MUSP
Macchine Utensili e Sistemi di Produzione

Report 5.2 *Gennaio 2008*

Metodologie di misura delle prestazioni degli utensili per asportazione di truciolo

OR 5: Miglioramento del processo di lavorazione (tecnologie, utensili, attrezzature)

Responsabile Area 3: *Prof. Michele Monno*
Ricercatore: *Ing. Massimo Goletti*
Ing. Michelangelo Giuliani

Laboratorio MUSP - **Macchine Utensili e Sistemi di Produzione**
Strada Statale 10 Le Mose - 29100 Piacenza - Tel. +39 0523 623190 - Fax +39 0523 645268
www.musp.it email: info@musp.it

Indice

1. Introduzione 4
1.1. Tempistica 6
2. Stato dell'arte 7
2.1. Determinazione sperimentale delle FRF 7
2.1.1. Impact test 7
2.2. Individuazione dei parametri modali 9
2.3. Determinazione del diagramma a lobi 10
2.3.1. Modello lineare nel taglio ortogonale 11
2.3.2. Diagramma a lobi in fresatura 13
2.3.3. Diagramma a lobi in tornitura 16
2.3.4. Cenni al caso della foratura 18
2.4. Determinazione dei coefficienti di strappamento in fresatura 19
2.4.1. Formulazione analitica 19
2.4.2. Principio del massimo sforzo di taglio 21
2.4.3. Determinazione sperimentale 22
2.5. Modello dinamico di previsione delle forze di taglio in fresatura 24
2.6. Influenza dell'usura 26
3. Attività svolte 29
3.1. Software 29
3.1.1. Strumento per l'acquisizione dati 30
3.1.2. Strumento per il calcolo del diagramma a lobi in fresatura 31
3.1.3. Previsione delle forze di taglio in fresatura 33
3.1.4. Determinazione dei coefficienti di strappamento 35
3.2. Prove sperimentali 36
3.2.1. Identificazione dei parametri modali ed influenza sul diagramma a lobi 36
3.2.2. Previsione delle forze di taglio considerando le dinamiche macchina 39
3.2.3. Coefficienti di strappamento per alluminio con usura utensile 41

4. Sviluppi futuri 44

5. Bibliografia 45

1. Introduzione

I partner del Consorzio MUSP, in particolare le aziende coinvolte nel presente OR, sono interessate a valutare le prestazioni di un centro di lavoro, con un determinato set di utensili, nella realizzazione di un set di operazioni. A tal fine, risulta evidente la necessità di valutare le prestazioni del sistema di lavorazione (i.e. macchina + utensile) nel suo complesso; ossia studiare la lavorazione da un punto di vista dinamico. È noto, infatti, che la durata di utensile può essere fortemente influenzata dalle condizioni di stabilità della lavorazione. Lo stato di usura, a sua volta, influenza le condizioni di lavorazione (capacità di asportazione).

Alcuni parametri da prendere in considerazione per buona progettazione degli utensili, in particolare si fa riferimento a frese, sono: il materiale da lavorare, l'applicazione cui verrà destinato (realizzazione di cave, spianatura, ecc.), dalle condizioni di lubrificazione e dal tipo di attacco per citarne alcuni.

La durata, o vita utile, di un utensile viene determinata in base a prestabiliti criteri di valutazione dell'usura e con parametri di taglio fissati. Tramite la Legge di Taylor, quindi, è possibile ricavare la durata prevista per quell'utensile, per parametri di taglio diversi da quelli delle prove di usura. Sui cataloghi utensili vengono solitamente specificati i parametri di taglio (i.e. velocità di taglio, avanzamento al dente e profondità di passata) che garantiscono, per un determinato utensile, una durata standard, solitamente 20 minuti.

Il target delle aziende che fanno parte del Consorzio MUSP e che producono centri di lavoro è principalmente il settore aeronautico e automotive; per questo motivo le esigenze in termini di prestazioni ottenibili per la realizzazione di una particolare lavorazione per asportazione di truciolo, dipende, ovviamente, dalle caratteristiche dinamiche della macchina considerata nel suo complesso (quindi risposta della struttura, dei collegamenti, del mandrino nonché della tavola portapezzo) ma anche, fortemente, dalle caratteristiche dell'utensile impiegato per realizzare la voluta operazione. Sempre più spesso si tende a portare la macchina in condizioni limiti di stabilità durante un'operazione al fine di massimizzare il *Material Removal Rate* quindi minimizzando, o comunque riducendo, i tempi ciclo.

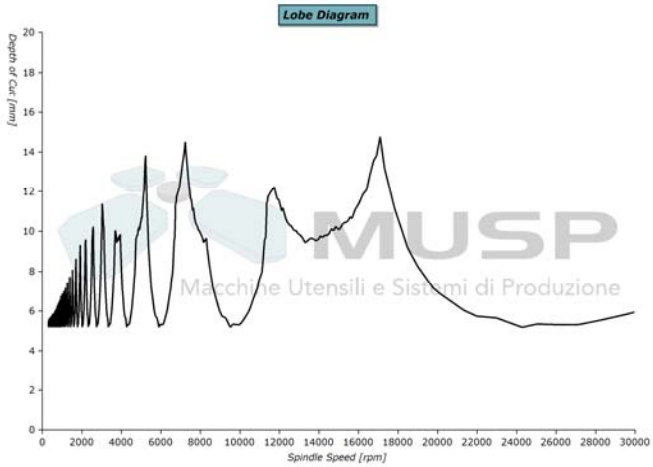


Figura 1 – Esempio di diagramma a lobi

Da quanto appena esposto si evince la necessità di individuare una procedura per analizzare le prestazioni di un sistema, ossia di un centro di lavoro con relativo utensile, in condizioni di lavorazione; per fare questo è necessario eseguire un'analisi di stabilità della lavorazione selezionata o delle diverse lavorazioni di interesse prese singolarmente. Viene a tal fine impiegata, solitamente, una metodologia che permette di eseguire un'analisi di stabilità: nel caso del presente progetto viene impiegato l'approccio modellistico risassunto in [6] al fine di ottenere il *diagramma a lobi* (Figura 1) caratteristico della lavorazione su un certo sistema (macchina utensile).

Con queste affermazioni, tuttavia, non si vuole sminuire l'importanza della durata degli utensile/inserti che rimane un parametro molto importante ma dipendente dalle condizioni dinamiche di lavorazione.

Come si può notare dalla Figura 1, il diagramma a lobi permette di individuare una profondità di taglio limite (il cosidetto *b limite*) al di sotto della quale si è sicuri di lavorare in condizioni di stabilità. Esistono poi alcune zone nelle quali la lavorazione risulta stabile anche al di sopra di tale valore (ad esempio per velocità di rotazione del mandrino comprese fra 12000 e 18000 giri al minuto) mentre, al di sopra della curva, la lavorazione risulta instabile.

Esaminando il modello [6] per la determinazione dei lobi di stabilità, si evince la necessità di individuare un set di parametri e funzioni in ingresso necessarie per il corretto funzionamento del modello stesso:

1. i *coefficienti di strappamento*, rappresentano la costante di proporzionalità tra l'area della sezione indeformata del truciolo e la forza di taglio, il tutto misurato in una delle tre direzioni prese come riferimento (tangenziale, radiale, assiale).

2. set minimo di parametri di lavorazione, ossia gli angoli di lavoro dell'utensile, il verso di rotazione del mandrino ed il numero di taglienti/inserti dell'utensile.

3. le cedevolezze dinamiche (FRF) misurate all'utensile.

4. le cedevolezze dinamiche (FRF) misurate al pezzo in lavorazione (non necessarie).

Procedendo a ritroso, le cedevolezze dinamiche dipendono sia dalla struttura della macchina (sia quelle al punto 3. che al punto 4.), sia dalla struttura del mandrino ma anche dalle caratteristiche dell'utensile (cedevolezza all'utensile); in particolare: geometria, materiale e attacco mandrino [7]. Il set minimo di parametri di lavorazione comprende anche informazioni riguardanti l'utensile, in particolare il numero di taglienti.

I coefficienti di strappamento, infine, dipendono in ugual misura dal materiale in lavorazione e dalle caratteristiche dell'utensile: materiale costituente l'utensile, eventuale rivestimento superficiale e geometria dell'utensile/lavorazione. Altro parametro che influenza tali coefficienti è lo stato di usura dei taglienti.

Vista la proporzionalità fra coefficienti di strappamento e forze di taglio, potenza assorbita, MRR e limite di stabilità della lavorazione presa in considerazione, è possibile pensare di impiegarli come parametri prestazionali degli utensili. Da prendere in considerazione, tuttavia, il fenomeno dell'usura: con l'incedere dell'usura ci si aspetta un incremento dei coefficienti di strappamento quindi, complessivamente, un incremento del valor medio delle forze, un incremento della potenza necessaria per la lavorazione ed un peggioramento del comportamento dinamico del sistema macchina + mandrino + utensile.

1.1. Tempistica

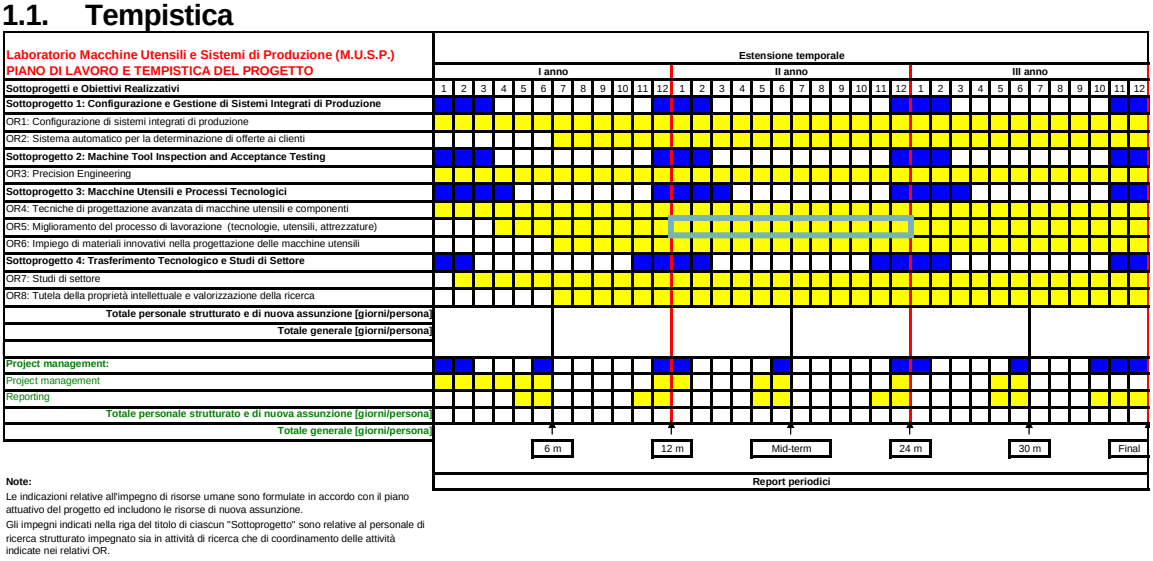


Figura 2 – Gantt del progetto MUSP

In Figura 2 è riportato il Gantt delle attività del MUSP ed è stato evidenziato il periodo di riferimento del presente Report 5.2: i risultati ottenuti sono in linea con quanto previsto.

2. Stato dell'arte

2.1. Determinazione sperimentale delle FRF

La *funzione di risposta in frequenza (Frequency Response Function – FRF)* rappresenta, in funzione della frequenza di applicazione della sollecitazione, la risposta di un sistema a tale sollecitazione. Considerando una forza sinusoidale come input, il sistema risponderà con uno spostamento (deformazione) sinusoidale avente la stessa frequenza della sollecitazione ma con sfasamento ed ampiezza noti.

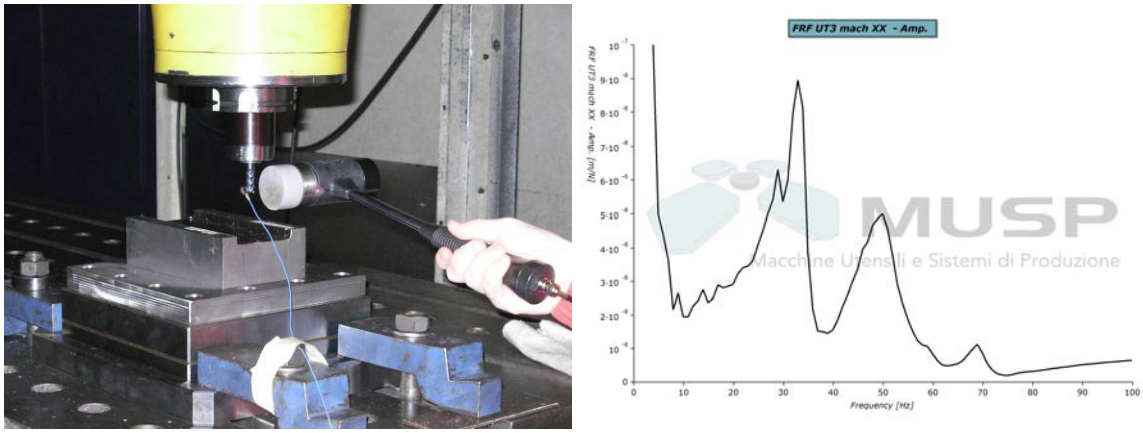


Figura 3 – Setup sperimentale (a sinistra) e corrispondente FRF (a destra)

Il generico sistema può essere visto come una "black-box" [9] con proprietà non note (Figura 4).

Response	=	Properties	*	Input

Figura 4 – Schematizzazione del generico sistema

Nel caso presente, la *proprietà* che si vuole misurare è, appunto, l'FRF; a tal fine sarà necessario misurare sia la risposta del sistema (*Response = spostamento*) sia la perturbazione che ha generato tale risposta (*Input = forza in ingresso*). La tipologia più semplice di misura è detta *single-point* ed è il caso di interesse nel contesto del presente lavoro.

In fresatura, così come in tornitura e foratura, interessa la cedevolezza dinamica all'utensile e al pezzo in lavorazione: la prima vede un punto di applicazione della sollecitazione e di misura dello spostamento coincidenti con il *tool tip* (Figura 3) mentre, per la seconda, il punto di applicazione del carico e quello di misura degli spostamenti devono coincidere con un punto rappresentativo della lavorazione sul pezzo.

Come si può notare dalla Figura 3, la misura della cedevolezza dinamica all'utensile avviane con l'ausilio di un accelerometro e di un martello strumentato. Per ottenere una misura di spostamento per unità di forza sarà necessaria, quindi, una doppia integrazione; operazione che verrà eseguita nel dominio delle frequenze. Com'è ovvio attendersi, in prossimità della frequenza nulla il valore dell'FRF tenderà ad infinito.

2.1.1. Impact test

Idealmente, un *impat test* prevede l'applicazione impulsiva di una forza in un punto prestabilito, il cosiddetto *driving point*, e la misura sia della sollecitazione che di uno o più segnali di accelerazione in punti di interesse.

A livello teorico, la trasformata di Fourier di un impulso risulta essere una retta orizzontale nel dominio delle frequenze; un segnale reale di questo tipo, tuttavia, necessita di un tempo breve ma finito e non

infinitesimo. Come mostrato in Figura 5, il colpo necessita di circa 5 millisecondi per scaricare la sua energia che si distribuisce su uno spettro di potenza, grafico in rosso in Figura, compreso fra 0 *Hz* e 250 *Hz* circa.

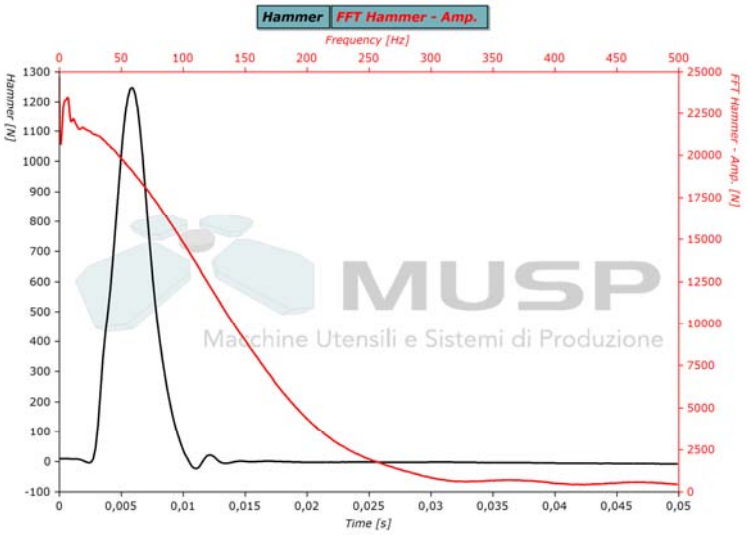


Figura 5 – Sollecitazione di un impact test: forza esercitata dal martello nel dominio del tempo e relativa FFT

Per quanto appena esposto, la funzione di risposta in frequenza non può essere calcolata direttamente come rapporto, nel dominio delle frequenze, del segnale di forza rapportato a quello di spostamento (doppia integrazione dell'accelerazione) ma si deve necessariamente passare attraverso stimatori. Quello più impiegato [11], basato sull'ipotesi che l'errore di misura sul segnale corrispondente alla sollecitazione sia trascurabile, è detto stimatore H_1:

$$\hat{H}_1(\omega) = \frac{\hat{G}_{xy}(\omega)}{\hat{G}_{xx}(\omega)} \tag{1}$$

Con tale stimatore viene definita una funzione di risposta in frequenza media impiegando un numero variabile n di ripetizioni; questo viene numericamente eseguito mediando il cross-spettro G_{xy} e l'auto-spettro G_{xx} (dove x rappresenta la sollecitazione e y la risposta a tale sollecitazione).

$$\hat{\gamma}^2 = \frac{\left|\hat{G}_{xy}(\omega)\right|^2}{\hat{G}_{xx}(\omega)\cdot\hat{G}_{yy}(\omega)} \tag{2}$$

In (2) viene definita la funzione di coerenza associata alle misure eseguite sul centro di lavoro di interesse: tale funzione può assumere valori compresi tra 0 e 1 ed indica la bontà del risultato, i.e. l'FRF, in funzione della frequenza, a titolo esplicativo si veda la Figura 6. A seconda delle caratteristiche del martello impiegato per le prove, Figura 3, i.e. massa complessiva del martello e durezza del puntale impiegato, si otterranno impulsi più o meno concentrati nel tempo con conseguenti differenti spettri di distribuzione della potenza. Generalmente vengono impiegati martelli con massa contenuta e puntali in rame per ottenere elevate coerenze per frequenze comprese fra 200 e 1500 *Hz* mentre si impiegano martelli con massa più elevata e puntali in gomma per ottenere buone coerenze a frequenze più basse (si veda Figura 6).

