

POLITECNICO DI MILANO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Sviluppo strategie di controllo del chatter rigenerativo in fresatura

Tesi di laurea di:
Mattia TORTA
Matricola **767670**

Relatore:
Prof. Paolo ALBERTELLI
Correlatori:
Prof. Giacomo BIANCHI
Ing. Marco LEONESIO

Anno Accademico 2012-2013

*A tutta la mia famiglia
... e alla persona che se ne andò
il giorno in cui tutto ebbe inizio.*

Grazie.

*Grazie alla grande famiglia del MUSP
per avermi ospitato questi nove mesi
ed a Michele Monno per aver reso tutto questo possibile.
Grazie a Paolo Albertelli, ormai buon amico,
per avermi supportato nello sviluppo di questo lavoro.
A Massimo Goletti per le dritte sulla programmazione LabVIEW.
A Paolo Parenti ed Alberto Cassinari per la proficua collaborazione;
al Prof. Giacomo Bianchi per la disponibilità ed all'ing. Marco Leonesio
per il grande supporto fornitomi.*

*Grazie ai compagni di soggiorno in aula tesisti Antonio e Carolina,
è stata dura ma abbiamo passato anche questa.
A Mehdi per la meravigliosa compagnia nell'ultima fase di questo percorso.
Grazie ai compagni di avventure al Poli,
per gli infiniti momenti passati insieme, tra esami e progetti d'anno.
A Wasso, Balo, Berta e Fracchio per le fantastiche ore di coda,
sul ponte di San Nicolò.
Al Roby, compagno di classe per più di 16 anni di scuola.
Grazie ad Albi, Belfo, Teddy, Biso, Mauro, Alice, Chicco, Ace, Peul, Edo
e tutti i compagni di corso che ho avuto il privilegio di conoscere.*

*Grazie infine a ciò che mi ha permesso di raggiungere questo traguardo,
che mi ha sempre sostenuto,
che mi ha incoraggiato ed ha rispettato ogni mia scelta.
A ciò che mi ha reso quello che sono.
Grazie alla Mia Famiglia*

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Vibrazioni in lavorazione	2
1.1.1	Chatter primario e secondario	4
1.1.2	Stabilità del processo di fresatura e Stability Lobes Diagram	6
1.2	Monitoraggio e controllo del chatter	10
1.2.1	Sensoristica per il monitoraggio a bordo macchina . . .	11
1.2.2	Tecniche di controllo del chatter	16
1.3	Spindle Speed Variation	21
1.3.1	La stabilità con Spindle Speed Variation	22
1.3.2	Metodi di gestione parametrica della Spindle Speed Variation	26
1.4	Spindle Speed Tuning	32
1.5	Obiettivi e struttura della tesi	35
2	Modello del processo di fresatura	37
2.1	La fresatura frontale	37
2.2	Cinematica del processo di fresatura	39
2.2.1	Determinazione ingaggio del tagliente	39
2.2.2	Quantificazione dello spessore di truciolo	40
2.2.3	Distacco e ritardo temporale	43
2.2.4	Calcolo delle forze di taglio	45
2.3	Dinamica del processo di fresatura	48
2.4	Modello complessivo	51
3	Il ritardo temporale in fresatura	55
3.1	Metodologie a confronto	55
3.1.1	Approcci proposti	55
3.1.2	Soluzioni presenti in letteratura	57
3.2	Ritardo esatto per regimi di velocità noti	58
3.2.1	Sinusoidal Spindle Speed Variation	58
3.2.2	Triangular Spindle Speed Variation	59

3.2.3	Transitori esponenziali	61
3.3	Validazione degli approcci	63
3.3.1	Profilo di velocità sinusoidale	63
3.3.2	Profilo di velocità triangolare	67
3.3.3	Profilo di velocità a transitorio	71
3.4	Discussione dei risultati	75
4	Prove di taglio preliminari e taratura del modello	77
4.1	Caratterizzazione dinamica del sistema in analisi	78
4.2	Identificazione dei coefficienti del materiale	80
4.3	Analisi di stabilità	83
4.3.1	Dinamica equivalente	86
4.3.2	Updating finale per la dinamica utensile-mandrino	88
4.4	Validazione a velocità costante	91
4.5	Validazione a velocità variabile	93
4.6	Discussione dei risultati	103
5	Algoritmo di controllo del processo di fresatura	105
5.1	Diagnostica del chatter rigenerativo	106
5.1.1	Indicatore di chatter	107
5.1.2	Frequenza di chatter	111
5.1.3	Validazione numerica della metodologia	111
5.1.4	Validazione sperimentale della metodologia	114
5.2	La macchina a stati finiti	122
5.2.1	Il linguaggio nel dettaglio	122
5.3	L'algoritmo di controllo	126
5.3.1	Adattamento del modello di fresatura	126
5.3.2	Il diagramma dall'esterno	126
5.3.3	Logica di primo livello	128
5.3.4	Secondo livello gerarchico - <i>Chatter_OFF</i>	131
5.3.5	Secondo livello gerarchico - <i>Chatter_ON</i>	132
5.4	Applicazione della spindle speed tuning	134
5.5	Applicazione della spindle speed variation	137
5.5.1	Analisi di efficacia	138
5.5.2	La logica di applicazione	149
5.6	Discussione	152
6	Validazione dell'algoritmo di controllo	155
6.1	Modello di simulazione retroazionato	155
6.2	Approccio di spindle speed tuning	156
6.2.1	Caratterizzazione del sistema	156
6.2.2	Controllo on-line mediante SST	159

6.2.3	Casistica SST a più modi di vibrare	166
6.3	Approccio di spindle speed variation	171
6.3.1	Controllo on-line mediante SSV	172
6.3.2	Casistica SSV a più modi di vibrare	182
7	Conclusioni finali e sviluppi futuri	191
A	Identificazione dei coefficienti di taglio	195
B	Codice Matlab per il ritardo temporale	201
C	Algoritmo di fitting in S-Function	207
	Bibliografia	215

Elenco delle figure

1.1	Effetti del chatter sulla superficie lavorata.	3
1.2	Retroazione alla base del fenomeno rigenerativo.	5
1.3	Classico Diagramma di Stabilità a Lobi o <i>SLD</i>	6
1.4	Rappresentazione a blocchi del fenomeno rigenerativo in fresatura.	7
1.5	Rappresentazione schematica del process damping, effetto della velocità (a, b).	8
1.6	Strategie di controllo del chatter.	17
1.7	Sezione di una fresa a passo variabile.	18
1.8	Esempio di fresa a profilo ondulato.	18
1.9	Assorbimento dinamico attivo mediante attuatori [42].	20
1.10	Profilo di velocità sinusoidale.	21
1.11	Stabilizzazione con Spindle Speed Tuning.	32
1.12	Shift di fase tra due profili successivi.	34
1.13	Diagramma a blocchi del procedimento seguito.	36
2.1	Rappresentazione schematica del processo di fresatura.	38
2.2	Diagramma a blocchi del processo di fresatura.	39
2.3	Blocco di determinazione dell'ingaggio con i relativi segnali in ingresso.	40
2.4	Blocco per il calcolo dello spessore di truciolo al j -esimo tagliente.	41
2.5	Sistema di gestione del distacco e del ritardo temporale.	43
2.6	Sotto sistema relativo al ritardo temporale.	43
2.7	Andamento a regime delle forze di taglio nel caso di $\tau = 0.003$ s.	44
2.8	Blocco per il calcolo delle forze di taglio.	45
2.9	Schema complessivo.	47
2.10	Sottosistema mascherato che include la cinematica del processo di taglio.	47
2.11	Modello dei contributi dinamici lungo le tre direzioni principali considerate.	48
2.12	Sottosistema di simulazione della dinamica mandrino.	49
2.13	Modello di simulazione finale.	51

2.14	Schema del controllo di velocità inserito nel modello.	52
2.15	Generico riferimento di velocità.	53
3.1	Profilo di velocità triangolare.	60
3.2	Formulazioni a confronto, SSSV con $RVA = RVF = 0.1$	64
3.3	Errori percentuali, SSSV con $RVA = RVF = 0.1$	64
3.4	Formulazioni a confronto, SSSV con $RVA = RVF = 0.2$	65
3.5	Errori percentuali, SSSV con $RVA = RVF = 0.2$	65
3.6	Formulazioni a confronto, SSSV con $RVA = RVF = 0.3$	66
3.7	Errori percentuali, SSSV con $RVA = RVF = 0.3$	66
3.8	Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.1$	68
3.9	Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.1$	68
3.10	Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.2$	69
3.11	Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.2$	69
3.12	Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.3$	70
3.13	Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.3$	70
3.14	Profilo di velocità crescente, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.	72
3.15	Formulazioni a confronto in accelerazione, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 =$ 1500 rpm.	72
3.16	Profilo di velocità decrescente, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.	73
3.17	Formulazioni a confronto in decelerazione, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 =$ 1500 rpm.	73
3.18	Errori percentuali per diverse parametrizzazioni in accelerazione.	74
3.19	Errori percentuali per diverse parametrizzazioni in decelerazione.	74
4.1	Centro di lavoro Mandelli Storm 1400.	77
4.2	Particolari della macchina.	78
4.3	Cedevolezza dinamica dirette e combinate lato pezzo.	79
4.4	Cedevolezza dinamica dirette e combinate lato utensile.	79
4.5	Ricettanza della tavola dinamometrica con pezzo montato.	81
4.6	Esempio di fitting per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$	83
4.7	Identificazione modale sulla dinamica lato utensile.	84
4.8	Diagramma SLD analitico ottenuto a partire dalla dinamica identificata.	85
4.9	Entità del chatter misurata sperimentalmente.	85
4.10	Identificazione modale sulla dinamica lato utensile.	86
4.11	Diagramma a lobi ricavato dalla FRF sintetizzata.	87
4.12	Confronto tra diagramma di stabilità analitico con process damping e prove sperimentali.	88
4.13	FRF equivalenti con contributo di process damping rispetto a quelle misurate.	89

4.14	Diagramma di stabilità analitico equivalente e frequenze di chatter.	90
4.15	Confronto tra diagrammi a lobi analitico e sperimentale. . . .	90
4.16	Confronto tra diagramma di stabilità analitico equivalente e simulazioni numeriche; rosso = instabile, verde = stabile. . . .	91
4.17	Forza di taglio lungo z e relativo spettro per lavorazione simulata a $b = 1.3$ mm e $\Omega(t) = 485$ rpm.	92
4.18	Forza di taglio lungo z e relativo spettro per lavorazione simulata a $b = 1.2$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.	93
4.19	Test di inseguimento per una traiettoria a 500 rpm con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.3$	94
4.20	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.2$ nel caso di simulazioni numeriche.	95
4.21	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.2$ nel caso di prove sperimentali.	96
4.22	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$ nel caso di simulazioni numeriche.	96
4.23	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$ nel caso di prove sperimentali.	97
4.24	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$ nel caso di simulazioni numeriche.	98
4.25	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$ nel caso di prove sperimentali.	98
4.26	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ nel caso di simulazioni numeriche.	99
4.27	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ nel caso di prove sperimentali.	99
4.28	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$ nel caso di simulazioni numeriche.	100
4.29	Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$ nel caso di prove sperimentali.	100
4.30	Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.5$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$	101
4.31	Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 455 rpm e $b = 1.5$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$	101
4.32	Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 455 rpm e $b = 0.8$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$	102
4.33	Esempio di fitting per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$	102
5.1	Rappresentazione schematiche delle tecniche adottabili per il controllo delle vibrazioni.	105

5.2	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 455$ rpm, $b = 1$ mm.	112
5.3	Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 455$ rpm, $b = 1$ mm.	113
5.4	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 500$ rpm, $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$, $b = 1.5$ mm.	114
5.5	Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 500$ rpm, $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$, $b = 1.5$ mm.	115
5.6	Implementazione LabVIEW dell'algoritmo di diagnostica.	115
5.7	Centro di lavoro Matsuura MC-510VF e sistema di misura.	116
5.8	Cedevolezza dinamiche dirette del sistema.	116
5.9	Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni eseguite.	117
5.10	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 9515$ rpm e $b = 1.2$ mm.	118
5.11	Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 9515$ rpm e $b = 1.2$ mm.	118
5.12	Segnale di diagnostica e indicatore di chatter, $\Omega(t) = 11260$ rpm e $b = 0.6$ mm.	119
5.13	Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 11260$ rpm e $b = 0.6$ mm.	120
5.14	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 12000$ rpm e $b = 1.1$ mm.	120
5.15	Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 12000$ rpm e $b = 1.1$ mm.	121
5.16	Esempio di diagramma a stati.	123
5.17	Sottosistema contenente il modello di fresatura.	126
5.18	Visione esterna del diagramma di stato.	127
5.19	Stato per l'inizializzazione dei parametri.	128
5.20	Funzioni integrate definite all'interno della macchina a stati.	129
5.21	Stato esterno contenente la logica di controllo.	130
5.22	Visione complessiva del primo livello della macchina a stati.	131
5.23	Scelta della tecnica di controllo del chatter e monitoraggio dell'indicatore.	132
5.24	Algoritmo per l'applicazione della SST.	134
5.25	Approcci di spindle speed tuning adottati.	135
5.26	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra) con diagramma SLD sovrapposto (linea tratteggiata bianca), $RVA = 0.4$ e $RVF = 0.1$	139
5.27	Effetto di vibrazione pulsante sulla superficie del pezzo in tre differenti lavorazioni.	140
5.28	Confronto tra rms e rms finestrato nell'analisi di efficacia.	141

5.29	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra) con diagramma SLD sovrapposto (linea tratteggiata bianca), $RVA = 0.4$ e $RVF = 0.1$	141
5.30	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$	142
5.31	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$	143
5.32	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.2$	143
5.33	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.2$	144
5.34	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.3$	144
5.35	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.3$	145
5.36	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$	145
5.37	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$	146
5.38	Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$	146
5.39	Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$	147
5.40	Mappa di efficacia ottima (5.40a) e parametri corrispondenti con diagramma SLD sovrapposto (5.40b), rms globale.	148
5.41	Mappa di efficacia ottima (5.41a) e parametri corrispondenti con diagramma SLD sovrapposto (5.41b), massimo rms a finestra mobile.	148
5.42	Algoritmo per l'applicazione della SSSV.	150

6.1	Blocco che racchiude la macchina a stati per il controllo.	155
6.2	Modello completo di comandi in retroazione.	156
6.3	Volume di lavoro della Mandelli Thunder 500.	157
6.4	Cedevolezza dinamica lato utensile.	158
6.5	Identificazioni modali sulla dinamica lato utensile.	158
6.6	Diagramma di stabilità analitico e frequenze di chatter per il sistema in esame.	159
6.7	Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni simulate.	160
6.8	Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	161
6.9	Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	161
6.10	Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	163
6.11	Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.	163
6.12	Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.	164
6.13	Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.	164
6.14	Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.	165
6.15	Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.	165
6.16	Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.	166
6.17	Cedevolezza dinamica a due modi di vibrare per il caso SST.	167
6.18	Diagramma di stabilità analitico, lavorazioni simulate e frequenze di chatter per il sistema a due modi di vibrare.	167
6.19	Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	168
6.20	Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	168
6.21	Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.	169
6.22	Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.	170
6.23	Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.	170
6.24	Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.	171

6.25	Diagramma di stabilità analitico per la casistica in esame.	172
6.26	Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni simulate per la casistica in esame.	174
6.27	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.45$ mm e $\Omega(t) = 455$ rpm.	174
6.28	Andamento nel tempo dei parametri di modulazione, $b = 1.45$ mm e $\Omega(t) = 455$ rpm.	175
6.29	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.45$ mm e $\Omega(t) = 455$ rpm.	175
6.30	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 440$ rpm.	176
6.31	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 440$ rpm.	177
6.32	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm.	177
6.33	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm.	178
6.34	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.25$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.	179
6.35	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.25$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.	180
6.36	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.55$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.	180
6.37	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.55$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.	181
6.38	Parametri di modulazione ottimi e risultati ottenuti dall'algoritmo di controllo.	182
6.39	Cedevolezza dinamica a due modi di vibrare per il caso SSV.	183
6.40	Diagramma di stabilità analitico per il sistema a due modi di vibrare.	183
6.41	Mappa di efficacia ottima (6.41a) e parametri corrispondenti con diagrammi SLD sovrapposti (6.41b), rms globale.	184
6.42	Mappa di efficacia ottima (6.42a) e parametri corrispondenti con diagrammi SLD sovrapposti (6.42b), massimo rms a finestra mobile.	184
6.43	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.	185
6.44	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.	186
6.45	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.4$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm.	187

6.46	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.4$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm.	187
6.47	Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.65$ mm e $\Omega(t) = 410$ rpm.	188
6.48	Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.65$ mm e $\Omega(t) = 410$ rpm.	189
6.49	Parametri di modulazione ottimi e risultati ottenuti dall'algoritmo di controllo nel caso a più modi di vibrare dominanti.	189
A.1	Identificazione per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$	195
A.2	Identificazione per lavorazione a 425 rpm e $b = 1.2$	196
A.3	Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$	197
A.4	Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$	198
A.5	Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$	199

Elenco delle tabelle

1.1	Segnali e loro caratteristiche analizzate per il monitoraggio della macchina [17].	14
1.2	Categorie dei parametri di modulazione nel caso di controllore Proporzionale.	29
1.3	Categorie dell'ingresso e regole d'inferenza per il controllore Proporzionale.	30
1.4	Categorie dei parametri di modulazione nel caso di controllore Proporzionale-Derivativo.	30
1.5	Categorie dell'ingresso e regole d'inferenza per il controllore Proporzionale-Derivativo.	31
3.1	Parametri di simulazione.	63
4.1	Lavorazioni considerate per l'identificazione.	82
4.2	Coefficienti medi da identificazione.	82
4.3	Coefficienti FRF identificate.	84
4.4	Coefficienti FRF sintetizzate.	86
4.5	Coefficienti FRF equivalenti.	89
4.6	Combinazioni di parametri vagliati.	95
5.1	Combinazioni considerate per l'analisi di efficacia.	139
6.1	Dati relativi ad alluminio Giantal.	157
6.2	Coefficienti modali delle cedevolezze identificate.	158
6.3	Parametri di simulazione considerati per i test di SST.	160
6.4	Coefficienti modali delle cedevolezze a due modi di vibrare per analisi SST.	167
6.5	Parametri di simulazione considerati per i test di SSV.	173
6.6	Coefficienti modali delle cedevolezze a due modi di vibrare per analisi SSV.	183
A.1	Coefficienti identificati su lavorazione A.	196
A.2	Coefficienti identificati su lavorazione B.	196

A.3	Coefficienti identificati su lavorazione C.	197
A.4	Coefficienti identificati su lavorazione D.	198
A.5	Coefficienti identificati su lavorazione E.	199
A.6	Coefficienti medi da identificazione e relative deviazioni.	199

Elenco dei simboli

ΔCI_t	Soglia sulla variazione dell'indicatore di chatter (m^2/s^4)
ϵ	Sfasamento tra profili successivi (rad)
Λ	Radici dell'equazione caratteristica
λ	Forgetting factor
$\Omega(t)$	Velocità di rotazione del mandrino (rpm)
Ω_0	Velocità di rotazione nominale (rpm)
ω_c	Pulsazione di chatter (rad/s)
ϕ_p	Angolo tra due taglienti (rad)
$\phi_t(t)$	Posizione angolare del tagliente j (rad)
τ	Ritardo temporale (s)
RVA	Parametro di ampiezza della modulazione
RVF	Parametro di frequenza della modulazione
$\theta(t)$	Posizione angolare del mandrino (rad)
ζ	Smorzamento adimensionale
A	Fattore di massa (kg^{-1})
a_e	Profondità di passata radiale (mm)
a_{RMS}	Accelerazione RMS (m/s^2)
b	Profondità di passata (mm)
CI	Indicatore di chatter (m^2/s^4)
CI_t	Soglia sull'indicatore di chatter (m^2/s^4)

dt	Passo di simulazione (s)
f	Velocità di avanzamento (mm/min)
$F_a(t)$	Forza di taglio in direzione assiale (N)
f_c	Frequenza di chatter (Hz)
f_n	Frequenza propria (Hz)
$F_r(t)$	Forza di taglio in direzione radiale (N)
$F_t(t)$	Forza di taglio in direzione tangenziale (N)
$F_x(t)$	Forza di taglio lungo x (N)
$F_y(t)$	Forza di taglio lungo y (N)
f_z	Avanzamento al dente (mm/tooth)
$F_z(t)$	Forza di taglio lungo z (N)
f_{SF}	Frequenza di rotazione del mandrino (Hz)
f_{TPF}	Frequenza di passaggio del tagliente (Hz)
$h_j(t)$	Spessore di truciolo indeformato (mm)
j_{max}	Numero di armoniche per il fitting
k	Ordine del lobo
k_t	Valore soglia sull'ordine del lobo
k_{ac}	Coefficiente di taglio assiale (MPa)
k_{ae}	Coefficiente di edge assiale (N/mm)
k_{rc}	Coefficiente di taglio radiale (MPa)
k_{re}	Coefficiente di edge radiale (N/mm)
k_{tc}	Coefficiente di taglio tangenziale (MPa)
k_{te}	Coefficiente di edge tangenziale (N/mm)
N_t	Numero di taglienti
R	Raggio della fresa (mm)

R_m	Carico di rottura (MPa)
T_a	Costante di tempo dell'accelerometro simulato (s)
T_e	Costante di tempo del transitorio (s)
$x(t)$	Posizione del centro utensile lungo x (mm)
$y(t)$	Posizione del centro utensile lungo y (mm)
$z(t)$	Posizione del centro utensile lungo z (mm)
AR	Auto regressive model
RLS	Recursive least square
S ³ V	Sinusoidal spindle speed variation
SF	Spindle frequency
SLD	Stability lobes diagram
SSSV	Sinusoidal spindle speed variation
SST	Spindle speed tuning
TPF	Tooth pass frequency

Sommario

Il fenomeno di instabilità rigenerativa che può generarsi durante il processo di taglio, anche identificato con il termine chatter, contribuisce in modo decisivo alla riduzione di produttività ed al peggioramento della qualità del prodotto finito. Il presente lavoro di tesi è incentrato sulla modellazione di questo fenomeno e sul suo controllo durante la lavorazione mediante due particolari tecniche: la modulazione sinusoidale della velocità (S^3V) e la regolazione della velocità (SST).

Il processo considerato è quello di fresatura e l'algoritmo di controllo è stato sviluppato adottando il linguaggio di macchina a stati con particolare interesse rivolto alla parametrizzazione automatica per quanto riguarda la S^3V . La diagnostica del chatter e della frequenza cui si manifesta è stata eseguita adottando una tecnica, presente in letteratura, di fitting delle armoniche sincrone.

La validazione dell'approccio di controllo è stata portata a termine mediante simulazioni numeriche basate su un modello dinamico di fresatura; esso è stato tarato considerando una serie di test sperimentali condotti sia a velocità costante che a velocità modulata sinusoidalmente.

Parole chiave: chatter, diagramma di stabilità a lobi, macchina a stati, Sinusoidal Spindle Speed Variation, Spindle Speed Tuning, fresatura, comportamento dinamico, forze di taglio, vibrazioni.

Abstract

The regenerative instability phenomenon (also called chatter) that may appear during the cutting process, can adversely affect the productivity and the surface quality of the products. This work presents the numerical reproduction of the chatter and controlling of the mentioned instability by use of two special techniques: the sinusoidal spindle speed variation (S^3V) and the spindle speed regulation (SST).

In this work, the process that has been considered is the milling process and it has been developed a control algorithm in state machine language, focusing especially on the S^3V automatic parameters handling. The chatter diagnosis and the chatter frequency estimation are carried out by a synchronous harmonics fitting technique, taken from literature.

The validation of the overall control approach has been performed by numerical simulations based on a dynamic milling model. This model has been

calibrated with a series of experimental tests carried out at constant speed and sinusoidally varied speed.

Keywords: chatter, stability lobes diagram, state machine, Sinusoidal Spindle Speed Variation, Spindle Speed Tuning, milling process, dynamic behavior, cutting forces, vibrations.

Capitolo 1

Introduzione

Nell'ambito delle principali tecnologie volte alla realizzazione di parti meccaniche, l'inserimento dell'asportazione di truciolo al termine del ciclo produttivo è d'obbligo nel caso di ristrette tolleranze dimensionali e geometriche abbinate ad un'elevata qualità superficiale; requisiti che, se si considerassero soltanto lavorazioni per deformazione plastica o processi di fonderia, risulterebbero di difficile realizzazione. Si fa in particolare riferimento ad ambiti in cui questo tipo di operazione risulta imprescindibile a causa della particolare natura dei componenti realizzati; si pensi a divisioni quali *Automotive*, *Aerospace*, *Medical* e *Precision Technology* le cui soluzioni possono raggiungere cospicue quantità di materiale asportato, un notevole livello di complessità e precisioni del millesimo di millimetro.

Quello dell'asportazione di truciolo è peraltro un settore trainante per l'economia del nostro paese, l'Italia è infatti al quarto posto nella graduatoria mondiale per quanto riguarda gli importatori e gli esportatori di macchine utensili per asportazione dopo Giappone, Germania e Stati Uniti con una quota pari a circa il 9.8% delle importazioni mondiali. Nel complesso poi le esportazioni, che riguardano il 50% della produzione nostrana, sono in aumento nel periodo Gennaio - Settembre 2012, il che dimostra la solidità del comparto persino di fronte all'attuale difficoltà dell'economia e dell'industria occidentale. Si tratta, d'altra parte, di un settore in continua crescita e con un tasso di innovazione davvero elevato; si consideri ad esempio lo sviluppo di nuovi materiali e di rivestimenti innovativi per gli utensili, ovvero le tecniche di simulazione numerica dell'intricato processo di taglio.

Esattamente in quest'ottica il presente lavoro di tesi è stato sviluppato, l'intento è precisamente quello di contribuire ad un ulteriore sviluppo tecnologico in un settore strategico come quello appena descritto; in particolare l'obiettivo è quello di sviluppare una metodologia robusta per il controllo di un particolare fenomeno di degenerazione delle condizioni di taglio descritto in dettaglio nel prosieguo della trattazione.

1.1 Vibrazioni in lavorazione

Fu Frederick Winslow Taylor nel 1906, padre del celeberrimo *Scientific Management* o più comunemente detto *Taylorismo*, a definire l'allora misterioso fenomeno del *Chatter* come «the most obscure and delicate of all problems facing the machinist»[1]; tuttavia, ancora oggi, gli esperti possono avere pareri contrastanti riguardo se e quando il taglio in alcune specifiche condizioni esibisca instabilità rigenerativa oppure no.

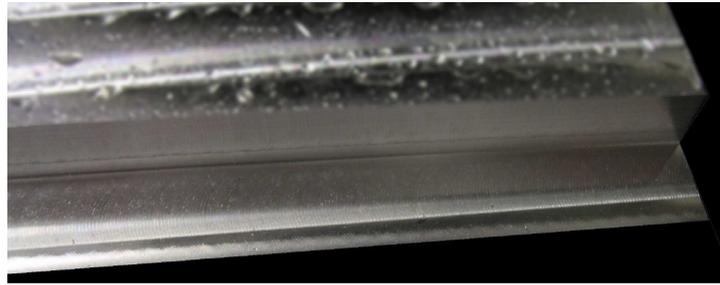
Dall'inizio dell'ormai scorso secolo venendo sino ai nostri giorni, le principali limitazioni cui le macchine ad asportazione sono state soggette hanno subito un notevole mutamento; in particolare, le problematiche relative a fenomeni vibratorii hanno guadagnato una notevole importanza come fonti di complicazioni e costrizioni operative. In un generico processo di taglio è possibile osservare tre differenti tipologie di vibrazioni:

- Vibrazioni libere;
- Vibrazioni forzate;
- Vibrazioni autoeccitate.

Nel primo caso si è in presenza di un moto oscillatorio generato da un qualsiasi disturbo che perturbi il sistema dinamico dal suo stato di equilibrio, esso risponderà con vibrazioni smorzate nel tempo. Il moto è detto forzato se la perturbazione è continuativa e mutevole nel tempo (solitamente un sistema di forze tempo-varianti); specificatamente, la struttura risponderà all'eccitazione vibrando con modalità delineate dalla propria Funzione di Risposta in Frequenza o Cedevolezza Dinamica.

Si parla infine di vibrazioni autoeccitate quando, dall'interazione tra pezzo ed utensile durante il processo di taglio, si ha estrazione di energia che va ad accumularsi nella struttura della macchina. Di queste tre, soltanto le ultime due categorie indicate possono portare ad un'ampiezza vibratoria eccessiva; nel caso di vibrazioni forzate infatti può accadere che una delle componenti in frequenza della forzante vada ad eccitare la struttura in corrispondenza di una risonanza, dando luogo ad oscillazioni molto accentuate. Considerando un semplice caso di sistema dinamico ad un grado di libertà forzato in risonanza, l'oscillazione cresce pressoché linearmente nel tempo ed indefinitamente in assenza di smorzamento (generalmente molto basso in strutture di macchine utensili).

Nel caso invece di vibrazioni autoeccitate, l'energia che va ad accumularsi nella struttura si manifesta sotto forma di vibrazioni con ampiezze potenzialmente indefinite; è proprio quest'ultimo archetipo di instabilità dinamica a

(a) *Lavorazione Stabile*(b) *Lavorazione Instabile***Figura 1.1:** *Effetti del chatter sulla superficie lavorata.*

prendere il nome di *Chatter* e a generare, tra le altre cose, effetti molto vistosi in termini di qualità superficiale della parte lavorata come mostrato in figura 1.1.

Nella trattazione proposta verrà preso in considerazione esclusivamente il processo di fresatura, naturalmente questo non vuole in alcun modo sottomintendere la presenza preferenziale del *Chatter* in questo tipo di lavorazioni, sebbene la tornitura e la fresatura siano i principali e più convenzionali processi per asportazione di truciolo e vantino la stragrande maggioranza delle ricerche al riguardo. In letteratura, in ogni modo, sono ben note casistiche di instabilità dinamica da interazione processo-macchina per lavorazioni di: fresatura, tornitura, barenatura/alesatura, foratura, rettifica e brocciatura.

Numerose pubblicazioni in riviste di settore hanno, nel corso degli anni, tentato di delineare fisicamente il fenomeno per cercare di prevederne l'insorgenza e di abbatterne l'entità, purtroppo con risultati non sempre soddisfacenti. I danni causati dal *Chatter* infatti sono tutt'altro che trascurabili e non riguardano esclusivamente la finitura superficiale, bensì tutta una serie di aspetti negativi di seguito sommariamente elencati:

- Scarsa finitura superficiale;
- Usura eccessiva dei cuscinetti mandrino;

- Usura eccessiva e sproporzionata degli utensili;
- Problemi di serraggio utensile;
- Accuratezza non accettabile della parte lavorata;
- Inquinamento acustico;
- Costi legati, tra le altre cose, allo spreco del materiale o agli aggiustamenti successivi nel caso la parte sia recuperabile.

Per queste ragioni, l'abbattimento del *Chatter* è un tema di grandissimo interesse nelle realtà industriali di un certo livello. A riprova di ciò si riporta una interessante ricerca svolta da Renault S.A.S. in cui la celebre casa automobilistica stima il costo dovuto a fenomeni rigenerativi nella lavorazione del blocco cilindri di motori da 2000 cm^3 DCi, come pari a circa 0.35 € per singolo pezzo [2]. Considerando che la casa produce circa 3 milioni di motori ogni anno, risulta fondamentale cercare di evitare questo tipo di problema.

1.1.1 *Chatter primario e secondario*

Il chatter è generalmente suddiviso in due principali categorie, ossia Primario e Secondario. Il chatter primario è causato dal processo di taglio in sé ossia da effetti di frizione tra utensile e materiale in lavorazione, da effetti termomeccanici nella formazione del truciolo o ancora da effetti di accoppiamento modale tra i modi di vibrare della struttura nelle diverse direzioni.

Il chatter secondario è causato dal cosiddetto *effetto rigenerativo*, ossia dalla formazione di un profilo ondulato sulla superficie lavorata, che verrà poi ripercorsa da un tagliente successivo il quale dunque si vedrà alimentato da uno spessore di truciolo variabile. Quest'ultimo effetto rigenerativo è la causa principale di chatter, per questo motivo è ormai una prassi consolidata da un gran numero di pubblicazioni riferirsi con il termine "chatter" al chatter rigenerativo. Volendo descrivere in maniera leggermente più dettagliata i fenomeni prima elencati, è possibile procedere con la seguente classificazione:

- *Chatter Termo-Meccanico*: si verifica a causa della elevata temperatura e della velocità di deformazione nella zona di deformazione plastica del truciolo.
- *Chatter da Attrito*: si verifica quando lo scorrimento del truciolo sul petto del tagliente eccita il sistema facendolo vibrare.

- *Chatter da Accoppiamento Modale*: ha luogo nel caso in cui la vibrazione in direzione della forza di spinta generi vibrazione in direzione della forza di taglio e vice versa; questo dà luogo ad una oscillazione simultanea nelle due direzioni.
- *Chatter Rigenerativo*: è causato dalla sovrapposizione dei taglienti con le zone già lavorate. A seguito di un generico forzamento, l'oscillazione del tagliente in presa genera una superficie ondulata; quando entra in presa il tagliente successivo, data l'oscillazione cui anch'esso è sottoposto, si ha la generazione di una nuova superficie ondulata sovrapposta e sfasata rispetto a quella precedente. Questo overlapping di traiettorie oscillanti sfasate genera una modulazione dello spessore di truciolo cui il tagliente attuale si vede sottoposto, e dunque si ha un effetto di modulazione delle forze di taglio. Attraverso l'interazione con la dinamica della macchina, un campo di forze oscillanti introduce un ulteriore effetto vibratorio che chiude la retroazione sul processo, come rappresentato in figura 1.4, portando ad un aumento indefinito dell'oscillazione.

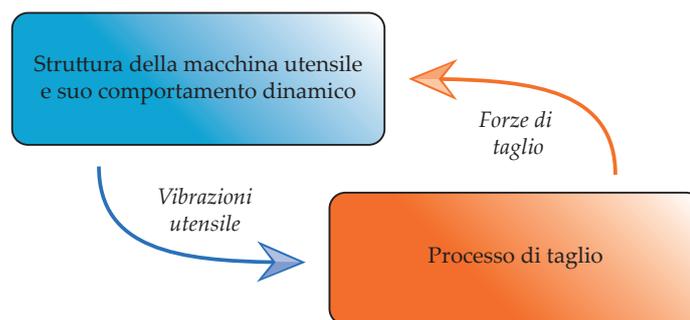


Figura 1.2: Retroazione alla base del fenomeno rigenerativo.

Il fatto che questa rigenerazione dello spessore di truciolo avvenga con uno sfasamento tra la vibrazione e la rotazione dell'utensile, rende il chatter rigenerativo un fenomeno asincrono rispetto alla frequenza di rotazione; caratteristica che si rivela molto utile in fase di rilevazione del fenomeno stesso. Come già affermato in precedenza, il *Chatter Rigenerativo* è la più comune tipologia di chatter riscontrabile in pratica di cui modellazione ed abbattimento saranno i principali obiettivi del presente lavoro.

1.1.2 Stabilità del processo di fresatura e Stability Lobes Diagram

All'interno dei primi pionieristici studi condotti da Tobias [3] e Tlusty [4] vennero poste le basi del meccanismo di rigenerazione dello spessore di truciolo e definiti i primi criteri di stabilità ad un grado di libertà. Essi assunsero costante la direzione delle forze di taglio, così come la proiezione della vibrazione in direzione dello spessore di truciolo rendendo l'intera trattazione principalmente adatta a lavorazioni con singolo punto di taglio come la tornitura o la barenatura. In particolare, Tlusty presentò una semplice relazione tra la profondità di passata limite, la rigidità della struttura ed i coefficienti di strappamento del materiale in lavorazione; la sua equazione restituisce la massima profondità di passata come proporzionale alla rigidità dinamica ed inversamente proporzionale ai coefficienti di taglio. In questo modo una grande rigidità dinamica abbinata ad un materiale con ridotti coefficienti di strappamento (i.e. alluminio) permette un elevato *Material Removal Rate*.

Tobias propose un modello simile a quello di Tlusty ma includendo l'effetto della fase tra le ondulazioni successive lasciate sulla superficie del pezzo in lavorazione, ed inventò quello che tuttora è chiamato *Stability Lobes Diagram* o *SLD* [4] la cui tipica forma è proposta in figura 1.3.

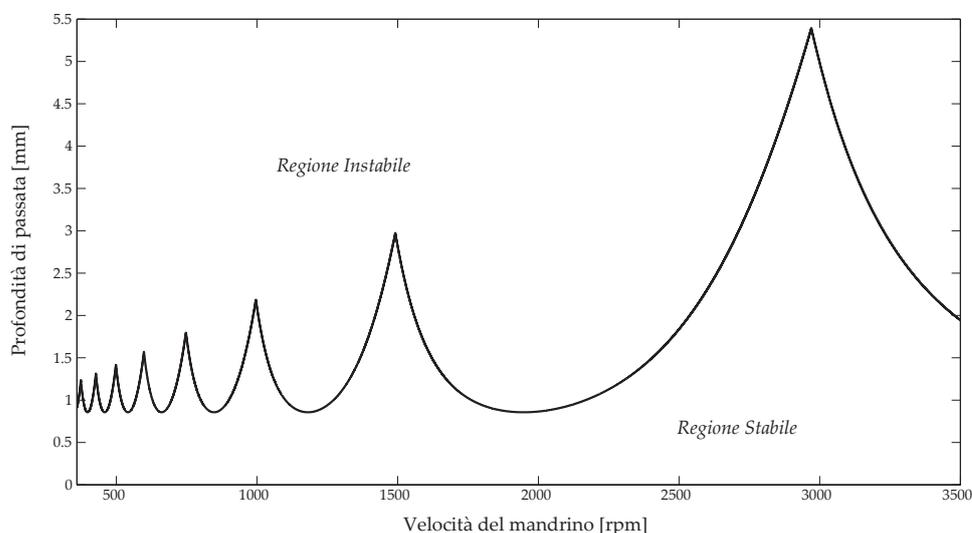


Figura 1.3: Classico Diagramma di Stabilità a Lobi o SLD.

Questa rappresentazione permette di stimare il comportamento di una lavorazione avendone a disposizione la profondità di passata e la velocità cui essa è effettuata. Naturalmente è necessario conoscere la dinamica del sistema ed i coefficienti di strappamento del materiale; e per ogni modo di

vibrare presente nella suddetta dinamica, si ha il corrispondente treno di lobi nel diagramma SLD.

Merrit [5] fu il primo a proporre una versione controllistica dell'instabilità da chatter rigenerativo, rappresentando l'interazione tra processo e struttura della macchina come un diagramma a blocchi retroazionato. In figura 1.4 se ne presenta una versione per il caso di fresatura a due gradi di libertà.

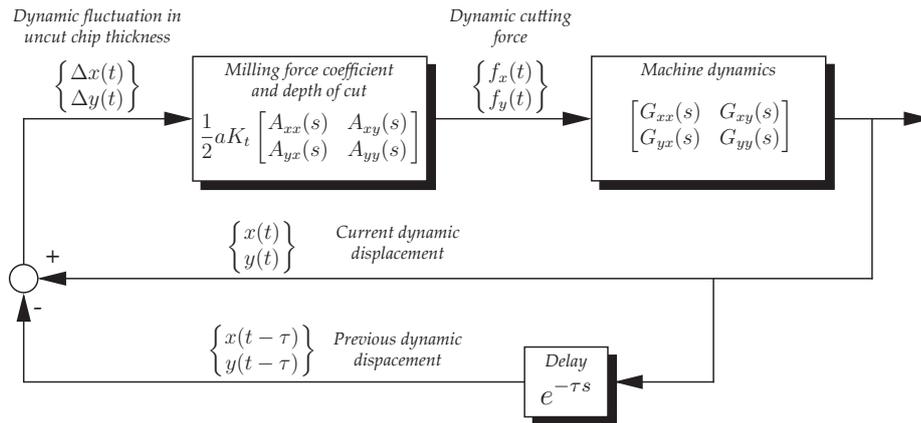


Figura 1.4: Rappresentazione a blocchi del fenomeno rigenerativo in fresatura.

Gli approcci analitici presentati da Tobias [3], Thusty [4] e Merrit [5], sono mirati alla descrizione del diagramma *SLD* in operazioni come la tornitura data la somiglianza con il più basilare taglio ortogonale in cui la direzione delle forze di taglio e della generazione del truciolo sono tempo invarianti.

Diversamente dal taglio a singolo punto, nel caso di fresatura si è in presenza di un utensile rotante con taglienti multipli. La direzione delle forze di taglio, la loro entità e lo spessore di truciolo diventano grandezze tempo varianti ed intermittenti. Questa mutazione di comportamento rende il sistema più complesso dal punto di vista dell'instabilità rigenerativa; in particolare quella che era la classica *Delayed Differential Equation* o *DDE* diventa una *DDE* periodica, di conseguenza risulta impossibile una trattazione analitica diretta nel dominio delle frequenze per il calcolo del diagramma di stabilità. A questo scopo Thusty e Ismail [6] presentarono un metodo di generazione del diagramma di stabilità a lobi mediante simulazione nel dominio del tempo. Essi considerarono anche il contributo del fenomeno dipendente dalla velocità chiamato *process damping* e della non linearità dovuta al distacco del tagliente dalla presa nel materiale a causa di vibrazioni eccessivamente intense. Il process damping è ben schematizzato in figura 1.5, in cui si nota come ci sia un effetto di tallonamento sulla superficie vibrata da parte del tagliente. Questo effetto è più evidente quando la velocità di rotazione è

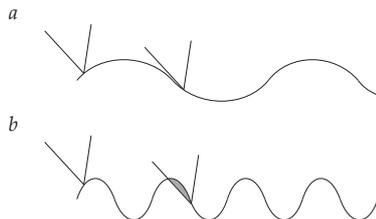


Figura 1.5: *Rappresentazione schematica del process damping, effetto della velocità (a, b).*

bassa rispetto alla frequenza di vibrazione (caso *b*), si ha quindi un aumento del limite di stabilità nel campo delle velocità basse del diagramma SLD.

Nonostante queste tecniche di simulazione nel dominio del tempo siano molto potenti nello stabilire la stabilità o l'instabilità di una particolare condizione di taglio, anche grazie alla possibilità di modellare diverse geometrie utensile e non linearità; esse sono molto pesanti in termini di tempo impiegato per il calcolo. Per questo motivo resta preferibile un approccio puramente analitico che permetta di calcolare in modo semplice e veloce quali condizioni di taglio siano esenti da chatter.

Il primo modello matematico dettagliato del processo dinamico di fresatura fu sviluppato da Sridhar et al. [7]. Essi considerarono tempo varianti i coefficienti direzionali delle forze di taglio nel calcolo delle forzanti e risolsero la stabilità della lavorazione in via numerica. All'inizio degli anni '90, Minis e Yanushevsky [8] presentarono un metodo analitico completo per la soluzione del modello dinamico di fresatura proposto ormai molto tempo prima da Sridhar. Costoro applicarono la teoria di Floquet per valutare la stabilità; l'approccio prevede il controllo iterativo di una espressione analitica fissate le condizioni di taglio.

Una svolta in quest'ambito ci fu nel 1995, in quel periodo infatti Altintas e Budak [9] pubblicarono quello che è l'articolo maggiormente citato nell'ambito delle problematiche relative al chatter. I due autori svilupparono un approccio analitico nel dominio delle frequenze ribattezzato *Zeroth Order Approximation (ZOA)* in cui vengono approssimati i coefficienti direzionali tempo varianti delle forze di taglio considerando lo sviluppo in serie di Fourier arrestato all'ordine zero (si faccia riferimento ad Appendice A per la trattazione completa). Tale metodologia permette di prevedere il diagramma SLD con ragionevole accuratezza nel caso in cui la variazione delle forze di taglio nel tempo sia contenuta, in altre parole, nel caso di utensili con molti denti e fresature ad elevata profondità di passata radiale.

Più recentemente, con lo scopo di abbattere la complessità di modellazione ed i tempi di calcolo, sono state introdotte tecniche di studio della

stabilità mediante la discretizzazione temporale. In particolare Insperger e Stépán [10, 11] hanno proposto la tecnica di *semi-discretizzazione* (*SDM*) per la soluzione di *DDEs* periodiche, che si è dimostrata molto efficiente computazionalmente. Successivamente gli stessi autori hanno messo in evidenza l'instaurarsi di particolari frequenze durante operazioni di fresatura [12]; in particolare, oltre alle classiche armoniche tipiche del processo in questione si sono evidenziate componenti dovute all'instabilità da *period doubling* e da *Hopf bifurcation*¹. Esse sono caratterizzate rispettivamente da frequenze multiple della metà della frequenza di passaggio del tagliente e da frequenze prossime alle risonanze strutturali.

Si precisa come l'analisi in frequenza proposta da Altintas nel 1995 [9] sia stato migliorato in un approccio *multifrequency* considerando lo sviluppo in serie di Fourier arrestato ad ordini superiori. In questo modo gli autori hanno dimostrato come anche il loro metodo sia in grado di identificare le instabilità da *Hopf bifurcation* e da *period doubling* [13].

Sempre recentemente è stato proposto da Bayly et al. [14] un approccio di analisi ad elementi finiti temporali (*TFEA*) per lavorazioni di fresatura. Anche questa tecnica si è mostrata in grado di individuare l'esistenza di frequenze multiple di chatter e il relativo andamento del diagramma di stabilità alle alte velocità.

Un ulteriore approccio per il calcolo del diagramma *SLD* è stato recentemente proposto da Ding et al. [15] nel caso di fresatura a bassa immersione radiale. Nel metodo, ribattezzato dagli autori *spectral method*, si considera l'equazione *DDE* nello spazio degli stati e si procede applicando la formula di Lagrange per il movimento dello stato ottenendo un'equazione integrale. A questo punto gli autori scindono le vibrazioni libere dalle vibrazioni forzate e calcolano una soluzione approssimata per queste ultime (per le prime è possibile una soluzione analitica) discretizzando nel tempo secondo la formula di Gauss-Legendre e considerando l'interpolazione di Lagrange per i punti intermedi. Infine si procede stabilendo la stabilità dell'operazione di fresatura basandosi sulla teoria di Floquet.

Un interessante metodologia per la previsione dell'instabilità in lavorazioni di fresatura è stato presentato di recente da Totis [16]; a questo scopo egli propone un algoritmo probabilistico, il *robust chatter prediction method* (*RPCM*). Il metodo è basato sull'analisi di un modello dinamico di fresatura con incertezza, il quale è definito come l'insieme dei modelli deterministici ottenuto variando i parametri di un modello di base all'interno del loro intervallo di confidenza. Le regioni stabili sono quindi identificate applicando

¹Il *Period Doubling* e la *Hopf Bifurcation* sono particolari casi di instabilità che si instaurano a velocità elevate modificando il profilo classico del diagramma *SLD*,

un nuovo criterio di stabilità basato su curve di livello e sul gradiente dei diagrammi *SLD* probabilistici ottenuti.

1.2 Monitoraggio e controllo del chatter

In generale, il controllo di processo ad alto livello ha come obiettivo la massimizzazione del material removal rate ponendo particolare attenzione alla riduzione dell'usura utensile, al danneggiamento macchina ed al mantenimento di determinate specifiche di qualità per la parte finita. Le tecniche di rilevamento delle condizioni di macchina possono essere classificate come *indirette* se si rende necessario un modello per interpretare quanto è stato acquisito, come nel caso della diagnostica dell'usura utensile a partire da immagini. Viceversa, sono considerate tecniche *indirette* quelle per cui l'attributo è ottenuto direttamente dalla misura; si consideri ancora la stima dell'usura utensile, ma questa volta a partire da emissioni acustiche. I sistemi di rilevazione sono solitamente categorizzati anche come *in-process* se il monitoraggio avviene durante il processo di lavorazione, o *in-cycle* nel caso di acquisizione periodica anche tra lavorazioni successive. In questo senso, tutta una serie di sensori sono stati sviluppati per trattare differenti aspetti elencati sinteticamente di seguito:

- Misura on-line ed off-line della rugosità superficiale;
- Misura dell'integrità superficiale;
- Misura dell'accuratezza dimensionale;
- Misura della condizione utensile;
- Chatter detection;
- Sensor fusion.

In tabella 1.1 sono schematicamente presentati i risultati di una ricerca svolta da Liang et al. [17] riguardo i principali sensori montati a bordo macchina, le caratteristiche dei segnali acquisiti prese in considerazione e l'aspetto tecnologico misurato a partire da essi. Degli aspetti elencati, ciò che interessa maggiormente nell'ambito del presente lavoro riguarda sicuramente la rilevazione del chatter ed il controllo del fenomeno attraverso opportune metodologie operative.

1.2.1 Sensoristica per il monitoraggio a bordo macchina

L'individuazione automatica dell'instabilità rigenerativa è stata trattata in numerosi articoli mediante l'impiego di differenti tipologie di sensori e svariati approcci di *signal processing*; a riprova di ciò, si riportano alcune casistiche riscontrate nella letteratura analizzata.

Bediaga et al [18] analizzano un segnale sonoro abbinato alla lavorazione eliminando le componenti multiple della frequenza di rotazione del mandrino o *spindle frequency* (SF) ed applicando un filtro passa-alto per la componente media ed un filtro passa-basso per il rumore ad alta frequenza; l'identificazione del chatter è poi affidata ad un algoritmo fuzzy che riceve come input lo spettro "grezzo", lo spettro filtrato e un'indicazione dell'operatore a bordo macchina. Un approccio simile è adottato da Morgan et al. [19], essi infatti procedono calcolando la FFT del segnale acustico di processo e valutando il superamento da parte della componente di chatter di un valore limite impostato a priori. Questa informazione è poi abbinata, mediante algoritmo fuzzy, ad indicazioni qualitative fornite dall'operatore per identificare l'instabilità della lavorazione. Un sensore acustico è impiegato anche da Tsai et al. [20] attraverso un indice chiamato *Acoustic Chatter Signal Index* (ACSI) e calcolato come funzione esponenziale del segnale acustico medio in mV ed in valore assoluto; l'indicatore è poi direttamente impiegato per la diagnostica in quanto gli autori confrontano quest'ultimo con due livelli limite, il primo di chatter modesto ed il secondo di chatter severo. Un ulteriore casistica in cui si riscontra l'impiego di un segnale acustico è nel lavoro di Altintas e Chan del 1992 [21]; gli autori adottano lo spettro filtrato dalle componenti armoniche multiple della frequenza di passaggio del tagliente o *tooth pass frequency* (TPF) e limitato ad un range di ricerca della possibile frequenza di chatter (300 ÷ 1800 Hz). L'indicatore di chatter che è poi confrontato con il relativo treshold, viene calcolato come rapporto tra l'ampiezza del picco alla frequenza di chatter e la media a bassa frequenza del segnale acquisito (0 ÷ 300 Hz). Un ultimo esempio di impiego di segnali acustici è tratto dal lavoro di Österlind et al. [22]; gli autori si sono avvalsi di 48 microfoni disposti circonferenzialmente attorno ad una telecamera e puntati verso la zona di taglio. Mediante una tecnica di *acoustic imaging* si sono poi rese disponibili visivamente le zone di concentrazione della pressione sonora alla frequenza di chatter.

Un'altra fondamentale tipologia di sensore adottato per l'individuazione di fenomeni rigenerativi, è quello accelerometrico. Un impiego basilare della vibrazione è oggetto del lavoro di Smith e Thusty [23], essi infatti analizzano semplicemente la FFT del suddetto segnale per valutare la presenza o l'assenza del fenomeno rigenerativo. Bickraj et al. [24] altresì considerano l'ampiezza e la frequenza di picco massimo del segnale di vibrazione utensile come input

di un *index based reasoner* (IBR). Questo algoritmo basato su di una look-up table bidimensionale, stima un indice il quale viene poi confrontato con il relativo threshold per la rilevazione dell'instabilità rigenerativa. Anche Liang et al. [25] impiegano un segnale accelerometrico, a partire dal quale sono calcolati due indicatori per il monitoraggio del chatter: la *Mean Vibration Energy* e il *Chatter Power*. Il primo è una sorta di media cumulata del valore energetico del segnale, mentre il secondo indicatore rappresenta il metodo di Lomb per il calcolo della PSD. Un interessante approccio per l'individuazione del chatter attraverso il segnale di vibrazione è adottato da Hongyan e Hong [26]. Essi hanno infatti notato come la funzione densità di probabilità del suddetto segnale si alteri passando da una distribuzione normale ad una distribuzione a forma di U nel caso di instabilizzazione rigenerativa. Il relativo indicatore di chatter è estratto mediante una rete neurale che riconosce questo nuovo pattern e quantifica l'alterazione. Ancora, Wang e Fei [27] si servono di una rete neurale per tentare di riconoscere la presenza del chatter all'interno della PSD di segnali di vibrazione. Risulta d'altro canto molto interessante l'approccio di van Dijk et al. [28] riguardo la scelta della sensoristica per il monitoraggio; gli autori confrontano sperimentalmente un accelerometro posto sulla cassa mandrino, un sensore di correnti parassite per la misura dello spostamento dell'utensile ed una tavola dinamometrica. Valutando diversi aspetti tra cui costi e performance, la scelta ricade sul sensore accelerometrico posto nei pressi del cuscinetto più vicino all'utensile. Per quanto riguarda la tecnica di rilevazione del chatter, essa verrà trattata nel dettaglio nella Sezione 5.1 in quanto è la medesima adottata nel presente lavoro di tesi.

Il segnale di forza è sicuramente la terza tipologia di grandezza acquisibile tramite sensoristica a bordo macchina. Generalmente, le apparecchiature necessarie per questo tipo di misura sono più costose ed ingombranti rispetto a quelle relative ai sensori già citati, tuttavia esse forniscono informazioni molto dettagliate sul processo di taglio. Nei lavori di Tarng et al. [29] del 1996 ed in quello di Tarng e Lee [30] del 1997 furono adottati segnali di forza rispettivamente in direzione d'avanzamento ed assiale come indicatori della presenza di chatter. In particolare vennero valutati come indicatori della presenza di instabilità, i picchi presenti negli spettri dei relativi segnali. Sempre in quel periodo, un'importante caratterizzazione del segnale di forza venne sviluppata da Kubica e Ismail [31, 32]. Essi crearono un indicatore, da loro denominato *R value*, valutando il rapporto tra i valori rms della componente dinamica ($200 \div 800$ Hz) e della componente statica ($0 \div 120$ Hz) della forza di taglio; in particolare considerando soltanto la direzione normale all'avanzamento data la maggiore incidenza delle vibrazioni in questa direzione (come asserito dagli stessi autori). Questo particolare indicatore si mostrò partico-

larmente indicato per il monitoraggio del chatter in quanto molto sensibile al livello di vibrazione e poco sensibile alle condizioni di taglio. La bontà sperimentale di quanto sviluppato venne dimostrata in lavorazioni di fresatura. Purtroppo l'*R value* non è esente da particolari problematiche; la principale si verifica in lavorazioni di fresatura per immersioni radiali inferiori al 50%. In questi casi si verificano istanti temporali in cui nessun tagliente risulta in presa e ciò causa un'erronea diminuzione dell'indicatore in questione. Anche Soliman ed Ismail [33] si avvalsero del medesimo indicatore per monitorare il fenomeno di chatter attraverso il segnale di forza di taglio in direzione normale all'avanzamento. L'unica differenza rispetto al caso precedente riguarda le bande di frequenza considerate, in quest'ultima applicazione infatti sono state adottate $0 \div 100$ Hz per la parte statica e $250 \div 600$ Hz per la parte dinamica.

Un aspetto sicuramente rilevante nell'ambito dell'analisi del segnale in applicazioni di diagnostica riguarda il *sensor fusion*, ossia la combinazione di più sensori allo scopo di irrobustire il monitoraggio. Un imprescindibile riferimento è indubbiamente il lavoro svolto da Kuljanic et al. [34]. La ricerca si pone come obiettivo il confronto tra diversi indicatori di chatter e la valutazione critica di approcci a più sensori. Per quanto riguarda la rilevazione del fenomeno rigenerativo, gli autori analizzano tre possibili indicatori calcolati nei domini di tempo, frequenza e tempo-frequenza. Nel primo di questi campi viene costruito un chatter indicator a partire dal coefficiente di autocorrelazione del segnale d'interesse sincronizzando quest'ultimo con il riferimento rotazionale del mandrino ed effettuando un'operazione di media sincrona preventiva. Data la tendenza dell'autocorrelazione ad evidenziare le componenti periodiche di un generico segnale, l'indicatore di chatter è stato definito come radice del complemento a 1 del coefficiente di autocorrelazione.

Nel dominio delle frequenze invece, gli autori procedono considerando le diverse componenti di energia associate al segnale di diagnostica calcolate integrando opportunamente la power spectral density; si riconoscono infatti la componente periodica e la componente aperiodica, quest'ultima ulteriormente suddivisa in parte aperiodica dovuta al chatter e parte aperiodica dovuta al rumore ambientale. L'indicatore viene successivamente calcolato come il rapporto tra l'energia della componente aperiodica del segnale dovuta al chatter e l'energia totale del segnale.

Tabella 1.1: *Segnali e loro caratteristiche analizzate per il monitoraggio della macchina [17].*

Tipi di segnale	Caratteristica analizzata	Applicazioni
Visivo	Intensità di luce riflessa	Rugosità superficiale e surriscaldamento superficiale
	Immagine con lampada alogena	Usura utensile
	Immagine con laser	Usura utensile
	Immagine con assetto a due luci	Usura utensile
	Stereo imaging	Volume del cratere d'usura Rugosità superficiale
Forza	Forze d'avanzamento e radiale	Usura utensile e usura del fianco utensile
	Componente radiale	Usura punta del tagliente
	Forza di taglio media	Rottura utensile
	Forza d'avanzamento/Forza di taglio	Usura del fianco utensile
	Deviazione standard della forza di spinta assiale	Rilevazione chatter
	RMS della componente assiale in fresatura	Accuratezza dimensionale e rugosità superficiale
Emissione acustica	Abbattimenti, tempo di salita, durata, frequenza e velocità degli eventi	Usura e scheggiamento utensile
	Varianza della media e valore RMS	Usura e rottura utensile
	Coefficienti di serie temporale Componente media	Usura utensile Accuratezza dimensionale e rugosità superficiale
Potenza	Intensità	Surriscaldamento superficiale in rettifica
Coppia	Deviazione standard	Rilevazione chatter Usura in foratura
	Vibrazione	Rilevazione chatter Rilevazione chatter
Segnali audio Misure dirette	Power spectral density	Rugosità superficiale
	Varianza del segnale accelerometrico	Rottura utensile Rugosità superficiale
	Segnale relativo tra utensile e pezzo	Rilevazione chatter
	Valore di picco dell'accelerazione	Diametro della parte Diametro della parte
Temperatura	Pressione sonora	Usura utensile
	LVDT	Usura del fianco utensile
Proprietà micromagnetiche del materiale	Scala lineare	Temperatura nella zona di taglio
	Termocoppia situata posteriormente all'utensile	Temperatura nella zona di taglio
	Termocoppia formata dal contatto tra utensile e pezzo	Temperatura nella zona di taglio
	Termocoppia e modello termico	Temperatura nella zona di taglio
	Pirometro ad infrarossi e metodo FEM inverso	Temperatura nella zona di taglio
Termocoppia e tecnica inversa di conduzione del calore	Surriscaldamento da rettifica, indurimento superficiale e sua profondità	

Nel caso si voglia adottare una indicazione della presenza di instabilità rigenerativa nel dominio combinato di tempo e frequenza, gli autori suggeriscono un approccio di decomposizione mediante *wavelet* del tipo Daubechies-D8 su 6 livelli. Per ognuna delle componenti così ricavate si procede in primo luogo integrando la parte aperiodica ottenendone l'energia associata e successivamente si divide questa quantità per l'energia totale contenuta nella componente decomposta considerata. Il presente approccio permette di calcolare un indicatore di chatter per ogni componente della decomposizione effettuata in maniera del tutto simile a quanto proposto nel dominio delle frequenze.

Decisamente interessanti inoltre, risultano essere le conclusioni tratte riguardo l'utilizzo di più sensori per la diagnostica. Gli autori infatti procedono con il calcolo degli indicatori poc'anzi proposti per diverse configurazioni della sensoristica, in particolare adottando approcci a doppio dispositivo piuttosto che a 6 dispositivi di controllo. Per stimare quale sia effettivamente l'efficacia del *sensor fusion* sono state considerate tutte le possibili combinazioni di segnali e, per ognuna di esse, sono state calcolati i valori degli indicatori di chatter prima proposti e successivamente è stata calcolata l'accuratezza di classificazione della lavorazione e l'accuratezza residua nel caso uno dei sensori sia malfunzionante. In particolare i segnali presi in considerazione sono la forza assiale, la coppia di taglio, l'accelerazione lungo le due direzioni del piano di taglio, il valore RMS dell'emissione acustica e la potenza elettrica.

Nel caso di soluzione a due dispositivi si è osservato come non ci siano vantaggi nell'adottare un sensore con buona accuratezza abbinato ad un sensore di accuratezza mediocre; questo a causa del fatto che il dispositivo mediocre verrebbe ignorato. Risulta invece interessante l'adozione del sensore di forza assiale congiunto al segnale di accelerazione in direzione normale all'avanzamento; in questo caso infatti si ottiene un'accuratezza lievemente superiore rispetto al considerare separatamente i due. Per quanto riguarda l'accuratezza residua (o insensibilità ai malfunzionamenti), si attesta al 50% per tutte le possibili configurazioni. Come prima conclusione è dunque possibile asserire come non ci siano vantaggi nell'adozione di soluzioni a doppio sensore in quanto non si osservino netti miglioramenti in termini di accuratezza decisionale e, nel caso di malfunzionamenti, essa cala drasticamente in tutti i casi.

Le configurazioni a tre segnali hanno un comportamento leggermente superiore rispetto al caso precedente, le accuratezze massime raggiungibili passano infatti dal 97% al 98%. Si nota tuttavia, in alcuni casi, un notevole miglioramento per quanto riguarda l'insensibilità ai malfunzionamenti che arriva a superare il 90%. Le terzine di sensori che sembrano dare risultati

migliori sono due: forza assiale - coppia di taglio - accelerazione lungo Y e forza assiale - accelerazione lungo X - accelerazione lungo Y.

Gli autori osservano un ulteriore passo in avanti nel caso di soluzioni a quattro sensori; infatti, a fronte di precisioni di classificazione inalterate, si notano lievi miglioramenti nell'accuratezza residua che raggiunge valori del 95%. Due sono le configurazioni interessanti: forza assiale - accelerazione lungo Y - accelerazione lungo X - emissione acustica e la quaterna forza assiale - coppia di taglio - accelerazione lungo Y - accelerazione lungo X.

Risulta infine controproducente introdurre un quinto od un sesto sensore in quanto non si hanno miglioramenti né di accuratezza, né di accuratezza residua.

In conclusione risulta altamente raccomandabile un approccio di monitoraggio multisensore in quanto sono raggiungibili elevate accuratezze di classificazione della lavorazione e robustezze contro malfunzionamenti tutt'altro che trascurabili. In particolare, appaiono molto promettenti soluzioni a tre o a quattro sensori comprendenti i segnali accelerometrici e quelli di forza o coppia, questo pur ammettendo che la misura della coppia di taglio tramite sensore apposito è difficilmente impiegabile in ambito industriale in quanto esso riduce la rigidità del sistema.

1.2.2 *Tecniche di controllo del chatter*

Delineata l'ostilità che il fenomeno d'instabilità rigenerativa ha sul processo di taglio, è logico come nel corso del tempo si sia tentato di ridurlo od abatterlo del tutto. A questo scopo, numerosi sono stati gli approcci via via sviluppati e validati sperimentalmente; alcuni di essi si sono rivelati più efficienti ed applicabili di altri, ma in generale è possibile riconoscere tre principali strategie come mostrato in figura 1.6.

Un primo metodo per cercare di evitare l'insorgenza del chatter risulta dunque essere la scelta dei parametri di taglio, in modo da assicurare la stabilità della lavorazione. Questo è possibile grazie alla nozione di diagramma di stabilità a lobi; avendo infatti a disposizione la dinamica del sistema, la geometria dell'utensile e le caratteristiche del materiale in lavorazione, è possibile calcolare il diagramma SLD e di conseguenza settare preliminarmente ed opportunamente i parametri di taglio quali velocità di rotazione del mandrino e profondità di passata. L'approccio è particolarmente indicato nel caso in cui la lavorazione sia situata dove le ampiezze delle tasche di stabilità appaiono sufficientemente grandi, ossia nel caso di velocità del mandrino relativamente alte (lobi di basso ordine).

Quanto appena descritto è riconducibile ad un approccio off-line di definizione dei parametri di taglio; esistono poi implementazioni on-line, ossia

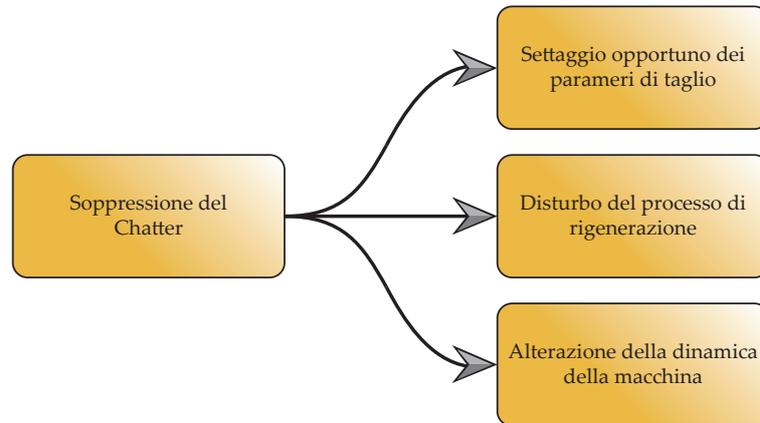


Figura 1.6: Strategie di controllo del chatter.

durante il funzionamento della macchina. Queste tecniche differiscono leggermente dalle precedenti in quanto non è necessaria la definizione del diagramma a lobi, ma le velocità stabili vengono stimate a partire dalla misura della frequenza di chatter, imponendo che quest'ultima sia un multiplo intero della frequenza di passaggio del dente. Solitamente le strategie on-line di questo tipo si basano su una serie di sensori per il riconoscimento del chatter e della relativa frequenza; una volta che il fenomeno è rilevato, viene calcolata la nuova velocità a partire dalla frequenza di chatter e viene impostata la nuova velocità stabile. La trattazione più nel dettaglio della presente tecnica verrà affrontato nel prosieguo del presente lavoro, in quanto essa sarà una delle soluzioni adottate.

Una seconda categoria di strategie per l'abbattimento del chatter è sicuramente l'azione di disturbo sulla rigenerazione dello spessore di truciolo. Come già esposto infatti, il chatter rigenerativo è causato dallo sfasamento tra i profili ondulati successivi visti dai taglienti; questo sfasamento dipende direttamente dal ritardo tra due taglienti susseguenti e dalla frequenza di vibrazione. Ciò che si tenta di fare dunque, è alterare il processo di rigenerazione modificando il ritardo temporale tra i denti. A questo scopo è possibile far variare nel tempo la velocità di rotazione del mandrino adottando una strategia attiva, oppure modificare (in fresatura) il passo tra i denti adottando una strategia passiva. Nel primo caso si parlerà di *Spindle Speed Variation*, tecnica che verrà trattata dettagliatamente nel prosieguo; mentre nel secondo si parlerà di frese a geometrie speciali. In quest'ultimo aspetto, un importante contributo è stato apportato presso la 3rd *CIRP conference on Process Machine Interactions* tenutasi in Giappone a fine 2012 da due lavori in particolare. Nel primo di essi, Suzuki et al. [35] propongono una tecnica di dimensionamento del passo per frese a passo variabile con l'obiet-

tivo di abbattere la rigenerazione legata a più modi di vibrare. Partendo dalla frequenza di chatter, approssimata dalla frequenza naturale, è infatti possibile calcolare il passo angolare ottimale. Viene inoltre proposto come, con 2^n denti sia possibile abbattere fenomeni rigenerativi causati da n modi di vibrare. Dombovari et al. [36], nel secondo di questi lavori, presentano un approccio analitico di semidiscretizzazione per l'analisi di stabilità in lavorazioni eseguite con frese di geometria speciale, ricavando per ognuno di essi il relativo diagramma SLD poi confrontato con quello ottenuto da utensile convenzionale. I risultati cui gli autori sono giunti vengono proposti secondo quattro categorie di geometrie:

- Frese a passo variabile: esemplificate in figura 1.7, se ottimizzate si ha un aumento della stabilità in corrispondenza di certe velocità di rotazione del mandrino.

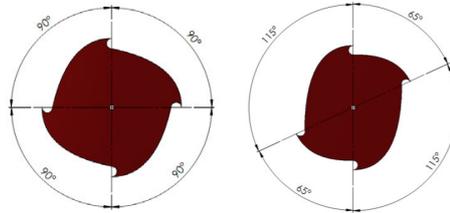


Figura 1.7: Sezione di una fresa a passo variabile.

- Frese ad elica con profilo seghettato: grande effetto stabilizzante dato dalla dentatura su tutto il range di velocità di rotazione analizzato (1000 ÷ 20000 rpm); questi sono però utensili confinati per lo più ad operazioni di sgrossatura data la scarsa qualità superficiale ottenibile (in figura 1.8 si mostra un esempio nel caso di profilo ondulato).



Figura 1.8: Esempio di fresa a profilo ondulato.

- Fresa ad elica con passo funzione lineare della quota: grande effetto stabilizzante anche con piccole variazioni tra le eliche; l'effetto è però osservato a basse velocità di rotazione (non oltre i 4000 rpm).
- Fresa ad elica con passo funzione armonica della quota: effetto simile alla categoria precedente salvo la possibilità di aumentare il range di efficacia accentuando l'ampiezza del profilo armonico.

Nonostante le indubbe qualità stabilizzanti date da frese a geometrie particolari, restano indubbiamente alcune problematiche non trascurabili che ne limitano l'effettivo impiego in ambito industriale. Nel lavoro di Suzuki et al. [35] è infatti necessario conoscere la dinamica della macchina che può variare durante il processo di taglio, inoltre nel caso di abbattimento della rigenerazione data da più modi di vibrare serve un gran numero di denti. Più in generale, uno dei principali limiti è sicuramente la realizzazione dell'utensile non convenzionale che si rivela complessa e costosa unito alla non flessibilità dell'approccio stesso. Nei casi più semplici di frese a passo variabile infatti, si ottimizza il comportamento in corrispondenza di una certa velocità di rotazione del mandrino; il che renderebbe inefficace l'utensile non convenzionale in caso di variazione del processo.

Si ha infine la categoria di strategie riguardanti l'alterazione della dinamica strutturale. Queste tecniche possono essere sia attive che passive ed hanno come obiettivo l'estensione delle zone di stabilità del diagramma a lobi attraverso tutta una serie di accorgimenti atti a migliorare il comportamento dinamico della macchina nell'interazione con il processo di taglio. Negli approcci passivi si riscontra principalmente l'impiego di assorbitori dinamici, con diversi metodi di setting parametrico [37, 38], e della progettazione ottimale. Più in generale è infatti opportuno tenere conto delle problematiche relative all'instabilità già nelle fasi di progettazione della macchina [39]. Strumenti come i software per le analisi ad elementi finiti diventano fondamentali a questo scopo; essi permettono al progettista di valutare il rischio di insorgenza del chatter già nelle primissime fasi di sviluppo e di operare efficacemente per ottimizzare la struttura anche da questo punto di vista, regolando opportunamente la rigidità statica e dinamica, lo smorzamento e le frequenze caratteristiche. Approcci di modifica attiva della dinamica strutturale sono altresì impiegati nell'abbattimento del chatter rigenerativo; le tecniche di questa categoria sono sicuramente più flessibili rispetto alle metodologie passive, ma altresì di più complicata realizzazione. Esse comprendono per lo più tecniche di smorzamento attivo [40, 41], assorbimento dinamico attivo mediante attuatori [42, 43, 44, 45, 46] (figura 1.9) e modulazione della cedevolezza utensile tramite fluido elettroreologico² [47, 48].

Trasversalmente alla classificazione appena proposta si posizionano alcune soluzioni adottate dai costruttori utensili come *Sandvik* o *Mitsubishi*. Una di queste è rappresentata dagli utensili ad alto avanzamento sviluppati per operazioni come il taglio del titanio per cui non è possibile adottare velocità

²Tali fluidi sono soggetti a variazione di fase se sottoposti ad un campo elettromagnetico, in questo modo essi si comportano come molle non lineari garantendo un aumento di prestazioni in termini di stabilità.

