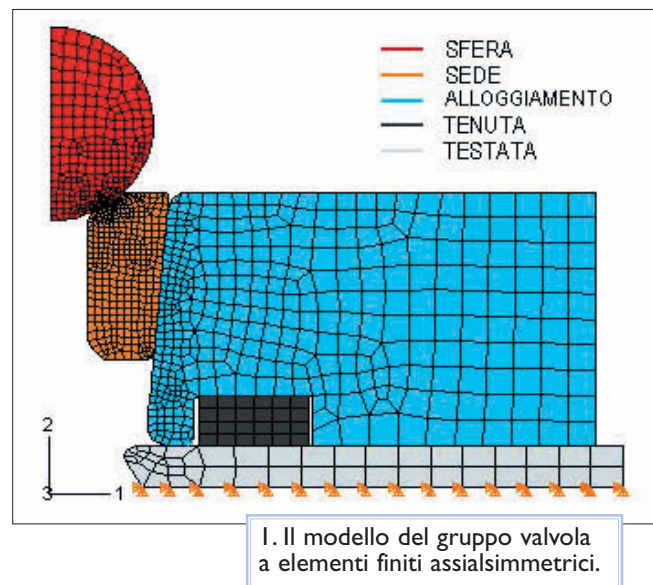


LA RIPROGETTAZIONE DI UN OMOGENEIZZATORE

L'impiego della tecnica degli elementi finiti nel disegno di componenti di macchina può costituire un valido strumento progettuale fornendo indicazioni e previsioni di resistenza e riducendo i tempi di realizzazione e i costi.

Il caso del gruppo valvola di aspirazione e mandata in un omogeneizzatore ad altissima pressione

Il progetto di aumentare le prestazioni di un omogeneizzatore portando la pressione massima di omogeneizzazione da 1500 a 4000 bar ha reso necessaria un'attenta revisione strutturale dei componenti meccanici della testata. In particolare, nei gruppi valvola, condizioni di funzionamento più gravose avrebbero potuto accentuare problemi di resistenza già riscontrati a una pressione di esercizio inferiore: un numero seppure limitato di valvole sia di aspirazione che di mandata, smontate dopo alcune ore di funzionamento, hanno infatti presentato un'eccessiva usura delle parti a contatto, possibile causa di un cedimento prematuro. Inoltre è stato riscontrato un anomalo affondamento della sede di chiusura nell'alloggiamento conico, giunto nei peggiori casi alla completa estrusione. L'utilizzo del calcolo numerico si è dimostrato necessario a causa della geometria del gruppo valvola, non riconducibile a nessuna soluzione semplice, e per via dei contatti con strisciamento tra i componenti. L'attività di riprogettazione ha coinvolto in un primo tempo la verifica di resistenza del gruppo, nella versione costruttiva di partenza, ma sottoposta al nuovo carico. Ciò ha reso possibile l'individuazione delle regioni maggiormente critiche dal punto di vista degli sforzi e delle deformazioni, e il disegno di varianti volte a incrementare la resistenza dei componenti. Si sono in seguito verificate le modifiche apportate, ed è stato simulato l'impiego di due materiali di costruzione, alternativi a quello utilizzato nella versione originaria. Una serie di analisi effettuate implementando alcuni cicli di carico ha fornito i valori delle tensioni equivalenti medie ed alternate nei punti maggiormente sollecitati. Ciò ha permesso una verifica di durata a fatica in un diagramma di Haigh e una previsione dell'affondamento nel tempo della sede di chiusura.



