

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



Studio del sistema di azionamento dei bracci del robot FRIEND I:
dimensionamento e verifica di resistenza

Relatore: Prof. GUAGLIANO Mario

Tesi di Laurea di:

BARDELLI Davide Matr. 587417

Anno Accademico 2009 - 2010

*... a tutti coloro che mi hanno
sostenuto in questi anni ...*

Indice Generale

INDICE GENERALE	3
ELENCO DELLE FIGURE	5
ELENCO DELLE SPECIFICHE	6
ELENCO DEI DISEGNI	7
SOMMARIO	8
INTRODUZIONE.....	11
2 MODIFICA E REVISIONE DELLA MOVIMENTAZIONE DEI BRACCI	12
2.1 Gruppo della movimentazione: motore-riduttore-pignone.....	13
2.2 Gruppo movimentazione: ruota conica-sopporti link	15
2.3 Gruppo spalla: motore-riduttore-pignone-ruota conica-sopporti.....	16
2.4 Gruppo guscio.....	16
2.5 Gruppo scatola grasso.....	17
2.6 Gruppo corpo robot-forcella-elettromagnete	18
3 MONTAGGIO DEL ROBOT.....	22
4 LUBRIFICAZIONE.....	23
5 MATERIALI UTILIZZATI PER I COMPONENTI DEL ROBOT	25
6 DIMENSIONAMENTO	27
6.1 Dati di progetto.....	27

6.2	Scelta del riduttore.....	27
6.3	Scelta del motore	28
6.4	Dimensionamento della coppia conica	29
6.5	Calcolo del diametro dell'albero del pignone	30
7	CALCOLO DEGLI ELEMENTI DELL'INGRANAGGIO	32
7.1	Pignone	32
7.2	Ruota	34
7.3	Valori comuni alle due ruote.....	36
7.4	Controllo dell'interferenza	38
7.5	Controllo della continuità del movimento.....	38
7.6	Calcolo delle azioni mutue.....	39
7.6.1	Azioni del pignone sulla ruota	40
7.6.2	Azioni della ruota sul pignone	40
8	VERIFICA DI STABILITÀ DEL DENTE ALLA FLESSIONE	42
9	VERIFICA DI RESISTENZA DEL FIANCO DEL DENTE (CONTROLLO DEL PITTING).....	44
9.1	Controllo della durata in ore di lavoro del ruotismo	47
10	CORREZIONE DELLA DENTATURA.....	50
11	VERIFICA DI MOVIMENTAZIONE DEI BRACCI ALLA SPALLA ...	54
12	CONCLUSIONI	55
13	ALLEGATI.....	56
14	BIBLIOGRAFIA	59

Elenco delle figure

Figura 1: Vista di assieme del vecchio FRIEND I.....	8
Figura 2: Gruppo trasmissione	9
Figura 3: Vista di assieme del nuovo FRIEND I	10
Figura 4: Gruppo motore – riduttore - pignone.....	13
Figura 5: Motore	13
Figura 6: Riduttore	14
Figura 7: Pignone	14
Figura 8: Gruppo ruota conica – sopporti link sinistro e destro.....	15
Figura 9: Ruota conica	15
Figura 10: Sopporti link sinistro e destro.....	16
Figura 11: Gruppo motore – riduttore – ruota conica – sopporti	16
Figura 12: Gruppo guscio.....	17
Figura 13: Scatola grasso	17
Figura 14: Gruppo corpo robot – forcella – elettromagnete	18
Figura 15: Forcella	19
Figura 16: Elettromagnete.....	19
Figura 17: Vista di assieme lamina-elettromagnete	20
Figura 18: Curva caratteristica del motore.....	28
Figura 19: Pignone – ruota.....	36
Figura 20: Nomogramma	48
Figura 21: Diagramma	51
Figura 22: Vista di assieme del nuovo FRIEND I	55

Elenco delle specifiche

Specifica 1: Dati tecnici dell'elettromagnete	21
Specifica 2: Dati tecnici del grasso LGGB 2	24

Elenco dei disegni

Disegno 1: Motore.....	29
Disegno 2: Pignone	32
Disegno 3: Ruota conica	34
Disegno 4: Pignone – ruota	36
Disegno 5: Azioni mutue pignone – ruota	39
Disegno 6: Pitting.....	44
Disegno 7: Fasi successive di contatto fra le ruote	44

Sommario

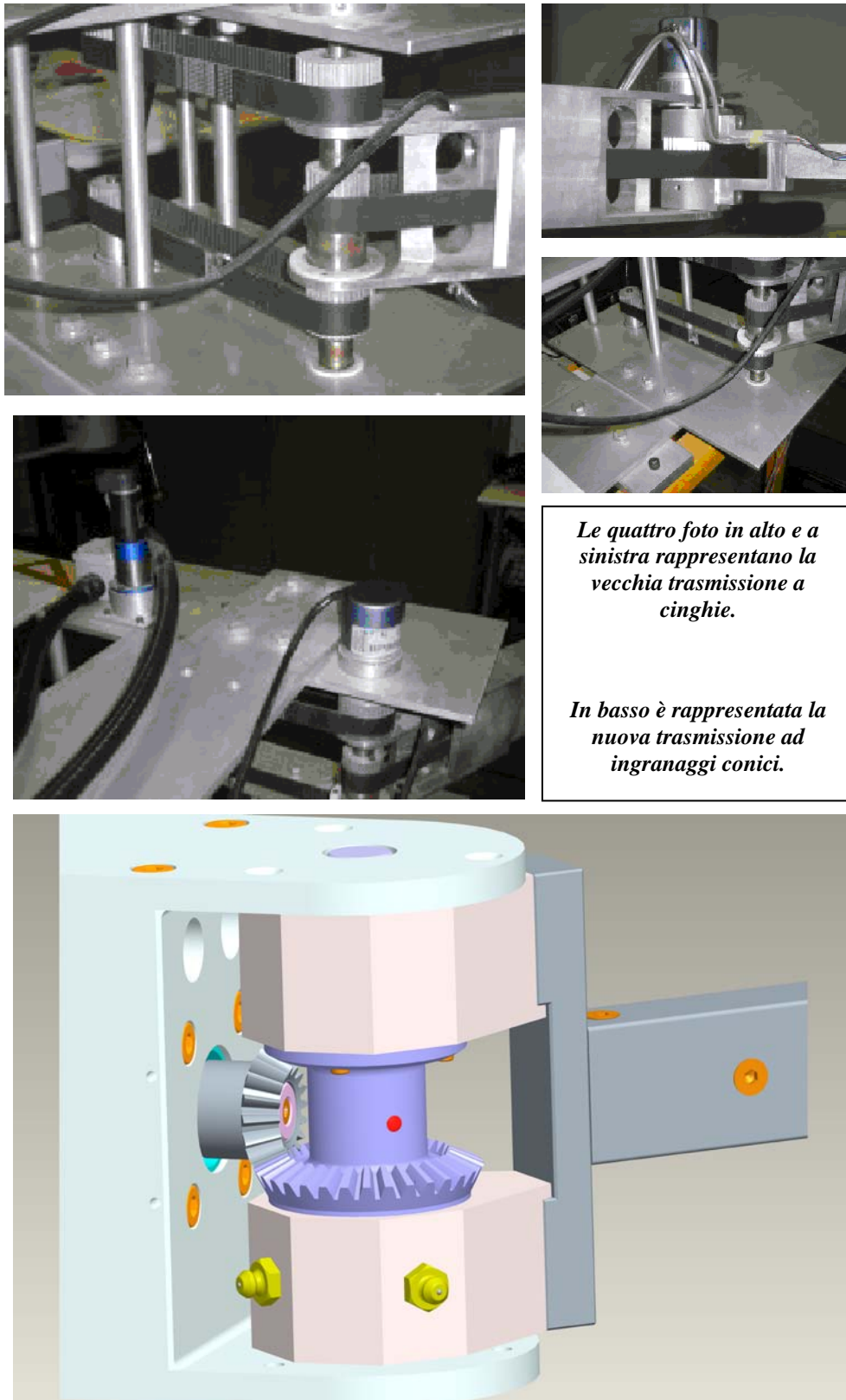
Il robot FRIEND I è stato costruito nel Laboratorio di Robotica del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano.



Figura 1: Vista di assieme del vecchio FRIEND I

FRIEND I è stato progettato per afferrare e recuperare piccoli oggetti liberi nello spazio, mediante due bracci articolati robotizzati e sensorizzati.

Nel corso del presente Lavoro di Tesi ci si è occupati di migliorare la parte della trasmissione meccanica dei bracci del robot.



Le quattro foto in alto e a sinistra rappresentano la vecchia trasmissione a cinghie.

In basso è rappresentata la nuova trasmissione ad ingranaggi conici.

Figura 2: Gruppo trasmissione

In origine la trasmissione era costituita da cinghie trapezoidali in gomma che, a causa di notevoli escursioni termiche presenti nello spazio, davano perdita di precisione nella movimentazione dei link. Per questo motivo si è pensato di sostituire la trasmissione con una coppia di ingranaggi conici a dentatura diritta.

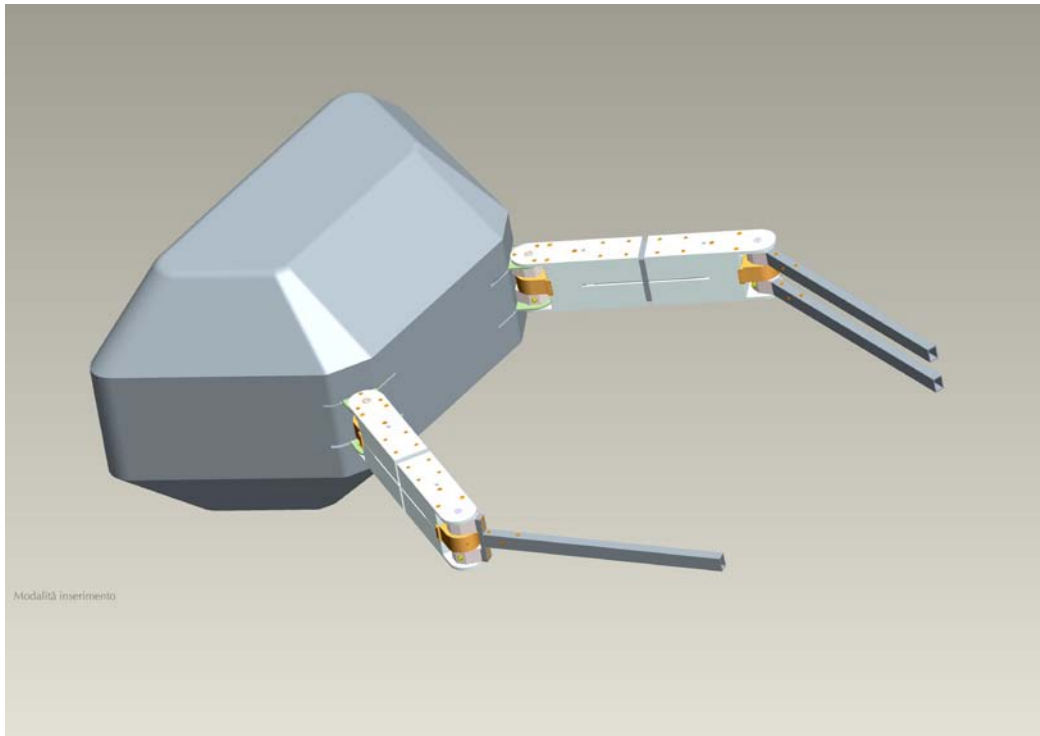


Figura 3: Vista di assieme del nuovo FRIEND I

1 Introduzione

Il robot FRIEND I (*Flying Robot with Intelligently Endel Nursing Dextenty*) è capace di eseguire delle operazioni di manutenzione e di assemblaggio in orbita al fine di limitare le attività degli astronauti, salvaguardandone la loro incolumità e garantendo in tal modo un levato livello qualitativo delle operazioni da eseguire. Il prototipo del FRIEND I è azionato da quattro motori brushless alimentati da batterie e da una fonte di energia elettrica prodotta da pannelli solari.

In origine vi erano quattro encoder sugli snodi e quattro estensimetri su ogni braccio, che inviavano le informazioni relative rispettivamente a posizione dei bracci e forze di taglio sui bracci al calcolatore. I due bracci possono afferrare un oggetto libero nello spazio e portarlo all'interno dei due bracci stessi, assicurandolo contro il corpo del robot. Il robot viene controllato da un joystick o da un mouse attraverso un appropriato software. Sulla base del FRIEND I sono stati poi sviluppati altri due sistemi: FRIEND II e FRIEND III.

Il robot FRIEND II possiede un terzo braccio detto *braccio di docking*, abilitato esclusivamente all'ancoraggio, che permette al robot di lavorare agganciato ad una trave per compiere lavori di manutenzione con gli altri due bracci.

Il robot FRIEND III è un'evoluzione di FRIEND II che possa compiere delle operazioni ripetitive ed essere telecomandato a distanza. Analogamente al FRIEND II, il robot FRIEND III è abilitato ad operazioni di manutenzione e riparazione di una struttura orbitante ma, a differenza del FRIEND II, è pure in grado di muoversi sulla struttura spaziale afferrandosi alle travi.

