UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di laurea in Innovazione del Prodotto

Relazione di calcolo

Progetto di un winch leggero, robusto e preciso per robot a cavi

Design of a light, stiff and accurate winch for cable robots

Relatore
Prof. Alberto Trevisani

Laureandi:
Luca Dal Molin – 1195376
Leonardo Manfrin – 1217793
Francesco Santiago – 1220802
Alberto Vigo – 1187364

Anno Accademico 2021-2022

Indice

1. Introduzione 3
2. Principali dispositivi usati per l'avvolgimento preciso di cavi 5
   2.1. Tamburo rotante con albero di rinvio 5
   2.2. Tamburo traslante con guide 6
   2.3. Tamburo traslante con diadi RRR 7
   2.4.Soluzione studiata 8
3. Dimensionamento analitico 9
   3.1.Introduzione componenti in gioco per il dimensionamento 9
   3.2.Dimensionamento di tamburi per avvolgimento cavi 11
   3.3.Albero scanalato 12
   3.4.Ball spline 14
   3.5.Determinazione del diametro minimo e della freccia e della rotazione di una vite a ricircolo di sfere 18
   3.6.Vite a ricircolo di sfere 20
   3.7.Giunto elastico 24
   3.8.Verifica di un accoppiamento filettato per attrito 26
4. Modello numerico 27
   4.1.Dati iniziali 27
   4.2.Dimensionamento tamburo 28
   4.3.Dimensionamento albero scanalato 29
   4.4.Dimensionamento vite a ricircolo di sfere 31
   4.5.Collegamento tamburo-vite e ricircolo di sfere 35
   4.6.Dimensionamento ball spline 36
   4.7.Collegamento ball spline tamburo 39
   4.8.Giunto elastico 40
   4.9.Piastra 41
5. Simulazioni 45
6. Conclusioni 46
7. Legenda 47
8. Bibliografia 50

1. INTRODUZIONE

La movimentazione tramite cavi è una pratica consolidata nell'industria, grazie all'utilizzo di paranchi, carrucole e verricelli, che permette di avere dei vantaggi dal punto di vista di coppie motrici richieste per il sollevamento. Con l'avvento dei motori a combustione interna, e più recentemente dei motori elettrici, l'utilizzo di questi strumenti si è ampliato al settore della movimentazione di precisione dei carichi; in aree di lavoro ristretto, per esempio nell'ambito dell'industria manifatturiera.

Durante questo processo di evoluzione, gli strumenti stessi come il verricello hanno richiesto un miglioramento tecnologico per garantire il grado di precisione richiesto.

In particolare, nella gran parte dei verricelli il tamburo su cui si avvolge il cavo può solamente ruotare sotto l'effetto del motore. Questo fa sì che, in base a come è direzionato il carico rispetto al verricello, il cavo si avvolgerà andandosi inoltre a sormontare (figura 1). Ciò di sicuro non garantisce il grado di precisione richiesto. È stato necessario trovare un modo per ottenere un avvolgimento del cavo più preciso.

Figura 1

Diverse soluzioni ingegneristiche esistenti ricavano sulla superficie laterale del tamburo una gola con andamento elicoidale su cui andrà ad arrotolarsi il cavo, questo per fare in modo che non si sormonti; ma è necessario, inoltre, che si avvolga nel modo corretto (figura 2).

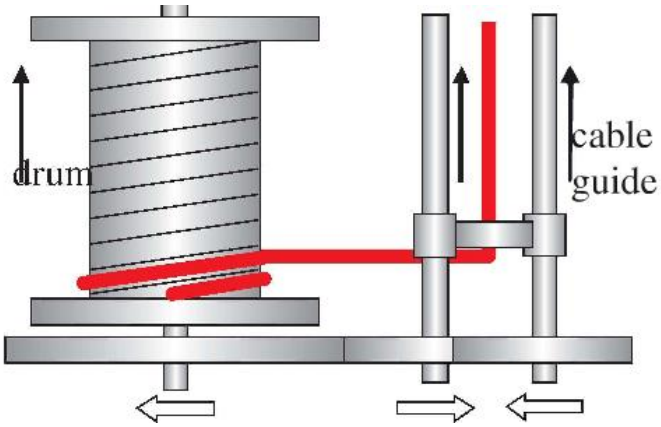


Figura 2

In questo caso è richiesto il dimensionamento di un verricello che andrà a lavorare in ambito industriale: in particolare verrà montato su un braccio robotico, che ne permetterà la movimentazione nello spazio (figura 3); per questo motivo è necessario ottenere uno strumento leggero ma robusto, il meno ingombrante possibile e con una tecnologia che faccia in modo che il carico sia il più possibile in asse con il robot, per evitare pericolose flessioni.

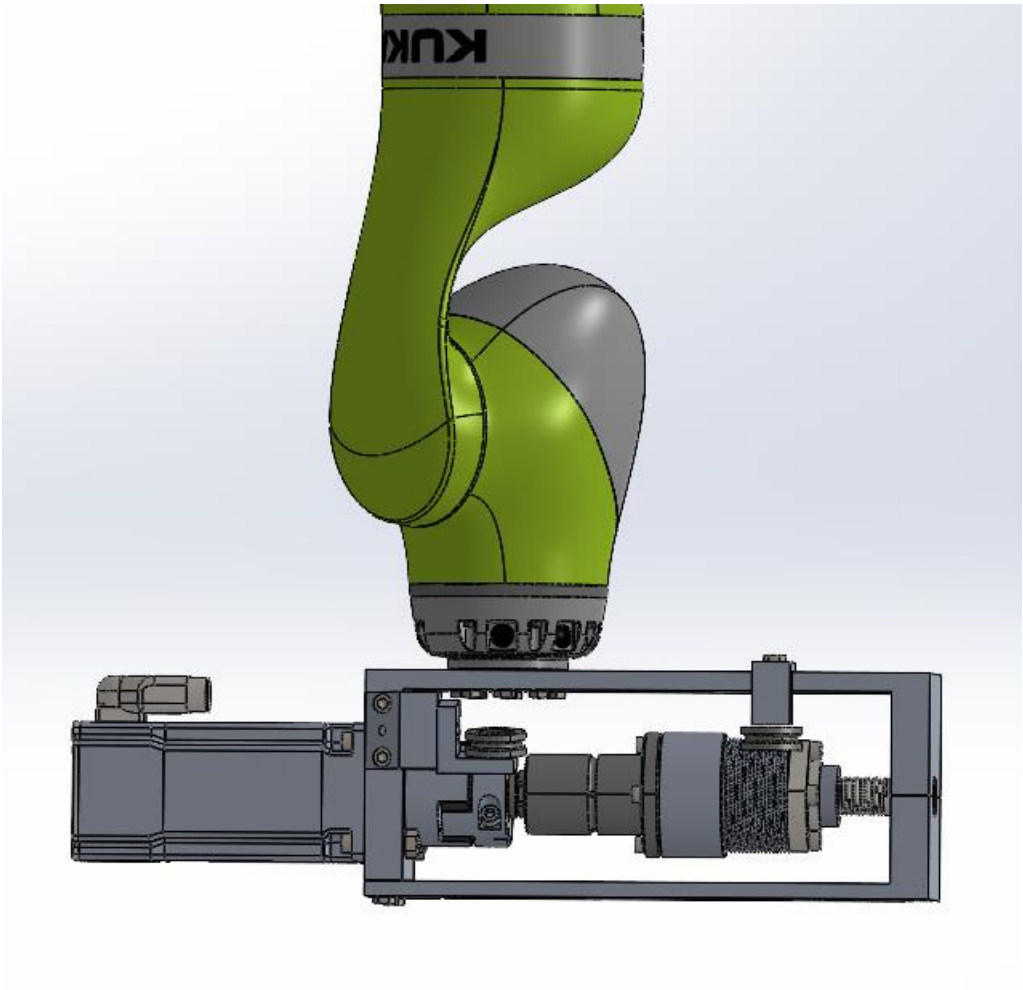
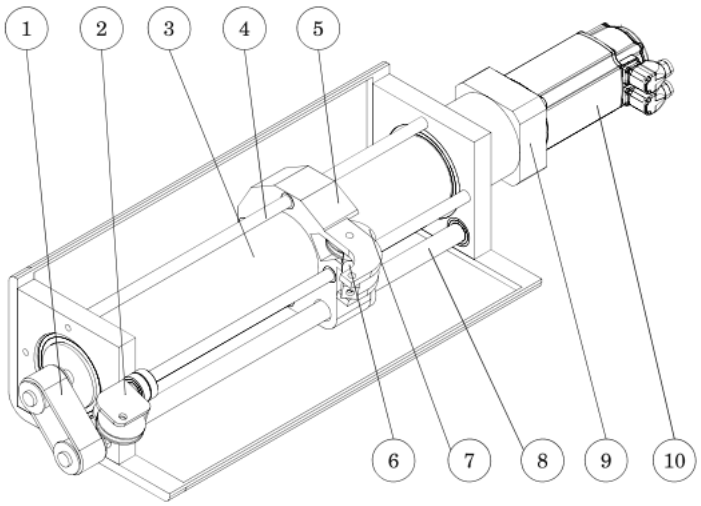


Figura 3

2. PRINCIPALI DISPOSITIVI USATI PER L'AVVOLGIMENTO PRECISO DI CAVI

Di seguito sono riportati e analizzati solo alcuni dei dispositivi presenti in letteratura. Tutti i sistemi che sono elencati hanno in comune la caratteristica della filettatura ricavata sul tamburo, sulla quale si avvolge il cavo, che ha lo stesso passo di un accoppiamento vite-madrevite presente nel sistema (in modo diverso nei vari casi). Ciò permette di guidare il cavo all'interno del paranco in modo uniforme:

2.1. TAMBURO ROTANTE CON ALBERO DI RINVIO



Concept for a servo-controlled winch with integrated force sensing: (1) transmission belt, (2) guiding pulley, (3) drum, (4) linear guidance, (5) spooling unit, (6) force sensor, (7) guiding pulley, (8) spindle, (9) planetary gearbox, (10) servo motor

Figura 4

In questa soluzione il tamburo è accoppiato con l'albero; l'uscita corretta del cavo dal tamburo è garantita da una carrucola solidale ad una guida, ricavata sulla madrevite di un accoppiamento vite-madrevite. L'elemento maschio è mosso dal motore stesso in modo sincrono, grazie ad una cinghia dentata. Questo permette alla carrucola di uscita di traslare lungo la vite in perfetta sincronia con la velocità di srotolamento del cavo (figura 4).
Questa soluzione, di sicuro molto valida dal punto di vista tecnologico, presenta dei problemi funzionali o che non si sposano con l'utilizzo del verricello. Innanzitutto, non risulterebbe compatto e leggero come richiesto, in quanto l'albero di rinvio parallelo ne aumenterebbe l'ingombro e la massa (a causa della presenza di vite, madrevite, ruota motrice, ruota condotta e guide). Inoltre, con questa soluzione il punto di uscita del cavo e quindi l'applicazione del carico risulterebbe mobile e potrebbe causare flessioni nel robot.

2.2. TAMBURO TRASLANTE CON GUIDE

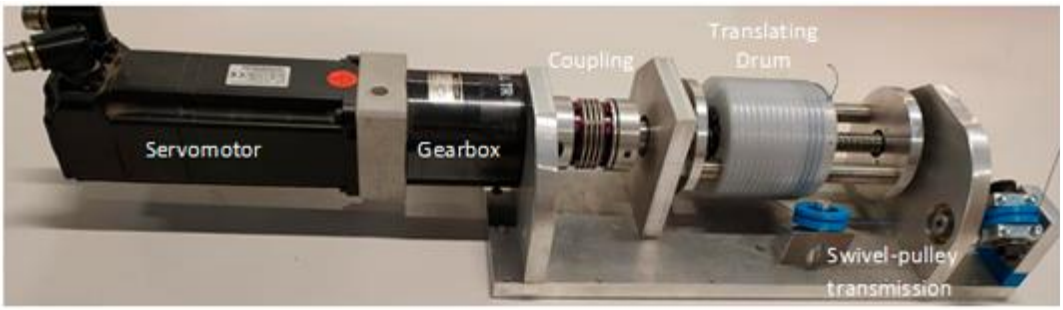


Figura 5

In questo caso il tamburo oltre a ruotare, trasla con la velocità con cui si muove la carrucola del caso precedente. L'avanzamento avviene grazie ad una vite a ricircolo di sfere a cui è accoppiato il tamburo in un accoppiamento vite-madrevite. Il motore elettrico è solidale alla vite e ad un disco, dal quale partono delle guide lineari che attraversano il tamburo fino ad un altro disco; le guide vincolano il tamburo alla sola traslazione longitudinale, mentre tutto il sistema ruota (figura 5).
Questa soluzione è di sicuro valida in quanto compatta e leggera, inoltre il punto di uscita del cavo risulterà fisso, ciò non comporta problemi di flessioni pericolose nel robot.

2.3. TAMBURO TRASLANTE CON DIADI RRR

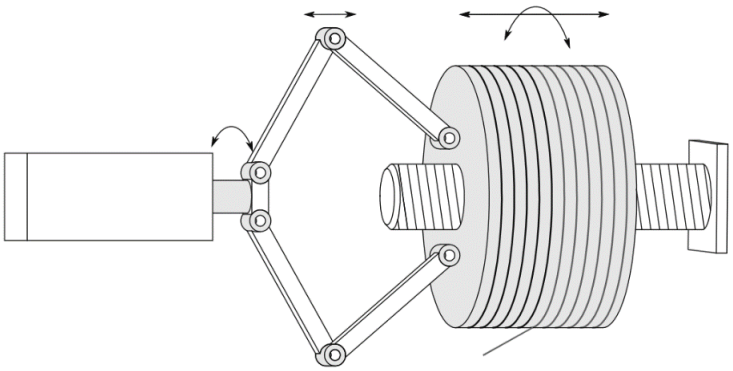


Figura 6

Un altro schema strutturale che è stato preso in considerazione per questo progetto è molto simile a quello visto al punto 2. Questo prevede la rotazione e la traslazione del tamburo sfruttando una vite a ricircolo di sfere a lui coassiale.

Lo schema utilizza delle diadi (o gruppi di Assur) di tipo RRR, ognuna composta da due aste e tre coppie rotoidali (come in figura 6). Più in particolare ne sono presenti 3 o 4 e sono disposte radialmente, collegate all'albero motore e al tamburo. La diade determina un sistema ad un grado di libertà, in quanto è assimilabile ad un meccanismo biella-manovella; permette, quindi, un auto-posizionamento assiale del tamburo (dovuto all'accoppiamento con vite) grazie alla mobilità delle due aste; ma trasmette anche il moto rotatorio dall'albero motore al tamburo.

Diversi fattori hanno portato a prendere una strada diversa. Una è appunto la caratteristica per cui sono i membri del meccanismo a trasmettere la coppia al tamburo; in particolare il moto rotatorio trasmesso si ripercuote su aste e cerniere come una forza di taglio.

