

Modellazione integrata di una macchina utensile

Cau N.¹, Albertelli P.², Leonesio M.³, Bianchi G.⁴

¹ Istituto di Tecnologie Industriali ed Automazione - C.N.R, Milan, nicola.cau@itia.cnr.it.

² Politecnico di Milano, Dip. Mechanical Engineering, Milan, paolo.albertelli@polimi.it.

³ Istituto di Tecnologie Industriali ed Automazione - C.N.R, Milan, marco.leonesio@itia.cnr.it

⁴ Istituto di Tecnologie Industriali ed Automazione - C.N.R, Milan, giacomo.bianchi@itia.cnr.it.

ITIA-CNR - Istituto di Tecnologie Industriali ed Automazione

Laboratorio MUSP: Macchine Utensile e Sistemi di Produzione (Politecnico di Milano)

Keywords: macchine utensili, controllo, processo di taglio, prototipazione virtuale

1. Introduzione

La necessità, per chi produce componenti meccanici principalmente per asportazione di materiale, di una produttività sempre maggiore, dettata dalla spinta competitiva dei mercati, ha catalizzato l'esigenza, sia da parte dei costruttori che degli utilizzatori di centri di lavoro, di incrementare le prestazioni complessive del sistema macchina utensile.

Esigenze di fondamentale importanza per una macchina utensile sono la capacità di muoversi velocemente lungo traiettorie complesse, pur preservando un'elevata precisione, e la possibilità di asportare materiale il più velocemente possibile senza generare vibrazioni eccessive. La prima caratteristica è richiesta per la lavorazione di superfici sculturate, tipiche degli stampi, mentre la seconda è importante per tutte le lavorazioni di sgrossatura.

I costruttori di macchine utensili cercano, tendenza che si è sempre più consolidata negli ultimi anni, di adottare strutture leggere, per permettere accelerazioni più elevate che portano a minimizzare i costi costruttivi, a ridurre i consumi energetici e a massimizzare la produttività. Diventa però sempre più importante considerare, in fase di progettazione della macchina, l'interazione tra il sistema di controllo e la dinamica della meccanica.

Anche l'analisi del processo di asportazione di truciolo è diventata sempre più rilevante all'aumentare della velocità di taglio permessa dai moderni utensili, specie nella lavorazione di leghe leggere, in quanto, con elevate velocità di rotazione del mandrino, l'analisi della interazione dinamica che si sviluppa tra processo di taglio e struttura della macchina diventa più complessa, andando a coinvolgere un numero maggiore di frequenze critiche della macchina.

L'approccio tradizionale alla progettazione della macchina prevedere di analizzare separatamente i diversi sottosistemi: telaio della macchina, mandrino, processo di taglio e sistema di controllo. Questo approccio produce un'approssimazione notevole nella stima del comportamento dinamico all'utensile, con evidenti ripercussioni sulla possibilità di prevedere accuratamente la capacità della macchina di asportare materiale.

Per studiare queste interazioni dinamiche e fornire indicazioni utili alla progettazione delle macchine e dei mandrini si è sviluppata una nuova strategia di progettazione che si basa sulla realizzazione di un "modello integrato" che consideri la cedevolezza della struttura della macchina, quella del mandrino, quella delle catene cinematiche, il sistema di controllo ed il processo di taglio.

L'adozione del "modello integrato" mette a disposizione del progettista un potente metodo per simulare con buona approssimazione quali saranno le prestazioni della macchina, infatti, è addirittura possibile quantificare non solo la capacità di asportazione ma soprattutto quali

possano essere gli effetti in termini di capacità di asportazione di modifiche della struttura della macchina già in fase di progetto, riducendo sensibilmente tempi e costi della fase di prototipizzazione e sviluppo di una macchina.

L'adozione di modelli integrati non è prerogativa esclusiva di centri di ricerca ma ormai una realtà industriale, in questo articolo infatti si espongono nei limiti della riservatezza aziendale i risultati della collaborazione con LINEA un'azienda specializzata nella costruzione di macchine utensili.

In Figura 1 è illustrata la struttura del centro di lavoro a tre assi di cui si è realizzato il modello integrato.

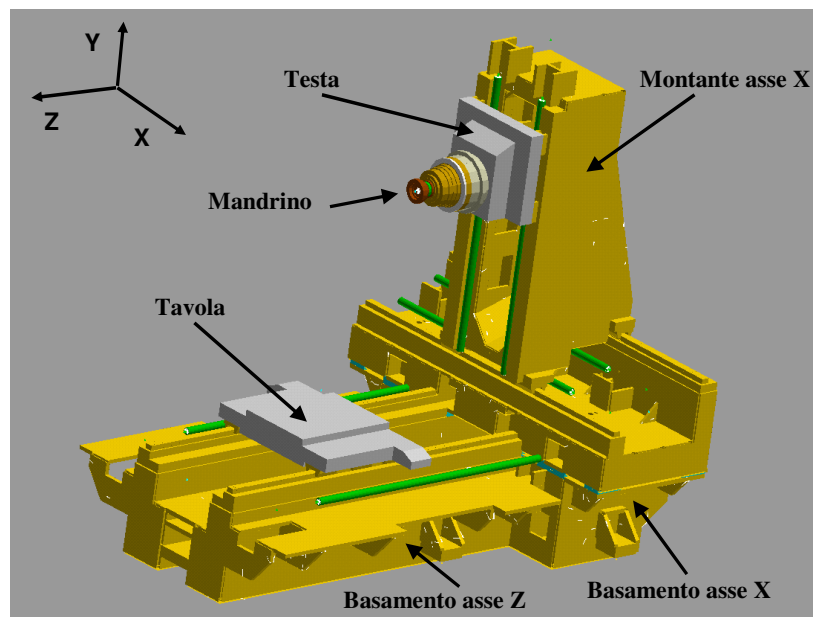


Figura 1: centro di lavoro a tre assi di cui si è realizzato il modello integrato (Linea MODULA)

2. Il modello della struttura meccanica

Una parte fondamentale modello integrato è il modello della struttura meccanica della macchina.

Sebbene esistano svariati metodi per realizzare un modello, si è utilizzato il metodo degli Elementi Finiti, come illustrato in Figura 3, che oggi giorno costituisce indubbiamente lo strumento di modellazione più evoluto.

