi: 1) nella serie (c) e (d) è presente un carico di torsione nei cordoni di saldatura che comporta la presenza di un modo III singolare assente nelle giunzioni a croce sollecitate a trazione o a flessione; 2) il metodo del gradiente implicito così come è stato proposto in questa sede, è adatto per il calcolo della vita di innesco e di prima propagazione del difetto per fatica. Nel caso di strutture complesse, tale approccio potrebbe risultare in vantaggio di sicurezza nel momento in cui si trascurata completamente la fase di propagazione del difetto. Tuttavia, per quanto riguarda il primo dei due aspetti, gli autori stanno cercando di introdurre nel modello di calcolo del gradiente implicito un approccio di tipo multiassiale alla fatica capace di prendere in considerazione il completo stato di tensione locale.

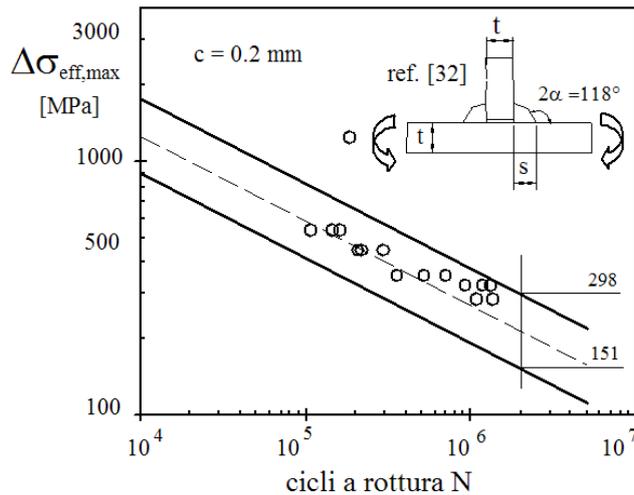


Figura 6: Previsione della resistenza a fatica calcolata per via completamente numerica di una saldatura a T avente angolo di apertura di  $118^\circ$  sollecitata a flessione ( $t=10$  mm,  $s=7.8$  mm,  $R=0.1$ ).

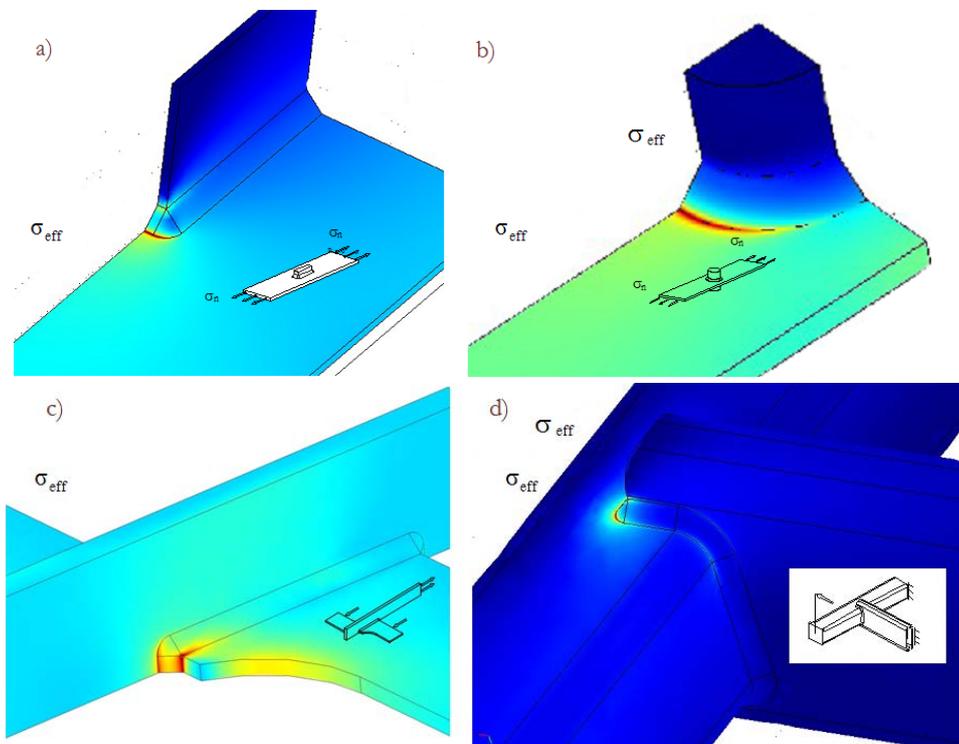


Figure 7: Modelli e risultati ottenuti in termini di tensione effettiva per piastre irrigidite sollecitate a trazione (massima tensione principale come tensione equivalente non locale,  $c=0.2$  mm).

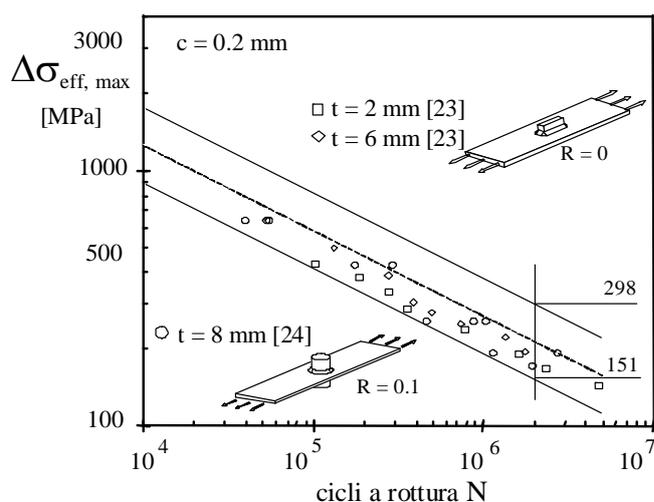


Figura 8: Previsione della vita a fatica di giunti irrigiditi utilizzando il metodo del gradiente implicito ( $t$  spessore piatto principale).

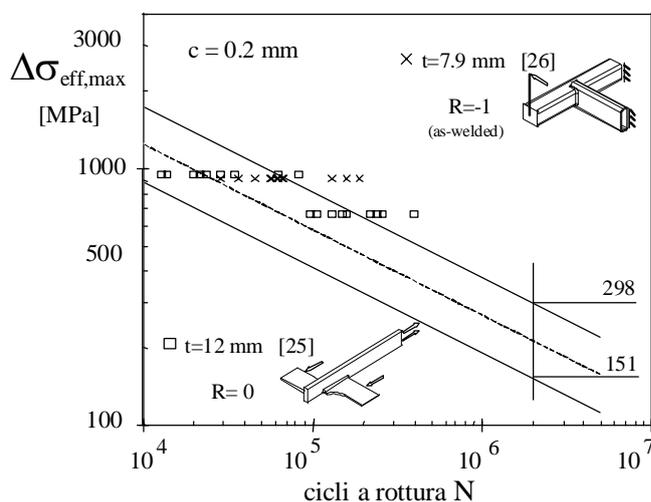


Figura 9: Previsione della vita a fatica di giunti con irrigidimento non simmetrico e di giunti ottenuti con profili tubolari ( $t$  spessore piatto principale).

## CONCLUSIONI

Una procedura di verifica a fatica basata sul metodo del gradiente implicito consente di affrontare il problema della singolarità del campo di tensione senza ricorrere a modifiche geometriche del componente in esame o all'impiego di schematizzazioni non lineari del materiale. Disaccoppiando il problema della resistenza dall'effetto gradiente Per durate a fatica superiori a  $10^4$  cicli, il materiale può essere schematizzato come lineare elastico.

Per giunzioni saldate sollecitate prevalentemente a modo I, il valore del massimo della tensione equivalente non locale, ottenuto dall'analisi numerica, può essere usato come dato di ingresso nella curva di riferimento del comportamento a fatica delle saldature. In questo caso, il metodo del gradiente implicito riporta il calcolo della vita a fatica delle saldature complesse al metodo delle tensioni ammissibili indipendentemente dalla forma del componente in esame.

Per giunzioni sollecitate a modo misto è necessario l'impiego di una procedura più articolata la quale punto per punto del cordone di saldatura costruisce la curva di Woehler in funzione delle reali condizioni di sollecitazione del corpo.

Il problema delle singolarità tensionali nella progettazione a fatica, in questo articolo, è stato risolto proponendo una filosofia di progettazione basata sui metodi a gradiente implicito capaci di rendere continui i campi di tensione singolari indotti dalla presenza di intagli a spigolo vivo. Tali metodi hanno il vantaggio di poter considerare il materiale come lineare



elastico trasformando il problema del gradiente tensionale nella risoluzione di una equazione differenziale definita sull'intero corpo in esame. La soluzione trovata, definita come tensione equivalente non locale assume il ruolo di tensione efficace per la valutazione della vita a fatica.

Operando in questo modo è possibile studiare il comportamento a fatica delle giunzioni saldate utilizzando un'unica banda di dispersione, definita in questa sede sulla base di numerose prove sperimentali tratte dalla letteratura.

Il metodo proposto offre il vantaggio di prestarsi per una soluzione completamente numerica del calcolo della vita a fatica delle giunzioni saldate complesse.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] T. Lassen, *Welding Journal* 69, Research Supplement, (1990) 75S.
- [2] I. Huther, L. Primot, H.P. Lieurade, J.J. Janosch, D. Colchen, S. Debicz, *Welding in the World*, 35 (2) (1995) 118.
- [3] K.A. Macdonald, P.J. Haagensen, *Engineering Failure Analysis*, 6 (1999) 113.
- [4] D. Radaj, C.M. Sonsino, W. Fricke, *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*, Abington Publishing, Abington (2006).
- [5] Eurocode 3: Design of steel structures; General rules. 1993-1-1 (1993).
- [6] Y. Verreman, B.Nie, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 19 (1996) 669.
- [7] P. Lazzarin, R. Tovo, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 21 (1998) 1089.
- [8] P. Lazzarin, P.Livieri, *Int. J. of Fatigue*, 23 (2001) 225.
- [9] P. Lazzarin, T.Lassen, P. Livieri, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26 (2003) 49.
- [10] P. Lazzarin, R. Zambardi, *Int. J. of Fracture*, 112 (2001) 275.
- [11] P. Livieri, P. Lazzarin, *Int. J. of Fracture*, 133 (2005) 247.
- [12] R. Tovo, P. Livieri, E. Benvenuti, *Int. J. of Fracture*, 141 (2006) 497.
- [13] R. Tovo, P. Livieri, *Engineering Fracture Mechanics*, 74 (2007) 515.
- [14] R. Tovo, P. Livieri, *Engineering Fracture Mechanics*, 75 (7) (2008) 1804.
- [15] E. Kroener, *Int. J. Sol. Struct.*, 3 (1967) 731.
- [16] C.A. Eringen, D.G.B. Edelen, *Int. J. Engng. Science*, (1972) 233.
- [17] R.H.J. Peerlings, R. de Borst, W.A.M. Brekelmans, J.H.P. de Vree, *Int. J. Num. Meth. Engn.*, 39 (1996) 3391.
- [18] M.L. Williams, *J.I of Applied Mechanics*, 19 (1952) 526.
- [19] P. Lazzarin, R. Tovo, *Int. J. of Fracture*, 78 (1996) 3.
- [20] B. Gross, A. Mendelson, *Int. J. of Fracture Mechanics*, 8 (1972) 267.
- [21] M. H. El Haddad, T.H.Topper, K. N.Smith, *ASME, J.of Engineering Material and Technology*, 101 (1979) 42.
- [22] S. Kainuma, I.T. Kim, *Int. J. of Fatigue*, 27 (2005) 810.
- [23] T.R.Gurney, *Fatigue of thin walled joints under complex loading*. Abington Publishing, Abington (1997).
- [24] L. Susmel, R. Tovo, *Int. J. of Fatigue*, 28 (2006) 564.
- [25] W. Fricke, O. Doerk, *Int. J. of Fatigue*, 28 (2006) 141.
- [26] H Kyuba, P. Dong, *Int. J. of Fatigue*, 27 (2005) 85.



