

Tecniche di simulazione del comportamento dinamico di sistemi

*OR 4: Tecniche di progettazione avanzata di
macchine utensili e componenti*

Responsabile Area 3: prof. ing. Michele Monno
Ricercatore: ing. Paolo Albertelli

Indice

1.	Introduzione.....	3
2.	Stato dell'arte	8
2.1.	Prototipazione virtuale di Macchine Utensili.....	8
2.1.1.	Analisi dei pacchetti FEM disponibili sul mercato	15
2.2.	Mandrini.....	17
2.2.1.	Modellazione e simulazione del mandrino	17
2.2.2.	Strumenti per la modellazione di mandrini	28
2.3.	Stabilità del processo di taglio.....	29
3.	Attività svolte	33
3.1.	Sviluppo di prototipi virtuali.....	33
3.2.	Sviluppo di una metodologia per la modellazione di elettromandrini	38
3.3.	Prove di lavorazione	41
3.3.1.	Altre attività sperimentali	47
3.4.	Grado di avanzamento	49
4.	Sviluppi futuri.....	50
5.	Bibliografia.....	51

1. Introduzione

La progettazione delle macchine utensili è un processo complesso che necessita di studi su problematiche di diversa natura che si influenzano a vicenda e che quindi necessitano di un approccio multidisciplinare, Fig. 1. Solo considerando le mutue interazioni tra le differenti tematiche è possibile focalizzarsi sul miglioramento delle prestazioni dell'intero sistema. Ad esempio non è possibile prescindere dall'analisi del processo di taglio (si valuta il progetto della macchina in condizioni prossime a quelle operative), lo studio e il dimensionamento della struttura meccanica, la scelta dei componenti commerciali più adatti, il dimensionamento del mandrino, la scelta degli azionamenti e la loro taratura sono alcuni esempi delle analisi da affrontare e delle valutazioni da vagliare per sviluppare un prodotto come la macchina utensile.

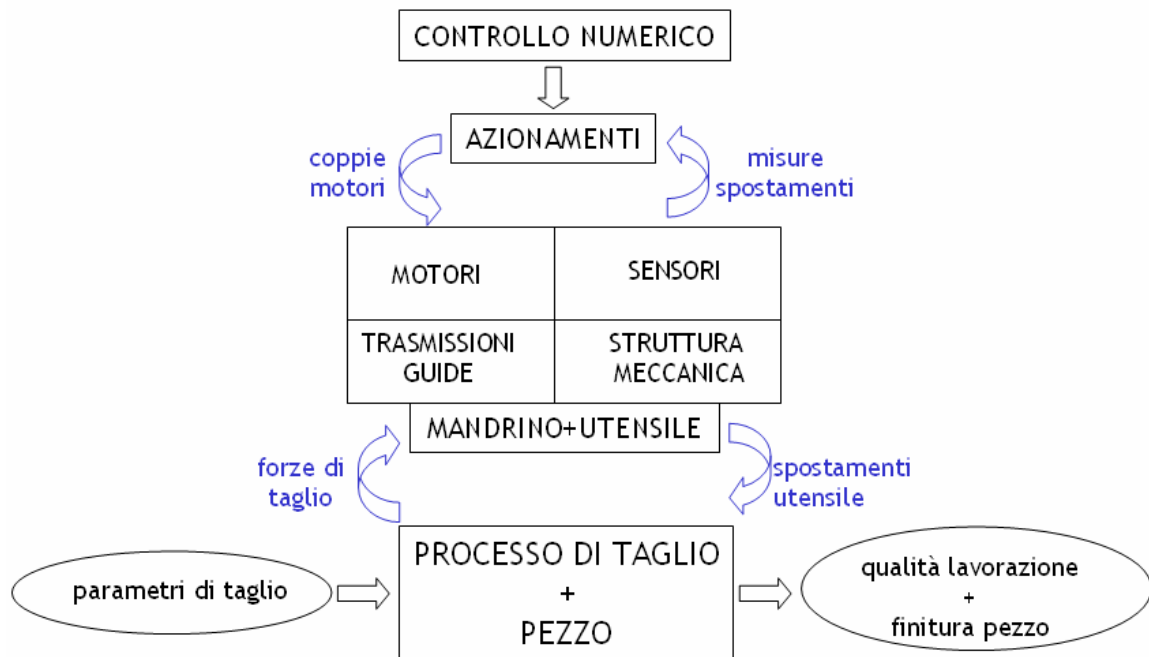


Fig. 1: Modellazione schematica del sistema Macchina Utensile [30]

Oltre alla complessità della progettazione in se è anche da considerarsi il contesto del mercato in cui la macchina va ad inserirsi. Le diverse strategie impiegate per la progettazione sono talvolta messe in crisi dalle attuali tendenze del mercato in cui la forte concorrenza spinge le aziende ad aggiornare continuamente i loro prodotti, riducendone il ciclo di vita, ed ad innovare sempre più rapidamente dove ovviamente la fase di progettazione, oltre a fornire un prodotto dalle elevate prestazioni o in generale prestazioni focalizzate alle specifiche ed ai costi, deve concludersi nel più breve tempo possibile.

In questo complesso contesto diventa importante e utile potere usufruire di strumenti di analisi e metodologie che facilitino le scelte da prendere e accorcino i tempi di sviluppo del prodotto. In questo ambito le attività di simulazione rivestono un ruolo sempre più importante nel processo di sviluppo di un nuovo prodotto. Attraverso un proficuo uso delle attività di simulazione è possibile ridurre notevolmente il time-to-market del prodotto, ottimizzare le caratteristiche tecniche funzionali dei macchinari riducendo l'investimento sulle attività di prototipazione, ovvero sulla realizzazioni di prototipi fisici, e di conseguenza anche i costi.

Oggi è disponibile una vasta gamma di software CAE (Computer-Aided Engineering) in supporto alla progettazione (meccanica, elettromeccanica, pneumatica-idraulica, ecc); una parco di strumenti con diversi livelli di capacità di modellazione ed analisi.

E' da osservare che spesso non è necessaria una modellazione spinta e che all'aumentare delle capacità di analisi di questi strumenti si accompagna anche una maggiore complessità del loro utilizzo e la necessità di un più elevato background culturale dell'utente, senza trascurare un costo più elevato del software e dell'investimento da effettuare. E' bene quindi ponderare, prima della scelta di un strumento software di supporto, quali sono le necessità della progettazione, l'aspetto critico è decidere quali fenomeni modellare e quali invece trascurare, stabilire il grado di dettaglio che si vuole raggiungere. L'uso di questi software ha lo scopo di raggiungere una più rapida ed accurata valutazione delle soluzioni proposte velocizzando il processo di ottimizzazione del prodotto. In Fig. 2 è illustrato uno schema che sintetizza le attività di realizzazione di un modello integrato della macchina altresì chiamato "prototipo virtuale".

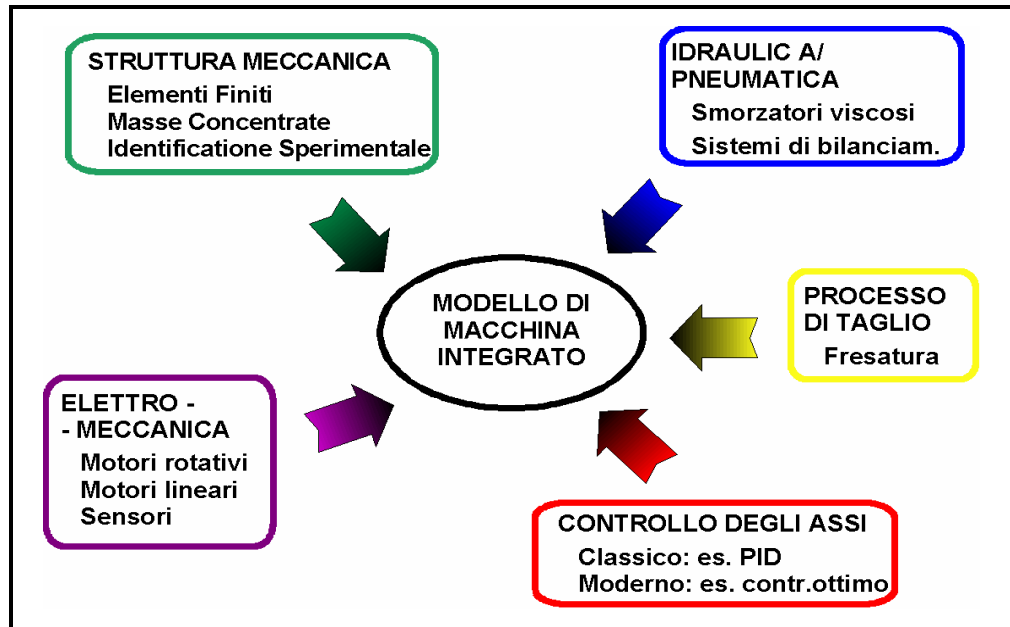


Fig. 2: Modello multidisciplinare di una Macchina Utensile. Le metodologie di progetto, invece, prevedono l'impiego di uno o più ambienti di modellazione e simulazione (possibilmente tra di loro integrati) al fine di ottenere i risultati voluti nel minor tempo possibile e al minor costo possibile.

Generalizzando, la progettazione di una nuova macchina utensile è effettuata attraverso l'articolarsi di quattro fasi. Nello svolgersi di queste fasi sono diversi gli strumenti software che trovano applicazione, in collaborazione con [31].

La prima fase è costituita dalla definizione delle specifiche tecniche in cui commerciale e cliente concordano e stilano una serie di informazioni sulle prestazioni della nuova macchina ed il target dei costi (appoggiandosi a uno studio dello stato dell'arte del mercato in termini di tipologie di macchine ed architetture esistenti).

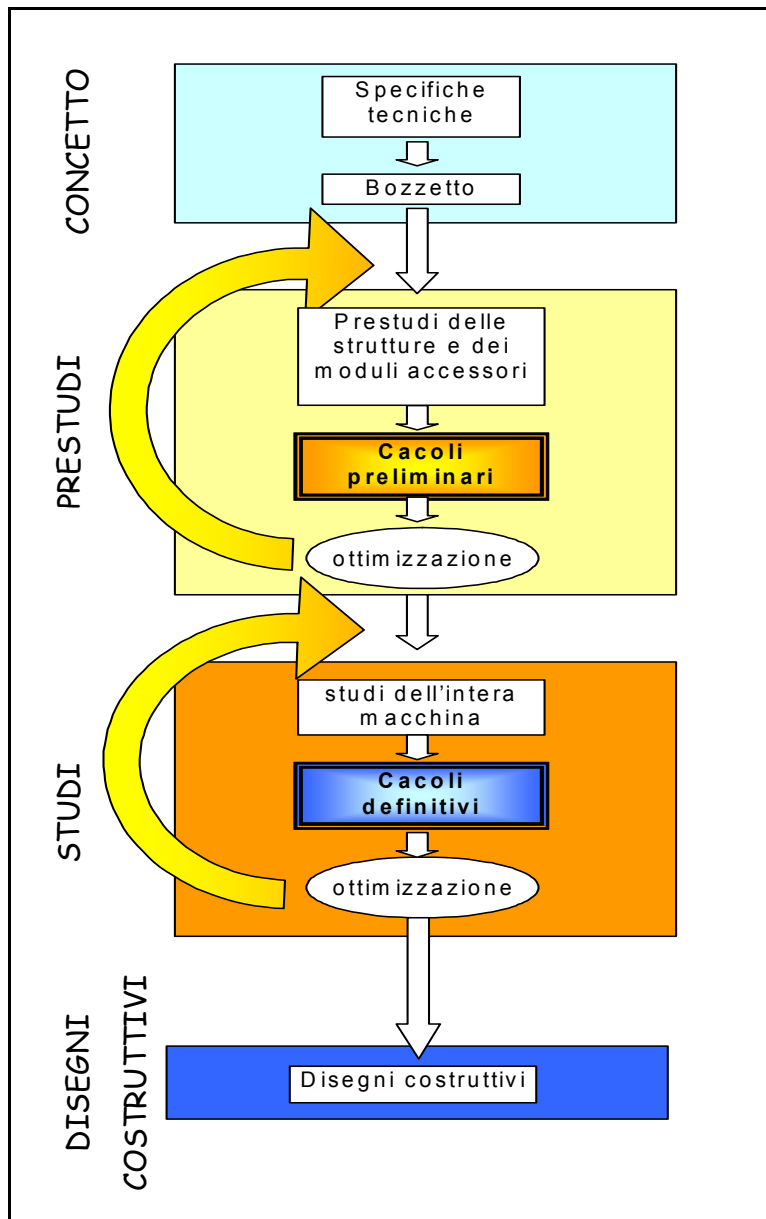


Fig. 3: Generica formalizzazione delle attività associate alla progettazione di una Macchina Utensile.

Le specifiche riguardano:

- Specifiche sulla famiglia di pezzi che sarà lavorata dalla macchina (forma e dimensioni, materiale, tolleranze, finitura superfici)
- Specifiche sul tipo di macchina (tornio, centro di lavoro, fresatrice, etc)
- Specifiche sul processo di lavorazione
 - Sul processo vero e proprio (fresatura, tornitura ecc,)
 - Fasi del processo (sgrossatura, semifinitura, finitura)
 - Direzioni di lavorazione

- Utensili (diametro, lunghezza, massa, numero denti, usura)
- Parametri di taglio (velocità di taglio, volume di materiale rimosso per unità di tempo)
- Specifiche di interazione tra macchina e ambiente esterno (fondazioni, caricamento pezzo)

Queste informazioni successivamente sono tradotte, per lo sviluppo delle successive attività di progettazione, in specifiche tecniche sulle unità di movimentazione, unità di processo, unità ausiliarie e unità accessorie.

Nello svilupparsi di queste attività trovano largo impiego “Strumenti CAE (Computer Aided Engineering)” utilizzati ad esempio per:

- Studiare il layout della macchina
- Analisi del ciclo di lavoro tipo (tempi, velocità, accelerazioni, costi).
- Simulazione del processo di taglio per la traduzione delle specifiche tecniche in termini di prestazioni delle strutture meccaniche e degli azionamenti e del controllo.

La seconda fase è invece costituita dalla progettazione preliminare. Partendo dalle specifiche della macchina un progettista “esperto” effettua le prime scelte sulle soluzioni tecniche che ritiene più adatte per raggiungere le prestazioni richieste. In questa fase sono studiate solo le funzionalità principali, non vengono ancora prese in considerazione problematiche riguardanti la sicurezza, circuiti di raffreddamento, rimozione del truciolo ecc. Anche il livello di dettaglio di ogni componente è minimo. Le informazioni disponibili permettono comunque di effettuare le prime verifiche sulle prestazioni (analisi FEM, dimensionamento delle catene cinematiche e dei motori, velocità critica del mandrino) e quindi di accertare se le scelte effettuate vanno incontro alle specifiche. In questa fase è possibile effettuare un prima ottimizzazione del progetto.

Gli strumenti CAE a supporto delle attività:

- Disegni preliminari, assemblati, interferenze.
- Analisi Multi corpo, cinematica e dinamica, dimensionamento scelta e verifica dei componenti commerciali (guide carrelli, cuscinetti. ecc).
- Analisi FEM preliminare, Modellazione parametrica e con materiali omogeneizzati (per la rappresentazione dei rinforzi interni).
- Analisi Meccatronica o multifunzionale attraverso diverse metodologie di simulazione.
- Stabilità del processo di taglio e verifica specifiche.

La terza fase è costituita dalla progettazione di dettaglio. Tra le soluzioni studiate nella fase precedente vengono scelte la/le migliore/i e ulteriormente affinate pervenendo alla produzione dei disegni di dettaglio della macchina. In questa fase è possibile definire una seconda stima dei costi che sarà meno aleatoria di quella fatta in fase di definizione delle specifiche e che può essere ridiscussa con il cliente.

Strumenti CAE per:

- Disegni 3D, assemblati, distinta componenti.
- Analisi FEM, per la determinazione delle prestazioni delle strutture meccaniche e la loro ottimizzazione.

- Analisi Meccatronica o multifunzionale (meccanica+controllo, simulazione part program, rappresentazioni di fenomeni di diversa natura) attraverso diverse metodologie di simulazione.
- Stabilità del processo del processo di taglio e verifica delle specifiche.

La quarta ed ultima fase invece è costituita dalla generazione dei disegni (singoli ed assemblati) e degli schemi finali prendendo in esame le problematiche inerenti alla produzione della macchina.

E' in questo contesto che si vogliono investigare analisi per lo sviluppo del prodotto "Macchina Utensile". Queste metodologie riguardano principalmente l'uso all'interno del processo di progettazione (dalla definizione delle specifiche alla produzione dei disegni costruttivi) di strumenti CAE per la simulazione.

Nei classici modelli di calcolo delle macchine utensili è rappresentata solo la struttura meccanica mentre non sono rappresentati l'azionamento degli assi e il processo di taglio. Non rappresentare gli azionamenti significa trascurare gli effetti di numerosi componenti che hanno una grande influenza sulle prestazioni della macchina in condizioni operative quali i motori, gli amplificatori di potenza, i regolatori di corrente e velocità, sensore di posizione (la cui allocazione nella macchina può influire sul suo comportamento statico e dinamico) e il controllo numerico.

Anche il processo di taglio spesso non viene rappresentato nella modellazione classica e ciò è dovuto principalmente alla complessità del fenomeno in sé. Ma nella valutazione delle prestazioni della macchina uno dei parametri più importanti è la capacità di asportazione di truciolo in condizione di taglio stabile. Questo parametro è strettamente correlato con le funzioni di risposta in frequenza all'utensile della macchina e che a loro volta sono correlate con la rigidità dinamica, con i modi di vibrare e gli smorzamenti della macchina. Il passaggio dalla capacità di asportazione alle funzioni di risposte in frequenza per ottenerle e quindi alle caratteristiche di rigidità, alle frequenze proprie del sistema macchina, alle prestazioni del sistema controllato è il processo che si realizza in fase di determinazione delle specifiche della macchina e spesso è solo abbozzato. Nel mercato invece sono presenti dei software che analizzano il processo di taglio (con diversi livelli di complessità) e consentono di valutarne la stabilità. Uno strumento di questo tipo se di facile utilizzo può essere adoperato sia per una più precisa definizione delle specifiche che per la valutazione delle prestazioni della macchina nelle diverse fasi del processo di progettazione (preliminare e di dettaglio).

La simulazione che unisce questi tre macroaspetti viene comunemente detta simulazione meccatronica o funzionale. In questa modellazione la macchina può essere rappresentata, in funzione dello specifico problema analizzato, tramite un modello tridimensionale della struttura meccanica a cui si possono aggiungere il modello degli azionamenti digitali, i motori ed i sensori, o altri fenomeni e dispositivi, come l'attrito delle guide, smorzatori viscosi, sistemi di bilanciamento pneumatico, processi di taglio, ecc.

2. Stato dell'arte

2.1. Prototipazione virtuale di Macchine Utensili

In letteratura esistono differenti lavori scientifici che si sono occupati dello sviluppo di metodologie e strumenti integrati per la simulazione del comportamento di macchine utensili.

Gli approcci utilizzati sono svariati, nel proseguo del documento verranno richiamati brevemente i lavori a cui si è fatto riferimento.

L'aspetto più importante che caratterizza tutte le attività nasce appunto dall'esigenza dei progettisti di macchine di poter prevedere il comportamento della macchina nella sua globalità e perciò la ricerca ha puntato soprattutto sulla multidisciplinarietà e sulla possibilità di far interagire componenti appartenenti ad ambienti completamente differenti.

In [24] è stato sviluppato un modello di un centro di lavoro per la lavorazione del legno a tre assi.

E' stata investigata la possibilità di utilizzare un ambiente di modellazione a-causale per la simulazione del comportamento dinamico della macchina.

Dymola è un ambiente di modellazione a-causale basato sul linguaggio Modelica che permette di creare modelli in modo piuttosto agevole in quanto sono già sviluppate delle librerie di riferimento. La descrizione del modello di un determinato componente non viene effettuata tramite delle funzioni di trasferimento ma semplicemente esplicitando le relazioni fisiche che ne descrivono la fenomenologia. In Dymola i vari sottomodelli possono essere semplicemente connessi tra loro collegando delle opportune flange di interfaccia a cui il relativo componente fa capo. Il collegamento delle flange permette di trasferire energia, che sia meccanica piuttosto che elettrica, termica ecc., da un componente ad un altro.