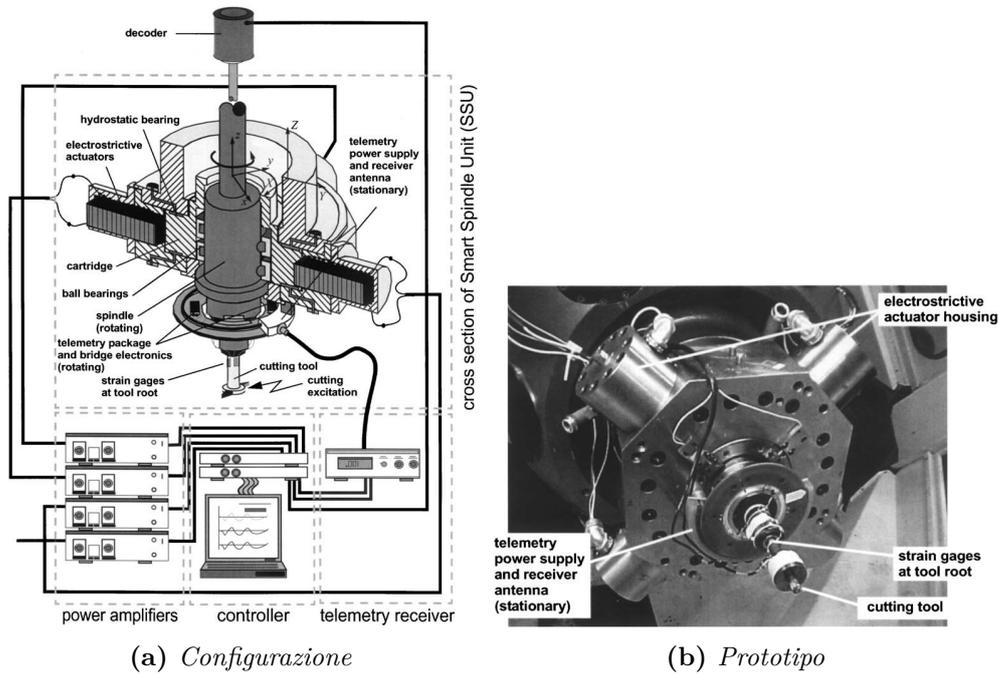


Figura 1.9: Assorbimento dinamico attivo mediante attuatori [42].

di rotazione molto elevate a causa della difficoltà nella dissipare del calore, mentre una profondità di passata elevata esporrebbe al rischio di instabilità. Per questi motivi può essere utile adottare utensili ad alto avanzamento (parametro che, in prima approssimazione, non inficia la stabilità della lavorazione) in modo da non limitare eccessivamente il material removal rate. Sono inoltre adottate costruttivamente alcune delle soluzioni prima citate come il passo variabile ed il profilo d'elica ondulato per l'abbattimento di fenomeni rigenerativi. Un'ultima soluzione adottata nella pratica è l'inserimento di assorbitori dinamici all'interno dello stelo come nel caso di frese per spallamenti della serie *CoroMill*[®] 390 di *Sandvik*[®] *Coromant* [49].

1.3 Spindle Speed Variation

Terminata la panoramica di tecniche per la mitigazione dell'instabilità rigenerativa, si procede approfondendo due delle metodologie proposte in quanto esse saranno implementate nel prosieguo della trattazione.

Come già anticipato, la modulazione della velocità di rotazione del mandrino è una delle principali metodologie attive per il controllo del chatter sia in tornitura che in fresatura. Variando la velocità nel tempo secondo un'opportuna legge è infatti possibile agire sul ritardo temporale tra taglienti successivi (nel caso si tratti di tornitura, è il periodo di rivoluzione del pezzo a cambiare) modificando lo sfasamento tra i profili che questi lasciano sul pezzo; in questo modo è possibile sopprimere il fenomeno che sta alla base dell'instabilità rigenerativa, ossia la variabilità dello spessore di truciolo.

Le traiettorie di modulazione con cui è possibile agire sul processo di taglio sono diverse, la letteratura è però piuttosto concorde nel definire il profilo sinusoidale come il più indicato parlando quindi di *Sinusoidal Spindle Speed Variation* definita anche SSSV o S³V. Il presupposto per la maggiore efficacia della modulazione sinusoidale (figura 1.10) è da ricercare soprattutto nella superiore tracciabilità da parte dell'azionamento; per sua natura infatti, un profilo di velocità sinusoidale ha accelerazione e gerk angolari contenuti mentre se si considera un andamento triangolare o ad onda quadra, si osservano accelerazioni e gerk molto elevati (idealmente infiniti). Riguardo questo aspetto Lin et al. [50] dimostrano come un profilo di velocità sinusoidale consenta un errore massimo di tracciamento inferiore al 5%, mentre un profilo triangolare risulta più difficilmente tracciabile dando origine ad un errore massimo superiore al 22%.

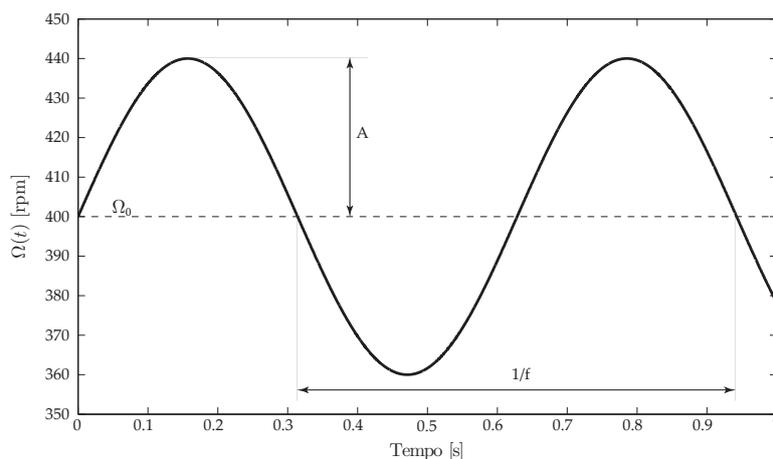


Figura 1.10: *Profilo di velocità sinusoidale.*

Facendo riferimento a figura 1.10, la legge di velocità è parametrizzata come mostrato nell'equazione 1.1 in accordo con la forma più comunemente adottata a parametri adimensionali.

$$\Omega(t) = \Omega_0[1 + RVA \sin(\Omega_0 RVF t)] \quad (1.1)$$

dove:

- Ω_0 è la componente costante della velocità di rotazione del mandrino;
- RVA è il parametro adimensionale di ampiezza della modulazione, esso definito come segue:

$$RVA = \frac{A}{\Omega_0} \quad (1.2)$$

- RVF è il parametro adimensionale di frequenza della modulazione, anch'esso definito come segue:

$$RVF = \frac{2\pi f}{\Omega_0} \quad (1.3)$$

Volendo quantificare i parametri espressi nelle equazioni 1.2 e 1.3 è rilevante sottolineare come i valori solitamente adottati in letteratura siano $RVA = 0 \div 0.4$ e $RVF = 0 \div 0.4$.

1.3.1 La stabilità con *Spindle Speed Variation*

Il concetto di *Spindle Speed Variation* per l'abbattimento del chatter rigenerativo fu proposto per la prima volta alla comunità scientifica intorno agli anni '70 e procedette sviluppandosi negli anni a seguire focalizzato a lavorazioni di tornitura.

Per quanto riguarda la fresatura, le prime pubblicazioni in merito risalgono all'inizio degli anni '90 con il già citato lavoro di Lin et al. [50] in cui si analizzano differenti profili di velocità e viene definita la sinusoidale come più promettente. Nella seconda parte, gli autori si avvalgono di un modello numerico per la fresatura frontale in cui la dinamica del sistema interagisce con il processo di taglio e svolgono simulazioni nel dominio del tempo per verificare l'effettiva efficacia della S^3V . Le simulazioni sono state eseguite per tre modi dominanti, considerati rispettivamente a 210 Hz, 420 Hz e 630 Hz, e per differenti valori assegnati ai parametri RVA e RVF . Le conclusioni tratte dalle ricostruzioni numeriche delineano la grande efficacia che la tecnica in

questione ha nell'abbattimento del chatter. In particolare a basse velocità, la tecnica sembra essere robusta rispetto alla variazione della dinamica della macchina. Per quanto riguarda i parametri della modulazione, l'ampiezza sembra giocare un ruolo più rilevante rispetto alla frequenza; in particolare, nel caso di modo dominante ad alta frequenza, l'effetto della RVF risulta ancora meno rilevante. In generale comunque, un aumento di entrambi i parametri porta ad un miglioramento del processo di taglio.

Nello stesso periodo, Altintas e Chan [21] testano le potenzialità della S^3V attraverso un avanzato modello dinamico del processo di fresatura che tiene conto dei run-out degli inserti, il contributo di rigidità dato dall'interferenza tra superficie e fianco del tagliente e del process damping. Svolgendo simulazioni e prove sperimentali in cui il chatter è riconosciuto da un sensore sonoro, gli autori attestano l'efficacia della tecnica nel rendere stabile la lavorazione soprattutto se l'instabilità è preventivamente identificata. Per quanto riguarda i parametri della modulazione di velocità, sono stati impostati i valori massimi ammissibili dall'azionamento dal punto di vista dell'inseguimento.

Qualche anno più tardi, Tsao et al. [51] propongono un metodo innovativo per l'analisi di stabilità del processo di taglio nel caso di velocità variabile; essi infatti considerano un approccio alle differenze finite, ma considerando la posizione angolare come variabile indipendente. In questo modo, la dinamica del sistema è modellata come sistema periodico tempo variante con ritardo costante, il che rende la rappresentazione più semplice da analizzare numericamente rispetto a quelle che considerano il tempo come variabile indipendente. Analizzando dunque il sistema in questo modo, gli autori sono riusciti ad esprimere la stabilità come funzione dei parametri dinamici e della modulazione di velocità. Vengono infine proposte simulazioni e prove sperimentali per validare l'approccio considerando lavorazioni di fresatura ad un grado di libertà e diverse combinazioni parametriche per la modulazione. In conclusione si è dimostrato come la S^3V sia efficace nell'estendere le zone di stabilità del diagramma a lobi verso profondità di passata più elevate e come essa sia robusta rispetto a variazioni nelle condizioni di taglio.

Successivamente, Radulescu et al. [52] si avvalgono di un modello dinamico del processo di fresatura frontale per analizzare il contributo stabilizzante dato dalla S^3V . In particolare gli autori prendono in considerazione diverse casistiche per la dinamica strutturale: una prima in cui si ha un unico modo dominante invariato durante il taglio, una seconda in cui l'unico modo dominante varia durante la lavorazione a causa della variazione di massa o rigidità ed un'ultima configurazione in cui si hanno tre modi dominanti indipendenti. Il modello proposto è stato quindi validato sperimentalmente valutando soltanto la prima delle configurazioni dinamiche elencate. Dalle

simulazioni effettuate emerge come la sinusoidal spindle speed variation “appiattisca” il diagramma SLD aumentando il limite di stabilità; in altre parole si ha un netto miglioramento nelle zone del minimo di ogni lobo mentre si nota un peggioramento in corrispondenza delle tasche di stabilità. Inoltre viene ribadita la robustezza della tecnica rispetto alla variazione della velocità nominale e dei parametri dinamici aggiungendo come la S^3V sia particolarmente indicata nel caso di dinamica a più modi dominanti non accoppiati o nel caso di singolo modo dominante variabile durante la lavorazione.

Nella seconda parte della pubblicazione [53], gli autori si focalizzano sulla ricerca di quale fenomeno fisico permetta alla S^3V di essere così efficace nell’abbattimento dell’instabilità rigenerativa. Basandosi su di un modello di taglio ortogonale, essi calcolano analiticamente il lavoro svolto dalle forze di taglio nel caso di velocità costante e velocità variabile con differenti combinazioni di parametri. I risultati ottenuti mostrano come, nel caso di S^3V , l’energia introdotta dalle forze di taglio sia inferiore rispetto al caso a velocità costante; inoltre si nota come, aumentando il parametro RVA, l’effetto di stabilizzazione diventi sempre più robusto rispetto alla velocità nominale. In aggiunta, gli autori si soffermano sulla generale robustezza della tecnica ritenuta particolarmente adatta nel caso di incertezza nelle caratteristiche dinamiche e nelle condizioni del processo di taglio. Viene sottolineata infine la maggiore influenza del parametro di ampiezza RVA rispetto a quello di frequenza RVF e asserito come sia consigliabile impostare quest’ultimo ad un valore minimo per poter aumentare il più possibile l’ampiezza della modulazione senza problemi di inseguimento da parte dell’azionamento.

Sastry et al. [54] propongono un approccio per l’analisi di stabilità con velocità variabile basato sulla discretizzazione temporale. In questo modo, il ritardo temporale variabile viene trasformato in una serie di ritardi costanti all’interno dell’intervallo di discretizzazione; la stabilità è quindi valutata all’interno un periodo di variazione della velocità del mandrino. La validazione dell’approccio, che permette di ricavare il diagramma di stabilità a lobi nel caso di S^3V , è eseguita da simulazioni nel dominio tempo con dinamica ad un grado di libertà e da alcuni casi sperimentali. Il metodo proposto si è rivelato piuttosto accurato dando origine ad errori medi di predizione inferiori al 10% rispetto alle simulazioni ed essendo concorde con quanto osservato sperimentalmente. Un aspetto critico è riscontrabile nel caso di dinamica a più modi di vibrare; per configurazioni di questo tipo infatti, l’approccio si rivela computazionalmente molto pesante e quindi sconsigliabile.

Gli stessi autori [55], con lo scopo di alleggerire il tempo di calcolo nel caso di dinamica complessa, estendono alla fresatura l’approccio di Jayaram et al. [56] inizialmente sviluppato per la tornitura. In particolare vengono sviluppati in serie di Fourier i termini periodici delle equazioni caratteristi-

che del processo di fresatura e la stabilità è valutata mediante la teoria di Floquet ottenendo il diagramma SLD a velocità variabile. Questa metodologia analitica è validata da simulazioni nel tempo e da prove sperimentali nel caso di dinamica a due modi di vibrare. I risultati suggeriscono come la S³V “appiattisca” il diagramma SLD ed aumenti il limite di stabilità anche nel caso di dinamica complessa.

Bediaga et al. [57] analizzano l’efficacia della S³V attraverso prove sperimentali e simulazioni numeriche a tre dimensioni valutandone l’effetto per due categorie di velocità del mandrino; una prima posizionata nel diagramma SLD dove si hanno lobi di ordine basso (velocità relativamente alte) ed una seconda in corrispondenza di lobi ad alto ordine (velocità relativamente basse). I risultati evidenziano come la tecnica di modulazione della velocità sia particolarmente valida nell’innalzare il limite di stabilità nel campo dei lobi di ordine elevato.

Nello stesso periodo, Zatarain et al. [58] propongono un approccio nel dominio delle frequenze per l’analisi della stabilità nel caso di velocità variabile. Gli autori procedono considerando le coordinate modali invece delle cartesiane e sviluppando in serie di Fourier il coefficiente direzionale delle forze di taglio³ ed il termine legato al ritardo temporale. Per ottenere risultati accurati è necessario considerare lo sviluppo del termine di ritardo temporale almeno fino al decimo ordine; per quanto riguarda invece il coefficiente direzionale, è possibile arrestare lo sviluppo all’ordine zero (approccio single frequency) nel caso di grandi immersioni radiali, oppure ad ordini superiori nel caso di taglio ad impatti ripetitivi molto accentuati (approccio multi frequency). La validazione dell’approccio è portata a termine confrontando la previsione di stabilità con quella data dalla semidiscretizzazione e dalle simulazioni nel dominio del tempo. In particolare, la tecnica di semi-discretizzazione è stata adattata alla S³V considerando il periodo di variazione della velocità come multiplo intero del periodo nominale di passaggio dei taglienti. I risultati ottenuti dimostrano la bontà della tecnica proposta e sottolineano come l’efficacia della modulazione di velocità sia più evidente per lobi di alto ordine e come sia influenzata maggiormente dal parametro di ampiezza RVA.

Più recentemente, Long e Balachandran [59] hanno studiato il diverso effetto della *Spindle Speed Variation* tra fresatura concorde e discorde a parziale immersione radiale. L’approccio considerato per l’analisi di stabilità è di semi-discretizzazione considerando quindi il periodo di variazione della velocità come multiplo intero del periodo nominale di passaggio dei taglienti. Gli autori hanno considerato fresature a bassa immersione radiale (25% e 5%) e

³In questo coefficiente è presente un termine d’angolo che diventa armonico nel caso si applichi la S³V e quindi anch’esso è sviluppato in serie di Fourier.

due tipologie di dinamica strutturale, una a singolo modo dominante ad alta frequenza ed una a singolo modo dominante a bassa frequenza. I risultati ottenuti evidenziano alcuni interessanti aspetti: per prima cosa si conferma la migliore efficacia e la migliore robustezza (rispetto alla velocità nominale) della S^3V per lobi di ordine superiore al 5°, viceversa queste qualità tendono a degradarsi. Al variare della dinamica e dell'immersione radiale, queste prime conclusioni restano inalterate attestando perciò la robustezza della tecnica anche rispetto a variazioni dinamiche oltre che di velocità nominale. In secondo luogo, confrontando la fresatura concorde con la fresatura discorde, si nota che la S^3V aumenta il limite di stabilità in entrambe le casistiche, ma il guadagno è superiore nel caso di fresatura discorde.

Sempre recentemente, Seguy et al. [60] hanno analizzato l'effetto della *Spindle Speed Variation* per fresature ad alta velocità, ossia posizionandosi nel diagramma SLD in corrispondenza dei lobi di ordine basso. In particolare lo studio è volto a valutare l'efficacia della SSV nella zona del primo lobo da *Period Doubling* e della prima *Hopf Bifurcation*. Considerando un approccio di semi-discretizzazione, gli autori calcolano il diagramma di stabilità per velocità variabile nel caso di sistema ad un grado di libertà e profilo di modulazione triangolare. I risultati ottenuti, validati con prove sperimentali, dimostrano come la SSV sia efficace nell'aumentare il limite di stabilità in corrispondenza del primo lobo da *Period Doubling* ma alquanto sterile nella zona della prima *Hopf Bifurcation*; inoltre, il parametro RVA risulta avere un effetto più pesante sulla stabilizzazione rispetto al RVF.

1.3.2 Metodi di gestione parametrica della *Spindle Speed Variation*

Nonostante la letteratura riguardo l'analisi di stabilità per lavorazioni di fresatura con spindle speed variation sia piuttosto consistente, non sono molti gli approcci finora messi a punto per la definizione dei parametri RVA e RVF ottimali. In generale è comunque possibile riconoscere i 3 filoni principali di seguito elencati:

- Approcci di simulazione e confronto off-line;
- Approcci energetici;
- Tecniche di soft computing (logica fuzzy, algoritmi genetici, ...).

Nella prima casistica ricadono tutte quelle pubblicazioni, riguardanti sia la tornitura che la fresatura, che propongono la mappatura dell'efficacia della S^3V in un piano RVA - RVF per poi poter osservare quali parametri diano il miglior effetto stabilizzante. Ad esempio Jayaram et al. [56] costruiscono

le suddette mappe partendo da un approccio analitico per lo studio della stabilità in tornitura. Bediaga et al. [57] procedono effettuando simulazioni sia a velocità costante che variabile con un modello di fresatura nel dominio del tempo e confrontano i risultati nei due casi. Per il medesimo scopo, Seguy et al. [60] si avvalgono della semidiscretizzazione valutando l'efficacia della Spindle Speed Variation in corrispondenza di velocità elevate (viene preso in considerazione un profilo di velocità triangolare). Anche Bediaga et al. [61] si basano sull'approccio di semidiscretizzazione; in particolare si procede eseguendo un plot del massimo autovalore della matrice di transizione in funzione di frequenza e ampiezza della modulazione di velocità (naturalmente fissato un valore di profondità di passata). Fatto ciò è possibile valutare quali combinazioni di parametri permettano la stabilità con *SSV*; anche in questo caso è possibile notare come la frequenza di modulazione abbia un effetto meno incisivo rispetto all'ampiezza.

In generale, questa prima tipologia di tecniche per la scelta ottimale dei parametri di RVA e RVF ha un buonissimo riscontro sperimentale visto l'elevato grado di dettaglio che gli approcci citati sono arrivati ad avere. Tuttavia, la necessità di avere a disposizione informazioni come la dinamica del sistema e la gravosità computazionale rendono queste metodologie inadeguate per un effettivo impiego in real-time.

Una seconda categoria di criteri riscontrabile in letteratura riguarda lo sviluppo di formulazioni per la valutazione dell'energia introdotta nel processo di taglio da parte delle forze in gioco. I parametri di modulazione della velocità sono poi calcolati in modo da ridurre al minimo questa quantità. Un esempio di questa categoria è proposto da Al-Regib et al. [62] i quali considerano il bilancio tra l'energia introdotta nel sistema dalle forze di taglio e l'energia dissipata dallo smorzamento della struttura. In particolare, dalla minimizzazione del lavoro svolto dalle forze di taglio, viene ricavata una formulazione dipendente dalla velocità del mandrino e dalla frequenza di chatter per il parametro di ampiezza (equazione (1.4)).

$$RVA \approx \frac{\varepsilon_m}{2\pi N_m} \quad (1.4)$$

Dove ε_m e N_m sono rispettivamente lo shift di fase e l'ordine del lobo di cui si è in corrispondenza. Per quanto riguarda il parametro di frequenza, viene dichiarato come esso influenzi la velocità con cui l'energia viene dissipata dalla struttura e si procede imponendo che il lavoro svolto dalle forze rigenerative inizi a dissipare energia (energia introdotta negativa), al più dopo una rotazione del mandrino (TPF per la fresatura). Si estrapola dunque la frequenza dalla formulazione della S^3V (equazione (1.5)) imponendo che lo shift di fase

lasci la regione instabile all'interno di una rotazione del mandrino.

$$RVF = \frac{z}{60} \sin^{-1} \left[\frac{60 \omega_c}{RVA z \Omega_0 (\pi + 2\pi N_m)} - \frac{1}{RVA} \right] \quad (1.5)$$

In cui ω_c , z e Ω_0 rappresentano rispettivamente la pulsazione di chatter, il numero di taglienti e la componente costante della velocità di rotazione del mandrino.

Zhang et al. [63] presentano anch'essi un approccio energetico per tentare sia di spiegare il fenomeno di stabilizzazione dato dalla SSV, sia di gestire i parametri di quest'ultima. In particolare, la trattazione energetica proposta si basa su di un modello di tornitura ad un grado di libertà e su di un modello non lineare per la forza di taglio. Si procede considerando il bilancio tra l'energia introdotta dalle forze di processo e l'energia dissipata dallo smorzamento della struttura, imponendo che la seconda quantità sia superiore alla prima. Successivamente è possibile calcolare il minimo valore di RVA per un immediato abbattimento del chatter. Nella trattazione viene lasciato in secondo piano il parametro di frequenza, ritenendo sufficiente la definizione di quest'ultimo all'interno del range 0.5% ÷ 2% della frequenza di chatter. La necessità delle informazioni dinamiche della struttura è sicuramente un aspetto negativo della presente metodologia che da comunque ottimi riscontri sia in simulazione che sperimentali.

In generale, le tecniche appartenenti a questa seconda categoria risultano particolarmente comode in quanto vengono esplicitate relazioni matematiche per la gestione dei parametri di modulazione. Nonostante ciò risultano pressoché inutilizzabili in ambito industriale (in particolar modo in fresatura) a causa delle eccessive semplificazioni necessarie per la trattazione analitica. Gli ottimi risultati riportati nelle relative pubblicazioni sono infatti osservati nel caso di simulazioni o di prove sperimentali in particolari configurazioni dinamiche e generalmente nel caso di tornitura ad un grado di libertà.

Una particolare trattazione combinata energetico-simulativa è stata sviluppata da Albertelli et al. [64]; essi propongono un approccio per la scelta del parametro RVA basato su considerazioni riguardanti il phase shift. In particolare viene definito il funzionale $J(\Omega_0)$ di equazione (1.6) che rappresenta la differenza tra l'energia introdotta nella condizione attuale e l'energia introdotta nel caso di sfasamento critico Φ_{worst} .

$$RVA : \max_{0 < RVA \leq 0.4} \left\{ J(\Omega_0) = \int_0^T [\Phi(\Omega_0, t | RVA) - \Phi_{worst}] dt \right\} \quad (1.6)$$

Tabella 1.2: *Categorie dei parametri di modulazione nel caso di controllore Proporzionale.*

Variabili Linguistiche	Ampiezza <i>rpm</i>	Frequenza <i>Hz</i>
PSB	175	13.3
PB	160	10
PM	130	8
PS	90	6
PZ	0	4

Essendo $J(\Omega_0)$ funzione dell'ampiezza della modulazione, per ricavare il valore ottimale del parametro RVA è possibile fissare una certa velocità nominale Ω_0 e risolvere il problema di massimizzazione in cui compare anche il ritardo τ dipendente dal parametro RVF. Questa tecnica risulta molto comoda per analizzare l'effetto dell'ampiezza di modulazione senza dover compiere delle pesanti simulazioni nel tempo; resta comunque la necessità di conoscere la dinamica del sistema, il che rende l'approccio adatto alla valutazione off-line della efficacia data dal parametro RVA, ma non ad implementazioni on-line adattive che prescindono dalla dinamica della macchina.

Per quanto riguarda le tecniche di soft computing adottate per la gestione dei parametri di S^3V , sono molto interessanti i lavori presentati a metà degli anni '90 da Kubica, Ismail e Soliman; due lavori in cui viene illustrato un approccio di logica fuzzy per gestire adattivamente i parametri della S^3V on-line [32, 33]. In particolare, nella prima delle due pubblicazioni, sono stati sviluppati un controllore proporzionale ed un controllore proporzionale derivativo in cui gli input sono l'errore tra l'R value attuale ed il suo set point nel primo caso, mentre l'errore e la variazione dell'errore nel secondo caso. Entrambe le tipologie di controllo restituiscono come output i valori di ampiezza e frequenza della modulazione. Essendo basati sulla logica fuzzy, i controllori prendono in considerazione segnali di input ed output categorizzati in sei intervalli a seconda del loro valore. Nelle tabelle 1.2, 1.3, 1.4 e 1.5 sono riproposte le categorie e le regole di inferenza che gli autori hanno impiegato.

Dove le variabili linguistiche hanno i seguenti significati: PSB-positive super big, PB-positive big, PM-positive medium, PS-positive small, PZ-positive zero, NZ-negative zero, NS-negative small, NM-negative medium, NB-negative big.

Il controllore PD, come si nota in tabella 1.4, non fornisce i valori in termini assoluti dei parametri della S^3V , ma le loro variazioni. Per quanto riguarda le regole di inferenza, esse sono impostate in modo da accrescere o ridurre sia RVA che RVF, traiettoria individuata in base ai risultati ot-

Tabella 1.3: *Categorie dell'ingresso e regole d'inferenza per il controllore Proporzionale.*

Numero Regola	Errore in Ingresso	Ampiezza in Uscita	Frequenza in Uscita
1	PB	PSB	PSB
2	PM	PB	PB
3	PS	PM	PB
4	PZ	PM	PS
5	NZ	PS	PS
6	NS	PS	PZ

Tabella 1.4: *Categorie dei parametri di modulazione nel caso di controllore Proporzionale-Derivativo.*

Variabili Linguistiche	Ampiezza rpm	Frequenza Hz
PB	80	4.0
PM	60	3.0
PS	45	2.2
PZ	30	1.5
NZ	-20	-0.8
NS	-30	-1.2

tenuti da prove sperimentali. Nel caso di controllore PD inoltre, gli autori hanno semplificato l'inferenza adottando la medesima categoria di RVA e RVF in risposta agli ingressi (tabella 1.5). Analizzando l'efficacia di entrambi gli approcci di controllo mediante simulazioni numeriche, si è osservato il miglior comportamento del controllore proporzionale-derivativo rispetto al proporzionale sia riguardo il mantenimento dell'indicatore R value attorno al set-point, sia riguardo la forma d'onda della velocità che risulta più regolare.

Nella seconda pubblicazione, gli autori approfondiscono le analisi sul controllore PD prima descritto aggiornando i valori corrispondenti alle categorie degli output per adattarli alla nuova applicazione e ridefinendo le regole d'inferenza. Queste ultime non sono più uguali sia per RVA che RVF ma fissata una coppia di input, si hanno generalmente due risposte di categorie differenti⁴ per RVA e RVF. Come nel primo dei due lavori, le regole d'inferenza sono state impostate in base al giudizio degli autori basato sull'esperienza e su test sperimentali. Il regolatore, testato su lavorazioni reali di fresatura concorde a piena immersione ed a mezza immersione, si dimostra piuttosto efficace nel mantenere l'R value nell'intorno del set-point soprattutto nel caso

⁴Ad esempio, nel caso di errore PB e variazione dell'errore PB gli autori hanno impostato una variazione d'ampiezza PB ed una variazione di frequenza NS

Tabella 1.5: *Categorie dell'ingresso e regole d'inferenza per il controllore Proporzionale-Derivativo.*

		Errore					
		PB	PM	PS	PZ	NZ	NS
Variazione dell'Errore	PB	PB	PM	PM	PS	PZ	NS
	PM	PB	PM	PM	PS	PZ	NS
	PS	PB	PM	PS	PZ	NZ	NS
	PZ	PB	PM	PS	PZ	NZ	NS
	NZ	PB	PM	PS	PZ	NZ	NZ
	NS	PB	PM	PS	PS	NZ	NZ
	NM	PB	PM	PS	PS	NZ	NS
	NB	PB	PM	PS	PS	NZ	NS

di fresatura a mezza immersione.

Recentemente Hajikolaei et al. [65] propongono un approccio di soft computing combinato ad una trattazione energetica prendendo in considerazione un processo semplificato come la tornitura ortogonale. La teoria energetica è del tutto simile a quella presente in [62], si considera infatti l'energia introdotta dalle forze di taglio come *fitness* di una popolazione di possibili parametri RVA. Si procede quindi cercando quale sia l'ampiezza ottimale minimizzando il *fitness* attraverso un algoritmo genetico avendo impostato in maniera del tutto arbitraria (parametro considerato meno influente).

Tirando le somme, l'approccio proposto di controllore fuzzy si è dimostrato un buon metodo per gestire i parametri della S³V on-line in modo non computazionalmente complesso e semplice da implementare; non mancano però alcuni aspetti negativi che rischiano di minare l'effettivo impiego di queste tecniche nella realtà. Una prima questione riguarda la definizione dei valori numerici relativi alle categorie di input ed output; evitando di impostare questi ultimi come parametri adimensionali infatti, si rischia di doverli ridefinire nel caso cambi la dinamica o la velocità nominale. La definizione delle regole d'inferenza inoltre, è del tutto soggettiva e rischia anch'essa di dipendere dall'applicazione specifica. In ultimo, potrebbe essere più opportuno un approccio che mantenga la combinazione di parametri della S³V una volta identificata quella più efficace nell'abbattimento del chatter, invece di rilasciare RVA e RVF nel caso la vibrazione si riduca rischiando di farla accrescere nuovamente. Per quanto riguarda la tecnica di minimizzazione con algoritmo genetico, essa non è stata validata adeguatamente dagli autori in quanto si sono prese in considerazione soltanto simulazioni nel dominio del tempo e non prove sperimentali. Inoltre si ripresenta il tipico problema legato agli approcci energetici prima descritti ossia l'eccessiva semplificazione del modello di lavorazione considerato (taglio ortogonale) che rende inutilizzabile

la tecnica nel caso di processi reali di fresatura.

Vale la pena infine citare una pubblicazione al di fuori delle categorie sopra citate, ossia il lavoro di Altintas e Chan [21] essendo quest'ultimo uno dei primi studi riguardo l'impostazione automatica della modulazione di velocità. Nel già citato articolo infatti, essi propongono un approccio di chatter detection and control on-line basato su segnale sonoro e S^3V . Quando il segnale opportunamente trattato supera il valore soglia, viene fatta partire la modulazione di velocità con parametri impostati semplicemente in modo da essere al limite di potenzialità dell'azionamento e mantenuti costanti. I test svolti (sia simulazioni numeriche, sia prove sperimentali) dimostrano la bontà della tecnica fermo restando la scarsa elasticità nella variazione parametrica.

1.4 Spindle Speed Tuning

Delle metodologie presenti in letteratura riguardo il controllo del chatter e presentate nella Sottosezione 1.2.2, la seconda che verrà effettivamente implementata è appunto la regolazione della velocità anche denominata *Spindle Speed Tuning* (SST) o *Spindle Speed Regulation* (SSR). Questa metodologia consiste nel modificare il valore di velocità di rotazione del mandrino alla ricerca di una zona stabile del diagramma SLD come rappresentato in figura 1.11, in cui una lavorazione situata nel punto A viene stabilizzata modificandone la velocità sino al punto B.

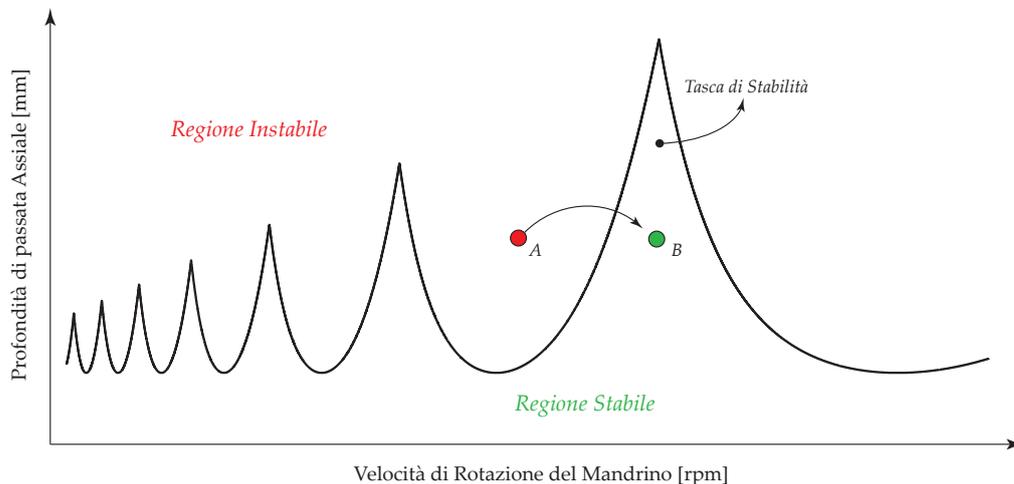


Figura 1.11: Stabilizzazione con *Spindle Speed Tuning*.

Partendo dalle medesime basi teoriche, diversi autori nel corso del tempo si sono cimentati nel tentativo di attuare questo procedimento conseguendo

ottimi risultati sia in tornitura [66, 29, 30] che in fresatura [23, 18, 28]. In particolare, facendo riferimento al modello di fresatura dinamica proposto in [9] e riportato in Appendice A, è possibile esporre la comune teoria che, come detto, sta alla base delle pubblicazioni riguardo la Spindle Speed Tuning. In (1.7) è riportata l'equazione caratteristica del sistema dinamico retroazionato rappresentato schematicamente anche in figura 1.4,

$$\det \left([I] - \frac{1}{2} b k_t (1 - e^{-i\omega_c \tau}) [A_0] [G(i\omega_c)] \right) = 0 \quad (1.7)$$

dove:

- b - profondità di passata assiale, [mm];
- k_t - coefficiente di strappamento in direzione tangenziale, [MPa];
- ω_c - pulsazione di chatter, [rad/s];
- τ - ritardo temporale tra il passaggio di due taglienti successivi, [s].

Il termine $[G(i\omega_c)]$ rappresenta la funzione di trasferimento del sistema, ossia il legame tra le forze di taglio e lo spostamento relativo utensile-pezzo nelle due direzioni x (feed) ed y (ortogonale alla feed). La matrice $[A_0]$ rappresenta i coefficienti direzionali medi⁵, essa dipende dalla geometria del processo (angolo di ingresso e d'uscita dell'utensile nel pezzo), dal rapporto tra i coefficienti di strappamento radiale e tangenziale k_r/k_t e dal numero di taglienti N_t . Assumendo le due direzioni dinamicamente disaccoppiate, l'equazione caratteristica diventa una forma quadratica del tipo:

$$a_0 \Lambda^2 + a_1 \Lambda + 1 = 0 \quad (1.8)$$

le cui radici rappresentano gli autovalori dell'equazione caratteristica,

$$\Lambda_{1,2} = (\Lambda_R + i\Lambda_I)_{1,2}. \quad (1.9)$$

Sostituendo la formula di Eulero, $e^{-i\omega_c \tau} = \cos \omega_c \tau + i \sin \omega_c \tau$, nella formulazione degli autovalori così ottenuti, è possibile osservare come la profondità di passata assiale al limite di stabilità sia così definita:

$$b_{lim} = -\frac{2\pi \Lambda_R}{N_t k_t} \left(1 + \frac{\Lambda_I^2}{\Lambda_R^2} \right) \quad (1.10)$$

⁵La matrice dei coefficienti direzionali $[A(t)]$ viene sviluppata in serie di Fourier considerando soltanto l'ordine 0, ossia la componente media.

da cui si nota come l'ammissibilità fisica della soluzione sussista nel caso si consideri l'autovalore con parte reale negativa.

A questo punto, conoscendo quale autovalore si debba considerare, è possibile definirne la fase,

$$\psi = \arctan \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R}. \quad (1.11)$$

La distanza angolare percorsa dal tagliente a causa della pulsazione di chatter ω_c all'interno del periodo di passaggio del dente τ è quindi così definita:

$$\omega_c \tau = \pi - 2\psi + 2k\pi = \epsilon + 2k\pi \quad (1.12)$$

dove k è il numero di cicli vibratorii interi lasciati sulla superficie del pezzo (ordine del lobo), mentre ϵ è lo sfasamento tra il profilo precedente ed il profilo attuale come mostrato in figura 1.12.

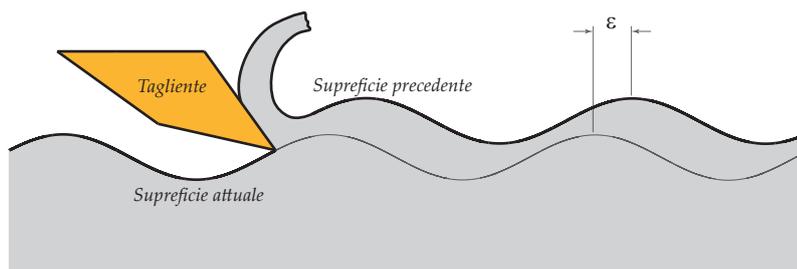


Figura 1.12: Shift di fase tra due profili successivi.

Dividendo entrambi i membri di equazione (1.12) per 2π ed esplicitando il valore del ritardo temporale in funzione della frequenza di rotazione del mandrino f_{SF} , si perviene alla formulazione classica dell'approccio di Spindle Speed Tuning:

$$\frac{f_c}{f_{TPF}} = \frac{f_c}{N_t f_{SF}} = k + \frac{\epsilon}{2\pi} \quad (1.13)$$

in cui k è l'ordine del lobo più vicino, ossia il massimo valore intero che rende verificata l'equazione mentre $0 < \frac{\epsilon}{2\pi} \leq 1$.

Lo sfasamento ottimale per fugare la condizione di instabilità rigenerativa è stato l'argomento di diverse pubblicazioni con risultati anche contrastanti tra loro. In generale è riconosciuta come condizione peggiore o condizione critica, uno shift di fase pari a $\frac{3}{2}\pi$ per la tornitura [66] e nell'intervallo $\pi \div \frac{3}{2}\pi$ per la fresatura in funzione dell'angolo di immersione e del rapporto tra i

coefficienti di strappamento [64]. Per quanto riguarda la condizione migliore, è stato dimostrato da Tarn e Lee [30] come il massimo valore del limite di stabilità b_{lim} si osservi nel caso di sfasamento pari a 2π sia in tornitura che in fresatura. In altre parole, sostituendo $\epsilon = 2\pi$ nell'equazione (1.13) è possibile esplicitare una serie di velocità di rotazione del mandrino per cui si è in corrispondenza di tasche di stabilità,

$$\Omega(t) = \frac{60f_c}{N_t(k+1)}. \quad (1.14)$$

Risulta piuttosto interessante notare come il risultato ottenuto in equazione (1.14) sia assolutamente anti-intuitivo. Generalmente infatti, la dinamica classica considera la condizione di risonanza come caso peggiore per quanto riguarda la frequenza di forzamento, in quanto darebbe luogo ad un aumento nel tempo dell'ampiezza di vibrazione mettendo a rischio l'integrità della struttura in questione. In ambito dell'instabilità rigenerativa invece, la risonanza è proprio la condizione cui si anela per il massimo limite di stabilità; dall'equazione (1.14) si nota infatti come le tasche di stabilità siano situate in corrispondenza di frequenze di passaggio del tagliente multiple della frequenza di chatter, la quale assume valori prossimi alle risonanze in gioco.

1.5 Obiettivi e struttura della tesi

Il presente lavoro di tesi si colloca in un ampio progetto di ricerca, condotto dal Politecnico di Milano in collaborazione con il consorzio di ricerca MUSP e ITIA-CNR, riguardo la sensorizzazione ed il controllo della macchina utensile con particolare riguardo al processo di taglio.

La trattazione riguarda aspetti legati sia alla modellizzazione del fenomeno di instabilità rigenerativa in fresatura, sia al suo riconoscimento ed abbattimento durante la lavorazione. La riproduzione del chatter in simulazione è portata a termine mediante opportuni modelli del processo di taglio e confrontata con prove sperimentali per determinarne la validità; essa garantisce un ottimo riferimento per i successivi test di identificazione e di controllo del chatter.

La logica di controllo del fenomeno rigenerativo è stata sviluppata come diagramma a stati, opzione che non sembra ancora essere stata presa in considerazione per la gestione di fenomeni instabili. Essa comprende due fondamentali tecniche di abbattimento quali la spindle speed tuning e la spindle speed variation sinusoidale; su quest'ultima si è effettuata un'analisi di efficacia al fine di definire una metodologia automatica per la gestione dei relativi parametri. La struttura di controllo così sintetizzata è stata poi

implementata on-line su lavorazioni simulate dando un ottimo riscontro per entrambe le tecniche adottate.

Per maggiore chiarezza, in figura 1.13 è sintetizzato graficamente quanto trattato:

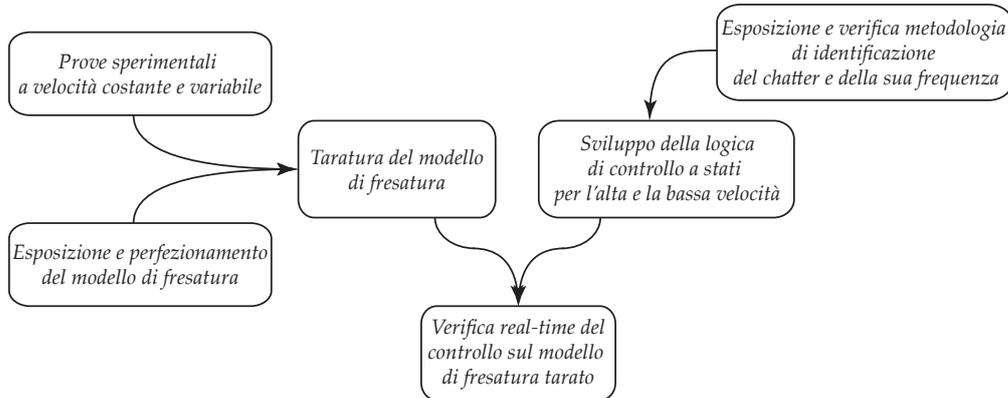


Figura 1.13: Diagramma a blocchi del procedimento seguito.

La trattazione si apre al Capitolo 2 illustrando tutti gli aspetti legati alla modellizzazione del processo di fresatura dinamica; uno di questi, in particolare quello legato al ritardo temporale, è approfondito nel Capitolo 3 con lo scopo di migliorare la simulazione da questo punto di vista.

Nel Capitolo 4 è stato svolto il cosiddetto processo di “model updating” facendo ricalcare dal modello di fresatura i risultati ottenuti da test di taglio effettuati su di un centro di lavoro 5 assi sia a velocità costante che a velocità variabile. Ciò renderà attendibili le indicazioni ricavate quando si andrà a simulare l’effetto della SSV sul processo di taglio.

La metodologia di diagnostica del fenomeno rigenerativo e l’algoritmo di controllo a stati sono esposti nel Capitolo 5.

Infine, nel Capitolo 6 sono eseguiti i test per verificare l’efficacia del controllo sviluppato considerando sia lavorazioni simulate ad alta velocità per cui la tecnica di spindle speed tuning risulta più adatta, sia a bassa velocità considerando la spindle speed variation.

Le conclusioni del presente lavoro ed eventuali sviluppi futuri sono esposti al Capitolo 7.

Capitolo 2

Modello del processo di fresatura

Nel presente capitolo verrà presentato in ogni sua parte il modello sviluppato in ambiente Simulink[®] per la simulazione del processo di fresatura. In particolare saranno presentate le modifiche apportate alla base cinematica (calcolo delle forze di taglio) del modello in questione, la quale è stata sviluppata da ITIA-CNR. Disporre di una buona modellizzazione del processo sarà successivamente di grande supporto in fase di definizione della strategia di controllo e della sua validazione.

2.1 La fresatura frontale

Il processo di fresatura è un particolare tipo di lavorazione meccanica per asportazione di truciolo il materiale viene asportato da un utensile rotante che monta uno o più taglienti; durante questa rotazione si ha un contemporaneo avanzamento nella direzione x o di feed (f). Una rappresentazione schematica del sistema è proposta in figura 2.1 in cui sono mostrati anche i principali parametri che regolano il processo, come la velocità di rotazione del mandrino Ω , la velocità di avanzamento o feed rate f , la profondità di passata assiale b , la profondità di passata radiale a_e e le componenti totali delle forze di taglio F_x , F_y e F_z lungo le direzioni principali. In particolare, in figura 2.1b si nota come l'utensile sia vincolato al mondo circostante (macchina) attraverso elementi di rigidità k_x e k_y ed elementi di smorzamento r_x ed r_y nelle due direzioni, introducendo un comportamento dinamico al sistema¹. In direzione assiale z , la struttura viene assunta come nettamente più rigida rispetto alle due direzioni del piano di taglio x e y ; per questo motivo sarà considerata la sola dinamica rappresentata in figura 2.1b. Considerando il

¹La dinamica rappresentata concentra nei parametri di rigidità e smorzamento il comportamento dell'utensile, del porta utensile e del mandrino con i relativi supporti.

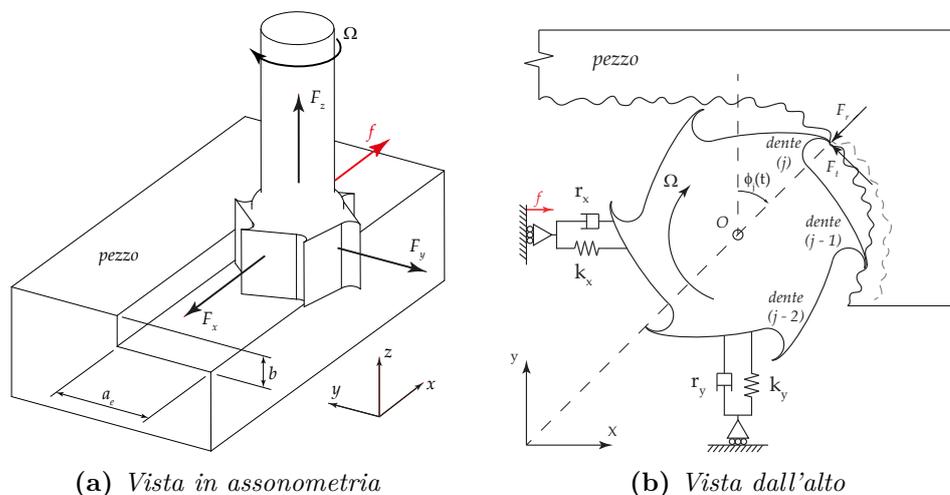


Figura 2.1: Rappresentazione schematica del processo di fresatura.

singolo tagliente poi, è possibile isolare le componenti tangenziali e radiali agenti sul dente in funzione della posizione angolare rispetto alla direzione y .

Come risultato della rotazione e dell'avanzamento imposto in direzione di feed, si genera uno spessore di truciolo statico $h_{j,stat}(t)$ sul j -esimo tagliente. Questa quantità di materiale che viene ingaggiata dal tagliente oppone resistenza al moto dell'utensile sotto forma di un sistema di forze \mathbf{F} applicato all'utensile stesso che, a causa di ciò, subisce uno spostamento. La differenza tra la posizione del tagliente imposta dalla rotazione e dall'avanzamento e la posizione "vera" definisce lo spessore di truciolo dinamico $h_{j,din}(t)$. L'entità totale dello spessore di truciolo indeformato risulta quindi essere pari a:

$$h_j(t) = h_{j,stat}(t) + h_{j,din}(t). \quad (2.1)$$

Come già descritto nella Sezione 1.4, il meccanismo descritto comporta quindi una vibrazione dell'utensile il cui effetto, considerando il singolo tagliente, consiste nel lasciare sulla superficie del pezzo un profilo ondulato. Tutti i taglienti, in successione, si trovano a lavorare questo tipo di profilo e lasciano a loro volta una superficie vibrata.

In figura 2.2 è rappresentata schematicamente questa interazione tra la struttura della macchina ed il processo di taglio come retroazione dinamica.

A differenza dello spessore di truciolo statico che dipende solamente dalla posizione angolare del tagliente istante per istante e dall'avanzamento, la componente dinamica dipende dalla vibrazione del dente all'istante t nelle due direzioni del piano di taglio e dalla medesima grandezza nell'istante $t - \tau$, ossia ritardata nel tempo. Il ritardo temporale τ è esattamente il tempo che

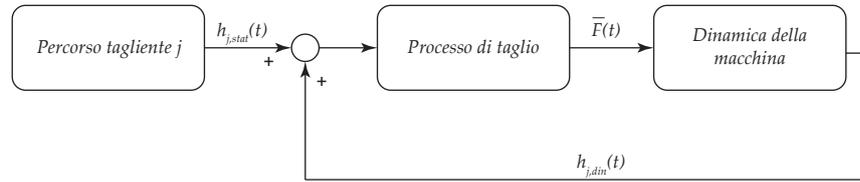


Figura 2.2: Diagramma a blocchi del processo di fresatura.

intercorre tra il passaggio di due taglienti successivi, ovvero una grandezza che dipende pesantemente dalla velocità di rotazione del mandrino. Come già mostrato nel precedente capitolo, lo sfasamento tra due profili ondulati successivi gioca un ruolo decisivo nel definire l'entità dello spessore di truciolo dinamico che concorre nella definizione delle forze di taglio; queste ultime non saranno quindi dipendenti soltanto dalla posizione del tagliente attuale al tempo t , ma anche dalla posizione del dente precedente al tempo $t - \tau$.

L'ondulazione della superficie comporta un sistema di forze pulsanti che agiscono sul tagliente; questo porta ad una vibrazione dell'utensile che causa una nuova ondulazione sulla superficie lavorata contribuendo alla definizione del chatter rigenerativo descritto nel precedente capitolo.

Nel modellare il processo di fresatura è quindi necessario porre particolare attenzione nell'inserimento di tutti gli aspetti appena descritti, come la dinamica od il ritardo temporale, nello sviluppo. Il modello che ci si appresta a delineare ha infatti come obiettivo quello di simulare il processo di fresatura sia dal punto di vista della cinematica legata al calcolo delle forze di taglio, sia dal punto di vista dinamico per simulare eventuali instabilità.

2.2 Cinematica del processo di fresatura

Si procede inizialmente descrivendo la porzione sviluppata da ITIA-CNR per la simulazione statica del processo di taglio; essa comprende gli elementi per la determinazione dell'ingaggio dei taglienti nel pezzo, per il calcolo della sezione di truciolo e delle forze di taglio e per

2.2.1 Determinazione ingaggio del tagliente

Una prima area del modello riguarda la determinazione, per ogni istante di tempo, di quali denti siano effettivamente in presa nel materiale in lavorazione. Questo compito fondamentale è portato a termine dal blocco di calcolo riportato in figura 2.3.

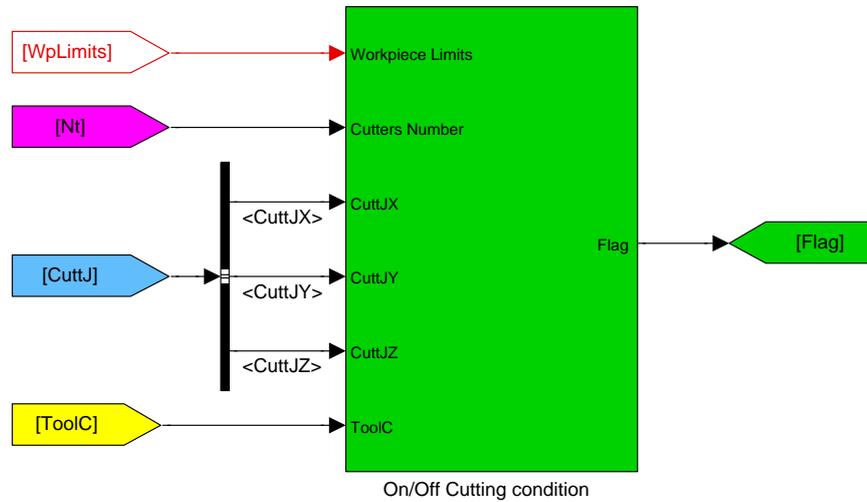


Figura 2.3: Blocco di determinazione dell'ingaggio con i relativi segnali in ingresso.

La formulazione matematica di quanto eseguito è rappresentata da una funzione booleana g_j descritta dalla seguente equazione,

$$g_j(\phi_j) = \begin{cases} 1, & \text{se } \begin{cases} x_o \leq x_j \leq x_{max} \\ y_{min} \leq y_j \leq y_{max} \\ z_{min} \leq z_j \leq z_{max} \end{cases} \\ 0, & \text{altrimenti,} \end{cases} \quad (2.2)$$

dove ϕ_j è la posizione angolare del tagliente j e x_o è la posizione del centro utensile lungo l'asse di feed; x_j , y_j e z_j sono le coordinate del j -esimo tagliente nel sistema di riferimento considerato. Le quantità x_{max} , y_{min} , y_{max} , z_{min} e z_{max} si riferiscono invece ai limiti fisici del pezzo in lavorazione; risulta tuttavia importante sottolineare come soltanto y_{min} e y_{max} siano di particolare interesse in quanto esse definiscono la profondità di passata radiale, ossia il tipo di lavorazione (slot milling, mezza immersione, ...). Per quanto riguarda le direzioni x e z infatti, i limiti opportunamente impostati saranno tali da mantenere sempre l'utensile nel pieno della lavorazione.

2.2.2 Quantificazione dello spessore di truciolo

Definita la parte del ciclo di rotazione in cui ogni singolo tagliente è in presa, è necessario stabilire quale sia l'effettiva entità dello spessore di truciolo in

carico al j -esimo dente per ogni istante temporale. Questa operazione è svolta nella relativa sezione del modello riportata in figura 2.4.

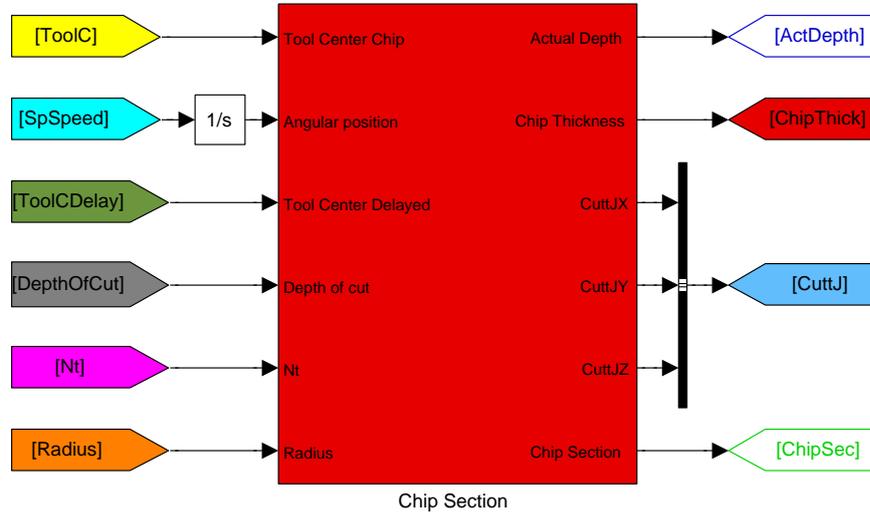


Figura 2.4: Blocco per il calcolo dello spessore di truciolo al j -esimo tagliente.

Considerando il singolo tagliente, è possibile definire lo spessore di truciolo come differenza tra la posizione attuale e la posizione del tagliente precedente ritardata nel tempo. Per quanto riguarda la prima delle due grandezze, è possibile esprimere la posizione all'istante t del dente j -esimo come:

$$x_j(t) = R \sin [\phi_j(t)] + x_o(t), \quad (2.3a)$$

$$y_j(t) = R \cos [\phi_j(t)] + y_o(t), \quad (2.3b)$$

$$z_j(t) = z_o(t), \quad (2.3c)$$

dove la quantità R rappresenta il raggio della fresa. Nel caso del tagliente precedente, la sua posizione all'istante $t - \tau$ assume una forma del tutto analoga alla (2.3),

$$x_{j-1}(t - \tau) = R \sin [\phi_{j-1}(t - \tau)] + x_o(t - \tau), \quad (2.4a)$$

$$y_{j-1}(t - \tau) = R \cos [\phi_{j-1}(t - \tau)] + y_o(t - \tau), \quad (2.4b)$$

$$z_{j-1}(t - \tau) = z_o(t - \tau). \quad (2.4c)$$

Si noti come $\phi_{j-1}(t - \tau) = \phi_j(t)$ rendendo quindi necessaria la determinazione della posizione ritardata solamente per quanto riguarda il centro fresa. A

questo punto è possibile definire i versori nelle tre direzioni principali,

$$I_{x,j}(t) = \frac{x_j(t) - x_{j-1}(t - \tau)}{\sqrt{(x_j - x_o)^2 + (y_j - y_o)^2 + (z_j - z_o)^2}}, \quad (2.5a)$$

$$I_{y,j}(t) = \frac{y_j(t) - y_{j-1}(t - \tau)}{\sqrt{(x_j - x_o)^2 + (y_j - y_o)^2 + (z_j - z_o)^2}}, \quad (2.5b)$$

$$I_{z,j}(t) = \frac{z_j(t) - z_{j-1}(t - \tau)}{\sqrt{(x_j - x_o)^2 + (y_j - y_o)^2 + (z_j - z_o)^2}}. \quad (2.5c)$$

Questi moduli sono utili per combinare eventuali componenti nello spessore di truciolo totale per tagliente, che risulta essere quindi calcolabile come:

$$\begin{aligned} h_j(t) = & [x_j(t) - x_{j-1}(t - \tau)]I_{x,j}(t) \\ & + [y_j(t) - y_{j-1}(t - \tau)]I_{y,j}(t) \\ & + [z_j(t) - z_{j-1}(t - \tau)]I_{z,j}(t). \end{aligned} \quad (2.6)$$

Svolgendo la seguente verifica addizionale:

$$h_j(t) = \begin{cases} 0, & \text{se } h_j(t) \leq 0, \\ h_j(t), & \text{altrimenti.} \end{cases} \quad (2.7)$$

Oltre alla quantità $h_j(t)$, come si può evincere da figura 2.4, vengono definite alcune grandezze di output utili per la determinazione delle forze di taglio. In particolare, viene aggiornata la profondità di passata in funzione della vibrazione lungo la direzione z ,

$$b_{act}(t) = b + z_{j-1}(t - \tau) - z_j(t), \quad (2.8)$$

e viene calcolata la sezione di truciolo,

$$S_j(t) = b_{act}(t)h_j(t). \quad (2.9)$$

Si inviano inoltre le coordinate attuali del j -esimo tagliente al blocco prima descritto per il calcolo della funzione di flag $g_j(\phi_j)$.

2.2.3 Distacco e ritardo temporale

Prima di addentrarsi nel calcolo delle forze di taglio è necessario esporre un'ultima sezione del modello, quella riguardante il calcolo del ritardo temporale e la gestione del distacco dei taglienti dal pezzo a causa delle vibrazioni. Queste operazioni sono in carico ai due sottosistemi interconnessi rappresentati in figura 2.5:

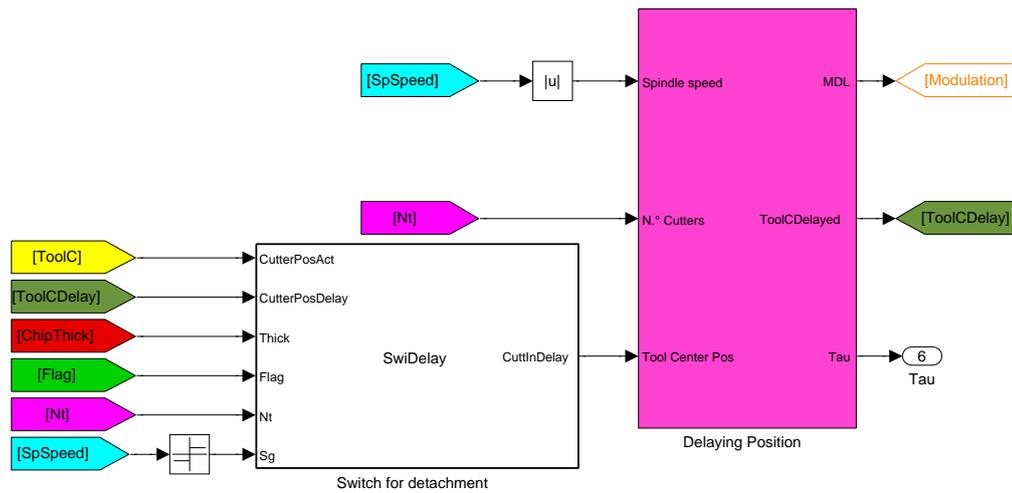


Figura 2.5: Sistema di gestione del distacco e del ritardo temporale.

Partendo dal blocco *Delaying Position*, si procede mostrandone nel dettaglio il contenuto (figura 2.6):

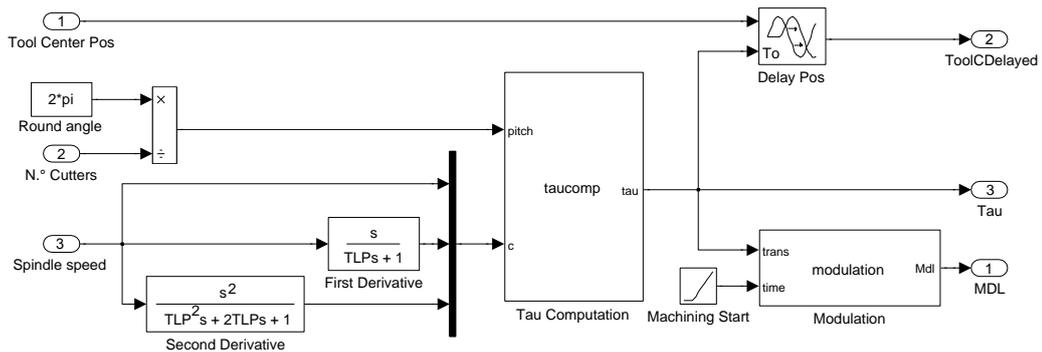


Figura 2.6: Sotto sistema relativo al ritardo temporale.

In esso si operano diverse operazioni che coinvolgono direttamente il ritardo temporale; in primis si estraggono l'accelerazione ed il jerk a partire dalla velocità attraverso due derivazioni a filtro e si calcola il ritardo temporale τ

conoscendo anche il numero di taglienti. La questione relativa all'approssimazione di questo gap temporale sarà trattata esaurientemente nel Capitolo 3 in quanto risulta necessario approfondire la tematica.

Trascurando quindi per ora il dettaglio del calcolo di τ , si nota come esso venga impiegato per ritardare la posizione del centro della fresa necessario per la determinazione dello spessore di truciolo variabile,

$$x_o(t - \tau) = x_o(t) \Big|_{t-\tau}. \quad (2.10)$$

A causa di problematiche legate al buffer del blocco gestente il ritardo, un'ultima operazione eseguita in questa porzione di modello è la generazione di una funzione per modulare le forze di taglio nella fase iniziale. Essa non è altro che un transitorio tra 0 ed 1 della durata pari a due volte il ritardo temporale² e della forma riportata in figura 2.7.

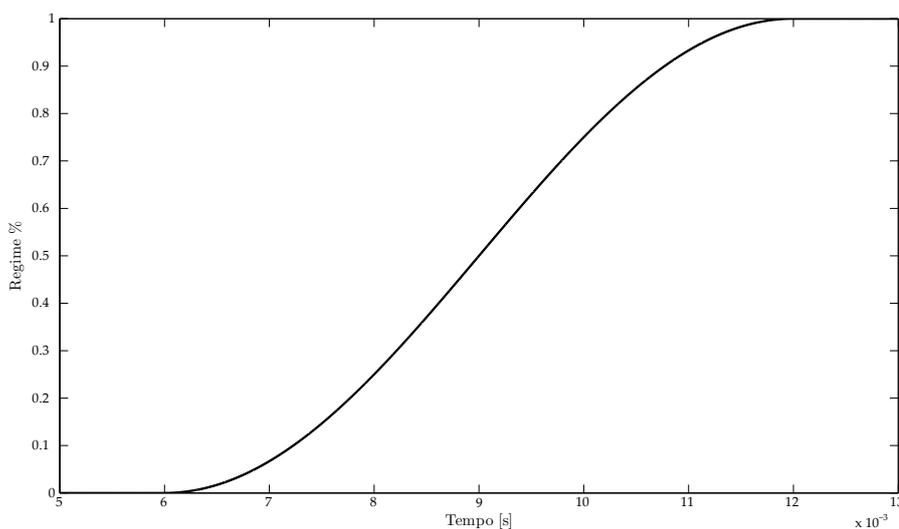


Figura 2.7: Andamento a regime delle forze di taglio nel caso di $\tau = 0.003$ s.

Per quanto riguarda la gestione del distacco tra tagliente e pezzo, è necessario spostare l'attenzione al blocco *Switch for Detachment*. Come si nota in figura 2.5, esso fornisce direttamente la posizione da ritardare al blocco *Dalying Position* operando come la seguente funzione condizionale:

$$\mathbf{x}_o = \begin{cases} \mathbf{x}_o(t - \tau), & \text{se } h_j(t) = 0 \quad \wedge \quad g_j(\phi_j) = 1, \\ \mathbf{x}_o(t), & \text{altrimenti,} \end{cases} \quad (2.11)$$

²Si assume come sia sufficiente l'ingaggio successivo di due denti nel pezzo per portare i valori medi delle forze di taglio a regime.

dove \mathbf{x}_o rappresenta la posizione del centro fresa nelle tre direzioni. Quando lo spessore di truciolo risulta nullo nonostante il tagliente sia nella zona in cui dovrebbe essere ingaggiato, significa che la vibrazione dell'utensile ha allontanato il dente dal pezzo. L'effetto di questo allontanamento è la non lavorazione da parte del tagliente attuale, il che comporta un ulteriore spessore di truciolo in carico al dente successivo; ciò è portato a termine numericamente, ritardando ulteriormente la posizione del centro dell'utensile come in equazione (2.11) portando quindi a raddoppiare, triplicare, n-uplicare il ritardo in funzione del numero di passaggi a vuoto del tagliente. Naturalmente per far ciò, è necessario abbinare la posizione del centro fresa ad ogni tagliente in modo da poter agire, se necessario, solo su alcuni di essi.

2.2.4 Calcolo delle forze di taglio

Avendo a disposizione tutte le informazioni relative allo spessore di truciolo ed all'ingaggio dei taglienti, è possibile procedere al calcolo delle forze di taglio. In figura 2.8 è rappresentato il blocco cui compete questa operazione all'interno del modello di fresatura.

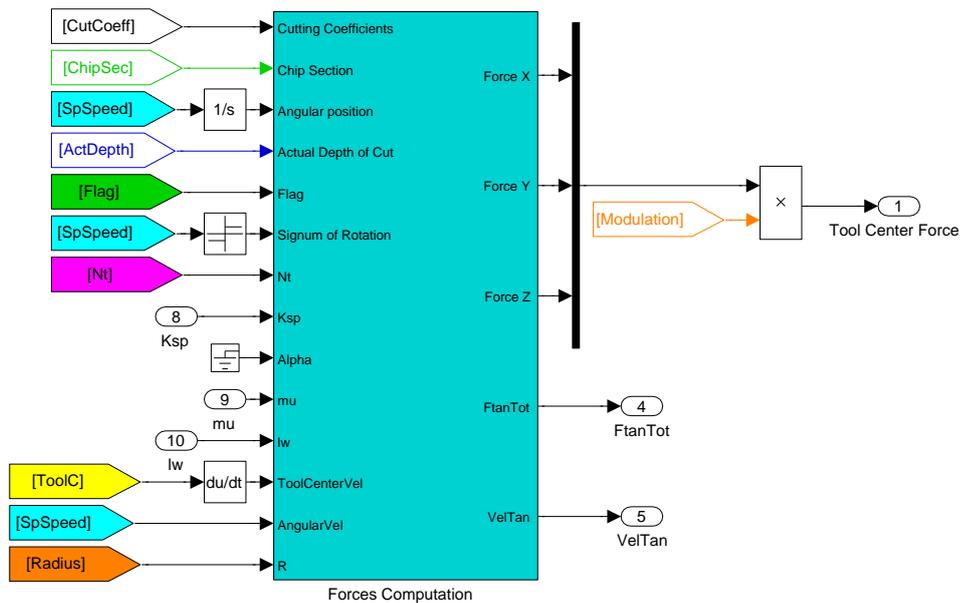


Figura 2.8: Blocco per il calcolo delle forze di taglio.

Per quanto riguarda le operazioni svolte al suo interno, si è scelto di adottare una formulazione lineare delle forze di taglio, calcolate come quota parte agente sul singolo tagliente in direzioni radiale, tangenziale ed assiale, come proposto in equazioni (2.12). In esse si considera l'eventuale vibrazione

lungo z attraverso la sezione di truciolo S_j , ed i termini relativi al verso di rotazione.

$$F_{r,j}(t) = \left[k_{re}h_j(t) + k_{rc}h_j(t) \frac{S_j(t)}{h_j(t)} \right] g_j(t), \quad (2.12a)$$

$$F_{t,j}(t) = \left[k_{te}h_j(t) + k_{tc}h_j(t) \frac{S_j(t)}{h_j(t)} \right] g_j(t) \text{sign}[\Omega(t)], \quad (2.12b)$$

$$F_{a,j}(t) = \left[k_{ae}h_j(t) + k_{ac}h_j(t) \frac{S_j(t)}{h_j(t)} \right] g_j(t), \quad (2.12c)$$

dove k_{re} e k_{rc} sono i coefficienti di strappamento (componenti di edge e di taglio) del materiale in direzione radiale, k_{te} e k_{tc} in direzione tangenziale e k_{ae} con k_{ac} in direzione assiale.

Mediante un'opportuna trasformazione trigonometrica, è possibile proiettare le (2.12) nel sistema di riferimento principale (x,y,z) ,

$$F_{x,j}(t) = F_{t,j} \cos [\phi_j(t)] - F_{r,j} \sin [\phi_j(t)], \quad (2.13a)$$

$$F_{y,j}(t) = -F_{t,j} \sin [\phi_j(t)] - F_{r,j} \cos [\phi_j(t)], \quad (2.13b)$$

$$F_{z,j}(t) = F_{a,j}(t). \quad (2.13c)$$

Si procede sommando le componenti agenti sui singoli taglienti in presa ricavando le forze di taglio totali lungo le tre direzioni principali,

$$F_x(t) = \sum_{j=1}^{N_t} F_{x,j}(t), \quad (2.14a)$$

$$F_y(t) = \sum_{j=1}^{N_t} F_{y,j}(t), \quad (2.14b)$$

$$F_z(t) = \sum_{j=1}^{N_t} F_{z,j}(t). \quad (2.14c)$$

Combinando tutti gli aspetti legati alla soluzione della cinematica della fresatura, si giunge alla modellazione rappresentata in figura 2.9; la quale è poi mascherata nel singolo blocco di figura 2.10 per migliorare la gestione del modello complessivo.

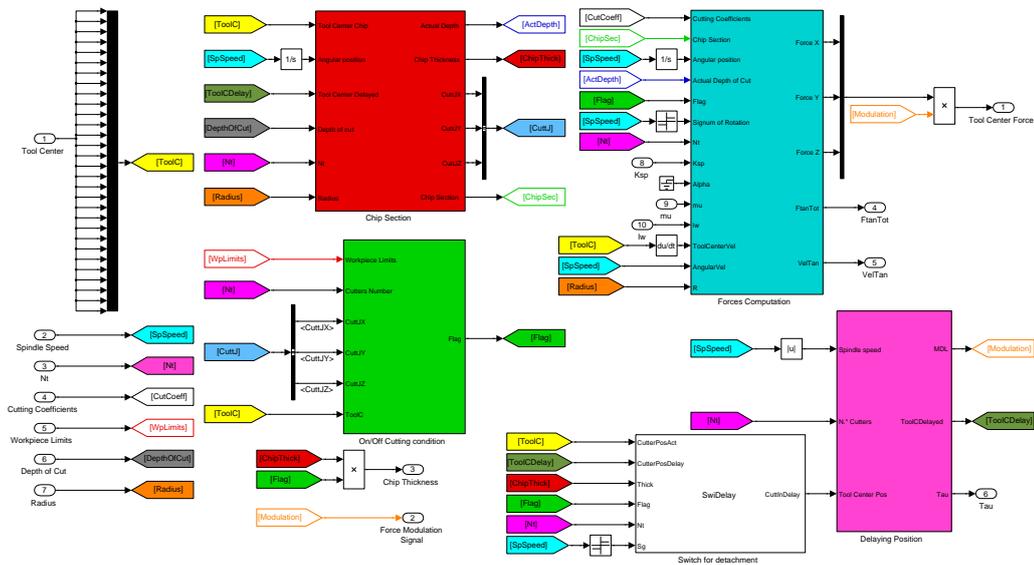
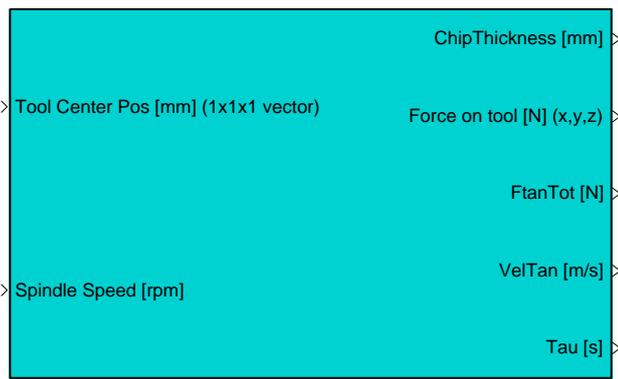


Figura 2.9: Schema complessivo.



General Milling Release 4.0

Figura 2.10: Sottosistema mascherato che include la cinematica del processo di taglio.