## Analisi basata sugli sforzi locali della resistenza a fatica di giunzioni incollate di materiali compositi

S. Beretta, A. Bernasconi

*Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica, via La Masa 34 – 20156 Milano, stefano.beretta@polimi.it*

A. Pirondi, F. Moroni

*Università degli Studi di Parma, Dipartimento di Ingegneria Industriale, viale G.P. Usberti, 181/A - 43100 Parma*

---

**RIASSUNTO.** Il lavoro prende spunto dai risultati di un'analisi sperimentale del comportamento a fatica di giunzioni incollate di materiali compositi laminati di elevato spessore formati da strati di unidirezionale e di tessuto di fibra di carbonio. I giunti sono stati realizzati in modo tale da saggiare l'influenza della lunghezza di sovrapposizione (da 25,4 mm a 110,8 mm), della forma del giunto (con e senza rastremazione), e della composizione degli aderendi (sostituzione di uno degli aderendi in composito con uno in acciaio). Mediante analisi 2D elastiche con il metodo degli elementi finiti sono state ricavate le distribuzioni degli sforzi all'interno dello strato di adesivo, al fine di individuare un parametro utile alla descrizione del comportamento a fatica in termini di sforzi locali - numero di cicli a rottura. Il ruolo della fase di propagazione viene discusso alla luce di osservazioni dell'avanzamento della frattura, condotta su alcuni dei giunti testati.

**ABSTRACT.** Results of fatigue tests on adhesive lap joints of thick (10 mm) composite laminates are presented and discussed. Specimens of different overlap length (from 25 to 110 mm), different shape (with and without taper) and different materials (composite on composite, composite on steel) were fatigue tested. In order to investigate on the relationship between peak elastic stresses in the adhesive layer and fatigue life, a 2D structural analysis of the joints by the finite element method was performed. This analysis suggested that peak elastic stresses in the adhesive layer could be adopted as a design criterion, at least as an engineering tool for industrial applications. The role of crack propagation is also discussed, on the basis of some observations during fatigue tests.

**PAROLE CHIAVE.** Fatica; Giunti incollati; Sforzi locali; Materiali compositi

---

### INTRODUZIONE

La resistenza a fatica delle giunzioni incollate di materiali compositi riveste particolare importanza per molte applicazioni in cui si renda necessario adottare la soluzione dell'incollaggio per abbinare l'efficienza meccanica dei materiali compositi con le proprietà di altri materiali, per esempio per inserti resistenti all'usura, oppure quanto dettato da esigenze costruttive o economiche (può risultare utile collegare parti in composito tra loro per ridurre i costi - più stampi di forme meno complesse invece di un unico stampo più complesso - o per garantire la modularità per componenti appartenenti a piattaforme di prodotto differenti). Inoltre il fenomeno della fatica di queste giunzioni presenta aspetti peculiari legati alle caratteristiche degli aderendi in materiale composito [1].

In questo lavoro sono state analizzate alcune giunzioni incollate di materiali compositi e di materiale composito su acciaio, al fine di verificare se fosse possibile adottare un criterio di resistenza a fatica basato sui valori degli sforzi assunti localmente nello strato di adesivo, come suggerito in [2]. Una soluzione di questo tipo si è infatti dimostrata valida per interpretare la resistenza statica [3]. Sebbene in questo modo il risultato sia semplicemente una condizione limite per le

---

forze trasmesse dai giunti, rinunciando a priori ad una descrizione dettagliata del fenomeno fisico (nucleazione e propagazione [4], variazioni di percorso delle fratture durante la propagazione, effetto della singolarità degli sforzi in corrispondenza delle discontinuità geometriche, come mostrato ad esempio in [5]), tale soluzione presenta l'indubbio vantaggio di prestarsi facilmente al trasferimento ad applicazioni industriali.

## ATTIVITÀ SPERIMENTALE

La forma e le dimensioni dei provini utilizzati per le prove di fatica sono riportati in Fig. 1. In Fig. 1 sono anche riportate le sigle utilizzate nel seguito per indicare i lotti di provini. Si tratta di quattro lotti di giunti a sovrapposizione semplice. Per tre di questi lotti gli aderendi sono entrambi di materiale composito, mentre per il restante lotto uno dei due aderendi è realizzato in acciaio strutturale ad alta resistenza S690. Il materiale composito è un laminato di 9.9 mm di spessore, composto da alternanze di lamine unidirezionali e di tessuto di fibre di carbonio a basso modulo immerse in matrice polimerica, la cui legge di laminazione è riportata in Tab. 1. L'adesivo utilizzato è un epossidico bi-componente ad alta resistenza (3M 9323). Lo spessore di 0.2 mm dello strato di adesivo è stato assicurato mediante inserimento di fili di rame di diametro calibrato disposti longitudinalmente rispetto all'asse dei provini, con eccezione dei provini LS 25,4 mm.

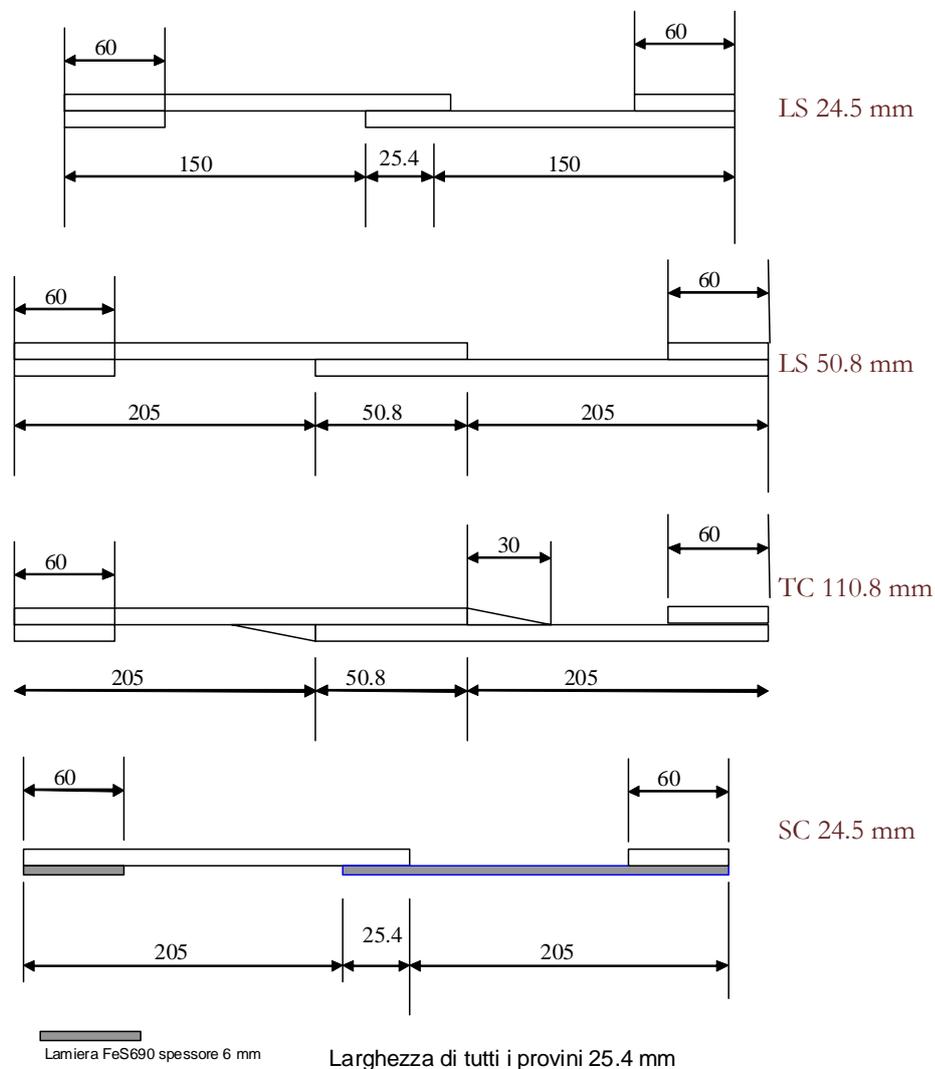


Figura 1: Forma e dimensioni dei provini (non in scala).

T 45° / UD<sub>5</sub> / T 0° / T 45°<sub>2</sub> / T 0°<sub>2</sub> / T 45°<sub>2</sub> / T 0° / UD<sub>5</sub> / T 45°

Tabella 1: Legge di laminazione del laminato (T, tessuto da 0.66 mm di spessore; UD, unidirezionale di 0.33 mm di spessore).

Per poter eseguire le prove senza introdurre componenti di flessione durante l'afferraggio dei giunti nella macchina di prova, sono stati aggiunti mediante incollaggio talloni di alluminio di spessore uguale a quello del laminato. Per i provini della serie rastremata, è stato richiesto di terminare la rastremazione con un dente iniziale di altezza 1 mm. La geometria del dente è riportata in Fig. 2. Le prove sono state eseguite presso i Laboratori del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano, utilizzando una macchina di prova servo-idraulica Schenck Hydropuls da 250 kN di portata. Le prove sono state condotte in un ambiente a temperatura variabile tra 23°C e 26 °C, con il solo controllo della temperatura mediante impianto di condizionamento. Le prove di fatica sono state condotte in controllo di carico ad una frequenza di 2 Hz. Le prove sono state interrotte alla completa separazione della giunzione. Il rapporto di carico  $R = F_{\min}/F_{\max}$  è stato imposto uguale a 0.

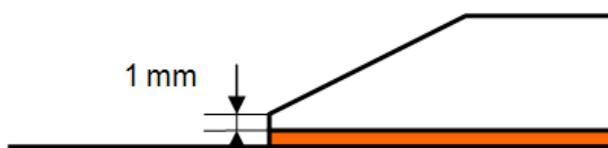


Figura 2: Dettaglio del dente al termine della rastremazione.

La caratterizzazione dell'adesivo è stata invece eseguita presso i laboratori del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Parma. Le proprietà dell'adesivo sono state determinate mediante prove di trazione su un provino ottenuto colando l'adesivo in uno stampo avente forma di un provino standard ASTM 628 tipo IV e attendendone la solidificazione in forno secondo il ciclo di cura previsto dal produttore. Il provino è stato strumentato con un clip-gage e due strain-gages rispettivamente a 0° e 90° rispetto alla direzione del carico, in modo da poter valutare il modulo elastico  $E$  ed il coefficiente di Poisson  $\nu$ . I valori così ottenuti sono  $E = 2300$  MPa,  $\nu = 0,33$ .

## RISULTATI

Riportando in un unico grafico i valori di forza massima applicata (normalizzate rispetto alla forza media necessaria per portare a rottura i giunti LS 25,4 mm in 100.000 cicli) e il corrispondente numero di cicli a rottura, i punti sperimentali relativi ai quattro lotti di giunti si dispongono come in Fig. 3, dove sono riportate anche le quattro curve interpolanti e risultati sperimentali secondo una legge lineare in scala doppio logaritmica. E' evidente che a seconda del tipo e della forma del giunto, nonché della lunghezza di sovrapposizione, si ottengono quattro curve distinte.

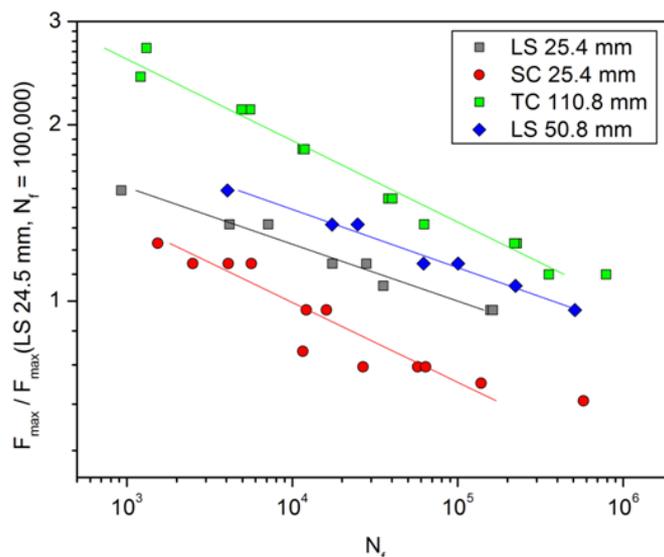


Figura 3: Curve Forze-Numero di cicli a rottura dei quattro lotti di giunti.



## ANALISI DELLE FRATTURE

**A** separazione finale dei due aderendi avvenuta, l'ispezione delle superfici di frattura rivela nella maggior parte dei campioni LS 25,4 mm una zona di probabile cedimento contenuta all'interno dello strato di adesivo, che interessa tutta l'area di sovrapposizione, come mostrato in Fig. 4. Ciò invece non è avvenuto nei giunti SC 25,4 mm, in cui il cedimento è presumibilmente avvenuto sempre all'interfaccia adesivo-acciaio o adesivo-composito, come si può dedurre dall'aspetto delle superfici di frattura, tutte simili a quella riportata in Fig. 5. Nel caso dei giunti con maggior lunghezza di sovrapposizione (da 50,8 mm a 110 mm) si è osservato una maggioranza di cedimenti riconducibili ad una fase di nucleazione in corrispondenza di uno o di entrambi gli estremi della sovrapposizione, seguita da apparente propagazione nello strato di adesivo e ulteriore propagazione interlaminare tra primo strato di tessuto e unidirezionale che ha interessato buona parte della sovrapposizione, come si può osservare in Fig. 6 per i giunti LS 50,8 mm e in Fig. 7 per i giunti TC 110,8 mm.



