

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica



**SVILUPPO DI UN MICRO  
QUICK-STOP DEVICE**

Relatore: Prof. MASSIMILIANO ANNONI

Correlatori: Prof. QUIRICO SEMERARO  
Ing. LARA REBAIOLI

Tesi di Laurea di:

Luca FONTANILI Matr. 724772

Anno Accademico 2009-2010





*ai miei nonni  
e a mia sorella*



## *Ringraziamenti*

*Vorrei ringraziare la Sezione Tecnologie Meccaniche e Produzione del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano, in particolare:*

*il prof. Massimiliano Annoni per la passione che è riuscito a trasmettermi nelle sue lezioni del corso di Tecnologie Speciali e che mi ha convinto a proseguire in questo campo*

*il prof. Quirico Semeraro per l'attenzione che ha dedicato al mio lavoro e per gli stimoli che è riuscito a trasmettermi*

*il prof. Marco Santochi per l'ospitalità dimostrata e per i preziosi consigli che mi hanno permesso di comprendere al meglio le tecniche e lo spirito delle prove di quick-stop; la sua esperienza si è dimostrata di fondamentale importanza in questi mesi*

*l'ing. Rebaioli per avermi ascoltato, sopportato e seguito passo passo nel corso del mio lavoro*

*il dott. Grossi che è stato per me aiuto e punto di riferimento costante durante tutto lo sviluppo di questa mia tesi*

*i tecnici ing. Francesco Cacciatore e ing. Pasquale Aquilino per la pazienza che hanno dimostrato nei miei confronti*

*Voglio inoltre ringraziare mio padre, Alessandro, Duilio, Roberto e tutti quelli che in questi anni non mi hanno mai negato un aiuto ed un consiglio.*



# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>1 Lo stato dell'arte</b>	<b>5</b>
1.1 Obiettivi del lavoro di tesi . . . . .	5
1.2 Requisiti e performance dei sistemi di quick-stop . . . . .	6
1.2.1 La distanza di separazione: performance dei quick-stop	6
1.2.2 Requisiti dei quick-stop devices . . . . .	8
1.2.3 Le condizioni di taglio libero ortogonale . . . . .	9
1.2.4 Forze in taglio obliquo ed ortogonale . . . . .	10
1.3 Quick-stop devices: la letteratura del settore . . . . .	12
1.3.1 Classificazione dei dispositivi per prove di taglio brus-	
camente interrotto . . . . .	13
1.4 Principali dispositivi . . . . .	16
1.4.1 Kececioglu ed il dispositivo a molla . . . . .	17
1.4.2 Hastings e Philip: dispositivi ad azionamento esplosivo	18
1.4.3 Il dispositivo Hammer a percussione . . . . .	19
1.4.4 <i>Pisa3</i> a 1000 metri al minuto . . . . .	21
1.5 Distanza di separazione dei principali dispositivi . . . . .	22
1.6 Prove di quick-stop in ambito 'micro': lo stato dell'arte . . . . .	23
1.7 Conclusioni . . . . .	26
<b>2 Il layout del nuovo dispositivo</b>	<b>27</b>
2.1 Il centro di lavoro Kern ed il suo modello solido . . . . .	28
2.2 La disposizione dei componenti nello spazio di lavoro . . . . .	31
2.3 Organizzazione del lavoro di tesi . . . . .	35
<b>3 La definizione del provino</b>	<b>37</b>
3.1 La geometria del provino . . . . .	38
3.2 Parametri di taglio . . . . .	39
3.3 Dimensionamento del provino . . . . .	40
3.4 Il ciclo tecnologico di realizzazione . . . . .	43
3.5 L'alternativa: il provino a disco . . . . .	45

<b>4</b>	<b>Il portautensili rotante: funzionamento del quick-stop</b>	<b>47</b>
4.1	L'urto e la trasmissione del moto . . . . .	51
4.1.1	La dinamica dell'urto . . . . .	52
4.1.2	L'impatto eccentrico . . . . .	54
4.1.3	La durata dell'urto: propagazione delle onde nei solidi .	55
4.1.4	L'urto nel sistema QSD . . . . .	59
4.2	Caratteristiche cinematiche . . . . .	61
4.2.1	La traiettoria di svincolo . . . . .	61
4.2.2	La velocità di svincolo . . . . .	63
4.3	Caratteristiche dinamiche . . . . .	64
4.4	Le prestazioni teoriche del sistema . . . . .	65
4.5	La spina e la zona di fissaggio . . . . .	67
4.5.1	Verifica della rigidità del sistema . . . . .	68
<b>5</b>	<b>Il sistema di percussione</b>	<b>73</b>
5.1	Studio della fase di espansione dell'aria compressa . . . . .	77
5.1.1	Il modello numerico in Matlab . . . . .	79
5.2	Studio dei principali parametri di progetto . . . . .	83
5.2.1	La velocità target: dimensionamento di massima . . . . .	87
5.3	Il prototipo del sistema di percussione . . . . .	88
5.3.1	Prove preliminari di velocità . . . . .	90
5.4	Le criticità . . . . .	90
5.4.1	L'effetto della forza di inerzia: il pistone e la sua geometria . . . . .	91
5.4.2	La conservazione della quantità di moto ed il contraccolpo . . . . .	94
5.4.3	Il vincolo elastico e la struttura di sostegno . . . . .	96
5.5	Il sistema di pressurizzazione . . . . .	100
<b>6</b>	<b>Il controllo e il monitoraggio della prova</b>	<b>103</b>
6.1	Azzeramento del provino . . . . .	103
6.2	La cronologia della prova . . . . .	106
6.3	Il sistema di sincronizzazione . . . . .	110
6.3.1	La logica di funzionamento . . . . .	111
6.3.2	Il software di gestione . . . . .	113
6.3.3	Il circuito elettronico . . . . .	114
6.3.4	Considerazioni sul segnale di trigger . . . . .	117
6.4	La misura della velocità di impatto . . . . .	118
6.4.1	Limiti del sistema . . . . .	119
6.4.2	Versione finale del sistema . . . . .	123
6.5	Misura di velocità e distanza di separazione . . . . .	124

---

<b>7</b>	<b>Prove di taglio ortogonale e quick-stop</b>	<b>127</b>
7.1	Utensili e materiali nella letteratura del settore . . . . .	128
7.1.1	Il materiale di lavoro . . . . .	129
7.1.2	L'utensile di tornitura . . . . .	130
7.1.3	Utilizzo di inserti per tornitura . . . . .	132
7.1.4	L'utensile in HSS . . . . .	133
7.2	Prove preliminari di tornitura . . . . .	135
7.2.1	Misura ed analisi delle forze di taglio . . . . .	135
7.2.2	La morfologia del truciolo . . . . .	140
7.3	Prove di quick-stop . . . . .	142
7.3.1	Acquisizione delle forze di taglio . . . . .	145
7.4	Analisi degli esperimenti . . . . .	145
7.4.1	La retroflessione del truciolo . . . . .	146
7.4.2	La frattura alla radice del truciolo . . . . .	147
	<b>Conclusioni</b>	<b>151</b>
	<b>A Verifiche di resistenza</b>	<b>153</b>
	<b>B Programma LabVIEW<sup>®</sup> di gestione della prova</b>	<b>157</b>
	<b>C Programma LabVIEW<sup>®</sup> di misura delle forze di taglio</b>	<b>161</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>163</b>





## Elenco delle figure

1.1	Schema della distanza di separazione $d_s$ , tratto da [22]	7
1.2	Modello di taglio libero ortogonale [2]	9
1.3	Schema delle forze nel taglio obliquo [2]	10
1.4	Schema delle forze nel taglio ortogonale [2]	11
1.5	Dispositivi <i>Aachen</i> a rottura dell'utensile [11]	14
1.6	Dispositivo <i>Delft2</i> [11]	15
1.7	Sistema <i>Berlino</i> con disinnesto per rotazione [11]	16
1.8	Metodo di rilascio dell'utensile del QSD di Kececioglu [6]	17
1.9	Dispositivo a esplosivo, Hastings [6]	18
1.10	Dispositivo a camera regolabile [7]	19
1.11	Disco del QSD [12]	20
1.12	Schema del dispositivo <i>Pisa3</i> [13]	21
1.13	Differenze tra taglio ortogonale macro (a) e micro (b) [16]	23
1.14	Dispositivo utilizzato in [18] e [19] per prove 'micro'	24
1.15	Layout del sistema usato da Ghadbeigi et al. [21]	25
2.1	Centro di lavoro Kern Evo	28
2.2	Equipaggiamento Kern Evo	30
2.3	Modello solido del centro di lavoro Kern Evo	31
2.4	Disposizione dei componenti all'interno della Kern Evo	32
2.5	Particolari del sistema di quick-stop ideato	33
2.6	Visuale dell'operatore: la zona di taglio non è visibile dall'esterno	34
3.1	Taglio ortogonale in tornitura	37
3.2	La geometria del pezzo e lo schema della lavorazione	38
3.3	Il provino	39
3.4	Schema di taglio ortogonale	40
3.5	Forza di taglio $F_c$ e forza di avanzamento $F_f$ agenti sul provino	41
3.6	Dimensioni del provino	42
3.7	Primo piazzamento: realizzazione del tubo	43
3.8	Secondo piazzamento: realizzazione del codolo	44
3.9	Geometria di un provino 'a disco'	45

---

3.10	Schema delle forze agenti per il provino ‘a disco’ . . . . .	46
4.1	Il sistema portautensili realizzato . . . . .	47
4.2	Modello solido esploso del sistema di portautensili . . . . .	48
4.3	Particolare del sistema di bloccaggi della rotazione . . . . .	49
4.4	Particolare del sistema di bloccaggio della rotazione . . . . .	50
4.5	Schema di svincolo dell’utensile . . . . .	51
4.6	Approach period e restitution period: le fasi dell’urto [29] . . .	53
4.7	Asta incernierata ad una estremità . . . . .	55
4.8	Trasferimento di quantità di moto: urto fra due barre di lunghezza $L_1$ [29] . . . . .	57
4.9	Andamento delle funzioni d’onda, della velocità e dello sforzo [29] . . . . .	58
4.10	Caratteristiche cinematiche del sistema portautensili . . . . .	61
4.11	Andamento dell’angolo di svincolo . . . . .	62
4.12	Cinematica del sistema portautensili . . . . .	63
4.13	Esempio di utilizzo del software CAD per il calcolo dei momenti di inerzia . . . . .	65
4.14	Dimensioni del dispositivo portautensili . . . . .	66
4.15	Particolari del sistema di fissaggio della spina . . . . .	69
4.16	Esempi delle differenti geometrie di spine utilizzate . . . . .	70
4.17	Andamenti delle forze di taglio ( $V_c$ 75 $m/min$ , $f_n$ 70 $\mu m$ ) . . .	71
5.1	Il sistema di percussione . . . . .	73
5.2	Schema del sistema di percussione pneumatico . . . . .	74
5.3	Il grilletto di azionamento . . . . .	75
5.4	Set di molle per l’assorbimento dell’urto . . . . .	76
5.5	Spaccato del sistema cilindro pistone . . . . .	77
5.6	Modello solido del sistema di percussione . . . . .	78
5.7	Discretizzazione della corsa . . . . .	80
5.8	Confronto fra le velocità calcolate con il modello rigido ed il modello elastico del percussore ( $P = 10$ $bar$ ), $K = 17.7$ $N/mm$ . . . . .	83
5.9	Andamento della velocità del percussore in funzione della corsa, per differenti valori del diametro . . . . .	84
5.10	Sezione del sistema di percussione . . . . .	85
5.11	Andamento della velocità del percussore in funzione della corsa, per differenti valori del volume iniziale $V_0$ . . . . .	86
5.12	Confronto tra il caso di pressione costante e pressione variabile . . . . .	87
5.13	Prestazioni teoriche del percussore - $P_0$ 5 $bar$ , $D_p$ 50 $mm$ , $V_0$ $2 \cdot 10^{-4}$ $m^3$ . . . . .	88
5.14	Vista dei componenti del sistema di percussione . . . . .	89

5.15	Prestazioni del sistema di percussione realizzato, per pressioni crescenti da 1 a 10 bar . . . . .	90
5.16	Confronto fra le prestazioni teoriche del sistema e i risultati delle prove sperimentali . . . . .	91
5.17	Testata superiore e tamponi di gomma . . . . .	92
5.18	Il prototipo del pistone realizzato in componenti separate . . . . .	93
5.19	Pistone in alluminio . . . . .	94
5.20	Vista delle testate . . . . .	95
5.21	Set di molle di assorbimento dell'urto . . . . .	97
5.22	Schema della molla . . . . .	98
5.23	Il posizionamento del pistone nella zona di lavoro . . . . .	99
5.24	Sistema di regolazione della pressione posto a bordo macchina . . . . .	100
6.1	Schema delle fasi di azzeramento del provino . . . . .	104
6.2	Utilizzo della spina nella fase di azzeramento . . . . .	105
6.3	Momento dell'azzeramento dell'asse $Z$ con il contatto fra utensile e pezzo . . . . .	106
6.4	Interfaccia del programma di gestione della procedura di prova . . . . .	109
6.5	Fasi della sequenza di controllo . . . . .	110
6.6	Schematizzazione dell'intero sistema di sincronizzazione elettronica . . . . .	112
6.7	Circuito elettronico di controllo della prova . . . . .	114
6.8	Schema elettrico dell'interfaccia controllo PC - Sistema di 'sparo' . . . . .	115
6.9	Schema pratico . . . . .	116
6.10	Modifica del circuito di azionamento del solenoide . . . . .	117
6.11	Confronto fra i segnali di forza e il segnale di tensione . . . . .	117
6.12	Schema di funzionamento del sensore di misura della velocità . . . . .	118
6.13	Sede in resina per l'alloggiamento dei diodi . . . . .	119
6.14	Caso di sistema ideale: il campionamento avviene in corrispondenza del bordo del percussore . . . . .	120
6.15	Casi limite di campionamento della velocità . . . . .	121
6.16	Utilizzo del grafico per la valutazione dello scostamento $\delta v$ della velocità misurata dalla velocità reale . . . . .	122
6.17	Versione attuale del rilevatore di velocità . . . . .	123
6.18	Schema elettrico e schema pratico . . . . .	124
6.19	Struttura logica del sistema di misura ideato . . . . .	125
7.1	Sistema di quick-stop pronto per la prova . . . . .	127
7.2	Microstruttura del materiale 25x . . . . .	129
7.3	Particolare della microstruttura con la presenza di precipitati . . . . .	130
7.4	Schema di posizionamento dell'utensile e angoli caratteristici . . . . .	131
7.5	Caratteristiche dell'inserito da tornitura . . . . .	132

7.6	Utensile in HSS . . . . .	134
7.7	Andamento delle componenti della forza di taglio; $f_n$ 10 $\mu m$ , $V_c$ 75 $m/min$ . . . . .	136
7.8	Differenti andamenti della componente $F_y$ . . . . .	137
7.9	Acquisizione delle forze nelle prove di taglio ortogonale . . . . .	138
7.10	Componenti della forza di taglio, $f_n$ 12.5 $\mu m$ , $V_c$ 100 $m/min$ . . . . .	139
7.11	Analisi in frequenza della componente $F_x$ della forza di taglio, $f_n$ 12.5 $\mu m$ , $V_c$ 100 $m/min$ . . . . .	140
7.12	Morfologia del truciolo . . . . .	141
7.13	Truciolo in fase di formazione. Provino 4, $f_n$ 50 $\mu m$ , $V_c$ 50 $m/min$ . . . . .	142
7.14	Panoramica delle prove effettuate . . . . .	144
7.15	Confronto fra le acquisizioni di una prova di tornitura preliminare ed una prova di quick-stop ( $f_n$ 12.5 $\mu m$ , $V_c$ 100 $m/min$ ) . . . . .	145
7.16	Particolare dell'acquisizione della forza in una prova di quick-stop . . . . .	146
7.17	Particolare del contatto tra truciolo e superficie lavorata. Provino 4, 50 $\mu m$ , 50 $m/min$ . . . . .	147
7.18	Particolari di trucioli retroflessi . . . . .	148
7.19	Esempi di rottura durante la prova di quick-stop . . . . .	148
7.20	Cedimenti in prossimità della radice del truciolo . . . . .	149
A.1	Diagramma di verifica del carico di punta per l'acciaio . . . . .	156

# Sommario

Negli ultimi anni nel settore delle lavorazioni meccaniche si è registrato un crescente interesse verso il ‘down-scaling’ delle lavorazioni per asportazione di truciolo. La difficoltà dei modelli di taglio tradizionali nel predire correttamente il processo di formazione del truciolo in ambito ‘micro’ spinge verso una nuova analisi del meccanismo di deformazione del materiale, meccanismo alla base del processo di taglio. Fra i possibili approcci al problema, le prove di taglio bruscamente interrotto consentono di ottenere un campione del truciolo in fase di formazione.

All’interno della presente tesi si è sviluppato un sistema per prove di taglio bruscamente interrotto, appositamente pensato per applicazione in campo ‘micro’ e operante in condizioni di taglio libero ortogonale; il dispositivo ha il compito di azzerare *istantaneamente* la velocità relativa fra utensile e pezzo, in modo da ‘congelare’ il taglio. In questo modo è possibile disporre di un campione di truciolo rappresentativo delle reali condizioni di taglio.

Accanto al quick-stop device è stato allestito un complesso sistema di misura e di verifica delle prestazioni; la sua realizzazione rappresenta un approccio innovativo nel campo dei dispositivi di quick-stop, avendo l’ambizione di permettere la validazione per ogni singola prova.

**Parole chiave:** quick-stop device, taglio ortogonale, micro-cutting, campione di truciolo, sistema di misurazione.

## Abstract

In the last years has been recorded a growing interest in down-scaling of machining processes. The difficulty of the traditional cutting models in foreseeing the correct course of chip formation in a ‘micro’ way forces to a new analysis of material deformation process which is at the base of cutting process.

Among the possible problems solutions has been proved that the quick-stop tests allow to obtain a chip sample during its formation

For this thesis has been developed a quick-stop device which has been thought for application in micro-machining and which works in orthogonal cutting conditions. In this way the cutting process is ‘freezed’ and so it’s possible to obtain a chip sample which really represents the cutting conditions.

Together with the quick-stop device has been developed a measuring system, in order to carry out the real quick-stop device performances for each quick-stop test. The measuring system represents a new innovative way in quick-stop tests and has the ambition to certificate every single test.

**Key words:** quick-stop device, orthogonal cutting, micro-cutting, chip sample, measuring system.

# Introduzione

Il processo di taglio è un complesso processo di deformazione plastica, il cui risultato è la realizzazione di una superficie. L'utensile da taglio realizza tale superficie a partire da una precedente, asportando una certa quantità di materiale detto sovrametallo.

Lo studio della meccanica di formazione del truciolo ha rappresentato un passo fondamentale per la modellazione ed il controllo del processo di taglio, ma data la sua complessità si sono rese necessarie numerose ipotesi semplificative rispetto al caso generale. La maggior parte dei modelli riguardanti la formazione del truciolo, ma anche modelli per la stima di forze e velocità di taglio, riguardano la condizione di taglio *libero ortogonale*, cosicché la trattazione possa essere ricondotta ad un fenomeno bidimensionale [1], [2].

Nel processo di taglio, l'utensile asporta materiale deformandolo plasticamente; lo studio della meccanica di formazione del truciolo mette in evidenza l'esistenza di tre differenti zone interessate dalla deformazione. Tra queste la più significativa è la zona di deformazione primaria, posta in prossimità dello spigolo del tagliente, dove si evidenzia la massima deformazione.

La maggior parte dei modelli ipotizzano che la deformazione si concentri in corrispondenza di un piano detto *piano di scorrimento*, inclinato di un angolo  $\varphi$  di scorrimento rispetto alla direzione della velocità di taglio. L'angolo di scorrimento è un parametro molto importante perché dal suo valore dipendono le deformazioni e le forze che si generano nella fase di taglio. Sia il modello di Piispanen [3], che descrive il meccanismo di formazione del truciolo, sia il modello di previsione delle forze di Ernst e Merchant [4] assumono come ipotesi di partenza l'esistenza di un piano di scorrimento, sul quale si concentra l'intera deformazione dei grani del materiale. Si capisce, quindi, come lo studio della zona di deformazione primaria, con particolare attenzione alla definizione dell'angolo di scorrimento, abbia da sempre rivestito un ruolo centrale nell'analisi del processo di taglio, tale da giustificare i numerosi approcci tentati per descrivere al meglio i fenomeni che si manifestano nel meccanismo di formazione del truciolo.

Fra gli esperimenti più importanti e significativi è doveroso inserire le prove di *taglio bruscamente interrotto*, o prove di *quick-stop*, il cui scopo è

il congelamento dell'operazione di asportazione di truciolo al fine di poterne studiare il meccanismo di formazione. Tali esperimenti hanno iniziato ad essere intrapresi nella seconda metà del secolo scorso, ed hanno giocato un ruolo fondamentale nel chiarire le dinamiche del processo di formazione del truciolo; in particolare, la capacità di disporre di campioni rappresentativi della generica condizione di taglio apriva la strada allo studio non solamente delle zone di deformazione e della posizione del piano di scorrimento ma consentiva, in particolari condizioni, di studiare fenomeni secondari quali la formazione del tagliente di riporto e la definizione dello spessore effettivo del truciolo.

Le diverse problematiche riguardanti il meccanismo di formazione del truciolo sono state analizzate a fondo nella seconda metà del '900 e le prove di taglio bruscamente interrotto hanno consentito l'utilizzo di un approccio diretto nello studio di questi fenomeni; la relativa facilità di analisi della prova e la grande quantità di informazioni che essa contiene hanno spinto i ricercatori al superamento delle difficoltà tecniche di realizzazione ed al miglioramento continuo dei sistemi di prova, chiamati comunemente *Quick-Stop Devices* (QSD).

Mentre l'interesse per gli esperimenti di quick-stop in ambito tradizionale, ovvero su scala macro, si è gradualmente andato a perdere per il fatto che le più importanti problematiche sono state affrontate approfonditamente, negli ultimi anni lo sviluppo di tecnologie per asportazione di truciolo su scala *micro* ha fatto riaffiorare la necessità di riconsiderare i meccanismi di formazione del truciolo. In particolare, nell'ambito delle microlavorazioni meccaniche non è possibile assumere alcune ipotesi centrali nello studio delle lavorazioni su scala macro: in generale non è possibile considerare il materiale omogeneo, ma su piccola scala risulta esaltata la natura anisotropa del materiale dovuta alla disposizione casuale dei grani cristallini. Inoltre per piccoli valori dello spessore di truciolo indeformato non è possibile considerare il tagliente *perfettamente affilato*, ma la presenza di un raggio di raccordo finito tra petto e dorso dell'utensile si riflette sul meccanismo di asportazione presentando al truciolo indeformato una variazione graduale dell'angolo di spoglia frontale ( $\gamma$ ), da valori fortemente negativi fino al suo valore nominale. Queste anomalie rispetto alle condizioni di lavoro tradizionali sono testimoniate dalla difficoltà dei modelli tradizionali di taglio nel predire correttamente il meccanismo di formazione del truciolo; la difficoltà nel controllare il processo di taglio porta a concentrare gli sforzi di ricerca di nuovo sull'analisi del meccanismo di deformazione del materiale e di formazione del truciolo.

La realizzazione di un sistema di quick-stop in grado di svolgere prove valide anche in ambito micro non rappresenta solamente l'obiettivo di questa tesi, ma diviene uno strumento indispensabile per affrontare nuovamente in



maniera esaustiva lo studio del meccanismo di deformazione del materiale all'interno del processo di taglio.

Il presente lavoro di tesi è stato organizzato nel modo seguente:

- nel primo capitolo saranno descritti i principali sistemi di quick-stop documentati in letteratura, ponendo particolare attenzione a rilevare i pregi ed i difetti di ciascuno di essi
- nel secondo capitolo inizierà la descrizione del sistema di quick-stop ideato. In questa parte si effettua un'analisi della macchina utensile a disposizione, mostrando l'influenza che ha sul layout del dispositivo, e si fornirà una panoramica dei vari componenti che compongono il quick-stop device
- il terzo capitolo è interamente dedicato al provino: si valuterà la forma che consente di ottenere condizioni di taglio ortogonale, e si procederà al suo dimensionamento tenendo conto delle sollecitazioni cui è soggetto
- nel quarto capitolo sarà mostrato il sistema portautensili rotante, che consente di interrompere il taglio, ponendo attenzione al fenomeno dell'urto ed alla sua modellazione
- il quinto capitolo si focalizza sul sistema di percussione; partendo dagli studi teorici preliminari, si descriverà il modello numerico che ha permesso di simulare la fase di espansione dell'aria arrivando ad un dimensionamento di massima. Saranno quindi affrontate le problematiche relative all'inerzia ed al contraccolpo e le relative soluzioni tecniche
- il sesto capitolo descriverà accuratamente la procedura di prova, e mostrerà il sistema elettronico che consente di sincronizzare i movimenti della macchina con le azioni del sistema di taglio interrotto. Particolare attenzione è rivolta al sistema di misura della velocità, che permette di rilevare la velocità di impatto del percussore
- dopo una parte introduttiva riguardante l'utensile ed il materiale di lavoro, l'ultimo capitolo è dedicato ai risultati delle prove di taglio ortogonale e di quick-stop e si concluderà mostrando le prime immagini del truciolo in fase di formazione.



# Capitolo 1

## Lo stato dell'arte

La necessità di analizzare il processo di taglio dei materiali ha portato allo sviluppo di tecniche per lo studio del meccanismo di formazione del truciolo. Fra le numerose tecniche adottate, le prove di taglio bruscamente interrotto hanno ricoperto un ruolo di primaria importanza perché consentono uno studio diretto di tale processo.

Alla relativa semplicità di interpretazione dei risultati, le prove di prove di taglio bruscamente interrotto, chiamate anche prove di taglio 'congelato', uniscono una grande quantità di informazioni e consentono lo studio di una ampia gamma di fenomeni tipici delle lavorazioni per asportazione di truciolo.

### 1.1 Obiettivi del lavoro di tesi

L'obiettivo primario per quanto riguarda il presente lavoro di tesi è la progettazione e la realizzazione di un dispositivo in grado di effettuare prove di taglio bruscamente interrotto che possano ritenersi valide anche in ambito 'micro'. Nel campo delle lavorazioni meccaniche si entra in campo 'micro' quando le lavorazioni coinvolgono strutture di dimensione inferiore ai  $500 \mu m$  [5]; per quanto concerne i quick-stop devices si considerano 'micro' le prove condotte con spessori di truciolo indeformato inferiori ai  $150 \mu m$  [18], [19], [20].

Nel rispetto della funzionalità dell'intero sistema di quick-stop, ciascun componente deve essere realizzato con i materiali e le attrezzature messe a disposizione dal Politecnico di Milano all'interno del Dipartimento di Meccanica o utilizzando risorse facilmente reperibili.

La fase di progettazione si articolerà essenzialmente in uno studio preliminare delle soluzioni riportate in letteratura, la maggior parte con applicazione in ambito 'macro', necessario a fornire una panoramica sulle varie soluzioni proposte e chiarire le problematiche che ciascun dispositivo pre-

senta. Individuata quindi la soluzione ideale per l'applicazione 'micro', si passerà alla fase di realizzazione.

Conseguentemente alla sua realizzazione, il dispositivo sarà sottoposto a test finalizzati sia alla verifica della resistenza dell'assieme sia all'analisi delle sue prestazioni.

La conclusione della presente ricerca coinciderà con l'esecuzione di alcune prove di taglio bruscamente interrotto, finalizzate essenzialmente a mostrare il buon funzionamento del dispositivo ed a tracciare una linea guida per le successive fasi di sviluppo, sperimentazione e analisi dei risultati.

## 1.2 Requisiti e performance dei sistemi di quick-stop

Lo scopo di un dispositivo per prove di taglio bruscamente interrotto è ottenere un campione di truciolo in formazione che rappresenti le reali condizioni di taglio di regime. Per questo è necessario annullare istantaneamente la velocità relativa tra utensile e pezzo, ovvero la velocità di taglio  $V_c$ . Si consideri il caso in cui il moto di taglio è conferito al pezzo, come accade ad esempio in tornitura; in questo frangente per interrompere bruscamente la lavorazione si supponga di agire sull'utensile, estraendolo dalla zona di taglio. Durante la fase di separazione l'utensile subisce un'accelerazione ed è rimosso dalla zona di lavoro. Vengono così a modificarsi i principali parametri di taglio, in particolare la velocità di taglio (poiché varia la velocità relativa utensile-pezzo) e la geometria del tagliente (l'angolo  $\gamma$  di spoglia frontale). Per poter considerare valida la prova, è necessario ottenere uno svincolo istantaneo, o quantomeno il più rapido possibile, cosicché non vengano falsate eccessivamente le condizioni di taglio oggetto di studio a causa del transitorio.

### 1.2.1 La distanza di separazione: performance dei quick-stop

L'efficienza di un dispositivo di quick-stop è spesso quantificata per mezzo di un parametro, indice della rapidità con cui avviene lo svincolo: la *distanza di separazione* [7]; è la distanza che l'utensile (o il pezzo a seconda di quale dei due sia in moto) percorre nell'intervallo di tempo necessario ad annullare la velocità di taglio.

In figura 1.1 viene mostrato il significato della distanza di separazione per mezzo di un esempio nel quale l'utensile all'istante  $t = 0$  è in moto con velocità di taglio  $V_c$  costante ed il pezzo, inizialmente fermo, viene accelerato. Il tempo di separazione  $t = t_s$  è il tempo necessario affinché il pezzo accelerato raggiunga una velocità  $V_w$  pari alla velocità di taglio  $V_c$ .

La distanza di separazione può essere calcolata come la differenza tra lo spazio percorso dell'utensile  $d_t$  e quello percorso dal pezzo  $d_w$  nell'intervallo

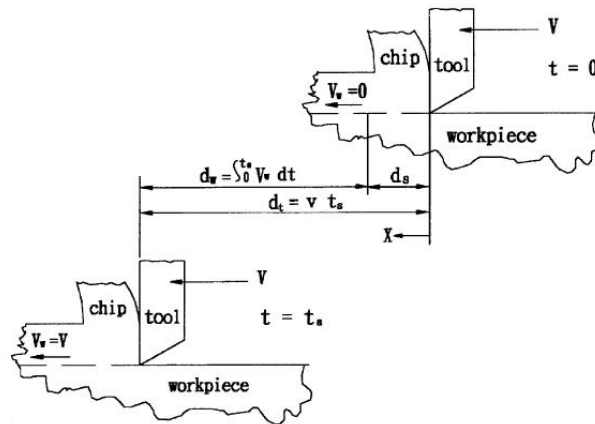


Figura 1.1: Schema della distanza di separazione  $d_s$ , tratto da [22]

di tempo  $t_s$ :

$$d_s = d_t - d_w = V_c \cdot t_s - \int_0^{t_s} V_w(t) dt \quad (1.1)$$

Il calcolo di tale parametro è difficoltoso nella maggior parte dei casi, dal momento che è necessario conoscere la legge di moto del pezzo nel tempo ( $V_w(t)$ ). Per questo, qualora non fosse possibile calcolare preventivamente tale parametro, è sempre opportuno prevedere dei rilevamenti in grado di fornire una stima del tempo di separazione e dunque della distanza di separazione  $d_s$ . La distanza di separazione, infatti, rappresenta un'indicazione estremamente significativa nella descrizione di un sistema di quick-stop poiché consente di determinare il campo di utilizzo del sistema.

Il parametro  $d_s$  è indice della durata del transitorio di svincolo; in letteratura non esiste una prescrizione univoca che definisca il valore massimo ammissibile, ma si hanno solo indicazioni che forniscono valori del rapporto fra questa distanza e lo spessore  $h$  del truciolo indeformato compresi fra 0.1 e 0.15 [8], [9]. Stabilito, quindi, che tale rapporto  $d_s/h$  sia inferiore a 0.15, definito  $h$  è possibile risalire alla velocità di taglio massima ammissibile affinché la prova possa considerarsi valida.

Analizzando nel dettaglio l'equazione 1.1 si constata che il valore di  $d_s$  dipende dalla velocità di taglio. Non solo la  $V_c$  compare direttamente in 1.1, ma anche il tempo di separazione  $t_s$  è funzione della velocità di taglio. Ipotizzando, infatti, che l'accelerazione  $a$  del pezzo sia costante, il tempo di separazione è dato da:

$$t_s = \frac{V_w(t_s) - V_w(0)}{a} = \frac{V_w(t_s)}{a} = \frac{V_c}{a} \quad (1.2)$$

Un aumento della  $V_c$  comporta, a parità di accelerazione  $a$ , un tempo di separazione  $t_s$  maggiore.

La dipendenza di  $d_s$  dalla velocità di taglio non permette un confronto diretto delle prestazioni dei quick-stop devices, poiché  $d_s$  viene a dipendere direttamente dalle specifiche condizioni di prova; il parametro di confronto generalmente utilizzato al posto di  $d_s$  è l'accelerazione  $a$  di svincolo.

### 1.2.2 Requisiti dei quick-stop devices

Oltre alla necessità di mantenere la  $d_s$  al di sotto del valore limite dettato dai parametri di processo  $V_c$  e  $h$ , un sistema per prove di quick-stop deve rispondere ad altri requisiti, meno restrittivi ma pur sempre importanti [10]:

- la rigidità è una caratteristica fondamentale per realizzare un sistema affidabile; è necessario infatti che la rigidità del QSD sia tale da non falsare le condizioni di rigidità del sistema macchina-pezzo-utensile, mantenendole il più possibile inalterate
- il dispositivo deve poter essere utilizzato sia a basse sia ad alte velocità, senza che questo costituisca un problema. Deve inoltre poter funzionare con una vasta gamma di utensili sia per quanto riguarda la geometria sia per quanto concerne il materiale. Inoltre la regolazione dei parametri di taglio quali per esempio l'avanzamento deve poter essere eseguita agevolmente
- deve essere possibile misurare o meglio monitorare tutte le variabili e le grandezze di interesse, con particolare attenzione alle rilevazioni delle forze di taglio, delle temperature ed eventualmente delle vibrazioni dell'utensile
- è fondamentale garantire un elevato grado di ripetibilità delle prove; questo si riflette in un controllo agevole di tutti i parametri in gioco nella singola prova
- deve essere salvaguardata l'integrità del truciolo, in particolare non deve essere provocata alcuna deformazione né alcuna rottura nella regione della radice

Altre caratteristiche utili ad un sistema di quick-stop riguardano la durata delle prove, che teoricamente dovrebbe essere di almeno 20 s, e la lunghezza del truciolo che deve essere all'incirca 15-20 mm [10]. Tuttavia queste ultime due condizioni sono difficilmente ottenibili in ambito micro, dove la dimensione dei provini deve mantenersi contenuta. Non essendo condizioni con riflessi diretti sull'esito delle prove, possono essere almeno inizialmente trascurate.

### 1.2.3 Le condizioni di taglio libero ortogonale

Le prove di quick-stop, inoltre, devono essere realizzate in condizioni di taglio libero ortogonale. In tali condizioni di taglio è possibile modellare il complesso processo di deformazione plastica del materiale come un fenomeno *bidimensionale*.

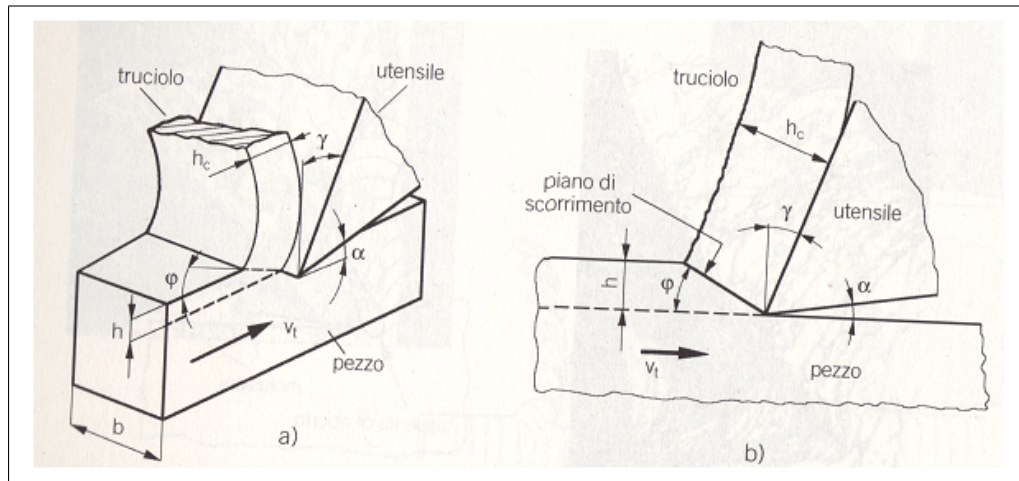


Figura 1.2: Modello di taglio libero ortogonale [2]

Diverse sperimentazioni hanno mostrato che in tali condizioni non si producono deformazioni nel senso della larghezza del tagliente. Di conseguenza, per ragioni di simmetria, le deformazioni del materiale metallico sono identiche nei piani paralleli tra loro e non sono presenti componenti di forze perpendicolari al piano in cui il processo viene studiato [1], [2].

Il taglio libero ortogonale, tuttavia, costituisce una condizione di taglio particolare e per essere realizzata è necessario che:

- il tagliente risulti perpendicolare alla velocità di taglio  $V_c$  (*taglio ortogonale*) e posizionato in modo tale da asportare uno spessore uniforme di sovrametallo
- l'utensile sia più largo del pezzo; il truciolo, infatti, non deve essere vincolato lateralmente (*taglio libero*)

Per rendere indipendente la descrizione del taglio ortogonale dalla configurazione del sistema di taglio con cui può essere ottenuta, vengono definite delle grandezze specifiche per il taglio libero ortogonale. In particolare si utilizza:

$h$  *spessore di truciolo indeformato*

*b larghezza del pezzo*

In generale per essere in condizioni di taglio libero ortogonale è necessario che  $h \ll b$ .

#### 1.2.4 Forze in taglio obliquo ed ortogonale

In condizioni di *taglio obliquo*, ovvero quando l'angolo  $\lambda$  di inclinazione del tagliente principale è diverso da  $0^\circ$  e l'angolo di registrazione  $\chi$  non è di  $90^\circ$ , la forza risultante  $R$  (figura 1.3) può essere scomposta nelle tre componenti:

- la componente  $F_t$ , forza di taglio
- la componente  $F_a$ , forza di resistenza all'avanzamento
- la componente  $F_r$ , forza di repulsione

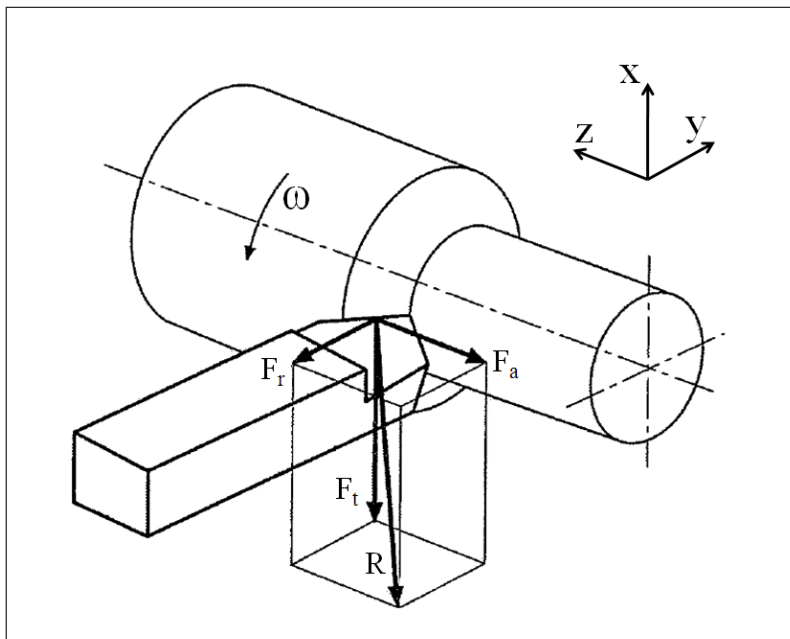


Figura 1.3: Schema delle forze nel taglio obliquo [2]

Per calcolare la forza  $F_c$  di taglio è necessario conoscere la pressione di taglio  $k_c$  [MPa], che lega appunto la forza alla sezione  $A$  del truciolo.

$$F_c = k_c \cdot A \quad (1.3)$$

La pressione di taglio è caratteristica per ogni materiale; oltre, però, a dipendere dalle proprietà meccaniche del materiale, quali  $R_m$ , durezza, struttura



cristallina, il  $k_c$  dipende dall'area stessa della sezione del truciolo, dalle caratteristiche geometriche dell'utensile ( $\gamma$ ), dalla velocità di taglio  $V_c$  e dalle condizioni di lubrificazione. Se la valutazione della pressione di taglio è sperimentale, i valori del  $k_c$  sono validi solo per le condizioni adottate.

Kronenberg [30] presenta una relazione che lega la pressione di taglio  $k_c$  alla sezione del truciolo  $A$  attraverso la definizione della pressione specifica di taglio  $k_{cs}$ , pressione di taglio necessaria per asportare una sezione di truciolo di  $1 \text{ mm}^2$ :

$$k_c = \frac{k_{cs}}{h^x \cdot b^y} \quad (1.4)$$

con  $h$  spessore del truciolo,  $b$  larghezza di taglio,  $x$  e  $y$  coefficienti dipendenti dal materiale dell'utensile. Poiché il contributo di  $b$  è trascurabile, la pressione di taglio può essere espressa in funzione del parametro di lavoro avanzamento  $f_n$  e dell'angolo di registrazione  $\chi$ :

$$k_c = \frac{k_{cs}}{h^x} = \frac{k_{cs}}{f_n^x \cdot (\sin\chi)^x} \quad (1.5)$$

e dunque la forza di taglio risulta:

$$F_c = k_c \cdot A = k_c \cdot f_n \cdot a_p = k_{cs} \cdot f_n^{(1-x)} \cdot a_p \frac{1}{(\sin\chi)^x} \quad (1.6)$$

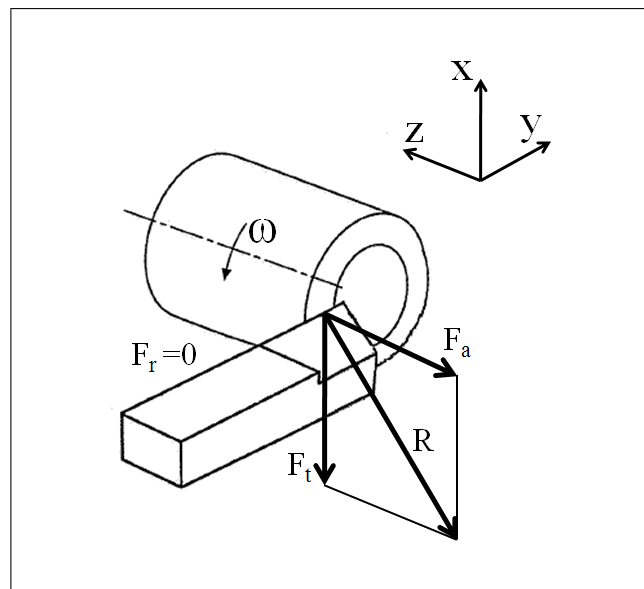


Figura 1.4: Schema delle forze nel taglio ortogonale [2]

Passando allo studio del taglio ortogonale (figura 1.4), si rileva che la forza  $F_r$  si annulla. Inoltre, essendo per definizione  $\chi = 90^\circ$ , l'espressione

della forze di taglio si semplifica:

$$F_c = k_{cs} \cdot f_n^{(1-x)} \cdot a_p \frac{1}{(\sin\chi)^x} = k_{cs} \cdot f_n^{(1-x)} \cdot a_p \quad (1.7)$$

### 1.3 Quick-stop devices: la letteratura del settore

Nella seconda metà del secolo scorso si sviluppano numerosi sistemi in grado di effettuare prove di taglio bruscamente interrotto (o *quick-stop tests*), tutti estremamente differenti ma accomunati dalla stessa finalità: annullare la velocità relativa tra utensile e pezzo, ovvero portare a zero *istantaneamente* la velocità di taglio. In questo modo, il risultato della prova può essere considerato una *istantanea* del pezzo durante la lavorazione.

Tradizionalmente i sistemi di quick-stop sono montati su torni, in cui il moto di taglio è conferito al pezzo, mentre l'utensile è dotato del solo moto di avanzamento; questo perché tramite un'operazione di tornitura è molto facile riprodurre le condizioni di taglio libero ortogonale richieste dalla prova [2]. Tuttavia, sistemi analoghi sono stati introdotti anche su differenti macchine utensili, ma per farlo è stato necessario prevedere layout particolari del dispositivo. La conformazione della macchina, quindi, ed i movimenti da essa consentiti influenzano in maniera decisiva, molto spesso vincolandola, la fase di sviluppo del dispositivo in sé, nonostante l'obiettivo primario sia sempre l'annullamento della velocità relativa tra utensile e pezzo. Come sottolineato da Hastings [6] nel proprio lavoro, una prima classificazione dei sistemi di quick-stop può essere effettuata basandosi sul metodo di annullamento del moto di taglio e distinguendo:

- sistemi in cui l'utensile rimane fermo ed il pezzo viene rallentato
- sistemi dove il pezzo mantiene la velocità iniziale ed è l'utensile ad essere accelerato fino ad annullare la velocità di taglio

E' Philip [7] a proporre una nuova classificazione più raffinata, prendendo in considerazione la modalità di svincolo dell'utensile dalla regione di lavoro. Si possono così suddividere i sistemi in:

- sistemi a rilascio improvviso dell'utensile
- sistemi nei quali si utilizzano una o più spine a rottura facilitata
- sistemi in cui l'utensile viene distrutto
- sistemi che utilizzano pezzi di forma appositamente studiata

I sistemi a rilascio improvviso sfruttano principalmente la forza di taglio per rimuovere l'utensile dalla regione di lavoro, mentre una forza ausiliaria, generalmente la forza elastica di una molla, è utilizzata solo per agevolare la rimozione; tipicamente il disimpegno dell'utensile avviene tramite una rotazione attorno ad un perno. In questo tipo di sistemi si verifica che, durante la fase di svincolo, la rotazione del tagliente rispetto alla velocità di taglio comporta un cambiamento della geometria effettiva dell'utensile, qualora la velocità di disimpegno non sia sufficientemente elevata. Inoltre, essendo le forze in gioco limitate (forze di taglio ed elastica), si possono raggiungere accelerazioni limitate; questo problema diventa marcato soprattutto alle elevate velocità di taglio, quando la distanza percorsa dall'utensile durante la fase di distacco ( $d_s$ ) diventa comparabile con la lunghezza del tratto di interesse nel truciolo.

In altri dispositivi, al posto di sistemi che rilasciano improvvisamente l'utensile, vengono impiegate spine a rottura per sopportare la forza o la coppia di taglio ed, in certi casi, controllare l'accelerazione dell'utensile all'inizio del suo movimento. La rottura della spina può essere realizzata con differenti modalità: tramite un carico applicato meccanicamente, con la deflessione di un corpo rigido inserito nella traiettoria del pezzo che sta ruotando, grazie alla sovrappressione generata da una carica gassosa o per mezzo dell'energia cinetica trasmessa ad un corpo attraverso una piccola esplosione.

Una soluzione alternativa è ricorrere ad un urto meccanico o ad un impatto con una massa accelerata da un'esplosione per andare a rompere direttamente l'utensile e portarlo quindi al di fuori della zona di taglio; i dispositivi di questo tipo prevedono la distruzione dell'utensile, ed in generale non consentono un controllo della fase di disimpegno.

Infine, sempre secondo la classificazione di Philip, è possibile effettuare prove di quick-stop prevedendo dispositivi che, pur utilizzando utensili comuni, grazie alla particolare forma dei pezzi lavorati possono riprodurre delle condizioni di taglio bruscamente interrotto.

### 1.3.1 Classificazione dei dispositivi per prove di taglio bruscamente interrotto

Una classificazione più recente e più esaustiva è stata proposta da Giusti [11], prendendo in considerazione un numero molto maggiore di sistemi; oltre a classificarli in base al loro funzionamento, fornisce anche una sommaria descrizione delle loro caratteristiche.

I dispositivi *Aachen2* e *Aachen3*, proposti in figura 1.5, rientrano nella categoria dei dispositivi in cui il disinnesto dell'utensile avviene per rottura

dello stesso; entrambi i dispositivi utilizzano utensili in carburi sinterizzati, ricavati da tondini di metallo duro che presentano una sezione ridotta per facilitarne la rottura. Il dispositivo Aachen2 viene azionato meccanicamente, attraverso un colpo di martello sul perno di rottura. Il funzionamento del dispositivo Aachen3 è del tutto analogo, ma la rottura dell'utensile in prossimità del perno di rottura è causata dall'impatto di un proiettile; quest'ultimo dispositivo necessita, quindi, di una carica esplosiva per funzionare.

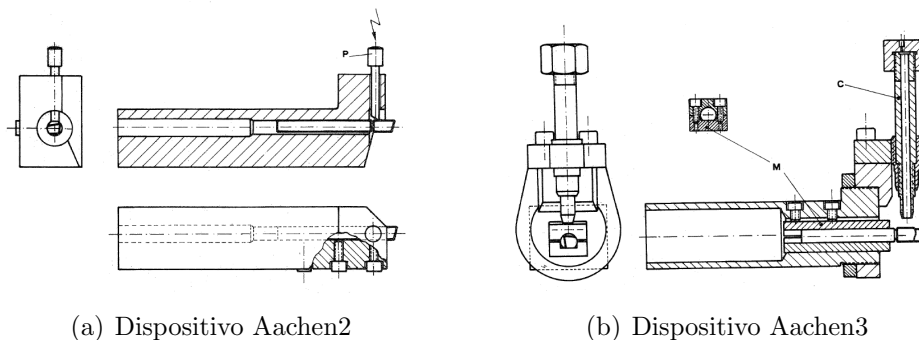


Figura 1.5: Dispositivi *Aachen* a rottura dell'utensile [11]

Il sistema Aachen3, adottando un azionamento di tipo esplosivo, ha prestazioni superiori all'Aachen2, e consente di effettuare prove valide per velocità di taglio fino a  $200 \text{ m/min}$ ; tuttavia, nella loro versione originale, entrambi i dispositivi non consentono una rilevazione della forza di taglio, e richiedono un tempo non indifferente per la preparazione della singola prova, dovendo disporre ogni volta di un utensile nuovo.

La necessità di realizzare prove in rapida successione e di limitare i tempi di allestimento, porta allo sviluppo di sistemi in cui l'utensile non viene distrutto, ma semplicemente guidato al di fuori della zona di lavoro. In funzione di come è cinematicamente realizzato l'allontanamento, è possibile distinguere i dispositivi che prevedono un 'disinnesto' dell'utensile per *rotazione* dai sistemi a 'disinnesto' per *traslazione*.

Il dispositivo *Delft2*, rappresentato in Figura 1.6, prevede l'allontanamento dell'utensile per traslazione. Il perno P, azionato da una cartuccia esplosiva, porta a rottura la spina di fissaggio e causa l'allontanamento dell'utensile secondo una traiettoria rettilinea.

Più interessante è la possibilità di disinnestare l'utensile tramite una rotazione; un primo aspetto da considerare riguarda sicuramente la traiettoria che viene seguita durante la fase di distacco: compiendo una rotazione, l'utensile è dotato sia di una velocità tangenziale, parallela alla velocità di taglio, sia di una componente radiale. La sola velocità tangenziale è la velocità di riferimento su cui si dovrà valutare la distanza di separazione; la compo-

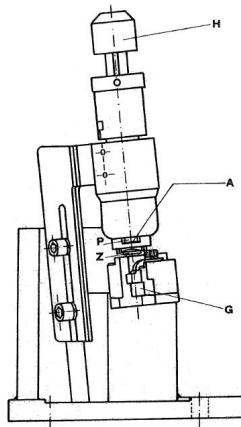


Figura 1.6: Dispositivo *Delft2* [11]

nente radiale, tuttavia, risulta essere di estremo interesse poiché impedisce, o quantomeno riduce, la possibilità che il tagliente strisci sulla superficie già lavorata e la vada a ricalcare.

Un'ulteriore considerazione da fare riguarda la modifica dei parametri di processo in fase di svincolo: oltre alla variazione della velocità di taglio  $V_c$ , che deve essere minimizzata rendendo istantaneo lo svincolo, una traiettoria di separazione curvilinea determina un cambiamento di orientazione del tagliente rispetto al pezzo, comportando una variazione, ad esempio, dell'angolo di spoglia principale  $\gamma$ .

Il secondo aspetto riguarda invece la possibilità di vincolare la velocità impressa all'utensile in fase di svincolo alla velocità di taglio: è quanto accade nel dispositivo *Berlino* (figura 1.7), dove l'utensile è allontanato dal pezzo (L) mediante un percussore montato sul pezzo stesso (P).

Quando la velocità di taglio è ritenuta opportuna, una molla porta in posizione il percussore che ruotando assieme al pezzo colpisce l'utensile e lo svincola; la velocità con cui il percussore impatta l'utensile è circa 5 volte superiore alla velocità di taglio.

Il funzionamento di tale dispositivo è molto interessante ed è senza dubbio molto vantaggioso, dal momento che teoricamente non pone limitazioni sulla velocità massima di taglio. Il limite di prestazione, dunque, deve essere collegato alla velocità di risposta della molla ed alla resistenza meccanica dei vari componenti, considerando anche che la rotazione di masse importanti deve essere accuratamente bilanciata per limitare al minimo l'insorgere di vibrazioni forzate. Le fonti parlano di collaudi per velocità comprese tra i 10 ed i 300  $m/min$ .

