

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL OPTIMIZATION OF A CRITICAL PART OF A PARKING BRAKE

C. Caruso, C. Casavola*, C. Pappalettere*, F. Sanseverino*

**DIMEG, Politecnico di Bari - Viale Japigia 182, 70126 Bari, Italy
e-mail: carpa@poliba.it, casavola@poliba.it*

SOMMARIO

In questo lavoro si è studiato un componente critico di un freno di stazionamento al fine di ottimizzarne il progetto. Il componente in questione è un pistone di spinta che ha un ruolo importante nel generare i carichi dell'intero sistema frenante. Il pistone è soggetto a diverse fasi di carico che si ripetono ciclicamente e che producono carichi di tipo statico e/o dinamico sulla base del pistone. In particolare per i carichi di fatica che, come noto, possono produrre la rottura anche in corrispondenza di valori inferiori al limite di snervamento del materiale base, si è eseguita una attenta analisi soprattutto in corrispondenza del raccordo tra stelo e base del pistone su cui agiscono le molle. Il target aziendale di funzionamento del pistone 100000 cicli, senza deformazioni permanenti e rotture. Lo studio del pistone è stato condotto sia numericamente (FEM) che sperimentalmente, mediante le tecniche estensimetrica e moiré, al fine di individuare il reale campo deformativo al piede del raccordo e validare il modello numerico.

ABSTRACT

This work concerns the study of a critical part of a parking brake system in order to optimize its design. The component analyzed is a thrust piston which plays a primary role in generating proper loads for the entire breaking system operation.

The piston may experience different working phases that occur regularly. Each loading condition generates different static and/or dynamic loads on the involved surfaces. The cyclic loads usually vary in a regular fashion thus yielding fatigue phenomena in the piston that are very dangerous since it is well known that component fracture can initiate at a stress level even much lower than the characteristic ultimate tensile stress of the material. This fact is particularly dangerous in correspondence of the fillet radius between the stem and the spring supporting pad.

The piston is required to work continuously without any breaks or permanent deformations. The target of the manufacturer is a duration of 100000 cycles.

The analysis of the piston has been conducted both numerically (FEM) and experimentally using strain gage technique in order to validate the FEM model and to obtain important information on the real strain field of the critical size examined.

In detail, the piston working cycle is divided into four stages each of which is characterized by a well defined load condition. Two critical stages (second and fourth) are characterized by considerably high dynamic load in the fillet radius. Conversely, in the other two stages the piston is loaded just statically by a spring (first stage), or an equilibrium state of the acting load is reached (third stage).

This work will analyze the two critical stages (i.e., 2nd and 4th) of the piston working cycle by reproducing in laboratory the real working conditions.

1. INTRODUZIONE

Differenti case costruttrici, tra cui Bosch Sistemi Frenanti, stanno sviluppando un nuovo tipo di freno di stazionamento (Locking Device system) che sostituisce la tradizionale leva del freno a mano con un semplice pulsante, al fine di realizzare l'abitacolo e la postazione di guida in modo più ergonomico eliminando dove possibile cavi e servomotori. Il funzionamento del sistema è gestito dal Programma Elettronico di Stabilità (ESP) e da due pinze freno opportunamente modificate contenenti al loro interno un meccanismo integrato in grado di bloccare le pastiglie dei freni [1-5]. Questo è il primo freno di stazionamento di tipo elettro-idraulico e, rispetto a quelli di tipo elettro-meccanico, è molto più semplice, più robusto ed economico.

Il componente in esame è un pistone di spinta, posto all'interno di un complessivo più ampio, ed è essenziale per generare i carichi necessari al funzionamento del freno di stazionamento.

Il pistone è sottoposto a diverse fasi di funzionamento che si ripetono con regolarità. Per ognuna di queste fasi si generano sulle superfici di volta in volta interessate, una diversità di carichi di tipo sia statico che dinamico. Questi carichi variabili periodicamente, sottopongono il pistone al fenomeno della fatica che, come noto, porta alla rottura anche se le sollecitazioni sono di gran lunga inferiori a quelle di rottura del materiale. Tale fenomeno è particolarmente severo in corrispondenza del raccordo tra il fusto e la superficie d'appoggio delle molle.

Al pistone è chiesto un funzionamento continuo senza rotture o deformazioni permanenti e il target aziendale è di 100000 cicli.