In questo modo i modelli realizzati assumono un aspetto molto simile al sistema fisico oggetto di analisi.

Il lavoro si focalizza principalmente sugli aspetti "controllistici", ovvero vengono modellati accuratamente gli azionamenti ed il controllo degli assi, Fig. 4. Le catene cinematiche sono modellate usando un approccio a parametri concentrati.

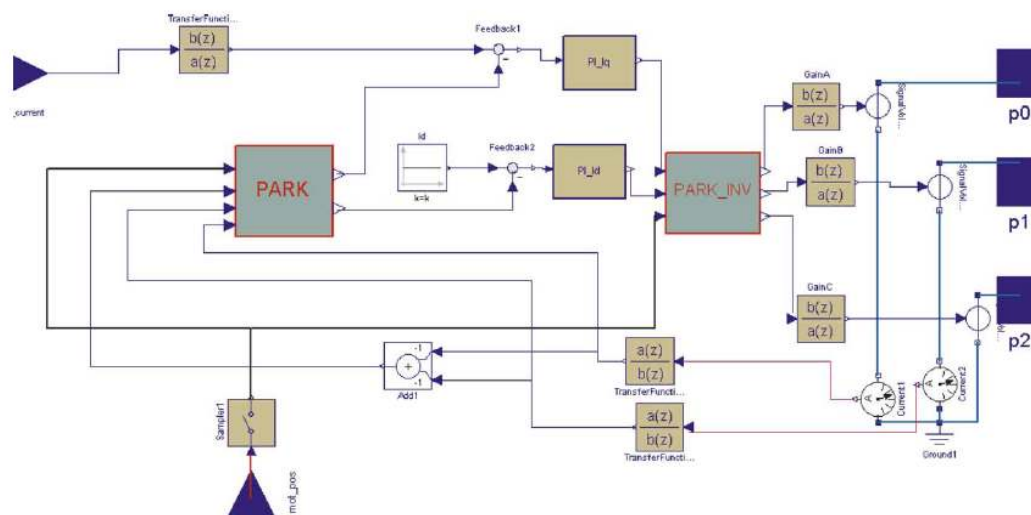


Fig. 4: Modello dell'azionamento digitale

In Fig. 5 è presentato il modello complessivo della macchina, è facile osservare come abbia un aspetto che rispecchia quello del prototipo fisico.

In Dymola, grazie all'approccio a-causale e alla possibilità di gestire librerie, è possibile sostituire facilmente un componente o un sottomodello con uno differente, si supponga ad esempio di volere modificare le caratteristiche di una trasmissione a vite (magari di un altro costruttore) piuttosto che utilizzare un modello più o meno accurato del componente stesso.

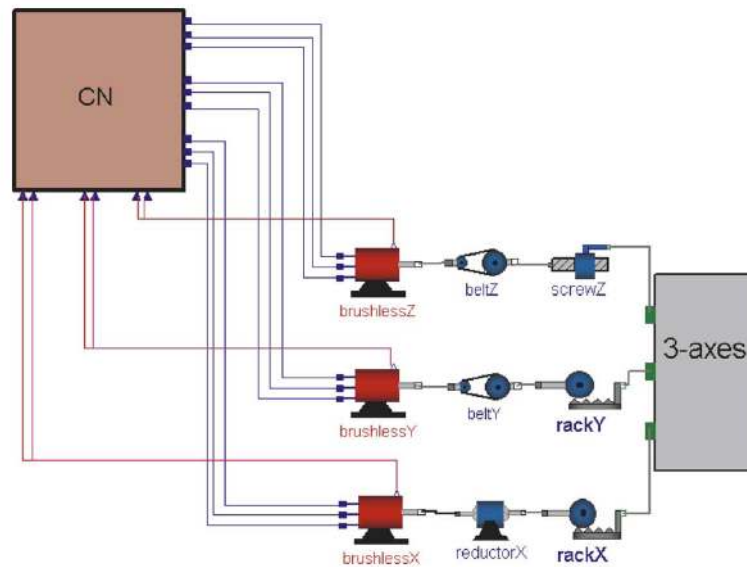


Fig. 5: Modello completo della macchina

Questo lavoro permette di tarare e verificare il comportamento dinamico degli azionamenti, ovvero la capacità del sistema di inseguire una traiettoria imposta. La metodologia permette di avere informazioni utili in fase progettuale su quali componenti delle trasmissioni limitano maggiormente il comportamento dinamico dell'asse e quindi dove focalizzare gli sforzi per migliorarne le prestazioni.

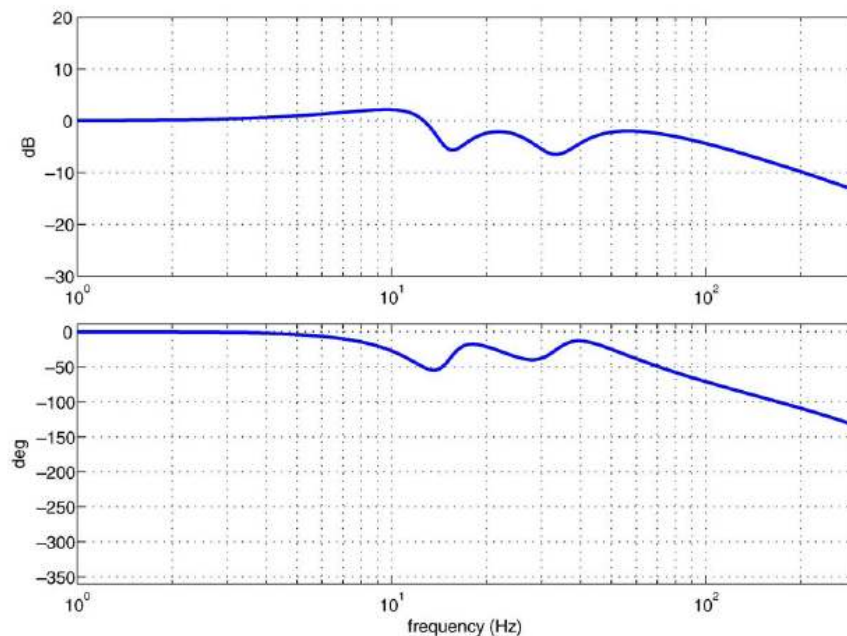


Fig. 6: Anello chiuso di posizione di un asse

L'aspetto positivo del lavoro riguarda l'utilizzo di uno strumento a-causale come ambiente di modellazione, la capacità di costruire e modificare rapidamente modelli. L'aspetto più critico del lavoro invece riguarda il fatto che sia troppo incentrato sugli aspetti del controllo: la modellazione dinamica della struttura meccanica è piuttosto povera. In generale quando si realizzano dei modelli di sistemi complessi, come può ad esempio essere una macchina utensile è consigliabile non focalizzarsi sulla modellazione accurata solo di alcuni aspetti ma è necessario incrementare globalmente il livello di dettaglio della modellazione della macchina. Nell'ambiente Dymola manca inoltre la possibilità di introdurre la deformabilità distribuita della struttura.

In letteratura esistono lavori nei quali la struttura della macchina è stata modellata, seppur con opportune semplificazioni, con il supporto di strumenti di analisi agli elementi finiti (FEM) [26][25][23]. Modellando la struttura della macchina con strumenti FEM è quindi possibile rappresentare in modo ragionevole la reale distribuzione della massa, la capacità di deformarsi quando sottoposta a carichi e il comportamento dinamico della struttura. L'aspetto critico dell'approccio è l'eccessivo onere computazionale: modelli così fatti possono presentare un numero molto elevato di gradi di libertà, l'analisi e la risoluzione del problema può risultare piuttosto difficoltosa soprattutto in relazione alle attuali capacità di calcolo.

E' importante osservare che una modellazione così accurata permetterebbe di studiare il comportamento dinamico della struttura fino a frequenze molto elevate, addirittura in campi di frequenze al di sopra di quelle d'interesse. Esistono delle tecniche che permettono di rappresentare il comportamento complesso di strutture solamente con pochi gradi di libertà: queste tecniche prendono il nome di tecniche di riduzione dei gradi di libertà basate sull'approccio modale.

Il modello dettagliato viene semplificato in un modello che presenta la stessa geometria, la stessa rigidità e le stesse caratteristiche inerziali ma la struttura è vincolata a muoversi dal punto di vista dinamico secondo una combinazione lineare di alcune deformate modali Φ_i opportunamente scelte dal modellista.

$$(1) \quad \begin{cases} [M] \cdot \{\ddot{x}\} + [C] \cdot \{\dot{x}\} + [K] \cdot \{x\} = \{F\} \\ \{x\} = [\Phi_1 \quad \Phi_2 \quad \dots \quad \Phi_n] \cdot \{q\} \end{cases}$$

Dove $[M]$, $[C]$ e $[K]$ sono rispettivamente le matrici di massa, smorzamento e "q" i gradi di libertà del modello ridotto.

Queste tecniche di riduzione modale sono implementate in parecchi software agli elementi finiti commerciali. Il modello ridotto può essere così rappresentato nello spazio degli stati attraverso la definizione di un sistema di equazioni denominato anche "ABCD":

$$(2) \quad \begin{cases} \{\dot{x}\} = [A] \cdot \{x\} + [B] \cdot \{u\} \\ \{y\} = [C] \cdot \{x\} + [D] \cdot \{u\} \end{cases}$$

$$(3) \quad \begin{cases} [A] = \begin{bmatrix} [m]^{-1}[c] & [m]^{-1}[k] \\ I & 0 \end{bmatrix} \\ [B] = \begin{bmatrix} \Phi^T \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases}$$

Dove "x" è il vettore delle variabili di stato e "y" è il vettore delle uscite.

Un aspetto critico di chi realizza modelli è quello di modellare lo smorzamento: in generale le dissipazioni possono essere introdotte nel sistema attraverso uno smorzamento viscoso, isteretico, statici o utilizzando gli smorzamenti modali il cui valore può essere dedotto in buona approssimazione da prove di analisi

modale sperimentale su sistemi analoghi(di solito gli smorzamenti modali dei primi modi di vibrare della struttura si attestano nell'ordine del 3-4%).

Nel lavoro sono stati anche implementati i modelli degli azionamenti, dei motori, dei controllori, delle catene cinematiche dei sensori di posizione e velocità. Per ciascun componente sono state introdotti i fenomeni che possono in generale essere la causa della limitazione delle prestazioni globali della macchina.

Ad esempio relativamente al motore è necessario modellare possibili saturazioni di corrente piuttosto che le irregolarità della coppia dovute alla posizione del rotore e alle correnti. Per gli azionamenti invece è importante modellare i tempi di campionamento ed i filtri numerici ecc.

Con un modello così realizzato è possibile avere indicazioni sulla prontezza degli assi, su quale componente o quale parte della struttura meccanica limita le bande passanti dei differenti regolatori.

Il modello complessivo è implementato in ambiente Matlab-Simulink©.

Il contributo dinamico presente nella funzione risposta in frequenza di Fig. 7 è abbastanza ricco a causa dell'approccio usato per la modellazione della struttura meccanica.

FRF SENSORE/RifPos chiudendo gli anelli di velocità e posizione asseY

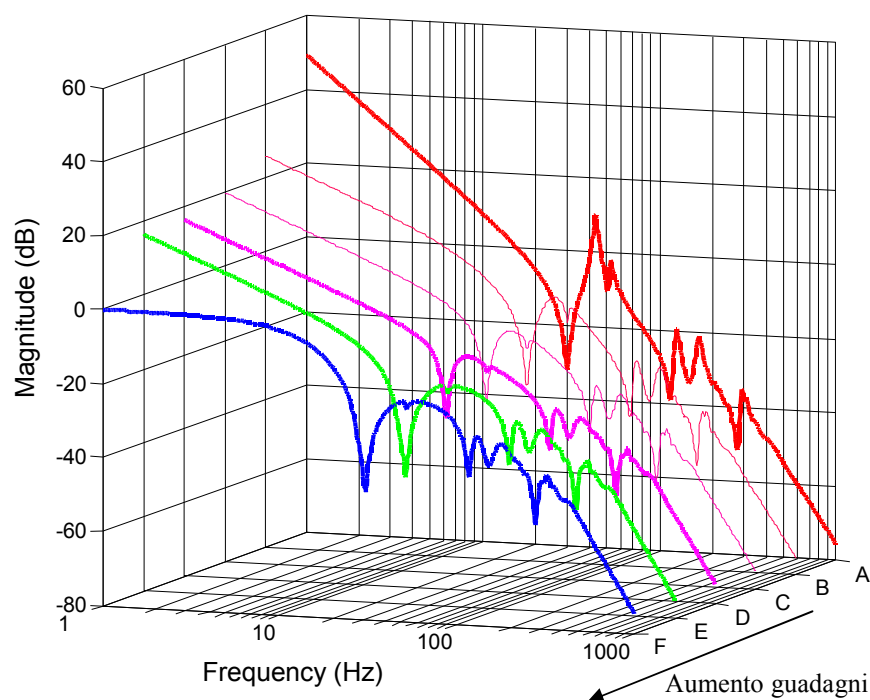


Fig. 7:FRF sensore /riferimento al progressivo aumento dei guadagni(anello di posizione)

E inoltre possibile stimare l'entità dell'errore nell'esecuzione di una traiettoria imposta, Fig. 8.

La limitazione dell'approccio utilizzato è che i modelli della struttura meccanica vengono ridotti e rappresentati nello spazio degli stati in una determinata configurazione della macchina. Si ottengono quindi informazioni valide sul comportamento del sistema solo in un intorno prossimo della posizione degli assi che è stata considerata. Il lavoro inoltre non prevede la modellazione del mandrino e del processo di taglio.

In [27] è stata sviluppata una piattaforma che permette di supportare il progettista durante le fasi di ideazione e sviluppo del prodotto. La piattaforma (Fig. 8) prevede la possibilità di utilizzare un data base

che contiene modelli di componenti e, attraverso un'interfaccia, aiuta il progettista prima nella stesura del progetto di massima e successivamente nell'ottimizzazione della macchina.

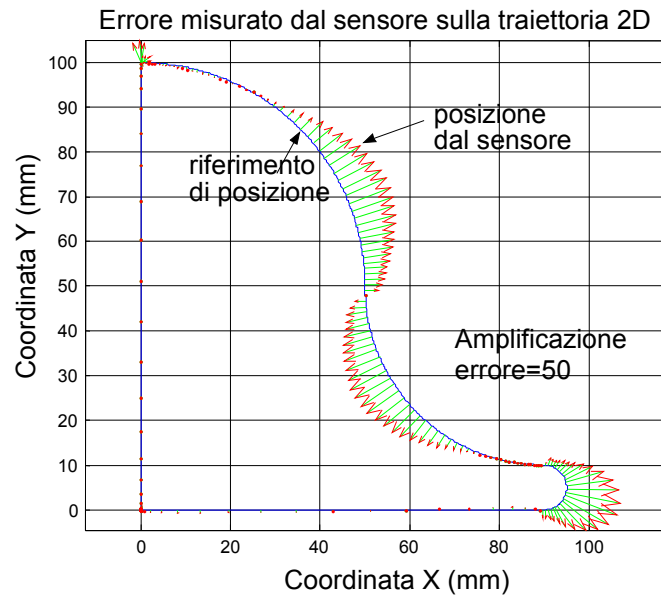


Fig. 8: Simulazione errore traiettoria imposta

La piattaforma cerca di formalizzare la procedura con la quale un progettista esperto idea e dimensiona la macchina fornendo allo stesso modo un valido supporto che permette di stimarne le prestazioni ancora in fase di progetto.

Le prime analisi della macchina vengono fatte utilizzando modelli semplici, ad esempio sfruttando una modellazione a parametri concentrati ovvero cercando di localizzare le fonti di cedevolezza della struttura mentre la fase di ottimizzazione della macchina passa obbligatoriamente attraverso l'utilizzo di strumenti FEM che permettono di ottenere una maggior accuratezza nella previsione del comportamento del sistema.

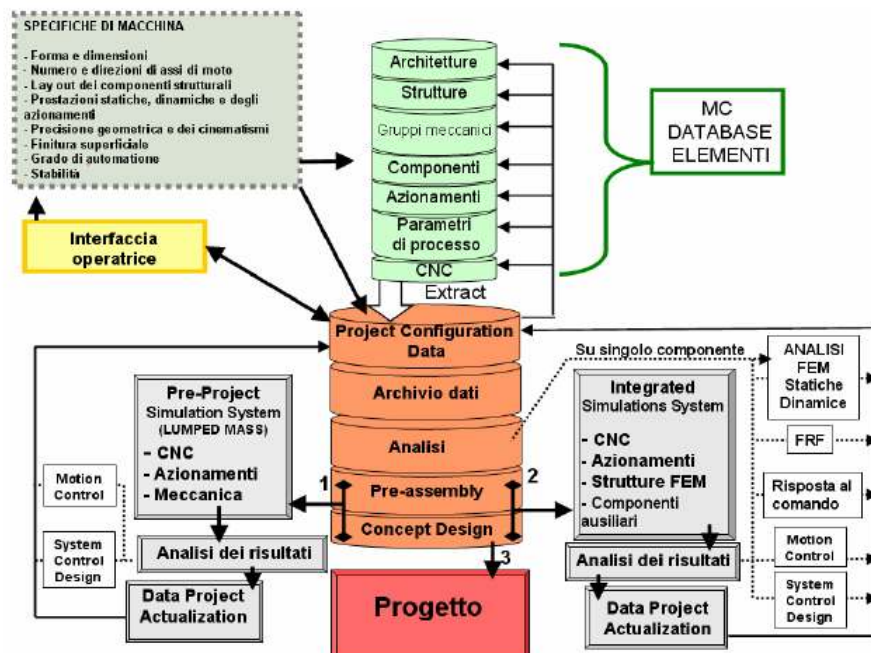


Fig. 9: Schema piattaforma progettuale

La Fig. 13 mostra i risultati delle simulazioni, in particolare è necessario osservare le differenze nella risposta al gradino per il sistema modellato a parametri concentrati rispetto a quello in cui la deformabilità strutturale viene considerata mediante un approccio agli elementi finiti(a). Nelle altre parti della figura vengono illustrate le simulazioni relative all'esecuzione di una traiettoria: vengono evidenziate le differenze sull'accuratezza dell'inseguimento dovute all'attivazione della funzione "look-forward" del controllo numerico

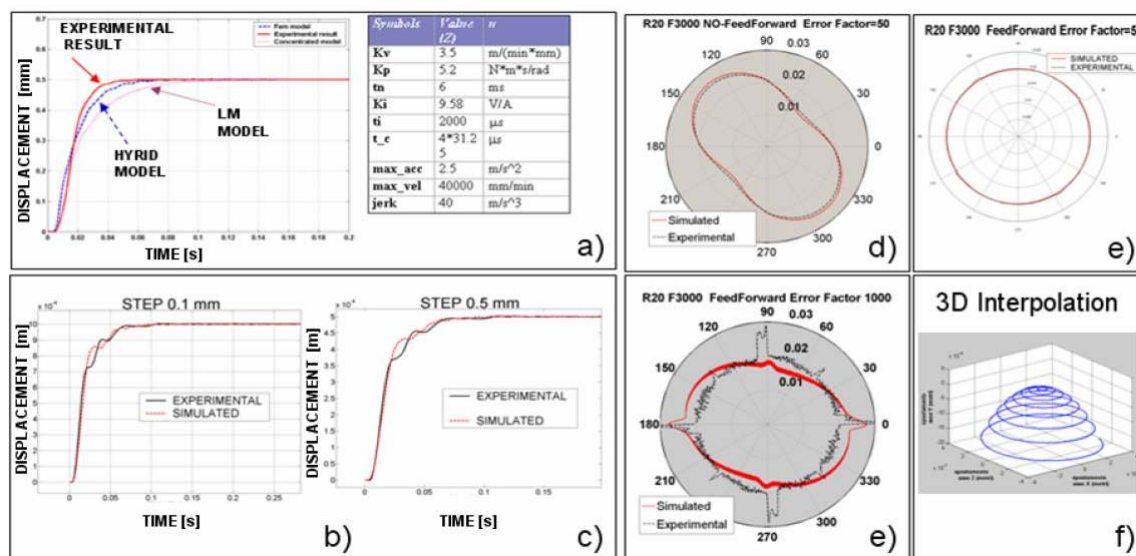


Fig. 10: Risultati simulazioni

Anche in questo lavoro non viene però considerato il processo di taglio, sarebbe infatti interessante valutare quali ripercussioni sulla qualità della lavorazione potrebbero avere alcune scelte progettuali.