Problematiche legate a tale dispositivo riguardano essenzialmente la com-

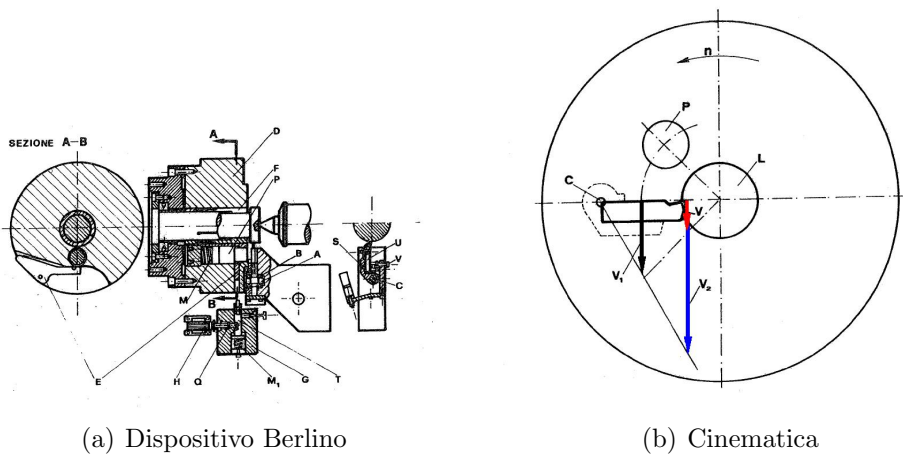


Figura 1.7: Sistema *Berlino* con disinnesto per rotazione [11]

plexità di realizzazione e la difficoltà nell’ottenere misurazioni delle forze di taglio. Su tali dispositivi, infatti, il posizionamento del rilevatore di forza è difficoltoso.

Talvolta è possibile prevedere di effettuare le prove su pezzi di forma particolare, in grado di essere bloccati bruscamente durante la fase di lavorazione; dispositivi che sfruttano questa possibilità sono detti dispositivi a bloccaggio del pezzo in lavorazione, e rappresentano l’unica vera alternativa nel caso in cui non fosse possibile agire sull’utensile.

E’ il caso del dispositivo denominato *Pisa1* [1], dove è il pezzo stesso ad avere una geometria particolare che gli consente di essere bloccato istantaneamente. Il funzionamento prevede che il pezzo sia montato tra le punte e che il dispositivo menabrida sia sostituito da una spina con intagli di rottura. Tale spina ha il compito di trasferire il moto di taglio al pezzo, durante il funzionamento normale. Quando è ritenuto opportuno, il pezzo è bloccato e la spina conseguentemente rotta: si svincola in questo modo il pezzo dal disco menabrida e la velocità di taglio è annullata.

Il bloccaggio del pezzo è realizzato tramite un pistone di arresto che viene inserito in una fessura ricavata sul pezzo, impedendone così la rotazione.

### 1.4 Principali dispositivi

Definite delle caratteristiche utili ad una prima panoramica, classificati e descritti alcuni dispositivi, è opportuno soffermarsi su alcuni quick-stop devices di maggiore interesse. Approfondendo la conoscenza di tali dispositivi si vuole focalizzare l’attenzione sulle problematiche che ciascuno di essi introduce.

### 1.4.1 Kececioglu ed il dispositivo a molla

Il primo dispositivo che può essere definito di riferimento è quello realizzato da Kececioglu, di cui si ha una descrizione all'interno del lavoro di Hastings [6].

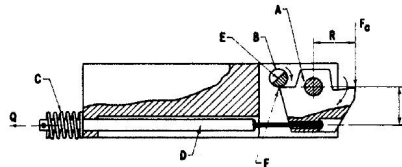


Figura 1.8: Metodo di rilascio dell'utensile del QSD di Kececioglu [6]

Il dispositivo, rappresentato in figura 1.8, rientra nella categoria dei dispositivi a rilascio dell'utensile: l'utensile viene represso dalla zona di taglio mediante l'azione di una molla precaricata (C) alla quale si aggiunge l'effetto della forza di taglio  $F_c$ . L'azione di rilascio viene avviata dalla rotazione di un perno sagomato (B) che reca una faccia piana (E).

Nel proprio lavoro Hastings stima che la forza di taglio contribuisce per circa il 60% alla forza di ritrazione che determina lo svincolo e valuta l'accelerazione del dispositivo nell'ordine dei  $105 \text{ m/s}^2$ ; questo impedisce che la fase di sganciamento risulti istantanea con la conseguenza che il truciolo che si va ad osservare è prodotto in condizioni di taglio non stazionarie. Il fatto che alla forza di ritrazione contribuisca la forza di taglio è sintomo di un'interazione tra pezzo e utensile nella fase di svincolo e dunque denota un non perfetto funzionamento.

Sempre secondo Hastings [6] dalla micrografia eseguita sul truciolo si può capire che l'angolo di spoglia frontale non coincide con quello dell'utensile, mostrando che nella fase di svincolo si ha una variazione delle condizioni di taglio predefinite.

Nonostante le prestazioni di questo dispositivo non siano di primo piano, è opportuna un'analisi dettagliata delle sue peculiarità. Lo svincolo mediante rotazione risulta di estremo interesse; tuttavia, come detto, qualora l'accelerazione dell'utensile non sia sufficiente, la rotazione falsa le condizioni di taglio come evidenziato dalle micrografie. La decisione di utilizzare una molla per accelerare l'utensile riconduce al problema del tempo e della distanza di separazione: il passaggio della quantità di moto deve essere istantaneo, e questo è difficile da ottenere se la forza non è di tipo impulsivo.

Il dispositivo in esame resta comunque un dispositivo di riferimento anche per la sua grande semplicità costruttiva.

### 1.4.2 Hastings e Philip: dispositivi ad azionamento esplosivo

Di grande interesse è anche il dispositivo ideato da Hastings e descritto in [6] (figura 1.9).

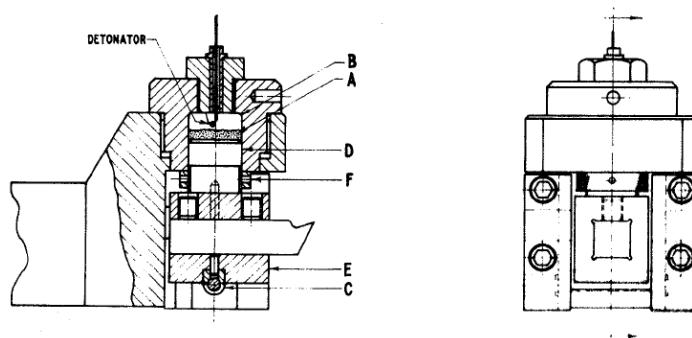


Figura 1.9: Dispositivo a esplosivo, Hastings [6]

In questo sistema l'utensile viene mantenuto nella zona di lavoro grazie ad una spina con invito a rottura (C), ed il disinnesto dell'utensile viene realizzato rompendola grazie all'energia generata da un'esplosione. All'interno della camera di combustione (B) è collocato l'esplosivo (A): innescato tramite un comando esterno, l'esplosivo provoca una reazione generando una sovrappressione sulla superficie del pistone che causa la rottura della spina e lo spostamento dell'utensile dalla zona di lavoro.

A fornire il dato dell'accelerazione di svincolo del sistema di Hastings è Black [12]: nel suo articolo riferisce che il valore dell'accelerazione del dispositivo è di  $1.5 \cdot 10^6 \text{ m/s}^2$ , valutato grazie a riprese ad alta velocità.

Il sistema differisce notevolmente dal dispositivo di Kececioglu sotto alcuni fondamentali aspetti:

- l'energia necessaria per rompere la spina e allontanare l'utensile è ricavata grazie ad una esplosione: l'aumento della pressione all'interno della camera è pressoché istantaneo e permette di ottenere accelerazioni superiori
- la forza di allontanamento è fornita per la quasi totalità dall'esplosione del combustibile, e la forza di taglio partecipa in maniera minima alla fase di separazione
- la traiettoria di svincolo è rettilinea: questo si riflette in una minore alterazione delle condizioni di taglio, soprattutto alle alte velocità



Un'evoluzione del dispositivo di Hastings è stata realizzata da Philip [7], il quale, nel suo lavoro, pone l'accento sul controllo della fase di detonazione e di svincolo, ridisegnando il QSD in modo da permettere una gestione di tale fase. Il sistema di Philip, inoltre, è sviluppato mantenendo come linea guida l'ottenimento della massima semplicità costruttiva.

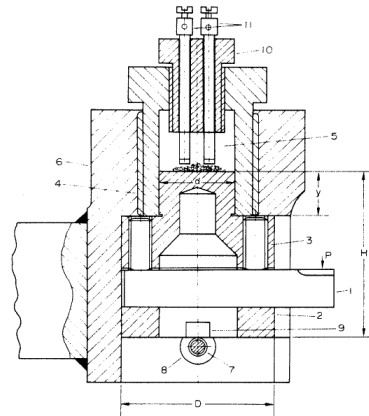


Figura 1.10: Dispositivo a camera regolabile [7]

Con riferimento alla figura 1.10, Philip aggiunge al dispositivo di Hastings una camera a volume regolabile (5), attraverso la quale è possibile andare a controllare la fase di combustione ed accelerazione dell'utensile. Viene introdotto per la prima volta il concetto di controllo delle condizioni di prova; la camera regolabile rappresenta un salto notevole e riconduce, come detto in precedenza, ad una importante caratteristica che i sistemi per prove di quick-stop devono garantire: la ripetibilità delle prove. Sempre nell'ottica di caratterizzare al meglio la singola prova, Philip analizza con cura lo stato della spina (7), effettuando dei test per verificare l'accelerazione del corpo utensile ed il suo legame con il precarico della spina, e mostrando come spine precaricate garantiscano una maggiore accelerazione al corpo in fase di svincolo. Utilizzando

Il lavoro di Philip è considerato di grande interesse perché costituisce il primo sistema dotato di un controllo sistematico ed efficace delle condizioni di prova.

### 1.4.3 Il dispositivo Hammer a percussione

Decisamente interessante è il dispositivo (definito *hammer*) proposto da Black e James [12], nel quale la forza di allontanamento dell'utensile dalla zona di lavorazione è fornita da un martello che ruota in maniera solidale

al pezzo. Tale dispositivo ricorda in maniera evidente il sistema denominato *berlino*.

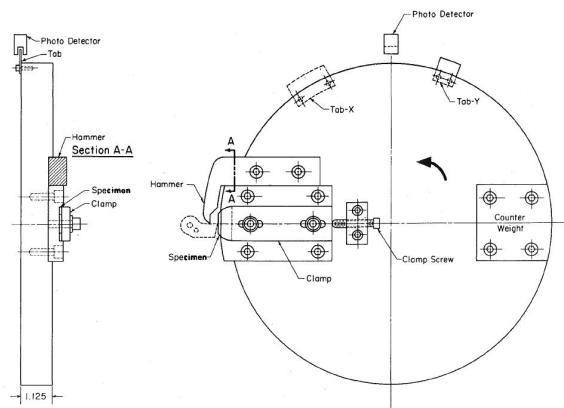


Figura 1.11: Disco del QSD [12]

In questo caso il pezzo su cui viene eseguita la lavorazione in condizioni di taglio ortogonale è montato, per mezzo di una morsa, su un disco che va a sostituire il piattello del tornio (figura 1.11); su tale disco vi è anche il martello, che, come detto, è solidale al pezzo. All'inizio delle prove l'utensile non si trova nella posizione di lavorazione; solo quando il fotodetettore rileva che il sistema ha raggiunto la velocità di taglio, l'utensile viene posizionato nella zona di lavoro tramite un azionamento elettromagnetico.

Pochi istanti dopo, quando utensile e pezzo entrano in contatto, inizia la fase di taglio; la lavorazione viene interrotta dopo qualche momento dall'impatto del martello contro l'utensile, che provoca la rottura di una spina e la conseguente rotazione del portautensili attorno ad un perno. Appare evidente come la cinematica del sistema in oggetto consenta di ottenere una velocità di svincolo maggiore della velocità di taglio, cosa che non sempre è possibile garantire; d'altro canto il QSD ha lo svantaggio di avere un range di velocità di taglio che viene limitato dai tempi di risposta dell'azionamento elettromagnetico, avente il compito di portare l'utensile in posizione di taglio. In ogni caso gli autori sottolineano che il sistema è stato testato per velocità di taglio fino a  $30.48 \text{ m/s}$ .

Un'ulteriore problema riguarda la difficoltà di ottenere misurazioni delle grandezze fisiche di interesse; la particolare configurazione del sistema non permette, infatti, di rilevare le componenti della forza di taglio.

#### 1.4.4 *Pisa3* a 1000 metri al minuto

Realizzato presso l'Istituto di Tecnologia meccanica dell'Università di Pisa, il *Pisa3* costituisce il dispositivo in grado di realizzare prove valide alle più elevate velocità di taglio [13]. Il funzionamento del dispositivo, schematizzato in figura 1.12, è basato sull'utilizzo di una carica esplosiva per accelerare un proiettile; il proiettile, urtando l'utensile, distrugge il tagliente interrompendo la lavorazione. La particolarità di questo sistema è che risponde alla totalità dei requisiti precedentemente visti, e soprattutto è in grado di effettuare prove di taglio valide a velocità estremamente elevate, nell'ordine dei  $1000\text{ m/min}$ . Questo grazie all'utilizzo della carica esplosiva, in grado di conferire al proiettile un'elevata accelerazione.

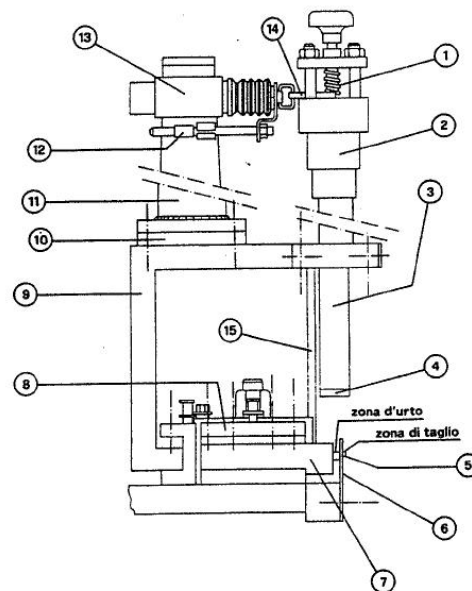


Figura 1.12: Schema del dispositivo *Pisa3* [13]

La rottura dell'utensile, tuttavia, introduce una nuova problematica: la frammentazione dell'utensile non rende controllabile la traiettoria di ogni singolo frammento in prossimità della zona di taglio. Questa problematica, tuttavia, può essere considerata di secondo piano in ambito 'macro', considerando che i frammenti risultano essere di dimensioni minime.

Detto questo, il dispositivo *Pisa3* consente prove a velocità di taglio elevatissime rispettando la totalità dei requisiti necessari ad un sistema di quick-stop, permettendo la misurazione di numerose grandezze di interesse. In [13] gli autori, utilizzando un fascio di luce ed un fotodiodo con tempo di risposta di  $50\text{ ns}$ , stimano che dopo  $0.8\ \mu\text{s}$  i frammenti dell'utensile rag-

giungono una velocità di  $12 \text{ m/s}$ . Nell'ipotesi che l'accelerazione si mantenga costante, dai dati forniti si ricava un'accelerazione di  $1.5 \cdot 10^7 \text{ m/s}^2$ .

## 1.5 Distanza di separazione dei principali dispositivi

Descritti i dispositivi di quick-stop di riferimento, si vuole ora confrontare le loro prestazioni calcolando per ciascuno la distanza di separazione  $d_s$ . Nel caso in cui è l'utensile ad essere accelerato, l'equazione 1.1 per il calcolo di  $d_s$  diviene:

$$d_s = d_w - d_t = V_c \cdot t_s - \int_0^{t_s} V_t(t) dt \quad (1.8)$$

dove  $V_t$  è la velocità dell'utensile. Ipotizzando che l'accelerazione  $a$  dell'utensile sia costante durante il transitorio, è possibile integrare la seconda parte dell'equazione 1.8, essendo:

$$\int_0^{t_s} V_t(t) dt = \int_0^{t_s} a \cdot t \cdot dt = \frac{a \cdot t_s^2}{2} \quad (1.9)$$

Ricordando che il valore di  $t_s$  è funzione della velocità stessa di taglio  $V_c$  secondo la 1.2, sostituendo tale legame nella 1.8 l'espressione della distanza di separazione  $d_s$  diviene:

$$d_s = \frac{V_c^2}{2a} \quad (1.10)$$

Per il calcolo ed il confronto della distanza di separazione  $d_s$  dei vari sistemi si è scelto di utilizzare come riferimento una velocità  $V_c$  di  $300 \text{ m/min}$ , in linea con quanto fatto da [12].

Tabella 1.1: Prestazioni dei principali quick-stop devices in campo macro

QSD	$a \text{ [m/s}^2\text{]}$	$d_s \text{ [mm]}$	$V_c^{MAX} \text{ [m/min]}$
Kececioglu [6]	105	120	10.6
Hastings [6]	$1.5 \cdot 10^6$	0.0086	1272
Philip [7]	$3.5 \cdot 10^6$	0.0037	1944
Black [12]	$1.0 \cdot 10^8$	0.0001	10390
Pisa3 [13]	$1.5 \cdot 10^7$	0.0008	4025

In tabella 1.1 sono riportate le prestazioni dei quick-stop devices presi in considerazione. Oltre alla distanza  $d_s$  si è valutata anche la velocità massima di impiego, per uno spessore di truciolo indeformato  $h$  di  $1 \text{ mm}$ . Secondo i requisiti riportati nel paragrafo 1.2.2, è necessario che:

$$\frac{d_s}{h} = \frac{V_c^2}{2ah} < 0.15 \quad (1.11)$$

Risolvendo in funzione della velocità di taglio  $V_c^{MAX}$  massima ammissibile, si ottiene:

$$V_c^{MAX} = \sqrt{0.3ah} \quad (1.12)$$

L'equazione 1.12 oltre a consentire di calcolare la velocità massima di utilizzo del quick-stop device introduce ad una problematica nell'utilizzo di tali prove in campo micro: operando con spessori di truciolo indeformato  $h$  molto piccoli è necessario realizzare sistemi di quick-stop che possano raggiungere elevate accelerazioni  $a$  allo scopo di mantenere una  $V_c^{MAX}$  sufficientemente elevata.

## 1.6 Prove di quick-stop in ambito 'micro': lo stato dell'arte

L'interesse per lo studio del meccanismo di formazione del truciolo in condizioni di micro-cutting è dettato dall'impossibilità di poter applicare con efficacia in questo ambito i classici modelli.

Dal punto di vista del pezzo in lavorazione, non è possibile considerare omogenea la struttura del materiale: l'orientazione dei grani, la loro grandezza e le inclusioni presenti contribuiscono ad esaltare il carattere anisotropo della materia.

Anche sotto l'aspetto dell'interazione tra utensile e pezzo non è possibile, a differenza delle tradizionali condizioni, trascurare il raggio di punta dell'utensile, le cui dimensioni sono confrontabili con lo spessore del truciolo in fase di formazione: questo comporta che il materiale è lavorato da un tagliente arrotondato, e dunque non è possibile definire un angolo di spoglia  $\gamma$  univoco per tutto lo spessore del truciolo.

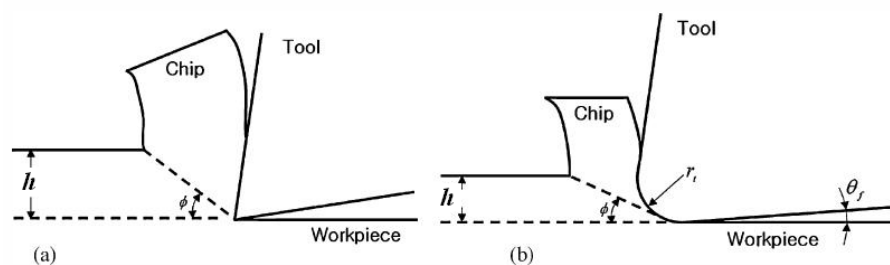


Figura 1.13: Differenze tra taglio ortogonale macro (a) e micro (b) [16]

Tutte queste considerazioni si traducono in un aumento delle forze di taglio che non trova giustificazione nei modelli di taglio tradizionali; tale effetto prende il nome di *size effect* [14], [15]. Da qui la necessità, come detto,

di studiare il meccanismo di formazione del truciolo partendo dall'analisi dello stato di deformazione.

Lo studio della letteratura più recente ha mostrato che nell'ambito 'micro' sono stati utilizzati soltanto due diversi dispositivi quick-stop; il primo di questi, rappresentato in figura 1.14, è stato sfruttato in ambito micro in [18] e [19] nonostante fosse un dispositivo già documentato in letteratura e prettamente utilizzato in prove macro.

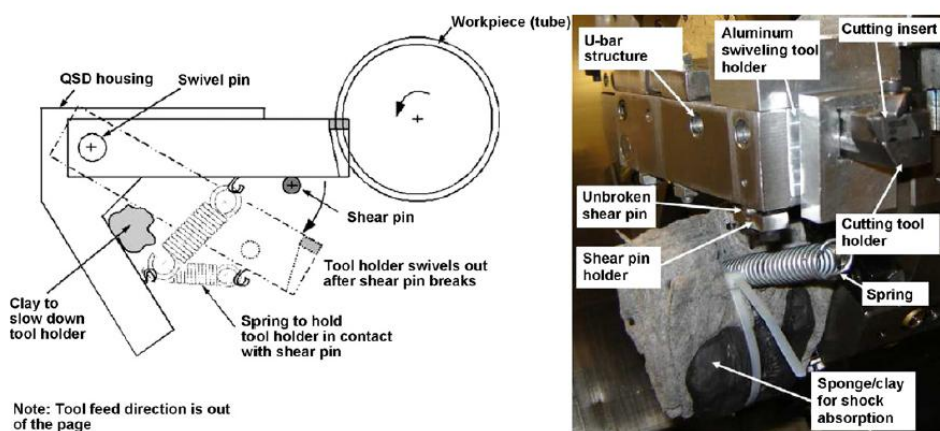


Figura 1.14: Dispositivo utilizzato in [18] e [19] per prove 'micro'

In questo dispositivo, l'utensile viene allontanato dal pezzo per mezzo di una rotazione dello stelo, innescata dal colpo di un martello che trancia la spina a rottura facilitata che mantiene il portautensili nella posizione di lavoro; la forza necessaria allo svincolo dell'utensile è data dall'azione del martello, dalla forza elastica di richiamo di una molla e dalla forza di taglio. In [19] viene specificato che le misure effettuate hanno portato a constatare che l'accelerazione iniziale dello stelo porta utensile è  $1.65 \pm 0.15 \cdot 10^3 \text{ m/s}^2$ .

In [18] e [19] viene essenzialmente studiato il meccanismo di lacerazione che porta alla formazione del truciolo utilizzando sia l'approccio sperimentale che l'approccio numerico, sfruttando programmi di simulazione agli elementi finiti. Lo studio in [19] è condotto effettuando prove con utensili aventi differenti raggi di punta (compresi fra 38 e  $12.5 \mu\text{m}$ ) e con spessori di truciolo variabili fra i 15 e i  $105 \mu\text{m}$ .

Dai dati a disposizione in [19] le prove vengono effettuate ad una velocità di taglio fissa di  $150 \text{ m/min}$ ; per tale velocità, considerando l'accelerazione del dispositivo, si ricava una distanza di separazione  $d_s$  di  $0.75 \text{ mm}$ , 7 volte superiore allo spessore di truciolo indeformato  $h$ . Nonostante non ven-

ga rispettata il requisito sulla distanza  $d_s$ , gli autori ritengono adeguato il sistema di quick-stop.

In [21] le prove di quick-stop sono condotte utilizzando una macchina servo-idraulica per prove di trazione e compressione (Figura 1.15); il pezzo, un blocco di alluminio AA 5182, è montato sulla tavola mentre l'utensile è posizionato sull'attuatore. Quando l'attuatore è azionato, l'utensile entra in contatto con il pezzo e lo lavora, con un'operazione di taglio ortogonale. Il campione è ottenuto invertendo rapidamente il verso del movimento dell'attuatore in modo da congelare il taglio. Lo spessore di truciolo indeformato è regolato attraverso una tavola micrometrica, che consente lo spostamento dell'utensile.

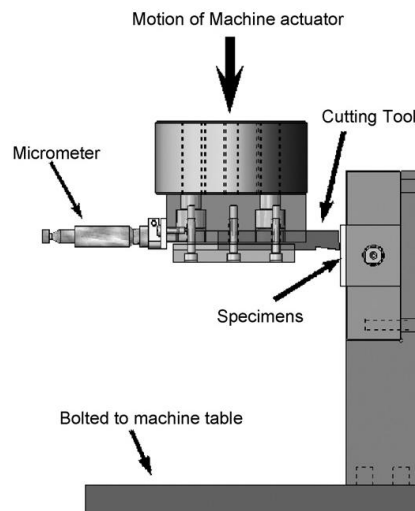


Figura 1.15: Layout del sistema usato da Ghadbeigi et al. [21]

Questa soluzione risulta di scarso interessante per gli scopi che ci si è prefissi, per diversi motivi. La soluzione presentata è fortemente legata al tipo di macchina utilizzata e non può essere riproposta su macchine dotate di una cinematica differente. Inoltre le prestazioni del dispositivo coincidono con le prestazioni della macchina, adatte per prove a velocità di taglio basse (le prove sono effettuate a velocità di taglio inferiori ai  $40 \text{ mm/s}$ ) ma non sufficienti a garantire le prestazioni dei comuni sistemi di quick-stop.

Tuttavia, rappresenta una testimonianza di come la scelta del dispositivo sia legata, se non vincolata, dal tipo di macchina su cui deve essere effettuata la prova.

## 1.7 Conclusioni

In conclusione l'obiettivo di un dispositivo per prove di quick-stop è interrompere la lavorazione *istantaneamente*, così da rendere disponibile un campione del truciolo in fase di formazione, il più possibile rappresentativo delle reali condizioni di taglio. In letteratura sono documentati numerosi dispositivi che utilizzano differenti sistemi per interrompere il taglio, spesso legati alla natura della macchina utensile su cui sono montati.

Per definire le prestazioni dei sistemi e permetterne un confronto si definisce la distanza di separazione  $d_s$ , distanza percorsa dall'utensile durante il transitorio; poiché  $d_s$  dipende anche dai parametri di taglio della singola prova, per permettere un confronto ci si riferisce più frequentemente all'accelerazione  $a$  impressa all'utensile.

La fase progettazione di un dispositivo di per prove di taglio bruscamente interrotto deve avere come obiettivo il raggiungimento di prestazioni in grado di garantire la validità della prova.

In generale, le prestazioni dei dispositivi vengono definite *una tantum*, valutando l'accelerazione con misurazioni preliminari e successivamente risalendo alla  $d_s$ . Nell'ottica di caratterizzare al meglio la singola prova, è fondamentale poter disporre della  $d_s$  specifica della prova, prevedendo dei sistemi che ne consentano la rilevazione.

Nella progettazione del quick-stop device presentato all'interno di questo lavoro di tesi si è tenuto conto della necessità di monitorare la singola prova nel modo più completo, mirando a realizzare un dispositivo che permettesse la valutazione della  $d_s$  ad ogni esperimento.



## Capitolo 2

### Il layout del nuovo dispositivo

L'obiettivo del presente lavoro di tesi è la realizzazione di un sistema per prove di taglio bruscamente interrotto (Quick-Stop Device) in grado di operare in ambito micro, ossia con spessori di truciolo inferiori ai  $100\ \mu m$ . La velocità di taglio di riferimento è di  $200\ m/min$ , in linea con le prove effettuate in campo 'micro' [18], [19], [20]. La mancanza, in letteratura, di soluzioni adeguate alle esigenze e l'impossibilità di adattare dispositivi già utilizzati e collaudati in ambito *macro*, ha portato alla progettazione e realizzazione di un sistema specifico per il campo micro, adeguato alla macchina utensile a disposizione e, perciò, completamente nuovo.

Le prove di quick-stop devono essere realizzate in condizioni di taglio libero ortogonale; definita, quindi, la macchina su cui effettuare le prove sia la disposizione del sistema di quick-stop sia la geometria del provino devono permettere di realizzare tali condizioni di taglio. La macchina designata per le prove di taglio bruscamente interrotto è il centro di lavoro ad alta precisione Kern Evo, situato all'interno del laboratorio MI\_crolab, presso il Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano. Effettuare la sperimentazione su questo centro di lavoro garantisce la massima precisione ed il massimo controllo dei parametri di processo.

L'utilizzo di macchine tradizionali per prove in campo 'micro' risulta di dubbia utilità, dal momento che tali macchine sono caratterizzate da giochi più accentuati e sono affette da imprecisioni maggiori nei movimenti degli assi; tutto ciò si traduce in un controllo peggiore dei parametri di lavorazione. Il centro di lavoro Kern Evo, pensato appositamente per lavorazioni ad alta precisione, consente invece di massimizzare la precisione e la ripetibilità della prova.

La scelta di utilizzare il centro di lavoro Kern rappresenta il primo passo verso la realizzazione del sistema di quick-stop: la disposizione dei vari componenti del sistema deve adattarsi agli spazi disponibili all'interno della

macchina ed il quick-stop device deve essere compatibile con il sistema di movimentazione degli assi, in modo da consentire di realizzare il taglio libero ortogonale. In questo capitolo verrà per prima cosa analizzato il centro di lavoro Kern; descritta la macchina, si mostrerà il layout del dispositivo di quick-stop.

La linea guida seguita per tutta la fase di progettazione e di realizzazione dell'intero sistema ha portato ad ottenere un dispositivo innanzitutto funzionale, in grado di realizzare prove valide, costruito con il materiale e gli strumenti a disposizione o di facile reperibilità.

## 2.1 Il centro di lavoro Kern ed il suo modello solido

La Kern Evo è un centro di lavoro a 5 assi ad alta precisione, specifico per l'esecuzione di microlavorazioni per asportazione di truciolo. Garantisce, infatti, una precisione sul pezzo nell'ordine di  $\pm 2 \mu m$ , ed una finitura elevata, con rugosità inferiore a  $0.1 \mu m$  Ra.

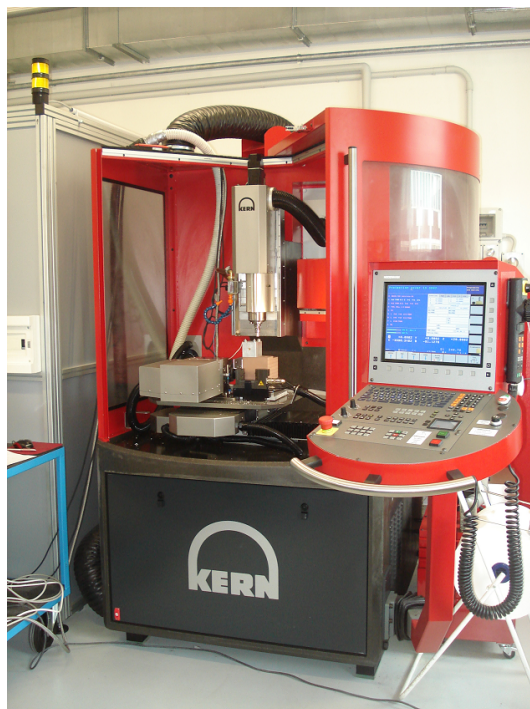


Figura 2.1: Centro di lavoro Kern Evo

L'elevata precisione di lavorazione è resa possibile dall'ottimo assorbimento delle vibrazioni da parte del basamento, un monoblocco realizzato in

cemento polimerico, che riesce a smorzare le vibrazioni molto più efficacemente dei getti in ghisa; inoltre rispetto alla ghisa presenta una conducibilità termica inferiore del 50%. In questo modo viene minimizzato il problema delle imprecisioni dovute a dilatazioni termiche.

Il centro di lavoro è in grado di raggiungere elevate accelerazioni (nell'ordine degli  $8 m/s^2$ ) ed elevate velocità di avanzamento ( $0.01$  a  $16000 mm/min$ ) senza compromettere la qualità del pezzo. La massima dimensione del pezzo in lavorazione è di  $70 \times 70 \times 100 mm$ .

L'accuratezza di posizionamento è garantita dalle guide lineari prismatiche a rulli, precaricate allo scopo di annullare eventuali giochi. Viti a ricircolo di sfere ad alta precisione sono utilizzate per la compensazione del centro degli assi, accanto alle righe ottiche Heidenhain, con risoluzione di  $0.1 \mu m$ . Le caratteristiche principali della Kern sono riproposte in tabella 2.1 e tabella 2.2, seguendo le indicazioni della norma VDI/DGQ 3441.

Tabella 2.1: Specifiche della macchina in riferimento agli assi X, Y e Z

risoluzione	$0.1 \mu m$
tolleranza del posizionamento	$\pm 1 \mu m$
dispersione del posizionamento	$\pm 0.5 \mu m$
precisione sul pezzo	$\pm 2 \mu m$

Tabella 2.2: Specifiche della macchina in riferimento agli assi rotativi B e C

dispersione del posizionamento	$\leq 1''$
precisione sul pezzo	$\leq 5''$

Il centro di lavoro è equipaggiato con un sistema Blum di presetting laser, posizionato sulla tavola portapezzo ed in grado di misurare gli utensili con un'accuratezza dell'ordine di  $1 - 2 \mu m$  (Figura 2.2 a). Il diametro dello spot è di  $30 \mu m$ .

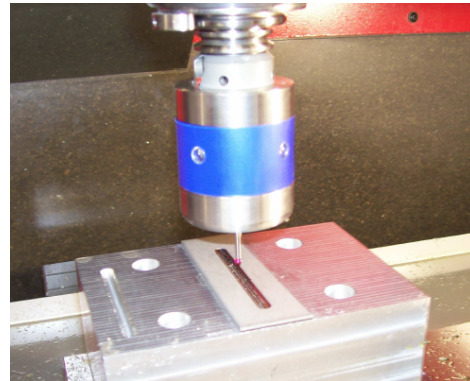
Oltre al sistema di presetting laser, la Kern è dotata di un tastatore ad infrarossi per l'azzeramento del pezzo in lavorazione. Il *touch probe* può essere direttamente richiamato dal magazzino utensili ed utilizzato per eseguire varie misure del pezzo in lavorazione; è caratterizzato da una ripetibilità unidirezionale di  $\pm 1 \mu m$  (Figura 2.2 b).

Per quanto riguarda la movimentazione, il centro di lavoro è dotato di 5 assi, ma può assumere la configurazione 3 assi qualora si decida di smontare dalla tavola gli assi rotativi B e C.

Il movimento lungo gli assi principali di traslazione è così ripartito:



(a) Presetting Laser



(b) Tastatore

Figura 2.2: Equipaggiamento Kern Evo

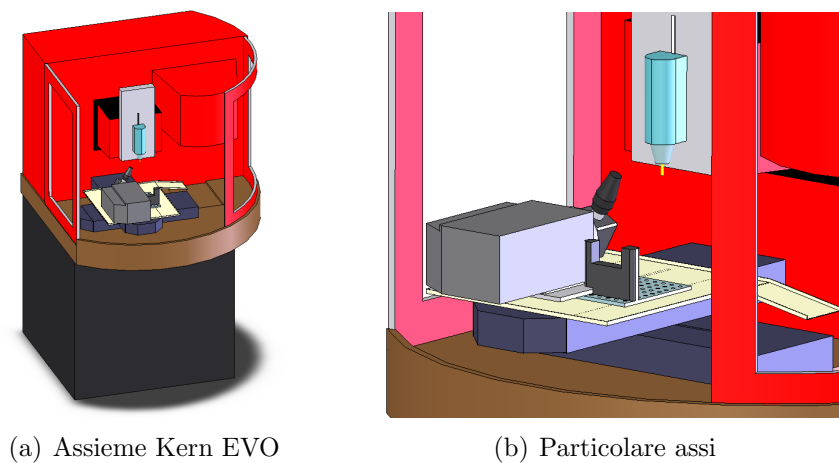
- la tavola traslante può spostarsi secondo le direzioni X ed Y
- il movimento lungo Z, asse del mandrino, è realizzato consentendo la traslazione della testa

Gli spostamenti rotativi, realizzati secondo gli assi B e C, possono essere abilitati posizionando la movimentazione direttamente sulla tavola traslante. La possibilità di estrarre dalla macchina il sistema di movimentazione degli assi rotativi permette una maggiore flessibilità.

Il poco spazio presente all'interno dell'area di lavoro e la necessità di posizionare sulla Kern un gran numero di componenti ha messo in luce fin dal principio la necessità di aver a disposizione un modello solido del centro di lavoro, in modo da poter controllare gli ingombri delle singole parti fin dalla fase di progettazione. Non potendo contare su modelli tridimensionali forniti dal costruttore, si è provveduto a realizzarne uno *ad hoc*, sfruttando le quote fornite dal costruttore e procedendo ad una misurazione di quelle mancanti.

Oltre a riprodurre fedelmente le reali dimensioni, il modello solido è stato dotato degli stessi gradi di libertà di cui la macchina dispone, e può ricrearne accuratamente i movimenti. Poiché durante la prova numerose parti della macchina risultano in movimento, la possibilità di simulare gli spostamenti ha permesso di minimizzare il pericolo di collisione con il sistema di taglio interrotto:

- si è utilizzato il modello solido per simulare il movimento degli assi di traslazione durante il processo di azzeramento degli assi all'avviamento; l'azzeramento è la fase critica, dal momento che gli spostamenti della tavola avvengono in automatico e non sono controllabili manualmente



(a) Assieme Kern EVO

(b) Particolare assi

Figura 2.3: Modello solido del centro di lavoro Kern Evo

- si è provveduto alla ricostruzione dei moti della macchina durante il cambio dell'utensile, per evitare di collocare componenti in posizioni di pericolo

Il modello solido ha permesso di posizionare adeguatamente tutti i componenti del sistema di quick stop. Il layout finale del sistema permette di effettuare l'azzeramento degli assi e il cambio utensile senza pericolo di collisioni, consentendo di mantenere il sistema in posizione durante tutta la durata della campagna sperimentale.

## 2.2 La disposizione dei componenti nello spazio di lavoro

Una prova di taglio bruscamente interrotto deve essere prima di tutto una operazione di taglio libero ortogonale, ovvero un'operazione in cui la velocità di taglio è diretta perpendicolarmente al tagliente e la lunghezza del tagliente stesso è maggiore della larghezza del truciolo in presa. Nella definizione del layout del dispositivo pesa fortemente la tipologia di macchina su cui effettuare la prova, il suo sistema di movimentazione e la disposizione dei suoi assi. La Kern Evo è un centro di lavoro a 5 assi in cui l'utensile è posto sull'asse Z, mentre il pezzo è movimentato grazie alla tavola traslante ed agli assi rotativi. Mantenendo questa configurazione di lavoro, tipica di una fresatrice, risulta critica la realizzazione delle condizioni di taglio ortogonale.

Avendo ben noti i vincoli e le potenzialità della macchina, si è ritenuto opportuno realizzare il taglio ortogonale tramite un'operazione di tornitura, invertendo le posizioni di pezzo ed utensile.

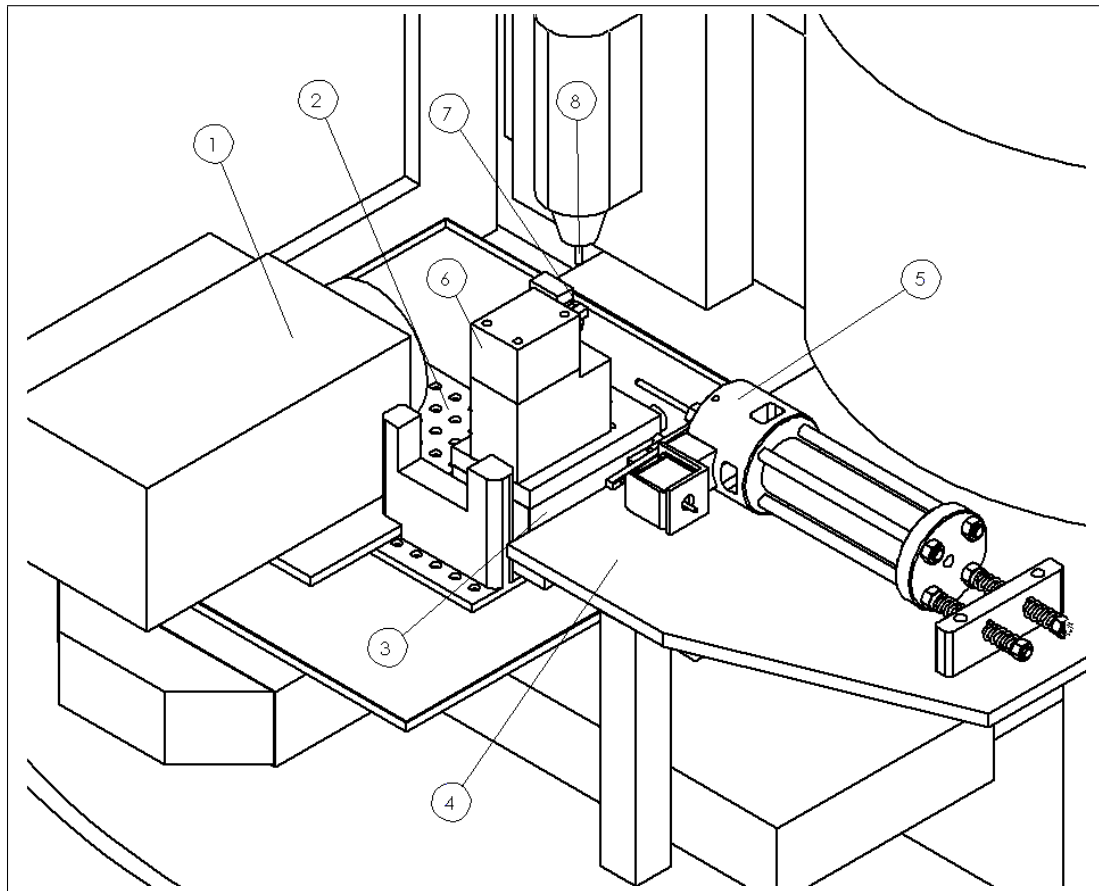


Figura 2.4: Disposizione dei componenti all'interno della Kern Evo

- |   |                       |   |                        |   |                 |
|---|-----------------------|---|------------------------|---|-----------------|
| 1 | Assi rotativi         | 2 | Tavola traslante       | 3 | Cella di carico |
| 4 | Struttura di sostegno | 5 | Sistema di percussione | 6 | Portautensili   |
| 7 | Utensile              | 8 | Mandrino               |   |                 |

La particolare disposizione dei componenti è mostrata in figura 2.4; il provino, a forma tubolare, è inserito nel mandrino (8), che generalmente ospita la fresa. L'utensile (7), avente la comune geometria di un utensile da tornitura, ed il suo portautensili (6) sono ancorati sulla tavola traslante (2).

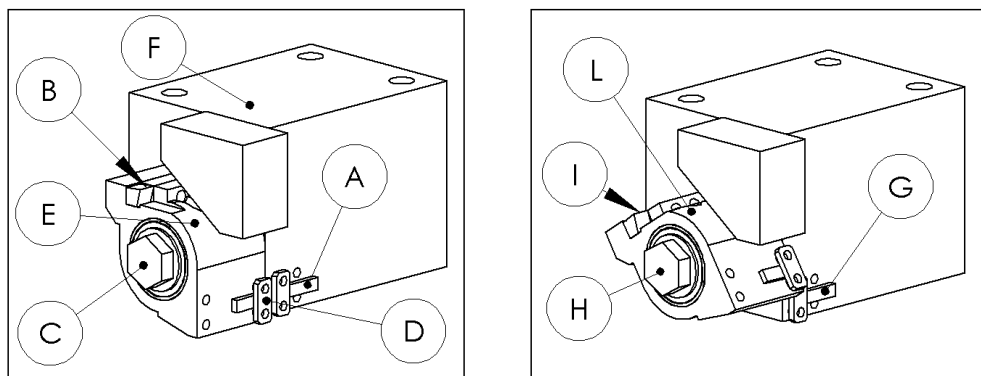
Il portautensili è posizionato nell'unica zona della tavola porta pezzo disponibile. Sulla tavola traslante, infatti, può essere presente il sistema di movimentazione degli assi rotativi (1), fissato alla tavola per mezzo di giunzioni bullonate. La presenza di tale componente riduce notevolmente l'area disponibile per l'ancoraggio del portautensili; per cui il portautensili è stato posizionamento nell'unica zona utile rimasta. La progettazione del dispositivo, infatti, è stata condotta nell'ipotesi di avere lo spazio ridotto

dalla presenza del sistema di movimentazione degli assi rotativi. Il motivo è mantenere la macchina sempre operativa nella configurazione a 5 assi.

La posizione dell'utensile è alzata rispetto al piano della tavola per evitare di raggiungere il finecorsa dell'asse Z durante l'operazione di taglio ortogonale. Questa scelta, inoltre, consente di posizionare una cella di carico (3) sotto la struttura di sostegno del portautensili, e rilevare le forze di taglio.

Per effettuare una prova di quick-stop è necessario estrarre l'utensile dalla zona di taglio. Nel sistema di quick-stop ideato, lo svincolo dell'utensile è possibile poiché questo è fissato su di un portautensili rotante:

- nella fase iniziale della prova la rotazione del portautensili è impedita dalla presenza di una spina; pezzo (8) ed utensile (7) entrano in contatto ed ha inizio l'operazione di taglio ortogonale
- un sistema di controllo computerizzato gestisce la durata della fase di taglio e controlla l'azionamento del sistema di percussione (5)
- dopo essere stato azionato ed aver colpito il portautensili, il sistema di percussione causa la rottura della spina di bloccaggio, determinando la rotazione del portautensili e l'allontanamento dell'utensile dal pezzo



(a) Configurazione dell'utensile in fase di lavoro

(b) Rotazione e svincolo del tagliente

Figura 2.5: Particolari del sistema di quick-stop ideato

A Spina di vetro	B Utensile	C Perno
D Sistema di fissaggio	E Portautensili	F Supporto

Con riferimento alla figura 2.5 a, viene mostrata la configurazione del sistema di fissaggio dell'utensile nella fase di tornitura tradizionale. L'utensile

$B$  è montato sul sistema portautensili  $E$  vincolato al supporto  $F$  tramite il perno  $C$ . Per mantenere il tagliente in posizione sotto l'effetto delle forze di taglio, si utilizza una spina di vetro  $A$ , bloccata tramite il sistema di fissaggio a vite  $D$ . Così bloccata, la spina garantisce che il tagliente non modifichi la sua posizione e si possa procedere con l'operazione di tornitura. In figura 2.5 b, invece, è mostrata la rotazione dell'utensile in seguito all'urto e alla conseguente rottura della spina  $A$ ; l'utensile  $B$  ed il portautensili  $E$  ruotano così attorno al perno  $C$ , svincolandosi dalla zona di taglio.

La rottura della spina è ottenuta grazie all'azione di un percussore montato sullo stantuffo di un pistone pneumatico; considerando nuovamente la figura 2.4, il sistema di percussione (5) è posizionato su una struttura di sostegno in alluminio (4) direttamente vincolata al basamento della macchina. Prima dell'inizio della prova il sistema è caricato con aria compressa proveniente dalla rete. Inizialmente il pistone è mantenuto fermo grazie ad un grilletto ed in questa fase si realizza l'operazione di tornitura del pezzo. Successivamente un solenoide, comandato elettronicamente, aziona il grilletto e libera il pistone; spinto dalla pressione, il pistone colpisce il portautensili e rompe la spina di vetro, fornendo anche la forza necessaria allo svincolo dell'utensile. Tutta la procedura è controllata tramite computer grazie ad un software appositamente creato.

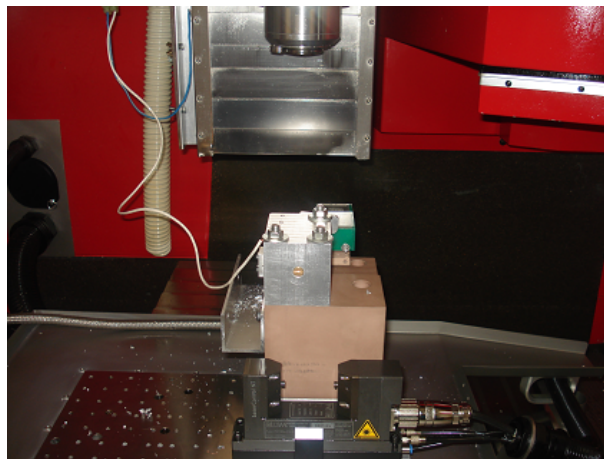


Figura 2.6: Visuale dell'operatore: la zona di taglio non è visibile dall'esterno

Durante il normale funzionamento la zona di taglio non è visibile dall'operatore, ma rimane coperta dal portautensili (la figura 2.6 mostra la visuale dell'operatore da bordo macchina); questo perché il portautensili è posizionato tra il mandrino e l'operatore stesso. Una tale disposizione, che rappresenta un punto debole del sistema poiché non consente un controllo visivo della prova, è stata dettata dalla necessità di evitare qualsiasi tipo di collisione con



i supporti della macchina. Ruotando di  $180^\circ$  la posizione del portautensili, collocandolo sotto il montante dell'asse Z, si sarebbe prodotto un maggior rischio di collisioni e si sarebbe ridotta l'area di lavoro. In fase iniziale, quindi, si è preferito privilegiare la soluzione più semplice e sicura e posizionare il portautensili fuori dalla zona del montante, evitando ogni possibile problema. La modifica della posizione del portautensili resta tuttavia un punto di possibile miglioramento del sistema.

## 2.3 Organizzazione del lavoro di tesi

Nei prossimi capitoli sono descritti nel dettaglio gli elementi che compongono il sistema di quick-stop e ne permettono il funzionamento:

- inizialmente si affronta la scelta del **provino**, soffermandosi sulla sua geometria e sulle problematiche che da essa derivano.
- successivamente si presenta il **dispositivo portautensili** rotante, che consente l'allontanamento dell'utensile dalla zona di lavoro. Dopo una parte introduttiva riguardante la modellazione dell'urto, si trattano le caratteristiche cinematiche e dinamiche del sistema, e le prestazioni che questo deve garantire.
- viene quindi mostrato il **sistema di percussione** che, colpendo il portautensili, determina l'allontanamento dell'utensile. Una descrizione del modello numerico introduce al problema del dimensionamento del percussore. Quindi si presentano le prove preliminari di verifica delle sue prestazioni.
- la descrizione del sistema di quick-stop si conclude con il capitolo sul **controllo della prova**, con particolare attenzione al sistema elettronico che permette la sincronizzazione di macchina utensile e QSD

Nella parte conclusiva del lavoro di tesi verranno descritte le prove effettuate, mostrando e criticando i risultati ottenuti.



## Capitolo 3

### La definizione del provino

Il taglio libero ortogonale è una particolare condizione di taglio che deve essere ricreata appositamente. Alla sua effettiva realizzazione concorrono tre principali fattori:

- la tipologia di movimentazione della macchina
- la geometria del provino, o 'pezzo'
- l'utensile e i suoi angoli caratteristici

Secondo [2] la realizzazione del taglio ortogonale libero è riproducibile in tornitura utilizzando pezzi appositamente realizzati e dotati di particolari geometrie.

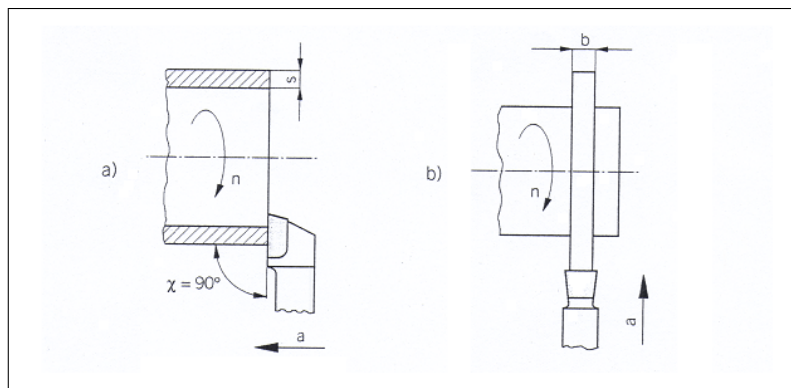


Figura 3.1: Taglio ortogonale in tornitura

Utilizzando un pezzo a forma di tubo si realizzano tali condizioni tornendo la parete con avanzamento in direzione assiale (figura 3.1 a); al contrario è possibile ricreare le stesse condizioni utilizzando un pezzo a forma di disco, fornendo all'utensile un avanzamento in direzione radiale (figura 3.1 b).

### 3.1 La geometria del provino

Nel sistema di quick-stop creato per realizzare le condizioni di taglio libero ortogonale si utilizza un provino a geometria tubolare.