Il ciclo di lavoro del pistone può essere suddiviso in tre fasi (figg.1÷4) ognuna delle quali è caratterizzata da una precisa condizione di carico.

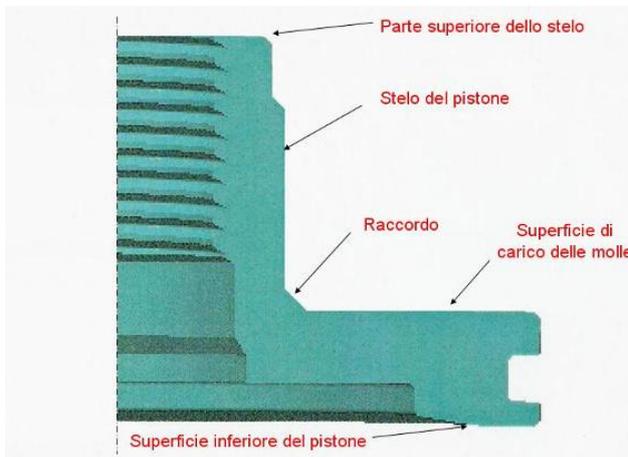


Figura 1 – Geometria del pistone

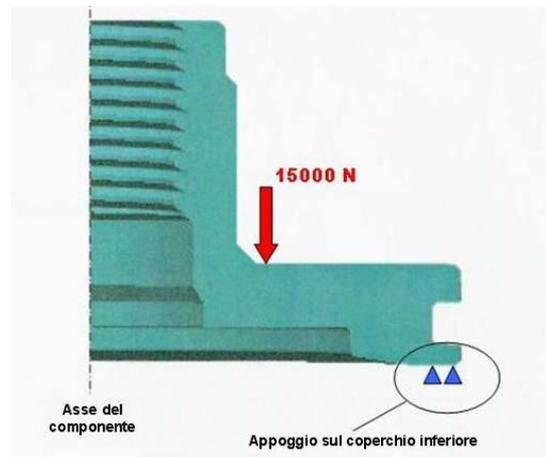


Figura 2 - Fase 1 di funzionamento del pistone: il pistone per effetto delle molle è in condizione di riposo e si trova in battuta sulla parte inferiore del coperchio del dispositivo. Le molle sono precaricate a 15000 N.

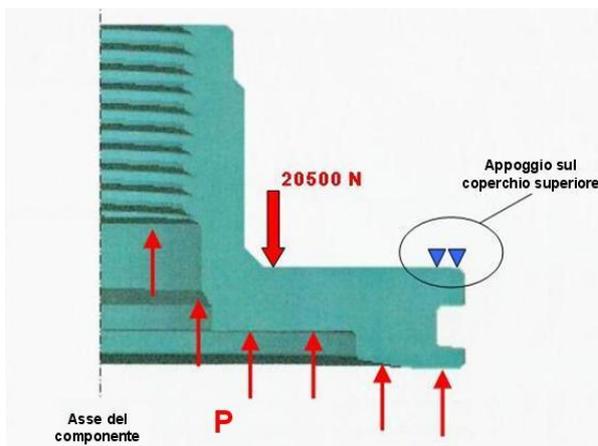


Figura 3 – Fase 2 di funzionamento del pistone: il pistone per effetto della pressione è in battuta sulla parte superiore del coperchio del dispositivo. E' applicata una pressione di 160 bar ed il carico delle molle passa a 20500 N.

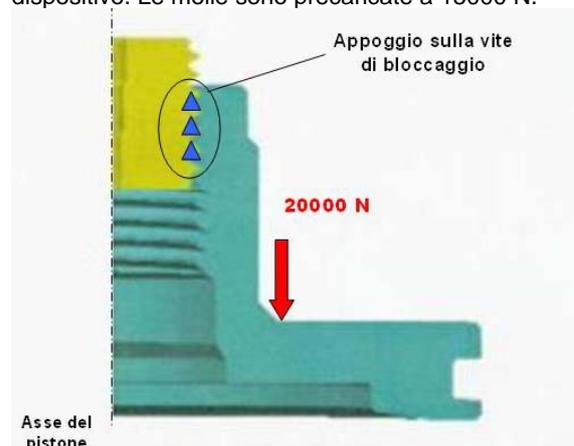


Figura 4 - Fase 3 di funzionamento del pistone: il pistone è in battuta sulla vite di bloccaggio. Il carico delle molle è di 20000 N

Due di queste fasi, la prima e la terza, caratterizzate dalla presenza di carichi statici e dinamici, risultano essere particolarmente critiche per il raccordo. La seconda fase invece, in cui il pistone si trova in una condizione di equilibrio dei carichi agenti non è stata considerata critica. Per tali ragioni, si sono analizzate solo le due fasi più critiche del funzionamento del pistone.

