

OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE DI UNA BIELLA AUTOMOBILISTICA MEDIANTE MESH MORPHING

C.Groth, A.Chiappa, F.Giorgetti

*Università degli Studi di Roma Tor Vergata - Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa,
Via del Politecnico 1, 00133 Roma, e-mail: corrado.groth@uniroma2.it,
andrea.chiappa@uniroma2.it, francesco.giorgetti@uniroma2.it*

Sommario

L'ottimizzazione strutturale di un organo meccanico permette l'ottenimento di una forma di minima inerzia senza comprometterne eccessivamente l'integrità strutturale. Nel presente articolo si riporta una procedura per l'ottimizzazione di una biella soggetta ai soli carichi d'inerzia. Per mezzo della strategia *Design Of Experiment* (DOE) si mira a dimensionare due asole di alleggerimento poste sul gambo della biella. Il meccanismo di danneggiamento preso in considerazione è quello per fatica. Il metodo è implementato all'interno di ANSYS® Workbench e presenta un elevato grado di automatizzazione per cui, ad ogni variazione di forma, i carichi d'inerzia vengono aggiornati ed i risultati possono essere visualizzati sotto forma di mappe di danno. L'entità dell'ottimizzazione viene valutata osservando i miglioramenti ottenuti in termini di riduzione di massa e momento d'inerzia della biella.

Abstract

Structural optimisation allows to minimize the inertia of a mechanical component with an acceptable effect on its strength. In this paper a procedure to optimise the shape of a connecting rod subject to inertia loads is showed: the analysis is performed by the DOE method and it aims to set the dimensions of two lightening holes drilled on the connecting rod body. The damage mechanism considered is fatigue. This method, implemented in ANSYS® Workbench, is highly automated, after each shape change inertia loads are updated and results are showed as damage contours. The entity of optimisation is evaluated in terms of mass and moment of inertia reduction.

Parole chiave: Ottimizzazione, Automazione, ANSYS®, RBF Morph

1 INTRODUZIONE

L'ottimizzazione è uno strumento molto potente e versatile che potenzialmente può essere applicato ad ogni branca dell'ingegneria. Letteralmente ottimizzazione si riferisce all'ottenimento della migliore condizione riguardo un certo oggetto od una certa situazione. Un problema di ottimizzazione è caratterizzato da n variabili di input da cui dipende la complessità dello stesso. Le n variabili individuano in uno spazio euclideo n -dimensionale (*design space*) un punto geometrico chiamato *design point* (DP). Il legame tra le variabili di input e la misura della prestazione può essere sperimentale o numerico e viene chiamato *esperimento* o *simulazione*. Le informazioni in uscita dalla simulazione sono i parametri di output che sono ovviamente funzione di quelli di input. La misura della prestazione è chiamata *funzione obiettivo* e l'intervallo dei suoi possibili valori è lo *spazio della soluzione*. Un problema di ottimizzazione è in genere soggetto a vincoli [1]. Nel caso in esame di ottimizzazione di una biella automobilistica l'obiettivo desiderato è quello di una diminuzione della massa e del momento di inerzia

della stessa, con il vincolo che la resistenza a fatica del componente sia garantita per la vita operativa di questo. È possibile reperire in letteratura numerosi casi di analisi a fatica di bielle di motori. In [2] i carichi di compressione agenti sulla biella sono dati dalla spinta del gas, mentre quello di trazione dalle forze d'inerzia; per quanto concerne la resistenza è considerata sia quella statica che a fatica. Inoltre da un'analisi preliminare risulta che la regione sulla quale è possibile eseguire l'ottimizzazione è il gambo, a cui verranno applicati i fori di alleggerimento. In [3] per identificare i punti di interesse nell'analisi a fatica della biella il carico di esercizio massimo in modulo viene applicato sia a trazione che a compressione considerando le zone di massimo della tensione equivalente. Fegade et al. [4] hanno studiato le opportunità di ottimizzazione ottenibili dalla realizzazione di una biella in due materiali: acciaio e titanio. In [5] la biella è analizzata in 2D dal punto di vista della resistenza a fatica, utilizzando il rainflow method. Per ogni nodo lo stress mono assiale equivalente è lo stress principale massimo in modulo. Nota la storia delle tensioni per ogni nodo è possibile computare il danno a fatica, visualizzabile con una mappa colorata. L'ottimizzazione avviene inserendo due asole sul gambo della biella, realizzata in titanio. La geometria presa in considerazione nel presente lavoro è la medesima studiata in [5], le cui asole poste sul gambo saranno soggette ad ottimizzazione.

Il processo di ottimizzazione avviene seguendo il metodo DOE OSF (*Optimal Space Filling*), secondo cui i parametri di input vengono fatti variare all'interno di intervalli prestabiliti in maniera uniformemente distribuita. Esistono molte strategie di ottimizzazione [1],[6], quella descritta è stata valutata un buon compromesso tra accuratezza ed onere computazionale.

Nel presente lavoro, per dimostrare il funzionamento del workflow automatico di ottimizzazione implementato in ANSYS® Workbench, la biella viene considerata soggetta solo ai carichi d'inerzia dovuti alle masse in moto del meccanismo manovella-biella-pistone, la cui cinematica risulta determinata una volta imposta una velocità angolare alla manovella.

