

# POLITECNICO DI TORINO



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## Indagine analitico-sperimentale su portautensili innovativi per l'industria meccanica

**Relatore:**

Prof. Luca Iuliano

**Candidato:**

Antonio Forastiero

231299

**Supervisore Aziendale:**

Sig. Bruno Aragno

A.A 2017/2018



*A Nonna Concetta*



## Sommario

Lo sviluppo tecnologico e il miglioramento continuo delle macchine utensili a controllo numerico rappresenta uno dei maggiori casi di studio nell'ambito della produzione industriale. L'oggetto della seguente tesi non riguarda uno studio generale sul comportamento delle macchine utensili, ma espone un'analisi specifica inerente ad un componente fondamentale per le stesse, il *portautensile*. Infatti, questo rappresenta l'organo di collegamento tra la macchina e il pezzo, ed una sua trattazione non è trascurabile ai fini del calcolo della stabilità dell'intero macchinario. In particolare, riferendosi al campo degli utensili rotanti con conicità  $7/24$  per centri di lavoro, vengono presentate le caratteristiche non solo del portautensile BT standard, ma anche di due soluzioni innovative: i portautensili a doppio e a triplo contatto. Il lavoro di tesi, avente quindi l'obiettivo di valutare la rigidità e la stabilità dei tre diversi portautensili, può essere sintetizzato principalmente in due macro-sezioni: la prima focalizzata sull'analisi statica di sollecitazione, la seconda invece riguardante uno studio sull'incidenza dinamica dei portautensili nel funzionamento di una macchina utensile. Nel calcolo statico, è stata dapprima effettuata una simulazione numerica agli elementi finiti, mediante il software *ANSYS*, per stimare le rigidità statiche dei tre tipi di portautensili sottoposti a carichi di flessione crescenti (applicati sull'utensile). Successivamente, gli andamenti delle rigidità sono stati verificati sperimentalmente mediante una macchina di spinta in grado di esercitare carichi flessionali sul sistema utensile-portautensile-mandrino (non l'albero costituente le macchine utensili, ma un apposito strumento di prova). La seconda parte del documento espone invece un'analisi dinamica basata sui diagrammi di stabilità a lobi, ricavati con il software *CutPro*. Prima di poter ottenere i diagrammi di stabilità, sono state necessarie le rilevazioni sperimentali delle risposte in frequenza relative ad una macchina utensile attrezzata con i tre diversi portautensili. Avendo determinato i diagrammi di stabilità, è stato successivamente possibile impostare delle prove pratiche di lavorazione direttamente sul centro di lavoro, sempre alternando i vari portautensili, in modo da verificare le presunte zone di stabilità predette in fase di simulazione. La tesi è stata svolta in maniera autonoma sotto la guida del tutor accademico e in collaborazione con l'azienda Vega International Tools s.r.l., con sede a Santena (TO), società a carattere principalmente commerciale

che importa e distribuisce sul territorio italiano prodotti internazionali del settore della meccanica di precisione, affiancando all'attività di vendita, servizi di progettazione per ridurre i problemi legati all'efficienza dei sistemi produttivi. Le prove sperimentali per la determinazione dei diagrammi a lobi sono state invece svolte presso il centro sperimentale NICe (Nikken Innovation Centre Europe), a Sheffield (UK), dove con un team di ingegneri del settore, sono state implementate le varie prove dinamiche.

*Antonio Forastiero*

# Indice Generale

## Sommario

<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>1 Calcolo della stabilità statica con metodi numerici</b>	<b>9</b>
1.1 Panoramica sulla letteratura precedente .....	10
1.2 Caratteristiche costruttive di portautensili BT.....	11
1.3 Impostazione della simulazione numerica.....	14
1.3.1 Modellazione delle parti.....	14
1.3.2 Definizione dei contatti .....	18
1.3.3 Scelta della mesh.....	20
1.3.1 Applicazione dei vincoli e dei carichi .....	22
1.4 Andamento della rigidità statica del portautensile .....	23
1.4.1 Prova di flessione di un Test Bar .....	24
1.4.2 Valutazione della lunghezza dell'utensile e del coefficiente di attrito.....	25
1.4.3 Distribuzione delle tensioni superficiali sul cono .....	27
1.4.4 Valutazione della rigidità statica .....	30
<b>2 Verifica della stabilità statica con prove sperimentali</b>	<b>37</b>
2.1 Progettazione della macchina di spinta .....	37
2.1.1 Trave a sbalzo .....	40
2.1.2 Misuratore di forza .....	41
2.1.3 Chiave dinamometrica .....	43
2.2 Raccolta dei dati sperimentali .....	43
2.2.1 Verifica della forza di trazione.....	44

2.2.2 Svolgimento della prova ed elaborazione della rigidità .....	45
<b>3 Portautensili a triplo contatto</b>	<b>51</b>
3.1 Descrizione tecnica dello strumento.....	51
3.2 Calcolo della stabilità statica mediante calcolo numerico.....	54
3.2.1 Impostazione della simulazione .....	55
3.2.2 Valutazione della rigidità statica .....	56
3.3 Calcolo della stabilità statica mediante prove sperimentali.....	58
3.2.1 Preparazione dell'esperimento .....	58
3.2.2 Svolgimento della prova sperimentale .....	59
3.1 Considerazioni finali sulla stabilità statica.....	62
<b>4 Analisi della stabilità dinamica</b>	<b>65</b>
4.1 Cenni di Analisi Modale.....	66
4.2 Valutazione della risposta in frequenza.....	67
4.2.1 Descrizione degli strumenti.....	68
4.2.2 Svolgimento della prova e analisi dei risultati delle FRF .....	71
4.3 Calcolo dei diagrammi di stabilità a lobi.....	80
4.3.1 Valutazione delle forze di taglio specifiche .....	80
4.3.2 Analisi dei diagrammi di stabilità .....	82
4.4 Considerazioni finali sulla stabilità dinamica .....	87
<b>5 Verifica della stabilità dinamica in macchina utensile</b>	<b>89</b>
5.1 Descrizione dell'attrezzatura.....	90
5.2 Svolgimento delle prove di lavorazione.....	93
<b>Conclusioni</b>	<b>103</b>
<b>Appendice A</b>	<b>107</b>
<b>Appendice B</b>	<b>113</b>

<b>Appendice C</b>	<b>114</b>
<b>Appendice D</b>	<b>121</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>122</b>
<b>Ringraziamenti</b>	<b>124</b>



# Introduzione

## Lavorazioni meccaniche per asportazione di truciolo

Nell'ambito della moderna industria manifatturiera, la maggior parte dei pezzi meccanici è realizzata con lavorazioni per asportazione di truciolo utilizzando appositi dispositivi meccanici fissi, le *macchine utensili*, che permettono di ottenere un prodotto finito rimuovendo parte del materiale grezzo sotto forma di residui del materiale stesso, i trucioli (figura 1). L'asportazione di materiale, che in pratica consiste in una deformazione dello stesso e non in un'operazione di taglio, avviene per effetto di un moto relativo tra il pezzo lavorato e l'utensile, opportunamente sagomato per separare il truciolo dal pezzo [1]. Questo moto relativo tra pezzo e utensile, cioè il moto di lavoro, differenzia le varie lavorazioni per asportazione di truciolo ed è a sua volta una combinazione del moto di taglio, del moto di alimentazione e del moto di appostamento. Il primo è il movimento che separa il truciolo dal pezzo, il moto di alimentazione è il movimento che porta nuovo materiale per il taglio, mentre l'ultimo è il movimento che definisce la profondità di taglio.

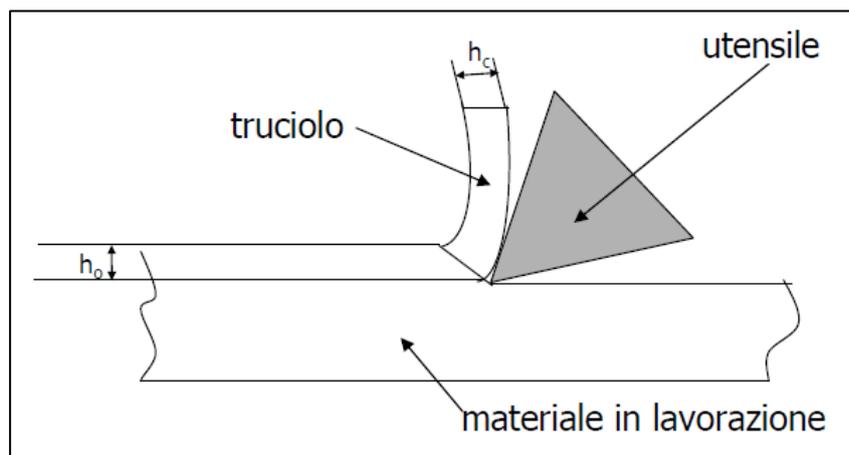


Figura 1. Contatto tra pezzo e utensile.

Un generico ciclo ha inizio con una sgrossatura, che rimuove una prima parte di sovrametallo dal semilavorato di partenza; successivamente viene realizzata una finitura, andando a deformare il materiale fino ad una quota definita dal progettista. Al termine della seconda fase, per garantire

determinate caratteristiche al componente viene eseguito un trattamento termico, come una bonifica o una tempra, per concludere infine con un'eventuale operazione di rettifica. Tra le più comuni lavorazioni si annoverano la tornitura, la fresatura, la foratura, l'alesatura e la rettifica. I processi di tornitura in genere vengono eseguiti su macchine utensili a 2 assi, che funzionano diversamente rispetto ai moderni centri di lavoro a 5 assi per fresatura, foratura, alesatura e rispetto alle macchine per la rettifica.

In *tornitura*, il pezzo, bloccato da un autocentrante, possiede un moto di taglio rotatorio, mentre l'utensile può avanzare lungo l'asse del mandrino e lavorare il componente lungo la direzione radiale (figura 2). Da ciò risulta che il moto di lavoro in tornitura è di tipo elicoidale, essendo una combinazione della rotazione del mandrino e del moto di alimentazione rettilineo dell'utensile. Gli utensili da tornitura (nella maggior parte dei casi) sono costituiti da inserti che si fissano ad uno stelo ancorato a sua volta ad una torretta portautensili e sono realizzati in acciaio rapido o con carburi sinterizzati.

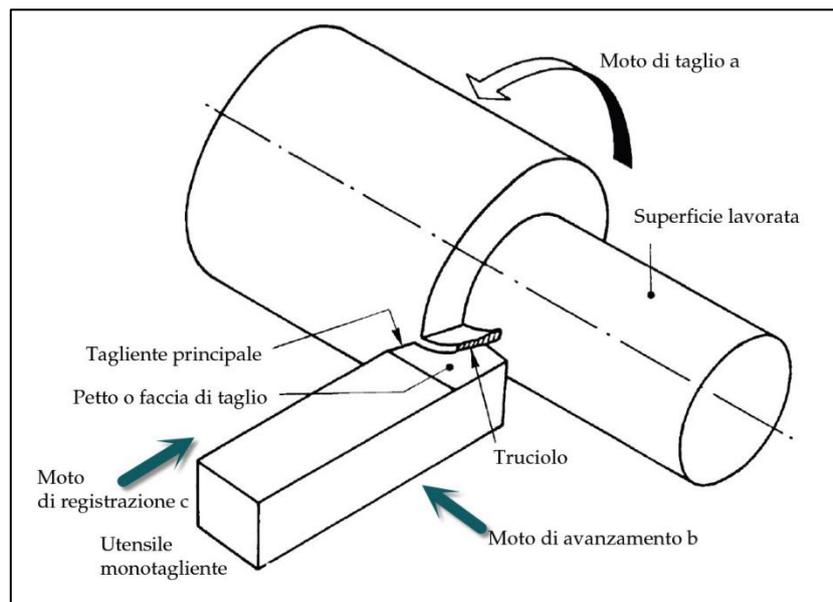


Figura 2. Tornitura cilindrica.

In *fresatura* è invece possibile eseguire delle lavorazioni su componenti privi di simmetria rotazionale per lavorare superfici piane o sagomate e per eseguire scanalature o cavità con forme differenti. In questa lavorazione, il moto di taglio rotatorio appartiene all'utensile, bloccato nel portautensile e nel mandrino (che può essere ad asse orizzontale o verticale), mentre il pezzo possiede il moto di alimentazione e il moto di appostamento, che permettono lavorazioni

complesse fino a 5 assi nello spazio (figura 3). A seconda del tipo di taglio dell'utensile, si parla di fresatura periferica quando l'asse di rotazione del mandrino è parallelo alla superficie in lavorazione, viceversa di fresature frontale, quando i due elementi sono perpendicolari. L'utensile pluri-tagliente, la fresa appunto, in genere è realizzato in acciaio super rapido o con carburi sinterizzati.

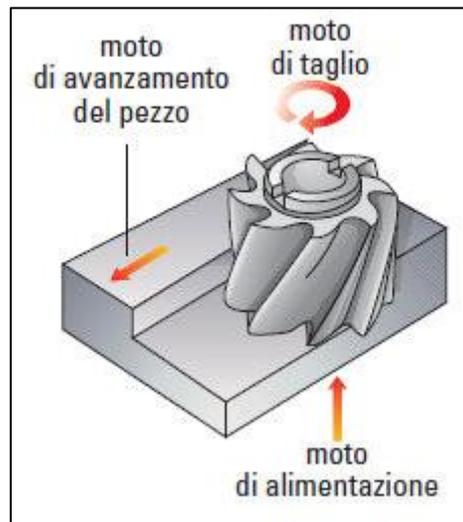


Figura 3. Fresatura frontale.

Nel processo di *foratura*, il moto di alimentazione può essere impartito all'utensile (a forma elicoidale) o al pezzo, considerando che al primo appartiene già il moto di taglio e al secondo il moto di appostamento, che permette di posizionare il pezzo sotto l'utensile in rotazione. Quando l'utensile, chiamato punta, rifinisce in maniera precisa un foro, l'operazione prende il nome di *alesatura*, che può essere sia cilindrica che conica.

Infine, le lavorazioni di *rettifica* si distinguono dalle precedenti in quanto l'utensile che lavora il pezzo non ha una geometria definita, ma è costituito da un solido di rivoluzione composto da un agglomerato di grani abrasivi, ciascuno con una geometria e un orientamento differente. Nella rettifica, il materiale asportato da questi particolari utensili rotanti, le mole, è formato da trucioli di piccolissima dimensione. Lo scopo è quello di creare uno strato superficiale del componente ad altissima precisione e bassissima rugosità superficiale.

### **Quadro storico-economico delle macchine utensili**

Nel corso della storia, le macchine utensili hanno subito radicali cambiamenti, passando dall'essere macchine mono scopo a centri di lavoro multi-operazionali. Lo sviluppo storico di questi macchinari nei Paesi industrializzati ha un forte nesso con la crescita economica e sociale degli stessi [5]. Dalla realizzazione della prima alesatrice, creata da John Wilkinson nel 1775 per la produzione di pistoni realizzati per i primi motori a vapore, all'affermazione della Germania, sull'onda delle guerre mondiali, come una potenza internazionale per la costruzione di macchine utensili a scopo bellico (le tonnellate di acciaio prodotte nel 1939 erano circa 265.000), o dalla nascita dell'acciaio rapido, avvenuta a Parigi nel 1900, all'ascesi dell'industria americana, il susseguirsi degli eventi storici rappresenta uno specchio della crescita tecnologica mondiale.

Per avere un'idea generale dello sviluppo delle macchine utensili moderne, si può iniziare osservando la prima metà del Novecento, quando le macchine dedicate all'asportazione di truciolo erano molto grandi e "statiche", cioè in grado di eseguire produzioni di componenti su grande scala, ma con cicli tecnologici poco adattabili ad eventuali correzioni o modifiche. Successivamente, la nascita del primo controllo numerico portò ad un'evoluzione delle vecchie macchine utensili mono-scopo, poiché da questo momento le lavorazioni potevano essere eseguite con l'ausilio di programmi trascritti con un opportuno linguaggio informatico, e quindi le movimentazioni degli assi potevano essere gestite elettronicamente. Con questo tipo di comando a logica cablata, tutti i movimenti venivano impostati con il collegamento fisico di circuiti elettronici, rendendo comunque difficile modifiche durante la produzione. Negli anni Ottanta, la crescita tecnologica, portò alla nascita del Computer Numerical Control, CNC, affiancando a bordo di ciascuna macchina utensile un elaboratore personale in grado di gestire i programmi con opportuni microprocessori e di comandare gli assi di movimento della macchina. Negli ultimi anni, per migliorare la flessibilità produttiva e aumentare sempre di più la velocità di esecuzione delle lavorazioni, nelle industrie è stato introdotto il DNC (Direct Numerical Control), un sistema per la gestione di un parco di macchine utensili, in grado di gestire le numerose operazioni dei moderni centri di lavoro e centri di tornitura a 5 assi e di archiviare e inviare i programmi per le singole macchine utensili, sfruttando il software di un unico elaboratore centrale.

In Italia, nonostante durante la prima guerra mondiale fossero già stati registrati dati interessanti sullo sviluppo economico del Paese, la prima vera crescita legata alla costruzione di macchine utensili si ebbe nel periodo fascista, per poi affondare in seguito all'esito della guerra. L'avvento del controllo numerico portò a crescite dei valori produttivi legati alle macchine utensili, che

venivano utilizzate sempre in maggior numero nell'industria e che venivano esportate in grandi quantità verso i Paesi europei. Gli anni seguenti, non furono stabili sotto un punto di vista della produzione meccanica (figura 4), facendo registrare dagli economisti un andamento sinusoidale, ma comunque in crescita sempre per effetto delle numerose esportazioni di macchinari, segno del forte apprezzamento della tecnologia italiana in tutto il mondo. La crisi dei mercati globali del 2009 colpì anche l'industria manifatturiera, in quanto la forza economica delle aziende in grado di investire sul settore secondario diminuì, e quindi la produzione di macchine utensili subì un brusco calo. Ad oggi, nel 2018, nonostante la produzione meccanica italiana sia tra le più elevate e potenti a livello mondiale ed europeo, non si sono ancora ristabiliti i valori precrisi.

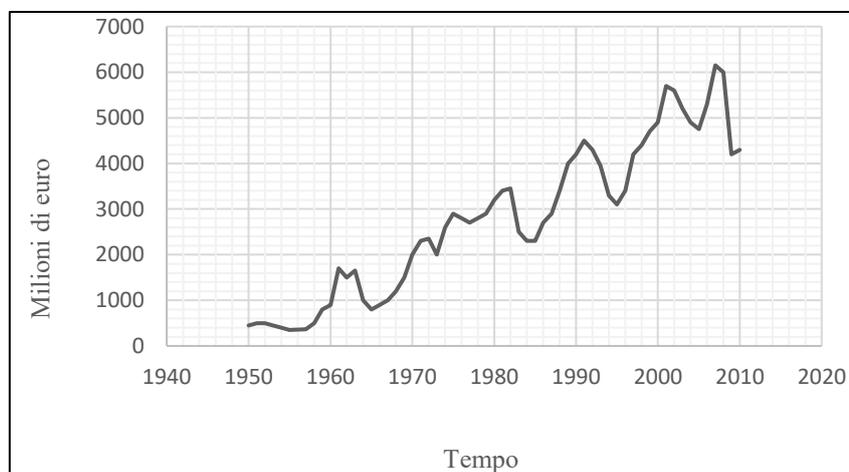


Figura 4. Andamento della produzione meccanica dal secondo dopoguerra ad oggi.

La produzione mondiale attuale di macchine utensili, registra globalmente un fatturato di ben 50 miliardi di euro, di cui il 30% appartiene alla Cina, il 18 % al Giappone e il 5% all'America (in prevalenza gli Stati Uniti), mentre l'Europa ricopre il 34% del valore totale. Così come evidenziato per la situazione italiana, anche la produzione meccanica del resto del mondo è elevata nel settore delle esportazioni, in particolare per i Paesi asiatici, i cui prodotti sono diffusi in larga scala anche in Europa, nonostante nei paesi del vecchio continente la produzione meccanica non sia bassa.

## Struttura meccanica di una macchina utensile

Le parti fondamentali della struttura meccanica di una macchina utensile (figura 5) determinano la qualità delle lavorazioni, in quanto ciascun componente contribuisce alla stabilità del sistema con una propria rigidità statica e dinamica.

La base di una macchina utensile è costituita dal gruppo *bancale*, composto a sua volta dalla tavola porta pezzo e da dispositivi per i movimenti longitudinali e trasversali, azionati con viti a ricircolo di sfere. Le varie parti del bancale scorrono su guide dalla forma a V o dalla forma a U (in questo caso per assorbire meglio il peso, mentre la forma a coda di rondine per minimizzare gli attriti) permettendo l'appostamento del pezzo nel piano normale all'asse del mandrino. Il

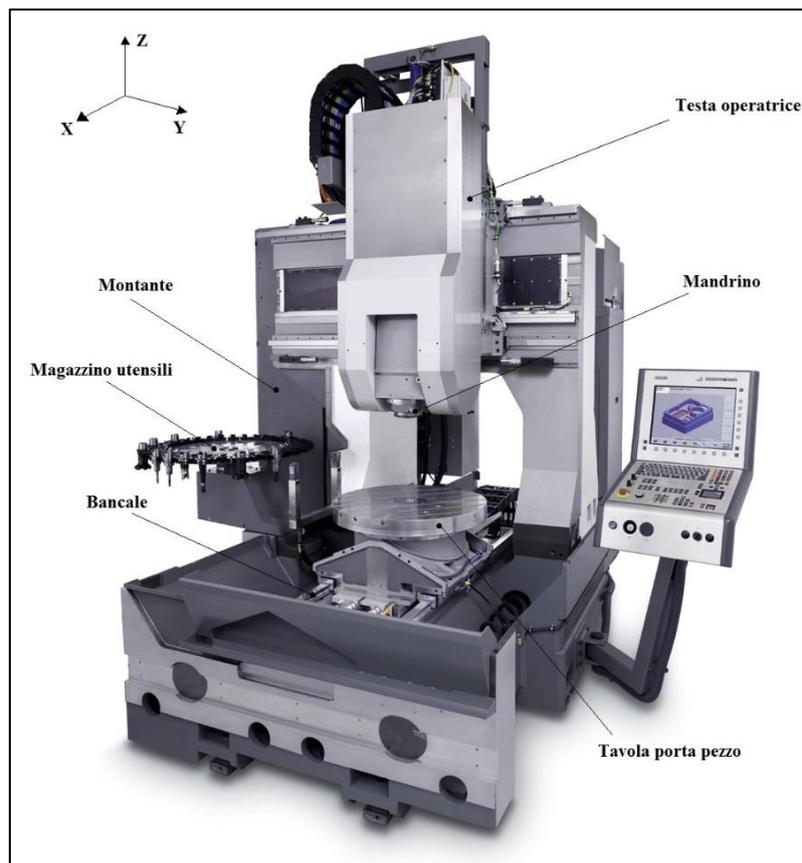


Figura 5. Parti fondamentali della struttura meccanica di una macchina utensile.

gruppo bancale, realizzato la maggior parte delle volte in ghisa, riesce ad attutire gran parte delle vibrazioni innescate durante il contatto utensile-pezzo. Il *montante* invece rappresenta la componente verticale della struttura meccanica, funge da sostegno alla testa operatrice, permettendole di scorrere su delle guide piane rettificatae, e ad un eventuale magazzino utensili.

Per evitare che la stessa *testa operatrice*, cioè il gruppo meccanico che contiene il motore, una serie di ruote dentate per la trasmissione del moto e il mandrino, cada in avanti per effetto del peso e della reversibilità delle viti a ricircolo di sfere (che permettono la discesa e la salita del gruppo lungo le guide del montante) il tutto viene bilanciato da un cilindro idraulico posto sul retro della struttura.

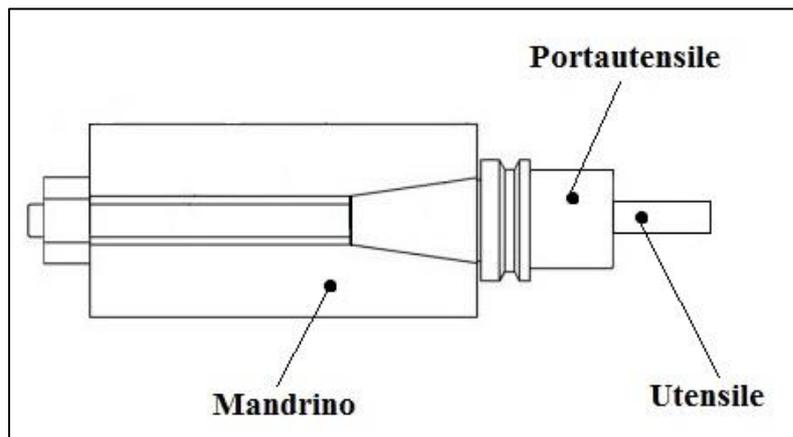


Figura 6. Sistema mandrino-portautensile-utensile.

Il *mandrino* (figura 6) è tra gli elementi più importanti di una macchina utensile. In pratica è un albero rotante, in acciaio cementato e temprato, alloggiato nella testa operatrice, sorretto da due cuscinetti che lo vincolano ad un involucro esterno, il canotto mandrino. Nel design per centri di lavoro, contiene la sede conica per l'accoppiamento con la parte posteriore del portautensile e per il sistema di bloccaggio e ritenuta di quest'ultimo. La forza tirante di bloccaggio è esercitata da molle a tazza disposte in serie che azionano un organo di presa, il quale afferra il codolo avvitato sul portautensile e lo blocca in maniera irreversibile fino al comando di sblocco dell'organo di presa dettato dall'unità di governo. Le dimensioni dell'albero del mandrino incidono fortemente sulle lavorazioni, in quanto determinano non solo la potenza trasmissibile al pezzo, ma anche l'intero corredo di portautensili utilizzabili per le varie operazioni tecnologiche.

I mandrini trasmettono la rotazione all'utensile mediante appunto i *portautensili*, che devono garantire un'adeguata robustezza, precisione e ripetibilità di posizionamento; questi strumenti, realizzati in acciaio cementato e temprato, vengono classificati secondo il diametro di base del cono e in base alla filettatura di aggancio del codolo. Nonostante la rapida diffusione del cono HSK con conicità 1/10 e i vantaggi in termini di rigidità di un cono morse, la maggior parte

delle macchine utensili è ancora oggi attrezzata con mandrini che possano accogliere portautensili con conicità di 7/24 (corrispondente ad un semi-angolo di circa 8.2°), definiti dalle normative BT, ISO, CAT o DIN. La differenza tra queste è data dall'altezza assiale e dalla forma della flangia, che cambia in base al meccanismo di presa del cambio automatico dell'utensile. La parte finale del portautensile, a seconda delle esigenze di lavorazione, può accoppiarsi con l'utensile in maniera differente (calettamento a caldo, montaggio con pinze, forte serraggio, ecc.) in base alla forza che bisogna trasmettere sul pezzo durante la lavorazione.

# Capitolo 1

## Calcolo della stabilità statica con metodi numerici

La ricerca della stabilità statica di un sistema meccanico è il punto di partenza per studiare il comportamento dinamico e reale di una struttura in quanto permette di osservare la risposta del sistema applicando carichi con velocità trascurabili o nulle. Con il termine *stabilità*, si fa qui riferimento ad un'analisi specifica della rigidezza del sistema, che in termini statici si valuta con l'espressione:

$$k = \frac{F}{x}$$

Con questa formula, si definisce la rigidezza come la resistenza di un corpo alla deformazione elastica provocata da un carico applicato. Con i moderni software agli elementi finiti, è possibile suddividere il componente prescelto per l'indagine della stabilità, in tanti piccoli elementi e calcolare su ciascuno di essi la rigidezza locale simulando sforzi di trazione, flessione o torsione. La rigidezza globale del sistema si ottiene da una combinazione delle singole rigidezze elementari.

Nel seguente documento, viene trattata l'analisi della stabilità statica, sotto carichi crescenti di flessione, utilizzando il metodo degli elementi finiti sui *portautensili*, componenti fondamentali nella trasmissione di potenza dal mandrino al pezzo, così da avere una prima indicazione sul comportamento statico del sistema mandrino-portautensile-utensile.

## 1.1 Panoramica sulla letteratura precedente

L'argomento della stabilità di una macchina utensile viene trattato in numerosi testi, ma in questo paragrafo si fa riferimento solo a quelli principali che introducono il calcolo della rigidezza mediante un approccio numerico.

L'analisi della rigidezza di un portautensile, viene trattata nella teoria di *Namazi* [7], in cui il cono del componente viene modellato come una trave di Timoshenko suddivisa in vari elementi, ciascuno dei quali collegati al mandrino con molle traslazionali e rotazionali (figura 1.1). Le molle sono il simbolo che il contatto tra il mandrino e il portautensile non è infinitamente rigido, ma è in funzione di una rigidezza che dipende dall'area cilindrica di contatto.

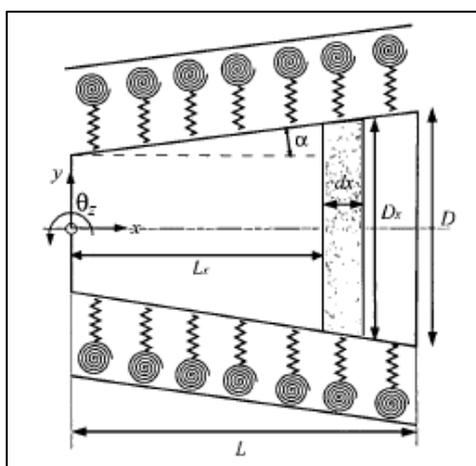


Figura 1.1- Modellazione della rigidezza di contatto mediante molle.

Il limite di questa teoria, presentato dalla trattazione di *Ghanati* [2], è che nell'aumento di rigidezza è implicito un aumento dell'area di contatto, diminuendo l'accuratezza con cui viene calcolata la soluzione del problema statico. La rigidità di un sistema, piuttosto che in maniera distribuita con molle, può essere espressa mediante una variazione continua di pressioni lungo la linea di contatto (figura 1.2).

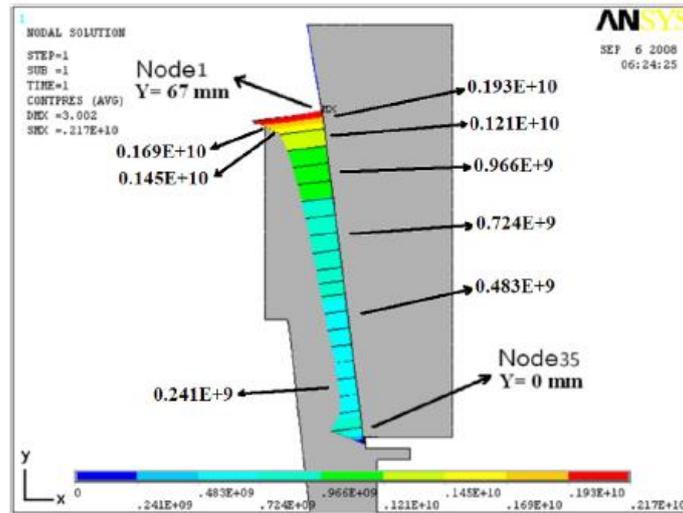


Figura 1.2- Rigidezza di contatto con la distribuzione di pressione.

Come suggerito anche da altri articoli accademici, le pressioni e le rigidezze di contatto sono direttamente proporzionali alla forza di trazione con cui il portautensile è tirato in macchina. Quando il portautensile viene montato in macchina [10], le pressioni di contrazione del cono sono distribuite uniformemente lungo la superficie di contatto con il mandrino. In seguito all'applicazione della forza, per effetto dell'attrito meccanico, le pressioni si distribuiscono in maniera discontinua provocando deformazioni irregolari della superficie conica e della parte terminale del portautensile, che diminuiscono all'aumentare della forza di trazione.

La consultazione di testi e di articoli accademici inerenti, ha quindi mostrato come uno degli elementi critici per la stabilità di una macchina utensile sia proprio il portautensile, la cui rigidezza dipende fortemente dalla forza di tiraggio e le cui deformazioni eccessive possono influenzare le lavorazioni.

## 1.2 Caratteristiche costruttive di portautensili BT

Il portautensile BT, sia nella versione tradizionale sia nella moderna variante a doppio contatto, presenta sempre una conicità posteriore di 7/24, indipendentemente dal diametro di base e dalla lunghezza del cono. Come dimensione del mandrino, nel calcolo è stata scelta una taglia #50, ma il ragionamento rimane il medesimo anche per misure differenti.



## Portautensili BT a doppio contatto

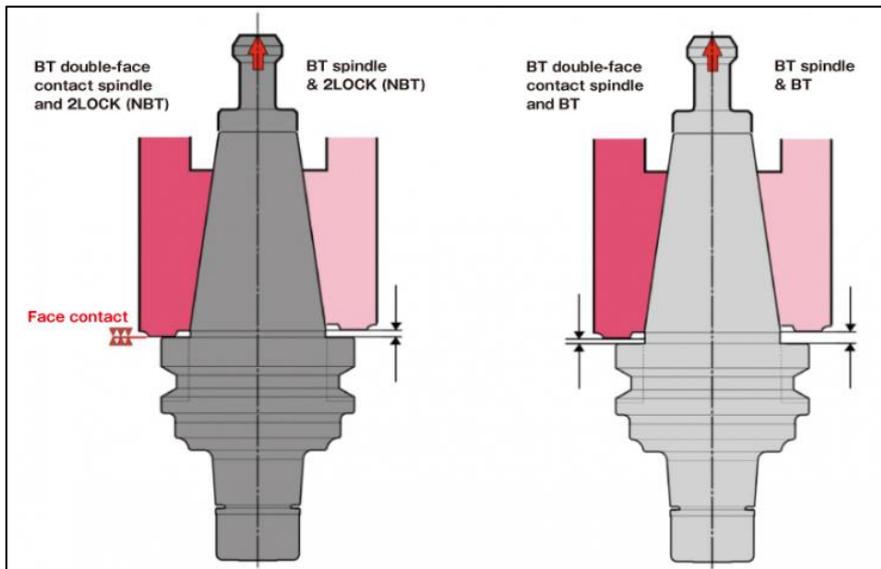


Figura 1.4- Differenze di montaggio tra un BT tradizionale e un BT a doppio contatto.

Definito anche portautensile BT monolitico, la variante innovativa a doppio contatto si differenzia rispetto alla configurazione standard solo per la dimensione della flangia, che si alza da 35 mm a 36.5 mm. Per la creazione del contatto tra la superficie della flangia e il naso macchina, è necessario allungare quest'ultimo di 1.5 mm, con un distanziale anulare, in modo da azzerare la distanza classica presente nel tiraggio di un BT (figura 1.4). Quando la flangia va in battuta sul naso macchina durante l'applicazione del tiro, si genera l'accoppiamento monolitico, e il diametro di presa passa da 69.85 mm a 100 mm, facendo riferimento ora a quello della flangia.

I vantaggi che si ottengono con la scelta di un sistema monolitico sono molteplici a partire dalla maggiore rigidità dell'intero sistema e dall'eliminazione di eventuali disallineamenti lungo l'asse. Se però la percentuale di contatto tra flangia e naso macchina supera il 20 % del contatto totale tra i due corpi, vengono ad innescarsi problemi alle alte velocità, in quanto la sede conica del mandrino tende ad usurarsi prima rispetto al naso macchina provocando errori di concentricità che peggiorano la qualità delle lavorazioni.

### 1.3 Impostazione della soluzione numerica

L'analisi agli elementi finiti per la valutazione dell'andamento della rigidità statica dei due tipi di portautensili, è stata impostata con il software fem *ANSYS WorkBench*, che ha permesso di modellare in maniera completa tutte le zone di contatto del sistema mandrino-portautensile-utensile. Durante l'intera analisi statica, non si è tenuto conto di eventuali tolleranze di lavorazione nell'interfaccia conica; ciò avrebbe comportato tempi di calcolo enormemente maggiori e inoltre si sarebbero introdotte ulteriori variabili in gioco. Si deve quindi tener conto in questo lavoro che l'analisi simulata è uno studio semplificato.

#### 1.3.1 Modellazione delle parti

##### *Portautensile*

Partendo da disegni 2D del portautensile standard e di quello monolitico [9], si è realizzato un modello virtuale 3D (figura 1.5), eliminando dal design le filettature, gli smussi e i raccordi minori, ininfluenti nel calcolo numerico. La parte conica è stata realizzata con maggior accuratezza, seguendo le quote esatte (figura 1.3) in quanto è una superficie fondamentale per il contatto, mentre la parte terminale è stata modellata in maniera meno dettagliata con un cilindro cavo, lungo 67 mm, di diametro esterno 52 mm e foro interno passante di 20 mm, in modo da ridurre i tempi di calcolo dell'elaboratore.

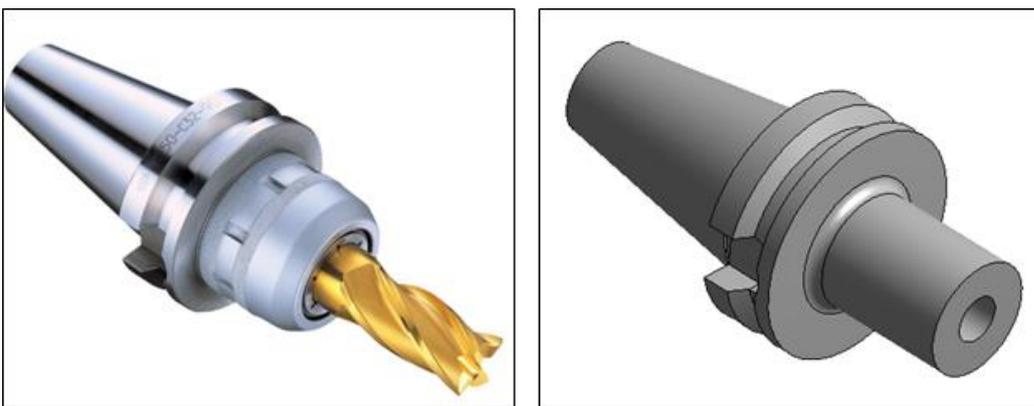


Figura 1.5- Confronto tra il modello reale e il modello virtuale.

Nella libreria dei materiali del software, per entrambi i portautensili è stato selezionato come materiale un acciaio strutturale, con modulo elastico  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , un coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$  e una densità  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ . Come verifica della corretta scelta del materiale, si è confrontato il peso del modello virtuale pari a 4.4 kg con quello del componente reale pari a 4.5 kg, vedendo che sono simili.

