

## OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE DI UNA VALVOLA PER MOTORE ENDOTERMICO AD ALTE PRESTAZIONI

*G. Calli<sup>a</sup>, G. Vignaroli<sup>a</sup>, A. Baldini<sup>b</sup>, M. Giacomini<sup>b</sup>, S. Rivasi<sup>b</sup>, R. Rosi<sup>b</sup>, A. Strozzi<sup>b</sup>,  
F. Cosmi<sup>c</sup>, M. Hoglievina<sup>c\*</sup>*

<sup>a</sup> DucatiCorse S.r.l.

<sup>b</sup> Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia

<sup>c</sup> Università degli Studi di Trieste

### Sommario

Si è effettuata un'analisi agli elementi finiti del problema di contatto affaticante tra lo stelo di una valvola e i semiconi di serraggio del registro di chiusura per una distribuzione a comando desmodromico Ducati. Un'analisi tridimensionale è stata associata ad un'analisi assialsimmetrica nella quale un impiego accorto di un legame anisotropo tra tensioni e deformazioni ha permesso di simulare gli aspetti tridimensionali. L'analisi dei risultati ottenuti ha offerto le linee guida per l'ottimizzazione della geometria dei semiconi, con l'obiettivo di eliminare o almeno limitare il fenomeno di rottura a fatica dello stelo valvola.

### Abstract

A Finite Element three-dimensional analysis of the fatigue contact problem between valve stem and conical elements has been carried out for a Ducati desmodromic valvetrain. A three-dimensional study has been compared to an axisymmetric approach, in which a non conventional employment of an anisotropic connection between stress and strain components has allowed the three-dimensional features to be properly mimicked. The subsequent analysis of the results has guided the geometrical optimisation of the conical elements, in the attempt to avoid the fatigue collapse of the valve stem.

**Parole chiave:** fatica, valvola, desmodromico, contatto, FEM.

### 1. INTRODUZIONE

Lo studio prende le mosse dall'esigenza di ottimizzare il gruppo valvola adottato in un motore endotermico ad alte prestazioni con distribuzione desmodromica per uso motociclistico. La situazione si configura come un problema di contatto tra semiconi e valvola nel quale le pressioni sulla superficie dello stelo generano tensioni assiali di trazione tali da provocare problemi di resistenza a fatica del componente. Il caricamento dei componenti in esame è il risultato di una fase di serraggio quasi statico effettuata in officina al momento del montaggio della distribuzione e di una fase di funzionamento dinamico che avviene a motore in opera.

Si è cercato con l'ausilio della simulazione numerica FEM il dimensionamento ottimale dei semiconi che fosse in grado di ridurre le tensioni trattive sullo stelo valvola senza stravolgere le geometrie del complesso e le metodologie di fabbricazione.

\* Marco Hoglievina: *Tel.:* 003904055308; *E-mail:* marco.hoglievina@email.it

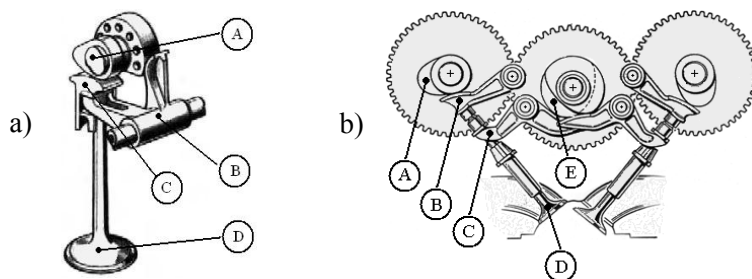
La metodologia stessa di approccio al problema è degna di nota in quanto non convenzionale: l'adozione di un materiale ortotropo per modellare i semiconi ha consentito di utilizzare un modello piano assialsimmetrico in sostituzione dell'effettivo modello tridimensionale, permettendo un notevole risparmio di risorse durante i calcoli e facilitando le operazioni di modifica delle geometrie. Il lavoro svolto è riassunto qui di seguito: il secondo capitolo illustra le caratteristiche peculiari di una distribuzione desmodromica e le tappe fondamentali della storia di tale tipo di comando; nel terzo capitolo sono descritte le fasi di assemblaggio e funzionamento del complessivo valvola, successivamente simulate al calcolatore con le modalità illustrate nel quarto capitolo; sempre nel quarto capitolo è descritta la metodologia seguita per l'ottimizzazione della geometria dei semiconi e il confronto tra la soluzione di ottimo così trovata e due soluzioni alternative proposte da Ducati. In tutti i grafici e diagrammi riportati nell'articolo sono state omesse le scale numeriche per ragioni di segretezza industriale, ma ciò non inficia la comprensione dei risultati, che sono di particolare interesse più per il loro andamento qualitativo che quantitativo.

