

Analisi combinata del carico nei riduttori per laminatoi

Questo articolo sottolinea la necessità di eseguire un'analisi statica e dinamica combinata di un riduttore per la lavorazione degli acciai, durante la fase di progettazione. Viene descritta l'interfaccia tra RecurDyn, un pacchetto software di analisi dinamica, e KISSsoft, un pacchetto software di analisi statica. Infine, viene illustrato un esempio di applicazione. ✉ Stefan Beermann*, Timo Giese**, Hermes Forabosco***

Nei laminatoi per acciaio, per guidare i rulli vengono tipicamente utilizzati diversi tipi di riduttori. Si tratta di riduttori relativamente grandi con coppie in ingresso dell'ordine dei 100 kNm. Il processo di laminazione stesso è relativamente omogeneo. Tuttavia, all'inizio della laminazione, il foglio di acciaio da laminare viene inserito tra i due rulli di alimentazione. Questo genera un carico impulsivo sui rulli e, quindi, sul riduttore stesso e può provocare vibrazioni nel riduttore.

L'impatto genererà, perciò, un sovraccarico dinamico. Per questo motivo, le parti interessate, in particolare i cuscinetti, ma anche gli ingranaggi e gli alberi del riduttore, devono essere dimensionate in modo da poter gestire anche questi carichi dinamici. Poiché in fase di progettazione non sono solitamente disponibili dati sperimentali, le simulazioni risultano lo strumento più adatto per definire i valori di carico da adottare per il dimensionamento.

L'azienda italiana Danieli spa, una dei tre maggiori fornitori di impianti e attrezzature per l'industria dei metalli nel mondo, si appoggia a diversi software per la progettazione delle proprie macchine.

In particolare per quanto concerne la durata ed il dimensionamento sfrutta le capacità del software KISSsoft [1]. Recentemente Danieli ha iniziato ad utilizzare anche RecurDyn [2] per tenere in considerazione anche il contributo di tutte le componenti della catena cinematica di azionamento nella distribuzione dei carichi nel riduttore.

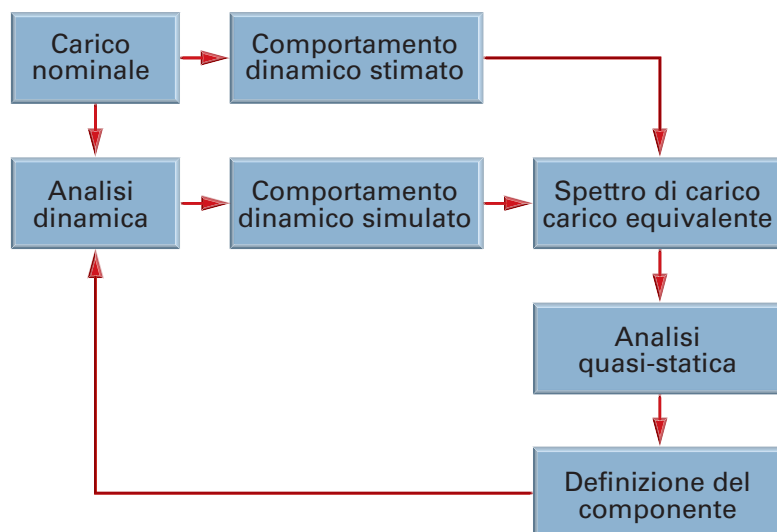


Fig. 1 – Processo di progettazione con simulazione del comportamento dinamico.

Lo obiettivo è la creazione di un modello di simulazione dell'azionamento per prevedere le effettive condizioni di lavoro nelle acciaierie. Per migliorare l'efficienza del processo di progettazione, su richiesta della stessa Danieli, è stata creata un'interfaccia diretta tra questi pacchetti software. Questo articolo sottolinea la necessità di eseguire una analisi statica e dinamica combinata del riduttore durante la fase di progettazione.

Viene, inoltre, descritta l'interfaccia tra RecurDyn, un pacchetto software di analisi dinamica, e KISSsoft, un pacchetto software di analisi statica. Una breve illustrazione di un esempio di applicazione è riportata alla fine dell'articolo.

Processo di progettazione

Per progettare un riduttore è possibile utilizzare una grande varietà di procedure diverse tra loro. Tuttavia, qualsiasi approccio di successo deve basarsi su ipotesi di carico ragionevoli a partire dalla potenza che deve essere trasferita o dalla coppia in uscita richiesta.

