

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA**

Classe: L-9

Sede di Forlì

**ELABORATO FINALE DI LAUREA
In: Comportamento Meccanico dei Materiali**

DIMENSIONAMENTO DI UN PICK & PLACE VELOCE

CANDIDATO

Marco Pederzoli

RELATORE

Vincenzo Dal Re

CORELATORE

Gabriele Mazzotti

Anno Accademico 2011/2012

Sessione III

INDICE

INTRODUZIONE	4
1. PICK & PLACE	4
2. L'IDEA	5
3. DATI DI PARTENZA	6
CAPITOLO 1 CALCOLI PRELIMINARI	7
1. VERIFICA DEL TEMPO CICLO	7
1.1 corsa di salita	8
1.2 corsa di traslazione orizzontale	8
1.3 corsa di discesa	9
2. PRIMO SCHIZZO DEL PICK & PLACE	10
3. FORZE NECESSARIE PER LA MOVIMENTAZIONE	11
3.1 andata	13
3.2 ritorno	13
4. STUDIO DELLA DINAMICA DEL SISTEMA	15
• 4.1 andata 1. salita	18
2. traslazione	18
3. discesa	19
• 4.2 ritorno 1. salita	20
2. traslazione	20
3. discesa	21
CAPITOLO 2 SCELTA DEI COMPONENTI DELLA TRASMISSIONE	22
1. CINCHIA	22
2. PULEGGE	30
3. PIASTRE DENTATE DI BLOCCAGGIO	32
4. GUIDE E CURSORI	34
4.1 verifica resistenza cursori carrello verticale	34
CAPITOLO 3 COSTRUZIONE DEL PROTOTIPO	39
1. CARRELLO VERTICALE	40
2. CARRELLO ORIZZONTALE	44

3. SUPPORTO	47
4. GRUPPO MOTORE	49
5. CALCOLO DELLE FORZE EFFETTIVE IN GIOCO	52
6. VERIFICA DIMENSIONALE ALBERI	54
• albero rulli di contro flessione	54
• albero puleggia folle	59
• albero motore	61
CAPITOLO 4 SCELTA DEI COMPONENTI DEL GRUPPO MOTORE	64
1. MOTORE	71
2. RIDUTTORE	74
3. GIUNTO	79
CAPITOLO 5 PICK & PLACE DEFINITVO	81
CONCLUSIONI	84
BIBLIOGRAFIA	85

INTRODUZIONE

1. PICK & PLACE

Il Pick and Place è a tutti gli effetti un robot, il quale viene impiegato nelle produzioni a catena per le movimentazioni punto a punto di oggetti di svariate dimensioni, in spazi più o meno limitati.

In queste industrie, il suo impiego è molto importante vista la continua necessità di spostare i prodotti durante tutto il ciclo di produzione, facendo la traduzione dall'inglese abbiamo "Pick" = afferrare e "Place" = collocare.

In commercio se ne trovano di svariate tipologie, che possono differenziarsi per le prestazioni, la precisione di collocamento, la dimensione e soprattutto la porzione di spazio nel quale lavorano, se ne possono trovare fino a 6 assi per movimentazioni speciali.

Sono muniti di organi di presa che possono essere una pinza, un magnete, una ventosa o un qualcosa di più specifico e particolare, in base alla forma del prodotto in esame; la movimentazione può essere affidata sia da organi pneumatici che da sistemi di cinghie e pulegge.

Di seguito è riportato qualche esempio:



Fig.1) Esempio di impiego in un'industria per la produzione di lucido da scarpe

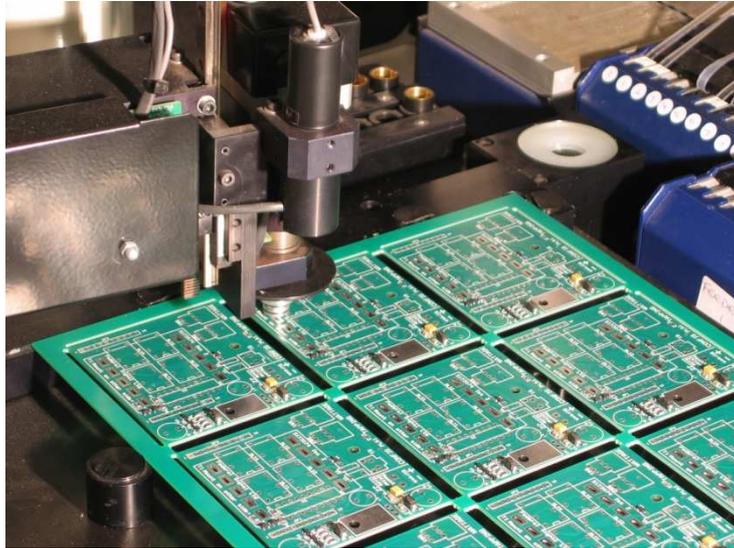


Fig.2) Esempio di utilizzo in campo elettronico

2. L'IDEA

L'azienda che mi ha dato la possibilità di svolgere questa tesi, si occupa della produzione di macchine industriali speciali, cioè: studia, progetta e realizza soluzioni per l'industria dell'automazione industriale nei settori alimentari, medicale e del packaging.

L'idea di questo progetto nasce dalla necessità di avere un Pick & Place diverso dagli standard di mercato, le cui peculiarità saranno le elevate prestazioni, sia in termini di accelerazione che di velocità.

Esso dovrà essere installato in nuovi impianti in fase di progettazione, i quali potendo disporre di un robot dalle così alte prestazioni, ci daranno un notevole vantaggio in termini di tempo e quindi denaro.

Il suo principale utilizzo sarà per il confezionamento di barattoli di yogurt, spostandoli da un nastro trasportatore all'interno di una scatola, ambedue giacenti sullo stesso asse e quindi lo spazio in cui lavorerà sarà ridotto a sole due dimensioni (x,z).

Per elevate prestazioni si intende il bassissimo tempo ciclo richiesto (1 s) nel quale deve compiere la presa dell'oggetto, il collocamento e il ritorno al punto di partenza.

Il manipolatore sarà composto da due carrelli, uno per il movimento di traslazione orizzontale e uno per il movimento verticale il quale comprenderà anche l'organo di presa.

3. DATI DI PARTENZA

I dati di partenza non sono molti, ma come imparerò nel corso del progetto, molto importanti.

Il principale impiego di questo robot, come già detto, sarà nel prendere e posizionare all'interno delle scatole barattoli di yogurt facendo un posizionamento al secondo.

Per rendere però più versatile il suo utilizzo e quindi poterlo utilizzare anche in altre situazioni, si sono imposte come corse massime 400 mm in verticale e 1800 mm in orizzontale, per lo stesso motivo si è anche supposto un peso massimo della pinza di 10 kg (che varia in base alla tipologia di prodotto da movimentare) e un peso massimo di prodotto di 5 kg.

Sarà movimentato da due motori elettrici indipendenti e avrà un'accelerazione massima consentita per i carrelli di 40 m/s^2 e una velocità massima di 10 m/s.

Per il dimensionamento però utilizziamo un ciclo composto da una corsa verticale di salita di 100 mm, una orizzontale di 800 mm e una corsa di discesa di 300 mm, che saranno appunto le corse per il collocamento degli yogurt nelle scatole.

Come avevo già accennato in precedenza, il tempo ciclo deve essere di 1 s, quindi dovrà effettuare le tre corse di andata e le tre di ritorno in questo tempo.

Le leggi di moto per queste corse non so ancora che profilo avranno, se saranno triangolari, cioè con un tratto di accelerazione, una velocità massima toccata per un istante e un tratto di decelerazione, oppure trapezie, cioè con accelerazione, tratto a velocità costante e decelerazione.

La successione delle corse essendo verticale, orizzontale e di nuovo verticale implica che per ciascuna corsa il carrello parte da fermo, raggiunge una velocità massima e decelera fino a fermarsi.

CAPITOLO 1

CALCOLI PRELIMINARI

1. VERIFICA DEL TEMPO CICLO

Il primo passo per questo dimensionamento è stato quello di verificare se, con i limiti massimi di accelerazione e velocità imposti in partenza, si sarebbe rispettato il tempo ciclo di 1 s.

Ho supposto una decelerazione massima “d” uguale all’accelerazione massima cioè $d = a = 40 \text{ m/s}^2$.

Trattandosi di moto rettilineo uniformemente accelerato possiamo utilizzare la formula

$$s = (a \cdot t^2) / 2$$

la quale esprime lo spazio percorso in funzione dell’accelerazione e del tempo.

Da essa, inserendo accelerazione e spazio, è facile ricavare la formula inversa per trovare il tempo impiegato dal carrello per effettuare la corsa in esame.

La seconda semplice formula che utilizzerò è quella che mette in relazione la velocità con il tempo e l’accelerazione.

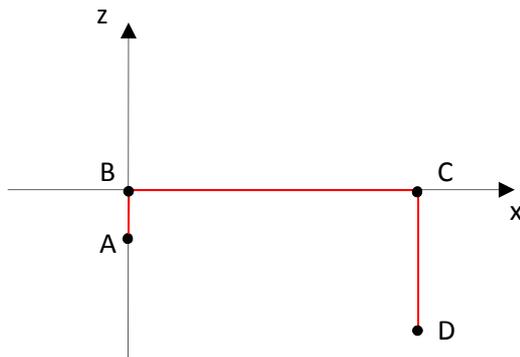
$$v = a \cdot t$$

Con essa ricavo il tempo impiegato dal carrello per arrivare alla velocità limite di 10 m/s avendo un’ accelerazione di 40 m/s^2

$$v = a \cdot t \rightarrow t = \frac{v}{a} = \frac{10}{40} = 0,25 \text{ s}$$

Considerando che mezzo ciclo (solo andata o solo ritorno) deve essere fatto in 0,5 s e che ho tre corse da effettuare, sarà molto improbabile che riuscirò ad arrivare alla velocità massima imposta, quindi molto probabilmente la legge di moto sarà di tipo triangolare, senza cioè il tratto a velocità costante.

Di seguito, nella Graf.1.1.1 ho sintetizzato il percorso compiuto dal manipolatore indicando con il colore rosso le tre corse.



$$\begin{aligned}
 A &= (0; -100) \\
 B &= (0; 0) \\
 C &= (800; 0) \\
 D &= (800; -300)
 \end{aligned}$$

Graf. 1.1.1) Percorso compiuto dal robot.

Esamino una corsa per volta:

1.1 Corsa di salita verticale (A-B) $l = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$

Considero che il carrello acceleri per metà percorso e per l'altra metà decelerati quindi nella formula $s = l/2 = 0,1/2 = 0,05 \text{ m}$.

$$t_a = \sqrt{(s \cdot 2) / a} = \sqrt{(0,05 \cdot 2) / 40} = 0,05 \text{ s}$$

Questo risultato significa che in 0,05 secondi il carrello compie metà corsa e di conseguenza, avendo la decelerazione uguale all'accelerazione, il tempo impiegato per fermarsi sarà esattamente uguale.

$$t_d = \sqrt{(s \cdot 2) / d} = \sqrt{(0,05 \cdot 2) / 40} = 0,05 \text{ s}$$

Quindi la corsa verticale è effettuata nel tempo dato dalla somma dei due:

$$t_1 = t_a + t_d = 0,05 + 0,05 = 0,1 \text{ s}$$

La velocità massima raggiunta dal carrello sarà molto inferiore della velocità limite ammessa, infatti:

$$v = a \cdot t = 40 \cdot 0,05 = 2 \text{ m/s}$$

1.2 Corsa di traslazione orizzontale (B-C) $l = 800 \text{ mm} = 0,8 \text{ m}$

Come prima considero che il carrello acceleri per metà percorso e decelerati per l'altra metà quindi $s = l/2 = 0,8/2 = 0,4 \text{ m}$.

Di conseguenza:

$$t_a = \sqrt{(s \cdot 2) / a} = \sqrt{(0,4 \cdot 2) / 40} = 0,1414 \text{ s}$$

$$t_d = \sqrt{(s \cdot 2) / d} = \sqrt{(0,4 \cdot 2) / 40} = 0,1414 \text{ s}$$

La corsa orizzontale quindi viene effettuata in:

$$t_2 = t_a + t_d = 0,1414 + 0,1414 = 0,2828 \text{ s}$$

e la velocità massima raggiunta dal carrello è:

$$v = a \cdot t = 40 \cdot 0,1414 = 5,657 \text{ m/s}$$

1.3 Corsa di discesa verticale (C-D) l = 300 mm = 0,3 m

Considero esattamente le stesse ipotesi di prima quindi avrò:

$$s = l/2 = 0,3/2 = 0,15 \text{ m}$$

$$t_a = \sqrt{(s \cdot 2) / a} = \sqrt{(0,15 \cdot 2) / 40} = 0,0866 \text{ s}$$

$$t_d = \sqrt{(s \cdot 2) / d} = \sqrt{(0,15 \cdot 2) / 40} = 0,0866 \text{ s}$$

La corsa orizzontale quindi viene effettuata in:

$$t_3 = t_a + t_d = 0,0866 + 0,0866 = 0,1732 \text{ s}$$

e la velocità massima raggiunta dal carrello è:

$$v = a \cdot t = 40 \cdot 0,0866 = 3,464 \text{ m/s}$$

A questo punto facendo la somma dei tempi delle singole corse posso ricavarvi il tempo impiegato per eseguire mezzo ciclo.

$$T_{TOT} = t_1 + t_2 + t_3 = 0,1 + 0,2828 + 0,1732 = 0,556 \text{ s}$$

Come possiamo ben notare il tempo totale è maggiore di quello richiesto inizialmente che era di 0,5 s.

Purtroppo però non riusciamo ad abbassare ulteriormente questo tempo visto che siamo già al limite avendo utilizzato come accelerazione base, l'accelerazione massima consentita (40 m/s^2).

Quindi il tempo ciclo non sarà più di 1 s ma sarà di $0,556 \cdot 2 = 1,112 \text{ s}$

2. PRIMO SCHIZZO DEL PICK & PLACE

In partenza si è deciso che la movimentazione del sistema sia affidata ad un sistema di pulegge e cinghia, due delle quali saranno motrici guidate ognuna da un motore elettrico indipendente.

Il primo schizzo di massima è rappresentato in Fig.1.2.1, pur essendo molto schematico e mancante di molti componenti, possiamo comunque intuire che, il movimento dei carrelli, varia in base al verso di rotazione delle pulegge motrici (di colore azzurro).

Se la velocità angolare di entrambe è la stessa e il verso è concorde, si ha unicamente la traslazione del carrello orizzontale (di colore giallo).

Se viceversa, il verso della velocità angolare dei due motori è discorde, mantenendo comunque lo stesso modulo, abbiamo la sola traslazione del carrello verticale (di colore viola).

In grigio sono rappresentate le guide dove scorrono i carrelli, in arancio la puleggia folle e in verde i rulli di contro flessione (chiamati così perché creano alla cinghia una flessione opposta).

Dalla figura inoltre, si può notare che il carrello verticale è solidale a quello orizzontale quindi in caso di traslazione ci sarà il movimento reciproco dei due carrelli.

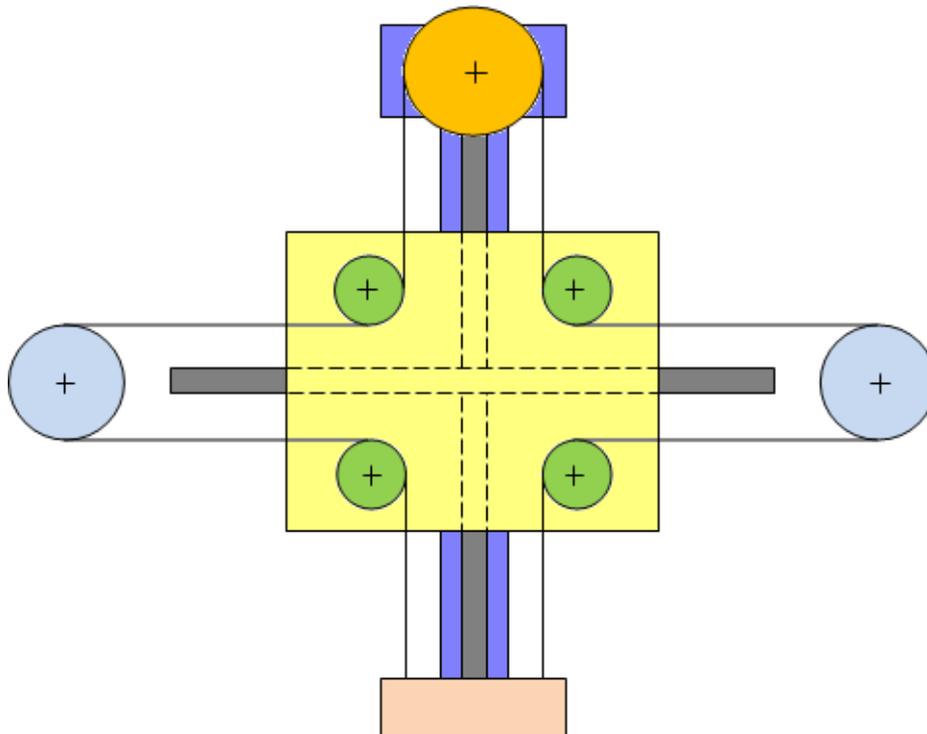


Fig. 1.2.1) Rappresentazione schematica del pick and place.

La cinghia è avvolta nel sistema come da Fig.1.2.2, nella quale, sono indicati i tiri della cinghia con relativo verso e direzione.

Non è assolutamente detto però che, tutti i tratti, siano tesi. Infatti il movimento compiuto dai carrelli oltre che a fare variare i moduli delle forze, cambierà anche la distribuzione dei tiri.

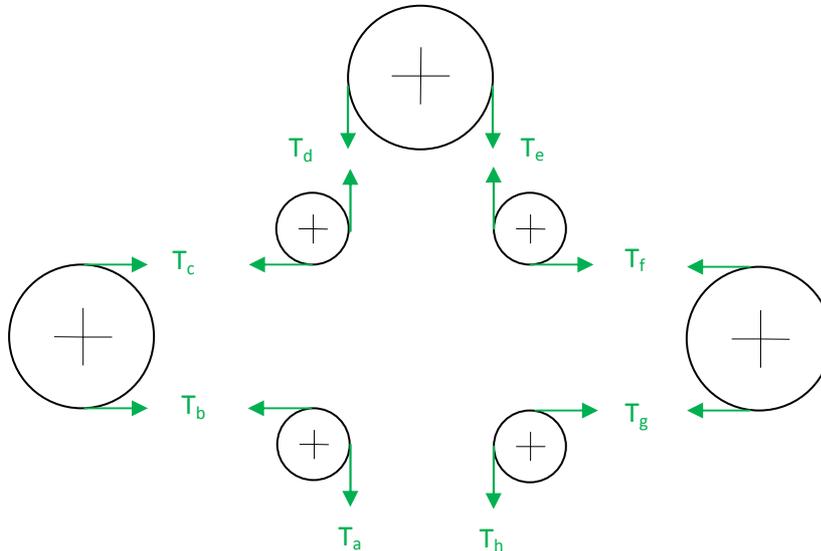


Fig. 1.2.2) Rappresentazione delle forze agenti sulle pulegge dovute alla tensione della cinghia

3. FORZE NECESSARIE PER LA MOVIMENTAZIONE

Il secondo principio della dinamica, noto come principio di proporzionalità o di conservazione o più comunemente di Newton, afferma che in ogni istante l'accelerazione di un corpo è determinata dalla forza non equilibrata che agisce su di esso: l'accelerazione ha la stessa direzione e lo stesso verso della forza, il suo modulo è proporzionale alla forza e inversamente proporzionale alla massa del corpo.

$$a = F/m \quad \longrightarrow \quad F = m \cdot a$$

Questa relazione deriva dalla definizione di quantità di moto, la quale, preso un punto materiale (cioè un corpo di dimensioni trascurabili rispetto al sistema di riferimento in esame e contemporaneamente dotato di massa) afferma che esso ha una quantità di moto "q" pari al prodotto della sua massa per la sua velocità.

$$q = m \cdot v$$

Si può ben notare che la forza risulta proprio la derivata della quantità di moto rispetto al tempo.

La forza nel sistema internazionale è appunto espressa in Newton [N].

A questo punto, al fine di calcolarmi le forze necessarie per gli spostamenti, occorre ipotizzare un peso limite per ognuno dei due carrelli.

Essendo ancora all'inizio del progetto è inevitabile ipotizzare qualche dato che, per ovvi motivi, non è ancora noto.

Pensando alle dimensioni e a ciò che potrà comporre il robot, considero molto generosamente che il peso di ogni carrello sia di 15 Kg, sperando ovviamente che sia inferiore vista l'importanza della massa nel calcolo delle forze.

Idealmente, conoscendo la massa degli oggetti che andrò a movimentare e conoscendo l'accelerazione alla quale voglio che essi si muovano, sarei già pronto per il calcolo della forza.

Per arrivare al calcolo finale però devo tenere in considerazione un fattore molto importante, l'accelerazione di gravità.

Essa mi genera una forza, la cosiddetta forza peso, il cui valore è dato dal prodotto della massa per l'accelerazione di gravità ($g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$):

$$F_p = m \cdot g$$

In base alla corsa compiuta essa andrà a variare, in un modo o nell'altro, il valore finale della forza.

Ad esempio, nella corsa verticale di salita devo considerare che, rispetto alla forza che mi occorre per spostare la massa di salita (m_s chiarita nella Tab.1.3.2), la forza peso ha stessa direzione ma verso contrario, di conseguenza la forza totale necessaria di salita dovrà compensare anche questa componente e quindi sarà data dalla somma delle due.

Viceversa, nella situazione di discesa, essa ha direzione e verso concordi alla forza applicata e quindi quella finale sarà data dalla loro differenza.

Nella traslazione orizzontale, anche se in maniera diversa, incide ugualmente; la sua direzione è perpendicolare alla direzione del moto del carrello e quindi perpendicolare anche alla forza applicata.

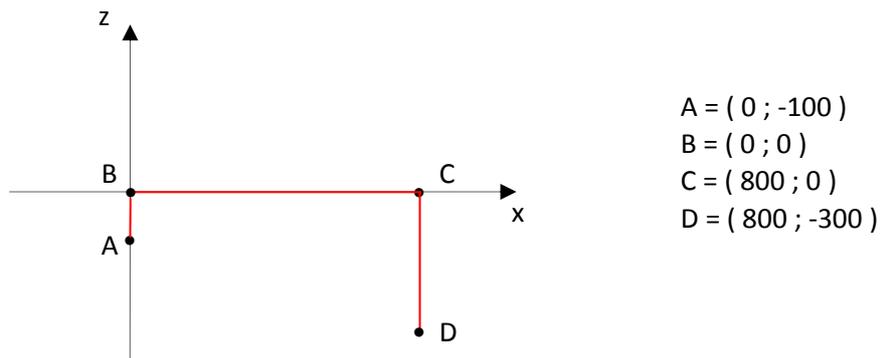
Essa agisce in maniera indiretta attraverso la forza d'attrito.

Le guide e i relativi cursori che andrò a montare sono composti da cuscinetti a rullini, quindi lavorano per attrito volvente e, di conseguenza, hanno un coefficiente d'attrito molto basso $> 0,01$. Per stare a favore di sicurezza ipotizzo $\mu = 0,1$.

Moltiplicando la forza peso per il coefficiente d'attrito μ , ottengo la forza resistente che si oppone allo spostamento, a questo punto ha stessa direzione della forza necessaria per spostare il carrello, ma verso opposto. Quindi per trovare l'effettiva forza necessaria per lo spostamento devo sommarle tra loro.

Detto ciò, ho tutto l'occorrente per riuscire a calcolare le forze necessarie per lo spostamento dei carrelli nelle tre corse di andata e di ritorno.

Riprendo il grafico già visto in precedenza rappresentante il percorso del robot.



Graf. 1.1.1) Percorso compiuto dal robot.

Come punto di partenza considero la posizione nella quale la pinza afferra il prodotto cioè quando il carrello verticale è nel punto A (Graf.1.1.1).

3.1 Andata (A-B, B-C, C-D):

La corsa di andata è composta da 3 sottocorse, due verticali e una orizzontale. Durante la prima corsa dal punto A al punto B, abbiamo che il carrello orizzontale è fermo a differenza di quello verticale che, unito alla pinza e al prodotto, si muove verso l'alto. Arrivato al punto B il carrello verticale si ferma e parte quello orizzontale per svolgere la corsa da B a C.

Come detto in precedenza il carrello verticale è solidale a quello orizzontale, quindi la massa totale da movimentare, comprende quella dei due carrelli unita a quella della pinza e del prodotto.

Nel punto C si arresta la corsa del carrello orizzontale e riparte unicamente il carrello verticale che arriverà a posizionare il prodotto nel punto D.

In questo ultimo caso le masse coincidono esattamente a quelle della prima corsa dal punto A al punto B.

3.2 Ritorno (D-C, C-B, B-A):

Per la corsa di ritorno possiamo applicare le stesse considerazioni fatte per quella di andata, a parte che la partenza è ora dal punto D e che durante il ritorno la pinza non possiede più il prodotto perché posizionato al termine della corsa di andata.

Di conseguenza avremo le masse minorate di 5 Kg, cioè l'equivalente del peso del prodotto.

Nelle tabelle seguenti (Tab.1.3.1, Tab.1.3.2) sono riportate le masse da movimentare suddivise in base alla corsa di andata e di ritorno e ulteriormente divise nelle tre corse: salita, traslazione e discesa.

Massa carrello verticale [kg]	$m_v = 15$
Massa carrello orizzontale [kg]	$m_o = 15$
Massa pinza [kg]	$m_p = 10$
Massa prodotto [kg]	$m_{pr} = 5$

Tab.1.3.1) Masse dei componenti del Pick & Place

<i>Andata</i>	Massa tot salita [kg]	$m_s = 30$
	Massa tot traslazione [kg]	$m_t = 45$
	Massa tot discesa [kg]	$m_d = 30$
<i>Ritorno</i>	Massa tot salita [kg]	$m_s = 25$
	Massa tot traslazione [kg]	$m_t = 40$
	Massa tot discesa [kg]	$m_d = 25$

Tab.1.3.2) Suddivisione delle masse nelle tre corse di andata e ritorno

Viste le tre corse di andata e le tre di ritorno avrò altrettante forze da calcolare.

<i>Andata</i>	Forza di salita [N]	$F_s = (m_s \cdot a) + (m_s \cdot g) = (30 \cdot 40) + (30 \cdot 9.81) = 1494.3$
	Forza di traslazione [N]	$F_t = (m_t \cdot a) + (g \cdot m_t \cdot \mu) = (45 \cdot 40) + (9.81 \cdot 45 \cdot 0.1) = 1844.1$
	Forza di discesa [N]	$F_d = (m_d \cdot a) - (m_d \cdot g) = (30 \cdot 40) - (30 \cdot 9.81) = 905.7$
<i>Ritorno</i>	Forza di salita [N]	$F_s = (m_s \cdot a) + (m_s \cdot g) = (25 \cdot 40) + (25 \cdot 9.81) = 1245.3$
	Forza di traslazione [N]	$F_t = (m_t \cdot a) + (g \cdot m_t \cdot \mu) = (40 \cdot 40) + (9.81 \cdot 40 \cdot 0.1) = 1639.2$
	Forza di discesa [N]	$F_d = (m_d \cdot a) - (m_d \cdot g) = (25 \cdot 40) - (25 \cdot 9.81) = 754.8$

Tab.1.3.3) Forze necessarie nelle tre corse di andata e ritorno

$$a = 40 \text{ m/s}^2 \text{ (accelerazione dei carrelli)}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2 \text{ (accelerazione di gravità)}$$

$$\mu = 0,1 \text{ (coefficiente d'attrito)}$$

Come si può vedere dalla Tab.1.3.3 la forza massima necessaria per il movimento si ha nella corsa orizzontale di andata, risultato che si poteva immaginare visto che è la corsa con più masse in gioco.