## 2. LA DISTRIBUZIONE DESMODROMICA

A differenza della distribuzione "classica" a molle (in cui l'apertura della valvola è attuata da una camma e la chiusura avviene automaticamente per mezzo di una molla elicoidale coassiale allo stelo valvola), in una distribuzione desmodromica (termine dall'etimologia greca: 'desmos' = controllato, 'dromos' = percorso) sia l'apertura sia la chiusura della valvola sono rigidamente regolate da una camma mediante eventuale interposizione di bilancieri; tale tipo di comando permette di evitare i comuni problemi che limitano lo sviluppo delle distribuzioni classiche, quali lo sfarfallamento delle valvole e il notevole assorbimento di potenza all'albero dovuto alla necessità di comprimere le molle di richiamo dimensionate per le condizioni di funzionamento a regime massimo (17000 giri/min nel campo delle competizioni motociclistiche) [1].

Una delle soluzioni di maggior rilievo tecnico e storico per quanto riguarda le distribuzioni desmodromiche è il brevetto Mercedes (Figura 1.a), adottato sulla "freccia d'argento" W196 pilotata da Juan Manuel Fangio nel 1954. Il sistema si avvale di due camme (A) operanti rispettivamente sul codolo della valvola (D) mediante punteria a piattello (C) e su di un bilanciere a bracci (B) [2].

La distribuzione desmodromica considerata nel presente lavoro, che al giorno d'oggi è l'unica adottata in campo motociclistico, è illustrata in Figura 2.a e deve le sue origini all'idea dell'Ing. Fabio Taglioni, progettista di punta della casa motociclistica DUCATI, che nel 1956 dà vita alla distribuzione della Ducati 125GP (Figura 1.b) [3].



**Figura 1:** a) Il comando desmodromico Mercedes (1954); b) Il comando desmodromico DUCATI (1956)

Il comando, progettato per una testa a quattro valvole, si avvale di tre alberi a camme: due di apertura (A) e uno di chiusura (E). Ciascuna valvola (D) è controllata da una coppia di bilancieri: uno per la chiusura (C) e l'altro per l'apertura (B) della rispettiva valvola, montati su perni di supporto distinti. Dagli albori della motoristica a oggi molte sono state le soluzioni desmodromiche proposte per la distribuzione, ma solo quella Ducati si è affermata fino a giungere alla produzione di serie; tale soluzione nella sua originalità presenta problematiche progettuali caratteristiche, tra le quali va a inquadarsi la situazione presentata in questo lavoro.

### 3. FASI DI ASSEMBLAGGIO E FUNZIONAMENTO DELLA DISTRIBUZIONE (DATI DI PROGETTO)

Il cinematismo di base che governa il movimento della singola valvola è illustrato in Figura 2.a: lo stelo valvola (E) è vincolato mediante l'interposizione di due semiconi (non visibili poiché celati dal registro) al registro di chiusura (B), sul quale opera un bilanciere a bracci (C); il comando di apertura è costituito invece da un bilanciere a dito (A) che insiste sul registro di apertura (D). Il funzionamento del dispositivo è garantito da due camme affiancate: una comanda l'apertura della valvola (moto di discesa verso il cilindro) insistendo sul bilanciere di apertura che a sua volta spinge il codolo dello stelo attraverso il registro di apertura; l'altra governa la chiusura della valvola agendo sul bilanciere di chiusura a sua volta appoggiato sul registro di chiusura.

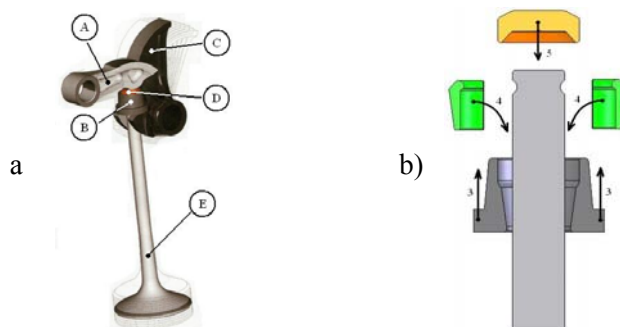


Figura 2: a) Il complessivo valvola; b) La procedura di assemblaggio

Il complessivo di cui sopra viene assemblato a mano seguendo una procedura codificata dall'esperienza le cui fasi sono riportate in sequenza e rappresentate in Figura 2.b:

1. Pulizia e sgrassatura con alcool di tutte le superfici dei componenti
2. Alloggiamento della valvola nella guida sulla testata motore
3. Inserimento del registro di chiusura sullo stelo
4. Posizionamento dei semiconi nelle loro sedi e nel registro di chiusura
5. Posizionamento del registro di apertura sul codolo valvola
6. Vincolamento alla traslazione verticale del registro di chiusura
7. Serraggio dei componenti mediante vite calibrata agente sul registro di apertura.

La fase di cui al punto 7 è la più delicata (Figura 3.a): effettuato il bloccaggio del registro di chiusura (reazione vincolare  $V$ ) una vite calibrata, serrata con chiave dinamometrica alla coppia prestabilita funge da elemento premente (forza assiale  $F$ ) sul registro di apertura.