Le uniche due grandezze fornite in input come segnali tempo-varianti sono la posizione dell'utensile e la velocità del mandrino; tutte le altre informazioni necessarie, come i coefficienti di strappamento del materiale, vengono definite come costanti all'interno della maschera stessa.

2.3 Dinamica del processo di fresatura

La cinematica del processo di taglio renderebbe esaustiva la descrizione la fresatura soltanto nel caso in cui la struttura della macchina fosse un corpo perfettamente rigido. Per ovvi motivi questo non è assolutamente vero, ci si trova infatti ad osservare come le strutture porta mandrino, il mandrino e l'utensile siano elementi aventi una dinamica tutt'altro che trascurabile. Anche le parti in lavorazione possiedono un comportamento dinamico, ma questo è generalmente trascurabile rispetto alle dinamiche legate ai modi mandrino grazie all'elevata rigidezza³, ipotesi che verrà assunta verificata nella presente trattazione.

L'introduzione del comportamento dinamico all'interno del modello di fresatura è assolto dal sistema rappresentato in figura 2.11 racchiuso nel blocco di figura 2.12; in esso viene inserita la cedevolezza dinamica del sistema utensile-portautensile-mandrino nelle tre direzioni stimata attraverso le classiche prove a forzante impulsiva eseguite sulla macchina di cui si vuole simulare il funzionamento, oppure generata sinteticamente per simulare un ipotetico sistema non necessariamente corrispondente ad una macchina utensile realmente esistente.

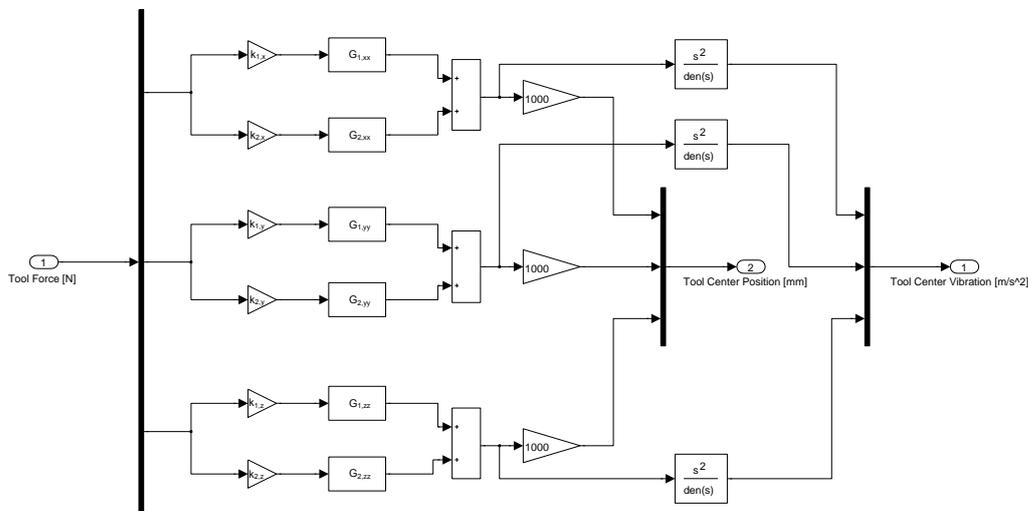


Figura 2.11: Modello dei contributi dinamici lungo le tre direzioni principali considerate.

In figura 2.11 è possibile notare il procedimento con cui il suddetto comportamento dinamico viene implementato nel modello. Si parte dal valore delle

³A patto di considerare pezzi massicci, senza parti cedevoli e vincolati rigidamente.

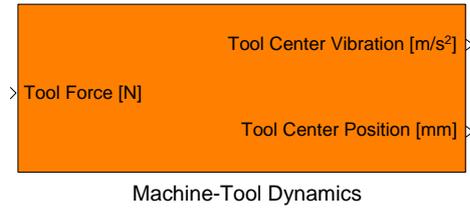


Figura 2.12: Sottosistema di simulazione della dinamica mandrino.

forze di taglio calcolate dalla cinematica del processo e suddividendole lungo le tre direzioni principali; a questo punto, si inseriscono le funzioni di trasferimento (cedevolezza dinamica) lungo le suddette direzioni ipotizzando trascurabili le FRF accoppiate⁴. In equazione (2.15) sono riportate le relazioni matematiche rappresentanti quanto è effettivamente eseguito nel blocco di figura 2.12 per n modi di vibrare:

$$x(t) = F_x(t) \sum_{i=1}^n k_{i,x} G_{i,xx}(s), \quad (2.15a)$$

$$y(t) = F_y(t) \sum_{i=1}^n k_{i,y} G_{i,yy}(s), \quad (2.15b)$$

$$z(t) = F_z(t) \sum_{i=1}^n k_{i,z} G_{i,zz}(s), \quad (2.15c)$$

dove $x(t)$, $y(t)$ e $z(t)$ rappresentano gli spostamenti dinamici, mentre $k_{i,x}$, $k_{i,y}$ e $k_{i,z}$ sono costanti che assumono valori esclusivamente unitari o nulli a seconda di quali modi si desidera attivare per l'analisi. Per quanto riguarda le funzioni di trasferimento, esse sono espresse in termini di cedevolezza dinamica (m/N) attraverso la seguente forma analitica (considerando la direzione x):

$$G_{i,xx}(s) = \frac{A_{i,xx}}{s^2 + 2\zeta_{i,xx}\omega_{i,xx}s + \omega_{i,xx}^2}. \quad (2.16)$$

Nel caso si voglia simulare il processo di fresatura a partire dalla dinamica di una macchina utensile reale, i parametri modali di massa A (è il suo inverso), smorzamento adimensionale ζ e pulsazione propria ω sono ricavati mediante procedura di identificazione modale, sulla base delle cedevolezza dinamiche acquisite sperimentalmente. Come espresso in equazione (2.15), nel caso il sistema in esame sia caratterizzato da più risonanze, è possibile

⁴Ipotesi da verificare all'implementazione del presente modello di fresatura.

considerare il comportamento generale sovrapponendo gli effetti dei singoli modi di vibrare, ossia sommando i singoli contributi di spostamento in ogni direzione. Procedendo in questo modo è possibile tenere in considerazione n modi di vibrare purché le direzioni dinamiche siano disaccoppiate.

Gli output del blocco sono quindi lo spostamento dinamico portato in millimetri e la vibrazione del centro fresa calcolato derivando due volte lo spostamento con un doppio derivatore a filtro di opportuna costante di tempo. Nel dominio di Laplace infatti, la doppia derivazione è svolta moltiplicando la grandezza da derivare per la variabile s ; in questo modo però, si dà origine ad una funzione di trasferimento fisicamente irrealizzabile dato il numero maggiore di zeri rispetto ai poli. Per questo motivo, nel caso si voglia eseguire una doppia derivazione, è necessario aggiungere due poli reali negativi con costante di tempo sufficientemente piccola alla funzione di trasferimento ottenendo la forma riportata in equazione (2.17):

$$\mathcal{L} \left\{ \frac{d^2}{dt^2} \right\} \approx \frac{s^2}{s^2 T_a^2 + 2s T_a + 1}, \quad (2.17)$$

dove T_a è la costante di tempo rappresentate la banda passante dell'accelerometro simulato.

2.4 Modello complessivo

La combinazione di dinamica e cinematica a costruzione del modello di simulazione globale, è realizzata retroazionando lo spostamento dinamico dato dalle forze di taglio e sommandolo al movimento imposto all'utensile per effettuare la lavorazione. In figura 2.13 è riportata questa interazione, insieme ad altri aspetti legati alla simulazione e che saranno chiariti in seguito.

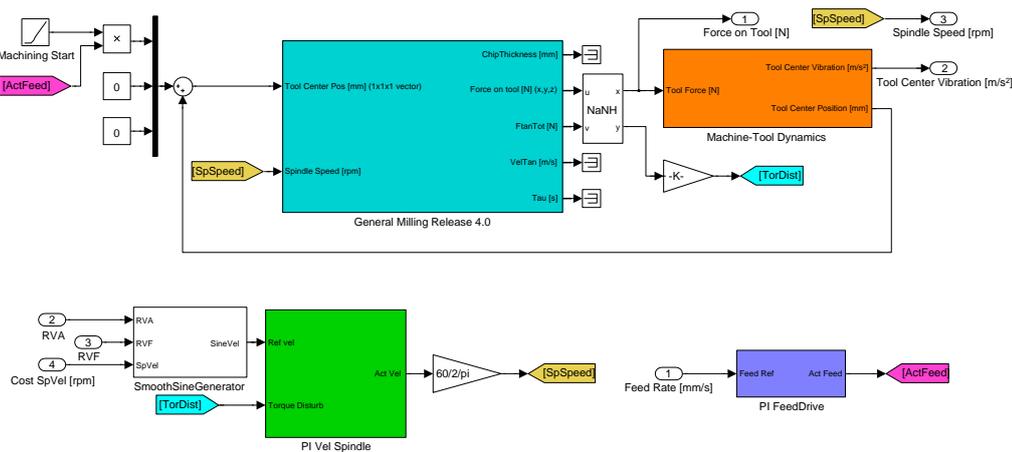


Figura 2.13: Modello di simulazione finale.

Il blocco bianco chiamato *NaNH* rappresenta la gestione dei segnali di forza nei primi istanti, quando assumono valori di NaN; per evitare lo stop della simulazione essi vengono imposti pari a 0.

Lo spostamento imposto riguarda la direzione di avanzamento x , mentre lungo le altre due viene imposto un andamento nullo nel tempo. La legge di avanzamento dell'utensile non è altro che una rampa nel tempo, con pendenza pari al feed rate f e punto iniziale in corrispondenza di quando si desidera farlo partire. Nella presente trattazione, si è impostato un offset nel tempo per fare in modo che la velocità di rotazione sia a regime prima che l'utensile ingaggi il pezzo e la lavorazione cominci.

La velocità del mandrino è infatti regolata da un controllore PI sviluppato, come si evince da figura 2.14, mediante rappresentazione nel dominio di Laplace con parametri regolabili a seconda del sistema che si ha intenzione di simulare e con saturazione dell'accelerazione.

In questo modo si tenta di simulare un mandrino reale nel transitorio di velocità e nelle proprietà di inseguimento del set-point. L'introduzione di un disturbo di coppia è calcolato a partire dalla sommatoria delle componenti tangenziali delle forze di taglio, le quali sono moltiplicate per il raggio del-

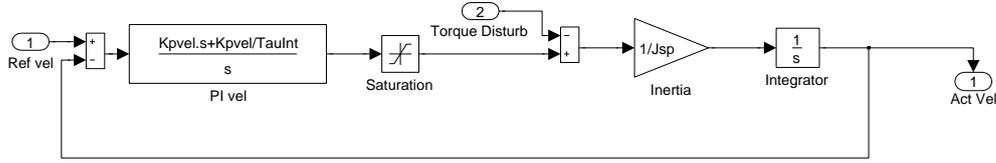


Figura 2.14: Schema del controllo di velocità inserito nel modello.

l'utensile dando origine alla coppia resistente. L'input di velocità è invece generato all'interno di un blocco per la gestione del riferimento.

Uno schema simile è stato sviluppato anche per l'azionamento dell'asse x con l'unico obiettivo di inserire un transitorio nella eventuale variazione dell'avanzamento durante la lavorazione, quindi senza porre particolare attenzione alla parametrizzazione dello stesso.

Per quanto riguarda la generazione del set-point, il blocco *SmoothSineGenerator* è costruito in modo da poter garantire un profilo continuo di velocità sia costante che sinusoidale a seconda del valore dei parametri in ingresso. In particolare, nel caso ci sia una variazione di parametrica della S³V, l'algoritmo implementato è studiato in modo tale da generare, ove possibile, un profilo di riferimento senza discontinuità. Per fare ciò viene considerata la formulazione classica di equazione (2.18),

$$\Omega(t) = \Omega_0 + \Omega_0 RVA \sin(\Omega_0 RVFt + \psi). \quad (2.18)$$

Quando uno o entrambi i parametri di modulazione subiscono una variazione, si procede ricalcolando la fase con cui traslare il profilo per fare in modo che quello nuovo parta esattamente dove finisce il vecchio, qualsiasi sia l'istante di tempo in cui la variazione si verifica. L'implementazione matematica si riduce quindi al calcolo della fase di equazione (2.19):

$$\psi = \begin{cases} \arcsin\left(\frac{\Omega(\bar{t}) - \Omega_0}{\Omega_0 RVA}\right) - \Omega_0 RVF\bar{t}, & \text{se } \cos(\Omega_0 RVF\bar{t} + \psi) \geq 0, \\ \pi - \arcsin\left(\frac{\Omega(\bar{t}) - \Omega_0}{\Omega_0 RVA}\right) - \Omega_0 RVF\bar{t}, & \text{se } \cos(\Omega_0 RVF\bar{t} + \psi) < 0, \end{cases} \quad (2.19)$$

dove \bar{t} è l'istante di tempo in cui avviene la variazione parametrica. Il risultato è un profilo sempre continuo sia nel passaggio da velocità costante a S³V, sia nella variazione di ampiezza o frequenza della sinusoide, come si evince nell'esempio mostrato in figura 2.15.

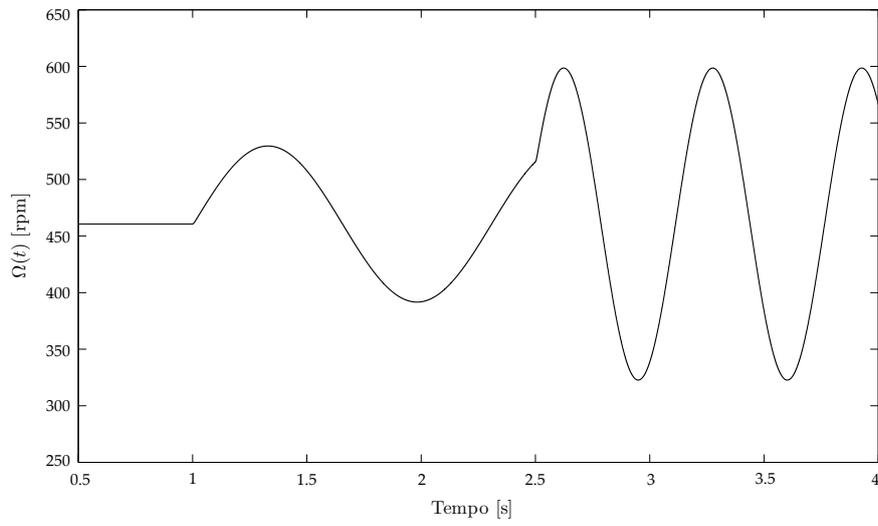


Figura 2.15: *Generico riferimento di velocità.*

Capitolo 3

Il ritardo temporale in fresatura

Nel presente capitolo sarà affrontata la tematica relativa all'approssimazione del ritardo temporale tra taglienti successivi; lo scopo è quello di modellare nel miglior modo possibile il processo di fresatura, soprattutto dal punto di vista dell'instabilità rigenerativa che, come è stato precedente esposto, è decisamente sensibile all'andamento del suddetto ritardo. In particolare, la trattazione sarà incentrata sulla ricerca di una formulazione approssimata che sia in grado di gestire profili di velocità rotazionale né costanti, né analiticamente rappresentabili (i.e. transitori di varia natura e legge temporale) in quanto, nel caso di velocità costante, questo gap temporale rimane invariato e banalmente calcolabile conoscendo il periodo di rotazione ed il numero di denti.

La validazione di quanto sviluppato sarà portata a termine confrontando gli approcci proposti con gli andamenti esatti calcolati per profili di velocità analiticamente rappresentabili e di particolare interesse (triangolari, sinusoidali e transitori esponenziali). Saranno anche presi in considerazione alcune formulazioni presenti in letteratura per ampliare l'esposizione.

3.1 Metodologie a confronto

3.1.1 Approcci proposti

Tipicamente, in letteratura è presente una moltitudine di pubblicazioni che si avvalgono di simulazioni numeriche del processo di fresatura nel dominio del tempo. Questi modelli si sono evoluti nel corso degli anni incorporando anche aspetti complessi come la dinamica della struttura ed eventuali instabilità, l'usura utensile o il fenomeno di process damping e richiedendo lo sviluppo di

soluzioni che permettano risultati sempre più accurati¹. Il ritardo temporale è sicuramente uno degli aspetti per cui risulta necessaria una modellizzazione il più scrupolosa possibile dato il ruolo centrale che questa quantità assume rispetto ad una eventuale instabilità rigenerativa; essa è infatti impiegata nel calcolo della parte dinamica dello spessore di truciolo come esposto nella Sezione 2.2.3.

Il classico metodo approssimato, definito qui come approccio *A*, per la quantificazione di questo gap temporale tra taglienti successivi è così definito:

$$\tau(t) = \frac{2\pi}{N_t \Omega(t)}, \quad (3.1)$$

con $\Omega(t)$ è espresso in rad/s. Tale relazione restituisce il risultato esatto nel caso in cui la velocità di rotazione del mandrino sia assolutamente costante, ossia durante situazioni di regime. Considerando invece situazioni particolari come generici transitori di variazione della velocità o condizioni di Spindle Speed Variation, l'equazione (3.1) potrebbe risultare troppo approssimata per dare un risultato accettabile. Volendo perfezionare l'analisi, è possibile procedere partendo dalla definizione matematica dell'angolo di pitch, ossia della distanza angolare tra due taglienti successivi,

$$\phi_p = \int_t^{t+\tau} \Omega(s) ds \quad (3.2)$$

con $\phi_p = \frac{2\pi}{N_t}$ in radianti. Dalla (3.2), per il teorema fondamentale del calcolo integrale si giunge a:

$$\phi_p = \int_t^{t+\tau} \Omega(s) ds = \theta(t + \tau) - \theta(t), \quad (3.3)$$

dove $\theta(t)$ rappresenta la posizione angolare del mandrino nel tempo. Essendo il ritardo τ la quantità cui si è interessati ed essendo l'equazione (3.3) una forma implicita in τ , si propone la seguente linearizzazione di funzione:

$$f(t+h) = f(t) + \left. \frac{df(t)}{dt} \right|_t h + \frac{1}{2!} \left. \frac{d^2 f(t)}{dt^2} \right|_t h^2 + \frac{1}{3!} \left. \frac{d^3 f(t)}{dt^3} \right|_t h^3 + \dots \quad (3.4)$$

Linearizzando quindi il termine $\theta(t + \tau)$ in equazione (3.2) arrestandosi al

¹Si precisa tuttavia come esistano modelli che non necessitano dell'informazione legata al ritardo temporale in quanto rappresentano il pezzo in modo discreto e calcolano geometricamente lo spessore di truciolo.

terzo ordine², è possibile esplicitare il ritardo temporale ottenendo quanto segue:

$$\phi_p = \theta(t) + \frac{d\theta(t)}{dt} \Big|_t \tau + \frac{1}{2} \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} \Big|_t \tau^2 + \frac{1}{3} \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} \Big|_t \tau^3 - \theta(t), \quad (3.5)$$

espressione ulteriormente semplificabile introducendo la velocità angolare,

$$\phi_p = \Omega(t)\tau + \frac{1}{2}\dot{\Omega}(t)\tau^2 + \frac{1}{6}\ddot{\Omega}(t)\tau^3 = C_0\tau + C_1\tau^2 + C_2\tau^3. \quad (3.6)$$

A questo punto, la (3.6) non è altro che un'equazione di terzo grado in τ le cui radici descrivono l'andamento del ritardo nel tempo. Naturalmente, delle tre soluzioni soltanto una risulta fisicamente accettabile in quanto le altre due sono radici complesse. Si procede quindi definendo questa soluzione accettabile come approccio B .

Risulta interessante notare come l'approccio A sia riconducibile alla linearizzazione dello spostamento angolare arrestato al primo ordine, infatti riprendendo l'equazione (3.5) e considerando τ fino al primo grado:

$$\phi_p = \theta(t) + \dot{\theta}(t)\tau - \theta(t) = \Omega(t)\tau \quad \Rightarrow \quad \tau(t) = \frac{2\pi}{N_t\Omega(t)}, \quad (3.7)$$

dove $\Omega(t)$ è espressa in rad/s.

3.1.2 Soluzioni presenti in letteratura

Come già anticipato, insieme ai risultati ricavati dagli approcci A e B saranno validate anche alcune soluzioni presenti in letteratura per regimi di Spindle Speed Variation. In particolare le formulazioni analitiche vagliate fanno riferimento a tre articoli di Sastry et al. [54, 55] e Long et al. [59] per quanto riguarda la SSV sinusoidale ed ad una pubblicazione di Seguy et al. [60] nel caso di SSV triangolare.

In [59] il ritardo temporale viene approssimato dalla seguente relazione:

$$\tau(t) \approx \tau_0 \{1 - [1 - RVA \sin(RVF \Omega_0 t)] RVA \sin(RVF \Omega_0 t)\}, \quad (3.8)$$

²Il motivo per cui si è pensato di arrestare lo sviluppo al terzo ordine è dettato dall'obiettivo di ottenere una buona precisione di approssimazione senza eccedere nella formulazione.

dove τ_0 è il ritardo medio,

$$\tau_0 = \frac{2\pi}{N_t \Omega_0}. \quad (3.9)$$

Sastry et al. considerano una formulazione altrettanto semplificata ma che differisce leggermente dalla precedente:

$$\tau(t) = \tau_0[1 - RVA \sin(RVF \Omega_0 t)], \quad (3.10)$$

dove il ritardo medio è definito come in equazione (3.9).

La relazione per il delay nel caso di SSV triangolare formulata in [60] ha invece la seguente forma:

$$\tau(t) = \begin{cases} \tau_0(1 - RVA) + \frac{4\tau_0 RVA}{T} \text{mod}(t, T), & \text{se } 0 \leq \text{mod}(t, T) \leq \frac{T}{2}, \\ \tau_0(1 + 3RVA) - \frac{4\tau_0 RVA}{T} \text{mod}(t, T), & \text{se } \frac{T}{2} < \text{mod}(t, T) \leq T, \end{cases} \quad (3.11)$$

dove τ_0 è il ritardo medio definito nell'equazione (3.9) mentre T è il periodo della variazione di velocità (una trattazione più approfondita del ritardo temporale nel caso di SSV triangolare sarà presentato nella Sottosezione 3.2.2).

3.2 Ritardo esatto per regimi di velocità noti

3.2.1 Sinusoidal Spindle Speed Variation

Per validare quanto proposto nella precedente sezione, si procederà all'applicazione in casi di velocità di rotazione non costante. In particolare si sono scelte casistiche non del tutto avulse dalla realtà e per cui è possibile calcolare la soluzione analitica in modo da avere un riscontro esatto sulla bontà dell'approssimazione di quanto sviluppato.

Una prima casistica di riscontro riguarda il profilo di velocità sinusoidale, definita come:

$$\Omega(t) = \Omega_0[1 + RVA \sin(\Omega_0 RVF t)]. \quad (3.12)$$

Esso da luogo alla seguente formulazione dell'angolo di pitch:

$$\phi_p = \int_t^{t+\tau} \Omega_0[1 + RVA \sin(\Omega_0 RVF s)] ds, \quad (3.13)$$

il quale può essere sviluppato svolgendo l'integrazione,

$$\frac{2\pi}{N_t} = \Omega_0 \tau + \frac{RVA}{RVF} \cos(RVF \Omega_0 t) - \frac{RVA}{RVF} \cos[RVF \Omega_0 (t + \tau)]. \quad (3.14)$$

Considerando la formula di addizione del coseno è possibile espandere l'equazione (3.14) come segue,

$$\frac{2\pi}{N_t} = \frac{1}{RVF} [\beta_\tau + RVA \cos \beta_t - RVA(\cos \beta_t \cos \beta_\tau - \sin \beta_t \sin \beta_\tau)], \quad (3.15)$$

dove:

- $\beta_t = RVF \Omega_0 t$;
- $\beta_\tau = RVF \Omega_0 \tau$.

A questo punto si procede sviluppando in serie di Taylor i termini di seno e coseno che contengono il ritardo temporale in modo da rendere esplicita la formulazione; essendo inoltre questa considerata come soluzione esatta, verranno considerati gli sviluppi arrestati a ordini elevati (quarto per entrambi gli sviluppi):

$$\cos \beta_\tau = \sum_{k=0}^4 \frac{(-1)^k}{2k!} \beta_\tau^{2k}, \quad (3.16)$$

$$\sin \beta_\tau = \sum_{k=0}^4 \frac{(-1)^k}{(2k+1)!} \beta_\tau^{2k+1}. \quad (3.17)$$

Sostituendo la (3.16) e la (3.17) nella (3.15) si ottiene un'equazione di 9° grado in τ da cui, attraverso il software di calcolo numerico MATLAB®, è stato possibile estrarre 9 soluzioni delle quali una soltanto è risultata accettabile.

3.2.2 *Triangular Spindle Speed Variation*

La formulazione analitica della velocità, nel caso di profilo triangolare, è leggermente più complessa rispetto al caso sinusoidale. Facendo riferimento alla figura 3.1, è possibile esprimere l'andamenti con la seguente relazione analitica, la quale suddivide il periodo nelle due zone a seconda del segno dell'accelerazione:

$$\Omega(t) = \begin{cases} \Omega_0(1 + RVA) - \frac{4\Omega_0 RVA}{T} \text{mod}(t, T), & \text{se } 0 \leq \text{mod}(t, T) \leq \frac{T}{2}, \\ \Omega_0(1 - 3RVA) + \frac{4\Omega_0 RVA}{T} \text{mod}(t, T), & \text{se } \frac{T}{2} < \text{mod}(t, T) \leq T. \end{cases} \quad (3.18)$$

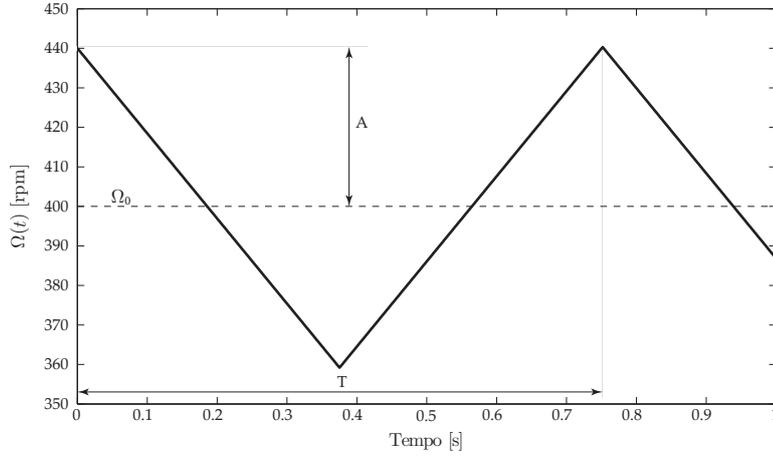


Figura 3.1: Profilo di velocità triangolare.

Dove:

- $mod(t, T)$, funzione che restituisce il resto della divisione tra t e T ;
- $T = \frac{2\pi}{\Omega_0 R V F}$, nel caso in cui Ω_0 sia espressa in rad/s.

L'andamento esatto del ritardo temporale è quindi dato dall'integrazione della velocità tenendo presente le due casistiche di equazione (3.18),

$$\phi_p = \begin{cases} \int_t^{t+\tau} \left[\Omega_0(1 + RVA) - \frac{4\Omega_0 RVA}{T} mod(s, T) \right] ds, & \text{se } 0 \leq mod(t, T) \leq \frac{T}{2}, \\ \int_t^{t+\tau} \left[\Omega_0(1 - 3RVA) + \frac{4\Omega_0 RVA}{T} mod(s, T) \right] ds, & \text{se } \frac{T}{2} < mod(t, T) \leq T. \end{cases} \quad (3.19)$$

Svolgendo le integrazioni si perviene a due equazioni di secondo grado in τ ,

$$\phi_p = \begin{cases} \left[\Omega_0(1 + RVA) - \frac{4\Omega_0 RVA}{T} mod(t, T) \right] \tau - \frac{2\Omega_0 RVA}{T} \tau^2, & \text{se } 0 \leq mod(t, T) \leq \frac{T}{2}, \\ \left[\Omega_0(1 - 3RVA) + \frac{4\Omega_0 RVA}{T} mod(t, T) \right] \tau + \frac{2\Omega_0 RVA}{T} \tau^2, & \text{se } \frac{T}{2} < mod(t, T) \leq T. \end{cases} \quad (3.20)$$

Le soluzioni della (3.20) sono ricavabili mediante la classica forma per le equazioni di secondo grado; in particolare, per ognuna delle due casistiche, soltanto una delle due soluzioni risulta fisicamente significativa.

3.2.3 Transitori esponenziali

Come ulteriore traiettoria di riferimento per la validazione degli approcci proposti nella Sezione 3.1, si prendono in considerazione anche profili di velocità a transitorio esponenziale. Questo tipo di traiettorie infatti, è un'ottima approssimazione dell'andamento della velocità di rotazione del mandrino nel caso di variazioni di quest'ultima. In particolare saranno presi in considerazione sia transitori di accelerazione che di decelerazione, le cui formulazioni matematiche sono riassunte in tabella (3.21).

$$\Omega(t) = \begin{cases} \Omega_0(2 - e^{-\frac{t}{T_e}}), & \text{per Transitorio Crescente,} \\ \Omega_0(1 + e^{-\frac{t}{T_e}}), & \text{per Transitorio Decrescente.} \end{cases} \quad (3.21)$$

Dove T_e rappresenta la costante di tempo del transitorio e Ω_0 è la variazione di velocità imposta al mandrino; nel caso quindi di accelerazione si passa da Ω_0 a $2\Omega_0$, mentre quando la velocità angolare si riduce si parte da $2\Omega_0$ per giungere asintoticamente a Ω_0 .

Il calcolo del ritardo temporale esatto si affronta a partire dalla classica formulazione della distanza angolare tra i taglienti che, nel caso di velocità crescente ha la seguente forma:

$$\phi_p = \int_t^{t+\tau} \Omega_0(2 - e^{-\frac{s}{T_e}}) ds, \quad (3.22)$$

la quale, una volta svolta l'integrazione, porta ad una equazione esponenziale in τ ,

$$\phi_p = 2\Omega_0\tau + \Omega_0 T_e (e^{-\frac{t+\tau}{T_e}} - e^{-\frac{t}{T_e}}). \quad (3.23)$$

La (3.23) è ulteriormente semplificabile in una forma la cui soluzione esprime l'andamento esatto del ritardo temporale,

$$2\tau + T_e e^{-\frac{t+\tau}{T_e}} - T_e e^{-\frac{t}{T_e}} - \frac{\phi_p}{\Omega_0} = 0. \quad (3.24)$$

Questo tipo di equazioni esponenziali possono essere risolte considerando il ramo principale della *funzione di Lambert*³ $W_0(x)$; in altre parole, il ritardo

³I rami della *funzione di Lambert* $W(z)$ sono definiti come le porzioni della funzione inversa di $z = W(z)e^{W(z)}$ per qualsiasi numero complesso z . Il ramo principale o $W_0(z)$, non esprimibile con funzioni elementari, è la porzione in cui si ha $W(z) \geq -1$.

è esplicitato attraverso la seguente formulazione:

$$\tau(t) = T_e W_0(-2e^{-\eta_1(t)}) + 2T_e e^{-\frac{t}{T_e}} + \frac{\phi_p}{2\Omega_0}, \quad (3.25)$$

dove la funzione ad esponente,

$$\eta_1(t) = \frac{t}{T_e} + \frac{1}{2}e^{-\frac{t}{T_e}} + \frac{\phi_p}{2T_e\Omega_0}. \quad (3.26)$$

Per quanto riguarda il transitorio decrescente, si procede svolgendo i medesimi passaggi partendo da un funzione integranda leggermente differente, la quale da origine alla seguente equazione caratteristica:

$$\tau - T_e e^{-\frac{t+\tau}{T_e}} + T_e e^{-\frac{t}{T_e}} - \frac{\phi_p}{\Omega_0} = 0. \quad (3.27)$$

Dalla (3.27) si perviene alla soluzione esatta per il ritardo temporale nel caso di decelerazione del mandrino,

$$\tau(t) = T_e W_0(e^{-\eta_2(t)}) - T_e e^{-\frac{t}{T_e}} + \frac{\phi_p}{\Omega_0}, \quad (3.28)$$

dove,

$$\eta_2(t) = \frac{t}{T_e} + e^{-\frac{t}{T_e}} + \frac{\phi_p}{T_e\Omega_0}. \quad (3.29)$$

3.3 Validazione degli approcci

Delineati gli andamenti di riferimento del ritardo temporale per diversi profili di velocità, si procede confrontando la classica approssimazione (approccio *A*) con il miglioramento proposto (approccio *B*) ed alcune formulazioni analitiche presenti in letteratura sia per andamento sinusoidale che triangolare della velocità di rotazione. I dati presi in considerazione per le simulazioni sono riportati in tabella 3.1. Le rappresentazioni proposte nel caso di SSV,

Tabella 3.1: *Parametri di simulazione.*

<i>Parametro</i>	<i>Valore</i>	<i>UdM</i>
Numero Taglienti	6	-
Combinazioni RVA/RVF	0.1/0.1	-
	0.2/0.2	-
	0.3/0.3	-
T_e	0.1	s
	0.05	s
Ω_0	1500	rpm
	5000	rpm
Tempo di Simulazione	1	s
Passo di Simulazione	3×10^{-4}	s

saranno comunque finestrate in modo da prendere in considerazione soltanto una parte dell'andamento del ritardo (data la periodicità di quest'ultimo) in modo da rendere più comprensibile la visualizzazione. Per profili di velocità a transitorio invece, le rappresentazioni saranno proposte in un intervallo di tempo tale da osservare il raggiungimento di buona parte del regime senza inficiare la chiarezza di queste ultime. Per quanto riguarda l'analisi di sensitività, saranno variati i parametri di modulazione nel caso di SSV, mentre gli effetti della costante di tempo e della variazione di velocità saranno esaminati per profili a transitorio

Si precisa inoltre che, ove necessario, l'estrazione delle radici da equazioni di grado superiore al secondo è stata portata a termine mediante il relativo comando *roots* presente nel software di calcolo MATLAB[®]; il codice scritto per l'analisi è riportato in Appendice B.

3.3.1 Profilo di velocità sinusoidale

Come primo termine di confronto, si procede analizzando il caso di Sinusoidal Spindle Speed Variation con parametri riassunti in tabella 3.1 e rappresen-

tando l'andamento temporale sia del ritardo che dell'errore percentuale nella stima di quest'ultimo da parte dei vari approcci considerati (figure 3.2-3.7).

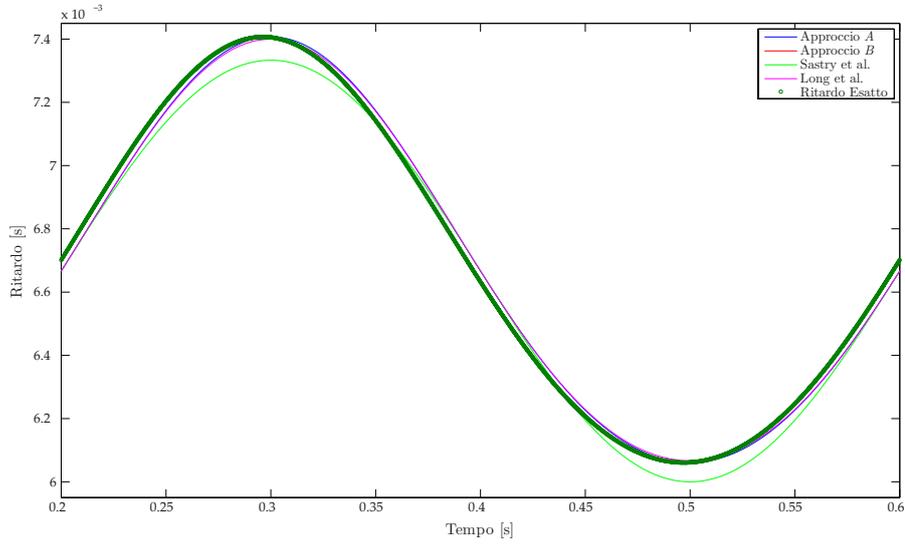


Figura 3.2: Formulazioni a confronto, *SSSV* con $RVA = RVF = 0.1$.

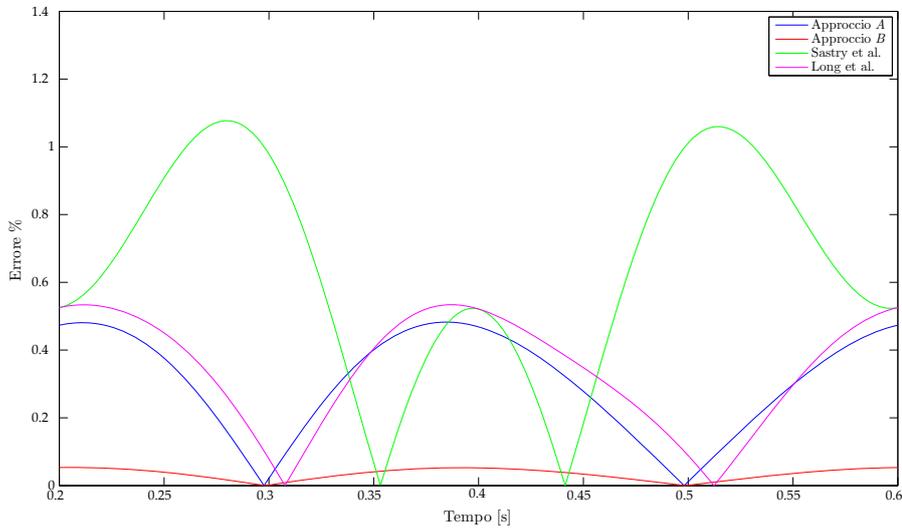


Figura 3.3: Errori percentuali, *SSSV* con $RVA = RVF = 0.1$.

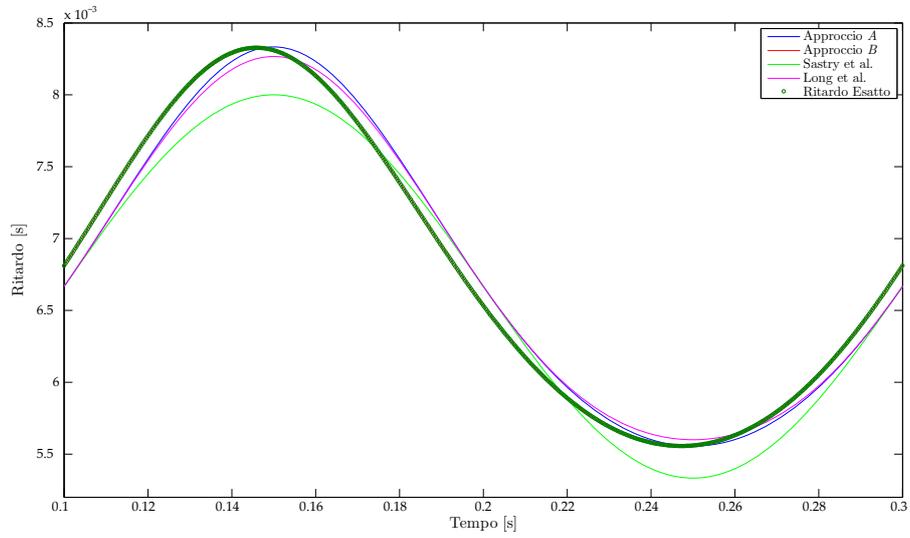


Figura 3.4: Formulazioni a confronto, SSSV con $RVA = RVF = 0.2$.

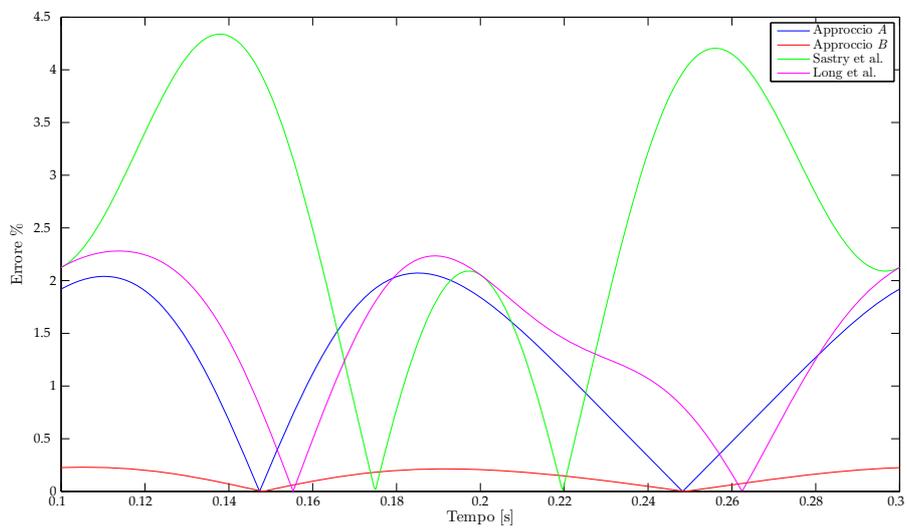


Figura 3.5: Errori percentuali, SSSV con $RVA = RVF = 0.2$.

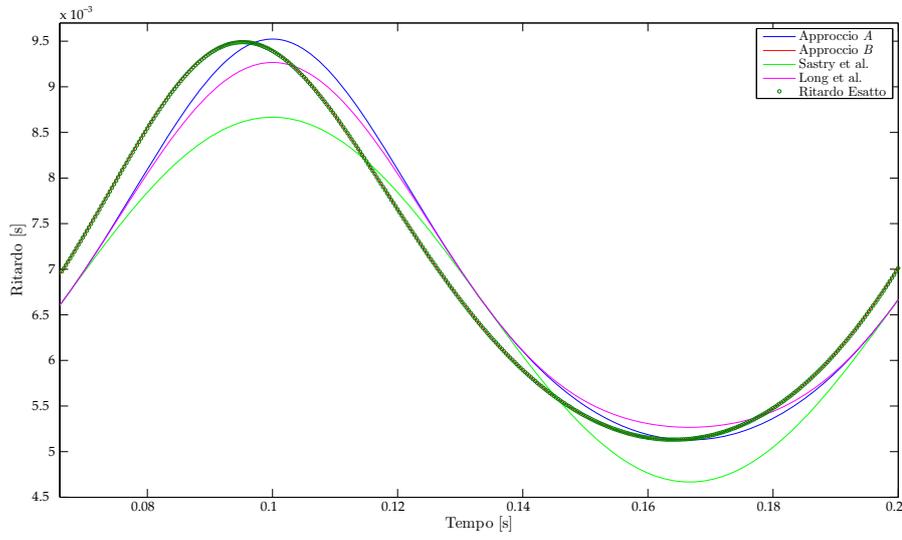


Figura 3.6: Formulazioni a confronto, SSSV con $RVA = RVF = 0.3$.

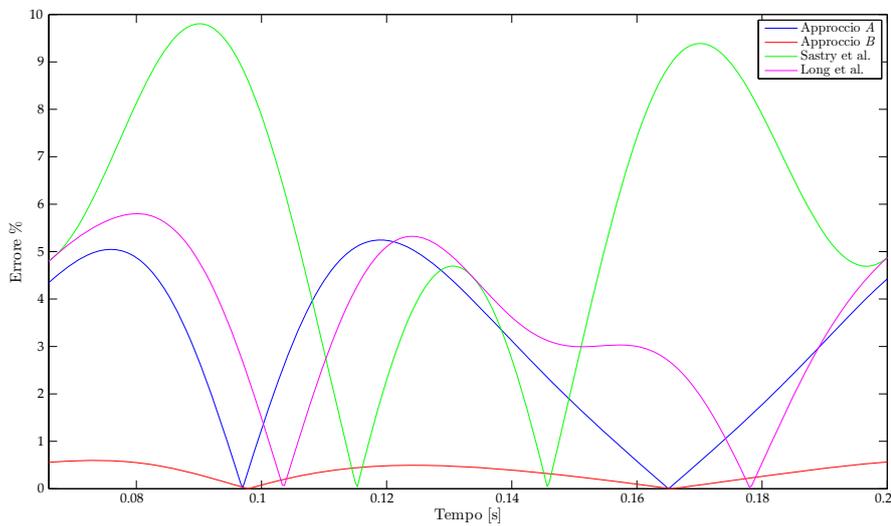


Figura 3.7: Errori percentuali, SSSV con $RVA = RVF = 0.3$.

Dalle rappresentazioni proposte è possibile notare come l'approccio B sia effettivamente il più accurato tra quelli proposti; questo è più evidente all'aumentare dei parametri della SSV. In particolare, se per valori bassi di RVA e RVF tutte le metodologie sono sufficientemente accurate garantendo scostamenti massimi pari a circa l'1%, ciò non è asseribile nel caso di RVA e RVF molto maggiori. In questi casi infatti, considerando le formulazioni da letteratura e l'approccio A , gli errori massimi vanno dal 5% al 10%, mentre l'approccio B garantisce uno scostamento massimo intorno allo 0.5%.

In particolare dalle figure 3.2, 3.4 e 3.6 si può osservare come l'approccio A e la formulazione proposta da Long et al. differiscano dalla soluzione esatta soprattutto a causa di un effetto di shift (o di ritardo) nel tempo, molto evidente all'aumentare dei parametri della SSV. Questo fenomeno è attribuibile alla natura stessa dei suddetti approcci, i quali prendono in considerazione la sola velocità di rotazione per effettuare la previsione sul valore del ritardo temporale mentre trascurano l'accelerazione ed il g_{erk} ; ciò rende la previsione meno accurata e ritardata rispetto all'andamento esatto. Per quanto riguarda la formulazione proposta da Sastry et al., l'eccessiva approssimazione la rende alquanto diversa dall'andamento reale anche in ampiezza.

La presenza di contributi legati all'accelerazione ed al g_{erk} angolare nell'approccio B , rende quindi quest'ultimo molto più accurato rispetto a tutte le altre metodologie vagliate.

3.3.2 Profilo di velocità triangolare

La seconda casistica esaminata per la validazione di quanto presentato nella Sezione 3.1 riguarda il regime di Triangular Spindle Speed Variation. Prima di procedere alla presentazione dei risultati occorre però precisare un aspetto relativo all'impiego dell'accelerazione e del g_{erk} nel calcolo del ritardo temporale nel caso di approccio B . Queste grandezze infatti, a causa dei cambi repentini di pendenza della velocità di rotazione, raggiungono ampiezze molto grandi in maniera impulsiva (il g_{erk}) oppure subiscono variazioni a scalino (l'accelerazione), ovvero si hanno fenomeni fisicamente impossibili in quanto sarebbe necessaria una quantità infinita di energia vista la presenza di inerzia. Per questo motivo, le due grandezze derivate dalla velocità sono state calcolate attraverso una derivazione a filtro con costante di tempo pari a 0.005 s per simulare la presenza di una banda passante rappresentate l'inerzia del sistema.

I risultati delle simulazioni sono riportati nelle figure 3.8 - 3.13.

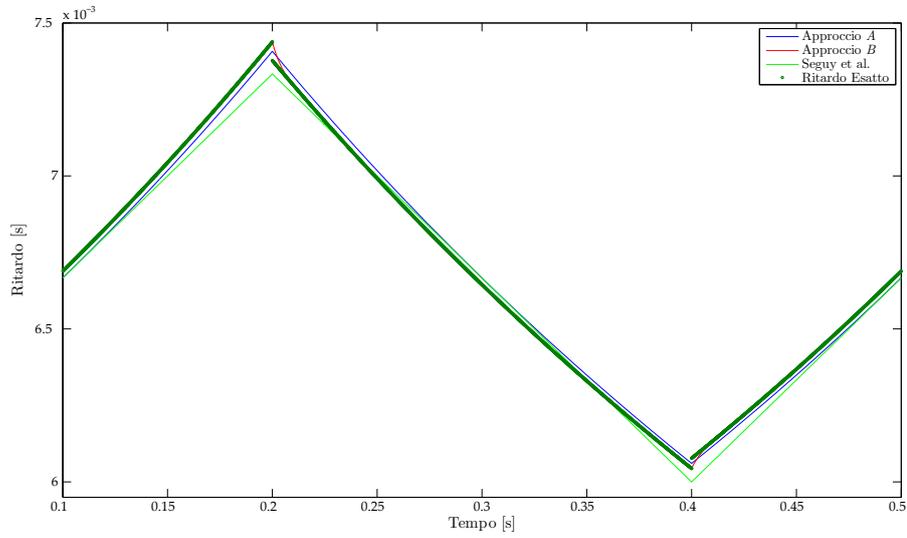


Figura 3.8: Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.1$.

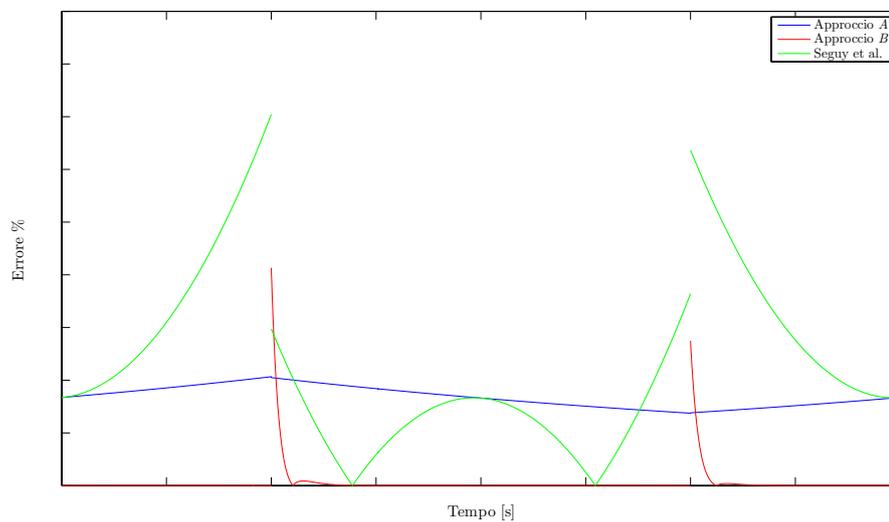


Figura 3.9: Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.1$.

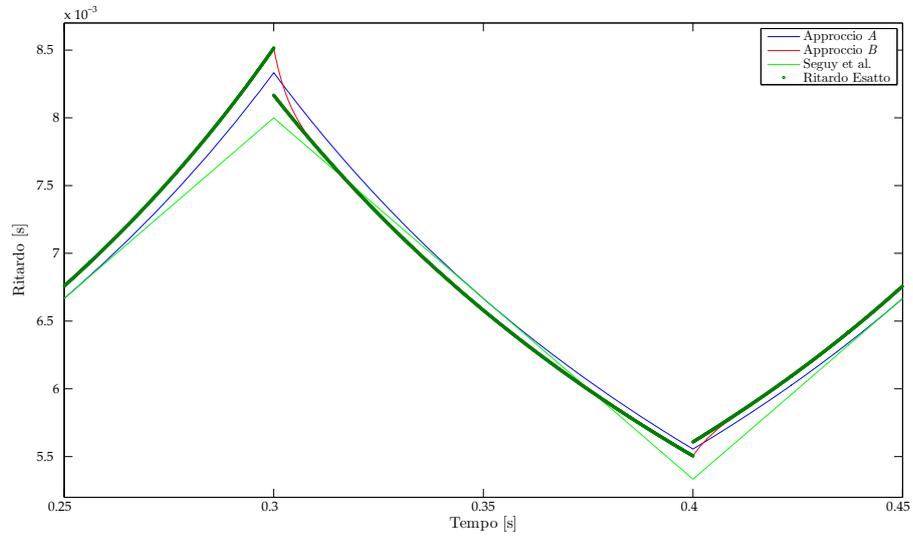


Figura 3.10: Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.2$.

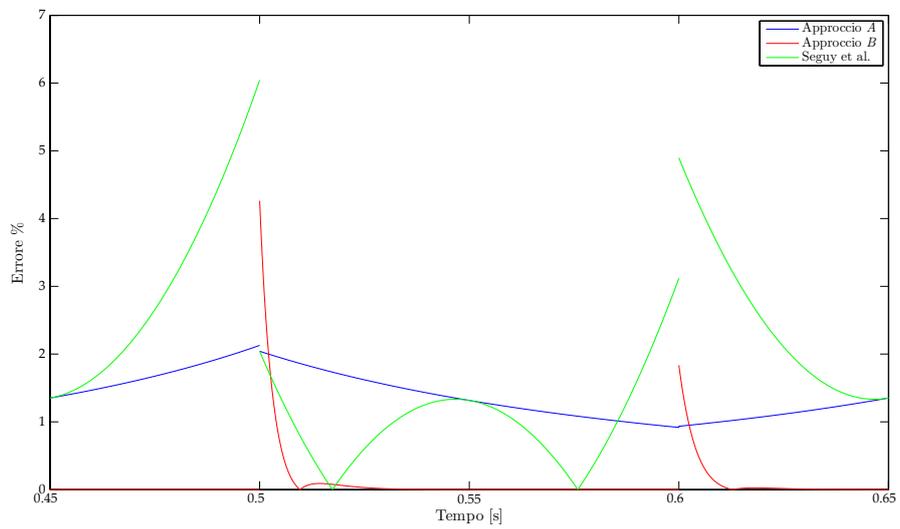


Figura 3.11: Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.2$.

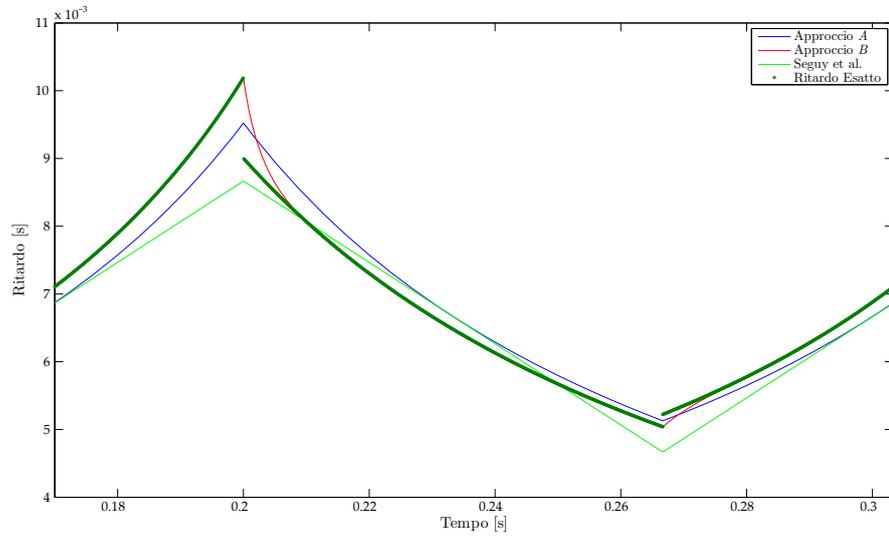


Figura 3.12: Formulazioni a confronto, TSSV con $RVA = RVF = 0.3$.

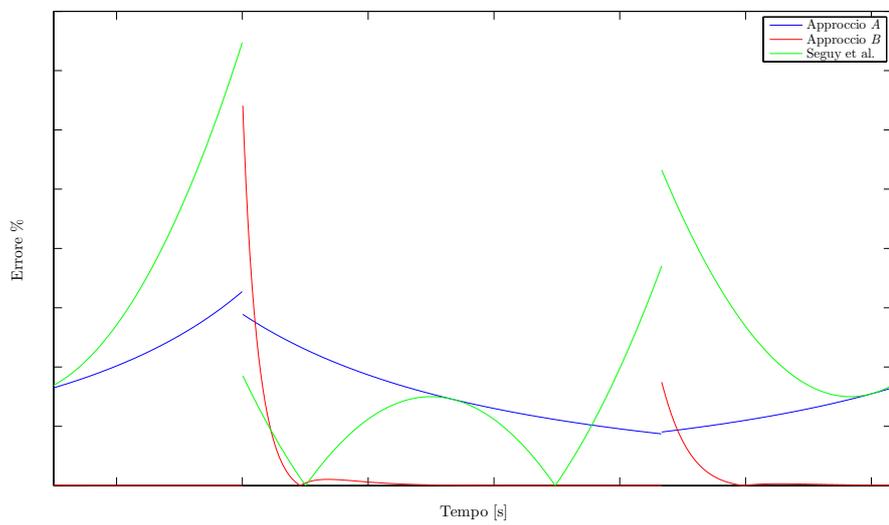


Figura 3.13: Errori percentuali, TSSV con $RVA = RVF = 0.3$.

Osservando le figure 3.8, 3.10 e 3.12 è possibile notare una prima peculiarità legata al profilo triangolare di velocità; l'andamento del ritardo temporale esatto si compone infatti di due rami a seconda del segno dell'accelerazione, i quali non si uniscono all'interfaccia ma si ha un salto istantaneo in ampiezza. Questo fenomeno è comprensibile data la variazione istantanea che l'accelerazione (teoricamente) subisce ogni semi periodo.

Per quanto riguarda la bontà degli approcci vagliati, anche in questo caso si osserva la netta supremazia dell'approccio B sia rispetto all'approccio A che alla formulazione proposta da Seguy et al.. A differenza dal caso sinusoidale, come si evince dalle figure 3.9, 3.11 e 3.13, l'errore dato da questa migliore metodologia è decisamente inferiore pur non risultando il più contenuto in ogni istante di tempo; in corrispondenza dei cambi di accelerazione infatti, si hanno grandi scostamenti dovuti al periodo di transitorio necessario al metodo B per raggiungere la formulazione esatta (questo a causa del filtraggio operato per simulare l'inerzia del sistema). Essendo però questo effetto negativo molto limitato nel tempo, non inficia la generale ottima approssimazione del suddetto approccio. In linea di massima, gli errori commessi dalle tre metodologie si attestano a valori simili al caso di SSV sinusoidale

3.3.3 Profilo di velocità a transitorio

Si procede infine testando la bontà di approssimazione dei due approcci A e B nel caso di accelerazioni e decelerazioni verso un regime di velocità costante. Per valutare la sensitività delle metodologie a variazioni parametriche, saranno presi in considerazione diversi valori per la costante di tempo T_e e per la velocità Ω_0 come riportato in tabella 3.1.

Nelle figure 3.14, 3.15, 3.16, 3.17 sono quindi proposti gli andamenti della velocità e del ritardo nel caso di parametri di base, mentre gli errori percentuali (figure 3.18 e 3.19) sono calcolati per tre differenti parametrizzazioni; questo per sintetizzare i risultati dando però anche un'idea di come il ritardo esatto si evolva nel tempo e come esso sia seguito dalle sue due approssimazioni.

Osservando le figure 3.18 e 3.19 è possibile notare come l'approccio B sia in grado di raggiungere un'accuratezza di approssimazione nettamente superiore al caso A , come già concluso in occasione di SSV; in questo caso però, entrambe le formulazioni raggiungono l'andamento esatto verso la fine del transitorio dando origine ad errori limitati nel tempo e con valori massimi intorno al 6% (per i parametri valutati). Sono inoltre interessanti i risultati dati da diverse parametrizzazioni del transitorio; si evince infatti come variazioni più rapide causino errori maggiori (che naturalmente si ridu-

cono più rapidamente), mentre in corrispondenza di velocità più elevate si ha il comportamento contrario con scostamenti dall'andamento esatto inferiori. Si sottolinea infine come, a pari velocità e costante di tempo, transitori di accelerazione diano luogo ad errori superiori rispetto al caso di decelerazione.

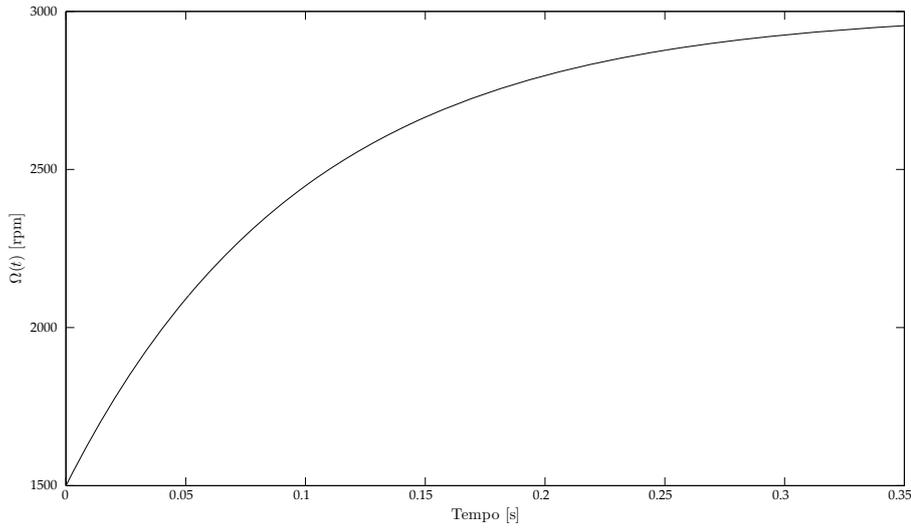


Figura 3.14: *Profilo di velocità crescente, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.*

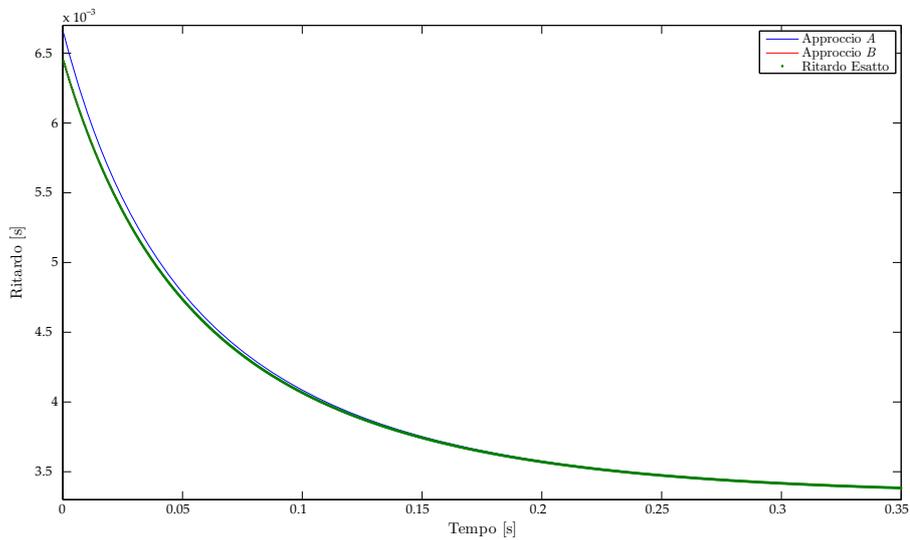


Figura 3.15: *Formulazioni a confronto in accelerazione, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.*

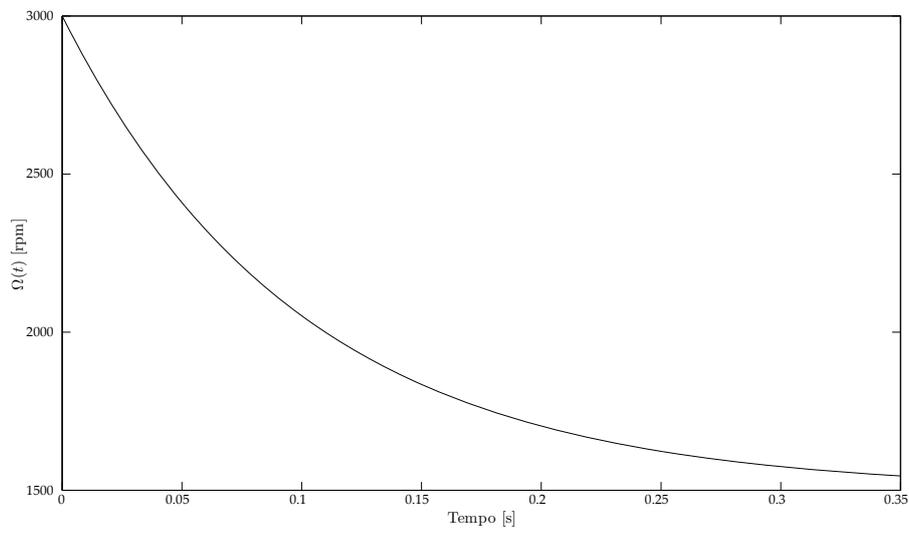


Figura 3.16: Profilo di velocità decrescente, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.

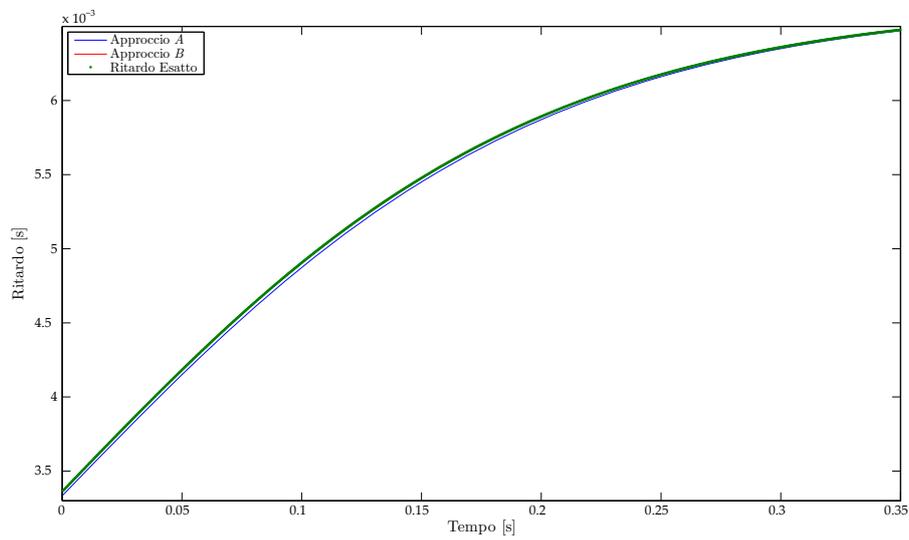


Figura 3.17: Formulazioni a confronto in decelerazione, $T_e = 0.1$ s, $\Omega_0 = 1500$ rpm.

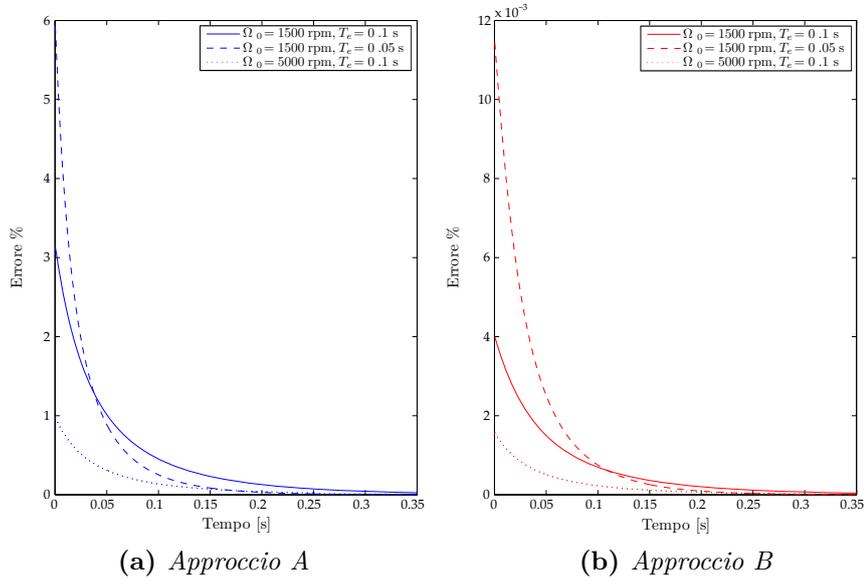


Figura 3.18: Errori percentuali per diverse parametrizzazioni in accelerazione.

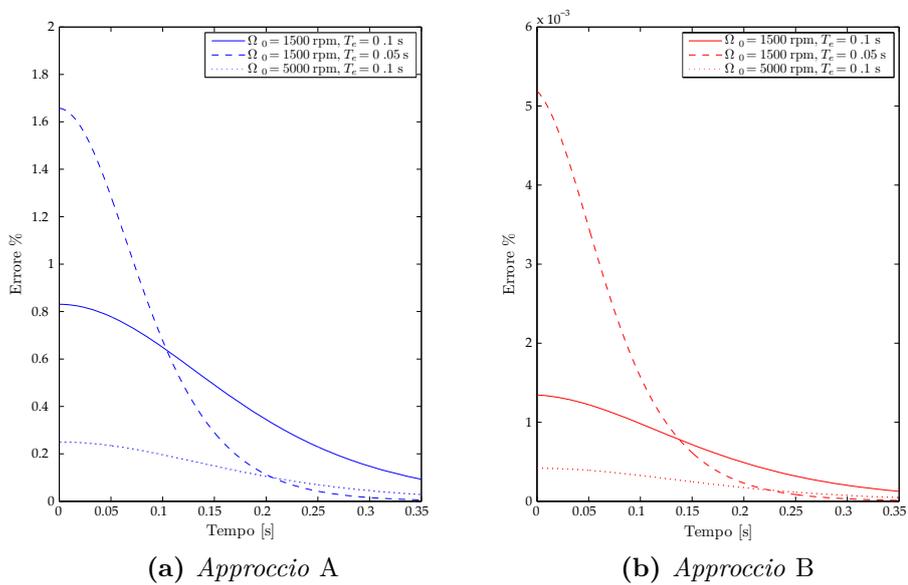


Figura 3.19: Errori percentuali per diverse parametrizzazioni in decelerazione.

3.4 Discussione dei risultati

Nel presente capitolo è stata affrontata nel dettaglio la tematica relativa all'approssimazione del ritardo temporale esatto presente tra il passaggio di un tagliente e del successivo in lavorazioni di fresatura. Una ottimizzazione di questo aspetto permette la definizione di modelli di simulazione più vicini alla realtà dal punto di vista dell'instabilità rigenerativa.

Confrontando un approccio “medio” (approccio *A*), un metodo di sviluppo ad ordini superiori della posizione angolare (approccio *B*) ed alcune formulazioni presenti in letteratura si è giunti ad alcune importanti conclusioni. In generale si osserva come le soluzioni presenti in diversi articoli rappresentino un'approssimazione più grossolana del ritardo rispetto alle due metodologie proposte nella Sezione 3.1, questo sia per la SSV sinusoidale che per quella triangolare. Il motivo di ciò è da ricercarsi nella probabile scelta da parte degli autori di considerare formulazioni semplici che siano matematicamente facili da trattare anche se non precisissime. Viceversa, i due approcci *A* e *B* garantiscono risultati migliori per ogni profilo di velocità analizzato; in particolare, lo sviluppo della posizione angolare ad ordini superiori al primo comporta errori nettamente inferiori rispetto alle altre approssimazioni. L'approccio *B* risulta quindi il miglior metodo per la stima del ritardo temporale dando luogo ad errori pressoché trascurabili (quasi sempre al di sotto del 1%) per ogni casistica presa in esame; è dunque quest'ultima metodologia ad essere impiegata nel modello dinamico di fresatura presentato nel Capitolo 2.

Capitolo 4

Prove di taglio preliminari e taratura del modello

Il presente capitolo sarà incentrato sul setting sperimentale del modello di fresatura descritto precedentemente; lo scopo è quello di adattare il suddetto modello per riprodurre il più fedelmente possibile una casistica reale in cui la tecnica di spindle speed variation è stata applicata per l'abbattimento del chatter. I test su cui si baserà la trattazione sono prove di taglio effettuate dal consorzio di ricerca MUSP su una *Mandelli Storm 1400*, il centro di lavoro 5 assi riportato nelle figure 4.1 e 4.2a. Queste prove sperimentali furono condotte con lo scopo di analizzare l'efficacia della sinusoidal spindle speed variation nell'abbattimento del chatter rigenerativo in lavorazioni di fresatura.

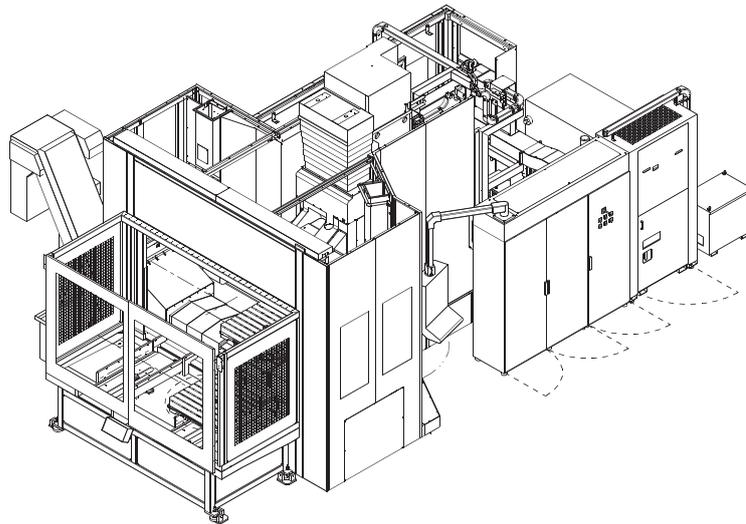


Figura 4.1: *Centro di lavoro Mandelli Storm 1400.*

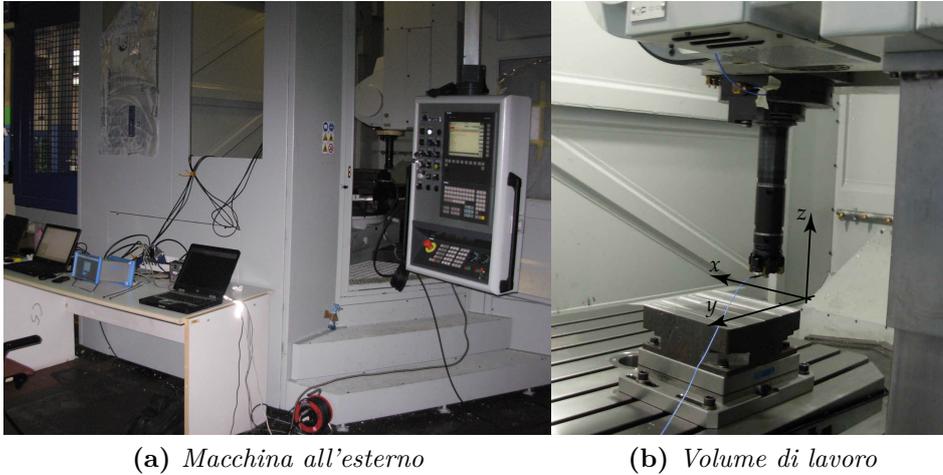


Figura 4.2: Particolari della macchina.