In passato, la definizione del fattore di applicazione era una questione di esperienza. Questo fattore veniva poi moltiplicato per il carico nominale per ottenere i carichi da usare nel dimensionamento dei singoli componenti. Le modifiche risultano più difficili da implementare – e quindi, anche più costose – se apportate nelle fasi finali del processo di progettazione. Per questo motivo, come misura precauzionale, molto spesso tutti

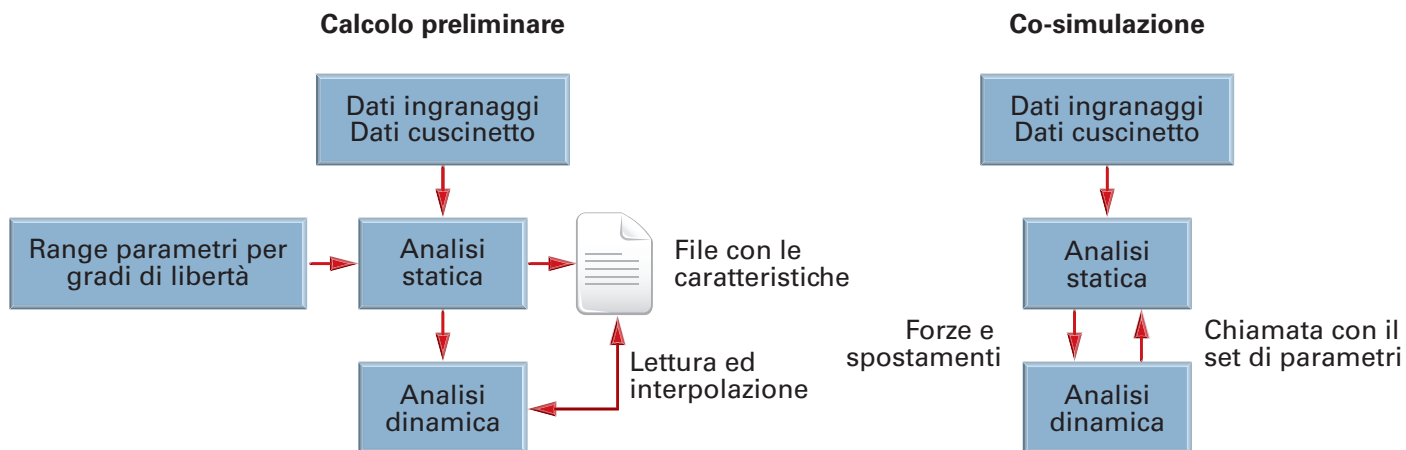


Fig. 2 - Confronto tra il calcolo preliminare e la co-simulazione.

i componenti venivano leggermente sovradimensionati. Questo approccio generalmente portava a componenti sovradimensionati che erano sia più resistenti ma anche più pesanti, e quindi, più costosi di quanto non fosse necessario.

Al giorno d'oggi, c'è una forte pressione commerciale sulle aziende per dimensionare gli ingranaggi quanto più vicini possibile ai loro limiti, per essere il più competitivi possibile, ed il tutto il più velocemente possibile. L'approccio classico, perciò, non risulta più competitivo. Risultano, invece, necessarie simulazioni che mettano da parte queste misure precauzionali e forniscano ai tecnici informazioni realistiche relative al carico ancora prima che il primo prototipo venga assemblato e provato al banco.

Tuttavia, prima che una simulazione possa essere eseguita, devono risultare disponibili i dati sui componenti, sui carichi esterni e tutte le informazioni circa le condizioni al contorno. In questa fase iniziale, il sovraccarico dinamico rispetto ai carichi statici deve essere stimato, come si faceva in passato col metodo "tradizionale" ad eccezione del fatto che non vi è più la necessità di scegliere margini di sicurezza in quanto la simulazione sarà in grado di verificare i risultati.

Dopo il primo dimensionamento di massima degli ingranaggi, la simulazione definirà i carichi dinamici. A tale scopo spesso si utilizzano sistemi multi-body (MBS). In tali modelli, i componenti sono rappresentati attraverso masse equivalenti e molle lineari o non lineari. Un'alternativa potrebbe essere

rappresentata da una simulazione dinamica utilizzando un modello agli elementi finiti. Tuttavia, questo tipo di approccio risulta meno adatto, dato che spesso genera problemi numerici e richiede un tempo maggiore per portare a termine il calcolo.

I dati relativi alla parte statica del processo di progettazione vengono utilizzati per definire il modello MBS. Per mantenere il processo di progettazione il più semplice possibile è, quindi, estremamente utile avere un'interfaccia tra il programma che gestisce il calcolo statico ed il programma che gestisce quello dinamico. Questo vale ancora di più se si pensa di apportare modifiche ai componenti in fasi successive del processo di progettazione; il che richiede l'esecuzione di simulazioni per diverse varianti.