In [28] è stato invece sviluppato un modello che, facendo riferimento ad una lavorazione di tornitura, considera anche l'interazione tra processo di taglio ed il sistema utensile-macchina utensile.

In Fig. 11 sono illustrate le varie parti introdotte nel modello integrato. L'ambiente permette di simulare il comportamento del sistema nel tempo. L'integrazione tra i differenti aspetti è effettuata in ambiente Matlab-Simulink©. La flessibilità strutturale distribuita è modellata con strumenti FEM ed è introdotta, dopo un'opportuna riduzione ai "super elementi", in ambiente Multi-Body.

Un modello meccanicistico della lavorazione di tornitura è stato inserito nel modello integrato: con questo approccio è possibile valutare alcuni fenomeni di instabilità legati al processo di taglio (le tematiche verranno presentate più dettagliatamente nel proseguo del documento)

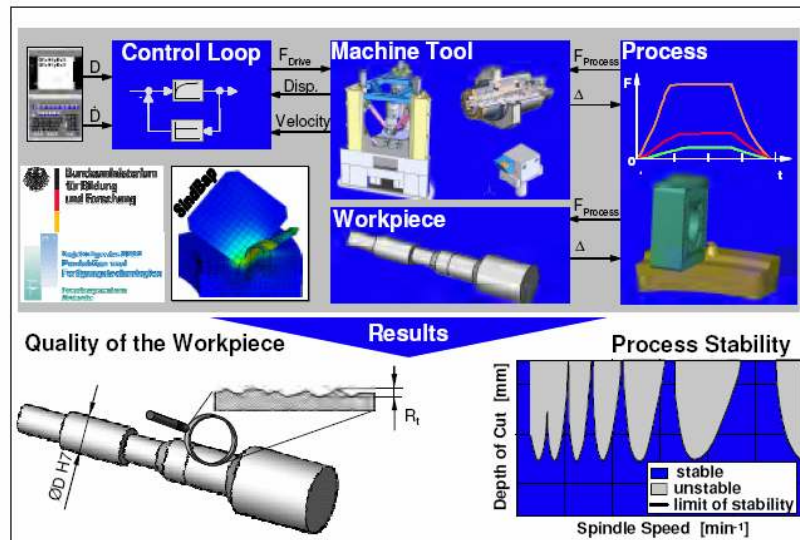


Fig. 11: Modello integrato di una lavorazione di tornitura

In Fig. 12 sono mostrati i risultati delle prove di lavorazione: è facile osservare il peggioramento della qualità superficiale in condizioni di instabilità del processo di taglio.

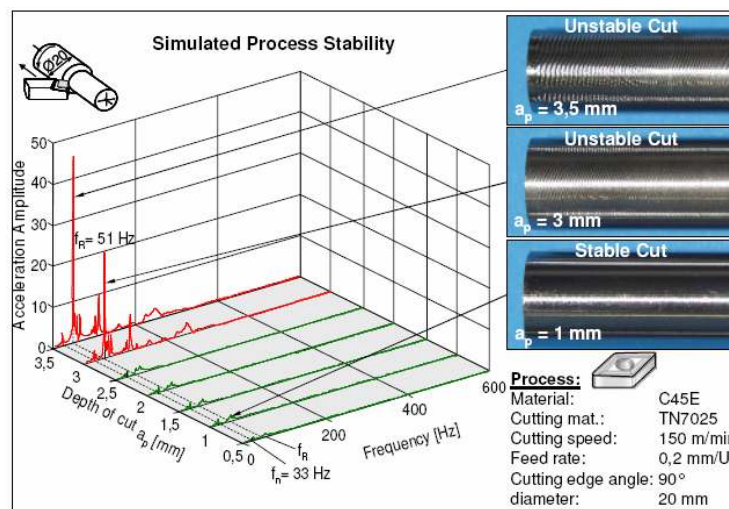


Fig. 12: Prove di lavorazione di tornitura (instabilità del processo)

2.1.1. Analisi dei pacchetti FEM disponibili sul mercato

Sono stati presi in esame i pacchetti FEA che frequentemente trovano applicazione nell'ambito della progettazione di macchinari. Alcuni di questi pacchetti possono essere utilizzati anche per realizzare porzioni di modelli utili per la simulazione integrata del comportamento dinamico della macchina e di cui si è riportato qualche riferimento bibliografico nel paragrafo precedente.

- *Ansys, ANSYS Workbench*
- *ALGOR*
- *COSMOS/M di SRAC, COSMOS/Design, COSMOS/Works*
- *Samceff e MECANO*
- *Ideas NX*
- *Femap, NX Nastran for FEMAP*
- *MSC.Patran, MSC.NASTRAN, SimDesigner per CATIA v5*
- *NEiNastran di Noran Engineering*
- *Altair HyperMesh*
- *FEDEM*
- *FEMTools*
- *Structural Dynamics Tooldox*
- *CADfix*

Le conclusioni raggiunte dalla raccolta informazioni con supporto di [31] (qui non riportate in dettaglio per brevità) sono indicate in seguito.

Prima dell'acquisto del software è perciò necessario identificare con precisione quali sono le analisi che si intendono fare, i risultati attesi, e di conseguenza l'investimento che si intende supportare.

Tra i software presi in esame, se l'obiettivo da raggiungere è una simulazione che comprende analisi sia basilari che avanzate e con un alto livello di dettaglio allora è necessario rivolgersi a prodotti di primo livello come: ANSYS, COSMOS/M, IDEAS, NASTRAN, MECANO.

Questi prodotti rappresentano lo stato dell'arte del calcolo FEM e garantiscono la massima garanzia in termini di flessibilità del sistema, accuratezza, rapidità di analisi. Sono questi, infatti, i prodotti più diffusi sia in grandi aziende sia in università e centri di ricerca. Questo li spinge ad un continuo sviluppo del prodotto.

Volendo individuare una distinzione di massima tra questi prodotti si può asserire che mentre NASTRAN è ottimizzato sulle analisi di tipo strutturale (lineare e non), MECANO offre tutta una parte relativa allo studio cinematico di un assieme flessibile (multi-body), questa parte è utile per le analisi di tipo integrato (struttura con anello di controllo dell'asse) grazie alla possibilità di interfacciarsi con programmi in cui

tipicamente si analizzano le funzioni di trasferimento degli assi (simulink, MatrixX); ANSYS è il concorrente principale di NASTRAN codice di calcolo e valutazione ne è del tutto simile spesso è molto apprezzato come solutore multiphysics in cui interagiscono fenomeni fisici differenti (meccanico-termico-fluido-elettromagnetici); IDEAS offre elevate prestazioni in termini di calcolo al pari dei suoi concorrenti, ma diversamente da essi fornisce un ambiente integrato con cui seguire tutto lo sviluppo del prodotto dal CAD-FEM-CAM, con le possibilità di avere associatività bidirezionale tra geometria e FEM. COSMOS/M presenta un solutore che nelle ultime versioni ha incrementato notevolmente le prestazioni, ora i tempi di soluzione sono paragonabili a quelli di NASTRAN. Il principale limite è il preprocessor abbastanza primitivo che necessita una laboriosa preparazione della geometria (strumenti di modellazione di basso livello).

Prodotti meno diffusi ma di buone potenzialità di analisi sono NEiNastran (presenta un costo inferiore a quelli prima citati nonostante abbia pari capacità di simulazione) e Algor. Anche ALGOR Professional Multiphysics presenta un solutore con buone prestazioni. La possibilità di simulare al suo interno cinematiche con corpi deformabili, così come la possibilità di poter considerare diversi fenomeni fisici, lo pone un gradino sopra gli altri prodotti della sua stessa categoria. Uno dei suoi limiti sta nella impossibilità di utilizzare superelementi e il non potersi interfacciare con software come Simulink per la simulazione del controllo.

Questi prodotti sulla base delle notevoli potenzialità hanno come aspetto negativo principale i costi in termini di acquisto del software, corsi di formazione e periodo di messa a punto della metodologia per lo specifico campo di applicazione e per il consolidamento della formazione personale. In un utilizzo per l'analisi di modelli complessi la modellazione necessita di un tempo più lungo. Inoltre, non disponendo di modellatori geometrici con caratteristiche paragonabili ai CAD (eccezion fatta per IDEAS), le geometrie di modelli più complessi devono essere necessariamente importate, con relativi problemi di integrità del modello importato e perdendone così la sua parametrizzazione.

Per risolvere questi ultimi problemi le case produttrici distribuiscono dei prodotti che hanno la possibilità di interfacciarsi in maniera più semplice con i principali CAD commerciali. L'interfacciamento può essere di diversi livelli: oltre che all'import tramite i classici file di scambio è possibile la lettura diretta della geometria nel formato primitivo o attraverso un plug in che permette lo sviluppo delle analisi senza abbandonare l'ambiente CAD e conservando la associatività bidirezionale. E' da osservare che migliore è l'interfacciamento tra CAD e FEM più ridotte sono le possibilità di modellazione (mesh automatiche) e le capacità di analisi (solo lineare).

I vantaggi principali di questi software sono costituiti dal fatto che sono ambienti molto intuitivi che non richiedono lunghi periodi di apprendimento. Sono ambienti veloci nella meshatura e nella esecuzione dei risultati. Da non trascurare anche l'aspetto economico, il prezzo di acquisto è in genere molto più basso dei FEM di primo livello. Negli ultimi anni inoltre le differenze tra le caratteristiche dei prodotti di primo livello e quelli di alcuni prodotti di secondo livello si è notevolmente ridimensionato.

Quasi tutti i prodotti hanno una architettura scalare e modulare ed il costo varia a seconda delle configurazioni scelte. Questo costituisce un motivo in più per definire in maniera prima della scelta del software quali sono le reali necessità di analisi e la frequenza con cui esse vengono effettuate. Una conoscenza precisa delle necessità può consentire un notevole risparmio nella scelta dei moduli necessari, evitando sprechi inutili.

Altri fattori discriminanti e vincolanti sono il CAD già in uso in azienda e l'interfacciamento con altri ambienti di modellazione (FEM e non) se si prevede una simulazione di tipo multifunzionale o la necessità di scambiare modelli con partner o consulenti tecnici.

2.2. Mandrini

I mandrini sono componenti che permettono di mettere in rotazione un utensile o un pezzo ovvero forniscono il moto di taglio. In Fig. 13 viene illustrato uno schema che permette di evidenziare i componenti principali del mandrino, nel caso specifico di un elettromandrino in quanto l'albero è azionato da un motore elettrico realizzato all'interno del corpo del mandrino stesso. Esiste un'altra tipologia del componente che, equipaggiata da un motore elettrico esterno, permette, grazie all'ausilio di una trasmissione meccanica, di trascinare in rotazione l'albero.

L'albero, nella maggior parte dei casi, soprattutto se si fa riferimento a mandrini per fresatrici, è supportato da cuscinetti volventi che in generale vengono precaricati in modo da conferire un'adeguata rigidità al sistema. Nella parte anteriore del mandrino è presente l'attacco utensile che permette di fissare gli utensili all'albero mandrino.

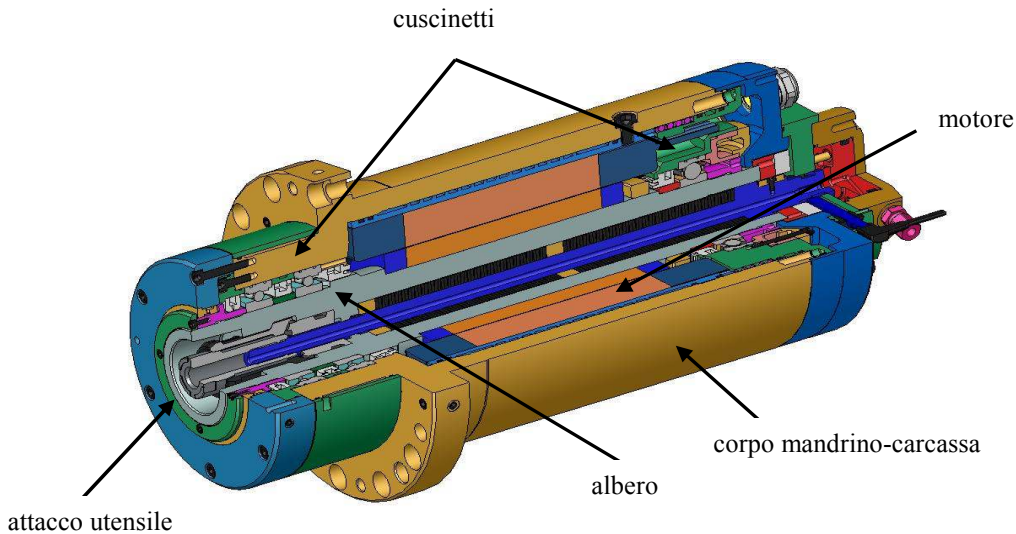


Fig. 13: Elettromandrino e relativi componenti principali

2.2.1. Modellazione e simulazione del mandrino

Nella prestazione complessiva di una macchina utensile è sicuramente di cruciale importanza il contributo del mandrino soprattutto in relazione alla qualità e precisione delle lavorazioni ottenute. E' quindi ovvio concentrarsi sulla progettazione di tale componente. Esistono strumenti software in grado di simulare il comportamento dinamico di tali componenti. La capacità di prevedere il comportamento del mandrino permette di valutare, già in fase di progettazione, le prestazioni del componente rendendo possibile l'esplorazione di nuove soluzioni progettuali.

In generale si può affermare che il mandrino è un componente critico soprattutto riferendosi alla stabilità del processo di taglio ovvero alla capacità di asportare materiale in modo stabile [11]. Nel proseguo del documento si illustrerà come è possibile avere una stima della capacità di asportazione.

Relativamente alla possibilità di simulare il comportamento del mandrino è importante tenere in considerazione nella modellazione differenti aspetti:

- 1) Proprietà statiche e dinamiche dei componenti principali:

- Flessibilità strutturale di albero e carcassa
- Effetti giroscopici e centrifughi (legati alla velocità di rotazione) dell'albero e di eventuali componenti aggiuntivi come motori o pulegge
- Contributo strutturale di componenti aggiuntivi (ad esempio il rotore e lo statore del motore elettrico nel caso degli elettromandrini)
- Il collegamento tra il mandrino e la relativa macchina utensile
- Lo smorzamento introdotto dai vari componenti che costituiscono il mandrino

2) Il comportamento dei cuscinetti:

- Dipendenza della rigidità dei cuscinetti dai carichi applicati in esercizio, dal precarico e dagli effetti termici
- Effetti legati alla velocità di rotazione sulle sfere dei cuscinetti [8] (nel caso di cuscinetti con corpi volventi)
- Condizioni di lubrificazione che dipendono dal regime di rotazione

3) Utensile

- Flessibilità strutturale
- Attacco utensile

Per mostrare come alcuni di questi aspetti possono essere tenuti in considerazione nella relativa modellazione si faccia riferimento ad un caso specifico, Fig. 14. Il mandrino schematizzato è un mandrino tradizionale ovvero l'albero è azionato, attraverso una trasmissione, da un motore esterno.

L'albero e la carcassa possono essere modellati seguendo un approccio agli elementi finiti FEM con elementi "beam" di Timoshenko [9][10]. In questo modo è possibile tenere in considerazione gli effetti centrifughi e giroscopici dell'albero [7], tali effetti modificano le frequenze naturali del sistema.

La seguente equazione descrive il comportamento dinamico della beam di Timoshenko. Sono evidenziati i contributi legati alla velocità di rotazione [1].

$$(4) \quad [M^b] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\} - \Omega [G^b] \cdot \left\{ \dot{q} \right\} + \left([K^b] + [K^b]_p - \Omega^2 \cdot [M^b]_c \right) \cdot \{q\} = \{F^b\}$$

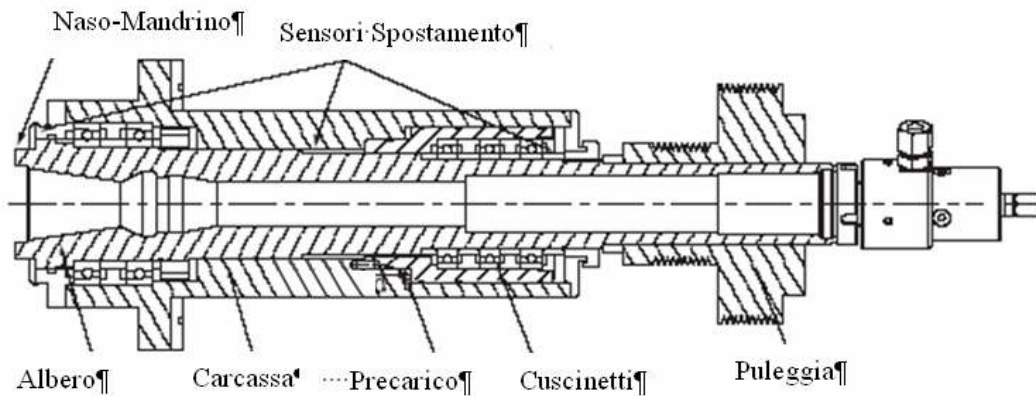


Fig. 14: Sezione di un mandrino

Dove:

$[M^b]$: matrice di massa

$[M^b]_c$: matrice di massa per tenere in considerazione gli effetti centrifughi

$[G^b]$: matrice dei termini giroscopici

$[K^b]$: matrice di rigidità

$[K^b]_p$: matrice di rigidità dovuta agli effetti assiali

$[F^b]$: carichi esterni concentrati e distribuiti

$\{q\}$: coordinate libere della beam di Timoshenko (5 gradi di libertà)

Ω : velocità di rotazione

E' inoltre possibile scrivere le equazioni che descrivono il comportamento dinamico di un disco rigido:

$$(5) \quad [M^d] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\} - \Omega [G^d] \cdot \left\{ \dot{q} \right\} = \{F^d\}$$

Dove :

$[G^b]$: è la matrice giroscopica (per il disco rigido)

$[F^d]$: vettore delle forze esterne dovute alle eccentricità

Nelle equazioni (4) e (5) non sono stati riportati i termini che introducono smorzamento nel sistema. In generale lo smorzamento del sistema può essere introdotto sia attraverso alcuni componenti del sistema stesso, nel caso dei mandrini ad esempio attraverso i cuscinetti, o seguendo un approccio modale ovvero tarando gli smorzamenti che caratterizzano i singoli modi tramite prove sperimentali su sistemi analoghi.

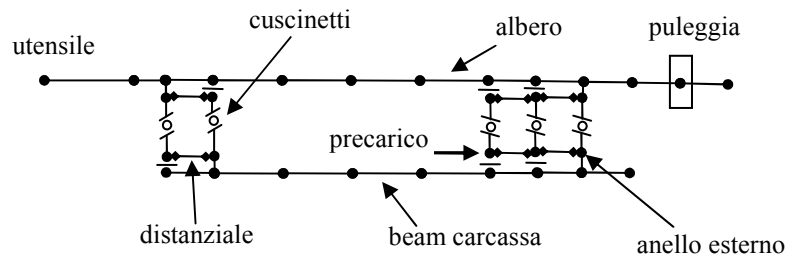


Fig. 15: Modello FEM semplificato del mandrino di Fig. 14

I cuscinetti sono modellati come sistemi non lineari. La rigidezza infatti dipende dal carico effettivo applicato come risultato del precarico iniziale e della reale condizione in cui si trovano ad operare.

In generale, com'è già stato anticipato in questo documento, i cuscinetti del mandrino sono assialmente precaricati mediante sistemi a molla o sistemi idraulici. L'entità del precarico deve rispettare due esigenze contrastanti: se si aumenta troppo il precarico si ottiene un sistema più rigido ma si rischia di compromettere la durata dei cuscinetti stessi.