Sebbene i carichi che andrà a subire il verricello in fase di lavoro siano abbastanza moderati, le tensioni sulle aste ci vincolerebbero ad assumere dei valori geometrici che le renderebbero troppo tozze ed ingombranti, incrementando, di conseguenza, i problemi di peso e di inerzie variabili distanti dall'asse di rotazione. Inoltre, le coppie rotoidali all'interno delle diadi nella pratica sarebbero state sostituite con dei cuscinetti volventi o con delle boccole, soluzioni non prive di problemi tecnici e limiti di performance:

- Le boccole svilupperebbero un notevole attrito, difficile da ridurre in un volume così limitato. Inoltre, la difficoltà di creare accoppiamenti estremamente precisi implicherebbe la presenza di gioco tra le due aste. Problema che si accentuerebbe nella fase di inversione del moto.
- I cuscinetti invece, nonostante garantiscano un accoppiamento preciso e con bassi attriti, dovrebbero essere estremamente piccoli.

2.4. SOLUZIONE STUDIATA

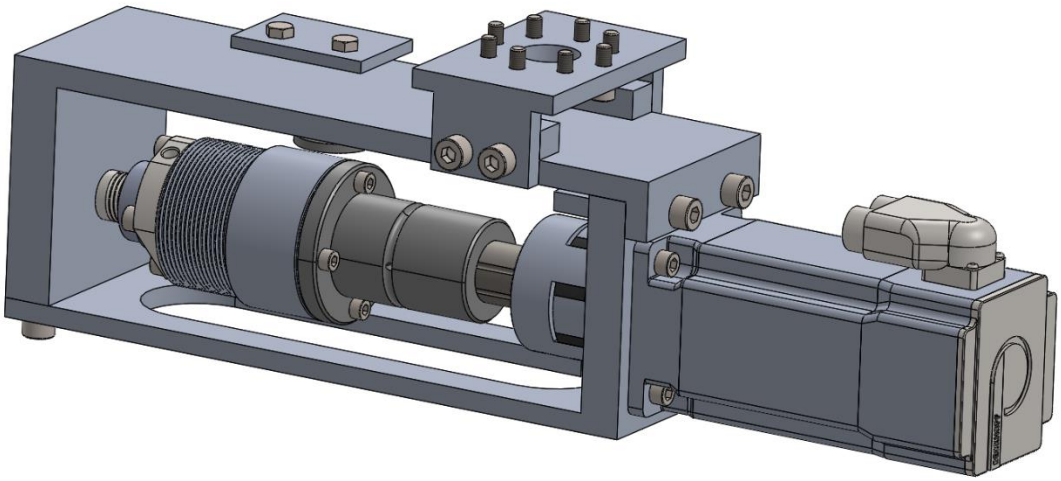


Figura 7

Come configurazione per il verricello è stato scelto un modello simile a quello con le diadi RRR; quindi, mantenendo il punto di uscita del cavo fisso e garantendo la massima equilibratura del carico sulla testa del robot; ciò è possibile grazie al moto di roto-traslazione del tamburo. Come primo dispositivo per trasmettere il moto è stato scelto un albero scanalato; durante lo svolgimento dell'elaborato verrà illustrato come tale dispositivo soffre di diversi problemi legati agli attriti generati tra le scanalature, problemi costruttivi e di precisione del moto. Tali motivazioni hanno condotto alla scelta di un dispositivo più innovativo: la ball spline, un albero scanalato in cui il moto è garantito da delle sfere a ricircolo (figura 7).

3. *DIMENSIONAMENTO ANALITICO*

3.1. INTRODUZIONE ALLE COMPONENTI IN GIOCO PER IL DIMENSIONAMENTO

Potenze

Considerando una forza F $[N]$ ed una velocità v $[\frac{m}{s}]$ o un momento torcente M_t $[Nm]$ ed una velocità angolare ω $[\frac{rad}{s}]$; la potenza sviluppata sarà nei due casi:

$$P = Fv \qquad [\text{W}] \qquad (1.1)$$

$$P = M_t\omega \qquad [\text{W}] \qquad (1.2)$$

Attriti

Sia F_n una forza normale alla superficie, forza applicata ad un corpo in movimento a contatto con la superficie, e k il coefficiente di attrito dinamico tra corpo e superficie; si ottiene che la forza di attrito che si sviluppa dallo strisciamento sarà:

$$F_{attrito} = F_n k \qquad [N] \qquad (1.3)$$

Accoppiamento vite-madrevite

Questo tipo di accoppiamento permette di convertire il moto rotatorio della vite caratterizzata da un passo p_t, in un moto lineare della madrevite (chiamata anche chiocciola).

Il rapporto di trasmissione τ è un numero adimensionale definito come il rapporto tra le velocità lineare della chiocciola "*v*" rispetto alla velocità angolare "ω":

$$\tau = \frac{v}{\omega} = \frac{p_t}{2\pi} \qquad (1.4)$$

Velocità di rotazione della vite

Sia n il numero di giri al minuto che compie la vite $[rpm]$, la velocità ω $[\frac{rad}{s}]$ è calcolabile mediante:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \qquad (1.5)$$

e la velocità periferica v_p $[\frac{m}{s}]$:

$$v_p = \omega r \qquad (1.6)$$

Dove r [m] è il raggio su cui si calcola la velocità periferica.

Geometria di una spirale

Dall'analisi di tipo geometrico dello sviluppo di una spirale di passo p_t e diametro D_t su un cilindro del medesimo diametro, è possibile determinare il numero di avvolgimenti m_{avv} del cavo sul tamburo.

Considerando una spirale lunga l [mm] che compia una rotazione di un solo angolo giro (figura 8) secondo il teorema di Pitagora si ottiene:

$$l = \sqrt{\pi^2 D_t^2 + p_t^2}$$

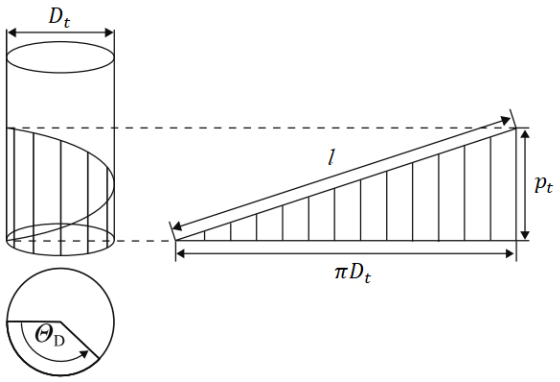


Figura 8

Estendendo tale equazione ad un generico cavo lungo L_{cavo} arrotolato sul medesimo tamburo si ha:

$$L_{cavo} = m_{avv}\sqrt{\pi^2 D_t^2 + p_t^2} \quad \text{da cui} \quad m_{avv} = \frac{L_{cavo}}{\sqrt{\pi^2 D_t^2 + p_t^2}} \tag{1.7}$$

3.2. DIMENSIONAMENTO DI TAMBURI PER AVVOLGIMENTO CAVI (cap. I-217 “Manuale di meccanica”)

Per il dimensionamento di tamburi per cavi (figura 9), si consiglia di assumere:

$$D_g = 1{,}1 d_{cavo}; \quad p_t = (1{,}2 \div 1{,}1) d \tag{2.1}$$

Dove D_g è il diametro della gola, d_{cavo} il diametro del cavo e p_t è il passo

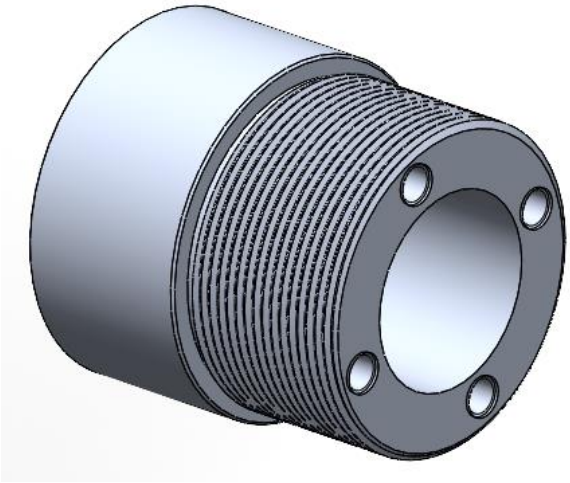


Figura 9

al fine di ridurre la forza a cui è soggetto l’attacco del cavo al tamburo è consigliabile allungarlo di un valore l_0, in modo da poter aggiungere degli avvolgimenti fissi:

$$l_0 = m_0 p_t \qquad [mm] \tag{2.2}$$

corrispondente ad un numero di avvolgimenti statici m_0, che grazie all’attrito statico con il cavo riducono la forza agente sul punto di aggancio del cavo stesso.

La relazione tra la forza del cavo F e la forza all’attacco f_A è determinata dalla formula di Eulero-Eytelwein:

$$F \leq f_A e^{\mu_D \alpha}$$

Dove $\mu_D = 0{,}1$ ed è il coefficiente di attrito tra cavo e tamburo; $\alpha = 2\pi m_0$. Si ottiene una riduzione della forza all’attacco di 12 volte con un $m_0 = 4$.

3.3. ALBERO SCANALATO (pag. I-35 “Manuale di meccanica”)

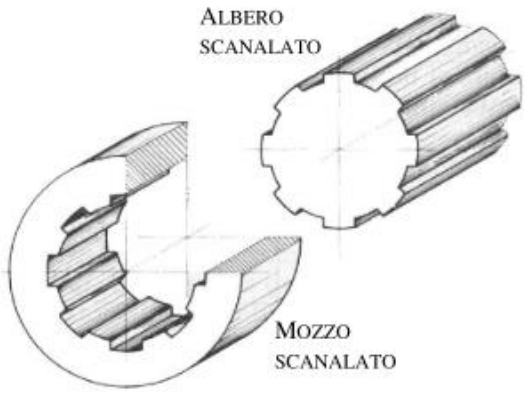


Figura 10

Per accoppiamento scanalato si intende una porzione d’albero destinato ad accoppiarsi con un mozzo, sui quali sono ricavati dei risalti e delle gole lungo l’asse di rotazione dell’albero (figura 10). La trasmissione del moto rotatorio è assicurata dal contatto tra le superfici scanalate. Il dimensionamento di tale componente viene fatto seguendo le normative riportate a pagina I-35 del manuale di meccanica.

Step 1: calcolare a torsione il diametro minimo dell’albero in grado di trasmettere il momento torcente M_t, conoscendo la tensione tangenziale ammissibile del materiale:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{adm}}} \tag{3.1}$$

Step 2: si individuano le dimensioni della scanalatura (numero di denti z, larghezza dente B e diametro massimo D) tali per cui $d > d_{min}$ secondo la tabella 3 del manuale (figura 11).

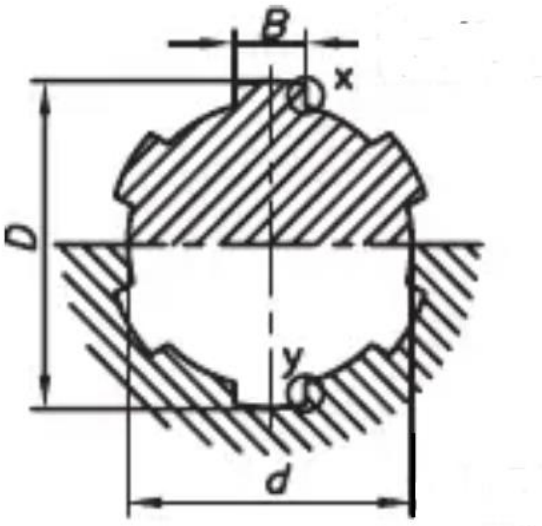


Figura 11

Step 3: in funzione delle condizioni dell'accoppiamento e della natura delle superfici a contatto si scelgono due parametri k_{acc} (riportata in tabella 2) e m (tabelle 1).

Step 4: si calcola la lunghezza del calettamento L_{cal}:

$$L_{cal} = \frac{m}{k_{acc}} \frac{d^3}{(D+d)(D-d)z} \tag{3.2}$$

Natura delle superfici di contatto	*Accoppiamenti fissi o scorrevoli non sotto carico*		*Accoppiamenti scorrevoli sotto carico*	
	ψ	*m*	ψ	*m*
Ambedue cementate	0,55	2,85	0,65	2,42
Una sola cementata o nessuna	0,75	2,10	0,90	1,75

Tabella 1

Condizioni dell'accoppiamento	*Carico costante, senza vibrazioni, buona lubrificazione, lavorazione molto precisa*	*Carico variabilee, con vibrazioni, scarsa lubrificazione, lavorazione non molto precisa*
Accoppiamenti fissi	1,25	0,96
Accoppiamenti scorrevoli non sotto carico	1,10	0,85
Accoppiamenti scorrevoli sotto carico con superfici ambedue cementate	0,32	0,25
Accoppiamenti scorrevoli sotto carico con una sola superficie cementata o nessuna	0,25	0,20

Tabella 2

Designazione	*d*	*N. denti*	*D*	*B*	*Designazione*	*d*	*N. denti*	*D*	*B*
6×11×14	11	6	14	3	8×42×48	42	8	48	8
6×13×16	13	6	16	3,5	8×46×54	46	8	54	9
6×16×20	16	6	20	4	8×52×60	52	8	60	10
6×18×22	18	6	22	5	8×56×65	56	8	65	10
6×21×25	21	6	25	5	8×62×72	62	8	72	12
6×23×28	23	6	28	6	10×72×82	72	10	82	12

Tabella 3

Le tabelle appena viste sono prese dal manuale di meccanica a pagina I-35, in tabella 1 è presente anche il parametro Ψ, che tuttavia non viene preso in considerazione durante il dimensionamento proposto.

3.4. BALL SPLINE

Figura 12

Una ball spline è un meccanismo di moto lineare che utilizza il moto rotatorio di elementi sferici che supportano i carichi e trasferiscono coppia contemporaneamente. È una tecnologia molto recente che viene sfruttata in applicazioni come la robotica e la movimentazione di piccoli carichi.

Il meccanismo è composto da un albero su cui sono ricavate delle guide lineari, e una chiocciola esterna (figura 12). La chiocciola è un cilindro al cui interno sono alloggiate le sfere, disposte in apposite sedi. Queste sfere costituiscono il punto di contatto tra la chiocciola e l'albero: esse, infatti, alloggiano sulle guide lineari e sono quindi libere di muoversi assialmente ma vincolano il moto rotatorio, trasmettendo dunque la coppia.