MODELLAZIONE DEL PROBLEMA

Il modello a elementi finiti dell'assieme è stato costruito sfruttando l'assialsimmetria presente nel disegno, nella disposizione dei vincoli, e nei carichi. Il modello 2D completo è illustrato in figura 1: sono stati impiegati 1192 elementi del tipo assialsimmetrico a quattro nodi, con un totale di 1377 nodi e 2754 gradi di libertà. La discretizzazione è avvenuta in modo automatico, dopo aver specificato la dimensione media degli elementi e disposto dei controlli sul loro numero per ciascuna curva. La suddivisione è stata infittita nella zona interessata al contatto tra l'otturatore sferico e la sede di chiusura. Per simulare correttamente il funzionamento della valvola, sono sta-

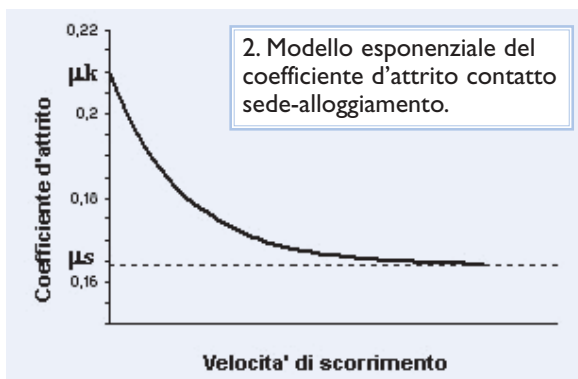
te introdotte cinque coppie di superfici a contatto con piccolo strisciamento i) tra otturatore e sede, ii) tra sede e alloggiamento, iii) tra alloggiamento e tenuta statica, iv) tra alloggiamento e blocco della testata, v) tra tenuta statica e testata.

Nella definizione dei carichi, nel primo passo del calcolo è stato simulato il forzamento di montaggio della sede nell'alloggiamento. L'effetto del serraggio del gruppo al corpo della testata tramite prigionieri è stato considerato applicando una pressione uniforme (17 MPa) sulla faccia superiore dell'alloggiamento. Il carico statico sul gruppo valvola è stato quindi modellato applicando la pressione massima di progetto (400 MPa) sulle superfici a contatto con il fluido pressurizzato, a valvola chiusa.

Nelle verifiche a fatica, si è implementato per un certo numero di sequenze un carico ciclico, con estremi in corrispondenza degli istanti di apertura e chiusura della valvola. Trascurando le lievi fluttuazioni dovute al pompaggio, si è considerato che a valle della valvola la pressione fosse costante e pari al valore massimo, mentre a monte di essa fosse quella della camera di compressione, variabile tra 0 (carico a valvola chiusa) e 400 MPa (carico a valvola aperta).

Le condizioni di vincolo hanno interessato le traslazioni nel piano dei nodi inferiori del blocco della testata (si vedano le cerniere in figura 1); in aggiunta, è stato applicato il peso proprio all'otturatore sferico, per impedirne la labilità verticale nella condizione di valvola aperta.

Il calcolo è stato condotto su una workstation HP C3000 e ha impegnato un tempo di circa 10 minuti nell'analisi elasto-plastica con carico affaticante.



Un omogeneizzatore (figura 1) è costituito essenzialmente da un motore elettrico con gruppo riduttore, da un sistema di pompaggio con albero a gomiti e pistoni tuffanti, dalla testata di compressione, dal gruppo della valvola omogeneizzatrice e da una serie di accessori ausiliari di controllo e regolazione. La testata, realizzata in acciaio inossidabile, costituisce la parte dell'omogeneizzatore più impegnativa dal punto di vista progettuale. Montata tramite una piastra di

gruppo, mentre l'apertura avviene quando, nel ciclo di pompaggio, in camera di compressione viene uguagliata tale pressione, che è controllata a sua volta dall'apertura della valvola omogeneizzatrice. La valvola di omogeneizzazione è disposta all'uscita di un collettore, che raccoglie le portate dei tre gruppi di pompaggio, ed è costituita da un pistone, che apre una sottile luce di passaggio, e da un anello d'urto, il quale trasforma l'energia pressoria in energia cinetica laminando il fluido