La simulazione dinamica fornisce l'andamento delle forze nel tempo. Questi diagrammi devono essere ridotti a uno spettro di carico o un carico equivalente in modo da poter essere utilizzati come input per l'analisi quasi-statica che alla fine fornisce la verifica della resistenza. Solitamente, tale verifica non viene superata da tutti i componenti già al primo tentativo, per cui risulta necessario apportare modifiche al progetto e ripetere il procedimento in modo ciclico (fig.1).

Oltre alla definizione stessa del componente, ci sono anche alcuni altri parametri che possono essere tenuti in considerazione nel contesto di un'analisi quasi-statica e resi disponibili per la simulazione dinamica. In particolare, la rigidità non lineare dei cuscinetti ed il comportamento dei fianchi dei denti duran-

te il contatto vengono tipicamente calcolati tramite un'analisi statica e, successivamente, utilizzati anche per la simulazione dinamica.

Stima dello sforzo

Ci sono diverse modalità possibili per combinare la parte quasi-statica e quella dinamica. La prima variante prevede il calcolo preliminare separato di tutte le proprietà dei singoli componenti ed il trasferimento di queste alla simulazione dinamica. Una seconda variante prevede chiamate singole ripetute al calcolo statico da parte della simulazione dinamica, ogni qualvolta un valore caratteristico risultasse necessario per il calcolo dinamico. Questo secondo approccio viene chiamato "co-simulazione". Entrambi gli approcci sono illustrati nella figura 2.

Decidere quale di questi due approcci risulti più adatto è difficile e dipende, soprattutto, dal numero di gradi di libertà lasciati per l'ottimizzazione. In pratica, viene introdotta una funzione n_i per ogni grado di libertà d_i . Questa funzione per ogni d_i nell'intervallo $[d_{i\min}, d_{i\max}]$, determina il numero di punti della griglia necessari per interpolare i rispettivi valori caratteristici con una accuratezza di ϵ_i .

$$n_i = n_i(d_{i\min}, d_{i\max}, \epsilon_i)$$

Con tali funzioni, il numero complessivo di calcoli $n_{tot,pre}$ è

$$n_{tot,pre} = \prod_i n_i(d_{i\min}, d_{i\max}, \epsilon_i)$$

Nelle co-simulazioni, il calcolo statico viene richiamato ad ogni passo dell'iterazione. Se la

simulazione dinamica ha n_t passi temporali, e sono necessarie n_j iterazioni per il j -esimo passo temporale, il numero complessivo di calcoli da eseguire $n_{tot,co}$ è

$$n_{tot,co} = \prod_{j=1}^{n_t} n_j$$

Nella pratica le interrelazioni sono abbastanza più complesse. Questo perché il calcolo in serie di campi di dati con parametri che possono essere variati sistematicamente, molto spesso può beneficiare di buoni valori di partenza sulla base delle iterazioni precedenti. D'altra parte, il tempo di calcolo per la co-simulazione può essere ridotto se invece di ricalcolare il valore caratteristico ogni volta, lo stesso fosse usato per un determinato numero di iterazioni. Tuttavia, utilizzare questo tipo di ottimizzazione, è benefico soltanto nella zona lineare, dove il numero di gradi di libertà è definito nell'esponente del calcolo preliminare. Se il numero di gradi di libertà è abbastanza elevato, questo effetto sarà comunque sempre superiore a qualsiasi ottimizzazione programmata.

Le tabelle 1 e 2 mostrano alcuni esempi semplificati delle formule sopra descritte. La tabella 1, in particolare, mostra il numero di calcoli eseguiti nella fase preliminare utilizzando la formula sopra esposta. In questo caso le colonne contengono i valori da uno a sei gradi di libertà mentre le righe il numero di punti della griglia (10, 25 e 100). Per semplificare le cose, si ipotizza che il numero di punti della griglia richiesti sia lo stesso in tutte le dimensioni.

La tabella 2 schematizza una co-simulazione. Le righe contengono valori per 10^5 , 10^6 e 10^7 passi temporali mentre nelle colonne il numero di iterazioni per passo temporale (1, 3

e 10) dove, per semplificare le cose, si assume che questo numero sia lo stesso per ogni passo temporale.

Per motivare il numero di passi temporali scelto viene eseguito il seguente calcolo: con una risoluzione temporale di 1/20 di millisecondo per passo temporale, sono richiesti 10^5 passi per 5 secondi. D'altra parte, ad una velocità di 1250 giri al minuto e 25 denti, la frequenza d'ingranamento risulta

$$25 \frac{1250 \frac{1}{\text{min}}}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} = 521 \frac{1}{\text{s}}$$

Se si assume che ci siano 10 punti per passo-base, i punti sono distanziati di 1/20 di millisecondo, e quindi la prima riga della tabella 1 con 10 punti di griglia è di un ordine di grandezza paragonabile alla prima colonna della tabella 2. Tuttavia, grande attenzione va posta nel confrontare questi due esempi molto diversi tra loro.