Nell'ottica di realizzare un modello integrato, è d'obbligo non trascurare alcuni aspetti di cruciale importanza:

- 1) La modellazione delle catene cinematiche, considerando le cedevolezza dei vari componenti e le relative inerzie, in modo da riprodurre correttamente il comportamento degli assi, infatti ad essi saranno successivamente abbinati motori e controlli.
- 2) La cedevolezza distribuita dell'intera struttura e l'eventuale presenza di inerzie concentrate che influenzano il comportamento dinamico del sistema.
- 3) Per stimare la capacità di asportazione della macchina è necessario valutare la cedevolezza dinamica tra utensile e pezzo. Ciò richiede un'adeguata modellazione sia del mandrino che dell'utensile, è importante inoltre non trascurare la cedevolezza dal lato pezzo.

- 4) Sia l'analisi dei sistemi di controllo che della capacità di asportazione dipendono fortemente dallo smorzamento della struttura della macchina. Tale aspetto è ancora di difficile stima a partire dalle caratteristiche costitutive dei materiali utilizzati e delle giunzioni tra le parti. In generale è quindi necessario disporre di dati sperimentali su macchine della stessa tipologia.

Dei vari componenti della macchina che sono stati modellati in Figura 2 è illustrato quello del mandrino del mandrino.

La modellazione di questo componente richiede particolare attenzione in quanto è complesso e importante ai fini della valutazione delle prestazioni della macchina intera. Ci si è preoccupati di considerare la cedevolezza di albero, carcassa, utensile, cuscinetti, attacco utensile, il contributo strutturale del rotore del motore e del sistema di sbloccaggio utensile.

Il modello del mandrino considera inoltre gli effetti legati alla velocità di rotazione (centrifughi e giroscopici) e del precarico sul comportamento dei cuscinetti. Il modello del mandrino viene linearizzato in corrispondenza di una certa velocità di rotazione.

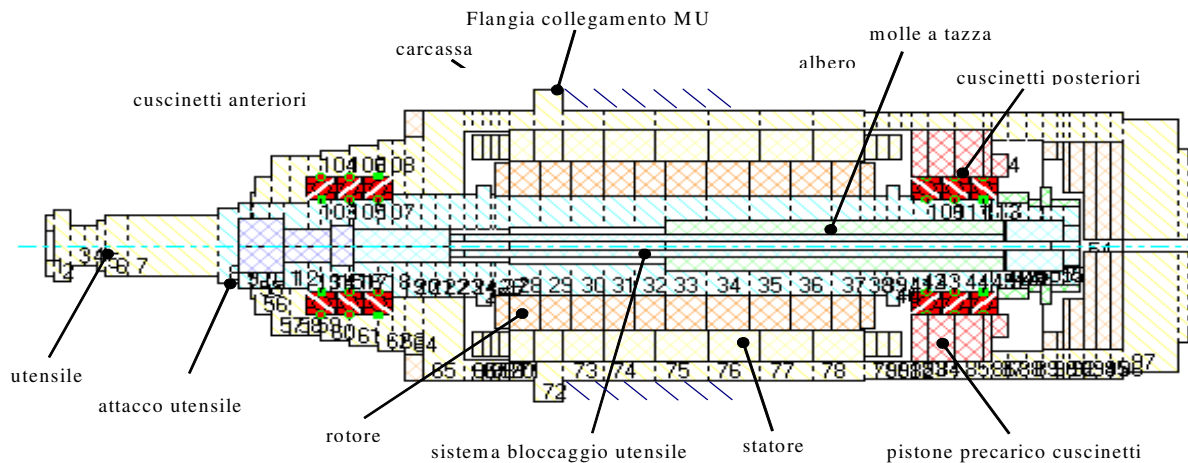


Figura 2 modello a travi del mandrino, sviluppato con SpindlePro [3]

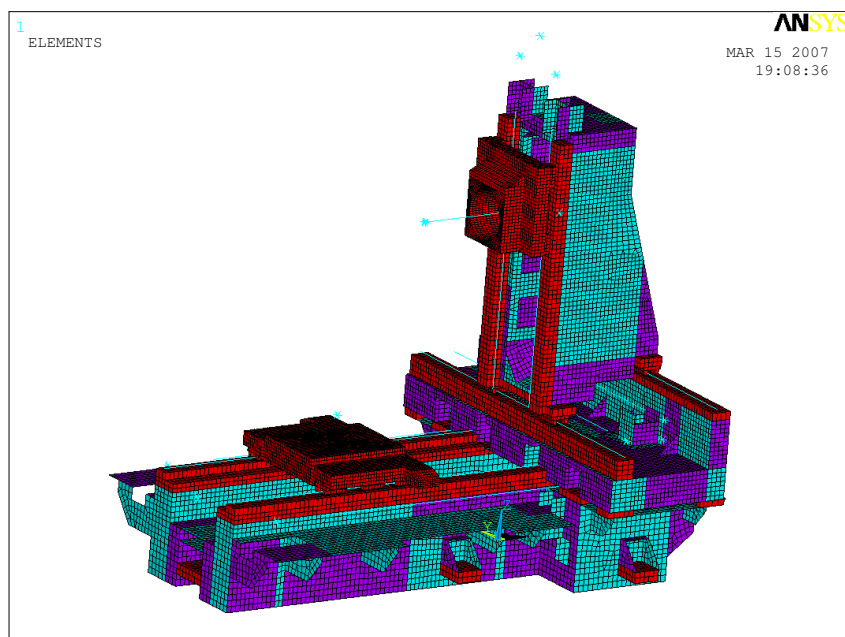


Figura 3. Modello ad elementi finiti della struttura meccanica.

A testimoniare l'accurata modellazione della struttura meccanica è il confronto fra le cedevolezza dinamica (indicazione del comportamento della struttura in funzione della frequenza di un eventuale forzante) misurata sul prototipo e quella calcolata, entrambe considerate in corrispondenza del naso mandrino (Figura 5).