2. SPERIMENTAZIONE

L'analisi sperimentale dello stato deformativo e tensionale sul componente è stata effettuata attraverso il confronto di diverse metodologie di misura (uno studio FEM preliminare ha mostrato che il valore delle deformazioni attese sul pezzo sarebbe dell'ordine del centesimo e millesimo di millimetro) ed ha lo scopo di evidenziare eventuali deformazioni permanenti che altererebbero il corretto funzionamento componente:

- *il metodo Moiré*, basato sull'effetto d'interferenza tra una griglia proiettata sul componente ed una di riferimento;
- *un tastatore meccanico*.

Al fine di ricostruire in laboratorio le effettive condizioni d'esercizio del pistone, è stato costruito un adeguato sistema di carico (fig. 5). Le prove di fatica sono state eseguite con i carichi effettivi di lavoro del componente.



Fig. 5a - Base d'appoggio



Fig. 5b - Vite di spinta



Fig. 5c - Base di centraggio



Fig. 5d - Attrezzo di spinta

2.1 Misure con CMM

Le misure con la macchina a coordinate sono state eseguite prima e dopo ciascun ciclo di lavoro per valutare le deformazioni complessivamente subite dal pezzo. Considerando che il pistone ausiliario ha geometria simmetrica, come anche i carichi agenti, ci si aspetta un andamento altrettanto simmetrico delle deformazioni e spostamenti fuori del piano; per tale ragione la lettura delle quote prima e dopo il ciclo di lavoro è stata eseguita lungo 4 direzioni radiali (fig.6).



Figura 6 - Indicazione delle quattro zone sulle quali viene eseguita la lettura radiale delle quote

2.2 Misure con metodo Moiré

La misura degli spostamenti con il metodo di Moiré è stata eseguita effettuando una sottrazione fra le fasi delle immagini ottenute prima e dopo il ciclo di lavoro [6].

L'analisi del campo di frange è stata eseguita con il metodo della analisi di Fourier e con l'uso del software Holostrain™ della *General Stress Optics*. Dopo aver acquisito l'immagine con griglia proiettata sul pezzo (fig. 7) si è realizzata la trasformata di Fourier (fig. 8) e si è calcolato la fase dell'immagine filtrata (fig. 9).

Una volta ottenute le informazioni di fase sia per l'immagine indeformata che per quella deformata si è proceduto al calcolo della differenza tra la fase dell'immagine del pezzo indeformato e quella del pezzo deformato (fig. 10) che rappresenta l'informazione di fase relativa alle frange di Moiré. Si è calcolata la trasformata di Fourier dell'immagine ottenuta, la quadratura per ricavare la mappa di fase discontinua, l'operazione di unwrapping per trasformare la mappa delle fasi discontinua in una mappa di tipo continuo espressa in scala di grigio (fig. 11). La rimozione delle discontinuità a causa dei bordi e delle imperfezioni della superficie è stata realizzata mediante un codice scritto in Matlab.

Infine, si è potuto visualizzare in 3D l'andamento degli spostamenti fuori del piano subiti dal pezzo durante il ciclo di lavoro, previa applicazione di una maschera spaziale per l'individuazione della zona di interesse (fig. 12). Una volta realizzata la visualizzazione dei risultati, per determinare l'entità degli spostamenti ottenuti si utilizza la seguente formula [7-9]:

$$w = n \cdot \left(\frac{p}{\sin \theta} \right)$$

dove n è l'ordine, p il passo della griglia e θ angolo di proiezione del fascio laser sul pezzo in esame (circa 30° nel set-up utilizzato).

