

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI  
BOLOGNA**

**FACOLTA' DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA INDIRIZZO  
MECCANICA FUNZIONALE ED AUTOMAZIONE**

*DIN - Dipartimento di Ingegneria Industriale di Costruzione di Macchine e di Meccanica  
Applicata alle Macchine*

**TESI DI LAUREA**  
in  
MECCANICA DELLE MACCHINE – M

**SVILUPPO DI UN CAMBIO STAMPI  
ROBOTIZZATO DI UNA PRESSA  
ROTATIVA PER PREFORME IN PET**

---

**RELATORE:**

Prof. Marco Carricato

**CANDIDATO:**

Andrea Baccon

**CORRELATORI:**

Dott. Ing. Daniele Marastoni

Dott. Ing. Marco Carati

Anno Accademico 2015/16

Sessione III

# Sommario

Sommario figure: .....	5
<b>Abstract</b> .....	9
<b>1. Descrizione Sacmi</b> .....	10
1.1 Caratteristiche generali: .....	10
1.2 La storia di Sacmi .....	11
1.3 Settori di mercato SACMI .....	17
1.3.1 SACMI Ceramica .....	17
1.3.2 SACMI Beverage .....	17
1.3.3 SACMI Closures and Containers .....	18
1.3.4 SACMI Iniezione plastica .....	18
1.3.5 SACMI Food Processing.....	19
1.3.6 SACMI Controllori di processo .....	19
1.4 SACMI Beverage .....	20
1.4.1 Preforme .....	21
1.4.2 Preforme ad iniezione.....	21
1.4.3 Preforme a compressione .....	22
1.4.4 Soffiaggio.....	22
1.4.5 Riempitrici, miscelatori e linee complete di riempimento .....	24
1.4.6 Macchine automatiche per l'etichettatura in linea e rotativa.....	24
1.4.7 Macchine confezionatrici e sistemi di movimentazione .....	25
1.4.8 Sistemi di ispezione .....	26
<b>2. Produzione di preforme</b> .....	27
2.1 Il PET .....	27
2.1.1 Caratteristiche generali.....	27
2.1.2 Estrusione.....	29
2.2 Tipologia di produzione di preforme in PET .....	30
2.2.1 Preforme ad iniezione.....	30
2.2.2 Preforme a compressione .....	34
2.2.3 Vantaggi nella produzione di preforme per compressione .....	35
<b>3. Macchina a compressione PAM</b> .....	37
3.1 Caratteristiche generali .....	37
3.2 Descrizione e principio di funzionamento PAM.....	37

3.2.1	Impianto di estrusione:.....	38
3.2.2	Meccanismo di trasporto dose.....	39
3.2.3	Pressa formatrice:.....	39
3.2.4	Sistema di post conformazione della preforma: .....	39
<b>4.</b>	<b>Quick change PAM: progettazione utensileria superiore .....</b>	<b>41</b>
4.1	Idea di progetto.....	41
4.2	Componenti modificati .....	41
4.2.1	Conformazione utensileria superiore .....	41
4.2.2	Riprogettazione della flangia superiore.....	42
4.2.3	Vite a gambo rettificato: .....	44
4.2.4	Pin a sezione rettangolare: .....	44
4.3	Costruzione banco di prova .....	46
4.3.1	Costruzione giostra superiore .....	46
4.3.2	Costruzione giostra inferiore.....	46
4.3.3	Costruzione del telaio e del basamento .....	47
4.3.4	Centralina oleodinamica .....	49
4.4	Svolgimento della prova .....	51
4.4.1	Prima fase: misurazione tramite comparatore meccanico.....	53
4.4.2	Seconda fase: ciclica e misurazione nel tempo.....	53
<b>5.</b>	<b>Quick change PAM: progettazione manipolatore robot .....</b>	<b>54</b>
5.1	Idea di progetto.....	54
5.2	Fasi dello smontaggio manuale.....	54
5.2.1	Smontaggio delle lips .....	54
5.2.2	Svitamento vite superiore ed estrazione utensile .....	55
5.2.3	Smontaggio a banco e cambio formato.....	55
5.3	Fasi dello smontaggio automatizzato.....	56
5.3.1	Svitamento automatico ed estrazione utensile .....	56
5.3.2	Posizionamento utensile in magazzino mobile .....	57
5.4	Progettazione concettuale.....	58
5.5	Analisi cinematica meccanismo a 3 gradi di libertà .....	59
5.5.1	Analisi di posizione inversa .....	59
5.5.2	Analisi di velocità inversa .....	62
5.5.3	Analisi di accelerazione .....	62
5.6	Progettazione della traiettoria.....	64

5.6.1 Fase 1/Fase3.....	65
5.6.2 Fase 2 .....	65
5.7 Analisi di accelerazione dei punti fondamentali del robot.....	68
5.7.1 Analisi d'accelerazione: braccio 1.....	68
5.7.2 Analisi d'accelerazione: braccio 2 e braccio 3.....	68
5.8 Analisi dinamica meccanismo a 3 gradi di libertà.....	70
5.8.1 Problema diretto: analisi cinetostatica.....	71
5.8.2 Procedimento di calcolo ricorsivo delle coppie nei giunti.....	72
5.9 Rappresentazione risultati ottenuti .....	75
5.9.1 Inserimenti dati .....	75
5.9.2 Analisi della traiettoria.....	76
5.9.3 Analisi cinematica inversa.....	80
5.9.4 Analisi dinamica inversa.....	84
5.10 Verifica deformazione statica bracci.....	85
5.10.1 Giunto braccio 3: .....	85
5.10.2 Giunto braccio 2: .....	86
5.10.3 Giunto braccio 1: .....	87
5.10.4 Calcolo della freccia statica.....	87
5.11 Scelta e dimensionamento di componenti commerciali.....	88
5.11.1 Dimensionamento e scelta dei motoriduttori .....	88
5.11.2 Dimensionamento sistema di movimentazione asse verticale.....	91
5.11.3 Dimensionamento vite senza vite .....	92
5.12 Dimensionamento guide lineari.....	95
5.11.1 Calcolo dei carichi applicati e dimensionamento guide .....	95
<b>6. Quick change PAM: verifica e validazione modello .....</b>	<b>100</b>
6.1 Analisi agli elementi finiti.....	100
6.2 Prova FEM del gruppo superiore .....	100
6.2.1 Materiali, contatti, mesh, vincoli e carichi.....	101
6.2.2 Risultati ottenuti.....	102
6.3 Prova FEM del braccio robot.....	104
6.3.1 Prova statica: vincoli, contatti, mesh, carichi.....	105
6.3.2 Risultati ottenuti.....	106
6.3.3 Prova modale e armonica .....	107
6.3.4 Risultati ottenuti.....	107

6.3.5 Analisi modale durante il funzionamento della macchina .....	110
6.4 Validazione analisi dinamica .....	112
6.4.1 Implementazione del modello .....	112
6.4.2 Risultati ottenuti.....	115
<b>7. Conclusioni</b> .....	<b>118</b>
<b>8. Bibliografia</b> .....	<b>119</b>
Software .....	119
Cataloghi.....	119
Siti Web .....	119
<b>Ringraziamenti</b> .....	<b>120</b>

## Sommario figure:

Figura 1 – Fasi della produzione di preforme.....	9
Figura 2 - Sede attuale Sacmi SC.....	10
Figura 3 – Fondatori Sacmi .....	11
Figura 4 – Nuova sede operativa nel 1925.....	11
Figura 5 – Prima spazzolatrice per agrumi .....	12
Figura 6 – Prime presse a frizione ad azionamento manuale .....	13
Figura 7 – Esempio di pressa per la realizzazione di tappi a corona .....	13
Figura 8 – Distribuzione mercato SACmi alla fine degli anni 50 .....	14
Figura 9 – Innovativi sistemi olfattivi elettronici .....	14
Figura 10 – Immagine del museo storico della tecnologia Sacmi .....	15
Figura 11 – Sedi Sacmi nel mondo.....	15
Figura 12 – Pressa idraulica modello ANDROID .....	17
Figura 13 – Bottiglie prodotte in SACMI Beverage .....	17
Figura 14 – Esempio di prodotto Sacmi Closures and Containers.....	18
Figura 15 – Esempio di stampi della pressa ad iniezione IPS .....	19
Figura 16 – Esempio di macchina per la produzione di cioccolato.....	19
Figura 17 – Linea di produzione completa reparto Beverage.....	20
Figura 18 – Esempi di preforme in PET .....	21
Figura 19 – Esempio di macchina IPS.....	21
Figura 20 – Prima versione di pressa rotativa a compressione.....	22
Figura 21 – Prelievo preforma e inserimento in soffiatrice .....	23
Figura 22 – Stampo a singola e a doppia cavità .....	23
Figura 23 – Esempio di riempitrice elettronica serie E .....	24
Figura 24 – Esempio di etichettatrice Sacmi .....	25
Figura 25 – Esempio di impacchettatrice automatica .....	25
Figura 26 – Esempio di pallettizzatori automatici.....	25
Figura 27 – Esempio di macchina ispettiva CVS .....	26
Figura 28 – Esempio di ispezione Surveyor 900 .....	26
Figura 29 – Esempi di applicazione del PET.....	27
Figura 30 – Struttura chimica del PET .....	28
Figura 31 – Simbologia utilizzata dalla SPI per il PET .....	28
Figura 32 – Schema di un estrusore industriale di PET.....	29
Figura 33 – Schema di funzionamento dell'unità di iniezione .....	30

Figura 34 – Fase 1 del processo ad iniezione (prima modalità) .....	31
Figura 35 – Fase 2 del processo ad iniezione (prima modalità) .....	31
Figura 36 – Fasi del sistema ad iniezione (seconda modalità) .....	31
Figura 37 – Porzione di macchina adibita allo stampaggio ad iniezione .....	32
Figura 38 – Estrazione automatica delle preforme tramite braccio robotizzato .....	32
Figura 39 – Equipaggio per il raffreddamento delle preforme ad iniezione.....	33
Figura 40 – Schema generale di funzionamento per preforme a compressione .....	34
Figura 41 – Parti fondamentali costituenti l’utensileria di formatura.....	34
Figura 42 – Differenza di conformazione data dalla natura tecnologia del processo .....	35
Figura 43 – Confronto dei livelli di Acetaldeide presenti nelle preforme a seconda del tipo di tecnologia .....	36
Figura 44 – Passaggi principali nella formatura delle preforme in PET .....	37
Figura 45 – Struttura della PAM .....	38
Figura 46 – Stadio di trasporto dose.....	39
Figura 47 – Stadio di post conformazione.....	40
Figura 48 – utensileria superiore pre Quick change .....	41
Figura 49 – Nuova utensileria superiore .....	42
Figura 50 – Vecchia utensileria superiore .....	42
Figura 51 – Pin rettangolari .....	43
Figura 52 – Inserto con cave di accoppiamento dei pin rettangolari .....	43
Figura 53 – Porzione della nuova giostra superiore .....	45
Figura 54 – Disegno tecnico della porzione di giostra superiore .....	45
Figura 55 – Fissaggio porzione di giostra a colonna .....	46
Figura 56 – Fissaggio componenti di movimentazione inferiore per la movimentazione .....	47
Figura 57 – Vista inferiore del telaio.....	47
Figura 58 – Vista dall’alto del telaio.....	48
Figura 59 – Particolare del telaio superiore .....	49
Figura 60 – Centralina oleodinamica .....	49
Figura 61 – Montaggio banco prova .....	51
Figura 62 – Comparatore meccanico utilizzato .....	52
Figura 63 – Schema della prova.....	52
Figura 64 – Imbastimento banco di misura.....	53
Figura 65 – Stazione con lip smontate .....	54
Figura 66 – Svitamento vite superiore .....	55

Figura 67 – Dispositivo di svitamento automatico testa utensile (1) e perno (2) .....	56
Figura 68 – Magazzino utensili .....	57
Figura 69 – Struttura manipolatore robot.....	58
Figura 70 – Schematizzazione braccio robot.....	59
Figura 71 – Configurazione a gomito alto e a gomito basso .....	61
Figura 72 – Posizione, velocità e accelerazione nel caso di traiettoria polinomiale del quinto ordine .....	66
Figura 73 – Posizione, velocità e accelerazione nel caso di traiettoria cicloidale .....	67
Figura 74 – Schematizzazione robot per analisi dinamica .....	70
Figura 75 – Schema generico per il calcolo del vettore delle azioni motrici.....	71
Figura 76 – Schematizzazione membro 3.....	72
Figura 77 – Schematizzazione membro 2.....	73
Figura 78 – Schematizzazione membro 1.....	74
Figura 79 – Schema robot planare .....	76
Figura 80 – Traiettoria spazio cartesiano del primo tratto .....	77
Figura 81 – Velocità e accelerazione cartesiana primo tratto .....	77
Figura 82 – Traiettoria nello spazio cartesiano del secondo tratto.....	78
Figura 83 – Traiettoria nello spazio cartesiano del terzo tratto.....	79
Figura 84 Velocità e accelerazione cartesiana del terzo tratto .....	79
Figura 85 – Andamento delle variabili di giunto $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ in funzione della traiettoria imposta .....	80
Figura 86 – Traiettoria completa nello spazio cartesiano.....	81
Figura 87 – Orientamento del manipolatore durante la traiettoria.....	81
Figura 88 – Andamento delle variabili $\dot{\vartheta}_1, \dot{\vartheta}_2, \dot{\vartheta}_3$ in funzione del tempo .....	82
Figura 89 – Andamento delle variabili $\ddot{\vartheta}_1, \ddot{\vartheta}_2, \ddot{\vartheta}_3$ in funzione del tempo .....	83
Figura 90 – Andamento della coppia motrice del giunto tre in funzione della traiettoria imposta .....	84
Figura 91 - Andamento della coppia motrice del giunto due in funzione della traiettoria imposta .....	84
Figura 92 - Andamento della coppia motrice del giunto uno in funzione della traiettoria imposta .....	85
Figura 93 – Momento ribaltante agente sul giunto 3 .....	86
Figura 94 – Momento ribaltante agente sul giunto 2 .....	86
Figura 95 – Momento ribaltante agente sul giunto 1 .....	87
Figura 96 – Andamento della freccia statica in funzione della traiettoria effettuata .....	88
Figura 97 – Schema di funzionamento di un riduttore armonico .....	88
Figura 98 – Schema di fissaggio carrello movimentazione verticale .....	95
Figura 99 - .....	96

Figura 100: fattore di durezza .....	97
Figura 101: fattore di temperatura .....	97
Figura 102: fattore di contatto .....	97
Figura 103: valori di riferimento di fs.....	98
Figura 104 – Esempio di guida e carrello THK .....	98
Figura 105 – Rappresentazione finale della colonna e del braccio robot integrato .....	99
Figura 106 – Modello semplificato blocco e utensile superiore .....	100
Figura 107 – Meshatura blocco superiore .....	101
Figura 108 – Deformazione in direzione Z superficie cassetto utensile .....	102
Figura 109 – Deformazione in direzione Z pin rettangolari .....	103
Figura 110 – Deformazione totale inserti alloggiamento pin.....	103
Figura 111 – Tensioni equivalenti secondo Von-Mises pin rettangolari .....	104
Figura 112 – Modello semplificato braccio robot in configurazione peggiore .....	104
Figura 113 – Mesh braccio robot.....	105
Figura 114 – Deformazione statica braccio in direzione Z .....	106
Figura 115 – Tensioni equivalenti secondo Von Mises braccio robot .....	106
Figura 116 – Deformazione totale primo modo di vibrare .....	108
Figura 117 – Deformazione totale secondo modo di vibrare .....	108
Figura 118 – Deformazione totale terzo modo di vibrare .....	109
Figura 119 – Risposta in frequenza di ampiezza e fase della deformazione in direzione X (direzione del moto) .....	109
Figura 120 – Risposta in frequenza di ampiezza e fase delle tensioni totali in direzione X (direzione del moto) .....	110
Figura 121 – Configurazione del braccio a riposo.....	110
Figura 122 – Schema complessivo braccio robot in posizione allineata.....	112
Figura 123 – Funzione interpolante giunto 1 .....	113
Figura 124 – Funzione interpolante giunto 2 .....	114
Figura 125 – Funzione interpolante giunto 3 .....	114
Figura 126 – Andamento delle variabili indipendenti in funzione del tempo .....	115
Figura 127 – Andamento delle velocità angolari dei giunti in funzione del tempo .....	115
Figura 128 – Andamento delle accelerazioni angolari dei giunti in funzione del tempo .....	116
Figura 129 – Andamento delle coppie motrici nei giunti in funzione del tempo.....	116

# Abstract



Figura 1 – Fasi della produzione di preforme

L'attività di tesi, che è stata eseguita interamente presso Sacmi SC di Imola, vede come oggetto della trattazione lo sviluppo di un cambio stampi rapido robotizzato di una pressa rotativa per la produzione di preforme in PET, denominata PAM. Questa macchina è stata progettata per produrre preforme in materiale termoplastico a compressione. La preforma costituisce lo stadio preliminare della bottiglia di plastica, che verrà poi riempita con bevande di ogni genere; il processo che viene svolto sulla PAM, ha il compito di trasformare il PET, inserito in granuli, nel prodotto finale rappresentato in *figura 1*, cioè la preforma. Il granulato di PET, viene deumidificato ed inserito all'interno dell'estrusore che lo riscalda fino a fonderlo, raggiungendo quindi una temperatura che si aggira intorno ai 260 e i 280 °C. Viene quindi formata la dose, quantità precisa di materiale che caratterizza la taglia della preforma, che viene successivamente trasportata sullo stampo, per la fase di formatura. Come risulta intuibile, la caratterizzazione della preforma e del prodotto finito, dipende quindi dalle dimensioni caratteristiche dello stampo, in termini di lunghezza e larghezza. Nella macchina attuale, la possibilità di cambio formato risulta essere un'operazione limitata in termini di tipologie di formati utilizzabili, e dispendiosa, in termini di tempo ed energie. Si è pensato quindi alla progettazione di un sistema di cambio formato stampi, che fosse allo stesso tempo rapido, versatile e non gravoso per le persone. Per riuscire a raggiungere questi obiettivi, si è ripensato al sistema di stampi superiore e inferiori, al loro fissaggio al corpo principale della macchina, e alla possibilità di estrarli in modo rapido, preciso e automatizzato attraverso l'utilizzo di un robot costruito ad hoc e posizionato in prossimità della macchina.

Al fine di validare la fattibilità del progetto, è stato quindi predisposto un banco prova, utilizzato per simulare le condizioni di lavoro della macchina nella configurazione da noi pensata, e per effettuare prove di natura cinematica e dinamica del robot.

Le fasi del progetto che andrò a seguire saranno quindi costituite da:

- fase di progettazione meccanica, costruzione e assemblaggio del banco prova;
- fase di progettazione cinematica e dinamica del robot;
- fase di test e validazione dei risultati ottenuti.

# 1. Descrizione Sacmi

## 1.1 Caratteristiche generali:



*Figura 2 - Sede attuale Sacmi SC*

SACMI è un Gruppo internazionale leader mondiale nei settori delle macchine per la ceramica, l'imbottigliamento e il confezionamento di bevande, trasformazione di prodotti alimentari e realizzazione di oggetti in plastica (in particolare di bottiglie e flaconi), grazie all'applicazione di tecnologie innovative, al forte posizionamento sul mercato mondiale e alla ricerca continua di alti standard qualitativi e servizio al cliente. Il Gruppo rispetta un Codice Etico che rappresenta la formalizzazione del nucleo essenziale di quei principi di comportamento e di quei valori, già radicati nella cultura aziendale SACMI, cui si conforma e deve continuare a conformarsi l'attività interna ed esterna di tutte le società del Gruppo. Investimenti nella ricerca ai massimi livelli, innovazione tecnologica, grande attenzione alla qualità dei servizi e dei prodotti offerti sono le carte vincenti che hanno permesso al Gruppo SACMI di entrare nel mondo internazionale dell'impiantistica industriale, nei settori chiave dell'economia. La SACMI ha sede legale ad Imola, in Via Provinciale Selice 17/a, 40026 Imola (BO) Italy. Tel: +39-0542-607111, Fax: +39-0542-642354, e-mail: [sacmi@sacmi.it](mailto:sacmi@sacmi.it), il sito internet di riferimento è [www.sacmi.it](http://www.sacmi.it). In *figura 2* è riportata un'immagine della sede attuale.

## 1.2 La storia di Sacmi



*Figura 3 – Fondatori Sacmi*

Nell'immediato dopoguerra tutto il paese si trova in una situazione caratterizzata da una grave disoccupazione e da forti disagi economici e sociali. Il 2 dicembre del 1919 nove giovani meccanici (*figura 3*) decidono di associarsi e di costituire in forma cooperativa una piccola officina, denominata Società Anonima Cooperativa Meccanici Imola, da cui l'acronimo SACMI. La nuova società aveva come scopo l'esercizio diretto di una o più officine per le riparazioni meccaniche, l'assunzione dei lavori pubblici e privati alle migliori condizioni di mercato, curando di corrispondere ad ogni operaio il salario più esattamente proporzionale alla sua prestazione d'opera.

Dopo qualche anno di attività la cooperativa capì che gli uffici in Via Manfredi non erano più adatti e sufficienti allo scopo. Nel 1925, la Cooperativa si trasferì nei nuovi uffici in Viale Francesco Domenico Guerrazzi 29-31 (che venne poi denominato Viale Francesco Crispi nel 1927), *figura 4*. All'inizio degli anni Trenta la notizia e l'evento dominanti riguardano la depressione economica americana, che viene esportata anche in Europa. La situazione alla SACMI non apparve preoccupante, infatti in questo periodo allarga la propria opera ad altri lavori: per le Ferrovie dello Stato e per la Cooperativa Ceramica di Imola.



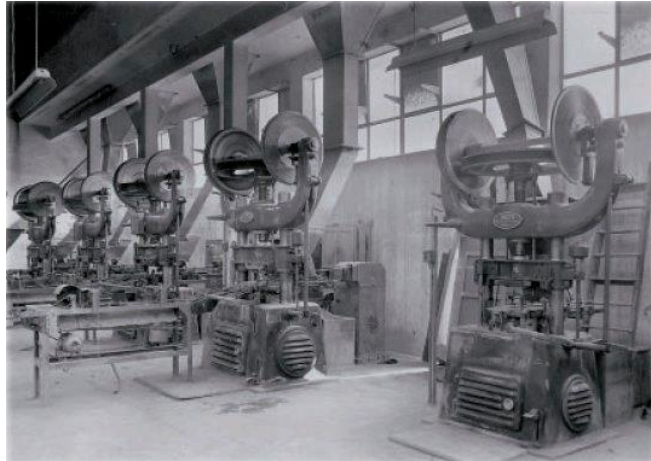
*Figura 4 – Nuova sede operativa nel 1925*



*Figura 5 – Prima spazzolatrice per agrumi*

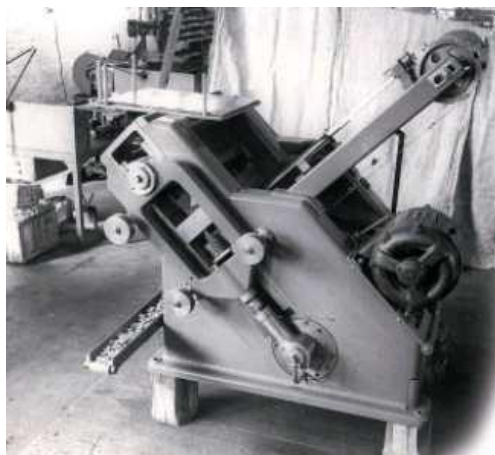
Quest'ultima, trasferitasi nella nuova sede, acquistò nuove macchine: le presse a frizione tedesche Dorst e nuovi forni intermittenti e continui. Assegnò quindi ai meccanici della SACMI la manutenzione delle presse e ciò permise, ai tecnici, di prendere contatto con gli strumenti per produrre industrialmente la ceramica.

Nel 1930 ha inizio anche la produzione delle macchine per aranci (lavatrice e spazzolatrice agrumi), *figura 5*. Negli ultimi anni prima della guerra la SACMI inizia la costruzione di altre speciali macchine impastatrici per prodotti alimentari e chimici, macchine con strutture prevalentemente meccaniche. All'inizio del 1940 alla SACMI si dovette cominciare a produrre commesse militari di vario tipo per conto di alcuni arsenali. Tale scelta, imposta dagli eventi e dal potere, non consentiva, contrariamente a ciò che accadeva ai grandi gruppi capitalistici, vantaggi economici, anzi le commesse erano scarsamente remunerative. L'unico aspetto positivo fu quello che, dovendo costruire pezzi per arsenali militari, bisognava produrre su disegno con tolleranze e con particolari norme di collaudo da rispettare, metodi che fino ad allora non erano mai stati applicati alle produzioni tradizionali. Terminata la guerra le fabbriche e i servizi di pubblica utilità della zona nord della città avevano subito danni molto gravi. In particolare la Cooperativa Ceramica di Imola era stata sconquassata dalle bombe d'aereo e dalle granate anglo-americane. I ceramisti cercarono di mettere in funzione le macchine che davano forma alle piastrelle da rivestimento. Interessava soprattutto riattivare le presse, la cui messa in opera era affidata a un'impresa di Forlì. Ma l'arrivo dei meccanici di Forlì andava per le lunghe ed i ceramisti avevano urgenza di cominciare a produrre. E allora la Cooperativa Ceramica pensò alla SACMI che studiò un nuovo progetto di macchina, riuscendo a realizzare un prototipo di pressa a frizione con comandi manuali (*figura 6*).



*Figura 6 – Prime presse a frizione ad azionamento manuale*

Nel '49 un costruttore bolognese di tappi a corona si rivolse alla SACMI per proporgli lo studio di un progetto e l'eventuale costruzione di una pressa semiautomatica multi punzoni che potesse sfruttare integralmente i fogli di lamiera che esistevano sul mercato. In *figura 7* è riportata una pressa per la realizzazione dei tappi a corona.



*Figura 7 – Esempio di pressa per la realizzazione di tappi a corona*

Presse ad alta produttività esistevano solo negli Usa, dove è nato il tappo a corona, ma lì venivano impiegati fogli di lamiera con altre dimensioni e con un costo proibitivo non confacente al mercato italiano ed europeo. Tutti i dati raccolti portarono alla conclusione che il sistema era sprovvisto di una macchina specialistica di alta produttività. Nel 1951 venne realizzato il 1° prototipo della pressa a 15 punzoni con la produzione oraria di 85.000 tappi. Per il settore ceramico, oltre al continuo perfezionamento della pressa, bisognava ormai pensare alla sua automazione. Si iniziarono a costruire altre macchine che servivano al ciclo della produzione della piastrella: i mulini a tamburo, le prime smaltatrici, i nastri sbavatori, gli stampi. Dal 1956 le linee fondamentali che Sacmi si propone di seguire sono le seguenti:

- 1) migliore organizzazione tecnica e amministrativa;
- 2) perfezionamento dell'attrezzatura;
- 3) riduzione dei costi;
- 4) incremento delle esportazioni.

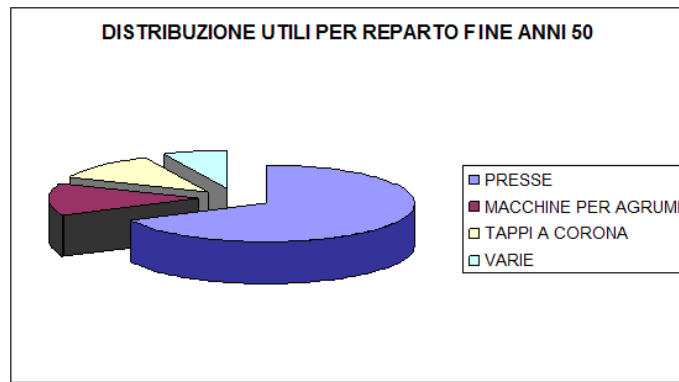


Figura 8 – Distribuzione mercato SACmi alla fine degli anni 50

In *figura 8* si può notare come, alla fine degli anni 50, sia distribuito il fatturato; le macchine per il trattamento degli agrumi vengono messe da parte e il mercato trainante rimane quello della ceramica. Dal 1960 al 2000 si dà vita ad un numero cospicuo di attività in tutta Italia e all'estero, riuscendo ad incrementare la capacità produttiva e la forza lavoro. SACMI infatti investe ingenti risorse economiche ed umane in ricerca e sviluppo, attività strategiche per la formazione di una cultura e di una professionalità interna messa poi a disposizione della clientela in tutto il mondo. Nel 2002 è stato inaugurato il nuovo Centro Ricerche Avanzate, indirizzato allo sviluppo di sistemi di controllo di processo, quali i sistemi di visione artificiale ed i sistemi olfattivi elettronici (*figura 9*). Questi ultimi, che trovano applicazione principalmente nei settori alimentare ed ambientale, sono costituiti da sensori per gas a base di film sottili di ossidi metallici semiconduttori che vengono prodotti nel centro stesso in camere ad atmosfera controllata.

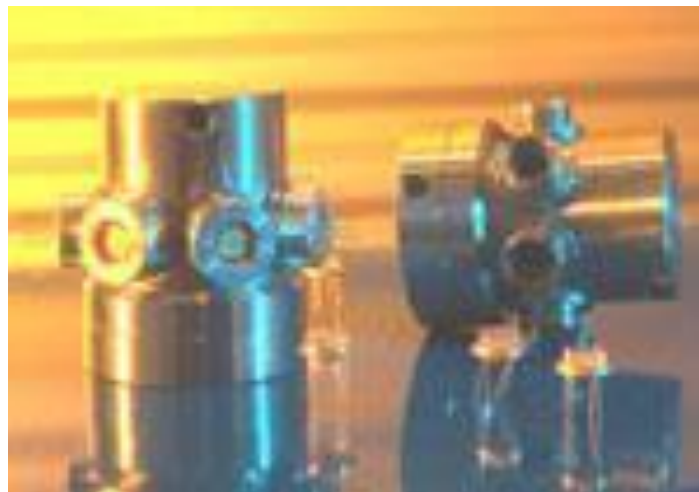
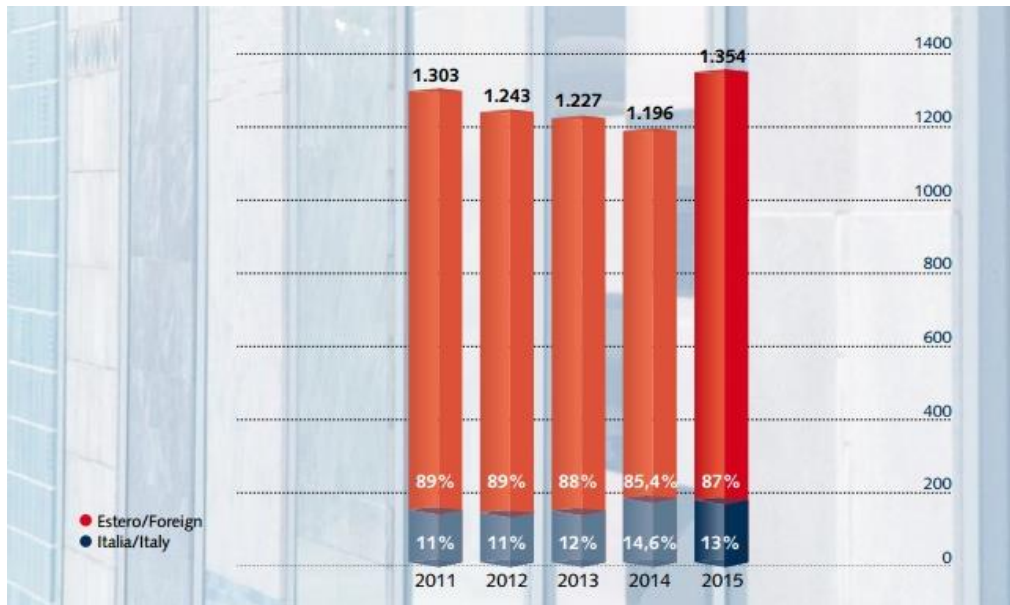


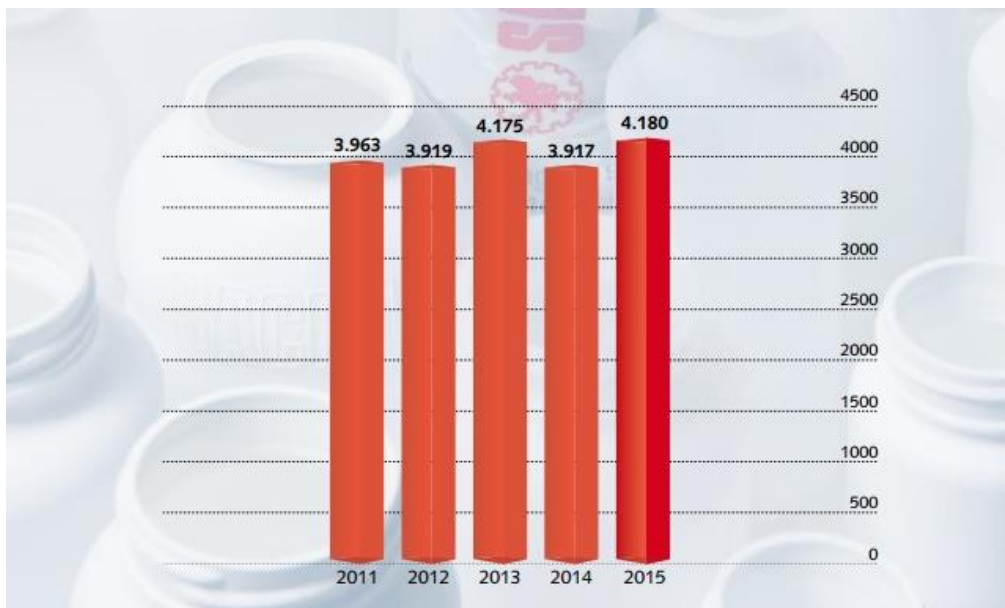
Figura 9 – Innovativi sistemi olfattivi elettronici



Inoltre, come si può vedere dai *grafici 1 e 2*, Sacmi nonostante la forte crisi globale degli ultimi anni, ha proseguito nel suo intento di potenziamento riuscendo a rimanere sempre ai livelli più alti del mercato globale



*Grafico 1 – Ricavi delle vendite e delle prestazioni (in milioni di euro) anno 2015*



*Grafico 2 – Numero di dipendenti del Gruppo a fine anno 2015*

## 1.3 Settori di mercato SACMI

### 1.3.1 SACMI Ceramica



*Figura 12 – Pressa idraulica modello ANDROID*

Il Gruppo SACMI è specializzato nel fornire alla propria clientela di tutto il mondo, studi ingegneristici completi relativi ad impianti di produzione di piastrelle, sanitari, stoviglie e laterizi (In *figura 12* viene riportata, a titolo di esempio, una pressa idraulica modello ANDROID di nuova concezione).

Il team di progettisti SACMI collabora con il Cliente individuando le soluzioni impiantistiche ottimali, sia nel caso di forniture complete di impianti "chiavi in mano" sia nel caso di ampliamento e ammodernamento di impianti esistenti.

### 1.3.2 SACMI Beverage

Gruppo SACMI è in grado di fornire sia macchine singole che impianti completi per l'industria del Beverage. La gamma di proposte di SACMI include impianti per la produzione del contenitore, il riempimento, l'etichettaggio fino alla movimentazione del prodotto finito. In *figura 13* si possono osservare esempi di prodotti del reparto Beverage



*Figura 13 – Bottiglie prodotte in SACMI Beverage*

### 1.3.3 SACMI Closures and Containers



*Figura 14 – Esempio di prodotto Sacmi Closures and Containers*

SACMI è un'azienda leader nel settore Closures & Containers ed è in grado di fornire al cliente diverse tecnologie per la produzione di tappi e contenitori. La tecnologia di compressione è, senza alcun dubbio, la più adatta per lo stampaggio del tappo, sia dal punto di vista tecnico che economico. Anche in questo caso la SACMI produce e commercializza macchine rotanti in grado di realizzare produttività molto elevate. I tappi in plastica possono essere realizzati anche con la tecnologia ad iniezione che però presenta una minor produttività. SACMI continua ad essere attiva nel settore delle chiusure in alluminio per l'industria delle bevande, fornendo al cliente macchine per la produzione di tappi filettati e a corona. Per quanto riguarda la produzione di containers, la macchina CBF (Blow Forming compression) si basa su un procedimento totalmente innovativo di lavorazione dei materiali termoplastici, che permette di ottenere un container direttamente dal materiale granulare. Il prodotto della CBF è rappresentato in *figura 14*.

### 1.3.4 SACMI Iniezione plastica

L'ingresso di SACMI nel business della plastica passa attraverso l'acquisizione di un leader. È infatti il 2002, quando SACMI acquisisce Negri Bossi, società attiva fin dal dopoguerra e una delle prime aziende europee a specializzarsi nello sviluppo, nella progettazione e nella commercializzazione di presse a iniezione per materiali termoplastici. Fattori chiave del successo del Gruppo SACMI nel business della plastica sono, oltre all'eccellenza tecnologica, l'ampliamento continuo della gamma di prodotti e soprattutto la personalizzazione dell'offerta, sempre più orientata alla progettazione di linee produttive "chiavi in mano" in grado di soddisfare appieno le più diversificate esigenze del cliente. In *figura 15* un esempio di stampi per pressa ad iniezione IPS.

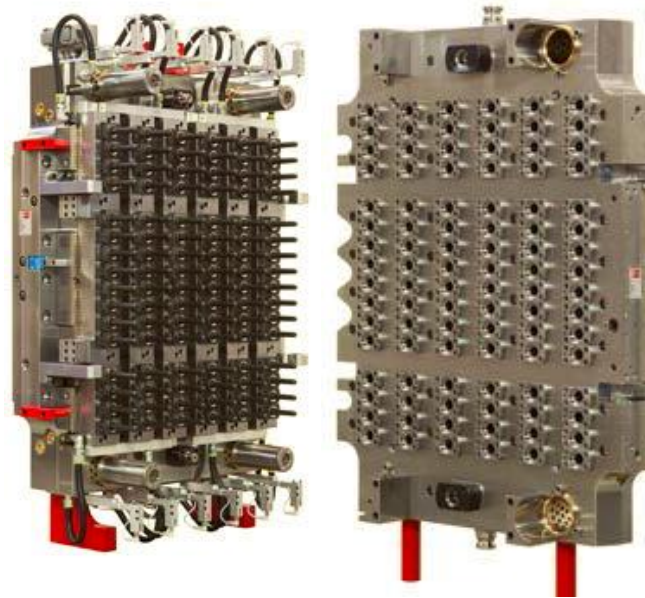


Figura 15 – Esempio di stampe della pressa ad iniezione IPS

### 1.3.5 SACMI Food Processing

Food processing, un business strategico per il Gruppo SACMI, oggetto negli ultimi anni di consistenti investimenti e importanti riscontri da parte del mercato. Ed è nella produzione di macchine per il cioccolato e il confezionamento, che il food processing targato SACMI trova uno dei maggiori punti di forza (in figura 16 è inserita una macchina per la produzione del cioccolato).



Figura 16 – Esempio di macchina per la produzione di cioccolato

### 1.3.6 SACMI Controllori di processo

I Sistemi di Ispezione offerti da SACMI comprendono una gamma completa di prodotti e tecnologie per il controllo qualità e di processo sulle linee di produzione per i business di riferimento del Gruppo. Comprendono sistemi di visione a telecamera, sistemi ad ispezione Near Infrared, nasi elettronici e sistemi a raggi X, utilizzati per l'industria Ceramica, del Food Processing e del Beverage & Packaging. In particolare, SACMI fin dal 1987 offre sul mercato la sua linea di sistemi di visione denominati CVS, che si sono affermati come uno dei prodotti di riferimento mondiali nel settore del Beverage & Packaging. Infatti al 2007 sono stati installati nel mondo oltre duemila sistemi CVS, utilizzati quotidianamente per ispezionare con grande precisione ed affidabilità:

- Preforme in PET;
- Chiusure in plastica e metallo;

- Etichette;
- Lattine;
- Bottiglie in plastica e vetro;
- Fiale e flaconi farmaceutici;

## 1.4 SACMI Beverage

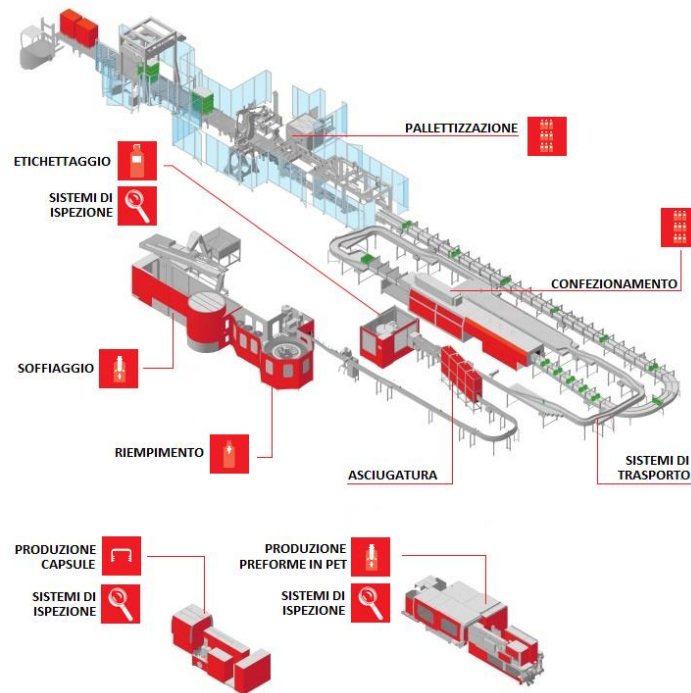


Figura 17 – Linea di produzione completa reparto Beverage

La strategia che la SACMI adotta in tutte le sue linee di business è quella di fornire soluzioni su misura per le esigenze dei singoli clienti, cercando di creare impianti "chiavi in mano". Le proposte SACMI vanno dalla preparazione delle bevande alla produzione del contenitore, e dal riempimento alla chiusura e l'etichettatura compreso il confezionamento finale, come si può notare dalla *figura 17*.

Per affrontare questo mercato in modo coordinato e competitivo, il Gruppo SACMI, sfruttando le sinergie interne, si è strutturato con una nuova divisione. L'integrazione della business unit PET, già presente in SACMI da alcuni anni, e delle aziende consociate SACMI Filling, SACMI Labelling e SACMI Packaging ha dato vita alla nuova divisione Beverage. Il 2009 ha visto l'installazione del primo prototipo di PAM (macchina in grado di produrre preforme in PET per compressione) presso un cliente italiano e l'inizio della produzione di preforme su scala industriale. E' stato completato anche il primo prototipo di soffiatrice SBF, interamente SACMI, già installata in prova presso un cliente italiano. La soffiatrice si dimostra il tassello che completa l'offerta del Gruppo dei macchinari per impianti per l'industria del Beverage. SACMI diventa, in questo modo, uno dei pochissimi player, a livello mondiale, in grado di fornire linee complete per il confezionamento dei liquidi in PET, dal granulo alla bottiglia pallettizzata.

### 1.4.1 Preforme



*Figura 18 – Esempi di preforme in PET*

La produzione preforme in particolare risulta una tecnologia chiave, che richiede competenze, know-how tecnico e tecnologico, capacità industriale. SACMI è ad oggi l'unico leader di mercato a poter proporre due distinte tecnologie: iniezione e compressione; per la produzione delle preforme in PET. Le preforme, rappresentate in *figura 18*, sono il prodotto intermedio tra il pellet, stato iniziale del materiale, e la bottiglia che rappresenta il prodotto finito. Le preforme hanno un corpo cilindrico, ad un'estremità è ricavato il filetto per poter inserire il tappo nella successiva chiusura. L'estremità opposta rispetto al filetto è chiusa da una superficie sferica. Il peso delle preforme dev'essere opportunamente dimensionato in modo da poter realizzare il successivo soffiaggio e creare così la bottiglia. Una buona progettazione della preforma in fase preliminare, può garantire a parità di qualità, un risparmio consistente in termini economici ed ambientali.

### 1.4.2 Preforme ad iniezione

La soluzione SACMI per realizzare preforme con la tecnica dell'iniezione è l'IPS, rappresentata in *figura 19*; lo stampaggio a iniezione è un processo di produzione industriale in cui un materiale termoplastico viene fuso e iniettato ad elevata pressione all'interno di uno stampo chiuso, che viene aperto dopo il raffreddamento del manufatto.



*Figura 19 – Esempio di macchina IPS*

Il macchinario, detto pressa ad iniezione, in cui viene svolta l'operazione di stampaggio a iniezione è costituito da un estrusore, seguito da una pressa per lo stampaggio. L'estrusore ha il compito di fondere il materiale e di spingerlo all'interno dello stampo (grazie all'azione di un pistone o di una vite mobile). La pressa ha il compito di tenere chiuso lo stampo idraulicamente o meccanicamente.