L'OGGETTO DELLO STUDIO

collegamento al carter della macchina, nel caso in esame è costituita da tre blocchi pieni, in ciascuno dei quali sono ricavati la camera di compressione e i due canali di aspirazione e mandata. Ai capi di questi due condotti sono montati specularmente i gruppi valvola, presenti in totale in numero di sei. Ciascuno di essi è costituito da due corpi cilindrici montati con dei prigionieri alla testata. Il cilindro inferiore è internamente conico per alloggiare una sede in materiale duro, sulla quale chiude un otturatore sferico. La tenuta della valvola è garantita dalla pressione sull'otturatore del fluido a valle del



1. Un moderno omogeneizzatore.

fino a pressione ambiente. Nel trattamento del latte, oltre a essere esaltate le proprietà organolettiche e di digeribilità, una pressione di omogeneizzazione superiore a 2000[3000 bar provoca anche un drastico abbattimento microbico. Questo rappresenta un aspetto di particolare importanza, poiché permette una maggiore conservazione nel tempo del prodotto. In base a ciò, è stato intrapreso, da parte del costruttore, il progetto di un impianto pilota ad altissima pressione, sulla base delle soluzioni costruttive e tecnologiche a disposizione.

Il problema dell'accoppiamento

L'accoppiamento tra la sede conica in stellite e l'alloggiamento in acciaio, a causa della non esatta conoscenza dei coefficienti d'attrito di primo distacco e di scorrimento generati tra i due componenti, ha rappresentato l'aspetto della simulazione maggiormente critico. Essi dipendono da alcuni parametri di non facile co-

noscenza, come condizioni di finitura e di lubrificazione delle superfici di contatto, temperatura, umidità. Essendo l'alloggiamento di forma conica, l'affondamento della sede, che determina direttamente lo stato tensionale presente nell'intero gruppo, è sensibilmente controllato da tali coefficienti.

Nel tentativo di meglio rappresentare e descrivere la situazione reale, è stata effettuata una stima del coefficiente d'attrito in base all'abbassamento della sede nel forzamento di montaggio. Si è quindi ipotizzato

3. Configurazione deformata del gruppo valvola (magn. x3, acciaio A).



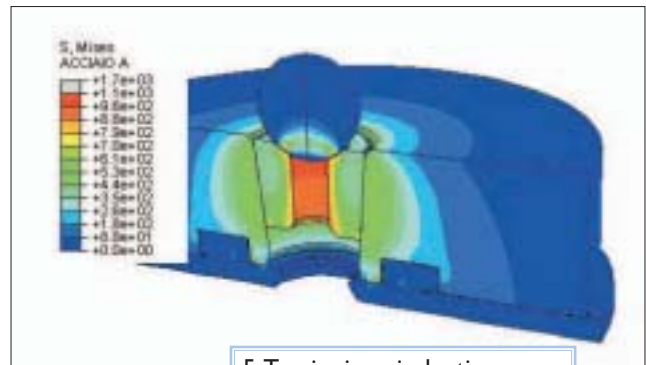
che il coefficiente d'attrito μ passi dal valore di primo distacco μ_k a quello di scorrimento μ_s con andamento esponenziale, funzione della velocità di strisciamento γ_{eq} :

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{-d_c \gamma_{eq}} \quad (1)$$

4. Distribuzione delle tensioni equivalenti dopo il forzamento.



5. Tensioni equivalenti a valvola chiusa, analisi statica.



Per iterazioni successive si sono determinati i parametri che compaiono nella (1), in modo da ottenere nel calcolo un valore di affondamento corrispondente a quello del montaggio alla pressa. In figura 2 è diagrammata l'equazione (1), con $\mu_k = 0.21$, $\mu_s = 0.16$, $d_c = 1$.

I materiali impiegati

Nella costruzione del gruppo valvola dell'omogeneizzatore, il progettista deve soddisfare due esigenze fondamentali: garantire un'alta resistenza meccanica e una buona resistenza a fatica a causa delle forti sollecitazioni presenti, e rispettare lo standard igienico necessario nei processi alimentari.