2 Modifica e revisione della movimentazione dei bracci

Lo scopo del lavoro è di modificare radicalmente la movimentazione compattandola, non dipendendo, come in origine, dal cinematismo a cinghia che pur essendo semplice era soggetto ad una serie di inconvenienti derivanti dalle avversità ambientali a cui il robot verrà sottoposto. La cinghia infatti, nonostante abbia il vantaggio della ridotta lubrificazione, presenta l'inconveniente dell'alta variazione termica alla quale verrà sottoposta, modificandone in tal modo la lunghezza ed alterandone conseguentemente la precisione della trasmissione.

Valutando attentamente il problema degli ingombri del gruppo di movimentazione motore-riduttore, si è giunti ad una soluzione utilizzando una coppia di ruote dentate coniche. In questo modo il problema viene risolto mantenendo un'alta uniformità nella movimentazione, escludendo così errori di posizionamento ed assemblando poi il tutto nel guscio del braccio portante. Analizziamo ora la componentistica del robot.

2.1 Gruppo della movimentazione: motore-riduttore-pignone

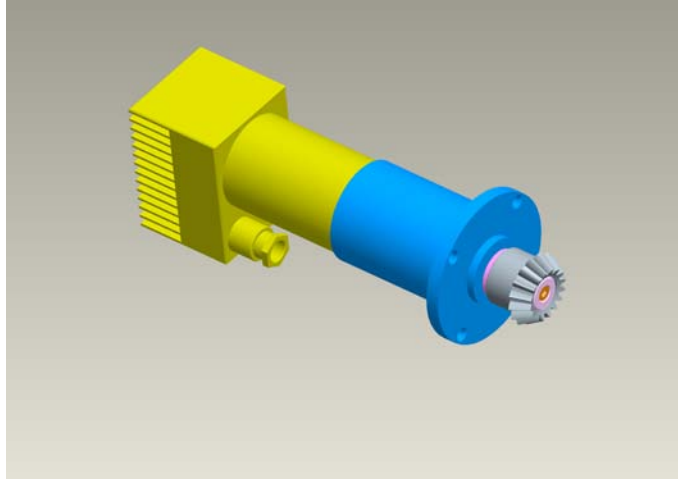


Figura 4: Gruppo motore – riduttore - pignone

- **Motore**

Il motore è un brushless DC-Servomotor con Drive Elettronici incorporati mediante i quali è possibile evitare l'introduzione degli *encoders* agli snodi. Questo motore ha la possibilità di lavorare su un ampio campo di velocità che va da 800 a 9000 rpm con una potenza di uscita di 23.5 W.

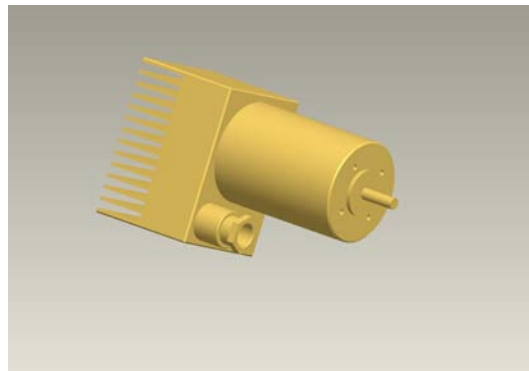


Figura 5: Motore

Il motore viene quindi flangiato mediante quattro viti sul riduttore.

- **Riduttore**

Il riduttore è un Minimotor di tipo epicicloidale con un rapporto di trasmissione di 246:1. Su questo viene calettato il pignone mediante chiavetta e flangiatura anteriore con rasamento. Il riduttore è posizionato mediante un opportuno anello di centraggio ai due semigusci ed è vincolato ad essi con quattro viti.

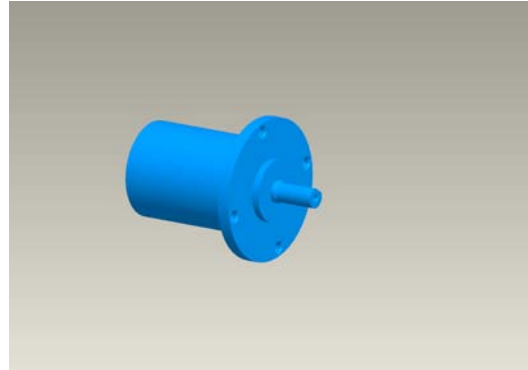


Figura 6: Riduttore

- **Pignone**

Il pignone è un ingranaggio conico da accoppiare alla ruota conica per trasmettere la movimentazione ai *link*. Esso viene assicurato sull'albero di uscita del riduttore mediante chiavetta e con una vite con relativa rondella incassata disposta assialmente lungo l'asse dell'albero stesso.



Figura 7: Pignone

2.2 Gruppo movimentazione: ruota conica-sopporti link

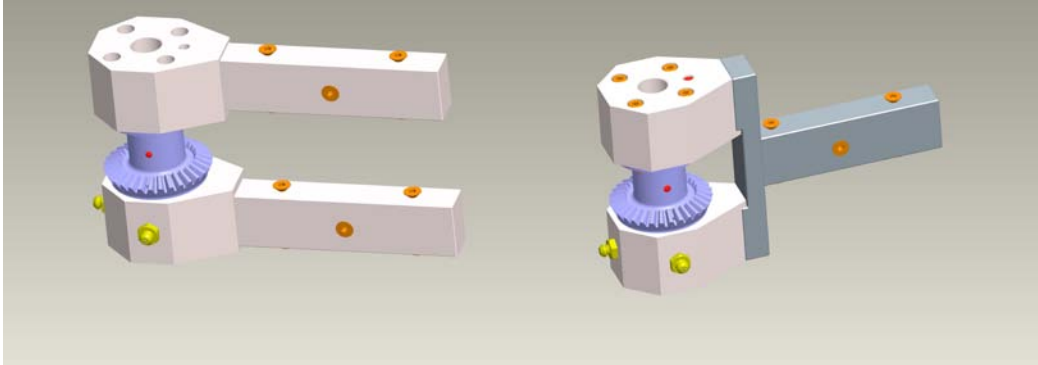


Figura 8: Gruppo ruota conica – sopporti link sinistro e destro

- **Ruota conica**

La ruota conica, movimentata dal pignone, è vincolata ai due sopporti *link* mediante otto viti e due spine di centraggio; tutto questo gruppo è a sua volta tenuto centrato da un albero vincolato ai due gusci portanti.

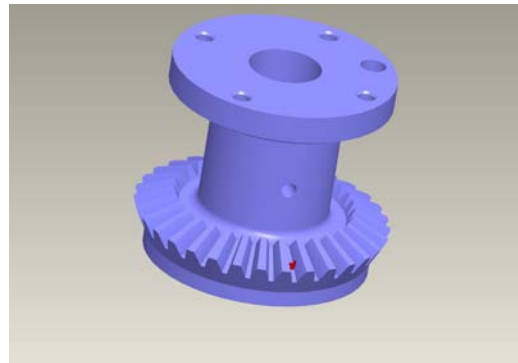


Figura 9: Ruota conica

- **Sopporti link**

Ai sopporti link sono vincolati i link più esterni. Sui sopporti link inferiori sono stati montati tre ingrassatori a sfera responsabili della lubrificazione. Il lubrificante, mediante adeguati condotti presenti nei suddetti sopporti e nella ruota conica, alimenta il sistema di movimentazione pignone-ruota conica.

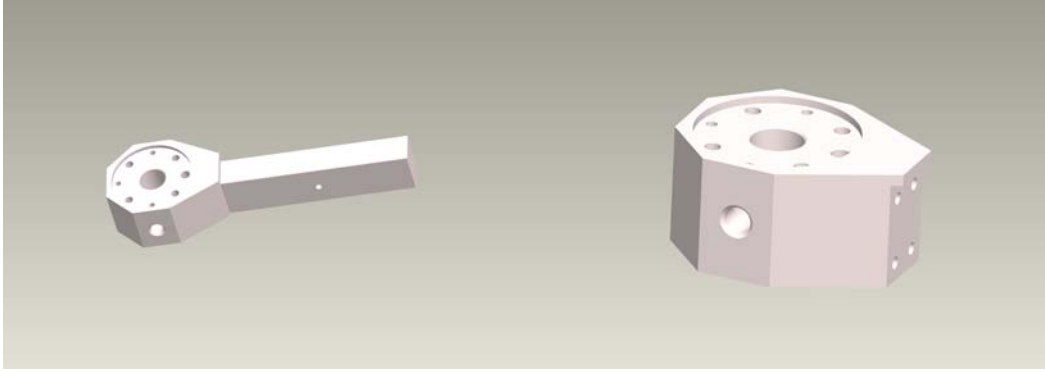


Figura 10: Sopperti link sinistro e destro

2.3 Gruppo spalla: motore-riduttore-pignone-ruota conica-sopperti

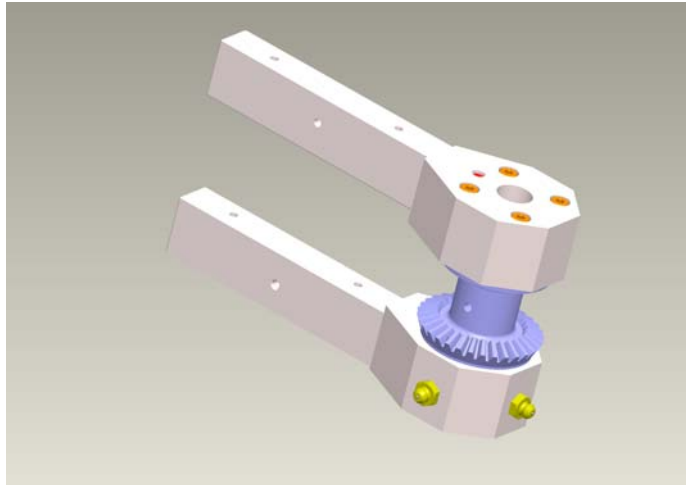


Figura 11: Gruppo motore – riduttore – ruota conica – sopperti

Questo gruppo è uguale e simmetrico ai due gruppi precedentemente descritti. A differenza dei precedenti, i due sopperti link, che ora diventano invece sopperti alla spalla, sono fissati al corpo del robot. A conseguenza di ciò la movimentazione viene trasmessa a tutti i gruppi precedentemente descritti.

2.4 Gruppo guscio

Il guscio contiene i due gruppi uguali motore-riduttore-pignone. Tale guscio è costituito da quattro semigusci collegati fra loro da un tubo centrale mediante sedici viti.

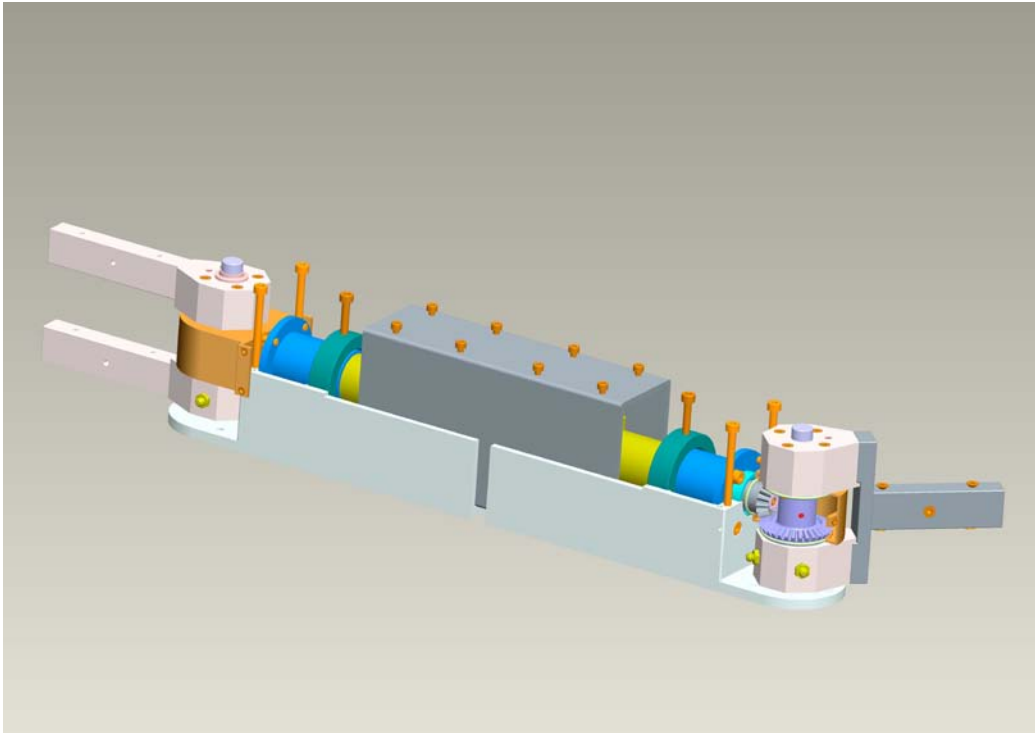


Figura 12: Gruppo guscio

I semigusci superiori ed inferiori sono a loro volta collegati con quattro viti a due anelli garantendo in tal modo un esatto allineamento. Infine gli estremi dei quattro semigusci sono assicurati fra loro da quattro viti.