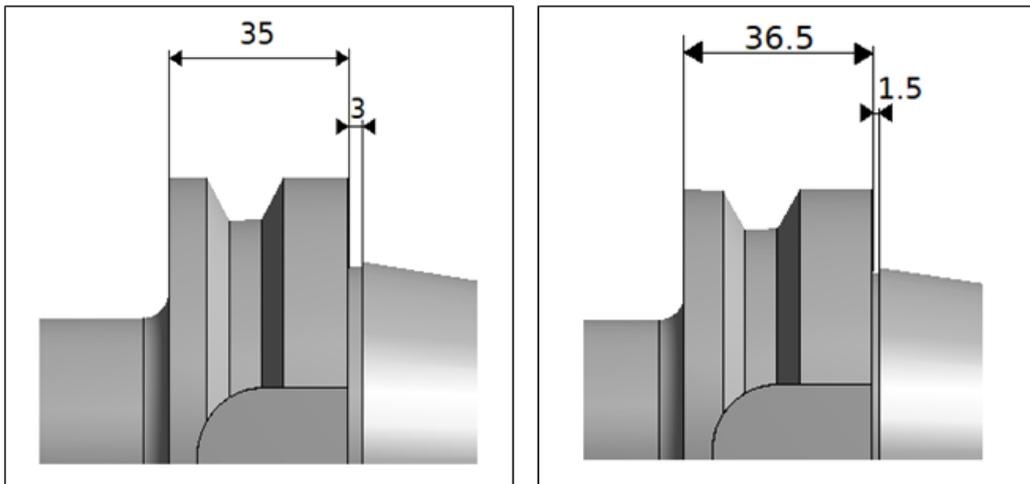


Figura 1.6- Differenza nella modellazione della flangia tra i due portautensili.

Tra le due configurazioni, l'elemento che cambia è la lunghezza della flangia (figura 1.6) che nella versione a doppio contatto aumenta di 1.5 mm (simulazione del distanziale utile a creare il doppio contatto)

### Mandrino

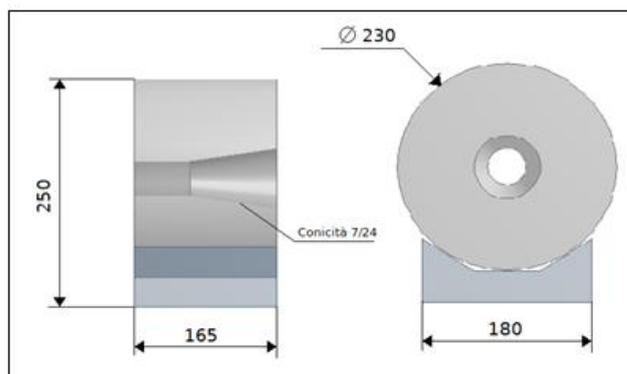


Figura 1.7- Quote rilevate del mandrino di prova.

Le dimensioni del mandrino sono state ottenute dalla rilevazione delle quote fisiche del mandrino di prova utilizzato successivamente per la verifica sperimentale (figura 1.7).

Per semplificare il modello matematico, si è ricorso ad una sorta di diametro equivalente, in modo da poter considerare il mandrino come un cilindro cavo [7]. Le quote del nuovo cilindro sono state ricavate con le formule dell'area e del momento di area:

$$b \cdot h = \frac{\pi \cdot d_{eq}^2}{12}$$

$$b \cdot h = \frac{\pi \cdot d_{eq}^4}{64}$$

Inserendo una base di 205 mm (mediata tra 230 mm e 180 mm) ed un'altezza di 250 mm si ottiene un diametro equivalente di 255 mm. La lunghezza assiale rimane inalterata e pari a 165 mm (figura 1.8), per poi aumentarla di 1.5 mm nella configurazione a doppio contatto. Come materiale è stato scelto nuovamente l'acciaio strutturale con densità pari a  $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$ .

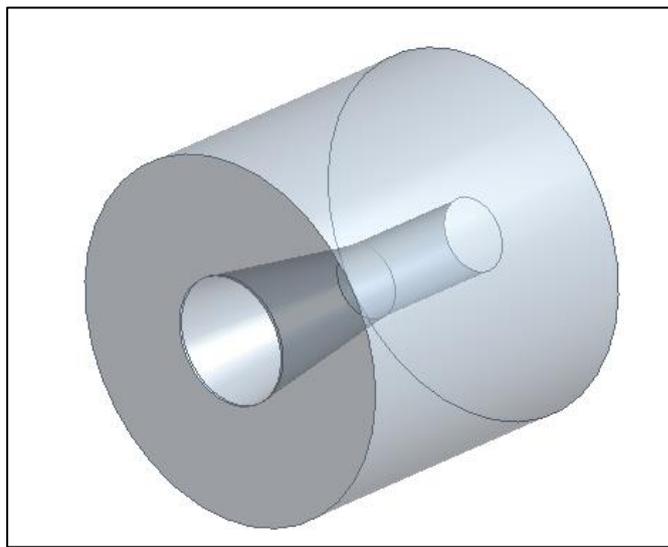


Figura 1.8- Modello virtuale del mandrino di prova.

### *Utensile*

Le geometrie degli utensili usate nell'industria manifatturiera sono di svariato tipo, dalla punta elicoidale alla fresa a inserti, ma per semplificare il calcolo, poiché i grani o le filettature sono inutili dal punto di vista della soluzione, l'utensile è stato modellato con un semplice cilindro pieno in acciaio strutturale di diametro 20 mm e lunghezza 4 volte il diametro.

Alla fine della modellazione 3D con il sottoprogramma *Design Modeler* del software *ANSYS WorkBench*, l'insieme mandrino-portautensile-utensile si presenta così (figura 1.9):

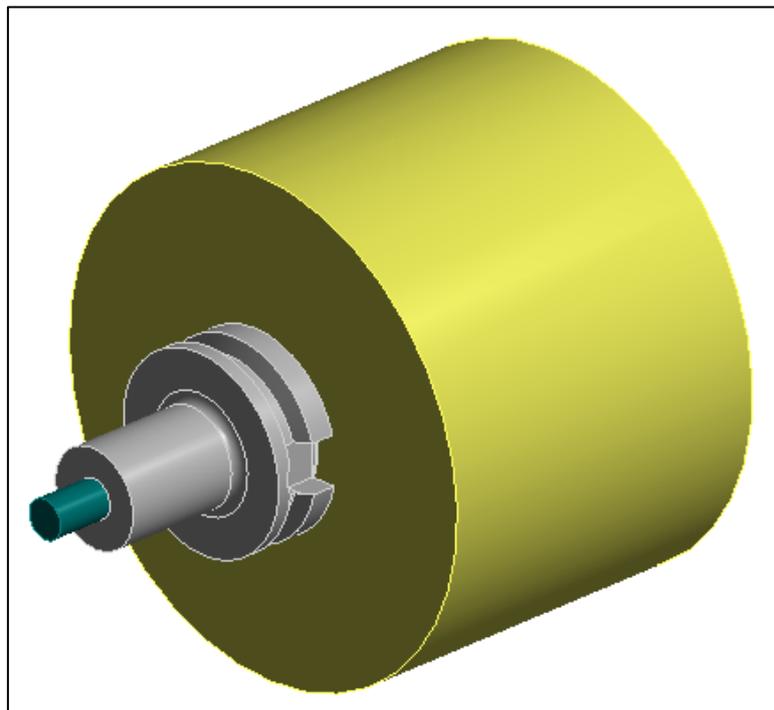


Figura 1.9- Modello virtuale del sistema mandrino-portautensile-utensile.

### 1.3.2 Definizione dei contatti

La scelta dei contatti ha rappresentato il passaggio più delicato dell'intera analisi, poiché da questa scelta dipende la rigidità del sistema simulato. Per entrambi i portautensili, il primo passaggio è stato la selezione degli elementi *contact* e *target*, cioè delle aree a contatto che possono penetrare o meno tra di loro (figure 1.10).

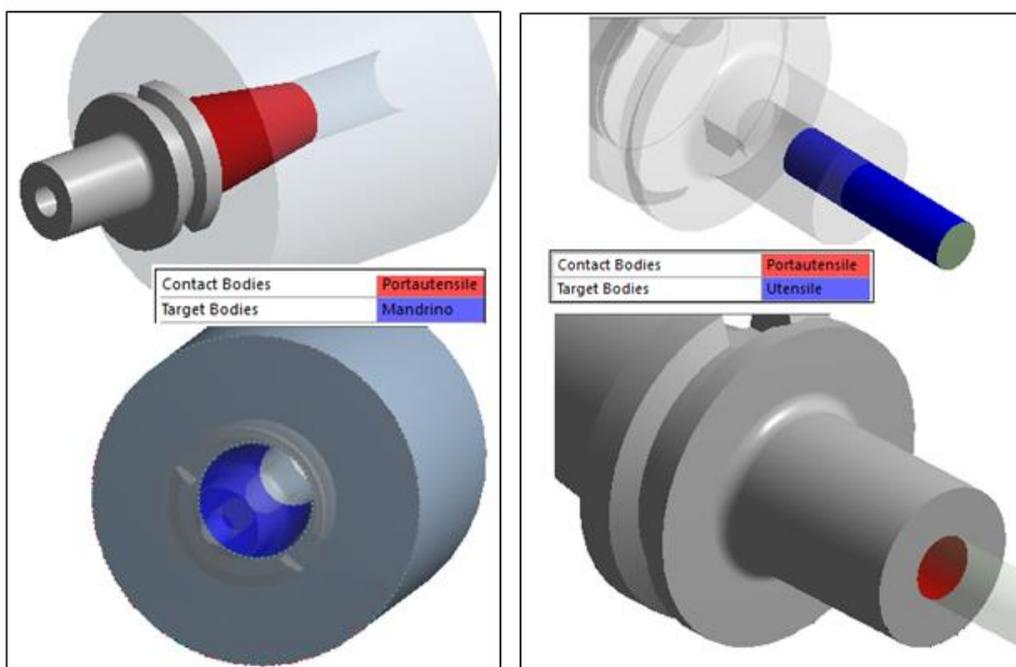


Figura 1.10- Definizione dei contatti del portautensile BT.

Scegliendo l'opzione di contatto asimmetrico, è stato possibile focalizzare l'attenzione sulle deformazioni subite solo dal portautensile durante gli accoppiamenti in quanto il software permette di leggere gli spostamenti dovuti alle compenetrazioni solo sugli elementi *contact*. E' intuitivo pensare, ad esempio, che durante il calettamento del portautensile nel mandrino, siano le superfici coniche del primo a deformarsi e stirarsi maggiormente.

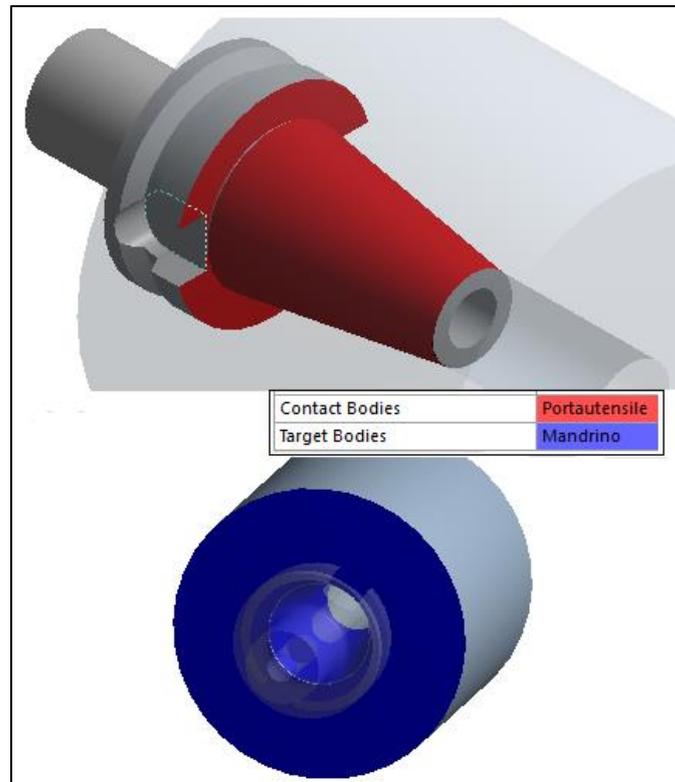


Figura 1.11- Definizione dei contatti del portautensile BT a doppio contatto.

La versione a doppio contatto si differenzia dal BT standard perché nella definizione dei contatti bisogna inserire anche la superficie della flangia e del naso macchina (figura 1.11). Il passo successivo ha riguardato la linearità del contatto. Di default il software impone contatti di tipo fisso (*bonded*) tra le due superfici, generando contatti di tipo lineare. In questo caso, poiché la coppia dal mandrino al portautensile viene trasmessa grazie all'attrito, si è scelto un tipo di contatto *frictional*, introducendo delle equazioni non lineari per il calcolo della soluzione. Come coefficiente di attrito di primo tentativo si è impostato  $\mu = 0.15$ .

### 1.3.3 Scelta della mesh

Applicando una mesh di primo tentativo sulle tre parti del sistema, si sono generati circa 3500 elementi grossolani e distorti, la maggior parte con forma triangolare. Dalla teoria degli elementi finiti [3] è noto come i triangoli non siano in grado di esprimere variazioni di tensione continue tra gli elementi, in quanto le deformazioni di quest'ultimi sono descritte da equazioni di primo grado e quindi poco precise. Inoltre, un reticolo eccessivamente distorto induce a degli errori di calcolo da parte del simulatore. Diminuendo la distorsione del reticolo e infittendo la mesh, il numero degli elementi è salito a circa 34000, con un numero di nodi pari a 132500. Si riportano nello specifico le scelte per ciascun componente del sistema.

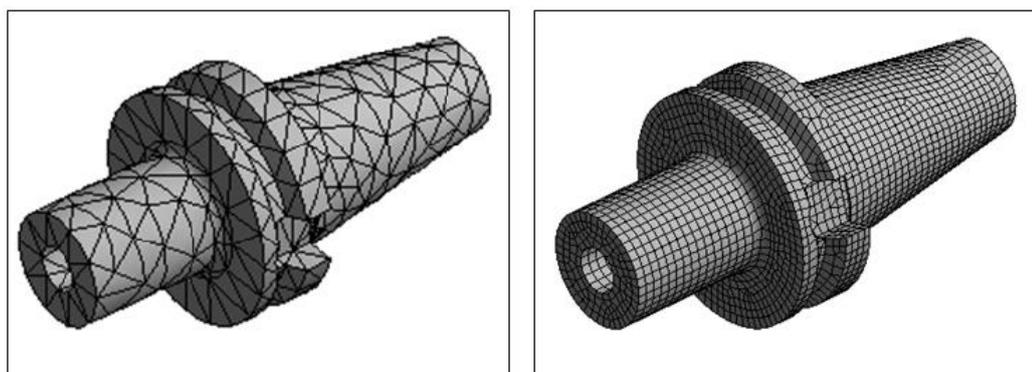


Figura 1.12- Mesh iniziale e definitiva del portautensile.

Per quanto riguarda il portautensile, non si hanno differenze tra il BT standard e il BT monolitico nel passaggio dalla mesh di primo tentativo a quella definitiva (figura 1.12). Sfruttando il metodo di suddivisione degli elementi fornito dal software, *Hex Dominant Method*, si è dapprima generata una mesh a reticolo regolare di elementi quadrangolari e successivamente si è definita la grandezza di ogni elemento pari a 3.5 mm. Sia il cono sia la parte terminale sono stati parametrizzati allo stesso modo in quanto su entrambi i fronti agiranno dei carichi.

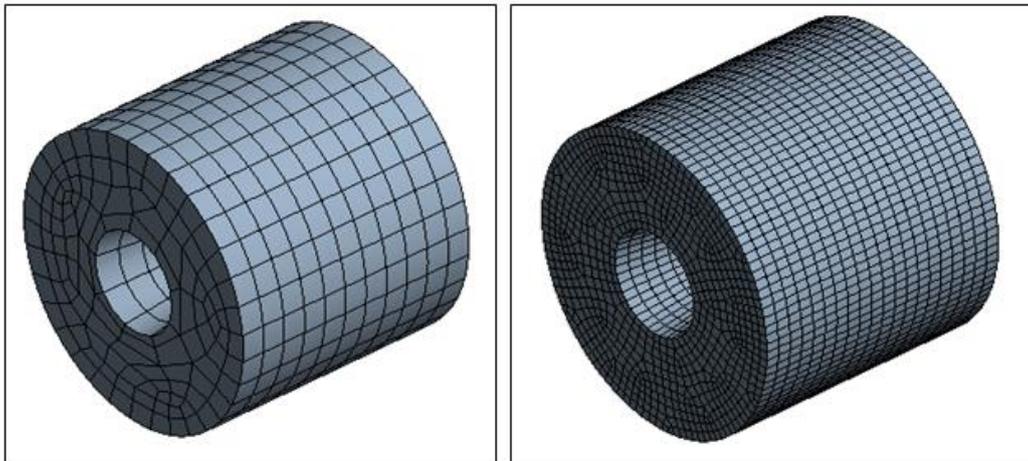


Figura 1.13- Mesh iniziale e definitiva del mandrino di prova.

La mesh di default del mandrino (figura 13), a differenza della precedente, non presentava un reticolo eccessivamente distorto, ma si è comunque deciso di impostare una mesh “mappata”, mediante il metodo di suddivisione *Multizone*, e di procedere con un infittimento, portando la dimensione degli elementi a 6 mm. Per l’utensile (figura 14) si è utilizzato il medesimo metodo di suddivisione della mesh, senza effettuare alcun infittimento.

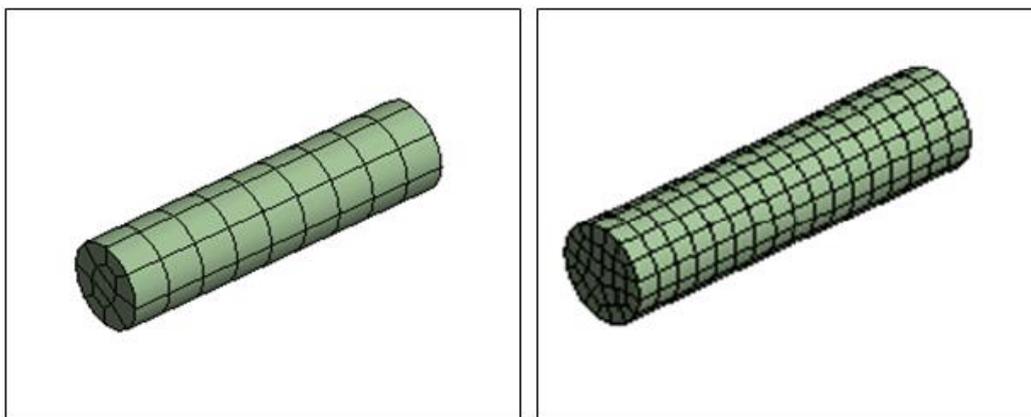


Figura 1.14- Mesh iniziale e finale dell'utensile.

### 1.3.4 Applicazione dei vincoli e dei carichi

Avendo impostato i contatti tra i vari corpi, è stato sufficiente imporre il vincolo solo su uno di essi, il mandrino. È stata scelta la faccia anteriore del mandrino (figura 1.15) in quanto questo rappresenta il componente più stabile dei tre, essendo fissato nella testa operatrice della macchina utensile (nel caso delle prove sperimentali, il mandrino simulatore è la parte rigida ancorata al piano in granito). Dovendo definire una struttura isostatica, è stato utilizzato solo il supporto di tipo fisso e non sono state applicate ulteriori cerniere.

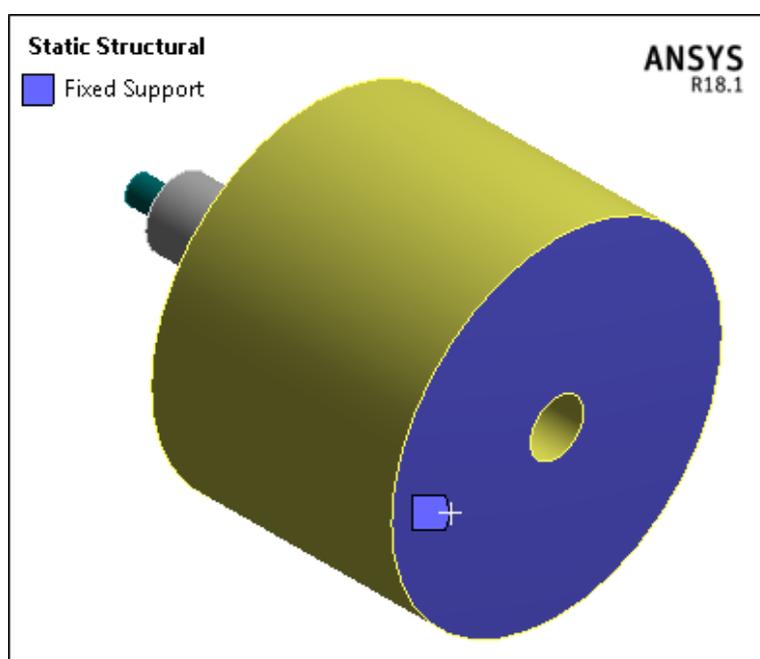


Figura 1.15- Applicazione dei vincoli.

Per quanto riguarda invece i carichi (figura 1.16), le forze in gioco sono essenzialmente due: la forza di trazione posteriore, *Pulling Force*, e la forza di flessione, *Bending Force*. La prima, che simula l'azione dell'organo di presa sul codolo, viene applicata nel foro ricavato nella conicità 7/24, mentre la seconda spinge sull'utensile, in direzione perpendicolare all'asse principale del mandrino e simula la forza di resistenza del materiale che si oppone alla deformazione impressa dalla macchina. È lecito aspettarsi che i valori di queste entità siano elevati, nell'ordine delle decine di kN.

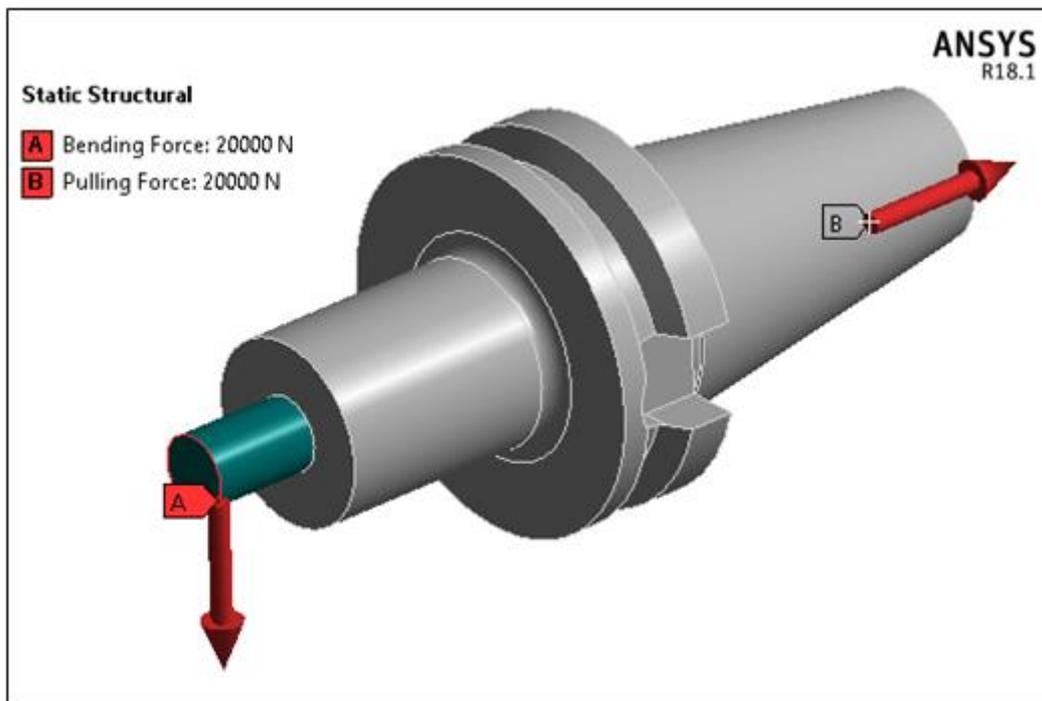


Figura 1.16- Applicazione dei carichi.

#### 1.4 Andamento della rigidezza statica del portautensile

La stabilità statica del portautensile BT, sia standard sia monolitico, è stata calcolata con il software agli elementi finiti applicando al sistema mandrino-portautensile-utensile diversi carichi di flessione in punta all'utensile e variando la forza di trazione del portautensile nel mandrino, in modo da ottenere un grafico riassuntivo forza di flessione-deformazione portautensile. La corretta lunghezza utile dell'utensile e il giusto coefficiente di attrito sono stati valutati partendo da una prova di flessione di un test bar.

### 1.4.1 Prova di flessione su un Test Bar

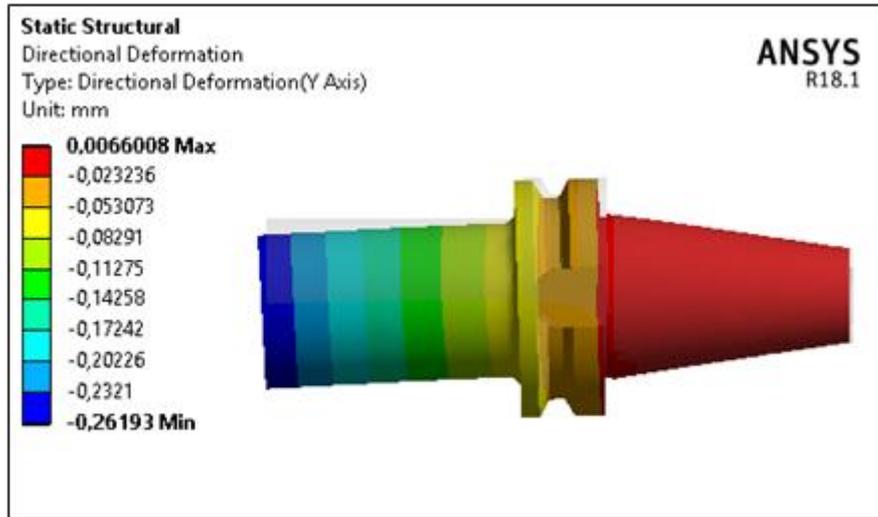


Figura 1.17- Prova di flessione di un Test bar.

Dopo aver reperito da ricerche accademiche precedenti [8] le dimensioni di un Test Bar usato per sperimentare la flessione di un BT50, è stata eseguita in ANSYS una simulazione della stessa prova di flessione al fine di ottenere dei valori indicativi sulla rigidità statica di questi portautensili. Dai documenti si evince che lo strumento di prova ha la parte conica e la flangia identiche a quelle di un portautensile BT50 (figura 1.3), per poi terminare con un cilindro pieno di diametro esterno 65 mm e che si estende oltre il naso macchina di 145 mm. La prova di flessione è stata condotta applicando carichi verticali crescenti da 0 a 25 kN all'estremità del Test Bar, variando il tiro dello strumento nel mandrino, precedentemente modellato, da 5 a 25 kN (figura 1.17). Modificando il valore del coefficiente di attrito sulla parte conica da 0.15 a 0.12, i valori ottenuti sono confrontabili con quelli riportati nei precedenti testi accademici [8], evidenziando la giusta scelta precedente sull'impostazione dei contatti non lineari e sui vincoli. I risultati ottenuti per il BT50 standard sono stati estesi anche al BT50 monolitico.

### 1.4.2 Valutazione della lunghezza dell'utensile e del coefficiente di attrito

La rigidità statica in un sistema del genere è fortemente influenzata dalla scelta della distanza a cui viene applicato il carico di flessione rispetto al naso macchina, e quindi dalla lunghezza dell'utensile.

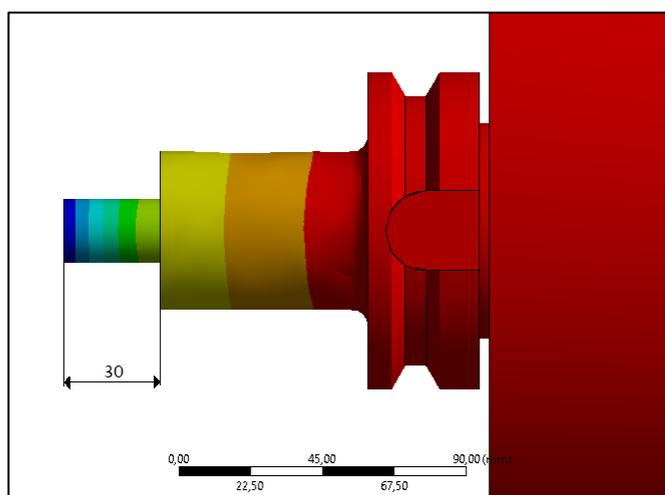


Figura 1.18- Lunghezza utile dell'utensile.

Mantenendo fissa la forza di trazione (20 kN) e quella di flessione (20 kN) è stata modificata la lunghezza dell'utensile di primo tentativo (80 mm) fino al raggiungimento di un valore di deformazione il più vicino possibile alla prova precedente. La lunghezza utile finale dell'utensile risulta 30 mm (figura 1.18).

Per quanto riguarda il coefficiente di attrito, una prima modifica è stata già effettuata nella prova del Test Bar, in quanto nella definizione dei contatti era stato sovrastimato. Lo stesso valore del coefficiente di attrito è stato impostato successivamente nel contatto portautensile-utensile.

## Rigidezza statica e attrito

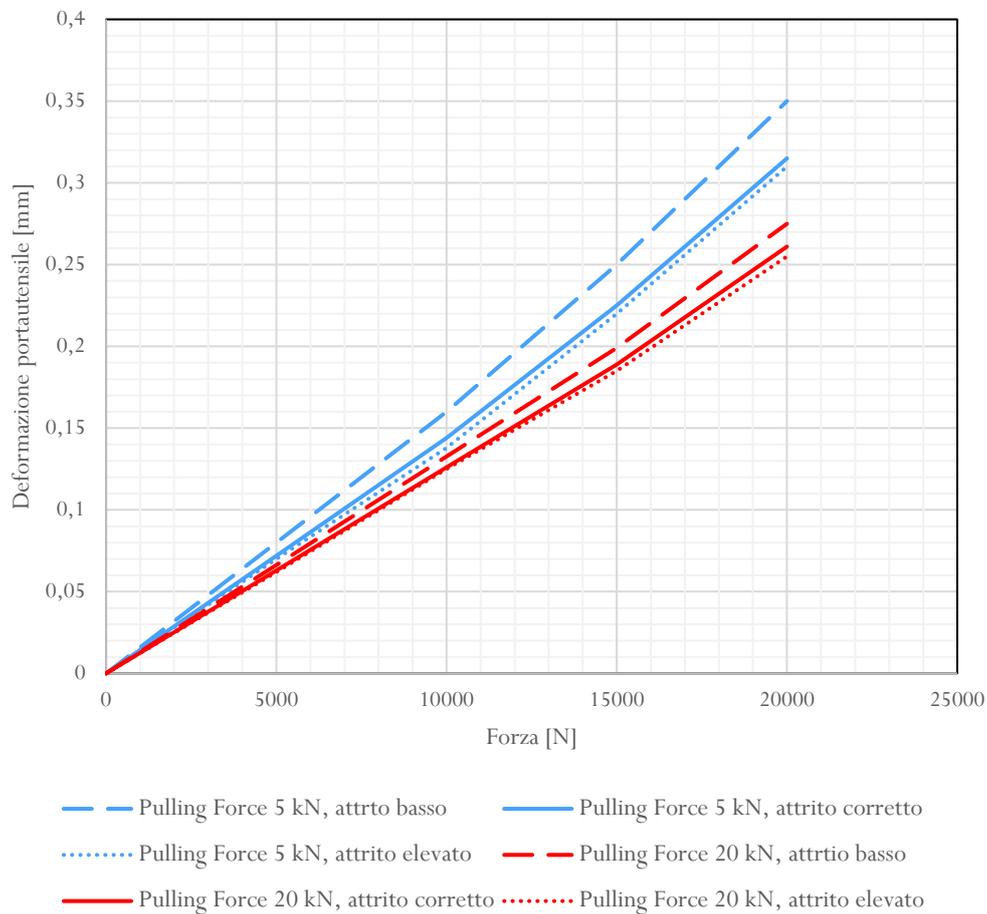


Figura 1.19- Grafico della rigidezza in funzione del coefficiente di attrito.

Come ulteriore verifica, è stata valutata la risposta del sistema alla flessione mantenendo nuovamente fisse le forze sopra citate, la lunghezza dell'utensile di 30 mm e il coefficiente di attrito sull'utensile, facendolo invece variare da valori di 0.25 a 0.07 sulla parte conica. Con attriti relativamente bassi (si può pensare ad esempio ad un cono eccessivamente sporco di grasso), le deformazioni flessionali sono troppo elevate (figura 1.19) rispetto alla prova del Test Bar e quindi non possono essere accettate (motivo per cui le case costruttrici di portautensili consigliano sempre un'attenta pulizia prima del montaggio in macchina); viceversa, se si impostano attriti superiori a 0.2, le deformazioni diminuiscono, ma peggiora lo stato di tensione sulla superficie conica (figura 1.20).

Definito quindi una lunghezza utile dell'utensile pari a 30 mm e un coefficiente di attrito pari a 0.12, è possibile iniziare il calcolo della rigidezza tra le due configurazioni di portautensili, BT50 standard e BT50 monolitico.

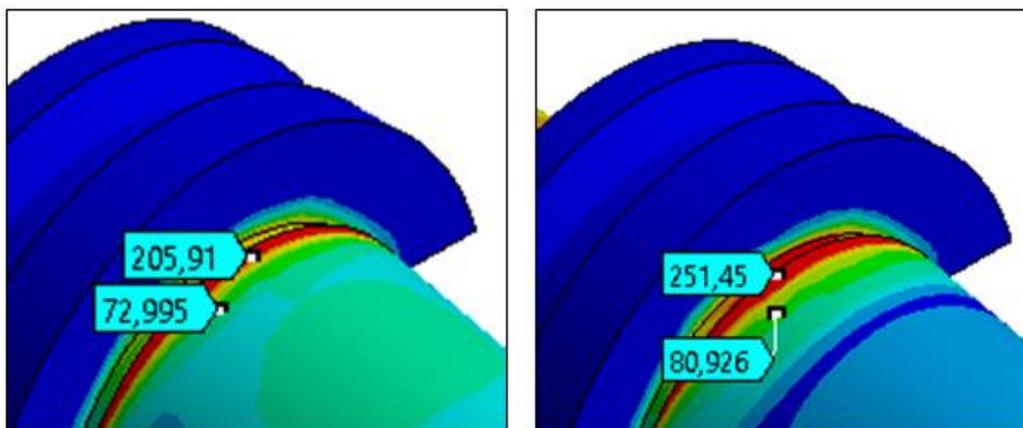


Figura 14.20- Stato di tensione superficiale sul cono con coefficiente di attrito pari a 0.12 (sinistra) e 0.2 (destra).

### 1.4.3 Distribuzione delle tensioni superficiali sul cono

#### *BT50 standard*

Per dimostrare che la forza di trazione sul portautensile incide in termini di rigidezza, è stato valutato lo stato di tensione superficiale con la tensione equivalente di Von Mises, applicando al portautensile solo il tiraggio posteriore variabile tra 5 e 20 kN.

Si evince come, al variare della Pulling Force, la distribuzione delle tensioni sul cono non sia lineare (figura 1.21) per effetto dell'attrito, raggiungendo i picchi di valore all'inizio e alla fine del cono. Per valori di tiro elevato, l'entità delle tensioni sul cono aumenta, ma queste non rappresentano un fattore di criticità, in quanto non superano mai il 10% del carico di rottura del materiale.

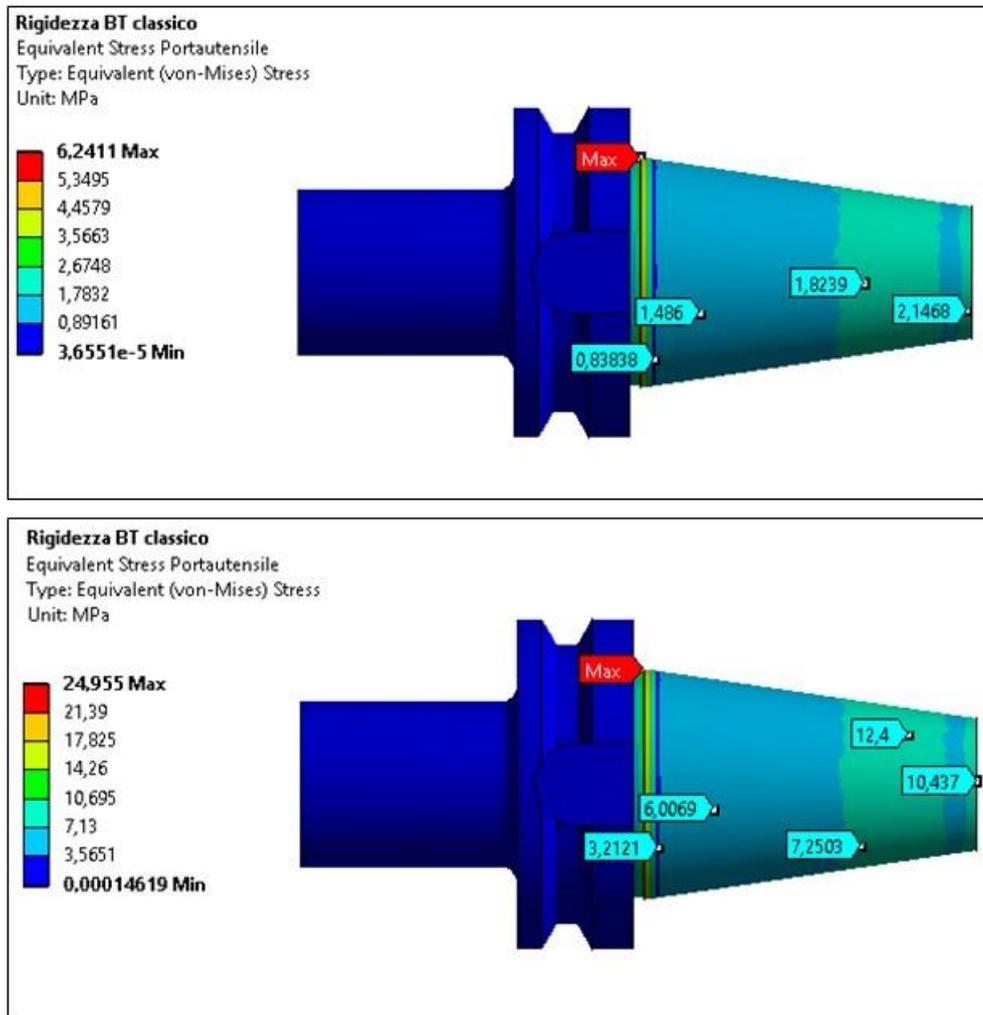


Figura 1.21- Distribuzione delle tensioni sul cono BT standard con tiraggio da 5 kN (in alto) e 20 kN.