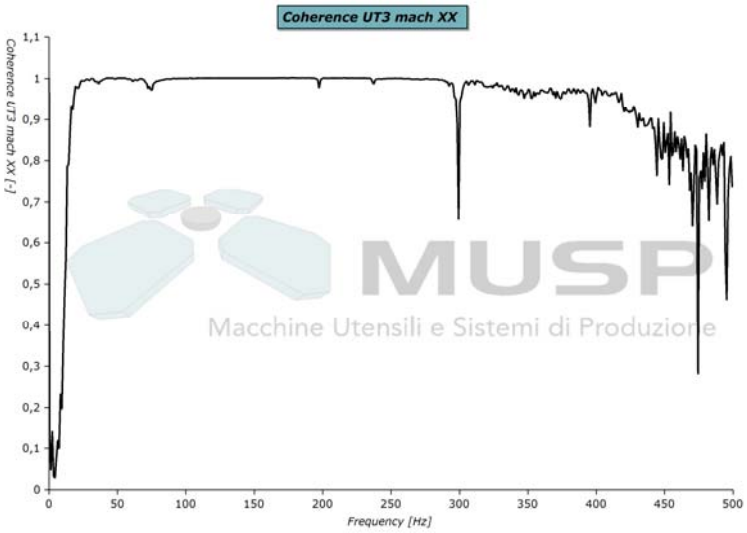


Figura 6 – Funzione di coerenza per l'FRF del centro di lavoro preso in considerazione

Confrontando lo spettro della sollecitazioni impulsiva in Figura 5 con la funzione di coerenza rappresentata in Figura 6, si nota come, oltre i 250-300 *Hz*, l'FRF misurata perde di significato in quanto la coerenza diminuisce rapidamente ad indicare che l'impulso esaurisce il suo contenuto di potenza in tale intervallo di frequenze.

2.2. Individuazione dei parametri modali

La determinazione dei parametri modali si effettua a partire da misure di cedevolezza dinamica e nelle zone di massima coerenza. Questa procedura, per lo più manuale, parte da un'analisi qualitativa dei grafici del modulo e della parte reale dell'FRF in modo da individuare, su tali grafici, i modi candidati per essere sottoposti a procedure di identificazione numeriche.

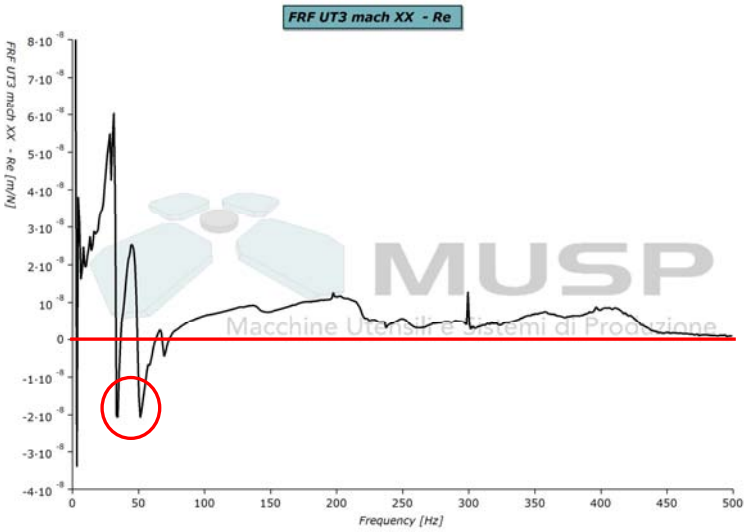


Figura 7 – Parte reale dell'FRF del centro di lavoro misurata all'utensile

Come noto dalla letteratura [29], nell'intorno della risonanza la parte reale della funzione di risposta in frequenza risulta nulla. I modi più importanti, inoltre, posso essere identificati semplicemente individuando i minimi locali dell'FRF nei tratti successivi al passaggio per lo zero (Figura 7). I modi significativi, quindi, sono fondamentalmente due e con frequenze prossime a 30 e 50 *Hz*.

In Figura 8 sono riportate la cedevolezza dinamica misurata empiricamente e l'FRF calcolata approssimando i due modi con algoritmi di riconoscimento ad un grado di libertà (*Single Degree Of Freedom – SDOF*). Ne risultano i due modi seguenti:

1. Frequenza 33 *Hz* e smorzamento del 3,83%
2. Frequenza 50 *Hz* e smorzamento del 6,03%

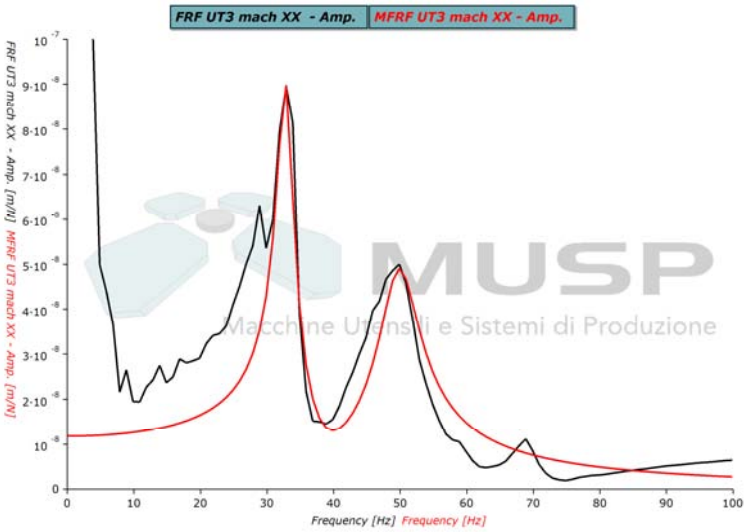


Figura 8 – FRF (in nero) e Modal FRF (in rosso) del centro di lavoro

L'identificazione dei parametri modali, oltre a fornire un feedback alla fase di progettazione di una macchina utensile, in particolare si verificano i modi individuati con un'analisi agli elementi finiti (*Finite Element Analysis – FEA*), è utile nei modelli di previsione delle forze di taglio per l'operazione di interesse, in particolare fresatura [4][5], al fine di considerare la dinamica della macchina e del pezzo in lavorazione nel computo delle forze e delle potenze.

2.3. Determinazione del diagramma a lobi

Considerando un'operazione di taglio ortogonale (ad esempio tornitura), è possibile esprimere lo *spessore di truciolo* in funzione del tempo (*dynamic chip thickness*) secondo l'espressione seguente:

$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t-T)] \tag{3}$$

dove h_0 è lo spessore di truciolo nominale e pari all'avanzamento al giro della macchina utensile considerata e $y(t) - y(t\text{-}T)$ è la parte dinamica dello spessore di truciolo dovuta alle vibrazioni all'istante di tempo t e quelle che si sono manifestate al giro precedente con periodo di rivoluzione T.

Nell'ipotesi che il pezzo in lavorazione si comporti come un sistema ad un grado di libertà in direzione radiale, l'equazione del moto può essere espressa come segue:

$$\begin{aligned} m_y \cdot \ddot{y}(t) + c_y \cdot \dot{y}(t) + k_y \cdot y(t) &= F_f(t) \\ &= K_f \cdot a \cdot h(t) \\ &= K_f \cdot a \cdot [h_0 + y(t-T) - y(t)] \end{aligned} \tag{4}$$

dove la forza in direzione dell'avanzamento (F_f) è direttamente proporzionale al coefficiente di strappamento in quella direzione (K_f), alla profondità di taglio a ed allo *spessore di truciolo dinamico h(t)*.

La Formula (4) mette in luce una serie di non linearità:

- il termine *y(t-T)* rende l'equazione differenziale una *equazione differenziale con ritardo*,

- se la vibrazione è troppo grande e supera h_0, lo spessore di truciolo risulta nullo rendendo il taglio discontinuo,

- K_f può dipendere dal valore dello spessore di truciolo e dalla direzione risultante di vibrazione dell'utensile o del pezzo in lavorazione,

- il fianco dell'utensile può, in certe condizioni, strisciare contro la superficie appena lavorata provocando uno smorzamento aggiuntivo rispetto a quello strutturale del pezzo o dell'utensile e chiamato *smorzamento di processo*.

Vista la complessità e la non-linearità del modello proposto, sono necessarie una serie di simulazioni nel dominio del tempo in funzione della velocità e della profondità di taglio. Per comprendere, tuttavia, i meccanismi che governano il fenomeno del chatter [6][10], risulta importante sviluppare una *teoria di stabilità lineare*.

2.3.1. Modello lineare nel taglio ortogonale

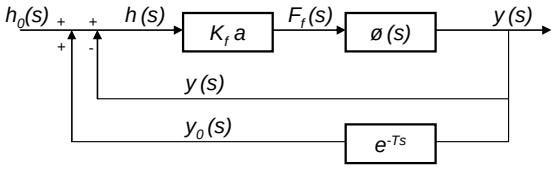


Figura 9 – Schematizzazione del chatter rigenerativo nel taglio ortogonale

Il sistema che descrive le vibrazioni dovute al chatter può essere espresso, nel dominio di Laplace, come rappresentato in Figura 9. Parametro di ingresso del sistema è lo spessore di truciolo nominale h_0 mentre l'output, nonché parametro di feedback, è la vibrazione istantanea *y(t)*. Nel dominio di Laplace *y(s) = Ly(t)* mentre la vibrazione durante la rivoluzione precedente del mandrino è data da:

$$(5) \qquad e^{-sT} \cdot y(s) = Ly(t-T)$$

dove *T* è il periodo di rivoluzione del mandrino.

Lo spessore di truciolo dinamico nel dominio di Laplace è quindi espresso dalla seguente:

$$(6) \qquad h(s) = h_0(s) - y(s) + e^{-sT} \cdot y(s) = h_0(s) + \left(e^{-sT} - 1\right) \cdot y(s)$$

Tale spessore di truciolo produce una forza di taglio dinamica pari a:

$$(7) \qquad F_f(s) = K_f \cdot a \cdot h(s)$$

La forza appena esplicitata eccita la struttura della macchina utensile e produce la vibrazione:

$$(8) \qquad y(s) = F_f(s) \cdot \Phi(s) = K_f \cdot a \cdot h(s) \cdot \Phi(s)$$

dove la funzione di trasferimento ad un grado di libertà della struttura del pezzo in lavorazione è data da:

$$(9) \qquad \Phi(s) = \frac{y(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_n^2}{k_y \cdot \left(s^2 + 2 \cdot \varsigma \cdot \omega_n^2 \cdot s + \omega_n^2\right)}$$

e può essere ricavata mediante la procedura descritta nel Paragrafo 2.2.

Combinando le Funzioni (6) e (8), è possibile ricavare la funzione di trasferimento del sistema in Figura 9:

$$(10) \qquad \frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1+\left(1-e^{-sT}\right)\cdot K_f \cdot a \cdot \Phi(s)}$$

La stabilità della funzione di trasferimento in anello chiuso rappresentata dalla Formula (10) è garantita dalla condizione di singolarità del denominatore [10], ossia:

$$(11) \qquad 1+\left(1-e^{-sT}\right)\cdot K_f \cdot a \cdot \Phi(s) = 0$$

Le radici dell'equazione caratteristica, Formula (11), sono della forma:

$$(12) \qquad s = \sigma + j \cdot \omega_c$$

È possibile, a questo punto, distinguere tre casi separati:

1. Parte reale positiva ($\sigma > 0$) – la soluzione nel dominio del tempo avrà un termine esponenziale con potenza positiva quindi la vibrazione di chatter crescerà indefinitamente ed il sistema sarà instabile.

2. Parte reale negativa ($\sigma < 0$) – in questo caso l'esponenziale sarà negativa quindi le vibrazione si smorzano ed il sistema risulta *chatter-free*.

3. Quando la parte reale è nulla ($s = j\omega_c$) il sistema è in condizioni di equilibrio instabile ed il pezzo oscilla con ampiezza di vibrazione costante ed alla frequenza di chatter ω_c.

In quest'ultimo caso, quindi, l'equazione caratteristica diventa:

$$(13) \qquad 1+\left(1-e^{-j\omega_c T}\right)\cdot K_f \cdot a_{\lim} \cdot \Phi(j\omega_c) = 0$$

dove a_{lim} rappresenta la massima profondità di taglio assiale in condizioni di equilibro instabile.

La funzione di trasferimento, quindi, può essere separata in parte reale e parte immaginaria; si ha infatti:

$$(14) \qquad \begin{aligned} &\Phi(j\omega_c) = G + j \cdot H \\ &\left\{1 + K_f \cdot a_{lim} \cdot \left[G \cdot (1-\cos\omega_c T) - H \cdot \sin\omega_c T\right]\right\} + \\ &+ j \cdot \left\{K_f \cdot a_{lim} \cdot \left[G \cdot \sin\omega_c T + H \cdot (1-\cos\omega_c T)\right]\right\} = 0 \end{aligned}$$

Sia parte reale che parte immaginaria dovranno quindi essere nulle. Elaborando prima la parte immaginaria, si ottiene quanto segue:

$$(15) \qquad \begin{aligned} &G \cdot \sin\omega_c T + H \cdot (1-\cos\omega_c T) = 0 \\ &\Rightarrow \tan\psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin\omega_c T}{\cos\omega_c T - 1} = \frac{\cos\left(\frac{\omega_c T}{2}\right)}{-\sin\left(\frac{\omega_c T}{2}\right)} = \tan\left[\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3}{2}\pi\right] \\ &\Rightarrow \omega_c T = 3\pi + 2\psi \end{aligned}$$

Esiste un'ulteriore condizione che lega la velocità di rotazione del mandrino n con la frequenza di chatter f_c; queste sono legate tra loro dal *numero di periodi completi (k) lasciati sulla superficie del pezzo della vibrazione*:

$$
\begin{aligned}
&f_c[Hz]\cdot T[s]=\frac{fc}{n}=k+\frac{\varepsilon}{2\pi}\Rightarrow\left(n=\frac{60}{T}\quad \omega_c=2\pi f_c\right)\Rightarrow \\
&\Rightarrow 2\pi\cdot f_c\cdot T=2k\pi+\varepsilon\quad (\varepsilon=3\pi+2\psi)
\end{aligned}
\tag{16}
$$

In tale formula, l'angolo ε rappresenta la differenza di fare fra la vibrazione all'istante t e quella all'istante $t-T$.

La profondità di taglio assiale critica, invece, può essere ricavata ponendo la parte reale della Formula (14) a zero:

$$
\begin{aligned}
&1+K_f\cdot a_{lim}\cdot\left[G\cdot(1-\cos\omega_c T)-H\cdot\sin\omega_c T\right]=0 \\
&\Rightarrow a_{lim}=\frac{-1}{K_f\cdot G\cdot\left[1-\cos\omega_c T-\frac{H}{G}\cdot\sin\omega_c T\right]}\Rightarrow \\
&\Rightarrow\left(\frac{H}{G}=\frac{\sin\omega_c T}{\cos\omega_c T-1}\right)\Rightarrow \\
&\Rightarrow a_{lim}=\frac{-1}{2K_f G(\omega_c)}
\end{aligned}
\tag{17}
$$

2.3.2. Diagramma a lobi in fresatura

Rispetto al caso del taglio ortogonale esposto al Paragrafo 2.3.1, nel caso della fresatura esistono due fondamentali differenze:

1. Considerando il singolo tagliente/inserto, il taglio risulta discontinuo. La posizione istantanea del tagliente è individuata (Figura 10) dall'angolo φ_i quindi il suo arco di lavoro può essere individuato da due angoli φ_{st} e φ_{ex}.

2. Nel caso della fresatura, il modello ad un grado di libertà sopra esposto risulta insufficiente a descrivere il fenomeno. Come mostrato in Figura 10 sono necessari due gradi di libertà perpendicolari tra loro nel piano radiale della fresa ed allineati con gli assi della macchina.

Rispetto alla formulazione ortogonale, sarà quindi necessario impiegare un modello di forze bidimensionale al quale verrà aggiunta una componente funzione degli archi di lavoro dei diversi taglienti. Come conseguenza il modello diventerà matriciale:

$$
\begin{aligned}
&\begin{Bmatrix}F_x(t)\\F_y(t)\end{Bmatrix}=\frac{1}{2}\cdot a\cdot K_t\cdot\begin{bmatrix}\alpha_{xx} & \alpha_{xy}\\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\Delta x(t)\\ \Delta y(t)\end{Bmatrix} \\
&[A_0]=\begin{bmatrix}\frac{1}{2}\left[\cos 2\varphi-2K_r\varphi+K_r\sin 2\phi\right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} & \frac{1}{2}\left[-\sin 2\varphi-2\varphi+K_r\cos 2\varphi\right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\ \frac{1}{2}\left[-\sin 2\varphi+2\varphi+K_r\cos 2\phi\right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} & \frac{1}{2}\left[-\cos 2\varphi-2K_r\varphi-K_r\sin 2\varphi\right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}}\end{bmatrix}
\end{aligned}
\tag{18}
$$

dove K_t rappresenta il coefficiente di strappamento in direzione tangenziale, K_r rappresenta il rapporto tra le forze in direzione radiale e tangenziale, a rappresenta la profondità di taglio assiale e Δx e Δy la

differenza fra gli spostamenti del centro della fresa dovuti unicamente alla dinamica e calcolati nell'instante di tempo t cui vanno sottratti quelli che si avevano all'istante di tempo $t-T$ dove T rappresenta il periodo di passaggio del dente:

$$(19) \qquad \{r\}=\begin{Bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{Bmatrix} \quad \{r_0\}=\begin{Bmatrix} x(t-T) \\ y(t-T) \end{Bmatrix}$$

La Formula (18) rappresenta il modello già linearizzato.