Da queste osservazioni di massima è possibile ricavare una buona regola empirica per cui la co-simulazione risulta sicuramente vantaggiosa per sei di gradi di libertà (in molti casi anche per cinque). Se si hanno solo uno o due gradi di libertà, la tecnica del calcolo preliminare risulterà sicuramente più efficiente. Infine, nel caso di tre o quattro gradi di libertà, la scelta della tecnica migliore dipenderà dal singolo caso.

Per valutare ulteriormente questa osservazione, si deve ricordare che un cuscinetto ha cinque gradi di libertà: tre geometrici (spostamento assiale, spostamento radiale "r" (combinazione x e z) e momento ribalante attorno all'asse "r" (combinazione x e z)) e due forze (radiale ed assiale). Da ciò si capisce come ri-

sulti necessaria una co-simulazione per modellare un riduttore nel suo complesso. D'altra parte, un cuscinetto è solitamente, almeno nelle prime fasi, modellato con solo due gradi di libertà: spostamento radiale e forza radiale. La forza radiale viene considerata perché la rigidità non è funzione lineare della forza.

Natura dei campi fondamentali

Ci sono due approcci di base per il calcolo della rigidità di una molla in un sistema multi-body attraverso l'utilizzo di un programma "statico". Ogni MBS, di solito, richiede una propria legge di forza/allungamento. O la molla è compressa, e quindi genera una forza di reazione, oppure una forza viene applicata alla molla, provocandone una compressione. D'altra parte, se la forza viene divisa per l'allungamento, si ottiene la rigidità, così la legge di forza/allungamento viene ridotta ad un solo numero. La legge di forza/allungamento è la descrizione più naturale che possa essere adottata in un co-simulazione perché porta essenzialmente ad una funzione che, ad esempio, calcoli la forza di reazione dovuta ad uno spostamento. La rigidità può essere gestita più facilmente in un calcolo preliminare. Tuttavia, siccome la rigidità nei casi più interessanti, segue una legge non lineare, anche la forza associata ad ogni valore di rigidità dovrà essere fornita. Entrambi gli approcci, comunque, portano allo stesso risultato e la scelta di quale usare è una questione di preferenze personali.

Descrizione dell'interfaccia

Il programma per elementi di macchina KISSsoft [1] utilizzato in combinazione con il KISSsys (sistemi completi) sono strumenti affermati nel dimensionamento di ridotto-

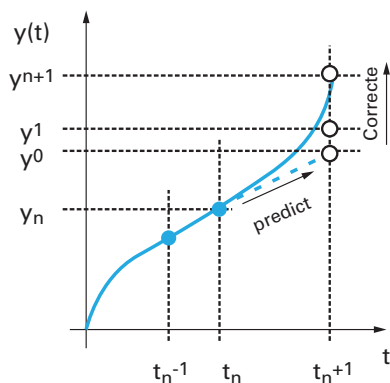
TAB. 1 - COMPLESSITÀ DEL CALCOLO PRELIMINARE

Numero di punti	Gradi di libertà					
	1	2	3	4	5	6
10	10	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6
25	30	$6 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^5$	10^7	$2 \cdot 10^8$
100	10^2	10^4	10^6	10^8	10^{10}	10^{12}

TAB. 2 - COMPLESSITÀ DELLA CO-SIMULAZIONE

Iterazioni per passo temporale	Time-steps		
	10^5	10^6	10^7
1	10^5	10^6	10^7
3	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^7$
10	10^6	10^7	10^8

⊙ **Previsione: y^0 come "primo tentativo"**



⊙ **Correzione: $y_i \rightarrow y_{i+1}$**

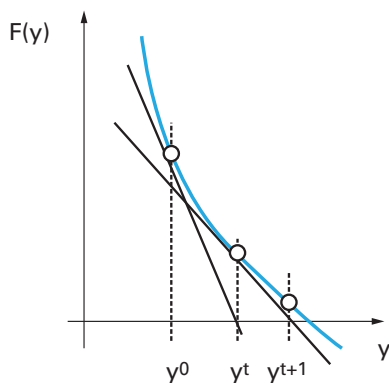


Fig. 3 - Processo di previsione e correzione.

ri. KISSsoft permette di modellare una vasta gamma di elementi di macchine e svolgere un gran numero di verifiche di resistenza in conformità agli standard. KISSsoft ha, inoltre, funzioni di ottimizzazione estremamente potenti che supportano gli ingegneri in ogni fase del processo di progettazione.