E' possibile considerare nei modelli dei cuscinetti come si modifica la geometria del contatto tra elementi volventi e le piste in funzione del reale carico applicato [1].

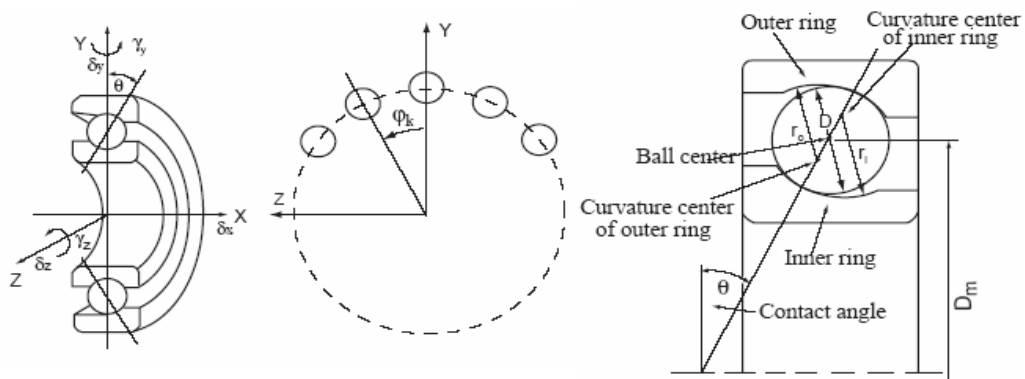


Fig. 16: Geometria del contatto angolare dei cuscinetti volventi

In Fig. 16 sono mostrate alcune quantità geometriche che descrivono il contatto tra i corpi volventi e le piste dei cuscinetti.

In Fig. 17 sono invece illustrate le azioni risultanti sulle sfere dei cuscinetti. E' facile individuare la forza centrifuga e il momento giroscopico.

M_{gk} : momento giroscopico

F_{ck} : forza centrifuga

Q_{ok}, Q_{ik} : Forze di contatto Hertziano tra l'anello interno e le sfere (e tra l'anello esterno e le sfere)

θ_{ok}, θ_{ik} : angolo di contatto interno ed esterno del cuscinetto

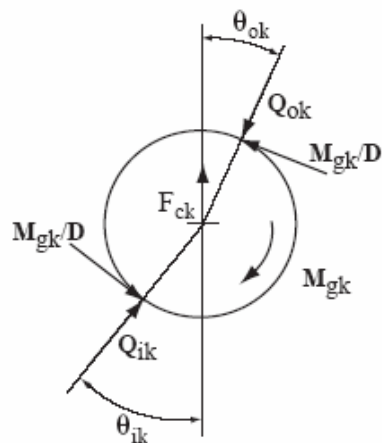


Fig. 17: Azioni sulle sfere

E' possibile imporre l'equilibrio alle sfere e le relazioni che descrivono gli spostamenti tra anello interno, anello esterno e le sfere per determinare le forze di contatto Q_{ok}, Q_{ik} e la posizione relative dei tre elementi quando sono applicati i carichi.

Il momento giroscopico M_{gk} e la forza centrifuga M_{gk} sono espressi in funzione della velocità di rotazione Ω , della geometria del contatto e in funzione del rapporto fra Ω e la velocità orbitale della sfera.

E' quindi possibile calcolare le forze che agiscono sugli anelli e la matrice di rigidità tangenziale del cuscinetto. Si può inoltre osservare che questa tipologia di modellazione non tiene in considerazione la dipendenza della lubrificazione dalla velocità.

Assemblando le equazioni dei vari elementi quali l'albero, il corpo mandrino ed i cuscinetti si può ottenere la seguente equazione di equilibrio dinamico [1]:

$$(6) \quad [M] \left\{ \ddot{x} \right\} + [C] \left\{ \dot{x} \right\} + \{R(x)\} = \{F(t)\}$$

L'equazione può essere numericamente risolta dove:

$$(7) \quad [M] = [M^b] + [M^d]$$

$$(8) \quad [C] = [G^b] + [G^d] + [C^s]$$

$$(9) \quad \{F(t)\} = \{F^b\} + \{F^d\}$$

$[C^S]$ è la matrice smorzamento modale (ricavata attraverso indicazioni fornite da prove di analisi modale sperimentali su sistemi analoghi).

Ed in particolare $\{R(x)\}$ è la forza interna nel sistema che dipende dallo spostamento in quanto il modello non è lineare.

La tipologia di modellazione descritta [1] e [6] permette di analizzare l'influenza del precarico sulla rigidità dei cuscinetti e sulle frequenze proprie del sistema. In Fig. 18 e Fig. 19 si riportano alcuni esempi.

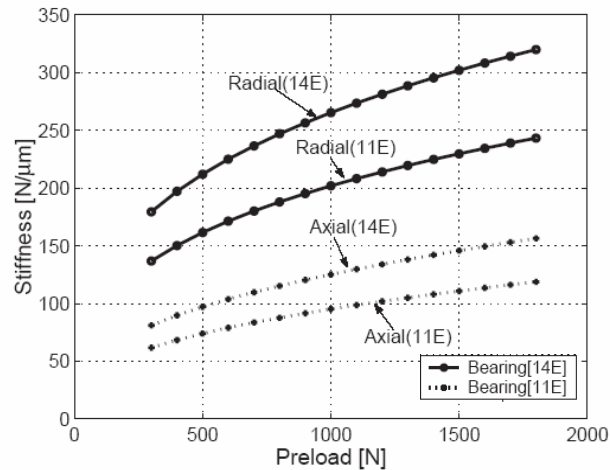


Fig. 18: Influenza del precarico sulla rigidità dei cuscinetti (assiale e radiale)

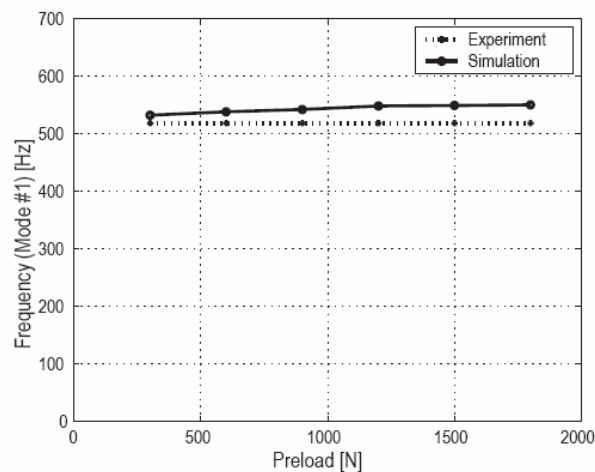


Fig. 19: Effetto del precarico sulla prima frequenza propria del sistema

E' facile osservare che l'aumento del precarico comporta un sostanziale irrigidimento sia dei cuscinetti che dell'intero sistema in quanto si osserva un incremento delle frequenze proprie del sistema.

Relativamente agli effetti legati alla velocità (centrifughi e giroscopici) si riporta [2], in Fig. 20, come si modifica la funzione di risposta in frequenza FRF ovvero la cedevolezza dinamica all'utensile: si osserva una tendenza generale alla riduzione delle frequenze proprie dei vari modi di vibrare.

Ovviamente questi effetti si possono avere ripercussioni sul comportamento del mandrino durante la fase di asportazione di truciolo.

L'influenza della velocità di rotazione sul comportamento dinamico del sistema è più evidente sui modi di vibrare caratterizzati dalle basse frequenze.

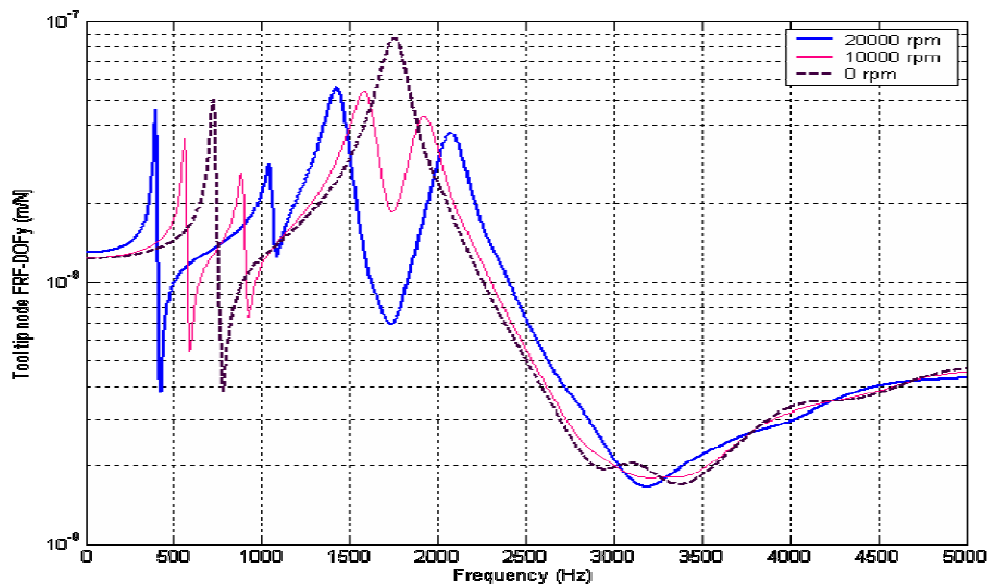


Fig. 20: Funzione di risposta in frequenza FRF all'utensile - influenza della velocità di rotazione

In Fig. 21 è illustrato come si modifica il valore della prima frequenza propria in funzione della velocità di rotazione, nella figura vengono evidenziati separatamente i ruoli degli effetti giroscopici e centrifughi sull'albero. Il momento giroscopico tende a far aumentare il valore della frequenza naturale, se ci riferiamo al modo di vibrare denominato "forward" mentre l'effetto centrifugo tende a ridurne il valore. Complessivamente si ha una riduzione della rigidezza del sistema.

La tendenza è rafforzata dal comportamento dei cuscinetti le cui rigidezze tendono a ridursi all'aumentare del regime di rotazione. In Fig. 22 vengono inglobati anche gli effetti della velocità sul comportamento dei cuscinetti. Si osserva come all'aumentare del precarico la riduzione di rigidezza dovuta ai cuscinetti sia meno marcata.

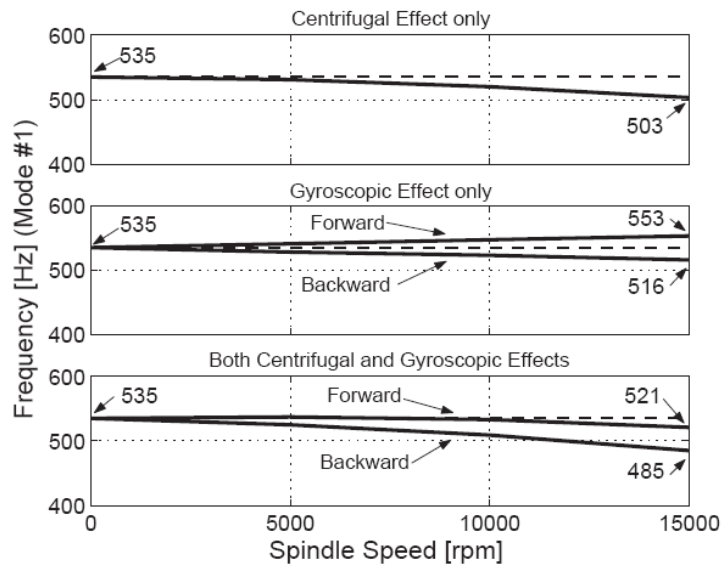


Fig. 21: Effetti della velocità sulla prima frequenza propria (solo albero)

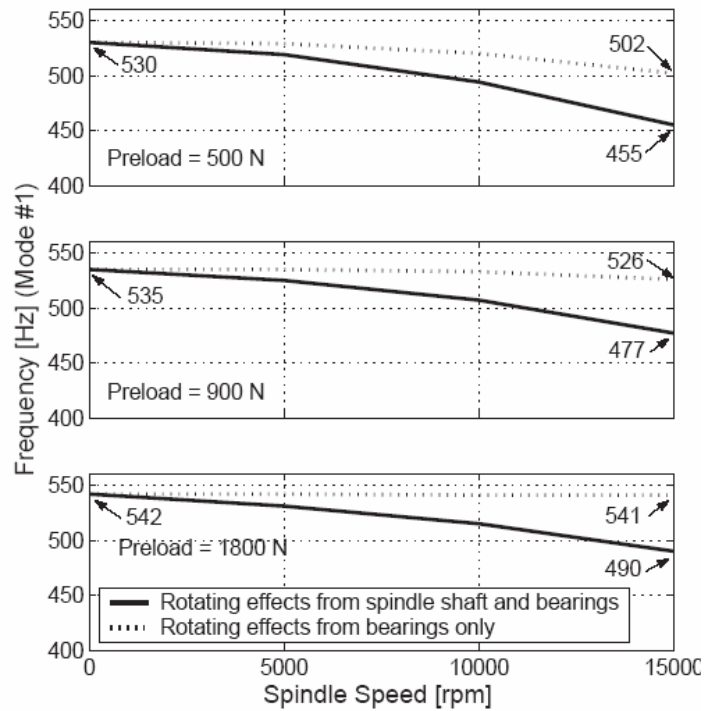


Fig. 22: Effetti della velocità (albero e cuscinetti)

I modelli proposti non tengono in considerazione gli aspetti termici ma in letteratura esistono lavori che valutano l'influenza della temperatura sul comportamento dei cuscinetti volventi e stimano la relativa variazione di rigidità. L'aspetto critico di questi modelli è individuato nella necessità di prevedere il campo termico, la criticità è piuttosto evidente soprattutto nel caso di elettromandrine in cui il motore,

montato all'interno della carcassa, produce una quantità considerevole di calore. Esistono tuttavia dei lavori Fig. 16[4],[3] che descrivono come prevedere il campo termico considerando:

- Il calore prodotto dai cuscinetti a corpi volventi in funzione della velocità
- Il calore generato dal rotore e dallo statore del motore elettrico in funzione della velocità
- Distribuzione qualitativa del calore
- Generazione di calore.

Infatti se si pensa di conoscere il campo termico è possibile definire le seguenti quantità [3]:

T_o^0, T_i^0, T_b^0 : temperature iniziale rispettivamente di anello esterno, anello interno e sfere

T_o^1, T_i^1, T_b^1 : final temperature of outer ring, inner ring ad balls

T_{ir}^1, T_{or}^1 :temperature dell'anello interno ed esterno

$P_{a,t}$: precarico termico indotto

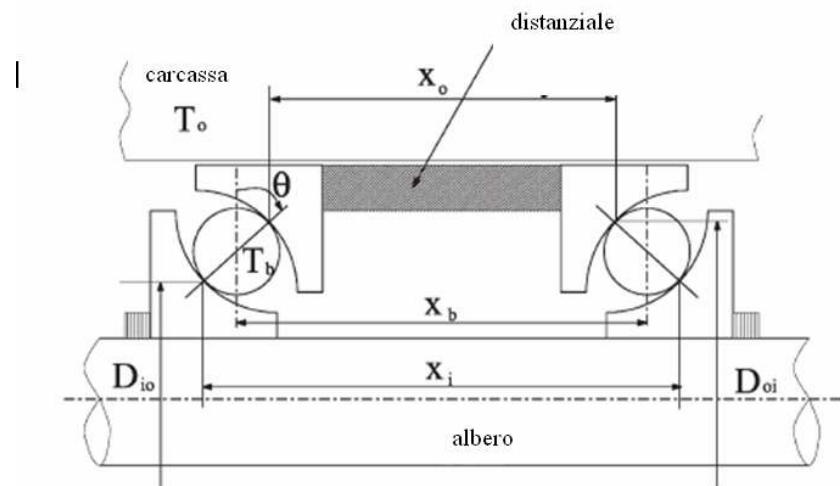


Fig. 23: Precarico termico – schematizzazione

Possono quindi essere calcolate le seguenti quantità:

$$(10) \Delta_1 = \alpha \cdot x_i \cdot (T_i^1 - T_i^0) - \alpha \cdot x_o \cdot (T_o^1 - T_o^0)$$

Che rappresenta la differenza di espansione tra l'albero ed il corpo del mandrino in senso assiale

$$(11) \Delta_2 = \alpha \cdot [D_{io} \cdot (T_{ir}^1 - T_{ir}^0) - D_{oi} \cdot (T_{or}^1 - T_{or}^0)]$$

Che invece rappresenta la differenza di espansione radiale tra anello interno ed anello esterno

$$(12) \Delta_3 = \frac{1}{2} \alpha \cdot D_b \cdot (T_b^1 - T_b^0)$$

mentre rappresenta l'espansione degli elementi volventi

E' quindi possibile scrivere l'equazione di congruenza degli spostamenti nella direzione della linea di contatto:

$$(13) \Delta = \Delta_1 + \Delta_2 \cos \theta - \Delta_1 \sin \theta \text{ total deformation in the direction of line contact.}$$

E' quindi possibile calcolare l'entità del precarico termico

$$(14) P_{a,t} = k_t \Delta^{1.5}$$

Dove k_t è una costante di rigidezza equivalente ricavata sperimentalmente

Ovviamente il precarico dovuto agli effetti termici $P_{a,t}$ può essere utilizzato per la determinazione della rigidezza dei cuscinetti: le relazioni seguenti sono empiriche dove c_a è la costante sperimentale

$$k_{as} = c_a P_a^{1/3} N_b^{2/3} \sin^{5/3} \theta \cdot D_b^{1/3}$$

$$(15) k_{rs} = 0.64 c_a P_a^{1/3} N_b^{2/3} \sin^{5/3} \theta \cdot \cos \theta \cdot D_b^{1/3}$$

$$P_a = P_{a,i} + P_{a,t}$$

Dove $k_{a,s}, k_{r,s}$ sono rispettivamente le rigidezze assiale e radiale dei cuscinetti in condizioni statiche.

D_b è il raggio delle sfere, N_b è numero degli elementi volventi

Il precarico complessivo è composto da un contributo dovuto agli effetti termici e uno dovuto al precarico iniziale $P_{a,t}$

In Fig. 24 ed Fig. 25 in vengono illustrate gli andamenti del precarico termico in funzione della velocità di rotazione e del tempo e come si modifica la rigidezza radiale in relazione al carico termico.