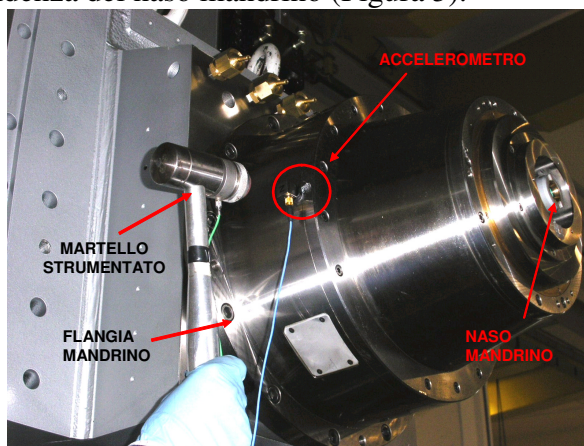


Figura 4 misura della cedevolezza dinamica tramite martello strumentato ed accelerometro

Cedevolezza dinamica al naso mandrino

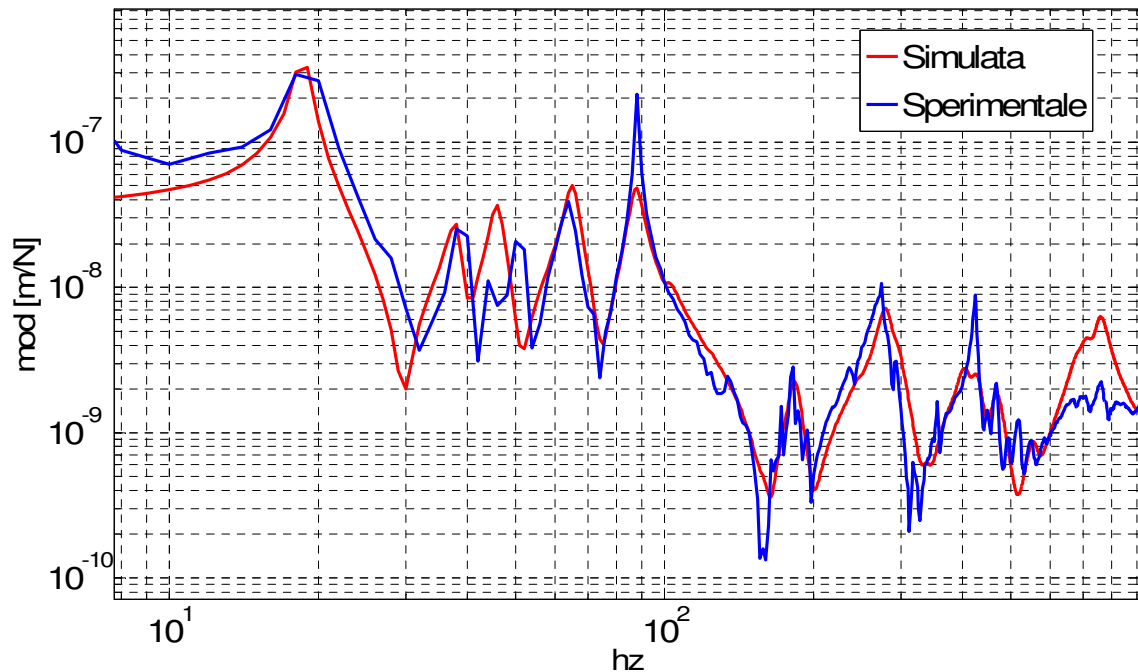


Figura 5 cedevolezza dinamica calcolata e misurata sul naso mandrino, direzione X.

3 Analisi della stabilità del processo di taglio

Il comportamento dinamico complessivo della macchina e soprattutto quello del mandrino unitamente all'interazione con il processo di asportazione influenzano notevolmente la qualità delle lavorazioni ottenute. In generale la capacità di asportazione può essere limitata o dalla potenza-coppia disponibili al mandrino o dall'innescio di indesiderati fenomeni vibratori. Nel caso di asportazioni pesanti in "High Speed Machining", il più importante tra questi è indubbiamente costituito dal chatter, una forma di instabilità del processo di taglio. L'instaurarsi chatter causa l'innescio di vibrazioni tra utensile e pezzo con conseguente peggioramento della qualità della superficie lavorata. Tali vibrazioni si auto-eccitano causando un incremento importante delle forze di taglio e determinano una riduzione della vita dell'utensile, un incremento della potenza assorbita nonché un aumento della possibilità di danneggiare componenti particolarmente importanti e costosi del mandrino come ad esempio i cuscinetti.

E' ragionevole immaginare, come a causa di inevitabili disturbi esterni, principalmente dovuti alle discontinuità delle forze di taglio in fresatura, si inneschino delle vibrazioni all'utensile.

Le vibrazioni dell'utensile sono tradotte dai singoli taglienti in una ondulazione della superficie lavorata. L'ondulazione causata da un tagliente sarà incontrata da quello successivo e per esso sarà sorgente di eccitazione. Questo è il principio che sta alla base del fenomeno del chatter. In particolari condizioni di velocità di rotazione del mandrino e profondità di passata assiale il fenomeno del chatter è tale da portare all'instabilità il sistema.

Facendo appunto riferimento ad una lavorazione specifica (immersione fresa, avanzamento, materiale pezzo e caratteristiche dell'utensile definiti in Tabella 1) è possibile ricavare il diagramma a lobi che individua nel piano cartesiano con in ordinata la profondità di passata assiale e in ascissa la velocità di rotazione due zone: quella al di sopra del diagramma è

caratterizzata da una lavorazione instabile mentre al di sotto del diagramma si collocano le lavorazioni stabili.