2.5 Gruppo scatola grasso

La scatola grasso è costituita da due metà pressoché simmetriche. La sua funzione è di contenere sia il lubrificante in eccesso sia di preservare la coppia di ingranaggi conici da eventuali corpi esterni. Nella suddetta scatola sono state ricavate tre sedi appropriate per alloggiare tre

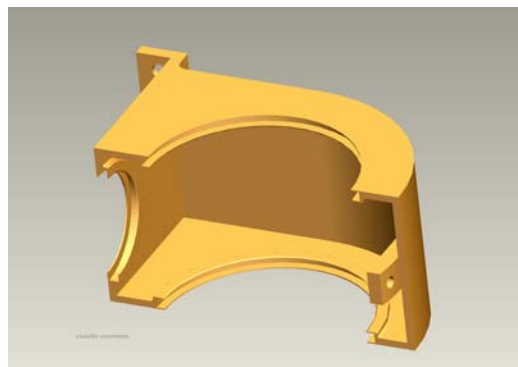


Figura 13: Scatola grasso

guarnizioni di tenuta del lubrificante in TEFLON P.T.F.E. (politetrafluoroetilene) (simbolo Tf OR) [di produzione della società Dupont. Non è elastico, pur presentando eccezionali doti di resistenza alla temperatura, a quasi tutti i fluidi, e normale campo di impiego fra -80°C e 260°C. Gli OR in teflon hanno applicazioni speciali e piuttosto limitate]. Le due metà pressoché simmetriche della scatola sono tenute assieme da una vite centrale e tutta la scatola è assicurata, mediante quattro viti, ai gusci dell'avambraccio.

2.6 Gruppo corpo robot-forcella-elettromagnete

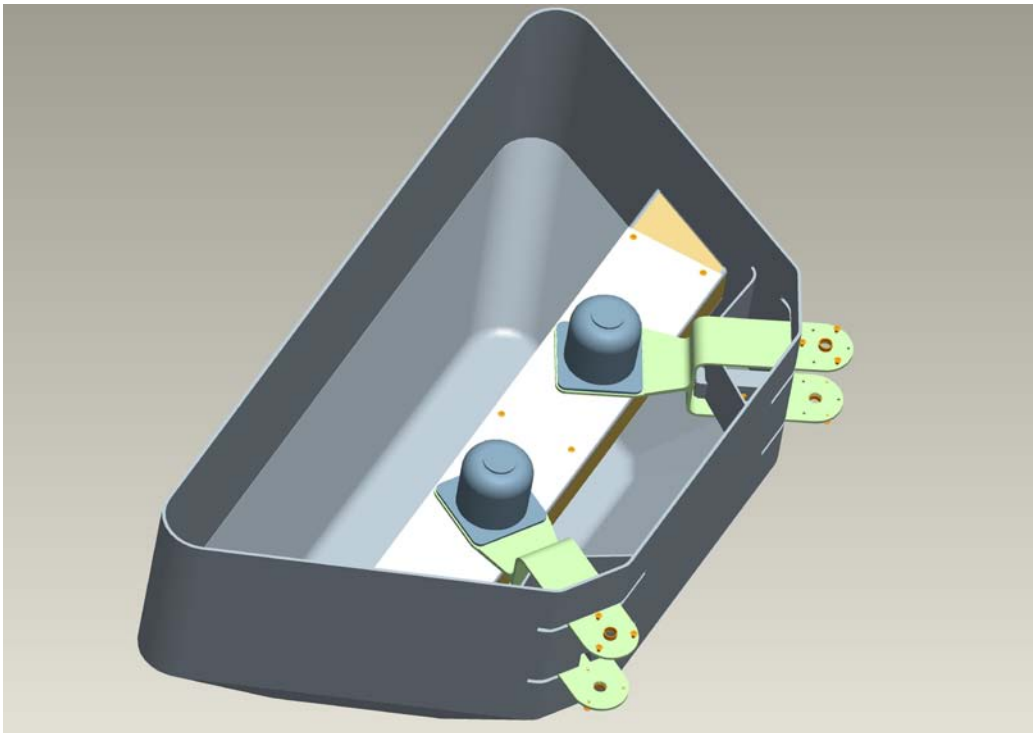


Figura 14: Gruppo corpo robot – forcella – elettromagnete

- **Corpo robot**

Il corpo robot è costituito da tre parti: due coperchi uguali, uno superiore ed uno inferiore assicurati fra loro ciascuno da quattro viti ad una parte centrale alla quale sono incernierati i due gruppi spalla del robot. La parte

centrale è attraversata da un profilato a sezione ad \sqsubset , sul quale è stata fissata, mediante sei viti (due agli estremi e due centrali), una lamina di acciaio dello spessore di pochi millimetri (3 mm). Questa lamina, ad alto potere magnetizzante, serve per ancorare mediante due elettromagneti le movimentazioni delle due spalle quando i due link estremi entrano nella fase di serraggio.

La suddetta lamina, oltre ad avere un alto potere magnetizzante, deve anche avere un bassissimo potere di isteresi magnetica, in modo da poter permettere la movimentazione delle due spalle senza dover vincere ulteriori forze residue dovute al magnetismo residuo.

- **Forcella**

La forcella è vincolata ai semigusci incernierati alla spalla da una parte e dall'altra parte sopporta l'elettromagnete ad essa vincolato da quattro viti.

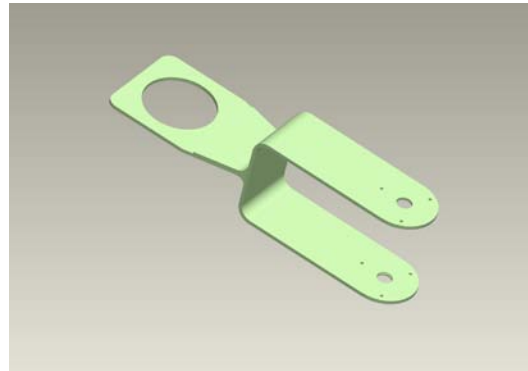


Figura 15: Forcella

- **Elettromagnete**

L'elettromagnete ha la funzione di fissare la posizione degli avambracci ancorando al corpo il complesso in rotazione attorno alla spalla.

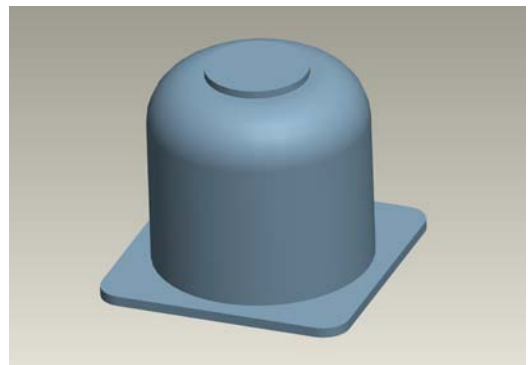


Figura 16: Elettromagnete

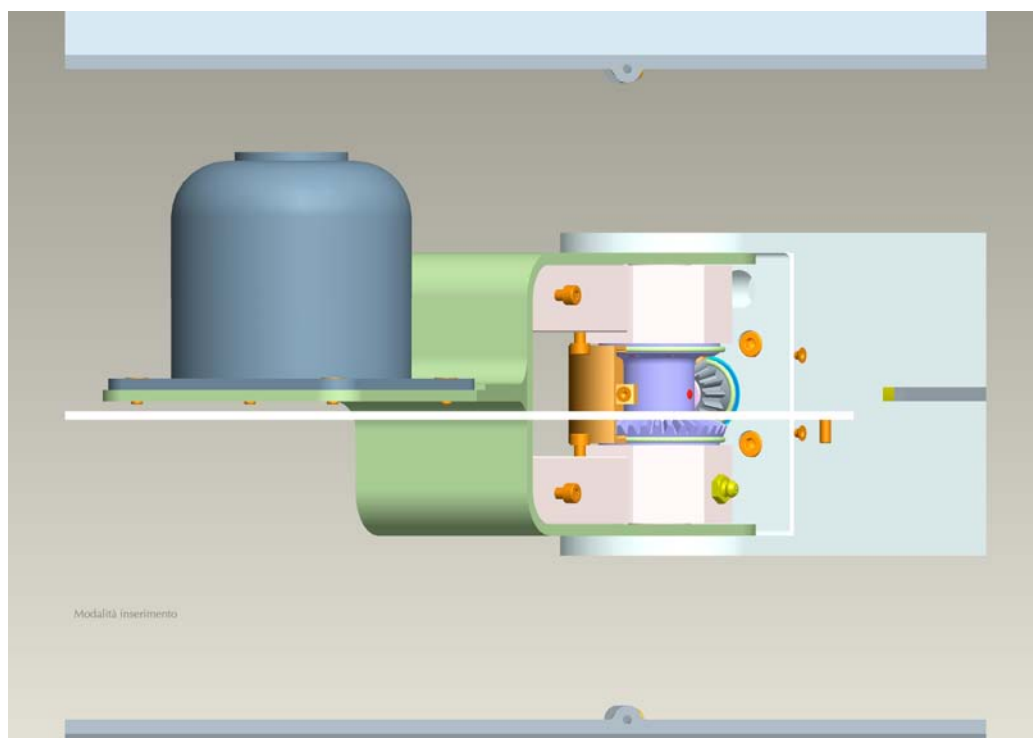


Figura 17: Vista di assieme lamina-elettromagnete



WE MAGNETISE THE WORLD

INDUSTRIAL MAGNETIC SYSTEMS



Linea di Prodotto	Control Power Line
Funzione / Applicazione	Gli attuatori elettromagnetici della Control Power Line sono elettromagneti di corsa breve. Le caratteristiche principali sono l'elevata forza magnetica, la precisione di commutazione e la perfetta dinamica.
Taglia	Ø 90 mm
Tensione di Alimentazione Standard	24 V CC
Fattore di Servizio Standard	100 %
Corsa	8 mm
Potenza	31 W
Forza	130 N
Classe Termica	B

Specifica 1: Dati tecnici dell'elettromagnete

3 Montaggio del robot

Il montaggio dev'essere eseguito in tre fasi:

1. Si assembla motore-riduttore-rasamento-pignone conico al banco; il suddetto complesso viene poi montato sui due semigusci portanti, i quali da un lato sono vincolati fra loro mediante due viti e due spine e dall'altro sono ancorati ad un anello che garantisce a questi un corretto serraggio ed un adeguato allineamento.
2. Si assembla la ruota conica composta da un doppio mozzo in grado di accogliere i due supporti link; in questo complesso verrà poi inserito l'albero portante che vincolerà il tutto ai due semigusci portanti, provvisti di due boccole autolubrificanti che garantiscono una movimentazione con bassissimo attrito.

A questo punto si dovrà controllare il gioco che potrebbe esistere tra ruota conica e pignone conico, il quale potrà essere eliminato totalmente eseguendo un adeguato aggiustaggio tramite lo spessore del rasamento presente tra il pignone ed il riduttore.

3. Si assembla ai supporti link, mediante viti a testa svasata, i due bracci di lavoro. A questo punto si assemblano i due gruppi, bracci ed avambracci, al corpo del robot mediante opportuni supporti spalla. Questi supporti spalla sono inseriti in due sedi appropriate, ricavate sul corpo centrale e vincolati mediante due viti di tiraggio disposte longitudinalmente sul link, in modo tale da fornire un'ottima battuta di spallamento sulla parte terminale della sede. Altre quattro viti sono disposte trasversalmente in modo da completare il dovuto bloccaggio dei supporti spalla al corpo centrale del robot.

4 Lubrificazione

Un altro problema importante che è stato risolto con successo è quello della lubrificazione. Infatti con l'introduzione di tre ingrassatori a sfera disposti radialmente sul supporto inferiore porta-link, si è riusciti a far giungere, attraverso adeguati condotti, il grasso lubrificante sulla corona dentata. Tenendo presente le condizioni di lavoro del robot, si è pensato di utilizzare un grasso particolare SKF LGGB 2 biodegradabile e a bassa tossicità, il quale impiega un estere sintetico come olio di base ed un addensante al litio/calcio che gli consente di mantenere le sue proprietà fisiche e chimiche in un ampio campo di temperature di lavoro da -40°C a +120°C.

Contrariamente agli altri grassi più o meno biodegradabili, che spesso devono essere formulati caso per caso, esso è idoneo per un'ampia gamma di applicazioni e rappresenta un'eccellente alternativa ai grassi tradizionali. Questi ultimi sono in generale costituiti da esteri o fluidi vegetali, opportunamente dosati, conferendo così ai lubrificanti caratteristiche soddisfacenti per le applicazioni pratiche. In particolare, la combinazione di un estere sintetico con un addensante litio/calcio offre buone prestazioni in termini di resistenza all'acqua e alla corrosione, senza necessità di ricorrere ad additivi tossici.

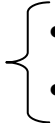




Il grasso LGGB 2, con un opportuno dosaggio dei suddetti costituenti, offre, entro un'ampia gamma di condizioni operative, buone prestazioni in generale per ogni tipo di trasmissione.