2 IMPLEMENTAZIONE DEL METODO

2.1 Analisi cinematica e dinamica

L'analisi cinematica e dinamica del meccanismo è stata svolta ricorrendo alle equazioni di chiusura. Lo studio qui riportato ha carattere esclusivamente dimostrativo e pertanto ci si accontenta di considerare gli organi meccanici soggetti alle sole forze d'inerzia, non inserendo nei calcoli anche le forze che scaturirebbero dal ciclo termodinamico del gas.

Nella seguente figura (Figura 1) viene riportato lo schema semplificato del manovellismo di spinta che è stato utilizzato per ricavare le equazioni del moto, ed in Tabella 1 si riporta la notazione adottata.

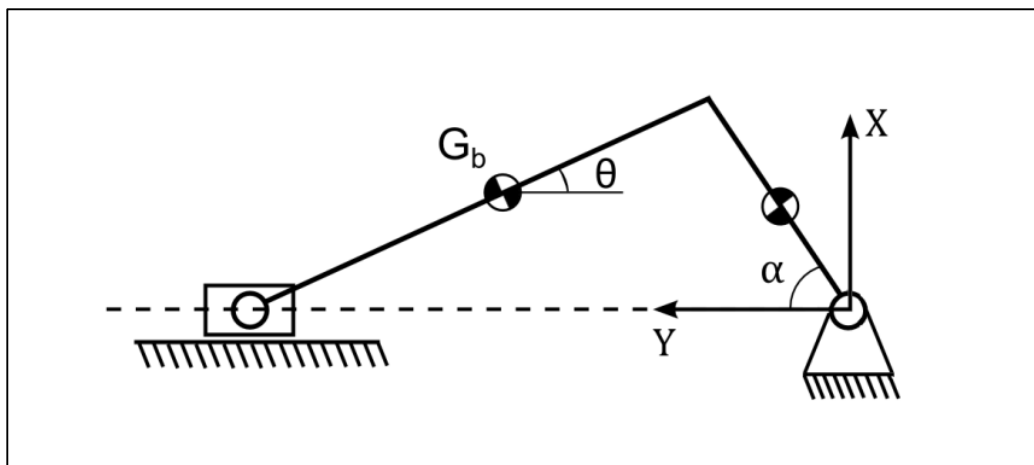


Figura 1: manovellismo di spinta

Tabella 1: notazione adottata per l'analisi del manovellismo

l	lunghezza della biella
r	lunghezza della manovella
d	posizione CG biella rispetto alla testa
α	angolo di manovella
θ	angolo di biella
$\dot{\alpha}$	velocità angolare della manovella
$\ddot{\alpha}$	accelerazione angolare della manovella
$\dot{\theta}$	velocità angolare della biella
$\ddot{\theta}$	accelerazione angolare biella

Le relazioni tra le grandezze geometriche e cinematiche testé citate sono condensate nelle formule che seguono.

$$\dot{\theta} = \frac{r \cdot \cos \alpha \cdot \dot{\alpha}}{l \cdot \cos \theta} \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{r \cdot \cos \alpha \cdot \ddot{\alpha} - r \cdot \sin \alpha \cdot \dot{\alpha}^2 + l \cdot \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2}{l \cdot \cos \theta} \quad (2)$$

L'accelerazione del pistone risulta

$$\ddot{y}_P = -r \cdot \cos \alpha \cdot \dot{\alpha}^2 - r \cdot \sin \alpha \cdot \ddot{\alpha} - l \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 - l \cdot \sin \theta \cdot \ddot{\theta} \quad (3)$$

Mentre le componenti orizzontale e verticale dell'accelerazione del baricentro della biella rispettivamente sono date da:

$$\ddot{x}_B = -r \cdot \sin \alpha \cdot \dot{\alpha}^2 + r \cdot \cos \alpha \cdot \ddot{\alpha} + d \cdot \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 - d \cdot \cos \theta \cdot \ddot{\theta} \quad (4)$$

$$\ddot{y}_B = -r \cdot \cos \alpha \cdot \dot{\alpha}^2 + r \cdot \sin \alpha \cdot \ddot{\alpha} - d \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 - d \cdot \sin \theta \cdot \ddot{\theta} \quad (5)$$

Introducendo anche le masse ed i momenti d'inerzia dei componenti meccanici è possibile passare alle grandezze dinamiche. In particolare indicando con m_P ed m_B le masse del pistone e della biella, la scrittura del secondo principio della dinamica per questi porta alle semplici relazioni

$$-R_{P,y} = m_P \cdot \ddot{y}_P \quad (6)$$

per il pistone, e

$$R_{B,x} + R_{P,x} = m_B \cdot \ddot{x}_B \quad (7)$$

$$R_{B,y} + R_{P,y} = m_B \cdot \ddot{y}_B \quad (8)$$

per la biella. I pedici P e B che compaiono per le forze indicano rispettivamente il piede di biella, collegato con il pistone, e la testa di biella o bottone di biella. Per chiudere il sistema di calcolo manca l'equazione a momento della biella, prendendo come polo il baricentro di questa ed indicando con I_B il momento d'inerzia associato a tale polo si ha

$$d \cdot \sin \theta \cdot R_{B,y} + d \cdot \cos \theta \cdot R_{B,x} - (l - d) \cdot \cos \theta \cdot R_{P,x} - (l - d) \cdot \sin \theta \cdot R_{P,y} = I_B \cdot \ddot{\theta} \quad (9)$$