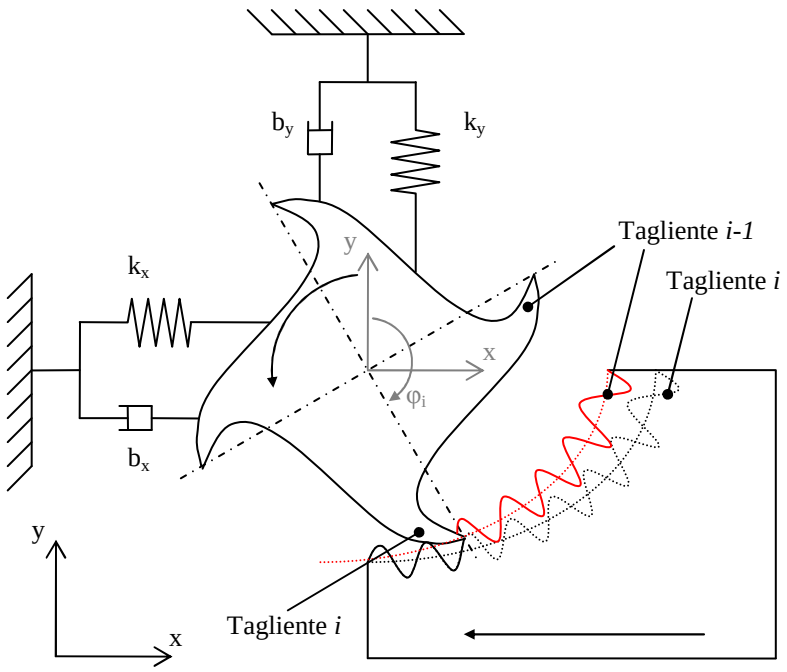


Figura 10 – Modello del chatter in fresatura

La funzione di trasferimento dovuta alla dinamica della macchina misurata all'utensile è rappresentata, come già anticipato, da una matrice:

$$(20) \qquad [\Phi(j\omega)]=\begin{bmatrix} \Phi_{xx}(j\omega) & \Phi_{xy}(j\omega) \\ \Phi_{yx}(j\omega) & \Phi_{yy}(j\omega) \end{bmatrix}$$

I vettori di vibrazione, quindi, possono essere espressi come segue:

$$(21) \qquad \begin{aligned} \{r(j\omega_c)\} &= [\Phi(j\omega_c)]\{F\}e^{j\omega_c t} \\ \{r_0(j\omega_c)\} &= e^{-j\omega_c T}\{r(j\omega_c)\} \end{aligned}$$

Sostituendo quanto appena trovato nella Formula (18), e passando al dominio delle frequenze, si ottiene:

$$(22) \qquad \{F\}e^{j\omega_c t} = \frac{1}{2} a \cdot K_t \cdot \left[1-e^{-j\omega_c T}\right] \cdot [A_0] \cdot [\Phi(j\omega)] \cdot \{F\}e^{j\omega_c t}$$

Tale equazione ha una ed una sola soluzione se il suo determinante risulta nullo:

$$
\begin{aligned}
&\det\left[[I]-\frac{1}{2}a\cdot K_t\cdot\left[1-e^{-j\omega_c T}\right]\cdot[A_0]\cdot[\Phi(j\omega)]\right]=0\Rightarrow\\
&\Rightarrow\left(\begin{array}{l}
[\Phi_0(j\omega_c)]=\begin{bmatrix}\alpha_{xx}\Phi_{xx}(j\omega_c)+\alpha_{xy}\Phi_{yx}(j\omega_c) & \alpha_{xx}\Phi_{xy}(j\omega_c)+\alpha_{xy}\Phi_{yy}(j\omega_c)\\ \alpha_{yx}\Phi_{xx}(j\omega_c)+\alpha_{yy}\Phi_{yx}(j\omega_c) & \alpha_{yx}\Phi_{xy}(j\omega_c)+\alpha_{yy}\Phi_{yy}(j\omega_c)\end{bmatrix}\\
\Lambda=-\frac{N}{4\pi}a\cdot K_t\cdot\left(1-e^{-j\omega_c T}\right)
\end{array}\right)\Rightarrow\\
&\Rightarrow\det[[I]+\Lambda[\Phi_0(j\omega_c)]]=0
\end{aligned}
\tag{23}
$$

dove N è il numero di taglienti dell'utensile e Λ rappresentano gli autovalori dell'equazione caratteristica:

$$
\begin{aligned}
&a_0\Lambda^2+a_1\Lambda+1=0\Rightarrow\\
&\Rightarrow\begin{bmatrix}a_0=\Phi_{xx}(j\omega_c)\cdot\Phi_{yy}(j\omega_c)\cdot(\alpha_{xx}\alpha_{xy}-\alpha_{xy}\alpha_{yx})\\ a_1=\alpha_{xx}\Phi_{xx}(j\omega_c)+\alpha_{yy}\Phi_{yy}(j\omega_c)\end{bmatrix}\Rightarrow\\
&\Lambda=\Lambda_R+j\Lambda_i=-\frac{1}{2a_0}\left(a_1\pm\sqrt{a_1^2-4a_0}\right)
\end{aligned}
\tag{24}
$$

Sostituendo le espressioni degli autovalori e ricordando che $e^{-j\omega_c T}=\cos\omega_c T-j\sin\omega_c T$ e che la parte immaginaria della profondità assiale limite (a_{lim}) deve essere nulla:

$$
\begin{aligned}
&a_{lim}=-\frac{2\pi}{NK_t}\left[\frac{\Lambda_R(1-\cos\omega_c T)+\Lambda_I\sin\omega_c T}{(1-\cos\omega_c T)}+j\frac{\Lambda_I(1-\cos\omega_c T)-\Lambda_R\sin\omega_c T}{(1-\cos\omega_c T)}\right]\Rightarrow\\
&\Rightarrow\left[\begin{array}{l}\Lambda_I(1-\cos\omega_c T)-\Lambda_R\sin\omega_c T=0\\ \kappa=\dfrac{\Lambda_I}{\Lambda_R}=\dfrac{\sin\omega_c T}{1-\cos\omega_c T}\end{array}\right]\Rightarrow\\
&\Rightarrow a_{lim}=-\frac{2\pi\Lambda_R}{NK_t}\left(1+\kappa^2\right)
\end{aligned}
\tag{25}
$$

Anche in questo caso vale la relazione:

$$
\omega_c T=\varepsilon+2k\pi \tag{26}
$$

Seguendo la formulazione esposta è possibile, note le FRF misurate all'utensile e, eventualmente, al pezzo in lavorazione, è possibile ricavare il limite alla profondità di taglio assiale in funzione della velocità di rotazione del mandrino: per ogni valore di *n [rpm]* è quindi possibile individuare un valore di profondità limite associato, ovviamente, ad un valore della frequenza di chatter. Il risultato, per la realizzazione di una cava su alluminio, è mostrato in Figura 11.

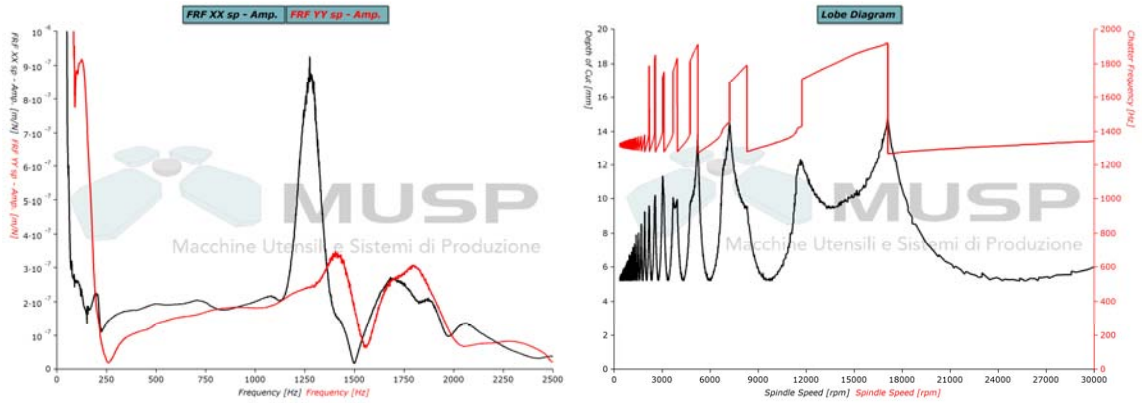


Figura 11 – FRF di un centro di lavoro (a sinistra) e associato diagramma a lobi (a destra)

Esaminando attentamente la Figura, si può notare come, ad esempio, il modo a 1300 *Hz* in direzione XX (che si ricorda essere la direzione di avanzamento) limiti la capacità di asportazione (grafico a destra) in maniera evidente per velocità comprese fra 8500 e 11000 *rpm* e maggiori di 17000 *rpm*. Ogni modo ad un grado di libertà [10] genera una curva convessa, chiamata *lobo*, e la cui forma e posizione rispetto al numero di giri del mandrino dipende dal *numero di periodi completi (k)* lasciati sulla superficie del pezzo dalla vibrazione (si veda Formula (26)). Il primo lobo, per quel particolare modo, viene calcolato ponendo $k = 0$; i successivi risultano a numeri di giri minori inferiori e sempre più "compressi" (si veda Figura 11).

2.3.3. Diagramma a lobi in tornitura

Analogamente a quanto appena esposto, è possibile ricavare una formulazione linearizzata per la previsione del limite di stabilità in tornitura.

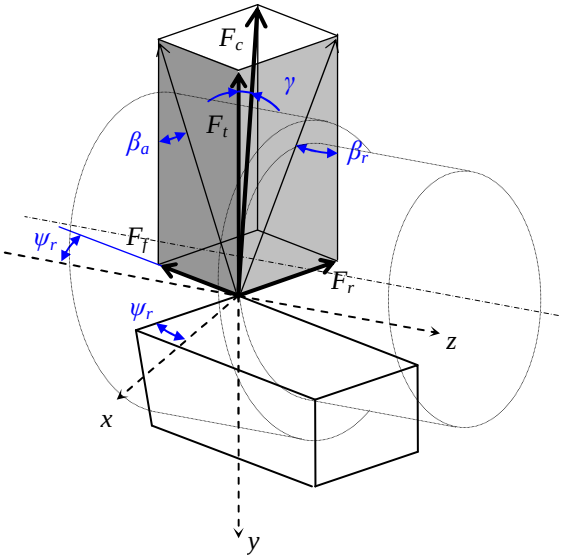


Figura 12 – Geometria del taglio in tornitura

Considerando la Figura 12, è possibile esprimere le forze di taglio in funzione dei coefficienti di strappamento:

$$(27) \quad \begin{cases} F_t = K_t \cdot bh \\ F_f = K_f \cdot bh \\ F_r = K_r \cdot bh \end{cases}$$

La forza risultante può quindi essere espressa come:

$$(28) \qquad F_c = bh \cdot K_t \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{K_f}{K_t}\right)^2 + \left(\frac{K_r}{K_t}\right)^2} = K_c \cdot bh$$

Esprimendo le diverse componenti in funzione della risultante e, nota la geometria rappresentata in Figura 12, è possibile ricavare un'espressione per gli angoli caratteristici:

$$F_t = F_c \cdot \cos\gamma \Rightarrow \cos\gamma = \frac{1}{1 + \left(\frac{K_f}{K_t}\right)^2 + \left(\frac{K_r}{K_t}\right)^2}$$

$$(29) \qquad F_f = F_c \cdot \cos\gamma \cdot \tan\beta_a \Rightarrow \beta_a = \tan^{-1}\frac{K_f}{K_t}$$

$$F_r = F_c \cdot \cos\gamma \cdot \tan\beta_r \Rightarrow \beta_r = \tan^{-1}\frac{K_r}{K_t}$$

Spostandosi quindi nel sistema di riferimento della macchina utensile, si ottiene:

$$(30) \qquad \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\sin\psi_r & -\cos\psi_r \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos\psi_r & \sin\psi_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \cos\gamma \\ \cos\gamma\sin\beta_a \\ \cos\gamma\sin\beta_r \end{Bmatrix} F_c$$

Il sistema viene in questo caso assunto flessibile in tutte e tre le direzioni; di conseguenza:

$$(31) \qquad \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{xx} & \Phi_{xy} & \Phi_{xz} \\ \Phi_{yx} & \Phi_{yy} & \Phi_{yz} \\ \Phi_{zx} & \Phi_{zy} & \Phi_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix}$$

Proiettando tali vibrazioni nella direzione dello spessore di truciolo si ottiene:

$$h_d = \begin{Bmatrix} \sin\psi_r & 0 & \cos\psi_r \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$(32) \qquad \Rightarrow \left(\Phi_0 = \sum d_{pq}\Phi_{pq} \rightarrow (p, q = x, y, z)\right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_d = \Phi_0 F_c$$

Dove Φ_0 è detta *funzione di trasferimento direzionale (Oriented Transfer Function)* ed i parametri d_{pq} sono dati da:

$$
(33)\quad \begin{cases}
d_{xx} = -\cos\gamma\left(0{,}5\tan\beta_r \sin\psi_r + \tan\beta_a \sin^2\psi_r\right) \\
d_{yx} = 0 \\
d_{zx} = -\cos\gamma\left(0{,}5\tan\beta_a \sin 2\psi_r + \tan\beta_r \cos^2\psi_r\right) \\
d_{xy} = -\cos\gamma \sin\psi_r \\
d_{yy} = 0 \\
d_{zy} = -\cos\gamma \cos\psi_r \\
d_{xz} = \cos\gamma\left(-0{,}5\tan\beta_a \sin 2\psi_r + \tan\beta_r \sin^2\psi_r\right) \\
dyz = 0 \\
d_{zz} = \cos\gamma\left(0{,}5\tan\beta_r \sin 2\psi_r - \tan\beta_a \cos^2\psi_r\right)
\end{cases}
$$

Il limite di stabilità [6] può quindi essere ricavato dalla seguente:

$$
(34)\quad \begin{aligned}
& b_{\lim} = -\frac{1}{2K_c \operatorname{Re}(\Phi_0)} \\
& k = \operatorname{int}\left(\frac{f_c}{n}\right) \quad \varepsilon = 2\pi \cdot frac\left(\frac{f_c}{n}\right)
\end{aligned}
$$

dove f_c rappresenta la frequenza di chatter, n la frequenza di rotazione del mandrino mentre ε rappresenta lo sfasamento fra le ondulazioni lasciate dall'utensile sulla superficie lavorata in due successive rivoluzione del pezzo (o utensile).

Come si può notare dall'Equazione (34), la formulazione delle forze nel dominio della frequenza conduce, per la tornitura, a risultati simili a quelli visti in foratura (Paragrafo 2.3.2). Visto il legame fra forze di taglio e usura [33] nonché geometria dell'utensile e della lavorazione [10], è sicuramente possibile estendere i risultati del presente lavoro e di quello da svolgere nella terza annualità all'operazione di tornitura.

2.3.4. Cenni al caso della foratura

I risultati fin qui trovati possono inoltre essere estesi al caso della foratura.

Lo studio di un modello nel dominio della frequenza può essere eseguito considerando due casi separati di stabilità [6]:

1. Assiale e torsionale – in questo caso vengono considerate unicamente le componenti vibrazionali assiali e torsionali (dizione z) in un modello ad un grado di libertà.

2. Laterale – in questo caso si considerano le sole componenti nel piano radiale della punta x-y.

Il risultato per il caso di stabilità assiale/torsionale è, comunque, riconducibile alle operazioni per asportazione di truciolo già viste:

$$
(35)\quad b_{\lim} = \frac{-1}{2N\left(K_f + K_t \cdot R \cdot a_c\right)\operatorname{Re}\left(\Phi_{zz}(\omega_c)\right)}
$$

dove N è il numero di taglienti, R è il raggio della punta, a_c l'avanzamento al dente e b la larghezza di taglio assiale.

Per quanto riguarda le vibrazioni nel piano radiale, si ottiene:

$$b_{\lim} = \frac{-1}{2\,\mathrm{Re}\left(\Phi_{xx}K_t + \Phi_{xy}K_r\right)} \tag{36}$$

Recentemente [35], è stato elaborato un modello che prende in considerazione l'intera dinamica della foratura: vibrazioni laterali torsionali ed assiali in una formulazione integrata con un'unica condizione di stabilità. I risultati non perdono comunque le caratteristiche individuate nelle operazioni di fresatura e tornitura.

2.4. Determinazione dei coefficienti di strappamento in fresatura

I coefficienti di strappamento in fresatura possono essere ricavati, fondamentalmente, seguendo due diverse strategie:

1. Impiegando la formulazione analitica che prevede la trasformazione dei parametri di taglio ortogonali in coefficienti di strappamento per il taglio obliquo.

2. Seguendo quello che viene detto *approccio meccanicistico* e che consiste in una serie di misure sperimentali che portano alla stima dei coefficienti di taglio per l'operazione, l'utensile ed il materiale del pezzo presi in considerazione.

2.4.1. Formulazione analitica

I parametri di taglio ortogonali vengono determinati empiricamente con prove di taglio dedicate e sono i seguenti:

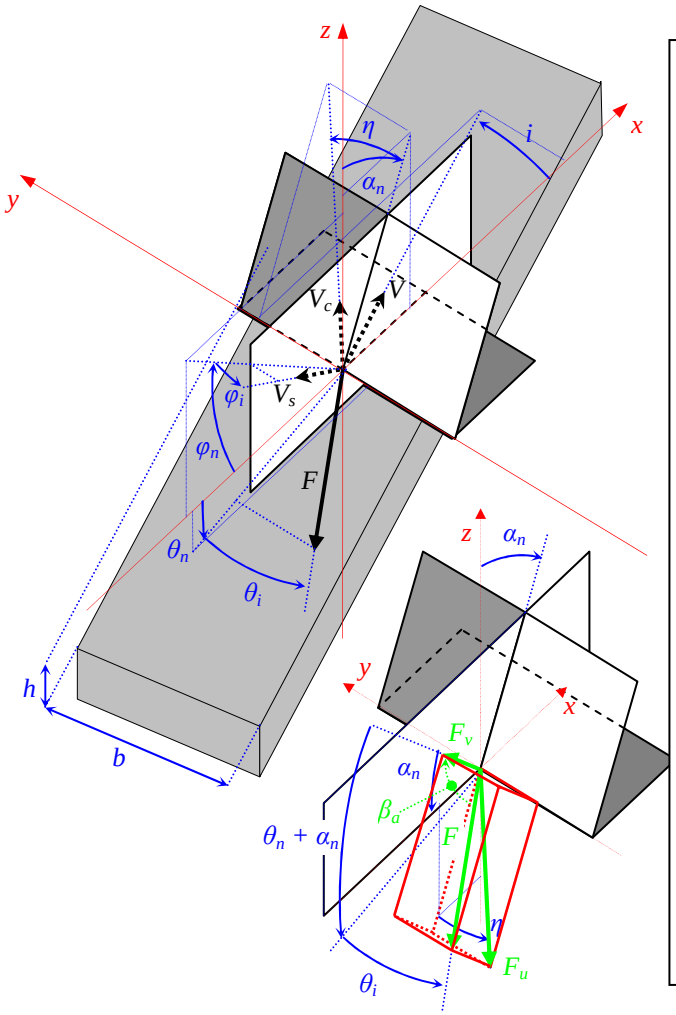
- τ_s – la sollecitazione dinamica di snervamento a taglio,
- φ_c – angolo di scorrimento del truciolo,
- β_a – l'angolo di attrito fra il materiale dell'utensile e quello del pezzo in lavorazione.