Le ball spline hanno diversi vantaggi:

- Grande capacità di carico ed elevata vita a fatica:
  Il raggio delle guide sull'albero è prossimo a quello delle sfere, l'area di contatto elevata garantisce quindi un'ottima capacità di carico e una vita a fatica elevata.
- Trasmissione di coppia con grande accuratezza:
  Con il giusto precarico è possibile aumentare la rigidezza del meccanismo, garantendo un posizionamento molto preciso
- Moti di traslazione e rotazione a velocità elevate:
  Grazie alle dimensioni e al bilanciamento della chiocciola, il meccanismo garantisce alte prestazioni anche a elevate velocità di movimento.
- Compattezza e leggerezza:
  Le sfere garantiscono una sopportazione dell'usura estremamente migliore rispetto ad un tradizionale albero scanalato senza elementi volventi, ciò si traduce in componenti che devono resistere a carichi inferiori e quindi dimensionati di conseguenza, ottenendo meccanismi più compatti e leggeri.

È stata scelta una ball spline prodotta da Nippon Bearing, che risponde perfettamente alle esigenze del progetto, di seguito è, quindi, riportato il procedimento per una corretta scelta del componente seguendo il catalogo fornito dall'azienda stessa.

Resistenza

Una ball spline può sopportare carichi radiali, momento flettente e torcente contemporaneamente. È necessario però considerare la resistenza dell'albero a fronte di carichi flettenti.

$$\sigma_{adm} \geq \frac{M_e}{Z} \tag{4.1}$$

σ_{adm} = tensione ammissibile di flessione dell'albero fabbricato in SUS440C (X105CrMo17) (pagina B-7 del catalogo Nippon Bearing) [98 $\frac{N}{mm^2}$]

Z = modulo di sezione fornito dal produttore (tabella 4) [mm^3]

M_e = combinazione del momento flettente e del momento torcente sull'albero [N·mm]

$$M_e = \frac{1}{2}\left\{M + \sqrt{\left(M^2 + {M_t}^2\right)}\right\} \tag{4.2}$$

M = momento flettente agente sull'albero [N·mm]

M_t = momento torcente agente sull'albero [N·mm]

part number	I moment of inertia of area mm^4	Z modulus of section mm^3	I_P polar moment of inertia of area mm^4	Z_P polar modulus of section mm^3	C=1/48EI SUJ2 $1/N \cdot mm^2$	C=1/48EI SUS440C $1/N \cdot mm^2$
SSP 4	1.18×10	5.90	2.41×10	1.20×10	8.57×10^{-9}	8.83×10^{-9}
SSP 6	5.91×10	1.97×10	1.21×10^{2}	4.04×10	1.71×10^{-9}	1.76×10^{-9}
SSP 8	1.90×10^{2}	4.76×10	3.88×10^{2}	9.69×10	5.32×10^{-10}	5.47×10^{-10}
SSP 10	4.61×10^{2}	9.22×10	9.42×10^{2}	1.88×10^{2}	2.19×10^{-10}	2.26×10^{-10}
SSP 13A	1.32×10^{3}	2.03×10^{2}	2.70×10^{3}	4.16×10^{2}	7.66×10^{-11}	7.89×10^{-11}
SSP 16A	2.98×10^{3}	3.73×10^{2}	6.15×10^{3}	7.68×10^{2}	3.39×10^{-11}	3.49×10^{-11}
SSP 20A	7.35×10^{3}	7.35×10^{2}	1.51×10^{4}	1.51×10^{3}	1.38×10^{-11}	1.42×10^{-11}
SSP 25A	1.79×10^{4}	1.43×10^{3}	3.68×10^{4}	2.94×10^{3}	5.65×10^{-12}	5.82×10^{-12}
SSP 30A	3.63×10^{4}	2.42×10^{3}	7.57×10^{4}	5.05×10^{3}	2.79×10^{-12}	–
SSP 40A	1.15×10^{5}	5.73×10^{3}	2.39×10^{5}	1.20×10^{4}	8.83×10^{-13}	–

Tabella 4

Rigidezza torsionale dell'albero

La rigidezza torsionale dell'albero è espressa usando l'angolo di torsione θ provocato dal momento torcente. Per moti ad elevata accuratezza deve essere minore di 0,25° ogni 1000 mm.

$$\theta = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_P} \cdot \frac{360}{2\pi} \tag{4.3}$$

$$0{,}25 \geq \frac{1000}{L} \cdot \theta \tag{4.4}$$

θ = angolo di torsione [°]

M_t = momento torcente sull'albero [N·mm]

L = lunghezza dell'albero [mm]

G = modulo di elasticità tangenziale fornito dal produttore (pagina B-7 del catalogo Nippon Bearing) [$7{,}69 \cdot 10^4\ MPa$]

I_P = momento d'inerzia polare (tabella 4) [mm^4]

Velocità di rotazione dell'albero

Quando la velocità di rotazione dell'albero si avvicina alla velocità di risonanza dell'albero, quest'ultimo subisce forti tensioni, che limitano la capacità di funzionamento dello stesso. Per lasciare sufficiente margine di sicurezza, sarebbe opportuno non superare il valore corrispondente all'80% della velocità critica Nc.

$$Nc = 60 \cdot \frac{\lambda^2}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_d \times 10^3}{\rho \cdot A}} \tag{4.5}$$

Nc = velocità critica dell'albero [rpm]

L = lunghezza dell'albero non supportata [mm]

E = modulo elastico longitudinale [$2\times 10^5 \frac{N}{mm^2}$]

ρ = densità [$7{,}75\times 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$]

I_d = momento d'inerzia [mm^4]

$$I_d = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \tag{4.6}$$

d_{fg} = diametro di fondo gola dell'albero [mm]

A = Sezione dell'albero [mm^2]

$$A = \frac{\pi {d_{fg}}^2}{4} \tag{4.7}$$

λ = coefficiente che varia in base al montaggio (in questo caso fisso-libero) (figura 13)

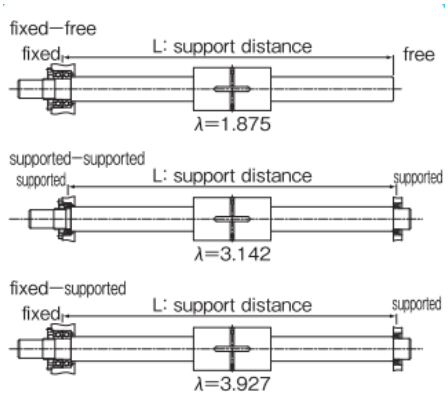


Figura 13

Vita a fatica

In base al carico applicato, è possibile calcolare la vita a fatica del componente (in questo caso espressa in [km]):

Per la coppia:

$$L_{km} = \left(\frac{f_c}{f_w} \cdot \frac{C_T}{M_t}\right)^3 \cdot 50 \tag{4.8}$$

Per carico radiale:

$$L_{km} = \left(\frac{f_c}{f_w} \cdot \frac{C}{F}\right)^3 \cdot 50 \tag{4.9}$$

f_c = coefficiente di contatto (tabella 5) (pagina Eng-5 catalogo Nippon Bearing)
f_w = coefficiente di carico (tabella 6) (pagina Eng-5 catalogo Nippon Bearing)

number of linear bearings in close contact on rail/shaft	contact coefficient fc
1	1.00
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61

Tabella 5

operating conditions		applied load coefficient
loading	velocity	fw
no shock and vibration	0.25 m/s less	1.0~1.5
low shock and vibration	1 m/s less	1.5~2.0
high shock and vibration	1 m/s more	2.0~3.5

Tabella 6

C = capacità di carico dinamico [N]
F = carico applicato [N]
C_T = capacità di carico torcente dinamico [N·m]
M_t = coppia applicata [N·m]

Per calcolare la vita in ore si usa:

$$L_h = \frac{L_{km} \cdot 10^3}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \tag{4.10}$$

l_s = lunghezza della corsa [m]

n_1 = numero di cicli al minuto calcolato a partire dalla corsa e dalla velocità di traslazione della chiocciola [cpm]

3.5. DETERMINAZIONE DEL DIAMETRO MINIMO E DELLA FRECCIA E DELLA ROTAZIONE DI UNA VITE A RICIRCOLO DI SFERE

Al fine di semplificare il dimensionamento di massima della vite a ricircolo di sfere, si riporta in seguito il calcolo del diametro minimo, freccia e rotazione di una trave incastrata.

Considerando una trave di sezione circolare incastrata (figura 14) con una lunghezza pari a l_{sbalzo}, diametro D_v modulo elastico E_v e caricata con un carico F.

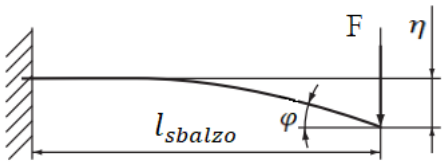


Figura 14

È di seguito rappresentato lo schema strutturale e il diagramma del momento flettente per una trave caricata a sbalzo (figura 15).

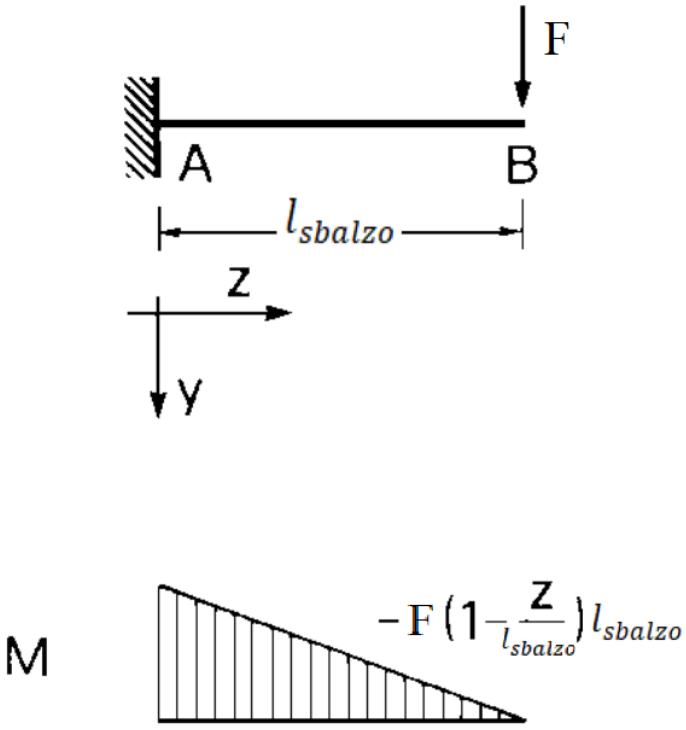


Figura 15

Si nota che la sezione più sollecitata è quella in corrispondenza dell'incastro, in particolare il momento flettente è:

$$M_f = F l_{sbalzo} \tag{5.1}$$

Per poter utilizzare in seguito la formula di Navier si calcola il momento statico:

$$J_{zz} = \frac{\pi D_v^4}{64} \tag{5.2}$$

Sfruttando, quindi, la formula di Navier si ottiene il diametro minimo per cui la trave resiste alla tensione dovuta al momento flettente:

$$\sigma = \frac{M_f D_v}{J_{zz} 2}$$

Considerando una tensione ammissibile σ_{adm} e un coefficiente di sicurezza statico v_{st}, si ottiene:

$$\frac{\sigma_{adm}}{v_{st}} = \frac{M_f D_{v,min}}{\frac{\pi D_{v,min}^4}{64} 2} = \frac{32 M_f}{\pi D_{v,min}^3}$$

Da cui:

$$D_{v,min} = \sqrt[3]{\frac{32 M_f v_{st}}{\pi \sigma_{adm}}} \tag{5.3}$$

Inoltre, è possibile calcolare la freccia e la rotazione in corrispondenza del carico:

$$\eta = \frac{F l_{sbalzo}^3}{3 E J_{zz}} \qquad \varphi = \frac{F l_{sbalzo}^2}{2 E J_{zz}} \tag{5.4}$$

3.6. VITE A RICIRCOLO DI SFERE

Questa tipologia di viti è composta da vite e madrevite, entrambe con filettatura a profilo concavo. Una serie di sfere all'interno delle gole funge da organo di collegamento dinamico, emulando il filetto. Adottando tali dispositivi si ottengono i seguenti vantaggi:

- Usura molto limitata;
- Alti rendimenti;
- Riduzione dell'attrito;
- Reversibilità del moto;
- Trasmissione costante anche a basse velocità.

Per questi motivi, al fine di ottenere una movimentazione precisa e ad alta efficienza del tamburo, è stato selezionato questo tipo di accoppiamento. In particolare, come detto in precedenza, è fondamentale scegliere una vite con passo pari a quello della filettatura ricavata sul tamburo.

A causa della maggior disponibilità e dell'elevata varietà di viti (in termini di passi e diametri) è stata selezionata l'azienda produttrice "Steinmeyer" e tutte le informazioni che seguono fanno riferimento al metodo con cui verifica le viti.

Rigidezza e precarico

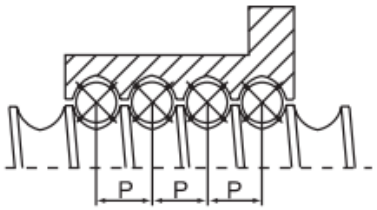


Figura 16

Oltre al numero e alle dimensioni delle sfere caricate, alla conformità della pista e all'angolo di contatto, il fattore principale per la rigidezza, che influisce sul gioco, della chiocciola è il precarico (figura 16). Tuttavia, secondo Steinmeyer, la possibilità di aumentare tale caratteristica aumentando il precarico è poco significativa in quanto aumenterebbe solo con la radice cubica dello stesso. In modo analogo l'incremento di temperatura dovuto al precarico graverebbe sulla vita della chiocciola. Per questo motivo è consigliabile non precaricare troppo la vite.

Inoltre, la rigidezza ha un forte impatto sulla precisione del posizionamento della chiocciola e sul comportamento dinamico dell'azionamento lineare.

Secondo la norma ISO 3408 il valore della rigidezza, etichettata con $R_{b,t}$, si ottiene con la teoria della pressione Hertziana, in cui si analizza la deformazione elastica teorica al variare di carichi e parametri geometrici. Quando però è considerata anche la

deformazione della chiocciola, si etichetta la rigidezza con $R_{nu,ar}$, parametro presente nel datasheet e inferiore a $R_{b,t}$, che viene inoltre corretto considerando il fatto che le sfere non sono sottoposte allo stesso carico.

La rigidezza totale R_t del sistema sarà data dalla seguente formula:

$$R_t = \frac{1}{\frac{1}{R_{nu,ar}} + \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_b}} \qquad \left[\frac{N}{\mu m}\right] \tag{6.1}$$

Dove R_b è la rigidezza assiale del cuscinetto reggispinta, ma che in questo caso non è presente.

R_s è la rigidezza della vite, che dipende dal modulo di Young E, dall'area della sezione A, dalla lunghezza della vite non supportata l_{sbalzo} e dal tipo di configurazione di montaggio, per una configurazione fisso-libero si utilizza la seguente formula:

$$R_s = 2A\frac{E}{l_{sbalzo}}10^{-3} \qquad \left[\frac{N}{\mu m}\right] \tag{6.2}$$

Vita a fatica

La capacità di carico dinamico C_a è il carico massimo che permette alla vite a ricircolo di sfere di raggiungere 1 milione di rivoluzioni. Più in particolare, analogamente per i cuscinetti, è garantito che solo il 10% delle viti non raggiunga tale quota di giri. La vita quindi del dispositivo è per questo designata L_{10}, e tale parametro risulta essere:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 10^6$$

Dove F_m è il carico medio.