Infine, a scopo di verifica, è possibile scrivere anche l'equazione del momento della manovella, rispetto alla sua cerniera fissa. Indicando con $I_{M,c}$ il momento d'inerzia associato a tale polo e con M il momento esterno che agisce sul manovellismo, si ottiene

$$M + r \cdot \sin \alpha \cdot R_{B,y} - r \cdot \cos \alpha \cdot R_{B,x} = I_{M,c} \cdot \ddot{\alpha} \quad (10)$$

Per la risoluzione del sistema di calcolo si suppone di conoscere la velocità angolare della manovella, mentre l'accelerazione angolare di questa viene considerata nulla:

$$\begin{cases} \dot{\alpha} = \text{cost} \\ \ddot{\alpha} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

A questo punto il sistema (1-11) può essere risolto senza particolari impedimenti.

L'analisi meccanica del componente viene condotta staticamente, avvalendosi del principio di D'Alembert, secondo cui in ogni stato del moto un corpo si trova in equilibrio meccanico se, oltre alle forze vincolari, si introducono le forze d'inerzia.

2.2 Materiale e resistenza a fatica

Il materiale impiegato è un acciaio AISI 4340, comunemente utilizzato per la realizzazione di bielle in campo automobilistico. Difatti tale acciaio, composto da Nichel, Cromo e Molibdeno, è particolarmente adatto a sopportare elevati carichi, urti e soprattutto resistere a fatica. Le principali caratteristiche meccaniche sono riportate in Tabella 2.

Tabella 2: proprietà meccaniche

AISI 4340	
Modulo di Young (E)	192 GPa
Densità (ρ)	7850 kg/m ³
Modulo di Poisson (ν)	0.29
Tensione di snervamento (S)	470 MPa
Tensione di rottura (R)	745 MPa

Per l'analisi a fatica è stato ricavato il diagramma di Wöhler per il materiale scelto, mostrato nella successiva figura (Figura 2).

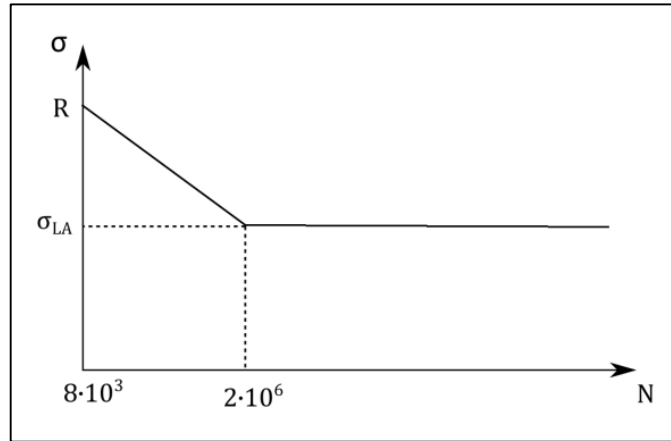


Figura 2: diagramma di Wöhler

Non avendo a disposizione dati sperimentali, la tensione limite a fatica (σ_{LA}), corrispondente al cedimento dell'acciaio dopo $2 \cdot 10^6$ cicli di sollecitazione alterno-simmetrica, è stata calcolata attingendo dalla letteratura [7] il rapporto K^* tra detta tensione limite di fatica e la tensione di rottura R del materiale ricavando

$$\sigma_{LA} = K^* \cdot R = 290.5 \text{ MPa} \quad (12)$$

Quest'ultimo è il valore di partenza che deve essere corretto per tenere conto delle effettive condizioni operative. Il valore finale della tensione limite a fatica è dato dalla relazione:

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{LA}}{K_I \cdot K_f \cdot K_d \cdot K_C} \cdot K_T \quad (13)$$

Il significato dei coefficienti introdotti nella (13) ed il rispettivo valore sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3: coefficienti correttivi fatica

Coefficiente	Valore
Effetto della finitura superficiale K_I	1.05
Effetto della forma K_f	1
Effetto scala K_d	1
Effetto ambientale K_C	1
Tipo di sollecitazione K_T	0.8

Per il coefficiente K_I si è scelto il valore 1.05, relativo al caso di una superficie rettificata. Il coefficiente K_T , pari a 0.8, tiene conto del fatto che la biella è soggetta a trazione e compressione. Pertanto il valore corretto della tensione limite a fatica risulta essere:

$$\sigma_f = 221.3 \text{ MPa} \quad (14)$$

Gli esponenti m e m' dei due tratti della curva di Wöhler possono essere calcolati come segue

$$m = \frac{\log(2 \cdot 10^6) - \log(8 \cdot 10^3)}{\log(R) - \log(\sigma_f)} = 4.55 \quad (15)$$

$$m' = m + \sqrt{m^2 + 1} = 9.21 \quad (16)$$

Il coefficiente di sicurezza a fatica γ_K è dato dalla relazione

$$\gamma_K = 3.2^{1/m} = 1.29 \quad (17)$$

Tenendo in considerazione il diagramma di Wöhler per risalire al numero di cicli N_i per cui si avrebbe rottura a fatica data una condizione di carico, il danno dmg_i associato ad una ripetizione di n_i cicli in tali condizioni si può ricavare come

$$dmg_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (18)$$

Il danno cumulato dovuto alla successiva applicazione di tutti i regimi di rotazione, secondo l'ipotesi di Miner, è fornito dalla somma di tutti i danni parziali:

$$dmg_{tot} = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (19)$$

Per evitare il cedimento del componente tale valore deve risultare inferiore all'unità.