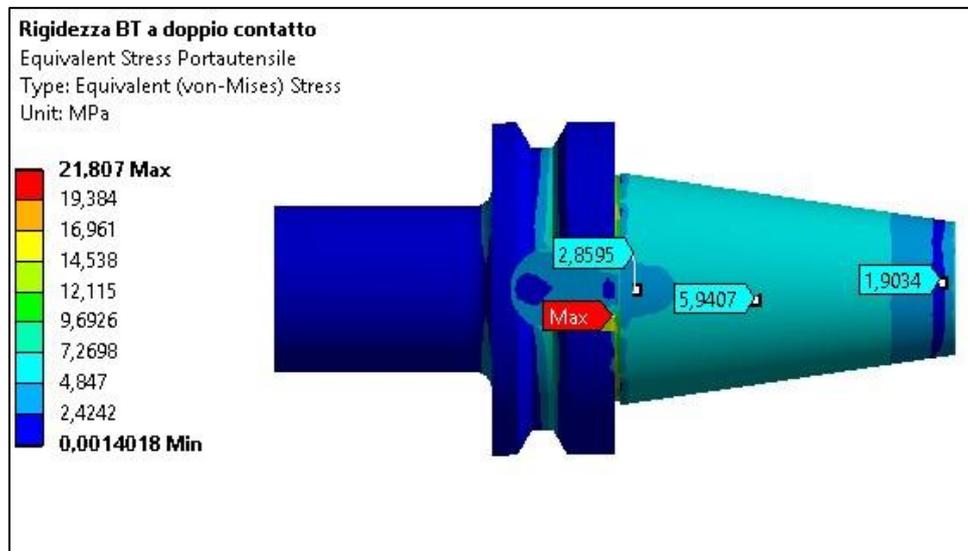
*BT50 a doppio contatto*

Figura 1.22- Distribuzione delle tensioni sul cono BT a doppio contatto con un tiraggio di 20 kN.

Anche per la configurazione monolitica, un aumento della forza di trazione, a parità di coefficiente di attrito, induce uno stato tensionale peggiore e non lineare. La differenza rispetto alla configurazione precedente sta nel valore delle tensioni che risultano più basse (figura 1.22) in quanto parte della forza di tiro viene scaricata sulla flangia del portautensile.

### 1.4.4 Valutazione della rigidità statica

*BT50 standard*

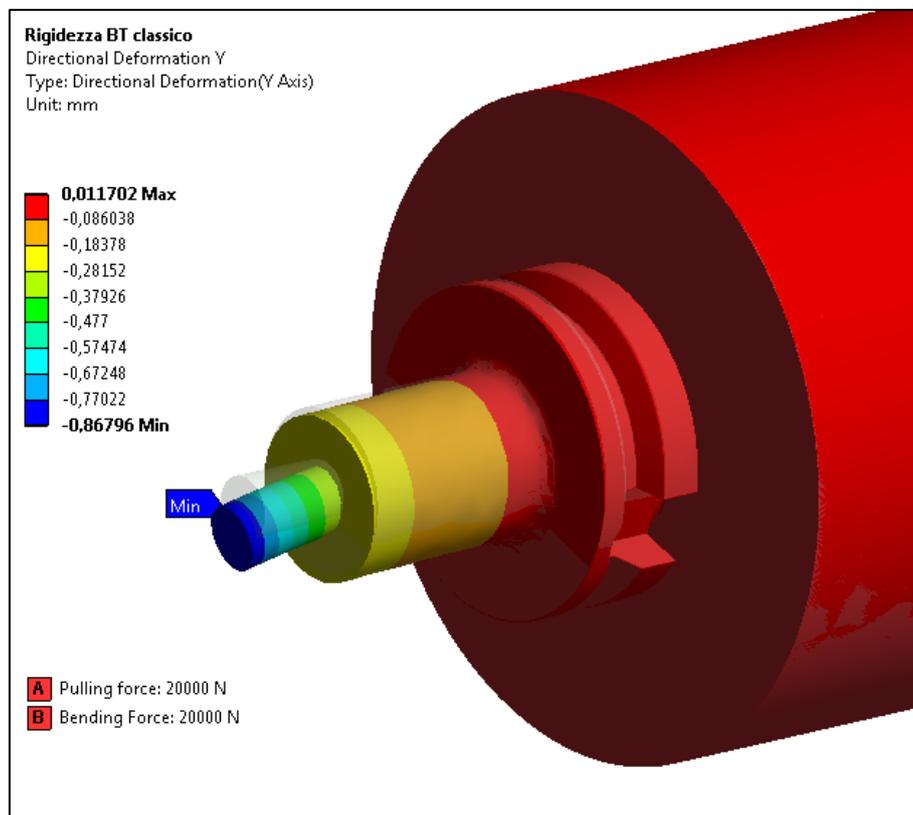


Figura 1.23- Deformazione flessionale dell'utensile nel caso di un portautensile BT standard.

L'analisi agli elementi finiti è stata condotta sul sistema esercitando carichi di trazione crescenti da 5 kN a 25 kN lungo l'asse del mandrino ed applicando forze verticali da 0 N a 20 kN sull'utensile ad una distanza fissa di 135 mm rispetto al naso macchina (figura 1.23). Ciò nonostante, per la costruzione del grafico della rigidità sono stati utilizzati i valori di deflessione del portautensile, in quanto l'obiettivo è la ricerca della stabilità di quest'attrezzatura. Applicare la forza direttamente sul portautensile avrebbe alterato i risultati poiché nella realtà le forze statiche vengono trasmesse allo stesso portautensile dal contatto pezzo-utensile.

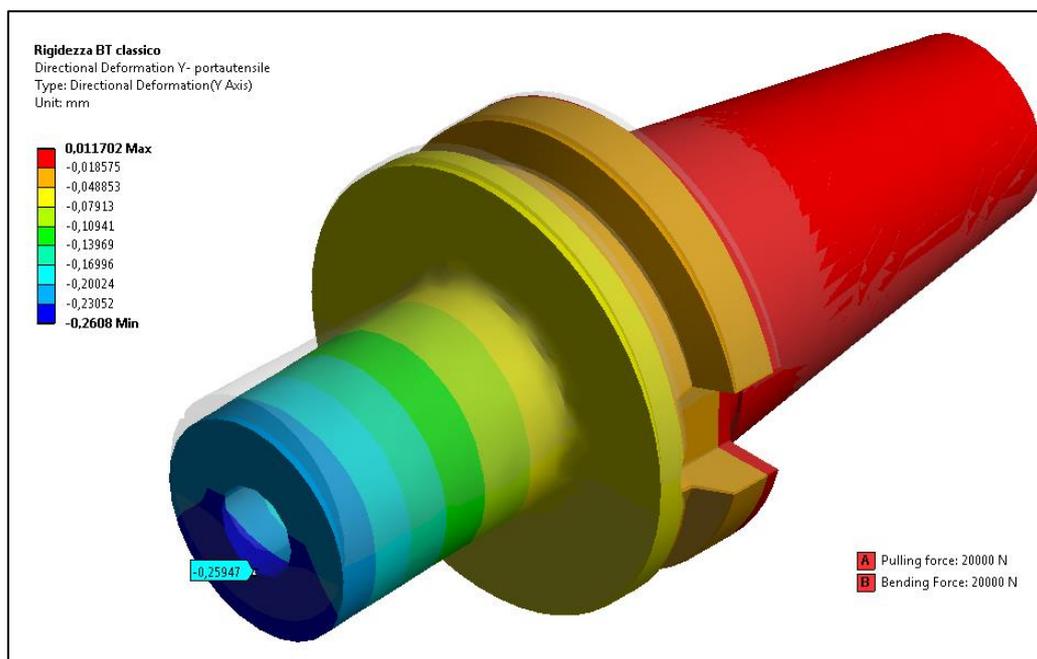


Figura 1.24- Deformazione flessionale del portautensile BT standard.

I valori delle deformazioni sul portautensile ottenuti in ANSYS mostrano come i risultati siano simili con i risultati della prova di flessione del Test Bar, di cui si è discusso precedentemente, facendo intuire la giusta scelta della lunghezza dell'utensile e del coefficiente di attrito (figura 1.24)

Il risultato (figura 1.25) fondamentale è che la rigidità del sistema cresce all'aumentare della forza di trazione in macchina, fino al raggiungimento di un punto di stabilità delle forze in gioco e della risposta del materiale oltre cui non si apprezzano guadagni in termini di deformazioni. Con un tiro minimo di 5000 N, applicando una forza verticale di 20000 N, si ha la situazione più critica, con una deflessione verticale del portautensile pari a 0.32 mm. I risultati completi sono riportati in *appendice A*.

### Rigidezza statica BT50

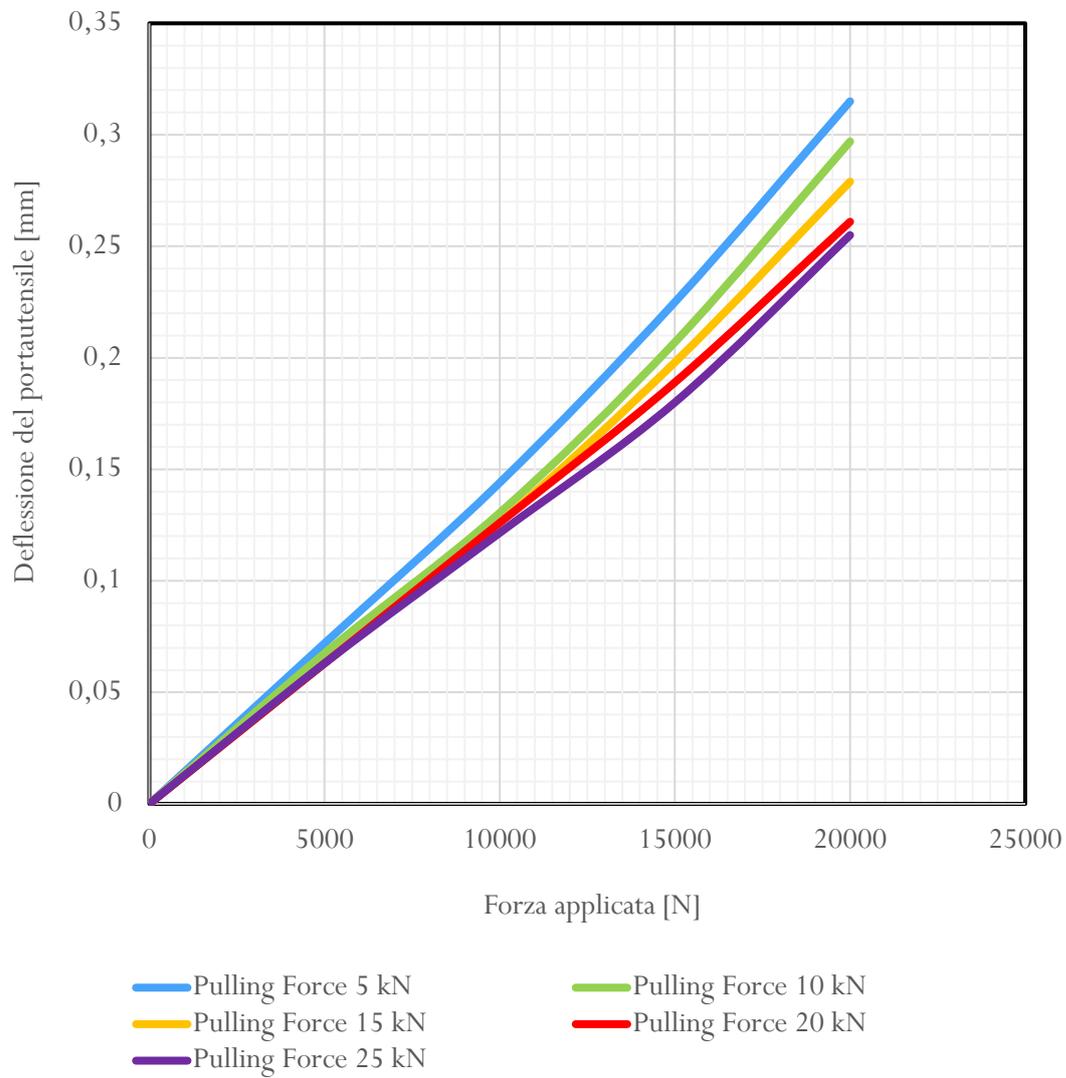


Figura 1.25- Andamento della rigidezza statica di un portautensile BT 50 tradizionale.

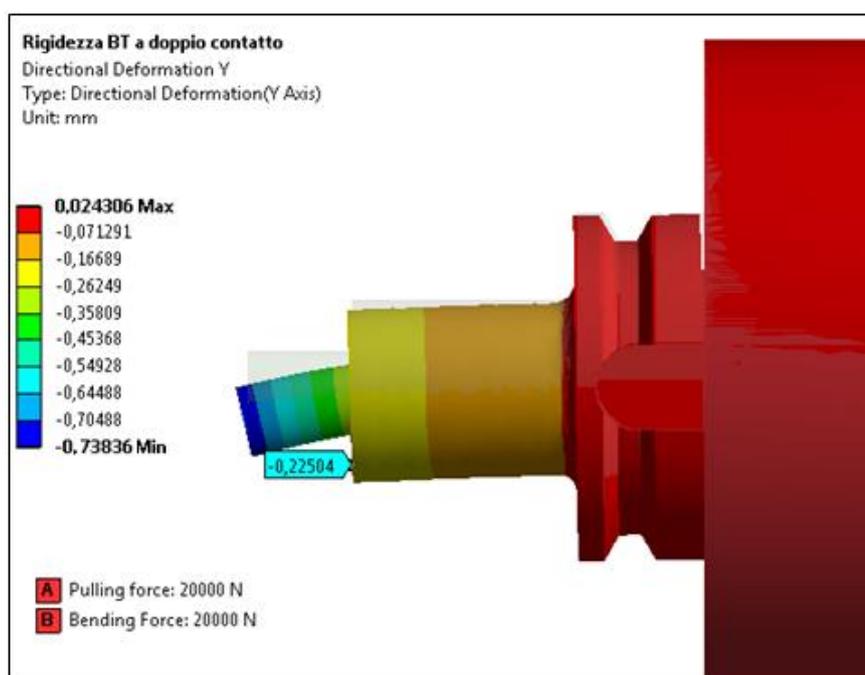
*BT50 a doppio contatto*

Figura 1.26- Deflessione dell'utensile con un portautensile BT a doppio contatto.

Ripetendo la prova di flessione precedente, per effetto del doppio contatto, i risultati sono differenti. L'attuale configurazione del sistema genera una struttura monolitica, che staticamente è più rigida di un portautensile standard in quanto si annulla il gap esistente tra la flangia del portautensile e il naso macchina, creando un blocco unico (figura 1.26). Si può notare nuovamente che le deformazioni del portautensile diminuiscono all'aumentare della forza di tiro del portautensile. La convergenza delle deformazioni questa volta si ottiene con un tiro di 30 kN (figura 1.27).

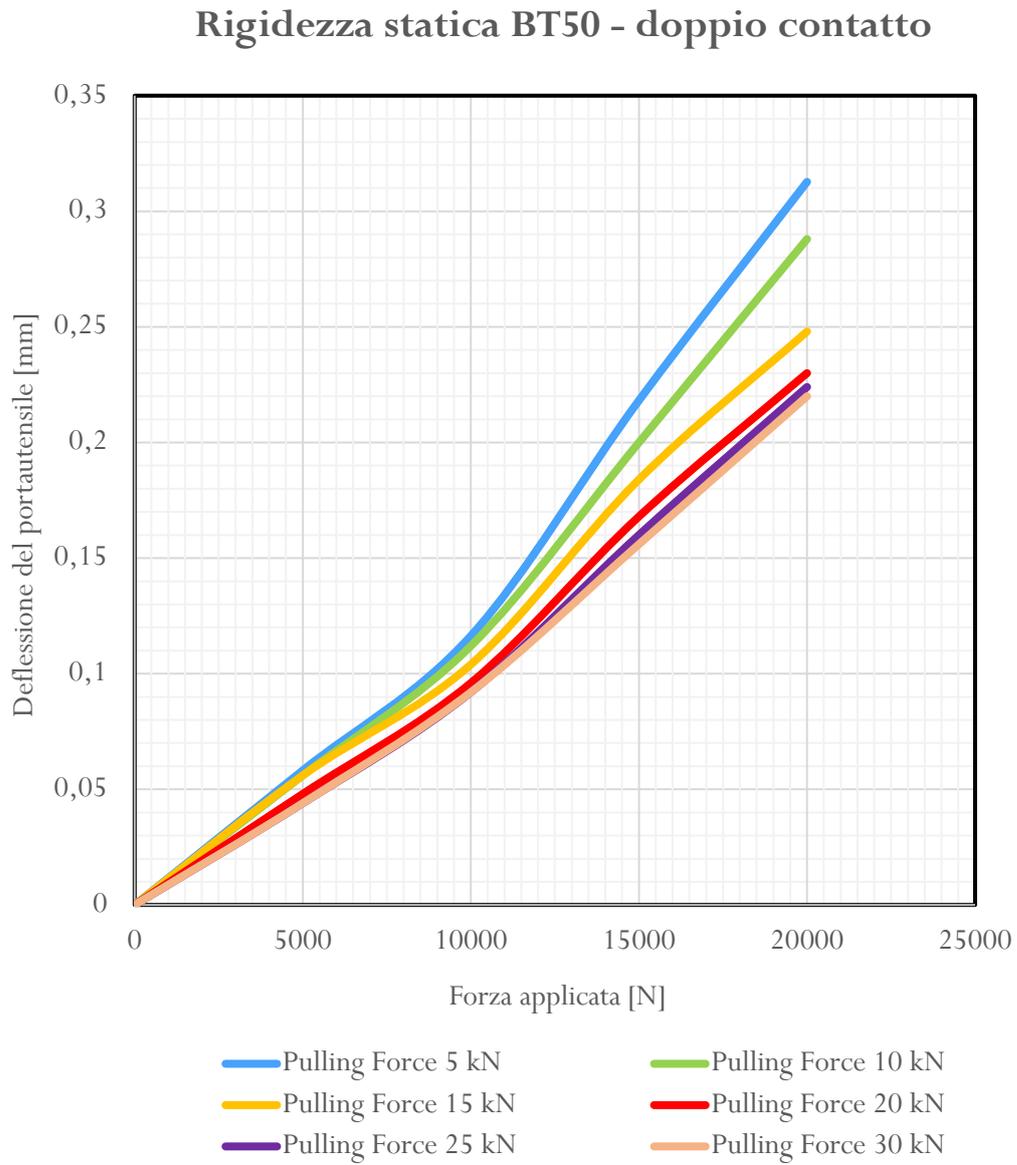


Figura 1.27- Andamento della rigidezza di un portautensile BT50 a doppio contatto.

Dalle prove effettuate con il software emerge che il portautensile monolitico presenta una rigidità maggiore rispetto alla soluzione standard quando vengono applicate forze di trazione maggiori di 15 kN. Se i valori di tiraggio sono bassi, la reazione vincolare del naso macchina tende ad espellere la flangia, non creando un contatto perfetto tra le parti. Superato un valore minimo di tiro, è possibile apprezzare come le deformazioni flessionali, a parità di forza applicata e di distanza dal naso macchina (135 mm), siano minori nella soluzione innovativa rispetto al BT tradizionale, segno di una maggiore stabilità del sistema. La piccola variazione in centesimi che si ha tra i due tipi di portautensili non deve trarre in inganno: nonostante la differenza sia sottile, si deve tener presente che i ragionamenti sono fatti ad una distanza di 105 mm rispetto al naso macchina, ma i portautensili in genere possono essere sovraccaricati anche a distanze pari a 4-5 volte il loro diametro, portando quindi a dei valori più critici.

In entrambi i casi è possibile osservare che l'aumento della forza di tiraggio produce un effetto positivo per la rigidità dei portautensili che segue un andamento generalmente lineare. Per la soluzione standard è sufficiente esercitare un tiro di 20 kN per stabilizzare il sistema, mentre con una macchina a doppio contatto si devono raggiungere i 25/30 kN.



## Capitolo 2

### Verifica della stabilità statica con prove sperimentali

Nel mondo ingegneristico, le tecniche di soluzione numerica vengono utilizzate sempre di più per prevedere i comportamenti fisici di una struttura e per analizzarne i problemi, ma spesso si perde di vista il senso pratico della realtà. A tal proposito, per validare l'analisi progettuale precedente, sono state eseguite delle prove di flessione sui portautensili in laboratorio, per avere una conferma dei dati ottenuti con la simulazione. Le prove sperimentali sono state svolte presso il laboratorio interno dell'azienda *Vega International Tools s.r.l.*

#### 2.1 Progettazione della macchina di spinta

Le prove pratiche di flessione sono state realizzate mediante una macchina di spinta progettata e costruita nello stesso laboratorio (figura 2.1). Il problema principale, riguardante l'applicazione del carico, è stato risolto con l'utilizzo di un sistema di spinta composto da una vite M10 x 90 in acciaio temprato, un dado M10 e un supporto in acciaio contenente una cella di carico connessa a sua volta allo strumento di lettura esterna. Essendo fondamentale applicare il carico ad una certa distanza dal naso macchina è stata progettata una trave a sbalzo in acciaio C45, con un'asola passante per sistemare al suo interno il sistema di spinta sopra descritto (figura 2.2).

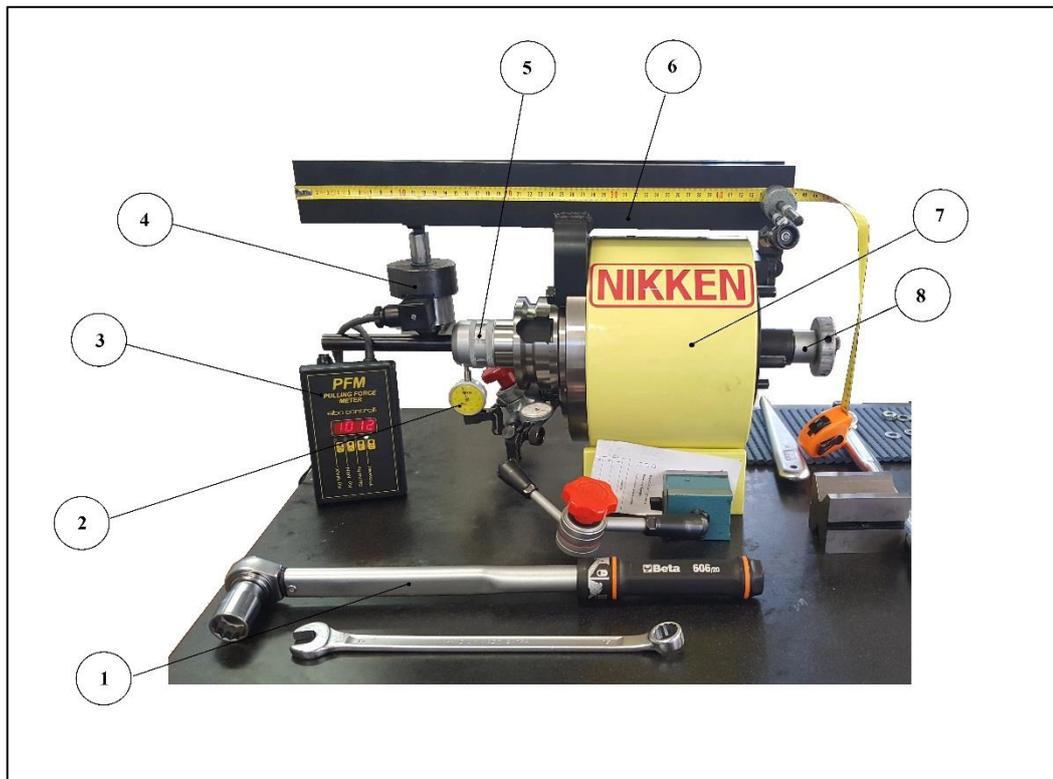


Figura 2.1- Componenti della macchina di spinta:

- 1) Chiave dinamometrica,
- 2) Set di comparatori centesimali,
- 3) Dispositivo di lettura del carico,
- 4) Gruppo di spinta vite-dado-spessore in acciaio,
- 5) Portautensile,
- 6) Trave a sbalzo,
- 7) Mandrino di prova,
- 8) Vite di tiraggio

I carichi crescenti di flessione sono stati applicati avvitando il filetto e mandandolo in battuta contro il supporto leggendo di volta in volta il valore del carico sul display del lettore di forza. Il carico di tiraggio è stato invece registrato mediante una chiave dinamometrica.

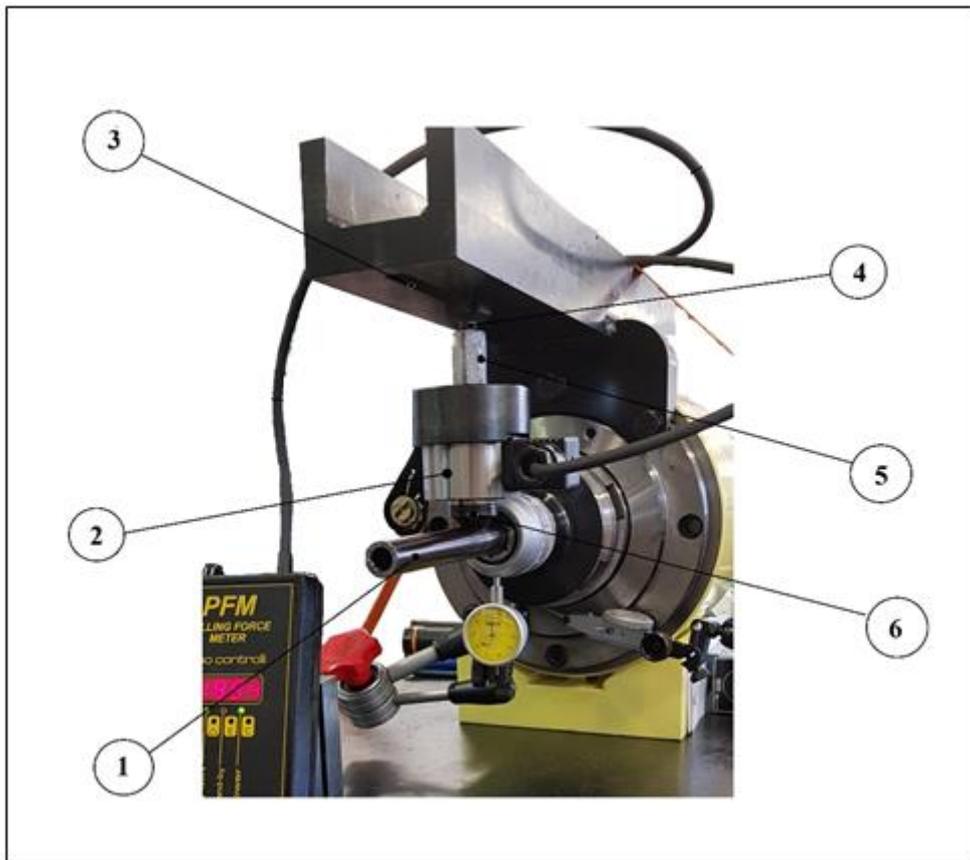


Figura 2.2- Componenti del sistema di spinta:

- 1) Utensile
- 2) Cella di carico
- 3) Asola passante per il posizionamento del sistema
- 4) Vite M10x90
- 5) Dado M10
- 6) Perno di spinta

### 2.1.1 Trave a sbalzo

Nella progettazione della trave a sbalzo si è tenuto conto principalmente della lunghezza della struttura e della resistenza del materiale. La lunghezza finale della trave di 470 mm è stata calcolata a partire dalla lunghezza del mandrino di prova (165 mm), addizionata alla distanza di applicazione del carico utilizzata nella simulazione agli elementi finiti (135 mm) e maggiorata con un coefficiente di sicurezza di 1.5. L'asola è stata ricavata in modo che si accoppiasse nel lato inferiore con un tassello a T per la guida della filettatura M10 e che permettesse di raggiungere la distanza minima dal naso di macchina necessaria per la prova. La trave è stata costruita con un sostegno in modo da poterla vincolare in maniera fissa al mandrino con 3 viti M10. Le quote complete del progetto della trave (figura 2.3) modellata con *Autodesk Inventor* sono riportate nell'appendice B.

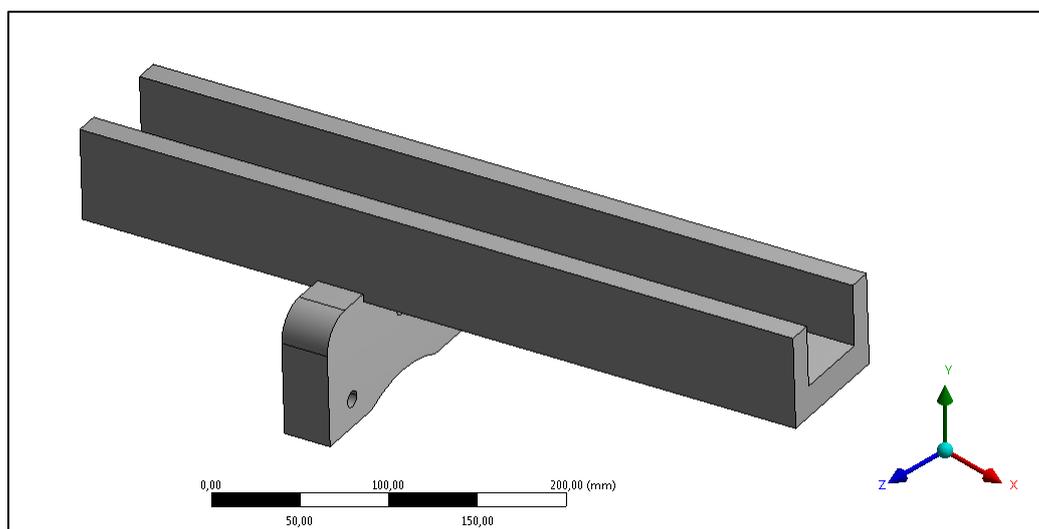


Figura 2.3- Modello virtuale della trave a sbalzo.

Dopo aver definito le misure caratteristiche dell'attrezzatura si è selezionato il materiale con cui realizzarla, valutando sia l'acciaio C45 che l'alluminio in ANSYS (figura 2.4). Scegliendo di costruire la trave in acciaio, a scapito della leggerezza del sistema, le deformazioni subite dalla trave in seguito alla reazione della forza verticale sull'utensile sono minori e quindi influenzano meno il successivo risultato di lettura con i comparatori.

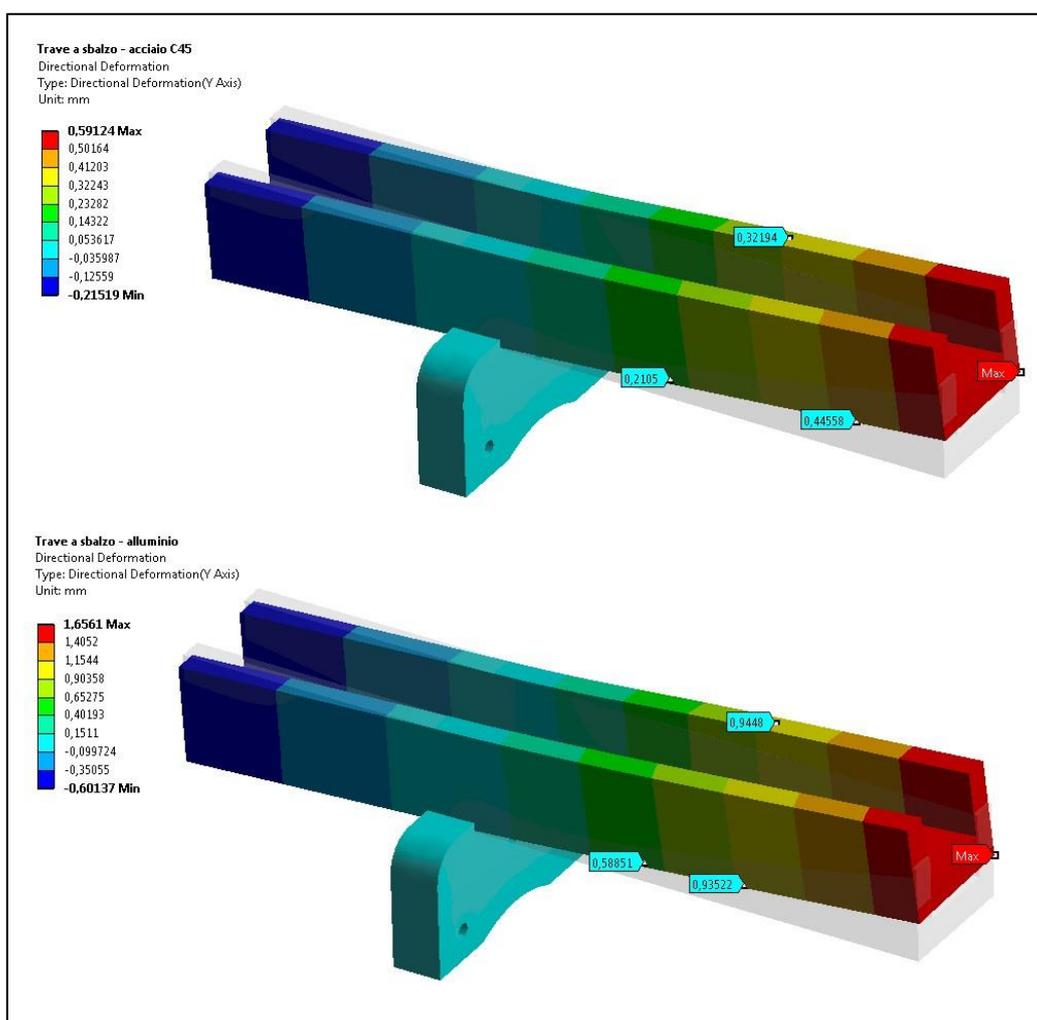


Figura 2.4- Confronto tra la sollecitazione della trave in acciaio C45 e in alluminio.

### 2.1.2 Misuratore di forza

Il misuratore elettronico di forza (figura 2.5) è uno strumento di misura che permette di verificare velocemente le forze applicate in un sistema. Nelle prove sperimentali è stato utilizzato sia per la verifica della forza di trazione sia per controllare il valore istantaneo della forza verticale sull'utensile (in questo caso ha assunto la funzione di una cella dinamometrica).



Figura 2.5- Strumento di misurazione elettronica delle forze.

La cella di carico utilizzata è costituita da un corpo robusto di forma cilindrica, contenente 4 estensimetri collegati a ponte di Wheatstone, da cui fuoriesce il cavo elettrico che si collega al display elettronico. Comprimeando la cella, gli estensimetri rilevano la deformazione subita e, proporzionalmente alla variazione di lunghezza, generano un segnale in Volt in uscita che viene letto dal misuratore elettronico. Il carico massimo leggibile dalla cella utilizzata è di 2000 kg (circa 20 kN).

### 2.1.3 Chiave dinamometrica



Figura 2.6- Chiave dinamometrica

La chiave dinamometrica (figura 2.6) è uno strumento utilizzato nella pratica industriale per imprimere il giusto valore di coppia ad una vite o a un dado per evitare di sforzare eccessivamente il filetto. Nell'esperimento, al fine di calcolare la giusta forza di trazione da applicare al portautensile durante il montaggio nel mandrino, è stata usata una chiave a lettura analogica lunga 470 mm, con l'attacco da  $\frac{1}{2}$ " e con un range di coppia regolabile tra 20 e 400 N·m.

## 2.2 Raccolta dei dati sperimentali

Dopo aver preparato tutti gli strumenti necessari al test pratico e aver progettato e costruito la macchina di spinta, è stato eseguito l'esperimento calcolando i valori finali di deflessione utili a comprendere la rigidità statica del sistema, che sono stati successivamente confrontati con i valori degli spostamenti ottenuti con il metodo agli elementi finiti. Tutte le prove sperimentali, sono state svolte in laboratorio al riparo da agenti atmosferici esterni, a temperatura ambiente controllata (20°) e umidità relativa compresa tra il 40 % e il 50%.

### 2.2.1 Verifica della forza di trazione

Per imprimere il carico di trazione corretto ai portautensili durante la prova di flessione, è stato necessario un previo controllo del tiraggio mediante lo strumento per la misurazione della forza di trazione (figura 7).

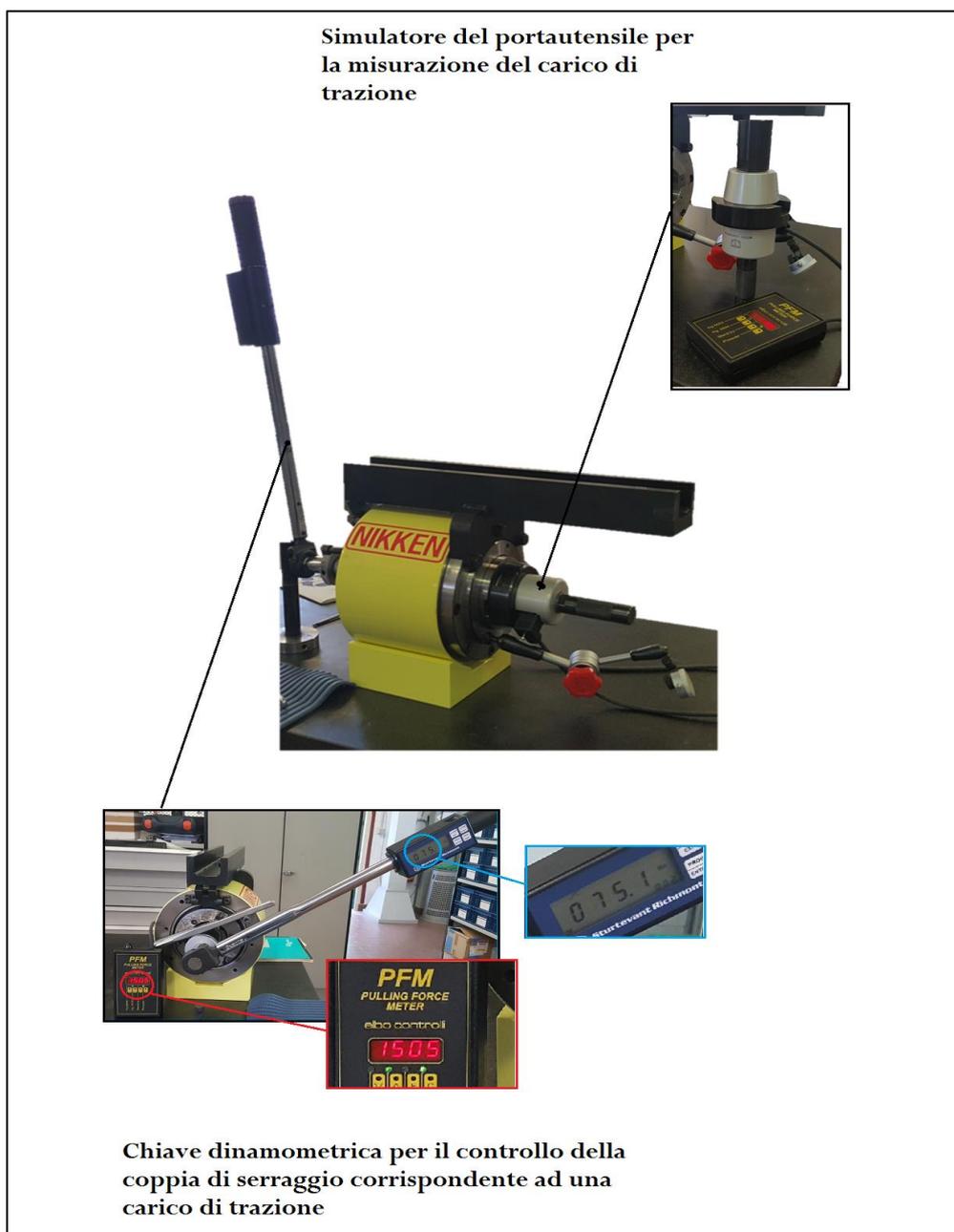


Figura 2.7- Verifica della forza di trazione con la chiave dinamometrica.