Nella costruzione della macchina per una pressione massima d'esercizio di 1500 bar, i particolari dei gruppi valvola vengono realizzati in un acciaio inossidabile che verrà in seguito denominato *acciaio A*.

Nell'ottica di aumentare la resistenza dei componenti, con il vincolo di

non stravolgere eccessivamente gli ingombri e le soluzioni costruttive, è stato proposto l'impiego di un altro acciaio inossidabile, in due varianti di trattamenti termici. In base a essi al materiale base vengono conferite differenti proprietà meccaniche in qualche modo complementari: buona resistenza a rottura, buona duttilità e ottimo limite di fatica a seguito del primo trattamento (*acciaio B*), altissimo limite elastico e resistenza, ma possibile infragilimento della struttura cristallina con il secondo trattamento (*acciaio C*). I componenti interessati dall'urto di chiusura della valvola (sede conica e otturatore sferico), sono invece realizzati in una lega a base di cobalto, che prende il nome commerciale di *stellite*. Ta-

za dei materiali elencati sono riportate in tabella 1; i dati provengono da specifiche rilasciate dai fornitori.

RISULTATI E DISCUSSIONE

L'analisi statica del gruppo valvola ha permesso la verifica dello stato di sforzo e deformazione indotto nei componenti dal carico di progetto, e della stabilità dell'accoppiamento conico. Nel calcolo si è tenuto conto della non linearità oltre il limite elastico nella risposta dei materiali A, B e C, introducendo una legge tensione-deformazioni, ricavata dai dati a disposizione (tabella 1). Per brevità i risultati esposti e discussi in seguito sono relativi alla versione ridisegnata del gruppo, nell'ipotesi di utilizzo

le materiale trova una larga applicazione nei componenti sottoposti al contatto ripetuto, in quanto offre durezza e resistenza ad usura molto elevate. La tenuta statica interposta tra la valvola e la testata (evidenziata in grigio scuro in figura 4) è realizzata in un composito nylon-kevlar-grafite; essa è stata simulata attribuendo agli elementi un modulo elastico di 35 GPa.

Le proprietà meccaniche di resisten-

dell'acciaio inossidabile A. La deformata del gruppo valvola in figura 3 riporta il campo degli spostamenti verticali in direzione 2: qualitativamente si osserva che la pressione a valle agisce sull'otturatore e sulla sede, la quale si abbassa e viene forzata nel foro conico dell'alloggiamento. Quest'ultimo si dilata in direzione radiale e circonferenziale, e subisce una compressione assiale per rea-

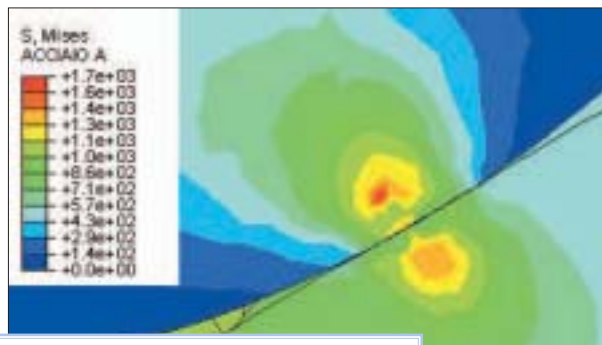
PROPRIETÀ\MATERIALE	ACCIAIO A	ACCIAIO B	ACCIAIO C	STELLITE
Modulo elastico [MPa]	198.000	196.500	195.600	258.000
Allungamento a rottura [%]	10	16	10	-
Durezza Rockwell C	-	28	40	50 ÷ 56
Snervamento allo 0,2% [MPa]	550	725	1170	-
Snervamento al 1% [MPa]	650	-	-	-
Carico di rottura [MPa]	750	930	1310	618
Limite di fatica a 107 cicli [MPa]	280	-	621	-
Limite di fatica a 108 cicli [MPa]	-	621	503	-
Massima pressione di contatto [MPa]	-	-	-	1640