4. STUDIO DELLA DINAMICA DEL SISTEMA

Ora abbiamo un'idea di massima delle dimensioni e della forma che avrà il robot, conosciamo le masse e le forze calcolate, in base ad esse, quindi si può studiare come si distribuiscono nei vari tratti della cinghia.

I tratti tesi cambiano in base al movimento che si compie, fondamentalmente si alternano sempre quattro condizioni che andrò ad elencare di seguito.

Salita del carrello verticale:

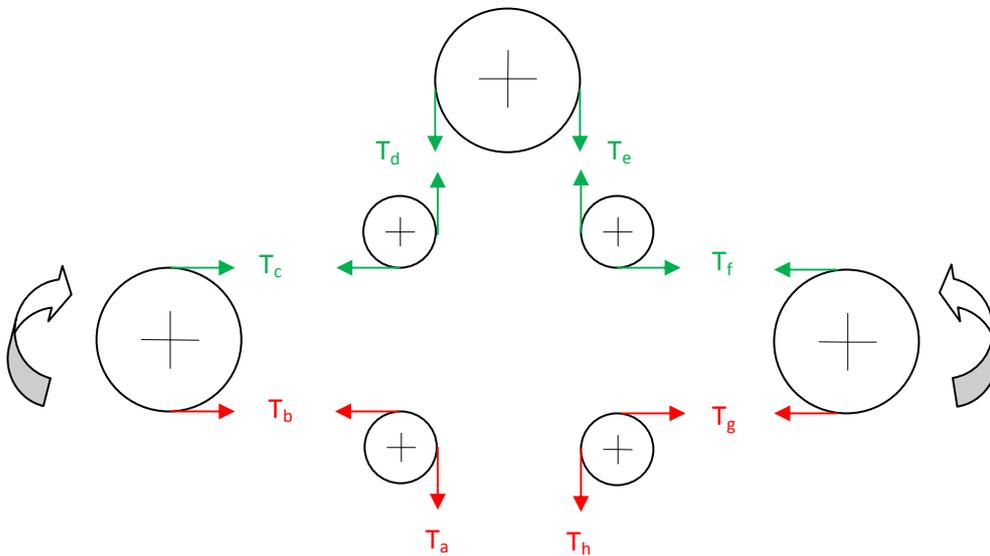


Fig. 1.4.1) Tratti della cinghia tesi rappresentati con il colore rosso

Durante la corsa di salita, le due pulegge motrici hanno il modulo della velocità angolare uguale ma con versi discordi e indicati in Fig.1.4.1.

Così facendo si ha unicamente il movimento del carrello verticale.

Discesa del carrello verticale:

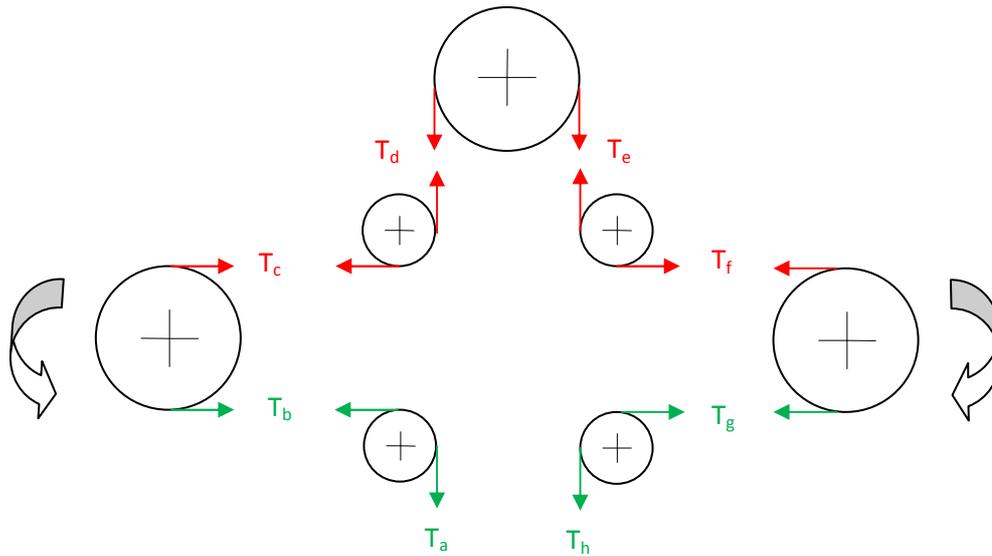


Fig. 1.4.2) Tratti della cinghia tesi rappresentati con il colore rosso

Esattamente come per la salita, la discesa è dovuta alla rotazione discorde delle pulegge motrici, le quali hanno versi opposti al caso precedente (Fig.1.4.2) e di conseguenza il tratto della cinghia sottoposto a tensione è quello superiore e quello scarico è quello inferiore, esattamente l'opposto di prima.

Traslazione del carrello orizzontale (corsa di andata):

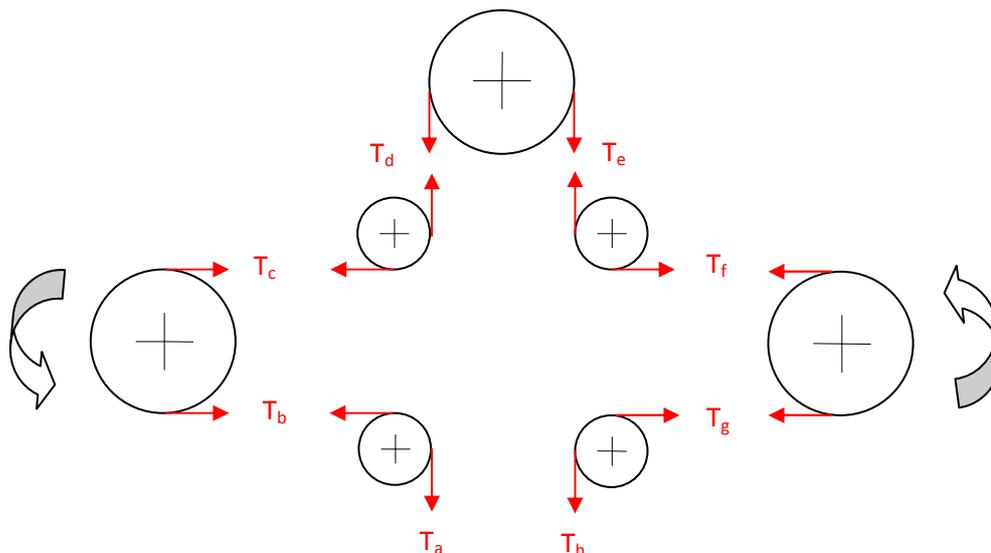


Fig. 1.4.3) Tratti della cinghia tesi rappresentati con il colore rosso

Questa è la corsa più gravosa del sistema e possiamo vedere come tutti i rami di cinghia siano sottoposti a tensione.

Traslazione del carrello orizzontale (corsa di ritorno):

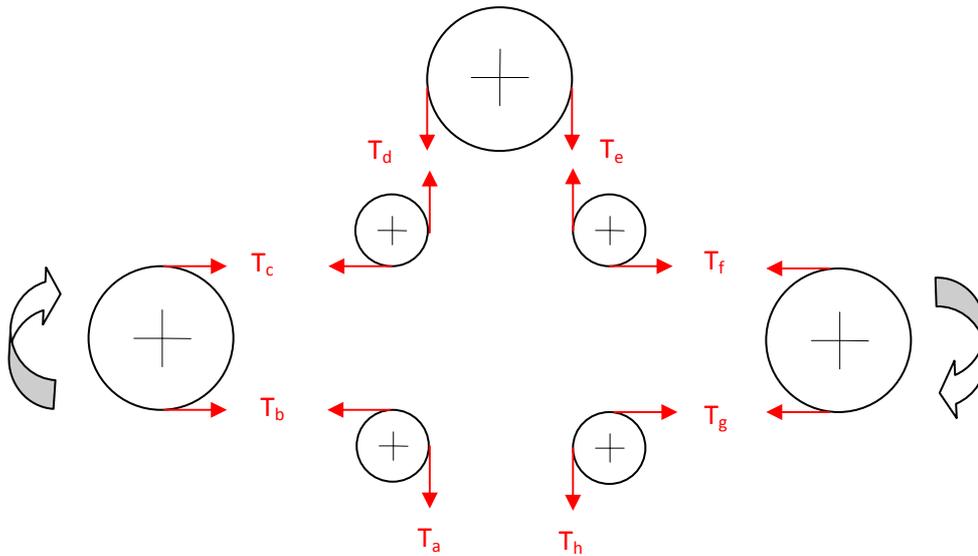


Fig. 1.4.4) Tratti della cinghia tesi rappresentati con il colore rosso

Per facilitarmi il dimensionamento separerò il carrello orizzontale da quello verticale e li studierò singolarmente.

Nelle Fig.1.4.5 e 1.4.6 ho rappresentato in maniera schematica e con dimensioni non proporzionate i due carrelli. Il calcolo delle forze è per ora indipendente dalle dimensioni, visto che è già stata ipotizzata la loro massa.

Nelle figure si possono vedere le forze agenti dovute ai tiri delle cinghie T_a , T_b , T_c , T_d , T_e , T_f , T_g e T_h , oltre che le due forze peso, indicate con F_{pv} e F_{po} .

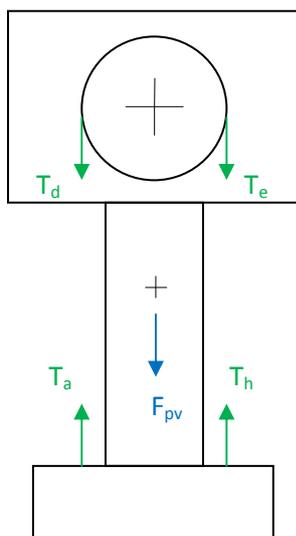


Fig. 1.4.5) Rappresentazione delle forze agenti sul carrello verticale dovute alla tensione della cinghia.

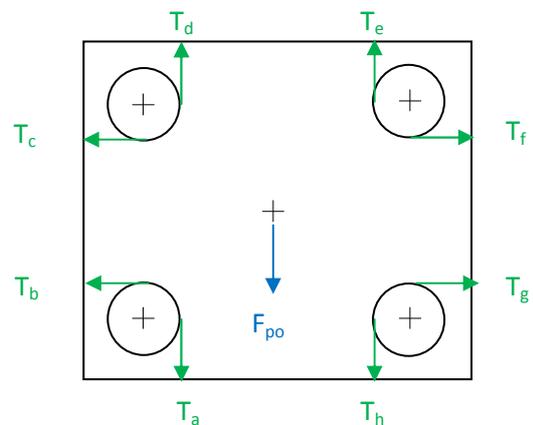


Fig. 1.4.6) Rappresentazione delle forze agenti sul carrello orizzontale dovute alla tensione della cinghia.

4.1 ANDATA

4.1.1 SALITA NEL TRATTO A-B

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

Osservando la Fig.1.4.1 possiamo vedere che le tensioni T_d , T_e sono identicamente nulle perché fanno parte del tratto di cinghia scarico.

Nel Cap.1 Par. 3 ho calcolato la forza necessaria per riuscire a muovere questo componente con l'accelerazione voluta e tenendo conto della forza peso.

Vista la simmetria dell'oggetto possiamo considerare che questa forza F_s sia divisa equamente nei due tratti di cinghia e quindi:

$$T_a = T_h = F_s / 2 = 1494,3 / 2 = 747,15 \sim 747 \text{ N}$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

Facendo sempre riferimento alla Fig.1.4.1 possiamo vedere che le tensioni T_c , T_d , T_e , T_f , sono identicamente nulle perché fanno parte del tratto di cinghia scarico.

Le tensioni T_a , T_h , sono già state calcolate per il carrello verticale e quindi già note, facendo poi l'equilibrio dei momenti dovuti alle forze agenti sulle pulegge si può facilmente affermare che T_a e T_b coincidono come anche T_h e T_g .

Abbiamo quindi:

$$T_a = T_b = T_h = T_g = F_s / 2 = 1494,3 / 2 = 747,15 \sim 747 \text{ N}$$

4.1.2 TRASLAZIONE ORIZZONTALE NEL TRATTO B-C

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

In questa corsa, tutti i rami di cinghia sono in tensione come si può notare in Fig.1.4.3. Visto il movimento verso destra dei carrelli (nella traslazione orizzontale si muovono solidalmente), la puleggia che compie più lavoro è proprio quella di destra, di conseguenza le tensioni T_h , T_g (carrello orizzontale), saranno le più alte del sistema.

Abbiamo infatti che la forza peso del carrello verticale F_{pv} è divisa equamente tra T_a , T_h , quest'ultima però è soggetta anche alla forza necessaria per lo spostamento F_t calcolata nel Cap.1 Par.3.

Abbiamo quindi:

$$T_a = F_{pv} / 2 = (m_v \cdot g) / 2 = (15 \cdot 9,81) / 2 = 73,58 \sim 74 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} T_h &= (F_{pv} / 2) + F_t = [(m_v \cdot g) / 2] + F_t = [(15 \cdot 9,81) / 2] + 1844,1 = 73,58 + 1844,1 = \\ &= 1917,68 \sim 1918 \text{ N} \end{aligned}$$

La puleggia motrice di sinistra mette in tensione il tratto superiore del sistema (T_c , T_d , T_e , T_f di Fig. 1.4.3, con una forza pari alla metà della forza F_t quindi:

$$T_d = T_e = F_t / 2 = 1844,1 / 2 = 922,05 \sim 922 \text{ N}$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

Le tensioni T_a , T_h , T_d , T_e , sono già state calcolate per il carrello verticale e quindi già note, facendo poi l'equilibrio dei momenti dovuti alle forze agenti sulle pulegge si può facilmente affermare che T_a e T_b coincidono come anche T_h e T_g , T_d e T_c , T_e e T_f .

4.1.3 DISCESA NEL TRATTO C-D

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

Durante la discesa il tratto di cinghia teso è quello superiore Fig.1.4.2, quindi le tensioni T_a , T_h sono nulle.

La forza di discesa F_d calcolata nel Cap.1 Par.3 sarà suddivisa equamente tra le due pulegge quindi:

$$T_d = T_e = F_d / 2 = 905,7 / 2 = 452,55 \sim 453 \text{ N}$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

Anche in questo caso facendo riferimento alla Fig.1.4.2 possiamo vedere che le tensioni T_b , T_a , T_h , T_g , sono identicamente nulle perché fanno parte del tratto di cinghia scarico.

Facendo le stesse considerazioni fatte per la salita si ha che T_a e T_b coincidono come anche T_h e T_g .

Abbiamo quindi:

$$T_c = T_d = T_e = T_f = F_d / 2 = 905,7 / 2 = 452,55 \sim 453 \text{ N}$$

In questo momento siamo nel punto D del Graf.1.1 cioè nel punto in cui finisce la corsa di andata e inizia quella di ritorno.

Complessivamente le forze in gioco durante la fase di ritorno sono minori vista la mancata presenza del prodotto, quindi anche i tiri saranno minori rispetto alla fase di andata.

Le considerazioni fatte per le corse di salita e discesa riguardo alle zone in tensione e le zone scariche continuano a valere.

4.2 RITORNO

4.2.1 SALITA NEL TRATTO D-C

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

Applichiamo le stesse considerazioni fatte per la salita nel tratto A-B, utilizzando poi la forza di salita per la fase di ritorno (Tab.1.3.3) ricaviamo:

$$T_d = T_e = 0$$

$$T_a = T_h = F_s / 2 = 1245,3 / 2 = 622,65 \sim 623 \text{ N}$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

$$T_a = T_b = T_h = T_g = F_s / 2 = 1245,3 / 2 = 622,65 \sim 623 \text{ N}$$

4.2.2 TRASLAZIONE ORIZZONTALE NEL TRATTO C-B

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

Questa corsa non necessita di nuovi conti perché è già stata studiata per il tratto B-C, le uniche differenze sono che ora, la puleggia che compie il lavoro maggiore è quella di sinistra e non più quella di destra e che le forze in gioco sono minori vista la mancanza del prodotto.

Di conseguenza l'intensità delle forze T_a e T_h si invertono:

$$T_h = F_{pv} / 2 = (m_v \cdot g) / 2 = (15 \cdot 9,81) / 2 = 73,58 \sim 74 \text{ N}$$

$$T_a = (F_{pv} / 2) + F_t = [(m_v \cdot g) / 2] + F_t = [(15 \cdot 9,81) / 2] + 1639,2 = 73,58 + 1639,2 = 1712,78 \sim 1713 \text{ N}$$

Il tratto superiore del sistema (T_c , T_d , T_e , T_f di Fig.1.4.4), è ora messo in tensione dalla puleggia di destra, con una forza pari alla metà della forza F_t quindi:

$$T_d = T_e = F_t / 2 = 1639,2 / 2 = 819,6 \sim 820 \text{ N}$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

Come prima le tensioni T_a , T_h , T_d , T_e , sono già state calcolate per il carrello verticale e quindi già note, facendo poi l'equilibrio dei momenti dovuti alle forze agenti sulle pulegge si può facilmente affermare che T_a e T_b coincidono come anche T_h e T_g , T_d e T_c , T_e e T_f .

4.2.3 DISCESA NEL TRATTO C-D

Carrello verticale (Fig.1.4.5):

$$T_d = T_e = F_d / 2 = 754,8 / 2 = 377,4 \sim 377 \text{ N}$$

$$T_a = T_h = 0$$

Carrello orizzontale (Fig.1.4.6):

$$T_c = T_d = T_e = T_f = F_d / 2 = 754,8 / 2 = 377,4 \sim 377 \text{ N}$$

$$T_b = T_a = T_h = T_g = 0$$

In definitiva, facendo tutti gli equilibri delle forze agenti sui carrelli, abbiamo che le risultanti per ogni tratto hanno direzione e verso corretti e il modulo è pari alle forze necessarie per la salita (F_s) la traslazione (F_t) e la discesa (F_d).

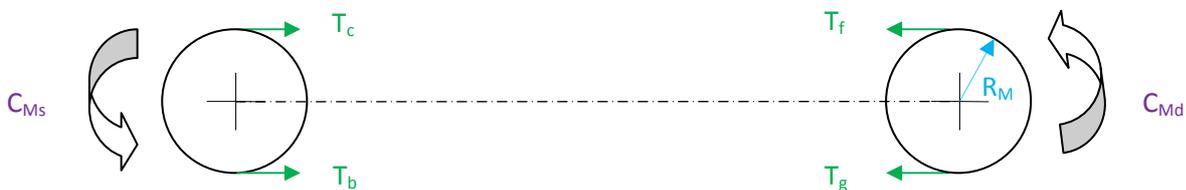
Analizzando poi i risultati ottenuti posso affermare che la corsa più gravosa del sistema è quella di traslazione orizzontale dal punto B al punto C del Graf.1.1.1 in cui ho una tensione massima della cinghia in corrispondenza dei tiri T_h e T_g di 1918 N.

Questo risultato è teorico, perché non conosco ancora gli effettivi pesi dei componenti; è comunque maggiorato perché ho considerato un peso totale dei due carrelli di 30 Kg, molto superiore al peso reale definitivo.

Assumendo un fattore di sicurezza di 2, ho che il carico di trazione della cinghia dovrà essere maggiore di 3836 N.

Da questa analisi dinamica possiamo anche ricavarci la coppia che dovranno fornire i motori alle due pulegge motrici.

Isolando le due pulegge nel caso della corsa di traslazione orizzontale e facendo l'equilibrio dei momenti ad esse applicati è facile ricavarne il valore.



$$C_{Ms} + T_b \cdot R_M = T_c \cdot R_M \quad \longrightarrow \quad C_{Ms} = (T_c - T_b) \cdot R_M \quad [\text{N}\cdot\text{mm}]$$

$$C_{Md} + T_f \cdot R_M = T_g \cdot R_M \quad \longrightarrow \quad C_{Md} = (T_g - T_f) \cdot R_M \quad [\text{N}\cdot\text{mm}]$$

Il calcolo vero e proprio lo rimando al Cap.3 Par.5 perché ora dispongo solo di forze fittizie.

CAPITOLO 2

SCELTA DEI COMPONENTI DELLA TRASMISSIONE

1. CINGHIA

Grazie ai calcoli del capitolo precedente, ora conosco la forza alla quale la cinghia è sottoposta in condizioni più gravose, questo dato è il punto di partenza per il suo dimensionamento.

Ci sono svariate tipologie di cinghie che riescono a trasmettere le alte forze in gioco, però devo trovare il giusto compromesso tra forze trasmissibili e dimensioni. Con dimensione intendo la larghezza, perché da essa dipende anche la grandezza delle pulegge e quindi il peso, fattore importantissimo perché avendo alte accelerazioni mi influisce enormemente nelle forze d'inerzia.

Ho scelto il catalogo MEGALINEAR della nota casa costruttrice Megadyne, per la facilità di reperimento dei prodotti e per la loro ottima qualità.

Consultandolo ho notato che la tensione massima a cui resistono le varie tipologie di cinghie è molto elevata anche su larghezze relativamente piccole.

Il problema però, nasce dal fatto che l'alta dinamicità del sistema riduce di molto la forza trasmissibile dai denti delle pulegge, più esse hanno un numero di giri elevato e meno è la forza che trasmettono.

Nel catalogo è presente una tabella per ogni tipo di cinghia, nella quale è possibile trovare la forza che riesce a trasmettere il dente per centimetro di superficie ($F_{p\ spec}$), in funzione del numero di giri della puleggia.

Grazie a una formula ovvia, ma pur sempre fondamentale, posso calcolarmi la forza trasmissibile dalla puleggia, semplicemente facendo il prodotto della forza trasmissibile del dente ($F_{p\ spec}$) per la sua larghezza (b) e per il numero di denti in presa (z_p).

Questo fattore mi ha limitato la possibilità di usare cinghie troppo piccole in termini di larghezza, e prendere una larghezza minima di 50 mm come soglia.

Di conseguenza ho ricavato che le possibili tipologie di cinghie utilizzabili presentano i seguenti codici:

- STD8
- AT10
- MTD8
- RPP8

La sigla è composta da un prefisso, che è quello formato dalle 3 lettere e che indica la tipologia del dente, e da un numero finale che indica il passo tra i denti in mm.

Le STD hanno il dente con forma trapezoidale, vengono chiamate cinghie sincrone, perché assicurano una trasmissione stabile, veloce e precisa.

Le AT sono le più diffuse, molto simili alle precedenti, con la differenza di avere un'altezza del dente minore e hanno la caratteristica di trasmettere grandi forze.

Le cinghie MTD invece hanno un profilo del dente arrotondato il quale consente di trasmettere maggiore potenza a parità di passo rispetto ad una cinghia sincrona tradizionale, inoltre si ha una riduzione delle interferenze e una maggiore resistenza al salto del dente e agli sforzi di taglio.

Le RPP presentano un profilo parabolico che consente un ingranamento ottimale con la rispettiva puleggia, senza strisciamenti relativi anche con pulegge di piccolo diametro e in presenza di alte tensioni dinamiche di lavoro.

Sono molto simili alle MTD con l'aggiunta di una scanalatura nella parte centrale della testa del dente che permette una maggiore silenziosità.

Tutti i tipi di cinghia sono dotati di trefoli interni in diversi materiali che variano la rigidità, l'allungamento e la resistenza, i più comuni sono in acciaio o in kevlar.

Nel mio caso specifico, l'avvolgimento della cinghia nel sistema, crea una contro flessione che mi genera un vincolo sulla dimensione minima del diametro del rullo di contro flessione. Questo diametro varia in base alla tipologia di cinghia ed è ricavabile dal catalogo.

La scelta ricade subito tra due tipi, le classiche AT10 e le più particolari RPP8, cioè tra le più reperibili ed utilizzate e quelle un po' più particolari che però si adattano meglio al mio progetto grazie alla caratteristica di silenziosità, fattore molto importante vista l'alta dinamicità del sistema.

Aiutato da un foglio di calcolo, ho trovato il numero di denti minimo che deve avere la puleggia motrice per poter trasmettere la forza voluta.

Di seguito in Tab.2.1.1 e in Tab.2.1.2 ho riportato tali valori per le due tipologie di cinghie. Il carico massimo di trazione, il diametro minimo del rullo di contro flessione e il diametro primitivo delle pulegge sono estrapolati direttamente dal catalogo, mentre tutti gli altri li ho ricavati mediante formule.

Tipologia cinghia	AT10								
	32			50					
Larghezza cinghia [mm]									
Carico massimo di trazione [N]	4510			7670					
Diametro minimo rullo di contro flessione [mm]	120			120					
Denti puleggia motrice	44	48	60	30	32	36	40	44	
Diametro primitivo puleggia motrice [mm]	140,1	152,8	191	95,49	101,9	114,6	127,3	140,1	
Circonferenza puleggia motrice [mm]	440	480	600	300	320	360	400	440	
Massimo numero di giri puleggia motrice [giri/min]	771,8	707,5	566	1132	1061	943,3	849	771,8	
Forza trasmissibile dalla cinghia al max n° di giri della motrice [N]	1866	2074	2736	1838	2000	2295	2600	2915	
Forza trasmissibile da un dente a velocità nulla [N]	236,8			370					
Denti per piastra di bloccaggio	7,878	8,757	11,55	4,966	5,405	6,203	7,027	7,878	

Tab.2.1.1) Forze trasmissibili dalla cinghia AT10 in funzione del numero di giri della puleggia motrice

Tipologia cinghia	RPP8							
	50				75			
Larghezza cinghia [mm]								
Carico massimo di trazione [N]	7670				10000			
Diametro minimo rullo di contro flessione [mm]	100				100			
Denti puleggia motrice	38	40	44	56	22	24	28	32
Diametro primitivo puleggia motrice [mm]	96,77	101,9	112,1	142,6	56,02	61,12	71,3	81,49
Circonferenza puleggia motrice [mm]	304	320	352	448	176	192	224	256
Massimo numero di giri puleggia motrice [giri/min]	1117	1061	964,8	758	1930	1769	1516	1327
Forza trasmissibile dalla cinghia al max n° di giri della motrice [N]	2328	2500	2750	3598	1650	1935	2363	2820
Forza trasmissibile da un dente a velocità nulla [N]	380				570			
Denti per piastra di bloccaggio	6,125	6,579	7,237	9,468	2,895	3,395	4,145	4,947

Tab.2.1.2) Forze trasmissibili dalla cinghia RPP8 in funzione del numero di giri della puleggia motrice

La circonferenza della puleggia è facilmente ricavabile moltiplicando tra loro il passo tra i denti e il numero di denti stesso.

Il calcolo del numero di giri della puleggia invece, è stato eseguito utilizzando la velocità di picco che assume il carrello durante il ciclo ($v_{max} = 5,66$ m/s), già calcolata nel Cap.1 Par.1.

Questa velocità coincide esattamente con la velocità della cinghia e di conseguenza con la velocità periferica della puleggia, detto ciò occorre semplicemente dividere questa velocità per la circonferenza e moltiplicare il tutto per 60, come si può vedere nella seguente formula:

$$n^{\circ} \text{ giri} = (v_{\text{max}} / \text{circonferenza}) \cdot 60 \quad [\text{giri/min}]$$

Il catalogo ci fornisce una tabella nella quale, attraverso il numero di giri appena calcolato, si trova il valore della forza che riesce a trasmettere un centimetro di dente (Tab.2.1.3).

TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
F _{p spec} (N/cm)	76	75	74	73	72	71	65	62	60	57	53	50	45	42	38	35	32	25

Minimum suggested number of teeth in clamp for linear movement: 7

Tab.2.1.3) Forza trasmessa per centimetro di dente in funzione del numero di giri della puleggia, riferita a cinghia RPP8

Ora siamo in possesso di tutti i dati per poter calcolare l'effettiva forza trasmessa dalla cinghia moltiplicando il valore appena ricavato per la larghezza del dente e per il numero di denti in presa.

Il numero di denti in presa per un avvolgimento a 180 gradi della cinghia sulla puleggia è consigliabile prenderlo come un quarto del totale del numero di denti.

Le ultime due righe della tabella indicano quanti denti occorrono alle piastre dentate per far sì che il bloccaggio della cinghia resista alla forza trasmissibile appena calcolata.

Per prima cosa ho calcolato la forza trasmessa da un dente; non disponendo però di dati specifici ho supposto che essa sia uguale alla forza trasmessa da un dente della puleggia a velocità nulla (Tab.2.1.3).

Dividendo la massima forza trasmissibile per questo valore mi ricavo il numero di denti minimo che deve disporre la piastra. Si parlerà di piastre di bloccaggio nel Cap.2 Par.3.

Il risultato che otteniamo dalle Tab.2.1.1 e Tab.2.1.2 è che, per una cinghia AT10, il numero minimo di denti per la puleggia motrice è di 32 che equivale a un diametro primitivo di 101,9 mm; per una cinghia RPP8 abbiamo invece una puleggia da 34 denti, cioè un diametro primitivo di 86,58 mm.

Questo significa che, a parità di forza trasmessa, le pulegge per cinghia RPP sono più piccole, inoltre anche il diametro minimo che devono assumere i rulli di contro flessione è minore.

Possiamo anche notare come a regimi di rotazione molto alti, la capacità di trasmettere forza si riduce notevolmente, questo giustifica il fatto di avere scelto cinghie con larghezza non inferiore a 50 mm.

Di seguito sono riportate dal catalogo Megalinear le caratteristiche principali della cinghia RPP8 (Fig.2.1.1 e 2.1.2) e della cinghia AT10 (Fig.2.1.3 e 2.1.4).

MEGALINEAR RPP8 OPEN-END

BELT CHARACTERISTICS

STANDARD WIDTHS (mm)	10	15	20	30	50	85	100
Weight (gr/m)	65	100	130	195	330	560	655

Standard compound: **white Polyurethane thermoplastic 92 ShA**

Standard back cover: **none**

Standard tooth cover: **nylon fabric (NFT)**

Standard cords: **S and Z torsion zinked steel**

Standard width tolerance: **+/- 0,5 mm**

Standard thickness: **5,4 +/- 0,3 mm**

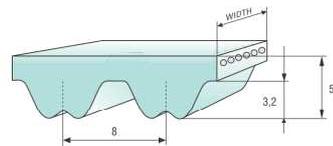
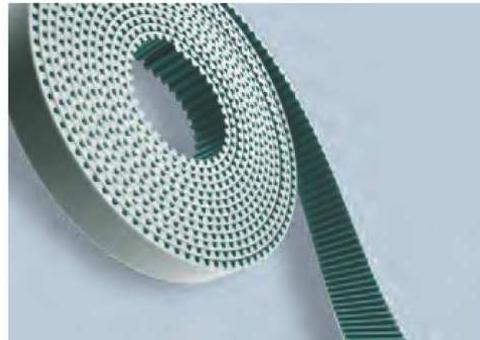
Standard length tolerance: **+/- 0,8 mm/m**

Standard roll length: **100 m**

Belt options on request with minimum quantity:

- Nylon fabric back
- Antistatic nylon fabric
- AVAFC 60/70/85 ShA
- APL
- Fishbone
- Ribbed
- Cleats

Different back coating materials see page 94



TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
F _{p spec} (N/cm)	76	75	74	73	72	71	65	62	60	57	53	50	45	42	38	35	32	25

Minimum suggested number of teeth in clamp for linear movement: 7

TRACTION RESISTANCE

	Belt width (mm)	10	15	20	30	50	85	100
Steel	Max Traction Load (N)	1350	2030	2930	4510	7670	14010	16625
	Breaking Strength (N)	5415	8120	11730	18050	30685	53245	63175
	Elongation at MTL (mm/m)	4	4	4	4	4	4	4
Kevlar	Max Traction Load (N)	1110	1665	2405	3705	6295	11505	13650
	Breaking Strength (N)	4445	6665	9630	14820	25190	43715	51870
	Elongation at MTL (mm/m)	8	8	8	8	8	8	8

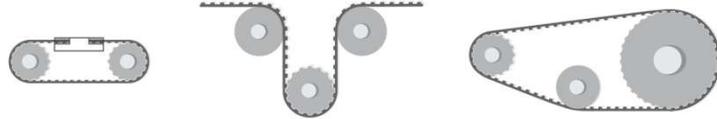
Average values



Fig.2.1.1) Catalogo Megadyne per cinghia RPP8

MEGALINEAR RPP8 OPEN-END

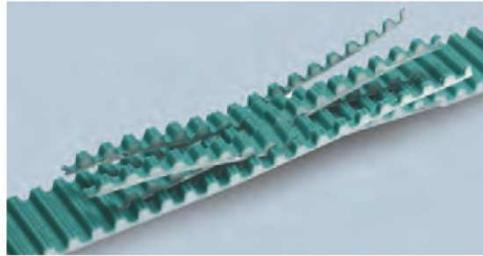
FLEXION RESISTANCE



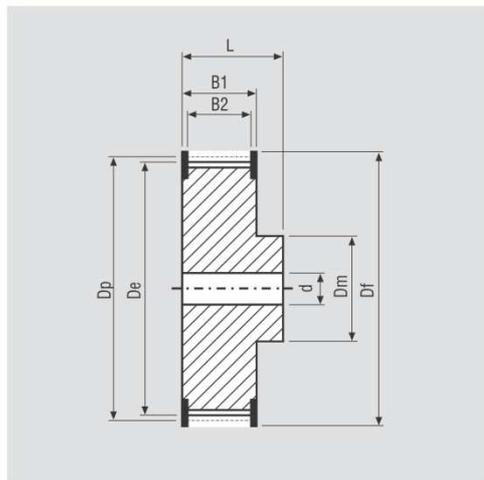
	Z min	Z min	Idler min dia (mm)	Z min	Idler min dia (mm)
Standard steel cords	18	20	100	18	45
Kevlar cords	18	20	100	18	45

JOINED BELT INFORMATIONS

- Minimum splice length 900 mm
- Traction and tooth resistances = 50% less than open-end
- Joined belt can be used only in conveyor systems
- Rolls with NFT, NFB, AVAFC and APL can be joined too
- Minimum diameters according above table
- For coated belts, minimum diameters on page 94



PULLEYS (for more details please see our pulleys catalogue)



N° Teeth	Dp	De	N° Teeth	Dp	De
18	45,86	44,49	44	112,04	110,67
22	56,02	54,65	48	122,23	120,86
24	61,12	59,74	54	137,51	136,14
26	66,21	64,84	64	162,97	161,60
28	71,30	69,93	72	183,35	181,97
30	76,39	75,02	80	203,72	202,35
32	81,49	80,12	90	229,18	227,81
34	86,58	85,21	112	285,20	283,83
36	91,67	90,30	144	366,69	365,32
38	96,77	95,39	168	427,81	426,44
40	101,86	100,49	192	488,92	487,55

Fig.2.1.2) Catalogo Megadyne per cinghia RPP8

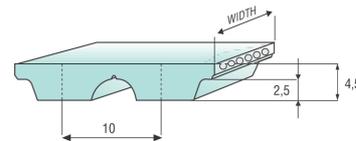
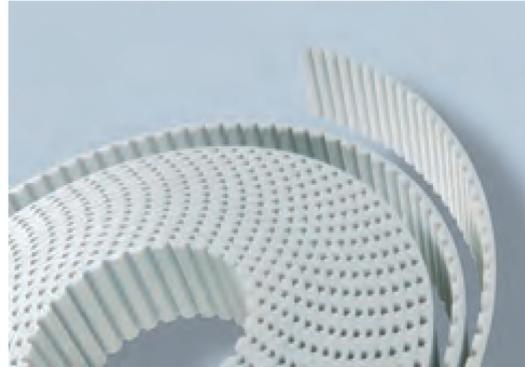
MEGALINEAR AT10 OPEN-END

BELT CHARACTERISTICS

STANDARD WIDTHS (mm)	16	25	32	50	75	100	150
Weight (gr/m)	90	160	185	290	435	580	890

Standard compound: **white Polyurethane thermoplastic 92 ShA**
 Standard back cover: **none**
 Standard tooth cover: **none**
 Standard cords: **S and Z torsion zinked steel**
 Standard width tolerance: **+/- 0,5 mm**
 Standard thickness: **4,5 +/- 0,3 mm**
 Standard length tolerance: **+/- 0,8 mm/m**
 HP+HPF cord length tolerance **+0/- 0,8 mm/m**
 Standard roll length: **100 m**
 Belt options on request with minimum quantity:

- Nylon fabric back
- Nylon fabric teeth
- Antistatic nylon fabric
- Transparent FDA compound
- AVAFc 60/70/85 ShA
- APL
- Fishbone
- Ribbed
- Cleats



Different back coating materials see page 94

TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
F _{p spec} (N/cm)	74	72	71	71	70	69	65	62	60	58	53	50	44	40	35	30	27	20

Minimum suggested number of teeth in clamp for linear movement: 7 - HP/HPF cords minimum suggested number of teeth in clamp: 10

TRACTION RESISTANCE

	Belt width (mm)	16	25	32	50	75	100	150
Steel	Max Traction Load (N)	2030	3610	4510	7670	12350	16625	26815
	Breaking Strength (N)	8120	14440	18050	30685	46930	63175	93860
	Elongation at MTL (mm/m)	4	4	4	4	4	4	4
Kevlar	Max Traction Load (N)	2105	4215	5620	9135	14800	19980	32940
	Breaking Strength (N)	8435	16870	22495	36555	56240	75920	115290
	Elongation at MTL (mm/m)	8	8	8	8	8	8	8
HP	Max Traction Load (N)	3285	4930	6570	10680	17300	23355	38500
	Breaking Strength (N)	13145	19720	26295	42730	65740	88745	134765
	Elongation at MTL (mm/m)	4	4	4	4	4	4	4
HF	Max Traction Load (N)	2105	3740	4675	7950	12805	17235	27805
	Breaking Strength (N)	8420	14970	18715	31815	48655	65500	97315
	Elongation at MTL (mm/m)	5	5	5	5	5	5	5
HPF	Max Traction Load (N)	3655	5485	7315	11885	19250	25985	42845
	Breaking Strength (N)	14630	21945	29260	47545	73150	98750	149955
	Elongation at MTL (mm/m)	5	5	5	5	5	5	5
Stainless	Max Traction Load (N)	1610	2865	3585	6095	-	-	-
	Breaking Strength (N)	6455	11475	14345	24385	-	-	-
	Elongation at MTL (mm/m)	3,8	3,8	3,8	3,8	-	-	-

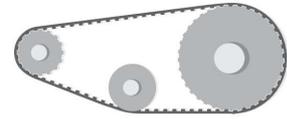
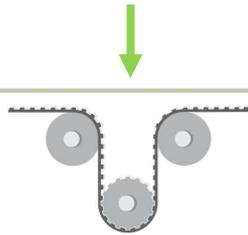
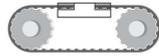
Average values



Fig.2.1.3) Catalogo Megadyne per cinghia AT10

MEGALINEAR AT10 OPEN-END

FLEXION RESISTANCE



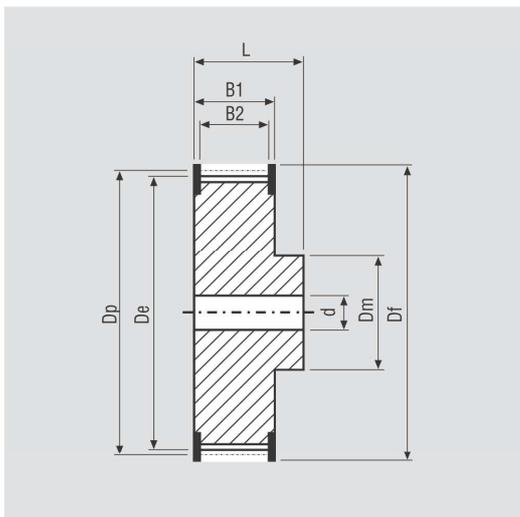
	Z min	Z min	Idler min dia (mm)	Z min	Idler min dia (mm)
Standard steel cords	15	20	120	15	50
Kevlar cords	15	20	120	15	50
High Power cords	25	25	150	25	80
High Flexibility cords	15	20	80	15	50
High Power Flexible cords	16	20	100	16	60
Stainless steel cords	19	25	110	19	110

JOINED BELT INFORMATIONS

- Minimum splice length 900 mm
- Traction and tooth resistances = 50% less than open-end
- Joined belt can be used only in conveyor systems
- Rolls with NFT, NFB, AVAFC and APL can be joined too
- Minimum diameters according above table
- For coated belts, minimum diameters on page 94



PULLEYS (for more details please see our pulleys catalogue)



N° Teeth	Dp	De	N° Teeth	Dp	De
15	47,75	45,90	27	85,94	84,10
16	50,93	49,08	28	89,13	87,28
18	57,30	55,45	30	95,49	93,65
19	60,48	58,63	32	101,86	100,01
20	63,66	61,81	36	114,59	112,74
22	70,03	68,18	40	127,32	125,48
24	76,39	74,55	44	140,06	138,21
25	79,58	77,73	48	152,79	150,94
26	82,76	80,91	60	190,99	189,14

Fig.2.1.4) Catalogo Megadyne per cinghia AT10

2. PULEGGE

Ad ogni tipologia di cinghia corrisponde una determinata tipologia di puleggia, come vedremo di seguito il codice può anche essere differente da quello della cinghia, ma la cosa importante è che i profili dei denti coincidano, così da permettere un perfetto ingranamento.

Per le pulegge la Megadyne dispone di un catalogo chiamato Megapulley e faremo proprio riferimento a questo.

PULEGGE DENTATE PASSO METRICO AT AT METRIC PITCH TIMING PULLEYS

AT10 50 (passo 10 mm) per cinghia di larghezza 50 mm AT10 50 (10 mm pitch) for 50 mm width belt									
	Codice Code	Disegno Drawing	N° Denti Teeth	Dp	De	Df	Dm	B	L
Alluminio/ Aluminium	66AT10/18-2	AF	18	57,30	55,45	60,0	40	56	66
	66AT10/19-2	AF	19	60,48	58,63	66,0	44	56	66
	66AT10/20-2	AF	20	63,66	61,81	66,0	46	56	66
	66AT10/22-2	AF	22	70,03	68,18	75,0	52	56	66
	66AT10/24-2	AF	24	76,39	74,55	83,0	58	56	66
	66AT10/25-2	AF	25	79,58	77,73	83,0	60	56	66
	66AT10/26-2	AF	26	82,76	80,91	87,0	60	56	66
	66AT10/27-2	AF	27	85,94	84,10	91,0	60	56	66
	66AT10/28-2	AF	28	89,13	87,28	93,0	60	56	66
	66AT10/30-2	AF	30	95,49	93,65	97,0	60	56	66
	66AT10/32-2	AF	32	101,86	100,01	106,0	65	56	66
	66AT10/36-2	AF	36	114,59	112,74	119,0	70	56	66
	66AT10/40-2	AF	40	127,32	125,48	131,0	80	56	66
	66AT10/44-0	A	44	140,06	138,21	-	88	56	66
	66AT10/48-0	A	48	152,79	150,94	-	95	56	66
66AT10/60-0	A	60	190,99	189,14	-	110	56	66	

Tab.2.2.1) Dimensioni delle pulegge AT10 da catalogo Megapulley

PULEGGE DENTATE PASSO HTD HTD PITCH TIMING PULLEYS

HTD 8M 50 (passo 8 mm) per cinghia di larghezza 50 mm HTD 8M 50 (8 mm pitch) for 50 mm width belt									
	Codice Code	Disegno Drawing	N° Denti Teeth	Dp	De	Df	Dm	B	L
Acciaio/ Steel	22 8M 50 F	AF	22	56,02	54,65	60	43	60	70
	24 8M 50 F	AF	24	61,12	59,75	66	45	60	70
	26 8M 50 F	AF	26	66,21	64,84	70	48	60	70
	28 8M 50 F	AF	28	71,30	70,08	75	50	60	70
	30 8M 50 F	AF	30	76,39	75,13	83	55	60	70
	32 8M 50 F	AF	32	81,49	80,16	87	60	60	70
	34 8M 50 F	AF	34	86,58	85,22	91	66	60	70
	36 8M 50 F	AF	36	91,67	90,30	97	70	60	70
	38 8M 50 F	AF	38	96,77	95,39	102	75	60	70
	40 8M 50 F	AF	40	101,86	100,49	106	75	60	70
	44 8M 50 F	AF	44	112,05	110,67	120	75	60	70
	48 8M 50 F	AF	48	122,23	120,86	128	80	60	70
	56 8M 50 F	SBF	56	142,60	141,23	150	90	60	60
	64 8M 50 F	SBF	64	162,97	161,60	168	100	60	60
	72 8M 50 F	SBF	72	183,35	181,97	192	100	60	60
Ghisa Cast Iron	80 8M 50	SB	80	203,72	202,35	-	110	60	60
	90 8M 50	SB	90	229,18	227,81	-	110	60	60
	112 8M 50	SC	112	285,21	283,83	-	110	60	60
	144 8M 50	SC	144	366,69	365,32	-	110	60	60
	168 8M 50	SC	168	427,81	426,44	-	120	60	60

Tab.2.2.2) Dimensioni delle pulegge HTD 8M da catalogo Megapulley

Dalla Tab.2.2.1 possiamo notare che, per questo tipo di profilo e per qualunque dimensione il materiale di composizione della puleggia rimane sempre alluminio.

La cosa che cambia è solamente la forma, fattore di poca importanza, visto che nella nostra applicazione, non monteremo pulegge grezze, ma lavorate alle macchine utensili in modo da adattare le sedi per gli alberi e inoltre per ridurre il peso, quindi l'inerzia.

Il codice HTD 8M in Tab.2.2.2 è il corrispettivo del codice RPP8 riferito però alle pulegge, il profilo del dente è identico.

In questo caso, con l'aumentare delle dimensioni, a parte il cambiamento della forma della puleggia, cambia anche il tipo di materiale di cui è composta, passando da acciaio a ghisa e vista la gravosa dinamicità del sistema e la necessità di ridurre al minimo le masse, non è possibile utilizzare questo tipo di pulegge perché troppo pesanti.

La Fig.2.2.1 rappresenta i disegni delle pulegge che vengono richiamati nelle Tab.2.2.1 e 2.2.2.

PULEGGE DENTATE TIMING PULLEYS

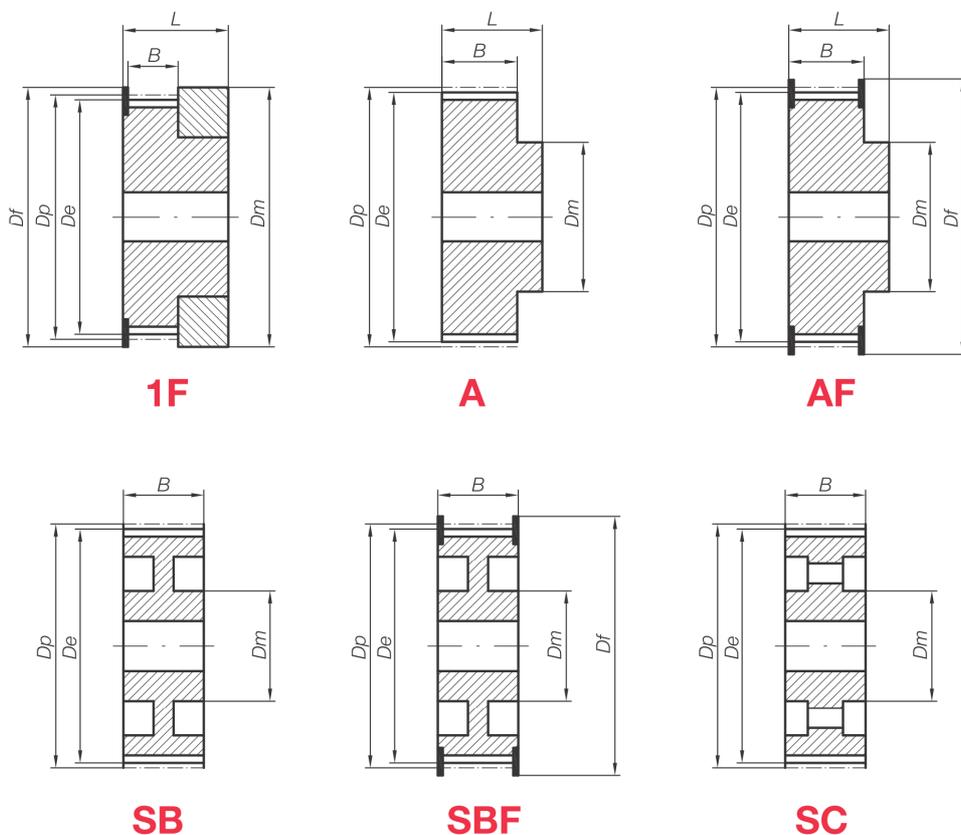


Fig.2.2.1) Disegni quotati dei tipi di puleggia da catalogo Megapulley

A questo punto, viste le nostre indecisioni, abbiamo deciso di contattare diversi produttori e distributori di cinghie e pulegge che sicuramente avrebbero potuto indirizzarci sulla scelta migliore.

Da questi incontri abbiamo potuto fare un quadro più preciso della situazione.

Quasi tutti, al giorno d'oggi, hanno la possibilità di produrre pulegge ad hoc per il cliente perché possiedono creatori grazie ai quali riescono ad offrire pulegge di qualsiasi grandezza e di qualsiasi materiale senza comunque incidere più di tanto a livello economico.

In definitiva le due tipologie di cinghie che vorremo utilizzare possiedono pro e contro.

Bisogna scegliere se utilizzare le classiche AT10 che sono in alluminio da catalogo ma che hanno caratteristiche e prestazioni peggiori rispetto le HTD 8M che sono molto più precise e silenziose, queste ultime però occorre richiederle in alluminio perché in acciaio o peggio ghisa sarebbero estremamente pesanti.

Seguendo le informazioni forniteci dai costruttori la nostra scelta si è orientata verso il tipo di cinghia che più si adatta al nostro studio, la RPP8 con pulegge di tipo HTD 8M.

3. PIASTRE DENTATE DI BLOCCAGGIO

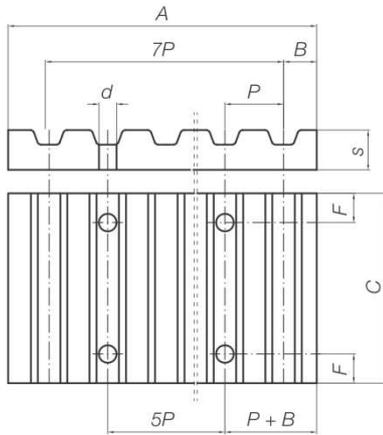
La cinghia che sarà montata nel Pick & Place sarà rigorosamente una cinghia aperta, di conseguenza necessita del bloccaggio dei due estremi liberi.

Questo bloccaggio avviene con apposite piastre dentate anche dette "clamping plates" che sono rese solidali alla parte voluta grazie a viti di serraggio.

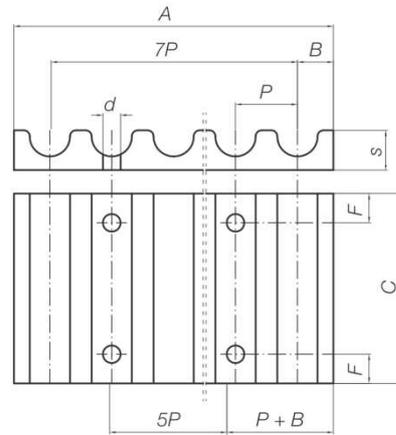
La cinghia viene poi stretta tra queste ed un'altra piastra piana per avere il bloccaggio definitivo.

Si può notare dalla Fig.2.3.1 che il numero dei denti in una piastra dentata classica è 7, come per le pulegge però si possono richiedere piastre su misura, con il numero di denti necessario alla propria applicazione.

PIASTRE DENTATE CLAMPING PLATES



XL - L - H - T5 - T10 - T20 - AT5 - AT10 - AT20



HTD

Piastre dentate per cinghie HTD / Clamping plates for HTD pitch belts

Alluminio Alum.	Passo Pitch	F	d	B	A	S	Larghezze cinghia [mm] / Belt width [mm]															
							6	9	10	15	20	25	30	40	50	55	85	115	170			
							c															
*	5M	6	5,5	3,25	41,5	8	25	28		34		44										
*	8M	8	9	5	66	15			35	40	45	55		75					110			
*	14M	10	11	9	116	22						56	71		86	116	146	201				

Piastre dentate per cinghie con passo metrico / Clamping plates for metric pitch belts

Alluminio/Alum.	Passo Pitch	F	d	B	A	S	Larghezze cinghia [mm] / Belt width [mm]										
							9	10	16	20	25	32	50	75	100		
							c										
*	T5	6	5,5	3,25	41,65	8	25	29	35	39	44	51	69				
*	AT5																
*	T10	8	9	5	80	15		35	41		50	57	75	100	125		
*	AT10																
*	T20	10	11	10	160	20					56	63	81	106	132		
*	AT20																



36

Fig.2.3.1) Dimensioni piastre dentate da catalogo Megapulleys

4. SCELTA DELLE GUIDE E DEI CURSORI

Visti gli elevati carichi e le grandi accelerazioni, ogni componente deve essere dimensionato a dovere.

Le guide, vista la loro funzione, sono tra gli elementi più importanti del progetto, e si deve fare molta attenzione nella loro scelta perché non tutte le guide hanno la capacità di resistere a carichi e accelerazioni così elevate.

Sfogliando cataloghi di vari fornitori ho trovato proprio quelle che mi occorrono, il costruttore è Franke, azienda tedesca, la quale è specializzata nella costruzione di cuscinetti e sistemi lineari.

La parte dell'azienda che si occupa delle guide si chiama Franke Dynamic e il tipo di guida è identificato dal codice FDA.

Tale gamma di guide possiede cuscinetti a rullini e si adattano alla maggior parte degli impieghi. Le loro caratteristiche diventano importanti vantaggi dove è richiesto elevato dinamismo, riduzione delle masse, silenziosità e attriti ridotti.

I sistemi di guida sono lubrificati a vita e quindi esenti da manutenzione, è inoltre possibile raggiungere velocità massime di scorrimento di 10 m/s e accelerazioni fino a 50 m/s².

I cursori scorrono sulle rotaie attraverso 8 rullini disposti ad "O", quindi garantiscono un'elevata capacità di carico proveniente da tutte le direzioni.

Per la corsa orizzontale ho deciso di utilizzare due guide parallele sulle quali scorrono due cursori ciascuna.

Questa scelta mi garantisce la linearità del movimento e la resistenza alle forze e ai momenti agenti su di esse.

Non essendo soggette a particolari carichi ho deciso di utilizzare una dimensione 20 (Fig.2.4.3) che racchiude in se un buon rapporto peso/resistenza.