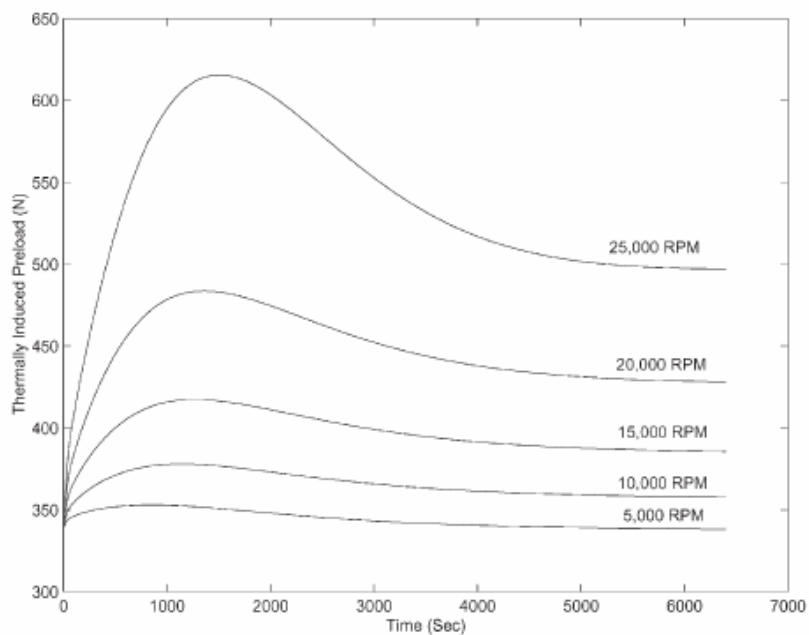


Fig. 24: Incremento del precarico termico

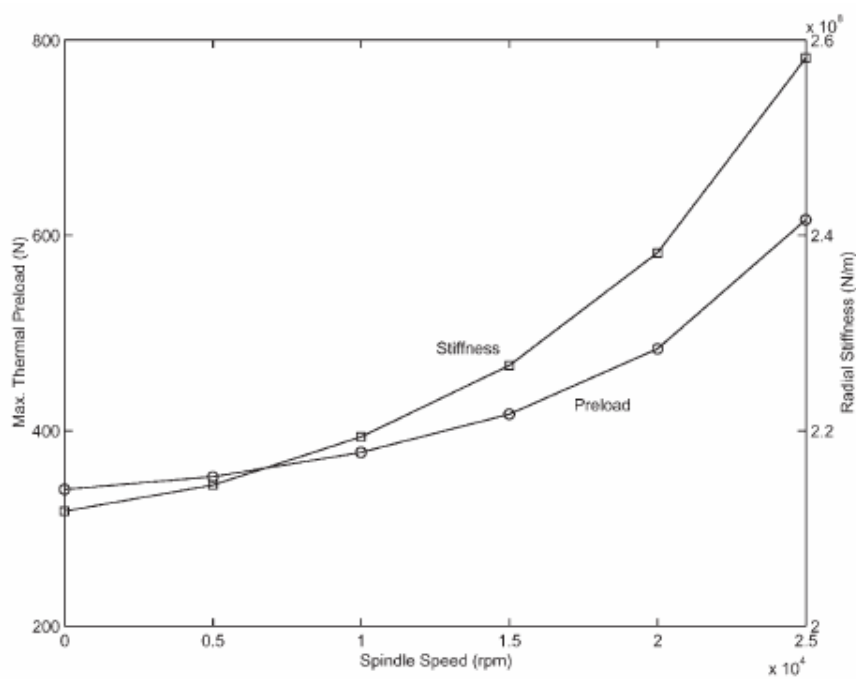


Fig. 25: Massimo precarico termico e rigidezza radiale

2.2.2. Strumenti per la modellazione di mandrini

Esistono in commercio anche alcuni pacchetti commerciali che permettono di modellare e simulare il comportamento statico e dinamico di mandrini. A differenza dei generici applicativi commerciali FEM, gli strumenti a cui si farà riferimento rappresentano comunque una nicchia di mercato. Questi pacchetti sono sviluppati da università ed enti di ricerca e si rivolgono principalmente alle aziende che costruiscono mandrini o comunque che si occupano di dinamica dei rotor. Alcuni di questi infatti non si rivolgono esclusivamente al settore degli elettromandrini ma sono indicati anche per lo studio delle turbo-macchine.

Quelli a cui si fa riferimento in questo contesto sono:

- *SpindePro*
- *Bearinx*
- *RotFe*
- *DynRot*

Tra i pacchetti elencati quelli che sono stati sviluppati principalmente per lo studio di mandrini sono SpindlePro© e Bearinx©.

SpindePro© è un applicativo di CutPro© [17], piattaforma software per la modellazione e la simulazione del processo di taglio. L'applicativo permette di modellare il mandrino con elementi "beam", sia per albero e carcassa e consente di modellare i cuscinetti volventi [1] con la possibilità di valutare la loro rigidità in condizioni prossime a quelle di impiego. E' possibile tenere in considerazione gli effetti legati alla velocità di rotazione. Lo strumento può essere usato per stimare il comportamento dinamico del mandrino, è possibile sfruttare le analisi nell'eventuale e successiva fase di simulazione della lavorazione del processo di taglio. SpindlePro© non consente di introdurre effetti termici che vanno a modificare il comportamento dei cuscinetti.

Bearinx© è un pacchetto sviluppato da [18], azienda produttrice di cuscinetti. E' uno strumento che può essere usato anche per la modellazione di trasmissioni meccaniche. La piattaforma permette di modellare in modo particolarmente accurato il comportamento dei cuscinetti; è inoltre presente un data base che contiene tutte le caratteristiche dei cuscinetti in produzione. Nella valutazione delle caratteristiche dei cuscinetti è possibile stabilire le reali condizioni di lubrificazione (grasso o olio) in modo da poter aver una stima della vita utile dei cuscinetti, sono considerati eventuali effetti termici imponendo opportuni campi di temperature, è possibile decidere condizioni e precarichi di montaggio oltre che precarichi esterni.

L'aspetto limitante di entrambi gli strumenti è la chiusura verso altri pacchetti software commerciali. In entrambi i casi non è possibile esportare modelli in modo semplice verso altri software FEM in modo da poter effettuare analisi sul comportamento del mandrino quando si trova ad essere montato su una struttura di una macchina utensile.

Gli ultimi due pacchetti sono invece meno specializzati nello studio di mandrini. In entrambi i casi non è possibile modellare i cuscinetti se non con elementi elastici lineari, sostanzialmente non è possibile considerare come variano le rigidità dei cuscinetti in funzione della reale condizione di carico. L'albero è modellato attraverso elementi di tipo "beam". L'aspetto positivo di entrambi gli ambienti è che sono stati sviluppati in Matlab©, quindi è possibile pensare di utilizzare i modelli nei prototipi virtuali dei centri di lavoro.

2.3. Stabilità del processo di taglio

Il comportamento dinamico complessivo della macchina e l'interazione con il meccanismo di asportazione influenzano notevolmente la qualità delle lavorazioni ottenute. In generale la capacità di asportazione può essere limitata dalla potenza disponibile al mandrino e dal chatter, un fenomeno di instabilità del processo di taglio dovuto ad effetti rigenerativi. L'instaurarsi del fenomeno causa l'innescarsi di vibrazioni tra utensile e pezzo con conseguente peggioramento della qualità della superficie lavorata [16],[11]. Tali vibrazioni auto-eccitate causano un incremento importante delle forze di taglio e determinano una riduzione della vita dell'utensile, un incremento della potenza assorbita nonché aumentano la possibilità di danneggiare componenti particolarmente importanti e costosi del mandrino come ad esempio i cuscinetti.

Facendo riferimento alla Fig. 26 si può osservare come a causa di disturbi esterni si possano innescare delle vibrazioni all'utensile. La dinamica della macchina è considerata in modo semplificato attraverso gli elementi elastici e viscosi disposti tra loro perpendicolarmente. Le vibrazioni dell'utensile lasciano sul pezzo una superficie ondulata che verrà incontrata dal tagliente successivo.

E' importante osservare che lo spessore istantaneo di truciolo dipende, oltre che dalla posizione attuale del tagliente, anche dall'ondulazione lasciata sul pezzo dal tagliente che ha asportato precedentemente materiale. In questo modo le forze di taglio istantanee dipendono dal valore attuale e dal valore ritardato dello spostamento relativo tra tagliente e pezzo. Il "ritardo" è alla base del fenomeno rigenerativo del chatter.

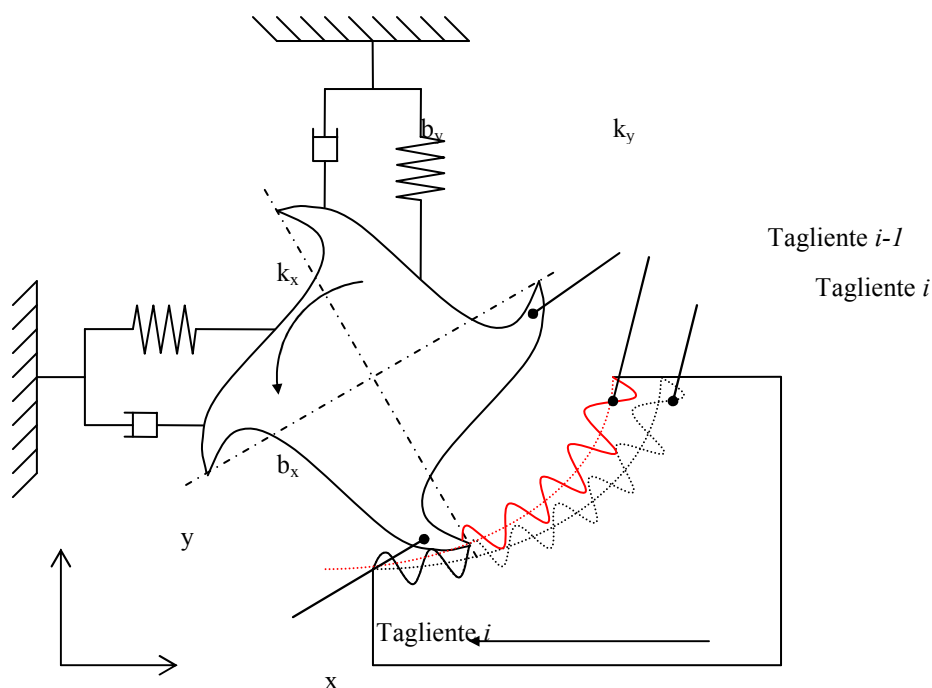


Fig. 26: Scematizzazione effetto rigenerativo - chatter

La trattazione del fenomeno può essere presentata più semplicemente facendo riferimento al taglio ortogonale e quindi riferendosi ad un caso monodimensionale, Fig. 27.

E' quindi possibile scrivere l'equazione di equilibrio dinamico relativo alla direzione "x" (16): si osserva come l'entità della forza di taglio (a secondo membro dell'equazione) dipenda dallo spessore istantaneo di truciolo $h(t)$ che ovviamente tiene in considerazione il fenomeno del ritardo(17).

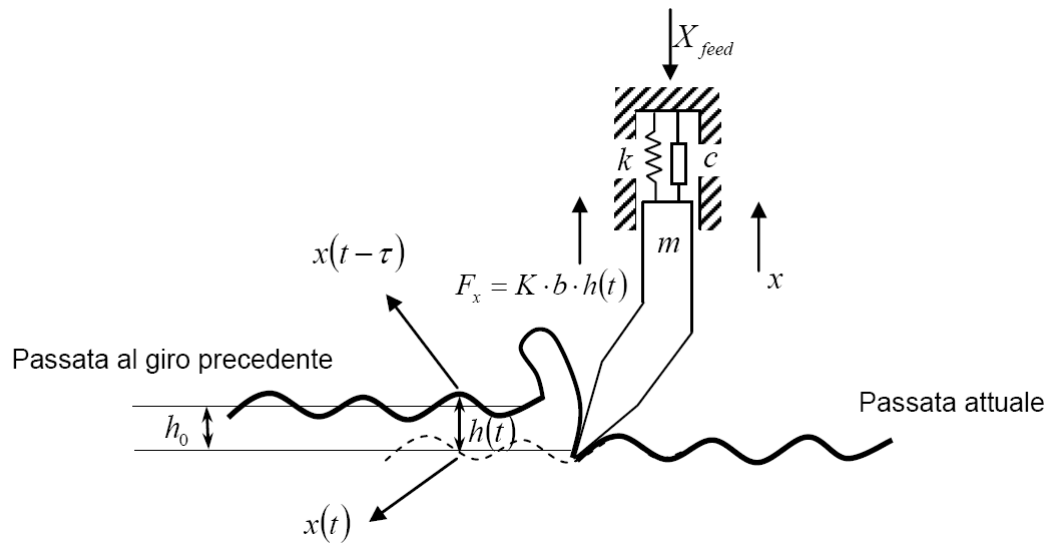


Fig. 27: Effetto rigenerativo - taglio ortogonale

$$(16) m \cdot \ddot{x}(t) + c \cdot \dot{x}(t) + k \cdot x(t) = K \cdot b \cdot h(t)$$

Dove τ è il ritardo temporale che intercorre tra il passaggio del tagliente e quello successivo o semplicemente, riferendosi al caso in esame, il ritardo tra due passaggi successivi del tagliente.

$$(17) h(t) = h_0 + x(t - \tau) - x(t)$$

Ovviamente l'equazione di equilibrio dinamico considera in modo semplificato la dinamica della macchina vista all'utensile; nel caso specifico attraverso un sistema ad un grado di libertà dove m , k e c sono considerati i relativi parametri modali.

K rappresenta inoltre il coefficiente di strappamento tipico del materiale e b è la larghezza di passata.

$$(18) \ddot{x}(t) + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{x}(t) + \omega_n^2 \cdot x(t) = \frac{K}{m} \cdot b \cdot (x(t - \tau) - x(t))$$

Dove

$$(19) \omega_n^2 = \frac{k}{m} \text{ e } \zeta = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{m \cdot k}}$$

L'equazione (18) è un'equazione differenziale ritardata DDE.

Lo studio della stabilità può essere svolto sostituendo una soluzione nella forma:

$$(20) x(t - \tau) = A \cdot e^{\lambda(t - \tau)}$$

Si ottiene quindi la seguente:

$$(21) \left(\lambda^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \lambda + \left(\omega_n^2 + \frac{K}{m} \cdot b \right) - \frac{K}{m} \cdot b \cdot e^{-\lambda \tau} \right) \cdot A \cdot e^{\lambda \tau} = 0$$

Per la quale è possibile studiare il limite di stabilità in funzione di λ .

Tale studio permette quindi definire un diagramma di stabilità (diagrammi a lobi), a cui si fa riferimento anche in [14], che sostanzialmente definisce due zone: una in cui la lavorazione è stabile (al di sotto del diagramma) e una zona in cui si ha una lavorazione caratterizzata dall'instabilità da chatter (sopra il diagramma).

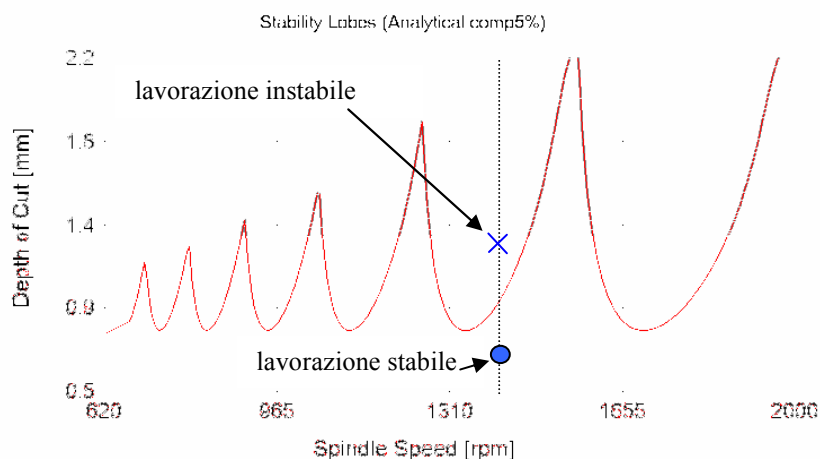


Fig. 28: Diagramma a lobi - zone di stabilità

Il diagramma a lobi viene rappresentato generalmente in un piano “larghezza di passata - velocità di rotazione del mandrino”.

Il problema può essere anche approcciato dal punto di vista “controllistico” Fig. 29

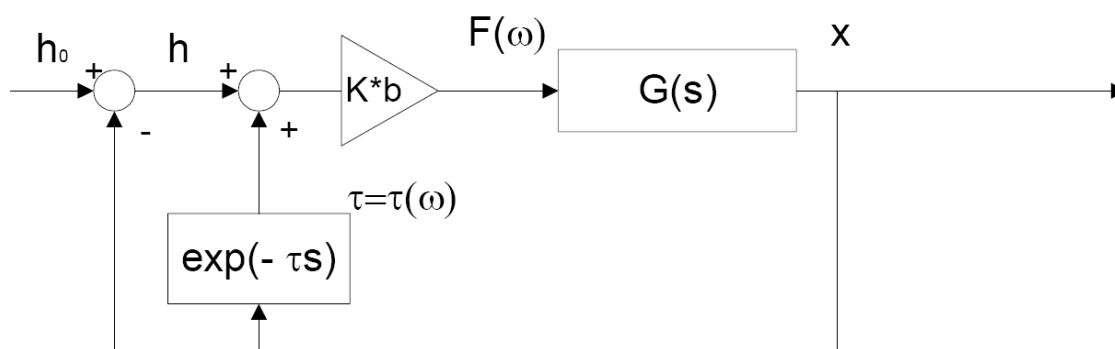


Fig. 29: Effetto rigenerativo

La spiegazione della fenomenologia del chatter può essere fornita anche dal punto di vista energetico: durante la fase di asportazione di truciolo viene generata energia che viene immessa nel sistema macchina

utensile. In particolari condizioni di larghezza di truciolo(o profondità di passata assiale nel caso della fresatura) e di sfasamento fra le “creste” lasciate dal passaggio successivo dei taglienti la macchina non riesce a dissipare l’energia prodotta dal processo di taglio, in questo caso si osserva l’instaurarsi di un vibrazione crescente nel tempo che porta al peggioramento della qualità della lavorazione.

La trattazione per la determinazione dei diagrammi a lobi nel caso di operazioni di fresatura è ben nota in letteratura [14],[11] e [16].

Esistono inoltre strumenti software che sono in grado di prevedere, una volta definita la tipologia di lavorazione (utensile, materiale e alcuni parametri di taglio) e le informazioni sul comportamento dinamico della macchina, i diagrammi a lobi che permettono di individuare zone in cui le lavorazioni sono instabili.

Nello specifico si è utilizzato un software commerciale CutPro®

3. Attività svolte

3.1. Sviluppo di prototipi virtuali

Anche il laboratorio MUSP ha sviluppato un modello di un macchina utensile con struttura a portale cercando sempre di sfruttare le potenzialità dell'ambiente Dymola. In questo lavoro [22] si è modellato solo la parte di macchina a mandrino verticale Fig. 30.

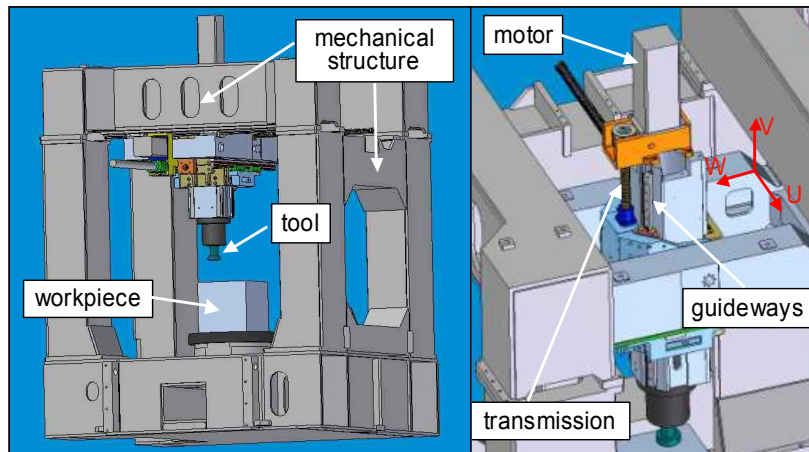


Fig. 30: Macchina di riferimento

In Fig. 32 è mostrato il modello complessivo della macchina: la particolarità è che è stato modellato anche il processo di taglio in modo da poter simulare il comportamento della macchina in condizioni operative.

Relativamente alla struttura meccanica, è stata modellata in ambiente multi-body considerando le cedevolezza concentrate delle guide (pattini e rotaie) che collegano le parti di macchina che si muovono relativamente una rispetto alle altre, sono state considerate anche le cedevolezza delle trasmissioni. E' stato implementato un modello semplificato dell'azionamento: sistema del secondo ordine per l'anello di corrente, un regolatore PI (Proporzionale Integrativo) di velocità ed un regolatore proporzionale P di posizione. E' stata inoltre implementata la funzionalità "feed forward".

