



UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Reingegnerizzazione di un manipolatore “pick and place” di un banco test assali elettrici**

**Re-engineering of a "pick and place" manipulator of an electric axle test  
bench**

Candidato:  
**Daniele Lambertucci**

Relatore:  
**Prof. Marco Rossi**

Anno Accademico 2022-2023





UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Reingegnerizzazione di un manipolatore “pick and place” di un banco test assali elettrici**

**Re-engineering of a "pick and place" manipulator of an electric axle test  
bench**

Candidato:  
**Daniele Lambertucci**

Relatore:  
**Prof. Marco Rossi**

Anno Accademico 2022-2023

---

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA  
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

# Ringraziamenti

Una menzione speciale va alla mia famiglia, che mi ha sempre sostenuto durante la carriera accademica, senza farmi mai mancare nulla e soprattutto lasciandomi libero e privo di qualsiasi pressione.

Si ringrazia per il prezioso supporto il Prof. Marco Rossi, Relatore della seguente tesi, e tutti i Professori che ho avuto l'onore e la fortuna di incontrare nel mio percorso universitario e che hanno contribuito alla mia crescita, sia in termini di conoscenze e competenze, sia, soprattutto, umana.

Infine, un ringraziamento va all'impresa Loccioni, presso la quale ho avuto il piacere di conseguire il tirocinio, durante il quale ho avuto la possibilità di muovere i primi passi in un contesto lavorativo e applicare le conoscenze e competenze acquisite in università.

*Ancona, Ottobre 2023*

Daniele Lambertucci



# Abstract

The following thesis consists on a paper about the stage experience that I had the pleasure of doing, at the Loccioni company, in the period between March and May, in which I dedicated myself to a project of re-engineering of a manipulator robot used for testing electric axles.

The purpose of this paper is to describe with a technical language the various phases that have been necessary for the design of the system, entering into the merits of all the choices that have been taken to reach the final result.

Following this guideline, I have opted to divide the drafting of the thesis into four chapters, each of which will be developed and deepened, but of which we now want to propose a brief mention, for completeness and to promote the understanding of the whole work.

In the first chapter I intend to provide a general picture of the company and the work context that welcomed me during the stage, and then outline the objectives set.

In the second chapter I will focus on the case study, defining the specifications and everything necessary for the design; I also intend to evaluate the existing solution, highlighting positive and negative aspects of the same, with particular attention paid to the problems that we want to overcome with a new project.

Proceeding in logical and chronological order, the third chapter of the thesis will focus on my response to the needs defined above; Therefore, I will describe the mechanism that I designed during the experience, first defining the general architecture, and then deepening the individual parts that make up the structure, also distinguishing the commercial components and those designed entirely by me. In this context both design and checks will be treated. In particular, for commercial components, the design was carried out by consulting the catalogs, within which it is possible to find everything necessary for verification. Conversely, numerous FEM analyses were carried out on all the remaining parts, on the various subassemblies and on the structure as a whole, in order to verify their functionality, compliance with specifications and the necessary strength.

Finally, the last chapter will be dedicated to the conclusions of the paper, in which I will proceed to compare the goals achieved with the objectives set at the beginning and to draw a final balance regarding the thesis, but more generally of the whole experience.





# Sommario

La seguente tesi consiste in un elaborato riguardante l'esperienza di tirocinio che ho avuto il piacere di fare, presso l'impresa Loccioni, nel periodo compreso tra marzo e maggio, nel quale mi sono dedicato a un progetto di reingegnerizzazione di un robot manipolatore adibito al testing di assali elettrici.

Lo scopo di questo elaborato è quello di descrivere con un linguaggio tecnico le varie fasi che sono state necessarie alla progettazione del sistema, entrando nel merito di tutte le scelte che sono state prese per giungere al risultato finale.

Seguendo tale linea guida, si è optato di suddividere la stesura della tesi in quattro capitoli, ognuno dei quali verrà sviluppato e approfondito, ma di cui ora si vuole proporre un breve accenno, per completezza e per favorire la comprensione di tutto l'elaborato.

Nel primo capitolo si intende fornire un quadro generale dell'azienda e del contesto di lavoro che mi ha accolto durante il tirocinio svolto, per poi delineare gli obiettivi prefissati. Nel secondo capitolo si focalizzerà l'attenzione sul caso di studio, definendo le specifiche e tutto il necessario per la progettazione; si intende inoltre valutare la soluzione già esistente, mettendo in evidenza aspetti positivi e negativi della stessa, con particolare attenzione rivolta alle problematiche che si vuole superare con un progetto ex-novo.

Procedendo in ordine logico e cronologico, il terzo capitolo della tesi sarà incentrato sulla mia risposta alle esigenze definite in precedenza; pertanto, andrò a descrivere il meccanismo che ho progettato nel corso dell'esperienza, definendo dapprima l'architettura generale, per poi approfondire le singole parti che compongono la struttura, distinguendo inoltre i componenti commerciali e quelli invece progettati interamente da me. In quest'ottica, verranno trattati sia il dimensionamento che la verifica. In particolare, per i componenti commerciali il dimensionamento è stato eseguito mediante la consultazione dei cataloghi, al cui interno è possibile trovare tutto il necessario per la verifica. Viceversa, sono state realizzate numerose analisi FEM su tutte le restanti parti, sui vari sottoassiemi e sulla struttura nel suo complesso, allo scopo di verificarne la funzionalità, il rispetto delle specifiche e la resistenza necessaria.

Infine, l'ultimo capitolo sarà dedicato alle conclusioni dell'elaborato, in cui si procederà a confrontare i traguardi raggiunti con gli obiettivi fissati in partenza e a tracciare un bilancio finale riguardo la tesi, ma più in generale dell'esperienza nel suo complesso.



# Indice

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| <b>1</b> | <b>Stato dell'arte</b>  | <b>1</b>   |
| 1.1      | Descrizione dell'azienda . . . . .                              | 1          |
| 1.2      | Contesto di lavoro: testing di assali elettrici . . . . .       | 2          |
| 1.3      | Obiettivo della tesi . . . . .                                  | 7          |
| <b>2</b> | <b>Caso di studio</b>   | <b>9</b>   |
| 2.1      | Specifiche del problema . . . . .                               | 9          |
| 2.2      | Manipolatore precedente . . . . .                               | 12         |
| 2.2.1    | Rotazione . . . . .   | 19         |
| 2.2.2    | Traslazione orizzontale . . . . .                               | 24         |
| 2.2.3    | Traslazione verticale . . . . .                                 | 31         |
| 2.2.4    | Gruppo afferraggio . . . . .                                    | 38         |
| 2.2.5    | Problematiche . . . . .   | 43         |
| <b>3</b> | <b>Meccanismo progettato</b>                                    | <b>45</b>  |
| 3.1      | Definizione dell'architettura . . . . .                         | 45         |
| 3.1.1    | Massa e materiale . . . . .                                     | 46         |
| 3.1.2    | Ingombri . . . . .  | 48         |
| 3.1.3    | Funzionamento del meccanismo . . . . .                          | 50         |
| 3.2      | Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica . . . . . | 51         |
| 3.2.1    | Anello rotante . . . . .  | 51         |
| 3.2.2    | Supporto per cilindri pneumatici . . . . .                      | 57         |
| 3.2.3    | Pilastro . . . . .  | 62         |
| 3.2.4    | Sottoassieme per il moto verticale . . . . .                    | 69         |
| 3.2.5    | Gruppo moto verticale . . . . .                                 | 78         |
| 3.2.6    | Gruppo moto orizzontale . . . . .                               | 95         |
| 3.2.7    | Bracci telescopici . . . . .                                    | 108        |
| 3.3      | Esplosivo - cenni sull'assemblaggio . . . . .                   | 139        |
| <b>4</b> | <b>Conclusioni</b>  | <b>143</b> |



## Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.1  | Powertrain Audi e-tron . . . . .                      | 3  |
| 1.2  | banco-test . . . . .                                  | 3  |
| 1.3  | limitatore di coppia . . . . .                        | 4  |
| 1.4  | giunto lamellare . . . . .                            | 4  |
| 1.5  | torsiometro . . . . .                                 | 5  |
| 1.6  | drive-line . . . . .                                  | 5  |
| 1.7  | banco-test . . . . .                                  | 6  |
|      |   |    |
| 2.1  | postazione di lavoro . . . . .                        | 9  |
| 2.2  | robot pre-esistente . . . . .                         | 12 |
| 2.3  | robot pre-esistente in postazione di lavoro . . . . . | 13 |
| 2.4  | proprietà fisiche . . . . .                           | 13 |
| 2.5  | schema degli ingombri . . . . .                       | 14 |
| 2.6  | schema degli ingombri dall'alto . . . . .             | 14 |
| 2.7  | ciclo di lavoro . . . . .                             | 15 |
| 2.8  | tempo ciclo 1 . . . . .                               | 16 |
| 2.9  | tempo ciclo 2 . . . . .                               | 17 |
| 2.10 | tempo di ciclo . . . . .                              | 17 |
| 2.11 | tempo ciclo intero test . . . . .                     | 18 |
| 2.12 | anello rotante . . . . .                              | 19 |
| 2.13 | dimensionamento di anelli rotanti. . . . .            | 20 |
| 2.14 | dimensionamento di anelli rotanti. . . . .            | 20 |
| 2.15 | dimensionamento anelli rotanti-carichi . . . . .      | 20 |
| 2.16 | posizione di lavoro anello rotante . . . . .          | 21 |
| 2.17 | posizione di montaggio unità motrice . . . . .        | 21 |
| 2.18 | AR 510 . . . . .                                      | 22 |
| 2.19 | AR 510 . . . . .                                      | 22 |
| 2.20 | collocazione anello rotante . . . . .                 | 23 |
| 2.21 | vista laterale pick and place . . . . .               | 24 |
| 2.22 | particolare bracci . . . . .                          | 24 |
| 2.23 | braccio telescopico . . . . .                         | 25 |
| 2.24 | pattino R1623 723 20. . . . .                         | 26 |
| 2.25 | pattino R1623 723 20. . . . .                         | 26 |
| 2.26 | pattino R1623 723 20 - altre informazioni . . . . .   | 26 |
| 2.27 | guida R1605-703-31. . . . .                           | 27 |

## Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 2.28 | CAD del freno . . . . .                           | 27 |
| 2.29 | freno pneumatico . . . . .                        | 27 |
| 2.30 | freno pneumatico . . . . .                        | 28 |
| 2.31 | freno pneumatico . . . . .                        | 28 |
| 2.32 | attuatore elettrico . . . . .                     | 28 |
| 2.33 | servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1 . . . . .          | 29 |
| 2.34 | servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1 . . . . .          | 29 |
| 2.35 | servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1 . . . . .          | 30 |
| 2.36 | braccio verticale . . . . .                       | 31 |
| 2.37 | attuatore elettrico . . . . .                     | 32 |
| 2.38 | attuatore elettrico . . . . .                     | 32 |
| 2.39 | attuatore elettrico . . . . .                     | 33 |
| 2.40 | servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1 . . . . .          | 34 |
| 2.41 | servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1 . . . . .          | 34 |
| 2.42 | servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1 . . . . .          | 35 |
| 2.43 | servomotore con attuatore . . . . .               | 35 |
| 2.44 | freno pneumatico . . . . .                        | 36 |
| 2.45 | freno pneumatico - scheda tecnica . . . . .       | 37 |
| 2.46 | freno pneumatico - scheda tecnica . . . . .       | 37 |
| 2.47 | unità di compensazione . . . . .                  | 38 |
| 2.48 | unità di compensazione-funzionamento . . . . .    | 39 |
| 2.49 | AGE-S-200-P - dati tecnici . . . . .              | 40 |
| 2.50 | AGE-S-200-P - tavole tecniche . . . . .           | 40 |
| 2.51 | pinza . . . . .                                   | 41 |
| 2.52 | posizionamento assale . . . . .                   | 42 |
| 2.53 | pick and place . . . . .                          | 43 |
| 2.54 | proprietà fisiche manipolatore . . . . .          | 44 |
|      |   |    |
| 3.1  | manipolatore in configurazione aperta . . . . .   | 45 |
| 3.2  | manipolatore in configurazione ritratta . . . . . | 46 |
| 3.3  | proprietà fisiche . . . . .                       | 46 |
| 3.4  | materiale usato: Impax Supreme. . . . .           | 47 |
| 3.5  | materiale usato: Impax Supreme. . . . .           | 48 |
| 3.6  | ingombri . . . . .                                | 48 |
| 3.7  | vista in pianta . . . . .                         | 49 |
| 3.8  | ingombri. . . . .                                 | 50 |
| 3.9  | grafici AR 510 . . . . .                          | 53 |
| 3.10 | AR 510 . . . . .                                  | 54 |
| 3.11 | AR 510 . . . . .                                  | 54 |
| 3.12 | AR 510 vista inferiore . . . . .                  | 55 |
| 3.13 | blocco inferiore . . . . .                        | 55 |
| 3.14 | collegamento superiore . . . . .                  | 56 |

|  |    |
|--|----|
| 3.15 vite M12*55 . . . . .                   | 56 |
| 3.16 spina cilindrica 12*36 . . . . .        | 56 |
| 3.17 supporto - imm 1 . . . . .              | 57 |
| 3.18 supporto - imm 2 . . . . .              | 57 |
| 3.19 supporto - imm 3 . . . . .              | 58 |
| 3.20 faccia inferiore . . . . .              | 58 |
| 3.21 faccia superiore . . . . .              | 59 |
| 3.22 cilindro cavo . . . . .                 | 59 |
| 3.23 forza agente sul supporto . . . . .     | 60 |
| 3.24 momento agente sul supporto . . . . .   | 60 |
| 3.25 mappa tensioni . . . . .                | 61 |
| 3.26 pilastro . . . . .                      | 62 |
| 3.27 pilastro . . . . .                      | 62 |
| 3.28 piastra . . . . .                       | 63 |
| 3.29 piastra dimensioni . . . . .            | 63 |
| 3.30 dimensionamento bulloni . . . . .       | 64 |
| 3.31 fori spine . . . . .                    | 65 |
| 3.32 lastra . . . . .                        | 65 |
| 3.33 forze . . . . .                         | 66 |
| 3.34 momenti . . . . .                       | 66 |
| 3.35 risultati . . . . .                     | 67 |
| 3.36 lastra con apertura . . . . .           | 67 |
| 3.37 scavo . . . . .                         | 68 |
| 3.38 fori filettati . . . . .                | 69 |
| 3.39 punteria per moto orizzontale . . . . . | 70 |
| 3.40 punteria per moto verticale . . . . .   | 70 |
| 3.41 sottoassieme piano inclinato . . . . .  | 71 |
| 3.42 lunghezza nerve . . . . .               | 72 |
| 3.43 altezza nerve . . . . .                 | 72 |
| 3.44 spessore nerve . . . . .                | 72 |
| 3.45 scavo nerve . . . . .                   | 73 |
| 3.46 scavo . . . . .                         | 73 |
| 3.47 fori nerve . . . . .                    | 74 |
| 3.48 piastra orizzontale . . . . .           | 74 |
| 3.49 quote piastra. . . . .                  | 75 |
| 3.50 fori piastra . . . . .                  | 75 |
| 3.51 fori laterali . . . . .                 | 75 |
| 3.52 cuneo . . . . .                         | 76 |
| 3.53 quote scavo . . . . .                   | 76 |
| 3.54 bordo . . . . .                         | 77 |
| 3.55 distanza tra cunei . . . . .            | 77 |
| 3.56 moto verticale . . . . .                | 78 |

## Elenco delle figure

|   |     |
|---|-----|
| 3.57 camma . . . . .                                  | 79  |
| 3.58 camma viste. . . . .                             | 79  |
| 3.59 legge sinusoidale modificata . . . . .           | 80  |
| 3.60 leggi spostamenti . . . . .                      | 81  |
| 3.61 relazioni applicate . . . . .                    | 82  |
| 3.62 punti profilo . . . . .                          | 82  |
| 3.63 profilo camma . . . . .                          | 83  |
| 3.64 caratteristiche camma . . . . .                  | 84  |
| 3.65 caratteristiche camma . . . . .                  | 84  |
| 3.66 accelerazione . . . . .                          | 85  |
| 3.67 rotella KRE 62 PP datasheet . . . . .            | 86  |
| 3.68 rotella KRE 62 PP datasheet . . . . .            | 86  |
| 3.69 rotella KRE 62 PP datasheet . . . . .            | 86  |
| 3.70 rotella KRE 62 PP datasheet . . . . .            | 87  |
| 3.71 rotella KRE 62 PP datasheet . . . . .            | 87  |
| 3.72 braccetto . . . . .                              | 89  |
| 3.73 braccetto quote . . . . .                        | 89  |
| 3.74 spostamenti . . . . .                            | 91  |
| 3.75 tensioni . . . . .                               | 91  |
| 3.76 pattino R162251410 . . . . .                     | 92  |
| 3.77 pattino R162251410 - tavole . . . . .            | 92  |
| 3.78 rotaia . . . . .                                 | 93  |
| 3.79 rotaia tavole . . . . .                          | 93  |
| 3.80 piastra a L . . . . .                            | 94  |
| 3.81 sottoassieme montato . . . . .                   | 94  |
| 3.82 cinematismo superiore . . . . .                  | 96  |
| 3.83 cinematismo superiore - vista laterale . . . . . | 96  |
| 3.84 sintesi cedente . . . . .                        | 98  |
| 3.85 profilo cedente . . . . .                        | 98  |
| 3.86 cedente . . . . .                                | 99  |
| 3.87 accelerazione geometrica . . . . .               | 99  |
| 3.88 tensioni . . . . .                               | 100 |
| 3.89 piastra cedente . . . . .                        | 101 |
| 3.90 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 101 |
| 3.91 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 101 |
| 3.92 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 102 |
| 3.93 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 102 |
| 3.94 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 102 |
| 3.95 rotella PWKR 40.2 datasheet . . . . .            | 102 |
| 3.96 manovella . . . . .                              | 103 |
| 3.97 manovella quote . . . . .                        | 103 |
| 3.98 manovella fori . . . . .                         | 103 |



|       |  |     |
|-------|--|-----|
| 3.99  | manovella spesse                                     | 104 |
| 3.100 | albero - dettaglio assieme                           | 104 |
| 3.101 | albero - vista laterale                              | 104 |
| 3.102 | albero   | 105 |
| 3.103 | analisi FEM manovella e albero - vincoli e loads     | 105 |
| 3.104 | analisi FEM manovella e albero - deformata           | 106 |
| 3.105 | analisi FEM manovella e albero - tensioni            | 106 |
| 3.106 | manovella - mappa di tensione                        | 107 |
| 3.107 | particolare braccio telescopico                      | 108 |
| 3.108 | particolare bracci telescopici e pinza               | 109 |
| 3.109 | piastra supporto - quote                             | 110 |
| 3.110 | piastra supporto - quote fori                        | 111 |
| 3.111 | trave inferiore                                      | 111 |
| 3.112 | trave superiore                                      | 112 |
| 3.113 | analisi rigida - bracci telescopici                  | 112 |
| 3.114 | andamento reazioni                                   | 113 |
| 3.115 | pattino R162251410 - specifiche tecniche             | 114 |
| 3.116 | pattino R162251410 - specifiche tecniche             | 114 |
| 3.117 | pattino R162251410 - specifiche tecniche             | 114 |
| 3.118 | CAD R162251410                                       | 115 |
| 3.119 | collegamento rotaia R160550331                       | 116 |
| 3.120 | spina 10 mm  | 116 |
| 3.121 | morsetto eccentrico M6                               | 116 |
| 3.122 | vite M16   | 116 |
| 3.123 | piastra di collegamento tra supporti                 | 117 |
| 3.124 | struttura scatolare - particolare                    | 117 |
| 3.125 | intervallo angolare motore - traslazione orizzontale | 119 |
| 3.126 | intervallo angolare motore - traslazione verticale   | 119 |
| 3.127 | distanza rotaie                                      | 122 |
| 3.128 | distanza pattini                                     | 122 |
| 3.129 | massa componenti mobili                              | 123 |
| 3.130 | DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet                  | 124 |
| 3.131 | DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet                  | 124 |
| 3.132 | DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet                  | 124 |
| 3.133 | assieme - vista laterale                             | 125 |
| 3.134 | pinza  | 126 |
| 3.135 | unità di compensazione                               | 127 |
| 3.136 | supporto gruppo pinza                                | 127 |
| 3.137 | deflessione terminale                                | 128 |
| 3.138 | coppia richiesta per traslazione orizzontale         | 129 |
| 3.139 | coppia richiesta per traslazione verticale           | 129 |
| 3.140 | spostamenti sincronizzati                            | 130 |

*Elenco delle figure*

|   |     |
|---|-----|
| 3.141FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet . . . . .                | 131 |
| 3.142FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet . . . . .                | 132 |
| 3.143FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet . . . . .                | 132 |
| 3.144PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet . . . . . | 133 |
| 3.145PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet . . . . . | 134 |
| 3.146PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet . . . . . | 134 |
| 3.147PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet . . . . . | 134 |
| 3.148PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet . . . . . | 135 |
| 3.149montaggio riduttore . . . . .                                    | 135 |
| 3.150riduttore PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 . . . . .   | 136 |
| 3.151piastra riduttore . . . . .                                      | 136 |
| 3.152piastra riduttore - particolare montaggio . . . . .              | 136 |
| 3.153particolare motore nell'assieme . . . . .                        | 137 |
| 3.154assieme - 1 . . . . .  | 137 |
| 3.155assieme - 2 . . . . .  | 138 |
| 3.156assieme - 3 . . . . .  | 138 |
| 3.157esploso - 1 . . . . .  | 139 |
| 3.158esploso - 2 . . . . .  | 139 |
| 3.159esploso - 3 . . . . .  | 139 |
| 3.160esploso - 4 . . . . .  | 140 |
| 3.161esploso - 5 . . . . .  | 140 |
| 3.162esploso - 6 . . . . .  | 140 |
| 3.163esploso - 7 . . . . .  | 140 |
| 3.164esploso - 8 . . . . .  | 141 |



# Capitolo 1

## Stato dell'arte

### 1.1 Descrizione dell'azienda

L'argomento attorno a cui verrà sviluppata la seguente tesi è la riprogettazione di un manipolatore, usato in un plant della società Loccioni nell'ambito del testing di assali elettrici. Questo è stato l'obiettivo che ho cercato di raggiungere durante il tirocinio che ho svolto presso la medesima impresa, nella zona compresa tra Maiolati Spontini e Angeli di Rosora.

Si ritiene doveroso proporre un breve excursus riguardo l'impresa Loccioni, così da poter inoltre definire il contesto in cui ho portato a termine la mia esperienza. Per la verità, la Loccioni, nata nel 1968, oggi ha delle filiere estere, ma la sede principale è quella sopra citata, in Italia, nella quale sono presenti diversi plant, ognuno dei quali è adibito ad operare in uno specifico ambito. Infatti il gruppo Loccioni oggi è impegnato su più fronti, che vanno dall'automotive fino all'ambito medico, ma in generale è lecito affermare che l'azienda si occupa della progettazione e realizzazione di banchi prova e sistemi per il controllo e la misura. L'impresa è all'avanguardia sia a livello tecnologico, sia per la capacità di restare al passo con i tempi, evolversi e dare una risposta alle problematiche ed esigenze attuali. Non a caso, nel settore dell'automotive tutti gli sforzi sono concentrati nella realizzazione di banchi per il testing di motori elettrici e motori a idrogeno.

La mia esperienza da tirocinante è avvenuta nel plant L4, dedicato al testing di assali elettrici; fin da subito sono stato colpito dall'organizzazione del plant, strutturato in modo da favorire l'interazione visiva, diretta, tra le postazioni di lavoro e le macchine. Un altro aspetto che mi ha affascinato è l'ambiente di lavoro: tra i ragazzi vi è uno spirito di collaborazione, e non competizione, e soprattutto vi è la diffusa tendenza ad avere alcuni momenti di pausa, in cui potersi svagare e parlare con gli altri.

Tutto ciò mi ha permesso di apprezzare pienamente il tempo trascorso lì e di essere felice di restare in contatto con le persone che vi lavorano.

## 1.2 Contesto di lavoro: testing di assali elettrici

Negli ultimi anni, in particolar modo nei paesi UE, si sta assistendo all'instaurarsi di una politica che rivolge sempre più attenzione alla salvaguardia dell'ambiente.

Tra le varie decisioni intraprese a tale scopo, vi è anche quella che prevede la necessità di soppiantare completamente i motori endotermici delle automobili e dei veicoli commerciali, a favore di sistemi di propulsione elettrici. A dire il vero, parallelamente allo sviluppo di veicoli a trazione elettrica, si sta portando avanti una ricerca massiva riguardo la possibilità di usare l'idrogeno come fonte di energia, un'opzione, questa, caratterizzata da più interrogativi rispetto agli elettrici, ma che potrebbe garantire prestazioni addirittura maggiori.

Ad ogni modo, ho svolto la mia esperienza presso Loccioni nel contesto della mobilità elettrica, cui è dedicato il plant L4, in cui ho avuto l'occasione di osservare le macchine usate per il testing degli assali elettrici.

Si ritiene opportuno a questo punto fornire una breve descrizione di un sistema di propulsione elettrico e soprattutto dei banchi in cui vengono testati i motori.

Il powertrain elettrico concettualmente è molto semplice, essendo composto da:

- motore elettrico, che può essere asincrono, brushless a magneti permanenti, brushed o a riluttanza commutabile, ciascuno con prestazioni differenti;
- batteria, con ricarica da fonte esterna;
- inverter, un convertitore DC/AC che fornisce corrente in ingresso al motore, garantendo la sua gestione;
- gear box, tipicamente un treno di rotismi epicicloidali, adibito alla riduzione del moto proveniente dal motore, trasferendolo alle ruote
- differenziale, volto a garantire ai semiassi la possibilità di ruotare a velocità differenti;
- ruote;

Vi è la possibilità inoltre di omettere il differenziale, prevedendo la presenza di due motori indipendenti connessi alle ruote: questa è una possibilità che garantirebbe un miglior controllo di trazione, posticipando notevolmente il limite di aderenza.

L'immagine mostra chiaramente il minore ingombro e la minore complessità della gear box rispetto al cambio di un'auto tradizionale; tuttavia, un sistema di propulsione elettrico necessita di una batteria di ingenti dimensioni e di un inverter comparabile, a livello di ingombri, con il motore stesso.

In ogni caso, questi due componenti sono imprescindibili nell'ambito dei BEV; in un futuro prossimo vi sarà magari la possibilità di ridurre le dimensioni senza intaccare le caratteristiche funzionali.

## 1.2 Contesto di lavoro: testing di assali elettrici

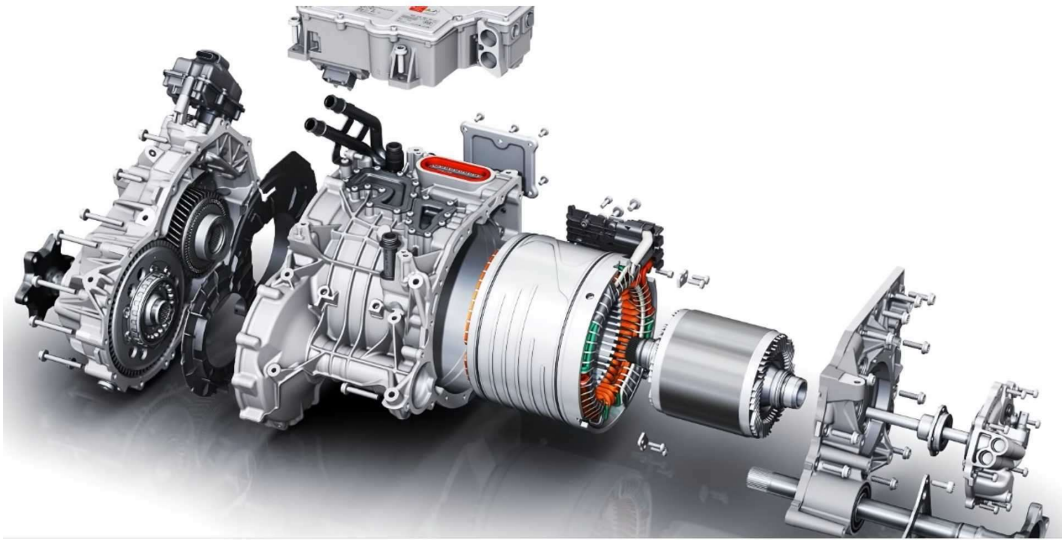


Figura 1.1: Powertrain Audi e-tron

Avendo fatto una breve panoramica sui motori elettrici, indiscussi protagonisti del mondo del veicolo nel presente e nel futuro, si procede ora a fornire un quadro generale sui banchi test e sull'attività di testing, svolta appunto in azienda.

Innanzitutto, in Loccioni si esegue un'attività di testing su motori clienti inviati da ditte e società esterne, pertanto, per ottenere misurazioni affidabili, risulta necessario essere provvisti di una strumentazione opportuna. In generale, un'architettura tipica di una macchina usata in questo ambito è fedele all'immagine che si intende riportare qui di seguito, per chiarezza.



Figura 1.2: banco-test

L'immagine in sovraimpressione facilita inoltre la descrizione e comprensione del processo di testing. In generale i motori da testare vengono trasportati da un nastro trasportatore, chiamato *conveyor*, dopodiché vengono convogliati all'interno della macchina adibita alla misura, denominata *end of line*; questo passaggio può essere realizzato dal *conveyor* stesso, oppure da un meccanismo esterno, interposto tra i due, il che rappresenta esattamente il contesto della mia tesi di laurea.

Il banco, racchiuso da un involucro esterno, che presenta una o due porte scorrevoli per l'ingresso e la successiva fuoriuscita del motore elettrico, è costituito, ambo i lati, da una serie di componenti che compongono la cosiddetta *driveline*. In particolare, si distinguono:

- trasmissione, mediante alberi scanalati o accoppiamenti conici;
- limitatore di coppia;



Figura 1.3: limitatore di coppia

- giunto lamellare, per assorbire piccoli disallineamenti;



Figura 1.4: giunto lamellare

## 1.2 Contesto di lavoro: testing di assali elettrici

- torsionmetro, per misurare la coppia;

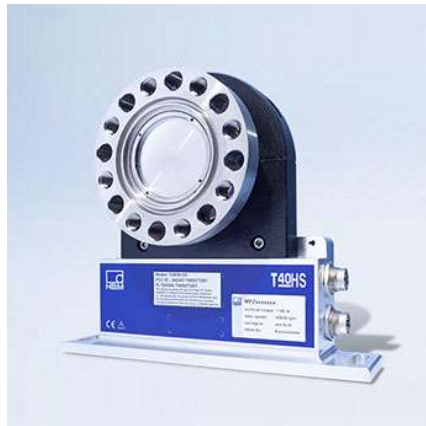


Figura 1.5: torsionmetro

- motore elettrico, che funge da freno.

Qui di seguito sono riportate due immagini, che mettono in mostra la drive-line e un banco tipico di queste applicazioni.

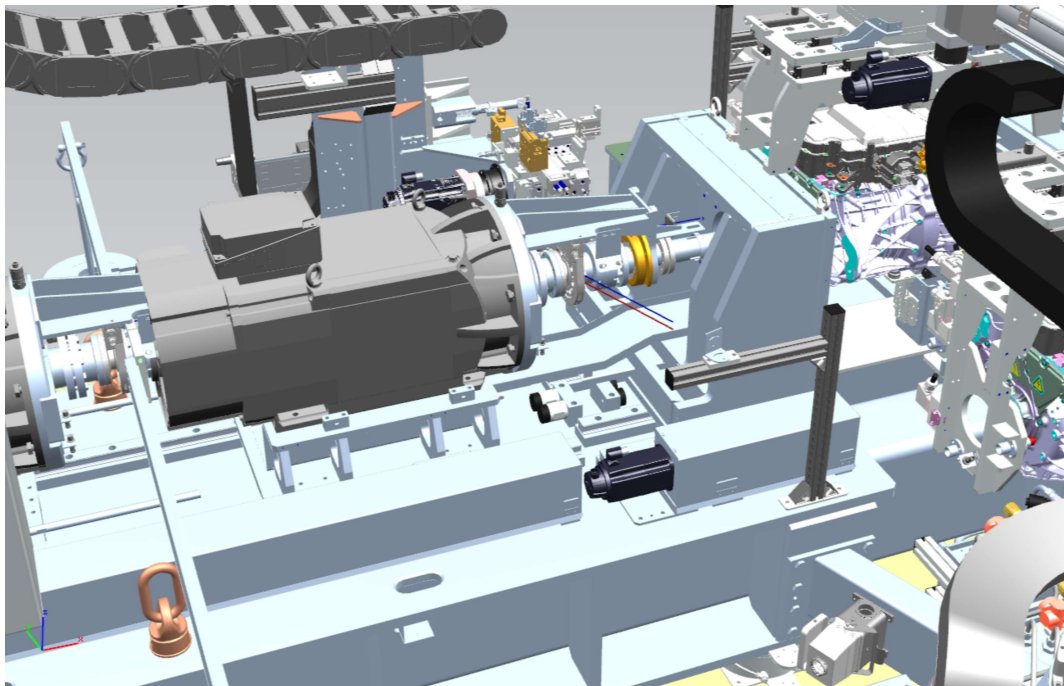


Figura 1.6: drive-line



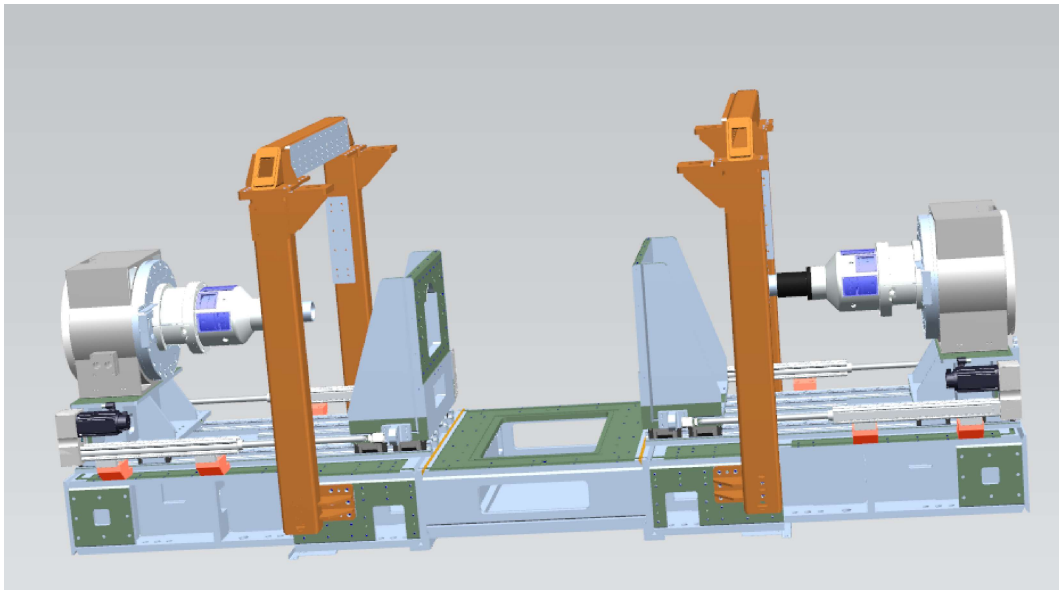


Figura 1.7: banco-test

In generale, gli assali elettrici sono coinvolti in prove NVH (*noise, vibration, harshness*), ma potrebbero essere richieste prove differenti, che richiedono in tal caso attrezzature più specifiche. Ad ogni modo, per svolgere le misure sopra citate, è fondamentale la presenza di più accelerometri, i quali vengono portati a contatto con il motore, mediante delle slitte, per poter eseguire le misurazioni. Inoltre, nel momento in cui un assale viene inserito nella EOL (*end of line*), il centraggio e il fissaggio (clampaggio) sono garantiti dalla presenza di pin e spine che si inseriscono in opportune sedi previste nell'assale, sia inferiormente sia ai lati. In particolar modo, ai lati il clampaggio avviene grazie a piastre, su cui sono vincolati i pin, solidali a degli squadroni che possono scorrere grazie a una guida prismatica, tipicamente dei pattini a ricircolo di sfere, che permettono così l'afferraggio.

Dal momento che questa è una fase delicata che rientra appieno nel progetto che mi ha visto coinvolto, si è deciso di non approfondirla ulteriormente in questo momento, ma di trattarla più avanti, affiancando alla descrizione anche delle foto che ne facilitino l'interpretazione e la comprensione.

## 1.3 Obiettivo della tesi

Come accennato in precedenza, la mia esperienza di tirocinio è avvenuta nel contesto di lavoro descritto finora e sarebbe riduttivo definire come obiettivo della tesi la reingegnerizzazione di un manipolatore "pick and place" dedicato a scambiare i motori tra il *conveyor* e l'*end of line*.

Infatti, la tesi si propone di raccontare, evitando eccessive divergenze, il percorso di progettazione che c'è stato dietro il raggiungimento del risultato finale, caratterizzato da numerosi punti di interruzione tipici di una procedura fortemente iterativa.

L'attenzione verrà focalizzata sulla descrizione e spiegazione di tutte le scelte progettuali intraprese per soddisfare le esigenze della specifica, ma mi piacerebbe che le parole e le frasi che scriverò trasmettano al lettore la passione e l'amore per la progettazione che ho provato nel corso di questa esperienza e in generale durante tutto il percorso accademico.

Volendo introdurre in maniera schematica e breve quanto verrà sviluppato più dettagliatamente in seguito, avendo prefissato lo scopo della tesi, vale a dire la riprogettazione di un robot manipolatore, dapprima verrà descritto il contesto operativo del manipolatore stesso e verrà fatta una panoramica sulla soluzione utilizzata in Loccioni, che si vuole sostituire, definendo nel frattempo la specifica.

In seguito, si volgerà l'attenzione al sistema da me progettato, approfondendo dapprima l'architettura per poi scendere in dettaglio in tutti i componenti e soluzioni tecniche; in parallelo verrà dedicata particolare attenzione all'analisi delle stesse, per verificare che il robot realizzato sia in grado di soddisfare la specifica.

Questo appena descritto rappresenta il filo conduttore della tesi, con l'augurio che sia piacevole e di chiara e comprensibile lettura.



# Capitolo 2

## Caso di studio

### 2.1 Specifiche del problema

Come già accennato più volte in precedenza, l'obiettivo della tesi consiste nella reingegnerizzazione di un robot di manipolazione. Ora però, si intende fornire tutte le informazioni e i dati facenti parte della specifica.

Per questo motivo si ritiene opportuno fin da subito mostrare un'immagine riferita al precedente manipolatore, che procederò più avanti a descrivere, nella sua postazione di lavoro, tra il *conveyor* e l'*end of line*.

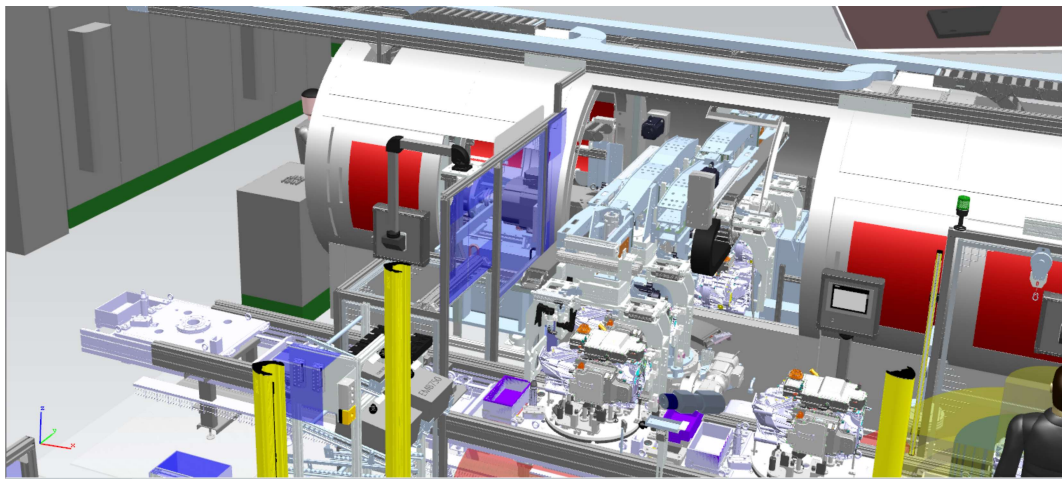


Figura 2.1: postazione di lavoro

La figura di cui sopra mostra chiaramente il *conveyor*, in primo piano, e l'*eol*; si può notare, tra di loro, il robot che era precedentemente usato per scambiare i motori, che sarà poi oggetto di approfondimento.

Per svolgere il compito assegnato, è necessario che il manipolatore sia dotato di due bracci, ciascuno dei quali viene movimentato per afferrare un assale. Affinchè possa avvenire lo scambio, il robot dovrà ruotare e posizionare ognuno dei due motori nella nuova postazione. Già queste brevi frasi consentono di immaginare un possibile schema funzionale del manipolatore, prevedendo i gradi di libertà che dovrà avere.

L'immagine riportata mostra inoltre il metodo di trasporto degli assali sul convogliatore: ognuno di essi è vincolato a una piastra, che presenta i pin connessi alle

sedi previste nell'assale. Ogni piastra è fissata poi a un componente che viene fatto scorrere direttamente dal nastro.

Ai fini della specifica, è opportuno ribadire che il manipolatore che si intende progettare non sarà destinato a un unico banco prova, ma si ha l'intenzione di usarlo ogniqualvolta sia possibile, vale a dire per tutti i banchi che presentano una struttura e dimensioni simili a quello mostrato precedentemente, che ha rappresentato il riferimento cui mi sono basato per il mio progetto.

Vi è a dire il vero la possibilità di realizzare una disposizione alternativa, che prevede il passaggio del *conveyor* all'interno dell'*eol*. Questa scelta non necessiterebbe un manipolatore che scambi gli assali, ma presenta sicuramente delle criticità maggiori per quanto riguarda gli ingombri e richiederebbe un ingente lavoro manuale, che nell'altro caso viene risparmiato.

La specifica del progetto in generale non è molto stringente, lascia molta libertà al progettista, a patto che si realizzi un meccanismo in grado di intercambiare gli assali che si troveranno a una certa distanza tra loro. Tuttavia, ci sono alcuni punti che devono essere necessariamente soddisfatti:

- massa degli assali = 75/100 kg
- lo spazio lasciato disponibile dalla porta scorrevole:  
apertura massima = 1800 mm;
- l'ottimizzazione dei tempi di ciclo:

si richiede che lo scambio di assali avvenga nel minor tempo possibile, in condizioni comunque di sicurezza, coerentemente con le prestazioni fornite dai motori che verranno utilizzati e soprattutto in modo da garantire un perfetto posizionamento sia dalla parte del *conveyor* sia dalla parte dell'*eol*.

Poichè si sta operando in ambito di testing e non di produzione, non viene fornito un valore limite, ma è ragionevole considerare come benchmark un tempo limite di 10/15 secondi, così da garantire una notevole frequenza di assali controllati e verificati.

Un altro aspetto chiave in ogni specifica di progetto è rappresentato dalla vita utile del sistema che si vuole realizzare. Nel nostro caso, considerando anche la natura dell'impresa Loccioni, molto lontana da una tipica azienda volta alla produzione in serie e dedita soprattutto alla ricerca di nuove soluzioni e all'innovazione in ogni campo, non vi è in genere un riferimento per la durata della macchina che verrà progettata, viceversa l'obiettivo in ogni commessa è quello di realizzare il banco, scegliendo le migliori soluzioni disponibili, così da garantire il suo funzionamento fino a che sarà necessario. Si potrebbe concludere che implicitamente la specifica richiede possibilmente una progettazione a vita infinita; vi sono casi, riguardanti soprattutto componenti commerciali, in cui tuttavia ciò non risulta possibile e allora bisogna optare per soluzioni che

## 2.1 Specifiche del problema

garantiscono una vita utile di  $n$  ore, dovendo poi sostituire il componente usato con uno nuovo, un'azione questa che comporta il fermo macchina e costi di disassemblaggio e successivo riassettaggio.

Avendo definito i punti essenziali della specifica, si intende procedere ora a descrivere la soluzione pre-esistente e successivamente la soluzione pensata da me. .

## 2.2 Manipolatore precedente

Prima di scrivere riguardo il robot che ho progettato con l'aiuto di chi mi ha seguito durante l'esperienza, si ritiene opportuno riportare la soluzione pre-esistente, pensata per soddisfare le esigenze e richieste della specifica definita in precedenza.

Per maggiore chiarezza, procedo con il riportare subito qualche immagine del suddetto robot, successivamente verrà dedicato del tempo per descrivere in maniera generale il funzionamento e le prestazioni dello stesso.

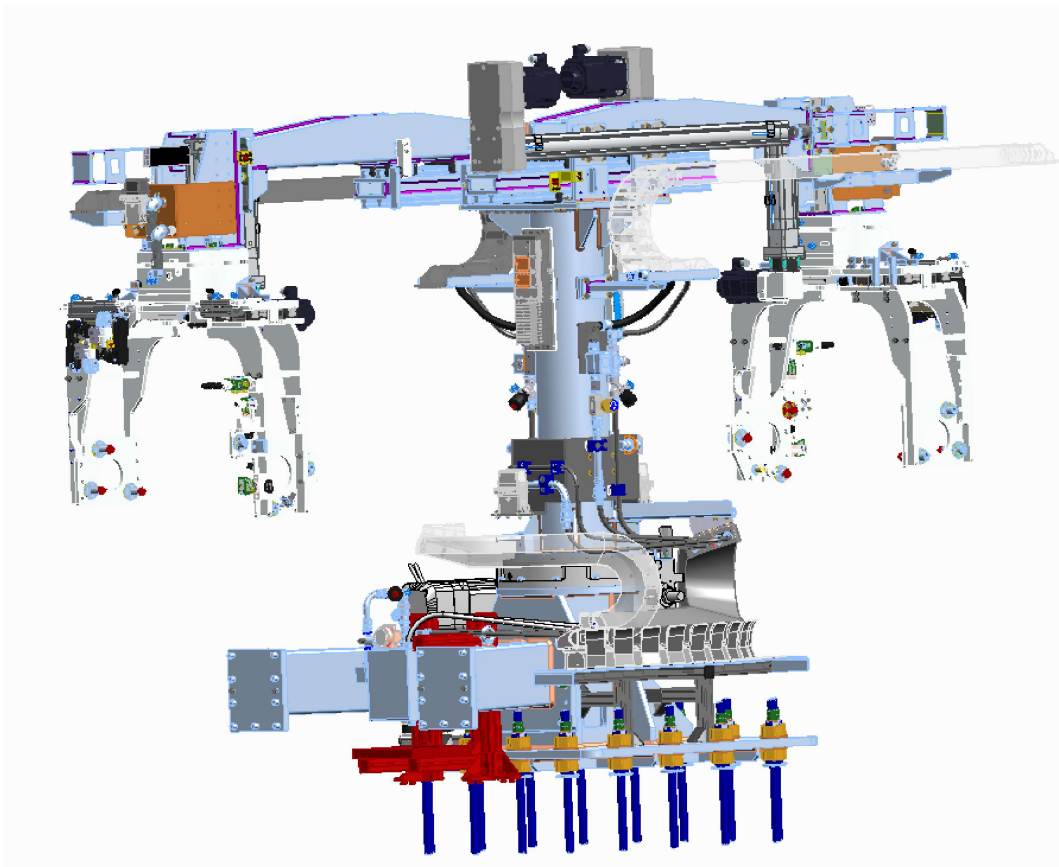


Figura 2.2: robot pre-esistente

La figura sopra riportata mostra il manipolatore usato precedentemente per posizionare i motori da testare. L'immagine mette perfettamente in evidenza il funzionamento del sistema: il supporto alla base presenta una tavola rotante che mette in rotazione l'intera struttura; sulla sommità ci sono due bracci telescopici indipendenti, la cui apertura e chiusura sono garantite da elettrocilindri, gestiti da servomotori. All'estremità di ogni braccio vi è un ulteriore servomotore che comanda un altro elettrocilindro, che consente l'abbassamento o innalzamento del blocco pinza.

In sintesi dunque, il manipolatore presenta 5 gradi di libertà, ognuno dei quali è gestito da un motore, pertanto in generale il robot non lavora in modo simmetrico

## 2.2 Manipolatore precedente

e anzi, vi è la possibilità di movimentare solo uno dei due bracci e lasciare fermo l'altro.

Verranno approfonditi a breve tutti i componenti e sottoassiemi principali che costituiscono il manipolatore.

Qui di seguito vado a riportare un'immagine ritraente il manipolatore nella sua postazione di lavoro.