Con lo scopo di facilitare l'insorgenza di questo tipo di instabilità vennero aggiunte alcune prolunghe all'utensile in modo da ridurne la rigidità (figura 4.2b; in particolare si trattò di una fresa a spianare di diametro 80 mm e di lunghezza totale pari a 270 mm con 6 inserti Walter P27275-3R WTL71).

I test furono eseguiti su di un blocco d'acciaio C40 di durezza pari a 200 HB, anch'esso riportato in figura 4.2b; in totale si dispone di 74 test di taglio, 26 dei quali effettuati a velocità costante e 48 a velocità variabile. La finestra tecnologica dei suddetti test riguarda profondità di passata da 0.4 mm a 2 mm e velocità di rotazione del mandrino da 370 rpm a 500 rpm. I segnali acquisiti durante le lavorazioni sono di tre tipologie, ossia forze di taglio, accelerazioni ed emissione acustica; al fine di validare il modello di simulazione, saranno prevalentemente considerati i segnali accelerometrici e le forze di taglio (non è possibile simulare l'emissione sonora).

4.1 Caratterizzazione dinamica del sistema in analisi

Uno degli aspetti fondamentali caratterizzanti una macchina utensile è sicuramente il suo comportamento dinamico; nella presente applicazione, per una esaustiva trattazione, saranno analizzate le cedevolezza dinamiche sia lato mandrino, sia lato pezzo. Per ricavare questo tipo di caratteristiche, è necessario eccitare impulsivamente la punta dell'utensile e misurarne l'accelerazione attraverso un accelerometro; l'accelerazione è poi integrata due volte per ottenere lo spostamento con il quale si costruisce il rapporto con

la forza d'eccitazione data dal martello. Questa procedura è ripetuta per le due direzioni del piano di taglio x e y , misurando sia nella stessa direzione di eccitazione (misura diretta) che nella direzione perpendicolare (misura accoppiata). L'accelerometro utilizzato è un modello 356A32 di PCB Piezotronics sia per la cedevolezza lato pezzo che per la cedevolezza lato utensile, le quali sono rispettivamente proposte nelle figure 4.4 e 4.3 come parti reali e parti immaginarie.

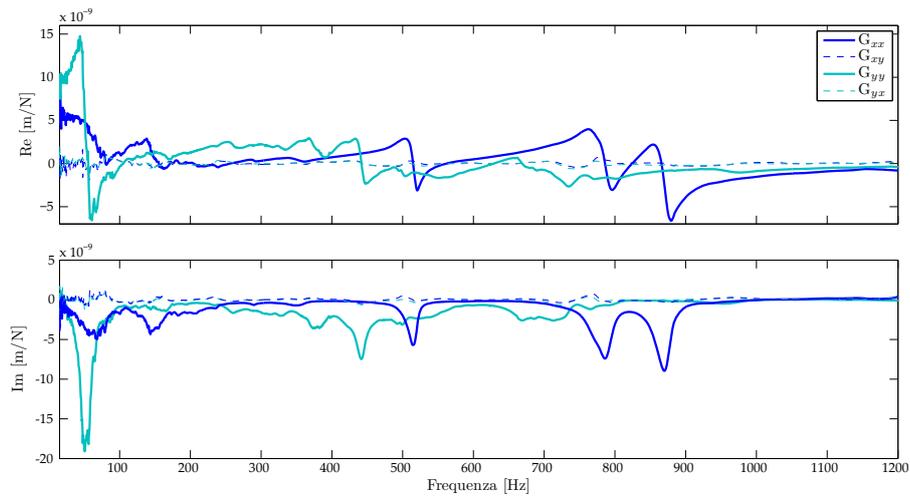


Figura 4.3: Cedevolezza dinamiche dirette e combinate lato pezzo.

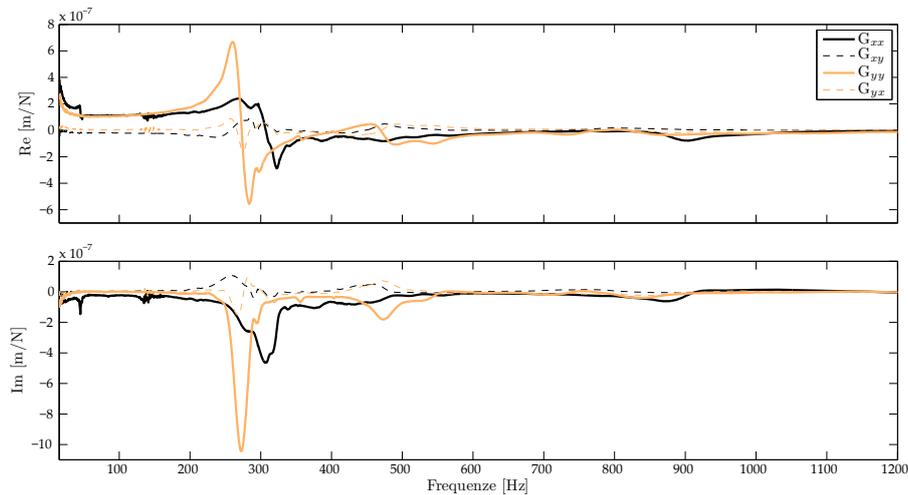


Figura 4.4: Cedevolezza dinamiche dirette e combinate lato utensile.

Come è possibile prevedere, il blocco d'acciaio in lavorazione è nettamente più rigido dinamicamente rispetto all'utensile; la cedevolezza dinamica di

quest'ultimo infatti, è quasi due ordini di grandezza superiore. Una tale differenza rende trascurabile ai fini dell'analisi la dinamica del pezzo, il quale può tranquillamente essere considerato infinitamente rigido rispetto all'utensile nelle due direzioni del piano di taglio.

Una ulteriore conferma di quanto fosse previsto risulta da figura 4.3; in essa si nota infatti come le direzioni x e y possano essere considerate disaccoppiate dinamicamente, essendo trascurabili le FRF accoppiate rispetto a quelle dirette. Si sottolinea inoltre che la dinamica in direzione assiale risulti trascurabile in quanto la struttura a cilindro dell'utensile rende la rigidità in questa direzione nettamente superiore rispetto alla medesima grandezza lungo le altre due coordinate.

Per motivi di sintesi, non è rappresentata la funzione coerenza; il campo di frequenze entro il quale sono state visualizzate le funzioni di trasferimento è però l'intervallo in cui la misura risulta affidabile, ossia dove la coerenza risulta pressoché unitaria.

4.2 Identificazione dei coefficienti del materiale

Una buona caratterizzazione del processo di fresatura non può assolutamente prescindere dalla conoscenza dei coefficienti di strappamento del materiale che ci si appresta a lavorare. A seconda del modello considerato per le forze di taglio, questi parametri possono essere differenti risultando tuttavia di fondamentale importanza sia per la stima delle suddette forze (aspetto cinematico), sia per la definizione del diagramma di stabilità a lobi (aspetto dinamico).

Il modello per le forze di taglio adottato nella presente trattazione ed esposto nella Sottosezione 2.2.4 necessita dell'identificazione di 6 coefficienti ascrivibili alle componenti di taglio e di edge per le 3 direzioni radiale, tangenziale ed assiale del singolo tagliente. L'identificazione è stata portata a termine attraverso un procedimento di fitting delle forze di taglio misurate; in particolare è stata implementata la cinematica del modello di simulazione descritto nel Capitolo 2 leggermente modificata per tenere conto di eventuali run-out degli inserti. L'approccio consiste nel riprodurre numericamente l'andamento delle forze di taglio misurate, minimizzando l'errore quadratico medio combinato nelle tre direzioni E_{RMS} . Le variabili indipendenti in funzione delle quali l'algoritmo esegue la minimizzazione sono i 6 coefficienti k_{re} , k_{rc} , k_{te} , k_{tc} , k_{ae} e k_{ac} ed i 6 valori di run-out degli inserti.

$$E_{RMS,x} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n_x} [\hat{F}_x(k) - F_x(k)]^2}{n_x}}, \quad (4.1a)$$

$$E_{RMS,y} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n_y} [\hat{F}_y(k) - F_y(k)]^2}{n_y}}, \quad (4.1b)$$

$$E_{RMS,z} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n_z} [\hat{F}_z(k) - F_z(k)]^2}{n_z}}, \quad (4.1c)$$

dove \hat{F}_x , \hat{F}_y e \hat{F}_z rappresentano gli andamenti simulati delle forze di taglio, mentre F_x , F_y e F_z sono i valori sperimentali; n_x , n_y e n_z sono invece i campioni considerati per il calcolo degli errori. La composizione degli scostamenti nelle tre direzioni è effettuata come presentato in equazione (4.2), ossia ricavando un errore quadratico medio complessivo,

$$E_{RMS} = \sqrt{E_{RMS,x}^2 + E_{RMS,y}^2 + E_{RMS,z}^2}. \quad (4.2)$$

Prima di procedere con le operazioni di fitting, è necessario analizzare la misura delle forze di taglio. Il dispositivo utilizzato è una tavola dinamometrica modello 9255C di Kistler, la cui FRF di misura o ricettanza¹ una volta montato il pezzo è visualizzata in figura 4.5 in termini di modulo e fase.

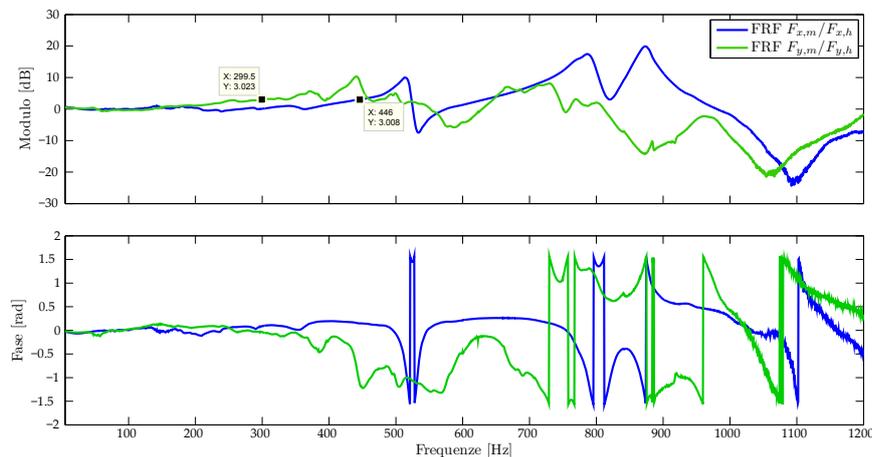


Figura 4.5: Ricettanza della tavola dinamometrica con pezzo montato.

¹La ricettanza è il rapporto dinamico tra la forza misurata dal dinamometro F_m e la forza d'eccitazione mediante martello dinamometrico F_h .

La misura di forza risulta accettabile fintanto che il modulo della ricettanza rimane unitario; considerando il classico scostamento di 3 dB per il calcolo della banda passante, si nota come quest'ultima possa essere assunta pari a 300 Hz (considerando la più bassa tra le due direzioni del piano di taglio). Per una corretta misura delle forze di taglio, la frequenza di passaggio del tagliente (TPF o f_{TPF}) deve essere decisamente inferiore alla banda passante della tavola dinamometrica. Essendo 500 rpm la velocità massima delle prove di taglio considerate per l'identificazione e 6 il numero di taglienti, la f_{TPF} raggiunge al massimo i 50 Hz rendendo affidabile la misura.

Tra i test di taglio disponibili, sono state scelte 5 lavorazioni stabili i cui parametri sono riassunti in tabella 4.1.

Tabella 4.1: *Lavorazioni considerate per l'identificazione.*

Lavorazione	b (mm)	$\Omega(t)$ (rpm)	f_z (mm/tooth)	a_e (mm)
A	1.2	500	0.25	80 (100%)
B	1.2	425	0.25	80 (100%)
C	1.2	370	0.25	80 (100%)
D	1.2	370	0.25	80 (100%)
E	1.2	370	0.25	80 (100%)

La scelta è ricaduta su più test di taglio, per rendere più robusta ed affidabile la stima dei coefficienti del materiale; al contrario, basare la stima su un'unica casistica renderebbe il risultato poco significativo.

Per motivi di sintesi, si mostra in figura 4.6 soltanto un esempio dell'andamento del fitting rispetto alla misura nel caso di lavorazione A; le simulazioni sono state effettuate con passo temporale pari a 1×10^{-4} s.

Di seguito, in tabella 4.2, sono invece riportati i coefficienti ottenuti mediando i risultati delle 5 casistiche; per un ulteriore approfondimento si faccia riferimento ad Appendice A.

Tabella 4.2: *Coefficienti medi da identificazione.*

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
3.947	1309	6.000	2592	8.624	1471

In figura 4.6 si possono tuttavia notare delle differenze tra il fitting e la misura delle forze di taglio. Queste differenze sono ascrivibili alla modellazione del processo di taglio considerata per l'identificazione; essa infatti considera

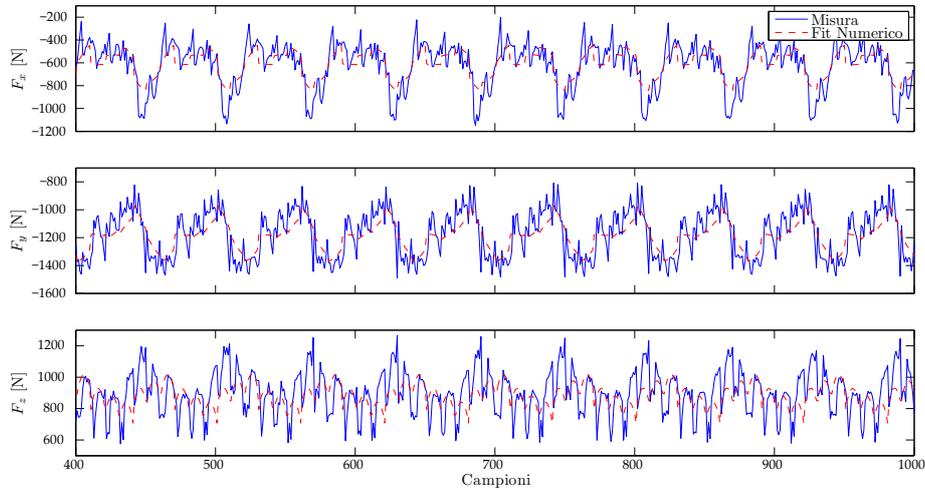


Figura 4.6: Esempio di fitting per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$.

il sistema utensile-portautensile-mandrino come perfettamente rigido, mentre nella realtà si ha un contributo non trascurabile dato dalla dinamica a frequenze medio-alte. Le forze di taglio infatti, pur non instaurando alcuna instabilità, eccitano la struttura portandola a vibrare in maniera forzata; l'effetto è un contenuto dinamico all'interno delle stesse forze di taglio, il quale non può essere riprodotto. Un'ulteriore semplificazione è introdotta dal modello considerato per le forze di taglio; esso infatti rappresenta una stima delle reali forze in gioco durante il processo.

Si sottolinea infine come i segni delle forze di taglio siano la conseguenza del sistema di riferimento considerato; per rotazione del mandrino oraria ed avanzamento in direzione x si hanno infatti F_x e F_y negative, mentre F_z positiva.

4.3 Analisi di stabilità

Avendo a disposizione la dinamica della macchina ed i coefficienti relativi al materiale in lavorazione, è possibile procedere ad un preliminare calcolo del diagramma di stabilità a lobi seguendo l'approccio di Altintas e Budak [9] implementato nel software MillingLobes di ITIA-CNR.

Volendo verificare l'analogia tra il diagramma SLD analitico con quello ricavato dalle simulazioni, è però necessario identificare i parametri modali delle FRF relative alla dinamica utensile-portautensile-mandrino da inserire all'interno del modello di simulazione. In figura 4.7 si riportano le cedev-

lezze dinamiche misurate e le rispettive identificate; i coefficienti modali così ricavati sono riassunti in tabella 4.3.

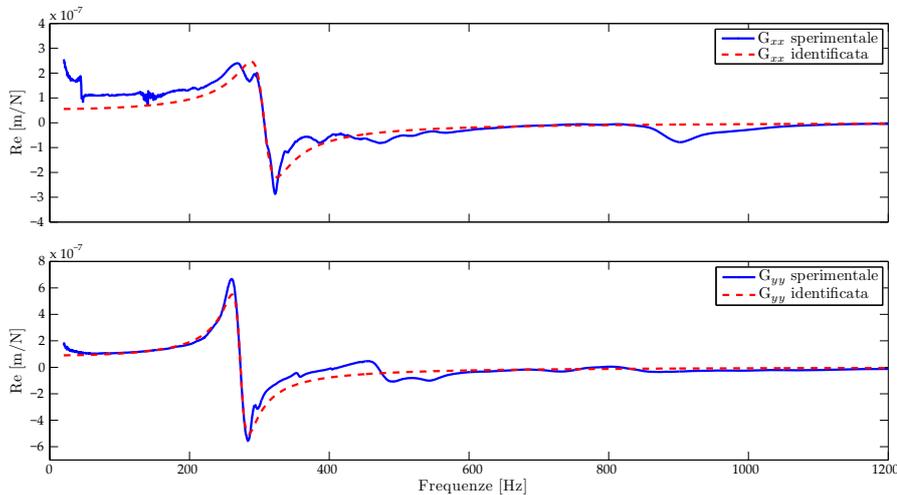


Figura 4.7: Identificazione modale sulla dinamica lato utensile.

Tabella 4.3: Coefficienti FRF identificate.

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.0597	0.206	307	1.81×10^7
G_{yy}	0.0427	0.265	273	1.11×10^7

Dove i termini ζ , A , f_n e k rappresentano rispettivamente lo smorzamento adimensionale, il fattore di massa, la frequenza naturale e la rigidità statica. Per ognuna delle due direzioni è stato riprodotto il modo di vibrare dominante; ciò è corretto in direzione x , mentre risulta un'approssimazione accettabile² in direzione y .

Dalle cedevolezza dinamiche così identificate, è possibile procedere al calcolo del diagramma a lobi proposto in figura 4.8. A questo punto risulta necessario validare quanto ottenuto con l'effettivo diagramma di stabilità sperimentale, il quale fu ricavato dalle prove sperimentali citate ad inizio capitolo ed è rappresentato in figura 4.9. L'intensità del colore quantifica

²Il secondo modo di vibrare in questa direzione non ha infatti alcun effetto sul diagramma di stabilità nell'intervallo di velocità e profondità di passata che si andranno a considerare.

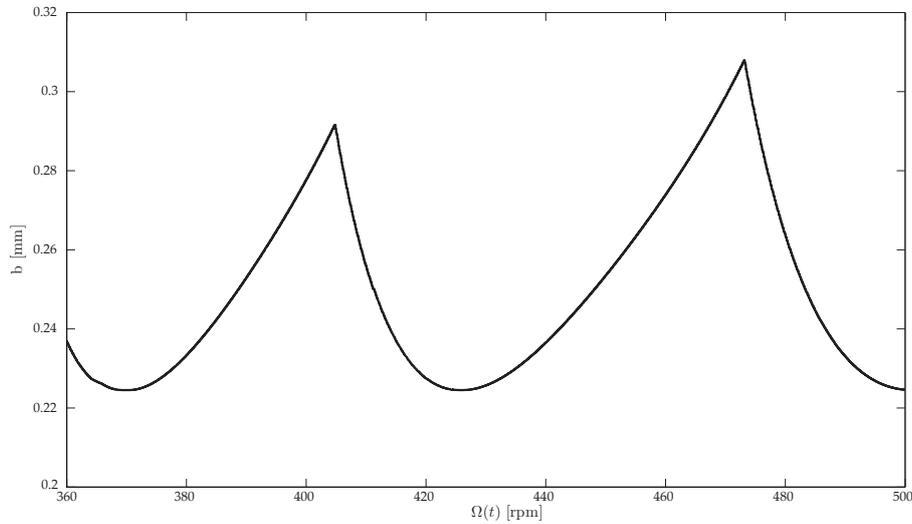


Figura 4.8: *Diagramma SLD analitico ottenuto a partire dalla dinamica identificata.*

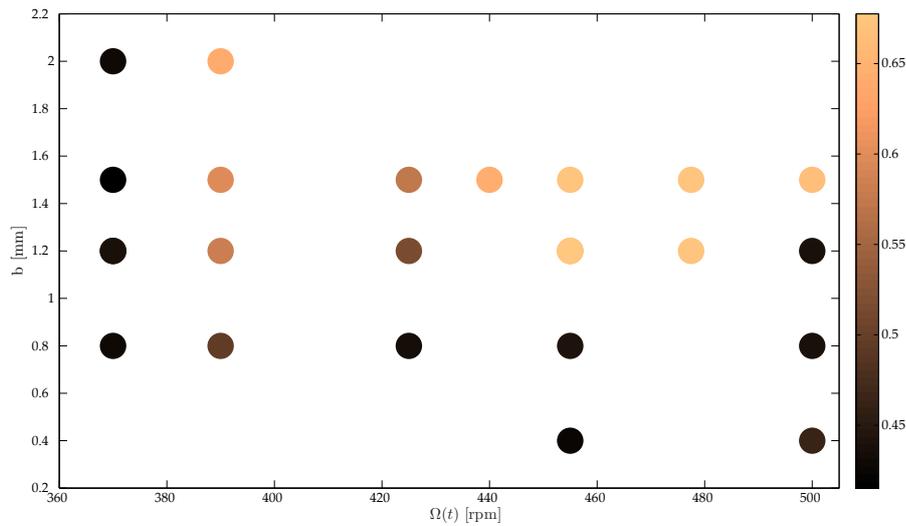


Figura 4.9: *Entità del chatter misurata sperimentalmente.*

l'entità del chatter attraverso un particolare indicatore basato, in questo caso, sul segnale di forza assiale. Questo indicatore sarà adottato nel presente lavoro e trattato dettagliatamente nel Capitolo 5.

Dall'analisi di figura 4.7 risulta immediato notare come siano presenti tasche di stabilità a circa 500 rpm, 425 rpm e 370 rpm; mentre il limite minimo del diagramma si localizza intorno a $0.8 \div 0.9$ mm. Ciò è in totale disaccordo con quanto è stato ottenuto analiticamente sia per quanto riguarda

la posizione delle tasche, che per i valori di profondità di passata assiale. Effettuando però le misure una seconda volta dopo alcune lavorazioni, la cedevolezza dinamica in direzione y mostrò una forma analoga alla precedente ma con la risonanza traslata in frequenza da 273 Hz a circa 300 Hz. Questo comportamento è attribuibile all'effetto della variazione di temperatura tra una misura e la successiva, le quali vennero infatti eseguite non in successione ma a cavallo tra alcuni test di taglio.

4.3.1 Dinamica equivalente

Visto che il diagramma di stabilità sperimentale delinea l'effettivo comportamento della macchina, risulta necessario sintetizzare una dinamica equivalente che permetta di ottenere i medesimi risultati anche analiticamente. Basandosi sulle considerazioni esposte poc'anzi, si procede alla definizione del comportamento dinamico proposto in figura 4.10 e di parametri posti in tabella 4.4.

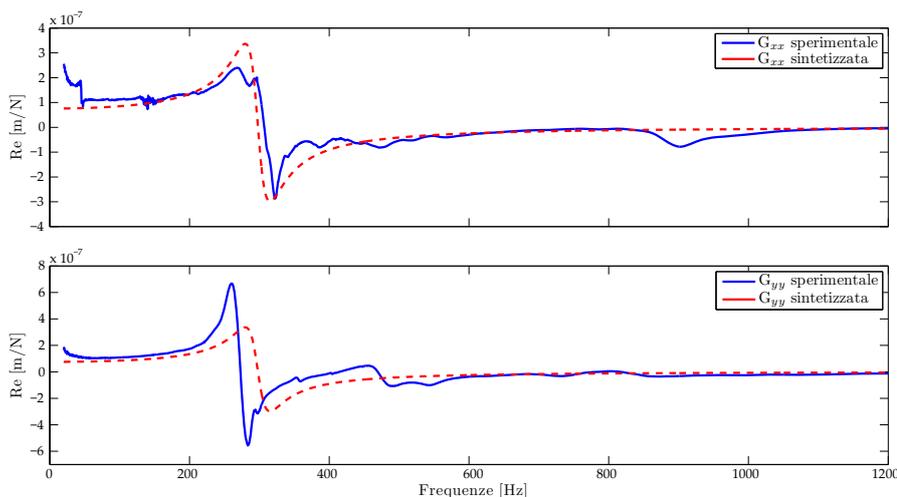


Figura 4.10: Identificazione modale sulla dinamica lato utensile.

Tabella 4.4: Coefficienti FRF sintetizzate.

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.0597	0.265	298	1.32×10^7
G_{yy}	0.0597	0.265	298	1.32×10^7

Le cedevolezza sono state rese analoghe nelle due direzioni x e y , entrambe con frequenza naturale pari a 298 Hz. Particolare attenzione è stata posta nel non stravolgere il comportamento reale, ma nell'adattarlo a quanto osservato dalle misure.

Il diagramma SLD analitico calcolato a partire da questo nuovo comportamento dinamico è proposto in figura 4.11.

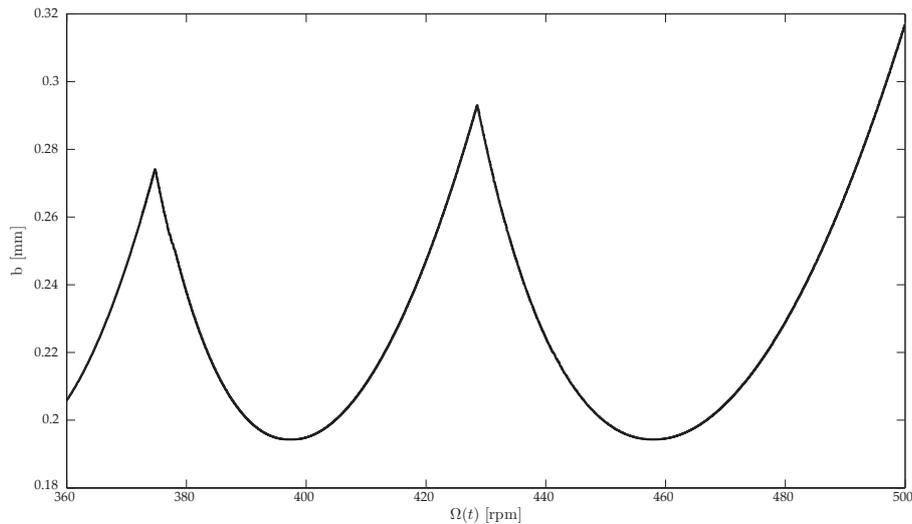


Figura 4.11: *Diagramma a lobi ricavato dalla FRF sintetizzata.*

In questo caso si ha perfetta concordanza riguardo la posizione delle tasche di stabilità tra diagramma analitico e diagramma sperimentale; resta però da attribuire la questione del campo delle profondità di passata. Esse infatti assumono ancora valori troppo bassi per essere confrontate con il diagramma di stabilità sperimentale. Essendo relativamente basse le velocità del mandrino considerate, una possibile causa di questo scostamento tra i diagrammi è il fenomeno di Process Damping. Come già esposto in precedenza infatti, questo meccanismo aumenta la profondità di passata limite soprattutto alle basse velocità di rotazione.

Per introdurre una stima dell'effetto di process damping all'interno del calcolo analitico del diagramma SLD si fa riferimento alla pubblicazione di Tunc et al. [67], nella quale gli autori modificano il procedimento sviluppato da Altintas e Budak. Essi procedono stimando gli autovalori del sistema (comprensivi di process damping) da misure sperimentali della frequenza di chatter e della profondità di passata limite; successivamente eguagliano gli autovalori sperimentali con la relazione analitica degli autovalori teorici e procedono iterativamente estraendo i termini di smorzamento globale (comprensivo di process damping) nelle due direzioni.

Procedendo in maniera inversa, è possibile ipotizzare a priori il contributo dato dallo smorzamento di processo affinché il diagramma di stabilità analitico sia coerente con quello sperimentale; considerando un coefficiente di process damping pari a 0.08, è possibile ricavare il diagramma di stabilità analitico proposto in figura 4.12, in sovrapposizione con la controparte sperimentale. In questo caso, l'accordo tra le informazioni raccolte sperimentali-

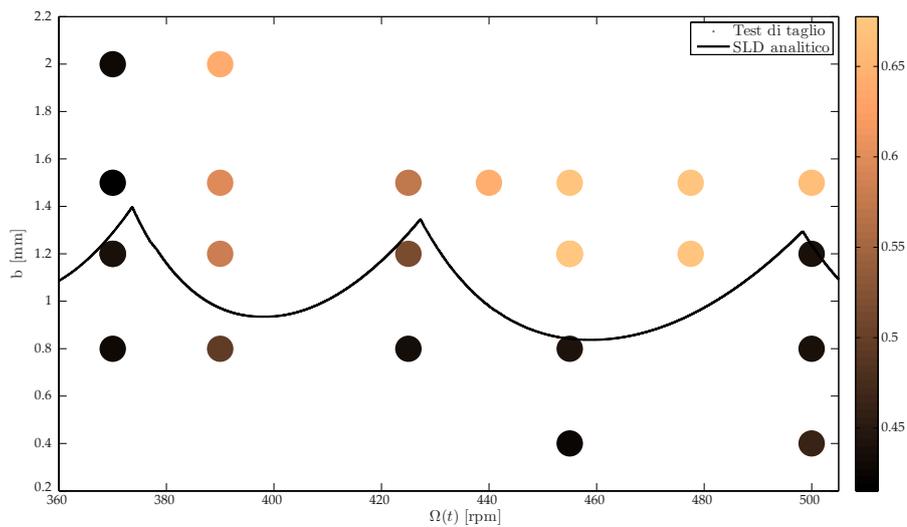


Figura 4.12: Confronto tra diagramma di stabilità analitico con process damping e prove sperimentali.

mente ed il limite di stabilità analitico è pressoché totale; l'ipotesi formulata riguardo la eventuale presenza di smorzamento di processo si è dunque rivelata esatta contribuendo a spostare tutto il diagramma verso profondità di passata limite ben più elevate.

Si sottolinea inoltre, senza entrare particolarmente nel dettaglio, come il coefficiente considerato per il contributo dello smorzamento di processo al diagramma SLD, sia del tutto in linea con i parametri relativi al processo; per un'analisi più approfondita del fenomeno si rimanda al riferimento [67].

4.3.2 Updating finale per la dinamica utensile-mandrino

Aver accertato come lo smorzamento di processo sia il principale responsabile della difformità tra il diagramma di stabilità sperimentale e quello analitico, è un ottimo risultato. Purtroppo però, nel modello di simulazione precedentemente esposto non è possibile implementare questo fenomeno in quanto sarebbe necessaria una procedura per l'identificazione di diversi coefficienti attraverso simulazioni FEM, il che esula dal presente lavoro di tesi.

Come procedura alternativa si è deciso di sintetizzare un comportamento dinamico equivalente, i cui parametri modali includano l'effetto del process damping. In altre parole, si procederà definendo due nuove cedevolezza dinamiche che permettano di ottenere un diagramma di stabilità analitico che sia coerente con quanto osservato sperimentalmente. In figura 4.13 ed in tabella 4.5 sono presentate le FRF sintetizzate dopo diversi tentativi di congruenza.

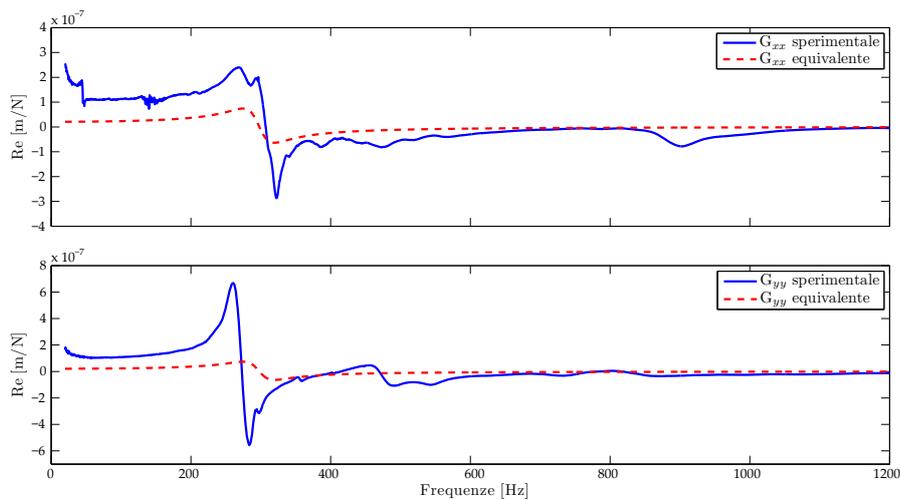


Figura 4.13: *FRF equivalenti con contributo di process damping rispetto a quelle misurate.*

Tabella 4.5: *Coefficienti FRF equivalenti.*

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.076	0.073	298	4.80×10^7
G_{yy}	0.076	0.073	298	4.80×10^7

Mentre in figura 4.14 si riporta il diagramma a lobi analitico ottenuto con le suddette cedevolezza dinamiche equivalenti comprensivo anche delle frequenze di chatter.

Si propone infine, in figura 4.15 il confronto con il diagramma di stabilità ricavato sperimentalmente.

In quest'ultimo caso, si evince come le cedevolezza dinamiche sintetizzate siano relativamente differenti da quelle acquisite sperimentalmente. Naturalmente ciò è da ricercarsi nel fatto che, a questo punto, esse non rap-

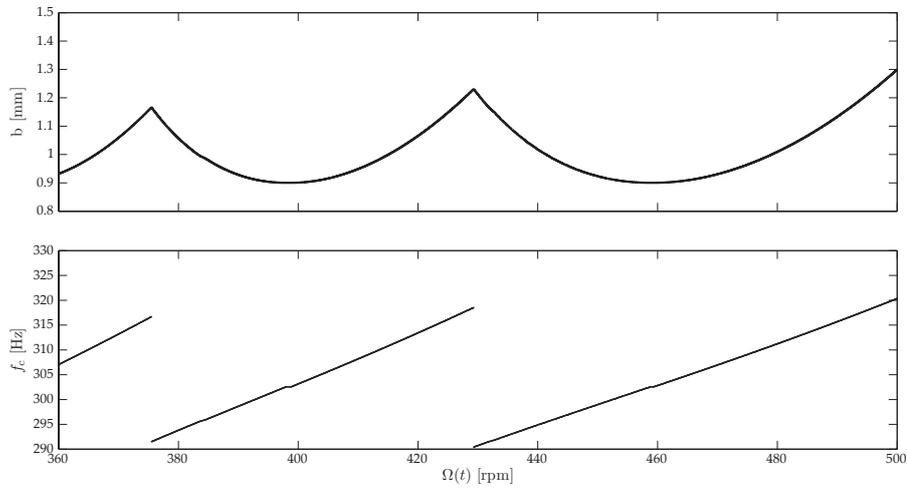


Figura 4.14: *Diagramma di stabilità analitico equivalente e frequenze di chatter.*

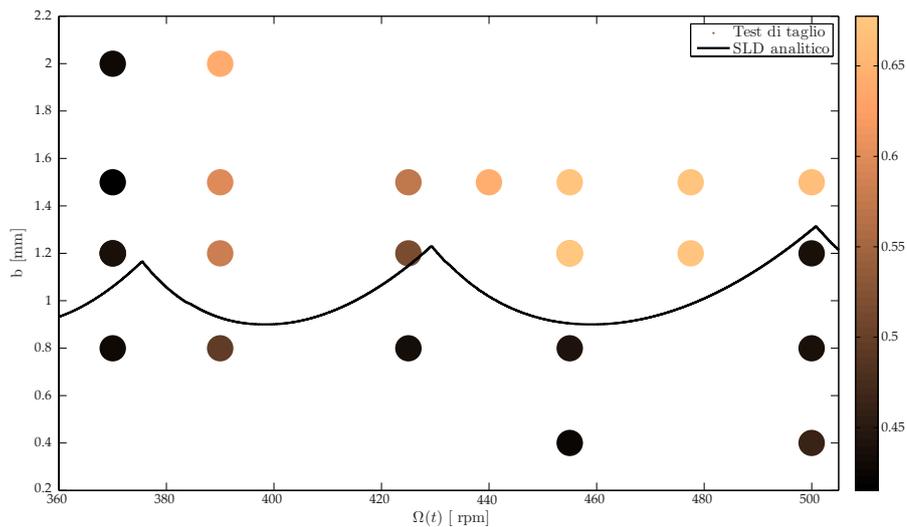


Figura 4.15: *Confronto tra diagrammi a lobi analitico e sperimentale.*

presentano più soltanto il comportamento dinamico della struttura utensile-portautensile-mandrino, ma una sorta di dinamica comprensiva di process damping. La congruenza con le prove sperimentali è tuttavia molto buona nel campo di velocità compreso tra 400 rpm e 500 rpm (non si riesce a modellare il grande aumento di stabilità alle basse velocità); di conseguenza le analisi successive si concentreranno all'interno di questa finestra tecnologica trascurando le velocità più basse.

4.4 Validazione a velocità costante

Essendo giunti alla definizione di una dinamica che permetta di ottenere un diagramma a lobi analitico congruente con le prove sperimentali ed avendo a disposizione i coefficienti del materiale in lavorazione, è possibile procedere alla validazione dei risultati forniti dal modello di simulazione.

Per quanto riguarda i test di taglio effettuati a velocità costante e in assenza di chatter rigenerativo è possibile fare riferimento alla sezione relativa all'identificazione dei coefficienti di strappamento. Nella Sezione 4.2 infatti, la parte cinematica del modello è stata in grado di riprodurre con grande precisione l'andamento nel tempo delle forze di taglio (si faccia riferimento anche all'appendice A). Questa riproduzione fedele è però stata possibile grazie all'introduzione dei run-out degli inserti, grandezza che non sarà presa in considerazione nel modello globale; questo però non introdurrà particolari effetti negativi alla qualità della simulazione in quanto l'interesse è focalizzato sull'instabilità e sulla sua fedele riproduzione numerica.

Entrando nell'ambito delle lavorazioni instabili, si procederà valutando l'effetto dei parametri modali sintetizzati nel modello di fresatura e confrontando i risultati delle simulazioni con il diagramma ottenuto analiticamente.

In figura 4.16 si riportano i risultati ottenuti da 72 simulazioni numeriche di 4 s e con passo temporale pari a 1×10^{-4} s, l'avanzamento al dente considerato è pari a 0.25 mm/tooth. Esse sono marcate di rosso nel caso di instabilità (anche se lieve) o di verde nel caso la lavorazione risulti stabile.

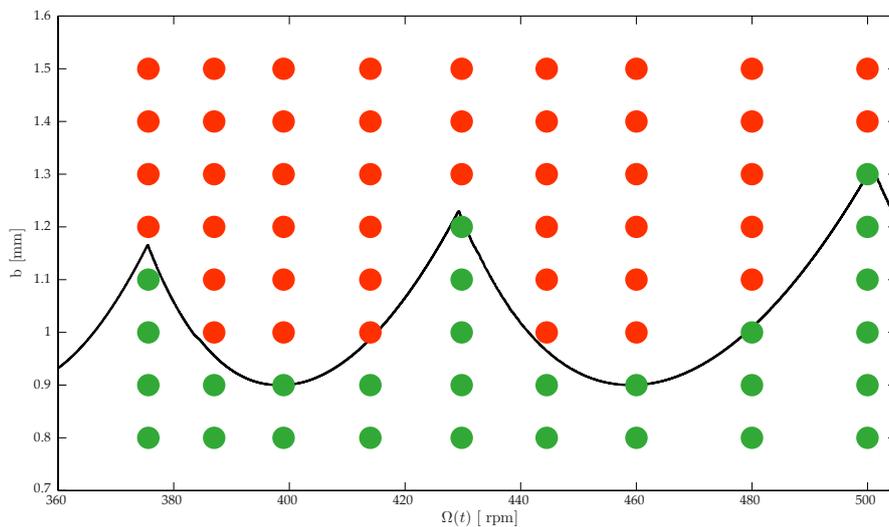


Figura 4.16: Confronto tra diagramma di stabilità analitico equivalente e simulazioni numeriche; rosso = instabile, verde = stabile.

Il confronto in termini di stabilità è pressoché perfetto, le simulazioni ricalcano infatti molto bene la zona di transizione tra comportamento stabile e comportamento instabile delineata dal diagramma analitico, il quale è a sua volta concorde con i risultati sperimentali.

Come ulteriore dimostrazione di validità del modello a velocità costante saranno simulate due lavorazioni instabili per verificare la corretta riproduzione del fenomeno rigenerativo dal punto di vista della frequenza. In figura 4.17 è riportato l'andamento della forza di taglio lungo z e del relativo spettro in frequenza (depurato dal valore medio) nel caso di lavorazione a $b = 1.3$ mm e $\Omega(t) = 485$ rpm; la simulazione è eseguita con passo temporale pari a 1×10^{-4} s.

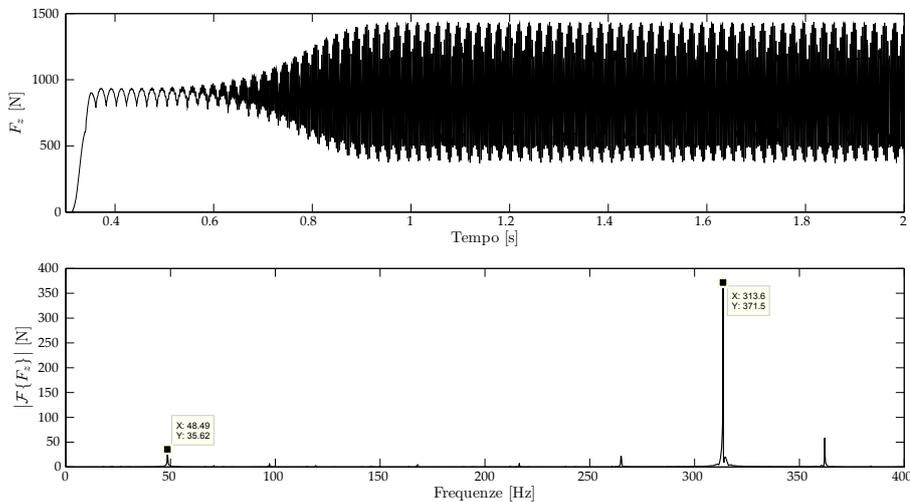


Figura 4.17: Forza di taglio lungo z e relativo spettro per lavorazione simulata a $b = 1.3$ mm e $\Omega(t) = 485$ rpm.

Nella rappresentazione in frequenza sono evidenziate la componente di passaggio del tagliente f_{TPF} e la frequenza di chatter f_c ; il valore di quest'ultima, $f_c = 313.6$ Hz è molto prossimo a quanto ricavato dal diagramma analitico di figura 4.14, ossia $f_c = 313.4$ Hz.

Una seconda lavorazione instabile simulata a $b = 1.2$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm con $dt = 1 \times 10^{-4}$ è rappresentata in figura 4.18; in essa si riporta ancora la forzante lungo z ed il relativo spettro in frequenza depurato dal valore medio.

Anche in questo caso la frequenza di chatter che si instaura durante la simulazione, $f_c = 298.1$ Hz, è assolutamente prossima a quanto osservabile dal diagramma SLD analitico di figura 4.14, ossia $f_c = 296.9$ Hz.

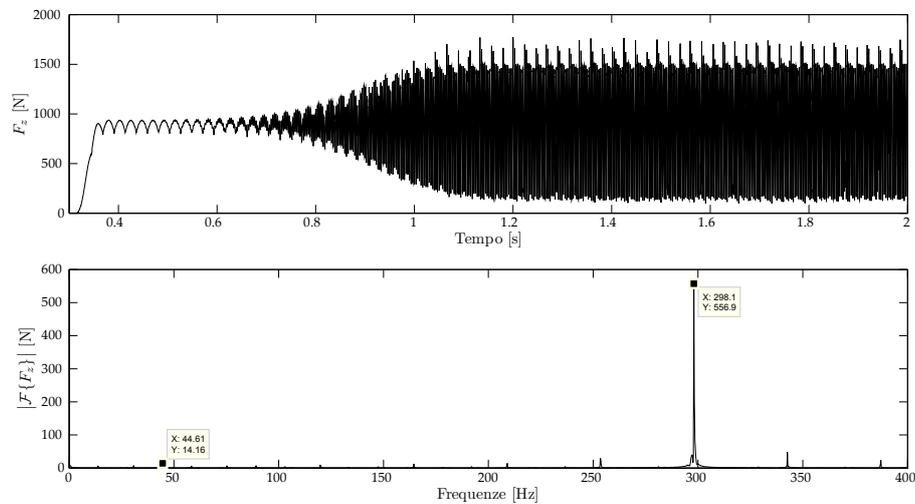


Figura 4.18: Forza di taglio lungo z e relativo spettro per lavorazione simulata a $b = 1.2$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.

Attraverso questi ultimi due test è quindi possibile attestare la bontà della modellizzazione anche dal punto di vista della riproduzione della frequenza relativa al fenomeno rigenerativo.

4.5 Validazione a velocità variabile

Per quanto riguarda i test di taglio effettuati applicando la spindle speed variation, il modello di simulazione sarà validato considerando alcune delle diverse combinazioni parametriche testate e, per ognuna di esse, saranno raffigurati nella forma di diagrammi a bolle, i valori rms della vibrazione dell'utensile confrontando la velocità costante con la S³V. La validazione del modello numerico sarà effettuata confrontando i diagrammi così ottenuti dalle simulazioni, con i corrispettivi ricavati dalle prove sperimentali.

Prima di procedere, è però necessario soffermarsi su alcuni aspetti legati alla modellizzazione del processo. Per prima cosa, è necessario stimare la capacità di inseguimento del mandrino in quanto ci si appresta ad analizzare lavorazioni eseguite a velocità variabile. In figura 4.19 si riporta uno dei test che furono eseguiti sulla storm 1400 per analizzare questa proprietà; esso è eseguito in modo da portare al limite l'azionamento, limite raggiunto a 500 rpm con S³V di parametri pari a $RVA = 0.3$, $RVF = 0.3$. Nella figura soprastante si ha la traiettoria seguita dalla velocità, mentre in quella sottostante si osserva l'andamento dell'accelerazione.

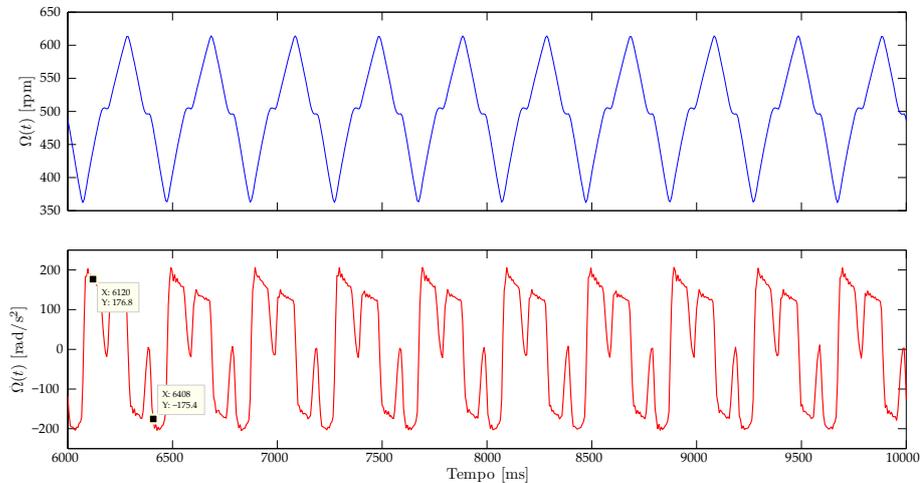


Figura 4.19: Test di inseguimento per una traiettoria a 500 rpm con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.3$.

Come si può notare, l'azionamento non ha sufficiente coppia per inseguire il profilo sinusoidale e satura; in questo modo, considerando l'andamento dell'accelerazione, è possibile estrapolarne il valore di saturazione da impostare all'interno del modello dell'azionamento. Il controllo di velocità del mandrino è dunque stato caratterizzato da un valore di saturazione per l'accelerazione pari a 175 rad/s^2 , mentre per i restanti parametri è stata effettuata una semplificazione. Non avendo a disposizione i dati reali relativi all'anello di velocità, sono stati inseriti parametri generici allo scopo di non avere variazioni istantanee dell'uscita e non è stato retroazionato il disturbo di coppia. Si sottolinea altresì come quello del controllo di velocità sia un aspetto secondario in quanto, tipicamente, la saturazione sopraggiunge sempre; di conseguenza, in assenza di disturbi, l'aspetto principale riguarda la modellazione di eventuali saturazione.

Altri test di inseguimento con parametri meno spinti garantiscono un inseguimento soddisfacente.

Per quanto riguarda il segnale di accelerazione, la costante di tempo per la doppia derivazione dello spostamento è stata posta pari a 0.001 s , si considera quindi una banda in frequenza pari a 1000 Hz . L'accelerometro utilizzato nelle prove sperimentali è un modello triassiale 356A32 di PCB Piezotronics.

Si riporta infine in equazione (4.3) la relazione adottata per combinare le accelerazioni in direzione x ed y nel calcolo dei valori rms:

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n a_x^2(k) + a_y^2(k)}{n}} \quad (4.3)$$

dove n è il numero di punti della storia temporale, a_x e a_y sono i segnali di accelerazione nelle relative direzioni e a_{RMS} è il valore RMS delle due direzioni combinate.

Definiti questi aspetti preliminari, è possibile procedere con le simulazioni considerando lavorazioni da 4 s e con passo temporale pari a 1×10^{-4} s; le combinazioni parametriche considerate per la S³V sono invece elencate in tabella 4.6: Si precisa infine come la velocità di avanzamento sia impostata

Tabella 4.6: *Combinazioni di parametri vagliati.*

$RVA - RVF$
0.1 - 0.2
0.1 - 0.3
0.2 - 0.3
0.3 - 0.1
0.3 - 0.2

considerando un avanzamento al dente pari a 0.25 mm/tooth.

In figure 4.20 e 4.21 sono presentati i diagrammi rms per la prima combinazione di tabella 4.6; nel caso di $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$ si osservano invece i risultati proposti in figure 4.22 e 4.23.

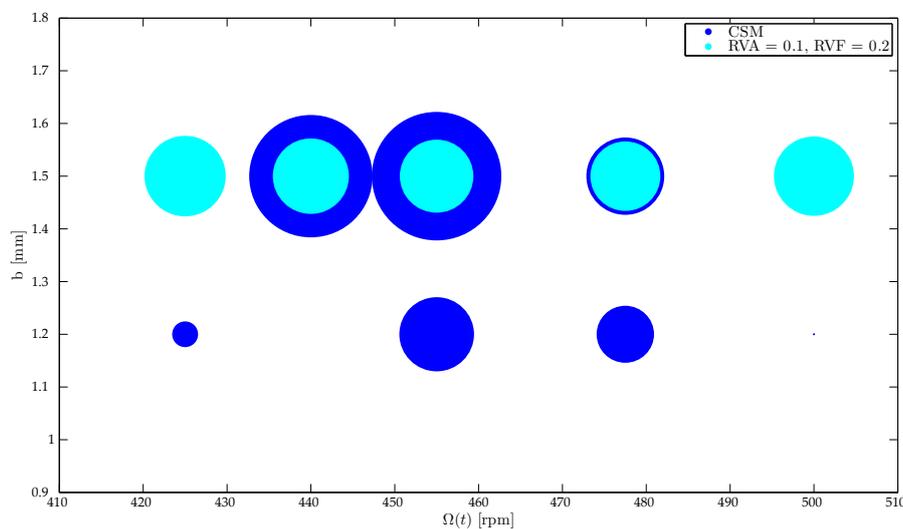


Figura 4.20: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.2$ nel caso di simulazioni numeriche.*

Già analizzando queste prime due casistiche, è possibile trarre alcune considerazioni. Per prima cosa, il valore generale della vibrazione è più alto nel

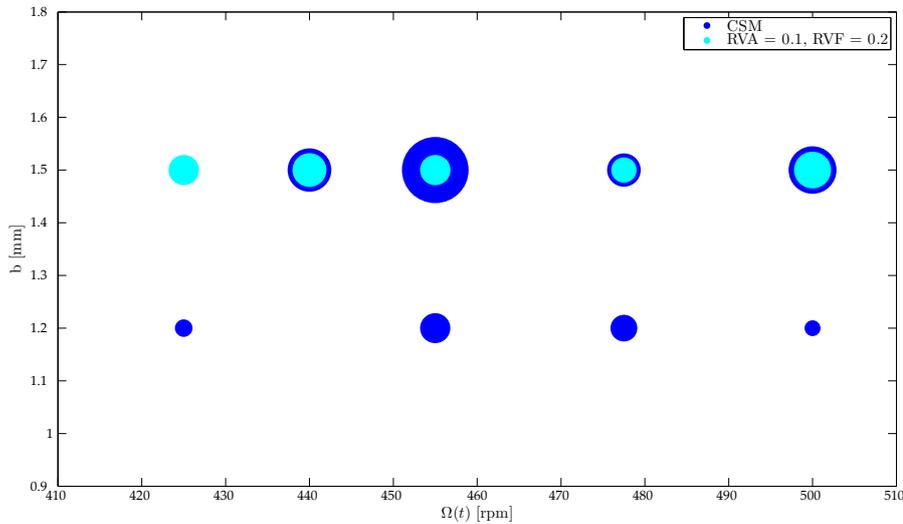


Figura 4.21: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.2$ nel caso di prove sperimentali.*

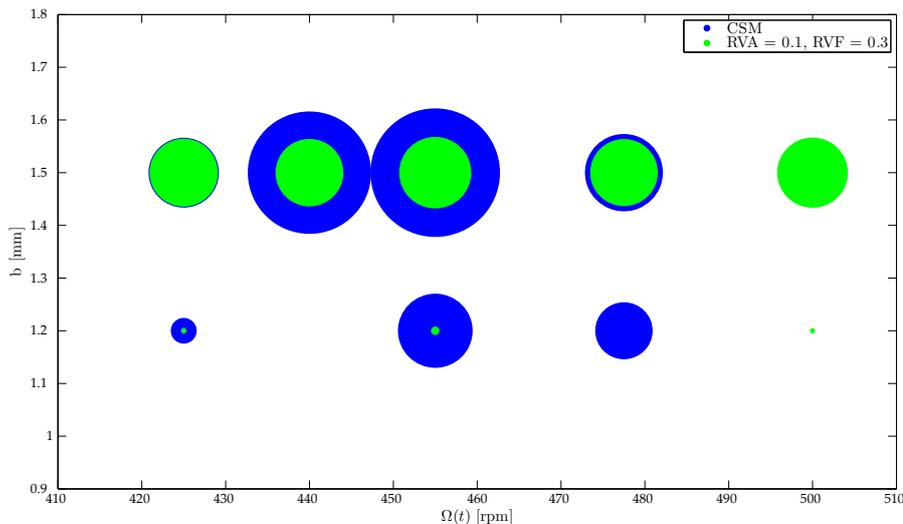


Figura 4.22: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$ nel caso di simulazioni numeriche.*

caso di simulazioni rispetto alle misure sperimentali; questo è dovuto al fatto che nel caso di analisi sperimentali, l'accelerometro è fissato sul mandrino in prossimità del cuscinetto più vicino all'utensile. Nelle simulazioni invece, la vibrazione è direttamente quella al tagliente. La maggior lontananza dell'accelerometro reale dal processo risulta quindi in una minor vibrazione

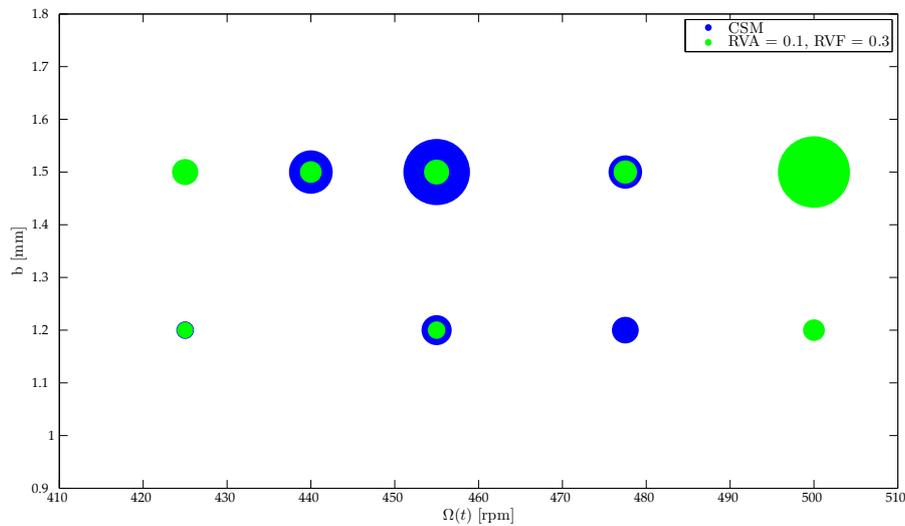


Figura 4.23: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$ nel caso di prove sperimentali.*

misurata. Va però sottolineato come l'attenzione sia da porre sulle dimensioni relative degli indicatori tra velocità costante e velocità variabile; il confronto tra simulazioni e prove sperimentali è infatti da operare considerando questo aspetto, ossia quanto e come differiscono le quantità rms tra velocità costante e velocità variabile.

Da questo punto di vista, considerando le prime due casistiche mostrate, si nota come la congruenza sia buona soprattutto a profondità di passata elevate. Confrontando infatti le figure 4.22 e 4.23 si osserva come per $b = 1.5$ mm e a velocità pari a 440 rpm, 455 rpm e 477,5 rpm si abbia il medesimo effetto di riduzione della vibrazione sia in simulazione che nella realtà. Allo stesso modo si osserva come a 425 rpm e 500 rpm, l'effetto della S³V non dia un effetto migliorativo in termini di vibrazione sia nel caso di simulazioni che nella realtà.

Confrontando le figure 4.22 e 4.23 è possibile trarre le medesime conclusioni, con qualche incongruenza in più tra simulazioni e prove sperimentali.

Procedendo con le successive combinazioni parametriche, si ricavano i risultati proposti in figure 4.24 e 4.25 nel caso di $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$, in figure 4.26 e 4.27 nel caso di $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$ ed in figure 4.28 e 4.29 nel caso di $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.2$.

Analizzando queste ultime tre casistiche, le conclusioni che è possibile trarre sono del tutto simili a quelle esposte poc'anzi. In particolare si osserva come l'entità di riduzione delle vibrazioni in simulazione sia analoga alla sperimentale nella maggior parte dei casi. Esistono tuttavia esempi in cui

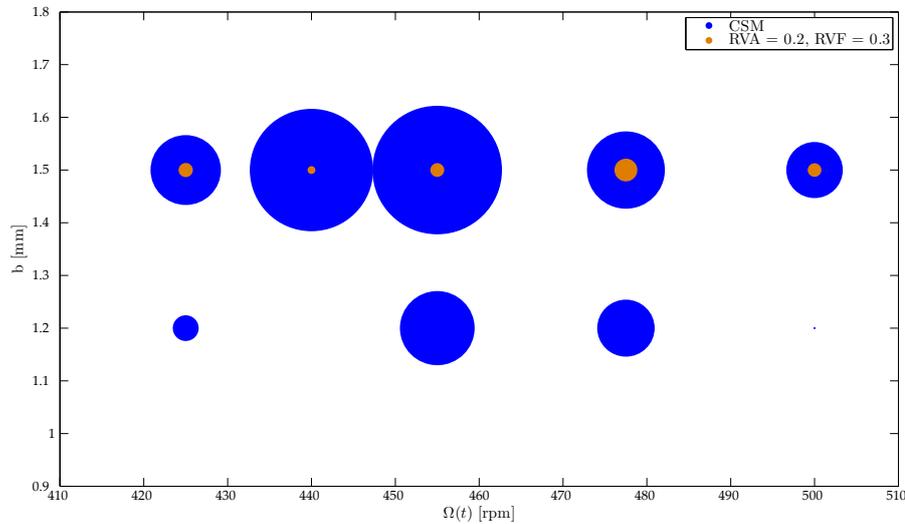


Figura 4.24: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$ nel caso di simulazioni numeriche.*

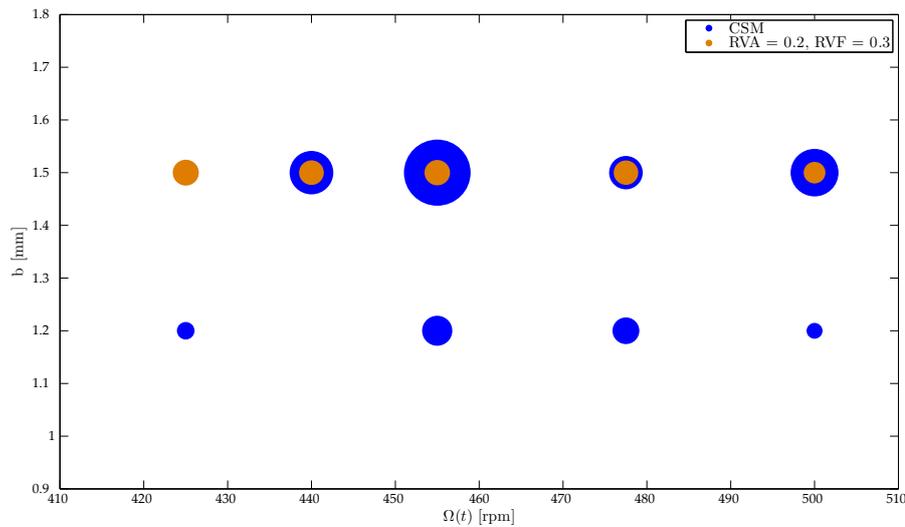


Figura 4.25: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$ nel caso di prove sperimentali.*

il confronto tra simulazioni e prove sperimentali non sembra molto buono; in particolare, nel confronto tra figure 4.24 e 4.25 e tra figure 4.28 e 4.29 si osservano effetti positivi dati dalla S^3V superiori a quanto osservato nella realtà. I punti in cui la simulazione da risultati contrari alle prove sperimentali sono però quasi del tutto assenti a parte alcune eccezioni che, comunque,

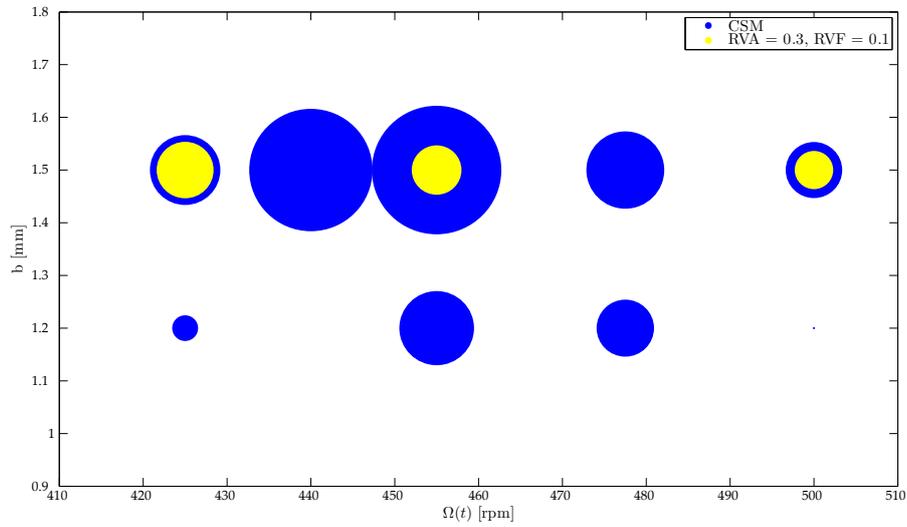


Figura 4.26: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ nel caso di simulazioni numeriche.*

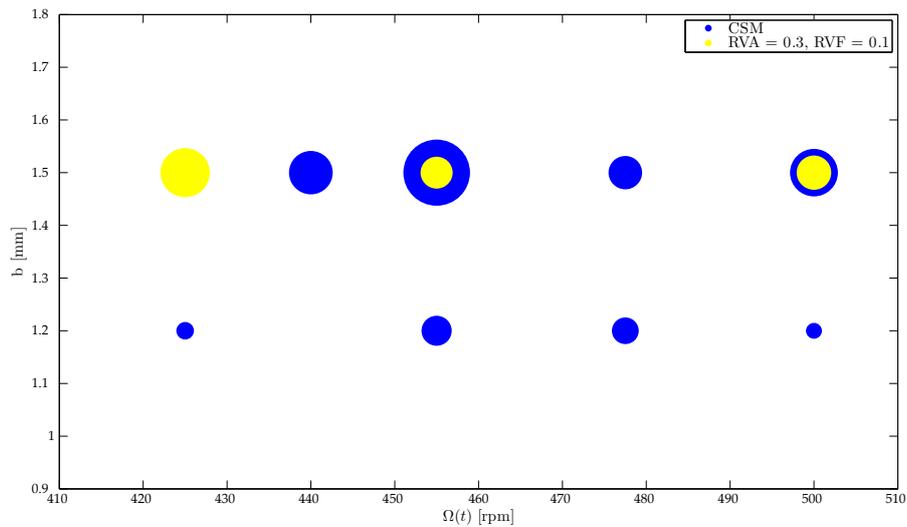


Figura 4.27: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ nel caso di prove sperimentali.*

non inficiano la congruenza tra simulazioni e realtà.

Si ha concordanza tra simulazioni ed esperimenti anche considerando quale delle combinazioni parametriche garantisca il miglior risultato in termini di abbattimento delle vibrazioni. In entrambi i casi infatti, una S³V con $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$ permette di ottenere i risultati migliori.

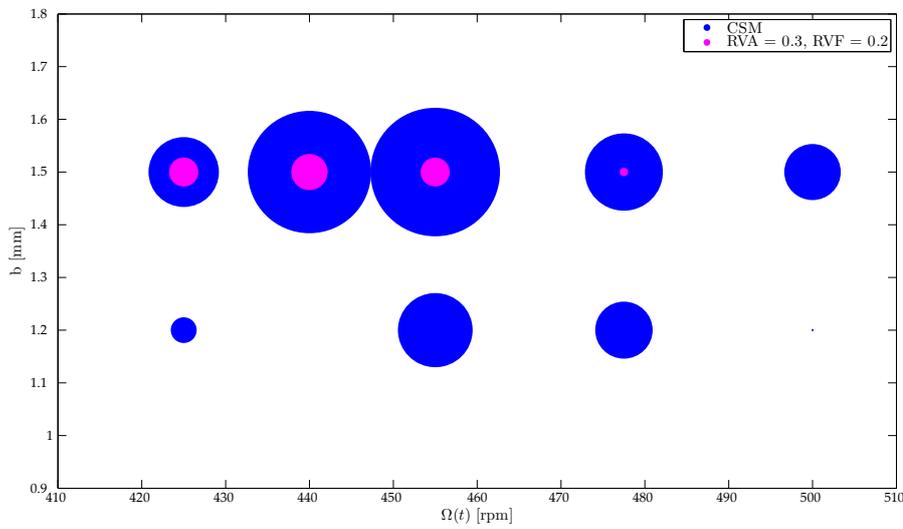


Figura 4.28: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$ nel caso di simulazioni numeriche.*

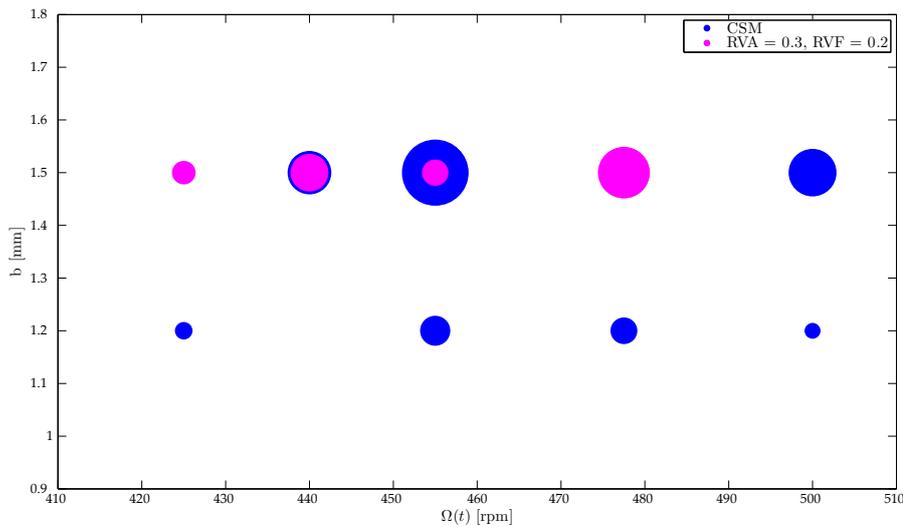


Figura 4.29: *Paragone tra velocità costante e SSSV con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$ nel caso di prove sperimentali.*

Come ulteriore verifica si procede ora al confronto degli andamenti temporali delle forze di taglio in alcune particolari casistiche. Dalle osservazioni delle forze di taglio misurate (acquisite da una tavola dinamometrica Kistler modello 9255C a 5 kHz di frequenza) si osserva come, applicando particolari parametri per la S^3V , si possa instaurare un fenomeno vibratorio pulsante

(una sorta di chatter rigenerativo alternato). La modellizzazione di questo particolare fenomeno è molto importante nell'ottica di un modello che sia, il più fedelmente possibile, un surrogato del processo reale. In figure 4.30 e 4.31 sono proposti due casi corrispondenti al fenomeno appena descritto; dalla loro osservazione si può notare come il modello riesca a riprodurre questo aspetto non banale del processo di taglio.

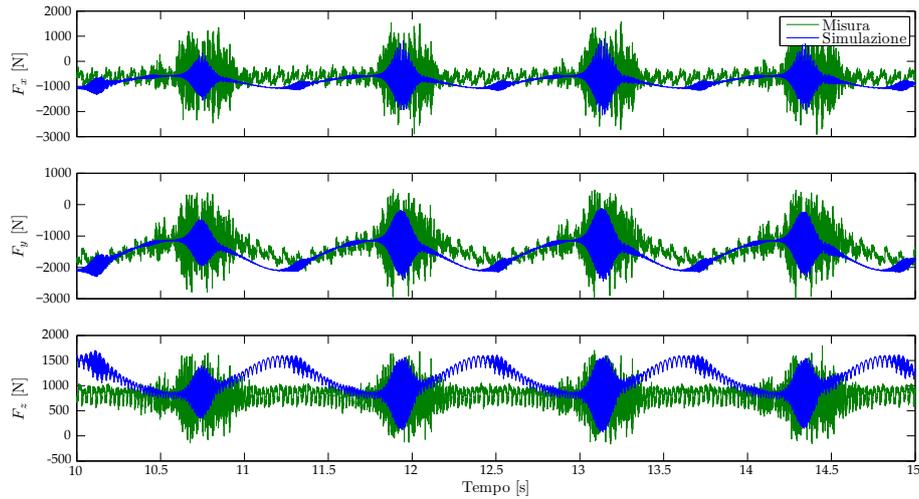


Figura 4.30: Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.5$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$.

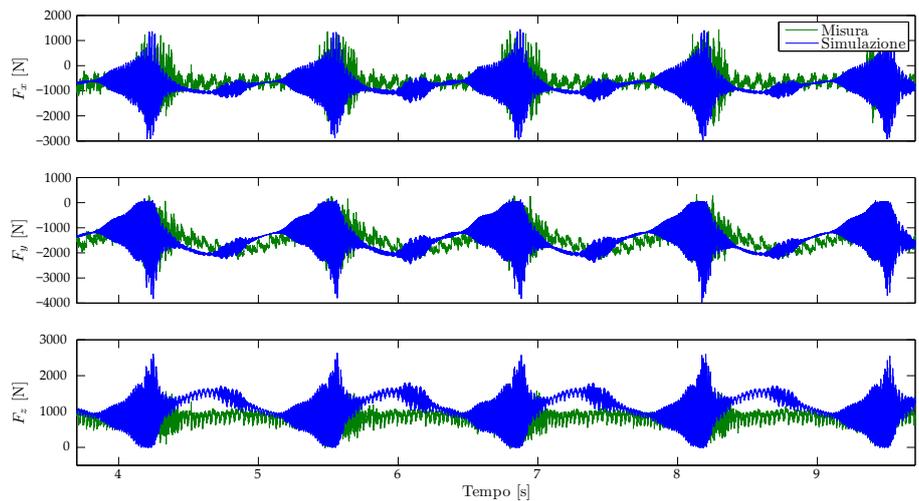


Figura 4.31: Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 455 rpm e $b = 1.5$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$.

In figura 4.32 è invece rappresentato il confronto tra forze di taglio simulate e misurate nel caso venga applicata la spindle speed variation sinusoidale ad una lavorazione stabile.

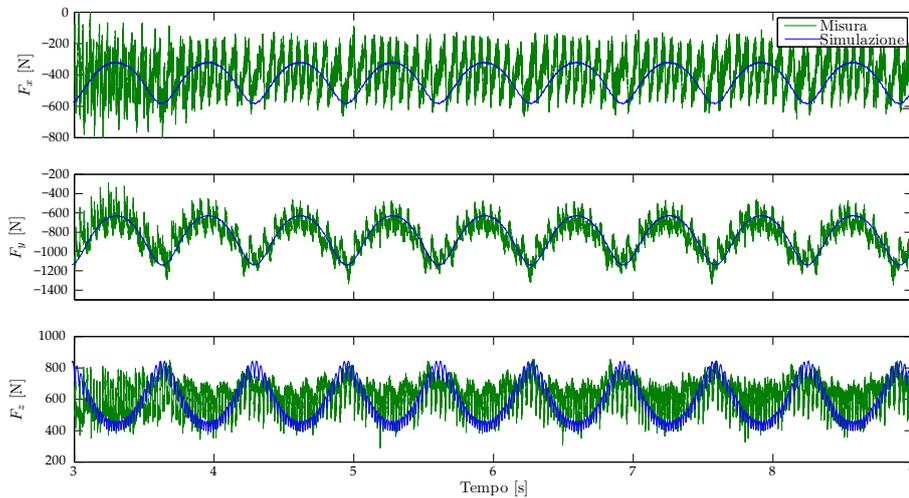


Figura 4.32: Confronto tra andamenti delle forze di taglio per lavorazione a 455 rpm e $b = 0.8$ con $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$.