#### 1.4.3 Preforme a compressione

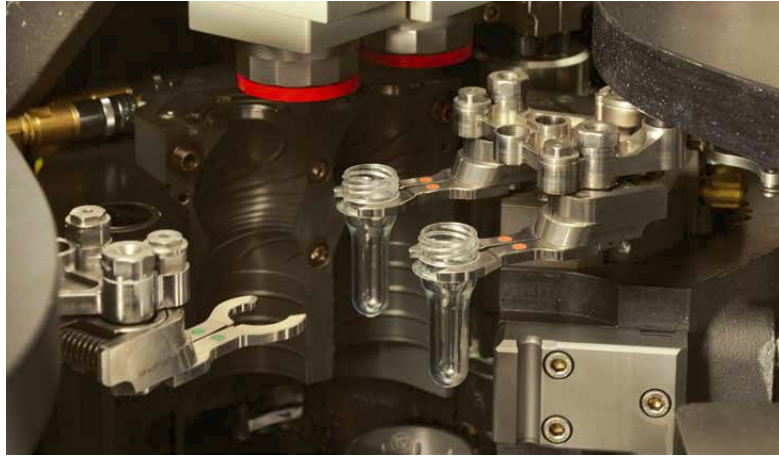
Il granulato deumidificato di PET viene inserito in un'unità di plastificazione, una volta fuso viene pompato attraverso un ugello di grandi dimensioni. Il flusso di PET fuso viene dosato, opportunamente calibrato ed inserito negli stampi; rispetto alla tecnologia precedente, gli stampi sono aperti e successivamente saranno chiusi da un sistema idraulico con pressione e velocità preimpostate. Quindi in questo caso, la preforma viene realizzata mentre lo stampo si chiude. Dopo lo stampaggio, la preforma verrà successivamente raffreddata da un gruppo di post raffreddamento. La macchina che realizza questo processo è la PAM, inserita in *figura 20*.



*Figura 20 – Prima versione di pressa rotativa a compressione*

#### 1.4.4 Soffiaggio

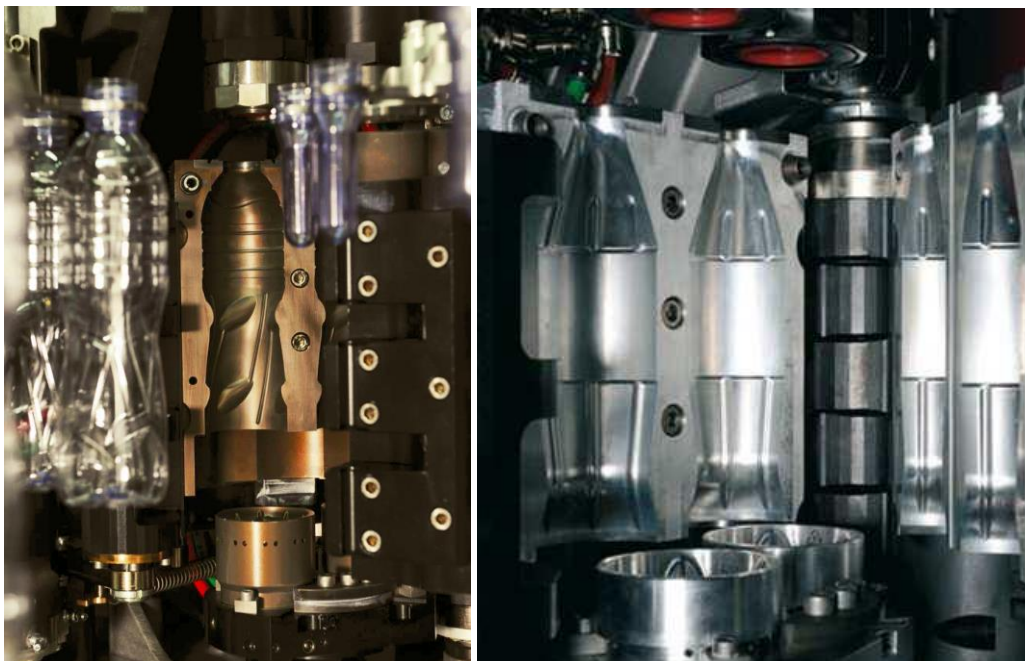
La macchina soffiatrice, ha in compito di trasformare il prodotto preforma proveniente dai sistemi citati in precedenza, nel prodotto bottiglia, pronta ad essere inviata ai reparti di riempimento e confezionamento. La preforma viene prelevata, in modo continuo o da un magazzino, attraverso un sistema di pinze (*figura 21*) e, dopo essere stata preriscaldata per facilitarne la deformazione, viene inviata all'interno della camera di soffiaggio, in cui aria compressa provvede alla formatura del prodotto finito.



*Figura 21 – Prelievo preforma e inserimento in soffiatrice*

La gamma delle soffiatrici rotative Sacmi SBF si compone oggi di 10 modelli da 6 fino a 24 cavità, tutte con le medesime soluzioni tecniche e la stessa dotazione di base. La caratteristica che contraddistingue la soffiatrice rotativa SBF è la possibilità di stampare in doppia cavità, sul medesimo stampo, contenitori fino a diametro esterno massimo di 75 mm: il concetto è espresso dal simbolo  $1B=2b$ . Questa soluzione consente di ottimizzare il numero di cavità della macchina in funzione delle reali necessità della riempitrice a valle. Gli stampi  $1B$  hanno interfaccia Eco-shell con adattatore al portastampo, mentre gli stampi  $2b$  vengono fissati direttamente su di esso. Questa particolarità rende la soffiatrice SACMI partner ideale di ogni linea di imbottigliamento.

Nella *figura 22* si possono notare rispettivamente uno stampo a doppia cavità (immagine a destra) e uno stampo a cavità singola (immagine a sinistra).



*Figura 22 – Stampo a singola e a doppia cavità*

#### 1.4.5 Riempitrici, miscelatori e linee complete di riempimento

La divisione Sacmi Filling offre al mondo delle bevande e dei liquidi alimentari un ampio portafoglio di tecnologie per il riempimento ed il confezionamento in contenitori in plastica, vetro e lattine. Le soluzioni Sacmi vanno dalle più semplici e collaudate riempitrici meccaniche alle più sofisticate riempitrici elettroniche ultra-clean ed asettiche, dalla fornitura di macchine stand alone a quella di linee complete. Le applicazioni vanno dall'acqua alle bibite, alla birra, e altre bevande "sensibili". Sacmi Filling ha recentemente lanciato sul mercato una nuova gamma di riempitrici per l'industria delle bevande, che garantisce eccellenti risultati in termini di flessibilità, igiene e prestazioni. La gamma copre tutte le applicazioni e tutti i contenitori (pet, vetro, lattine), con modelli che vanno da 20 valvole (per i grandi formati) a 216 valvole (per i piccoli formati). Le caratteristiche principali delle macchine riempitrici SACMI sono nello specifico:

- Massima flessibilità nella gestione del riempimento
- Minimo sfrido di prodotto
- Minimo consumo di prodotti chimici per il lavaggio
- Minimi tempi di fermo macchina per operazioni di manutenzione
- Massimo tempo di disponibilità alla produzione

Nella *figura 23* si può apprezzare un esempio di riempitrice elettronica della serie E, concepita per rispondere alle esigenze di massima flessibilità e igiene.



*Figura 23 – Esempio di riempitrice elettronica serie E*

#### 1.4.6 Macchine automatiche per l'etichettatura in linea e rotativa

Uno dei punti critici per il successo del prodotto è la scelta dell'etichetta e del il miglior sistema di etichettatura possibile. Anche in questo campo SACMI propone una vasta gamma di macchine etichettatrici (*figura 24*) per risolvere in modo efficace i problemi di etichettatura per tutti i tipi di prodotti; possono esistere infatti etichettatrici autoadesive, a colla calda, a bobina e combinate, ognuna delle quali specifiche per un determinato tipo di prodotto.



*Figura 24 – Esempio di etichettatrice Sacmi*

#### 1.4.7 Macchine confezionatrici e sistemi di movimentazione

SACMI produce e vende anche macchine ed impianti completi per il confezionamento e pallettizzazione. L'esperienza acquisita nel corso degli anni ha permesso a SACMI Packaging di avere le tecnologie necessarie per gestire una gamma molto ampia di prodotti (bottiglie, vasetti, sacchetti, flowpack, ecc) nel settore chimico, detersivi, cosmetici, prodotti alimentari e delle bevande.



*Figura 25 – Esempio di impacchettatrice automatica*

SACMI Packaging ha sviluppato un sistema di guida laser per la movimentazione automatica dei pallet, *figura 26*. Questi sono facili e veloci da installare negli impianti. In effetti non occorrono dispositivi di guida sul pavimento o punti di riferimento: il software dedicato è in grado di programmare e ottimizzare i percorsi dei veicoli, semplicemente utilizzando i riflettori vincolati alle pareti. Gli elementi hardware e software forniti rendono i veicoli sicuri ed affidabili.



*Figura 26 – Esempio di pallettizzatori automatici*

### 1.4.8 Sistemi di ispezione

SACMI offre anche sistemi di ispezione e controllo di diverse tipologie di prodotto e con diverse tipologie tecnologiche, che spaziano da ispettori ottici, ad infrarossi, a raggi X e olfattivi. Di seguito vengono riportate a titolo di esempio due tecnologie utilizzate:

**CVS** - Sistema automatico di visione ad alta velocità per il controllo qualità. Gestisce a livello mondiale un insieme di soluzioni per il controllo al 100% di:

- Tappi di plastica;
- Tappi di alluminio;
- Tappi a corona;
- Lattine;
- Preforme in PET;
- Etichette;
- Bottiglie di plastica e vetro.



Figura 27 – Esempio di macchina ispettiva CVS

**SURVEYOR 900** - Macchina non invasiva a raggi X per il controllo dei sistemi di tenuta tra tappo e bottiglia di diverse tipologie di prodotto (figura 28).

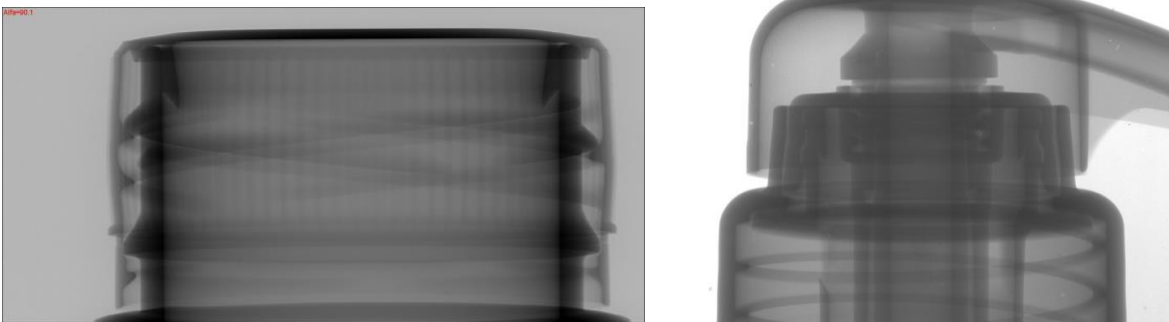


Figura 28 – Esempio di ispezione Surveyor 900

## 2. Produzione di preforme

### 2.1 Il PET

#### 2.1.1 Caratteristiche generali

Il polietilene tereftalato, o polietilentereftalato, fa parte della famiglia dei poliesteri, ed è una resina termoplastica adatta al contatto alimentare. In *figura 29* si possono apprezzare diversi contenitori di bevande in diversi colori costituiti da PET.



*Figura 29 – Esempi di applicazione del PET*

Il polietilene tereftalato fu inventato nel 1941 da John Rex Whinfield e James Tennant Dickson, che ripresero le precedenti ricerche di Wallace Carothers. Nel 1952 viene registrato il marchio Mylar. Il brevetto delle bottiglie in PET risale al 1973 e appartiene al chimico Nathaniel Wyeth.

In funzione dei processi produttivi e della sua lavorazione termica può esistere in forma amorfa (trasparente) o semi-cristallina (bianca e opaca). Viene utilizzato anche per le sue proprietà elettriche, resistenza chimica, prestazioni alle alte temperature, autoestinguenza, rapidità di stampaggio e di estrusione. Normalmente viene indicato con la sigla PET, ma si può anche trovare indicato con le sigle PETE, PETP o PET-P.

Il PET si decompone alla temperatura di 340 °C, con formazione di acetaldeide e altri composti. Nonostante contenga la parola "ftalati" nel nome, questi non sono usati nella sintesi del PET.

Il polietilene tereftalato è un bene particolarmente prodotto e richiesto sul mercato. In particolare la produzione di PET è salita da 7,8 milioni di tonnellate nel 2001 a 12,3 milioni di tonnellate nel 2006. La maggiore domanda di questo materiale si ha in Cina, la quale nel 2006 generava il 55% della domanda globale di PET.

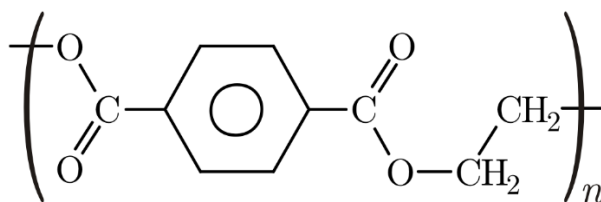


Figura 30 – Struttura chimica del PET

Il polietilene tereftalato  $((\text{C}_{10}\text{H}_8\text{O}_4)_n$  la cui struttura chimica la si può vedere in *figura 30*) viene utilizzato principalmente per costruire contenitori per bevande (66%) e per cibi (8%). In *figura 31* viene indicata la simbologia utilizzata dalla SPI (Society of the Plastics Industry) per indicare il PET. La compatibilità del PET al contatto con gli alimenti (così come di tutte le materie plastiche) è sancita dal REGOLAMENTO (UE) N. 10/2011 DELLA COMMISSIONE del 14 gennaio 2011 (che ha abrogato la precedente Direttiva 2002/72/CE della Commissione Europea e successive modifiche). Si continuano comunque a effettuare indagini per la verifica di eventuali nuovi rischi per la salute nei prodotti usati come contenitori per alimenti. La maggior parte delle bottiglie di plastica per l'acqua in commercio nei supermercati è in PET, diversamente dal tappo che è solitamente in PE (polietilene) che ha un valore economico superiore.



Figura 31 – Simbologia utilizzata dalla SPI per il PET

Per quanto riguarda il suo riciclaggio, il PET può essere riciclato al 100% ma il suo utilizzo in forma riciclata viene regolato a seconda del suo uso. Una volta raccolte, le varie forme di PET vengono mandate ai centri di riciclaggio dove vengono fatte passare attraverso delle macchine che convertono il materiale in forma di polvere. Questa polvere attraversa poi un processo di separazione e pulitura che rimuove tutte le particelle estranee come carta, metalli o altri materiali plastici.

Il PET recuperato viene venduto ai produttori, che lo convertono in una varietà di prodotti come tappeti, cinturini e contenitori per usi non alimentari, con l'eccezione di contenitori per acque minerali e bevande analcoliche, con le modalità stabilite dal D.M n. 113/2010 che consente l'impiego di polietilentereftalato (PET) riciclato nella produzione di bottiglie per uso alimentare (con un contenuto massimo del 50 % sul totale) in deroga all'articolo 13 del D.M. 21 marzo 1973.

Esistono, tuttavia, due processi di depolimerizzazione (metanolisi e glicolisi), disponibili sul mercato, in grado di riportare la polvere di PET ripulita allo stato di monomero o di materia prima originale. Questo materiale può essere purificato e successivamente riutilizzato per la produzione di PET a uso alimentare. Lo smaltimento del polietilene tereftalato può essere effettuato in due modi:

- Riciclaggio chimico;
- Riciclaggio meccanico.

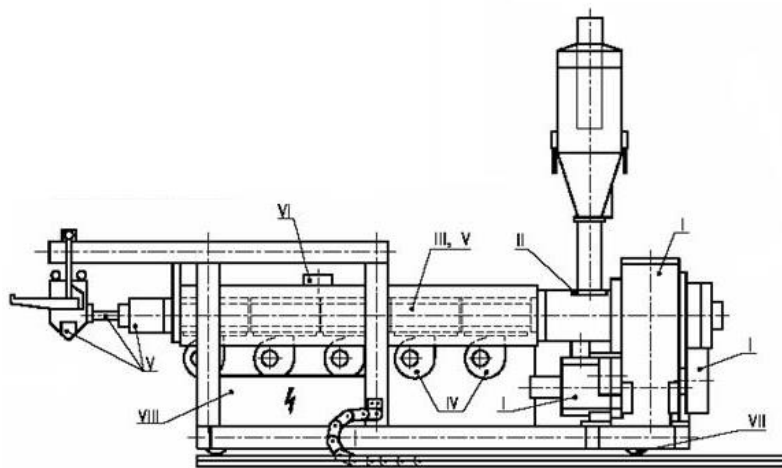
Il riciclaggio chimico consiste nella depolimerizzazione della polvere del prodotto, precedentemente ricavata, che riporta il polietilene tereftalato alla materia grezza iniziale, cioè al PTA, acido purificato tereftalato. Vi è da specificare che questo procedimento risulta essere vantaggioso dal punto di vista economico solo per lo smaltimento di grandi quantità di poliestere. Il risultato è però soddisfacente, poiché restituisce in prodotto di ottima qualità e non deprezzato.

Il riciclaggio meccanico, invece, è più conveniente per quantità minori e restituisce prodotti di minore qualità e quindi deprezzati. Esso consta di cinque principali passaggi: selezione, taglio, lavaggio, estrusione e confezionamento. Inizialmente i materiali sono caricati su un nastro trasportatore e selezionati per colore e tipo; una volta selezionati vengono ridotti in piccoli pezzi. Nel passaggio del lavaggio la plastica viene lavata per eliminare ogni impurità. Successivamente il materiale è scaldato ed estruso in granuli, infine messo in contenitori ed etichettato.

### 2.1.2 Estrusione

Indipendentemente dal tipo di materiale che si utilizza per la produzione delle preforme, e quindi delle bottiglie, il processo parte comunque dalla deumidificazione e fusione del polimero. La fusione è garantita dall'estrusore, e da un sistema di movimentazione interna del fuso normalmente chiamata monovite. In questo tipo di estrusori la vite, che agisce da pompa volumetrica, girando all'interno di un cilindro con un accoppiamento molto preciso, trasporta il materiale plastico da una parte all'altra del cilindro.

Il trasporto è associato ad un'ulteriore lavorazione che trasforma il materiale da solido (granulo e/o scaglia) a fuso, ad una certa temperatura. Come si può notare dalla *figura 32*, il sistema di estrusione è costituito da diversi componenti:



*Figura 32 – Schema di un estrusore industriale di PET*

- I - Sistema di comando e trasmissione di potenza della vite
- II - Apertura di alimentazione
- III - Riscaldatori del cilindro
- IV - Raffreddamento del cilindro
- V - Parti calde

VI - Unità di degrassaggio

VII - Ruote per il movimento in orizzontale

VIII - Quadro elettrico di potenza

Il terminale della vite deve prevedere un “naso” per evitare che, nel raccordo fra la corona circolare di materiale della vite e il condotto cilindrico dell’ugello, si abbiano dei ristagni che potrebbero essere fonte di degradazione.

## 2.2 Tipologia di produzione di preforme in PET

### 2.2.1 Preforme ad iniezione

Lo stampaggio a iniezione è un processo di produzione industriale in cui un materiale plastico viene fuso (plastificato) e iniettato ad elevata pressione all'interno di uno stampo chiuso, che viene aperto dopo il raffreddamento del manufatto. Generalmente l'iniezione avviene a pressioni elevate e a temperature abbastanza elevate da consentire lo scorrimento del materiale "plastificato" all'interno del macchinario.

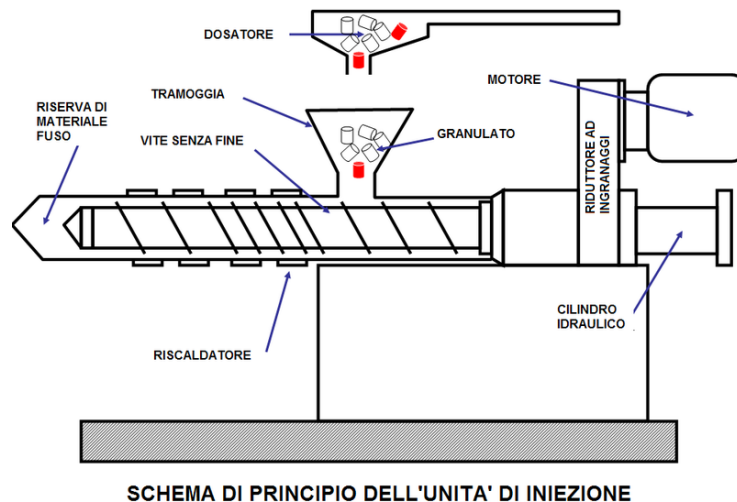


Figura 33 – Schema di funzionamento dell'unità di iniezione

All'inizio di un ciclo di stampaggio a iniezione i granuli di PET, contenuti in un apposito serbatoio detto tramoggia, vengono fatti cadere all'interno del cilindro tramite la rotazione e l'arretramento della vite di alimentazione e plastificazione. All'interno del cilindro i granuli vengono riscaldati da una serie di resistenze elettriche fino oltre la loro temperatura di fusione e plastificati dalla rotazione della vite seguendo uno specifico programma preimpostato. Tale processo può essere effettuato attraverso due modalità.

Nella prima modalità si ha una vite che, ruotando ed arretrando, carica e plastifica il materiale necessario alla stampa (figura 33), che poi, dopo aver fermato la rotazione, inietta nello stampo attraverso una traslazione in avanti della vite (figura 34).

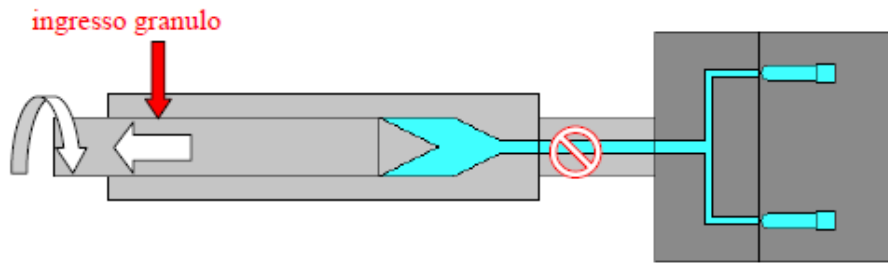


Figura 34 – Fase 1 del processo ad iniezione (prima modalità)

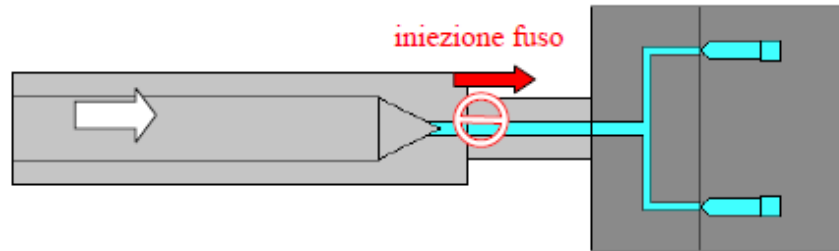


Figura 35 – Fase 2 del processo ad iniezione (prima modalità)

Nella seconda modalità vi è un estrusore che ha la “sola” funzione di plastificare il materiale in continuo, ed un pistone con la sola funzione di iniettare nello stampo il materiale plastificato. Questa disgiunzione delle funzioni permette di migliorare la qualità della plastificazione, di ridurre i tempi ciclo, in quanto mentre un’unità plastifica l’altra può iniettare, con una conseguente riduzione delle dimensioni dell’impianto (figura 36).

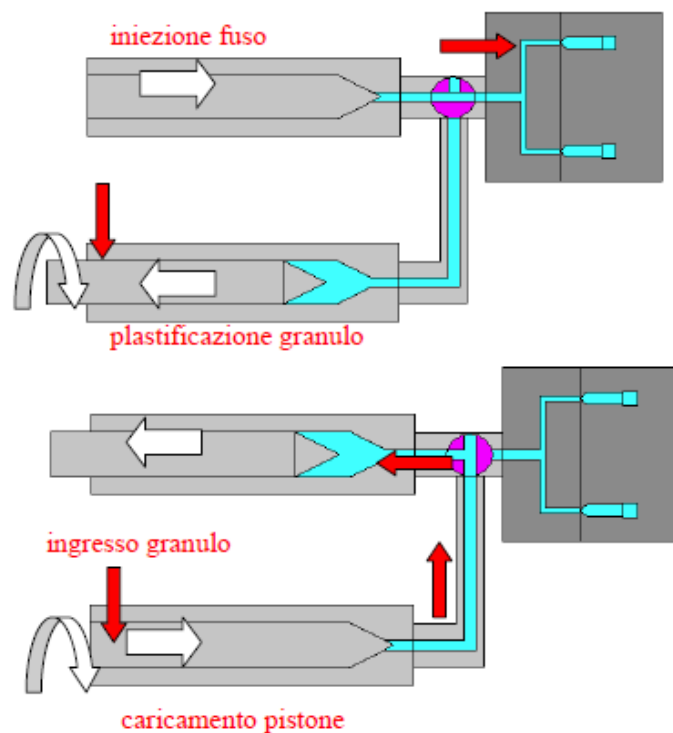
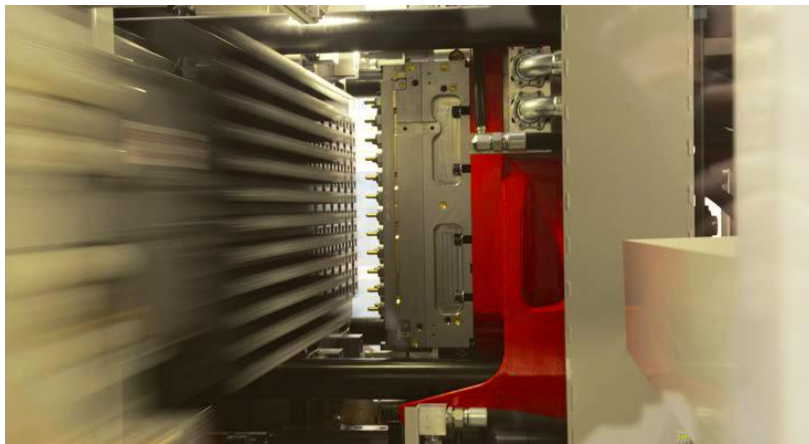
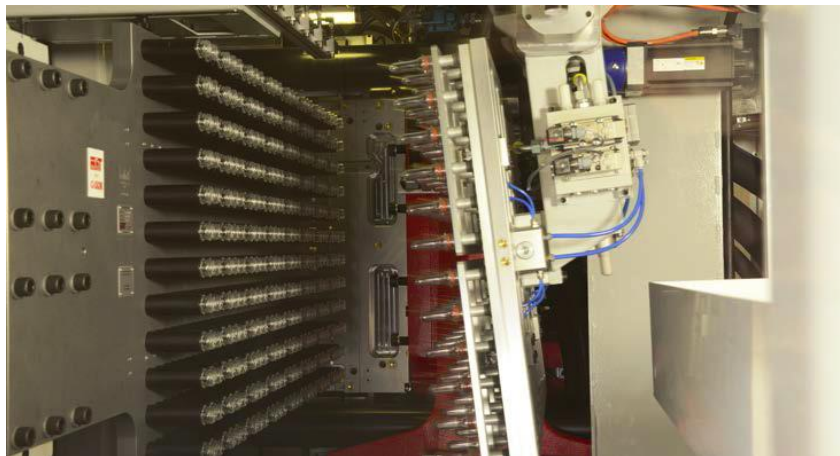


Figura 36 – Fasi del sistema ad iniezione (seconda modalità)

Per quanto riguarda gli stampi Sacmi, essi nascono dall'accurata progettazione interna di ogni suo singolo componente, sfruttando soluzioni innovative e sofisticate. Grande attenzione progettuale in particolare è posta alla realizzazione di camere calde di proprio disegno, con flussi ottimizzati per minimizzare l'apporto di energia termica delle resistenze, per ridurre da un lato il consumo elettrico, e dall'altro la degradazione del PET e la conseguente generazione di acetaldeide. I circuiti di raffreddamento ad alta efficienza delle parti bagnate permettono di ottenere elevate efficienze di scambio termico ottenendo così cicli produttivi particolarmente performanti. Il reparto costruzione stampi di Sacmi produce migliaia di cavità all'anno utilizzando materiali di elevata qualità per stampi ad iniezione e compressione, eseguendo lavorazioni meccaniche accurate e controlli computerizzati sulla totalità della produzione. In *figura 37* si può osservare in particolare una porzione di macchina stampante, in cui si vedono distintamente le matrici e i punzoni.



*Figura 37 – Porzione di macchina adibita allo stampaggio ad iniezione*



*Figura 38 – Estrazione automatica delle preforme tramite braccio robotizzato*

Il post-raffreddatore è completamente integrato nella macchina ed è composto da una mano di presa a 3 o 4 stazioni e da una mano di scarico con pinze azionate pneumaticamente che prelevano delicatamente le preforme nella parte interna del collo (il cosiddetto neck) grazie ad una guarnizione in silicone alimentare (*figura 38*). Il sistema così progettato garantisce massima qualità e sicurezza evitando ogni rischio legato alla manipolazione di preforme tiepide. Il robot di estrazione è comandato da motori lineari di ultima generazione, senza cinghie (e quindi senza manutenzioni), che consente alta precisione, velocità e ripetibilità dei movimenti del robot.

Per contenere i consumi energetici è stato installato un sistema di recupero dell'energia frenante, durante la decelerazione dei motori. Mentre sulla versione 220t le preforme vengono scaricate dalla mano di scarico sul tradizionale nastro a T integrato anch'esso nella macchina, sulla versione 400t i due contenitori (octabins) sono posizionati all'interno della cabina e la mano di scarico rilascia le preforme direttamente al loro interno. Su tutta la gamma è inoltre presente un sistema di campionatura preforme a chiamata dell'operatore ed è eventualmente possibile integrare un sistema di visione PVS per controllare le preforme ogni "x" cicli in forma automatica.

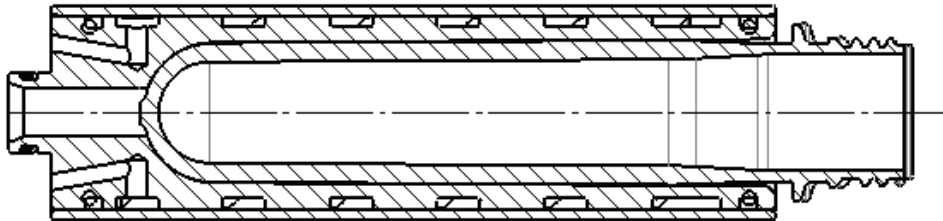


Figura 39 – Equipaggio per il raffreddamento delle preforme ad iniezione

Il raffreddamento avviene per conduzione: l'equipaggio rappresentato in figura 39, viene opportunamente refrigerato da un circuito a circolazione forzata, ove l'acqua circola in una serie di condotti che abbracciano la preforma. La mano di presa deve essere progettata in modo da contenere al suo interno il triplo delle preforme che vengono prodotte in una fase di stampaggio. Una volta raffreddate, le preforme vengono prelevate da un dispositivo di presa che va ad impegnarsi sul diametro interno della preforma. Degli organi in gomma vanno a forzarsi all'interno di essa e, contemporaneamente all'interruzione del vuoto, ne permettono l'estrazione.

Il risultato è un'elevata efficienza di raffreddamento delle preforme al di fuori dello stampo ed un aumento di produttività dell'intero sistema. Per quanto riguarda lo scambio termico, in grafico 3 mostra l'andamento delle temperature delle parti costituenti la preforma, in funzione del tempo e del tipo di raffreddamento; si può notare come a parità di tempo, la soluzione con trasferimento di calore per conduzione risulti essere molto più efficace rispetto alla soluzione convettiva che utilizza aria a circolazione libera.

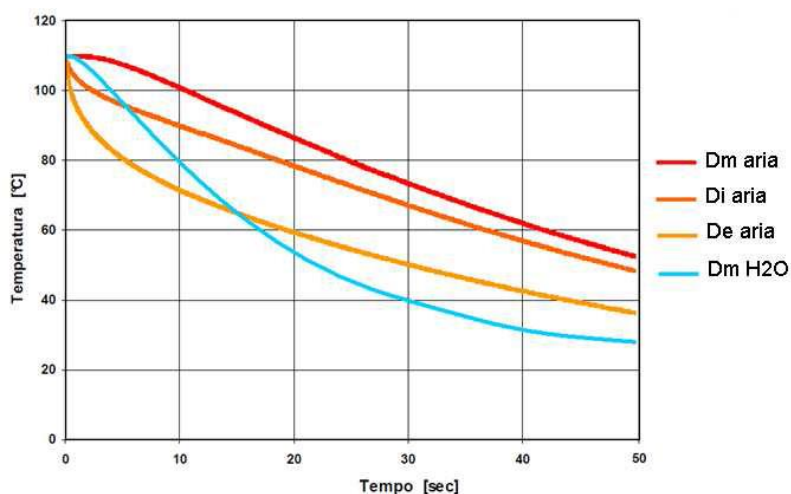


Grafico 3 – Grafico dell'andamento della temperatura della preforma in funzione del tipo di raffreddamento utilizzato.

Di = Diametro interno; Dm= Diametro medio; De=Diametro esterno

## 2.2.2 Preforme a compressione

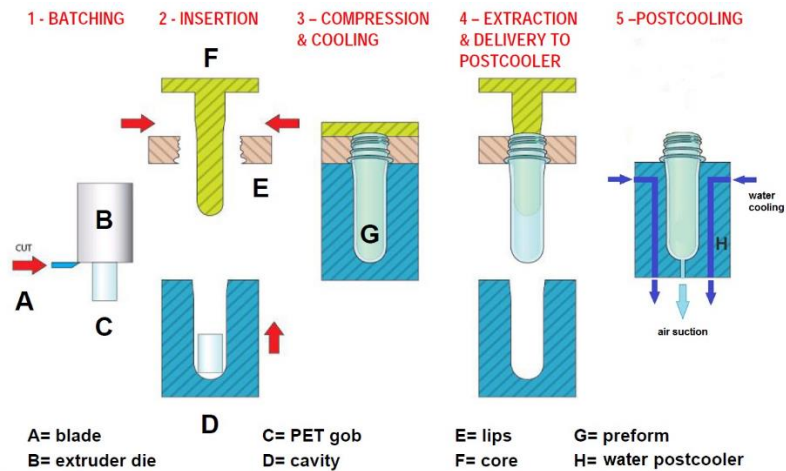


Figura 40 – Schema generale di funzionamento per preforme a compressione

La fase iniziale del processo di produzione delle preforme per compressione risulta essere uguale al processo appena descritto; infatti anche in questo caso il materiale di partenza è fornito sotto forma di pellet che, come nel caso precedente, va deumidificato. Terminata questa prima fase, il materiale fuso viene opportunamente dosato ed inserito nello stampo inferiore aperto.

Dopo aver inserito il materiale parte il processo di stampaggio: lo stampo inferiore, grazie ad un attuatore oleodinamico, sale fino a serrare la cavità sul punzone chiudendo lo stampo ed obbligando il materiale a scorrere all'interno della matrice. Terminata la fase di salita, occorre tenere lo stampo chiuso per poter effettuare il primo raffreddamento della preforma; tale procedimento avviene per conduzione in quanto lo stampo inferiore, il punzone e i dispositivi di formatura del collo della preforma (Lips), sono raffreddati attraverso un condotto forzato. Questo procedimento viene schematicamente rappresentato in figura 40, mentre in figura 41, si possono notare le diverse parti che costituiscono l'utensileria; per motivi di riservatezza aziendale, sono stati solo riportati alcuni componenti schematici atti a spiegare il funzionamento della stessa.

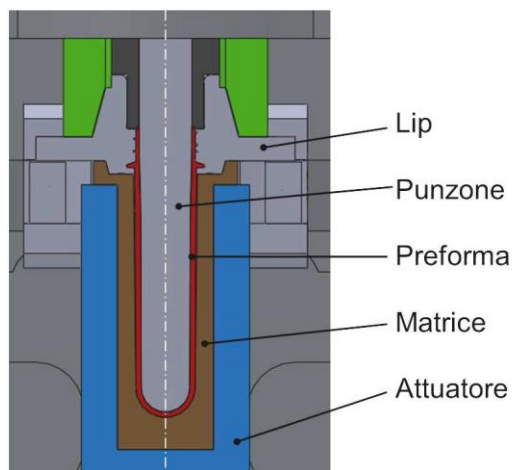


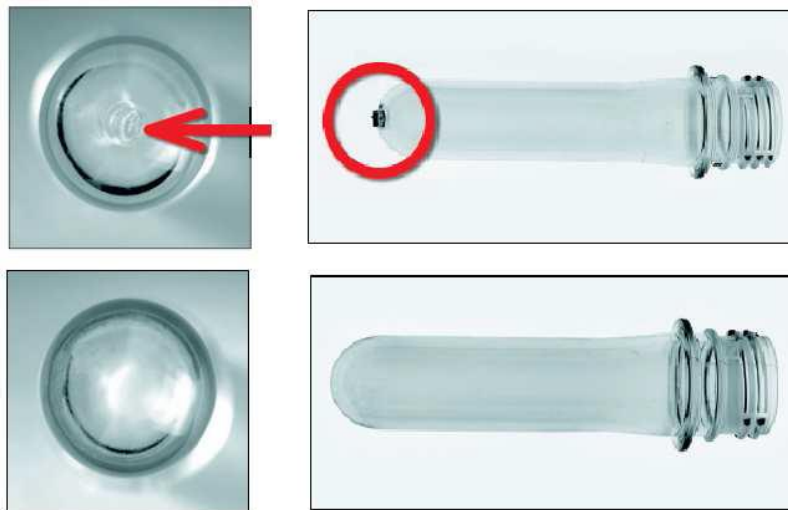
Figura 41 – Parti fondamentali costituenti l'utensileria di formatura

Estrate dallo stampo, le preforme vengono raffreddate grazie ad un sistema di post conformazione, e successivamente verranno mandate al successivo impianto di soffiatura.

### 2.2.3 Vantaggi nella produzione di preforme per compressione

Rispetto alle preforme ottenute per iniezione, quelle prodotte per compressione possiedono diversi vantaggi:

- Minori costi di produzione: le preforme risultano più leggere. Assenza di difetti che provocano scarti e transitorio di avviamento della macchina più rapido: tutto ciò implica un minor consumo di energia.
- Maggiore qualità delle preforme grazie all'assenza di microfori e graffi sulla chiusura che invece si vengono a creare durante il processo per iniezione; inoltre, come si può notare dalla *figura 42*, le preforme ottenute per compressione non presentano il check nella zona arrotondata: ciò, oltre a presentare un vantaggio dal punto di vista estetico, permette di risparmiare PET che tenendo in considerazione il numero elevato di bottiglie prodotte, rappresenta un vantaggio economico non trascurabile.



*Figura 42 – Differenza di conformazione data dalla natura tecnologia del processo*

- Vantaggi tecnologici: con questo tipo di processo vi è una minor produzione di Acetaldeide ed è inoltre possibile utilizzare materiali a viscosità più elevata, che permettono di ottenere maggiori prestazioni meccaniche a parità di peso della preforma.
- Pesi più regolari: con la compressione si ottiene una diminuzione di materiale impiegato nelle preforme ed il dosaggio di PET risulta più preciso.
- Maggiore produttività: si ha un tempo di ciclo inferiore perché il riempimento avviene più velocemente, il raffreddamento risulta più efficace anche perché la temperatura del fuso, rispetto alla tecnologia di iniezione, è inferiore di circa 20°C e non vi sono tempi morti.
- Uscita delle preforme in linea: le preforme escono in modo ordinato ed è così possibile, tramite un sistema CVS, controllarle tutte ed inviarle alla stazione successiva.
- Vantaggio del processo: mancanza di una camera calda che implica una minore usura, una minor manutenzione ed una diminuzione della complessità costruttiva. Inoltre il prodotto viene eseguito singolarmente ed esce in linea, senza graffi, senza ammaccature ma soprattutto tutti i prodotti sono identici. Il processo continuo permette di avere una bassa usura, un tempo di permanenza inferiore, assenza di macchie nere e, come è possibile notare in *figura 43*, vi è un livello di Acetaldeide molto inferiore.

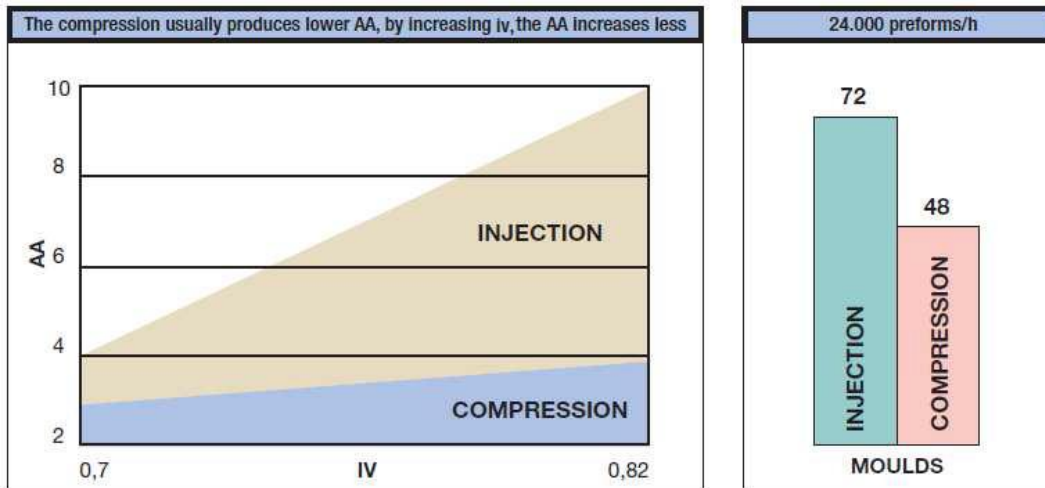


Figura 43 – Confronto dei livelli di Acetaldeide presenti nelle preforme a seconda del tipo di tecnologia

# 3. Macchina a compressione PAM

## 3.1 Caratteristiche generali

La mia attività di tesi riguarda lo studio e la progettazione di un sistema innovativo di cambio formato stampi da integrare nella macchina attuale, senza stravolgerne il principio di funzionamento, e parallelamente di progettare un sistema automatizzato di cambio dello stesso, attraverso l'utilizzo di un robot modulare che andrà ad integrare la macchina. Attualmente il cambio formato avviene manualmente, andando a smontare singolarmente ogni corpo utensile; l'operazione risulta essere assai difficoltosa sia in termini di tempo, sia in termini di carico di lavoro per l'operatore. L'obiettivo è quindi di diminuire il periodo di tempo dedicato al cambio formato e contemporaneamente di renderlo automatizzato e non gravoso per l'operatore che avrà il solo compito di monitorare sul corretto funzionamento del robot.

## 3.2 Descrizione e principio di funzionamento PAM

La PAM, Preform Advanced Molding Machines, è una macchina a compressione continua per lo stampaggio ed è stata progettata per produrre preforme in materiale termoplastico, generalmente PET. Il Processo PAM, descritto nel capitolo precedente, permette di ottenere la preforma (particolare 3 in *figura 44*) partendo dal materiale in pellet (particolare 1 in *figura 44*).



*Figura 44 – Passaggi principali nella formatura delle preforme in PET*

La macchina in sé è formata da tre parti fondamentali: a monte vi è un impianto di estrusione e taglio della materia prima, mentre a valle vi è una fase di post conformazione del prodotto finito.