2.3 Implementazione del workflow

Il Workflow proposto, implementato totalmente all'interno di ANSYS Workbench, è stato costruito sfruttando l'estensione ACT di RBF Morph per le modifiche di forma, APDL per il setup del calcolo strutturale, ANSYS Mechanical per l'analisi statica ed il modulo Design Assessment per il calcolo di accumulo del danno.

Il processo di ottimizzazione opera a partire da una configurazione *baseline* della biella in cui sono state inserite le asole di alleggerimento con posizione e dimensioni di primo tentativo. Tramite il modulo ACT di RBF Morph integrato in Workbench è stata modificata la geometria di tali asole agendo sull'*offset* (spostamento del bordo dell'asola lungo la normale in ogni punto al contorno originale) e sullo *scaling* (fattore di scala) di queste rendendo parametrica la forma del modello numerico.

Il meccanismo è stato ipotizzato sottoposto a diversi regimi di rotazione. Per ognuno di questi, come visibile in Figura 3, è stata eseguita una simulazione differente. È possibile aggiungere nuovi regimi di funzionamento semplicemente inserendo un nuovo blocco per la simulazione, come quelli presenti nella figura successiva. Valutando dopo l'applicazione delle modifiche di forma la nuova massa ed inerzia risultante, sono stati calcolati in APDL per ogni regime di funzionamento i carichi inerziali in funzione dell'angolo di manovella. Scomponendo un ciclo di rotazione della manovella in un numero parametrizzabile di configurazioni intermedie, è stata impostata in maniera automatica mediante APDL una analisi multistep con le accelerazioni ed i carichi derivanti dall'inerzia delle masse in movimento applicati al piede di biella. I carichi sono stati applicati mediante bearing load e la biella è stata considerata vincolata in testa mediante un cylindrical support.

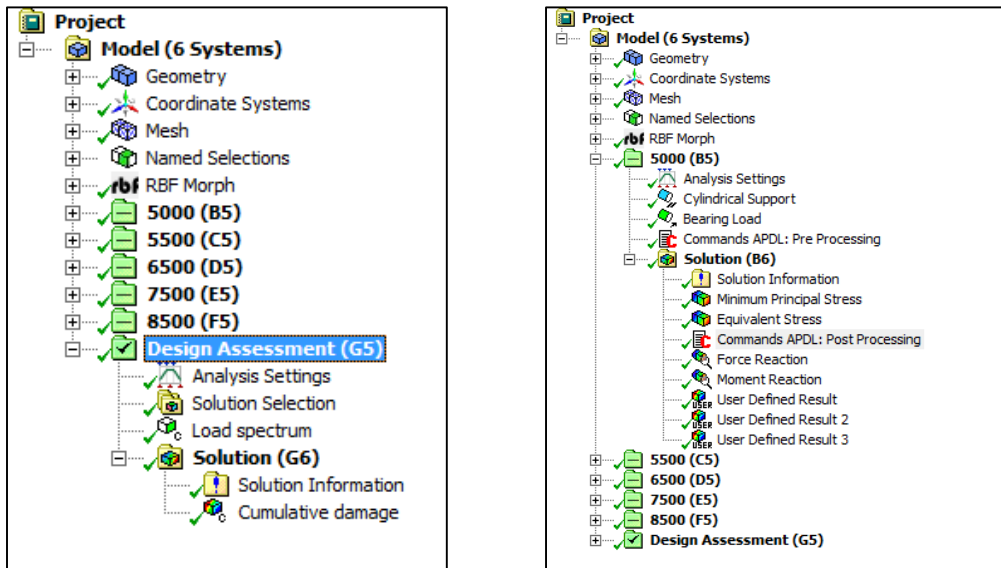


Figura 3: albero di Mechanical: sinistra blocco Design Assessment, destra blocco analisi strutturale

Il calcolo del comportamento strutturale a fatica è stato compiuto mediante l'implementazione di un codice Python ed xml nel modulo Design Assessment di Workbench.

Ad ogni step in cui è stato suddiviso il ciclo la tensione principale massima in modulo viene collezionata per ogni nodo, provvista del segno. In questo modo è possibile valutare una storia di fatica diversificata per ogni punto del modello, tenendo conto dell'accumulo del danno secondo l'ipotesi di Miner esposta nel paragrafo precedente. Per ogni nodo infatti è noto il valore della semi-ampiezza della tensione agente da cui è possibile, per il tramite del diagramma di Wöhler, risalire al numero di cicli N_i per cui si avrebbe rottura a fatica applicando solo tale sollecitazione ed il consumo della vita per n_i cicli. Selezionando le condizioni di carico desiderate per l'analisi del danno cumulato o una singola condizione di carico per valutare solo il suo contributo, il danno può essere visualizzato sotto forma di mappa colorata applicata alla biella.

3 ANALISI E RISULTATI

3.1 Condizioni di carico

Come descritto nel paragrafo 2.3, non essendo stati presi in considerazioni i carichi derivanti dal ciclo termodinamico dei gas all'interno del cilindro, le uniche condizioni al contorno utilizzate sono state la velocità di rotazione della manovella ed il numero di giri associato. In Figura 4 sono mostrate le condizioni di funzionamento in input del manovellismo di spinta utilizzate per il dimensionamento a fatica del corpo meccanico.