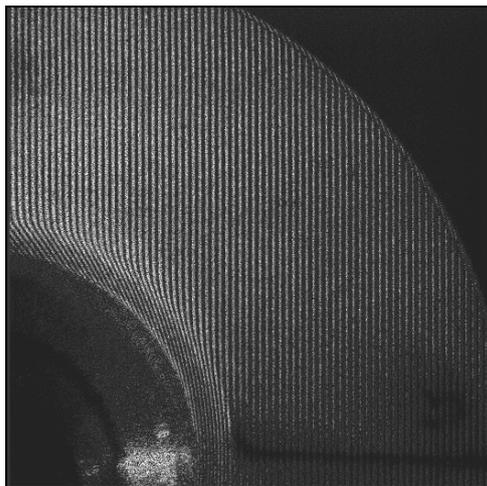


Fig. 7a - Immagine della griglia proiettata sul pezzo indeformato

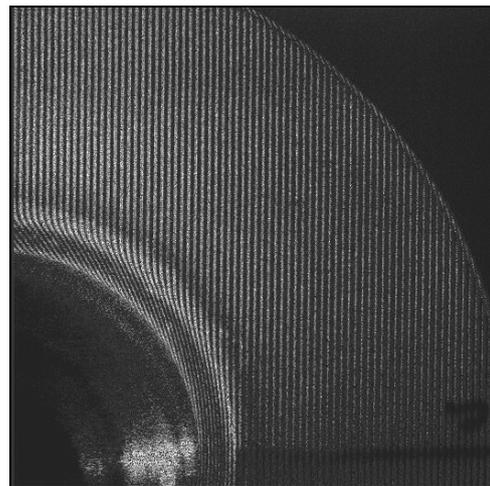


Fig. 7b - Immagine della griglia proiettata sul pezzo deformato

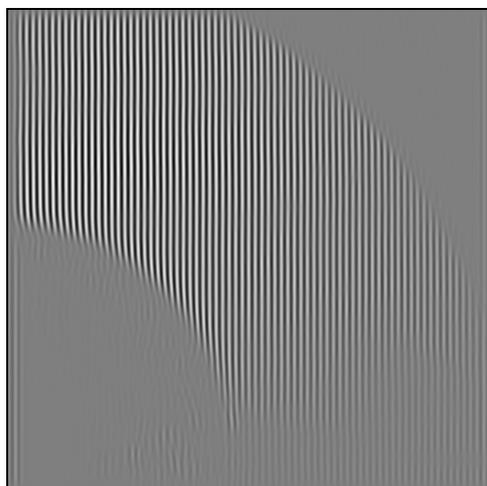


Fig. 8a - Filtro dell'immagine indeformata.

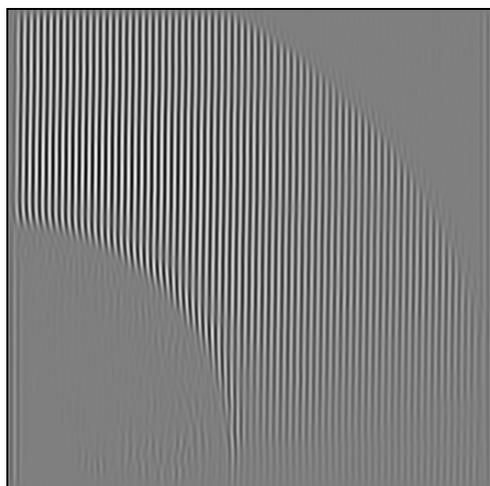


Fig. 8b - Filtro dell'immagine deformata.