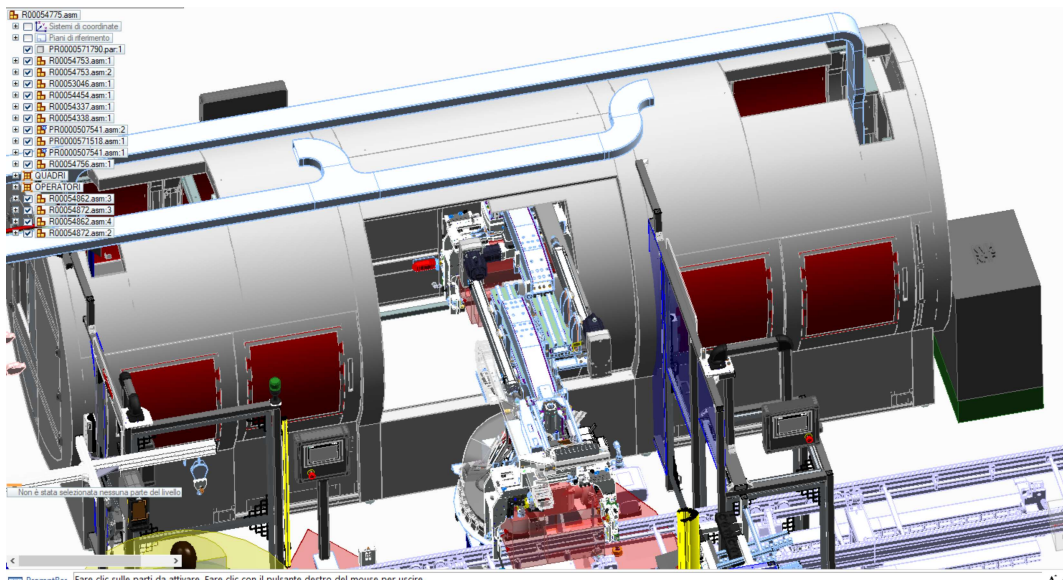


Figura 2.3: robot pre-esistente in postazione di lavoro

Per fornire un quadro completo è utile riportare una sintesi delle principali proprietà fisiche e di inerzia del manipolatore, valutate tramite il software Solid Edge.

| Globale                                     |                              | Principale   |                              |      |                              |
|---|------------------------------|--|------------------------------|------|------------------------------|
| Massa:                                      | 1632,372 kg                  | Volume: 405894336,88 mm <sup>3</sup>                 |                              |      |                              |
| Massa ridefinizione quantità utente:        | 1332,952 kg                  | <input type="checkbox"/> Usa come massa dell'assieme |                              |      |                              |
| Centro della massa                          |                              | Centro del volume                                    |                              |      |                              |
| <input type="checkbox"/> Visualizza simbolo | cm                           | <input type="checkbox"/> Visualizza simbolo          | CV                           |      |                              |
| X:  | 16,45 mm                     | X:   | 11,15 mm                     |      |                              |
| Y:  | 126,38 mm                    | Y:   | 119,41 mm                    |      |                              |
| Z:  | 538,19 mm                    | Z:   | 653,35 mm                    |      |                              |
| Momento di inerzia                          |                              |  |                              |      |                              |
| lxx:  | 236907,05 kg*dm <sup>2</sup> | lyy:   | 156284,18 kg*dm <sup>2</sup> | lzz: | 102452,98 kg*dm <sup>2</sup> |
| lxy:  | 10520,92 kg*dm <sup>2</sup>  | lxz:   | 138,33 kg*dm <sup>2</sup>    | lyz: | 10918,66 kg*dm <sup>2</sup>  |

Figura 2.4: proprietà fisiche

Il software calcola tali proprietà sulla base degli input dati dall'utente, come ad esempio la densità dei materiali usati; per questo motivo, è bene prendere questi



## Capitolo 2 Caso di studio

valori con le pinze, dal momento che potrebbero non corrispondere esattamente alla realtà, tuttavia consentono di avere un'idea dell'ordine di grandezza di cui si sta parlando.

Seguendo il flusso logico, mi appresto a fornire gli ingombri del manipolatore, così da avere informazioni riguardo le dimensioni.

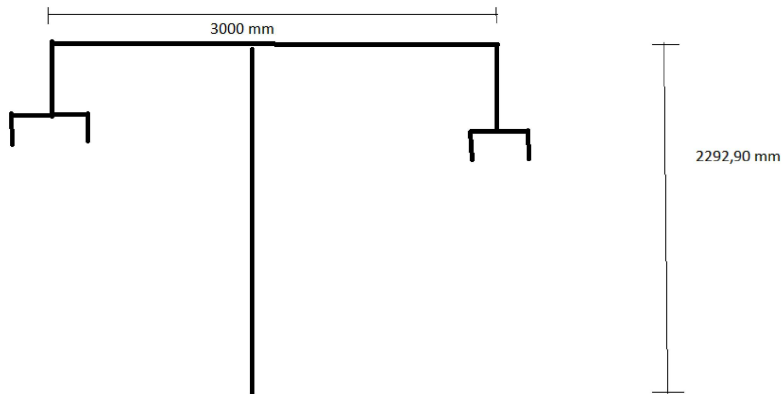


Figura 2.5: schema degli ingombri

Lo schema sopra riportato è relativo alla configurazione di estensione massima del manipolatore, che si ha in corrispondenza di bracci totalmente aperti. Nella configurazione completamente ritratta, l'estensione dei bracci si riduce di 1000 mm ciascuno, pertanto la larghezza complessiva è pari a 1000 mm.

Inoltre, è interessante fornire uno schema degli ingombri del manipolatore durante la rotazione, che avviene con i bracci ritratti per avere anche una minore inerzia.

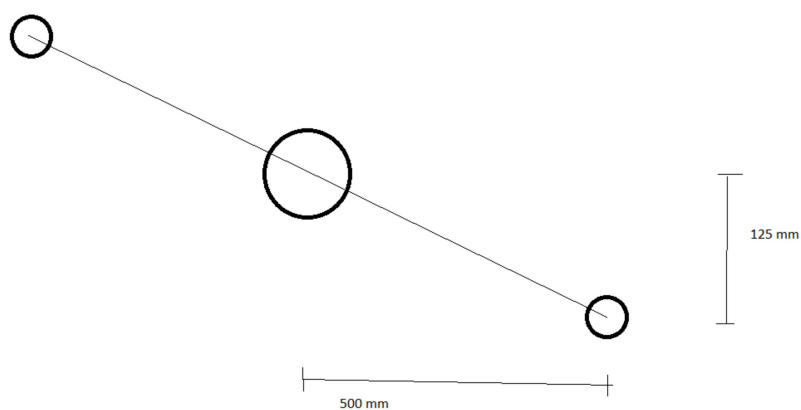


Figura 2.6: schema degli ingombri dall'alto

Si noti come la rotazione dell'intero sistema crei un involuppo cilindrico di raggio

## 2.2 Manipolatore precedente

non molto superiore a 500 mm; il manipolatore preleva gli assali dal *conveyor* e dall'*end of line*, quando i bracci sono completamente estesi, pertanto la distanza tra essi è 3000 mm.

Si intende a questo punto mostrare un'immagine che evidenzi il ciclo di lavoro di questo manipolatore.

| #  | PROCESS/SEQUENCE                            | Op. | TIME [Sec] | LINK |
|----|---|-----|------------|------|
| 1  | Conveyor Arm approach to load (horizontal)  | A   | 1,0        | 0    |
| 2  | Conveyor Arm approach to load (vertical)    | A   | 0,5        | 1    |
| 3  | Index Upward                                | A   | 3,0        | 0    |
| 4  | Close right gripper (conveyor arm)          | A   | 1,5        | 3    |
| 5  | Close left gripper (conveyor arm)           | A   | 1,5        | 4    |
| 6  | Conveyor Arm upward (vertical)              | A   | 1,0        | 5    |
| 7  | Conveyor Arm backward (horizontal)          | A   | 1,5        | 6    |
| 8  | EOL Arm backward (horizontal)               | A   | 3,0        | 0    |
| 9  | EOL Arm upward (vertical)                   | A   | 1,0        | 0    |
| 10 | P&P Rotation (+180°)                        | A   | 3,0        | 7    |
| 11 | EOL Arm downward (vertical)                 | A   | 1,0        | 10   |
| 12 | EOL Arm forward (horizontal)                | A   | 3,0        | 11   |
| 13 | Conveyor Arm load position (horizontal)     | A   | 1,5        | 10   |
| 14 | Conveyor Arm load position (vertical)       | A   | 1,0        | 13   |
| 15 | Open left gripper (conveyor arm)            | A   | 1,5        | 14   |
| 16 | Open right gripper (conveyor arm)           | A   | 1,5        | 15   |
| 17 | Conveyor Arm approach position (vertical)   | A   | 0,5        | 16   |
| 18 | Conveyor Arm approach position (horizontal) | A   | 1,0        | 17   |
| 19 | Index Downward                              | A   | 3,0        | 16   |

Figura 2.7: ciclo di lavoro

Quello appena riportato è l'elenco di tutte le fasi del ciclo di lavoro del manipolatore, ad eccezione dell'*index upward* e dell'*index downward*, che riguardano invece il sollevamento e abbassamento dell'*index*, sul *conveyor* per favorire l'afferraggio dell'assale da testare e il rilascio dell'assale appena testato.

Per ottimizzare il tempo ciclo, si è deciso di mettere in parallelo alcune fasi, come è possibile prendere atto dalle seguenti immagini.

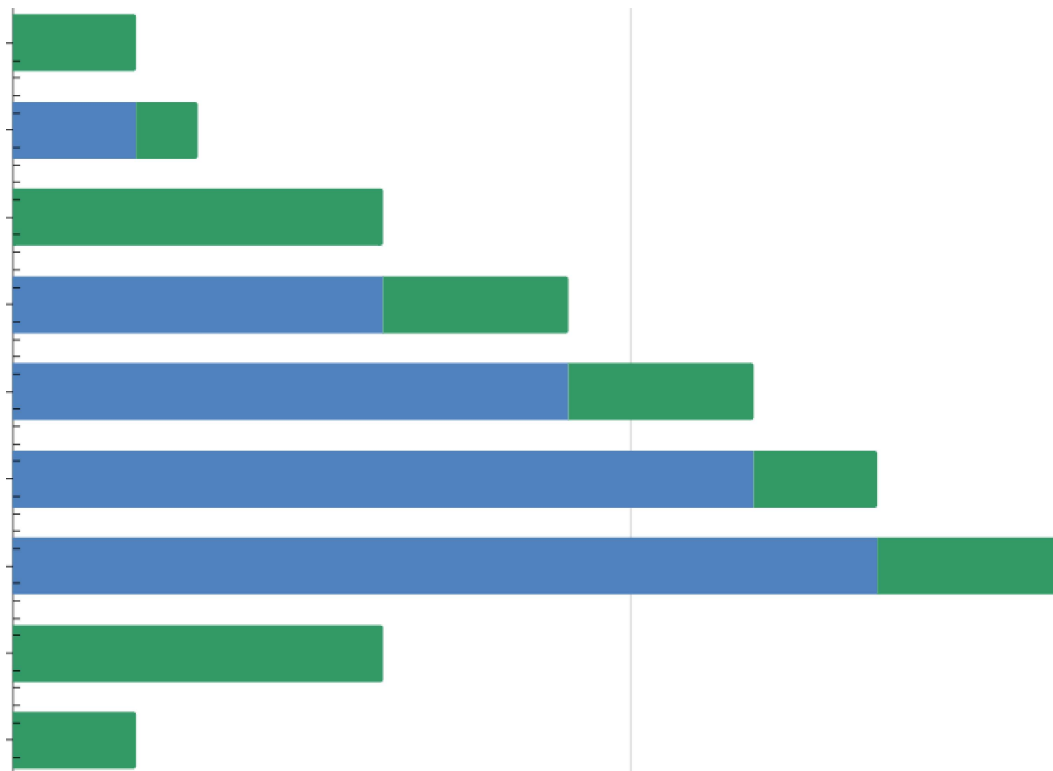


Figura 2.8: tempo ciclo 1

L'immagine in sovrapposizione è riferita alle prime 9 fasi: il robot parte nella configurazione estesa e ribassata dalla parte dell'*eol*, l'assale è afferrato dalle griffe della pinza e in parallelo, dall'istante 0, avvengono le fasi di *backward*, che impiega 3s e *upward*, che impiega 1s, per portare il manipolatore nella configurazione ritratta (fasi 8 e 9).

Dal lato *conveyor*, dapprima si ha l'estensione del braccio orizzontale e l'abbassamento di quello verticale, in modo da avvicinarsi all'assale, seguite dalla chiusura delle griffe, la quale può avvenire solo terminato il sollevamento dell'*index*, che avviene in parallelo all'*approach* e impiega 3s. In seguito alla chiusura delle griffe, si hanno le fasi di *upward* e *backward*, in serie, a differenza del braccio robotico lato *eol*, per evitare interferenze.

Alla fine di tutte le fasi appena mostrate, il robot si trova nella configurazione ritratta e con il braccio verticale sollevato.

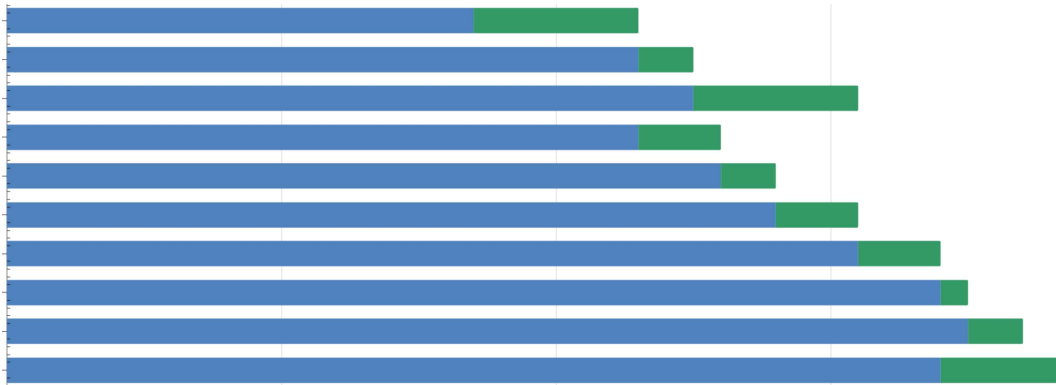


Figura 2.9: tempo ciclo 2

La figura 2.9 consente di conoscere tutte le fasi seguenti a quelle descritte in precedenza.

Innanzitutto si ha la rotazione del *pick and place*, di 3s, terminata la quale avvengono sequenzialmente le fasi di distensione e abbassamento, sia dal lato *conveyor* sia *col*, in parallelo tra loro.

Dopodiché possono avvenire le fasi di apertura delle griffe, sinistra e destra, in serie; il motore a questo punto è vincolato solo all'index, che poi viene fatto abbassare.

Nel frattempo, dalla parte del *conveyor*, si ha la chiusura e il sollevamento dei bracci, così da poter ricominciare il ciclo di lavoro.

In definitiva, l'intero ciclo impiega 20s per concludersi.

| FLOW CHART | TYPE              | AUTOMATIC |
|------------|-------------------|-----------|
|            | cycle time [min.] | -         |
| P&P        | station time [s]  | 20,0      |

Figura 2.10: tempo di ciclo

E' interessante notare come la movimentazione dei bracci avvenga in tempi generalmente diversi, rendendo il manipolatore asimmetrico; ciò è possibile solo grazie alla presenza di tanti motori indipendenti quanti sono i gradi di libertà richiesti.

Per completezza, si vuole fornire qualche informazione sull'intero ciclo di lavoro del banco; a tal proposito, la seguente immagine dà l'idea di tutte le fasi, con i rispettivi tempi.

| #  | PROCESS/SEQUENCE            | A=Automatic<br>ML=Manual<br>of Loading | TIME  | LINK |
|----|-----------------------------|--|-------|------|
|    |                             | Op.                                    | [Sec] |      |
| 1  | Clamping approach position  | A                                      | 1,5   | 0    |
| 2  | Clamping load position      | A                                      | 3,0   | 1    |
| 3  | Driveline approach position | A                                      | 3,0   | 0    |
| 4  | Driveline load position     | A                                      | 1,0   | 2    |
| 5  | HVDC Connection             | A                                      | 3,0   | 2    |
| 6  | Accelerometers connection   | A                                      | 1,0   | 2    |
| 7  | Test plan                   | A                                      | 64,0  | 5    |
| 8  | Driveline backward          | A                                      | 3,0   | 7    |
| 9  | Clamping approach position  | A                                      | 4,0   | 8    |
| 10 | HVDC Connection             | A                                      | 3,0   | 7    |
| 11 | Accelerometers connection   | A                                      | 1,0   | 7    |

Figura 2.11: tempo ciclo intero test

Si noti come dapprima avvenga tutta la fase che porta al clampaggio: in particolare le piastre vengono fatte scorrere fino ad afferrare il blocco pinza-assale. Dopodiché, vi è il collegamento del motore con la drive-line, seguito dalla connessione HVDC e con gli accelerometri. A questo punto può avere inizio il test vero e proprio, che dura all'incirca un minuto. Al termine, il banco procede a scollegare la drive-line al motore e a richiamare indietro le piastre per il clampaggio, così da consentire al manipolatore *pick and place* di prelevare l'assale testato e riportarlo dal lato *conveyor* e contemporaneamente di posizionarne un altro nell'*eol*.

Avendo fatto una panoramica generale sul manipolatore preesistente e sulle sue prestazioni, si intende ora entrare più in dettaglio e approfondire le soluzioni tecniche che lo caratterizzano.

Il suddetto *pick and place* è un meccanismo che deve soddisfare 5 gradi di libertà:

- rotazione attorno a un asse verticale;
- traslazione orizzontale di ognuno dei due bracci telescopici;
- traslazione verticale dei due bracci verticali.

La soluzione pensata in Loccioni era stata quella di gestire indipendentemente ogni grado di libertà, garantendo al meccanismo la massima flessibilità possibile.

In ognuno dei seguenti sottoparagrafi verrà analizzato un singolo movimento, così da rendere la trattazione fluida e chiara.

### 2.2.1 Rotazione

Il moto da garantire è una rotazione di  $180^\circ$ , tale da permettere lo scambio di assali tra *conveyor* e *eol*, che sono paralleli tra loro. La scelta è ricaduta su una tavola rotante, di cui ora verranno mostrate le prestazioni, in grado di erogare la coppia necessaria e di sopportare i momenti di inerzia, che non sono trascurabili.

Per motivi di ingombro e soprattutto per non richiedere prestazioni esagerate, la rotazione avviene sequenzialmente alle traslazioni. La soluzione che è stata scelta è la tavola rotante *AR 510* del gruppo *Autorotor*, di cui ora presento un'immagine con le principali prestazioni.

#### AR510



| Dati tecnici  | Download |
|---|----------|
| N° stazioni configurabili: da 2 a 24 / movimento continuo   |          |
| Tolleranze:   |          |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>Ripetibilità: <math>\pm 0.015</math> mm</li> </ul>   |          |
| Carichi statici:  |          |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>Carico assiale: 75000 N</li> <li>Carico radiale: 75000 N</li> <li>Momento ribaltante: 7200 Nm</li> </ul> |          |

Figura 2.12: anello rotante

Per la verità, si tratta di un anello rotante, dal momento che presenta una robusta corona posta in rotazione, e non un disco. In generale, è un dispositivo che trasforma il moto rotatorio continuo in entrata in moto rotatorio intermittente in uscita.

L'anello rotante è interno a una corona esterna, fissa, e lascia inoltre la possibilità di poter usare lo spazio disponibile nella cavità, per strutture ausiliarie o quant'altro. Tipicamente questa soluzione è adottata, al posto delle comuni tavole rotanti, ogniqualvolta si abbia necessità di operare in condizioni gravose, con carichi notevoli.

La conversione del moto avviene mediante una camma cilindrica elicoidale, la cui progettazione richiede competenze specifiche; l'intermittenza è garantita dalla modulazione della corrente in ingresso del servomotore.

Da catalogo si nota la disponibilità di più modelli, in modo da garantire la funzionalità in condizioni diverse, la scelta va effettuata sulla base di:

- inerzia in relazione al tempo di rotazione;
- carichi assiali e radiali e momenti ribaltanti da sopportare.

Per facilitare il compito del progettista, sono presenti inoltre dei grafici che rappresentano la relazione tra le grandezze in questione, di cui si vuole riportare un esempio.

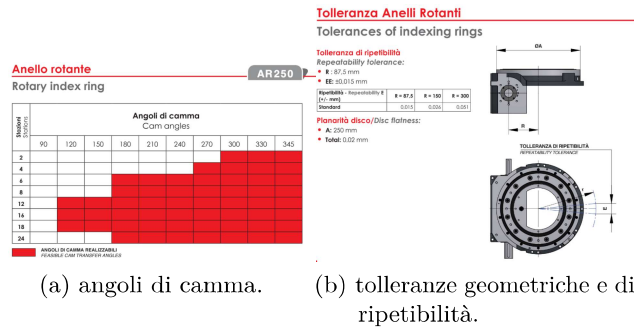


Figura 2.13: dimensionamento di anelli rotanti.

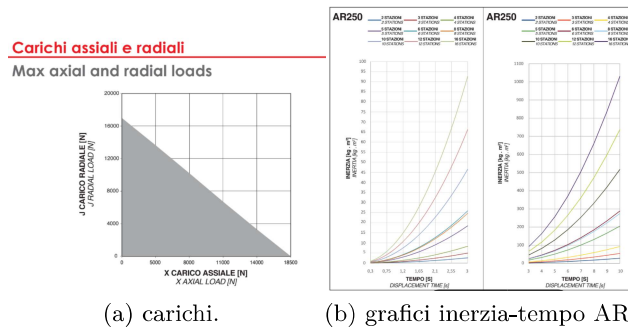


Figura 2.14: dimensionamento di anelli rotanti.

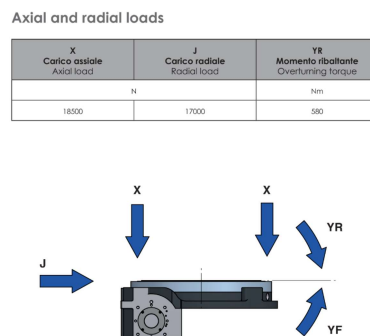


Figura 2.15: dimensionamento anelli rotanti-carichi

Le immagini sopra riportate sono riferite all'anello rotante *AR 250*.

Il progettista entra nel catalogo conoscendo i carichi e il momento di inerzia rispetto all'asse di rotazione, le posizioni angolari in corrispondenza delle quali si vuole il meccanismo fermo ed eventualmente le tolleranze geometriche di ripetibilità; basandosi sui grafici di cui sopra, può individuare quale tra i modelli proposti soddisfa le sue esigenze. Dopodiché, una volta dimensionato l'anello rotante, vi è la possibilità di scegliere, solo per determinate versioni, le posizioni di montaggio dell'unità motrice e dell'anello, come mostrato dalle seguenti figure.

## Posizione di lavoro anello rotante

### Index ring operating position

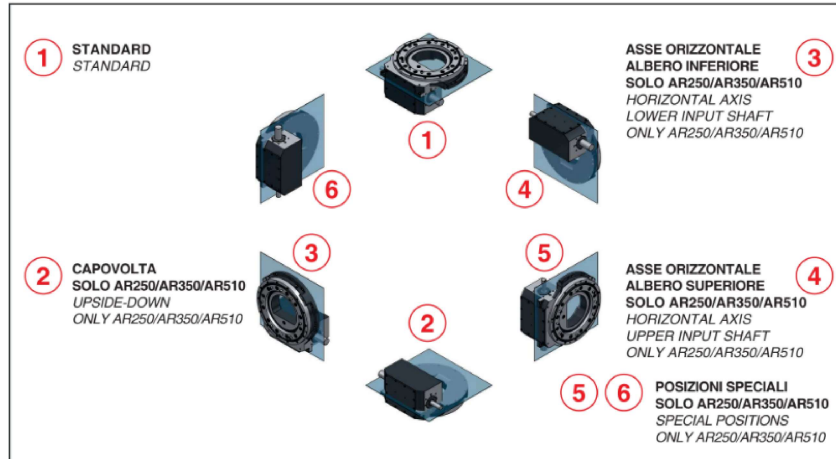


Figura 2.16: posizione di lavoro anello rotante

## Posizione di montaggio unità motrice

### Power drive unit assembling position



Figura 2.17: posizione di montaggio unità motrice



## Capitolo 2 Caso di studio

Ricordando che la soluzione scelta per il manipolatore che si sta analizzando ora è il modello *AR 510*, di cui in precedenza si era fornito un quadro dei carichi ammissibili, si intende ora riportare tutte le informazioni relative a ingombri, dimensioni, interasse dei fori, riassunte nelle seguenti immagini.

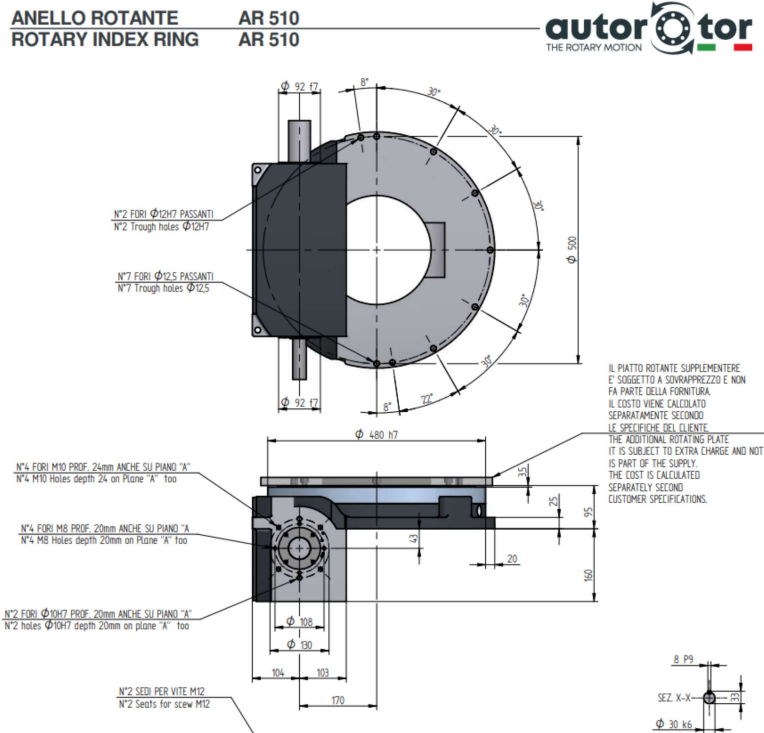


Figura 2.18: AR 510

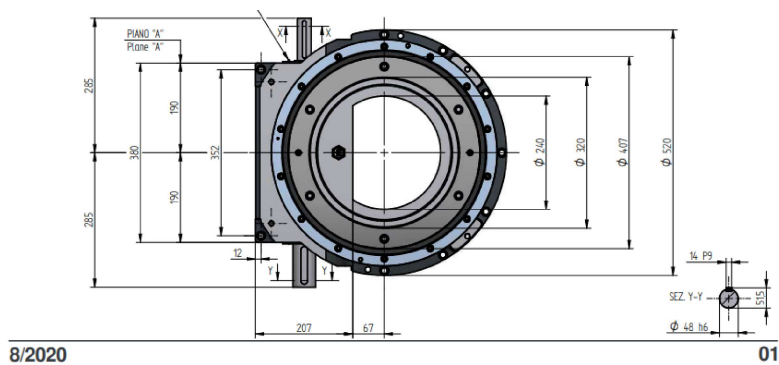


Figura 2.19: AR 510

L'anello rotante consente la rotazione del robot *pick and place*.

La seguente immagine mostra in dettaglio la sua collocazione nel manipolatore.

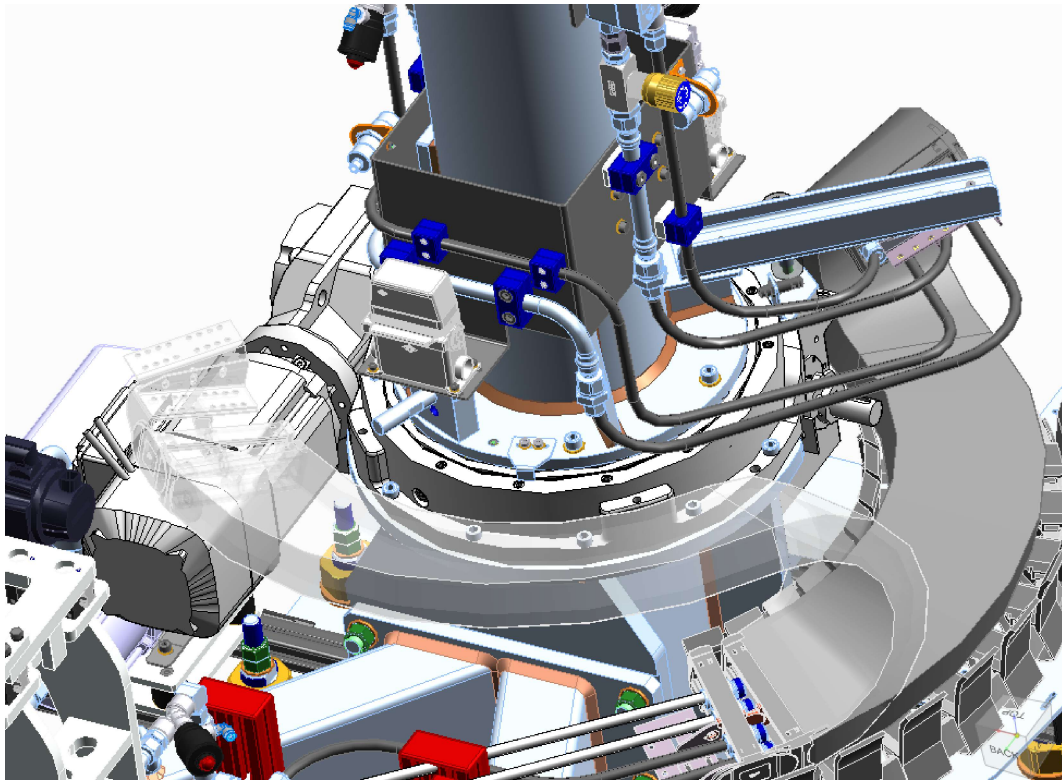


Figura 2.20: collocazione anello rotante

L'anello rotante è collegato, tramite i fori presenti nella corona fissa, a un supporto che sostiene tutta la struttura, fissato a terra. L'anello interno è invece collegato mediante bullonatura a tutta la parte superiore del meccanismo, costituita schematicamente da una colonna e dai bracci e solidale a esso.

La figura mette in risalto alcuni dettagli interessanti, riguardo ai sistemi ausiliari:

- catena portacavi, necessaria per far arrivare i collegamenti elettrici a tutti i motori, mantenendoli all'interno di una schermatura flessibile, che li protegge, evitando così di lasciarli scoperti;
- componentistica tipica di un impianto pneumatico, necessario per far arrivare aria in pressione al gruppo pinza, come verrà poi spiegato meglio in seguito.

Quanto scritto finora può essere considerato esaustivo per quanto concerne il moto rotatorio attorno all'asse verticale relativo al *pick and place* in esame.

Si procede ora con l'analisi dei moti dei bracci.

## 2.2.2 Traslazione orizzontale

Si ritiene conveniente riportare un'immagine complessiva del manipolatore, così da poter comprendere più facilmente la soluzione pensata per garantire questo moto.

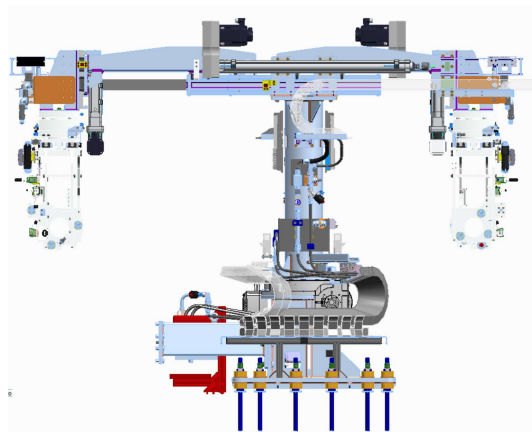


Figura 2.21: vista laterale pick and place

Si può osservare la presenza di:

- bracci telescopici;
- elettrocilindri

che ora verranno trattati più dettagliatamente.

Mostriamo ora una vista dall'alto, che focalizza l'attenzione sul sistema che consente il moto richiesto, e un'immagine che isola completamente i bracci telescopici, omettendo anche l'elettrocilindro.

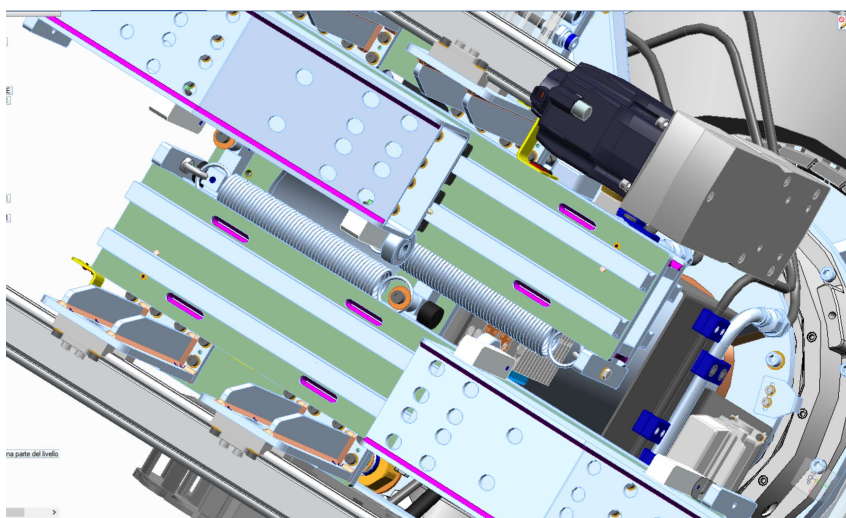


Figura 2.22: particolare bracci

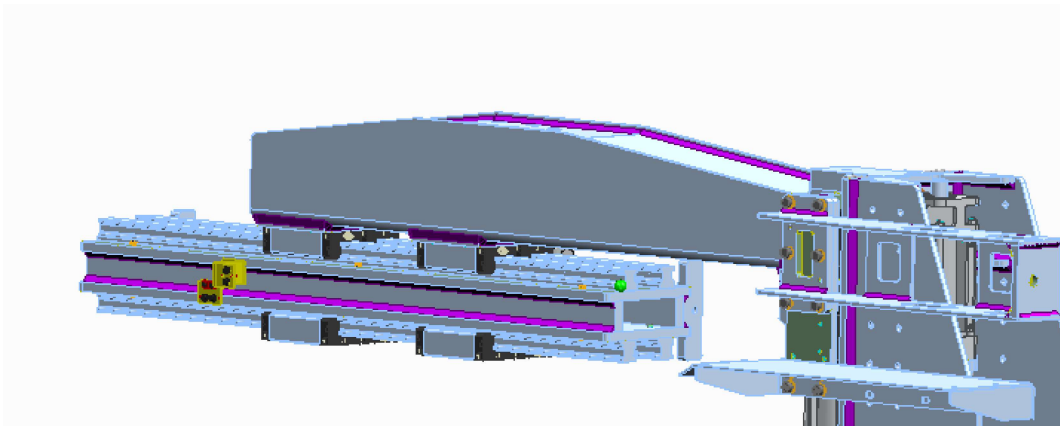


Figura 2.23: braccio telescopico

Il pilotaggio del servomotore visibile nella figura 2.22 aziona il moto dell'elettrocilindro, il cui stelo è solidale al supporto visibile nella figura 2.23, consentendo l'apertura o la chiusura del braccio telescopico raffigurato, grazie alla presenza della guida prismatica con pattini a ricircolo di sfere.

I pattini inferiori sono fissati sul pilastro, mentre le guide, solidali alla trave inferiore rappresentata in figura, possono scorrere su di essi, consentendo la traslazione del primo braccio; lo stesso tubolare presenta sulla faccia superiore altre due guide, su cui possono scorrere altri quattro pattini solidali al secondo braccio telescopico, che termina poi con il gruppo pinza.

La scelta di realizzare un braccio telescopico come quello mostrato presenta diversi vantaggi:

- garantisce maggior robustezza e resistenza alla flessione rispetto a un'ipotetica soluzione a singolo braccio;
- consente di ridurre al minimo possibile l'ingombro trasversale relativo alla rotazione, evitando qualsiasi collisione e riducendo l'inerzia.

Di contro, si ha un maggior ingombro verticale, ma la specifica non pone limiti in tal senso, oltre alla necessità di un numero maggiore di guide e pattini a ricircolo di sfere.

Dall'immagine si evince la scelta di utilizzare una coppia di guide e ben quattro pattini su ciascuna superficie; questa configurazione garantisce una miglior distribuzione dei carichi e consente di poter utilizzare, a parità di carico, pattini di dimensioni inferiori, di conseguenza meno costosi, anche se più numerosi.

## Capitolo 2 Caso di studio

La scelta dei pattini è ricaduta sul modello *Bosch Rexroth R1623 723 20*, di cui si forniscono qui di seguito tutte le informazioni necessarie.

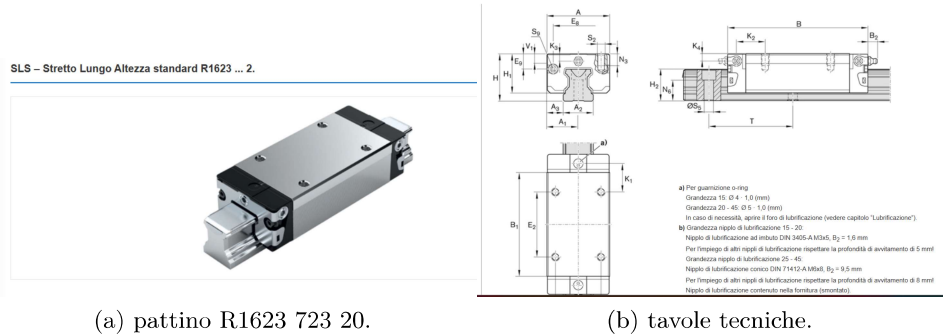


Figura 2.24: pattino R1623 723 20.

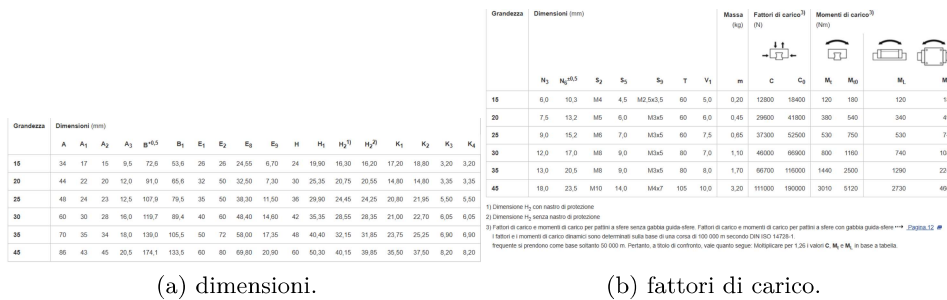


Figura 2.25: pattino R1623 723 20.

| Kit/Articolo singolo | Solo blocco                   | Tipo di blocco         | SLS - Sottile, lungo, altezza standard | Tipo di binario    | guida standard                 |
|----------------------|-------------------------------|------------------------|--|--------------------|--------------------------------|
| N. di blocchi        | 1                             | Materiale              | Acciaio al carbonio                    | Disposizione sfere | Tipo di carico medio e pesante |
| Fermo                | Non in dotazione              | Tipo di lubrificazione | Blocco impregnato di lubrificante      | Elemento rotante   | Sfere                          |
| Tipo Lubrificazione  | Base di saponi di litio della | Tipo Guarnizione       | Standard                               |                    |                                |

Figura 2.26: pattino R1623 723 20 - altre informazioni

Per completare il della coppia prismatica, risulta necessario dimensionare anche la guida, in moto relativo rispetto ai pattini; a tal proposito è stata scelta la barra di guida *R1605-703-31*, le cui caratteristiche sono mostrate qui sotto.

## 2.2 Manipolatore precedente

SNS/SNO con tappi di copertura fori in plastica



R1605 .0. / R1605 .C. ...

Avvitabili dall'alto, con tappi di copertura fori in plastica

### Avvertenze

- I tappi di copertura fori in plastica fanno parte della fornitura.
- Osservare le istruzioni di montaggio!
- Richiedere il "Manuale di montaggio per guide a sfere su rotaia".

► Rotaie a sfere disponibile anche in più tratti.

► Rotaie a sfere resistenti alla corrosione Resist NR.

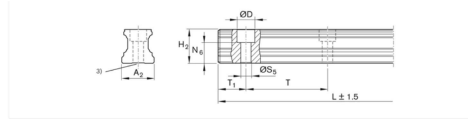
- Per i tappi di copertura fori, vedi Accessori per rotaie a sfere

Rotaie a sfere SNO R1605 .C. ... con superficie di fondo liscia per superfici di montaggio di componenti in ghisa minerale  
Disponibile nelle dimensioni 25-45 e classe di precisione P e SP.

### Opzioni e numeri d'identificazione

| Grandezza | Rotaie a sfere con grandezza | Classe di precisione |   |   |    | Numero di tratti, lunghezza rotola L (mm), --- | Divisione T (mm) | Lunghezza rotola consigliata secondo la formula $L = n_{tr} \cdot T + 4 \text{ mm}$ | Numero massimo di fori $n_{tr}$ |
|-----------|------------------------------|----------------------|---|---|----|--|------------------|---|---------------------------------|
|           |                              | N                    | H | P | SP |  |                  |   |                                 |
| 15        | R1605 10                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 64                              |
| 20        | R1605 80                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 64                              |
| 25        | R1605 30                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 64                              |
| 30        | R1605 70                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 48                              |
| 35        | R1605 50                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 48                              |
| 40        | R1605 40                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 36                              |
| 45        | R1605 50                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 32                              |
| 55        | R1605 60                     | 4                    | 3 | 2 | 1  | 9  | 31               | 60  | 28                              |

(a) guida R1605-703-31.



| Grandezza | Dimensioni (mm) |      |                             |                  |                                |                |     |                               | Massa m (kg/m) |                              |                  |
|-----------|-----------------|------|-----------------------------|------------------|--------------------------------|----------------|-----|-------------------------------|----------------|------------------------------|------------------|
|           | A <sub>2</sub>  | D    | H <sub>2</sub> <sup>9</sup> | L <sub>max</sub> | N <sub>tr</sub> <sup>4,5</sup> | S <sub>2</sub> | T   | T <sub>max</sub> <sup>0</sup> |                | T <sub>tr</sub> <sup>2</sup> | T <sub>max</sub> |
| 15        | 15              | 7,4  | 19,20                       | 3036             | 10,3                           | 4,5            | 60  | 10                            | 20,0           | 50                           | 1,4              |
| 20        | 20              | 9,4  | 20,55                       | 5816             | 13,2                           | 6,0            | 60  | 10                            | 20,0           | 50                           | 2,4              |
| 25        | 25              | 11,0 | 24,25                       | 5816             | 15,2                           | 7,0            | 60  | 10                            | 20,0           | 50                           | 3,2              |
| 30        | 28              | 15,0 | 28,35                       | 5636             | 17,0                           | 9,0            | 80  | 12                            | 30,0           | 68                           | 5,0              |
| 35        | 34              | 19,0 | 31,85                       | 5636             | 20,5                           | 9,0            | 80  | 12                            | 30,0           | 68                           | 6,8              |
| 45        | 45              | 20,0 | 39,85                       | 5771             | 23,5                           | 14,0           | 105 | 16                            | 50,5           | 89                           | 10,5             |
| 55        | 53              | 24,0 | 47,85                       | 3836             | 29,0                           | 15,0           | 120 | 18                            | 58,0           | 102                          | 16,2             |

(b) dimensioni.

Figura 2.27: guida R1605-703-31.

La soluzione analizzata finora è dotata anche di un freno pneumatico di serraggio e frenatura, di cui si riportano i maggiori dettagli qui di seguito, oltre al principio di funzionamento. In generale, il freno è attivo quando l'impianto non è in pressione, mentre se si apre il distributore e si manda aria compressa, termina l'azione di serraggio e si libera il movimento.

Sono possibili due sistemi, quello MBPS e quello UBPS; nel robot in questione è stata intrapresa la prima strada.

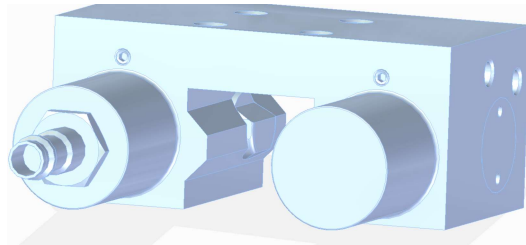


Figura 2.28: CAD del freno

Elementi pneumatici di serraggio e frenatura  
Descrizione del prodotto

### Ambiti di applicazione

#### Serraggio

- In caso di caduta di pressione
- Durante lavori di montaggio e fermo della macchina senza energia
- Di tavole della macchina di centri di lavorazione
- Di posizionamento assi Z in posizione di riposo

#### Freni

- In caso di caduta di energia
- In caso di caduta di pressione
- Supporto della funzione di arresto di emergenza
- Supporto come freno per motori lineari

### Caratteristiche eccellenti

- Serraggio e frenatura per effetto dell'accumulatore di energia elastica
- Profili di contatto integrati, ad accoppiamento, per massima rigidità assiale e orizzontale ed eccellente efficacia di frenatura
- Stabilizzazione dinamica e statica in direzione dell'asse

### Particolarità MBPS/UBPS.

- 5 milioni di cicli di serraggio (valore B10d)

### Principio di funzionamento

#### Pressione atmosferica: 0 bar

#### Bloccaggio e frenatura con forza elastica

In caso di caduta di pressione, si origina un effetto di serraggio e frenante tramite un ingranaggio a cuneo di scorrimento a doppia azione con un pacchetto molla (accumulatore di energia elastica).  
Una formula di sfato veloce integrata consente brevi tempi di reazione.

#### Pressione atmosferica: 4,5 - 8 bar (MBPS)

#### 5,5 - 8 bar (UBPS)

#### Rilasciamento con aria compressa

I profilati di serraggio vengono tenuti lontani attraverso l'aria compressa.

- Movimento libero possibile



(a) ambiti di applicazione.

(b) principio di funzionamento.

Figura 2.29: freno pneumatico

## Capitolo 2 Caso di studio

### Altri punti focali

- ▶ Numero di bloccaggi fino a 1 milione
- ▶ Fino a 2 000 frenature di emergenza
- ▶ Protezione completa con guarnizioni integrate
- ▶ Elevata potenza permanente
- ▶ Elevata precisione di posizionamento
- ▶ Ingranaggio a cusce di scorrimento meccanico
- ▶ Supporto massiccio e rigido in acciaio, chimicamente nichelato
- ▶ Consumo di aria ridotto
- ▶ Esente da manutenzione

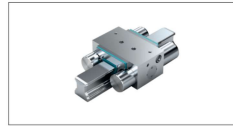
### Particolarità MBPS:

- ▶ Elemento di serraggio e frenatura con modello corto
- ▶ Dispositivi con tre pistoni collegati in serie in abbinamento con molle resistenti producono forze di tenuta assiali fino a 3800 N a soli 4,5 bar di pressione di apertura.
- ▶ 5 milioni di cicli di serraggio (valore B10d)<sup>1)</sup>

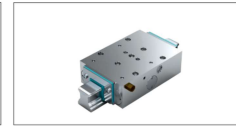
### Particolarità UBPS:

- ▶ Forze di bloccaggio assiali molto elevate fino a 7700 N con pressione di apertura di 5,5 bar e forte accumulatore di energia elastica.
- ▶ Aumento delle forze di bloccaggio fino a 9200 N mediante un rifornimento di aria supplementare alla connessione aria positiva
- ▶ Consumo di aria estremamente contenuto
- ▶ Versione compatta, compatibile con DIN 645
- ▶ 5 milioni di cicli di serraggio (valore B10d)<sup>1)</sup>

MBPS



UBPS



(a) caratteristiche di dettaglio.

(b) freni MBPS e UBPS.

Figura 2.30: freno pneumatico

### Elementi pneumatici di serraggio e frenatura MBPS



R1619\_40 31

#### Avvertenza

Adatti a tutte le rotaie a sfere SNS.

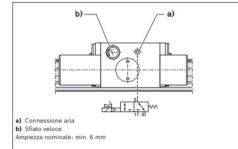
#### Serraggio e frenatura senza pressione (Energia elastica)

- ▶ Pressione di apertura min. 4,5 bar
- ▶ Max. pressione di esercizio pneumatica: 8 bar
- ▶ Campo di temperatura di esercizio t: 0 - 70 °C

#### Istruzioni di montaggio

- ▶ Assicurare una struttura del raccordo rigida.
- ▶ Utilizzare solo aria depurata e lubrificata. La grandezza prescritta per il filtro è pari a circa 25 µm.
- ▶ Prima della messa in funzione, osservare le istruzioni di montaggio.
- ▶ Controllare se i labbri di tenuta delle guarnizioni frontali poggiano in modo uniforme sulla rotaia a sfere. Se necessario, riallineare.

#### Azionamento<sup>1)</sup> per connessione aria standard



▲ Osservare le indicazioni di sicurezza sugli elementi di bloccaggio e frenanti.

| Grandezza | Numero di identificazione | Forza di tenuta<br>Energia elastica <sup>1)</sup><br>(N) | Consumo di aria (litri normali)<br>Connessione aria<br>(cm <sup>3</sup> /Forza) |
|-----------|---------------------------|--|---|
| 20        | R1619 940 31              | 1 000  | 0,034   |
| 25        | R1619 240 31              | 1 300  | 0,048   |
| 30        | R1619 740 31              | 2 000  | 0,065   |
| 35        | R1619 340 31              | 2 600  | 0,093   |
| 45        | R1619 440 31              | 3 600  | 0,099   |
| 55        | R1619 540 31              | 4 700  | 0,244   |
| 65        | R1619 640 31              | 4 700  | 0,244   |

<sup>1)</sup> Forza di tenuta mediante energia elastica a 8 bar. La verifica avviene in versione montata con uno strato di lubrificante in olio (ISO-VG 68).