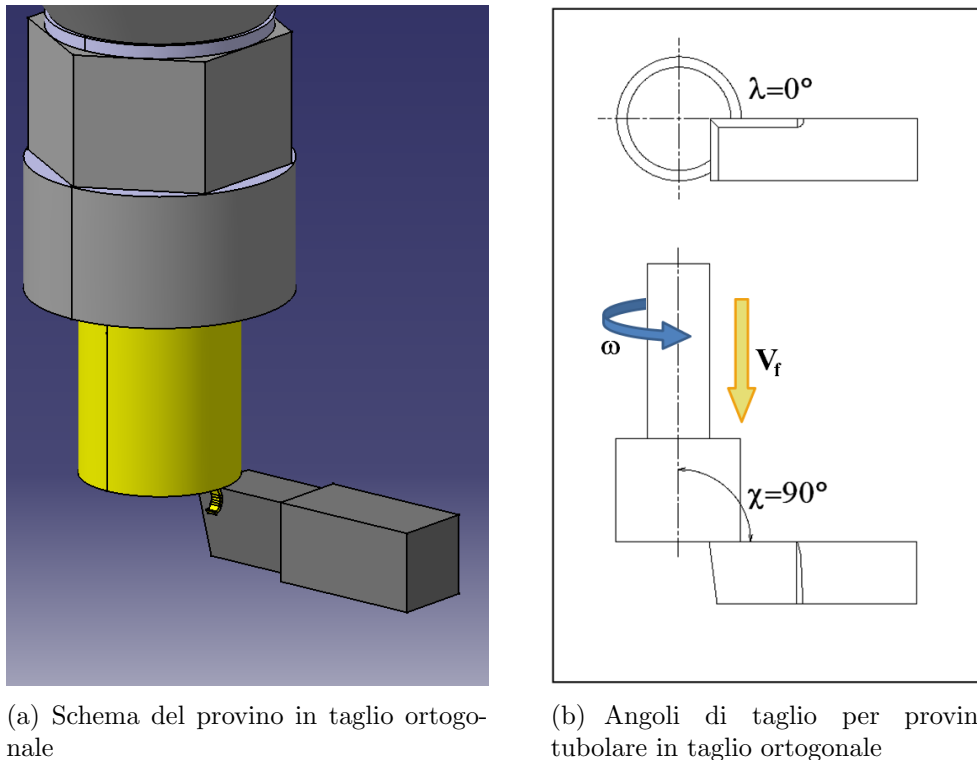


Figura 3.2: La geometria del pezzo e lo schema della lavorazione

La figura 3.3 a mostra il modello dello schema di taglio ortogonale realizzato utilizzando il provino tubolare: il provino è montato nel mandrino e ruota attorno all'asse  $Z$  della macchina. L'utensile è posizionato con angolo  $\lambda$  di inclinazione del tagliente principale di  $0^\circ$  e angolo  $\chi$  di registrazione del tagliente principale di  $90^\circ$ . In questo modo la velocità di taglio  $V_c$ , che coincide con la velocità periferica del provino, risulta sempre ortogonale allo spigolo tagliente dell'utensile.

Per ottenere la condizione di taglio libero è necessario che il tagliente dell'utensile sporga all'interno della sezione tubolare.

La parte inferiore del provino è la parte che deve essere lavorata durante l'operazione di tornitura, ed ha una sezione tubolare. Nella parte superiore è realizzato il codolo che permette di bloccare il provino nella pinza del mandrino; è necessario prevedere due differenti sezioni per evitare di avere un diametro del tubo eccessivamente ridotto, come viene mostrato in 3.3. Lo

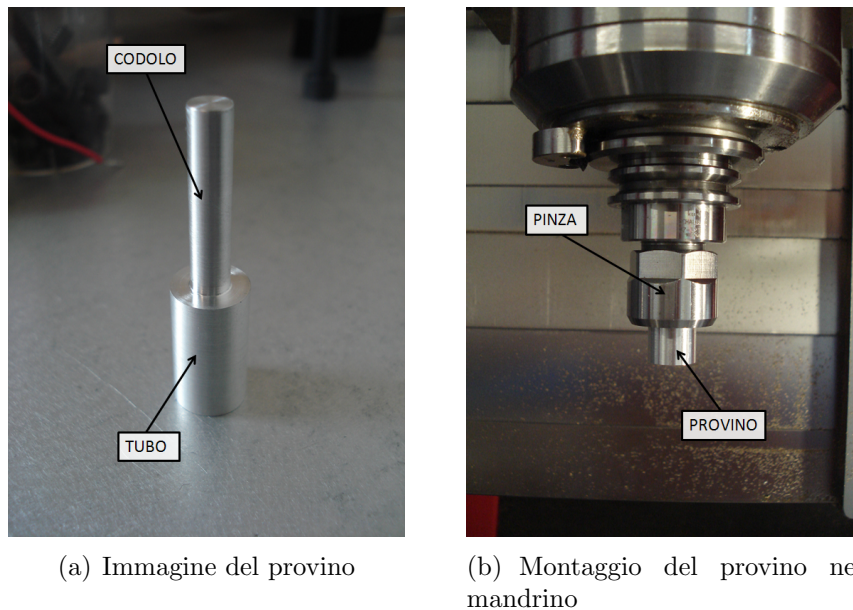


Figura 3.3: Il provino

spallamento ottenuto dalla variazione del diametro risulta essere una superficie di riferimento ed è utilizzato per mandare il provino in battuta sulla pinza mandrino.

### 3.2 Parametri di taglio

Stabilita la configurazione dell'operazione di taglio è possibile definire i parametri di taglio della lavorazione.

Rispetto ad una tradizionale operazione di tornitura, la profondità di passata  $a_p$  coincide con lo spessore di parete del provino  $s$ ; non può essere modificata ma dipende esclusivamente dalla geometria del provino. L'avanzamento al giro  $f_n$ , invece, può essere regolato in funzione della prova da effettuare e coincide con lo spessore di truciolo indeformato  $h$  della prova di quick-stop (figura 3.4).

Considerando i moti della macchina, il moto di taglio deve essere fornito dalla rotazione del mandrino, mentre quello di avanzamento dallo spostamento lungo Z. Sia la velocità di taglio  $V_c$  [ $m/min$ ] sia lo spessore di truciolo indeformato  $h$  [ $mm$ ], devono essere legati alla velocità di rotazione del mandrino; considerando che il part program richiede il numero di giri mandrino  $n$  [ $giri/min$ ] e la velocità di avanzamento  $V_f$  [ $mm/min$ ] in direzione Z, al variare della velocità di taglio è necessario ricalcolare entrambi i parametri:

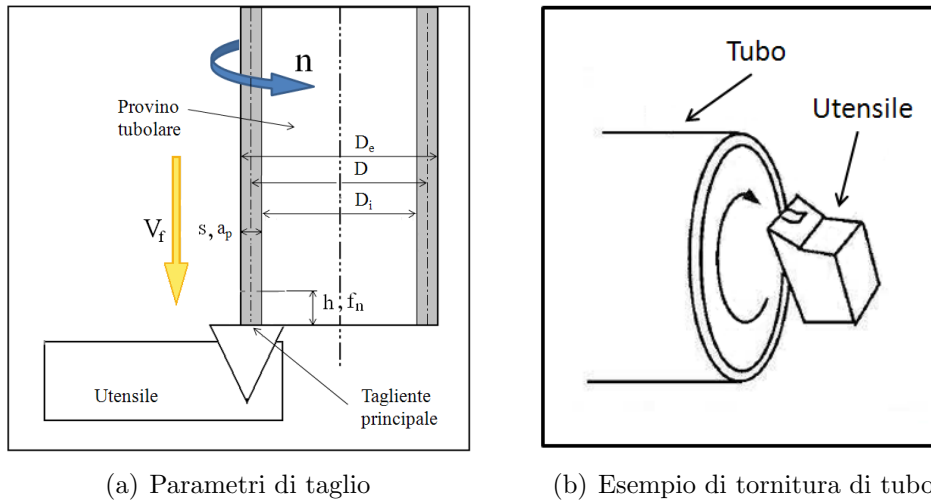


Figura 3.4: Schema di taglio ortogonale

$$n = \frac{V_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} \quad [giri/min] \quad (3.1)$$

$$V_f = n \cdot h \quad [mm/min] \quad (3.2)$$

dove  $D$  è il diametro medio della sezione tubolare.

Il calcolo dei parametri macchina è importante per la corretta realizzazione della prova e deve essere verificato ad ogni avvio, per essere certi di lavorare nelle condizioni di taglio previste.

### 3.3 Dimensionamento del provino

La scelta di realizzare il taglio ortogonale mediante una tornitura di un tubo obbliga ad un dimensionamento adeguato del provino da utilizzare nelle prove di quick-stop.

Tra le ipotesi del taglio ortogonale (paragrafo 1.2.3) una riguarda il rapporto tra spessore di truciolo indeformato  $h$  e lunghezza del tagliente in presa  $b$  che deve essere mantenuto basso ( $h \ll b$ ); tale ipotesi ha ripercussioni dirette sulla scelta dello spessore della parete. Tradizionalmente nelle prove di quick-stop è accettato un rapporto  $h/s$  pari a 0.1 [1]. Per prove in campo micro, con spessori di truciolo indeformato inferiori ai  $100 \mu m$ , lo spessore  $s$  utilizzato in [20] è di  $0.89 mm$ ; tale valore rappresenta un ragionevole compromesso tra il vincolo di mantenere  $h$  e  $s$  in giusta proporzione e la necessità di garantire una buona resistenza meccanica della parete. Durante il taglio, infatti, la forza di avanzamento  $F_f$  agisce nel punto di contatto tra utensile e provino caricando la parete a compressione ( figura 3.5).

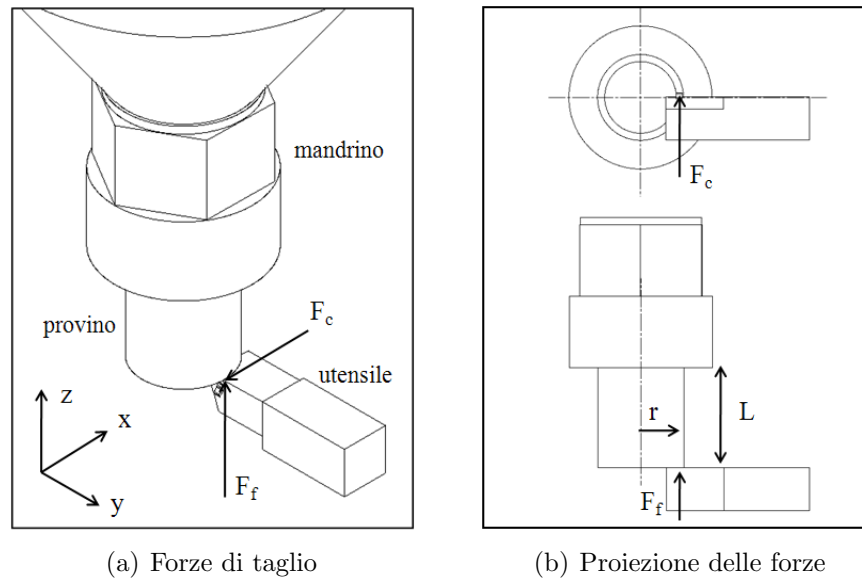


Figura 3.5: Forza di taglio  $F_c$  e forza di avanzamento  $F_f$  agenti sul provino

Oltre alla valutazione dello spessore  $s$  del tubo, è importante soffermarsi sulla questione del raggio ottimale del provino. Alla definizione del raggio ottimo concorrono le seguenti problematiche:

- un diametro del provino troppo elevato comporterebbe una maggiore sensibilità alle vibrazioni durante la rotazione dovuta, ad una possibile eccentricità
- una diminuzione eccessiva del diametro porterebbe ad aumentare notevolmente il regime di rotazione, per raggiungere le velocità di taglio di interesse. Di conseguenza, per poter mantenere un avanzamento adeguato, l'asse Z dovrebbe raggiungere velocità di avanzamento superiori. Inoltre, un pezzo eccessivamente snello sarebbe critico dal punto di vista dell'inflessione e della resistenza meccanica poiché il pezzo, durante la fase di lavoro, è a tutti gli effetti soggetto a carico di punta e a flessione rotante per effetto della forza di taglio  $F_c$  (figura 3.5).

Anche la valutazione della lunghezza  $L$  del tratto tubolare è legata a questioni di natura meccanica; il pericolo di inflessione dovuto sia alla sollecitazione a carico di punta, a causa della forza di avanzamento  $F_f$ , sia al momento flettente rotante, generato dalla forza di taglio  $F_c$ , è dipendente dalla lunghezza  $L$ . Va sottolineato che con il progredire della lavorazione la lunghezza  $L$  diminuisce, e con essa diminuisce il pericolo di inflessione del provino.

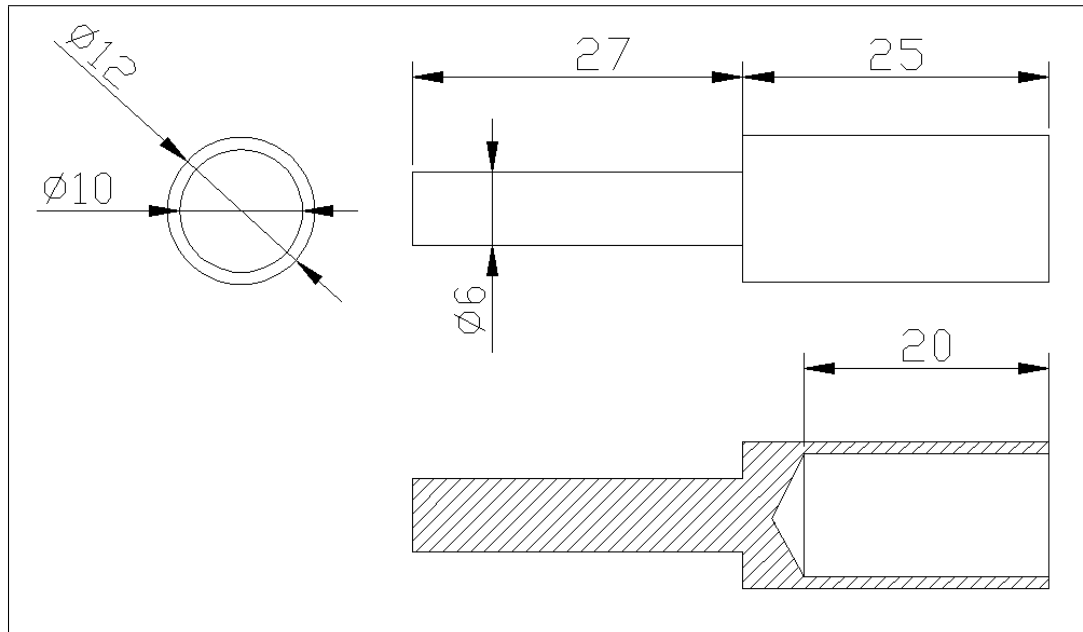


Figura 3.6: Dimensioni del provino

Tutte queste considerazioni, hanno portato alla realizzazione del provino mostrato in figura 3.6, dotato di uno spessore di parete pari a 1 *mm* ed avente diametro esterno di 12 *mm* ; con questa geometria è possibile raggiungere le velocità di taglio d'interesse limitando il numero di giri. Il problema della limitazione dei giri/minuto non riguarda più di tanto il mandrino, che può arrivare anche a 50000 *giri/min*, quanto la velocità di avanzamento dell'asse Z: per mantenere lo spessore di truciolo desiderato è necessario, infatti, che l'avanzamento in Z sia proporzionale al numero di giri, come mostra l'equazione 3.2. La lunghezza del tratto tubolare *L* è stata il più possibile contenuta, e fissata in 25 *mm*.

Le dimensioni del provino sono compatibili con i parametri di taglio di progetto, in particolare velocità di taglio e spessore di truciolo indeformato. Ricordando che si vogliono effettuare prove per  $V_c$  di 200 *m/min* e *h* inferiore a 100  $\mu\text{m}$ , nelle condizioni di taglio più gravose (massima velocità e massimo spessore di truciolo) si ottengono una velocità di rotazione del mandrino di 5800 *giri/min* ed una velocità di avanzamento di 578 *mm/min*, compatibili con le prestazioni della macchina.

Si consideri ora l'andamento della velocità di taglio all'interno dello spessore del provino. La realizzazione di un provino a geometria tubolare presenta il problema della determinazione univoca della velocità di taglio  $V_c$  lungo lo spessore della parete. Allontanandosi dall'asse di rotazione la velocità periferica cresce linearmente con la distanza: la parete interna e quella esterna del



provino, trovandosi su raggi differenti, hanno velocità periferiche differenti. La velocità di taglio nominale  $V_c$  è assunta pari alla velocità di taglio nella mezzeria della sezione. Pertanto, nel provino realizzato, corrisponde alla velocità della sezione di raggio  $r = 5.5 \text{ mm}$ . Essendo:

$$V_c = \omega \cdot r \quad [m/min] \quad (3.3)$$

$$V_{Cesterna} = \omega \cdot (r + s/2) \quad [m/min] \quad (3.4)$$

$$V_{Cinterna} = \omega \cdot (r - s/2) \quad [m/min] \quad (3.5)$$

si nota come a parità di velocità di rotazione  $\omega$  sia il rapporto tra il raggio nominale  $r$  e lo spessore  $s$  a determinare la differenza tra la velocità esterna e quella interna. Per mantenere una certa uniformità della velocità tra interno ed esterno sarebbe auspicabile realizzare un provino con rapporto  $r/s$  elevato. Le dimensioni attuali del provino portano ad una discrepanza tra velocità esterna e velocità nominale di circa 9%.

### 3.4 Il ciclo tecnologico di realizzazione

Il ciclo tecnologico di realizzazione del provino è importante dal momento che è possibile che alcune imprecisioni durante la fase di lavorazione possano influire sui risultati delle prove. Pertanto è opportuno fornire con precisione la sequenza delle operazioni che portano alla sua realizzazione. Il provino è realizzato partendo da una barra di alluminio 2011-T4 di diametro  $\phi 15 \text{ mm}$  e lunghezza  $55 \text{ mm}$ .

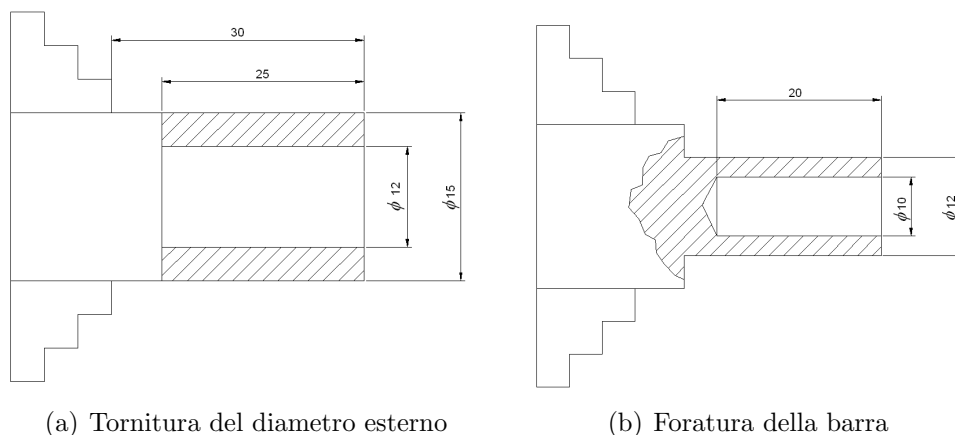


Figura 3.7: Primo piazzamento: realizzazione del tubo

Il primo piazzamento prevede la realizzazione della sezione tubolare: inserendo il provino nel mandrino e facendolo sporgere per circa  $30 \text{ mm}$  dalle

griffe, si effettua la sfacciatura del componente. Con passate via via decrescenti, si realizza la parete esterna del tubo, portando il diametro da  $\phi 15 \text{ mm}$  a  $\phi 12 \text{ mm}$ : le passate effettuate sono quattro ed hanno, nell'ordine, incrementi radiali di  $0.75 \text{ mm}$ ,  $0.5 \text{ mm}$ ,  $0.25 \text{ mm}$ . L'ultima passata viene effettuata 'a zero'.

Viene quindi realizzato il foro con una punta  $\phi 10 \text{ mm}$ , previa realizzazione del foro di centraggio.

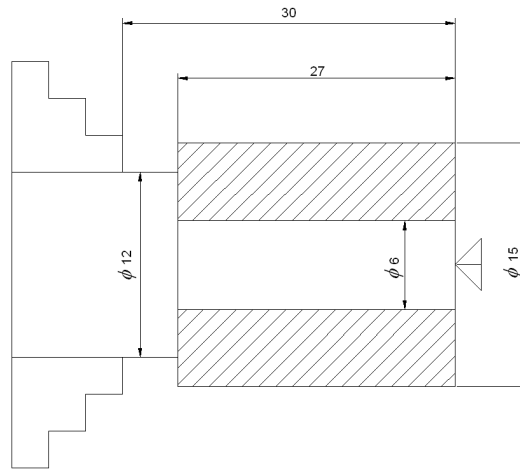


Figura 3.8: Secondo piazzamento: realizzazione del codolo

Il secondo piazzamento consente di realizzare il codolo di fissaggio del pezzo nel mandrino. Poiché il pezzo, in questa fase, risulta eccessivamente 'a sbalzo', il bloccaggio è effettuato tra autocentrante e contropunta. Si effettuano 5 passate con incrementi radiali di  $0.75 \text{ mm}$ , portando il diametro da  $15 \text{ mm}$  a  $7.5 \text{ mm}$ ; a questo punto è prevista una singola passata con avanzamento radiale  $0.5 \text{ mm}$ , una con avanzamento  $0.25 \text{ mm}$ , ed infine una passata a zero. La precisione sul pezzo deve essere massima per realizzare un buon accoppiamento quando il codolo viene inserito nella pinza.

La realizzazione del pezzo alle macchine tradizionali risulta più agevole, ma non consente il raggiungimento di precisioni elevate. Qualora si volesse garantire una precisione maggiore del provino, sarebbe opportuno che il provino stesso venisse realizzato direttamente nel centro di lavoro. Attualmente si è pensato ad un possibile ciclo tecnologico, che prevederebbe la realizzazione del codolo del provino su di un comune tornio parallelo, mentre la tornitura della superficie esterna ed il foro centrale verrebbero realizzati direttamente in macchina, sfruttando l'utensile di prova ed eventualmente montando la punta a forare sull'asse B.

### 3.5 L'alternativa: il provino a disco

Soluzione alternativa al provino tubolare è un provino a forma di disco. In questo caso è possibile ricreare le condizioni di taglio ortogonale tornendo il disco dall'esterno verso l'interno. Il grande vantaggio di una simile geometria è che la velocità di taglio  $V_c$  si mantiene costante lungo la sezione del truciolo, dal momento che il tagliente è posizionato ad una distanza dall'asse di rotazione univoca. Lungo il tagliente, quindi, la velocità di taglio è uniforme e coincide con la velocità periferica di rotazione del pezzo.

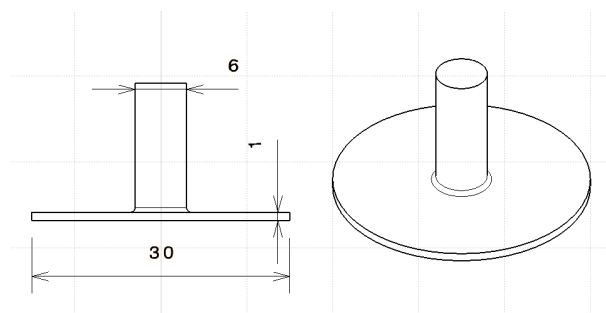


Figura 3.9: Geometria di un provino 'a disco'

La figura 3.9 mostra una possibile geometria del provino: lo spessore del disco deve essere mantenuto piccolo sia per non generare forze di taglio troppo elevate sia per mantenersi in rapporto 10 a 1 con lo spessore di truciolo indeformato. Il diametro del disco, invece, deve essere tale da garantire una durata delle prove sufficiente a garantire la stabilizzazione dei parametri di taglio. Infine la geometria è caratterizzata dalla presenza del codolo di fissaggio nel mandrino.

Eseguendo un'analisi delle forze agenti sul pezzo, mostrate in figura 3.10, si osserva che la forza di taglio  $F_c$  genera momento flettente minimo, proporzionale alla distanza  $L$  tra disco e mandrino, e momento torcente che viene equilibrato dalla coppia di serraggio del portautensili; la forza di avanzamento  $F_f$ , invece, agisce lungo lo spessore del disco, generando solamente momento flettente dipendente sempre dalla distanza  $L$  tra disco e mandrino.

La geometria a disco presenta indubbi vantaggi legati soprattutto all'uniformità della  $V_c$ , ma comporta la necessità di risolvere alcuni problemi di tipo tecnico. La difficoltà più grande è rappresentata dall'avanzamento che è necessario fornire: per il pezzo di tipo 'tubo', dato che il diametro si mantiene costante, l'avanzamento (in questo caso dell'asse  $Z$ ) va tenuto costante nel tempo; nel caso del pezzo di tipo 'disco', invece, per garantire uno spessore del truciolo indeformato uniforme, bisogna intervenire *in continuo* sui para-

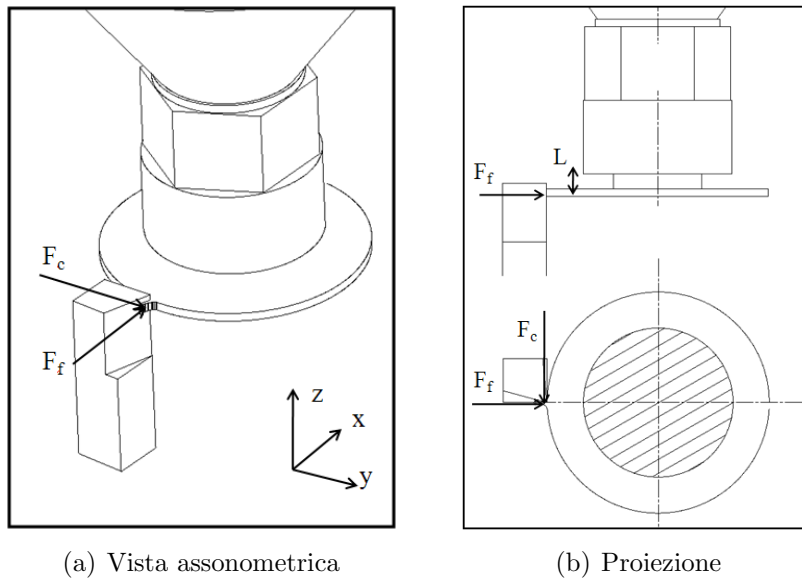


Figura 3.10: Schema delle forze agenti per il provino ‘a disco’

metri di lavoro, facendo variare la velocità di rotazione del mandrino o la velocità di avanzamento dell’utensile tramite il movimento degli assi X e Y.

A questa difficoltà si aggiunge il problema di svincolare un utensile in movimento; muovendo l’asse della macchina per fornire il moto di avanzamento all’utensile, si avrebbe uno spostamento del punto di impatto del percussore e questo complicherebbe la fase di azionamento del dispositivo di sgancio.

## Capitolo 4

### Il portautensili rotante: funzionamento del quick-stop

Durante una prova di quick-stop l'utensile deve essere istantaneamente allontanato dalla zona di taglio cercando di non modificare o alterare le condizioni di lavoro; nel sistema di taglio bruscamente interrotto ideato, il disimpegno dell'utensile dalla zona di lavoro è consentito dalla particolare geometria del portautensili, progettata e realizzata appositamente allo scopo di permettere il rapido allontanamento dalla zona di taglio. A determinare l'interruzione dell'operazione di tornitura è il sistema di percussione descritto nel capitolo 5.

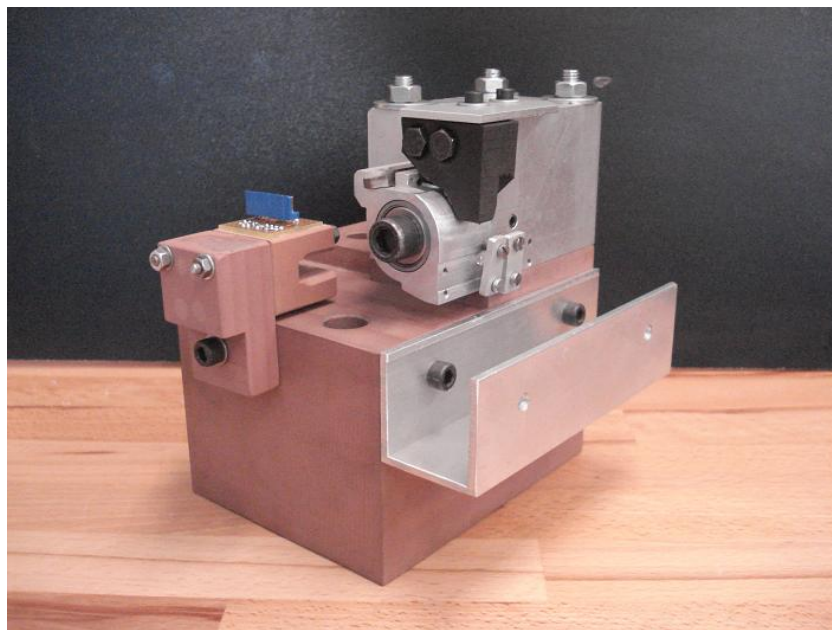


Figura 4.1: Il sistema portautensili realizzato

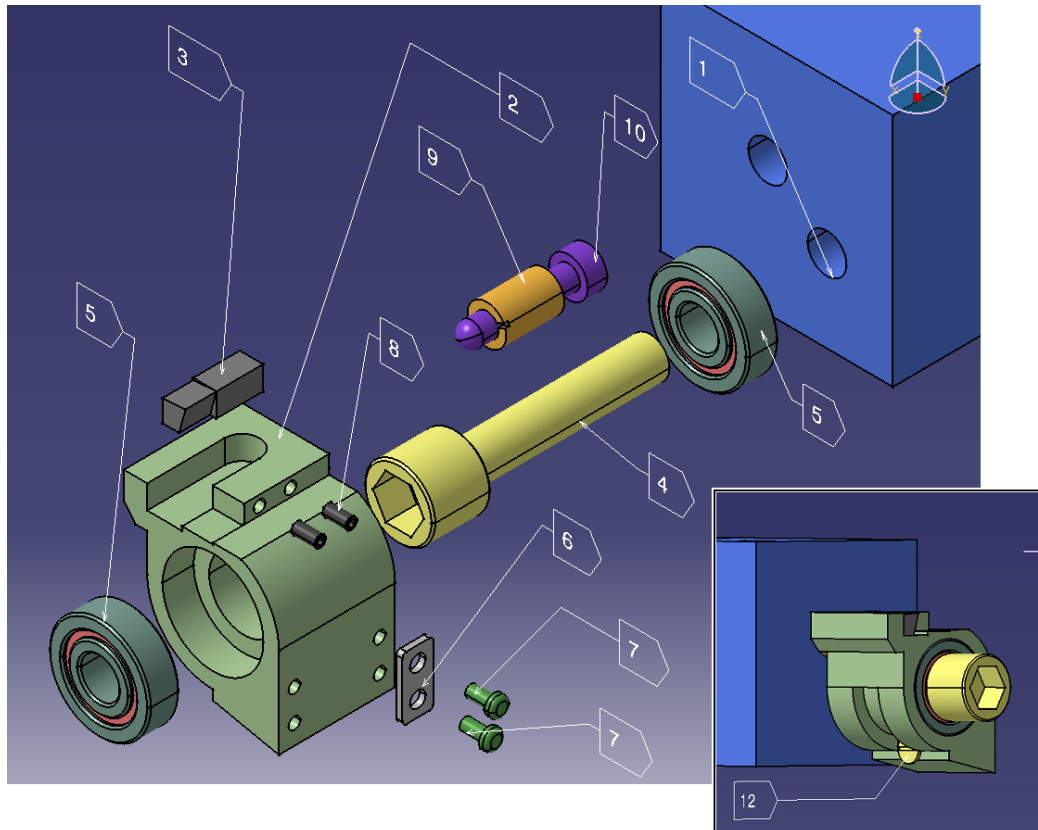


Figura 4.2: Modello solido esploso del sistema di portautensili

1	Supporto	2	Portautensili	3	Utensile
4	Perno	5	Cuscinetti	6	Sistema di fissaggio
7	Viti di fissaggio	8	Grani di fissaggio	9	Finecorsa del fermo
10	Fermo	11	Finecorsa del fermo	12	Vite target

Il sistema portautensili realizzato deve assolvere il compito di mantenere inizialmente l'utensile in posizione di taglio e consentirne l'allontanamento nella fase di interruzione; pertanto la sua geometria risulta molto più complessa rispetto ad un normale portautensili. A differenza dei comuni portautensili da tornio, quello realizzato è costituito da una serie di parti che consentono all'utensile di essere allontanato, mostrate in figura 4.2. Il sistema è costituito da due parti principali: il blocco di alluminio (1), caratterizzato dalla presenza di fori di ancoraggio, ha la funzione di mantenere tutto il sistema vincolato alla tavola traslante. Il portautensili vero e proprio (2), realizzato in alluminio anch'esso, è invece vincolato al blocco tramite un perno attorno al quale è libero di ruotare (4). Su di esso è ricavata la sede

dell'utensile (3), bloccato nella posizione predefinita da due grani di fissaggio (8). Poiché durante la normale fase di tornitura è necessario che l'utensile ed il portautensili rimangano in posizione, per impedirne la rotazione è necessario bloccare il portautensili mediante una spina di vetro. Il bloccaggio di tale spina è previsto nella parte posteriore del dispositivo: la spina è inserita all'interno di due piastrine (6) e bloccata fra di esse per mezzo di coppie di viti (7). Nella parte anteriore del portautensili è prevista la zona di impatto del percussore: il target (12) è realizzato utilizzando una vite a testa svasata, inserita in un apposito foro. Utilizzando una vite, è possibile sostituire periodicamente il target che per effetto dei ripetuti urti viene facilmente a deformarsi.

Al centro del portautensili è ricavato il foro per il perno di fissaggio; sono visibili le due sedi dei cuscinetti a sfere (5), che hanno il compito di limitare al massimo la resistenza dovuta all'attrito durante la fase di rotazione. Gli anelli interni sono mantenuti a distanza grazie ad un distanziale, che consente di serrare saldamente il dispositivo. Il perno di fissaggio è realizzato mediante una vite a brugola (4), che presenta nella parte superiore una zona non filettata su cui si vanno ad impegnare gli anelli interni dei cuscinetti; la soluzione scelta ha facilitato notevolmente la fase di costruzione del dispositivo, dal momento che è stato possibile evitare la realizzazione di un perno 'di pezzo' con il blocco di supporto. Per il fissaggio, infatti, è sufficiente avvitare la brugola all'interno della sua sede.

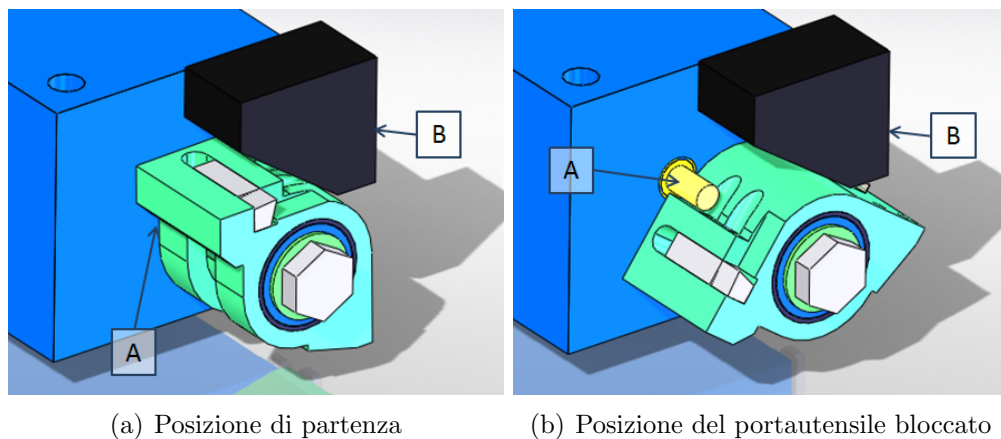


Figura 4.3: Particolare del sistema di bloccaggi della rotazione

Sul blocco di ancoraggio trovano posto altri due importantissimi elementi del dispositivo, aventi il compito di limitare il movimento del portautensili durante la fase di rotazione. Un tampone in gomma sagomato (B) è avvitato

al blocco allo scopo di frenare la rotazione del portautensili ed evitare che questo possa collidere con il percussore. L'effetto del tampone è quello di far 'rimbalzare' il portautensili all'indietro; per scongiurare il pericolo di un urto, è stato realizzato un fermo in acciaio (B) che impedisce il ritorno del portautensili. All'interno del blocco di ancoraggio è stata ricavata la sede del fermo e della molla che lo tiene in tensione: durante la fase iniziale (figura 4.3 a), il perno sotto la spinta della molla agisce sulla parete del portautensili e rimane in posizione. Quando la rotazione ha raggiunto l'angolo desiderato, per effetto della rotazione del portautensili, il perno non si trova più ad agire sulla parete ma è libero di fuoriuscire (figura 4.3 a); l'avanzamento del perno impedisce il ritorno del portautensili e lo blocca in posizione di sicurezza (figura 4.4).

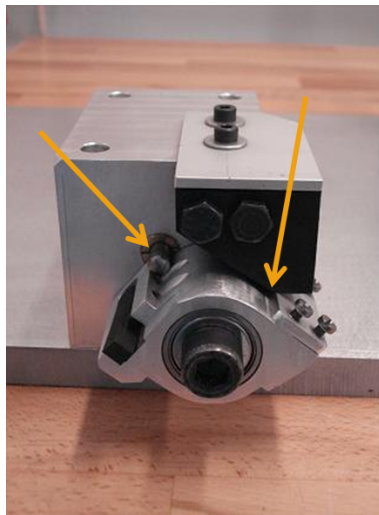


Figura 4.4: Particolare del sistema di bloccaggio della rotazione

Per capire in che modo avviene la separazione di utensile e pezzo si esamini la figura 4.5, che mostra le fasi dell'operazione. Inizialmente (figura 4.5 a) la spina di vetro posizionata nella zona di serraggio mantiene il portautensili nella zona di lavoro: il pezzo è a contatto con l'utensile e viene lavorato secondo un'operazione di tornitura.

In figura 4.5 b è invece mostrata la fase in cui il percussore (schematizzato come un'asta), azionato dal sincronizzatore elettronico, va ad impattare sul portautensili.

Quando il percussore impatta sul portautensili, figura 4.5 c, avviene la rottura della spina di vetro. Lo stesso percussore provoca una rotazione del portautensili, che tende ad allontanarsi dalla zona di lavoro anche per l'effetto delle forze di taglio. E' in questa fase che si realizza la separazione



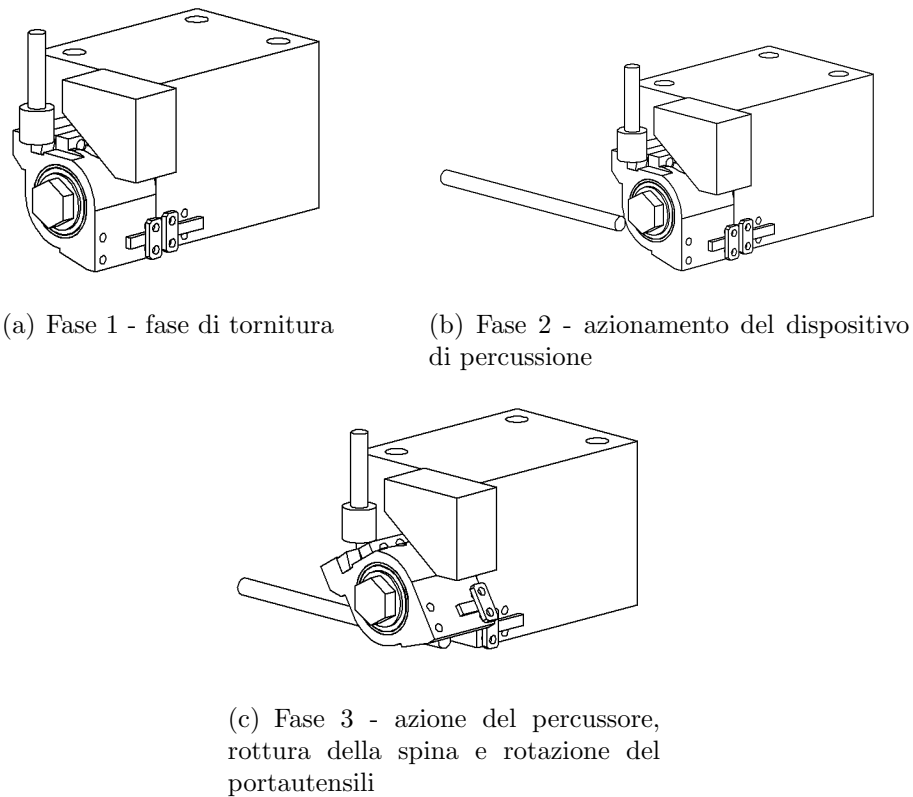


Figura 4.5: Schema di svincolo dell'utensile

di utensile e pezzo, ed il taglio viene interrotto bruscamente. La rotazione del portautensili continua finché questi non entra in contatto con il tampone di gomma, che ne frena il movimento; il ritorno, come detto, è impedito dalla fuoriuscita del fermo che blocca il portautensili. Va sottolineato che la rotazione necessaria al portautensili per svincolarsi dal pezzo è assolutamente minima, nell'ordine di qualche grado.

Il funzionamento e le prestazioni dell'intero quick-stop device dipendono dal dimensionamento del portautensili rotante; per essere dimensionato correttamente, è necessario analizzare il fenomeno dell'urto fra portautensili e percussore.

#### 4.1 L'urto e la trasmissione del moto

Nella meccanica classica, al concetto di urto è strettamente legato quello di impulso o forza impulsiva. In particolare, è definito moto impulsivo l'atto di movimento per cui si ha una brusca variazione di velocità: il moto varia in maniera sensibile in un intervallo di tempo brevissimo [28].

Da un punto di vista matematico, per descrivere l'andamento nel tempo di una grandezza impulsiva  $f$  è utile ammettere la discontinuità di tale grandezza, ponendosi nel caso in cui il limite destro  $f^+$  e quello sinistro  $f^-$  non coincidano e la loro differenza  $\Delta f = f^+ - f^-$  sia finita.

Dal punto di vista fisico, se si ammette la presenza di grandezze discontinue è possibile modellare l'urto a partire semplicemente dall'equazione cardinale

$$F dt = m dv \quad (4.1)$$

Integrando entrambi i membri tra 0 e  $\tau$ , il termine di destra viene a rappresentare la variazione della quantità di moto  $m\Delta v$ . Facendo tendere a 0 il  $\tau$  si ottiene la definizione di impulso  $I$ :

$$\lim_{\tau \rightarrow 0} \int_0^\tau F(t) dt = I \quad (4.2)$$

dove per avere un valore di  $I$  finito deve essere necessariamente  $F \rightarrow \infty$ . In questo modo si giunge alla legge fondamentale della dinamica impulsiva, detta altrimenti *Teorema dell'impulso*:

$$\Delta v = \frac{I}{m} \quad (4.3)$$

Da questa derivano due importanti considerazioni:

- la velocità è una funzione discontinua essendo  $v^+ = v^- + \frac{I}{m}$
- lo spostamento  $\Delta P$  subito dal punto  $P$  soggetto alla forza impulsiva nell'intervallo di tempo, dato da  $\int_0^\tau v dt$ , è necessariamente nullo per  $\tau \rightarrow 0$ . Dunque un urto che dà luogo ad un impulso finito determina una brusca variazione della velocità, ma non della posizione

Un'ulteriore precisazione riguarda il rapporto tra le forze impulsive e le altre forze; i risultati riportati non sono alterati dalla presenza di forze esterne agenti sul sistema che si mantengono finite, poiché queste danno luogo ad impulsi nulli. Nella modellazione delle forze che si sviluppano nell'urto, dunque, è possibile prescindere dalle altre forze esterne, e concentrarsi solo su quelle impulsive.

#### 4.1.1 La dinamica dell'urto

La fisica classica studia l'urto nell'ipotesi di ammettere l'esistenza di grandezze fisiche discontinue. Se si considera due corpi che si urtano, si può notare come sul sistema non agiscano forze esterne, ma la forza impulsiva che i corpi si scambiano è una forza interna al sistema. Le grandezze fisiche che

quantificano l'azione delle forze esterne sul sistema nel generico intervallo di tempo  $T$  sono la quantità di moto  $m\vec{v}$  ed il momento della quantità di moto  $I\vec{\omega}$ :

$$\Delta m\vec{v} = m\vec{v}_T - m\vec{v}_0 = \int_0^T \vec{F} dt \quad (4.4)$$

$$\Delta I\vec{\omega} = I\vec{\omega}_T - I\vec{\omega}_0 = \int_0^T \vec{F} \cdot r dt \quad (4.5)$$

dove  $I$  è il momento di inerzia rispetto all'asse di rotazione. Non agendo forze esterne, è necessario che nel tempo tali quantità si conservino, ovvero che:

$$\sum_i m_i \vec{v}_i = m\vec{v}_G = cost \quad (4.6)$$

$$\sum_i m_i \vec{v}_i \cdot r = cost \quad (4.7)$$

essendo  $\vec{v}_G$  la velocità del centro di massa del sistema. Analizzando più nel dettaglio il fenomeno dell'urto, è possibile suddividere la fase di impatto in una prima parte, a deformazione crescente detta *approach period*, dove l'energia cinetica viene accumulata sotto forma di energia elastica, ed una seconda parte detta (*restitution period*) dove l'energia viene restituita al sistema (figura 4.6).

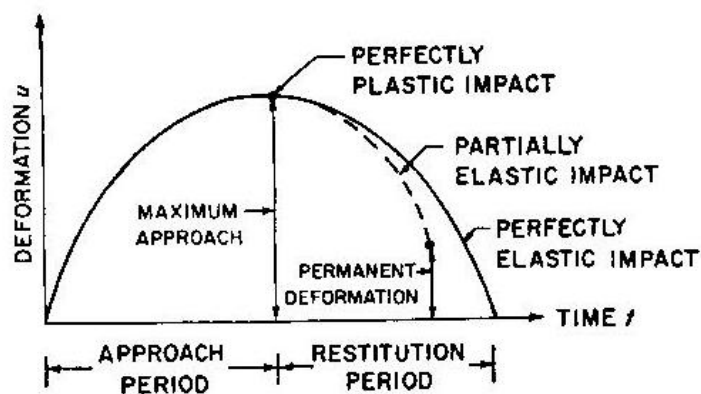


Figura 4.6: Approach period e restitution period: le fasi dell'urto [29]

Ovviamente l'ipotesi è che il tempo in cui tale scambio avviene sia molto breve, al limite nullo. In funzione della modalità di restituzione dell'energia accumulata si definisce una casistica degli urti:

- tutta l'energia accumulata viene restituita sotto forma di energia cinetica: l'urto è perfettamente elastico, e si conserva l'energia meccanica totale del sistema
- l'energia non viene restituita in nessuna parte, generando così un urto perfettamente anelastico
- solo una parte dell'energia è restituita sotto forma di energia cinetica, mentre parte resta immagazzinata come lavoro di deformazione: urto parzialmente elastico

La capacità di un corpo di restituire l'energia accumulata, e quindi di dare luogo ad un urto elastico, è quantificabile attraverso il *coefficiente di restituzione*  $e$ . Esso è il rapporto tra la variazione di quantità di moto nelle fasi di restituzione e di avvicinamento:

$$e = \frac{P_{res}}{P_{avv}} \quad (4.8)$$

Si avrà un urto perfettamente elastico quando  $e = 1$ , mentre l'urto sarà completamente anelastico per  $e = 0$ . E' chiaro che, se l'obiettivo è accelerare un corpo inizialmente fermo urtandolo, il coefficiente  $e$  gioca un ruolo fondamentale; se si considera infatti il solo effetto sulla velocità finale, si verifica che un urto perfettamente elastico garantisce una velocità superiore rispetto al caso di urto anelastico.

#### 4.1.2 L'impatto eccentrico

Chiarite quali sono le equazioni che modellano il fenomeno dell'urto, si passa ora ad applicare di tali equazioni al caso di studio. Per modellare l'urto fra percussore e portautensili si consideri il caso semplificato di un'asta omogenea incernierata ad una sua estremità (portautensili), che viene colpita da una sfera dotata di velocità  $v_{1,0}$  e massa  $m_1$  (il percussore) (figura 4.7).

Nel momento dell'urto, che si ipotizza *perfettamente anelastico*, il vincolo di cerniera trasmette forze esterne di tipo impulsivo: la presenza delle reazioni vincolari fa variare la quantità di moto del sistema (equazione 4.4). Se si considera, tuttavia, il momento della quantità di moto, e si stabilisce come polo il punto in cui è collocata la cerniera, si nota che rispetto a questo polo le reazioni vincolari non forniscono momento: in questo specifico caso a conservarsi non è la quantità di moto, ma il momento della quantità di moto (4.5).

Si consideri ora l'equazione 4.5; applicata al sistema la conservazione del momento di quantità di moto diventa:

$$rm_1\vec{v}_{1,0} = I\vec{\omega}_{fin} \quad (4.9)$$

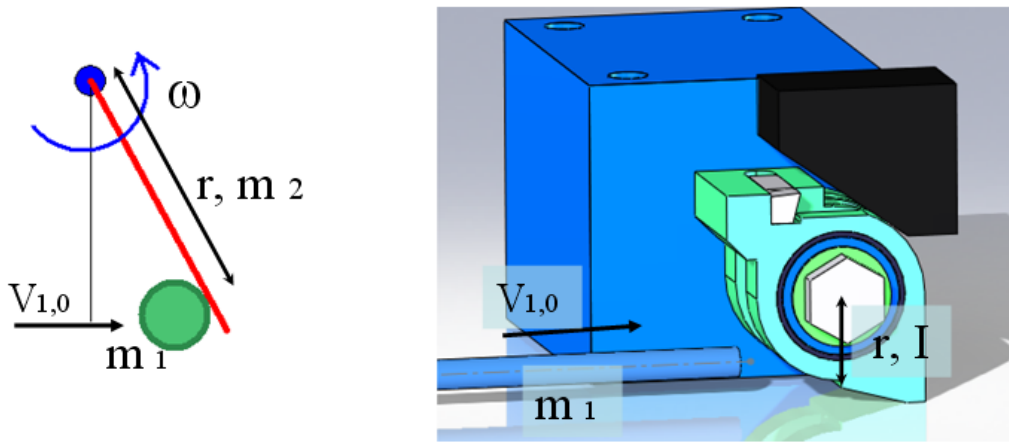


Figura 4.7: Asta incernierata ad una estremità

Il momento di inerzia  $I = I_2 + I_1$  è la somma dei momenti di inerzia legati all'asta ( $I_2 = \frac{L^2 m_2}{3}$ ) e alla sfera ( $I_1 = m_1 r^2$ ), entrambi calcolati rispetto all'asse di rotazione. Risolvendo in funzione di  $\omega$  si ottiene:

$$\omega = \frac{r m_1 v_{1,0}}{I_2 + m_1 r^2} = \frac{3 r m_1 v_{1,0}}{m_2 L^2 + 3 m_1 r^2} \quad (4.10)$$

che rappresenta la velocità angolare raggiunta dall'asta e dalla sfera dopo l'urto. Il caso di urto perfettamente anelastico rappresenta il limite inferiore per quanto riguarda la velocità finale dei corpi; nella realtà, dove l'urto è una via di mezzo tra i due casi ideali, ci si deve aspettare una velocità finale maggiore.

L'equazione 4.10 permette il calcolo della velocità di rotazione finale del portautensili, a partire dai dati inerziali del sistema e dalla velocità di impatto; è però necessario sostituire al momento d'inerzia dell'asta quello del portautensili e porre come massa  $m_1$  la massa del percussore. La 4.10 lega lo stato iniziale del sistema a quello finale senza però descrivere in che modo il sistema evolve tra le due condizioni. Per determinare le prestazioni del sistema di quick-stop, invece, sarebbe necessario conoscere la legge di accelerazione del portautensili che può essere valutata conoscendo la durata dell'urto; dal valore dell'accelerazione sarebbe quindi possibile risalire alla distanza di separazione.

### 4.1.3 La durata dell'urto: propagazione delle onde nei solidi

Nella realtà nessuna grandezza varia in maniera discontinua ed anche durante un urto la velocità deve variare in maniera graduale. Se fosse possibile conoscere la durata dello scambio di quantità di moto fra due corpi, ovvero

il tempo che il portautensili impiega per passare da velocità iniziale nulla alla velocità finale, si potrebbe stabilire l'accelerazione a cui il portautensili è soggetto.

La variazione di velocità impressa dalla forza impulsiva può essere vista come una perturbazione dello stato di quiete del corpo; la generica particella subisce uno spostamento  $u$  dovuto all'impulso. La modalità di propagazione monodimensionale in direzione  $x$  di una grandezza fisica è descritta dall'equazione delle onde [29]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (4.11)$$

dove  $c_0$  è la velocità di propagazione della perturbazione e può essere espressa in funzione del modulo di Young  $E$  e della densità  $\rho$ :

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.12)$$

Una possibile soluzione dell'equazione è data dalla formula di D'Alembert, che descrive come la perturbazione generi due onde di uguale intensità e direzione opposta che si propagano a partire dall'origine:

$$u = f(x - c_0 t) + g(x + c_0 t) \quad (4.13)$$

A partire dall'equazione 4.13 è possibile valutare la deformazione assiale  $\varepsilon$  e, se si ipotizza che il materiale si mantenga in campo elastico, lo sforzo  $\sigma$  conseguente, oltre ovviamente alla velocità  $v$  con cui la particella del corpo si muove [29]:

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x} = f'(x - c_0 t) - g'(x + c_0 t) \quad (4.14)$$

$$\sigma = E \frac{\partial u}{\partial x} \quad (4.15)$$

$$v = \frac{\partial u}{\partial t} = c_0 [f'(x - c_0 t) - g'(x + c_0 t)] \quad (4.16)$$

La tensione generata nella fase di impatto può anche essere determinata a partire dalla variazione di quantità di moto del sistema; si supponga che all'istante  $t = 0$  un corpo urti con velocità  $v_0$  una barra infinitamente lunga in quiete. Per semplicità si ipotizza infinito il corpo in movimento.

Per il teorema 4.1, la variazione della quantità di moto della barra deve eguagliare la forza  $F = A_0 \sigma$  agente nell'intervallo  $dt$ . Considerando la barra, all'istante di tempo  $t = \tau$  la variazione di velocità delle particelle che la costituiscono avrà interessato una lunghezza pari a  $c_0 \tau$ . Pertanto si avrà:

$$\sigma A_0 \tau = F \tau = m \Delta v = \rho c_0 \tau A_0 v_0 \quad (4.17)$$

$$|\sigma| = \rho c_0 v_0 \quad (4.18)$$

Questa trattazione permette di ricavare l'intensità dello sforzo generato dall'urto, ma non fornisce alcuna informazione circa la durata dell'urto, evidenziando come questo sia dipendente dalla velocità di impatto  $v_0$ . La durata dell'urto è legata alla velocità di propagazione della perturbazione all'interno del corpo; per geometrie complesse, come il portautensili, la durata dell'urto è di difficile valutazione ma per geometrie semplici può essere facilmente valutata. Si è scelto quindi di rifarsi ad un caso di propagazione monodimensionale della perturbazione (urto fra due barre) per mettere in luce da quali variabili dipende.