### 3.2.1 Impianto di estrusione:

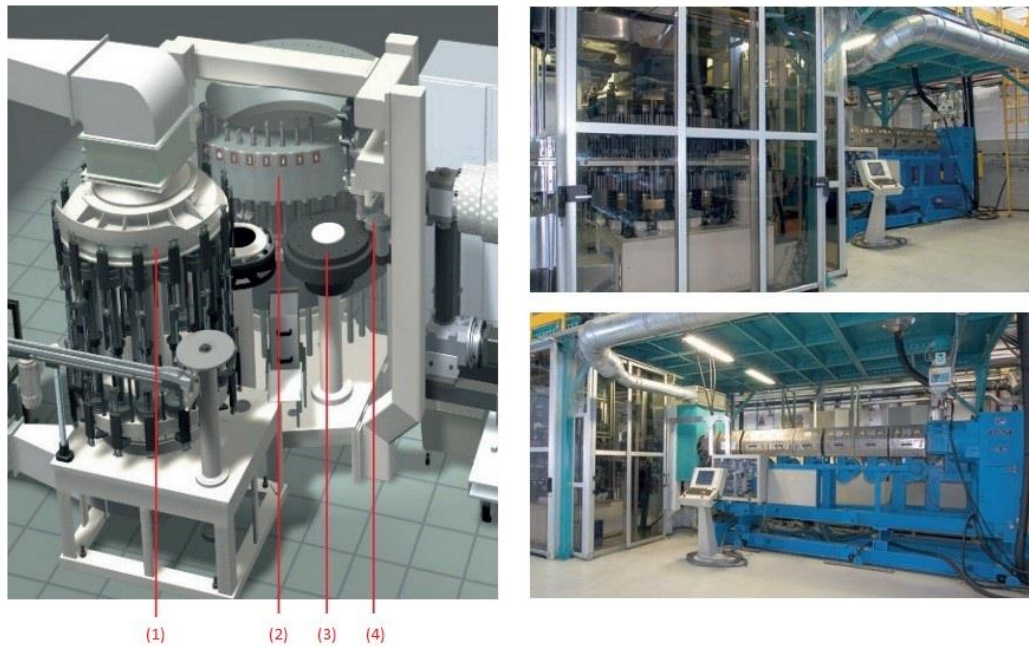


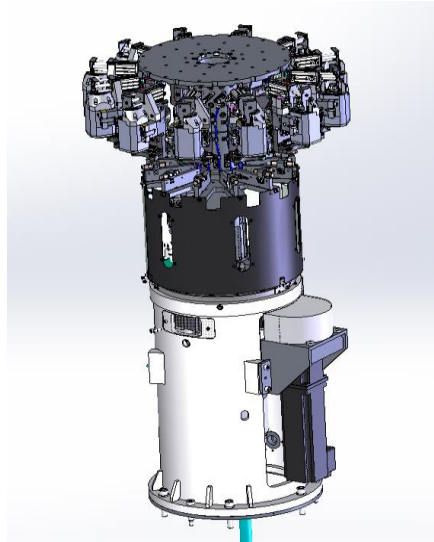
Figura 45 – Struttura della PAM

È costituito da un forno estrusore nel quale la materia prima, formata da scaglie di PET, viene portata a fusione ad una temperatura compresa tra i 230°C e i 260°C ed estrusa attraverso il sistema descritto nei capitoli precedenti. All'uscita dell'estrusore vi è un sistema di taglio costituito da una lama rotante (*figura 45-4*) che permette il dosaggio preciso della materia prima a seconda del tipo di preforma da creare. Nello specifico la PAM può prendere in consegna dosi di PET per la formatura di preforme di lunghezza che arrivano fino a 120 mm di lunghezza. La diversa dimensione delle

preforme caratterizza la diversa dimensione della bottiglia (es: formato da 0.5 litri o da 1.5 litri o da 2 litri).

### 3.2.2 Meccanismo di trasporto dose

Una volta dosata la materia prima, essa cade in un meccanismo chiamato stadio di trasporto dose (*figura 45-3, figura 46*) che ha il compito di renderla di forma cilindrica, e di trasportarla in modo rapido e preciso al di sopra della cavità che costituisce l'utensileria inferiore.



*Figura 46 – Stadio di trasporto dose*

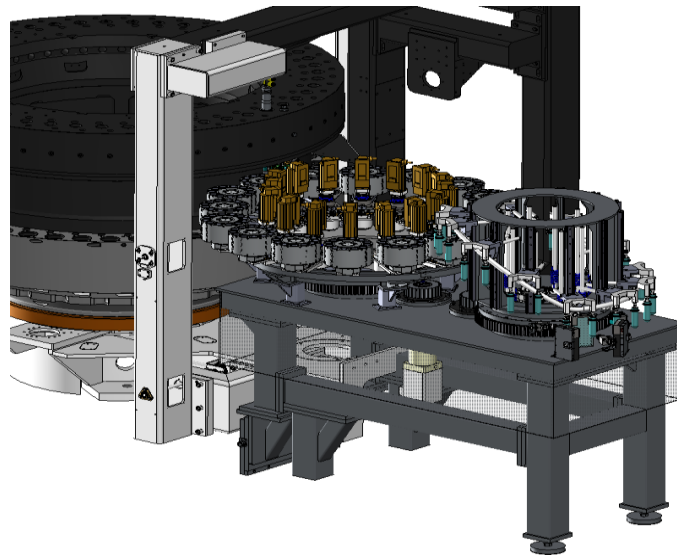
### 3.2.3 Pressa formatrice:

È il cuore pulsante della macchina, ed è costituita da due giostre (*figura 45-2*) gemelle rotanti (una superiore e una inferiore), costituite rispettivamente da 48 teste formatrici (48 punzoni montanti sulla giostra superiore e 48 matrici montate sulla giostra inferiore). La materia prima proveniente dallo stadio di inserimento dose viene depositata all'interno della cavità e, grazie ad un sistema meccanico combinato di camme e pistoni idraulici, viene spinta contro il punzone e vi rimane per un determinato periodo di tempo, in modo tale da poter concludere la formatura della preforma. Tra matrice inferiore e punzone, vi sono localizzate le cosiddette lips, che permettono la creazione del collo e della filettatura della bottiglia, su cui poi successivamente andrà avvitato il tappo. Per i tre quarti di arco di circonferenza della giostra, matrice e punzone rimangono ingaggiati, mentre nell'ultimo quarto essi vengono disingaggiati, e la preforma creata viene preparata per la fase successiva.

### 3.2.4 Sistema di post conformazione della preforma:

Una volta creata la preforma, essa viene rilasciata per gravità all'interno di un impianto di post conformazione (*figura 45-1, figura 47*); tale impianto è costituito da una serie di tamburi di dimensioni tali da poter contenere 12 preforme, vincolate su di una circonferenza in grado di contenere 16 tamburi. Tale sistema è stato creato per poter avere due tipi di produzione, rispettivamente in continuo o di stoccaggio. Nello specifico si potranno avere due situazioni, e il post conformatore potrà:

- Accogliere la preforma e, attraverso un movimento rotativo della circonferenza di dimensioni maggiori ma a tamburi fermi, raffreddarla parzialmente in modo tale da stabilizzare il materiale, ma al tempo stesso renderlo già pronto per la fase successiva di soffiatura e quindi formazione della bottiglia. Questo tipo di post conformazione viene utilizzato per impianti a ciclo continuo.
- Accogliere la preforma e, attraverso il movimento rotatorio combinato dei tamburi e della circonferenza maggiore, raffreddarle fino a temperatura ambiente, per poi poterle stoccare in un magazzino e utilizzarle successivamente.



*Figura 47 – Stadio di post conformazione*

# 4. Quick change PAM: progettazione utensileria superiore

## 4.1 Idea di progetto

La realizzazione di questo progetto, nasce dall'idea di rendere la macchina PAM più versatile e flessibile, senza però andare a stravolgere una tecnologia oramai rodada e funzionante. Ciò vuol dire progettare un meccanismo che si integri perfettamente con il corpo utensile superiore, che faciliti la sua estrazione dalla giostra, ma che non comprometta le caratteristiche di rigidità che risultano essere fondamentali per questa tipologia di macchina in quanto deformazioni dell'ordine di pochi decimi sull'utensileria, possono causare diversi spessori sul corpo della preforma, che sarebbero sintomo di scarsa qualità del prodotto.

## 4.2 Componenti modificati

### 4.2.1 Conformazione utensileria superiore

L'utensileria superiore è caratterizzata da tutta una serie di componenti atti a garantire la formatura del PET; come si può osservare dalla *figura 48* la componentistica principale è tutta contenuta all'interno di una boccola (*figura 48.1*) che, oltre a garantire lo scorrimento interno dei diversi bicchieri e del punzone, deve garantire una tenuta stagna tra l'esterno e la giostra per permettere il passaggio dell'aria senza fuoriuscite esterne.

L'intero corpo utensile è vincolato con la giostra superiore attraverso l'utilizzo di una vite sinistrorsa posizionata sulla sommità della giostra, la quale si va ad impegnare sull'albero interno che ha il compito di allineare il punzone e di sorreggere l'utensileria. La tenuta sulla parte esterna della boccola, risulta essere fondamentale per il buon funzionamento dell'intero sistema, e si va ad impegnare con la relativa cavità sulla giostra.

Per effettuare il cambio utensile è necessario estrarre completamente l'utensileria superiore, andando a togliere la vite citata in precedenza, ed estraendo la boccola dalla giostra; tale estrazione a causa delle guarnizioni citate, risulta essere particolarmente difficoltosa sia in fase di montaggio che in fase di smontaggio manuale. L'idea è quindi quella di andare a modificare la conformazione esterna della flangia, senza modificarne il ruolo, per permetterne un' estrazione migliore sia manualmente, sia attraverso l'utilizzo di un robot.

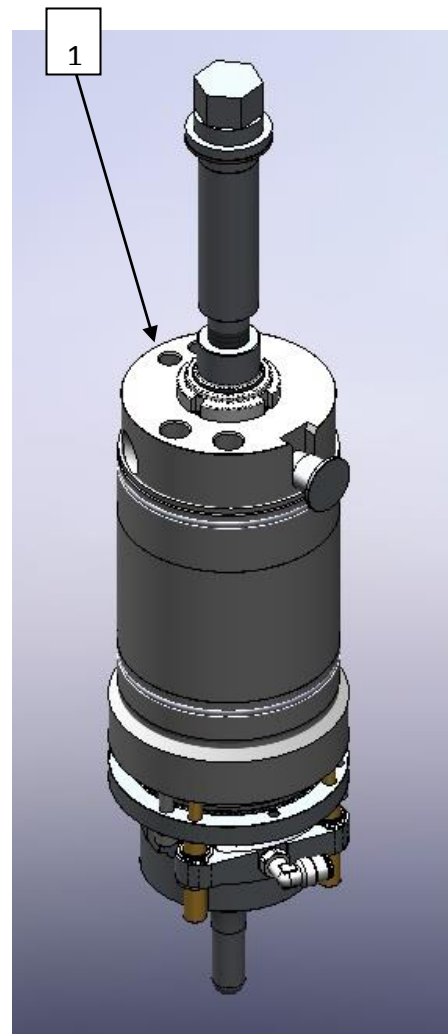


Figura 48 – utensileria superiore pre Quick change

## 4.2.2 Riprogettazione della flangia superiore

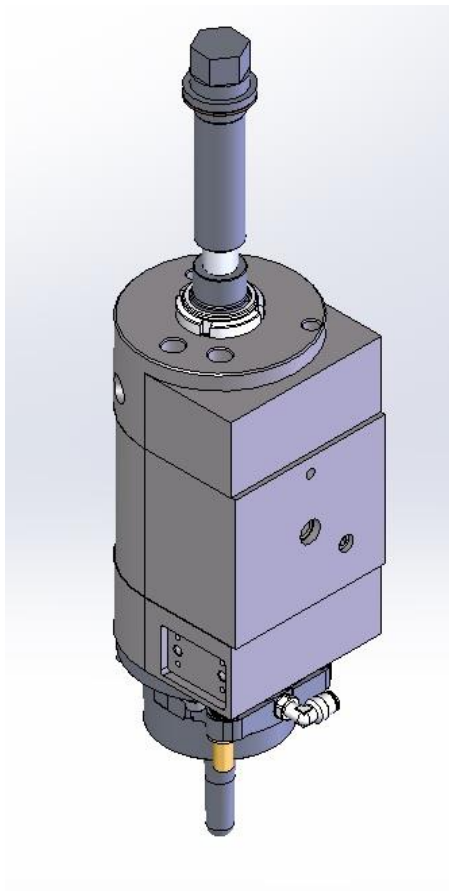


Figura 49 – Nuova utensileria superiore

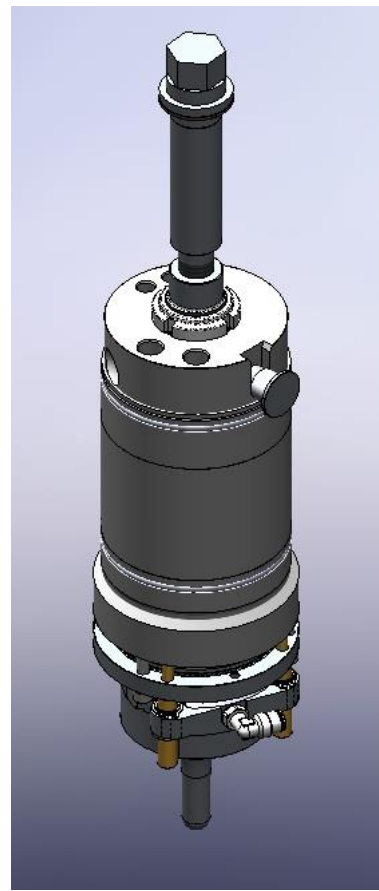


Figura 50 – Vecchia utensileria superiore

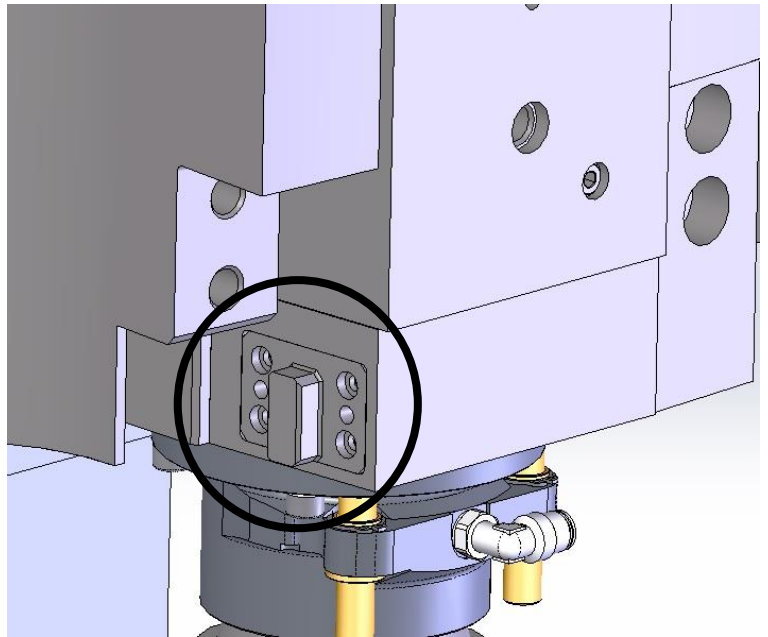
Come discusso nel capitolo precedente, il componente critico al fine dello smontaggio dell'utensileria, risulta essere la boccola contenente tutti i componenti. L'idea della sua riprogettazione è nata basandosi sulle caratteristiche fondamentali che deve possedere affinché non vi siano difficoltà nello smontaggio; tali caratteristiche risultano essere rispettivamente:

- assenza di guarnizioni tra boccola e giostra;
- facilità di estrazione radiale in modo tale da permettere lo smontaggio evitando di togliere anche le lips.

Basandoci quindi su questi due aspetti fondamentali, si è arrivati ad una conformazione mostrata in *figura 49*; andando a mettere a confronto le due soluzioni, si può notare che la geometria interna risulta essere inalterata, mentre quella esterna sia stata semplificata, in quanto non più presenti le cave per le tenute, e le diverse cave per il passaggio dell'aria. Tali cave sono state sostituite da condotti ricavati direttamente sulla boccola; ciò è stato possibile in quanto si è aumentato il materiale costituente la boccola stessa, per motivi di presa e facilità di estrazione. Si può inoltre notare come la geometria esterna sia passata da completamente cilindrica, ad una parte cilindrica per la fase di centraggio in asse, ad una parte lineare per facilitarne l'estrazione radiale.

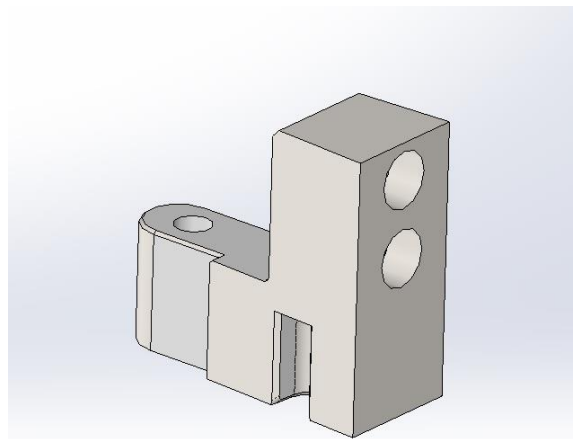
Per quanto riguarda il fissaggio con la giostra, esso non risulta essere cambiato, in quanto la conformazione dell'albero interno, come detto, non è stata modificata. Non essendo presente però tutta una porzione di giostra sostituita ora da una boccola di dimensioni maggiorate, al fine di

limitare le deformazioni radiali che una volta erano contenute dalla presenza della giostra stessa, sono stati inoltre inseriti due pin di forma rettangolare (*figura 51*) i quali vengono montati direttamente sul "cassetto", e si accoppiano con degli inserti (*figura 52*) studiati ad hoc vincolati sulla giostra, in maniera molto precisa, attraverso l'utilizzo di una vite a gambo rettificato tipo UNBRAKO. Nella *figura 51* si può notare a sinistra la cavità senza dispositivo di tenuta, mentre a destra si può notare il dispositivo montato, sulla quale sono ricavate due lavorazioni che accoglieranno la geometria rettangolare dei pin. Tale dispositivo andrebbe a contenere le eventuali deformazioni radiali dell'utensileria superiore che potrebbero sorgere nel caso che l'attuatore idraulico, il quale ha il compito della formatura della preforma, non si muova perfettamente in asse e che quindi crei delle componenti flessionali che tendono a distaccare il cassetto dalla giostra.



*Figura 51 – Pin rettangolari*

Sia per il pin, che per la vite a gambo rettificato, sono stati fatti dei dimensionamenti statici a taglio, per verificare la rigidità del sistema; è stato considerato un carico tagliante doppio rispetto a quello reale e, per quanto riguarda la vite UMBRAKO, si è considerato il caso peggiore di flessione del cassetto, cioè con carico radiale pari al carico assiale (situazione praticamente impossibile che accada). Di seguito vengono riportati i calcoli dei due componenti con i rispettivi risultati.



*Figura 52 – Inserto con cave di accoppiamento dei pin rettangolari*

#### 4.2.3 Vite a gambo rettificato:

- Diametro gambo rettificato:  $d = 12\text{mm}$ ;
- Area utile  $A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (12\text{mm})^2 = 113.1\text{mm}^2$
- Carico applicato  $F = C.D \cdot 37000\text{N} = 2 \cdot 37000\text{N} = 74000\text{N}$  con C.D coefficiente dinamico che tiene conto del tipo di applicazione.
- Materiale utilizzato: Acciaio legato alta resistenza UNBRAKO con  $\tau_{amm} = 730\text{N/mm}^2$
- Tensione massima di taglio  $\tau_t = \frac{F}{A} = \frac{74000\text{N}}{113.1\text{mm}^2} = 654\text{N/mm}^2$
- Coefficiente di sicurezza calcolato  $C.S = \frac{\tau_{amm}}{\tau_t} = \frac{730\text{N/mm}^2}{654\text{N/mm}^2} = 1.1$

Il coefficiente di sicurezza è accettabile in quanto l'entità del carico risulta essere molto superiore alla condizione reale, e difficilmente raggiungibile.

#### 4.2.4 Pin a sezione rettangolare:

- Dimensioni sezione  $b = 12\text{mm}; h = 8\text{mm}; l = 24\text{mm}$ ;
- Area utile  $A = b \cdot h = 12\text{mm} \cdot 24\text{mm} = 288\text{mm}^2$ ;
- Modulo di resistenza a flessione  $W_f = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{24 \cdot 12^2}{6} = 576\text{mm}^3$
- Carico applicato
- Materiale utilizzato: Toolox [1] 44 bonificato con  $\sigma_r = 1400\text{N/mm}^2$   $\tau_{amm} = 808\text{N/mm}^2$
- Tensione massima di taglio  $\tau_t = \frac{3}{2} \frac{F}{A} = \frac{3}{4} \frac{37000\text{N}}{288\text{mm}^2} = 192.7\text{N/mm}^2$
- Sigma di flessione massima  $\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{296000\text{Nmm}}{288\text{mm}^3} = 513\text{N/mm}^2$
- Coefficienti di sicurezza  
$$C.S_{\text{taglio}} = \frac{\tau_{amm}}{\tau_t} = \frac{808\text{N/mm}^2}{192.7\text{N/mm}^2} = 4.19$$
- Dimensionamento a fatica: per un acciaio con tensione di rottura pari a 1400 MPa, la tensione limite a fatica risulta essere:  $\sigma_{rf} = 1400\text{N/mm}^2 \cdot 0.44 = 616\text{N/mm}^2$  maggiore in ogni caso alla sollecitazione flessionale massima. Il componente risulta quindi essere verificato anche in condizioni affaticanti.

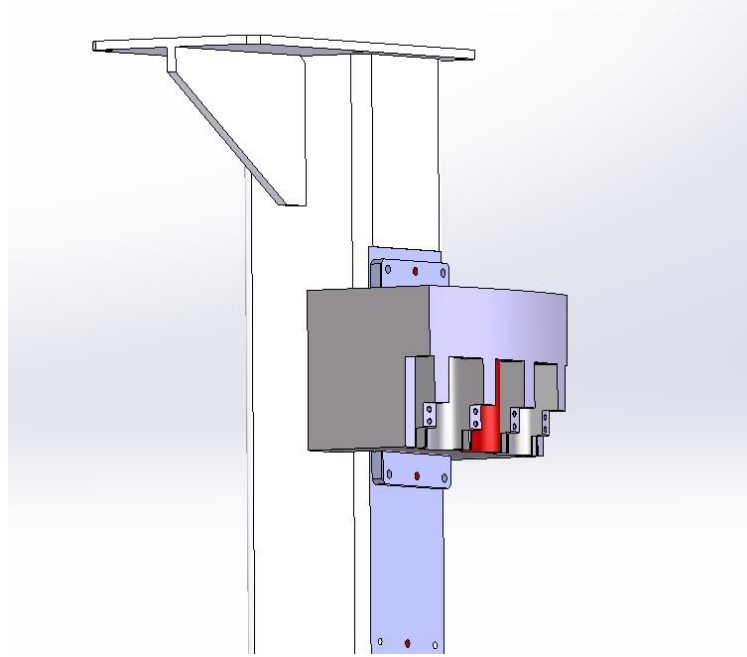
I coefficienti di sicurezza risultano essere accettabili, e anche in questo caso i carichi molto più elevati rispetto al caso reale.



## 4.3 Costruzione banco di prova

Le modifiche che andremo ad apportare ai componenti della macchina, prima di essere mandati in produzione, devono essere testati al fine di verificare che non vi siano controindicazioni particolari dal punto di vista strutturale. Per fare ciò si è predisposto un banco prova che permetta di simulare le condizioni della macchina, con l'aggiunta delle nostre modifiche.

### 4.3.1 Costruzione giostra superiore

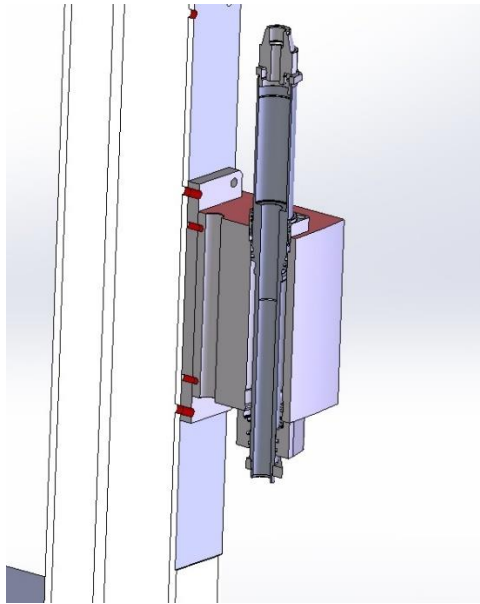


*Figura 55 – Fissaggio porzione di giostra a colonna*

La giostra superiore non sarà completa, ma andrà a simulare 3 cavità poste sulla stessa circonferenza della macchina reale; delle tre cavità, quella centrale sarà adibita alle prove di deformazione che andremo ad effettuare per verificare la rigidità della struttura, mentre le due laterali verranno utilizzate per le prove di movimentazione del robot. La porzione di giostra è fissata al telaio attraverso l'uso di una piastra calibrata e di accoppiamenti filettati. (*figura 55*)

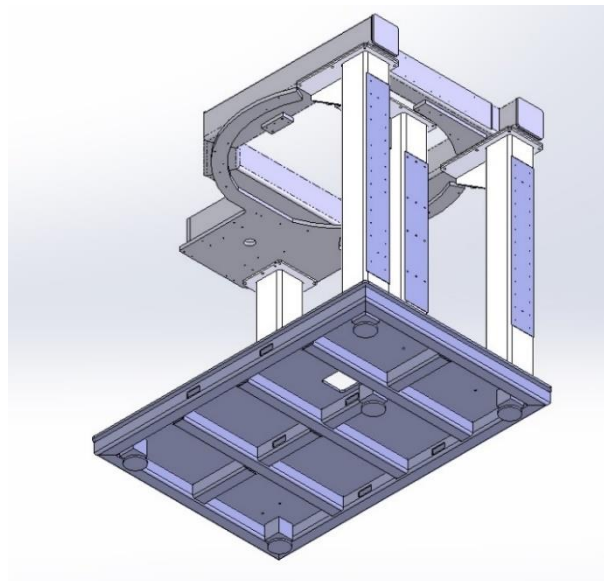
### 4.3.2 Costruzione giostra inferiore

La giostra inferiore sarà costituita da una sola cavità, posta centralmente, in cui sarà montato l'attuatore oleodinamico; l'attuatore è lo stesso che viene montato sulla macchina esistente, in modo da poter simulare le stesse condizioni di lavoro. Oltre al blocco costituente la camicia dell'attuatore stesso, vi sono altri componenti accessori come ad esempio le flange di tenuta superiore e inferiore, le guarnizioni e un albero vincolato parallelamente allo stelo, che ha il compito di sopportare eventuali carichi torsionali che potrebbero andare a deformarlo sotto carico. Il tutto verrà montato sulla colonna centra allo stesso modo con cui si è montata la giostra superiore. (*figura 56*)



*Figura 56 – Fissaggio componenti di movimentazione inferiore per la movimentazione*

### 4.3.3 Costruzione del telaio e del basamento



*Figura 57 – Vista inferiore del telaio*

È stata costruita una struttura portante che permetta il montaggio di tutti i componenti costituita da diversi elementi quali un basamento, colonne e un portale superiore. Come si può vedere dalla *figura 57* il basamento è costituito da una serie di tubolari a sezione quadrata di dimensioni  $150 \times 150 \times 10 \text{ mm}$  saldati tra loro a tratti, sulla cui sommità viene saldata una lastra di acciaio dello

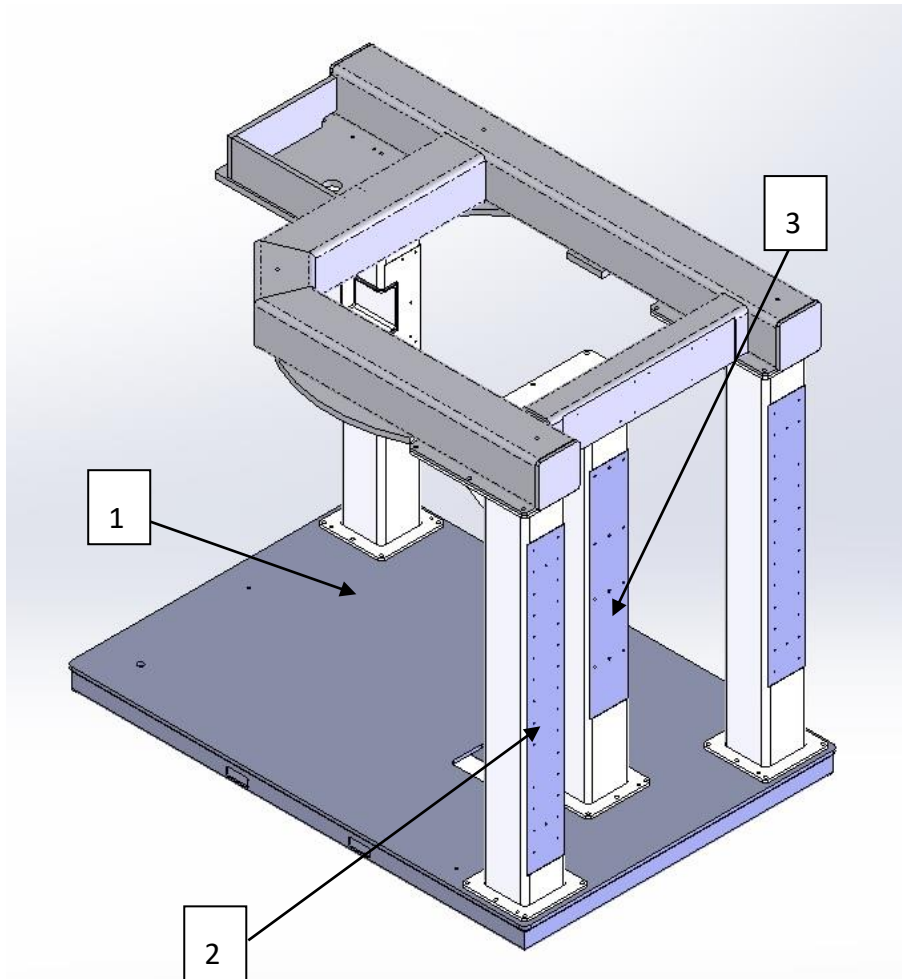
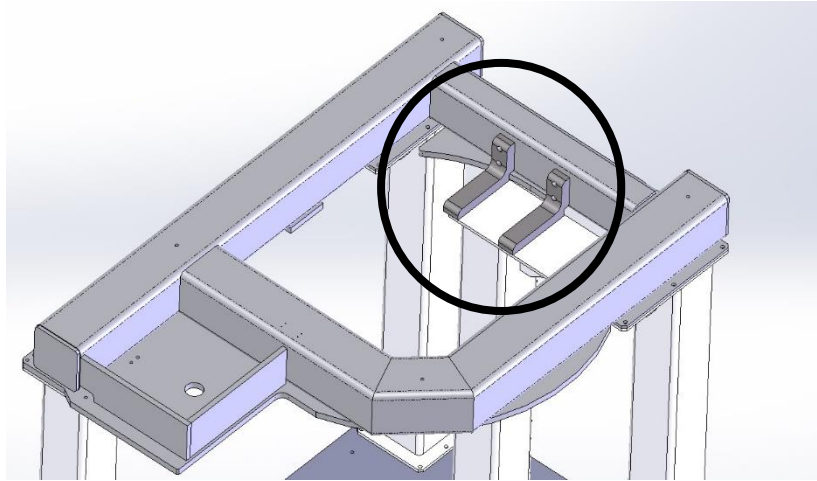


Figura 58 – Vista dall'alto del telaio

spessore di 23 mm anch'essa saldata. Sulla lastra è stata effettuata una lavorazione di spianatura alle macchine utensili, in modo tale da avere una superficie perfettamente piana, su cui andremo a montare le quattro colonne del telaio attraverso l'uso di spine, per il centraggio, e sei viti M16 per il fissaggio (figura 58.1). Le tre colonne posizionate nei tre vertici del basamento, hanno uno spessore di 16 mm e presentano anch'esse delle lavorazioni meccaniche; in particolare in una di esse è stata effettuata una spianatura, su cui andrà montata una piastra che alloggerà l'intero robot (figura 58.2). Sopra tali colonne vi sono montati altri tubolari saldati tra loro che prendono il nome di "portale"; esso avrà il compito di alloggiare alcuni componenti, in particolare il dispositivo di svitamento automatico della vite che sorregge l'albero e tutto il corpo utensile superiore. La quarta colonna è posizionata centralmente, ed è vincolata al basamento nello stesso modo; essa avrà il compito di sorreggere la porzione di giostra inferiore e superiore citate in precedenza, attraverso l'uso di una piastra calibrata e l'utilizzo di 6 accoppiamenti filettati rispettivamente per entrambe le giostre (figura 58.3).

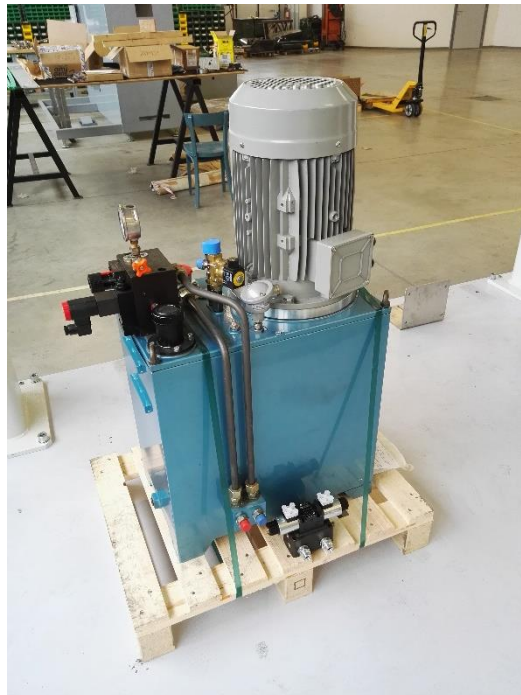


*Figura 59 – Particolare del telaio superiore*

Per garantire una maggiore stabilità, nella superficie superiore della colonna centrale, sono state fissate due staffe (*figura 59*) forate, che la andranno a collegare rigidamente al portale.

Un'osservazione importante da fare riguarda la struttura stessa del telaio; infatti tali dimensioni generose, non sarebbero state necessarie al fine del nostro test, in quanto le dimensioni, le masse e le forze in gioco risultano essere inferiori e assai limitate rispetto alla macchina reale. È stato però deciso di replicare le dimensioni reali della macchina esistente, in modo tale da poterlo eventualmente montare con la macchina completa modificata, senza doverne fare una versione nuova.

#### 4.3.4 Centralina oleodinamica



*Figura 60 – Centralina oleodinamica*

Per la movimentazione dell'attuatore, sarà utilizzata una centralina oleodinamica costruita interamente dentro Sacmi (*figura 60*), al fine di avere caratteristiche tecniche specifiche e personalizzabili, utili, come nel nostro caso, in situazioni di test e banchi prova. Di seguito vengono riportati i dati di targa della macchina e i calcoli relativi alle forze e alle velocità massime imprimibili in funzione della dimensione dello stelo.

Dati di targa centralina:

- Motore asincrono IEC 34-5 da 7.5 KW funzionante a  $n = 1500rpm$ ;
- Pompa ad ingranaggi con una portata volumetrica per giro  $\dot{Q}_{giro} = 10cm^3/giro$ ;
- Olio utilizzato: Syneco PRESS 3000;
- Pressione nominale  $P_n = 330bar$
- Rendimento volumetrico della pompa  $\eta_v = 0.92$ ;
- Portata volumetrica  $\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{giro} \cdot n \cdot \eta_v}{60} = \frac{0.00001m^3/giro \cdot 1500giri/min \cdot 0.92}{60} = 0.00023m^3/s$

Dati stelo attuatore:

- Diametro esterno  $D_e = 83.5mm$
- Diametro interno  $D_i = 61mm$
- Sezione di spinta  $S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0.0835^2 - 0.061^2) = 0.002554m^2$ ;

Calcolo forza e velocità massima;

- Forza di spinta nominale  $F = P_n \cdot S = 33000000Pa \cdot 0.002554m^2 = 84266.35N = 84.3KN$
- Velocità di avanzamento stelo  $v_s = \frac{\dot{Q}}{S} = \frac{0.0023m^3/s}{0.002554m^2} = 0.09m/s$

Una volta assemblati tutti i componenti sopracitati, la struttura appare come in *figura 61*.



*Figura 61 – Montaggio banco prova*

#### 4.4 Svolgimento della prova

Lo scopo della prova è quello di validare il modello progettuale pensato, andando a misurare i valori di spostamento massimo del cassetto all'interno della giostra, con un carico maggiore rispetto a quello di regime. Durante il funzionamento della macchina, e quindi alla formatura della preforma, una serie di attuatori oleodinamici provvedono a spingere l'utensileria inferiore, in cui al suo interno vi è posizionata la dose di PET, contro l'utensileria superiore rappresentata dal cassetto. In genere l'allineamento tra le due utensilerie non è mai preciso, e questo fenomeno può provocare la nascita di una componente flessionale diretta verso l'esterno che tende a danneggiare il prodotto finito, creando discontinuità di spessore all'interno della preforma. Per ovviare a ciò infatti sono stati utilizzati dei pin rettangolari descritti in precedenza, che dovrebbero limitare tali deformazioni nel caso si dovessero presentare. La prova verrà svolta in due fasi distinte; nella prima fase si procederà ad utilizzare un comparatore meccanico (vedi *figura 62*) con risoluzione pari a 0.002 mm posizionato nella parte più bassa del cassetto, cioè quella più soggetta a deformazione, ed andremo a misurare lo spostamento assoluto rispetto alla posizione di riposo per un ciclo di lavoro limitato. Nella seconda fase, a seconda dei mezzi a disposizione, si procederà a effettuare lo stesso procedimento

detto in precedenza, ma per un numero di volte assai superiore, e utilizzando tecnologie più sofisticate e precise; in particolare il ciclo potrà durare diversi giorni, e verranno utilizzati sensori ottici in grado di rilevare il decimo di micron di spostamento e tabularlo in funzione del tempo ciclo.

La prova, in entrambi i casi, consisterà in una applicazione della forza sul cassetto superiore; il contatto, che normalmente avviene tra utensile inferiore, lips e utensile superiore, verrà impresso sull'utensile superiore attraverso l'uso di un cono che sagomato che simuli appunto le lips. Infatti in questa fase, la prova non prevede lo stampaggio della preforma, ma si vuole solamente testare la deformazione sotto carico del cassetto e della giostra superiore. In un secondo momento, si potrà pensare di andare a modificare la struttura inferiore del banco prova, andando ad inserire una vera cavità e simulare anche lo stampaggio della preforma.



Figura 62 – Comparatore meccanico utilizzato

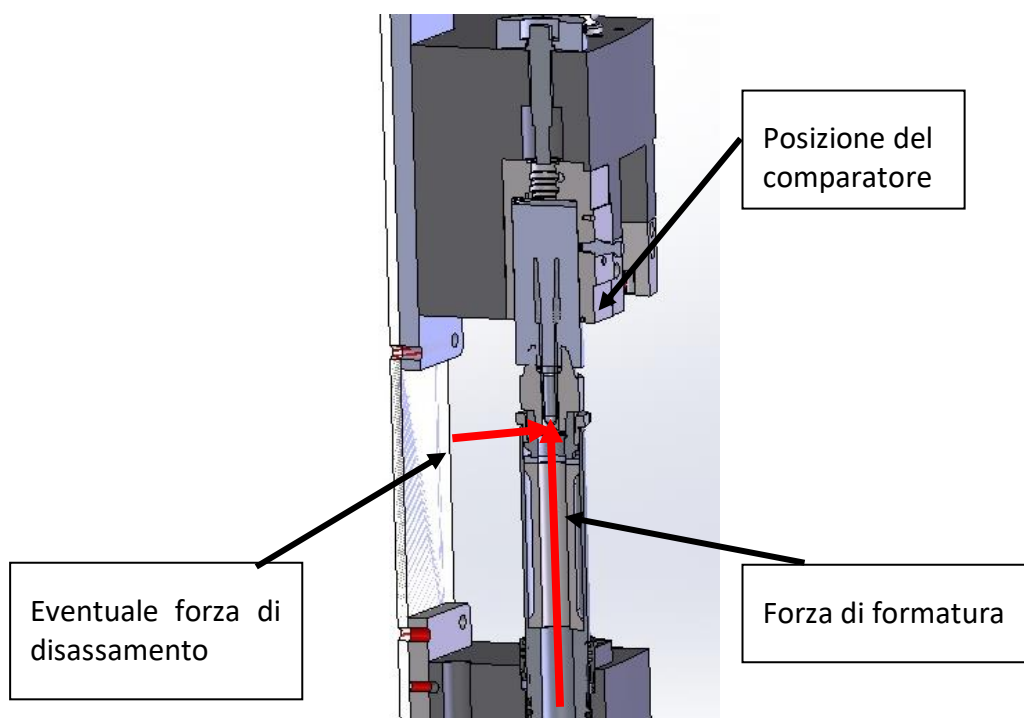


Figura 63 – Schema della prova

#### 4.4.1 Prima fase: misurazione tramite comparatore meccanico



*Figura 64 – Imbastimento banco di misura*

Come detto, la prima fase della prova, serve semplicemente a validare in maniera generale la validità dell'idea, riscontrando la presenza o meno di anomalie dovute alla diversa conformazione della nuova utensileria superiore. (figura 64)

Una volta montata tutta l'attrezzatura necessaria e aver tarato in maniera ottimale la pressione (e quindi la forza impressa) della centralina oleodinamica, abbiamo proceduto a compiere le prime prove. Si è partiti con una pressione della centralina oleodinamica pari alla pressione presente nella macchina reale (di 140 bar), ma con portate decisamente minori; l'aspetto della portata non influisce sulla validità della prova in quanto l'avvicinamento del pistone risulta essere molto veloce nella fase iniziale, e limitata nella fase di contatto, cioè la fase per noi più interessante.

Dopo un ciclo di lavoro pari a 50 spinte (con tempo di permanenza in presa pari a 5 secondi), ed una pressione di 160 bar, la quale corrisponde ad una spinta di circa 3.5 tonnellate, la deformazione sotto carico risulta essere inferiore al centesimo di millimetro, e quindi conforme alle specifiche, che richiedono una deformazione circonferenziale massima pari a 8 centesimi di millimetro. I risultati di tale prova, sono indicativi e non possono essere presi come risultato certo, e richiedono una conferma tramite un test di durata superiore al milione di cicli utilizzando una tecnologia in grado di riscontrare un andamento del tempo della deformazione.

#### 4.4.2 Seconda fase: ciclica e misurazione nel tempo

Tale fase prevede, come detto in precedenza, una misurazione della deformazione radiale più precisa e nel corso di una ciclica di lavorazione più stressante e più lunga nel tempo. Durante la mia permanenza in azienda, non è però stato possibile effettuare tale prova per motivi di tempo. Si è voluto comunque discutere, a titolo informativo, la possibilità di esecuzione di tale prova.

# 5. Quick change PAM: progettazione manipolatore robot

## 5.1 Idea di progetto

Sulla pressa rotativa PAM, il processo di cambio utensile attualmente viene effettuato manualmente a bordo macchina da uno o più operatori; è un procedimento gravoso e che necessita di molto tempo per essere effettuato in quanto necessita lo smontaggio, oltre che dell'utensile vero e proprio, anche di altri componenti aggiunti, tra le quali le lips. L'idea quindi è quella di rendere tale procedimento automatizzato, non gravoso per l'operatore ed eseguibile in tempi ridotti rispetto allo smontaggio manuale.

## 5.2 Fasi dello smontaggio manuale

Attualmente lo smontaggio manuale, avviene secondo diverse fasi operative:

### 5.2.1 Smontaggio delle lips



*Figura 65 – Stazione con lip smontate*

Una volta fermata la macchina, la prima operazione da effettuare è quella di smontaggio delle lips; questa fase deve essere effettuata in quanto l'estrazione della flangia deve avvenire assialmente per tutta la sua lunghezza, e la presenza delle lips, anche se aperte, non lo permette. Esse sono presenti su ogni testa utensile, e sono vincolate alla giostra superiore attraverso due aste che permettono un limitato movimento assiale; l'apertura delle stesse viene fatta attraverso delle guide

lineari. Il loro smontaggio non risulta essere particolarmente gravoso, ma necessita di qualche minuto per ogni testa sia in fase di smontaggio che in fase di rimontaggio. Una volta estratte le lips, vi è sufficiente spazio per l'estrazione dell'utensileria. (figura 65)

### 5.2.2 Svitamento vite superiore ed estrazione utensile



*Figura 66 – Svitamento vite superiore*

Si procede allo svitamento manuale tramite chiave dinamometrica della vite posta sulla sommità della giostra (figura 66); una volta completato lo svitamento, si procede all'impugnatura dell'utensileria superiore dal punzone e attraverso un movimento traslativo atto a svincolare la presa delle guarnizioni dalla sede nella giostra, si procede all'estrazione. Tale procedimento risulta essere particolarmente gravoso principalmente per due motivi:

- L'estrazione avviene su di una scala, in quanto l'altezza dell'utensile è a circa due metri di altezza da terra e senza scala non sarebbe possibile effettuare il cambio;
- L'utensile ha una massa che si aggira intorno ai 15 chilogrammi e l'impugnatura dal punzone non risulta essere molto stabile; ciò implica generalmente che più di una persona debba lavorare contemporaneamente sulla stessa utensileria, in una superficie di lavoro assai limitata.

Inoltre bisogna aggiungere che tale procedimento va ripetuto per tutte e 48 le teste formatrici sia per la fase di smontaggio sia per la fase di montaggio (che generalmente risulta essere ancora più gravosa in quanto l'inserimento delle guarnizioni è più difficoltosa rispetto all'estrazione).

### 5.2.3 Smontaggio a banco e cambio formato

Una volta estratte tutte le 48 teste utensile, si procede allo smontaggio a banco delle stesse, per poter cambiare la tipologia di punzone. Tale procedimento effettuato a banco non risulta essere particolarmente gravoso, ma il tempo di cambio punzone deve essere comunque sommato al tempo totale di fermo macchina.