Il portautensile-test (PFM), contenente la cella di carico, è stato serrato all'interno del mandrino mediante la chiave dinamometrica, visualizzando sul display del misuratore elettronico, all'aumentare della coppia di serraggio, le forze assiali crescenti esercitate dalla filettatura. Sono stati quindi registrati i valori delle coppie di serraggio corrispondenti ai carichi assiali usati nel precedente calcolo numerico (tabella 2.1). Questi valori sono stati successivamente usati durante la prova di flessione per imprimere il giusto valore di tiraggio ad entrambi i portautensili, notando che, per la configurazione a doppio contatto, a parità di coppia di chiusura, i carichi di trazione corrispondenti sono minori rispetto alla versione standard per effetto del contatto tra flangia e naso macchina. Tenendo in considerazione un'incertezza di lettura sulla chiave dinamometrica, i valori delle forze assiali sono stati maggiorati del 5%.

<b>Portautensile BT tradizionale</b>	
Forza di tiraggio assiale [kN]	Coppia di serraggio [N·m]
5	22
10	45
15	68
20	86
25	110
<b>Portautensile BT a doppio contatto</b>	
Forza di tiraggio assiale [kN]	Coppia di serraggio [N·m]
5	28
10	55
15	83
20	104
25	125
30	136

Tabella 2.1- Valori della coppia di serraggio utilizzati nella prova di flessione.

## 2.2.2 Svolgimento della prova ed elaborazione della rigidezza

Dopo aver calcolato i giusti valori della coppia di serraggio, è stato possibile applicare il giusto carico di trazione ai due portautensili per poter calcolare correttamente la stabilità statica del sistema. Durante la prova, le forze verticali sono state applicate con il sistema di spinta su un utensile in acciaio a basso tenore di carbonio, di diametro 20 mm e lunghezza totale 150 mm. Nonostante quest'ultimo dato, la quota di funzionamento è rimasta sempre la medesima rispetto al naso macchina (135 mm). Azionando il sistema di spinta mediante una chiave di serraggio, sono state applicate forze verticali crescente da 0 a 20 kN senza eccedere la capacità strutturale della cella di carico. La lettura degli spostamenti lungo l'asse verticale è avvenuta mediante l'uso

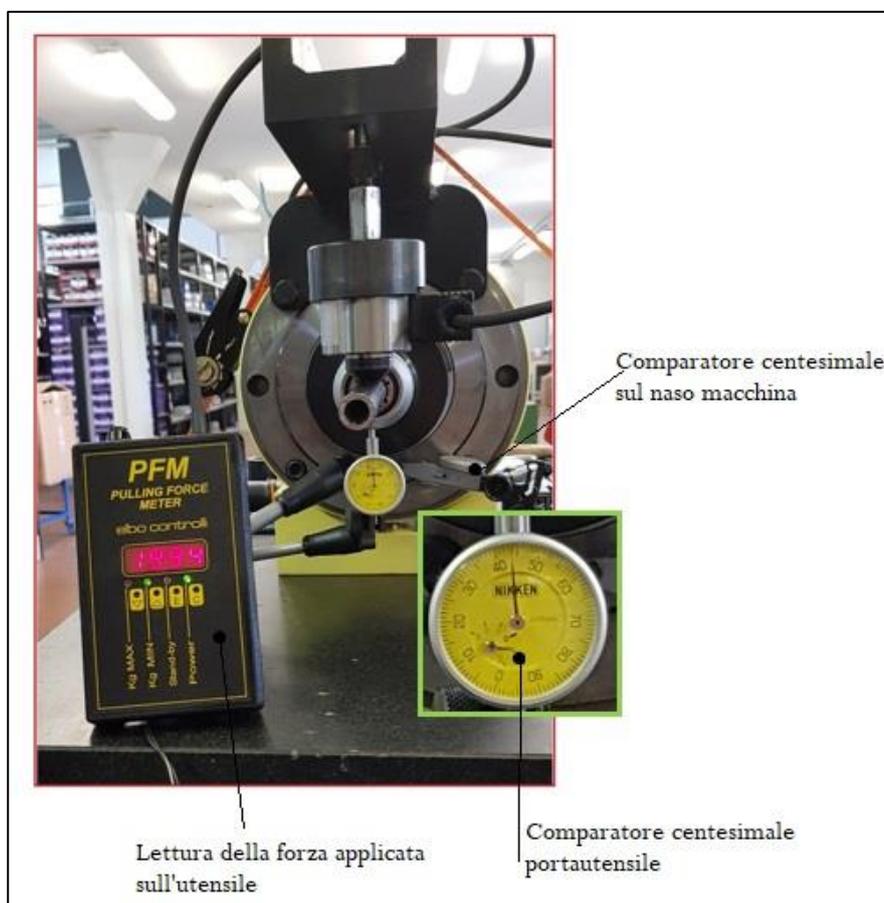


Figura 2.8- Lettura della deformazione con un tiraggio e una forza applicata di 20 kN.

di due comparatori centesimali: il primo è stato posizionato sull'estremità del portautensile per leggere lo spostamento verticale assoluto ad una determinata distanza dal naso macchina, mentre il secondo è stato sistemato sullo stesso naso macchina per detrarre dalla lettura assoluta la quota di deformazione del naso macchina che non compete al portautensile (figura 2.8). I risultati dei

test sperimentali riportati nell'*appendice A*; per ogni valore sono state effettuate 3 misurazioni in modo da minimizzare gli errori sistematici, facendo dopo una media per ottenere il valore finale.

Effettuando le prove sperimentali sul portautensile BT è emerso che l'andamento della rigidità è all'incirca lineare all'aumentare del carico verticale applicato. I valori di deflessione del portautensile non superano i 0,4 mm nella condizione peggiore, per cui in generale il sistema ha un'elevata rigidità. Così come si era intuito con le simulazioni, aumentando il carico di trazione posteriore si ha un aumento di rigidità, fino al raggiungimento dei 20 kN, oltre cui le forze applicate e le forze di reazione del sistema e del materiale si bilanciano (figura 2.9). Portando a convergenza la forza di tiraggio quindi, si possono avere dei vantaggi in termini di deformazione del 20 %.

Anche per il portautensile a doppio contatto (figura 2.10) la rigidità, che si sviluppa con un andamento rettilineo, aumenta proporzionalmente al valore del tiraggio posteriore. Aumentando il carico assiale fino a 30 kN si possono apprezzare guadagni fino al 30% rispetto al tiro minimo di 5 kN.

La conclusione emergente dalle precedenti prove è che la rigidità del sistema mandrino-portautensile-utensile dipende dal tipo di portautensile utilizzato nelle operazioni: i portautensili innovativi a doppio contatto infatti presentano dei guadagni (nell'ordine del 10-15%) in termini di flessione statica rispetto ai portautensili standard. Si può vedere come l'analisi agli elementi finiti (esposta precedentemente) sia stata condotta in maniera corretta, in quanto i risultati delle simulazioni e delle verifiche in laboratorio sono confrontabili tra di loro. Da tutte le prove è comunque emerso il risultato che la rigidità è direttamente proporzionale alla forza di tiraggio applicata e quindi è fondamentale nelle varie officine effettuare periodicamente un controllo della forza delle molle a tazza della linea mandrino per evitare che un'eccessiva corrosione porti ad errati valori di trazione del portautensile.

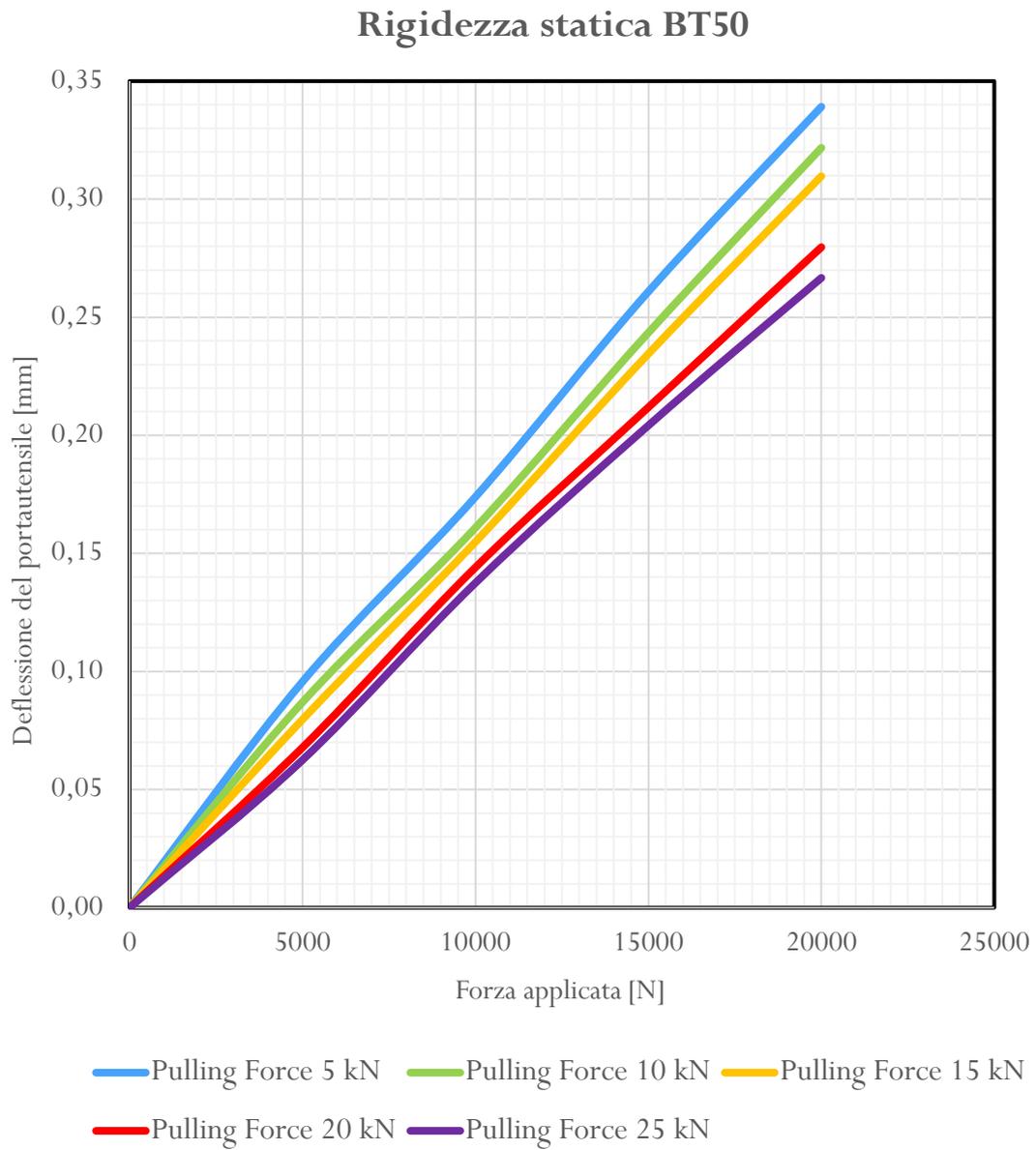


Figura 2.9- Andamento della rigidezza statica di un portautensile BT tradizionale.

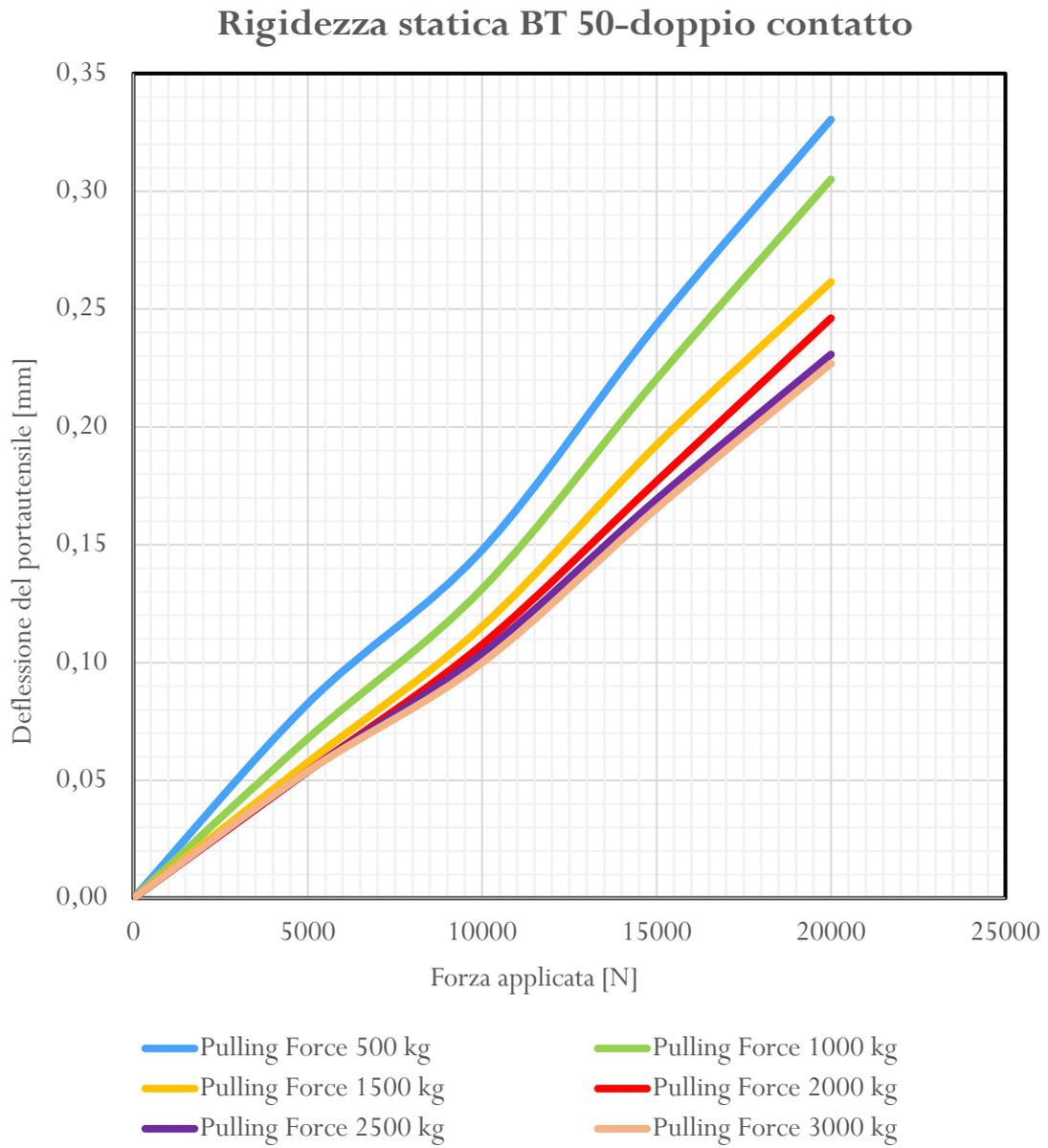


Figura 2.10- Andamento della rigidezza di un portautensile BT a doppio contatto



# Capitolo 3

## Portautensili a triplo contatto

Come visto nei capitoli precedenti, il portautensile gioca un ruolo importante nella stabilità di una macchina utensile. Avere quindi attrezzature di questo tipo, più o meno performanti, può incidere notevolmente sulla qualità delle lavorazioni meccaniche. Le varie case costruttrici di portautensili, con l'ottica di sperimentare e utilizzare strumenti sempre più innovativi nel campo industriale, hanno dedicato molte risorse alla progettazione di portautensili sempre più innovativi, come i portautensili a conicità 7/24 a doppio contatto e i portautensili a triplo contatto. Questi ultimi, brevettati dalla casa giapponese *Nikken Kosakusho*, presentano una costruzione differente rispetto ai portautensili descritti precedentemente, portando a dei vantaggi soprattutto a livello dinamico durante le lavorazioni.

Nel seguente capitolo è presentata un'analisi critica dei portautensili innovativi a triplo contatto, focalizzando l'attenzione inizialmente su un'indagine statica, svolta dapprima con il metodo degli elementi finiti e successivamente verificata mediante un test in laboratorio.

### 3.1 Descrizione tecnica dello strumento

Il portautensile a triplo contatto (figura 3.1), nelle dimensioni caratteristiche della conicità e della parte terminale di accoppiamento con l'utensile, è uguale al portautensile monolitico. La differenza tra i vari tipi di portautensili si ha nell'attacco conico.



*Figura 3.1- Differenza reale tra un portautensile BT standard e un BT a triplo contatto.*

La conicità infatti non è costituita da un corpo unico in acciaio cementato e temprato, ma è costituita da due parti: la prima è il corpo base dell'attacco, che presenta diverse conicità lungo l'asse, mentre la seconda è un corpo elastico meccanico, una boccia conica intagliata, che si accoppia con il corpo base precedente (figura 3.2). L'intaglio della boccia, serve a darle la capacità di "flottare" lungo l'asse del mandrino in modo da garantire un contatto perfetto anche alle alte velocità di rotazione. Durante l'assemblaggio del portautensile, il precarico alla boccia viene assicurato con una serie di molle a tazza, registrate da una ghiera speciale a sede conica, che crea l'iniziale "configurazione a pacchetto".

Se la forza di trazione non è sufficientemente alta, quando il portautensile viene tirato in macchina, subisce la spinta delle molle, compresse dalla ghiera sulla flangia e sul corpo base del portautensile, verso l'esterno.

Con la crescita dei carichi di trazione, la flangia viene spinta con più forza sul naso macchina, così da non permettere la spinta delle molle verso l'esterno, e si viene ad instaurare un gioco assiale tra la ghiera e la boccia conica. A questo punto, emergono i vantaggi del sistema a triplo contatto. Alle alte velocità di rotazione, con la deformazione della sede conica del mandrino per effetto delle forze centrifughe, non si ha perdita di concentricità nel sistema o sviluppo di elevate vibrazioni in quanto la boccia viene spinta dalle molle verso l'interno (fino al ricoprimiento del gioco tra ghiera e boccia stessa) riuscendo a mantenere sempre un contatto conico perfetto con

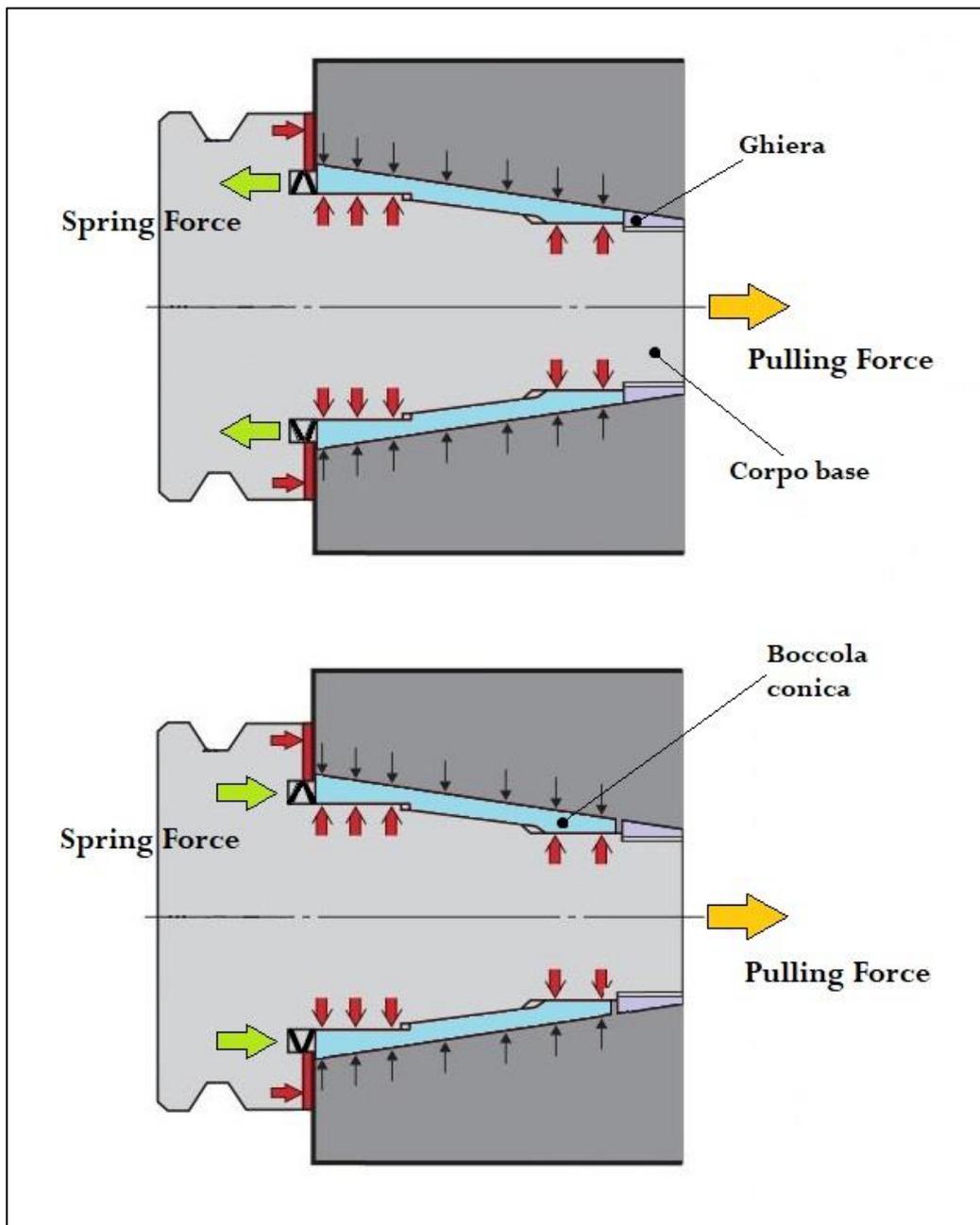


Figura 3.2- Sistema del triplo contatto con un tiraggio basso (in alto) e un tiraggio corretto.

la sede del mandrino. In teoria quindi, per avere elevate rigidzze, è fondamentale un'elevata forza di trazione per questi portautensili.

Il nome "triplo contatto" deriva dalla presenza simultanea di tre azioni: il contatto tra la parte esterna della boccola e la sede del mandrino, il contatto tra la flangia e il naso macchina e la spinta di compressione tra il corpo base del portautensile e la parte interna della boccola. Le diverse conicità del corpo base fanno sì che la pressione generata dal contatto si concentri solo sulla parte iniziale e finale del portautensile, diminuendo così gli effetti della corrosione per attrito derivanti da un contatto totale tra le parti. Il contatto conico con la sede del mandrino viene garantito dalla presenza delle molle, che spingendo sulla boccola, permettono l'espansione radiale e l'allungamento assiale della stessa.

Prima di poter osservare i vantaggi nelle lavorazioni di un portautensile a triplo contatto, è bene concentrarsi sulla risposta statica a flessione, in modo da avere un parametro di confronto con il portautensile BT tradizionale e BT a doppio contatto.

### **3.2 Calcolo della stabilità statica mediante calcolo numerico**

La rigidzza statica del portautensile a triplo contatto BT50 è stata inizialmente calcolata con il metodo degli elementi finiti, partendo dalla stessa prova di flessione eseguita per i portautensili precedenti. Come software per l'elaborazione dei risultati è stato nuovamente utilizzato ANSYS.

### 3.2.1 Impostazione della simulazione

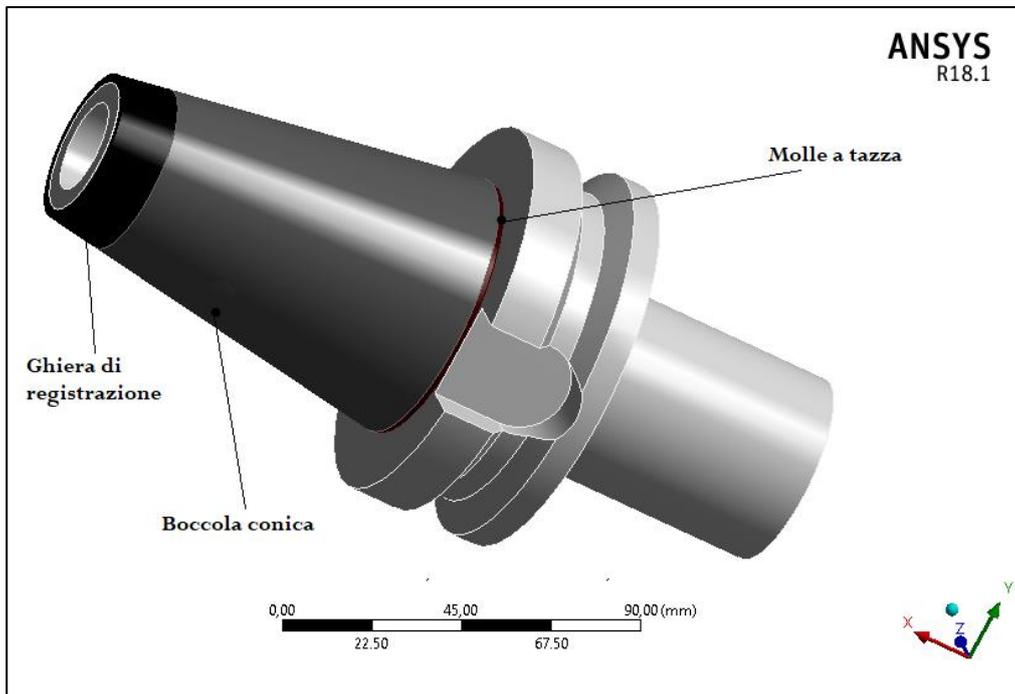


Figura 3.3- Modello virtuale del portautensile a triplo contatto.

Utilizzando nuovamente i disegni tecnici forniti dal costruttore, il portautensile è stato modellato con la maggiore accuratezza possibile (figura 3.3), modificando, direttamente in *ANSYS WorkBench*, il modello 3D del BT monolitico (il portautensile a triplo contatto mantiene le stesse quote esterne compresa la larghezza della flangia di 36.5 mm) con l'aggiunta delle molle, della ghiera di registrazione e della boccola conica. La boccola, costruita in acciaio deformabile, è stata modellata come un semplice involucro conico introducendo un'ipotesi semplificativa, ma necessaria per ridurre notevolmente i calcoli numerici. Il mandrino e l'utensile, invece, sono rimasti invariati rispetto alla configurazione a doppio contatto.

I contatti sono stati impostati con lo stesso metodo seguito con la variante del BT monolitico, ma rispetto a questo è stato generato anche un nuovo contatto per attrito sia tra la parte esterna della ghiera e la sede conica del mandrino sia tra la ghiera e il corpo del portautensile. È stato inoltre modificato il contatto nell'interfaccia conica principale dove questa volta il mandrino si accoppia con la boccola che a sua volta contiene il corpo base del portautensile. In tutti i contatti per attrito, il coefficiente di attrito è stato settato a ( $\mu = 0.12$ ).

Per la definizione della mesh del portautensile, è stato utilizzato lo stesso metodo di suddivisione delle attrezzature precedenti, in quanto la forma esterna del componente non varia; per il mandrino e l'utensile, sono stati mantenuti gli stessi reticoli precedenti. La ghiera e le molle sono state suddivise con una mesh di medie dimensioni, in quanto componenti importanti per il funzionamento dello strumento ma non ai fini della simulazione vera e propria.

I vincoli e i carichi sono stati definiti così come per i portautensili BT standard e BT monolitico, con la sola eccezione della forza delle molle a tazza contenute nel corpo base del portautensile. Queste, come già detto in precedenza, subiscono un precarico iniziale in direzione opposta rispetto alla direzione di tiro, e quindi la forza non è trascurabile. Da documenti tecnici inerenti è emerso che la forza di compressione impressa dalla ghiera sulle molle è di circa 10 kN.

Mantenendo quindi lo stesso coefficiente d'attrito e la stessa distanza dal naso macchina (lunghezza utile dell'utensile pari a 30 mm) delle prove precedenti, è stato possibile ricavare l'andamento della rigidità statica del portautensile mediante la prova di flessione.

### **3.2.2 Valutazione della rigidità statica**

La prova di flessione mediante gli elementi finiti è stata condotta applicando al sistema mandrino-portautensile-utensile una forza verticale sull'utensile variabile tra 0 e 20 kN ad una distanza dal naso macchina pari a 135 mm, una forza assiale delle molle pari a 10 kN per riprodurre la compressione della ghiera di precarico e una forza di trazione, *Pulling Force*, variabile tra 15 kN e 30 kN. Quest'ultima non è stata testata per valori minori in quanto non si sarebbe usato un tiraggio necessario a vincere il precarico iniziale e quindi a dare una rigidità sufficiente al portautensile.

I valori delle deformazioni simulate sono in parte simili alla rigidità del BT tradizionale e in parte a quella del BT monolitico. Per carichi di trazione vicini al precarico delle molle, la rigidità impressa dalla macchina utensile sul sistema non è grande, e le deformazioni sono più elevate rispetto al BT50 a doppio contatto e confrontabili con il BT tradizionale (ad esempio con un tiraggio di 15 kN). Viceversa, per carichi assiali elevati (25-30 kN), la stabilità del sistema cresce enormemente, con valori simili alla prova del doppio contatto, anche se leggermente minori.

### Rigidezza statica BT50-triplo contatto

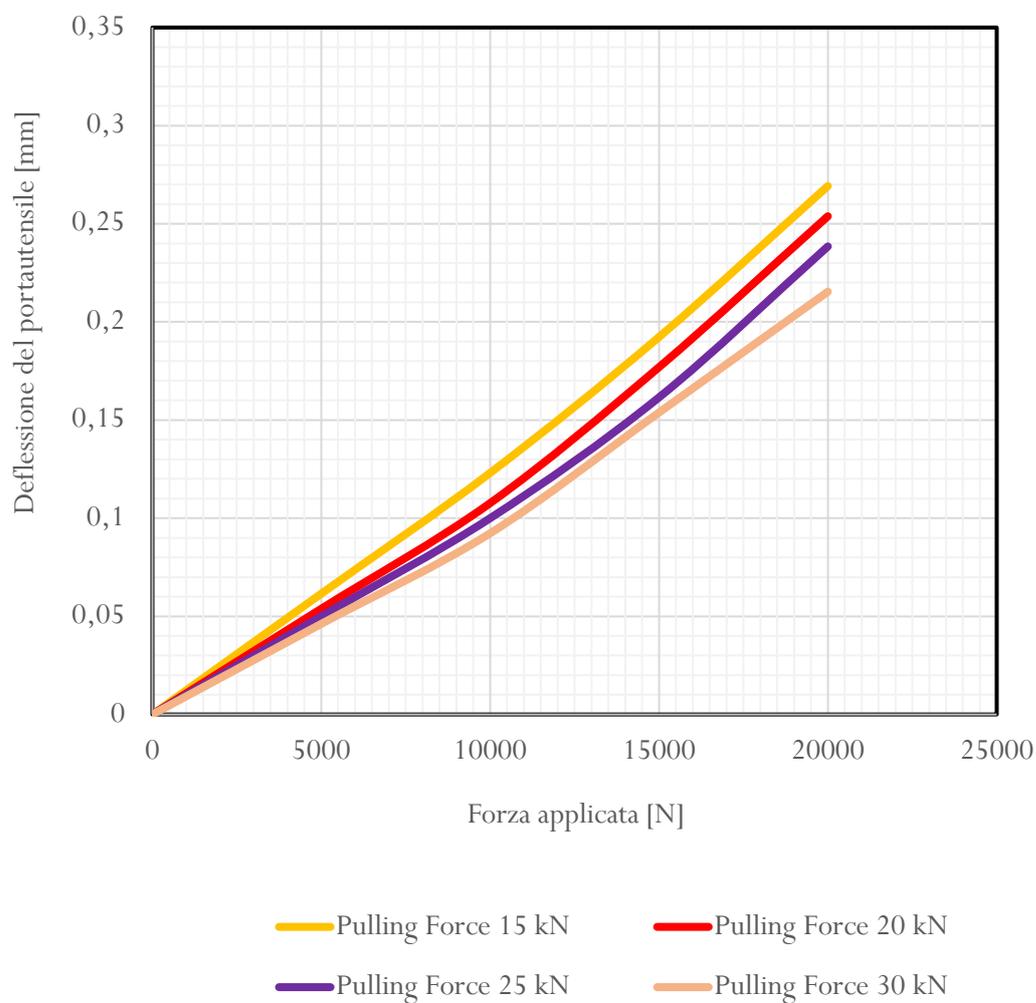


Figura 3.4- Andamento della rigidezza statica di un portautensile BT50 a triplo contatto, ricavato con il calcolo numerico.

### 3.3 Calcolo della stabilità statica mediante prove sperimentali

Avendo introdotto delle semplificazioni nel modello analitico, è stato necessario procedere con una verifica sperimentale dei risultati per capire il giusto esito della simulazione agli elementi finiti.

#### 3.2.1 Preparazione dell'esperimento

Le prove pratiche sono state nuovamente presso il laboratorio dell'azienda *Vega International Tools s.r.l.* con la strumentazione descritta nel capitolo 2, sottoponendo a carichi crescenti verticali un utensile in acciaio deformabile montato in un portautensile a triplo contatto BT50. Prima di procedere con la prova di flessione vera e propria, sono stati nuovamente controllati i valori del carico di trazione corretti mediante il misuratore di forza (Tabella 3.1).

<b>Portautensile BT a triplo contatto</b>	
Forza di tiraggio assiale [kN]	Coppia di serraggio [N·m]
15	80
20	105
25	126
30	135

Tabella 3.1- Misurazioni della coppia di serraggio per il portautensile BT a triplo contatto.

I valori ottenuti sono molto simili a quelli del BT a doppio contatto, indice che la struttura a livello di rigidità si comporterà in maniera simile.

Prima di procedere con la prova di flessione, è stata verificata la coppia di serraggio corrispondente al solo carico delle molle andando a serrare nel mandrino un portautensile a triplo contatto e utilizzando una chiave dinamometrica digitale per visualizzare il valore del tiraggio a cui la chiave "scattasse" (figura 3.5). Ottenuto il valore di coppia di circa 45 N·m, in base alla Tabella 3.1, si è dedotto il valore di precarico pari a circa 10 kN, confermando il dato accademico assunto in precedenza.



Figura 3.5- Verifica della forza delle molle.

### 3.2.2 Svolgimento della prova sperimentale

Applicando sull'utensile carichi verticali crescenti da 0 a 20 kN e forze di tiraggio fino a 30 kN, è stata ricavata la rigidità flessionale del portautensile a triplo contatto (figura 3.6). Confrontando i dati ottenuti con i risultati della simulazione precedente, è possibile vedere come i valori siano confrontabili e quindi si può dedurre che le ipotesi semplificative introdotte nell'analisi agli elementi finiti non hanno pregiudicato il risultato (figura 3.7).

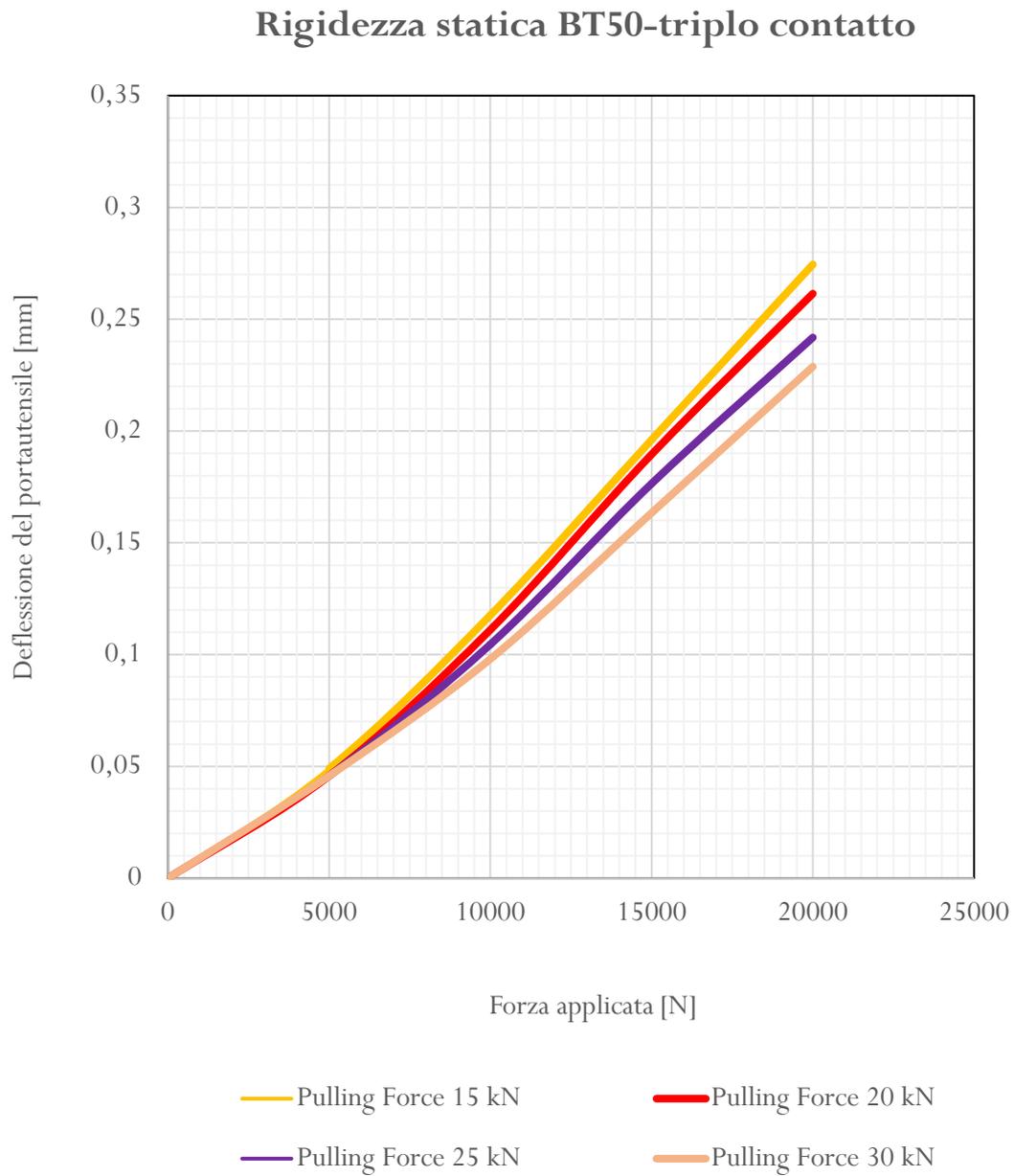


Figura 3.6- Andamento della rigidezza statica di un portautensile BT a triplo contatto, dedotta con prove sperimentali.

