

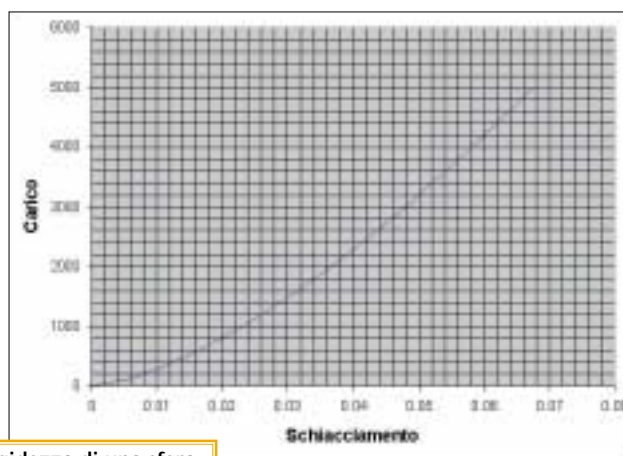
MODELLI FEM DI CUSCINETTI A SFERE

La modellazione per il comportamento dei cuscinetti a sfere per i gruppi ruota di una vettura di Formula Uno consente, chiaramente in modo iterativo e con frequenti scambi di informazioni con il produttore dei cuscinetti, di migliorare in modo sostanziale la rigidità a camber di tutto il sistema di sospensioni

La ricerca di prestazioni estreme per il proprio prodotto merceologico porta le Aziende verso l'inevitabile analisi dei vari parametri che concorrono all'ottenimento del massimo risultato possibile. In un settore fortemente competitivo quale la Formula Uno diviene indispensabile limare e affinare quanto più possibile tutti i più piccoli dettagli. La progettazione strutturale diventa allora non solo uno strumento per garantire l'affidabilità (requisito primo per terminare le gare e quindi per incrementare le possibilità di conquistare punti), ma anche il mezzo per aumentare le prestazioni e risultare in tal modo indiscutibilmente vincenti.

IL GRUPPO RUOTA

Dopo la coppia pneumatico-cerchione, interfaccia prima tra la vettura e la pista, l'insieme mozzo-cuscinetti-portamozzo è forse la parte più importante di un sistema di sospensioni per un'automobile. Solitamente mozzo e portamozzo sono progettati e realizzati dal costruttore della monoposto secondo vari criteri, tra cui leggerezza, resistenza strutturale, dissipazione del calore prodotto dai freni, ecc. Mentre i cuscinetti arrivano "dal commercio", ossia vengono progettati, calcolati e costruiti da un fornitore specializzato. Tuttavia, nonostante il cuscinetto possa essere considerato una "scatola nera" la cui durata in termini chilometrici è fornita dal "cuscinettaro", è possibile inserire nei propri modelli di calcolo degli elementi che possano garantire il corretto flusso di forze tra il mozzo e il portamozzo. Chiaramente per fare ciò è necessaria la collaborazione del costrut-



1. Rigidità di una sfera premuta contro un piano infinitamente rigido.

tore di cuscinetti, il quale deve essere disponibile a fornire indispensabili

informazioni quali numero delle sfere, loro diametro, materiale con cui sono realizzate, angolo di contatto, ecc.

Una volta note queste informazioni è possibile realizzare un modello a elementi finiti del cuscinetto, almeno per quanto riguarda il suo comportamento statico. In tal modo si possono analizzare stati tensionali e deformativi nel mozzo e nel portamozzo. Sarà poi cura del costruttore del cuscinetto stabilirne la durata in base anche ai risultati di questo calcolo, oltre che in relazione a parametri "specialistici".