Proprietà di carattere ambientale	
Biodegradabilità, CEC-L-33-A-94	>80 %
WGK (German Water Pollution Hazard Classification)	0
Caratteristiche base	
Codice DIN 51825	KPE2K-40
Consistenza NLGI	2
Tipo sapone	Litio/calcio
Colore	Biancastro
Olio base	Estere sintetico
Campo temperature di lavoro, °C	da -40 a +120
Temperatura max per uso continuo, °C	+90
Punto di goccia DIN ISO 2176, °C	170 min
Viscosità olio base	
40 °C, mm ² /s	110
100 °C, mm ² /s	13
Penetrazione DIN ISO 2137	
60 colpi, 10 ⁻¹ mm	265 – 295
Variazione dopo 100.000 colpi, 10 ⁻¹ mm	< 30
Protezione contro la corrosione	
SKF Emcor standard, acqua distillata, DIN 51 802	0 – 0
Resistenza all'acqua	
DIN 51 807/1, 3 ore a 90 °C	1 max.
Separazione olio	
DIN 51 817, 7 giorni a 40 °C, statica, %	1,6 %
Durata grasso	
Prova SKF ROF, 10.000 giri/min a 120°, L50	circa 500 ore
Prestazioni con gli snodi sferici	
Prova con snodi SKF acciaio su acciaio	approvato
Prestazioni con i cuscinetti a rulli	
E DIN 51 819, 750 giri/min	approvato
Stabilità meccanica	
Stabilità al rotolamento, 50 ore a 80 °C, variaz., 10 ⁻¹ mm	< 50
Prestazioni EP	
Prova 4 sfere, DIN 51 350/5, 1.400 N	1,68 mm
Prova 4 sfere, DIN 51 350/4	2.500 N

Specifica 2: Dati tecnici del grasso LGGB 2

5 Materiali utilizzati per i componenti del robot

AVIONAL UNI 3579 P AlCu4MgMn	<ul style="list-style-type: none">• Link• Tubi di collegamento dei gusci• Ingrassatori
ANTICORONAL UNI 3055 G AlSi2MnMg	<ul style="list-style-type: none">• Attacco link• Sopperti link• Scatole grasso• Gusci• Rondelle (sui pignoni)• Anelli di centraggio battuta riduttore guscio• Rasamenti (battuta pignone-riduttore)• Anelli di centraggio guscio superiore-inferiore• Corpo robot• Forcelle• Sopperti spalla
ACCIAIO DA NITRURAZIONE UNI 5333-64 31 CrMoV10	<ul style="list-style-type: none">• Pignoni• Ruote coniche

ACCIAIO DA BONIFICA UNI 5331-64 34 NiCrMo16	 <ul style="list-style-type: none">• Perni (ruote coniche)• Spine
ACCIAIO DOLCE UNI 2953 18NC16	 <ul style="list-style-type: none">• Lamina magnetica
ACCIAIO PER VITI-8G UNI 5322-64 35 CrMn5	 <ul style="list-style-type: none">• Viti
PERMAGLIDE P10 Composto da tre strati: <ul style="list-style-type: none">- Armatura di acciaio- Strato di bronzo- Strato di strisciamento in politetrafluoruro di etilene (P.T.F.E.) e piombo.	 <ul style="list-style-type: none">• Boccole
TEFLON P.T.F.E. (Simbolo Tf OR)	 <ul style="list-style-type: none">• Guarnizioni

6 Dimensionamento

6.1 Dati di progetto

Dimensionamento di un ingranaggio conico riduttore a dentatura diritta con assi di rotazione a 90° ($\gamma = 90^\circ$).

– Forza di serraggio alle estremità dei link:	$F_s = 30\text{N}$
– Lunghezza dei link:	$a = 536\text{mm}$
– Numero dei denti del pignone:	$z_1 = 16$
– Diametro primitivo del pignone:	$D_1 = 24\text{mm}$
– Larghezza del dente:	$l = 8\text{mm}$
– Giri al minuto del pignone:	$n_1 = 12 \text{ giri/min}$
– Rapporto di trasmissione:	$\tau = 2$
– Angolo di pressione:	$\alpha = 20^\circ$
– Giri al minuto del motore:	$n_o = 3000 \text{ giri/min}$
– Rendimento dovuto alle perdite di carico:	$\eta_p = 0.95$

6.2 Scelta del riduttore

Rapporto di trasmissione del riduttore:

$$\tau_R = \frac{n_o}{n_1} = \frac{3000 \text{ giri/min}}{12 \text{ giri/min}} = 250$$

quindi si è scelto un riduttore con rapporto di trasmissione pari a:

$$\tau_R = 246/1.$$

6.3 Scelta del motore

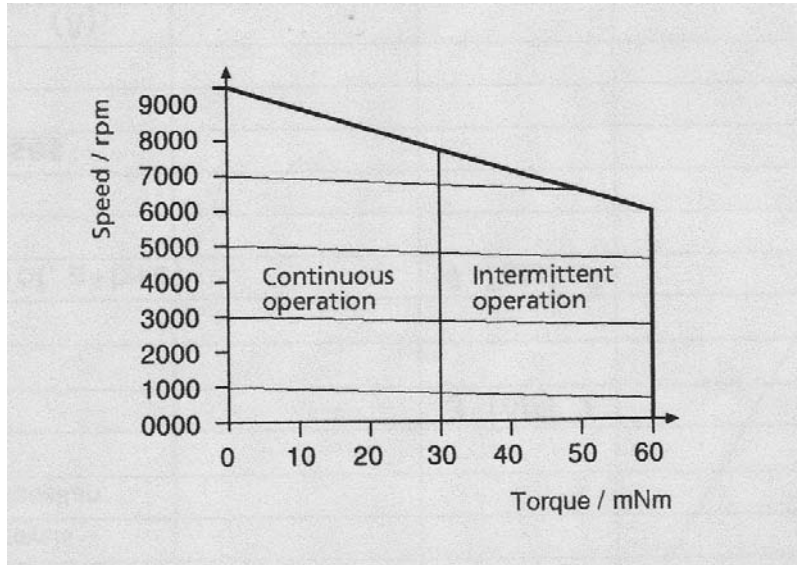


Figura 18: Curva caratteristica del motore

Momento torcente sulla ruota conica:

$$M_{t2} = F_S \cdot a = 16080N \cdot mm$$

Momento torcente sul pignone:

$$M_{t1} = \frac{M_{t2}}{2} = 8040N \cdot mm$$

Potenza nominale:

$$P_o = \frac{M_{t1}}{1000} \cdot \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = 10.10W$$

Potenza del motore:

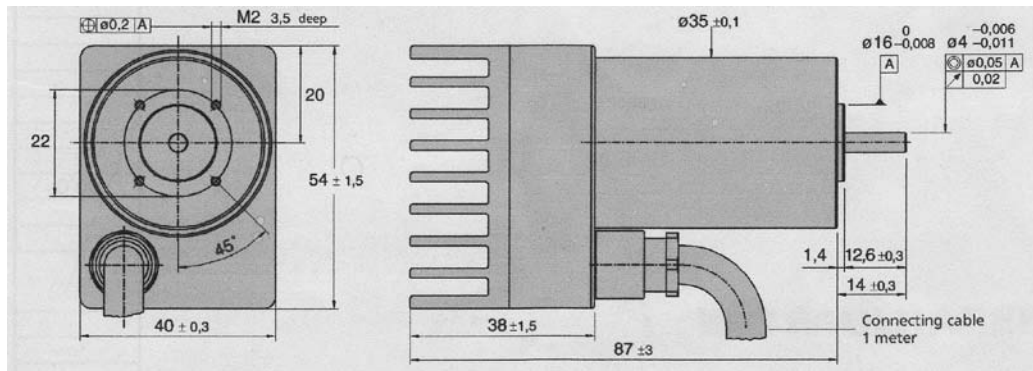
$$P = \frac{P_o}{\eta_P} = 10.63W$$

Si è quindi scelto un motore Brushless DC – servomotor con integrato il Drive Elettronico (Series 3556 K BLI; FAULHABER) con potenza di uscita a 24 Volt:

$$P = 23.5W$$

Questo motore, le cui specifiche sono mostrate in allegato, per esigenze costruttive e di carico dev'essere tarato a:

$$P = 15W$$



Disegno 1: Motore

6.4 Dimensionamento della coppia conica

- Semiangoli dei due coni primitivi:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_1 &= \frac{1}{\tau} \rightarrow \gamma_1 = 26.565^\circ = 26^\circ 33' 54'' \\ \gamma &= \gamma_1 + \gamma_2 \rightarrow \gamma_2 = 63.435^\circ = 63^\circ 26' 06'' \end{aligned}$$

- Diametro primitivo medio del pignone:

$$d_{m1} = D_1 - \ell \cdot \sin \gamma_1 = 20.42 \text{ mm}$$

- Diametro fittizio medio del pignone:

$$d_{fm1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = 22.83 \text{ mm}$$

- Forza tangenziale sul pignone:

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{r_{m1}} = \frac{2M_{t1}}{d_{m1}} = 787.5 \text{ N}$$

- Modulo:

$$m = \frac{d_{m1} + \ell \cdot \sin \gamma_1}{z_1} = 1.5 \text{ mm}$$

- Modulo medio:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = 1.276mm$$

- Velocità periferica del pignone:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60} \cong 0.013 \text{ m/s}$$

che è $< 0.5 \text{ m/s}$, per cui si può trattare l'ingranaggio come una *ruota di forza*.

- Momento flettente dell'albero del pignone:

$$M_{f1} = F_{r1} \cdot b$$

dove:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma_1 = 256.4N$$

$$b = 22mm$$

$$\alpha = 20^\circ$$

quindi si ottiene:

$$M_{f1} = F_{r1} \cdot b = 5640N \cdot mm$$

6.5 Calcolo del diametro dell'albero del pignone

Poiché il pignone è calettato sull'albero di uscita del riduttore, i due alberi coincidono.

Il diametro dell'albero del pignone si calcola considerando contemporaneamente sia il momento flettente sia quello torcente (flessione composta), secondo la seguente formula di verifica:

$$d \geq \sqrt{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{amm}}} \cdot \xi \quad \text{dove :} \quad \xi = \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda}{2} \cdot \frac{M_t}{M_f}\right)^2} = 1.571$$

Con $\lambda = 1.7$ per sollecitazioni a flessione alternata e sollecitazioni a torsione variabile.

Avendo scelto come materiale per l'albero un acciaio da bonifica 34 CrNiMo16 avente $\sigma_{amm} = 210 \text{ N/mm}^2$, si ha: $d \geq 7.55 \text{ mm}$, per cui si sceglie:
d = 8mm.

7 Calcolo degli elementi dell'ingranaggio

7.1 Pignone

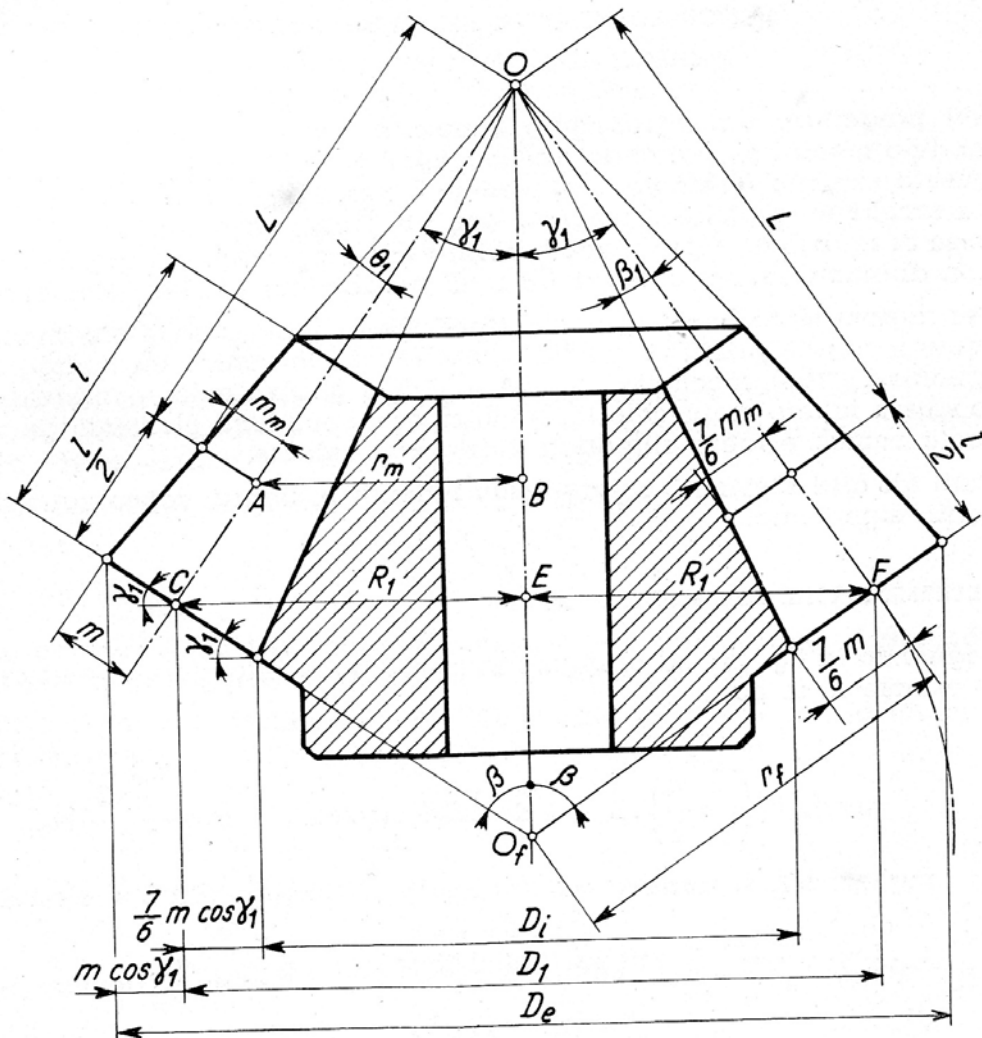
Avendo a disposizione:

$$m = 1.5\text{mm}$$

$$z_1 = 16$$

$$n_1 = 12 \text{ giri/min}$$

$$\tau = 2$$



Disegno 2: Pignone

Vengono calcolati:

- Diametro primitivo:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 24mm$$

- Diametro esterno:

$$D_{e1} = D_1 + 2 \cdot m \cdot \cos \gamma_1 = 26.68mm$$

- Diametro interno:

$$D_{i1} = D_1 - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m \cdot \cos \gamma_1 = 20.87mm$$

- Angolo di addendum del dente:

$$tg\theta_1 = \frac{2 \cdot \sin \gamma_1}{z_1} = 0.0559$$

da cui:

$$\theta_1 \cong 3.2^\circ = 3^\circ 12' 00''$$

- Angolo di dedendum del dente:

$$tg\beta_1 = \frac{7}{3} \cdot \frac{\sin \gamma_1}{z_1} = 0.0652$$

da cui:

$$\beta_1 \cong 3.73^\circ = 3^\circ 43' 50''$$

- Semiangolo del cono primitivo:

$$\gamma_1 = 26.565^\circ = 26^\circ 33' 54''$$

- Semiangolo del cono esterno:

$$\gamma_1 + \theta_1 = 29.865^\circ = 29^\circ 45' 54''$$

- Semiangolo del cono interno:

$$\gamma_1 - \beta_1 = 22.835^\circ = 22^\circ 50' 06''$$

- Raggio fittizio:

$$r_f = \frac{D_1}{2 \cdot \cos \gamma_1} = \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \cos \gamma_1} = 13.42mm$$

7.2 Ruota

Avendo a disposizione:

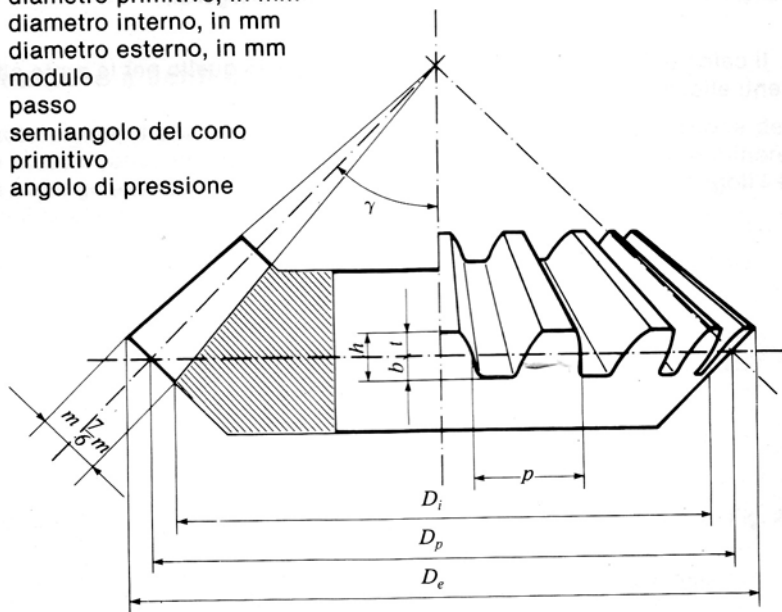
$$m = 1.5mm$$

$$z_2 = \tau \cdot z_1 = 32$$

$$n_2 = n_1 / \tau = 6 \text{ giri/min}$$

$$\tau = 2$$

- D_p = diametro primitivo, in mm
- D_i = diametro interno, in mm
- D_e = diametro esterno, in mm
- m = modulo
- p = passo
- γ = semiangolo del cono primitivo
- α = angolo di pressione



Disegno 3: Ruota conica

vengono calcolati:

- Diametro primitivo:

$$D_2 = m \cdot z_2 = 48mm$$

- Diametro esterno:

$$D_{e2} = D_2 + 2 \cdot m \cdot \cos \gamma_1 = 50.68mm$$

- Diametro interno:

$$D_{i2} = D_2 - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m \cdot \cos \gamma_1 = 44.87mm$$

- Angolo di addendum del dente:

$$\theta_2 = \theta_1 = 3.2^\circ = 3^\circ 12' 00''$$

- Angolo di dedendum del dente:

$$\beta_2 = \beta_1 = 3.73^\circ = 3^\circ 43' 50''$$

- Semiangolo del cono primitivo:

$$\gamma_2 = 63.435^\circ = 63^\circ 26' 06''$$

- Semiangolo del cono esterno:

$$\gamma_2 + \theta_2 = 66.635^\circ = 66^\circ 38' 06''$$

- Semiangolo del cono interno:

$$\gamma_2 - \beta_2 = 59.705^\circ = 59^\circ 42' 18''$$

- Raggio fittizio:

$$R_f = \frac{D_2}{2 \cdot \cos \gamma_2} = \frac{m \cdot z_2}{2 \cdot \cos \gamma_2} = 53.66mm$$

7.3 Valori comuni alle due ruote

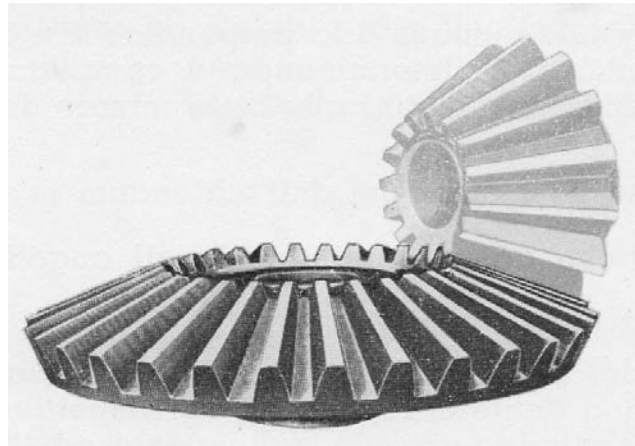
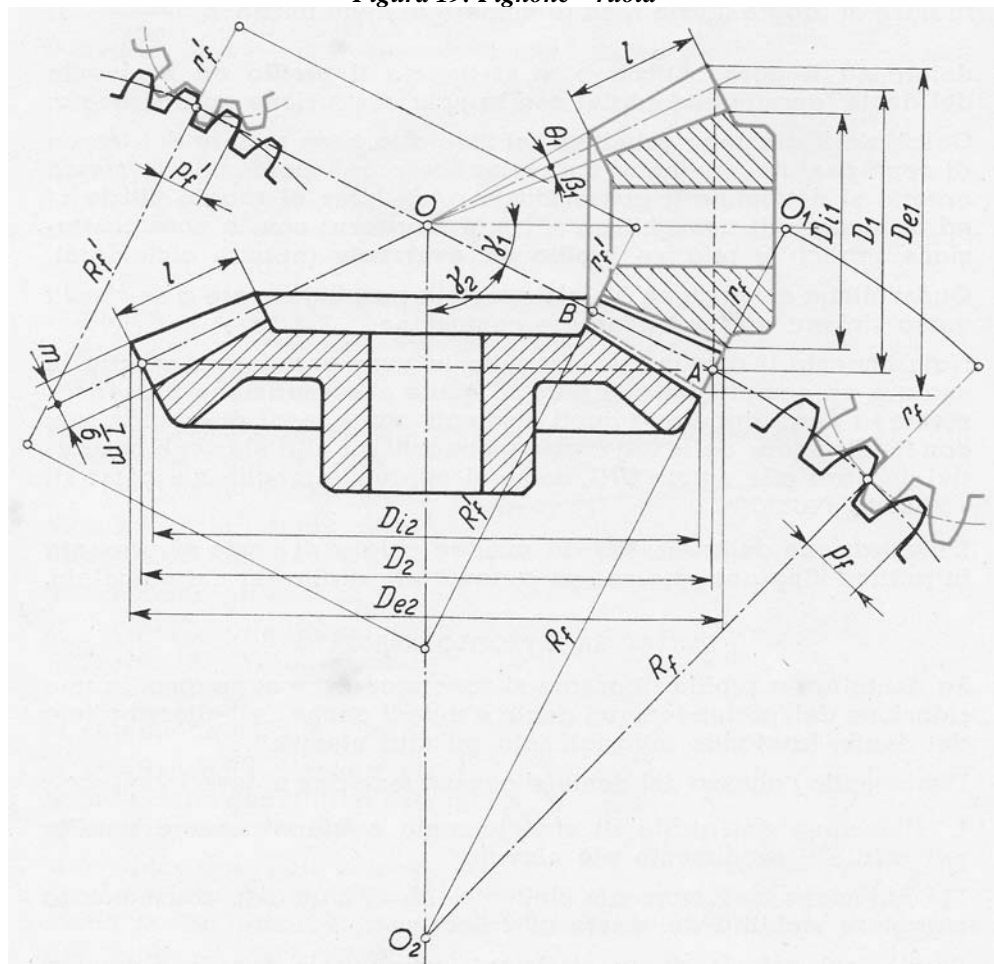


Figura 19: Pignone – ruota



Disegno 4: Pignone – ruota

- Altezza addendum del dente:

$$a = m = 1.5mm$$

- Altezza dedendum del dente:

$$d = \frac{7}{6} \cdot m = 1.75mm$$

- Altezza totale del dente:

$$h = a + d = 3.25mm$$

- Passo:

$$p = \pi \cdot m = 4.712mm$$

- Spessore del dente:

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} - 0.025 \cdot m = 2.318mm$$

Poiché in pratica si ammette un *gioco laterale*: $g = 0.025 \cdot m$

- Vano del dente:

$$v = p - s = 2.394mm$$

- Larghezza del dente:

dovendo essere per definizione

$$4 \cdot m \leq \underline{\ell} \leq 8 \cdot m \quad \rightarrow \quad 6mm \leq \underline{\ell} = 8mm \leq 12mm$$

Stabiliti tutti gli elementi della dentatura dell'ingranaggio, si procede alla verifica della stabilità del dente, al controllo dell'interferenza, al controllo della continuità del movimento ed infine si esamina la possibilità di adottare una dentatura ribassata al fine di ridurre al minimo lo strisciamento fra i denti in presa.

7.4 Controllo dell'interferenza

Il fenomeno dell'interferenza è certamente escluso, perché il numero di denti del pignone $z_1 = 16$ è superiore al minimo numero di denti ($z = 14$) necessario ad evitare tale fenomeno.

7.5 Controllo della continuità del movimento

La formula per il controllo della continuità del movimento di un ingranaggio è:

$$z_i = \frac{\sqrt{(R_1+m)^2 - R_1^2 \cdot \cos^2 \alpha} + \sqrt{(R_2+m)^2 - R_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} - (R_1 + R_2) \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m}$$

dove:

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = 12mm$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 24mm$$

$$m = 1.5mm$$

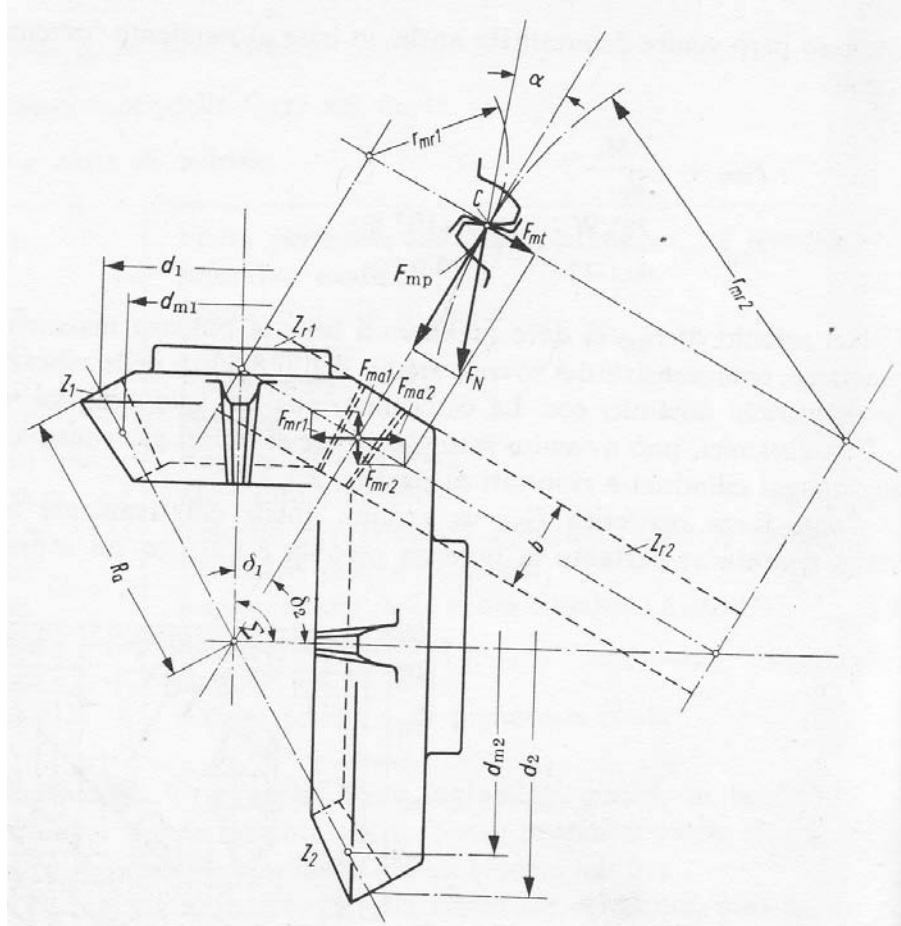
$$\alpha = 20^\circ$$

che fornisce il numero z_i dei denti simultaneamente in presa:

$$z_i = 1.5 > 1$$

Pertanto essendo, entro il tratto di imbocco, il numero dei denti simultaneamente in presa $z_i > 1$, si può affermare che la continuità del movimento è certamente assicurata.

