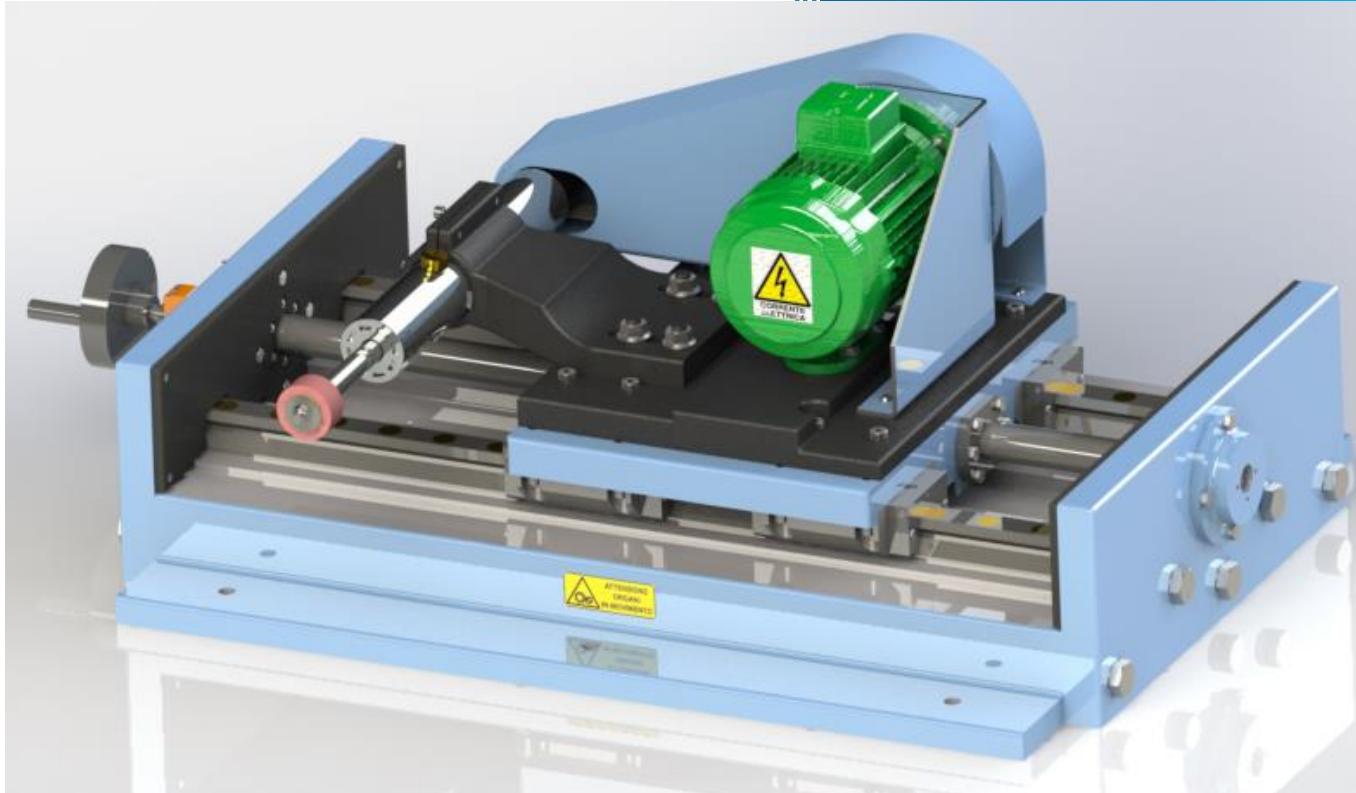




Resistenza dei materiali a.a. 2014/2015

“Progettazione di una testa porta-mola orizzontale”



Committente: Prof. Nicola
Cappetti
Prof. Gabriele
Cricrì
A cura di: Felice Di Palma
Leonardo Alfani

Sommario

INTRODUZIONE.....	2
Rettifica:.....	3
La Mola	3
Diverse tipologie di mole:	5
Predimensionamento.....	7
Albero.....	7
Specifiche di progetto:.....	8
Calcolo delle forze in gioco:	9
Dimensionamento:	11
Cinghia	12
Calcolo tiro della cinghia	18
Calcolo delle tensioni nella cinghia.....	20
Dimensionamento linguetta.....	21
Verifica serraggio lato mola	23
Dimensionamento per deformazione massima.....	27
Dimensionamento a fatica	30
Verifica statica.....	34
Verifica dinamica tramite velocità critiche flessionali.....	35
Componenti Della Macchina Utensile	37
Albero.....	37
Cuscinetti.....	37
Distanziale	40
Tenuta V-Ring.....	41
Ghiera Di Bloccaggio E Rosetta Di Sicurezza.....	43
Sistema Di Precarico	44
Carter	46
Mola.....	47
Basamento	47
Sistema Di Supporto:.....	48
Sistema Di Movimentazione – Slitta Portautensile	50

INTRODUZIONE

Il progetto ivi descritto è stato commissionato dai prof. Gabriele Cricrì e Nicola Cappetti nell'ambito dei corsi di “Resistenza dei Materiali ed Elementi delle Macchine” e “Grafica Computazionale Tecnica” 2014/2015, appartenenti al corso di studi di Ingegneria Meccanica dell’Università degli Studi di Salerno. Il compito assegnato prevede la progettazione e la modellazione in 3D di una **testa portamola orizzontale** per una macchina rettificatrice: in particolare la macchina viene realizzata per eseguire la rettifica interna di fori, e l’albero considerato è a sbalzo. Il dimensionamento viene effettuato in base alle conoscenze acquisite durante il corso di Resistenza dei materiali ed elementi delle macchine. Il programma di grafica 3D utilizzato per lo scopo è SolidWorks, il cui funzionamento è stato ampiamente descritto durante il corso di Grafica computazionale tecnica.

Nella prima parte dell’elaborato vengono fornite delle informazioni generali sulla macchina rettificatrice (in particolare sulle varie lavorazioni eseguibili), e sulla mola, ovvero l’elemento che in pratica effettua la lavorazione (geometria e struttura della mola, materiali con cui è realizzata ecc...).

In seguito viene descritto il dimensionamento dell’albero portamola, considerando i carichi in gioco, nonché la velocità di rotazione del sistema albero-mola, fornita come dato di partenza. Segue inoltre il dimensionamento del motore (in funzione della potenza necessaria alla lavorazione), delle pulegge e della cinghia, con relativi coefficienti di sicurezza.

Nell’ultima parte vengono descritti nel dettaglio i singoli elementi della macchina, ognuno dei quali assolve ad una specifica funzione, scelti in base alle esigenze di progetto.



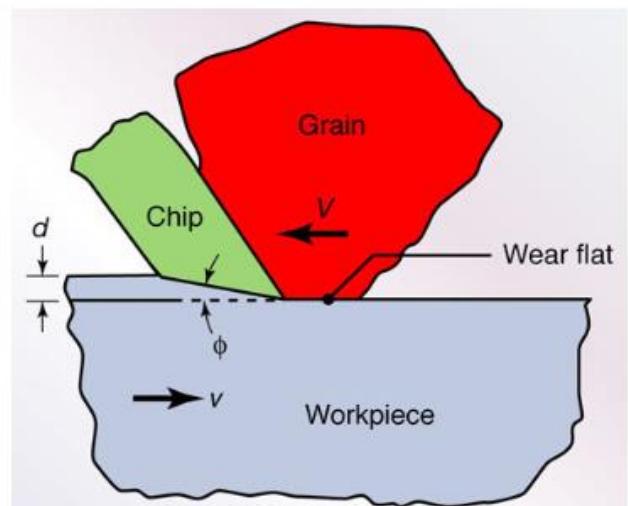
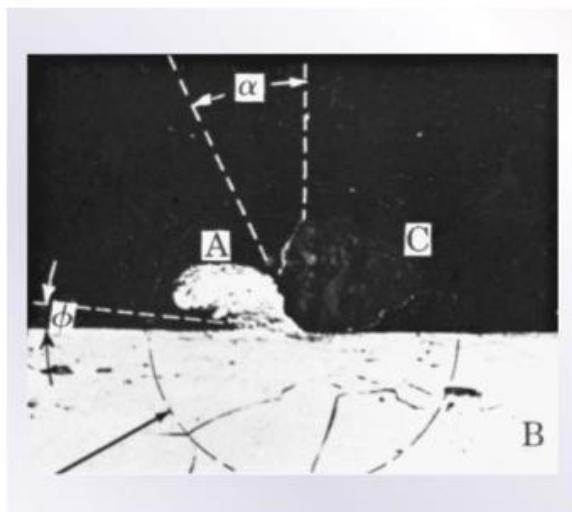
Albero – carter in sezione

Prima di procedere con il progetto ci proponiamo di presentare un quadro generale della lavorazione in esame.

Rettifica:

La lavorazione di rettifica consiste nell'eliminazione dei residui e del materiale in eccesso sotto forma di trucioli di piccolissime dimensioni, mediante mole a grana fina ed estremamente dura presente in una macchina detta rettificatrice. Lo scopo è ottenere, per un qualsiasi componente, superfici di elevata finitura e precisione dimensionale e di forma. L'operazione avviene su pezzi lavorati precedentemente, (ad esempio torniti o fresati), oppure che hanno subito trattamenti termici come la tempra.

L'asportazione del materiale avviene per l'azione di un elevato numero di grani abrasivi: un abrasivo è una sostanza naturale o artificiale caratterizzata da elevata durezza e bassissima fragilità come il quarzo e il diamante oppure l'alluminio e il vetro. I grani sinterizzati, cioè sottoposti al trattamento termico di sinterizzazione, sono distribuiti nella massa della mola e mantenuti nella forma desiderata grazie a un legante, il quale può essere più o meno resistente a seconda del materiale lavorato.

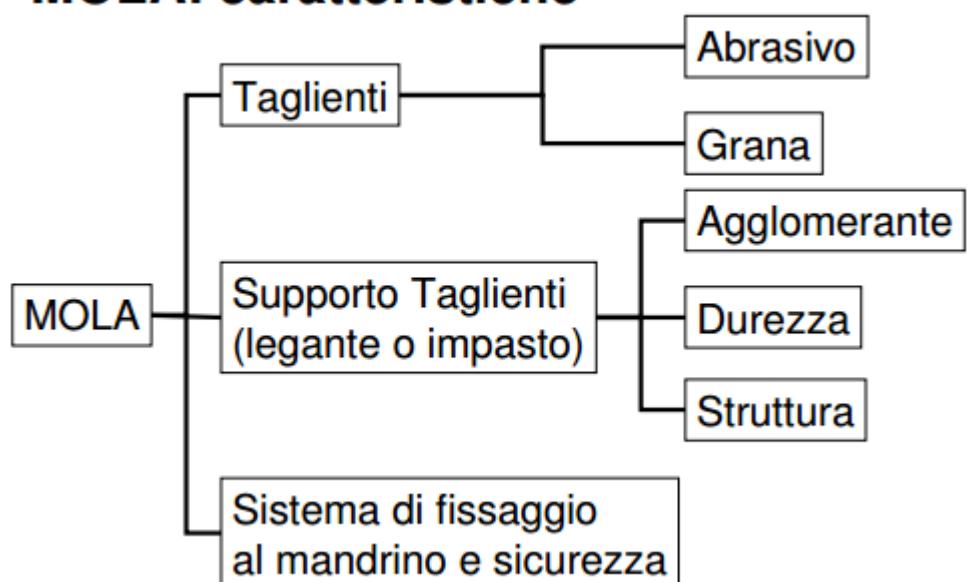


Formazione del truciolo durante la lavorazione di rettifica.

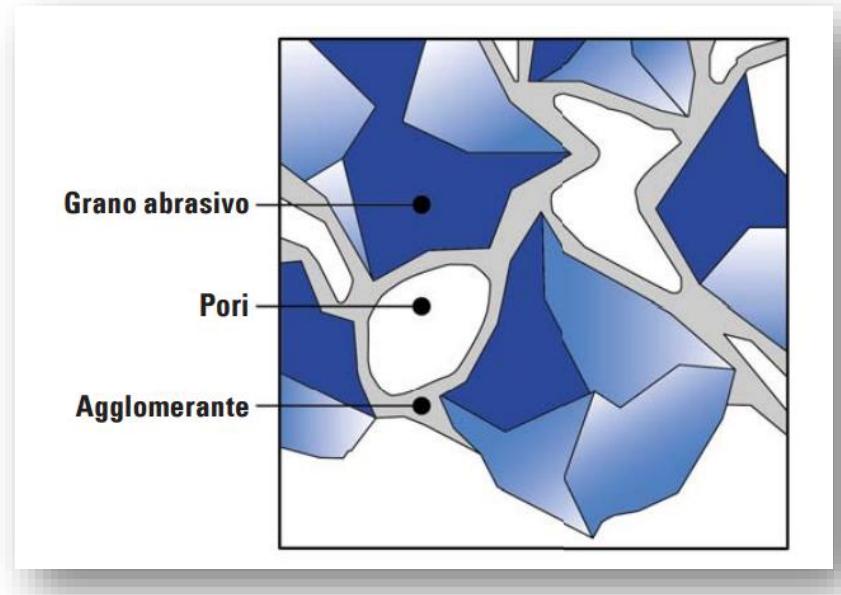
MOLA: caratteristiche

La Mola

La mola, costituita da tanti grani abrasivi tenuti insieme da un materiale detto agglomerante (esso determina la durezza, la resistenza e la capacità di taglio della mola), viene portata in rapida rotazione quando entra in contatto con il pezzo



in lavorazione. I piccoli grani asportano materiale sotto forma di minuscoli trucioli, che diventano incandescenti e producono il caratteristico pennacchio di scintille. Non tutti i grani, però, partecipano egualmente al processo di asportazione e pertanto, assieme ai trucioli, si formerà anche della polvere di metallo.