Figura 4: Superficie di frattura di un giunto LS 25,4 mm.



Figura 5: Superficie di frattura di un giunto SC 25,4 mm.

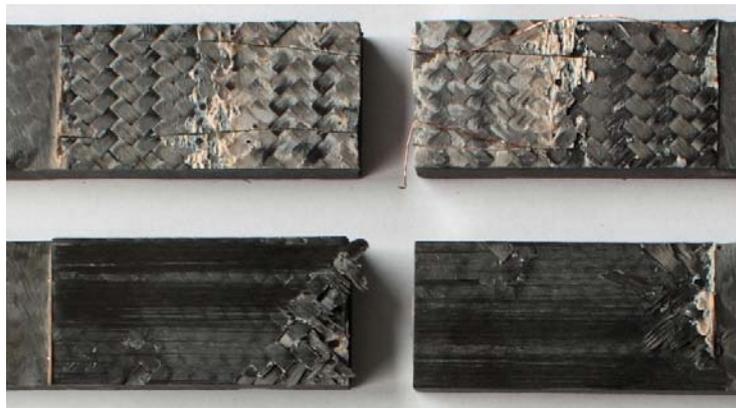


Figura 6: Superficie di frattura di giunti LS 50,8 mm .



Figura 7: Superficie di frattura di un TC 110,8 mm.



### INTERPRETAZIONE DEI RISULTATI SULLA BASE DEGLI SFORZI LOCALI

I giunti sono stati analizzati con il metodo degli elementi finiti, con lo scopo di determinare la distribuzione degli sforzi all'interno dello strato di adesivo. Per fare ciò, sono stati adottati modelli 2D in stato di deformazione piana, utilizzando per la modellazione dello strato di adesivo elementi quadratici a 8 nodi di altezza pari a 0,05 mm, così da distribuire quattro elementi nello spessore dello strato di adesivo. Gli aderendi sono stati modellati rispettando la legge di laminazione, assegnando cioè le costanti elastiche delle rispettive lamine alle partizioni del modello operate per rappresentare fedelmente la sovrapposizione dei diversi strati.

Sono state condotte analisi elastiche lineari, adottando per lo strato di adesivo una legge elastica lineare, con i valori di modulo elastico e coefficiente di Poisson ricavati dalle prove di caratterizzazione sull'adesivo colato in massa. Le costanti elastiche delle lamine sono state assegnate sulla base dei risultati di prove di caratterizzazione meccanica eseguite presso i Laboratori del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano, utilizzando una macchina di prova elettromeccanica MTS RF 150. I valori degli sforzi tangenziali paralleli al piano dell'adesivo, degli sforzi perpendicolari allo stesso piano, dello sforzo tangenziale massimo, misurato attraverso la definizione di sforzo equivalente secondo Tresca e dello sforzo principale massimo, sono stati letti sul piano medio dell'adesivo in corrispondenza del nodo maggiormente sollecitato.

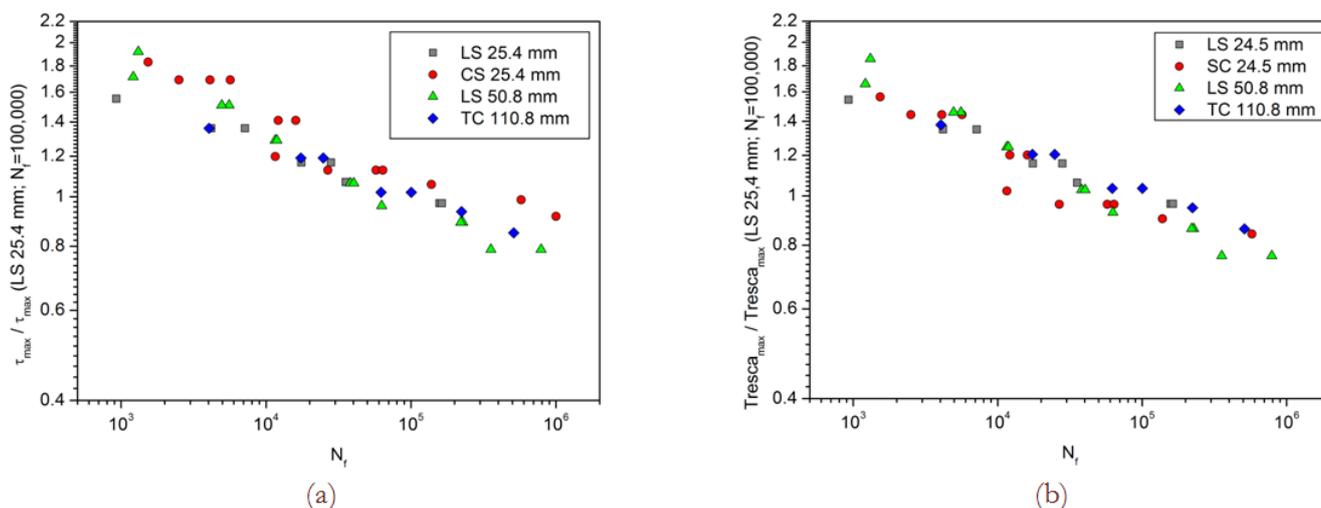


Figura 8: Diagramma numero di cicli a rottura - sforzo massimo di taglio parallelo allo strato di adesivo (a) e numero di cicli a rottura - sforzo massimo di Tresca (b), calcolati con modelli 2D agli elementi finiti.

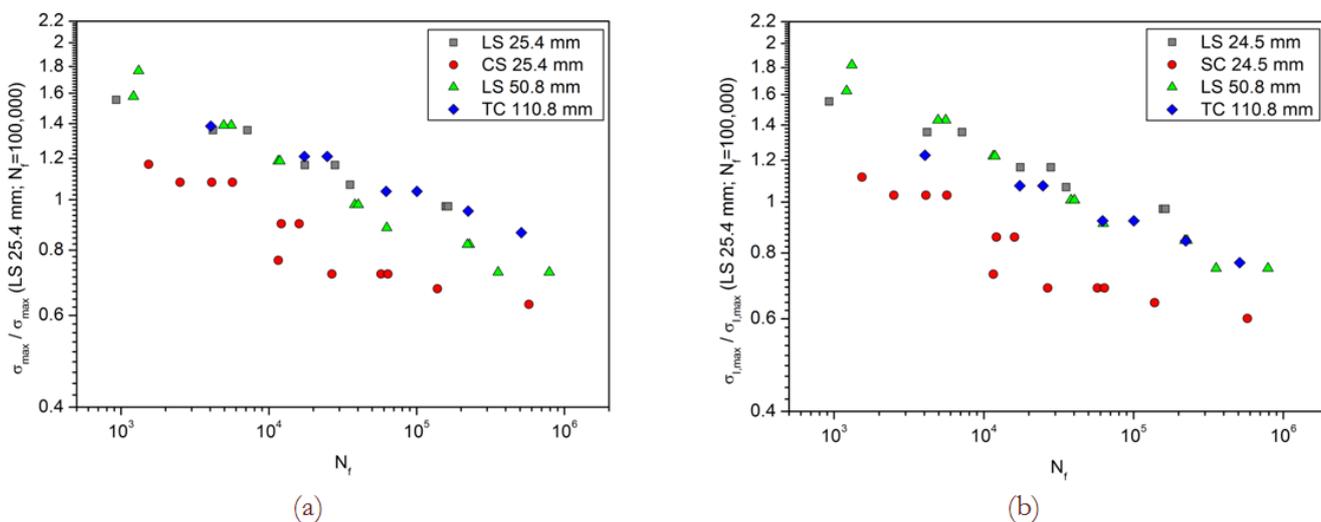


Figura 9: Diagrammi numero di cicli a rottura - sforzo massimo normale perpendicolare allo strato di adesivo (a) e numero di cicli a rottura- sforzo principale massimo (b), calcolati con modelli 2D agli elementi finiti.

I punti sperimentali sono stati quindi riportati nei grafici delle Fig. 8 e 9, dove i numeri di cicli a rottura sono stati riportati in funzione rispettivamente dello sforzo massimo di taglio, dello sforzo massimo normale, dello sforzo massimo di Tresca e dello sforzo principale massimo. Tutte le grandezze sono state normalizzate dividendo per il valore relativo ai provini di tipo LS 25.4 mm, per una durata media di 100.000 cicli. Come si può osservare in Fig. 8a, la correlazione tra numero di cicli e sforzo massimo di taglio è migliore di quella esistente tra cicli e sforzo massimo normale (Fig. 9a), sebbene in quest'ultimo caso la maggior parte della dispersione sia da attribuire al giunto acciaio-composito, in cui si è osservato come la frattura sia propagata essenzialmente all'interfaccia tra acciaio e adesivo (Fig. 5). Il ruolo degli sforzi normali, già proposto come parametro di verifica in [7], sembra tuttavia essere meglio interpretato se si valuta la loro combinazione con gli sforzi tangenziali, attraverso la misura di Tresca. In questo caso, come è possibile osservare nel grafico di Fig. 9b, si ottiene un'ulteriore riduzione della dispersione rispetto all'adozione della sola componente di taglio. Ciò sembrerebbe suggerire l'adozione di questo parametro come criterio di verifica valido per tutti i tipi di giunzione (invece, analogamente a quanto osservato per lo sforzo normale, anche lo sforzo principale massimo – Fig. 9b – presenta una correlazione più bassa con il numero di cicli). Tuttavia è necessario sottolineare come questo modello, sebbene consenta un'ottima correlazione con i dati sperimentali, non tenga in nessun conto l'effettivo meccanismo di evoluzione del danno di fatica, che è caratterizzato da un ruolo predominante delle fasi di propagazione, come mostrato di seguito.

### ANALISI DELLE FASI DI NUCLEAZIONE E DI PROPAGAZIONE

**P**er meglio comprendere il ruolo della fase di nucleazione e le modalità di propagazione, alcuni provini (in più rispetto a quelli di cui sono riportati i risultati in Fig. 3) sono stati monitorati durante la prova di fatica mediante osservazione al microscopio ottico dello strato di adesivo affiorante sul fianco del provino. Le osservazioni sono state fatte ad intervalli regolari, sospendendo la prova e ponendo il giunto in tensione ad un carico uguale al carico massimo nel ciclo per il tempo strettamente necessario per l'acquisizione dell'immagine.

In Fig. 10 sono riportate le osservazioni dell'evoluzione del danneggiamento di un giunto LS 25,4 mm. La prova è durata complessivamente 17200 cicli e si è interrotta per la completa separazione dei lembi del giunto. Come si può osservare dalla figura, la frattura è nucleata già a soli 500 cicli, rappresentata da una delaminazione all'interno del primo strato di tessuto sottostante l'adesivo, osservabile in corrispondenza dell'inizio della sovrapposizione degli aderendi. Questa frattura è poi propagata nella lamina e tra 12500 e 16000 cicli la frattura ha deviato all'interno dello strato di adesivo fino a quando è intervenuto il cedimento, avvenuto in corrispondenza di un avanzamento della frattura di circa 7 mm.

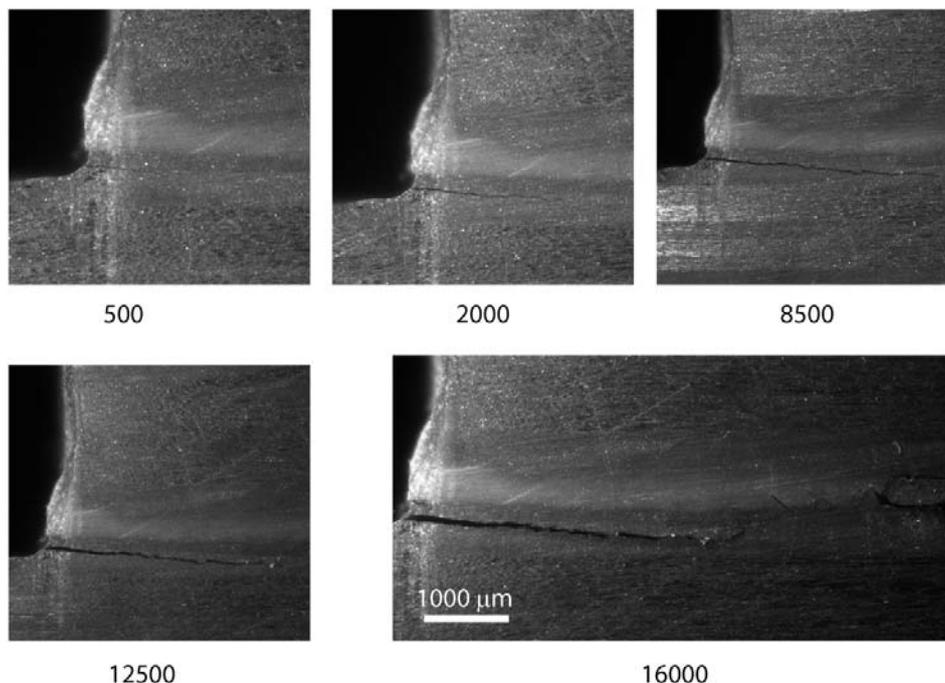


Figura 10: Osservazioni dell'evoluzione del danneggiamento di un giunto da LS 25,4 mm (durata della prova: 17200 cicli).