Carico di punta

L'instabilità dovuta ad un carico di punta può essere motivo di criticità; in generale viene utilizzata un'espressione basata sull'equazione di Eulero oppure nelle applicazioni più spinte l'utilizzo di analisi agli elementi finiti.

Nella seguente formula è riportato il carico critico P_B, che dipende da D_v, l_{sbalzo} ed un coefficiente m_b legato ai cuscinetti e al tipo di montaggio del sistema:

$$P_B = \frac{D_v^4 10^4 m_b}{l_{sbalzo}^2}$$

Nell'ambito del nostro interesse però non verrà considerata tale verifica in quanto non sono presenti sforzi normali.

Velocità critica

La velocità critica è la minor velocità di rotazione della vite per cui avviene il fenomeno della risonanza; ed è da intendersi come un limite (in termini di rpm) da non oltrepassare. La risonanza, infatti, può causare effetti catastrofici. Steinmeyer consiglia di non superare l'80% di tale velocità per applicazioni con vite in rotazione; invece, per applicazioni in cui è la chiocciola a girare la si può raggiungere solo se la tolleranza di oscillazione sulla chiocciola è estremamente stretta.

Le variabili che influenzano la velocità critica sono il diametro nominale della vite D_v, la lunghezza non supportata della vite l_{sbalzo} e la configurazione di montaggio (secondo il fattore k_m).

La velocità critica n_k $[rpm]$ risulta quindi essere:

$$n_k = k_m D_v \frac{1}{l_{sbalzo}^2} 10^7 \tag{6.3}$$

Velocità massima

Una seconda restrizione sulla velocità della vite è dovuta alle forze agenti sulle sfere. Queste forze dipendono dalla costruzione della chiocciola, dal ritorno delle sfere (interno o esterno) e dal diametro delle stesse. Steinmeyer propone due metodi per individuare la velocità massima n_{max}: attraverso tabella o attraverso il coefficiente DN.

Di seguito è riportata la tabella, conoscendo il passo e il diametro nominale, si può ottenere la velocità massima

Maximum speeds [rpm] nominal diameter 3 - 125 mm (rolled ball screws 30% lower)																			
Lead P	3	5	6	8	10	12	16	20	25	28	32	36	40	50	60	63	80	100	125
0,5	4500	2900	2900	1800															
1	4500	4500	4500	3000	2000	2000													
1,5		4500	4500	3500	2500	2500													
2		4500	4500	4500	3700	3700	2800	2200	1800										
2,5		4500	4500	4500	4000	4000	3500	4100	2500										
3		4500	4500	4500	4500	4500	4000	4100	3000										
4			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3600		2800								
5			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3300	3300	2600	2100		1700	1200	1000	800
6			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2200		1700	1200	1000	800
8				4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2400		1800	1200	1000	800
10					4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2500		2000	1500	1200	1000
12						4500	4300	4100	3800	3800	3500	3500	3000	2500		2000	1500	1200	1000
15						4500	4300	4100	3800	3800	3600	3600	3000	2500		2000	1500	1200	1000
20						4500	4300	4100	4000	4000	4000	4000	3000/ 4000	2500/ 3000		2000/ 2500	1500	1600	1000
25							4300	4100	4000	4000	4000	4000	4000	3000	2500	2000	2000	1600	1200

Tabella 7

Il coefficiente DN è un valore, compreso tra 60.000 e 120.000 a seconda del tipo di ritorno delle sfere, per cui:

$$DN = n_{max} D_v \tag{6.4}$$

Si nota facilmente che questo ultimo metodo restituisce risultati irrealistici per diametri molto piccoli; quindi, è sempre consigliabile consultare anche la tabella.

Effetto dei carichi radiali

Tutte le considerazioni effettuate in precedenza infatti fanno riferimento a condizioni di carico puramente assiale o con una componente radiale decisamente limitata. Però a causa dell'utilizzo che si deve fare della vite, cioè di controllo della posizione del tamburo, è naturale intuire che la condizione di carico è opposta a quella di riferimento. Ciò può portare a malfunzionamenti dell'intero dispositivo e alla riduzione incontrollata della vita dello stesso.

È opportuno, perciò, mantenersi in favore di sicurezza penalizzando la capacità di carico dinamico almeno di 20 volte; ipotizzando infatti che solo le sfere disposte entro l'arco di +/- 15° dalla direzione parallela alla forza lavorino e l'effetto dei cicli di carico e di scarico.

L'equazione della vita a fatica sarà quindi riarrangiata:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{20F_m}\right)^3 10^6 \tag{6.5}$$

3.7. GIUNTO ELASTICO

Per la trasmissione del moto rotativo dall'albero motore all'albero della ball spline, è stato scelto un giunto elastico a basso gioco, in grado di assorbire piccoli disallineamenti assiali e vibrazioni. Il giunto scelto, della serie TRASCO ES prodotta da Sit S.p.A., è costituito da due mozzi in alluminio ad alta resistenza, e da un anello elastico interposto tra di essi. Grazie alla precompressione dell'anello poliuretanico tra i due mozzi, è possibile garantire l'assenza di gioco, permettendo, comunque, piccoli disallineamenti assiali, radiali o angolari, oltre ad assorbire le vibrazioni provocate dal moto rotatorio.

I vantaggi che questo giunto comporta sono molteplici, i più evidenti sono:

- Trasmissione del moto senza gioco
- Smorzamento delle vibrazioni
- Ridotti momenti d'inerzia grazie alle dimensioni e al peso compatti
- Piccoli disallineamenti permessi

Il giunto scelto è prodotto da Sit S.p.A. in base alle caratteristiche di leggerezza e compattezza che garantisce la serie Trasco ES. Di seguito sono riportati i passaggi da eseguire per la verifica del giunto scelto, forniti direttamente dall'azienda.

Verifica del carico rispetto alla coppia nominale

Il giunto deve essere in grado di sopportare la coppia nominale della macchina motrice:

$$T_{KN} \geq T_K \cdot S_\theta \cdot S_D \tag{7.1}$$

T_{KN} = coppia nominale trasmissibile dal giunto [Nm]

T_K = coppia nominale lato motore [Nm]

S_θ = coefficiente di temperatura (tabella 8)

S_D = fattore di rigidezza torsionale (tabella 8)

Verifica del carico rispetto ai picchi di coppia

La coppia massima erogata dal motore deve essere minore od uguale di quella sopportabile dal giunto:

$$T_{K\,max} \geq M_t \cdot S_\theta \cdot S_Z + T_K \cdot S_\theta \cdot S_D \tag{7.2}$$

L_{kmax}= coppia massima trasmissibile dal giunto [Nm]

M_t = coppia di spunto della motrice [Nm]

S_Z = coefficiente di frequenza d'avviamento (o d'urti)

Urti lato motore $$T_S = M_t \cdot \frac{1}{m_m+1} \cdot S_A + T_L \quad (7.3)$$

S_A = fattore d'urto lato motore (tabella 8)

T_L = Coppia d'uscita in accelerazione (da aggiungere solo se un picco di coppia insorge durante l'accelerazione) [Nm]

Fattore di massa $$m_m = \frac{J_A}{J_L} \quad (7.4)$$

J_A = momento d'inerzia lato motore [kgm^2]

J_L = momento d'inerzia lato condotto [kgm^2]

Verifica del carico rispetto ad inversioni di coppia non periodiche

Il giunto deve essere in grado si sopportare inversioni di coppia a distanza casuale l'una dall'altra, ciò si verifica con la seguente equazione:

$$0{,}25 \cdot T_{KN} = T_{KW} \geq T_W \cdot S_\theta \cdot S_f \cdot S_D \quad (7.5)$$

T_{KW} = coppia con inversioni sopportabile dal giunto [Nm]

S_f = fattore di frequenza (tabella 8)

Urti lato motore $$T_W = M_t \cdot \frac{1}{m_m+1} \cdot V_{fi} \quad (7.6)$$

Fattore di amplificazione della forza $$V_{fi} = \sqrt{\frac{1+\left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1-\frac{n^2}{n_R^2}\right)^2+\left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}} \quad (7.7)$$

Frequenza di risonanza $$n_R = \frac{\pi}{30}\sqrt{C_{T\,din} \cdot \frac{J_A+J_L}{J_A \cdot J_L}} \quad (7.8)$$

Ψ = smorzamento relativo

$C_{T\,din}$ = rigidezza torsionale dinamica $[\frac{\mathrm{Nm}}{rad}]$

S_θ = Coefficiente di temperatura

T [°C]	−30/+30	+40	+60	+80
S_θ	1	1,2	1,4	1,8

S = Coefficiente di frequenza degli avviamenti

S/h	0-100	101-200	201-400	401-800	801-1.600
S_Z	1	1,2	1,4	1,6	1,8

S_f = Fattore di frequenza

f in Hz	10	>10
S_f	1	$\overline{f/10}$

S_D = Fattore di rigidità torsionale

Macchine utensili	Sistemi di posizionamento	Indicatori di giri e angolari
2-5	3-8	10

S_L o S_A = Fattore d'urto

Tipo di urto	S_L o S_a
Leggero	1,5
Medio	1,8
Forte	2,2

Tabella 8

3.8. VERIFICA DI UN ACCOPPIAMENTO FILETTATO PER ATTRITO

In un collegamento filettato il criterio fondamentale per la verifica dell'accoppiamento è la classe di resistenza "z.k"; questa fornisce le informazioni relative alla tensione di rottura e di snervamento della vite stessa, in particolare:

resistenza a rottura $f_t = k \cdot 100$ (8.1)

resistenza a snervamento $f_y = z \cdot k \cdot 10$ (8.2)

da cui si determina la tensione di progetto $f_{k,N}$ come min $[f_y; 0{,}7 * f_t]$

Quindi si determina il carico massimo applicabile al gambo della vite N_s come:

$$N_s = 0{,}8 \times f_{k,N} \times A_{res} \tag{8.3}$$

Dove A_{res} rappresenta l'area resistente.

A questo punto, considerando γ un coefficiente che indica le condizioni di accoppiamento e d_{nom} il diametro nominale della vite, è possibile determinare la coppia di serraggio, come:

$$M_s = \gamma \times N_s \times d_{nom} \tag{8.4}$$

Se l'accoppiamento lavora per attrito la verifica cambia in base alla presenza di sforzo normale o momento ribaltante sulle viti; non è questo il caso, quindi è necessario solamente verificare che lo sforzo di taglio su ogni singola vite V sia inferiore della massima forza trasmissibile per attrito $V_{f,0}$, considerando un coefficiente di attrito tra le superfici a contatto μ e un coefficiente di sicurezza statico γ_s si ha:

$$V_{f,0} = \frac{\mu \times N_s}{\gamma_s} \tag{8.5}$$

Per cui al fine di superare la verifica $V < V_{f,0}$.

4. *MODELLO NUMERICO*

4.1. DATI INIZIALI

Motore "AM8032-wDyz"

Il motore che andrà ad alimentare il dispositivo è prodotto da Beckhoff ed è il modello AM8032-wDyz. Tale motore a magneti permanenti presenta le seguenti caratteristiche:

- Coppia nominale $2{,}38\ Nm$
- Coppia di picco $11{,}66\ Nm$
- Velocità nominale $3000\ rpm$
- Potenza nominale $720\ W$
- Momento di inerzia rotorico $0{,}847\ kgcm^2$
- Massa $2{,}4\ kg$

Robot industriale "LBR iiwa 14"

Il robot in questione, prodotto da KUKA, è il modello scelto per andare ad accogliere il sistema. Tale versione del robot presente la maggior capacità di carico nominale: 14 kg; il seguente valore fa riferimento alle migliori condizioni di lavoro possibili, quelle in cui non viene superata una certa distanza tra la massa che deve sopportare il braccio e la testa. Il diagramma sotto riportato, detto diagramma di payload, fornito da KUKA, descrive il valore della massima capacità di carico al variare della distanza (figura 17).

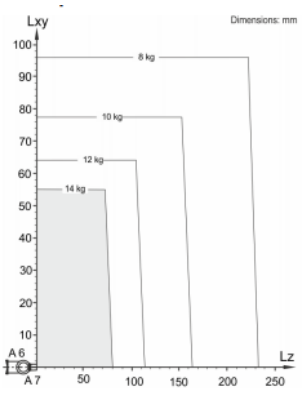


Figura 17

Considerando quindi un carico massimo di lavoro pari a 7 kg è necessario mantenere il peso del verricello al di sotto dei 7 kg, compreso il blocco motore di 2,4 kg. Inoltre, tali considerazioni sono valide per configurazioni in cui il sistema risulta essere molto vicino alla testa del robot; è necessario quindi creare un dispositivo compatto che non determini flessioni pericolose sul braccio.

Dati cavo

In base alle condizioni e all'area che tale meccanismo deve coprire in fase di lavoro si assume una lunghezza del cavo $L_{cavo} = 2100\ mm$. Inoltre, i cavi disponibili sono di due dimensioni $d_{cavo} = 1\ mm$ e $d_{cavo} = 0{,}4\ mm$

4.2. DIMENSIONAMENTO TAMBURO

Al fine di calcolare le dimensioni del tamburo si prende in considerazione la coppia nominale erogabile dal motore M_N, moltiplicata per il fattore di servizio k_s e il carico da sollevare F. In questo caso k_s si può considerare unitario, in quanto il rocchetto non lavorerebbe sotto condizioni troppo gravose e l'utilizzo dello stesso sarebbe compreso nelle 8 ore lavorative convenzionali. Si ha quindi:

$$M_N = 2{,}38\ Nm \qquad F = 70\ N$$

Da cui è possibile ottenere il raggio massimo del tamburo per cui il motore elettrico riesca a sollevare il carico:

$$r_{max} = \frac{M_N}{F} = \frac{2{,}38\ Nm}{70\ N} = 0{,}034\ m = 34\ mm \ .$$

Si assume come diametro del tamburo: $D_t = 60\ mm$

Considerando il cavo di diametro maggiore, pari quindi a $d_{cavo} = 1\ mm$ e seguendo le indicazioni di (2.1), si ottiene un passo minimo della scanalatura sul tamburo pari a:

$$p_t = 1{,}2\ d_{cavo} = 1{,}2 * 1 = 1{,}2\ mm$$

Viti con tale passo però non sono fabbricate dalle aziende produttrici considerate (a meno che non le si faccia produrre su misura) motivo per cui si aggiorna il passo a $p_t = 1{,}5\ mm$ considerando la possibilità di variarne ulteriormente il valore in fase di scelta e di dimensionamento della vite.