Durante il funzionamento il complessivo valvola è soggetto a carichi alternati di direzione assiale agenti però su linee d'azione distinte poste a una distanza (eccentricità) dall'asse valvola variabile nel tempo, come illustrato in Figura 3.b.

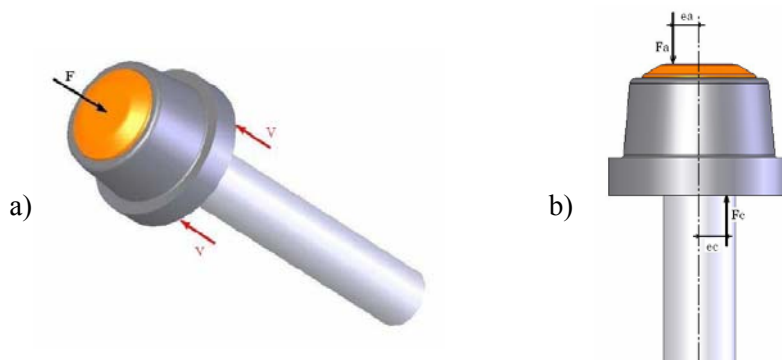


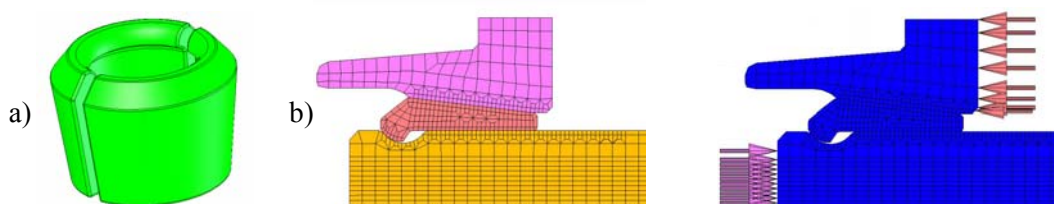
Figura 3: Carichi agenti: a) fase di assemblaggio; b) fase di funzionamento

#### 4. ANALISI NUMERICA AGLI ELEMENTI FINITI

Le simulazioni numeriche sono state svolte utilizzando il software commerciale FEM MSC.Marc 2005®, adottando sia una modellazione assialsimmetrica semplificata sia un più complesso modello tridimensionale. In particolare i modelli assialsimmetrici sono stati utilizzati per la ricerca di un'ottimizzazione della geometria dei semiconi nella sola fase di serraggio, mentre i modelli tridimensionali hanno consentito la validazione dei risultati così ottenuti e hanno permesso di verificare che la condizione di ottimo restasse tale anche sotto i carichi agenti durante la fase di funzionamento.

##### 4.1. FASE DI ASSEMBLAGGIO (MODELLO ASSIALSIMMETRICO SEMPLIFICATO)

Analizzando la geometria del complessivo valvola-semiconi-registri appare evidente l'assialsimmetria della struttura, eccezione fatta per i semiconi che si configurano come due semianelli (Figura 4.a) le cui estremità laterali non raggiungono un contatto reciproco una volta serrati nella loro sede sullo stelo valvola [4][5].



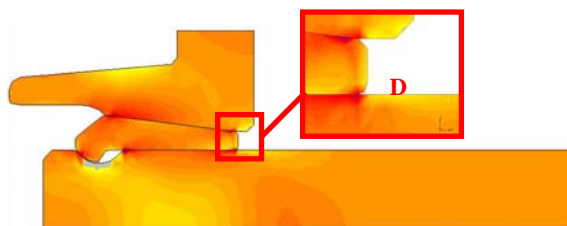
**Figura 4:** a) Modello CAD 3D dei semiconi; b) Mesh 2D assialsimmetrica e condizioni al contorno

Al fine di sfruttare la notevole semplificazione derivante dall'utilizzo di simulazioni assialsimmetriche sia in termini di oneri computazionali sia di tempi necessari alla modellazione del problema, si è cercato un modo per simulare la discontinuità geometrica in direzione circonferenziale caratteristica del componente semicono. Tale obiettivo è stato raggiunto attraverso un artificio numerico consistente nell'adozione di un materiale ortotropo fittizio per descrivere il semicono stesso.

In particolare il materiale utilizzato presenta modulo di elasticità trascurabile nella direzione circonferenziale mentre nelle altre direzioni il modulo di elasticità è mantenuto pari a quello del materiale di cui è effettivamente costituito il componente.

In Figura 4.b sono rappresentati la mesh utilizzata nella simulazione costituita da elementi quadrilateri a quattro nodi (*quad4*) e le condizioni al contorno (carichi di serraggio sul codolo valvola e reazioni vincolari di bloccaggio sul registro di chiusura) applicate al modello.

