

Nel caso della saldatura a completa penetrazione il modello a elementi finiti viene realizzato senza considerare la saldatura e la verifica ricade nel caso del § 10.2.1; tuttavia, dato che il materiale subisce un degrado durante il processo di saldatura, in prossimità della giunzione occorre considerare un valore ammissibile del materiale inferiore a quello nominale; solitamente si usano dei coefficienti di abbattimento (knock down factors) che dipendono dal materiale che si sta saldando: si va da uno 0.75 - 0.85 per gli acciai fino a 0.5 - 0.6 per gli allumini.

Il discorso sulla saldatura a cordoni d'angolo è invece un po' più complesso. Nel caso in cui il cordone sia continuo, il modello a elementi finiti può ancora essere realizzato come se i cordoni non ci fossero (ossia come nel caso della completa penetrazione) e la verifica della giunzione viene fatta estraendo in qualche modo (ad esempio mediante i flussi oppure con il free body diagram, come visto nel Capitolo 3) le forze che sollecitano il giunto e applicando le regole previste dalla normativa (ad esempio [6]). Se invece i cordoni sono discontinui, sarebbe buona norma fare in modo che il modello preveda delle connessioni nelle zone dei cordoni in modo da facilitare l'estrazione delle forze che attraversano la giunzione, sebbene con un modello continuo la strada dei flussi sia comunque perseguibile. In ogni caso, sia che si tratti di cordoni continui o discontinui, ci si dovrà trovare nella situazione, già vista nel Capitolo 3, riportata nella figura 10.5.

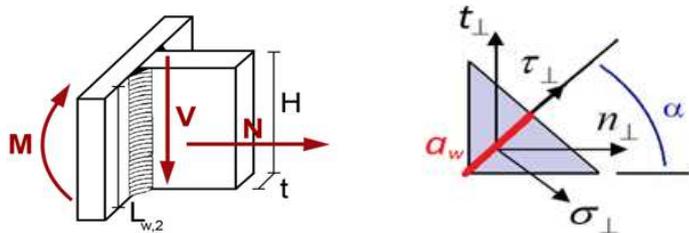


Figura 10.5. Input richiesti dalla norma e "riarrangiamento" degli stress sul cordone.

Il discorso sulla saldatura per punti ricade, sostanzialmente, nel caso dei rivetti. Con un modello idoneo (continuo con estrazione dei flussi o discontinuo con estrazione delle forze nei punti di connessione) si confrontano le forze agenti sul singolo punto con i valori ammissibili per il bottono. E proprio qui sta il problema più grande: la resistenza del punto di saldatura è fortemente dipendente dal processo con cui viene effettuata e pertanto è necessario disporre di dati sperimentali per poter giudicare l'integrità del giunto.

10.3 La verifica a fatica per i materiali omogenei e isotropi

10.3.1 Le parti di struttura continue

Dato che la scoperta del fenomeno dell'affaticamento dei materiali risale a tempi abbastanza recenti, ancora oggi permangono svariate incertezze nel calcolo e nella determinazione della resistenza a fatica di una data struttura, anche se costituita da materiale omogeneo e isotropo.

10.3.1.1 Metodo classico

Il metodo classico, basato cioè su calcoli manuali, procede nel seguente modo.

Si consideri la barretta con intaglio, già vista nei Capitoli 6 e 9, di cui qui riportiamo la geometria nella figura 10.6.

Il carico sia un'azione assiale di tipo affaticante, con cicli dallo zero fino a un picco pari a 75000 N. Sappiamo (vedere Capitolo 6) che la tensione nella sezione minore è $\sigma_2 = 208$ MPa. Supponiamo che il materiale che costituisce questa piastra abbia un limite, su provini senza intagli, a vita infinita e per un carico alternato simmetrico dallo zero (cioè con cicli che cambiano la sollecitazione da trazione a compressione), pari a:

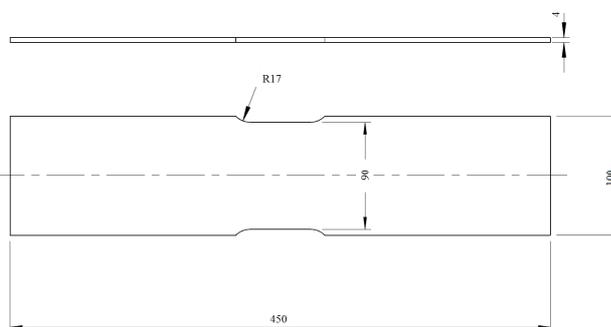


Figura 10.6. Barretta con intaglio sottoposta a una azione assiale $F = 75000$ N pulsante dallo zero.