7.6 Calcolo delle azioni mutue



Disegno 5: Azioni mutue pignone – ruota
Ripartizione delle forze sul dente e rappresentazione dei raggi fittizi, cioè dei raggi delle ruote immaginarie

$$\begin{cases} \vec{F}_N = \vec{F}_{mp} + \vec{F}_{mt} \\ \vec{F}_{mt} = \vec{F}_{mr} + \vec{F}_{ma} \end{cases} \rightarrow \vec{F}_N = \vec{F}_{mp} + \vec{F}_{mr} + \vec{F}_{ma}$$

Le forze agenti vengono calcolate sul diametro primitivo medio.

La forza F_N , agente normalmente sulla superficie del dente, può venire scomposta nelle due componenti F_{mp} e F_{mt} ; inoltre la forza F_{mt} , normale alla generatrice del cono primitivo, viene scomposta nelle due componenti F_{mr} ed F_{ma} .

Trascurando l'attrito sulla dentatura, la forza F_N , agente sul dente di una ruota conica, può quindi venire scomposta nelle tre componenti principali F_{mp} , F_{ma} e F_{mr} ortogonali l'una all'altra.

La forza tangenziale $F_t = F_{mp}$, o forza periferica, è stata calcolata in base al momento torcente agente sul pignone.

$$F_{mp} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{m1}} = 787.5N$$

7.6.1 Azioni del pignone sulla ruota

- Spinta assiale:

$$F_{ma1} = F_{mp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_1 = 256.4N$$

- Spinta radiale parziale:

$$F_{mr1} = F_{mp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \sin \gamma_1 = 128.2N$$

- Spinta radiale risultante:

$$R_{r1} = \sqrt{F_{mp}^2 + F_{mr1}^2} = F_{mp} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \gamma_1} = 797.86N$$

- Momento torcente:

$$M_{t1} = F_{mp} \cdot r_{m2} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \gamma_1} = 24434N \cdot mm$$

dove:

$$r_{m2} = \frac{m_m \cdot z_2}{2} = 30.624mm$$

- Momento flettente:

$$M_{f1} = F_{mp} \cdot r_{m2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma_1 = 7851N \cdot mm$$

7.6.2 Azioni della ruota sul pignone

- Spinta assiale:

$$F_{ma2} = F_{mp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \gamma_1 = 128.2N$$

- Spinta radiale parziale:

$$F_{mr2} = F_{mp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_1 = 256.4N$$

- Spinta radiale risultante:

$$R_{r2} = \sqrt{F_{mp}^2 + F_{mr2}^2} = F_{mp} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma_1} = 828.2N$$

- Momento torcente:

$$M_{t2} = F_{mp} \cdot r_{m1} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma_1} = 8454N \cdot mm$$

dove:

$$r_{m1} = \frac{m_m \cdot z_1}{2} = 10.208mm$$

- Momento flettente:

$$M_{f2} = F_{mp} \cdot r_{m1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \gamma_1 = 1308.5N \cdot mm$$

8 Verifica di stabilità del dente alla flessione

Per la verifica di stabilità del dente si devono considerare due aspetti fondamentali: *resistenza* e *usura*.

Prevale il primo aspetto nel caso di ingranaggi lenti o con funzionamento intermittente (ingranaggi di forza); prevale il secondo aspetto nel caso di ingranaggi veloci (velocità periferiche ≥ 10 m/s) (ingranaggi di lavoro).

Nel nostro caso, ci troviamo nel primo aspetto, con velocità periferiche molto basse e senza intermittenza. A tale scopo verificheremo soltanto la resistenza al piede del dente.

La verifica di resistenza è da farsi in base alle sollecitazioni di flessione e compressione dovute alle componenti tangenziale e radiale dello sforzo periferico.

Per ruote coniche a denti diritti dev'essere considerata la seguente formula di verifica:

$$\sigma_f = \frac{F_t \cdot q}{\ell \cdot m_m \cdot e} \leq \sigma_{f amm}$$

dove:

- F_t : sforzo periferico;
- ℓ : larghezza del dente;
- m_m : modulo medio;
- q : fattore di forma della dentatura che dipende dallo spessore alla base del dente, dall'altezza, dall'angolo di imbocco e da quello di pressione ($\alpha = 20^\circ$); il suo valore è desumibile (secondo DIN 867) dalla tabella allegata (presa dal MANUALE DELL'INGEGNERE – G. Colombo) che tiene conto della diversità di forma che i denti hanno in ruote con diverso numero di denti, nonché dalle eventuali correzioni.

Valori del coefficiente di forma q per dentature esterne ($\alpha = 20^\circ$)

Num. denti	12	13	14	15	16	17	18	21	24
q =	4.6	4.35	4.1	3.9	3.75	3.6	3.5	3.3	3.2
num. denti	28	34	40	50	65	80	100	∞	
q =	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.5	

- e: coefficiente che dipende dal fattore di ricoprimento o rapporto di condotta; in condizioni normali si assume $e \approx 1.5$.

Quindi essendo:

- $F_t = 787.5 \text{ N}$;
- $\ell = 8 \text{ mm}$;
- $m_m = 1.276 \text{ mm}$
- $q = 3.5$;
- $e = 1.5$;
- $\sigma_{f\text{ emm}} = 270 \text{ N/mm}^2$, avendo scelto come materiale un acciaio al cromo nitratato 31 CrMoV10;

si ottiene:

$$\sigma_f = 180 \text{ N/mm}^2 \leq 270 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{f\text{ amm}}$$

Per cui si può affermare che il dente è in buone condizioni di stabilità.

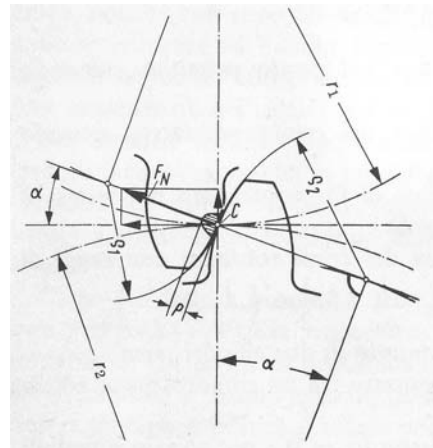
9 Verifica di resistenza del fianco del dente (controllo del pitting)

Per il calcolo della resistenza si considera la pressione specifica che (sotto l'azione della forza agente normalmente ai denti) si crea fra due denti a contatto lungo la generatrice del fianco.

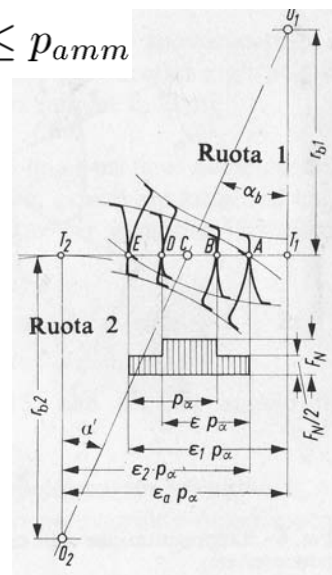
Lo stato di sollecitazione nel quale si trovano due corpi elastici a superficie curva caricati da una forza normale ad essi, può venir determinato analiticamente con la **formula di Hertz**. Con ciò la pressione specifica nel punto primitivo C evidenziato in figura, secondo Hertz, risulta:

$$p_c = y_w \cdot y_c \cdot y_L \cdot \sqrt{\frac{F_t}{\ell \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{\tau^2 + 1}}{\tau}} \leq p_{amm}$$

Dalla figura si nota che nei diversi punti di contatto che si hanno nel lasso di tempo durante il quale due denti sono in presa, si possono avere pressioni specifiche diverse. Un controllo della pressione specifica nel punto A di contatto al piede del dente e sul punto di contatto singolo B (caso più sfavorevole) del pignone non è in generale necessario, poiché in generale i fianchi



Disegno 6: Pitting
Funzionamento su un ingranaggio cilindrico a denti dritti.



Disegno 7: Fasi successive di contatto fra le ruote
Punti d'azione durante il contatto con gradi di ricoprimenti parziali ϵ_1 , ϵ_2 e ϵ_a .
Per la ruota 1: A punto d'azione al piede; E punto d'azione alla sommità; B punto d'azione interno; D punto d'azione esterno; C punto primitivo.

dei denti delle due ruote coniche vengono provvisti di una bombatura longitudinale e trasversale. Nel caso però di numeri di denti fittizi $z_f < 20$, tale controllo è raccomandabile; ma poiché nel nostro caso la coppia di ingranaggi non è mai sottoposta ad una continua pressione, essendo quest'ultima presente solamente nel punto di arresto del movimento, è possibile eseguire il controllo della pressione specifica solamente nel punto primitivo C.

Per la determinazione dei fattori y_w , y_c , e y_L si ha:

- y_w : **fattore di materiale**

$$y_w = \sqrt{0.35 \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$$

dove il modulo di elasticità dei materiali è lo stesso: $E_1 = E_2 = E = 210000$ N/mm²; per cui si ha:

$$y_w = \sqrt{0.35 \cdot E}$$

- y_c : **fattore nel punto primitive di contatto C**

$$y_c = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

dove: $\alpha = 20^\circ$.

- y_L : **fattore di lunghezza del dente**; tale fattore tiene conto dello sviluppo della parte portante del dente e della precisione della dentatura. Questo fattore ha lo stesso significato del fattore di ricoprimento “e” utilizzato nel calcolo della sollecitazione al piede del dente, ed è dato da:

$$y_L \approx \sqrt{e} \approx 1$$

Ne segue che la pressione specifica secondo Hertz assume quindi, nel nostro caso, nel punto primitivo C l'espressione:

$$p_c = \sqrt{0.35 \cdot E} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{\ell \cdot d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{\tau^2 + 1}}{\tau}} \leq p_{amm}$$

ossia:

$$p_c = \sqrt{\frac{0.35 \cdot E \cdot F_{t1} \cdot \sqrt{5}}{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \ell \cdot d_{m1}}} \leq p_{amm}$$

e quindi:

$$p_c = \sqrt{\frac{0.35 \cdot \sqrt{5} \cdot E \cdot F_{t1}}{\ell \cdot d_{m1} \cdot \sin(2\alpha)}} \leq p_{amm}$$

per cui si ha:

$$p_c = 1110 \text{ N/mm}^2 \leq p_{amm}$$

A questo punto occorre determinare la pressione specifica p_{amm} . Infatti, onde evitare che pressioni specifiche troppo alte provochino danni (violature o pitting) sui fianchi o quantomeno per contenere questo fenomeno in limiti accettabili, è necessario non superare la pressione massima ammissibile (p_{amm}) per il materiale impiegato, per lo scopo per cui il rotismo è destinato e per le condizioni di lavoro nelle quali esso opera. Speciale importanza ha il limite di fatica dei fianchi del dente, ossia quella pressione specifica di rotolamento che consente al materiale impiegato un periodo di funzionamento praticamente illimitato senza pitting. Questo valore limite, determinante per la resistenza del dente, si ottiene moltiplicando la resistenza a fatica K_w del materiale dell'ingranaggio per i coefficienti y che tengono conto delle condizioni di funzionamento.