**Collisione fra due barre di lunghezza finita** Per mettere in evidenza in che modo avviene l'accelerazione di un corpo durante un impatto, si immagini di avere due barre aventi la stessa sezione  $A_0$  e la medesima lunghezza  $L_1$ . Le due barre si muovono lungo il loro asse, con la stessa traiettoria ma dotate di velocità iniziale rispettivamente  $v_{1,0}$  e  $v_{2,0}$ , con  $v_{1,0} > v_{2,0}$ . Ponendo per comodità  $\bar{\xi} = x \mp c_0 t$ , lo spostamento e la velocità sono definite rispettivamente da 4.13 e da 4.16.

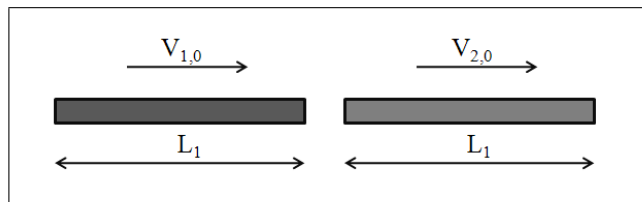


Figura 4.8: Trasferimento di quantità di moto: urto fra due barre di lunghezza  $L_1$  [29]

Nell'urto le due barre si scambiano quantità di moto; la continuità delle grandezze fisiche impone che spostamento e velocità nelle sezioni di entrambe le barre su entrambi i lati delle superfici di contatto debbano essere identici fino all'istante di separazione. La separazione avviene nel momento in cui lo stress  $\sigma$  nel punto di contatto si annulla.

A partire dall'equazione delle onde si impongono le condizioni al contorno ed iniziali:

$$\text{per } t = 0 \quad \bar{\xi} = x; \quad v = c_0[-f'(\bar{\xi})+g'(\bar{\xi})] = v_{1,0} \quad \text{per } 0 \leq x \leq L_1$$

$$t = 0 \quad \bar{\xi} = x; \quad v = c_0[-f'(\bar{\xi})+g'(\bar{\xi})] = v_{2,0} \quad L_1 \leq x \leq L_1 + L_1$$

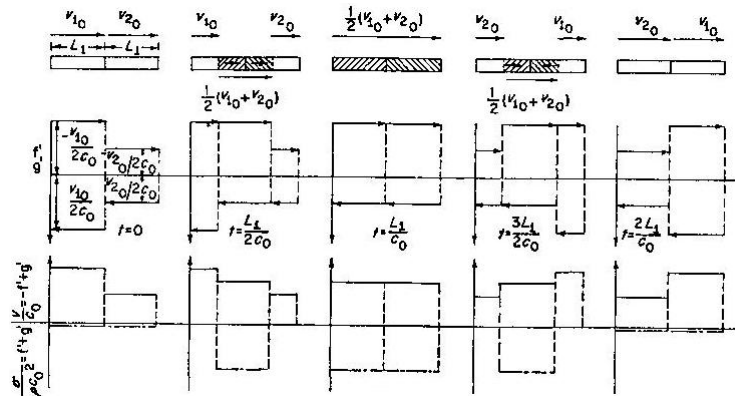


Figura 4.9: Andamento delle funzioni d'onda, della velocità e dello sforzo [29]

Per quanto riguarda lo stress, è necessario fornire una condizione iniziale ed una al contorno. Per la condizione iniziale si impone che al momento  $t = 0$  entrambe le barre siano scariche:

$$\sigma = E \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad t = 0 \quad 0 \leq x \leq L_1 + L_2$$

La condizione al contorno, invece, dipende dal tipo di vincolo cui sono soggette le aste; essendo libere di scorrere lungo la direzione  $x$ , è possibile schematizzare il vincolo come un carrello che non è in grado di trasmettere reazione lungo  $x$ . Pertanto si imporrà l'annullamento dello stress agli estremi:

$$\sigma = E \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \forall t \quad x = 0 \quad e \quad x = L_1 + L_2$$

Quest'ultima condizione è di fondamentale importanza perché spiega il motivo della riflessione dell'onda quando questa giunge in uno dei due estremi; l'onda viene riflessa con uguale ampiezza e fase.

Lo schema in figura 4.9 riporta ciò che accade all'interno delle due barre: nella parte superiore sono schematizzate le due barre che si urtano ed è riportato l'avanzamento della perturbazione. Nella parte centrale è mostrato l'andamento delle funzioni  $f'$  e  $g'$  che, come mostra la 4.16, sono strettamente legate alla funzione velocità  $v$ . Nella parte inferiore è invece mostrato l'andamento dello stress  $\sigma$ .

Al tempo  $t = 0$  le due barre entrano in contatto; in questo momento lo stress  $\sigma$  è ancora nullo, e le velocità delle barre sono le velocità iniziali. In seguito al contatto lo stress cresce progressivamente lungo entrambe le barre e la perturbazione (variazione di velocità) si propaga alla velocità  $c_0$ .

Al tempo  $t = L_1/c_0$  la perturbazione ha interessato completamente entrambe



le barre. Lo stress  $\sigma$  ha raggiunto il valore massimo e le due barre si muovono alla stessa velocità pari a  $(v_{1,0} + v_{2,0})/2$ . A questo punto la perturbazione è riflessa e ritorna sempre con velocità  $c_0$  verso il punto di contatto delle barre. L'onda riflessa annulla progressivamente lo stress  $\sigma$  fino a ritornare nel punto di contatto. Al tempo  $t = 2L_1/c_0$  l'onda raggiunge il punto di contatto: lo stress  $\sigma$  si annulla su entrambe le barre e l'urto ha termine. Alla fine dell'urto la prima barra che inizialmente si muoveva con velocità  $v_{1,0}$  si muove a velocità  $v_{2,0}$ , mentre la seconda barra passa dalla iniziale velocità di  $v_{2,0}$  alla velocità di  $v_{1,0}$ .

Dalla precedente trattazione si evidenzia, come già accennato, che l'urto è considerato terminato quando lo stress nel punto di contatto si annulla. Questo accade dopo un tempo pari a

$$t = \frac{2L_1}{c_0} \quad (4.19)$$

L'equazione 4.19 mette in luce, nel caso di urto fra due barre, che la durata non dipende dalla velocità con cui queste si colpiscono: essenzialmente la durata  $t$  è funzione della geometria ( $L$ ) e delle caratteristiche del materiale ( $c_0$ ).

#### 4.1.4 L'urto nel sistema QSD

Lo studio di ciò che accade durante la fase d'urto costituisce necessariamente il primo passo per lo sviluppo del sistema di taglio bruscamente interrotto. Modellando il comportamento dell'intero sistema è possibile stabilire dei criteri e delle prestazioni che dovranno rappresentare la linea guida durante la fase di realizzazione. Come è stato mostrato, l'urto deve essere analizzato sotto diversi aspetti:

- la meccanica classica ammette la discontinuità della funzione velocità e descrive la fase dell'urto come se questa avesse durata infinitesima, al limite nulla. Ammettendo di conoscere esattamente la tipologia di urto (elastico o anelastico), permette di calcolare la velocità finale di entrambi i corpi a partire da dati inerziali e geometrici.

Consente di realizzare un quadro generale dell'efficacia del sistema e di effettuare numerose considerazioni sulle sue potenzialità, ma non permette di calcolare con esattezza la distanza di separazione  $d_s$ , parametro principe nella definizione delle performance di un QSD.

Come mostrato nei paragrafi 1.2.1 e 1.5 il valore di  $d_s$  dipende dall'accelerazione  $a$  dell'utensile, come dimostra l'equazione 1.10; tuttavia tale accelerazione non è valutabile ammettendo la discontinuità della funzione velocità.

- l'accelerazione dell'utensile potrebbe essere calcolata nel caso in cui fosse nota la durata dell'urto, ovvero la durata dello scambio di quantità di moto. Tale durata, legata alla propagazione delle onde nel mezzo, richiede un approccio differente al problema ed è calcolabile solamente per geometrie semplici. Nel caso del sistema di quick-stop in esame le geometrie che vengono trattate sono di maggiore complessità, e non permettono una valutazione della durata  $t$ ; per tali geometrie si rende necessaria una simulazione numerica.

Il calcolo della durata dell'urto per il caso semplificato permette, tuttavia, di effettuare delle considerazioni sul sistema di quick-stop. Poiché la durata  $t$  non dipende dalle velocità di impatto  $v_{1,0}$  e  $v_{2,0}$  ma è funzione solamente delle caratteristiche geometriche ( $L$ ) e fisiche ( $c_0$ ) dei corpi coinvolti nell'urto, se ne deduce che un aumento del  $\Delta v$  porta ad un incremento dell'accelerazione  $a$ :

$$a = \frac{(v_{1,0} - v_{2,0})}{t} = \frac{\Delta v}{t} \quad (4.20)$$

Questa considerazione ha ripercussioni dirette sul dimensionamento del portautensili. Nelle prove di quick-stop è necessario che l'utensile raggiunga una velocità maggiore o uguale alla velocità di taglio  $V_c$ , in modo da garantire l'annullamento della velocità relativa. Teoricamente potrebbe essere sufficiente un dimensionamento del quick-stop device tale da consentire all'utensile il raggiungimento della  $V_c$ .

Tuttavia, dimensionare il quick-stop device per velocità superiori permette un aumento dell'accelerazione  $a$  poiché, a parità di tempo, il  $\Delta v$  risulta maggiore; conseguentemente si ha una diminuzione della distanza  $d_s$ .

Nel caso del quick-stop device in esame, si è inizialmente stabilito di operare a velocità di taglio non superiori ai 200  $m/min$ ; si è deciso quindi di dimensionare il sistema di quick-stop in modo che raggiungesse una velocità finale 5 volte superiore alla  $V_c$  di progetto, e dunque che consentisse uno svincolo dell'utensile a 1000  $m/min$ .

La velocità di svincolo dell'utensile è legata alla velocità di impatto del percussore e ne influenza il progetto ed il dimensionamento.

Per calcolare la velocità di impatto minima necessaria si utilizza la relazione 4.10, che si riferisce ad un'asta vincolata ad un estremo e colpita all'estremità opposta da un proiettile, ovvero una massa concentrata; tale formula semplificata è ragionevolmente valida, alla luce del fatto che l'angolo necessario allo svincolo dell'utensile è come sarà mostrato molto piccolo e nella fase iniziale dell'urto è possibile approssimare il percussore con un elemento a massa concentrata.

Prima di poter calcolare la velocità di impatto minima  $V_{imp}$  (paragrafo 4.2.2) è però necessario soffermarsi sulle caratteristiche cinematiche e dinamiche del portautensili.

## 4.2 Caratteristiche cinematiche

La posizione del tagliente rispetto all'asse di rotazione ricopre un ruolo molto importante per quanto riguarda lo svincolo dell'utensile dalla zona di lavoro. Nello specifico il cambiamento della posizione del tagliente comporta:

- una modifica della traiettoria di svincolo
- una variazione della velocità di svincolo

### 4.2.1 La traiettoria di svincolo

La traiettoria compiuta dall'utensile nella fase di disimpegno è fondamentale ai fini della corretta esecuzione della prova; è necessario, infatti, che non vi sia interazione fra utensile e pezzo durante la rotazione del sistema QSD. Pertanto la traiettoria dell'utensile deve essere tale da rimuovere il tagliente dalla zona di lavoro. Se da una parte sono quindi accettabili tutte le traiettorie che allontanano l'utensile dal pezzo, dall'altra è auspicabile che il percorso sia il più breve possibile, in modo da garantire la minimizzazione del tempo di permanenza dell'utensile nella zona di taglio.

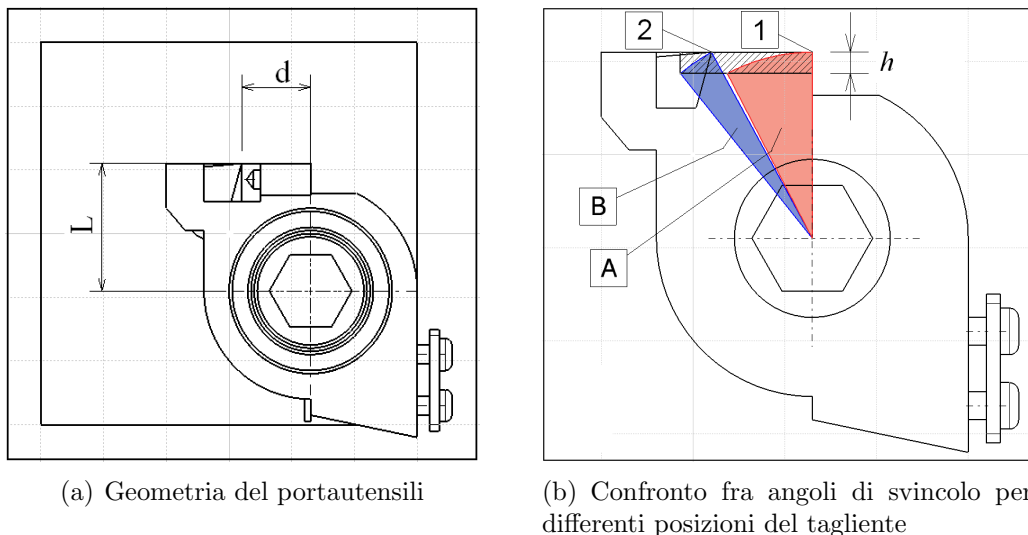


Figura 4.10: Caratteristiche cinematiche del sistema portautensili

Allontanando il tagliente dall'asse di rotazione si ottiene una modifica dell'angolo di svincolo, che va diminuendo; per angolo di svincolo si intende l'angolo che il portautensili deve descrivere per passare dalla posizione di taglio ad una posizione esterna alla zona di taglio. La diminuzione è tanto più grande quanto più ovviamente ci si allontana dall'asse e quanto più piccolo è lo spessore di truciolo. In figura 4.10 viene mostrato il sistema portautensili; nella figura 4.10 b è rappresentata la differenza di angoli di svincolo, in funzione della posizione del tagliente. Fissato lo spessore di truciolo  $h$ , rappresentato dalla zona tratteggiata, si può considerare l'utensile svincolato quando il tagliente si porta al di fuori di tale regione. E' evidente che se il tagliente si trovasse in posizione 1, ovvero sulla verticale del centro di rotazione, l'angolo necessario ad uscire dalla zona di taglio (A) sarebbe notevolmente maggiore rispetto al caso della posizione 2, cui corrisponde l'angolo di svincolo B. A parità di velocità, dunque, sarà più rapido lo svincolo dell'utensile 2.

Utilizzando un software di calcolo, è possibile valutare l'andamento dell'angolo di svincolo al crescere della distanza dall'asse di rotazione; tale andamento è riportato in figura 4.11.

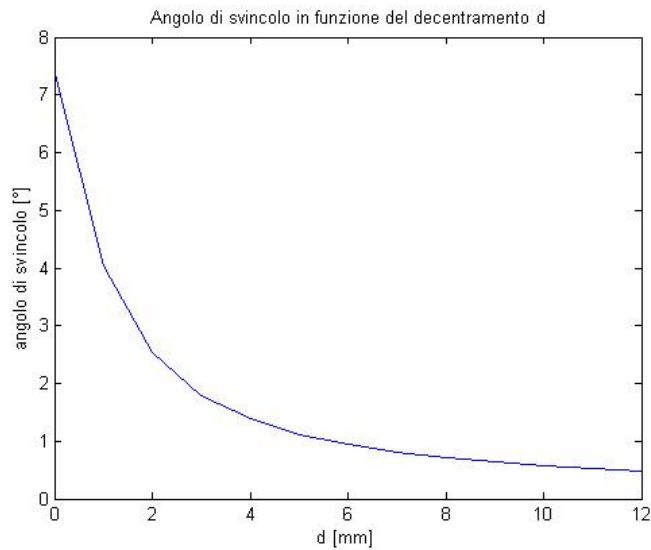


Figura 4.11: Andamento dell'angolo di svincolo

La scelta di spostare il tagliente distanziandolo dall'asse di rotazione consente di minimizzare il rischio di interazione tra utensile e pezzo durante la fase di svincolo; tuttavia va sottolineato che la distanza di separazione, ovvero lo spazio percorso dall'utensile durante la sua accelerazione da velocità nulla a velocità di taglio  $V_c$ , non dipende dalla traiettoria del tagliente.

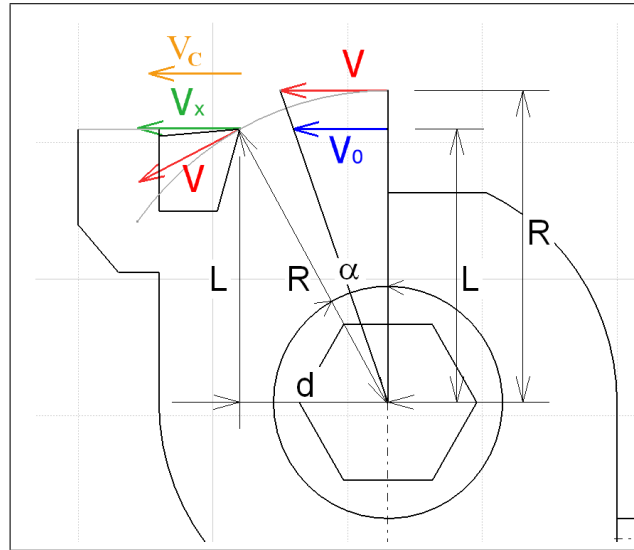


Figura 4.12: Cinematica del sistema portautensili

Nel momento in cui l'utensile raggiunge la  $V_c$ , non vi è più interazione con il pezzo in lavorazione anche nel caso in cui si trovasse ancora all'interno di quella che è stata definita zona di taglio. Pertanto lo studio e l'analisi della posizione del tagliente non porta ad una diminuzione della distanza di separazione, ma semplicemente consente di rendere minimo il rischio di interazione tra utensile e pezzo nella fase di svincolo.

#### 4.2.2 La velocità di svincolo

La variazione della posizione del tagliente rispetto all'asse di rotazione modifica la velocità di svincolo:

- modificandone la direzione
- variandone il modulo

E' opportuno, tuttavia, prestare attenzione a ciò che succede, studiando attentamente cosa accade quando si decentra la posizione del tagliente.

Si consideri la figura 4.12, che rappresenta le quote principali del dispositivo. La velocità indicata con  $V_0$  rappresenta la velocità che si avrebbe se il tagliente fosse in posizione centrale. La velocità  $V$ , al contrario, è la velocità che si ha nel caso in cui il tagliente sia spostato orizzontalmente dall'asse di rotazione di una distanza  $d$ , ma sempre mantenuto ad una distanza verticale  $L$  dall'asse di rotazione. Dal triangolo di velocità si capisce come l'allontanamento dall'asse produca un incremento della velocità assoluta  $V$  rispetto al caso semplice, dal momento che la distanza assoluta dal centro di

rotazione aumenta (è  $L$  nel caso semplice,  $R$  nel caso di tagliente decentrato). Da questo punto di vista un decentramento del tagliente risulta certamente vantaggioso.

Si consideri ora la velocità di taglio  $V_c$ , diretta sempre orizzontalmente e dipendente dai parametri di taglio. Per conoscere la velocità con cui l'utensile si svincola è necessario proiettare la velocità assoluta  $V$  nella direzione della velocità di taglio, ottenendo  $V_x$ . Un aumento eccessivo della distanza non determina una diminuzione della  $V_x$ ; infatti:

$$V = V_0 \cdot \frac{R}{L} = \frac{V_0}{\cos(\alpha)} \quad (4.21)$$

essendo

$$L = R \cdot \cos(\alpha) \quad (4.22)$$

Quindi:

$$V_x = V \cdot \cos(\alpha) = \frac{V_0}{\cos(\alpha)} \cdot \cos(\alpha) = V_0 \quad (4.23)$$

e la proiezione della velocità si mantiene la medesima.

### 4.3 Caratteristiche dinamiche

Per applicare l'equazione 4.10 è necessario conoscere le proprietà di massa del sistema in esame; alcune sono ottenibili facilmente, ma per le geometrie più complesse è necessario affidarsi ad un software.

Il calcolo dei momenti di inerzia è fondamentale per la correttezza dell'applicazione di tale equazione; la formula richiede il momento di inerzia  $I$  calcolato rispetto all'asse di rotazione. Il software CAD utilizzato (Catia) consente di selezionare la densità del materiale e di verificare le caratteristiche inerziali del singolo componente. Il momento di inerzia complessivo è la somma di tutti i momenti di inerzia degli elementi che si trovano sul portautensili e che ruotano con esso, riportati nella tabella 4.1.

Nel calcolo sono stati trascurati i momenti di inerzia dei grani di fissaggio dell'utensile, delle viti di serraggio della piastrina, della spina e delle sfere del cuscinetto volvente.

La velocità calcolata è puramente indicativa ma non può essere utilizzata nel calcolo della distanza di separazione; per valutare tale parametro sarebbe necessario calcolare la legge di accelerazione del portautensili in seguito all'urto, e determinare il tempo impiegato per raggiungere la velocità di taglio  $V_c$ . Una possibilità alternativa, certamente più percorribile, è rilevare la legge di moto del portautensili predisponendo un sistema di misurazione in grado di mostrare cosa accade negli istanti immediatamente successivi all'urto.

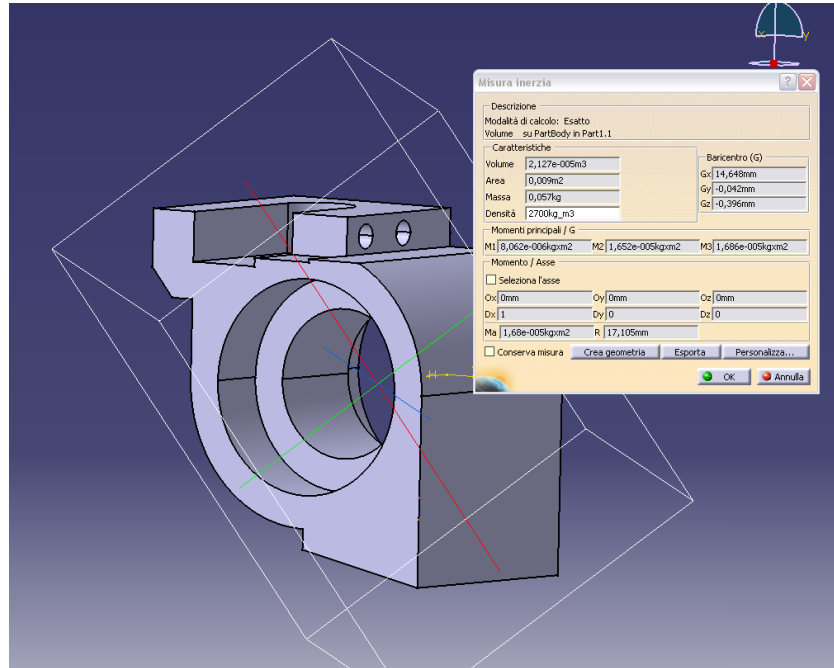


Figura 4.13: Esempio di utilizzo del software CAD per il calcolo dei momenti di inerzia

#### 4.4 Le prestazioni teoriche del sistema

Analizzate a fondo la cinematica e la dinamica del dispositivo portautensili, è possibile effettuare qualche considerazione riguardo le sue prestazioni; in particolare si è interessati a valutare la velocità di impatto  $V_{imp}$  necessaria per avere una velocità di svincolo del tagliente di  $1000 \text{ m/min}$ .

La velocità di svincolo del tagliente corrisponde alla proiezione della velocità assoluta  $V$  nella direzione della velocità di taglio  $V_c$ , come mostrato in figura 4.12 in accordo con l'equazione 4.23. Imponendo la velocità  $V_x$  di  $16.7$

Tabella 4.1: Momenti di inerzia calcolati rispetto all'asse di rotazione

Componente	$I [kg \cdot m^2]$
Portautensili	$1.68 \cdot 10^{-5}$
Utensile	$3.83 \cdot 10^{-6}$
Piastrina	$2.03 \cdot 10^{-7}$
Vite target	$3.64 \cdot 10^{-7}$
Anello esterno cuscinetto (x 2)	$1.63 \cdot 10^{-6}$
Totale	$2.34 \cdot 10^{-5}$

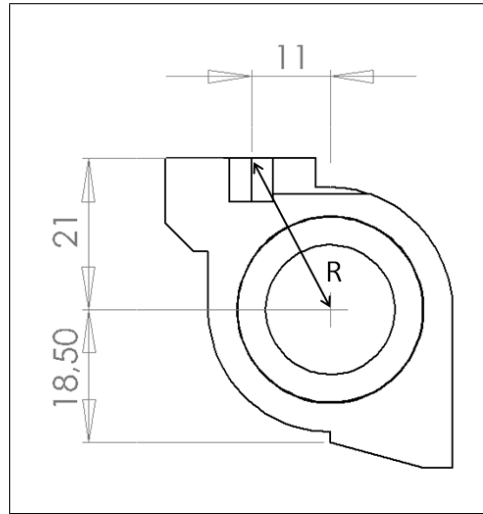


Figura 4.14: Dimensioni del dispositivo portautensili

$m/s$ , corrispondente a  $1000 m/min$ , è possibile ricavare la velocità angolare  $\omega$  corrispondente:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{V_x}{R \cdot \cos(\alpha)} \quad (4.24)$$

ottenendo una velocità angolare minima di  $835 rad/s$ . A questo punto esplicitando l'equazione 4.10 in funzione della velocità di impatto  $v_{1,0}$  del percussore è possibile ricavare la velocità che il percussore deve raggiungere per garantire la velocità angolare  $\omega$ :

$$v_{1,0} = \frac{I_{TOT} + m_1 r^2}{m_1 r} \quad (4.25)$$

ottenendo una velocità target di impatto di circa  $19 m/s$  ( $V_{imp}$ ). Per questi calcoli si è ipotizzata una massa  $m_1$  del percussore di  $0.27 kg$ , calcolata a partire dal modello solido del prototipo del pistone.

Considerazioni ulteriori possono essere fatte sul tempo impiegato per estrarre l'utensile dalla zona di lavoro, denominato tempo di svincolo  $t_\sigma$ . In funzione dello spessore di truciolo, che come visto influenza l'angolo di svincolo (che per le quote riportate in 4.14 è di circa  $0.6^\circ$ ), si ricava che per uno spessore di truciolo di  $100 \mu m$  il tempo necessario è  $10.9 \mu s$ , per  $50 \mu m$  scende a  $5.4 \mu s$  mentre per  $10 \mu m$  arriva ad essere di  $1.1 \mu s$ . Per il calcolo del tempo di svincolo  $t_\sigma$  si ipotizza che l'utensile raggiunga istantaneamente la velocità finale.

Il tempo di svincolo  $t_\sigma$  calcolato non corrisponde al tempo di separazione  $t_s$ , con cui è possibile calcolare la distanza di separazione. Il tempo di sepa-



razione  $t_s$  è il tempo necessario all'utensile per passare dalla velocità iniziale nulla alla velocità di taglio  $V_c$ . Il valore di  $t_s$  può essere valutato solamente avendo a disposizione la legge di accelerazione dell'utensile in seguito all'urto. Conoscendo il  $t_s$  si può calcolare la distanza di separazione  $d_s$ , che rappresenta la distanza percorsa dall'utensile nel tempo  $t_s$ .

Per arrivare alla valutazione del  $t_s$  è necessario sviluppare un modello dell'urto basato sull'elasticità dei materiali, che faccia luce su cosa accade durante l'istante dell'impatto; alternativa al modello numerico è la misura di una grandezza che consenta di risalire alla legge di accelerazione.

## 4.5 La spina e la zona di fissaggio

La spina costituisce un elemento importante per il funzionamento complessivo del sistema e ovviamente per la buona riuscita della prova. Il suo utilizzo è necessario per bloccare il portautensili nella posizione di lavoro; l'urto provocato dal percussore ne causa la rottura, liberando il portautensili e consentendo la rotazione.

La scelta del materiale con cui realizzare la spina dipende dalle caratteristiche che questo è in grado di garantire; in particolare il materiale, e la spina in generale, deve mostrare:

- una elevatissima rigidità, cosicché sotto carico non sia soggetta ad eccessive deformazioni. E' necessario, infatti, che durante la fase di taglio non vi siano spostamenti apprezzabili dell'utensile che falserebbero le condizioni di prova
- una buona resistenza meccanica, sufficiente a contrastare le forze che si generano durante la fase di taglio
- un comportamento ripetibile. Il momento della rottura è sicuramente il momento critico per quanto riguarda la spina e non è sufficiente accontentarsi di una spina che si rompa per l'urto. La rottura deve essere quanto più possibile ripetibile e controllata: la spina deve sempre mostrare una rottura 'netta', non deve presentare alcuna deformazione ed il punto di rottura deve poter essere controllato.
- dato l'elevato numero di spine richieste, la realizzazione deve essere semplice e la geometria finale deve poter essere facilmente ripetibile

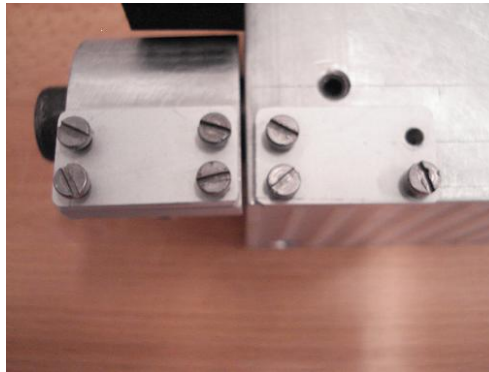
Affinché le proprietà della spina possano essere sfruttate al massimo è necessario prevedere un sistema di bloccaggio adeguato; oltre a mantenere il portautensili in posizione di taglio, il bloccaggio deve essere tale da:

- garantire la massima rigidezza del sistema, evitando possibili movimenti della spina durante il taglio.
- bloccare il portautensili in maniera ripetibile. La posizione del portautensili bloccato deve essere sempre la stessa ad ogni sostituzione della spina, dal momento che una leggera modifica di tale posizione causerebbe un non perfetto posizionamento dell'utensile ed un non perfetto controllo delle condizioni di prova
- consentire l'utilizzo di spine a geometria differente; soprattutto nella fase di messa a punto iniziale del sistema, è necessario testare il comportamento delle differenti spine allo scopo di scegliere la soluzione migliore; il sistema di fissaggio deve essere in grado di adattarsi alle differenti condizioni. Solo successivamente, valutata la condizione ottimale, si potrà prevedere un sistema *ad hoc*.
- poiché la sostituzione della spina rappresenta una operazione frequente, il sistema di fissaggio deve permettere di rimuovere facilmente la spina rotta e deve consentire un montaggio facile e veloce della nuova

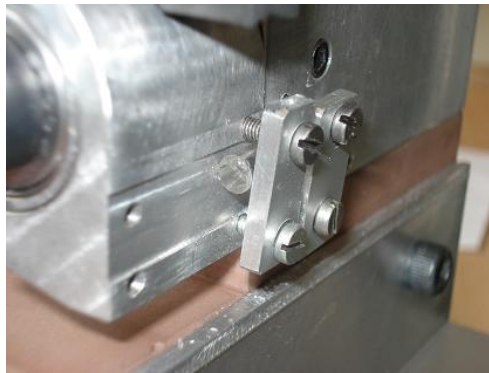
Nella figura 4.15 è mostrato il sistema di fissaggio della spina adottato: nella fase di realizzazione si è provveduto a creare due piani coincidenti, sia sul blocco di ancoraggio sia sul portautensili; tali piani rappresentano il riferimento del portautensili e per questo devono essere realizzati con la massima precisione. Per mantenere la spina a contatto con i piani si è pensato di sfruttare una piastrina bloccata in posizione da due viti, in modo da garantire un buon serraggio ed allo stesso tempo rendere agevole la sostituzione della spina dopo la rottura.

#### 4.5.1 Verifica della rigidità del sistema

L'accoppiamento di spina e sistema di bloccaggio è stato oggetto di uno studio preliminare avente lo scopo di valutare quale tipo di spina avesse il comportamento migliore in esercizio. Nello specifico sono state condotte alcune prove di tornitura a differenti avanzamenti e velocità di taglio; analizzando l'andamento delle forze di taglio si è arrivati alla scelta della migliore soluzione. Inizialmente si è studiato il comportamento di spine a sezione rettangolare, caratterizzata da una sezione resistente di circa  $21 \text{ mm}^2$ , realizzate a partire da vetri per microscopi. Successivamente si è realizzato una spina cilindrica utilizzando bacchette di vetro, caratterizzata da un diametro di  $5 \text{ mm}$  e da una sezione resistente di circa  $20 \text{ mm}^2$ . Esempi di tali spine sono riportati in figura 4.16.



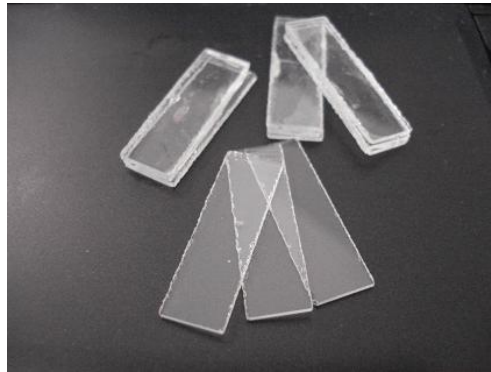
(a) Sistema di fissaggio



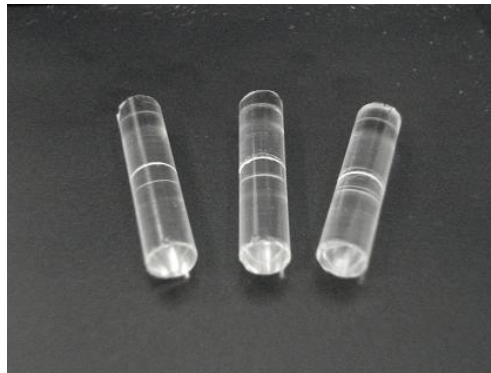
(b) Esempio di fissaggio di una spina cilindrica

Figura 4.15: Particolari del sistema di fissaggio della spina

La figura 4.17 riporta la misurazione delle forze di taglio durante una operazione di tornitura semplice; analizzando la figura 4.17 a, relativa alla spina a geometria rettangolare, si nota come la forza di taglio  $F_x$  subisca una leggera diminuzione una volta giunta al suo massimo valore. Oltre questo punto la forza si assesta attorno al valore corretto. Questa irregolarità è indice dell'esistenza di una fase di assestamento della spina: nelle diverse prove effettuate, la spina a forma rettangolare ha mostrato la tendenza a subire degli spostamenti durante la fase di carico. Il primo tipo di spine si è rivelato estremamente delicato, mostrando una certa assenza di ripetibilità nel comportamento: alcune spine si sono rotte in fase di montaggio, durante il serraggio delle viti. Altre hanno manifestato la difficoltà di resistere alla fase iniziale di carico, mentre altre ancora hanno resistito dopo una fase di assestamento iniziale. E' probabile che l'elevato numero di spine rotte sia riconducibile al tipo di serraggio previsto, e più nello specifico alla non perfetta planarità delle superfici di riscontro, che genera sulla spina compo-



(a) Spina rettangolare

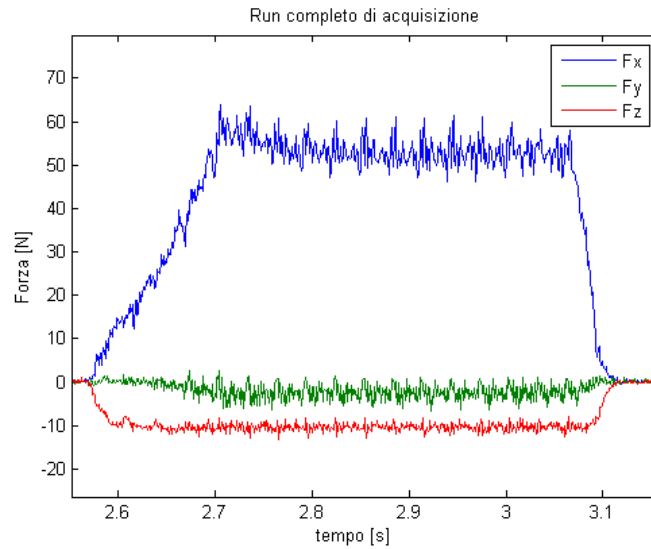


(b) Spina cilindrica

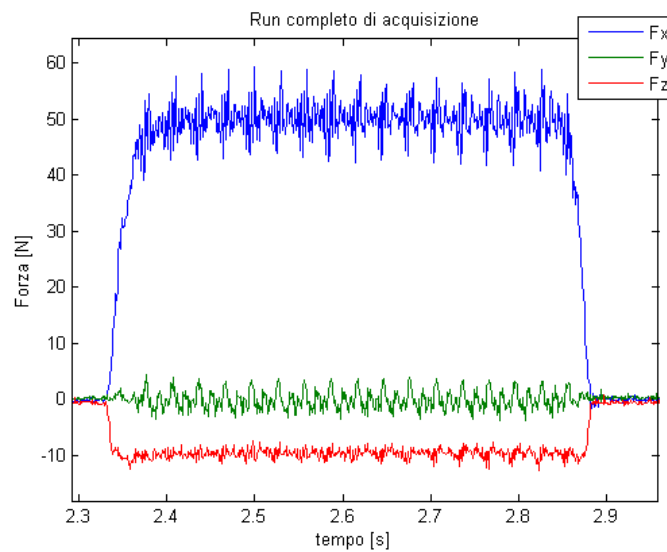
Figura 4.16: Esempi delle differenti geometrie di spine utilizzate

menti di sforzo tangenziali. Poiché alla spina è richiesto un comportamento estremamente ripetibile, si è capito fin da subito che la soluzione della spina a sezione rettangolare non poteva essere percorribile.

La spina a sezione circolare non risente dei problemi legati al serraggio: la forma cilindrica consente di minimizzare la superficie a contatto con il serraggio ed evita i problemi legati alla non perfetta planarità di tali superfici. Come mostra la figura 4.17 b, la rigidità del sistema è testimoniata dalla costanza del valore di forza registrato, in tutte le sue componenti. Il comportamento della spina si è rivelato estremamente ripetibile, non soggetto ad assestamenti e a rotture in fase di montaggio. Sulle spine cilindriche viene realizzata una piccola incisione utilizzando un utensile da tornitura, che permette di facilitare la rottura a seguito dell'urto del percussore e consente di controllare in maniera eccellente la fase di frattura.



(a) Andamento della forza con bloccaggio a spina di vetro a sezione rettangolare  $3 \times 7 \text{ mm}$



(b) Andamento della forza con bloccaggio a spina di vetro a sezione circolare  $\phi 5 \text{ mm}$

Figura 4.17: Andamenti delle forze di taglio ( $V_c 75 \text{ m/min}$ ,  $f_n 70 \mu\text{m}$ )



## Capitolo 5

### Il sistema di percussione

Il cuore del dispositivo è rappresentato dal percussore pneumatico che aziona lo svincolo dell'utensile. Dalla sua buona realizzazione, e soprattutto dalle sue prestazioni, dipende la velocità di separazione del tagliente e quindi la riuscita della prova di taglio bruscamente interrotto. Lo studio, la progettazione e la realizzazione del percussore hanno ricoperto un ruolo centrale nella messa a punto dell'intero dispositivo di quick-stop.

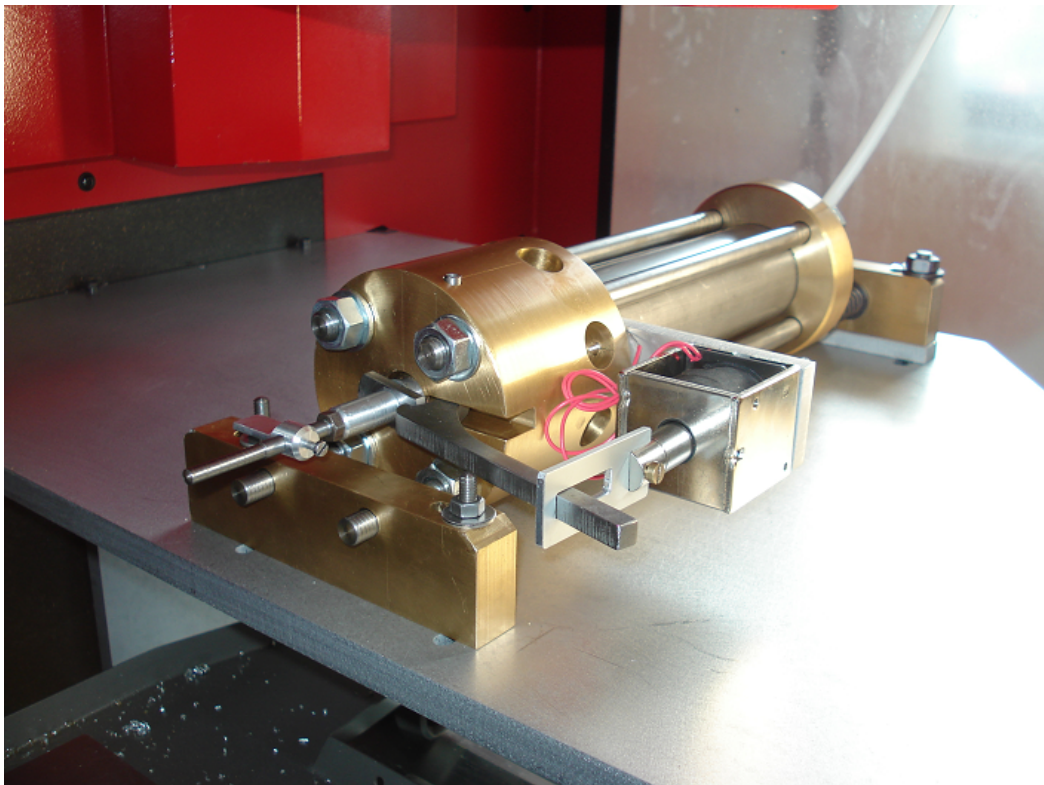


Figura 5.1: Il sistema di percussione

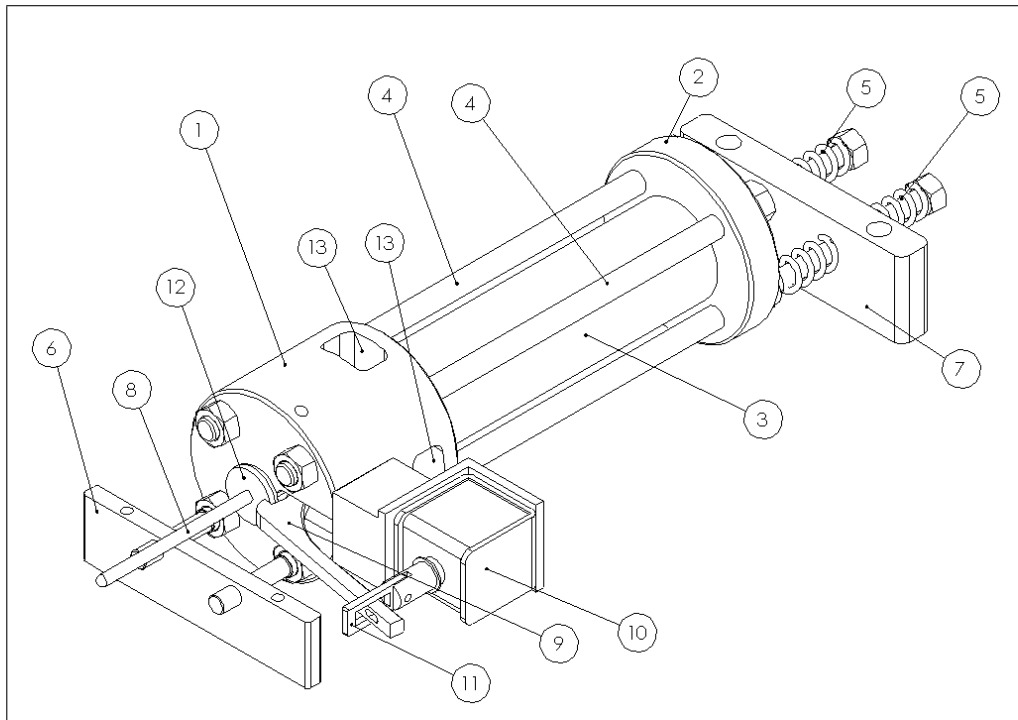


Figura 5.2: Schema del sistema di percussione pneumatico

- |                      |                     |                         |
|----------------------|---------------------|-------------------------|
| 1 Testata superiore  | 2 Testata inferiore | 3 Cilindro              |
| 4 Tiranti superiori  | 5 Tiranti inferiori | 6 Sostegno superiore    |
| 7 Sostegno inferiore | 8 Percussore        | 9 Grilletto             |
| 10 Solenoide         | 11 Asola            | 12 Ghiera di bloccaggio |
| 13 Fori di sfiato    |                     |                         |

L'intero sistema di percussione è schematizzato in figura 5.2. Il cilindro (3) in acciaio trafilato è posizionato tra due testate realizzate in ottone, rispettivamente la testata superiore (1) e quella inferiore (2), ed è serrato per mezzo di quattro tiranti in acciaio (4) e (5), del diametro di 12 mm. All'interno del cilindro scorre il pistone su cui è montato il percussore. Il sistema di percussione è posizionato nella sua sede grazie a due ancoraggi (6) e (7).

La testata superiore è caratterizzata dal foro di uscita dello stelo del pistone, dalla presenza del grilletto (9) e del solenoide di azionamento (10). Di particolare interesse è la zona di bloccaggio del pistone per mezzo del grilletto in acciaio: quando il sistema di percussione viene messo in pressione, è importante che il pistone rimanga fermo in posizione. Per questo all'apice dello stelo, all'esterno del cilindro, il pistone è dotato di una ghiera in acciaio (12),



che ha il compito di bloccare il pistone prima dello ‘sparo’. La ghiera è sagomata in modo da impegnarsi sulla superficie del grilletto, anch’esso realizzato in acciaio, ed impedire il movimento al pistone. Il posizionamento del punto di contatto è fondamentale per la buona riuscita del bloccaggio: poiché, come mostra la figura 5.3, la congiungente tra il punto di contatto ghiera - grilletto ed il perno di rotazione del grilletto è parallela alla direzione di sfilo del pistone, il grilletto (A) non è sottoposto ad alcun momento rispetto al suo centro di rotazione (B), ma è semplicemente caricato a trazione dall’azione della ghiera (C). L’assenza di una coppia consente al grilletto di rimanere in posizione anche dopo la pressurizzazione della camera, senza la necessità di intervenire manualmente.

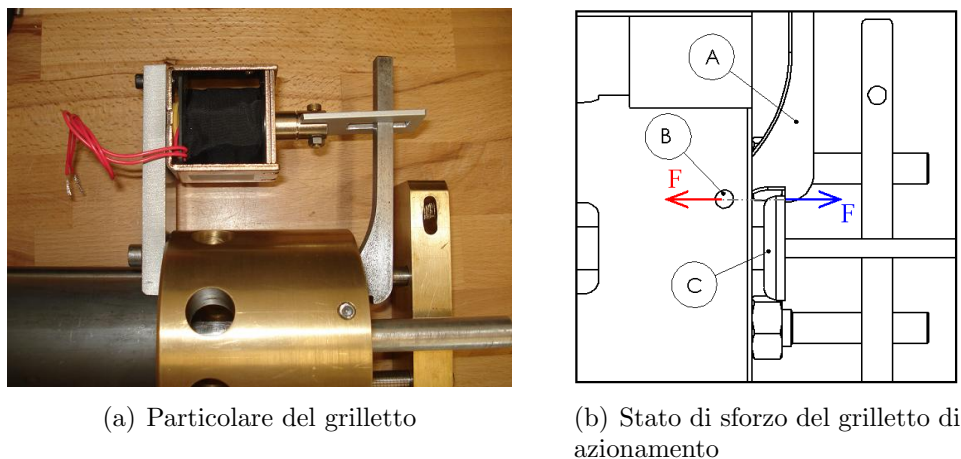
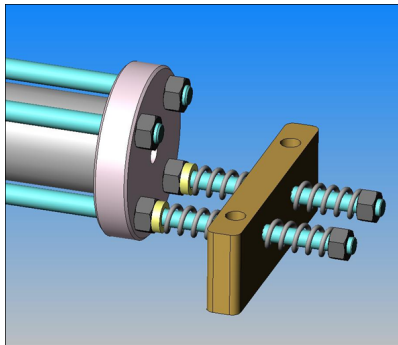


Figura 5.3: Il grilletto di azionamento

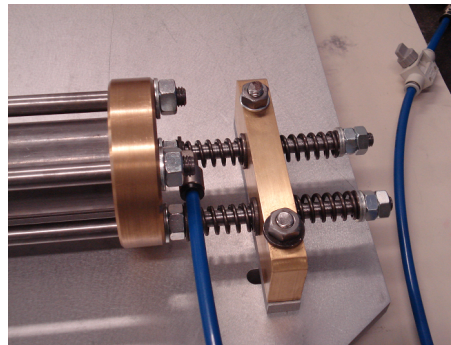
Per azionare il sistema è stato posizionato un elettromagnete (10) sul cui magnete è montata una piastrina dotata di asola (11), che si impegna sul grilletto stesso. Quando l’elettromagnete è messo in tensione, il magnete e l’asola sono richiamati all’interno della bobina: il grilletto viene trascinato dal moto del magnete e ruota, liberando la ghiera e consentendo il conseguente movimento del pistone sotto l’azione della forza di pressione.

L’intero sistema di percussione è stato pensato in modo da non dover essere vincolato rigidamente alla struttura di sostegno, consentendo una minima oscillazione; questo perché uno dei problemi principali riguarda l’assorbimento del contraccolpo durante la fase di sparo. Un vincolo di fissaggio rigido potrebbe rappresentare un problema dal punto di vista della resistenza all’urto e della trasmissione della sollecitazione. I tiranti superiori (4) hanno il solo compito di vincolare le testate fra loro; al contrario i tiranti inferiori (5) costituiscono la guida del cilindro all’interno dei due blocchi di sostegno,

superiore (6) ed inferiore (7). Questa particolare configurazione consente al percussore di spostarsi assialmente durante il funzionamento; lo spostamento assiale del percussore è contrastato dalla presenza di quattro molle che si oppongono alle oscillazioni e l'attrito che si crea nello scorrimento consente di dissipare l'energia dell'urto.



(a) Modello solido



(b) Realizzazione

Figura 5.4: Set di molle per l'assorbimento dell'urto

In figura 5.4 è mostrato il particolare del sistema ideato per attenuare il contraccolpo e mostra il blocco di sostegno posteriore che consente al percussore, assieme a quello anteriore, lo scorrimento assiale. Entrambi i blocchi sono realizzati in ottone, per facilitare lo scorrimento. Il set di assorbimento è composto da quattro molle ad elica cilindrica a compressione, posizionate a coppie su entrambi i tiranti: poste su entrambi i lati del blocco di ancoraggio, e dotate di un piccolo precarico, sono posizionate in modo che per entrambe le direzioni di spostamento del percussore una coppia di molle risulti in compressione e fornisca la forza contrastante. Per questo sistema sono stati previsti tre set diversi di molle, così da poter regolare la rigidità dell'intero sistema di percussione in funzione delle esigenze. Le molle inizialmente applicate e mostrate in figura 5.4 sono caratterizzate da una rigidità di  $17 \text{ N/mm}$ .

All'interno del cilindro scorre il pistone pneumatico realizzato in alluminio. Il pistone (3) nella sua posizione iniziale (Figura 5.5 a) divide il volume del cilindro in due camere: la camera posteriore (2) è la camera che viene messa in pressione, introducendo l'aria compressa dal foro posto sulla testata inferiore (1). La camera anteriore, come detto, è collegata direttamente all'esterno grazie agli otto fori di sfogo (6) presenti nella testata superiore ed è dunque mantenuta a pressione atmosferica.

- |   |               |   |                   |   |         |
|---|---------------|---|-------------------|---|---------|
| 1 | Ingresso aria | 2 | Camera posteriore | 3 | Pistone |
|---|---------------|---|-------------------|---|---------|

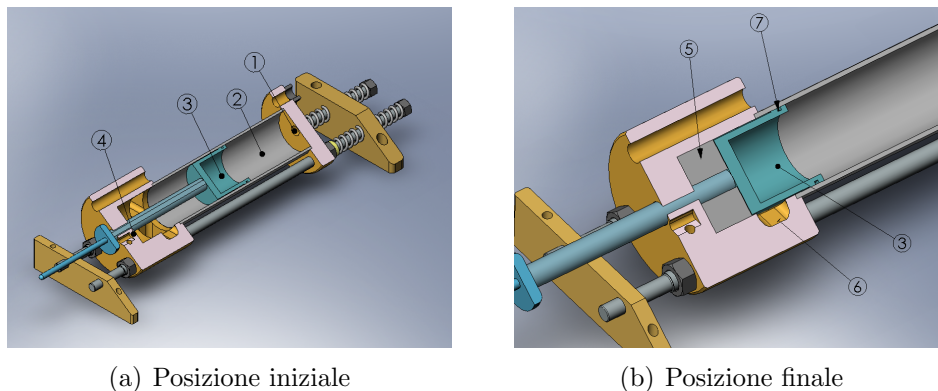


Figura 5.5: Spaccato del sistema cilindro pistone

- 4 Camera anteriore    5 Tamponi di gomma    6 Foro di sfiato  
7 Guarnizione

Quando il grilletto che tiene il pistone viene rilasciato, si ha lo spostamento di quest'ultimo ed il suo scorrimento lungo il cilindro; al termine della corsa, raggiunta la velocità richiesta dalla prova, il pistone entra in contatto con una serie di tamponi di gomma (5) posti nella testata superiore, che hanno il compito di decelerare il pistone ed atturirne l'impatto sulla testata. Come sarà spiegato in seguito, è questo il momento in cui la struttura è maggiormente sollecitata dal punto di vista meccanico, poiché si verifica una grande diminuzione di velocità in un brevissimo tempo.