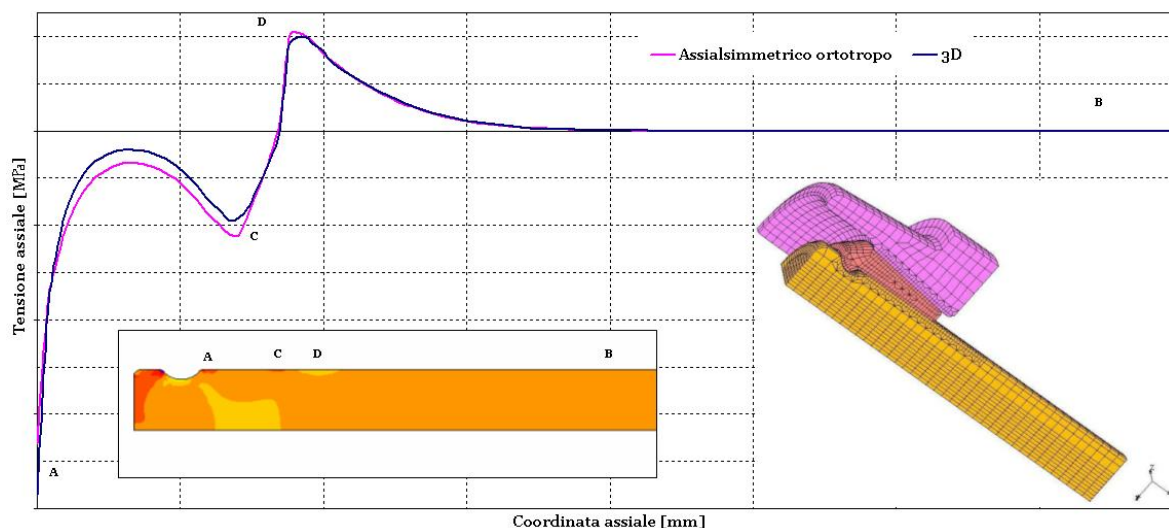
In seguito all'applicazione del carico di serraggio si nota (Figura 5, punto D) l'insorgere sullo stelo valvola di un picco di tensione trattiva immediatamente al di fuori della zona di contatto [6][7] tra il semicono e lo stelo; tale picco è situato nell'esatta posizione assiale (rilevata sperimentalmente) di innesco della cricca di rottura a fatica del componente. La coerenza del modello con i rilievi sperimentali è un primo indice della sua bontà, ma la verifica fondamentale è la validazione (descritta nel paragrafo 4.1.1.) offerta dal confronto con i risultati dati dal modello tridimensionale.



**Figura 5:** Distribuzione delle tensioni assiali sullo stelo valvola

#### 4.1.1. VALIDAZIONE DEL MODELLO ASSIALSIMMETRICO

Al fine di validare la correttezza nell'impiego di un modello assialsimmetrico e del particolare materiale ortotropo utilizzato si è modellata una geometria tridimensionale soggetta ai medesimi carichi e vincoli. In Figura 6 è riportata la mesh solida tridimensionale costituita da elementi esaedrici ad otto nodi. Si nota come sfruttando la doppia simmetria del problema sia stato possibile ridurre la geometria discretizzata ad un settore circolare di ampiezza pari a  $90^\circ$ .



**Figura 6:** Andamento della tensione assiale lungo lo stelo valvola. Confronto assialsimmetrico-3D e mesh tridimensionale adottata.

L'innesco della cricca avviene sulla superficie della valvola immediatamente al di fuori della zona di contatto semiconi-stelo; per questo motivo è importante che vi sia piena corrispondenza qualitativa e quantitativa tra modello 3D e 2D assialsimmetrico nell'andamento delle tensioni assiali lungo la superficie dello stelo valvola. La verifica è stata effettuata riportando in ordinata del grafico di Figura 6 il valore della tensione assiale  $\sigma_x$  e in ascissa il valore della coordinata assiale lungo lo stelo per entrambi i modelli trattati.

L'accordo tra gli andamenti delle tensioni è notevole, specialmente nella zona di interesse (punto D), a conferma ulteriore della validità dell'approccio adottato nella simulazione. La modellazione assialsimmetrica può essere a questo punto ritenuta affidabile e applicabile in luogo della più onerosa e più complessa da modificare modellazione tridimensionale.

L'obiettivo del lavoro si è rivolto quindi alla ricerca di possibili modifiche geometriche da apportare ai semiconi (su specifica di *Ducati Corse S.r.l.* sono stati considerati gli unici elementi del complessivo passibili di modifica) per ridurre il fenomeno di indentazione sullo stelo valvola e allungare così la vita a fatica del componente.

#### 4.1.2. OTTIMIZZAZIONE GEOMETRICA DEI SEMICONI

Analizzando i risultati ottenuti dalle simulazioni prima descritte si è visto come sullo stelo valvola si generi un picco tensionale che va a situarsi immediatamente al di fuori della zona di contatto tra semiconi e valvola, zona in cui classicamente l'effetto di indentazione si fa più sentire.