$$\sigma_{FAf} = 255 \text{ MPa}$$

Per poter determinare il limite ammissibile per il nostro tipo di fatica e per la geometria intagliata della barretta occorre costruire il diagramma di Goodman-Smith, per il tracciamento del quale si rimanda ai testi di Costruzione di Macchine [11]. La figura 10.7 illustra il diagramma che otteniamo con i dati in nostro possesso:

$$K_t = 1.45 \quad K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1.38$$

avendo assunto il fattore di sensibilità all'intaglio $q = 0.85$ (q è tanto più elevato quanto più alta è la resistenza meccanica del materiale o, meglio, quanto più i limiti a snervamento e a rottura sono tra loro vicini). Osserviamo che, fintanto che $q < 1$, il coefficiente di intaglio a fatica K_f è minore di K_t . Addirittura se fosse $q = 0$ (totale insensibilità all'intaglio: materiali estremamente duttili) si avrebbe $K_f = 1$. Viceversa, se fosse $q = 1$ (totale sensibilità all'intaglio: materiali estremamente fragili) avremmo $K_f = K_t$. Il coefficiente di intaglio a fatica viene usato, assieme ad altri due fattori di riduzione, nel seguente modo per "abbattere" il valore sperimentale σ_{FAa} ottenuto su provini non intagliati:

$$\sigma_{FA} = \frac{\sigma_{FAf} \cdot b_2 \cdot b_3}{K_f} = 149 \text{ MPa}$$

avendo assunto per b_2 (fattore di finitura superficiale) un valore pari a 0.9 e per b_3 (fattore dimensionale) un valore anche esso pari a 0.9 (torneremo più avanti sui coefficienti b_2 e b_3).

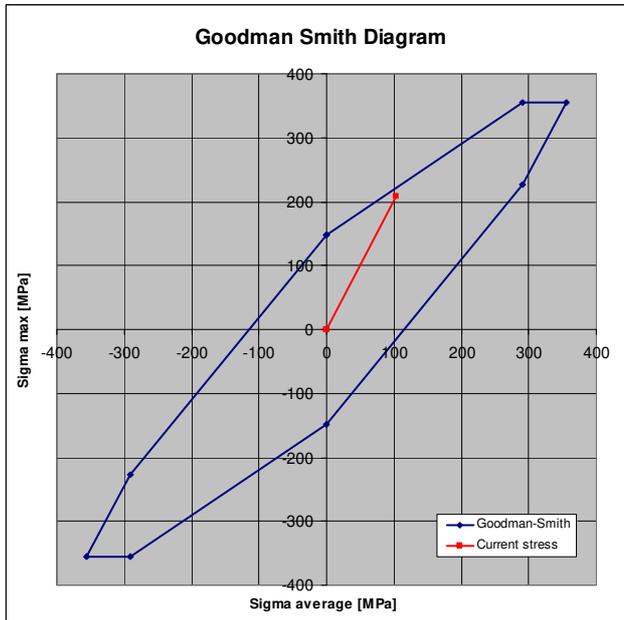


Figura 10.7. Diagramma di Goodman-Smith del materiale usato per la barretta. Per il tracciamento sono necessarie anche le informazioni relative alla rottura (σ_{Rt}) e allo snervamento (σ_{Sn}). L'area racchiusa dalla spezzata blu è il campo entro il quale devono essere contenuti i cicli della sollecitazione per avere un coefficiente di sicurezza maggiore o al limite uguale a 1. Il segmento rosso rappresenta il ciclo attuale e la sua intersezione con il poligono in blu fornisce il valore limite, pari a 230 MPa.

collo a elementi finiti non è possibile, in quanto, come abbiamo visto, il metodo è in grado di cogliere la reale distribuzione delle sollecitazioni. Vediamo allora come si può procedere nella verifica a fatica quando i risultati siano ottenuti da un modello a elementi finiti. Il solo coefficiente di abbattimento di cui teniamo conto è quello relativo allo stato superficiale (b_2); verificheremo a posteriori se trascurare b_3 (o meglio averlo assunto pari a 1.0) sia lecito oppure no. Avremo:

$$\sigma_{FAFEM} = \sigma_{FAf} \cdot b_2 = 229 \text{ MPa}$$

Con questo valore si ottiene il diagramma di Goodman-Smith illustrato nella figura 10.8 e si ricava:

$$\sigma_{limFEM} = 316 \text{ MPa}$$

Nella figura 10.9 riportiamo poi il valore della sollecitazione che si ottiene dal modello (cfr. anche Capitolo 6). In definitiva si determina il seguente valore del coefficiente di sicurezza:

La retta rossa rappresenta il rapporto:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{med}}$$

Dato che $\sigma_{max} = 2 \cdot \sigma_{med}$ si ottiene appunto $K = 2$.