Il carrello verticale è movimentato da un'unica guida nella quale sono montati due cursori; inizialmente avevo assunto sempre la dimensione di 20, ma nel corso del progetto ho maggiorato questa dimensione a 25 visto che il carrello verticale è soggetto a grandi forze d'inerzia.

4.1 VERIFICA RESISTENZA DEI CURSORI DEL CARRELLO VERTICALE

Eseguo questa verifica in una condizione che non si presenta mai durante il ciclo, ma, visto che questo Pick & Place è progettato per essere multifunzionale, potrebbe accadere che per una movimentazione di prodotto diverso si presenti e non possiamo rischiare che non resista alla sollecitazione.

La posizione di partenza è sempre il punto A (Graf.1.1.1), però non viene eseguita la corsa verticale, ma subito quella orizzontale fino ad arrivare al punto D.

In questa maniera si ha il carrello verticale nella posizione più sfavorevole.

Utilizzando il programma CAD nel quale è stato costruito il prototipo, riesco ad identificare il baricentro del componente.

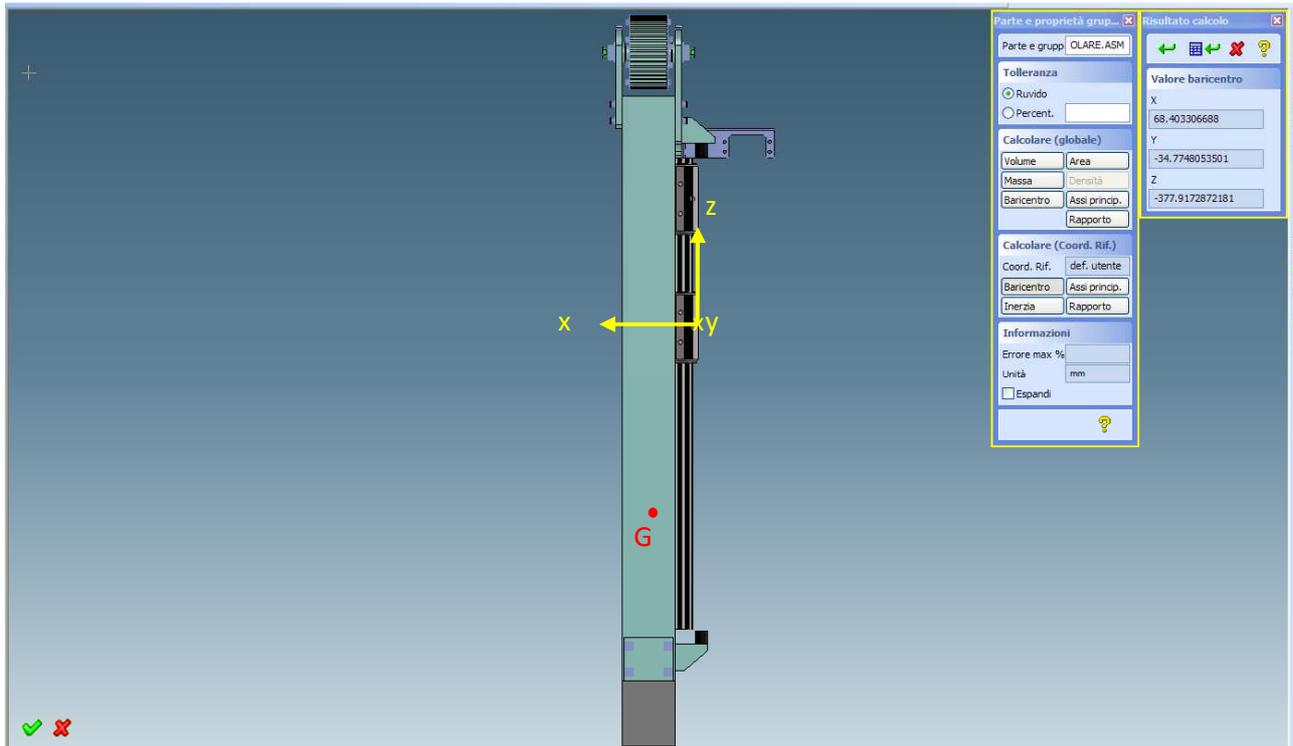


Fig.2.4.1) Posizione del baricentro del carrello verticale

Il calcolo del baricentro comprende solo il carrello verticale, i due cursori che si vedono in Fig.2.4.1 sono solo da riferimento per gli assi cartesiani, l'asse y è perpendicolare al foglio con verso entrante.

Le quote nella finestra in alto a destra identificano la posizione del baricentro, rappresentato da un punto di colore rosso (G).

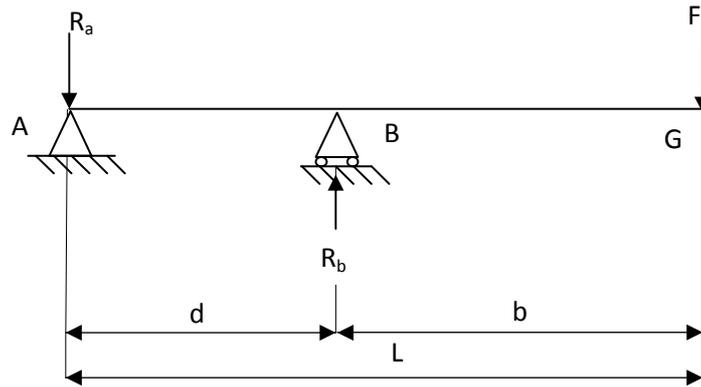
Il solido presente nella parte terminale inferiore del carrello (di colore grigio) rappresenta schematicamente la pinza e il prodotto, necessari per la giusta determinazione del baricentro.

Il movimento del carrello provoca una forza d'inerzia con verso opposto alla direzione di spostamento.

Questa forza è applicata al baricentro ed è data dal prodotto della massa per l'accelerazione.

Semplificando lo studio a quello di una trave vincolata da un carrello e una cerniera posizionati al centro dei due cursori, posso calcolarmi le reazioni vincolari.

Posiziono la trave orizzontalmente e le calcolo rispetto al piano z-y.



La massa dell'oggetto e le distanze le estrapolo dal programma CAD.

$$m = m_v + m_p + m_{pr} = 8,612 \text{ kg} + 10 + 5 = 23,612 \text{ kg (Tab.3.5.1)}$$

$$d = 195 \text{ mm}$$

$$b = 377,91 \sim 378 \text{ mm}$$

$$L = 573 \text{ mm}$$

Considerando l'accelerazione pari a 40 m/s^2 calcolo la forza d'inerzia e in seguito le reazioni vincolari

$$F = m \cdot a = 23,612 \cdot 40 = 944,48 \sim 945 \text{ N}$$

$$F + R_a = R_b$$

$$M_{f_A}) \quad R_b \cdot d = F \cdot L \quad \longrightarrow \quad R_b = \frac{F \cdot L}{d} = \frac{945 \cdot 573}{195} = 2776,84 \sim 2777 \text{ N}$$

$$R_a = R_b - F = 2777 - 945 = 1832 \text{ N}$$

Le forze che agiscono sui cursori sono proprio le reazioni vincolari, controllando in Fig.2.4.3 possiamo constatare che resistono assolutamente visto che il carico trasversale dinamico sopportabile è di 9000 N.

Un'altra verifica da effettuare è il calcolo del momento flettente che tenderebbe a far deragliare il cursore.

Mettendoci sul piano x-y di Fig.2.4.1 possiamo calcolarci il momento, generato dalla stessa forza F della verifica precedente moltiplicata per la distanza tra il centro della rotaia (identificato da una x in Fig.2.4.2) e il baricentro.

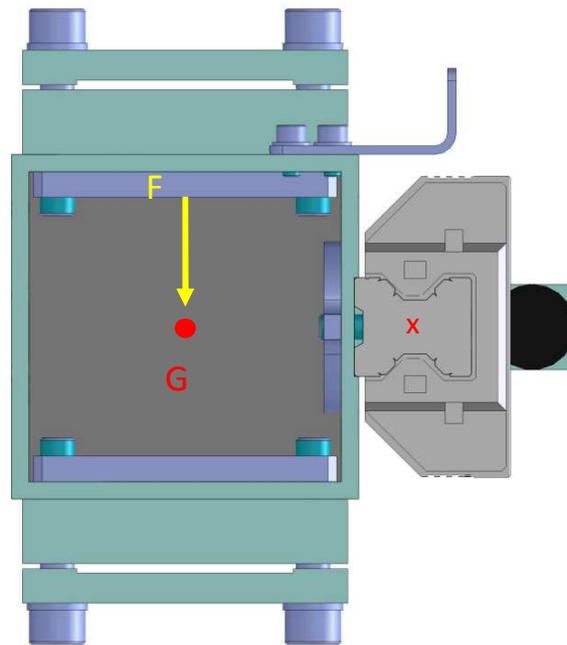


Fig.2.4.2) Sezione del carrello verticale dove si può visualizzare la posizione del baricentro

$$M_f = F \cdot 53 = 945 \cdot 53 = 50085 \text{ Nmm} = 50,085 \text{ Nm}$$

Consultando il catalogo (Fig.2.4.3) posso notare che il momento limite attorno all'asse in questione, al quale resiste il cursore equivale a 142 Nm.

Di conseguenza siamo in presenza di un fattore di sicurezza di circa 3.

Utilizzando un altro grafico fornitoci dai produttori possiamo conoscere l'angolo di rotazione in funzione del momento applicato.

Interpolando i dati e dimezzando il valore ottenuto perché siamo in presenza di due cursori otteniamo che la rotazione equivale a 0.1°.

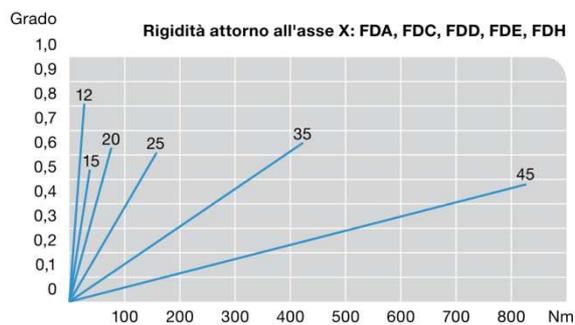


Fig.2.4.4) Grafico per la determinazione del grado di rotazione

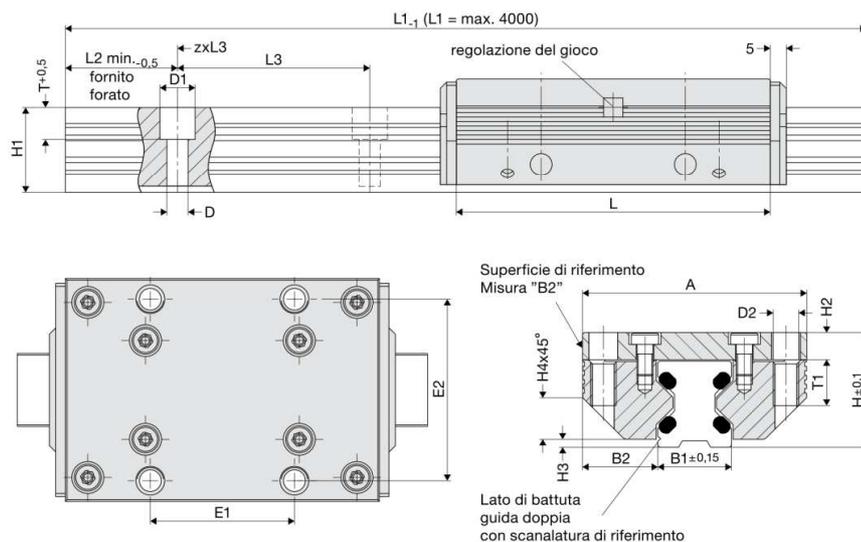
Franke Dynamic

Tipo FDA

Sistema di guida in alluminio
Standard

Franke Dynamic

Cursore + Rotaia doppia



Misure

Dimensione	Misure																	
	A	L	H	B1	B2	D	D1	D2	E1	E2	H1	H2	H3	H4	L2	L3	T	T1
12	37	64	19	12,0	12,50	3,4	6	M 4	25	30	14,7	4,0	1,4	5,5	10	40	5,5	8
15	47	78	24	15,5	15,75	4,5	8	M 5	30	38	18,7	5,0	2,0	8,0	10	60	6,0	10
20	63	92	30	21,0	21,00	5,5	10	M 6	40	53	22,6	7,0	2,0	11,0	10	60	8,0	12
25	70	98	36	23,0	23,50	6,6	11	M 8	45	57	27,0	8,5	2,5	13,0	10	60	10,0	16
35	100	135	48	32,0	34,00	9,0	15	M10	62	82	37,0	10,5	3,5	20,0	12	80	11,5	20
45	120	165	60	45,0	37,50	11,0	18	M12	80	100	46,0	13,5	4,0	22,0	16	105	14,5	24

Fattore di carico, peso

Dimensione	Fattore di carico		Momenti*				Peso		No. d'ord.	Codice d'ordine
	N	Co	Mocx	Mcx	Mocy/Mocz	Mcy/Mcz	Cursore	Rotaia/m		
12	2800	3000	27	25	43	40	0,1	0,4	84494A	
15	4200	3400	37	45	58	72	0,2	0,8	84396A	
20	5400	5400	76	76	111	111	0,4	0,9	84441A	
25	9000	10100	158	142	222	198	0,5	1,8	84363A	
35	12500	18000	423	294	559	388	1,4	3,2	84364A	
45	21200	25900	827	678	983	806	2,5	5,5	84365A	

Numeri d'ordine

No. d'ord.	Codice d'ordine
Cursore	Rotaia doppia
ad es. FDA25 D 1500	
	Lunghezza in mm**
	Guida doppia
	Dimensione d'ingombro

*Ulteriori informazioni sui fattori di carico sono disponibili alle pagine 110/111.

**Rotaia fino a 4000 mm in un pezzo.
Corse maggiori vengono accoppiate.

Fig.2.4.3) Dimensioni dei cursori da catalogo Franke

CAPITOLO 3

COSTRUZIONE DEL PROTOTIPO

Il prototipo è stato progettato, sviluppato e disegnato completamente servendosi del programma di disegno CAD Creo Elements/Direct Modeling 17.0.

Il principio di realizzazione del prototipo è stato quello di avere la massima resistenza mantenendo il peso più basso possibile.

La maggior parte dei componenti che costituiscono gli organi in movimento infatti, sono realizzati nel limite del possibile, in alluminio.

Dove è stato possibile sono stati fatti scavi e/o fori di alleggerimento, come ad esempio nelle pulegge, nei rulli e nella piastra principale del carrello orizzontale.

Nel prototipo non è mai presente la pinza e la flangia annessa per il collegamento al carrello verticale (a meno di schematizzazioni) perché è l'unico componente che l'azienda dispone a magazzino e quindi non è stato necessario il suo sviluppo.

I suoi ingombri e il peso sono comunque sempre stati considerati per la determinazione delle forze, dei baricentri e tutti i calcoli annessi.

Di seguito suddivido il Pick & Place nei tre gruppi principali e chiarisco i componenti di cui sono composti.

La visualizzazione delle figure è estrapolata direttamente dal CAD dove ogni colore identifica un materiale o una lavorazione specifica:

verde acqua = alluminio

viola = acciaio

azzurro = filettatura

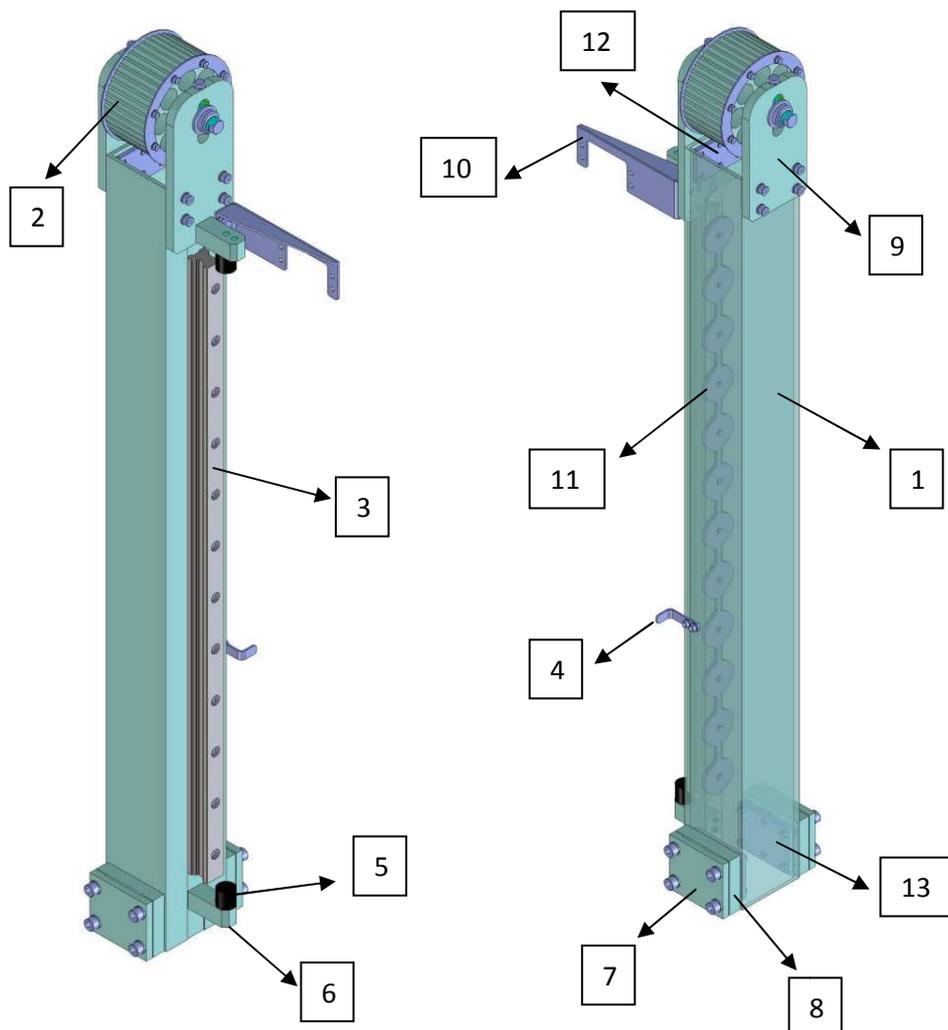
verde = tolleranza con gioco

rosso = tolleranza con interferenza

magenta = tolleranza H7

giallo = faccia di riferimento (lavorata alle Macchine Utensili)

1. CARRELLO VERTICALE



- 1 - E' la struttura principale del carrello, profilato commerciale in alluminio a sezione quadrata 80x80 mm di spessore 4 mm;
- 2 - Gruppo puleggia folle, specificato in Fig.3.1.2;
- 3 - Guida lineare Franke, tipo FDA size 25;
- 4 - Staffa per segnale del sensore di posizione;
- 5 - Puffer (Pz. 2);
- 6 - Staffa per puffer (Pz. 2);
- 7 - Piastra per il bloccaggio della cinghia sulla piastra dentata (Pz. 2);
- 8 - Piastra dentata per fissaggio cinghia RPP8 (Pz. 2);
- 9 - Piastra per sostegno del gruppo puleggia folle (Pz. 2);
- 10 - Staffa di sostegno per la catena portacavi;

11 - Piastra sagomata con fori filettati per fissaggio della guida;

12 - Piastra con fori filettati per collegamento della piastra di sostegno del gruppo puleggia folle (Pz. 2);

13 - Piastra con fori filettati per collegamento della piastra dentata sul profilo d'alluminio (Pz. 2).

I particolari n° 11,12 e 13 sono stati studiati per il fissaggio al profilo d'alluminio dei vari componenti, perché non sarebbe possibile farlo direttamente su esso visto il suo piccolo spessore.

Nella Fig.3.1.1 è rappresentata la sezione del gruppo della puleggia folle.

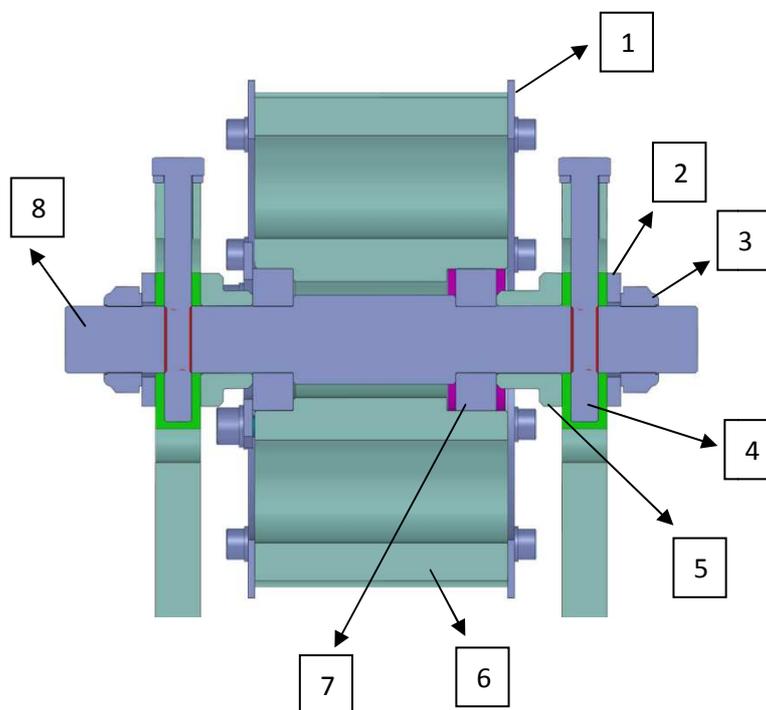


Fig.3.1.1) Sezione del gruppo puleggia folle

1 - Flangia per contenimento cinghia (Pz. 2);

2 - Rosetta UNI 6592 d16 mm (Pz. 2);

3 - Ghiera elastic stop GUK 15x1 (Pz. 2);

4 - Vite UNI 5739 M6x55; andando ad agire direttamente sull'albero della puleggia, consente il pretensionamento della cinghia (Pz. 2);

5 - Flangia distanziale;

6 - Puleggia folle HTD 8M z44;

7 - Cuscinetto radiale a sfera, ad una corona SKF 6002 d15 mm (Pz. 2);

8 - Albero.

La porzione di sinistra è speculare a quella di destra ed è equipaggiata con i medesimi componenti, l'unica differenza è nella dimensione della flangia distanziale che risulta leggermente più corta.

Il montaggio dei cuscinetti è stato effettuato bloccando completamente quello sulla parte di sinistra (Fig.3.1.1) e bloccando solamente l'anello interno di quello di destra.

L'anello esterno è completamente libero di muoversi, così da permettere piccoli disallineamenti assiali.

La scelta della dimensione della puleggia è stata effettuata con un criterio ben preciso.

Si è cercato di prendere una puleggia avente il diametro primitivo circa uguale alla distanza che intercorre tra gli assi primitivi delle piastre dentate inferiori (Fig.3.1.3).

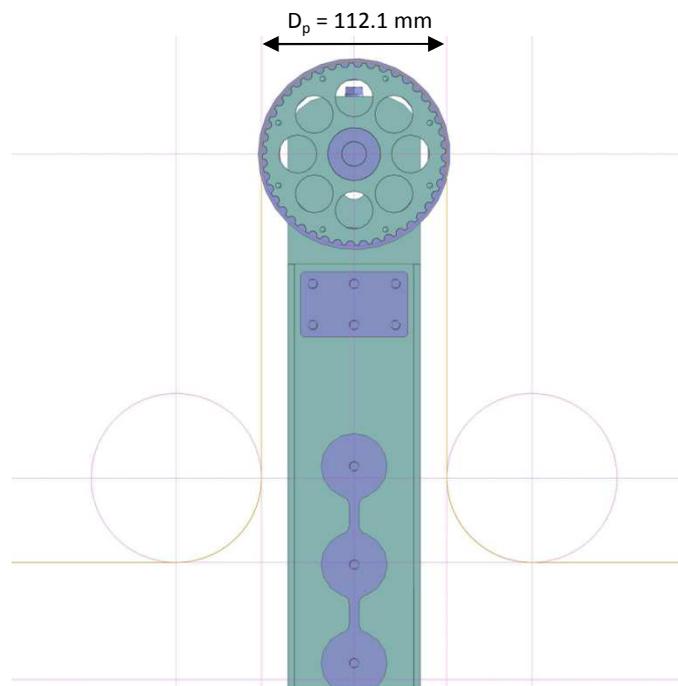


Fig.3.1.2) Sezione della parte superiore del carrello per evidenziare lo sviluppo primitivo della cinghia sulla puleggia (color arancio)

Questo perché il risultato era ottenere i tratti verticali di cinghia più rettilinei possibili.

La differenza risulta equivalente a 0,72 mm, quindi 0,36 mm per parte, valore considerato estremamente accettabile.