Secondo la (1.7) si ottiene il seguente numero di avvolgimenti del cavo sul tamburo:

$$m_{avv} = \frac{L_{cavo}}{\sqrt{\pi^2 D_t^2 + p_t^2}} = \frac{2100}{\sqrt{\pi^2 60^2 + 1{,}5^2}} = 11{,}140 \ \rightarrow \ 12$$

Per cui si ottiene che la lunghezza minima del tamburo debba essere:

$$l_t = m_{avv} p_t + l_0$$

dove l_0 è una lunghezza supplementare secondo (2.2); considerando un $m_0 = 4$ si ottiene:

$$l_t = m_{avv} p_t + m_0 p_t = 11{,}14 * 1{,}5 + 4 * 1{,}5 = 22{,}711\ mm \ \rightarrow \ 23\ mm$$

Di cui l_t' è la lunghezza del tamburo in cui avviene lo srotolamento del cavo; ed è pari a:

$$l_t' = m_{avv} p_t = 11{,}14 * 1{,}5 = 16{,}711\ mm \ \rightarrow \ 17\ mm$$

4.3. DIMENSIONAMENTO ALBERO SCANALATO

Al fine di calcolare le dimensioni del profilo scanalato, si consideri la condizione di carico più critica, cioè soggetta alla coppia di spunto del motore elettrico $M_t = 11{,}66\ Nm$ e $\tau_{adm} = 130{,}8\ MPa$ di un acciaio cementato. Secondo (3.1) si ha quindi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 11{,}66 * 1000}{\pi * 130{,}8}} \cong 8\ mm$$

Si sceglie quindi un albero scanalato a denti dritti della serie normale UNI 8953, con tali caratteristiche.

designazione	$\boldsymbol{d}$	$\boldsymbol{N.denti\ z}$	$\boldsymbol{D}$	$\boldsymbol{B}$
6x11x14	11	6	14	3

Quindi con la formula (3.2) si calcola la lunghezza minima dell'accoppiamento scanalato, considerando le due superfici a contatto ambedue cementate, scorrevoli sotto carico e con carichi variabili, scarsa lubrificazione lavorazione non molto precisa. Si ha quindi $k_{acc} = 0{,}25$ e $m = 2{,}42$. Si ottiene una lunghezza:

$$L_{cal} = \frac{m}{k_{acc}} \frac{d^3}{(D+d)(D-d)z} = \frac{2{,}42 * 11^3}{(14+11) * (14-11) * 6 * 0{,}25} = 28{,}63\ mm$$

Al fine di assicurarci che le potenze perse in attrito nell'albero scanalato non siano troppo elevate da compromettere l'efficienza del sistema, di seguito sono riportate delle considerazioni di tipo energetico su tale aspetto.

Procediamo calcolando la potenza chiamata ad erogare dal motore al fine di sollevare il carico $F = 70\ N$, il momento torcente sarà:

$$M_a = \frac{FD_t}{2} = \frac{70 * 0{,}060}{2} = 2{,}1\ Nm$$

avendo considerato una velocità del cavo $v_f = 3\ \frac{m}{s}$, secondo (1.6):

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{3 * 2}{0{,}060} = 100{,}00 \frac{rad}{s}$$

quindi secondo la formula (1.2) si ottiene la potenza erogata:

$$P = M_a\omega = 2{,}1 * 100 = 210\ W$$

Considerando inoltre un passo $p_t = 1{,}5\ mm$ dall'espressione del rapporto di trasmissione per un accoppiamento vite-madrevite (1.4), si trova che la velocità di traslazione del tamburo sarà:

$$v_{t,t} = \frac{p_t}{2\pi} = \frac{1{,}5 * 100}{2\pi} = 23{,}87\ \frac{mm}{s}$$

Al fine di determinare la forza tangenziale sulla singola scanalatura, si consideri il diametro medio della scanalatura:

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{11 + 14}{2} = 12{,}5\ mm = 0{,}0125\ m$$

$$F_{tg} = \frac{M_a}{\frac{d_m}{2}} = \frac{2{,}1 * 2}{0{,}0125} = 336\ N$$

Con un coefficiente di attrito dinamico acciaio-acciaio pari a $k = 0{,}4$ cui si ottiene, secondo (1.3), che la forza di attrito sviluppata sulla parete sarà:

$$F_{attrito} = F_n k = 336 * 0{,}4 = 134{,}4\ N$$

Quindi, dalla (1.1) una potenza dissipata in attrito pari a:

$$P_{attrito} = F_{attrito} * v_{t,t} = \frac{134{,}4 * 23{,}87}{1000} = 3{,}21\ W$$

$$\frac{P_{attrito}}{P} = \frac{3{,}21}{210} = 0{,}0153 = 1{,}53\ \%$$

In considerazione a tale risultato non possiamo certo affermare di avere una dissipazione di potenza inesistente, ma è doveroso ricordare che la condizione analizzata è quella più critica, cioè quella in cui il cavo si svolge e riavvolge a $3\ \frac{m}{s}$ (solo per rapide operazioni di emergenza) e la totale assenza di lubrificazione

4.4. DIMENSIONAMENTO VITE A RICIRCOLO DI SFERE

Prima di effettuare la vera e propria scelta della vite a ricircolo di sfere dal catalogo Steinmeyer, è opportuno effettuare un dimensionamento di massima, in modo da individuare il diametro minimo della vite al fine di non portare a rottura il materiale. Considerando un carico radiale agente sulla vite $F' = 75\ N$ leggermente sovrastimato a causa del peso stesso della vite e del tamburo; una distanza del punto di applicazione del carico pari a $l_{sbalzo} = 80\ mm$, secondo (5.1) si ottiene un momento flettente all'incastro pari a:

$$M_f = F' l_{sbalzo} = 75 * 80 = 6000\ Nmm$$

Si assume inoltre un coefficiente di sicurezza statico $v_{st} = 4$ e una $\sigma_{adm} = 490\ MPa$ (come da catalogo Steinmeyer). Dalla (5.3) si ottiene:

$$D_{v,min} = \sqrt[3]{\frac{32 M_f v_{st}}{\pi \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 6000 * 4}{\pi * 490}} = 7{,}93\ mm$$

A causa dello specifico campo di utilizzo e della necessità di viti con un passo particolarmente piccolo, ci obbliga a rivedere delle scelte fatte in precedenza. Steinmeyer, infatti, produce viti di passo di 1 mm, 1,5 mm e 2 mm. Nonostante ciò, quelle con passo di 1,5 presentano una sola misura di diametro nominale $dN = 6\ mm$, tale valore risulta essere inferiore al diametro minimo calcolato in precedenza. A questo punto erano possibili due soluzioni:

- alzare il passo a 2 mm; con lo svantaggio di un aumento delle dimensioni del tamburo, quindi delle perdite in attrito. Di seguito è riportata una tabella nei due casi e la variazione delle grandezze in questione.

$p_t\ [mm]$	m_{avv}	$l'_t\ [mm]$	$l_t\ [mm]$	$v_{t,t}\ [mm/s]$	$P_{attrito}\ [W]$	$\frac{P_{attrito}}{P}$ %
2	11,140	22,280	30,280	31,831	4,278	2,0372
1,5	11,140	16,711	22,711	23,873	3,209	1,5279

Tabella 9

- cambiare cavo, con un diametro $D_{filo} = 0{,}4\ mm$ e ridurre il passo ad 1 mm. Tale soluzione avrebbe permesso di ridurre gli ingombri del sistema e gli attriti in gioco. Come vedremo però, per queste viti miniaturizzate, la dimensione massima dei diametri disponibili $dN = 12\ mm$, non è abbastanza da rispettare i vincoli sulle tolleranze di montaggio; inoltre, tali viti hanno una capacità di carico dinamica decisamente inferiore a quelle con $dN = 20\ mm$, ciò significa che secondo (6.5) la vita a fatica sarebbe notevolmente inferiore (tabella 10).

$p_t\ [mm]$	m_{avv}	$l'_t\ [mm]$	$l_t\ [mm]$	$v_{t,t}\ [mm/s]$	$P_{attrito}\ [W]$	$\frac{P_{attrito}}{P}$ %	L_{10}
2	11,140	22,280	30,280	31,831	4,278	2,0372	11941691
1	11,141	11,141	15,141	15,915	2,139	1,0186	485058

Tabella 10

La scelta è ricaduta su una vite di precisione e non miniaturizzata a singola chiocciola con 4 punti di contatto, della serie 1416, con diametro nominale pari a 20 mm. A causa dei problemi elencati sopra.

Le chiocciole singole, come definite da Steinmeyer, sono chiocciole costituite da un unico elemento. Possono essere precaricate solo da una sfera oversize e avranno sempre un contatto a 4 punti. Questo le differenzia da tutti gli altri dadi precaricati.

Il contatto a 4 punti influenza la cinematica delle sfere riducendo leggermente l'efficienza rispetto ad una con doppia chiocciola; inoltre presentano una reazione più pronunciata alle tolleranze di fabbricazione, motivo per cui normalmente non sono adatti per viti molto lunghe. Hanno però il vantaggio di richiedere un minor costo di fabbricazione, un'elevata compattezza e la caratteristica di non sollecitare le sfere nelle condizioni di carichi di punta.

Come detto in precedenza sono molteplici i vantaggi di un sistema precaricato, non eccessivamente; Steinmeyer, infatti, consiglia 8% C_a come precarico per le chiocciole a 4 punti di contatto.

Nel caso in esame la capacità di carico dinamico $C_a = 3{,}20\ kN$ per cui il precarico massimo risulta essere:

$$F_{pr} = 0{,}08 * 3200 = 256\ N$$

Quindi si calcola la rigidezza della vite secondo (6.2) considerando la configurazione fisso-libero, $E = 210.000\ MPa$, $l_{sbalzo} = 80\ mm$ ed un'area di sezione della vite A pari a:

$$A = \frac{\pi}{4} 20^2 = 314{,}16\ mm^2$$

Per cui:

$$R_s = 314{,}16\ \frac{210000}{80}\ 10^{-3} = 824{,}7\ \frac{N}{mm}$$

E dalla formula (6.1), considerando $R_{nu,ar} = 190\ \frac{N}{\mu m} = 190000\ \frac{N}{mm}$ si ottiene:

$$R_t = \frac{1}{\frac{1}{R_{nu,ar}} + \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_b}} \quad = \frac{1}{\frac{1}{190000} + \frac{1}{824{,}7}} = 821{,}1\ \frac{N}{mm}$$

Quindi si procede al calcolo della vita a fatica, calcolando L_{10} penalizzato della formula (6.5):

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 10^6 = \left(\frac{3200}{20 * 75}\right)^3 \cdot 10^6 = 11941691\ revs$$

Al fine di impedire il fenomeno della risonanza si calcola ora la velocità critica secondo la formula (6.3), considerando $k_m = 3{,}9$ in quanto la vite risulta essere fissa-libera, $D_v = 20\ mm$ e una lunghezza non supportata $l_{sbalzo} = 80\ mm$

$$n_k = k_m D_v \frac{1}{l_{sbalzo}^2} 10^7 = 3{,}9 * 20 * \frac{1}{80^2} 10^7 = 121875\ rpm$$

Dalla tabella invece si individua la velocità massima $n_{max} = 2200\ rpm$

Utilizzando invece il coefficiente DN, si considera tale valore pari a $DN = 160.000$ (in quanto la vite è della serie 1416), da cui secondo (6.4) si ottiene:

$$n_{max} = \frac{DN}{D_v} = \frac{160.000}{20} = 8000\ rpm$$

Ricordando il valore $\omega = 100{,}00 \frac{rad}{s}$, secondo (1.5) si ha:

$$n = \frac{100 * 30}{\pi} = 954{,}93\ rpm$$

Poiché tale valore è sempre inferiore ai limiti calcolati in precedenza, si consideri la verifica conclusa.

A questo punto è necessario calcolare la freccia e la rotazione massime della vite sotto il carico, al fine di calcolare il grado di tolleranza adeguato al sistema. Si consideri la formula (5.2) per il calcolo del momento statico del secondo ordine e (5.4) per frecce e rotazioni:

$$J_{zz} == \frac{\pi D_v^4}{64} = \frac{\pi \cdot 18{,}875^4}{64} = 6067\ mm^4$$

$$\eta = \frac{F l_{sbalzo}^3}{3 E J_{zz}} = \frac{75 * 80^3}{3 * 210000 * 6067} = 0{,}01\ mm$$

$$\varphi = \frac{F l_{sbalzo}^2}{2 E J_{zz}} = \frac{75 * 80^2}{2 * 210000 * 6067} = 0{,}00019°$$

In quanto la vite selezionata ha una classe di tolleranza di tipo P che a sua volta è costituita da cinque sottoclassi P 1-5, Steinmeyer consiglia di non superare le tolleranze di montaggio riportate di seguito al fine di ottenere la massima vita possibile ed un corretto funzionamento.

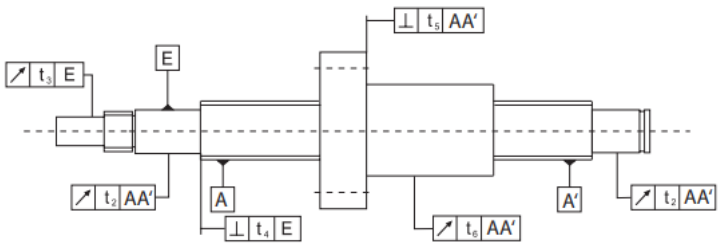


Figura 18

Infine, per quanto riguarda le tolleranze, al fine di consentire un corretto utilizzo della vite nonostante la freccia di $\eta = 10\ \mu m$ si è scelta una classe di precisione P5, ottenendo i seguenti valori di ampiezza di tolleranza:

perpendicolarità "t_4"	4 µm
perpendicolarità "t_5"	12 µm
oscillazione "pilot diameter t_6"	10 µm

Tabella 11

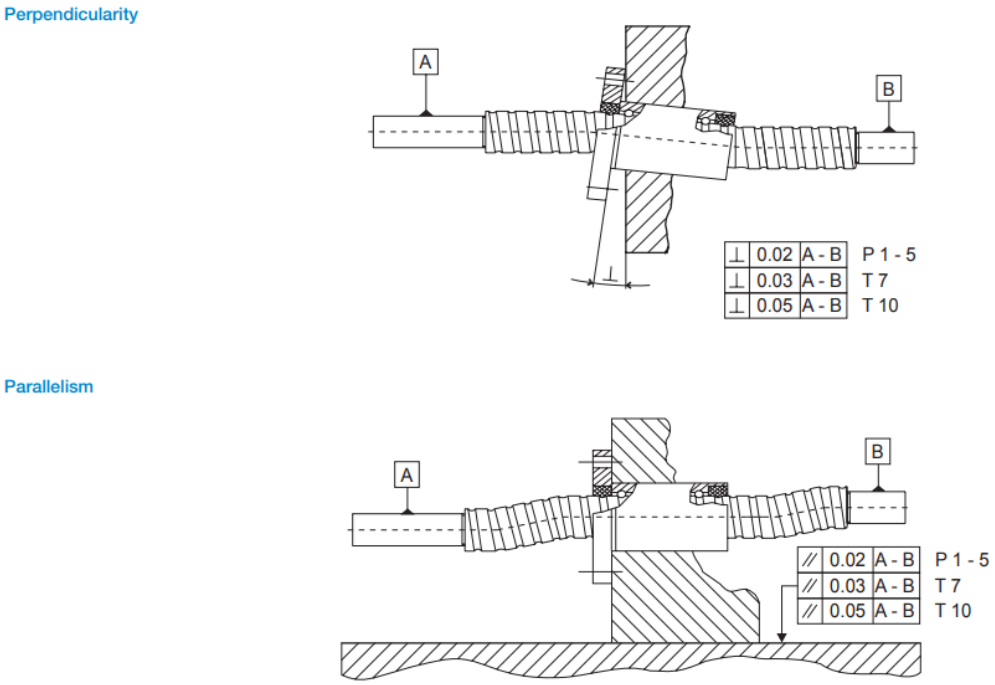


Figura 19

La vite è stata spianata nella zona in cui si incastra sulla piastra, ed è stato aggiunto un foro passante M4 sulla spianatura per una vite che ne bloccherà le traslazioni assiali.