Il sistema multi-body RecurDyn [2] prodotto da FunctionBay apporta una serie di benefici quando si tratta di eseguire simulazioni dinamiche. In particolare, questo programma offre la possibilità di creare direttamente modelli elastici considerando la massa dei corpi per produrre una sintesi di un modello di corpo rigido e un modello agli elementi finiti. KISSsoft AG e FunctionBay GmbH hanno implementato un'interfaccia comune tra i due pacchetti software. Attualmente, questa interfaccia si basa su un calcolo preliminare, ossia principalmente destinato ad eseguire una simulazione con un basso numero di gradi di libertà. Le funzioni di calcolo degli ingranaggi sono richiamate tramite l'interfaccia KISSsoft COM. Questa chiamata crea un file con i valori caratteristici che comprende la rigidità ed un certo numero di altri parametri. RecurDyn legge questo file, lo interpreta e lo converte in un elemento forza/spostamento per la coppia di ingranaggi che agisce come una "scatola nera". L'implementazione viene eseguita dall'interfaccia di programmazione ProcessNet basata su C# fornita dalla RecurDyn.

Simulazione dinamica

Il solutore implementato in RecurDyn utilizza le equazioni di moto create nella fase di elaborazione preliminare, che hanno la forma

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t, u, \dot{u}, \ddot{u})\}$$

per il calcolo di tutti gli stati del sistema nel transitorio.

Questo calcolo tempo dipendente è basato su un metodo implicito a passo unico con incremento variabile. Ciò significa che il passo temporale successivo viene inizialmente stimato utilizzando un'espansione di Taylor (step di previsione). Eventuali errori in questa fase sono limitati ad un valore di soglia minimo da una funzione di controllo del passo temporale basata su un processo Newton Raphson (step di correzione), (fig. 3).

Il solutore implementato in RecurDyn si basa su un ulteriore sviluppo del collaudato metodo α secondo Hilbert, Hughes e Taylor (implicit-general- α = IMGALPHA).

Calcolo di uno stadio del riduttore

Un vantaggio decisivo che si ha nell'utilizzo di questo tipo di approccio è che il comportamento non lineare risulta essere rappresenta-

to in modo molto semplice attraverso campi di dati chiave o formule. Poiché questa soluzione non deve tener conto degli step temporali precedenti (classica procedura a più fasi), il solutore può anche governare facilmente discontinuità severe quali il verificarsi di contatti.

Una volta implementata l'interfaccia, la voce rigidità di uno stadio del riduttore viene definita nella matrice delle rigidità partendo da un campo calcolato tramite KISSsoft (fig. 4). Considerando il semplice caso di un giunto di rotazione, la rigidità appropriata nel punto primitivo K_c è definita a partire dal carico W_t e dall'angolo di rotazione dell'ingranaggio ϕ_1 e trasferita al sistema di equazioni per produrre la soluzione per il successivo passo temporale.

Come risultato, è possibile assegnare un valore attuale di rigidità al caso di carico in gioco e tenere in considerazione dinamicamente delle modifiche nella geometria dei denti legate ai carichi.

Struttura del riduttore

A seconda del numero n di stadi, il modello complessivo RecurDyn conterrà n di questi valori caratteristici per i calcoli. La geometria del riduttore viene anch'essa importata nel sistema multi-body direttamente da KISSsoft. I momenti d'inerzia dei singoli stadi richiesti per la simulazione multi-body sono presi dalla geometria. Inoltre, tutti gli altri elementi

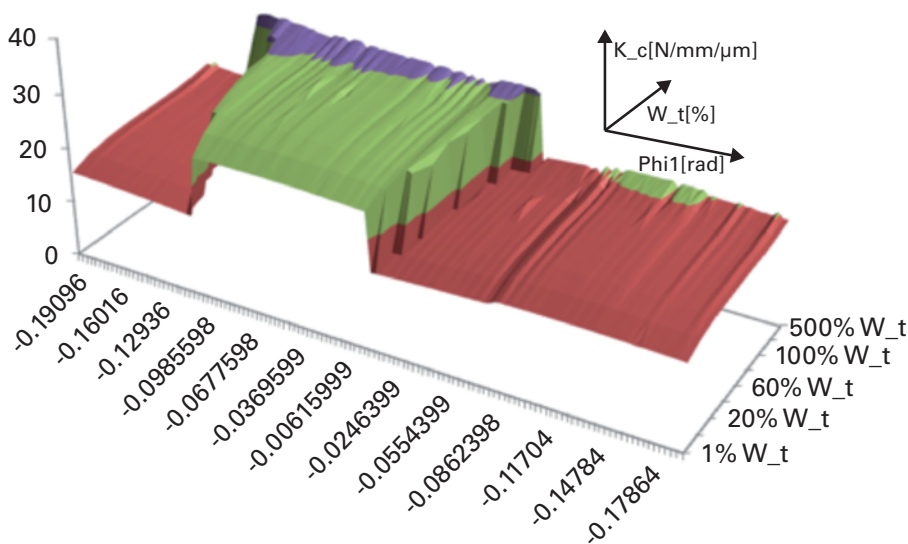


Fig. 4 - Campo di dati chiave per un ingranaggio a denti dritti.