La forma del pistone è studiata in modo da evitare che le guarnizioni di tenuta presenti su di esso escano dal cilindro (7). La particolare geometria a tazza consente inoltre di aumentare il volume iniziale della camera  $V_0$ , che come sarà mostrato in seguito costituisce un parametro importante in fase di dimensionamento.

## 5.1 Studio della fase di espansione dell'aria compressa

Per poter dimensionare il sistema di percussione affinché possa raggiungere la velocità  $V_{imp}$  è opportuno realizzare un modello matematico che metta in luce gli effetti delle singole variabili; per questo è necessario conoscere in maniera precisa ciò che accade nella fase di espansione del gas.

Prima di studiare come avviene il passaggio da energia di pressione ad energia cinetica è necessario fare alcune considerazioni preliminari circa il sistema di alimentazione dell'aria compressa; il pistone, infatti, verrebbe pressurizzato sfruttando l'aria compressa proveniente dalla rete, ad una pressione

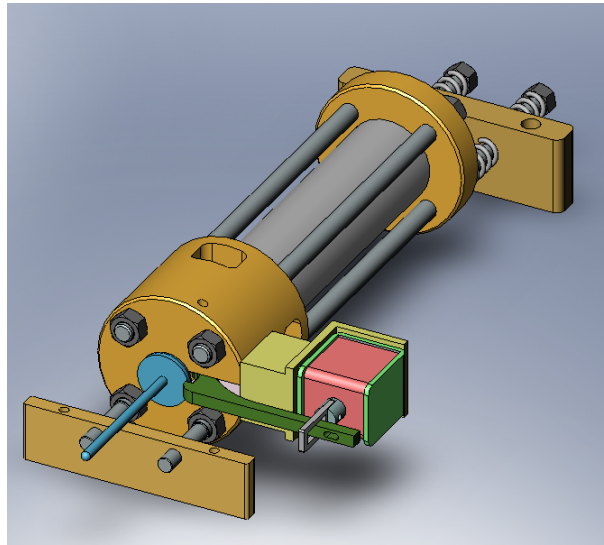


Figura 5.6: Modello solido del sistema di percussione

massima di 10 bar. Si analizzerà sia il caso in cui la pressione si mantiene costante durante la fase di sfilo del pistone, sia la possibilità che la pressione all'interno della camera diminuisca con l'aumentare del volume della camera stessa; questo perché, nonostante la camera pressurizzata sia mantenuta in comunicazione con la rete di alimentazione dell'aria compressa, la portata d'aria entrante nel cilindro potrebbe non essere sufficiente a mantenere costante la pressione a causa delle perdite di carico. Lo studio dei due casi limite porterà alla definizione di una regione di funzionamento reale.

Considerando l'equazione 4.1 che caratterizza la quantità di moto, ed integrando ambo i membri si ottiene:

$$\int_0^T F(t) dt = m(V_T - V_0) \quad (5.1)$$

Si capisce che, per definire la velocità finale del pistone, dovrebbero essere noti:

- l'andamento nel tempo della funzione  $F(t)$
- la durata  $T$  del movimento del pistone, che rappresenta l'estremo di integrazione su cui integrare la funzione

In realtà non si conosce nessuno di questi due dati, dal momento che non è semplice definire l'andamento di tali grandezze nel tempo.

La scelta fatta per modellare il processo prevede di passare dal dominio del tempo a quello dello spazio, considerando l'andamento della forza  $F(x)$  in

funzione della corsa del pistone. In questo modo è possibile stabilire facilmente l'inizio e la fine del processo di scambio di energia. Inoltre, a causa della complessità del modello si è scelto di abbandonare la via analitica e creare un modello numerico in grado di definire ad ogni passo le condizioni del sistema e di calcolare l'evoluzione delle sue grandezze.

La forza  $F(x)$  che durante la corsa agisce sul pistone dipende ovviamente dalla pressione presente all'interno della camera. La legge che governa, in prima approssimazione, le grandezze termodinamiche del sistema è la legge di stato:

$$P(x)V(x) = mR_{aria}T \quad (5.2)$$

dove ovviamente  $P(x)$  è la pressione nella camera,  $V(x)$  il volume della camera funzione della posizione del pistone,  $m$  la massa del gas presente all'interno,  $R_{aria}$  la costante per l'aria ed infine  $T$  è la temperatura del gas.

Per quanto riguarda l'utilizzo di questa equazione, si è ipotizzato che l'espansione avvenga a temperatura costante ovvero lungo una isoterma. L'equazione, quindi, si semplifica e diviene:

$$P(x)V(x) = costante \quad (5.3)$$

La relazione, scritta in questo modo, consente di valutare in maniera semplice la pressione in funzione del solo volume della camera: conoscendo la posizione  $x$  del pistone si può determinare il volume a disposizione del gas per espandere e dunque la sua pressione. Calcolata la  $P(x)$  è possibile conoscere la forza  $F(x)$  agente istante per istante sulla testa del pistone.

### 5.1.1 Il modello numerico in Matlab

Il programma sviluppato permette essenzialmente di discretizzare la corsa del pistone e, ad ogni passo, valutare le grandezze fisiche di interesse (Figura 5.7). La prima parte dello script consente di inserire tutti i dati necessari al programma per effettuare i calcoli; in particolare sono richiesti i dati geometrici del problema, i parametri di esercizio e la definizione dei parametri di integrazione.

```
%dati geometrici
Dp=100; %[mm] diametro pistone
c=100; %[mm] corsa pistone
M=0.1; %[kg] massa pistone
Ap=pi*(Dp*10^-3)^2/4; %[m^2] Area pistone
V0=0.001; %[m^3] volume camera iniziale

%dati di funzionamento
```

```

P0=10; %[bar] Pressione Iniziale nella camera
T=295; %[°K] temperatura
R=0.287; % [kJ/kg°K] costante del gas perfetto (ARIA)

%definizione del passo
passo=0.1; %[mm] passo di discretizzazione
N=c/pass; %numero di cicli di calcolo da effettuare
    
```

A questo punto il programma è in grado di andare a definire la discretizzazione della corsa del pistone, per mezzo dei parametri **passo** e **c**; la corsa viene quindi suddivisa dagli  $N + 1$  nodi (indice  $i$ ) in  $N$  intervalli (indice  $j$ ):

- a ciascun nodo  $i$  sono associate le grandezze fisiche velocità  $v(x)$ , accelerazione  $a(x)$ , forza  $F(x)$
- per ciascun intervallo  $j$  è calcolato il tempo  $t_i$  necessario a percorrerlo

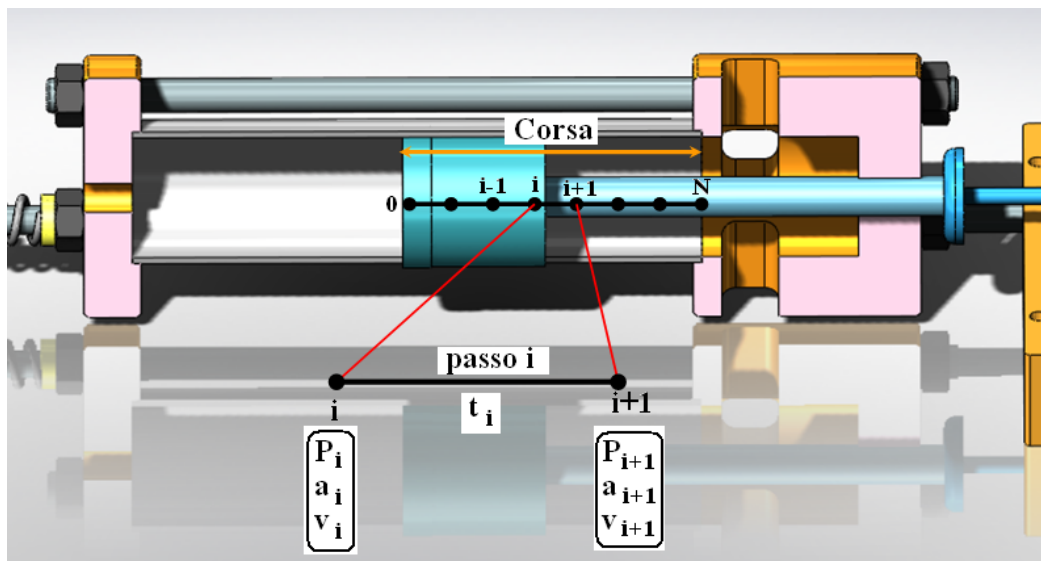


Figura 5.7: Discretizzazione della corsa

Queste grandezze vengono aggiornate ad ogni ciclo del programma e salvate all'interno di vettori. Naturalmente il primo passo è il calcolo delle grandezza all'istante iniziale.

```

F(1)=10^5*P0*Ap*0.75; %[N] Forza Iniziale agente sul pistone
a(1)=F(1)/M; %[m/s^2] accelerazione iniziale
v(1)=0; % impongo velocità iniziale nulla
m=P0*10^5*V0/(R*10^3*T); %[kg] massa
    
```

La prima grandezza ad essere valutata è la forza  $F$  agente sul pistone; tale forza è decurtata del 25% per tenere conto degli attriti che si generano durante la fase di scorrimento. E' noto che il coefficiente di attrito dinamico è dipendente dalla velocità di scorrimento; tuttavia si è preferito stabilire un valore medio della forza di attrito non essendo disponibile, per il materiale in uso, la funzione che descrive tale coefficiente in funzione della velocità. Successivamente viene valutata l'accelerazione iniziale  $a$ ; l'ipotesi è che il pistone sia lasciato libero istantaneamente e che, sempre istantaneamente, la forza agisca sulla sua testa. Si impone a questo punto che la velocità iniziale sia nulla ( $V(1) = 0$ ), dal momento che al tempo  $t = 0$  il pistone è fermo. L'ultimo passo è il calcolo della massa presente nella camera, che viene effettuato tramite l'equazione di stato.

Inizia, quindi, il ciclo vero e proprio di calcolo, al cui interno si valuta progressivamente lo stato di ciascun nodo. Il codice di questa parte di programma ricalca il calcolo delle forze iniziali:

```
for i=1:N
    t(i)=(-v(i)+sqrt(v(i)^2+4*a(i)*passo*10^-3))/(2*a(i));
    Vi=V0+i*passo*10^-3*Ap;
    Pi=m*R*10^3*T/Vi;
    F(i+1)=Pi*Ap*0.75;
    a(i+1)=F(i+1)/M;
    v(i+1)=passo*10^-3/t(i);
end
```

Per prima cosa viene effettuato il calcolo del tempo  $t_i$  che il pistone impiega per raggiungere il nodo successivo; per questo si utilizza l'equazione:

$$x_{i+1} = x_i + v_i t + \frac{1}{2} a_i t^2 \quad (5.4)$$

La velocità  $v_j$  all'interno del  $j$ -esimo segmento è chiaramente variabile. In prima approssimazione, essendo il passo di discretizzazione molto più piccolo della corsa, è ragionevole ritenere che la velocità non vari molto tra nodo e nodo. Con questa considerazione, è possibile approssimare la velocità all'interno dell' $j$ -esimo segmento con la velocità calcolata al nodo  $i$ -esimo.

Valutato il tempo necessario per percorrere il  $j$ -esimo passo, è possibile ricavare il nuovo volume della camera  $V_i$ , e di conseguenza la pressione  $P_i$ , ottenendo la forza  $F_i$  agente sul pistone quando questo si trova in corrispondenza del nodo  $i$ . Dalla forza è possibile ricavare inizialmente l'accelerazione  $a_i$  e successivamente la velocità  $v_i$ , caratteristiche del nodo  $i$ -esimo, e quindi renderle disponibili per il calcolo delle grandezze del nodo successivo.

Fino a questo momento non si è affrontato il problema del vincolo di fissaggio del cilindro e la trattazione è stata svolta considerando il percussore rigidamente vincolato alla struttura di sostegno. La velocità assoluta coincide con quella relativa cilindro-pistone. Nella realtà, invece, la presenza degli elementi elastici consente lo scorrimento assiale del cilindro, con la conseguenza che la velocità assoluta del pistone diminuisce. Il modello di calcolo è dunque stato adattato per tenere conto di questo effetto:

```
for i=1:N
    t(i)=(-v(i)+sqrt(v(i)^2+4*a(i)*passo*10^-3))/(2*a(i));
    Vi=V0+i*passo*10^-3*Ap;
    Pi=m*R*10^3*T/Vi;
    F(i+1)=Pi*Ap*0.75;
    a(i+1)=F(i+1)/M;
    v(i+1)=passo*10^-3/t(i);

    v_cil(i+1)=M/m_cil*v(i+1); %[m/s] velocità del percussore
    DeltaL(i+1)=sqrt(m_cil/K)*v_cil(i+1); %[m] compressione
    v_eff(i+1)=v(i+1)-v_cil(i+1);
    t2(i)=passo*0.001*2/(v_eff(i+1)+v_eff(i));
end
```

Nella seconda parte dello script, tramite l'equazione di conservazione della quantità di moto tra cilindro e pistone, è possibile ricavare la velocità del cilindro  $v_{cil}(i)$ , avente direzione opposta a quella del pistone:

$$v_{cil}(i+1) = \frac{m_{cil}}{m_{pist}} \cdot v_{pist}(i+1) \quad (5.5)$$

E' quindi possibile andare a studiare in maniera esauriente sia l'andamento della velocità assoluta del pistone sia la progressiva compressione delle molle. Per quanto riguarda il pistone, la velocità assoluta corrisponde alla somma tra la velocità relativa cilindro - pistone e la velocità del cilindro (avente ovviamente segno opposto). Pertanto la velocità effettiva  $v_{eff}(i)$  al passo  $i$  è:

$$v_{eff}(i+1) = v(i+1) - v_{cil}(i+1) \quad (5.6)$$

Per il calcolo della compressione della molla, ovvero del  $\Delta L$ , è necessario sfruttare un approccio di tipo energetico, eguagliando l'energia cinetica del cilindro all'energia elastica immagazzinata dalla molla:

$$\frac{m_{cil} \cdot v_{cil}^2}{2} = \frac{k \cdot \Delta L^2}{2} \quad (5.7)$$



L'unica incognita presente nell'equazione è il  $\Delta L$  di compressione della molla; il suo valore è importante ai fini della verifica della lunghezza a pacco della molla.

Il confronto fra la velocità del sistema rigido e la velocità del sistema dotato di molle mostra come la compressione degli elementi elastici comporti una leggera diminuzione della velocità assoluta del pistone (Figura 5.8).

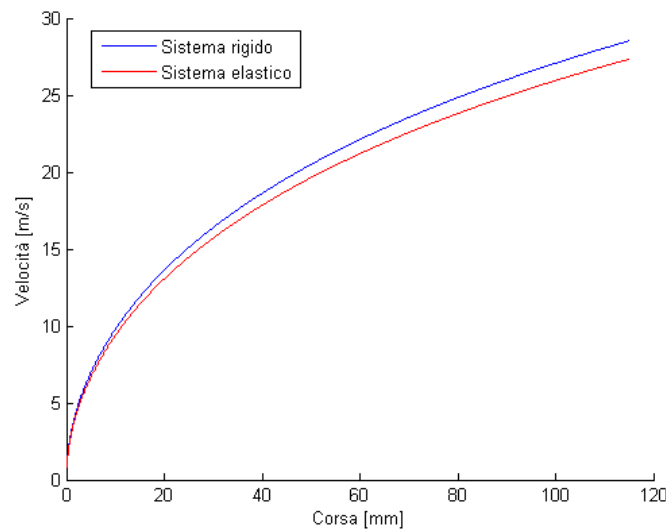


Figura 5.8: Confronto fra le velocità calcolate con il modello rigido ed il modello elastico del percussore ( $P = 10 \text{ bar}$ ),  $K = 17.7 \text{ N/mm}$

## 5.2 Studio dei principali parametri di progetto

Definito il modello numerico, si è sfruttato il programma per valutare come la grandezza di interesse, ovvero la velocità  $v(x)$ , fosse influenzata dai parametri costruttivi e geometrici del sistema. In particolare, si è cercato di studiare l'andamento della velocità lungo la corsa in funzione del *Diametro del Pistone*  $D_p$  e del *Volume iniziale*  $V_0$  della camera, parametri costruttivi di maggiore interesse. I valori utilizzati nelle diverse simulazioni sono del tutto indicativi, dal momento che in questa fase l'obiettivo è mettere in luce l'effetto di ciascuna variabile di progetto. La valutazione della velocità in funzione dei diversi parametri è stata condotta per una corsa di  $100 \text{ mm}$ .

Il diametro del pistone è un parametro molto importante, perché per un cilindro in pressione determina l'intensità degli sforzi che agiranno sulle pareti

essendo lo sforzo  $\sigma_c$  proporzionale al valore di  $D_p$ . D'altra parte, avere un diametro elevato è importante per raggiungere elevate velocità.

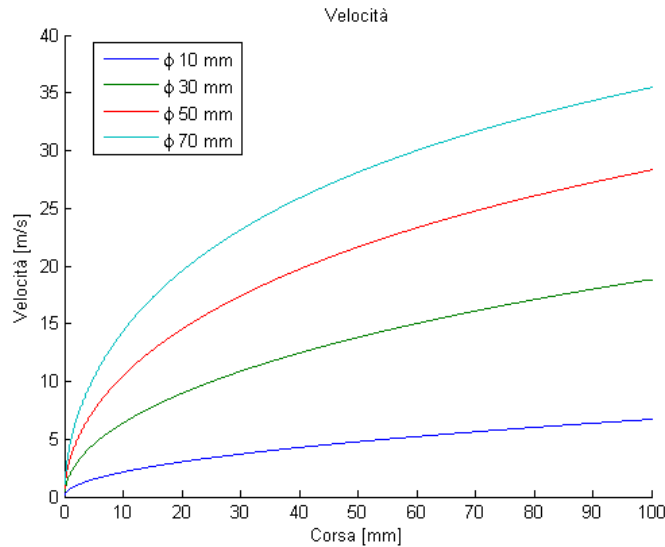


Figura 5.9: Andamento della velocità del percussore in funzione della corsa, per differenti valori del diametro

Per questa simulazione, a pressione variabile, si è assunto un volume della camera iniziale pari a  $V_0 = 0.0002 \text{ m}^3$  ed una pressione iniziale  $P_0$  di 10 bar. Per il pistone è stata ipotizzata una massa di 0.2 kg, ricavata da modelli solidi del prototipo.

La figura 5.9 mette in luce l'importanza del diametro del cilindro: l'aumento di velocità è netto ed è dimostrato dai valori massimi raggiunti a fine corsa. Si passa infatti da una velocità minima di 6.7 m/s, per il diametro  $\phi$  10 mm, ad una velocità massima di 35.5 m/s per il massimo diametro di 70 mm utilizzato nella simulazione.

Allo stesso modo si è studiato l'andamento della velocità in funzione del volume iniziale  $V_0$  della camera; tale parametro assume importanza se si considera che il volume iniziale è proporzionale alla lunghezza  $X_0$  del tratto di cilindro non interessato dal movimento del pistone (figura 5.10). Il volume è dato dal prodotto dell'area del pistone  $A_p$  per la lunghezza  $X_0$  esistente tra la testa del pistone ed il fondo del cilindro. La simulazione è stata condotta in funzione del parametro geometrico di ingombro  $X_0$  a cui è associato il volume  $V_0$  per un cilindro del diametro  $D_p$  di 50 mm. La tabella 5.1 mostra la corrispondenza fra  $X_0$  e  $V_0$ ; la pressione utilizzata per la simulazione è 10 bar.

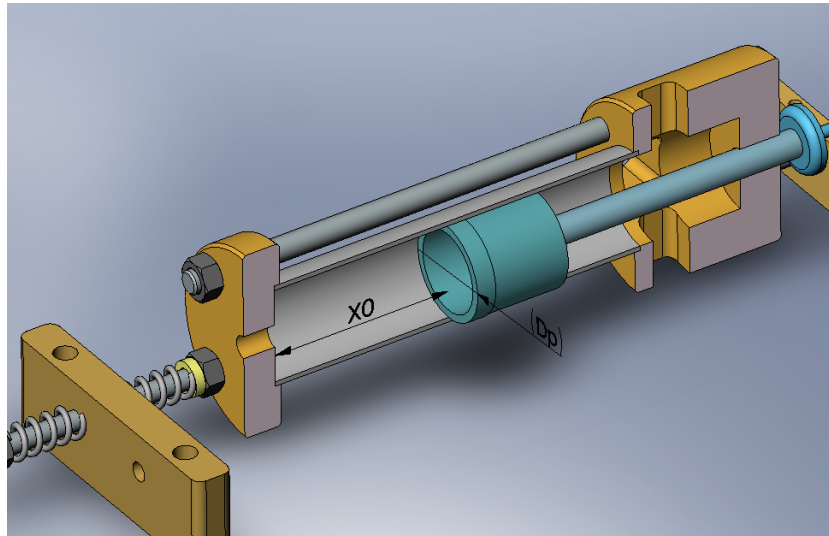


Figura 5.10: Sezione del sistema di percussione

Tabella 5.1: Volume  $V_0$  e corrispettivo ingombro  $X_0$ 

Volume $V_0$ [ $m^3$ ]	Ingombro $X_0$ [ $mm$ ]
$9.8 \cdot 10^{-5}$	50
$19.6 \cdot 10^{-5}$	100
$29.4 \cdot 10^{-5}$	150
$39.2 \cdot 10^{-5}$	200

Mantenere un volume iniziale contenuto consente di ridurre gli ingombri, a scapito però di una minore velocità massima raggiungibile.

La figura 5.11 mostra come la velocità aumenti meno che linearmente rispetto al volume  $V_0$  al punto da rendere del tutto simili i risultati ottenuti per un volume  $V_0$  sufficientemente elevato.

Fino ad ora, il modello ha rappresentato la situazione in cui la pressione subisce una diminuzione durante l'avanzamento del pistone, dovuta al maggior volume a disposizione del gas di lavoro. Ciò equivale ad ipotizzare di chiudere la valvola di immissione del gas, dopo aver messo in pressione il cilindro, isolando il pistone dalla rete. La condizione più vantaggiosa, tuttavia, sarebbe quella associata ad un volume della camera infinito, in modo da poter ipotizzare che la pressione si mantenga costante durante tutta la fase di espansione. Mantenendo aperta la condotta di mandata è possibile avvicinarsi a tale situazione.

Lo studio del fenomeno di espansione a pressione costante, o serbatoio

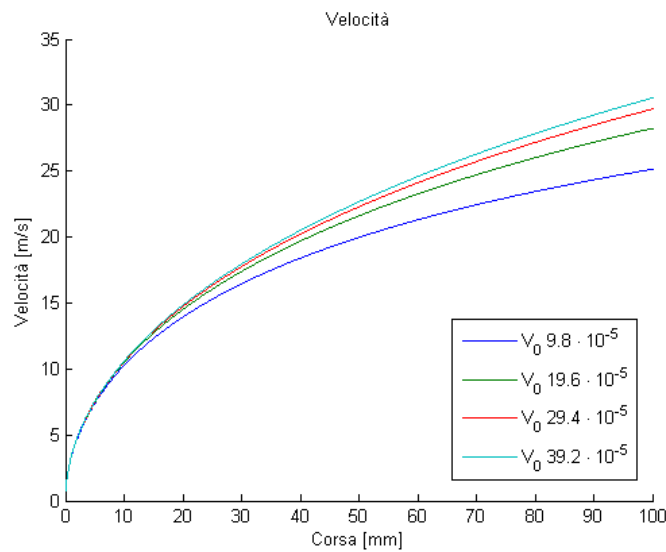


Figura 5.11: Andamento della velocità del percussore in funzione della corsa, per differenti valori del volume iniziale  $V_0$

infinito, ha proprio lo scopo di mostrare quale sia il limite massimo di prestazione del sistema; congiuntamente al caso precedentemente studiato di pressione variabile e camera chiusa, che rappresenta il limite inferiore di prestazione, consente di individuare la regione di funzionamento effettivo del sistema.

Si utilizza di nuovo il programma di calcolo Matlab creato per valutare le grandezze fisiche in gioco, utilizzando anche per questa simulazione una pressione costante e pari a 10 *bar*.

La simulazione è stata condotta ipotizzando un cilindro avente diametro pari a 50 *mm*, una massa del pistone di 0.2 *kg* ed un volume iniziale  $V_0$  di 0.0002  $m^3$ .

La figura 5.12 mostra il confronto fra le curve di velocità nel caso di pressione variabile e di pressione costante. Qualora si possa considerare costante la pressione, la velocità massima raggiunta, per una corsa di 100 *mm*, è di 33.3 *m/s*; considerando una pressione decrescente con il progredire della corsa del pistone avremmo avuto una velocità di 27.8 *m/s*. Il funzionamento reale del percussore risulterà intermedio fra le due curve.

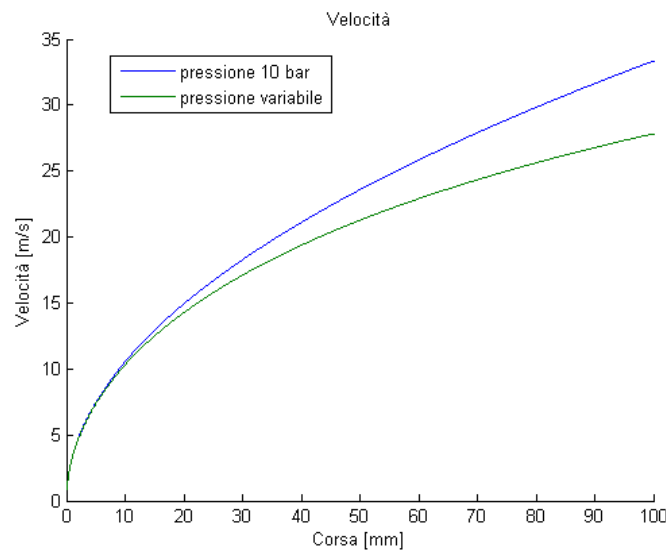


Figura 5.12: Confronto tra il caso di pressione costante e pressione variabile

### 5.2.1 La velocità target: dimensionamento di massima

Nel paragrafo 4.4 era stata individuata la velocità target di impatto  $V_{imp}$  necessaria per accelerare l'utensile fino alla velocità di  $1000\text{ m/min}$ ; tale velocità era stata valutata in circa  $19\text{ m/s}$ . Analizzando i risultati ottenuti dalle simulazioni, condotte ipotizzando una pressione di  $10\text{ bar}$ , si rileva come tale velocità di impatto possa essere facilmente raggiunta:

- la simulazione condotta in funzione del diametro  $D_p$  mostra come per diametri superiori a  $50\text{ mm}$  si riesca a raggiungere tale velocità dopo una corsa di soli  $60\text{ mm}$
- per tutti i volumi  $V_0$  si riesce a superare la velocità target
- anche considerando il confronto fra modello a pressione costante e modello a pressione variabile si nota come la velocità target sia raggiungibile

I risultati incoraggianti delle simulazioni hanno spinto verso un dimensionamento di massima del percussore tale da consentire il raggiungimento della velocità target già alla pressione di  $5\text{ bar}$ . Un tale dimensionamento permette di costruire un percussore la cui prestazione massima (ottenibile caricando il pistone alla pressione di  $10\text{ bar}$ ) sia ben superiore alle attuali esigenze.

Pertanto si è deciso di realizzare un sistema di percussione caratterizzato da un diametro del cilindro di  $50\text{ mm}$  ed un volume iniziale della camera  $V_0$

di  $2 \cdot 10^{-4} m^3$ . Le prestazioni teoriche del percussore sono riportate in figura 5.13. Dalla simulazione si ottengono dei valori di velocità massima di  $24.34 m/s$  per il modello a pressione costante e di  $20.32 m/s$  nel caso di pressione variabile, superiore alla velocità di impatto target  $V_{imp}$ .

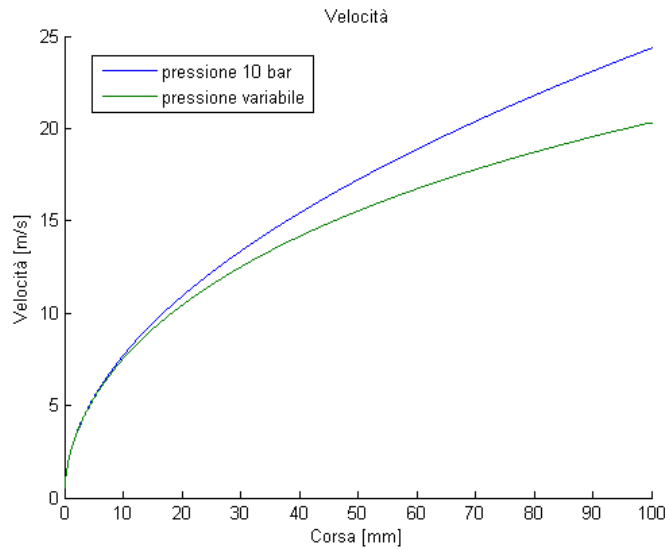


Figura 5.13: Prestazioni teoriche del percussore -  $P_0$  5 bar,  $D_p$  50 mm,  $V_0$   $2 \cdot 10^{-4} m^3$

### 5.3 Il prototipo del sistema di percussione

La realizzazione del percussore ha rappresentato un punto cruciale dell'intero lavoro di tesi. Ciascun componente è stato realizzato all'interno del laboratorio della sezione di Tecnologie di Produzione, con i materiali e gli strumenti messi a disposizione. Tutti i componenti del sistema di percussione sono mostrati in figura 5.14.

Le dimensioni dei vari componenti sono il frutto sia del lavoro teorico, che ha messo in luce i parametri che più influenzano la variabile velocità, sia di una oculata ricerca condotta tra i materiali disponibili per individuare i grezzi da cui ricavare i componenti.

Le dimensioni finali del sistema di percussione differiscono leggermente dalle dimensioni stabilite in fase di progetto e sintetizzate nel paragrafo 5.2.1; tale differenza è dovuta alla disponibilità dei materiali. Conseguentemente le prestazioni reali del sistema differiranno da quelle teoriche presentate.



Figura 5.14: Vista dei componenti del sistema di percussione

Per la realizzazione del cilindro si è utilizzato un tubo di acciaio trafilato del diametro di  $50\text{ mm}$ , caratterizzato da uno spessore di parete di  $2.5\text{ mm}$ . La lunghezza del cilindro è di  $200\text{ mm}$ , ed è tale da permettere una corsa del pistone di  $110\text{ mm}$ . I restanti  $90\text{ mm}$  rappresentano l'ingombro  $X_0$  che genera un volume  $V_0$  della camera iniziale di circa  $1.8 \cdot 10^{-4}\text{ m}^3$ . Rispetto alle condizioni di progetto, dunque, la corsa risulta maggiorata di  $10\text{ mm}$ , mentre il volume è leggermente inferiore.

La realizzazione del prototipo permette inoltre di individuare con esattezza le masse in gioco: il peso effettivo del pistone è di  $0.265\text{ kg}$ . per quanto riguarda il cilindro, il peso complessivo è di poco inferiore ai  $7\text{ kg}$ , ripartito principalmente fra le testate di ottone ( $4.6\text{ kg}$ ), i tiranti ( $1.2\text{ kg}$  complessivi) e il cilindro in acciaio ( $0.65\text{ kg}$ ).

Le caratteristiche geometriche del sistema, come mostrato, condizionano fortemente le sue prestazioni; con i dati forniti è possibile tracciare l'andamento dei profili di velocità previsti, riportati in figura 5.15, in funzione delle differenti pressioni di esercizio da  $1$  a  $10\text{ bar}$ .

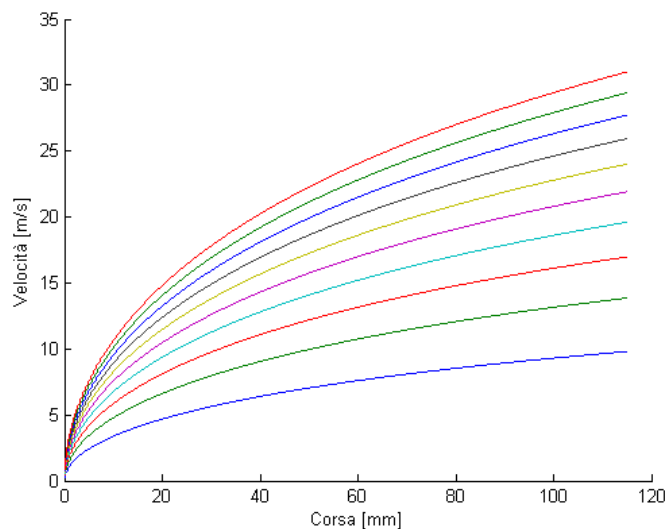


Figura 5.15: Prestazioni del sistema di percussione realizzato, per pressioni crescenti da 1 a 10 bar

### 5.3.1 Prove preliminari di velocità

Una volta terminata la costruzione il sistema di percussione è stato provato per verificare l'effettivo raggiungimento della velocità target  $V_{imp}$ . La misurazione della velocità è stata realizzata utilizzando il sistema di misura descritto nel paragrafo 6.4. Le prove sono state effettuate a banco, rilevando la velocità in funzione della pressione di carica del pistone. Sono state svolte prove per pressioni comprese fra 3 ed 5 bar e successivamente i risultati sono stati confrontati con i dati teorici (figura 5.16).

Oltre alle rilevazioni sperimentali, il grafico riporta l'andamento delle curve teoriche calcolate nell'ipotesi di pressione costante e di pressione variabile in funzione della pressione di prova. Come previsto nel paragrafo 5.2 i dati sperimentali si trovano all'interno delle curve teoriche che effettivamente rappresentano il campo di funzionamento del sistema di percussione.

## 5.4 Le criticità

Dal punto di vista meccanico, il sistema di percussione è certamente la componente critica dell'intero sistema di quick-stop essendo fra tutti quello maggiormente sollecitato. Le problematiche affrontate per garantire la resistenza meccanica e l'affidabilità del sistema hanno rappresentato allo stesso tempo un vincolo ed una linea guida nella fase di progetto; un'analisi di



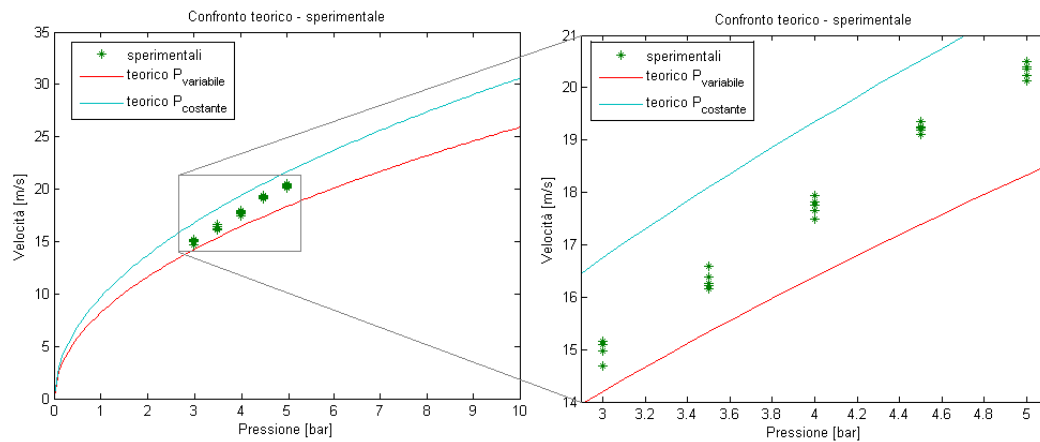


Figura 5.16: Confronto fra le prestazioni teoriche del sistema e i risultati delle prove sperimentali

tali problematiche può essere utile per capire più a fondo alcune questioni riguardanti il dimensionamento del sistema di percussione.

Gli aspetti che influenzano il comportamento del sistema sono fondamentalmente due e riguardano l'inerzia e la conservazione della quantità di moto dell'intero sistema:

- il pistone posizionato all'interno del cilindro è soggetto ad accelerazioni molto elevate che determinano l'insorgere di forze di inerzia non trascurabili
- la scelta di non vincolare rigidamente il sistema di percussione al sistema di sostegno obbliga a prestare particolare attenzione al problema del contraccolpo, dovuto alla conservazione della quantità di moto

Nei paragrafi successivi si cercherà di mostrare come sono stati affrontati tali problemi, evidenziando quali sono state le soluzioni costruttive che hanno permesso di superarli.

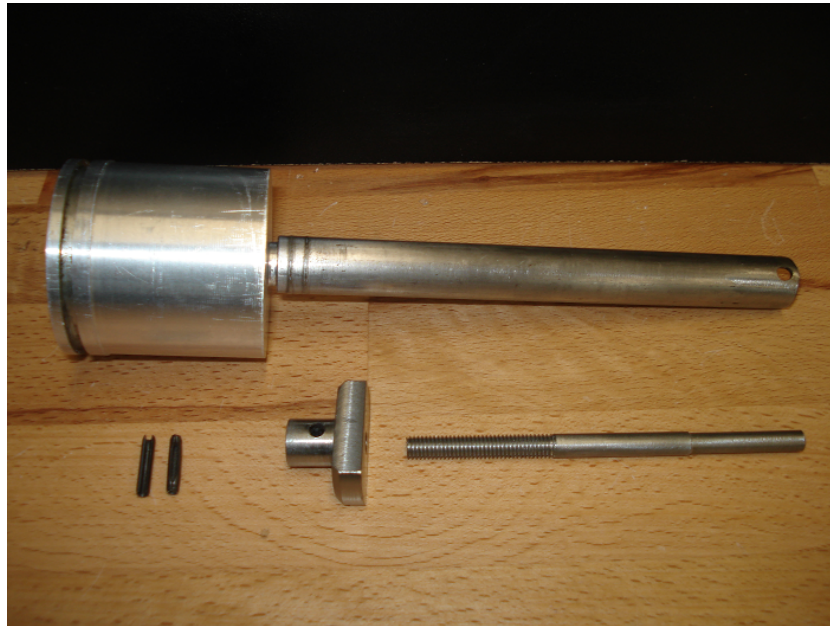
#### 5.4.1 L'effetto della forza di inerzia: il pistone e la sua geometria

Terminata la propria corsa utile, il pistone deve essere decelerato rapidamente ed in brevissimo spazio; tutto ciò avviene all'interno della testata superiore, dove è posizionata una serie di dischi di gomma di diversa densità ed elasticità che hanno lo scopo di dissipare l'energia cinetica del pistone ed attutirne l'urto contro la testata. In figura 5.17 è mostrato il particolare della testata superiore ed alcuni tamponi di gomma preparati.

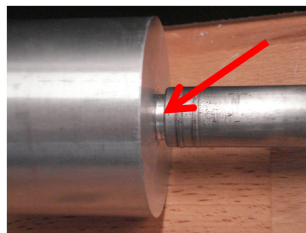


Figura 5.17: Testata superiore e tamponi di gomma

La decelerazione (stimata attorno a  $8000 \text{ m/s}^2$ ) dovuta ad una così elevata variazione di velocità in un così breve spazio fa sorgere il problema delle forze di inerzia agenti sullo stelo del pistone e della resistenza meccanica dello stesso. Le forze di inerzia in fase di decelerazione hanno rappresentato il problema principale durante la realizzazione e la verifica del funzionamento del percussore. Una prima versione del pistone è stata realizzata utilizzando differenti componenti accoppiati meccanicamente fra loro: il fondo del cilindro, a tazza, è stato realizzato in alluminio allo scopo di contenerne il peso. Lo stelo è stato, invece, ottenuto dalla foratura di una barra di acciaio trafilato. La scelta dell'acciaio è stata dettata dalla necessità di garantire la resistenza dello stelo soggetto a carico di punta (a tale proposito si consulti l'appendice A); allo stesso tempo, per minimizzare il peso complessivo, si è deciso di scaricare lo stelo forandolo. L'accoppiamento tra tazza e stelo è stato realizzato per interferenza, utilizzando una pressa manuale. Infine la ghiera di contatto con il grilletto ed il percussore sono stati anch'essi realizzati in acciaio e vincolati allo stelo mediante una spina elastica del diametro  $\phi 6 \text{ mm}$  (figura 5.18 a). Per consentirne l'inserimento fra le testate in fase di montaggio, il pistone non è realizzato in un componente unico ma sul suo apice è necessario prevedere una zona di fissaggio della ghiera e del percussore vero e proprio. Nonostante la massa di entrambi i componenti sia stata il più possibile limitata (inferiore a  $50 \text{ g}$ ), in presenza di elevate accelerazioni si scaricano sul pistone forze di inerzia non trascurabili.



(a) Pistone con stelo in acciaio



(b) Particolare del cedimento alla base dello stelo



(c) Particolare del cedimento all'apice dello stelo

Figura 5.18: Il prototipo del pistone realizzato in componenti separate

Durante la prima fase di sperimentazione si è assistito a cedimenti dello stelo, localizzati sia alla base in corrispondenza dell'accoppiamento con il pistone sia all'altezza della spina elastica (figura 5.18 b e c). I cedimenti si sono rivelati sistematici ed anche il tentativo di saldatura laser in overlapping realizzato tra lo stelo ed il pistone non ha portato a miglioramenti. In prossimità della spina, invece, si è provveduto alla sostituzione delle spine elastiche con spine in acciaio temprato, che tuttavia hanno messo in evidenza la debolezza dell'accoppiamento, andando in poco tempo a deformarne plasticamente la sede.

La scelta progettuale, dunque, è stata la sostituzione del pistone sopra descritto con un pistone interamente realizzato in alluminio, a partire da un unico grezzo: è stato eliminato l'accoppiamento tra stelo e pistone realizzan-

do il tutto ‘di pezzo’ (figura 5.19), mentre per quanto riguarda la zona di inserimento della ghiera e del percussore si è utilizzato un collegamento filettato per garantire la massima resistenza. Per scongiurare i problemi relativi al carico di punta (appendice A) e all’inflessione dello stelo, considerando le caratteristiche meccaniche dell’alluminio, si è deciso di realizzare una sezione piena.



Figura 5.19: Pistone in alluminio

Il pistone così realizzato ha dimostrato di sopportare le sollecitazioni di esercizio ed è tutt’ora in funzione. Rispetto al primo prototipo costruito, presenta una leggera diminuzione di peso che tuttavia è trascurabile.

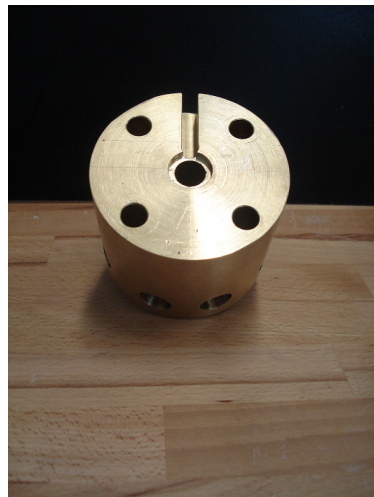
#### 5.4.2 La conservazione della quantità di moto ed il contraccolpo

La ricerca della massima accelerazione del percussore montato sul pistone, oltre ai già citati problemi di resistenza meccanica, costringe ad affrontare il problema del contraccolpo e del suo contenimento. La conservazione della quantità di moto, infatti, per quanto riguarda il solo sistema di percussione pneumatico mette in evidenza sostanzialmente che:

- non agendo forze esterne al sistema, e quindi dovendosi conservare la quantità di moto di pistone e cilindro, è opportuno prevedere la realizzazione di un pistone molto leggero e di un cilindro molto pesante. In questo modo è possibile massimizzare la velocità del pistone, e minimizzare quella del cilindro e delle testate, diretta nel verso opposto.
- qualunque sia il tipo di vincolo utilizzato per accoppiare struttura e percussore, è necessario considerare che l’intera forza deve essere scari-

cata fino al basamento della macchina. L'effetto della sollecitazione è duplice: genera sia una sollecitazione meccanica sulle giunture sia uno spostamento della struttura. Oltre alla resistenza meccanica dei componenti è necessario, quindi, garantire che la struttura non si sposti e che non si producano danni alla macchina.

La realizzazione delle testate del cilindro assume un ruolo particolare nel tentativo di limitare il contraccolpo. Per quanto riguarda il dimensionamento delle masse in gioco, non potendo diminuire più di tanto la massa del pistone, si è scelto di massimizzare il peso del cilindro. Le testate (figura 5.20) sono state realizzate a partire da tondi di ottone del diametro di  $\phi 100 \text{ mm}$ , sufficiente ad ospitare sia la sede del cilindro sia i fori per i quattro tiranti di contenimento.



(a) Testata superiore



(b) Testata inferiore

Figura 5.20: Vista delle testate

La scelta dell'ottone consente sia di appesantire il sistema (il peso specifico dell'ottone  $8.5 \text{ kg/dm}^3$  è superiore a quello dell'acciaio) sia di migliorare la lavorabilità alle macchine utensili, soprattutto in presenza di geometrie abbastanza complesse.

Unitamente a queste considerazioni, l'ottone offre notevoli vantaggi legati al basso coefficiente di attrito; la presenza di parti in movimento relativo obbliga, infatti, a prestare la necessaria attenzione alla scelta dei materiali e da questo punto di vista l'ottone rappresenta una scelta ottimale.

Per quanto riguarda l'aumento di peso, in tabella 5.2 è riportato un confronto fra il peso delle testate in ottone e quello delle testate nel caso in cui fosse stato utilizzato l'acciaio.

Tabella 5.2: Confronto del peso delle testate nel caso di utilizzo di acciaio e di ottone

Elemento	Acciaio ( $7.85 \text{ kg/dm}^3$ )	Ottone ( $8.5 \text{ kg/dm}^3$ )
Testata superiore	3.149 <i>kg</i>	3.410 <i>kg</i>
Testata inferiore	1.085 <i>kg</i>	1.175 <i>kg</i>
Totale	4.234 <i>kg</i>	4.585 <i>kg</i>

Scegliendo l'ottone come materiale di lavoro è possibile incrementare il peso delle sole testate di circa l'8%, migliorando la risposta al contraccolpo e consentendo un leggero aumento della velocità del percussore.

L'aspetto però più importante riguarda la lavorabilità dei componenti alle macchine utensili: le testate, ed in particolare la testata superiore, sono caratterizzate da geometrie critiche per il funzionamento del percussore. In particolare, è importante mantenere un'ottima coassialità della sede del cilindro, e del foro di scorrimento dello stelo. Nella testata superiore, inoltre, è necessario realizzare la sede del grilletto, prevedendo un foro caratterizzato da un rapporto di forma diametro su profondità ( $d/L$ ) molto basso. Utilizzando un materiale facilmente lavorabile, come l'ottone, si riescono ad ottenere superfici funzionali precise in maniera molto più semplice e rapida.

### 5.4.3 Il vincolo elastico e la struttura di sostegno

L'aumento di peso dovuto all'oculata scelta dei materiali di costruzione consente un miglioramento della risposta del sistema al contraccolpo, ma certamente non rappresenta una soluzione definitiva. Un ruolo chiave all'interno del problema legato al contraccolpo è ricoperto dalla struttura di sostegno del sistema di percussione e da come il percussore vi viene vincolato.

Due sono gli aspetti da considerare nello studio della struttura:

- oltre a sostenere il percussore e porlo all'altezza idonea al suo funzionamento, la struttura ha il compito di trasmettere le sollecitazioni al basamento della macchina
- rappresentando l'unico collegamento tra pistone e macchina, la struttura di sostegno deve assolvere anche alla funzione di garantire il corretto posizionamento dei componenti, mantenendolo durante tutto lo svolgimento della campagna di sperimentazione

Le sollecitazioni che si scambiano percussore e struttura dipendono dal tipo di vincolo che li unisce; qualora sistema di percussione e struttura di sostegno fossero vincolati rigidamente, essi costituirebbero un corpo unico



ed avrebbero un peso abbastanza elevato da garantire contraccolpi minimi. Allo stesso tempo, però, il vincolo deve consentire una regolazione semplice e rapida della posizione del pistone; per questo i fori di fissaggio sono stati sostituiti con asole che permettono tale regolazione. Per quanto elevata possa essere la forza di serraggio, non è possibile considerare il sistema vincolato rigidamente.

Poiché un vincolo non perfettamente rigido potrebbe comportare problemi di posizionamento del percussore, si è studiato un sistema che permettesse di ‘assecondare’ il contraccolpo del pistone. Questo è stato ottenuto prevenendo il posizionamento di quattro molle a compressione per attenuare il contraccolpo: lo scopo è di ‘attutire’ una forza di tipo impulsivo per mezzo della deformazione della molla.

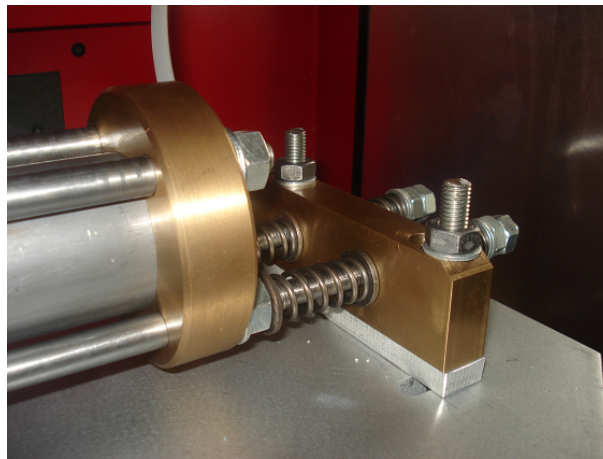


Figura 5.21: Set di molle di assorbimento dell’urto

Il set di molle, dunque, esercita una forza sul percussore di intensità proporzionale al suo spostamento e direzione opposta, tendendo a riportarlo nella posizione iniziale. Nonostante la compressione delle molle determini una lieve perdita di velocità (paragrafo 5.1.1, figura 5.8), il vincolo elastico consente di non trasmettere forze di tipo impulsivo alla struttura. La scelta e la verifica della resistenza delle molle (due molle poste in parallelo) è stata effettuata seguendo direttiva UNI EN 13906-1, così che le molle sono state dimensionate secondo i criteri di resistenza all’urto. La norma definisce, infatti, la *sollecitazione torsionale all’urto*  $\tau_{St}$

$$\tau_{St} = v_{St} \cdot \sqrt{2 \cdot 10^{-3} \rho G} \quad (5.8)$$

dove  $v_{St}$  rappresenta la velocità d’impatto del cilindro e  $\rho$  e  $G$  rispettivamente densità e modulo di elasticità a torsione del materiale di fabbricazione.

In funzione dei diversi carichi da sopportare, dovuti a differenti pressioni di esercizio, sono stati previsti 3 set di molle aventi le caratteristiche riportate in tabella 5.3.

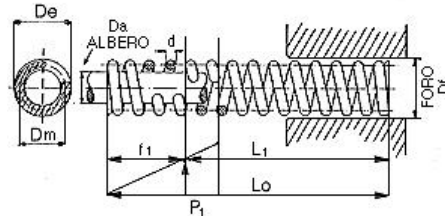


Figura 5.22: Schema della molla

Tabella 5.3: Caratteristiche della molla

cod.	$d$ [mm]	$D_m$ [mm]	$D_a$ [mm]	$L_0$ [mm]	$K$ [N/mm]	$n$
D13000	2.5	16	12.9	41	17.65	5.5
D13290	3.2	16	12.2	40	47.37	5.5
D13000	5	25	19.3	41	116.7	3.5

La molla scelta (Figura 5.22) ed attualmente installata sul dispositivo è caratterizzata dalla sigla commerciale *D13000*; per questa molla è stata calcolata una sollecitazione torsionale alla velocità massima di impatto di 41.2 MPa.