4.5. COLLEGAMENTO TAMBURO-VITE A RICIRCOLO DI SFERE

Per collegare il tamburo alla chiocciola della vite a ricircolo di sfere si utilizzano delle viti.

I fori nella chiocciola hanno diametro 6,6 mm quindi si è deciso di optare per 4 viti M6 di lunghezza 18 mm, e classe di resistenza 8.8.
La procedura di verifica prevede di soddisfare la relazione $V \leq V_{f,0}$, quindi V deve essere minore della massima forza trasmissibile per attrito, in quanto non c'è sforzo normale e momento ribaltante rilevante.

Per le viti di classe 8.8 si ricavano da (8.1) e (8.2) $f_t = 8 \times 100 = 800\ MPa$ e $f_y = 8 \times 8 \times 10 = 640\ MPa$.
Innanzitutto si determina la condizione di verifica che per viti di classe 8.8 è $f_{k,N} = 0{,}7 \times f_t = 560\ MPa$ e poi si procede al calcolo del carico massimo applicabile al gambo della vite, secondo la (8.3):

$$N_s = 0{,}8 \times f_{k,N} \times A_{res} = 0{,}8 \times 560 \times 20{,}1 = 9005\ N$$

Assumendo applicazioni convenzionali di serraggio si ha $\gamma = 0{,}2$ e avendo scelto viti M6 quindi con diametro nominale $d_{nom} = 6\ mm$, dalla (8.4) si ottiene una coppia di serraggio M_s:

$$M_s = \gamma \times N_s \times d_{nom} = 0{,}2 \times 9005 \times 0{,}006 = 10{,}8\ Nm$$

Il carico applicato su ogni singola vite è $V = \frac{500}{4} = 125\ N$

Dove 500 N è la forza applicata dalla chiocciola sulla vite, ottenuta dalla coppia di spunta del motore, rapportata al raggio di applicazione delle viti.

Da cui secondo (8.5) la forza massima trasmissibile per attrito è

$$V_{f,0} = \frac{\mu \times N_s}{\gamma_s} = \frac{0{,}3 \times 9005}{1{,}25} = 2161\ N$$

dove γ_s è un coefficiente di sicurezza e $\mu = 0{,}3$ è il coefficiente di attrito relativo a superfici pulite ma non sabbiate. Risulta $V \leq V_{f,0}$ ovvero $125\ N \leq 2161\ N$ quindi la verifica è soddisfatta.

4.6. DIMENSIONAMENTO BALL SPLINE

I valori descritti in tabella 6 relativi alle dissipazioni per attrito sull'albero scanalato, maggiorate anche a causa dell'aumento del passo della vite, hanno portato a non utilizzare tale dispositivo; ad avvalorare questa scelta ci sono anche delle motivazioni costruttive, in quanto un albero di tale precisone viene realizzato unicamente col taglio a cavo, processo produttivo incompatibile con la geometria del dispositivo, perché la connessione fra i due alberi sarebbe avvenuta tramite una flangia, che impedisce il taglio. Ci si è quindi orientati su una ball spline: dispositivo concettualmente simile all'albero scanalato ma che sfrutta il moto volvente di elementi sferici per conferire il moto con minimi attriti.

Per la scelta della ball spline è necessario tenere in considerazione diversi aspetti, trovare il giusto compromesso tra resistenza e compattezza, ovviamente se si prende una ball spline compatta si risparmia spazio ma si rischia di incombere in pericolose flessioni, viceversa se si sceglie un organo più robusto si elimina il problema della scarsa rigidezza ma si rischia di avere un meccanismo troppo grande. Era stata scelta inizialmente una ball spline con albero con diametro 13 mm, perfetta per quanto riguardava i vincoli dimensionali, ma che però non ha soddisfatto il vincolo sull'angolo di torsione θ massimo, infatti, la coppia del motore di 11660 Nmm, generava nell'albero di diametro 13 mm un angolo di torsione di circa 3° ogni 1000 mm, molto maggiore dei 0,25° che l'azienda produttrice consiglia per avere un moto fluido e senza vibrazioni. La prima dimensione utile che soddisfa tutte le verifiche è la 25A, quindi un albero con diametro 25 mm.

Seguendo quindi i documenti ufficiali dell'azienda si prosegue con le verifiche sulla ball spline:

Dalla (4.2) si ricava il carico equivalente sull'albero, dato dalla combinazione dei carichi torcente e flettente

$$M_e = \frac{1}{2}\left\{M + \sqrt{\left(M^2 + {M_t}^2\right)}\right\} = \frac{1}{2}\left\{6650 + \sqrt{(6650^2 + 11660^2)}\right\} = 10037\ Nmm$$

Si noti che il momento flettente è stato calcolato sulla base del carico applicato al tamburo moltiplicato per la distanza tra l'incastro e il punto di applicazione del carico.

Dopodiché si usa la (4.1) per verificare che l'albero sia in grado di resistere al carico applicato, conoscendo σ_{adm} ($98\ \frac{N}{mm^2}$) e Z ($1.43\times10^3\ mm^3$, tabella 4) si ottiene:

$$\sigma_{adm} = 98\ \frac{N}{mm^2} \geq \frac{M_e}{Z} = \frac{10037}{1.43 \times 10^3}\ \frac{N}{mm^2} = 7{,}02\ \frac{N}{mm^2}$$

Si passa poi alla verifica della rigidezza torsionale dell'albero, fondamentale per un moto fluido privo di vibrazioni e saltellamenti, si usano quindi la (4.3) e la (4.4) per calcolare prima l'angolo di torsione effettivo dell'albero e poi l'angolo di torsione ogni 1000 mm, quest'ultimo deve, infatti, essere minore di 0,25°, su consiglio del costruttore. Quindi, sostituendo nella (4.3) i valori noti L = 95 mm, M_t = 11660 Nmm, G = 7,89 ·

$10^4\ MPa$ (modulo elastico tangenziale del materiale) ed $I_P = 3.68 \times 10^4\ mm^4$ (tabella 4) si ottiene:

$$\theta = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_P} \cdot \frac{360}{2\pi} = \frac{11660 \cdot 95}{7{,}89 \cdot 10^4 \cdot 3.68 \times 10^4} \cdot \frac{360}{2\pi} = 0{,}0224°$$

E quindi nella (3.4):

$$0{,}25 \geq \frac{1000}{L} \cdot \theta = \frac{1000}{95} \cdot 0{,}0224 = 0{,}236°$$

La verifica è quindi soddisfatta e si può procedere con il calcolo della freccia massima dell'albero con la (4.4)

$$\eta = \frac{F l_{sbalzo}^3}{3 E J_{zz}} = \frac{70 \cdot 95^3}{3 \cdot 200000 \cdot 1{,}79 \cdot 10^4} = 5{,}59 \cdot 10^{-3}\ mm$$

Si noti che è stato preso un carico di 70 N, sebbene la tensione del cavo agganciato al tamburo si distribuisca anche sulla vite a ricircolo, questa scelta è stata fatta in favore di sicurezza, nella realtà ci si aspetta dunque una freccia molto minore.

Si procede poi con il calcolo della velocità critica del meccanismo con la (4.5) dopo aver calcolato $I_D = 12358{,}4\ mm^4$ (4.6) ed $A = 399{,}05\ mm^2$ (4.7), si conoscono inoltre $\lambda = 1{,}875$ (tabella B-7, pagina B-6 catalogo Nippon Bearing), e $\rho = 7{,}75 \cdot 10^{-6}\ \frac{kg}{mm^3}$ (densità del materiale), quindi:

$$Nc = 60 \cdot \frac{\lambda^2}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_d \times 10^3}{\rho \cdot A}} = 60 \cdot \frac{1{,}875^2}{2\pi \cdot 95^2} \cdot \sqrt{\frac{200000 \cdot 12358{,}4 \times 10^3}{7{,}75 \cdot 10^{-6} \cdot 399{,}05}} = 105800\ rpm$$

Velocità molto maggiore di quella effettiva di esercizio, quindi la verifica si considera superata.

Si calcola, infine, la vita a fatica del meccanismo grazie alla (4.8) e alla (4.9), conoscendo $f_c = 0{,}66$ (pagina Eng-5 catalogo Nippon Bearing) ed $f_w = 2{,}5$ (pagina Eng-5 catalogo Nippon Bearing), oltre a C = 12,8 kN e C_T = 189 Nm (pagina B-25 catalogo Nippon Bearing):

Per la coppia: $L_{km} = \left(\frac{f_c}{f_w} \cdot \frac{C_T}{M_t}\right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{0{,}66}{2{,}5} \cdot \frac{189}{11{,}66}\right)^3 \cdot 50 = 3918\ km$

Per carico radiale: $L_{km} = \left(\frac{f_c}{f_w} \cdot \frac{C}{F}\right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{0{,}66}{2{,}5} \cdot \frac{12800}{70}\right)^3 \cdot 50 = 5{,}62 \cdot 10^6\ km$

Come si può intuire la vita a fatica per il carico radiale è pressoché infinita, quindi trascurabile.

Considerando, invece, quella relativa alla coppia, è possibile calcolare la vita in ore grazie alla (4.10), conoscendo la corsa $l_s = 22{,}28$ mm ed n_1 =42,86 cpm (calcolati conoscendo la velocità di traslazione del tamburo con passo 2 mm di 31,83 $\frac{mm}{s}$, calcolata a partire dalla (1.4) e la lunghezza di un ciclo, pari a due volte la corsa)

$$L_h = \frac{L_{km} \cdot 10^3}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{3918 \cdot 10^3}{2 \cdot 0{,}02228 \cdot 42{,}86 \cdot 60} \cong 35000\ h$$

Si sceglie una SSPF25A-1-125, che comprende una chiocciola e un albero lungo 125 mm.

Si noti che è stata aggiunta una parte non filettata di 33 mm al tamburo per permettere alla chiocciola della ball spline di non rimanere mai sospesa; infatti, nel caso in cui la parte appena descritta non fosse presente, nel momento in cui il tamburo si trova nell'estremo più lontano dal motore, la chiocciola della ball spline si troverebbe in parte al di fuori dell'albero, condizione che si vuole evitare per un corretto funzionamento del meccanismo.

4.7. COLLEGAMENTO BALL SPLINE-TAMBURO

La flangia della chiocciola della ball spline risulta avere un diametro di 65 mm, 5 mm in più del tamburo a cui va agganciata, si decide quindi di aumentare in diametro della parte non filettata del tamburo fino a 65 mm, per avere sufficiente volume di tamburo, entro il quale avvitare le viti. Esistono due tipologie di collegamenti bullonati: unioni ad attrito o unioni a taglio. In questo caso si è scelto di utilizzare delle viti ad attrito dato che sono le uniche in grado di sopportare le inversioni dei carichi, cosa frequente nell'utilizzo comune del verricello.
Le viti ad attrito previste dalla normativa sono necessariamente ad alta resistenza (classi 8.8, 10.9 oppure 12.9) e vanno pretensionate controllandone in modo accurato la coppia di serraggio. Il diametro dei fori sulla flangia è di 5,5 mm, si scelgono quindi delle viti M5, di lunghezza 18 mm, sarà quindi necessario effettuare nel tamburo 4 fori filettati M5 per 9 mm di profondità.

Scegliendo delle viti di classe 8.8, si ricavano da (8.1) e (8.2) $f_t = 8 \times 100 = 800\ MPa$ e $f_y = 8 \times 8 \times 10 = 640\ MPa$

Quindi $f_{k,N} = 0{,}7 \times f_t = 560\ MPa$.

Si procede, quindi, al calcolo del carico massimo applicabile al gambo della vite, secondo la (8.3) considerando come area resistente $A_{res} = 19{,}2\ mm^2$:

$$N_s = 0{,}8 \times f_{k,N} \times A_{res} = 0{,}8 \times 560 \times 19{,}2 = 6361\ N$$

Assumendo applicazioni convenzionali di serraggio si ha $\gamma = 0{,}2$ e avendo scelto viti M5 quindi con diametro nominale $d_{nom} = 5\ mm$, dalla (8.4) si ottiene una coppia di serraggio M_s:

$$M_s = \gamma \times N_s \times d_{nom} = 0{,}2 \times 6361 \times 0{,}005 = 6{,}36\ Nm$$

Il carico applicato su ogni singola vite è $V = \frac{448}{4} = 112\ N$

Dove 448 N è la forza applicata dalla chiocciola sulla vite, ottenuta dalla coppia di spunta del motore, rapportata al raggio di applicazione delle viti.

Da cui, secondo (8.5), la forza massima trasmissibile per attrito è

$$V_{f,0} = \frac{\mu \times N_s}{\gamma_s} = \frac{0{,}3 \times 6361}{1{,}25} = 1526{,}6\ N$$

dove γ_s è un coefficiente di sicurezza e $\mu = 0{,}3$ è il coefficiente di attrito relativo a superfici pulite ma non sabbiate. Risulta $V \leq V_{f,0}$ ovvero $112\ N \leq 6361\ N$ quindi la verifica è soddisfatta.