(a) freno MBPS.

(b) freno MBPS.

Figura 2.31: freno pneumatico

Il sistema visto è munito inoltre di:

- molle a trazione, visibili nella figura 2.22, tali da evitare picchi di accelerazione o decelerazione e rendere il movimento più dolce possibile;
- tamponi per finecorsa, come ulteriore sicurezza.

Un ruolo fondamentale nell'ambito della realizzazione del movimento richiesto è svolto dall'elettrocilindro, comandato da un servomotore.

- Attuatore elettrico Festo *ESBF-BS-63-1000-25P*, sufficiente a realizzare la corsa desiderata. Questo attuatore non ha compiti strutturali, assolti principalmente dai bracci telescopici, tuttavia la sua progettazione deve tener conto anche di eventuali problemi di instabilità elastica.

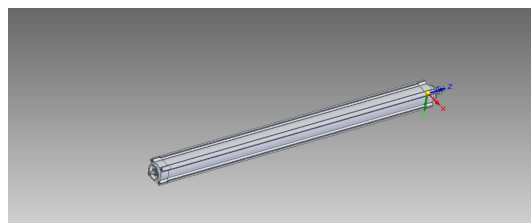


Figura 2.32: attuatore elettrico

## 2.2 Manipolatore precedente

Considerato che lo stesso modello di elettrocilindro, anche se con corse diversa, è stato utilizzato per il moto verticale, si è deciso di fornire la scheda tecnica direttamente dopo, dal momento che le prestazioni e caratteristiche, fatta eccezione per la corsa, sono identiche.

- Servomotore Siemens *1FK7060-2AF71-1CH1*

| Dati di progettazione / Engineering data                  |                         | Dati meccanici / Mechanical data                              |   |
|---|-------------------------|---|---|
| Velocità nominale (100 K)<br><i>Rated speed (100 K)</i>   | 3000 giri/min           | Tipo di motore<br><i>Motor type</i>                           | Motore sincrono a magneti permanenti<br><i>Permanent-magnet synchronous motor</i> |
| Numero di poli<br><i>Number of poles</i>                  | 8                       | Tipo di motore<br><i>Motor type</i>                           | Compact   |
| Coppia nominale (100 K)<br><i>Rated torque (100 K)</i>    | 4,7 Nm                  | Altezza d'asse<br><i>Shaft height</i>                         | 63  |
| Corrente nominale<br><i>Rated current</i>                 | 3,7 A                   | Raffreddamento<br><i>Cooling</i>                              | Ventilazione naturale<br><i>Natural cooling</i>                                   |
| Coppia da fermo (60 K)<br><i>Static torque (60 K)</i>     | 5,00 Nm                 | Tolleranza di concentricità<br><i>Radial runout tolerance</i> | 0,040 mm  |
| Coppia da fermo (100 K)<br><i>Static torque (100 K)</i>   | 6,00 Nm                 | Tolleranza di coassialità<br><i>Concentricity tolerance</i>   | 0,10 mm   |
| Corrente da fermo (60 K)<br><i>Stall current (60 K)</i>   | 3,60 A                  | Tolleranza di planarità<br><i>Axial runout tolerance</i>      | 0,10 mm   |
| Corrente da fermo (100 K)<br><i>Stall current (100 K)</i> | 4,45 A                  | Grado di vibrazione<br><i>Vibration severity grade</i>        | Livello A<br><i>Grade A</i>   |
| Coppia di inerzia<br><i>Moment of inertia</i>             | 8,700 kgcm <sup>2</sup> | Grandezza del connettore<br><i>Connector size</i>             | 1   |
| Rendimento<br><i>Efficiency</i>                           | 90,0 %                  | Grado di protezione<br><i>Degree of protection</i>            | IP65  |

Figura 2.33: servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1

| Costanti fisiche / Physical constants                                     |                               | Forma costruttiva secondo codice I<br><i>Design acc. to Code I</i> |  |
|---|-------------------------------|--|--|
| Costante di coppia<br><i>Torque constant</i>                              | 1,33 Nm/A                     | Sorveglianza della temperatura<br><i>Temperature monitoring</i>    | Sensore di temperatura Pt1000<br><i>Pt1000 temperature sensor</i>  |
| Costante di tensione a 20° C<br><i>Voltage constant at 20°C</i>           | 85,5 V/1000*min <sup>-1</sup> | Collegamento elettrico<br><i>Electrical connectors</i>             | Connettore per segnali e potenza ruotabile<br><i>Connectors for signals and power rotatable</i>  |
| Resistenza dell'avvolgimento a 20° C<br><i>Winding resistance at 20°C</i> | 1,35 Ω                        | Colore della custodia<br><i>Color of the housing</i>               | Standard (Grigio antracite RAL 7016)<br><i>Standard (Anthracite RAL 7016)</i>  |
| Induttanza del campo rotante<br><i>Rotating field inductance</i>          | 15,2 mH                       | Freno di stazionamento<br><i>Holding brake</i>                     | con freno di stazionamento<br><i>with holding brake</i>  |
| Costante di tempo elettrica<br><i>Electrical time constant</i>            | 11,30 ms                      | Estremità d'albero<br><i>Shaft end</i>                             | Albero liscio<br><i>Plain shaft</i>  |
| Costante di tempo meccanica<br><i>Mechanical time constant</i>            | 1,71 ms                       |  |  |
| Costante di tempo termica<br><i>Thermal time constant</i>                 | 30 min                        |  |  |
| Resistenza torsionale dell'albero<br><i>Shaft torsional stiffness</i>     | 28500 Nm/rad                  |  |  |
| Peso netto del motore<br><i>Net weight of the motor</i>                   | 8,5 kg                        | Sistema encoder<br><i>Encoder system</i>                           | Trasduttore AM24DQI: trasduttore assoluto 24 bit (risoluzione 16777216, internamente 2048 S/R) + 12 bit Multiturn (campo di movimento 4096 giri)<br><i>Encoder AM24DQI: absolute encoder 24 bits (resolution 16777216, encoder-internal 2048 S/R) + 12 bits multi-turn (traversing range 4096 revolutions)</i> |

Figura 2.34: servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1



## Capitolo 2 Caso di studio

| Punto di funzionamento ottimale / Optimum operating point                   |  | Motor Module consigliato / Recommended Motor Module          |          |
|---|--|--|----------|
| N. di giri ottimale<br>Optimum speed  | 3000 giri/min  | Corrente nominale del convertitore<br>Rated inverter current | 5 A      |
| Potenza ottimale<br>Optimum power   | 1,5 kW   | Corrente max. del convertitore<br>Maximum inverter current   | 15 A     |
| <b>Dati limite / Limiting data</b>  |  | Corrente max.<br>Maximum current                             | 18,00 Nm |
| N. di giri max. ammesso (mecc.)<br>Max. permissible speed (mech.)           | 7200 giri/min  |  |          |
| N. di giri max. ammesso (convertitore)<br>Max. permissible speed (inverter) | 6700 giri/min  |  |          |
| Coppia max.<br>Maximum torque   | 18,0 Nm  |  |          |
| Corrente max.<br>Maximum current  | 15,0 A   |  |          |
| <b>Freno di stazionamento / Holding brake</b>                               |  |  |          |
| Esecuzione del freno di stazionamento<br>Holding brake version              | Freno a magneti permanente<br>Permanent magnet brake |  |          |
| Coppia di stazionamento<br>Holding torque                                   | 13,0 Nm  |  |          |
| Tensione di alimentazione<br>Power supply voltage                           | DC 24 V $\pm$ 10 %                                   |  |          |
| Corrente bobina<br>Coil current   | 0,8 A  |  |          |
| Tempo di apertura<br>Opening time   | 100 ms   |  |          |
| Tempo di chiusura<br>Closing time   | 50 ms  |  |          |
| Energia di commutazione max<br>Highest braking work                         | 380 J  |  |          |



Figura simile / Figure similar

Figura 2.35: servomotore 1FK7060-2AF71-1CH1

Si può a questo punto ritenere conclusa la trattazione relativa al moto orizzontale, pertanto procediamo con l'analisi dell'ultimo grado di libertà richiesto.

### 2.2.3 Traslazione verticale

La soluzione prevista per quest'ultimo movimento desiderato non si discosta molto dalla precedente, ma presenta alcune rilevanti differenze.

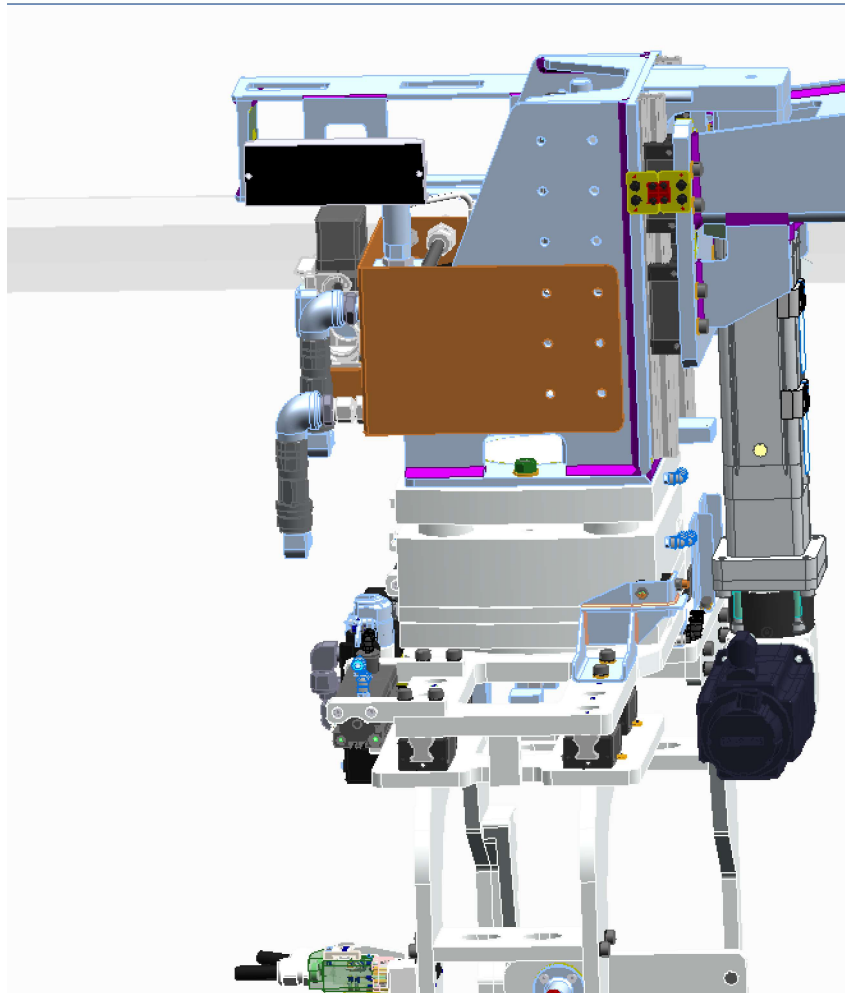


Figura 2.36: braccio verticale

La figura 2.36 evidenzia la presenza di un sistema costituito da:

- attuatore elettrico, azionato da un servomotore;
- pattini su rotaia a ricircolo di sfere; sono state effettuate a tal proposito scelte identiche al moto orizzontale legato ad apertura/chiusura del manipolatore..

Il braccio è costituito da uno scatolato realizzato con lamiere saldate tra loro, solidale a due guide che possono scorrere rispetto a quattro pattini, due per rotaia, grazie all'azione dell'elettrocilindro.

Il braccio è poi collegato a un'unità di compensazione, che verrà trattata subito dopo.

Si intende fornire ora la scheda tecnica relativa all'attuatore e al motore.

## Capitolo 2 Caso di studio

- Attuatore elettrico *ESBF-BS-63-100-25P*.

**attuatore elettrico**  
**ESBF-BS-63-100-25P**  
Codice prodotto: 574100

FESTO



### Foglio dati

| Caratteristica                           | Valore                                    |
|--|---|
| Dimensione                               | 63  |
| Corsa                                    | 100 mm                                    |
| Filetto dello stelo                      | M16x1,5                                   |
| Gioco di ritorno teorico                 | 40 µm                                     |
| Diametro mandrino                        | 25 mm                                     |
| Passo della vite                         | 25 mm/U                                   |
| Gioco torsionale dello stelo +/-         | 0.4 deg                                   |
| Basato su standard                       | ISO 15552                                 |
| Posizione di montaggio                   | Opzionale                                 |
| Parte finale stelo                       | Filetto maschio                           |
| Tipo di motore                           | Servomotore                               |
| Rilevamento posizione                    | Tramite sensore di finecorsa              |
| Design                                   | Cilindro elettrico con vite di sfere      |
| Tipo mandrino                            | Vite a ricircolo di sfere                 |
| Simbolo                                  | 00991941                                  |
| Protezione contro coppia/guida           | Con guida a strisciamento                 |
| Accelerazione max.                       | 25 m/s <sup>2</sup>                       |
| Velocità max.                            | 1.35 m/s                                  |
| Precisione di ripetizione                | +0,01 mm                                  |
| Ciclo di lavoro                          | 100%                                      |
| Classe di resistenza alla corrosione CRC | 2 - Moderata sollecitazione da corrosione |
| Conformità PWIS                          | VDMA24364 zona III                        |

Figura 2.37: attuatore elettrico

|   |   |
|---|---|
| Temperatura di stoccaggio                                 | -20 °C ... 60 °C                              |
| Adatto per l'uso con gli alimenti                         | Vedere le informazioni avanzate sul materiale |
| Umidità relativa dell'aria                                | 0 - 95%                                       |
| Grado di protezione                                       | IP40  |
| Temperatura ambiente                                      | 0 °C ... 60 °C                                |
| Coppia massima dell'attuatore                             | 26.5 Nm                                       |
| Max. forza radiale sull'albero motore                     | 700 N   |
| Forza massima di avanzamento Fx                           | 6000 N  |
| Coppia di attrito indipendente dal carico                 | 0.5 Nm  |
| Valore di riferimento carico effettivo, orizzontale       | 600 kg  |
| Valore di riferimento carico effettivo, verticale         | 600 kg  |
| Momento di inerzia di massa JH per metro di corsa         | 3.0526 kgcm <sup>2</sup>                      |
| Momento di inerzia di massa JL per kg di carico di lavoro | 0.15831 kgcm <sup>2</sup>                     |
| Momento di inerzia di massa JO                            | 0.65043 kgcm <sup>2</sup>                     |

Figura 2.38: attuatore elettrico

- Attuatore elettrico *ESBF-BS-63-100-25P*.

| Caratteristica                           | Valore                                    |
|--|---|
| Massa in movimento per corsa 0 mm        | 1829 g                                    |
| Massa aggiuntiva per ogni 10 mm di corsa | 52 g                                      |
| Peso base per corsa 0 mm                 | 3163 g                                    |
| Peso aggiuntivo per 10 mm di corsa       | 87 g                                      |
| Tipo di montaggio                        | Tramite filetto femmina<br>0 accessori    |
| Codice interfaccia, attuatore            | D60                                       |
| Nota sui materiali                       | Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS) |
| Materiale coperchio                      | Alluminio fuso, rivestito                 |
| Materiale stelo                          | Acciaio inossidabile ad alta lega         |
| Materiale viti                           | Acciaio galvanizzato                      |
| Materiale del dado del mandrino          | Acciaio laminato                          |
| Materiale mandrino                       | Acciaio laminato                          |
| Materiale tubo del cilindro              | Leghe di alluminio anodizzata             |

Figura 2.39: attuatore elettrico

La scheda tecnica dell'elettrocilindro, mostrata nelle figure precedenti, consente di osservare le caratteristiche e prestazioni dei cilindri usati nei bracci verticali, ma anche in quelli orizzontali, che, come accennato nelle pagine precedenti, differiscono solo nella corsa.

Infatti, mentre la corsa orizzontale richiesta per ognuno dei due bracci era di *1000 mm*, necessaria per ridurre notevolmente l'involuppo cilindrico dovuto alla rotazione, per evitare collisioni e diminuire l'inerzia, la corsa verticale ha il solo scopo di sollevare il motore sufficientemente per permettere il disaccoppiamento con i pin di posizionamento. Studiando il CAD del robot, si è convenuto che la corsa strettamente necessaria fosse di circa 70 mm.

La conoscenza del posizionamento dello stantuffo è assolutamente indispensabile per modulare l'alimentazione in ingresso al servomotore e a tale scopo ci sono dei sensori magnetici di prossimità. La loro taratura richiede una corsa completa del pistone lungo il cilindro, mentre, in generale, durante il funzionamento di un attuatore, esso non arriva mai a battuta.

## Capitolo 2 Caso di studio

Nella figure proposte di seguito è riportata invece la scheda tecnica del servomotore. La scelta è ricaduta sul servomotore *Siemens 1FK7042-2AF71-1CH1*

# SIEMENS

**Scheda tecnica SIMOTICS S-1FK7**  
Data sheet for SIMOTICS S-1FK7

**Dati per l'ordinazione**      **1FK7042-2AF71-1CH1**  
MLFB-Ordering data



Figura simile / Figure similar

N. d'ordine del cliente / Client order no.:  
N. d'ordine Siemens / Order no.:  
N. di offerta / Offer no.:  
Annotazione / Remarks:

N. di item / Item no.:  
N. di commessa / Consignment no.:  
Progetto / Project:

| Dati di progettazione / Engineering data           |                         | Dati meccanici / Mechanical data                       |  |
|--|-------------------------|--|--|
| Velocità nominale (100 K)<br>Rated speed (100 K)   | 3000 giri/min           | Tipo di motore<br>Motor type                           | Motore sincrono a magneti permanenti<br>Permanent-magnet synchronous motor |
| Numero di poli<br>Number of poles                  | 8                       | Tipo di motore<br>Motor type                           | Compact  |
| Coppia nominale (100 K)<br>Rated torque (100 K)    | 2,6 Nm                  | Altezza d'asse<br>Shaft height                         | 48   |
| Corrente nominale<br>Rated current                 | 2,0 A                   | Raffreddamento<br>Cooling                              | Ventilazione naturale<br>Natural cooling                                   |
| Coppia da fermo (60 K)<br>Static torque (60 K)     | 2,50 Nm                 | Tolleranza di concentricità<br>Radial runout tolerance | 0,040 mm   |
| Coppia da fermo (100 K)<br>Static torque (100 K)   | 3,00 Nm                 | Tolleranza di coassialità<br>Concentricity tolerance   | 0,08 mm  |
| Corrente da fermo (60 K)<br>Stall current (60 K)   | 1,80 A                  | Tolleranza di planarità<br>Axial runout tolerance      | 0,08 mm  |
| Corrente da fermo (100 K)<br>Stall current (100 K) | 2,20 A                  | Grado di vibrazione<br>Vibration severity grade        | Livello A<br>Grade A   |
| Coppia di inerzia<br>Moment of inertia             | 3,200 kgcm <sup>2</sup> | Grandezza del connettore<br>Connector size             | 1  |
| Rendimento<br>Efficiency                           | 89,0 %                  | Grado di protezione<br>Degree of protection            | IP65<br>IP65   |

Figura 2.40: servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1

| Costanti fisiche / Physical constants                               |                               | Forma costruttiva secondo codice I<br>Design acc. to Code I |   |
|---|-------------------------------|---|---|
| Costante di coppia<br>Torque constant                               | 1,38 Nm/A                     | IM B5 (IM V1,IM V3)   |   |
| Costante di tensione a 20° C<br>Voltage constant at 20° C           | 90,0 V/1000*min <sup>-1</sup> | Sorveglianza della temperatura<br>Temperature monitoring    | Sensore di temperatura Pt1000<br>Pt1000 temperature sensor  |
| Resistenza dell'avvolgimento a 20° C<br>Winding resistance at 20° C | 4,67 Ω                        | Collegamento elettrico<br>Electrical connectors             | Connettore per segnali e potenza ruotabile<br>Connectors for signals and power rotatable  |
| Induttanza del campo rotante<br>Rotating field inductance           | 35,0 mH                       | Colore della custodia<br>Color of the housing               | Standard (Grigio anthracite RAL 7016)<br>Standard (Anthracite RAL 7016)   |
| Costante di tempo elettrica<br>Electrical time constant             | 7,50 ms                       | Freno di stazionamento<br>Holding brake                     | con freno di stazionamento<br>with holding brake  |
| Costante di tempo meccanica<br>Mechanical time constant             | 2,15 ms                       | Estremità d'albero<br>Shaft end                             | Albero liscio<br>Plain shaft  |
| Costante di tempo termica<br>Thermal time constant                  | 30 min                        | Sistema encoder<br>Encoder system                           | Trasduttore AM24DQI: trasduttore assoluto 24 bit (risoluzione 16777216, internamente 2048 S/R) + 12 bit Multiturn (campo di movimento 4096 giri)<br>Encoder AM24DQI: absolute encoder 24 bits (resolution 16777216, encoder-internal 2048 S/R) + 12 bits multi-turn (traversing range 4096 revolutions) |
| Resistenza torsionale dell'albero<br>Shaft torsional stiffness      | 11400 Nm/rad                  |   |   |
| Peso netto del motore<br>Net weight of the motor                    | 5,3 kg                        |   |   |

Figura 2.41: servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1

## 2.2 Manipolatore precedente

Dati per l'ordinazione  
MLFB-Ordering data

1FK7042-2AF71-1CH1



Figura simile / Figure similar

| Punto di funzionamento ottimale / Optimum operating point                          |   | Motor Module consigliato / Recommended Motor Module                 |          |
|--|---|---|----------|
| N. di giri ottimale<br><i>Optimum speed</i>  | 3000 giri/min   | Corrente nominale del convertitore<br><i>Rated inverter current</i> | 3 A      |
| Potenza ottimale<br><i>Optimum power</i>   | 0,8 kW  | Corrente max. del convertitore<br><i>Maximum inverter current</i>   | 9 A      |
| Dati limite / Limiting data  |   | Coppia max.<br><i>Maximum torque</i>                                | 10,50 Nm |
| N. di giri max. ammesso (mecc.)<br><i>Max. permissible speed (mech.)</i>           | 9000 giri/min   |   |          |
| N. di giri max. ammesso (convertitore)<br><i>Max. permissible speed (inverter)</i> | 6400 giri/min   |   |          |
| Coppia max.<br><i>Maximum torque</i>   | 10,5 Nm   |   |          |
| Corrente max.<br><i>Maximum current</i>  | 7,6 A   |   |          |
| Freno di stazionamento / Holding brake   |   |   |          |
| Esecuzione del freno di stazionamento<br><i>Holding brake version</i>              | Freno a magneti permanente<br><i>Permanent magnet brake</i> |   |          |
| Coppia di stazionamento<br><i>Holding torque</i>                                   | 4,0 Nm  |   |          |
| Tensione di alimentazione<br><i>Power supply voltage</i>                           | DC 24 V ± 10 %  |   |          |
| Corrente bobina<br><i>Coil current</i>   | 0,5 A   |   |          |
| Tempo di apertura<br><i>Opening time</i>   | 70 ms   |   |          |
| Tempo di chiusura<br><i>Closing time</i>   | 30 ms   |   |          |
| Energia di commutazione max<br><i>Highest braking work</i>                         | 150 J   |   |          |

Figura 2.42: servomotore 1FK7042-2AF71-1CH1

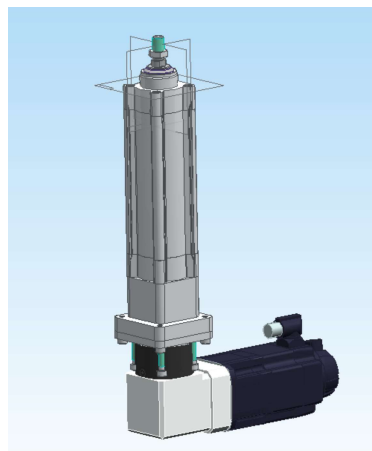


Figura 2.43: servomotore con attuatore

la figura 2.43 mostra la disposizione e il collegamento tra i componenti citati, mediante un riduttore che amplifica la coppia e riduce la velocità di rotazione

L'architettura del braccio sotto esame è differente rispetto a quella prevista per il moto orizzontale.

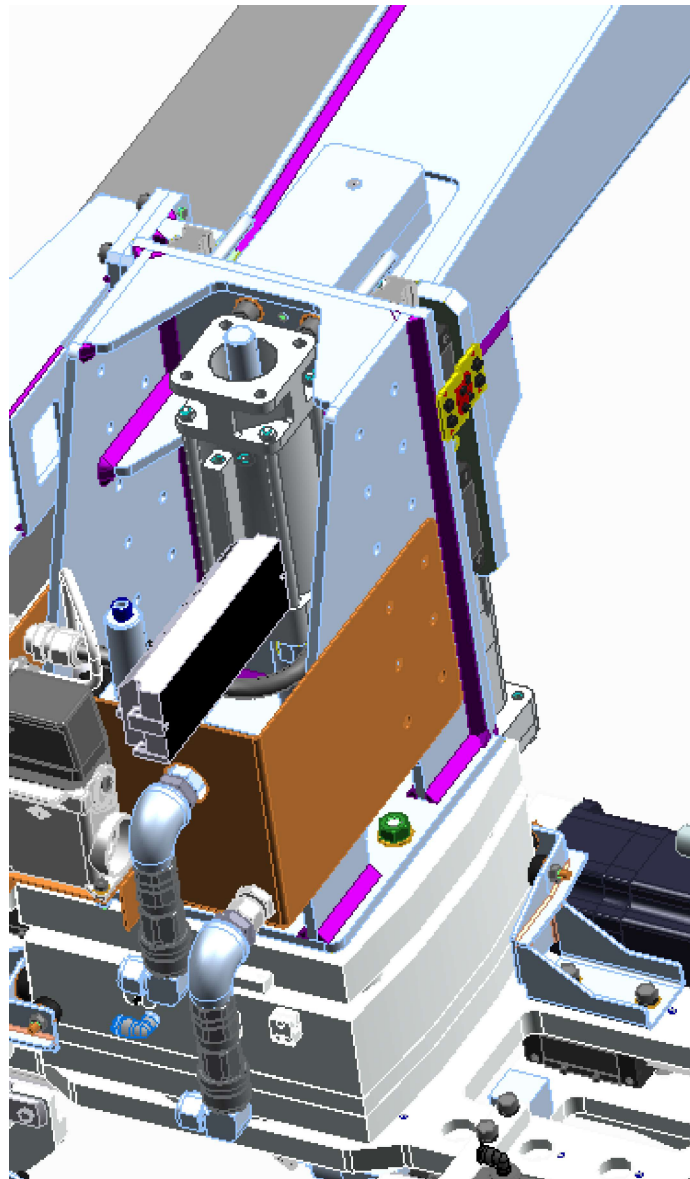


Figura 2.44: freno pneumatico

La figura 2.44 consente di apprezzare la presenza di un freno pneumatico, di stazionamento, di cui si riporta subito la scheda tecnica.

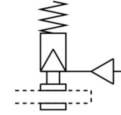
- Freno pneumatico *Festo DACS-25-A-R3-S*

## 2.2 Manipolatore precedente

### Freno di stazionamento DACS-25-A-R3-S

Codice prodotto: 8072776

FESTO



#### Foglio dati

| Caratteristica                                  | Valore  |
|---|---|
| Posizione di montaggio                          | Opzionale   |
| Tipo di bloccaggio in direzione dell'azione     | su entrambi i lati<br>Serraggio tramite forza elastica, aria da rilasciare              |
| Simbolo   | 00992086  |
| Rilevamento posizione                           | Tramite sensore di finecorsa  |
| Funzione di sicurezza                           | Mantenimento e arresto di un movimento  |
| Livello di performance (PL)                     | Arresto, mantenimento, bloccaggio di un movimento/categoria 1, livello di prestazioni c |
| Pressione di lavoro                             | 3.8 bar ... 8 bar   |
| Pressione massima di prova ammessa              | 8 bar   |
| Pressione minima di rilascio                    | 3.8 bar   |
| Materiale del cilindro da serrare               | 25 mm   |
| Approvazione                                    | Ente di verifica e certificazione tedesco (TÜV)   |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità) | Conforme Direttiva macchine CE  |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità) | secondo le istruzioni EX UK<br>Secondo i regolamenti del Regno Unito per le macchine    |

Figura 2.45: freno pneumatico - scheda tecnica

|   |   |
|---|---|
| Posizione di montaggio                            | Opzionale   |
| Tipo di bloccaggio in direzione dell'azione       | su entrambi i lati<br>Serraggio tramite forza elastica, aria da rilasciare              |
| Simbolo   | 00992086  |
| Rilevamento posizione                             | Tramite sensore di finecorsa  |
| Funzione di sicurezza                             | Mantenimento e arresto di un movimento  |
| Livello di performance (PL)                       | Arresto, mantenimento, bloccaggio di un movimento/categoria 1, livello di prestazioni c |
| Pressione di lavoro                               | 3.8 bar ... 8 bar   |
| Pressione massima di prova ammessa                | 8 bar   |
| Pressione minima di rilascio                      | 3.8 bar   |
| Materiale del cilindro da serrare                 | 25 mm   |
| Approvazione                                      | Ente di verifica e certificazione tedesco (TÜV)   |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)   | Conforme Direttiva macchine CE  |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)   | secondo le istruzioni EX UK<br>Secondo i regolamenti del Regno Unito per le macchine    |
| Autorità che rilascia il certificato              | Ente di verifica e certificazione tedesco (TÜV) CA 697                                  |
| Fluido di lavoro                                  | Aria compressa a norma ISO 8573-1:2010 [7:4:4]  |
| Classe di resistenza alla corrosione CRC          | 3 - stress da corrosione elevato  |
| Conformità PWIS                                   | VDMA24364-B2-L  |
| Temperatura ambiente                              | -10 °C ... 80 °C  |
| Forza di tenuta statica                           | 8200 N  |
| Peso prodotto                                     | 12832 g   |
| Tipo di montaggio                                 | Tramite filetto femmina<br>Con accessori  |
| Connessione del rilascio dell'unità di bloccaggio | G3/8  |
| Nota sui materiali                                | Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS)   |
| Materiale guarnizioni                             | NBR<br>TFE-U(PI)  |
| Materiale molla                                   | Acciaio fortemente legato   |
| Materiale corpo                                   | Acciaio   |
| Materiale dito di presa                           | Acciaio per utensili  |
| Materiale del pistone                             | Acciaio   |

Figura 2.46: freno pneumatico - scheda tecnica



## 2.2.4 Gruppo afferraggio

Il sottoassieme adibito all'afferraggio degli assali e al loro posizionamento nel *conveyor* o nell'*eol* è costituito principalmente da due parti.

- Unità di compensazione.



Figura 2.47: unità di compensazione

Nella figura 3.135 sono mostrati e descritti molti dei componenti che costituiscono l'unità, il cui utilizzo può essere ben interpretato analizzando le seguenti immagini che mi appresto a riportare.

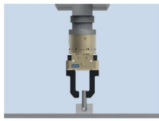
In linea generale, l'unità di compensazione è usata per compensare disallineamenti in ogni direzione, grazie a un efficiente sistema di guide lineari, coadiuvate da un sistema di bloccaggio pneumatico e un registro di posizione.

La sua presenza nel manipolatore si ritiene imprescindibile, dal momento che i giochi tra le parti coinvolte nei cinematismi e la deformabilità dei componenti possono causare disassamenti e disallineamenti che andrebbero a impedire un corretto posizionamento dell'assale.

## 2.2 Manipolatore precedente

### Descrizione dettagliata del funzionamento

#### Rimozione del pezzo: AGE sbloccata – pinza aperta



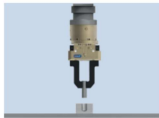
Il robot si avvicina al pezzo con l'unità di presa costituita da un'AGE (unità di compensazione) e una pinza.  
Si osserva uno sfalsamento dovuto a tolleranze/imprecisioni.

#### Rimozione del pezzo: AGE sbloccata – pinza chiusa



L'AGE sbloccata è in grado di compensare il disassamento presente tra asse della pinza e asse del pezzo.

#### Rimozione del pezzo: AGE bloccata (registro di posizione) – pinza chiusa



Il robot preleva il pezzo.  
La posizione deviata dell'AGE può essere bloccata mediante il registro di posizione.

#### Rimozione del pezzo: AGE bloccata centralmente – pinza chiusa



Il registro di posizione dell'AGE viene sbloccato e il bloccaggio centrico dell'AGE attivato.  
In questo modo si annulla il disassamento originariamente presente, perché gli assi della pinza e del robot ora risultano reciprocamente allineati.

#### Montaggio del pezzo: AGE bloccata centralmente – pinza chiusa



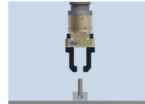
Il robot si avvicina al pezzo con l'unità di presa costituita da un'AGE (unità di compensazione) e una pinza.  
Si osserva uno sfalsamento dovuto a tolleranze/imprecisioni.

#### Montaggio del pezzo: AGE sbloccata – pinza chiusa



L'AGE sbloccata è in grado di compensare il disassamento presente tra asse della pinza e asse del pezzo e quest'ultimo può essere inserito.

#### Montaggio del pezzo: AGE sbloccata – pinza aperta



Il robot si allontana con l'unità di presa dal centro di montaggio, l'unità di compensazione viene poi bloccata centralmente e la pinza chiusa.

(a) rimozione pezzo.

(b) montaggio pezzo.

Figura 2.48: unità di compensazione-funzionamento

Da catalogo, la scelta è ricaduta sull'unità *Schunk AGE-S 200-P*, di cui di seguito si riportano i dati tecnici e le tavole.

## Capitolo 2 Caso di studio

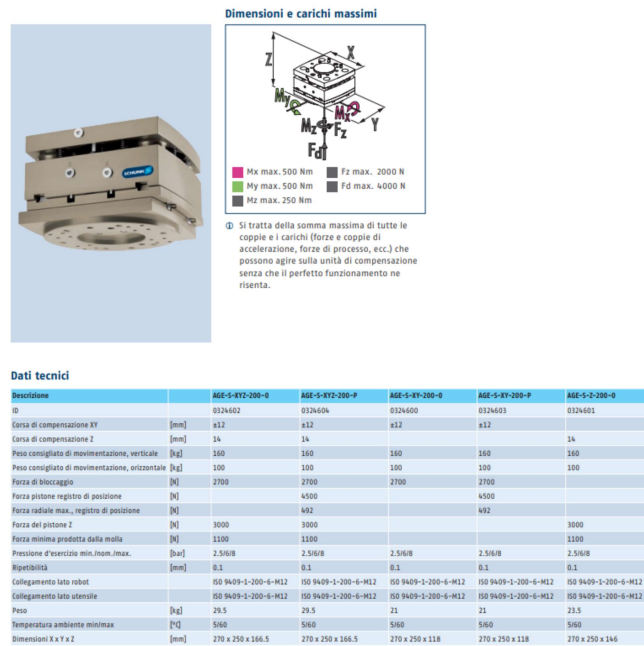


Figura 2.49: AGE-S-200-P - dati tecnici

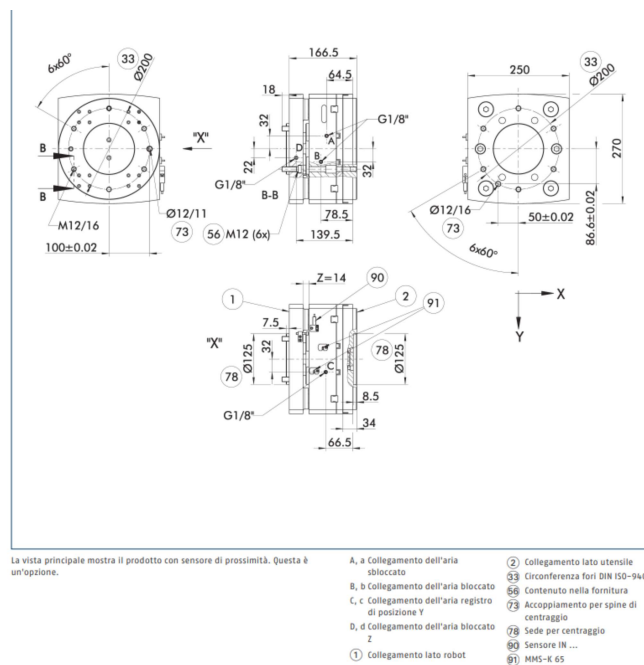


Figura 2.50: AGE-S-200-P - tavole tecniche

- Pinza.

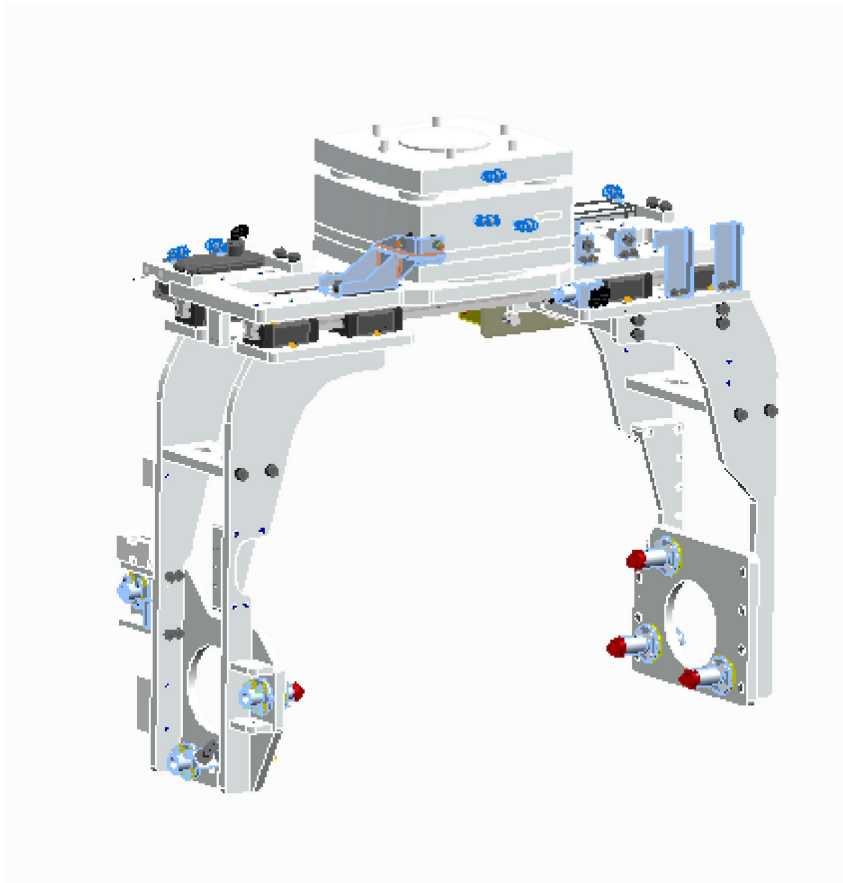


Figura 2.51: pinza

La figura 3.134 mostra la pinza, collegata all'unità di compensazione descritta precedentemente. Inoltre consente di comprenderne il principio di funzionamento.

L'apertura e chiusura delle singole griffe è gestita indipendentemente da un impianto pneumatico e può avvenire grazie alla presenza di guide lineari (in figura sono visibili i pattini).

Vale la pena prestare attenzione alla parte dedicata all'afferraggio e posizionamento dell'assale elettrico: la pinza termina con due piastre in cui sono fissati i pin per il clampaggio degli assali, che presenteranno gli opportuni riferimenti; i tre pin sono necessari per garantire il perfetto posizionamento, di cui mi appresto a mostrare un'immagine esplicativa.

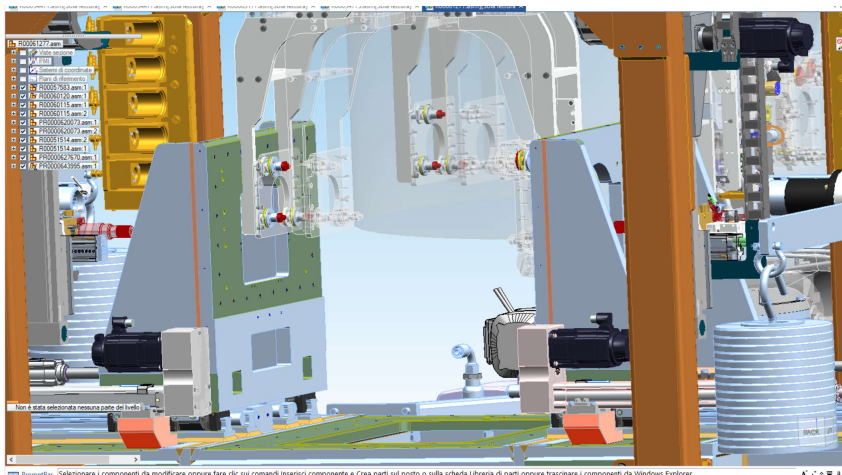


Figura 2.52: posizionamento assale

La figura 2.52 evidenzia la modalità di avvenimento del posizionamento: come si era accennato in fase introduttiva, il banco presenta due squadroni, che muovendosi tramite delle slitte, scorrono fino a impegnarsi sulle griffe della pinza, che sostengono il motore, anche durante i test, grazie ad opportuni pin.

Con ciò, può ritenersi conclusa l'analisi del *pick and place* precedentemente usato in Loccioni; da ora in avanti si dedicherà attenzione alla soluzione progettata dal sottoscritto, definendo dapprima le esigenze che hanno portato alla volontà di rimpiazzare il manipolatore descritto.

### 2.2.5 Problematiche

La soluzione descritta finora presenta numerosi punti a favore.

- Flessibilità: la presenza di un motore per ogni grado di libertà garantisce la possibilità di movimentare solo le parti strettamente necessarie, istante per istante; per fare un esempio, all'inizio di una fase di testing, vi è la necessità di spostare un assale dal *conveyor* all'*eol*, mentre a parti invertite non c'è nessun motore da spostare. Il manipolatore analizzato è in grado di movimentare il braccio funzionale all'esigenza di spostamento e di lasciare fermo l'altro.

Questo esempio ci permette di prendere atto dell'enorme flessibilità del robot in questione, che forse rappresenta il pregio maggiore.

- Leggerezza: dal punto di vista strettamente meccanico, strutturale, la soluzione mostrata presenta un numero di componenti ridotto al minimo; osservando il manipolatore, si evince la snellezza della struttura e la sua semplicità costruttiva. Concettualmente, da un punto di vista strettamente funzionale, il robot è costituito da un pilastro, due bracci e due terminali, collegati dalle opportune coppie prismatiche, che gli garantiscono i 5 gradi di libertà analizzati.
- Compattezza e affidabilità.
- Precisione nel posizionamento, dovuta al fatto che ogni grado di libertà è gestito da un motore indipendente.

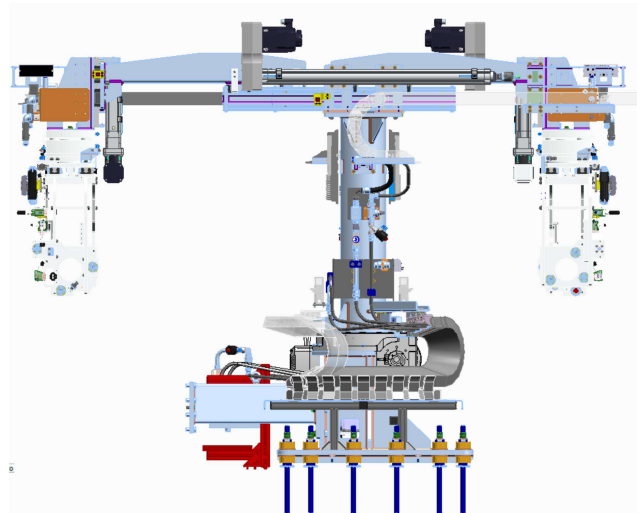


Figura 2.53: pick and place

| Globale                              |  | Principale               |  |
|--------------------------------------|--|--------------------------|--|
| Massa:                               | <input type="text" value="1632,372 kg"/>                             | Volume:                  | <input type="text" value="405894336,88 mm&lt;sup&gt;3&lt;/sup&gt;"/> |
| Massa ridefinizione quantità utente: | <input type="text" value="1332,952 kg"/>                             | <input type="checkbox"/> | Usa come massa dell'assieme  |
| Centro della massa                   |  | Centro del volume        |  |
| <input type="checkbox"/>             | Visualizza simbolo <b>cm</b>   | <input type="checkbox"/> | Visualizza simbolo <b>CV</b>   |
| X:                                   | <input type="text" value="16,45 mm"/>                                | X:                       | <input type="text" value="11,15 mm"/>                                |
| Y:                                   | <input type="text" value="126,38 mm"/>                               | Y:                       | <input type="text" value="119,41 mm"/>                               |
| Z:                                   | <input type="text" value="538,19 mm"/>                               | Z:                       | <input type="text" value="653,35 mm"/>                               |
| Momento di inerzia                   |  |                          |  |
| lxx:                                 | <input type="text" value="236907,05 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/> | lyy:                     | <input type="text" value="156284,18 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/> |
| lzz:                                 | <input type="text" value="102452,98 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/> | lxy:                     | <input type="text" value="10520,92 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/>  |
| lyz:                                 | <input type="text" value="138,33 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/>    | lzx:                     | <input type="text" value="10918,66 kg*dm&lt;sup&gt;2&lt;/sup&gt;"/>  |

Figura 2.54: proprietà fisiche manipolatore

Le figure 2.53 e 2.54 consentono di comprendere meglio i vantaggi appena descritti. L'esigenza di progettare un sistema alternativo è dovuta essenzialmente alla complessità, a livello elettrico ed elettronico del manipolatore. La figura 2.53 mette in evidenza la catena portacavi, piuttosto ingombrante, insieme a tutti i collegamenti elettrici, necessari per il funzionamento di ogni motore. La corrente elettrica si porta con sé tutti i vari rischi ad essa collegati e sicuramente questo è un aspetto che ha inciso nella volontà di riprogettare il manipolatore.

Oltre a ciò vi è la volontà di progettare un sistema caratterizzato da un numero minore di servomotori, i quali da un lato garantiscono enorme flessibilità, dall'altro rappresentano sicuramente un costo notevole.

Si desidera quindi progettare un sistema che abbia il minimo numero possibile di motori e riesca comunque a garantire i 5 gradi di libertà richiesti, rinunciando alla flessibilità e prediligendo una via progettuale strettamente meccanica, più economica, in grado di fornire una soluzione con prestazioni quantomeno simili al *pick and place* precedente.

# Capitolo 3

## Meccanismo progettato

### 3.1 Definizione dell'architettura

I precedenti capitoli sono stati incentrati sull'analisi del manipolatore preesistente, mettendo in luce numerosi dettagli, fino ad arrivare alle problematiche che si intende superare con la reingegnerizzazione del *pick and place*, oggetto del capitolo corrente di questo elaborato.

Nella fattispecie, si desidera dapprima fornire un quadro generale della soluzione progettata da me, per poi entrare nel merito di ogni componente e sottoinsieme funzionale.

Riassumendo brevemente, in aggiunta alle specifiche del problema, elencate inizialmente, la volontà è quella di realizzare un sistema più pulito e semplice da un punto di vista elettrico, andando a inficiare sulla flessibilità, ma garantendo vantaggi su molti altri aspetti.

Procedo ora con il mostrare innanzitutto alcune immagini rappresentanti la soluzione da me concepita dopo un lungo processo iterativo, poi si dedicherà tempo e spazio all'analisi della stessa.

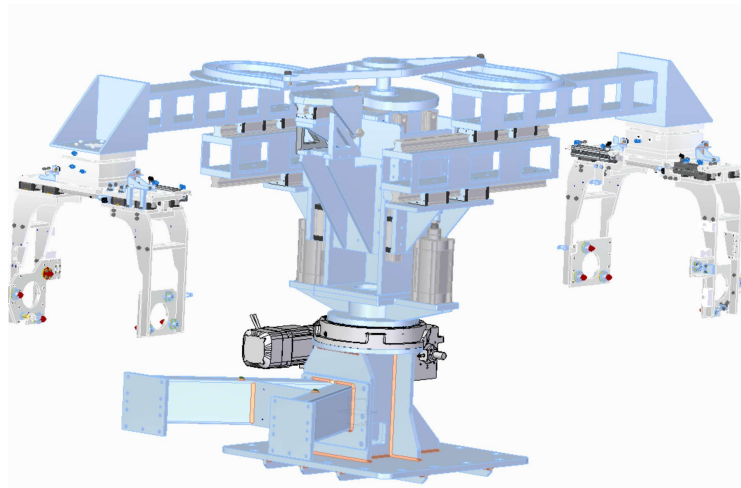


Figura 3.1: manipolatore in configurazione aperta

La figura 3.1 evidenzia il robot nella configurazione adibita all'afferraggio e rilascio degli assali.