Tabella 1. Proprietà meccaniche dei materiali di costruzione del gruppo valvola.

zione alla pressione sull'otturatore. Durante il forzamento iniziale l'affondamento della sede in stellite è di 0,2 mm. Tale affondamento è in

rappresentata la mappatura delle tensioni equivalenti secondo il criterio di Von Mises, per l'acciaio A (snervamento a 550 MPa); le zone maggiormente critiche sono le superfici del foro di passaggio nella sede, il diametro interno dell'alloggiamento, la zona del contatto di chiusura. Il particolare di figura 6 ingrandisce tale

numerica, poiché una soluzione semplice per questa geometria di contatto non è disponibile. Il valore della pressione di contatto è localmente ancora più elevato, a causa di un limite nella modellazione. Per esigenze di bilanciamento tra il tempo di calcolo e l'accuratezza del risultato, nel modello c'è infatti un solo nodo attraverso cui si trasferisce il carico, rappresentando un'approssimazione della situazione reale. La distribuzione delle tensioni nell'alloggiamento identifica i valori maggiori in prossimità del diametro interno, dove le tensioni cerchianti (di trazione) e radiali (di compressione) sono maggiori. Il forzamento della sede provoca una perturbazione delle tensioni circonferenziali, e genera anche un'elevata componente assiale di compressione che supera i 620 MPa in prossimità del bordo inferiore della se-

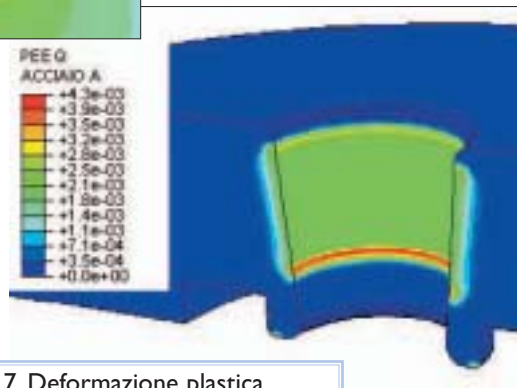


6. Dettaglio di figura 5, tensioni equivalenti nel contatto otturatore-sede.

questa prima fase lo stesso per i tre acciai inossidabili considerati, in quanto non viene raggiunto in alcun caso il limite elastico. Gli sforzi che si generano, rappresentativi di uno stato triassiale, sono massimi sul diametro interno della sede stessa (380 MPa), figura 4, e nei punti inferiori del contatto. In seguito al rilascio del carico, la sede mostra un leggero innalzamento dovuto al ritorno elastico del materiale che la circonda.

Una volta applicato il carico d'esercizio, l'ulteriore forzamento della sede (0,6-0,7 mm a seconda del materiale) genera uno stato tensionale, che localmente è elevato. In figura 5 è

presente un picco nella tensione equivalente che supera 1600 MPa. Purtroppo non è possibile effettuare un confronto analitico con la soluzione