del riduttore possono anch'essi essere trasferiti nel modello. Inizialmente, l'accoppiamento avviene mediante alberi rigidi ed elementi molla-smorzatore.

Una volta che le funzioni automatizzate per costruire le strutture del modello sono completate, l'utente potrà controllare ulteriormente la flessibilità del sistema e personalizzare la simulazione per soddisfare le sue specifiche esigenze. RecurDyn fornisce una vasta gamma di modelli e livelli di astrazione. Questi vanno da travi inflesse che possono essere usate per la modellazione degli alberi a modelli ad elementi finiti tridimensionali di strutture flessibili. Tutto ciò potrà essere trasferito alla simulazione sia utilizzando metodi di riduzione che considerando tutti i gradi di libertà di ogni nodo. Il progettista potrà, pertanto, aggiungere elementi più o meno flessibili al modello per adattarlo allo scopo della simulazione in modo da studiare i diversi effetti specifici con modelli ad hoc.

Controllo del processo

Dato che il processo finora descritto prevede l'utilizzo di due programmi, uno dei problemi è il controllo del processo. L'approccio più semplice sarebbe quello di rendere l'utente responsabile e creare un'interfaccia, in una certa misura, "manuale". Nella vita reale, l'utente avvierebbe un primo programma, in questo caso KISSsoft, che genererebbe i file con i risultati. In una seconda fase del lavoro, questi file andrebbero trasferiti al secondo programma, cioè RecurDyn, in modo completamente manuale. Il vantaggio di questo modo di procedere è che può essere implementato rapidamente e facilmente, ma comporta molto più lavoro per l'utilizzatore. Inoltre, i file generati possono essere facilmente

confusi, passando dati di input non corretti alla seconda fase.

Un collegamento automatico tra i due software è preferibile. Esso è stato, perciò, implementato con la creazione dell'interfaccia KISSsoft - RecurDyn. Questa fornisce anche un numero di opzioni per decidere, ad esempio, quale programma sia il principale. Nel caso qui analizzato, RecurDyn è stato definito come il programma principale. Esso richiama dunque KISSsoft tramite l'interfaccia COM, raccoglie i file dei risultati, e li valuta. Il beneficio introdotto è chiaro: attraverso l'interfaccia, lo strumento risulta molto più facile e sicuro da usare ed i valori non possono essere trasferiti in modo errato. L'accoppiamento automatico, però, significa che le attività di manutenzione dei due programmi sono necessariamente collegate tra di loro: se uno dei due programmi viene aggiornato ad una nuova versione anche l'altro deve necessariamente essere aggiornato. Se l'obiettivo è l'utilizzo di questa interfaccia come standard, risulta essenziale che le due società di software coinvolte continuino a lavorare assieme, efficacemente e con successo.

Analisi dei contatti in KISSsoft

L'analisi di contatto per ingranaggi cilindrici viene utilizzata per il calcolo delle rigidità in KISSsoft. Questa analisi si basa sul lavoro di Weber e Banaschek [3], ed è il modello usato più frequentemente per il calcolo della rigidità di ingranaggi cilindrici a denti dritti. Questa analisi di base è stata estesa in modo da poter modellare anche agli ingranaggi elicoidali. Inoltre, l'analisi del contatto permette il libero posizionamento degli ingranaggi cilindrici l'uno rispetto all'altro. Questa caratteristica rende possibile, pren-

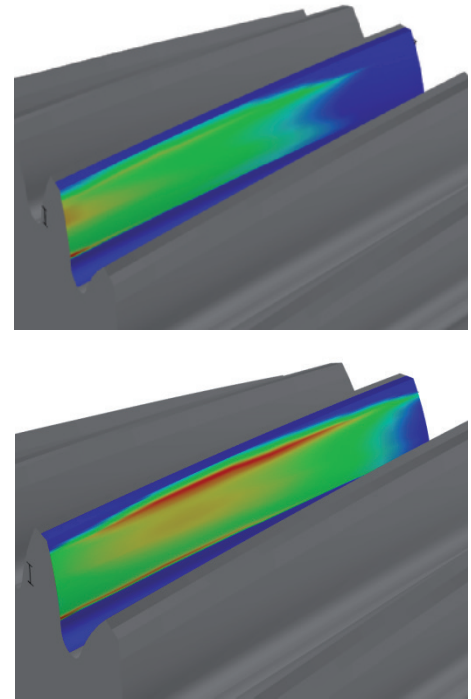


Fig. 5 - Zona di contatto risultante dall'analisi, prima e dopo l'ottimizzazione con modifiche.