I coefficienti di strappamento possono quindi essere espressi con la seguente formulazione derivante dal taglio obliquo [10]:

$$\begin{aligned}
K_{tc} &= \frac{\tau_s}{\sin\varphi_n}\frac{\cos(\beta_n-\alpha_n)+\tan i\tan\eta\sin\beta_n}{\sqrt{\cos^2(\varphi_n+\beta_n-\alpha_n)+\tan^2\eta\sin^2\beta_n}} \\
K_{rc} &= \frac{\tau_s}{\sin\varphi_n}\frac{\cos(\beta_n-\alpha_n)\tan i-\tan\eta\sin\beta_n}{\sqrt{\cos^2(\varphi_n+\beta_n-\alpha_n)+\tan^2\eta\sin^2\beta_n}} \\
K_{ac} &= \frac{\tau_s}{\sin\varphi_n\cos i}\frac{\sin(\beta_n-\alpha_n)}{\sqrt{\cos^2(\varphi_n+\beta_n-\alpha_n)+\tan^2\eta\sin^2\beta_n}}
\end{aligned} \tag{37}$$

I coefficienti sono direzionali e, in particolare, *t* rappresenta la direzione tangenziale della circonferenza che circoscrive la fresa, *r* la direzione radiale rispetto all'utensile e *a* la direzione assiale sempre dell'utensile.

In Figura 13 è rappresentata la geometria del taglio obliquo con esplicitati tutti gli angoli utilizzati nella Formula (37).



i – angolo obliquo o, nel caso di fresatura con frese a candela, angolo dell'elica

α_n – angolo di spoglia superiore normale

η – angolo di scorrimento del truciolo (misurato sul petto dell'utensile)

φ_n – angolo del piano di scorrimento misurato sul piano normale al tagliente principale (*normal shear angle*)

φ_i – angolo del piano di scorrimento misurato sulla superficie di lavoro (*oblique shear angle*)

θ_n – angolo della forza di taglio misurato sul piano normale al tagliente principale

θ_i – angolo della forza di taglio misurato sulla superficie di lavoro

β_n – somma di α_n e θ_n

V – velocità di taglio (*cutting speed*)

V_s – velocità di scorrimento (*shear speed*)

V_c – velocità del truciolo (*chip speed*)

h – spessore di truciolo in deformato

b – larghezza di taglio

F – forza di taglio risultante

F_u – forza nella direzione di scorrimento del truciolo

F_v – forza normale al petto del tagliente

B_a – angolo d'attrito compreso fra i vettori *F* ed F_v

Figura 13 – Geometria del taglio obliquo

Noti gli angoli *i* e α_n dalla geometria dell'utensile e noti i parametri di taglio ortogonali, in particolare β_a, si individuano 5 incognite:

- L'angolo di scorrimento del truciolo η.
- Gli angoli che individuano la velocità di scorrimento φ_n e φ_i.
- Gli angoli che individuano la direzione della forza risultate θ_n e θ_i.

A tal fine possono essere individuate tre equazioni derivanti dalla geometria della generica lavorazione rappresentata in Figura 13:

1. $$F_u = F \sin\beta_a = F\frac{\sin\theta_i}{\sin\eta} \Rightarrow \sin\theta_i = \sin\beta_a \cdot \sin\eta$$

2. $$F_u = F_v \tan\beta_a = F_v \frac{\tan(\theta_n + \alpha_n)}{\cos\eta} \Rightarrow \tan(\theta_n + \alpha_n) = \tan\beta_a \cos\eta$$

3. $$\tan\eta = \frac{\tan i \cos(\varphi_n - \alpha_n) - \cos\alpha_n \tan\varphi_i}{\sin\varphi_i}$$

Al fine di ricavare le mancanti equazioni, sono state proposte diverse soluzioni [10] basate su diverse ipotesi di partenza. Una delle più diffuse è detta *principio del massimo sforzo di taglio (maximum shear stress principle)*.

2.4.2. Principio del massimo sforzo di taglio

L'ipotesi di base [10] è che la direzione di scorrimento coincida con la direzione del massimo sforzo di taglio; condizione che si verifica quando la velocità di scorrimento V_s e la forza risultante F formano tra loro un angolo di 45°.

La forza F può quindi essere scomposta lungo la direzione di V_s (si veda Figura 13) scomponendola in:

$$\vec{F} = \vec{F}_s + \vec{F}_n \tag{38}$$

Questo implica che la proiezione della forza F sul piano di scorrimento del truciolo deve necessariamente essere nulla:

$$F\left(\cos\theta_i \cos(\theta_n + \varphi_n)\sin\varphi_i - \sin\theta_i \cos\varphi_i\right) = 0 \tag{39}$$

Le Equazioni (38) e (39) forniscono quindi le due equazioni necessarie a risolvere la meccanica del taglio obliquo:

4. $$\sin\varphi_i = \sqrt{2}\sin\theta_i$$

5. $$\cos(\varphi_n + \theta_n) = \frac{\tan\theta_i}{\tan\varphi_i}$$

Non esiste tuttavia soluzione analitica per il sistema di 5 equazioni in 5 incognite appena esposto; di conseguenza viene impiegata una tecnica iterativa che garantisce [10] la convergenza in pochi passaggi e che è illustrata in Figura 14.

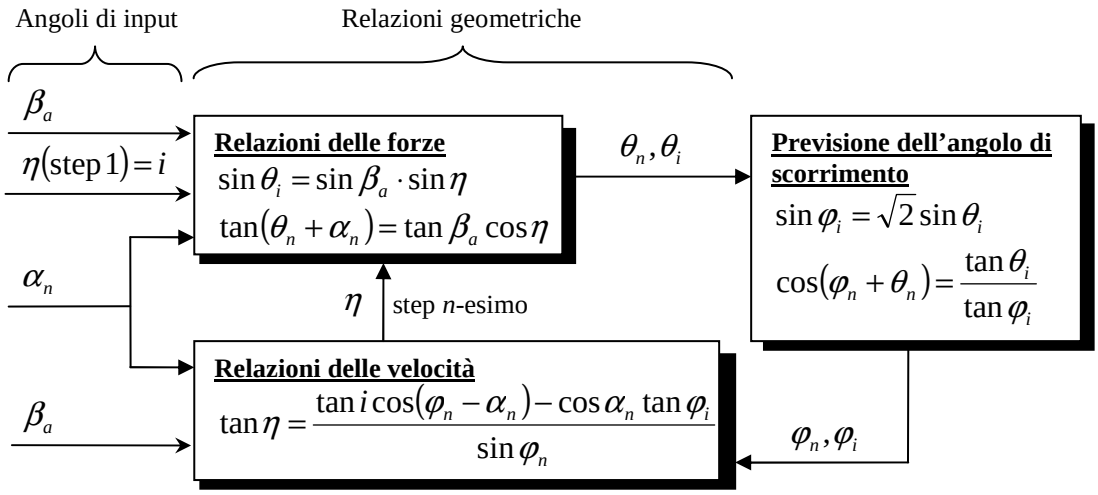


Figura 14 – Procedimento per la soluzione iterativa della meccanica del taglio obliquo

2.4.3. Determinazione sperimentale

Il modello per la previsione delle forze in taglio in fresatura proposto in [4] e [10], esprime le tre componenti istantanee della forza in funzione dell'angolo di immersione radiale φ_i (Figura 15):

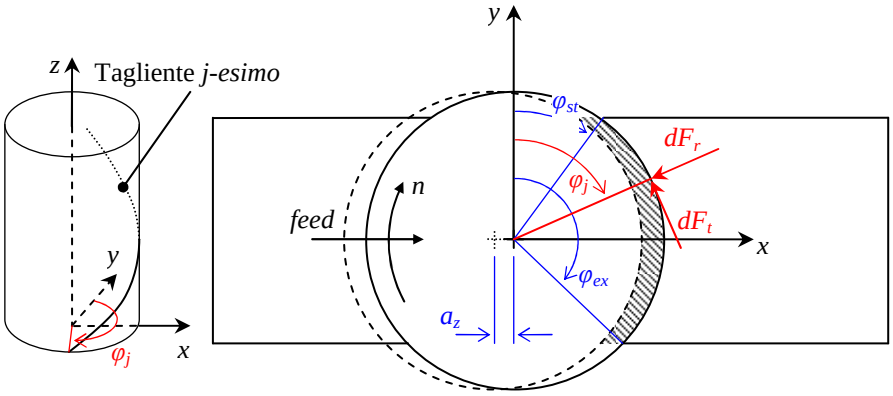


Figura 15 – Geometria del modello di forze in fresatura

$$\varphi_j(z)=\varphi+j\cdot\varphi_p \tag{40}$$

$$\begin{cases} dF_{t,j}(\varphi,z)=\left[K_{tc}\cdot h_j(\varphi_j(z))+K_{te}\right]\cdot dz \\ dF_{r,j}(\varphi,z)=\left[K_{rc}\cdot h_j(\varphi_j(z))+K_{re}\right]\cdot dz \\ dF_{a,j}(\varphi,z)=\left[K_{ac}\cdot h_j(\varphi_j(z))+K_{ae}\right]\cdot dz \end{cases} \tag{41}$$

$$h_j(\varphi,z)=a_z\cdot\sin\varphi_j(z) \tag{42}$$

dove φ_p è la distanza angolare tra un tagliente e il successivo e a_z è l'avanzamento al dente al giro.

Proiettando le componenti in una terna solidale con l'utensile si ottiene:

$$
(43) \quad \begin{cases} dF_{x,j}\left(\varphi_j(z)\right) = -dF_{t,j}\cos\varphi_j(z) - dF_{r,j}\sin\varphi_j(z) \\ dF_{y,j}\left(\varphi_j(z)\right) = +dF_{t,j}\sin\varphi_j(z) - dF_{r,j}\cos\varphi_j(z) \\ dF_{z,j}\left(\varphi_j(z)\right) = +dF_{a,j} \end{cases}
$$

Al fine dell'implementazione del modello è sufficiente impiegare le Equazioni (43), relative alle forze sul singolo tagliente, integrandole secondo un vettore *z* opportunamente costruito e che permetta, inoltre, di ricavare lo spessore di truciolo *h* lungo la stessa coordinata. Quando un tagliente o parte di esso risulta non in presa (Figura 15), si pone, convenzionalmente lo spessore di truciolo a zero.

È possibile impiegare la stessa formulazione per determinare i coefficienti di strappamento; partendo dalle Equazioni (43) e sostituendovi le (41), è possibile calcolare il valor medio delle tre componenti nell'arco di lavoro $\varphi_{st} - \varphi_{ex}$ e per il singolo tagliente:

$$
\overline{F}_q = \frac{1}{\varphi_p}\int_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} F_q(\varphi)\cdot d\varphi \Rightarrow
$$

$$
(44) \quad \Rightarrow \begin{cases} \overline{F}_x = \left\{ \dfrac{Naa_z}{8\pi}\left[K_{tc}\cos 2\varphi - K_{rc}\left(2\varphi - \sin 2\varphi\right)\right] + \dfrac{Na}{2\pi}\left(-K_{te}\sin\varphi + K_{re}\cos\varphi\right) \right\}_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\ \overline{F}_y = \left\{ \dfrac{Naa_z}{8\pi}\left[K_{tc}\left(2\varphi - \sin 2\varphi\right) + K_{rc}\cos 2\varphi\right] - \dfrac{Na}{2\pi}\left(K_{te}\cos\varphi + K_{re}\sin\varphi\right) \right\}_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\ \overline{F}_z = \left[-K_{ac}a_z\cos\varphi + K_{ae}\varphi\right]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \end{cases}
$$

Per semplificare la misura conviene quindi eseguire delle cave (*slot milling*) in cui gli angoli di lavoro sono $\varphi_{st} = 0$ e $\varphi_{ex} = \pi$; la formulazione precedente si semplifica in:

$$
\begin{cases} \overline{F}_x = -\dfrac{Na}{4}K_{rc}a_z - \dfrac{Na}{\pi}K_{re} \\ \overline{F}_y = +\dfrac{Na}{4}K_{tc}a_z + \dfrac{Na}{\pi}K_{te} \\ \overline{F}_z = +\dfrac{Na}{\pi}K_{ac}a_z + \dfrac{Na}{2}K_{ae} \end{cases} \Rightarrow
$$

$$
(45) \quad \Rightarrow \left(\overline{F}_q = \overline{F}_{qc}\cdot a_z + \overline{F}_{qe} \quad q = x, y, z\right) \Rightarrow
$$

$$
\Rightarrow \begin{cases} K_{tc} = \dfrac{4\overline{F}_{yc}}{Na} & K_{te} = \dfrac{\pi\overline{F}_{ye}}{Na} \\ K_{rc} = \dfrac{-4\overline{F}_{xc}}{Na} & K_{re} = -\dfrac{\pi\overline{F}_{xe}}{Na} \\ K_{ac} = \dfrac{\pi\overline{F}_{zc}}{Na} & K_{ae} = \dfrac{2\overline{F}_{ze}}{Na} \end{cases}
$$

Le convenzioni di segno sono quelle rappresentate in Figura 15. Si ricorda, inoltre, che nelle Formule (44) e (45) le forze medie sono da intendersi *media nell'arco di lavoro e per ogni tagliente*.

Considerando quindi, ad esempio, una serie di lavorazioni di *slot milling* su alluminio con velocità di avanzamento pari a 0,01; 0,02 e 0,04 *mm/dente*, è possibile ricavare i coefficienti di strappamento qui riportati:

$$(46) \quad \begin{cases} K_{ts} = 354{,}08 & [N/mm^2] \\ K_{te} = 0{,}37 & [N/mm^2] \\ K_{rs} = 225{,}09 & [N/mm^2] \\ K_{re} = 1{,}04 & [N/mm^2] \\ K_{as} = 115{,}08 & [N/mm^2] \\ K_{ae} = 1{,}06 & [N/mm^2] \end{cases}$$

2.5. Modello dinamico di previsione delle forze di taglio in fresatura

La modellazione del processo di fresatura può essere eseguita nel dominio del tempo e nel dominio della frequenza. La seconda tipologia di modellazione è stata ampiamente esposta nel Paragrafo 2.3 e conduce a risultati che permettono di evitare l'insorgere di fenomeni di instabilità come il chatter [29].

La modellazione nel dominio del tempo, invece, può invece essere impiegata per la determinazione delle forze di taglio, della potenza e della frequenza delle vibrazioni per la generica operazione di fresatura.

Come già accennato, se la larghezza del taglio è sufficientemente grande e l'influenza delle vibrazioni strutturali viene trascurata, lo spessore di truciolo può essere espresso come [29]:

$$(47) \quad h_j(\varphi) = a_z \cdot \sin\varphi_j$$

Al fine di estendere quanto visto nel precedente *Report 5.1* [31], si è deciso di prendere in considerazione le informazioni riguardanti la dinamica del pezzo in lavorazione e dell'intera macchina misurata all'utensile. Sarà quindi necessario procedere secondo la logica che verrà esposta di seguito [29].

Un punto sul tagliente ha coordinate che dipendono da: velocità di rotazione del mandrino, geometria dell'utensile, immersione radiale, e profondità di taglio:

$$(48) \quad P_t[x(t), y(t), x(t)] = f[R, \Omega(t), x_t(t), y_t(t), z, t]$$

L'asse dell'utensile ha quindi la possibilità di vibrare rispetto al caso statico sia in direzione della velocità di avanzamento $x_t(t)$ che normale ad essa nel piano radiale $y_t(t)$ mentre z è la coordinata assiale dell'utensile. L'utensile ha un raggio R e la velocità di rotazione del mandrino è rappresentata da $\Omega(t)$ che è necessaria per aggiornare l'angolo di immersione radiale del punto del tagliente considerato: $\varphi(t)= \Omega(t)\cdot t$.

Il generico punto del pezzo in lavorazione si muove linearmente verso l'utensile in rotazione alla velocità di avanzamento f *[mm/min]*. Ricordando che l'utensile è in grado di vibrare, il punto preso in considerazione sul pezzo avrà coordinate che dipendono da:

$$(49) \quad P_w[x(t), y(t), x(t)] = f[x_w(t), y_w(t), z_w, f, t]$$

dove $x_w(t)$ e $y_w(t)$ rappresentano le vibrazioni del pezzo in lavorazione in quel punto. Lo spessore di truciolo istantaneo rimosso da $P_t(t)$ viene valutato sottraendo le coordinate attuali di utensile e pezzo da quella della superficie generata e memorizzata in $P_w(t)$ precedentemente. Tale sottrazione avviene in direzione radiale (Figura 16).

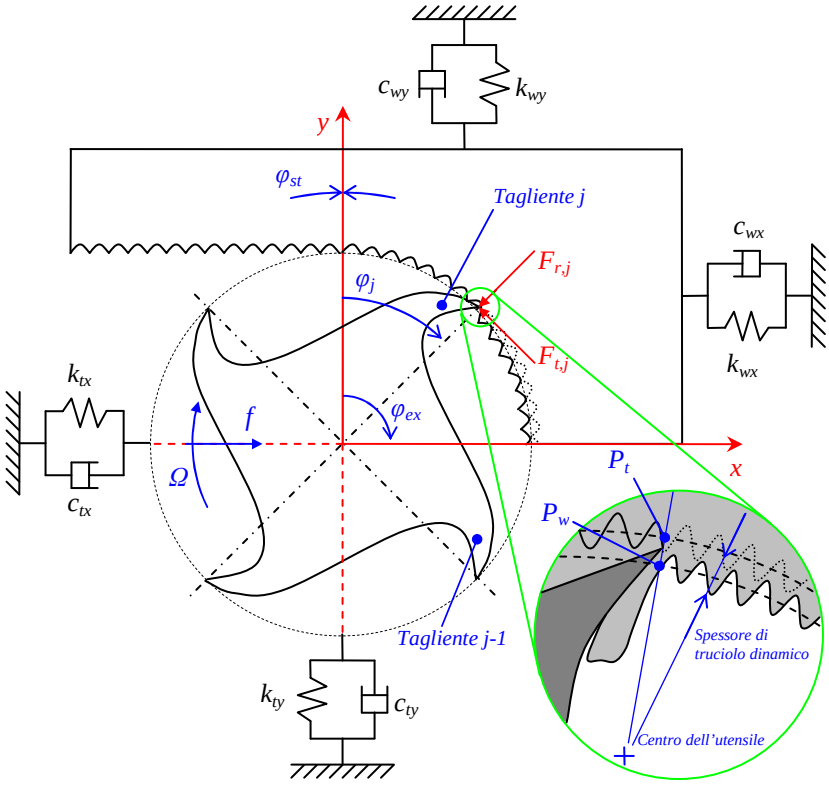


Figura 16 – Modello per la valutazione dello spessore dinamico di truciolo

Le vibrazioni strutturali sia dell'utensile che del pezzo in lavorazione vengono modellate applicando le forze di taglio alla struttura discretizzando nel tempo:

$$(50) \quad \begin{cases} m_x \cdot \ddot{x}(t) + c_x \cdot \dot{x}(t) + k_x \cdot x(t) = F_x(t) \\ m_y \cdot \ddot{y}(t) + c_y \cdot \dot{y}(t) + k_y \cdot y(t) = F_y(t) \end{cases}$$

Il calcolo delle forze di taglio procede discretizzando il singolo tagliente secondo la direzione assiale dell'utensile quindi impiegando z come variabile di integrazione:

$$(51) \quad \begin{cases} dF_{t,j}(\varphi, z) = \left[K_{tc} \cdot h_j(\varphi_j(z)) + K_{te}\right] \cdot dz \\ dF_{r,j}(\varphi, z) = \left[K_{rc} \cdot h_j(\varphi_j(z)) + K_{re}\right] \cdot dz \\ dF_{a,j}(\varphi, z) = \left[K_{ac} \cdot h_j(\varphi_j(z)) + K_{ae}\right] \cdot dz \end{cases}$$

Da notare che, l'espressione dello spessore di truciolo in funzione di z e di φ varia a seconda della geometria dell'utensile, i.e. frese integrali [4] oppure frese ad inserti [5]. Cambiando sistema di riferimento si ottiene quanto segue:

$$(52) \quad \begin{cases} dF_{x,j}(\varphi_j(z)) = -dF_{t,j} \cos\varphi_j(z) - dF_{r,j} \sin\varphi_j(z) \\ dF_{y,j}(\varphi_j(z)) = +dF_{t,j} \sin\varphi_j(z) - dF_{r,j} \cos\varphi_j(z) \\ dF_{z,j}(\varphi_j(z)) = +dF_{a,j} \end{cases}$$

Per la determinazione delle forze di taglio per il singolo tagliente è necessario integrare numericamente le componenti riportate nella Formula (52) per poi sommare i contributi dei diversi taglienti.