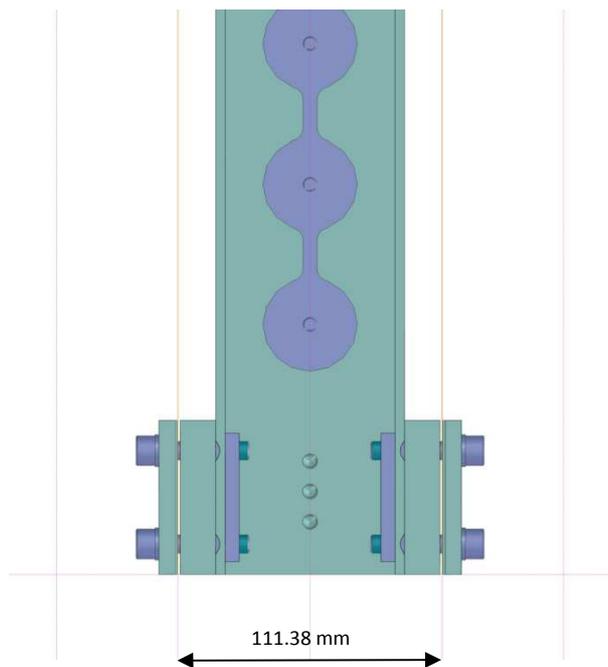


Fig.3.1.3) Sezione della parte inferiore del carrello per evidenziare lo sviluppo primitivo della cinghia sulle piastre dentate di bloccaggio (color arancio)

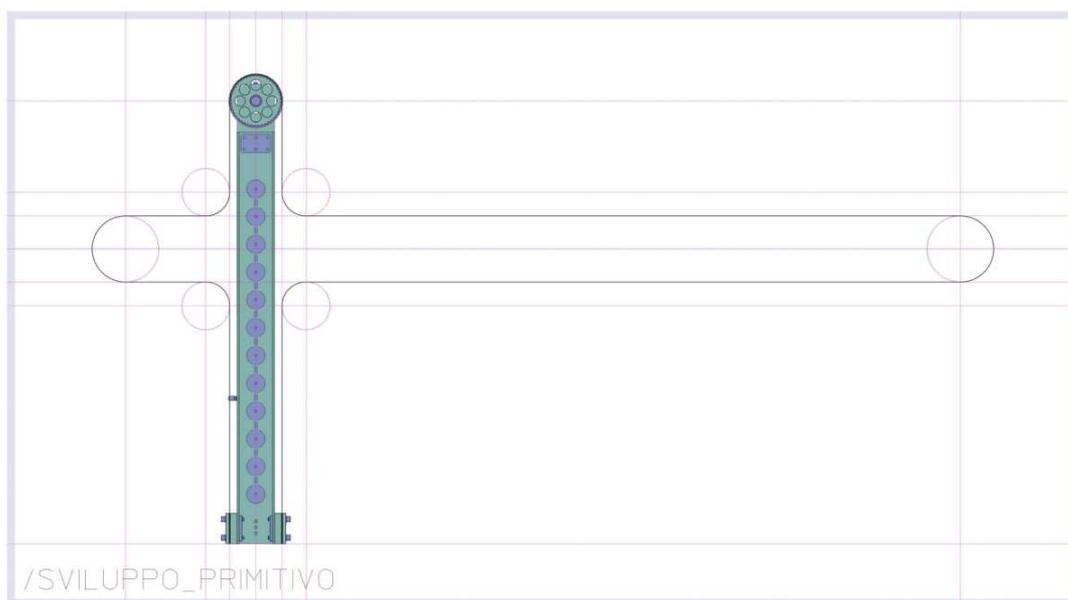
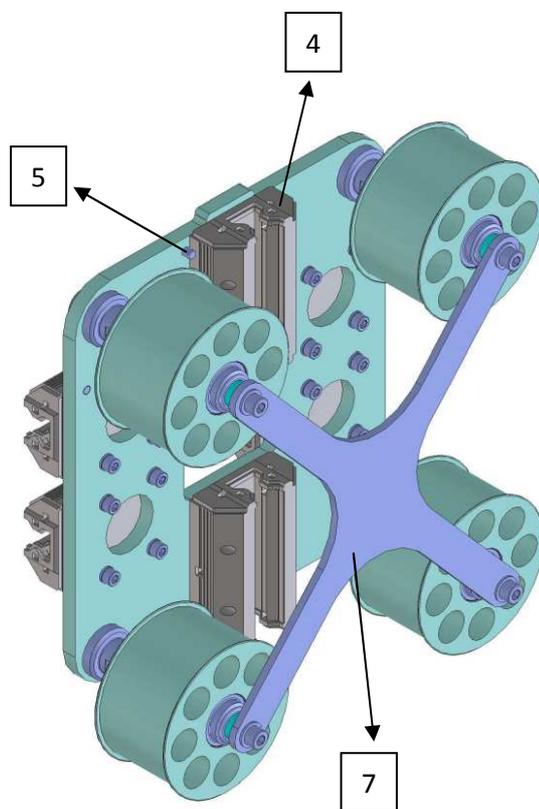
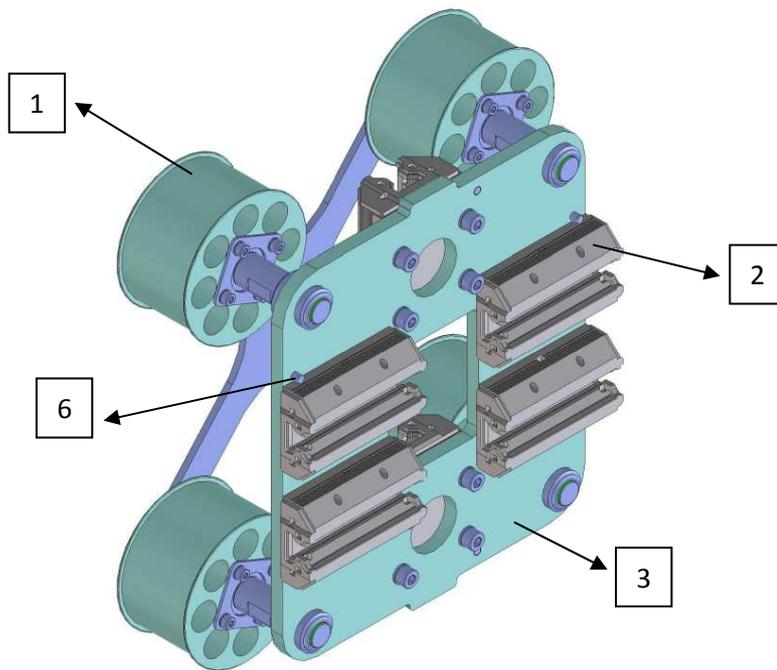


Fig.3.1.4) Sviluppo primitivo completo della cinghia

2. CARRELLO ORIZZONTALE



- 1 - Gruppo rullo di contro flessione, specificato in Fig.3.2.2 (Pz. 4);
- 2 - Corsore Franke, tipo FDA size 20 (Pz. 4);
- 3 - E' la struttura principale del carrello, piastra forata per fissaggio di tutti i componenti del gruppo;
- 4 - Corsore Franke, tipo FDA size 25 (Pz. 2);
- 5 - Spina UNI1707 6x16, riferimento per permettere l'allineamento dei cursori verticali durante l'assemblaggio (Pz. 2);
- 6 - Spina UNI1707 6x16, riferimento per permettere l'allineamento dei cursori orizzontali durante l'assemblaggio (Pz. 2);
- 7 - Croce di rinforzo, consente di evitare che i rulli siano a sbalzo, quindi riduciamo di molto il rischio di inflessione degli alberi.

Questo gruppo è completamente simmetrico, gli interassi delle pulegge sono stati calcolati sempre cercando di mantenere i tratti di cinghia verticali, nel caso del carrello verticale, e orizzontali, nel caso del carrello orizzontale.

Per assicurare il centraggio degli alberi dei rulli, sono state fatte nella piastra sedi apposite.

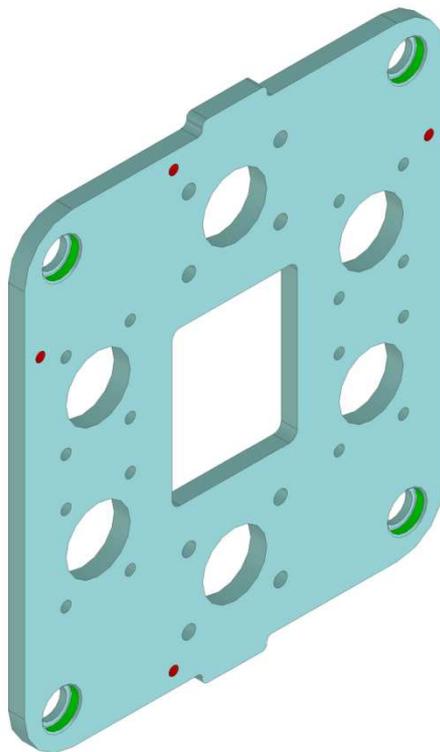


Fig.3.2.1) Piastra principale del carrello orizzontale.

Nella Fig.3.2.2 è rappresentata la sezione del gruppo del rullo di contro flessione.

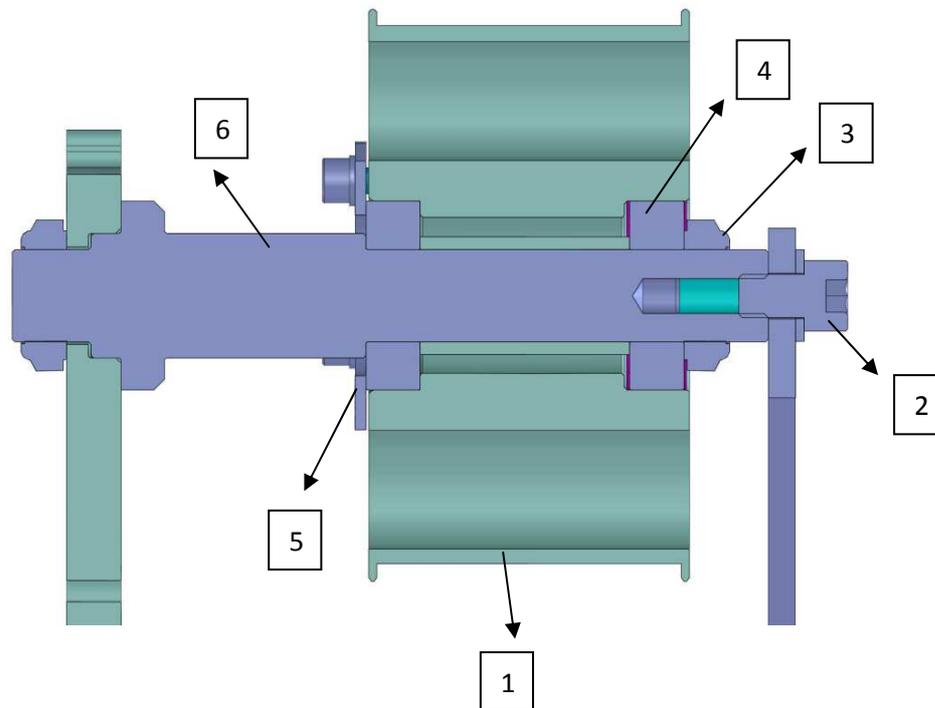
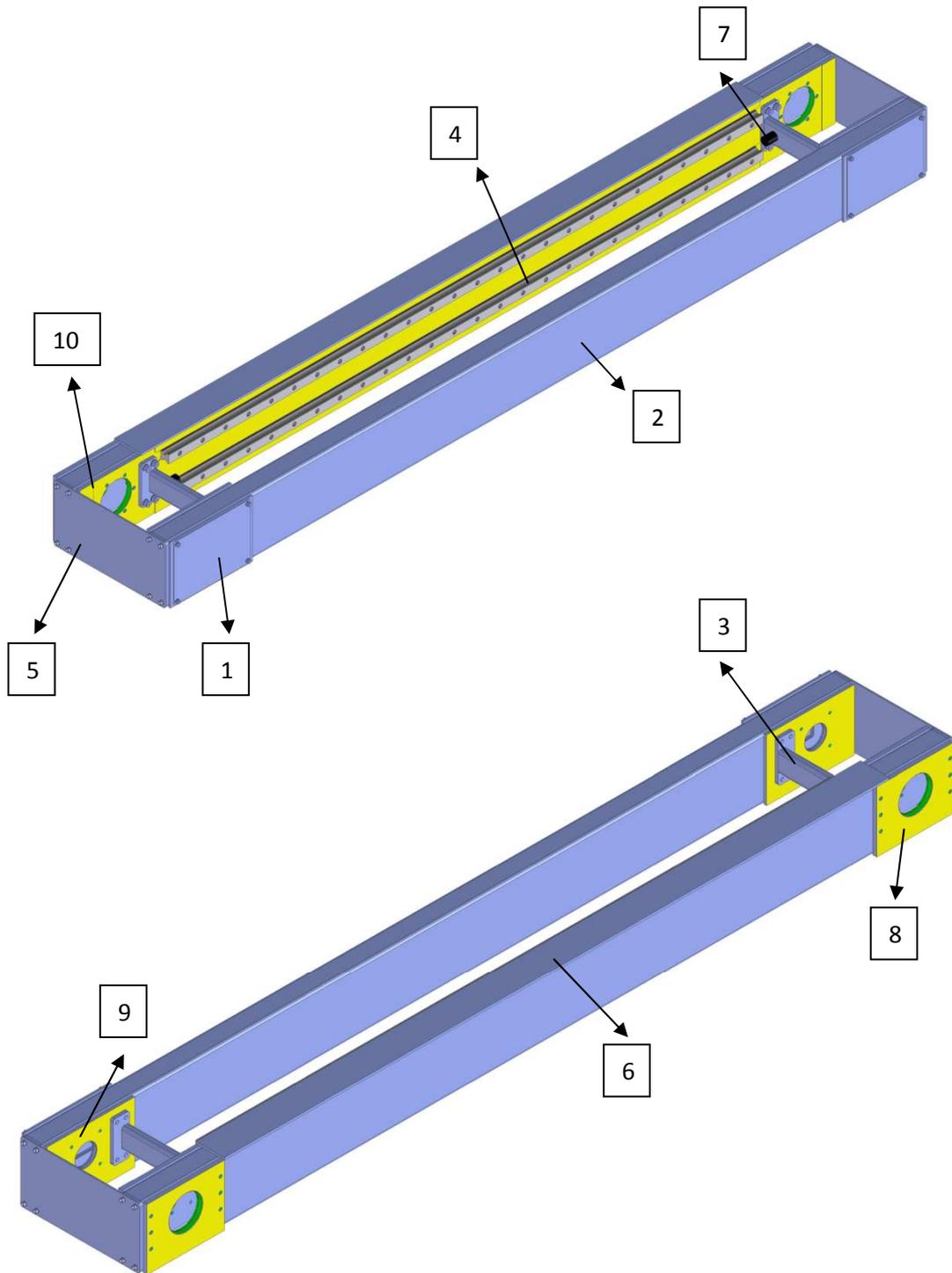


Fig.3.2.2) Sezione del gruppo rullo di contro flessione

- 1 - Rullo di contro flessione d100 mm;
- 2 - Vite UNI 5931 M8x12 per fissaggio albero sulla croce;
- 3 - Ghiera elastic stop GUK 17x1 (Pz. 2);
- 4 - Cuscinetto radiale a sfera, ad una corona SKF 6003 d17 mm (Pz. 2);
- 5 - Flangia per bloccaggio corona esterna del cuscinetto;
- 6 – Albero.

3. SUPPORTO



- 1 - Coperchio di chiusura (Pz. 2);
- 2 - Tubolare saldato di sezione 150 x 50 spessore 3 mm (Pz. 2);
- 3 - Rinforzo (Pz. 2);
- 4 - Guida lineare Franke, tipo FDA size 20 (Pz. 2);
- 5 - Piastra di collegamento (Pz. 2);
- 6 - Piastra saldata per connessione catena portacavi;
- 7 - Puffer (Pz. 2);
- 8 - Piastra saldata per connessione supporto gruppo motore (Pz. 2);
- 9 - Piastra saldata per connessione flangia del cuscinetto orientabile (Pz. 2);
- 10 - Piastra saldata per connessione guide (Pz. 2).

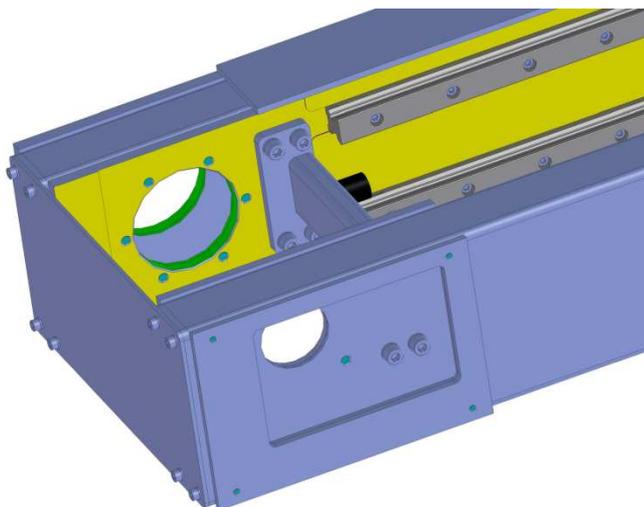


Fig.3.3.1) Particolare del supporto orizzontale

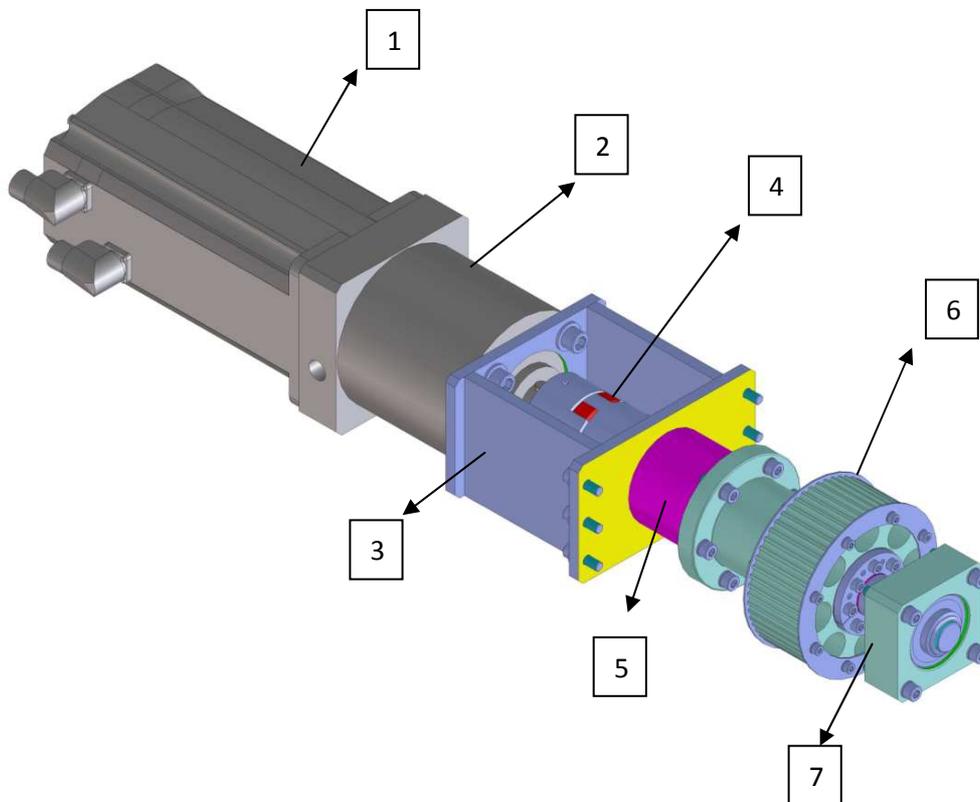
In Fig.3.3.1 ho voluto evidenziare le lavorazioni per il centraggio dell'albero motore e dei componenti annessi.

Per far questo ho eliminato il coperchio di chiusura che evitava la possibilità di vedere parte di queste lavorazioni.

Il componente più importante di questo gruppo è la piastra dove sono avvitate le guide.

La faccia di riferimento è completamente lavorata e dispone di sedi tollerate di profondità 1 mm che hanno l'utilità di mantenere le guide esattamente parallele e alla distanza prestabilita.

4. GRUPPO MOTORE



- 1 - Motore elettrico brushless ELAU SH140/30200/0/0/00/00/00/01/00;
- 2 - Riduttore monostadio 1:4 Bonfiglioli MP-130/1/4/STD/130A/CD/24/S5/OR/SB/KE;
- 3 - Supporto gruppo motore;
- 4 - Giunto ad elastomero R+W EK1 150A;
- 5 - Flangia con sede per cuscinetti radiali a sfere;
- 6 - Puleggia motrice HTD 8M z56;
- 7 - Flangia con sede per cuscinetto orientabile.

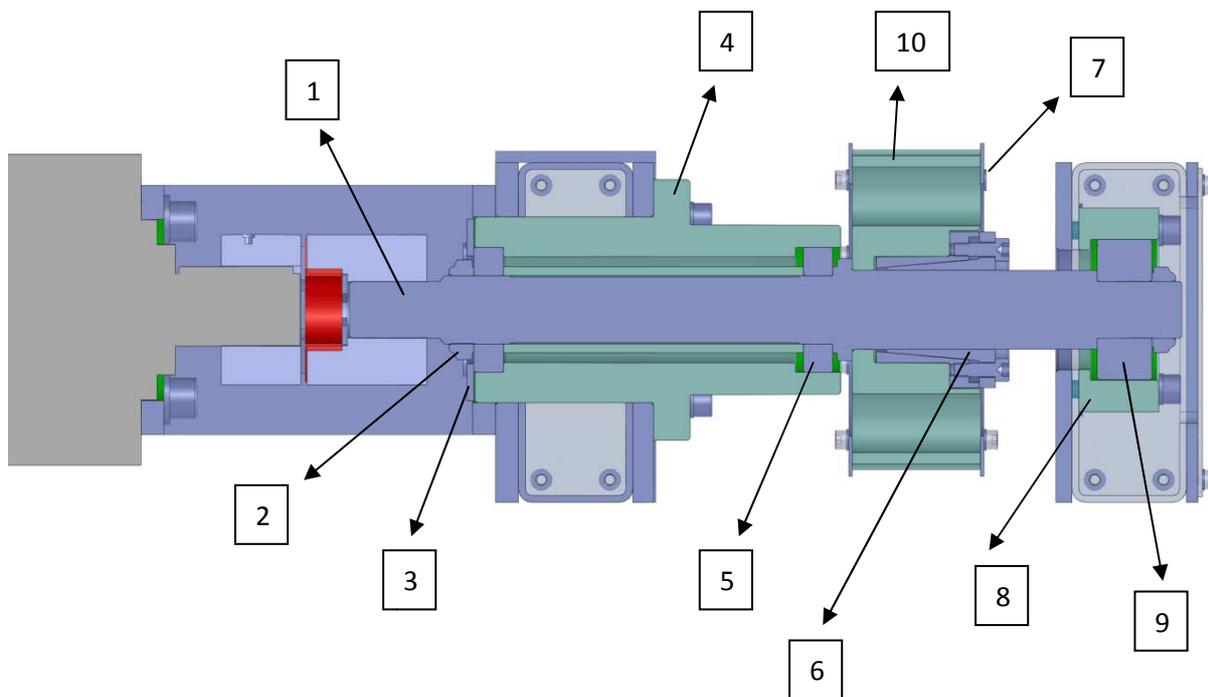


Fig.3.4.1) Sezione del gruppo albero motore

- 1 - Albero motore;
- 2 - Ghiera elastic stop GUK 30x1.5 ;
- 3 - Flangia per bloccaggio corona esterna del cuscinetto;
- 4 - Flangia con sede per cuscinetti radiali a sfere;
- 5 - Cuscinetto radiale a sfera, ad una corona SKF 6006 d30 mm (Pz. 2);
- 6 - Calettatore Tollok TLK110;
- 7 - Flangia per contenimento cinghia (Pz. 2);
- 8 - Flangia con sede per cuscinetto orientabile;
- 9 - Cuscinetto orientabile a rulli cilindrici, ad una corona SKF 2305 d25 mm;
- 10 - Puleggia motrice HTD 8M z56.

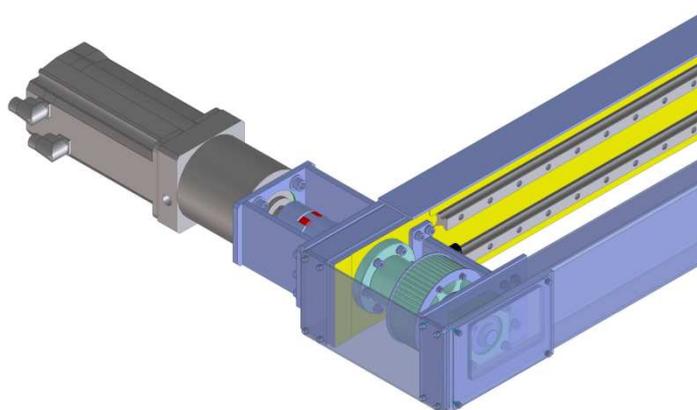


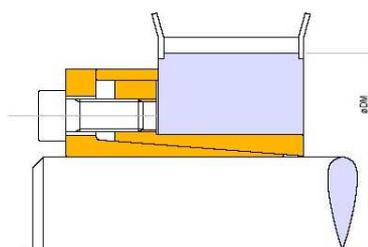
Fig.3.4.2) Montaggio del gruppo motore nella sua posizione finale

Il calettatore Tollok TLK110, ha la caratteristica di essere autocentrante e riesce a trasmettere momenti torcenti medio/elevati.

Inoltre durante il serraggio delle viti non si verifica alcun spostamento assiale del mozzo rispetto all'albero.

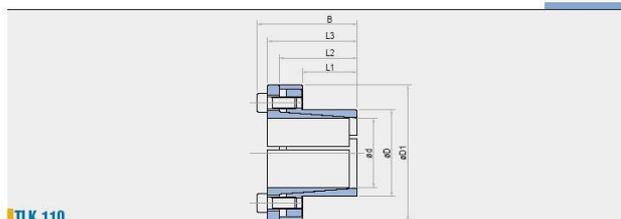
Considerando il diametro dell'albero motore, è stato scelto il calettatore con diametro interno $d = 35 \text{ mm}$ (Fig.3.4.3).

TLK 110



TLK 110

TLK 110



TLK 110

d x D mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	B mm	D1 mm	Momento torcente Mt Nm	Forsa Assiale Fass kN	Pressione superficiale	
								Albero p _{pw} N/mm ²	Mozzo p _m N/mm ²
6 x 14	10	18,5	21	24	25	12	4	185	80
7 x 15	12	22	25	29	27	25	7	205	110
8 x 15	12	22	25	29	27	29	7	205	110
9 x 16	14	23	26	30	28	44	10	205	115
10 x 16	14	23	26	30	28	49	10	185	115
11 x 18	14	23	26	30	32	53	10	170	105
12 x 18	14	23	26	30	32	58	10	160	105
13 x 23	14	23	26	30	38	63	10	140	80
14 x 23	14	23	26	30	38	68	10	130	80
15 x 23	14	24	30	35	39	120	16	205	135
15 x 24	16	29	36	42	45	127	17	185	115
16 x 24	16	29	36	42	45	136	17	175	115
17 x 26	18	31	38	44	47	180	22	190	125
18 x 26	18	31	38	44	47	200	22	180	125
19 x 27	18	31	38	44	49	210	22	170	120
19 x 28	18	31	38	43	49	150	16	125	85
20 x 28	18	31	38	44	50	220	22	160	115
22 x 32	25	38	45	51	54	250	22	115	80
24 x 34	25	38	45	51	56	270	22	105	75
25 x 34	25	38	45	51	56	280	22	100	75
28 x 39	25	38	45	51	61	465	33	135	97
30 x 41	25	38	45	51	62	510	33	127	90
32 x 43	25	38	45	51	65	540	33	120	90
35 x 47	32	45	52	58	69	790	45	105	80
38 x 50	32	45	52	58	72	860	45	100	75

Fig.3.4.3) Catalogo Tollok per calettatori TLK110.

5. CALCOLO DELLE EFFETTIVE FORZE IN GIOCO

Finita la costruzione del prototipo siamo a conoscenza di tutte le informazioni che occorrono per poter calcolare le forze reali che agiscono sul sistema.

Posso ricalcolarmi tali forze utilizzando gli stessi fogli di calcolo utilizzati in precedenza:

Massa carrello verticale [kg]	mv = 8.612
Massa carrello orizzontale [kg]	mo = 10.042
Massa pinza [kg]	mp = 10
Massa prodotto [kg]	mpr = 5

Tab.3.5.1) Masse dei componenti del Pick & Place

<i>Andata</i>	Massa tot salita [kg]	ms = 23.612
	Massa tot traslazione [kg]	mt = 33.654
	Massa tot discesa [kg]	md = 23.612
<i>Ritorno</i>	Massa tot salita [kg]	ms = 18.612
	Massa tot traslazione [kg]	mt = 28.654
	Massa tot discesa [kg]	md = 18.612

Tab.3.5.2) Suddivisione delle masse nelle tre corse di andata e ritorno

<i>Andata</i>	Forza di salita [N]	$F_s = (m_s \cdot a) + (m_s \cdot g) = 1176.1$
	Forza di traslazione [N]	$F_t = (m_t \cdot a) + (g \cdot m_t \cdot \mu) = 1379.2$
	Forza di discesa [N]	$F_d = (m_d \cdot a) - (m_d \cdot g) = 712.8$

<i>Ritorno</i>	Forza di salita [N]	$F_s = (m_s \cdot a) + (m_s \cdot g) = 927$
	Forza di traslazione [N]	$F_t = (m_t \cdot a) + (g \cdot m_t \cdot \mu) = 1185.4$
	Forza di discesa [N]	$F_d = (m_d \cdot a) - (m_d \cdot g) = 561.9$

Tab.3.5.3) Forze necessarie nelle tre corse di andata e ritorno

$a = 40 \text{ m/s}^2$ (accelerazione dei carrelli)

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ (accelerazione di gravità)

$\mu = 0,1$ (coefficiente d'attrito)

Calcolo adesso la tensione della cinghia con i relativi tiri, solamente per la corsa di traslazione orizzontale, che, come ormai sappiamo bene, è la corsa critica.