Se da un lato è importante assecondare il movimento del percussore, consentendogli una piccola oscillazione, dall'altro è necessario che la struttura su cui si regge il sistema di percussione non si sposti durante le prove; spostamenti anche minimi, infatti, potrebbero causare il fallimento della sperimentazione, considerando il fatto che il target su cui deve agire il percussore è di pochi millimetri e la precisione deve essere massima. La struttura di sostegno è stata progettata perseguendo due obiettivi fondamentali:

- sostenere il pistone in posizione di esercizio senza precludere i movimenti degli assi della macchina
- costituire un riferimento per il posizionamento del pistone che non deve modificare la propria posizione durante la sperimentazione

In figura 5.23 è mostrata la struttura creata per il sostegno del percussore: il piano di appoggio, realizzato in alluminio, è sostenuto per mezzo di



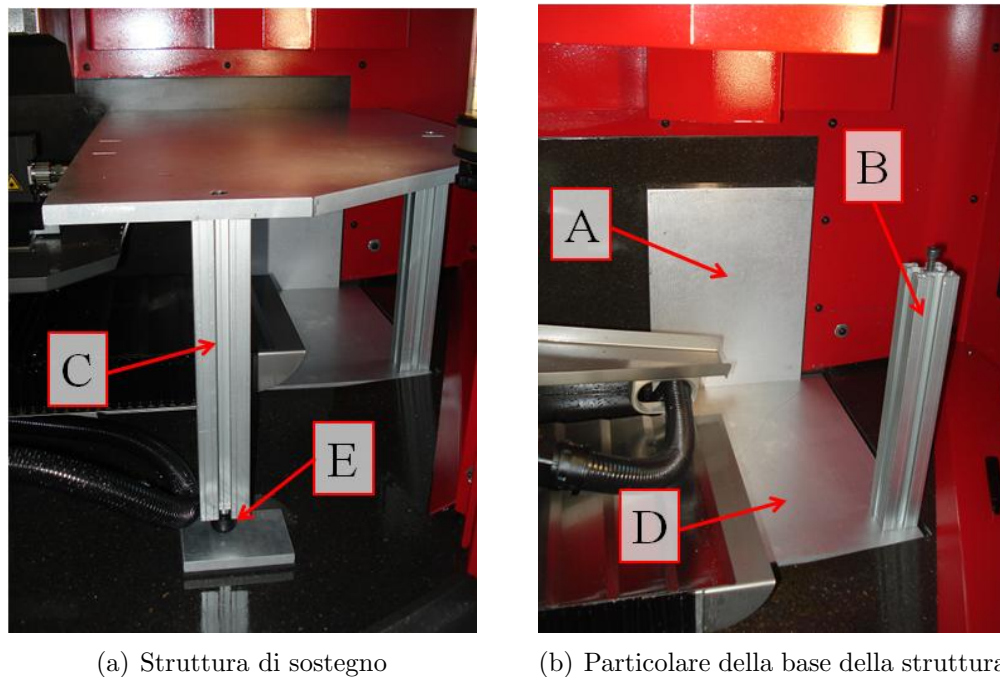


Figura 5.23: Il posizionamento del pistone nella zona di lavoro

una piastra verticale (A), posizionata contro la parete della macchina, e di due pilastri (B e C). La piastra verticale ed il pilastro posteriore sono rigidamente vincolati ad una piastra di base (D), che si inserisce perfettamente all'interno del pozzetto di scarico dell'olio lubrificante (Figura 5.23 b). Questa soluzione si è resa necessaria data l'assenza di fori filettati nel basamento della macchina, e consente di 'registrare' la posizione dell'intera struttura, impedendo qualsiasi spostamento dalla posizione ideale durante la fase di sperimentazione. Il terzo pilastro, il più esterno, è invece ancorato alla piastra superiore ed è regolabile in altezza mediante un piedino filettato (E) in modo da garantire in qualsiasi situazione il perfetto appoggio sul basamento.

La geometria del piano superiore è tale da garantire una certa corsa in direzione X della tavola traslante, necessaria in fase di preparazione della prova: il particolare posizionamento consente di effettuare l'operazione di azzeramento degli assi senza che vi sia una collisione tra la struttura ed il sistema di presetting laser, permettendo di mantenere montato il sistema di percussione anche a macchina spenta e durante la fase di avviamento.

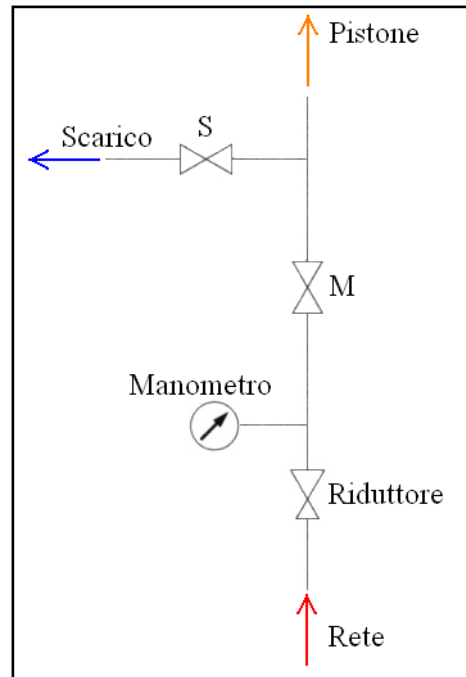
Per scongiurare qualsiasi tipo di danneggiamento alla macchina in fase di allestimento della prova o durante la sperimentazione stessa, sono stati predisposti inserti di gomma, per evitare il contatto diretto tra il basamento e la struttura.

## 5.5 Il sistema di pressurizzazione

Durante la fase di sparo, l'energia di pressione dell'aria si trasforma in energia cinetica del pistone che scorre all'interno del cilindro; l'aria, quindi, e la sua pressione costituiscono il mezzo scelto per accelerare la massa mobile.



(a) Sistema di controllo della pressione



(b) Schema pneumatico del sistema

Figura 5.24: Sistema di regolazione della pressione posto a bordo macchina

L'aria compressa viene prelevata dalla rete interna ad una pressione di 10 *bar*. Tale pressione è costante e non può essere modificata; per questo è stato creato un sistema di regolazione a bordo macchina. Il sistema è costituito essenzialmente da un riduttore di pressione, dotato di manometro analogico, che permette la regolazione della pressione in continuo. Tale riduttore può agire tra 0 e 16 *bar*. Non vi è la necessità di dotare il riduttore di un filtro per l'aria, dal momento che questo è già presente all'interno della rete.

In uscita dal riduttore, l'aria compressa, che si trova già alla pressione di esercizio impostata, è immessa all'interno di un giunto a tre vie; grazie a due rubinetti posizionati opportunamente (M ed S), è possibile indirizzare l'aria verso la camera del percussore oppure scaricarla in atmosfera. Lo scarico in atmosfera è necessario per consentire di depressurizzare la camera del percussore al termine della prova e riportare il pistone alla posizione iniziale.

Per la realizzazione del sistema pneumatico si sono utilizzati tubi in plastica di diametro  $\phi$  8 mm, omologati per una pressione massima di 10 bar. Le giunzioni sono state realizzate sfruttando innesti ad attacco rapido.



## Capitolo 6

# Il controllo e il monitoraggio della prova

Durante la prova di quick-stop tutti i componenti del sistema devono funzionare in maniera coordinata, così da rendere la procedura di prova ripetibile. Per questo è stato necessario sincronizzare la fase di taglio, gestita dal controllo numerico della macchina, all'azionamento del sistema di percussione creando appositamente un sistema di controllo elettronico della prova. Il sistema elettronico di sincronizzazione ha anche il compito di gestire la misura della velocità di impatto del percussore, dato utile all'analisi della prova di quick-stop.

In questo capitolo verrà inizialmente descritta la procedura di prova, soffermandosi con particolare attenzione sull'operazione di azzeramento del provino e sui movimenti della macchina durante il taglio. Quindi verrà mostrato il sistema di sincronizzazione realizzato, ed infine verrà discusso il sistema di misurazione della velocità di impatto.

### 6.1 Azzeramento del provino

L'azzeramento del provino rappresenta la prima operazione necessaria per la realizzazione della prova; poiché dalla correttezza dell'azzeramento dipende l'effettiva riuscita dell'operazione di taglio ortogonale, è stata messa a punto una procedura di guida cui attenersi strettamente. La figura 6.1 riporta schematicamente le tre fasi di azzeramento del provino.

Inizialmente viene azzerato l'asse  $X$ ; in questa prima operazione di azzeramento è necessario utilizzare una spina metallica montata sul mandrino in modo da evitare possibili collisioni con il portautensili.

- dopo aver montato la spina sul mandrino, si effettua la misurazione del raggio  $R$  sfruttando il sistema di presetting laser che equipaggia

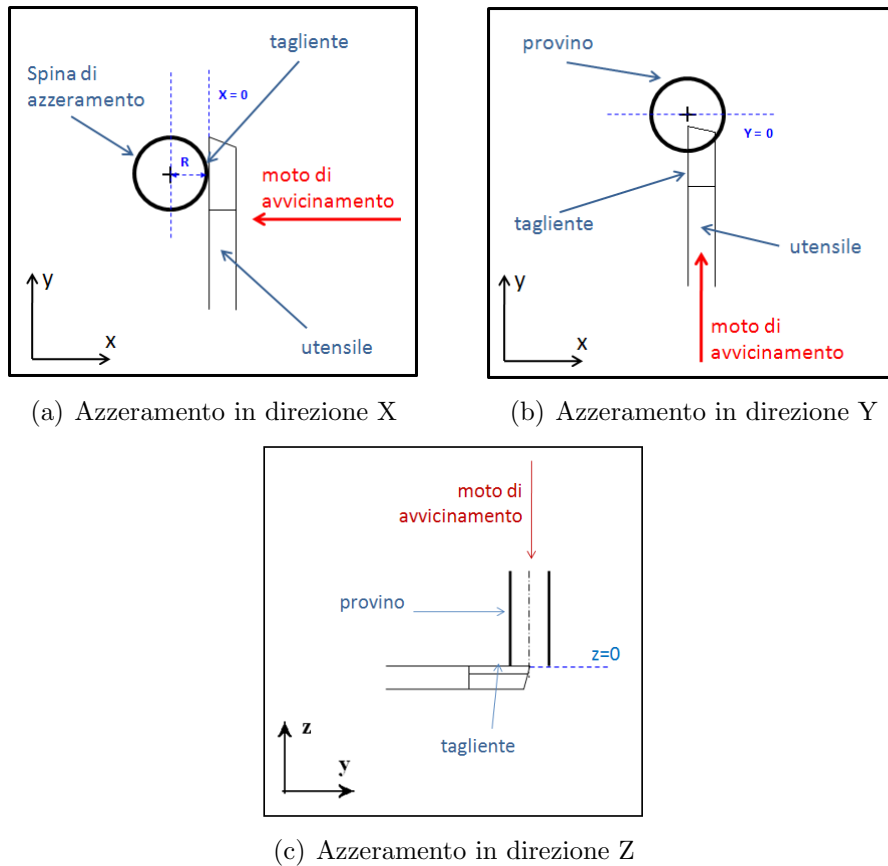
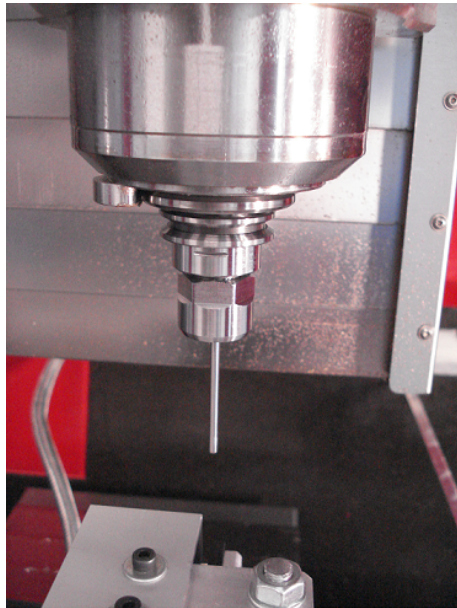


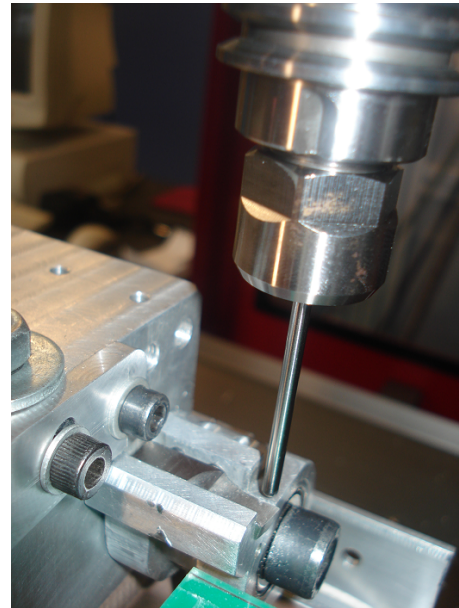
Figura 6.1: Schema delle fasi di azzeramento del provino

la macchina. In questo modo si ha a disposizione il valore esatto del raggio  $R$  della spina

- si attiva la modalità 'Setup manuale' che consente la movimentazione manuale degli assi mantenendo il portellone della macchina aperto. E' necessario, infatti, avere un controllo visivo dell'operazione di azzeramento
- l'utensile viene portato a breve distanza dalla spina
- si avvia il sistema di sincronizzazione (descritto in 6.3) che consente di rilevare l'istante in cui spina e utensile entrano in contatto
- controllando manualmente l'asse  $X$ , si avvicina l'utensile alla spina portandoli lentamente a contatto. Una spia luminosa nel pannello di controllo del sistema di sincronizzazione segnala l'istante in cui spina e utensile si toccano (figura 6.1 a)



(a) Montaggio della spina nel mandrino



(b) Particolare della fase di azzeramento

Figura 6.2: Utilizzo della spina nella fase di azzeramento

- in questo momento l'asse della spina si trova a distanza  $R$  dal tagliente; impostando  $-R$  nel 'set datum' del controllo numerico per l'asse  $X$ , è possibile posizionare lo zero in corrispondenza del tagliente
- azzerato l'asse  $X$  è possibile richiamare all'interno del magazzino utensili la spina

Azzerato l'asse  $X$  si passa all'asse  $Y$ . Da questo momento in poi per l'azzeramento è possibile utilizzare il provino stesso, estraendolo dal magazzino utensili. La procedura per l'azzeramento di  $Y$  prevede le seguenti operazioni:

- viene richiamato il provino dal magazzino utensili
- dopo il cambio utensile è necessario ritornare in modalità 'Setup manuale'
- si porta il provino ad una quota  $Z$  superiore di qualche millimetro al tagliente dell'utensile
- muovendosi lungo  $Y$  grazie al sistema manuale di posizionamento, si arresta il moto dell'asse quando il tagliente dell'utensile impegna tutto lo spessore della parete, sporgendo leggermente all'interno figura 6.1 b)

- a questo punto si imposta lo zero per la direzione  $Y$

Per l'azzeramento in  $Y$  non è necessario che provino e tagliente entrino in contatto. Lo zero in  $Y$  deve garantire che tutta la parete del provino risulti impegnata dal tagliente, come previsto dal modello di taglio libero ortogonale (paragrafo 1.2.3).

Sempre con il provino montato si azzerà la posizione dell'asse  $Z$ ; lo zero in questa direzione sarà il punto dove avrà inizio la lavorazione di taglio.

- si posiziona il provino ad una quota  $Z$  superiore al tagliente, in modo da poter raggiungere il contatto tra provino ed utensile scendendo in direzione  $Z$
- si raggiunge a questo punto la posizione  $X = 0, Y = 0$  movimentando la tavola portapezzo
- utilizzando la modalità di 'Setup manuale' si scende lentamente in direzione  $Z$ , avvicinandosi al tagliente dell'utensile; operando con l'asse  $Z$  la tavola portapezzo non viene più spostata
- quando il sistema di sincronizzazione rileva il contatto (figura 6.3) tra utensile e provino, si impone al controllo numerico la posizione  $Z = 0$

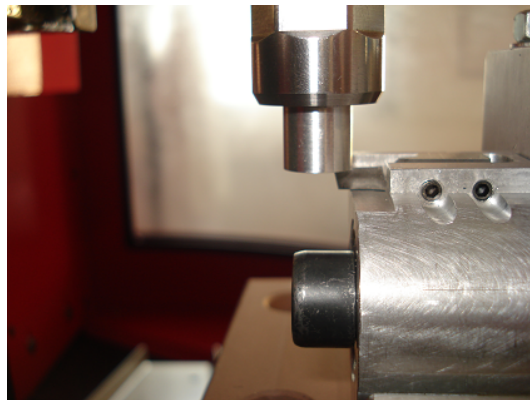


Figura 6.3: Momento dell'azzeramento dell'asse  $Z$  con il contatto fra utensile e pezzo

## 6.2 La cronologia della prova

La singola prova di quick-stop è costituita da una prova di tornitura preliminare, finalizzata alla verifica delle condizioni di taglio, e dalla successiva



prova di quick-stop vera e propria. Al termine della prova di tornitura è necessario verificare lo stato del sistema, controllando il corretto posizionamento di tutti gli elementi e verificando, grazie ai dati ricavati dalla cella di carico, eventuali irregolarità nel taglio.

La prova preliminare di tornitura è preceduta dalla misurazione del provino utilizzando il sistema di presetting laser presente in macchina (paragrafo 2.1). In particolare se ne controlla il diametro esterno e la lunghezza. A questo punto è possibile procedere alla prova di taglio ortogonale, lanciando il part program:

```

0 BEGIN PGM 1 MM
1 BLK FORM 0.1 Z X+137.5 Y+87.5 Z-1
2 BLK FORM 0.2 X+257.5 Y+172.5 Z+0
3 OPERATION 1
4 TOOL CALL 1 Z S2000
5 M04
6 L X+0 Y+0 Z+30 R0 F MAX
7 L X+0 Y+0 Z+1
8 L X+0 Y+0 Z-2 F50
9 L Z+25 R0 F MAX
10 M05
11 END PGM 1 MM

```

- si richiama il provino e si dichiara la velocità di rotazione del mandrino utilizzando il comando *S* (4 `TOOL CALL 1 Z S2000`); successivamente si avvia la rotazione antioraria (5 `M04`). Tale regime di rotazione è mantenuto per tutta la prova
- la macchina si porta a velocità di rapido ad una quota di sicurezza `6 L X+0 Y+0 Z+30 R0 F MAX`, che deve avere come coordinate *X-Y* il punto 0, 0. In questo modo la posizione degli assi *X* ed *Y* non verrà più modificata nel corso della lavorazione, e la macchina si muoverà solo lungo *Z*.
- si individua una quota di partenza al di sopra del pezzo `7 L X+0 Y+0 Z+1`. Tale quota rappresenta il punto in cui ha inizio la lavorazione di taglio ortogonale. La coordinata in *Z* deve essere ragionevolmente distante dal tagliente, sempre in direzione delle *Z* positive ed in generale non è mai superiore a  $+1.5 \text{ mm}$ . La macchina si posiziona in questo punto muovendosi *in rapido*

- il comando 8 L X+0 Y+0 Z-2 F50 costituisce il cuore del part program, poiché determina la velocità di avanzamento in  $Z$ , tramite il comando  $F$ , e la quota  $Z$  alla quale ha termine il taglio. Come mostra l'equazione 3.2, il valore di  $F$  è legato alla velocità di rotazione. La quota finale, invece, deve essere valutata in funzione della durata che si vuole dare alla fase di taglio ed alla lunghezza del provino disponibile
- raggiunta la quota finale si allontana l'utensile dalla zona di lavoro, facendolo risalire a distanza di sicurezza 9 L Z+25 R0 F MAX, e si arresta la rotazione del mandrino (10 M05)

Realizzata la prova di tornitura preliminare si procede alla prova di quick-stop. Per prima cosa è necessario modificare il part program, cambiando il punto di inizio e di fine lavorazione, tenendo conto del fatto che la prova preliminare ha accorciato il provino di alcuni millimetri. In generale, è sufficiente abbassare la quota di inizio e di fine lavorazione della lunghezza di provino 'consumata' durante la prova preliminare di tornitura. Facendo riferimento al part program precedentemente mostrato, si modificano le righe 7 L Z-1 e 8 L Z-4 F50, diminuendo di 2 mm le quote in  $Z$ . Modificando il programma in questo modo è possibile mantenere lo zero pezzo creato in precedenza.

La quota finale, come anticipato, è legata alla durata che si vuole attribuire all'operazione di taglio: in funzione della velocità di avanzamento assiale  $V_f$ , si determina una quota  $Z$  in grado di garantire una lavorazione della durata desiderata. E' importante conoscere il valore del tempo di tornitura per poter impostare correttamente l'istante di azionamento del percussore.

Rispetto alla prova preliminare di tornitura, nella prova di quick-stop è necessario avviare il sistema di sincronizzazione che consente l'azionamento del percussore; solo a questo punto si mette in pressione il sistema di percussione. La figura 6.4 mostra l'interfaccia del software di gestione della prova.

L'interfaccia permette di tenere sotto controllo le operazioni della prova. La zona centrale (in giallo) riporta le spie che consentono di capire cosa avviene nel sistema di controllo. La spia rossa indica se la lavorazione è iniziata; al momento del contatto fra utensile e pezzo, infatti, si accende e resta accesa per tutta la durata della prova. Il tasto *STOP* consente di interrompere la procedura di prova in qualsiasi istante nel caso in cui fosse necessario, ma non permette di interrompere la lavorazione. Il comando evidenziato in verde, invece, consente di impostare l'istante in cui deve essere azionato il percussore (conto alla rovescia).

Inizialmente è necessario lanciare il programma, che resta in attesa dello start. Durante questa fase la prima spia segnala che il programma è pronto

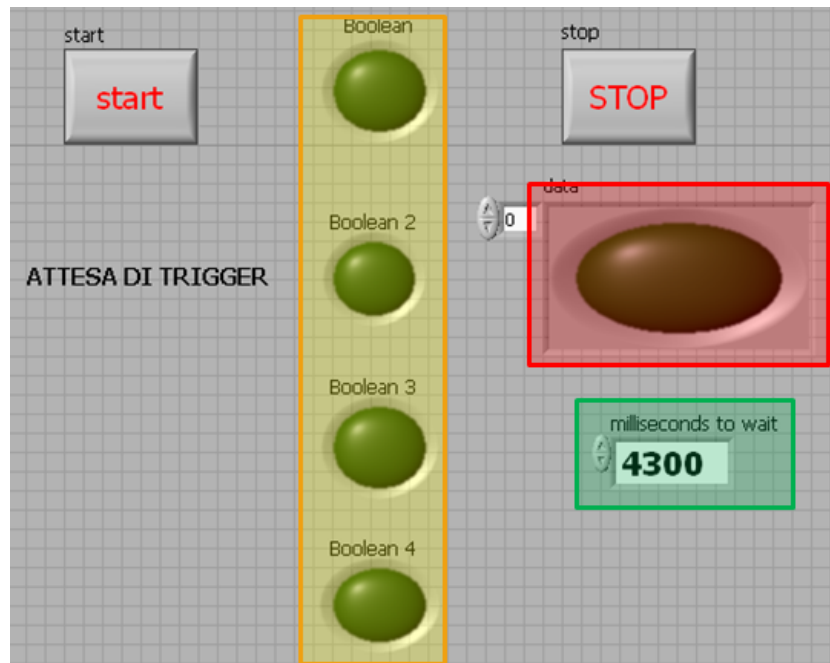


Figura 6.4: Interfaccia del programma di gestione della procedura di prova

per essere avviato (figura 6.5 A).

Quando si è pronti a procedere, il sistema di controllo viene avviato (figura 6.5 B); l'inizio della procedura di sincronizzazione viene determinato selezionando il tasto *START*. A questo punto si accende la seconda spia (stato di attesa) ed il sistema di controllo attende il contatto tra provino e utensile.

Si lancia, quindi, il part program da bordo macchina, e gli assi si portano in posizione; la lavorazione ha inizio quando si realizza il contatto tra provino ed utensile. Il sistema di controllo rileva l'avvenuto contatto e lo segnala tramite l'accensione dell'indicatore rosso. A questo punto parte il conto alla rovescia per l'azionamento del percussore, segnalato dallo spegnimento della seconda spia e dall'accensione della terza (figura 6.5 C). Per tutta la durata del countdown si realizza la lavorazione di tornitura.

Al termine del countdown, il computer aziona il solenoide che libera il percussore. E' necessario che l'azionamento del percussore avvenga negli istanti finali della lavorazione per dare modo ai parametri di lavoro di stabilizzarsi. Con l'azionamento del percussore, si ha l'urto che determina lo svincolo dell'utensile dalla zona di lavorazione. Il sistema di controllo, in questa fase, rileva anche la velocità del percussore sfruttando un 'traguardo ottico' realizzato con due coppie di fotodiodi (paragrafo 6.4).

Terminata la fase di eccitazione del solenoide e realizzata la prova di quick-stop, il programma di controllo termina la procedura di prova e lo segnala

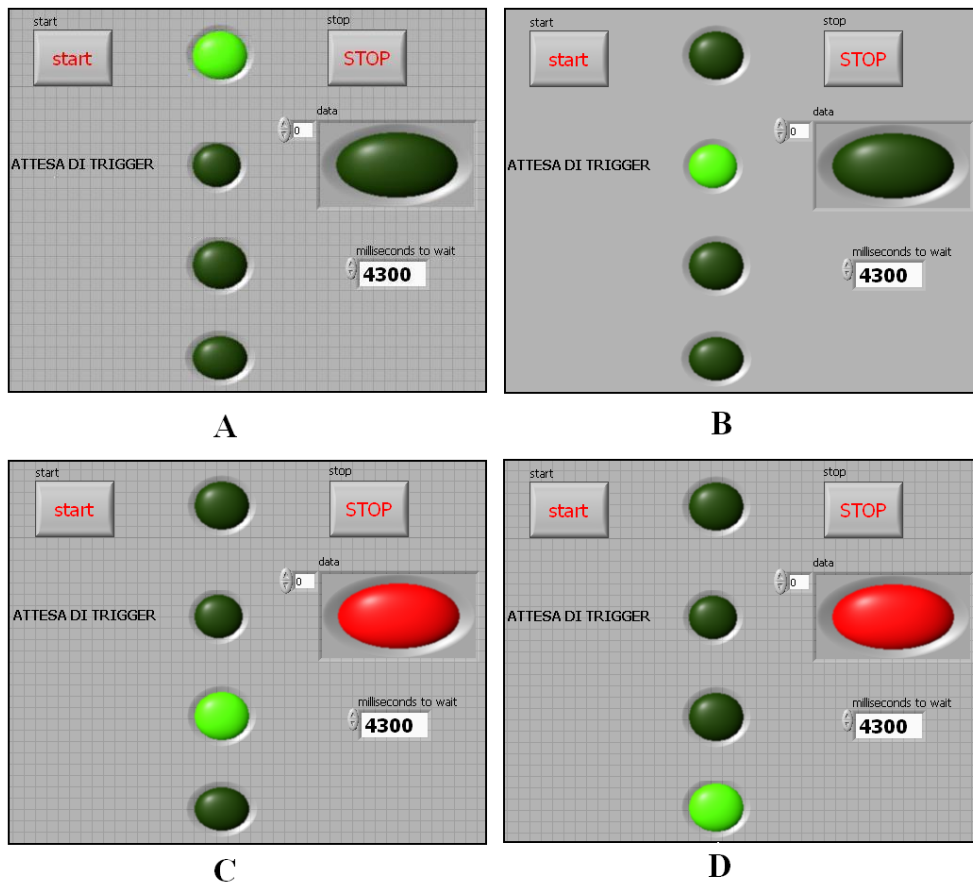


Figura 6.5: Fasi della sequenza di controllo

con l'accensione della quarta spia luminosa (Figura 6.5 D); a questo punto è di nuovo pronto per essere avviato.

Al termine della prova di quick-stop il pezzo viene portato a distanza di sicurezza dall'utensile e fermato. A questo punto è possibile estrarre il campione, richiamandolo all'interno del magazzino utensili, oppure realizzare una successiva prova nel caso in cui il risultato non fosse soddisfacente.

### 6.3 Il sistema di sincronizzazione

La sincronizzazione delle varie fasi della prova è necessaria per ottenere un sistema di quick-stop efficace. Una gestione manuale degli eventi, infatti, creerebbe diversi problemi: la ripetibilità della prova verrebbe compromessa e la necessità di azionare manualmente il sistema potrebbe comportare dei rischi per la sicurezza dell'operatore. Grazie al sistema di sincronizzazione creato, invece, è possibile garantire una buona ripetibilità ed eliminare i pro-

blemi di sicurezza. Un circuito elettronico appositamente costruito elabora i segnali provenienti dal sistema di quick-stop, quindi li trasferisce alla scheda di acquisizione NI 6210 USB collegata al computer. Il software di gestione installato nel PC elabora i segnali e controlla la sincronizzazione della prova.

Il sistema elettronico di controllo sarà descritto focalizzando l'attenzione su tre principali aspetti:

- la logica di funzionamento
- il software di gestione
- la componente hardware

### 6.3.1 La logica di funzionamento

Il compito del sistema di sincronizzazione è la gestione delle fasi principali di una prova di quick-stop che sono, in ordine cronologico: l'inizio della lavorazione, l'azionamento del sistema di percussione ed il rilevamento della velocità di impatto. Mentre successione e durata delle varie fasi possono essere facilmente programmate, la definizione dell'istante di inizio lavorazione (detto anche segnale di trigger) si è rivelata problematica.

Il sistema di controllo realizzato è esterno alla macchina ed indipendente. Tuttavia, il centro di lavoro Kern è dotato di una morsettiera che consente di acquisire o inviare dati al controllo numerico, da cui in futuro potrebbe essere utile estrarre il segnale di trigger.

Per il controllo di ciascuna fase della prova è stato costruito un circuito dedicato; la figura 6.6 mostra schematicamente i circuiti (1, 2 e 3) che gestiscono la successione cronologica degli eventi.

Il *Circuito Trigger*, circuito 1 (rosso), ha il compito di rilevare l'istante di inizio lavorazione. E' elettricamente collegato da una parte al provino e dall'altra all'utensile; quando utensile e provino non si trovano a contatto, il circuito risulta aperto ed il sistema di controllo registra una tensione di 5 V ai morsetti. Fin tanto che la tensione si mantiene superiore ad un valore di soglia preimpostato, il sistema di sincronizzazione resta in attesa e la prova non procede. Questo consente di ultimare le operazioni di preparazione e di avviare il part program. Con l'avvio della macchina, utensile e pezzo si avvicinano. Al momento del contatto, il sistema di controllo registra la caduta di tensione, dando il via alla sequenza di prova. Dal momento del contatto elettrico in poi, i movimenti di macchina e sistema di quick-stop risultano sincronizzati.

La fase successiva prevede l'azionamento del sistema di percussione, per mezzo di un solenoide. Il sistema di controllo, ricevuto il segnale 'trigger', fa

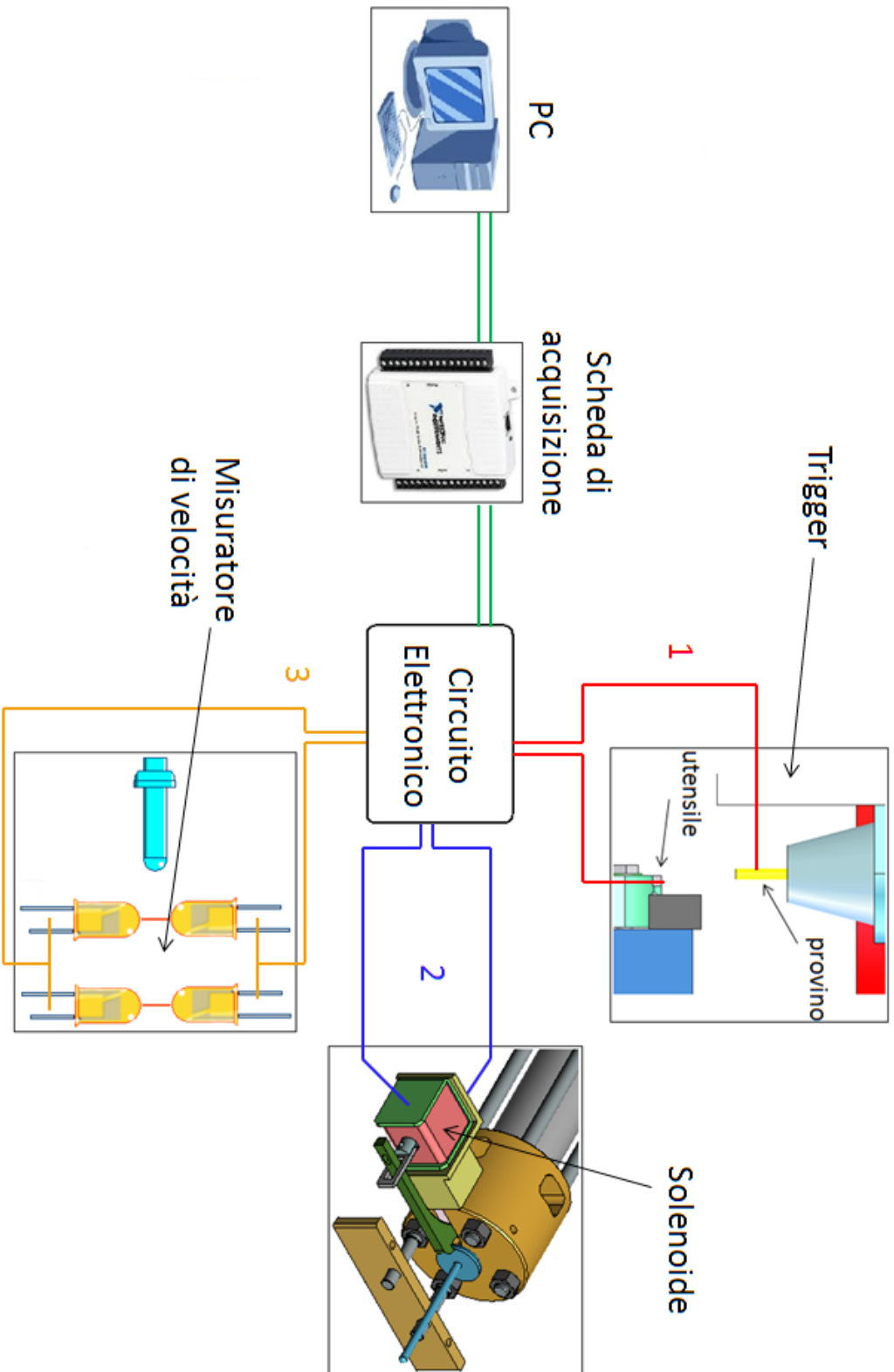


Figura 6.6: Schematizzazione dell'intero sistema di sincronizzazione elettronica

scattare un conto alla rovescia durante il quale la lavorazione procede normalmente. Il software consente una precisa regolazione della durata della fase di taglio; tale durata, infatti, varia a seconda dei parametri di lavoro, ed è importante che venga impostata in modo che l'azionamento del sistema di percussione avvenga negli istanti finali del taglio. Quando termina il conteggio, il computer invia alla scheda di acquisizione il segnale di azionamento del solenoide. Scheda di acquisizione e circuito elettronico generano, a questo punto, una differenza di potenziale ai capi del circuito 2 (blu, *Circuito Solenoide*) che causa lo spostamento del magnete e libera il pistone.

Non appena il sistema di percussione viene liberato, il controllo inizia la fase di acquisizione della velocità di impatto, descritto più approfonditamente nella sezione 6.4. La misura di tale grandezza è realizzata utilizzando due coppie di fotodiodi poste a breve distanza lungo la traiettoria del percussore (*Circuito Misura di Velocità 3*, giallo). Passandovi attraverso, il percussore oscura le coppie di fotodiodi causando progressivamente una caduta di tensione su ciascuna delle due. Il sistema di controllo acquisisce i due segnali di tensione e confrontandoli è in grado di risalire alla velocità del percussore.

### 6.3.2 Il software di gestione

La gestione della prova è affidata ad un programma appositamente creato. Il programma, sviluppato in ambiente LabVIEW<sup>®</sup> e riportato in Appendice B, è costituito da una serie di *loop* che rappresentano i vari momenti della prova

- loop 0: il sistema attende lo start dell'operatore
- loop 1: il sistema è pronto a ricevere il segnale dal circuito 'trigger' (circuito 1)
- loop 3: vengono configurati gli indicatori luminosi
- loop 4: countdown. Entrato in questo loop, il sistema fa scattare il countdown che determina l'intervallo tra il contatto e l'azionamento del solenoide
- loop 5: il solenoide viene eccitato (circuito 2). In questa sezione del programma è possibile impostare la durata dell'eccitazione
- loop 6: acquisizione della velocità. Immediatamente dopo l'eccitazione del solenoide, il sistema avvia la fase di acquisizione della velocità, rilevando i segnali di tensione provenienti dal circuito 3
- loop 7: termine del programma e azzeramento degli indicatori

### 6.3.3 Il circuito elettronico

A permettere il controllo della prova è il circuito elettronico, collegando i circuiti 1, 2 e 3 con la scheda di acquisizione (figura 6.6). Tale circuito, appositamente costruito, è mostrato in figura 6.7.

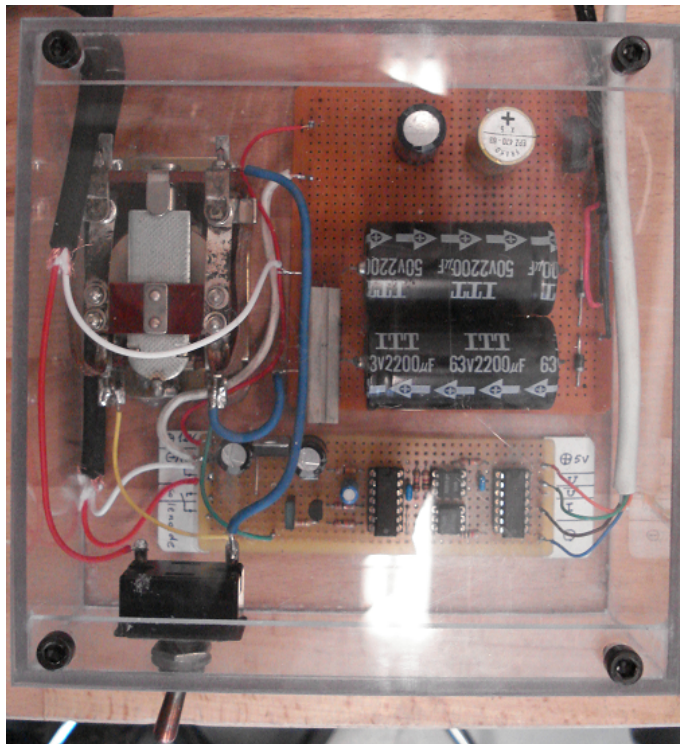


Figura 6.7: Circuito elettronico di controllo della prova

Un interruttore permette di isolare il circuito di azionamento del percussore; questo scongiura un azionamento inavvertito del percussore e permette di lavorare in completa sicurezza durante la fase di allestimento della prova. Lo schema elettrico e lo schema pratico sono mostrati rispettivamente in figura 6.8 e figura 6.9.

Tali schemi sono rappresentativi della versione attuale del circuito elettronico, anche se si sta lavorando ad una sua modifica; in particolare si pensa di modificare la parte dedicata all'azionamento del solenoide (sezione A di figura 6.8), secondo lo schema riportato in figura 6.10.



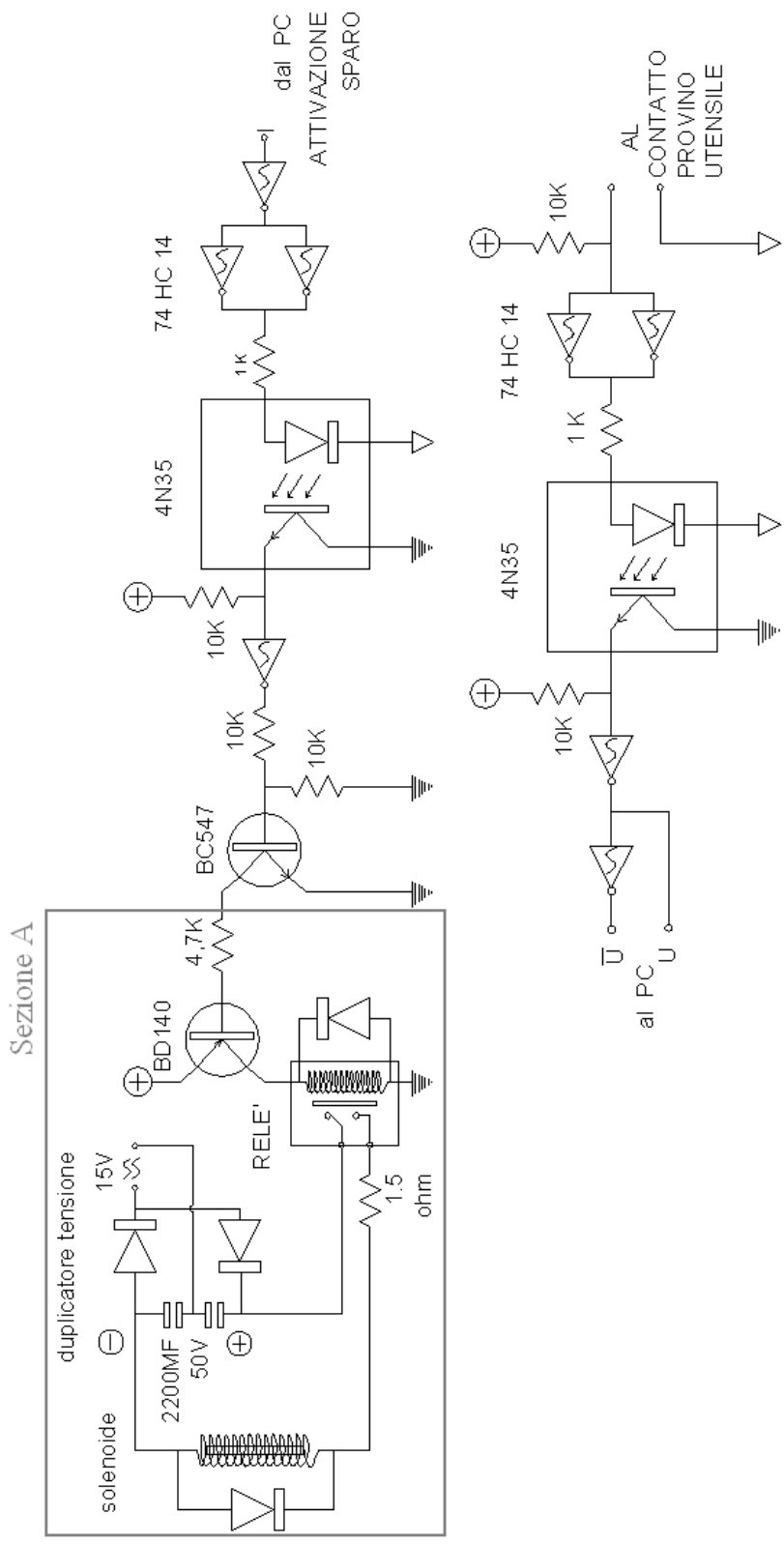


Figura 6.8: Schema elettrico dell'interfaccia controllo PC - Sistema di 'sparo'

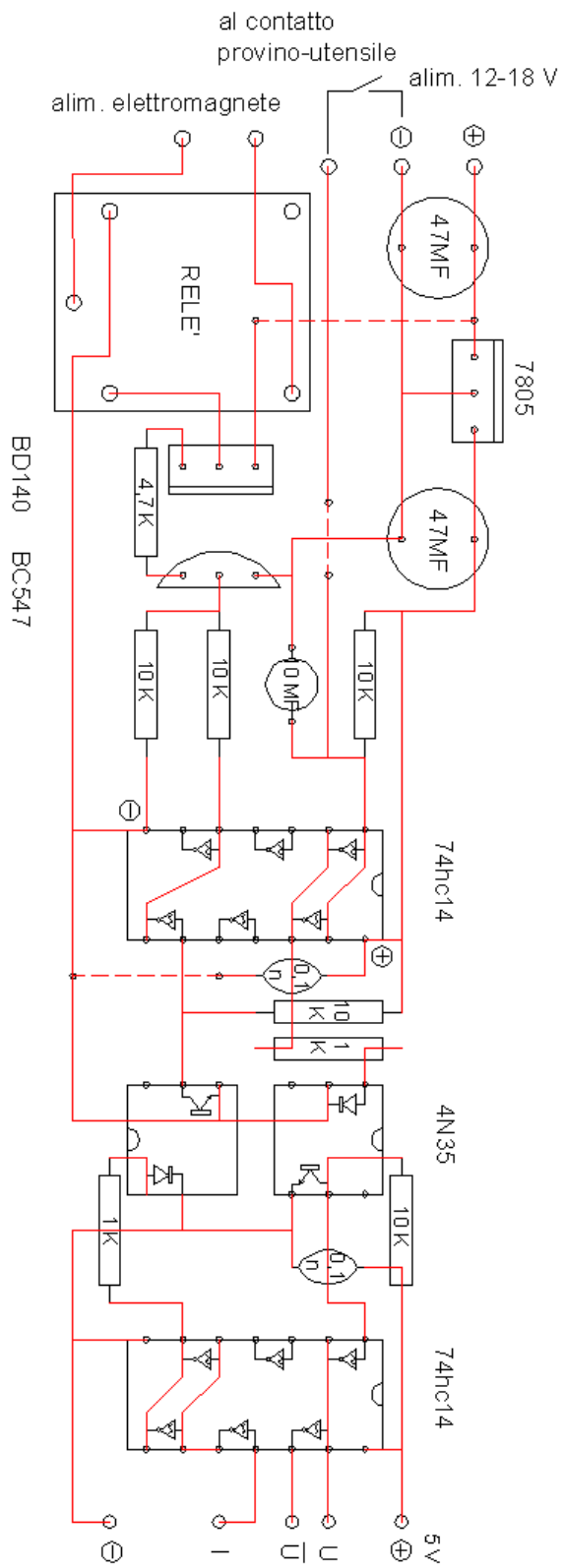


Figura 6.9: Schema pratico

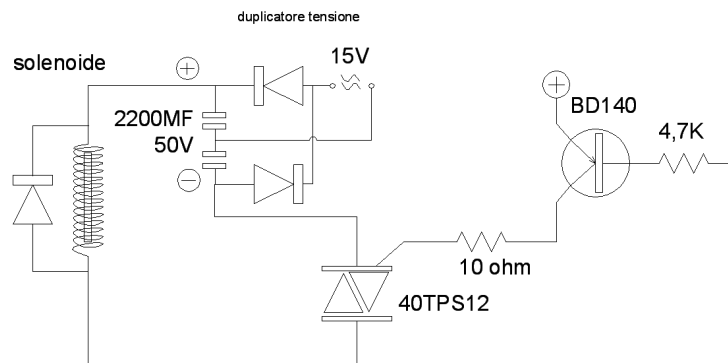


Figura 6.10: Modifica del circuito di azionamento del solenoide

### 6.3.4 Considerazioni sul segnale di trigger

L'azzeramento del provino ed il segnale di inizio lavorazione (trigger) si effettuano sfruttando il sistema di sincronizzazione, poiché questo permette di stabilire precisamente l'istante in cui utensile e pezzo entrano in contatto.

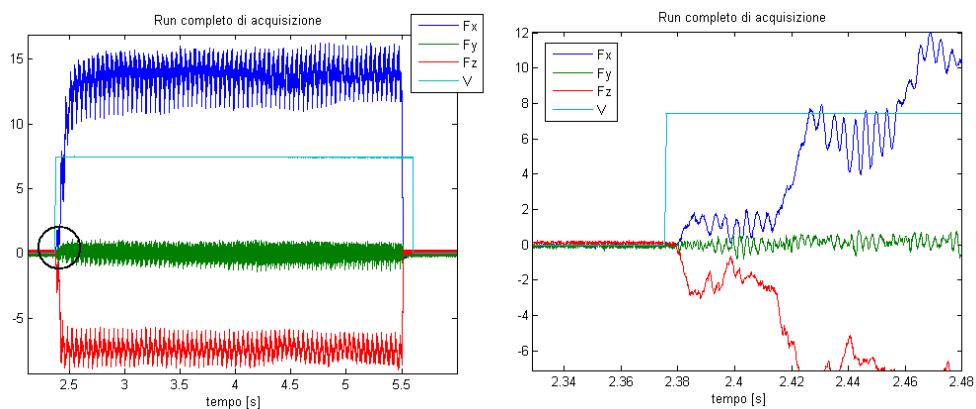


Figura 6.11: Confronto fra i segnali di forza e il segnale di tensione

La figura 6.11 confronta il segnale di tensione  $V$  con i segnali di forza rilevati dalla cella di carico, in una prova preliminare di tornitura. In alternativa all'utilizzo del 'trigger' elettrico (segnale di tensione) si potrebbe, infatti, sviluppare un 'trigger' che stabilisca l'inizio della lavorazione a partire dal segnale di forza nel momento in cui ne registra una variazione.

Il particolare riporta l'andamento dei quattro segnali (tre componenti di forza e segnale di tensione) nel momento del contatto dell'utensile con il pezzo; il segnale di tensione mostra un incremento istantaneo del suo valore; al

contrario, il segnale delle componenti di forza risulta più disturbato tanto da non consentire di rilevare in maniera inequivocabile l'inizio della lavorazione.

## 6.4 La misura della velocità di impatto

La misura di velocità è effettuata utilizzando un sensore non a contatto, montato lungo il percorso del percussore. Il sensore è realizzato affiancando due coppie di fotodiodi, posizionati a distanza nota  $D$  (figura 6.12).

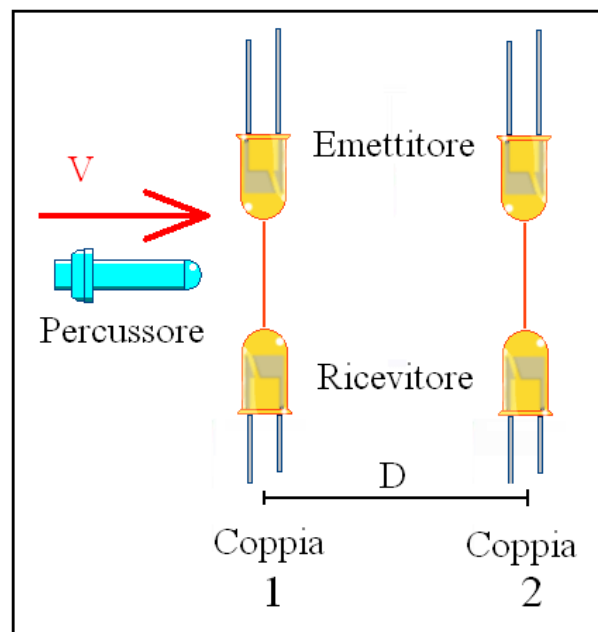


Figura 6.12: Schema di funzionamento del sensore di misura della velocità

Ciascuna coppia di fotodiodi è inserita all'interno di un circuito elettronico ed è costituita da un diodo emettitore ed uno ricevitore. I circuiti elettronici della coppia 1 e della coppia 2 sono alimentati in parallelo con una tensione di  $5\text{ V}$  e sono indipendenti. Fino a quando il diodo ricevitore riceve il segnale del diodo emettitore, ai capi del circuito la tensione rimane costante. Nel momento in cui il percussore si frappone fra emettitore e ricevitore, il sistema di controllo registra una caduta di tensione.

Durante il suo movimento, il percussore si trova ad oscurare progressivamente entrambe le coppie di fotodiodi, provocando la caduta di tensione di entrambi i circuiti; poiché il percussore attraversa prima la coppia 1 e successivamente la coppia 2, la caduta di tensione 2 è ritardata di  $n$  punti campionati. Ipotizzando che il campionamento del segnale avvenga simultaneamente per la coppia 1 e la coppia 2, conoscendo la frequenza di cam-

pionamento  $f_{samp}$  ( $dt$  è la distanza temporale fra due punti campionati) si risale alla distanza temporale fra le due cadute di tensione  $\Delta t$ :

$$\Delta t = dt \cdot n = \frac{n}{f_{samp}} \quad (6.1)$$

Il  $\Delta t$  calcolato rappresenta il tempo che il percussore impiega per percorrere la distanza  $D$  fra le coppie di diodi; pertanto la velocità media all'interno del tratto è:

$$v_{media} = \frac{D}{\Delta t} = \frac{D \cdot f_{samp}}{n} \quad (6.2)$$

La velocità rilevata è proporzionale al numero di punti campionati  $n$ , dunque la sua misura è discreta; per avere una buona precisione è necessario mantenere una frequenza di campionamento  $f_{samp}$  sufficientemente elevata. Attualmente il campionamento è effettuato alla frequenza massima possibile di  $125 \text{ kHz}$ .

Nella fase iniziale di utilizzo, il sistema di misura ha mostrato un malfunzionamento dovuto all'interazione non desiderata fra le coppie di diodi. Per evitare che le coppie interferissero, è stata realizzata una sede in resina per i diodi in modo da eliminare il pericolo di interazione. La figura 6.13 mostra la prima versione del sistema di misura, indicando le sedi di due dei quattro diodi. Questa versione era stata pensata per la realizzazione di prove preliminari a bordo macchina.

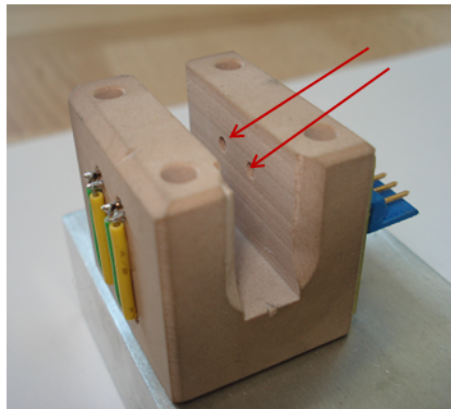


Figura 6.13: Sede in resina per l'alloggiamento dei diodi

#### 6.4.1 Limiti del sistema

Il sistema di misura consente di rilevare la velocità di impatto senza la necessità che lo strumento di misura entri in contatto col percussore, ma presenta anche alcuni limiti legati soprattutto alla natura discreta della misura.

Nel sistema ideale, la caduta di tensione viene registrata nell'istante in cui il bordo del percussore si trova sulla linea congiungente i due fotodiodi di una coppia (figura 6.14). In questo caso la misura sarebbe corretta, poiché entrambi i fotodiodi la rilevano rispetto allo stesso punto del percussore (il bordo). Tuttavia un caso simile sarebbe possibile solo se il sistema di acquisizione rilevasse *in continuo* i valori di tensione, con  $f_{samp} \rightarrow \infty$ .