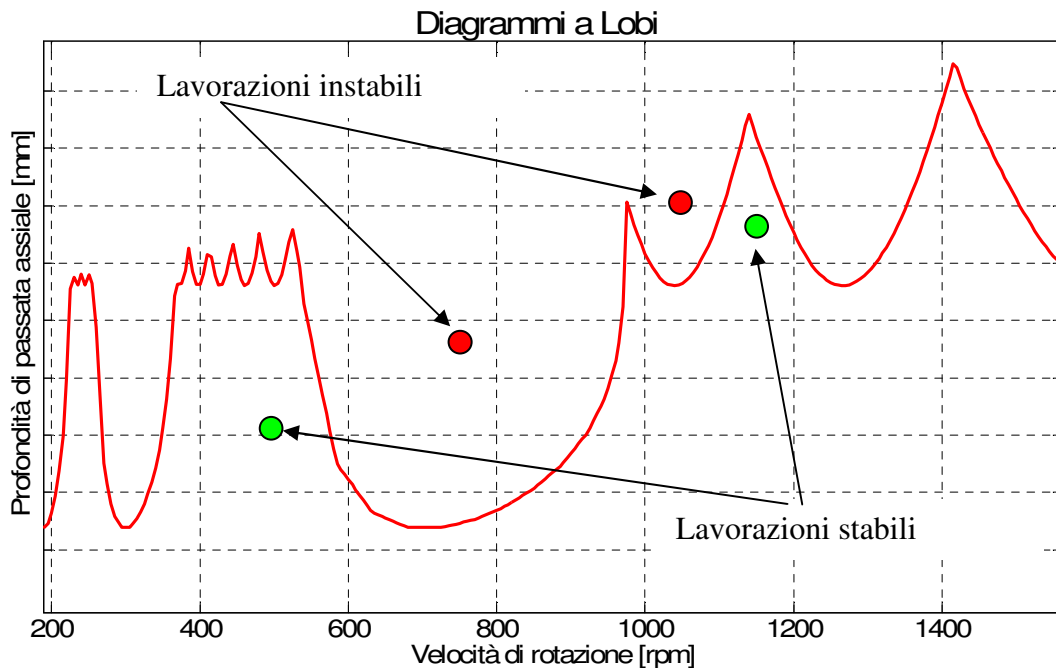


Figura 6: Diagramma a lobi, lavorazione A

Sul diagramma a lobi riportato è possibile osservare nettamente la presenza di due strutture di lobi distinte, ciascuna è riferita ad un diverso modo di vibrare della macchina, nel caso specifico quelli associati ai modi a 65Hz e 700Hz circa, rispettivamente attribuibili principalmente alla struttura della macchina e al mandrino. In Figura 7 sono riportate alcune deformate modali della macchina associate alle frequenze proprie pari (19Hz e 65Hz).

Dal punto di vista della capacità di asportare materiale il modo di vibrare più critico è quello a 65 Hz in quanto la deformata modale è caratterizzata da un movimento relativo importante tra utensile e pezzo.

Il diagramma a lobi ha consentito di capire quale fosse il modo di vibrare limitante per la capacità di asportazione consentendo di valutare l'introduzione di modifiche specifiche alla struttura della macchina, inoltre ha consentito di capire che i primi modi di vibrare della macchina come ad esempio il modo a 19 Hz, che pur presentando una cedevolezza dinamica assoluta elevata (Figura 5), non sono particolarmente critici dal punto di vista dell'asportazione. Infatti in (Figura 7) è visibile il modo a 19Hz questo non è limitante perché la sua deformata non tende ad allontanare l'utensile dal pezzo.

Tabella 1: dati Lavorazione A (Fresatura a spianare)

Diametro nominale fresa[mm]	125	Avanzamento al dente al giro[mm/dente/giro]	0.19
N. inserti	8	Larghezza taglio[mm]	100
Velocità rotazione[rpm]	713	Materiale lavorato	Fe37

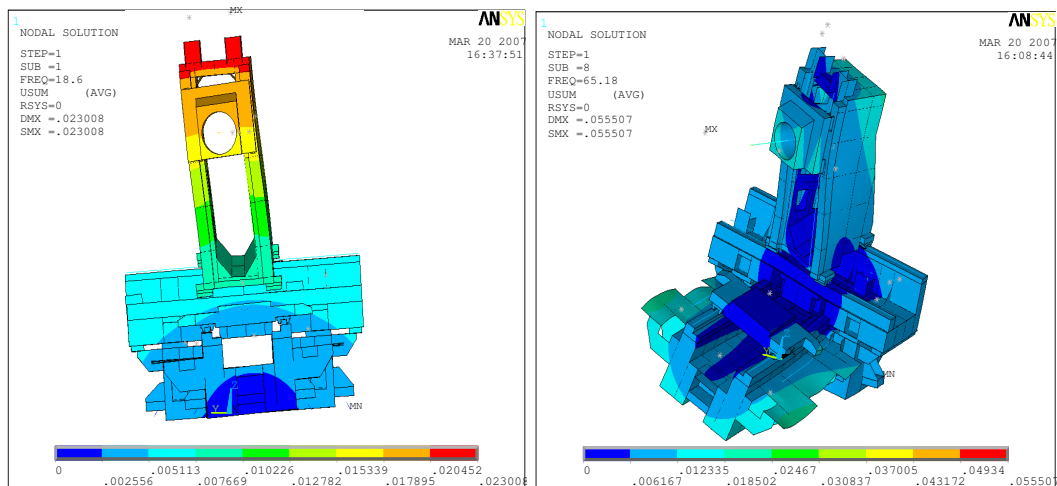


Figura 7 forme del primo ed ottavo modo

È possibile costruire il diagramma a lobi utilizzando il modello integrato della macchina, come quelli illustrati in questo articolo, per capire come modificare il progetto allo scopo di raggiungere le specifiche desiderate oppure il diagramma a lobi può essere utilizzato come metodo per valutare prestazioni e conoscere i limiti in termini di capacità di asportazione di macchine esistenti basandosi questa volta su rilevamenti sperimentali.

La generazione di diagrammi a lobi su macchine esistenti mediante l'adozione di dati sperimentali è un'attività consolidata, nell'ambito della collaborazione con LINEA è stata usata sia per valutare le prestazioni della macchina che la capacità del modello virtuale di descrivere il comportamento del prototipo.

4 Modellazione del processo di taglio

Prima di eseguire l'assemblaggio complessivo del modello del centro di lavoro integrando il modello della struttura, del controllo e del processo di taglio è necessario semplificare opportunamente il modello della struttura meccanica. L'analisi del comportamento dinamico, considerando un modello ad elementi finiti così dettagliato, sarebbe infatti computazionalmente troppo onerosa. Sono utilizzate quindi delle tecniche di riduzione [7] atte ad ottenere un modello "ridotto" che conserva la massa la rigidezza e il comportamento dinamico, solo all'interno di un desiderato intervallo di frequenze, del modello di partenza. Per quanto riguarda il nostro caso si è realizzato un modello ridotto concentrandosi sull'intervallo di frequenze compreso tra 10Hz e 450Hz.

Il modello del processo di taglio permette di descrivere la complessa interazione tra utensile e pezzo durante la fase di asportazione di materiale. Le forze di taglio vanno a sollecitare dinamicamente la struttura della macchina, conseguentemente la posizione dei taglienti, la sezione istantanea di truciolo e la forza di taglio ne vengono quindi influenzati.