Si ha quindi:

$$K_D = K_w \cdot y_G \cdot y_S \cdot y_V$$

Per la determinazione dei fattori y_G , y_S e y_V si ha:

- y_G : coefficiente che tiene conto del materiale della ruota accoppiata;

$$y_G \cong \frac{1}{2} \left(1 + \frac{E_1}{E_2} \right) = 1 \quad (\text{essendo : } E_1 = E_2)$$

- y_S : coefficiente che tiene conto della viscosità del lubrificante;

$$y_S \cong 1.2$$

- y_V : coefficiente che tiene conto della velocità periferica;

$$y_V \cong 0.7 + \frac{0.6}{1 + \left(\frac{8}{v}\right)^2} \cong 0.7 \quad (\text{essendo : } v = 0.013 \text{ m/s})$$

Inoltre per il materiale scelto (acciaio al cromo nitruato 31 CrMoV10) si ha:

$$K_w = 26.5 \text{ N/mm}^2$$

Essendo poi:

$$K_{amm} = \frac{K_D}{S_G} = \frac{K_w \cdot y_G \cdot y_S \cdot y_V}{S_G}$$

con $S_G = 1 \dots 1.25$ sicurezza contro il pitting.

Sapendo che la pressione specifica ammissibile secondo Hertz vale:

$$p_{amm} = y_W \cdot \sqrt{K_{amm}}$$

Scegliendo come sicurezza contro il pitting: $S_G = 1.2$ si ottiene: $K_{amm} = 18.55 \text{ N/mm}^2$.

Pertanto:

$$p_{amm} = y_W \cdot \sqrt{K_{amm}} = \sqrt{0.35 \cdot E \cdot K_{amm}} = 1168 \text{ N/mm}^2$$

Per cui:

$$p_c = 1110 \text{ N/mm}^2 \leq 1168 \text{ N/mm}^2 = p_{amm}$$

E quindi il dente lavora in buone condizioni di stabilità.

9.1 Controllo della durata in ore di lavoro del ruotismo

Volendo determinare la durata in ore di lavoro del ruotismo (e quindi escludendo una durata illimitata contro il pitting e l'usura), si deve calcolare la resistenza a fatica K_D dei fianchi introducendo in luogo di K_w la resistenza a fatica del materiale K'_w .

Si avrà quindi:

$$K_{amm} = \frac{K'_D}{S_G} = \frac{K'_W \cdot y_G \cdot y_S \cdot y_V}{S_G} \rightarrow K'_W = \frac{K_{amm} \cdot S_G}{y_G \cdot y_S \cdot y_V}$$

con $S_G = 1 \dots 1.25$

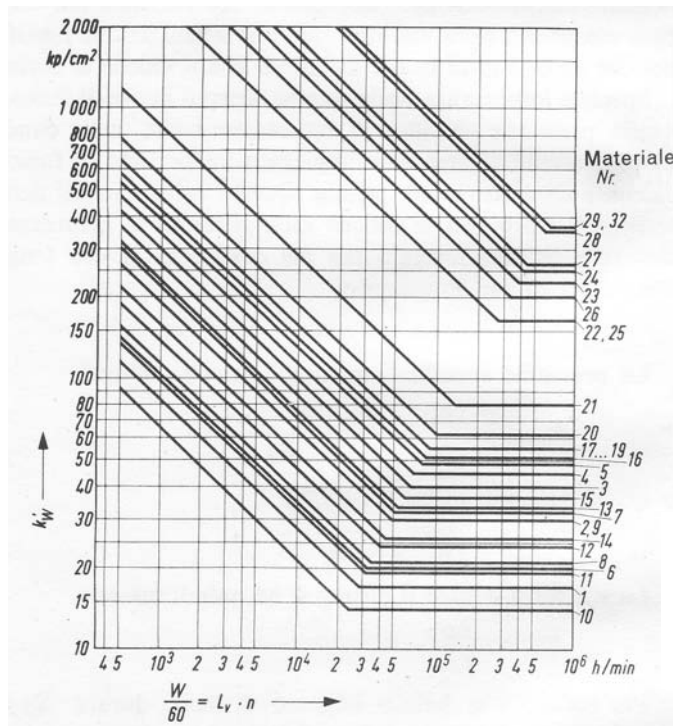
per cui, scegliendo come sicurezza contro il pitting $S_G = 1.1$, si ottiene: $K'_W = 24.3 \text{ N/mm}^2$.

Il numero di ore di lavoro che il pignone e la ruota possono sopportare a pieno carico fino al primo manifestarsi del pitting, si calcola con la seguente formula:

$$L_V = \frac{1}{n} \cdot \frac{W}{60}$$

in ore di lavoro a pieno carico.

Sulla base del valore di $K'_W = 24.3 \text{ N/mm}^2 = 243 \text{ Kg/cm}^2$ precedentemente calcolato e con l'ausilio del seguente nomogramma:



Resistenza a fatica K'_W del dente in funzione della durata utile L_V a pieno carico. W è il numero di passaggi fino al manifestarsi del pitting

Figura 20: Nomogramma

si determina il fattore di cicli $W/60$, per il materiale scelto $\sigma_{f\text{ amm}} = 270 \text{ N/mm}^2 = 27 \text{ Kg/cm}^2$. Si ha che:

$$\frac{W}{60} \cong 4.5 \cdot 10^5 \frac{h}{\text{min}} \rightarrow \left| \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{pignone}} \\ \xrightarrow{\text{ruota}} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} L_{V1} = \frac{1}{n_1} \cdot \frac{W}{60} = 37500h \\ L_{V2} = \frac{1}{n_2} \cdot \frac{W}{60} = 75000h \end{array}$$

Si può quindi concludere che vi è comunque una durata illimitata contro il pitting.

10 Correzione della dentatura

La dentatura non corretta con un angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$ dà luogo, nel caso di ingranaggi conici, a condizioni di funzionamento e di scorrimento fra denti decisamente sfavorevoli, nonché a sollecitazioni molto diverse al piede del dente della ruota e del pignone.

Pertanto, la dentatura non corretta va adottata per rapporti di trasmissione prossimi all'unità. Nel nostro caso, avendo un rapporto di trasmissione $\tau = 2$, è necessario adottare una dentatura corretta con spostamento uguale ma di segno contrario su pignone e ruota (+x, -x), variando soltanto l'addendum e il dedendum ed i corrispondenti angoli.

Si ottiene perciò:

$$\text{Addendum} : \begin{cases} a_1 = m + x_h \cdot m = m \cdot (1 + x_h) \\ a_2 = m - x_h \cdot m = m \cdot (1 - x_h) \end{cases}$$

$$\text{Dedendum} : \begin{cases} d_1 = \frac{7}{6} \cdot m - x_h \cdot m = m \cdot \left(\frac{7}{6} - x_h\right) \\ d_2 = \frac{7}{6} \cdot m + x_h \cdot m = m \cdot \left(\frac{7}{6} + x_h\right) \end{cases}$$

I coefficienti di correzione, necessari per ottenere gli spessori di dente al piede circa uguali sul pignone e sulla ruota, si ricavano dal diagramma allegato.

Si cerca dapprima il numero di denti sul pignone ($Z_1 = 16$) sulla scala superiore del diagramma, si segue quindi la curva discendente fino al punto di intersezione con la verticale corrispondente al numero di denti della ruota ($Z_2 = 24$); da qui proiettando il punto così determinato sulla scala laterale del diagramma, si legge il coefficiente di correzione $x_h = 0.36$.

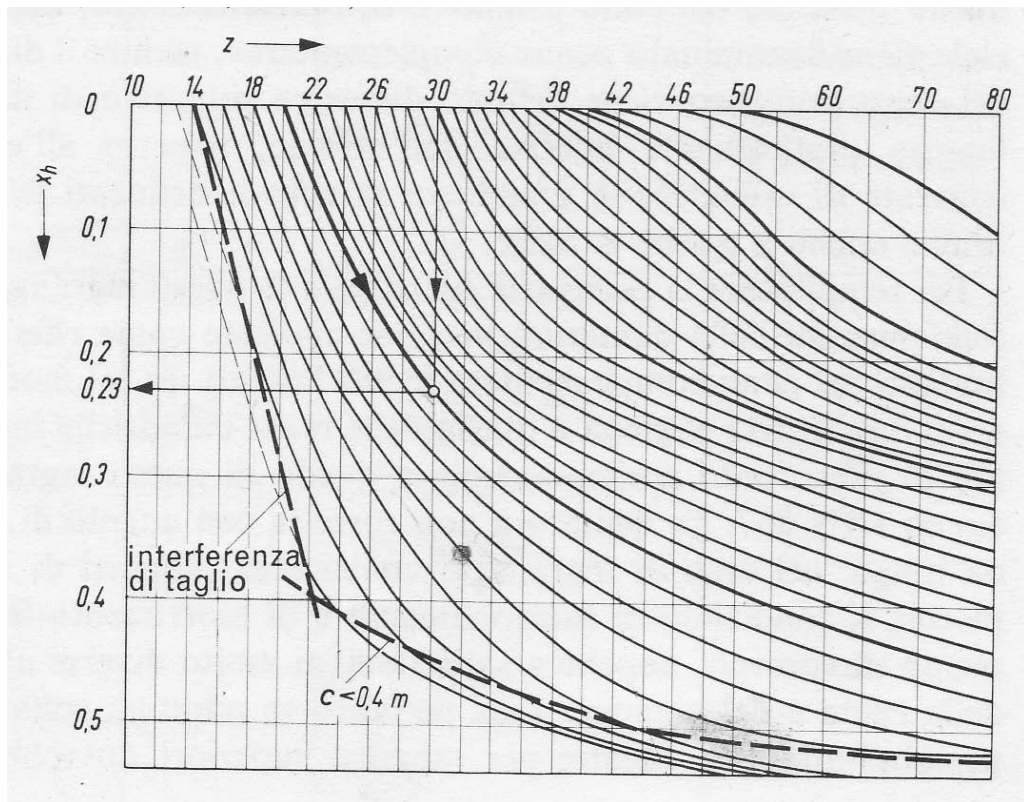


Figura 21: Diagramma
 Coefficiente di correzione per ingranaggi conici a denti dritti con $\Sigma = 90^\circ$ e $\alpha = 20^\circ$.

Ne segue che:

Gioco di testa: $c = \frac{1}{6} \cdot m = 0.25mm$

Coefficiente di correzione: $x_h = 0.36$

$$\text{Addendum : } \begin{cases} a_1 = m \cdot (1 + x_h) = 2.04mm \\ a_2 = m \cdot (1 - x_h) = 0.96mm \end{cases}$$

$$\text{Dedendum : } \begin{cases} d_1 = m \cdot \left(\frac{7}{6} - x_h\right) = 1.21mm \\ d_2 = m \cdot \left(\frac{7}{6} + x_h\right) = 2.29mm \end{cases}$$

Angoli di addendum:

- Per il pignone risulta:

$$\operatorname{tg}\theta_{a_1} = \frac{a_1}{r_f} \quad \text{dove:} \quad r_f = \frac{D_1}{2 \cdot \sin \gamma_1}$$

quindi:

$$\operatorname{tg}\theta_{a_1} = \frac{2 \cdot a_1 \cdot \sin \gamma_1}{D_1} = 0.07603$$

da cui:

$$\theta_{a_1} = 4.3476^\circ = 4^\circ 20' 51''$$

- Per la ruota risulta:

$$\operatorname{tg}\theta_{a_2} = \frac{a_2}{r_f} = \frac{2 \cdot a_2 \cdot \sin \gamma_1}{D_1} = 0.03578$$

da cui:

$$\theta_{a_2} = 2.0490^\circ = 2^\circ 02' 56''$$

Angoli di dedendum o di fondo:

$$\delta_{a_1} = \gamma_1 + \theta_{a_1} = 30.9126^\circ = 30^\circ 54' 45''$$

$$\delta_{a_2} = \gamma_2 + \theta_{a_2} = 65.484^\circ = 65^\circ 29' 2.4''$$

Diametri esterni:

$$D_{e1} = D_1 + 2 \cdot a_1 \cdot \cos \gamma_1 = 27.65 \text{ mm}$$

$$D_{e2} = D_2 + 2 \cdot a_2 \cdot \cos \gamma_2 = 48.86 \text{ mm}$$

Diametri interni:

tenendo presente che l'altezza totale del dente:

$$h = 3.25 \text{ mm}$$

rimane invariata, si ha:

$$D_{i1} = D_{e1} - 2 \cdot h = 21.15 \text{ mm}$$

$$D_{i2} = D_{e2} - 2 \cdot h = 42.36 \text{ mm}$$

Tutti gli altri elementi, e cioè i diametri primitivi, il passo, lo spessore, il vano e l'altezza totale del dente rimangono invariati.

Si può quindi rinunciare ad un controllo di resistenza poiché la larghezza di dentatura ed il modulo medio del dimensionamento definitivo risultano superiori a quelli fissati nel calcolo di massima. Inoltre, mediante correzioni uguali e di segno contrario sulle due ruote, si sono raggiunte condizioni più regolari di funzionamento.

L'unico controllo da rifare è quello sulla continuità del movimento, poiché con la correzione risulterà minore il numero dei denti z_i simultaneamente in presa rispetto al caso senza la correzione.

Applicando la formula:

$$z_i = \frac{\sqrt{(R_1+a_1)^2 - R_1^2 \cdot \cos^2 \alpha} + \sqrt{(R_2+a_2)^2 - R_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} - (R_1+R_2) \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m}$$

si ottiene:

$$z_i = 1.43 > 1$$

Pertanto si può affermare che la continuità del movimento è assicurata.