IL MODELLO FE DEL CUSCINETTO

Per poter schematizzare in modo corretto la rigidità del cuscinetto è innanzitutto necessario conoscere il diametro delle sfere e il materiale con cui sono realizzate. Questo perché la rigidità della singola sfera non è lineare con il carico, come si può facilmente osservare studiando la relazione di Hertz che fornisce l'accostamento (cioè lo schiacciamento) in funzione del carico applicato ad una sfera premuta contro un piano infinitamente rigido [1]:

$$u = 1.55 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{d \cdot 4 \cdot E^2}} \quad (1)$$

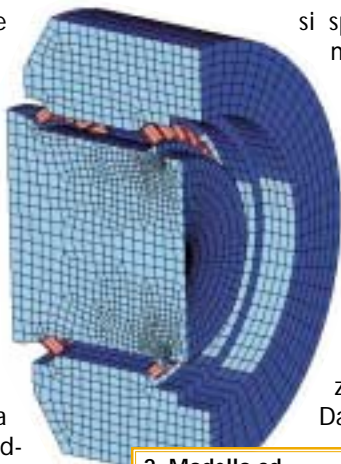
dove Q è il carico, E il modulo di Young del materiale che costituisce la sfera e d il diametro della stessa. Mettendo in un grafico la (1) si ottiene la curva riportata in figura 1, dalla quale si può osservare l'andamento non lineare della rigidità della sfera. In particolare la sfera si irrigidisce all'aumentare del carico.

Questa informazione viene impiegata per costruire, all'interno del codice di calcolo a elementi finiti che si sta utilizzando, un materiale con comportamento non lineare tale da rispecchiare l'andamento illustrato nella figura 1. Inoltre il suddetto materiale deve avere rigidità nulla a trazione, per poter simulare l'eventuale insorgere di mancanza di contatto su una o più sfere. Questo fenomeno può manifestarsi nel caso di forti carichi trasversali agenti sul gruppo ruota, ad esempio in una curva con elevate accelerazioni laterali, ed è estremamente dannoso per la durata del cuscinetto.

Osserviamo per inciso che la rigidità a trazione da inserire nel modello non potrà essere effettivamente pari a zero per i problemi di natura nu-

merica cui darebbe luogo (vedere [2], Capitolo 5). Occorre quindi scegliere un valore il più basso possibile compatibilmente con la stabilità nella convergenza della soluzione non lineare.

Il secondo passo consiste nel collegare i modelli di mozzo e portamozzo attraverso degli elementi tipo biella in numero pari al numero di sfere presenti nel cuscinetto reale. Non solo, ma questi elementi devono anche essere posizionati secondo l'angolo di contatto delle sfere, chiaramente nella condizione di cuscinetto scarico. Questa è certamente un'approssimazione perché sotto l'azione delle forze l'angolo varierà; un modello geometricamente non lineare con bielle collegate nodo a nodo può sicuramente cogliere questo effetto. Ma la sfera



2. Modello ad elementi finiti di un mozzo e di un portamozzo "finti". In rosso si possono vedere gli elementi rod (biella) che simulano ciascuno una sfera del cuscinetto.

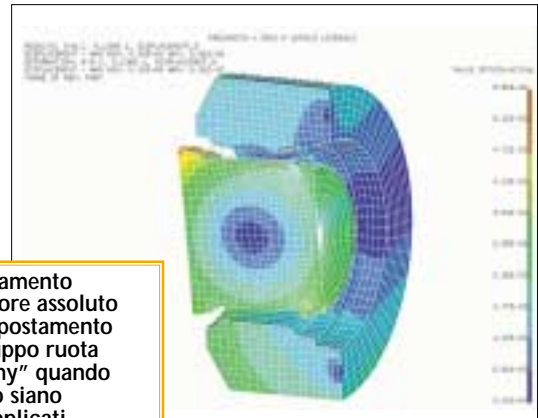
si sposta, anche se lievemente, all'interno delle piste. E questa condizione non può essere presa in considerazione se non modellando le piste, le sfere ed il reciproco contatto. Tuttavia, vista la modesta entità di questa variazione, si può ritenere valida la modellazione proposta.

Dato che i cuscinetti dei gruppi ruota sono sempre precaricati per eliminare ogni possibile gioco, il terzo passo è rappresentato proprio dalla modellazione del precarico. Per questa fase si può procedere adottando il metodo "termico", come illustrato in [2] al Capitolo 6.