Come può essere presumibile capire, il cambio formato dell'intera macchina risulta essere un lavoro particolarmente dispendioso, sia in termini economici di fermo macchina, sia in termini di fatica fisica dell'operatore. Da qui nasce quindi la necessità del cambio formato automatizzato, attraverso l'utilizzo di un manipolatore robot.

### 5.3 Fasi dello smontaggio automatizzato

Di seguito verranno riportate le fasi schematiche dello smontaggio automatizzato, che andrebbero a sostituire le fasi di smontaggio manuale:

#### 5.3.1 Svitamento automatico ed estrazione utensile

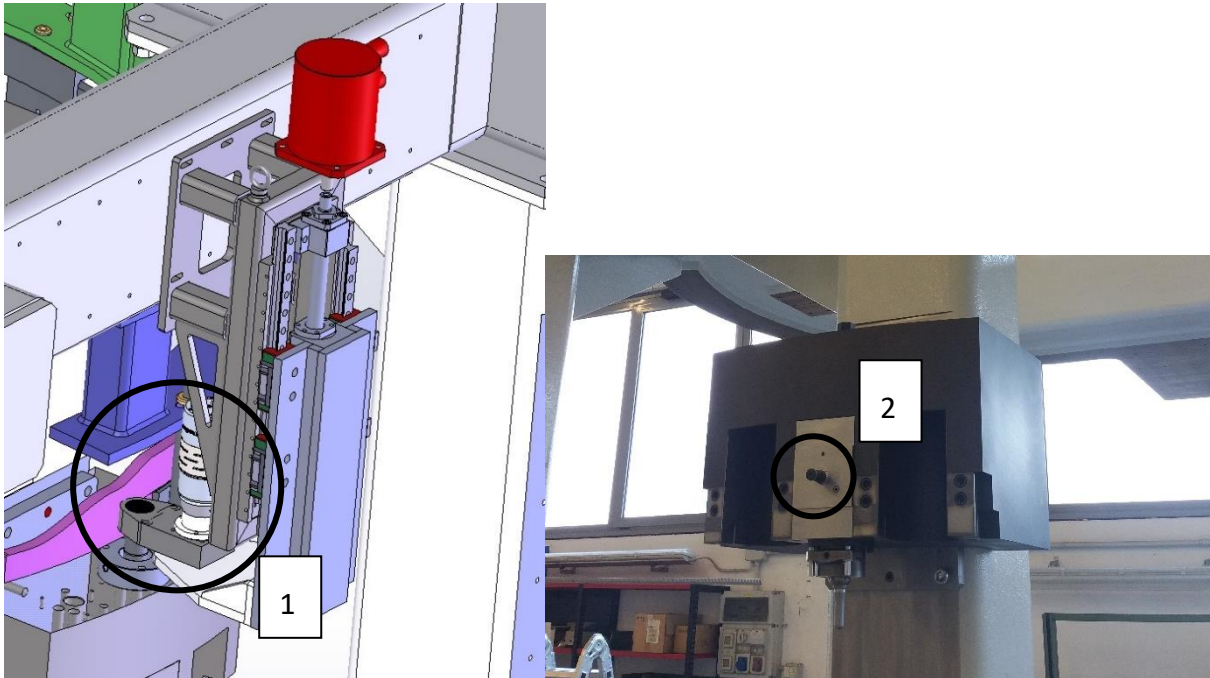
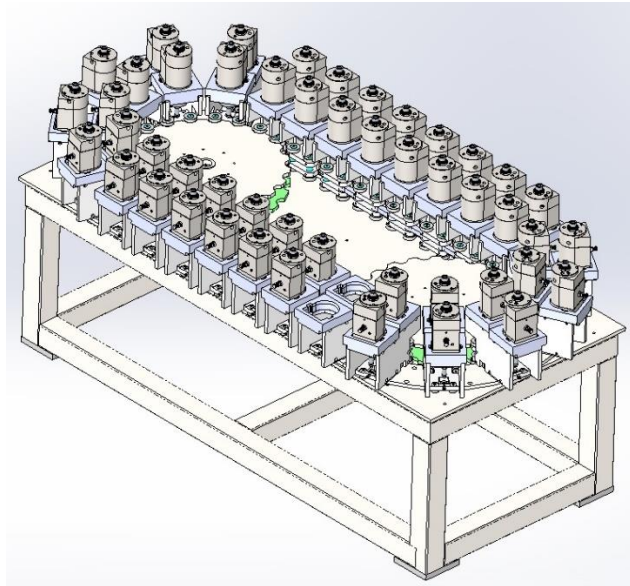


Figura 67 – Dispositivo di svitamento automatico testa utensile (1) e perno (2)

La fase di smontaggio delle lips non sarà più presente, in quanto l'estrazione avverrà radialmente alla giostra e la movimentazione assiale limitata (intorno ai 30 mm), non necessiterà dello smontaggio delle lips andando così a risparmiare tempo. Il braccio robot vincolato ad una delle colonne portanti, andrà ad afferrare il cassetto modificato discusso in precedenza, attraverso l'utilizzo di una presa pneumatica e di un perno (figura 67.2). Un avvitatore pneumatico posto sulla sommità del telaio (figura 67.1), andrà a svitare la vite di bloccaggio superiore; contemporaneamente a ciò, il braccio seguirà la discesa del cassetto, che non incontrerà difficoltà nello svincolarsi in quanto non saranno presenti guarnizioni di tenuta esterne, eliminate durante la progettazione del nuovo cassetto. La traiettoria del robot dovrà seguire un primo movimento assiale e successivamente un movimento puramente radiale in modo tale da riuscire a svincolare perfettamente il cassetto.

### 5.3.2 Posizionamento utensile in magazzino mobile



*Figura 68 – Magazzino utensili*

Una volta prelevato l'utensile, il robot avrà il compito di depositarlo su di un magazzino progettato ad hoc situato a bordo macchina (*figura 68*); tale magazzino avrà le dimensioni necessarie ad accogliere tutte e 48 le teste utensile e contemporaneamente avrà già presenti le nuove teste utensile del formato da montare. Per riuscire a fare ciò, le sedi saranno 50 in modo tale da poterne estrarre due dalla giostra e posizionarle sul magazzino, e prelevarne altre due del nuovo formato dal magazzino e posizionarle sulla giostra. Ciò implica un set completo di teste utensile per ogni tipologia di formato. Il magazzino sarà mobile e trasportabile e sarà posizionato nelle vicinanze della macchina. Una volta finito il cambio utensile, l'operatore avrà il solo compito di prelevare il magazzino e di trasportarlo in officina.

## 5.4 Progettazione concettuale

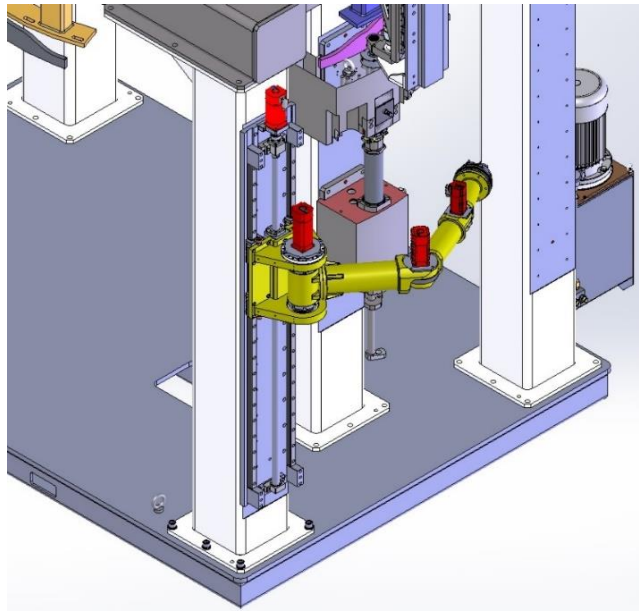


Figura 69 – Struttura manipolatore robot

Al fine di non dover modificare in modo radicale la conformazione della macchina, il braccio robot dovrà andare a completare la macchina già esistente, diventando quindi un modulo indipendente, integrabile dal cliente in caso di necessità; per riuscire a fare ciò, il robot sarà integrato su di una delle due colonne della macchina (figura 69), e andrà a prelevare il gruppo utensileria superiore per poi posizionarlo nel magazzino utensili, anch'esso integrabile dal cliente, posto in prossimità della macchina.

I movimenti principali che dovrà affrontare il robot, risultano essere principalmente planari; in particolare, se si esclude il movimento di traslazione verticale atto a svincolare il cassetto dalla giostra, che comunque risulta essere non problematico, la traiettoria può essere considerata planare, in quanto una volta bloccato il pezzo, esso non dovrà in alcun modo ruotare, per non compromettere la precisione del sistema. Essendo una traslazione planare, si potrebbe pensare di necessitare di soli due gradi di libertà, rispettivamente lungo gli assi principali di movimentazione; ma avendo dei vincoli sulla traiettoria di entrata e uscita dell'utensileria sia in fase di carico che in fase di scarico, il manipolatore robotico dovrà avere almeno tre gradi di libertà sul piano, e un grado di libertà di semplice traslazione lungo l'asse normale al piano principale.

La scelta più semplice e affidabile è quella di optare un robot seriale planare a tre gradi di libertà, avente tre coppie cinematiche di tipo rotoidale posizionate ognuna all'inizio e alle estremità dei bracci, e in prossimità della coppia rotoidale più vicina al telaio, predisporre una coppia prismatica per la movimentazione lungo l'asse verticale, presumibilmente attuata tramite un accoppiamento vite chiocciola. Il passo successivo è quello di studiare il meccanismo da un punto di vista cinematico, al fine di riuscire a capire le dimensioni, gli ingombri e le tempistiche di movimentazioni del robot all'interno del suo spazio di lavoro e studiare diverse traiettorie per ottimizzare i tempi di cambio formato; successivamente si procederà ad uno studio dinamico, in modo da poter valutare le coppie necessarie ai motori per riuscire a compiere le traiettorie nei tempi imposti. In fine valutati tutti i parametri necessari al funzionamento del robot, si procederà a decidere la tipologia di elementi commerciali compatibili con i risultati ottenuti.

## 5.5 Analisi cinematica meccanismo a 3 gradi di libertà

### 5.5.1 Analisi di posizione inversa

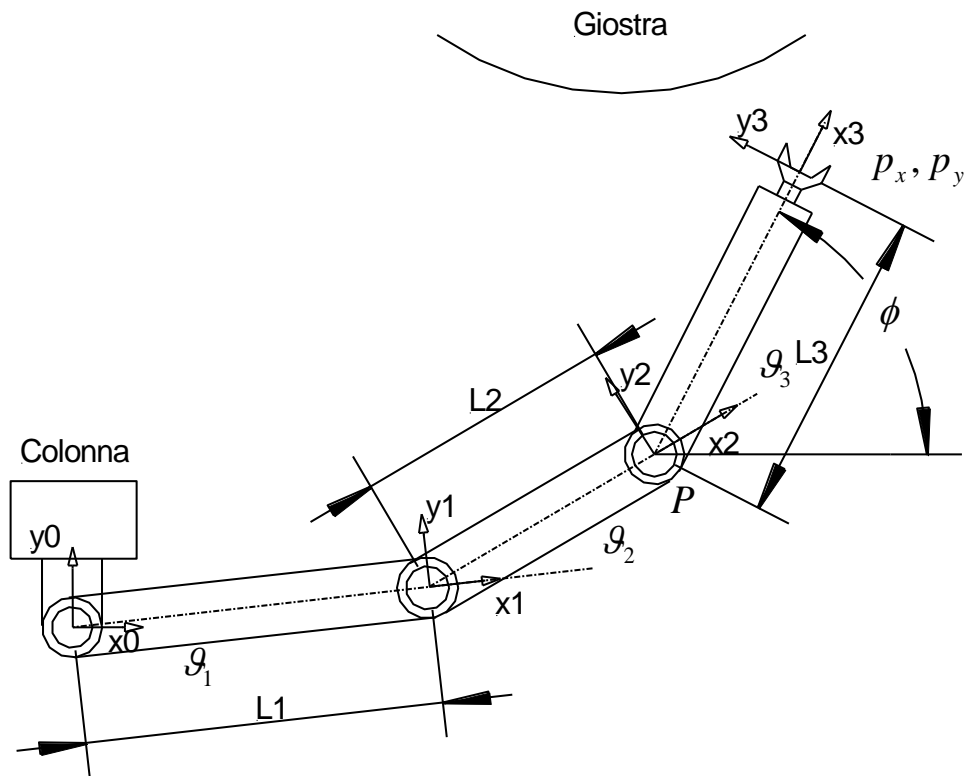


Figura 70 – Schematizzazione braccio robot

Il meccanismo riportato in *figura 70*, rappresenta un meccanismo planare seriale a tre gradi di libertà avente 3 coppie rotoidali. Le tre variabili indipendenti risultano essere i tre angoli  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$  i quali rappresentano gli angoli di inclinazione rispetto al sistema di riferimento  $x, y$  rappresentati in figura. Le tre lunghezze dei bracci risultano essere  $l_1, l_2, l_3$  e sono relative alle distanze teoriche tra le coppie rotoidali. Tramite l'analisi cinematica inversa, assegnata la posizione del manipolatore  $p_x, p_y$  e il suo orientamento  $\phi$ , si possono calcolare le tre variabili di giunto  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$  in forma chiusa, andando a scrivere le equazioni di chiusura nelle direzioni principali.

Si osserva subito che

$$\phi = \vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3$$

Conoscendo le coordinate dell'end effector ( $p_x, p_y$ ) e l'angolo  $\phi$ , è possibile calcolare le coordinate del punto P, proiezione sul piano  $x_0, y_0$  dell'asse di rotazione del terzo giunto del manipolatore:

$$p_{wx} = p_x - l_3 \cdot \cos \phi;$$

$$p_{wy} = p_y - l_3 \cdot \sin \phi;$$

D'altra parte risulta anche:

$$l_1 \cdot \cos \vartheta_1 + l_2 \cdot \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) = p_{wx}$$

$$l_1 \cdot \sin \vartheta_1 + l_2 \cdot \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) = p_{wy}$$

Si calcolano i quadrati delle due espressioni precedenti e si ottiene:

$$l_1^2 \cdot \cos^2 \vartheta_1 + l_2^2 \cdot \cos^2(\vartheta_1 + \vartheta_2) + 2l_1l_2 \cos \vartheta_1 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) = p_{wx}^2$$

$$l_1^2 \cdot \sin^2 \vartheta_1 + l_2^2 \cdot \sin^2(\vartheta_1 + \vartheta_2) + 2l_1l_2 \sin \vartheta_1 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) = p_{wy}^2$$

Si sommano membro a membro le due espressioni:

$$\begin{aligned} p_{wx}^2 + p_{wy}^2 &= l_1^2 + l_2^2 + 2(l_1l_2 \cos \vartheta_1 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) + 2l_1l_2 \sin \vartheta_1 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2)) = \\ &= l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2(\cos^2 \vartheta_1 \cos \vartheta_2 - \cos \vartheta_1 \sin \vartheta_1 \sin \vartheta_2 + \sin \vartheta_1 \cos \vartheta_1 \sin \vartheta_2 + \sin^2 \vartheta_1 \cos \vartheta_2) = \\ &= l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \vartheta_2 \end{aligned}$$

Da cui è possibile calcolare l'angolo  $\vartheta_2$ :

$$\cos \vartheta_2 = \frac{p_{wx}^2 + p_{wy}^2 - l_1^2 + l_2^2}{2l_1l_2},$$

tale problema inverso ammette soluzione se

$$\left| \frac{p_{wx}^2 + p_{wy}^2 - l_1^2 + l_2^2}{2l_1l_2} \right| \leq 1$$

Se effettuando il calcolo di trova  $\left| \frac{p_{wx}^2 + p_{wy}^2 - l_1^2 + l_2^2}{2l_1l_2} \right| > 1$  significa che il punto assegnato è al di fuori

dello spazio di lavoro. Dato che  $\vartheta_2$  è definito nell'intervallo  $[0, 2\pi]$ , una volta calcolato  $\cos \vartheta_2$ , sono possibili due valori per  $\vartheta_2$ . In particolare risulterà:

$$\sin \vartheta_2 = \pm \sqrt{1 - \cos^2 \vartheta_2} \text{ e l'angolo } \vartheta_2 \text{ può essere calcolato per mezzo della funzione } \text{Atan2}:$$

$$\vartheta_2 = \text{Atan2}(\sin \vartheta_2, \cos \vartheta_2);$$

I due valori ammissibili per  $\vartheta_2$  corrispondono a due possibili configurazioni, che vengono dette "gomito alto" e "gomito basso" (figura 71).

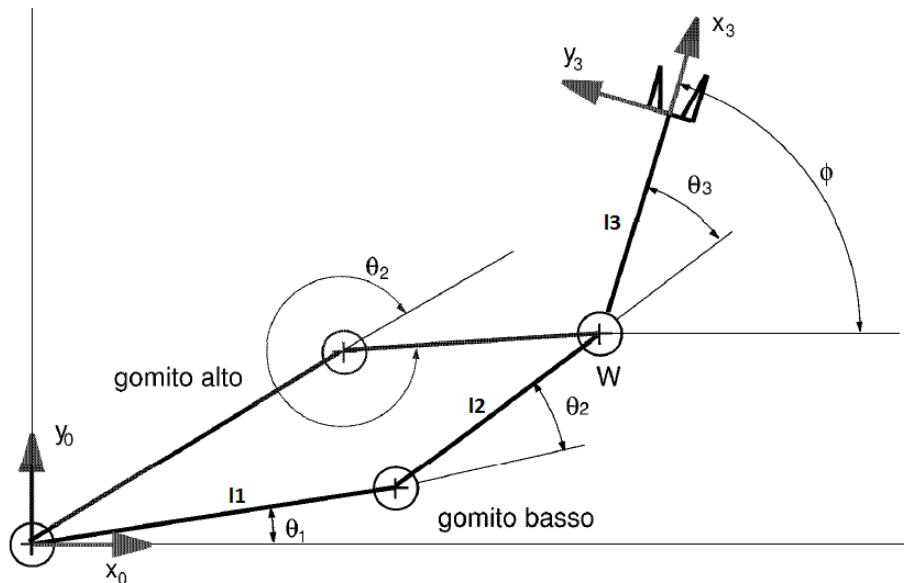


Figura 71 – Configurazione a gomito alto e a gomito basso

A questo punto sostituendo nelle equazioni precedenti il valore calcolato per  $\sin \vartheta_2$  e  $\cos \vartheta_2$ , si ottiene un sistema algebrico di due equazioni nelle due incognite  $\cos \vartheta_1$  e  $\sin \vartheta_1$ :

$$\begin{aligned} l_1 \cdot \cos \vartheta_1 + l_2 \cdot \cos \vartheta_1 \vartheta_2 - l_2 \sin \vartheta_1 \sin \vartheta_2 &= p_{wx} \\ l_1 \cdot \sin \vartheta_1 + l_2 \cdot \sin \vartheta_1 \cos \vartheta_2 + l_2 \cos \vartheta_1 \sin \vartheta_2 &= p_{wy} \end{aligned}$$

Si risolve il sistema

$$\begin{cases} (l_1 + l_2 \cdot \cos \vartheta_2) \cos \vartheta_1 - l_2 \sin \vartheta_1 \sin \vartheta_2 = p_{wx} \\ l_2 \cos \vartheta_1 \sin \vartheta_2 + (l_1 + l_2 \cos \vartheta_2) \sin \vartheta_1 = p_{wy} \end{cases}$$

Ottenendo

$$\begin{cases} \cos \vartheta_1 = \frac{\begin{vmatrix} p_{wx} & -l_2 \sin \vartheta_2 \\ p_{wy} & l_1 + l_2 \cos \vartheta_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} l_1 + l_2 \cos \vartheta_2 & -l_2 \sin \vartheta_2 \\ l_2 \sin \vartheta_2 & l_1 + l_2 \cos \vartheta_2 \end{vmatrix}} = \frac{p_{wx}(l_1 + l_2 \cos \vartheta_2) + p_{wy} l_2 \sin \vartheta_2}{(l_1 + l_2 \cos \vartheta_2)^2 + l_2^2 \sin^2 \vartheta_2} = \frac{p_{wx}(l_1 + l_2 \cos \vartheta_2) + p_{wy} l_2 \sin \vartheta_2}{p_{wx}^2 + p_{wy}^2} \\ \sin \vartheta_1 = \frac{p_{wy}(l_1 + l_2 \cos \vartheta_2) - p_{wx} l_2 \sin \vartheta_2}{p_{wx}^2 + p_{wy}^2} \end{cases}$$

$$\vartheta_1 = a \tan 2(\sin \vartheta_1, \cos \vartheta_1)$$

Ed infine si procede a calcolare l'angolo  $\vartheta_3$ :

$$\vartheta_3 = \phi - \vartheta_1 - \vartheta_2$$

### 5.5.2 Analisi di velocità inversa

Una volta effettuata l'analisi di posizione inversa del manipolatore, si conoscono univocamente i valori di ciascuna variabile indipendente, in ogni posizione ammissibile dell'end effector. Si può procedere quindi all'analisi di velocità, semplicemente andando a derivare rispetto al tempo le equazioni di chiusura trovate in precedenza.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}(l_1 \cdot \cos \vartheta_1 + l_2 \cdot \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2)) = \frac{d}{dt} p_{wx} \\ \frac{d}{dt}(l_1 \cdot \sin \vartheta_1 + l_2 \cdot \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2)) = \frac{d}{dt} p_{wy} \end{cases} \quad \text{dove ricordiamo che} \quad \begin{cases} p_{wx} = p_x - l_3 \cdot \cos \phi; \\ p_{wy} = p_y - l_3 \cdot \sin \phi; \end{cases}$$

Andando a derivare rispetto alle variabili indipendenti si ottiene:

$$\frac{d}{dt} = \frac{d\vartheta_i}{dt} \frac{1}{d\vartheta_i} = \dot{\vartheta}_i \frac{1}{d\vartheta_i} = \omega_i \frac{1}{d\vartheta_i}$$

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} -l_1 \sin \vartheta_1 - l_2 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) & -l_2 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) \\ l_1 \cos \vartheta_1 + l_2 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) & l_2 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{p}_x + l_3(\sin \phi)\dot{\phi} \\ \dot{p}_y - l_3(\cos \phi)\dot{\phi} \end{bmatrix} \\ \omega_1 + \omega_2 + \omega_3 = \dot{\phi} \end{cases}$$

Indicando con

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -l_1 \sin \vartheta_1 - l_2 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) & -l_2 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) \\ l_1 \cos \vartheta_1 + l_2 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) & l_2 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \dot{p}_x + l_3(\sin \phi)\dot{\phi} \\ \dot{p}_y - l_3(\cos \phi)\dot{\phi} \end{bmatrix};$$

Possiamo trovare le tre variabili indipendenti come:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = [\mathbf{A}]^{-1} \cdot [\mathbf{B}]; \\ \omega_3 = \dot{\phi} - \omega_1 - \omega_2 \end{cases}$$

In questo modo, conoscendo dall'analisi di posizione le tre variabili indipendenti  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$  e come dato d'ingresso le velocità dell'end effector  $\dot{p}_x, \dot{p}_y, \dot{\phi}$ , riusciamo a calcolare le velocità assolute dei giunti in ogni istante della traiettoria in maniera univoca.

### 5.5.3 Analisi di accelerazione

Andando a derivare per due volte rispetto al tempo le equazioni di chiusura del meccanismo, si è in grado di calcolare le accelerazioni angolari dei giunti per ogni istante di tempo; nel nostro caso avendo già effettuato una derivazione per l'analisi di velocità, ci basterà derivare una successiva volta rispetto al tempo e in particolare, andando a svolgere i passaggi, otteniamo:

$$\frac{d}{dt}([\mathbf{A}]) \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} + [\mathbf{A}] \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{p}_x + l_3(\dot{\phi}^2 \cos \phi + \ddot{\phi} \sin \phi) \\ \ddot{p}_y + l_3(\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi) \end{bmatrix}$$

Essendo

$$\frac{d}{dt}([\mathbf{A}]) = \frac{d[\mathbf{A}]}{d\mathcal{G}_1} \cdot \frac{d\mathcal{G}_1}{dt} + \frac{d[\mathbf{A}]}{d\mathcal{G}_2} \cdot \frac{d\mathcal{G}_2}{dt}$$

Ed indicando con:

$$\mathbf{C}_1 = \frac{d}{d\mathcal{G}_1}([\mathbf{A}]) = \begin{bmatrix} -l_1 \cos \mathcal{G}_1 - l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) & -l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) \\ -l_1 \sin \mathcal{G}_1 - l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) & -l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_2 = \frac{d}{d\mathcal{G}_2}([\mathbf{A}]) = \begin{bmatrix} -l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) & -l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) \\ -l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) & -l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2) \end{bmatrix}$$

Possiamo scrivere in definitiva:

$$[\mathbf{C}_1 \cdot \omega_1 + \mathbf{C}_2 \cdot \omega_2] \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} + [\mathbf{A}] \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{p}_x + l_3(\dot{\phi}^2 \cos \phi + \ddot{\phi} \sin \phi) \\ \ddot{p}_y + l_3(\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi) \end{bmatrix}$$

Dove sviluppando la somma e il prodotto  $[\mathbf{C}_1 \cdot \omega_1 + \mathbf{C}_2 \cdot \omega_2]$  otteniamo:

$$[\mathbf{C}_1 \cdot \omega_1 + \mathbf{C}_2 \cdot \omega_2] = \begin{bmatrix} -l_1 \cos \mathcal{G}_1 \omega_1 - l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) & -l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) \\ -l_1 \sin \mathcal{G}_1 \omega_1 - l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) & -l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) \end{bmatrix}$$

E moltiplicando per il vettore  $\begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix}$  otteniamo:

$$\begin{bmatrix} -l_1 \cos \mathcal{G}_1 \omega_1 - l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) & -l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) \\ -l_1 \sin \mathcal{G}_1 \omega_1 - l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) & -l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} -l_1 \cos \mathcal{G}_1 \omega_1^2 - l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2)^2 \\ -l_1 \sin \mathcal{G}_1 \omega_1^2 - l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2)^2 \end{bmatrix}$$

E trovare le tre variabili dipendenti come:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \end{bmatrix} = [\mathbf{A}]^{-1} \cdot \left( \begin{bmatrix} \ddot{p}_x + l_3(\dot{\phi}^2 \cos \phi + \ddot{\phi} \sin \phi) \\ \ddot{p}_y + l_3(\dot{\phi}^2 \sin \phi - \ddot{\phi} \cos \phi) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -l_1 \cos \mathcal{G}_1 \omega_1^2 - l_2 \cos(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2)^2 \\ -l_1 \sin \mathcal{G}_1 \omega_1^2 - l_2 \sin(\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2)(\omega_1 + \omega_2)^2 \end{bmatrix} \right); \\ \dot{\omega}_3 = \ddot{\phi} - \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_2 \end{cases}$$

In questo modo, avendo prima calcolato tramite l'analisi di posizione e velocità tutte le informazioni necessarie, riusciamo a trovare in modo semplice e univoco l'accelerazione angolare di ogni coppia cinematica durante tutta la traiettoria.

## 5.6 Progettazione della traiettoria

Fase molto importante al fine della risoluzione cinematica del manipolatore è lo studio della traiettoria. L'obiettivo della pianificazione di traiettorie è quello di produrre i riferimenti che assicurino l'esecuzione da parte dell'end-effector delle traiettorie specificate. Questi riferimenti consistono in una sequenza temporale dei valori assunti dalla funzione scelta come traiettoria. La traiettoria può essere convenientemente scomposta nei due ingressi:

- percorso: luogo dei punti dello spazio dei giunti o dello spazio operativo che il manipolatore deve descrivere per eseguire il movimento assegnato
- legge oraria: funzione che esprime lo spazio percorso dal manipolatore al variare del tempo (legge lineare, cubica, polinomiale di grado  $n$ , spline...) a partire dal tempo iniziale.

Tale pianificazione può essere intrapresa in due modi:

1. nello spazio operativo (rappresentazione cartesiana), assegnando un percorso specifico all'end-effector, in modo tale da poter rispettare i vincoli creati da ciò che lo circonda.
2. nello spazio dei giunti, assegnando un percorso ai singoli giunti.

A seconda del percorso di studio da seguire, si possono avere dei pro e dei contro in entrambi i casi:

1. per la pianificazione nello spazio operativo, si possono specificare un certo numero di parametri quali ad esempio punti estremi, punti intermedi e cammino da eseguire. Per quanto riguarda la legge di moto, possono essere specificati il tempo di percorrenza, velocità e accelerazione massima. Quello che verrà poi generato dall'algoritmo dovrà essere riportato, per il controllo del robot, nello spazio dei giunti tramite l'analisi cinematica inversa. In questo contesto possono essere affrontati e risolti meglio problemi dove vi siano presenti ostacoli, che diversamente sarebbero difficili da definire e soprattutto visualizzare;
2. per la pianificazione nello spazio dei giunti si ha una maggiore facilità nel riconoscere e trattare le singolarità, in base ad un ridotto numero di parametri, e si può agire in maniera migliore sulle leggi di moto da assegnare in quanto si agirebbe direttamente su un movimento rotativo delle coppie cinematiche.

Nel nostro caso specifico la traiettoria dovrà permettere al manipolatore, una volta afferrato il cassetto, di poter effettuare un movimento nella fase iniziale e finale di tipo rettilineo a causa dei vincoli imposti dal sistema; mentre nella fase centrale potrà seguire un percorso libero, in quanto non saremo in presenza di ostacoli rilevanti.

Andremo quindi a spezzare la traiettoria in tre parti distinte, nello specifico:

1. Fase 1: moto perfettamente rettilineo → studio della traiettoria nello spazio cartesiano di lavoro;
2. Fase 2: moto libero ottimizzato → studio della traiettoria nello spazio dei giunti;
3. Fase 3: moto ancora perfettamente rettilineo → studio della traiettoria nello spazio cartesiano di lavoro.
4. Fase 4: stessa procedura di lavoro in senso contrario e ripetizione del ciclo.

### 5.6.1 Fase 1/Fase3

Nella prima e nell'ultima fase, come detto, lo studio sarà fatto nello spazio cartesiano di lavoro; per quanto riguarda la traiettoria saranno forniti una serie di punti sul quale verrà fatta l'analisi di posizione inversa, e calcolati rispettivamente i valori relativi alle variabili indipendenti. Per quanto riguarda la legge di moto assegnata si è usata, in prima approssimazione, una legge di moto di tipo trapezoidale; Questo tipo di legge viene usata nella pratica industriale perché permette di poter imporre velocità e accelerazioni in modo compatibile con le caratteristiche fisiche del manipolatore.

Andando a modificare il parametro  $T = \frac{a_{\max}}{v_{\max}}$ , viene a modificarsi l'inclinazione della cosiddetta rampa di accelerazione. Attraverso questa legge di moto riusciamo a mantenere una velocità costante lungo tutto il percorso di uscita, evitando brusche accelerazioni. Vi è inoltre da specificare che tra la fase iniziale e centrale, e tra la fase centrale e finale, il manipolatore avrà la necessità di fermarsi, e quindi di portarsi a velocità nulla; questo fatto viene effettuato per avere maggior controllo sulle fasi, mantenendo comunque una continuità sulla velocità, senza quindi bruschi cambiamenti.

### 5.6.2 Fase 2

Nella seconda fase, lo studio sarà fatto nello spazio dei giunti, in quanto non presenti ostacoli rilevanti che potrebbero danneggiare l'applicazione. Per quanto riguarda la funzione spostamento da assegnare, si possono scegliere diverse tipologie di traiettorie in funzione della tipologia di percorso che si vuole imprimere al manipolatore e in funzione anche delle condizioni iniziali e finali di posizione, velocità e accelerazione. Per semplicità andremo ad utilizzare solamente due traiettorie diverse, ma tenendo sempre in considerazione la possibilità di un'ampia diversità di scelta. In particolare andremo a studiare la traiettoria polinomiale del quinto ordine e la traiettoria cicloidale.

Viene utilizzata una funzione polinomiale del quinto ordine per riuscire ad imporre le condizioni di velocità e accelerazione nei punti iniziale e finale della traiettoria; per fare ciò la funzione sarà scritta nella forma:

$$q(t) = a_0 + a_1(t-t_i) + a_2(t-t_i)^2 + a_3(t-t_i)^3 + a_4(t-t_i)^4 + a_5(t-t_i)^5;$$

$$\dot{q}(t) = a_1 + 2a_2(t-t_i) + 3a_3(t-t_i)^2 + 4a_4(t-t_i)^3 + 5a_5(t-t_i)^4;$$

$$\ddot{q}(t) = 2a_2 + 6a_3(t-t_i) + 12a_4(t-t_i)^2 + 20a_5(t-t_i)^3;$$

Imponendo le condizioni al contorno:

$$q(t_i) = q_i; q(t_f) = q_f$$

$$\dot{q}(t_i) = \dot{q}_i; \dot{q}(t_f) = \dot{q}_f$$

$$\ddot{q}(t_i) = \ddot{q}_i; \ddot{q}(t_f) = \ddot{q}_f$$

Si ottiene:

$$T = t_f - t_i;$$

$$a_0 = q_i;$$

$$a_1 = \dot{q}_i;$$

$$a_2 = \frac{1}{2} \ddot{q}_i;$$

$$a_3 = \frac{20(q_f - q_i) - (8\dot{q}_f + 12\dot{q}_i)T - (3\ddot{q}_f - \ddot{q}_i)T^2}{2T^3};$$

$$a_4 = \frac{30(q_f - q_i) + (14\dot{q}_f + 16\dot{q}_i)T + (3\ddot{q}_f - 2\ddot{q}_i)T^2}{2T^4};$$

$$a_5 = \frac{12(q_f - q_i) - 6(\dot{q}_f + \dot{q}_i)T - (\ddot{q}_f - \ddot{q}_i)T^2}{2T^5};$$

Imponendo per esempio i dati riportati di seguito, otteniamo un andamento del tipo:

$$t_i = 0, t_f = 1s, q_i = 10^\circ, q_f = 30^\circ, \dot{q}_i = \dot{q}_f = 0^\circ / s, \ddot{q}_i = \ddot{q}_f = 0^\circ / s^2$$

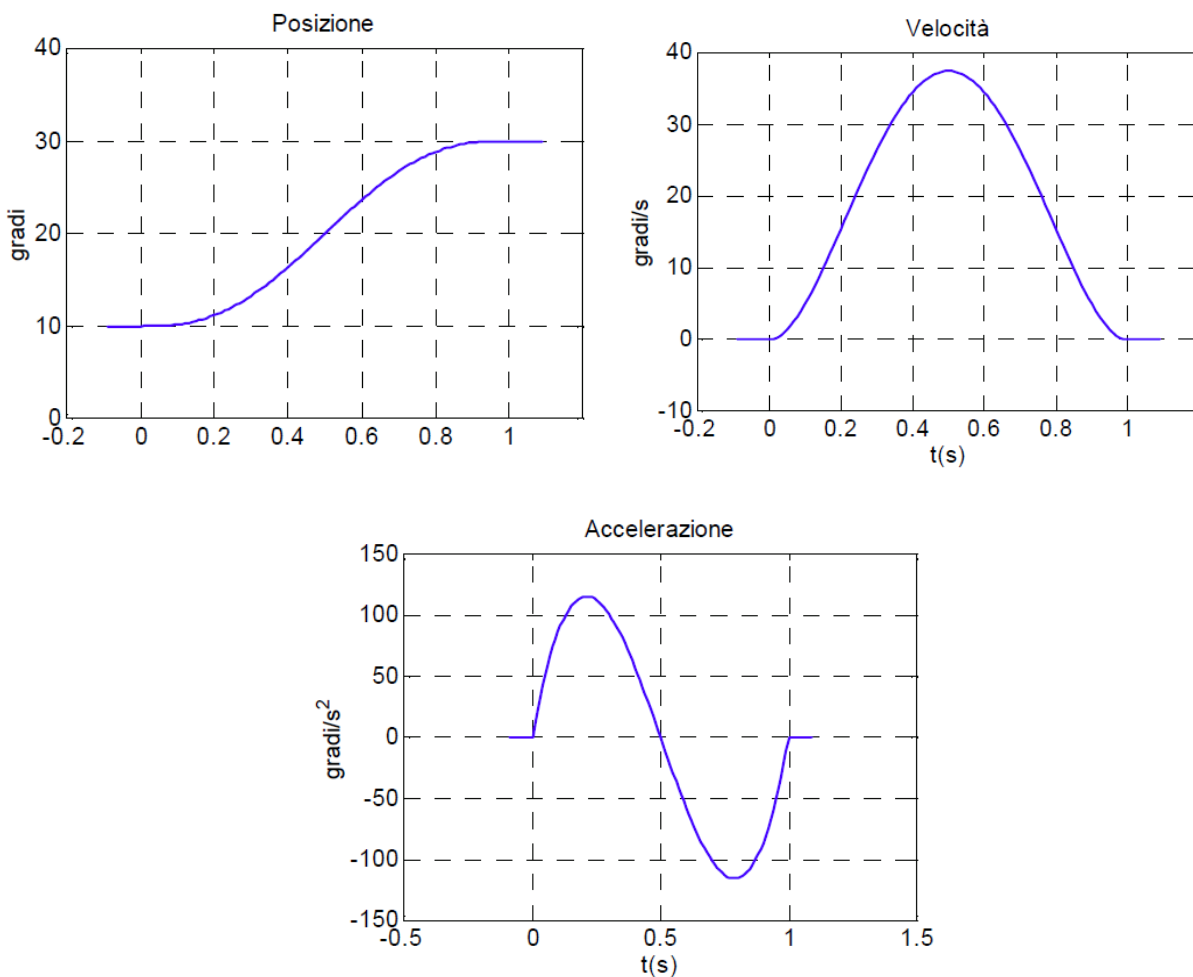


Figura 72 – Posizione, velocità e accelerazione nel caso di traiettoria polinomiale del quinto ordine

In alternativa, un altro tipo di traiettoria utilizzabile, è quella cicloidale, che simula il movimento dell'end effector seguendo curve cicloidali. Tale traiettoria presenta derivate continue in tutti i punti interni ed estremi dell'intervallo considerato, per qualsiasi ordine di derivazione. Le funzioni risultano essere:

$$q(t) = (q_f - q_i) \left( \frac{t - t_i}{t_f - t_i} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( \frac{2\pi(t - t_i)}{t_f - t_i} \right) \right) + q_i;$$

$$\dot{q}(t) = \left( \frac{q_f - q_i}{t_f - t_i} \right) \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi(t - t_i)}{t_f - t_i} \right) \right);$$

$$\ddot{q}(t) = \frac{2\pi(q_f - q_i)}{(t_f - t_i)^2} \sin \left( \frac{2\pi(t - t_i)}{t_f - t_i} \right);$$

Imponendo per esempio i dati riportati di seguito, otteniamo un andamento del tipo:

$$t_i = 0, t_f = 8s, q_i = 0^\circ, q_f = 10^\circ$$

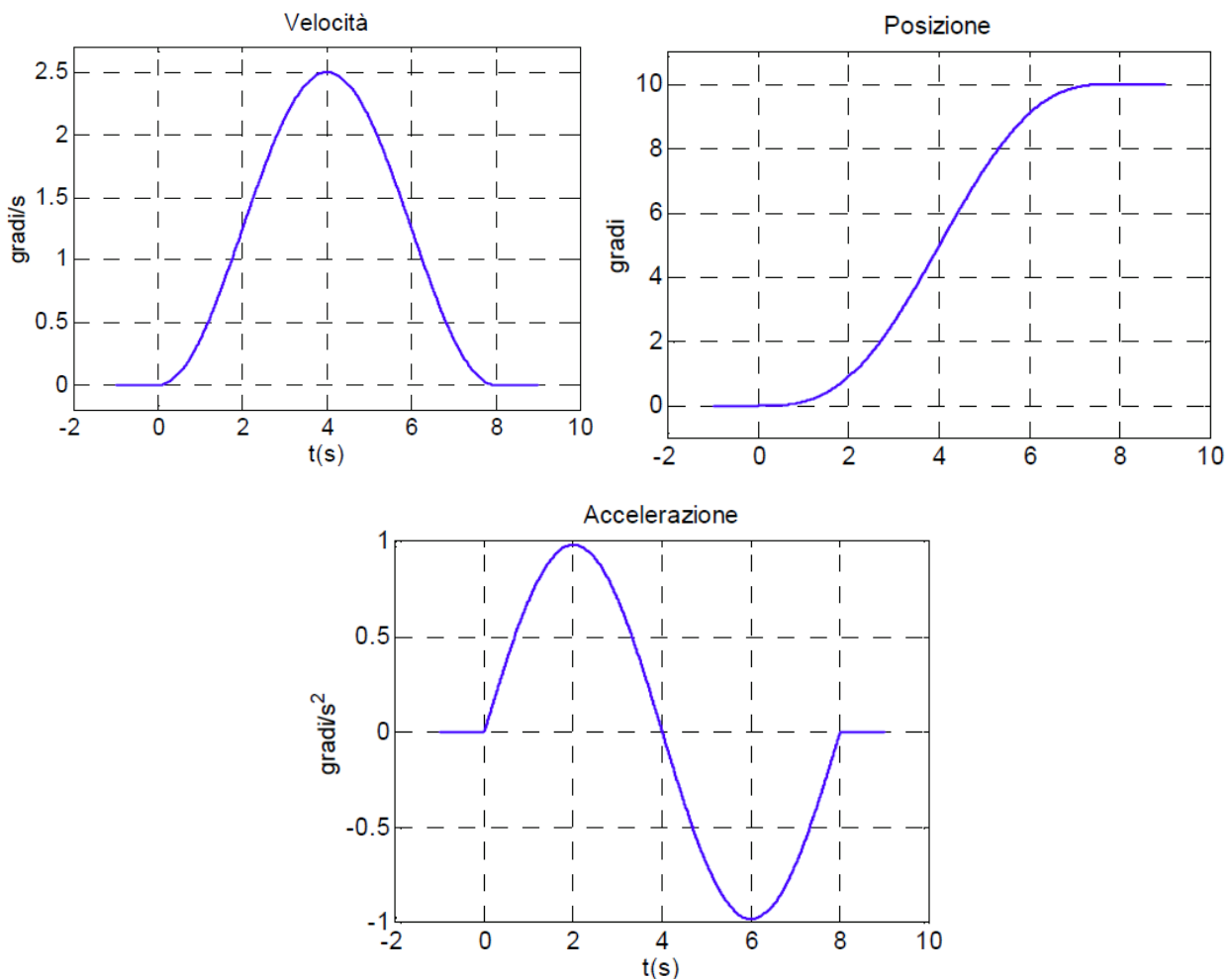


Figura 73 – Posizione, velocità e accelerazione nel caso di traiettoria cicloidale

## 5.7 Analisi di accelerazione dei punti fondamentali del robot

Al fine della successiva analisi dinamica del manipolatore, non risultano essere sufficienti i valori di velocità e accelerazioni calcolate nel capitolo precedente; infatti al fine del calcolo delle forze e coppie d'inerzia, sono necessarie, oltre che ovviamente le masse e le inerzie dei singoli bracci e componenti accessori, anche le accelerazioni cartesiane di alcuni punti appartenenti ai bracci robotici, quali le accelerazioni dei baricentri e delle estremità, dove appunto sono concentrate maggiormente le masse e le inerzie in gioco durante il movimento oltre che le accelerazioni e le velocità angolari dei membri. Per questo motivo si procederà, come fase preliminare dello studio dinamico, al calcolo delle accelerazioni delle zone citate in precedenza, utilizzando le geometrie e i risultati ottenuti dall'analisi cinematica effettuata.