In ragione di ciò si è pensato di andare a modificare la forma dell'indentatore (che in questo caso è il semicono) agendo in primis sul raggio di raccordo che ne smussa la parte terminale; tale operazione non si è rivelata di alcun aiuto in quanto a parità delle restanti quote geometriche sortisce l'unico effetto di ridurre l'estensione delle superfici a contatto incrementando così le pressioni.

L'attenzione è stata rivolta ai possibili interventi tesi ad aumentare le superfici di contatto:

1. variazione dell'arco di abbracciamento tra semiconi e stelo;
2. variazione della lunghezza assiale dei semiconi.

La prima scelta è fortemente limitata dal ristretto gioco circonferenziale presente tra i due semiconi e non offre variazioni rilevanti dello stato tensionale; la seconda possibilità ha invece offerto risultati interessanti. La Figura 7 riporta le tensioni assiali misurate nel punto critico dello stelo valvola (punto D) in funzione dell'allungamento  $dL$  del semicono; tali risultati pongono a confronto i comportamenti rilevati con una discretizzazione (mesh) rada adottando vari approcci nella gestione dei contatti (senza attrito, attrito coulombiano, attrito bilinear)[8] con l'intento di validare il particolare andamento asintotico riscontrabile a partire da allungamenti  $dL$  superiori a 0,3mm.

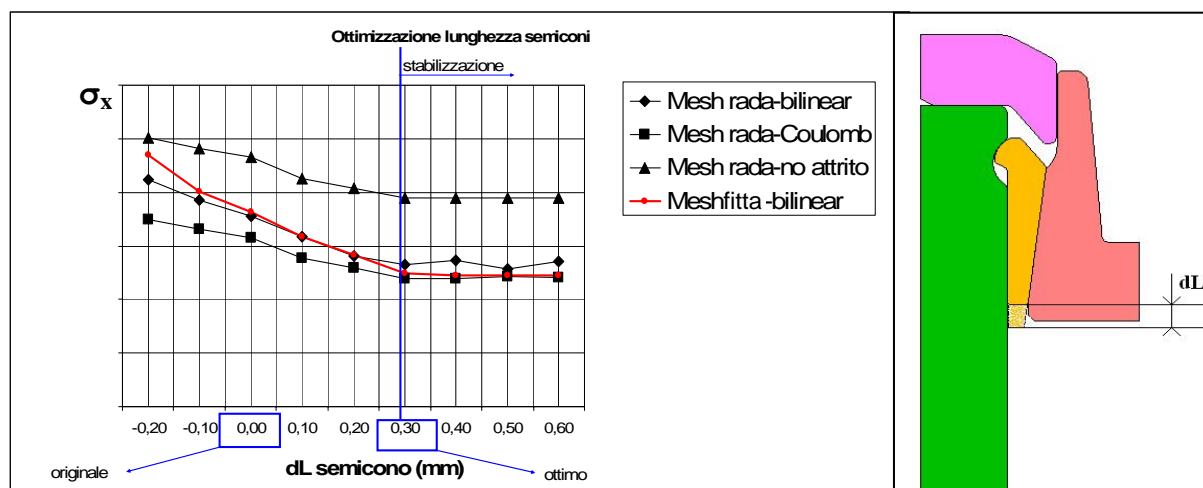


Figura 7: Ottimizzazione geometrica del semicono

La verifica effettuata adottando una mesh particolarmente fitta (Figura 7 “Mesh fitta”) ha dato ragione del fatto che l'incremento di lunghezza dei semiconi allevia lo stato tensionale sullo stelo fino a quando questi non vengono allungati oltre gli 0,3mm (condizione di ottimo per la quale l'abbattimento del picco critico è pari al 31%). La ragione di tale riduzione dell'effetto di bordo è da ricercare più che nell'aumento della superficie di contatto tra semicono e stelo, nella minore rigidità che viene ad assumere la parte terminale del semicono, la quale si presenta a sbalzo rispetto alla superficie inferiore del registro di chiusura.

Tale fenomeno è illustrato con chiarezza in Figura 8.a: un aumento del raggio di raccordo del labbro del semicono causa una diminuzione della distanza tra i punti estremi del contatto registro-semicono e semicono-stelo da  $b_1$  a  $b_2$ , ciò provoca un irrigidimento del labbro del semicono che tende a indentare maggiormente lo stelo; un incremento invece della lunghezza del semicono tende ad aumentare il braccio  $b$  in questione e di conseguenza a ridurre le pressioni di contatto.