Per evitare oneri computazionali eccessivi è possibile considerare un modello piano della fresatura (Figura 8), tipico delle condizioni di prova sperimentali.

Decidendo di sfruttare un modello meccanicistico, la stima delle forze di taglio passa attraverso la relativa stima delle sezioni istantanee di truciolo secondo le relazioni riportate:

$$\begin{Bmatrix} f_{tan} \\ f_{rad} \\ f_{ass} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_{strap-tan} \\ k_{strap-rad} \\ k_{strap-ass} \end{Bmatrix} * a + \begin{Bmatrix} k_{strisc-tan} \\ k_{strisc-rad} \\ k_{strisc-ass} \end{Bmatrix} * b$$

Equazione 1

Dove “a” rappresenta la sezione istantanea di truciolo e “b” la profondità di passata assiale. Il primo contributo delle tre componenti delle forze di taglio (tangenziale, radiale, assiale), responsabile della separazione del truciolo è proporzionale, attraverso i coefficienti di strappamento, alla sezione istantanea mentre il secondo è associato fondamentalmente agli attriti tra utensile truciolo e pezzo. I coefficienti di taglio dipendono fortemente dal materiale e dalla geometria dell’utensile e possono essere ricavati con prove specifiche [10] ed [11]. Tali valori sono spesso memorizzati in database di codici di calcolo commerciali [3].

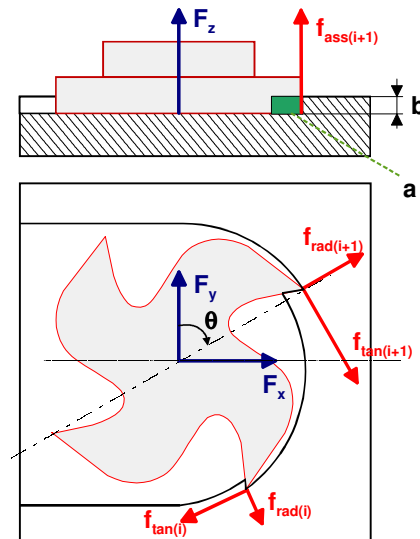


Figura 8 sezione di truciolo e forze sviluppate da ogni tagliente in presa

Il modello del processo di taglio adottato non considera fenomeni quali la plasticizzazione delle superfici lavorate o la presenza del tagliente di riporto, fenomeni che vanno a modificare la stima delle forze di taglio

5 Modellazione degli azionamenti

La modellazione degli azionamenti ha come obiettivo la riproduzione delle forze che i motori degli assi sviluppano in funzione del riferimento di posizione assegnato all’asse e dell’effettive posizioni e velocità rilevate dai sensori piazzati in corrispondenza del motore e, se presente, dell’asse lineare.

Nel modello di un controllo è necessario descrivere i regolatori di corrente, velocità e posizione utilizzati nella macchina. Ciò può essere fatto tramite rappresentazioni più o meno semplificate, basate su nozioni teoriche e/o su specifiche informazioni messe a disposizione dal produttore dell’azionamento e del controllo numerico.

Si è ritenuto opportuno realizzare due modelli del controllo, il primo a tempo continuo, che permette un’analisi preliminare più diretta e rapida dell’interazione tra controllo e struttura, il secondo a tempo discreto, indispensabile ogniqualvolta le bande passanti richieste si avvicinano ai limiti legati alle frequenze di campionamento dell’HW utilizzato. In tal caso

sono richiesti dati non facilmente recuperabili, per es., oltre ai vari tempi di campionamento, sono necessari i ritardi di calcolo dei blocchi principali.

Gli assi della macchina analizzata sono dotati di doppia trasmissione a vite, ognuna con il suo motore. In ogni motore è presente un encoder, utilizzato dal rispettivo azionamento per stimare la velocità effettiva. Sul singolo motore agisce quindi un regolatore di corrente e di velocità. Il sistema è poi dotato di un unico anello di posizione che fornisce lo stesso riferimento di velocità ad entrambi i motori.

Il modello dotato di controlli può essere utilizzato per simulare le classiche prove come risposte in frequenza e risposta al gradino che si effettuano in fase di taratura del controllo ed è ciò che è stato fatto perché il modello del controllo si tara proprio come si farebbe con il controllo reale.

Per analizzare movimenti complessi è indispensabile disporre di qualche forma di emulazione del controllo numerico in grado di generare riferimenti per gli assi macchina che rispettino i limiti di velocità, accelerazione e jerk da essa posti. In caso contrario si otterrebbero, come su una macchina reale, stime completamente falsate dell'errore di traiettoria.

A seconda della specifica applicazione può essere più o meno determinante includere nel modello alcuni aspetti legati al reale funzionamento di sensori ed attuatori, quale l'errore di misura dell'encoder all'interno di un passo del reticolo ottico.

Nel presente lavoro, dato il focus sull'interazione con il processo di taglio, sono stati utilizzati modelli a tempo continuo e sensori ideali di posizione.

6 Analisi del modello integrato

Anche se la teoria del controllo e il modello del processo di taglio possono fornire di per sé efficaci criteri per valutare i risultati resi disponibili da una classica modellazione strutturale ad elementi finiti, è interessante però assemblare i vari modelli numerici per ottenere una rappresentazione integrata dei fenomeni principali presenti in un sistema così complesso come quello di una macchina utensile. La modellazione del sistema di controllo viene effettuata nell'ambiente grafico specializzato Matlab/Simulink. La struttura è rappresentata da un modello che ne descrive la dinamica linearizzata nell'intorno della posizione degli assi analizzata, compreso lo specifico utensile previsto.

Per confrontare i diversi approcci di modellazione possibili, sono stati ricavati i diagrammi a lobi relativi alla lavorazione già descritta in Tabella 1. La figura seguente illustra i diagrammi ottenuti con differenti livelli di dettaglio utilizzati nella modellazione di macchina e mandrino, considerati di volta in volta come corpi rigidi e/o flessibili.

Se si considera la cedevolezza sia della macchina che del mandrino si ricade nel caso descritto in Figura 7.