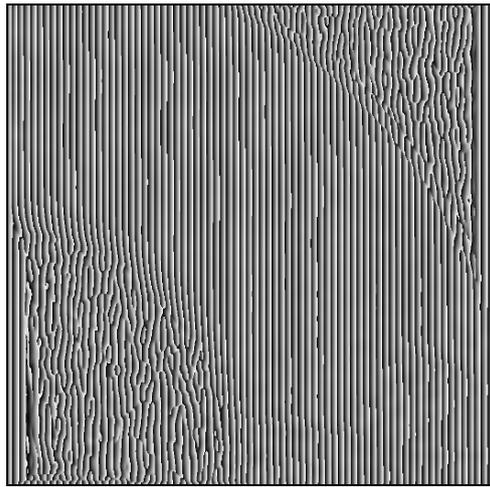


Fig. 9a - Fase dell'immagine indeformata

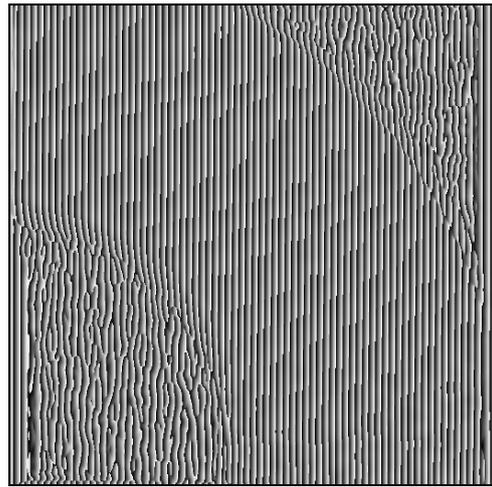


Fig. 9b - Fase dell'immagine deformata

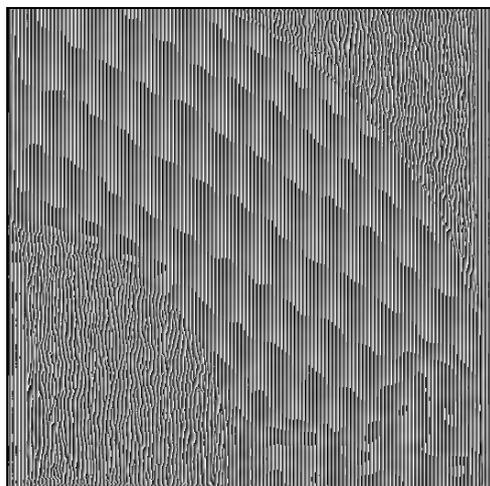


Fig. 10 - Differenza di fase fra l'immagine indeformata e quella deformata



Fig. 11 - Risultato dell'operazione di unwrapping con presenza di discontinuità

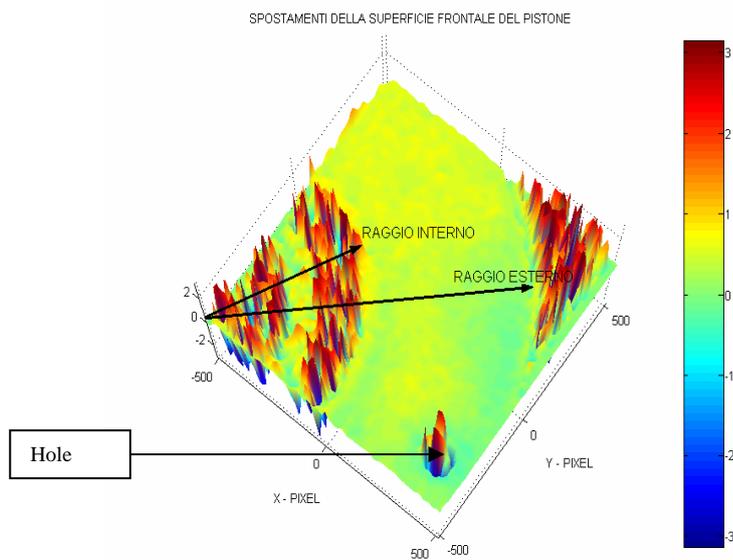


Fig. 12 - Visualizzazione 3D degli spostamenti di una porzione della superficie del pistone (setto circolare di 90°)

2.3 Ciclo di lavoro con macchina di fatica

In questa fase, con l'ausilio di una macchina di fatica monoassiale ed un opportuno set d'afferraggi realizzati ad hoc, si è riprodotto in laboratorio il ciclo di lavoro del pistone.

Il reale funzionamento del pistone di spinta prevede la successione delle seguenti fasi:

- nell'inserimento del freno di stazionamento: Step N1, Step N2, Step N3;
- rilascio del freno di stazionamento: Step N3, Step N2, Step N1.