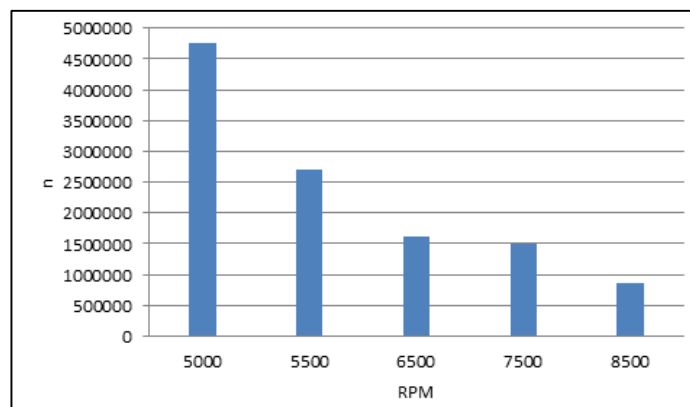


Figura 4: numero di cicli associati al regime di rotazione

In virtù di quanto ottenuto in [5] il valore ottimale del numero di suddivisioni intermedie del singolo ciclo corrisponde a 18, e quindi a step angolari di 20° . Nel presente caso il numero di suddivisioni, che come già discusso è stato reso parametrico, è stato impostato proprio pari a 18.

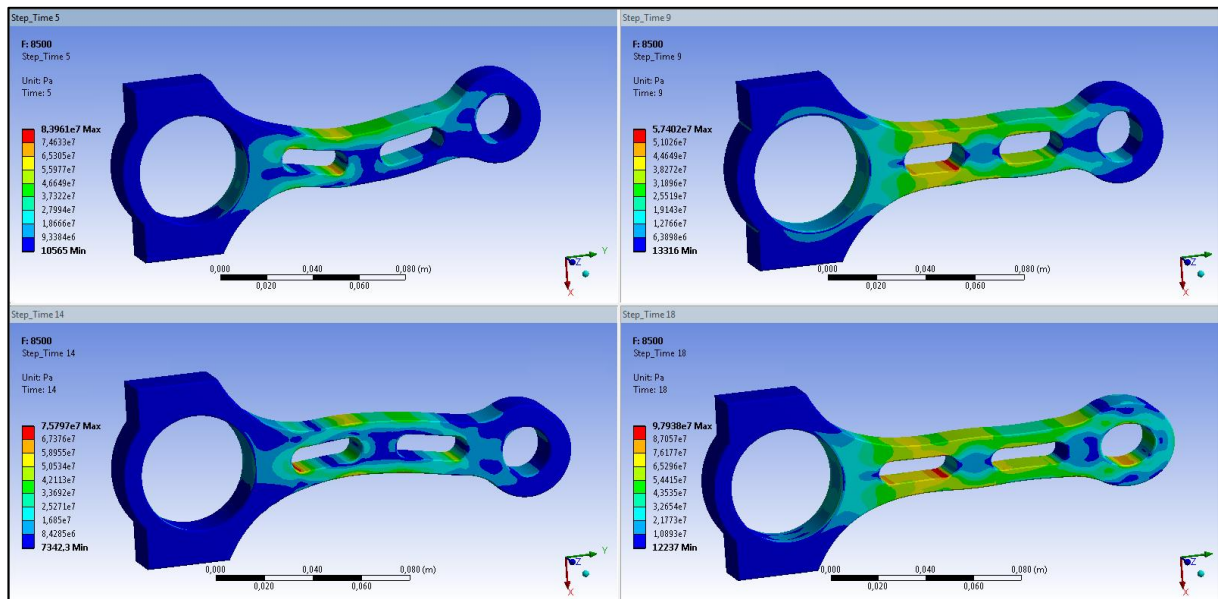


Figura 5: tensione equivalente di Von Mises della baseline per quattro posizioni angolari

Nella Figura 5 viene mostrato l'andamento della tensione equivalente di Von Mises, associato ad un regime di rotazione di 8500 rpm. Come step angolari sono stati scelti: il quinto step, corrispondente ad un angolo di manovella di 100° , il nono step, corrispondente al punto morto inferiore, il quattordicesimo step, corrispondente ad un angolo di manovella di 280° ed il diciottesimo step, corrispondente al punto morto superiore.

Dalla precedente immagine si può notare come lo stato tensionale sia coerente con lo step angolare scelto, come ad esempio nel nono e nel diciottesimo, in cui lo stato tensionale risulta completamente simmetrico. Inoltre la tensione massima si verifica in corrispondenza dello step 18 con un valore di circa 97.9 Mpa, quindi ben al di sotto del valore della tensione di snervamento.