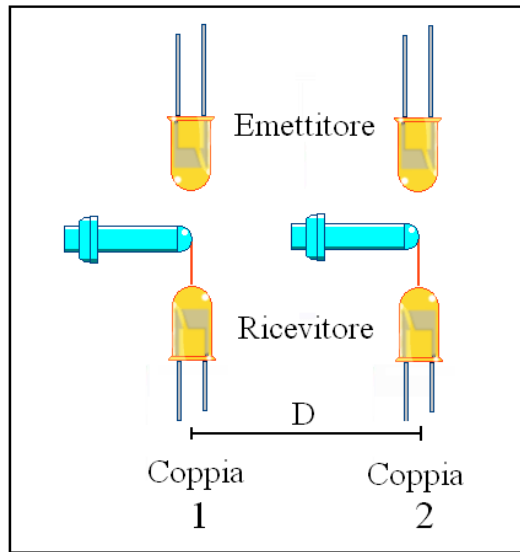


Figura 6.14: Caso di sistema ideale: il campionamento avviene in corrispondenza del bordo del percussore

Nella realtà, invece, la misura della tensione non viene effettuata in maniera continua, ma con una frequenza pari alla frequenza di campionamento  $f_{samp}$ . Il campionamento discreto della tensione influisce sulla valutazione della velocità, come si può evidenziare analizzando i due casi limite:

- il percussore attraversa la prima coppia di fotodiodi appena dopo l'operazione di campionamento da parte del sistema, mentre la seconda coppia registra la caduta di tensione in corrispondenza del bordo (figura 6.15 a). La caduta di tensione del primo diodo è in ritardo di  $dt$ ; il tempo di attraversamento dei fotodiodi è sottostimato di  $dt$ , e di conseguenza la velocità calcolata risulta superiore alla velocità reale.
- la prima coppia di fotodiodi registra la caduta di tensione in corrispondenza del passaggio del bordo del percussore, mentre la seconda coppia campiona un istante prima che il bordo passi e registra la caduta di tensione dopo un  $dt$  pari a  $1/f_{samp}$  (figura 6.15 b). In questo caso, a causa di un ritardo nel campionamento sulla seconda coppia di diodi, il tempo

di attraversamento risulta essere sovrastimato di  $dt$  e conseguentemente la velocità sottostimata.

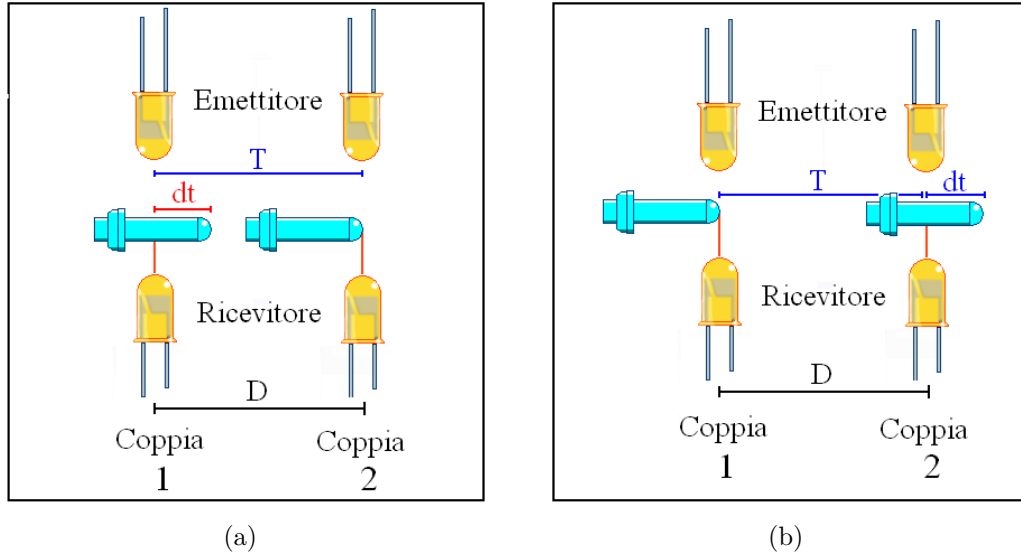


Figura 6.15: Casi limite di campionamento della velocità

Nel caso ideale (figura 6.14), la velocità rilevata  $v_{id}$  coincide con la velocità reale  $v$  del percussore:

$$v_{id} = \frac{D}{T} = \frac{D \cdot f_{samp}}{n} \quad (6.3)$$

Considerando, invece, il caso riportato in figura 6.15 a, il sistema di acquisizione rileva  $n - 1$  punti tra le cadute di tensione dei due fotodiodi, pertanto la velocità reale  $v$  risulta sovrastimata ( $v^+$ ):

$$v^+ = \frac{D \cdot f_{samp}}{n - 1} \quad (6.4)$$

mentre nel caso rappresentato in figura 6.15 b, il campionamento di un punto in più ( $n + 1$ ) fra le cadute di tensione porta a sottostimare la velocità ( $v^-$ ):

$$v^- = \frac{D \cdot f_{samp}}{n + 1} \quad (6.5)$$

Una sottostima della velocità di impatto costituisce un errore in favore della sicurezza, e pertanto non rappresenta un problema poiché il percussore mantiene una velocità superiore a quella rilevata. Una sovrastima della velocità, al contrario, può influire sul risultato della prova, dal momento che il percussore non raggiunge la velocità desiderata. Ci si pone, quindi, nella

condizione sfavorevole di sovrastimare la  $v_{id}$  e di rilevare con il misuratore la velocità  $v^+$ .

La sovrastima della velocità misurata rispetto a quella reale dipende dalla frequenza di campionamento  $f_{samp}$  e dal numero di punti  $n$  campionati fra la prima e la seconda caduta di tensione. Poiché il numero di punti  $n$  è legato alla velocità  $v^+$  misurata dal rilevatore, la sovrastima della velocità è funzione della velocità stessa.

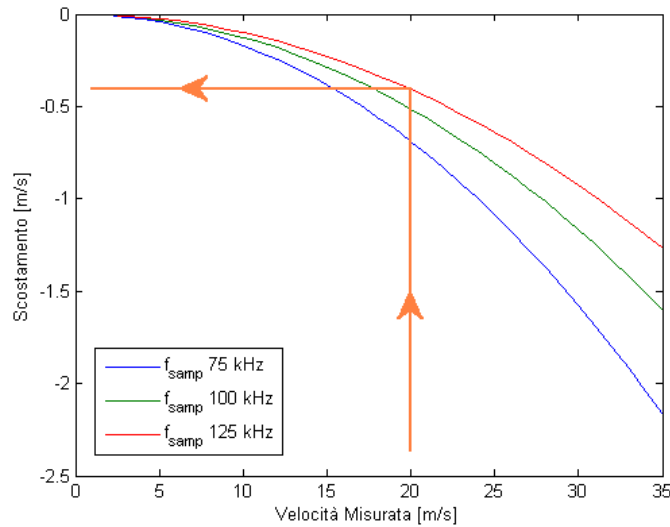


Figura 6.16: Utilizzo del grafico per la valutazione dello scostamento  $\delta v$  della velocità misurata dalla velocità reale

La figura 6.16 mostra come velocità misurata  $v^+$  e frequenza di campionamento  $f_{samp}$  influenzino la sovrastima della velocità reale  $v$ ; sull'asse delle ascisse è riportata la velocità  $v^+$  misurata dal sensore ottico. Le tre curve rappresentano le differenti frequenze di campionamento  $f_{samp}$ .

Il diagramma è realizzato a partire dalla velocità misurata  $v^+$ ; conoscendo la frequenza di campionamento  $f_{samp}$  si ricava il numero di punti campionati  $n - 1$ :

$$n - 1 = \frac{D \cdot f_{samp}}{v^+} \quad (6.6)$$

A questo punto si valuta la velocità reale minima:

$$v = \frac{D \cdot f_{samp}}{n} \quad (6.7)$$

Facendo variare la velocità di campionamento e la velocità misurata è possibile costruire il diagramma della figura. Tale diagramma consente di valutare



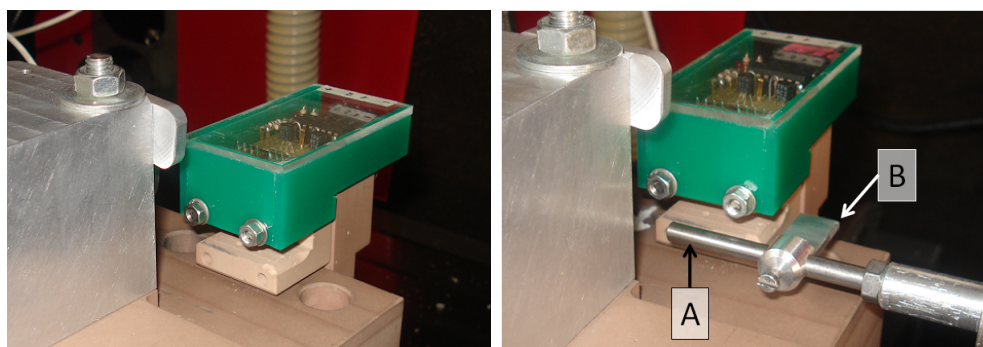
la minima di impatto del percussore. Entrando con la velocità misurata  $v^+$ , ed intersecando la curva della frequenza di campionamento utilizzata per la misura, è possibile leggere in ordinata la sovrastima massima. Lo scostamento indicato in figura 6.16 è la differenza fra le velocità:

$$\delta v = v_{id} - v^+ \quad (6.8)$$

Nella figura si mostra il caso in cui sia misurata una velocità di  $20 \text{ m/s}$ ; intersecando la curva della frequenza di campionamento utilizzata, si valuta in ordinata lo scostamento massimo dalla velocità reale. Nell'esempio, per una  $f_{samp}$  di  $125 \text{ kHz}$  si trova uno scostamento di  $-0.4 \text{ m/s}$ . La velocità reale sarà dunque non inferiore a  $19.6 \text{ m/s}$ .

#### 6.4.2 Versione finale del sistema

L'attuale versione del sistema di misura della velocità (figura 6.17) permette di rilevare la velocità del percussore durante ciascuna prova di quick-stop, ed è stata realizzata adattando la versione precedente. Il blocco di resina che ospita le coppie di diodi è stato posizionato lungo il percorso del percussore, a breve distanza dal target. Sul percussore (A) è stata posizionata una aletta (B) che, frapponendosi fra i diodi, determina la caduta di tensione. La posizione dell'aletta è regolabile tramite una vite; posizionandola in modo che questa oscuri la seconda coppia di diodi nel momento in cui il percussore entra in contatto con il target, è possibile rilevare con buona approssimazione la velocità di impatto.



(a) Vista del rilevatore

(b) Particolare del funzionamento

Figura 6.17: Versione attuale del rilevatore di velocità

Il sistema di misura è dotato di un circuito elettronico ‘triggerato’ che permette di inviare il segnale di tensione all’elettronica di controllo. Lo schema elettrico e lo schema pratico del circuito sono mostrati in figura 6.18.

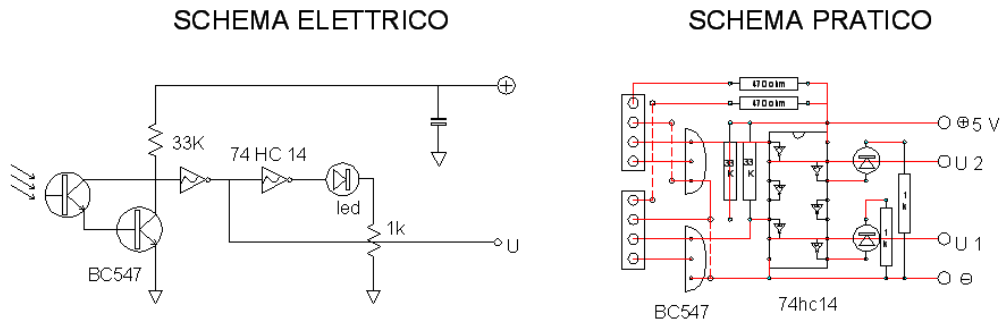


Figura 6.18: Schema elettrico e schema pratico

### 6.5 Misura di velocità e distanza di separazione

La modifica del sistema di rilevazione della velocità è stata fortemente voluta allo scopo di acquisire per ciascuna prova di quick-stop la velocità di impatto del percussore.

Tale scelta, oltre a testimoniare la volontà di caratterizzare al meglio ogni prova, è rappresentativa di un approccio innovativo al tema delle prove di taglio bruscamente interrotto.

In letteratura, infatti, le prestazioni dei dispositivi sono valutate sperimentalmente effettuando prove preliminari dalle quali viene ricavato il valore dell’accelerazione conferita all’utensile. Tale valore viene verificato ‘una tantum’ e ritenuto costante per tutto il periodo di esercizio del dispositivo.

L’ipotesi di quick-stop devices che mantengono immutate le prestazioni nel corso del tempo è, però, in contrasto con lo spirito dei numerosi requisiti che la singola prova deve rispettare per poter essere considerata valida, primo fra tutti il rispetto della distanza di separazione  $d_s$ .

Per questo il sistema di misura deve essere innanzitutto pensato per la verifica dei requisiti di validità della prova e solo successivamente per il rilevamento delle grandezze di interesse.

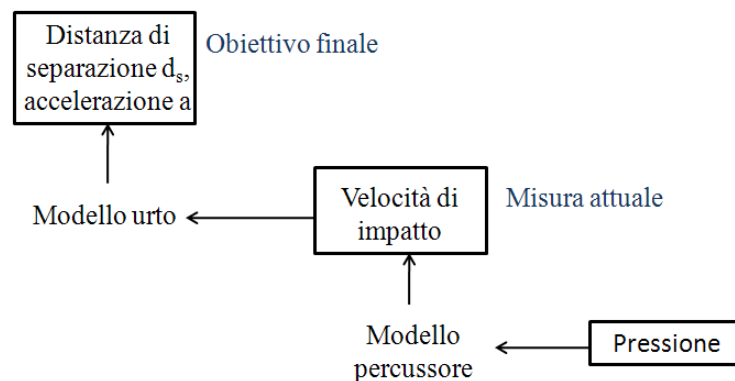


Figura 6.19: Struttura logica del sistema di misura ideato

Il sistema di misurazione implementato in questo lavoro di tesi rappresenta il primo passo verso l'obiettivo finale di misurare il valore effettivo della distanza  $d_s$  ad ogni singola prova. Per fare questo è necessario risalire la struttura logica del sistema, schematizzata in figura 6.19, spingendo verso il rilevamento diretto delle variabili di interesse, nello specifico  $a$  e  $d_s$ . Allo stato attuale il sistema di misura si colloca ad un passo dal vertice della struttura, arrivando a rilevare la velocità di impatto  $v_{imp}$ . Tuttavia è in fase di messa a punto una verifica dell'accelerazione di svincolo utilizzando una telecamera ad alta velocità che permetterebbe di legare per ciascuna prova la misura della velocità di impatto all'accelerazione impressa al portautensili, così da consentire la valutazione della distanza di separazione  $d_s$ .



## Capitolo 7

# Prove di taglio ortogonale e quick-stop

In quest'ultimo capitolo si mostreranno le fasi preliminari delle prove effettuate ed i risultati conseguiti. Questa parte conclusiva è organizzata in tre sezioni principali:

- nella prima parte verranno affrontate le problematiche riguardanti la scelta del materiale di prova e dell'utensile da taglio
- verranno poi mostrate le prove preliminari di tornitura, realizzate allo scopo di verificare la correttezza dell'operazione di taglio ortogonale
- l'ultima parte riguarderà i risultati e la critica delle prove di quick-stop effettuate



Figura 7.1: Sistema di quick-stop pronto per la prova

## 7.1 Utensili e materiali nella letteratura del settore

Una panoramica iniziale consente di inquadrare i materiali e gli utensili utilizzati nella letteratura del settore. Le tabelle mostrano i materiali, gli utensili utilizzati e le loro caratteristiche salienti. La tabella 7.1 si riferisce alle sole prove di quick-stop, sia in campo macro che in campo micro. Nella tabella 7.2 si considerano, in generale, i lavori che trattano taglio ortogonale in ambito micro.

Tabella 7.1: Materiali ed utensili nelle prove di quick-stop

Autore	Materiale	$\gamma$	$\alpha$	$V_c$ [m/min]	Utensile
Hastings [6]	Alluminio 99 % Zinco	+40° +10°			
Philip [7]	C10	+6°	+5°	40 - 120	
Black, James [12]	Rame policrist.	+0°			
Wu et al. [22]	6061	+0°			
Von Turkovich Giusti et al. [13]	2024 C40 Ottone OT67	+15° +6° -2°	+6° +6° +6°	400 - 2000 100 - 900 200 - 1200	
Melkote, Subbiah [18]	2024 T3 Rame OFHC	+20° +20°			HSS HSS

Tabella 7.2: Materiali ed utensili nelle prove di taglio ortogonale micro

Autore	Materiale	$\gamma$	$V_c$ [m/min]	Utensile
Dornfeld, Chern [23]	2024 T4 Rame 6061 T6	+10° +10° +10°		
Dornfeld et al. [24]	2024 O	+15°	0.0015	HSS
Ghadbeigi et al. [21]	Al 5083 H116		2.4	
Melkote, Liu [25]	Al 5182	+5°	10 - 200	SCD e PCD
Bissacco et al. [26]	UHB11 0.46% C 6082 T6	-5° - -40° -5° - -40°		TNMA 160404 KR
Lai et al. [27]	Rame OFHC			
J. Wu, Z. Liu [17]	AISI 1045	0° - +5°		CNMG 120408 UN

Fra tutti gli articoli riportati, si sottolineano i lavori di Bissacco [26] e di Wu e Liu [17]. Nel suo articolo, Bissacco [26] utilizza angoli di spoglia fortemente negativi poiché in campo micro il raggio di raccordo del tagliente agisce sul pezzo come un utensile a  $\gamma$  minore di zero.

Infine, Liu e Wu [17] effettuano prove di taglio ortogonale utilizzando una configurazione del tutto simile a quella adottata in questa tesi.

### 7.1.1 Il materiale di lavoro

Per la fase iniziale della sperimentazione si è deciso di utilizzare la lega di alluminio 2011-T4, acquistata in barre del diametro  $\phi$  15 mm. La scelta della lega segue la tendenza in letteratura ad utilizzare leghe di alluminio, in particolare leghe della serie 2000. La composizione chimica della lega è riportata in tabella 7.3, in conformità con quanto prescritto dalla norma EN 10204-2.1. In tabella 7.4 sono riportate le caratteristiche meccaniche della lega.

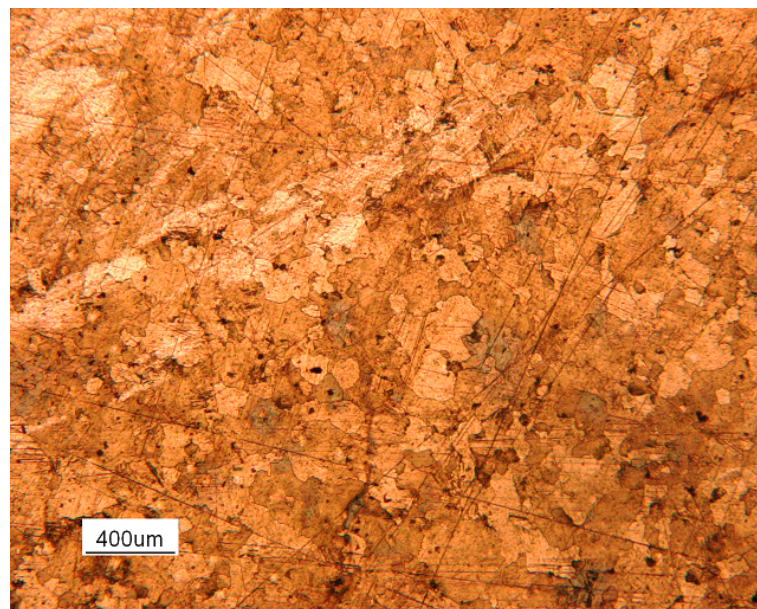


Figura 7.2: Microstruttura del materiale 25x

Tabella 7.3: Composizione chimica della lega 2011-T4

Cu	Fe	Mn	Mg	Si	Zn	Ti	Ni	Pb	Bi
5 – 6	0.70	0.05	0.05	0.4	0.3	0.05	0.05	0.2 – 0.6	0.2 – 0.6

Il trattamento termico T4 subito dal materiale prevede una solubilizzazione in cui vengono portati in soluzione gli alliganti, una tempra ed un invecchiamento che permette la precipitazione degli intermetallici. La lega è caratterizzata da un'ottima lavorabilità alle macchine utensili. L'attacco



Tabella 7.4: Caratteristiche meccaniche della lega 2011-T4

$R_m$ [ $N/mm^2$ ]	$R_{p0.2}$ [ $N/mm^2$ ]	A 5%	HB
380	240	17	96

chimico da effettuare per acquisire la microstruttura è di semplice realizzazione: si utilizza un attacco di tipo Keller, mantenendo il provino a contatto col reagente per circa 5 - 7 secondi.

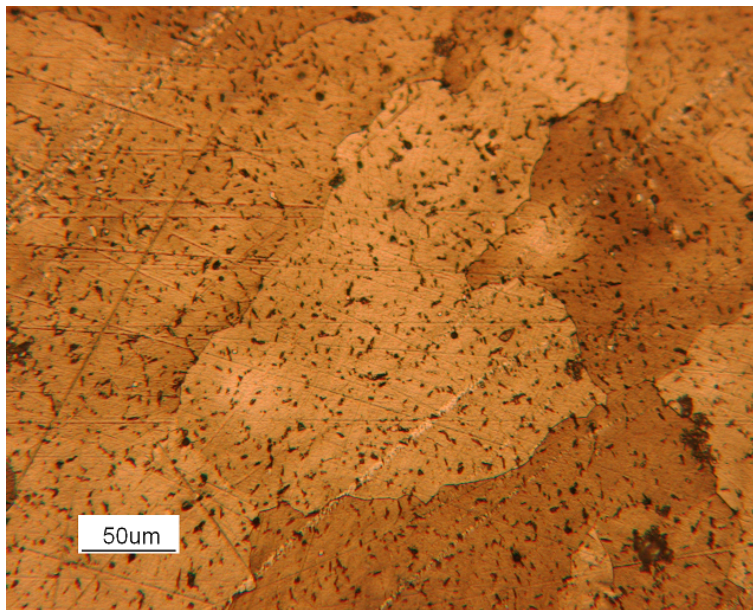


Figura 7.3: Particolare della microstruttura con la presenza di precipitati

La figura 7.3 mostra un ingrandimento realizzato appositamente per mettere in evidenza la presenza di precipitati.

### 7.1.2 L'utensile di tornitura

La scelta dell'utensile da utilizzare costituisce un punto cruciale della fase di sperimentazione. Dalle sue caratteristiche, infatti, dipende la possibilità di ottenere un truciolo fluente, che ben si presta per le prove di taglio bruscamente interrotto come sottolineato nelle linee guida redatte dal C.I.R.P. [10].

Dal punto di vista delle condizioni di lavoro, all'utensile non sono richieste particolari proprietà: il materiale inizialmente scelto è un alluminio ad alta lavorabilità, ed anche i parametri di taglio per le prove iniziali non sono ec-



cessivamente gravosi. L'attenzione si sposta, dunque, sulle sue caratteristiche geometriche.

Lo schema di taglio libero ortogonale prevede che la velocità di taglio sia perpendicolare al tagliante, in modo che il processo di deformazione del materiale possa essere considerato un fenomeno bidimensionale.

Per avvicinarsi più possibile alle condizioni teoriche di taglio, si è ricercato un utensile dotato delle seguenti caratteristiche:

- l'utensile deve poter essere montato con un angolo di registrazione  $\chi$  di  $90^\circ$  ed angolo  $\lambda$  di  $0^\circ$ ; questa configurazione garantisce una velocità di taglio  $V_c$  perpendicolare al tagliante
- la geometria deve essere semplice; in particolare il petto dell'utensile deve essere piano
- a causa della disposizione del sistema di quick-stop l'utensile deve essere 'sinistro'

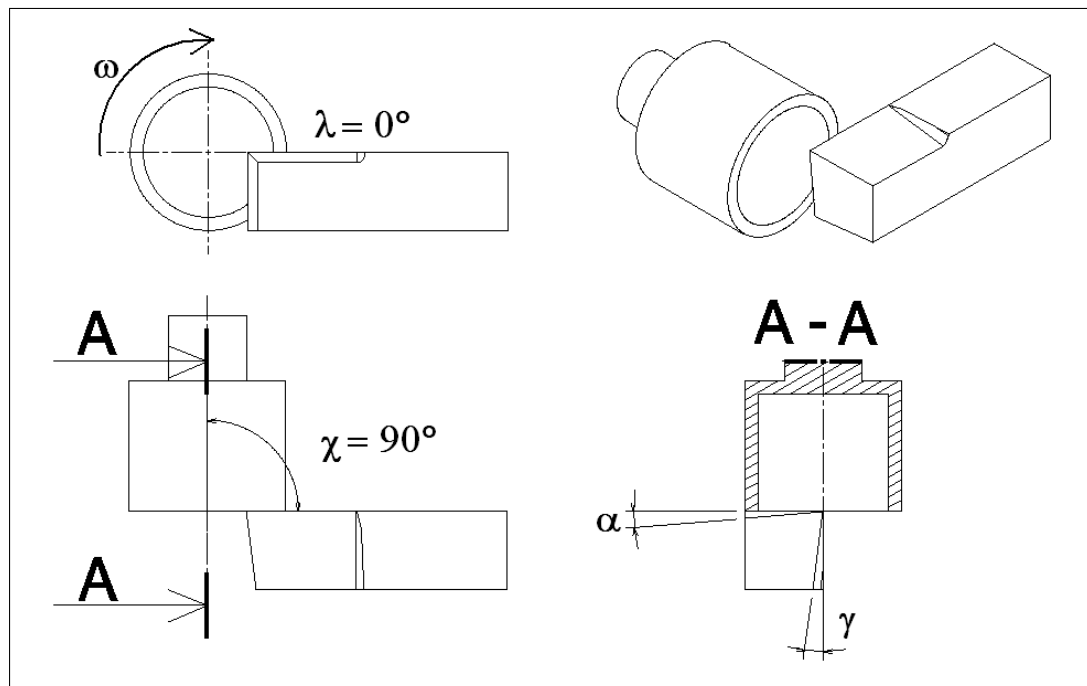


Figura 7.4: Schema di posizionamento dell'utensile e angoli caratteristici

Oltre alle considerazioni di tipo geometrico, è necessario considerare che l'utensile rappresenta un fattore di rilievo durante la campagna sperimentale. Deve essere, quindi, possibile una sua caratterizzazione adeguata, sia

misurandolo sia sfruttando i dati tecnici forniti dal costruttore. Va considerato, inoltre, che durante una sperimentazione è possibile che vi sia la necessità di sostituire l'utensile, ad esempio per problemi legati all'usura. Poiché la sostituzione deve incidere limitatamente sui risultati, è necessario scegliere un utensile che garantisca una buona ripetibilità.

### 7.1.3 Utilizzo di inserti per tornitura

La prima soluzione presa in considerazione è l'utilizzo di inserti per tornitura, poiché rappresentano una soluzione appetibile dal punto di vista della disponibilità e della reperibilità. Inoltre, le strette tolleranze imposte dai costruttori riducono la variabilità dovuta alla sostituzione dell'inserto usurato.

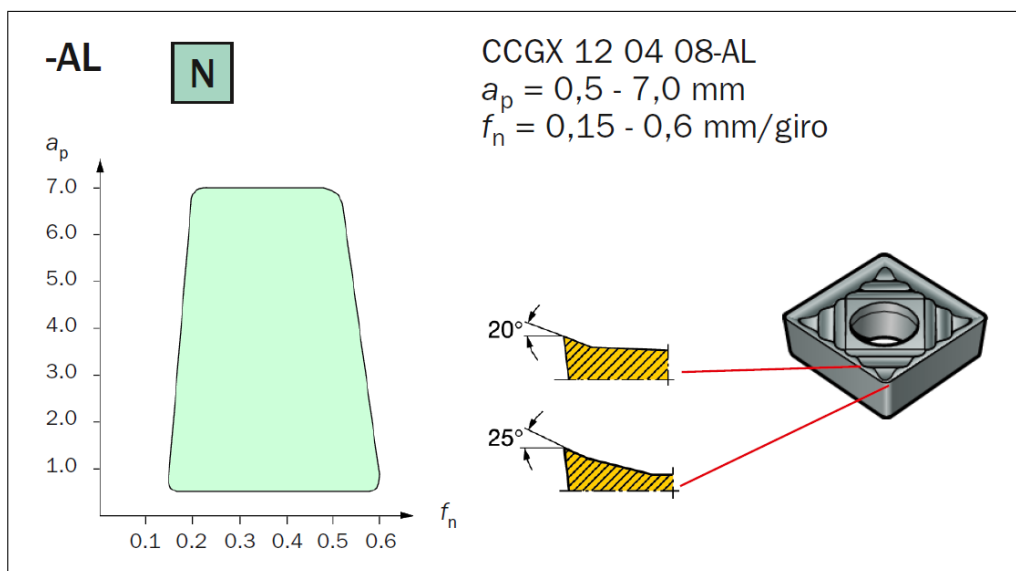


Figura 7.5: Caratteristiche dell'inserto da tornitura

L'inserto che meglio si adatta alle condizioni di taglio è mostrato in figura 7.5, appositamente studiato per la lavorazione di alluminio e di altri materiali non ferrosi. E' un inserto a rombo con angolo di  $80^\circ$ , utilizzabile sia per operazioni di finitura che di sgrossatura leggera. La geometria del tagliente è caratterizzata da un angolo  $\gamma$  di  $20^\circ$  e dall'assenza del bordino di rinforzo; questo permette effettivamente di mantenere in prossimità del tagliente l'inclinazione  $\gamma$ . In generale, infatti, tutti gli inserti sono dotati di un bordino di rinforzo, tipicamente con angolo di spoglia neutro, della larghezza di  $0.07-0.15 \text{ mm}$ . In campo micro, lavorando con spessori di truciolo inferiori alla larghezza del bordino, il truciolo interagirebbe esclusivamente con esso e si avrebbe un angolo di spoglia reale di  $0^\circ$ .

Per mantenere un raggio di raccordo fra petto e dorso minimo, l'inserto non è rivestito ma rettificato. I rivestimenti tipicamente utilizzati per la costruzione di inserti, infatti, hanno l'effetto di arrotondare il tagliente, che non risulta a spigolo vivo. Utilizzando un inserto rettificato, si riesce ad avere un raggio di arrotondamento tra petto e dorso inferiore ai  $10 \mu m$ , mentre inserti rivestiti hanno raggi superiori in funzione della tipologia di rivestimento (per inserti rivestiti in PVD il raggio di raccordo è circa  $20 \mu m$ , mentre nel caso di rivestimento CVD è  $30 \mu m$ ) [31] .

I limiti dell'inserto da tornitura sono essenzialmente legati al suo posizionamento ed alla sua macro geometria:

- per realizzare la condizione di taglio ortogonale è necessario avere un angolo di registrazione  $\chi$  di  $90^\circ$ , determinato dalla scelta della geometria dell'utensile. I costruttori non prevedono utensili dotati di tale angolo di registrazione. L'utilizzo dell'inserto è quindi possibile solamente modificando un utensile esistente (fresandolo per ottenere un angolo  $\chi$  di  $90^\circ$ ) o realizzandone uno *ad hoc*.
- l'angolo  $\lambda$  di inclinazione del tagliente principale deve essere nullo; nella realtà gli inserti presentano un tagliente con un angolo  $\lambda$  diverso da 0
- la presenza del rompitruciolo potrebbe interferire nella prova spezzettando il truciolo; tutto ciò deve essere evitato, dal momento che la prova di quick-stop è facilitata dalla presenza di truciolo fluente. Inoltre, un inserto senza rompitruciolo permette una modellazione più semplice della fase di taglio.

#### 7.1.4 L'utensile in HSS

La scelta dell'utensile da utilizzare nella fase preliminare di sperimentazione è ricaduta su un utensile realizzato in HSS, ottenuto per molatura. Questo ha permesso di abbreviare i tempi di allestimento delle prove preliminari, sia perché tale soluzione è di semplice realizzazione sia per la reperibilità del materiale. Dal punto di vista geometrico, un utensile di questo tipo presenta tutte le caratteristiche richieste:

- il tagliente è a tutti gli effetti a 'spigolo vivo'
- la geometria del petto dell'utensile è piana; ciò consente di semplificare la modellazione e di ricondursi esattamente alle condizioni di taglio ortogonale

- è possibile realizzare un angolo di registrazione  $\chi$  di  $90^\circ$ , ed un angolo di inclinazione  $\lambda$  di  $0^\circ$
- l'utensile è 'sinistro'
- l'utensile, ricavato da una barra di sezione  $6\text{ mm} \times 6\text{ mm}$ , si adatta perfettamente al sistema di fissaggio del portautensili

L'utensile è stato realizzato all'interno del laboratorio, e solo dopo la sua realizzazione se ne è valutata la geometria utilizzando un proiettore di profili. Il raggiungimento della geometria, infatti, desiderata è dipendente dalla precisione della lavorazione di molatura.

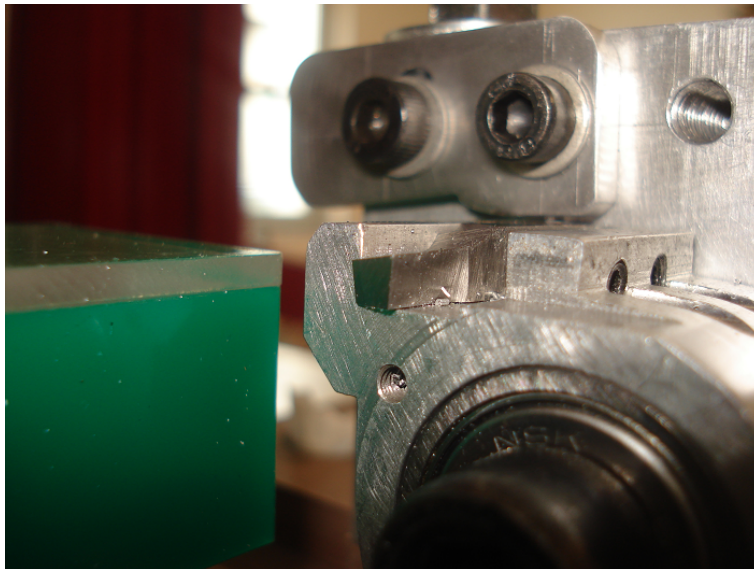


Figura 7.6: Utensile in HSS

Dalla misura delle quote è stato possibile valutare gli angoli di spoglia frontale  $\gamma$  e dorsale  $\alpha$ , stimati entrambi in  $9^\circ$ .

Poiché l'obiettivo della fase iniziale della sperimentazione è la valutazione del sistema di quick-stop e della procedura di prova, è stato realizzato un numero limitato di prove. Non avendo la necessità di sostituire l'utensile usurato, si è realizzato un unico utensile; non si è tenuto conto di garantire la ripetibilità della sua geometria, come invece si sarebbe dovuto fare per un numero elevato di prove che portano alla sostituzione periodica dell'utensile.

## 7.2 Prove preliminari di tornitura

Le prove di tornitura sono lo strumento con cui è possibile verificare la correttezza del taglio. Anche nelle fasi successive della sperimentazione, le prove di quick-stop devono essere sempre precedute da una prova di tornitura di verifica.

Le prove effettuate nella fase iniziale sono state condotte per velocità di taglio comprese tra 50 e 100  $m/min$  e per spessori di truciolo indeformato  $p$  (avanzamento al giro  $f_n$ ) che vanno dai 90 fino ai 5  $\mu m$ . Infine, è stata condotta una sola prova con avanzamento di 1  $\mu m$  a giro.

Per il materiale utilizzato si dispone di dati di taglio ricavati da precedenti prove di caratterizzazione. Tali dati sono riportati in tabella 7.5.

Tabella 7.5: Dati di taglio della lega Al 2011-T4

$K_{c0.4}$	333.77 MPa
$K_{cs}$	240.86 MPa
$K_{fs}$	7.77 MPa
$x$	0.36

### 7.2.1 Misura ed analisi delle forze di taglio

La misura delle forze di taglio è uno strumento fondamentale per l'analisi di una prova. Consente, infatti, sia di valutare l'andamento della prova sia di comparare differenti prove fra loro. Nel caso del sistema di quick-stop sviluppato, l'acquisizione delle forze avviene grazie alla cella di carico Kistler posizionata sotto il sistema portautensile. La cella consente di rilevare separatamente le tre componenti della forza di taglio  $R$ .

La figura 7.7 rappresenta il particolare dell'acquisizione delle forze di taglio. Sono riportate le tre componenti della forza scomposte nelle direzioni  $X$ ,  $Y$  e  $Z$  secondo la terna destrorsa riportata in figura 1.4, coerente con la direzione ed il verso degli assi della macchina.

- la componente in direzione  $X$  è la forza di taglio  $F_t$
- la forza rilevata in direzione  $Y$  è la forza di repulsione  $F_r$
- in direzione  $Z$  si rileva la forza di avanzamento  $F_a$

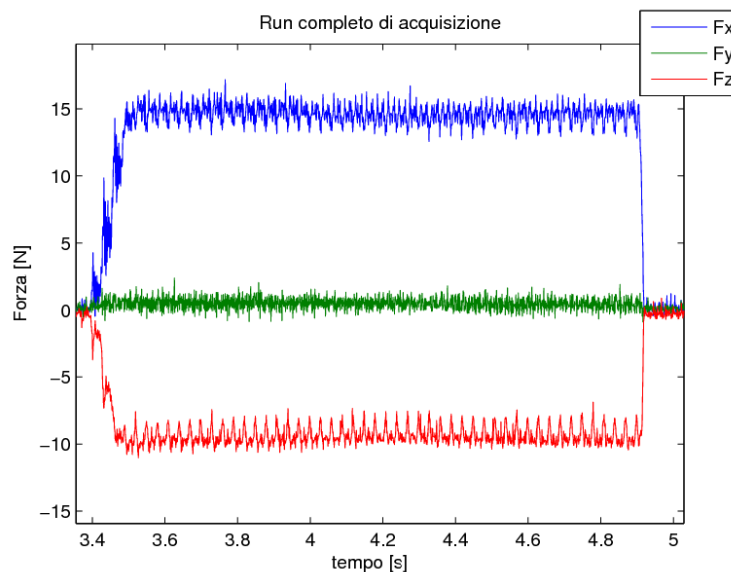


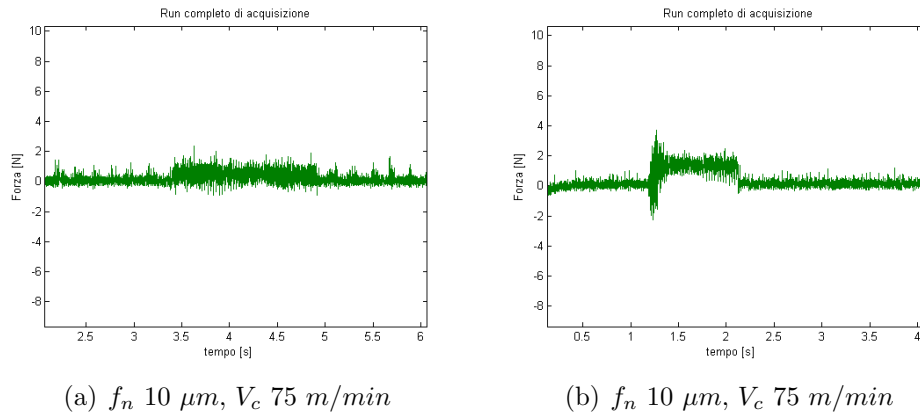
Figura 7.7: Andamento delle componenti della forza di taglio;  $f_n$   $10 \mu m$ ,  $V_c$   $75 m/min$

Quando utensile e pezzo non sono a contatto, la cella di carico misura per tutte le componenti un valore nullo di forza. Al momento dell'inizio della lavorazione si rileva un incremento in modulo della forza in direzione  $X$  ed in direzione  $Z$ . Tali componenti durante la fase di taglio ortogonale si stabilizzano attorno ad un valore medio, che mantengono fino al termine del processo. Terminato il taglio, ritornano al valore nullo.

La componente  $F_y$ , invece, merita una particolare attenzione; a causa delle particolari condizioni di taglio, infatti, tale componente deve mantenere un valore medio nullo. In condizioni di taglio ortogonale, il fenomeno di deformazione del materiale può approssimarsi ad un processo bidimensionale che si verifica sul piano  $X-Z$ . Poiché in direzione  $Y$  non si verifica alcuna deformazione, la forza di repulsione  $F_y$  deve mantenersi nulla.

La valutazione della componente  $F_y$  permette di stabilire se il taglio realizzato è effettivamente avvenuto in condizioni di taglio ortogonale.

La figura 7.8 mostra due acquisizioni della forza  $F_y$ ; nel caso di figura 7.8 a la componente di repulsione si mantiene sostanzialmente invariata nel tempo. In questo caso le condizioni realizzate corrispondono a quelle di taglio libero ortogonale. Al contrario l'acquisizione di figura 7.8 b mostra una variazione chiara del valore medio della  $F_y$ ; poiché il processo, a questo punto, non può essere più considerato bidimensionale il taglio non è ortogonale e la prova


 Figura 7.8: Differenti andamenti della componente  $F_y$ 

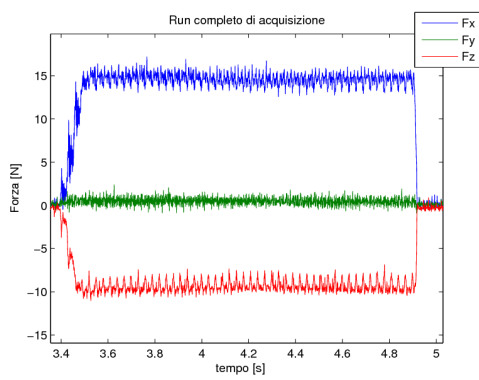
deve essere scartata.

Per mostrare come le forze sono influenzate dai parametri di processo è stata realizzata una serie di esperimenti che copre l'intero campo di analisi, misurando le forze per spessori di truciolo indeformato che vanno da 90 a 10  $\mu m$ . Si sono poi confrontati i risultati sperimentali con i valori teorici ottenuti grazie al modello di taglio. Gli esperimenti sono stati condotti ad una velocità di taglio  $V_c 75.5 m/min$ . La tabella 7.6 riassume le prove effettuate, mentre le misure sperimentali sono mostrate in figura 7.9.

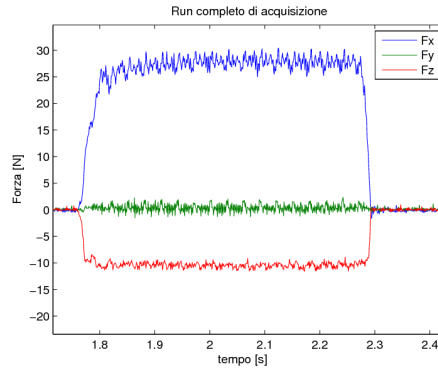
Tabella 7.6: Prove di taglio ortogonale: misura delle forze

$f_n$	$F_x$ [N]	$F_x^{teorica}$ [N]	$F_z$ [N]	$F_y$ [N]
10 $\mu m$	14.8	12.6	-9.1	0.7
30 $\mu m$	28.2	25.5	-10.5	0.5
50 $\mu m$	39.2	35.4	-9.4	0.1
70 $\mu m$	50.5	43.9	-9.0	0.0
90 $\mu m$	61.3	51.6	-8.2	-0.4

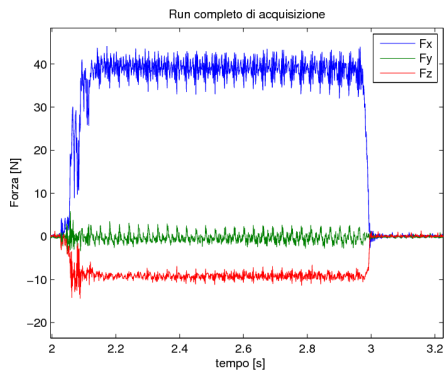
Si nota come la forza di avanzamento  $F_z$  si mantenga costante al variare dello spessore di truciolo indeformato: tale andamento non è giustificato dai tradizionali modelli di taglio, e può essere solo parzialmente giustificato dal basso valore del  $K_{fs}$ .



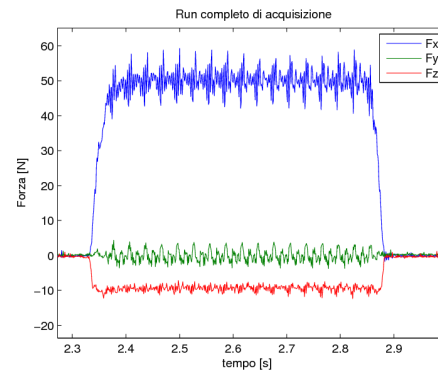
(a)  $f_n 10 \mu m, V_c 75 m/min$



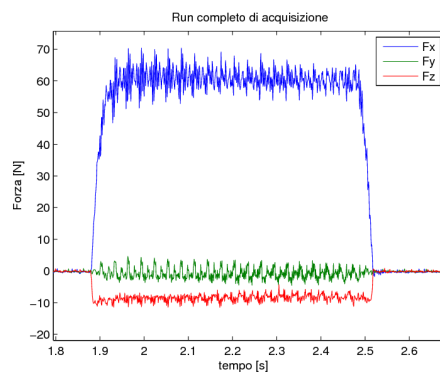
(b)  $f_n 30 \mu m, V_c 75 m/min$



(c)  $f_n 50 \mu m, V_c 75 m/min$



(d)  $f_n 70 \mu m, V_c 75 m/min$



(e)  $f_n 90 \mu m, V_c 75 m/min$

Figura 7.9: Acquisizione delle forze nelle prove di taglio ortogonale



Per completare l'analisi dei dati derivanti dall'acquisizione della forza di taglio è necessario effettuare l'analisi in frequenza del segnale. In questo caso si è analizzato il segnale di forza ottenuto in una prova di taglio a velocità  $V_c$  di  $100 \text{ m/min}$  con uno spessore di truciolo indeformato di  $12.5 \mu\text{m}$ .

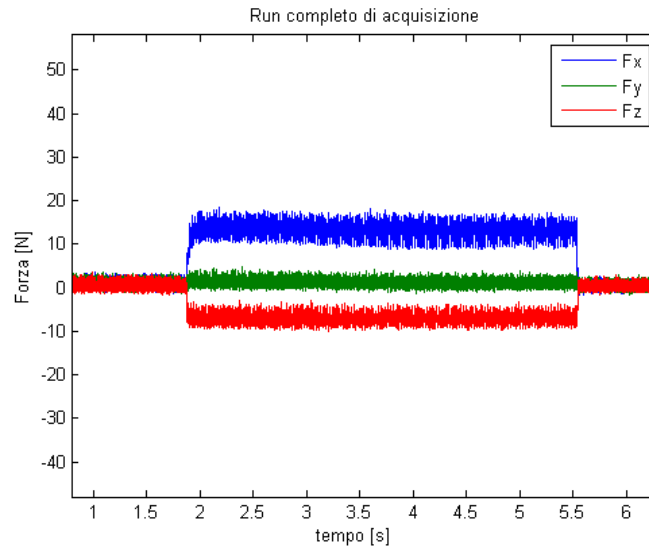


Figura 7.10: Componenti della forza di taglio,  $f_n$   $12.5 \mu\text{m}$ ,  $V_c$   $100 \text{ m/min}$

L'acquisizione delle forze di taglio riportata in figura 7.10 ha una durata di  $10 \text{ s}$  ed è realizzata con una frequenza di campionamento di  $10 \text{ kHz}$ . Effettuando l'analisi in frequenza della componente  $F_x$  (la forza di taglio) si ottiene lo spettro riportato in figura 7.11.

Considerando l'andamento del modulo della funzione, si rileva una serie di picchi corrispondenti alle differenti componenti armoniche presenti nel segnale. I primi cinque picchi sono posizionati alle seguenti frequenze:  $43.9 \text{ Hz}$ ,  $49.9 \text{ Hz}$ ,  $87.8 \text{ Hz}$ ,  $131.8 \text{ Hz}$ ,  $175.7 \text{ Hz}$ .

La componente a  $50 \text{ Hz}$  è dovuta alla frequenza della corrente di alimentazione, e si ritrova all'interno del segnale. Tutte le altre armoniche sono multiple dell'armonica fondamentale che ha frequenza  $44 \text{ Hz}$ . La frequenza dell'armonica fondamentale è la frequenza di rotazione del mandrino ( $2650 \text{ giri/min}$ ).

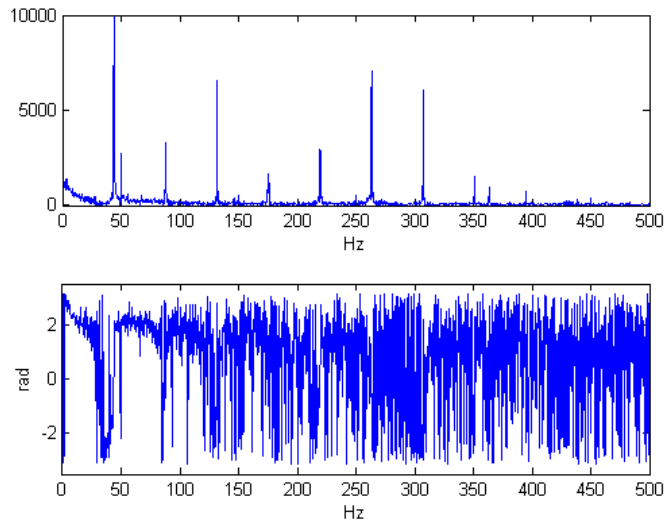


Figura 7.11: Analisi in frequenza della componente  $F_x$  della forza di taglio,  $f_n$   $12.5 \mu m$ ,  $V_c$   $100 m/min$

### 7.2.2 La morfologia del truciolo

Dalle prove preliminari di tornitura è stato possibile ricavare un'indicazione sulla tipologia di truciolo ottenuta. Le considerazioni fatte sono valide solamente per il materiale in uso e nelle condizioni di taglio realizzate. Al variare dell'avanzamento al giro  $f_n$  si è verificato un cambiamento della morfologia del truciolo, come mostrano le immagini riportate.

Da un'analisi qualitativa delle prove, si è riscontrata una tendenza del materiale a formare truciolo fluente per spessori di truciolo indeformato inferiori ai  $20 \mu m$ . Al di sopra dei  $30 \mu m$ , invece, il truciolo è corto e frammentato.

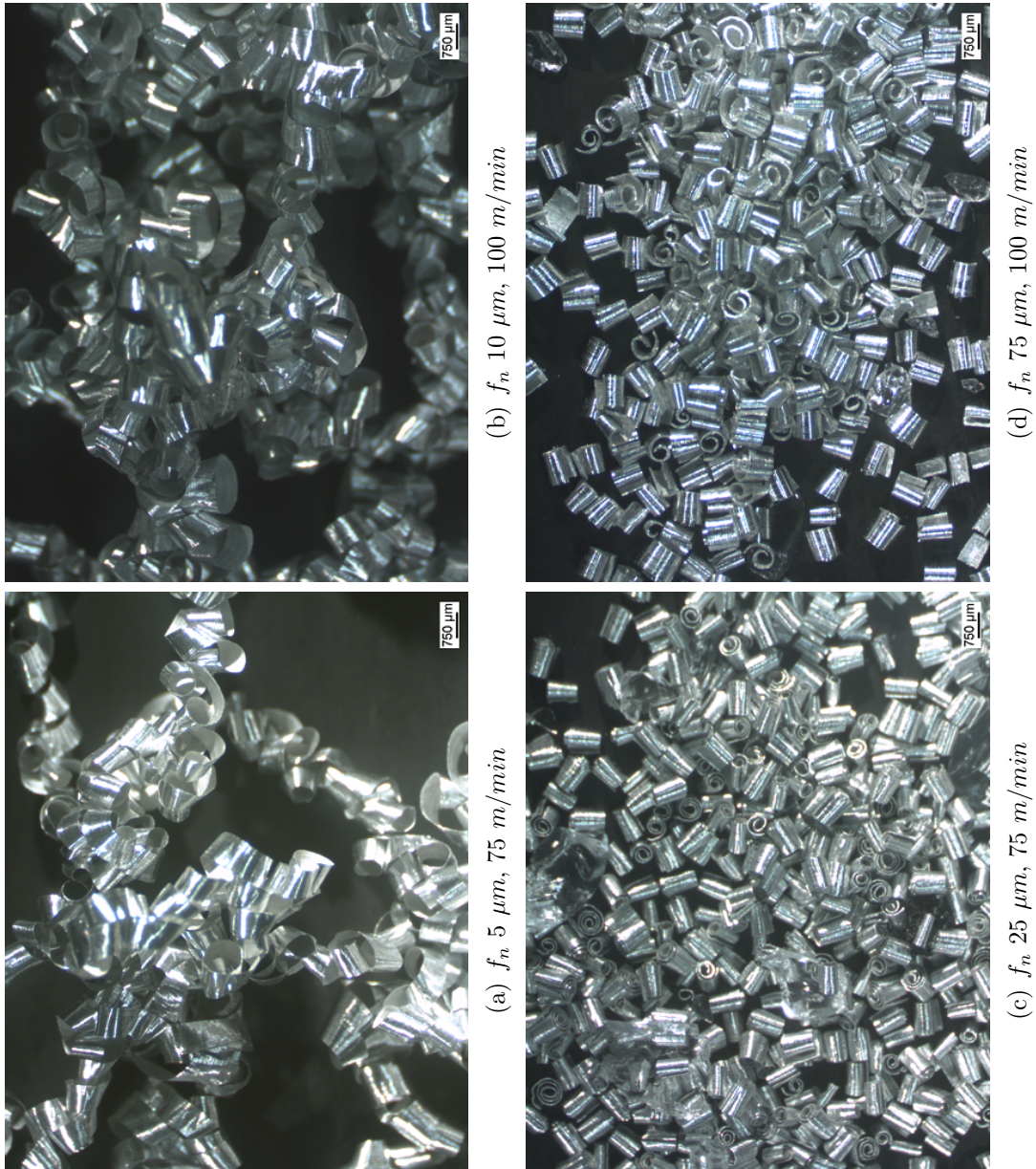


Figura 7.12: Morfologia del truciolo

### 7.3 Prove di quick-stop

L'obiettivo delle prove di taglio bruscamente interrotto è ottenere un'istantanea del truciolo in formazione. Le immagini ottenute rappresentano lo strumento grazie al quale è possibile studiare il processo di deformazione plastica del materiale.