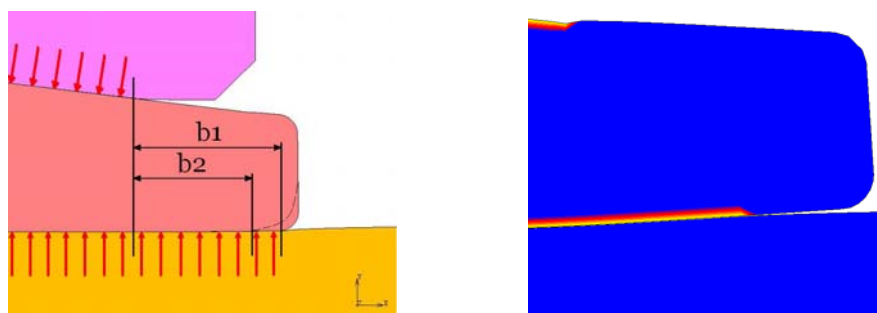


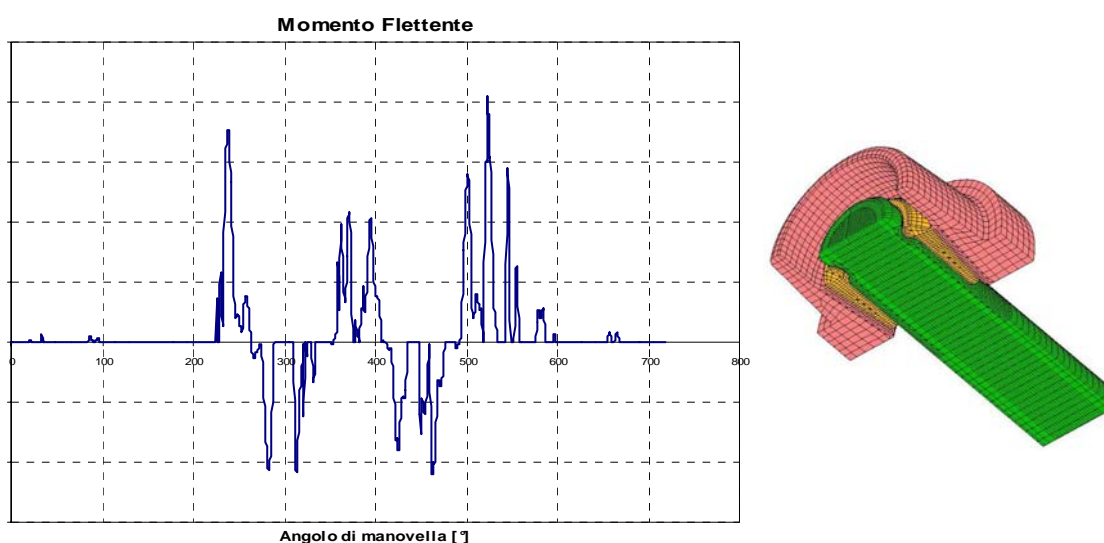
Figura 8: a) Effetto mensola all'estremità del semicono; b) Perdita di contatto evidenziata dal *contact status*

L'andamento decrescente delle tensioni assiali all'aumentare della lunghezza del semicono trova pertanto spiegazione in quanto detto sopra sull'effetto "mensola" del labbro terminale [9]; ciò che desta più curiosità è l'andamento asintotico riscontrato a partire da un allungamento  $dL=0,30\text{mm}$ . La stabilizzazione osservata implica sostanzialmente l'invarianza del braccio  $b$  oltre la condizione di ottimo individuata; poiché l'estensione dell'area di contatto registro-semicono è costante per ragioni di configurazione geometrica dei componenti risulta che oltre  $dL=0,30\text{mm}$  si mantiene costante anche l'area di contatto tra semicono e stelo (nonostante l'aumentata lunghezza del semicono stesso), ciò sta a indicare che il contatto semicono-stelo, inizialmente progressivo, diventa recessivo.

La situazione appena descritta è manifesta nell'analisi del *contact-status* di Marc (Figura 8.b) in cui l'effettivo contatto tra due componenti è evidenziato dalla banda giallo-rossa in prossimità delle superfici di contatto. Si nota dalla Figura 8.b che il labbro terminale del semicono, raggiunta una lunghezza superiore a  $dL=0,30\text{mm}$ , presenta una deformata che non è più la coniugata di quella dello stelo e in virtù di ciò si verifica la perdita di contatto descritta in precedenza.

#### 4.2. FASE DI FUNZIONAMENTO (MODELLO TRIDIMENSIONALE COMPLETO)

Al fine di verificare che la geometria ottimizzata si mantenesse tale anche quando soggetta ai carichi di funzionamento sono state svolte delle analisi tridimensionali simulando nel modello oltre alla fase di serraggio anche il caricamento che l'interazione tra i bilancieri e i registri genera sulla valvola. Durante le fasi di alzata e chiusura, come si è già visto prima, il contatto tra bilancieri e registri avviene con un'eccentricità variabile rispetto all'asse valvola; tale eccentricità moltiplicata per le forze che si generano tra i componenti a contatto dà origine ad un momento flettente agente sullo stelo valvola il cui andamento lungo un intero ciclo motore di  $720^\circ$  è riportato in Figura 9.a. Nelle simulazioni si è deciso di porsi nella condizione peggiorativa di momento flettente massimo.