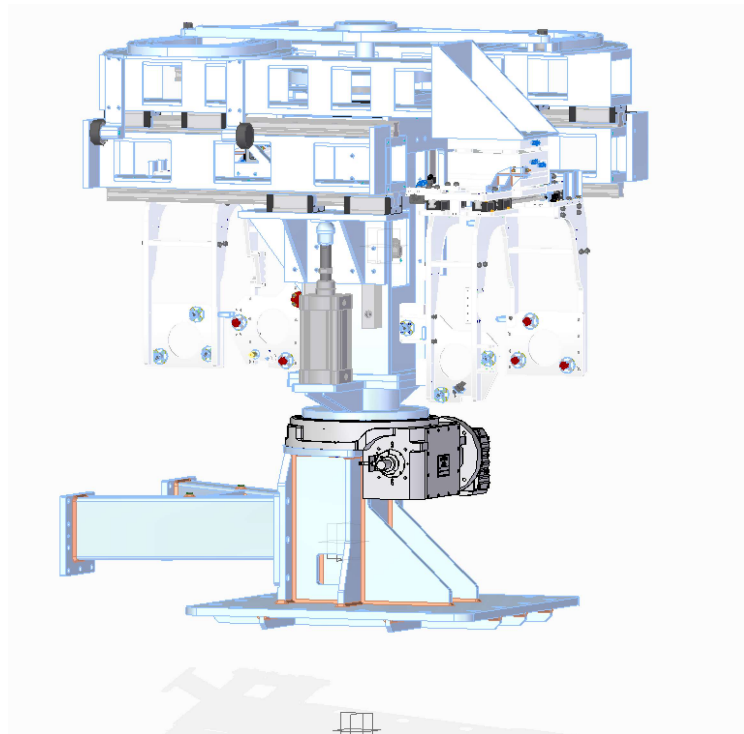


Figura 3.2: manipolatore in configurazione ritratta

La figura 3.2 evidenzia il robot nella configurazione adottata durante la rotazione di  $180^\circ$ .

Le immagini riportate consentono già di prendere atto delle principali soluzioni adottate in fase di progettazione, di cui si entrerà in dettaglio in seguito.

### 3.1.1 Massa e materiale

Vale la pena innanzitutto riportare fin da subito le principali proprietà fisiche e d'inerzia del meccanismo.

|   |                            |   |                            |
|---|----------------------------|---|----------------------------|
| Massa:  |                            | Volume:   |                            |
| 2182,773 kg   |                            | 301773235,505 mm <sup>3</sup>                         |                            |
| Massa ridefinizione quantità utente:                  |                            |   |                            |
| 2182,773 kg   |                            | <input type="checkbox"/> Usa come massa dell'assieme  |                            |
| Centro della massa                                    |                            | Centro del volume                                     |                            |
| <input type="checkbox"/> Visualizza simbolo <b>cm</b> |                            | <input type="checkbox"/> Visualizza simbolo <b>cv</b> |                            |
| X:  | 21,81 mm                   | X:  | 26,50 mm                   |
| Y:  | -36,51 mm                  | Y:  | -39,90 mm                  |
| Z:  | 801,19 mm                  | Z:  | 788,98 mm                  |
| Momento di inerzia                                    |                            |   |                            |
| lxx:  | 2691,298 kg·m <sup>2</sup> | lyy:  | 2300,770 kg·m <sup>2</sup> |
| lzz:  | 755,742 kg·m <sup>2</sup>  | lxy:  | -86,786 kg·m <sup>2</sup>  |
| lyy:  | 168,310 kg·m <sup>2</sup>  | lzz:  | 10,264 kg·m <sup>2</sup>   |
| lxy:  | 10,264 kg·m <sup>2</sup>   | lzz:  | -86,786 kg·m <sup>2</sup>  |

Figura 3.3: proprietà fisiche

### 3.1 Definizione dell'architettura

Come si può evincere facilmente dalla figura 3.3, la massa del manipolatore è aumentata notevolmente; ciò è dovuto alla necessità di sostituire i motori elettrici con meccanismi costituiti da componenti in acciaio, per assolvere gli stessi compiti, incrementando inevitabilmente il peso, oltre alla complessità del sistema, da un punto di vista meccanico-strutturale.

Prima di procedere oltre, si vuole aprire una parentesi dedicata ai materiali usati. Ovviamente questo discorso non riguarda i componenti commerciali che sono stati selezionati a catalogo, viceversa è legato a tutte quelle parti che vengono realizzate nei plant dell'impresa.

Il materiale che si è deciso di utilizzare è l'*Impax Supreme*, un acciaio da bonifica, prodotto dalla *Uddeholm*, di cui ora si riportano le principali proprietà fisiche e chimiche.

| <b>Properties</b>   |  |   |  |   |  |  |  |
|---|--|---|--|---|--|--|--|
| <b>Physical data</b>  |  |   |  |   |  |  |  |
| Hardened and tempered to 310 HB.  |  |   |  |   |  |  |  |
| Temperature   |  | 20°C<br>(68°F)                              |  | 200°C<br>(390°F)                                  |  |  |  |
| Density, kg/m <sup>3</sup><br>lbs/in <sup>3</sup>                       |  | 7 800<br>0.282                              |  | 7 750<br>0.280                                    |  |  |  |
| Coefficient of thermal expansion<br>per °C from 20°<br>per °F from 68°F |  | –<br>–                                      |  | 12.7 × 10 <sup>-6</sup><br>7.0 × 10 <sup>-6</sup> |  |  |  |
| Thermal conductivity<br>W/m °C<br>Btu in/ft <sup>2</sup> h °F           |  | –   |  | 28<br>194   |  |  |  |
| Modulus of elasticity<br>N/mm <sup>2</sup><br>tsi<br>psi                |  | 205 000<br>13 280<br>29.7 × 10 <sup>6</sup> |  | 200 000<br>12 960<br>29.0 × 10 <sup>6</sup>       |  |  |  |
| Specific heat capacity<br>J/kg °C<br>Btu/lb°F                           |  | 460<br>0.110                                |  | –<br>–  |  |  |  |

| Approx. analysis % | C                                   | Si  | Mn  | Cr  | Ni  | Mo  |
|--------------------|-------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
|                    | 0.37                                | 0.3 | 1.4 | 2.0 | 1.0 | 0.2 |
| Standard spec.     | AISI P20 modified                   |     |     |     |     |     |
| Delivery condition | Hardened and tempered to 290–330 HB |     |     |     |     |     |
| Colour code        | Yellow/green                        |     |     |     |     |     |

(a) composizione chimica.

(b) proprietà.

Figura 3.4: materiale usato: Impax Supreme.

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

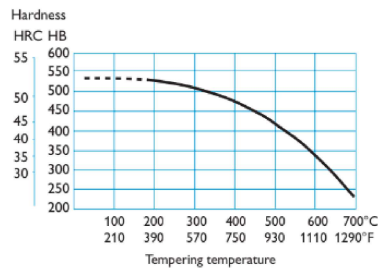
#### TENSILE STRENGTH

Approx. values. Samples were taken from a flat bar, 90 x 300 mm (3.5" x 11.8").  
Hardness: 325 HB.

| Testing temperature                               | 20°C (68°F) | 200°C (390°F) |
|---|-------------|---------------|
| Ultimate tensile strength $R_m$ N/mm <sup>2</sup> | 1020        | 930           |
| Yield strength $R_{p0.2}$ N/mm <sup>2</sup>       | 900         | 800           |

#### COMPRESSIVE STRENGTH

|   |          |
|---|----------|
| Compressive yield strength $R_{c0.2}$ N/mm <sup>2</sup> | 850-1000 |
|---|----------|



(a) tensioni critiche.

(b) curva di rinvenimento.

Figura 3.5: materiale usato: Impax Supreme.

La scheda tecnica dell'acciaio usato contiene molte altre informazioni, relative soprattutto ai processi produttivi, ai trattamenti termici e di indurimento e alle lavorazioni da eseguire; qui, si è deciso di riportare le proprietà più interessanti ai fini della progettazione.

Si può ritenere con ciò conclusa la breve digressione riguardante il materiale, il quale ha un impatto sicuramente determinante sul peso e sul costo del robot.

### 3.1.2 Ingombri

Per quanto riguarda gli ingombri, definiti nella specifica, la soluzione progettata soddisfa le esigenze dettate in precedenza e a tale scopo vengono mostrate qui di seguito delle immagini rappresentative del robot contestualizzato nel banco prova per testare assali elettrici.

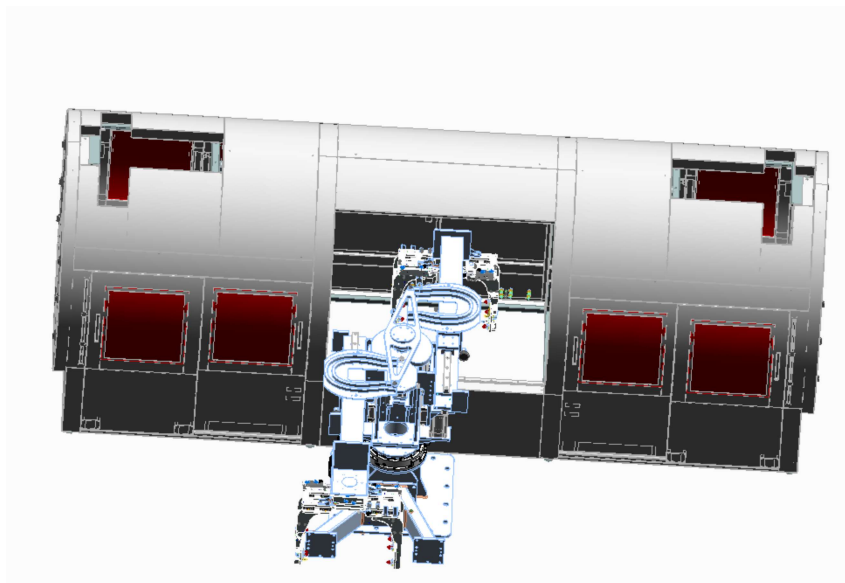
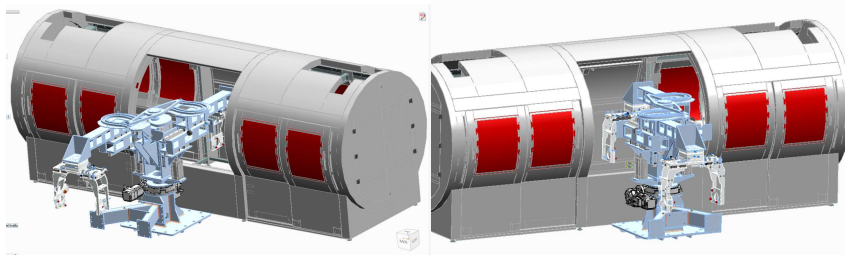


Figura 3.6: ingombri

### 3.1 Definizione dell'architettura

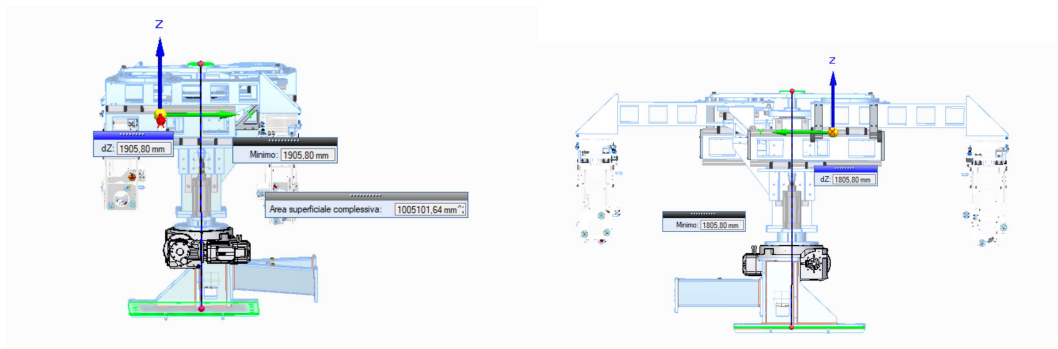


Figura 3.7: vista in pianta



(a) manipolatore aperto.

(b) manipolatore ritratto.



(a) manipolatore ritratto - ingombro verticale. (b) manipolatore aperto - ingombro verticale.

Figura 3.8: ingombri.

Le immagini sopra riportate, in particolare la figura 3.7 consente di verificare che il robot reingegnerizzato soddisfa gli ingombri imposti dal banco. Dal momento che ciò dipende dalle dimensioni dei singoli componenti, verranno dati valori precisi in seguito, quando si tratterà la progettazione di dettaglio.

### 3.1.3 Funzionamento del meccanismo

Si intende ora descrivere in modo generale il funzionamento del manipolatore, ossia come esso assolve i gradi di libertà richiesti.

Le figure 3.1 e 3.2 mostrano la presenza di un anello rotante, adibito alla rotazione, in maniera analoga al robot precedente.

Si noti inoltre la presenza di due bracci telescopici, movimentati tramite un meccanismo a camma, che realizzano la traslazione sul piano orizzontale, ovvero l'estensione necessaria ad afferrare i motori.

L'ultimo grado di libertà richiesto è una traslazione sul piano verticale, assolta da un'altra camma che causa il movimento relativo dell'intero blocco superiore del meccanismo, grazie ad opportune guide, con la cooperazione di due cilindri pneumatici che bilanciano il peso della struttura.

La rotazione delle camme è garantita da un motriduttore, non visibile nelle immagini riportate.

In seguito, nella prossima sezione, vi sarà una trattazione dettagliata di quanto scritto, tuttavia si vuole fin da ora evidenziare come si sia raggiunto l'obiettivo prefissato in partenza, vale a dire la minimizzazione dell'elettrica nel manipolatore. Si è passati da 5 servomotori a 2, di cui uno facente parte dell'anello rotante, fondamentale per il funzionamento del manipolatore.

## 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Avendo fatto una panoramica generale sul manipolatore reingegnerizzato, si ritiene opportuno entrare nel merito della soluzione e approfondire quanti più aspetti possibili.

Approfondirò distintamente ogni singolo gruppo, mettendo in luce tutti i dettagli e parlando brevemente di come si è giunti a quella soluzione.

Si procederà dal basso verso l'alto, prestando particolare attenzione ai meccanismi che realizzano i gradi di libertà richiesti.

Si ritiene opportuno puntualizzare che la progettazione del manipolatore è stata fortemente iterativa; nell'ambito del dimensionamento di un componente sono entrati in gioco dati e grandezze di molte altre parti e anche se di seguito talvolta non verrà specificato in maniera esplicita, questo aspetto non va mai trascurato.

E' opportuno precisare inoltre che per i componenti da catalogo, il dimensionamento non richiede un'ulteriore verifica, viceversa per i componenti progettati *ex novo* essa risulta necessaria e verrà svolta in taluni casi mediante calcoli a mano, in altri grazie all'ausilio dell'Analisi agli Elementi Finiti.

### 3.2.1 Anello rotante

Considerando l'esigenza di eseguire in sequenza la rotazione e l'apertura o chiusura dei bracci, per realizzare il primo moto, considerando la notevole inerzia, è necessario l'uso di una tavola o di un anello rotante. Appurato ciò, la volontà è stata quella di tentare di ripercorrere le stesse scelte effettuate durante il progetto del manipolatore già presente.

La soluzione prevista nell'altro manipolatore, per la rotazione, era l'anello rotante *Autorotor AR 510*, di cui la figura 2.12 e la figura 2.14, riportate in precedenza, presentano le grandezze necessarie per il dimensionamento.

L'anello rotante *AR 510* rappresenta una soluzione idonea al nostro caso di studio se:

- il carico assiale è inferiore a  $75000\text{ N}$ ;
- il carico radiale è inferiore a  $75000\text{ N}$ ;
- il momento ribaltante è inferiore a  $7200\text{ Nm}$ .

Per quanto riguarda i carichi assiali, l'anello rotante deve sopportare il peso di tutti i componenti sopra di esso. Nel manipolatore l'anello rotante è bullonato a un supporto fissato poi a terra; il peso dell'intero supporto, scomposto in due parti, è di  $600\text{ kg}$ , pertanto il carico assiale che grava sull'anello rotante è di circa  $1600\text{ N}$ , vale a dire il peso di tutto ciò che c'è sopra, a cui va aggiunto il peso degli assali, che si può considerare circa pari a  $75\text{-}100\text{ kg}$ . In ogni caso, l'*AR 510* risulta verificato.

Considerando il carico radiale, il manipolatore reingerizzato è un meccanismo simmetrico che muove simultaneamente i propri bracci. A regime allora, il carico radiale è sostanzialmente nullo; viceversa, all'inizio della fase di testing, un braccio del manipolatore deve prelevare un motore dal *conveyor* e posizionarlo nell'*eol*, mentre l'altro rimane scarico. Solo in quel momento l'anello rotante si trova a dover sopportare un carico radiale, dovuto alla forza centrifuga agente sull'unico assale in presa dal robot.

Riprendendo la relazione della forza centrifuga, si ha

$$F = m * \omega^2 / R, \quad (3.1)$$

la quale, considerando una velocità di rotazione di  $180^\circ$  in  $3$  s, riprendendo gli stessi valori del manipolatore precedente, restituisce un valore nettamente inferiore al limite previsto nel catalogo.

Pertanto anche il carico radiale risulta essere verificato.

L'ultimo punto da verificare è il momento ribaltante: anche in questo caso, essendo il robot simmetrico, i momenti generati da tutti i componenti a sbalzo si bilanciano, a regime. Soltanto nella fase iniziale, la presenza di un unico assale da scambiare tra il nastro convogliatore e il banco test causa un momento di ribaltamento che può essere calcolato come segue:

$$M = m * g * l, \quad (3.2)$$

dove  $m$  è la massa dell'assale,  $g$  è l'accelerazione di gravità, mentre  $l$  è il braccio. Essendo una verifica statica, si considera la condizione più gravosa, che coincide con il momento di massima apertura, quando il braccio raggiunge la lunghezza di  $1,5$  m. L'equazione restituisce un valore del momento ribaltante di circa  $1500$  Nm, nettamente inferiore al valore ammissibile, pertanto anche quest'ultimo punto risulta verificato.

Si è dimostrato che l'anello rotante *AR 510* rappresenta una soluzione accettabile, dal punto di vista statico per il meccanismo preso in considerazione.

Un ultimo aspetto da considerare è l'inerzia. Il manipolatore precedente eseguiva la rotazione di  $180^\circ$  in  $3$  s, un dato che è stato usato anche nel dimensionamento appena analizzato.

In realtà la velocità angolare è strettamente connessa al momento di inerzia attorno all'asse di rotazione. Il catalogo fornisce un grafico che lega indissolubilmente l'inerzia al tempo necessario per la rotazione, pertanto dapprima si ha la necessità di calcolare l'inerzia complessiva del manipolatore.

Nel farlo, ho considerato soltanto le parti coinvolte nella rotazione, andando a sommare alla loro inerzia anche il contributo degli assali, considerati come punti materiali a una determinata distanza dall'asse

$$I = m * d^2 \quad (3.3)$$

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Valutando la condizione più critica, vale a dire la configurazione totalmente aperta, ho ottenuto un momento di inerzia complessivo pari a  $I = 565,331 \text{kgm}^2$ .

A questo punto si può entrare nel seguente grafico e determinare il tempo necessario.

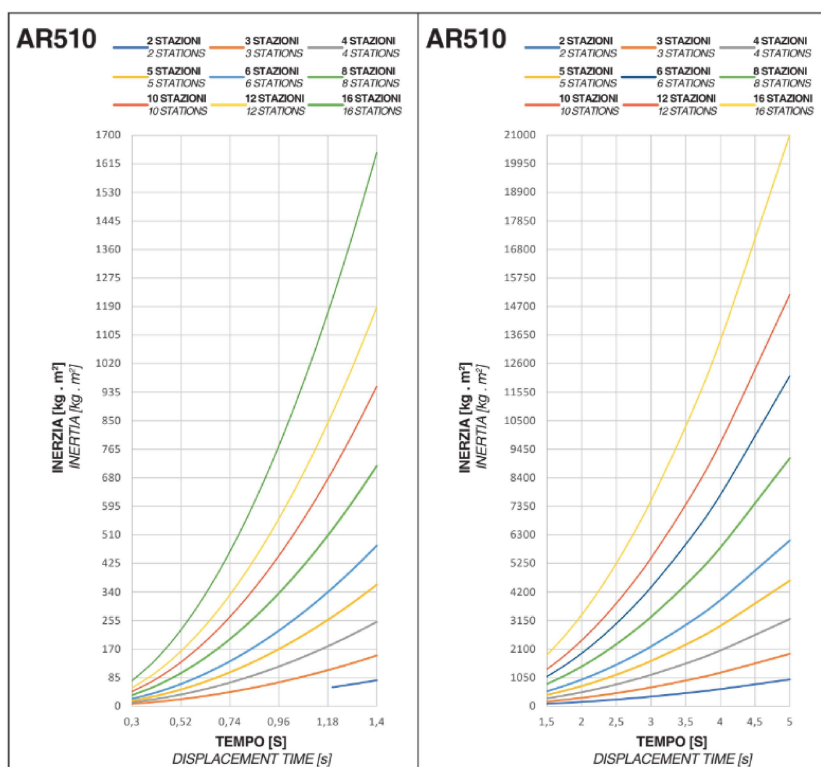


Figura 3.9: grafici AR 510

Nel nostro caso, si va a considerare la curva riferita a 2 stazioni e si osserva che il tempo necessario è di circa 3,5 s, mezzo secondo in più rispetto alla soluzione preesistente. Questo potrebbe comportare dei ritardi nel tempo ciclo, una minor produttività, che potrebbe essere superata scegliendo un anello rotante più generoso, che tuttavia incrementerebbe notevolmente i costi. La scelta finale è ricaduta sulla AR 510, accettando un minor numero di assali testati per unità di tempo.

Qui di seguito verranno mostrate immagini riferite all'anello rotante AR 510.



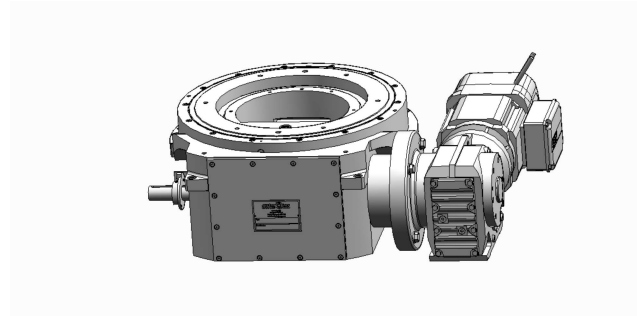


Figura 3.10: AR 510

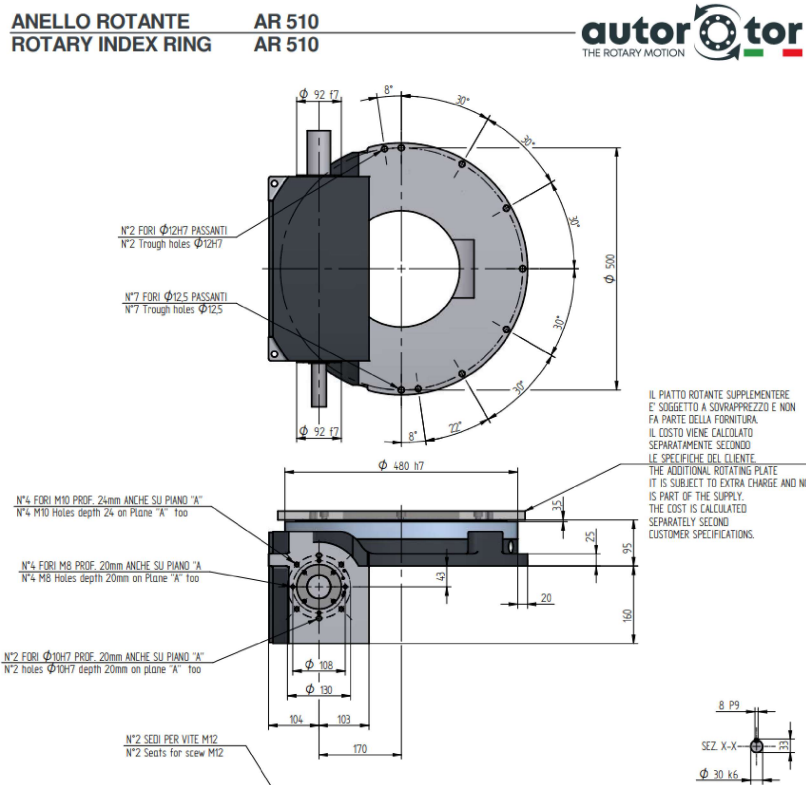


Figura 3.11: AR 510

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

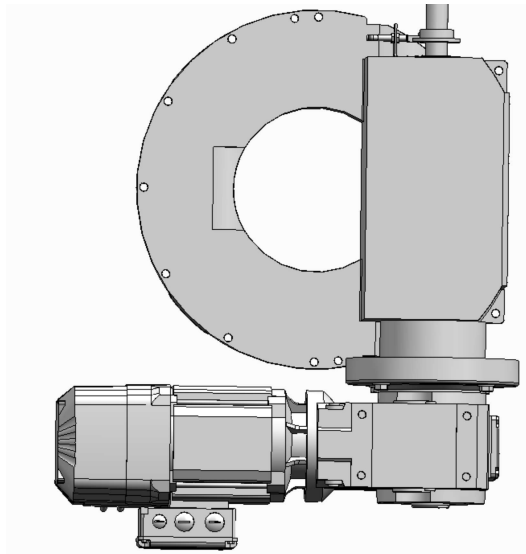


Figura 3.12: AR 510 vista inferiore

La figura 3.12 consente di apprezzare i fori per il collegamento al supporto inferiore: si nota la presenza di:

- 7 fori filettati  $M14$ ;
- 2 fori di diametro  $12\text{ mm}$  per le spine.

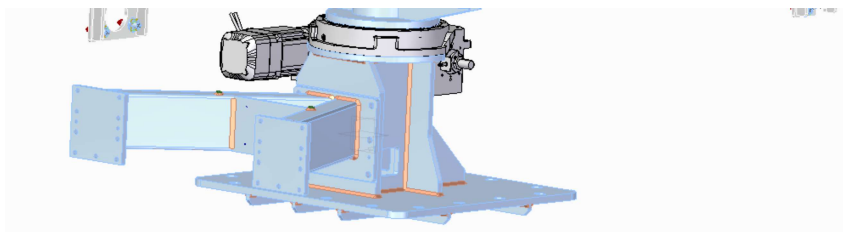


Figura 3.13: blocco inferiore

La figura 3.13 mette in evidenza il supporto alla base: esso è lo stesso usato nel manipolatore precedente, dal momento che può essere perfettamente accoppiato con l'anello rotante dimensionato.

Superiormente, l'anello rotante presenta due corone, di cui quella più esterna è fissa, mentre quella interna è mobile e deve essere solidale alla parte di struttura coinvolta nella rotazione. A tale scopo, vi sono

6 fori filettati  $M 12$

La figura 3.14 mostra un particolare del collegamento mediante viteria tra l'anello rotante e il supporto superiore, facente parte del pilastro verticale, analizzato di seguito.

Sono state usate viti a testa esagonale  $M 12 * 55$  e spine cilindriche con foro filettato  $DIN7979 D12 H6 L36$ .

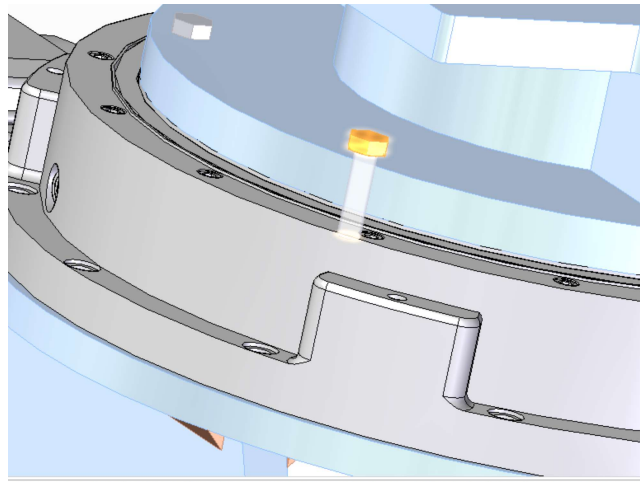


Figura 3.14: collegamento superiore

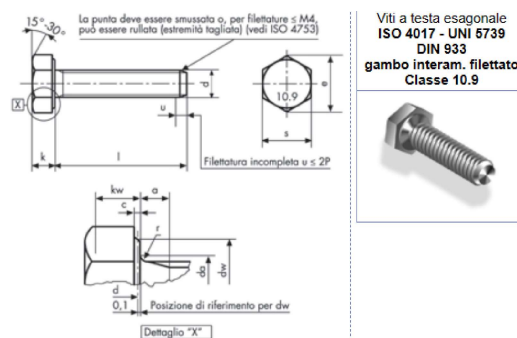


Figura 3.15: vite M12\*55

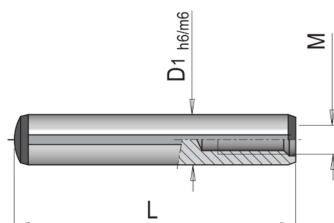


Figura 3.16: spina cilindrica 12\*36

### 3.2.2 Supporto per cilindri pneumatici

Nell'ottica di analizzare il meccanismo dal basso verso l'alto, immediatamente al di sopra dell'anello rotante studiato finora vi è la presenza di un componente fondamentale, con importanti compiti strutturali. Si era accennato in precedenza della volontà di introdurre dei cilindri pneumatici per far fronte al notevole peso del manipolatore; il supporto cavo che si sta analizzando ora è concepito per andare a vincolare su di esso i due cilindri che verranno usati, inoltre viene messo in rotazione dall'anello rotante.

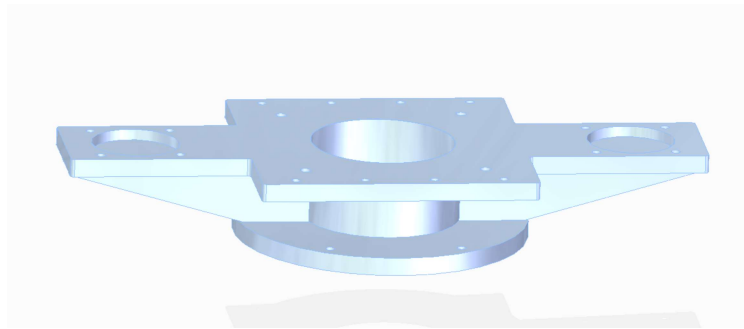


Figura 3.17: supporto - imm 1

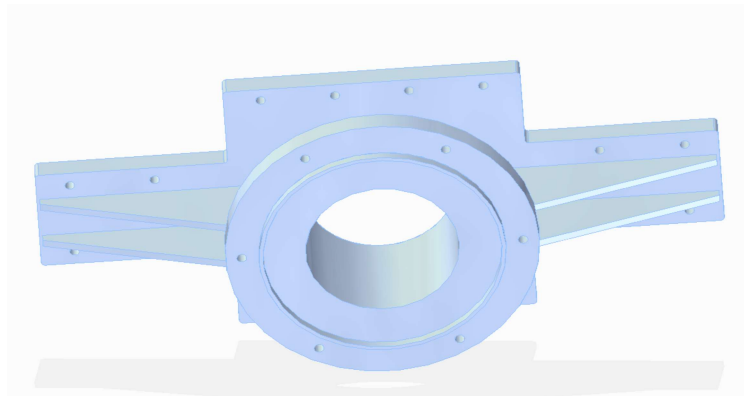


Figura 3.18: supporto - imm 2

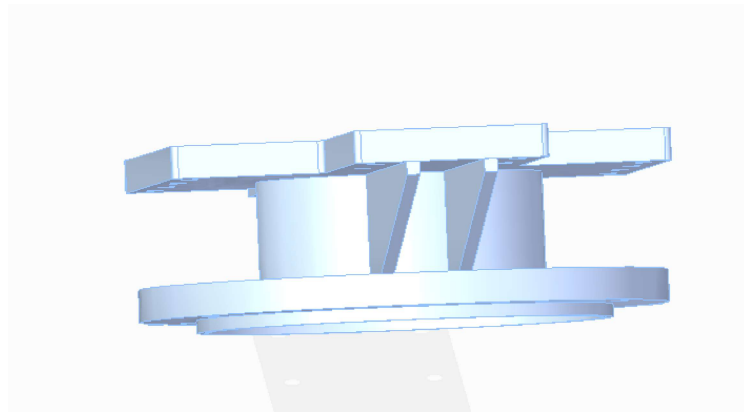


Figura 3.19: supporto - imm 3

Le figure 3.17, 3.18 e 3.19 consentono di apprezzare la geometria scelta per il suddetto componente:

- alla base vi è una corona cilindrica accoppiata tramite un collegamento filettato all'anello rotante, mediante le viti  $M 12 * 55$  descritte in precedenza; il centraggio avviene tramite il bordino ;

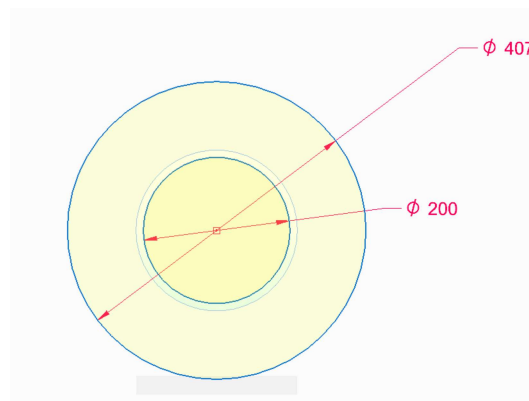


Figura 3.20: faccia inferiore

- la faccia superiore è tale da essere collegata mediante viti al resto del *pick and place* e presenta due protrusioni laterali idonee al collegamento con i cilindri pneumatici, a tiranti. Esse presentano anche uno scavo circolare che favorisce il centraggio;

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

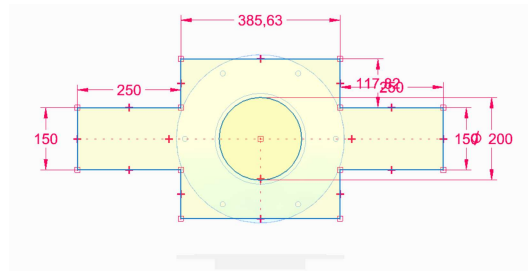


Figura 3.21: faccia superiore

- tra le facce superiore e inferiore vi è un cilindro cavo, di diametro interno  $200\text{ mm}$ , di diametro esterno  $220\text{ mm}$  con la presenza inoltre di nervature, di larghezza  $10\text{ mm}$  che conferiscono maggiore rigidità alla flessione.

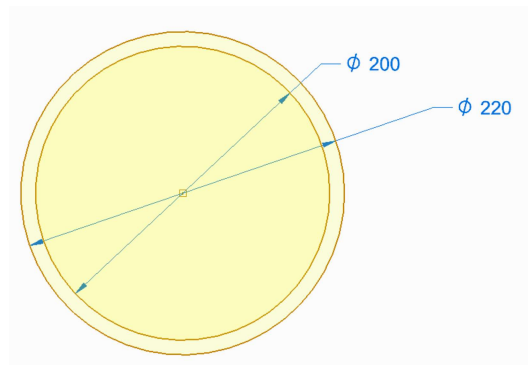


Figura 3.22: cilindro cavo

Essendo il supporto in questione un componente tozzo, tridimensionale, il suo dimensionamento è stato realizzato in coadiuvazione con il FEM, pertanto qui di seguito sono riportati i risultati dell'analisi statica eseguita nel software.

Per eseguire un'analisi FEM è necessario dapprima imporre i vincoli e i carichi.

Sono stati inseriti vincoli del tipo *fixed support* in ogni foro, mentre per quanto riguarda i *loads*, sono stati imposti:

- forza pari al peso di tutti i componenti posti superiormente, compresi i due assali: infatti, il supporto è collegato al pilastro della struttura, soggetto a sola rotazione, ma allo stesso tempo su di esso si scaricano anche i cilindri pneumatici che bilanciano il peso delle parti coinvolte nelle traslazioni, analizzata in seguito; pertanto, la forza totale è pari all'incirca a  $1600\text{ N}$

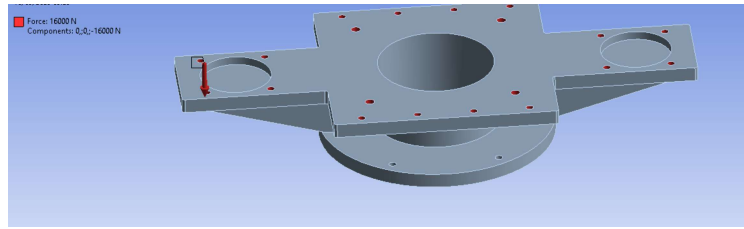


Figura 3.23: forza agente sul supporto

- momento dovuto a due contributi: la coppia motrice necessaria alla rotazione del manipolatore, trasmessa dall'anello rotante, e il momento di ribaltamento, dovuto a disallineamenti e soprattutto presente se solo un braccio ha la pinza impegnata in un assale.

Per il calcolo della coppia motrice, si è ipotizzato un profilo trapezoidale di velocità, seguito durante la rotazione, eseguita in  $3,5$  s, con un'accelerazione angolare pari a

$$\omega' = 5,5 \text{ rad/s}^2, \quad (3.4)$$

e un momento di inerzia, determinato in precedenza, pari a

$$I = 565,331 \text{ kgm}^2 \quad (3.5)$$

La coppia conseguente sarà data da

$$C = I * \omega' = 2200 \text{ Nm}, \quad (3.6)$$

Il momento ribaltante è invece dovuto alla forza peso dell'unico assale a sbalzo; il braccio questa volta non è  $1500$  mm, perché durante la rotazione il robot è raggruppato. Possiamo considerare un braccio di lunghezza pari a  $800$  mm circa. Applicando la formula 3.6, scomponendo poi il momento ottenuto nelle componenti  $x$  e  $y$ , si ottengono rispettivamente momenti ribaltanti  $M_x = 520$  Nm e  $M_y = 200$  Nm.

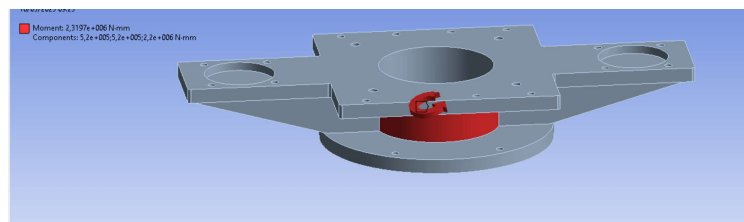


Figura 3.24: momento agente sul supporto

Con questi input, l'analisi statica eseguita in Workbench ha restituito il seguente risultato.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

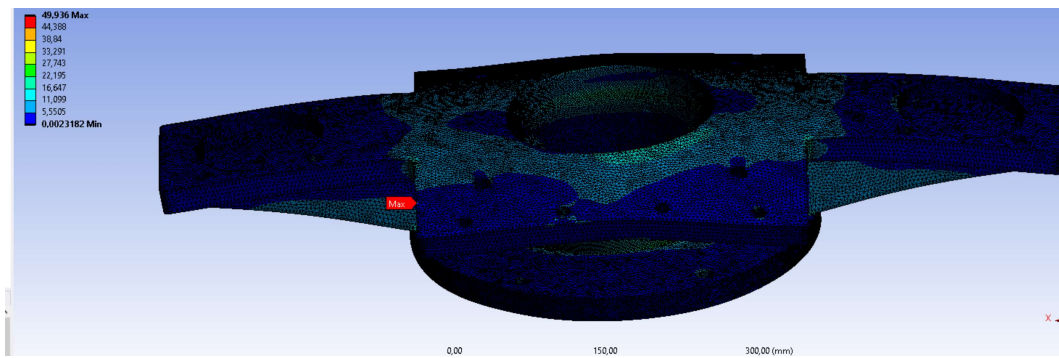


Figura 3.25: mappa tensioni

La figura 3.25 evidenzia come la tensione equivalente massima sia inferiore a  $50 \text{ MPa}$ , un valore notevolmente inferiore rispetto allo snervamento del materiale utilizzato, il già citato acciaio *Impax Supreme*.

Così come con l'anello rotante, anche il collegamento del supporto in questione con le parti immediatamente superiori avviene tramite viteria.

La parte centrale è vincolata a una piastra tramite 8 bulloni  $M 12$ , il cui dimensionamento verrà approfondito a breve, pertanto è stata dotata di altrettanti fori passanti di diametro  $13 \text{ mm}$ ; inoltre, vi sono fori ciechi per 4 spine di diametro  $16 \text{ mm}$ , a scopo di maggiore sicurezza e di centraggio.

Le due estremità laterali sono usate per il fissaggio di cilindri pneumatici tramite tiranti  $M 12$ , come previsto dal catalogo; anche in questo caso verranno avvitati dei dadi ai tiranti, pertanto i fori previsti sul supporto saranno passanti di diametro  $13 \text{ mm}$  e, ovviamente, non filettati, così come i precedenti.



### 3.2.3 Pilastro

Il pilastro centrale è costituito essenzialmente da 4 lamiera saldate su una piastra, vincolata tramite bullonatura al supporto descritto precedentemente.

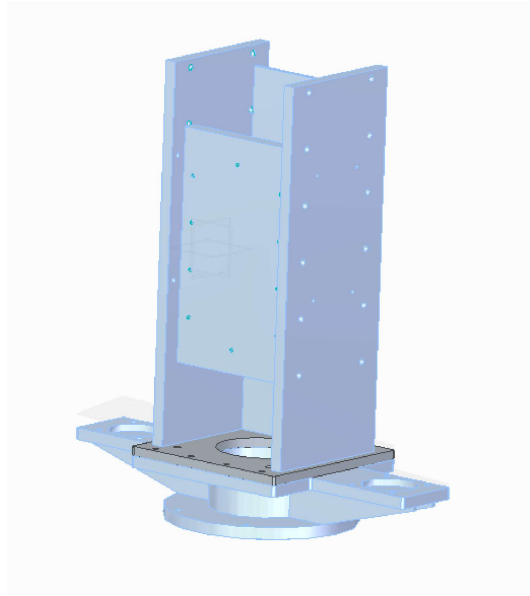


Figura 3.26: pilastro

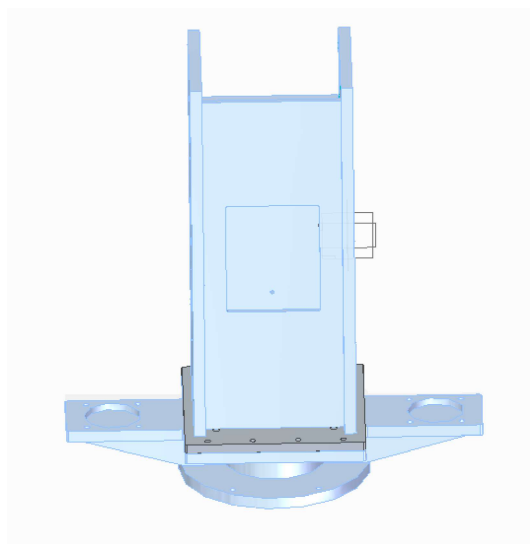


Figura 3.27: pilastro

Le figure appena riportate mostrano l'architettura generale: le 4 lamiera sono saldate tra loro con la piastra sottostante. Per la verità il compito prettamente strutturale è svolto dalle 2 lamiera più alte, oggetto di verifica al FEM, mentre le altre servono a realizzare una geometria scatolare, che conferisce maggiore rigidità, inoltre presentano delle aperture utili ad accedere ai componenti interni.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Si intende ora entrare in dettaglio.

- Piastra

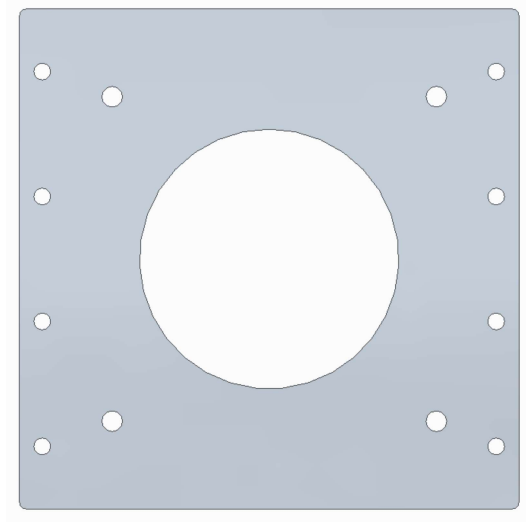


Figura 3.28: piastra

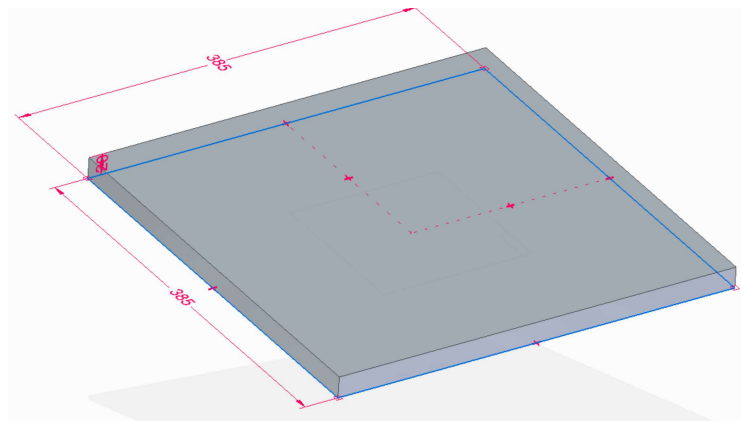


Figura 3.29: piastra dimensioni

La figura 3.29 permette di apprezzare le dimensioni della piastra: lo spessore di  $20\text{ mm}$  garantisce la resistenza necessaria, mentre sul piano ortogonale la piastra ha dimensioni  $385 * 385\text{ mm}$ , tali da aderire perfettamente al supporto sottostante.

L'aspetto più interessante nella progettazione della piastra è il dimensionamento della bullonatura. Il collegamento con il supporto sottostante richiede infatti viti in grado di resistere sia a momento torcente sia a momento flettente. In particolare si hanno:

- $M_t = 2200\text{ Nm}$
- $M_f = 600\text{ Nm}$

Questi carichi agiscono durante la rotazione, durante la quale il robot si trova nella configurazione raggruppata. Il momento ribaltante risulta essere inferiore, di circa la metà, rispetto al valore corrispondente alla configurazione completamente aperta, tuttavia in quel caso non vi sarebbe coppia torcente e la condizione di lavoro sarebbe comunque meno gravosa.

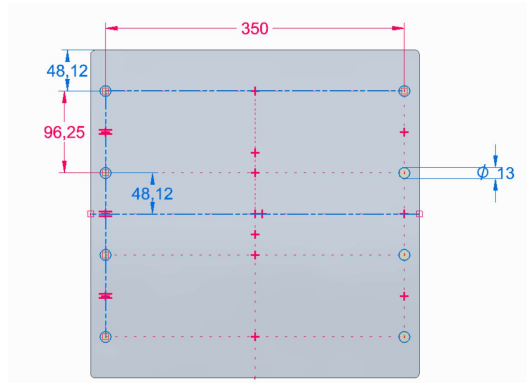


Figura 3.30: dimensionamento bulloni

Si è supposto inizialmente di voler utilizzare viti *M 12 classe 8.8*, pertanto si procede ora con la verifica.

- Flessione

Si considera la flangia cedevole; le viti risultano essere tutte sollecitate allo stesso modo.

La distanza tra ogni vite e l'asse neutro è  $a_i = 175\text{mm}$ .

Si ha

$$Ne_i = (Mf * a_i) / (\Sigma(a_i^2)) \quad (3.7)$$

- Torsione

Questa volta deve essere considerata la distanza di ogni vite dal centro della piastra; le quote riportate nella figura 3.30 sono esaustive e consentono di determinarla univocamente.

Il momento torcente coincide con il momento generato dalle forze di attrito, pertanto si può utilizzare la seguente relazione:

$$Mt = 4 * Vft * d1 + 4 * Vft * d2, \quad (3.8)$$

da cui si ricava  $Vft$ .

A questo punto si applica la relazione

$$Vft = ns * (\mu * Ns) / \gamma * (1 - Ne/Ns) * ns, \quad (3.9)$$

con  $ns = 1$  e  $\gamma = 0,3$ , da cui è possibile determinare  $Ns = 9807,5\text{N}$ , che andrà confrontato nel catalogo.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

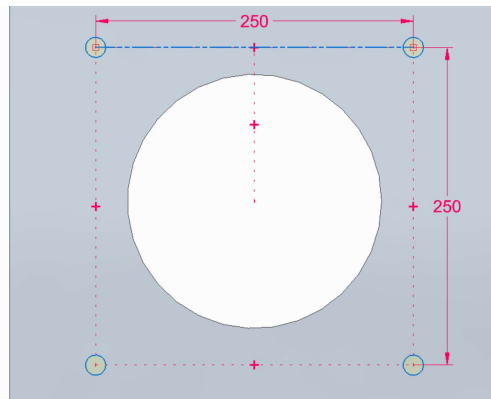


Figura 3.31: fori spine

La verifica è soddisfatta e da catalogo si ottiene la coppia di serraggio, che è pari a  $M_s = 79Nm$ .

Sono state utilizzate viti  $M12 * 80$  classe 8.8.

Inoltre, come accennato in precedenza è previsto l'utilizzo di 4 spine cilindriche di diametro  $16\text{ mm}$  e lunghezza  $40\text{ mm}$ ; la seguente immagine mostra i fori realizzati a tale scopo.

- Lastre verticali

Il pilastro portante del robot è costituito da 4 lastre verticali, di cui ora si intende entrare in dettaglio.

Vi sono due lastre identiche di dimensioni maggiori rispetto alle altre, che garantiscono la resistenza.