Per quanto riguarda i moti necessari all'operazione di rettifica, quello di taglio è sempre posseduto dalla mola ed è di tipo rotatorio continuo; per gli altri moti invece occorre differenziare la rettifica in tondo (superficie cilindriche o coniche esterne e interne) dalla rettifica in piano, destinata alle superfici piane; entrambe rappresentano le operazioni più comuni.

La rettifica in tondo si esegue montando il pezzo su un dispositivo meccanico che lo tiene fermo (mandrino), ruotando lentamente nello stesso senso della mola. Nel caso di rettifica in tondo per esterni e per interni, si può osservare come il moto di alimentazione sia di due tipi: uno rotatorio continuo posseduto sempre dal pezzo, l'altro rettilineo ugualmente posseduto dal pezzo e in genere parallelo all'asse della mola; quest'ultimo, nel caso di rettifica di superfici di limitata lunghezza (rettifica a tuffo), può essere posseduto dalla mola, con andamento trasversale rispetto all'asse del pezzo. Il moto di appostamento è sempre posseduto dalla mola ed è rettilineo intermittente: si ha, cioè, quando la mola non è in contatto con il pezzo, al termine di ogni passata.

Nel caso di rettifica in piano il moto di alimentazione è di due tipi. Nel caso di rettifica tangenziale esso consiste in un moto rettilineo alternativo (perpendicolare all'asse della mola e posseduto generalmente dal pezzo), e in un moto rettilineo intermittente (posseduto, al termine di ogni passata, dalla mola o dal pezzo). Nel caso di rettifica frontale il moto di alimentazione è del tipo rettilineo alternativo (o circolare) posseduto dal pezzo, e il diametro della mola è sempre superiore alla larghezza del pezzo da lavorare. Il moto di appostamento è sempre posseduto dalla mola.

La rettifica è un'operazione che consente di ottenere tolleranze dimensionali ristrette e una buona finitura superficiale. Orientativamente si raggiungono:

- tolleranze dimensionali IT6 - IT7;
- finitura superficiale Ra = 0,2 - 2 micron.

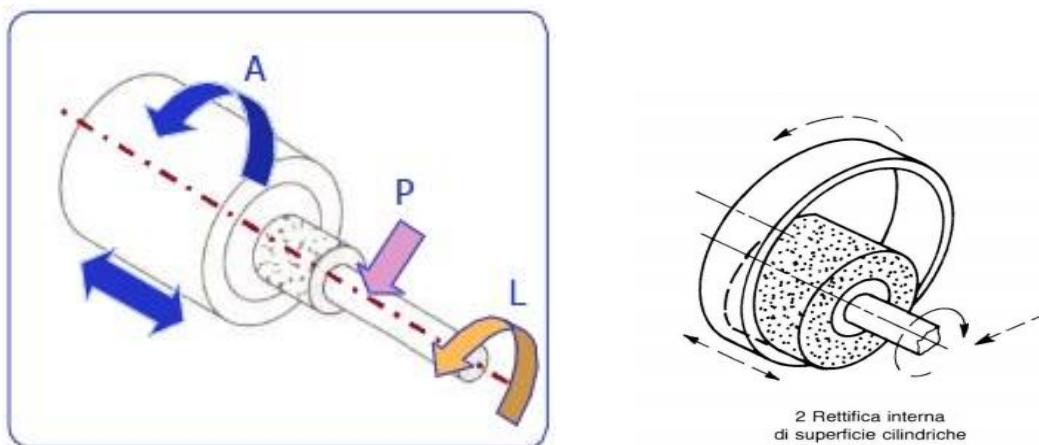
La tipologia di macchina assegnataci è una rettificatrice in tondo per interni. Vediamola nel dettaglio.

Rettificatrici in tondo per interni:

Vengono utilizzate per rettificare la superficie interna di fori cilindrici o conici, inoltre con le attrezzi adatte sono in grado di lavorare a produzioni in serie. Tale lavorazione è una delle più complesse. L'area di contatto tra mola e pezzo è relativamente elevata e di conseguenza si ha una riduzione della pressione unitaria, che rende difficile l'autoravvivatura e che crea difficoltà alla rimozione dei trucioli. Altra difficoltà consiste nell'applicazione corretta del getto di refrigerante, ostacolata dalla posizione della mola all'interno del pezzo.

Nella rettifica in tondo per interni con asse della mola fisso e rotazione del pezzo, si distinguono i seguenti movimenti:

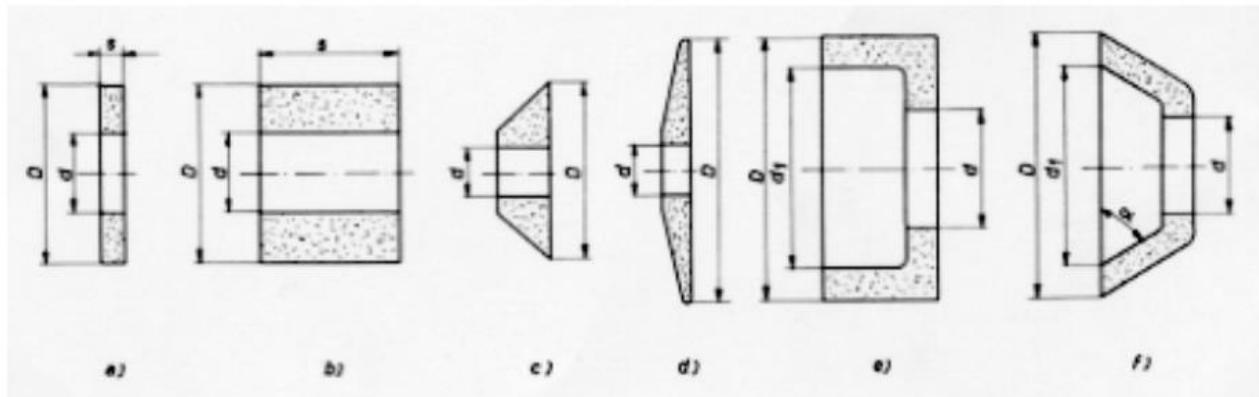
- il moto di taglio è posseduto dalla mola montata a sbalzo sul mandrino;
 - il moto di avanzamento periferico è posseduto dal pezzo che ruota in senso contrario alla mola;
 - il moto di avanzamento longitudinale è posseduto o dal mandrino porta mola o dal pezzo stesso.
- Dopo ogni passata longitudinale, la mola viene spostata radialmente per la passata successiva.



2 Rettifica interna
di superficie cilindriche

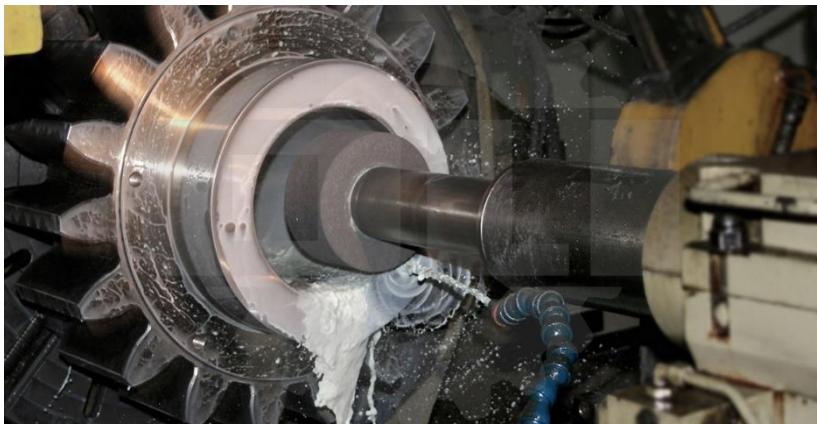
Diverse tipologie di mole:

Le rettifiche si effettuano con un particolare utensile, la mola abrasiva, costituito da una massa di granuli durissimi a spigoli taglienti, l'abrasivo, e da una sostanza legante che li fissa e li mantiene assieme, detta agglomerante. Si può pertanto considerare la mola come un utensile a taglienti multipli. Alcuni tipi di mole da rettifica e da taglio sono riportati nelle figure seguenti:



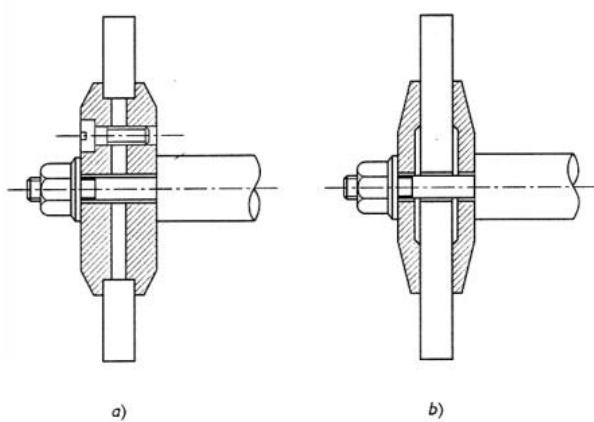
Mole da rettifica. a) = a disco; b) = ad anello; c) = a coltello; d) = a bisello; e) = a tazza cilindrica; f) = a tazza conica.

Nel progetto la mola analizzata è una classica mola a disco.



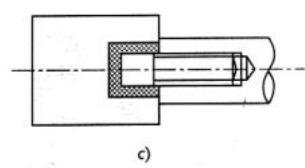
Esempio di rettifica interna con uso di liquido lubrorefrigerante.

La mola del nostro progetto è una mola serrata ad attrito come si evince dalla figura seguente:



Fissaggio:

- a) dispositivo portamola;
- b) flangia e controflangia;
- c) gambo filettato
annegato nel corpo
della mola;



Predimensionamento

Albero

L'albero è un organo meccanico rotante che ha la funzione di trasmettere o ricevere potenza, ovvero momento torcente, tramite altri organi meccanici rotanti montati su di esso. Oltre a essere sottoposto a sforzi di torsione, l'albero, in molti casi, è sottoposto anche a sforzi di flessione a causa di masse collegate allo stesso. Proprio per questi tipi di sforzi è opportuno dimensionare correttamente l'albero e al tempo stesso progettare un corretto sistema di supporti su cui deve poggiare.

A seconda degli utilizzi, un albero può essere concepito in diversi modi. Nel caso progettuale in esame si è previsto l'utilizzo di un **albero a sbalzo** che è concepito in modo da resistere a sforzi di tipo flessionali e torsionali. Presenta le seguenti caratteristiche:

- Linea d'asse: rettilinea
- Tipo di sezione: piena
- Forma della sezione: circolare
- Tipologia: albero lungo
- Vincoli: iperstatici

Negli alberi lunghi la condizione limite è rappresentata dalla deformazione massima accettabile, mentre negli alberi corti è rappresentata dalla “vita a fatica”.

Definizione: un albero si dice a sbalzo quando $L_0 > s$, ossia quando la distanza tra il baricentro della mola e l'inizio dell'albero è maggiore dello spessore della mola.

Alberi nelle macchine utensili:

Prima di poter procedere con le scelte tecnologiche occorre un corretto dimensionamento delle caratteristiche dimensionali e meccaniche dell'albero. Esso infatti può essere considerato l'elemento critico per la lavorazione: dalle caratteristiche flesso-torsionali di quest'ultimo non dipende soltanto la resistenza ai continui cicli di lavoro della macchina, ma anche le tolleranze e, quindi, la precisione della lavorazione. Un possibile acquirente di una rettificatrice ha bisogno di effettuare una determinata lavorazione per ottenere una finitura di superficie ottimale (se ci sono concorrenti sul mercato il cliente cercherà il miglior rapporto qualità/prezzo, ancora di più se il cliente è un'azienda che lavora su grossa scala). Se l'albero della mola subisce flessioni troppo elevate è chiaro che la macchina non sarà in grado di garantire una buona lavorazione, o quanto meno porterà ad ottenere tolleranze molto ampie.

Limiti di progetto:

Nel nostro caso il committente ha richiesto caratteristiche ben specifiche per la testa porta mola: non ci sono vincoli molto restrittivi sulle tolleranze di lavorazione ma bensì sulle dimensioni e gli ingombri della testa stessa. Non è raro infatti trovare impianti ormai già avviati e quindi l'aggiunta di un nuovo macchinario lascia poca libertà nella scelta di dove, come e in quanto spazio posizionare la macchina.