Tale analisi, risulta essere semplice e veloce; infatti le accelerazioni dei punti principali vengono calcolate in maniera progressiva, partendo dal braccio vincolato a telaio, la cui accelerazione dipende solamente dall'accelerazione e dalla velocità angolare del giunto, in quanto compie un moto di pura rotazione; una volta calcolati i valori necessari nel braccio 1, si passa al successivo, conoscendo già i valori calcolati del braccio precedente. Si prosegue in questo modo fino ad arrivare all'end effector, concludendo così l'analisi. In fase preliminare viene effettuato il calcolo delle velocità angolari e delle accelerazioni angolari dei singoli giunti rispetto al sistema di riferimento fisso a telaio. Otterremo quindi:

$$\begin{aligned}
 \boldsymbol{\omega}_{01} &= \dot{\mathcal{J}}_1 \mathbf{k}_0; & \dot{\boldsymbol{\omega}}_{01} &= \ddot{\mathcal{J}}_1 \mathbf{k}_0; \\
 \boldsymbol{\omega}_{12} &= \dot{\mathcal{J}}_2 \mathbf{k}_1; & \dot{\boldsymbol{\omega}}_{12} &= \ddot{\mathcal{J}}_2 \mathbf{k}_1; \\
 \boldsymbol{\omega}_{23} &= \dot{\mathcal{J}}_3 \mathbf{k}_2; & \dot{\boldsymbol{\omega}}_{23} &= \ddot{\mathcal{J}}_3 \mathbf{k}_2; \\
 \boldsymbol{\omega}_{02} &= \boldsymbol{\omega}_{01} + \boldsymbol{\omega}_{12}; & \dot{\boldsymbol{\omega}}_{02} &= \dot{\boldsymbol{\omega}}_{01} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{12} + \boldsymbol{\omega}_{01} \wedge \boldsymbol{\omega}_{12} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{01} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{12}; \\
 \boldsymbol{\omega}_{03} &= \boldsymbol{\omega}_{02} + \boldsymbol{\omega}_{23}; & \dot{\boldsymbol{\omega}}_{03} &= \dot{\boldsymbol{\omega}}_{02} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{23} + \boldsymbol{\omega}_{02} \wedge \boldsymbol{\omega}_{23} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{02} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{23};
 \end{aligned}$$

### 5.7.1 Analisi d'accelerazione: braccio 1

Il braccio 1, che durante l'analisi cinematica abbiamo indicato con  $\mathbf{l}_1 = l_1 \mathbf{i}_1$ , presenta un moto puramente rotativo, e risulta quindi immediato il calcolo dell'accelerazione del baricentro posizionato ad una distanza  $\mathbf{l}_{g1} = l_{g1} \mathbf{i}_1$  dipendente dalla posizione del baricentro totale del membro. Inoltre viene calcolata anche l'accelerazione del punto estremo del braccio in quanto ci servirà per il calcolo delle accelerazioni dei membri successivi. Avremo quindi:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{a}_{g1} &= \dot{\boldsymbol{\omega}}_{01} \wedge \mathbf{l}_{g1} + \boldsymbol{\omega}_{01} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{01} \wedge \mathbf{l}_{g1}); \\
 \mathbf{a}_1 &= \dot{\boldsymbol{\omega}}_{01} \wedge \mathbf{l}_1 + \boldsymbol{\omega}_{01} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{01} \wedge \mathbf{l}_1);
 \end{aligned}$$

Dove il primo termine rappresenta il contributo tangenziale di accelerazione, mentre il secondo termine rappresenta il contributo radiale di accelerazione.

### 5.7.2 Analisi d'accelerazione: braccio 2 e braccio 3

I bracci 2 e 4, che durante l'analisi cinematica abbiamo indicato con  $\mathbf{l}_2 = l_2 \mathbf{i}_2$  e  $\mathbf{l}_3 = l_3 \mathbf{i}_3$ , presentano un moto roto traslatorio, che quindi necessitano dei calcoli delle accelerazioni del baricentro e anche in questo caso dell'estremità del braccio.  $\mathbf{l}_{g2} = l_{g2} \mathbf{i}_2$  e  $\mathbf{l}_{g3} = l_{g3} \mathbf{i}_3$  indicano rispettivamente la posizione del baricentro dei singoli membri. Avremo quindi una formula del tipo:

$$\mathbf{a}_{g2} = \mathbf{a}_1 + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{02} \wedge \mathbf{l}_{2g} + \boldsymbol{\omega}_{02} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{02} \wedge \mathbf{l}_{2g});$$

$$\mathbf{a}_2 = \mathbf{a}_1 + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{02} \wedge \mathbf{l}_2 + \boldsymbol{\omega}_{02} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{02} \wedge \mathbf{l}_2);$$

$$\mathbf{a}_{g3} = \mathbf{a}_2 + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{03} \wedge \mathbf{l}_{3g} + \boldsymbol{\omega}_{03} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{03} \wedge \mathbf{l}_{3g});$$

$$\mathbf{a}_3 = \mathbf{a}_2 + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{03} \wedge \mathbf{l}_3 + \boldsymbol{\omega}_{03} \wedge (\boldsymbol{\omega}_{03} \wedge \mathbf{l}_3);$$

Al fine di essere utilizzate per i calcoli successivi, vengono anche riportati i valori delle accelerazioni dei membri rispetto ai sistemi di riferimento mobili, posizionati sui singoli membri. Per fare ciò vengono utilizzate le matrici di rotazione riportate di seguito:

$$\mathbf{R}_{01} = \begin{bmatrix} \cos \mathcal{G}_1 & -\sin \mathcal{G}_1 & 0 \\ \sin \mathcal{G}_1 & \cos \mathcal{G}_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{R}_{12} = \begin{bmatrix} \cos \mathcal{G}_2 & -\sin \mathcal{G}_2 & 0 \\ \sin \mathcal{G}_2 & \cos \mathcal{G}_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{R}_{23} = \begin{bmatrix} \cos \mathcal{G}_3 & -\sin \mathcal{G}_3 & 0 \\ \sin \mathcal{G}_3 & \cos \mathcal{G}_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{R}_{02} = \mathbf{R}_{01} \mathbf{R}_{12};$$

$$\mathbf{R}_{03} = \mathbf{R}_{02} \mathbf{R}_{23};$$

*Velocità angolari:*

$$\{\boldsymbol{\omega}_{01}\}_1 = \{\boldsymbol{\omega}_{01}\}_0;$$

$$\{\boldsymbol{\omega}_{02}\}_2 = \{\boldsymbol{\omega}_{02}\}_0;$$

$$\{\boldsymbol{\omega}_{03}\}_3 = \{\boldsymbol{\omega}_{03}\}_0;$$

*Accelerazioni angolari:*

$$\{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{01}\}_1 = \{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{01}\}_0;$$

$$\{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{02}\}_2 = \{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{02}\}_0;$$

$$\{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{03}\}_3 = \{\dot{\boldsymbol{\omega}}_{03}\}_0;$$

*Accelerazione dei baricentri:*

$$\{\mathbf{a}_{g1}\}_1 = \mathbf{R}_{10} \{\mathbf{a}_{g1}\}_0;$$

$$\{\mathbf{a}_{g2}\}_2 = \mathbf{R}_{20} \{\mathbf{a}_{g2}\}_0;$$

$$\{\mathbf{a}_{g3}\}_3 = \mathbf{R}_{30} \{\mathbf{a}_{g3}\}_0;$$

## 5.8 Analisi dinamica meccanismo a 3 gradi di libertà

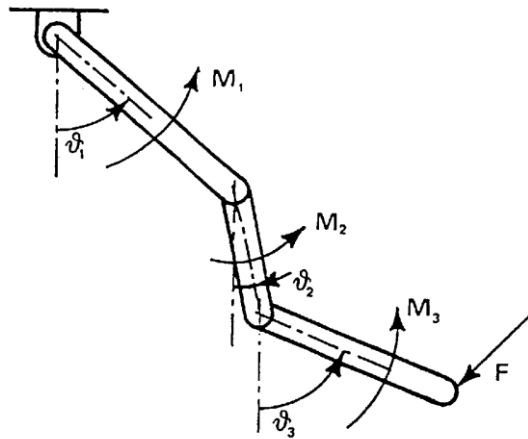


Figura 74 – Schematizzazione robot per analisi dinamica

L'analisi dinamica di un manipolatore si propone di determinare un modello (e quindi un sistema di equazioni matematiche) che ne descriva il comportamento dinamico in funzione delle variabili del problema. In analogia a quanto visto nell'analisi cinematica, anche l'analisi dinamica comprende due diverse tipologie di problemi:

Il problema diretto (o cinetostatico) determina, una volta assegnata la legge del moto, le azioni motrici che dovranno essere applicate ai giunti per ottenere tale legge. Nel problema inverso, note le azioni motrici nelle coppie cinematiche, si ricava la legge di moto della mano.

Per estrapolare un modello del manipolatore si utilizzeranno poi le leggi della dinamica espresse o nella formulazione della meccanica classica, attraverso le equazioni di Newton - Eulero, oppure in quella della meccanica analitica, cioè secondo le equazioni di Lagrange - Eulero. Ciascuno dei due approcci conduce allo sviluppo delle equazioni dinamiche per i vari giunti articolati del manipolatore in relazione ai parametri geometrici ed inerziali specifici dei membri.

Se si procede secondo la dinamica Lagrangiana, escludendo le deformazioni, la dinamica dei dispositivi di controllo elettronici, giochi meccanici ed attriti degli ingranaggi, le equazioni risultanti costituiscono un sistema di equazioni differenziali del secondo ordine non lineari. D'altra parte l'uso di tali equazioni per il calcolo dei momenti nominali dei giunti in funzione di posizione, velocità ed accelerazione, si presenta piuttosto difficoltoso, principalmente a causa dell'uso di matrici di trasformazione  $4 \times 4$ ; nella ricerca di equazioni più efficaci, l'attenzione è stata rivolta allo sviluppo di algoritmi basati sulle equazioni di Newton - Eulero. Seguendo tale approccio la derivazione è semplice, ma disordinata, ed inoltre comprende termini di prodotto vettoriale. Le equazioni risultanti, escludendo ancora le deformazioni, la dinamica del dispositivo di controllo elettronico, i giochi e l'attrito, costituiscono un sistema di equazioni ricorsive dirette ed inverse. Questo sistema può essere applicato sequenzialmente ai membri del manipolatore.

La validità di questa formula è basata sulla formulazione vettoriale e sulla natura ricorsiva. Il risultato più significativo nell'utilizzo di tali equazioni è che il tempo di calcolo dei momenti è linearmente proporzionale al numero dei giunti del manipolatore, ed è indipendente dalla configurazione di quest'ultimo, a differenza di quanto avviene procedendo secondo le equazioni di Lagrange - Eulero.

Nello specifico, per la nostra applicazione, andremo ad effettuare la dinamica diretta del manipolatore attraverso l'utilizzo delle equazioni di Newton-Eulero.

### 5.8.1 Problema diretto: analisi cinetostatica

Considerando un corpo rigido che, come nella nostra applicazione, si muova di moto planare. Ci proponiamo di calcolare l'espressione delle azioni di inerzia che nascono per effetto del moto.

Come sappiamo tali azioni sono costituite da:

- Una forza passante per il baricentro  $G_i$  del braccio i-esimo e pari alla derivata rispetto al tempo della quantità di moto, cambiata di segno:

$$\mathbf{F}_i = -\frac{d\mathbf{Q}}{dt} = -m_i \frac{d\dot{\mathbf{G}}_i}{dt} = -m_i \ddot{\mathbf{G}}_i$$

- Una coppia pari alla derivata rispetto al tempo del momento della quantità di moto calcolato rispetto al baricentro, cambiata di segno:

$$\mathbf{M}_i = -\frac{d\mathbf{H}_i}{dt}$$

Che nella nostra applicazione di moto planare diventa:

$$\mathbf{M}_i = -\frac{d\mathbf{H}_i}{dt} = -J_{gi} \cdot \dot{\omega}_i$$

Dove  $J_{gi}$  è il momento d'inerzia baricentrico del braccio i-esimo, e  $\dot{\omega}_i$  è l'accelerazione angolare del membro i-esimo rispetto ad un riferimento inerziale.

Nel problema diretto si chiede di determinare il vettore delle azioni motrici da applicare ai giunti perché il manipolatore segua una assegnata legge di moto. Note le forze ed i momenti applicati alla mano, le azioni d'inerzia ed il peso di ogni membro, possiamo risolvere il problema diretto per il manipolatore, svincolando la struttura ed imponendo le condizioni di equilibrio per ciascun membro, a partire dalla mano (esempio in *figura 75*).

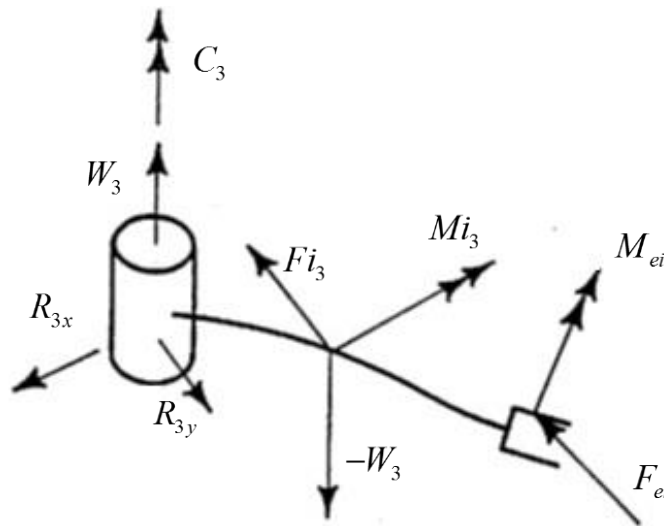


Figura 75 – Schema generico per il calcolo del vettore delle azioni motrici

Esprese le forze ed i momenti nel sistema di riferimento locale, le condizioni di equilibrio alla traslazione ed alla rotazione sono:

$$\sum_i \mathbf{F}_i = \mathbf{0}; \sum_i \mathbf{M}_i = \mathbf{0};$$

Da queste due equazioni vettoriali si ottiene un sistema di 3 equazioni scalari nelle quali compaiono, singolarmente, le 3 incognite:

$$R_{3,x}, R_{3,y}, C_3$$

Una volta risolto il membro 3 (manipolatore), si passa a considerare il membro 2. A questo punto tutte le forze ed i momenti applicati sono noti dai passaggi precedenti, per cui, svincolando il membro si ricava nuovamente un sistema algebrico di tre equazioni in tre incognite, disaccoppiate. Procedendo così a ritroso fino a svincolare l'ultimo membro, si determina completamente il vettore  $\tau$  delle azioni motrici. Si procederà quindi, come spiegato, partendo dal membro del manipolatore, andando a ritroso fino a telaio nel calcolo delle coppie da applicare ai giunti per una data legge di moto.

### 5.8.2 Procedimento di calcolo ricorsivo delle coppie nei giunti

Come anticipato in precedenza, utilizzando le equazioni di Newton-Eulero, si procede al calcolo ricorsivo di tutte le azioni d'inerzia partendo dal membro su cui viene montato l'end effector. Il valore di coppia motrice che andremo a calcolare varierà istante per istante in funzione della configurazione del robot, dipendente dalla legge di moto imposta; per non appesantire la formulazione, non andrò ad indicare la variabile  $t$ , che andremo a considerare in seguito.

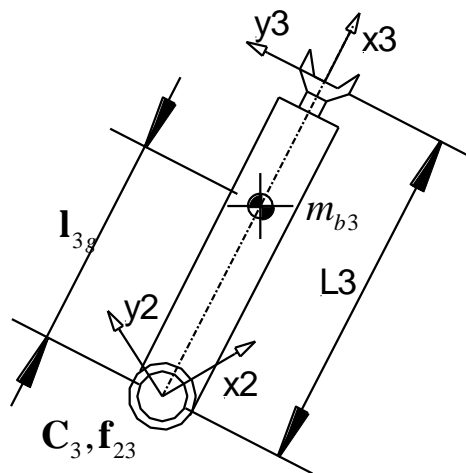


Figura 76 – Schematizzazione membro 3

Come si può notare dalla *figura 76*, su tale membro, andremo a considerare la massa totale comprensiva di massa del braccio, di tutti gli accessori e dell'utensileria superiore completa come concentrata nel baricentro; tale quota e tutti i valori di massa e momento d'inerzia ci verranno forniti in maniera precisa dal software utilizzato per la progettazione.

Nella scrittura delle equazioni, per quanto riguarda le accelerazioni dei membri, andremo ad utilizzare le espressioni già calcolate in precedenza, comprensive delle direzioni, in particolare radiali e tangenziali. Avremo quindi nel dettaglio due equazioni, rispettivamente che equilibrano la rotazione e la traslazione rispetto all'asse 3, in cui le incognite saranno la coppia del giunto  $C_3$  e le

reazioni vincolari nelle direzioni x e y, che saranno rappresentate all'interno del vettore  $\mathbf{f}_{ij} = \begin{bmatrix} f_{ij,x} \\ f_{ij,y} \\ 0 \end{bmatrix}$ ;

inoltre i valori dei momenti d'inerzia verranno considerati costanti, e posizionati nel sistema di riferimento posizionato sul baricentro di ogni singolo membro  $\{J_{bi}\}_i = const$

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{23} = m_{b3} \cdot \mathbf{a}_{g3}; \\ \mathbf{C}_3 - \mathbf{I}_{3g} \wedge (m_{b3} \cdot \mathbf{a}_{g3}) - J_{b3c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{30} = \mathbf{0}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{23} = m_{b3} \cdot \mathbf{a}_{g3}; \\ \mathbf{C}_3 = \mathbf{I}_{3g} \wedge (m_{b3} \cdot \mathbf{a}_{g3}) + J_{b3c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{30} \end{cases}$$

Dove  $m_{b3}$  rappresenta la massa complessiva di cassetto, accessori e del braccio tre, mentre  $J_{b3c}$  è il momento d'inerzia baricentrico complessivo.

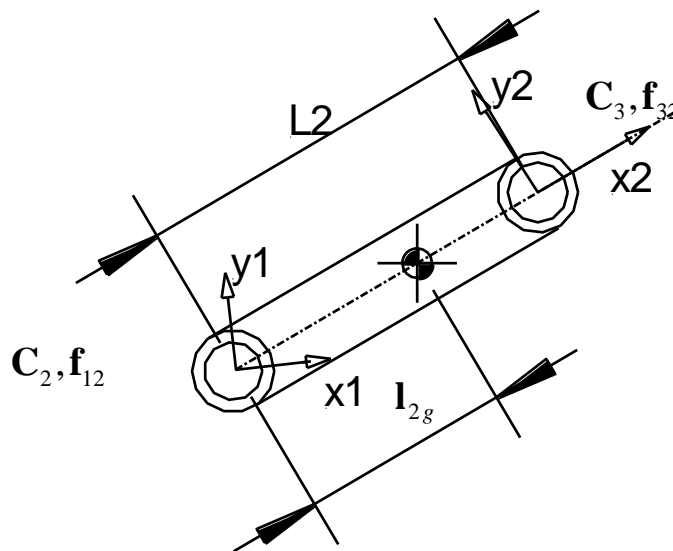


Figura 77 – Schematizzazione membro 2

Passando al membro successivo (figura 77), le componenti che andremo a considerare, oltre a quelle calcolate nel passaggio precedente, saranno relative alla massa del braccio due, del motoriduttore  $m_{r3}$  e dei relativi accessori, che verranno concentrate nel baricentro complessivo, e che indicheremo con  $m_{b2}$ . Anche il momento d'inerzia  $J_{b2}$  sarà complessivo, e calcolato rispetto al baricentro totale fornito dal software. Andando sempre ad utilizzare la terminologia indicata in precedenza avremo anche qui tre equazioni in tre incognite:

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{32} = -\mathbf{f}_{23} \\ \mathbf{f}_{12} = m_{b2} \cdot \mathbf{a}_{g2} - \mathbf{f}_{32}; \\ \mathbf{C}_2 - \mathbf{I}_{2g} \wedge (m_{b2} \cdot \mathbf{a}_{g2}) - J_{b2c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{20} - \mathbf{C}_3 - \mathbf{I}_2 \wedge \mathbf{f}_{32} = \mathbf{0} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{32} = -\mathbf{f}_{23} \\ \mathbf{f}_{12} = m_{b2} \cdot \mathbf{a}_{g2} - \mathbf{f}_{32}; \\ \mathbf{C}_2 = \mathbf{I}_{2g} \wedge (m_{b2} \cdot \mathbf{a}_{g2}) + J_{b2c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{20} + \mathbf{C}_3 + \mathbf{I}_2 \wedge \mathbf{f}_{32}; \end{cases}$$

I dati relativi al motoriduttore sono stati ipotizzati in maniera conservativi, in quanto non si sa ancora a priori la taglia del motore e del riduttore che andremo a montare.

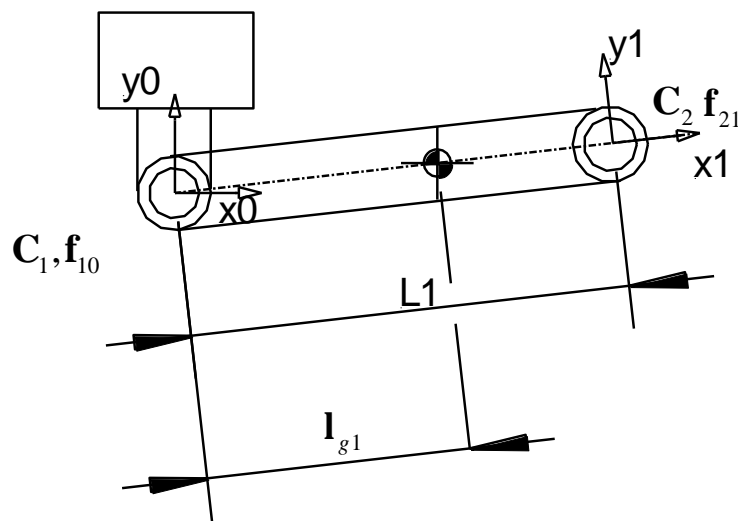


Figura 78 – Schematizzazione mebro 1

Passando all'ultimo membro, andremo a procedere allo stesso modo, considerando tutte le componenti già calcolate, e tenendo come unica incognita la coppia del giunto  $C_1$ .

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{01} = -\mathbf{f}_{12} \\ \mathbf{f}_{10} = m_{b1} \cdot \mathbf{a}_{g1} - \mathbf{f}_{01}; \\ \mathbf{C}_1 - \mathbf{I}_{1g} \wedge (m_{b1} \cdot \mathbf{a}_{g1}) - J_{b1c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{10} - \mathbf{C}_2 - \mathbf{I}_1 \wedge \mathbf{f}_{01} = \mathbf{0} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \mathbf{f}_{01} = -\mathbf{f}_{12} \\ \mathbf{f}_{10} = m_{b1} \cdot \mathbf{a}_{g1} - \mathbf{f}_{01}; \\ \mathbf{C}_1 = \mathbf{I}_{1g} \wedge (m_{b1} \cdot \mathbf{a}_{g1}) + J_{b1c} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{10} + \mathbf{C}_2 + \mathbf{I}_1 \wedge \mathbf{f}_{01}; \end{cases}$$

## 5.9 Rappresentazione risultati ottenuti

Una volta delineato il metodo da seguire per effettuare le analisi discusse in precedenza, si procede all'inserimento dei dati numerici e alla rappresentazione grafica dei risultati ottenuti.

### 5.9.1 Inserimenti dati

Come prima fase si precede all'inserimenti dei dati geometrici decisi in fase preliminare, e successivamente all'estrapolazione dei dati inerziali riguardanti le masse e i momenti d'inerzia dei singoli componenti attraverso il software utilizzato per la progettazione; in questo modo riusciamo ad avere una valutazione precisa dei dati, senza dover utilizzare semplificazioni di tipo geometrico.

In particolare, nella *tabella 1*, si possono notare le masse, i momenti d'inerzia, le lunghezze e le sezioni utilizzate per ogni braccio costituente il meccanismo.

*Tabella 1 – Tabella dati principali bracci*

	<i>Lunghezza [m]</i>	<i>Massa [Kg]</i>	<i>Distanza del baricentro [m]</i>	<i>Momento d'inerzia baricentrico [ Kg · m<sup>2</sup> ]</i>	<i>Diametro esterno [m]</i>	<i>Diametro interno [m]</i>	<i>Sezione resistente [ m<sup>2</sup> ]</i>
<i>Braccio1</i>	<i>0.491</i>	<i>21.3</i>	<i>0.2075</i>	<i>0.7889</i>	<i>0.121</i>	<i>0.108</i>	<i>0.0023</i>
<i>Braccio2</i>	<i>0.410</i>	<i>13.5</i>	<i>0.1859</i>	<i>0.3256</i>	<i>0.101</i>	<i>0.088</i>	<i>0.0019</i>
<i>Braccio3</i>	<i>0.419</i>	<i>29.1</i>	<i>0.3339</i>	<i>0.5178</i>	<i>0.0825</i>	<i>0.0695</i>	<i>0.0015</i>

Vi sono da fare due osservazioni per quanto riguarda la scelta delle lunghezze dei bracci e delle loro sezioni; tali lunghezze sono state scelte sulla base degli ingombri indicativi nelle vicinanze della colonna su cui andrà montato il robot, con una politica di proporzionamento decrescente della lunghezza allontanandosi dal telaio. Inoltre sono state scelte per riuscire a raggiungere in maniera agevole tre cavità, in particolare quella posizionata in maniera tangente alla giostra e le due adiacenti. Per quanto riguarda la scelta delle sezioni dei bracci, è stato privilegiato l'aspetto estetico, all'aspetto strutturale; per questo motivo è stato preferito scegliere un ingombro maggiore radiale ma di forma cilindrica rispetto ad un ingombro minore a sezione rettangolare a parità di deformazione sotto carico; infatti è ben noto dalla letteratura la miglior capacità di resistere a sforzi flessionali di travi a sezione rettangolare rispetto a travi a sezione circolare. Malgrado ciò, come detto, si è preferito migliorare l'aspetto estetico utilizzando tubolari cavi a sezione circolare.

### 5.9.2 Analisi della traiettoria

In seconda battuta si procede all'inserimento dei dati relativi alla traiettoria, in particolare la posizione, velocità e accelerazione del manipolatore; tali dati vengono inseriti in funzione del tempo di percorrenza, della velocità e dell'accelerazione massima che si vuole che abbia l'end effector. Di seguito vengono riportati tali dati di posizione, velocità e accelerazione in funzione di velocità accelerazione e tempo massimo di percorrenza. Il tempo di percorrenza, ove non è specificata un'accelerazione massima, risulta essere molto importante, in quanto va a modificare le forze e le coppie d'inerzia necessari ai giunti, e quindi la dimensione del motoriduttore associato. Di seguito vengono riportate le tre fasi di lavoro, con i rispettivi grafici relativi a posizione, velocità e accelerazione. Per tutte le rappresentazioni e le analisi che andremo ad effettuare, il sistema di riferimento fisso rispetto a cui sarà riferito il tutto è il sistema  $x_0 - y_0$  rappresentato in *figura 79*, ed è da considerarsi fisso con la prima coppia rotoidale solidale con la colonna portante.

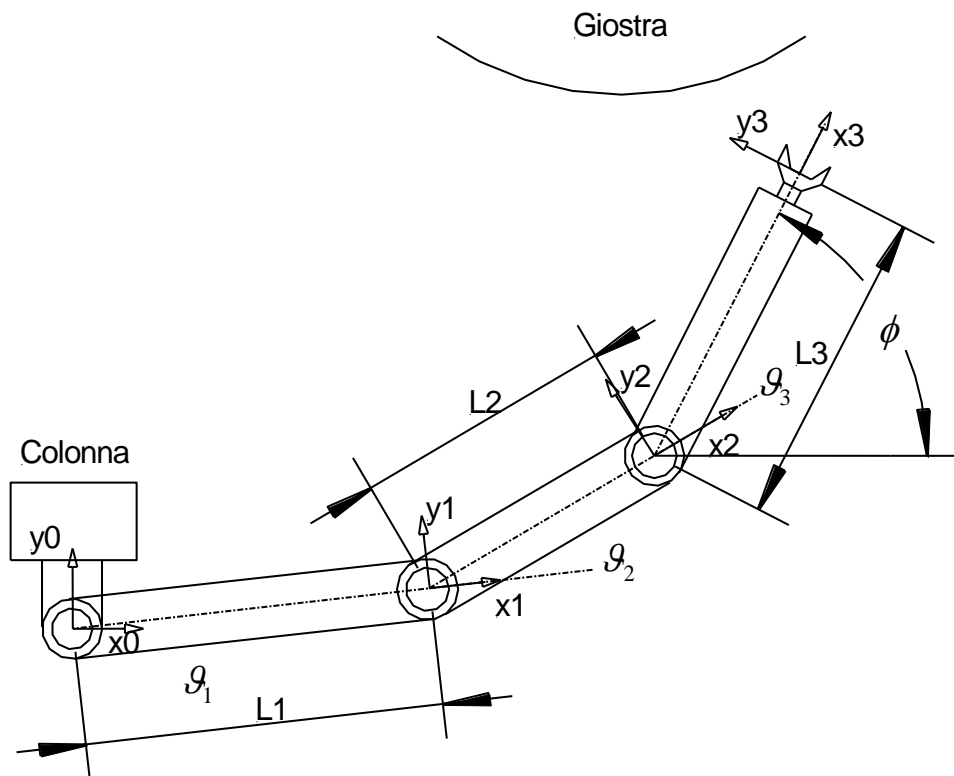


Figura 79 – Schema robot planare

Fase1: dati

- Posizione iniziale  $(x, y, rot)$ :  $(0.840, 0.424, 90^\circ)$ ;
- Posizione finale  $(x, y, rot)$ :  $(0.840, 0.300, 90^\circ)$ ;
- Legge di moto: di tipo trapezoidale avente i seguenti dati;

$$t_{i} = 0; t_{f} = 5s; v_{1max} = 0.01 \frac{m}{s}; a_{1max} = 0.01 \frac{m}{s^2}; T_{1s} = \frac{v_{max}}{a_{max}} = 1$$

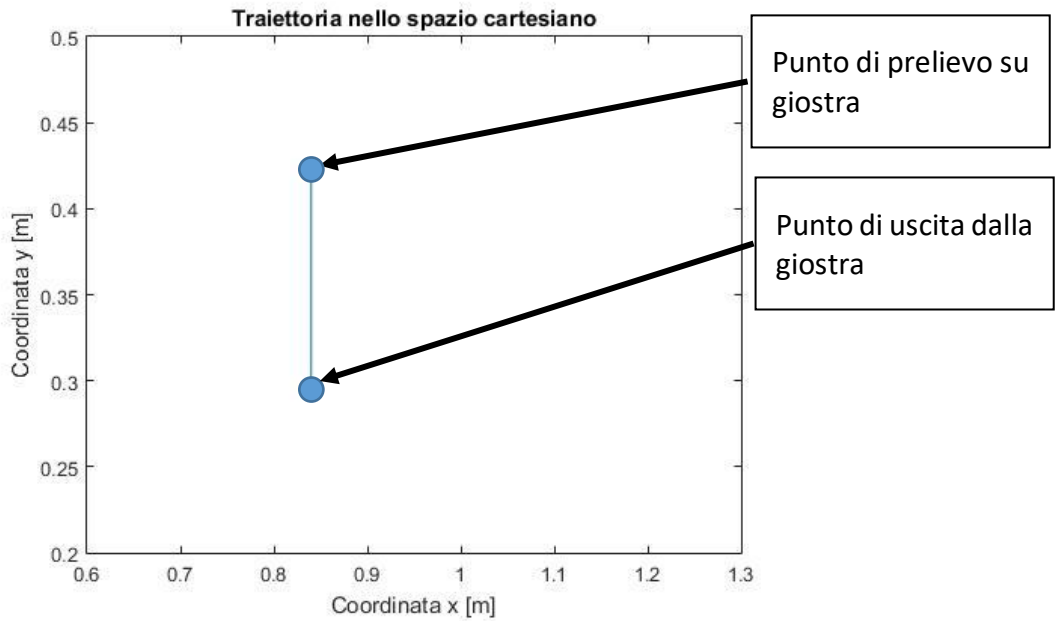


Figura 80 – Traiettoria spazio cartesiano del primo tratto

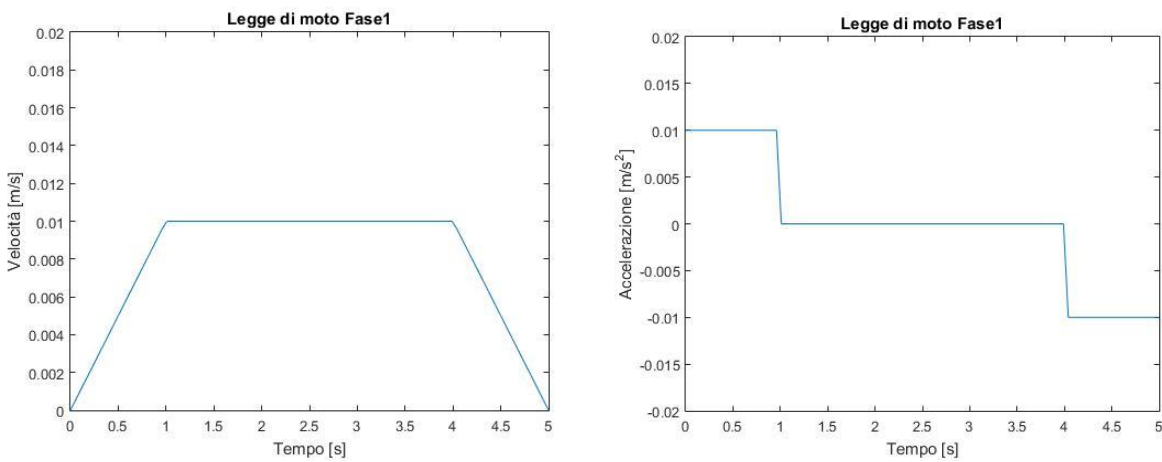


Figura 81 – Velocità e accelerazione cartesiana primo tratto

Fase2: dati

- Posizione iniziale (x, y, rot): (0.840, 0.300, 90°);
- Posizione finale (x, y, rot): (0, -1.2, -90°);
- Legge di moto: di tipo cicloidale avente i seguenti dati  
 $t_{2i} = 0; t_{2f} = 2s;$

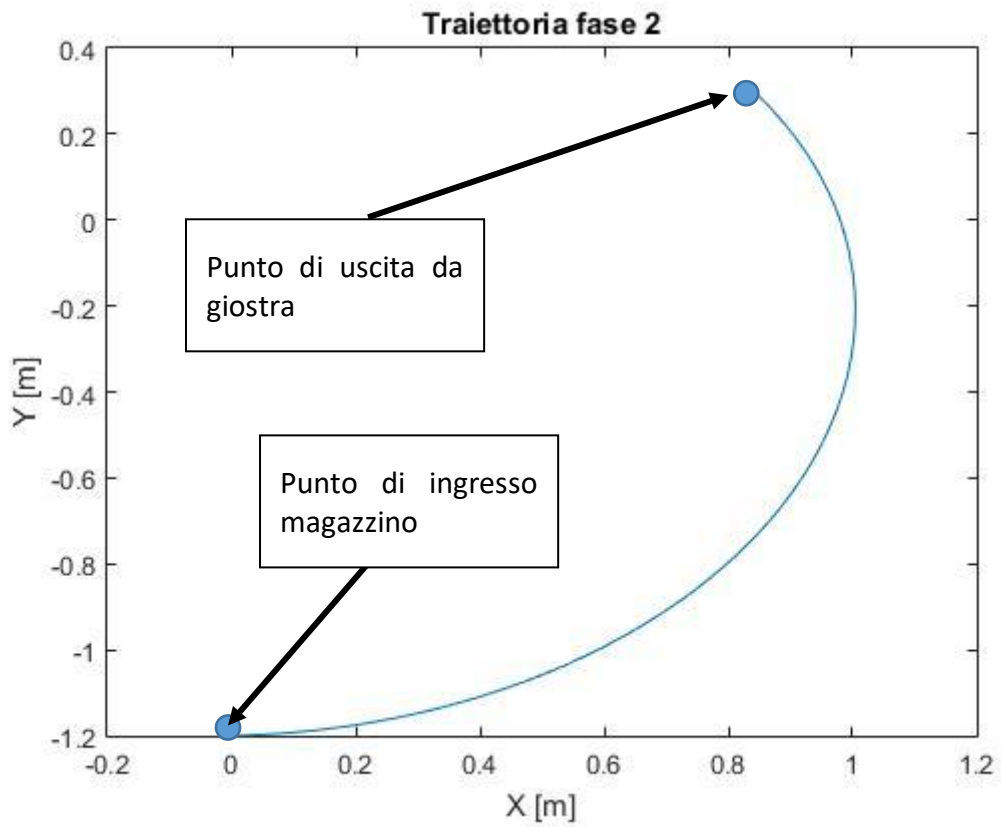


Figura 82 – Traiettoria nello spazio cartesiano del secondo tratto

### Fase3: dati

- Posizione iniziale ( $x, y, rot$ ):  $(0, -1.2, -90^\circ)$ ;
- Posizione finale ( $x, y, rot$ ):  $(0, -1.25, -90^\circ)$ ;
- Legge di moto: di tipo trapezoidale avente i seguenti dati

$$t_{1i} = 0; t_{1f} = 5s; v_{1max} = 0.01 \frac{m}{s}; a_{1max} = 0.01 \frac{m}{s^2}; T_{1s} = \frac{v_{max}}{a_{max}} = 1$$



Figura 83 – Traiettoria nello spazio cartesiano del terzo tratto

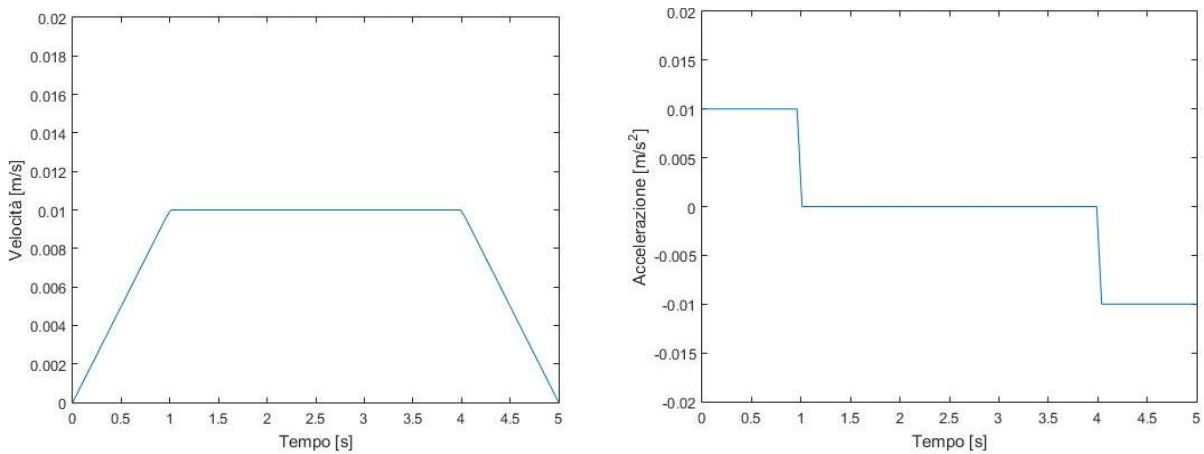


Figura 84 Velocità e accelerazione cartesiana del terzo tratto

### 5.9.3 Analisi cinematica inversa

Una volta determinata la traiettoria da far eseguire al manipolatore, si procede all'analisi cinematica inversa, la quale consiste nella determinazione delle variabili dipendenti  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3, \dot{\vartheta}_1, \dot{\vartheta}_2, \dot{\vartheta}_3, \ddot{\vartheta}_1, \ddot{\vartheta}_2, \ddot{\vartheta}_3$  in funzione degli ingressi in posizione, velocità e accelerazione scelti nei paragrafi precedente  $p_x, p_y, \phi, \dot{p}_x, \dot{p}_y, \dot{\phi}, \ddot{p}_x, \ddot{p}_y, \ddot{\phi}$ . Di seguito vengono riportati i grafici relativi a posizione, velocità e accelerazione delle variabili di giunto in funzione del tempo necessario ad ogni fase definito in precedenza.

Nello specifico risulta:

*Analisi di posizione (figura 85):*

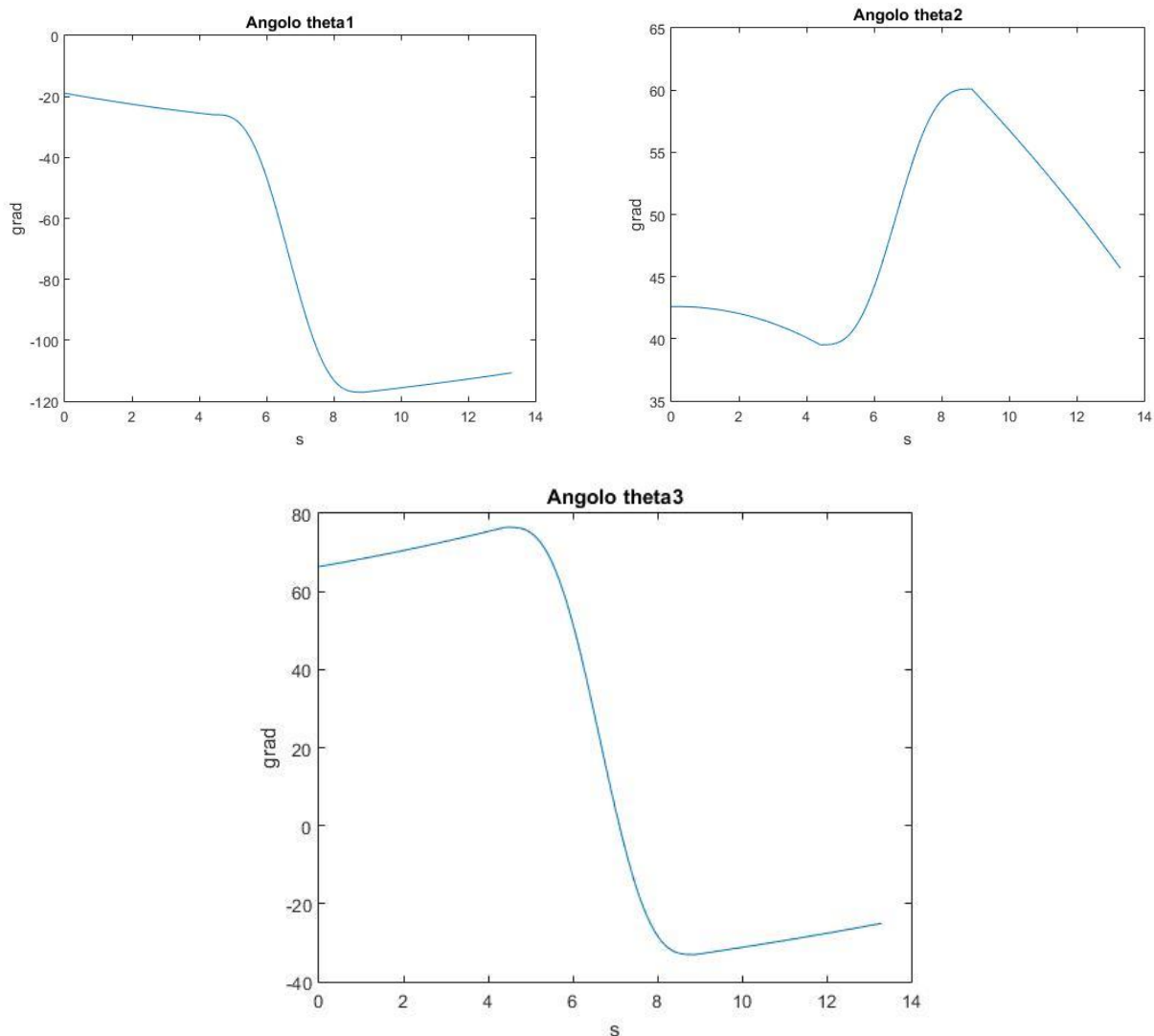
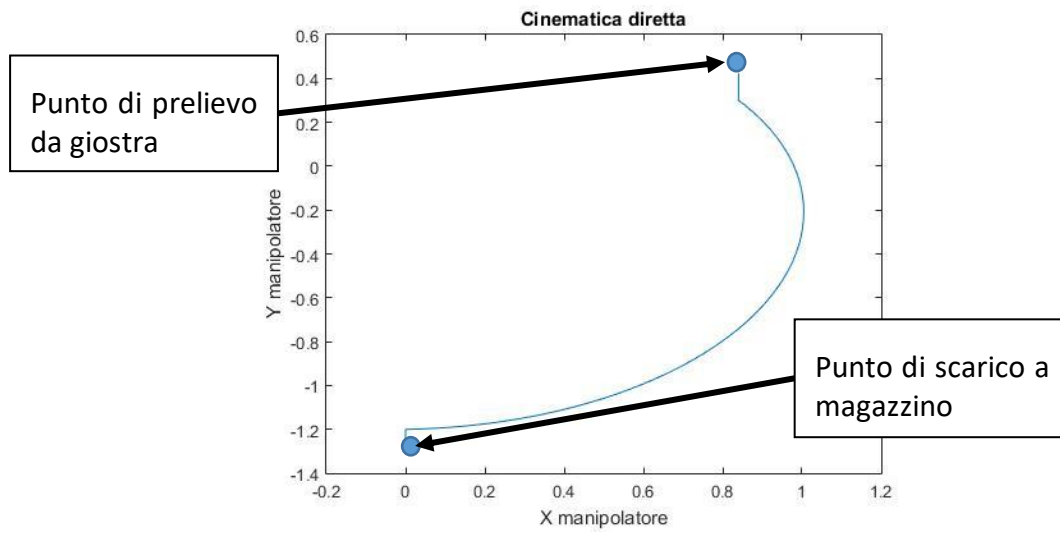
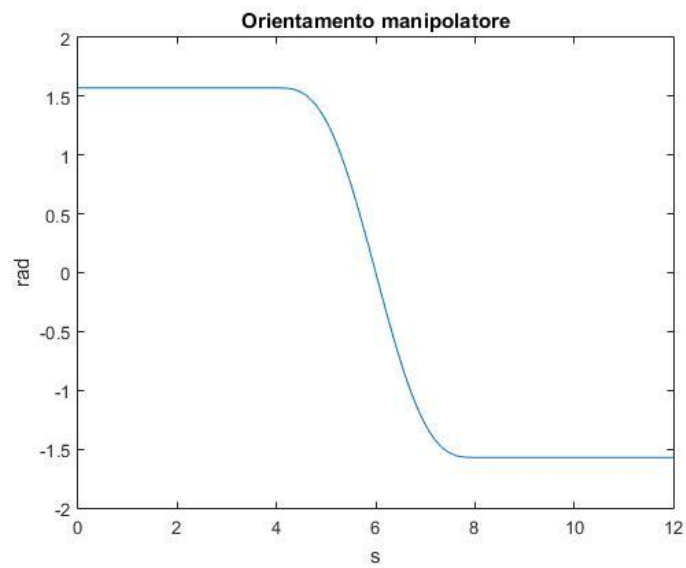


Figura 85 – Andamento delle variabili di giunto  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$  in funzione della traiettoria imposta

La combinazione delle tre variabili di giunto, permettono una traiettoria totale nello spazio cartesiano rappresentato in *figura 86*.