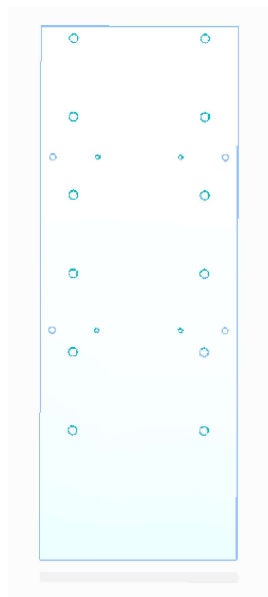


Figura 3.32: lastra

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

Entrambe le lastre hanno:

- lunghezza  $815\text{ mm}$ ;
- larghezza  $300\text{ mm}$
- spessore  $25\text{ mm}$ .

La figura 3.32 evidenzia la presenza di numerosi fori adibiti al montaggio delle guide per il moto verticale del manipolatore, di cui si parlerà più avanti, tuttavia per il corretto funzionamento è indispensabile garantire una finitura superficiale particolarmente spinta su entrambe le lastre, per evitare il rischio di ottenere una struttura iperstatica.

Sono state eseguite analisi FEM per verificare staticamente le due lastre, qui di seguito si riportano i risultati.



Figura 3.33: forze



Figura 3.34: momenti

E' stata analizzata la condizione più gravosa, corrispondente alla fase in cui si abbassa, o alza, il blocco pinza. Ciò verrà approfondito in seguito, per ora è sufficiente conoscere l'entità dei carichi, associati a questi movimenti, che si scaricano sulle due lastre verticali a causa dei pattini:

- forza pari a  $5000\text{ N}$  diretta come mostrato in figura 3.33;

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

- momento totale con componenti x, y, z rispettivamente pari a  $118 \text{ Nm}$ ,  $4567 \text{ Nm}$ ,  $431 \text{ Nm}$ .

Con questi input, avendo opportunamente vincolato la lastra alla base con il *fixed support*, si ottiene la seguente mappa di tensione.

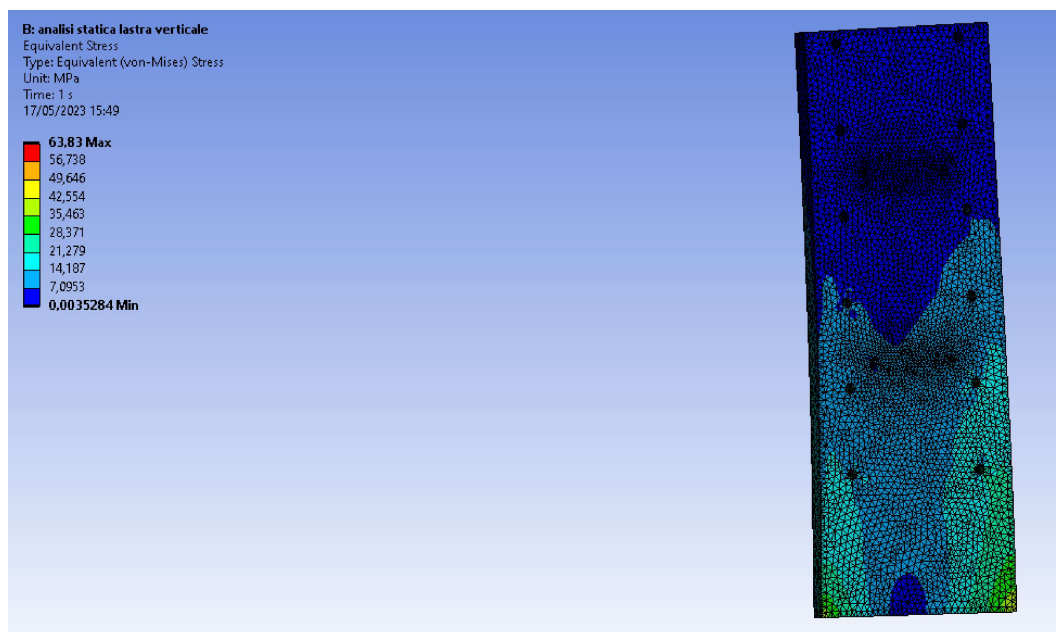


Figura 3.35: risultati

La figura 3.35 mostra come il valore massimo della tensione equivalente, calcolata secondo il criterio di *Von Mises*, sia di circa  $63 \text{ MPa}$ , ben al di sotto del limite di snervamento di un qualsiasi acciaio, pertanto la verifica è soddisfatta.

Le altre due lastre, che formano la geometria scatolare voluta, sono più sottili e presentano entrambe delle aperture: infatti, nello spazio compreso tra le lamiere saldate tra loro vi sarà un motoriduttore che garantisce i restanti gradi di libertà.

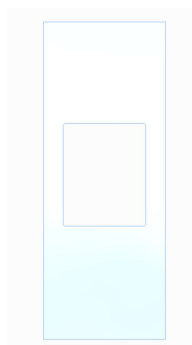


Figura 3.36: lastra con apertura

Come mostrato dalla figura 3.27, la lastra riportata nell'immagine 3.36 è collegata mediante saldatura alle due analizzate in precedenza e alla piastra.

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

Le sue dimensioni sono:

- lunghezza  $771\text{ mm}$ ;
- larghezza  $295\text{ mm}$ ;
- spessore  $10\text{ mm}$ .

si riporta ora un'immagine relativa allo scavo presente all'interno, necessario per accedere al motoriduttore, per un'ordinaria manutenzione o un controllo, evitando il disassemblaggio di tutto il manipolatore.

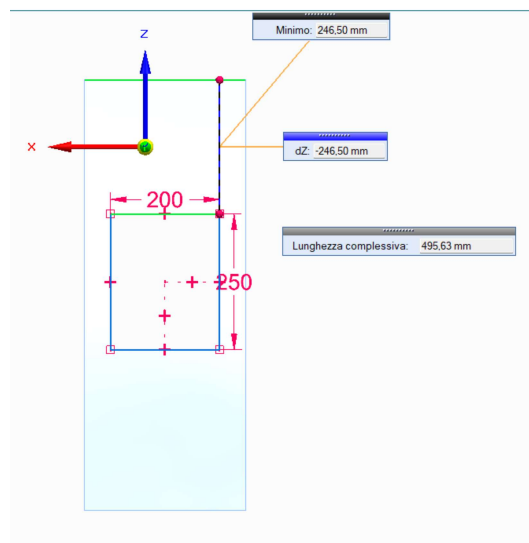


Figura 3.37: scavo

Sono pertanto note le quote e la posizione della fessura ritagliata.

Per quanto riguarda l'ultima lastra, essa non è vincolata alla piastra alla base; volendo ridurre il più possibile il peso, si è deciso di realizzarla con

- lunghezza  $500\text{ mm}$
- larghezza  $295\text{ mm}$ ,

mentre lo spessore in questo caso va scelto con attenzione. Infatti questa lastra verrà poi vincolata mediante filettatura a un gruppo di componenti funzionali al moto verticale, pertanto è richiesta notevole rigidezza.

Considerato ciò, si è reputato necessario uno spessore di  $30\text{ mm}$ .

Ai fini del collegamento, la lastra presenta 10 fori filettati  $M10$ , come rappresentato dall'immagine seguente.

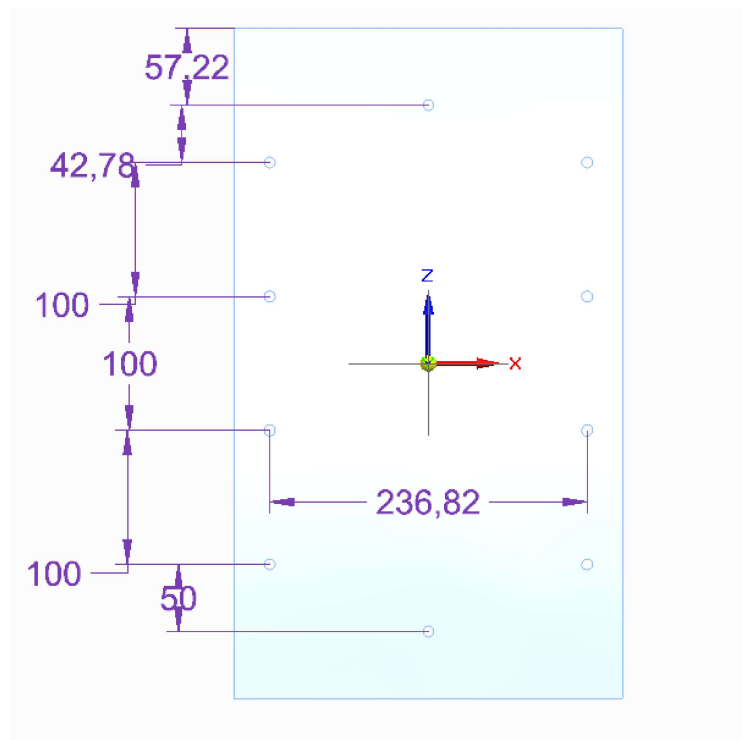


Figura 3.38: fori filettati

Il dimensionamento delle viti usate verrà trattato più avanti.

### 3.2.4 Sottoassieme per il moto verticale

Si vuole ora approfondire il gruppo di componenti che garantiscono al terminale del *pick and place* il moto verticale.

Per la verità, questo rappresenta un sistema piuttosto complesso, costituito da un numero elevato di parti.

Si ritiene opportuno dapprima fornire qualche indicazione generale sul funzionamento del meccanismo, per poi entrare in dettaglio.

- Per assolvere il gradodi libertà della traslazione orizzontale la scelta finale è stata quella di usare bracci telescopici, comandati da un meccanismo a camma posizionato sulla sommità del manipolatore;



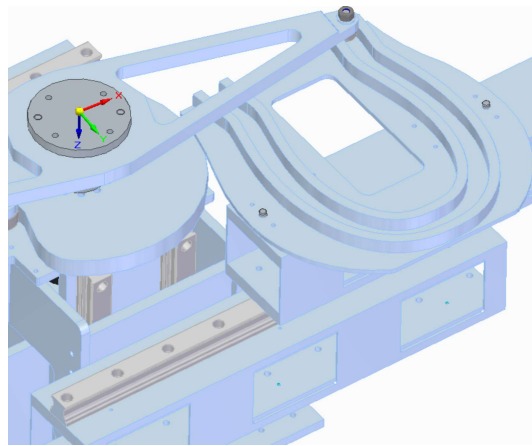


Figura 3.39: punteria per moto orizzontale

- per realizzare il moto verticale è stato usato anche qui un cinematismo di punteria, con un grado di complessità maggiore: vi è una prima camma che causa la traslazione di un braccetto, il quale presenta due rullini di punteria che vengono fatti scorrere su un piano inclinato, determinando il sollevamento o l'abbassamento di tutto l'insieme di componenti posti al di sopra, tra cui gli stessi bracci telescopici. Il sistema così come è stato progettato assolve i gradi di libertà richiesti, tuttavia il peso dei componenti posti in movimento è elevato e potrebbe causare pressioni hertziane eccessive sui rulli di punteria, pertanto si è resa necessaria la presenza di cilindri pneumatici utili a bilanciare la massa dei componenti in moto verticale.

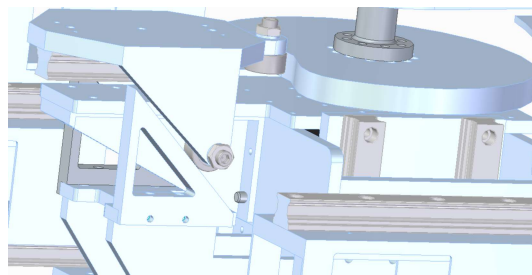


Figura 3.40: punteria per moto verticale

Entrambi i cinematismi sono movimentati da un unico motore; il dimensionamento di tali meccanismi e del motoriduttore verrà approfondito in seguito, tuttavia aver dato uno sguardo di insieme aiuta a comprendere meglio le scelte progettuali che sono state fatte fin dall'inizio.

Si intende ora entrare in dettaglio del sottoassieme che comprende i piani inclinati, necessario a garantire il moto verticale del terminale. Osservando la figura 3.40, è possibile comprendere il funzionamento del cinematismo progettato: si presti attenzione al rullo posizionato più a sinistra; esso rotola su un piano inclinato, fisso.

Ora si vuole approfondire il gruppo di componenti che comprende i due piani inclinati coinvolti nel moto.

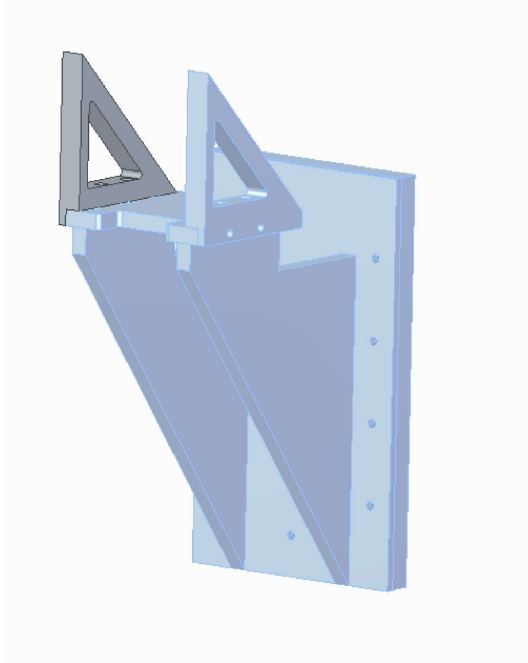


Figura 3.41: sottoassieme piano inclinato

La figura 3.41 consente di apprezzare tutte le parti costituenti: vi è una lastra verticale collegata tramite viteria al gruppo pilastro; essa prevede due nervi di materiale avvitate su una piastra orizzontale, su cui sono poi vincolati i due cunei su cui rotolano i rulli.

- Lastra

La lastra è tale da aderire perfettamente all'ultima analizzata nel gruppo pilastro, pertanto ha lunghezza  $500\text{ mm}$ , larghezza  $295\text{ mm}$ , mentre lo spessore è di  $10\text{ mm}$ . Su di essa sono stati apportati  $10$  fori passanti di diametro  $11\text{ mm}$ . Vale la pena soffermarsi sul dimensionamento della bullonatura: infatti, i carichi scambiati tra i rulli e i cunei sono a sbalzo e causano importanti sollecitazioni di flessione, oltre che di taglio.

Riprendendo le relazioni 3.7 e 3.9, considerando la flangia cedevole, si ottiene per la vite più sollecitata, quella più in alto, un carico assiale richiesto pari a  $N_s = 19822,92\text{ N}$ , che va a giustificare la scelta di usare  $10$  viti  $M10 * 35$  classe 8.8

Sulla lastra sono inoltre saldate due nervature di materiale, su cui verrà poi vincolata una piastra orizzontale; le loro dimensioni sono tali da garantire il perfetto funzionamento e i movimenti voluti, oltre a evitare interferenze.

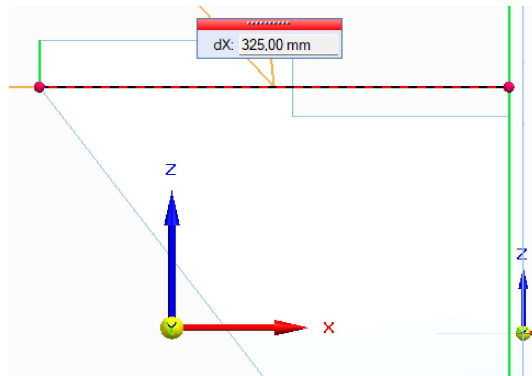


Figura 3.42: lunghezza nerve

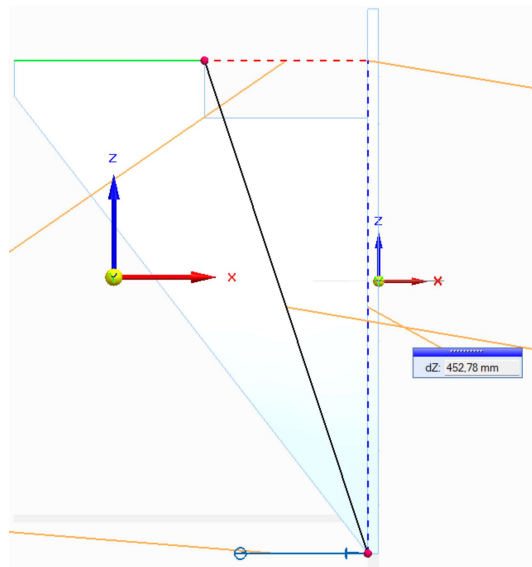


Figura 3.43: altezza nerve

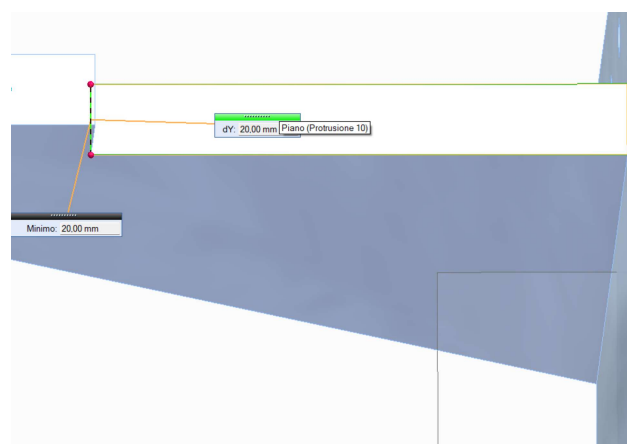


Figura 3.44: spessore nerve

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

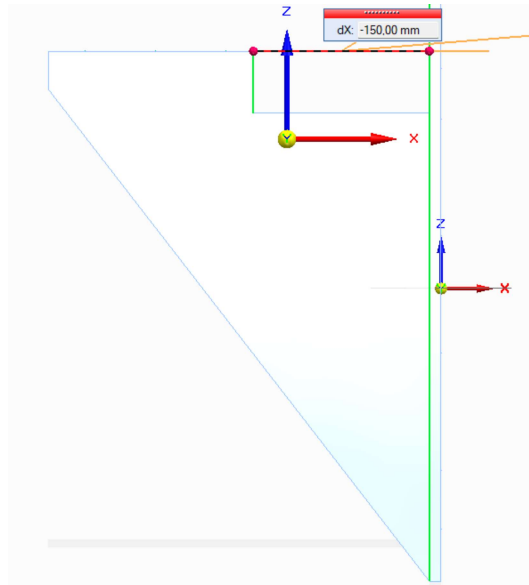


Figura 3.45: scavo nerve

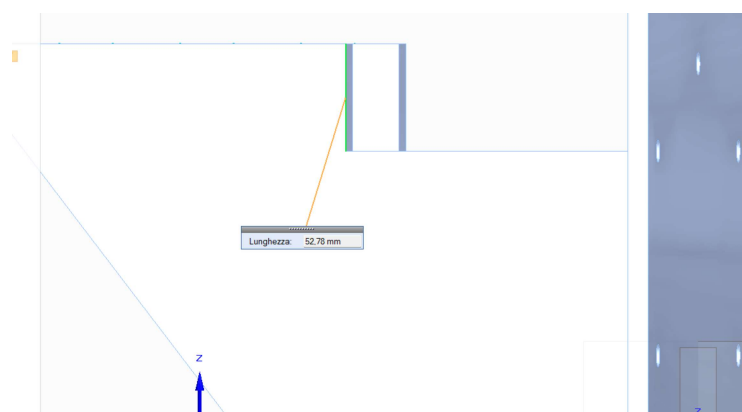


Figura 3.46: scavo

Sulla superficie superiore sono stati apportati dei fori filettati ciechi  $M10 * 45$ , come evidenziato dalla seguente figura 3.47, per garantire il collegamento filettato con la piastra, che verrà mostrata a breve.

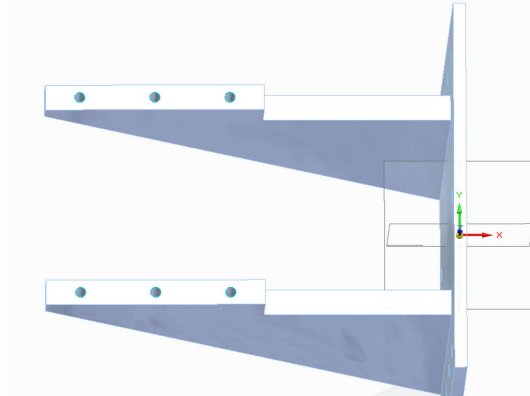


Figura 3.47: fori nerve

- Piastra

Per conferire la rigidità necessaria a sopportare i carichi dinamici scambiati tra i rulli e i piani inclinati, si è deciso di prevedere la presenza di una piastra orizzontale vincolata al componente descritto appena sopra.

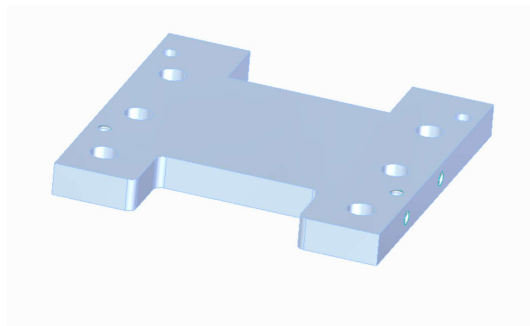


Figura 3.48: piastra orizzontale

La figura 3.48 mostra la geometria realizzata, che coniuga le esigenze di ridurre il peso, garantire rigidità ed evitare interferenze e collisioni con altri componenti.

La piastra ha spessore  $20\text{ mm}$  e, come è possibile apprezzare dalla figura 3.50 presenta numerosi fori:

- 6 fori passanti, con svasatura, per le viti a testa cilindrica con esagono incassato  $M 10 * 45$  classe 8.8, per il collegamento tra la piastra stessa e le nerve della lastra analizzata in precedenza.
- 2 fori filettati  $M 10$  per il collegamento con i cunei che si troveranno sopra

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

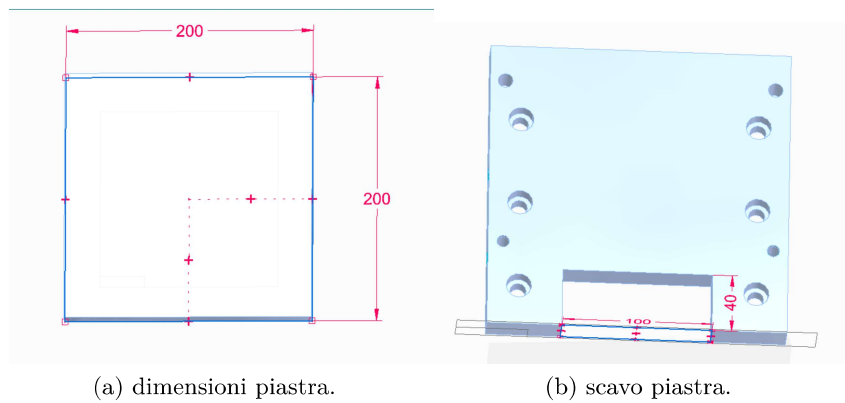


Figura 3.49: quote piastra.

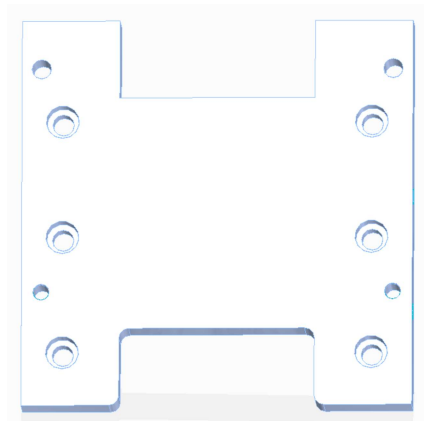


Figura 3.50: fori piastra

- 2 fori di diametro  $10\text{ mm}$  per la presenza di due spine per il centraggio, oltre che per rendere ancora più sicuro e affidabile tale collegamento.

Inoltre, vi sono 2 fori filettati  $M10 * 60$  anche su ogni superficie laterale della piastra, mostrati in figura 3.51, posizionati in modo da non interferire con i precedenti, per consentire ulteriori collegamenti filettati con i cunei superiori.

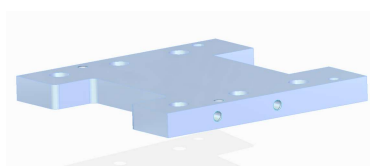


Figura 3.51: fori laterali

- Cunei



Figura 3.52: cuneo

La figura 3.52 consente di apprezzare la geometria del suddetto componente, il quale viene avvitato mediante viti *M10* sulla piastra descritta precedentemente.

Mi appresto a mostrare le dimensioni. Trascurando per il momento il bordo inferiore, utile per il perfetto posizionamento e per la possibilità di realizzare ulteriori collegamenti, il cuneo ha una geometria triangolare, con base e altezza uguali, di lunghezza *200 mm*.

Lo spessore scelto è stato invece *30 mm*, perché c'è bisogno di materiale per resistere alla elevate pressioni herztiane di contatto con il rullo di punteria.

Allo scopo di ridurre il peso e risparmiare materiale laddove possibile, si decide di apportare uno scavo internamente, le cui quote vengono mostrate di seguito.

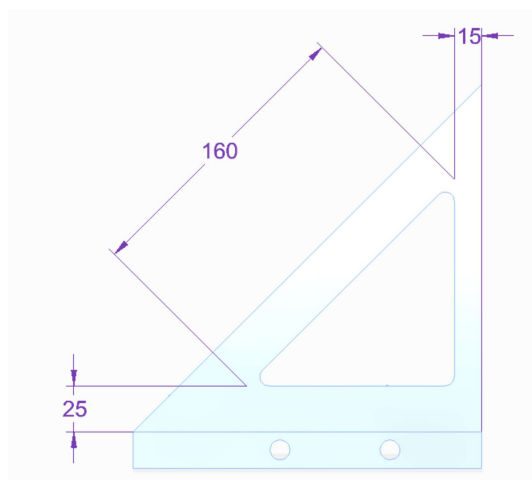


Figura 3.53: quote scavo

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Inferiormente, come già accennato, è presente un bordo, esteso per tutta la lunghezza della superficie, le cui dimensioni sono riportate nella figura che segue.

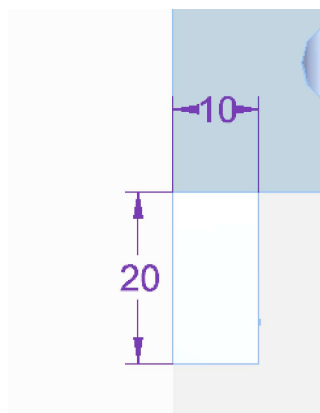


Figura 3.54: bordo

Vi è un ultimo aspetto che risulta fondamentale conoscere per quanto riguarda questo componente, ed è rappresentato dalla distanza tra i cunei, strettamente legata alla distanza tra i due rulli che verranno utilizzati. Innanzitutto, la presenza di due rulli invece che uno permette di ripartire il carico proveniente dalla prima camma, così da poter usare rulli più piccoli ed economici, tuttavia è assolutamente necessario avere superfici ben lavorate e finite e il perfetto sincronismo, per evitare di ottenere una struttura iperstatica.

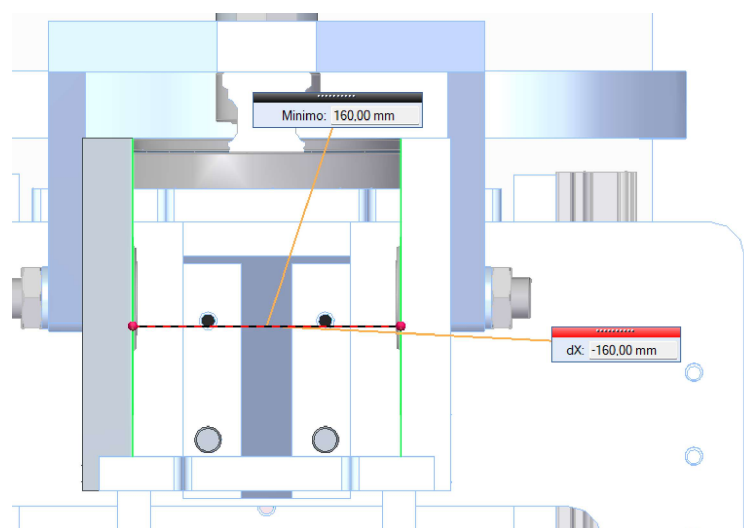


Figura 3.55: distanza tra cunei



### 3.2.5 Gruppo moto verticale

Proseguendo in ordine logico con quanto descritto prima, si intende ora analizzare il sottoassieme dedicato alla movimentazione verticale del terminale. Il manipolatore precedente, grazie alla presenza dell'elettrocilindro dedicato, realizzava la traslazione del terminale di  $100\text{ mm}$ . Nel *pick and place* reingegnerizzato, si è avuta l'esigenza di sostituire il cilindro attuato con un meccanismo che garantisse lo stesso grado di libertà.

Dopo diversi tentativi non andati a buon fine, si è giunti alla progettazione di un sistema costituito da una camma che movimenta un pattino, solidale a un componente che presenta i due rulli coinvolti nel rotolamento sulle superfici inclinate dei cunei descritti nel sottocapitolo precedente, riportati in figura 3.52.

Si vuole ora mostrare il sottoassieme in questione, per poi procedere a un'analisi più dettagliata.

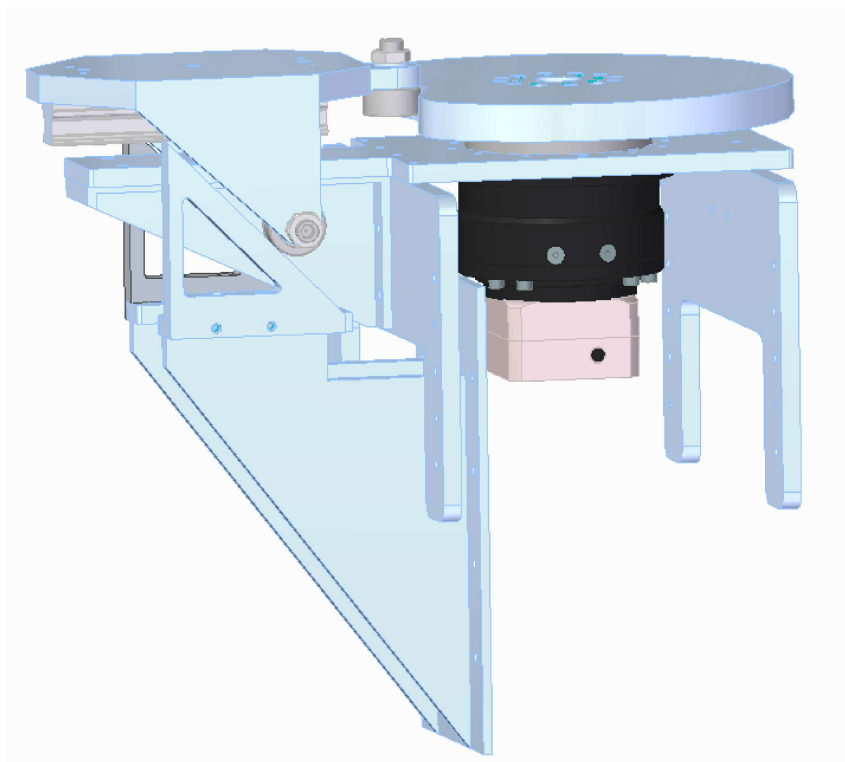


Figura 3.56: moto verticale

La figura 3.56 consente di apprezzare i componenti necessari. Si riconosce chiaramente il sottoassieme descritto precedentemente, che culmina con il doppio cuneo. Trascorrendo momentaneamente il motoriduttore, si intende ora approfondire ogni componente che ricopra un ruolo per la realizzazione del moto verticale.

Prima di procedere oltre, è opportuno precisare che, come accennato in precedenza, il moto verticale riguarda tutti i componenti che si trovano sopra la camma, a differenza del precedente robot; ciò influisce soprattutto nel dimensionamento delle

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

parti che garantiscono tale grado di libertà, che risulteranno essere particolarmente caricate, tuttavia non va a minare sul funzionamento finale del manipolatore.

- Camma

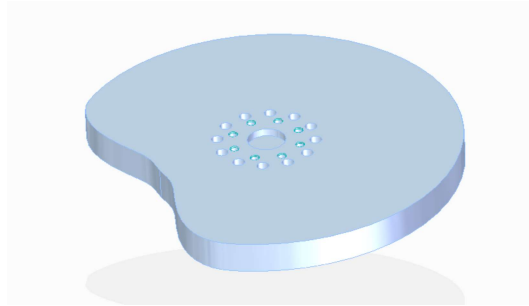


Figura 3.57: camma

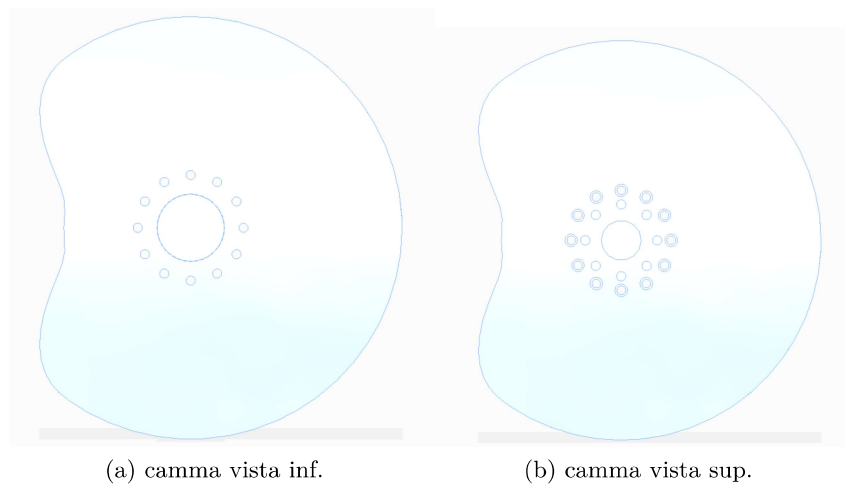


Figura 3.58: camma viste.

Le figure 3.57 e 3.58 mostrano la geometria della camma.

Il suo dimensionamento segue la seguente procedura.

- Innanzitutto, si seleziona la legge del moto da realizzare; tra le varie possibilità, nel nostro caso, la scelta è ricaduta su una legge sinusoidale modificata, per il vantaggio di ridurre le discontinuità di accelerazione e jerk rispetto alle altre.

La figura 3.59 è esaustiva nel mostrare i notevoli vantaggi della *modified sine curve* rispetto a una comune legge cicloidale. Si noti infatti la rilevante riduzione dei picchi di accelerazione, con conseguente richiesta di coppie motrici inferiori oltre alla minimizzazione di vibrazioni, che rende la suddetta legge perfetta per un'applicazione come quella che si sta affrontando.

### 3.7 MODIFIED SINE CURVE

The modified sine curve (Chen, 1982; Schmidt, 1960) is a combination of quarter sine wave curves. In terms of its torsional action, the change from positive to negative torque occurs in over 40 percent of the travel time. This attribute makes this curve attractive as a choice in moving large masses such as indexing intermittent turrets. Its lower torque and power demand make the modified sine curve one of the best choices of curves.

Figure 3.9a shows the basic cycloidal curve from which the combination curve is developed, and Fig. 3.9b shows the displacement and the acceleration diagram of the modified sine curve. The primed symbols used in the drawing refer to the basic cycloidal curve. One-half of the rise is divided into the following segments; the follower is accelerated from A to B: (from  $\theta = 0$  to  $\theta = \frac{\beta}{8}$ ) with a quarter sine wave, and the acceleration decreased to zero from B to C (from  $\theta = \frac{\beta}{8}$  to  $\theta = \frac{\beta}{2}$ ), again with a quarter sine wave. The equations of cycloidal motion from A to B, given that  $\beta/8$  is the length of the initial quarter sine wave, are:

$$y = h' \left( \frac{2\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right)$$

$$y' = \frac{h'}{\beta} \left( 2 - 2 \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right)$$

$$y'' = \frac{8\pi h'}{\beta^2} \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta}$$

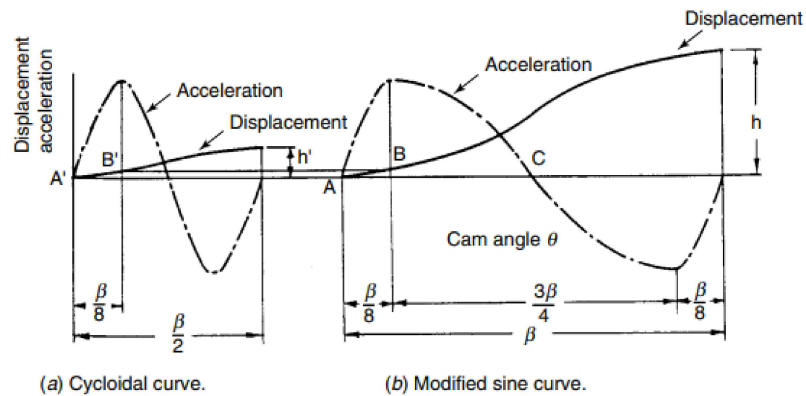


FIGURE 3.9. Modified sine curve.

Figura 3.59: legge sinusoida modificata

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

- Il passo successivo è quello di ricavare il profilo della camma: nota l'alzata e definiti il raggio minimo e l'intervallo angolare in cui realizzarla, si procede applicando le relazioni presenti in letteratura

Therefore, the displacement equations of the modified sine curve are

$$\begin{aligned}
 y &= h \left[ \frac{\pi}{4+\pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{4(4+\pi)} \sin\left(4\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] & 0 \leq \theta \leq \frac{\beta}{8} \\
 y &= h \left[ \frac{2}{4+\pi} + \frac{\pi}{4+\pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{9}{4(4+\pi)} \sin\left(\frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} + \frac{\pi}{3}\right) \right] & \frac{\beta}{8} \leq \theta \leq \frac{7}{8}\beta \\
 y &= h \left[ \frac{4}{4+\pi} + \frac{\pi}{4+\pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{4(4+\pi)} \sin\left(4\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] & \frac{7}{8}\beta \leq \theta \leq \beta.
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

Figura 3.60: leggi spostamenti

In figura 3.60 sono riportate le 3 relazioni, dovute alla combinazione di altrettante porzioni di sinusoidi, che consentono di ottenere il profilo della camma.

I dati di partenza per il *pick and place* sono:

- alzata  $h = 100mm$ ;
- intervallo angolare  $\beta = 50^\circ$ ;
- raggio minimo  $R = 150mm$ , un valore che soddisfa gli ingombri.

Si ritiene opportuno prestare attenzione alla scelta dell'intervallo angolare necessario a realizzare l'alzata. Coerentemente con l'obiettivo del progetto, si vuole realizzare sia il moto verticale che quello orizzontale con un unico motore; come verrà approfondito in seguito, è necessario sincronizzare i due movimenti per fare in modo che, considerando ad esempio il posizionamento di un assale nell'*eol*, l'abbassamento del terminale avvenga contemporaneamente alla fase finale dell'estensione dei bracci telescopici, in modo da evitare qualsiasi collisione con parti esterne. Inoltre si desidera garantire un punto morto, ovvero di lasciare il manipolatore fermo, una volta eseguito il movimento verticale, per un breve intervallo di tempo, per garantire il *lead time* necessario per posizionare correttamente l'assale.



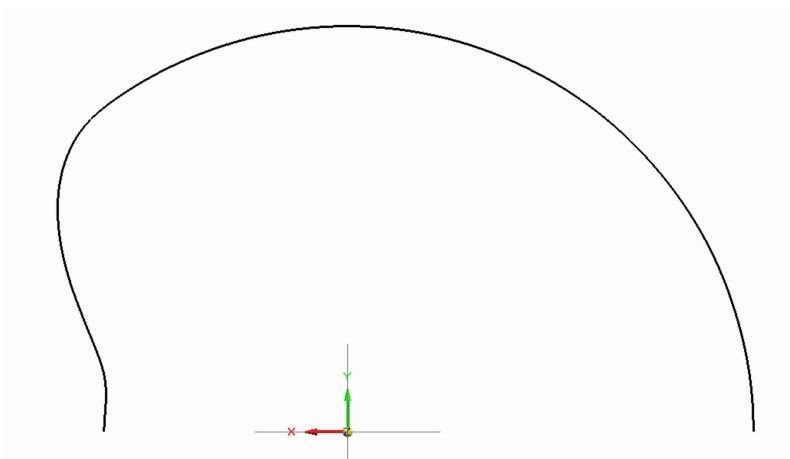


Figura 3.63: profilo camma

La figura 3.63 consente di apprezzare l'intero profilo. E' bene puntualizzare che l'estensione orizzontale dei bracci e il moto verticale richiedono complessivamente una rotazione del servomotore di  $170^\circ$ ; osservando il profilo riportato in figura, si evince chiaramente come la prima parte sia una circonferenza di raggio  $250\text{ mm}$ , in modo che la rotazione della camma non determini il movimento del cedente. Si noti inoltre come nella parte finale a sinistra il profilo presenti un arco di circonferenza, di circa  $5^\circ$ , di raggio  $150\text{ mm}$ , necessario a garantire il punto morto cui si faceva precedentemente riferimento. La parte compresa tra i due archi di circonferenza rappresenta il profilo che garantisce l'alzata richiesta, seguendo la legge sinusoidale modificata.

Conoscendo il profilo, è stata a questo punto realizzata l'intera camma in *Solid Edge*, simmetrica rispetto all'asse  $x$ , come è possibile constatare dalla figura 3.57.

Lo spessore previsto è  $40\text{ mm}$ , perché questo componente deve sopportare importanti carichi. La camma è vincolata tramite viteria al riduttore, di cui poi si tratterà in dettaglio, e a un albero che presenta una flangia finale per trasmettere la rotazione al meccanismo posto sulla sommità del manipolatore, adibito a garantire il grado di libertà della traslazione orizzontale del terminale.

Pertanto, la camma presenta due corone di fori:

- 12 fori di diametro  $11\text{ mm}$  posti lungo una circonferenza di diametro  $125\text{ mm}$ , con lamatura per viti  $M10$  a testa cilindrica con esagono incassato, per il collegamento al riduttore sottostante;
- 8 fori filettati  $M14$ , ciechi, di profondità  $30\text{ mm}$ , per il collegamento all'albero soprastante.

Le dimensioni della camma e l'entità dei collegamenti dipendono strettamente dalla dinamica; derivando le leggi degli spostamenti, si ottengono velocità e accelerazione, quest'ultima direttamente coinvolta nella forza d'inerzia, che coincide con la spinta normale che la camma esercita sul cedente.

Evaluating all constants the characteristics equations for the modified sine curve are:

for  $0 \leq \frac{\theta}{\beta} \leq \frac{1}{8}$

$$\begin{aligned} y &= h \left( 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.35014 \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \\ y' &= 0.43990 \frac{h}{\beta} \left( 1 - \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \\ y'' &= 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \\ y''' &= 69.4664 \frac{h}{\beta^3} \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta}. \end{aligned}$$

Figura 3.64: caratteristiche camma

for  $\frac{1}{8} \leq \frac{\theta}{\beta} \leq \frac{7}{8}$

$$\begin{aligned} y &= h \left[ 0.28005 + 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.351506 \cos \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} - \frac{\pi}{3} \right) \right] \\ y' &= \frac{h}{\beta} \left[ 0.43990 + 1.31970 \sin \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} + \frac{\pi}{3} \right) \right] \\ y'' &= 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \sin \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} + \frac{\pi}{3} \right) \\ y''' &= 23.1555 \frac{h}{\beta^3} \cos \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} + \frac{\pi}{3} \right) \end{aligned}$$

for  $\frac{7}{8} \leq \frac{\theta}{\beta} \leq 1$

$$\begin{aligned} y &= h \left[ 0.56010 + 0.43990 \frac{\theta}{\beta} - 0.03515006 \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right] \\ y' &= \frac{h}{\beta} \left[ 0.43989 \left( 1 - \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \\ y'' &= 5.52796 \frac{h}{\beta^2} \sin 4\pi \frac{\theta}{\beta} \\ y''' &= 69.4664 \frac{h}{\beta^3} \cos 4\pi \frac{\theta}{\beta}. \end{aligned} \tag{3.18}$$

A computer solution is employed to establish the incremental displacement values and the characteristic curves of the action. The maximum velocity of the modified sine curve is  $y'_{\max} = 1.760 \frac{h}{\beta}$ , the maximum acceleration is  $y''_{\max} = 5.528 \frac{h}{\beta^2}$ , and the maximum jerk is  $y'''_{\max} = 69.47 \frac{h}{\beta^3}$ . The nondimensionalized displacement, velocity, and acceleration factors are given in Table A-4, App. B. Figure 3.10 indicates the comparison (Erdman and Sandor, 1997) of the cycloidal, modified trapezoidal, and modified sine curves. The data shown is for a 3-inch pitch diameter cam having a 2-inch rise in 6 degrees of cam rotation.

Figura 3.65: caratteristiche camma

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Le figure appena riportate mostrano le relazioni necessarie a calcolare l'accelerazione geometrica, oltre alla velocità e al jerk.

Applicando la relazione

$$d^2y/dt^2 = y'' * \omega^2, \quad (3.10)$$

si ottiene l'accelerazione richiesta per realizzare lo spostamento desiderato nell'intervallo di tempo desiderato, essendo  $\omega$  la velocità di rotazione del motore, supposta pari a  $\omega = 1,826rad/s$ , necessaria per compiere il ciclo di lavoro nel tempo previsto, come verrà approfondito in seguito.

Moltiplicando l'accelerazione ottenuta per la massa dei componenti in movimento, si determina facilmente la forza d'inerzia, nonché la forza scambiata tra camma e cedente, condizione necessaria per il dimensionamento di ambedue le parti.

L'accelerazione segue una legge che è la senoide modificata, dovuta alla scelta fatta inizialmente, e presenta pertanto due picchi identici a  $\beta/8$  e  $7\beta/8$ , essendo  $\beta$  l'intervallo angolare necessario all'alzata.

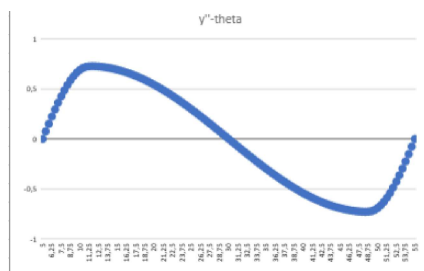


Figura 3.66: accelerazione

Ai fini del dimensionamento, si considera il valore massimo di accelerazione, pari a circa  $2,45m/s^2$ ; la massa dei componenti mobili è stata ipotizzata pari a  $1600 kg$ , un valore che sovrastima quello reale, a beneficio della sicurezza.

Moltiplicando massa per accelerazione, si ottiene un valore di forza di inerzia massimo pari a

$$F = m * a = 3900N, \quad (3.11)$$

che rappresenta un dato fondamentale per il dimensionamento del cedente.

- Cedente

Il cedente è l'organo destinato a ricevere il moto dal movente; nel nostro caso il cedente è rappresentato da un rullo che rotola sulla camma, su cui ovviamente verrà realizzata in un secondo momento una pista opportuna. Considerate le dimensioni della camma e soprattutto i carichi scambiati, calcolati precedentemente dalla relazione 3.11, la scelta finale, seguendo le istruzioni da catalogo, è ricaduta sulla rotella con perno filettato

*KRE 62 PP* della *SKF*, di cui ora intendo riportare il datasheet.





**KRE 62 PP** 

Rotella con perno filettato (rotella di supporto con perno) con collare eccentrico, tenuta integrata e predisposizione per la lubrificazione

Le rotelle con perno filettato (rotelle di supporto con perno) sono state concepite per tutti i tipi di pista e per l'impiego in trasmissioni a camme, sistemi di trasportatori, ecc. Si basano su cuscinetti a rullini ma prevedono un perno pieno filettato anziché un anello interno. Il design comprende un collare eccentrico stampato sul perno e un anello esterno a parete spessa con superficie di rotolamento bombata. I cuscinetti sono forniti schermati e pronti al montaggio e si possono lubrificare attraverso il perno.