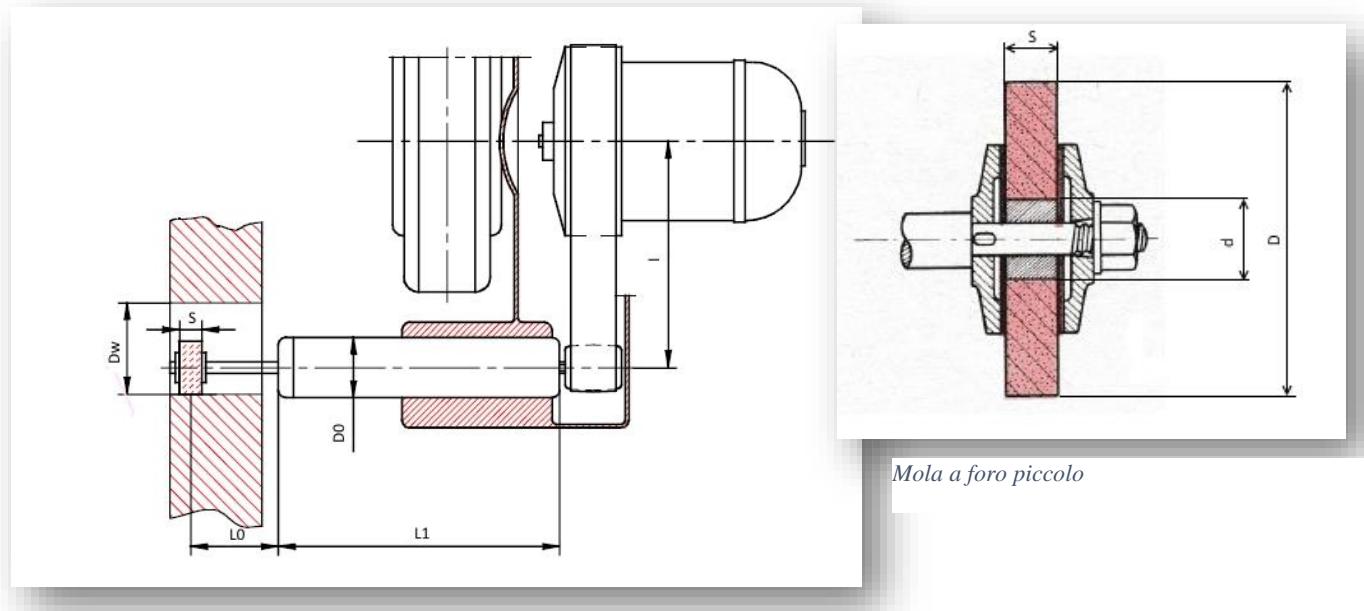
Nel caso specifico della richiesta di una mola per interni, i vincoli sono dettati maggiormente dalle dimensioni del foro da lavorare, e in particolare dalla sua profondità, da cui dipende la lunghezza dello sbalzo della testa. Anche il carter che contiene la mola non può avere dimensioni qualsiasi per la lavorazione, in quanto se esso ha dimensioni troppo elevate può limitare la profondità della lavorazione dato che potrebbe interferire con una faccia del pezzo da lavorare.



Specifiche di progetto:

La testa porta mola è stata commissionata con specifiche ben definite riguardo agli ingombri di tutto il sistema costituito da albero, carter, mola e interasse albero-motore. Inoltre è stato richiesto un particolare tipo di mola e specifici parametri di lavorazione. Di seguito saranno elencate le caratteristiche richieste:

Ingombri:



Dw	D0	D	d	L0	L1	S	I
120	70	60	20	150	400	30	400

Le misure sono da considerarsi in mm

Tipo di lavorazione:

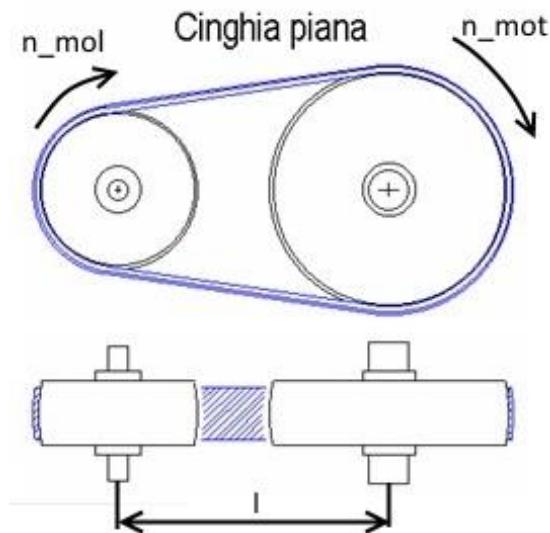
È necessario effettuare una rettifica cilindrica interna con solo avanzamento radiale



bw “spessore lavorabile”	S
Dw “Diametro pezzo”	Dw
Vfr “velocità avanzam. Radiale”	1.6 mm/min

Tipo di Trasmissione:

La trasmissione richiesta è con cinghia piana con le seguenti specifiche:



n_mot	3000 giri/min
n_mol	11000 giri/min
I	400 mm

Calcolo delle forze in gioco:

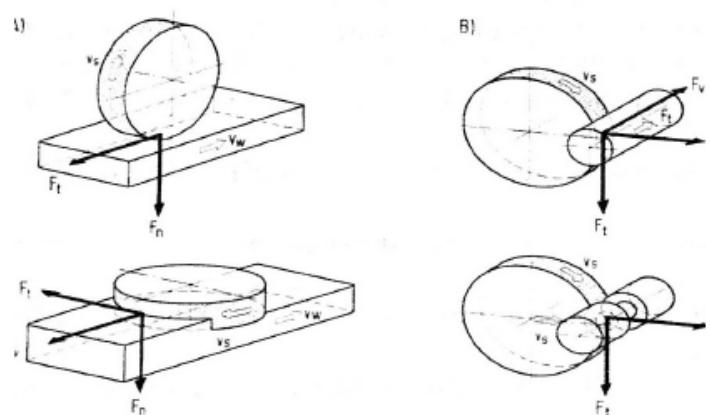
Prima di procedere al progetto e al dimensionamento di qualsiasi macchinario occorre sapere bene qual è il suo scopo e, quindi, tutte le condizioni a contorno a cui l'elemento in esame deve andare incontro. Le forze che agiscono sulla mola possono essere scomposte in tre componenti principali:

Carichi agenti. Forze di taglio

F_t = Forza tangenziale che corrisponde alla forza di taglio

F_n = Forza normale

F_v = Forza di avanzamento



Siccome la mola da progettare deve possedere solo avanzamento radiale, le forze critiche per la testa saranno principalmente la forza tangenziale per problematiche di torsione e quella normale per problematiche di flessione.

Parametro importantissimo è la potenza necessaria alla lavorazione, ossia la potenza necessaria a "strappare" il truciolo durante il moto.

La potenza necessaria alla lavorazione si ricava dalla relazione:

$$P = 0.155 \cdot k \cdot \sqrt{V \cdot s} \cdot \sqrt{\frac{v}{30}}$$

Dove:

- V è il volume asportato nell'unità di tempo (in cm^3/min) per processi di rettifica ed è calcolabile con la seguente formula:

$$V = b_w \cdot d_w \cdot \pi \cdot v_{fr}$$

- v è la velocità di taglio periferica della mola ed è data dalla relazione:

$$v_{mola} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000} \quad [\frac{m}{s}]$$

- S è lo spessore della mola a contatto con il pezzo (in cm)
- K è un coefficiente che dipende dal tipo di operazione e vale:
 - $k=7,5$ per rettifica in tondo per esterni
 - $k=6,2$ rettifica in piano
 - $k=7,0$ rettifica interna

Numericamente otteniamo:

$$v_{mola}=34,56 \text{ m/s}$$

$$V=18095 \text{ mm}^3/\text{min}$$

$$P=8,58 \text{ KW}$$

La forza tangenziale F_t si ricava facilmente se si conosce la potenza e il numero di giri della mola:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \quad F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D_{mola}}$$

Per la forza normale F_n si ipotizza essa sia tra il 30% ed il 100% maggiore della forza tangenziale ossia:

$$F_n = (1,3/2,0) \cdot F_t$$

Nel nostro caso si è posto $F_n=1.3 F_t$

La forza di avanzamento F_v si considera circa il 70% di quella di taglio.

Nel nostro caso:

- $\omega = 1152 \text{ rad/s}$
- $M_t = 7,45 \text{ Nm}$
- $F_t = 248 \text{ N}$
- $F_n = 323 \text{ N}$
- $F_v = 173,6 \text{ N}$

Dimensionamento:

Con i vincoli di progetto, si è passati alla scelta dei componenti da accoppiare all'albero in quanto le specifiche principali sono state date sugli ingombri. La scelta fondamentale è quella dei cuscinetti, dai quali dipendono molte delle valutazioni necessarie al dimensionamento. Successivamente vengono valutate le distanze relative tra i cuscinetti: infatti tali distanze sono necessarie per le valutazioni delle tensioni a cui è sottoposto l'albero. Una volta ricavato il diametro minimo si confronta con le scelte adoperate in un processo iterativo fin quando non vengono rispettati i criteri di resistenza e di sicurezza.

Per il dimensionamento dell'albero, è stato scelto un acciaio C40 UNI-EN 10083. Visualizzando le caratteristiche degli acciai da costruzione più comuni:

Caratteristiche meccaniche di alcuni acciai da costruzione [§]						
Tipo	Sigla	D, mm	R, MPa	Re, MPa	A%	KCU, J
Acciai da bonifica	C40	16-40	640-780	420	17	25
	36CrNiMo4	25	1000	855	15.4	90
	34CrNiMo6	25	1100	960	14.6	76
Acciai da cementazione	C10	11	540-930	345	12	35
	16NiCr4	25	1010	775	12.5	74
	18NiCr5/4	25	1130	910	11	66
	17NiCrMo6	25	1130	900	12	75

§ D diametro del saggio

R carico di rottura a trazione (o anche σ_r)

Re carico di snervamento a trazione (o anche σ_s)

A% allungamento percentuale (prova di trazione)

KCU resilienza

L'acciaio C40 UNI-EN 10083 ha le seguenti caratteristiche:

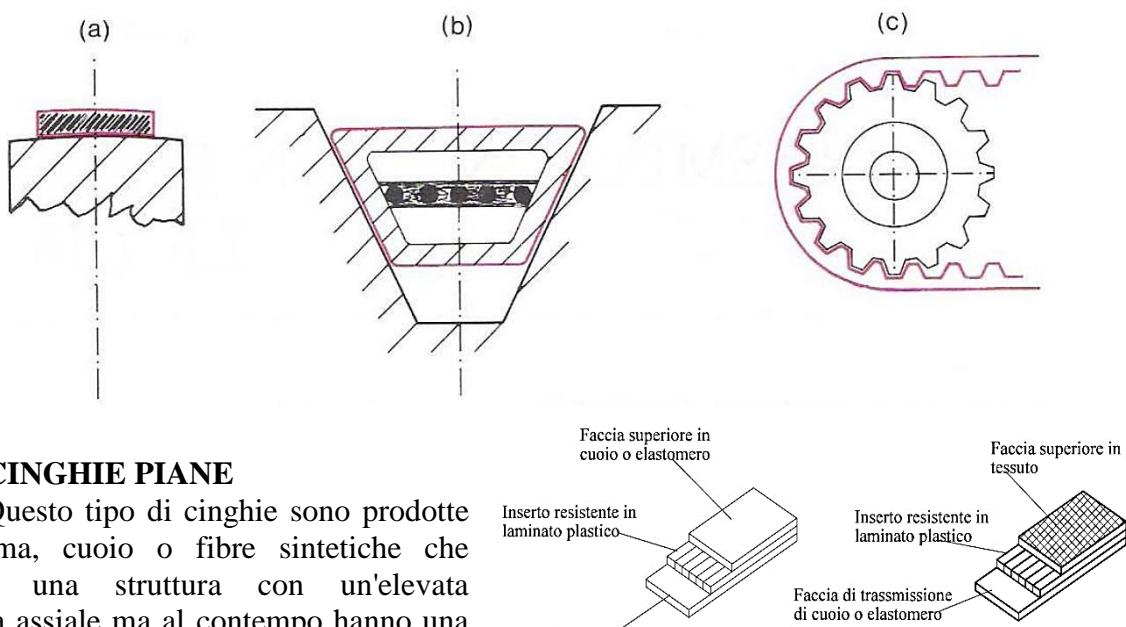
σ_r	σ_s	E
650 N/mm ²	400N /mm ²	206000 N /mm ²

Circa i valori massimi ammissibili per le σ_r e le σ_s t non è possibile indicare se non valori di larga massima dipendendo essi sia dalla natura del materiale, dai trattamenti termici, dal grado di finitura superficiale, dal tipo di sezione (presenza di cave, raccordi...) sia dalle modalità d'applicazione del carico (costante, pulsante, urto lieve/pesante....).

Criterio di scelta della Cinghia

Le cinghie sono organi flessibili di trasmissione del moto. Sono utilizzate per collegare due alberi, normalmente ad assi paralleli.

Si suddividono in vari tipi a seconda del campo di utilizzo: PIANE (a), TRAPEZOIDALI (b), DENTATE o SINCRONE (c).



• CINGHIE PIANE

Questo tipo di cinghie sono prodotte in gomma, cuoio o fibre sintetiche che formano una struttura con un'elevata rigidezza assiale ma al contempo hanno una capacità di flessione necessaria per poter essere avvolte alle pulegge. Presentano una sezione rettangolare con spessore ridotto rispetto alla larghezza. Vengono accoppiate a pulegge con una superficie leggermente bombata, al fine di evitare che la cinghia, durante il funzionamento, fuoriesca dalla puleggia stessa.

I vantaggi di tale tipo di cinghia sono:

- Costo relativamente basso di montaggio o sostituzione
- Semplicità di montaggio
- Trasmissione della potenza a lunghe distanze
- Elevata elasticità, quindi possibilità di assorbire brusche variazioni di coppia.