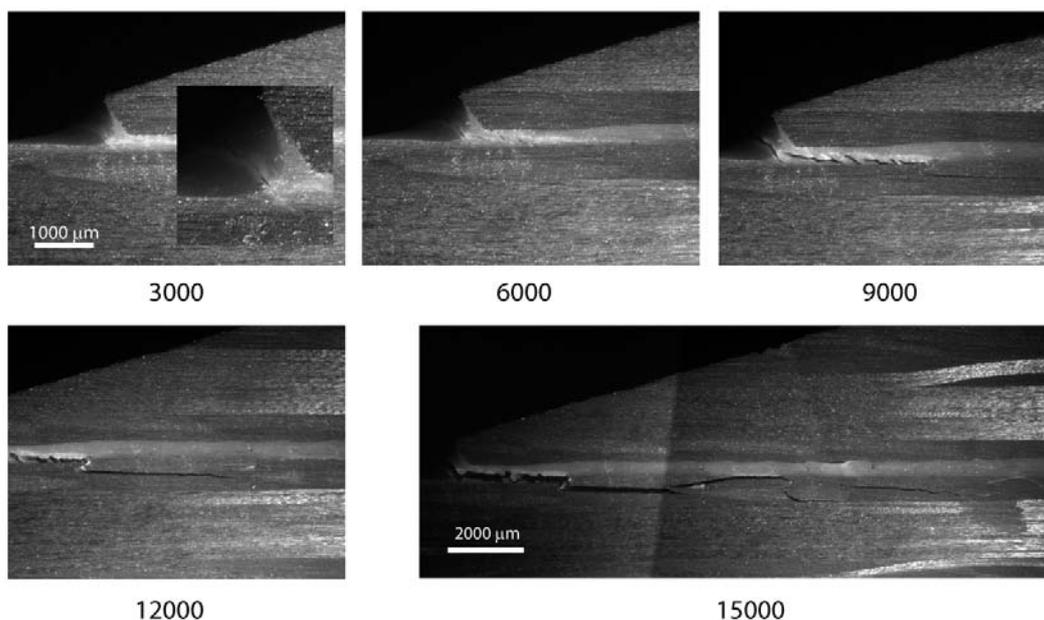


Figura 11: Osservazioni dell'evoluzione del danneggiamento di un giunto da TC 110.8 mm (durata della prova: 18700 cicli).

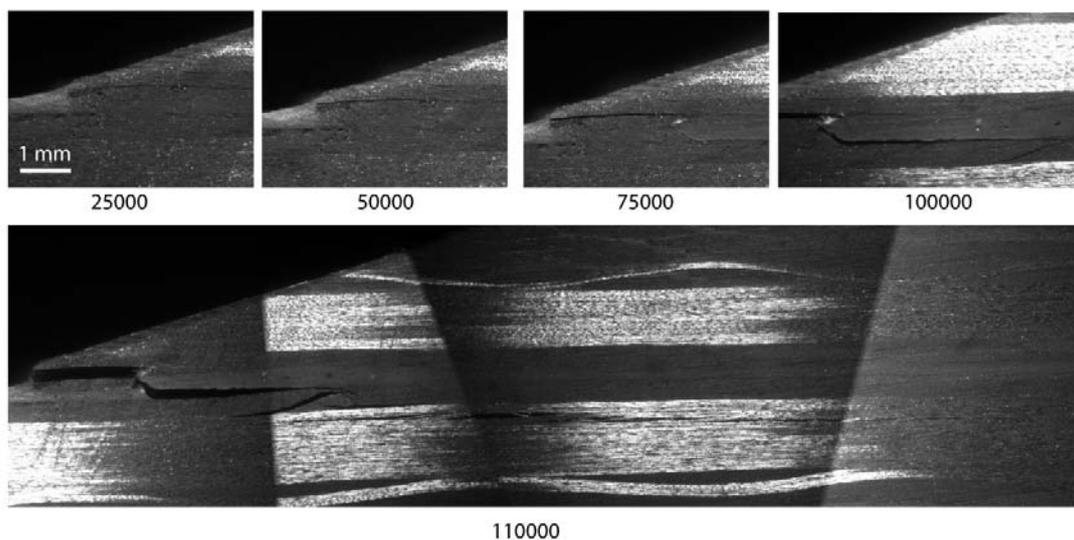


Figura 12: Osservazioni dell'evoluzione del danneggiamento di un giunto da TC 110.8 mm (durata della prova: 140500 cicli).

Nel caso invece di un giunto TC 110.8 mm, come è possibile osservare in Fig. 11, la fase di nucleazione è iniziata a circa 3000 cicli (su una durata complessiva della prova di 18700 cicli), con lo sviluppo di una frattura all'interno dello strato di adesivo, visibile in corrispondenza del termine della sovrapposizione rastremata. Fino a 9000 cicli la propagazione è avvenuta all'interno dello strato di adesivo, per poi interessare la lamina sottostante, con un successivo percorso di avanzamento della frattura caratterizzato da numerosi cambi di direzione, presumibilmente attribuibili alla struttura non omogenea della lamina di tessuto. Il cedimento finale è avvenuto dopo un avanzamento della frattura di più di 50 mm dall'estremo della sovrapposizione.

Nel caso infine di una prova condotta ancora su un giunto da 110 mm di sovrapposizione rastremato, ma ad un livello di forza massima inferiore, tale da determinare una durata di 140500 cicli, si è osservata una nucleazione per delaminazione in corrispondenza dell'inizio della sovrapposizione, nell'aderendo superiore (Fig. 12). A 75000 cicli il percorso della frattura ha deviato nell'interfaccia tra l'aderendo inferiore e l'adesivo, accompagnato da una contemporanea delaminazione nell'aderendo inferiore, come si può vedere dall'immagine ripresa a 100000 cicli. La propagazione ha successivamente



interessato la lamina di unidirezionale sottostante il primo strato di tessuto, raggiungendo un'estensione di più di 80 mm (di cui 40 mm percorsi negli ultimi 20000 cicli).

Tipo di giunto	$N_{TOT}$	$N_i$	$N_i / N_{TOT}$
LS 25.4 mm	17200	500	0.03
TC 110.8 mm	18700	3000	0.16
TC 110.8 mm	140500	25000	0.18

Tabella 2: Valori della frazione di vita  $N_i/N_{TOT}$  spesa nella fase di nucleazione.

Mentre nel caso di giunti ad elevata lunghezza di sovrapposizione la fase di propagazione risulta sempre evidente anche ad occhio nudo in virtù degli elevati valori di apertura dei lembi della frattura, a sua volta effetto delle elevate lunghezze di propagazione, per individuare questo fenomeno nei giunti da 25,4 mm di sovrapposizione è stata necessaria l'osservazione al microscopio. Sebbene non siano state monitorate tutte le prove, sulla base di queste osservazioni è ragionevole concludere che l'effettivo meccanismo di evoluzione del danno di fatica sia caratterizzato da un ruolo predominante della fase di propagazione, come riassunto in Tabella 2, in cui viene riportato per ciascun provino la frazione  $N_i/N_{TOT}$ , dove rispetto al numero di cicli totale  $N_{TOT}$ ,  $N_i$  corrisponde al momento in cui è stata rilevata la nucleazione della frattura. I valori riportati confermano il ruolo predominante della fase di propagazione e risultano mediamente più bassi rispetto ai valori riportati in [8], ricavati da una base molto più ampia di osservazioni, ma che si riferiscano a laminati più sottili (spessore 1,6 mm contro i 9,9 mm dei giunti oggetto di questo lavoro).

## CONCLUSIONI

L'analisi numerica mediante modelli agli elementi finiti di giunzioni incollate di aderenti realizzati in materiale composito di elevato spessore ha permesso di definire lo sforzo equivalente di Tresca quale parametro utile alla previsione del comportamento a fatica in termini di numero di cicli totale. Il valore dello sforzo equivalente è stato ricavato da modelli 2D e fa riferimento alla sollecitazione massima registrata in corrispondenza del piano medio dell'adesivo. L'adozione di questo parametro ha permesso di ottenere una buona correlazione con il numero di cicli a rottura, indipendentemente dalla forma del giunto, dalla lunghezza di sovrapposizione e del tipo di aderenti (limitatamente all'alternativa tra acciaio e un particolare laminato, mentre non sono state prese in considerazione leggi di laminazione differenti da quella testata).

Questi risultati sembrano suggerire che uno sforzo equivalente locale possa essere proposto come strumento di uso ingegneristico per la verifica di giunzioni incollate di materiali compositi. Tuttavia, alla luce di alcune osservazioni del comportamento locale delle giunzioni durante le prove di fatica, è stato evidenziato un ruolo predominante della fase di propagazione, che avviene sia nello strato di adesivo sia per cedimento inter- e intra-laminare. L'attività di ricerca futura si orienterà pertanto nella direzione di caratterizzare il comportamento a frattura del sistema composito/adesivo e di sviluppare modelli adeguati alla previsione della fase di propagazione in giunti incollati di materiale composito di elevato spessore.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] W.C. de Goeij, M.J.L. van Tooren, A. Beukers, *Materials and Design*, 20 (1999) 213.
- [2] A.D. Crocombe, G. Richardson, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 19 (1999) 19.
- [3] L. Goglio, M. Rossetto, E. Dragoni, *Int. J. of Adhesion & Adhesives*, 28 (2008) 427.
- [4] M. Dessureault, J. K. Spelt, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 17 (1997) 183.
- [5] M. Quaresimin, M. Ricotta, *Int. J. of Fatigue*, 28 (2006) 1166.
- [6] H. Hadavinia, A. J. Kinloch, M.S.G. Little, A.C. Taylor, *Int. J. of Adhesion and Adhesives*, 23 (2003) 449.
- [7] M. Imanaka, H. Nakayama, K. Morikawa, M. Nakamura, *Composite Structures*, 31 (1995) 235.
- [8] M. Quaresimin, M. Ricotta, *Composites Science and Technology*, 66 (2006) 176.



# Notiziario IGF

## Gruppo Italiano Frattura



n. 20 - Luglio 2009

### IN QUESTO NUMERO

- 1) Editoriale del Presidente IGF;
- 2) Verbale dell'Assemblea Annuale dei Soci 2008;
- 3) Verbali dei Consigli di Presidenza;
- 4) Resoconto delle attività IGF 2008-09
- 5) Resoconto delle attività TC-ESIS 2008-09;
- 6) Prossime attività IGF;
- 7) Calendario congressi internazionali ;
- 8) ESIS Procedures and Documents ([www.esisweb.org](http://www.esisweb.org))
- 9) Modulo di iscrizione IGF-ESIS.

### **Presidente IGF**

Giuseppe Ferro - Politecnico di Torino  
Dipartimento di Ingegneria Strutturale e Geotecnica  
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129, Torino  
Tel. 011-5644885, Fax 011-5644899; [ferro@polito.it](mailto:ferro@polito.it)

### **Segretario IGF – Curatore Notiziario**

Francesco Iacoviello - Università di Cassino  
Dipartimento di Meccanica, Strutture, Ambiente e Territorio  
Via G. di Biasio 43, 03043 Cassino (FR)  
Tel./Fax 07762993681; [iacoviello@unicas.it](mailto:iacoviello@unicas.it)

### EDITORIALE DEL PRESIDENTE

Il Gruppo Italiano Frattura compie quest'anno 26 anni e festeggia a Torino, dove è nato nel lontano 1981 presso uno studio notarile nelle vicinanze del Politecnico di Torino, il 20 Congresso Nazionale. L'associazione in tenera età ha avuto e prosperato spinta non solo dal fervore di colleghi universitari, ma soprattutto dall'entusiasmo di molti ricercatori provenienti dal mondo della ricerca industriale, quasi scomparsa oggi in Italia. Un forte stimolo allora veniva certamente posto dal nucleare con le problematiche relative alla sicurezza strutturale e alle quali la meccanica della frattura poteva fornire validi strumenti e nuove certezze.