Se volessimo riprodurre fedelmente la reale condizione di funzionamento del pistone ausiliario, si dovrebbe realizzare un ciclo di lavoro che eseguisse alternativamente un ciclo dello step N1 ed uno dello step N3, ma questo è improponibile in quanto comporterebbe la continua variazione del set-up della macchina di fatica e delle attrezzature necessarie per realizzare i carichi relativi agli step N1 e N3. Tuttavia, per il principio di sovrapposizione degli effetti, è ragionevole ipotizzare [10-13] che l'effetto deformativo apportato dai singoli step N1 e N3 ripetuti alternativamente sul pistone, sia uguale alla deformazione che gli stessi step generano se sono ripetuti separatamente un certo numero di volte e poi sovrapposti. Questa procedura viene ripetuta sino al raggiungimento del target stabilito.

Entrambi gli steps (N1 ed N3) prevedono un numero di cicli pari a 100000, per un target di 200000 cicli (si è già detto che nella condizione N2 il pistone è in equilibrio ed è stata trascurata).

Su tre provini, invece, è stata eseguita una ulteriore prova, la prova di scoppio, che corrisponde ad una condizione di lavoro piuttosto severa sul componente ed è stata simulata in laboratorio mediante l'applicazione del carico in unica rampa.

PIANIFICAZIONE DELLA TIPOLOGIA DI PROVA DA REALIZZARE e REALIZZATE									
Provino	CICLATURA [num. Cicli]	MISURE con CMM	MOIRE'	ESTENSI METRO	Step N1	Step N3	Prova di Scoppio	N [cicli_tot]	Note
Provino 2	100000+100000	si	no	no	x	x		200000	100000 stepN1, 100000 step N3
Provino 3	100000+100000	si	no	no	x	x		200000	100000 stepN1, 100000 step N3
Provino 4	100000+100000	si	no	no	x	x		200000	100000 stepN1, 100000 step N3
Provino 7	100000+100000	si	no	no	x	x		200000	100000 stepN1, 100000 step N3
Provino 5	10000+10000	si	si	no	x	x		200000	10000 step N1, 10000 step N3
Provino 6	10000+10000	si	si	no	x	x		200000	10000 step N1, 10000 step N3
Provino 11	10000+10000	si	si	no	x	x		200000	10000 step N1, 10000 step N3
Provino 12	10000+10000	si	si	si	x	x		200000	10000 step N1, 10000 step N3
Provino 17	10000+10000	si	si	si	x	x		200000	10000 step N1, 10000 step N3
Provino 8		si							
Provino 9	5000+5000	si	no	no	x	x		200000	5000 step N1, 5000 step N3
Provino 10	5000+5000	si	no	no	x	x		200000	5000 step N1, 5000 step N3
Provino 13	5000+5000	si	si	si	x	x		200000	5000 step N1, 5000 step N3
Provino 14	5000+5000	si	si	si	x	x		200000	5000 step N1, 5000 step N3
Provino 16	5000+5000	si	si	si	x	x		200000	5000 step N1, 5000 step N3
Provino 15	-	si	si					-	unico step a rampa crescente
Provino 18	-	si	si	no			x	-	unico step a rampa crescente
Provino 19	-	si	si	si			x	-	unico step a rampa crescente
Provino 20	-	si	si	si			x	-	unico step a rampa crescente

Tab.1 – Piano delle prove

3. RISULTATI

Di seguito riporta un grafico riepilogativo relativo alle misure degli spostamenti della base del pistone rispetto allo stelo, prima e dopo l'esecuzione delle prove di fatica. Sul grafico in fig. 13 sono riportati i valori medi delle misure di spostamento eseguite lungo le direzioni radiali (al punto 1 corrisponde la lettura fatta sulla superficie esterna del pistone, mentre al punto 9 quella realizzata in prossimità del raccordo fra la base del pistone e lo stelo) (fig. 14). Sulle ordinate sono stati riportati i valori normalizzati.

Come prevedibile, dall'analisi del grafico si evince che, a pari numero di cicli di fatica totali, lo stato degli spostamenti medi subito dai provini in seguito alle prove di fatica è influenzato dal tipo di ciclatura subito: ciclature elevate (intervalli di 100000 cicli alla volta per ogni step) portano ad un accumulo delle deformazioni maggiore che nel caso di intervalli di cicli di carico più piccoli (10000 e 5000 cicli).

Si osserva che l'entità degli spostamenti in direzione y subiti dalla base del pistone ausiliario in seguito alle sollecitazioni a fatica sono dell'ordine dei decimi di μm .