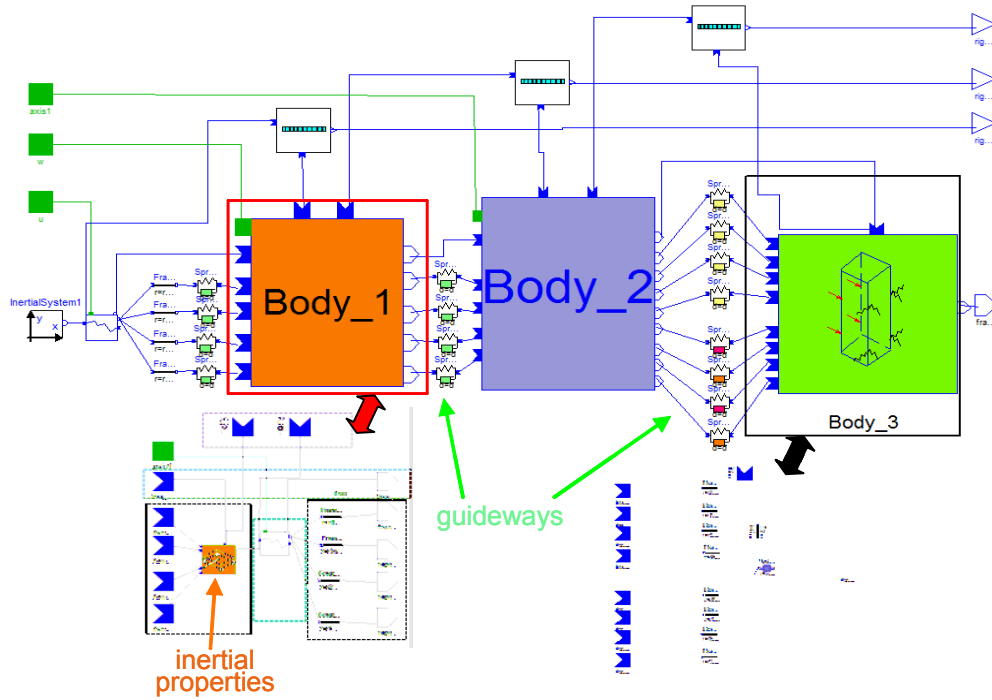


Fig. 31: Modellazione della struttura meccanica

Prove sperimentali sulla macchina Fig. 33 hanno rilevato comunque limiti del livello di dettaglio della modellazione. L'aspetto più critico è stato individuato nella mancata modellazione della cedevolezza strutturale distribuita.

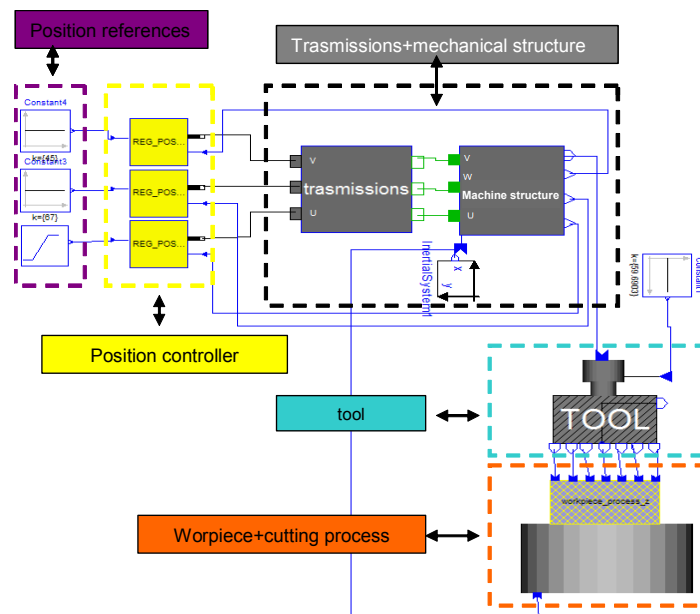


Fig. 32: Modello complessivo della macchina

Nel modello integrato Fig. 32 è stato introdotto anche il modello del processo di taglio. E' stato implementato un modello meccanicistico del processo di fresatura Fig. 34.

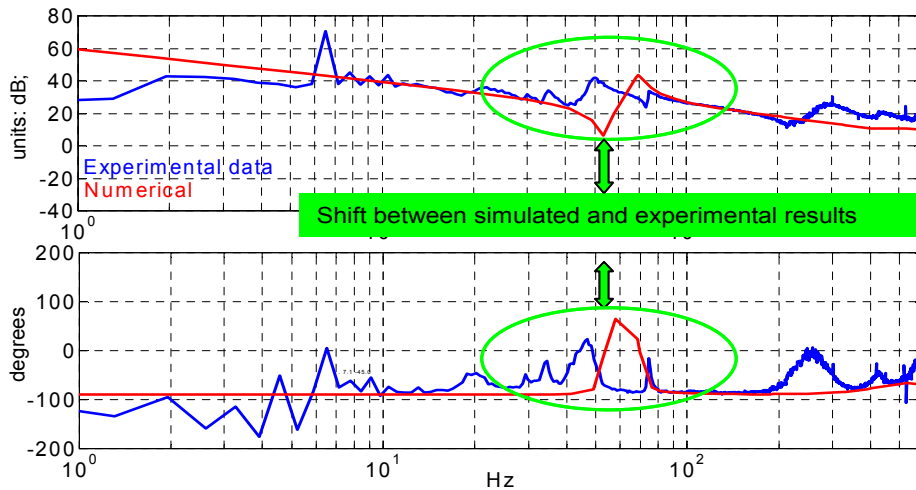


Fig. 33: Anello aperto di velocità

Il modello del processo di taglio considera, nel calcolo delle forze di taglio, la reale sezione del truciolo che dipende dalle vibrazioni della macchina e dal regime di rotazione del mandrino. In questo modo è stato possibile osservare nelle simulazioni, in particolari condizioni di lavoro, l'insorgere di fenomeni dovuti all'instabilità da chatter.

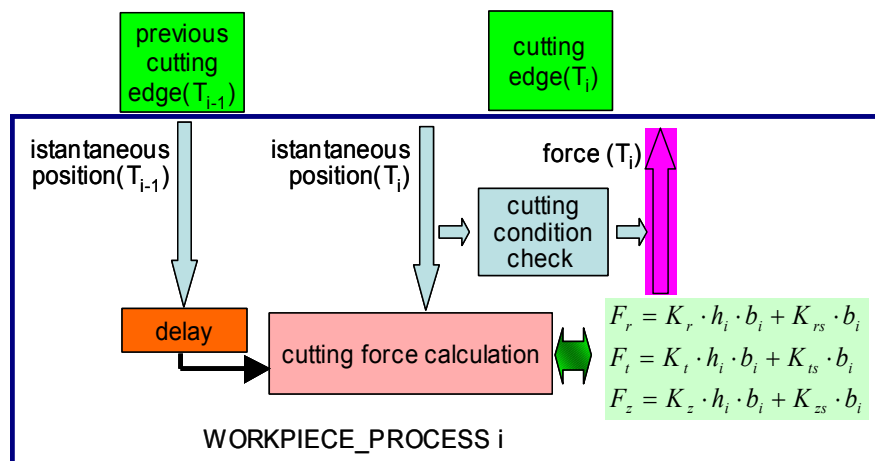


Fig. 34: Modellazione del processo di taglio (singolo tagliente)

Nella Fig. 35 è mostrata una prova di esecuzione di una traiettoria. I risultati sperimentali testimoniano una buona capacità del modello di predire l'entità dell'errore massimo ma è chiaro che la ricchezza dinamica del modello è piuttosto scarsa per pensare di riprodurre accuratamente il comportamento reale della macchina.

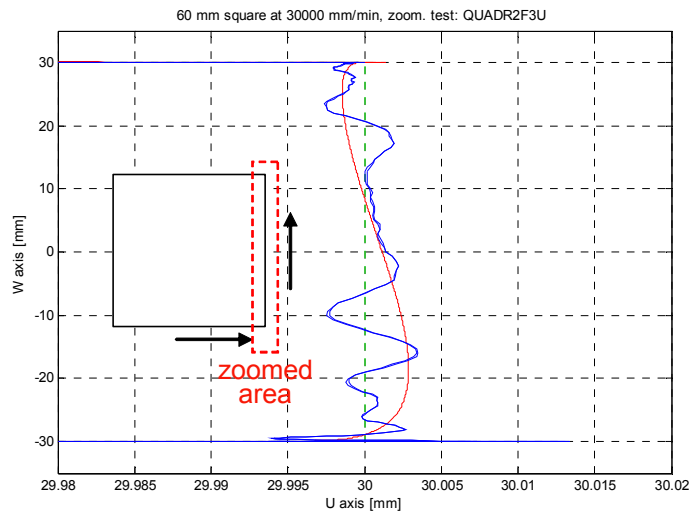


Fig. 35: Prova esecuzione traiettoria

E' inoltre stato realizzato e sviluppato un prototipo virtuale di un'altra macchina (Fig. 36) sfruttando l'approccio utilizzato in [26] e già presentato nella parte iniziale di questo documento. Il modello integrato viene assemblato in ambiente Simulink©. Il modello è servito per stimare la prontezza degli assi nell'inseguire un riferimento imposto.

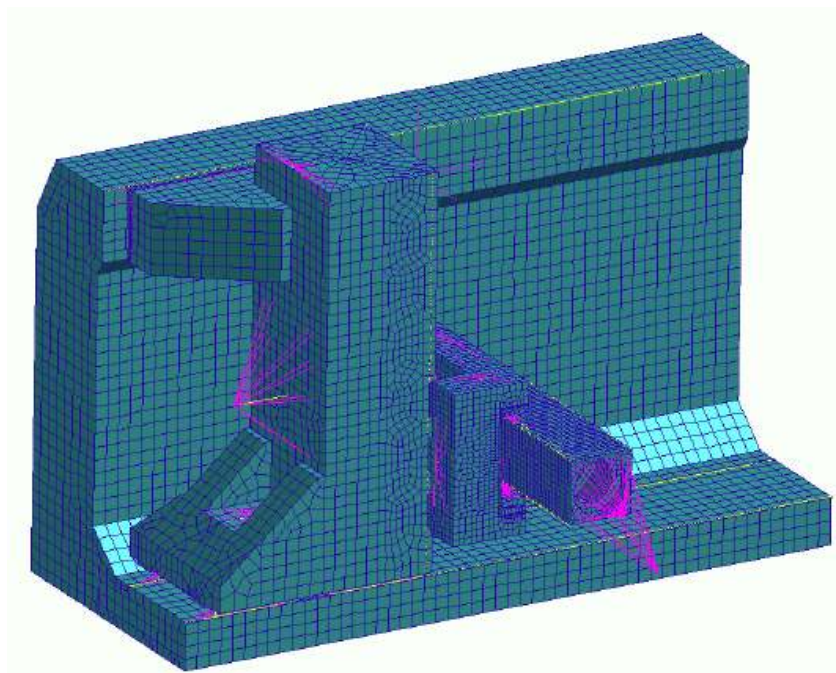


Fig. 36: Modello FEM della struttura meccanica

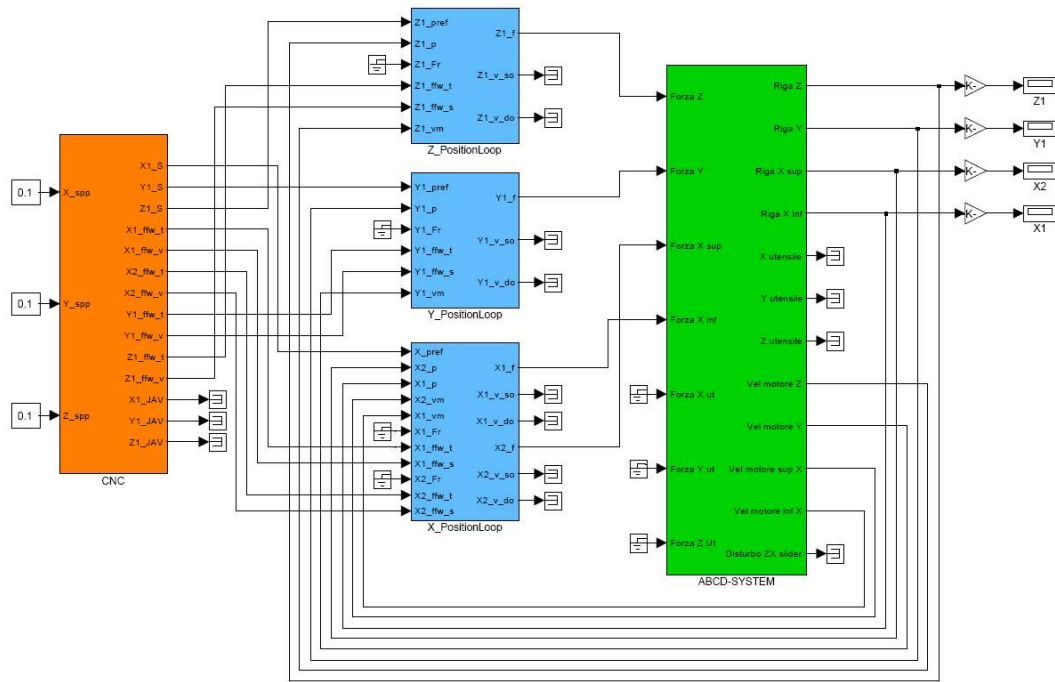


Fig. 37: Modello integrato della macchina (Simulink©)

E' importante osservare come il considerare, anche se in modo semplificato la cedevolezza distribuita della struttura permetta di avere un ricchezza dinamica molto superiore (FRF in Fig. 38) rispetto a quelle ottenute in Fig. 33.

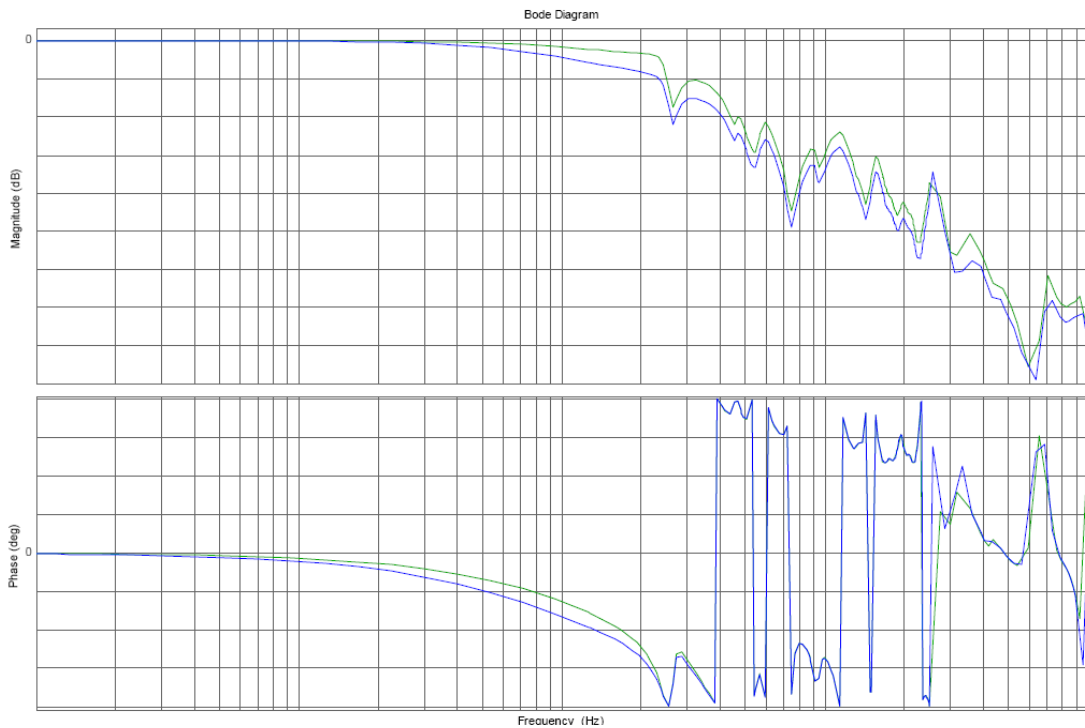


Fig. 38: Anello chiuso posizione di un asse

3.2. Sviluppo di una metodologia per la modellazione di elettromandri

Visto che il mandrino è stato presentato come un componente cruciale per poter valutare correttamente le reali prestazioni della macchina soprattutto se si pensa di riferirle alla capacità di asportare materiale.

Si è utilizzato SpindePro© per la modellazione di mandrini esistenti. Il MUSP ha sviluppato una metodologia di modellazione e di verifica sperimentale per poter prevedere il comportamento dinamico di mandrini.

Il modello sviluppato prevede anche la modellazione di alcuni componenti che possono modificare il comportamento dinamico del sistema (ad esempio il rotore del motore elettrico o il sistema di sbloccaggio utensile)

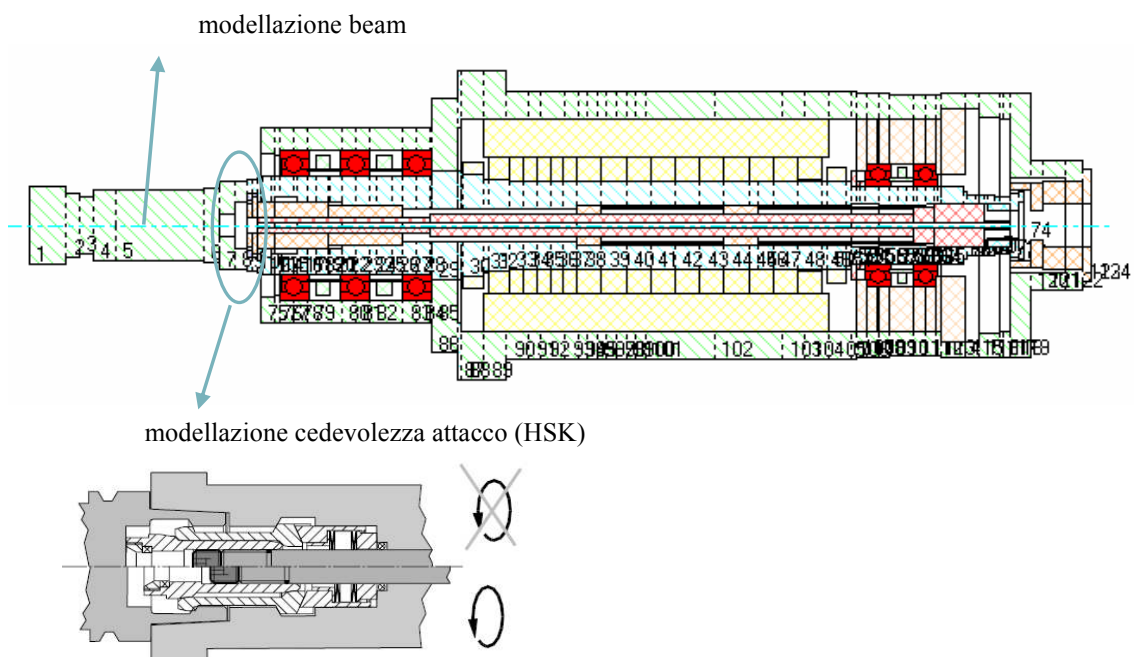


Fig. 39: Modello FEM di un mandrino (SpindlePro)

E' stata inoltre pianificata una campagna di prove sperimentali per poter caratterizzare il comportamento incognito di alcuni componenti del sistema.