Riprendo i calcoli del Cap.1 Par 4.2.

Traslazione del carrello orizzontale (corsa di andata):

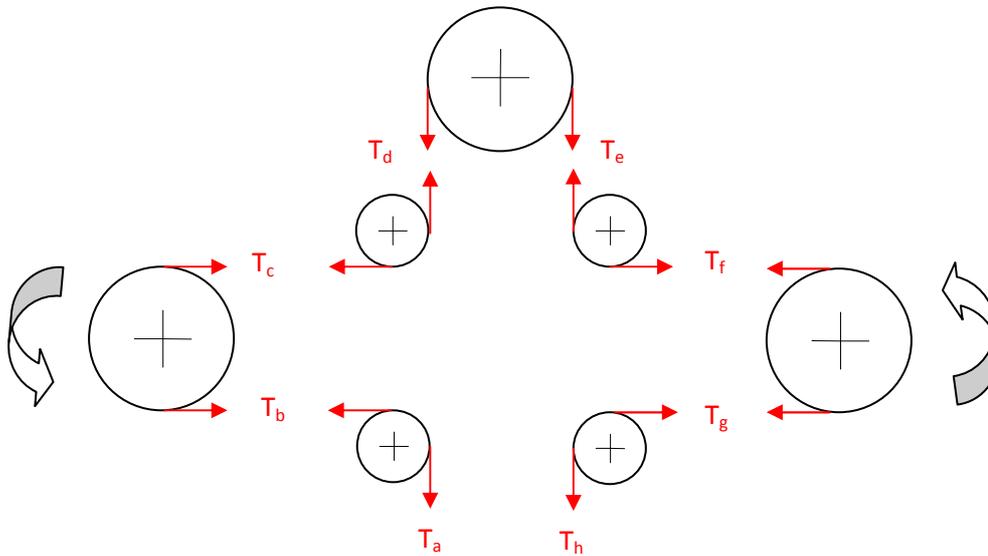


Fig. 1.4.3) Tratti della cinghia tesi rappresentati con il colore rosso

$$T_a = F_{pv} / 2 = (m_v \cdot g) / 2 = (8,612 \cdot 9,81) / 2 = 42,24 \sim 43 \text{ N}$$

$$T_h = (F_{pv} / 2) + F_t = [(m_v \cdot g) / 2] + F_t = [(8,612 \cdot 9,81) / 2] + 1379,2 = 42,24 + 1379,2 = 1421,44 \sim 1422 \text{ N}$$

$$T_d = T_e = F_t / 2 = 1379,2 / 2 = 689,6 \sim 690 \text{ N}$$

Facendo l'equilibrio dei momenti dovuti alle forze agenti sulle pulegge si può facilmente affermare che T_a e T_b coincidono come anche T_h e T_g , T_d e T_c , T_e e T_f .

La tensione massima a cui è sottoposta la cinghia coincide con T_h cioè 1422 N.

Tutte queste forze, come avevamo previsto, sono minori di quelle ipotizzate al principio del dimensionamento. Quindi la scelta della cinghia possiamo considerarla corretta e garantire la sua resistenza durante il ciclo di produzione.

Conoscendo le forze massime in gioco, possiamo ora andare a verificare la resistenza dei tre alberi presenti nel meccanismo.

6. VERIFICA DIMENSIONALE ALBERI

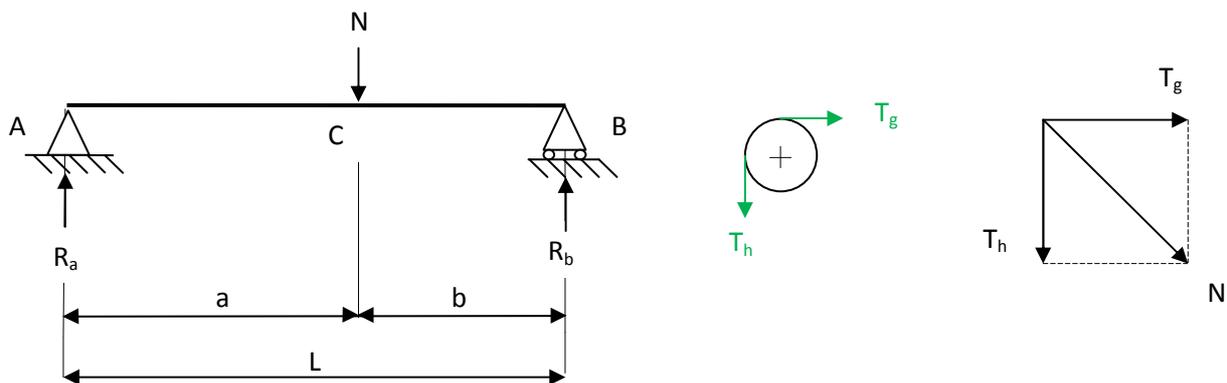
6.1 ALBERO RULLO DI CONTRO FLESSIONE

CALCOLO MOMENTO FLETTENTE

L'albero su cui ruota il rullo di contro flessione, come tutti gli altri, è soggetto alle tensioni della cinghia, le quali variano continuamente in base al movimento che si sta compiendo. Questo albero non è in movimento ma viene fissato alle piastre mediante viti di serraggio e ghiere.

Di conseguenza posso semplificare il suo studio ad una trave isostatica, con un carrello e una cerniera.

Le forze agiscono sulla trave indirettamente attraverso la puleggia; hanno lo stesso modulo e sono orientate a 90° l'una rispetto all'altra, quindi, utilizzando il teorema di Pitagora, mi calcolo la risultante N.



$$L = 111 \text{ mm}$$

$$a = 67 \text{ mm}$$

$$b = 56 \text{ mm}$$

$$T_g = T_h = 1422 \text{ [N]}$$

Dove $T_g = T_h$ è il tiro della cinghia in condizioni più gravose, cioè durante la corsa di traslazione orizzontale di andata (Cap.3 Par.4).

$$N = \sqrt{T_g^2 + T_h^2} = \sqrt{1422^2 + 1422^2} = 2011 \text{ [N]}$$

Calcolo le reazioni vincolari:

$$R_a + R_b = N$$

$$M_{f_A}) \quad R_b \cdot L = N \cdot a \quad \longrightarrow \quad R_b = \frac{N \cdot a}{L} = \frac{2011 \cdot 40}{111} = 724,7 \sim 725 \text{ [N]}$$

$$R_a + R_b = N \quad \longrightarrow \quad R_a = N - R_b = 2011 - 725 = 1286 \text{ [N]}$$

A questo punto posso calcolarmi il valore del momento flettente in corrispondenza del punto C:

$$M_{fC} = R_a \cdot a = 1286 \cdot 40 = 51440 \text{ [Nmm]} = 51,44 \text{ [Nm]}$$

CALCOLO TENSIONI

Come già detto il carico applicato all'albero non è costante, quindi anche la tensione è variabile e di tipo pulsante.

Si considera quindi una tensione normale ammissibile a fatica pulsante

$$\sigma_{amf} = \frac{2}{3} \sigma_{ams}$$

dove

$$\sigma_{ams} = \frac{R_m}{G_r}$$

è la tensione nominale ammissibile statica e indichiamo con R_m il carico di rottura a trazione del materiale, G_r è invece il grado di sicurezza che di norma vale $2,5 \div 3$.

Nel caso di asse fisso a sezione circolare piena, che porta organi rotanti con montaggio folle, il dimensionamento viene effettuato a flessione semplice.

Indicando con M_f il momento flettente massimo agente, dall'equazione di stabilità a flessione si ricava il valore del diametro.

La tensione nominale massima per una trave soggetta a flessione è data dal rapporto tra il momento flettente e il modulo di resistenza a flessione, il quale varia in base alla sezione del oggetto in esame.

Nel nostro caso, avendo una sezione circolare piena $W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Di conseguenza la tensione vale:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f}$$

L'albero in esame presenta una variazione di forma (spallamento) che provoca la riduzione del limite di fatica del materiale portandolo da R_m ad R_{mk} . Il loro rapporto viene chiamato K_f e definito come fattore di concentrazioni per fatica, è ricavabile sperimentalmente o, per un numero di cicli $n = 10^6$, mediante la formula

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Dove q è l'indice di sensibilità all'intaglio e K_t è il fattore di concentrazione teorico delle tensioni.

Poiché la conoscenza di K_f risulta indispensabile per il progetto o per la verifica dell'albero, e dal momento che non si possiedono dati sperimentali sul materiale, si deve ricorrere alla formula teorica, e dunque calcolare K_t e q per poi ottenere K_f .

Il fattore K_t risulta indipendente dal materiale ed è ricavabile da formule matematiche o dai loro grafici in funzione di due rapporti adimensionali (D/d e r/d che tengono conto della forma dell'intaglio) e del tipo di sollecitazione (nel mio caso momento flettente K_{tf}).

Il coefficiente q si ricava, invece, da un grafico in funzione del raggio di raccordo r e dalla resistenza del materiale con curve traslate a seconda di sollecitazione di tipo σ o τ .

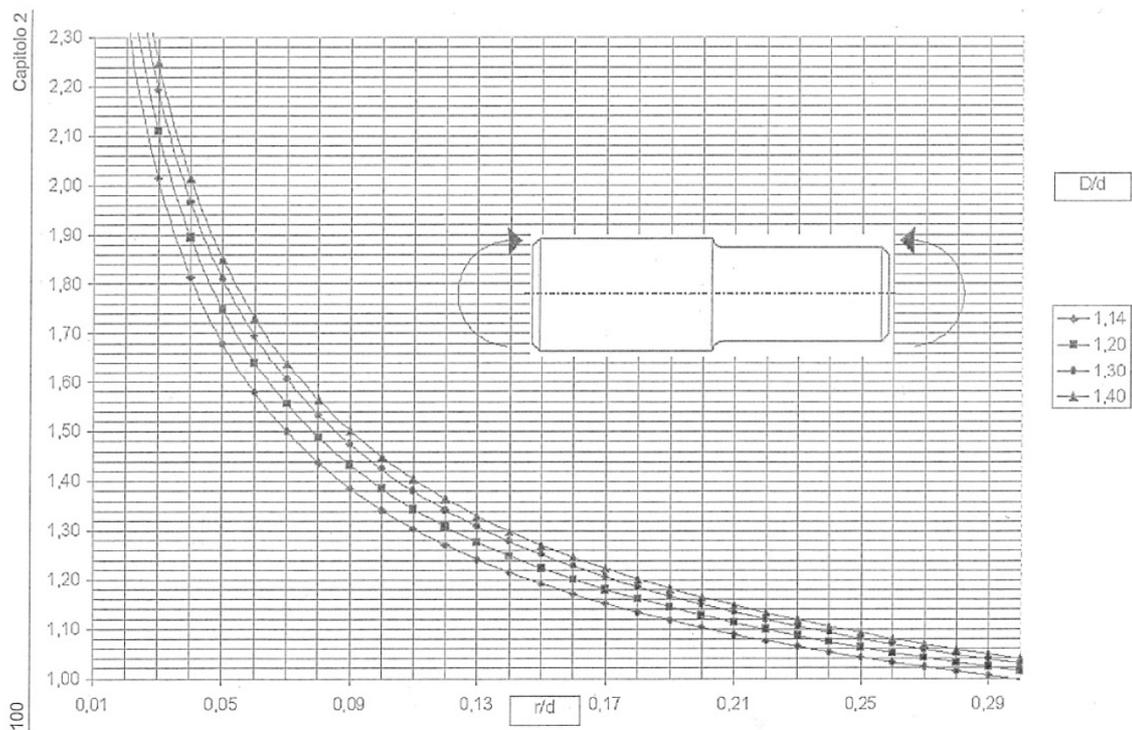
Come prima cosa scelgo il materiale; la mia scelta è ricaduta su un acciaio da bonifica, il 39 NiCrMo3 che ha un'elevata resistenza meccanica all'urto, alla fatica, di ottima durezza, tenacità, resistenza all'usura ed al calore (fino a 400 °C).

In genere è largamente impiegato nell'industria automobilistica, meccanica ed aeronautica per la sua composizione equilibrata atta a garantire una buona temprabilità fino anche ad elevati spessori.

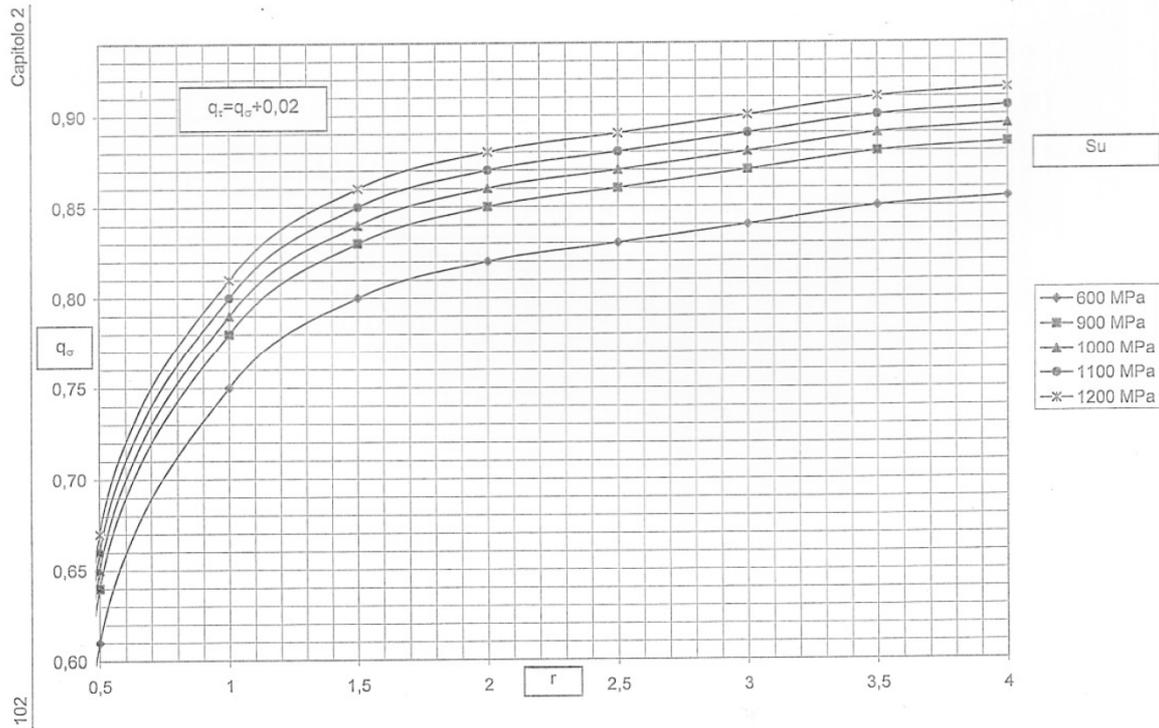
E' quindi adatto per pezzi molto sollecitati a flessione, torsione, trazione, fatica ed usura, indeformabili al trattamento termico, con durezza superficiale simile a quella di uno strato cementato.

Dal catalogo IMS S.p.a. ricavo il carico di rottura del materiale riferito in base al diametro del saggio di partenza.

Quindi per un diametro $> 16\text{mm}$ il carico di rottura R_m vale $930 \div 1130 \text{ [N/mm}^2\text{]}$



Graf.3.6.1) Grafico per determinazione del coefficiente di forma K_{tf}



Graf.3.6.2) Grafico per determinazione dell'indice di sensibilità all'intaglio q_σ

Come step successivo calcolo ora rapporti adimensionali

$$D/d = 23/17 = 1,35$$

$$r/d = 0,5/17 = 0,029$$

Con questi due valori si determina il coefficiente di forma K_{tf} dal Graf.3.6.1 e dal Graf.3.6.2 si ricava l'indice di sensibilità all'intaglio q_σ .

Dai quali risulta:

$$K_{tf} = 2,50$$

$$q_\sigma = 0,65$$

A questo punto si può calcolare il fattore di concentrazione delle tensioni che vale:

$$K_{ff} = 1 + q_\sigma (K_{tf} - 1)$$

Noto questo fattore lo si moltiplica per la tensione nominale massima agente sull'albero e si ricava la tensione reale.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf}{Wf} \cdot K_{ff}$$

Inizio calcolando la tensione ammissibile a fatica pulsante e il fattore di concentrazione delle tensioni.

$$\sigma_{\text{ams}} = \frac{Rm}{Gr} = \frac{930}{2,5} = 372 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\text{amf}} = \frac{2}{3} \sigma_{\text{ams}} = \frac{2 \cdot 372}{3} = 248 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$K_{ff} = 1 + q_{\sigma} \cdot (K_{tf} - 1) = 1 + 0,65 \cdot (2,50 - 1) = 1,975$$

Dall'equazione di stabilità

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{amf}}$$

sostituendo i vari membri si arriva all' equazione per ricavarmi il diametro:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf}{Wf} \cdot K_{ff} \leq \sigma_{\text{amf}}$$

$$\frac{Mf \cdot 32 \cdot K_{ff}}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{\text{amf}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Mf \cdot 32 \cdot K_{ff}}{\pi \cdot \sigma_{\text{amf}}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{51440 \cdot 32 \cdot 1,975}{\pi \cdot 248}}$$

$$d \geq 16,1 \text{ mm}$$

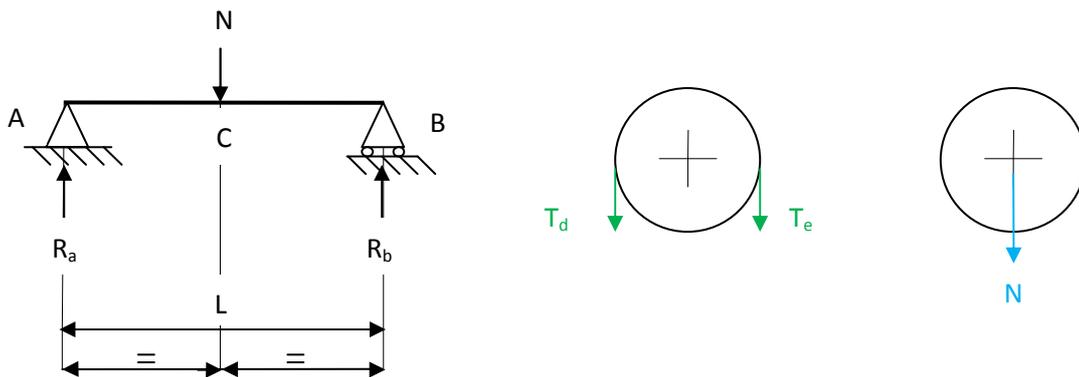
La verifica ha dato esito positivo, il diametro minimo adottato (17 mm) è grande a sufficienza per permettere la sua resistenza.

6.2 ALBERO PULEGGIA FOLLE

CALCOLO MOMENTO FLETTENTE

Lo studio di questo albero, come per il precedente, si può semplificare allo studio di una trave isostatica.

Le forze agiscono sulla trave indirettamente attraverso la puleggia; hanno stesso modulo e stesso verso, quindi, per ricavarmi la risultante N posso semplicemente fare la loro somma.



$$L = 83 \text{ mm}$$

$$T_d = T_e = 690 \text{ [N]}$$

Dove $T_d = T_e$ è il tiro della cinghia in condizioni più gravose, cioè durante la corsa di traslazione orizzontale di andata (Cap.3 Par.4).

$$N = T_d + T_e = 1380 \text{ [N]}$$

Vista la simmetria della trave posso subito calcolarmi il valore delle reazioni vincolari:

$$R_a = R_b = \frac{N}{2} = 690 \text{ [N]}$$

A questo punto posso calcolarmi il valore del momento flettente nel punto di mezzzeria C.

$$M_{fC} = R_b \cdot \frac{L}{2} = 690 \cdot \frac{83}{2} = 28635 \text{ [Nmm]} = 28,635 \text{ [Nm]}$$

CALCOLO TENSIONI

Questo albero è soggetto alle stesse tipologie di tensioni dell'albero dei rulli di contro flessione e quindi devo calcolarmi i rapporti adimensionali $\frac{D}{d}$ e $\frac{r}{d}$ per ricavare l'indice di sensibilità all'intaglio e il coefficiente di forma.

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{15} = 1,33$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{15} = 0,033$$

Dal Graf.3.4.1 e dal Graf.3.4.2 ricavo K_{tf} e q_{σ} .

$$K_{tf} = 2,50$$

$$q_{\sigma} = 0,65$$

A questo punto si può calcolare il fattore di concentrazione delle tensioni che vale:

$$K_{ff} = 1 + q_{\sigma} \cdot (K_{tf} - 1) = 1 + 0,65 \cdot (2,50 - 1) = 1,975$$

Assumendo lo stesso materiale (39 NiCrMo3) dell'albero dei rulli, posso utilizzare la stessa tensione ammissibile a fatica pulsante

$$\sigma_{ams} = \frac{Rm}{Gr} = \frac{930}{2,5} = 372 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{amf} = \frac{2}{3} \sigma_{ams} = \frac{2 \cdot 372}{3} = 248 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Dall'equazione di stabilità sostituendo i vari membri si arriva all' equazione per ricavarmi il diametro:

$$\frac{Mf \cdot 32 \cdot Kff}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{amf}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Mf \cdot 32 \cdot Kff}{\pi \cdot \sigma_{amf}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{28635 \cdot 32 \cdot 1.975}{\pi \cdot 248}}$$

$$d \geq 13,24$$

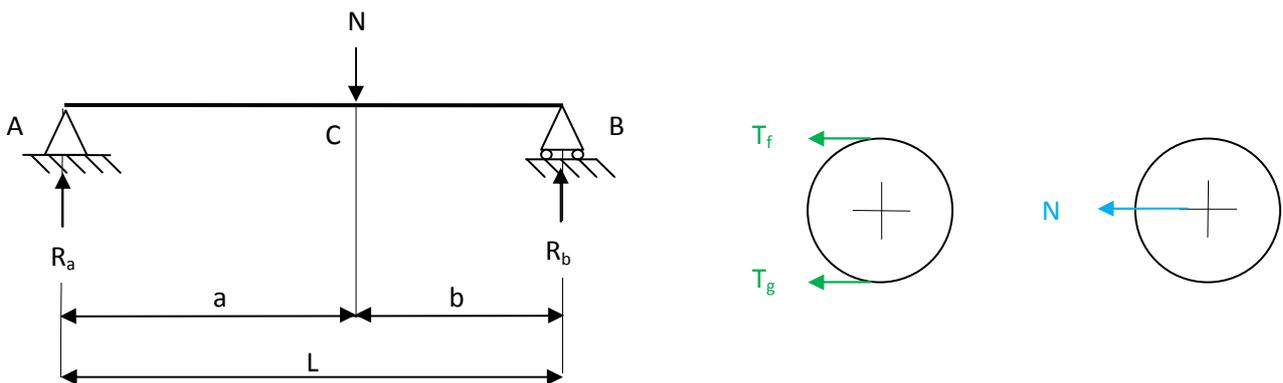
Anche in questo caso ho verificato la resistenza dell'albero.

6.3 ALBERO MOTORE

CALCOLO MOMENTO FLETTENTE

L'albero motore è l'unico che è in rotazione, di conseguenza le tensioni agenti saranno diverse dai due casi precedenti.

Il tratto dove ho maggiori tensioni è quello dove è calettata la puleggia, e riduco lo studio solamente a tale porzione di albero.



$$L = 115.5 \text{ mm}$$

$$a = 77.5 \text{ mm}$$

$$b = 38 \text{ mm}$$

$$T_g = 1422 \text{ [N]}$$

$$T_f = 690 \text{ [N]}$$

Dove ovviamente i tiri T_f e T_g sono le forze sulla puleggia durante la corsa orizzontale di andata (Cap.3 Par.4).

T_f e T_g hanno stesso modulo e stesso verso, quindi, il calcolo della risultante N è dato semplicemente dato dalla loro somma.

$$N = T_g + T_f = 2112 \text{ [N]}$$

Calcolo le reazioni vincolari:

$$R_a + R_b = N$$

$$Mf_A) \quad R_b \cdot L = N \cdot a \quad \longrightarrow \quad R_b = \frac{N \cdot a}{L} = \frac{2112 \cdot 40}{115,5} = 731,4 \sim 732 \text{ [N]}$$

$$R_a + R_b = N \quad \longrightarrow \quad R_a = N - R_b = 2112 - 732 = 1380 \text{ [N]}$$

A questo punto posso calcolarmi il valore del momento flettente in corrispondenza del punto C:

$$Mf_C = R_a \cdot a = 1380 \cdot 40 = 55200 \text{ [Nmm]} = 55,2 \text{ [Nm]}$$

Oltre alla sollecitazione di flessione ad esso è applicato anche un momento torcente proveniente dal riduttore.

Dal Cap.4 nella Fig.4.3 posso ricavare tale valore:

$$Mt = 64,7697 \text{ Nm}$$

Poiché l'albero è sollecitato a flesso-torsione, occorre quindi calcolare il momento flettente ideale dato dalla composizione delle due sollecitazioni utilizzando l'ipotesi di Von Mises:

$$Mf_{id} = \sqrt{Mf^2 + 0,75 \cdot Mt^2}$$

Quindi otteniamo:

$$Mf_{id} = \sqrt{55,2^2 + 0,75 \cdot 64,77^2}$$

$$Mf_{id} = 78,698 \text{ [Nm]}$$

CALCOLO TENSIONI

L'albero è soggetto contemporaneamente a momento flettente e momento torcente ambedue variabili che generano una sollecitazione composta di flesso-torsione.

Questa tipologia di carico, applicata ad un albero in rotazione, genera una tensione variabile di tipo alternato; pertanto si considera una tensione normale ammissibile a fatica alternata data dalla seguente espressione:

$$\sigma_{amf} = \frac{1}{3} \sigma_{ams}$$

dove

$$\sigma_{ams} = \frac{Rm}{Gr}$$

è la tensione nominale ammissibile statica e indichiamo con R_m il carico di rottura a trazione del materiale, G_r è invece il grado di sicurezza che di norma vale $2,5 \div 3$.

La tensione nominale massima per una trave soggetta a flessione è data dal rapporto tra il momento flettente e il modulo di resistenza a flessione, il quale varia in base alla sezione del oggetto in esame.

Nel nostro caso, avendo una sezione circolare piena $W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Di conseguenza la tensione vale:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mfid}{W_f}$$

Considerando che l'indice di sensibilità all'intaglio e il coefficiente di forma assumono valori trascurabili viste le dimensioni importanti dell'albero passo subito alla verifica dimensionale.

Assumo lo stesso materiale (39 NiCrMo3) degli altri alberi quindi ottengo:

$$\sigma_{\text{ams}} = \frac{Rm}{Gr} = \frac{930}{2,5} = 372 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\text{amf}} = \frac{1}{3} \sigma_{\text{ams}} = \frac{372}{3} = 124 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Dall'equazione di stabilità sostituendo i vari membri si arriva all' equazione per ricavarmi il diametro:

$$\frac{Mfid \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{\text{amf}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Mfid \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{\text{amf}}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{78698 \cdot 32}{\pi \cdot 124}}$$

$$d \geq 18,62$$

Anche in questo caso ho verificato la resistenza dell'albero.
Le dimensioni degli alberi le posso trovare nelle tavole allegate.

CAPITOLO 4

SCELTA COMPONENTI DEL GRUPPO MOTORE

A questo punto del progetto siamo a conoscenza di tutti i dati necessari per il dimensionamento del motore.

Il passaggio fondamentale è il calcolo dell'inerzia equivalente del sistema (J_{eq}); si ipotizza che il motore elettrico sia collegato ad un unico utilizzatore avente momento d'inerzia uguale alla somma algebrica del momento d'inerzia di ciascun componente in movimento e la stessa velocità angolare della motrice.