*Figura 86 – Traiettoria completa nello spazio cartesiano*



*Figura 87 – Orientamento del manipolatore durante la traiettoria*

Analisi di velocità (figura 88):

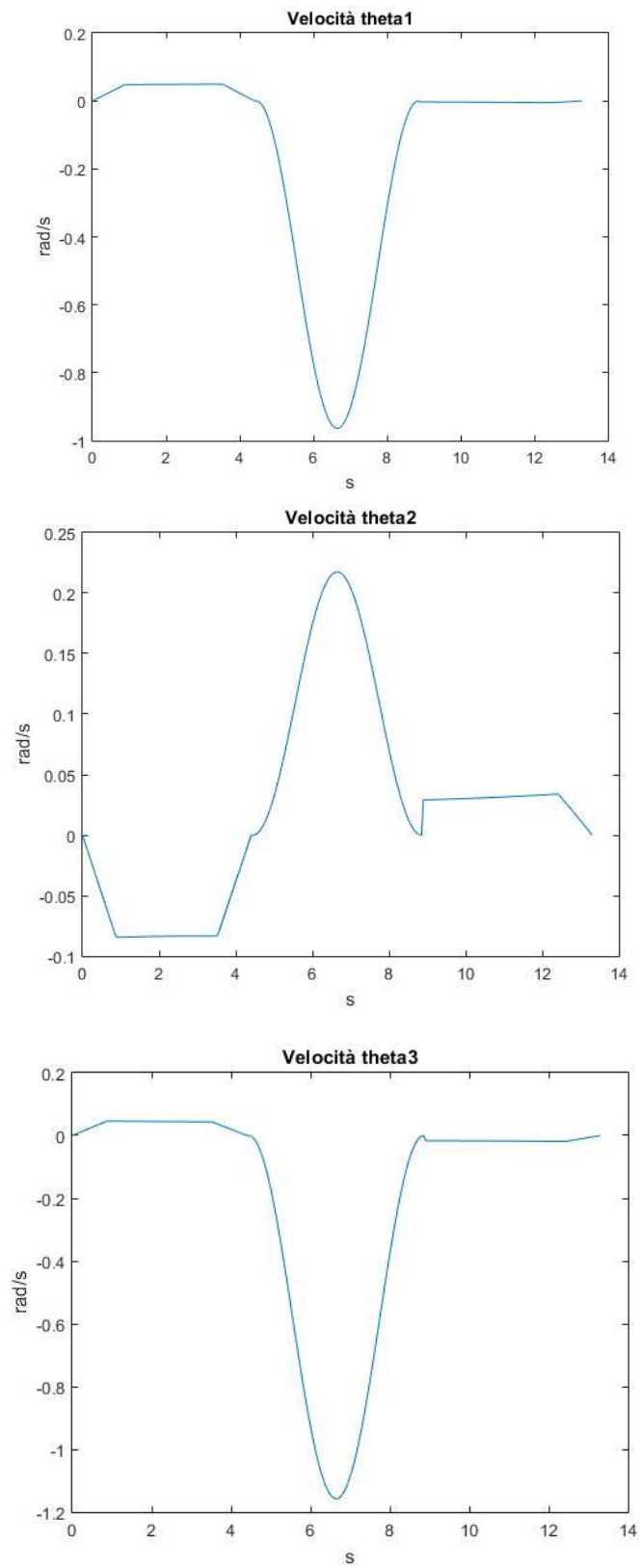


Figura 88 – Andamento delle variabili  $\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3$  in funzione del tempo

Analisi di accelerazione (figura 89):

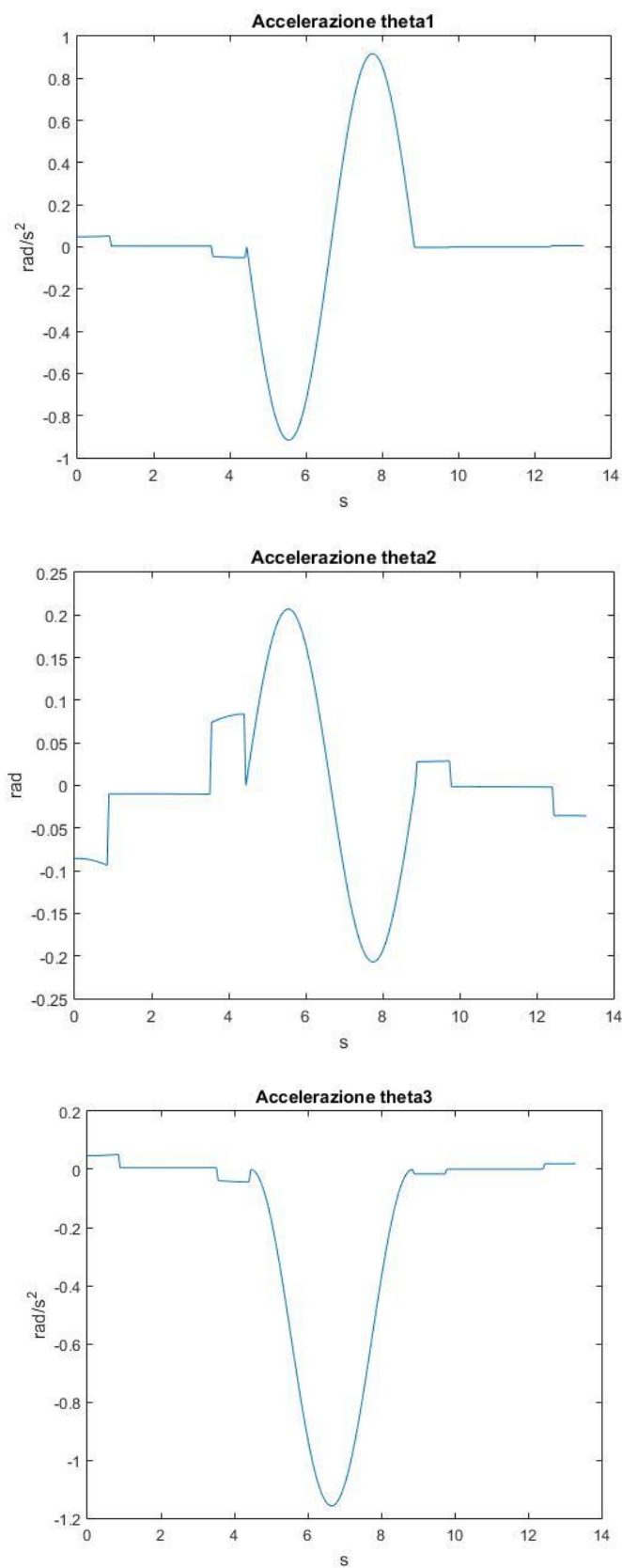


Figura 89 – Andamento delle variabili  $\ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3$  in funzione del tempo

#### 5.9.4 Analisi dinamica inversa

Una volta eseguita l'analisi cinematica del meccanismo e calcolate le accelerazioni dei punti principali del meccanismo (di cui abbiamo già discusso nel capitolo "analisi di accelerazione dei punti principali del robot"), si può procedere all'analisi dinamica, con il fine di calcolare le coppie necessarie ai giunti per effettuare le traiettorie descritte nelle tempistiche e nelle velocità richieste; di seguito vengono riportati i grafici relativi alle coppie motrici necessarie ad ogni giunto in funzione del tempo.

*Coppia motrice asse 3 (figura 90):*

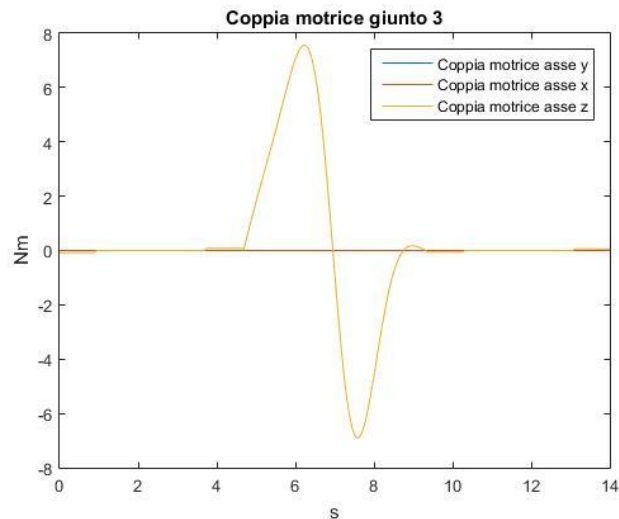


Figura 90 – Andamento della coppia motrice del giunto tre in funzione della traiettoria imposta

*Coppia motrice asse 2 (figura 91):*

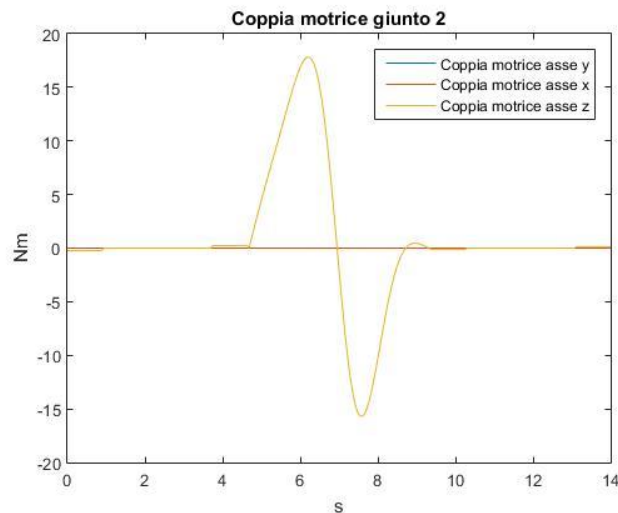


Figura 91 - Andamento della coppia motrice del giunto due in funzione della traiettoria imposta

Coppia motrice asse 1 (figura 92):

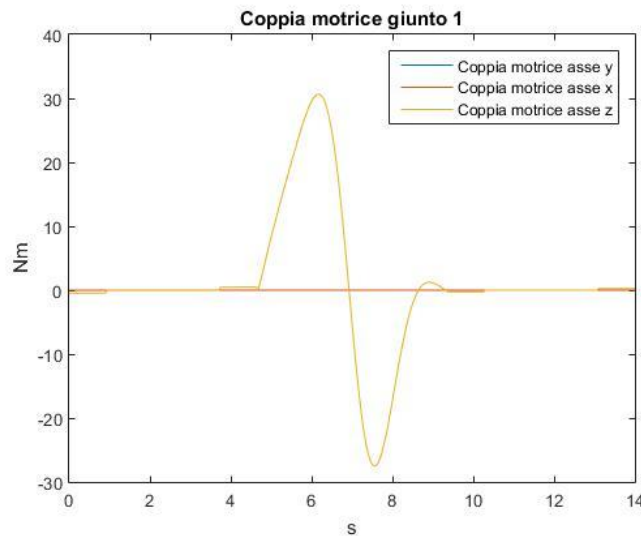


Figura 92 - Andamento della coppia motrice del giunto uno in funzione della traiettoria imposta

Come si può notare in questi ultimi grafici della coppia motrice in funzione del tempo, delle tre componenti fondamentali, solo quella lungo l'asse z ha componenti diverse da zero, in quanto si tratta di un moto semplificato puramente planare, che implica quindi solo accelerazione sul piano x-y, che generano quindi solo coppie lungo l'asse z.

## 5.10 Verifica deformazione statica bracci

Un'analisi complementare alla classica analisi cinematica e dinamica, soprattutto nel caso di robot di tipo seriale, è relativa al calcolo dei momenti ribaltanti che vengono a crearsi durante il moto a causa della forza gravitazionale, e che vengono a scaricarsi sui supporti dei giunti. A tal proposito si procede a calcolare per ogni giunto, le componenti flettenti che nascono durante il ciclo di funzionamento. A seconda della configurazione nasceranno due momenti flettenti: uno lungo la direzione x e uno lungo la direzione y; la somma vettoriale delle due componenti indicherà il momento risultante agente sui supporti calettati sui giunti. Di seguito vengono riportati i calcoli e i grafici relativi a tali momenti ribaltanti.

### 5.10.1 Giunto braccio 3:

Per il calcolo del momento ribaltante totale, sono noti i vettori di posizione  $\mathbf{P}_{3-30} = \mathbf{P}_3 - \mathbf{P}_{30}$  tra la posizione del cassetto e il giunto 3, e  $\mathbf{P}_{3g-30} = \mathbf{P}_{3g} - \mathbf{P}_{30}$  tra la posizione del baricentro del braccio 3 e il giunto 3. A questo punto si calcola il momento totale:

$$\mathbf{M}_3 = \mathbf{P}_{3-30} \wedge \mathbf{g} \cdot m_c + \mathbf{P}_{3g-30} \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b3};$$

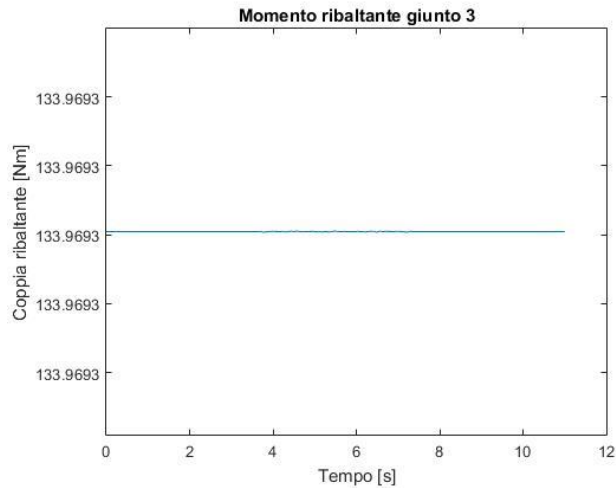


Figura 93 – Momento ribaltante agente sul giunto 3

Come era presumibile aspettarci, il momento ribaltante rimane costante durante tutta la traiettoria, in quanto le distanze  $\mathbf{P}_{3-30}$  e  $\mathbf{P}_{3g-30}$  non variano.

### 5.10.2 Giunto braccio 2:

Nel secondo giunto, l'influenza della traiettoria è presente; anche in questo sono note le distanze  $\mathbf{P}_{2-20} = \mathbf{P}_2 - \mathbf{P}_{20}$  e  $\mathbf{P}_{2g-20} = \mathbf{P}_{2g} - \mathbf{P}_{20}$ . Si procede quindi al calcolo dei momenti ribaltanti, tenendo anche in considerazione le masse dei motoriduttori.

$$\mathbf{M}_2 = (\mathbf{P}_{30} - \mathbf{P}_{20}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_c + (\mathbf{P}_{3g} - \mathbf{P}_{20}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b3} + \mathbf{P}_{2-20} \wedge \mathbf{g} \cdot m_{r3} + \mathbf{P}_{2g-20} \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b2};$$

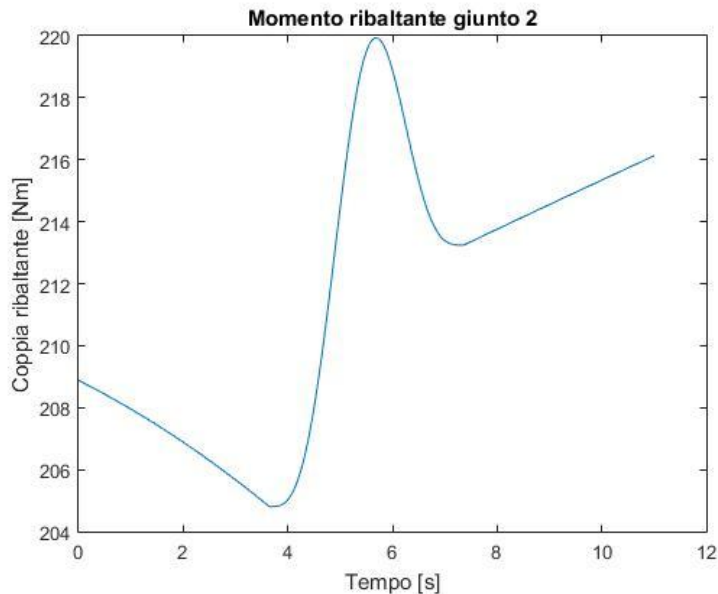


Figura 94 – Momento ribaltante agente sul giunto 2

### 5.10.3 Giunto braccio 1:

Nel primo giunto, analogamente al giunto 2, l'influenza della traiettoria è presente.

$$\mathbf{M}_1 = (\mathbf{P}_3 - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_c + (\mathbf{P}_{3g} - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b3} + (\mathbf{P}_2 - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{r3} + (\mathbf{P}_{2g} - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b2} + (\mathbf{P}_1 - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{r2} + (\mathbf{P}_{1g} - \mathbf{P}_{10}) \wedge \mathbf{g} \cdot m_{b1};$$

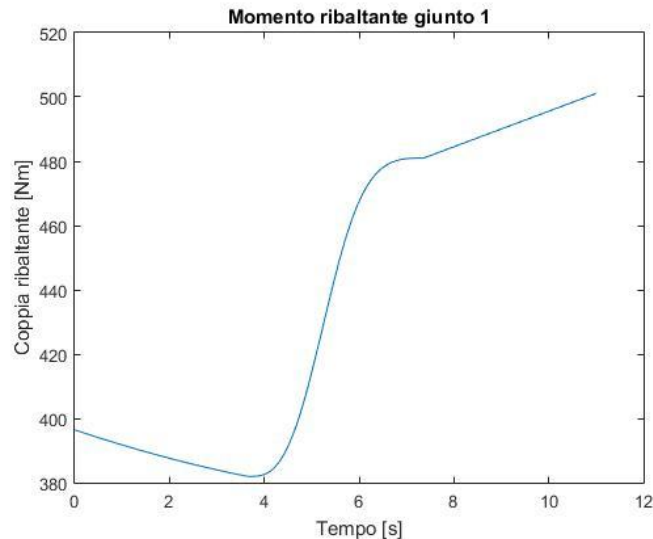


Figura 95 – Momento ribaltante agente sul giunto 1

### 5.10.4 Calcolo della freccia statica

I momenti ribaltanti calcolati nel capitolo precedente, causano inevitabilmente un cedimento elastico dei bracci; facendo delle semplificazioni di tipo geometrico e di accoppiamento tra i vari giunti, si può avere una stima della freccia statica causata dalle azioni esterne, durante tutta la traiettoria. Nello specifico si considerano tre porzioni di braccio, vincolate tra loro in maniera rigida, sollecitate da un momento ribaltante lungo la trave di entità pari al valore calcolato nei capitoli precedenti. Di seguito vengono riportati i calcoli relativi alle tre porzioni, e il grafico totale della freccia statica in funzione della traiettoria scelta.

$$Freccia_3 = \frac{\mathbf{M}_3 \cdot \mathbf{l}_3^2}{2 \cdot E \cdot I_3}; Rotazione_3 = \frac{\mathbf{M}_3 \cdot \mathbf{l}_3}{E \cdot I_3};$$

$$Freccia_2 = \frac{\mathbf{M}_2 \cdot \mathbf{l}_2^2}{2 \cdot E \cdot I_2}; Rotazione_2 = \frac{\mathbf{M}_2 \cdot \mathbf{l}_2}{E \cdot I_2};$$

$$Freccia_{2tot} = Freccia_3 + Freccia_2 + Rotazione_2 \cdot l_3;$$

$$Freccia_1 = \frac{\mathbf{M}_1 \cdot \mathbf{l}_1^2}{2 \cdot E \cdot I_1}; Rotazione_1 = \frac{\mathbf{M}_1 \cdot \mathbf{l}_1}{E \cdot I_1};$$

$$Freccia_{tot} = Freccia_{2tot} + Freccia_1 + Rotazione_1 \cdot (l_2 + l_3);$$

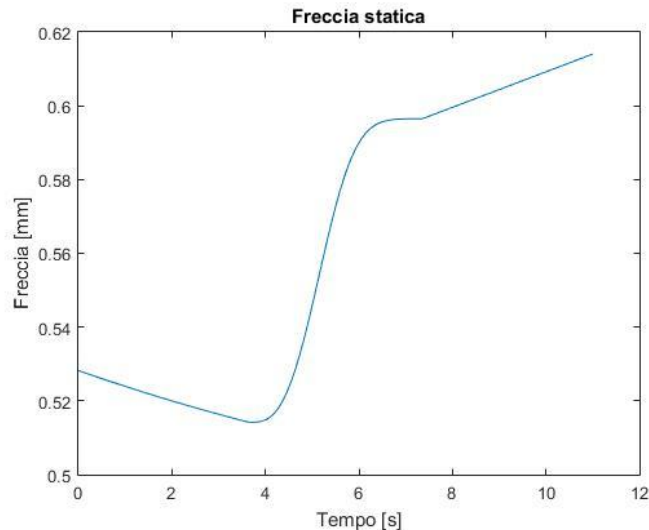


Figura 96 – Andamento della freccia statica in funzione della traiettoria effettuata

## 5.11 Scelta e dimensionamento di componenti commerciali

### 5.11.1 Dimensionamento e scelta dei motoriduttori

Una volta effettuata l'analisi dinamica del meccanismo, abbiamo a disposizione le curve di coppia che i motori devono vincere durante tutto il ciclo di lavoro. Grazie a questi dati e ai valori inerziali noti dei componenti, possiamo procedere alla scelta del moto riduttore più adatto ad ogni tipo di applicazione.

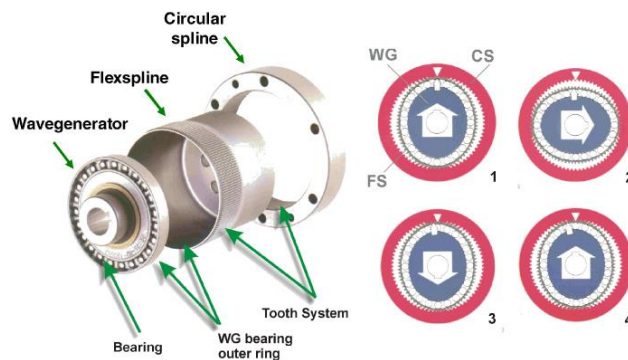


Figura 97 – Schema di funzionamento di un riduttore armonico

Per un'applicazione di questo tipo, inoltre, non sono da trascurare i valori dei momenti ribaltanti, in quanto la configurazione dei bracci sarà di tipo seriale, e i supporti che andranno a vincere tali

componenti esterne, saranno integrati nel riduttore che oltre ad aumentare la coppia del motore, grazie alla sua configurazione, riuscirà a sopportare anche i carichi esterni.

In fase preliminare si è quindi scelta una tipologia di riduttore, che nello specifico poteva essere di tipo epicicloidale o di tipo armonico. Dopo un'attenta valutazione, si è deciso di utilizzare riduttori armonici, in particolare prodotti dalla casa Harmonic Drive, leader mondiale nella produzione di riduttori armonici. Esso è costituito essenzialmente da tre componenti principali (figura 97): il cuscinetto ellittico (o Wave Generator), il corpo dentato flessibile (o Flexspline) e la ruota esterna (o Circular Spline). Il corpo dentato ha un diametro leggermente inferiore rispetto a quello della ruota esterna e una dentatura con due denti in meno. Esso viene deformato ellitticamente dal

cuscinetto ellittico per cui i denti dei due componenti citati si impegnano sulla diagonale principale dell'ellisse. Quando la ruota esterna ruota in senso orario, la zona di presa dei denti si sposta con l'asse principale dell'ellisse; il rapporto di trasmissione per riduttori ellittici diventa:

$$\tau_{elitt} = \frac{z_{ellisse} - z_{esterno}}{z_{ellisse}}, \text{ e può variare da 30 a 300 in ingombri assiali molto limitati.}$$

Si è scelto questo tipo di tecnologia essenzialmente per due motivi:

- Grande rapporto di trasmissione in confronto alla tecnologia classica costituita da rotismi epicicloidali a parità di ingombri assiali;
- Gioco nullo nell'accoppiamento ed un'eccellente precisione nel posizionamento inferiore ad 1 arcmin ed una ripetibilità di pochi arcosecondi, caratteristica molto importante nelle applicazioni robotiche.

Una volta scelta la tipologia di riduttore, si è passati quindi al dimensionamento degli stessi, in funzione della coppia richiesta e dei momenti ribaltanti da sopportare. Una volta scelto il riduttore, di conseguenza si è dimensionato il motore opportuno; di seguito vengono riportati i calcoli relativi alla scelta del motoriduttore per ogni giunto. Il procedimento risulta essere analogo per ogni asse, e si compone di diverse fasi:

1. Scelta del riduttore;

$$M_{rib-i};$$

$$60 \leq N_i \leq 160$$

Andando a verificare che il momento ribaltante a valle del riduttore sia minore di quello massimo sopportabile fornito dal catalogo

2. Calcolo dei momenti d'inerzia totali a valle dell'asse;

$$J_i = \sum J_c + J_{bi} + J_{ri};$$

dove  $J_c$  è il momento d'inerzia baricentrico del cassetto comprensivo dell'utensileria,  $J_{bi}$  è il momento d'inerzia baricentrico del braccio i-esimo e  $J_{ri}$  è il momento d'inerzia baricentrico del motoriduttore i-esimo che ipotizzeremo in quanto non ancora noto; per quanto riguarda gli altri due citati in precedenza, vengono forniti dal CAD nel momento della progettazione.

3. Riduzione all'albero veloce del momento d'inerzia e somma del contributo inerziale del riduttore e verifica del momento motore attraverso l'utilizzo del rapporto d'inerzia  $\lambda$ ;

$$J_{ieq} = \frac{J_i}{N_i^2} + J_{irid};$$

$$J_{mi} = \frac{J_{ieq}}{\lambda};$$

Dove  $J_{mi}$  è il momento d'inerzia del motore preso da catalogo; con  $\lambda = 3$  si intendono applicazioni con accelerazioni dell'ordine del metro al secondo quadro.

4. Calcolo della coppia reale necessaria all'albero veloce;

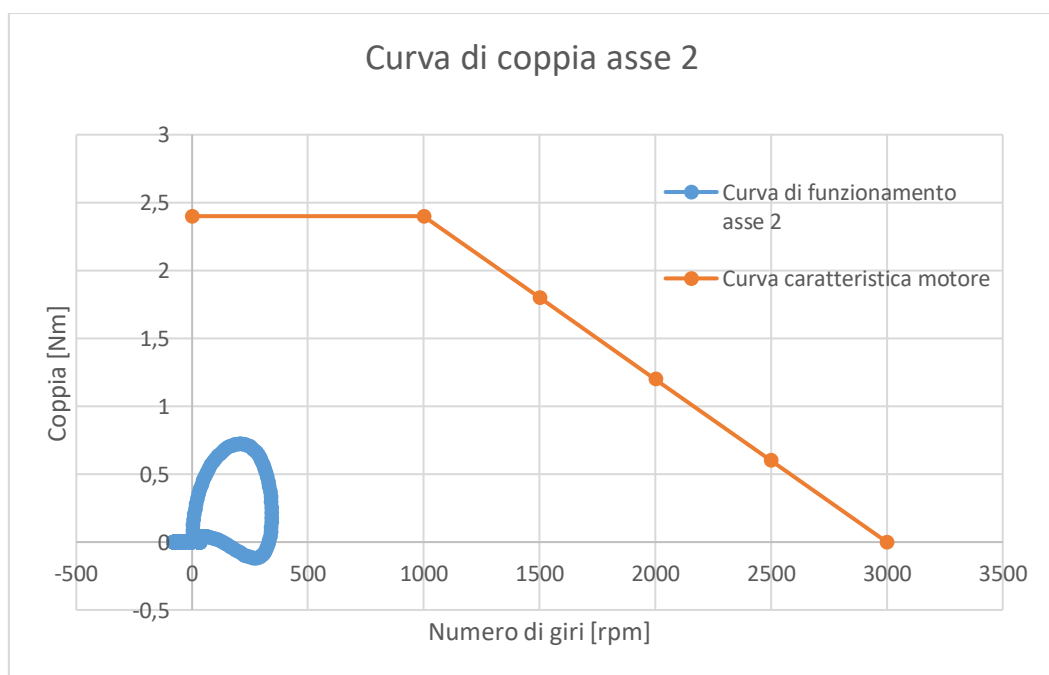
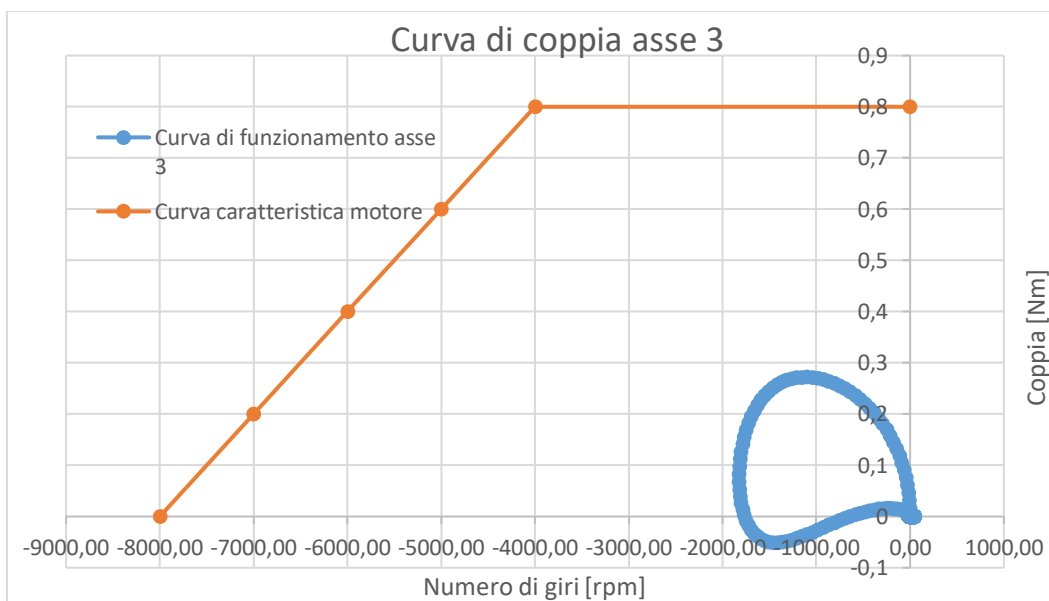
$$C_{eff-i} = \frac{C_{max-i}}{\eta_{rid-i}};$$

Dove  $\eta_{rid-i}$  è il rendimento globale del riduttore preso da catalogo

$$C_{m-i} = \frac{C_{eff-i}}{N_i};$$

5. Scelta finale del moto riduttore;

Si procede a confrontare che il picco di coppia massima calcolata in precedenza tramite calcoli sia minore della coppia massima fornita dal motoriduttore. Si tratta di un metodo di calcolo non molto preciso, ma per tale tipo di applicazione che non richiede cicli di lavoro particolarmente stressanti, può essere considerato accettabile. Tutti i motori scelti sono di tipo sincro trifase, adatti ad applicazioni robotiche.



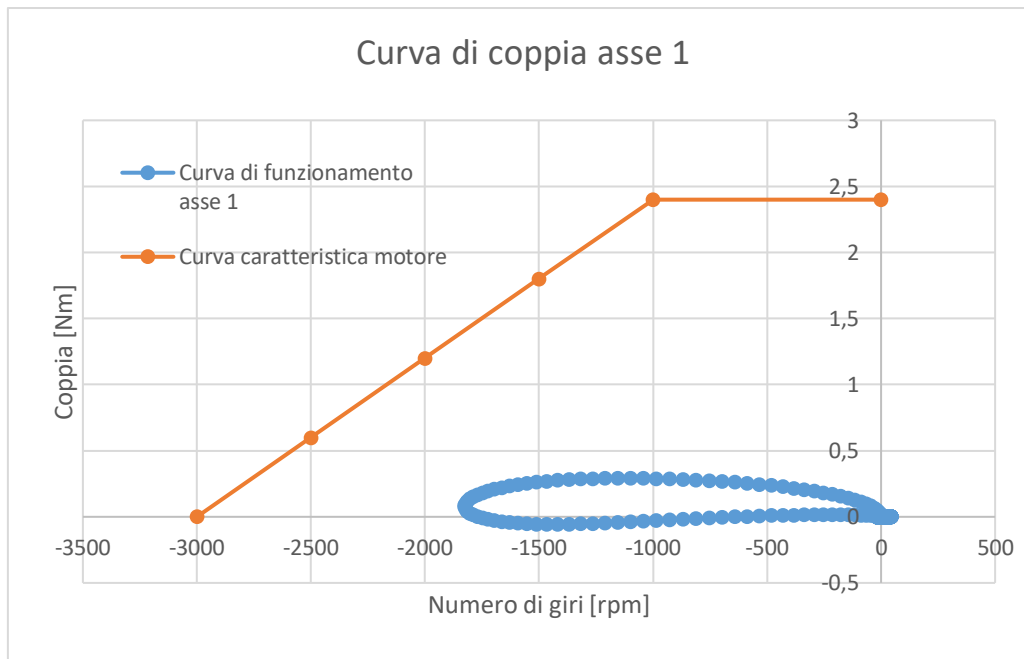


Tabella 2 – Tabella riassuntiva nella scelta dei motori e dei riduttori degli assi

		Asse 3	Asse2	Asse 1
Accelerazione angolare massima	[rad/s <sup>2</sup> ]	circa 3	circa 2,5	circa 0,2
Rapporto d'inerzia $\lambda$	n°	3	3	3
Momento d'inerzia Ji	[Kg*m <sup>2</sup> ]	0,074	0,2543	0,7545
Coppia	Nm	0,11	0,388	1,1
Riduttore		CPU-25-M-100	CPU-32-H-100	HFUC-40-2UH-160
Momento d'inerzia riduttore	[Kg*m <sup>2</sup> ]	0,0000484	0,000169	0,000868
Rapporto di riduzione riduttore	n°	100	100	160
Rendimento Riduttore	n°	0,65	0,65	0,65
Inerzia albero veloce	[Kg*m <sup>2</sup> ]	0,0000558	0,00019443	0,000897473
Inerzia albero veloce	[Kg*cm <sup>2</sup> ]	0,558	1,944	8,975
Coppia albero veloce	Nm	0,169	0,597	1,692
Maximun speed	rpm	3000	3000	3000
Motore		AM8022-0D20	AM8032-0D20	AM8532-0D20
Freno di stazionamento		No	No	No
Coppia Massima	Nm	0,7	2,3	2,3
Inerzia	[Kg*cm <sup>2</sup> ]	0,253	0,842	2,05
Speed	rpm	8000	3000	3000
Current	A	1,5	1,7	1,7
$\lambda=JL/JM$	n°	2,206	2,309	4,378

### 5.11.2 Dimensionamento sistema di movimentazione asse verticale

Per quanto riguarda il dimensionamento dell'asse verticale, si è scelto un meccanismo costituito da una vite senza fine e chiocciola, in grado di movimentare un piatto su cui viene montato il robot, il tutto supportato da guide lineari a quattro pattini.

Per la fabbricazione di tale meccanismo si erano valutate due possibilità: l'acquisto di un modulo preconfezionato, avente tutti i componenti già assemblati all'interno di un carter di alluminio, pronto per essere montato sulla colonna; l'acquisto delle singole parti ed il successivo montaggio sulla colonna. Nel primo caso l'aspetto positivo era nell'acquisto di un componente con caratteristiche meccaniche complessive molto buone e garantite nell'assieme, ma ad un prezzo molto elevato; nel secondo caso, con una buona progettazione ed il relativo montaggio, si riescono ad avere le stesse caratteristiche meccaniche del modulo precedente, ma ad un prezzo considerevolmente minore. Queste motivazioni ci hanno spinto ad optare per la seconda soluzione, e quindi ad una progettazione meccanica del sistema.

### 5.11.3 Dimensionamento vite senza vite

Una volta determinata la tecnologia da utilizzare, si può iniziare la fase di progettazione, che consiste nella verifica dei parametri principali del componente, avendo in ingresso i dati di progetto. In particolare si suppongono dei cicli di lavoro teorici maggiorati, in cui si calcolano i carichi che il componente deve sopportare.

Di seguito vengono riportati i dati del problema e i valori relativi alle fasi di lavoro del componente, opportunamente maggiorati:

Tabella 3 - Dati d'ingresso vite senza fine

Massa da movimentare $m$ [kg]	100
Massa carrelli guida [kg]	2,52
Corsa utile [mm]	1000
Extracorsa [mm]	50
Velocità massima [m/sec]	0,2
Tempo di accelerazione [sec]	0,5
Tempo di decelerazione [sec]	0,5
Accelerazione massima $a_{\max}$ [ $m/s^2$ ]	0.4
Accuratezza di posizionamento (mm/corsa)	0,05
Ripetibilità posizionamento [mm]	0.05
Avanzamento minimo [mm/pulse]	0,01
Numero di giri del motore [rpm]	3000
Ipotesi momento d'inerzia motore [ $Kg \cdot m^2$ ]	5,00E-05
Coefficiente d'attrito guide $f$	0,007
Resistenza meccanica guide $fr$ [N]	20
Risoluzione encoder [p/rev]	1000

- Calcolo dei carichi assiali nelle varie fasi di lavoro

$F_{a1} = m \cdot g + fr + m \cdot a_{\max}$	Carico assiale durante l'accelerazione verso l'alto;
$F_{a2} = m \cdot g + fr;$	Carico assiale durante il moto uniforme verso l'alto;
$F_{a3} = m \cdot g + fr - m \cdot a_{\max};$	Carico assiale durante la decelerazione verso l'alto;
$F_{a4} = m \cdot g - fr - m \cdot a_{\max};$	Carico assiale durante l'accelerazione verso il basso;
$F_{a5} = m \cdot g - fr;$	Carico assiale durante il moto uniforme verso il basso;
$F_{a6} = m \cdot g - fr + m \cdot a_{\max};$	Carico assiale durante la decelerazione verso il basso;

Eseguendo i calcoli il valore di entità maggiore risulta essere:

$$F_{a1} = m \cdot g + fr + m \cdot a_{\max} = 1026N$$

Si calcola ora il valore nominale di base del carico statico, che rappresenta un carico statico con direzione e grandezza costanti in base al quale la somma della deformazione permanente

dell'elemento rotolante e della pista di rotolamento sull'area di contatto in presenza della massima sollecitazione è pari a 0.0001 volte il diametro dell'elemento rotolante. Normalmente per le viti a ricircolo di sfere è definito dal carico assiale ed è pari a:

$$C_{0a} = F_{a\max} \cdot f_s$$

dove  $f_s$  rappresenta un fattore di sicurezza statico dipendente dal tipo di applicazione e dalle condizioni di carico. Prendendo un valore di  $f_s$  pari a 4, otteniamo:

$$C_{0a} = F_{a\max} \cdot f_s = 1026N \cdot 4 = 4104N$$

A questo punto si può procedere alla scelta della dimensione della vite, considerando il carico statico rappresentato nei cataloghi commerciali; confrontando i valori calcolati con i valori del catalogo, abbiamo preso una vite senza fine delle dimensioni:

$$D_e = 32mm;$$

$$D_i = 29.2mm;$$

$$passo = 5mm;$$

Tali valori sono stati scelti maggiorati rispetto, per riuscire ad aumentare anche la rigidità totale del sistema. Una volta scelta la vite si procede al calcolo della rigidità assiale, per riuscire a calcolare lo spostamento elastico totale in direzione assiale sotto carico che risulta essere:

$$\delta = \frac{F_a}{K}$$

La rigidità assiale di un sistema a vite si ottiene utilizzando la seguente equazione:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B}$$

Dove rispettivamente:

- $K_S = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} D_i^2 \cdot E}{1000 \cdot L} = \frac{\pi \cdot D_i^2 \cdot E}{1000 \cdot L} = 562 \frac{N}{mm}$

è la rigidità assiale della vite nelle condizioni di supporti entrambi rigidi;

- $K_N = 0.8K \cdot \left( \frac{F_a}{0.3 \cdot C_a} \right)^{\frac{1}{3}} = 300000 \frac{N}{mm}$

È la rigidità assiale della chiocciola, con valori presi da catalogo

- $K_B = 750000 \frac{N}{mm}$

È la rigidità assiale del cuscinetto di supporto scelto in relazione al diametro della vite

Risulta quindi che:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} = 0.00178 \frac{mm}{N} \rightarrow \delta = \frac{F_a}{K} = 1.95mm$$

Una volta scelta e verificata la vite a ricircolo di sfere, si può procedere alla scelta del motore che soddisfi la ciclica del sistema. Si procede al calcolo nella condizione più gravosa del ciclo, andando a calcolare la coppia di picco del motore come:

$C_m = C_e + C_{acc}$  dove rispettivamente  $C_e$  rappresenta la coppia durante il moto di salita uniforme, mentre  $C_{acc}$  rappresenta la coppia durante l'accelerazione della massa traslante fino al raggiungimento del moto uniforme.

$$C_e = \frac{F_a \cdot passo}{2\pi\eta_v} = 0.906Nm$$

$$C_{acc} = J_{tot} \cdot \dot{\omega} = J_{tot} \cdot \frac{\omega}{t_{acc}} = 0.082Nm$$

dove  $J_{tot}$  è comprensivo dei momenti d'inerzia esterni e di quello della vite.

$$C_m = C_e + C_{acc} = 0.906 + 0.082 = 0.988Nm$$

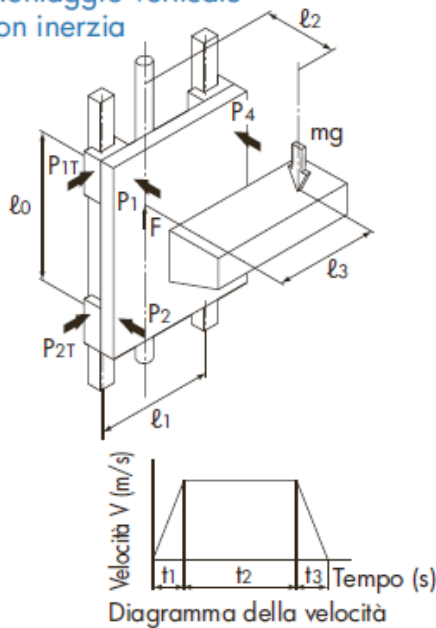
Grazie al valore di picco di coppia e del momento d'inerzia complessivo, si può procedere alla scelta del motore abbinato, che con valori di coppia limitati, non necessita della presenza di un riduttore. Nello specifico il motore scelto è della stessa famiglia di motori scelto per gli assi dei robot e le caratteristiche tecniche risultano essere:

Tabella 4 – Tabella riassuntiva motore scelto

Motore		AM8031-0C21
Freno di stazionamento		Sì
Coppia Massima	Nm	1,34
Inerzia	[ Kg · cm <sup>2</sup> ]	0,541
Velocità di rotazione	rpm	3000
Corrente	A	1

## 5.12 Dimensionamento guide lineari

Montaggio verticale  
con inerzia



Massa da movimentare $m$ [kg]	100
Corsa utile [mm]	1000
Extracorsa [mm]	50
Velocità massima [m/sec]	0,2
Tempo di accelerazione [sec]	0,5
Tempo di decelerazione [sec]	0,5
Accelerazione massima $a_{\max}$ [ $\frac{m}{s^2}$ ]	0.4
Accuratezza di posizionamento (mm/corsa)	0,05
Ripetibilità posizionamento [mm]	0.05
Distanza orizzontale da rotaia $l_3$ [mm]	500
Distanza rotaie $l_1$ [mm]	200
Distanza applicazione massa $l_2$ [mm]	500
Distanza carrelli $l_0$ [mm]	300

Figura 98 – Schema di fissaggio carrello movimentazione verticale

Al pari del dimensionamento del meccanismo vite senza fine e chiocciola, anche le guide lineari sono state dimensionate e verificate in maniera efficace. In particolare per quanto riguarda il ciclo di lavoro, sono stati utilizzati gli stessi valori usati per il dimensionamento della vite, in quanto i due componenti lavorano all'unisono per il conseguimento dell'obiettivo finale. Come si può vedere dalla figura 98, il montaggio viene effettuato su due rotaie parallele, le quali alloggiavano due carrelli ognuna; questo tipo di configurazione è stata scelta sia per massimizzare la rigidità durante il ciclo di lavoro, sia per ottimizzare la fluidità di movimento della struttura. Di seguito vengono riportati i calcoli principali al fine della scelta della dimensione del gruppo lineare.