Da allora si sono succeduti 5 presidenti, prima del sottoscritto, ed a parte la finestra della presidenza Reale, dal 1994 al 1998, si è vista una presenza al vertice IGF dal 1988 ad oggi di colleghi del Politecnico di Torino.

Il mio primo approccio all'IGF è datato 1994, l'allora decimo Congresso IGF tenutosi anche in quella circostanza a Torino. La mia elezione in Consiglio di Presidenza è avvenuta due anni dopo, in occasione del 12° Congresso a Parma. Da allora, per ben tredici anni ho cercato di aiutare il gruppo spinto soprattutto da un forte entusiasmo. Un grosso impegno per il gruppo è stato quello di organizzare il congresso mondiale ICF, sempre a Torino nel 2005, anno in cui sono succeduto alla presidenza del Gruppo ad Alberto Carpinteri. Il post congresso è stato uno dei periodi più cupi del gruppo. Risultava difficile ripartire con attività routinarie dopo la sbronza di un evento di tale importanza, che aveva drenato praticamente tutte le attenzioni per sette anni. La mia acclamazione a presidente (senza votazione in quel di Bologna nel 2004) è stata forse motivata dalla necessità di trovare qualcuno con l'esperienza acquisita all'interno di IGF e che potesse in tale frangente far ripartire l'associazione con un consiglio di presidenza fortemente rinnovato. Le prime riunioni sono state invero abbastanza strane. Del vecchio Consiglio eravamo rimasti in 4: il sottoscritto, lo storico del Gruppo, Donato



Firrao, la colonna portante degli ultimi credo 20 anni, Angelo Finelli, e Stefano Beretta, mio compagno di avventura nell'ESIS. I nuovi: Franco Furguele, Francesco Iacoviello, Roberto Frassine, Francesca Cosmi e Lorenza Barsanti ci guardavano con aria un pò perplessa per capire quali obiettivi porci e come organizzare il lavoro. I primi tre anni (2004-2007) come detto sono stati veramente duri. Nel secondo biennio, nel quale a Lorenza è subentrato Mario Guagliano abbiamo inserito il turbo. Il Consiglio (mi verrebbe di chiamarlo il gruppetto) di presidenza si è amalgamato in modo perfetto, e anche se l'impegno profuso dai singoli non sia stato omogeneo, la serenità e la fiducia reciproca instauratasi ha permesso agli stacanovisti (Iaco e Angelo fra i più) di poter lavorare a fondo per raggiungere dei livelli e degli obiettivi onestamente non molto credibili agli inizi.

Fra le varie attività che mi onoro di aver portato a termine (con il durissimo, costante ma a detta dell'interessato, giocoso lavoro del Segretario Iaco) spicca la rivista "Frattura e Integrità Strutturale", rivista completamente online, tra le prime in Italia e forse in assoluto e che ha superato i 9000 downloads dalla sua nascita. Non è da meno il sito del Gruppo (gruppofrattura.it), all'interno del quale siamo riusciti a inserire gli atti di tutti i Congressi IGF e dagli ultimi due anche tutte le presentazioni video, collezionando circa 800 papers. Alcuni di questi, soprattutto i più antichi, hanno a mio avviso anche una certa valenza storica. In particolare i giovani ricercatori possono desumere da essi quali passi avanti ci siano stati relativamente alle basi teoriche della meccanica della frattura, ma anche quali siano stati i progressi da un punto di vista dell'informatica.

Nei prossimi anni l'IGF si troverà ad affrontare due sfide cruciali: il ritorno del nucleare in Italia che aprirà scenari nuovi e probabilmente con opportunità mai avute nel recente passato e ICM-11 (International Conference on Materials) che si terrà a Como nel giugno del 2011, che costituisce uno dei più importanti Congressi nell'ambito dei materiali, portato in Italia dai colleghi milanesi e che vedrà l'IGF come al solito protagonista nell'organizzazione dell'evento.

Davanti a questo scenario, visti i miei pressanti impegni sia come segretario ESIS, sia come Vice Rettore del Politecnico e visto il mio crescente impegno in qualità di esperto che sto ricoprendo da qualche tempo al Consiglio Superiore dei Lavori Pubblici, impegni che non mi hanno permesso di svolgere con il consueto rigore e disponibilità di tempo, il mio impegno come Presidente IGF, sentiti i colleghi del Consiglio di Presidenza, ho deciso che sia meglio per l'IGF lasciare la Presidenza. Tale decisione è stata anche motivata dall'idea che una più rapida rotazione delle cariche sociali eviti una fossilizzazione dei ruoli e un maggior coinvolgimento dei membri del Consiglio di Presidenza alla vita dell'Associazione. Credo che sia importante far capire anche all'esterno che il gruppetto di Consiglieri che ha operato nella fase di ricostruzione dell'IGF sia formato da un gruppo di amici, dove non esiste una gerarchia preconstituita e dove solo con l'impegno di tutti ci si può porre più ambiziosi obiettivi, primo fra tutti quello della rivista internazionale, "Acta Fracturae", che da anni ho in mente ma che solo con il lavoro di un gruppo molto coeso può vedere la luce.

Auguro un futuro radioso per il gruppo, e spero di poter contribuire con qualche consiglio di vecchio saggio ai futuri successi. Alè IGF. Avanti così e in bocca al lupo al futuro presidente.

IL PRESIDENTE IGF  
GIUSEPPE FERRO

## VERBALE ASSEMBLEA DEI SOCI DEL 5 NOVEMBRE 2008

La riunione ha inizio alle ore 15.15 presso il *Politecnico di Torino*, con il seguente ordine del giorno:

- Approvazione ordine del giorno;
- Approvazione del verbale dell'Assemblea dei Soci del 2 luglio 2007;
- Comunicazioni del Presidente;
- Relazione Annuale del Presidente;
- Relazione del Tesoriere ed approvazione del Bilancio Consuntivo 2007;
- Relazione dei Revisori dei Conti;
- Indirizzi dell'attività dell'Associazione nell'anno 2008-09;
- Previsione finanziaria e quota associativa 2009;
- Varie ed eventuali

Risultano presenti i seguenti Consiglieri: Cosmi, Ferro (Presidente), Finelli, Furguele, Firrao, Guagliano, Iacoviello .  
Sono presenti i seguenti Soci: Bagheri Fard, Carboni, Di Cocco, Piacente, Valentini,



Punto 1 all'O.d.G.: Approvazione ordine del giorno.

L'Assemblea dei Soci approva l'ordine del giorno

Punto 2 all'O.d.G.: Approvazione del verbale dell'Assemblea dei Soci del 2 luglio 2007

L'Assemblea dei Soci approva il verbale dell'Assemblea dei Soci del 2 luglio 2007.

Punto 3 all'O.d.G.: Comunicazioni del Presidente

Il Presidente non ha comunicazioni.

Punto 4 all'O.d.G.: Relazione Annuale Presidente

Il Presidente presenta all'Assemblea l'attività svolta durante il 2008. Questa ha visto:

- L'organizzazione presso l'Università di Trieste dal 21 al 24 luglio 2008 della prima Summer School IGF *Elasticity and stress concentration a new way of thinking* (relatore il prof. Yukitaka Murakami), con oltre 50 partecipanti. Contestualmente a tale evento, sono state anche presentate le attività dei dottorandi. I lavori sono stati raccolti in un volume digitale dal titolo *Giovani Ricercatori IGF 2008*.
- l'organizzazione a Torino della Giornata IGF dal titolo "Fatica ad altissimo numero di cicli" il 5 novembre con circa 70 partecipanti;
- Lo sviluppo del sito web IGF con quasi 700 paper inseriti; l'implementazione del sito in un formato "open access" harvestabile, ovvero non solo disponibile su web, ma effettivamente reperibile: il risultato è l'inserimento del database IGF all'interno di oltre 40 biblioteche digitali;
- L'implementazione di una WebTV IGF. Al momento sono stati inseriti gli ultimi 4 eventi IGF con oltre 70 videoregistrazioni (lezioni e presentazioni scientifiche)
- La pubblicazione del numero 6 della rivista ufficiale IGF on-line *Frattura ed Integrità Strutturale*.

Punto 5 all'O.d.G.: Relazione del Tesoriere ed approvazione del Bilancio Consuntivo 2007

Il Tesoriere Angelo Finelli da lettura della relazione, con data 30 aprile 2008:

*L'anno trascorso ha finalmente portato ossigeno alle casse del Gruppo.*

*L'organizzazione di FRAMCOS-6 infatti, grazie al volontariato degli addetti ai lavori ed all'oculatazza nelle spese, ha fruttato un attivo di circa 50 mila euro che saranno divisi fra i cinque organizzatori dell'evento.*

*Voglio qui rimarcare che il successo economico di questo evento è stato realizzato a fronte di un numero di partecipanti non certo elevato (270 paganti a vario titolo) e senza minimamente lesinare sulle spese di catering ed ospitalità.*

*Relativamente al FRAMCOS-6 rimangono ancora pendenti la redistribuzione dei 4/5 dell'attivo ai coorganizzatori e, non ancora contabilizzata ma già inserita nel calcolo dell'attivo, una "donazione" di € 3000 a "International Association for Fracture of Concrete Structures".*

*Questo successo ha permesso di saldare il debito con ESIS, fare fronte ai costi iniziali per la realizzazione del nuovo sito web del Gruppo e, non da ultimo, coprire le spese necessarie alle varie gabelle per la registrazione della nostra rivista.*

*Un sostanziale pareggio ha invece registrato il Convegno IGF 19 magistralmente organizzato dal nostro Vice-Presidente presso il Politecnico di Milano.*

*Come ormai di abitudine, l'andamento del mercato borsistico, ha, ancora una volta, sconsigliato il realizzo dei fondi investito in titoli.*

*Su decisione dell'assemblea di Catania del 2002, a bilancio viene comunque riportato il capitale inizialmente versato a cui viene detratto il valore di un prelievo effettuato nel 2003. Il conto profitti o perdite verrà quantificato al momento di un eventuale completo realizzo.*

*Come si può notare dal Rendiconto Economico, l'anno finanziario 2007 pur con i limiti dovuti alle partite FRAMCOS-6 ancora in atto, porta il capitale del Gruppo da € 61.106,88 a € 93.183,20*

*Il giro di affari della gestione 2007, rilevabile dal Bilancio Consuntivo, è stato invece di € 427.955,52.*

*Un'ultima considerazione di tipo economico (what else): l'utilizzo della posta elettronica per l'invio della newsletter, del notiziario e degli avvisi relativi agli eventi ha permesso di eliminare spese di stampa e postali non indifferenti. Queste però sono state in gran parte sostituite da altre spese necessarie alla manutenzione ed aggiornamento del sito web che rappresenta per noi, in questo momento, un significativo ed insperato strumento di visibilità attivo anche a livello internazionale.*

*Il poter continuare su questa strada necessita pertanto ancora delle nostre idee e delle nostre iniziative che dovranno essere sostenute sia dalla capacità di reperire sponsorizzazioni, sia dalla volontà di lavorare assieme per il conseguimento dei risultati sperati.*

L'Assemblea dei Soci approva all'unanimità.

Punto 6 all'O.d.G.: Relazione dei Revisori dei Conti

Il Segretario Francesco Iacoviello da lettura della relazione dei Revisori dei Conti, V.M. Sglavo e G. Demelio, con data 30 aprile 2008:

*Il Bilancio 2007 chiude con Entrate per € 194.416,29 e Uscite per € 162.340,97. Tenendo conto dell'avanzo di € 61.106,88 della gestione precedente, la presente gestione si chiude con un avanzo di € 93.183,20 che è stato iscritto alla voce Bilancio del Giornalmastro all'inizio dell'anno 2008*

*Nel corso dell'anno 2007 abbiamo verificato che la contabilità del Gruppo è stata tenuta regolarmente e che gli adempimenti fiscali del Gruppo*



sono stati regolarmente ottemperati. Riteniamo pertanto che il Bilancio rifletta conti sinceri in accordo con la realtà dell'Associazione e Vi invitiamo ad approvarlo.

L'Assemblea dei Soci approva all'unanimità

Punto 7 all'O.d.G.: Indirizzi dell'attività dell'Associazione nell'anno 2008-09

Per quanto riguarda le attività previste nel prossimo anno, il Presidente propone le date del 22, 23 e 24 giugno 2009 per lo svolgimento a Torino, presso il Castello del Valentino del prossimo Congresso Nazionale IGF XX.