Per far questo farò il bilancio di energia tra i due casi.

Di seguito andrò ad elencare gli organi in movimento durante la corsa più gravosa (traslazione orizzontale di andata) con l'espressione della loro energia cinetica:

- Pulegge motrici (pz.2): $E_M = 2 \cdot (0,5 \cdot J_M \cdot \omega_M^2)$ [J]
- Pulegge di contro flessione (pz.2): $E_C = 2 \cdot (0,5 \cdot J_C \cdot \omega_C^2)$ [J]
- Puleggia folle: $E_F = 0,5 \cdot J_F \cdot \omega_F^2$ [J]
- Carrello orizzontale: $E_O = 0,5 \cdot m_O \cdot v_O^2$ [J]

Scrivo tutte le velocità in funzione di ω_M

$$\omega_M = v / r_M$$

$$\omega_C = 2 \cdot (v / r_C) = 2 \cdot (r_M / r_C) \cdot \omega_M$$

$$\omega_F = 2 \cdot (v / r_F) = 2 \cdot (r_M / r_F) \cdot \omega_M$$

$$v = r_M \cdot \omega_M$$

Bilancio di energia:

$$E_M + E_C + E_F + E_O = E_{eq}$$

$$2 \cdot (0,5 \cdot J_M \cdot \omega_M^2) + 2 \cdot (0,5 \cdot J_C \cdot \omega_C^2) + 0,5 \cdot J_F \cdot \omega_F^2 + 0,5 \cdot m_O \cdot v_O^2 = 0,5 \cdot J_{eq} \cdot \omega_M^2$$

Sostituisco le velocità in modo da averle tutte in funzione di ω_M :

$$(J_M \cdot \omega_M^2) + (J_C \cdot [2 \cdot (r_M / r_C) \cdot \omega_M]^2) + 0,5 \cdot J_F \cdot [2 \cdot (r_M / r_F) \cdot \omega_M]^2 + 0,5 \cdot m_O \cdot [r_M \cdot \omega_M]^2 = 0,5 \cdot J_{eq} \cdot \omega_M^2$$

$$(J_M \cdot \omega_M^2) + (J_C \cdot 4 \cdot (r_M^2 / r_C^2) \cdot \omega_M^2) + (J_F \cdot 2 \cdot (r_M^2 / r_F^2) \cdot \omega_M^2) + 0,5 \cdot m_O \cdot r_M^2 \cdot \omega_M^2 = 0,5 \cdot J_{eq} \cdot \omega_M^2$$

$$J_{eq} = 2J_M + (8J_C \cdot (r_M^2 / r_C^2)) + (4J_F \cdot (r_M^2 / r_F^2)) + m_O \cdot r_M^2$$

$$J_{eq} = 2J_M + 4 r_M^2 [(2J_C / r_C^2) + (J_F / r_F^2)] + m_O \cdot r_M^2$$

$$J_{eq} = 2 \cdot 99,03 + 4 \cdot 7,13^2 \cdot [(2 \cdot 9,13 / 5^2) + (15,68 / 5,6^2)] + 10,042 \cdot 7,13^2 = 958,7 \sim 960 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2\text{]}$$

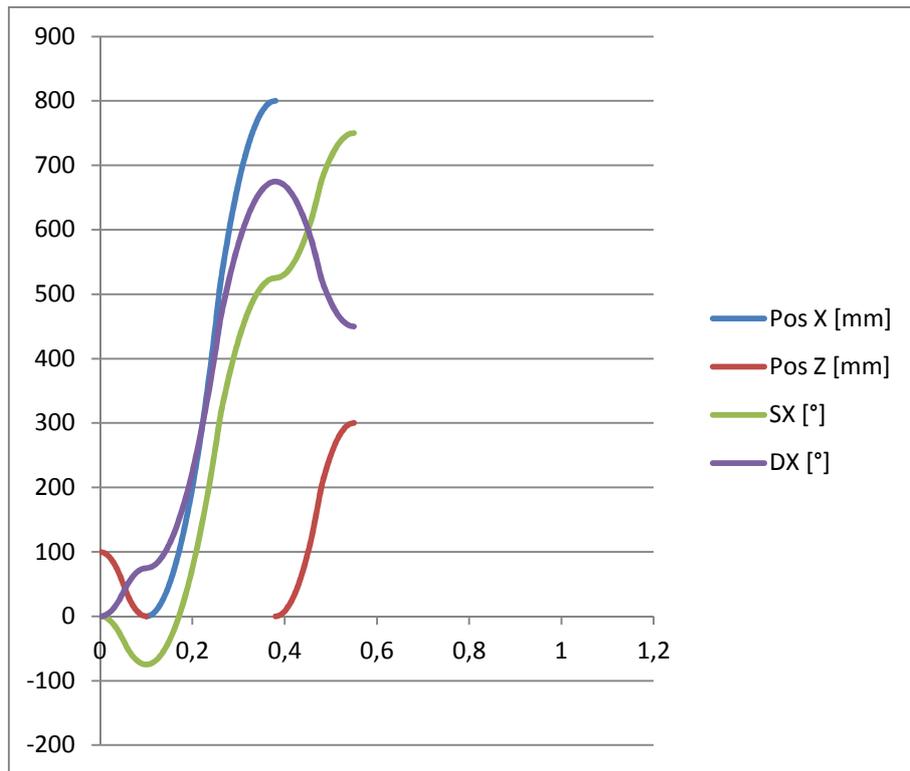
Servendomi di foglio di calcolo ho ricavato il grafico della legge di moto dei due motori utilizzando i tempi, l'accelerazione e le posizioni nelle varie corse calcolati nel Cap.1 Par.1.

Time [s]	Pos X [mm]	Pos Z [mm]	SX [°]	DX [°]
0	0	100	0	0
0.01		98	-1.5	1.5
0.02		92	-6	6
0.03		82	-13.5	13.5
0.04		68	-24	24
0.05		50	-37.5	37.5
0.06		32	-51	51
0.07		18	-61.5	61.5
0.08		8	-69	69
0.09		2	-73.5	73.5
0.1	0	0	-75	75
0.11	2		-73.5	76.5
0.12	8		-69	81
0.13	18		-61.5	88.5
0.14	32		-51	99
0.15	50		-37.5	112.5
0.16	72		-21	129
0.17	98		-1.5	148.5
0.18	128		21	171
0.19	162		46.5	196.5
0.2	200		75	225
0.21	242		106.5	256.5
0.22	288		141	291
0.23	338		178.5	328.5
0.24	392		219	369
0.25	450		262.5	412.5
0.26	512		309	459
0.27	558		343.5	493.5
0.28	600		375	525
0.29	638		403.5	553.5
0.3	672		429	579
0.31	702		451.5	601.5
0.32	728		471	621
0.33	750		487.5	637.5
0.34	768		501	651
0.35	782		511.5	661.5
0.36	792		519	669
0.37	798		523.5	673.5
0.38	800	0	525	675
0.39		2	526.5	673.5
0.4		8	531	669
0.41		18	538.5	661.5
0.42		32	549	651
0.43		50	562.5	637.5
0.44		72	579	621
0.45		98	598.5	601.5
0.46		128	621	579
0.47		165	648.75	551.25
0.48		202	676.5	523.5
0.49		228	696	504
0.5		250	712.5	487.5
0.51		268	726	474
0.52		282	736.5	463.5
0.53		292	744	456
0.54		298	748.5	451.5
0.55	800	300	750	450

Corsa di salita A-B (Graf.1.1)

Corsa di traslazione B-C (Graf.1.1)

Corsa di discesa C-D (Graf.1.1)



Graf.4.1) Leggi di moto, riferite a metà ciclo, dei due motori (sinistro in verde e destro in viola) su asse cartesiano con in ascissa il tempo ed in ordinata la posizione.

La corsa peggiore abbiamo già visto che è quella di traslazione orizzontale di andata. Riprendo le equazioni delle coppie motrici trovate nel Cap.1 Par.4 e posso ora calcolarne l'effettivo valore:

- $$C_{Ms} + T_b \cdot R_M = T_c \cdot R_M$$

$$C_{Ms} = (T_c - T_b) \cdot R_M$$

$$C_{Ms} = (690 - 74) \cdot 71,3 = 43920,8 \sim 43921 \text{ [Nmm]}$$
- $$C_{Md} + T_f \cdot R_M = T_g \cdot R_M$$

$$C_{Md} = (T_g - T_f) \cdot R_M$$

$$C_{Md} = (1422 - 690) \cdot 71,3 = 52191,6 \sim 52192 \text{ [Nmm]}$$

Come si evince dai calcoli il motore di destra deve fornire una coppia leggermente maggiore del motore di sinistra.

Di conseguenza il dimensionamento vero e proprio lo faremo rispetto a questo motore e usufruiremo del programma Motion Toolkit ECAM4 fornitoci dall'azienda Elau nota casa produttrice di motori elettrici il quale, ricevendo in input l'inerzia equivalente del sistema e la costante di avanzamento, mi indica l'accoppiata migliore tra riduttore e motore elettrico (Fig.4.2).

La costante di avanzamento indica quanti millimetri di cinghia vengono "avvolti" attorno alla puleggia motrice ad ogni singola rotazione, cioè coincide esattamente con la sua circonferenza.

In Fig.4.1 è presente un grafico nel quale sono sovrapposte le tre curve riferite alla posizione, la velocità e l'accelerazione in funzione del tempo ciclo.

Nella tabella, della stessa figura, sono evidenziate invece le sei corse del ciclo completo con tempi e relative posizioni.

Il motore che mi proporrà il programma è ideale per la nostra applicazione, è un servomotore brushless Elau di tipo SH, dotato di encoder ad alta risoluzione (singolo o multigiro).

I motori elettrici brushless sono dotati di magneti permanenti e a differenza dei motori a spazzole, per funzionare non hanno bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero motore.

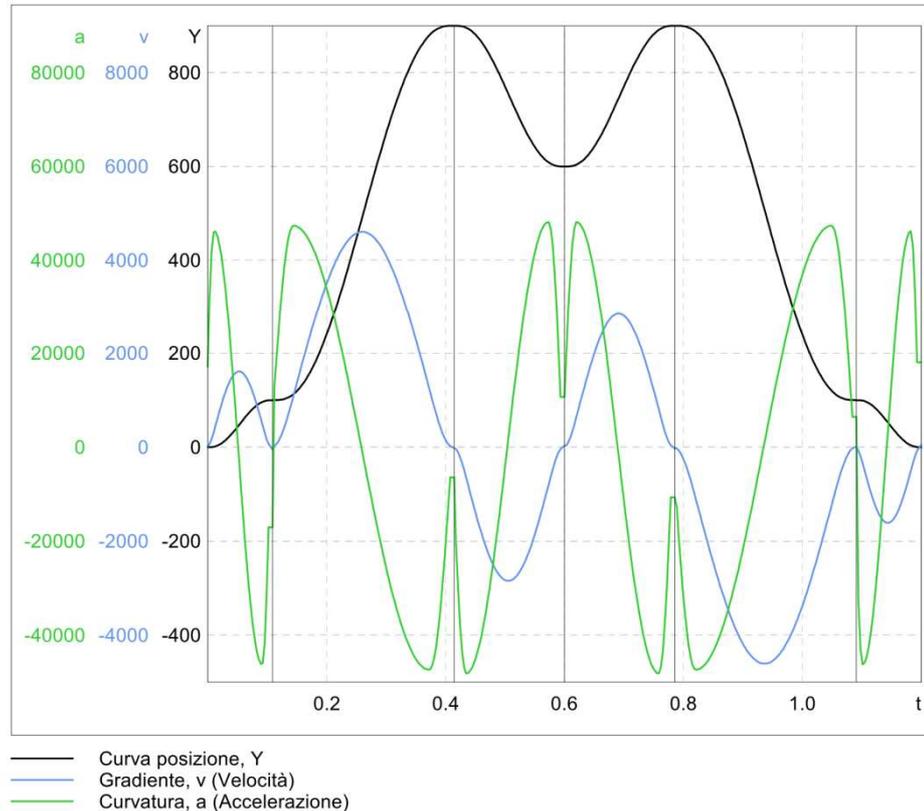
La commutazione della corrente circolante negli avvolgimenti, non avviene per via meccanica, ma elettronicamente. Ciò comporta una minore resistenza meccanica, elimina la possibilità che si formino scintille ad elevati regimi e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica.

Di conseguenza hanno una vita maggiore rispetto ai classici motori a spazzole; viaggiando sempre in condizioni di rendimento ottimali riescono a erogare una coppia molto elevata rispetto alle loro dimensioni.

Inoltre vengono costruiti senza le classiche alette esterne dissipatrici di calore visto che questo compito è svolto dagli avvolgimenti sullo statore.

Asse Mot_DX

Dati Movimento



Descrizione segmento

	Avvio Pos X	Avvio Pos Y	Avvio Gradiente	Avvio Curvatura	Fine Pos X	Fine Pos Y	Fine Gradiente	Fine Curvatura	Parametro
Segmento 1 modisin	0	0	0	0	0.1	100	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									
Segmento 2 modisin	0.1	100	0	0	0.38	900	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									
Segmento 3 modisin	0.38	900	0	0	0.55	600	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									
Segmento 4 modisin	0.55	600	0	0	0.72	900	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									
Segmento 5 modisin	0.72	900	0	0	1	100	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									
Segmento 6 modisin	1	100	0	0	1.1	0	0	0	Lambda=0.5 C=1
Arresto-Arresto									

Dati in input

Meccanica

Meccanica	Parametro	Valore
	Costante di avanzamento	448 unità/rotazione
	J Carico	960 kgcm ²
	M Attrito	0 Nm
	M statico	0 Nm
	M Viscosa	0 Nm/(m/s)
	Momento supplementare (phi)	No

Risultato

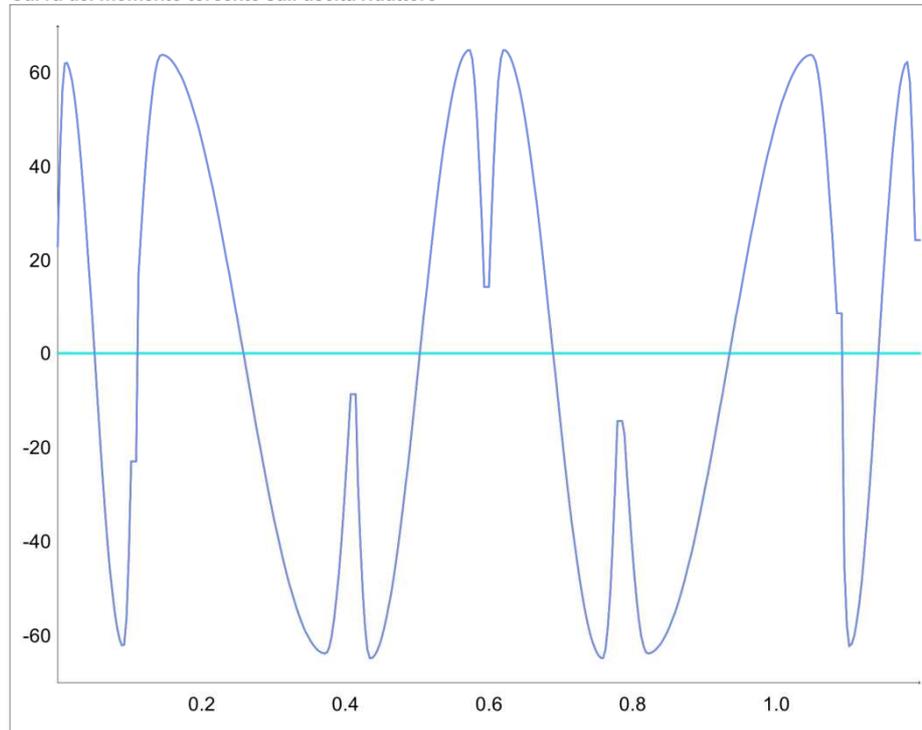
Riduttore

Parametro	Valore
Tipo riduttore	SP100S-MC
Riduttore principale i	4
DAbero riduttore	38 mm
Riserva M nominale	0 %
Riserva M arresto d'emergenza	0 %
Trasmissione supplementare	No
Riserva n nominale	0 %

Motore

Parametro	Valore
Tipo di servomotore	SH140/30200/0/x/x0/xx/xx/x1/xx
Categoria	SH
Regolatore	MC-4/XX/22/400
Riserva n max.	0 %
Riserva M nominale	0 %
Riserva M max.	0 %
Freno	Si
Tensione nominale (drive)	400 V
Allacciamento di rete fasi	(qualsiasi)

Curva del momento torcente sull'uscita riduttore



t / Nm

Parametro	Valori sul carico (uscita del riduttore)	Valori massimi riduttore	Valori sull'albero motore (carico rid. + riduttore + motore + freni)	Valori massimi motore-drive
				
vel max	4607.29 mm/s			
acc max	48106 mm/s ²			
alpha max	674.684 rad/s ²		2698.74 rad/s ²	
Mmax	64.7697 Nm	240 Nm	24.8163 Nm	60.1 Nm
M eff	45.2144 Nm	100 Nm	16.3394 Nm	18.0447 Nm
JLoad	960 kgcm ²		70.58 kgcm ²	12.68 kgcm ²
Jcarico/Jmotore			5.56625	
n max	617.048 g-m	6000 g-m	2468.19 g-m	3000 g-m
N eff	268.568 g-m	4000 g-m	1074.27 g-m	
MRiduttore Arresto d'emergenza		625 Nm		

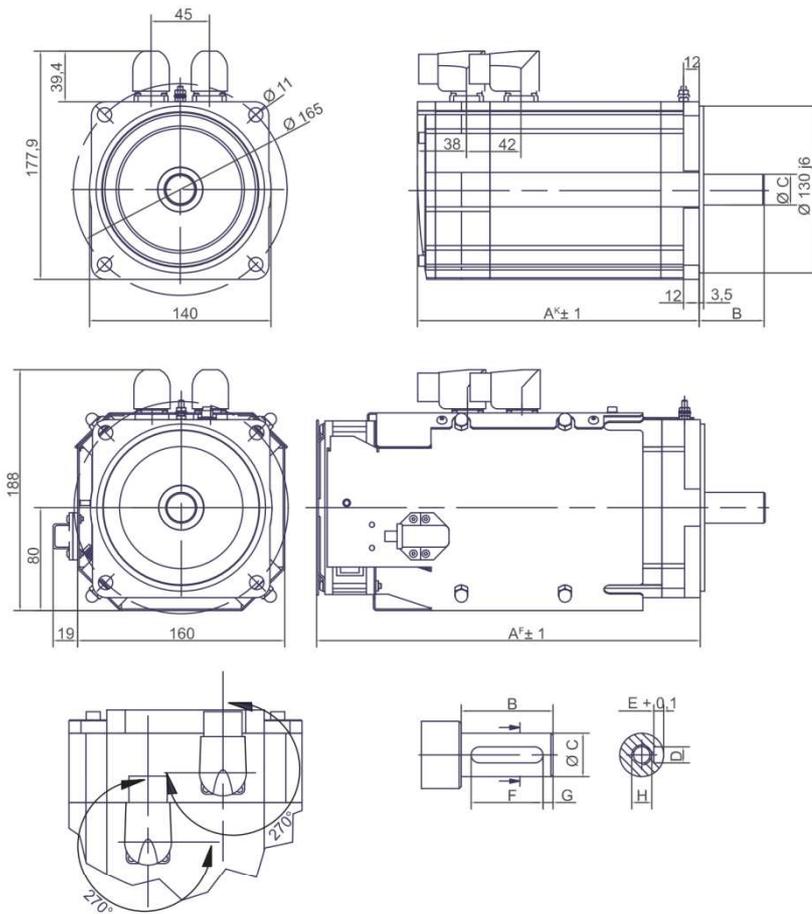
Servomotore SH-140 (a ventilazione forzata)



Categoria	Denominazione	Abbreviazione [unità]	SH-140 30 120	SH-140 30 200	SH-140 30 270	SH-140 30 330
Dati generali	Coppia di fermo completo	M_0 [Nm]	15,6	30,8	42,4	54,8
	Coppia di picco	M_{max} [Nm]	27,0	60,1	90,2	131,9
Dati generali con tensione di rete $U_N = 230V$	Velocità nominale	n_N [min ⁻¹]	-	-	-	-
	Coppia nominale	M_N [Nm]	-	-	-	-
	Potenza nominale	P_N [kW]	-	-	-	-
Dati generali con tensione di rete $U_N = 400V$	Numero di giri nominale	n_N [min ⁻¹]	3000	3000	3000	3000
	Coppia nominale	M_N [Nm]	13,3	25,0	33,0	35,2
	Potenza nominale	P_N [kW]	4,18	7,85	10,37	11,06
Dati elettrici	Poli generatore	p	5	5	5	5
	Circuito dell'avvolgimento del motore		Y	Y	Y	Y
	Costante del momento torcente (120°C)	k_T [Nm/Arms]	1,43	1,47	1,58	1,57
	Resistenza dell'avvolgimento Ph-Ph (20°C)	R_{U-V} [Ohm]	1,41	0,60	0,40	0,28
	Induttività dell'avvolgimento Ph-Ph	L_{U-V} [mH]	15,6	7,4	5,1	3,9
	Tensione di mutua induzione Ph-Ph (120°C)	k_E [V _{rms} /kmin ⁻¹]	100	101	105	104
	Corrente di riposo	I_0 [A _{rms}]	11,0	21,6	27,7	33,6
	Corrente nominale	I_N [A _{rms}]	9,8	17,6	21,4	23,1
	Corrente di picco	I_{max} [A _{rms}]	20,8	44,1	61,0	95,6
Dati meccanici	Momento d'inerzia del rotore	J_M [kgcm ²]	7,41	12,68	17,94	23,70
	Numero di giri mecc. massimo ammesso	n_{max} [min ⁻¹]	4000	4000	4000	4000
	Urto massimo (tutte le direzioni)	S [m/s ²]	200	200	200	200
	Vibrazione massima	V [m/s ²]	50	50	50	50
	Peso	m [kg]	11,9	16,6	21,3	26,0
Dati termici	Costante di tempo termica	t_{th} [min]	64	74	79	83
	Soglia di intervento termocontatto	T_{TK} [°C]	130	130	130	130

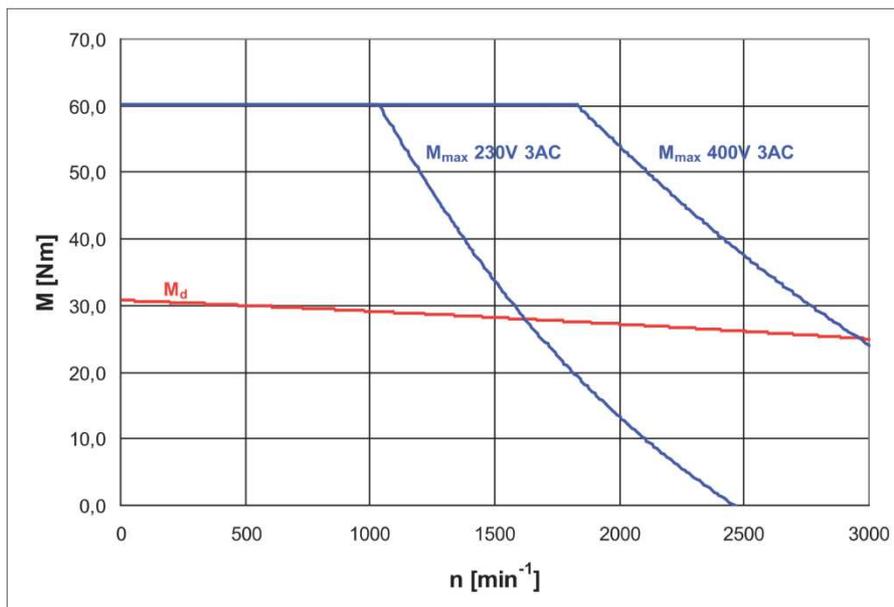
Tab.4.1.2) Dati tecnici motore SH-140, catalogo Elau.

SH-140



Dimensioni	SH-140 30 120		SH-140 30 200	
	A ^{K*}	A ^{F*}	A ^{K*}	A ^{F*}
senza freno (con freno)	218 (256)	342 (380)	273 (311)	397 (435)
B	50		50	
C	24 k6		24 k6	
D	8 N9		8 N9	
E	4		4	
F	40		40	
G	5		5	
H	DIN 332-D M8		DIN 332-D M8	
Chiavetta (N9)	DIN 6885-A8x7x40		DIN 6885-A8x7x40	

Fig.4.1.3) Disegno quotato e tabella con dimensioni del motore SH-140 (A^{K*} = autoventilato, A^{F*} = a ventilazione forzata), catalogo Elau.



Graf.4.1.1) Caratteristica coppia/numero di giri SH 140 30 200 (a ventilazione forzata).

2. RIDUTTORE

Il riduttore che ci suggerisce il programma di calcolo è identificato dal seguente codice:

SP100S-MC

Elau non si occupa della produzione di riduttori, infatti per questi ultimi si appoggia ad un'altra azienda tedesca la Wittenstein Alpha.

Per motivi sia economici che di tempi di consegna e migliore capacità di assistenza in caso di problematiche varie, si è deciso di utilizzare un riduttore italiano della Bonfiglioli S.p.A..

Per fare questo ho dovuto cercare tra i prodotti Bonfiglioli, quello che più si avvicinava ai dati del riduttore Alpha.

Dopo un'attenta analisi sono arrivato al compromesso migliore, trovando le stesse caratteristiche nel riduttore MP 130.

Nella Fig.4.2.1 sono evidenziati i dati del riduttore di partenza, in Fig.4.2.2 invece si possono osservare i dati di quello definitivo.

Il codice di identificazione completo del nuovo riduttore è:

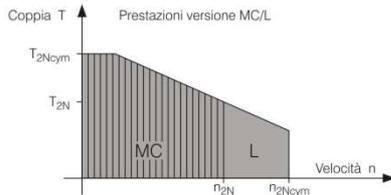
MP-130/1/4/STD/130A/CD/24/S5/OR/SB/KE

specificato più precisamente in Fig.4.2.4.

Nella Fig.4.2.3 sono invece presenti le caratteristiche e le dimensioni del riduttore.