Il valore ammissibile si ottiene dall'intersezione di questa retta con il poligono blu.

Dal diagramma di Goodman-Smith si ricava quindi $\sigma_{lim} = 230 \text{ MPa}$. Con questo valore possiamo infine determinare il coefficiente di sicurezza a fatica per la piastrina in questione:

$$CS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_2} = \frac{230}{208} = 1.1$$

Nel metodo "classico", quindi, il coefficiente di intaglio viene utilizzato per abbassare il valore della tensione ammissibile. Questo in un calcolo

$$CS = \frac{\sigma_{\text{limFEM}}}{\sigma_{\text{FEM}}} = \frac{316}{311} = 1.02$$

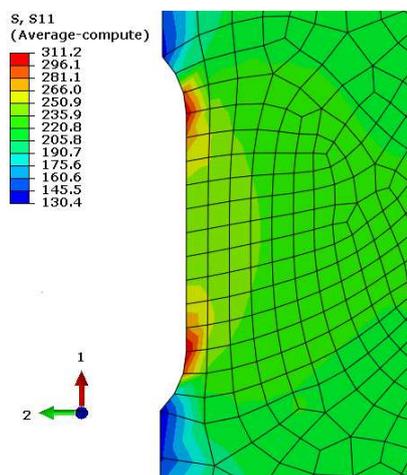
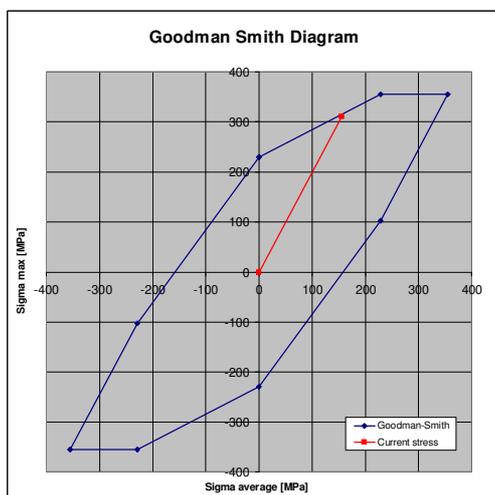


Figura 10.8. Diagramma di Goodman-Smith tracciato per il calcolo FEM. Chiaramente σ_{Rt} e σ_{Sn} sono rimaste invariate.

Figura 10.9. La sollecitazione massima vale $\sigma_{FEM} = 311.2 \text{ MPa}$.

Come possiamo vedere il valore del coefficiente di sicurezza che si ottiene con il modello a elementi finiti risulta più basso rispetto al caso precedente, a indicare che si è più conservativi. Questa tendenza è abbastanza generale e può essere imputata al fatto che fondamentalmente non si considera il fattore q di sensibilità all'intaglio, o meglio lo si assume pari a 1. Questa discrepanza chiaramente aumenta quanto più duttili, e quindi quanto meno sensibili all'intaglio, sono i materiali che si usano.

Tuttavia noi sappiamo, avendo calcolato $K_t = K_f$, che in realtà la sollecitazione da considerare per il calcolo a fatica è più bassa di quella determinata dal modello e quindi potremmo pensare di abbattere il valore di σ_{FEM} attraverso il rapporto $K_f / K_t = 0.95$, ottenendo:

$$CS = \frac{\sigma_{\text{limFEM}}}{0.95 \cdot \sigma_{\text{FEM}}} = \frac{316}{295} = 1.07$$

ossia un valore maggiormente in linea con quanto abbiamo calcolato a mano. Osserviamo però che procedere in questo modo farebbe venire meno tutti i vantaggi del Metodo degli Elementi Finiti, in quanto ci troveremmo ogni volta a dover determinare il K_t . Visto che, procedendo nel modo visto, si è in favore di sicurezza, è più conveniente seguire l'approccio illustrato.