Per quanto riguarda le misure di spostamento effettuate con il metodo ottico, sono stati confermati i risultati ottenuti dalle misure fatte con la macchina CMM che evidenziano uno spostamento medio dei punti della superficie di carico dell'ordine dei decimi di micron.

Nel caso, invece, dei provini sottoposti alla prova di scoppio, si sono misurati spostamenti di entità maggiore (un ordine di grandezza in più grande rispetto alla prova di fatica): con la tecnica di Moiré si sono riusciti a misurare spostamenti fuori dal piano in direzione y pari a 0,43mm sulla superficie esterna del pistone e di 0,19 mm sulla superficie interna.

I risultati ottenuti dalle misure sperimentali sono stati confrontati con quelli ottenuti da una analisi FEM di tipo statico svolta dall'azienda. I valori degli spostamenti in campo elastico in direzione y stimati dal modello numerico per gli steps N1 e N3 sono riportati in fig. 16 -17.

Le misure sperimentali eseguite hanno mostrato che esistono spostamenti della superficie di carico del pistone di tipo plastico che nel caso della prova di scoppio potrebbero alterare la tenuta del pistone durante il suo funzionamento. L'analisi FEM di tipo statico, come era prevedibile, non ha potuto valutare gli effetti derivanti da carichi di tipo dinamico che sono invece stati rilevati dalle misure sperimentali sui componenti reali.

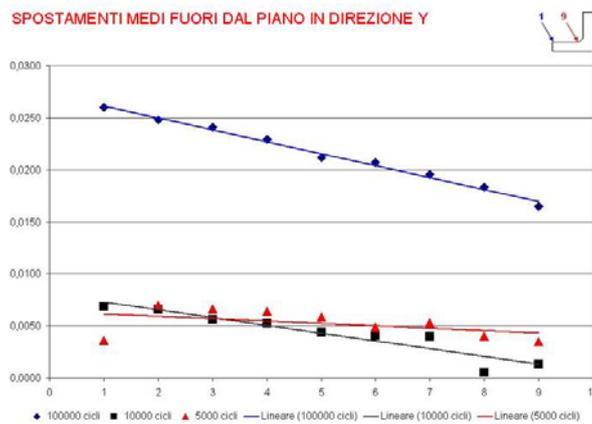


Fig. 13 - Grafico riepilogativo delle misure di spostamento eseguite con il tastatore meccanico

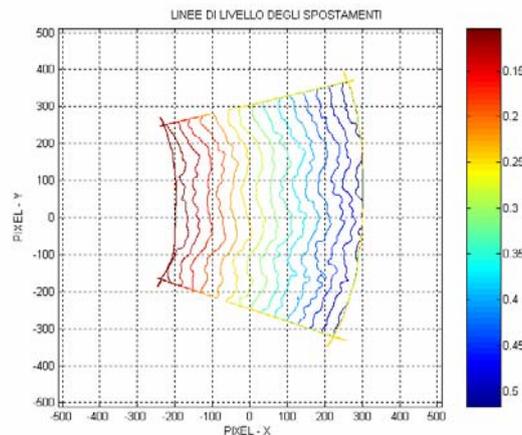


Fig. 14 - Linee di livello degli spostamenti in seguito alla prova di scoppio

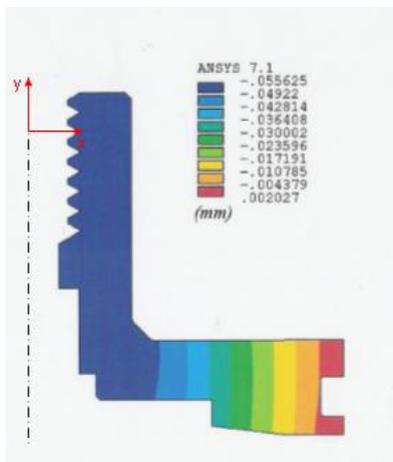


Fig. 16 - Spostamenti in direzione assiale U_y (step N1)

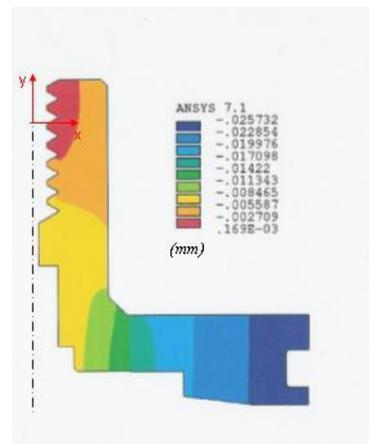


Fig. 17 - Spostamenti in direzione assiale U_y (step N2)

CONCLUSIONI

Nel presente lavoro si è studiato il comportamento di un componente critico di un freno di stazionamento automatico e, in modo particolare, lo stato deformativo e tensionale in condizioni di esercizio.