Al fine dell'implementazione analitica del modello appena esposto, è necessario proseguire come segue:

1. Si calcola lo spessore di truciolo *statico* esplicitato in Formula (47).

2. In base ai vettori definiti nelle Formule (48) e (49), si aggiorna lo spessore di truciolo con lo spostamento del centro della fresa attuale $P_t(t)$ e la geometria reale della superficie lavorata lasciata dal tagliente precedente $P_w(t - T)$.

3. Si calcolano le forze di taglio $F_x(t)$, $F_y(t)$, $F_z(t)$ per l'istante di tempo considerato impiegando il modello sopra esposto; Formule (51) e (52).

4. Si aggiornano le deformazioni di utensile $P_t(t)$ e pezzo $P_w(t)$ in base alle dinamiche del centro di lavoro misurata all'utensile e del pezzo in lavorazione.

Ripendo i punti appena esposti dall'inizio e per il tempo di simulazione voluto, si possono ricavare le forze di taglio nonché, con semplici calcoli, la potenza assorbita dal motore del mandrino [10]:

$$P_t(t) = V \cdot \sum_{j=1}^{N} F_{t,j}\left(\varphi_j(z)\right) \tag{53}$$

2.6. Influenza dell'usura

Quanto finora esposto si riferisce a utensili con geometria ideale. Considerando un processo di asportazione reale, le forze di taglio dipendono fortemente dallo stato attuale dell'utensile; in Figura 17 sono riportate le tre componenti della forza di taglio per un'operazione di *slot milling* su alluminio impiegando un utensile a 5 inserti di diametro 63 *mm*.

Le componenti rappresentate in nero sono state ottenute con placchette nuove mentre, quelle rappresentate in rosso, impiegando il medesimo utensile ma con 2 placchette adiacenti usurate artificialmente. Tale usura è stata realizzata scheggiando i suddetti inserti [30].

I risultati appena illustrati confermano quanto affermato in [12], [13], [14] e [15], ossia che le forze di taglio, a parità di utensile, materiale lavorato e parametri di taglio, aumentano all'incrementare dello stato di usura dell'utensile/inserto.

Com'è noto dal Paragrafo 2.4.3, e riscontrato in letteratura in [14], i *coefficienti di strappamento* sono, per una data lavorazione, direttamente proporzionali alle componenti medie della forza di taglio proiettata lungo le direzioni di lavorazione (Figura 17).

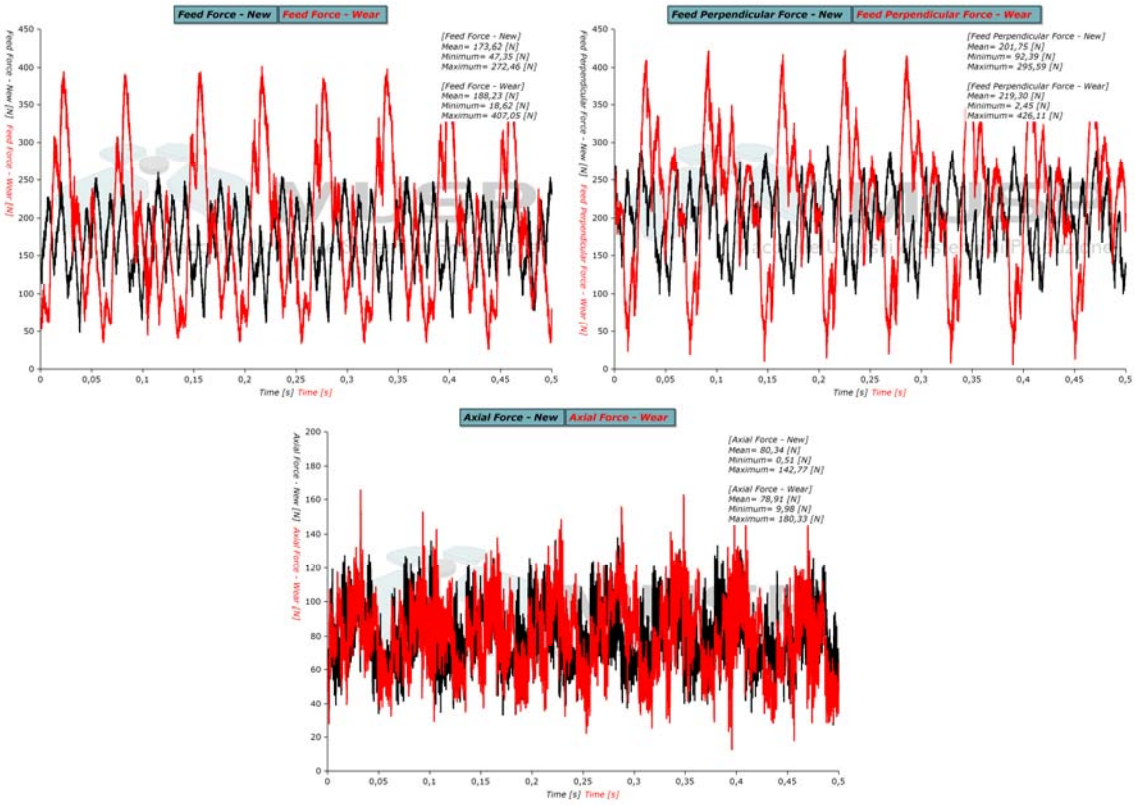


Figura 17 – Componenti della forza di taglio nelle direzioni di lavorazione (Fresa a 5 taglienti su alluminio)

Se si considera, ad esempio, una lavorazione di *slot milling* su alluminio con utensile a 5 inserti, diametro 63 *mm* e profondità di taglio assiale pari a 1,5 *mm*, si possono ricavare, in funzione di due stati di usura provocata artificialmente, i coefficienti di strappamento riportati in Tabella 1.

Coefficiente	Inserti nuovi	1 inserto usurato	2 inserti usurati
K_{ts} [N/mm^2]	147,64	159,67	179,42
K_{rs} [N/mm^2]	83,55	116,07	110,32
K_{as} [N/mm^2]	18,58	76,70	15,26
K_{te} [N/mm^2]	5,00	1,90	2,43
K_{re} [N/mm^2]	7,01	4,44	5,50
K_{ae} [N/mm^2]	5,77	0,77	2,60

Tabella 1 – Coefficienti di strappamento in funzione dello stato di usura

È ora necessario distinguere due casi:

1. Previsione delle forze di taglio. In questo contesto vengono impiegati tutti i coefficienti riportati in Tabella 1, di conseguenza l'andamento temporale delle forze verrà fortemente influenzato dallo stato di usura degli inserti.

2. Diagramma a lobi. Per la determinazione del diagramma a lobi, vengono impiegati unicamente i coefficienti K_{ts} e K_{rs}; per questo motivo risulta di più facile interpretazione la variazione di tali coefficienti con lo stato di usura. Il limite di stabilità, infatti (Paragrafo 2.3.2), è inversamente proporzionale a K_{ts} mentre il rapporto fra K_{rs} e K_{ts} influenza parzialmente la forma del diagramma. In Figura 18 sono riportati i diagrammi a lobi per utensile nuovo e utensile usurato.

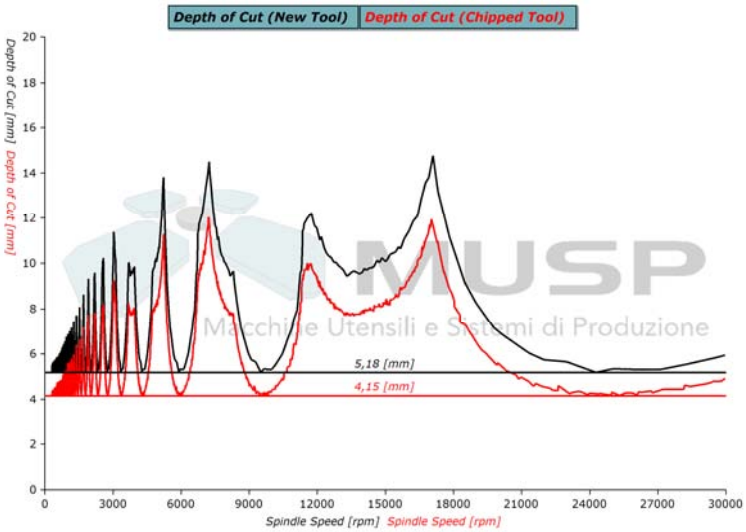


Figura 18 – Diagrammi a lobi per utensile nuovo e scheggiato

3. Attività svolte

Nella seconda annualità dell'OR5 si chiede di individuare una parametro prestazionale degli utensili nonché una metodologia di misura in grado di valutarlo. Di fondamentale importanza risulta la durata, ossia la resistenza all'usura, dell'utensile o placchetta ma, come mostrato in precedenza, tale parametro non ne descrive appieno le potenzialità ed il comportamento. Si fa riferimento, in particolare, al comportamento dinamico della lavorazione che deve necessariamente considerare, oltre alle caratteristiche dell'utensile, quelle del centro di lavoro nonché del pezzo in lavorazione.

Gli ambiti di applicazione delle attività che sono state svolte nell'OR5 sono essenzialmente tre:

1. Applicabilità a livello industriale – con un adeguato adattamento deve essere veloce il trasferimento della conoscenza acquisita al piano industriale; caratteristica molto importante per i soci del Consorzio.

2. Ricerca accademica – i prodotti ed i risultati del presente OR devono poter essere impiegati a livello accademico al fine di rendere disponibili risultati scientifici.

3. Ricerca industriale – strumenti in grado di eseguire analisi di stabilità delle lavorazioni devono poter essere impiegati dagli uffici tecnici delle aziende per migliorare la struttura delle macchine da un lato e la geometria degli utensili dall'altro.

Altro aspetto non trascurabile è il lavoro previsto per la terza annualità dell'Obiettivo Realizzativo 5 che richiede la disponibilità di strumenti in grado di analizzare grandi quantità di dati in tempi compatibili con le disponibilità aziendali.

Presi in considerazione questi aspetti, si è deciso di realizzare una serie di strumenti software adeguati alle esigenze; in particolare (Paragrafo 3.1), allo stato attuale, si è in grado di acquisire dati da opportune periferiche, elaborare e graficare tali dati, stimare FRF, determinare parametri modali, calcolare diagrammi a lobi per fresatura e prevedere, impiegando un opportuno modello dinamico, le forze di taglio sempre per operazioni di fresatura. Si è poi proceduto alla verifica delle ipotesi fatte e degli strumenti realizzati al fine di poter procedere con le attività della terza annualità.

3.1. Software

Nel Capitolo 2 vengono trattati nel dettaglio una serie di algoritmi che permettono di:

- Misurare la cedevolezza dinamica (FRF) di una macchina utensile.

- Individuare i modi di che influenzano maggiormente le prestazioni del sistema di lavorazione.

- Ricavare, da misure sperimentali, i coefficienti di strappamento per una bene definita operazione di fresatura.

- Prevedere le forze di taglio impiegando un modello di simulazione dinamico che consideri la cedevolezza meccanica della macchina all'utensile ed al pezzo in lavorazione.

- Calcolare il diagramma a lobi per operazioni di fresatura.

Si è deciso di prendere in considerazione diverse soluzioni realizzative nonché la possibilità di impiegare un software commerciale:

- Commercialmente molto diffuso è il software *CutPro* [28] che permette le analisi esposte nel contesto del presente report. Il Consorzio MUSP possiede una licenza di tale software e, lo svantaggio principale, è quello della non accessibilità degli algoritmi e la mancata possibilità di

agire su molti parametri caratteristici degli stessi. Lo sviluppo di in software dedicato, inoltre, permetterebbe la creazione di una base di conoscenza molto più approfondita sui diversi argomenti nonché la possibilità di personalizzare completamente le procedure; questo anche in considerazione della non trascurabile attività di ricerca che si intende sviluppare relativamente all'OR5.

- L'impiego di ambiente che metta a disposizione un'interfaccia per creare le funzioni precedentemente elencate: ci si riferisce, in particolare, a Matlab. Tale ambiente mette a disposizione una serie di funzioni che semplificano fortemente lo sviluppo dei modelli descritte nel Capitolo 2. Il linguaggio utilizzato per scrivere funzioni o sotto funzioni che consentano i calcoli sopra descritti è, tuttavia, molto prossima a quella di un linguaggio di alto livello, i.e. C, inoltre sarebbe opportuno sviluppare una serie di strumenti sfruttando tutte le potenzialità della programmazione ad oggetti creando un'opportuna interfaccia grafica. Tutte queste possibilità sono disponibili in Matlab che, tuttavia, rimane un linguaggio di basso livello e che deve essere presente su tutti i computer dove la serie di funzioni realizzate deve essere eseguita.

- Alla luce di quanto esposto al punto precedente, risulta vantaggioso l'impiego di un linguaggio di programmazione che consenta, a valle dell'implementazione di un set di oggetti che sopperisca alle funzioni basilari, come trasformate di Fourier e plottaggio di grafici, di sviluppare molto velocemente e semplicemente i modelli di calcolo precedentemente esposti. Principale vantaggio risiede nella potenzialità della programmazione ad oggetti: è possibile, ad esempio, pensare di sostituire l'oggetto *coefficienti di strappamento* con un oggetto *coefficienti di strappamento con incertezza* e l'oggetto *FRF* con *FRF con incertezza* in modo tale da ottenere una profondità di taglio assiale o una previsione di forze corredata da un valore di incertezza risultato di una propagazione di tale grandezza dai valori di input a quelli di output. A questo punto, a parità di dati di input, è possibile pensare, ad esempio, di valutare la bontà di diversi algoritmi che permettono di arrivare allo stesso risultato utilizzando come parametro prestazionale il valore dell'incertezza.

Considerando le finalità sia accademiche che industriali del presente lavoro, si è deciso di utilizzare un linguaggio di programmazione di alto livello. Il prodotto disponibile è *Visual Studio 2005* quindi, visto il background di conoscenze, è stato selezionato il linguaggio Visual Basic 2005.

Nei prossimi Paragrafi verranno esposti in dettaglio gli strumenti sopra elencati.

3.1.1. Strumento per l'acquisizione dati

Risulta evidente la necessità di uno strumento in grado di acquisire dati da una periferica di acquisizione commerciale come una scheda della National Instruments ®. Il Consorzio MUSP, infatti, possiede due schede di questo tipo: una specifica per l'alimentazione IEPE di accelerometri e martelli strumentati (NI USB 9233 [26]) mentre un'altra per l'acquisizione di generici segnali analogici e digitali con range da -10 *Volt* fino a +10 *Volt* (NI USB 6259 [27]).

Con l'acquisto di tali periferiche viene fornito un software (*NI-DAQmx*) in grado di riconoscere tutte le schede di acquisizione in commercio fino alla data di uscita del software; vengono inoltre messe a disposizione alcune librerie (*dll*) da utilizzare con *Microsoft Visual Studio 2005* e che permettono di configurare e salvare dati da tali periferiche.

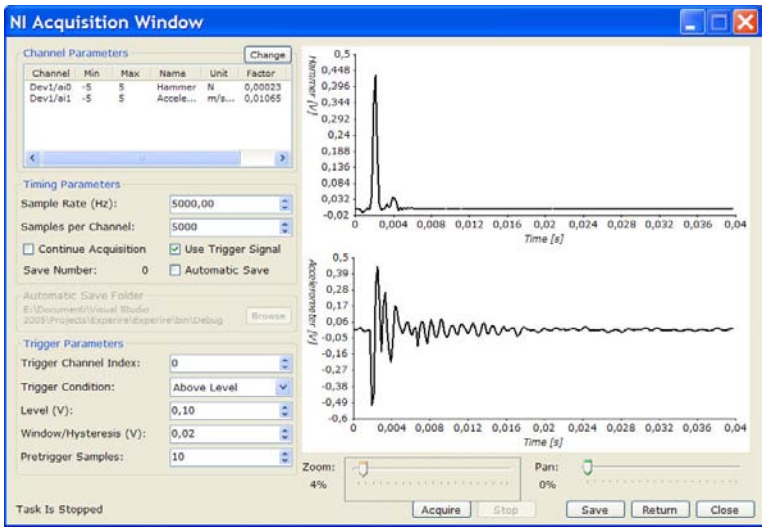


Figura 19 – Strumento per l'acquisizione da schede della National Instruments ®

In Figura 19 è rappresentato lo strumento realizzato per l'acquisizione da periferiche della National Instruments ® che richiama funzioni definite nel *NI-DAQmx* permettendo di ottenere una matrice di valori *Double* in base alle impostazioni di acquisizione. Lo strumento consente di personalizzare i seguenti parametri:

- Elenco di canali (*Channel Parameters*) per i quali è possibile specificare anche un nome, una unità di misura ed una sensibilità (quindi misurata in *Volt / "unità di misura"*).

- Frequenze e tempi di acquisizione (*Timing Parameters*) oltre alla possibilità di impostare il tipo di operazione da compiere prima o dopo l'acquisizione. Nel caso di *Continue Acquisition*, l'acquisizione avverrà a campioni successivi e adiacenti temporalmente fino a quando non viene premuto il tasto *Stop*. Impiegando, inoltre, l'*Automatic Save*, verranno salvati automaticamente tutti i dati acquisiti in una cartella specificata in *Automatic Save Folder*.