4.8. GIUNTO ELASTICO

L'albero motore ha un diametro di 14 mm, mentre l'albero della ball spline ha diametro 25 mm, è necessario quindi un giunto elastico che possa trasmettere il moto rotatorio dall'albero motore all'albero condotto. Per questo progetto è stato individuato un giunto prodotto da Sit S.p.A., della serie TRASCO ES, in alluminio, più precisamente il GESM C 28/38 F14C F25C, con anello elastico AES 28/38 V e cava per la linguetta.
Si procede, quindi, con la verifica del giunto:
Attraverso la (7.1) si verifica che il giunto sia in grado di sopportare la coppia nominale trasmessa dal motore, conoscendo i coefficienti $S_\theta = 1{,}2$ (tabella 5) e $S_D = 4$ (tabella 5), quindi:

$$T_{KN} = 75\ Nm \geq T_K \cdot S_\theta \cdot S_D = 2{,}38 \cdot 1{,}2 \cdot 4\ Nm = 11{,}42\ Nm$$

Si passa poi alla verifica della resistenza ai picchi di coppia, attraverso la (7.2), noto il coefficiente $S_Z = 1{,}8$ (tabella 5), di conseguenza:

$$T_{K\,max} = 150\ Nm \geq T_S \cdot S_\theta \cdot S_Z + T_K \cdot S_\theta \cdot S_D = 15{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}8 + 2{,}38 \cdot 1{,}2 \cdot 4 = 44{,}90\ Nm$$

Con T_S calcolabile attraverso la (7.3):

$$T_S = M_t \cdot \frac{1}{m_m + 1} \cdot S_A + T_L = 11{,}66 \cdot \frac{1}{0{,}128 + 1} \cdot 1{,}5 + 0 = 15{,}5\ Nm$$

Nella quale $T_{AS} = 11{,}66$ Nm, S_A = 1,5 (tabella 5), $T_L = 0$ ed m è calcolato con la (7.4):

$$m_m = \frac{J_A}{J_L} = \frac{0{,}847 \cdot 10^{-4}\ kgm^2}{6{,}59255 \cdot 10^{-4}\ kgm^2} = 0{,}128$$

Si verifica, infine, la resistenza alle inversioni non periodiche di coppia del giunto, attraverso la (7.5):

$$0{,}25 \cdot T_{KN} = T_{KW} = 0{,}25 \cdot 200 = 50 \geq T_W \cdot S_\theta \cdot S_f \cdot S_D = 10{,}34 \cdot 1{,}2 \cdot 4 = 49{,}63\ \text{Nm}$$

Dove S_θ, S_f ed S_D sono coefficienti già visti, mentre T_W è calcolabile con la (7.6):

$$T_W = M_t \cdot \frac{1}{m_m + 1} \cdot V_{fi} = 11{,}66 \cdot \frac{1}{0{,}128 + 1} \cdot 1{,}00004 = 10{,}34\ \text{Nm}$$

Dove M_t = 11,66 Nm, m_m è il coefficiente già calcolato, e V_{fi} è calcolabile con la (7.7):

$$V_{fi} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{n^2}{n_R^2}\right)^2 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{954{,}93^2}{155880^2}\right)^2}} = 1{,}00004$$

Nella quale Ψ è lo smorzamento relativo (nullo), n è il numero di giri e n_R è calcolabile con la (7.8):

$$n_R = \frac{\pi}{30}\sqrt{C_{T\,din} \cdot \frac{J_A + J_L}{J_A \cdot J_L}} = \frac{\pi}{30}\sqrt{20000 \cdot \frac{0{,}847 \cdot 10^{-4} + 6{,}59255 \cdot 10^{-4}}{0{,}847 \cdot 10^{-4} \cdot 6{,}59255 \cdot 10^{-4}}} = 155880\ min^{-1}$$

4.9. PIASTRA

L'ultimo passaggio necessario è la creazione di una piastra di supporto abbastanza leggera ma in grado di reggere la struttura e le forze applicate ad essa.

La geometria scelta prevede l'assemblaggio di tre diverse parti, una di queste, la inferiore, con forma ad L, una superiore a C ed una flangia a C che si aggancia al robot e successivamente al resto del dispositivo (figura 20, 21 e 23). Si è deciso di dividere la piastra in diversi pezzi in modo tale da agevolare il fissaggio della vite a ricircolo di sfere e del sistema stesso al robot. La sequenza di montaggio prevede infatti di fissare inizialmente la flangia superiore al robot, assemblare il dispositivo sulle altre due piastre, ed infine bloccare quest'ultime alla piastra già fissata al KUKA.

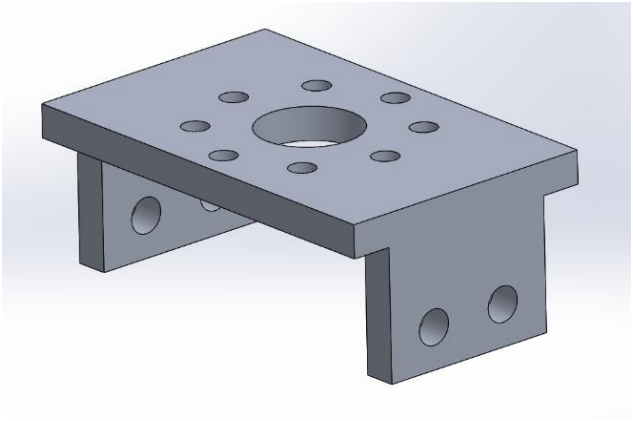


Figura 20

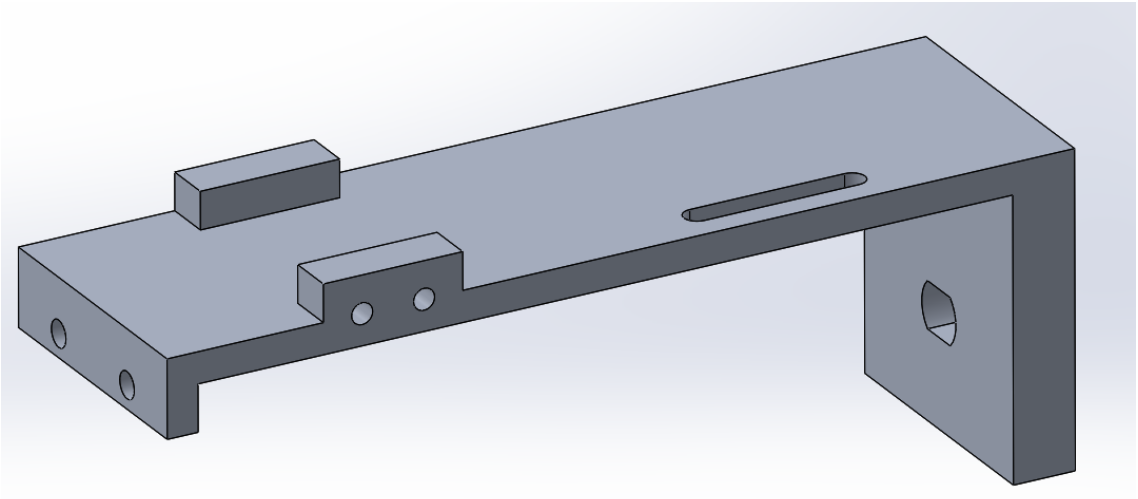


Figura 21

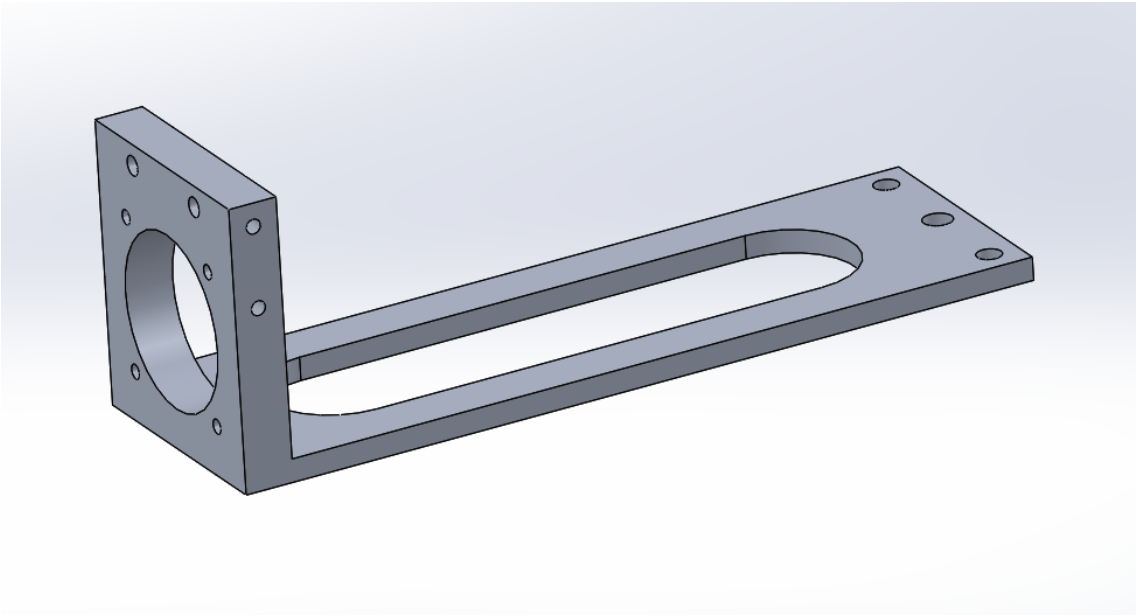


Figura 22

Parte superiore

Inizialmente si è creata la parte superiore della piastra, è stata scelta una geometria ad C tale da consentire il fissaggio alla piastra inferiore. Si è pensato di fissarla alle altre parti tramite otto viti M8, due dalla parte del motore, due dalla parte opposta, e quattro per la flangia che si aggancia al robot. Le due dalla parte del motore sono state posizionate lateralmente per motivi di spazio, mentre dalla parte opposta le i fori sono in posizione ortogonale alla direzione longitudinale della piastra, nella parte inferiore.

Sul lato superiore, dove avviene l'accoppiamento con la flangia che si attacca al robot, sono stati messi due risalti, ognuno dei quali con due fori per le viti M8 in posizione laterale, per permettere il collegamento tra le due piastre

Sempre sulla parte superiore della piastra è stata creata un'asola per il posizionamento del supporto della puleggia di rinvio, si è deciso di creare un'asola e non due fori per ottenere il miglior posizionamento della puleggia rispetto al punto d'uscita del cavo dal tamburo.

Sulla parte laterale è stato creato un alloggiamento sul quale andrà posizionata la vite a ricircolo di sfere. Si è deciso di non crearlo di forma circolare ma con due spianature così da bloccare eventuali rotazioni della vite. È presente anche un foro dal basso che permette l'inserimento di una vite M4 che si inserisce nella vite a ricircolo di sfere e ne blocca le traslazioni assiali

Flangia di fissaggio

Sul lato superiore della piastra, dove avviene l'accoppiamento con il robot sono stati creati i fori per il fissaggio sulla flangia del KUKA e un foro di dimensione maggiore

per diminuirne il peso, queste dimensioni sono state ricavate dal datasheet del robot KUKA e sono ripotate in figura 23:

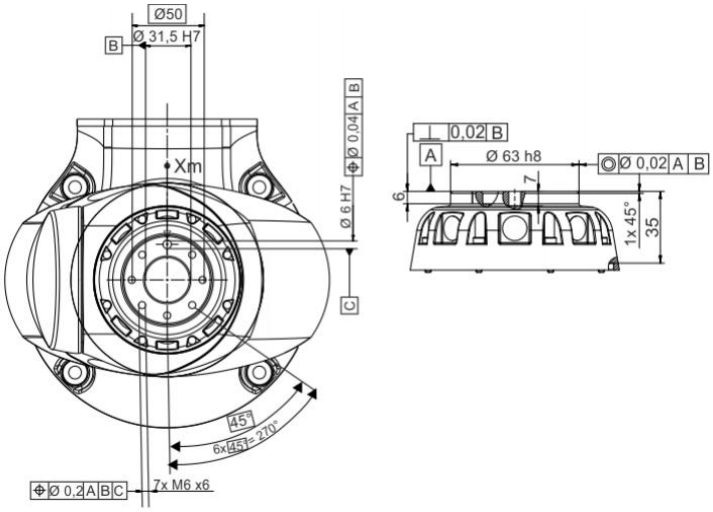


Figura 23

Nella parte inferiore, invece, sono stati aggiunti due risalti, complementari a quelli sulla piastra superiore, che presentano a loro volta ognuno due fori per il collegamento bullonato con la piastra superiore.

Supporti pulegge

Nel verricello sono state utilizzate due pulegge Misumi MBGNS30-1.5, una di rinvio e una all'uscita, sono uguali e sono già fornite di perno filettato per agevolare il loro fissaggio ai supporti.

La puleggia di rinvio è stata posizionata tramite un supporto ad L tale da avere la gola per il cavo alla stessa altezza dell'uscita dal tamburo, così che entri perpendicolarmente all'asse di rotazione della puleggia.

La puleggia d'uscita è stata posizionata su un supporto ad L. Per far sì che essa riesca a seguire la variazione dell'angolo d'uscita del cavo causato dal movimento del robot si è deciso di renderla basculante; per far ciò si è inserito sull'altro lato della L un cuscinetto fornito di perno filettato M6 (codice prodotto 15ST-6B2) presente sul catalogo Misumi, il quale andrà ad accoppiarsi con un supporto di forma trapezoidale collegato a sua volta alla piastra principale tramite una vite M6, distanziato da un'apposita rondella.

Parte inferiore

Anche la parte inferiore ha una forma ad L, sul lato dove andrà collegato il motore è stato creato un foro di diametro 60 mm per garantire il passaggio dell'albero motore e il suo centraggio grazie all'accoppiamento con lo spallamento di pari diametro presente su di esso. Successivamente sono stati creati i quattro fori per il suo fissaggio seguendo le

dimensioni fornite dal costruttore, riportate in figura 24. Dato che l'asse del motore guiderà il posizionamento dell'intero sistema, esso è stato posizionato ad una distanza di 44 mm dalla parte orizzontale della piastra così da agevolare l'intero processo di montaggio.

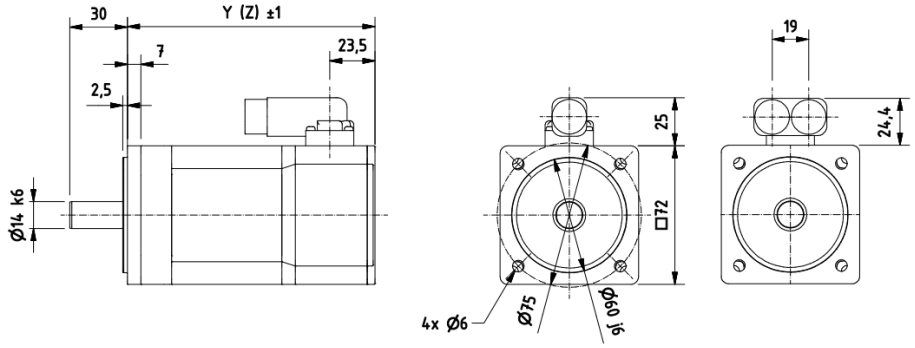


Figura 24

Per il suo serraggio si sono utilizzate due viti M8 sul lato motore, dove viene agganciata alla parte superiore e due viti M8 dalla parte opposta. È stato aggiunto anche un foro per la vite che blocca la vite a ricircolo di sfere. Si è deciso di creare una geometria ad L così da ottenere una piastra (parte superiore-parte inferiore) chiusa, aumentandone la rigidezza. Dalla parte del motore, sul lato esterno, sono stati creati due fori M6 sulla faccia esterna della piastra sui quali verrà fissato un supporto triangolare. Nella parte inferiore è stata creata un'asola passante per ridurne il peso.