Si propone infine in figura 4.33 il parallelo tra le forze di taglio nel caso in cui l'applicazione della S³V stabilizzi la lavorazione:

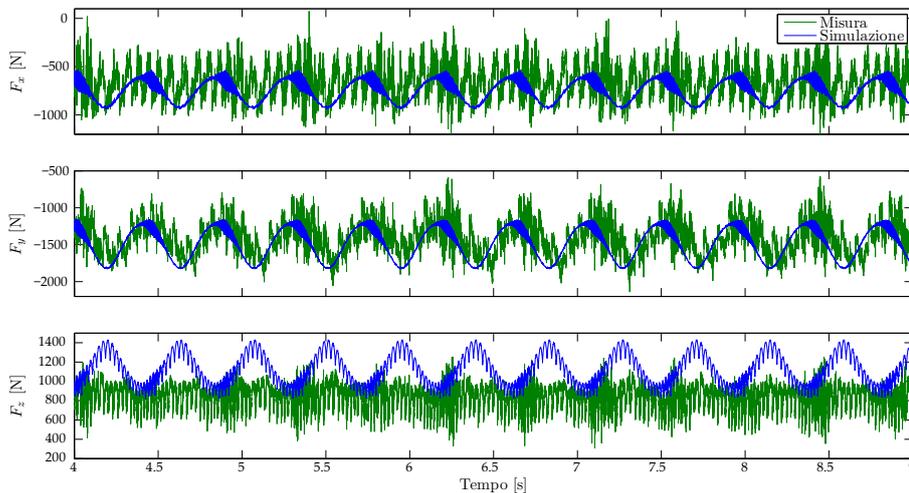


Figura 4.33: Esempio di fitting per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$.

Dall'osservazione di figure 4.30, 4.31, 4.32 e 4.33 si osserva come le forze di taglio simulate siano più "pulite" a causa della non modellazione dei run-out

degli inserti, assenza che non introduce errori nella riproduzione di fenomeni instabili ma rende semplicemente le forze meno rumorose. In generale si può inoltre notare come nella realtà sia soprattutto la F_y a risentire dell'andamento sinusoidale della velocità, mentre nelle simulazioni questo effetto è presente in tutte e tre le componenti. I maggiori scostamenti tra simulazione e misure sperimentali causate da questa errata modellazione sono però attribuibili alla forza in direzione z in condizioni stabili; non essendo modellata alcuna dinamica lungo questa coordinata, questo errore non introduce particolari problematiche nella caratterizzazione della macchina dal punto di vista del chatter.

4.6 Discussione dei risultati

Dai confronti eseguiti tra simulazioni e prove sperimentali, emerge come il modello adottato per la simulazione del processo di fresatura sia un'ottima approssimazione della realtà. Sono state analizzate sia lavorazioni a velocità costante che a velocità variabile ottenendo un'ottima riproduzione delle prove sperimentali ed un buon livello di congruenza tra le conclusioni tratte sulla S^3V dalle prove e quelle tratte sulla medesima tecnica dalla simulazione.

Anche la modellizzazione delle forze di taglio ha dato esiti molto positivi con entrambi i regimi di velocità; è infatti stato possibile imitare molto bene gli andamenti sia dal punto di vista dei valori medi, sia per quanto riguarda eventuali fenomeni particolari di pulsazione vibratoria difficili da predire.

Per un corretto parallelo con le prove sperimentali, si è però resa necessaria la sintetizzazione di una dinamica che tenesse conto anche del process damping. La modellizzazione di questo fenomeno in tale modo ha reso indicativa soltanto una parte della finestra tecnologica a disposizione, entro la quale i risultati sono comunque apparsi molto buoni. La simulazione permette infatti di avere un comportamento molto prossimo sia al diagramma di stabilità analitico (che a sua volta sintetizza adeguatamente il diagramma di stabilità reale), sia all'andamento reale delle forze di taglio.

In definitiva nel presente capitolo è stata appurata la bontà del modello di simulazione, una volta tarato, nel riprodurre una casistica reale di lavorazioni instabili e di applicazione della SSV. Questa validazione permette di avere a disposizione un solido ed affidabile punto di partenza su cui basare l'analisi delle tecniche di controllo del chatter (in particolar modo la SSV) che saranno sviluppate nel prosieguo della trattazione.

Capitolo 5

Algoritmo di controllo del processo di fresatura

Nel presente capitolo sarà esposto l'algoritmo sviluppato per il controllo del fenomeno di chatter rigenerativo in fresatura. Esso si concentrerà appunto sull'abbattimento della vibrazione causata da questo tipo di instabilità applicando in particolare le due tecniche già presentate nel Capitolo 1, la Sinusoidal Spindle Speed Variation e la Spindle Speed Tuning. In figura 5.1 è riportato uno schema rappresentativo che delinea i campi di utilizzo delle principali tecniche di riduzione delle vibrazioni in lavorazione:

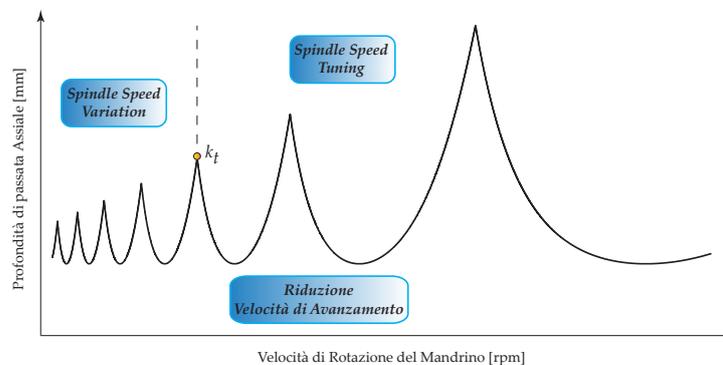


Figura 5.1: *Rappresentazione schematiche delle tecniche adottabili per il controllo delle vibrazioni.*

La SST garantisce infatti ottime prestazioni nel caso di lavorazione instabile a velocità di rotazione elevate (lobi di ordine inferiore a k_t), mentre la SSV è più indicata nel caso la lavorazione presenti instabilità e sia a velocità di rotazione relativamente contenute (lobi di ordine superiore a k_t). In figura 5.1 è infine rappresentata la riduzione della velocità di avanzamento come

possibile strategia di attenuazione delle vibrazioni qualora siano eccessive e la lavorazione sia stabile.

L'algoritmo che ci si appresta a presentare non necessiterà in alcun modo di informazioni come la dinamica del sistema o i coefficienti del materiale, rendendolo particolarmente adeguato all'implementazione reale senza particolari problematiche di caratterizzazione della macchina utensile.

Il controllo si baserà sulla rilevazione del chatter e della frequenza di chatter da parte di una particolare tecnica di analisi del segnale presente in letteratura. Essa è implementata nel dominio del tempo e basa il suo funzionamento sul fitting delle componenti armoniche sincrone alla rotazione del mandrino.

La logica di controllo è stata sviluppata come macchina a stati data la grande convenienza nel descrivere le varie fasi dell'algoritmo come singole modalità operative; oltre alla grande chiarezza di programmazione combinata con un'ottima predisposizione ad eventuali sviluppi futuri.

5.1 Diagnostica del chatter rigenerativo

Essendo l'obiettivo del presente lavoro lo sviluppo di un algoritmo di controllo del chatter rigenerativo, risulta fondamentale la definizione di una metodologia robusta per la rilevazione del fenomeno e della frequenza cui esso si manifesta. Da questo punto di vista, in letteratura è presente una interessante metodologia adattiva all'interno della pubblicazione di van Dijk et al. [28] per adempiere a questo tipo di diagnostica; essa è stata modificata e sviluppata sia in ambiente Matlab[®] che NI LabVIEW[®] dal consorzio di ricerca MUSP (Paolo Parenti).

L'approccio di rilevazione si basa sull'assunzione (verificata in fresatura) che il chatter rigenerativo si sviluppi sempre in corrispondenza di una frequenza diversa dalla frequenza di rotazione del mandrino e da qualsiasi sua multipla intera. La prima parte del metodo, quella che si occupa della rilevazione del chatter, esegue infatti un fitting delle componenti sincrone contenute all'interno del segnale di diagnostica basandosi su un algoritmo ricorsivo ai minimi quadrati (RLS); mentre la seconda parte si occupa di stimare la frequenza di chatter tramite un modello di identificazione auto regressivo (AR). La caratteristica principale per cui si è adottato un algoritmo ricorsivo è legata alla bontà dell'identificazione anche nel caso di caratteristiche tempo-varianti, il che li rende particolarmente adatti al processo di fresatura¹.

¹Si consideri ad esempio la variazione di velocità del mandrino o delle caratteristiche del processo durante il taglio.

La tecnica risulta applicabile indistintamente su qualsiasi segnale che abbia al suo interno informazioni relative al processo di taglio (vibrazioni al cuscinetto mandrino, forze di taglio, segnale sonoro, ...) e si compone di due principali aspetti: definizione di un indicatore di chatter e identificazione della frequenza cui si manifesta.

5.1.1 Indicatore di chatter

Le componenti armoniche di un generico segnale possono essere sempre suddivise secondo due macro categorie; considerando una frequenza fondamentale si possono infatti osservare componenti *Sincrone* e componenti *Asincrone*. Prendendo in considerazione un generico segnale $y(t)$ proveniente dal processo di fresatura e considerando la frequenza di rotazione del mandrino come fondamentale, è quindi possibile differenziare componenti sincrone $y_s(t)$ ed asincrone $y_d(t)$ con la frequenza di rotazione. Le prime sono principalmente influenzate tra le altre cose dalla rotazione del mandrino, dai run-out o danneggiamenti degli inserti e da sbilanciamenti e disallineamenti dei cuscinetti mandrino; le componenti asincrone sono invece riconducibili a fenomeni come il chatter rigenerativo, le vibrazioni provenienti da altri macchinari o eventuali danneggiamenti nei cuscinetti mandrino.

Il generico segnale di diagnostica $y(t)$ è dunque rappresentabile come la somma di queste due principali categorie,

$$y(t) = y_s(t) + y_d(t). \quad (5.1)$$

Durante una lavorazione stabile, ciò che ci si aspetta di osservare è la presenza delle sole componenti sincrone con la rotazione o, quanto meno, che esse rappresentino la quasi totalità del segnale; mentre i disturbi possono essere rappresentabili da rumore bianco. Quando il taglio diventa instabile, la componente alla frequenza di chatter prende il sopravvento e rende dominante la parte asincrona del segnale.

Queste due componenti di $y(t)$ possono essere identificate attraverso due schemi di predizione indipendenti, assumendo ortogonalità tra di esse; considerando un generico modello Box-Jenkins:

$$y(t) = \underbrace{\frac{B(z)}{F(z)}u(t)}_{y_s(t)} + \underbrace{\frac{C(z)}{D(z)}e(t)}_{y_d(t)}. \quad (5.2)$$

Tutto ciò che non è possibile predire attraverso i dati di input $u(t)$, sarà modellato come rumore filtrato $y_d(t)$ dal filtro $C(z)/D(z)$ a partire dal ru-

more bianco in ingresso $e(t) \sim WN(0, \sigma^2)$. Ci si aspetta di riuscire a predire l'insorgenza del chatter a partire dalle proprietà di $y_d(t)$.

Per quanto riguarda il modello di predizione della parte sincrona, risulta necessario operare alcune semplificazioni:

- $F(z) = 1$, ossia si suppone l'assenza di una relazione "dinamica" tra $y(t)$ e $y_s(t)$;
- $B(z) = \text{cost}$, ossia di ordine 0.

A questo punto si procede considerando la stima $\hat{y}_s(t)$ della parte sincrona del segnale come una somma di componenti armoniche, ognuna delle quali possedenti un proprio modulo a_j ed una propria fase φ_j ,

$$\hat{y}_s(t) = \sum_{j=1}^{j_{max}} a_j \sin(j\omega t + \varphi_j), \quad (5.3)$$

in cui j rappresenta l'ordine dell'armonica e j_{max} il numero totale di armoniche per il fitting. Esplicitando i termini in seno e coseno e considerando il tempo discreto, da equazione (5.3) è possibile giungere a:

$$\hat{y}_s(kT_s) = \sum_{j=1}^{j_{max}} a_j \cos(\varphi_j) \sin(j\omega kT_s) + a_j \sin(\varphi_j) \cos(j\omega kT_s), \quad (5.4)$$

dove T_s è l'intervallo di campionamento e k rappresenta il k -esimo campione della storia temporale.

Il modello per la parte sincrona è dunque rappresentabile come:

$$\hat{y}_s(kT_s) = \sum_{j=1}^{j_{max}} \mathbf{w} \mathbf{u}_j(kT_s), \quad (5.5)$$

dove $\mathbf{u}_j(kT_s)$ rappresenta una base trigonometrica con ω pulsazione fondamentale,

$$\mathbf{u}_j(kT_s) = \begin{bmatrix} \sin(j\omega kT_s) \\ \cos(j\omega kT_s) \end{bmatrix}, \quad (5.6)$$

mentre il vettore \mathbf{w} rappresenta i risultati del fitting, ovvero modulo e fase di ogni componente armonica considerata per il fitting,

$$\mathbf{w} = [a_j \cos(\varphi_j) \quad a_j \sin(\varphi_j)]. \quad (5.7)$$

Definite queste grandezze è possibile procedere con l'algoritmo ricorsivo vero e proprio; si tratta in particolare di un metodo ricorsivo ai minimi quadrati con Forgetting Factor (RLS-FF). Il procedimento si compone di una prima fase di inizializzazione parametrica,

$$\mathbf{P}(0) = \delta \mathbf{I}, \quad (5.8)$$

$$\mathbf{w}(0) = \mathbf{0}, \quad (5.9)$$

e di una seconda fase in cui sono eseguiti i seguenti passaggi per ogni istante di tempo a partire da $n = 0$:

1. $n = n + 1$;
2. Calcolo del fattore di correzione $\mathbf{k}(n)$;

$$\mathbf{k}(n) = \frac{\lambda^{-1} \mathbf{P}(n-1) \mathbf{u}(n)}{1 + \lambda^{-1} \mathbf{u}^T(n) \mathbf{P}(n-1) \mathbf{u}(n)}, \quad (5.10)$$

3. Stima dei residui del fitting $\xi(n)$;

$$\xi(n) = y(n) - \mathbf{w}^T(n-1) \mathbf{u}(n), \quad (5.11)$$

4. Aggiornamento del vettore dei coefficienti $\mathbf{w}(n)$;

$$\mathbf{w}(n) = \mathbf{w}(n-1) + \mathbf{k}(n) \xi(n), \quad (5.12)$$

5. Aggiornamento della matrice di covarianza $\mathbf{P}(n)$;

$$\mathbf{P}(n) = \lambda^{-1} \mathbf{P}(n-1) - \lambda^{-1} \mathbf{k}(n) \mathbf{u}^T(n) \mathbf{P}(n-1). \quad (5.13)$$

6. Ripetere dal passo 1.

In cui, riassumendo, è possibile riconoscere le seguenti quantità:

- $y(t)$ è il segnale di diagnostica (accelerazione, forza, ...);
- $u(t)$ rappresenta il modello per la parte sincrona, è la base trigonometrica di equazione (5.6);

- $\xi(t)$ sono i residui del fitting, in altre parole è la quantità da minimizzare ed il cui valore rappresenta la quota parte di segnale che il modello sincrono non riesce a riprodurre;
- λ è il forgetting factor ossia il “guadagno” del metodo, per $\lambda = 1$ il metodo è ricondotto ai minimi quadrati ordinari (LS);
- w sono i coefficienti del modello presentati in equazione (5.7), ossia il risultato del fitting passo dopo passo;
- \mathbf{P} è la matrice di covarianza, una stima dell'incertezza sui coefficienti \mathbf{w} ;
- δ è il fattore di inizializzazione della matrice di covarianza;
- \mathbf{k} sono i fattori di correzione tempo-varianti del metodo RLS.

Si sottolinea inoltre l'importanza del forgetting factor nel rendere possibile all'algoritmo di “dimenticare” i dati distanti nel passato; in questo modo il metodo riesce ad essere più pronto nell'inseguire variazioni statistiche nei dati, soprattutto nel caso di applicazione non stazionaria.

La funzione che viene minimizzata è dunque la classica formulazione dell'errore quadratico con un peso legato al forgetting factor,

$$f(n) = \sum_{i=1}^n \lambda^{n-i} |\xi(i)|^2. \quad (5.14)$$

L'indicatore di chatter è dunque ricavato partendo dai residui del fitting e calcolandone la varianza,

$$CI = \text{Var}\{\xi(t)\}. \quad (5.15)$$

Quando si verifica l'instabilità rigenerativa infatti, il modello trigonometrico non è più in grado di descrivere il segnale di diagnostica e l'errore di stima $\xi(n)$ accresce la propria varianza. In questo modo, oltre ad essere un'indicazione della presenza di chatter, è una valutazione della sua entità.

Risulta inoltre possibile calcolare un secondo indicatore, del tutto analogo al precedente ma questa volta normalizzato:

$$CI_{norm} = 1 - \frac{\text{Var}\{y(t) - \xi(t)\}}{\text{Var}\{y(t)\}}. \quad (5.16)$$

Riferendosi alla varianza del segnale di diagnostica è infatti possibile ricavare un'indicazione più generica che dovrebbe prescindere dalla singola casistica.

Questo secondo tipo di indicatore sarà adottato nell'implementazione real-time dell'algoritmo in ambiente NI LabVIEW®.

5.1.2 Frequenza di chatter

Determinata la parte sincrona del segnale di diagnostica $\hat{y}_s(t)$, è possibile identificare le componenti asincrone mediante un approccio di auto regressione (AR) applicato ai residui $\xi(t)$,

$$\xi(t) = y(t) - \hat{y}_s(t) = \frac{C(z)}{D(z)}e(t). \quad (5.17)$$

Quando si verifica il chatter, i poli della funzione di trasferimento del modello per la parte asincrona contengono informazioni riguardo la frequenza di chatter. In particolare si considera la frequenza abbinata al polo dominante \hat{p} ,

$$f_c = \arctan\left(\frac{\Im\{\hat{p}\}}{\Re\{\hat{p}\}}\right) \frac{1}{2\pi T_s}. \quad (5.18)$$

Naturalmente, l'ordine del modello autoregressivo deve quanto meno essere pari a 2 per garantire una corretta stima (è necessario stimare almeno due poli per definirne uno dominante).

5.1.3 Validazione numerica della metodologia

Il presente approccio per la rilevazione del chatter e della frequenza cui si manifesta è stato implementato sia in ambiente di simulazione Simulink® (attraverso S-Function riportata in Appendice C), sia in ambiente real-time NI LabVIEW®; esso sarà quindi testato su lavorazioni sia simulate che reali. In entrambi i casi il metodo necessita di due ingressi, velocità del mandrino e segnale di diagnostica, e fornisce due grandezze in uscita, indicatore di chatter e frequenza di chatter stimata.

Per quanto riguarda le simulazioni, i parametri impostati per i test di validazione del presente algoritmo di diagnostica sono i seguenti:

- Numero di armoniche per il fitting j_{max} : 18;
- Ampiezza della finestra di calcolo dell'indicatore: 0.2 s;
- Forgetting Factor λ : 0.995;
- Ordine del modello AR: 2.

Il sistema considerato per la simulazione è il medesimo caratterizzato al capitolo 4.

In figura 5.2 si riporta l'andamento dell'indicatore di chatter e della frequenza di chatter nel caso di lavorazione simulata a velocità costante di 455 rpm ed 1 mm di profondità di passata. Il modello simula le caratteristiche del centro di lavoro Mandelli Storm 1400 presentato al Capitolo 4; di conseguenza i parametri di taglio risultano in una lavorazione instabile con frequenza di chatter pari a circa 301 Hz, come si evince da figura 4.14 a pagina 90.

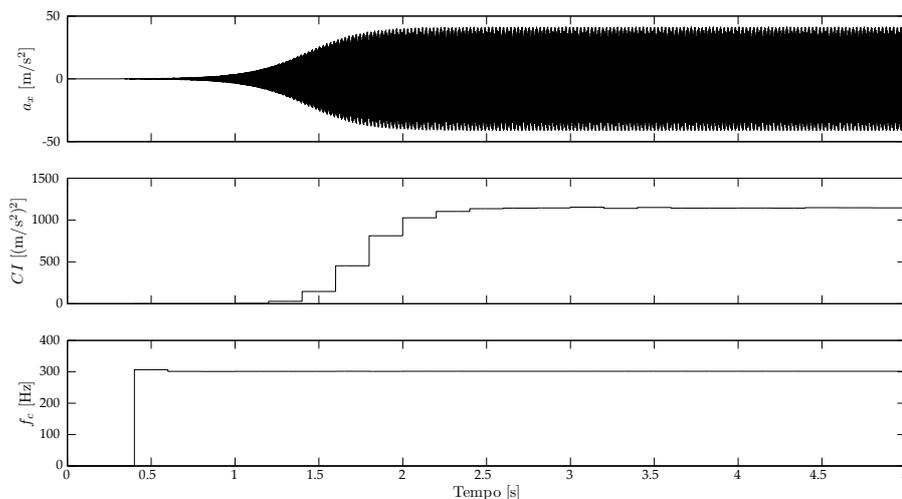


Figura 5.2: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 455 \text{ rpm}$, $b = 1 \text{ mm}$.

Il test di taglio simulato ha una durata di 5 s con $dt = 1 \times 10^{-4}$ s ed il segnale di diagnostica considerato è l'accelerazione in direzione x .

Da figura 5.2 si nota come l'indicatore di chatter sia decisamente sensibile all'instaurarsi del fenomeno rigenerativo anche durante le prime fasi di crescita. Anche la stima della frequenza di chatter fornisce un'indicazione decisamente affidabile, attestandosi prontamente nell'intorno dei 300 Hz. Il motivo per cui la frequenza di chatter sembra precedere l'effettiva indicazione della sua presenza è da ricercarsi nel fatto che, quando l'instabilità è ancora in una fase trascurabile in ampiezza, essa è comunque presente in frequenza come componente asincrona ed il procedimento di diagnostica riesce ad isolarla ed identificare la sua posizione.

Come ulteriore indagine si riporta in figura 5.3 l'andamento dello spettro nel tempo (pacchetti da 0.2 s con 0.15 s di overlap) per quanto riguarda il segnale di forza lungo l'asse z depurato dal valore medio.

Di particolare rilevanza sono sicuramente le prime due armoniche della f_{TPF} e la componente di chatter localizzata a 302 Hz che cresce nel tempo; essa

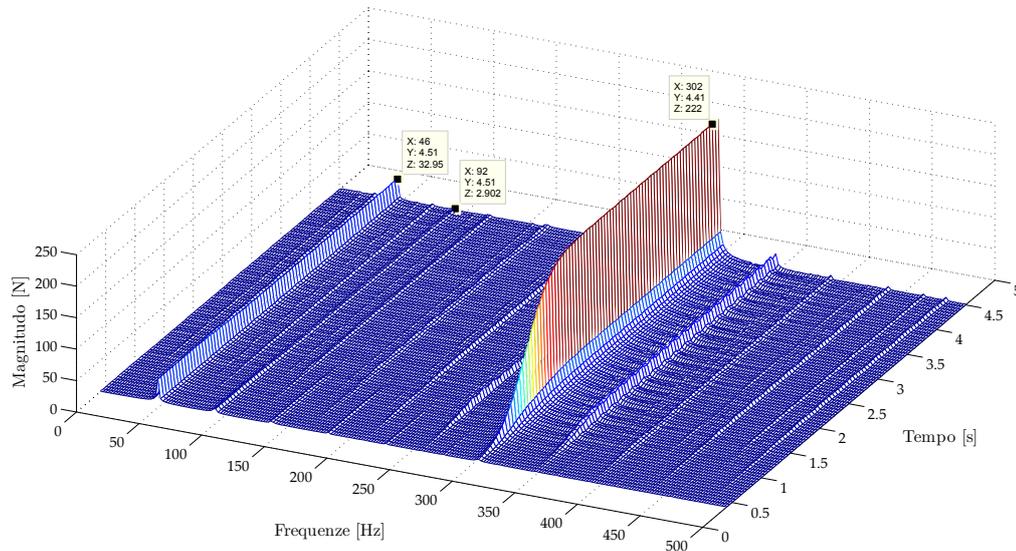


Figura 5.3: *Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 455$ rpm, $b = 1$ mm.*

da inoltre origine intorno a se ad altre componenti asincrone distanziate di valori multipli della f_{TPF} . Anche in questo caso si osserva come il fenomeno rigenerativo sia ancora in fase di sviluppo quando l'indicatore inizia a rilevarlo, ossia nell'intervallo tra 0.1 s e 0.15 s.

In figura 5.4 si riporta invece l'andamento dell'indicatore di chatter e della frequenza di chatter nel caso di lavorazione simulata a velocità variabile. I parametri considerati sono $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ con velocità nominale di 500 rpm e profondità di passata pari a 1.5 mm. In questo modo, durante la lavorazione, si instaura un fenomeno vibratorio pulsante come descritto nella Sezione 4.5; di conseguenza, si è interessati a verificare l'efficacia diagnostica dell'indicatore anche in questa importante casistica. I dati di simulazione sono i medesimi del caso precedente ed il segnale scelto per la diagnostica è ancora l'accelerazione in direzione x .

Dall'osservazione di figura 5.4 si nota come l'indicatore sia in grado di riconoscere questa sorta di "chatter alternato" garantendo una buona affidabilità anche nel caso di fenomeni localizzati nel tempo e per lavorazioni di velocità variabile. La ricorsività dell'algoritmo è infatti una caratteristica fondamentale, che rende quest'ultimo in grado di gestire caratteristiche tempo-varianti del fenomeno in esame rendendolo particolarmente indicato per la rilevazione del chatter durante l'applicazione della S^3V . Esiste tuttavia un aspetto negativo legato al ritardo tra la manifestazione del fenomeno rigenerativo e la sua rilevazione; ciò è dovuto al fatto che la finestra per il calcolo dell'indicatore ha una dimensione temporale (0.2 s) paragonabile al fenomeno stesso,

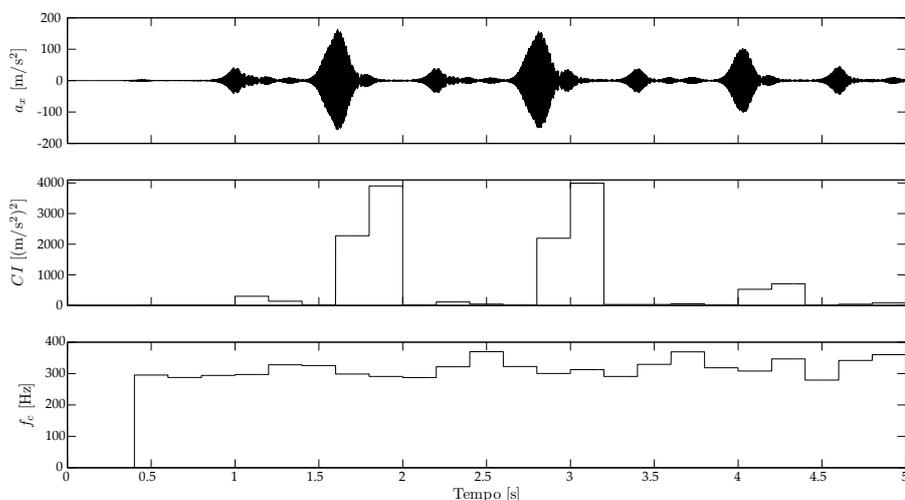


Figura 5.4: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 500 \text{ rpm}$, $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$, $b = 1.5 \text{ mm}$.

inoltre il risultato del calcolo effettuato nella finestra è reso disponibile alla fine della finestra stessa rendendo ritardata la rappresentazione (è soltanto un effetto dovuto alla metodologia di visualizzazione a scalini). Riducendo la dimensione della finestra di calcolo è comunque possibile ridurre questo effetto negativo. La variabilità sia della velocità che del fenomeno rigenerativo rende l'informazione sulla frequenza di chatter poco significativa, anche se l' algoritmo riesce comunque ad identificarne una variabile attorno ai 300 Hz.

In figura 5.5 è rappresentata la medesima analisi tempo-frequenza anche per la presente lavorazione simulata a velocità variabile considerando la forza di taglio in direzione z depurata dal valore medio. In questo caso è possibile osservare l'andamento sinusoidale della frequenza di passaggio del tagliente e la presenza del chatter intorno come fenomeno pulsante, non più localizzato in frequenza ma occupante una piccola banda attorno ai 300 Hz. Anche da figura 5.5, confrontandola con la 5.4, si osserva come l'identificazione avvenga leggermente dopo il reale manifestarsi dell'instabilità.

5.1.4 Validazione sperimentale della metodologia

Come già anticipato in precedenza, l'algoritmo di diagnostica è stato sviluppato anche in ambiente LabVIEW[®] con lo scopo di adottare la metodologia nel caso di lavorazioni reali. In figura 5.6 è riportata l'implementazione del metodo ricorsivo sotto forma di diagramma a blocchi; sono distinte la fase di inizializzazione (figura 5.6b) e la fase di calcolo vera e propria (figura 5.6a).

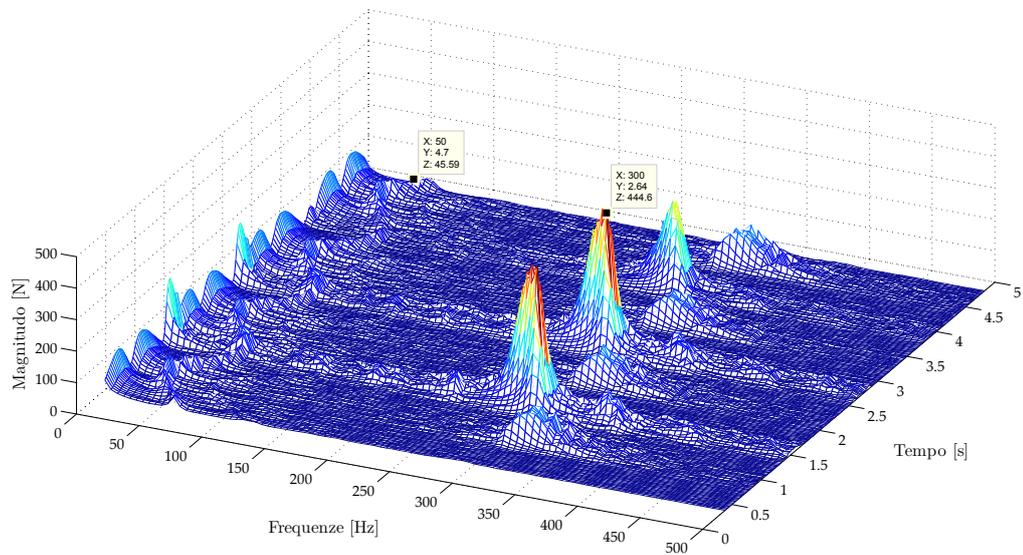
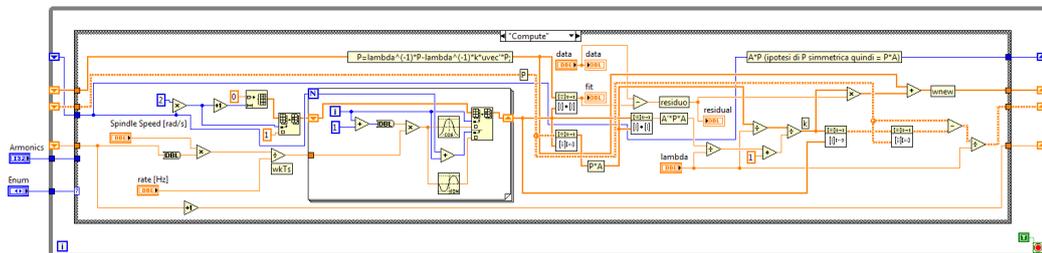
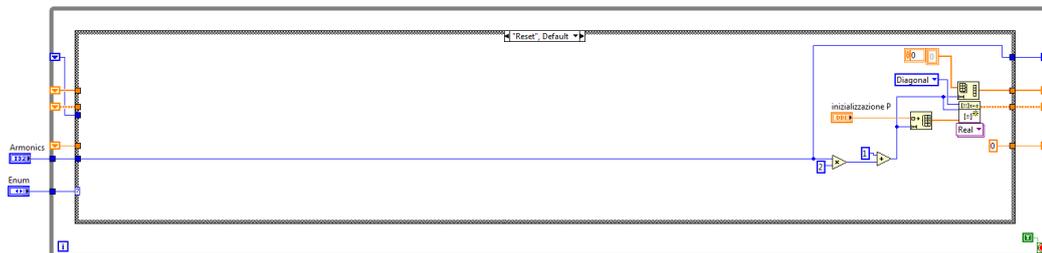


Figura 5.5: Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 500 \text{ rpm}$, $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$, $b = 1.5 \text{ mm}$.



(a) Fase di calcolo



(b) Fase di inizializzazione

Figura 5.6: Implementazione LabVIEW dell'algoritmo di diagnostica.

I test sperimentali per la verifica dell'approccio di diagnostica sono stati eseguiti presso ITIA-CNR su un centro di lavoro 3 assi *Matsuura MC-510VF*; il layout sperimentale è proposto in figura 5.7.



Figura 5.7: Centro di lavoro *Matsuura MC-510VF* e sistema di misura.

Il materiale in lavorazione è alluminio con coefficienti di strappamento in direzione radiale e tangenziale rispettivamente pari a $k_{rc} = 100$ MPa e $k_{tc} = 300$ MPa, mentre l'utensile utilizzato è una fresa integrale a 4 taglienti e di diametro pari a 16 mm. In figura 5.8 sono quindi proposte le cedevolezza dinamiche del presente sistema utensile-portautensile-mandrino lungo le due direzioni del piano di taglio.

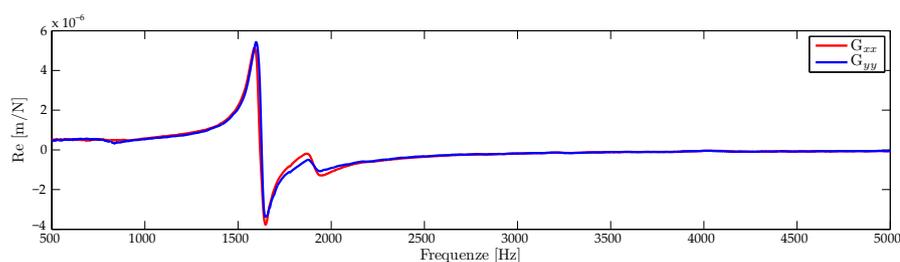


Figura 5.8: Cedevolezza dinamiche dirette del sistema.

In figura 5.9 è invece proposto il diagramma di stabilità analitico calcolato a partire dalle cedevolezza dinamiche di figura 5.8, in cui sono riportate le tre lavorazioni che sono state testate sperimentalmente. In esso è possibile osservare come il secondo modo di vibrare non sia trascurabile ma, nella fi-

nestra tecnologica considerata, contribuisca nella forma del diagramma SLD.

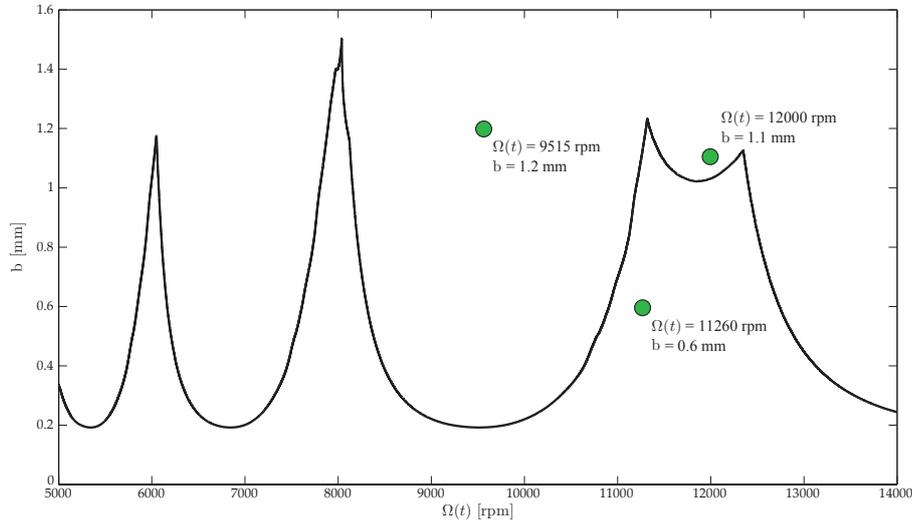


Figura 5.9: Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni eseguite.

Il sensore adottato per la diagnostica del chatter è un microfono modello 378B02 prodotto da PCB Piezotronics e l'acquisizione è a carico di un target real-time PXI modello 8110 prodotto da National Instruments. I parametri considerati per l'algoritmo di fitting sono di seguito riportati:

- Numero di armoniche per il fitting j_{max} : 20;
- Ampiezza della finestra di calcolo dell'indicatore: 0.2 s;
- Forgetting Factor λ : 0.995;
- Ordine del modello AR: 2.

La prima lavorazione testata è eseguita a $b = 1.2$ mm e $\Omega(t) = 9515$ rpm, parametri che dovrebbero dare luogo ad un taglio instabile. In figura 5.10 sono proposti l'andamento del segnale di diagnostica, dell'indicatore di chatter normalizzato e della frequenza di chatter stimata dall'algoritmo. Com'era lecito attendersi data la normalizzazione, l'indicatore proposto in figura 5.10 assume valori compresi tra 0 e 1; in particolare si nota come, durante la lavorazione (tra i 2 s ed i 9 s circa), esso sia pressoché unitario segnalando la presenza del chatter rigenerativo in accordo con quanto desunto dal diagramma di stabilità. La frequenza di chatter stimata risulta essere pari a 1768 Hz (instabilità legata al modo di vibrare a frequenza più bassa),

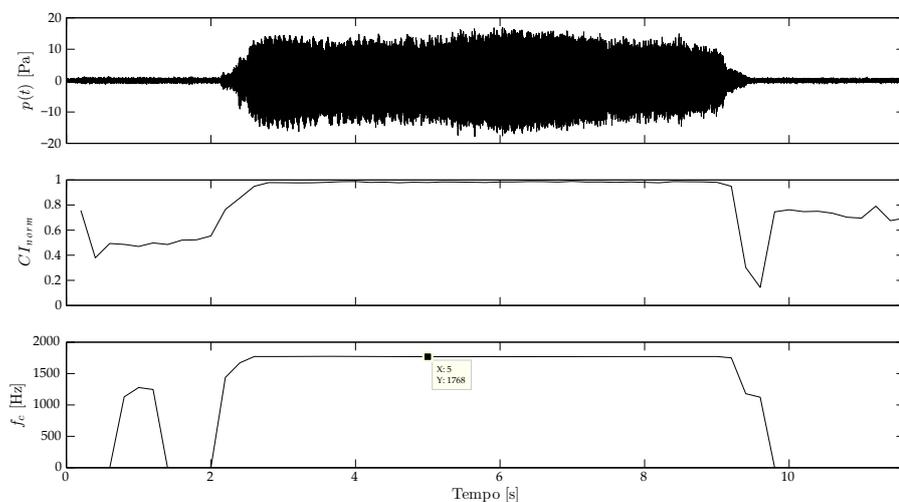


Figura 5.10: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 9515 \text{ rpm}$ e $b = 1.2 \text{ mm}$.

stima confermata anche dall'analisi tempo-frequenza riportata in figura 5.11; naturalmente è da considerarsi significativa la porzione relativa a quando l'utensile è in presa e l'indicatore segnala chatter (tra i 3 s ed i 9 s).

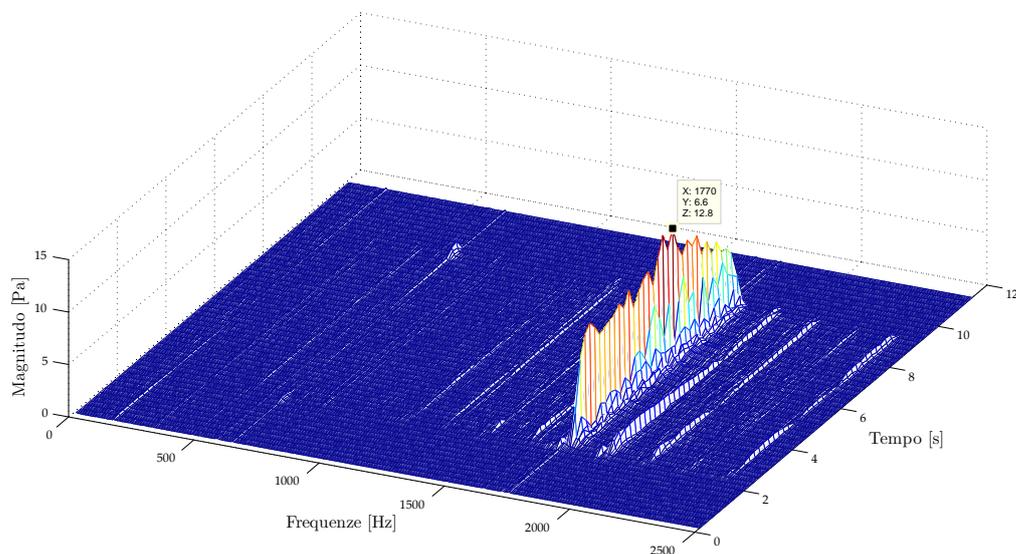


Figura 5.11: Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 9515 \text{ rpm}$ e $b = 1.2 \text{ mm}$.

Da figura 5.11 si osserva infatti come la componente legata all'instabilità rigenerativa domini lo spettro e sia situata in corrispondenza dei 1770 Hz,

attestando l'ottima precisione della stima da parte dell'algoritmo. L'analisi tempo-frequenza è stata effettuata sul segnale sonoro considerando finestre da 0.2 s senza overlap (così come nei successivi due test di taglio).

Una seconda lavorazione è stata eseguita a $b = 0.6$ mm e $\Omega(t) = 11260$ rpm; questa volta, considerando il diagramma di stabilità proposto in figura 5.9, il taglio dovrebbe risultare stabile. In figura 5.12 sono proposti i risultati della diagnostica real-time per questa seconda casistica.

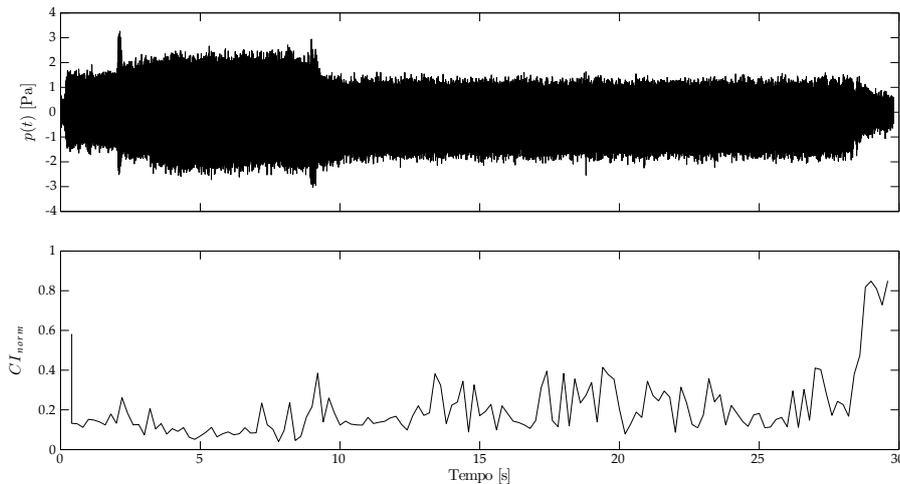


Figura 5.12: Segnale di diagnostica e indicatore di chatter, $\Omega(t) = 11260$ rpm e $b = 0.6$ mm.

Da figura 5.12 si osserva come la lavorazione risulti effettivamente stabile essendo l'indicatore di chatter, durante la lavorazione, sempre contenuto (al di sotto di 0.5); in questo caso non si riporta la frequenza di chatter stimata in quanto non significativa data l'assenza del fenomeno. In figura 5.13 è proposto l'andamento nel tempo dello spettro del segnale sonoro; esso non fa altro che dimostrare quanto già asserito, ossia l'assenza di instabilità rigenerativa in accordo con quanto rilevato dall'algoritmo di diagnostica e con il diagramma di stabilità analitico.

In particolare, in figura 5.13 si osserva come lo spettro sia dominato dalle prime tre multiple della frequenza di rotazione del mandrino e dalla componente legata al passaggio del tagliente.

Un'ultima lavorazione è stata eseguita a $b = 1.1$ mm e $\Omega(t) = 12000$ rpm; essa dovrebbe dare luogo, stando al diagramma SLD di figura 5.9, ad un taglio instabile con frequenza di chatter legata al modo di vibrare a frequenza più alta. In figura 5.14 sono proposti i risultati di quest'ultimo test.

Analizzando figura 5.14 si nota come l'indicatore di chatter segnali effettivamente la presenza di instabilità, attestandosi intorno a 0.9. La frequenza di

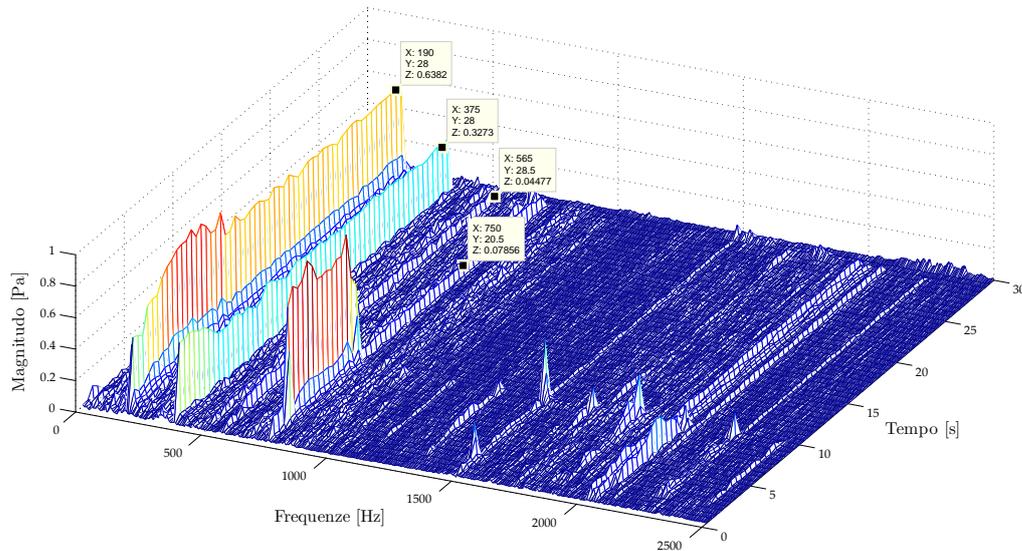


Figura 5.13: Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 11260 \text{ rpm}$ e $b = 0.6 \text{ mm}$.

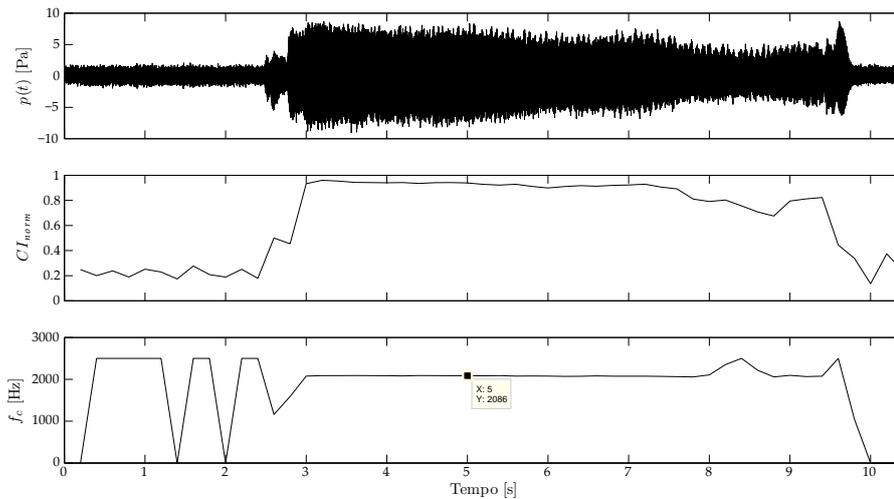


Figura 5.14: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e frequenza di chatter, $\Omega(t) = 12000 \text{ rpm}$ e $b = 1.1 \text{ mm}$.

chatter stimata risulta essere pari a 2086 Hz, ossia si manifesta un fenomeno instabile legato ad un modo di vibrare a frequenza più alta rispetto al caso di figura 5.10, analogamente a quanto osservato nel diagramma di stabilità. Ciò è in totale accordo con quanto individuato dall'analisi tempo-frequenza eseguita sul segnale acustico e riportata in figura 5.15.

Il chatter si manifesta infatti ad una frequenza pari a 2110 Hz attestando

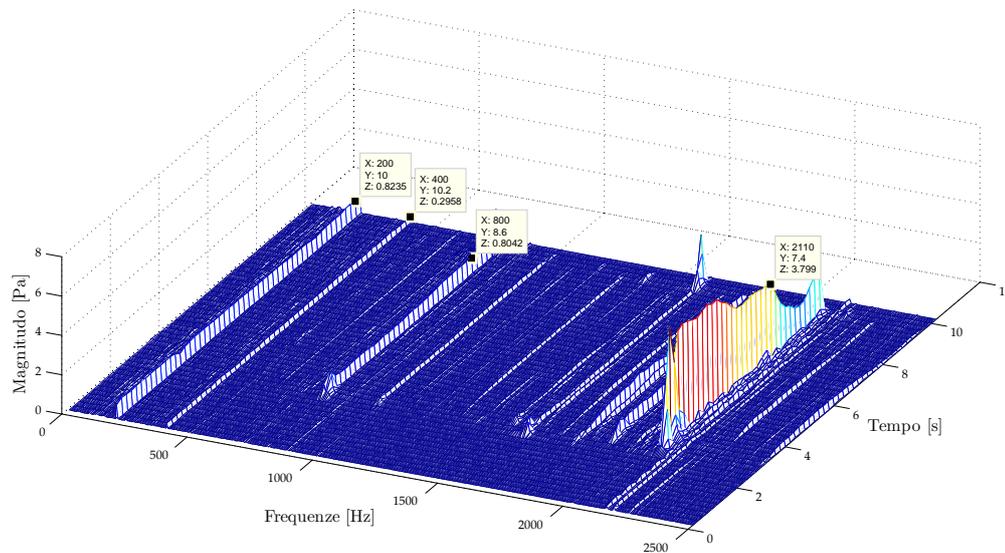


Figura 5.15: *Analisi tempo-frequenza della lavorazione, $\Omega(t) = 12000$ rpm e $b = 1.1$ mm.*

la bontà della stima. In figura 5.15 si osservano anche la componente alla frequenza di rotazione, il secondo multiplo di quest'ultima e la frequenza di passaggio del tagliente (quarta multipla) una volta che l'utensile entra nel pezzo.

In definitiva, la metodologia di diagnostica del chatter rigenerativo garantisce ottimi risultati sia in simulazione che in casi reali, fornendo una pronta indicazione del fenomeno rigenerativo. In particolare, nel caso di monitoraggio su lavorazioni reali, non si sono riscontrate particolari problematiche legate alla pesantezza computazionale, criticità da non sottovalutare che è stata superata dalla presente metodologia.

Esiste tuttavia un possibile aspetto negativo legato alla normalizzazione dell'indicatore; durante la rotazione dell'utensile in aria può infatti accadere che il valore dell'indicatore sia elevato, segnalando chatter pur non essendo in lavorazione. Ciò è causato dal fatto che il segnale di diagnostica in queste fasi può assumere ampiezze molto ridotte rendendo il contributo del rumore (componenti asincrone) non più trascurabile. Il problema è facilmente risolvibile introducendo un controllo sull'effettivo ingaggio dell'utensile nel pezzo.

5.2 La macchina a stati finiti

Come è già stato trattato nel Capitolo 1, in letteratura sono state vagliate diverse tecniche per l'implementazione di un controllo sul processo di taglio; si pensi ad esempio alla logica Fuzzy o al controllo classico. Nel presente lavoro di tesi si è scelto di sviluppare la logica di controllo come una *macchina a stati* data la versatilità e la semplicità del linguaggio. Una rappresentazione a stati è infatti particolarmente indicata in tutte quegli approcci di automazione in cui è possibile riconoscere e suddividere il sistema in diverse modalità (stati) di funzionamento collegate le une alle altre attraverso transizioni di funzionamento (transizioni di stato). Si prenda ad esempio in considerazione la trasmissione di un veicolo; essa è caratterizzata da una serie di stati definiti dalle singole marce, mentre le transizioni da uno stato all'altro sono una rappresentazione del cambio di marcia effettuato dal conducente.

Per quanto riguarda la fresatura ed il controllo del chatter, risulta intuitivo rappresentare sotto forma di stati sia le condizioni della lavorazione che le modalità operative del controllo. La costruzione della logica di controllo in un tale linguaggio permette inoltre agli sviluppatori di avere tra le mani un prodotto di semplice interpretazione e relativamente facile sia da gestire che da ampliare. Questo tipo di approccio si presta infatti molto bene alla modellazione della macchina utensile in generale, offrendo un ottimo ambiente di sviluppo anche per eventuali logiche di controllo ad alto livello, garantendone la completa integrazione con quanto sviluppato ad un livello più basso.

5.2.1 Il linguaggio nel dettaglio

Per la rappresentazione di una macchina a stati finiti esistono due principali metodologie. In un primo caso, si può definire una tabella (chiamata *tabella della verità*) in cui stilare le relazioni tra input, output e stati del sistema. In particolare, alle righe vengono solitamente associati gli stati, le colonne rappresentano gli eventi in ingresso che attivano le transizioni e gli elementi della tabella definiscono l'output della transizione, ossia lo stato in cui si giunge.

Il secondo metodo per la rappresentazione di una macchina a stati consiste nel definire un oggetto grafico chiamato *diagramma degli stati* in cui si raffigurano le transizioni come frecce direzionate che collegano due stati, mentre questi ultimi sono raffigurati come figure geometriche (cerchi, rettangoli arrotondati, ...). Lo sviluppo dell'algoritmo di controllo si baserà su questo secondo metodo di rappresentazione considerando, in particolare, la sintassi e l'interfaccia del toolbox Stateflow[®] integrato in ambiente Simulink[®] seguendo quanto trattato in [68]. In particolare, Stateflow[®] permette di definire un

blocco rappresentate la macchina a stati direttamente all'interno del modello di fresatura garantendo una perfetta interazione tra modello e struttura di controllo per quanto riguarda input ed output del controllore.

In figura 5.16 è proposto un generico diagramma a stati in ambiente Stateflow[®], in cui sono indicati i principali elementi che compongono il linguaggio grafico.

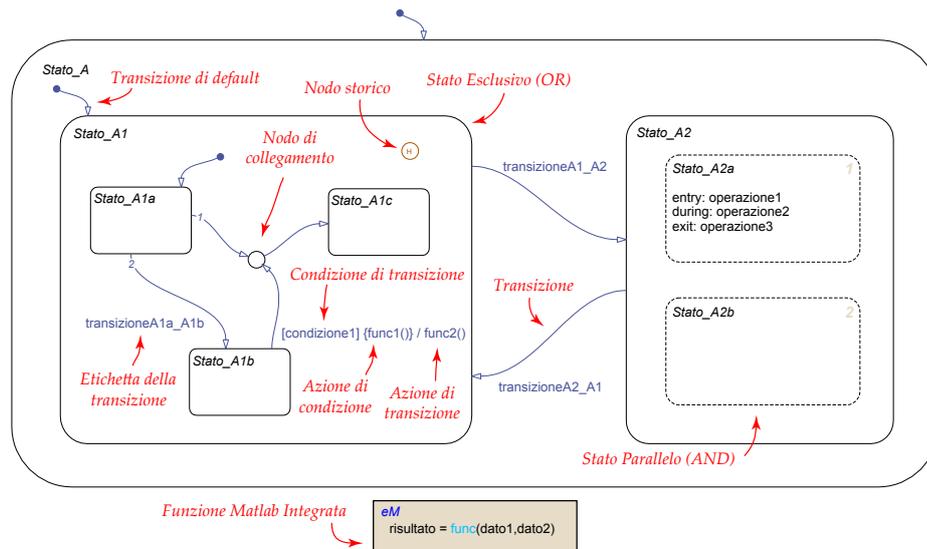


Figura 5.16: Esempio di diagramma a stati.

Gli elementi rappresentati fanno parte della categoria di oggetti grafici descritti nel seguente elenco:

- **Stati Esclusivi:** descrivono modalità esclusive di funzionamento del sistema, essi si attivano e si disattivano dinamicamente nel tempo e sono collegati gli uni agli altri. Possono essere attivi contemporaneamente più stati esclusivi soltanto se sono situati a diversi livelli gerarchici; è quindi possibile che *Stato_A1* e *Stato_A1c* siano attivi nello stesso momento, ma *Stato_A1c* e *Stato_A1b* non potranno mai esserlo.
- **Stati Paralleli:** descrivono modalità parallele di funzionamento del sistema. Possono essere attivi simultaneamente anche se sono situati allo stesso livello gerarchico; ad esempio *Stato_A2a* e *Stato_A2b* si attivano insieme e rimangono contemporaneamente attivi fin tanto che *Stato_A2* risulta attivo. Il numero nello spigolo in alto a destra indica semplicemente la priorità di esecuzione.
- **Transizioni:** sono oggetti grafici che collegano più stati; generalmente esse disattivano lo stato esclusivo di partenza ed attivano lo stato

esclusivo cui giungono. Possono collegare anche stati esclusivi a diversi livelli gerarchici e nel caso uno stato abbia più transizioni in uscita, esse sono marcate da un numero che ne definisce l'ordine di attivazione.

- **Transizioni di default:** sono particolari tipi di transizioni che permettono di stabilire quale stato si attivi quando c'è ambiguità. Si pensi ad esempio al caso in cui si entri in *Stato_A* per la prima volta, in assenza della transizione di default il diagramma non saprebbe quale stato attivare tra *Stato_A1* e *Stato_A2*.
- **Condizioni di transizione:** sono condizioni booleane racchiuse tra parentesi quadre che permettono alla transizione di avvenire qualora la condizione sia vera.
- **Azioni di condizione:** sono le azioni che vengono eseguite quando la condizione di transizione è verificata; sono elementi opzionali racchiusi tra parentesi graffe.
- **Azioni di transizione:** definite dopo la barra, sono le azioni che vengono eseguite quando la transizione si è verificata. Anch'esse sono elementi opzionali.
- **Nodi di collegamento:** elementi grafici che permettono di semplificare la rappresentazione agendo come nodi decisionali. Ad esempio, in figura 5.16 è presente un nodo di collegamento all'interno di *Stato_A1* che permette di definire una sola transizione verso *Stato_A1c* con punti di partenza *Stato_A1a* e *Stato_A1b*.
- **Nodo Storico:** è un oggetto grafico che mantiene in memoria lo stato più recentemente attivo nel diagramma o nel sottostato in cui è posto. Il nodo storico, se presente, prende il posto della transizione di default nel definire quale stato deve inizialmente attivarsi. Ad esempio, nel caso in cui si attivi *Stato_A1* e *Stato_A1b* risulta il più recentemente attivo, sarà proprio *Stato_A1b* ad attivarsi. Naturalmente, rimane la transizione di default a decidere quale stato si attiva al primo ingresso (non esiste uno stato più recentemente attivo).
- **Funzioni Matlab[®] integrate:** sono elementi che permettono di definire delle funzioni in linguaggio Matlab[®] utilizzabili all'interno del diagramma di stato. Questo semplifica la notazione nel caso si debbano eseguire calcoli complessi all'interno di uno stato o di una transizione. Risulta inoltre possibile scrivere funzioni come diagrammi a blocchi Simulink[®], in questo caso si parla di funzioni Simulink[®] integrate.

Tale linguaggio è però composto non solo da oggetti grafici, ma anche dai seguenti oggetti non-grafici:

- **Eventi:** sono oggetti che possono attivare un intero diagramma di stato o una singola transizione all'interno del diagramma. Gli eventi possono essere immessi dal modello Simulink[®] oppure definiti all'interno del diagramma e lanciati quanto si verificano particolari azioni, come l'ingresso in uno stato o l'esecuzione di una transizione.
- **Dati:** sono valori numerici che giacciono all'interno del diagramma e sono utilizzati da quest'ultimo per controllare l'esecuzione. I dati possono essere immessi come input da ambiente Simulink[®], possono essere forniti come output all'ambiente Simulink[®] oppure possono essere definiti e rimanere all'interno del diagramma stesso.

Come si nota da figura 5.16 è possibile definire sottostati introducendo diversi livelli gerarchici nel diagramma. Ogniqualvolta viene attivato uno stato esterno, si procede considerando i suoi sottostati ed attivandone uno (nel caso siano esclusivi) a seconda delle informazioni fornite dal nodo storico se presente o dalla transizione di default. Si prenda ad esempio l'ingresso in *Stato_A*, esso sarà seguito dall'attivazione di *Stato_A1* e di conseguenza sarà attivato *Stato_A1a* (considerando la transizione di default).

In figura 5.16 si osservano inoltre le azioni che possono essere definite all'interno di uno stato. Come esempio, in *Stato_A2* sono infatti riportate le tre possibili:

- **Azioni di ingresso:** sono eseguite una sola volta all'ingresso dello stato dopo la sua attivazione.
- **Azioni perduranti:** sono eseguite continuamente (ad ogni passo temporale di simulazione) mentre lo stato rimane attivo.
- **Azioni di uscita:** sono eseguite una sola volta all'uscita dello stato prima della sua disattivazione.

5.3 L'algoritmo di controllo

5.3.1 Adattamento del modello di fresatura

Prima di procedere con lo sviluppo vero e proprio dell'algoritmo di controllo in logica a stati, è necessario apporre alcune modifiche al modello di fresatura complessivo presentato nel Capitolo 2 in figura 2.13 a pagina 51. Esso sarà infatti racchiuso come sottosistema all'interno di un unico blocco rappresentato in figura 5.17.



Figura 5.17: Sottosistema contenente il modello di fresatura.

In questo modo diventa possibile gestire con maggiore semplicità il modello di simulazione retroazionando i segnali d'interesse e immettendo come input i comandi del controllo che ci si appresta a definire. In particolare sono esplicitati come input i parametri che saranno modificabili dal controllo come la velocità di rotazione nominale, RVA, RVF e la velocità di avanzamento; mentre i valori in uscita sono i segnali caratterizzanti la lavorazione come le forze di taglio, l'accelerazione della punta dell'utensile e la velocità di rotazione attuale.

Tutti quei parametri che non vengono modificati dal controllo durante la lavorazione sono invece preventivamente impostati e mantenuti costanti; essi riguardano principalmente la profondità di passata, i coefficienti del materiale, i parametri dinamici del sistema ed i dati dell'anello di velocità.

5.3.2 Il diagramma dall'esterno

Per rendere più chiaro lo sviluppo, è preferibile dare un primo sguardo al diagramma di stato dall'esterno; in figura 5.18 è proposto il blocco simulink che racchiude l'intera logica di controllo con i relativi input ed output.

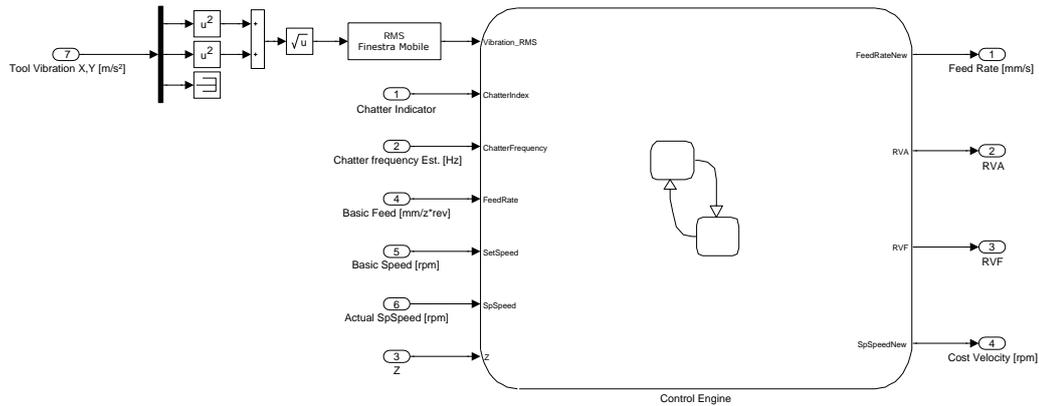


Figura 5.18: *Visione esterna del diagramma di stato.*

In particolare, si ribadisce come la logica sia stata definita per gestire i seguenti parametri di processo:

- Velocità di avanzamento in mm/s, f ;
- Ampiezza di S^3V , RVA ;
- Frequenza di S^3V , RVF ;
- Set-point di velocità del mandrino, Ω_{ref} .

I dati in input sono invece elencati di seguito:

- Indicatore di chatter, CI : è il risultato dell'algoritmo di diagnostica presentato nella Sezione 5.1.1 calcolato a finestre temporali di lunghezza definita.
- Frequenza di chatter stimata, f_c : è la stima della frequenza di chatter presentata nella Sezione 5.1.2 calcolata a finestre temporali di lunghezza definita.
- Avanzamento al dente, f_z : valore costante definito prima di eseguire la lavorazione che viene inserito nel diagramma a stati per permettere il calcolo della velocità di avanzamento.
- Velocità di rotazione base, Ω_{bas} : rappresenta la velocità di rotazione nominale impostata ad inizio lavorazione, essa può essere modificata dal controllo nel caso di applicazione della spindle speed tuning.
- Velocità di rotazione attuale, Ω_{act} : rappresenta la velocità attuale del mandrino che viene influenzata dalla saturazione dell'accelerazione; essa presenta i tipici transitori nel caso in cui il set-point vari nel tempo.

- Numero di denti, N_t : quantità di taglienti della fresa inseriti nel diagramma a stati per poter effettuare calcoli legati alle tecniche di controllo.
- RMS della vibrazione, a_{RMS} : è il valore rms combinato delle accelerazioni lungo x e y calcolato su finestra viaggiante di 0.05 s; esso è impiegato per l'eventuale gestione della velocità di avanzamento in lavorazioni stabili.

5.3.3 Logica di primo livello

Definiti gli input e gli output della macchina a stati e delineato il linguaggio adottato per la programmazione a stati, è ora possibile procedere illustrando il primo livello gerarchico della logica di controllo. In esso è possibile distinguere tre principali componenti, il primo è lo stato chiamato *STARTING_PARAMETERS* rappresentato in figura 5.19.

```

STARTING_PARAMETERS
// Initial parameters definition.
entry:
FeedRateNew = FeedRate*SetSpeed*Z/60;
RVA = 0;
RVF = 0;
SpSpeedNew = SetSpeed;
// Threshold and maximum values.
ChatterThreshold = 50;
DiffThreshold = 300;
LobeThreshold = 5;
RVAmass = Lim(RVA,RVF,1);
RVFmax = Lim(RVA,RVF,2);

```

Figura 5.19: Stato per l'inizializzazione dei parametri.

In esso, come azioni d'ingresso, vengono definiti i valori iniziali per gli output ed impostati i principali valori soglia di cui il controllo ha bisogno e che saranno trattati nel prosieguo del capitolo. In particolare si osserva come si impongano inizialmente nulli i parametri di RVA e RVF e come il set-point di velocità del mandrino sia uguale alla velocità base, $\Omega_{ref} = \Omega_{bas}$; la velocità di avanzamento è invece calcolata a partire dall'avanzamento al dente,

$$f = \frac{f_z \Omega_{bas} N_t}{60}. \quad (5.19)$$

Oltre ai valori iniziali per gli output, vengono anche definiti le seguenti grandezze:

- Valore soglia per l'indicatore di chatter, CI_t : è la soglia che determina la presenza di instabilità durante la lavorazione.
- Valore soglia per la variazione dell'indicatore di chatter, ΔCI_t : è un parametro utilizzato nell'implementazione della S^3V , il suo significato sarà chiarito nel prosieguo della trattazione.
- Valore soglia per l'ordine del lobo, k_t : permette di differenziare la posizione nel diagramma di stabilità tra lobi di ordine elevato e lobi di ordine basso.
- Misura massima per il parametro RVA, RVA_{max} : limitazione d'ampiezza per l'applicazione della S^3V , è calcolato da una funzione Lim in modo da essere un valore dinamico a seconda dell'evoluzione nel tempo dei parametri di spindle speed variation; la logica per questo calcolo e la funzione Lim saranno illustrate nel prosieguo della trattazione.
- Misura massima per il parametro RVF, RVF_{max} : limitazione di frequenza per l'applicazione della S^3V , è anch'esso calcolato dalla funzione Lim in modo da assumere un valore dinamico.

Le quantità numeriche presenti in figura 5.19 per quanto riguarda i valori soglia sono a puro scopo illustrativo, esse saranno ufficialmente impostate in fase di test della logica di controllo.

Il secondo componente facente parte del primo livello gerarchico del diagramma riguarda le funzioni integrate. Esse sono le quattro rappresentate in figura 5.20, tre in linguaggio Matlab[®] ed una in linguaggio Simulink[®].

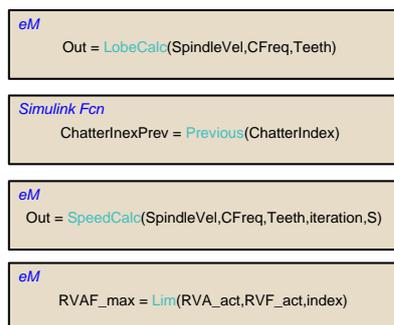


Figura 5.20: Funzioni integrate definite all'interno della macchina a stati.

Queste funzioni sono utilizzate in diversi punti del diagramma e svolgono le seguenti operazioni:

- **LobeCalc**: opera il calcolo della posizione corrente nel diagramma di stabilità.
- **Previous**: funzione che, dato un segnale attuale in ingresso, ne restituisce il valore precedente ($S(k - 1) = Previous\{S(k)\}$).
- **SpeedCalc**: contiene l'algoritmo per il calcolo della velocità che sarà esposto nel dettaglio nella Sezione 5.4 riguardante l'approccio di spindle speed tuning adottato.
- **Lim**: definisce i limiti per i parametri di RVA o di RVF a seconda del valore assunto da *index* (1 per RVA e 2 per RVF) e da RVA e RVF attuali. Si è resa necessaria una procedura di questo tipo in quanto, volendo simulare la S³V sulla Mandelli Storm 1400, non è possibile raggiungere $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.3$ a causa dell'eccessivo carico sul motore (si avrebbe saturazione come mostrato in figura 4.19 a pagina 94). La funzione imposta quindi un limite pari a 0.2 nel caso l'altro parametro abbia già raggiunto un valore di 0.3.

Il terzo ed ultimo componente al livello gerarchico più alto del diagramma, è lo stato chiamato *CONTROL_SUPERSTATE* mostrato in figura 5.21 contenente la parte rilevante dell'algoritmo di controllo.

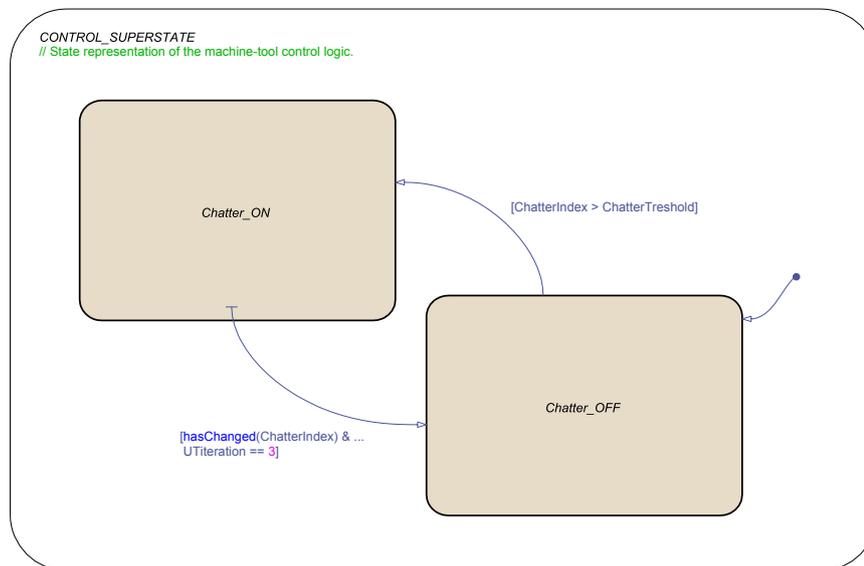


Figura 5.21: Stato esterno contenente la logica di controllo.

Esso si compone di due sottostati esclusivi che si attivano a seconda delle condizioni della lavorazione. In particolare, la transizione di default

conduce in *Chatter.OFF* ad inizio lavorazione, ossia nello stato in cui risiede la gestione della macchina in assenza di instabilità rigenerativa. Nel caso in cui l'indicatore di chatter superi il valore soglia ($CI > CI_t$), è presente una transizione che disattiva *Chatter.OFF* ed attiva *Chatter.ON*, lo stato per la gestione della macchina durante la manifestazione di fenomeni rigenerativi. La transizione che si occupa della disattivazione di quest'ultimo sarà trattata nel prosieguo della trattazione in quanto, come si può notare da figura 5.21, essa proviene dall'interno di *Chatter.ON*.