Considerare il mandrino come corpo rigido significa introdurre nel modello FEM solamente gli aspetti inerziali, tale approccio è frequentemente utilizzato nella fase di concezione di una nuova macchina.

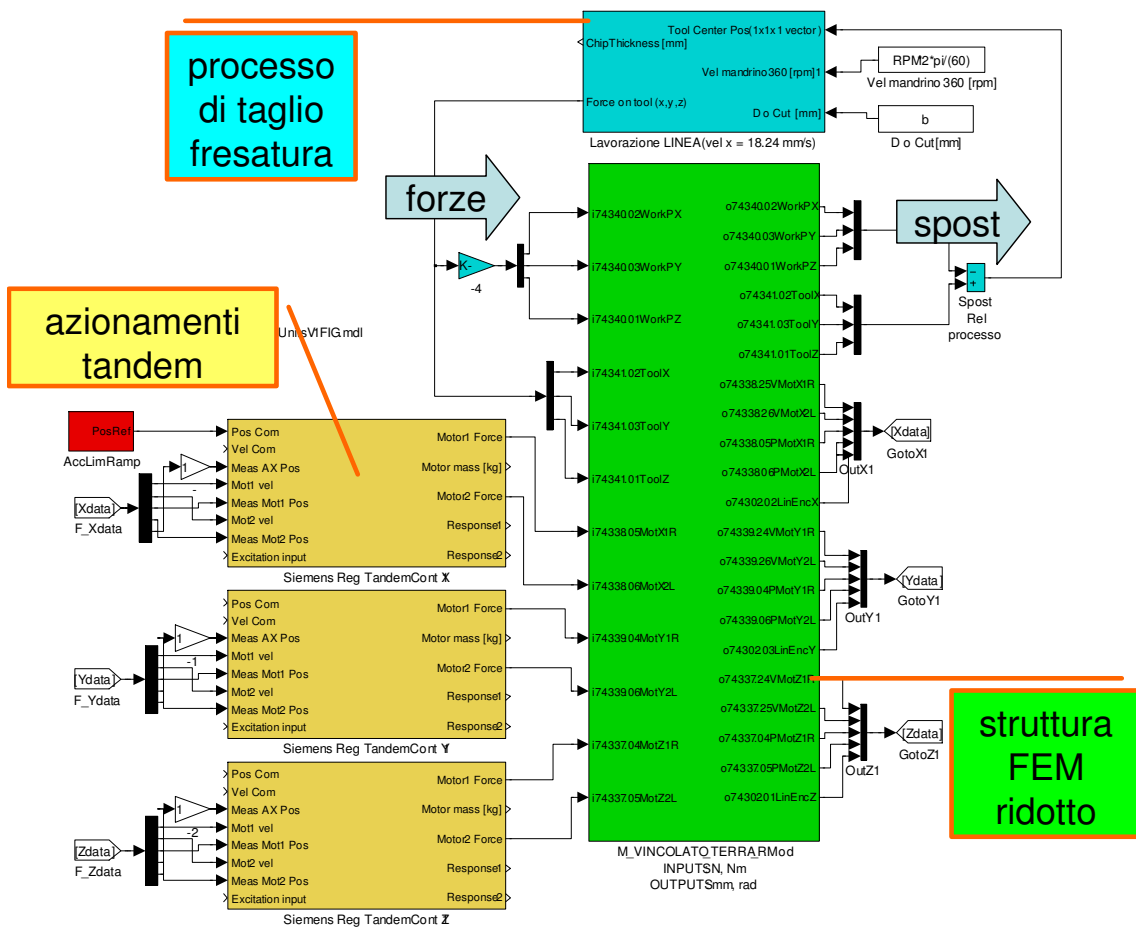


Figura 9 il modello integrato struttura+ controllo+processo

In questo caso si perdono tutte le informazioni associate al comportamento dinamico del componente soprattutto se si fa riferimento a frequenze elevate.

Diagrammi a lobi

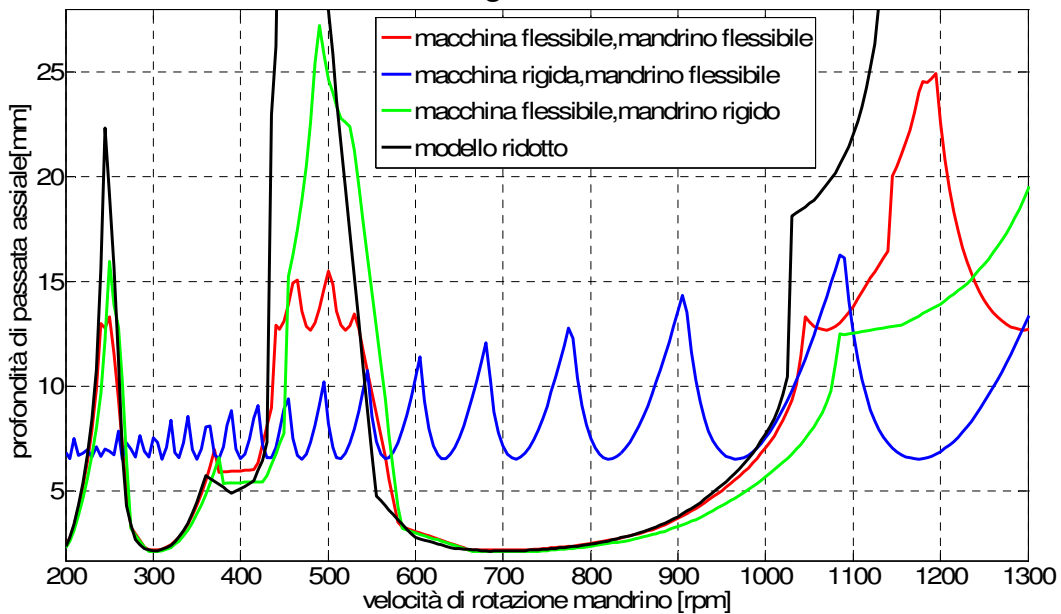


Figura 10 stabilità del processo stimata con diversi approcci di modellazione

Per lavorazioni lente come quella analizzata, l'approssimazione può ritenersi soddisfacente, si avrebbe invece una situazione molto differente nel caso di una lavorazione più veloce (al di sopra dei 1000rpm) dove è il comportamento del mandrino (modo a 700 Hz) a limitare la capacità di asportare materiale, infatti, Figura 10, oltre i 1200 rpm l'approssimazione del mandrino rigido farebbe pensare ad una macchina con capacità di asportazione molto maggiore rispetto alla realtà.