		Versione MC - standard					Versione L - attrito ottimizzato							
Rapporto di riduzione ^{a)}	<i>i</i>	3	4	5	7	10	3	4	5	7	10			
Coppia di accelerazione max. (max. 1000 cicli per ora)	T_{2B}	Nm	180	240	240	240	180	180	240	240	240	180		
Coppia nominale in uscita ottimizzata con cymex® (per il dimensionamento contattateci)	T_{2Ncym}	Nm	95	135	135	135	90	95	135	135	135	90		
Coppia nominale in uscita (a n_{in})	T_{2N}	Nm	70	100	105	105	80	70	100	105	105	80		
Coppia di emergenza (fino a 1000 volte durante la vita del riduttore)	T_{2Not}	Nm	500	625	625	625	500	500	625	625	625	500		
Velocità nominale media in ingresso (a T_{2N} e temperatura ambiente 20°C) ^{b)}	n_{1N}	rpm	3500	4000	4500	4500	4500	3500	4000	4500	4500	4500		
Velocità nominale in ingresso ottimizzata con cymex® (per il dimensionamento contattateci)	n_{1Ncym}	rpm	-	-	-	-	-	4500	5000	5000	5000	5000		
Velocità max. in ingresso	n_{1Max}	rpm	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000		
Coppia senza carico (a $n_1 = 3000$ rpm e temperatura misurata sul riduttore di 20°C) ^{c)}	T_{012}	Nm	2,4	2,1	1,8	1,1	0,8	0,7	-	-	-	-		
Le coppie indicate sono in funzione della durata del riduttore e sono calcolate su 100.000 h. Per coppie superiori e durate diverse contattateci.														
Gioco torsionale max.	j_t	arcmin	Standard ≤ 4 / Ridotto ≤ 2											
Rigidezza torsionale	C_{t21}	Nm/arcmin	31											
Forza assiale max. ^{d)}	F_{2AMax}	N	5650					-						
Forza radiale max. ^{d)}	F_{2RMax}	N	6600					1000						
Coppia di ribaltamento max.	M_{2KMMax}	Nm	487					72						
Rendimento a pieno carico	η	%	98,5					99						
Peso (inclusa flangia di adattamento standard)	<i>m</i>	kg	7,7											
Rumorosità (a $r = 10$ e $n_1 = 3000$ rpm, senza carico)	L_{PA}	dB(A)	≤ 64											
Temperatura max. ammissibile sulla carcassa		°C	+ 90											
Temperatura ambiente		°C	da -15 a +40											
Lubrificazione			a vita											
Verniciatura			Blu RAL 5002											
Senso di rotazione			concorde tra ingresso e uscita											
Grado di protezione			IP 65					IP 52						
Momento d'inerzia (riferito all'ingresso)	G	24	J_f	10^{-4} ·kgm ²	3,99	3,04	2,61	2,29	2,07	3,99	3,04	2,61	2,29	2,07
Diametro morsetto calettatore [mm]	K	38	J_f	10^{-4} ·kgm ²	11,1	10,1	9,68	9,36	9,14	11,1	10,1	9,68	9,36	9,14

Momenti d'inerzia ridotti disponibili su richiesta.



^{a)} Sono disponibili su richiesta altri rapporti di riduzione.

^{b)} Per temperature ambiente superiori, ridurre le velocità.

^{c)} Valevole per diametro del morsetto calettatore di 24 mm.

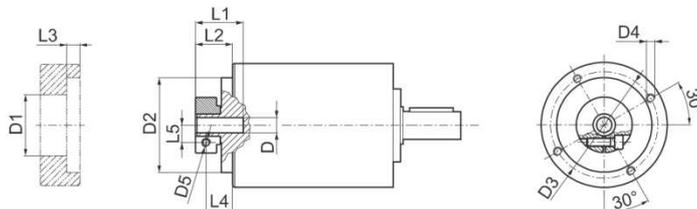
^{d)} Riferita al centro dell'albero o della flangia sul lato di uscita.

Fig.4.2.1) Dati riduttore SP100S-MC, catalogo Alpha.

MP 130



FM



	D1	D2	D3	D4	D5	L1	L2	L3	L4	L5
14	48	113	125.5	M8x15	M6	40	27.5	6	20	14.5
19	51	113	125.5	M8x15	M6	40	27.5	6	20	16.5
22	56.5	113	125.5	M8x15	M6	41	28.5	6	19.5	19
28	67	113	125.5	M8x15	M8	41	28.5	6	19.5	22.5
32	71	113	125.5	M8x15	M8	41	28.5	6	19.5	24.5
35	73	113	125.5	M8x15	M8	50	37.5	11.25	26	26
38	77.5	113	125.5	M8x15	M8	50	37.5	11.25	26	28

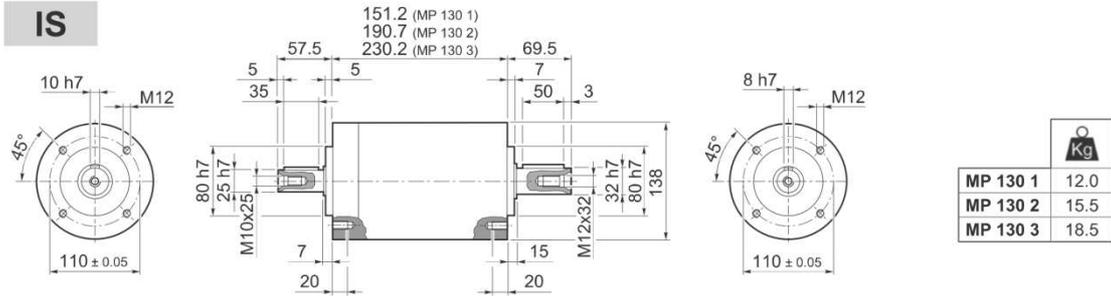
	$M_n 2$	$M_a 2$	$M_p 2$	$n_{1 \max}$	ψ_S	ψ_R	C_t	$R_{1 \max}$	$R_{2 \max}$	$A_{2 \max}$	η	J_0 [kgcm ²]			
												i	[Nm]	[Nm]	[Nm]
MP 130 1_3	215	400	800	3000	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	5.25	5.46	5.81	7.16
MP 130 1_4	380	600	1100	3500	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	3.06	3.26	3.61	4.97
MP 130 1_5	380	600	1100	3500	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	2.22	2.42	2.77	4.13
MP 130 1_6	380	600	1100	3500	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	1.19	1.40	1.75	3.10
MP 130 1_7	380	600	1100	4000	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	1.47	1.68	2.03	3.38
MP 130 1_10	215	400	800	4000	15'	10'	43.0	800	5500	6500	97	1.04	1.25	1.60	2.95
MP 130 2_9	215	400	800	3000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	4.82	5.02	5.37	6.72
MP 130 2_12	450	700	1300	3000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	4.57	4.78	5.13	6.48
MP 130 2_15	450	700	1300	3000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	4.48	4.69	5.04	6.39
MP 130 2_16	450	700	1300	3500	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	2.67	2.88	3.23	4.58
MP 130 2_20	450	700	1300	3500	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.97	2.18	2.53	3.88
MP 130 2_25	450	700	1300	3500	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.94	2.15	2.50	3.85
MP 130 2_28	450	700	1300	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.34	1.55	1.90	3.25
MP 130 2_30	215	400	800	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.00	1.21	1.56	2.91
MP 130 2_35	450	700	1300	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.33	1.53	1.88	3.24
MP 130 2_36	380	600	1100	3500	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	1.05	1.26	1.61	2.96
MP 130 2_40	450	700	1300	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	0.98	1.19	1.54	2.89
MP 130 2_50	450	700	1300	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	0.97	1.18	1.53	2.88
MP 130 2_70	450	700	1300	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 2_100	215	400	800	4000	15'	10'	37.5	800	5500	6500	94	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_48	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	2.77	2.98	3.33	4.68
MP 130 3_64	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	2.65	2.86	3.21	4.56
MP 130 3_75	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	2.03	2.24	2.59	3.94
MP 130 3_80	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	2.65	2.85	3.20	4.56
MP 130 3_84	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.37	1.58	1.93	3.28
MP 130 3_90	215	400	800	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.00	1.20	1.55	2.91
MP 130 3_120	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.99	1.20	1.55	2.90
MP 130 3_125	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.93	2.13	2.48	3.84
MP 130 3_140	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.34	1.54	1.89	3.25
MP 130 3_150	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.99	1.20	1.55	2.90
MP 130 3_160	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.98	1.18	1.53	2.89
MP 130 3_175	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.32	1.53	1.88	3.23
MP 130 3_200	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.97	1.18	1.53	2.88
MP 130 3_210	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.99	1.20	1.55	2.90
MP 130 3_216	450	700	1300	3500	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	1.05	1.26	1.61	2.96
MP 130 3_250	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.97	1.18	1.53	2.88
MP 130 3_280	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_350	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_400	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_500	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_700	450	700	1300	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87
MP 130 3_1000	215	400	800	4000	17'	12'	29.5	800	5500	6500	91	0.96	1.17	1.52	2.87

Fig.4.2.2) Specifiche riduttori serie MP 130, catalogo Bonfiglioli

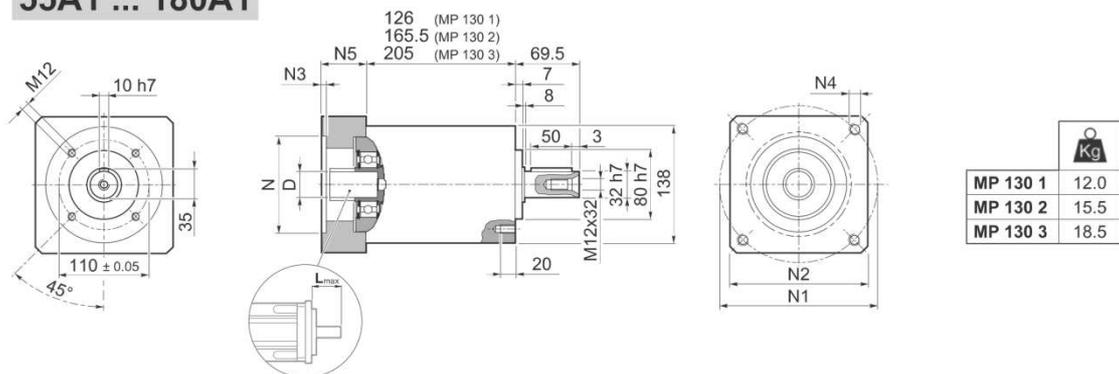


MP 130

IS



55A1 ... 180A1



	D										N	N1	N2	N3	N4	N5	L _{max}
55A1	14	15.875	16	19	-	-	-	-	-	-	55.5	125.7	130	4	M6x15	39.5	50
80A2	14	15.875	16	19	-	-	-	-	-	-	80	100	130	4	M6x15	39.5	50
95A1	14	15.875	16	19	22	24	-	-	-	-	95	115	130	4	M8x20	39.5	50
110A1	14	15.875	16	19	22	24	-	-	-	-	110	130	130	4	M8x20	39.5	50
110B1	14	15.875	16	19	22	24	-	-	-	-	110	145	130	6.5	M8x20	49.5	60
114A0	14	15.875	16	19	22	24	-	-	-	-	114.3	200	170	5.5	M12x25	39.5	50
114A	14	15.875	16	19	22	24	28	32	35	38	114.3	200	170	5.5	M12x25	69.5	80
130A	14	15.875	16	19	22	24	-	-	-	-	130	165	140	4	M10x20	39.5	50
130A1	14	15.875	16	19	22	24	28	32	-	-	130	165	140	4	M10x20	49.5	60
180A	14	15.875	16	19	22	24	28	32	-	-	180	215	190	5.5	M14x25	49.5	60
180A1	14	15.875	16	19	22	24	28	32	35	38	180	215	190	5.5	M14x25	69.5	80



Fig.4.2.3) Disegni quotati riduttori serie MP 130, catalogo Bonfiglioli



3 SCHEMA PER ORDINATIVO

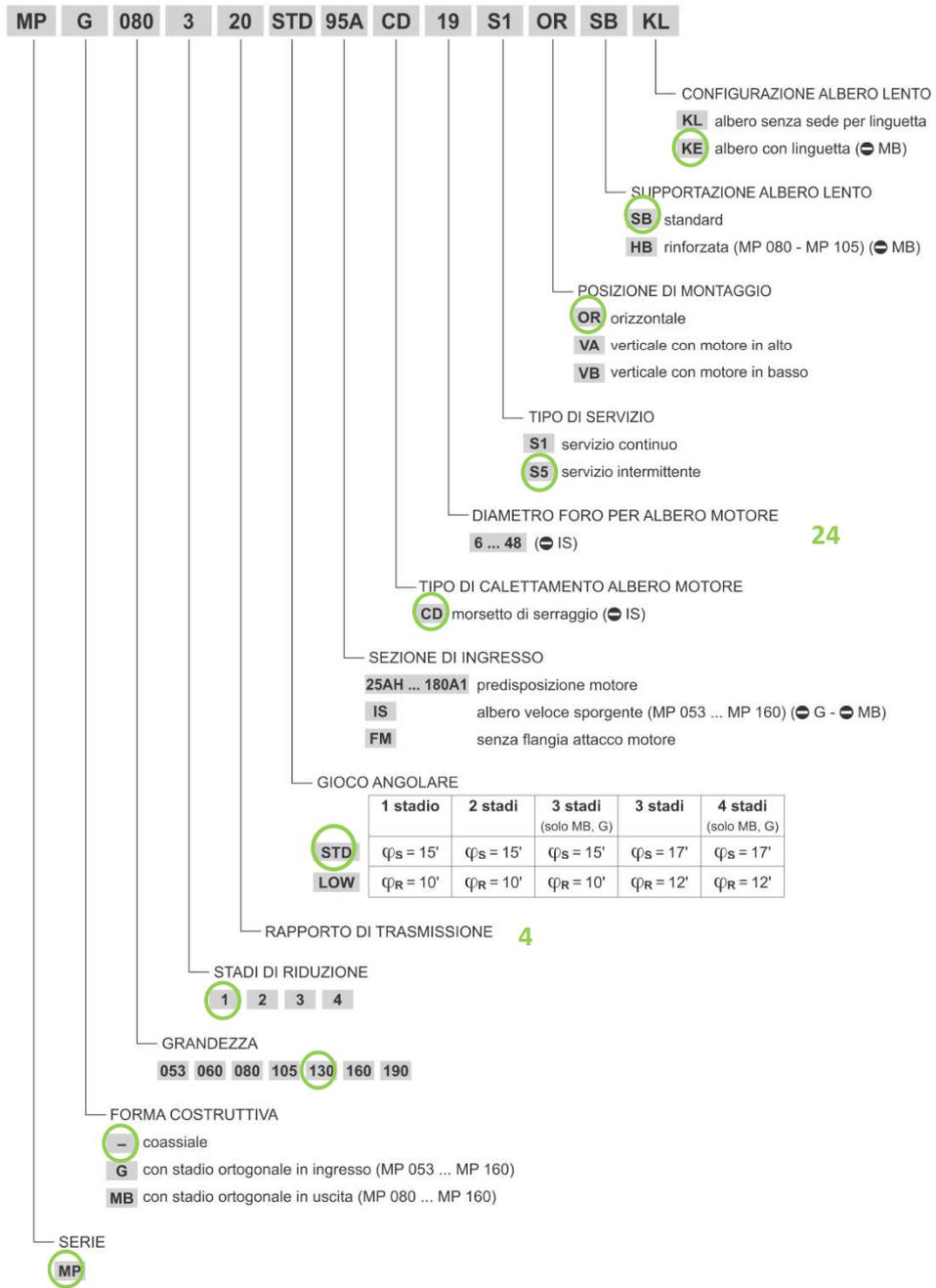


Fig.4.2.4) Struttura del codice per riduttori, catalogo Bonfiglioli

3. GIUNTO

Per il trasferimento di moto rotatorio e quindi della coppia, l'albero di uscita dal riduttore deve essere collegato all'albero motore, per fare ciò utilizziamo un giunto meccanico.

Più precisamente si tratta di un giunto ad elastomero in fabbricazione alla R+W-Giunti identificato dal codice EK1.

Questo tipo di giunti è costituito da due mozzi presentanti delle dentature frontali, tra le quali, durante il montaggio, va inserito un elemento in elastomero detto "stella" che dà la possibilità di smorzare le vibrazioni e garantisce un isolamento elettrico della parte.

La trasmissione di coppia avviene per ostacolo grazie alla pressione esercitata dai fianchi dei denti.

Il calettamento del giunto ai due mozzi avviene attraverso linguetta o chiavetta, su superfici lavorate e con concentricità controllata, così da permettere l'assenza di gioco angolare.

Nel paragrafo precedente abbiamo dimensionato il riduttore e siamo a conoscenza della coppia in uscita che equivale a 64,7697 Nm (Fig.4.3).

Come in altri casi, anche in questo adottiamo un fattore di sicurezza pari a 2 ed in definitiva scelgo il giunto serie 150A che trasmette una coppia nominale di 160 Nm.

Tutti i dati e le caratteristiche sono elencati più precisamente in Fig.4.3.2.

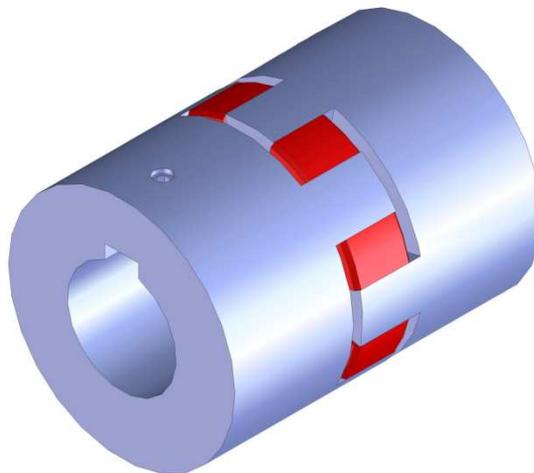
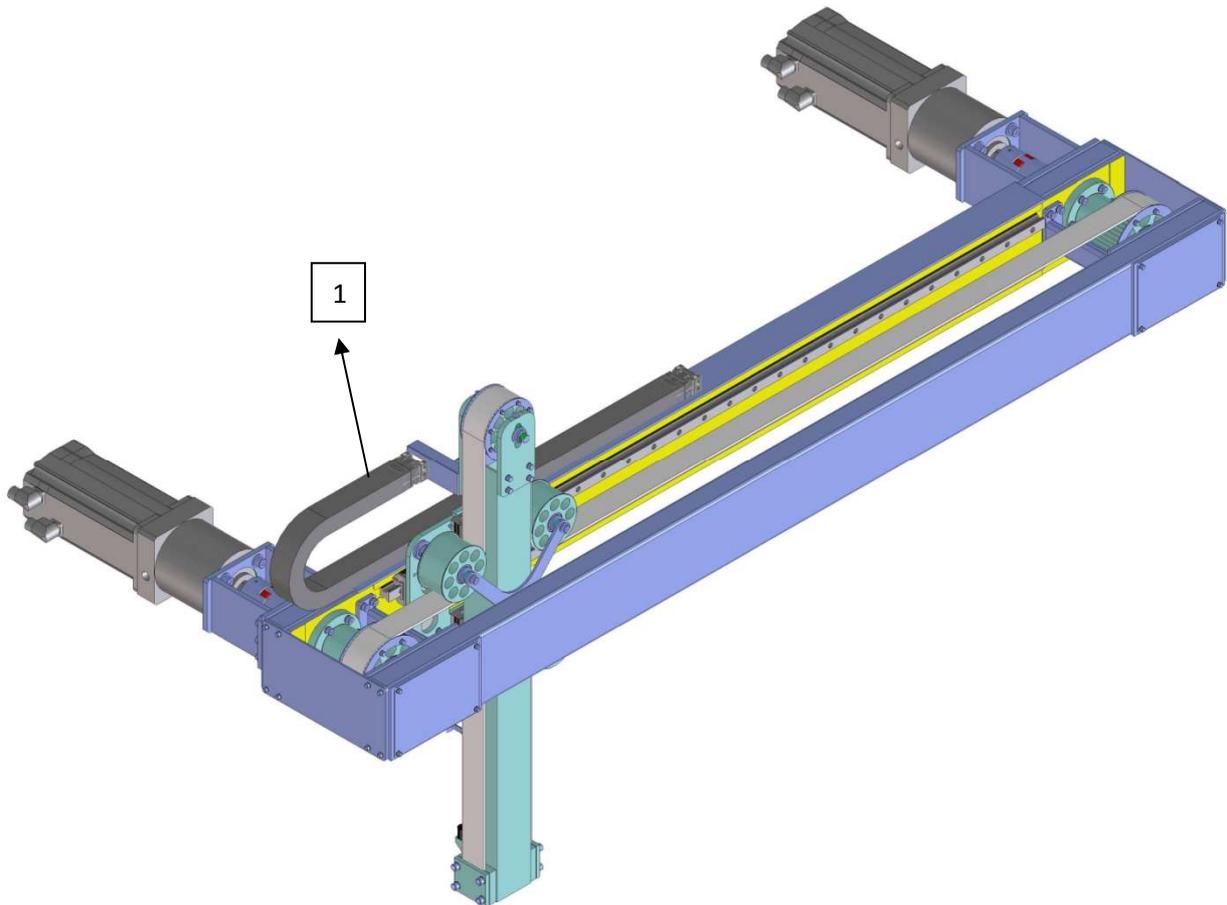


Fig.4.3.1) Giunto EK1 150A

CAPITOLO 5

PICK & PLACE DEFINITIVO



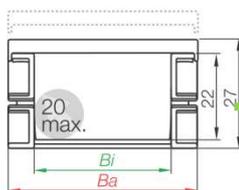
Come si può veder dal 3D completo è stata aggiunta la cinghia RPP8 di lunghezza 6034,5 mm, valore ricavato dallo sviluppo primitivo di Fig.3.1.4 .

Con il riferimento 1 invece indico la catena porta cavi, nella quale oltre ai cavi elettrici per il controllo dei sensori e della pinza è presente anche il cavo dell'aria compressa necessario per il movimento di apertura e chiusura.

La catena porta cavi è stata scelta dal catalogo IGUS[®], la serie identificativa è la E3 ideale per tempi cicli molto ridotti, la cui peculiarità è la silenziosità e l'assenza di vibrazioni. Possiede giunti elastici di collegamento anziché il classico perno/foro è compatta e leggera ed è facile aprirla grazie al meccanismo zipper. Il produttore garantisce una resistenza ad una velocità di 1000 m/s ed a accelerazione di 100 g, fino a 50 milioni di cicli non sono presenti segni di usura evidenti. Il codice completo della catena è E3.22.040.050 specificato in Fig.5.1.

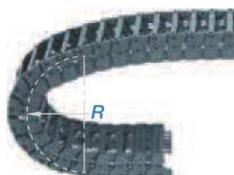


E3 | Serie E3.22 | Programma di fornitura



Serie E3.22 - apribile esternamente al raggio

Art.	Bi [mm]	Ba [mm]	R [mm]	Raggi di curvatura	Peso [kg/m]
E3.22.020.□.0	20	32	044	050 075	≈ 0,30
E3.22.040.□.0	40	52	044	050 075	≈ 0,32
E3.22.060.□.0	60	72	044	- 075	≈ 0,41



Completare con il raggio desiderato (R) es. E3.22.060.044.0

0 = colore standard nero, altri colori ► pagina 1.39 · Passo = 16,7 mm/maglia - Maglie/m = 60

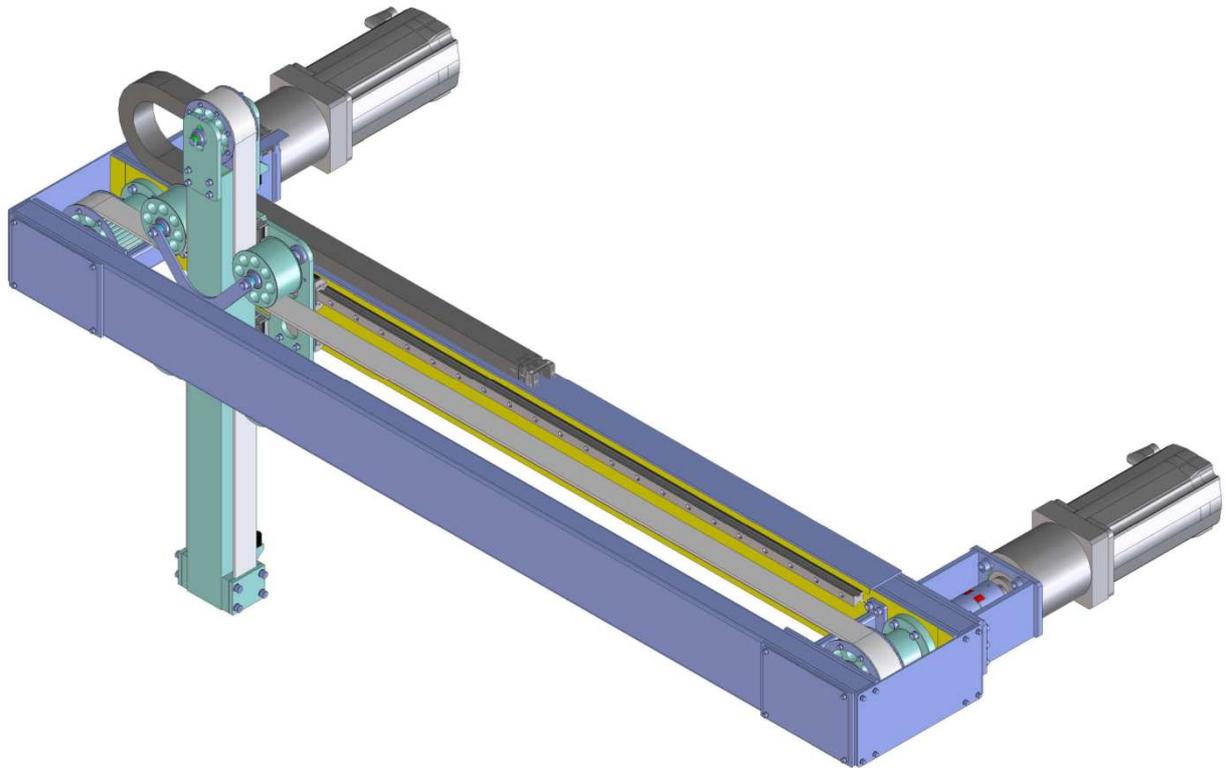
Codifica

E3.22.060.044.0



Fig.5.1) Dimensioni catena porta cavi Igus E3.22.040.050

Il risultato definitivo di questo progetto è quello rappresentato in seguito:



CONCLUSIONI

Il Pick & Place ad oggi è ancora in fase di assemblaggio, sono stati effettuati tutti gli ordini dei componenti ed a breve sarà possibile effettuare i primi test.

In contemporanea si sta sviluppando anche il software di movimentazione e controllo visto che il prototipo deve essere ultimato entro il mese di Marzo.

Questo perché l'azienda Phizero s.r.l. il 21-23 Marzo 2013 parteciperà alla fiera MECSPE che si terrà a Parma e il Pick & Place sarà in esposizione nello stand aziendale.

Suddetta fiera è di riferimento per l'industria manifatturiera sia nazionale che estera, il punto di incontro tra tecnologie per produrre e filiere industriali.

Questo mi rende orgoglioso del lavoro svolto e volevo ringraziare Gabriele Mazzotti, titolare dell'azienda che mi ha ospitato, per avermi dato questa possibilità e proposto questo progetto.

Ringrazio anche tutto il team aziendale che, durante questa esperienza, è sempre stato pronto a darmi consigli utili, gentile e disponibile ogni qualvolta ce ne fosse stato bisogno.

Ultima, ma non meno importante ringrazio la mia famiglia che mi ha dato la possibilità di iscrivermi a questo corso di laurea.

BIBLIOGRAFIA

Baldassini L. (2010) *Vademecum per Disegnatori e Tecnici*, Hoepli, Milano.

Croccolo D., Vincenzi N. (2009) *Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Costruzione Meccanica*, Progetto Leonardo, Bologna.

Zanichelli (2007) *Il Nuovo Manuale di Meccanica*, E.S.A.C., Roma

Anzalone G., Bassignana P., Brafa Musicoro G. (2012) *Meccanica, Macchine ed Energia Vol. 3*, Hoepli, Milano.

Catalogo Franke

Catalogo Megadyne

Catalogo Poggi

Catalogo Igus

Catalogo Festo

Catalogo Elau

Catalogo Alpha

Catalogo Bonfiglioli

Catalogo SKF

Catalogo Tollok

Inoltre ho consultato i seguenti siti online:

www.megadyne.it

www.traceparts.net

www.mulco.de

www.poggispa.com

www.sitspa.it

www.igus-cad.com

www.alluminiodiqualità.it

www.tollok.com

www.ims.it

www.wikipedia.org

www.R+W-giunti.it