- Se si decide di impiegare un segnale di Trigger per l'acquisizione (*Use Trigger Signal*), sarà necessario impostare il gruppo di controlli *Trigger Parameters*; l'acquisizione non partirà fino a quando le condizioni di Trigger non saranno verificate.

In Figura 19 è riportato il risultato di un'acquisizione di *impact test* (Paragrafo 2.1.1). Si sono infatti impostati due canali di acquisizione: uno per il martello strumentato e l'altro per l'accelerometro. L'acquisizione deve partire nel momento in cui si applica l'impulso alla struttura quindi, come segnale di trigger, è stato impostato il canale 0. Per includere anche la parte iniziale dell'impulso è necessario, partendo dall'istante in cui la condizione di trigger è stata verificata, anteporre un numero di campioni pari all'impostazione *Pretrigger samples* che specifica il numero di campioni che lo strumento tiene in memoria in modo tale da poter ricostruire il segnale negli istanti precedenti al momento in cui è verificata la condizione di trigger.

Analogamente a quanto appena visto per l'*impact test*, è possibile configurare una scheda con ingressi analogici da -10 *V* a +10 *V*, la NI USB 6259, ed acquisire con le impostazioni necessarie alla successiva analisi del fenomeno.

3.1.2. Strumento per il calcolo del diagramma a lobi in fresatura

Come esposto nel Paragrafo 2.3.2, il modello per la determinazione del diagramma a lobi per operazioni di fresatura richiede un certo numero di parametri in ingresso riassunti nel seguente elenco:

- FRF misurate all'utensile. Sono individuate da una coppia di lettere *X* o *Y*: la prima indica la direzione di applicazione della sollecitazione mentre la seconda la direzione di misura

dell'accelerazione/deformazione. Si ricorda, inoltre, che *X* rappresenta la direzione di avanzamento e *Y* la direzione perpendicolare all'avanzamento e contenuta nel piano radiale dell'utensile (le medesime convenzioni di Figura 15).

- FRF misurata al pezzo in lavorazione. Analogo a quanto già visto per l'FRF all'utensile.

- Un piccolo seti di parametri di taglio (*Cutting Parameters*) che determinano la tipologia di lavorazione. In particolare si specifica il verso di rotazione della fresa, il numero di taglienti e gli angoli di lavoro φ_{st} e φ_{ex}. È inoltre necessario specificare un oggetto (*Material*) in cui vengono specificati i *coefficienti di strappamento*.

- Una serie di parametri (*Chatter Parameters*) che definiscono l'intervallo di frequenze di chatter da considerare ed il numero di lobi da prendere in considerazione, i.e. *k* di Formula (26).

- L'intervallo di velocità di rotazione del mandrino di interesse (*Spindle Speed Output*).

- Selezione del metodo da impiegare per l'intersezione dei lobi (*Lobes Intersection Method*), ossia l'algoritmo da impiegare per determinare il valore minimo della profondità di taglio assiale (*Depth of Cut*) in funzione delle diverse velocità di rotazione del mandrino.

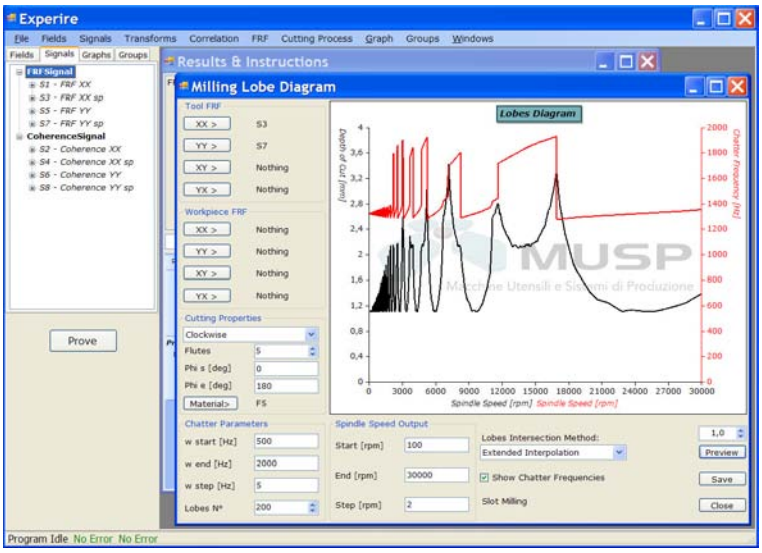


Figura 20 – Strumento per il calcolo dei diagrammi a lobi in fresatura

L'algoritmo calcola un vettore di profondità di taglio e corrispondenti velocità di rotazione che sono funzioni di *k* (Formula (26)), di conseguenza i due vettori conterranno valori ripetuti di velocità. L'output delle strumento sono due vettori: velocità di rotazione del mandrino (in ordine crescente come specificato in *Spindle Speed Output*) ed i corrispondenti valori di profondità di taglio. Per eseguire la trasformazione è necessario determinare, per ogni valore della velocità di rotazione di output, il minimo fra tutte le profondità corrispondente nel vettore di profondità di taglio detto *di input* e calcolato dal modello precedentemente descritto.

È noto dal Paragrafo 2.3 che i diversi modi individuabili nell'FRF generano una curva convessa che copre un determinato intervallo di velocità di rotazione del mandrino. È altresì vero che esistono *k* curve tutte uguali ma a diversi range di velocità che si sovrappongono parzialmente (Figura 21). Lo strumento in oggetto calcola tutti i punti dei diversi lobi e li memorizza in due vettori: uno contenente le profondità di taglio e l'altro contenente le velocità di rotazione del mandrino.

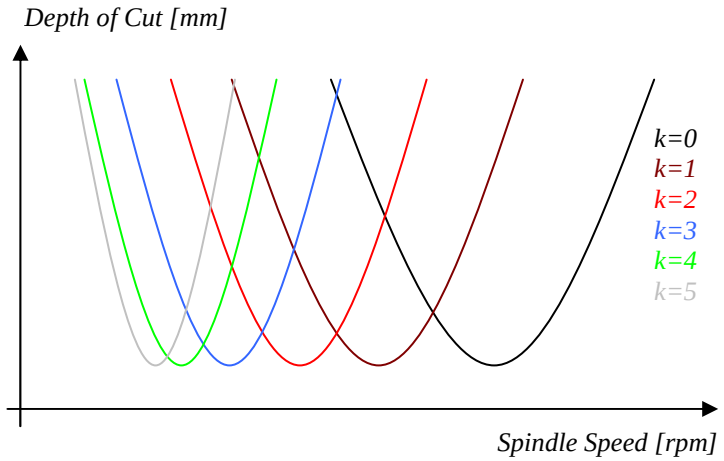


Figura 21 – Forma e distribuzione dei lobi per un modo ad un grado di libertà

Per costruire i due vettori di output sarà quindi necessario intersecare i diversi lobi ottenendo l'inviluppo dei minimi; a tal fine sono stati implementati tre diversi metodi:

1. *Normal* – per ogni punto del vettore di ingresso, che si ricorda essere composta dalla coppia di valori *profondità di taglio*, *velocità di rotazione*, si individua, nel vettore di uscita, la velocità di rotazione del mandrino più prossima e si controlla il corrispondente valore di profondità di taglio.

2. *Fast Interpolation* – come il precedente ma la profondità di taglio viene interpolata linearmente nel vettore di input considerando il valore reale della velocità di rotazione nel vettore di output.

3. *Extended Interpolation* – viene interpolato linearmente tutto il vettore dei punti di input sulla base del vettore delle velocità di rotazione del mandrino di output.

3.1.3. Previsione delle forze di taglio in fresatura

In Figura 22 sono riportate le tre pagine di impostazioni dello strumento sviluppato per la previsione delle forze di taglio in fresatura.

La prima pagina (*Tab*) permette di selezionare:

- Utensile da impiegare tra quelli integrali costruiti seguendo la logica dell'*APT* [4].

- Un oggetto *coefficienti di strappamento*.

- I rimanenti parametri di taglio (*Cutting Parameters*) necessari alla simulazione, ossia velocità di rotazione del mandrino, avanzamento al dente al giro e profondità di taglio assiale.

La seconda pagina permette di impostare:

- La frequenza di campionamento ed il numero di campioni dei vettori di forza e potenza che lo strumento calcola.

- Le dimensioni del pezzo in lavorazione nel piano *XY* (si ricorda che X è la direzione di avanzamento).

- La posizione iniziale del centro della fresa.

La terza pagina permette di selezionare:

- Le FRF modali (Paragrafo 2.2) misurate all'utensile.

- Le FRF modali misurate al pezzo in lavorazione.

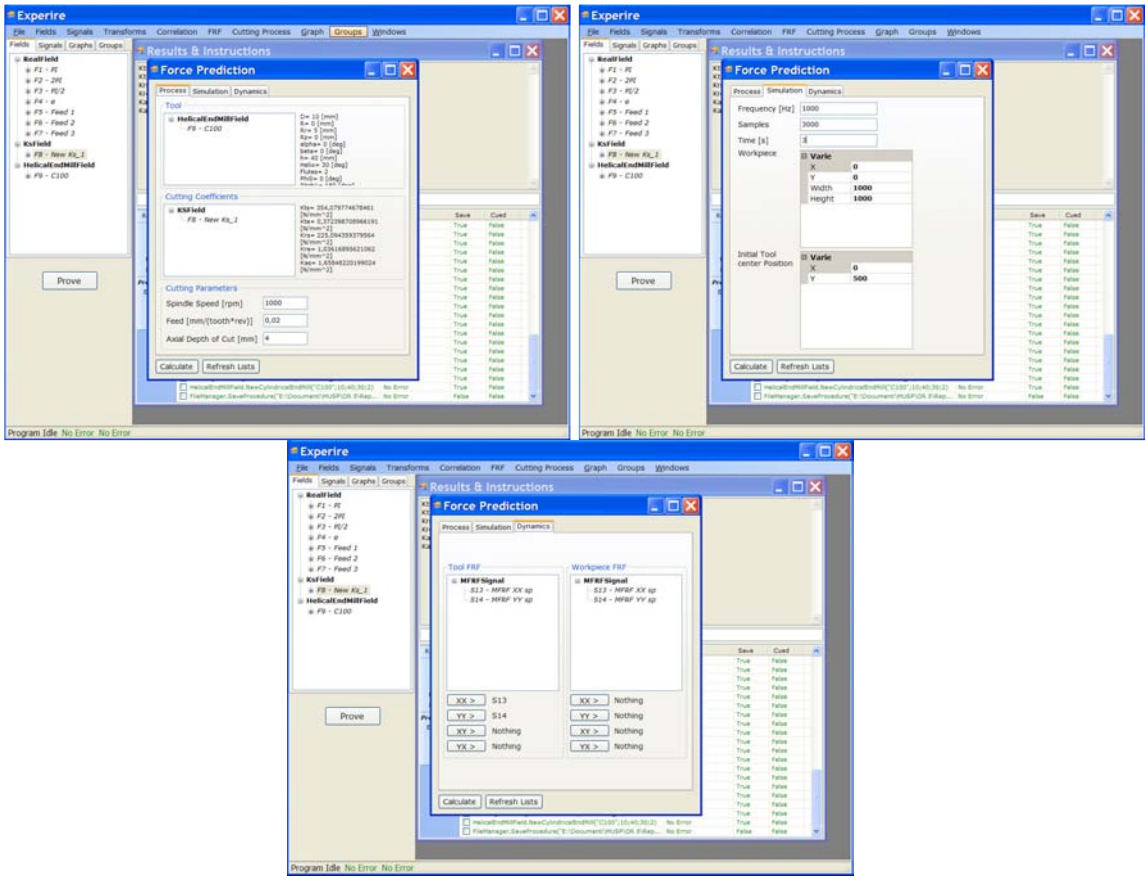


Figura 22 – Strumento per la previsione delle forze di taglio in fresatura

In Figura 23 è riportato il risultato di un'operazione di slot milling impiegando le seguenti impostazioni:

- Nella prima pagina è stato selezionato un utensile integrale di diametro 10 *mm* con 2 taglienti e angolo dell'elica 30°; i coefficienti di strappamento per il C40 ed impostate velocità di rotazione, feed e profondità di taglio assiale corrispondenti al corrispondente caso reale (2462 *rpm*; 0,026 *mm/dente* e 4 *mm*).

- Nella seconda pagina è stata impostata una frequenza per i segnali di output di 5000 *Hz* ed una durata della simulazione di 1 secondo (5000 campioni); gli stessi parametri delle corrispondenti misure.

- Non avendo a disposizione informazioni sulla dinamica della macchina e del pezzo in lavorazione, nella terza pagina è stato lasciato tutto impostato a *Nothing*.

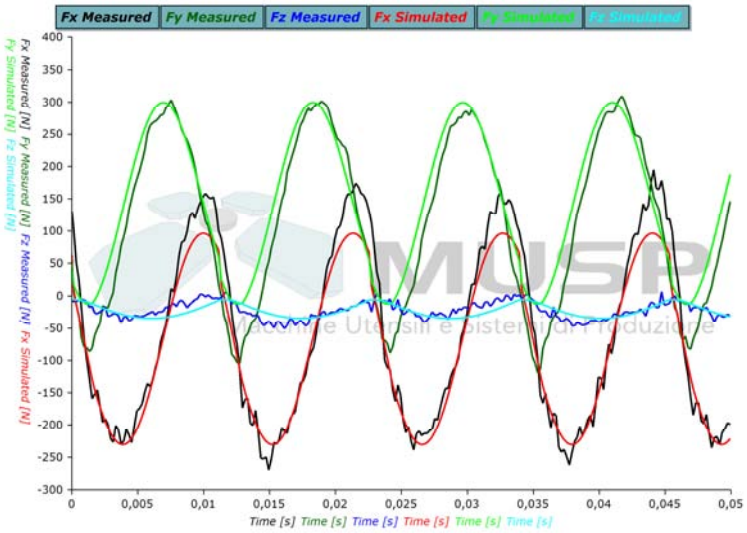


Figura 23 – Forze misurate e previste: slot milling di C40.

Altri esempi di simulazione considerando anche le dinamiche della macchina utensile possono essere trovati nel Paragrafo 3.2.

3.1.4. Determinazione dei coefficienti di strappamento

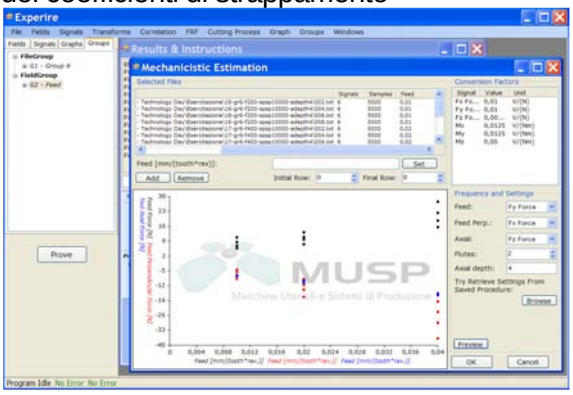


Figura 24 – Strumento per la determinazione dei coefficienti di strappamento da prove di slot milling

Per la determinazione sperimentale dei coefficienti di strappamento, esposta nel Paragrafo 2.4.3, sono necessari i dati in ingresso qui riassunti:

- Un elenco di file (*Selected Files*) a ciascuno dei quali è associato un valore di avanzamento al dente al giro. Il singolo file deve contenere almeno le tre componenti della forza di taglio nelle direzioni *feed*, *feed perpendicular* e *axial*.

- Una serie di coefficienti di conversione (*Conversion Factors*) che, se diversi da 1, vengono eventualmente impiegati per convertire i valori in *Volt* contenuti nei file nell'unità di misura corretta (i.e. *Newton*).

- È infine necessario associare alle diverse forze contenute come colonne di dati nei diversi file la direzione che le compete nel modello precedentemente definito. Infine è necessario specificare il numero di taglienti e la profondità di taglio assiale.

Lo strumento restituisce un output grafico che permette di verificare l'ipotesi di linearità fra avanzamento al dente al giro e forze medie nella terna di riferimento ed un oggetto *coefficienti di strappamento*. In Tabella 2, ad esempio, sono riportati i coefficienti di strappamento con incertezza per una lavorazione su

alluminio con un fresa HSS a 2 taglienti, diametro 10 *mm*, angolo dell'elica di 30° e profondità di taglio assiale 4 *mm* (Figura 24). Il valore dell'incertezza si ricava dalla regressione in funzione dell'avanzamento al dente al giro (Paragrafo 2.4.3).

Coefficiente	Valore [N/mm^2]
K_{ts}	354±16
K_{rs}	225±12
K_{as}	115,1±0,8
K_{te}	0,37±0,32
K_{re}	1,04±0,24
K_{ae}	1,06±0,01

Tabella 2 – Coefficienti di strappamento calcolati

È stato inoltre possibile inserire direttamente i valori dei coefficienti creando un nuovo oggetto *coefficienti di strappamento*.

È anche possibile utilizzare la trasformazione dai parametri ortogonali esposta nel Paragrafo 2.4.2.

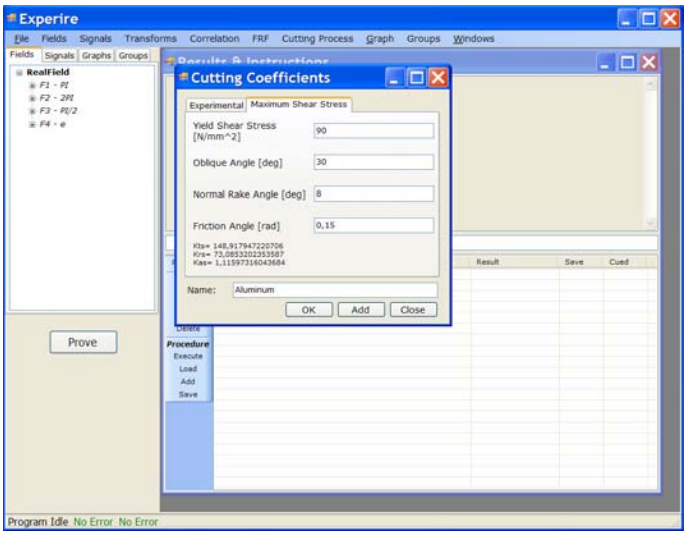


Figura 25 – Formulazione analitica per la determinazione dei coefficienti di strappamento

3.2. Prove sperimentali

Nell'ambito del presento Obiettivo Realizzativo, sono state realizzate una serie di prove sperimentali con diverse finalità:

1. Misura di FRF ed identificazione dei parametri modali. Influenza sul diagramma a lobi considerando un'operazione di slot milling su alluminio *Ergal S11*.