Si mostra infine in figura 5.22 il primo livello gerarchico nella sua completezza.

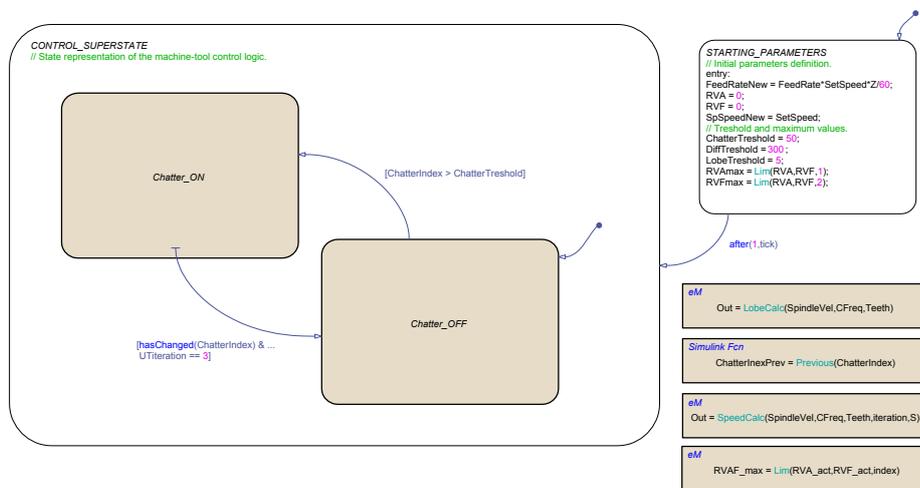


Figura 5.22: *Visione complessiva del primo livello della macchina a stati.*

Da quest'ultima raffigurazione si nota come, ad inizio lavorazione, la transizione di default più esterna conduca allo stato di inizializzazione parametrica il quale viene subito abbandonato in favore dell'attivazione di *CONTROL_SUPERSTATE*. La transizione che porta dal primo al secondo è infatti attivata dall'evento definito come `after(1,tick)` che la rende valida dopo un passo temporale di simulazione; questo ed altri tipi di evento sono resi disponibili da Stateflow[®] per l'attivazione delle transizioni.

5.3.4 Secondo livello gerarchico - Chatter_OFF

Il secondo livello gerarchico del diagramma è composto dai due stati prima citati per la gestione dei parametri della lavorazione a seconda della presenza o meno di fenomeni instabili. Il primo di essi, nonché quello attivato di default all'ingresso è *Chatter.OFF*, in cui è situata la gestione dei parametri durante lavorazioni stabili.

Questo aspetto di gestione della macchina non è oggetto del presente lavoro di tesi in quanto ci si è esclusivamente dedicati al controllo del chatter rigenerativo. Nell'ottica di una futura estensione di quanto sviluppato, si è comunque previsto un ingresso di vibrazione rms ed uno stato, *Chatter_OFF* appunto, in cui sviluppare la logica per questo tipo di controllo.

Tipicamente una metodologia che si potrebbe adottare è la riduzione della velocità di avanzamento nel caso in cui il valore rms della vibrazione combinata superi una soglia prefissata. Naturalmente questo sarebbe un primitivo approccio per la gestione parametrica durante lavorazioni stabili, ma può dare un'idea di quanto potrebbe essere intrapreso in futuro per accrescere il presente lavoro.

5.3.5 Secondo livello gerarchico - Chatter_ON

Lo stato *Chatter_ON*, il cui contenuto è mostrato in figura 5.23, completa questo secondo livello gerarchico occupandosi dell'applicazione di differenti tecniche per l'abbattimento del chatter una volta identificato.

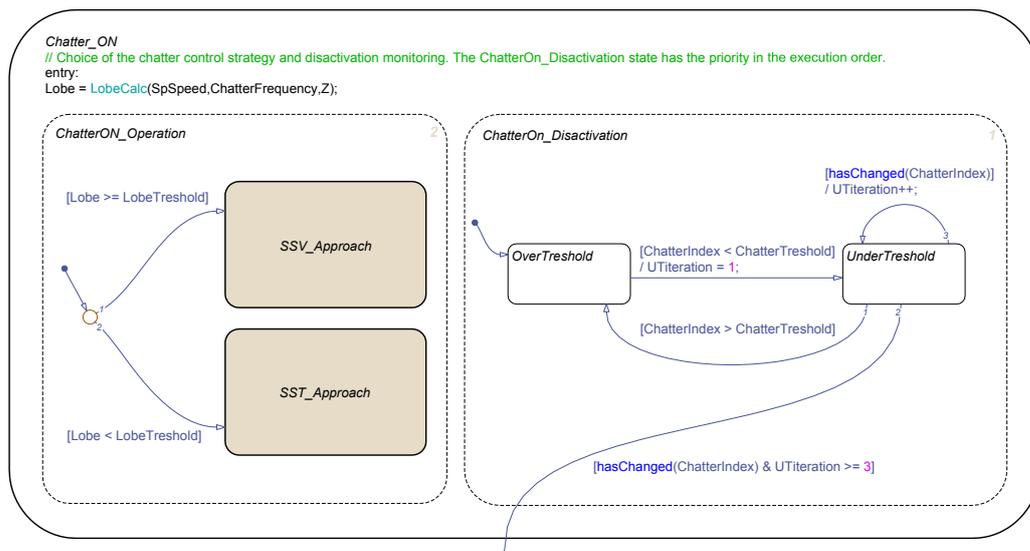


Figura 5.23: Scelta della tecnica di controllo del chatter e monitoraggio dell'indicatore.

Le variabili interne qui utilizzate sono le seguenti:

- **Lobe:** ordine di lobo stimato definito come k per la trattazione;
- **UTiteration:** indicatore di iterazione definito come i_{UT} per la trattazione.

Entrando nel dettaglio del funzionamento di quest'area del diagramma, si osserva come la prima operazione svolta è un'azione d'ingresso in cui è impiegata la funzione `LobeCalc` per il calcolo della posizione attuale stimata sul diagramma a lobi secondo equazione (5.20):

$$k = \left\lfloor \frac{f_c}{f_{TPF}} \right\rfloor. \quad (5.20)$$

Eseguita l'azione di ingresso, vengono innescati i due stati paralleli *ChatterON_Operation* e *ChatterON_Disactivation*, i quali restano contemporaneamente attivi fintanto che lo stato *Chatter_ON* non si disattiva. Nel primo di essi è operata la scelta della strategia di controllo a seconda della posizione sul diagramma di stabilità; in particolare, come già esposto, le due tecniche adottate nel presente lavoro di tesi coincidono con la spindle speed tuning e la spindle speed variation sinusoidale, trattate nel dettaglio nelle sezioni 1.4 e 1.3 rispettivamente.

La scelta tra le due tipologie di tecniche è operata considerando il valore soglia per l'ordine del lobo k_t . Nel caso in cui $k < k_t$, si è nella zona del SLD caratterizzata da lobi di ordine basso ed adatta all'applicazione della SST; di conseguenza la transizione di default porterà all'attivazione dello stato *SST_Approach*. Essendo la S³V particolarmente adatta nel caso la lavorazione sia situata in corrispondenza di lobi ad alto ordine, si è prevista la sua adozione nel caso in cui $k \geq k_t$ portando la transizione di default ad attivare lo stato *SSV_Approach*.

ChatterON_Disactivation è il secondo degli stati paralleli prima citati; esso possiede la priorità di esecuzione ed incorpora la logica che gestisce la disattivazione di *Chatter_ON* rilevando l'eventuale estinzione dell'instabilità rigenerativa. All'ingresso, la transizione di default attiva lo stato *OverThreshold* il quale viene abbandonato in favore di *UnderThreshold* qualora l'indicatore di chatter scenda al di sotto del valore soglia ($CI < CI_t$); in tale evenienza, la transizione esegue anche l'inizializzazione dell'indicatore di iterazione ponendo $i_{UT} = 1$. In *UnderThreshold*, si hanno a disposizione ben 3 possibili collegamenti di output; andando in ordine di priorità, viene prima vagliata la condizione sul CI e qualora $CI > CI_t$ tornerebbe attivo lo stato *OverThreshold*. La seconda transizione vagliata dall'algoritmo è quella che porta allo stato *Chatter_OFF* disattivando il controllo del chatter; essa viene eseguita in corrispondenza di una variazione del CI e nel caso l'indicatore i_{UT} abbia raggiunto il valore 3. Stateflow[®] rende infatti disponibile la funzione booleana `hasChanged`, la quale restituisce "vero" nel momento in cui il segnale che tratta è variato; essa risulta molto comoda per sincronizzare le operazioni sulla finestra temporale dell'indicatore di chatter, il quale non assumerà mai

consecutivamente due valori esattamente uguali.

La terza ed ultima transizione in ordine di priorità esegue successive iterazioni con cadenza pari alla finestra temporale del CI nel caso in cui le prime due non possano essere seguite; si ha inoltre l'aumento di i_{UT} di un'unità ad ogni passaggio ($i_{UT} = i_{UT} + 1$).

Riassumendo, la disattivazione dello stato *Chatter_ON* avviene qualora l'indicatore di chatter scenda al di sotto del valore soglia permanendovi per 3 iterazioni successive. Procedendo in questo modo si è resa più robusta la disattivazione stessa, evitando continui cicli di ingresso ed uscita nel caso CI oscilli attorno a CI_t .

Nelle successive due sezioni saranno trattati separatamente *SST_Approach* e *SSV_Approach*, ossia i due stati di terzo livello gerarchico gestenti rispettivamente la tecnica di spindle speed tuning e la tecnica di spindle speed variation.

5.4 Applicazione della spindle speed tuning

La logica dell'approccio di SST risulta essere relativamente semplice, essa sarà tuttavia implementata con alcuni accorgimenti utili per la sua ottimizzazione. In figura 5.24 è riportata la struttura dello stato *SST_Approach*.

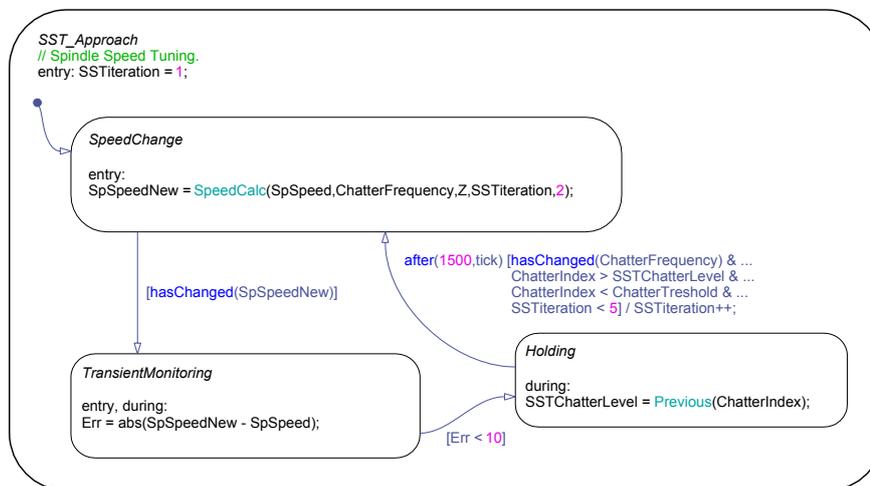


Figura 5.24: Algoritmo per l'applicazione della SST.

Le variabili interne di cui si fa uso sono le tre seguenti:

- **SSTiteration:** indicatore che tiene conto delle iterazioni di SST effettuate, sarà definito come i_{SST} nella trattazione.

- **Err**: errore attuale assoluto tra set-point di velocità e velocità attuale, sarà definito come $\Delta\Omega$ nella trattazione.
- **SSTChatterLevel**: valore precedente dell'indicatore di chatter $CI(n-1)$.

Come si può notare da figura 5.24, la prima operazione compiuta è un'azione d'ingresso in cui si inizializza l'indicatore ad $i_{SST} = 1$. Eseguito ciò, la transizione di default attiva lo stato *SpeedChange* il quale esegue come azione d'ingresso il cambiamento della velocità di rotazione del mandrino attraverso la funzione *SpeedCalc*. Questa funzione riceve in input la velocità attuale Ω_{act} , la frequenza di chatter stimata f_c , il numero di taglienti N_t , l'iterazione raggiunta i_{SST} ed un indice numerico per la scelta del tipo di strategia. Le possibilità che si sono volute implementare sono infatti due; in un primo caso (approccio 1) l'algoritmo tenterà di condurre la lavorazione instabile al lobo più vicino mentre nel secondo (approccio 2) la ricerca sarà sempre per il lobo di ordine più basso tra i due più vicini.

In figura 5.25 sono schematizzate le due filosofie in due differenti casistiche.

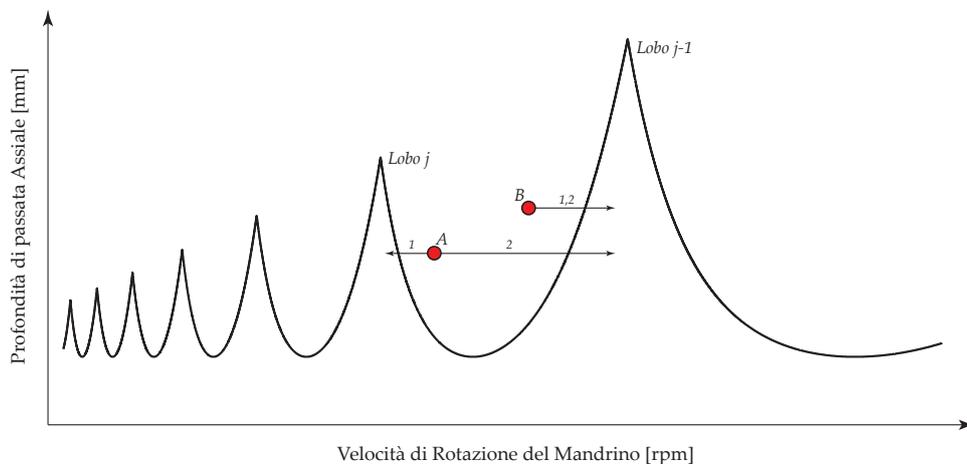


Figura 5.25: *Approcci di spindle speed tuning adottati.*

Si può notare come, nel caso di lavorazioni *A* e *B*, si tenda alla velocità stabile più vicina considerando l'approccio 1; mentre adottando l'approccio 2, l'obiettivo dell'algoritmo è il lobo di ordine più basso in entrambi i casi. Si sottolinea peraltro che per la lavorazione *B*, ossia quando il lobo più vicino è quello di ordine più basso tra i due, i due approcci coincidono.

Per operare il calcolo della velocità stabile quindi si adottano due differenti procedure a seconda dell'approccio scelto dall'utente. Nel caso si opti per la soluzione più conservativa tra le due, è necessario considerare l'equazione

(5.21) per ogni iterazione compiuta:

$$\Omega = \frac{60f_c}{N_t k}, \quad (5.21)$$

dove f_c è la frequenza stimata di chatter, N_t è il numero di taglienti e k è l'ordine del lobo più vicino stimato con equazione (5.20).

Essendo le tasche di stabilità sempre più ampie a velocità più elevate, potrebbe risultare opportuna l'adozione del secondo approccio di SST; in questo caso si procede al calcolo della seguente velocità stabile alla prima iterazione:

$$\Omega = \frac{60f_c}{N_t(k-1)}, \quad (5.22)$$

mentre per le iterazioni successive si considera l'equazione (5.21) in quanto il valore k si aggiorna ad ogni passo temporale ed una volta avvicinati al lobo di ordine più basso, l'algoritmo dovrà centrarsi su quest'ultimo (l'introduzione dell'indice di iterazione i_{SST} come input nella funzione `SpeedCalc` è necessario proprio per questo riconoscimento).

Rilevato il cambio nel set-point di velocità attraverso la funzione `hasChanged`, la transizione in uscita disattiva lo stato `SpeedChange` ed attiva `TransientMonitoring`. In esso, come azione d'ingresso ed azione perdurante, viene monitorato l'andamento dell'errore tra la velocità attuale ed il set-point $\Delta\Omega = |\Omega_{ref} - \Omega_{act}|$ per accertarsi di effettuare il nuovo cambio di velocità, se necessario, soltanto quando il transitorio si sia esaurito (errore inferiore a 10 rpm). Prima di procedere ad una nuova variazione di velocità si passa allo stato `Holding` in cui, come azione perdurante, si calcola l'andamento dell'indicatore di chatter ritardato. `TransientMonitoring` e `Holding` sono dunque due stati di semplice sincronizzazione, la logica vera e propria per il cambio di velocità risiede nello stato `SpeedChange`, la transizione verso il quale eseguita al verificarsi di alcune condizioni di seguito elencate:

- Si rende valida la transizione dopo un tempo pari all'ampiezza della finestra di calcolo dell'indicatore tramite l'evento `after` per dare tempo a quest'ultimo di variare almeno una volta raggiunto il regime di velocità (in figura 5.24 sono indicati 1500 passi temporali a puro scopo esemplificativo);
- Viene sincronizzata la transizione con variazione di `CI` attraverso la funzione `hasChanged`;

- Si verifica che non ci sia un trend decrescente dell'indicatore di chatter, $CI(n) > CI(n - 1)$;
- Si verifica che l'indicatore attuale sia al di sopra del valore soglia, $CI(n) > CI_t$;
- Si verifica di non superare le 5 iterazioni, $i_{SST} < 5$;

Si è fissato un numero massimo di iterazioni pari a 5 per evitare che l'algoritmo continui a cambiare la velocità indefinitamente nel caso in cui non si riesca a stabilizzare la lavorazione in questo modo. Come azione di transizione infine, si aumenta l'indicatore di iterazione di un'unità $i_{SST} = i_{SST} + 1$ ed un nuovo ciclo di variazione di velocità si compie.

Si precisano inoltre alcuni aspetti legati all'implementazione poc'anzi proposta; in primis, sarebbe un errore mantenere la stessa velocità di avanzamento con una velocità di rotazione differente in quanto si modificherebbe l'avanzamento al dente f_z . Per evitare ciò risulterebbe necessario cambiare opportunamente il feed rate f , cosa che si è preferito lasciare a discrezione di un eventuale sviluppo ulteriore dell'algoritmo. In secondo luogo è necessario impostare il limite superiore per la velocità di rotazione del mandrino, in modo da evitare la ricerca di velocità stabili al di sopra di tale soglia; ciò non è stato modellato in quanto non si è a conoscenza degli effettivi limiti del mandrino su cui la tecnica sarà validata.

5.5 Applicazione della spindle speed variation

Per quanto riguarda l'applicazione della tecnica di SSV sinusoidale non è possibile procedere in modo semplice e lineare come nel caso della SST. Il problema fondamentale di questa tecnica, come del resto si è già dibattuto nella Sezione 1.3, non risiede nella sua efficacia peraltro dimostrata in numerose pubblicazioni, ma nella gestione dei relativi parametri di ampiezza e frequenza.

Nella comunità scientifica risulta infatti ancora poco chiaro come quantificare i parametri di RVA e RVF al fine di ottenere un effetto ottimale sulla riduzione del fenomeno di chatter. Analizzando le pubblicazioni di settore si riscontrano diverse tecniche sviluppate per tentare di risolvere la questione; riprendendo la classificazione già operata precedentemente, è possibile distinguere:

- Approcci di simulazione e confronto off-line;

- Approcci energetici;
- Tecniche di soft computing.

Volendo sviluppare un algoritmo per il controllo on-line ed essendo gli approcci energetici presenti in letteratura molto semplificati, nel presente lavoro di tesi è stata considerata una tecnica di soft computing per la quantificazione dei parametri di S^3V ; in particolare, anche questo aspetto della logica di controllo sarà sviluppato come macchina a stati.

Come verrà mostrato nel prosieguo della presente sezione, la filosofia qui adottata per la gestione dei parametri sarà di aumento progressivo sia di RVA che di RVF valutandone di volta in volta l'effetto sulla lavorazione. Un approccio a stati risulta dunque il più opportuno per modellare una gestione dei parametri avente diversi aspetti legati sia all'aumento dei parametri, sia al monitoraggio dell'effetto di questi sulla lavorazione.

5.5.1 *Analisi di efficacia*

Avendo a disposizione un modello di fresatura che si è dimostrato affidabile nel riprodurre la realtà del processo sia a velocità costante che variabile, si procederà analizzando l'effetto che diverse combinazioni di parametri della S^3V hanno sul taglio. L'obiettivo è quello di sintetizzare un'adeguata procedura di modifica dei parametri di RVA e RVF basandosi su considerazioni molto vicine al processo di taglio ed all'effettiva qualità della superficie risultante.

L'idea quindi è quella di costruire diagrammi in cui rappresentare il miglioramento dato dalla spindle speed variation sinusoidale alla lavorazione in termini di valore rms; questo sia per le forze di taglio che per gli spostamenti dell'utensile², combinando le direzioni del piano di taglio x e y come già esposto in equazione (4.3) a pagina 94.

Le simulazioni saranno effettuate per 4 s di lavorazione a regime con passo temporale di 1×10^{-4} s e considerando il sistema identificato al Capitolo 4, quindi riproducendo una Mandelli Storm 1400 operante su acciaio con utensile a 6 taglienti, di diametro pari 80 mm e di 270 mm di lunghezza. La finestra tecnologica comprenderà velocità di rotazione da 400 rpm a 500 rpm e profondità di passata assiale da 0.8 mm a 2 mm; la discretizzazione della suddetta finestra sarà eseguita con un passo di 5 rpm per la velocità e 0.2 mm per la profondità di passata assiale, generando un reticolo di 147 lavorazioni per ogni diagramma. Le combinazioni di parametri vagliate sono elencate in tabella 5.1, in accordo con i limiti dell'azionamento considerato. Si

²Si è scelto di considerare lo spostamento come indice di vibrazione.

Tabella 5.1: *Combinazioni considerate per l'analisi di efficacia.*

RVA	RVF
0.4	0.1
0.3	0.1
0.3	0.2
0.1	0.3
0.2	0.3
0.2	0.2

sottolinea infine come la velocità di avanzamento sia impostata considerando un avanzamento al dente pari a 0.25 mm/tooth.

In figura 5.26 sono proposti i risultati del primo set di simulazioni eseguite a $RVA = 0.4$ e $RVF = 0.1$.

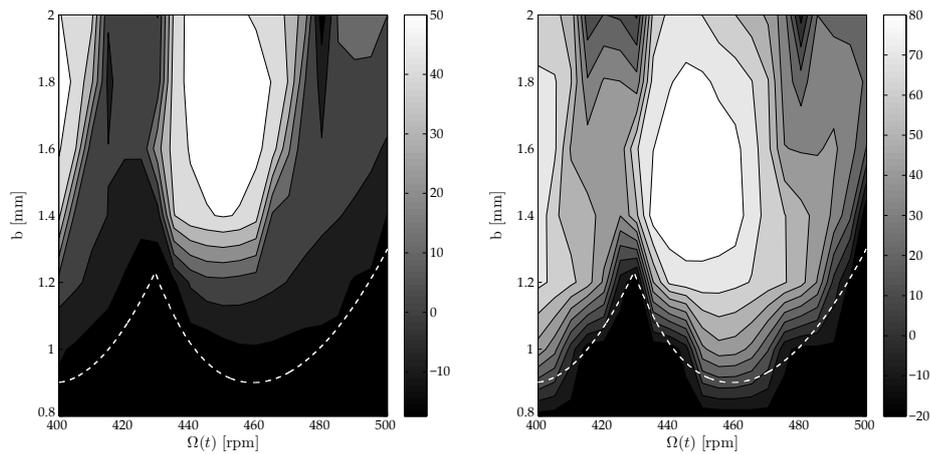


Figura 5.26: *Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra) con diagramma SLD sovrapposto (linea tratteggiata bianca), $RVA = 0.4$ e $RVF = 0.1$.*

L'intensità del colore rappresenta il miglioramento apportato dalla S^3V rispetto alla velocità costante come esemplificato dalla seguente equazione:

$$I\% = 100 \times \frac{RMS_{cost} - RMS_{ssv}}{RMS_{cost}}. \quad (5.23)$$

Analizzando la figura 5.26 è possibile notare un primo aspetto legato alla localizzazione delle percentuali negative. La spindle speed variation sembra peggiorare il comportamento al di sotto del limite di stabilità sia conside-

rando le forze di taglio che gli spostamenti utensile; le zone più scure dei diagrammi ricalcano infatti quasi esattamente la forma del diagramma di stabilità di figura 4.14 a pagina 90 e riportato, in questa prima combinazione di parametri, in linea tratteggiata bianca.

In entrambi i casi, l'area in cui l'adozione della S³V risulta degna di nota si colloca al di sopra del limite di stabilità, concentrandosi particolarmente dove il diagramma a lobi ha un minimo (tra 440 rpm e 480 rpm). Si nota inoltre come il miglioramento apportato dalla tecnica sia superiore sullo spostamento rispetto alle forze di taglio, raggiungendo anche un 80% di abbattimento del valore rms rispetto alla velocità costante.

Allo scopo di trarre indicazioni che siano molto vicine all'effettiva qualità della parte in lavorazione, si procede delineando i medesimi diagrammi considerando però il valore massimo del rms eseguito con finestra mobile pari a 0.05 s. In questo modo risulta infatti possibile distinguere meglio eventuali fenomeni pulsanti, messi in evidenza anche nella Sezione 4.5 e di cui si riporta l'effetto sulla qualità superficiale in figura 5.27 nel caso di tre lavorazioni svolte su Mandelli Storm 1400.



Figura 5.27: *Effetto di vibrazione pulsante sulla superficie del pezzo in tre differenti lavorazioni.*

In figura 5.28 si riportano gli spostamenti utensile e le due tipologie di rms nel caso di una lavorazione simulata a $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm con $RVA = 0.4$, $RVF = 0.1$.

Risulta evidente osservando figura 5.28 come adottando un rms a finestra mobile si riesca ad identificare un eventuale fenomeno di ampiezza rilevante circoscritto nel tempo; questo non è evidenziato dal valore rms globale. In figura 5.29 è riportato il risultato di questa ulteriore investigazione.

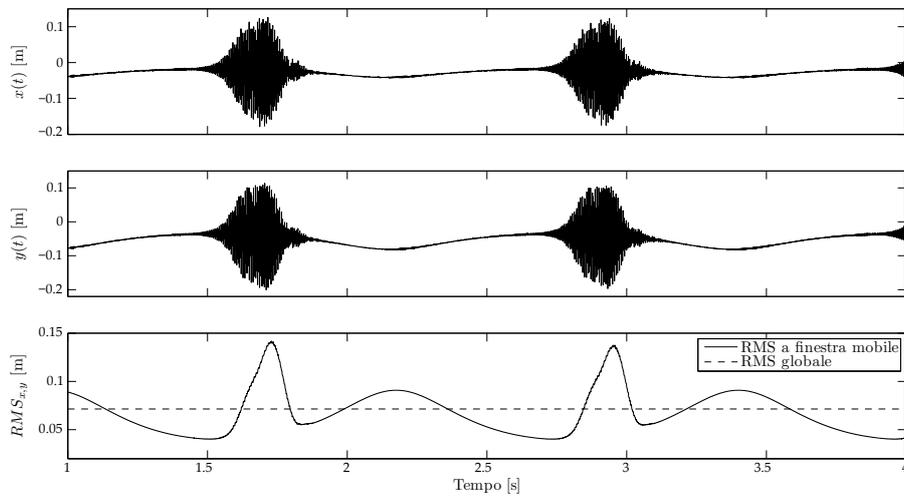


Figura 5.28: Confronto tra rms e rms finestrato nell'analisi di efficacia.

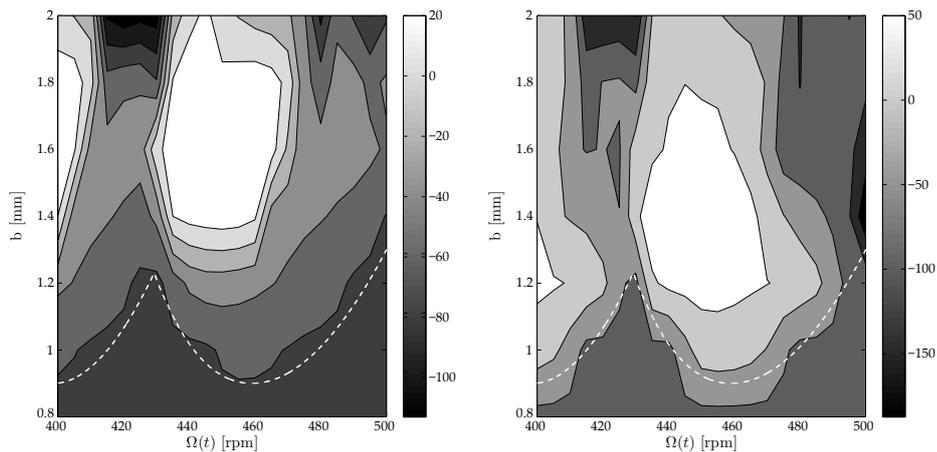


Figura 5.29: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra) con diagramma SLD sovrapposto (linea tratteggiata bianca), $RVA = 0.4$ e $RVF = 0.1$.

Confrontando questa nuova casistica con quanto ottenuto in figura 5.26 si nota come il miglioramento globale si abbassi sia per le forze di taglio che per gli spostamenti utensile; così come aumenta il peggioramento al di sotto del limite di stabilità evidenziato, in questa prima combinazione di parametri, in linea tratteggiata bianca. Si evidenzia inoltre come, sia in figura 5.26 che in figura 5.29, siano presenti zone di peggioramento delle prestazioni ad elevate profondità di passata; in particolare intorno ai 425 rpm ed ai 490 rpm, la S^3V

non sembra essere efficace come intorno ai 450 rpm. Si sottolinea infine come, dal confronto di figure 5.26 e 5.29, si riscontrano aree in cui l'effetto della S^3V è benefico esclusivamente considerando il valore rms globale; prendendo infatti in esame una lavorazione eseguita a $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm, si osserva come l'effetto della tecnica sia relativamente benefico in figura 5.26 ma peggiorativo in figura 5.29. Questa differenza è assegnabile ad eventuali effetti vibratori pulsanti, i quali sono identificati più adeguatamente dal rms a finestra mobile.

Nelle figure 5.30 e 5.31 sono mostrate le medesime analisi nel caso di combinazione a $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$.

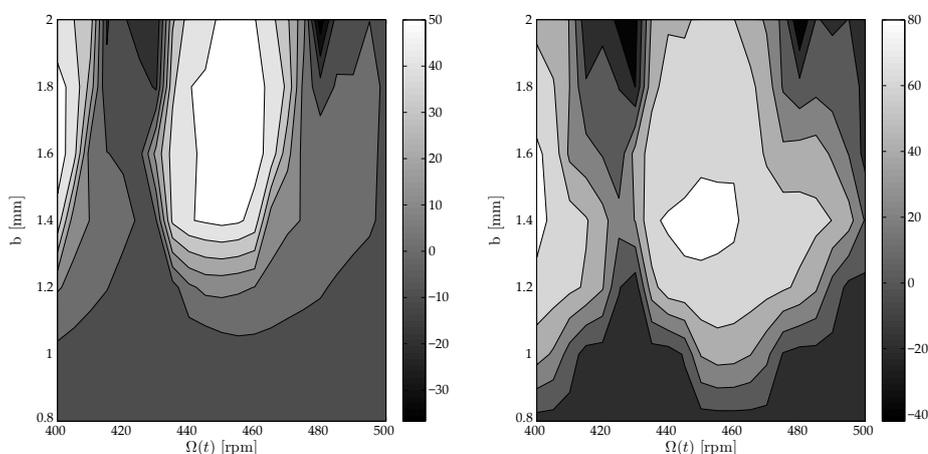


Figura 5.30: Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$.

In questo caso si nota un peggioramento molto marcato a profondità di passata elevata, soprattutto nel caso di valore rms a finestra mobile. Rispetto alla combinazione precedente si ha una netta differenza tra figura 5.30 e figura 5.31 in corrispondenza delle zone ad alta profondità di passata; il netto peggioramento che si evidenzia considerando un rms mobile può essere attribuibile a fenomeni di vibrazione pulsanti. Anche qui si riscontrano zone dei diagrammi in cui il valore rms finestrato stabilisce la nocività della S^3V , in disaccordo con quanto stabilito dal rms globale.

Aumentando la frequenza ed impostando $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$ si ottengono i risultati riportati in figure 5.32 e 5.33.

Con questa combinazione di parametri è immediato notare come i risultati siano molto buoni; i miglioramenti dati dalla S^3V raggiungono infatti, considerando lo spostamento utensile, massimi di 80% sia per rms mobile che per rms globale. In generale, confrontando figura 5.32 e figura 5.33 si osserva

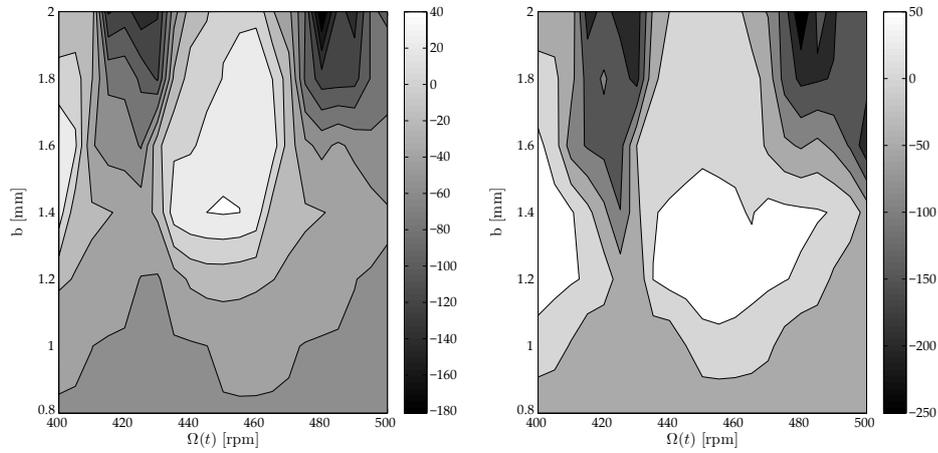


Figura 5.31: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.1$.

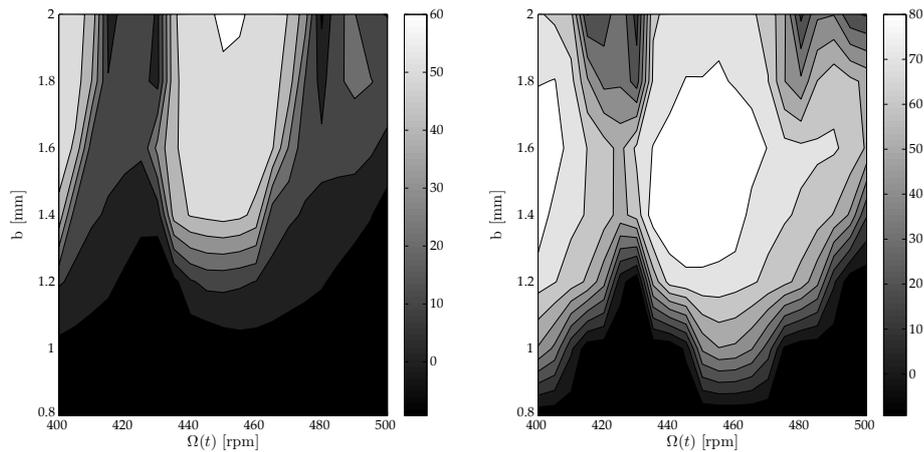


Figura 5.32: Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.2$.

come le due rappresentazioni siano in totale accordo eccetto a profondità di passata elevate (oltre 1.8 mm), dove si nota come il peggioramento dato dalla S^3V sia molto più marcato nel caso il valore rms sia finestrato. In questo caso infatti, viene evidenziato come la modulazione di velocità non riesca a stabilizzare del tutto la lavorazione e le vibrazioni presentano fasi alterne di crescita e decrescita.

Si procede ora presentando i risultati per quanto riguarda le due combinazioni di parametri a massima frequenza (in accordo con la potenza disponibile

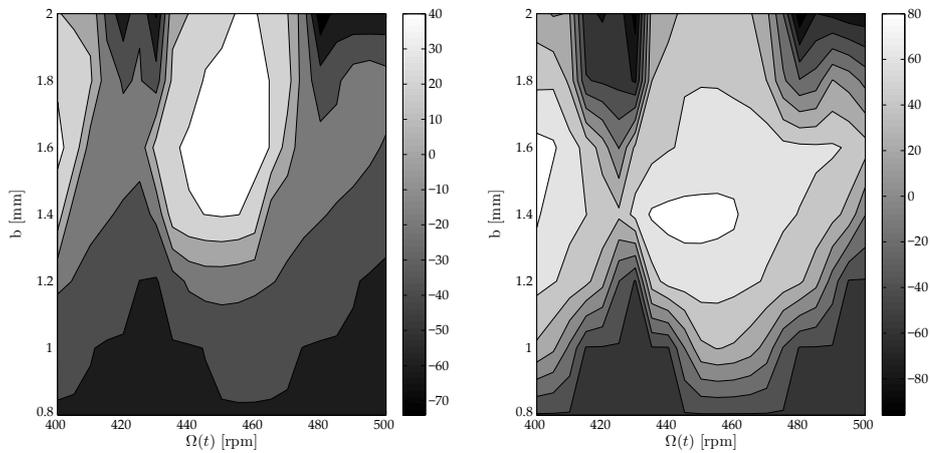


Figura 5.33: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.3$ e $RVF = 0.2$.

al mandrino); in figure 5.34 e 5.35 sono proposti i risultati nel caso di $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.3$.

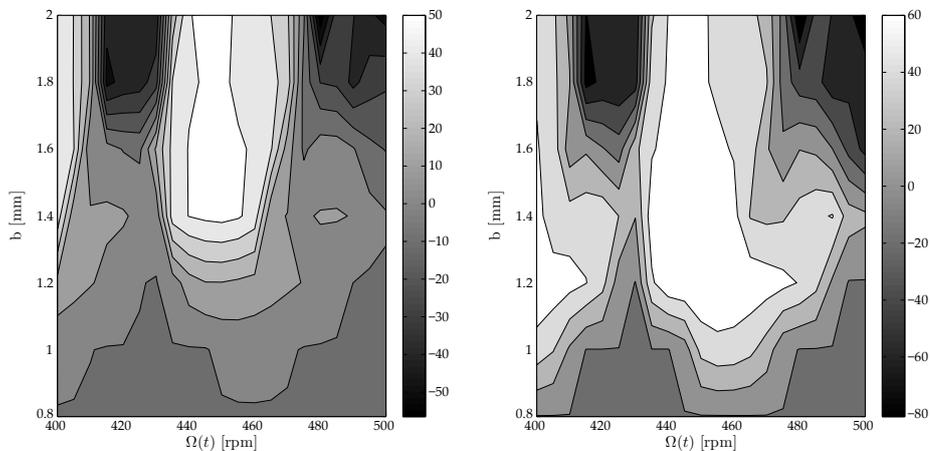


Figura 5.34: Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.3$.

In questo caso si osserva come la S^3V garantisca netti miglioramenti nella parte centrale dei diagrammi raggiungendo riduzioni dei valori rms anche pari al 60% per gli spostamenti utensile e 40% per le forze di taglio. Le classiche zone di peggioramento delle prestazioni a profondità di passata elevate, sono invece più ampie rispetto alle combinazioni di parametri precedenti. Nella

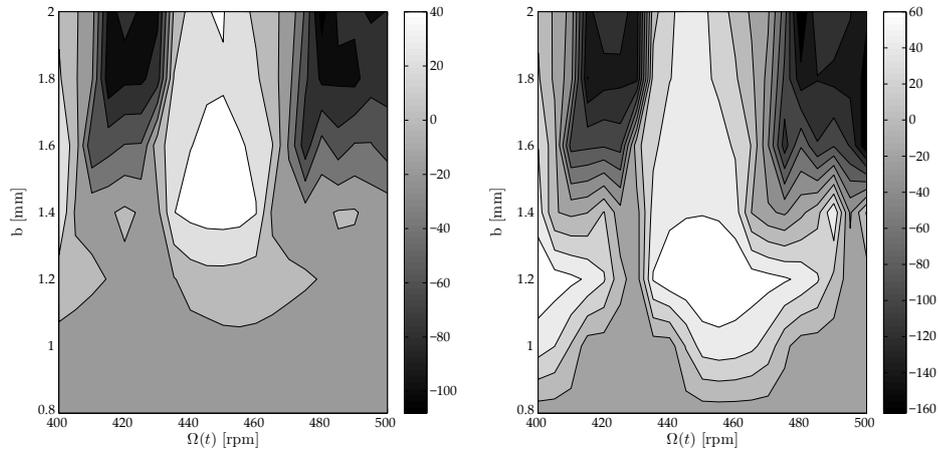


Figura 5.35: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.3$.

zona centrale delle raffigurazioni, si osserva invece come il miglioramento apportato dalla S^3V si estenda fino a valori elevati di b , sia nel caso di rms globale che nel caso di rms a finestra mobile.

In figure 5.36 e 5.37 sono riportate le analisi nel caso di $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$.

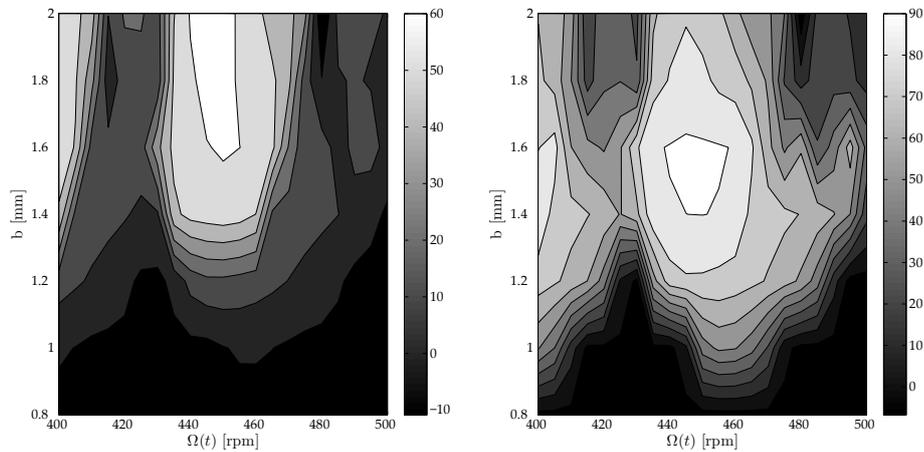


Figura 5.36: Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$.

Aumentando il parametro di ampiezza si osserva come la spindle speed variation subisca un generale aumento di prestazioni; si osserva infatti una

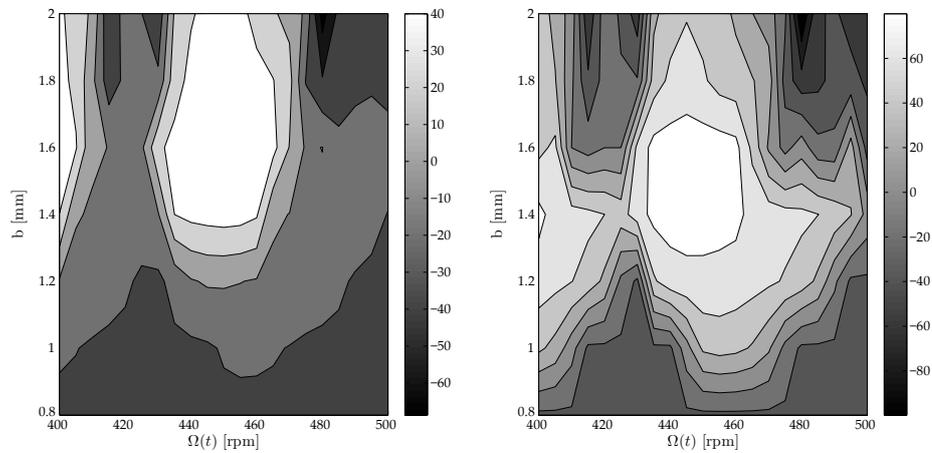


Figura 5.37: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$.

maggiore efficacia dove il suo effetto è benefico ed una impressione meno deleteria dove il suo effetto è negativo. La localizzazione di queste due tipologie di risultato resta invariata e la zona situata al di sotto del diagramma di stabilità è caratterizzata da un leggero peggioramento rispetto alla velocità costante per entrambe le combinazioni a massima RVF.

Si propone infine, in figure 5.38 e 5.39, l'applicazione della S³V con parametri di ampiezza e frequenza intermedi, $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$.

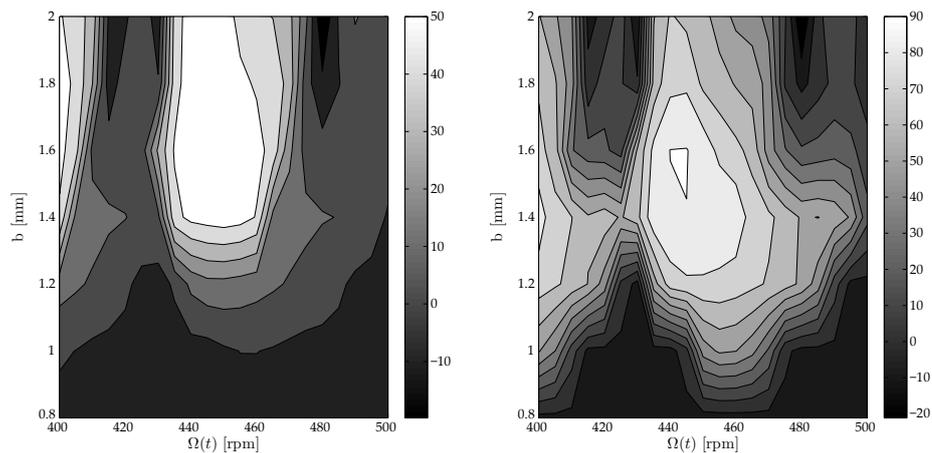


Figura 5.38: Mappe rms di forza di taglio (diagramma a sinistra) e di spostamento utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$.

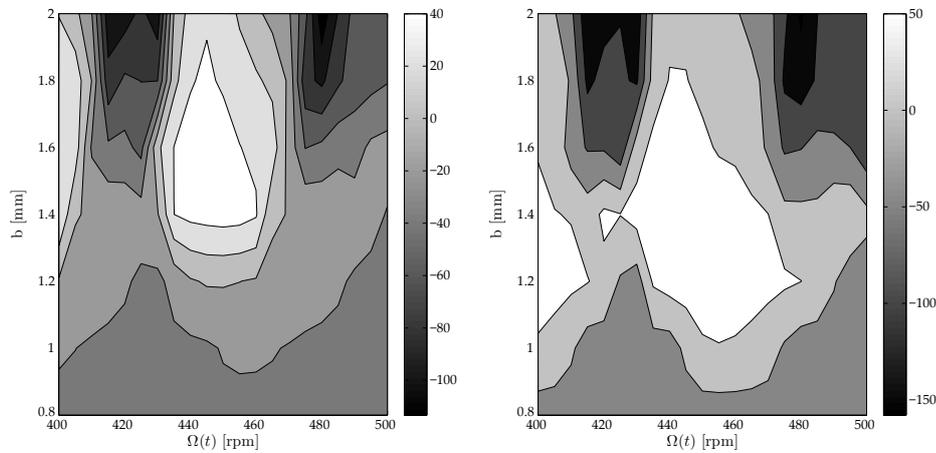


Figura 5.39: Mappe di massimo rms a finestra mobile per le forze di taglio (diagramma a sinistra) e per gli spostamenti utensile (diagramma a destra), $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$.

Anche in quest'ultima casistica si osserva un peggioramento delle prestazioni al di sotto del limite di stabilità in misura simile alle combinazioni di parametri precedenti, attestandosi intorno al 20% circa sia considerando il valore rms globale, sia quello viaggiante. La zona di maggiore efficacia della S^3V risulta ancora essere la parte centrale dei diagrammi, con picchi del 50% negli spostamenti utensile e del 40% nelle forze di taglio, rendendo i presenti parametri meno incisivi rispetto alle casistiche di ampiezza massima o frequenza massima. Questa volta inoltre, si osservano aree di peggioramento marcato delle prestazioni relativamente ampie a partire da $b = 1.6$ mm, nell'intorno dei 425 rpm e dei 490 rpm; sono anche presenti aree in cui i miglioramenti dati dalla S^3V si trasformano in effetti deleteri passando da rms globale ad rms a finestra mobile.

Volendo riassumere quanto ottenuto nelle diverse casistiche di spindle speed variation, si procede ora proponendo i diagrammi di efficacia considerando per ogni punto l'effetto migliore tra le diverse combinazioni di parametri testate ed i relativi parametri della S^3V che garantiscono questo risultato ottimo. Ciò è raffigurato in figura 5.40 nel caso di rms globale ed in figura 5.41 considerando soltanto lo spostamento utensile, in quanto grandezza più prossima alla qualità superficiale risultante.

Da quest'ultima analisi è possibile approfondire alcuni interessanti aspetti legati all'implementazione della S^3V . Per prima cosa si nota come la combinazione di parametri migliore cambi in funzione della posizione nella finestra tecnologica. Considerando le figure 5.40a e 5.41a si osserva altresì come la S^3V abbia il massimo effetto di riduzione del chatter nella zona centrale della

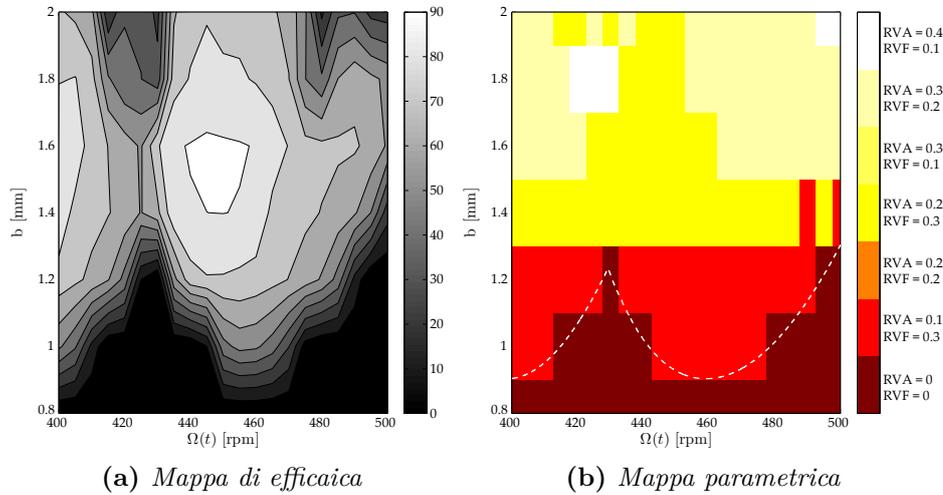


Figura 5.40: *Mappa di efficacia ottima (5.40a) e parametri corrispondenti con diagramma SLD sovrapposto (5.40b), rms globale.*

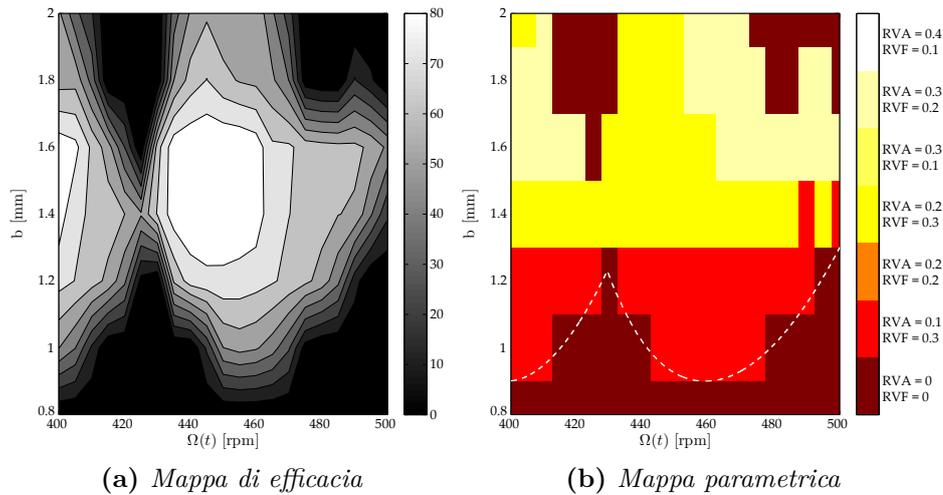


Figura 5.41: *Mappa di efficacia ottima (5.41a) e parametri corrispondenti con diagramma SLD sovrapposto (5.41b), massimo rms a finestra mobile.*

finestra, raggiungendo performance di abbattimento pari al 80% del valore rms dello spostamento. L'analisi eseguita adottando un rms globale può trarre in inganno alle alte profondità di passata intorno ai 425 rpm ed ai 490 rpm attribuendo un'effetto positivo alla spindle speed variation, poi smentito dalla medesima analisi eseguita con rms a finestra mobile. Confrontando infatti

le figure 5.40b e 5.41b si osservano zone a b elevate, in cui la combinazione ottimale di parametri differisce nei due casi e, considerando un rms mobile, coincide con la velocità costante. Ciò evidenzia come nessuna delle casistiche vagliate riesca a migliorare il comportamento rispetto alla velocità costante, rendendo la S^3V del tutto inefficace. Risulta inoltre evidente come la velocità costante sia la soluzione migliore dove la lavorazione è stabile, ossia al di sotto del diagramma di stabilità come mostrato in figure 5.40b e 5.41b.

L'analisi effettuata ha dunque messo in evidenza una serie di aspetti da tenere in assoluta considerazione durante lo sviluppo della logica di definizione dei parametri della spindle speed variation; in primo luogo si è distinto il concetto di stabilità dalla reale finitura superficiale, identificando una particolare fenomenologia di vibrazione instabile a tratti attraverso il valore rms a finestra mobile. Si è quindi osservato come l'instaurarsi di questa determinata tipologia di vibrazione renda necessario un aumento del parametro di RVF al fine di migliorare la qualità della lavorazione. Ciò è un'importante conclusione in quanto è generalmente il parametro di RVA ad essere riconosciuto come fondamentale per garantire la stabilità, mentre RVF è solitamente ritenuto secondario; considerando però la reale finitura superficiale e non le considerazioni legate prettamente alla stabilità si è giunti a definire la frequenza di modulazione come parametro molto importante per garantire un buon risultato finale. Anche dalle prove sperimentali è infatti emerso come il fenomeno vibratorio pulsante presente in lavorazioni effettuate a $RVA = 0.3$, $RVF = 0.1$ svanisca nel caso si dia maggiore importanza alla frequenza con $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$.

5.5.2 La logica di applicazione

Avendo trattato nel dettaglio l'effetto che la spindle speed variation ha sul processo di taglio ed avendo stabilito quali siano i fenomeni che influenzano la scelta ottimale dei parametri di modulazione, è ora possibile procedere con lo sviluppo dell'algoritmo di gestione vera e propria dei parametri della S^3V considerando le seguenti linee guida:

- Attribuire una iniziale priorità al parametro di RVA in accordo con la letteratura;
- Procedere garantendo la prelazione al parametro di RVF non appena si identificano fenomeni di pulsazione, in accordo con quanto osservato in precedenza.

La gestione parametrica sarà quindi sviluppata in modo incrementale sia per RVA che per RVF; in particolare si procederà inizialmente con il solo aumento di RVA valutandone l'effetto sull'andamento dell'indicatore di chatter.

Qualora quest'ultimo dovesse mostrare oscillazioni dovute a fenomeni pulsanti, l'algoritmo si concentrerà sull'aumento del parametro di frequenza RVF in accordo con quanto osservato sia sperimentalmente che nell'analisi di efficacia svolta nella sottosezione precedente. Gli andamenti di RVA e RVF saranno quindi monotoni crescenti anche nel caso in cui qualsiasi combinazione parametrica della S³V non fornisca alcun miglioramento rispetto alla velocità costante (che comunque risulterebbe in una lavorazione instabile).

In figura 5.42 è rappresentato il diagramma a stati che gestisce i valori di RVA e RVF on-line durante la lavorazione:

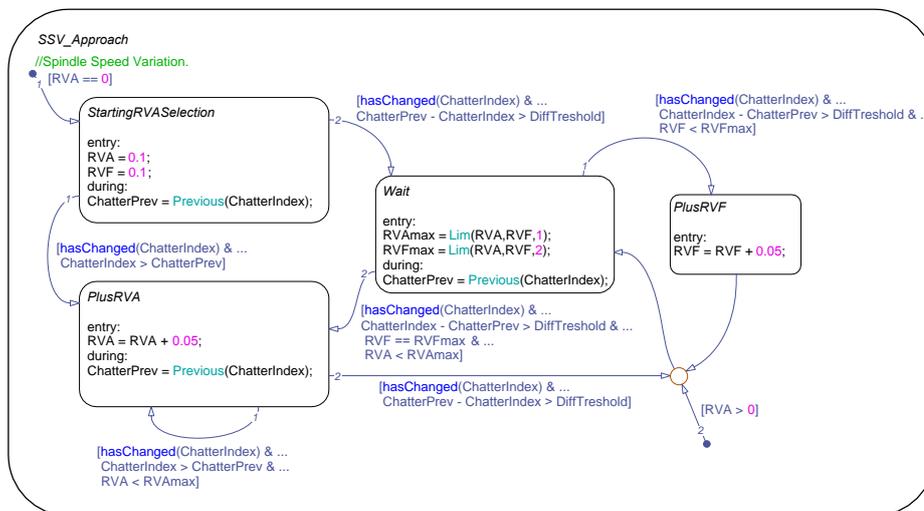


Figura 5.42: Algoritmo per l'applicazione della SSSV.

In cui l'unica variabile interna considerata è `ChatterPrev`, ossia il valore precedente dell'indicatore di chatter $CI(n - 1)$.

All'ingresso, nel caso i parametri siano nulli (primo ingresso), si ha una transizione di default che attiva lo stato `StartingRVASelection` in cui, come azione d'ingresso, si impostano i valori iniziali³ di SSV come $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.1$. Lo stato esegue inoltre un'azione perdurante di calcolo dell'indicatore di chatter al passo precedente attraverso la funzione `Previous`. Questo valore ritardato di CI è quindi impiegato per la selezione di quale transizione in uscita attivare; queste ultime sono infatti due e sono entrambe caratterizzate da due condizioni. La prima in ordine di valutazione è sincronizzata con il passo temporale dell'indicatore di chatter ed è resa valida nel caso in cui, dopo aver applicato i valori iniziali a RVA e RVF, il CI subisca un ulteriore aumento, ossia $CI(n) > CI(n - 1)$. La seconda transizione tagliata

³Naturalmente è possibile modificare il valore iniziale considerando per esempio 0.05 per entrambi i parametri, oppure due valori diversi per RVA e RVF.

è anch'essa sincronizzata con la finestra temporale dell'indicatore di chatter, ma viene resa valida nel caso in cui CI subisca un brusco calo; è infatti in quest'area del diagramma che entra in gioco la quantità ΔCI_t , una sorta di valore soglia sulla derivata dell'indicatore di chatter. Qualora si osservi che $CI(n-1) - CI(n) > \Delta CI_t$, viene attivato lo stato *Wait* disattivando *StartingRVASelection*. Naturalmente, se si osserva un trend gradualmente decrescente di CI , si resta all'interno di *StartingRVASelection* in attesa di un suo aumento o di un eventuale disattivazione della logica di controllo del chatter.

Considerando valida la prima transizione, l'attività passa allo stato *PlusRVA* il quale si occupa di aumentare il parametro RVA di una quantità modificabile posta pari a 0.05. Analogamente allo stato precedentemente attivo, le transizioni in uscita sono due, entrambe sincronizzate con l'indicatore di chatter e rese valide dalle medesime condizioni. In particolare, la prima viene eseguita nel caso in cui il CI aumenti dopo l'ulteriore modifica di RVA ma soltanto se RVA attuale è inferiore al massimo, $RVA < RVA_{max}$. Essa riconduce al medesimo stato *PlusRVA*, ossia permette un ulteriore aumento del parametro di RVA (fino al raggiungimento del limite massimo). La seconda transizione conduce allo stato *Wait* qualora venga rilevato una brusca diminuzione dell'indicatore di chatter, $CI(n-1) - CI(n) > \Delta CI_t$.

Lo stato *Wait* rappresenta una zona intermedia, interposta tra la variazione di RVA e la variazione di RVF; esso esegue come azione d'ingresso il calcolo dei limiti parametrici di spindle speed variation in funzione dei valori attuali di RVA e RVF, secondo le caratteristiche della Mandelli Storm 1400 (si faccia riferimento alla Sottosezione 5.3.3 per maggiore chiarezza). Si nota poi un'azione perdurante di calcolo dell'indicatore di chatter al passo precedente; esso sarà impiegato nell'attivazione delle due transizioni in uscita. Queste ultime, entrambe sincronizzate con la finestra temporale di calcolo del CI , si distinguono dalle condizioni di attivazione cui sono sottoposte. La prima transizione in ordine di valutazione è valida nel caso in cui si verifichi un brusco aumento dell'indicatore di chatter $CI(n) - CI(n-1) > \Delta CI_t$ e RVF sia inferiore al suo valore limite, $RVF < RVF_{max}$. Essa conduce allo stato *PlusRVF* in cui, come azione d'ingresso, viene aumentato il parametro RVF di una quantità modificabile posta pari a 0.05; questo prima di ritornare allo stato *Wait* attraverso una transizione sempre valida.

Come alternativa, dallo stato *Wait* è possibile procedere considerando la seconda transizione in ordine di valutazione, la quale attiva lo stato *PlusRVA* per l'aumento del parametro di ampiezza. Essa è percorsa nel caso in cui si rilevi un aumento brusco del dell'indicatore di chatter, $CI(n) - CI(n-1) > \Delta CI_t$, ma con il parametro di frequenza già pari al valore massimo e se è possibile aumentare ulteriormente l'ampiezza ($RVA < RVA_{max}$).

Si evidenzia come sia presente una seconda transizione di default che porta direttamente allo stato di *Wait* qualora sia già stata attivata in precedenza la logica di definizione dei parametri, ed essa abbia portato alla disattivazione dello stato *Chatter_ON*.

Si sottolinea inoltre come sia importante la definizione di un'opportuna soglia per la variazione dell'indicatore di chatter, ossia ΔCI_t ; da essa infatti dipende la propensione dell'algoritmo alla variazione del parametro di RVF.

Risulta infine rilevante la dimensione della finestra temporale di calcolo del CI ; questa deve infatti essere sufficientemente ampia, in modo da avere il tempo di rilevare gli effetti sul processo dati dalla combinazione dei parametri di S^3V ed in modo da generare brusche variazioni nel caso di fenomeni vibratorii pulsanti. Tuttavia, non si deve eccedere nell'ampiezza temporale per evitare un'effetto di ritardo tra fenomeno e sua ripercussione sull'indicatore di chatter. In generale, una dimensione come 0.2 s può essere considerata un ottimo compromesso tra i due aspetti.

5.6 Discussione

Nel corso del presente capitolo sono state affrontate diverse tematiche relative al controllo ed alla diagnostica del chatter rigenerativo. In primis è stato presentato un solido algoritmo di diagnostica del chatter basato su un approccio di fitting ricorsivo, il quale ha dato ottimi risultati sia in simulazione che per lavorazioni reali. La ricorsività del suddetto metodo è un aspetto fondamentale che garantisce una buona affidabilità anche nel caso in cui la velocità del mandrino sia tempo-variante.

Si è poi delineato il linguaggio a stati con cui è stato sviluppato l'algoritmo di controllo del chatter in Stateflow[®]; esso non necessita in alcun modo di informazioni relative al processo come la dinamica del sistema o i coefficienti di strappamento del materiale, e consta dei due principali approcci di spindle speed tuning e spindle speed variation. La prima tecnica è stata implementata con alcuni accorgimenti atti a definirne una buona implementazione, come l'attesa del regime di velocità o la possibile scelta tra la velocità stabile più vicina e quella massima tra le due più vicine (scelta da operare in base alle potenzialità della macchina in esame). La SST è stata introdotta in modo da essere adottata alle alte velocità (lobi di basso ordine), dove le tasche di stabilità sono generalmente più ampie.

Per le basse velocità è stata applicata la tecnica di spindle speed variation la cui implementazione riguarda principalmente la scelta automatica dei parametri di modulazione, ed è stata subordinata ad un'analisi di efficacia della SSV sul processo di taglio. I parametri RVA e RVF sono quindi scelti

in base ad una logica incrementale in grado di modificarli a seconda dell'effetto sull'indicatore di chatter della combinazione di parametri precedente, e sulla base della rilevazione di fenomeni di vibrazione pulsante. Si sottolinea inoltre come sia possibile applicare aggiornamenti parametrici più importanti (ad esempio 0.1 invece di 0.05) nel caso si voglia raggiungere la stabilizzazione (qualora possibile) in un tempo più breve; si pensi ad esempio alla contrapposizione tra lavorazioni di sgrossatura e finitura, nel secondo caso si potrebbe essere più interessati all'abbattimento del fenomeno rigenerativo nel più breve tempo possibile piuttosto che alla scelta di parametri conservativi.

Naturalmente lo sviluppo del presente algoritmo in linguaggio Stateflow® non inficia la generalità dell'architettura a stati, la quale potrebbe essere implementata in altri ambienti di sviluppo software senza alcun tipo di problema.

La validazione della presente metodologia di controllo a stati, per differenti casistiche operative, sarà materia del prossimo ed ultimo capitolo.

Capitolo 6

Validazione dell'algoritmo di controllo

Nel presente capitolo sarà attestata l'efficacia del controllo sviluppato nel Capitolo 5 sia nell'applicazione della tecnica di spindle speed tuning, sia in casistiche di applicazione della spindle speed variation. Ciò sarà portato a termine mediante simulazioni numeriche di due tipologie di lavorazioni; in un primo caso si riprodurrà la fresatura di alluminio considerando una fresatrice 3 assi Mandelli Thunder 500, questo per validare la tecnica di SST alle alte velocità. In un secondo caso, allo scopo di valutare l'applicazione della S³V, saranno riprodotte lavorazioni su acciaio considerando il centro di lavoro 5 assi Mandelli Storm 1400 già trattato al Capitolo 4.

6.1 Modello di simulazione retroazionato

Prima di procedere alle simulazioni vere e proprie, è necessario combinare il modello di fresatura presentato nella Sottosezione 5.3.1 con l'algoritmo di controllo chiudendo l'anello sul processo di fresatura stesso. Per fare ciò è stato creato un blocco contenente il controllo e rappresentato in figura 6.1; esso gestisce i medesimi segnali in ingresso e in uscita descritti nella Sottosezione 5.3.2.

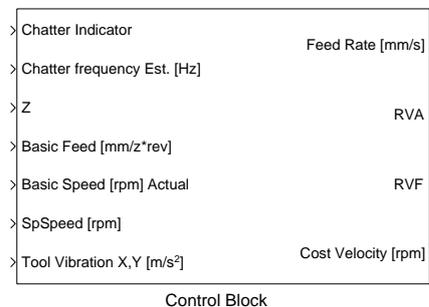


Figura 6.1: Blocco che racchiude la macchina a stati per il controllo.

Questo sottosistema è stato poi combinato con l'algoritmo di identificazione del chatter e con il modello di fresatura generando quello che è il modello di simulazione finale in anello chiuso proposto in figura 6.2.

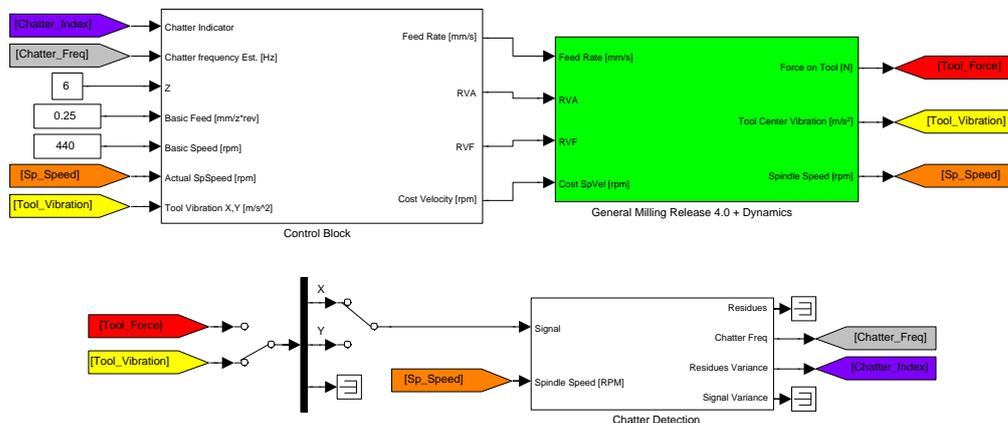


Figura 6.2: Modello completo di comandi in retroazione.

Tale schema di simulazione permette di riprodurre fedelmente il processo di fresatura controllato in tempo reale (on-line) dal sistema sviluppato per la gestione dei parametri in via del tutto automatizzata.

Si precisa inoltre come il blocco denominato *Chatter Detection* includa l'algoritmo per l'identificazione del chatter e della sua frequenza scritto come S-Function in linguaggio Matlab[®] (Appendice C).

6.2 Approccio di spindle speed tuning

6.2.1 Caratterizzazione del sistema

Come già anticipato, la verifica delle prestazioni del controllo per quanto riguarda le alte velocità (applicazione della SST) sarà portata a termine riproducendo lavorazioni di alluminio su di una fresatrice orizzontale 3 assi Mandelli Thunder 500. Si precisa in ogni caso che ciò non è inteso a tarare nuovamente il modello di fresatura confrontando i dati sperimentali con quelli ottenuti dalle simulazioni; bensì lo scopo è quello di applicare al modello una dinamica differente per testare l'algoritmo di controllo in casistiche dissimili. In aggiunta, la lavorazione di alluminio è il classico caso di applicazione della tecnica di spindle speed tuning in quanto eseguita ad alte velocità con un materiale facile da lavorare.

In figura 6.3 si riporta un'immagine relativa al volume di lavoro della suddetta macchina; l'utensile è una fresa a 5 taglienti da 80 mm di diametro.

Il pezzo in lavorazione è alluminio Giantal prodotto dall'azienda Tau Metalli S.p.A. le cui caratteristiche sono riportate in tabella 6.1.



Figura 6.3: Volume di lavoro della Mandelli Thunder 500.

Tabella 6.1: Dati relativi ad alluminio Giantal.

R_m (MPa)	Durezza (HB)	k_{tc} (MPa)	k_{rc} (MPa)	k_{ac} (MPa)
240	70	325	30	40

Per semplicità, saranno considerate nulle le tre componenti di edge k_{te} , k_{re} e k_{ae} .

In figura 6.4 sono riportate le cedevolezza dinamiche dirette del sistema utensile-portautensile-mandrino per quanto riguarda le due direzioni del piano di taglio. Esse sono state acquisite tramite un accelerometro triassiale modello 356B21 di PCB Piezotronics con una frequenza di acquisizione pari a 10 kHz.

In figura 6.5 sono invece riportate le successive identificazioni operate sulle dinamiche lato pezzo; per semplicità sono state imposte uguali le dinamiche nelle due direzioni x e y ed è stato identificato soltanto il modo di vibrare principale¹ intorno ai 1000 Hz.

I coefficienti modali così estratti sono riassunti in tabella 6.2; essi saranno impostati all'interno del modello di fresatura per simulare la dinamica della macchina in questione. Anche in questo caso si è considerata la dinamica assiale come trascurabile in quanto molto più rigida rispetto alle direzioni

¹Il modo intorno ai 500 Hz risulta in una zona di misura rumorosa oltre ad essere di intensità trascurabile ai fini della modellazione dell'instabilità rigenerativa.

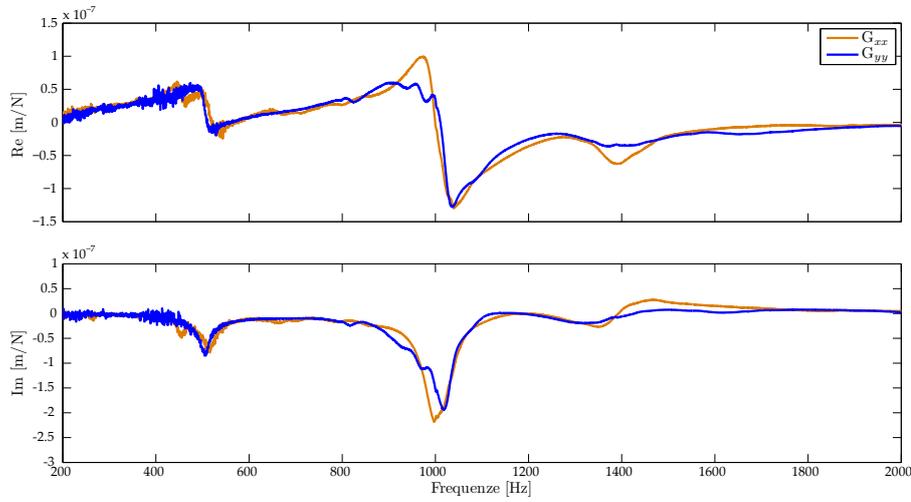


Figura 6.4: *Cedevolezza dinamica lato utensile.*

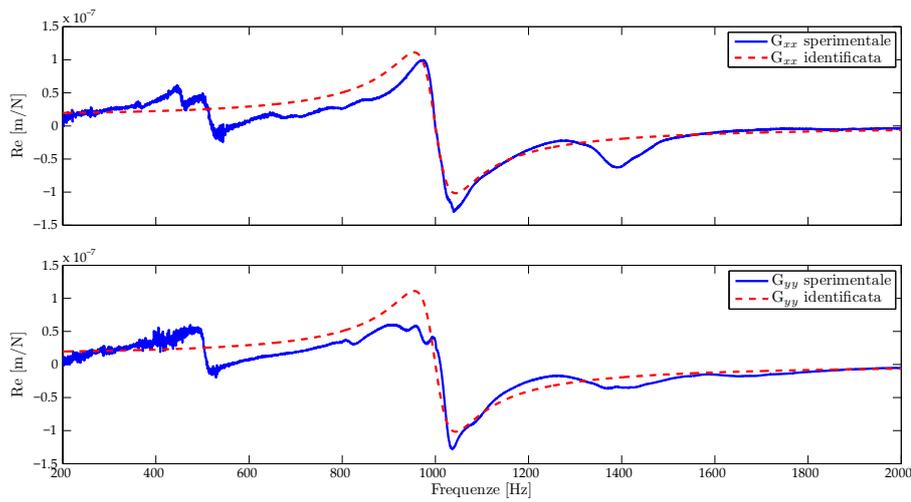


Figura 6.5: *Identificazioni modali sulla dinamica lato utensile.*

Tabella 6.2: *Coefficienti modali delle cedevolezza identificate.*

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.0445	0.746	1000	5.29×10^7
G_{yy}	0.0445	0.746	1000	5.29×10^7

del piano di taglio; stessa ipotesi per quanto riguarda le cedevolezza lato pezzo.