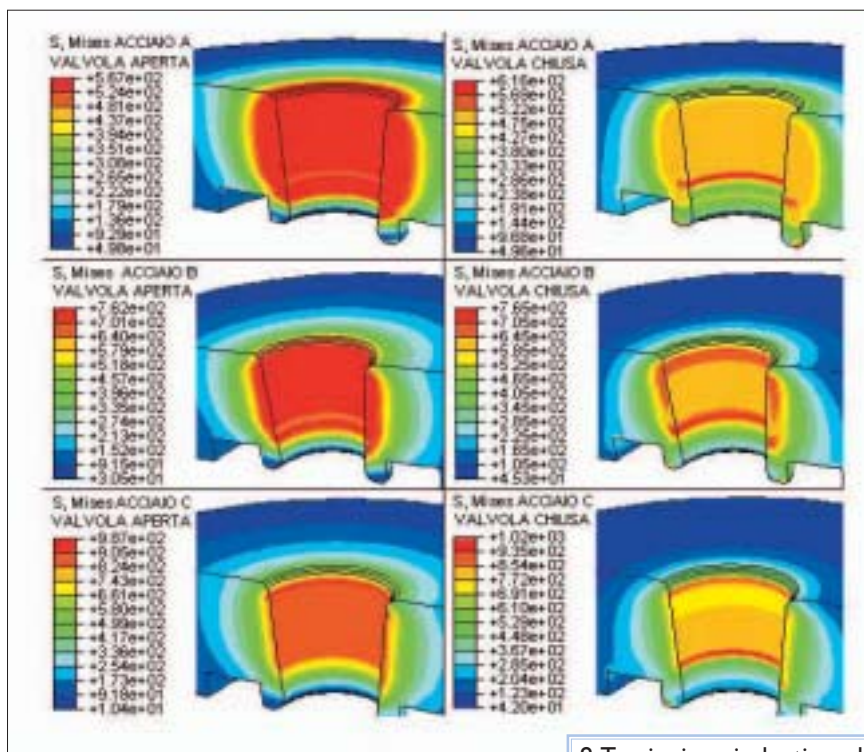
7. Deformazione plastica equivalente nell'alloggiamento.

de stessa.

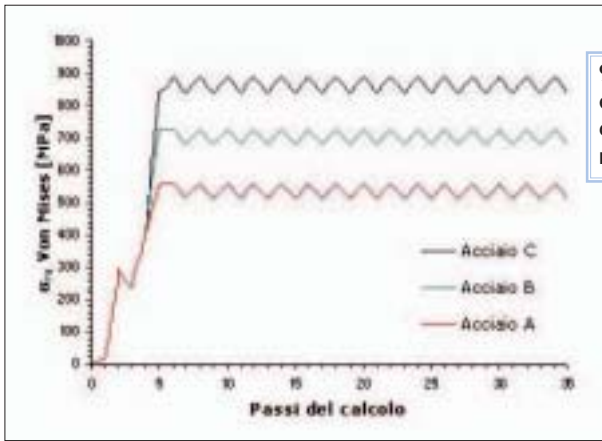
L'estensione della zona plastica nel componente in acciaio può essere valutata con la mappatura della deformazione plastica equivalente (figura 7). Tale zona interessa tutta la superficie del diametro interno a contatto con la sede, per una profondità radiale massima di circa 4 mm. Nell'ipotesi di impiego dell'acciaio C (snervamento a 1170 MPa) le sollecitazioni equivalenti rientrano nel limite elastico. Le varianti proposte in seguito all'analisi svolta hanno riguardato: i) altezza, diametro e raggi di raccordo agli spigoli nella sede conica, ii) spessore e diametro interno dell'alloggiamento. Per quanto riguarda la scelta del materiale, come si è detto solamente l'acciaio C, capace di un limite elastico molto elevato, non presenta deformazioni permanenti. Per una più completa analisi critica della resistenza dei materiali è stato valutato il comportamento del gruppo valvola sottoposto ad un carico affaticante.

Verifica di resistenza a fatica

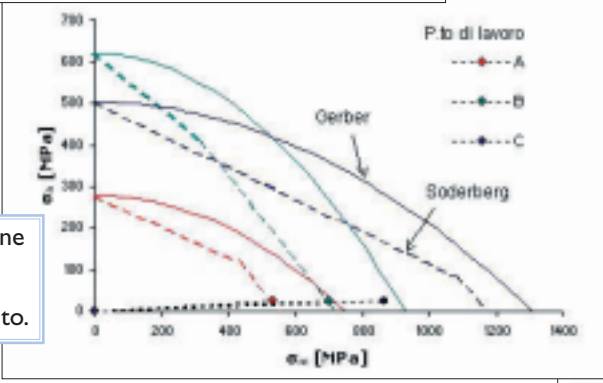
Nella verifica di resistenza a fatica si sono individuate le tensioni equivalenti media e alternata, caratterizzanti il ciclo di lavoro per