I dati del progetto richiedono di utilizzare la cinghia di tipo **piana**, dimensionandola in base a determinati parametri:

n_{mot}	3000 giri/min
n_{mola}	11000 giri/min
I	400 mm

Il dimensionamento delle trasmissioni a cinghia piatta viene fatto prevalentemente tramite tabelle; i dati da conoscere preventivamente per dimensionare una trasmissione sono:

- Potenza nominale del motore
- Tipo di motore e di servizio
- Il rapporto di trasmissione voluto
- Interasse

1) Calcolo potenza effettiva necessaria (P_p)

Secondo quanto riportato dalla normativa UNI 5790-66 la potenza nominale del motore viene maggiorata per tenere conto dei sovraccarichi all'avviamento o a quelli dovuti al servizio reso. La tabella 1 riporta il valore del fattore correttivo C_s , in relazione al tipo di macchina operatrice e alle ore di utilizzo.

Macchina operatrice	Motore elettrico o a combustione interna			Motore elettrico con alta coppia di spunto		
	Servizio intermitt. 3 ÷ 5 ore giornaliere o servizio stagionale	Servizio normale 8 ÷ 10 ore giornaliere	Servizio continuo 16 ÷ 24 ore giornaliere	Servizio intermitt. 3 ÷ 5 ore giornaliere o servizio stagionale	Servizio normale 8 ÷ 10 ore giornaliere	Servizio continuo 16 ÷ 24 ore giornaliere
Ventilatore e compressore centrifugo - Pompa centrifuga - Trasportatore a nastro (leggero)	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Gruppo generatore - Linea d'alberi - Macchinario per stampa, lavanderia - Macchina utensile - Pressa - Taglierina - Trasportatore a nastro (pesante)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Compressore e pompa alternativa - Trasportatore ed elevatore meccanico - Macchinario per: cantiere, industria tessile, industria ceramica e laterizi, cartiere, industria petrolifera - Frantoi	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Molino a palle, a cilindri: molazza	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

(Tabella 1, C_s)

Inoltre va considerato il coefficiente correttivo che tiene conto delle caratteristiche della trasmissione (C_f , tabella 2)

Trasmissione verticale o con angoli inferiori a 45°:	1,2 ÷ 1,3	Galoppino tenditore: sul tratto lento: interno: 1	Presenza di olio, o polvere:	1,3
Trasmissione incrociata o semincrociata:	1,3 ÷ 1,5	su tratto teso: esterno: 1,1 interno: 1,1 esterno: 1,2		

(Tabella 2, C_f)

La potenza effettivamente necessaria si calcola con la formula:

$$P_p = P C_s C_f$$

2) Calcolare la potenza effettivamente trasmissibile dalla cinghia (p)

Presumendo di adottare una determinata puleggia, si fissa il diametro della puleggia minore; i produttori di cinghie forniscono in base alla qualità costruttiva dei materiali impiegati e in funzione della velocità v e del diametro d della puleggia minore la potenza nominale P_0 che la cinghia può trasmettere per unità di larghezza (Vianello 1991, p234). Per il calcolo della velocità viene adottata la classica formula $v=w1*(d/2)$ essendo fissato il diametro e la velocità angolare della puleggia.

La tabella 3 riporta due esempi forniti da costruttori che ci permettono di scegliere la potenza nominale in base al diametro della puleggia e alla velocità in m/s:

Velocità m/s	Hevaloid HV				Hevaflex				
	ϕ puleggia minore mm				ϕ puleggia minore mm				
	35	40	45	≥ 50	15	20	25	30	≥ 35
10	0,35	0,41	0,44	0,46	0,39	0,54	0,66	0,74	0,78
12,5	0,44	0,50	0,54	0,56	0,47	0,66	0,82	0,91	0,97
15	0,51	0,58	0,61	0,64	0,53	0,78	0,96	1,07	1,14
17,5	0,57	0,65	0,70	0,74	0,61	0,88	1,11	1,24	1,32
20	0,63	0,73	0,77	0,82	0,66	0,99	1,23	1,39	1,49
22,5	0,67	0,78	0,83	0,88	0,73	1,09	1,36	1,54	1,63
25	0,70	0,83	0,88	0,93	0,78	1,19	1,49	1,69	1,79
27,5	0,71	0,86	0,92	0,98	—	1,28	1,59	1,81	1,94
30	0,71	0,88	0,94	1,01	—	1,35	1,68	1,93	2,09
32,5	0,70	0,89	0,95	1,03	—	—	1,77	2,02	2,21
35	—	0,88	0,96	1,03	—	—	1,84	2,10	2,31

(Tabella 3)

La potenza specifica è basata su dati teorico-empirici che tengono conto di una durata media accettabile in condizioni di esercizio normali. Per il calcolo si introducono alcuni fattori correttivi in rapporto a particolari condizioni di esercizio (P. Andreini 2005, p 1013).

In particolare il coefficiente C_α tiene conto di un diverso angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia ed è funzione di

$$\frac{(D - d)}{I}$$

in quanto

$$\alpha_1 = \pi - \frac{D-d}{I}$$

e lo si trova indicato in tabella 4 (da norma UNI 5790)

α	90	100	110	12	130	140	150	160	170	180	200	210	220
C_α	0,61	0,66	0,7	0,75	0,79	0,84	0,87	0,91	0,97	1	1,07	1,1	1,12

(Tabella 4: Coefficiente correttivo angolo di abbraccio)

In questa sede è opportuno verificare l'interasse assegnato in quanto deve garantire l'angolo di avvolgimento e rispettare determinate condizioni (R. Rossi 1996, p350). Il coefficiente C_d tiene conto del diametro delle pulegge utilizzate e viene considerato solo per le cinghie di cuoio (P. Andreini 2005, p1015) ed è indicato in tabella 5 (norma UNI 5790).

Diametro della puleggia minore (mm)	0 ÷ 100	101 ÷ 200	201 ÷ 300	301 ÷ 400	401 ÷ 750	> 750
Coefficiente correttivo: K_3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1

(Tabella 5: Coefficiente correttivo pulegge piccolo diametro)

La potenza effettiva trasmissibile dalla cinghia prescelta sarà quindi

$$p = P_0 C_a C_d$$

3) Calcolo larghezza cinghia (a)

La larghezza della cinghia a è data da

$$a = \frac{P_p}{p}$$

e si arrotonda per eccesso al valore unificato più prossimo dato dalla tabella 6 (norma UNI-4921)

Larghezza cinghia (mm)	Larghezza puleggia (mm)	Larghezza cinghia (mm)	Larghezza puleggia (mm)
16	20	125	140
20	25	140	160
25	32	160	180
32	50	180	200
40	50	200	224
50	63	224	250
63	71	250	280
71	80	280	315
80	90	315	355
90	100	355	400
100	112	400	450
112	125	450	500
		500	560

(Tabella 6: Larghezze unificate cinghie piatte)

4) Lunghezza cinghia (L)

La lunghezza della cinghia si calcola con la formula:

$$L = 2 I + 1,57(d + D) + \frac{(D-d)^2}{4I}$$

Se si sceglie di utilizzare una cinghia unificata da normativa (tabella 7) allora va scelta la cinghia con lunghezza L' più prossima a L e l'interasse corretto I_c potrebbe differire da quello assegnato e va ricalcolato tramite

$$I_c = I \pm \frac{L-L'}{2}$$

Lunghezza	Lunghezza	Lunghezza	Lunghezza
500	850	1400	2800
530	900	1500	3150
540	950	1600	3550
600	1000	1700	4000
630	1060	1800	4500
670	1120	1900	5000
710	1160	2000	
750	1250	2240	
800	1320	2500	

(Tabella 7, Lunghezze disponibili per le cinghie piatte da normativa)

Scelta della cinghia

Il tipo di cinghia da utilizzare nel nostro caso è una CINGHIA PIANA con un interasse tra le pulegge di 400mm.

Dati progetto:
Cinghia Piana

n_{mot}	3000 giri/min
n_{mola}	11000 giri/min
I	400 mm

I dati a nostra disposizione ci permettono di effettuare uno studio sul dimensionamento della cinghia e delle relative pulegge:

$$F_v = 70\% b_{Ft} = 173,6 \text{ N}$$

Calcolo potenza necessaria P_p :

$$P_p = PC_s C_f$$

con C_s =fattore correttivo relativo al tipo di macchina: macchina utensile per servizio normale 8/10 ore giornaliere: $C_s=1,2$ (dalla tabella 1)

C_f =fattore correttivo relativo alle caratteristiche della trasmissione: trasmissione verticale con angoli inferiori di 45°: $C_f=1,3$ (dalla tabella 2)

$$P_p = 8,58 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 13,3848 \text{ kW}$$

A questo punto scegliamo il diametro della puleggia condotta:

$$d = 50 \text{ mm}$$

ricavando quindi la velocità tangenziale della puleggia:

$$v = (\pi \cdot d \cdot n_{mola}) / 2 = 28,8 \text{ m/s}$$

Dalla tabella 3 si legge la Potenza nominale relativa ai nostri dati

$$P_0=1,01$$

Si ricava il rapporto di trasmissione

$$\varepsilon = n_{\text{mot}} / n_{\text{mola}} = 0,27$$

da cui si calcola il diametro della puleggia motrice

$$D = d / \varepsilon = 183,2 \text{ mm}$$

L'angolo di avvolgimento della cinghia è

$$\alpha_1 = \pi - [(D-d)/I] = 160^\circ$$

da cui, grazie alla tabella 4, si conosce il coefficiente di avvolgimento

$$C_a = 0,91$$

Dalla tabella 5 ricavo il coefficiente C_d , in relazione al diametro della puleggia scelto e ipotizzando come materiale della cinghia il cuoio,

$$C_d = 0,5$$

Ora è possibile ricavare la potenza effettivamente trasmissibile dalla cinghia:

$$p = P_0 C_a C_d = 0,46$$

A questo punto sono noti tutti i termini per il dimensionamento della cinghia:

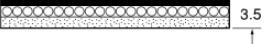
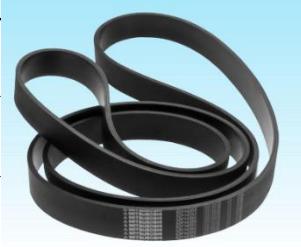
$$\text{Larghezza cinghia} = a = P_p / p = 29,1 \text{ mm}$$

che approssimata rispetto ai valori della normativa, presenti in tabella 6 diventa

$$a = 32 \text{ mm}$$

con larghezza puleggia pari a 50mm.

$$\text{Lunghezza cinghia} = L = 2I + 1,57(d+D) + \frac{(D-d)^2}{4I} = 1177,21 \text{ mm}$$

Dimensioni delle sezioni e codice prodotto			Cinghia SUPER FLEXSTAR®
Tipo di cinghia	Spessore (mm)	Larghezza cinghia standard (mm)	
FL		20,25,32,40,48,60,80,100	
FM		20,25,32,40,48,60,80,100	
FH		50,75,100,125,150,175,200	

 **MITSUBOSHI**®

Calcolo tiro della cinghia

Dopo aver ricavato le caratteristiche dimensionali della cinghia e delle pulegge, si può procedere con il calcolo della forza di reazione agente sulla puleggia mossa dovuta ai due tiri T_M e T_m (con $T_M > T_m$).

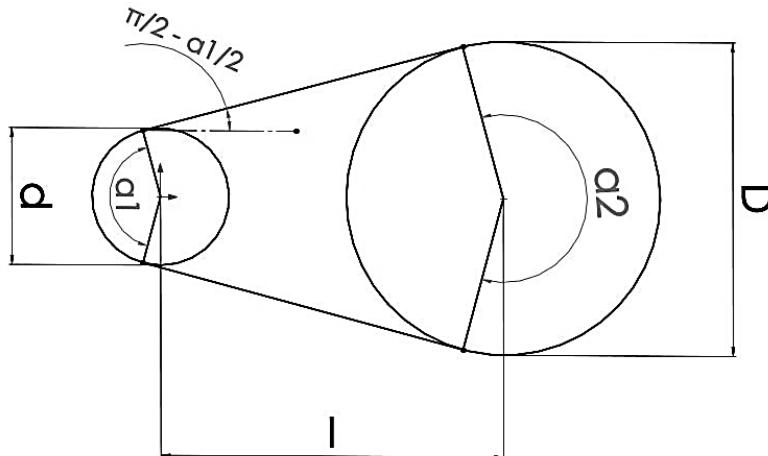
Scegliamo innanzitutto il materiale della cinghia, per determinarne il coefficiente d'attrito, il quale dipende dai materiali delle superfici di contatto, come può essere notato dalla seguente tabella:

Materiale delle cinghie	Legno	Materiale delle pulegge			
		Acciaio o ghisa			
		(1)	(2)	(3)	(4)
Cuoio a concia vegetale	0,30	0,25	0,20	0,12	0,15
Cuoio a concia minerale	0,45	0,40	0,35	0,20	0,25
Gomma	0,35	0,32	0,15		
Tessuto gommato	0,38	0,35	0,20		
Balata	0,35	0,32	0,20		
Cotone	0,25	0,22	0,15	0,10	0,12

Avendo scelto come materiale il Cuoio a concia vegetale, prendiamo come coefficiente d'attrito il valore:

$$f = 0.25$$

(1) Per pulegge pulite



Dalle caratteristiche geometriche dell'accoppiamento cinghia-pulegge e dai calcoli effettuati precedentemente, ricaviamo:

- $\alpha_1 = 160^\circ$
- $h = 2,5 \text{ mm}$ (da catalogo)
- $d = 50 \text{ mm}$
- $D = 183,2 \text{ mm}$
- $I = 400 \text{ mm}$
- $a = 32 \text{ mm}$ (larghezza cinghia)
- $q_1 = 1,10 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{mm}}$
- $E = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

q rappresenta la **massa lineica** della cinghia, ricavata dalla tabella di destra.