Avendo a disposizione i coefficienti del materiale e la dinamica identificata del sistema, è possibile calcolare il diagramma SLD analitico per l'analisi di stabilità; esso è riportato in figura 6.6 in termini di profondità di passata limite e di frequenze di chatter.

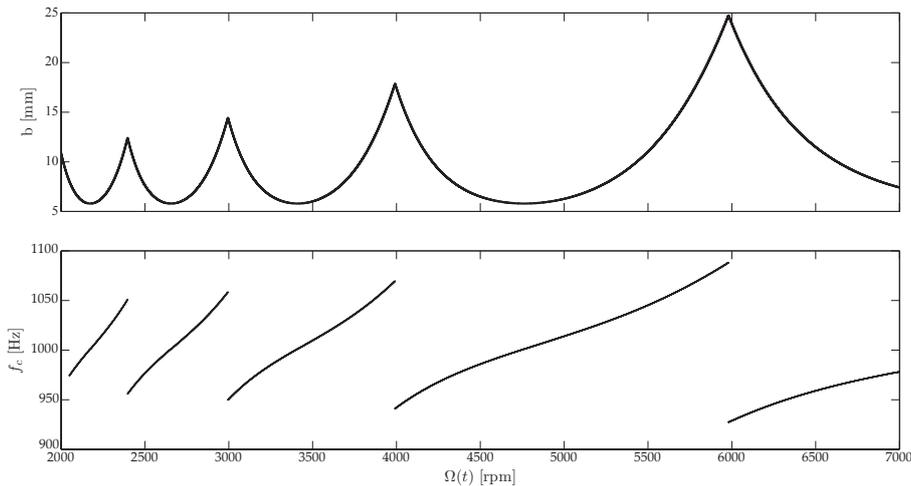


Figura 6.6: *Diagramma di stabilità analitico e frequenze di chatter per il sistema in esame.*

A questo punto è possibile procedere con le simulazioni considerando come riferimento il diagramma di stabilità e osservando il comportamento dell'algoritmo di controllo una volta rilevato il chatter. La finestra tecnologica vagliata riguarda velocità di rotazione del mandrino fino a 7000 rpm e profondità di passata comprese tra 5 mm e 25 mm.

6.2.2 Controllo on-line mediante SST

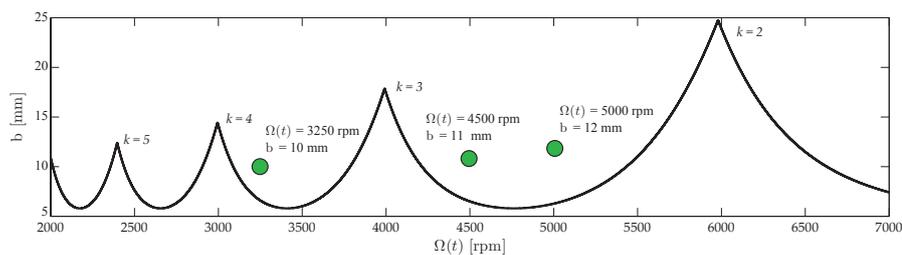
Saranno ora proposti risultati delle simulazioni effettuate abbinando il controllo al processo di taglio nel caso di velocità elevate nella lavorazione di alluminio. I test sono eseguiti a piena immersione, $a_e = 80$ mm, e con un avanzamento al dente pari a $f_z = 0.05$ mm/tooth; mentre i parametri d'interesse per la simulazione sono elencati in tabella 6.3. Si precisa come il segnale di diagnostica preso in considerazione sia l'accelerazione lungo la direzione y , mentre la banda passante dell'accelerometro simulato è impostata pari a 2000 Hz. Il valore di saturazione dell'accelerazione, non essendo disponibile il valore reale, è stato aumentato rispetto a quanto stimato nel caso di Mandelli Storm 1400 in modo da avere un comportamento più rapido dell'azionamento riducendo i tempi di simulazione (non si hanno particolari effetti sul comportamento del controllo). Per quanto riguarda la dimensione

Tabella 6.3: Parametri di simulazione considerati per i test di SST.

Modellazione		
Parametro	Valore	Descrizione
dt (s)	2×10^{-4}	passo temporale di simulazione.
T (s)	5	tempo di simulazione.
T_a (s)	0.0005	costante di tempo dell'accelerometro simulato.
$\dot{\Omega}_{sat}$ (rad/s ²)	1750	accelerazione massima (saturazione).
Identificazione chatter		
Parametro	Valore	Descrizione
j_{max} (-)	20	numero di armoniche per il fitting.
T_w (s)	0.2	finestra di calcolo dell'indicatore di chatter.
λ (-)	0.995	forgetting factor.
AR order (-)	2	ordine per il modello autoregressivo.
Controllo		
Parametro	Valore	Descrizione
CI_t (m ² /s ⁴)	50	valore soglia per l'indicatore di chatter.
k_t (-)	6	valore soglia per l'ordine del lobo.

della finestra di calcolo dell'indicatore di chatter, il valore è stato scelto come trade-off tra prontezza di identificazione (dimensione piccola) e affidabilità quanto identificato (dimensione grande).

In figura 6.7 sono rappresentate le lavorazioni che si andranno a simulare come posizione sul diagramma di stabilità.

**Figura 6.7:** Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni simulate.

Una prima simulazione è stata eseguita con profondità di passata $b = 12$ mm e velocità $\Omega(t) = 5200$ rpm, parametri che identificano una lavorazione instabile tra il secondo ed il terzo lobo del diagramma di stabilità (figura 6.7).

In figura 6.8 sono mostrati gli andamenti del segnale di diagnostica e della velocità del mandrino, mentre in figura 6.9 si propongono l'indicatore di chatter e la sua frequenza stimata.

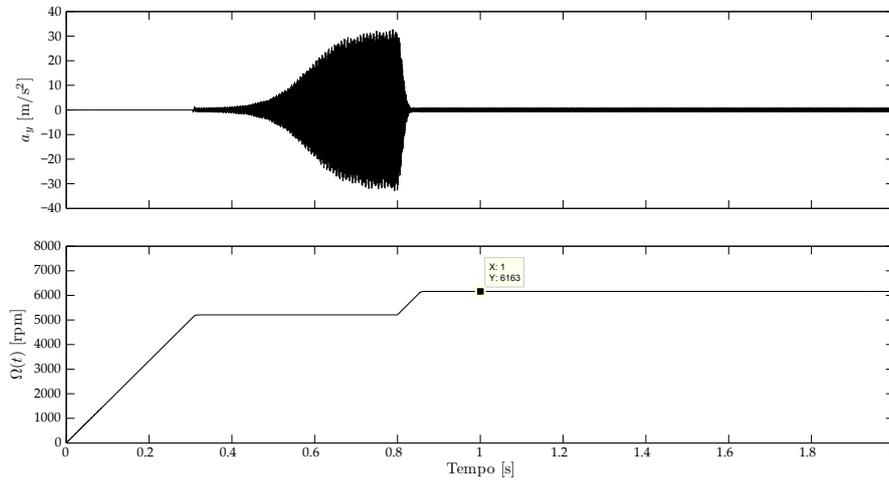


Figura 6.8: Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

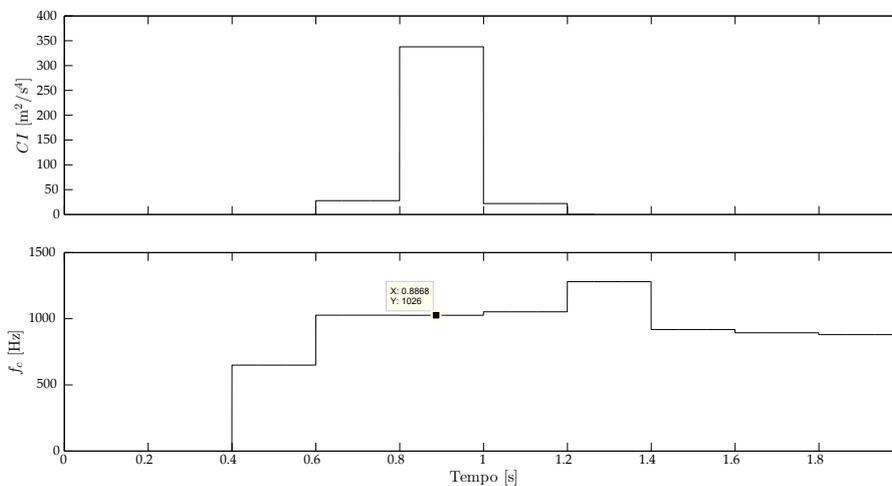


Figura 6.9: Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

L'approccio selezionato è quello di ricerca della velocità stabile più vicina a quella attuale. Come si evince da figura 6.8, l'algoritmo si comporta molto bene classificando la lavorazione come al di sotto del lobo di ordine 6 (alta

velocità) e modificando la velocità di rotazione non appena il chatter è identificato. L'effetto di ritardo che il *CI* sembra mostrare rispetto al fenomeno nel segnale di diagnostica è, come già asserito, dovuto a due cause principali; in primis l'ampiezza della finestra, l'indicatore deve infatti avere il tempo di effettuare il fitting per poi fornire il risultato. In secondo luogo, essendo una rappresentazione a scalini, l'esito del calcolo durante una finestra temporale è mostrato alla fine della stessa diventando l'ampiezza dello scalino durante la finestra successiva. Si precisa inoltre come il valore della frequenza di chatter rilevata sia significativo soltanto quando il fenomeno rigenerativo è presente.

Per quanto riguarda la lavorazione in sé, partendo da 5200 rpm viene stimata una frequenza di chatter pari a 1026 Hz (1025 Hz dal diagramma di stabilità) e di conseguenza il controllo individua 6156 rpm come posizione della tasca di stabilità più vicina. Risulta inoltre interessante notare come la precisione di stima della frequenza di chatter, la sua prossimità alla risonanza e la dimensione relativamente grande della tasca permettano il raggiungimento della zona stabile in un'unica iterazione.

A riprova di ciò si presenta in figura 6.10 l'analisi tempo-frequenza² della lavorazione considerando la forzante lungo y depurata dal valore medio. Da questa si notano la componente simulata di chatter a 1028 Hz che, per effetto del raggiungimento della velocità stabile, si riduce fino a scomparire e la componente di passaggio del tagliente, la quale cambia dopo che l'azione del controllo ha aumentato la velocità.

Una seconda lavorazione è stata simulata a profondità di passata $b = 11$ mm e con velocità $\Omega(t) = 4500$ rpm, anch'essa quindi risulta in una zona instabile del diagramma di figura 6.7 tra il secondo ed il terzo lobo. Anche per questa casistica si rappresenta l'andamento del segnale di diagnostica e della velocità del mandrino in figura 6.11, mentre in figura 6.12 sono riportati l'indicatore e la frequenza di chatter. L'approccio per il calcolo della velocità stabile da parte del controllo durante la lavorazione considera ancora la più vicina delle due.

Dall'osservazione di figure 6.11 e 6.12 è possibile evincere la bontà dell'azione di controllo nel cambiare la velocità di rotazione. Superato il valore soglia per l'indicatore si ha infatti una frequenza di chatter stimata pari a 980.3 Hz (985.8 Hz da diagramma SLD) e, questa volta, la tasca di stabilità identificata come più vicina è a 3921 rpm. Essendo la frequenza di chatter prossima alla risonanza, è necessaria una sola iterazione per raggiungere la zona stabile centrata su 4000 rpm (anche in questo caso la tasca è piuttosto ampia).

In figura 6.13 si riporta l'analisi tempo-frequenza della lavorazione con-

²Finestra da 0.4 s con 0.3 s di overlap, così come tutte le rappresentazioni di questo tipo riguardanti la SST.

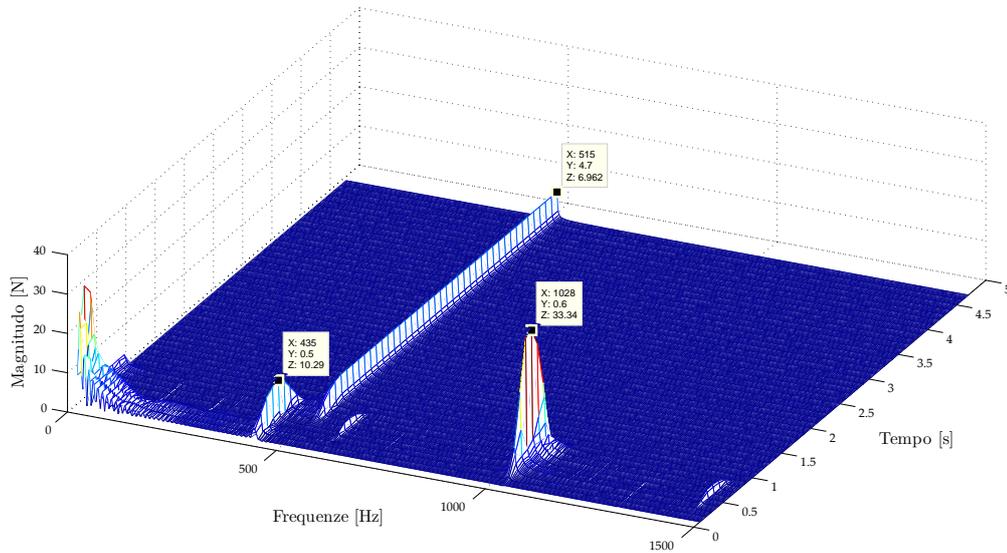


Figura 6.10: Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 12$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

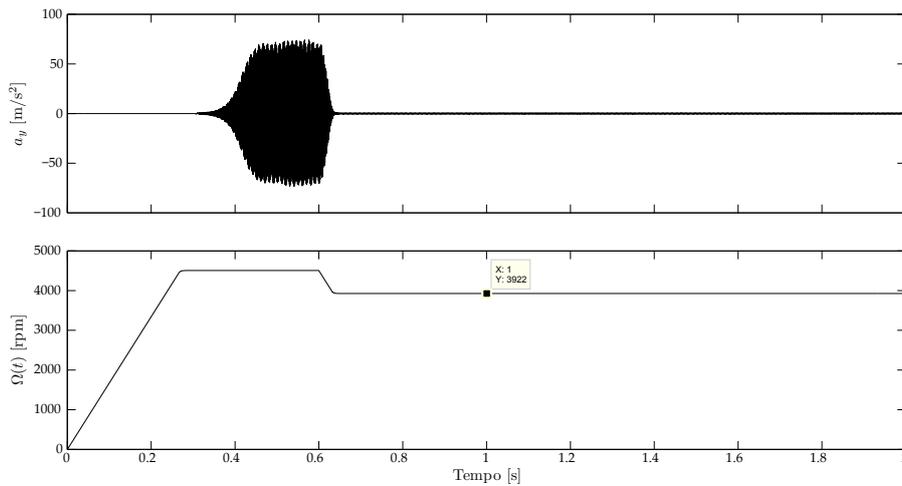


Figura 6.11: Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.

siderando la forzante lungo y sottratta dal valore medio; da essa si nota la componente di chatter simulata a 980 Hz che viene soppressa e la frequenza di passaggio del tagliente che si riduce a causa del cambio di velocità.

Per valutare anche l'approccio di ricerca della velocità stabile più elevata tra le due più prossime, si procede simulando una lavorazione a $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm; questa volta essa è localizzata tra il terzo ed il quarto

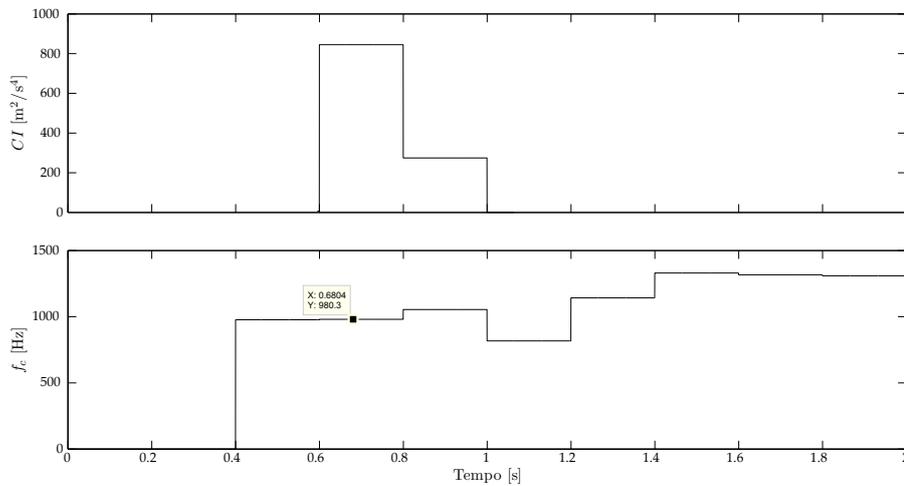


Figura 6.12: Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.

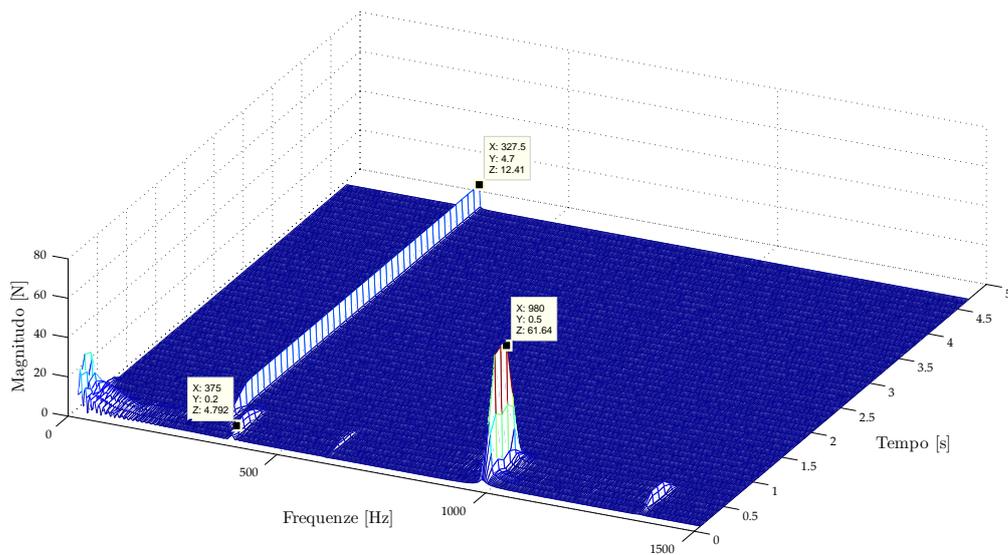


Figura 6.13: Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 11$ mm e $\Omega(t) = 4500$ rpm.

lobo del diagramma SLD di figura 6.6. In figure 6.14 e 6.15 sono riportati il segnale di diagnostica, la velocità del mandrino, l'indicatore di chatter e la sua frequenza.

In questo caso si nota come la frequenza stimata di chatter durante la rilevanza del fenomeno è 978.9 Hz (984.8 da diagramma SLD); di conseguenza le due zone stabili, in prossimità della velocità attuale, che l'algoritmo identifi-

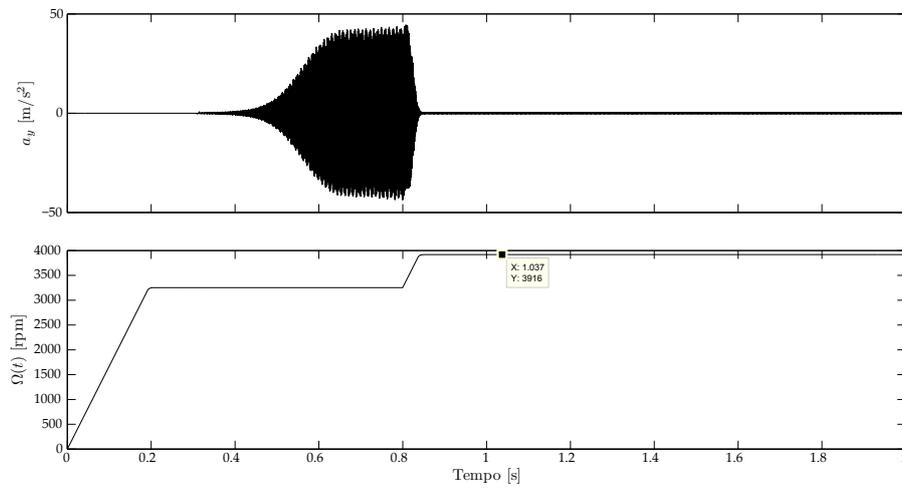


Figura 6.14: Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.

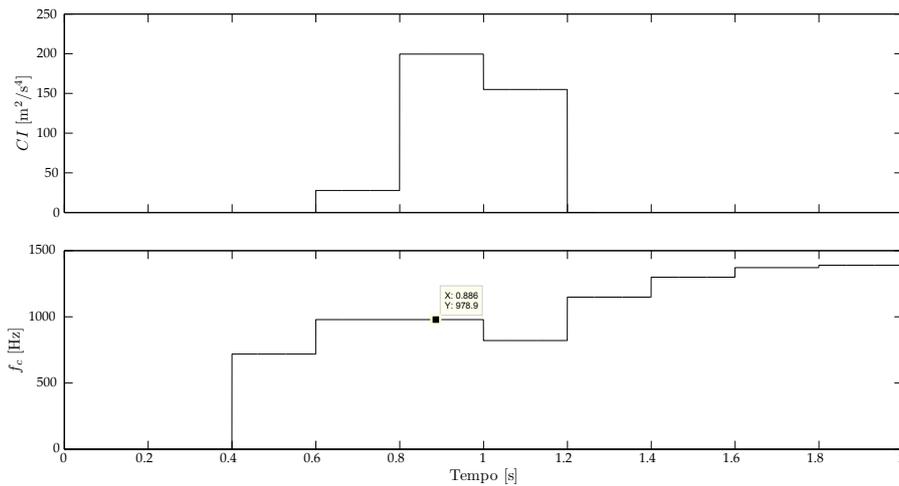


Figura 6.15: Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.

ca sono a 3916 rpm ed a 2937 rpm. Da figura 6.14 si osserva come la velocità impostata dal controllo sia 3916 rpm nonostante la tasca più vicina sia quella a 2937 rpm; ciò è in completa concordanza con l'approccio impostato di ricerca della zona stabile a velocità massima. Questo tipo di metodologia di ricerca ha principalmente un vantaggio ed uno svantaggio; è infatti vero che le zone stabili sono più ampie a velocità più alte, tuttavia il raggiungimento di tali campi di lavoro potrebbe essere sconsigliato dal punto di vista del carico sul singolo tagliente e del limite tecnologico del mandrino.

In figura 6.16 si riporta la rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione simulata considerando la forzante lungo y senza la componente media; anche in questo caso si nota la componente alla frequenza di chatter simulata a 980 Hz che viene abbattuta e la componente di passaggio del tagliente, la quale aumenta di conseguenza del cambio di velocità.

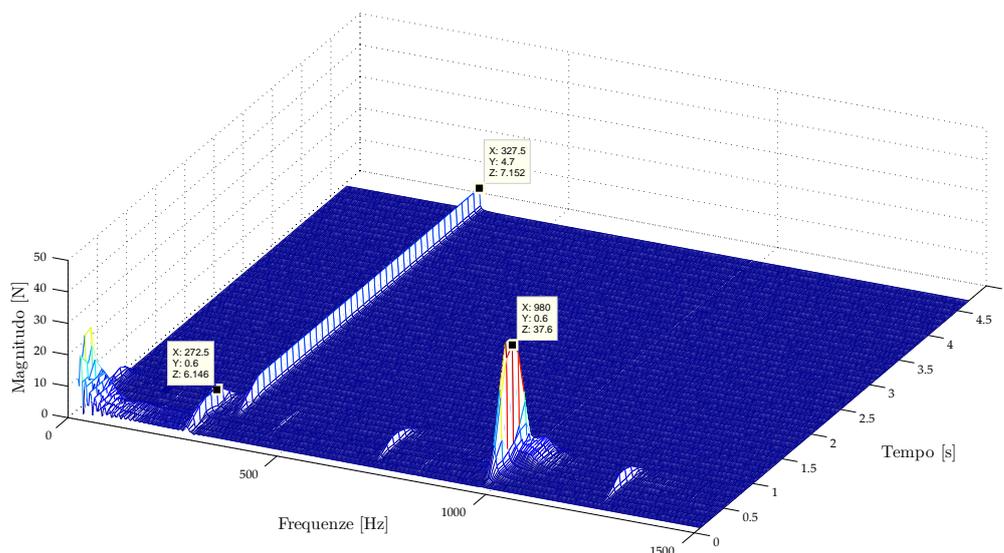


Figura 6.16: Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 10$ mm e $\Omega(t) = 3250$ rpm.

6.2.3 Casistica SST a più modi di vibrare

Nel tentativo di valutare la robustezza dell’algoritmo di controllo sviluppato, è stata incrementata la complessità del sistema aggiungendo un modo di vibrare alle cedevolezza dinamiche identificate e proposte in figura 6.4. In particolare questa nuova risonanza, uguale nelle due direzioni, è stata “dimensionata” in modo da generare un ulteriore treno di lobi che si vada ad intersecare con il primo complicandone la forma. In tabella 6.4 si riportano i parametri modali delle cedevolezza così ottenute. In figura 6.17 sono proposte le cedevolezza dinamiche corrispondenti ai parametri di tabella 6.4.

Mentre il diagramma a lobi calcolato con i medesimi coefficienti di strap-pamento e con le cedevolezza dinamiche così definite è proposto in figura 6.18 insieme all’indicazione delle lavorazioni che saranno vagliate in simulazione.

Con questa nuova configurazione si procede simulando una prima lavorazione a $b = 15$ mm ed a $\Omega(t) = 5200$ rpm, per la quale il controllo garantisce i

Tabella 6.4: Coefficienti modali delle cedevolezze a due modi di vibrare per analisi SST.

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.0445	0.746	1000	5.29×10^7
	0.0400	0.0800	390	7.51×10^7
G_{yy}	0.0445	0.746	1000	5.29×10^7
	0.0400	0.0800	390	7.51×10^7

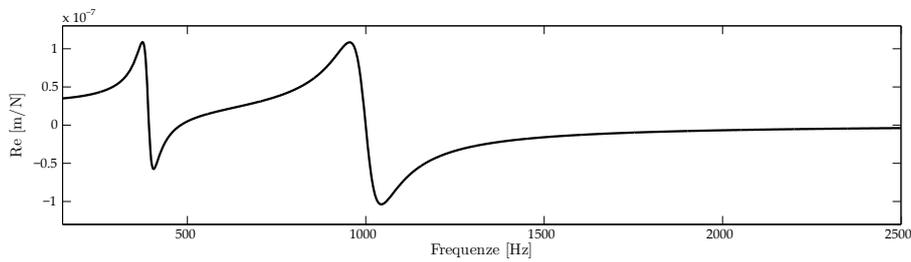


Figura 6.17: Cedevolezze dinamiche a due modi di vibrare per il caso SST.

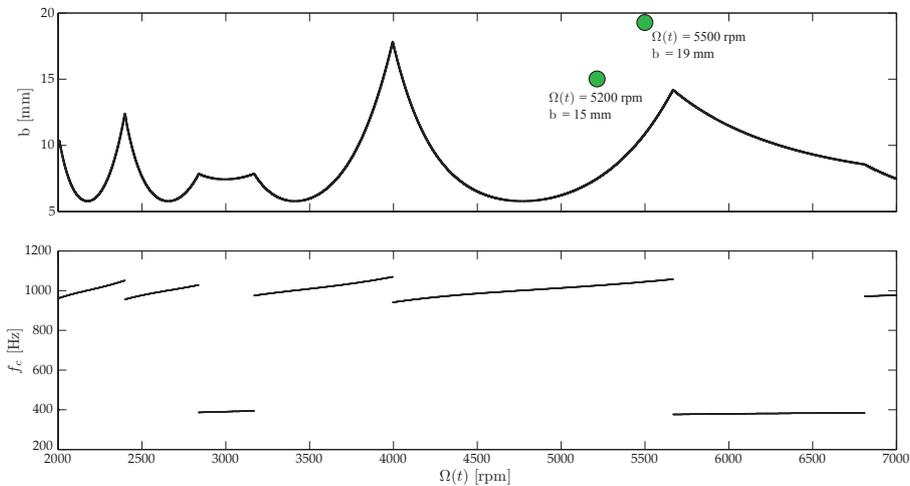


Figura 6.18: Diagramma di stabilità analitico, lavorazioni simulate e frequenze di chatter per il sistema a due modi di vibrare.

risultati riportati in figura 6.19; il CI e la frequenza di chatter sono invece riportate in figura 6.20. L'algoritmo di ricerca delle tasche di stabilità è impostato per tendere a quella più vicina alla velocità attuale. Come si evince da figura 6.19, questa casistica è più complessa da gestire da

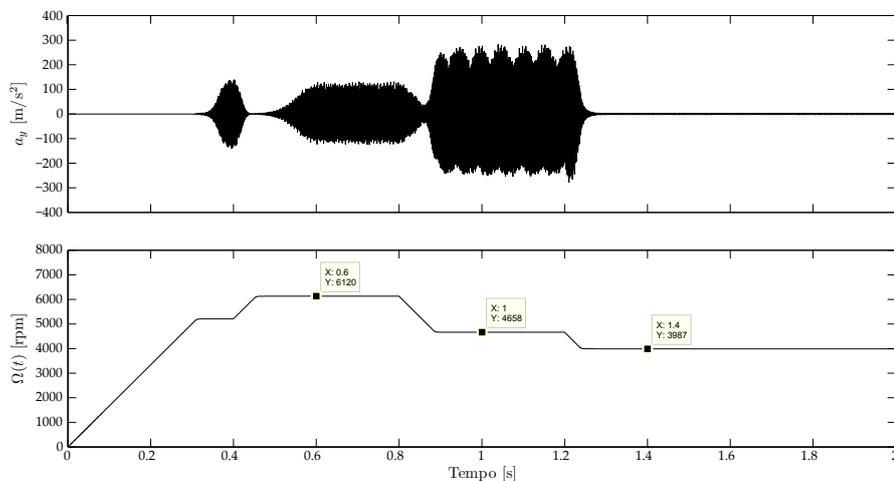


Figura 6.19: Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

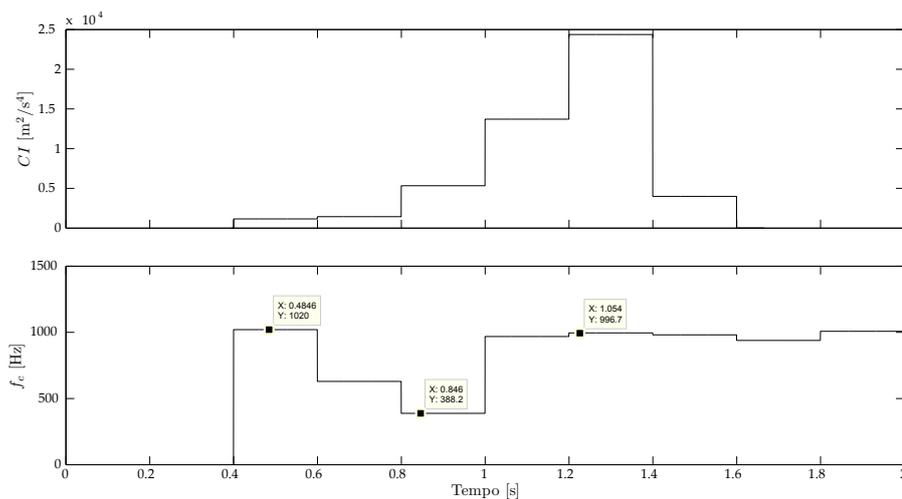


Figura 6.20: Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

parte del controllo in quanto la forma del diagramma di stabilità non appare più così chiara. Ad inizio lavorazione infatti, quando il chatter si sviluppa, viene identificata una frequenza pari a 1020 Hz (1025 Hz dal diagramma SLD) Hz e l'algoritmo suppone come la tasca di stabilità più vicina sia a 6120 rpm. Questa velocità risulta però ancora in una zona instabile a causa del treno di lobi abbinati al modo di vibrare aggiunto per testare la robustezza; la frequenza di chatter stimata è infatti di 388.2 Hz (380.3 da diagramma SLD) ed è relativa al modo di vibrare a frequenza più bassa. Il controllo esegue

quindi una seconda iterazione calcolando come nuova velocità stabile più vicina pari a 4658 rpm; quest'ultima risulta però ancora instabile a causa del treno di lobi corrispondente al modo a frequenza più alta. La frequenza di chatter identificata dall'algoritmo di diagnostica in questa nuova condizione di instabilità è pari a 996.7 Hz (994.9 Hz da diagramma SLD), da cui il controllo evidenzia la tasca di stabilità più vicina a 3987 rpm; con questa terza ed ultima iterazione, grazie all'effettiva presenza di una zona stabile, la lavorazione è stabilizzata.

In figura 6.21 è proposto l'andamento nel tempo delle componenti in frequenza considerando la forzante lungo y depurata dal valor medio; in essa si evidenzia come la componente di chatter passi alternativamente da 1028 Hz a 997.5 Hz passando per 380 Hz prima di scomparire del tutto.

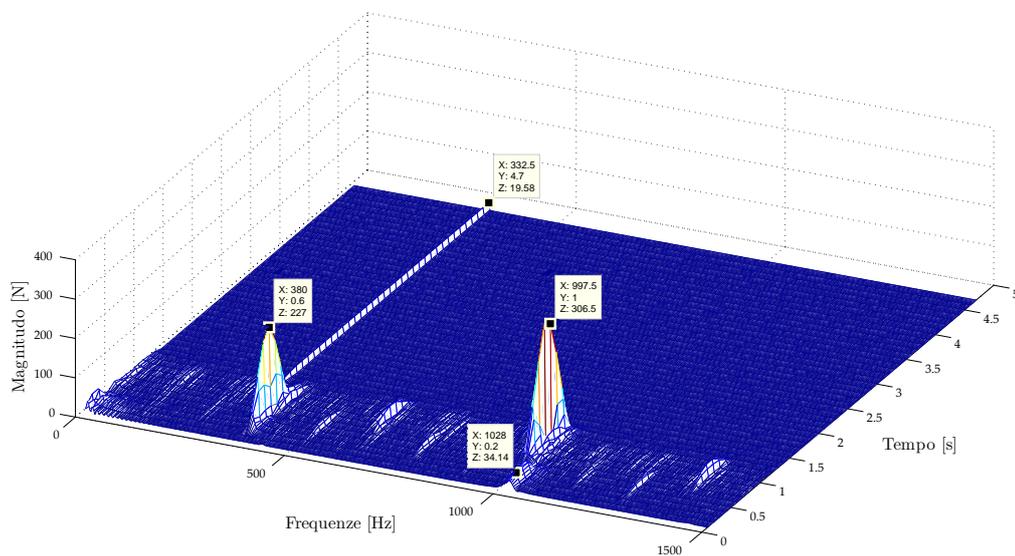


Figura 6.21: Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 15$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm.

Si propone infine un'ultima lavorazione simulata a $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5200$ rpm per esemplificare un classico caso in cui l'approccio di ricerca delle velocità stabili non sortisce effetti positivi. I risultati con il controllo applicato sono proposti nelle figure 6.22 e 6.23.

Si osserva come l'algoritmo di diagnostica identifichi inizialmente una frequenza di chatter pari a 1039 Hz facendo tendere il controllo verso i 6234 rpm. A questa nuova velocità si ha ancora instabilità a causa del treno di lobi a frequenza più bassa; di conseguenza la nuova f_c stimata corrisponde a 413.5 Hz, la quale fa in modo che l'algoritmo di SST scelga una velocità pari a 4962 Hz. Essendo però quest'ultima una zona instabile a causa del treno di lobi corrispondente alla frequenza propria più alta, viene stimata una frequenza

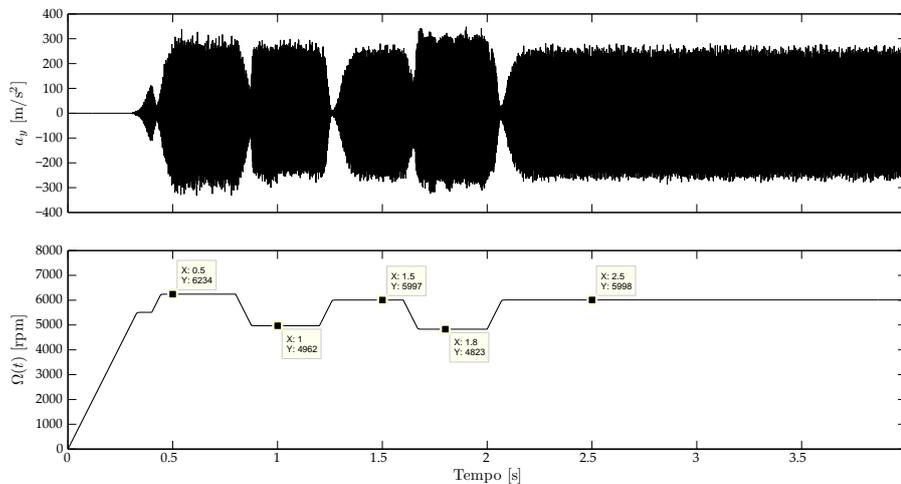


Figura 6.22: Segnale di diagnostica e velocità del mandrino con controllo, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.

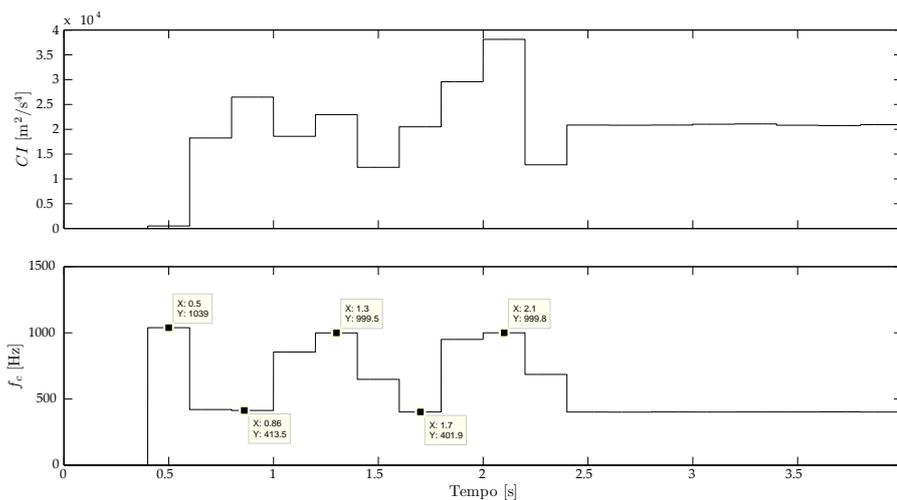


Figura 6.23: Indicatore di chatter e sua frequenza stimata con controllo, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.

di chatter intorno a 1000 Hz consentendo l'identificazione della velocità stabile pari a 5997 rpm. Queste continue modifiche intorno alle medesime due velocità sono ripetute fino al raggiungimento del limite di 5 iterazioni, oltre le quali l'algoritmo si ferma e la lavorazione non è stabilizzata.

In questa particolare casistica quindi, l'algoritmo di controllo continua ad iterare indefinitamente tra due velocità (circa 6000 rpm e circa 4900 rpm) ipotizzando la presenza di due tasche di stabilità che in realtà non ci sono; ciò è dovuto al fatto che la forma del diagramma di stabilità è resa complessa

dall'interazione di più modi di vibrare

Come ulteriore termine di confronto, si propone i figura 6.24 l'analisi tempo-frequenza della lavorazione considerando la forzante lungo y depurata dal valore medio. Da essa si nota l'alternativo sviluppo del fenomeno rigenerativo intorno alle due principali frequenze proprie del sistema.

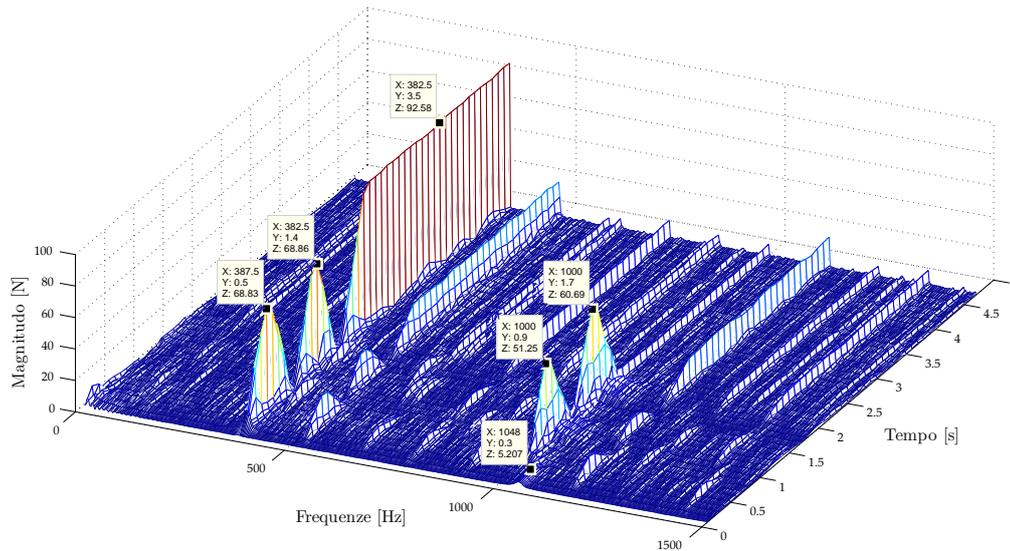


Figura 6.24: Rappresentazione tempo-frequenza della lavorazione, $b = 19$ mm e $\Omega(t) = 5500$ rpm.

Da questa ultima casistica si evince dunque come il limite della tecnica di SST sia proprio legato alla complessità della dinamica del sistema; infatti, più modi di vibrare interagenti si hanno e più complessa risulterà la forma del diagramma di stabilità rendendo la tecnica molto meno efficace rispetto al caso a singolo modo. Si precisa inoltre come anche profondità di passata nettamente al di sopra del diagramma stesso rendano impossibile la ricerca di tasche di stabilità, in quanto si è completamente al di sopra del limite stabilità (si consideri ad esempio una lavorazione a $b = 30$ mm ed il diagramma di figura 6.18).

6.3 Approccio di spindle speed variation

Nella presente sezione sarà testato il controllo sviluppato al Capitolo 5 dal punto di vista delle basse velocità; la tecnica adottata sarà dunque la spindle speed variation sinusoidale, la cui combinazione di parametri è l'output dell'algoritmo di controllo stesso.

La validazione è portata a termine riproducendo le lavorazioni eseguite dal consorzio MUSP su acciaio C40 con una Mandelli Storm 1400, ossia considerando il sistema per cui il modello di fresatura è stato tarato nel Capitolo 4; per questo sistema si riporta il diagramma di stabilità nella finestra tecnologica d'interesse in figura 6.25 così come ricavato nella sezione 4.3.2. La procedura di “model updating” è stata eseguita rispetto al suddetto sistema per avere a disposizione un ambiente di simulazione affidabile per il test sulla SSV, casistica sicuramente più delicata rispetto alla SST.

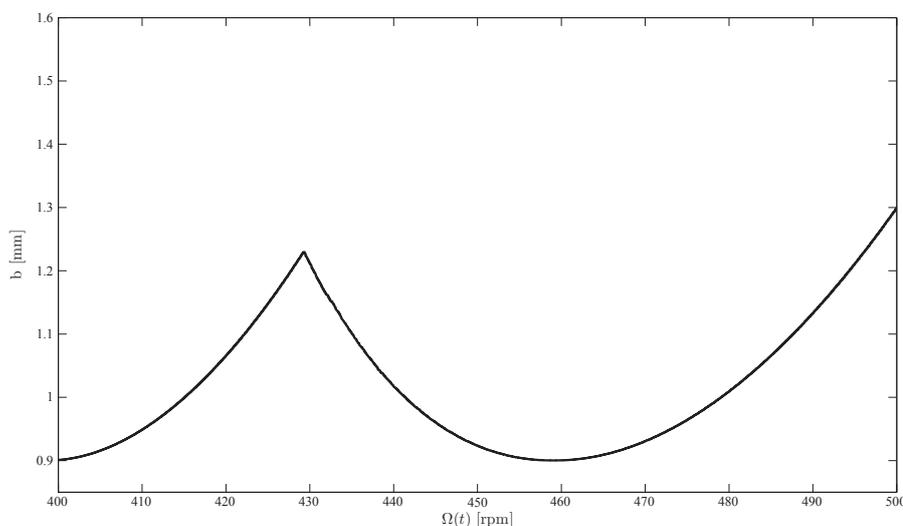


Figura 6.25: *Diagramma di stabilità analitico per la casistica in esame.*

Anche in questo caso i test sono eseguiti a piena immersione, $a_e = 80$ mm, e con un avanzamento al dente pari a $f_z = 0.25$ mm/tooth (per i dati relativi al materiale ed all'utensile si faccia riferimento al Capitolo 4); mentre i parametri d'interesse per la simulazione sono elencati in tabella 6.5. Il segnale di diagnostica preso in considerazione è l'accelerazione lungo la direzione x , mentre la banda passante dell'accelerometro simulato è impostata pari a 1000 Hz. Il valore di saturazione dell'accelerazione impostato è relativo al reale comportamento della Mandelli Storm 1400 identificato al Capitolo 4. Per quanto riguarda la dimensione della finestra di calcolo dell'indicatore di chatter, il valore è stato scelto come trade-off tra prontezza di identificazione (dimensione piccola) e affidabilità quanto identificato (dimensione grande).

6.3.1 Controllo on-line mediante SSV

Saranno ora eseguite una serie di lavorazioni instabili simulate per testare il comportamento dell'algoritmo di controllo nel definire i parametri della

Tabella 6.5: Parametri di simulazione considerati per i test di SSV.

Modellazione		
Parametro	Valore	Descrizione
dt (s)	2×10^{-4}	passo temporale di simulazione.
T (s)	5	tempo di simulazione.
T_a (s)	0.001	costante di tempo dell'accelerometro simulato.
$\dot{\Omega}_{sat}$ (rad/s ²)	175	accelerazione massima (saturazione).
Identificazione chatter		
Parametro	Valore	Descrizione
j_{max} (-)	18	numero di armoniche per il fitting.
T_w (s)	0.2	finestra di calcolo dell'indicatore di chatter.
λ (-)	0.995	forgetting factor.
AR order (-)	2	ordine per il modello autoregressivo.
Controllo		
Parametro	Valore	Descrizione
CI_t (m ² /s ⁴)	50	valore soglia per l'indicatore di chatter.
ΔCI_t (m ² /s ⁴)	300	valore soglia per la variazione del CI .
k_t (-)	5	valore soglia per l'ordine del lobo.

spindle speed variation al fine di abbattere il chatter; i casi analizzati sono riportati in figura 6.26 sovrapposti al diagramma di stabilità.

La prima lavorazione simulata è eseguita a $b = 1.45$ mm e $\Omega(t) = 455$ rpm ed in figura 6.27 sono presentati i risultati garantiti dall'algoritmo di controllo, attivo durante il test. Si precisa come la frequenza di chatter identificata non sarà rappresentata in quanto non utilizzata dal sistema di definizione dei parametri della S³V; essa è comunque stimata correttamente nell'intorno dei 300 Hz garantendo il calcolo dell'ordine del lobo per la scelta della strategia. Per maggiore chiarezza, per questa prima casistica, si propongono in figura 6.28 gli andamenti dei parametri di modulazione nel tempo; sono infatti questi ultimi a modificare il profilo di velocità.

Il passo di aggiornamento dei parametri di RVA e RVF, così come il loro valore iniziale, è stato posto pari a 0.1. Come si evince dalla figura 6.27, l'algoritmo di controllo riesce con successo a definire una combinazione di parametri per la S³V che permetta di abbattere il fenomeno rigenerativo. In particolare, si nota come venga inizialmente aumentata l'ampiezza di modulazione fino a raggiungere $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.1$; una volta identificato un calo dell'entità vibratoria, l'aumento dell'ampiezza viene arrestato. Quando si osserva un nuovo aumento della vibrazione, il controllo lo riconosce co-

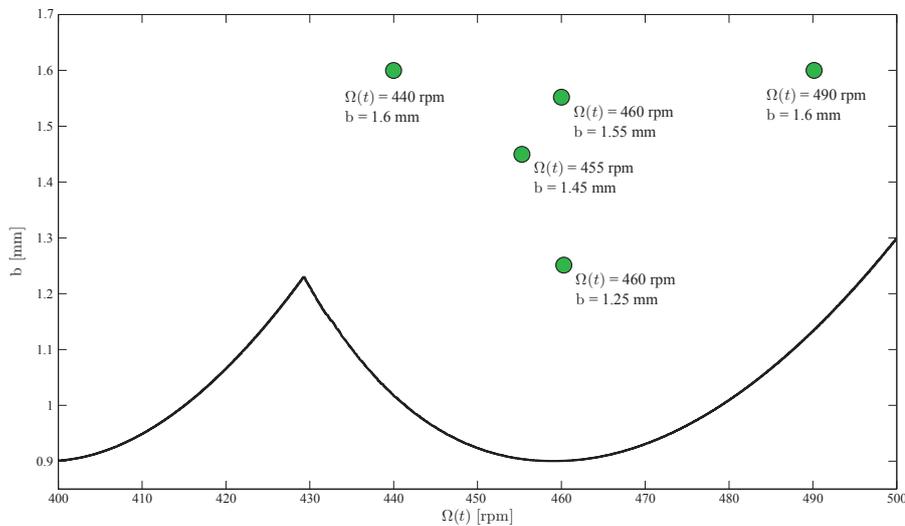


Figura 6.26: *Diagramma di stabilità analitico e lavorazioni simulate per la casistica in esame.*

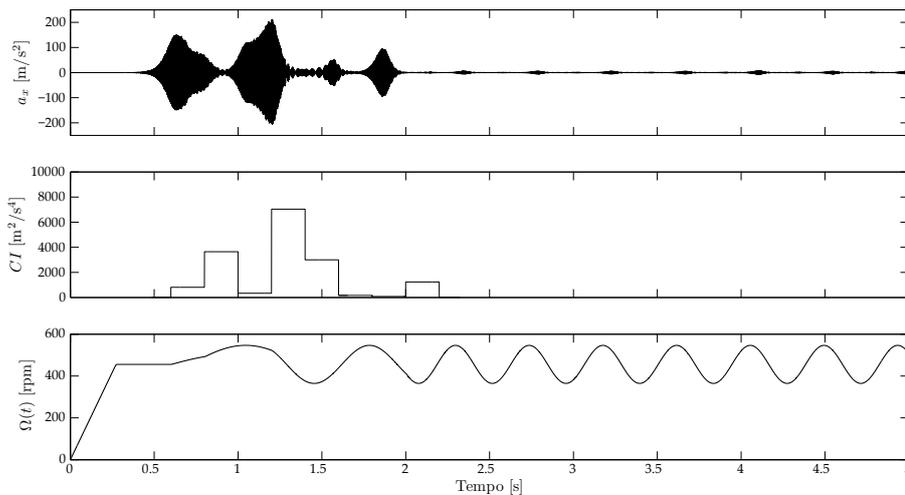


Figura 6.27: *Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.45 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 455 \text{ rpm}$.*

me fenomeno pulsante ed aumenta la frequenza di modulazione; ciò accade due volte, portando la combinazione finale di parametri a $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.3$.

In figura 6.29 si riporta l'analisi tempo-frequenza della lavorazione considerando la forzante lungo z depurata dal valore medio; essa è eseguita con finestra di ampiezza 0.3 s ed un passo di avanzamento della finestra nel tem-

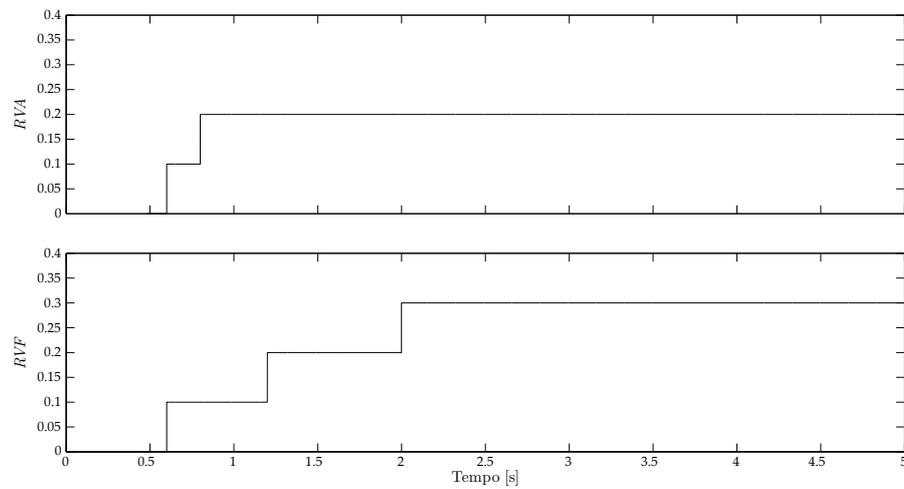


Figura 6.28: *Andamento nel tempo dei parametri di modulazione, $b = 1.45 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 455 \text{ rpm}$.*

po di 0.05 s così come tutte le rappresentazioni di questo tipo riguardanti la SSV.

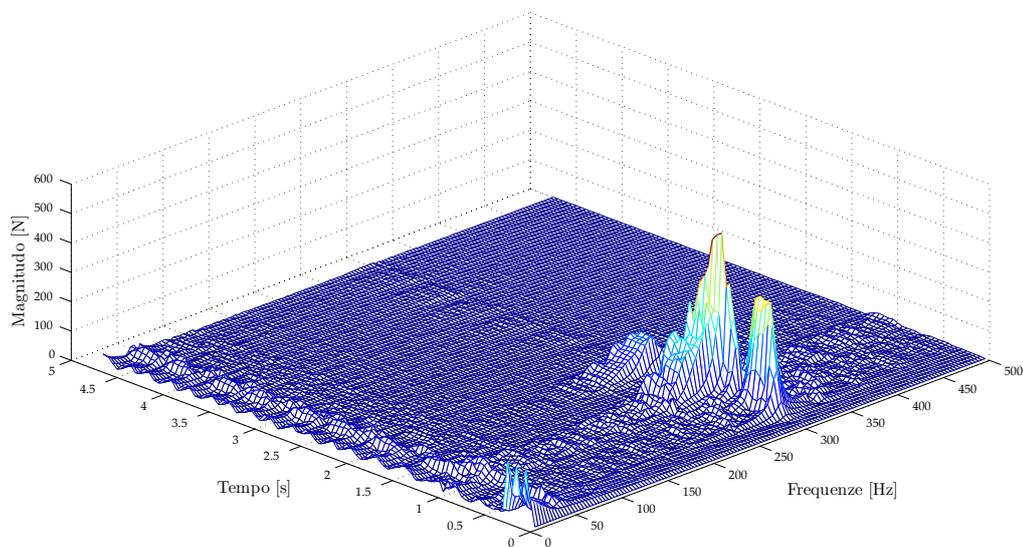


Figura 6.29: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.45 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 455 \text{ rpm}$.*

Da quest'ultima rappresentazione è possibile osservare come la componente alla frequenza di chatter venga abbattuta dalla modulazione di velocità una volta raggiunti i parametri finali. Si nota inoltre come la S^3V renda il chatter non più localizzato in frequenza, ma comprendente una certa area intorno

ai 300 Hz. Per quanto riguarda le prestazioni del controllo, si osserva come l'abbattimento totale delle vibrazioni rigenerative avvenga in un lasso di tempo relativamente ridotto, pari a circa 1.5 s.

Una seconda simulazione, eseguita a $b = 1.6$ mm e $\Omega = 440$ rpm, permette di osservare i risultati mostrati in figura 6.30 in termini di segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino.

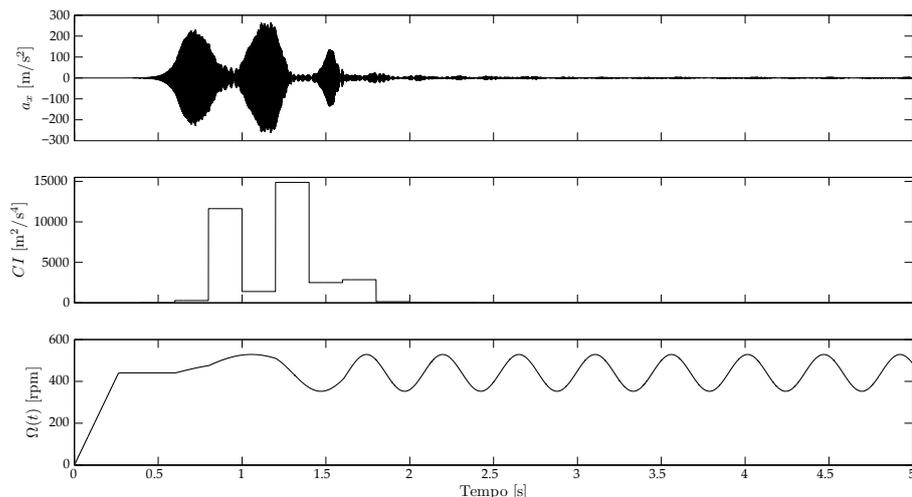


Figura 6.30: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 440$ rpm.

Il passo di aggiornamento per i parametri di modulazione è ancora pari a 0.1 sia per RVA che per RVF, così come il loro valore iniziale. Da figura 6.30 si evince come la presente casistica sia simile alla precedente, in particolare si osserva come l'iniziale aumento dell'indicatore CI sortisca un aumento dell'ampiezza di modulazione sino a $RVA = 0.2$; a questo punto la vibrazione si riduce e si instaura un fenomeno di pulsazione vibratoria che il controllo riconosce e gestisce aumentando il parametro di ampiezza. Quest'ultimo viene incrementato per due volte permettendo alla S^3V di raggiungere i valori finali di $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$; i parametri così raggiunti permettono di stabilizzare la lavorazione abbattendo le vibrazioni rigenerative e garantendo un ottimo risultato.

In figura 6.31 è mostrato l'andamento dello spettro nel tempo considerando la forzante lungo la direzione z depurata dal valore medio.

Anche in questo caso si osserva la presenza della componente legata al chatter nell'intorno dei 300 Hz; essa è abbattuta dall'azione del controllo in un tempo inferiore rispetto al caso di figura 6.27, ossia in circa 1 s.

Come terza casistica test, si è simulata una lavorazione a $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm ottenendo i risultati proposti in figura 6.32. Anche in questo

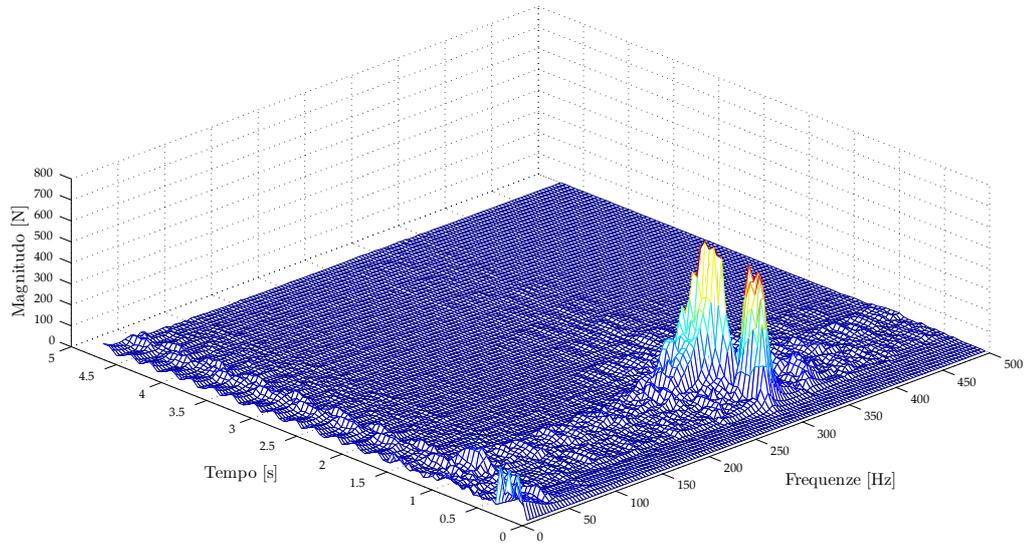


Figura 6.31: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.6 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 440 \text{ rpm}$.*

caso il passo di aggiornamento per entrambi i parametri della S^3V è pari a 0.1, così come il loro valore iniziale impostato una volta rilevato il chatter.

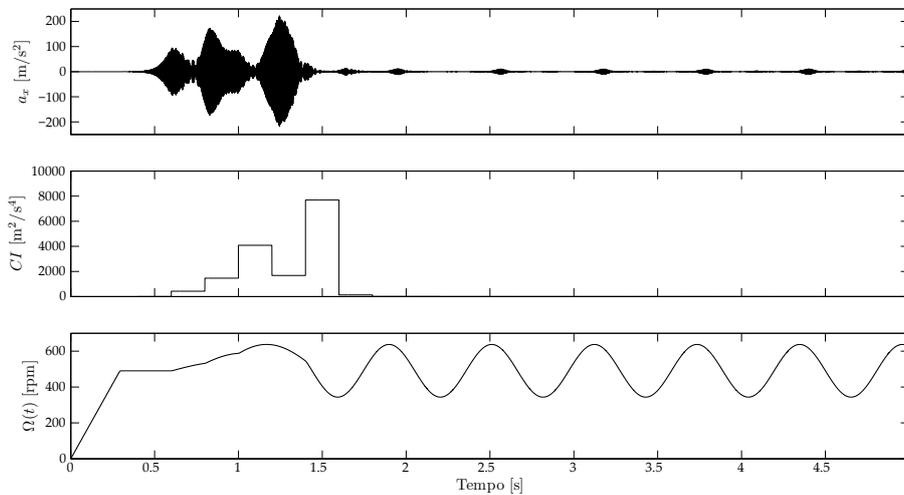


Figura 6.32: *Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.6 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 490 \text{ rpm}$.*

Come si nota dalla figura 6.32, questa lavorazione è caratterizzata da una fase vibratoria iniziale che causa un innalzamento del parametro di RVA sino a raggiungere un valore pari a ≈ 0.3 ; ciò si verifica in quanto l'indicatore di chatter individua un continuo aumento, inizialmente meno marcato, della

vibrazione. Quest'ultima non esegue esattamente questo andamento nella prima parte data la leggera diminuzione in ampiezza che si osserva a circa 0.75 s, essa non è però molto marcata e non è percepita dall'indicatore. Nella fase successiva, si verifica un fenomeno di pulsazione molto marcato ed il controllo agisce aumentando la frequenza di modulazione; in questo modo la lavorazione viene quasi del tutto stabilizzata. Si osservano infatti alcune piccole pulsazioni successive che, tuttavia, rimangono molto limitate in ampiezza. La combinazione di parametri finale raggiunta dalla S^3V è dunque di $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$.

Dall'analisi tempo-frequenza della simulazione (forzante lungo z senza il valore medio) proposta in figura 6.33 è possibile osservare i medesimi aspetti poc'anzi evidenziati. Anche in questo caso il controllo garantisce un'ottima performance abbattendo le vibrazioni rigenerative in un tempo pari a circa 1 s.

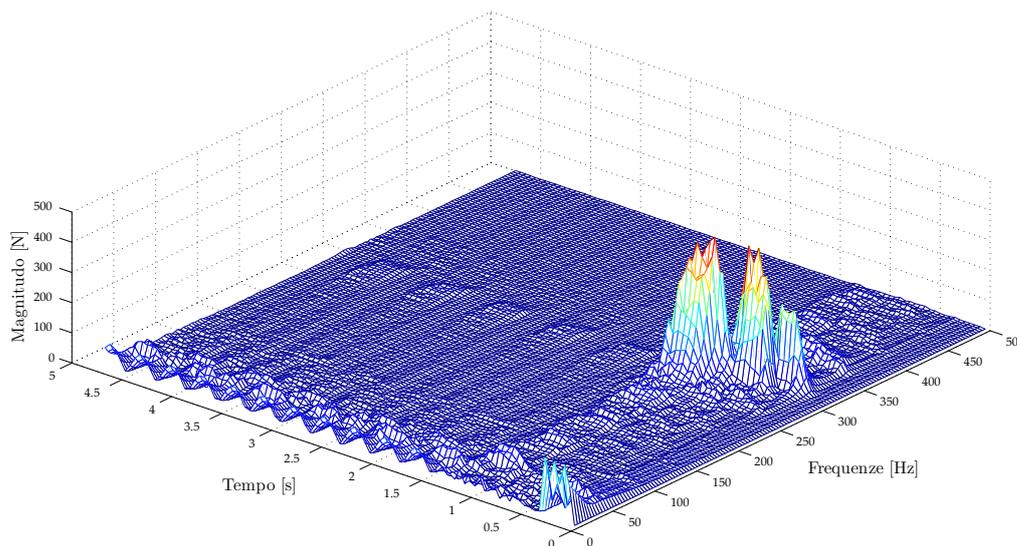


Figura 6.33: Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.6$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm.

Il quarto caso preso in esame riguarda una lavorazione simulata con una profondità di passata inferiore a quelle vagliate precedentemente, in particolare si considera $b = 1.25$ e $\Omega(t) = 460$. In figura 6.34 sono proposti i segnali risultanti di vibrazione, indicatore di chatter e velocità del mandrino considerando il medesimo valore di partenza e di aggiornamento parametrico per la S^3V dei casi precedenti.

Per questa lavorazione si osserva come il controllo attivi la S^3V non appena il chatter è rilevato ed aumenta l'ampiezza di modulazione all'aumentare dell'indicatore di chatter, giungendo a $RVA = 0.2$. Successivamente, al ma-

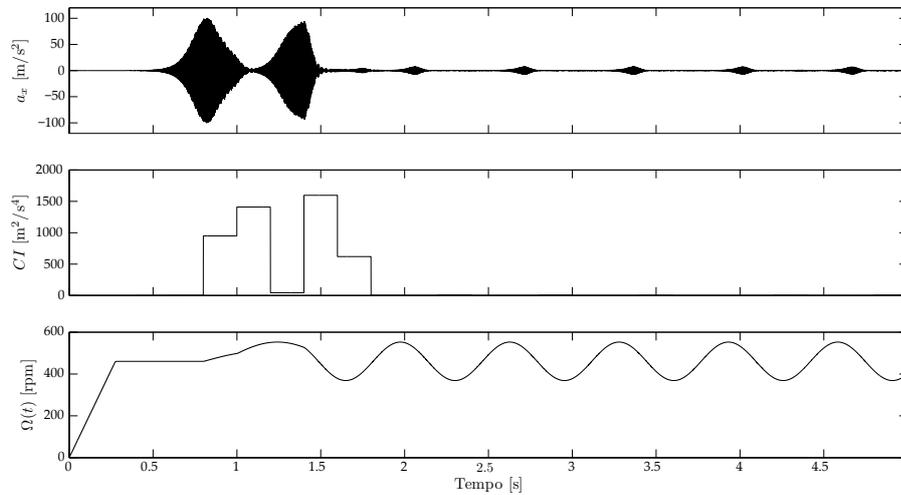


Figura 6.34: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.25 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 460 \text{ rpm}$.

nifestarsi della pulsazione vibratoria, l'algoritmo procede aumentando la frequenza di modulazione ed arrivando a definire la combinazione di parametri definitiva con la quale il chatter viene abbattuto, ossia $RVA = 0.2$ e $RVF = 0.2$.

In figura 6.35 si riporta il diagramma tempo-frequenza del segnale di forza lungo z , da cui si può osservare l'abbattimento della vibrazione rigenerativa che, essendo il chatter meno pesante, avviene con parametri inferiori rispetto ai casi precedenti.

Risulta inoltre interessante notare come, anche in questo caso, l'algoritmo di controllo garantisca un'ottima prestazione in quanto il fenomeno rigenerativo è abbattuto in un tempo pari a circa 1 s.

Si propone infine un'ultima casistica test per semplificare il comportamento dell'algoritmo di controllo nel caso si imponga un valore pari a 0.05 per quanto riguarda l'aggiornamento parametrico della S^3V . La lavorazione simulata è eseguita a $b = 1.55 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 460 \text{ rpm}$ ed i risultati ottenuti sono riportati in figura 6.36.

I valori iniziali impostati una volta il chatter è rilevato sono ancora pari a 0.1 sia RVA che RVF . Da figura 6.36 è possibile notare come, dopo aver innescato la S^3V a $RVA = 0.1$ e $RVF = 0.1$, l'algoritmo di controllo proceda con l'aumento della frequenza di modulazione per quattro volte a seguito dell'andamento pulsante della vibrazione. Giunto al valore limite, ossia quando $RVF = 0.3$, il segnale di diagnostica mostra un'ulteriore pulsazione vibrato-

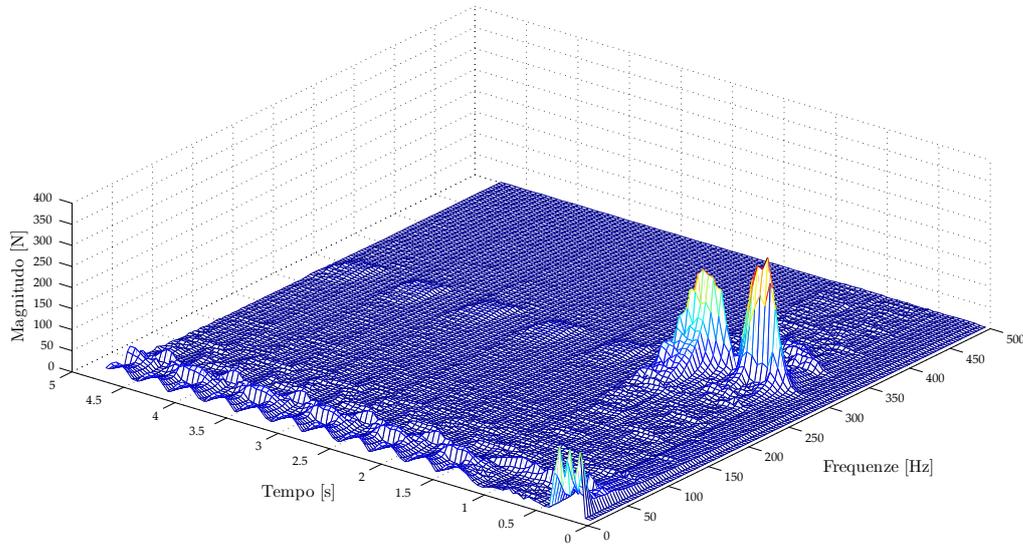


Figura 6.35: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.25$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.*

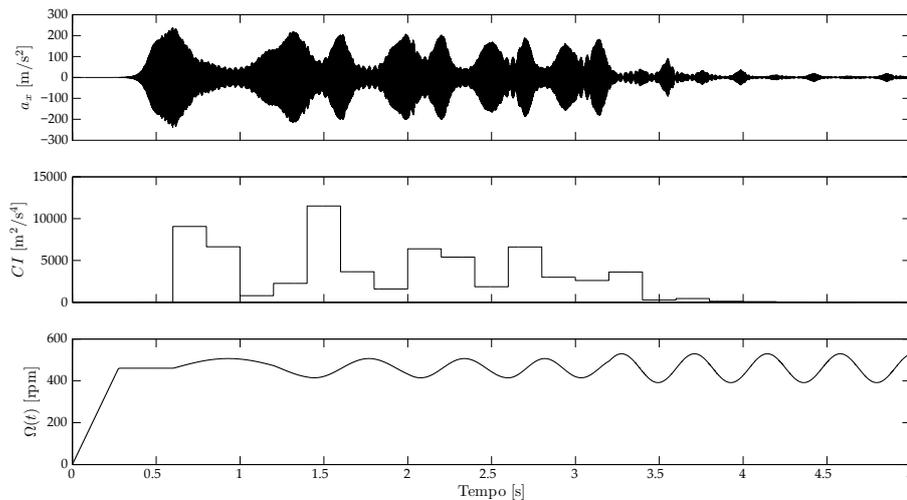


Figura 6.36: *Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.55$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.*

ria rigenerativa ed il controllo agisce aumentando il parametro di ampiezza ed ottenendo la stabilizzazione della lavorazione con la combinazione $RVA = 0.15$, $RVF = 0.3$.

Nonostante anche in questo caso l'algoritmo di controllo si sia dimostrato efficace nell'abbattere il fenomeno rigenerativo, si osserva come ciò avvenga in un tempo nettamente superiore (più di 3 s) rispetto alle casistiche in cui

la variazione parametrica è più intensa. A riprova di quanto già osservato, in figura 6.37 si riporta l'analisi tempo-frequenza della lavorazione considerando la forzante lungo z depurata dal valore medio.