Considerando la macchina rigida (che equivale a descrivere il mandrino come se fosse incastrato a terra), si perdono naturalmente tutte le limitazioni dovute alle flessibilità della macchina e, Figura 10, si sovrastimerebbe la capacità di asportazione per velocità inferiori ai 1000 rpm.

Si può distinguere anche un diverso andamento del diagramma in funzione dei giri mandrino, ad indicare che il mandrino fissato a terra ha frequenze proprie e modi di vibrare differenti rispetto allo stesso una volta montato in macchina. Tale differenza sarà più significativa su macchine che non possono assicurare al mandrino condizioni di vincolo così rigide come in questo caso (per esempio in macchine veloci dotate di teste bi-rotative e/o ram di lunghezza significativa). Tali considerazioni potranno essere utili in fase di progetto di mandrini ad alta velocità.

Il modello integrato può essere utilizzato per simulare l'esecuzione di una specifica lavorazione e valutare l'entità delle forze di taglio e le vibrazioni di tutta la struttura.

Effettuando una campagna di prove di fresatura sistematica è possibile verificare la previsione di stabilità fatta con il calcolo analitico del diagramma a lobi di Figura 11. Come indicatore dell'instabilità si è misurata l'ampiezza massima di oscillazione delle forze di taglio: per ogni prova, definita dalla velocità di rotazione del mandrino e profondità assiale di asportazione, è riportato un cerchio, la cui area è proporzionale all'ampiezza di oscillazione divisa per la profondità di passata (Figura 1). Tale valore dovrebbe essere sostanzialmente indipendente dalla profondità di passata, in condizioni di taglio stabile.

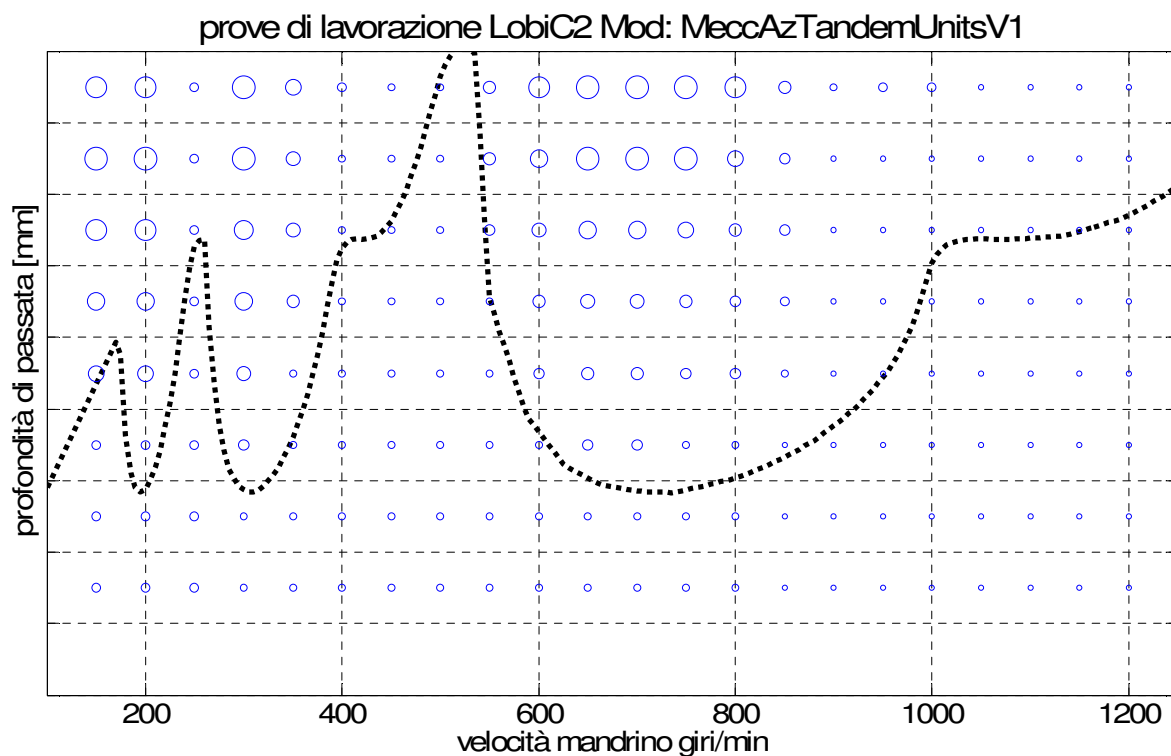


Figura 11 corrispondenza tra simulazioni nel tempo e diagramma a lobi

Il modello integrato può essere utilizzato anche per simulare l'esecuzione di particolari traiettorie, utilizzate per valutare la precisione di movimento in contornatura (vedi per es. il caso riportato in [1]). Il presente articolo vuole concentrarsi invece sull'interazione della macchina con il processo di taglio, per cui non riporta analisi di questa tipologia.

7 Conclusioni

La possibilità di realizzare modelli che integrano i sottosistemi costituiti da struttura, controllo e processo di taglio, utilizzando pacchetti di simulazione commerciali costituisce un prezioso strumento di analisi per studiare il funzionamento di una macchina utensile.

L'effettivo livello di interazione tra i sottosistemi citati varia fortemente in funzione della tipologia di macchina e delle lavorazioni analizzate. Si esaminano nel seguito alcune situazioni tipiche.

Interazione tra struttura e mandrino

Se la testa che alloggia il mandrino è molto rigida e pesante, essa realizza una condizione di vincolo per il mandrino che è abbastanza vicina all'incastro perfetto. In tal caso il comportamento dinamico del mandrino (cioè i valori di frequenza propria ed i corrispondenti modi di vibrare) a bordo macchina assomigliano abbastanza ai rispettivi dati ottenuti tramite un classico modello strutturale del mandrino vincolato a terra.

Man mano che la testa della macchina risulta meno preponderante rispetto a massa e cedevolezza del solo mandrino, quest'ultimo risulta meno vincolato: ciò provoca una variazione del suo comportamento dinamico, che può portare a frequenze di risonanza significativamente diverse da quelle calcolate con il mandrino vincolato a terra.