## Andamento Rigidezza BT50-triplo contatto

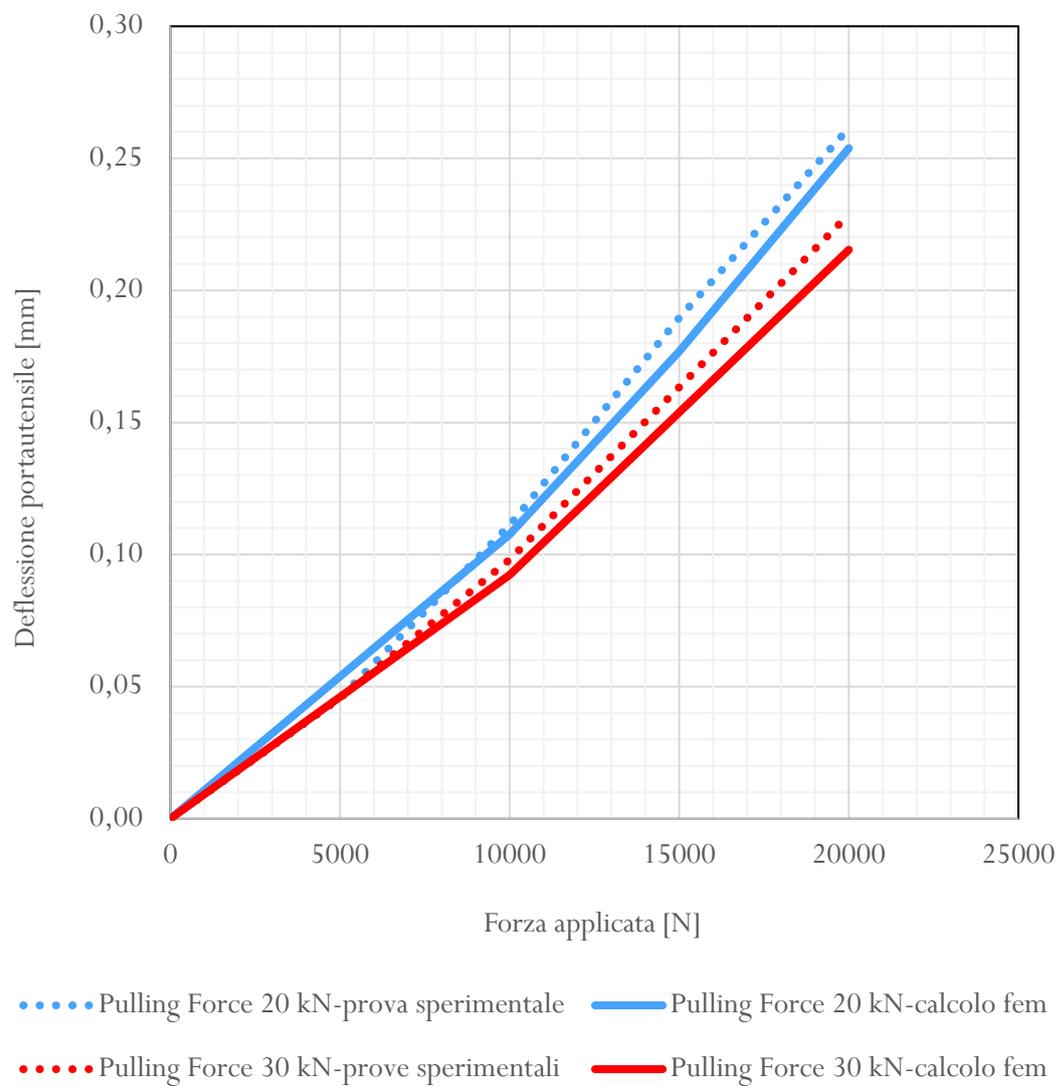


Figura 3.7- Confronto tra la soluzione numerica e la verifica sperimentale.

### 3.4 Considerazioni finali sulla stabilità statica

Dall'analisi statica dei tre portautensili BT50, BT50 a doppio contatto e BT50 a triplo contatto è risultato che la rigidità dei portautensili non è trascurabile nella considerazione generale di una macchina utensile, in quanto a parità di mandrino e di utensile, i carichi applicati a queste attrezzature possono pregiudicare la qualità delle lavorazioni. Sia per quanto riguarda la versione tradizionale che per le configurazioni innovative è emerso come la rigidità è direttamente proporzionale al tiraggio effettuato dalla macchina, la cui regolazione non può quindi essere trascurata nelle macchine utensili.

A livello di confronto, nelle prove statiche è stato dimostrato che i portautensili a doppio e triplo contatto hanno dei vantaggi, dovuti alla loro struttura e al loro montaggio, in termini di rigidità statica. Utilizzando il software agli elementi finiti è stato possibile osservare l'incremento di rigidità in seguito all'aumento della forza di trazione ed inoltre, è stato possibile stimare l'andamento di questa grandezza per i diversi componenti (figura 3.8). Sottoponendo i portautensili a prove sperimentali di flessione, la sollecitazione maggiormente critica per quanto riguarda questi sistemi, risulta che, applicando una forza di trazione di 25 kN (valore nella norma per i portautensili innovativi e valore massimo per il portautensile standard), con l'utilizzo di un portautensile a doppio contatto si possono avere deformazioni fino al 15 % minori rispetto alla versione tradizionale, mentre con un triplo contatto fino al 12 % (figura 3.9).

Se si effettua invece un paragone tra i risultati della simulazione e i risultati delle prove sperimentali, per tutti i portautensili analizzati è possibile apprezzare la giusta impostazione effettuata per il calcolo fem, in quanto nonostante la struttura simulata risulti più vincolata rispetto a quella reale, i valori finali dei due tipi di prove sono molto simili.

### Andamento della rigidezza- Pulling Force 25 kN (calcolo fem)

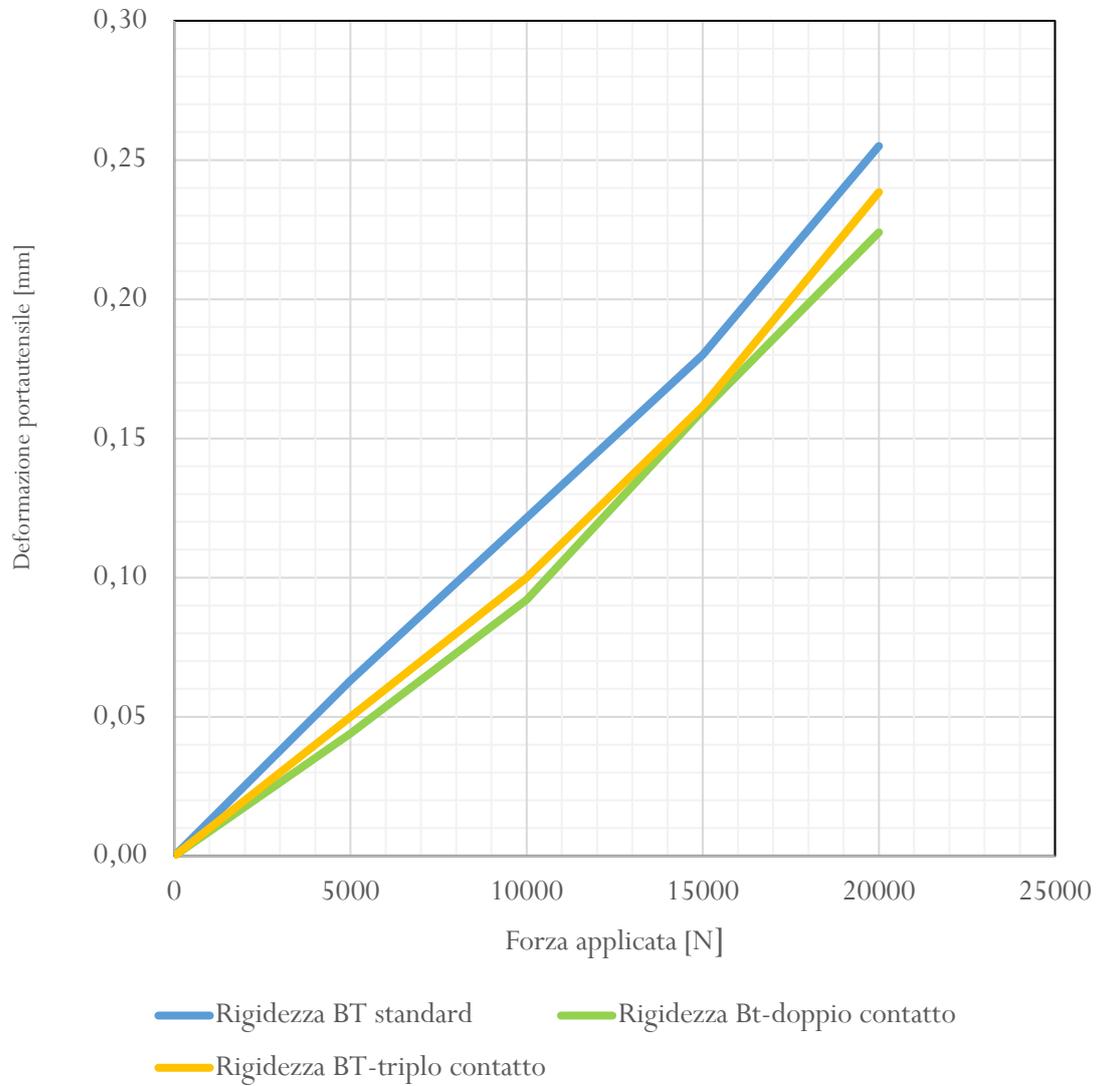


Figura 3.8- Confronto tra le rigidezze dedotte con il calcolo numerico

### Andamento della rigidezza- Pulling Force 25 kN (prove sperimentali)

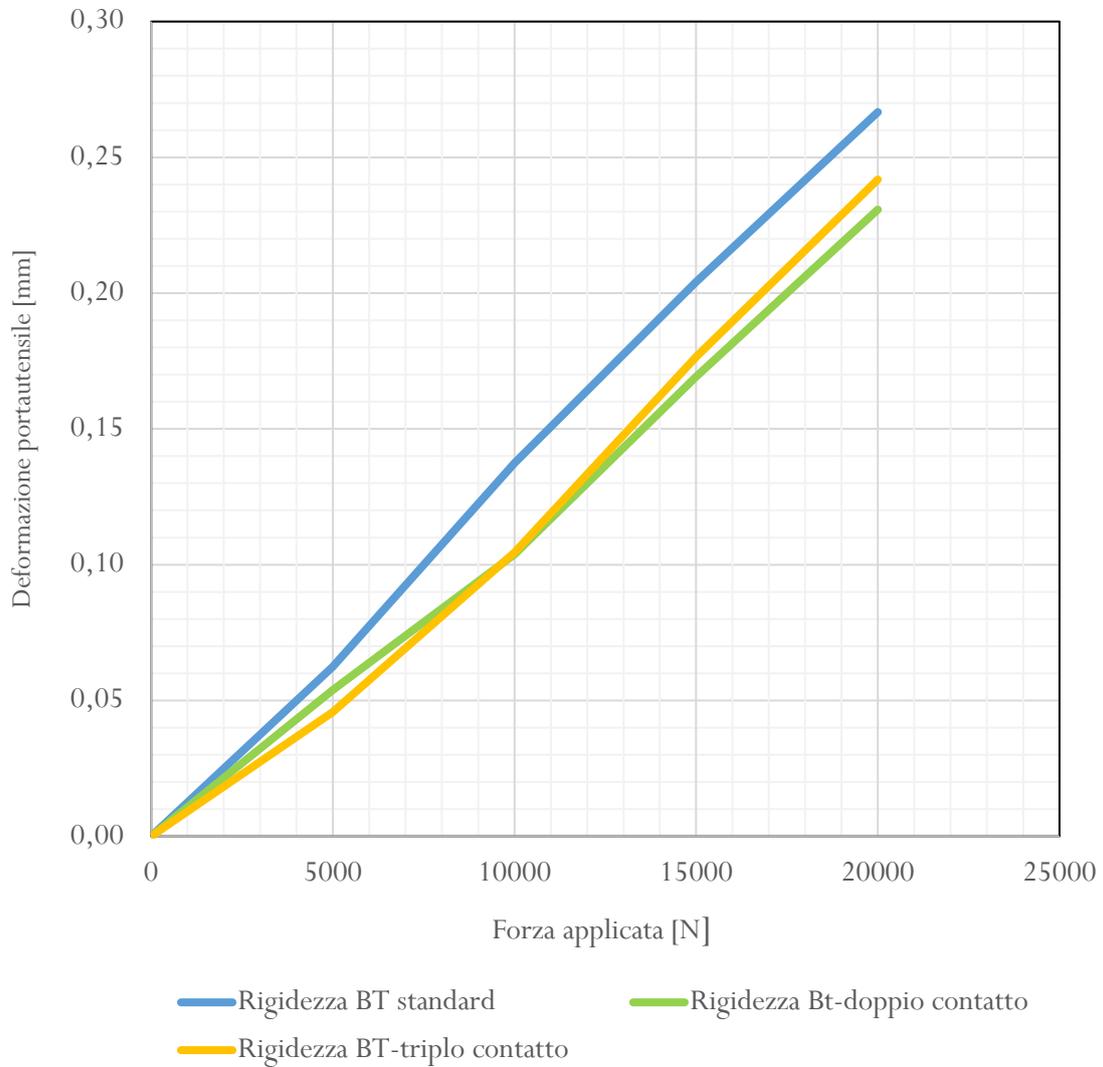


Figura 3.9- Confronto tra le rigidzze sperimentate in laboratorio.

# Capitolo 4

## Analisi della stabilità dinamica

L'analisi statica relativa ai portautensili BT tradizionali, a doppio e triplo contatto, esposta nei capitoli precedenti, ha evidenziato che queste attrezzature influenzano la stabilità dell'intera macchina utensile, e che quindi attraverso il loro studio, è possibile valutare la rigidità della struttura. La trattazione precedente viene ora completata con un'indagine sul comportamento dinamico di una macchina utensile, attrezzata con le tre diverse configurazioni di portautensili. A tal proposito, sono state effettuate una serie di prove sperimentali mediante un'apposita strumentazione scientifica ed un opportuno software analitico, presso il laboratorio di ricerca tecnologica *NiCe, Nikken Innovation Center*, a Sheffield (UK). L'obiettivo degli esperimenti è stato la stima dei Diagrammi di Stabilità a lobi, che mettono in relazione i diversi parametri di taglio di un'operazione svolta su una macchina utensile, al fine di ottimizzare la produttività.

Dopo una breve discussione teorica sul problema studiato nelle analisi dinamiche, vengono presentati inizialmente i risultati della prova di impatto con un martello eccitatore (*Hammer Impact Test*) sull'utensile che ha permesso di ottenere lo spettro della risposta in frequenza (cedevolezza dinamica) per ciascun portautensile. La conclusione del capitolo contiene invece la discussione e il commento dei Diagrammi di Stabilità a Lobi, ricavati mediante una simulazione con il software CutPro.

## 4.1 Cenni di Analisi Modale

Il problema dinamico strutturale [4] si differenzia da quello statico in quanto non è più possibile trascurare né la variabile temporale né il valore dell'inerzia e dello smorzamento di un corpo.

Le proprietà fisiche da considerare quindi, non si limitano solo alla rigidità (come analizzato precedentemente), ma includono anche la massa di un sistema, il suo smorzamento (cioè la capacità di cessare le vibrazioni nel tempo) e la forzante esterna, che innesca i fenomeni vibratorii. Le vibrazioni, in campo meccanico, si dividono principalmente in libere, che cessano da sole dopo un disturbo iniziale, e forzate. In quest'ultimo caso il sistema è soggetto ad una forza esterna variabile nel tempo che induce una vibrazione; se le frequenze di eccitazione della forza coincidono con le frequenze proprie del sistema impattato, si genera il fenomeno della risonanza, un elevato picco di ampiezza nello spettro delle vibrazioni che induce a problemi critici strutturali.

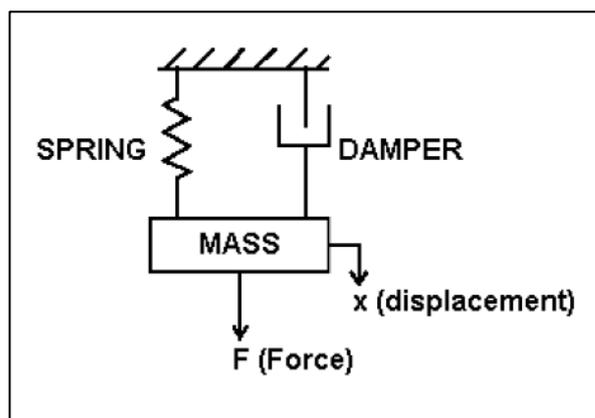


Figura 4.1- Sistema vibratorio ad un grado di libertà.

Il sistema meccanico più semplice da analizzare è composto da una massa, uno smorzatore e una molla (figura 4.1). L'equazione differenziale mono dimensionale, che ne descrive il moto nel tempo è:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

Nell'equazione compaiono la massa  $m$  [kg], lo smorzamento  $c$  [N·s/m], la rigidità statica  $k$  [N/m] e l'espressione temporale di una forza generica, che in genere è di tipo armonico o impulsivo. Le vibrazioni libere di un sistema, sono caratterizzate dalle frequenze naturali (proprie) del sistema stesso, cioè i modi di vibrare che il sistema possiede in relazione alle sue caratteristiche fisiche, senza che intervenga una forzante esterna. Le frequenze naturali ( $\omega_n$ ) di

un semplice sistema ad un grado di libertà possono essere determinate, nel caso di forzante nulla e smorzamento nullo, dalla formula:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Negli insiemi più complessi, ad ogni sottosistema massa-molla-smorzatore corrisponde una frequenza naturale. È facile quindi intuire, che nei sistemi a più gradi di libertà, sia più difficile gestire il fenomeno delle risonanze, in quanto ci sono molteplici frequenze che potrebbero coincidere con quelle della forzante, dando vita a criticità strutturali. Un obiettivo fondamentale dell'analisi dinamica è la determinazione delle frequenze naturali del sistema.

## 4.2 Valutazione della risposta in frequenza

Il primo obiettivo delle prove sperimentali svolte presso il centro di ricerca NICE è stato la ricerca della risposta in frequenza di una macchina utensile mediante il test impulsivo con un martello eccitatore, andando a rilevare le differenze date dall'uso dei diversi portautensili. Nelle prove impulsive di impatto, la macchina utensile viene eccitata da un colpo sull'utensile e la struttura inizia a vibrare in funzione della massa del martello che urta l'utensile, del tipo di utensile e in base alla struttura fisica dell'intera macchina.

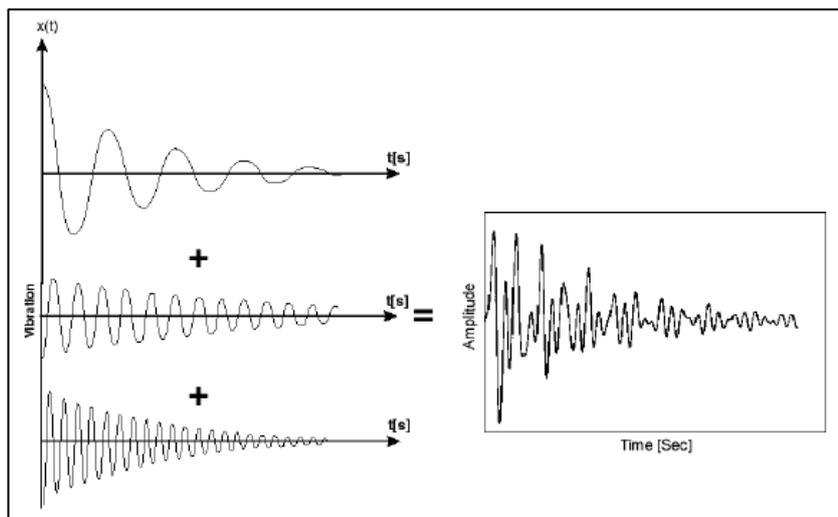


Figura 4.2- Combinazione dei singoli modi di vibrare in un'unica eccitazione.

In seguito all'impatto, il sistema genera una risposta, che nella prova è stata misurata con un accelerometro. Le prove impulsive sono le più accurate per studiare il comportamento dinamico

di una macchina utensile, essendo questa un sistema a molti gradi di libertà e quindi con infiniti modi di vibrare. Nell'urto tra utensile e martello, si crea una funzione di trasferimento diretta tra la forza dello strumento e lo spostamento dell'accelerometro; il segnale emesso da quest'ultimo però non è dato solo dallo spostamento fisico dell'accelerometro stesso, ma è una combinazione dei tanti sistemi massa-molla-smorzatore che compongono la macchina utensile e che contribuiscono alla vibrazione nel punto di impatto con dei fattori di partecipazione modale direzionali (figura 4.2).

#### 4.2.1 Descrizione degli strumenti

##### *Macchina utensile*



Figura 4.3- Macchina utensile utilizzate per l'Hammer impact test.

La prova impulsiva per la ricerca della risposta in frequenza è stata eseguita su una macchina utensile a controllo numerico *Mazak VTC 530C* (figura 4.3). Questa macchina è un centro di lavoro verticale a 3 assi con montante mobile per spostare la linea mandrino nel piano X-Y (oltre che lungo Z), a tavola fissa. Il mandrino, con dimensione 40, è predisposto per l'attacco a doppio contatto, rendendo così possibile i test con il BT40 standard, il BT40 a doppio contatto e il BT40 a triplo contatto. Nonostante nelle prove statiche sia usata una taglia del mandrino pari a 50, qui,

per ovvie esigenze pratiche legate alla macchina utensile, è stata adoperata una dimensione minore per i portautensili. Come utensile è stata invece scelta una semplice fresa a candela con diametro 16 mm a 4 taglienti.

### *Martello eccitatore*



*Figura 4.4- Martelli strumentati con diverse masse eccitatrici.*

Per creare la forza impulsiva, è stato utilizzato un martello strumentato *Dytran 5800 B4* (figura 4.4), composto da una testa in acciaio e dalla testina di impatto in alluminio e silicio, con una sensibilità pari a 2.2 mV/N. I martelli impulsivi sono costituiti da un trasduttore di forza che in base al colpo impresso, risente di un determinato carico, di verso opposto rispetto a quello subito dalla struttura, emettendo un segnale di forza. L'azione impulsiva dipende fondamentalmente dalla massa del martello e dal materiale con cui è costituita la testina di impatto. Se il colpo viene realizzato con una massa piccola, l'energia cinetica che si trasferisce con lo strumento è minore, diminuendo il tempo di risposta della struttura. Per avere un impatto di durata istantanea, che permettesse di avere frequenze elevate (la frequenza è l'inverso del periodo) è stato usato il martello più piccolo a disposizione. Allo stesso tempo, anche il materiale incide sulla rigidità del *tip*: avere un materiale più deformabile diminuisce la rigidità, che a parità di forza porta a deformazioni maggiori e quindi ad impatti più lunghi (e a frequenze minori). Come testina del martello, è stata quindi utilizzata un'estremità di metallo deformabile (lega di alluminio e silicio)

piccola, che ha permesso un impatto duro e breve. La durata del colpo è perciò fondamentale, essendo inversamente proporzionale al campo di frequenze analizzabili (figura 4.5). Trasformando il segnale impulsivo della forza nel dominio del tempo si può ricavare l'andamento dell'ampiezza del segnale stesso nel campo delle frequenze.

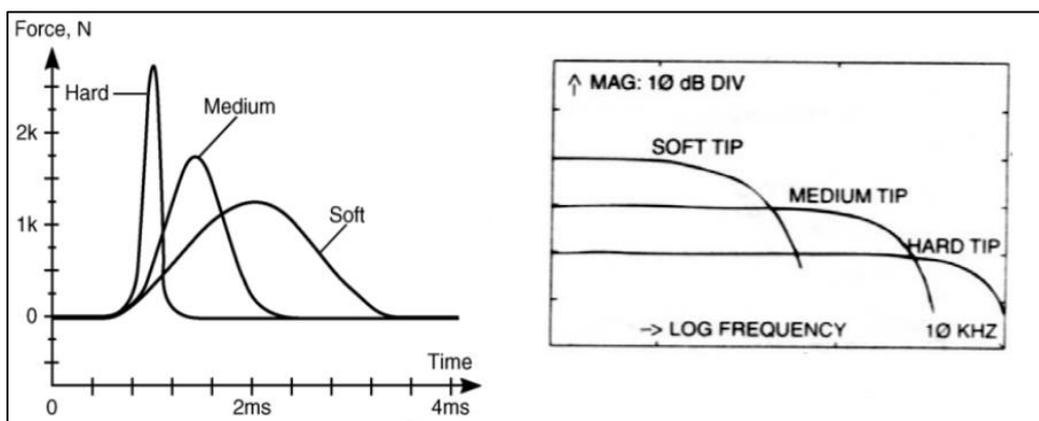


Figura 4.5- Influenza dell'estremità di impatto sulla forza e sul range di frequenze.

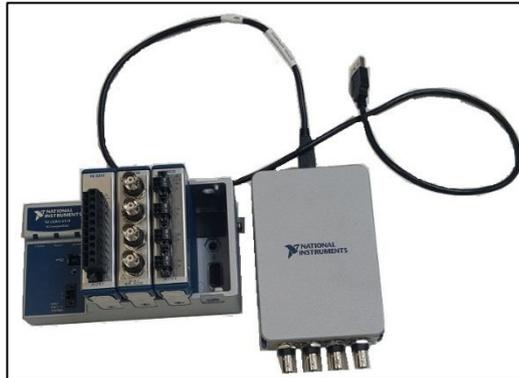
### Accelerometro



Figura 4.6- Accelerometro e cavo di acquisizione dati.

L'accelerometro usato per il calcolo della risposta in frequenza è il *Dytran 3225F1* (figura 4.6), un dispositivo di tipo piezoelettrico, con dimensioni estremamente ridotte ed una sensibilità pari a 10.4 mV/g. Il compito di questo strumento è quello di generare il segnale della risposta dinamica dell'oggetto a cui è applicato, in seguito all'applicazione di una forzante (in questo caso impulsiva). Nel caso di un accelerometro piezoelettrico l'elemento elastico, che subisce la

compressione in seguito alla deformazione della massa impattata e invia il segnale elettrico al sistema di acquisizione dati (figura 4.7), è un cristallo.



*Figura 4.7- Strumento per il trasferimento dei segnali dal martello e dall'accelerometro verso il PC.*

#### **4.2.2 Svolgimento della prova e analisi dei risultati delle FRF**

L'*Hammer Impact Test* (figura 4.8) è stato condotto a parità di linea mandrino e di utensile, andando ad esaminare l'effetto di diversi portautensili (BT tradizionale, doppio e triplo contatto) sulla rigidezza dinamica della macchina utensile. La risposta in frequenza altro non è che la misura della cedevolezza dinamica della struttura quando questa viene eccitata in punta all'utensile.

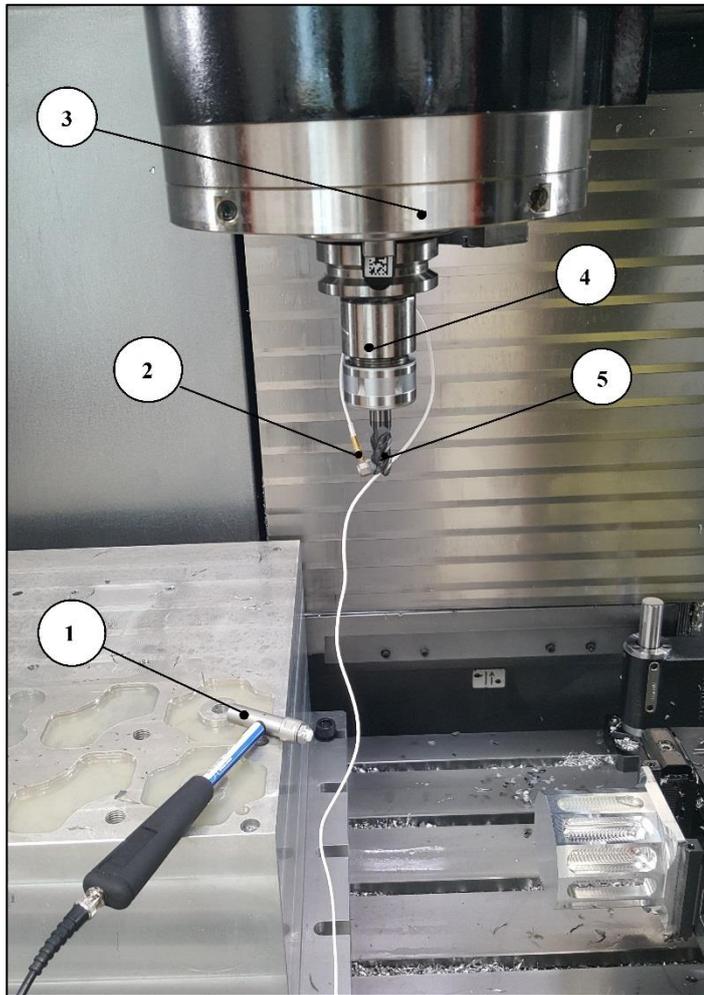


Figura 4.8- Hammer Impact Test:

- 1) Martello eccitatore
- 2) Accelerometro
- 3) Mandrino
- 4) Portautensile
- 5) Utensile

### *Descrizione della prova*

Come già ampiamente detto (ma qui riportato per una maggiore comprensione), lo scopo della prova è urtare con un colpo secco il sistema utensile-portautensile-mandrino con un martello eccitatore sull'utensile, per ricercare quali sono le frequenze naturali del sistema, pericolose per l'innescare delle vibrazioni [6].

Essendo il martello, uno strumento tarato dal costruttore, è stato già possibile conoscere a priori i valori della forza in input. Le vibrazioni libere sono state invece misurate con un accelerometro. Dalla misura della forza e dell'accelerazione è stato possibile stabilire infine i valori di massa, smorzamento e rigidità. I dati della forza e della risposta corrispondente sono stati mediati su cinque misurazioni.

La forza in input, essendo impulsiva, deve essere rapida e con un solo picco. Quando, durante l'impatto, si sono verificati più picchi della forza impulsiva, la misurazione è stata scartata e ripetuta. L'accelerometro, posto a  $180^\circ$  sull'utensile in corrispondenza del punto di urto, emette invece un segnale in uscita che è la combinazione delle risposte dei vari modi di vibrare dell'intera macchina utensile (figura 4.9).

Per poter essere analizzati dal software di simulazione ed individuare le frequenze proprie del sistema, è necessario che i segnali espressi nel dominio del tempo, vengano trasformati con la trasformazione di Fourier, in segnali dipendenti dalla frequenza (figura 4.10).

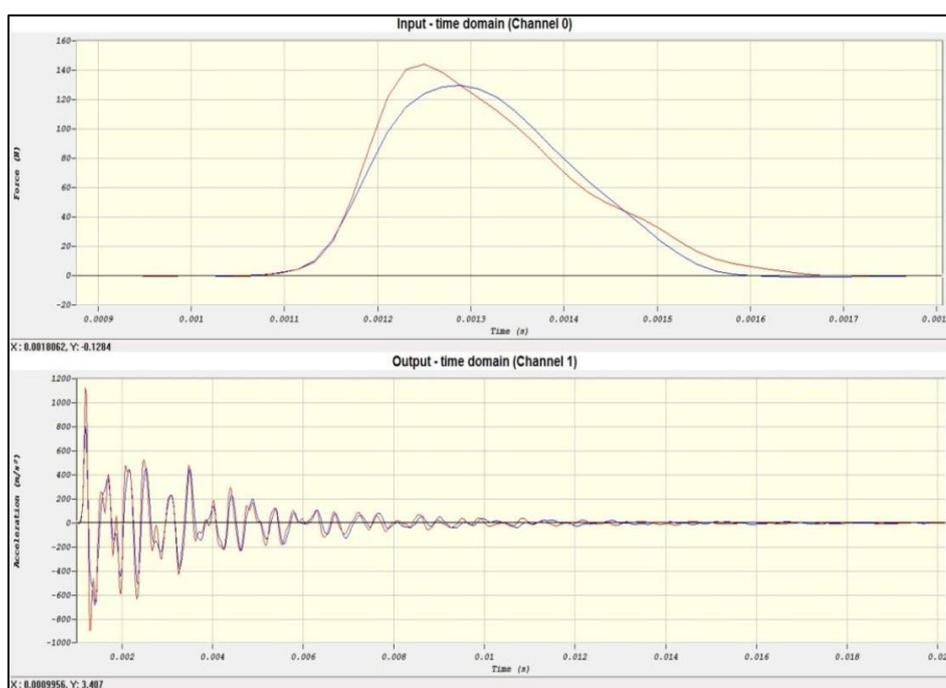


Figura 4.9- Visualizzazione del segnale di input e di output nel dominio del tempo.

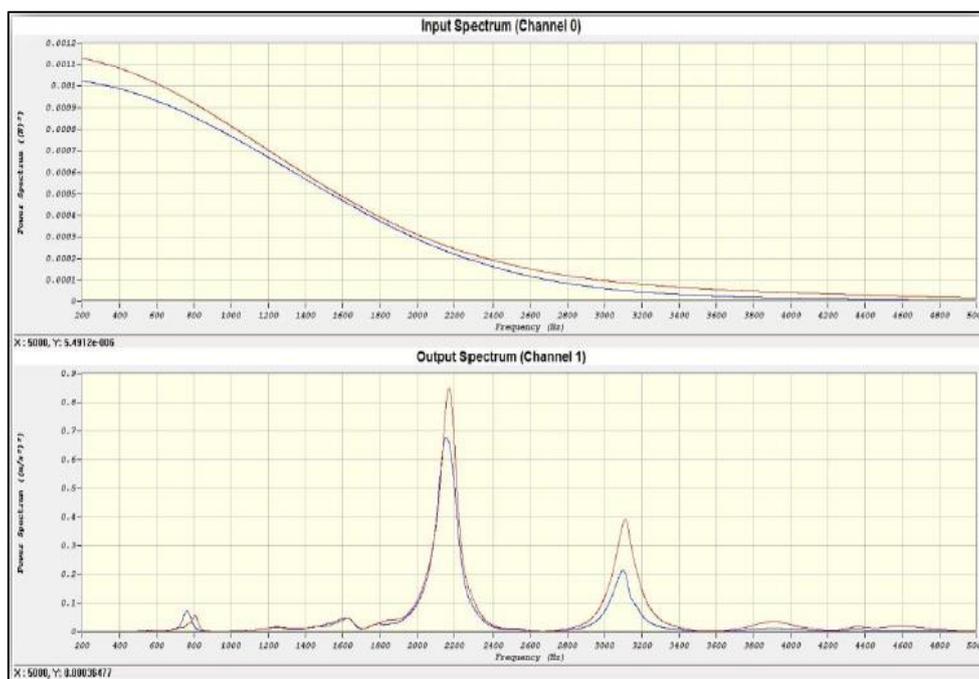


Figura 4.10- Visualizzazione del segnale di input e di output nel dominio delle frequenze.

Se il segnale di ingresso è importante per visualizzare il campo di frequenze nel quale verrà condotta l'analisi, il segnale di uscita espresso nel dominio delle frequenze permette di visualizzare quali sono le frequenze naturali del sistema, corrispondenti a dei picchi del segnale stesso. Le frequenze a cui si verificano i picchi (i modi dominanti del sistema), sono le stesse che verranno visualizzate nell'elaborazione successiva della risposta in frequenza, con l'unica variazione del valore di ampiezza, modulato, in quanto per ottenere le FRF è necessario integrare due volte il segnale delle accelerazioni. I modi dominanti ottenuti dalla prova, sono comunque in numero esiguo rispetto agli infiniti gradi di libertà di una macchina utensile, ma sono i modi a cui corrisponde un maggior valore dell'ampiezza di risposta in frequenza, cioè i modi meno rigidi e più soggetti a raggiungere l'instabilità dinamica. Non disponendo di un accelerometro tridimensionale, è stato necessario ripetere le rilevazioni sia lungo l'asse X che lungo l'asse Y della macchina utensile (figura 4.11), e successivamente trarne una risultante. La disposizione simmetrica dell'accelerometro rispetto al martello è stata semplificata dal fatto di aver scelto una semplice fresa a candela con 4 taglienti. Se il numero delle eliche fosse stato dispari, si sarebbero riscontrate maggiori difficoltà nel posizionamento dell'accelerometro, alterando i risultati.



Figura 4.11- Posizione del martello e dell'accelerometro durante l'impatto.

#### *Analisi delle Frequency Response Function (FRF)*

Per ottenere i grafici della cedevolezza dinamica, costituiti da una parte reale (l'ampiezza della risposta) e da una parte immaginaria (il ritardo della risposta), il software CutPro effettua il rapporto tra il segnale di uscita in termini di spostamenti e tra il segnale di ingresso, entrambi espressi nel dominio delle frequenze. È stato quindi possibile individuare le frequenze naturali del sistema in corrispondenza dei picchi di ampiezza nei grafici delle FRF. Gli andamenti ottenuti con il software sono consultabili nell'appendice C.c

Analizzando quindi l'ampiezza delle risposte in frequenza della struttura attrezzata con i tre diversi portautensili, è possibile osservare cosa accade in corrispondenza delle frequenze proprie del sistema. Con il portautensile standard (figura 4.12) i picchi massimi di ampiezza, che corrispondono a dei rischi di risonanza, si generano alla frequenza naturale di 1200 Hz, a 2500 Hz e 4000 Hz. Ciò è indice di come la struttura non abbia uno smorzamento e una stabilità adeguata, in quanto già al raggiungimento delle prime frequenze proprie si potrebbero avere danni irreversibili alla macchina. È possibile vedere come la risposta in direzione dell'avanzamento (X) sia sovrapponibile alla risposta nella direzione tangenziale (Y).