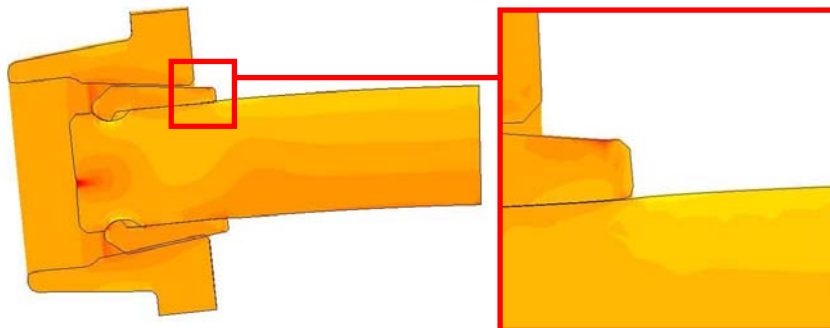


**Figura 9:** a) Diagramma del momento flettente agente sullo stelo valvola; b) Mesh tridimensionale

In Figura 9.b è riportata la mesh solida tridimensionale costituita da elementi esaedrici ad otto nodi (*hex8*). Sulla base delle considerazioni fatte nel terzo capitolo si nota come in questo caso il problema abbia un unico piano di simmetria in quanto il complessivo non è più soggetto a solo sforzo normale ma anche ad un momento flettente agente in una direzione prefissata e invariante nel tempo, pertanto è sufficiente modellare un settore di ampiezza angolare pari a  $180^\circ$  della geometria originale.

La Figura 10 mostra la configurazione deformata più sfavorevole in cui viene a trovarsi il complessivo una volta sottoposto ai carichi di lavoro. Si vede in tale risultato offerto dalla simulazione

FEM come il massimo di tensione sulla valvola venga a trovarsi sempre nella zona immediatamente fuori l'area di contatto tra semicono e stelo, zona in cui le tensioni trattive dovute al momento flettente vanno a sommarsi alle tensioni residue generatesi durante la fase di serraggio. Si ponga attenzione al fatto che le deformazioni non rispettano la scala del modello essendo state amplificate di un fattore 10 per porre in maggiore evidenza la flessione dello stelo valvola.



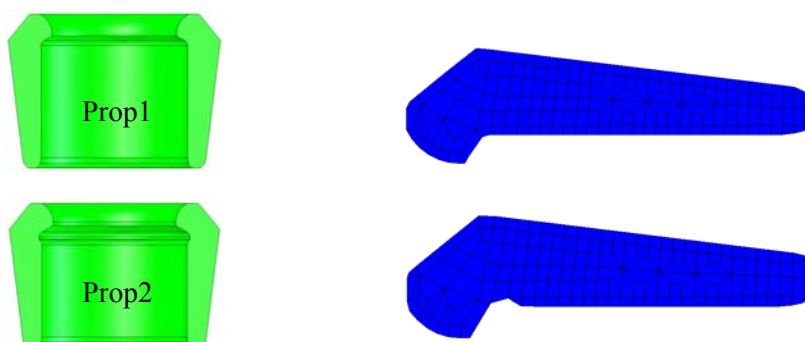
**Figura 10:** Deformata del complessivo con fattore di amplificazione 10. Particolare del punto di tensione trattiva massima

#### 4.3 ANALISI COMPARATIVA DELLE GEOMETRIE PROPOSTE

Per porre rimedio alle rotture riscontrate negli steli valvola sono state proposte per i semiconi l'adozione di una geometria a raccordo maggiorato, che nel seguito sarà indicata con il nome Prop1, e di una geometria notevolmente accorciata (indicata con Prop2). E' parso logico, dopo aver ottenuto per via numerica una soluzione di ottimo, confrontare tra di loro le quattro geometrie finora considerate:

- Origin (geometria originale utilizzata da *Ducati*);
- Plus3 (geometria ottimizzata al calcolatore);
- Prop1 (geometria alternativa 1);
- Prop2 (geometria alternativa 2).

Le due nuove geometrie (di cui in Figura 11 sono riportati i modelli CAD-3D e le viste in sezione assiale complete di mesh) sono state discretizzate seguendo le stesse modalità viste finora e sono state ottenute per esse una discretizzazione a mesh rada e una a mesh fitta.



**Figura 11:** Le geometrie alternative proposte

Le caratteristiche delle geometrie proposte analizzate sulla base delle considerazioni fatte nel paragrafo 4.1.2 hanno da subito lasciato presagire risultati deludenti: la geometria Prop1 a parità di lunghezza con la soluzione originale presenta raccordi di raggio maggiore (il che diminuisce il braccio  $b$  definito in Figura 8.a e di conseguenza peggiora il problema di indentazione dello stelo), la soluzione Prop2 è sostanzialmente una variante del semicono originale con  $dL < 0$  (il che osservando il grafico di Figura 7 porta nuovamente a una situazione peggiorativa dell'originale).

La Figura 12 riporta il confronto delle tensioni massime che si generano nel punto D dello stelo valvola per tutte le geometrie trattate. In particolare i tre punti rappresentati fanno riferimento alle tre diverse condizioni di carico:

1. Serraggio del complessivo in fase di montaggio in cui agisce la forza di serraggio F
2. Assestamento elastico del complessivo in cui non agiscono carichi esterni
3. Caricamento del complessivo dovuto ai carichi di lavoro.