Interazione tra struttura e controllo

L'interazione tra struttura e controllo è stata oggetto di numerosi studi in passato, in diversi settori tecnologici, che hanno portato allo sviluppo di una completa teoria sull'argomento.

Con riferimento al settore specifico trattato, si può distinguere il caso di assi a bassa dinamica su macchine molto rigide, dove la struttura meccanica può essere rappresentata come un corpo rigido: un'applicazione esemplare potrebbe essere quello di moduli transfer su guide a strisciamento.

Quando invece i regolatori degli assi sono tarati in modo più aggressivo, per raggiungere bande passanti più elevate, l'azione sviluppata dagli attuatori agisce a frequenze per le quali non è più opportuno schematizzare come idealmente rigida la struttura meccanica. La retroazione di velocità deve allora raggiungere il compromesso ideale tra tenere sotto controllo la velocità dei motori e smorzare le oscillazioni strutturali. Un caso particolare è quello di assi dotati di più motori agenti in parallelo, quale gli assi tandem presenti nel caso analizzato, in cui si ha un forte accoppiamento dinamico tra i due azionamenti paralleli, con modalità che dipendono dal comportamento della struttura meccanica della macchina.

In questi casi può essere utile disporre di un modello integrato per facilitare la comprensione dei fenomeni in atto ed ottimizzare il progetto della struttura. Tale modello sarebbe a maggior misura utile per sviluppare strategie di controllo innovative, per esempio basate su un modello semplificato della struttura mossa e/o sull'uso di segnali aggiuntivi di retroazione, quale quello fornito da uno o più accelerometri.

Interazione tra processo di taglio e controllo

L'interazione tra processo di taglio e controllo è significativa quando la taratura dei regolatori può influire sulla cedevolezza dinamica tra utensile e pezzo. Ciò può avvenire se le risonanze che maggiormente interagiscono con il processo taglio generano spostamenti significativi anche in corrispondenza del sensore e del motore, in modo da risultare "osservabili" e "controllabili" da parte del regolatore. Se ciò avviene, è possibile tarare il regolatore per ottimizzare la cedevolezza dinamica relativa e massimizzare quindi la capacità di asportazione. Ciò può richiedere la diminuzione dei guadagni dell'anello di velocità e, conseguentemente, di posizione, a favore di un maggior smorzamento modale.

Vi sono però due importanti casi in cui ciò non è possibile:

- il primo si ha quando il modo di vibrare interessato deforma la struttura della macchina con movimenti trascurabili in corrispondenza degli assi motorizzati (come per il modo di Figura 7, dove si ha soprattutto una torsione della colonna e del basamento, con piccoli spostamenti in corrispondenza degli assi). L'effetto della retroazione di velocità sulla stabilità della lavorazione può essere maggiore in differenti tipologie di macchine, per esempio quelle dotate di motori diretti (lineari o di coppia), dove gli assi sono maggiormente coinvolti nei modi strutturali (si veda il caso presentato in [1]).
- il secondo caso è quello in cui i modi di interesse sono a frequenze elevate, fuori dal range di azione dei regolatori degli assi. Questo è il caso dei modi "di mandrino" e "di utensile", che possono avere frequenze dai 400 alle diverse migliaia di hertz. In questi casi si può considerare l'asse come libero, dato che anche la retroazione di velocità dà un contributo modesto o nullo a queste frequenze.

Considerazioni sull'applicabilità industriale

Si ritiene che alcune delle analisi presentate possano essere effettuate durante lo sviluppo di tutte le macchine, mentre altre, più approfondite, siano vantaggiosamente svolte solo periodicamente e/o quando si affronta un progetto particolarmente innovativo. Non si vuole quindi proporre un singolo metodo monolitico di analisi, quanto un insieme coerente di strumenti a disposizione del progettista.

8 Ringraziamenti

Si ringrazia per la collaborazione la ditta Linea srl, titolare del progetto "Sviluppo di un sistema di lavorazione modulare facilmente riconfigurabile di nuova generazione" (prog 41/PR04A5IDJY) finanziato alla dalla regione Emilia Romagna ed in particolare il progettista ing. Giovanni Salsi.

Si ringrazia l'ing. Federico Spotti che, come ricercatore del laboratorio Macchine Utensili e Sistemi di Produzione del Politecnico di Milano (MUSP, Piacenza), ha sviluppato il modello strutturale ad elementi finiti della macchina.

9 Bibliografia

- [1]. Bianchi G., Maj R., Modica F.; "Analisi mecatronica di macchine utensili"; ANIPLA Motion Control 2003, Milano
- [2]. Leonesio, M., Bianchi, G., Brondi, A. Machine-Process Interaction Analysis. Cirp Annals, 2006

- [3]. <http://www.malinc.com> (CutPro-SpindlePro)
- [4]. Y.Cao, Y. Altintas, A General Method for the Modeling of Spindle-Bearing Systems, Department of Mechanical Engineering, University of British Columbia, Vancouver, Canada
- [5]. Y.Cao, Y. Altintas, Modeling of Spindle-Bearing and Machine-Tool Systems for Virtual Simulation of Milling Operations, CIRP2006
- [6]. Y. Altintas, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, CIRP Annals - Manufacturing Technology 44 (1) (1995) 357–362.
- [7]. Craig R.R., Bampton M.C.C, Coupling of Substructures for Dynamic Analysis, AIAA journal, Vol 6, No 7, July 1968, pp.1313-1319
- [8]. Siemens: SIMODRIVE 611 digital SINUMERIK 840D/810D: Description of Functions. Drive Functions. Codice 6SN1 197-0AA80-0BP7
- [9]. X.-H. Long · B. Balachandran · B. P. Mann, Dynamics of milling processes with variable time delays, Nonlinear Dyn (2007) 47:49–63, DOI 10.1007/s11071-006-9058-4
- [10]. Engin S., Altintas Y., Mechanics and dynamics of general milling cutters.: Part I: helical end mills, International Journal of Machine Tools and Manufacture Volume: 41, Issue: 15, December, 2001, pp. 2195-2212
- [11]. Engin S., Altintas Y., Mechanics and dynamics of general milling cutters.: Part II: Inserted cutters, International Journal of Machine Tools and Manufacture Volume: 41, Issue: 15, December, 2001, pp. 2213-2231