2. Previsione delle forze di taglio su alluminio *Ergal S11* impiegando un centro di lavoro e con utensile integrale in HSS.

3. Determinazione dei coefficienti di strappamento su allumino *Ergal S11* su un centro di lavoro impiegando un utensile ad inserti a diversi stadi di usura.

3.2.1. Identificazione dei parametri modali ed influenza sul diagramma a lobi

Nell'ambito della presente sperimentazione, si è proceduto alla misura sperimentale delle Funzioni di Risposta in Frequenza (FRF) di una fresatrice; dati che verranno successivamente impiegati per la previsione delle forze di taglio. Il risultato delle acquisizioni, quindi la stima delle FRF, è riportata in Figura 26 e Figura 27.

Come esposto nel Paragrafo 2.2, i modi che maggiormente influenzano la capacità di asportazione sono quelli con parte reale fortemente negativa.

Esaminando la Figura 26 è possibile osservare quanto segue:

- In direzione *XX*, grafico di sinistra, il modo che sembra avere maggiore influenza è quello a 1250 *Hz* circa mentre gli altri sembrano avere scarsa rilevanza. Da osservare che esiste un modo a 50 *Hz* circa molto influente; esso, tuttavia, si trova in una zona di scarsa coerenza del segnale inoltre, visto che le normali velocità di funzionamento della fresatrice in oggetto sono generalmente maggiori dei 10000 *rpm*, tale modo risulta non limitante ed influente fino ad una velocità di rotazione di 5000 *rpm* circa.

- In direzione *YY*, grafico di destra, vi sono due modi che sembrano essere significati: uno intorno ai 1250 *Hz* ed uno intorno ai 1750 *Hz*. Per quanto riguarda il modo a 150 *Hz* valgono le stesse considerazioni fatte al punto precedente.

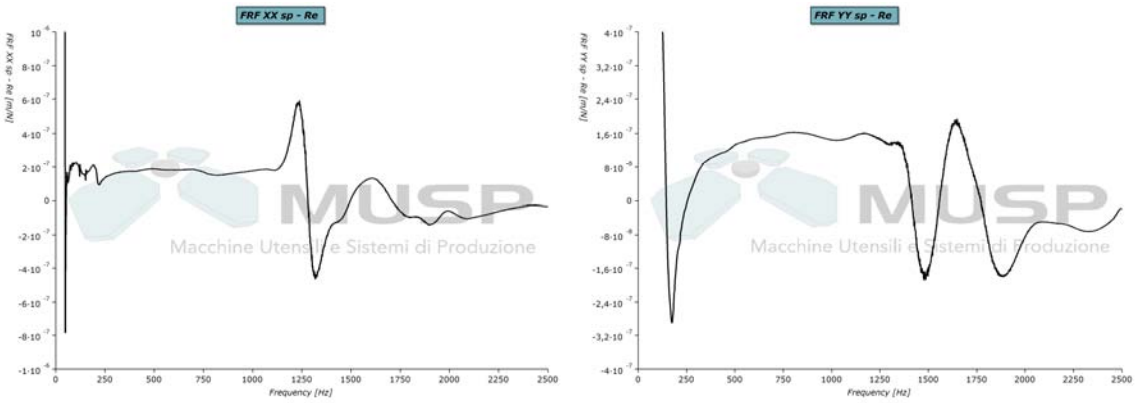


Figura 26 – Parte reale delle FRF della fresatrice nel piano di lavoro (XY)

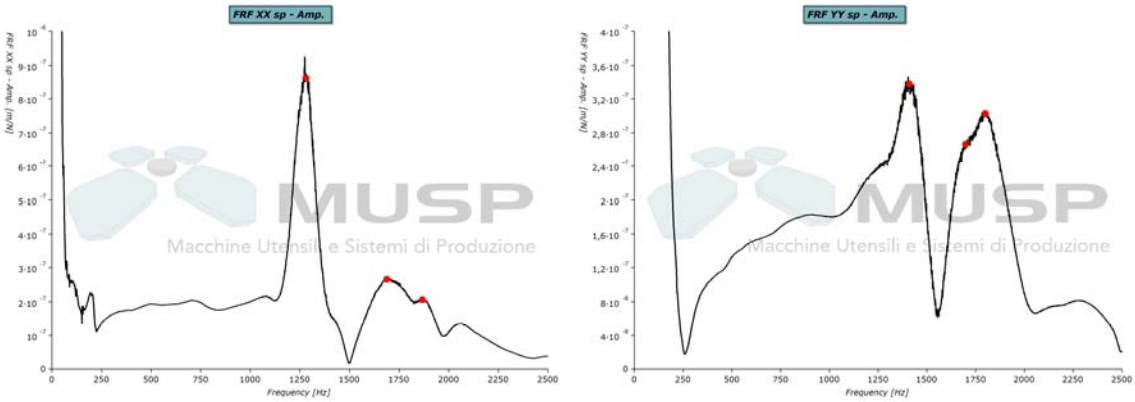


Figura 27 – Ampiezza delle FRF e modi di interesse

Plottando, questa volta, l'ampiezza delle due FRF prese in considerazione, Figura 27, si è deciso di prendere in considerazione i modi contrassegnati da un pallino rosso in Figura; questo per far si che lo strumento software sviluppato per l'approssimazione dei parametri modali riesca ad approssimare al meglio il comportamento dell'FRF sperimentale.

Dopo una serie di prove è stato possibile ricavare le FRF modali riportate in Figura 28 e sovrapposte a quelle ricavate sperimentalmente. Come si può notare l'approssimazione ad un grado di libertà risulta limitante in termini di bontà del risultato; per contro risulta di scarso interesse ai fini della previsione delle forze di taglio impiegare modelli con più di un grado di libertà (*MDOF – Multiple Degree Of Freedom*).

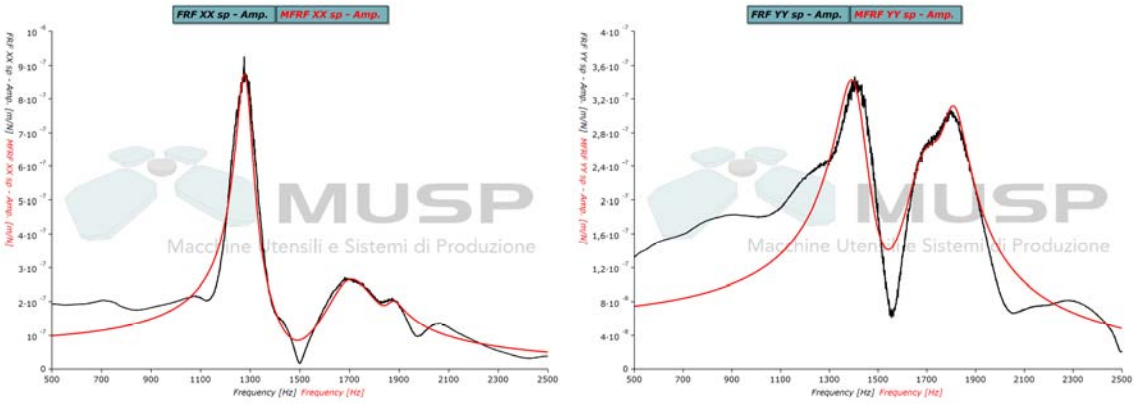


Figura 28 – FRF sperimentali e modali

Per confrontare i risultati ottenuti si è deciso di considerare un'operazione di slot milling su alluminio *Ergal S11* con utensile integrale in HSS di diametro 10 *mm*, 2 taglienti ed angolo dell'elica di 30°; il risultato, utilizzando le FRF sperimentali e quelle modali, è riportato in Figura 29. Il diagramma a lobi rappresentato in nero è quello ricavato impiegando le FRF sperimentali mentre, per quello in rosso, sono state impiegate le FRF modali appena ricavate. A ciascuno dei due diagrammi è associata una corrispondete frequenza di chatter in funzione della velocità di rotazione del mandrino: i punti in blu rappresentano le frequenze di chatter associate al diagramma a lobi ricavato con le FRF sperimentali mentre i punti in arancione sono associati al diagramma a lobi calcolato con le FRF modali.

Come si può notare dalla Figura, le FRF modali nelle due direzioni sovrastimano la capacità di asportazione a parità di materiale e geometria di lavorazione.

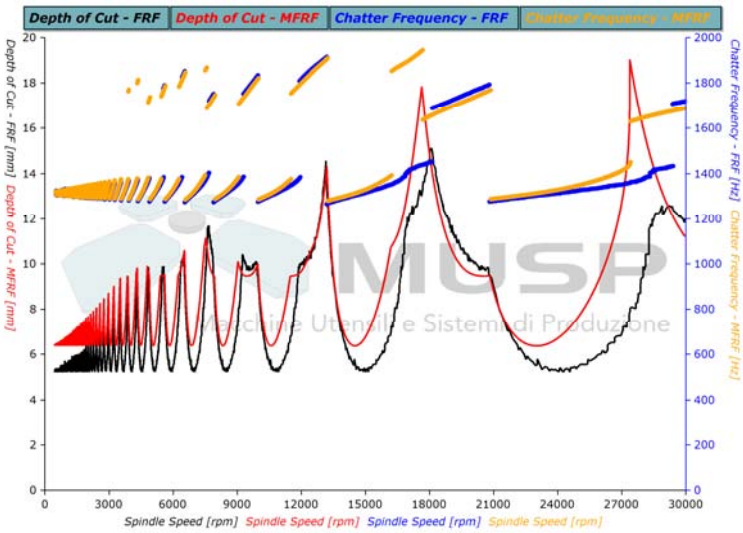


Figura 29 – Diagrammi a lobi ricavati con le due coppie di FRF (sperimentali e modali)

In particolare è possibile notare:

- Una traslazione verso sinistra dei diversi lobi ad indicare una sottostima delle frequenze naturali dei vari modi.

- Un incremento della profondità di taglio limite nella quasi totalità dei valori di velocità di rotazione del mandrino ad indicare un errore nella forma dell'FRF modale nell'intorno dei modi che limitano la capacità di asportazione.

- Da segnalare una forte incongruenza fra l'FRF sperimentale e quella modale fra 16000 e 18000 *rpm* e fra 27000 e 29000 *rpm*: il modo limitante individuato non è quello che realmente limita la capacità di asportazione in quegli intervalli di velocità.

Nel prossimo paragrafo verranno comunque impiegate le FRF modali nel modello di previsione delle forze di taglio esposto al Paragrafo 2.5.

3.2.2. Previsione delle forze di taglio considerando le dinamiche macchina

In Figura 30 è riportato il risultato delle analisi condotte al paragrafo precedente: il diagramma a lobi tracciato utilizzando le FRF modali. Nel modello di previsione delle forze di taglio esposto nel Paragrafo 2.5, infatti, risulta *necessario* impiegare una FRF modale.

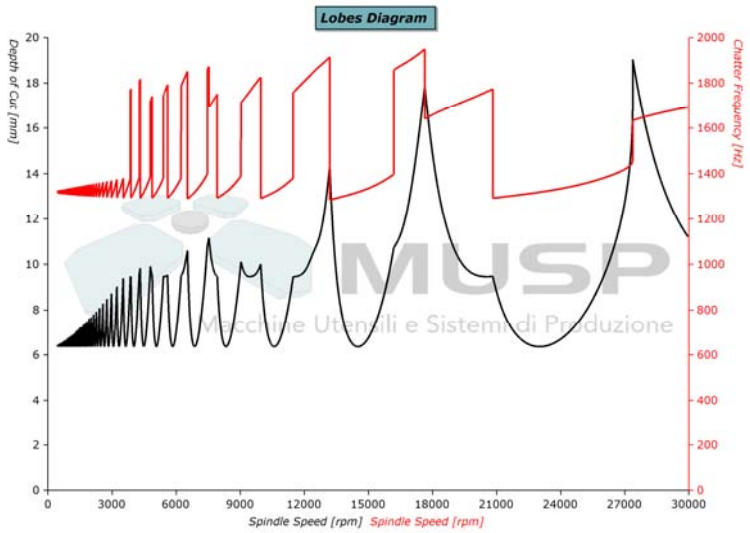


Figura 30 – Diagramma a lobi ricavato con le MFRF precedentemente ricavate

Al fine di verificare il modello di simulazione, verranno eseguiti quattro diversi confronti:

1. Una simulazione in condizioni di *chatter* scegliendo i parametri dalla Figura 30.
2. Una simulazione in condizioni di stabilità per la lavorazione.
3. Confronto fra le forze previste e misurate in condizioni di stabilità.
4. Confronto fra forze statiche previste con lo strumento precedentemente descritto ed uno commerciale [28].

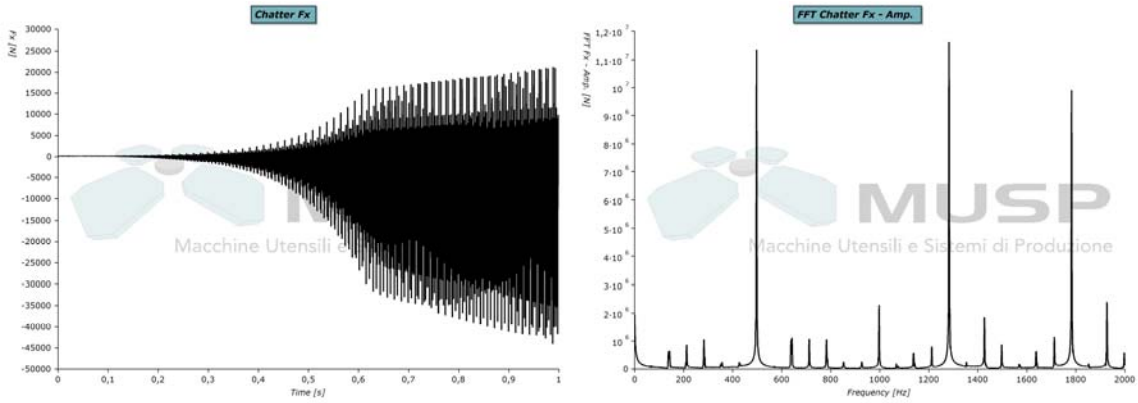


Figura 31 – Forza in direzione di avanzamento in condizioni di chatter (15000 rpm; profondità assiale 8 mm)

In Figura 31 è riportato l'andamento delle forza in direzione di avanzamento e la corrispondente rappresentazione nel dominio delle frequenze: la frequenza di passaggio del dente, pari a 500 *Hz*, risulta una delle componenti più importanti insieme alla frequenza di chatter a 1300 *Hz* circa (modo in direzione XX); è inoltre presente una componente non trascurabile a 1800 *Hz* circa corrispondente ad un modo in direzione YY). Aumentando la profondità di taglio assiale si nota un incremento della componente alla frequenza di chatter.

In Figura 32 è invece riportato, a parità di profondità di taglio assiale, l'andamento della forza in direzione di avanzamento ottenuta incrementando la velocità di taglio rispetto al caso precedente; in questo modo si entra in una tasca di stabilità consentendo, rispetto al caso precedente, una maggiore asportazione di materiale a scapito di un incremento della potenza richiesta.

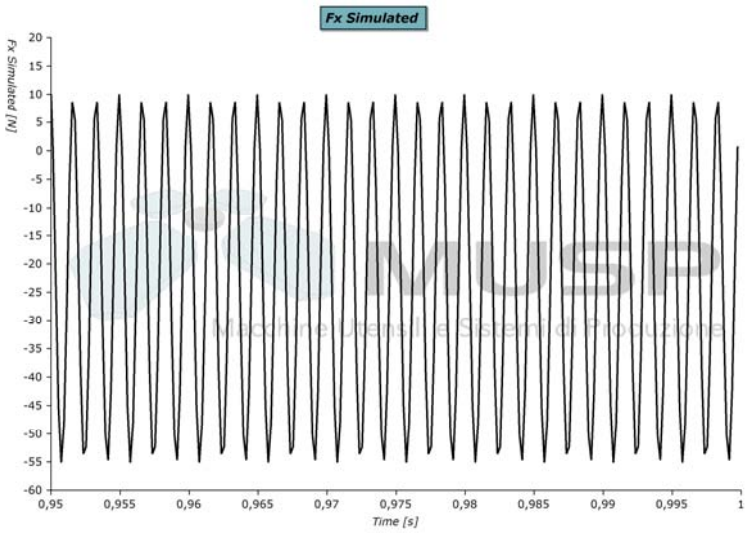


Figura 32 – Forza in direzione di avanzamento (18000 rpm; profondità assiale 8 mm)

Un confronto che necessariamente deve essere portato a termine, è quello fra le forze previste e quelle misurate sperimentalmente: questo è quanto riportato in Figura 33. Da tali andamenti si potrebbe erroneamente dedurre come lo strumento non sia in grado di prevedere in maniera efficace le forze di taglio; si noti, tuttavia, che l'andamento di massima di tali segnali risulta simile di conseguenza dovuto alle dinamiche della macchina utensile impiegata.

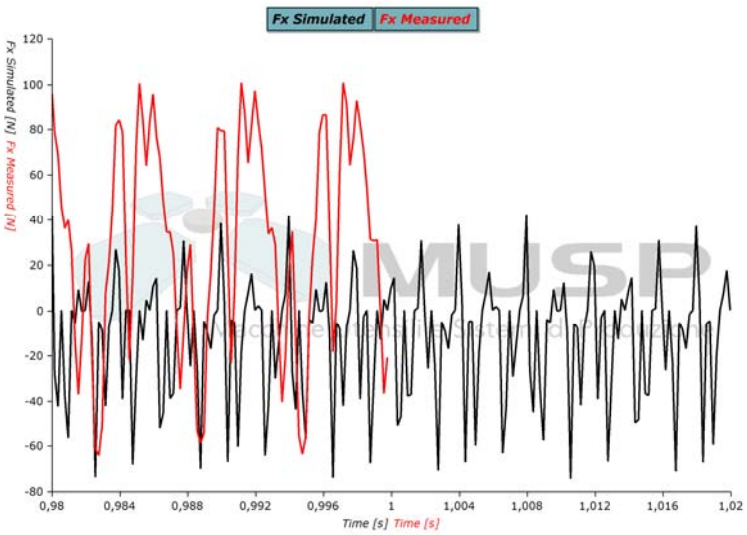


Figura 33 – Forza in direzione di avanzamento misurate e simulata (15000 rpm; profondità assiale 4 mm)

L'andamento della forza prevista, tuttavia, si discosta da quello misurato in quanto sono state fatte forti approssimazioni e semplificazioni sul comportamento dinamico della macchina utensile; in particolare sono state considerate solo le componenti XX e YY delle FRF all'utensile trascurando XY e YX (si ricordino le nomenclature precedentemente definite) mentre il comportamento dinamico del pezzo in lavorazione non è stato preso in considerazione. L'informazione che si può trarre dalla previsione in Figura 33 è che la dinamica della macchina utensile risulta essere molto importante ai fini della determinazione delle forze di taglio (per confronto si veda la Figura 34 in cui macchina e pezzo sono ipotizzati infinitamente rigidi). Si può quindi concludere che la macchina utensile non è sufficientemente rigida per la lavorazione che si vuole realizzare.