### Risposta in frequenza con BT40

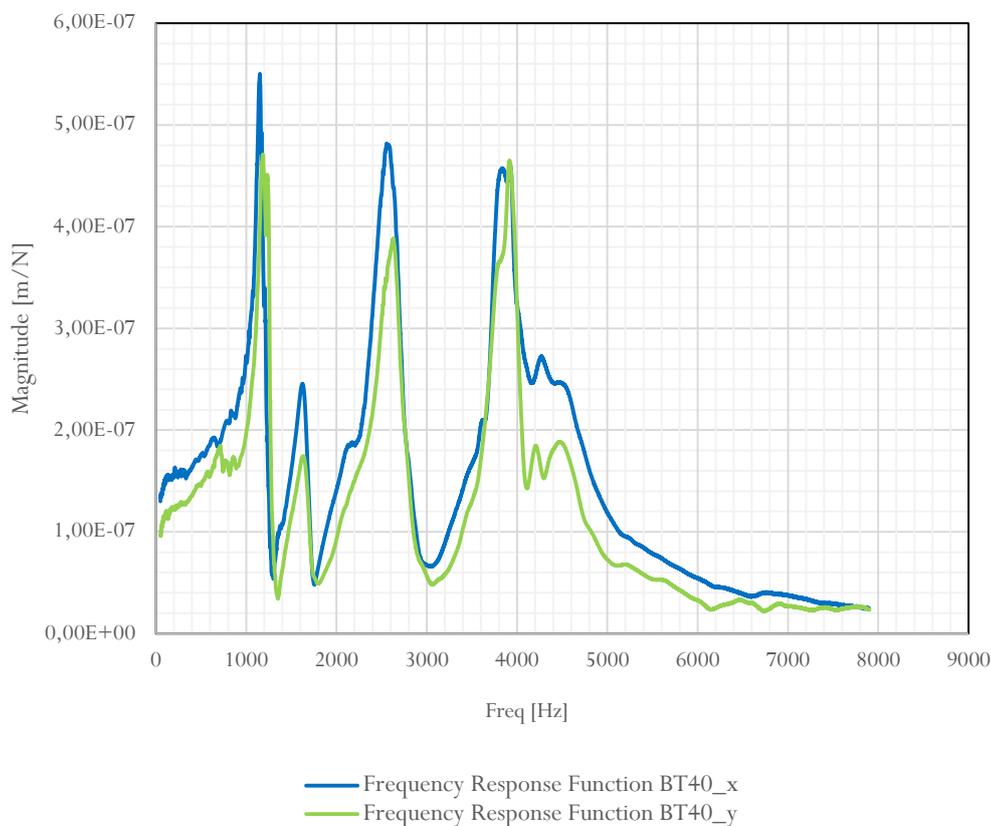


Figura 4.12- Ampiezza della risposta in frequenza di un portautensile BT

Studiando la risposta della macchina attrezzata con il portautensile a doppio contatto (figura 4.13) è possibile vedere un primo vantaggio legato alla maggiore stabilità del sistema. La cedevolezza dinamica presenta dei picchi più bassi della versione precedente, mettendo in evidenza come la macchina utensile sia più stabile con questo tipo di montaggio.

I picchi, alle frequenze di 2500 e 4000 Hz, si abbassano rispettivamente del 40 e del 70% nella direzione di avanzamento. Da ciò è possibile concludere che, a parità di forza di eccitazione, una macchina utensile attrezzata con un portautensile a doppio contatto, vibrerà di meno, al raggiungimento delle frequenze naturali, rispetto ad una macchina attrezzata con un portautensile tradizionale. Il valore della prima frequenza propria, in entrambe le configurazioni, è comunque elevato, superando i 1000 Hz.

### Risposta in frequenza con BT40 doppio contatto

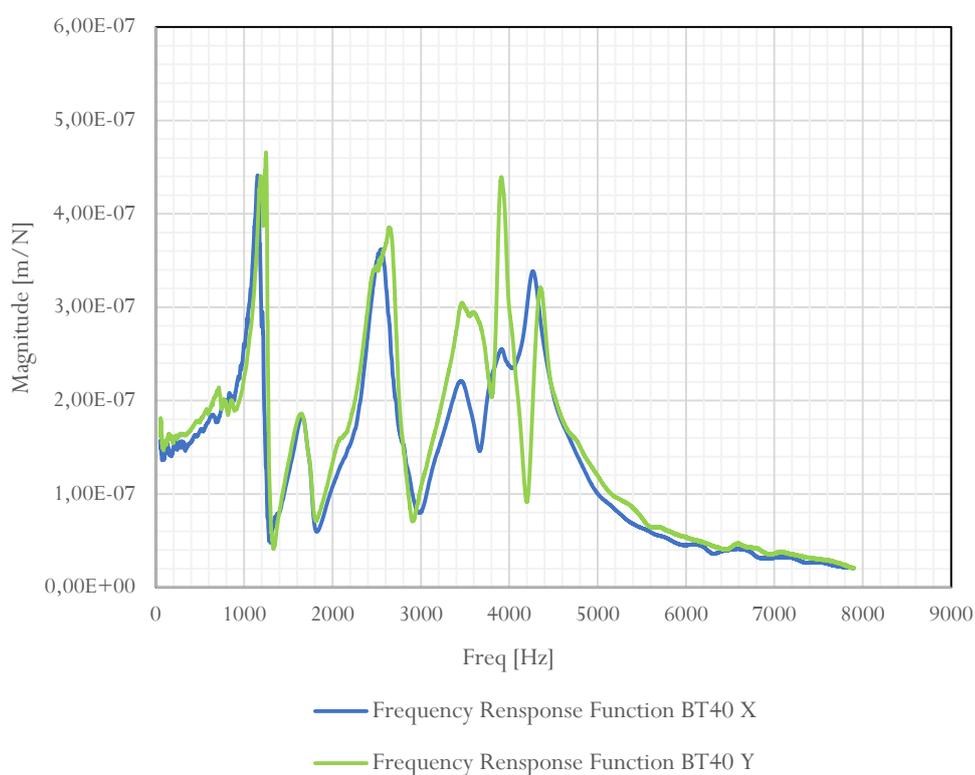


Figura 4.13- Ampiezza della risposta in frequenza di un portautensile BT a doppio contatto.

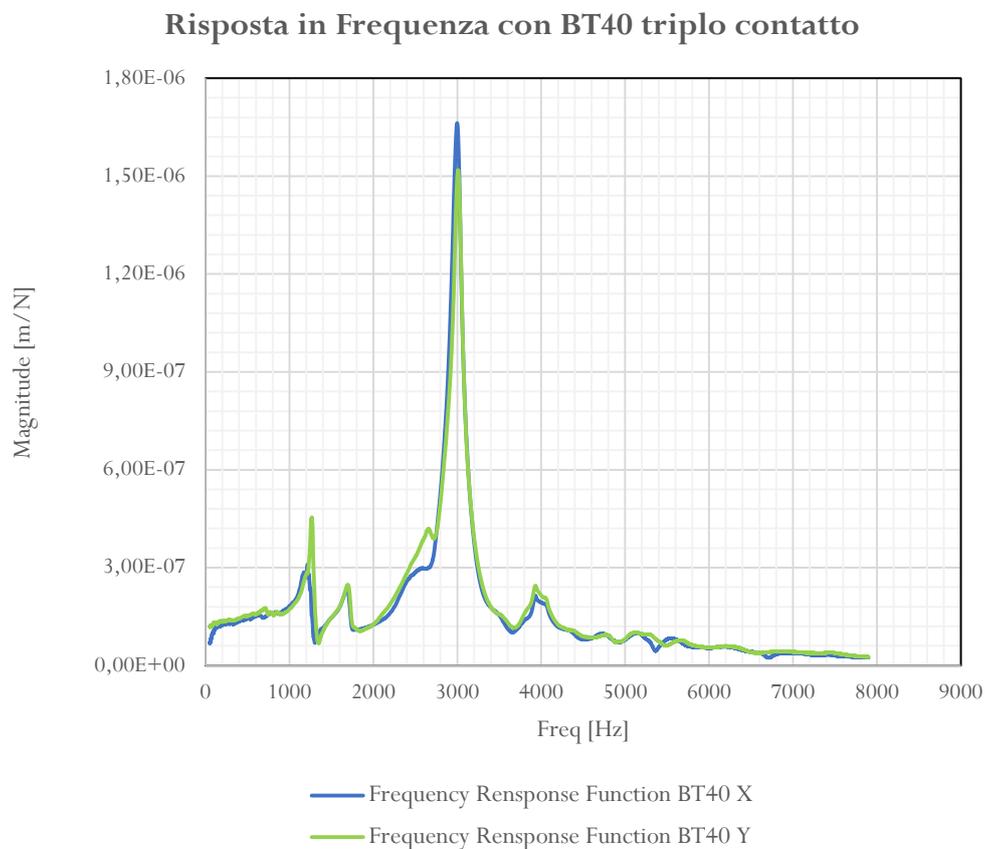
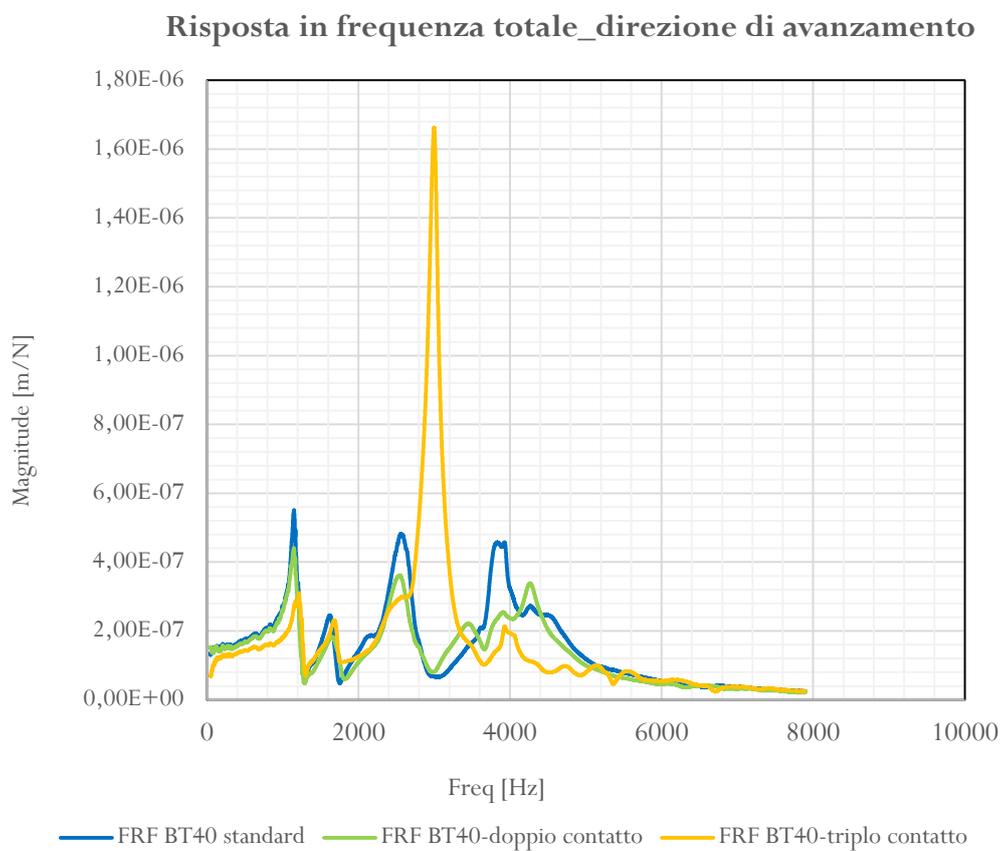


Figura 4.14- Ampiezza della risposta in frequenza di un portautensile a triplo contatto.

L'andamento della risposta in frequenza di una macchina con un portautensile a triplo contatto (figura 4.14) mette in evidenza il potere smorzante delle molle contenute nell'attacco conico. È possibile vedere come i valori dell'ampiezza siano minori in valore assoluto per qualsiasi frequenza rispetto alle altre configurazioni, fatta eccezione per un unico campo critico di frequenze nell'intorno dei 3000 Hz, in cui il picco è molto elevato. La presenza dello smorzamento delle molle si vede proprio tra 2500 e 4000 Hz (figura 4.15) in cui i due picchi vengono sostituiti da un unico punto critico centrale, nato in seguito all'aumento dello smorzamento. Il vantaggio massimo che si ottiene con un portautensile a triplo contatto è a 4000 Hz, dove il picco di ampiezza della configurazione iniziale si riduce oltre il 50%.



*Figura 4.15- Confronto della risposta in frequenza totale della macchina utensile attrezzata con i tre portautensili*

### 4.3 Calcolo dei diagrammi di stabilità a lobi

Dopo il calcolo della cedevolezza dinamica, le funzioni sono state implementate nel software di simulazione CutPro, al fine di generare i diagrammi di stabilità a lobi. Questi diagrammi risultano molto utili dal punto di vista pratico per ottimizzare le potenzialità della macchina in termini di produttività, cioè la capacità di truciolo asportato [ $cm^3/min$ ]:

$$Q = a_p \cdot a_e \cdot v_f$$

con  $a_p$  profondità di taglio assiale (mm),  $a_e$  profondità di taglio radiale (mm),  $v_f$  velocità di avanzamento (mm/min). Nella valutazione dei diagrammi viene mantenuta costante una delle tre grandezze e, variando le altre due, si osserva come cambia la stabilità della macchina utensile durante la lavorazione. Nel corso della prova, simulando un'operazione di contornatura, è stata mantenuta fissa la  $a_p$ . Per ottenere i diagrammi, gli andamenti delle risposte in frequenza non sono sufficienti, ma bisogna integrare l'analisi con i dati relativi ai coefficienti di strappamento del materiale da lavorare.

#### 4.3.1 Valutazione delle forze di taglio specifiche

Le forze di taglio specifiche, denominati anche coefficienti di strappamento, sono le azioni, che vengono a generarsi nell'interazione tra il pezzo e l'utensile durante le lavorazioni, rapportate all'unità di area. Secondo la teoria di Tlustly-Polacek [5], la rigidità dell'utensile in lavorazione può essere schematizzata come un sistema a due gradi di libertà (figura 4.16), in cui agiscono due forze, nella direzione di avanzamento e nella direzione tangenziale, non costanti, ma continuamente variabili nel tempo, in quanto il pezzo subisce il fenomeno del chatter, la creazione di instabilità dovuta alla precedente deformazione del pezzo lavorato. Il chatter si genera principalmente perché in fresatura non si ha un contatto continuo tra pezzo e tagliente/inserto, ma si verifica una condizione di taglio interrotto.

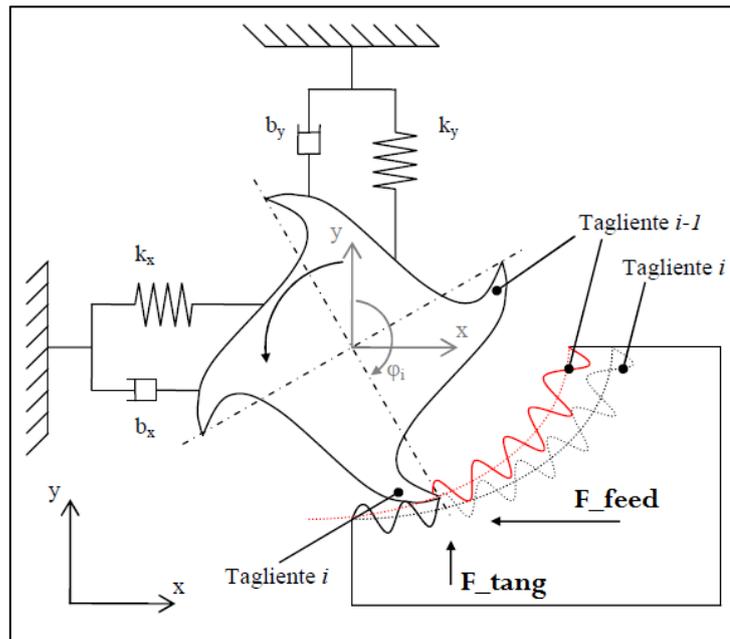


Figura 4.16- Schematizzazione del sistema utensile-pezzo.

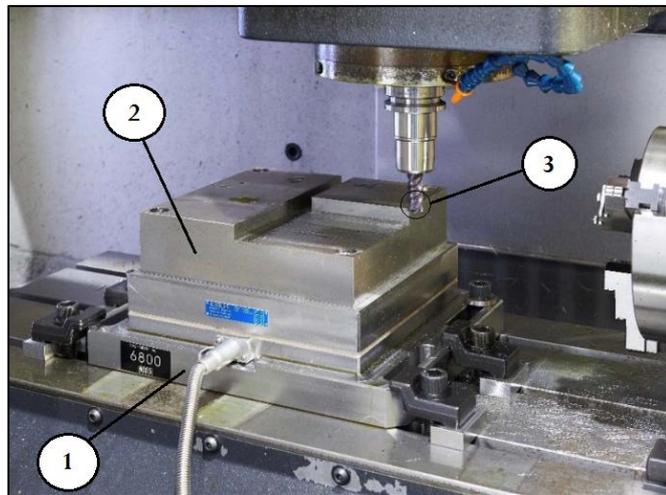


Figura 4.17- Prova sperimentale su Piastra Kisler 9255B:

- 1) Piastra dinamometrica
- 2) Blocco di prova
- 3) Utensile

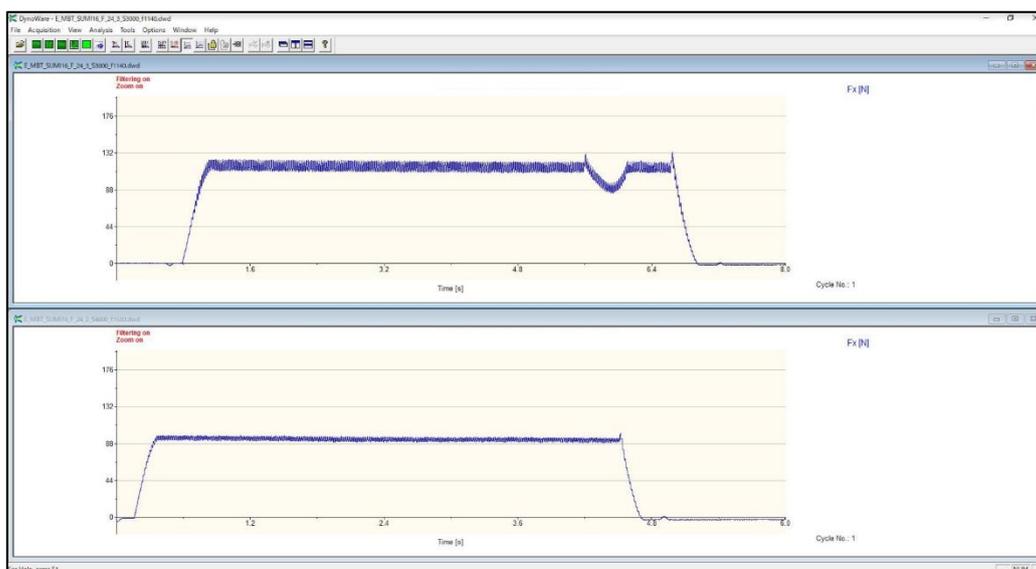


Figura 4.18- Andamento della forza utensile-pezzo nella direzione avanzamento.

Le forze di taglio utili alla determinazione dei diagrammi di stabilità, sono state ricavate da prove precedentemente effettuate da ingegneri nel laboratorio sperimentale *Nikken Kosakusho* in Giappone. L'individuazione sperimentale di questi valori, consiste in una prova pratica basata sulla lavorazione di un blocco grezzo con lo stesso tipo di utensile utilizzato per l'Hammer Test, appoggiato su una piastra dinamometrica (figura 4.17), che in base alla risposta di quattro celle di carico posizionate a  $90^\circ$ , proietta gli andamenti della forza nella direzione di avanzamento e in quella tangenziale (figura 4.18). Le funzioni delle forze vengono calcolati per diversi parametri di taglio, in modo da riuscire ad avere, con un valore medio, un'approssimazione con il minimo errore possibile. Anche in questo caso, le prove sono state ripetute per i tre portautensili, BT standard, BT a doppio contatto e BT a triplo contatto. I valori delle forze, dopo essere stati mediati in Excel, sono stati inseriti in CutPro, per poter essere utilizzati nella determinazione dei diagrammi a lobi.

### 4.3.2 Analisi dei diagrammi di stabilità

I diagrammi di stabilità a lobi, sono stati ottenuti combinando nel software *CutPro* i valori delle forze specifiche di taglio, risultanti dalla prova con la piastra dinamometrica, e gli andamenti della risposta in frequenza, ricavati invece dalla prova impulsiva.

La simulazione è stata impostata scegliendo lo stesso utensile delle prove precedenti, ovvero una semplice fresa a candela a 4 taglienti di diametro 16 mm, utilizzando i tre diversi portautensili. In base a come erano state calcolate le forze di taglio, è stata impostata come grandezza costante la profondità di taglio assiale,  $a_p$  pari a 1.5 volte il diametro dell'utensile (24 mm).

Il grafico a lobi mette in relazione la larghezza radiale di impegno della fresa  $a_e$  con il numero di giri del mandrino (o la velocità di taglio), permettendo di individuare in base ai lobi, la giusta combinazione di parametri di taglio per ottenere dei vantaggi produttivi. Il numero di lobi corrisponde al numero di frequenze proprie della macchina utensile.

Dal diagramma a lobi relativo alla macchina utensile attrezzata con un portautensile BT tradizionale (figura 4.19), è possibile vedere come per basse rotazioni del mandrino, le zone di instabilità siano poco distinguibili rispetto alle zone sicure. Considerando fissa la profondità di taglio, la massima larghezza di fascia impiegabile, senza l'insorgere di vibrazioni, è pari a circa 3.5 mm (la fresa è stata scelta con un massimo impegno radiale di 0.5 volte il diametro). Dal grafico emerge come ci siano pochi margini di miglioramento produttivi; lavorando infatti a velocità di taglio sempre crescenti e quindi a velocità di avanzamento maggiori (mantenendo fisso l'avanzamento al dente e il numero di taglienti), l'effetto dei lobi non si nota, in quanto il portautensile utilizzato porta a instabilità dinamiche della macchina utensile.

Utilizzando, invece, a parità di tutte le altre attrezzature, un portautensile a doppio contatto (figura 4.20), fino a velocità di taglio di 250 m/min (circa 5000 giri/min del mandrino), si possono apprezzare degli incrementi di produttività. Considerando ad esempio, fisse sia la profondità di taglio assiale che quella radiale, ci sono delle zone di lavorazione, individuate appunto dai lobi, in cui è possibile aumentare la velocità di taglio per non incorrere in fenomeni vibratorii. Oltre i 5000 giri/min, il grafico presenta una brusca caduta dipendente dal calcolo dei coefficienti di strappamento del materiale.

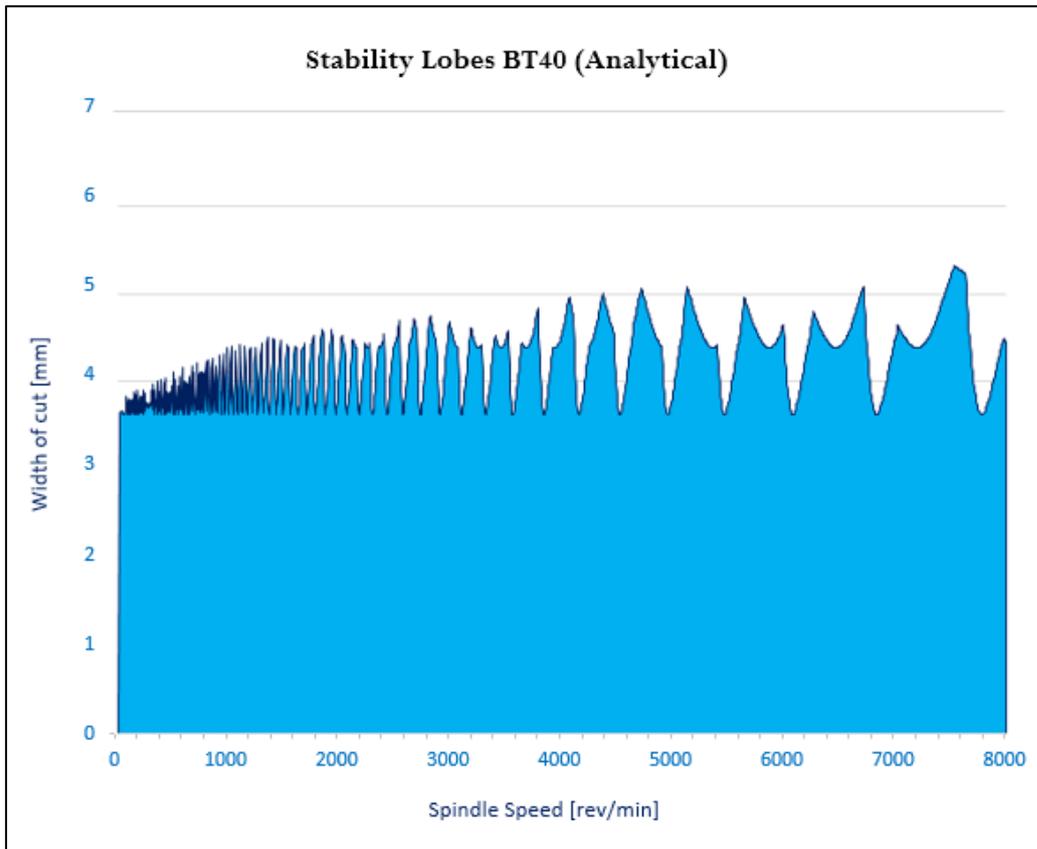


Figura 4.19- Diagrammi a lobi con un portautensile BT tradizionale.

Oltre una certa velocità di rotazione infatti, si innescano fenomeni di chatter che peggiorano sensibilmente la stabilità, vanificando anche i vantaggi del portautensile a doppio contatto per bassi numeri di giri. L'instabilità che nasce è dovuta anche alla struttura del portautensile a doppio contatto: quando infatti le velocità di rotazione sono elevate, si corre il rischio che la zona di presa del portautensile nel mandrino sia principalmente sulla flangia, creando ulteriori vibrazioni ed errori di concentricità.

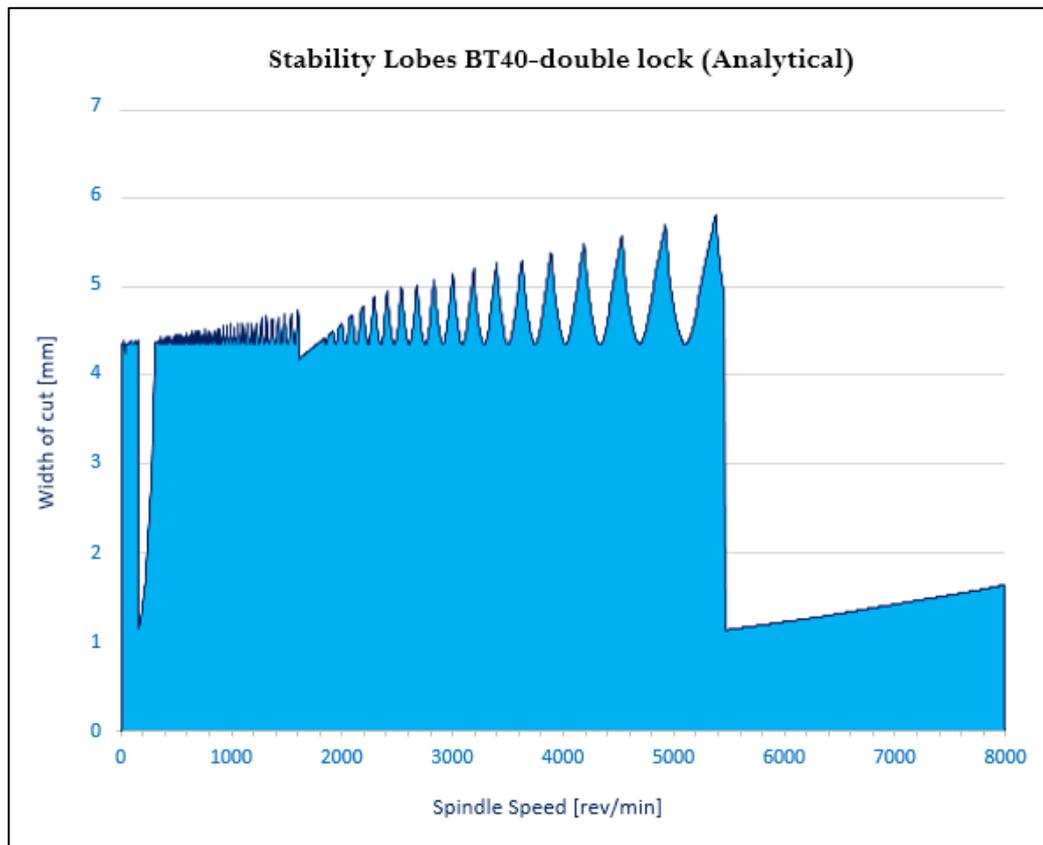


Figura 4.20- Diagramma a lobi della macchina utensile attrezzata con un portautensile a doppio contatto.

In ultimo, viene presentato il diagramma di stabilità a lobi ottenuto con un portautensile a triplo contatto (figura 4.21). In prima analisi, è possibile vedere l'effetto crescente dei lobi: ad alte velocità di rotazione del mandrino, si può avere effettivamente un guadagno produttivo se si lavora a determinati parametri di taglio, senza eccedere i limiti strutturali della fresa. I lobi inoltre, non presentano irregolarità, in quanto il portautensile in questione induce uno smorzamento elevato nella macchina utensile, permettendo di opporsi al fenomeno delle vibrazioni giocando solamente con i parametri di taglio.

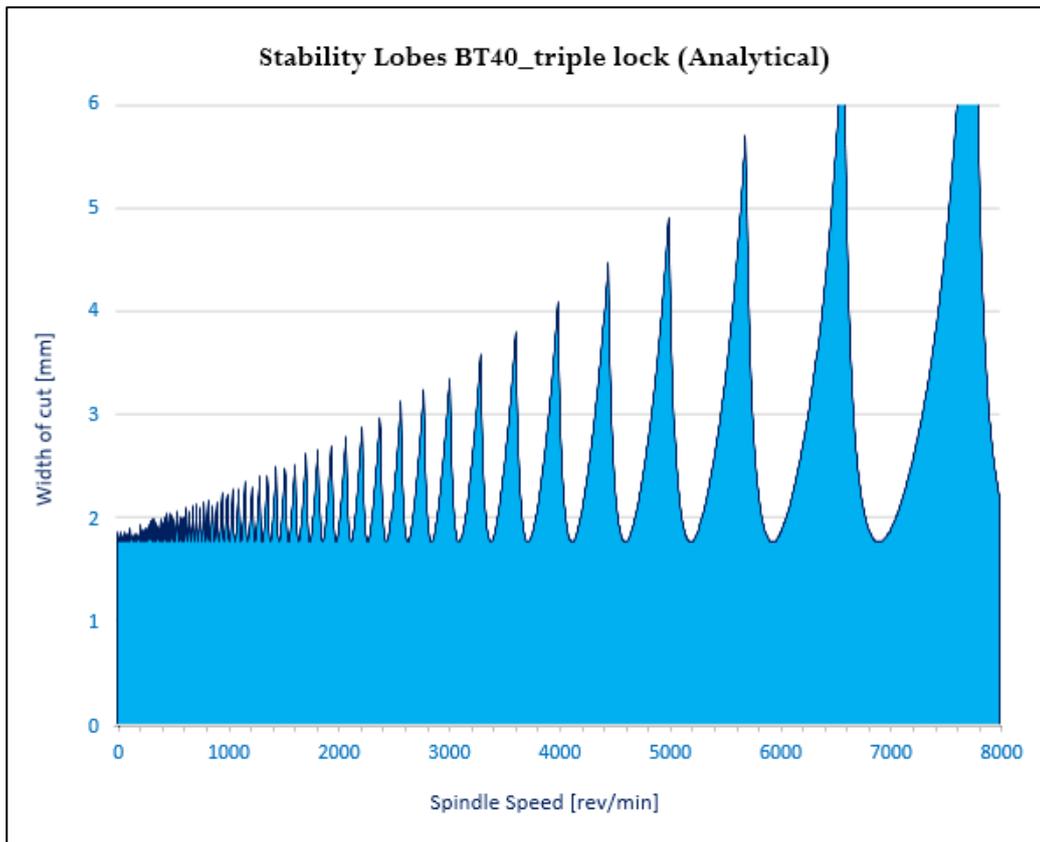


Figura 4.21- Diagramma a lobi della macchina utensile attrezzata con un portautensile a triplo contatto.

#### **4.4 Considerazioni finali sulla stabilità dinamica**

In conclusione, è possibile affermare che le simulazioni condotte con opportuni software ed adeguati strumenti dinamici di lavoro, hanno permesso di prevedere la stabilità di una macchina utensile durante le lavorazioni, e di condurre delle analisi sul giusto utilizzo dei parametri di taglio. Come già evidenziato dallo spettro della risposta in frequenza, il punto sensazionale dell'analisi è vedere come un semplice portautensile, possa portare a delle instabilità dell'intera macchina utensile.

I vantaggi che si riscontrano con l'utilizzo di un portautensile rispetto ad un altro non sono eclatanti, ma con l'utilizzo del giusto terminale, è possibile discriminare, in sede di pianificazione della produzione, i parametri di taglio che potrebbero indurre delle vibrazioni durante il funzionamento della macchina. Per una macchina utensile altamente performante, in grado di raggiungere elevate velocità con il mandrino è quindi consigliabile l'uso di un portautensile a triplo contatto, in quanto all'aumentare della velocità di avanzamento possono essere utilizzate larghezze di taglio superiori, aumentando il volume di truciolo asportato. Se invece, il mandrino della macchina non raggiunge elevate rotazioni, è più consigliabile l'uso di un portautensile a doppio contatto, in quanto permette di avere una stabilità abbastanza costante. Quest'ultima affermazione, non va in disaccordo con i riscontri della prova statica, in cui i portautensili a doppio contatto risultavano i migliori in termini di rigidità.



## Capitolo 5

### Verifica della stabilità dinamica in macchina utensile

I diagrammi di stabilità a lobi sono un utile strumento per ottimizzare i tempi di produzione aziendali durante le lavorazioni per asportazione di truciolo, ma poter essere validati, hanno bisogno di una verifica sperimentale sul campo. Nella pratica industriale, in genere ci si basa sull'esperienza per aumentare la produttività regolando i vari parametri di taglio. Lo scopo però di questo lavoro è fornire un approccio ingegneristico che, in fase di pianificazione della produzione, permetta di discriminare le zone non soggette ad instabilità dalle zone critiche per la macchina utensile, in cui c'è un forte rischio di fenomeni vibratorii. I diagrammi ottenuti con le precedenti simulazioni, non sono da assumere come universali per una determinata macchina attrezzata con un determinato portautensile, ma variano ogni volta in base alle caratteristiche dell'utensile e alla struttura della macchina utensile.

## 5.1 Descrizione dell'attrezzatura

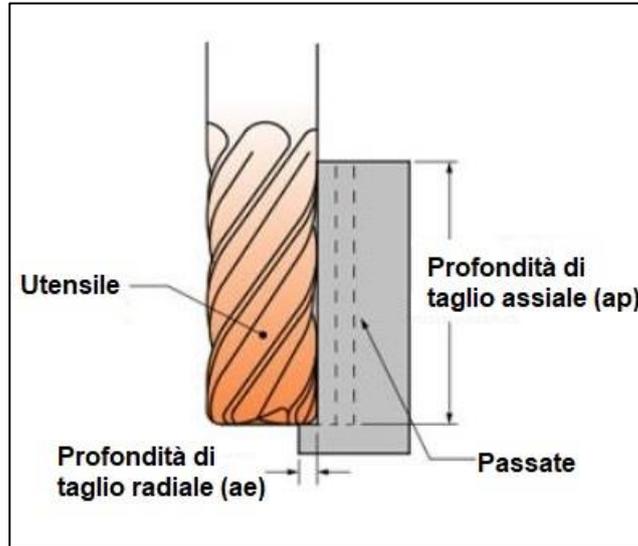


Figura 5.1- Operazione di fresatura periferica con una fresa a candela

I test pratici dei diagrammi di stabilità con le macchine utensili sono stati svolti presso l'azienda *Vallemer s.r.l.s.* Così come con il software CutPro, sono state eseguite lavorazioni di fresatura periferica (contornatura) su un blocco di acciaio C40 di dimensioni 60x120x60 mm, mediante una fresa a candela in metallo duro, di diametro 16 mm e lunghezza utile 40 mm, con passo variabile, con taglienti smussati di 0.3 mm a 45° e angolo d'elica dei taglienti di 35° (figura 5.1). Rispetto alla simulazione la direzione di avanzamento è l'asse Y, ma ciò è indifferente alla fine dei risultati, in quanto nel calcolo del diagramma a lobi si considera una risposta in frequenza mediata sui due assi.

*Macchina utensile*

Figura 5.2- Centro di lavoro verticale utilizzato nella prova.

Le prove sono state eseguite sulla macchina utensile EXCEL PMC10T24, un centro di lavoro verticale a 3 assi (figura 5.2). I dati tecnici di targa sono riportati nell'Appendice D. Il mandrino della macchina è predisposto per l'accoppiamento con i portautensili ad attacco conico BT40, ma applicando la giusta modifica al naso macchina (mediante l'uso di spessori rettificati), è stato possibile testare anche i portautensili a doppio e triplo contatto. Il pezzo di acciaio grezzo è stato bloccato sulla tavola mobile nel piano normale all'asse del mandrino con una morsa meccanica. Le verifiche sperimentali in macchina sono state precedute da un controllo della forza di trazione delle molle a tazza situate nella linea mandrino, in modo da non influenzare i risultati per una

scarsa rigidità statica della struttura (figura 3). Il valore trovato di circa 7000 N è stato ritenuto accettabile in base alle normative di riferimento e ricerche accademiche precedenti [8].



Figura 5.3- a) Verifica del tiraggio del mandrino mediante il misuratore di forza di trazione con cella di carico incorporata e lettore digitale. b) definizione dello zero pezzo (destra)

Come secondo passaggio preliminare, dopo aver sistemato il pezzo sulla tavola, e attrezzato il mandrino con il giusto portautensile, è stata eseguita l'operazione di registrazione dello zero pezzo. Il moto di avanzamento, lungo la direzione Y, appartiene alla tavola e quindi al pezzo, essendo l'albero del mandrino dotato unicamente di rotazione (figura 5.3b).