Infine, una volta realizzato lo step di calcolo per il solo precarico, si può passare all'applicazione delle forze che agiscono sul gruppo ruota.

LA VALIDAZIONE DEL MODELLO DI CALCOLO

Come più volte chi scrive ha dichiarato su queste pagine, un modello di calcolo può essere considerato attendibile solo se confortato da evidenze sperimentali (vedere anche [2], Capitolo 7). Pertanto, prima di impiegare il me-



3. Andamento del valore assoluto dello spostamento del gruppo ruota "dummy" quando ad esso siano stati applicati, in successione, le forze del precarico e quelle dovute alla curva.

todo descritto per analizzare e poi migliorare il comportamento dei gruppi ruota (in particolare in termini di rigidità a camber), è stata realizzata un'apposita attrezzatura per testare un gruppo ruota dummy, dove i soli elementi "reali" sono proprio i cuscinetti a sfere. Chiaramente la stessa situazione è stata riprodotta a livello virtuale realizzando il modello ad elementi finiti di un mozzo e di un portamozzo "fasulli", tra i quali sono stati interposti due cuscinetti modellati come descritto al paragrafo precedente.

Appare evidente che il gruppo ruota dummy ed il modello dell'insieme sono stati vincolati e caricati nel medesimo modo.

La figura 2 contiene il modello ad elementi finiti. Osserviamo che è stato realizzato solamente mezzo modello, vista la simmetria geometrica e di carico, per ottenere i risultati in modo più rapido ([2], Capitolo 3), date le non linearità legate sia al comportamento del materiale (anche se restiamo in campo elastico) sia quelle dovute ai "grandi" spostamenti.

La figura 3 illustra invece l'andamento del valore assoluto dello spostamento quando al modello sono state applicate le forze per simulare una

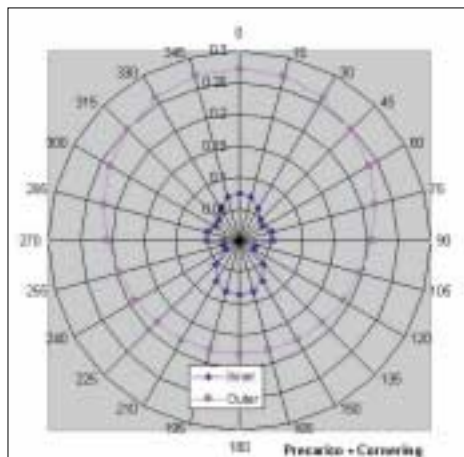
curva. Il confronto con i test sperimentali ha fornito dei risultati confortanti. Lo scarto medio è stato dell'8%, confermando l'ottima approssimazione ottenuta con la schematizzazione proposta per il cuscinetto. Inoltre il modello è risultato più rigido della struttura reale, come solitamente avviene (vedere [2], Capitolo 5).

L'OTTIMIZZAZIONE DEI GRUPPI RUOTA

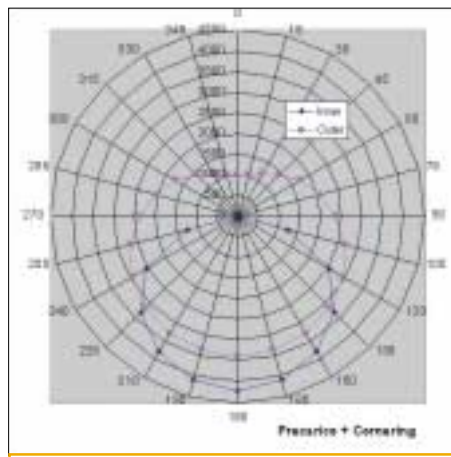
Una volta validato il modello dal punto di vista sperimentale, la sche-