In Figura 34, infine, vengono confrontate le forze previste per l'operazione considerata: a sinistra utilizzando lo strumento software descritto nel Paragrafo 3.1.3 mentre, a destra, quelle previste impiegando uno strumento commercialmente molto diffuso denominato *CutPro* [28]. È facile notare l'allineamento dei due risultati.

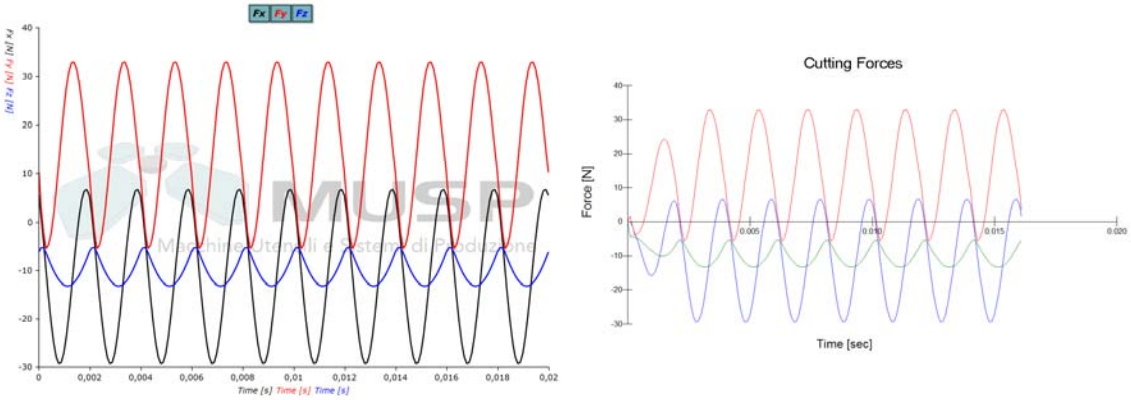


Figura 34 – Confronto fra forze statiche previste (SW del paragrafo 3.1.3 e CutPro [28])

3.2.3. Coefficienti di strappamento per alluminio con usura utensile

Al fine di verificare l'influenza dell'usura dell'utensile, è stata eseguita una campagna sperimentale progettata in modo tale da poter ricavare i coefficienti di strappamento in funzione di una serie di stati di usura provocati artificialmente [30].

Lavorazione di *slot milling* a 1500 *rpm* con avanzamenti di 0,05 e 0,1 *mm/dente*. L'utensile impiegato ha un diametro di 63 *mm* e 5 inserti.

I risultati, riportati in Tabella 1, vengono di seguito riportati ed estesi:

Coefficiente	Inserti nuovi	1 usurato	2 usurati adiacenti	2 usurati non adiacenti
K_{ts} [N/mm^2]	147,64	159,67	179,42	140,77
K_{rs} [N/mm^2]	83,55	116,07	110,32	126,76
K_{as} [N/mm^2]	18,58	76,70	15,26	54,84
K_{te} [N/mm^2]	5,00	1,90	2,43	3,84
K_{re} [N/mm^2]	7,01	4,44	5,50	4,37
K_{ae} [N/mm^2]	5,77	0,77	2,60	1,36

Tabella 3 – Coefficienti di strappamento in funzione dello stato di usura degli inserti

Nella determinazione del diagramma a lobi, vengono impiegati unicamente il coefficiente K_{ts} ed il rapporto fra K_{rs} e K_{ts}. Dalla Tabella 3 si evince un incremento del coefficiente tangenziale in funzione dello stadio di usura; caso particolare quello di 2 inserti usurati ma in posizione non adiacente, i.e. il più lontano possibile; in questo caso il coefficiente tangenziale risulta addirittura più basso che nel caso di inserti nuovi mentre il tangenziale risulta molto maggiore che in tutti gli altri casi. Per confrontare, tuttavia, la stabilità della lavorazione rispetto al caso di utensile con inserti nuovi, è necessario prendere il considerazione anche il rapporto fra il coefficiente radiale ed il tangenziale che, come si può notare dalla tabella, aumenta fortemente.

Se si considerano le FRF sperimentali ricavate nel Paragrafo 3.2.1, è possibile calcolare i corrispondenti diagrammi a lobi (Figura 35).

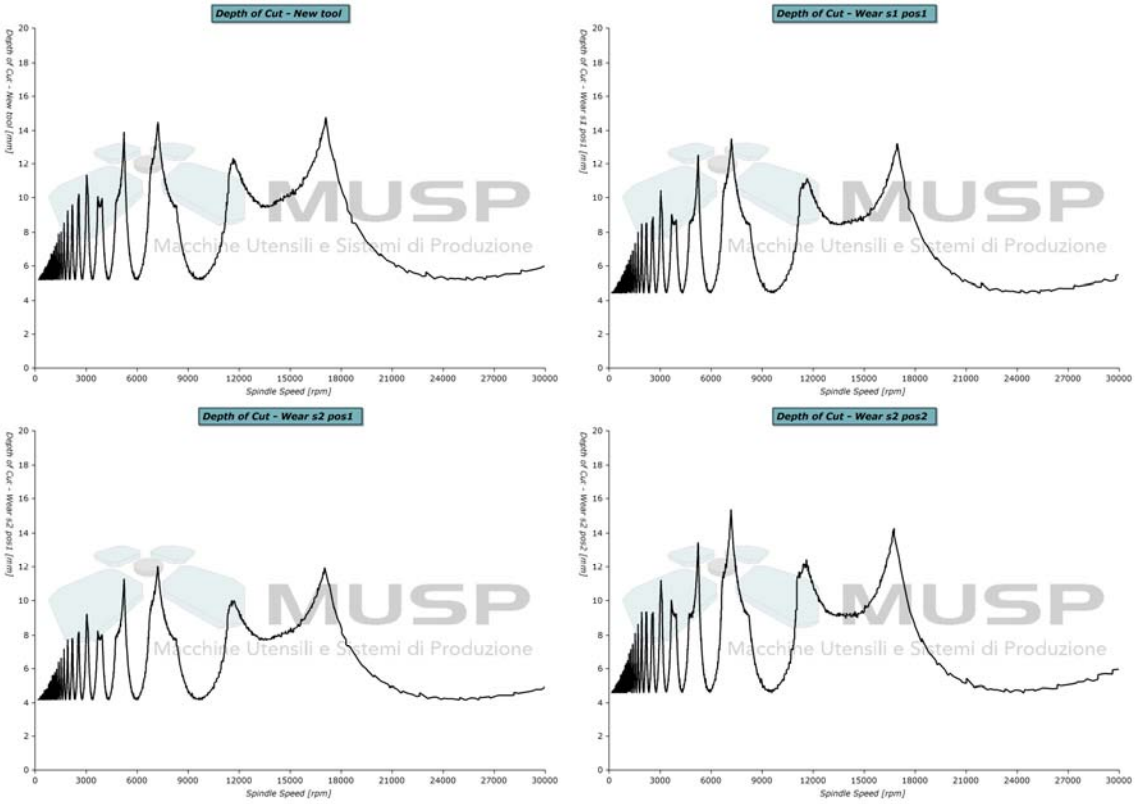


Figura 35 – Diagrammi a lobi per utensili a diversi stadi di usura

Come si può notare dalla Figura 36, con l'incedere dell'usura si ha una forte riduzione della capacità di asportazione; si passa da un *B limite* di 5,2 *mm* nel caso di utensile nuovo ad un limite che si avvicina a 4 *mm* per utensile fortemente usurato.

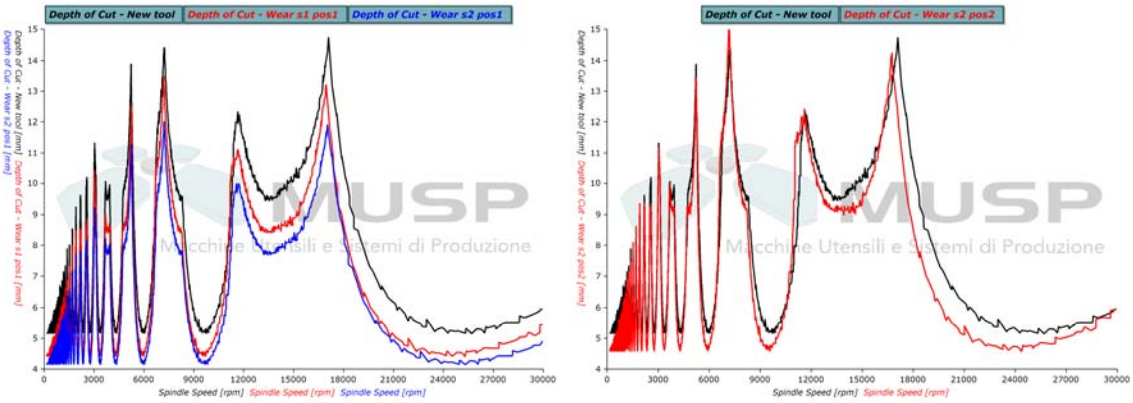


Figura 36 – Confronto fra diagrammi a lobi di utensili usurati e utensile nuovo

Nel caso di usura di due inserti non adiacenti (grafico a destra in Figura 36) si osserva comunque una riduzione del limite inferiore di stabilità; la forma del diagramma a lobi, tuttavia, risulta fortemente distorta dall'ingente variazione del valore di *K* (rapporto fra il coefficiente di strappamento radiale e quello assiale) che passa da 0,566 a 0,900.

4. Sviluppi futuri

Come già accennato nel corso del Report, la stima di FRF e dei parametri modali con incertezza [11] risulta di grande interesse sia dal punto di vista accademico che industriale. In letteratura si trovano diversi metodi per la stima dell'incertezza dei parametri modali partendo dalle singole misure di FRF, da una FRF con associata funzione di coerenza oppure dalla sola FRF applicando il *metodo di Motecarlo* [11]. Ben poco, tuttavia, è reperibile sulla stima dell'incertezza della FRF sperimentale a partire dai dati di input (segnali di martello ed accelerometro). A livello industriale non è ad oggi presente un software che restituisca una FRF con incertezza.

La misura sperimentale dei coefficienti di strappamento prevede già, al suo stadio attuale di sviluppo, una stima dell'incertezza basata sui risultati della regressione in funzione dell'avanzamento al dente. È possibile pensare di implementare una stima dell'incertezza dei coefficienti ricavata dalla formulazione del *massimo sforzo di taglio*.

Sfruttando la programmazione ad oggetti è possibile, a valle dell'implementazione dell'incertezza per le grandezze appena esposte, propagare tale informazione fino ai risultati di un'analisi di stabilità ossia i vettori costituenti il diagramma a lobi. Le fonti di variabilità possono quindi essere: l'incertezza dei dati di input (FRF e coefficienti di strappamento) nonché i parametri e la forma dell'algoritmo stesso.

Lo smorzamento di processo [32] è una fonte di attenuazione delle vibrazioni che non viene ad oggi considerata nei modelli di previsione dei diagrammi a lobi. È presente in letteratura almeno un modello nel dominio del tempo che, tuttavia, richiede una serie di coefficienti empirici e dipendenti dal materiale in lavorazione. Si vuole investigare, tuttavia, l'influenza di tale fenomeno sul modello di simulazione nel tempo esposto nel contesto del presente Report.

In previsione delle attività da svolgere nell'ambito della terza annualità dell'OR5, si vuole valutare l'influenza dello stato di usura sui coefficienti di strappamento con un'opportuna campagna sperimentale.

I trattamenti criogenici modificano drasticamente la resistenza ad usura di utensili integrali in HSS e in carburo ma anche di placchette [16][17]. L'interesse per questo tema è stato portato all'attenzione del MUSP da un'azienda recentemente aggiuntasi al Consorzio e che si è dichiarata intenzionata ad approfondire la tematica sia dal punto di vista teorico che, in un futuro, dal punto di vista pratico; si pensa di poter inquadrare l'argomento nella terza annualità del presente OR.

5. Bibliografia

[1] Junz Wang, J.-J., Zheng, C.M. An analytical force model with shearing and ploughing mechanisms for end milling. *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2002, vol. 42, p. 761-771.

[2] Junz Wang, J.-J., Zheng, C.M. Online Identification of Shearing and Plowing Contants in End Milling. *Trans. of the ASME, J. of Manufacturing Science and Engineering*, 2003, vol. 125, p. 57-64.

[3] Santochi, M., Giusti, F. *Tecnologia meccanica e studi di fabbricazione*. 2. ed. Milano: Casa Editrice Ambrosiana, 2000.

[4] Engin, S., Altintas, Y. Mechanics and dynamics of general milling cutters. Part I: helical end mills. *Int. J. Of Machine Tools & Manufacture*, 2001, vol. 41, p. 2195-2212.

[5] Engin, S., Altintas, Y. Mechanics and dynamics of general milling cutters. Part II: inserted cutters. *Int. J. Of Machine Tools & Manufacture*, 2001, vol. 41, p. 2213-2231.

[6] Altintas, Y., Weck, M. Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 2004, vol. 53.2, p. 619-642.

[7] Park, S.S., Altintas, Y., Movahhedy, M. Receptance Coupling for end mills. *Int. J. Of Machine Tools & Manufacture*, 2003, vol. 43, p. 889-896.

[8] Ertürk, A., Özgüven, H.N., Budak, E. Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF. *Int. J. Of Machine Tools & Manufacture*, 2006, vol. 46, p. 1901-1912.

[9] Erwins, D.J. *Modal Testing: theory, practice and application.* 2. ed. Baldock: Research Studies Press, 2000.

[10] Altintas, Y. *Manufacturing Automation*. Cambridge: Cambride University Press, 2000.

[11] Doebling, S.W., Farrar, C.R. Estimation of statistical distributions for modal parameters identified from averaged frequency response function data. *J. of Vibration and Control*, 2000.

[12] Lin, S.C., Tool wear monitoring in face milling using force signals. *Wear*, 1996, vol. 41, p. 136-142.

[13] Yan, W., Wong, Y.S., Lee, K.S., Ning, T. An investigation of indices based on milling force for tool wear in milling. *J. of Materials Processing Technology*, 1999, vol. 89, p. 245-253.

[14] Lin, S.C., Force-based model for tool wear monitoring in face milling. *Int. J. Of Machine Tools & Manufacture*, 1995, vol. 35, n. 9, p. 1201-1211.

[15] Chouhury, S.K., Rath, S. In-process tool wear estimation in milling using cutting force model. *J. of Materials Processing Technology*, 2000, vol. 99, p. 113-119.

[16] Paulin, P. Frozen gears, *Gear Technology*, 1993, p. 26–28.

[17] Gulyaev, A.P. Improved methods of heat treating high speed steels to improve the cutting properties, *Metallurgy*, 1937, vol. 12, p. 65.

[18] Barron, F.R. Yes-Cryogenic Treatments Can Save You Money! Here's Why, *Tapi*, 1974, vol. 57, n. 5, p. 35-40.

[19] Da Silva, F.J., Franco, et. al. Performance of cryogenically treated HSS tools, *Wear*, 2006, vol. 261, p. 674-685.

[20] Molinari, A., et. al. Effect of deep cryogenic treatment on the mechanical properties of tool steels, *J. of Materials Processing Technology*, 2001, vol. 118, p. 350-355.

[21] Mohan Lal, D., Renganarayanan, S., Kalanidhi, A. Cryogenic treatment to augment wear resistance of tool and die steels, *Cryogenics*, 2001, vol. 41, p. 149-155.

[22] Seah, K.H.W., Rahman, M., Yong, K.H. Performance evaluation of cryogenically treated tungsten carbide cutting tool inserts, *Proc. I MECH E Part B J. of Engineering Manufacture*, 2003, vol. 217, n. 1, p. 29-43.

[23] Yong, A.Y.L., Seah, K.H.W., Rahman, M. Performance of cryogenically treated tungsten carbide tools in milling operations, *Int. J. of Advanced Manufacturing Technology*, 2007, vol. 32, p. 638-643.

[24] Yong, A.Y.L., Seah, K.H.W., Rahman, M. Performance evaluation of cryogenically treated tungsten carbide tools in turning, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture* 2006, vol. 46, p. 2051–2056.

[25] Bryson, W.E., *Cryogenics*, Hanser Gardner Publications, Cincinnati, OH, 1999.

[26] *Products and Services - National Instruments* [online]. National Instruments Corporation, 2008. [23-01-2008]. NI USB-6259.< http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/it/nid/202598 >

[27] *Products and Services - National Instruments* [online]. National Instruments Corporation, 2008. [23-01-2008]. NI USB-9233.< http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/202100 >

[28] Vancouver Web Services. *Machining Process Simulation Software - Manufacturing Automation Laboratories - British Columbia, Canada* [online]. Vancouver (CDN): Manufacturing Automation Laboratories Inc., 2007. [24-01-2008]. < http://www.malinc.com/ >

[29] Altintas, Y. *Modeling Approaches and Software for Predicting the Performance of Milling Operations at MAL- UBC* [online]. Vancouver (CDN): Manufacturing Automation Laboratory. [24-01-2008]. < http://www.malinc.com/pdf/JMTSReviewPaper_Altintas.PDF >

[30] Monno, M., Pittatà, G.M. A detection system of inserted cutters chipping using spindle speed current sensor. *VIII Convegno AITeM*, 2007.

[31] Monno, M., Goletti, M., Pittalà, G.M. Simulazione del processo di asportazione di truciolo. OR 5: Miglioramento del processo di lavorazione (tecnologie, utensili, attrezzature), MUSP - Report Prima Annualità, Piacenza: Laboratorio MUSP, 2006.

[32] Huang, C.Y., Junz Wang, J.J. Mechanistic Modeling of Process Damping in Peripheral Milling, *Trans. of the ASME, J. of Manufacturing Science and Engineering*, 2007, vol. 129, p. 12-20.

[33] Choudhury, S.K., Kishore, K.K. Tool wear measurement in turning using force ratio, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2000, vol. 40, p. 899-909.

[34] Roukema, J.C., Altintas, Y. Generalized modeling of drilling vibrations. Part I: Time domain model of drilling kinematics, dynamics and hole formation, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2007, vol. 47, p. 1455-1473.

[35] Roukema, J.C., Altintas, Y. Generalized modeling of drilling vibrations. Part II: Chatter stability in frequency domain, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2007, vol. 47, p. 1455-1473.