### 5.11.1 Calcolo dei carichi applicati e dimensionamento guide

Fase di accelerazione:

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot (g + a_{\max}) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -850N$$

$$P_{1T} = P_{4T} = -\frac{m \cdot (g + a_{\max}) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -850N$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot (g + a_{\max}) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 850N$$

$$P_{2T} = P_{3T} = \frac{m \cdot (g + a_{\max}) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 850N$$

Fase a velocità costante

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -817N$$

$$P_{1T} = P_{4T} = -\frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -817N$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 817N$$

$$P_{2T} = P_{3T} = \frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 817N$$

Fase di decelerazione

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot (g - a_{\max}) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -783N$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot (g - a_{\max}) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 783N$$

$$P_{1T} = P_{4T} = -\frac{m \cdot (g - a_{\max}) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -783N$$

$$P_{2T} = P_{3T} = \frac{m \cdot (g - a_{\max}) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 783N$$

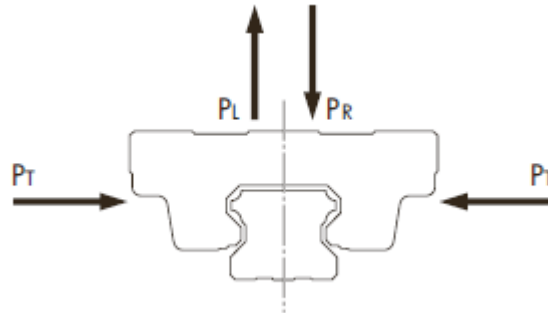


Figura 99 -

Una volta calcolati i vari carichi di compressione e di trazione sulle guide nelle diverse fasi del ciclo, si procede al calcolo del carico equivalente utilizzando il valore massimo dei carichi, ed un fattore di equivalenza tabulato, scelto a seconda del tipo di applicazione e del tipo di carico esterno.

$$P_E = X \cdot P_R + Y \cdot P_T$$

Dove  $P_E$  è il carico equivalente,  $P_R$  è il carico massimo di compressione,  $P_T$  è il carico massimo di trazione e  $X, Y$  sono i due fattori di equivalenza, che nel nostro caso di carico uguale sui quattro carrelli risultano essere pari a 1.

$$P_E = X \cdot P_R + Y \cdot P_T = 1 \cdot 850 + 1 \cdot 850 = 1700N$$

Una volta calcolato il carico equivalente, si procede a confrontarlo con i valori tabulati, andando ad inserire inoltre dei coefficienti di sicurezza dipendenti da diverse variabili; in particolare avremo:

$$\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_E} \geq f_S$$

Dove:

- $f_H$  è il fattore di durezza. Per garantire una capacità di carico ottimale della guida, la durezza della pista deve essere compresa tra 58 e 64 HRC. Se la durezza è inferiore a questo intervallo, il carico dinamico nominale e il carico statico nominale si riducono. Per tale motivo, è necessario moltiplicare ogni valore nominale per il rispettivo fattore di sicurezza  $f_H$ . Se la durezza della guida ricade nei parametri sopra indicati, il valore di  $f_H$  per la guida normalmente è pari a 1 a meno che non sia specificato diversamente.

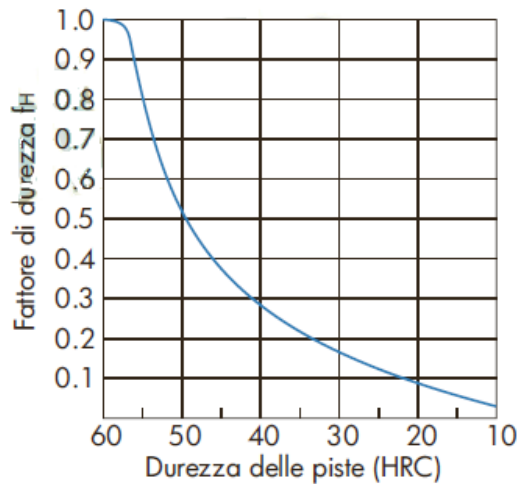


Figura 100: fattore di durezza

- $f_T$  è il fattore di temperatura. Se la temperatura dell'ambiente circostante alla guida è superiore a 100°C, occorre valutare l'effetto avverso della temperatura elevata e moltiplicare i carichi nominali per il fattore di temperatura indicato in *figura 101*. La guida scelta, inoltre, deve essere di tipo resistente alle temperature elevate.

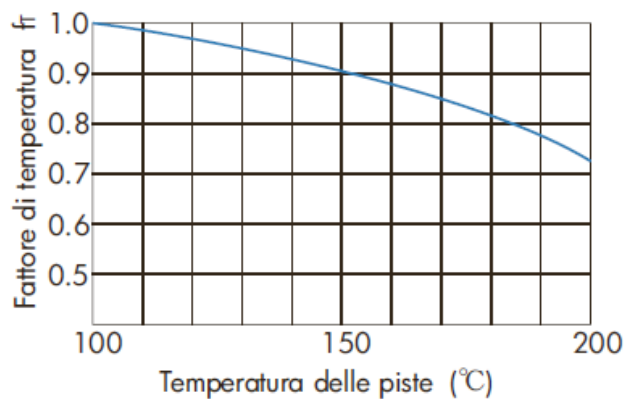


Figura 101: fattore di temperatura

- $f_c$  è il fattore di contatto. Quando si utilizzano più carrelli a stretto contatto tra loro, è difficile ottenere la distribuzione del carico uniforme, a causa dei momenti e della precisione della superficie di montaggio. Quando si utilizzano più carrelli a stretto contatto tra loro, è necessario moltiplicare il carico nominale di base per il fattore di contatto corrispondente indicato in *figura 102*.

Numero di carrelli utilizzati a stretto contatto	Fattore di contatto $f_c$
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
6 o più di 6	0,6
Uso normale	1

Figura 102: fattore di contatto

- $f_s$  è il fattore di sicurezza statico; dipende dalle condizioni di carico e dalla tipologia di macchinario che la guida equipaggia. Nella *figura 103* si possono trovare i valori di riferimento.

Macchinario equipaggiato con guida	Condizioni di carico	Limite inferiore di $f_s$
Macchinari industriali generici	Senza impatti o vibrazioni	Da 1,0 a 3,5
	Con impatti o vibrazioni	Da 2,0 a 5,0
Macchine utensili	Senza impatti o vibrazioni	Da 1,0 a 4,0
	Con impatti o vibrazioni	Da 2,5 a 7,0

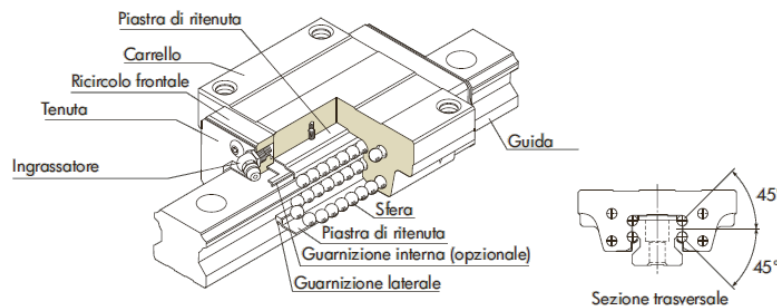
*Figura 103: valori di riferimento di  $f_s$*

- $C_0$  è il carico equivalente tabulato a seconda della dimensione del meccanismo di guida.

Nella nostra configurazione, tutti i coefficienti nominati saranno presi unitari, in quanto le condizioni di carico non risultano essere particolarmente gravose, mentre il valore del coefficiente di sicurezza statico sarà preso pari a 3. Andando a sostituire i valori all'interno della formula otteniamo:

$$\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_E} \geq f_s \rightarrow C_0 \geq \frac{P_E \cdot f_s}{f_H \cdot f_T \cdot f_C} = \frac{1700 \cdot 3}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 5100N$$

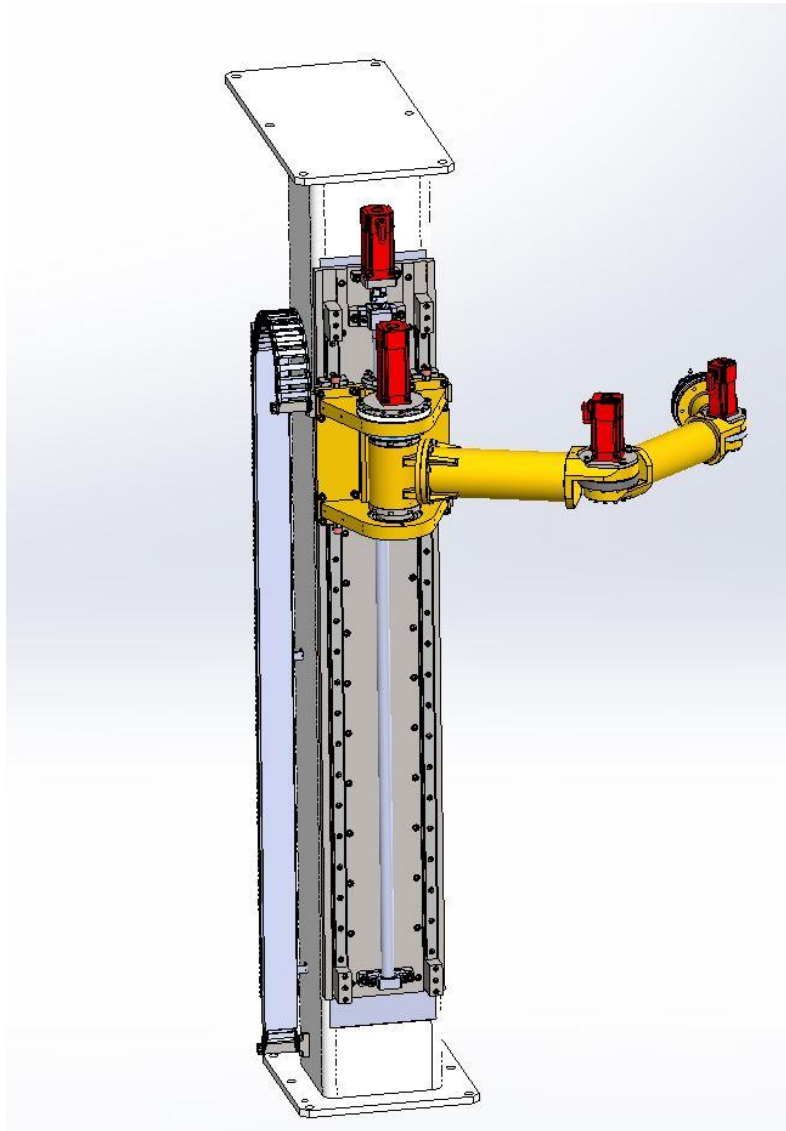
Andando a confrontare il valore calcolato con in valore tabulato, abbiamo scelto la tipologia di guida e carrello HSR35A della marca THK, di cui si può notare un esempio in *figura 104*.



*Figura 104 – Esempio di guida e carrello THK*

I carrelli a quattro ricircoli di sfere scorrono su guide di precisione rettificata. Poiché le sfere sono trattenute da una piastra ritenuta, non cadono neppure se il carrello viene rimosso dalla guida; la versione HSR consente di sopportare carichi da tutte le direzioni in modo uniforme. Grazie alla sua compattezza il carrello HSR consente di avere elevate precisioni e scorrimenti omogenei. Ogni fila di sfere è collocata con un angolo di contatto di 45° in modo che i carichi nominali applicati al carrello siano uniformi nelle quattro direzioni (radiale, radiale opposta e laterale), in modo tale da poter utilizzare la guida in qualsiasi orientamento. Il carrello può inoltre ricevere un precarico ben bilanciato per una maggiore rigidità nelle quattro direzioni e un coefficiente di attrito estremamente costante e limitato. Grazie alla sezione ribassata e all'elevata rigidità del carrello, il movimento di questo modello è estremamente preciso e stabile, condizione fondamentale per l'applicazione richiesta.

Una volta terminata la progettazione dei bracci e di tutti i componenti fondamentali, il risultato finale risulta essere quello rappresentato in *figura 105*; in particolare la colonna su cui viene montato il robot, andrebbe a sostituire integralmente la colonna presente nella macchina originale, senza andarne a stravolgere la conformazione totale.



*Figura 105 – Rappresentazione finale della colonna e del braccio robot integrato*

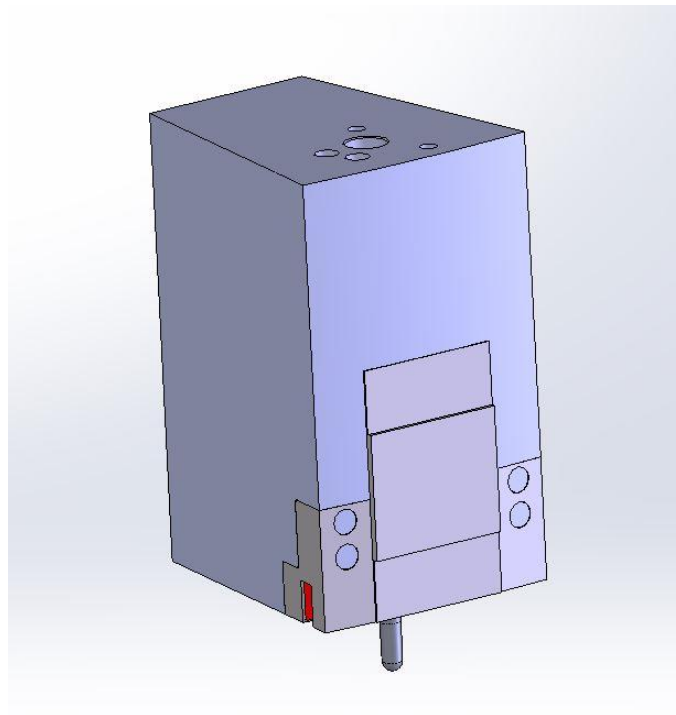
# 6. Quick change PAM: verifica e validazione modello

## 6.1 Analisi agli elementi finiti

Per validare i calcoli effettuati, si è provveduto ad effettuare una simulazione agli elementi finiti dei componenti principali del banco prova, in particolare delle deformazioni e delle tensioni che si vengono a creare durante la formatura della preforma sulla nuova conformazione di cassetto porta utensile, e sui bracci del robot durante l'estrazione e il posizionamento in magazzino dello stesso. Questo procedimento risulta essere importante soprattutto per quanto riguarda i bracci del robot, in quanto è molto importante conoscere a priori le deformazioni statiche dovute ai carichi applicati, in modo tale da poterle compensare sia meccanicamente, utilizzando per esempio compensatori assiali posizionati sull'end effector che possano garantire in ogni caso un buon grado di posizionamento, sia elettronicamente al momento della progettazione del controllo, per esempio inserendo sensori di posizione tarati in funzione della deformazione statica massima.

## 6.2 Prova FEM del gruppo superiore

Come detto, al fine di verificare la validità del progetto da un punto di vista strutturale, si è proceduto ad un'analisi agli elementi finiti del gruppo utensileria superiore completo studiato nel progetto Quick change, utilizzando il software di simulazione Ansys.



*Figura 106 – Modello semplificato blocco e utensile superiore*

Partendo dal modello relativo al banco prova, si è proceduto a semplificare in maniera consistente la geometria dell'insieme, utilizzando solamente i componenti fondamentali, e semplificando dove

possibile, la complessità della parte; in questo modo si semplifica la mole di calcolo che il calcolatore deve effettuare, senza perdere la precisione dei risultati ottenuti. Come si può vedere dalla *figura 106*, il modello, rispetto a quello di partenza, è stato ridotto in dimensioni e in complessità totale, mantenendo solamente la cavità centrale della giostra superiore, e considerando come corpo unico pieno l'utensileria superiore; tale semplificazione risulta essere possibile, in quanto lo scopo della prova non interessa le deformazioni interne dell'utensileria, ma le eventuali deformazioni e tensioni che potrebbero nascere e creare problemi nella zona dei pin rettangolari atti al contenimento di eventuali deformazioni radiali del cassetto. Infatti, nello specifico, i pin rettangolari, i relativi inserti atti all'accoppiamento e la viteria utilizzata, sono stati mantenuti completi e inalterati nel modello.

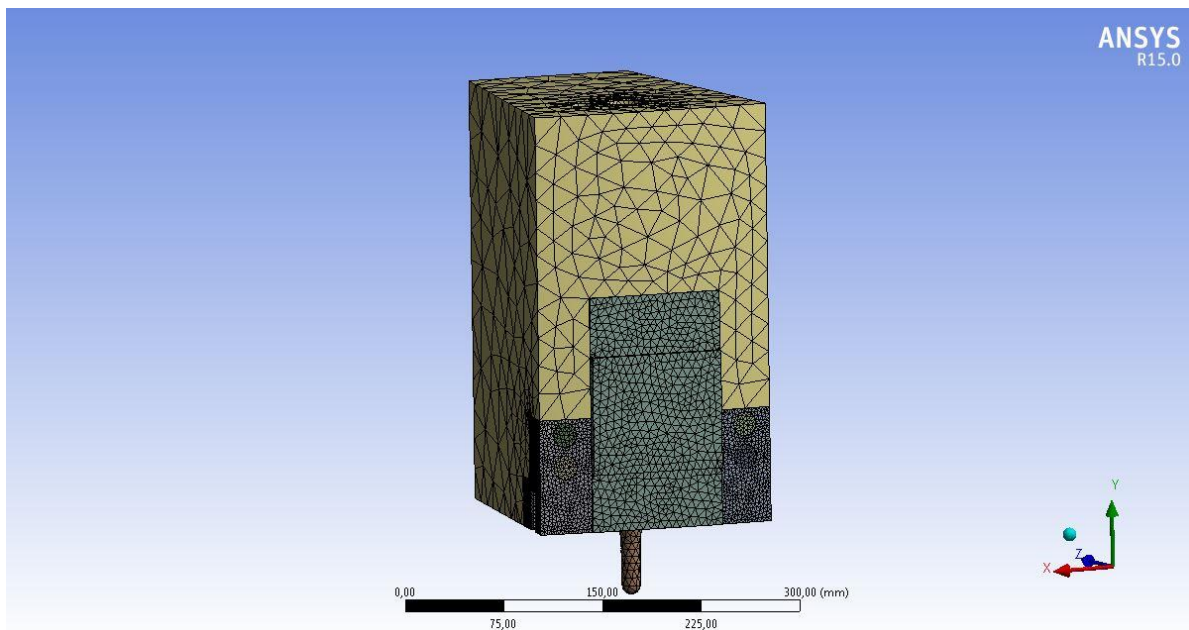
### 6.2.1 Materiali, contatti, mesh, vincoli e carichi

Una volta semplificato il modello, si procede all'inserimento dei materiali dei singoli componenti, dei vincoli e i contatti relativi tra i componenti e dei carichi esterni sia in termini di forze e coppie, sia in termine di spostamenti imposti.

Per quanto riguarda i materiali, lavorando sempre in campo elastico, non è stato importante scegliere il materiale preciso che si vuole utilizzare, ma è sufficiente scegliere un acciaio generico, che abbia un modulo elastico e una densità comune a tutti gli acciai; per quanto riguarda il blocco superiore, invece, sono state utilizzate le caratteristiche generali di una ghisa.

Per quanto riguarda i contatti e i vincoli, sono stati utilizzati, nella maggior parte dei casi, quelli consigliati in fase preliminare dal software; in particolare, si sono utilizzati vincoli fissi per quanto riguarda il fissaggio della giostra superiore, e contatti di tipo "frizionato", con coefficiente di attrito 0.14, tra le varie parti che sotto carico vengono ad avere un movimento relativo.

Per quanto riguarda la "meshatura", come si può vedere dalla *figura 107*, è stata scelta una dimensione unica di 5 mm per i modelli relativi al blocco superiore e all'utensileria, mentre è stata infittita a 2 mm per i modelli relativi agli inserti, ai pin e alla viteria.



*Figura 107 – Meshatura blocco superiore*

Infine per quanto riguarda i carichi esterni, si sono considerati due componenti principali:

1. La componente di compressione assiale in direzione verticale, la quale è sempre presente nelle condizioni di formatura della preforma, la quale viene applicata sulla calotta dell'utensileria.  $F_c = 21000N$
2. La componente dovuta ad uno spostamento massimo imposto sulla punta dell'utensileria pari a  $0.05mm$  (condizione limite di lavoro per avere una preforma accettabile a livello di spessori e uniformità della parete) causata da una posizione non perfetta tra l'utensileria inferiore e superiore.

Inoltre sono stati considerati anche i valori di precarico necessario alle viti di fissaggio del blocchetto, in particolare delle quattro viti M12 (precarico di  $53800N$ ) e delle due viti a gambo rettificato M10 (precarico di  $36500N$ ) tutte appartenenti alla classe 10.9.

### 6.2.2 Risultati ottenuti

Le simulazioni effettuate, sono relative alle deformazioni massime nelle direzioni principali (assiale e radiale), e alle tensioni massime che nascono sotto carico. Di seguito vengono riportati i grafici principali citati in precedenza.

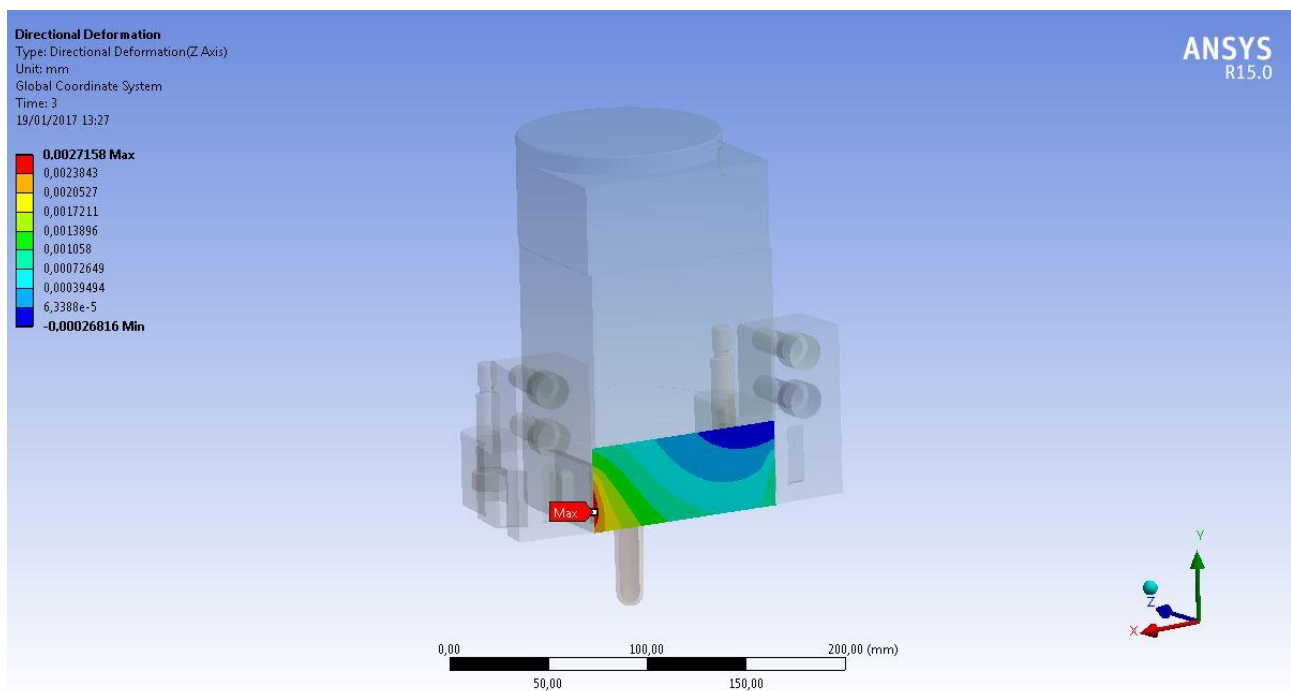


Figura 108 – Deformazione in direzione Z superficie cassetto utensile

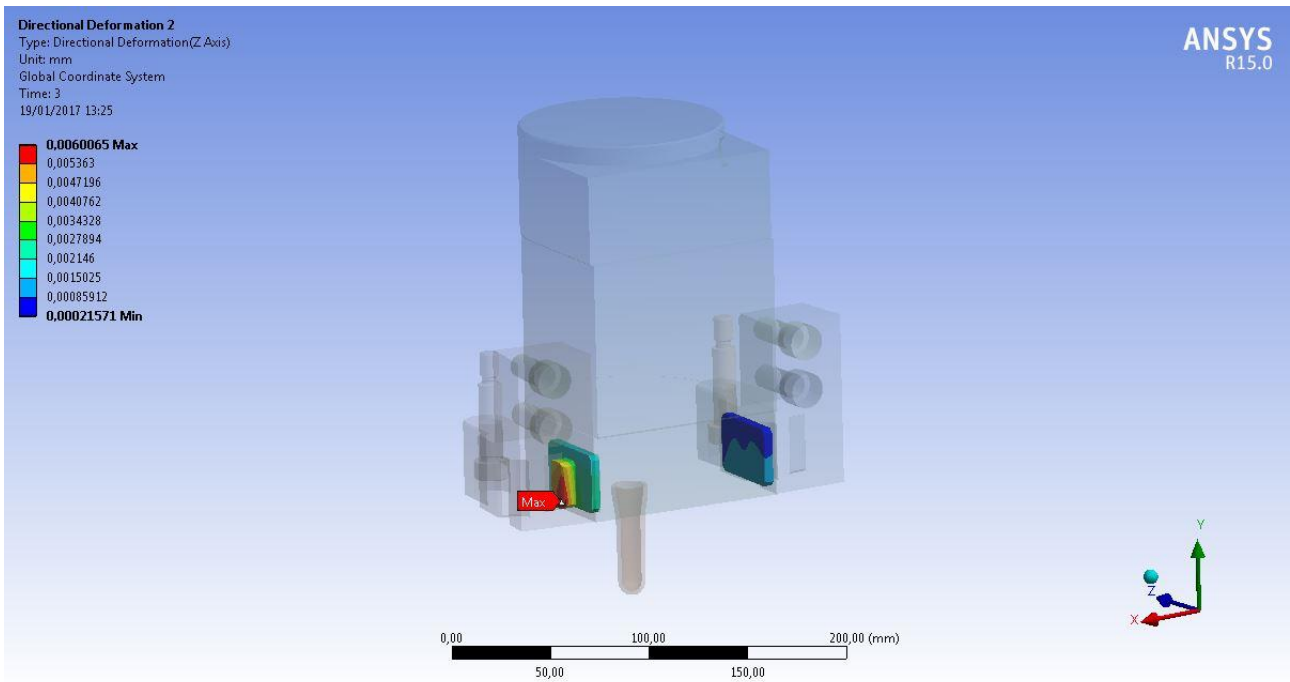


Figura 109 – Deformazione in direzione Z pin rettangolari

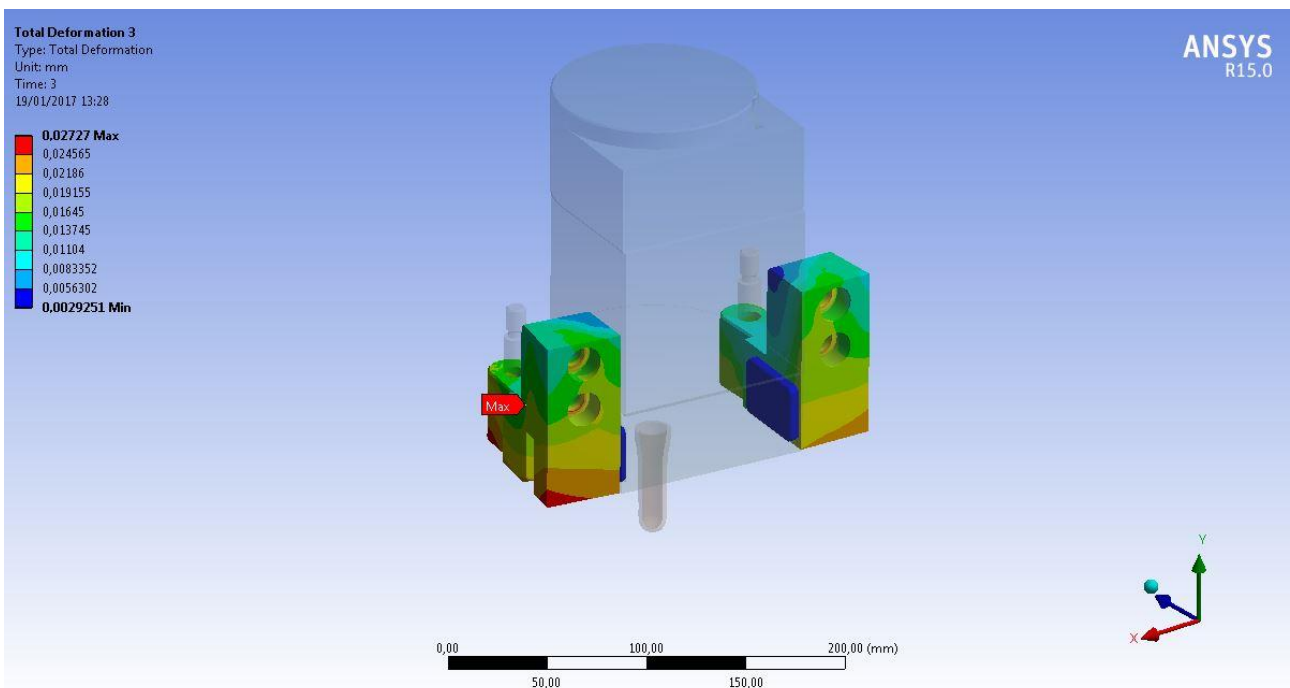


Figura 110 – Deformazione totale inserti alloggiamento pin

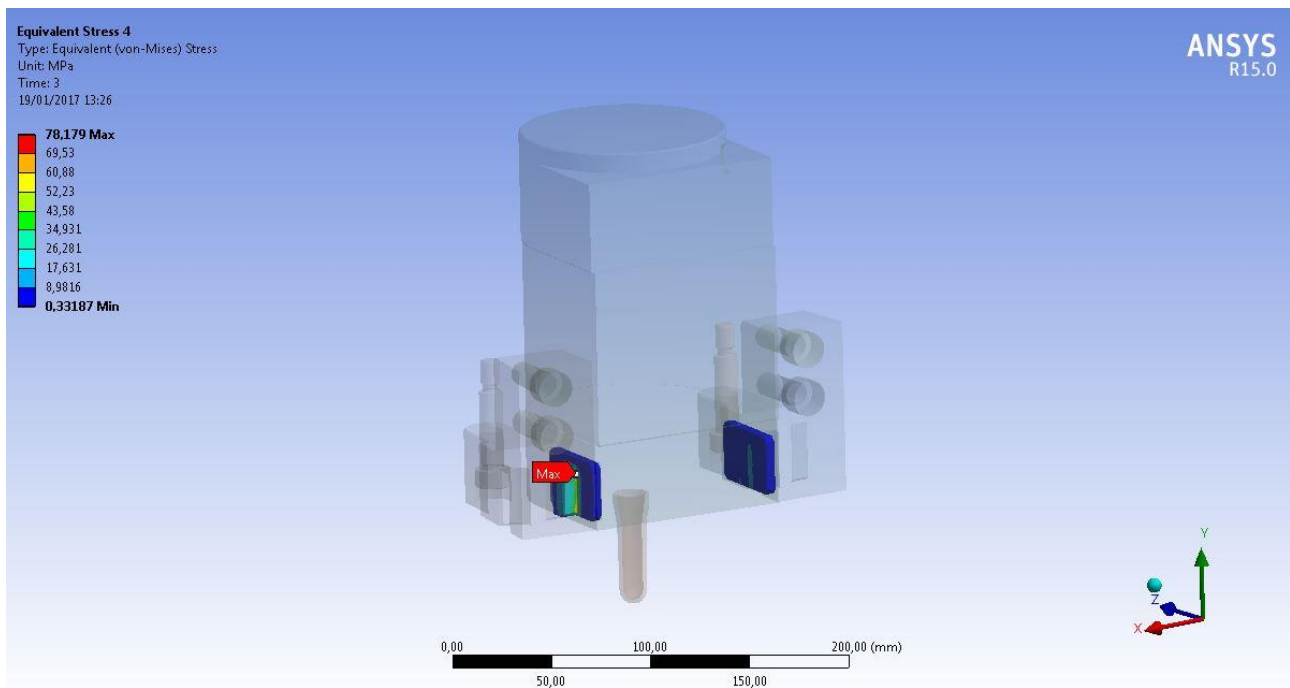


Figura 111 – Tensioni equivalenti secondo Von-Mises pin rettangolari

Come si può notare dalle figure rappresentate, i risultati più importanti si possono riscontrare nei livelli di deformazione lungo l'asse Z; infatti come si può notare dalla *figura 108* nella parte di superficie inferiore del cassetto, cioè quello più soggetto a deformazione, essa risulta essere molto ridotta, e in particolare di un valore massimo pari a 0.0027 mm. Tale risultato è causato dalla presenza dei pin rettangolari, che infatti reagiscono alla presenza della componente radiale, deformandosi anch'essi di una quantità ridotta pari a 0.006 mm, con una tensione equivalente massima secondo Von Mises pari a 70 MPa in corrispondenza dei raccordi alla base del pin.

Concludendo si può quindi affermare che le considerazioni fatte in fase di progettazione siano state confermate dal simulatore, non andando quindi a intaccare la funzionalità dell'utensile.

### 6.3 Prova FEM del braccio robot

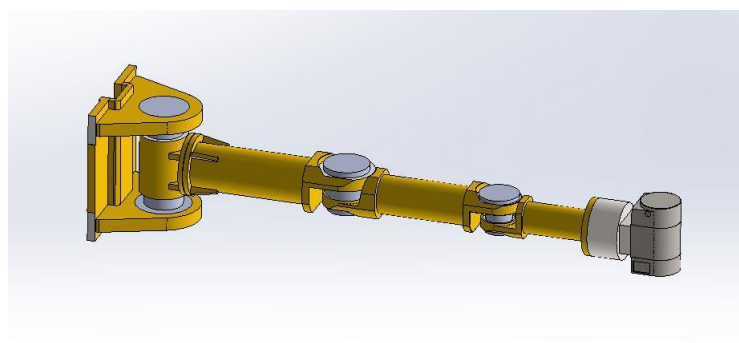


Figura 112 – Modello semplificato braccio robot in configurazione peggiore

Successivamente alla prova sul blocco superiore, si è passati all'analisi agli elementi finiti del braccio robot, in particolare una prova statica di deformazione (già effettuata a livello teorico nel capitolo 5.10) e una prova modale e armonica. Anche in questo caso, per gli stessi motivi citati in precedenza, sono state applicate delle semplificazioni al modello geometrico; in particolare, come si può vedere

dalla *figura 112*, sono stati eliminati tutti quei componenti che non partecipano all'analisi o su cui non sono interessanti i risultati ottenuti. Nel caso dei motoriduttori vincolati sugli assi, essi sono stati sostituiti da perni cilindrici semplici e, dopo aver controllato la massa dei perni disegnati, sono state aggiunte masse concentrate, in modo tale da essere da un punto di vista di carichi, il più vicino possibile alla realtà.

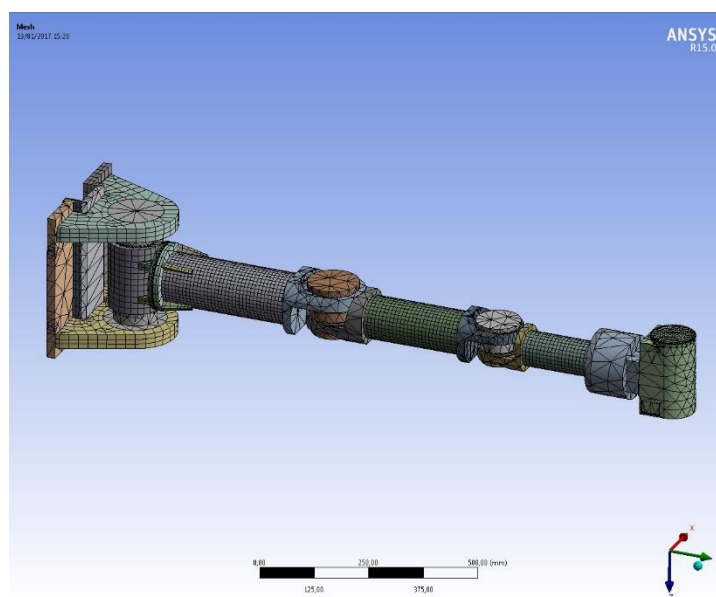
### 6.3.1 Prova statica: vincoli, contatti, mesh, carichi

In questa prova si vuole verificare che i calcoli effettuati nel capitolo 5.10, siano veritieri e che quindi i risultati ottenuti dalla prova siano compatibili con quelli calcolati in maniera teorica. Anche in simulazioni di questo tipo, verranno fatte delle semplificazioni, che comunque non altereranno i risultati ottenuti, ma che ci aiuteranno riducendo la mole di calcoli computazionali. Di seguito vengono riportate in maniera sintetica i principali accorgimenti effettuati durante l'analisi.

Si procede anche in questo caso ad una semplificazione del modello, e all'inserimento dei materiali dei singoli componenti, dei vincoli, dei contatti relativi tra i componenti e dei carichi esterni sia in termini di forze e coppie, sia in termine di spostamenti imposti.

Per quanto riguarda i vincoli, si è proceduto a tenere fissa la faccia posteriore del supporto del primo giunto, considerando quindi l'intera struttura come una trave incastrata. In questa prova si vuole considerare la condizione di massimo sbraccio possibile, che corrisponde ad una configurazione in cui tutti e tre i bracci sono allineati tra loro e siano posizionati come in *figura 112*; in questa considerazione il momento flettente è massimo, ed è quindi la condizione di tensione e deformazione massima.

Per quanto riguarda i contatti, per poter ottenere risultati in maniera rapida e riuscire a convergere nel processo iterativo, si è proceduto a considerare un bloccaggio integrale tra i diversi giunti dei bracci e i relativi perni; in questo modo non si considera l'eventuale gioco presente nei supporti e nei riduttori, ma che non risulta essere un problema in quanto si sono scelti componenti a gioco ridotto, quindi molto rigidi e precisi. Il risultato quindi risulterà essere accettabile, e al più potrà essere corretto di un minimo valore relativo ai giochi presenti tra vari giunti. Per quanto riguarda il contatto tra il cassetto e l'end effector, anche in questo caso, si è proceduto ad inserire un bloccaggio integrale tra le parti.



*Figura 113 – Mesh braccio robot*

Per quanto riguarda la “meshatura”, essendo la struttura particolarmente grande, si è deciso di utilizzare una dimensione standard fornita dal software, che cerca di ottimizzare la mole di elementi in funzione del tempo di calcolo, come si può notare in *figura 113*.

Infine per quanto riguarda i carichi applicati, come detto inizialmente, si è proceduto ad inserire delle masse concentrate in corrispondenza degli assi dei singoli giunti, in modo tale da simulare la presenza del motoriduttore e dei vari accessori presenti, in aggiunta alle già presenti masse dei singoli bracci e del cassetto; tutte queste masse creano dei carichi in direzione verticali, dovuti alla presenza dell’accelerazione di gravità.

### 6.3.2 Risultati ottenuti

Le simulazioni effettuate sono relative alla deformazione massima nella direzione principale (assiale), e alla tensione massima che nasce sotto carico. Di seguito vengono riportati i grafici principali citati in precedenza.

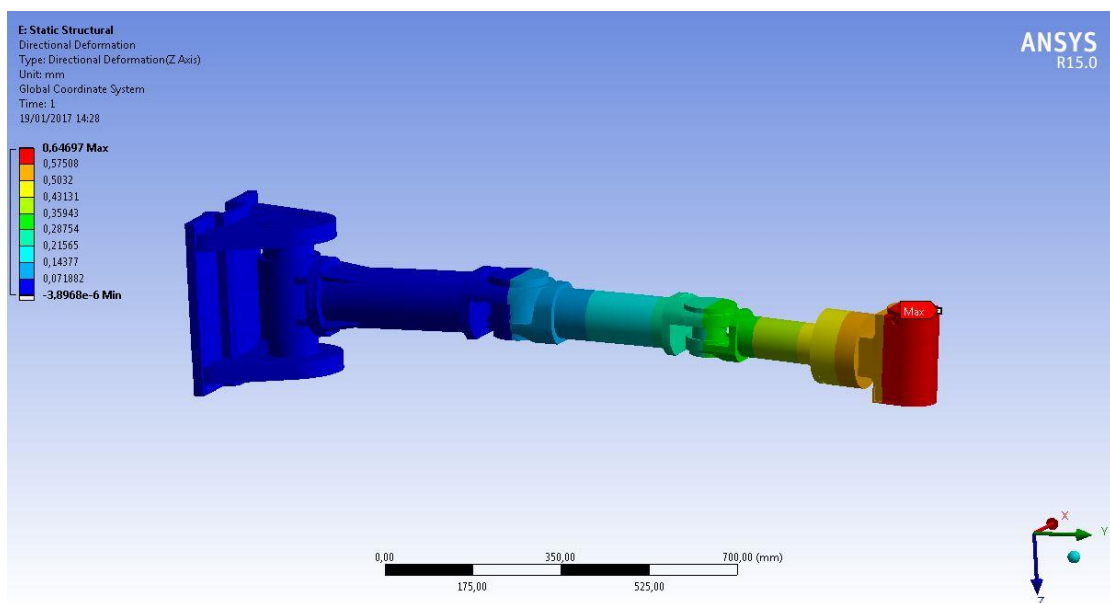


Figura 114 – Deformazione statica braccio in direzione Z

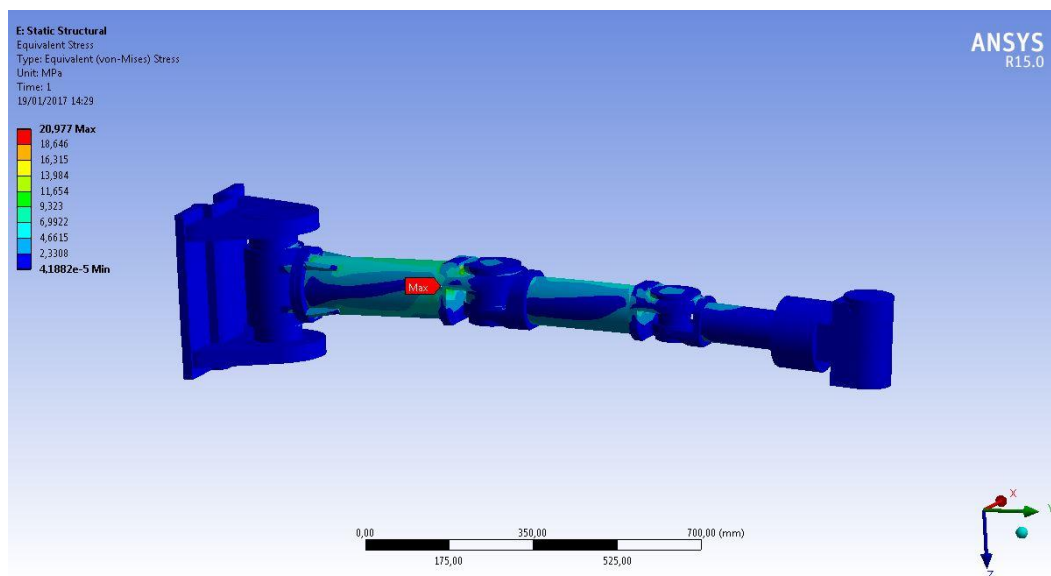


Figura 115 – Tensioni equivalenti secondo Von Mises braccio robot

Come si può notare dalle due figure precedenti, i livelli di deformazione statica e di tensione equivalente risultano essere accettabili e coerenti con il modello teorico calcolato; infatti andando ad analizzare la freccia statica in direzione verticale creata dalle masse dei bracci nel modello teorico, in corrispondenza dello scarico utensile, risulta essere pari a circa 0.62 mm, del tutto compatibile con il risultato della simulazione agli elementi finiti, pari a 0.68 nella condizione di bracci completamente stesi ( quindi con bracci leggermente maggiori). Per quanto riguarda le tensioni equivalenti, esse risultano essere di bassa entità, e largamente inferiore ai limiti di snervamento dell'acciaio utilizzato.

In conclusione si può quindi affermare la veridicità del modello analitico utilizzato, e la conferma dei risultati ottenuti, non problematici al fine dell'applicazione.