Osservando le due curve si nota come il miglior comportamento della geometria ottimizzata nelle fasi di serraggio ed assestamento si mantenga tale anche durante la fase di caricamento mentre le soluzioni alternative proposte Prop1 e Prop2 sono addirittura peggiorative sotto l'aspetto considerato.

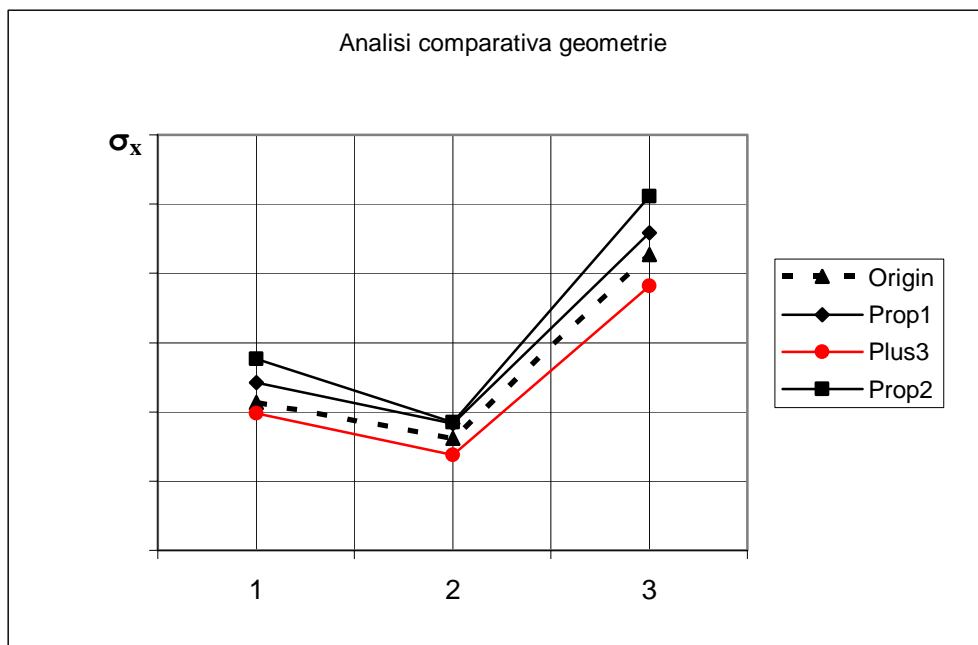


Figura 12: Analisi comparativa delle geometrie proposte in base alle tensioni nel punto critico di rottura

## 5. CONCLUSIONI

Il presente lavoro ha avuto come obiettivo l'ottimizzazione geometrica del componente semicono facente parte del complessivo di azionamento valvolare in una distribuzione desmodromica di un motore endotermico ad alte prestazioni. La necessità dell'ottimizzazione è nata dall'esigenza di evitare o perlomeno limitare fenomeni di rottura a fatica degli steli valvola; questi componenti vengono caricati in prima istanza durante il montaggio in officina e in seguito sono sottoposti a cicli di fatica tenso-flessionali che sommandosi alle condizioni di precarico indotte dal montaggio portano a rottura la valvola. Un accorto utilizzo di un legame ortotropo tra tensioni e deformazioni ha permesso di utilizzare un modello assialsimmetrico per descrivere il più complesso problema tridimensionale, modello che si è dimostrato un valido strumento di calcolo per conseguire l'ottimizzazione geometrica dei semiconi. Successive simulazioni tridimensionali sono servite per validare i risultati ottenuti nell'analisi piana assialsimmetrica e per valutare le sollecitazioni nella fase di funzionamento, condizione in cui l'approccio assialsimmetrico era del tutto impraticabile poiché l'eccentricità delle linee di azione dei carichi di apertura e chiusura valvola comporta la presenza di un unico piano di simmetria nella struttura.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Buffoni, F., L'autoveicolo, Hoepli, 1969.
- [2] Smith, Valve mechanisms for high speed engines, Foulis & C.

- [3] Taglioni, F., Storia e realtà del sistema desmodromico per il comando delle valvole dei motori a scoppio, (testo di conferenza).
- [4] Vignocchi, D., Elementi di progettazione del motore, Athena Audiovisuals, 2002.
- [5] Garro, A., Progettazione strutturale del motore, Levrotto & Bella, 1992.
- [6] Juvinall, R. C., Marshek, K. M., Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine, ETS, 1993.
- [7] Timoshenko, S. P., Goodier, J. N., Theory of elasticity, McGraw-Hill, 1934.
- [8] MSC.Software Corporation, MSC.Marc User's Guide, MSC.Software Corporation, 2004.
- [9] Strozzi, A., Costruzione di macchine, Pitagora Editrice, 1998.