In Figura 6 è mostrata la mappa di danno per le geometria baseline della biella. Per questa configurazione, corrispondente al *Design Point 0* (DPO), si ha un danno cumulato che al massimo raggiunge il valore di 0.112, localizzato in corrispondenza del raccordo dell'asola adicente alla testa di biella. La massa della baseline è pari a 0.700 kg, mentre l'inerzia risulta pari a $2.615 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

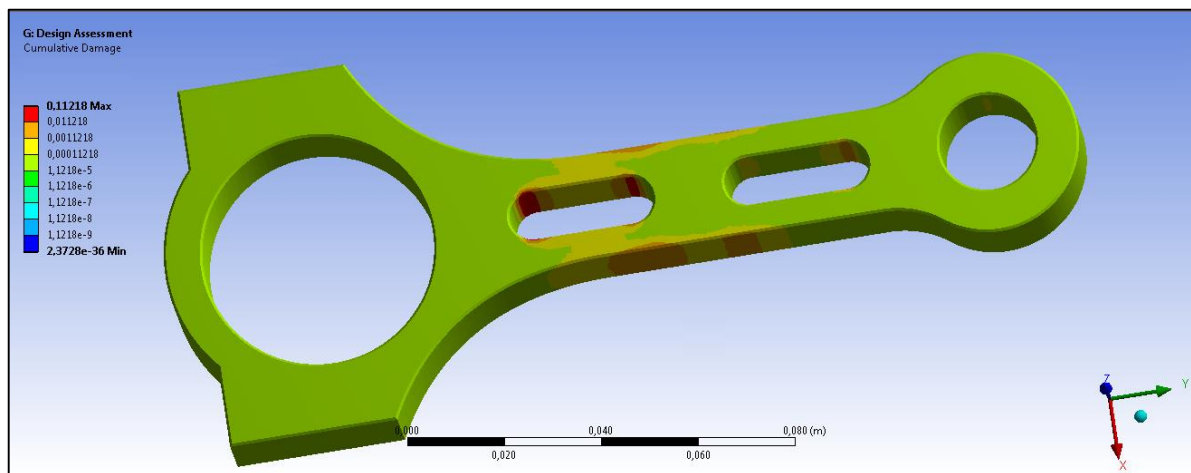


Figura 6: mappa di danno della geometria baseline

3.2 Ottimizzazione e risultati

La fase preliminare dell'ottimizzazione consiste nello scegliere dei design point significativi all'interno del *design space*, per poi sottoporli ad analisi. Per la generazione della DOE i limiti superiore ed inferiore dell'intervallo di variazione di ogni parametro di input sono stati scelti, utilizzando poi l'algoritmo OSF per la generazione di 18 DP.

La procedura di ottimizzazione ha campionato lo spazio dei parametri di input, tenendo memoria, per ogni *design point* coinvolto nell'indagine, dei parametri di output: massa, momento d'inerzia e valore massimo del danno cumulato.

Nella seguente figura (Figura 7) sono stati riportati gli andamenti dei valori della massa e del danno massimo cumulato in funzione di tutti i DPs. I valori di massa che possono essere tenuti in considerazione sono quelli associati ad un valore del danno inferiore all'unità, ossia tutti i valori della massa per i quali il danno cumulato giace al di sotto della linea blu.

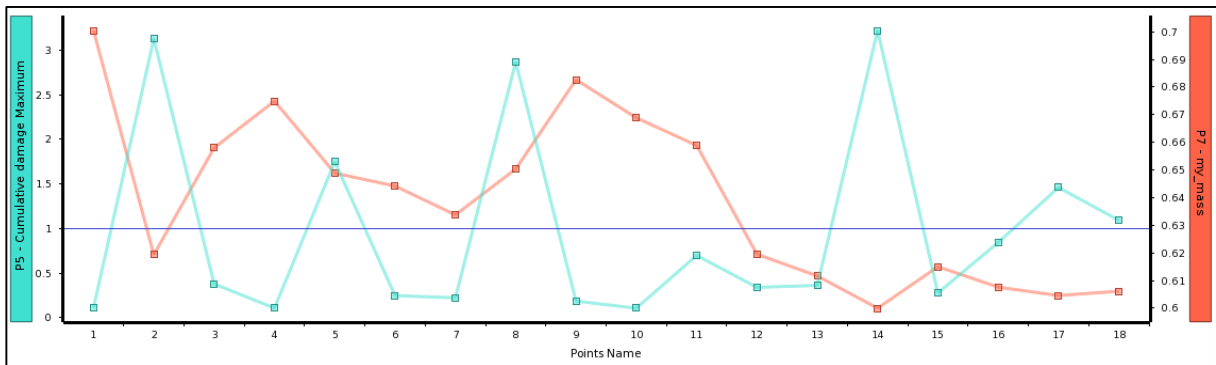


Figura 7: andamento del danno cumulato e della massa per ogni DP

Successivamente, utilizzando ANSYS® DesignXplorer sono state generate superfici di risposta (RS) mediante il metodo *non parametric regression*. Per poter visualizzare una di tali superfici è necessario mettere a parametro due delle quattro grandezze di input. Nella Figura 8 è visibile l'andamento del danno cumulato, a sinistra in funzione degli offset delle asole, mantenendo fissati al valore originale (unitario) i fattori di scaling, a destra con offset nullo, al variare dei soli parametri di scala. In questo modo è stato constatato che il design point relativo alla baseline giacesse su entrambe le superfici rappresentate.