### 6.3.3 Prova modale e armonica

Durante il ciclo di funzionamento del braccio, esso si sposta nelle tre direzioni del moto, con accelerazioni diverse; tali accelerazioni, in particolari condizioni di funzionamento, possono creare sollecitazioni e spostamenti inaspettati dovuti alle caratteristiche fisiche e geometriche dei bracci. Si è passati quindi ad un calcolo di natura modale della struttura, la quale consiste nello studio del comportamento dinamico attraverso la valutazione delle sue frequenze naturali e dei modi propri di vibrare associati, senza considerare nessun tipo di forzante applicata. Tale prova viene effettuata nelle stesse condizioni di massimo sbraccio utilizzate durante la prova statica precedente.

Successivamente si è passati un'analisi armonica, la quale consiste nell'applicazione di un carico ciclico costante nel baricentro totale della struttura, andando a determinare la risposta stazionaria della struttura, consentendo così di verificare se i valori di progetto riescono a vincere gli effetti di risonanza, fatica e altri effetti dannosi creati dalle vibrazioni imposte. In questa analisi tutti i carichi, nonché la risposta della struttura variano in modo sinusoidale alla stessa frequenza; un'analisi armonica tipica calcolerà la risposta della struttura ai carichi ciclici su un intervallo di frequenze. Le risposte di picco sono quindi identificate da grafici risposta/frequenza e le sollecitazioni vengono quindi esaminate alle frequenze di picco.

### 6.3.4 Risultati ottenuti

L'analisi modale, essendo indipendente dall'entità dei carichi applicati, viene effettuata in maniera rapida, e prende come dati in ingresso gli stessi che sono stati dati nell'analisi statica. Di seguito vengono riportati i valori delle prime tre frequenze naturali e i relativi grafici di deformazione totale alle frequenze considerate.

<i>Modo</i>	<i>Frequenza [Hz]</i>
1	22.724
2	27.244
3	142.48

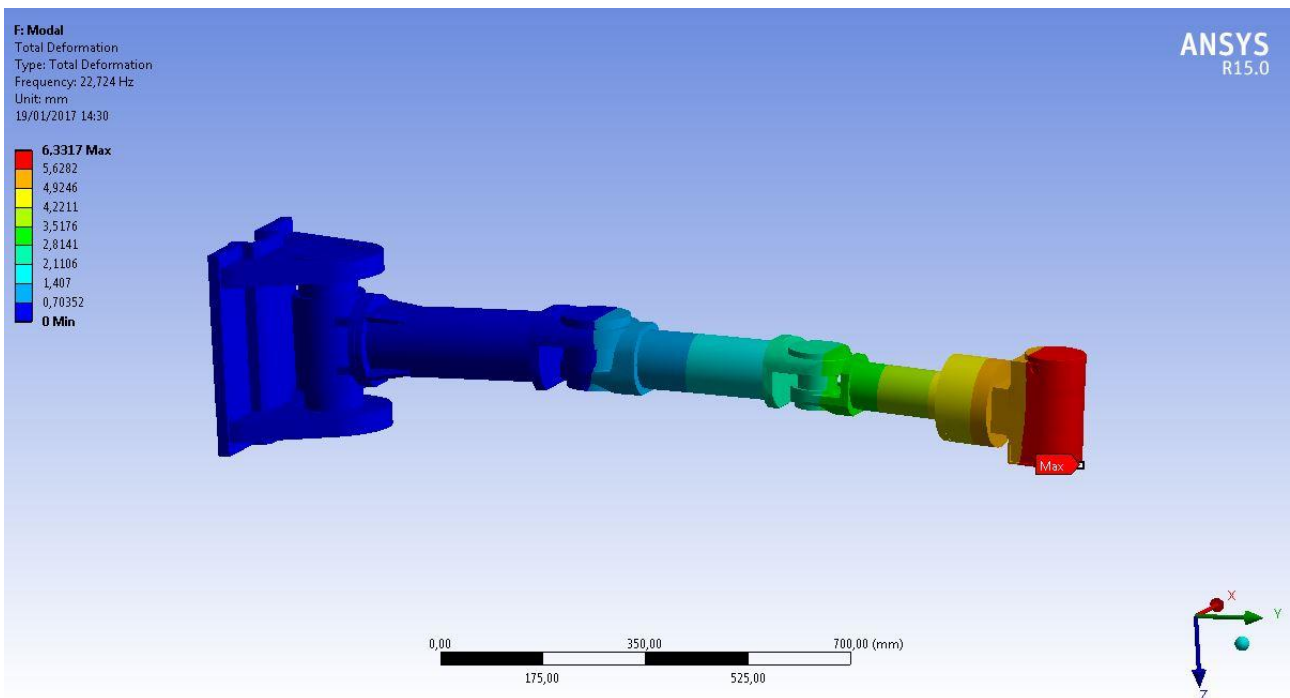


Figura 116 – Deformazione totale primo modo di vibrare

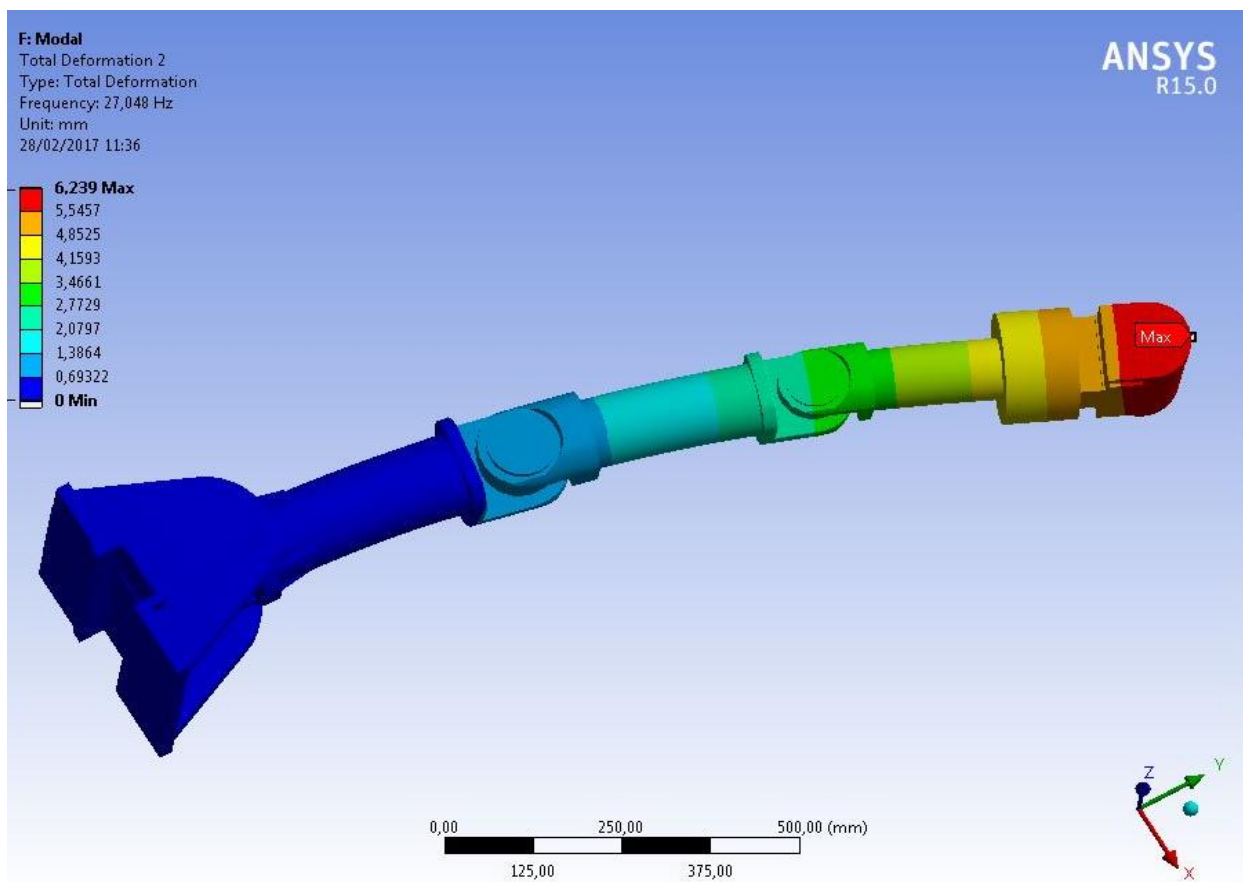


Figura 117 – Deformazione totale secondo modo di vibrare

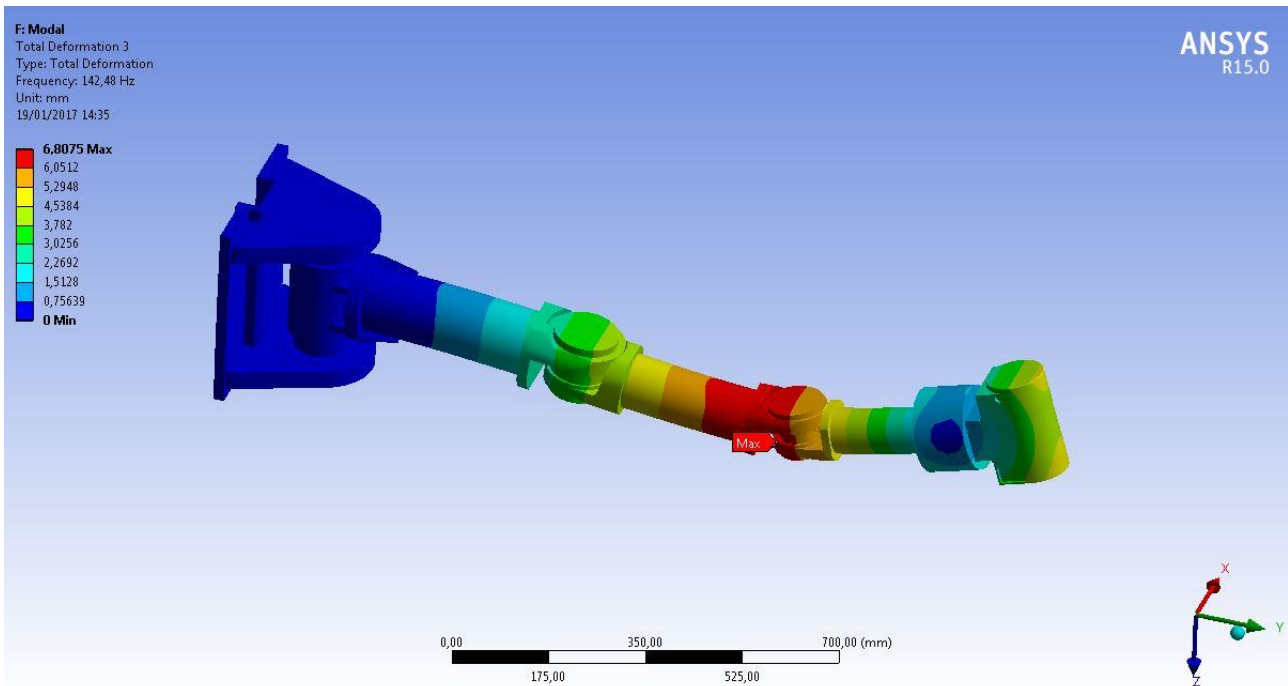


Figura 118 – Deformazione totale terzo modo di vibrare

Nell'analisi armonica, il carico è stato applicato sotto forma di accelerazione massima, la quale è stata scelta in base all'accelerazione massima calcolata durante l'analisi cinematica. Tale accelerazione creerà quindi una componente armonica applicata al baricentro totale della struttura e la misurazione verrà effettuata considerando il range di frequenze compreso tra zero e l'ultimo modo proprio di vibrare.

Di seguito vengono riportati i due risultati principali:

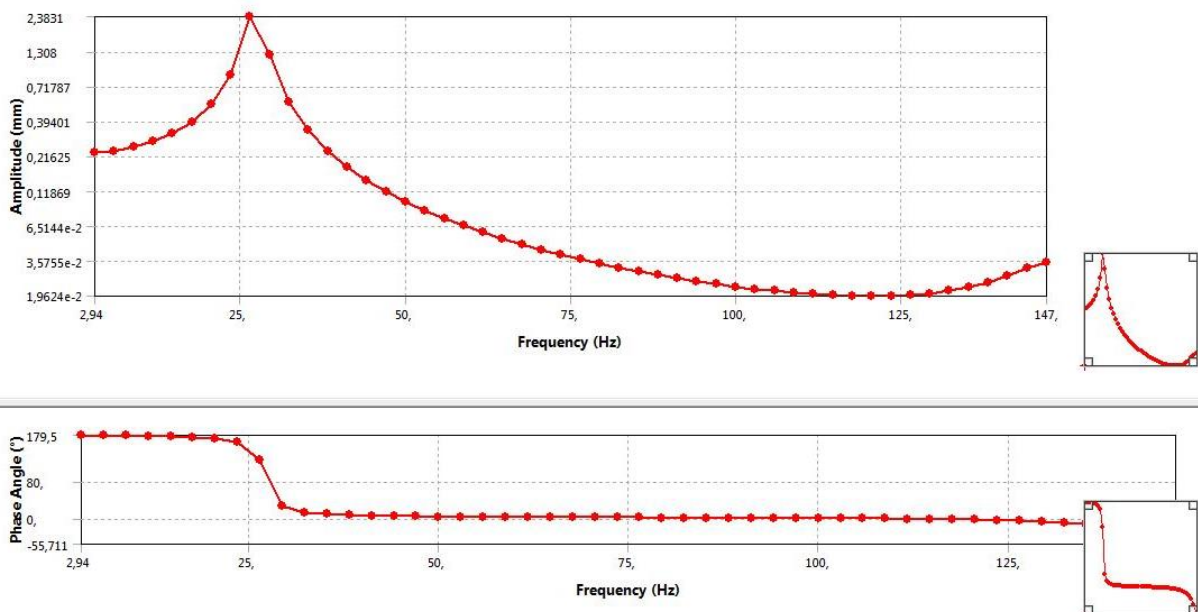


Figura 119 – Risposta in frequenza di ampiezza e fase della deformazione in direzione X (direzione del moto)

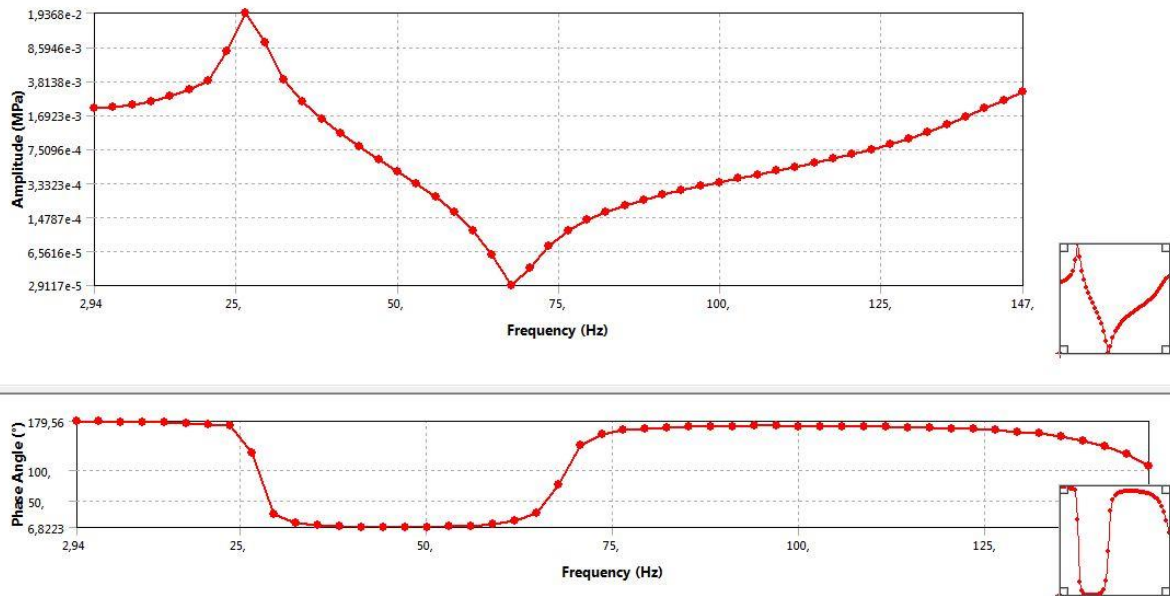


Figura 120 – Risposta in frequenza di ampiezza e fase delle tensioni totali in direzione X (direzione del moto)

Come si può notare dalla *figura 120*, la struttura soggetta al carico armonico, riceve una deformazione massima in corrispondenza del secondo modo proprio di vibrare (intorno ai 27 Hz), con un'ampiezza massima pari a 2.38 mm; stessa situazione si ha anche nel caso delle tensioni, in cui risulta massima alla stessa frequenza delle deformazioni, ma con modulo assai inferiore e trascurabile.

### 6.3.5 Analisi modale durante il funzionamento della macchina

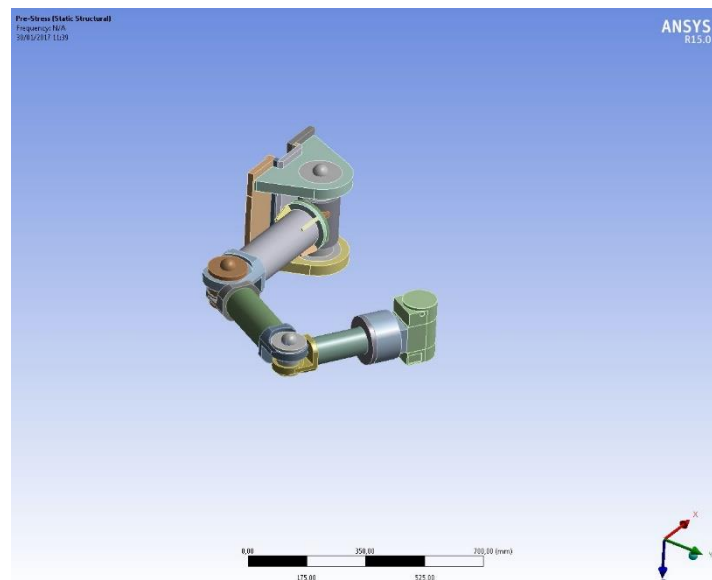


Figura 121 – Configurazione del braccio a riposo

Durante il funzionamento della macchina, il braccio robot si troverà in posizione di riposo, in quanto non dovrà compiere nessuna operazione; tale posizione di riposo è rappresentata in *figura 121*. In tale fase è importante verificare che la frequenza di funzionamento della macchina, non interferisca con il braccio, andando a provocare sgradevoli vibrazioni; per fare ciò si è andati a modificare la

geometria del modello in analisi, portandolo in condizione di riposo, e si è proceduto a ripetere l'analisi modale, ottenendo i seguenti risultati:

<i>Modo</i>	<i>Frequenza [Hz]</i>
<i>1</i>	<i>30.995</i>
<i>2</i>	<i>44.618</i>
<i>3</i>	<i>66.505</i>

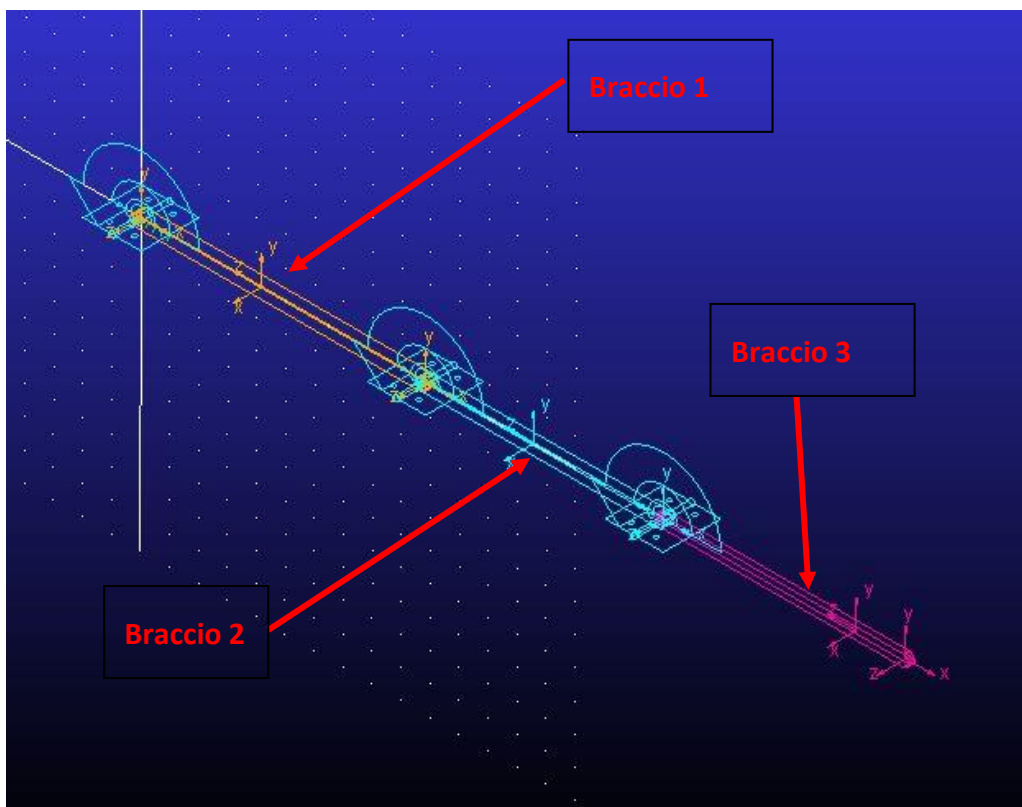
Come era prevedibile, le frequenze proprie vengono incrementate, in quanto viene a diminuire lo sbraccio totale, e considerando che a regime la macchina funziona ad una frequenza di 10 Hz, non vengono a crearsi pericoli di risonanza e quindi di sgradevoli vibrazioni.

## 6.4 Validazione analisi dinamica

Come ultima operazione nella procedura di validazione del modello analitico, si è effettuata un'analisi dinamica a corpi rigidi utilizzando il software di simulazione "Adams student edition"; in questo modo si sono potute verificare diverse caratteristiche fondamentali nello sviluppo del braccio robot.

### 6.4.1 Implementazione del modello

L'implementazione del modello è stata effettuata direttamente attraverso il software Adams, andando a costruire il meccanismo attraverso l'utilizzo di corpi elementari, collegati tra loro attraverso coppie cinematiche le quali consentono un solo grado di libertà di rotazione lungo l'asse di rotazione della coppia stessa. A questi corpi elementari sono poi state indicate le caratteristiche geometriche e fisiche estrapolate direttamente dal modello reale; in particolare quindi lunghezza dei membri, posizione dei baricentri, entità delle masse e dei momenti d'inerzia baricentrici totali dei singoli membri. Una volta estrapolati i dati dal software di progettazione, vengono inseriti in Adams, prestando attenzione alla posizione dei baricentri, che di default vengono posizionati nella mezzeria del membro, ma che nel nostro caso vengono posizionati in funzione della conformazione dei singoli bracci. Una volta inseriti tutti i dati indicati, la conformazione del braccio risulta essere schematizzata nel piano come in *figura 122*.



*Figura 122 – Schema complessivo braccio robot in posizione allineata*

Una volta implementato il modello fisico e geometrico, si passa alla scrittura delle leggi di moto da applicare ai singoli giunti al fine di avere la stessa legge di moto del manipolatore calcolata durante l'analisi analitica della traiettoria. Il software prevede in ingresso come legge di moto una funzione analitica, variante col tempo, che nel nostro caso specifico deve simulare l'andamento delle tre variabili indipendenti  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ . Per fare ciò, per ogni singola variabile, si è proceduto a scegliere una funzione interpolante, che approssimasse nel miglior modo possibile l'andamento degli angoli durante tutto il percorso del manipolatore.

La scelta della funzione interpolante è stata fatta attraverso l'utilizzo di uno strumento di Matlab il quale permette di trovare la funzione interpolante più precisa in funzione dei punti noti durante la traiettoria. Dopo varie prove, la funzione interpolante scelta è stata quella formata da diverse somme di seni, che può essere scritta nella forma generale:

$$f(t) = a_1 \sin(b_1 \cdot t + c_1) + a_2 \sin(b_2 \cdot t + c_2) + \dots + a_{n-1} \sin(b_{n-1} \cdot t + c_{n-1}) + a_n \sin(b_n \cdot t + c_n)$$

Dove n rappresenta il grado totale della funzione.

Nel caso specifico in esame, il grado della funzione che interpoli al meglio la serie di punti della traiettoria, per tutti e tre i giunti, è il grado 5; di seguito vengono riportate le funzioni, con i relativi coefficienti e il confronto tra serie di punti e funzione interpolante.

$$f_1(t) = a_1 \sin(b_1 \cdot t + c_1) + a_2 \sin(b_2 \cdot t + c_2) + a_3 \sin(b_3 \cdot t + c_3) + a_4 \sin(b_4 \cdot t + c_4) + a_5 \sin(b_5 \cdot t + c_5);$$

$$a_1 = 5.013; b_1 = 0.158; c_1 = 2.581; a_2 = 2.542; b_2 = 0.2667; c_2 = -1.34;$$

$$a_3 = 0.6397; b_3 = 0.6996; c_3 = -1.036; a_4 = 0.1356; b_4 = 1.551; c_4 = 0.07405;$$

$$a_5 = 0.02955; b_5 = 2.335; c_5 = -4.551;$$

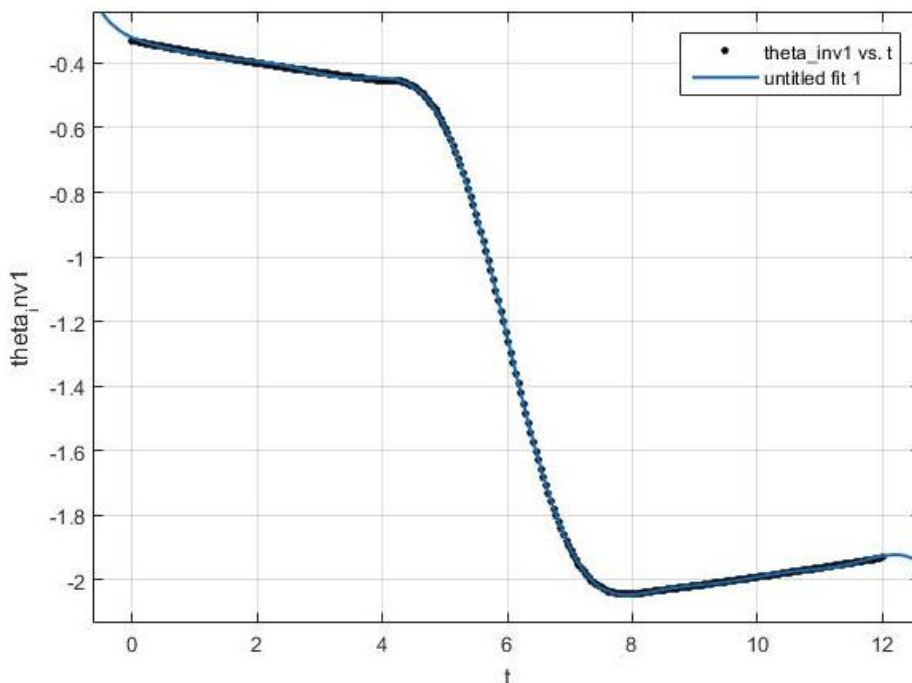


Figura 123 – Funzione interpolante giunto 1

$$f_2(t) = a_1 \sin(b_1 \cdot t + c_1) + a_2 \sin(b_2 \cdot t + c_2) + a_3 \sin(b_3 \cdot t + c_3) + a_4 \sin(b_4 \cdot t + c_4) + a_5 \sin(b_5 \cdot t + c_5);$$

$$a_1 = 1.2; b_1 = 0.1228; c_1 = 1.4; a_2 = 0.517; b_2 = 0.2806; c_2 = 4.326;$$

$$a_3 = 0.07496; b_3 = 0.9479; c_3 = 0.5754; a_4 = 0.02311; b_4 = 1.528; c_4 = 3.269;$$

$$a_5 = 0.005443; b_5 = 2.121; c_5 = -0.1389;$$

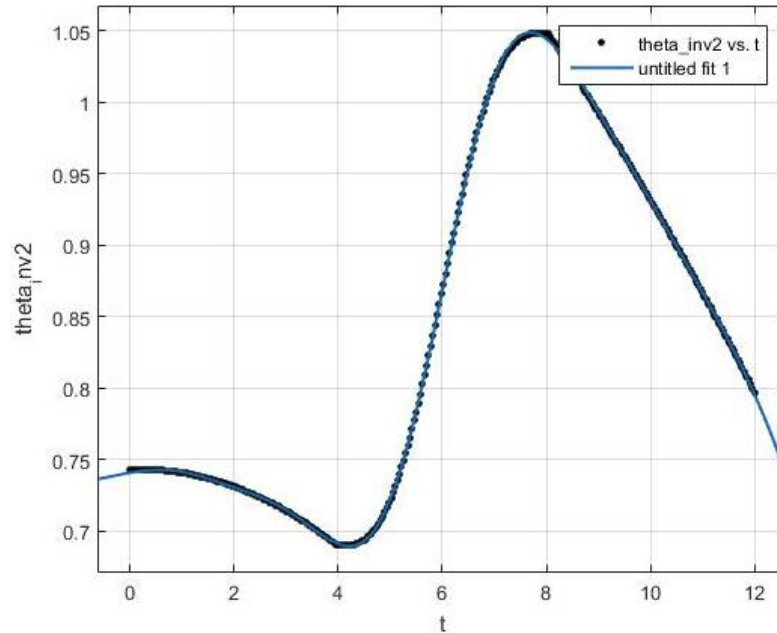


Figura 124 – Funzione interpolante giunto 2

$$f_3(t) = a_1 \sin(b_1 \cdot t + c_1) + a_2 \sin(b_2 \cdot t + c_2) + a_3 \sin(b_3 \cdot t + c_3) + a_4 \sin(b_4 \cdot t + c_4) + a_5 \sin(b_5 \cdot t + c_5);$$

$$a_1 = 0.4604; b_1 = 0.2915; c_1 = 1.775; a_2 = 1.127; b_2 = 0.1577; c_2 = 1.689;$$

$$a_3 = 0.4574; b_3 = 0.8487; c_3 = 4.317; a_4 = 0.1421; b_4 = 1.602; c_4 = -0.1669;$$

$$a_5 = 0.02971; b_5 = 2.363; c_5 = 1.521;$$

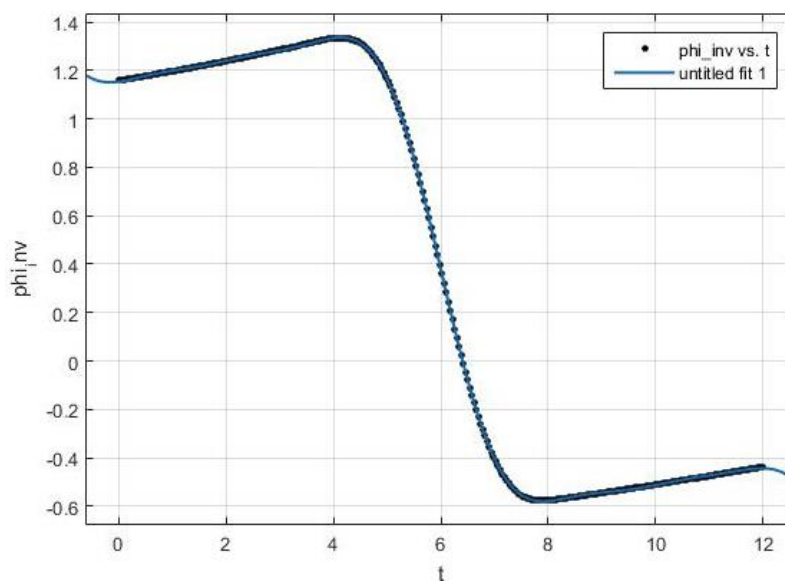


Figura 125 – Funzione interpolante giunto 3

Una volta inserite le funzioni per la movimentazione dei giunti, si procede a all'analisi, in cui verrà indicata la durata della simulazione e lo step di simulazione, che nel nostro caso sarà rispettivamente di 12 secondi e di 0.01 secondi. Di seguito vengono riportati i grafici più significativi relativi alle velocità angolari, le accelerazioni angolari e le coppie motrici nei giunti.

#### 6.4.2 Risultati ottenuti

Come primo grafico viene riportato l'andamento delle tre variabili indipendenti  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$  in funzione del tempo, il quale rappresenta l'input di variabili del software, che risultano quindi essere pari al caso analitico; di seguito vengono poi riportati i grafici di velocità angolare, accelerazione angolare e coppia dei singoli giunti.

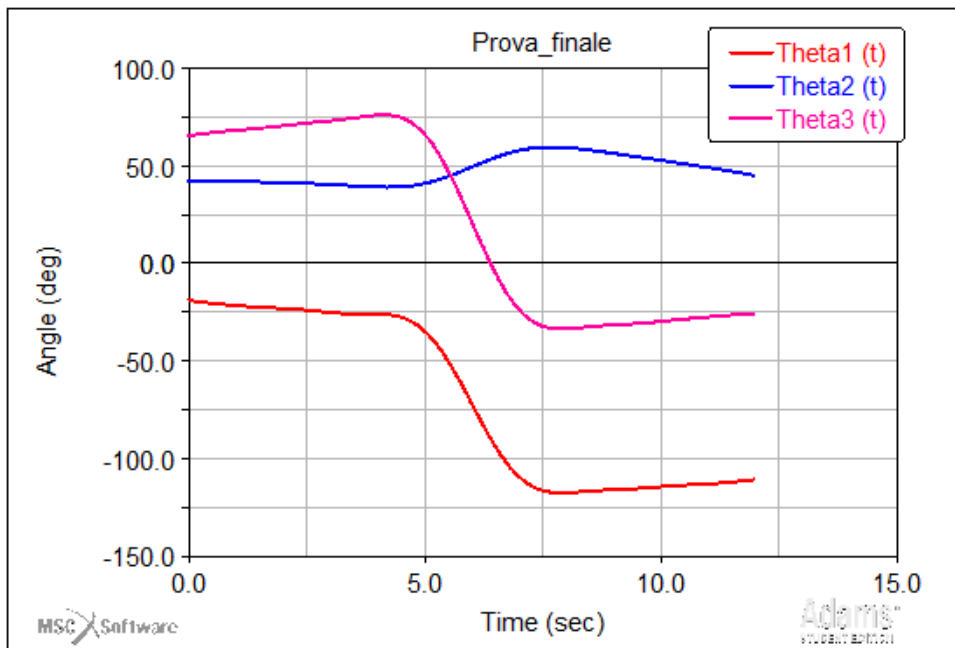


Figura 126 – Andamento delle variabili indipendenti in funzione del tempo

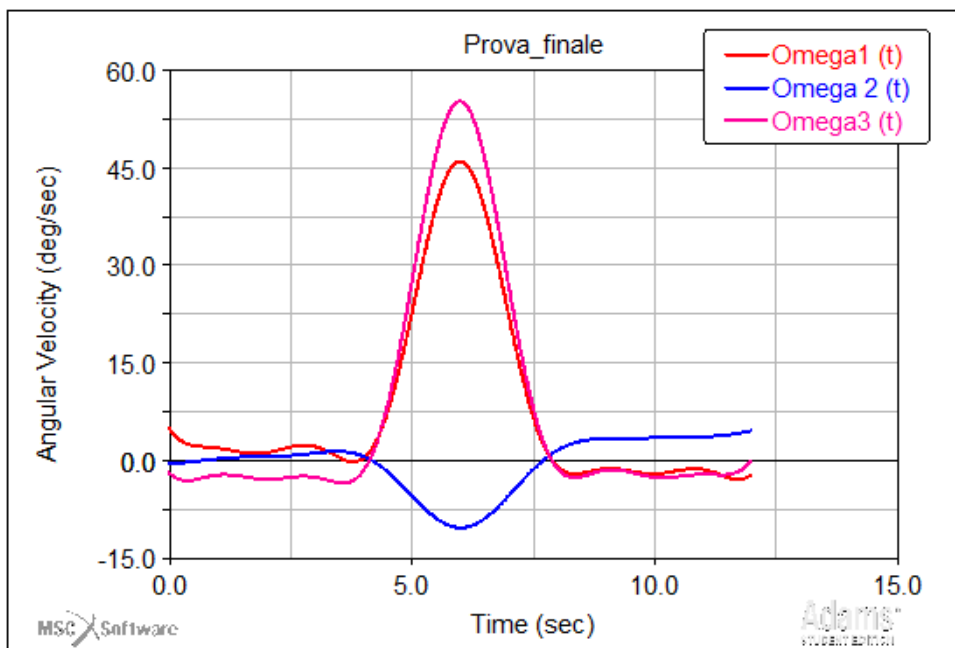


Figura 127 – Andamento delle velocità angolari dei giunti in funzione del tempo

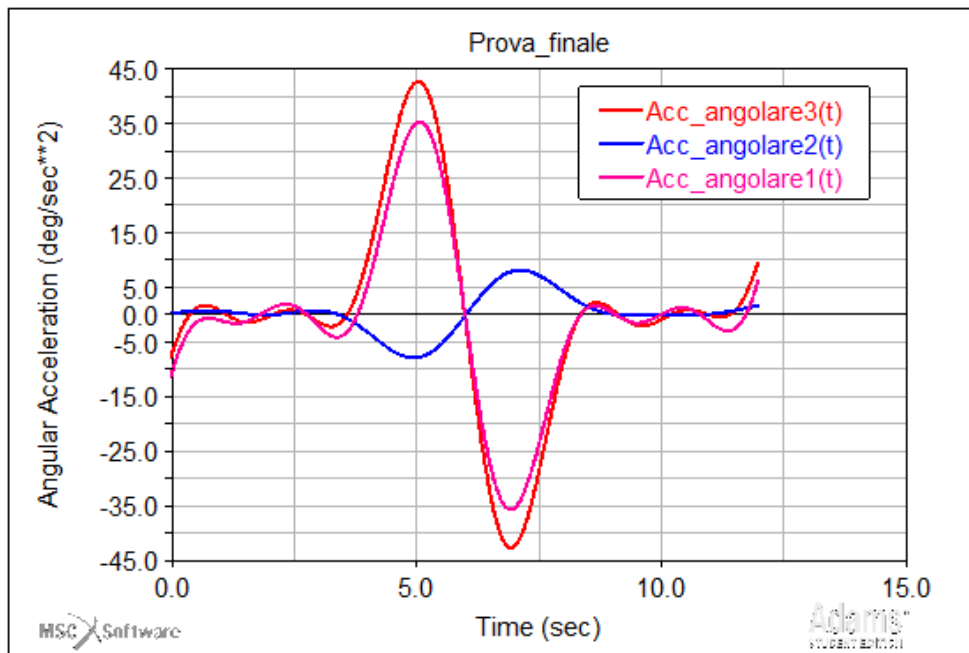


Figura 128 – Andamento delle accelerazioni angolari dei giunti in funzione del tempo

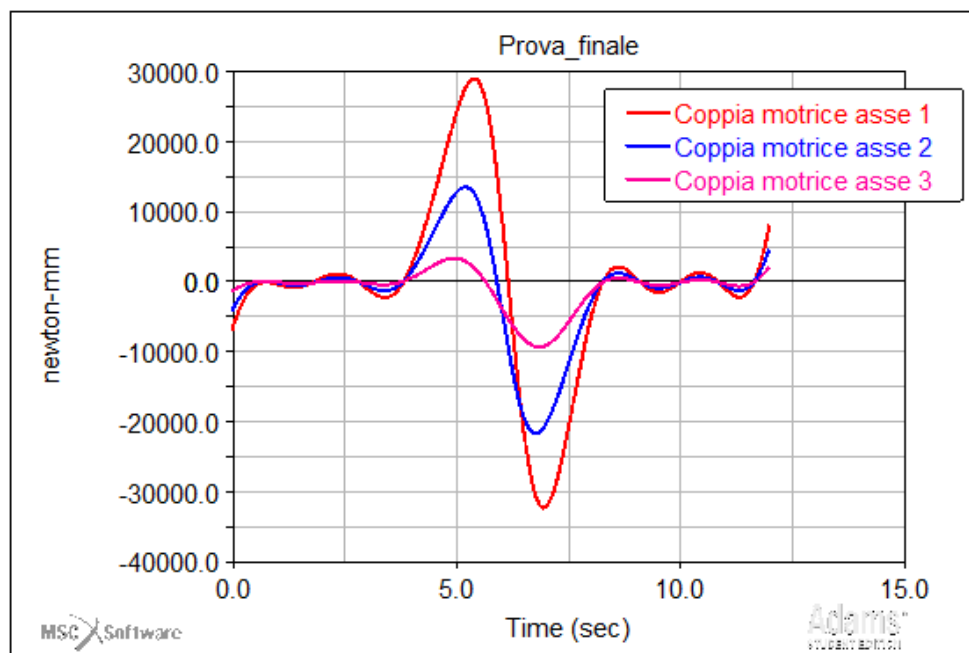


Figura 129 – Andamento delle coppie motrici nei giunti in funzione del tempo

Andando a confrontare i grafici ottenuti attraverso il software Adams, con quelli ottenuti dal procedimento analitico, si possono notare grosse somiglianze; in particolare gli andamenti e i picchi di valori di tutte le variabili considerate sono del tutto compatibili con gli andamenti calcolati per via analitica. L'unica differenza che si può notare tra i due modelli, si trova nella prima e nell'ultima zona di moto, dove l'andamento del software risulta essere oscillante rispetto all'andamento analitico il quale risulta essere perfettamente costante; questo fatto è dovuto al tipo di legge di moto in ingresso; infatti essendo un'interpolazione creata da somma di seni, ed essendo le lunghezze dei bracci particolarmente alte, anche un solo piccolo errore nella posizione di alcune variabili, può provocare oscillazioni elevate sugli ultimi membri, visibili durante la simulazione visiva. Questo fatto comunque non risulta essere un problema, in quanto era importante capire se i picchi di coppia, che risultano essere presenti nella parte centrale del moto non influenzata da tali oscillazioni, fossero compatibili con i dati analitici, e ciò è risultato vero.

# 7. Conclusioni

Nella stesura dell'elaborato, si sono analizzati diversi aspetti legati sia alla progettazione meccanica sia all'analisi cinematica e dinamica di un prototipo di robot seriale; per quanto riguarda la progettazione meccanica si sono tenuti in considerazione i criteri di ottimizzazione e raggiungimento di obiettivi tecnici, senza trascurare l'ingegnerizzazione del prodotto e del processo. Per riuscire nell'intento, si sono utilizzati i più moderni metodi e mezzi di progettazione e calcolo, al fine di riuscire ad ottenere il risultato migliore.

Per quanto riguarda le analisi fatte sul meccanismo robotico, si è proceduto dapprima per via analitica, andando ad applicare le conoscenze sia di base che specifiche dei corsi frequentati durante il periodo universitario, e poi successivamente utilizzando software tecnici al fine di verificare la veridicità del modello analitico utilizzato.

Procedendo con tali approcci, si è riusciti a sviluppare un sistema di stampi in grado di essere sostituiti in maniera rapida e automatizzata, senza comprometterne la funzionalità e il costo, a tutto vantaggio della produzione e del benessere dell'operatore. Inoltre si è riusciti a progettare un robot versatile e relativamente economico, integrato perfettamente con la macchina formatrice in grado di ridurre i tempi di cambio stampi ed eliminando sforzi inutili agli operatori a bordo macchina.

In conclusione, quindi, seguendo un approccio ingegneristico durante tutta la progettazione dei componenti, si è riusciti nell'arco di circa 6 mesi ad ottenere il risultato cercato, cioè quello di studiare e progettare un sistema di cambio stampi rapido automatizzato, senza dover stravolgere la conformazione e il funzionamento generale della macchina.

# 8. Bibliografia

- Dispense di Meccanica delle Macchine del Professor Marco Carricato;
- E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine*, Pàtron Editore.

## Software

- SolidWorks 2015, CAD 3D;
- Adams 2017 student edition;
- ANSYS 15;
- Microsoft Excel, Microsoft Word e Microsoft PowerPoint.

## Cataloghi

- THK guide lineari;
- THK viti a ricircolo di sfere;
- Harmonicdrive riduttori armonici;
- Beckhoff motori elettrici e driver;
- [1] Catalogo S.E.F.A acciai Bologna;

## Siti Web

- [www.beckhoff.it](http://www.beckhoff.it), sito ufficiale Beckhoff Italia;
- [www.harmonicdrive.it](http://www.harmonicdrive.it), sito ufficiale Harmonicdrive Italia;

# Ringraziamenti

Vorrei ringraziare prima di tutti il Prof. Ing. Marco Carricato, per avermi seguito ed aiutato durante tutto il percorso di tesi, collaborando nella risoluzione di problemi sorti in corso d'opera. Inoltre vorrei ringraziare l'azienda Sacmi S.C e tutte le persone al suo interno le quali mi hanno seguito ed aiutato durante il mio percorso di tesi. Ringrazio tutti coloro che sono stati al mio fianco in questi anni di studi, compagni di corso e amici, con i quali ho condiviso molte ore di studio e non. Un ringraziamento speciale va infine ai miei genitori e alla mia ragazza Sara per avermi sempre sostenuto in tutte le mie attività, per essere stati al mio fianco e per avermi consigliato e formato.