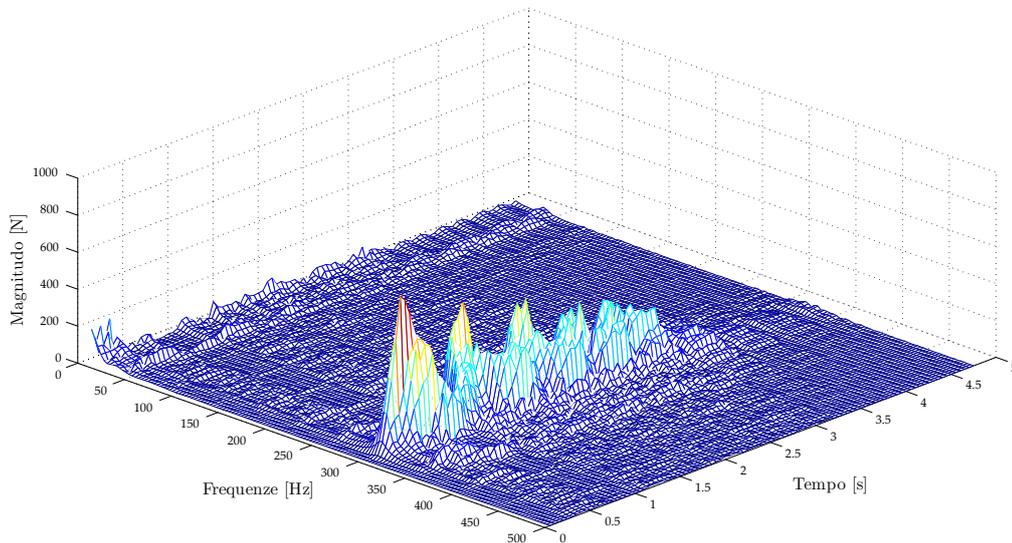


Figura 6.37: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.55$ mm e $\Omega(t) = 460$ rpm.*

Anche da figura 6.37 si nota come le componenti di chatter vengano abbattute ad un piccolo residuo dalla modulazione di velocità.

In conclusione, si propone il medesimo diagramma di figura 5.41 ottenuto nel capitolo 5 a pagina 148; esso rappresenta le combinazioni ottime di parametri ricavate dall'analisi di efficacia della S^3V . In questo diagramma sono state indicate le 5 lavorazioni simulate con i relativi parametri finali impostati dal controllo; il risultato è proposto in figura 6.38.

Come si può notare dalle casistiche prese in esame, l'algoritmo di controllo non solo riesce a garantire l'abbattimento delle vibrazioni rigenerative ma risulta in grado di individuare quasi sempre le combinazioni ottime dei parametri. Gli uniche due lavorazioni in cui la S^3V è regolata con parametri diversi da quelli ottimi sono il caso in cui la profondità di passata è relativamente bassa ($b = 1.25$, $\Omega(t) = 460$) ed il caso in cui il passo di aggiornamento è impostato pari a 0.05 sia per RVA che per RVF ($b = 1.55$, $\Omega(t) = 460$).

Nel primo di essi, essendo il chatter non così intenso, l'algoritmo si ferma a parametri intermedi sia per la frequenza che per l'ampiezza senza raggiungere $RVF = 0.3$ (si ha comunque un buon abbattimento anche non con parametri ottimali); nel caso invece in cui l'aggiornamento parametrico è stato più blando, è asseribile come il controllo riesca comunque ad imporre una maggiore frequenza rispetto all'ampiezza facendo rimanere quest'ultima

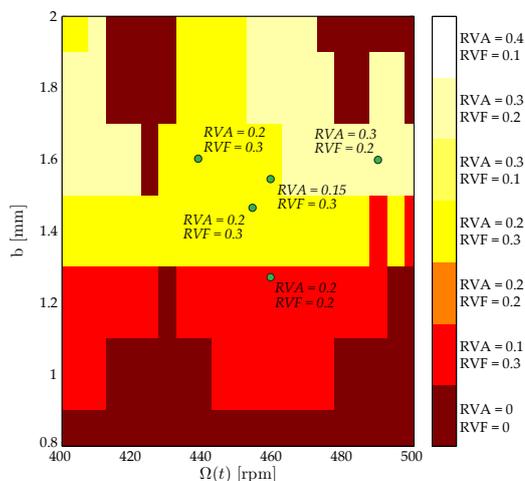


Figura 6.38: Parametri di modulazione ottimi e risultati ottenuti dall'algoritmo di controllo.

leggermente al di sotto del valore ottimo (approccio più conservativo ma più lento nello stabilizzare).

6.3.2 Casistica SSV a più modi di vibrare

Al fine di valutare se le considerazioni che hanno permesso di sviluppare l'algoritmo di scelta dei parametri per la S³V si possano estendere anche a casistiche più complesse, si procede introducendo alle cedevolezza dinamiche del sistema utensile-portautensile-mandrino (riportate in figura 4.13 a pagina 89) un ulteriore modo di vibrare. In particolare, per accertarsi di ottenere un'interazione tra le due risonanze nella finestra tecnologica considerata, si è "dimensionato" il modo aggiunto con l'obiettivo di introdurre un ulteriore treno di lobi che intersecasse quello già presente.

I parametri modali delle cedevolezza dinamiche così sintetizzate, sono riportati in tabella 6.6. In figura 6.39 sono quindi proposte graficamente le funzioni di trasferimento ricavate, descritte dai parametri modali di tabella 6.6.

In figura 6.40 è invece proposto il diagramma a lobi calcolato con i medesimi coefficienti di strappamento e con le cedevolezza dinamiche così definite e comprensivo delle lavorazioni che saranno simulate.

Prima di procedere simulando delle lavorazioni con controllo real-time in questa nuova casistica, si riportano nelle figure 6.41 e 6.42 i risultati finali delle medesime analisi svolte nella sottosezione 5.5.1 con questa nuova dinamica multimodale. In particolare si propongono soltanto i diagrammi di efficacia

Tabella 6.6: Coefficienti modali delle cedevolezze a due modi di vibrare per analisi SSV.

	ζ (-)	A (kg^{-1})	f_n (Hz)	(k) (N/m)
G_{xx}	0.076	0.073	298	4.80×10^7
	0.048	0.10	450	7.99×10^7
G_{yy}	0.076	0.073	298	4.80×10^7
	0.048	0.10	450	7.99×10^7

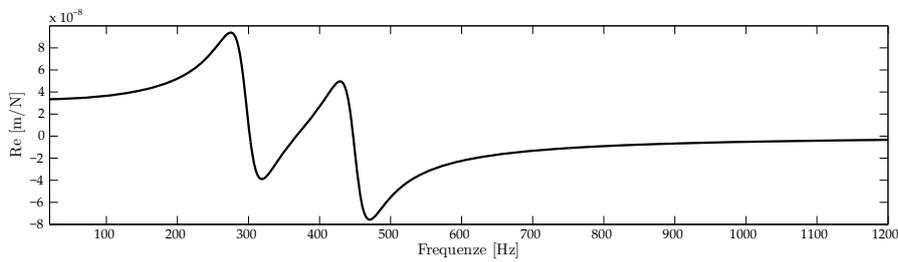


Figura 6.39: Cedevolezze dinamiche a due modi di vibrare per il caso SSV.

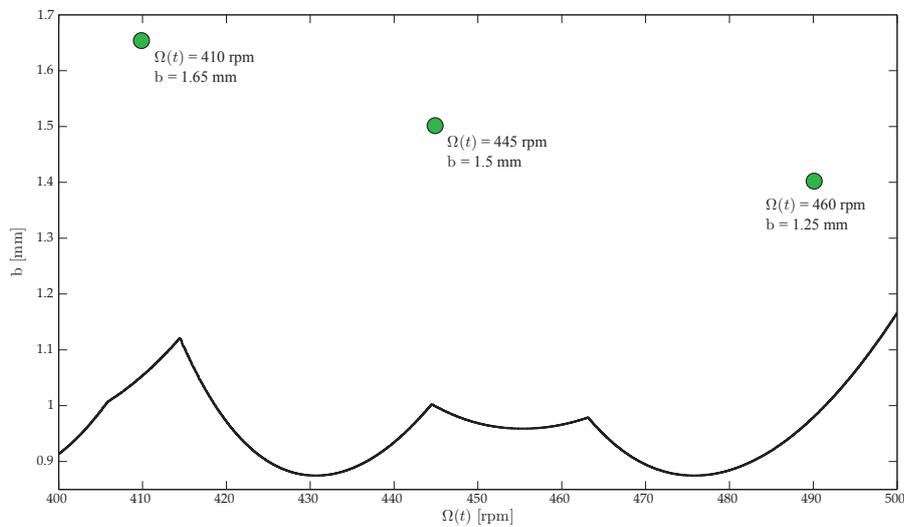


Figura 6.40: Diagramma di stabilità analitico per il sistema a due modi di vibrare.

ottima e le combinazioni di parametri corrispondenti per quanto riguarda lo spostamento utensile.

Analizzando e confrontando le figure 6.41a e 6.42a, si nota per prima cosa

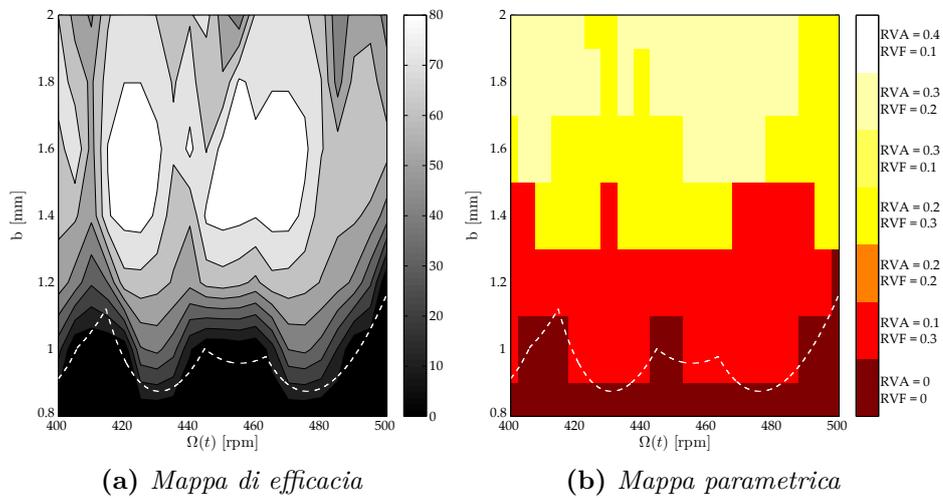


Figura 6.41: *Mappa di efficacia ottima (6.41a) e parametri corrispondenti con diagrammi SLD sovrapposti (6.41b), rms globale.*

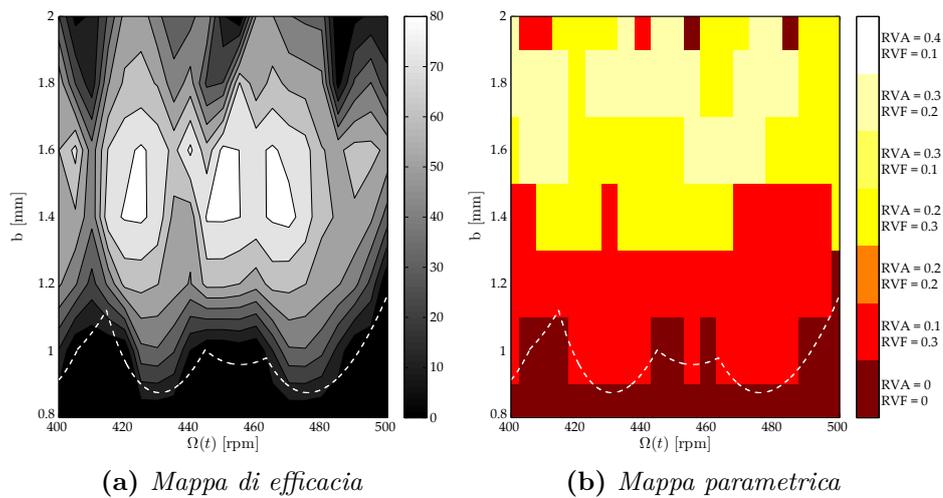


Figura 6.42: *Mappa di efficacia ottima (6.42a) e parametri corrispondenti con diagrammi SLD sovrapposti (6.42b), massimo rms a finestra mobile.*

come il valore rms a basse profondità di passata (sia globale che a finestra mobile) delinea molto bene la forma del diagramma di stabilità. Una seconda osservazione riguarda come, anche in una casistica a più modi di vibrare, ci siano aree ad alte b in cui il valore rms globale può trarre in inganno indicando miglioramenti che, considerando il valore rms finestrato non sono presenti.

Risulta dunque attestabile la presenza di fenomeni di vibrazione pulsante che rendono simili le conclusioni traibili dai due casi multimodale ed a singolo modo di vibrare. Si segnala infine come l'area in cui la S³V sembra garantire l'effetto migliore è situata per profondità di passata comprese tra 1.4 mm e 1.8 mm e nell'intorno di $\Omega(t) = 420$ rpm e di $\Omega(t) = 460$ rpm; aree che si riducono nel caso si consideri il valore rms a finestra mobile. Per quanto riguarda le combinazioni ottime di parametri proposte nelle figure 6.41b e 6.42b, è possibile osservare come siano pressoché le stesse sia nel caso di rms globale che nel caso di rms finestrato e come la velocità costante dia i risultati migliori al di sotto del diagramma di stabilità.

Si procede a questo punto simulando la prima lavorazione a $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm considerando i medesimi dati di simulazione, il medesimo segnale di diagnostica ed il medesimo materiale della Sottosezione 6.3.1. Il passo di aggiornamento dei parametri di S³V è imposto pari a 0.1 così come il loro valore iniziale ed i risultati ottenuti sono proposti in figura 6.43.

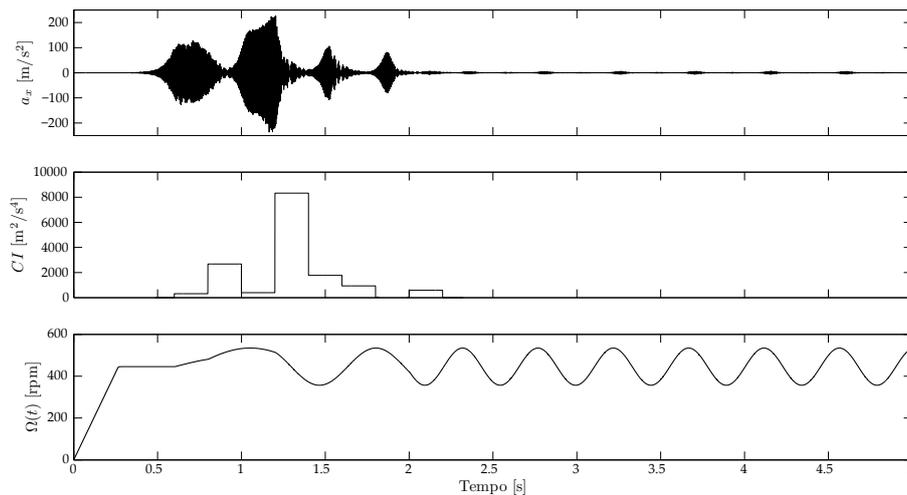


Figura 6.43: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.

In questo caso si osserva come il controllo imponga i valori iniziali di RVA e RVF non appena il chatter è rilevato e proceda aumentando ulteriormente il parametro di ampiezza vedendo crescere l'indicatore di chatter. Raggiunto il valore $RVA = 0.2$, si manifestano una serie di pulsazioni della vibrazione che spingono l'algoritmo di controllo ad aumentare la frequenza di modulazione sino al limite massimo. Si ottiene in questo modo la stabilizzazione della lavorazione raggiungendo una combinazione di parametri finale pari a $RVA = 0.2$, $RVF = 0.3$.

Come ulteriore approfondimento, si riporta in figura 6.37 l'andamento nel tempo dello spettro considerando la forzante lungo z depurata dal valore medio.

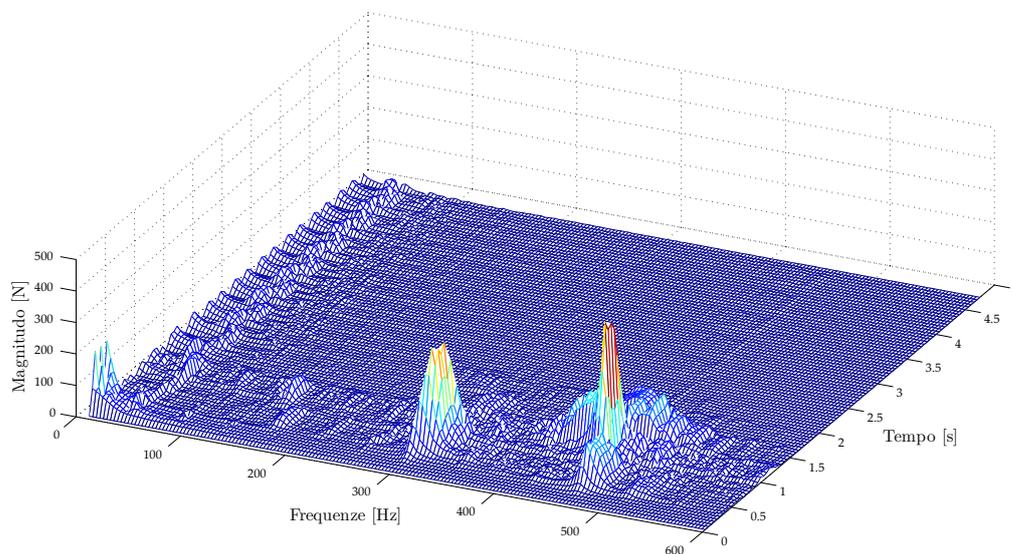


Figura 6.44: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.5$ mm e $\Omega(t) = 445$ rpm.*

In figura 6.37 si osserva come il chatter si manifesti in corrispondenza di due frequenze principali, ossia in un intorno delle due risonanze come è lecito aspettarsi data la natura multimodale del sistema. Il fenomeno rigenerativo è comunque abbattuto in un tempo pari a circa 1.5 s rendendo l'algoritmo di controllo decisamente efficace.

Una seconda lavorazione è stata simulata a $b = 1.4$ mm e $\Omega(t) = 490$ rpm considerando ancora un valore di 0.1 sia per l'aggiornamento dei parametri di modulazione, sia come valore iniziale per entrambi. I risultati così ottenuti sono proposti in figura 6.43.

In questa occasione, come si può notare da figura 6.45, l'algoritmo di controllo procede all'aumento della frequenza di modulazione subito dopo aver impostato i valori iniziali di RVA e RVF; questo perché, attraverso l'indicatore di chatter, è subito identificato un netto fenomeno di pulsazione. Successivamente, data la natura pulsante del segnale di accelerazione percepita dal CI , il controllo incrementa la frequenza di modulazione sino al valore massimo; si giunge quindi ad una combinazione finale di parametri pari a $RVA = 0.1$, $RVF = 0.3$. In questo caso, l'abbattimento è compiuto nell'arco di 2 s circa, senza considerare il residuo di vibrazione che sembra comunque attenuarsi nel tempo.

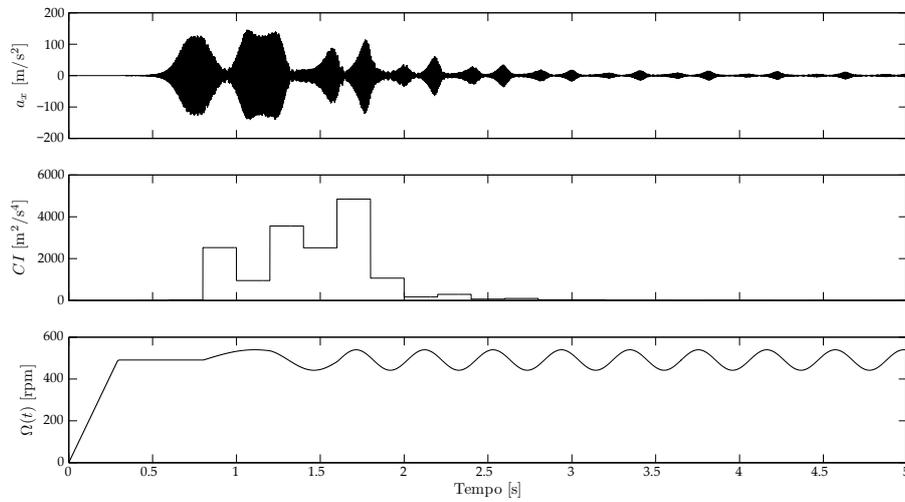


Figura 6.45: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.4 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 490 \text{ rpm}$.

In figura 6.46 si propone il diagramma tempo-frequenza della lavorazione considerando la forzante lungo z depurata dal valore medio.

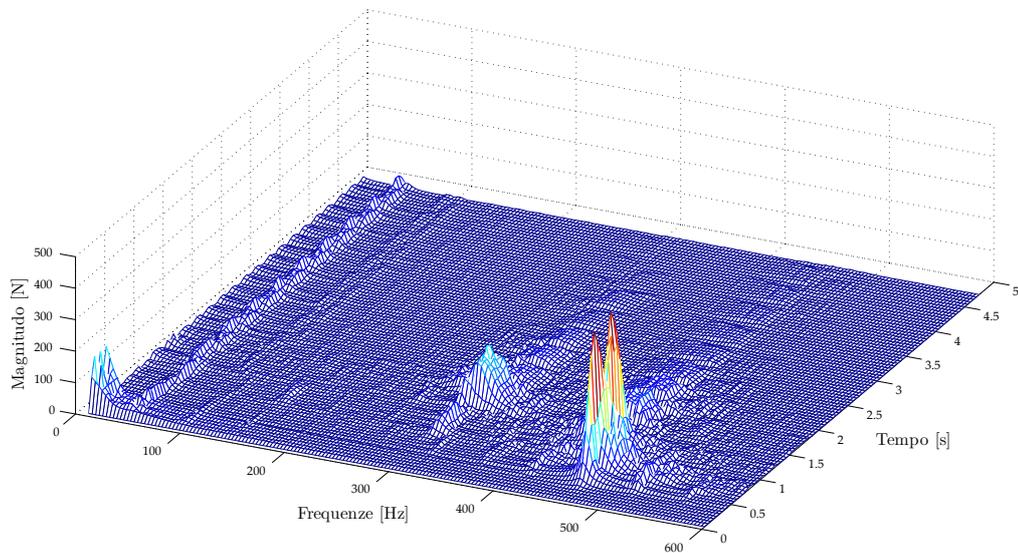


Figura 6.46: Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.4 \text{ mm}$ e $\Omega(t) = 490 \text{ rpm}$.

Analogamente al caso precedente, in figura 6.46 si osserva come il chatter si manifesti in corrispondenza di due frequenze principali e come esso venga abbattuto dalla spindle speed variation lasciando un residuo che va attenuandosi nel tempo. L'algoritmo quindi, risulta ancora efficace nel garantire la

scelta di una combinazione di parametri che garantisca l'abbattimento del fenomeno rigenerativo.

Un ultimo test di simulazione, i cui risultati sono proposti in figura 6.47, è stato svolto per una lavorazione con $b = 1.65$ mm e $\Omega(t) = 410$ rpm; le caratteristiche riguardo il controllo sono le medesime rispetto alle simulazioni precedenti.

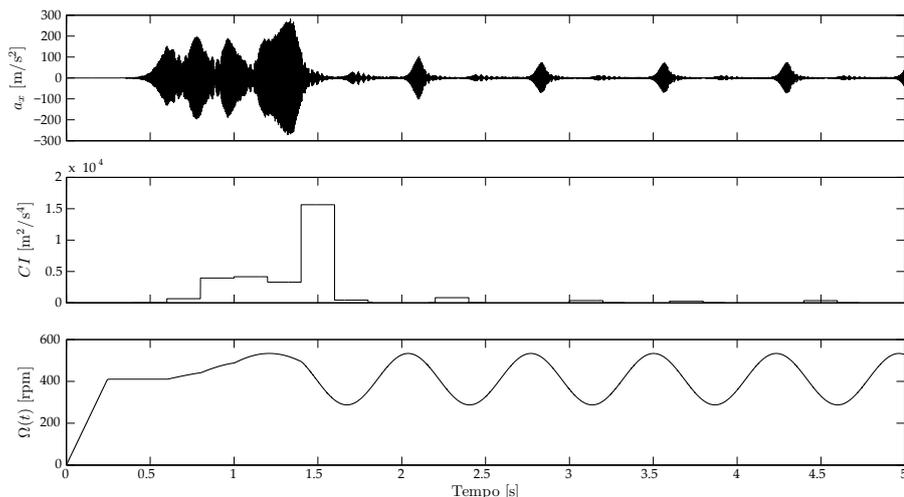


Figura 6.47: Segnale di diagnostica, indicatore di chatter e velocità del mandrino con controllo, $b = 1.65$ mm e $\Omega(t) = 410$ rpm.

In quest'ultima casistica (figura 6.47) si osserva come l'andamento iniziale del segnale di diagnostica ed il conseguente profilo dell'indicatore di chatter portino l'algoritmo di controllo, dopo aver impostato i valori iniziali, ad aumentare il parametro di ampiezza sino a $RVA = 0.3$. La fase iniziale è infatti caratterizzata da piccole pulsazioni vibratorie non sufficientemente marcate per essere identificate dall'indicatore, il quale percepisce un'instabilità che non accenna a diminuire. Il successivo fenomeno di pulsazione (situato a circa 1.4 s), più marcato rispetto ai precedenti, porta l'algoritmo ad aumentare il parametro di frequenza raggiungendo la combinazione finale pari a $RVA = 0.3$, $RVF = 0.2$. Nonostante l'abbattimento del chatter avvenga in un tempo pari ad 1 s, questa volta si osservano (figura 6.47) dei fenomeni pulsanti di vibrazione residua che il controllo non riesce ad eliminare; questo a causa del limite dovuto alla saturazione, il quale impone $RVF_{max} = 0.2$ nel caso $RVA = 0.3$.

Si propone infine, in figura 6.48, l'analisi tempo-frequenza della lavorazione considerando il segnale di forza lungo la direzione z depurato dal valore medio. Le considerazioni che è possibile trarre sono le medesime dei casi precedenti; in particolare si notano le vibrazioni residue pulsanti nel tempo

nell'intorno dei 450 Hz, ossia componenti di chatter legate al modo a più alta frequenza.

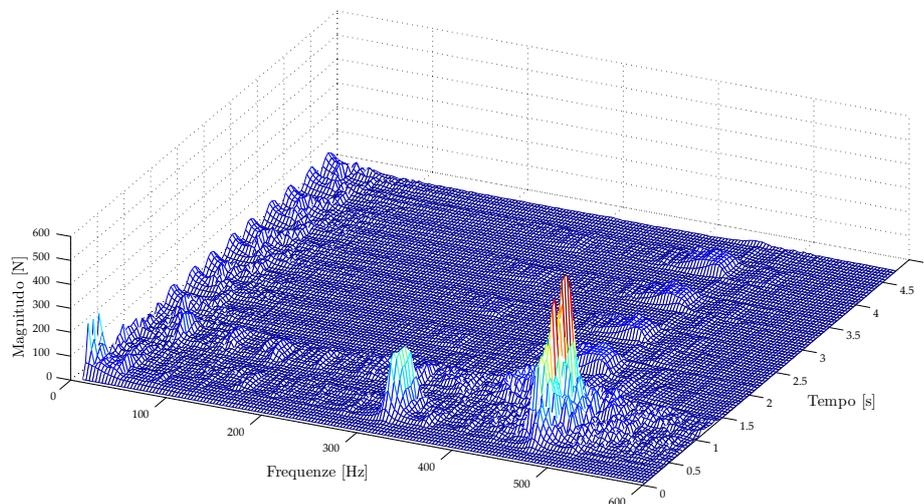


Figura 6.48: *Diagramma tempo-frequenza per lavorazione a $b = 1.65$ mm e $\Omega(t) = 410$ rpm.*

Per completare la trattazione, si ripropone in figura 6.49 la mappa dei parametri ottimi ottenuti dall'analisi di efficacia nel caso multimodale; in essa sono questa volta indicate le tre lavorazioni simulate poc'anzi con i parametri finali impostati dall'algorithm di controllo.

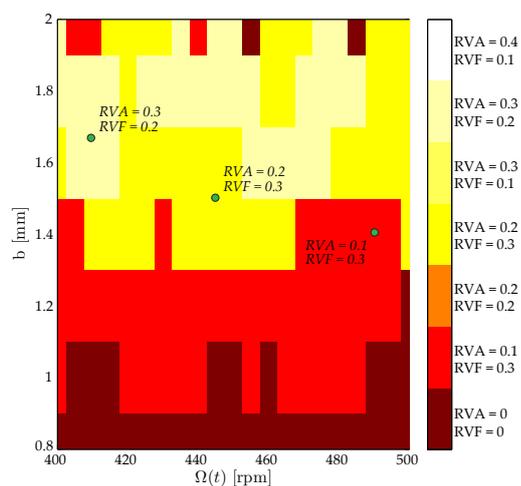


Figura 6.49: *Parametri di modulazione ottimi e risultati ottenuti dall'algorithm di controllo nel caso a più modi di vibrare dominanti.*

Osservando la figura 6.49, si nota come il controllo sia in grado di stabilizzare le lavorazioni simulate raggiungendo la combinazione di parametri ottimale anche nel caso di dinamica a due modi di vibrare dominanti garantendo, da questo punto di vista, una buona robustezza.

Capitolo 7

Conclusioni finali e sviluppi futuri

Nel presente lavoro di tesi è stata affrontata nel dettaglio la tematica dell'instabilità rigenerativa in lavorazioni di fresatura. Lo sviluppo si è incentrato sulla modellazione numerica del fenomeno e sulla costruzione di un'architettura di controllo che ne riduca l'intensità monitorando la lavorazione in real-time.

Per quanto riguarda la prima parte della trattazione, è asseribile come la taratura del modello di fresatura abbia permesso di ottenere un ottimo riscontro tra simulazioni e prove sperimentali sia a velocità costante che a velocità variabile; ciò ha garantito una solida base per la validazione dell'approccio di controllo sia dal punto di vista della spindle speed tuning che, soprattutto, considerando l'applicazione della spindle speed variation.

L'architettura sviluppata nella seconda parte del presente lavoro permette di gestire on-line la lavorazione dal punto di vista dell'attenuazione delle vibrazioni; essa è basata su di un affidabile indicatore di chatter e sull'informazione relativa alla frequenza cui il fenomeno rigenerativo si manifesta, entrambe indicazioni validate sia con simulazioni che con prove sperimentali.

L'algoritmo così creato si è dimostrato in grado di controllare la lavorazione dal punto di vista dell'instabilità rigenerativa adottando, in particolare, le due tecniche note come spindle speed tuning e spindle speed variation. Sono state infatti effettuate simulazioni del processo di fresatura controllato in real-time per lavorazioni ad alta velocità di alluminio, e per lavorazioni a bassa velocità di acciaio. In entrambe le casistiche, il controllo è stato in grado di stabilire con esattezza il tipo di strategia da adottare in funzione della velocità (posizione nel diagramma a lobi).

L'applicazione della tecnica di spindle speed tuning è stata vagliata con simulazioni sia in un caso a singolo modo di vibrare, sia in un caso a due modi principali e la ricerca della velocità stabile ha dato in entrambi i casi ottimi risultati garantendo abbattimenti completi in un tempo inferiore al

secondo. Naturalmente qualora la dinamica sia particolarmente complessa si è dimostrato come l'approccio perda di efficacia.

Nel caso, ben più delicato, di applicazione della S^3V i risultati sono stati molto incoraggianti. In primo, luogo la filosofia assunta per la gestione dei parametri si è rivelata molto efficace, garantendo il raggiungimento dei parametri ottimali nelle lavorazioni prese in esame; questo considerando sia una dinamica a singolo modo di vibrare che una dinamica multimodale. La strategia stabilisce inizialmente l'aumento dell'ampiezza come prioritario sino al momento in cui non venga identificato un particolare fenomeno di pulsazione vibratoria; in questo caso la priorità passa all'aumento della frequenza di modulazione. Le diverse lavorazioni considerate sono state eseguite a velocità e profondità di passata differenti, oltre che cambiando il passo di aggiornamento per RVA e RVF; in particolare si è osservato come nel caso l'aggiornamento parametrico sia a passo inferiore l'abbattimento della vibrazione risulti più lento, ma i parametri finali impostati dal controllo per la S^3V siano più conservativi. Ciò suggerisce una possibile suddivisione tra processi di sgrossatura, in cui si potrebbe essere interessati alla definizione di parametri il più conservativi possibile e processi di finitura in cui l'interesse è rivolto alla velocità di abbattimento del chatter. Inoltre il controllo ha dimostrato buone performance dal punto di vista dei tempi, si è infatti osservato come la riduzione del fenomeno rigenerativo sia avvenuta nell'arco di $1 \div 1.5$ s.

Un ulteriore aspetto decisamente positivo riguarda l'algoritmo di gestione dei parametri di modulazione; la comunità scientifica infatti, non è ancora in grado di stabilire una metodologia ben precisa per la definizione dei parametri della S^3V ed un approccio a stati come quello sviluppato nel presente lavoro di tesi risulta piuttosto innovativo nella gestione della suddetta tecnica.

Eventuali sviluppi futuri del presente lavoro riguardano sicuramente l'applicazione su casistiche reali dell'algoritmo di controllo sviluppato e validato numericamente, con lo scopo di valutarne l'effettiva efficacia od eventuali punti deboli da ottimizzare. Alcuni passi da questo punto di vista sono già stati intrapresi; presso ITIA-CNR è infatti già stato testato l'indicatore di chatter su lavorazioni reali, come riportato in Sezione 5.1. Si segnala inoltre, anche se non riportato nella presente trattazione per motivi di incompletezza, come sia già stato sviluppato l'algoritmo a stati in ambiente LabVIEW[®], e come siano già stati effettuati i primi test sperimentali per la validazione della parte relativa alla spindle speed tuning. Ciò che resta da compiere (in previsione per i mesi a seguire) è dunque l'implementazione su macchina reale dell'algoritmo complessivo e la sua ottimizzazione da questo punto di vista.

Un secondo possibile ampliamento è legato al linguaggio con cui tutto ciò è stato costruito; avendo infatti definito l'algoritmo come diagramma a stati

sarebbe molto interessante integrare il controllo del chatter con altri aspetti della gestione macchina. Un esempio potrebbe essere il controllo del processo di taglio e la gestione dei parametri della lavorazione più ad alto livello, in funzione della stima di diversi indicatori tecnologici o, ancora, la regolazione della velocità di avanzamento allo scopo di ridurre vibrazioni forzate.

Si sottolinea infine, la necessità di valutare eventuali approcci multi sensore per l'aumento dell'affidabilità delle informazioni sul processo di taglio, in modo da rendere più robusta la strategia di controllo.

Appendice A

Identificazione dei coefficienti di taglio

Nelle successive cinque sottosezioni saranno proposti gli andamenti ed i risultati delle identificazioni dei coefficienti di taglio per ognuna delle lavorazioni considerate nella Sezione 4.2.

Lavorazione A

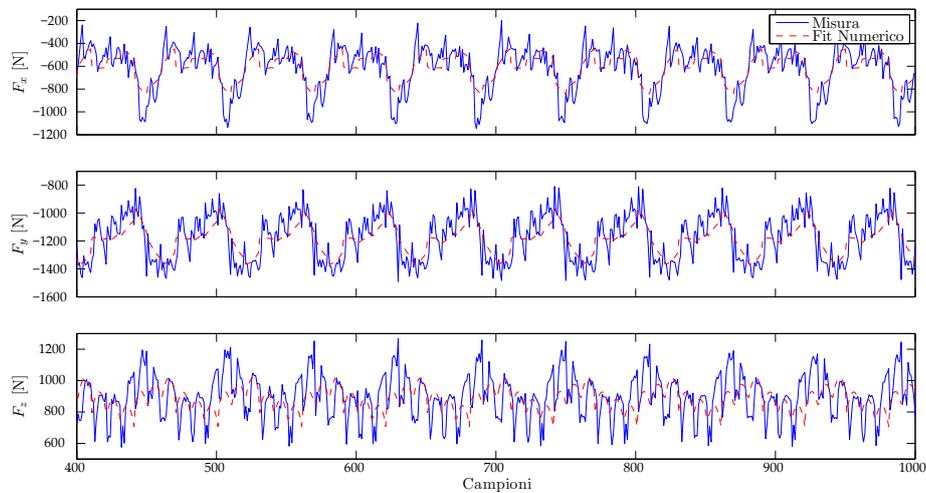
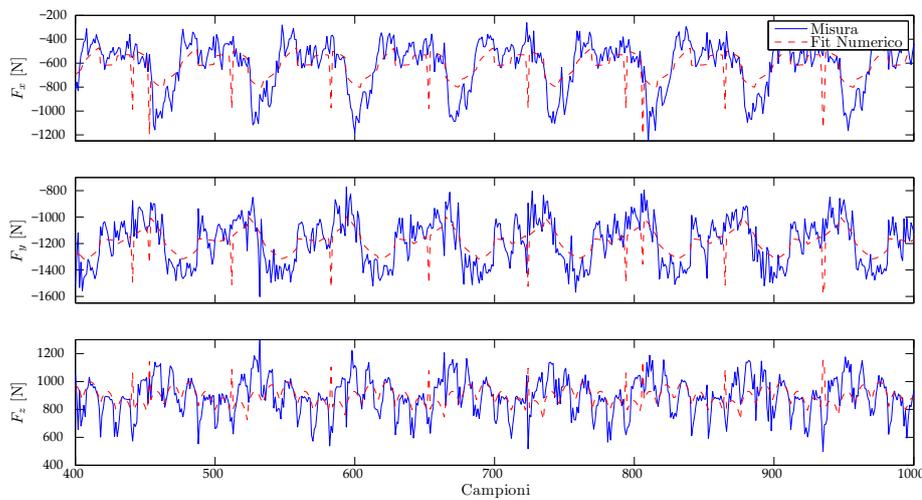


Figura A.1: *Identificazione per lavorazione a 500 rpm e $b = 1.2$.*

Tabella A.1: *Coefficienti identificati su lavorazione A.*

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
4.8462	1336.3	5.1235	2610.8	7.2294	1505.9

Lavorazione B**Figura A.2:** *Identificazione per lavorazione a 425 rpm e $b = 1.2$.***Tabella A.2:** *Coefficienti identificati su lavorazione B.*

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
3.4978	1339.2	5.9578	2586.0	9.0278	1495.6

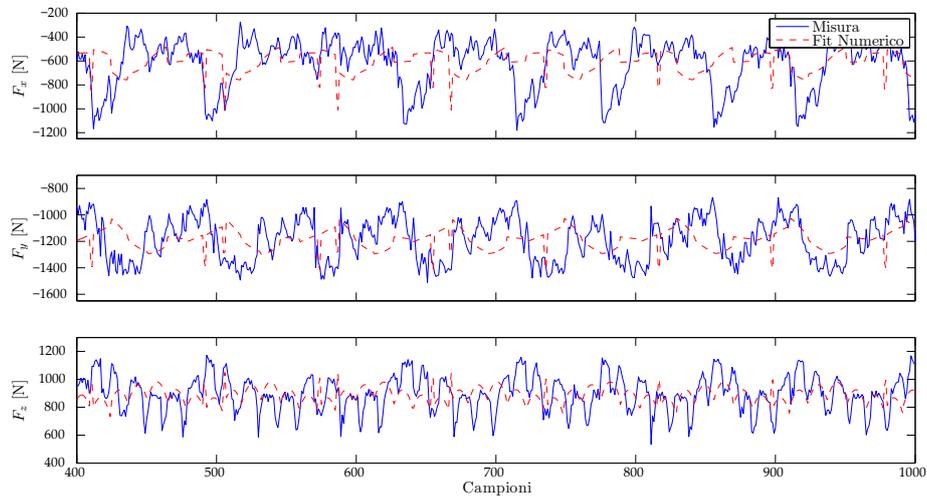
Lavorazione C

Figura A.3: Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$.

Tabella A.3: Coefficienti identificati su lavorazione C.

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
4.2010	1312.6	6.2187	2588.8	9.0871	1487.1

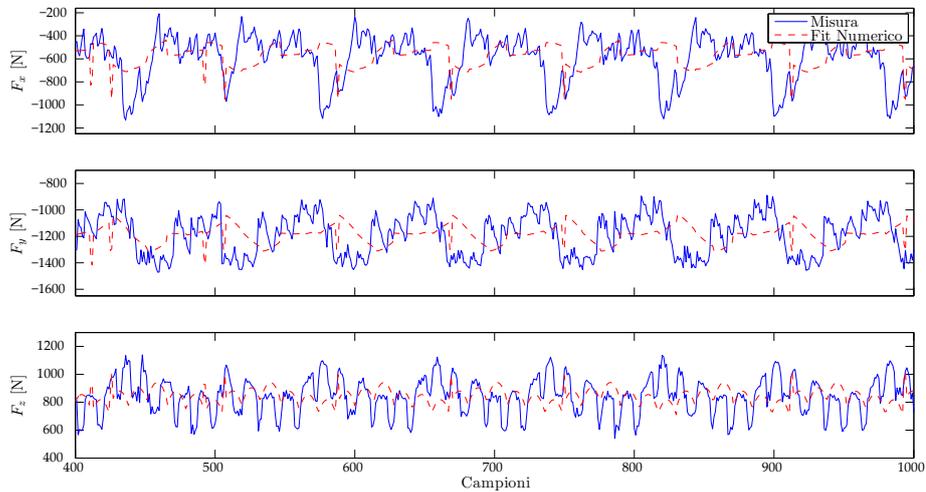
Lavorazione D

Figura A.4: *Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$.*

Tabella A.4: *Coefficienti identificati su lavorazione D.*

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
3.4142	1243.0	5.6824	2599.2	9.2614	1411.0

Lavorazione E

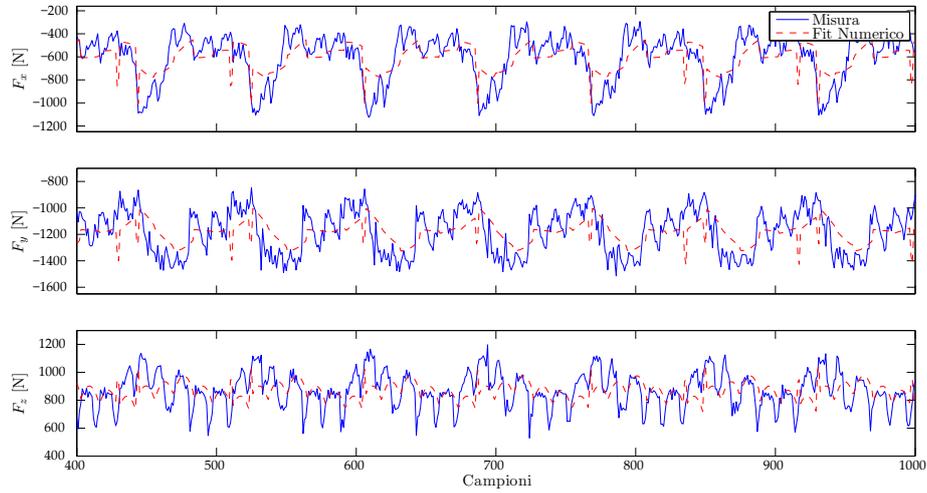


Figura A.5: Identificazione per lavorazione a 370 rpm e $b = 1.2$.

Tabella A.5: Coefficienti identificati su lavorazione E.

k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
3.7763	1314.9	7.0659	2577.1	8.5124	1452.8633

Coefficienti medi

Si riportano infine, in tabella A.6, i coefficienti medi considerati nel capitolo 4 con le rispettive deviazioni percentuali:

Tabella A.6: Coefficienti medi da identificazione e relative deviazioni.

	k_{re} (N/mm)	k_{rc} (MPa)	k_{te} (N/mm)	k_{tc} (MPa)	k_{ae} (N/mm)	k_{ac} (MPa)
Medie	3.947	1309	6.000	2592	8.624	1471
Deviazioni %	14.9	2.97	11.9	0.50	9.60	2.64

Appendice B

Codice Matlab per il ritardo temporale

Si riporta il codice Matlab[®] scritto per l'analisi sul ritardo temporale in fresatura.

```
clear all
close all
clc

% Confronto delle diverse formulazioni per il ritardo temporale

dt = 3e-3;
time_vec = 0:dt:1-dt;

Om0 = 1500; % [rpm]
RVA = 0.1;
RVF = 0.1;
Nt = 6;

SSVType = 2; % 1 -> Sinusoidal 2 -> Triangular
testTrans = 1; % 0 -> Delay Comparison 1 -> Transient Test
timeCost = 0.05;

if testTrans == 0

    if SSVType == 1,
        Om0 = Om0*2*pi/60;
        tau_sas0 = 2*pi/(Nt*Om0);
    end

    % Exact Delay

    h = waitbar(0,'Please Wait..');

    for tt = 1:1:length(time_vec)

        time = time_vec(tt);
```

```

if SSVType == 1,

    R1 = RVA/RVF;
    beta = RVF*Om0/2;
    R2 = 2*pi/Nt;
    cost = R1*sin(2*beta*time);
    rad = roots([Om0^9*RVA*RVF^8*sin(Om0*RVF*time),...
                -9*Om0^8*RVA*RVF^7*cos(Om0*RVF*time),...
                -72*Om0^7*RVA*RVF^6*sin(Om0*RVF*time),...
                504*Om0^6*RVA*RVF^5*cos(Om0*RVF*time),...
                3024*Om0^5*RVA*RVF^4*sin(Om0*RVF*time),...
                -15120*Om0^4*RVA*RVF^3*cos(Om0*RVF*time),...
                -60480*Om0^3*RVA*RVF^2*sin(Om0*RVF*time),...
                181440*Om0^2*RVA*RVF*cos(Om0*RVF*time),...
                362880*Om0*RVA*sin(Om0*RVF*time)+362880*Om0,...
                -362880*R2]);
    tau(tt) = real(rad(end));
    OmAct(tt) = (Om0*(1+RVA*sin(Om0*RVF*time)))*60/2/pi;
    tau_lon(tt) = tau_sas0*(1-(1-RVA*sin(RVF*Om0*time))*...
                    RVA*sin(RVF*Om0*time));
    tau_sas(tt) = tau_sas0*(1 - RVA*sin(RVF*Om0*time));
else
    T = 60/(Om0*RVF);
    C = 2*pi/Nt;
    if 0 <= mod(time,T) && mod(time,T) <= T/2,
        %tau(tt) = (60/(Om0*Nt))*(1-RVA)+((4*RVA)/T)*...
        %          (60/(Om0*Nt))*mod(time,T);
        A = 2*Om0*RVA*2*pi/T/60;
        B = 2*A*mod(time,T) - Om0*(1+RVA)*2*pi/60;
        tau(tt) = (-B - sqrt(B^2 - 4*A*C))/(2*A);
        OmAct(tt) = Om0*(1+RVA)-((4*Om0*RVA)/T)*mod(time,T);
    else
        %tau(tt) = (60/(Om0*Nt))*(1+3*RVA)-((4*RVA)/T)*...
        %          (60/(Om0*Nt))*mod(time,T);
        A = 2*Om0*RVA*2*pi/T/60;
        B = 2*A*mod(time,T) + Om0*(1-3*RVA)*2*pi/60;
        C = -C;
        tau(tt) = (-B + sqrt(B^2 - 4*A*C))/(2*A);
        OmAct(tt) = Om0*(1-3*RVA)+((4*Om0*RVA)/T)*mod(time,T);
    end
end

waitbar(tt/(length(time_vec)+length(time_vec)-2),h)

end

clear tt

% Approx Delay

```

```

pitch = 2*pi/Nt;
OmAct = OmAct*2*pi/60;

AccAct = diff(OmAct)/dt;
GerAct = diff(AccAct)/dt;

for tt = 2:1:length(time_vec)-2

    c0 = OmAct(tt); c1 = AccAct(tt-1); c2 = GerAct(tt-1);
    phi = pitch;

    r0 = roots([0 0 c0 -phi]);
    r1 = roots([c2/6 c1/2 c0 -phi]);

    tau_app0(tt-1) = real(r0(end));
    tau_app1(tt-1) = real(r1(end));

    err0(tt-1) = 100*abs(tau(tt-1)-tau_app0(tt-1))/tau(tt-1);
    err1(tt-1) = 100*abs(tau(tt-1)-tau_app1(tt-1))/tau(tt-1);
    %errsas(tt-1) = 100*abs(tau(tt-1)-tau_sas(tt-1))/tau(tt-1);
    %errlon(tt-1) = 100*abs(tau(tt-1)-tau_lon(tt-1))/tau(tt-1);

    waitbar((tt+length(time_vec))/...
            (length(time_vec)+length(time_vec)-2),h)

end

close(h)

figure
plot(time_vec(2:end-2),tau_app0,time_vec(2:end-2),tau_app1,'r',...
      time_vec(2:end-2),tau_sas(2:end-2),'g',...
      time_vec(2:end-2),tau_lon(2:end-2),'m',...
      time_vec(2:end-2),tau(2:end-2),'o','MarkerSize',3)
legend('Approccio \emph{A}','Approccio \emph{B}',...
      'Sastry et al.','Long et al.',...
      'Ritardo Esatto','Interpreter','Latex')
xlabel('Tempo [s]','FontSize',14,'Interpreter','Latex')
ylabel('Ritardo [s]','FontSize',14,'Interpreter','Latex')

figure
plot(time_vec(2:end-2),err0,time_vec(2:end-2),err1,'r',...
      time_vec(2:end-2),errsas,'g',time_vec(2:end-2),errlon,'m')
legend('Approccio \emph{A}','Approccio \emph{B}',...
      'Sastry et al.','Long et al.','FontSize',14,...
      'Interpreter','Latex')
xlabel('Tempo [s]','FontSize',14,'Interpreter','Latex')
ylabel('Errore %','FontSize',14,'Interpreter','Latex')

```

```

else % Transient part

    pitch = 2*pi/Nt;
    OmAct = Om0*2*(pi/60)*(2 - exp(-time_vec/timeCost));
    tauExa_form = solve('2*tau + timeCost*exp(-(t+tau)/timeCost) -...
                        timeCost*exp(-t/timeCost) -...
                        pitch/(Om0*2*pi/60) = 0','tau');

    AccAct = diff(OmAct)/dt;
    GerAct = diff(AccAct)/dt;

    h = waitbar(0,'Please Wait..');

    for tt = 2:length(time_vec)-2

        c0 = OmAct(tt); c1 = AccAct(tt-1); c2 = GerAct(tt-1); phi = pitch;

        r0 = roots([0 0 c0 -phi]);
        r1 = roots([c2/6 c1/2 c0 -phi]);

        if isempty(r0)
            tau_app0(tt-1) = 0;
            tau_app1(tt-1) = real(r1(end));
        elseif real(r1(end)) < 0
            tau_app0(tt-1) = real(r0(end));
            tau_app1(tt-1) = real(r1(2));
        else
            tau_app0(tt-1) = real(r0(end));
            tau_app1(tt-1) = real(r1(end));
        end

        t = time_vec(tt); tauExa(tt-1) = eval(tauExa_form);

        err0(tt-1) = 100*abs(tau_app0(tt-1) - tauExa(tt-1))/tauExa(tt-1);
        err1(tt-1) = 100*abs(tau_app1(tt-1) - tauExa(tt-1))/tauExa(tt-1);

        waitbar(tt/(length(time_vec)-2),h)

    end

    close(h)

    figure
    plot(time_vec,60*OmAct/2/pi)
    xlabel('Tempo [s]','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
    ylabel('Velocita [rad/s]','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
    xlim([0 timeCost/0.1])

    figure
    plot(time_vec(2:end-2),tau_app0,time_vec(2:end-2),tau_app1,'r',...

```

```
        time_vec(2:end-2),tauExa,'o','MarkerSize',1.5)
legend('Approccio 1','Approccio 2','Ritardo Esatto')
xlabel('Tempo [s]','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
ylabel('Ritardo [s]','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
xlim([0 timeCost/0.1])

figure
plot(time_vec(2:end-2),err0,time_vec(2:end-2),err1,'r')
legend('Approccio 1','Approccio 2')
xlabel('Tempo [s]','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
ylabel('$\varepsilon$ %','FontSize',12,'Interpreter','Latex')
xlim([0 timeCost/0.1])

end
```


Appendice C

Algoritmo di fitting in S-Function

```
function msfunchattdect(block)
setup(block);
function setup(block)

% Register the number of ports.
block.NumInputPorts = 2;
block.NumOutputPorts = 4;

% Set up the port properties to be inherited or dynamic.
block.SetPreCompInpPortInfoToDynamic;
block.SetPreCompOutPortInfoToDynamic;

% Override the input port properties.
block.InputPort(1).DatatypeID = 0; % double
block.InputPort(1).Complexity = 'Real';

% Override the input port properties.
block.InputPort(2).DatatypeID = 0; % double
block.InputPort(2).Complexity = 'Real';

% Override the output port properties.
block.OutputPort(1).DatatypeID = 0; % double
block.OutputPort(1).Complexity = 'Real';

% Override the output port properties.
block.OutputPort(2).DatatypeID = 0; % double
block.OutputPort(2).Complexity = 'Real';

% Override the output port properties.
block.OutputPort(3).DatatypeID = 0; % double
block.OutputPort(3).Complexity = 'Real';

% Register the parameters.
block.NumDialogPrms = 1;
block.DialogPrmsTunable = {'nontunable'};
```

```
block.SampleTimes = [-1 0];

block.SetAccelRunOnTLC(false);

block.SimStateCompliance = 'DefaultSimState';

block.RegBlockMethod('CheckParameters', @CheckPrms);

block.RegBlockMethod('SetInputPortSamplingMode', @SetInpPortFrameData);

block.RegBlockMethod('SetInputPortDimensions', @SetInpPortDims);

block.RegBlockMethod('SetOutputPortDimensions', @SetOutPortDims);

block.RegBlockMethod('SetInputPortDataType', @SetInpPortDataType);

block.RegBlockMethod('SetOutputPortDataType', @SetOutPortDataType);

block.RegBlockMethod('SetInputPortComplexSignal', @SetInpPortComplexSig);

block.RegBlockMethod('SetOutputPortComplexSignal', @SetOutPortComplexSig);

block.RegBlockMethod('PostPropagationSetup', @DoPostPropSetup);

block.RegBlockMethod('ProcessParameters', @ProcessPrms);

block.RegBlockMethod('InitializeConditions', @InitializeConditions);

block.RegBlockMethod('Start', @Start);

block.RegBlockMethod('Outputs', @Outputs);

block.RegBlockMethod('Update', @Update);

block.RegBlockMethod('Derivatives', @Derivatives);

block.RegBlockMethod('Projection', @Projection);

block.RegBlockMethod('SimStatusChange', @SimStatusChange);

block.RegBlockMethod('Terminate', @Terminate);

block.RegBlockMethod('GetSimState', @GetSimState);

block.RegBlockMethod('SetSimState', @SetSimState);

block.RegBlockMethod('WriteRTW', @WriteRTW);

%endfunction
```

```
function CheckPrms(block)

%endfunction

function ProcessPrms(block)

block.AutoUpdateRuntimePrms;

%endfunction

function SetInpPortFrameData(block, idx, fd)

block.InputPort(1).SamplingMode = 0;
block.InputPort(2).SamplingMode = 0;
block.OutputPort(1).SamplingMode = 0;
block.OutputPort(2).SamplingMode = 0;
block.OutputPort(3).SamplingMode = 0;
block.OutputPort(4).SamplingMode = 0;

%endfunction

function SetInpPortDims(block, idx, di)

block.InputPort(1).Dimensions = 1;
block.InputPort(2).Dimensions = 1;
block.OutputPort(1).Dimensions = 1;
block.OutputPort(2).Dimensions = 1;
block.OutputPort(3).Dimensions = 1;
block.OutputPort(4).Dimensions = 1;

%endfunction

function SetOutPortDims(block, idx, di)

block.OutputPort(1).Dimensions = 1;
block.OutputPort(2).Dimensions = 1;
block.OutputPort(3).Dimensions = 1;
block.OutputPort(4).Dimensions = 1;
block.InputPort(1).Dimensions = 1;
block.InputPort(2).Dimensions = 1;

%endfunction

function SetInpPortDataType(block, idx, dt)

block.InputPort(idx).DataTypeID = dt;
block.OutputPort(1).DataTypeID = dt;

%endfunction
```

```

function SetOutPortDataType(block, idx, dt)

block.OutputPort(idx).DataTypeID = dt;
block.InputPort(1).DataTypeID    = dt;

%endfunction

function SetInpPortComplexSig(block, idx, c)

block.InputPort(idx).Complexity = c;
block.OutputPort(1).Complexity  = c;

%endfunction

function SetOutPortComplexSig(block, idx, c)

block.OutputPort(idx).Complexity = c;
block.InputPort(1).Complexity    = c;

%endfunction

function DoPostPropSetup(block)
block.NumDworks = 7;

block.Dwork(1).Name          = 'w';
block.Dwork(1).Dimensions    = 1+2*block.DialogPrm(1).Data{1};
block.Dwork(1).DatatypeID    = 0;      % double
block.Dwork(1).Complexity    = 'Real'; % real
block.Dwork(1).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(2).Name          = 'P';
block.Dwork(2).Dimensions    = (1+2*block.DialogPrm(1).Data{1})^2;
block.Dwork(2).DatatypeID    = 0;      % uint32
block.Dwork(2).Complexity    = 'Real'; % real
block.Dwork(2).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(3).Name          = 'resiid';
block.Dwork(3).Dimensions    = block.DialogPrm(1).Data{7};
block.Dwork(3).DatatypeID    = 0;      % uint32
block.Dwork(3).Complexity    = 'Real'; % real
block.Dwork(3).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(4).Name          = 'Index';
block.Dwork(4).Dimensions    = 1;
block.Dwork(4).DatatypeID    = 0;      % uint32
block.Dwork(4).Complexity    = 'Real'; % real
block.Dwork(4).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(5).Name          = 'w_prec';

```

```

block.Dwork(5).Dimensions      = 1+2*block.DialogPrm(1).Data{1};
block.Dwork(5).DatatypeID      = 0;          % uint32
block.Dwork(5).Complexity      = 'Real'; % real
block.Dwork(5).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(6).Name            = 'Pprec';
block.Dwork(6).Dimensions      = (1+2*block.DialogPrm(1).Data{1})^2;
block.Dwork(6).DatatypeID      = 0;          % uint32
block.Dwork(6).Complexity      = 'Real'; % real
block.Dwork(6).UsedAsDiscState = true;

block.Dwork(7).Name            = 'Signal';
block.Dwork(7).Dimensions      = block.DialogPrm(1).Data{7};
block.Dwork(7).DatatypeID      = 0;          % uint32
block.Dwork(7).Complexity      = 'Real'; % real
block.Dwork(7).UsedAsDiscState = true;

% Register all tunable parameters as runtime parameters.
block.AutoRegRuntimePrms;

%endfunction

function InitializeConditions(block)

%endfunction

function Start(block)

block.Dwork(1).Data = zeros(1+2*block.DialogPrm(1).Data{1},1);
P=eye(1+2*block.DialogPrm(1).Data{1});
block.Dwork(2).Data = P(:)/block.DialogPrm(1).Data{3};
block.Dwork(6).Data = P(:)/block.DialogPrm(1).Data{3};
block.Dwork(3).Data = zeros(block.DialogPrm(1).Data{7},1);
block.Dwork(4).Data = 1;
block.Dwork(5).Data = zeros(1+2*block.DialogPrm(1).Data{1},1);

%endfunction

function WriteRTW(block)

block.WriteRTWParam('matrix', 'M', [1 2; 3 4]);
block.WriteRTWParam('string', 'Mode', 'Auto');

%endfunction

function Outputs(block)

P=reshape(block.Dwork(6).Data,1+2*block.DialogPrm(1).Data{1},1+...
2*block.DialogPrm(1).Data{1});
lambda=block.DialogPrm(1).Data{5};

```

```

Pdiagn=(1/block.DialogPrm(1).Data{2})*block.DialogPrm(1).Data{4};

uvec=[cos(2*pi*block.InputPort(2).Data/60*(1:block.DialogPrm(1).Data{1})*...
      block.CurrentTime) sin(2*pi*(1:block.DialogPrm(1).Data{1})*...
      block.InputPort(2).Data/60*block.CurrentTime) 1]';
k=lambda^(-1)*P*uvec/(1+lambda^(-1)*uvec'*P*uvec);
dhat= block.Dwork(1).Data'*uvec;
block.Dwork(1).Data=block.Dwork(5).Data+k*(block.InputPort(1).Data-dhat);
P=lambda^(-1)*P-lambda^(-1)*k*uvec'*P;
block.Dwork(2).Data=P(:);
block.Dwork(3).Data(end)=block.InputPort(1).Data-dhat;

if block.Dwork(4).Data>Pdiagn && mod(block.Dwork(4).Data,Pdiagn)==0,
    modelloardiagn = ar((block.Dwork(3).Data(end+1-Pdiagn:end))',...
    block.DialogPrm(1).Data{6});
    poliarma=roots(modelloardiagn.a);
    [~,II]=max(abs(poliarma));
    block.OutputPort(2).Data=abs(atan2(imag(poliarma(II)),...
    real(poliarma(II)))/...
    (block.DialogPrm(1).Data{2})/(2*pi));
    block.OutputPort(3).Data=var(block.Dwork(3).Data(end+1-Pdiagn:end));
    block.OutputPort(4).Data=var(block.Dwork(7).Data(end+1-Pdiagn:end));
end
%End chatt freq.
block.OutputPort(1).Data=block.Dwork(3).Data(end);

%endfunction

function Update(block)
block.Dwork(4).Data=block.Dwork(4).Data+1;
block.Dwork(6).Data= block.Dwork(2).Data;
block.Dwork(3).Data(1:block.DialogPrm(1).Data{7}-1)=...
    block.Dwork(3).Data(2:block.DialogPrm(1).Data{7});
block.Dwork(3).Data(end)=block.OutputPort(1).Data;
block.Dwork(5).Data=block.Dwork(1).Data;
block.Dwork(7).Data(1:block.DialogPrm(1).Data{7}-1)=...
    block.Dwork(7).Data(2:block.DialogPrm(1).Data{7});
block.Dwork(7).Data(end)=block.InputPort(1).Data;
%endfunction

function SimStatusChange(block, s)

block.Dwork(2).Data = block.Dwork(2).Data+1;

if s == 0
    disp('Pause in simulation.');
```

```
%endfunction

function Terminate(block)

disp(['Terminating the block with handle ' num2str(block.BlockHandle) '.']);

%endfunction

function outSimState = GetSimState(block)

outSimState = block.Dwork(1).Data;

%endfunction

function SetSimState(block, inSimState)

block.Dwork(1).Data = inSimState;

%endfunction
```


Bibliografia

- [1] R. P. H. Faassen. «Chatter prediction and control for high-speed milling: Modelling and experiments». Tesi di Dottorato. Eindhoven University of Technology, 2007.
- [2] G. Quintana e J. Ciurana. «Chatter in machining processes: A review». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51(5) (2011), pp. 363–376.
- [3] S. A. Tobias. *Machine Tool Vibration*. Blackie e Sons Ltd., 1965.
- [4] F. Koenigsberger e J. Thusty. *Machine Tool Structures-Vol. I: Stability Against Chatter*. Pergamon Press, 1967.
- [5] H. E. Merrit. «Theory of self-excited machine-tool chatter-contribution to machine tool chatter research-1». In: *Journal of Engineering for Industry* 87(4) (1965), pp. 447–454.
- [6] J. Thusty e F. Ismail. «Basic non-linearity in machining chatter». In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 30(1) (1981), pp. 21–25.
- [7] R. Sridhar, R. E. Hohn e G. W. Long. «A stability algorithm for the general milling process». In: *Journal of Engineering for Industry* 90(2) (1968), pp. 330–334.
- [8] I. Minis et al. «Analysis of linear and nonlinear chatter in milling». In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 39(1) (1990), pp. 459–462.
- [9] Y. Altintas e E. Budak. «Analytical prediction of stability lobes in milling». In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 44(1) (1995), pp. 357–362.
- [10] T. Insperger e G. Stépán. «Semi-discretization method for delayed systems». In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 55(5) (2002), pp. 503–518.

- [11] T. Insperger e G. Stépán. «Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay». In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 61(1) (2004), pp. 117–141.
- [12] T. Insperger et al. «Multiple chatter frequencies in milling processes». In: *Journal of Sound and Vibration* 262(2) (2003), pp. 333–345.
- [13] Y. Altintas et al. «Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain». In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 1(1) (2008), pp. 35–44.
- [14] P. V. Bayly et al. «Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling». In: *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. New Orleans, USA, nov. 2002, p. 13.
- [15] Y. Ding et al. «Spectral Method for Prediction of Chatter Stability in Low Radial Immersion Milling». In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Shanghai, CINA, mag. 2011, pp. 4359–4363.
- [16] G. Totis. «RCPM - A new method for robust chatter prediction in milling». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49(3-4) (2009), pp. 273–284.
- [17] S. Y. Liang, R. L. Hecker e R. G. Landers. «Machining process monitoring and control: The state-of-the-art». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 126(2) (2004), pp. 297–310.
- [18] I. Bediaga et al. «An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49(5) (2009), pp. 384–394.
- [19] G. Morgan et al. «An expert troubleshooting system for the milling process». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47(9) (2007), pp. 1417–1425.
- [20] N. C. Tsai, D. C. Chen e R. M. Lee. «Chatter prevention for milling process by acoustic signal feedback». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 47(9-12) (2010), pp. 1013–1021.
- [21] Y. Altintas e P. K. Chan. «In-process detection and suppression of chatter in milling». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 32(3) (1992), pp. 329–347.

- [22] T. Österlind et al. «Improvement of gear cutter dynamics by use of acoustic imaging and high damping interface». In: *Proceedings of the 3rd CIRP Conference on Process Machine Interactions*. Nagoya, GIAPPONE, ott. 2012, pp. 17–21.
- [23] S. Smith e J. Tlustý. «Stabilizing chatter by automatic spindle speed regulation». In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 41(1) (1992), pp. 433–436.
- [24] K. Bickraj et al. «Detection of the Development of Chatter in End Milling Operation by Using Index Based Reasoning (IBR)». In: *Proceedings of the ASME Early Career Technical Conference*. Miami, USA, ott. 2008, p. 4.
- [25] M. Liang, T. Yeap e A. Hermansyah. «A fuzzy system for chatter suppression in end milling». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 218(4) (2004), pp. 403–417.
- [26] S. Hongyan e H. Hong. «Novel on-line monitoring method of cutting chatter based on neural network pattern recognition technique». In: *Proceedings of the 2nd International Conference on Innovative Computing, Information and Control*. Kumamoto, GIAPPONE, set. 2007, p. 4.
- [27] M. Wang e R. Fei. «On-line chatter detection and control in boring based on an electrorheological fluid». In: *Mechatronics* 11(7) (2001), pp. 779–792.
- [28] N. J. M. van Dijk et al. «Automatic in-process chatter avoidance in the high-speed milling process». In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 132(3) (2010), pp. 1–14.
- [29] Y. S. Tarng, Y. W. Hsieh e T. C. Li. «Automatic selection of spindle speed for suppression of regenerative chatter in turning». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 11(1) (1996), pp. 12–17.
- [30] Y. S. Tarng e E. C. Lee. «A critical investigation of the phase shift between the inner and outer modulation for the control of tool chatter». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 37(12) (1997), pp. 1661–1672.
- [31] F. Ismail e E. G. Kubica. «Active suppression of chatter in peripheral milling Part 1. A statistical indicator to evaluate the spindle speed modulation method». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 10(5) (1995), pp. 299–310.

- [32] E. G. Kubica e F. Ismail. «Active suppression of chatter in peripheral milling Part 2. Application of fuzzy control». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 12(4) (1996), pp. 236–245.
- [33] E. Soliman e F. Ismail. «Chatter suppression by adaptive speed modulation». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 37(3) (1997), pp. 355–369.
- [34] E. Kuljanic, M. Sortino e G. Totis. «Multisensor approaches for chatter detection in milling». In: *Journal of Sound and Vibration* 312(4-5) (2008), pp. 672–693.
- [35] N. Suzuki et al. «A novel design method of irregular pitch cutters to attain simultaneous suppression of multi-mode regenerations». In: *Proceedings of the 3rd CIRP Conference on Process Machine Interactions*. Nagoya, GIAPPONE, ott. 2012, pp. 98–102.
- [36] Z. Dombovari, J. Muñoa e G. Stépán. «An experimental investigation of the effects of Spindle Speed Variation on tool wear in turning». In: *Proceedings of the 3rd CIRP Conference on Process Machine Interactions*. Nagoya, GIAPPONE, ott. 2012, pp. 89–96.
- [37] N. D. Sims. «Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology». In: *Journal of Sound and Vibration* 301(3-5) (2007), pp. 592–607.
- [38] Y. S. Tarng, J. Y. Kao e E. C. Lee. «Chatter suppression in turning operations with a tuned vibration absorber». In: *Journal of Materials Processing Technology* 105(1-2) (2000), pp. 55–60.
- [39] J. H. Wang e K. N. Lee. «Suppression of chatter vibration of a CNC machine centre - an example». In: *Mechanical System and Signal Processing* 10(5) (1996), pp. 551–560.
- [40] A. Ganguli, A. Deraemaeker e A. Preumont. «Regenerative chatter reduction by active damping control». In: *Journal of Sound and Vibration* 300(3-5) (2007), pp. 847–862.
- [41] N. D. Sims e Y. Zhang. «Active damping for chatter reduction in high speed machining». In: *Proceedings of the AMAS Workshop on Smart Materials and Structures*. Jadwisin, POLONIA, set. 2003, pp. 195–212.
- [42] J. L. Dohner et al. «Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control». In: *Journal of Sound and Vibration* 269(1-2) (2004), pp. 197–211.

- [43] G. Pan et al. «Modeling and intelligent chatter control strategies for a lathe machine». In: *Control Engineering Practice* 4(12) (1996), pp. 1647–1658.
- [44] J. R. Pratt e A. H. Nayfeh. «Design and Modeling for Chatter Control». In: *Nonlinear Dynamics* 19(1) (1999), pp. 49–69.
- [45] S. G. Tewani, K. E. Rouch e B. L. Walcott. «A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 35(1) (1995), pp. 91–108.
- [46] M. Xiao et al. «Analysis of chatter suppression in vibration cutting». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42(15) (2002), pp. 1677–1685.
- [47] M. Wang e R. Fei. «Chatter suppression based on nonlinear vibration characteristic of electrorheological fluids». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39(12) (1999), pp. 1925–1934.
- [48] D. J. Segalman e E. A. Butcher. «Suppression of regenerative chatter via impedance modulation». In: *Journal of Vibration and Control* 6(2) (2000), pp. 243–256.
- [49] *Sandvik Coromant*. URL: <http://www.sandvik.coromant.com/it-it>.
- [50] S. C. Lin, R. E. DeVor e S. G. Kapoor. «The effects of variable speed cutting on vibration control in face milling». In: *Journal of Engineering for Industry* 112(1) (1990), pp. 1–11.
- [51] T. Tsao, M. W. McCarthy e S. G. Kapoor. «A new approach to stability analysis of variable speed machining system». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 33(6) (1993), pp. 791–808.
- [52] R. Radulescu, S. G. Kapoor e R. E. Devor. «An investigation of variable spindle speed face milling for tool-work structures with complex dynamics, Part 1: Simulation results». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 119(3) (1997), pp. 273–280.
- [53] R. Radulescu, S. G. Kapoor e R. E. Devor. «An investigation of variable spindle speed Face Milling for tool-work structures with complex dynamics, Part 2: Physical explanation». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 119(3) (1997), pp. 266–272.

- [54] S. Sastry et al. «Chatter stability analysis of the variable speed face-milling process». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 123(4) (2001), pp. 753–756.
- [55] S. Sastry, S. G. Kapoor e R. E. DeVor. «Floquet theory based approach for stability analysis of the variable speed face-milling process». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 124(1) (2002), pp. 10–17.
- [56] S. Jayaram, S. G. Kapoor e R. E. Devor. «Analytical stability analysis of variable spindle speed machining». In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 122(3) (2000), pp. 391–397.
- [57] I. Bediaga et al. «Chatter avoidance method for milling process based on sinusoidal spindle speed variation method: Simulation and experimental results». In: *Proceedings of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations*. Reggio Calabria, ITALIA, ago. 2007, p. 8.
- [58] M. Zatarain et al. «Stability of milling processes with continuous spindle speed variation: Analysis in the frequency and time domains, and experimental correlation». In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 57(1) (2008), pp. 379–384.
- [59] X. H. Long e B. Balachandran. «Stability of Up-milling and Down-milling Operations with Variable Spindle Speed». In: *Journal of Vibration and Control* 16(7-8) (2010), pp. 1151–1168.
- [60] S. Seguy e T. Insperger. «On the stability of high-speed milling with spindle speed variation». In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 48(9-12) (2010), pp. 883–895.
- [61] I. Bediaga et al. «Application of continuous spindle speed variation for chatter avoidance in roughing milling». In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 225(5) (2011), pp. 631–640.
- [62] E. Al-Regib, J. Ni e S. H. Lee. «Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43(12) (2003), pp. 1229–1240.
- [63] H. Zhang e J. Ni. «Internal energy based analysis on mechanism of spindle speed variation for regenerative chatter control». In: *Journal of Vibration and Control* 16(2) (2009), pp. 281–301.
- [64] P. Albertelli et al. *Guidelines for the application of spindle speed variation technique in milling with complex machine tool dynamics*. 2008.

- [65] K. H. Hajikolaie et al. «Spindle speed variation and adaptive force regulation to suppress regenerative chatter in the turning process». In: *Journal of Manufacturing Processes* 12(2) (2010), pp. 106–115.
- [66] Y. S. Liao e Y. C. Young. «A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control». In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 36(5) (1996), pp. 651–660.
- [67] L. T. Tunç e E. Budak. «Effect of cutting condition and tool geometry on process damping in machining». In: *International Journal of Machine Tools and manufacture* 57 (2012), pp. 10–19.
- [68] The MathWorks Inc. *Stateflow and stateflow coder user's guide*. 2007.