dere in considerazione l'inclinazione degli ingranaggi causata dall'inflessione degli alberi nel calcolo delle vibrazioni quando un gran numero di gradi di libertà è coinvolto. Nel caso qui illustrato, solo il grado di libertà rotazionale intorno all'asse dell'albero viene preso in considerazione.

Nel caso di ingranaggi elicoidali, il modello di Weber/Banaschek per il calcolo delle rigidità è stato integrato con un modello aggiuntivo. In questo modo, sia la rigidità che lo spostamento del punto di contatto lungo la linea di contatto vengono calcolate per ciascuna delle sezioni che compongono il modello. Le sezioni risultano ruotate fra loro dell'angolo dell'elica e collegate attraverso molle elastiche per modellare l'effetto di supporto tra le sezioni. Un tipico risultato dell'analisi di contatto è mostrato in figura 5.

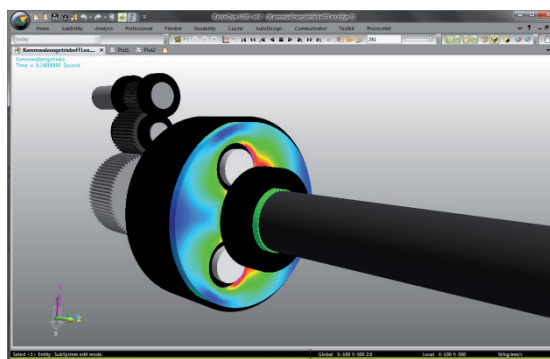
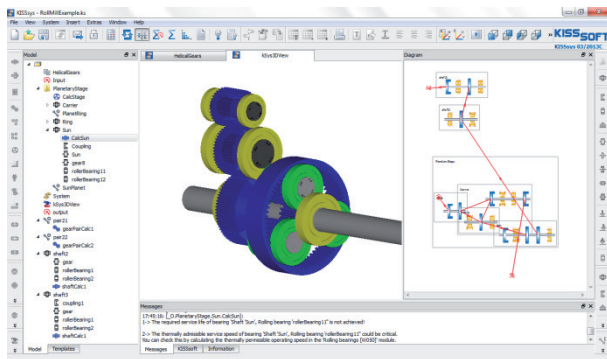


Fig. 6 - Esempio di riduttore in KISSsys e in RecurDyn, modellato con un portatreno flessibile.

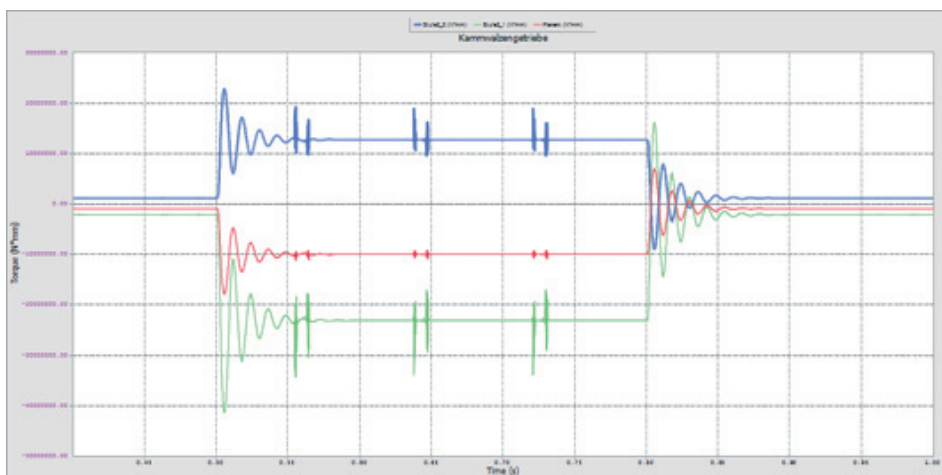


Fig. 7 - Andamento della coppia nella simulazione.