- Elevata capacità di carico radiale, capacità di sopportare carichi assiali dovuti a inclinazione o posizionamento obliquo, lunga durata di esercizio, semplice da montare, schermato per maggiore affidabilità, con predisposizioni per la lubrificazione

Overview

Figura 3.67: rotella KRE 62 PP datasheet

**Dimensioni**

|                              |         |
|------------------------------|---------|
| Diametro esterno funzionale, | 62 mm   |
| Diametro grano               | 28 mm   |
| Larghezza, anello esterno    | 29 mm   |
| Lunghezza                    | 80.1 mm |

**Prestazioni**

|  |             |
|--|-------------|
| Coefficiente di carico dinamico        | 24.2 kN     |
| Coefficiente di carico statico di base | 44 kN       |
| Velocità limite                        | 2 200 r/min |

**Proprietà**

|                                  |                                       |
|----------------------------------|---------------------------------------|
| Allineamento grano               | Perno centrico con collare eccentrico |
| Caratteristica per il serraggio  | Scanalatura esagonale                 |
| Classe di tolleranza             | Altro                                 |
| Elementi volventi                | Rullini                               |
| Gabbia                           | Con                                   |
| Gioco radiale interno            | Between C2 and CN                     |
| Lubrificante                     | Grasso                                |
| Materiale, cuscinetto            | Acciaio per cuscinetti                |
| Numero di corone                 | 1                                     |
| Numero di flange, anello esterno | 2                                     |
| Predisposizione per la           | Centro di ciascuna estremità          |

Figura 3.68: rotella KRE 62 PP datasheet

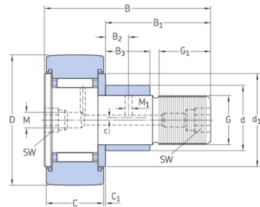
**Dati di calcolo**

|  |          |              |
|--|----------|--------------|
| Coefficiente di carico dinamico        | C        | 24.2 kN      |
| Coefficiente di carico statico di base | $C_0$    | 44 kN        |
| Carico limite di fatica                | $P_u$    | 5.4 kN       |
| Massimi carichi radiali dinamici       | $F_r$    | max. 57 kN   |
| Massimi carichi radiali statici        | $F_{0r}$ | max. 81.5 kN |
| Velocità limite                        |          | 2 200 r/min  |

Figura 3.69: rotella KRE 62 PP datasheet

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

#### Specifiche tecniche



#### Dimensioni

|                |         |   |
|----------------|---------|---|
| D              | 62 mm   | Diametro esterno  |
| d              | 28 mm   | Diametro di fissaggio   |
| B              | 80.1 mm | Lunghezza totale  |
| C              | 29 mm   | Larghezza dell'anello esterno                                 |
| B <sub>1</sub> | 49.5 mm | Lunghezza stelo su grano di riferimento                       |
| B <sub>2</sub> | 11 mm   | Distanza da foro di lubrificazione ad anello flangia          |
| B <sub>3</sub> | 22 mm   | Larghezza collare di fissaggio                                |
| C <sub>1</sub> | 0.8 mm  | Distanza da facciata anello esterno a facciata ralla laterale |
| d <sub>1</sub> | 41.5 mm | Diametro esterno anello flangia                               |
| G              | M24x1.5 | Filettatura grano di riferimento                              |
| G <sub>1</sub> | 25 mm   | Lunghezza filettatura   |
| M              | 6 mm    | Diametro sede per accessori di lubrificazione                 |
| M <sub>1</sub> | 4 mm    | Diametro foro di lubrificazione (stelo)                       |
| SW             | 14 mm   | Larghezza sulle facce piane                                   |
| c              | 1 mm    | Eccentricità  |

Figura 3.70: rotella KRE 62 PP datasheet

Massa rotella con perno filettato 0.82 kg

#### Informazioni di montaggio

Coppia di serraggio raccomandata 220 N·m

#### Prodotti compresi

Ingrassatore NIP B2x8  
Dado esagonale M 24x1.5

Figura 3.71: rotella KRE 62 PP datasheet

Il datasheet riporta tutte le caratteristiche più importanti della rotella scelta, con informazioni dettagliate anche riguardo il montaggio.

Essendo un componente scelto a catalogo, tutte le opportune verifiche necessarie al dimensionamento sono a carico del fornitore, tuttavia è stata eseguita da me la verifica riguardante la pressione hertziana dovuta al contatto tra rotella e camma, riconducibile al contatto tra due superfici cilindriche.

Applicando l'equazione

$$\sigma = \sqrt{F * E1 * E2 / (\pi * L * (E1 + E2)) * (1/R1 + 1/R2)}, \quad (3.12)$$

si ottiene una pressione di contatto inferiore a  $300 \text{ MPa}$ , che non manda in crisi il materiale di cui è costituita la camma, l'acciaio *Impax Supreme*, pertanto la verifica è soddisfatta.

- Braccetto

Il cinematismo descritto appena sopra consente la realizzazione di un moto traslatorio di  $100 \text{ mm}$  sul piano orizzontale; la specifica richiede tutttavia che tale movimento del blocco solidale al terminale avvenga sul piano verticale. Risulta necessaria la presenza di un componente che consenta la conversione del suddetto moto.

La figura 3.56 permette di apprezzare la soluzione trovata a questa problematica. In particolare, è stato realizzato un componente, qui rinominato braccetto, che può muoversi orizzontalmente grazie a una guida prismatica, sotto l'azione della camma analizzata. Esso presenta due appendici su cui sono fissate due rotelle folli che possono rotolare sui cunei inclinati appartenenti al sottoassieme, fisso, studiato nella precedente sezione. Il sistema progettato garantisce la conversione del moto orizzontale in moto verticale

I piani inclinati di  $45^\circ$  garantiscono che l'entità del movimento verticale coincida con l'alzata determinata dalla camma analizzata, vale a dire  $100 \text{ mm}$ .

La presenza di 2 rotelle invece che una unica è stata dettata da esigenze legate agli ingombri e al limitato spazio libero disponibile nella zona centrale, oltre che dalla possibilità di distribuire equamente il carico calcolato nell'equazione 3.11.

Le seguenti immagini sono riferite al braccetto fin qui introdotto.

3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

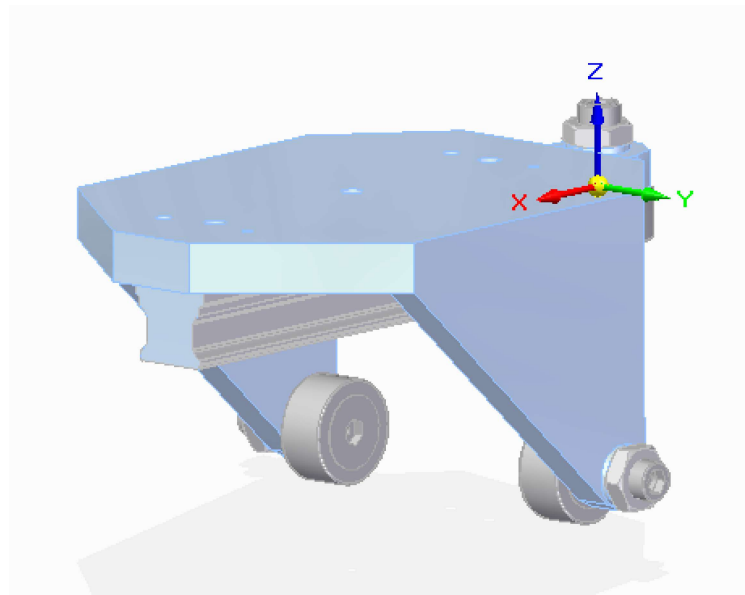


Figura 3.72: braccetto

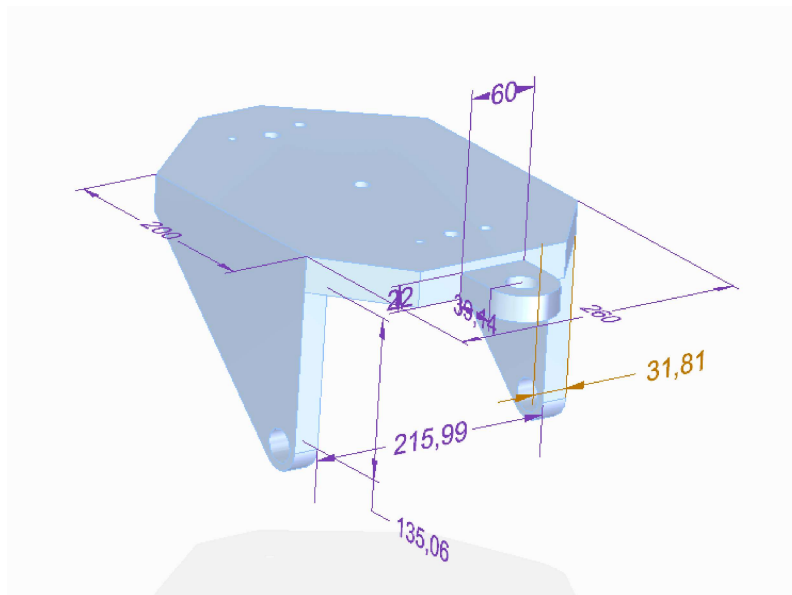


Figura 3.73: braccetto quote

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

La figura 3.72 rappresenta in maniera esaustiva quanto è stato precedentemente scritto; sono presenti inoltre le due rotelle cui si faceva riferimento. A tal proposito, anche in questo caso sono state scelte da catalogo due

*KRE 62 PP* della *SKF*,

la stessa identica soluzione adottata in precedenza, di cui sono noti i dati tecnici.

Queste rotelle risultano essere notevolmente meno caricate rispetto a quella usata come cedente della camma, essendo il carico agente su ciascuna di esse dimezzato, tuttavia si è deciso di utilizzare la stessa soluzione.

Un particolare interessante che si evince dalla medesima figura è la presenza di una guida a ricircolo di sfere, solidale al braccetto, accoppiata a un opportuno pattino non visibile nell'immagine e fisso a telaio, che consente la traslazione desiderata.

La guida si sviluppa per tutta l'estensione longitudinale del braccetto, ed è vincolata ad esso tramite opportune viti, previste dal catalogo, come verrà approfondito a breve.

Questo spiega la presenza di 3 fori filettati *M16* sul braccetto; vi sono inoltre altre due coppie di fori:

- 2 fori passanti di diametro *10 mm* per le spine,
- 2 fori filettati *M8* per i morsetti eccentrici.

Entrambi contribuiscono al perfetto centraggio e allineamento della guida, che verrà trattata in seguito.

La figura 3.73 mostra invece le quote principali del componente analizzato finora. Le sue dimensioni sono state stabilite in modo tale da resistere ai carichi agenti e da minimizzare lo spazio richiesto. Pertanto, esso è stato oggetto di analisi FEM, di cui si mostrano i risultati.

E' stata realizzata un'analisi statica, con le seguenti condizioni al contorno:

- vincolo *fixed support* sui fori;
- forze agenti sui fori previsti per le rotelle pari al picco di forza di inerzia calcolata precedentemente.

Con queste ipotesi, sono stati ottenuti i seguenti risultati.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

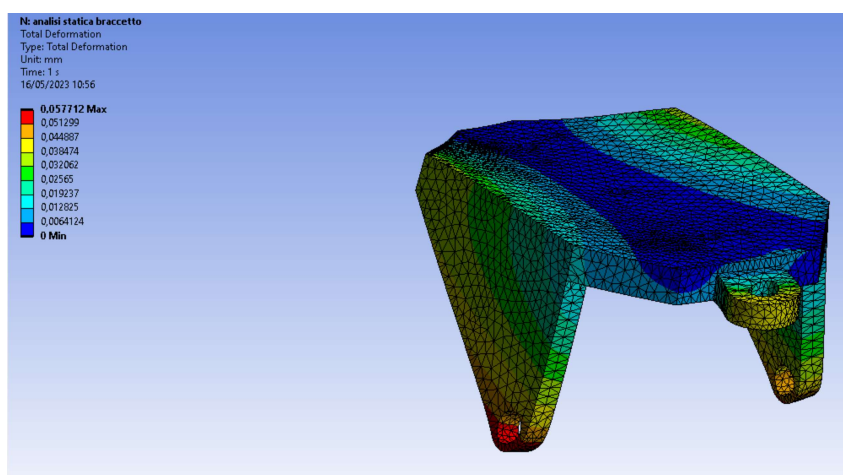


Figura 3.74: spostamenti

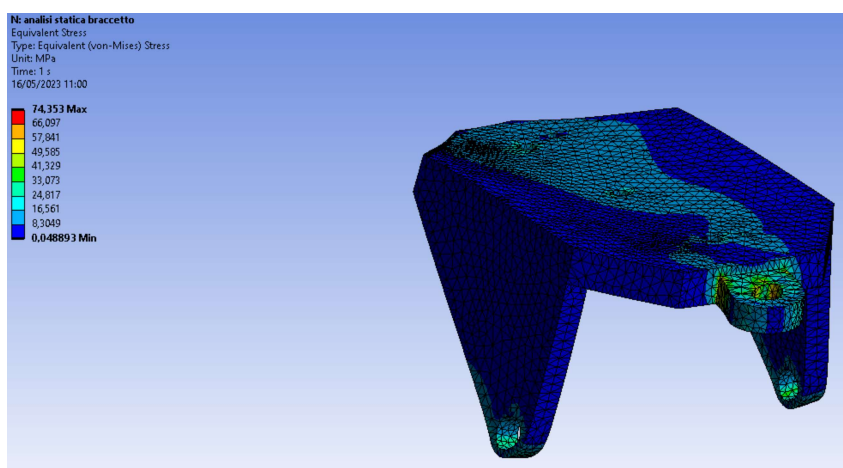


Figura 3.75: tensioni

Si noti come le deformazioni risultino comunque limitate e soprattutto il valore accettabile di  $74 \text{ MPa}$  come massima tensione equivalente, ben al di sotto del limite di snervamento dell'acciaio *Impax Supreme*.

- Guida prismatica

Vincolata solidalmente al braccetto vi è la rotaia in moto relativo rispetto al pattino; il dimensionamento della coppia cinematica prevede dapprima la scelta del pattino, sulla base dei carichi agenti, seguito poi dalla selezione della rotaia.

- Pattino a sfere Il dimensionamento è stato realizzato seguendo la procedura riportata sul catalogo *Rexroth*, in base alla quale è stato scelto un pattino *R162251410*; il codice indica *pattino a sfere, SNS, grandezza costruttiva 55, acciaio CS, accuratezza normale, precarico basso, senza gabbia guidasfere*. Si è deciso di fornire maggiori dettagli più avanti, quando verrà affrontato il dimensionamento degli altri pattini, che si è rivelato essere più critico.



Figura 3.76: pattino R162251410

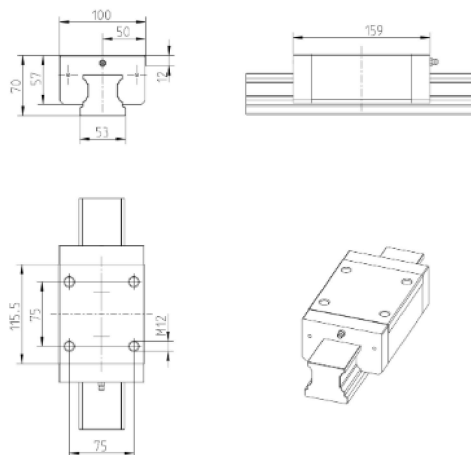


Figura 3.77: pattino R162251410 - tavole

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

- Rotaia La rotaia scelta è stata il modello *R160550331*, il cui codice indica *rotaia a sfere, SNS, grandezza costruttiva 55, acciaio CS, accuratezza alta*; essa è una soluzione accettabile per il pattino scelto. Anche in questo caso, verranno forniti maggiori dettagli più avanti.



Figura 3.78: rotaia

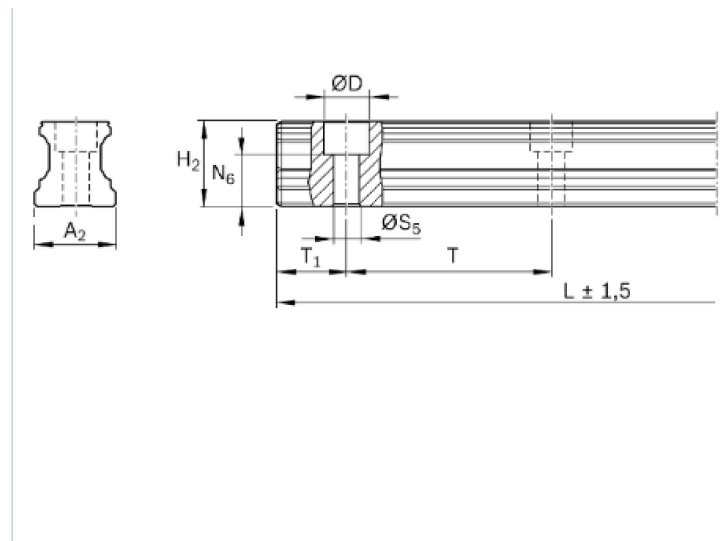


Figura 3.79: rotaia tavole



Il pattino a sfere viene avvitato su un componente a  $L$ , con una nervatura che conferisce la rigidità necessaria a sorreggere i carichi scaricati. Tra il pattino e il componente in questione vi è una piastra collegata al motoriduttore.

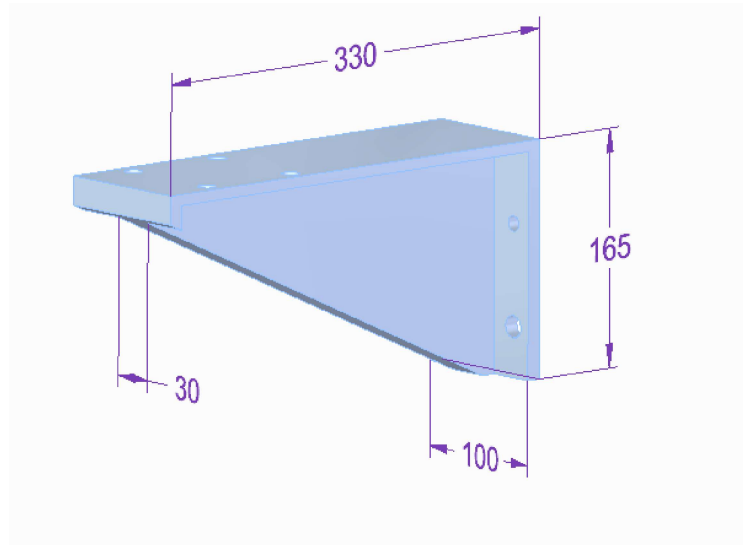


Figura 3.80: piastra a L

La suddetta piastra è poi collegata tramite 2 viti  $M10$  e 2 spine da  $16\text{ mm}$  a una piastra verticale, analizzata in seguito.

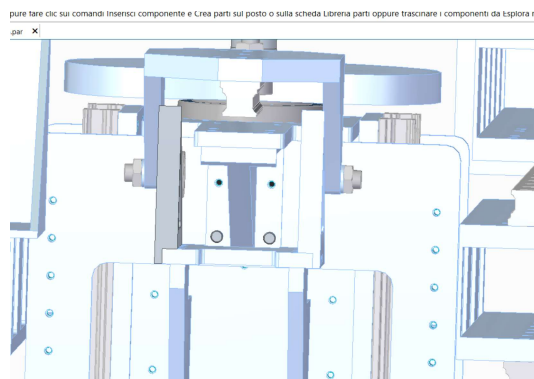


Figura 3.81: sottoassieme montato

Con ciò si può ritenere conclusa l'analisi del sottoassieme dedicato alla realizzazione del moto verticale; è bene ribadire che tutti i componenti descritti, camma, braccetto, cedenti e piastra a L, si muovono verso l'alto o verso il basso dei  $100\text{ mm}$  definiti dalla specifica.

### 3.2.6 Gruppo moto orizzontale

Descritto il meccanismo adibito a garantire il moto verticale del terminale, si vuole ora approfondire il sistema progettato per realizzare la traslazione orizzontale

Nel manipolatore precedente tale mansione era svolta da un elettrocilindro che comportava l'apertura di un doppio braccio telescopico, grazie ad opportune guide prismatiche. La corsa richiesta per passare dalla configurazione completamente chiusa a quella completamente aperta era di *1000 mm*.

Nel nostro caso, si ha l'esigenza di rimuovere l'elettrocilindro, per il quale è necessario un servomotore indipendente; Pertanto, innanzitutto è stato necessario ricercare un cinematismo che realizzasse la traslazione. Inoltre, si è deciso di dotare il manipolatore, ambo i lati, di due bracci telescopici, analogamente alla soluzione precedente. Tuttavia, si avrà l'esigenza di rivedere gli ingombri: infatti, nella configurazione richiusa, a causa della necessità di prevedere sistemi meccanici di attuazione, il cilindro di involuppo del manipolatore avrà un raggio maggiore rispetto a quello originale.

La volontà iniziale era quella di far avvenire entrambe le traslazioni contemporaneamente alla rotazione, per ottenere un tempo ciclo inferiore. Tuttavia, questa aspirazione si è infranta nella problematica degli ingombri, poiché ci sarebbero state collisioni con la cassa esterna del banco. Scartata questa ipotesi, si è deciso di svolgere separatamente rotazione e traslazioni, cercando di sincronizzare queste ultime tra di loro.

Appurato che l'estensione massima del braccio telescopico dovesse essere di *1500 mm*, l'idea iniziale è stata quella di realizzare un manovellismo ordinario.

Per verificarne la possibilità di utilizzo, è stato creato un codice Matlab che, partendo dalle lunghezze di manovella e biella, ipotizzate di volta in volta, determinasse la traiettoria del terminale e della coppia rotoidale tra le due aste.

L'esito è stato negativo, in quanto sarebbero avvenute collisioni tra il manovellismo di spinta e il banco.

Di conseguenza è stato necessario ricercare un'altra soluzione e, anche in questo caso, il cinematismo che si è rivelato essere la soluzione definitiva è un meccanismo di punteria, che ora viene mostrato qui di seguito.

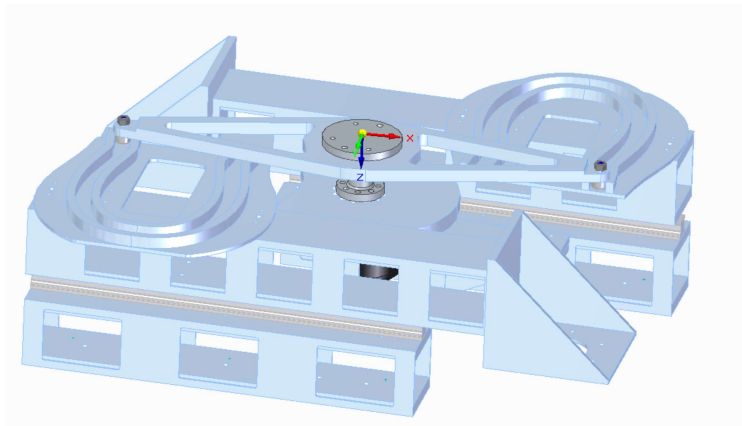


Figura 3.82: cinematismo superiore

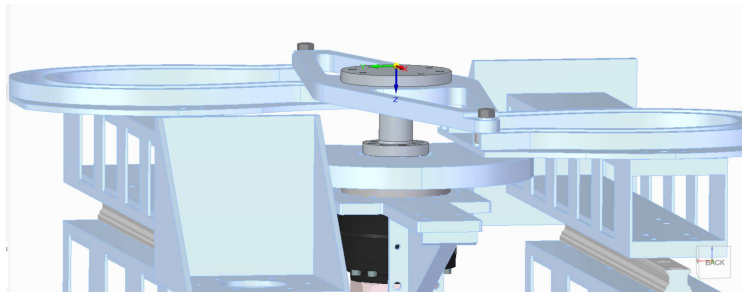


Figura 3.83: cinematismo superiore - vista laterale

Le figure 3.82 e 3.83 consentono di apprezzare la soluzione adottata. Si noti la presenza di:

- albero di trasmissione;
- manovella, posta in rotazione;
- 2 rotelle, collegate tramite bullonatura allamanovella di cui sopra;
- cedente, che presenta una guida opportuna;
- braccio telescopico, con guide prismatiche che consentono la sola traslazione desiderata.

Si intende ora trattare in dettaglio ciascuno dei componenti citati. Innanzitutto, dalle figure sopra riportate si evince la particolarità del cinematismo progettato: il movente è una manovella, mentre il cedente è una guida opportunamente progettata allo scopo di realizzare il moto voluto, con la legge desiderata. La procedura seguita è essenzialmente la stessa usata nella progettazione della camma riportata in figura 3.57. L'analisi inizia proprio dal cedente.

- Cedente

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

La progettazione del cedente ha rappresentato un punto critico nell'evoluzione del progetto; esso può essere considerato al pari di una camma, pertanto la procedura utilizzata per la sua sintesi coincide pressapoco con quanto definito nella sottosezione precedente.

Si definisce l'alzata, il raggio minimo, l'intervallo angolare e soprattutto la legge che si vuole seguire, dopodiché si applicano le equazioni in letteratura.

Partendo dalla legge seguita durante il movimento, ricordando i suoi vantaggi e punti di forza, si è deciso anche in questo caso di seguire una sinusoidale modificata, di cui la figura 3.59 riporta le caratteristiche fondamentali.

A questo punto, occorre definire i restanti dati per procedere. L'intervallo angolare definito, necessario per l'apertura completa del robot, è  $170^\circ$ , durante i quali devono avvenire entrambe le traslazioni. Vale la pena prendere in considerazione alcuni aspetti. Il posizionamento dell'assale elettrico nell'*eol* avviene grazie a dei pin, verticali, che si vanno a impegnare su opportuni riferimenti previsti nell'assale. Per questo motivo, risulta opportuno che l'apertura del braccio termini prima della traslazione verticale, in modo da evitare qualsiasi collisione. Ricordando che l'alzata legata al moto verticale viene eseguita in un intervallo angolare

$$\delta\theta = 50 \quad (3.13)$$

e che è bene prevedere un punto morto di almeno  $5^\circ$ , in cui il terminale del manipolatore è fermo per consentire le operazioni necessarie dal lato *conveyor* o *eol*, si decide di compiere l'estensione orizzontale in un intervallo angolare totale

$$\delta\theta = 120 \quad (3.14)$$

con un interruzione intermedia di  $10^\circ$  per evitare di chiedere al motore coppie molto elevate per ottenere uno spostamento molto limitato. Ciò si verifica a metà rotazione pertanto si decide di bypassare quella zona prevedendo un arco di circonferenza. Con questi presupposti, si è deciso di tentare di realizzare un sistema simmetrico, pertanto la nostra attenzione si è focalizzata su metà cedente; ovviamente, trattandosi di un manipolatore simmetrico la suddetta analisi e il dimensionamento sono identici per entrambi i bracci.

I dati in input per la sintesi del cedente, dimezzato, sono:

- alzata  $400 \text{ mm}$ ;
- intervallo angolare  $60^\circ$ ;
- raggio minimo  $0 \text{ mm}$

Suddividendo l'intervallo angolare in 120 punti equidistanti, si va a calcolare il raggio nominale per ciascuno di essi tramite l'equazione

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

$$Rn = R0 + y, \tag{3.15}$$

dove  $y$  indica lo spostamento corrispondente a ciascun punto della "camma", calcolato mediante le formule presenti in letteratura e mostrate precedentemente.

Una volta calcolato il raggio nominale punto per punto, si procede con il determinare le coordinate  $x, y, z$  del profilo del cedente. Essendo questo un caso particolare, vale la pena riportare le formule utilizzate per la  $x$  e la  $y$ , trattandosi di un componente che si sviluppa su un piano.

$$x = 600 * \sin(\theta) - Rn * \sin(\theta) \tag{3.16}$$

$$y = 600 * \sin(\theta) - Rn * \sin(\theta) \tag{3.17}$$

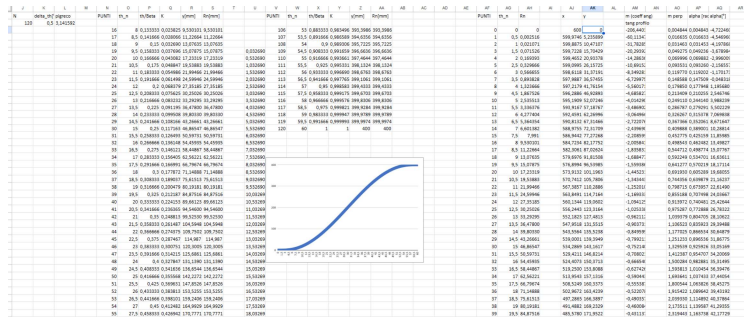


Figura 3.84: sintesi cedente

Ora, note le coordinate, si estrapolano i punti in *Solid Edge*, ottenendo il profilo della guida.

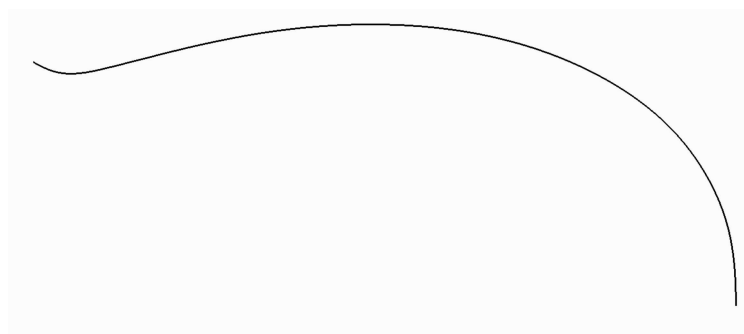


Figura 3.85: profilo cedente

Partendo dalla curva appena ottenuta, è stata poi realizzata l'intera guida, tenuto presente che dovrà ospitare una rotella di punteria. Pertanto il dimensionamento del cedente è stato compiuto di pari passo con quello della rotella.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

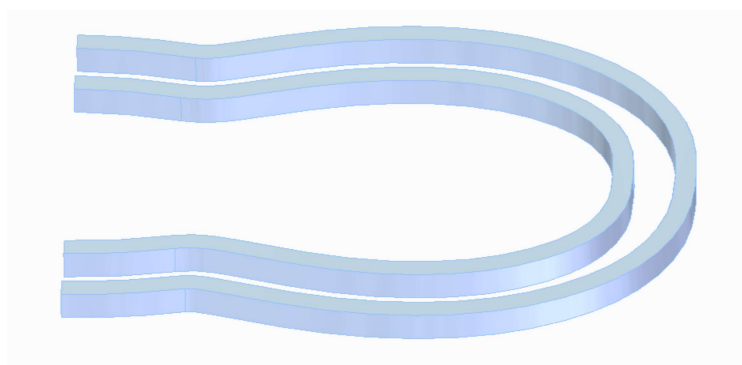


Figura 3.86: cedente

La figura 3.86 mostra la geometria realizzata; per quanto riguarda le dimensioni, lo spessore previsto è di  $30\text{ mm}$ , mentre la distanza tra le due parti coinvolte coincide con il diametro nominale della rotella, ed è pari a  $40\text{ mm}$ .

Il cedente è stato verificato tramite un'analisi FEM. Il carico agente su di esso coincide con la forza d'inerzia e a tale scopo risulta opportuno determinare l'accelerazione legata allo spostamento realizzato, che avrà l'andamento di una sinusoide modificata, come definito inizialmente. Applicando le relazioni già viste sopra, si calcolano le accelerazioni geometriche per ogni configurazione; conoscendo la velocità di rotazione, si ottiene facilmente l'accelerazione vera e propria.

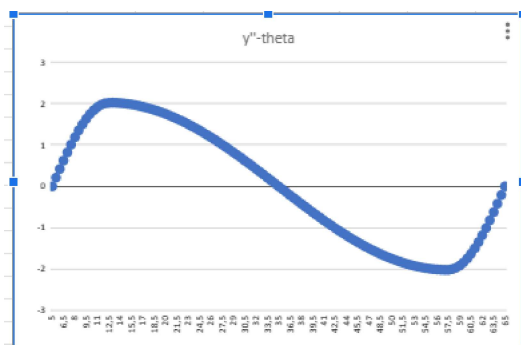


Figura 3.87: accelerazione geometrica

La legge scelta presenta due picchi identici di accelerazione, in corrispondenza dei quali si avrà il massimo valore di spinta normale tra i componenti coinvolti, pertanto si focalizza l'attenzione in questi punti.

Ricordando che

$$\omega = 1,826\text{rad/s}, \quad (3.18)$$

si ottiene, applicando l'equazione 3.10, un'accelerazione massima pari a  $6,75\text{m/s}^2$ . Conoscendo la massa movimentata, applicando l'equazione 3.11, è possibile determinare il carico massimo che grava sul cedente. La massa stimata di tutti i componenti coinvolti nel moto che si sta studiando ora è di  $700\text{ kg}$ , un valore che anche in questo caso sovrastima la realtà, a beneficio della sicurezza. Tuttavia, occorre prestare

attenzione: l'accelerazione considerata riguarda il movimento del braccio telescopico, garantito da guide lineari, approfondite in seguito, che impediscono tutti gli altri. La forza scambiata tra la rotella e il cedente è normale punto per punto alla superficie di quest'ultimo; in ogni istante vi sarà una componente che contribuisce al moto e un'altra componente che si scarica sui pattini sottostanti, che andranno dimensionati tenendo conto di questo. Per conoscere l'intero carico, occorre conoscere punto per punto la tangente al profilo e applicare alcune formule trigonometriche, partendo dai dati noti, vale a dire la massa dei componenti mobili e l'accelerazione voluta nell'unica direzione possibile. Moltiplicando le due, come suggerito dall'equazione 3.11, si ottiene una forza di circa  $4720\text{ N}$ ; questa sarebbe la forza richiesta per movimentare il braccio telescopico, se forza e spostamento fossero vettori paralleli, ovvero se la forza esercitata contribuisse interamente al moto. In realtà, questa forza rappresenta punto per punto il cateto di un triangolo rettangolo, il cui angolo al vertice è determinato dalla tangente al profilo. Applicando quindi le classiche formule trigonometriche, si è in grado di determinare la risultante.

E' stata a questo punto eseguita l'analisi statica in Ansys, imponendo un vincolo *fixed support* alla base del cedente, applicando un carico normale alla superficie, nel punto più sollecitato, di modulo  $10\ 000\text{ N}$ , superiore al massimo valore ottenuto precedentemente.

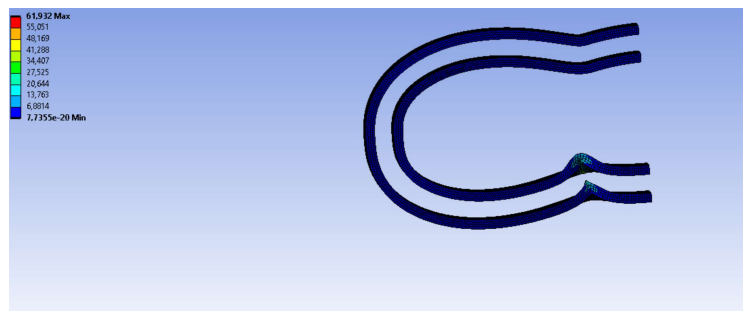


Figura 3.88: tensioni

La figura 3.88 evidenzia come la massima tensione raggiunta nel componente sia di poco superiore a  $60\text{ MPa}$ , ben al di sotto del limite ammissibile, legato allo snervamento.

La guida così realizzata viene poi saldata su una piastra, a sua volta vincolata al braccio telescopico tramite 8 viti  $M8$  e 2 spine da  $16\text{ mm}$ .

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

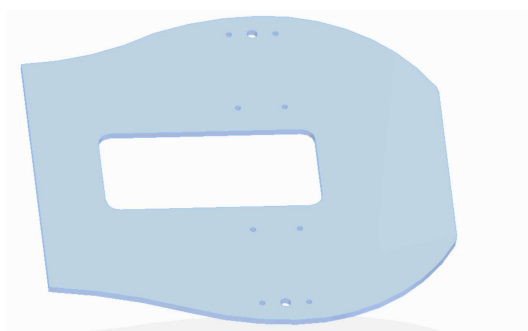


Figura 3.89: piastra cedente

- Rotelle

In ogni braccio, il moto al cedente è trasmesso dalla manovella sopra citata tramite una rotella di punteria, montata folle, necessaria a minimizzare gli attriti. Anche in questo caso, il dimensionamento è stato fatto a catalogo e la scelta finale è ricaduta sulla rotella

*PWKR 40.2RS* della SKF, di cui ora mi appresto a riportare il datasheet con tutte le specifiche tecniche.



**PWKR 40.2RS** 

Rotella con perno filettato (rotella di supporto con perno) con tenuta integrata e predisposizione per la rilubrificazione

Le rotelle con perno filettato (rotelle di supporto con perno) sono state concepite per tutti i tipi di pista e per l'impiego in trasmissioni a camme, sistemi di trasportatori, ecc. Si basano su cuscinetti a due corone di rulli cilindrici a pieno riempimento, ma prevedono un perno pieno filettato anziché un anello interno. Presentano un anello esterno a parete spessa con una superficie di rotolamento bombata e sono fornite schermate e pronte al montaggio. Questi cuscinetti si possono rilubrificare attraverso il perno.

- Elevata capacità di carico radiale, capacità di sopportare carichi assiali relativamente pesanti dovuti a inclinazione o posizionamento obliquo, lunga durata di esercizio, semplice da montare, schermato per maggiore affidabilità, con predisposizioni per la rilubrificazione

Overview

Dimensioni

|                              |       |
|------------------------------|-------|
| Diametro esterno funzionale, | 40 mm |
| Diametro grano               | 18 mm |
| Larghezza, anello esterno    | 20 mm |
| Lunghezza                    | 58 mm |

Figura 3.90: rotella PWKR 40.2 datasheet

| Prestazioni                            |             | Proprietà                       |                        |
|--|-------------|---------------------------------|------------------------|
| Coefficiente di carico dinamico        | 13,8 kN     | Allineamento grano              | Centrico               |
| Coefficiente di carico statico di base | 14,3 kN     | Caratteristica per il serraggio | Scanalatura esagonale  |
| Velocità limite                        | 4 500 r/min | Classe di tolleranza            | Altro                  |
|  |             | Elementi volventi               | Rulli cilindrici       |
|  |             | Gabbia                          | Senza                  |
|  |             | Gioco radiale interno           | Between C2 and CN      |
|  |             | Lubrificante                    | Grasso                 |
|  |             | Materiale, cuscinetto           | Acciaio per cuscinetti |
|  |             | Numero di                       | 2                      |

Figura 3.91: rotella PWKR 40.2 datasheet



### Capitolo 3 Meccanismo progettato

|   |   |
|---|---|
| corone                                  |   |
| Numero di flange, anello esterno        | 2   |
| Predisposizione per la rilubrificazione | Centro di ciascuna estremità del perno e foro radiale nello stelo del perno |
| Profilo dell'anello esterno             | Convesso  |
| Rivestimento                            | Senza   |
| Sistema di tenuta                       | Seal on both sides  |
| Tipo di tenuta                          | Strisciante   |

Figura 3.92: rotella PWKR 40.2 datasheet

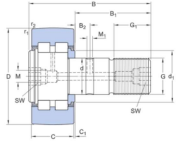
| Specifiche tecniche  |           |   |
|--|-----------|---|
|  |           |   |
| Dimensioni   |           |   |
| D  | 40 mm     | Diametro esterno  |
| d  | 18 mm     | Diametro di fissaggio   |
| B  | 58 mm     | Lunghezza totale  |
| C  | 20 mm     | Larghezza dell'anello esterno                                 |
| B <sub>1</sub>   | 36.5 mm   | Lunghezza stelo su grano di riferimento                       |
| B <sub>2</sub>   | 8 mm      | Distanza da foro di lubrificazione ad anello flangia          |
| C <sub>1</sub>   | 0.8 mm    | Distanza da facciata anello esterno a facciata ralla laterale |
| d <sub>1</sub>   | 22 mm     | Diametro esterno anello flangia                               |
| G  | M 18x1.5  | Filettatura grano di riferimento                              |
| G <sub>1</sub>   | 19 mm     | Lunghezza filettatura   |
| M  | 6 mm      | Diametro sede per accessori di lubrificazione                 |
| M <sub>1</sub>   | 3 mm      | Diametro foro di lubrificazione (stelo)                       |
| SW   | 8 mm      | Larghezza sulle facce piane                                   |
| r <sub>1.2</sub>   | min. 1 mm | Dimensioni del raccordo                                       |

Figura 3.93: rotella PWKR 40.2 datasheet

| Dati di calcolo                        |                 |              |
|--|-----------------|--------------|
| Coefficiente di carico dinamico        | C               | 13.8 kN      |
| Coefficiente di carico statico di base | C <sub>0</sub>  | 14.3 kN      |
| Carico limite di fatica                | P <sub>0</sub>  | 1.5 kN       |
| Massimi carichi radiali dinamici       | F <sub>r</sub>  | max. 13.7 kN |
| Massimi carichi radiali statici        | F <sub>0r</sub> | max. 19.6 kN |
| Velocità limite                        |                 | 4 500 r/min  |

Figura 3.94: rotella PWKR 40.2 datasheet

| Massa rotella con perno filettato | 0.24 kg    |
|-----------------------------------|------------|
| Informazioni di montaggio         |            |
| Coppia di serraggio raccomandata  | 87 N·m     |
| Prodotti compresi                 |            |
| Ingrassatore                      | NIP A2x7.5 |
| Dado esagonale                    | M 18x1.5   |
| Prodotti correlati                |            |
| Adattatore di lubrificazione      | AP 8       |

Figura 3.95: rotella PWKR 40.2 datasheet

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

- Manovella

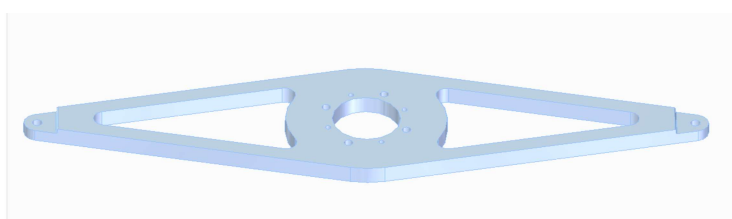


Figura 3.96: manovella

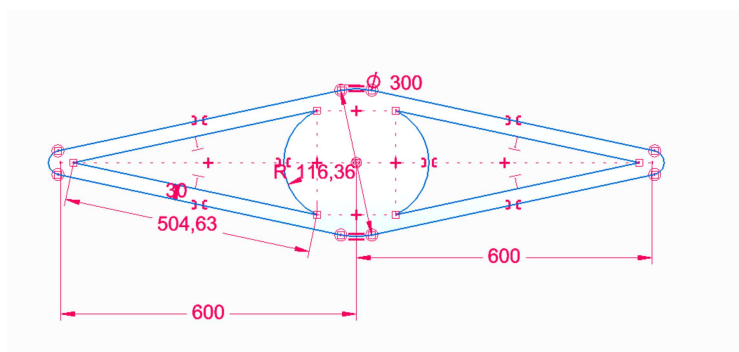


Figura 3.97: manovella quote

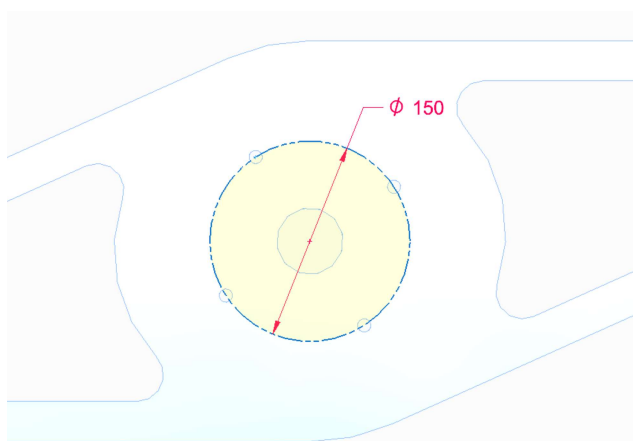


Figura 3.98: manovella fori

La figura 3.96 mostra la geometria del componente, mentre in figura 3.97 sono visibili le quote, tra le quali spicca la distanza tra l'asse della manovella e il foro in cui va inserita la rotella descritta prima, che deve essere necessariamente pari a  $600$  mm. In figura 3.98 sono mostrati invece i 4 fori filettati  $M12$  necessari al collegamento con l'albero di trasmissione che trasmette la rotazione alla manovella stessa. Essi sono posti lungo una circonferenza di diametro  $150$  mm, alternati a 4 fori ciechi di diametro  $16$  mm per le spine.

Sulla superficie superiore è stato realizzato un foro di diametro  $125\text{ mm}$ , necessario per l'accoppiamento con l'albero, come si vedrà più in dettaglio in seguito.

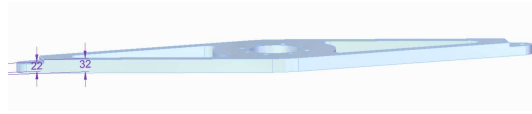


Figura 3.99: manovella spesse

La figura 3.99 consente di apprezzare lo spessore previsto, di  $32\text{ mm}$ , ad eccezione delle estremità realizzate per l'accoppiamento con le rotelle, in cui lo spessore è  $22\text{ mm}$ , per favorire l'avvitamento del dado sul perno filettato delle rotelle stesse.

Si è ritenuto doveroso eseguire un'analisi FEM per verificare la resistenza della manovella, tuttavia per completezza, è stata effettuata sul sottoassieme costituito dalla manovella e dall'albero di trasmissione, trattato qui di seguito, pertanto verrà mostrata più tardi.

- Albero di trasmissione

Come si accennava in precedenza, la rotazione viene trasmessa alla manovella tramite una trasmissione che collega direttamente la camma progettata precedentemente per garantire il moto verticale e la manovella stessa.

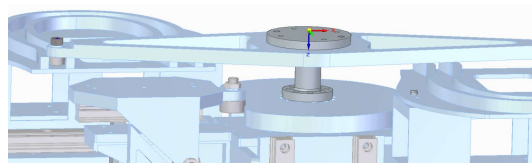


Figura 3.100: albero - dettaglio assieme

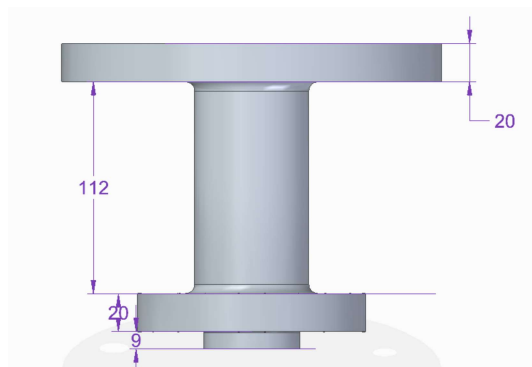


Figura 3.101: albero - vista laterale

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

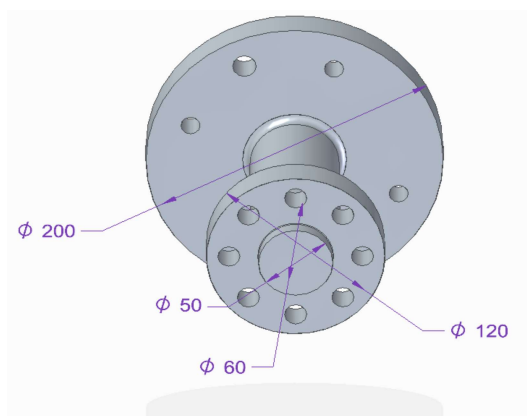


Figura 3.102: albero

Le immagini 3.101 e 3.102 mostrano le dimensioni del componente; l'albero è pieno e ha un diametro di  $60\text{ mm}$ , definito dopo aver fatto le opportune verifiche. La flangia inferiore va accoppiata tramite viteria alla camma sopra citata, il centraggio è garantito dalla superficie cilindrica finale del componente, di diametro  $50\text{ mm}$  e di altezza  $9\text{ mm}$ , che si va a impegnare in un'opportuno scavo, delle medesime dimensioni nominali, apportato sulla camma.

Il dimensionamento dell'albero è stato affiancato dall'uso di Ansys per eseguire le opportune verifiche. Sono state eseguite due analisi statiche, di cui una tiene conto del sollevamento di un unico assale, mentre l'altra analizza la condizione di regime, in cui il robot manipola due motori.

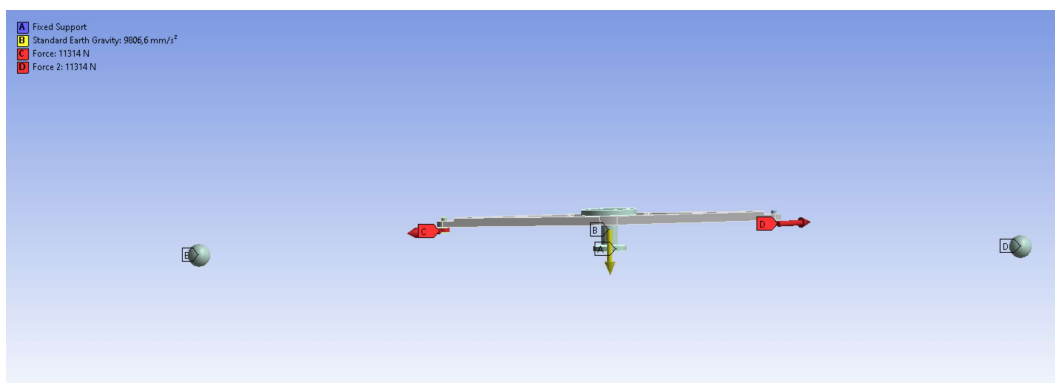


Figura 3.103: analisi FEM manovella e albero - vincoli e loads

La figura 3.103 mostra le condizioni al contorno dell'analisi agli elementi finiti: oltre al vincolo *fixed support* si noti la presenza di due forze agenti sui fori della manovella, corrispondenti alle spinte trasmesse dalle rotelle di punteria, calcolate in precedenza, la forza peso e la presenza di due masse concentrate, che simulano il peso degli assali, a sbalzo, poste a un'opportuna distanza.

Con queste ipotesi, l'analisi ha fornito i seguenti risultati, considerando due assali.