PARAMETRI	Carico (N/mm ²)		Modulo di elasticità E N/mm ²	Massa lineica specifica q ₁ kg/m ² mm	Allungamento max. sotto carico di lavoro
	di rottura σ _r	max ammiss. σ _{am}			
Cuoio	25÷40	2,5÷6	150÷250	1	1,5÷3
Composita nylon-cuoio o elastomeri	200÷225	25÷45	400÷600	1,1	0,5÷1,5
Composita gomma-tessuti	25÷50	2,5÷10	300÷500	1,2	0,5÷2
Cotone, Balata ecc.	35÷50	3,5÷10	125÷650	1,2	1,5÷3
Per alte velocità	100÷125	10÷25	150÷300	1,1	0,5÷1

Ricaviamo la massa della cinghia:

$$q = \frac{q_1}{1000} \cdot A = \frac{q_1}{1000} \cdot a \cdot h = 0,088 \text{ kg}$$

A rappresenta la sezione della cinghia.

Procediamo con il calcolo del tiro utile T_u :

$$T_u = \frac{P}{v} = 298 \text{ N}$$

Per cinghie di piccolo spessore è trascurabile, nel calcolo, il termine dovuto alla flessione. Tuttavia per la velocità di esercizio di progetto, non sono trascurabili i termini dovuti all'accelerazione centrifuga. Pertanto le relazioni tra T_m , T_M e T_u si riducono a:

$$T_M = T_u \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + qv^2 + A\sigma_f \quad T_m = T_u \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} + qv^2 + A\sigma_f$$

Quindi:

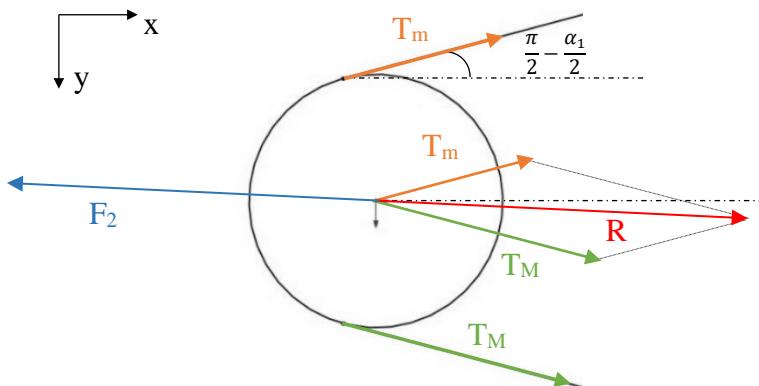
$$\begin{cases} T_M = T_u * \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + qv^2 = 638 \text{ N} \\ T_m = T_u * \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} + qv^2 = 340 \text{ N} \end{cases}$$

Fissato il sistema di riferimento x-y come in figura, si procede con il calcolo delle componenti della risultante R:

$$\begin{cases} R_x = T_M * \cos(\pi/2 - \alpha/2) + T_m * \cos(\pi/2 - \alpha/2) = 963 \text{ N} \\ R_y = T_M * \sin(\pi/2 - \alpha/2) - T_m * \sin(\pi/2 - \alpha/2) = 52 \text{ N} \end{cases}$$

La risultante è invece:

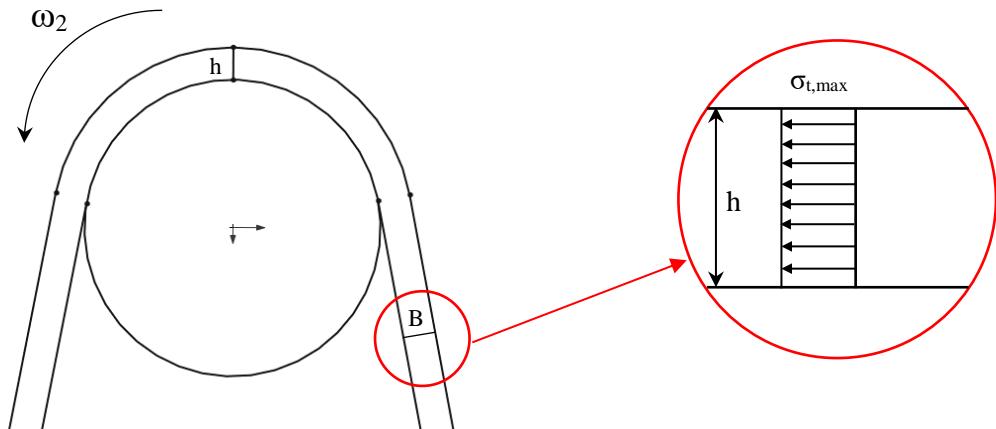
$$|R| = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 964 \text{ N} = |F_2|$$



Essa è uguale ed opposta alla forza di reazione F_2 agente sull'albero. Tale reazione è necessaria per trasferire il momento motore dalla puleggia motrice alla cinghia (per attrito) e dalla cinghia alla puleggia condotta. Questo comporta un carico aggiuntivo sull'albero. Inoltre fa sì che la cinghia stessa sia sollecitata a trazione e (a causa della curvatura) a flessione.

Procediamo con il calcolo di tale tensione.

Verifica della cinghia



Come si può notare dalla figura, la cinghia è soggetta sia a flessione che a trazione. La flessione è causata dall'avvolgimento della cinghia sulla puleggia. Infatti ci sarà una curvatura chè causerà la distensione delle fibre esterne (a una maggiore quota radiale) e una compressione delle fibre più vicine alla superficie di contatto con la puleggia. Poiché lo spessore è piccolo la tensione flessionale è trascurabile.

Quindi per la verifica della cinghia calcoliamo la tensione normale massima agente nella cinghia, soggetta al tiro massimo T_M . La sezione di interesse è indicata in figura con la lettera B.

B) Per ottenere la tensione normale prodotta dalla trazione, ci basta dividere il tiro massimo T_M per l'area della sezione ($a \cdot h$):

$$\sigma_{t,max} = \frac{T_M}{a \cdot h} = 8 \text{ MPa}$$

La tensione massima deve essere inferiore alla tensione massima ammissibile, dipendente dal materiale. Nel nostro caso $\sigma_{amm}=45 \text{ MPa}$, quindi:

$$\sigma_{max} = \sigma_{t,max} \leq 45 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad 8 \text{ MPa} \leq 45 \text{ MPa} \quad \text{Verificato}$$

Calcolo interasse tra le pulegge per ottere il precarico T_0

Nel sistema da noi progettato, per ottenere l'attrito necessario tra cinghia e pulegge è necessario distanziare queste ultime lungo l'interasse. Questo può essere ottenuto mediante un precarico T_0 che permette di schiacciare la cinghia sulle pulegge (generando una deformazione elastica ε della cinghia stessa).

T_0 può essere calcolato a partire da T_M e T_m :

$$T_0 = \frac{T_M + T_m}{2} = 489 \text{ N}$$

Noto il precarico possiamo calcolare la deformazione necessaria della cinghia affinché essa non slitti sulle pulegge. Dalla teoria delle deformazioni elastiche:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Moltiplico ambo i membri per la sezione A, notando che σ è proprio quella dovuta al precarico T_0 :

$$\sigma \cdot A = E \cdot \varepsilon \cdot A \rightarrow T_0 = E \cdot \varepsilon \cdot A \rightarrow \boxed{\varepsilon = \frac{T_0}{EA} = 0.0122}$$

Dove si è usato come modulo di Young il valore $E=500 \text{ MPa}$

Ricordando che ε è un allungamento per unità di lunghezza, abbiamo:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{I_0} = \frac{I - I_0}{I} \rightarrow \boxed{I_0 = 395,18 \text{ mm}}$$

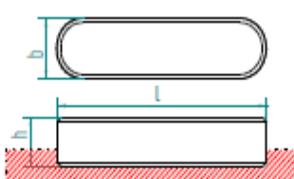
Dove I rappresenta l'interasse finale (con cinghia deformata), corrispondente a quello di progetto (400 mm) e I_0 l'interasse iniziale in assenza di precarico.

Scelta e verifica della linguetta

Si procede col dimensionamento della linguetta:

La linguetta deve avere una lunghezza sufficiente ad interessare la maggior parte della larghezza della puleggia.

La normativa prevede che per un certo albero vi siano calettate delle linguette di larghezza e altezza date e quindi, dalla tabella di fianco, si sceglie (avendo un diametro di 12 mm) una lunghezza unificata di 45 mm. La sua designazione è:

				LINGUETTE					
				Materiale: acciaio con $R \geq 590 \text{ N/mm}^2$					
				Serie Lunghezze: 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 22 – 25 – 28 – 32 – 36 – 40 – 45 – 50 56 – 63 70 – 80 – 90 – 100 – 110 – 125 – 140 – 180 – 200 – 220 – 280 – 320 – 360 – 400					
Albero		Linguetta				Cava			
Diametro d	Dimensioni Nominali b x h	Lunghezze L	Smusso s min. max	Dimens Nomin. b	Profondità Albero t₁	Profondità Mozzo t₂	Toller su t₁ e t₂	Raggio r min max	
da 6 a 8	2 x 2	da 6 a 20	0,16	2	1,2	1	+ 0,1	0,08	
oltre 8 » 10	3 x 3	» 6 » 36	0,25	3	1,8	1,4		0,16	
» 10 » 12	4 x 4	» 8 » 45		4	2,5	1,8			
» 12 » 17	5 x 5	» 10 » 56	0,25	5	3	2,3	0	0,16	
» 17 » 22	6 x 6	» 14 » 70	0,40	6	3	2,8		0,25	
» 22 » 30	8 x 7	» 18 » 90		8	4	3,3			

Linguetta UNI 6604 – A 4x4x45.

Si procede ora alla verifica della linguetta calcolando le tensioni agenti.

In particolare essa è soggetta sia a taglio, dovuto alla porzione di superficie laterale in contatto con la puleggia e albero, sia a compressione nella parte di linguetta presente nella sede sull'albero.

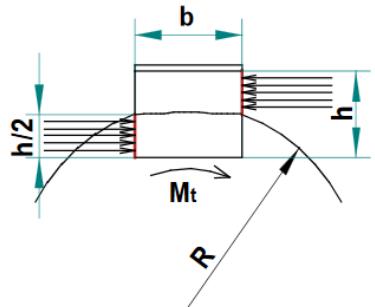


Per il calcolo delle forze agenti sulla linguetta abbiamo:
la forza \mathbf{F} tangente che genera il momento torcente

$$F = \frac{M_t}{R} = 1242 \text{ N}$$

Dove R è il raggio del mozzo interno alla puleggia pari a $D/2=12/2=6\text{mm}$

Questa forza sollecita la linguetta sia a compressione che a taglio:



1. Per la compressione abbiamo che F genera una forza di pressione p pari a:

$$p = \frac{F}{A_2}$$

Dove A_2 è la sezione resistente pari a metà della sezione riportata a destra.

Sostituendo $A_2 = \frac{h}{2} \cdot L = 90 \text{ mm}^2$:



$$p = \frac{2F}{h \cdot L} = 13,8 \text{ MPa}$$

2. Per quanto riguarda il taglio, approssimando la sezione B-B a un rettangolo ed essendo $L \gg b$ l'espressione diventa:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{A_1} = \frac{3}{2} \frac{F}{bL} = 10,3 \text{ MPa}$$

Dove $A_1=180 \text{ mm}^2$



Per verificare la linguetta ora occorre che:

$$\tau_{max} \leq \tau_{amm} \quad e \quad p \leq p_{amm}$$

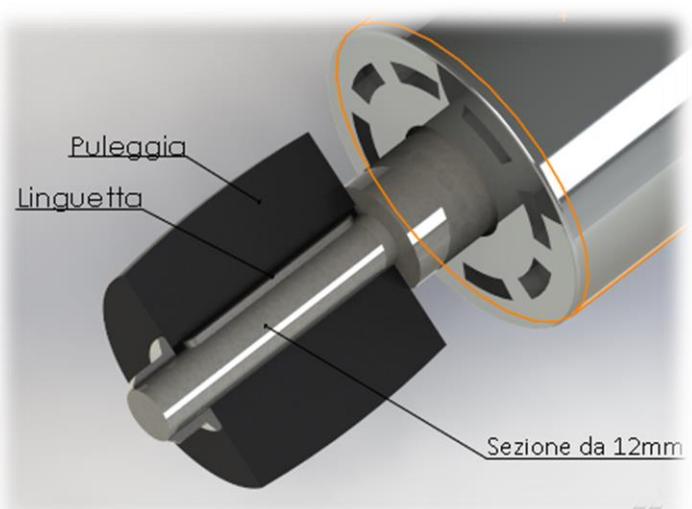
Per p_{amm} in genere, per acciai, si pone $p_{amm}=90/250 \text{ MPa}$

Invece per τ_{amm} nella tabella delle linguette vi è un valore di $R=590 \text{ MPa}$ che diviso per un opportuno coefficiente di sicurezza fa ottenere: $\tau_{amm} = \frac{R}{\sqrt{3} \cdot 9} = 37,8 \text{ MPa}$

$$10,3 \leq 37,8 \quad 13,8 \leq 90 \quad \text{Verificata}$$

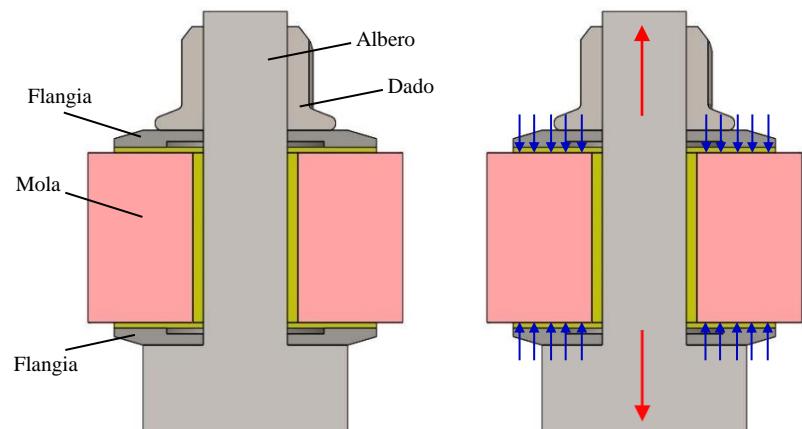
La linguetta è dunque verificata.