Gli spessori sono stati scelti in base alle simulazioni eseguite, ma soprattutto in base alla dimensione dei fori creati per il collegamento delle due parti e garantire così l'integrità strutturale.

5. SIMULAZIONI

Il modo migliore per verificare che tutti i componenti garantissero le prestazioni di resistenza flessionale e torsionale richieste è stato utilizzare il simulatore agli elementi finiti di SolidWorks, software con cui è stato creato il modello CAD. Sono state svolte simulazioni sulle deformazioni e sullo stato tensionale della struttura, e i risultati ottenuti sono in linea con le aspettative, quindi accettabili (figure 25 e 26).

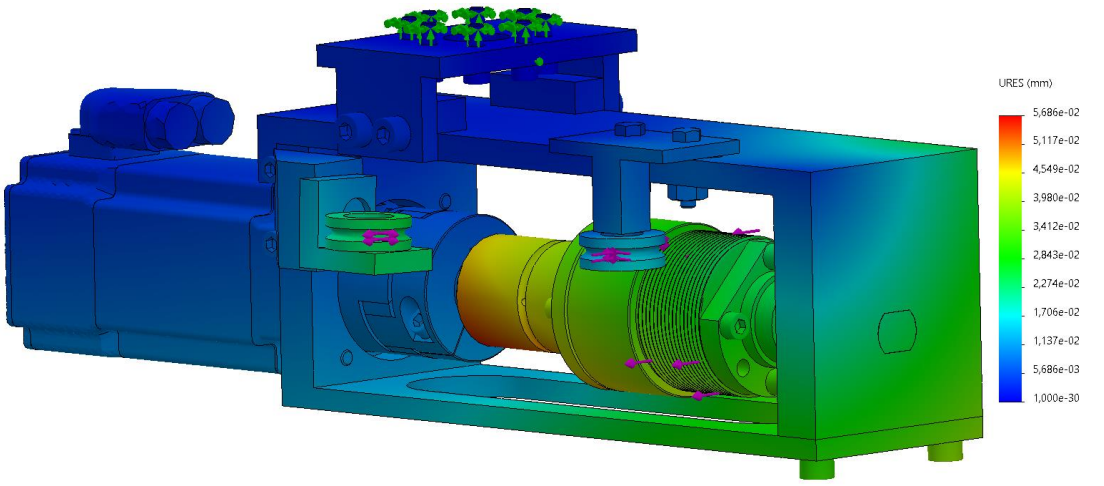


Figura 25

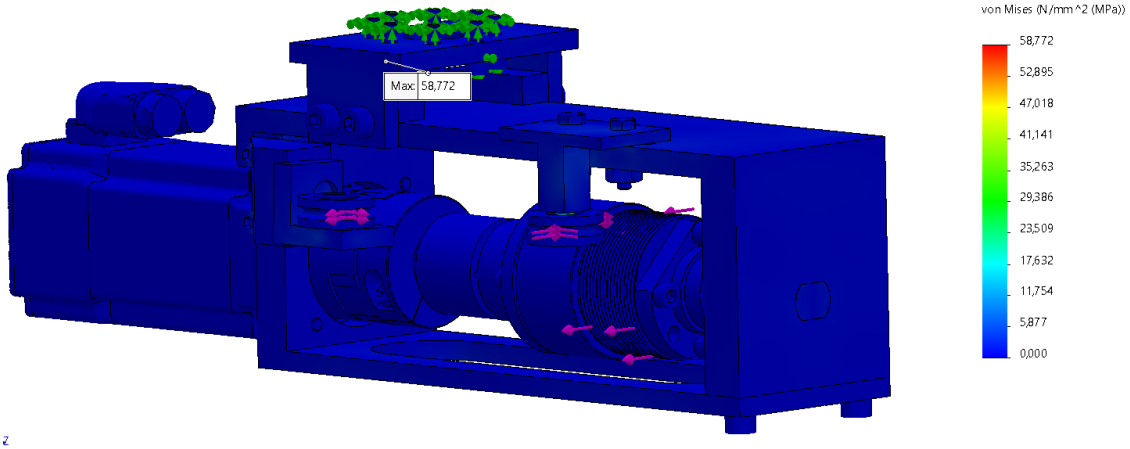


Figura 26

Come si può vedere, il punto che presenta le maggiori deformazioni è in corrispondenza della ball spline, dove si raggiunge uno scostamento dalla posizione iniziale di 5,7 centesimi di millimetro (figura 25); per quanto riguarda gli stati tensionali i valori massimi di stress si raggiungono sul perno filettato delle pulegge e in alcuni punti della vite a ricircolo di sfere, ma comunque non si superano mai i 58,8 MPa (figura 26).

6. CONCLUSIONI

Le dimensioni finali del meccanismo sono di poco oltre le previsioni iniziali, a causa della necessità di adottare soluzioni con ingombro maggiore dovute a problemi di rigidezza della struttura e con il fine di agevolare l'assemblaggio della struttura, oltre che sulla base dei prodotti presenti sui cataloghi delle case produttrici prese in considerazione. Inizialmente, infatti, erano stati scelti componenti più compatti di quelli che sono stati effettivamente impiegati, ma che poi, a causa della loro scarsa rigidezza, hanno necessitato di essere sostituiti. Gli ingombri ottenuti sono di 437 mm di lunghezza, 140 mm di larghezza e 146 mm di altezza, valori che consentono il corretto funzionamento dell'accoppiamento dispositivo-robot.
Il peso totale è di 6899 g, quindi entro il limite massimo imposto inizialmente.
È, anche questo, leggermente oltre le aspettative iniziali, ciò è dovuto alle scelte progettuali sopradescritte. Il carico massimo applicabile è, quindi, 7 kg.

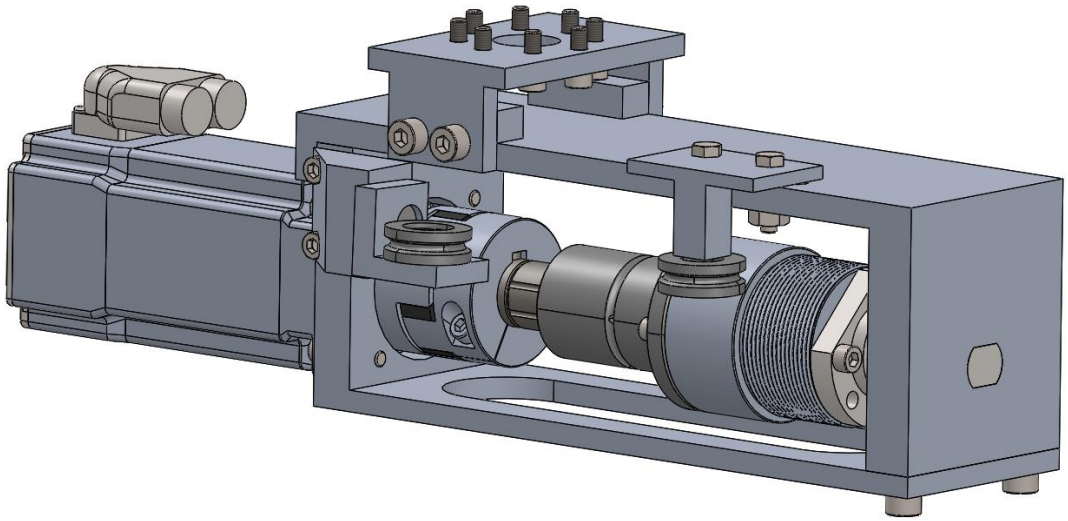


Figura 27

7. LEGENDA

P	Potenza	[W]
$f_{attrito}$	Forza di attrito	[N]
F	Forza applicata	[N]
v	Velocità	$[\frac{m}{s}]$
ω	Velocità angolare	$[\frac{rad}{s}]$
k	Coefficiente di attrito dinamico	
τ	Rapporto di trasmissione	
M_t	Momento torcente	[Nm]
v_p	Velocità periferica	$[\frac{m}{s}]$
l	Lunghezza avvolgimento	[mm]
D_t	Diametro tamburo	[mm]
p_t	Passo	[mm]
L_{cavo}	Lunghezza cavo	[mm]
d_{cavo}	Diametro cavo	[mm]
m_{avv}	Numero avvolgimenti	
D_g	Diametro gola tamburo	[mm]
L_0	Lunghezza avvolgimenti fissi	[mm]
m_0	Numero avvolgimenti fissi	
f_a	Forza attacco cavo	[N]
μ_d	Coefficiente d'attrito cavo-tamburo	
d_{min}	Diametro minimo albero scanalato	[mm]
τ_{adm}	Tensione tangenziale ammissibile	[MPa]
B	Larghezza dente	[mm]
d	Diametro minimo albero scanalato	[mm]
D	Diametro massimo albero scanalato	[mm]
z	Numero denti albero scanalato	
L_{cal}	Lunghezza calettamento	[mm]
k_{acc}	Coefficiente condizione d'accoppiamento	
m	Coefficiente natura delle superfici a contatto	
σ_{adm}	Tensione ammissibile	[MPa]
M_e	Momento flettente combinato	[Nmm]
M	Momento flettente agente sull'albero della ball spline	[Nmm]
Z	Modulo di sezione ball spline	$[mm^3]$
θ	Angolo di torsione	[°]
L	Lunghezza albero ball spline	[mm]
G	Modulo di elasticità tangenziale	[MPa]
I_p	Momento d'inerzia polare	$[mm^4]$
N_c	Velocità critica ball spline	[rpm]
E	Modulo di Young	[Mpa]
ρ	Densità	$[\frac{kg}{mm^3}]$
I_d	Momento d'inerzia	$[mm^4]$

d_{fg}	Diametro fondo gola albero ball spline	[mm]
A	Sezione	$[mm^2]$
λ	Coefficiente di montaggio ball spline	
L_{km}	Vita a fatica ball spline	[km]
L_h	Vita a fatica ball spline	[h]
f_c	Coefficiente di contatto ball spline	
f_w	Coefficiente di carico ball spline	
C	Capacità di carico dinamico ball spline	[N]
C_T	Capacità di carico torcente dinamico ball spline	[Nm]
l_s	Lunghezza corsa	[m]
n_1	Numero cicli al minuto	[cpm]
D_v	Diametro vite a ricircolo di sfere	[mm]
l_{sbalzo}	Lunghezza tratto a sbalzo vite a ricircolo di sfere	[mm]
M_f	Momento flettente agente sulla vite a ricircolo di sfere	[Nmm]
J_{zz}	Momento statico vite a ricircolo di sfere	$[mm^4]$
v_{st}	Coefficiente di sicurezza statico	
$D_{v,min}$	Diametro minimo vite a ricircolo di sfere	[mm]
η	Freccia	[mm]
φ	Rotazione	[°]
R_{bt}	Rigidezza Hertziana vite a ricircolo di sfere	$[\frac{N}{\mu m}]$
$R_{nu,ar}$	Rigidezza chiocciola vite a ricircolo di sfere	$[\frac{N}{\mu m}]$
R_b	Rigidezza assiale cuscinetto reggispinta vite a ricircolo di sfere	$[\frac{N}{\mu m}]$
R_s	Rigidezza vite a ricircolo di sfere	$[\frac{N}{\mu m}]$
F_{pr}	Precarico vite a ricircolo di sfere	[N]
DN	Coefficiente di velocità vite a ricircolo di sfere	$[\frac{mm}{min}]$
C_a	Capacità di carico dinamico vite a ricircolo di sfere	[N]
F_m	Carico medio agente sulla vite a ricircolo di sfere	[N]
n_k	Velocità critica vite a ricircolo di sfere	[rpm]
k_m	Coefficiente configurazione di montaggio vite a ricircolo di sfere	
L_{10}	Vita a fatica vite a ricircolo di sfere	[revs]
T_{KN}	coppia nominale trasmissibile dal giunto	[Nm]
T_K	Coppia nominale lato motore	[Nm]
S_θ	Coefficiente di temperatura	
S_D	Fattore di rigidezza torsionale	
L_{kmax}	Coppia massima trasmissibile dal giunto	[Nm]
S_Z	Coefficiente di frequenza d'avviamento (o d'urti)	
T_S	Urti lato motore durante picchi di coppia	[Nm]
S_A	Fattore d'urto lato motore	
T_L	Coppia d'uscita in accelerazione	[Nm]
m_m	Fattore di massa giunto elastico	
J_A	Momento d'inerzia lato motore	$[kgm^2]$

J_L	Momento d'inerzia lato condotto	[kgm^2]
T_{KW}	Coppia con inversioni sopportabile dal giunto	[Nm]
S_f	Fattore di frequenza	
T_W	Urti lato motore durante inversioni di coppia	[Nm]
V_{fi}	Fattore di amplificazione della forza	
n_R	Frequenza di risonanza	[rpm]
Ψ	Smorzamento relativo	
$C_{T\,din}$	Rigidezza torsionale dinamica	$[\frac{Nm}{rad}]$
f_t	Resistenza a rottura viti	[MPa]
f_t	Resistenza a snervamento viti	[MPa]
$f_{k,N}$	Tensione di progetto viti	[MPa]
A_{res}	Area resistente viti	[mm^2]
N_s	Carico massimo applicabile al gambo della vite	[N]
γ	Coefficiente di accoppiamento viti	
d_{nom}	Diametro nominale vite	[mm]
V	Sforzo di taglio sulla vite	[N]
$V_{f,0}$	Massima forza trasmissibile per attrito	[N]
μ	Coefficiente d'attrito	
γ_s	Coefficiente di sicurezza statico	
M_s	Coppia di serraggio	[Nm]

8. BIBLIOGRAFIA

Luigi Calligaris, Stefano Fava, Carlo Tomasello – Manuale di Meccanica, Hoepli 2016

Giuseppe Colombo – Manuale dell'ingegnere: Nuovo Colombo (versione digitale)

Catalogo Beckhoff:

https://download.beckhoff.com/download/Document/motion/am8000_am8500_ba_en.pdf

Catalogo KUKA:

https://xpert.kuka.com/id/PB2535

Catalogo Misumi (online):

https://it.misumi-ec.com/vona2/mech/

Catalogo Nippon Bearing:

https://www.nbeurope.com/wp-content/uploads/2020/03/No.177E.pdf

Catalogo Sit S.p.A.:

https://sitspa.it/wp-content/uploads/_documents/Giunti-Trasco-ES.pdf

Catalogo Steinmeyer:

https://www.steinmeyer.com/fileadmin/media/downloads/en/steinmeyer-catalog_technology_engl_2017.pdf