L'Assemblea dei Soci approva all'unanimità.

Il 9 ed il 10 marzo 2009 è previsto a Forni di Sopra (UD) il workshop dal titolo "Progettazione a Fatica di Giunzioni Saldate (...e non)". L'organizzazione è già in fase avanzata, con la data limite dell'invio dei sommari per il 15 novembre 2008.

Guagliano ha proposto una giornata di studio sul tema "Trattamenti superficiali e tensioni residue nella progettazione meccanica", da tenersi nella prima metà di novembre 2009 presso il campus Bovisa del Politecnico di Milano.

L'Assemblea dei Soci approva all'unanimità.

Punto 8 all'O.d.G.: Previsione finanziaria e quota associativa 2009

L'Assemblea approva all'unanimità di lasciare immutata la quota associativa anche per il 2009 (ammontante a 30 €, comprensiva della quota iscrizione ESIS).

Punto 9 all'O.d.G.: Varie ed eventuali

Non essendovi varie ed eventuali, il Presidente scioglie l'Assemblea alle ore 17.00.

## VERBALI DEI CONSIGLI DI PRESIDENZA

Consiglio di Presidenza del 27 gennaio 2009

La riunione ha inizio alle ore 14.00 del 27 gennaio 2009 presso la sede di Metallurgia dell'Università di Roma "Sapienza", via Eudossiana 18, con il seguente ordine del giorno:

- Comunicazioni
- Workshop "Forni di Sopra"
- Convegno Nazionale Torino
- Organizzazione sessione tematica nella prossima "Conferenza Nazionale sulle prove non Distruttive, Monitoraggio, Diagnostica" (Roma 15-17 ottobre)
- Organizzazione sessione congiunta del prossimo Congresso AIAS (Torino 9-11 settembre) oppure AITeM (7-9 settembre)
- Attività IGF 2010
- Varie ed eventuali

Risultano presenti i seguenti consiglieri: Ferro (Presidente), Beretta, Cosmi, Finelli, Firrao, Frassine, Furgiuele, Iacoviello. Partecipa inoltre Luca Susmel in qualità di organizzatore della prossima Giornata IGF.

Punto 1 all'O.d.G.: Comunicazioni

Il Tesoriere Finelli comunica al Consiglio il rendiconto economico 2008.

Cosmi trasmette al Consiglio il pieghevole del prossimo "8<sup>th</sup> Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics", che si terrà in Ungheria il prossimo 20-23 maggio, per l'inserimento nel calendario del sito IGF. Contestualmente comunica al Consiglio che la nona edizione (2010) si terrà a Trieste e che lei coordinerà il comitato organizzatore locale.

Guagliano, via mail, ricorda al Consiglio la disponibilità ad organizzare una giornata dal titolo provvisorio "Frattura, fatica e sforzi residui" nel mese di novembre 2009.

Punto 2 all'O.d.G.: Workshop "Forni di Sopra"

Luca Susmel descrive al Consiglio le attività intraprese fino al momento. Sono previste 25 memorie, di cui tre invitate (Lazzarin, Sonsino e James). Tre aziende contribuiscono sponsorizzando l'evento per un ammontare complessivo di 2400 euro.

Si propone di distribuire i lavori mediante penne USB, oltre ovviamente alla loro pubblicazione nel sito istituzionale. Susmel e Iacoviello raccoglieranno preventivi per penne da 1 e 2 Gb, da utilizzare anche in occasione del prossimo Convegno Nazionale. Iacoviello provvederà alla produzione del volume digitale ed alla sua pubblicazione nel sito.

Punto 3 all'O.d.G.: Convegno Nazionale IGF XX (Torino)



Il Consiglio stabilisce all'unanimità le date relative al prossimo Convegno Nazionale IGF di Torino:

- 17.03.2009: invio Abstract
- 15.04.2009: accettazione Abstract
- 18.05.2009: invio memorie
- 24-26 giugno 2009: Convegno
- 25 giugno: Assemblea dei Soci

Le memorie invitate saranno tenute da David Taylor e da Franz-Josef Ulm.

Punto 4 all'O.d.G.: Organizzazione sessione tematica nella prossima "Conferenza Nazionale sulle prove non Distruttive, Monitoraggio, Diagnostica" (Roma 15-17 ottobre)

Iacoviello da lettura della mail inviata da Marco Sarti contenente la proposta per l'IGF di organizzare una sessione tematica per il prossimo Congresso AIPnD (Roma 15-17 ottobre). Il Consiglio aderisce alla proposta, delegando Beretta all'organizzazione di detta sessione.

Punto 5 all'O.d.G.: Organizzazione sessione congiunta del prossimo Congresso AIAS (Torino 9-11 settembre) oppure AITeM (7-9 settembre)

Iacoviello da lettura della mail inviata da Renzo Capitani contenente la proposta per l'IGF di organizzare una sessione congiunta all'interno dei prossimi eventi AIAS (Torino 9-11 settembre) oppure AITeM (Torino 7-9 settembre). Il Consiglio decide di proporre a Renzo Capitani l'organizzazione di una sessione congiunta all'interno del prossimo convegno AIAS.

Punto 6 all'O.d.G.: Attività IGF 2010

Giornata IGF su "Frattura, fatica e sforzi residui": Considerato il fitto calendario degli impegni previsti per il 2009, il Consiglio decide di chiedere a Guagliano la disponibilità a spostare l'organizzazione di detta giornata ai primi mesi del 2010.

Scuola estiva 2010: Francesca Cosmi conferma la disponibilità della sede di Trieste ad organizzare la Scuola estiva anche nel 2010 e propone di associare l'evento "Giovani Ricercatori IGF 2010" al Convegno "9th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics" di cui sarà organizzatrice. Il Consiglio approva unanimemente la proposta.

Punto 9 all'O.d.G.: Varie ed eventuali.

Non ci sono varie ed eventuali.

Il Presidente scioglie il Consiglio alle ore 16.30.

#### Consiglio di Presidenza del 7 maggio 2009

La riunione ha inizio alle ore 11.00 del 7 maggio 2009 presso i locali del Castello del Valentino, Politecnico di Torino, via Mattioli 39, con il seguente ordine del giorno:

- Comunicazioni
- Organizzazione Convegno Nazionale Torino, 24 – 26 giugno 2009
- Organizzazione sessione tematica nella prossima "Conferenza Nazionale sulle prove non Distruttive, Monitoraggio, Diagnostica" (Roma 15-17 ottobre)
- Organizzazione sessione congiunta del prossimo Congresso AIAS (Torino 9-11 settembre)
- Attività IGF 2010
- Varie ed eventuali

Risultano presenti i seguenti consiglieri: Ferro (Presidente), Beretta, Finelli, Firrao, Furgiuele, Guagliano, Iacoviello.

Punto 1 all'O.d.G.: Comunicazioni

Guagliano ricorda al Consiglio la disponibilità ad organizzare una giornata dal titolo provvisorio "Frattura, fatica e sforzi residui" nel periodo febbraio-marzo 2009.

Punto 2 all'O.d.G.: Organizzazione Convegno Nazionale Torino, 24 – 26 giugno 2009

Iacoviello riferisce che ad oggi sono stati ricevuti 32 sommari, relatori invitati compresi. Il programma del Convegno viene quindi articolato come segue:

24 giugno

- 17.00 – 18.00 Registrazione
- 18.00 – 18.40 Memoria invitata (Ulm)
- 18.40 – 20.15 Sessione
- 20.15 – 21.30 Cena presso il Castello del Valentino
- 21.30 – 22.30 Fuochi d'artificio in onore di San Giovanni

25 giugno

- 9.00 – 10.00 Registrazione
- 10.00 – 10.15 Saluti



10.15 – 11.00 Memoria invitata (Taylor)  
11.00 – 13.00 Sessione  
13.00 Pranzo  
14.30 – 17.10 Sessione  
17.10 – 17.30 Coffee break  
17.30 – 19.30 Assemblea dei Soci  
20.00 Cena sociale

26 giugno

9.00 – 9.45 Memoria invitata (Firrao)  
9.45 – 11.00 Sessione  
11.00 – 11.15 Coffee break  
11.45 – 13.00 Sessione  
13.00 – 13.15 Chiusura lavori

E' stata quindi contattata la locale caffetteria per il pranzo del 15, delegando Ferro e Finelli per gli accordi finali. E' stato delegato Ferro per organizzare i coffee break, la cena del 14 nel Castello e la Cena sociale.

Per quanto riguarda la sessione serale, è stata contattata la persona che gestisce i locali del Castello che ha garantito la presenza del tecnico e del portiere per la serata del 24 giugno.

Considerato il successo riscosso dalla distribuzione degli Atti durante l'ultima giornata IGF di Forni di Sopra (penne USB da 2 Gb), il Consiglio decide di non procedere alla stampa cartacea degli Atti, ma continuare a distribuirli con dette penne (sia con formato sfogliabile che come pdf) ed utilizzando il sito web istituzionale. Iacoviello fa notare che il formato B5 utilizzato fino a questo momento per gli Atti dei Convegni IGF non si presta ad una comoda visualizzazione mediante pc. L'assemblea decide quindi di utilizzare il formato A4, conservando una impaginazione simile a quella già adottata per la rivista IGF.

Punto 3 all'O.d.G.: Organizzazione sessione tematica nella prossima "Conferenza Nazionale sulle prove non Distruttive, Monitoraggio, Diagnostica" (Roma 15-17 ottobre)

Beretta riferisce che al momento sono pervenute 4 memorie per la sessione IGF.

Punto 4 all'O.d.G.: Organizzazione sessione congiunta del prossimo Congresso ALIAS (Torino 9-11 settembre)

Beretta e Furgiuele comunicano che al momento sono previste 10 memorie per la sessione IGF. Il Consiglio ringrazia Beretta e Furgiuele per l'impegno, prevedendo un forte supporto durante dette sessioni al fine di pubblicizzare al meglio l'IGF e le sue attività.

Punto 5 all'O.d.G.: Attività IGF 2010

Giornata IGF dal titolo "Sforzi residui"

Guagliano conferma la disponibilità ad organizzare detta giornata nei primi mesi del 2010. Il Consiglio approva, delegando Guagliano a definire al più presto la data possibile al fine di iniziare al più presto la pubblicizzazione dell'evento.

Giornate IGF

Beretta e Finelli comunicano la possibilità di organizzare due differenti giornate IGF da tenersi nel 2010. Il Consiglio li delega a definire ulteriormente i termini dell'organizzazione, identificando al più presto il soggetto ed un possibile programma.

Scuola estiva 2010

Nel calendario delle attività IGF del 2010 è già presente la Scuola Estiva "Giovani Ricercatori IGF 2010", da organizzare a Trieste associata al Convegno "9<sup>th</sup> Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics" di cui sarà organizzatrice Cosmi. Sono da definire al più presto le date in modo da poter iniziare la pubblicizzazione.

Punto 6 all'O.d.G.: Varie ed eventuali.

Non ci sono varie ed eventuali.

Il Presidente scioglie il Consiglio alle ore 15.00.

## **RESOCONTO DELLE ATTIVITA' IGF 2008-09**

Giornata IGF "Fatica ad altissimo numero di cicli", Torino 5 novembre 2008

Sei relatori, numerosi partecipanti fra cui molti dottorandi, la giornata ha consentito sia di produrre un volume di Atti digitalizzato, che di ampliare la disponibilità della WebTV IGF.



#### Workshop IGF "Progettazione a fatica di giunzioni saldate (... e non)", Forni di Sopra (UD) 9-10 marzo 2009

Oltre venti presentazioni, più di cinquanta iscrizioni, il successo dell'iniziativa è sicuramente dovuto all'impegno degli organizzatori locali, Bruno Atzori e Luca Susmel. Gli Atti sono stati distribuiti utilizzando come supporto delle penne da 2 Gb. Oltre al volume degli Atti disponibile nel sito, ed all'ampliamento della disponibilità della WebTV IGF, il Workshop ha permesso di ottenere un numero dedicato della rivista IGF (luglio 2009).

#### Sito IGF

In quest'ultimo anno sono aumentati notevolmente i contenuti del sito. I lavori disponibili e reperibili in pdf sono prossimi ad ottocento, mentre, per quanto riguarda i video disponibili in streaming, i lavori registrati durante il XX Convegno IGF consentono di superare ampiamente la soglia di cento. Il numero di accessi è costantemente in crescita, sia dall'Italia che dall'estero, ed i principali motori di ricerca inseriscono i contenuti del sito fra le prime dieci risposte per molte chiavi di ricerca (ad esempio, "frattura" oppure "integrità strutturale").