Sulla destra sono riassunti alcuni dei risultati ottenuti nel dimensionamento dello sbalzo lato puleggia.



Verifica serraggio lato mola

Dal lato mola nel progetto è presente un serraggio, ossia un collegamento smontabile, tra due elementi strutturali. La particolarità è che vi sono sollecitazioni anche in assenza di carichi esterni. Di fatti la vite è sollecitata a **trazione** mentre gli elementi interposti tra dado e albero sono soggetti a **compressione** (in particolare la mola).



Iniziamo con la verifica del dado. Il dado scelto da progetto è ISO M16 con passo $p=1,25\text{mm}$. Preleviamo i valori necessari dalla seguente tabella:

Dimensioni nominali sec. UNI 4535-64

Tolleranze di fabbricazione sui diametri medi dei maschi per madreviti ISO 6H

Dimensioni limite - Madrevite ISO 6H

Filettature a passo fine

Dimensioni in mm

$$H = 0,86603 P$$

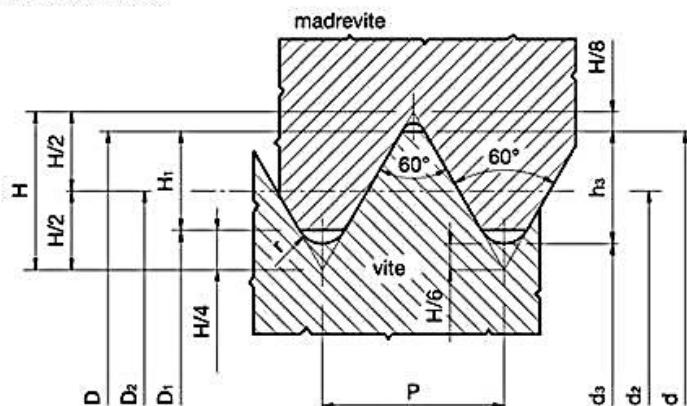
$$H_1 = \frac{5}{8} H = 0,54127 P$$

$$h_3 = \frac{17}{24} H = 0,61343 P$$

$$d_2 = D_2 = d - \frac{3}{4} H = d - 0,64952 P$$

$$d_3 = d - 2 h_3 = d - 1,22687 P$$

$$r = \frac{H}{6} = 0,14434 P$$



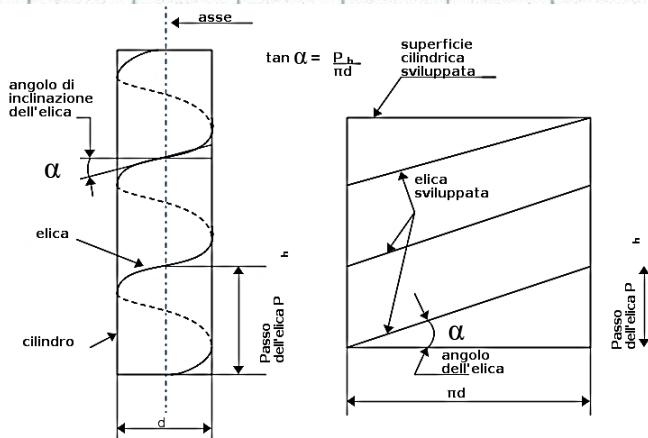
Diametro nominale	Passo	Diametro medio	Diametro nocciolo		Profondità filettatura		Raggio	Diametro medio maschio d_2 toll. 6H	Diametro medio madrevite toll. 6H		
$d=D$	P	$d_2=D_2$	vite d_3	madrevite D_1	vite h_3	madrevite H_1	r	min.	max.	min.	max.
M 2	0,25	1,838	1,693	1,729	0,153	0,135	0,036	1,844	1,856	1,838	1,886
M 2,5	0,35	2,273	2,071	2,121	0,215	0,189	0,051	2,293	2,307	2,273	2,358
M 3	0,35	2,773	2,571	2,621	0,215	0,189	0,051	2,794	2,809	2,773	2,863
M 3,5	0,35	3,273	3,071	3,121	0,215	0,189	0,051	3,294	3,309	3,273	3,363
M 4	0,5	4,773	4,571	4,621	0,215	0,189	0,051	4,794	4,809	4,773	4,863
M 5	0,63	6,273	5,971	6,021	0,215	0,189	0,051	6,294	6,309	6,273	6,363
M 6	0,8	7,773	7,471	7,521	0,215	0,189	0,051	7,794	7,809	7,773	7,863
M 8	1,25	15,350	14,773	14,917	0,613	0,541	0,144	15,388	15,413	15,350	15,510
M 10	1,5	15,188	14,466	14,647	0,767	0,677	0,180	15,230	15,258	15,188	15,368
M 12	1,5	15,026	14,160	14,376	0,920	0,812	0,217	15,071	15,101	15,026	15,216

In particolare il diametro medio della filettatura è $d_m = 15,19\text{ mm}$ mentre il diametro nocciolo è $d_n = 14,47\text{ mm}$.

Calcoliamo l'angolo di avvolgimento del filetto (angolo dell'elica):

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi d_m} \right) = 2,1^\circ$$

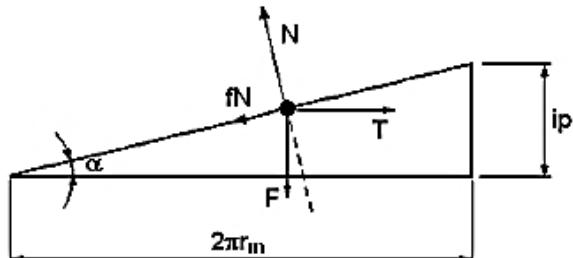
Per angoli di avvolgimento compresi tra 2° e 5° normalmente si assume un coefficiente d'attrito $f=0,15/0,2$. Viene scelto $f=0,16$



Scomponiamo le forze agenti sul filetto:

$$\begin{cases} T = f N \cdot \cos(\alpha) + N \cdot \sin(\alpha) \\ F = N \cdot \cos(\alpha) - f N \cdot \sin(\alpha) \end{cases}$$

$T=34,4 \text{ N}$	$N=174,8 \text{ N}$
--------------------	---------------------



F rappresenta la forza agente sul filetto in verso assiale e che quindi genera trazione nel perno. T invece è la forza tangenziale creata da un momento torcente applicato. N è la forza agente tra vite e madrevite. fN rappresenta la forza d'attrito parallela alla superficie inclinata del filetto.

Il momento torcente da applicare al dado deve vincere due forze d'attrito: quella tra i filetti di vite e madrevite (M'), e quella di contatto tra le superfici di dado e flangia (M''). Il raggio esterno della superficie del dado in contatto con la flangia è $r_e=16\text{mm}$. La coppia da applicare è quindi:

$$M_{\text{serraggio}} = M_T = M' + M'' = T * r_m + f * F * r_e = T * \left(\frac{d_m}{2} \right) + f * F * r_e = 1772 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Dobbiamo ora calcolare le rigidezze degli elementi interposti tra dado e albero, sottoposti a tale carico. In particolare occorre la rigidezza della vite (sottoposta a trazione) K_v e quelle degli elementi interposti (sottoposti a compressione) K_p ossia di flange e mola.

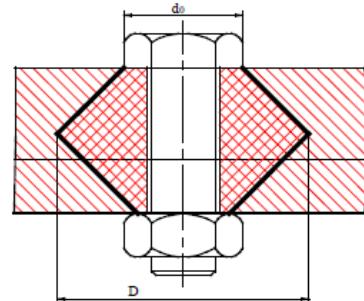
1) Per la vite si ha che la sezione resistente è pari a:

$$A_{\text{res}} = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_m + d_n}{2} \right)^2 = 172,8 \text{ mm}^2$$

2) Gli elementi interposti sono due flange e una mola (si trascurano le guarnizioni perché molto sottili). L'esperienza mostra che le deformazioni si propagano all'interno degli elementi secondo dei coni con angolo di apertura di 45° .

a) La superficie da considerare è:

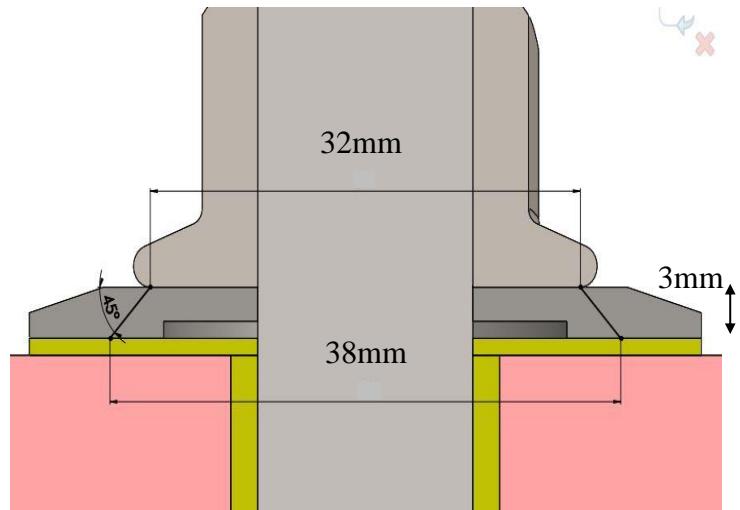
$$S_a = \frac{\pi}{4} D \cdot d_0 = \\ = \frac{\pi}{4} 32 \cdot 38 = 955 \text{ mm}^2$$



La rigidezza di tale elemento è:

$$K_{p,a} = \frac{ES_a}{L_a} = 6,56 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Per acciaio $E=206000 \text{ N/mm}^2$
 $L_a=3\text{mm}$



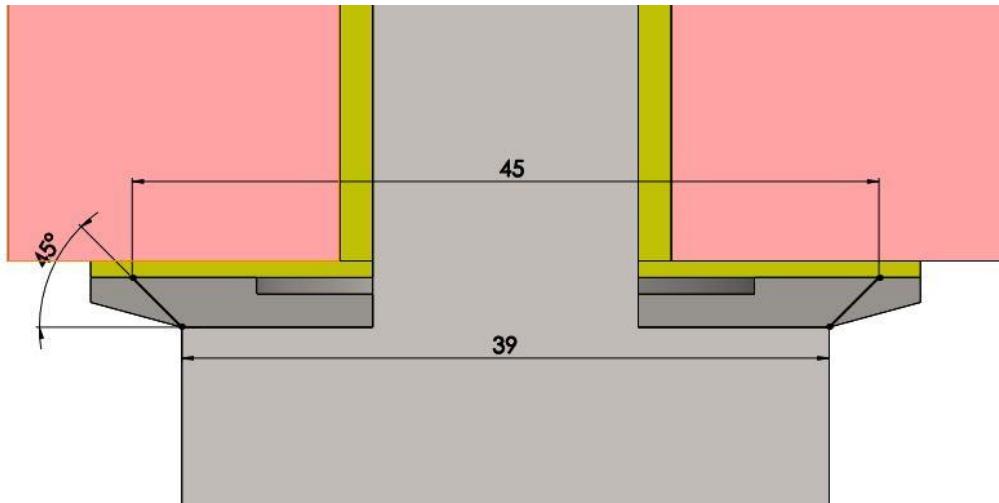
b) La superficie da considerare è:

$$S_b = \frac{\pi}{4} D \cdot d_0 = 1378 \text{ mm}^2$$

La rigidezza di tale elemento è:

$$K_{p,b} = \frac{ES_b}{L_b} = 9,46 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Per acciaio $E=206000 \text{ N/mm}^2$ $L_b=3\text{mm}$



- c) La superficie da considerare nel caso della mola è una media tra quella di diametro 60mm (proprio il diametro della mola) e 50 in quanto la superficie conica raggiunge un diametro massimo di 80mm ma al di fuori del pezzo. L'ultima superficie della mola in contatto con il cono è proprio pari a quella esterna della mola. Quindi:

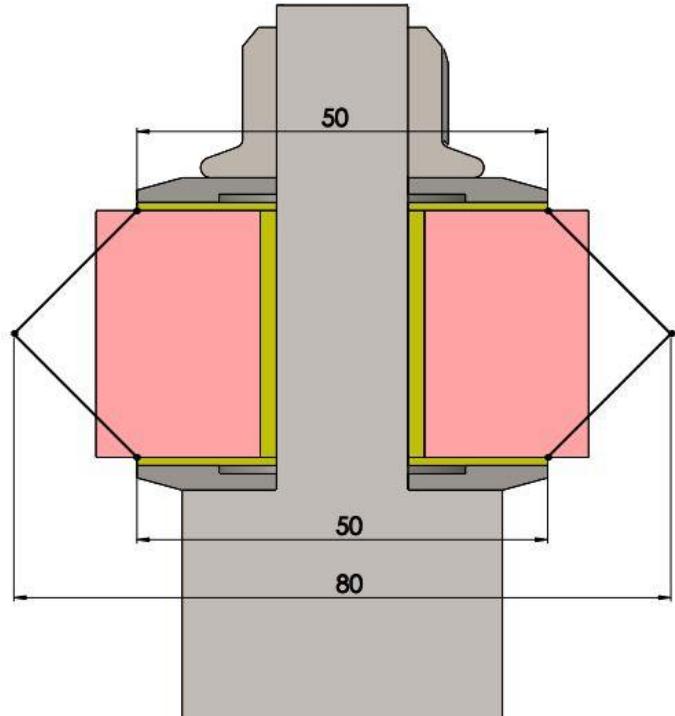
$$S_c = \frac{\pi}{4} D \cdot d_0 = \frac{\pi}{4} 50 \cdot 60 \\ = 2356 \text{ mm}^2$$

Per la rigidezza abbiamo:

$$K_{p,c} = \frac{ES_c}{L_c} = 5,51 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

Dove si è assunto per la mola (da catalogo) $E=70 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

$L_c=30 \text{ mm}$



Calcoliamo quindi la K_p equivalente:

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{K_{p,a}} + \frac{1}{K_{p,b}} + \frac{1}{K_{p,c}} \rightarrow K_p = 4,82 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

Calcoliamo anche la rigidezza della vite K_v :

$$K_v = \frac{A_{res}E}{L} = 9,37 \cdot 10^5 \frac{N}{mm}$$

Dove L è la lunghezza assiale di tutti gli elementi interposti, pari a 38mm

Dalla NORMA UNI CNR-10011-88 il precarico P_0 deve essere minore di $\sigma_{amm} \cdot A_{res}$ ossia $0,8 \cdot \sigma_s \cdot A_{res}$. Si impone quindi un valore per il calcolo di P_0 pari a 0,7.

$$P_0 = 0,7 \cdot \sigma_s \cdot A_{res} = 0,7 \cdot 400 \cdot 172,8 = 48384 \text{ N}$$

Esso rappresenta il carico di trazione della vite in assenza di forze esterne.

Applicando le forze esterne \mathbf{F} la vite aumenta la trazione di \mathbf{F}_v gli elementi interposti diminuiscono la compressione di \mathbf{F}_p . Praticamente il carico si riversa parte in compressione e parte in trazione sugli elementi:

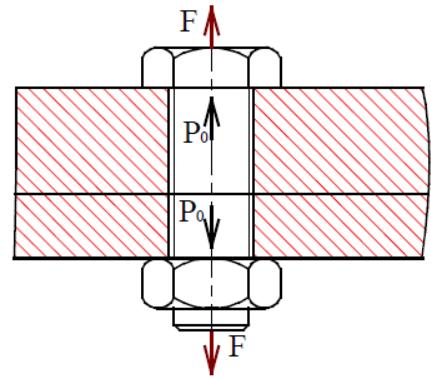
$$F = F_p + F_v$$

Il carico agente sulla vite è:

$$P_v = P_0 + F_v$$

Il carico agente sugli elementi è:

$$P_p = P_0 - F_p$$



Nel nostro caso la forza esterna diretta lungo l'asse è quella che si oppone all'avanzamento della mola $\mathbf{F}=173,6 \text{ N}$. La \mathbf{F}_p e la \mathbf{F}_v sono legate ad essa dalle seguenti relazioni:

$$F_v = F \frac{K_v}{K_p + K_v} = 28 \text{ N} \quad F_p = F \frac{K_p}{K_p + K_v} = 145 \text{ N}$$

Sostituendo nelle espressioni di \mathbf{P}_v e \mathbf{P}_p abbiamo:

$$P_v = 48412 \text{ N} \quad P_p = 48233 \text{ N}$$

Bisogna verificare che:

$$\begin{cases} P_v \leq \sigma_{amm} \cdot A_{res} = 0,8 \cdot \sigma_s \cdot A_{res} = 55296 \text{ N} \\ P_p > 0 \end{cases}$$

Si vede che le equazioni sono verificate e quindi il serraggio è **Verificato**.

Dobbiamo verificare l'elemento che funge da vite anche tramite il criterio di Von Mises dato che è sollecitato sia torsione (da $M'+M''$) che a trazione dalla forza di serraggio:

$$\sigma_{albero} = \sqrt{\left(\frac{F_v}{A_{res}}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * M_T}{\pi * d_{albero}^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{173,6}{172,8}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 1772}{\pi * 16^3}\right)^2} = 3,95 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm}$$

Essendo $\sigma_{amm}=0,8 \cdot 400= 320 \text{ MPa}$ il criterio risulta **Verificato**

Per quanto riguarda la Mola abbiamo:

$$\sigma_{Mola} = \sqrt{\left(\frac{F_v}{S_c}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * M_T}{\pi * d_{mola}^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{173,6}{2356}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 1772}{\pi * 60^3}\right)^2} = 0,10 \text{ MPa} \leq \sigma_{amm,M}$$

Essendo $\sigma_{amm,M}$ (quello della mola) pari a 5GPa il criterio è **Verificato**

Dimensionamento per deformazione massima

Ci è stato richiesto di rispettare una freccia massima $f_{max} = 0,04 \text{ mm}$. Essa è un parametro fondamentale infatti, nonostante l'albero resista alle sollecitazioni in gioco, potrebbe subire delle deformazioni tali da pregiudicarne il funzionamento. Nel nostro caso può andare a incidere sulla precisione della lavorazione e sulle tolleranze dimensionali del pezzo lavorato.

Oltre alla deformazione, ciò che comporta uno spostamento dell'albero è la cedevolezza dei cuscinetti. Infatti anche se molto rigidi le sfere rispondono comunque al carico applicato con una certa elasticità che comporta un cambiamento di assetto dell'albero. Quindi per calcolare lo spostamento per ogni sezione dell'albero utilizzeremo la sovrapposizione degli effetti e sommeremo:

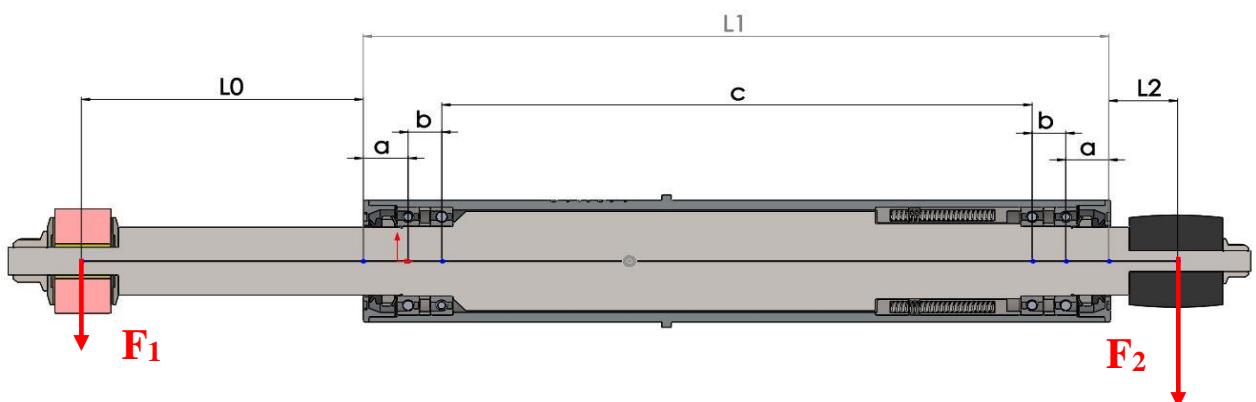
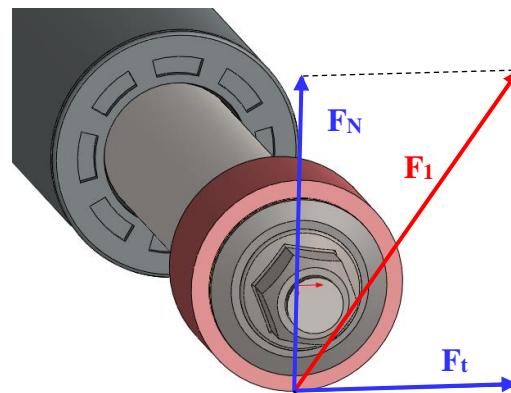
- 1) Lo spostamento subito dall'albero, considerando quest'ultimo rigido (indeformabile) e i vincoli cedevoli (i cuscinetti), che consiste in un atto di moto rigido: l'asse dell'albero subisce solo una traslazione e una rotazione, ma rimane retto.
- 2) Deformazione presente in ogni sezione considerando i vincoli rigidi, e coincidenti con degli incastri, e l'albero deformabile. L'asse dell'albero coinciderà con la linea elastica.
- 1) Considerato che ci è stato commissionato di far effettuare alla mola solo il movimento necessario a dare la profondità di passata, trascureremo le forze assiali durante la lavorazione. Ciò che agisce sulla mola quindi è la risultante della forza tangenziale e di quella radiale.

$$F_1 = \sqrt{F_N^2 + F_t^2} = 406 \text{ N}$$

Mentre la forza lato puleggia è:

$$F_2 = 964 \text{ N}$$

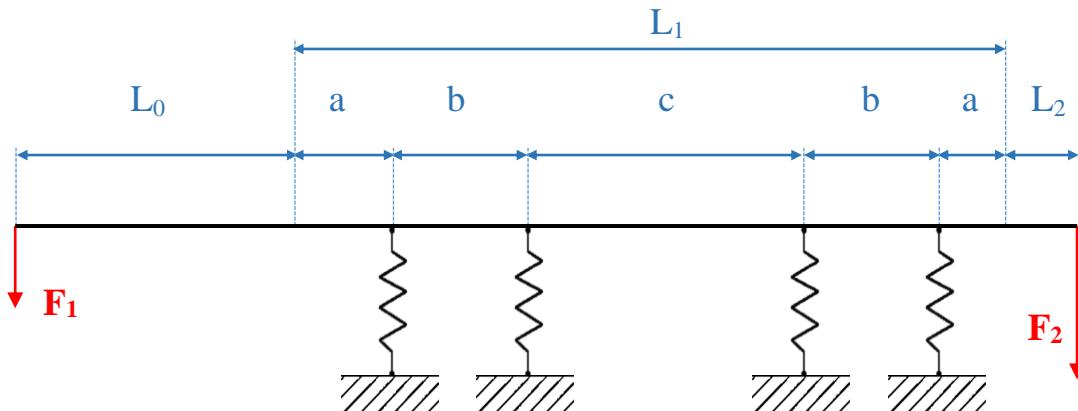
Considereremo la condizione più critica ossia quando F_1 e F_2 sono paralleli e concordi. Per comodità li porremo verso il basso.



Le lunghezze presenti in figura ci saranno necessarie per i calcoli seguenti. Esse sono:

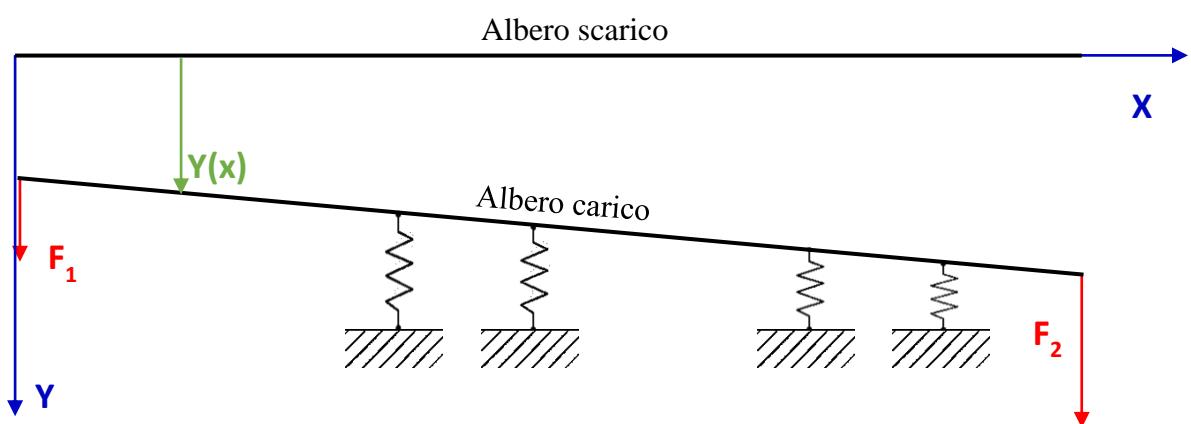
- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| - $L_0 = 150 \text{ mm}$ | - $c = 316 \text{ mm}$ |
| - $a = 24 \text{ mm}$ | - $L_1 = 400 \text{ mm}$ |
| - $b = 18 \text{ mm}$ | - $L_2 = 35 \text{ mm}$ |