Si è svolto uno studio preliminare del funzionamento del pistone di spinta all'interno del suo complessivo per individuare le sollecitazioni, i vincoli e le condizioni di carico alle quali il pistone è sottoposto. Successivamente si è progettato e costruito il sistema di carico al fine di riprodurre in laboratorio le reali condizioni di lavoro dei pistoni e misurarne, mediante tecniche sperimentali, eventuali deformazioni permanenti che ne altererebbero la tenuta durante il funzionamento.

Si è osservato che esistono e sono state misurate deformazioni permanenti fuori dal piano della superficie di carico del pistone in direzione y . L'entità di questi spostamenti risulta essere piccola nelle condizioni di carico N1 e N3, ma in certi casi, nella prova di scoppio, i valori misurati portano a ritenere che il funzionamento del pistone potrebbe essere alterato.

Per quanto riguarda il confronto con il modello FEM esistono alcune discrepanze attribuibili al fatto che l'analisi FEM eseguita dall'azienda è di tipo statico e rileva uno stato degli spostamenti esclusivamente in campo elastico. La simulazione sperimentale delle condizioni di prova reali del componente, invece, ha tenuto conto dei carichi di fatica applicati ad ha evidenziato la presenza di deformazioni permanenti.

In seguito ai risultati di questo lavoro, l'azienda ha ritenuto opportuno apportare alcune modifiche al progetto del pistone che in una condizione di carico si sono rivelate essere molto vicine alle condizioni limite di funzionamento.

BIBLIOGRAFIA

- [1] R. Becker , P. Sowa: *Impianti Frenanti* in “ *Sistemi frenanti per autovetture*”, Robert Bosch 2^a ed., giugno 1999.
- [2] R. Becker , P. Sowa: *Componenti degli impianti frenanti* in “ *Sistemi frenanti per autovetture*”, Robert Bosch 2^a ed., giugno 1999.
- [3] B. Verlag: *Freni a Disco* in “ *Manuale dei freni*”, pp. 100-101, ed. Alte.
- [4] B. Verlag: *Pinza fissa, combinata per freno idraulico e per freno di stazionamento* in “ *Manuale dei freni*”, p. 121 ed. Alte.
- [5] L. Stilhart, Aftermarket, Lucas, Brotheier J.P.: *La Commande mecanique: Frein à main* in “ *Freins a tambour*”, p. 37, Robert Bosch.
- [6] A. Bray, V. Vicentini, “ *Meccanica sperimentale*”, cap XI, pp. 431 e ss., Levrotto & Bella, Torino settembre 1975.
- [7] Sciammarella CA (2003). Overview of optical techniques that measure displacements. Murray Lecture. Experimental Mechanics, Vol. 43, pp. 1-19.
- [8] Cloud GL (1998) Optical Methods of Engineering Analysis. Cambridge University Press, New York (USA).
- [9] Optical Engineering (2000). Special Issue on Optical Methods for Shape Measurement. SPIE, Vol. 39.
- [10] J.W. Dally, W.F. Riley, “ *Experimental Stress Analysis*”, McGraw-Hill, New York 1978.
- [11] Shutz W.: “ *Metodology of variable Amplitude Fatigue Tests*”; in “ *Advances in Fatigue Science and Tecnology*”, NATO ASI Series E, Kluver Academic Publisher (1989).
“ *Fatigue Design Handbook*”, AE-10, Society of Automotive Engineers (1988).
- [12] ASTM Designation E 1049-85: “ *Standard Practice for Cycle Counting in Fatigue Analysis*”.
- [13] Carrol J.: “ *Time Dependent Changes in Notch Stress/Notch Strain and Their Effect on Crack Initiation*”; in “ *Effect of Load Spectrum Variables of Fatigue Crack Initiation and Propagation*”; ASTM STP 714 (1980).