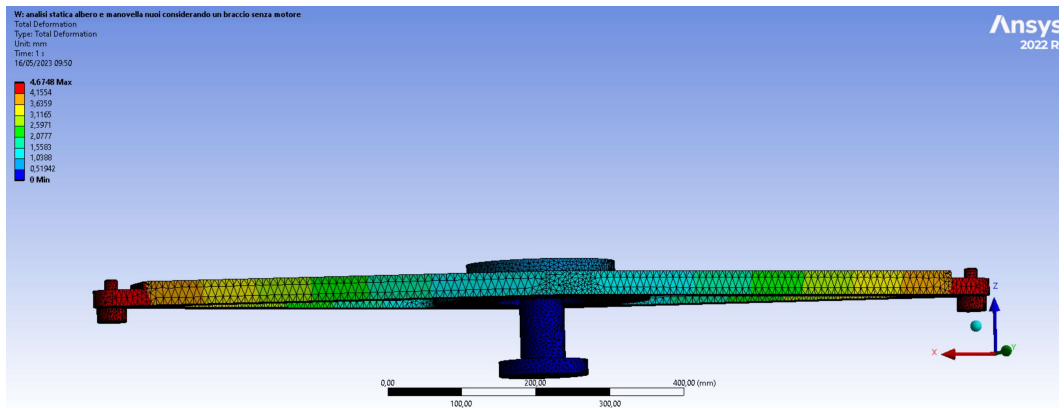


Figura 3.104: analisi FEM manovella e albero - deformata

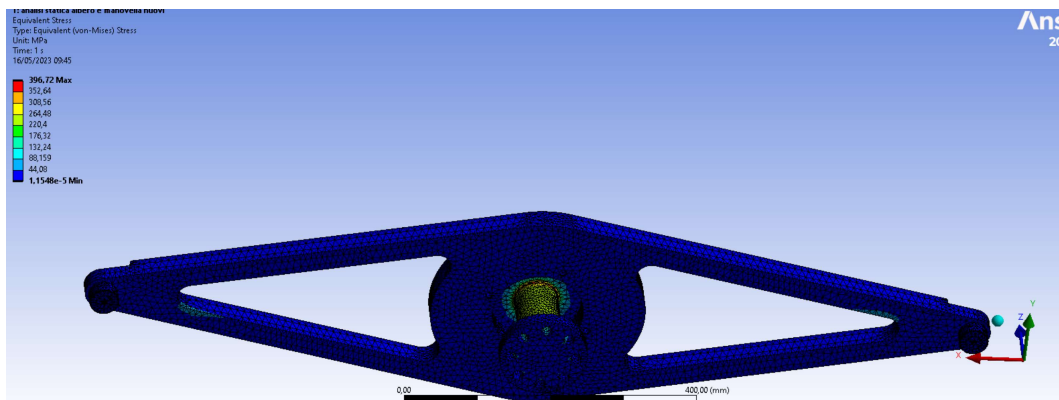


Figura 3.105: analisi FEM manovella e albero - tensioni

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Per tenere conto di un unico assale sollevato, è sufficiente rimuovere una delle due masse concentrate; in tal caso risulta notevole il momento flettente che grava sul sottoassieme sotto esame, tuttavia eseguendo l'analisi si ottengono tensioni moderatamente inferiori a quelle ottenute precedentemente, che sfiorano i  $400\text{ MPa}$ .

Un valore del genere risulta essere inferiore al limite di snervamento dell'acciaio *Impax Supreme*, che si intende usare per la realizzazione dei suddetti componenti, ma a dire il vero rischia di sovrastimare ciò che accade nella realtà. Analizzando la mappa di tensione si evince che il materiale più sollecitato si trova in corrispondenza dell'intaglio tra l'albero e la flangia superiore; nella realtà, sono previsti dei raccordi per migliorare inoltre la vita a fatica del componente, che sicuramente determinano una riduzione delle tensioni rispetto al risultato fornito dal FEM, pertanto la verifica statica risulta ampiamente soddisfatta.

Risulta interessante valutare come l'albero sia notevolmente più caricato della manovella, di cui ora riporto la mappa di tensioni, che risulta essere verificata a maggior ragione.

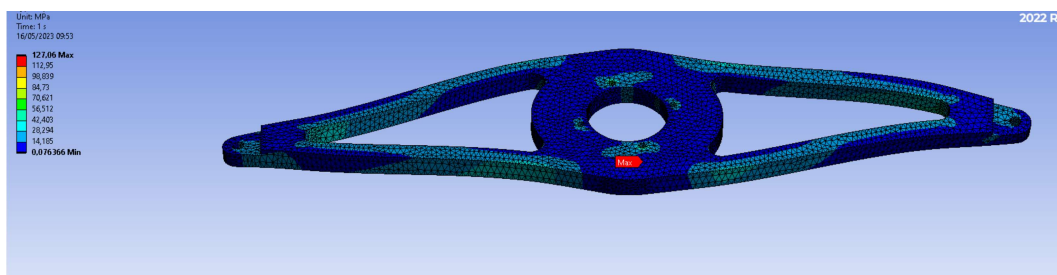


Figura 3.106: manovella - mappa di tensione

Si desidera ora approfondire la verifica a fatica dell'albero, uno dei componenti più caricati dell'intero assieme. Si è deciso di verificare che il componente abbia vita infinita.

Conoscendo:

- diametro (60 mm)
- momento torcente (5 000 000 Nm; un valore legato alla coppia massima richiesta al servomotore e trasmessa all'albero)
- forza assiale (6300 N)

supponendo un ciclo a  $R = -1$ , si è calcolato dapprima la tensione alterna

$$\sigma_a \quad (3.19)$$

, dopodiché applicando il modello di *Goodman* è stato determinato il coefficiente di sicurezza legato al limite di fatica, che per l'acciaio *Impax Supreme* è compreso, in base ai trattamenti, tra  $440\text{ MPa}$  e  $660\text{ MPa}$ .

Essendo la tensione normale dovuta alla forza assiale trascurabile, la tensione alterna coincide in questo caso con

$$\tau * \sqrt{3}, \quad (3.20)$$

che altri non è che la tensione equivalente secondo *Von Mises*.

Si riporta qui di seguito la procedura applicata, compresi i risultati.

$$\tau = 16 * Mt / (\pi * d^3) \quad (3.21)$$

$$\sigma_{(eq)} = \tau * \sqrt{3} \quad (3.22)$$

$$Ke * \sigma_a / (b1 * b2 * \sigma_{lf}) = 1/X \quad (3.23)$$

dove i vari coefficienti tengono conto della finitura superficiale (rettifica fine), dimensioni, raggi di raccordo (5 mm).

Alla fine si ottiene un coefficiente  $X = 1,143$ , superiore all'unità, che verifica la vita infinita del componente.

Risulta interessante valutare il dimensionamento delle viti.

L'accoppiamento della flangia superiore con la manovella avviene mediante 4 viti *M12* e 2 spine da 16 mm, i cui fori sono posti su una circonferenza centrata, di diametro 150 mm.

Il dimensionamento della viteria necessaria a garantire il collegamento filettato con la camma sottostante è stato invece più critico, per via della presenza obbligata nella camma di una corona di fori per il collegamento al riduttore sottostante. Pertanto, è stato necessario utilizzare 8 viti *M14* classe 12.9, poste lungo una circonferenza di diametro 90 mm.

### 3.2.7 Bracci telescopici

Collegati al sottoassieme analizzato nella sottosezione precedente, vi sono i bracci telescopici che garantiscono la traslazione del terminale richiesta per passare dalla configurazione chiusa a quella aperta. Si rivolga l'attenzione alla figura mostrata in precedenza 3.82, oltre a quella riportata di seguito.

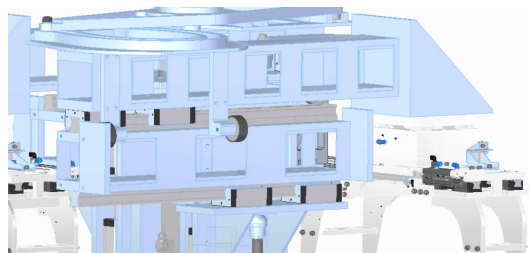


Figura 3.107: particolare braccio telescopico

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Riprendendo ciò che è stato scritto riguardo il cedente del gruppo dedicato al moto verticale, la piastra su cui è saldata la guida viene vincolata a un sottoassieme costituito da due bracci telescopici, che possono muoversi relativamente tramite guide lineari opportunamente dimensionate.

Procedendo con ordine, per soddisfare la specifica, l'alzata garantita dal cedente, progettato e analizzato, è di  $800\text{ mm}$ , inoltre la specifica impone che nella configurazione di massima estensione la distanza tra l'asse di manovella e l'assale sia di  $1500\text{ mm}$ . L'ultimo aspetto da tenere in considerazione per la progettazione di un sistema che garantisca il grado di libertà richiesto, impedendo gli altri, è la scelta tra un unico braccio telescopico o uno doppio, come nel manipolatore precedente. Per garantire maggior robustezza la scelta è ricaduta su un braccio telescopico doppio, con due travi scorrevoli.

Avendo definito le condizioni da rispettare, si intende ora mostrare in dettaglio la soluzione trovata.

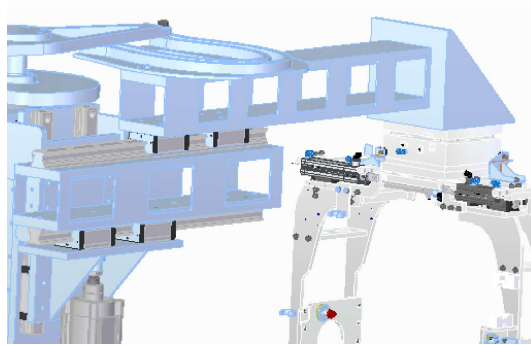


Figura 3.108: particolare bracci telescopici e pinza

Dalla figura 3.108 emerge la soluzione adottata. Vi è la presenza di un componente che funge da supporto, su cui sono fissati due pattini a ricircolo di sfere, fissi, che consentono il moto a una rotaia, solidale alla prima trave. Sopra di essa vi è una seconda rotaia in moto relativo rispetto ad altri due pattini solidali alla seconda trave, alla cui estremità è vincolato tramite una saldatura una piastra opportuna che sorregge il gruppo pinza.



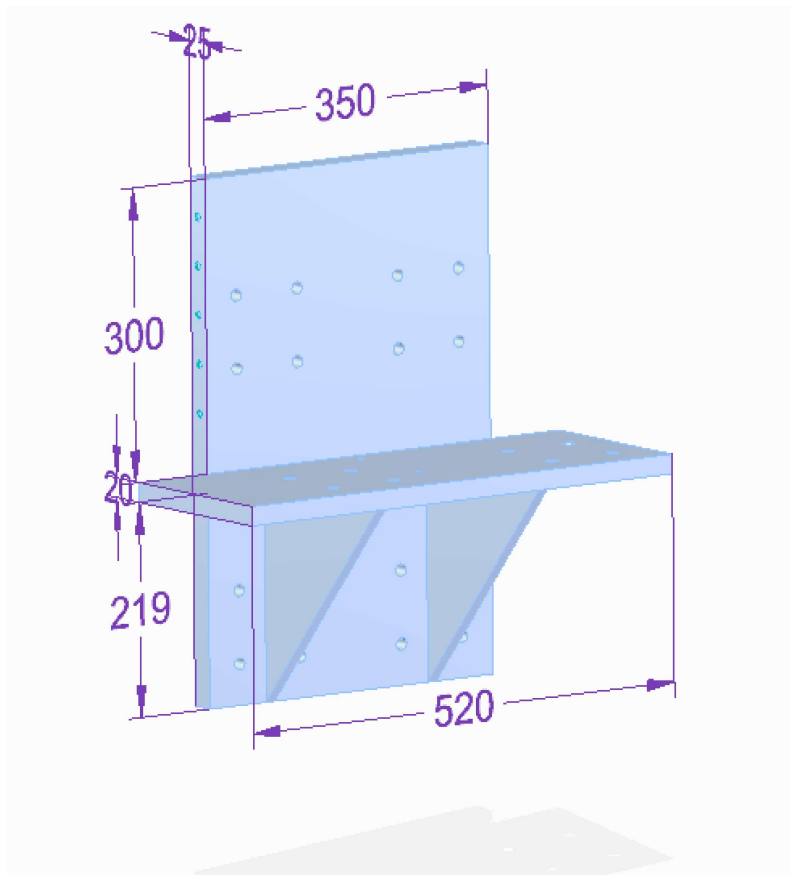


Figura 3.109: piastra supporto - quote

Partendo dal supporto inferiore, che viene mostrato qui di seguito, si vuole approfondire ogni scelta progettuale fatta. La figura 3.109 consente di apprezzare la geometria e le quote del suddetto componente, realizzato in maniera tale da garantire la resistenza necessaria e allo stesso tempo perseguendo lo scopo di ridurre il più possibile il peso.

Come è possibile osservare, il supporto presenta numerosi fori, necessari a vincolare i pattini a ricircolo di sfere, per entrambe le traslazioni. Risulta di particolare interesse la posizione dei fori; questa è stata scelta in modo da ottimizzare i movimenti e gli ingombri.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

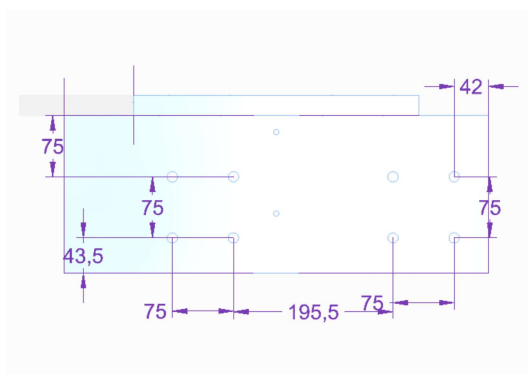


Figura 3.110: piastra supporto - quote fori

L'immagine 3.110 evidenzia le quote riferite ai fori previsti sul piano orizzontale; i fori, non filettati, hanno diametro  $13\text{ mm}$ , poichè attraversati da viti  $M12$ .

Le distanze tra i fori sono strettamente dipendenti dalla scelta dei pattini necessari. A tal proposito, il loro dimensionamento è stato eseguito secondo la procedura riportata nel catalogo *Rexroth*.

Il primo passo è il calcolo delle reazioni vincolari, che è stato eseguito in Ansys tramite un'analisi di tipo *Rigid Dynamics*.

*Rigid Dynamics* può essere considerato alla pari di un software multibody: definiti i giunti cinematici tra i singoli corpi e con il telaio e una coppia motrice, consente di determinare il moto risultante dell'intero meccanismo oltre alle reazioni vincolari dei giunti. Questa è stata la metodologia applicata in questo contesto.

Prima di approfondire l'analisi effettuata, si ritiene opportuno mostrare le travi usate nei bracci telescopici.

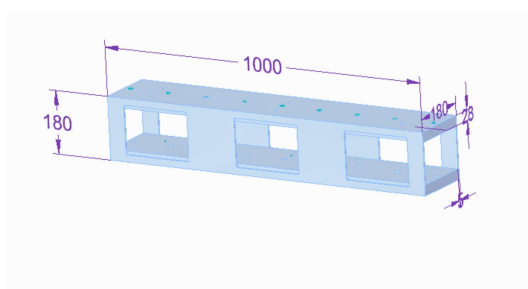


Figura 3.111: trave inferiore

Dalla figura 3.111 si evince la geometria e le dimensioni del braccio inferiore, di lunghezza  $1000\text{ mm}$ . La sezione è tale da garantire la rigidità necessaria allo scopo di evitare qualsiasi deflessione che potrebbe compromettere il funzionamento e la precisione di posizionamento del manipolatore.

Allo stesso modo, perseguendo gli stessi obiettivi, è stata dimensionata anche la trave superiore, riportata nell'immagine seguente.

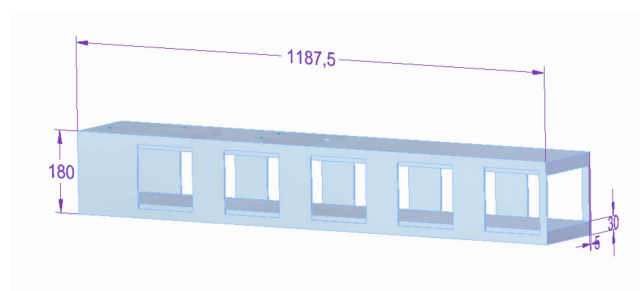


Figura 3.112: trave superiore

Entrambe le travi sono state verificate tramite un'analisi statica in Ansys; la più sollecitata si è rivelata essere quella superiore, in cui si raggiunge una tensione massima di  $72 \text{ MPa}$ , che risulta essere accettabile.

Ora, si può riprendere la procedura necessaria per il dimensionamento dei pattini a ricircolo di sfere.

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi eseguita, allo scopo di determinare le reazioni vincolari, necessarie per la scelta delle guide prismatiche. La procedura da seguire nel software è simile alle altre analisi. Dapprima si impongono i giunti, al posto dei vincoli, stabilendo quali siano i gradi di libertà impediti e quelli lasciati liberi; poi devono essere definite le leggi che governano gli spostamenti consentiti, oltre ai carichi esterni in gioco, cosicché l'analisi vada a restituire le reazioni vincolari richieste ai giunti.

Nel nostro caso i giunti da imporre sono tutti prismatici e connesso rispettivamente la piastra inferiore alla prima trave e le due travi.

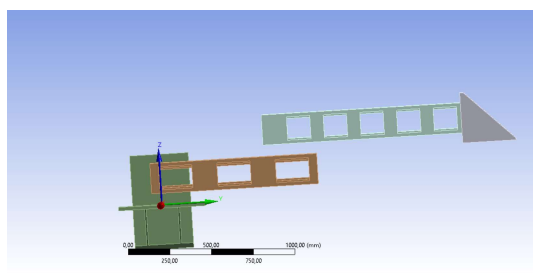


Figura 3.113: analisi rigida - bracci telescopici

Un passo fondamentale è senza dubbio la definizione della legge di moto seguita dai giunti; il software consente di imporre lo spostamento, la velocità o l'accelerazione in funzione del tempo, nonché l'andamento della forza o coppia motrice.

Ricordando che è stato progettato il meccanismo con manovella e cedente appositamente per garantire una legge sinusoidale modificata per quanto riguarda l'accelerazione seguita durante l'estensione dei bracci, si è deciso di imporre ai giunti l'accelerazione nell'unica direzione garantita. Il software garantisce la possibilità di importare una tabella con i valori dell'accelerazione istante per istante, pertanto

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

riprendendo ciò che era stato necessario per il dimensionamento del cedente, si rende l'analisi piuttosto attendibile.

La simulazione fornisce i valori delle reazioni vincolari dei singoli giunti (pattini) per ogni valore di accelerazione definito in precedenza. Per il dimensionamento dei pattini è stato considerato il picco per ciascuna coppia prismatica.

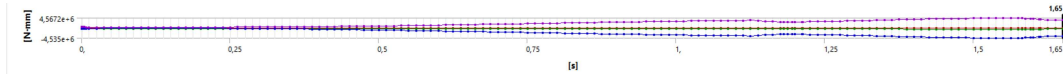


Figura 3.114: andamento reazioni

La figura 3.114 riporta un esempio del file output che si ottiene; nel caso in questione è riportato l'andamento del momento reagente.

Le reazioni così ottenute sono state:

- giunto prismatico tra supporto e trave inferiore

$$F_y = \text{trascurabile}$$

$$F_z = 3700N$$

$$M_t = 58Nm$$

$$M_f1 = 2750Nm$$

$$M_f2 = 13,5Nm;$$

- giunto prismatico tra trave inferiore e trave superiore

$$F_y = \text{trascurabile}$$

$$F_z = 2530N$$

$$M_t = 58Nm$$

$$M_f1 = 1973Nm$$

$$M_f2 = \text{trascurabile}$$

Considerate le reazioni ottenute e le dimensioni delle travi, si ritiene opportuno realizzare un doppio giunto, costituito da due pattini in moto relativo rispetto alla rotaia, per ogni coppia di componenti da connettere.

Seguendo la procedura riportata a catalogo, che richiede il calcolo di una lunghezza equivalente che tiene conto di tutte le reazioni, la scelta è ricaduta su un pattino a ricircolo di sfere

$$R162251410,$$

lo stesso modello usato per lo spostamento del braccetto coinvolto nel moto verticale, la cui geometria è stata riportata nella sottosezione precedente.

Si desidera ora fornire in dettaglio le specifiche tecniche relative al pattino a ricircolo di sfere scelto.

## Capitolo 3 Meccanismo progettato

|   |   |
|---|---|
| Nominal size [mm]                               | 55  |
| Format  | SNG - slimline, normal, standard height           |
| Ball chain                                      | Without ball chain (standard)                     |
| Material (profiled rail systems)                | Carbon steel                                      |
| Preload class                                   | C1 - Low preload                                  |
| Accuracy class                                  | N - normal  |
| Self-aligning for compensation of misalignments | Without self-alignment                            |
| Width of runner block [mm]                      | 100   |
| Length of runner block [mm]                     | 159   |
| Height of runner block [mm]                     | 57  |
| Height of runner block with guide rail [mm]     | 70  |
| Lubrication                                     | With preservation and without initial lubrication |

Figura 3.115: pattino R162251410 - specifiche tecniche

|  |  |
|--|--|
| Dynamic load capacity C [N]                        | 109000   |
| Footnote dynamic load capacity C                   | Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100 000 m travel as per DIN ISO 14726-1. Often only 50 000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, Mt and ML from the table by 1.26. |
| Dynamic torsional moment load capacity Mt footnote | Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100 000 m travel as per DIN ISO 14726-1. Often only 50 000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, Mt and ML from the table by 1.26. |
| Static longitudinal moment load capacity MLo [Nm]  | 3690   |
| Static torsional moment load capacity MO [Nm]      | 5650   |
| Max. acceleration $a_{max}$ [ $m/s^2$ ]            | 250  |
| Note: Max. acceleration $a_{max}$                  | If $F_{comb.} > 2.8 \cdot F_{pr}$ : $a_{max} = 50 \text{ m/s}^2$   |
| Maximum permissible linear speed $v_{max}$ [m/s]   | 3  |
| Dynamic torsional moment load capacity Mt [Nm]     | 3480   |
| Dynamic longitudinal moment load capacity ML [Nm]  | 2320   |

Figura 3.116: pattino R162251410 - specifiche tecniche

|  |  |
|--|--|
| Dynamic longitudinal moment load capacity ML footnote  | Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100 000 m travel as per DIN ISO 14726-1. Often only 50 000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, Mt and ML from the table by 1.26. |
| Seal   | SS - Standard seal   |
| Static load rating CO [N]                              | 174000   |
| Permissible ambient temperature                        | -10 °C ... +80 °C  |
| Footnote permissible ambient temperature (min ... max) | 100 °C admissible for short time. For operation at negative temperatures, please consult us.   |
| Friction coefficient $\mu$                             | 0,002 ... 0,003  |
| Footnote friction coefficient $\mu$                    | Without friction of seal   |
| Pitch T guide rail [mm]                                | 120  |
| Height [kg]  | 4  |

Figura 3.117: pattino R162251410 - specifiche tecniche

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Anche in questo caso la rotaia scelta per realizzare la guida prismatica richiesta è il modello

*R160550331*,

descritto in precedenza.

Si ritiene opportuno aprire una parentesi riguardo il pattino associato al braccetto coinvolto nel moto verticale. Ovviamente, è stata fatta un'analoga analisi su di esso per determinare le reazioni vincolari ai fini del dimensionamento, che ha dato come risultato le seguenti reazioni.

$$F_y = 5636N$$

$$F_z = 5861,6N$$

$$M_t = 72,3Nm$$

$$M_{f1} = 1500Nm$$

$$M_{f2} = 6,3Nm$$

Pertanto, risulta verificato il pattino scelto, di cui viene mostrato il CAD.

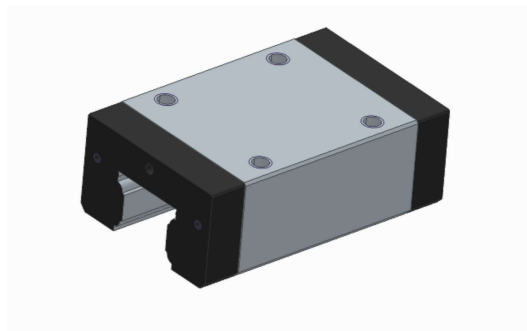


Figura 3.118: CAD R162251410

La figura mostra inoltre i 4 fori filettati *M12* necessari per collegare il pattino al componente che si vuole rendere a esso solidale. La rotaia va invece vincolata all'altro componente coinvolto nella coppia cinematica e il collegamento viene realizzato tramite viti *M16* a testa cilindrica.

Il centraggio e allineamento sono invece garantiti da morsetti eccentrici *M6* e spine di diametro *10 mm*.

La figura 3.119 mostra un particolare di tale collegamento, in cui si nota la presenza di tutti gli elementi coinvolti.

Si desidera ora aprire una parentesi sul componente che funge da supporto, rappresentato in figura 3.109.

Come si nota dalla medesima figura, esso presenta dei fori laterali, filettati *M10*; per aumentare la rigidità complessiva è stato pensato di collegare tra loro i due supporti citati (uno per braccio) tramite due piastre identiche, in modo da simulare una struttura scatolare per garantire maggior resistenza.

L'immagine 3.123 mette in evidenza la geometria, ottimizzata per evitare qualsiasi collisione, e 10 fori per la presenza di altrettante viti *M10*.

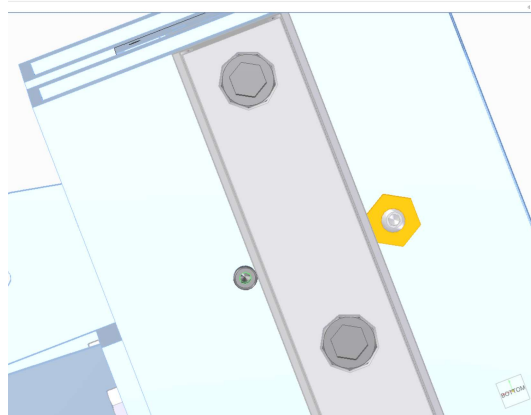


Figura 3.119: collegamento rotaia R160550331



Figura 3.120: spina 10 mm

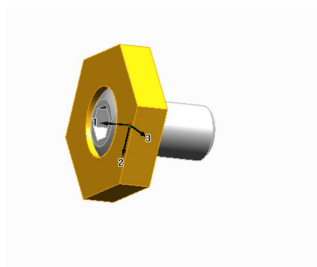


Figura 3.121: morsetto eccentrico M6

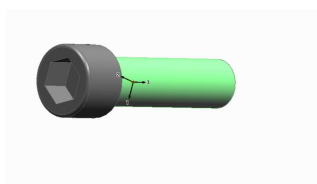


Figura 3.122: vite M16

3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

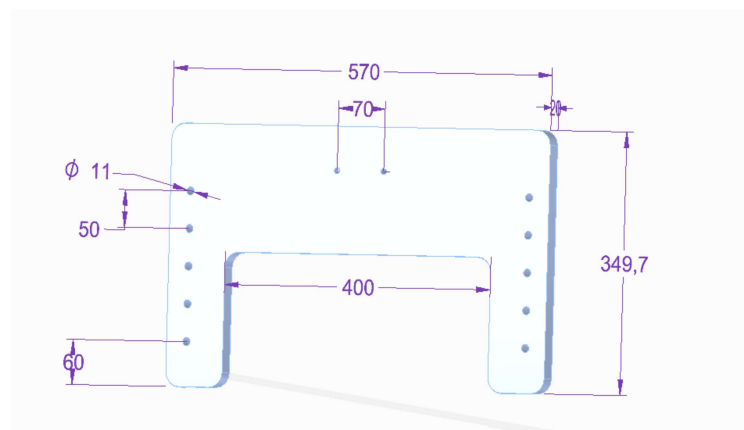


Figura 3.123: piastra di collegamento tra supporti

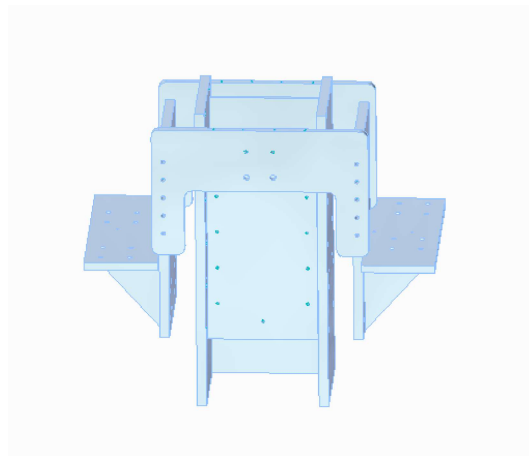


Figura 3.124: struttura scatolare - particolare



### *Capitolo 3 Meccanismo progettato*

Dalle immagini precedenti è possibile notare la presenza di alcuni fori nella parte centrale; essi sono necessari per il fissaggio della piastra a L, visibile in figura 3.80, su cui è vincolata la rotaia coinvolta nello spostamento del braccetto descritto nella sezione precedente.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Fino a questo momento si sono descritti separatamente i sottoassiemi che assolvono i gradidi libertà richiesti al terminale; tuttavia, come era stato accennato in precedenza, il componente rappresentato in figura 3.109, che funge da supporto per i bracci telescopici, è soggetto alla traslazione verticale di  $100\text{ mm}$ , garantita dalla camma mostrata nell'immagine 3.57.

A tale scopo, entrambi i supporti possono muoversi relativamente alle piastre verticali che costituiscono la struttura portante, rappresentate in figura 3.32, tramite guide prismatiche analoghe a tutte quelle utilizzate finora nel manipolatore per garantire traslazioni. Per il dimensionamento delle guide lineari, si è resa necessaria anche in questo caso un'analisi eseguita in *Rigid Dynamics* allo scopo di determinare i carichi che gravano sui pattini a ricircolo di sfere. L'analisi è stata eseguita considerando l'intero gruppo comprendente anche i bracci telescopici e prevedendo la presenza dell'assale; per realizzare una simulazione attendibile si è andati a considerare entrambi i gradi di libertà, imponendo gli spostamenti, sincronizzandoli, lasciati liberi dai giunti prismatici, secondo la legge di accelerazione desiderata.

A tal proposito, vale la pena soffermarsi per comprendere meglio come avvengono i movimenti.

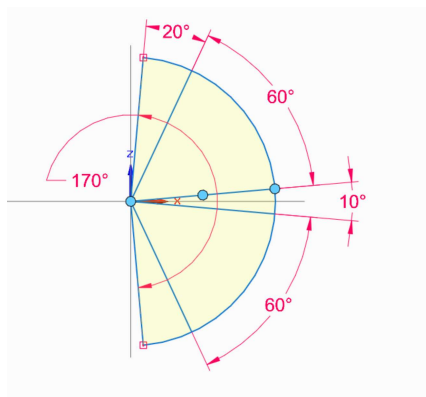


Figura 3.125: intervallo angolare motore - traslazione orizzontale

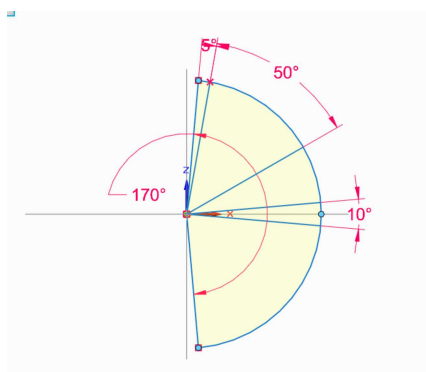


Figura 3.126: intervallo angolare motore - traslazione verticale

Dalle figure 3.125 e 3.126 si evince come sono stati sincronizzati i due movimenti.

La prima si riferisce all'estensione dei bracci; ricordando che nel progetto del cedente era prevista metà dell'alzata in  $60^\circ$ , che si aveva intenzione di interrompere l'alzata stessa per circa  $10^\circ$  in mezzera, per evitare di chiedere al motore coppie eccessive e che si desiderava terminare l'estensione con un determinato anticipo rispetto al sollevamento o abbassamento del terminale, si è arrivati a definire l'intervallo visibile nella figura 3.125: durante i  $170^\circ$  di rotazione del servomotore, la trasmissione del moto dalla moanovella al cedente avviene solamente durante i due archi di  $60^\circ$  definiti nell'immagine.

La seconda immagine è riferita invece al moto verticale: è stato deciso di far avvenire la traslazione di  $100\text{ mm}$  in un intervallo angolare di  $50^\circ$ , che termina in anticipo di  $5^\circ$  rispetto alla rotazione del motore così da garantire un punto morto sufficientemente lungo per garantire il perfetto posizionamento dell'assale. Come si evince, i due movimenti avvengono in parte contemporaneamente.

Ai fini del dimensionamento dei componenti e delle guide, la grandezza forse più importante è l'accelerazione, legata alla forza di inerzia; per conoscerla risulta indispensabile conoscere l'intervallo di tempo necessario per compiere l'intera rotazione di  $170^\circ$ .

Per la verità, questo è un parametro libero, che il progettista deve scegliere, in modo tuttavia da soddisfare tutto il resto.

Inoltre, si ha l'ambizione di ottenere un tempo ciclo vicino per quanto possibile a quello del manipolatore precedente.

Dopo varie iterazioni, si è giunti a un intervallo di tempo totale pari a  $t = 1,6\text{ s}$ ,

necessari alla rotazione del motore e, di conseguenza, a passare dalla configurazione chiusa e sollevata a quella aperta e abbassata.

Con ciò, considerando tutte le fasi necessarie, il tempo ciclo totale è di poco superiore ai  $9\text{ s}$  contro gli  $8,5\text{ s}$  garantiti dal precedente manipolatore; è un risultato che, vista la semplificazione elettrica raggiunta, ci soddisfa appieno.

Il motore seguirà un profilo di velocità trapezoidale, ma per il calcolo delle accelerazioni, come mostrato in precedenza dall'equazione 3.10 è stato considerato il valore medio della velocità angolare, pari a  $\omega = 1,826\text{ rad/s}$ .

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Con le ipotesi sopra definite, l'analisi ha fornito i seguenti risultati:

- $M_t = 3805Nm$
- $M_f = 2571Nm$ ;

sono state riportate soltanto le reazioni vincolari più critiche, tralasciando le altre, per le quali i valori ottenuti sono ordini di grandezza inferiori, o comunque trascurabili.

Per eseguire l'analisi, era stato imposto un unico giunto *translational joint* tra i componenti coinvolti nel moto relativo desiderato.

Considerati i risultati, si è deciso di utilizzare

- 4 pattini a ricircolo di sfere *R162251410*, della *Rexroth*
- 2 rotaie *R160550331*.

Sono state compiute le stesse scelte progettuali delle altre coppie prismatiche, pertanto è stato già mostrato in precedenza il datasheet.

I pattini sono solidali ai supporti mobili, su cui sono montati tramite le viti *M12*, previste dal catalogo; le rotaie sono invece solidali alle lastre verticali fisse, su cui sono vincolate tramite le viti *M16* e spine e morsetti eccentrici che garantiscono l'allineamento.

Essendo presenti due rotaie su ogni lastra, è fondamentale garantire il parallelismo, così come è indispensabile garantire una finitura superficiale particolarmente spinta su ogni superficie coinvolta direttamente nella coppia prismatica.

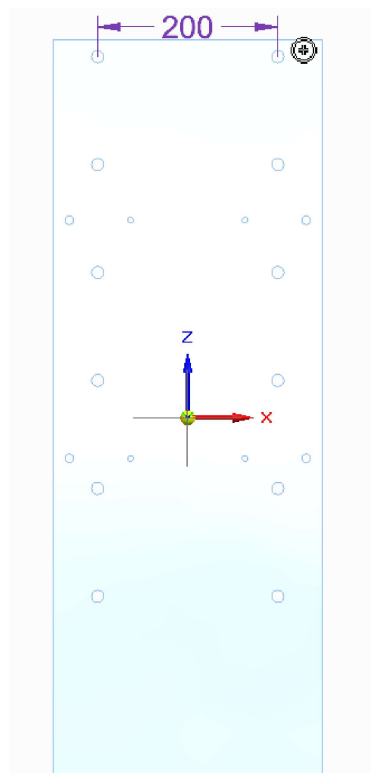


Figura 3.127: distanza rotaie

L'immagine 3.127 mostra la distanza interposta tra le rotaie, pari a  $200\text{ mm}$ , scelta in modo da distribuire in maniera efficace i carichi calcolati in precedenza.

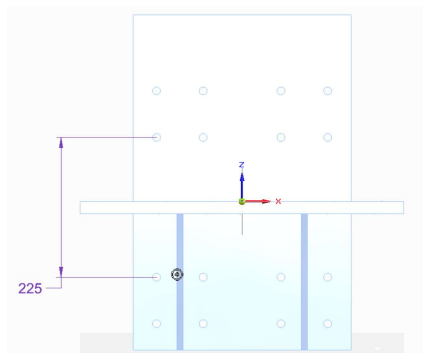


Figura 3.128: distanza pattini

Analogamente, è stata definita la distanza tra i due pattini che si trovano sulla stessa rotaia.

E' stata considerata la distanza tra i fori più vicini, supposta pari a  $225\text{ mm}$ .

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Dall'analisi funzionale fin qui compiuta, si evince come il moto verticale coinvolga direttamente numerosi componenti, tra cui l'intero sottoassieme costituito dai bracci telescopici e dalla pinza, che verrà trattata a breve.

Essendo il moto sviluppato in direzione verticale, ai fini del dimensionamento della camma, delle rotelle, nonché delle guide lineari, andrebbe di diritto considerato l'effetto della gravità.

Per scongiurare il rischio di dover sopportare carichi eccessivamente elevati, si è presa la decisione di prevedere la presenza di due attuatori lineari pneumatici, frenanti, sempre in spinta, con il compito di bilanciare la forza peso dei componenti mobili nella direzione verticale, in ogni istante. In questo modo tutti gli altri componenti risultano essere sollecitati dalla sola forza di inerzia, sulla quale si è basato il loro dimensionamento, come è stato analizzato nel corso dell'elaborato.

La scelta di bilanciare la forza peso è assolutamente necessaria, visto e considerato che la massa totale dei componenti coinvolti nella traslazione verticale rispetto a quello che si può considerare telaio, è di poco inferiore a

$1200 \text{ kg}$ ,

ragion per cui la conseguente forza peso risulta essere di poco inferiore a

$F_p = 12000N$ . In particolare la seguente immagine fornisce la massa di tutti i componenti mobili coinvolti.

|    |   |     |         |  |  |
|----|---|-----|---------|--|--|
| 1  | Pesi  |     |         |  |  |
| 2  | braccio pinza                               | 175 | 350 kg  |  |  |
| 3  | tubolare                                    | 87  | 174 kg  |  |  |
| 4  | cedente                                     | 33  | 66 kg   |  |  |
| 5  | piastra supp reing                          | 56  | 112 kg  |  |  |
| 6  | manov con punt                              | 32  | 32 kg   |  |  |
| 7  | albero flangiato                            | 9   | 9 kg    |  |  |
| 8  | camma                                       | 55  | 55 kg   |  |  |
| 9  | motoriduttore                               | 111 | 111 kg  |  |  |
| 10 | braccetto                                   | 25  | 25 kg   |  |  |
| 11 | rullini                                     | 1   | 3 kg    |  |  |
| 12 | piastra sopra motori                        | 20  | 20 kg   |  |  |
| 13 | nerva                                       | 10  | 10 kg   |  |  |
| 14 | piastra verticale                           | 20  | 40 kg   |  |  |
| 15 | pattini                                     | 5   | 85 kg   |  |  |
| 16 | guide                                       | 15  | 75 kg   |  |  |
| 17 | blocco finecorsa tot                        |     | 20 kg   |  |  |
| 18 |   |     |         |  |  |
| 19 |   |     |         |  |  |
| 20 | totale                                      |     | 1187 kg |  |  |
| 21 | Forza peso                                  |     | 11870 N |  |  |
| 22 |   |     |         |  |  |
| 23 |   |     |         |  |  |
| 24 |   |     |         |  |  |
| 25 | il cilindro pneumatico scelto FESTO va bene |     |         |  |  |
| 26 |   |     |         |  |  |
| 27 |   |     |         |  |  |

Figura 3.129: massa componenti mobili

Per mantenere la simmetria del manipolatore e non causare sbilanciamenti, si è ritenuto opportuno introdurre due cilindri pneumatici, identici, dimensionati grazie all'utilizzo del catalogo *Festo*.

Seguendo la procedura riportata nel catalogo, la scelta è ricaduta sul cilindro pneumatico Festo


*DSBC-125-125-D3-PPSA-N3*,

## Capitolo 3 Meccanismo progettato

di cui ora si riportano le specifiche tecniche.

**Cilindro a norma**  
**DSBC-125-125-D3-PPSA-N3**  
Codice prodotto: 8165663

FESTO



**Foglio dati**

| Caratteristica         | Valore  |
|------------------------|---|
| Corsa                  | 125 mm  |
| Diametro pistone       | 125 mm  |
| Filletto dello stelo   | M27x2   |
| Ammortizzazione        | Ammortizzazione pneumatica auto-regolante della posizione terminale |
| Posizione di montaggio | Opzionale   |
| Conforme allo standard | ISO 15552   |
| Parte finale stelo     | Filletto maschio  |
| Design                 | Pistone<br>Stelo<br>Canna profilata                                 |
| Rilevamento posizione  | Tramite sensore di finecorsa  |
| Simbolo                | 0092970   |
| Varianti               | Stelo su un'estremità   |
| Pressione d'esercizio  | 0,02 MPa ... 1 MPa  |
| Pressione di lavoro    | 0,2 bar ... 10 bar  |
| Funzionamento          | A doppio effetto  |
| Fluido di lavoro       | Aria compressa a norma ISO 8573-1:2010 [7:4:4]                      |

Figura 3.130: DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet

|   |  |
|---|--|
| Nota sul fluido di esercizio e di controllo | Possibilità di funzionamento lubrificato (in tal caso sarà sempre necessario un funzionamento lubrificato) |
| Classe di resistenza alla corrosione CRC    | 2 - Moderata sollecitazione da corrosione  |
| Conformità PWS                              | VDMA24364-B1/B2-L  |
| Temperatura ambiente                        | -20 °C ... 80 °C   |
| Energia d'urto nelle posizioni terminali    | 3,3 J  |
| Lunghezza ammortizzatore                    | 45 mm  |
| Forza teorica a 6 bar, corsa di ritorno     | 6881 N   |
| Forza teorica a 6 bar, in spinta            | 7363 N   |
| Massa in movimento per corsa 0 mm           | 2245 g   |
| Massa aggiuntiva per ogni 10 mm di corsac   | 63 g   |
| Peso base per corsa 0 mm                    | 4611 g   |
| Peso aggiuntivo per 10 mm di corsa          | 151 g  |
| Tipo di montaggio                           | Una delle due:<br>Tramite filetto femmina<br>Con accessori   |
| Attacco pneumatico                          | C1/2   |
| Nota sui materiali                          | Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS)  |
| Materiale coperchio                         | Alluminio pressofuso, rivestito  |
| Materiale guarnizione del pistone           | TPE-U/PU   |

Figura 3.131: DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet

|   |                               |
|---|-------------------------------|
| Materiale del pistone                         | Legia di alluminio battuto    |
| Materiale stelo                               | Acciaio fortemente legato     |
| Materiale guarnizione raschiaolio dello stelo | TPE-U/PU                      |
| Materiale guarnizione ammortizzatore          | TPE-U/PU                      |
| Materiale ammortizzatore                      | POM                           |
| Materiale tubo del cilindro                   | Legia di alluminio anodizzata |
| Materiale dado                                | Acciaio zincato               |
| Materiale supporto                            | POM                           |
| Materiale viti a collare                      | Acciaio galvanizzato          |

Figura 3.132: DSBC-125-125-D3-PPSA-N3 - datasheet

Le immagini appena mostrate consentono di visualizzare le specifiche tecniche del cilindro, la cui scelta è stata effettuata considerando i carichi ma anche gli ingombri; ad ogni modo esso soddisfa tutte le nostre esigenze.

La scelta di usare un cilindro pneumatico invece che idraulico è dovuta anche e soprattutto al metodo di lavoro dell'impresa Loccioni, in cui sovente si utilizza un circuito pneumatico a 6/8 bar, sfruttando la versatilità dell'aria, per svolgere le operazioni richieste.

Il cilindro viene fissato tramite 4 tiranti *M12* al componente vincolato all'anello rotante, che è stato progettato con due estremità laterali, opportunamente realizzate per favorire tale fissaggio, come è possibile osservare nella figura 3.17.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Lo stelo è invece solidale alla parte su cui sono invece montati i bracci telescopici, visibile in figura 3.109.

Per la verità, per favorire il collegamento, è stata realizzata una calotta sferica avvitata sulla filettatura prevista sullo stelo, la quale si impegna su una piastra fissata al suddetto componente.

La seguente figura consente di apprezzare globalmente le soluzioni adottate.

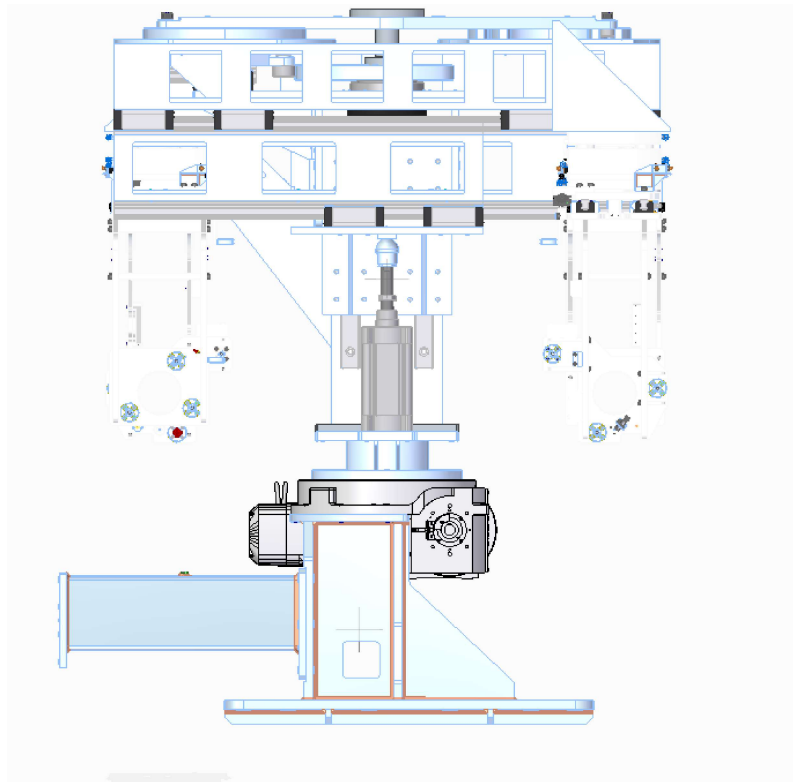


Figura 3.133: assieme - vista laterale



- Gruppo pinza

Per svolgere i propri compiti, il manipolatore deve essere necessariamente provvisto di un sottoassieme dedito all'afferraggio degli assali. A tale scopo, la linea guida è stata quella di percorrere la stessa strada del robot precedente, utilizzando la stessa pinza e prevedendo la presenza dell'unità di compensazione per garantire la possibilità di assorbire scostamenti o disallineamenti.

Durante l'analisi del *pick and place* precedente, si era parlato a sufficienza di entrambe le parti, definendo le loro specifiche tecniche e caratteristiche, che le rendevano idonee al contesto e all'applicazione.

Pertanto, si intende ora riportare immagini mostrate in precedenza, per poi approfondire l'attenzione sul collegamento tra il suddetto gruppo e il braccio del robot.

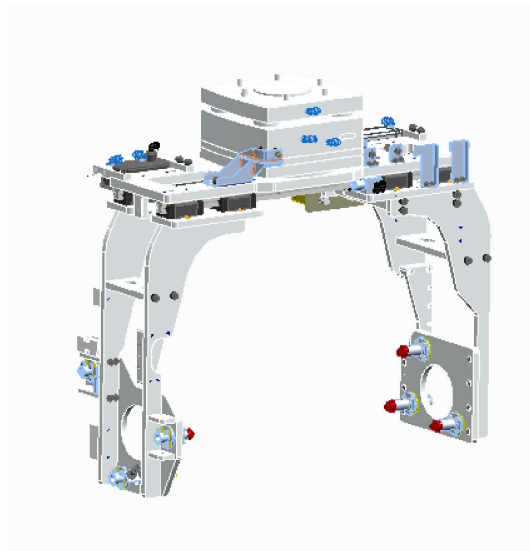


Figura 3.134: pinza

A differenza del manipolatore precedente, dove era necessaria la presenza di un elettrocilindro attuato, in questo caso, per ragioni di compattezza e di ottimizzazione dello spazio, l'unità di compensazione, a cui è collegata la pinza, può essere posta in prossimità dei bracci estendibili, con l'unica accortezza di prevedere un componente che collegasse entrambi.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica



Figura 3.135: unità di compensazione

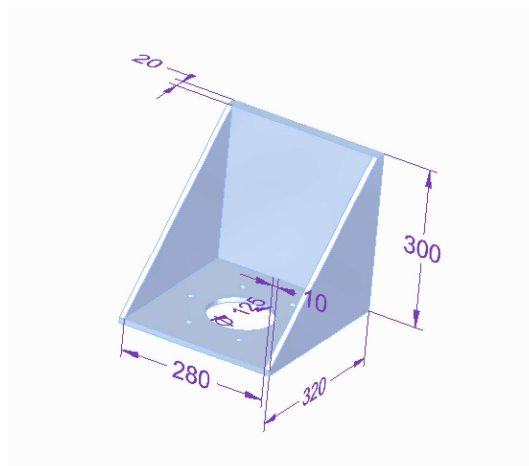


Figura 3.136: supporto gruppo pinza

L'immagine 3.136 permette di apprezzare la geometria pensata e le quote; si noti una forma a L, necessaria per collegare le due parti coinvolte, rinforzata da due nervature spesse  $10\text{ mm}$ , per minimizzare deflessioni non volute. Le dimensioni sono state definite in modo da favorire l'accoppiamento e garantire la resistenza richiesta.