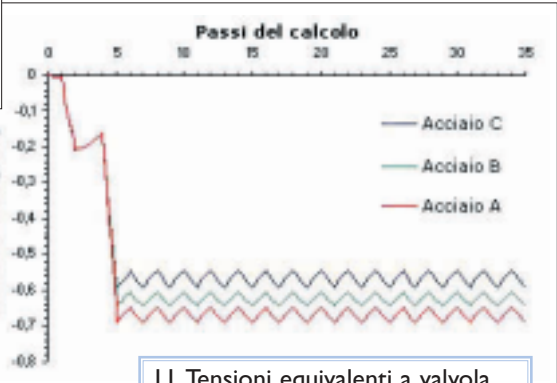
8. Tensioni equivalenti a valvola aperta e chiusa nell'alloggiamento, per i tre acciai.



9. Tensioni equivalenti cicliche nell'alloggiamento.



10. Deformazione plastica equivalente nell'alloggiamento.



11. Tensioni equivalenti a valvola aperta e chiusa nell'alloggiamento, per i tre acciai

il punto maggiormente sollecitato dell'alloggiamento in acciaio; esso è disposto sul diametro interno, in corrispondenza del bordo inferiore della sede conica (figura 8). Il ciclo degli sforzi si è dimostrato stabile; i risultati del calcolo sono riassunti in tabella 2 e diagrammati in figura 9, per i tre materiali. In figura 8 sono rappresentate le mappature delle tensioni equivalenti di Von Mises a valvola aperta e chiusa. Introdotti in un diagramma di Haigh, i valori

sibile alcuna verifica dei componenti realizzati con tale materiale. Nelle prime due colonne in tabella sono riportate le tensioni del ciclo di lavoro, nelle altre quattro i coefficienti di sicurezza calcolati secondo i criteri di danneggiamento più comunemente utilizzati. L'ipotesi adottata nel calcolo è che il

bassamento della sede nel tempo. In figura 11 è riportato tale affondamento, espresso in millimetri, per i tre acciai di costruzione dell'alloggiamento conico.

La simulazione condotta esclude la possibilità d'estrusione della sede, in quanto lo spostamento massimo risulta stabile con il procedere dei cicli di carico. L'alloggiamento, se realizzato con l'acciaio A, consente comunque un maggiore spostamento della sede poiché, essendo la plasticizzazione nel materiale a contatto con la sede più diffusa, la resistenza elastica all'affondamento verticale risulta minore.

MATERIALE/TENSIONE	σ_a	σ_m	n_I	n_{II}	n_{III}	n_{IV}
Acciaio A ^(a)	22.5	536.0	< 1	1.02	1.26	1.32
Acciaio B ^(b)	22.5	702.5	< 1	1.03	1.26	1.29
Acciaio C ^(b)	24.1	865.9	1.3	1.35	1.41	1.46

^(a) limite di fatica a 10⁷ cicli, ^(b) limite di fatica a 10⁸ cicli

Tabella 2. Tensioni cicliche nel alloggiamento e coefficienti di sicurezza.

calcolati hanno permesso la stima ed il confronto del punto di lavoro e del livello di sicurezza, o di insicurezza, del componente. I dati sperimentali a disposizione sono relativi al limite di fatica a 10⁷ cicli per l'acciaio A ed a 10⁸ cicli per gli acciai B e C. Non avendo informazioni sulla resistenza a fatica della stellite, non è stata pos-

rapporto σ_m/σ_a si mantenga costante al crescere del carico di esercizio. In ordine dal più al meno cautelativo, con i pedici da I a IV si indicano:
 - n_I criterio di danneggiamento di Soderberg;
 - n_{II} criterio di danneggiamento

L. Collini, Dip. Ing. Industriale, Facoltà di Ingegneria, Università degli Studi di Parma.