## 5.2 Svolgimento delle prove di lavorazione

Con l'aiuto di un operatore a bordo macchina, sono state eseguite le operazioni di fresatura periferica, consistente in semplici passate lungo l'asse Y (dimensione 120 mm del blocco di acciaio). Dopo ciascuna passata è stata controllata la superficie lavorata, per osservare la presenza di eventuale chatter dovuto ad eccessive vibrazioni nel contatto pezzo-utensile. I parametri di taglio da utilizzare sono stati scelti consultando i diagrammi a lobi ottenuti dal precedente calcolo numerico, rispettando le condizioni di utilizzo dell'utensile (forniti dal costruttore della fresa).

### *Portautensile a triplo contatto*

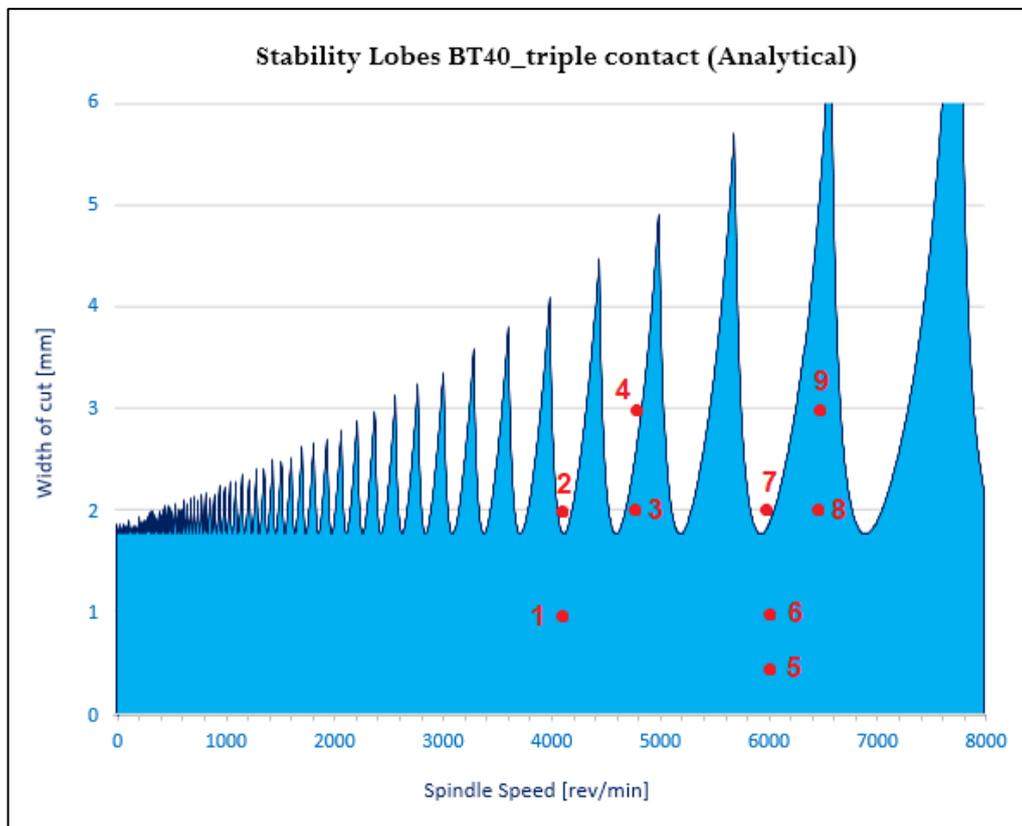


Figura 5.4- Punti di lavorazione sul diagramma a lobi relativo al triplo contatto.

Il diagramma a lobi (figura 5.4) può rappresentare un giusto collegamento tra la teoria ingegneristica e l'officina. Il suo utilizzo è legato alla scelta dei giusti parametri di taglio per aumentare la produttività delle lavorazioni, senza incorrere in fenomeni vibratorii. Le operazioni di fresatura sono state svolte mantenendo costante:

- La profondità di taglio assiale  $a_p = 24 \text{ mm}$  (1.5 volte il diametro dell'utensile)
- L'avanzamento al dente  $f_z = 0.04 \text{ mm/dente}$  (fresa a 4 taglienti)

Utilizzando le formule della velocità di taglio (1.1) e della velocità di avanzamento (1.2), sono stati ricavati i punti di lavorazione (tabella 5.1).

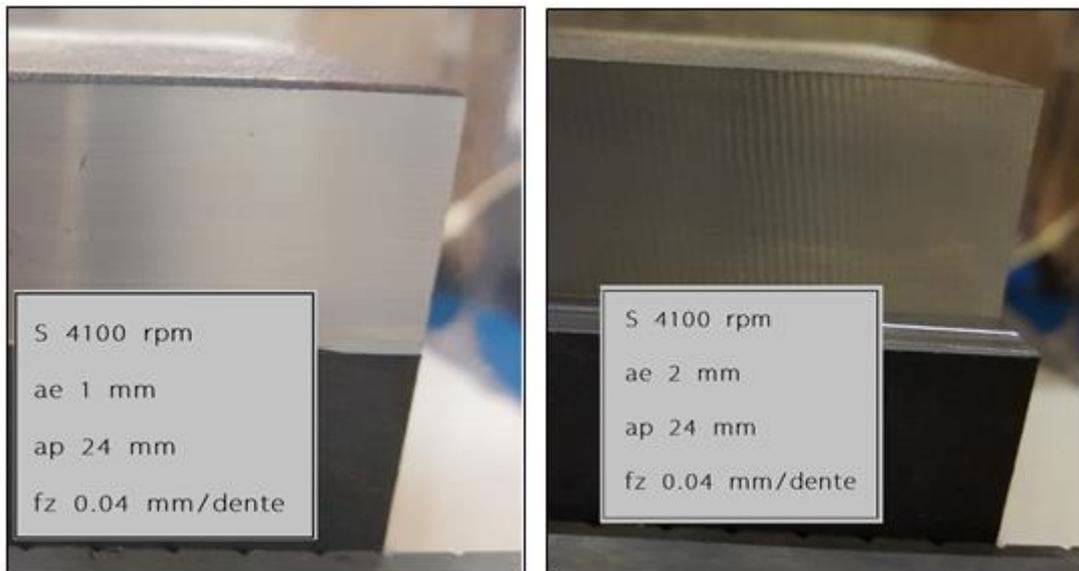
$$V_C = \frac{\pi \cdot n \cdot \phi_{fresa}}{1000} \quad (1.1)$$

$$V_f = f_z \cdot Z \cdot n \quad (1.2)$$

Punto	Speed [rpm]	Vc [m/min]	Vf [mm/min]	ae [mm]	Condizione
1	4100	206	656	1	Stabile
2	4100	206	656	2	<i>Chatter</i>
3	4800	241	768	2	Stabile
4	4800	241	768	3	<i>Chatter</i>
5	6000	302	960	0,5	Stabile
6	6000	302	960	1	Stabile
7	6000	302	960	2	<i>Chatter</i>
8	6500	327	1040	2	Stabile
9	6500	327	1040	3	Stabile

Tabella 5.1- Punti di lavorazione sul diagramma a lobi relativo al triplo contatto.

Partendo dal valore minimo di velocità di taglio fornito dal costruttore della fresa (205 m/min), sono state eseguite le prime passate, individuando il limite di stabilità della larghezza di taglio per la stabilità a circa 2 mm (figura 5.5). Oltre questo valore di  $a_e$ , infatti, a parità dei restanti parametri, la superficie appare ondulata e non liscia e il rumore a bordo macchina aumenta notevolmente.



*Figura 5.5- Superficie lavorata con larghezze di taglio radiale differente a parità degli altri parametri. Nella figura di destra sono visibili i segni lasciati dal chatter.*

Mantenendo ora la larghezza di taglio radiale costante a 2 mm, è stata aumentata la velocità di taglio, sistemandosi in una zona stabile del diagramma a lobi. Nel punto 3 l'operazione di passata non ha prodotto una rumorosità eccessiva, lasciando una superficie liscia e priva di irregolarità. Aumentando la  $a_e$ , la produttività a questa velocità di taglio cresce limitatamente: non si riesce infatti a rimanere nella parte stabile del diagramma per grossi aumenti della larghezza di taglio. Dimostrandolo praticamente, con un impegno radiale di 3 mm, si osserva il fenomeno del chatter (figura 5.6).

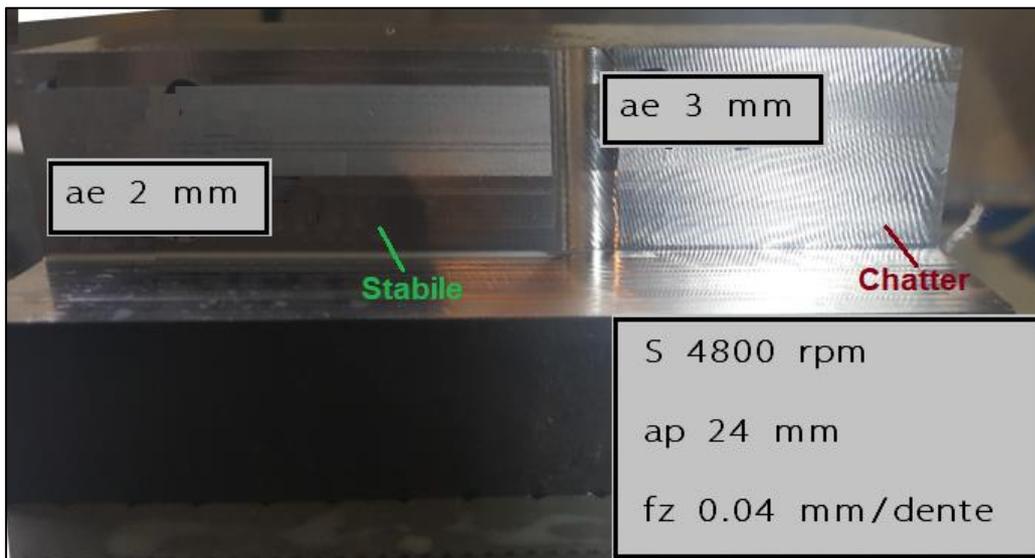


Figura 5.6- Superficie lavorata con larghezza di fascia crescenti. Con una  $a_e$  di 3 mm è evidente la formazione di vibrazioni nel contatto pezzo-utensile.

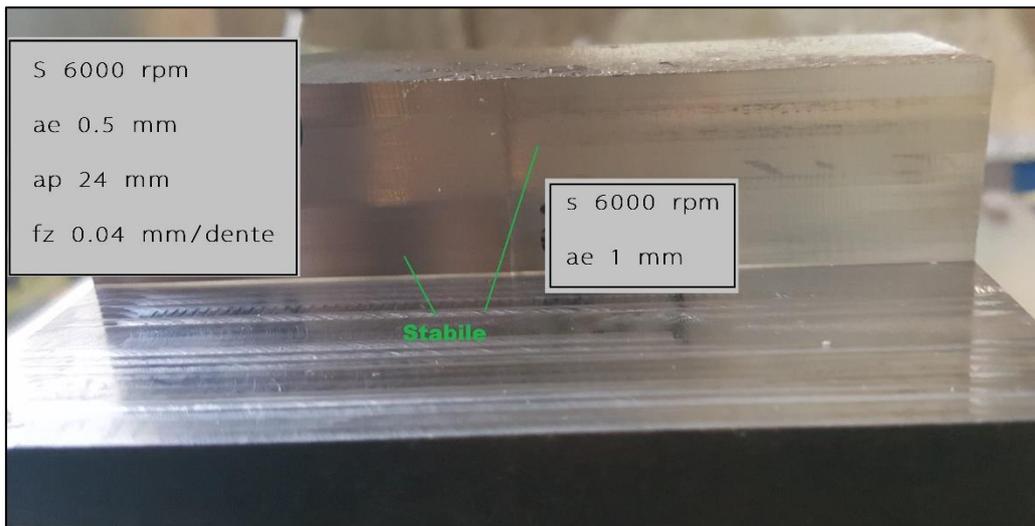


Figura 5.7- Superficie lavorata a velocità di rotazione del mandrino di 6000 rpm con larghezze di fascia differenti. Entrambe le facce sono in condizioni stabili.

Aumentando ora la velocità di taglio fino a 6000 giri/min (figura 5.7), sono state eseguite nuove prove di fresatura al fine di discriminare un'altra zona di stabilità a velocità più elevate. Aumentando l' $a_e$  fino a 2 mm, sono state riscontrate di nuovo vibrazioni e forte rumore a bordo macchina (figura 5.8), potendo concludere che il limite di sicurezza della larghezza di fascia per non incorrere in chatter, a qualsiasi velocità, è all'incirca di 1.5 mm.

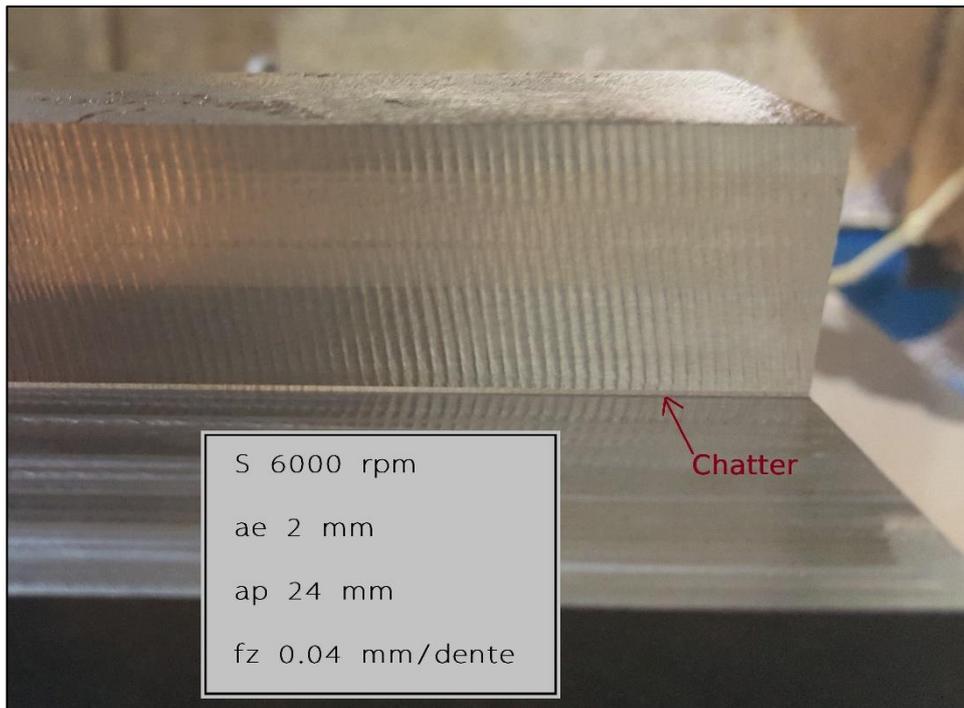
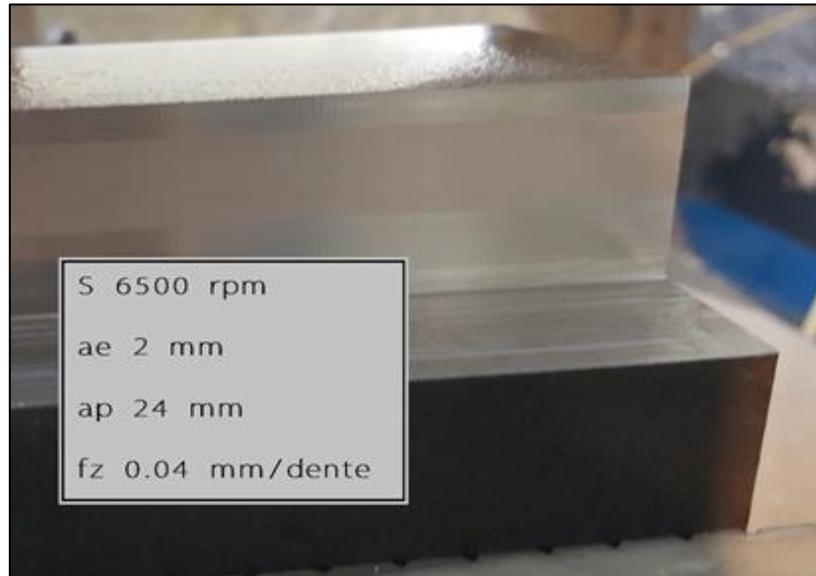


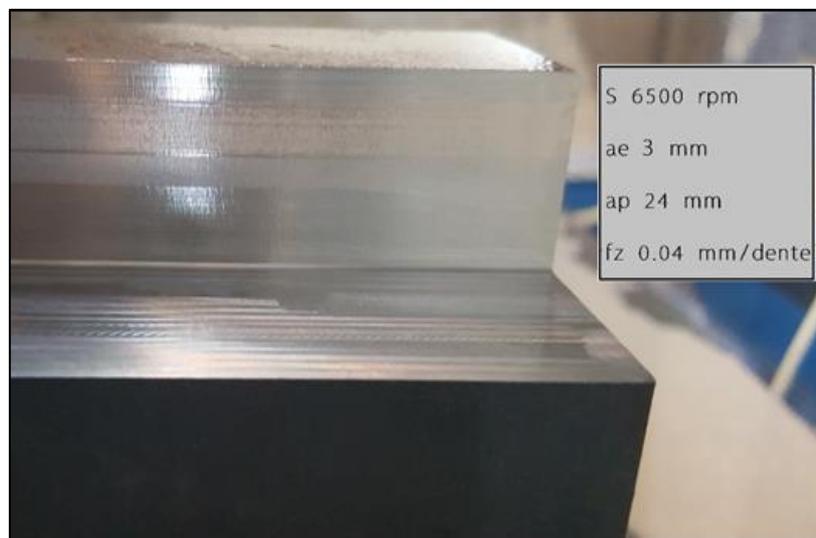
Figura 5.8- Superficie marcata dalle vibrazioni.

Per aumentare la produttività, nella pratica industriale, è sovente aumentare la velocità di rotazione del mandrino (quindi velocità di taglio e velocità di avanzamento) per diminuire il fenomeno delle vibrazioni, ma la condizione sopra citata mostra come non sempre sia così: aumentando la velocità di rotazione da 4800 giri/min a 6000 giri/min, mantenendo fisso l'impegno radiale di 2 mm e i restanti parametri di taglio, è stato riscontrato che a velocità maggiori nascono delle vibrazioni. A 6500 giri/min la situazione è invece ritornata stabile (figure 5.9 e 5.10). Seguendo il diagramma a lobi infatti, oltre una certa larghezza di fascia (stimata in base alle prove di circa 1.5 mm) esistono delle zone instabili individuate proprio dai lobi. I vantaggi in termini di volume asportato con l'aumento di velocità di rotazione, oltre una certa

larghezza di fascia, possono esserci solo se i punti individuati sono nella parte stabile del diagramma.



*Figura 5.9- Superficie stabile lavorata con velocità di rotazione di 6500 giri/min e larghezza di fascia di 2 mm.*



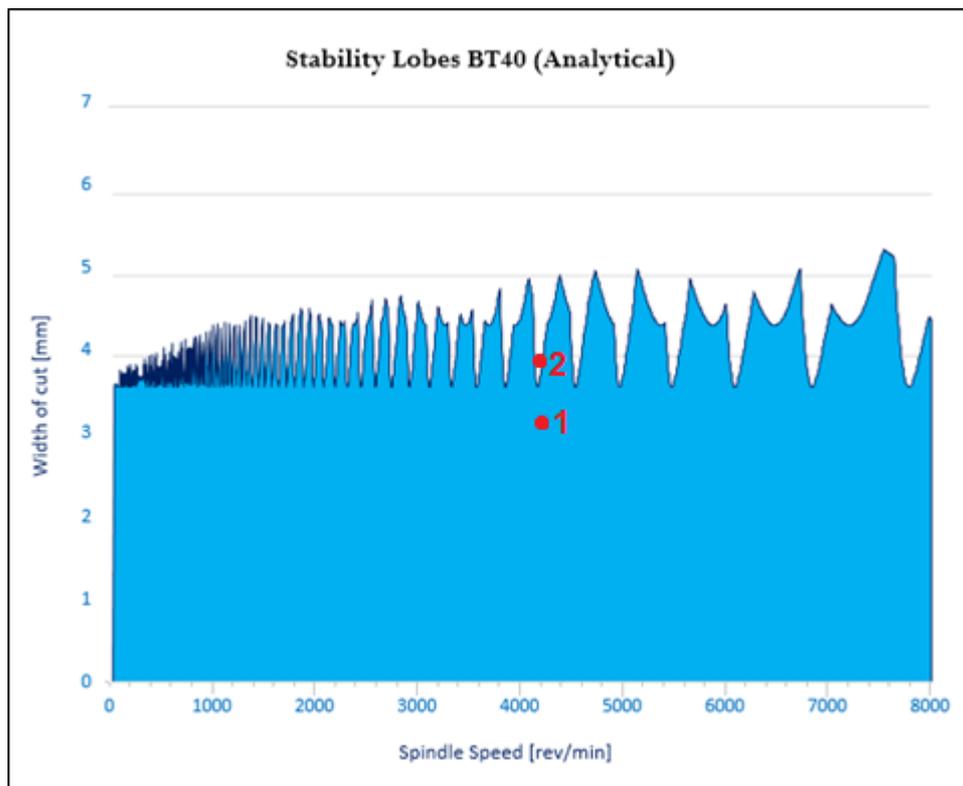
*Figura 5.10- Superficie stabile lavorata con velocità di rotazione di 6500 giri/min e larghezza di fascia di 3 mm.*

Dalle figure precedenti è possibile osservare l'effetto dei lobi: il limite della zona stabile in larghezza di fascia tende ad aumentare a velocità crescenti (figura 5.10) fino a che si raggiunge il limite torsionale del mandrino o la capacità lavorativa della fresa. In base ai punti osservati, le

zone di stabilità prevista con la simulazione mediante CutPro sono rispettate, potendo concludere il giusto esito del calcolo numerico.

Per completezza di argomentazione si riportano sinteticamente anche le verifiche sperimentali realizzate montando in macchina gli altri due portautensili.

### *Portautensile tradizionale*



*Figura 5.11- Diagramma di stabilità relativo al portautensile BT tradizionale.*

Per la verifica della stabilità della macchina con il diagramma a lobi relativo al BT tradizionale (figura 5.11), l'attenzione è stata focalizzata sulla velocità di taglio minima consigliata dal costruttore della fresa (210 m/min). Fissata la rotazione del mandrino (4200 rpm), aumentando la larghezza di taglio a step crescenti di 1 mm (figure 5.12-5.13), è stato trovato il limite di stabilità compreso tra 3 e 4 mm, dove si ha già la presenza di chatter ed elevata rumorosità. Lo svantaggio del diagramma del portautensile tradizionale è che i lobi sono molto vicini, ed è difficile discriminare le zone sicure dalle instabili una volta superata la larghezza di taglio di 3 mm.

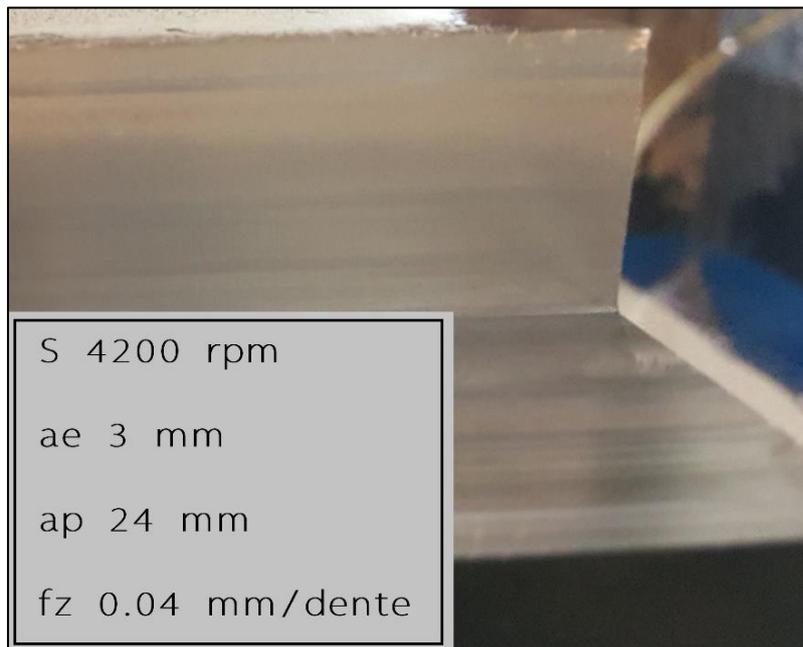


Figura 5.12- Superficie lavorata con una velocità di rotazione di 4200 giri/min e larghezza di fascia di 3 mm (punto 1).

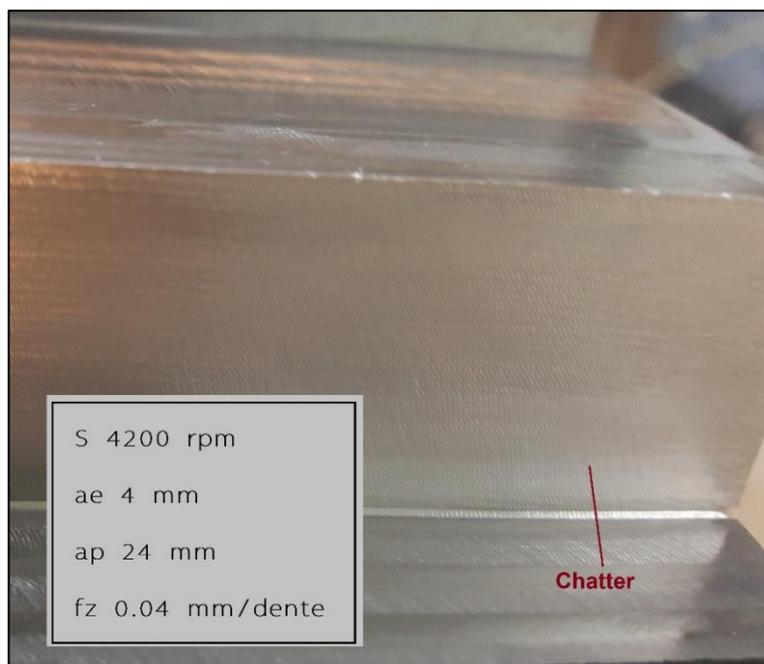


Figura 5.13- Superficie lavorata con una velocità di rotazione di 4200 giri/min e larghezza di fascia di 4 mm. Il chatter non è elevato, segno che la condizione è al limite (punto 2).

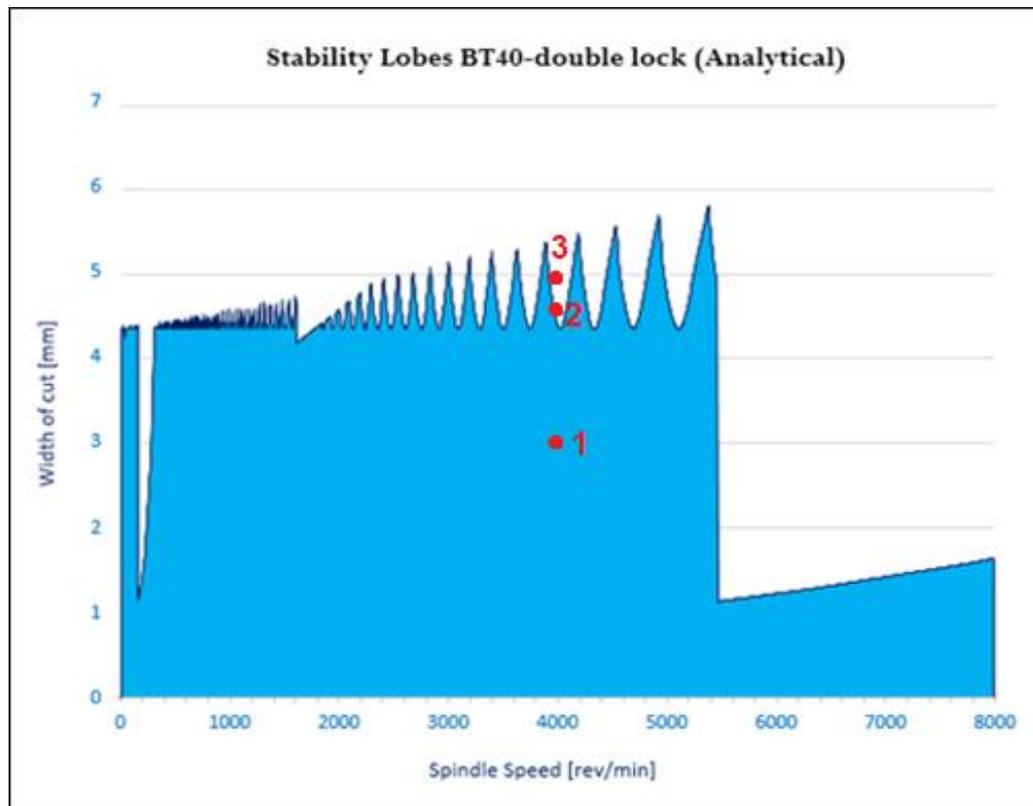
*Portautensili a doppio contatto*

Figura 5.14- Diagramma a lobi relativo al BT a doppio contatto.

Utilizzando la precedente velocità di rotazione del mandrino, sono state applicate larghezze di taglio crescenti di 0.5 mm a cavallo del limite di stabilità individuato con il diagramma a lobi (figura 5.14).

Dalle operazioni di contornatura (figura 5.15) è emerso che l'inizio delle vibrazioni si ha per larghezze di fascia pari a circa 4.5 mm, confermando l'andamento previsto dal diagramma. Sia per i portautensili tradizionali che per quelli a doppio contatto sono state ripetute le stesse prove per una velocità di rotazione pari a 6000 giri/min, non mostrando differenze rilevanti nei risultati.

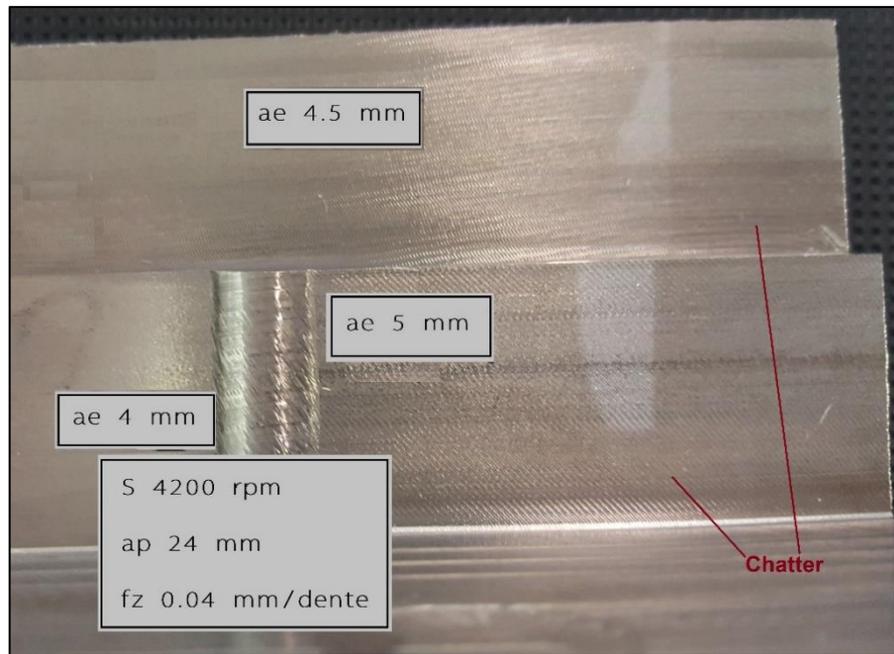


Figura 5.15- Superfici del pezzo lavorate con  $ae$  crescenti di 0.5 mm alla velocità fissa di 4200 giri/min.

Rispetto ai portautensili a triplo contatto, i portautensili a doppio contatto e tradizionali hanno un valore minimo di impegno radiale oltre cui si verificano vibrazioni superiori, ma il guadagno si riduce alle alte velocità, dove la natura del portautensile impedisce le lavorazioni. Fissando una velocità di taglio all'interno della zona sicura, con i portautensili a triplo contatto è comunque raggiungibile lo stesso impegno radiale degli altri portautensili. Nei portautensili BT tradizionali e a doppio contatto, all'aumentare della velocità di rotazione del mandrino, il differenziale che si ottiene rispetto al valore minimo di impegno radiale non varia molto, proprio perché già il valore minimo è elevato, denotando una struttura comunque stabile. La presenza delle molle nell'attacco conico invece, nei portautensili a triplo contatto permette dei vantaggi in termini di stabilità crescenti all'aumentare della velocità di rotazione, come emerge dai diagrammi a lobi.

## Conclusioni

Il risultato fondamentale che evince da questo lavoro di tesi è sicuramente il ruolo non trascurabile del portautensile nella stabilità della macchina utensile. La scelta del corretto portautensile risulta essenziale nelle lavorazioni per asportazione di truciolo per avere una migliore qualità del pezzo lavorato. Dalle prove statiche effettuate, sia numeriche sia sperimentali, è emerso il primo punto di riflessione: la rigidità statica di un ciascun portautensile analizzato aumenta al crescere della forza di trazione con cui questo viene afferrato nel mandrino, fino a raggiungere una soglia di stabilità, oltre cui l'effetto del tiro non produce aumenti rilevanti di rigidità. Da ciò si capisce come sia fondamentale avere nelle industrie macchine utensili che consentano di esercitare forze di trazione elevate. Nel caso del portautensile standard BT50 è richiesta una forza di trazione di circa 20 kN per raggiungere la stabilità, mentre per i portautensili BT50 a doppio e triplo contatto devono essere raggiunti i 25 kN. Questo risultato deriva dalla diversa struttura dei portautensili: mentre i portautensili standard si accoppiano con la sede conica del mandrino solo attraverso l'attacco conico posteriore 7/24, i portautensili a doppio e triplo contatto hanno anche il contatto tra la flangia del portautensile e il naso macchina.

I risultati delle prove statiche numeriche, poi confermati dalle prove sperimentali, evidenziano come i portautensili a doppio contatto abbiano dei notevoli vantaggi se sollecitati da fermi a flessione. Si ricorda qui che, mentre le prove di simulazione sono state implementate in ANSYS, le verifiche sperimentali sono state condotte su una macchina di spinta comprendente utensile-portautensile-mandrino simulatore. L'andamento della rigidità statica è abbastanza lineare, così come per gli altri portautensili. A parità di forza applicata sull'utensile (ad una distanza sempre fissa di 135 mm), il portautensile a doppio contatto ha delle deflessioni sempre minori rispetto alla soluzione tradizionale, mostrando dei guadagni del 10-15%, che non sono da sottovalutare essendo solo prove statiche. Rispetto ai portautensili a triplo contatto, invece, non c'è un guadagno così netto (nell'ordine del 2-3%), tanto che per determinate condizioni di carico-deformazione, i portautensili a triplo contatto hanno mostrato delle rigidità statiche superiori. Nonostante oltre al contatto conico, al contatto flangia naso-macchina e all'espansione interna della boccola, il

portautensile a triplo contatto per poter essere montato in macchina richiede una forza di trazione minima pari a 15 kN, per vincere le molle poste nella sua struttura che tenderebbero a far fuoriuscire lo strumento dal naso macchina. Un altro spunto di riflessione è sicuramente il ruolo che gioca l'attrito nel collegamento portautensile-mandrino. Dopo varie simulazioni numeriche, è stato trovato un coefficiente di attrito statico ottimale di 0.12-0.13. Per valori più bassi le deformazioni, a parità di forza applicata sull'utensile, sarebbero state più elevate e viceversa, ma con attriti più alti sarebbero peggiorate notevolmente le tensioni superficiali sul cono, producendo un consumo eccessivo dell'attacco. Dalle precedenti prove, nonostante sia solo un primo approccio di studio, si giustifica un eventuale investimento iniziale nell'acquisto di portautensili innovativi a doppio e triplo contatto.

L'analisi della rigidità dinamica ha mostrato risultati differenti. Con l'analisi della risposta in frequenza è emerso subito l'oggetto fondamentale di questa tesi: l'influenza dei portautensili nell'intera stabilità della macchina utensile. Studiando i grafici sulla risposta in frequenza in punta all'utensile, ottenuti con la prova sperimentale di eccitazione tramite il martello e gli accelerometri, sono emersi grandi vantaggi nella scelta di un portautensile a triplo contatto. La cedevolezza dinamica, infatti, per qualsiasi frequenza è minore rispetto a quella dei restanti portautensili, fatta eccezione per frequenze eccitatrici comprese tra i 2500 e i 4000 Hz, in cui la presenza delle molle nel cono, producendo un effetto di smorzamento, crea un picco di cedevolezza dinamica tra le due frequenze. Nella pratica conviene sempre però avere meno punti critici di lavorazione, in modo da non incorrere in fenomeni vibratorii. Osservando la cedevolezza della macchina utensile, con un portautensile a triplo contatto si riescono ad avere guadagni fino al 50 % rispetto alle altre due configurazioni. Tutto ciò è stato confermato in seguito durante la determinazione dei diagrammi a lobi con il software CutPro. I diagrammi di stabilità al taglio hanno messo in luce come i portautensili a triplo contatto permettano dei guadagni in termini di produttività maggiori rispetto ai portautensili a doppio contatto e tradizionali, avendo innanzitutto una netta distinzione con i lobi tra le zone sicure e le zone critiche. Inoltre, all'interno di un lobo, i portautensili a triplo contatto permettono di sfruttare maggiormente le capacità di lavorazione di una fresa senza incorrere in fenomeni vibratorii. I grafici sono stati confermati da prove sperimentali di fresatura periferica svolte su un centro di lavoro, che effettivamente hanno dimostrato che, nel campo di funzionamento della fresa, i portautensili incidono sulla stabilità delle lavorazioni per asportazione. I diagrammi a lobi, pertanto, sono stati un'ottima scelta per dimostrare come varia la rigidità dinamica delle macchine utensili attrezzate con diversi portautensili.

---

Partendo quindi, da un iniziale controllo statico della struttura, che è sempre fondamentale per poter procedere con i controlli dinamici, si è capito come l'utilizzo di portautensili innovativi possa apportare dei vantaggi alla produzione, dove ogni giorno si susseguono studi continui per i miglioramenti della stabilità della macchina. I diagrammi a lobi hanno rappresentato un'ottima scelta inerente all'analisi dinamica, in quanto hanno permesso facilmente di individuare, a bordo del centro di lavoro, le zone in cui il sistema avrebbe iniziato a vibrare. Nei mesi successivi, sarebbe pertanto interessante continuare lo studio sulle innovazioni dei portautensili in campo dinamico, approcciandosi anche ad altre forme, come gli HSK, in modo da poter fornire alle officine meccaniche diagrammi di stabilità sempre più completi e da poter migliorare sempre di più il sistema produttivo.