Applicazione a un riduttore

Nell'esempio si considera un riduttore per laminatoio. La figura 6 mostra il riduttore come modellato in KISSsys. Prima di tutto viene eseguito un pre-dimensionamento statico. I dati dell'ingranaggio vengono, quindi, trasferiti a RecurDyn (fig. 6) ed elaborati. Una simulazione dinamica con un modello puramente torsionale (simulazione 1D) si traduce in una curva di coppia come mostrato in figura 7.

Il carico dinamico che si genera quando si estrae la piastra e la successiva risposta del sistema sono chiaramente visibili in figura 7. Le frequenze proprie risultano relativamente basse poiché i rulli hanno masse di inerzia relativamente grandi.

La curva di coppia mostrata in figura 7 è stata classificata in modo da ottenere uno spettro di carico per la verifica statica. Ciò si traduce in tre condizioni di carico: una prima condizione si ha quando si hanno in gioco basse coppie ma elevate frequenze, una seconda condizione risulta derivante dal processo di laminazione, che ha una coppia elevata e una frequenza anch'essa elevata e un'ultima condizione è quella per cui la coppia risulta notevolmente aumentata a causa del carico dinamico. Questo ultimo caso si verifica, però, solo con frequenza bassa.

Lo spettro di carico risultante è mostrato in tabella 3. In un calcolo reale, il caso con coppia superiore sarebbe stato suddiviso ulteriormente. Si è, inoltre, introdotto un fat-

tore per la coppia: la coppia reale viene calcolata moltiplicando tale fattore per la coppia nominale.

Per il primo dimensionamento statico viene usato un fattore di applicazione pari a 1.5. Nel calcolo con lo spettro di carico viene considerato uguale a uno. I fattori di carico sulla fascia vengono definiti singolarmente per ogni condizione di carico. Non sarebbe tecnicamente corretto impostare questo valore a 1 perché la simulazione 1D non contiene alcuna informazione circa l'inclinazione degli ingranaggi dovuta a flessione dell'albero e, quindi, non modella la distribuzione del carico su tutta la fascia dell'ingranaggio.

La tabella 4 mostra i coefficienti di sicurezza ottenuti con e senza l'utilizzo degli spettri di carico. Il calcolo di primo dimensionamento statico è molto vicino al risultato finale dopo la simulazione e, quindi, il fattore di applicazione presunto di 1,5 risulta appropriato. La sicurezza del fianco nel calcolo più accurato basato sulla simulazione dinamica è marginalmente più elevato. Tuttavia, la sicurezza al piede è notevolmente ridotta, anche se è ancora ad un livello elevato.

Sintesi e prospettive future

Questo documento usa un esempio semplificato per illustrare come (dopo un esame approfondito sul come settare un'interfaccia tra un programma quasi statico e uno dinamico), è stata implementata una interfaccia tra

TAB. 3 - LO SPETTRO DI CARICO D'ESEMPIO

Caso	Frequenza	Coppia resistente
1	27%	0.1
2	66%	1
3	7%	1.8

TAB. 4 - FATTORI DI SICUREZZA CON E SENZA L'UTILIZZO DELLO SPETTRO DI CARICO

Primo dimensionamento statico			
Sicurezza al piede	3.6080	2.9781	4.7975
Sicurezza sul fianco	1.1447	1.3401	1.8146
Calcolo con lo spettro di carico			
Sicurezza al piede	2.8851	2.5045	4.0992
Sicurezza sul fianco	1.1562	1.3681	1.8686

i sistemi KISSsoft e RecurDyn. Essa consente di analizzare un problema in modo molto più rapido e affidabile. Siccome i carichi dinamici possono essere calcolati con maggiore precisione, le sicurezze aggiuntive previste possono essere ridotte permettendoci di avvicinarci ai limiti reali.

Questa interfaccia è ottimizzata per una simulazione 1D, es. le sole vibrazioni torsionali vengono osservate. Questo è assolutamente appropriato nelle prime fasi del processo di progettazione. In futuro una variante di questa interfaccia sarà anche in grado di gestire co-simulazioni, tecnica più adatta per simulazioni con molti gradi di libertà.

*Stefan Beermann, KISSsoft AG

**Timo Giese, FunctionBay GmbH, Monaco di Baviera

***Hermes Forabosco, Danieli & C. Officine Meccaniche SpA

© RIPRODUZIONE RISERVATA

Bibliografia

1. KISSsoft AG: Calculation program for machine elements KISSsoft <http://www.KISSsoft.AG>
2. FunctionBay GmbH: Multi body simulation program RecurDyn <http://www.RecurDyn.de>
3. Weber, C.; Banaschek, K.: Formänderung und Profilrücknahme bei gerade- und schrägverzahnten Stirnrädern; In: Schriftenreihe Antriebstechnik Nr.11, Verlag Vieweg, Braunschweig, 1953