#### Rivista IGF "Frattura ed Integrità Strutturale"

La rivista è arrivata al numero 9 (luglio 2009), ed è disponibile on line secondo tre differenti formati: singolo pdf, portfolio pdf e versione sfogliabile. Gli articoli pubblicati nell'ultimo anno sono venticinque. Da segnalare che diversi autori non sono Soci IGF, ed altri ancora sono stranieri.

## **RESOCONTI DELLE ATTIVITA' TC-ESIS 2008-09**

#### ECF17 17th European Conference on Fracture

##### Multilevel Approach to Fracture of Materials, Components and Structures

The 17th European Conference on Fracture (ECF17) took place in Brno, Czech Republic, in September 2-5, 2009 (the official website [ecf17.fme.vutbr.cz](http://ecf17.fme.vutbr.cz)).

The conference chairmen were Prof. Jaroslav Pokluda from the Brno University of Technology and Dr. Petr Lukas from the Institute of Materials Physics, Czech Academy of Sciences in Brno. The co-organizer of this periodical conference, traditionally held under the auspices of the European Structural Integrity Society (ESIS), was the Czech Chapter of ESIS in Brno. More than 400 participants from 42 countries all over the world presented 280 oral and 63 poster contributions in 9 parallel sections during the whole conference time.

##### Scientific program

A number of high-level contributions dealing with a multi-scale modeling of deformation and fracture as well as experimental works introducing facilities of extreme resolutions and unique capabilities have been presented. The plenary key-notes were given by world leaders in fracture and fatigue: Z. P. Bazant (Evanston), L. Botvina (Moscow), Y. Estrin (Melbourne), T. Kitamura (Kyoto), A. J. McEvily (Storrs), Y. Murakami (Fukuoka), J. Newman (Mississippi State), J. Petit (Futuroscope), T. Palin-Luc and P. C. Paris (Talence Cedex), K. Wallin (Espoo), G. Williams (London) and M. Zehetbauer (Vienna). Other 12 invited talks were given as section key-notes.

All presentations were published in the Book of Abstracts and the Proceedings (CD ROM). The best sixty papers were selected for a possible publication in special issues of the scientific journals Engineering Fracture Mechanics, International Journal of Fatigue and Engineering Failure Analysis that will be devoted to ECF17. These special issues are under preparation and will appear in autumn 2009.

##### Accompanying sessions

In the frame of ECF17, a number of important meetings of international scientific authorities took place as, for example, the ESIS council, the ESIS Executive Committee, the ICF Executive Committee and ESIS Technical Committees. Moreover, sessions of editorial boards of several scientific journals published in Elsevier, Springer and Willey-Blackwell have been in progress during the conference time. Thus, many very important personalities exercising over the field of fracture and fatigue were present, e.g. Prof. K. Ravi-Chandar, Prof. E. Gdoutos, Prof. D. Taplin, Prof. A. Carpinteri, Dr. M. Elboujdaini, Prof. R. V. Goldstein, Prof. K-H. Schwalbe, Prof. L. Bank Sills, Prof. A. Neimitz, Prof. G. Ferro, Prof. S. Beretta, etc.

##### Social events

Three social events were organized during the conference evenings. The first one, the Welcome Party, was associated with registration of arriving participants. The second one, the Banquet, was aimed as the opportunity to meet the local political leaders. The attendants could also enjoy the beautiful voices of singers of the Vox Iuvenalis choir. The conference dinner



was held in the reconstructed Vannieck gallery. During the dinner, the conference chairman and the ESIS president traditionally passed the ESIS awards on C. M. Sonsino (the Wöhler Medal), A. Carpinteri (the Griffith Medal), R. A. Ainsworth (the Honorary Membership) and E. Gdoutos (the Award of Merit). The music band Jazz Archive dulcified the atmosphere of both the ceremony and the following free entertainment.

#### Final assessment

According to reactions of many participants and authorities during and after the conference, the ECF17 very successfully continued the old tradition of primary ESIS conferences.

#### ESIS Awards

ESIS President Prof. Gdoutos and ECF17 Chairmen conferred the ESIS Awards during the Social Dinner:

- *Griffith Medal* to Prof A. Carpinteri, “for his outstanding theoretical results achieved in the field of fracture mechanics and their successful applications, especially those devoted to the improvement of structural integrity in civil engineering”;
- *Wöhler Medal* to Prof. C. M. Sonsino, “for his outstanding contributions to the field of fatigue, especially those devoted to the multiaxial- and variable amplitude loading”;
- *Award of Merit* to Prof. E. Gdoutos, “for his outstanding research in the field of fracture mechanics and for his work devoted to the advancement of the European Structural Integrity Society”;
- *Honorary Membership* to Dr. R. A. Ainsworth, “for his outstanding contributions to the fields of fracture and structural integrity design as well as for his work devoted to the advancement of the European Structural Integrity Society”.

Further informations about ESIS activities can be found at: [www.structuralintegrity.eu](http://www.structuralintegrity.eu).



ESIS Awards conferred at ECF17 (from left): J. Pokluda (ECF17 Co-chairman), C.M. Sonsino (Wohler Medal), E. Gdoutos (Award of Merit), A. Carpinteri (Griffith Medal), R.A. Ainsworth (Honorary Membership), P. Lukas (ECF17 Co-chairman).

#### ESIS – TC3 activity

- Professor Andrea Carpinteri (Parma), Professor Les P. Pook (London) and Professor Andrea Spagnoli (Parma) : *Guest Editors of a Special Issue on “Crack Paths”* of the *International Journal “Engineering Fracture Mechanics”*, Vol.75, No.3-4, 297-900, 2008, with papers selected from those presented at the International Conference on “Crack Paths (CP 2006)”, held in Parma, Italy, 14<sup>th</sup> to 16<sup>th</sup> September, 2006.
- Professor Bruno Atzori (Padua), Professor Andrea Carpinteri (Parma), Professor Paolo Lazzarin (Padua) and Professor Les P. Pook (London): *Chairmen of the 3<sup>rd</sup> International Conference on “Crack Paths (CP 2009)”*, to be held in Vicenza (60 Km from Venice), Italy, 23<sup>rd</sup> to 25<sup>th</sup> September, 2009.
- Professor Andrea Carpinteri (Parma), Professor Les P. Pook (London) and Professor Cetin Morris Sonsino (Darmstadt): *Chairmen of the 9<sup>th</sup> International Conference on Multiaxial Fatigue and Fracture (ICMFF9)*, to be held in Parma, Italy, 7<sup>th</sup> to 10<sup>th</sup> June, 2010.



### ESIS - TC24 activity

Meeting of ESIS TC4 on Polymers, Adhesives and Composites 11<sup>th</sup> -12<sup>th</sup> September 2008 at the Eurotel, Les Diablerets, Switzerland.

#### Minutes

##### Present

Bamber Blackman, Imperial College (UK)  
Antonio Martinez, U. Catalunya, (Es)  
Andrea Pavan, Politecnico di Milano (I)  
Orlando Santana, U. Polit. Cat (Es)  
Jesus Rodriguez, U. Rey Juan Carlos, (Es)  
Stefano Pandini, U. Brescia, (I)  
Alessandro Pegoretti, U. Trento, (I)  
Leonardo Castellani, Polimeri Europa (I)  
Andrea Calzolari, CEAST (I)  
Luca Andena, Politecnico di Milano (I)  
Claudia Marano, Politecnico di Milano (I)  
Denis Cartié, Cranfield (UK)  
Francesco Baldi, U. Brescia (I)  
Gilles Orange, Rhodia R & D (F)  
Takashi Kuriyama, U. Yamagata, (J)  
Neal Murphy, U. College Dublin (IRE)

Roy Moore (UK)  
Lluisa MasPOCH, U. Catalunya, (Es)  
Alicia Salazar, U. Rey Juan Carlos, (Es)  
Andreas Brunner, Empa (CH)  
Silvia Agnelli, U. Brescia, (I)  
Laurent Warnet, U. Twente, (NL)  
Luigo Franchino, Polimeri Europa (I)  
Francesco Caimmi, Politecnico di Milano (I)  
Hugh MacGillivray, Imperial College (UK)  
Manuela Boggio, Politecnico di Milano (I)  
Paul Lambert, Intertek MSG, (UK)  
Theonis Ricco, U. Brescia (I)  
Helge Steininger, BASF, (D)  
Gordon Williams, Imperial College (UK)  
Marta Rink, Politecnico di Milano (I)  
Tony Kinloch, Imperial College (UK)

##### Welcome

Gordon Williams welcomed attendees to the committee meeting and the agenda was confirmed.

##### 1. Essential work of fracture: Marta Rink

A review of the results from the previous round-robin were presented. It was apparent that the test results are very sensitive to the sharpness of the initial notch and there was much discussion of this issue. There was a presentation of results from one lab where razor notching had been compared with laser ablation notching. A drawback was that laser ablation costs €60 per specimen.

*Actions: Future work will focus on notching and the statistical analysis of the test result (Marta).*

##### 2. J<sub>c</sub> Testing: Helge Steininger

Helge reviewed the results of some tests performed at BASF and the issues of crack front shape and the accuracy of the various compliance measurements were discussed.

*Actions: A final version of the protocol to be written with comments on suitability (Helge). Application of the load-separation criteria to be evaluated (Helge).*

##### Cutting and scratch testing: Gordon Williams

Gordon summarised the development of the new analysis schemes, which had been presented in the conference paper two days earlier. Two additional analyses were now available and had been trialled at Imperial College. There was a presentation of data from Intertek, where a new cutting rig had been developed. The cutting method appears to offer a route for  $G_c$  determination in polymers for which it would be impossible to obtain values from conventional  $G$  or  $J$  tests.

*Actions: New analysis methods to be added to protocol. Dave Wyeth (U. Reading) to send details of his experimental method to Gordon. Labs to try new analysis methods.*

##### Laminates testing (and Structural Adhesives):

###### - Fatigue (Andy Brunner for Gerald Pinter):

Andy presented the essential features of the TC4 delamination fatigue protocol which has been developed. A new round-robin was proposed, with carbon-fibre laminate being provided by U. Leoben. The status of the ASTM round-robin was discussed.

*Actions: Labs agreeing to take part in new round-robin: Empa, Dublin, Leoben, Oviedo, Brescia, Imperial College (Bamber to confirm). Round-robin to be initiated (Gerald).*

###### - High Rate: Denis Cartié

Denis reviewed the results from the current high speed delamination round-robin. The crack length correction factor appeared to introduce scatter in the results obtained using the load-independent method. This required some further refinement. Denis reported that he was leaving Cranfield in December and would be unlikely to continue with his TC4 involvement.

*Actions: A new leader was required for this activity (Bamber to advise).*



- Mode II (Laminates and Structural Adhesive Joints): Bamber Blackman

Bamber reviewed the protocol developed by TC4 to determine  $G_{IIC}$  for composite laminates using a calibrated end-loaded split (C-ELS) test. This was a development of the original TC4 ELS test method and used an effective crack length approach to determine  $G$ . The first round-robin was complete and a second round robin was underway. Bamber reported that Graham Sims (NPL, UK) had submitted the 4-ENF test method to ISO as a new work item, and in discussions with Graham it had been agreed that the C-ELS protocol would also be submitted as an alternative document.  
*Actions: Tests to be completed at Cranfield (Denis) and Empa (Andy) and results to be sent to Bamber. C-ELS test protocol to be sent to Graham Sims for presentation at the ISO meeting in Sept 2008 (Bamber).*

Peel of flexible laminates: Neal Murphy

Neal presented the results of a detailed study into the results obtained by various workers using the TC4 peel protocol. Results were compared to values obtained from LEFM. A two part rejection criterion was proposed as an attempt to ensure invalid results were not obtained using the method. There was a discussion of the criteria proposed.

*Actions: Further consideration of the rejection criteria (Neal). Tony Kinloch (Imperial College) agreed to run a follow-on MSc project this year.*

Short fibre composites at 1m/s: Andrea Pavan

A round-robin had been completed using the short fibre amendment to ISO-13586 (but without the size criteria) with testing at 1m/s. The main difficulty had been in the determination of crack initiation in the presence of pop-in effects. Andrea presented details of two requirements to formalise the identification. It was agreed that these should be added, and that the new text be proposed as an amendment to ISO-17281 (at 1m/s), which is now due for review.

*Actions: Andrea to prepare the text for the amendment to ISO-17281.*

Environmental stress cracking: Gordon Williams

The possibility of the committee starting work in this area had been previously discussed. It was agreed that the procedure should be suitable for brittle polymers, probably in three point bending and in a water environment. A procedure will be written in time for the next meeting.