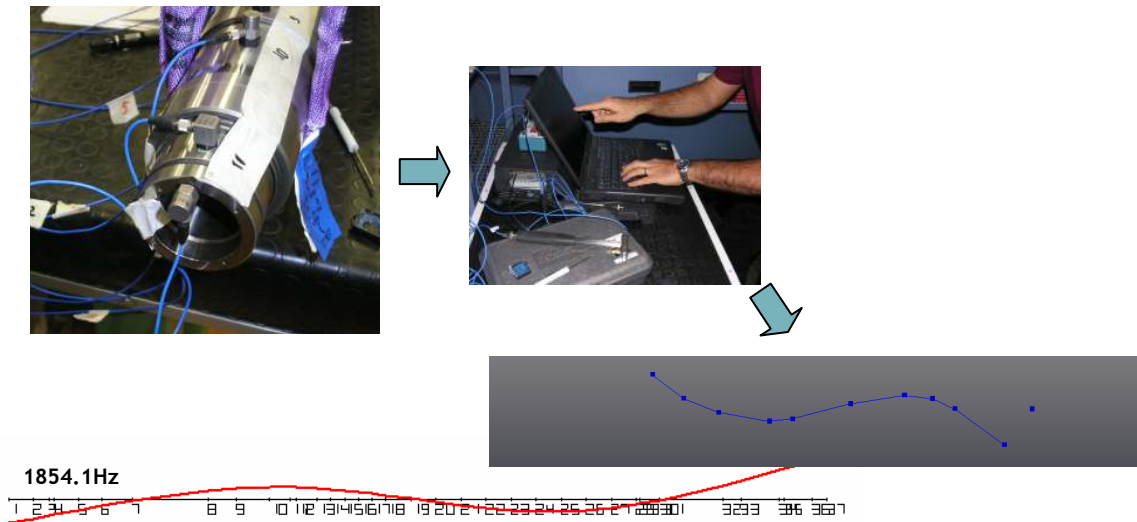


Fig. 40: Fasi delle prove di analisi modale sperimentale sul mandrino con supporto [31]

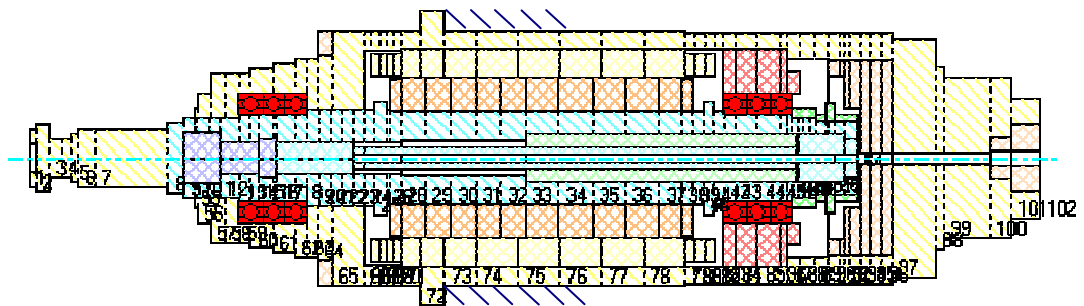


Fig. 41: Altro modello di mandrino

Sono state inoltre effettuate delle prove per determinare la cedevolezza dinamica del mandrino montato in macchina(Fig.42). La FRF è stata confrontata con quella simulata.

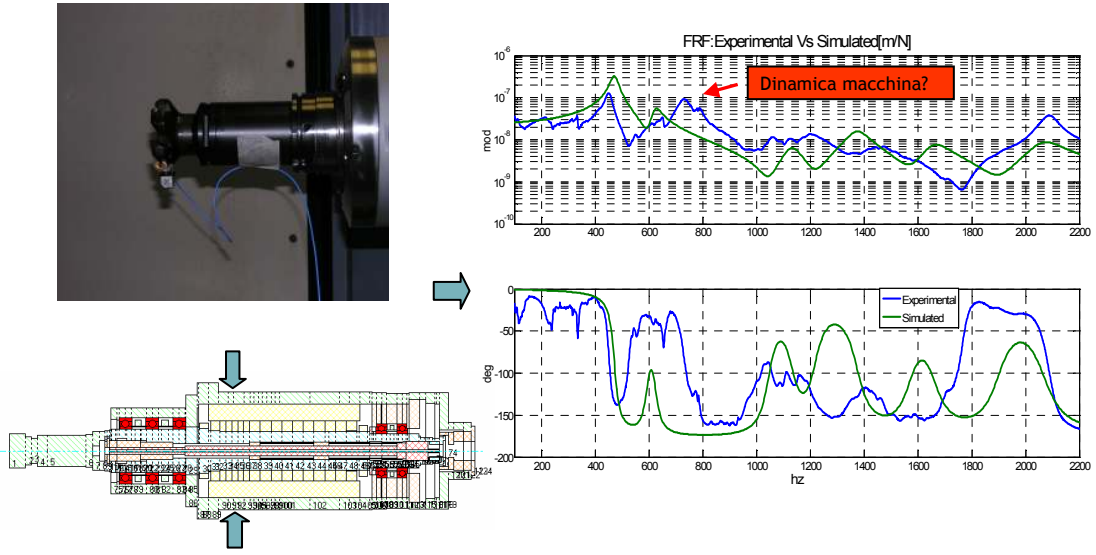


Fig. 42: Cedevolezza dinamica all'utensile (reale Vs simulata)

Da un primo confronto sembra che la metodologia di rappresentare il mandrino come vincolato a terra sulla carcassa non permetta di riprodurre ovviamente il comportamento effettivo del componente.

3.3. Prove di lavorazione

Relativamente alla stabilità del processo di taglio sono state svolte delle attività sperimentali su alcuni centri di lavoro: le prove consistono nel verificare la corretta stima del diagramma di stabilità.

Sono quindi state fatte diverse lavorazioni di fresatura facendo variare opportunamente i parametri tecnologici quali la profondità di passata assiale e la velocità di rotazione del mandrino, per ogni lavorazione si è verificato l'insorgenza o meno del fenomeno del chatter. In generale quando si instaurano le vibrazioni auto-eccitate associate al fenomeno del chatter esistono diverse grandezze che testimoniano la presenza del fenomeno. Esistono numerosi riferimenti bibliografici a riguardo [19],[21].

Le vibrazioni dovute al fenomeno del chatter sono caratterizzate da determinate frequenze, generalmente prossime a quelle che descrivono il comportamento della macchina. Le frequenze che caratterizzano il chatter, quando il fenomeno si sviluppa, sono presenti nello spettro di differenti grandezze come ad esempio le vibrazioni della macchina, le forze di taglio, le correnti degli azionamenti e nelle onde di pressione acustiche emesse durante la lavorazione [19].

In generale si può affermare che è possibile rilevare il fenomeno misurando e analizzando in frequenza le grandezze influenzate dal fenomeno [20],[14].

Per quanto riguarda la previsione delle zone di stabilità – instabilità del diagramma a lobi si è utilizzato, come è già stato accennato in precedenza, un pacchetto commerciale CutPro© che permette, oltre a simulare nel tempo le lavorazioni, anche di stimare la carta di stabilità.

In questo ambiente è possibile trasferire informazioni anche relativamente alla dinamica della macchina. Questo è stato fatto a valle di prove sperimentali atte a caratterizzare il comportamento dinamico della macchina in prossimità dell'estremità dell'utensile. La determinazione della funzione risposta in frequenza (FRF) della cedevolezza all'utensile è stata valutata mediante prove dinamiche con accelerometro e martello strumentato (strumentazione acquistata e software di acquisizione sviluppato da MUSP).

La procedura con cui si caratterizza dinamicamente la macchina è illustrata nella in Fig.43.

Sono mostrate differenti FRFs ottenute con differenti tipologie di punte del martello dinamometrico, sostanzialmente viene modificato lo spettro dell'energia introdotta nel sistema e che eccita le differenti frequenze naturali della macchina.

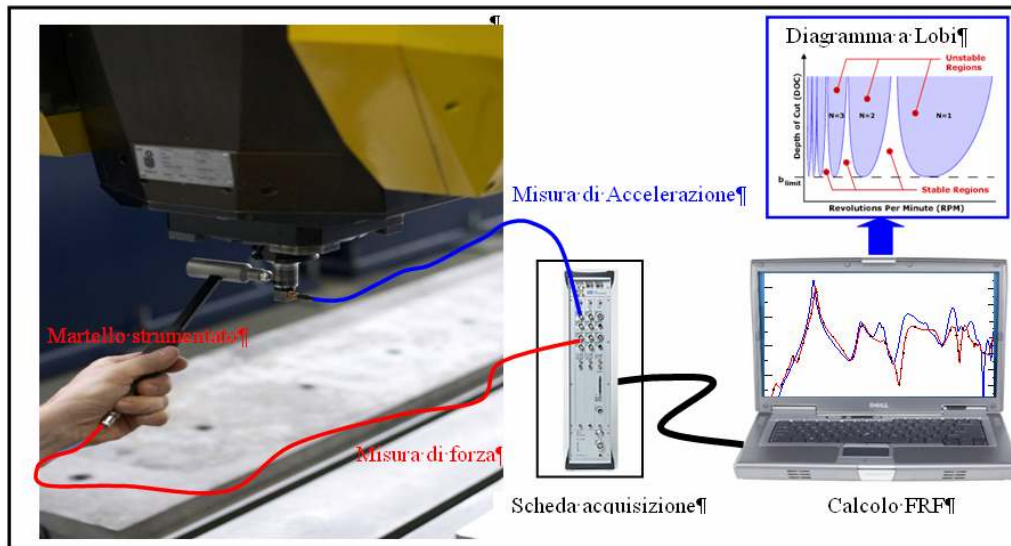


Fig. 43: Procedura per la caratterizzazione dinamica delle macchine



Fig. 44. Alcune fasi delle prove di caratterizzazione dinamica di una macchina

Dopo aver definito la tipologia di utensile, la tipologia di lavorazione (Fig. 45) ed il materiale, è possibile ricavare il diagramma a lobi di Fig. 46.

Caratterizzando la macchina con questa procedura ovviamente non si tengono in considerazione gli effetti della velocità di rotazione. Esistono lavori scientifici che permettono di identificare la cedevolezza all'utensile quando questo è in rotazione [29].

Sono state fatte delle prove di lavorazione per verificare l'attendibilità delle previsioni delle zone di stabilità-instabilità. Sul diagramma di Fig. 46 sono mostrate le prove di lavorazione, differenziando quelle caratterizzate dall'instabilità e quelle in cui il processo non ha visto il manifestarsi del chatter, effettuate facendo variare sia la velocità di rotazione del mandrino che la profondità di passata assiale. La capacità di prevedere la profondità minima di asportazione dipende fortemente dalla caratterizzazione del materiale e dalla stima dei coefficienti di strappamento [11].

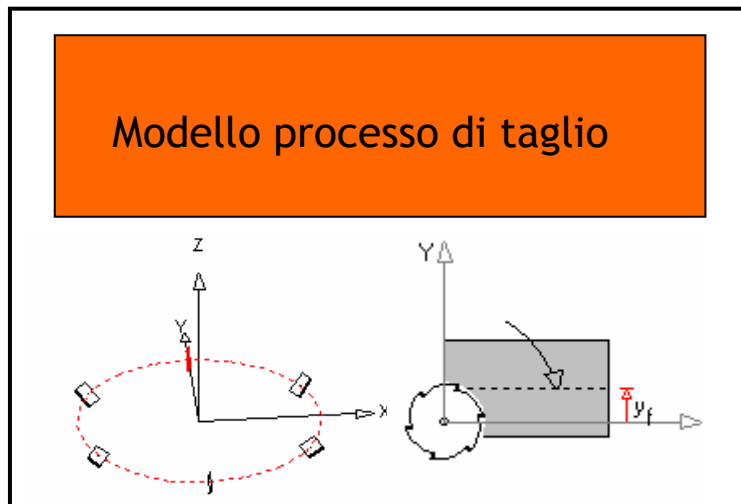


Fig. 45: Definizione delle caratteristiche della lavorazione

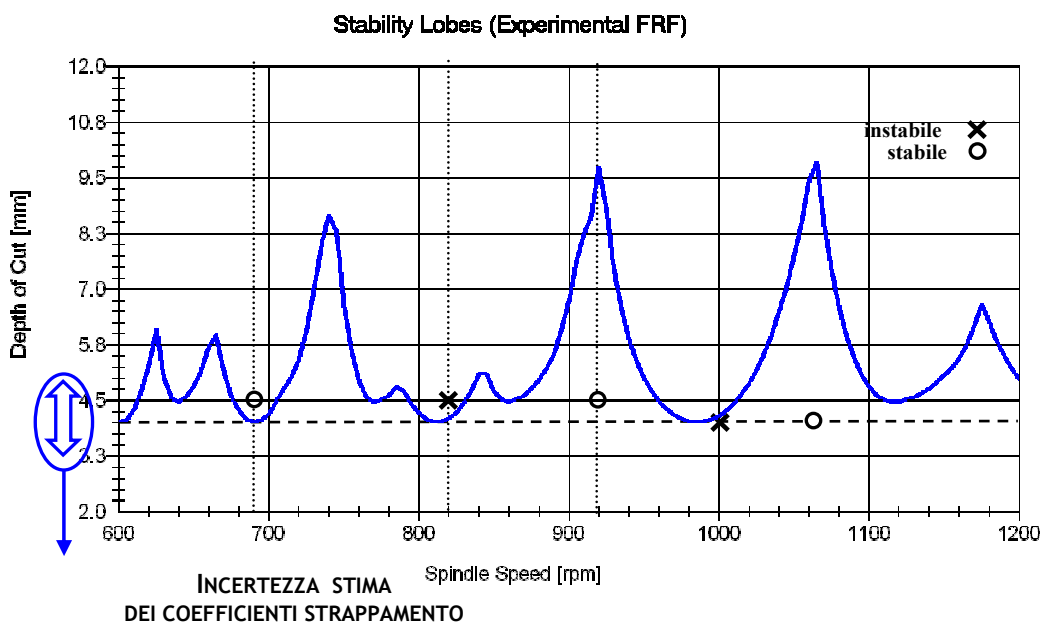


Fig. 46: Diagrammi a lobi relativi alla lavorazione

Sono state fatte prove di lavorazioni su diverse tipologie di macchine, ad esempio il prototipo a 5 assi ritratto in Fig. 47 .

La cedevolezza dinamica di tale macchina è riportata in Fig. 47. Sono state effettuate prove di lavorazione ad immersione completa con la fresa integrale rappresentata in Fig. 47 su un pezzo di alluminio a velocità di rotazione del mandrino piuttosto elevate(fino a 19000rpm).

Per alcune profondità di passata assiali investigate si è rilevato il peggioramento della qualità superficiale, si sono inoltre acquisiti la pressione sonora, le forze di taglio e le correnti assorbite dagli azionamenti durante la lavorazione.



Fig. 47: Prove di caratterizzazione dinamica di una macchina a 5 assi – direzione x

In Fig. 48 è presentato lo spettro in frequenza del segnale di pressione sonora rilevato durante la lavorazione con il microfono.

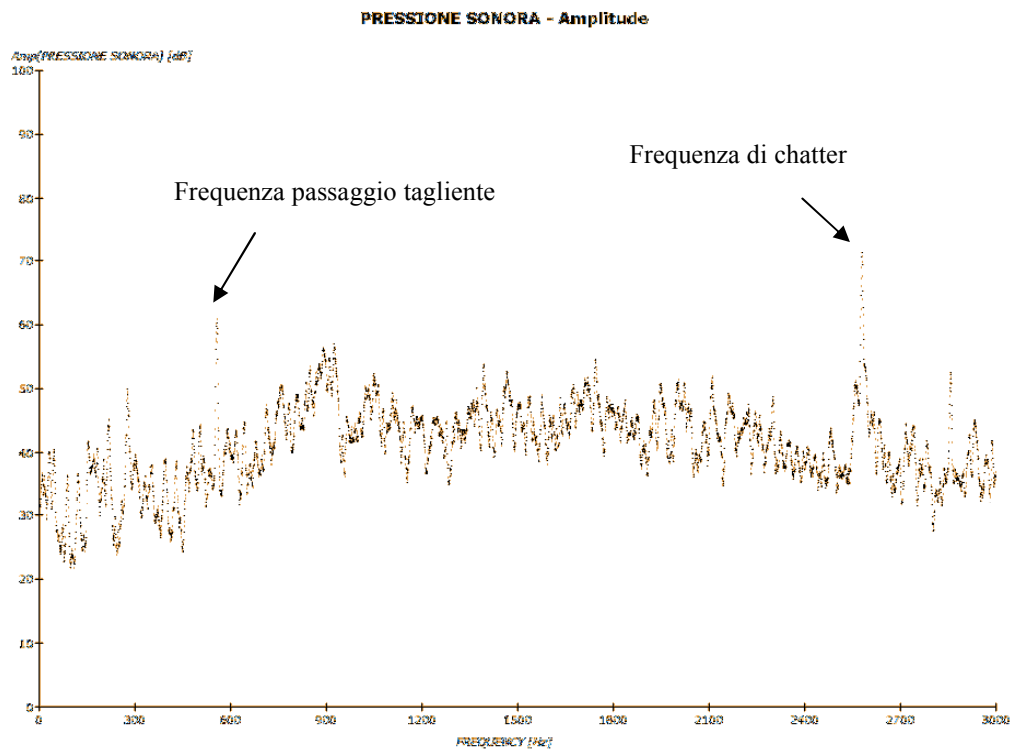


Fig. 48: Spettro in frequenza della pressione sonora rilevata durante la lavorazione

Com'è possibile osservare in Fig. 48, in condizione di instabilità, si ha la predominanza, nello spettro in frequenza del segnale acustico, della componente di frequenza che caratterizza il fenomeno oltre che ovviamente la frequenza che segna il passaggio del dente ed eventuali armoniche di ordine superiore.

La frequenza di chatter è prossima alla frequenza propria della macchina (circa 2600Hz). In condizione di stabilità del processo si è riscontrato che la componente armonica predominante è quella legata al passaggio del dente, come del resto testimoniato da numerosi lavori scientifici [20][21][19].

In Fig. 49 viene riportata un'immagine emblematica che illustra il notevole peggioramento della qualità superficiale in condizione di instabilità.

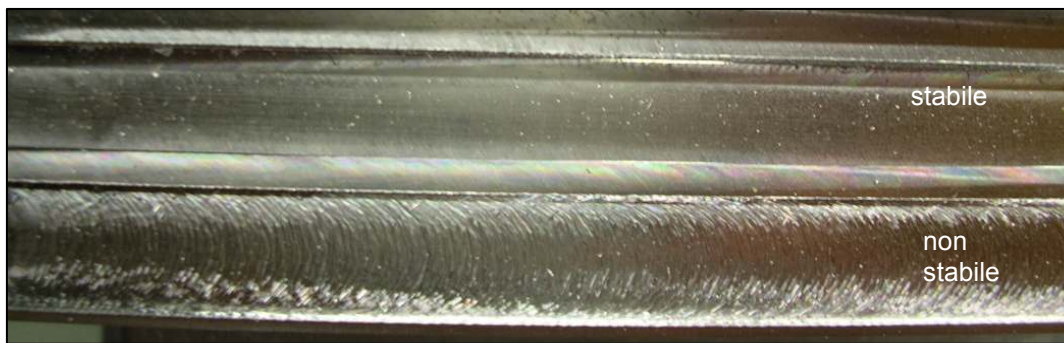


Fig. 49: Confronto qualità superficiale stabilità-instabilità

In Fig. 50 è illustrato uno spettro della pressione acustica in condizioni di stabilità.