nate lungo la circonferenza (ovalizzazione). Questo parametro è fondamentale per valutare i limiti a cui le sfere e la gabbia che le ingloba si trovano a lavorare. Un'altra informazione interessante è quella riportata nella figura 5. In essa sono contenuti i valori delle forze assiali (ovviamente solo di compressione, dato che a trazione le rod non possono lavorare a causa della rigidità quasi nulla) agenti sulle sfere. Attraverso questi valori è possibile ricavare la pressione di contatto di ogni singola sfera mediante la seguente relazione [1]:

ziale la rigidità a camber di tutto il sistema di sospensioni. Va detto che, grazie ai miglioramenti introdotti a livello strutturale sui vari organi, primariamente mozzo e portamozzo, è anche stato possibile impiegare cuscinetti con sfere in ceramica su tutte le ruote, mentre in precedenza all'avantreno si avevano problemi di durata e quindi di affidabilità. L'impiego di sfere in ceramica contribuisce a rendere il cuscinetto più rigido, ma chiaramente aumenta le pressioni di contatto tra le sfere e le piste dato che l'impronta, a pari carico, risulta in questo caso ridotta. Solo l'ottimizzazione dell'insieme ha consentito il raggiungimento di questo importante traguardo. Va poi detto, da ultimo, che il fornitore dei cuscinetti utilizza, al proprio interno, un software di calcolo appositamente sviluppato per i cuscinetti. Questo programma è in grado di tenere conto degli spostamenti delle sfere all'interno delle piste al variare dell'angolo di contatto in modo più preciso rispetto al metodo descritto. Inoltre consente di valutare la presenza e l'effetto delle gabbie al variare del materiale che le costituisce.



4. Deformazioni dei cuscinetti interno (inner) ed esterno (outer) del gruppo ruota sottoposto al carico generato da una curva.



5. Valori di forza assiale negli elementi rod che simulano le sfere per i cuscinetti interno (inner) ed esterno (outer). Tali valori sono estratti direttamente dal codice di calcolo.

matizzazione del cuscinetto è stata introdotta nell'effettivo modello di mozzo e portamozzo, sia anteriore sia posteriore. Per questioni di segretezza non possiamo qui riportare nemmeno le immagini dei modelli impiegati per l'ottimizzazione della rigidità a camber dei gruppi ruota. Ci limiteremo a dire che, grazie allo schema proposto, certamente più raffinato di quello utilizzato in precedenza, è stato possibile mettere in luce tutti i punti deboli dei gruppi ruota e intervenire efficacemente raggiungendo l'obiettivo che ci si era posti.

Non solo, ma grazie all'adozione della modellazione qui presentata è stato possibile trasmettere al fornitore di cuscinetti preziose informazioni che sono state utilizzate per ottimizzare anche il cuscinetto.

Ad esempio la figura 4 riporta le deformazioni dei cuscinetti determi-

dove il significato dei vari simboli è il medesimo riportato più sopra. La pressione di contatto è uno dei parametri più importanti per stabilire la durata del cuscinetto, perché essa è la causa principale dell'insorgere di fenomeni di "pitting".

CONCLUSIONI

La modellazione, tutto sommato non eccessivamente complicata nonostante le non linearità in gioco, qui presentata per il comportamento dei cuscinetti a sfere per i gruppi ruota di una vettura di Formula Uno, ha consentito, chiaramente in modo iterativo e con frequenti scambi di informazioni con il produttore dei cuscinetti, di migliorare in modo sostan-

Solo in questo modo e sulla base di anni di esperienza specifica è possibile valutare con la necessaria confidenza il chilometraggio massimo raggiungibile dal cuscinetto.

C. Gianini, Progettazione Strutturale Dallara Automobili, Varano Melegari (Parma).

$$p_H = \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 4 \cdot E^2}{d^2 \cdot 4.28}}$$

BIBLIOGRAFIA

- [1] Claudio Gianini, *La non linearità di contatto nelle analisi strutturali con il FEM*, *Il Progettista Industriale* n. 7, luglio 2000.
- [2] Claudio Gianini, *La Progettazione Strutturale con il Calcolatore*, Athena Srl, Modena, 2003.