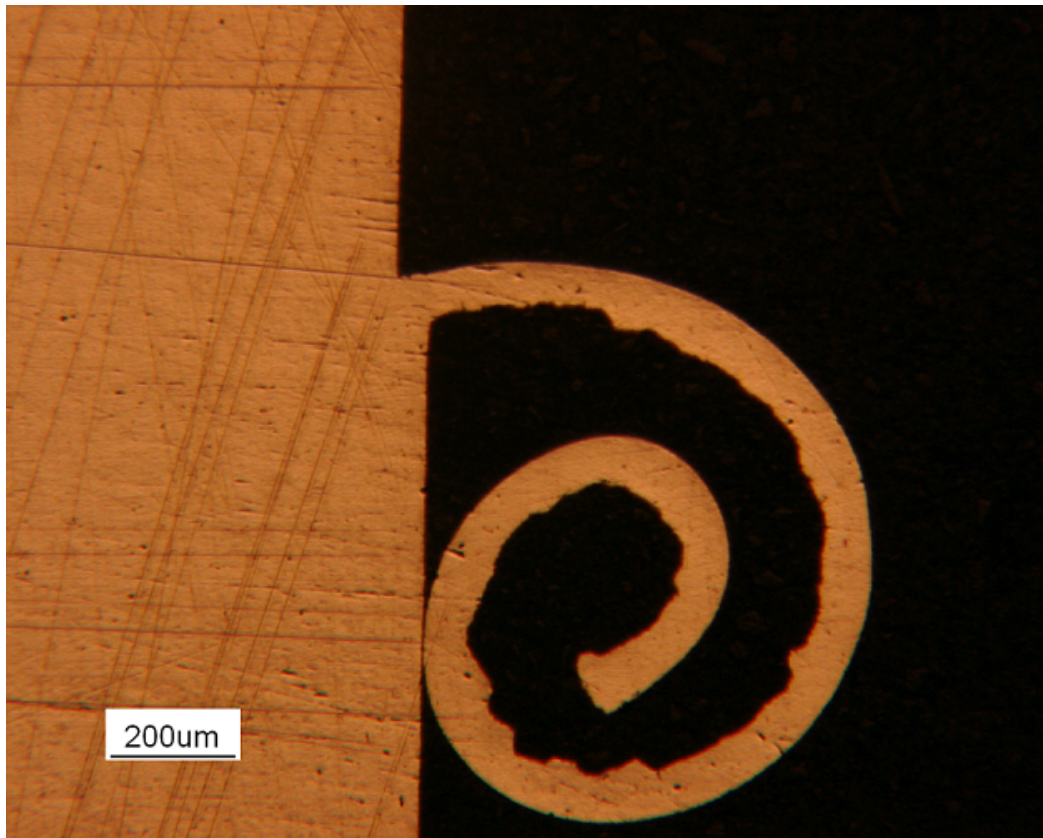


Figura 7.13: Truciolo in fase di formazione. Provino 4,  $f_n$   $50 \mu m$ ,  $V_c$   $50 m/min$

Le prove finali sono state realizzate allo scopo di verificare la possibilità di ottenere effettivamente il campione. Si è scelto, quindi, di condurre una serie di esperimenti per spessori di truciolo indeformato compresi fra i  $5 \mu m$  e i  $50 \mu m$  a differenti velocità di taglio; non sono state effettuate repliche delle prove, poiché la sperimentazione è stata condotta con lo scopo di testare il funzionamento del sistema e mettere in luce eventuali difetti di funzionamento. La tabella 7.7 riassume le prove effettuate e la numerazione delle prove rispecchia l'ordine cronologico con cui sono state realizzate.

Tabella 7.7: Piano sperimentale delle prove di quick-stop

	$5 \mu m$	$12.5 \mu m$	$25 \mu m$	$50 \mu m$
$100 m/min$	Prov. 6	Prov. 3	Prov. 1	Prov. 5
$50 m/min$	Prov. 8	Prov. 2	Prov. 7	Prov. 4

Per quanto riguarda la scelta degli spessori di truciolo indeformato si è preferito concentrare gli sforzi nella regione di prova di interesse principale: questo ha spinto ad inserire una prova a spessore di  $12.5 \mu m$ , tralasciando la prova a  $75 \mu m$ .

La scelta delle velocità di taglio da adottare è stata dettata dalla necessità, nelle prove sperimentali iniziali, di evitare sollecitazioni eccessive sul campione: durante la prova, infatti, il campione di truciolo è soggetto sia alla forza centrifuga dovuta alla sua rotazione sia alla forza di inerzia dovuta all'accelerazione tangenziale a inizio e fine prova. Per questo si è inizialmente preferito limitare la velocità di taglio.

La limitazione della velocità di taglio ha permesso di utilizzare per il percussore una pressione di soli  $4 bar$ ; avendo stabilito la  $V_c$  massima della prova a  $100 m/min$  ( $1.66 m/s$ ) si è ritenuto che una  $V_{imp}$  di circa  $17 m/s$  fosse sufficiente. Tale velocità di impatto, infatti, determina una velocità finale dell'utensile (proiettata in direzione della velocità di taglio) di  $15.2 m/s$ , 9 volte superiore alla velocità di taglio. I valori delle velocità di impatto rilevate con il sistema di misura sono riportati in tabella 7.8.

Tabella 7.8: Misurazioni della velocità d'impatto del percussore

Prov. 1	17.8	Prov. 5	17.5
Prov. 2	17.6	Prov. 6	17.8
Prov. 3	17.6	Prov. 7	17.5
Prov. 4	17.7	Prov. 8	17.9

Le prove effettuate hanno permesso di ottenere il truciolo in formazione in 6 esperimenti su 8. Nei restanti due casi si è invece avuta una rottura del truciolo che non ha permesso l'analisi del campione. I casi di rottura riguardano il campione 6 ( $f_n 5 \mu m$ ,  $V_c 100 m/min$ ) ed il campione 5 ( $f_n 50 \mu m$ ,  $V_c 100 m/min$ ).



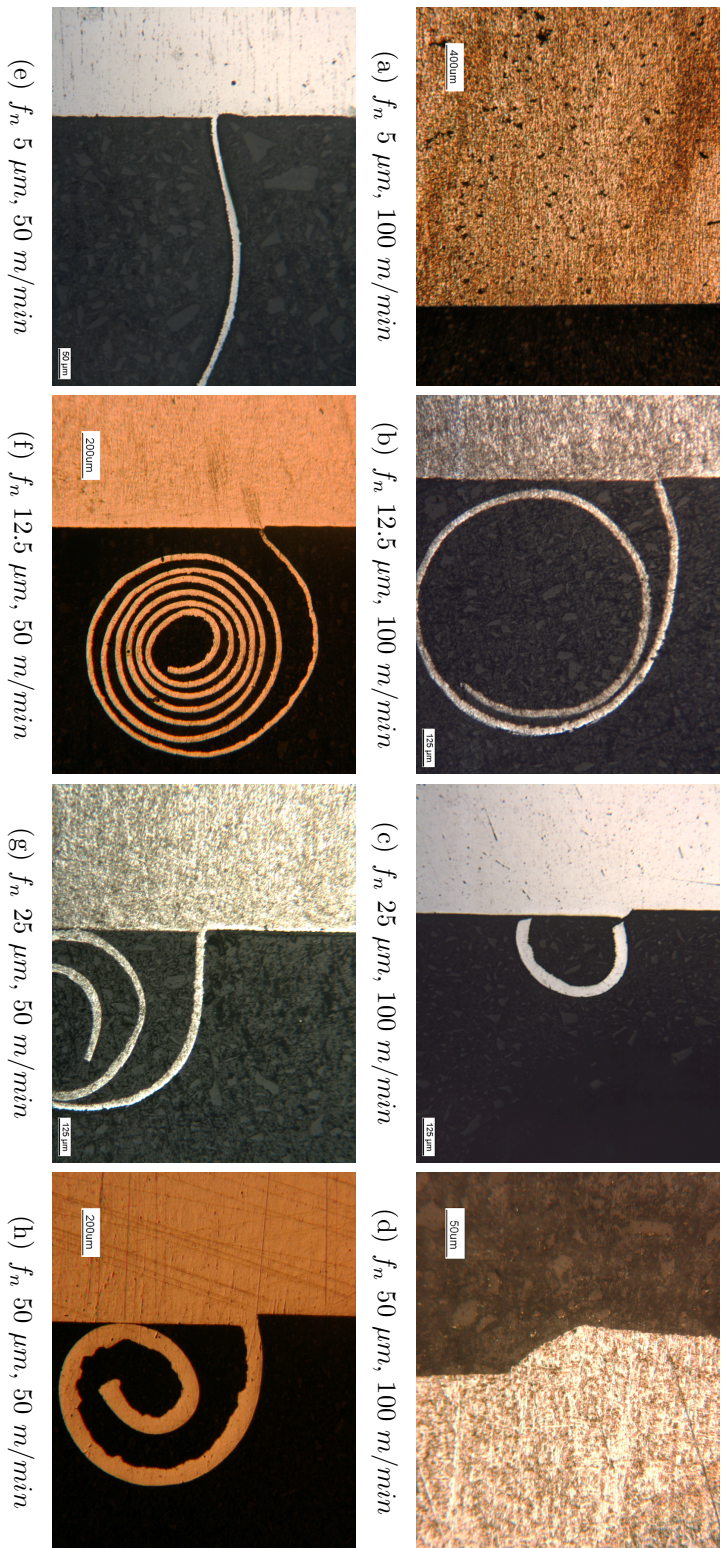


Figura 7.14: Panoramica delle prove effettuate

### 7.3.1 Acquisizione delle forze di taglio

La procedura messa a punto per le prove di quick-stop prevede di realizzare per ciascuna di esse una prova preliminare di tornitura, nelle stesse condizioni di taglio. Dalla prova preliminare è possibile ottenere un'acquisizione delle forze da confrontare con quella ottenuta nella prova di taglio bruscamente interrotto.

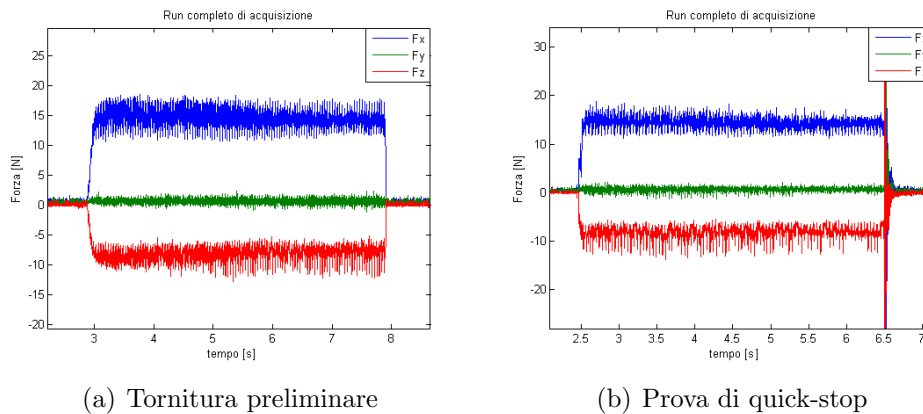


Figura 7.15: Confronto fra le acquisizioni di una prova di tornitura preliminare ed una prova di quick-stop ( $f_n 12.5 \mu m$ ,  $V_c 100 m/min$ )

Un esempio di questa pratica è mostrato in figura 7.15: dalla comparazione delle due acquisizioni si rileva come, fino al momento dell'urto, sostanzialmente gli andamenti delle forze siano simili.

Analizzando nel dettaglio gli istanti che precedono l'urto, in alcune prove si rileva un'irregolarità negli andamenti delle tre componenti della forza. La figura 7.16 mostra un caso di acquisizione in cui tale fenomeno è evidente. Tutte e tre le componenti registrano un picco di forza superiore ai  $100 N$ , senza che ancora il percussore abbia urtato il portautensili. Prove effettuate in seguito hanno mostrato che la natura dell'irregolarità è di tipo elettrico: il picco, infatti, anticipa di circa 0.025 secondi l'urto e tale intervallo di tempo è compatibile con il ritardo temporale tra azionamento del solenoide ed urto. E' probabile, dunque, che il picco rappresenti un disturbo elettrico dovuto all'eccitazione dell'elettromagnete.

## 7.4 Analisi degli esperimenti

Concluso il piano di sperimentazione previsto, si sono concentrati gli sforzi nell'analisi dei risultati degli esperimenti allo scopo di individuare eventuali

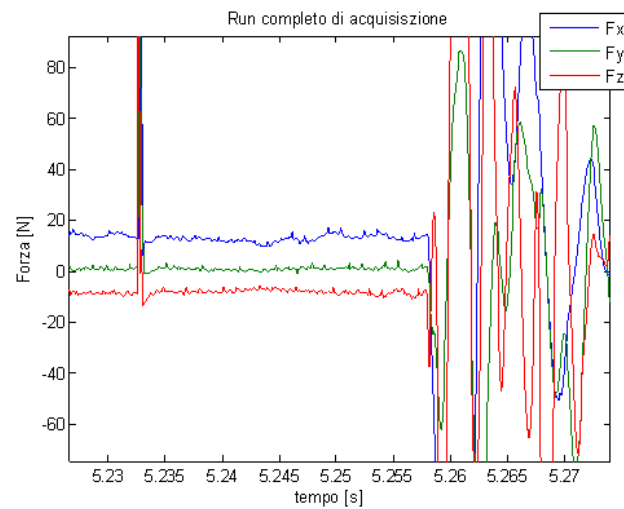


Figura 7.16: Particolare dell'acquisizione della forza in una prova di quick-stop

difetti del quick-stop ideato; dai campioni ottenuti, infatti, è possibile ricavare numerose informazioni riguardo il comportamento del sistema.

Per prima cosa in una prova di quick-stop è fondamentale che il truciolo rimanga attaccato al pezzo; è frequente, infatti, la rottura del campione a causa delle accelerazioni che questo subisce:

- quando viene rimosso l'utensile il truciolo, che inizialmente è fermo, viene accelerato fino alla velocità di taglio. Poiché la rimozione dell'utensile è istantanea, la forza di inerzia che il truciolo deve sopportare è notevole. Tale forza agisce sia nella fase di accelerazione, durante lo svincolo dell'utensile, sia durante la fase di rallentamento e di bloccaggio del mandrino
- quando il truciolo ruota, la forza centrifuga ne sollecita la radice

#### 7.4.1 La retroflessione del truciolo

Nelle prove di quick-stop in campo macro la sezione del truciolo è maggiore e sufficiente a sopportare le sollecitazioni dovute all'inerzia. In ambito micro, invece, la sezione del truciolo è notevolmente ridotta dal fatto che lo spessore di truciolo indeformato è di qualche decina di micrometri.

Durante la rimozione dell'utensile dalla zona di taglio le forze di inerzia agiscono il truciolo, sollecitandolo in particolare nella zona della radice. L'effetto è quello di ripiegare il campione all'indietro, portando in alcuni casi il truciolo a contatto con la superficie non lavorata.



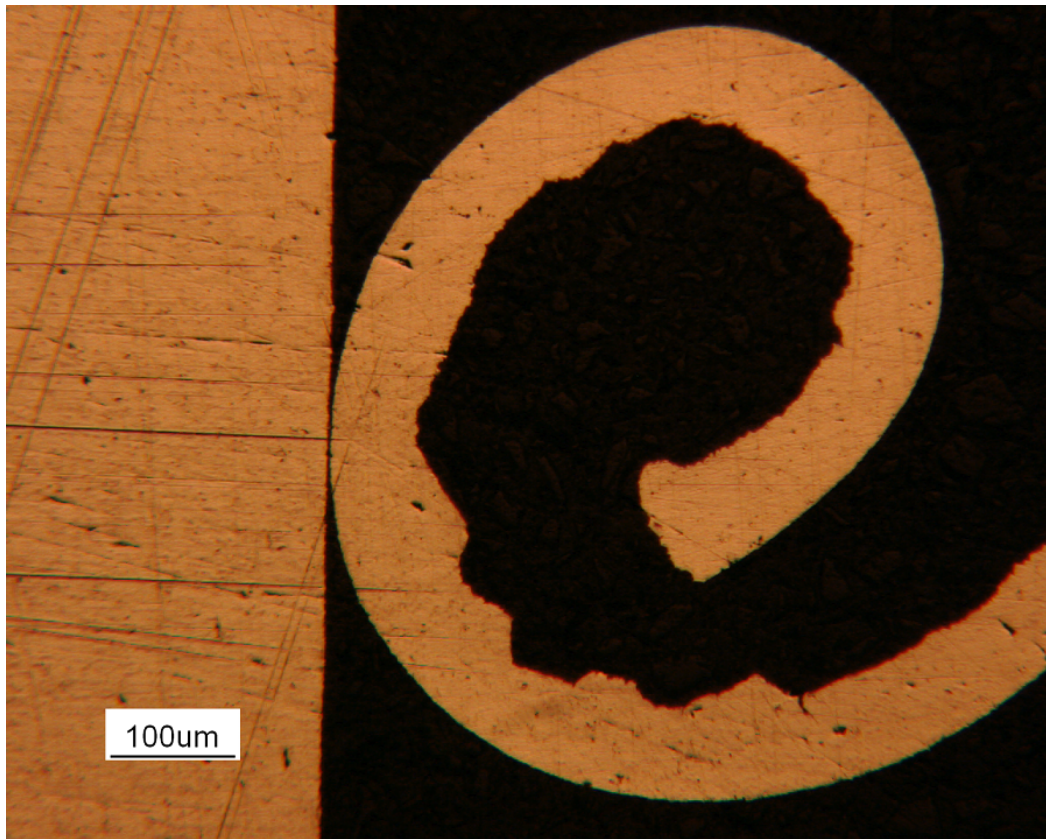


Figura 7.17: Particolare del contatto tra truciolo e superficie lavorata. Provino 4,  $50 \mu m$ ,  $50 m/min$

La figura 7.17 mostra chiaramente che durante la fase di accelerazione le forze di inerzia agiscono sul truciolo causandone un arretramento. In figura 7.18 sono mostrati altri due casi di retroflessione del truciolo. Questo effetto è particolarmente evidente nel caso del provino 7 (figura 7.18 a), dove si nota un aumento dell'angolo fra truciolo e pezzo. Tale angolo dovrebbe essere prossimo al valore dell'angolo di spoglia frontale  $\gamma$ .

#### 7.4.2 La frattura alla radice del truciolo

In alcune prove è evidente la presenza di una frattura alla radice del truciolo; tale frattura prende il nome di *gross fracture* ed è documentata in letteratura per prove di quick-stop su alluminio[20]. Secondo Ramakrishnan [20], la frattura ha inizio quando lo sforzo nel truciolo supera lo sforzo limite del materiale. Tale frattura si propaga dall'esterno del provino verso l'interno; se durante la fase di propagazione gli sforzi di compressione sul piano di

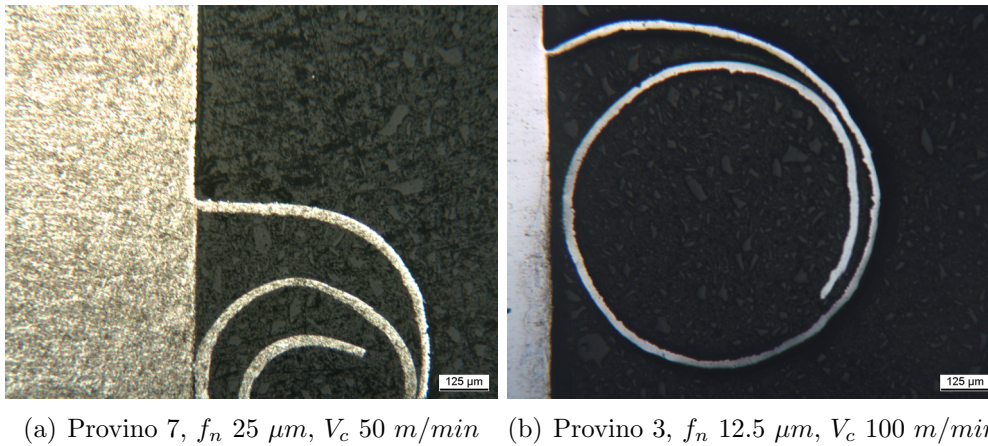


Figura 7.18: Particolari di trucioli retroflessi

scorrimento sono sufficientemente elevati la frattura si blocca, altrimenti la frattura si propaga per tutta la sezione e si ha il distacco del truciolo.

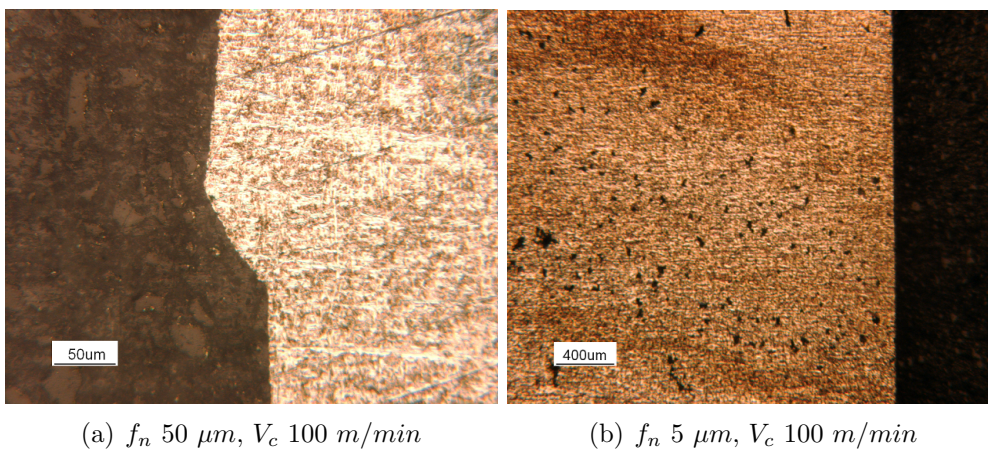
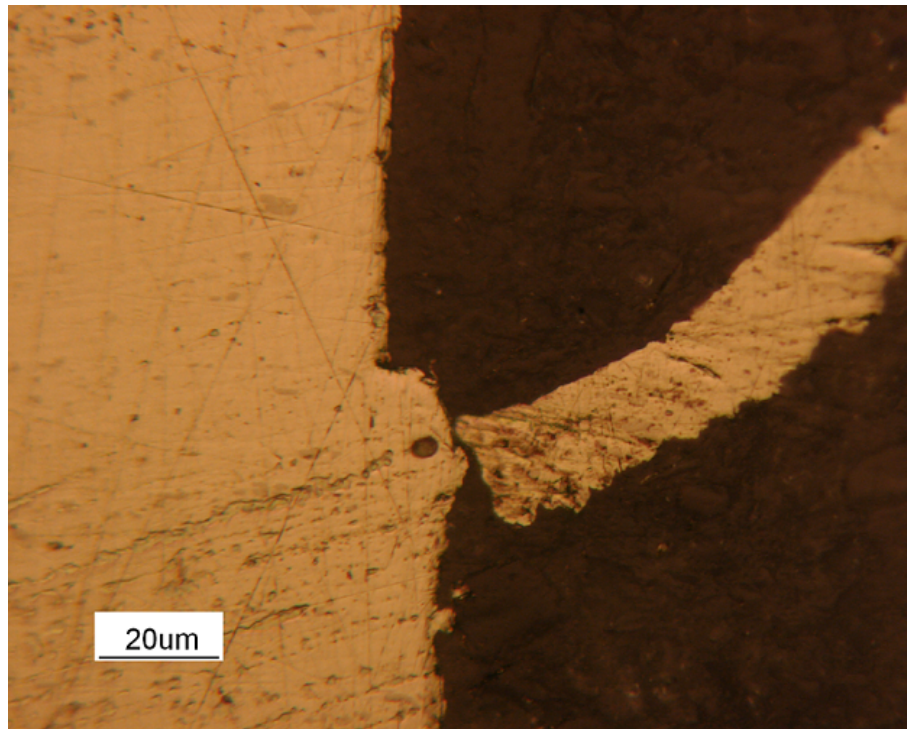


Figura 7.19: Esempi di rottura durante la prova di quick-stop

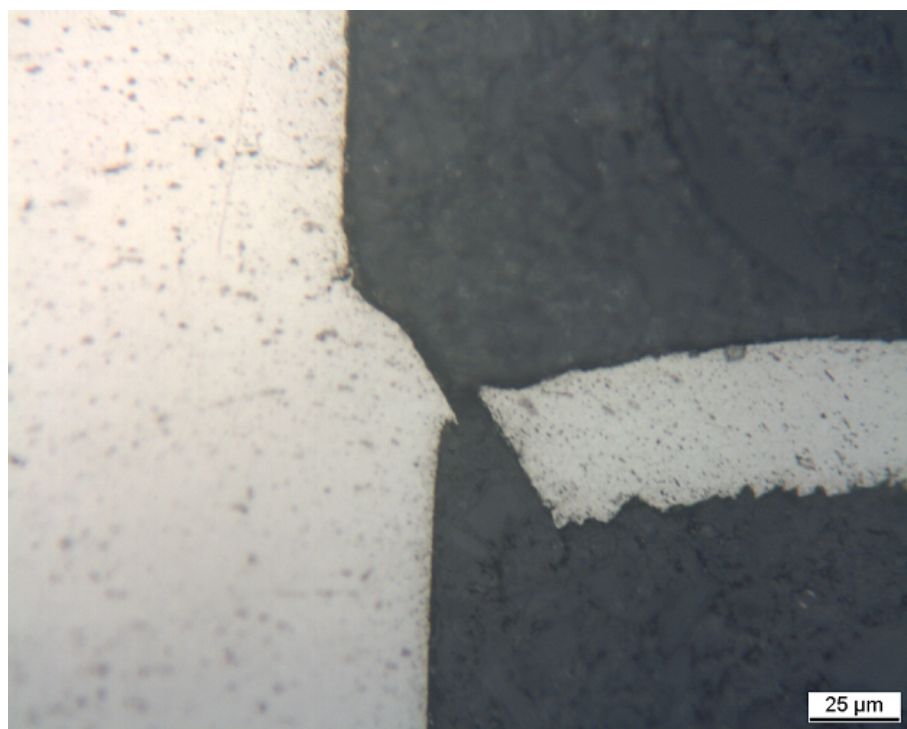
La figura 7.19 mostra gli ingrandimenti dei campioni che non hanno resistito alla sollecitazione. Nel caso della 7.19 a la zona di rottura è evidente; al contrario per la prova con spessore di truciolo indeformato di 5  $\mu m$  (figura 7.19 b) non è stato possibile rintracciare il punto di cedimento.

Nella figura 7.20 vengono mostrati esempi in cui la radice del truciolo è interessata da una frattura. I campioni che presentano tale frattura sono il campione 8 (12.5  $\mu m$ , 50  $m/min$ ) ed il campione 1 (25  $\mu m$ , 100  $m/min$ ).





(a)  $f_n$  12.5  $\mu\text{m}$ ,  $V_c$  50  $\text{m}/\text{min}$



(b)  $f_n$  25  $\mu\text{m}$ ,  $V_c$  100  $\text{m}/\text{min}$

Figura 7.20: Cedimenti in prossimità della radice del truciolo



## Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi si è occupato dello sviluppo di un *micro quick-stop device*, un sistema per prove di taglio bruscamente interrotto che potesse operare in campo micro, ovvero con spessori di truciolo indeformato inferiori a  $100\ \mu\text{m}$ .

Nella prima fase di lavoro si è focalizzata l'attenzione sui dispositivi documentati in letteratura, sia per prove macro sia per le più recenti prove micro. Sono stati individuati i requisiti di validità della prova e si è individuato il campo di applicazione all'interno del quale il quick-stop device avrebbe operato.

Tenendo presente la tipologia della macchina utensile utilizzata e le condizioni di taglio da ricreare, è stato studiato il layout di massima del dispositivo; ci si è quindi dedicati alla progettazione e realizzazione dei vari sistemi che costituiscono il quick-stop device e che sono nello specifico il portautensili rotante, il percussore pneumatico e il sistema di controllo. Particolare attenzione è stata rivolta al provino, oggetto di un accurato dimensionamento.

Messo a punto il sistema, la ricerca si è conclusa con alcune prove sperimentali, realizzate allo scopo di dimostrare il buon funzionamento del dispositivo e fornire spunti per migliorie future.

Il micro quick-stop device ha mostrato un buon funzionamento, permettendo di ottenere campioni del truciolo in fase di formazione; i problemi riscontrati durante le prime fasi della sperimentazione sono stati superati brillantemente, apportando leggere modifiche al progetto di base.

Il sistema di misura è stato particolarmente curato: è stato oggetto di un costante sviluppo, che ha permesso di arrivare a rilevare con successo la velocità di impatto del percussore, grandezza di grande importanza ai fini della descrizione completa della prova.

Il sistema di quick-stop, allo stato attuale, permette di realizzare prove valide, ma ancora non consente un monitoraggio ottimale della prova, poiché il sistema di misura non permette di verificare la distanza di separazione  $d_s$ .

Per questo, lo sviluppo del sistema di rilevazione costituisce la principale direzione di sviluppo del sistema.

Un primo passo potrebbe essere l'utilizzo di una telecamera ad alta velocità allo scopo di registrare la fase di accelerazione del portautensili; così facendo si potrebbe legare alla velocità di impatto (attualmente rilevata) l'accelerazione dell'utensile, in una sorta di taratura.

Oltre a questo, il sistema necessita di un'ulteriore caratterizzazione: particolare attenzione va dedicata alla spina di fissaggio ed al suo comportamento, poiché si ritiene che influenzi notevolmente la prova. Parallelamente sarebbe opportuno approfondire lo studio sugli utensili da taglio, individuando magari un ventaglio di opzioni valide da confrontare sperimentalmente.

# Appendice A

## Verifiche di resistenza

Sulla base dei dati tecnici forniti e riportati in Tabella A.1 sono state effettuate le verifiche di resistenza opportune; in particolare si è andata a verificare la resistenza del cilindro, e la resistenza a trazione dei 4 tiranti. Le verifiche condotte sono verifiche di tipo statico, ovvero non si è considerata la possibilità del cedimento per fatica dal momento che ci si aspetta un numero di cicli inferiore a  $10^3$ .

Tabella A.1: Caratteristiche sistema reale

Diametro interno cilindro	50 [mm]
Spessore cilindro	2.5 [mm]
Pressione massima	10 [bar]
Pressione d'esercizio	5 [bar]
Corsa pistone	110 [mm]
Volume Iniziale	0.18 [dm <sup>3</sup> ]

Data la presenza di numerosi organi soggetti a carico di punta si è effettuato un controllo sull'inflessione dei seguenti elementi:

- stelo del pistone pneumatico sia per la versione in acciaio sia per quella in alluminio
- provino in alluminio

**Verifica della resistenza dei tiranti** Il fondo del cilindro è mantenuto in posizione tramite 4 tiranti d'acciaio, del diametro  $D_{tirante}$  di 12 mm. Si ipotizza che la forza agente sul fondo sia equamente suddivisa su ciascun tirante.

Per una pressione massima di 10 bar agente su una superficie circolare di diametro 50 mm, si ottiene una forza  $F$  di 1963 N. Su ciascun tirante,

dunque agisce una forza di circa 492  $N$ , e dunque:

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot D_{tirante}^2} = 1.08 \text{ MPa} \quad (\text{A.1})$$

Allo sforzo dovuto alla presenza di gas in pressione si aggiunge lo sforzo di trazione dovuto al serraggio dei tiranti. Considerando una forza di serraggio  $S$  pari a 1.2 volte la forza agente sul singolo tirante, si ottiene una forza di serraggio sul tirante di 590  $N$ . Il momento di serraggio vale 5.6  $Nm$ . Si ricava uno sforzo di serraggio di:

$$\sigma_{serr} = \frac{S}{\pi \cdot D_{tirante}^2} = 1.30 \text{ MPa} \quad (\text{A.2})$$

In questa trattazione non si è considerato lo sforzo di trazione dovuto alla flessione delle flange perché considerato trascurabile (angolo di inflessione  $2 \cdot 10^{-5}^\circ$ ,  $\sigma_{fless}$  di 0.09  $MPa$ ).

Si ottiene, in conclusione, una  $\sigma$  di trazione di 2.4  $MPa$ . Il valore dello sforzo di trazione è assolutamente compatibile con il carico di snervamento di un acciaio comune, e dunque dal punto di vista meccanico la resistenza è verificata.

**Resistenza del cilindro** E' necessario verificare anche la resistenza del mantello cilindrico del pistone; a tale scopo è possibile utilizzare una formula semplificata in grado di mostrare subito eventuali problemi. Date le forze in gioco, ci si aspetta un coefficiente di sicurezza estremamente elevato.

Il calcolo dello *sforzo circonferenziale*  $\sigma_c$  è ricavabile attraverso la formula di Mariotte, conoscendo pressione  $P$ , diametro interno  $D$  e spessore  $s$ :

$$\sigma_c = \frac{P \cdot D}{2 \cdot s} = 10 \text{ MPa} \quad (\text{A.3})$$

Considerando uno sforzo radiale  $\sigma_r$  pari a  $-p$ , applicando il criterio di della  $\sigma_{GT}$  si ottiene:

$$\sigma_{GT} = \sigma_c - \sigma_r = p \left( \frac{D}{2s} + 1 \right) = 11 \text{ MPa} \quad (\text{A.4})$$

assolutamente accettabile per quanto riguarda gli acciai.

Anche in questo caso la verifica di resistenza è ampiamente superata. Si ricorda che la formula di Mariotte è applicabile per cilindri a piccolo spessore, tipicamente quando  $s \ll D$ .



**Carico di punta** E' inoltre necessaria un'ulteriore verifica su alcuni elementi del sistema, sollecitati a carico di punta.

Per quanto tale sollecitazione è difficile una progettazione a priori; piuttosto è necessaria una verifica a posteriori dell'organo in funzione delle caratteristiche geometriche e meccaniche.

Per valutare la necessità o meno di tale verifica è sufficiente calcolare il coefficiente  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{min}} \quad (\text{A.5})$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (\text{A.6})$$

Il termine  $I_{min}$  rappresenta il *momento d'inerzia* della sezione minima, mentre  $A$  è l'area della sezione e  $l_0$  la lunghezza libera d'inflessione, funzione della lunghezza dell'asta e dei vincoli. Valutato il valore di  $\lambda$  si decide a quale verifica sottoporre il componente:

- $\lambda \leq 20$  è sufficiente il calcolo della resistenza a compressione
- $20 < \lambda < 100$  è necessario sfruttare delle relazioni empiriche o diagrammi
- $\lambda \geq 100$  si utilizza la formula di Eulero per la resistenza al carico di punta

Come detto, la resistenza al carico di punta rappresenta una verifica finale sul componente, e va valutata a posteriori in funzione della geometria. Pertanto, è stato realizzato un programma Matlab che consente la valutazione in funzione delle condizioni di utilizzo. Per il tipo di vincolo si è considerata una lunghezza di inflessione  $l_0 = 0.7 \cdot L$ .

**Pistone in acciaio** Il pistone è caratterizzato da una sezione tubolare avente diametro esterno  $D_{ext}$  14 mm e diametro interno  $D_{int}$  di 11 mm, con una lunghezza a sbalzo di 150 mm. I risultati ottenuti mostrano un valore di  $\lambda$  di circa 23 ed uno sforzo di compressione di 33.5 MPa.

Dal diagramma di Figura A.1 si vede che la resistenza a carico di punta è verificata.

**Pistone in alluminio** Per il pistone in alluminio la sezione dello stelo è circolare con diametro  $D$  14 mm. Avendo questo elemento una lunghezza libera di inflessione di 150 mm si ricava un valore di  $\lambda < 4$ ; il pericolo di inflessione è evitato ed la verifica di resistenza deve essere effettuata sulla resistenza a compressione.

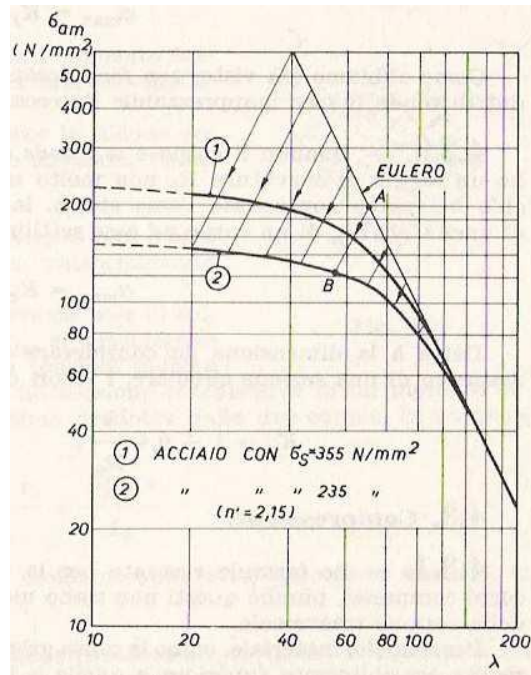


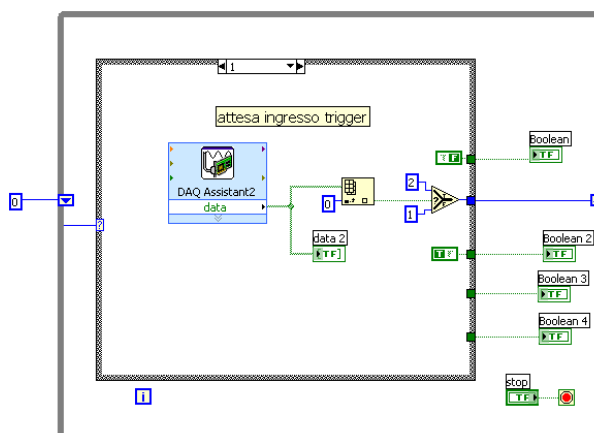
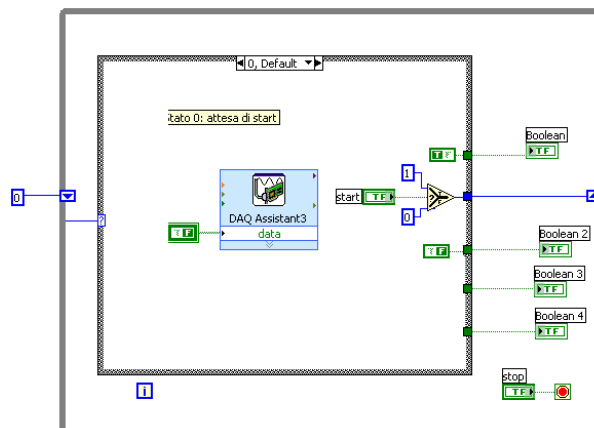
Figura A.1: Diagramma di verifica del carico di punta per l'acciaio

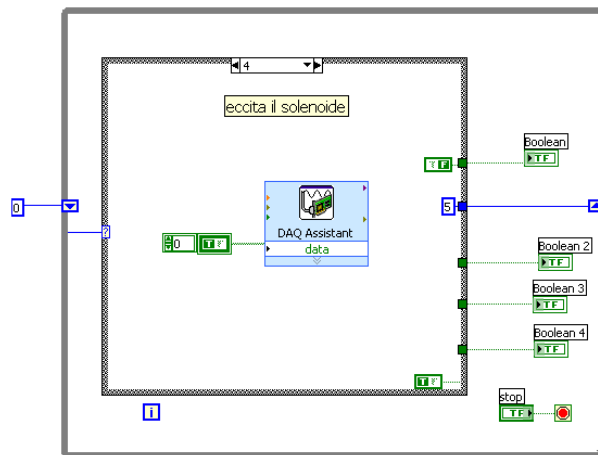
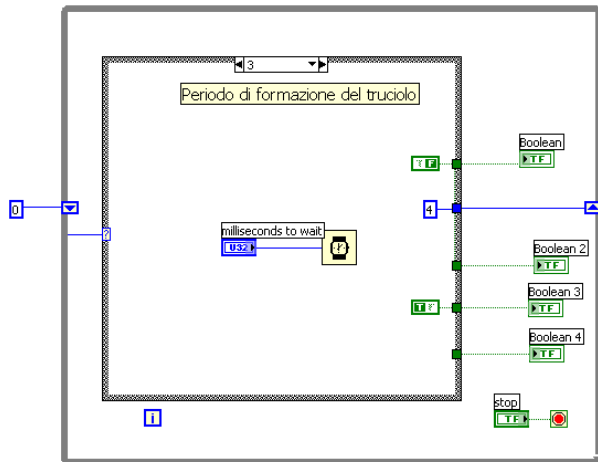
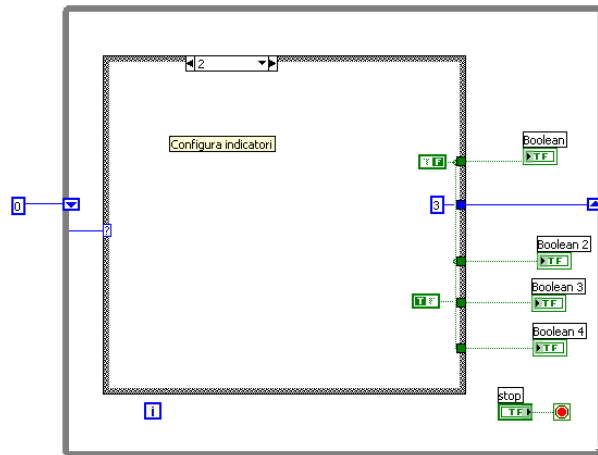
**Provino in alluminio** Durante il taglio anche il provino in alluminio è caricato di punta. Per tale elemento la sezione è circolare tubolare con diametro esterno  $D_{ext}$  12 mm e diametro interno  $D_{int}$  di 10 mm. Avendo questo elemento una lunghezza libera di inflessione di 18 mm si ricava un valore di  $\lambda < 7$ ; il pericolo di inflessione è evitato ed la verifica di resistenza deve essere effettuata sulla resistenza a compressione.

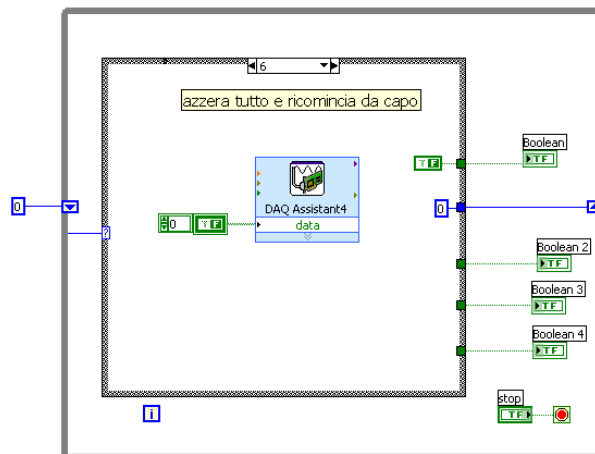
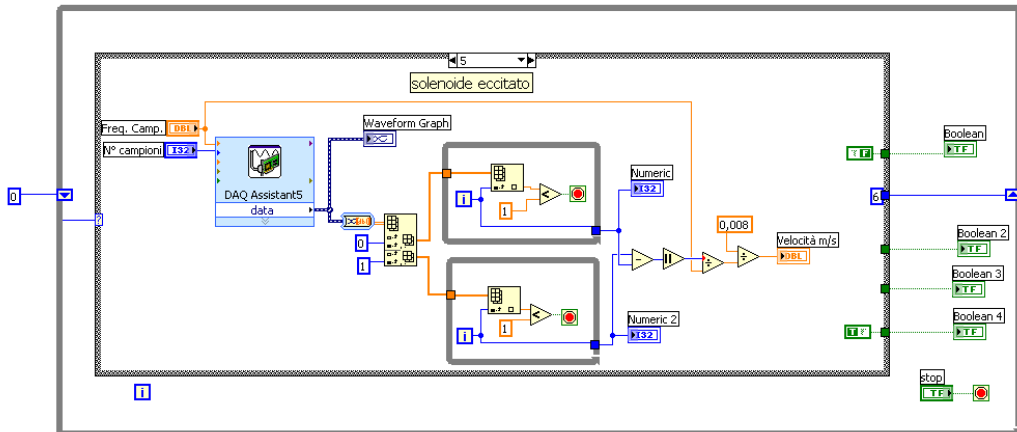
## Appendice B

# Programma LabVIEW<sup>®</sup> di gestione della prova

Viene qui di seguito riportato il programma LabVIEW<sup>®</sup> che permette il controllo della prova di quick-stop.





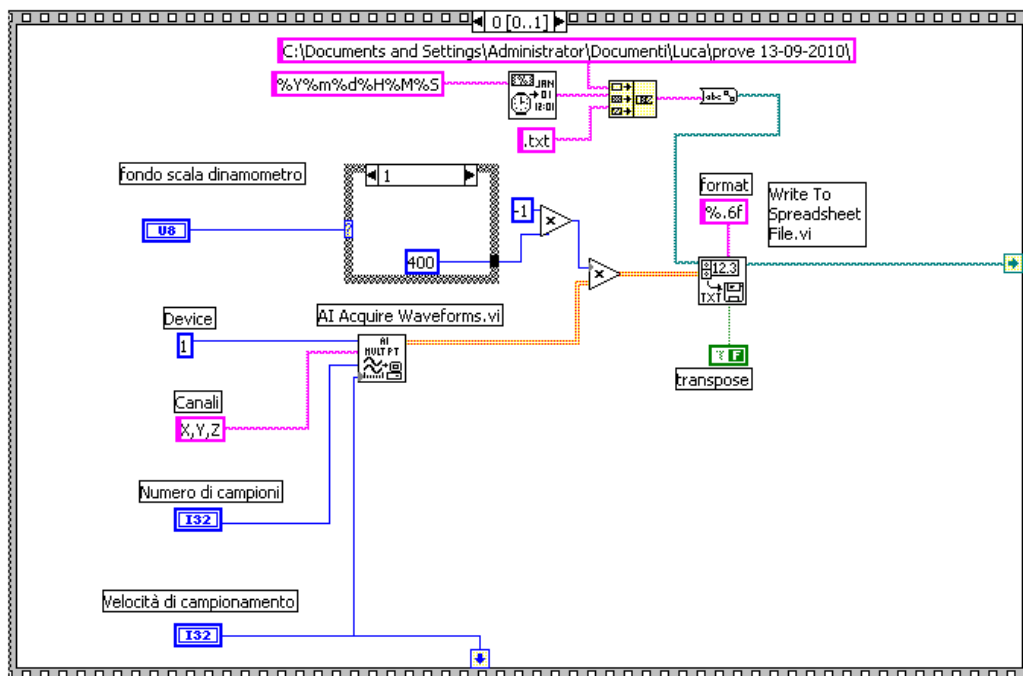


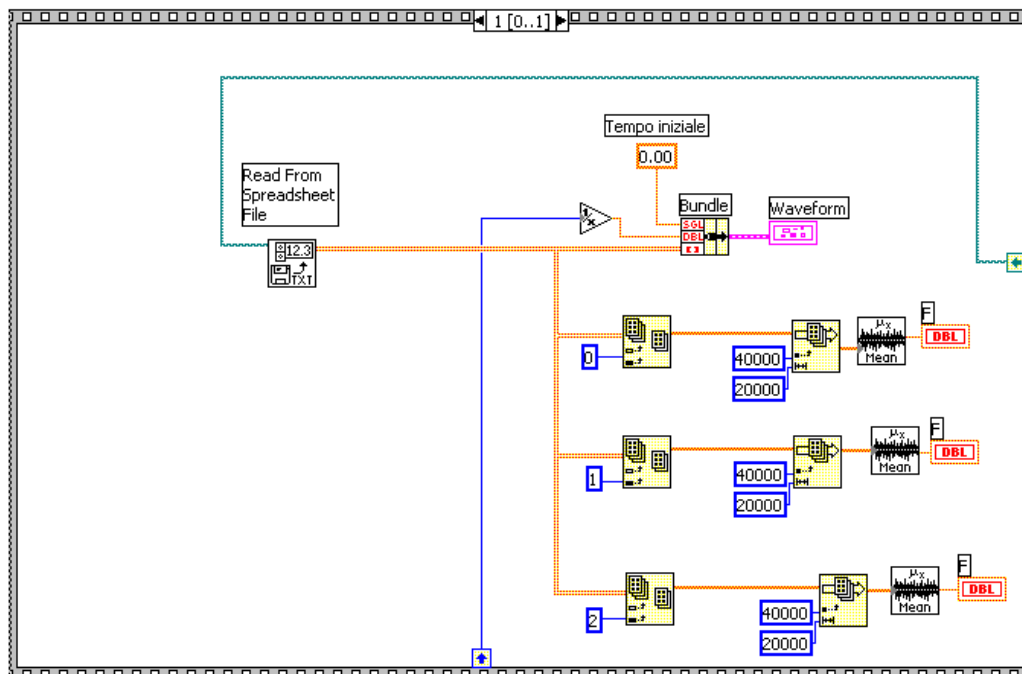


## Appendice C

# Programma LabVIEW<sup>®</sup> di misura delle forze di taglio

Viene qui di seguito riportato il programma LabVIEW<sup>®</sup> che permette la misurazione delle forze di taglio durante la prova di taglio ortogonale.







## Bibliografia

- [1] F. Giusti, M. Santochi, *Tecnologia meccanica e studi di fabbricazione*, ed. Casa editrice Ambrosiana, 2005.
- [2] A. Zompì, R. Levi, *Tecnologia meccanica*, ed. UTET Libreria, 2007.
- [3] V. Piispanen, Theory of metal chips, *Journal of applied physics*, 19 (1948) 876
- [4] M. E. Merchant, Mechanics of the metal cutting process, *Journal of applied physics*, 16 (1945) 267
- [5] T. Masuzawa, State of the art of micromachining, *C.I.R.P. Annals*, 49 (2000) 473-488
- [6] W. F. Hastings, A new quick-stop device and grid technique for metal cutting research, *C.I.R.P. Annals*, 15 (1967): 109-116
- [7] P. K. Philip, Study of the performance characteristics of an explosive quick-stop device for freezing cutting action, *International Journal of Machine Tool Design & Research*, 11 (1971): 133-144
- [8] A. De Filippi, Quick-stop Devices and methods draft, *Final report organised by the technical committee C of C.I.R.P.*, (1977)
- [9] B. J. Griffiths, The development of a quick-stop device for use in metal cutting hole manufacturing processes, *International Journal of Machine Tool Design & Research*, 26 (1985): 191-203
- [10] F. Giusti, Considérations sur les essais de coupe brusquement interrompue, *C.I.R.P. Annals*, 18 (1970): 453-462
- [11] B. F. Giusti, *Tecnologia meccanica e studi di fabbricazione*, ed. Tipografia Editrice Pisana, 1976.
- [12] J. T. Black, C. R. James, The hammer QSD-quick stop device for high speed machining and rubbing, *Journal of Engineering Materials and Technology*, 103 (1981): 13-21

- [13] B. von Turkovich, F. Giusti, G. Tantussi, V. Romoli, C. Fantozzi, A 1000 metri al minuto, *Meccanica oggi*, anno 1 - n. 1 (1989): 60-64
- [14] W. R. Backer, E. R. Marshall, M. C. Shaw, The size effect in metal cutting, *Transaction of the ASME*, (1952): 61-74
- [15] E. M. Kopalinsky, P. L. B. Oxley, Size effects in metal removal processes, *Institute of Physics Conference Series*, 70 (1984): 389-396
- [16] I.S. Kang, J. S. Kim, J. H. Kim, M. C. Kang, Y. W. Seo, A mechanistic model of cutting force in the micro end milling process, *Journal of Materials Processing Technology*, 187-188 (2007): 250-255
- [17] J. Wu, Z. Liu, Modeling of flow stress in orthogonal micro-cutting process based on strain gradient plasticity theory, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, (2009)
- [18] S. Subbiah, S. N. Melkote, Evidence of ductile tearing ahead of the cutting tool and modeling the energy consumed in material separation in micro-cutting, *Transaction of the ASME - Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 129 (2007): 321-331
- [19] S. Subbiah, S. N. Melkote, Effect of finite edge radius on ductile fracture ahead of the cutting tool edge in micro-cutting of Al 2024-T3, *Material Science and Engineering A*, 474 (2008): 283-300
- [20] S. S. Joshi, N. Ramakrishnan, P. Ramakrishnan, Micro-structural analysis of chip formation during orthogonal machining of Al/SiCp composites, *Journal of Engineering Materials and Technology*, 123 (2001): 315-321
- [21] H. Ghadbeigi, S. R. Bradbury, C. Pinna, J. R. Yates, Determination of micro-scale plastic strain caused by orthogonal cutting, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 48 (2008): 228-235
- [22] C. L. Wu, K. S. Wang, L. C. Tsai, A new electromagnetic quick-stop device for metal cutting studies, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 29 (2006): 853-859
- [23] D.A. Dornfeld, G.L. Chern, Burr/breakout model development and experimental verification, *Transaction of the ASME - Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 118 (1996): 201-206
- [24] M. Hashimura, Y.P. Chang, D.A. Dornfeld, Analysis of burr formation mechanism in orthogonal cutting, *Transaction of the ASME - Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 121 (1999): 1-7

- [25] K. Liu, S. N. Melkote, Finite element analysis of the influence of tool edge radius on size effect in orthogonal micro-cutting process, *International Journal of Mechanical Sciences*, 49 (2007): 650-660
- [26] G. Bissacco, H. N. Hansen, J. Slunsky, Modelling the cutting edge radius size effect for force prediction in micro milling, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 57 (2008): 113-116
- [27] X. Lai, H. Li, C. Li, Z. Lin, J. Ni, Modelling and analysis of micro scale milling considering size effect, micro cutter edge radius and minimum chip thickness, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 48 (2008): 1-14
- [28] B. Finzi, *Meccanica razionale*, ed. Zanichelli Bologna, 1995.
- [29] W. Goldsmith, *Impact: the theory and physical behaviour of colliding solid*, ed. Dover Edition, 2002.
- [30] M. Kronenberg, *Machining science and application*, Pergamon Press, 1966.
- [31] Sandvik, *Nuova guida alla lavorazione dei metalli* 2010