*Actions: An activity to be launched at the next meeting (Gordon). Labs to indicate their interest in participating to Gordon.*

Conference Assessment

The committee reviewed the 5<sup>th</sup> International TC4 Conference which had just taken place in the village and it was widely felt that this had been a great success. A detailed assessment of the conference was presented by committee members and this was to be passed to the conference organisers. The papers were to appear as a special issue of Engineering Fracture Mechanics, and the review procedures were discussed and agreed.

*Actions: Bamber to prepare the committee assessment and pass to Claire Norris at Elsevier.*

AOB

Some dissatisfaction was expressed concerning the dates of the May meeting as they clash with the main European holiday. Bamber was in discussion with the hotel regarding possible alternative dates.

*Post meeting note*, the date of the next meeting has been changed, see below.

Dates of future meetings (all to be held at the Eurotel in Les Diablerets) are now confirmed as:

- ✓ 13<sup>th</sup>-15<sup>th</sup> May 2009 (Committee meeting)
- ✓ 30<sup>th</sup> Sept-2<sup>nd</sup> Oct 2009 (Committee meeting)

ESIS - TC24 activity

On 13-14 October 2008, Prof. Beretta hosted a TC24 workshop dedicated to the "Damage tolerance of railway axles". The workshop was the opportunity to discuss some of the results obtained in different cooperative projects in Europe. The complete list of the presentations, that were delivered to an audience of 70 participants from different European countries, is:

"Broken axles: moving to solutions of a long standing problem"  
R. Smith - Imperial College, UK

"UK AXLE: Service loads in axles and their effects on the axle life"  
M. Beagles, DeltaRail, UK

"Damage tolerance investigations on railway axles"  
U. Zerbst, M. Schodel – GKSS, Germany

"DEUFRAKO: Crack propagation behavior on third- and full-scale railway axles"  
A. Esderts, K Lütkepoh - TU Clausthal, Germany



“Damage tolerance of TGV axles”  
F. Cocheteaux, *SNCF, France*

“WIDEM: Estimation of Load spectra for integrity assessment of an high speed train wheelset”  
S. Bruni, F. Braghin, F. Resta - *PoliMi, Italy*  
S. Cervello - *Lucchini RS, Italy*  
M. Grosse-Hovest – *LBF, Germany*

“WIDEM: Damage tolerance and design review for the axles of an high speed train”  
S. Beretta, M. Carboni - *PoliMi, Italy*  
J. Rudlin, L. Wei - *TWI, UK*

“DEUFRAKO: Fatigue crack growth behaviour in railway axle materials under constant and variable amplitude loading”  
M. Luke, M. Burdack, I. Varfolomeyev, *IWM, Germany*

“Investigations on fatigue crack growth under variable amplitude loading in wheelset axles”  
H. Richard, M. Sander – *University of Paderborn, Germany*

“DEUFRAKO: Effect of specimen geometry on fatigue crack growth rates in an A4T material”  
I. Varfolomeyev, M. Burdack, M. Luke - *IWM, Germany*

“The effect of steady torsion on small crack initiation and propagation under rotating bending: multiaxial fatigue and mixed-mode cracking”  
M. de Freitas, *Instituto Superior Técnico, Technical University of Lisbon, Portugal*

"Numerical Investigations on an Engineering Approach for Analysis of Fretting Fatigue in Press-Fits"  
T. Bruder, L. Voigt – *LBF, Germany*

“Longitudinal Cracking of Railway Axles”  
N. Gubeljac - *University of Maribor, Slovenia*

"An effect of strength of railway axle steels on fatigue resistance under press fitting"  
V. Linhart, I. Černý, *SVUM, Czech*

The working days were closed by two round table discussions:

- “Determination of UT POD curves for railway axles” by M. Carboni – *PoliMI, Italy*;
- “SIF solutions in railway axles” by M. Madia – *PoliMi, Italy*.

#### Remarks

The workshop was very successful; it provided an excellent opportunity for the dissemination of the EU 6<sup>th</sup> Framework project WIDEM results. It also brought together the leading European intellectual experts in railway wheelsets for a review of contemporary work which, clearly, was state of the art. The workshop demonstrated that there is a high level of interest in the subject which has a very high level of economic value to industry. As a consequence industry is very enthusiastic in its support for academic research in the problem fundamentals.

In addition to the important WIDEM work, significant new developments were unveiled during the workshop. There is a great deal of attention focussed on to contemporary problem areas of railway axle design. Although not linked to specific axle designs, difficulties in dealing with crack initiation in axle radius transitions received a great deal of attention.

Prof. Stefano Beretta of PoliMi led presentations of the WIDEM work. The WIDEM project, because of technical difficulties in the experimental work, was delayed and did not achieve all of its ambitious objectives. Nonetheless, important progress has been made in understanding the crack initiation problems referred to above, predicting crack growth rates and in understanding the probability of detecting cracks in railway axles. The progress made by WIDEM, together with other presented activities at the workshop, suggests that a complete understanding of all of the engineering fundamentals of the structural integrity may soon be achieved.

#### **PROSSIME ATTIVITA' IGF**



Sessione tematica durante il prossimo convegno AIAS (Associazione Italiana Analisi Sollecitazioni; Torino dal 9 all'11 settembre 2009) dal titolo “*Integrità Strutturale*”. Il coordinatore di questa sessione sarà il prof. Franco Furguele, cui potete far riferimento per aderire (furguele@unical.it);  
<http://www.aiasonline.org/default.asp>



Sessione tematica durante il prossimo convegno AIPnD (Associazione Italiana Prove non Distruttive; Roma dal 15 al 17 ottobre 2009). Il coordinatore di questa sessione sarà il prof. Stefano Beretta, cui potete far riferimento per aderire all'iniziativa ([stefano.beretta@polimi.it](mailto:stefano.beretta@polimi.it)).  
<http://www.aipnd.it/>



L'IGF è fra le Associazioni che supportano il prossimo *Ninth International Seminar on Experimental techniques and design in composite materials* (dal 30 settembre al 2 ottobre 2009 a Vicenza).  
<http://www.gest.unipd.it/etdcm9/>

## CALENDARIO CONGRESSI INTERNAZIONALI



12-17 luglio 2009: *ICF 12<sup>th</sup> International Conference on Fracture*, Ottawa, Canada  
<http://www.icf12.org>



8-10 settembre 2009: *8<sup>th</sup> International Conference on Fracture and Damage Mechanics*, Malta  
<http://fdm.engineeringconferences.net/new/>



23-25 settembre 2009: *International Conference on CRACK PATHS (CP2009)*, Vicenza.  
<http://www.cp2009.unipr.it/>



23-28 maggio 2010: *7<sup>th</sup> International Conference on Fracture Mechanics of Concrete and Concrete Structures & Post-Conference Workshops*, Seogwipo KAL Hotel, Jeju, KOREA.  
<http://www.framcos7.org>



7-10 giugno 2010: *The Ninth International Conference on Multiaxial Fatigue & Fracture*, Parma  
<http://www.ICMFF9.unipr.it>



European Structural Integrity Society

30 agosto – 3 settembre 2010: *ECF 18 European Conference on Fracture*, Dresda, Germania  
<http://www.esisweb.org>



## ESIS Procedures and Documents ([www.esisweb.org](http://www.esisweb.org))

Two kinds of documents are produced by ESIS Technical Committees with the following designatory system: ESIS P2-92 or ESIS P4-92D, where:

- 1) P means "Procedure", and 2 and 4 are the current numbers, while 92 is the year of issue.
- 2) D following the year (eg: 92D) means "draft", ie: not yet approved, while
- 3) D prior to the year (eg: D1-92) means "Document" other than test methods.

<b>P1-92</b> <b>ESIS RECOMMENDATIONS FOR DETERMINING THE FRACTURE RESISTANCE OF DUCTILE MATERIALS.</b> Responsible body: TC1 Subcommittee on Fracture Mechanics Testing Standards.
<b>P2-92</b> <b>ESIS PROCEDURE FOR DETERMINING THE FRACTURE BEHAVIOUR OF MATERIALS.</b> Responsible body: TC1 Subcommittee on Fracture Mechanics Testing Standards.
<b>P3-03D</b> <b>DRAFT UNIFIED PROCEDURE FOR DETERMINING THE FRACTURE BEHAVIOUR OF MATERIAL.</b> Responsible body: TC1 Subcommittee on Fracture Mechanics Testing Standards (UNDER PREPARATION NOT AVAILABLE).
<b>P4-92D</b> <b>ESIS RECOMMENDATIONS FOR STRESS CORROSION TESTING USING PRE-CRACKED SPECIMENS.</b> Responsible body: TC10 Committee on Environmental-Assisted Cracking.
<b>P5-00/VAMAS</b> <b>PROCEDURE FOR DETERMINING THE FRACTURE TOUGHNESS OF CERAMICS USING THE SEVNB METHOD .</b> Responsible body: TC6 Committee on Ceramics.
<b>P6-98</b> <b>ESIS PROCEDURE TO MEASURE AND CALCULATE MATERIAL PARAMETERS FOR THE LOCAL APPROACH TO FRACTURE USING NOTCHED TENSILE SPECIMENS.</b> Responsible body: TC8 Committee on Numerical Methods.
<b>P7-00</b> <b>ESIS PROCEDURE FOR DYNAMIC TENSILE TESTS</b> Responsible body: TC5 Subcommittee on Dynamic Testing at Intermediate Strain rates.
<b>P8-99D</b> <b>ESIS DRAFT CODE OF PRACTICE FOR THE DETERMINATION AND INTERPRETATION OF CYCLIC STRESS-STRAIN DATA.</b> Responsible body: TC11 Committee on High Temperature Mechanical Testing.
<b>P9-02D</b> <b>GUIDANCE ON LOCAL APPROACH OF RUPTURE OF METALLIC MATERIALS.</b> (UNDER PREPARATION NOT AVAILABLE).
<b>P10-02</b> <b>A CODE OF PRACTICE FOR CONDUCTING NOTCHED BAR CREEP RUPTURE TESTS AND INTERPRETING THE DATA.</b> Responsible body: TC11 High Temperature Mechanical Testing Committee.
<b>P11-02</b> <b>TECHNICAL RECOMMENDATIONS FOR THE EXTREME VALUE ANALYSIS OF DATA ON LARGE NONMETALLIC INCLUSIONS</b> Responsible body: TC20 Committee on Inclusions.
<b>D1-92</b> <b>FRACTURE CONTROL GUIDELINES FOR STRESS CORROSION CRACKING OF HIGH STRENGTH ALLOYS.</b> Responsible body: TC10 Committee on Environmental Assisted Cracking.
<b>D2-99</b> <b>FRACTURE TOUGHNESS OF CERAMICS USING THE SEVNB METHOD; ROUND ROBIN, TEST PROGRAMME.</b> The ESIS TC6 and VAMAS TWA3 developed a test method and conducted a round robin for its validation. D2-99 presents a detailed documentation of this activity. The final form of the test method has appeared as P5-00. Responsible body: TC6 Committee on Ceramics.



# *Gruppo Italiano Frattura*

## *Modulo di iscrizione - 2009*

La quota annuale di iscrizione è di 30 Euro (comprensiva di iscrizione ESIS, European Structural Integrity Society), esente IVA a norma dell'art.2 del DPR 26/10/72 e successive modifiche.

Modalità di pagamento:

- bonifico su cc n. 031000100940 di EMILBANCA CREDITO COOPERATIVO, Ag. via Arcoveggio 56/22 - Bologna, intestato al **Gruppo Italiano Frattura (IGF)**  
IBAN: IT 02 L 07072 02408 031000100940  
BIC/SWIFT: ICRAITRRTS0
- Paypal, dal sito [www.gruppofrattura.it](http://www.gruppofrattura.it)
- Assegno non trasferibile, intestato a Gruppo Italiano Frattura
- Carta di Credito. Autorizzo il pagamento di 30 € mediante carta di credito
  - Eurocard
  - MasterCard
  - VISA
  - AMERICAN EXPRESS

Data di scadenza  -

Cognome ..... Nome ..... Titolo .....

Affiliazione .....

Indirizzo.....

E-mail.....Tel.....Fax.....

Firma.....

Data.....

*(per cortesia, riempire in stampatello)*

Inviare il modulo:  
Segretario IGF  
Prof. Francesco IACOVIELLO  
Università di Cassino Di.M.S.A.T.  
via G. di Biasio 43, 03043 Cassino (FR)  
tel./fax 0776-2993681; [iacoviello@unicas.it](mailto:iacoviello@unicas.it)