11 Verifica di movimentazione dei bracci alla spalla

Affinché la rotazione dei bracci attorno alla spalla avvenga, dev'essere verificata la seguente relazione:

$$M_{t2} > C_R$$

essendo:

$M_{t2} = 16080 \text{ N}\cdot\text{mm}$ momento torcente sulla ruota conica;

C_R coppia resistente del braccio;

con:

$$C_R = I \cdot \alpha_R$$

dove:

$I = 27.16 \cdot 10^6 \text{ Kg}\cdot\text{mm}^2$ momento d'inerzia del braccio attorno al suo asse di rotazione alla spalla;

$\alpha_R = 1.10 \cdot 10^{-4} \text{ rad/s}^2$ accelerazione angolare della ruota conica attorno al suo asse;

per cui si ottiene:

$$C_R = I \cdot \alpha_R = 3 \text{ N}\cdot\text{mm} < 16080 \text{ N}\cdot\text{mm} = M_{t2}$$

Si può quindi affermare che la movimentazione dei bracci attorno alla spalla è sicuramente verificata.

12 Conclusioni

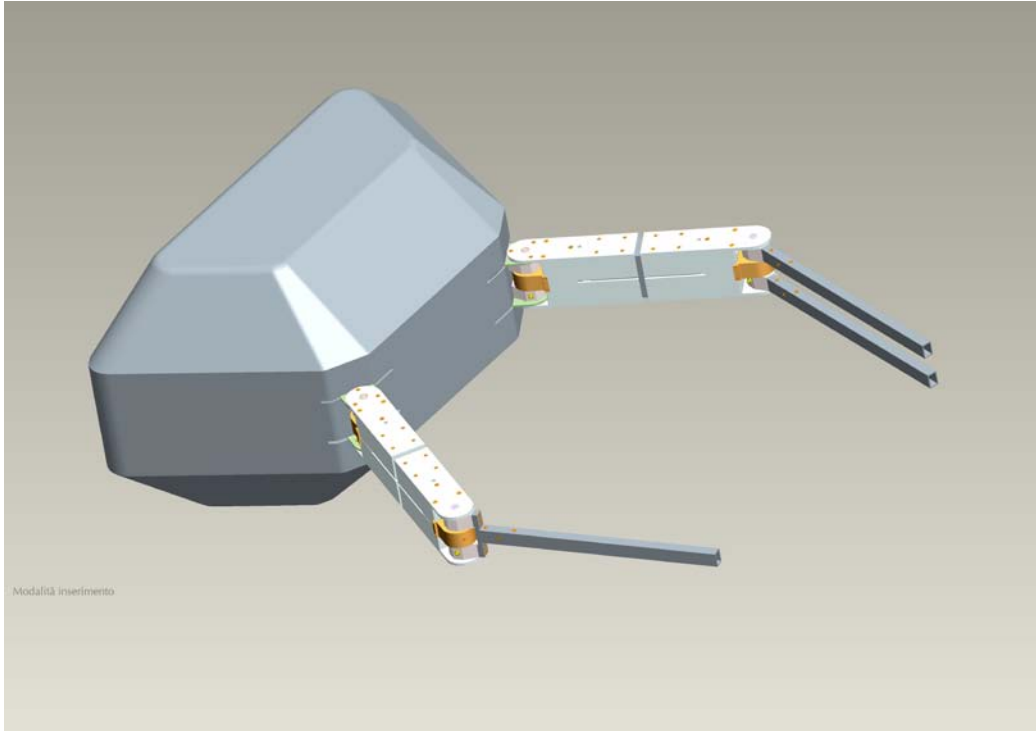


Figura 22: Vista di assieme del nuovo FRIEND I

Le modifiche effettuate sul vecchio FRIEND I hanno interessato soprattutto la parte della trasmissione dei bracci ed avambracci introducendo, conseguentemente, un adeguato sistema di lubrificazione. Questo robot risulta inoltre più agile e manovrabile del precedente grazie ad una accurata rivisitazione degli “arti”, riducendone di poco la lunghezza.

È stato verificato che il nuovo FRIEND I potrà operare ed eseguire le stesse operazioni previste per il vecchio FRIEND I, rendendolo però in grado di affrontare meglio le più severe condizioni di lavoro che dovrà affrontare nello spazio.

13 Allegati



Brushless DC-Servomotor with integrated Drive Electronics

23,5 Watt

For combination with:
Gearheads: 30/1, 38/1, 38/2

246:1

Series 3556 K BLI

		3556 K BLI		
Nominal voltage	U_N		24	Volt
Output power	$P_{2 \text{ max.}}$		34	W
Efficiency	$\eta \text{ max.}$		70	%
No-load speed	n_0		9 000	rpm
No-load current	I_0		0,35	A
Peak torque for 2,5 A	M_P		60	mNm
Torque constant	k_M		24,7	mNm/A
Current constant	k_i		0,04	A/mNm
Mechanical time constant	τ_m		26	ms
Rotor inertia	J		59	gcm ²
Angular acceleration	$\alpha \text{ max.}$		54	$\cdot 10^3 \text{ rad/s}^2$
Thermal resistance	$R_{th 1} / R_{th 2}$	2,6 / 9,3		KW
Thermal time constant	τ_{w1} / τ_{w2}	11 / 1 238		s
Operating temperature range		- 5 ... + 60		°C
Protection classification		IP 44		
Shaft bearings		ball bearings, preloaded		
Shaft load max.:				
- radial at 3000 rpm (3 mm from bearing)		100		N
- axial at 3000 rpm (axial push-on only)		50		N
- axial at standstill (axial push-on only)		30		N
Shaft play:				
- radial	\leq	0,015		mm
- axial	$=$	0		mm
Housing material		aluminium, black anodized		
Weight with electronic		400		g
Direction of rotation		electronically reversible		

Recommended values

Speed range	n_{re}	800 - 9 000	rpm
Torque up to	$M_{re \text{ max.}}$	30	mNm
Current up to ¹⁾	$I_{re \text{ max.}}$	1,56	A

¹⁾ thermal resistance $R_{th 2}$ by 55% reduced

Electronic

Supply voltage	U_B	22 ... 28	V DC	
Peak current	$I \text{ max.}$	2,5	A	
Input		input resistance	390	kΩ
Set speed value, analogue			0 - 10	V
Set speed value, digital		PWM signal	low 0 ... 0,5 / high 12	V
		frequency	100	Hz
		max.speed = pulse duty factor	0	%
		speed 0 (zero) = pulse duty factor	100	%
ccw / cw rotation ²⁾			0/12	V DC
Motor operation / brake ²⁾			12/0	V DC
Fault output		open collector	max. 28 V / 30 mA	
		no error	switched to GND	

²⁾ also via isolated electrical contact: 12 V DC = open; 0 V DC = closed against GND

General description

The 3556 K BLI drive unit consists of a three phase brushless DC-Servomotor and an integrated Servo Amplifier with a P controller. The rotor, constructed of a rare earth magnet, offers high power to volume and power to weight ratios along with exceptionally high acceleration and torque capabilities.

As with all brushless DC-Servomotors, the lifetime depends on the load of the shaft bearings. The use of preloaded ball bearings, allows a lifetime of approx. 20 000 hours for the unit in question.

Servo Amplifier with P controller integrated and protected.

Fault monitoring

Fault output via open collector. The following functions are monitored: Overcurrent, overtemperature and Hall sensors.

Speed Control with a PWM-Signal

The desired speed will be given as the pulse duty ratio of the square wave voltage.

Set speed value

The value can be set with an external voltage of 0 - 10 V DC or with a pulse-width modulated signal.

Direction of rotation

The direction of rotation is set with a digital signal or an isolated electrical contact.

Motor brake

Motor brake is set with a digital signal or an isolated electrical contact.

Wire breakage

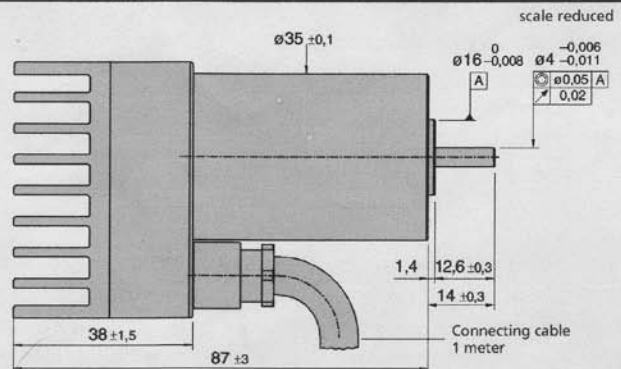
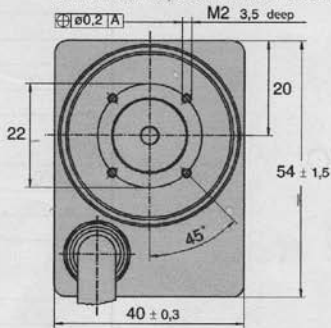
With the logic inputs inactivated, a respective value of approx. 5 V is measurable and therefore, a possible wire breakage can be determined.

Area of Application

Ease of installation, integrated technology, and size allow this Motor to perform to under severe conditions with long lifetime in a wide range of applications, for example, in decentralized automated production systems like handling or tooling machines.

3556 K BLI

Orientation with respect to motor cable not defined

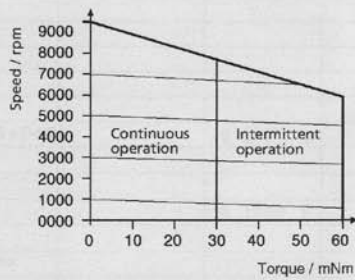


For notes on technical data refer to "Technical Information"

scale reduced
Specifications subject to change without notice



Motor characteristic curves



The connections are colored leads which are assigned as follows:

Lead	Description
blue	GND
pink	+ 24 V
green	Brake input
yellow	CW / CCW rotation
brown	Set speed, analog
grey	Set speed, PWM
white	Fault output

Caution:
be sure to connect motor supply terminals to the correct polarity. Motor electronics are protected against polarity reversal by an internal fuse. In case of damage due to polarity reversal, this internal fuse can only be replaced at the factory.

Hints for using

Analog set speed value

The value of the speed can be set from 0 to full via the analog set speed value input. In the illustration 0 to 10 V of the 24 V supply voltage are put to the analog input via a voltage divider.

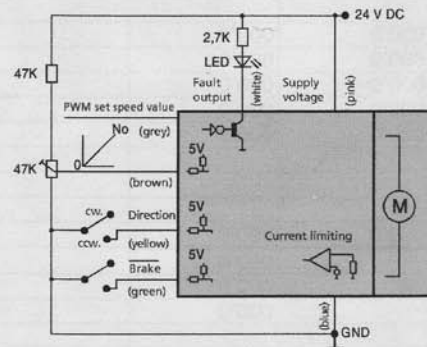
- 0 V.... speed zero
- 5 V.... half speed
- 10 V.... full speed

General hints

In order to operate the unit at full speed simply connect the blue lead to GND the pink lead to 24 V DC and the PWM set speed value grey lead also to GND. The other pins are internally connected and do not have to be wired in this case. To use the full motor dynamics, a power unit of at least 5 A should be available.

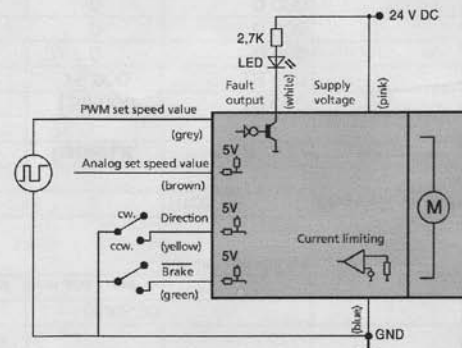
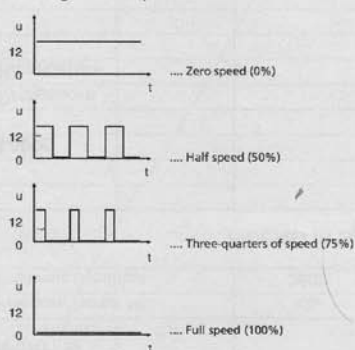
Fault output

The Fault output, via open-collector, goes High (i.e. 24 V DC) when one or more of the following conditions occur: overcurrent, overtemperature and Hall sensor problem.



Speed value set with PWM signal

PWM signal to set speed value:



For notes on technical data refer to "Technical Information"

Specifications subject to change without notice

14 Bibliografia

- [1] C. Colombo – Manuale Dell'INGEGNERE, Hoepli, Milano.
- [2] C. Malavasi – Vademecum per l'ingegnere costruttore meccanico, Hoepli, Milano.
- [3] Thomas Charchut – Ingranaggi – Teoria calcolo disegno, Tecniche Nuove, Milano.
- [4] C. Henriot – INGRANAGGI – Trattato teorico e pratico, Tecniche Nuove, Milano.
- [5] Periodico tecnico e commerciale della SKF: Evolution, anno 7 – numero 2. *Grasso per una lubrificazione compatibile con l'ambiente*, 2001 AB SKF, Svezia.

Per dimensionamento e formule ci si è basati sui riff. [1], [2], [3] e [4]; invece per la lubrificazione si è considerato il rif. [5].