## Appendice A

Si riportano qui i risultati della prova di flessione, sia mediante il metodo degli elementi finiti sia mediante le prove sperimentali con la macchina di spinta, inerenti alla deflessione della punta del portautensile e dell'utensile di diametro 20 mm e lunghezza dal naso macchina pari a 135 mm.

*Risultati calcolo numerico*

<i>Portautensile BT standard</i>		
<b>Pulling Force 5 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,072	0,24
1000	0,14	0,48
1500	0,23	0,75
2000	0,32	1,05
<b>Pulling Force 10 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,068	0,23
1000	0,13	0,44
1500	0,21	0,69
2000	0,3	0,99
<b>Pulling Force 15 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,063	0,21
1000	0,13	0,42
1500	0,2	0,66
2000	0,28	0,93
<b>Pulling Force 20 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,063	0,21
1000	0,12	0,41
1500	0,18	0,6
2000	0,26	0,85
<b>Pulling Force 25 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,063	0,21
1000	0,13	0,42
1500	0,19	0,63
2000	0,26	0,87

<i>Portautensile BT a doppio contatto</i>		
<b>Pulling Force 5 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,058	0,19
<b>1000</b>	0,12	0,39
<b>1500</b>	0,22	0,73
<b>2000</b>	0,31	1,04
<b>Pulling Force 10 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,056	0,19
<b>1000</b>	0,11	0,37
<b>1500</b>	0,2	0,67
<b>2000</b>	0,29	0,96
<b>Pulling Force 15 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,056	0,19
<b>1000</b>	0,1	0,35
<b>1500</b>	0,18	0,61
<b>2000</b>	0,25	0,83
<b>Pulling Force 20 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,048	0,16
<b>1000</b>	0,1	0,32
<b>1500</b>	0,17	0,56
<b>2000</b>	0,23	0,77
<b>Pulling Force 25 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,044	0,15
<b>1000</b>	0,09	0,31
<b>1500</b>	0,16	0,53
<b>2000</b>	0,22	0,75
<b>Pulling Force 30 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
<b>500</b>	0,044	0,15
<b>1000</b>	0,09	0,31
<b>1500</b>	0,16	0,52
<b>2000</b>	0,22	0,73

<i>Portautensile BT a triplo contatto</i>		
<b>Pulling Force 15 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,06	0,21
1000	0,12	0,41
1500	0,19	0,64
2000	0,27	0,9
<b>Pulling Force 20 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,05	0,18
1000	0,11	0,36
1500	0,18	0,59
2000	0,25	0,85
<b>Pulling Force 25 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,05	0,17
1000	0,1	0,33
1500	0,16	0,54
2000	0,24	0,79
<b>Pulling Force 30 kN</b>		
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>	<b>Y utensile [mm]</b>
500	0,05	0,15
1000	0,09	0,31
1500	0,15	0,51
2000	0,22	0,72

*Risultati prove sperimentali*

Si riportano le serie di misurazioni effettuata per ciascuna combinazione carico di trazione-forza applicata sull'utensile.

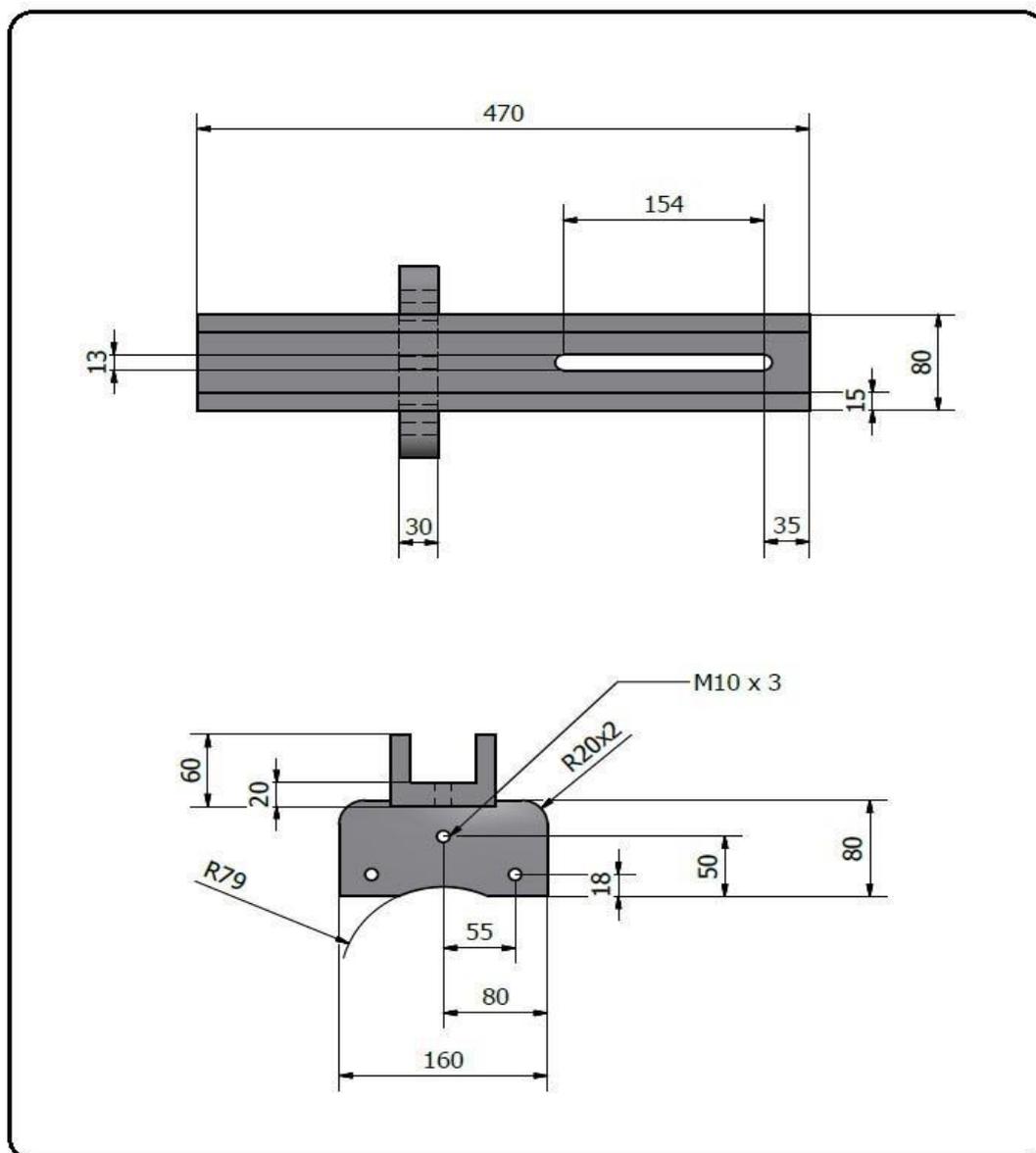
<i>Portautensile BT standard</i>				
<b>Pulling Force 5 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,1	0,11	0,1	<b>0,1</b>
1000	0,17	0,18	0,17	<b>0,17</b>
1500	0,25	0,26	0,26	<b>0,26</b>
2000	0,33	0,35	0,34	<b>0,34</b>
<b>Pulling Force 10 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,1	0,1	0,08	<b>0,09</b>
1000	0,17	0,15	0,15	<b>0,16</b>
1500	0,24	0,22	0,23	<b>0,24</b>
2000	0,33	0,32	0,32	<b>0,32</b>
<b>Pulling Force 15 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,08	0,08	0,08	<b>0,08</b>
1000	0,15	0,15	0,15	<b>0,15</b>
1500	0,23	0,22	0,23	<b>0,23</b>
2000	0,3	0,3	0,32	<b>0,31</b>
<b>Pulling Force 20 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,07	0,07	0,07	<b>0,07</b>
1000	0,14	0,14	0,13	<b>0,14</b>
1500	0,21	0,21	0,2	<b>0,21</b>
2000	0,28	0,28	0,27	<b>0,28</b>
<b>Pulling Force 25 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,07	0,06	0,06	<b>0,06</b>
1000	0,14	0,14	0,14	<b>0,14</b>
1500	0,21	0,2	0,2	<b>0,2</b>
2000	0,27	0,26	0,27	<b>0,27</b>

<i>Portautensile BT a doppio contatto</i>				
<b>Pulling Force 5 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,09	0,08	0,08	0,08
1000	0,16	0,15	0,15	0,15
1500	0,24	0,25	0,24	0,24
2000	0,32	0,34	0,32	0,33
<b>Pulling Force 10 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,07	0,08	0,07	0,07
1000	0,13	0,13	0,13	0,13
1500	0,22	0,23	0,22	0,22
2000	0,3	0,31	0,31	0,31
<b>Pulling Force 15 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,06	0,06	0,06	0,06
1000	0,12	0,13	0,12	0,12
1500	0,19	0,2	0,19	0,19
2000	0,27	0,26	0,26	0,26
<b>Pulling Force 20 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,06	0,05	0,05	0,05
1000	0,11	0,12	0,11	0,11
1500	0,18	0,18	0,18	0,18
2000	0,24	0,25	0,24	0,25
<b>Pulling Force 25 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,05	0,05	0,05	0,05
1000	0,1	0,11	0,1	0,1
1500	0,17	0,17	0,17	0,17
2000	0,22	0,23	0,23	0,23
<b>Pulling Force 30 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,052	0,06	0,05	0,054
1000	0,1	0,1	0,1	0,1
1500	0,2	0,15	0,16	0,165
2000	0,22	0,22	0,2	0,227

<i>Portautensile BT a triplo contatto</i>				
<b>Pulling Force 15 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,06	0,05	0,05	0,05
1000	0,12	0,13	0,12	0,12
1500	0,19	0,2	0,19	0,2
2000	0,27	0,27	0,26	0,27
<b>Pulling Force 20 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,06	0,05	0,05	0,05
1000	0,11	0,12	0,11	0,11
1500	0,19	0,18	0,19	0,19
2000	0,27	0,25	0,24	0,26
<b>Pulling Force 25 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,05	0,05	0,05	0,05
1000	0,1	0,11	0,1	0,1
1500	0,18	0,18	0,17	0,18
2000	0,25	0,23	0,23	0,24
<b>Pulling Force 30 kN</b>				
<b>Forza applicata [N]</b>	<b>Y test 1 [mm]</b>	<b>Y test 2 [mm]</b>	<b>Y test 3 [mm]</b>	<b>Y portautensile [mm]</b>
500	0,05	0,048	0,04	0,046
1000	0,1	0,09	0,095	0,098
1500	0,2	0,15	0,17	0,163
2000	0,24	0,22	0,22	0,229

## Appendice B

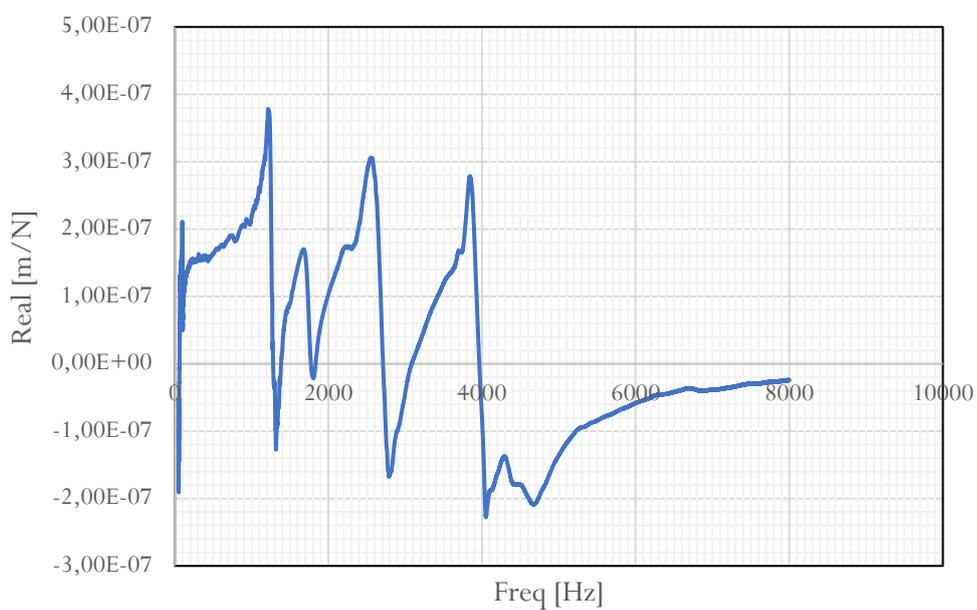
Rappresentazione delle quote di progetto principali utilizzate in *Autodesk Inventor* per la modellazione della trave a sbalzo della macchina di spinta.



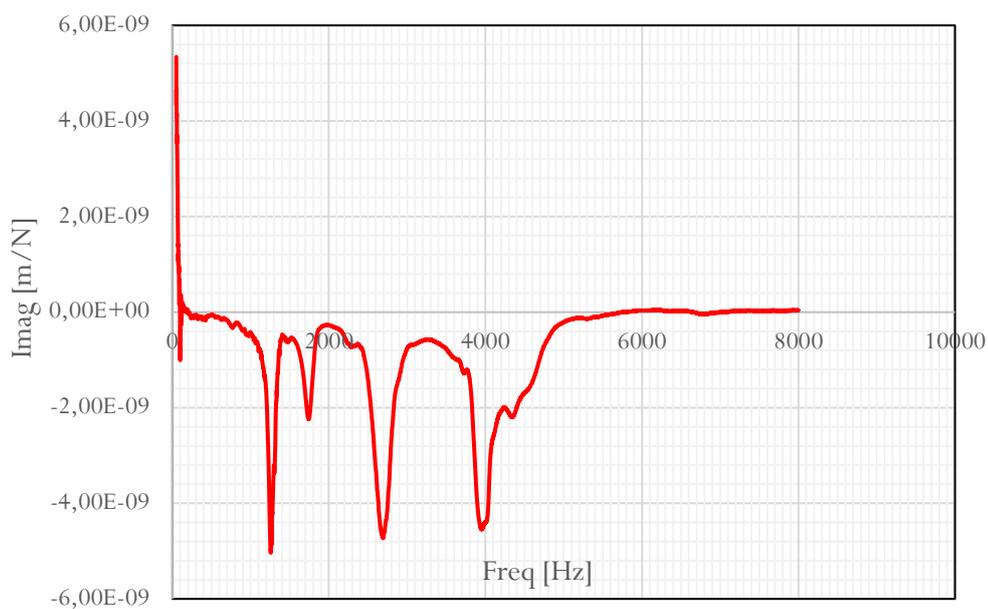
## Appendice C

Nei grafici seguenti si riportano le risposte in frequenza nella direzione di avanzamento e nella direzione tangenziale, suddividendo le frequenze complesse nella parte reale (ampiezza) e nella parte immaginari (fase).

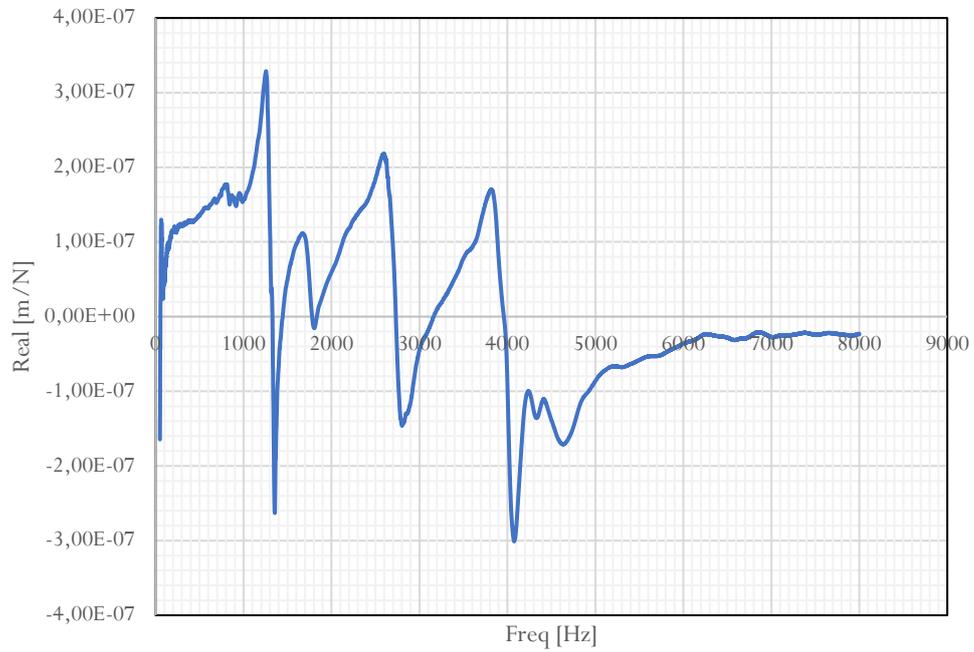
Frequency Response Function BT40\_X direction



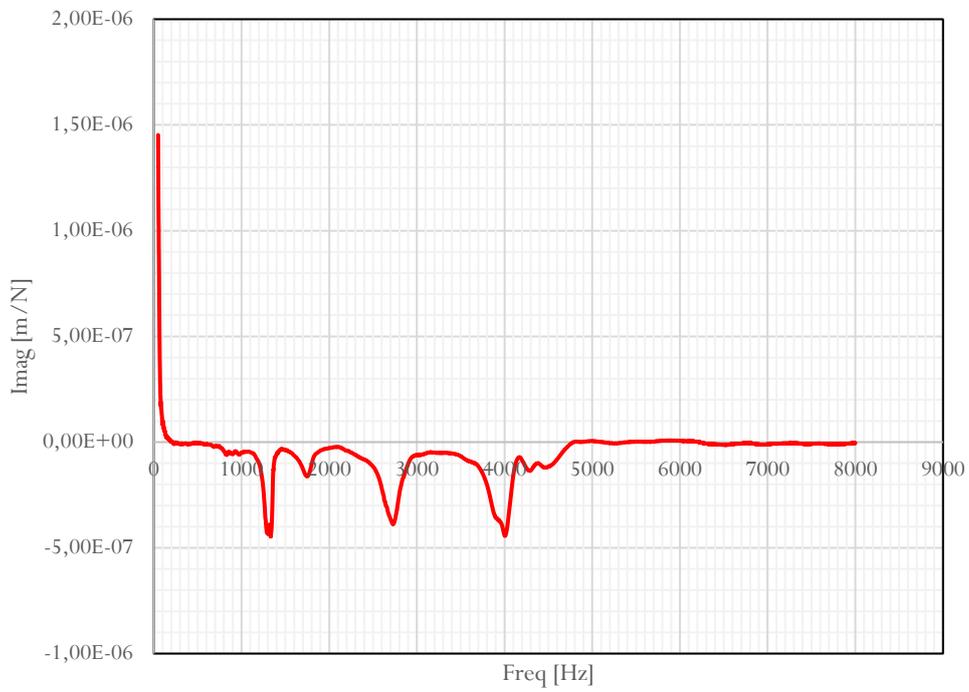
Frequency Response Function BT40\_X direction



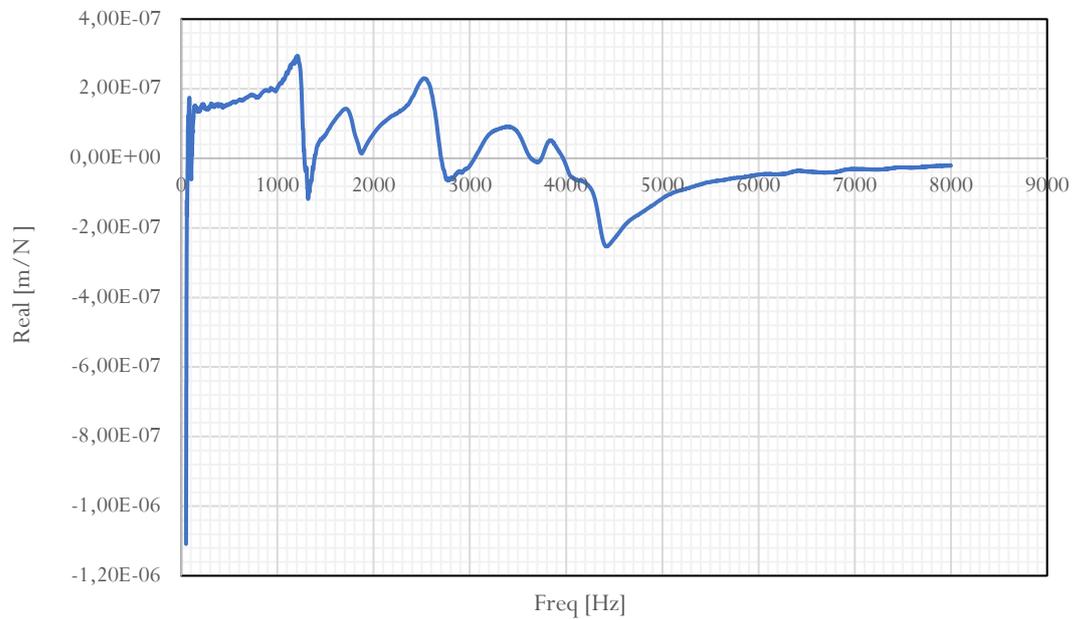
Frequency Response Function BT40\_Y direction



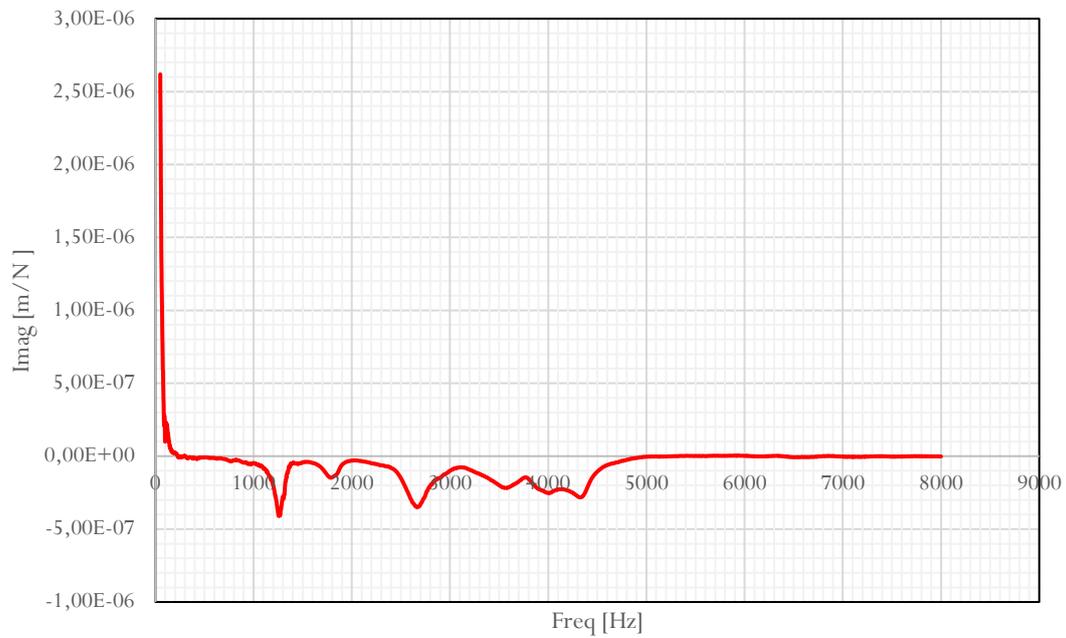
Frequency Response Function BT40\_Y direction



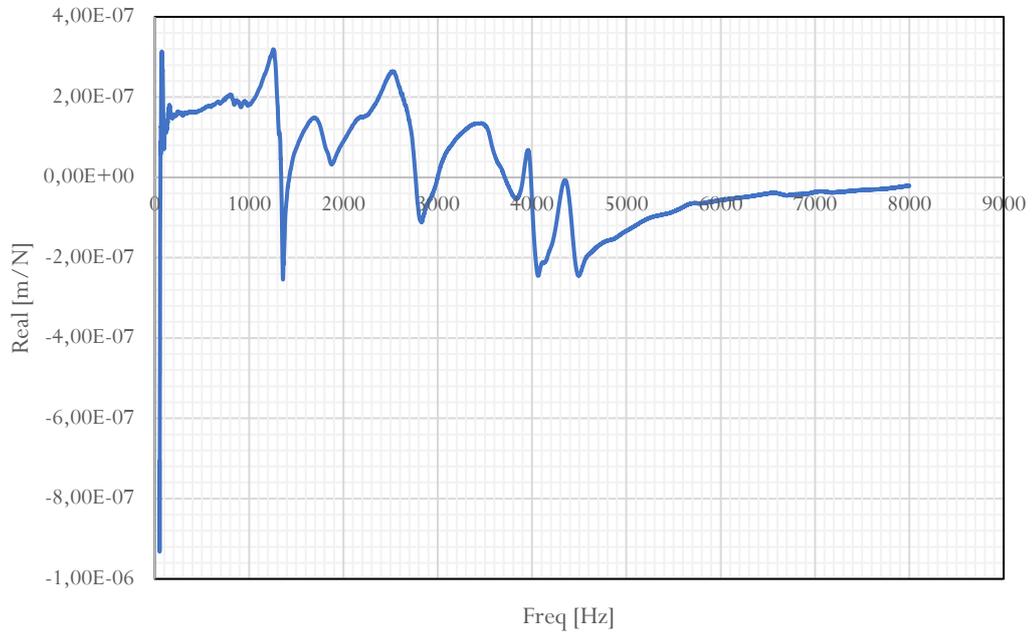
Frequency Response Function BT40(doppio contatto)\_X  
direction



Frequency Response Function BT40(doppio contatto)\_X  
direction



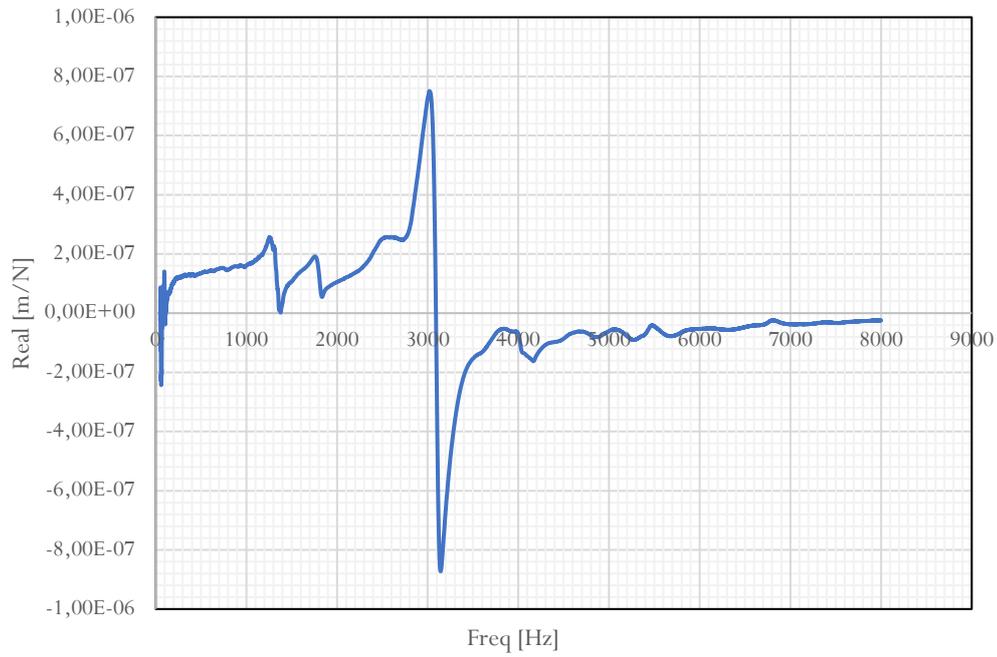
Frequency Response Function BT40(doppio contatto)\_Y  
direction



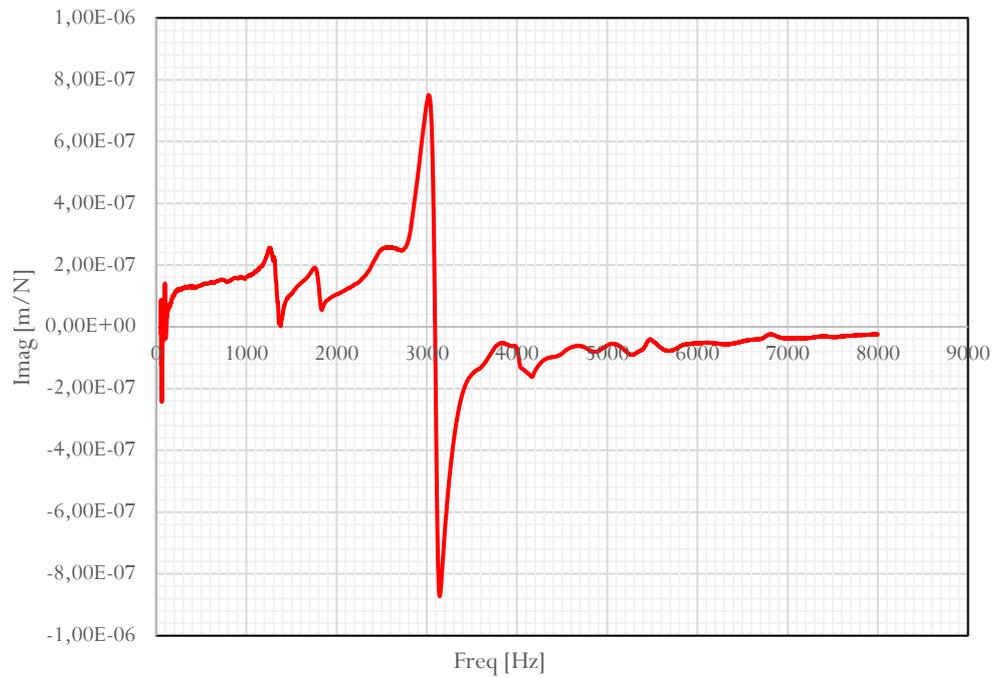
Frequency Response Function BT40(doppio contatto)\_Y  
direction



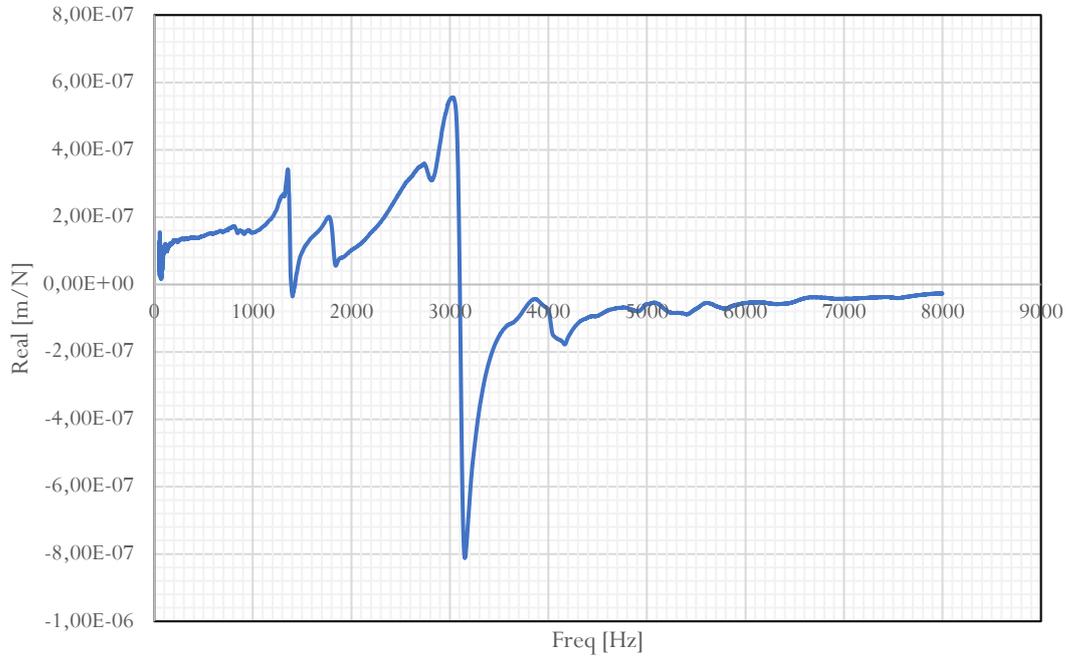
Frequency Response Function BT40 (triplo contatto)\_X  
direction



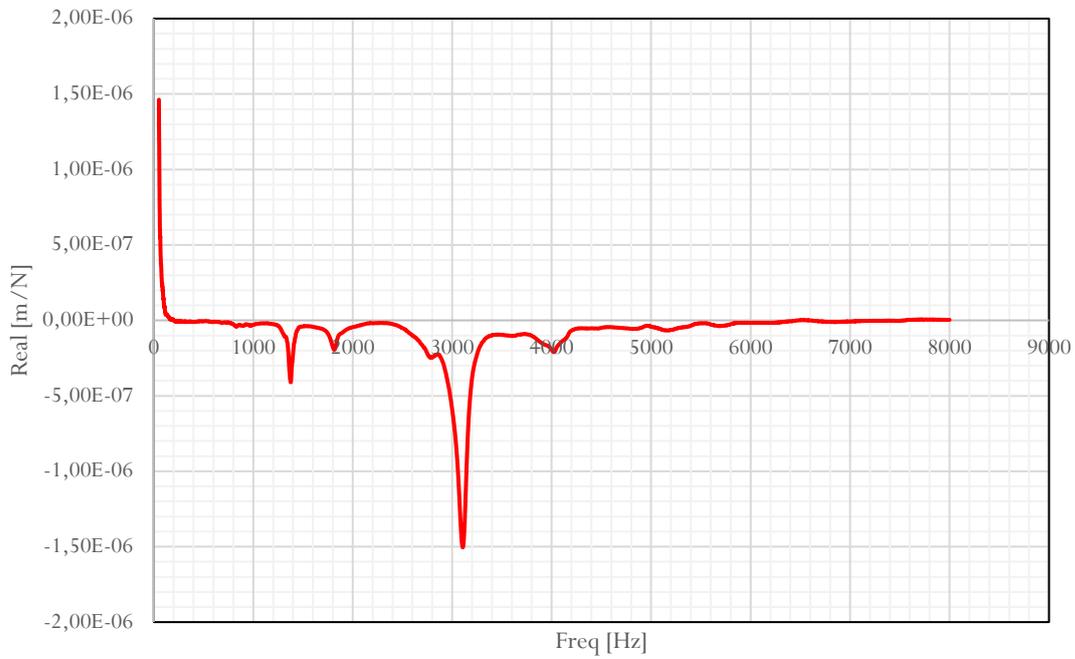
Frequency Response Function BT40 (triplo contatto)\_X  
direction



Frequency Response Function BT40 (triplo contatto)\_Y direction



Frequency Response Function BT40 (triplo contatto)\_Y direction



## Appendice D



Caratteristiche Generali		
Marca		EXCEL
Modello		PMC-10T24
Unità CN		Fanuc 21M
Macchina Utensile		Centro di lavoro
Descrizione		Centro di fresatura verticale
Caratteristiche di Utilizzo		
CORSA ASSE X:	mm.	1000
CORSA ASSE Y:	mm.	500
CORSA ASSE Z:	mm.	550
N°Utensili	N°	24
Prestazioni		
Potenza Mandrino	Kw	15
Tipo Mandrino		ISO BT 40
N° Giri	Rpm/Min	8000
Ingombro		
Altezza	mm.	2400
Larghezza	mm.	2900
Lunghezza	mm.	2550
Peso	Kg.	6500

## Bibliografia

- [1] D. Antonelli, G. Murari, *Sistemi di produzione*, II ed. CLUT, 2008.
- [2] M.F. Ghanati, R. Madoliat, *New Continuous Dynamic Coupling for Three Component Modeling of Tool-Holder-Spindle Structure of Machine Tools with Modified Effectuated Tool Damping*, Iran University of Science and Technology, Iran, 2012.
- [3] A. Gugliotta, *Elementi finiti. Parte III*, Politecnico di Torino, maggio 2002.
- [4] A. Gugliotta, *Elementi finiti. Parte IV*, Politecnico di Torino, maggio 2002.
- [5] B. Maiocchi, M. Rossi, *Manuale delle macchine utensili*, Tecniche Nuove, 2014.
- [6] Manufacturing Automation Laboratories Inc, *CutPro: Fundamentals of Machining-Start to finish Guide*, 2013
- [7] M. Namazi, *Mechanics and Dynamics of the tool holder-spindle interface*, Sharif University of Technology, 2006.
- [8] Nikken Kosakusho Works, *Static Stiffness of BT40 and BT50*, AACHEN University.
- [9] Nikken Kosakusho Works, *Tool holders design*, Nikken Japan
- [10] C. Xu, J. Zhang, P. Feng, D. Yu, Z. Wu, *Charateristics of stiffness and contact stress distribution of a spindle-holder taper joint under clamping and centrifugal forces*, Tsinghua university, China, 2014.



# Ringraziamenti

La redazione dell'elaborato finale e il conseguimento della tesi di laurea sono solo il punto di partenza di una carriera lavorativa, ma rappresentano comunque il raggiungimento di un primo obiettivo importante. E' doveroso quindi menzionare coloro che mi hanno accompagnato, sostenuto, incitato a crederci sempre.

Un primo ringraziamento va all'intero personale della Vega International Tools s.r.l., l'azienda che inizialmente mi ha permesso di svolgere un tirocinio curriculare e successivamente l'elaborazione della tesi. In particolare, ringrazio Bruno, che mi ha accompagnato in ogni metro di questa esperienza. Inoltre, ringrazio il dr. Nathan Ray e l'intero staff del NICE che mi hanno permesso di svolgere delle prove fondamentali per la realizzazione della tesi. Un ringraziamento particolare va al Prof. Luca Iuliano, che ha supervisionato il mio lavoro.

Ringrazio ora la mia famiglia, coloro che ci sono sempre stati, dal primo giorno di università. Grazie Mamma, grazie Papà, grazie di averci creduto sempre, di avermi sostenuto sempre e di avermi aiutato oltre il possibile, senza di voi non avrei mai raggiunto questo traguardo. Grazie Alessio, la tua vivacità e la tua spensieratezza mi hanno sempre strappato un sorriso anche nei momenti più difficili. Grazie ai nonni, alle zie, zii e cugini che mi hanno supportato dal primo momento.

Grazie Marenza, grazie per essermi stata vicina, per avermi ascoltato, per avermi sopportato e sostenuto a non mollare mai. Grazie a tutti gli amici, che hanno reso le mie giornate e le mie serate più allegre e spensierate.

Grazie, infine, a tutti coloro che non ho citato, ma che hanno creduto in me.