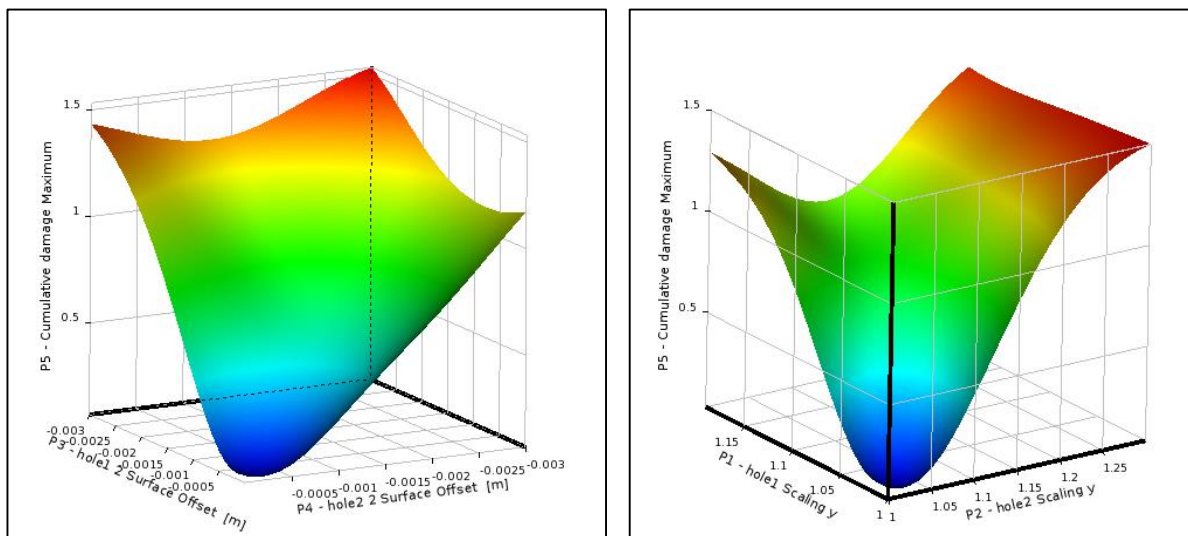


Figura 8: sinistra RS con scaling unitario, destra RS con offset nullo

Volendo restringere le RS ai casi di interesse, esse andrebbero limitate ai valori inferiori dell'unità per il danno cumulato.

Per estrarre l'ottimo dalle RS così ottenute è stato risolto un problema multi-obiettivo vincolato che prevede, nel nostro caso, la minimizzazione di massa e momento d'inerzia, imponendo che il valore massimo del danno cumulato sia sempre inferiore all'unità. La procedura di risoluzione di quest'ultima ottimizzazione è affidata ad un algoritmo genetico (MOGA). Si ottiene come punto candidato, quello mostrato in Tabella 4.

Per verificare l'affidabilità di tale estrapolazione, il nuovo design point è stato sottoposto ad analisi, ottenendo un risultato poco discosto da quello previsto. Risulta quindi determinata la configurazione ottimizzata della biella relativa al caso studiato, la cui mappa di danno è mostrata in Figura 9.

Tabella 4: confronto tra baseline, valori previsti e ottenuti

	Danno	Massa (Kg)	Inerzia ($\text{Kg} \cdot \text{m}^2$)
Baseline	0.11218	0.7004	$2.6148 \cdot 10^{-3}$
MOGA previsto	0.92075	0.6054 (-13.56%)	$2.4475 \cdot 10^{-3}$ (-6.39%)
MOGA calcolato	0.91034	0.6124 (-12.56%)	$2.4637 \cdot 10^{-3}$ (-5.78%)