Il collegamento con l'unità di compensazione è realizzato mediante 6 fori filettati  $M12$  in cui si avvitano i tiranti della stessa.

Il collegamento con il braccio è realizzato invece tramite cordoni continui di saldatura.

Si è ritenuto indispensabile a questo punto eseguire un'analisi FEM, transiente, sul sottoassieme costituito dai bracci telescopici e il componente appena descritto, allo scopo di determinare la freccia cui è soggetto durante le traslazioni del terminale di cui si è parlato in precedenza.

L'analisi è stata eseguita con gli stessi input di quelle che hanno permesso in precedenza di ricavare le reazioni vincolari necessarie al dimensionamento dei pattini, imponendo la legge desiderata ai giunti e prevedendo tutti i carichi.

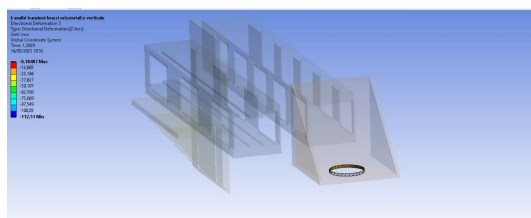


Figura 3.137: deflessione terminale

L'esito ha verificato che in ogni caso la freccia, il cui valore massimo è  $12\text{ mm}$  è minore del limite dichiarato nel catalogo dell'unità di compensazione scelta, pertanto non va ad incidere sul funzionamento del robot, tuttavia in futuro questo potrebbe essere un punto su cui intervenire: rivedere il progetto e il dimensionamento dei bracci per minimizzare le deflessioni.

- Gruppo motoriduttore

L'ultimo sottoassieme da analizzare è il sistema che trasmette la rotazioni a entrambi i moventi dediti a realizzare le traslazioni della pinza. Come si può facilmente evincere, risulta indispensabile la presenza di un motore, opportunamente ridotto. In fase di progetto, sono state prese in considerazione molteplici configurazioni, ma in definitiva è stata intrapresa la via più semplice.

Si prevede un motoriduttore direttamente collegato, mediante minuteria, alla camma, senza una trasmissione intermedia; come era stato descritto in maniera esaustiva in precedenza, vi è poi un albero che trasmette il moto dalla camma alla manovella in cima.

In questo modo si garantisce inoltre il sincronismo, oltre a una facilità di esecuzione e assemblaggio.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

L'unico svantaggio da segnalare è l'impossibilità di mantenere il motore fermo: esso è solidale ai meccanismi di punteria e quindi a tutto il blocco superiore, pertanto risulta coinvolto in ogni ciclo in movimenti verticali di  $100\text{ mm}$ , verso l'alto e verso il basso. Risulta opportuno prevedere delle precauzioni per i collegamenti elettrici.

Il punto sicuramente più interessante in questo sottocapitolo è senza dubbio il dimensionamento del motore e del riduttore.

A tale scopo, il motore deve erogare la coppia richiesta da entrambi i moventi, calcolata in precedenza; essendo inoltre i due movimenti in fase, va considerata la somma dei momenti determinati.

Nella fattispecie sono stati valutati attentamente i grafici excel risultanti da tale processo, che vengono mostrati qui di seguito.

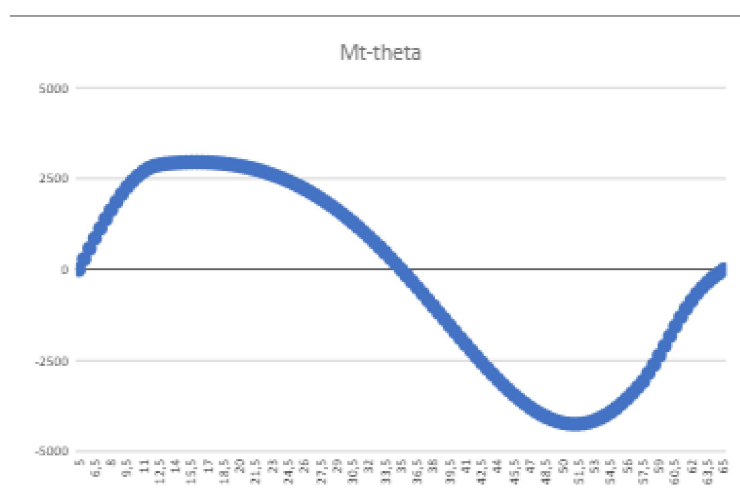


Figura 3.138: coppia richiesta per traslazione orizzontale

Il grafico riportato in figura 3.138 evidenzia l'andamento della coppia richiesta al motore per la sola traslazione orizzontale, considerando metà movimento.

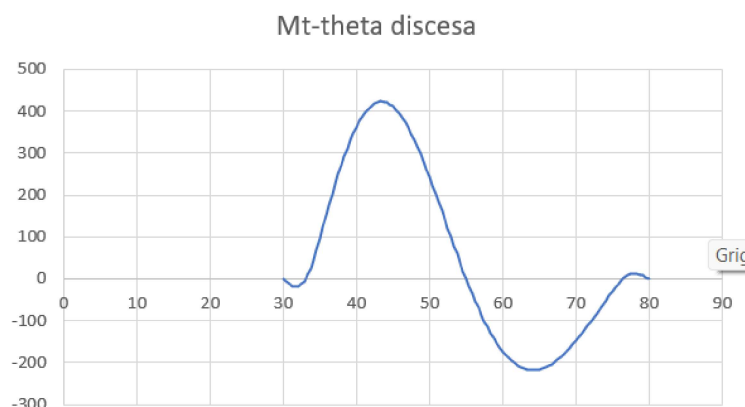


Figura 3.139: coppia richiesta per traslazione verticale

Il grafico riportato in figura 3.139 evidenzia invece la coppia richiesta per il solo

moto verticale. Risulta ora necessario determinare la risultante delle due curve per poter poi dimensionare il motore.

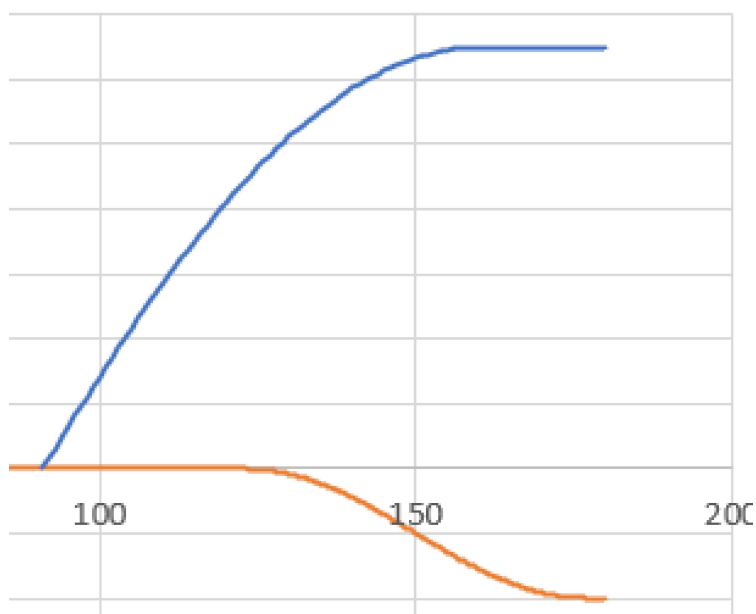


Figura 3.140: spostamenti sincronizzati

Dal grafico appena riportato è possibile evincere la sincronizzazione dei due movimenti, già descritta precedentemente, da cui partire per ottenere l'andamento della coppia motrice risultante. I risultati mostrati si riferiscono alle fasi in cui il manipolatore estende i suoi bracci e si abbassa per posizionare il motore; si avrebbe un andamento speculare se si andasse a considerare la fase di ritrazione dei bracci e di sollevamento, che dunque non porterebbe risultati diversi.

Considerando ciò, è stato realizzato un grafico risultante che tenga conto di entrambi gli effetti; si noti come il picco della coppia richiesta durante il movimento verticale avvenga mentre la coppia legata al moto orizzontale è frenante, pertanto gli effetti tendono a compensarsi. Dal momento che anche durante i moti opposti si hanno picchi sfasati, emerge chiaramente che il valore massimo di coppia richiesto al motore è di poco inferiore ai  $3000 \text{ Nm}$ , che sarà usato come riferimento per il dimensionamento.

Si intende aprire ora una breve parentesi riguardo al calcolo della coppia richiesta.

Come era già stato accennato in precedenza, nei due meccanismi propensi alle traslazioni si ha lo scambio di forze normali alla superficie della camma, o del cedente nel caso del moto orizzontale.

Per determinare la coppia è necessario innanzitutto definire la direzione della spinta punto per punto, per poi scomporla in componenti, tramite formule trigonometriche, così da calcolare il momento, conoscendo il braccio.

Pertanto, in entrambi i casi, punto per punto è stata calcolata la tangente al profilo, introducendo l'angolo  $\alpha$ , definito dalla stessa rispetto all'orizzontale. Dopodiché è

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

stato sufficiente applicare le seguenti relazioni.

- Moto verticale

$$M_t = F * R * \tan(\theta - \alpha), \quad (3.24)$$

dove  $F$  è la forza d'inerzia calcolata durante il processo di sintesi della camma,  $R$  è il raggio, punto per punto della camma, vale a dire la distanza tra il punto di contatto con il cedente e l'asse motore,  $\theta$  è l'angolo di manovella, mentre  $\alpha$  è stato definito appena sopra.

- Moto orizzontale

$$M_t = F * R * \cos(\theta) + F / (\tan(\alpha)) * R * \sin(\theta), \quad (3.25)$$

Sulla base dei dati determinati, si è potuto procedere al dimensionamento del motore.

Pertanto, sono entrato nei cataloghi, sapendo che la coppia da garantire dovesse essere vicina a  $3000 \text{ Nm}$ .

Essendo questo un valore notevolmente elevato, si è deciso di usare un prevedere la presenza di un riduttore.

Di seguito si riportano i datasheet sia di motore che di riduttore.

- Motore

La scelta è ricaduta sul servomotore

**FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB**

| Caratteristica  | Valore   |
|---|--|
| Temperatura ambiente  | -15 °C ... 40 °C   |
| Nota sulla temperatura ambiente   | Fino a 80°C con declassamento di -1,5% per grado Celsius   |
| Altezza di installazione massima  | 4000 m   |
| Nota su altezza di installazione max.                                   | A partire da 1.000 m: solo con declassamento da -1,0% per 100 m  |
| Temperatura di stoccaggio   | -20 °C ... 70 °C   |
| Umidità relativa dell'aria  | 0 - 90%  |
| Conforme allo standard  | IEC 60034  |
| Classe di temperatura conforme EN 60034-1                               | F  |
| Temperatura max. avvolgimento   | 155 °C   |
| Classe di valutazione conforme EN 60034-1                               | S1   |
| Monitoraggio temperatura  | Trasmissione digitale della temperatura del motore tramite EnDat® 2.2  |
| Tipo motore conforme a EN 60034-7                                       | IM B5<br>IM V1<br>IM V3  |
| Posizione di montaggio  | Opzionale  |
| Grado di protezione   | IP21   |
| Nota sul grado di protezione  | IP21 per l'albero del motore senza guarnizione anulare radiale dell'albero<br>IP65 per albero motore con guarnizione anulare dell'albero<br>IP67 per corpo motore inclusi i componenti di collegamento |
| Concentricità, coassialità, orientamento assiale secondo DIN SPEC 42955 | N  |
| Qualità di bilanciamento  | G 2,5  |
| Coppia di arresto   | <1,0% della coppia massima   |
| Durata di conservazione in condizioni nominali                          | 20000 h  |
| Codice interfaccia, uscita motore                                       | 150A   |
| Collegamento elettrico ingresso L, tipo di collegamento                 | Connettore maschio ibrido  |
| Collegamento elettrico L, connettore                                    | M23x1  |
| Collegamento elettrico L, numero di poli                                | 15   |
| Collegamento elettrico L, schema di collegamento                        | 0099913  |
| Grado di inquinamento   | 2  |
| Nota sui materiali  | Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS)  |
| Classe di resistenza alla corrosione CRC                                | 0: Nessuna corrosione o sollecitazione   |
| Conformità PWS  | VDM23/364 zona III   |
| Resistenza alle vibrazioni  | Secondo EN 60068-2-6   |

Figura 3.141: FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet

### Capitolo 3 Meccanismo progettato

| Caratteristica   | Valore   |
|--|--|
| Resistenza agli urti   | Secondo EN 60068-2-29<br>15 g/13 ms secondo EN 60068-2-27  |
| Approvazione   | Marchio di fabbrica RCM  |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)  | Conforme Direttiva EMC<br>Conforme Direttiva bassa tensione UE<br>Conforme alla direttiva EU RoHS                      |
| Marchio CE (vedere dichiarazione di conformità)  | Istruzioni UK per CEM<br>Secondo i regolamenti del Regno Unito per le apparecchiature elettriche<br>Istruzioni RoHS UK |
| Tensione nominale d'esercizio DC   | 680 V  |
| Tipo di interruttore dell'avvolgimento   | Stella all'interno   |
| Numero di coppie di poli   | 5  |
| Coppia di arresto  | 33 Nm  |
| Coppia nominale  | 27.1 Nm  |
| Picco della coppia   | 64 Nm  |
| Velocità nominale di rotazione   | 1500 1/min   |
| Velocità di rotazione max.   | 2368 1/min   |
| Max. velocità meccanica  | 10000 1/min  |
| Potenza nominale del motore  | 425 W  |
| Corrente di stallo continua  | 11.4 A   |
| Corrente nominale del motore   | 9.5 A  |
| Corrente di picco  | 24 A   |
| Costante motore  | 2.85 Nm/A  |
| Coppia di stallo costante  | 3.3 Nm/A   |
| Tensione costante, da fase a fase  | 199.4 mV/min   |
| Resistenza avvolgimento fase-fase  | 0.935 Ohm  |
| Induttanza dell'avvolgimento fase-fase   | 14.6 mH  |
| Induttività trasversale di avvolgimento Ld (fase)                                      | 7.3 mH   |
| Induttanza dell'avvolgimento Lq (fase)   | 7.3 mH   |
| Costante di tempo elettrica  | 15.4 ms  |
| Costante di tempo termico  | 45 min   |
| Resistenza termica   | 0.45 K/W   |
| Dimensioni della flangia   | 450 x 450 x 30 mm, acciaio   |
| Momento d'inerzia di massa totale dell'uscita  | 46.9 kgcm <sup>2</sup>   |
| Peso prodotto  | 22200 g  |
| Carico assiale ammissibile sull'albero   | 294 N  |
| Carico radiale ammissibile sull'albero   | 1470 N   |
| Trasduttore di posizione del rotore  | Encoder di valore assoluto a rotazione multipla  |
| Nome del produttore del trasduttore di posizione del rotore                            | EIQ 1331   |
| Trasduttore di posizione del rotore, rivoluzioni rilevabili assolute                   | 4096   |
| Connessione encoder posizione del rotore   | Endat® 22  |
| Trasduttore di posizione del rotore, encoder principio di misura                       | Induttivo  |
| Trasduttore di posizione del rotore, tensione di esercizio DC                          | 5 V  |
| Trasduttore di posizione del rotore, intervallo tensione di esercizio DC               | 3.6 V ... 14 V   |
| Trasduttore di posizione del rotore, valori di posizione per giro                      | 524288   |
| Risoluzione del trasduttore di posizione del rotore                                    | 39 bit   |
| Trasduttore di posizione del rotore, precisione del sistema di misurazione dell'angolo | 45 arcsec ... 65 arcsec  |
| Coppia di tenuta del freno   | 45 Nm  |
| Tensione d'esercizio DC per freno  | 24 V   |
| Assorbimento di corrente del freno   | 1.08 A   |
| Consumo corrente, freno  | 26 W   |
| Intervallo di tempo per freno  | 230 ms   |
| Tempo di chiusura del freno  | 45 ms  |

Figura 3.142: FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet

| Caratteristica  | Valore   |
|---|--|
| Ritardo di risposta del freno DC                          | 6 ms   |
| Velocità max. a vuoto del freno                           | 10000 1/min                                      |
| Momento di inerzia di massa del freno                     | 8.2 kgcm <sup>2</sup>                            |
| Cicli di commutazione del freno di arresto                | 5 milioni di azionamenti a vuoto (senza attrito) |
| Tempo medio fino al guasto (MTTF), sottocomponente        | 190 anni, trasduttore di posizione del rotore    |
| Tempo medio di guasto pericoloso (MTTFd), sottocomponente | 180 anni, trasduttore di posizione del rotore    |
| Efficienza energetica                                     | ENEF (EN) / Classe 1                             |

Figura 3.143: FESTO EMMT-AS-150-M-HS-R2MB - datasheet

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Le immagini riportate sono riferite al datasheet del motore utilizzato, con tutte le specifiche necessarie.

E' interessante notare come la coppia nominale sia di  $27 Nm$ , al limite della richiesta, tuttavia il valore di picco richiesto dalla camma non rappresenta un punto di funzionamento continuativo, pertanto questo motore rappresenta una soluzione accettabile, potendo erogare una coppia massima di  $64 Nm$ .

Il pilotaggio del servomotore deve essere tale da realizzare una rotazione in un senso per un intervallo angolare di  $180^\circ$ , seguita da una rotazione in senso opposto di  $180^\circ$ .

- Riduttore

A fronte di una coppia richiesta il cui valore massimo sfiora i  $3000 Nm$ , il motore eroga una coppia nominale di  $27 Nm$  e una coppia di picco di  $64 Nm$ . pertanto si rende necessaria la presenza di un riduttore, che dovrà avere un notevole rapporto di riduzione..

Dopo aver considerato più alternative, la scelta finale è ricaduta sul *riduttore Neugart PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10*, un riduttore epicicloidale, di cui vengono riportate le specifiche di seguito.



Figura 3.144: PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet



# Capitolo 3 Meccanismo progettato

| Code | Caratteristiche del riduttore  | Caractéristiques du réducteur   | PLFN054  | PLFN090     | PLFN110   | PLFN140   | PLFN200   | g <sup>1)</sup> |             |     |
|------|--|---|--|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------------|-------------|-----|
| D    | Durezza di usci <sup>1)</sup>  | Dureté de via usci <sup>1)</sup>  | 20 000   |             |           |           |           | 1               |             |     |
|      | Durezza a T <sub>0,2</sub> > 0,88  | Dureté de via à T <sub>0,2</sub> > 0,88   | 30 000   |             |           |           |           |                 |             |     |
|      | Rendimento a pieno carico <sup>2)</sup>  | Rendement à pleine charge <sup>2)</sup>   | 97   |             |           |           |           |                 |             |     |
| T    | Temperatura di esercizio min.  | Température d'utilisation mini  | 95   |             |           |           |           | 2               |             |     |
|      | Temperatura di esercizio max.  | Température d'utilisation maxi  | 25   |             |           |           |           |                 |             |     |
| S    | Grado di protezione  | Classe de protection  | IP65   |             |           |           |           | 1               |             |     |
|      | Lubrificazione standard  | Lubrifiant standard   | Olio (lubrificazione a vita) / Huile (lubrification à vie)   |             |           |           |           |                 |             |     |
| F    | Lubrificazione per uso alimentare <sup>3)</sup>                                  | Lubrifiant industrie alimentaire  | Olio (lubrificazione a vita) / Huile (lubrification à vie)   |             |           |           |           | 1               |             |     |
| L    | Lubrificazione per basse temperature <sup>4)</sup>                               | Lubrifiant basse température <sup>4)</sup>  | Olio (lubrificazione a vita) / Huile (lubrification à vie)   |             |           |           |           | 2               |             |     |
| P    | Posizione di montaggio   | Position de montage   | qualsiasi / toutes   |             |           |           |           |                 |             |     |
| S    | Siccio standard  | Jeu standard  | < 3  |             |           |           |           | 1               |             |     |
| R    | Siccio ridotto   | Jeu réduit  | < 3  |             |           |           |           | 2               |             |     |
| R    | Rigidità torsionale <sup>5)</sup>  | Rigidité torsionnelle <sup>5)</sup>   | C <sub>t</sub>   | Nm / arcmin | < 2       | < 1       | < 1       | < 1             | < 1         | 1   |
|      |  |   |  |             | 7,7       | 22,0      | 59,0      | 156,0           | 330,0       |     |
|      |  |   |  |             | 14,8      | 40,5      | 102,0     | 255,0           | 638,0       |     |
| P    | Peso del riduttore <sup>6)</sup>   | Poids du réducteur <sup>6)</sup>  | m <sub>0</sub>   | kg          | 7,0       | 18,5      | 33,0      | 177,0           | 331,0       | 2   |
|      |  |   |  |             | 14,7      | 35,0      | 91,0      | 264,0           | 656,0       |     |
|      |  |   |  |             | 1,2 - 1,4 | 2,9 - 3,0 | 5,0 - 5,3 | 12,9 - 13,5     | 37,0 - 39,2 |     |
| S    | Trattamento standard   | Surface standard  | Carcasse: Acciaio - Infilata: Acciaio e post-ossidata (inox) |             |           |           |           | 2               |             |     |
|      | Rumorosità <sup>7)</sup>   | Niveau sonore <sup>7)</sup>   | C <sub>d</sub>   | dB(A)       | 60        | 62        | 66        |                 | 70          | 74  |
|      | Coppia di ribaltamento max sulla flangia in ingresso del riduttore <sup>8)</sup> | Couple de basculement max en fonction de la bride d'entrée du réducteur <sup>8)</sup> | M <sub>0,25(0,03)</sub>                                      | Nm          | 18        | 38        | 80        |                 | 180         | 300 |
|      |  |   |  |             | 18        | 18        | 38        | 80              | 180         | 2   |

| Carico sull'albero del riduttore           | Contrainte de l'arbre de sortie             | PLFN054                 | PLFN090 | PLFN110 | PLFN140 | PLFN200 | g <sup>1)</sup> |   |
|--|---|-------------------------|---------|---------|---------|---------|-----------------|---|
| Forza radiale per 20 000 rpm <sup>9)</sup> | Force radiale pour 20 000 rpm <sup>9)</sup> | F <sub>20(0,03)</sub>   | 2150    | 3950    | 4900    | 12000   | 20000           | 1 |
| Forza assiale per 20 000 rpm <sup>9)</sup> | Force axiale pour 20 000 rpm <sup>9)</sup>  | F <sub>a,20(0,03)</sub> | 4300    | 8200    | 9500    | 8500    | 15000           |   |
| Forza radiale per 30 000 rpm <sup>9)</sup> | Force radiale pour 30 000 rpm <sup>9)</sup> | F <sub>30(0,03)</sub>   | 1900    | 3500    | 4300    | 10000   | 29000           |   |
| Forza assiale per 30 000 rpm <sup>9)</sup> | Force axiale pour 30 000 rpm <sup>9)</sup>  | F <sub>a,30(0,03)</sub> | 3800    | 7200    | 8400    | 7500    | 15000           |   |
| Forza radiale massima <sup>10)</sup>       | Force radiale maximale <sup>10)</sup>       | F <sub>max</sub>        | 2150    | 3950    | 4900    | 12000   | 20000           | 2 |
| Forza assiale massima <sup>10)</sup>       | Force axiale maximale <sup>10)</sup>        | F <sub>a,max</sub>      | 4300    | 8200    | 9500    | 8500    | 15000           |   |
| Coppia di ribaltamento per 20 000 rpm      | Couple de renversement pour 20 000 rpm      | M <sub>0,25(0,03)</sub> | 132     | 326     | 475     | 1219    | 4957            |   |
| Coppia di ribaltamento per 30 000 rpm      | Couple de renversement pour 30 000 rpm      | M <sub>0,33(0,03)</sub> | 117     | 289     | 422     | 1117    | 4431            |   |

| Momento d'inerzia                | Moment d'inertie                         | PLFN054 | PLFN090          | PLFN110 | PLFN140 | PLFN200 | g <sup>1)</sup> |        |   |
|----------------------------------|--|---------|------------------|---------|---------|---------|-----------------|--------|---|
| Momento d'inerzia <sup>11)</sup> | Moment d'inertie de masse <sup>11)</sup> | J       | kgm <sup>2</sup> | 0,517   | 1,560   | 2,258   | 7,210           | 24,950 | 1 |
|                                  |  |         |                  | 0,288   | 0,920   | 1,342   | 12,385          | 61,170 | 2 |
|                                  |  |         |                  | 0,209   | 0,211   | 0,548   | 1,951           | 6,911  | 2 |
|                                  |  |         |                  | 0,543   | 0,289   | 0,737   | 2,784           | 11,833 | 2 |

Figura 3.145: PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet

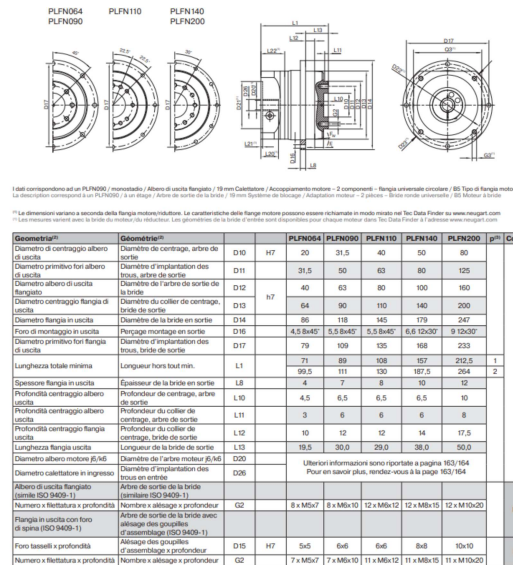



Figura 3.146: PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet

PLFN Dati tecnici / Données techniques

| Coppia in uscita                    | Coupled de sortie                    | PLFN054                                 | PLFN090                                  | PLFN110           | PLFN140 | PLFN200 | g <sup>1)</sup> |      |      |     |      |    |
|-------------------------------------|--------------------------------------|---|--|-------------------|---------|---------|-----------------|------|------|-----|------|----|
| Coppia in uscita max. <sup>1)</sup> | Coupled de sortie max. <sup>1)</sup> | T <sub>0,25</sub>                       | 60                                       | 150               | 200     | 600     | 1200            | 4    |      |     |      |    |
|                                     |                                      | N                                       | 1  | 65                | 140     | 260     | 750             | 1600 | 5    |     |      |    |
|                                     |                                      |   |  | 46                | 90      | 160     | 530             | 1000 | 7    |     |      |    |
|                                     |                                      | Coppia nominale in uscita <sup>2)</sup> | Coupled de sortie nominale <sup>2)</sup> | T <sub>0,25</sub> | N       | 1       | 40              | 80   | 150  | 450 | 1000 | 8  |
|                                     |                                      |   |  |                   |         |         | 27              | 60   | 125  | 305 | 630  | 10 |
|                                     |                                      |   |  | 2                 | 77      | 150     | 300             | 1000 | 1800 | 16  |      |    |
|                                     |                                      |   |  |                   | 77      | 150     | 300             | 1000 | 1800 | 20  |      |    |
| 65                                  | 140                                  |   |  |                   | 260     | 900     | 1800            | 25   |      |     |      |    |
| 77                                  | 150                                  |   |  |                   | 300     | 600     | 1800            | 32   |      |     |      |    |
| Coppia in uscita max. <sup>4)</sup> | Coupled de sortie max. <sup>4)</sup> | T <sub>0,25</sub>                       | N  | 1                 | 123     | 240     | 480             | 1600 | 2880 | 20  |      |    |
|                                     |                                      |   |  |                   | 96      | 204     | 480             | 960  | 2880 | 14  |      |    |
|                                     |                                      | 2                                       | 104                                      | 224               | 416     | 1200    | 2560            | 5    |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 72                                       | 144               | 288     | 848     | 2090            | 7    |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 64                                       | 128               | 240     | 720     | 1000            | 8    |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 43                                       | 96                | 200     | 488     | 1008            | 10   |      |     |      |    |
| Coppia in uscita max. <sup>3)</sup> | Coupled de sortie max. <sup>3)</sup> | T <sub>0,25</sub>                       | N  | 1                 | 123     | 240     | 480             | 1600 | 2880 | 16  |      |    |
|                                     |                                      |   |  |                   | 123     | 240     | 480             | 1600 | 2880 | 20  |      |    |
|                                     |                                      | 2                                       | 104                                      | 224               | 416     | 1440    | 2880            | 25   |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 123                                      | 240               | 480     | 960     | 2880            | 32   |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 104                                      | 224               | 416     | 1250    | 2880            | 40   |      |     |      |    |
|                                     |                                      |   | 104                                      | 208               | 416     | 982     | 2440            | 50   |      |     |      |    |
| 64                                  | 128                                  | 240                                     | 720                                      | 1600              | 64      |         |                 |      |      |     |      |    |
| 43                                  | 96                                   | 200                                     | 488                                      | 1008              | 100     |         |                 |      |      |     |      |    |

Figura 3.147: PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

PLFN Dati tecnici Données techniques 

| Coppia in uscita                     | Couples de sortie                       |           | PLFN054           | PLFN090 | PLFN110 | PLFN140 | PLFN200 | $\beta$ | $\mu$ |   |
|--------------------------------------|---|-----------|-------------------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|---|
| Coppia di emergenza <sup>1)</sup>    | Couples d'arrêt d'urgence <sup>1)</sup> | $T_{max}$ | Nm                | 120     | 280     | 650     | 1500    | 2700    | 4     | 1 |
|                                      |   |           |                   | 130     | 280     | 650     | 1500    | 3000    | 5     |   |
|                                      |   |           |                   | 90      | 175     | 340     | 1300    | 2600    | 7     |   |
|                                      |   |           |                   | 90      | 200     | 380     | 1000    | 2100    | 8     |   |
|                                      |   |           |                   | 90      | 200     | 480     | 750     | 1500    | 10    |   |
|                                      |   |           |                   | 150     | 300     | 650     | 2000    | 3600    | 16    |   |
|                                      |   |           |                   | 150     | 300     | 650     | 2300    | 3600    | 20    |   |
|                                      |   |           |                   | 150     | 300     | 650     | 1800    | 3600    | 25    |   |
|                                      |   |           |                   | 150     | 300     | 650     | 1500    | 3600    | 32    |   |
|                                      |   |           |                   | 150     | 300     | 650     | 1600    | 3600    | 40    |   |
| Coppia max in ingresso <sup>2)</sup> | Couples max en entrée <sup>2)</sup>     | $n_{max}$ | min <sup>-1</sup> | 80      | 200     | 380     | 1000    | 2600    | 64    | 2 |
|                                      |   |           |                   | 80      | 200     | 480     | 750     | 1500    | 100   |   |

| Velocità in ingresso   | Vitesse d'entrée   |           | PLFN054           | PLFN090            | PLFN110            | PLFN140            | PLFN200            | $\beta$            | $\mu$ |
|--|--|-----------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------|
| Velocità media in ingresso per $T_{amb}$ in 5 per temperatura max consentita <sup>3)</sup> | Vitesse d'entrée thermique moyenne à $T_{amb}$ 5°C <sup>3)</sup> | $n_{med}$ | min <sup>-1</sup> | 2100 <sup>3)</sup> | 1750 <sup>3)</sup> | 1300 <sup>3)</sup> | 850 <sup>3)</sup>  | 500 <sup>3)</sup>  | 4     |
|  |  |           |                   | 2600 <sup>3)</sup> | 2100 <sup>3)</sup> | 1650 <sup>3)</sup> | 950 <sup>3)</sup>  | 600 <sup>3)</sup>  | 5     |
|  |  |           |                   | 3200 <sup>3)</sup> | 3000 <sup>3)</sup> | 2300 <sup>3)</sup> | 1400 <sup>3)</sup> | 800 <sup>3)</sup>  | 7     |
|  |  |           |                   | 3500 <sup>3)</sup> | 3350 <sup>3)</sup> | 2650 <sup>3)</sup> | 1650 <sup>3)</sup> | 1000 <sup>3)</sup> | 8     |
|  |  |           |                   | 4100 <sup>3)</sup> | 4000 <sup>3)</sup> | 3100 <sup>3)</sup> | 2050 <sup>3)</sup> | 1300 <sup>3)</sup> | 10    |
|  |  |           |                   | 3700 <sup>3)</sup> | 3650 <sup>3)</sup> | 3000 <sup>3)</sup> | 1700 <sup>3)</sup> | 1100 <sup>3)</sup> | 16    |
|  |  |           |                   | 4200 <sup>3)</sup> | 4450 <sup>3)</sup> | 3750 <sup>3)</sup> | 2100 <sup>3)</sup> | 1350 <sup>3)</sup> | 20    |
|  |  |           |                   | 4500 <sup>3)</sup> | 4500 <sup>3)</sup> | 4000 <sup>3)</sup> | 2500 <sup>3)</sup> | 1550 <sup>3)</sup> | 25    |
|  |  |           |                   | 4500 <sup>3)</sup> | 4500 <sup>3)</sup> | 4000 <sup>3)</sup> | 3000 <sup>3)</sup> | 2100 <sup>3)</sup> | 32    |
|  |  |           |                   | 4500 <sup>3)</sup> | 4500 <sup>3)</sup> | 4000 <sup>3)</sup> | 3500 <sup>3)</sup> | 2500 <sup>3)</sup> | 40    |
| Velocità max in ingresso <sup>4)</sup>   | Vitesse d'entrée mécanique max <sup>4)</sup>                     | $n_{max}$ | min <sup>-1</sup> | 14000              | 10000              | 8500               | 6500               | 6000               | 1     |
|  |  |           |                   | 14000              | 14000              | 10000              | 8500               | 6500               | 2     |

Figura 3.148: PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10 - datasheet

Come si può evincere, il riduttore dimensionato è in grado di trasmettere la massima coppia richiesta, in modo non contínuativo, inoltre è in grado di sopportare elevati carichi radiali, assiali e notevoli coppie di ribaltamento, che lo rendono perfetto per la nostra applicazione.

E' interessante soffermarsi sull'interfaccia di uscita: il riduttore termina con una flangia circolare che viene collegata direttamente alla camma rappresentata in figura 3.57, tramite le opportune viti.

Si ritiene doveroso ora mostrare qualche immagine relativa al motoriduttore appena descritto.

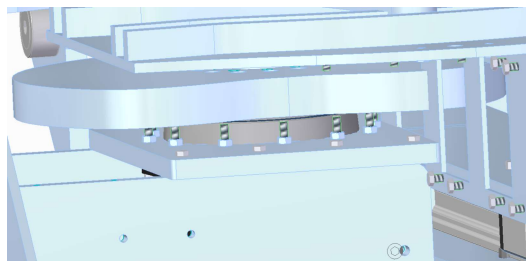


Figura 3.149: montaggio riduttore

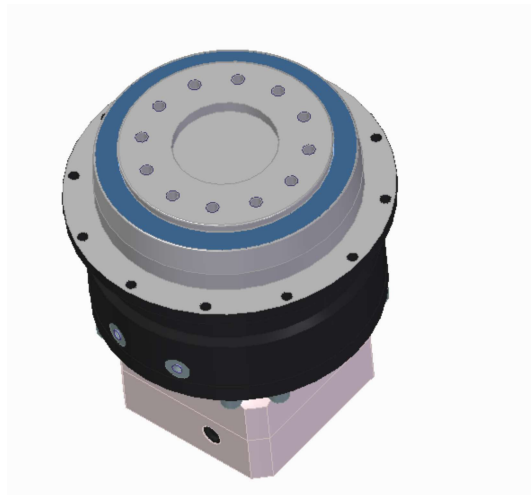


Figura 3.150: riduttore PLFN 200-040-RSSD3AG-Y32-60-130-165-B5-M10

Come si può apprezzare dalle figure 3.149 e 3.150 il riduttore è collegato tramite la flangia finale alla camma tramite 12 viti a testa cilindrica con esagono incassato  $M12 \times 55$  classe 10.9, a scomparsa sulla camma, mentre è reso solidale al gruppo mobile verticalmente tramite altre 12 viti  $M8 \times 60$ , visibili nella prima figura mostrata.

In particolare, il riduttore è vincolato in questo modo a una piastra, bullonata a sua volta sulle due piastre verticali mostrate in figura 3.123. Inoltre, la stessa parte presenta all'estremità 4 fori passanti, attraversati dalle viti che fissano il pattino appartenente al gruppo adibito al moto verticale sulla squadra mostrata in figura 3.80.

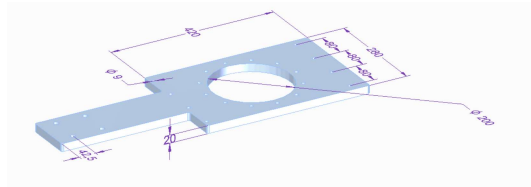


Figura 3.151: piastra riduttore

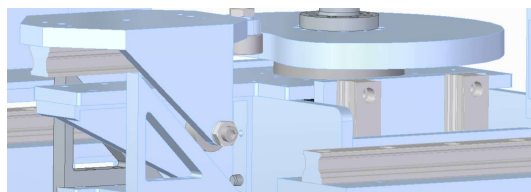


Figura 3.152: piastra riduttore - particolare montaggio

Il collegamento con l'albero motore è realizzato invece tramite un calettatore per attrito.

In questo modo il motoriduttore occupa il minor ingombro possibile, risultando tuttavia coinvolto nella traslazione verticale.

### 3.2 Progettazione di dettaglio della soluzione e verifica

Esso si trova all'interno del telaio scatolare, pertanto i collegamenti elettrici vengono fatti passare all'interno dell'anello rotante e fatti fuoriuscire. Allo scopo di poter eseguire interventi manutentivi, come accennato in precedenza, si è scavata una finestra di sufficienti dimensioni su una delle quattro lastre verticali che costituiscono il pilastro, all'altezza del motore.

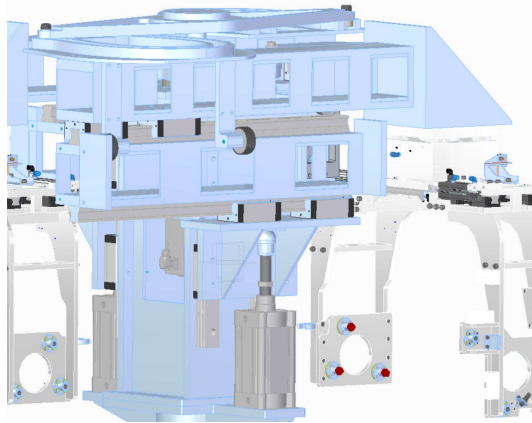


Figura 3.153: particolare motore nell'assieme

Si può ritenere a questo punto conclusa l'analisi del *pick and place* reingegnerizzato da me; si intende mostrare qualche altra immagine dell'assieme completo per poi aprire una parentesi sull'assemblaggio.

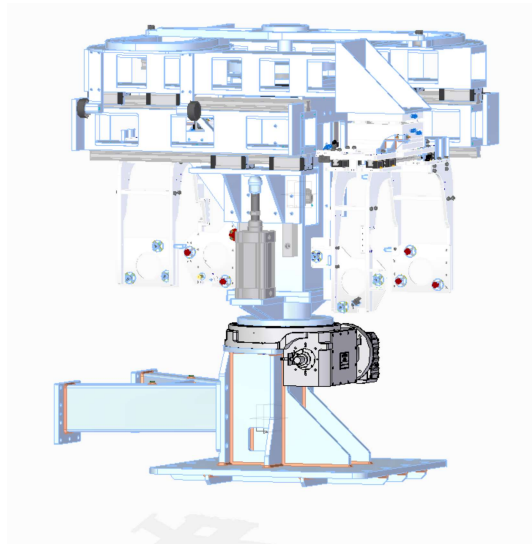


Figura 3.154: assieme - 1

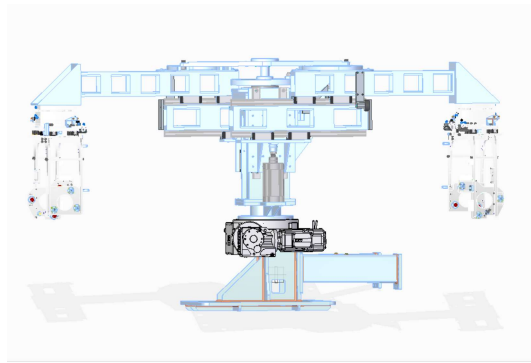


Figura 3.155: assieme - 2

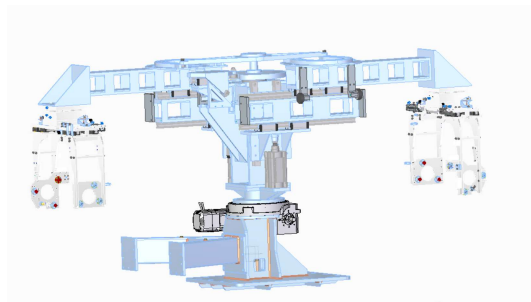


Figura 3.156: assieme - 3

Dalle immagini emerge la presenza di un dettaglio non descritto in precedenza: si tratta di un finecorsa apportato sui bracci telescopici, costituito da un tampone antivibrante, utile a rendere solidali i due bracci telescopici durante la seconda parte del moto orizzontale.

### 3.3 Esploso - cenni sull'assemblaggio

Avendo completato il processo di sintesi del robot reingegnerizzato, si desidera ora fornire qualche dettaglio sull'assemblaggio, potendo contare sull'esploso dell'assieme nel CAD. Infatti, essendo il sistema progettato complesso ed elaborato, vi era il rischio di incontrare problemi in fase di assemblaggio.

Le seguenti figure intendo fornire uno spunto per facilitare tale fase.

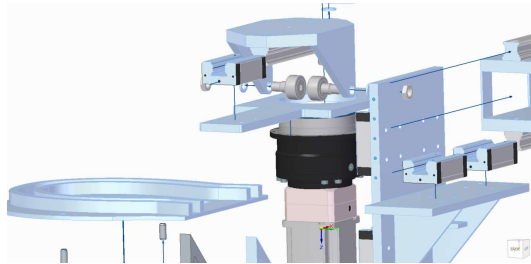


Figura 3.157: esploso - 1

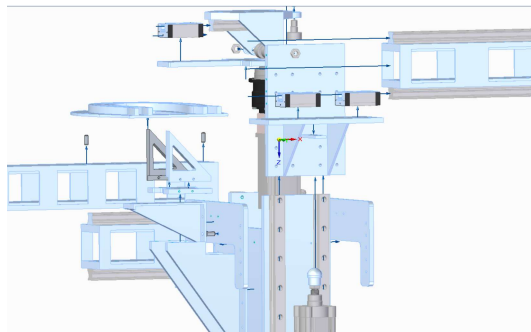


Figura 3.158: esploso - 2

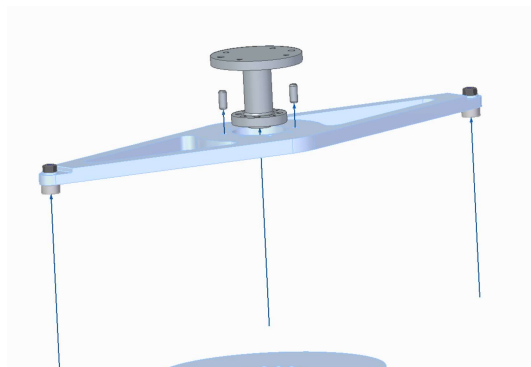


Figura 3.159: esploso - 3

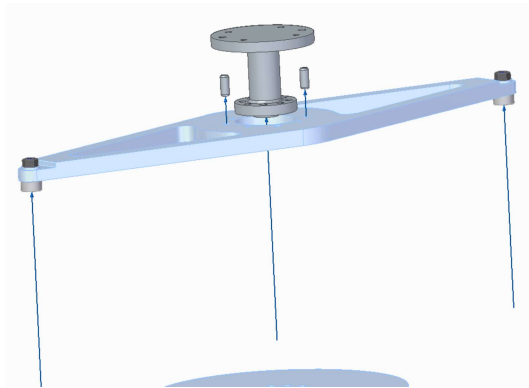


Figura 3.160: esploso - 4

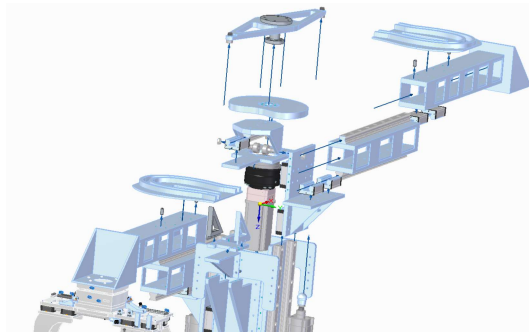


Figura 3.161: esploso - 5

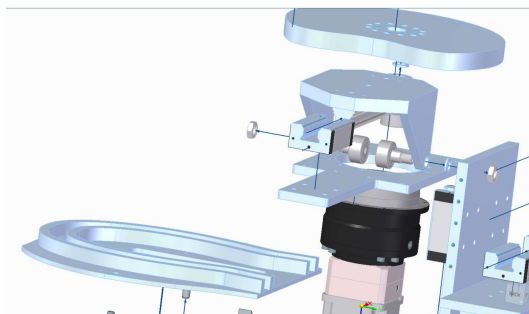


Figura 3.162: esploso - 6

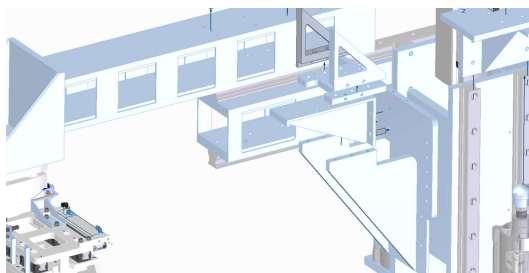


Figura 3.163: esploso - 7

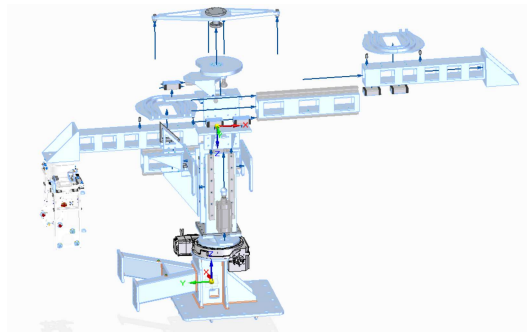


Figura 3.164: esploso - 8

La mia attenzione si è focalizzata in particolare sui sottoassiemi mobili, che rappresentano sicuramente i punti più problematici, nell'ambito del montaggio.

Innanzitutto, va dapprima montata la parte fissa del robot, per la quale l'ordine rispecchia all'incirca l'ordine seguito nella descrizione in questo elaborato partendo dall'anello rotante procedendo verso l'alto. E' importante montare in questa fase anche i cilindri pneumatici prevedendo anche la calotta sulla sommità dello stelo.

A questo punto si può passare all'assemblaggio dei gruppi labili. Innanzitutto è bene montare i due componenti sottostanti ai bracci telescopici, mostrati in figura 3.109, insieme alle due piastre verticali, visibili in figura 3.123, che li collegano.

Ora si procede fissando il motoriduttore alla piastra, di cui la figura 3.151, la quale viene poi vincolata all'assieme. Dopodiché, per questioni di ingombro è conveniente dedicarsi all'assemblaggio della camma e del gruppo che garantisce il moto verticale, per poi montare i bracci telescopici con le rispettive guide e in ultimo il sottoassieme dedicato all'apertura e chiusura dei suddetti bracci; in questo caso, è necessario fissare dapprima la manovella sull'albero flangiato, per poi collegare quest'ultimo alla camma.

Si può a questo punto considerare conclusa l'analisi del processo di riprogettazione del *pick and place* di partenza.





## Capitolo 4

### Conclusioni

Si desidera ora stilare un capitolo conclusivo che tracci i bilanci di quella che è stata l'esperienza di progetto del robot di cui si è parlato finora.

Riprendendo gli obiettivi prefissati nella fase introduttiva dell'elaborato, lo scopo era la reingegnerizzazione di un manipolatore a cinque gradi di libertà. In particolare si aveva l'obiettivo di sostituire un robot già esistente, in cui ogni movimento era gestito da un motore indipendente, con un sistema più economico e meno flessibile, caratterizzato dalla presenza del minor numero possibile di motori.

Considerando il percorso fatto e i risultati cui esso ha portato, si può dichiarare che l'obiettivo di partenza è stato raggiunto: si è riusciti a realizzare un manipolatore con soli due motori, uno che gestisce la rotazione e l'altro le traslazioni, garantendo gli stessi movimenti in un tempo ciclo lievemente superiore; la massa complessiva è notevolmente maggiore, ma si è trattato di un compromesso per raggiungere le finalità volute.

Il robot riprogettato soddisfa inoltre gli ingombri e tutte le esigenze della specifica di partenza; le analisi eseguite verificano la sua funzionalità, inoltre tutti i componenti sono facilmente recapitabili e da una prima stima si può supporre che sia notevolmente più economico del robot di partenza.

La strada per arrivare a tale traguardo è stata lunga, difficoltosa, fortemente iterativa, ma mi ha confermato una volta ancora quanto sia affascinante la progettazione.

In conclusione, ci tengo a ringraziare chi mi è stato vicino durante questo percorso, da cui sono uscito con maggiori competenze e conoscenze, che spero di mettere sempre in pratica e di incrementare sempre più.



## Bibliografia

- «H.A. Rothbart, Cam design handbook, 2003, Mcgraw Hill»
- «Bonfiglioli Riduttori S.p.A., Gear motor handbook, 2013, Bonfiglioli Riduttori S.p.A.»