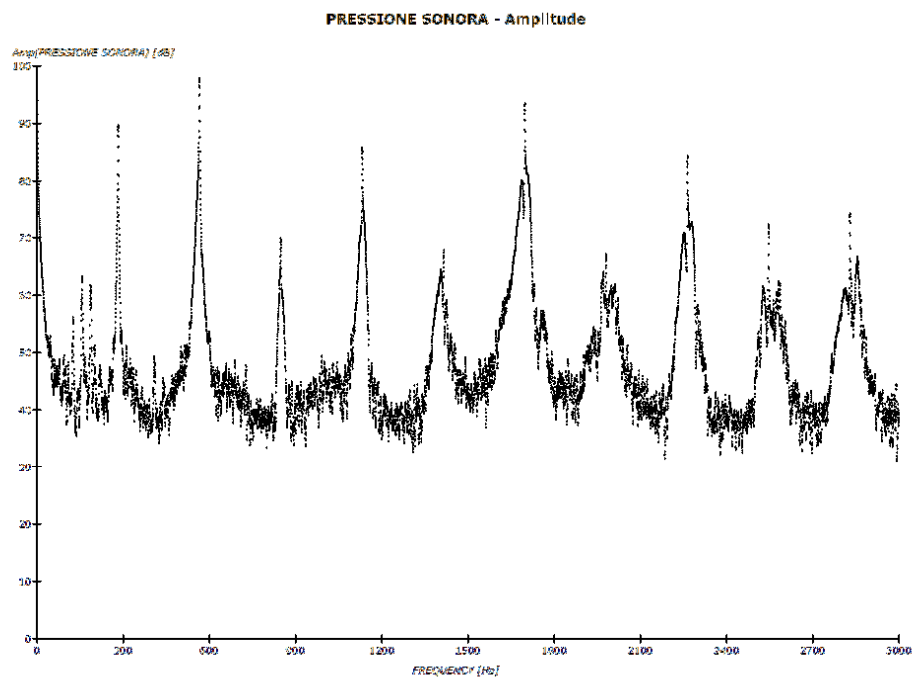


Fig. 50: Lavorazione stabile - Spettro pressione sonora

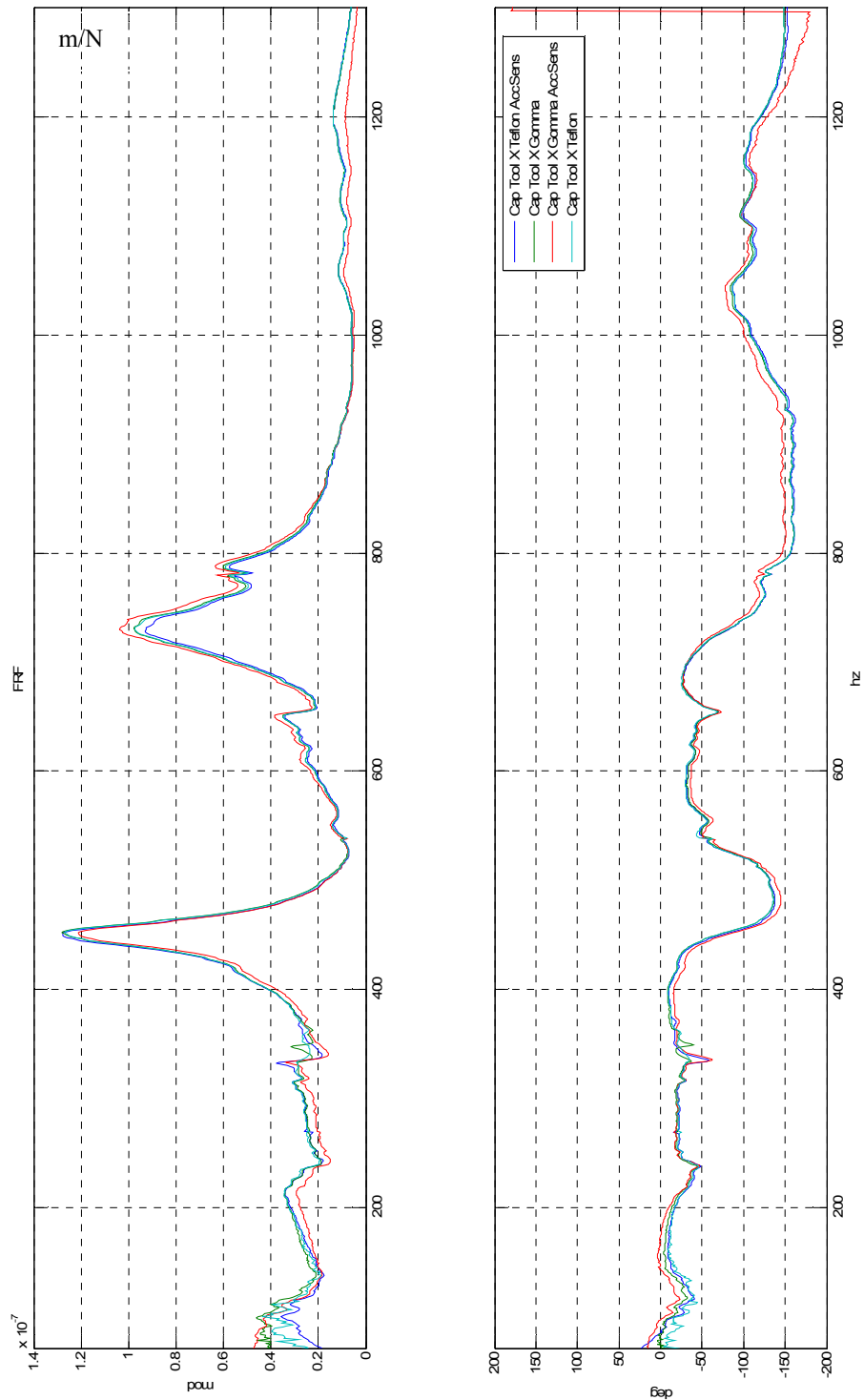


Fig. 51: Cedevolezza dinamica all'utensile - misure effettuate con diverse punte del martello strumentato

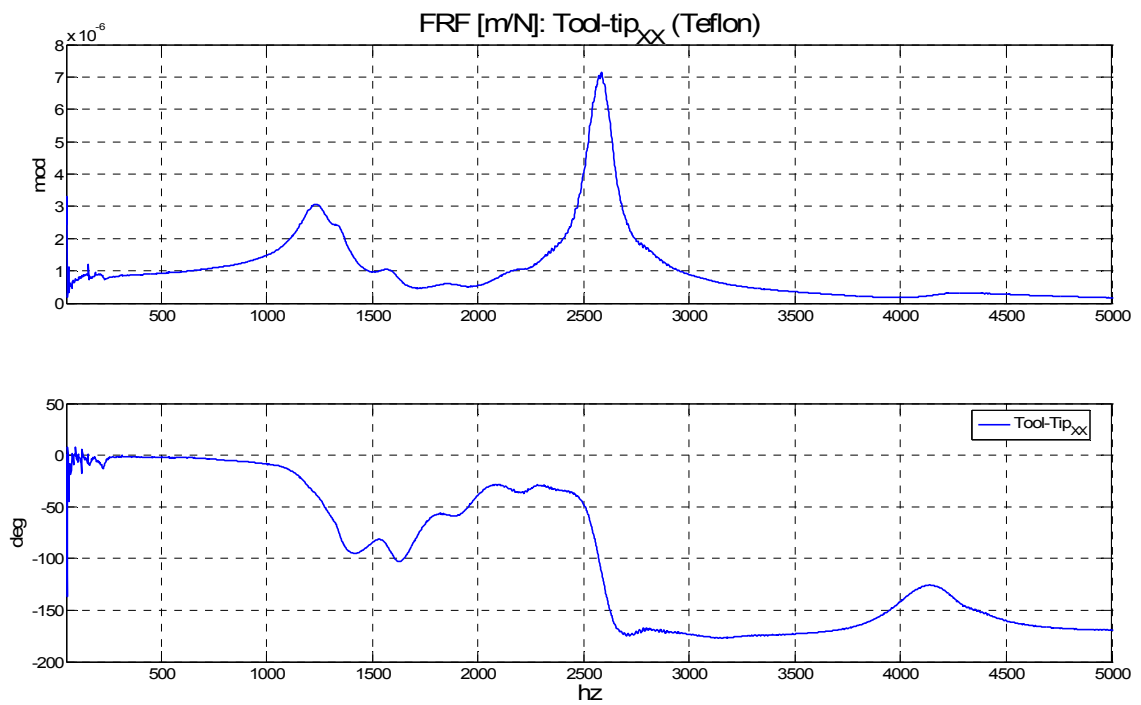


Fig. 52: Cedevolezza dinamica misurata all'utensile (prototipo a 5 assi- direzione x)

3.3.1. Altre attività sperimentali

Sono state svolte altre attività sperimentali utilizzando la strumentazione per prove accelerometriche acquistata e il software di elaborazione dei segnali sviluppato da MUSP in ambiente Labview©[35].

Le attività sono state svolte a supporto di aziende costruttrici di macchine utensili, tali attività sono inoltre servite a MUSP per affinare e consolidare la metodologia acquisita nonché per acquisire informazioni su alcuni componenti caratteristici delle macchine.



Fig. 53:pedino rigido

In Fig.53 è mostrato un “pedino” di supporto di un centro di lavoro. La caratterizzazione di tale componente è importante in fase di modellazione della macchina.

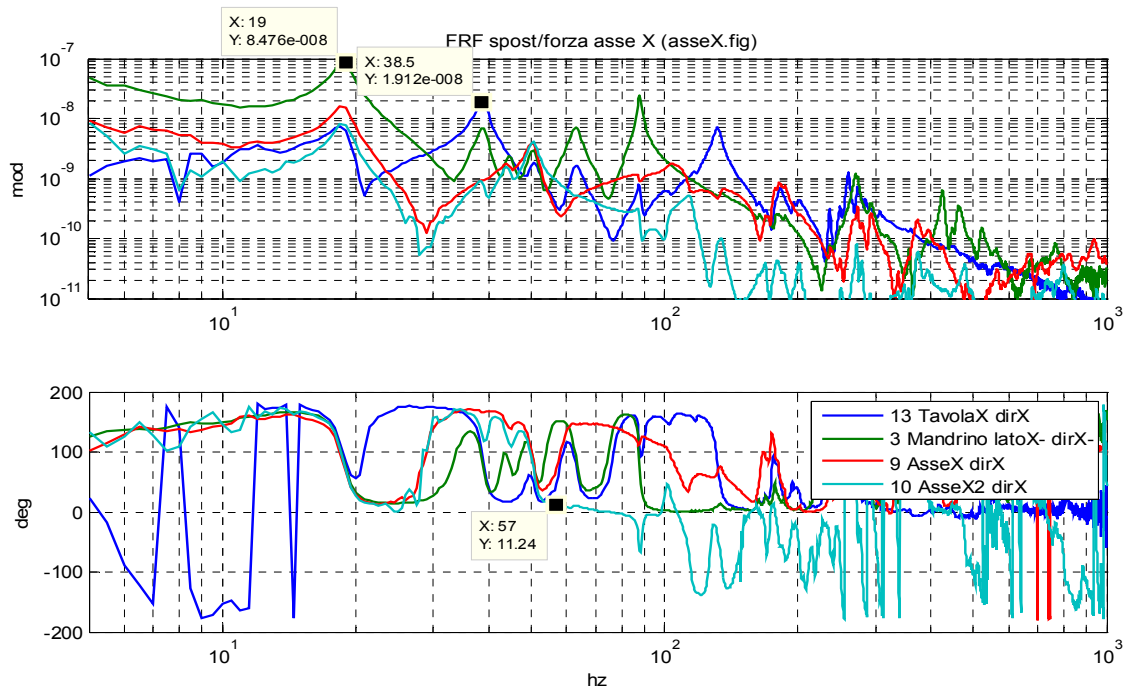
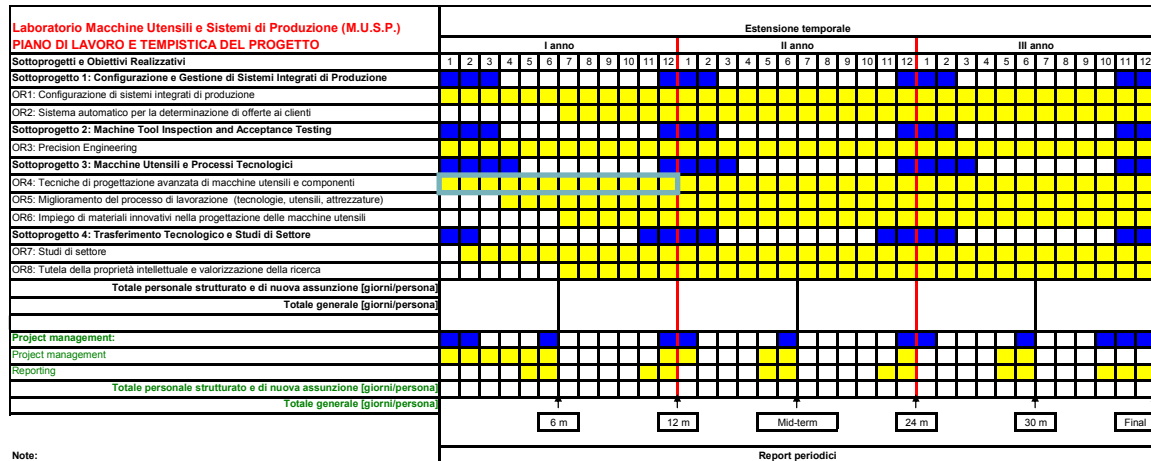


Fig. 54: Cedevolezze dinamiche misurate in direzione X su punti differenti della macchina

Le misure di Fig. 54, senza entrare nell'analisi del caso specifico, servono ad esempio per capire ed analizzare il comportamento della struttura meccanica e delle catene cinematiche.

3.4. Grado di avanzamento



Note:

Le indicazioni relative all'impegno di risorse umane sono formulate in accordo con il piano attuativo del progetto ed includono le risorse di nuova assunzione.

Gli impegni indicati nella riga del titolo di ciascun "Sottoprogetto" sono relative al personale di ricerca strutturato impegnato sia in attività di ricerca che di coordinamento delle attività indicate nei relativi OR.

Fig. 55: Gantt del progetto MUSP

4. Sviluppi futuri

Le attività previste per la seconda annualità sono da contestualizzare alle attività già o parzialmente svolte e riportate sinteticamente in questo documento.

Un aspetto che è sicuramente molto interessante da investigare è quello di approfondire ed affinare le tecniche di modellazione presentate.

Potrebbe essere interessante focalizzarsi sull'integrazione dei modelli: ad esempio sarebbe significativo sviluppare una metodologia, magari semplificata, che permetta di simulare il comportamento dinamico del mandrino quando questo è montato in macchina. Le simulazioni hanno infatti evidenziato scostamenti abbastanza evidenti rispetto ai risultati sperimentali Fig.42. Questa problematica rappresenta una criticità attuale dell'approccio progettuale utilizzato sia dai costruttori di elettromandri che da quelli che producono macchine: in generale entrambi non sviluppano i loro progetti in un ambiente integrato.

I lavori di modellazione svolti evidenziano alcune lacune che sarebbe interessante colmare o comunque limitare come ad esempio l'introduzione della deformabilità strutturale all'interno dell'ambiente Dymola© piuttosto che la mancanza di informazioni sul processo di taglio nel caso del modello Simulink©.

Anche dal punto di vista sperimentale è sicuramente necessario sviluppare e formalizzare maggiormente le procedure che possono essere adottate per ricavare informazioni da macchine e da sistemi esistenti, come utilizzare queste per "tarare" opportunamente i modelli creati in modo tale che possano fornire informazioni attendibili anche nell'analisi di sistemi ancora da realizzare..

Contemporaneamente si potrebbe utilizzare la strumentazione acquistata per monitorare e trarre informazioni sull'interazione macchina-processo di taglio, quali segnali e che tecniche di analisi possono essere usati ad esempio per il monitoraggio di eventuali fenomeni come l'instabilità del processo asportazione. Queste attività sono da sviluppare sicuramente in collaborazione con chi si occupa del miglioramento del processo di lavorazione.

5. Bibliografia

- [1] Cao, Y., Altintas, Y, A general method for the modelling of Spindle-Bearing Systems. Department of Mechanical Engineering, University of British Columbia, Vancouver, Canada.
- [2] Gagnol, V.,Belhassen, C.,Bouzgarrou,Ray, P.,Barra, C. Dynamic analysis of a high speed machine tool spindle-bearing system. *Multibody dynamics* 2005, Ecomas Thematic 2005.
- [3] Lin,C.W., Tu, J.F., Kamman, J., An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation. *Int. Journalof Machine Tools & Manufacture* 43 (2003) 1035-1050.
- [4] Bossmanns, B., Tu,J.F. A thermal model for high speed motorized spindles. *Int. Journal of Machine Tool & Manufacture* 39 (1999) 1345-1366.
- [5] Lin.,S.C. Vibration analysis of a rotation Timoshenko beam. *Journal of Sound and Vibration* (2001) 240(2),303-322.
- [6] Cao, Y., Altintas, Y. Modeling of Spindle-Bearing and Machine-Tool Systems for Virtual Simulation of Milling Operations. *Cirp Annals*, 2006.
- [7] Genta, G. *Dynamics of Rotating System*. Springer, 2005.
- [8] Harris, , Tedric, A. *Rolling Bearings Analysis*. New York, USA: John Wiley & Sons, 2001.
- [9] Nelson, H.D. A Finite Rotating Element Using Timoshenko Beam Theory. *Journal of Mechanical Design*, 1980, 102, 793-803.
- [10] Cowper, G.R. The Shear Coefficient in Timoshenko beam Theory. *Journal of applied Mechanics*, 1966, , 335-340.
- [11] Altintas, Y. and Budak, E. (1995). Analytical prediction of stability lobes in milling. *Annals of the CIRP*, 44: 357-362.
- [12] Ewins, D.J. *Modal testing: theory, practice and application*. 2. ed. Baldock, England: Research studies, 2000.
- [13] Bendat, J.S., Piersol, A.G. *Engineering applications of correlations and spectral analysis*. 2. ed. John Wiley & Sons, 1993.Sito bearinx
- [14] Altintas, Y. *Manufacturing automation : metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and cnc design*. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.
- [15] Goletti, M., Pittalà, G. *Simulazione del processo di asportazione di truciolo*. Piacenza: MUSP, 2007
- [16] Budak, E. *Dynamics and Chatter Stability in Milling*. , , .
- [17] *Manufacturing automation laboratories inc.*, < <http://www.malinc.com/> >
- [18] *Bearinx® website*,
<http://www.fag.com/content.fag.de/en/services/calculating/bearinx_online_spindle/bearinx_online_spindle_calculation.jsp>
- [19] "Govrkar, E., Gradisek, J., Grabec, I. Analysis of acoustic emission signals and

- monitoring of machining processes. *Ultrasonics*, 2000, 38, 598-603."
- [20] Soliman, E., Ismail, F. Chatter Detection by Monitoring Spindle Drive Current. *Advanced Manufacturing Tecnology*, 1997, 13, 27-34.
- [21] Insperger, T., et Al. Multiple chatter frequencies in milling processes. *Journals of Sound and Vibration*, 2003, 262, 333-345.
- [22] Albertelli, P., Bianchi, G., Monno, M. Modular Virtual Prototyping of Machine Tools. *A.I.Te.M.*, 2005.
- [23] Bianchi, G., Maj, R., Modica, F. Analisi meccatronica di macchine utensili. *Anipla Motion Control*, 2003.
- [24] Ferretti, G., Magnani, G.A., Rocco, P. Virtual prototyping of mechatronic systems. *Annual Reviews in Control*, 2004, 28, 193-206..
- [25] Leonesio, M., Bianchi, G., Brondi, A. Machine-Process Interaction Analysis. *Cirp Annals*, 2006.
- [26] Bianchi, G., Maj, R. Mechatronic Analysis of machine Tools. *APE conference*, 2004.
- [27] "Tani, G., et Al. Machining Centers for High Speed Machining: a New Design Approach. *Cirp Annals*, 2006."
- [28] Brecher, C., Witt, S. Machine process intraction with flexible muti Body simulation . *9th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations* , 2006.
- [29] "Abele, E., Kreis, M., Roth, M. Electromagnetic Actuator for in Process Non-Contact Identification of Spindle-Tool Frequency Response Functions. *Cirp Annals*, 2006."
- [30] Albertelli, P. Soluzioni innovative nella progettazione di Elettromandri per High Speed Machining. *Convegni QUALITY BRIDGE - BIMU*, 2006.
- [31] *ITIA CNR website*, < <http://www.itia.cnr.it/> >
- [32] *Dymola website* , < <http://www.dynasim.com/> >
- [33] *Modelica website*,< <http://www.modelica.org/> >
- [34] *Matlab-Simulink© website*, <<http://www.mathworks.com/>>
- [35] *Labview© website*, <<http://www.ni.com/labview/i/> >
- [36] *Dynrot® website*,< http://www.giancarlorenta.it/dinamica_rotori.htm >
- [37] *RotFe® website*,< <http://dynamics.technion.ac.il/> >
- [38] *Ansys® website*, <<http://www.ansys.com/> >
- [39] *Ideas® website*, <<http://www.ugs.com/products/nx/ideas/> >
- [40] *Cosmos® website*, <http://www.cosmosm.com/>
- [41] *Patram® website*, < <http://www.mssoftware.com/> >
- [42] *Femap® website*,< <http://www.femap.co.uk/> >
- [43] *HyperMesh® website*, < http://www.altairtorino.it/software/hw/hw_hm.htm >

- [44] *CADfix*® website, < http://www.enginsoft.it/attivita/software/cad_cae/cadfix/index.html >
- [45] *Mecano*® website, < <http://www.samcef.com/en/pss.php?ID=5&W=products> >
- [46] *Fedem*® website, <<<http://www.fedem.com/>>
- [47] *FEMtools*® website, < <http://www.femtools.com/> >
- [48] *Structural Dynamic Toolbox*® website, < <http://www.sdtools.com/sdt/description/section4.htm> >