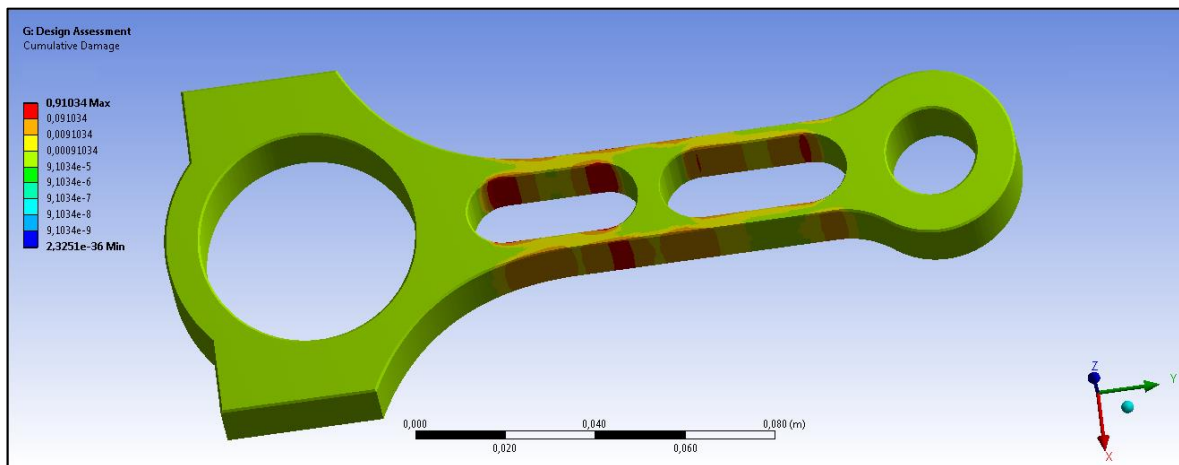


Figura 9: mappa di danno della geometria ottimizzata

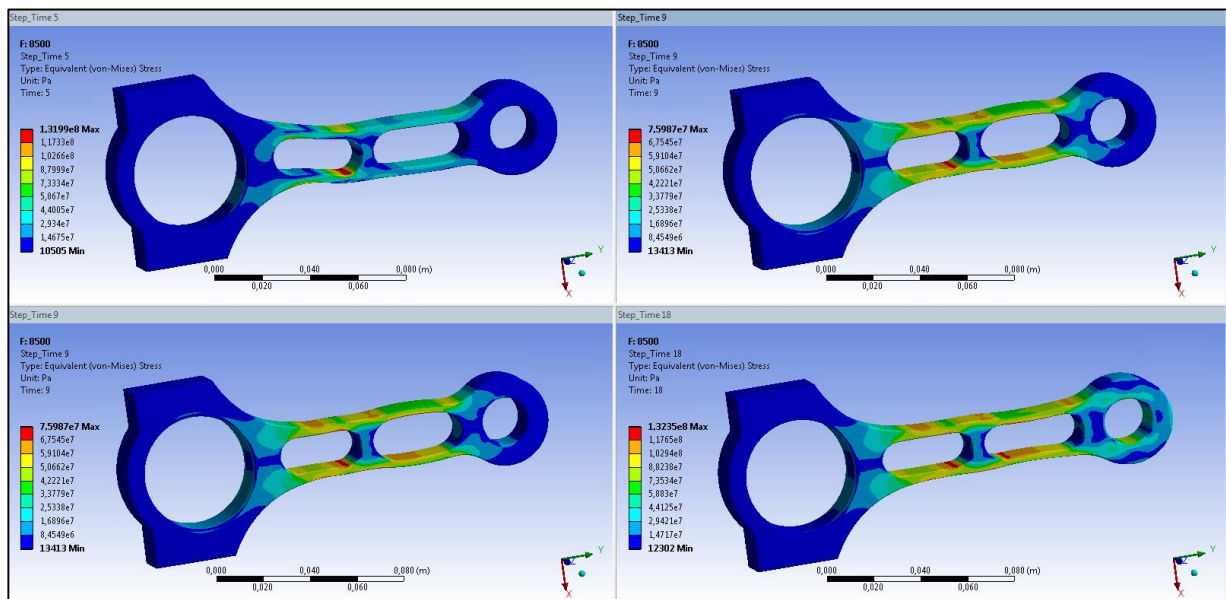


Figura 10: tensione equivalente di Von Mises del caso ottimizzato per quattro posizioni angolari

Per quanto riguarda la tensione equivalente di Von Mises, anche nel caso ottimizzato si ottengono valori inferiori a quelli di snervamento. Tali tensioni vengono mostrate nella Figura 10, ottenuta in maniera del tutto analoga alla Figura 5.

4 CONCLUSIONI

Il lavoro svolto ha avuto origine dal calcolo delle accelerazioni e forze in gioco nel meccanismo di un manovellismo di spinta, una volta imposta la configurazione di moto. Si è proseguito con la scelta del materiale costitutivo della biella e l'individuazione della sua resistenza limite a fatica nelle condizioni operative immaginate. Ultimate le fasi descritte ha avuto inizio la procedura di implementazione vera e propria, in quanto non si è ricorsi ad uno strumento di calcolo ed ottimizzazione preesistente, ma lo si è assemblato utilizzando vari moduli presenti all'interno di ANSYS® Workbench. In particolare coordinando il funzionamento dell'estensione ACT di RBF Morph per le modifiche di forma, APDL per il calcolo e l'applicazione dei carichi, ANSYS Mechanical per l'analisi strutturale, il modulo Design Assessment per il computo dei risultati ed infine il modulo DesignXplorer per l'ottimizzazione, è stato possibile realizzare uno strumento sofisticato in grado di procedere autonomamente fino all'individuazione della configurazione di ottimo. Rispetto alla configurazione base si è ottenuta una riduzione di massa del 12.6% e del momento d'inerzia del 5.8%.

La forma finale a cui si è giunti, è peculiare del caso scelto, in cui il moto viene inserito e regolato nel circuito per mezzo della manovella, nel caso in cui il cinematismo fosse stato pensato inserito all'interno di un motore automobilistico il risultato sarebbe stato differente. Da quest'ultima considerazione si può trarre spunto per immaginare la prossima applicazione dello strumento ottenuto: uno studio per l'ottimizzazione della stessa biella di partenza del caso qui trattato, considerata caricata anche dalle azioni del fluido che evolve nel motore.

BIBLIOGRAFIA

- [1]. M. Cavazzuti, *Optimization methods: from theory to design*, Springer (2013).
- [2]. P. S. Shenoy, A. Fatemi, "Connecting rod optimization for weight and cost reduction", SAE International, Warrendale, U.S.A. (2005).
- [3]. M. Omid, S. S. Mohtasebi, S. A. Mireei, E. Mahmoodi "Fatigue analysis of connecting rod of U650 tractor in the finite element code ANSYS®", *Journal of Applied Sciences* 8 (23): 4338-4345, (2008).
- [4]. V. T. Fegade, K. S. Bhole "Finite element analysis and material optimization for equivalent strength of composite connecting rod", *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, volume 2, issue 2, 34-40, (2015).
- [5]. G. Augugliaro, M. E. Biancolini "Optimisation of fatigue performance of a titanium connecting rod", SAE technical paper 980800, 1-3 (2003).
- [6]. M. Ramu, V. P. Raja, P. R. Thyla, M. Gunaseelan "Design optimization of complex structures using metamodels", *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, volume 4, number 5, 653-664, (2010).
- [7]. C. Brutti, *Introduzione alla progettazione meccanica*, Levrotto & Bella (2002).