Schematizzando i vincoli come delle molle lineari abbiamo



Siccome l'albero, una volta caricato, subisce un moto di moto rigido, l'asse dell'albero sarà identificato dall'equazione di una retta. La generica retta, nel sistema di riferimento della figura successiva, ha equazione:

$$y = Ax + B$$



Per l'equilibrio dovranno essere nulle la sommatoria delle forze lungo y e dei momenti rispetto a z. La generica forza elastica di reazione è invece $F = -k_r y$. La costante k_r è la rigidezza radiale dei cuscinetti. Il valore viene ricavato dalla rigidezza assiale, presente nella seguente tabella:

Serie 72, Angolo C

Angolo di Contatto: 15° Sfere in Acciaio

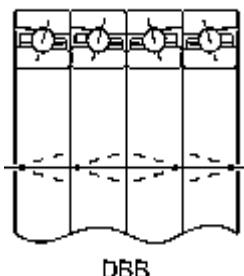
Codice foro	Diametro foro (mm)	Precarico (N)	EL Rigidità assiale (N/μm)	Precarico (N)	L Rigidità assiale (N/μm)	Precarico (N)	M Rigidità assiale (N/μm)	Precarico (N)	H Rigidità assiale (N/μm)				
00	10	14	(3)	13	29	(-1)	18	69	(-8)	27	150	(-18)	38
01	12	19	(1)	16	39	(-3)	21	100	(-12)	33	200	(-22)	46
02	15	19	(1)	17	39	(-3)	23	100	(-11)	34	200	(-21)	48
03	17	24	(0)	19	49	(-4)	25	150	(-16)	42	290	(-28)	59
04	20	34	(-2)	23	69	(-7)	30	200	(-20)	49	390	(-33)	70
05	25	39	(1)	26	78	(-4)	36	200	(-15)	53	390	(-26)	76
06	30	60	(-1)	32	120	(-8)	43	290	(-20)	66	590	(-35)	94
07	35	75	(-3)	37	150	(-10)	50	390	(-25)	75	780	(-43)	108
08	40	100	(-5)	44	200	(-13)	60	490	(-29)	90	980	(-47)	126

Per ottenere la rigidezza radiale produttore indica di moltiplicare il valore della rigidezza assiale k_a per 4,5 in caso di cuscinetti di tipo H, con angolo di contatto pari a 15°, e per 2 in caso di disposizione DBB. Quindi:

$$k_r = k_a \cdot 2 \cdot 4,5 = 1134 \frac{N}{\mu m}$$

	EL	L	M	H
15°	6,5	6,0	5,0	4,5
18°		4,5		
25°		2,0		
30°		1,4		
40°	0,7			

	DBD	DBB
Fattore di precarico	1,36	2
Rigidità assiale	1,48	2
Rigidità radiale	1,54	2



$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 + F_2 = k_r \cdot [A \cdot (L_0 + a) + B] + k_r \cdot [A(L_0 + a + b) + B] + \\ \quad + k_r \cdot [A \cdot (L_0 + a + b + c) + B] + k_r \cdot [(A \cdot (L_0 + a + b + c + b)) + B] \\ \\ F_2 \cdot (L_0 + L_1 + L_2) \\ \quad = k_r \cdot [A \cdot (L_0 + a) + B] \cdot (L_0 + a) + k_r \cdot [A(L_0 + a + b) + B] \cdot (L_0 + a + b) + \\ \quad + k_r \cdot [A \cdot (L_0 + a + b + c) + B] \cdot (L_0 + a + b + c) + \\ \quad + k_r \cdot [A \cdot (L_0 + a + b + c + b) + B] \cdot (L_0 + a + b + c + b) \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A = 6,66 \cdot 10^{-7} \\ B = 6,89 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \end{array} \right.$$

Quindi la retta ha equazione:

$$y(x) = 6,66 \cdot 10^{-7}x + 6,89 \cdot 10^{-5}$$

Se valutiamo lo spostamento a $x=0$ e $x=L_0+L_1+L_2$ otteniamo lo spostamento dal lato mola e dal lato puleggia:

$$\textbf{Lato Mola: } y(0) = y_{1,M} = 6,89 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$$

$$\textbf{Lato puleggia: } y(L_0 + L_1 + L_2) = y_{1,P} = 6,66 \cdot 10^{-7}(L_0 + L_1 + L_2) + 6,89 \cdot 10^{-5} \\ = 4,58 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

- 2) Considerando l'albero sottoposto al vincolo di due incastri, esso è in condizioni iperstatiche. Tuttavia la parte di albero compresa tra i cuscinetti, ha come condizioni al contorno nulle per il calcolo della linea elastica, quindi tale porzione rimane retta e orizzontale. I due sbalzi invece (lato mola e lato puleggia) possono essere studiati come una trave incastrata con carico applicato all'estremità. Quindi lo spostamento in questo caso si ottiene come:

$$\textbf{Lato Mola: } y_{2,M} = \frac{F_1 L^3}{3E \cdot I} = \frac{F_1 \cdot \left(\frac{b}{2} + a + L_0\right)^3}{3 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}} = \frac{82020}{d^4}$$

$$\textbf{Lato Puleggia: } y_{2,P} = \frac{F_2 L^3}{3E \cdot I} = \frac{F_2 \cdot \left(\frac{b}{2} + a + L_2\right)^3}{3 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}} = \frac{9992}{d^4}$$

Confronto con la freccia massima:

$$\textbf{Mola} \quad y_{1,M} + y_{2,M} \leq f_{max} \rightarrow 6,89 \cdot 10^{-5} + \frac{82020}{d^4} \leq 0,04 \rightarrow d \geq 37,86 \text{ mm}$$

$$\textbf{Puleggia} \quad y_{1,P} + y_{2,P} \leq f_{max} \rightarrow 4,58 \cdot 10^{-4} + \frac{9992}{d^4} \leq 0,04 \rightarrow d \geq 22,42 \text{ mm}$$

Progettualmente è stato scelto di utilizzare come diametro 39 mm sia dal lato mola che dal lato puleggia.

Verifica a fatica

Dobbiamo verificare che l'albero resista a tutti i cicli di lavorazione a cui verrà sottoposto quando in servizio. Siccome la porzione di albero tra i cuscinetti non subisce flessione di notevole importanza andiamo a verificare lo sbalzo con maggiore momento flettente. Le caratteristiche dimensionali sono:



Figura 1

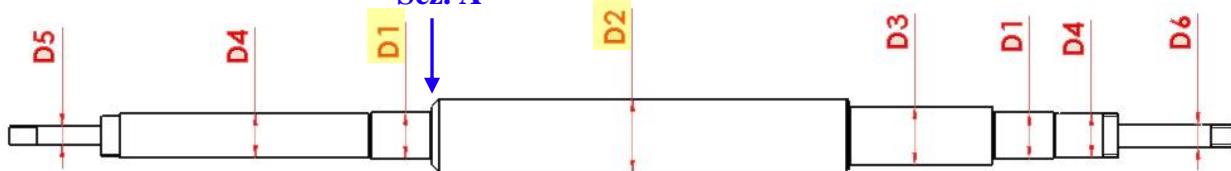


Figura 2

Lunghezze	Diametri
<ul style="list-style-type: none"> - L5 = 59mm - L4 = 152mm - L1 = 27mm - L2 = 226mm - L3 = 78mm - L6 = 31mm - L7 = 65mm 	<ul style="list-style-type: none"> - D5 = 16mm - D4 = 39mm - D1 = 40mm - D2 = 57 - D3 = 43,20 mm - D6 = 12mm

Calcoliamo la sezione sollecitata con il maggiore momento flettente: lo studio a fatica verrà effettuato in tale sezione dato che il momento torcente è invece costante lungo tutto l'albero:

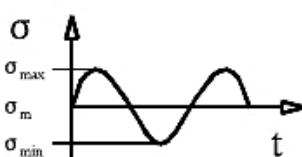
$$\text{Lato Mola: } M1 = F_1 \cdot (L1 + L4 + L_{baric.mola}) = 80388 N \cdot mm$$

$$\text{Lato Puleggia: } M2 = F_2 \cdot (L1 + L6 + L_{baric.Puleggia}) = 70012 N \cdot mm$$

Quindi la verifica verrà effettuata dal lato mola e in particolare nella **sezione A**, in prossimità dei cuscinetti, essendo essa soggetta al maggiore momento flettente. Come criterio di verifica si è scelto di utilizzare il criterio di **Gough-Pollard** siccome siamo nel caso di un albero soggetto a flesso torsione:

$$\frac{\sigma_a^2}{\sigma_{Af}^2} + \frac{\tau_m^2}{\tau_R^2} \leq \frac{1}{n^2}$$

- **Sollecitazione alternata a flessione σ_a :** l'albero è soggetto a flessione alternata in quanto oltre ad essere flesso dal carico presente sulla mola, è anche in rotazione. Questo comporta che la sollecitazione a cui sono sottoposti i punti dell'albero cambia in continuazione e, in particolare, inverte anche di segno. Durante la rotazione quindi ci saranno anche dei momenti in cui la tensione sarà pari a 0. Allora il tipo di ciclo è **alterno simmetrico**:

Tipo Ciclo	Diagramma	Rapporto R	Tensioni	
			$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$	σ_a, σ_m
alterno simmetrico		$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$	$\sigma_{\max} > 0$ $\sigma_{\min} < 0$ $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$	$\sigma_m = 0$ $\sigma_a = \sigma_{\max}/2$

Nel nostro caso il valore medio è $\sigma_m = 0$ quindi $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_a$. Il valore massimo di tale sollecitazione si raggiunge in prossimità della superficie dell'albero, quindi:

$$\sigma_a = \frac{M_1 D_1}{I} \frac{1}{2} = 12,8 \text{ MPa}$$

Dove $I = \frac{\pi d^4}{64} = 1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$

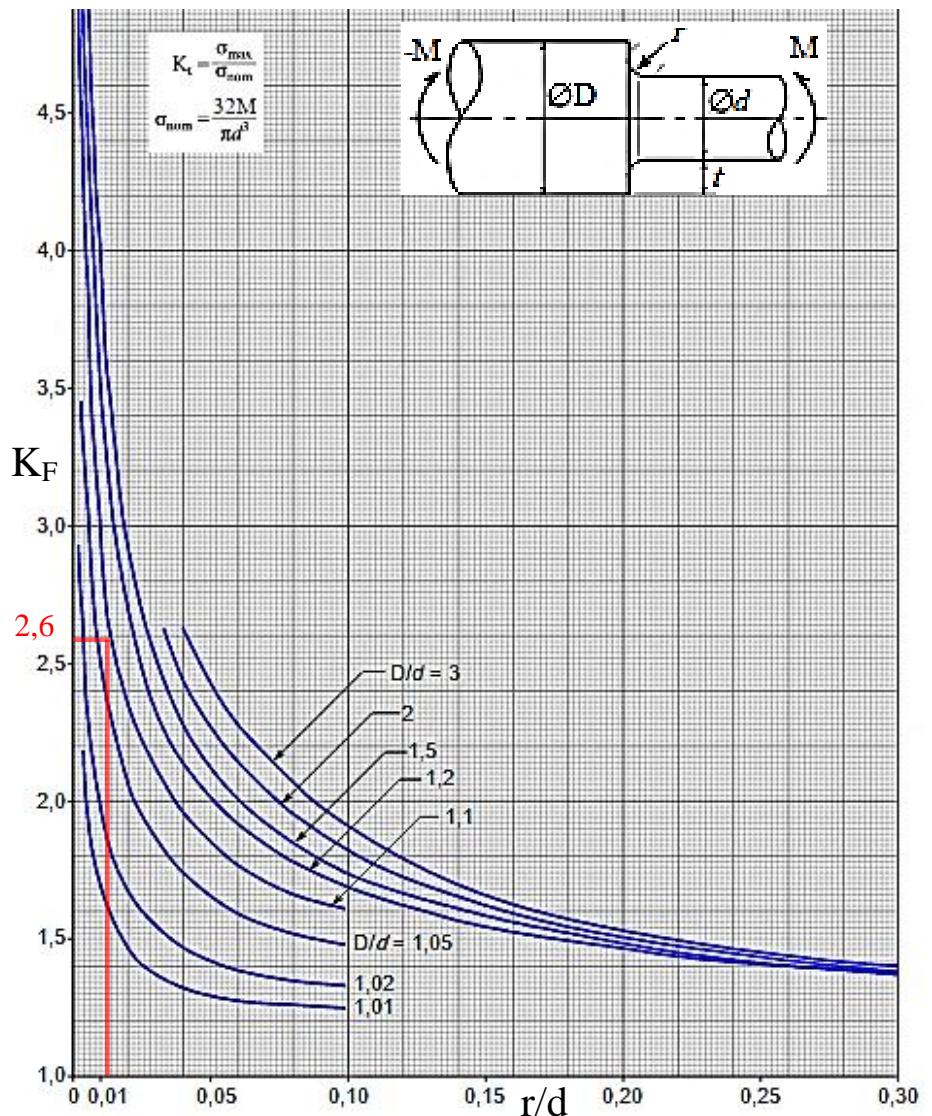
- **Limite a fatica infinita per la flessione σ_{Dn} :**

$$\frac{\sigma_a^2}{\sigma_{Dn}^2} + \frac{\tau_m^2}{\tau_R^2} = \frac{1}{n^2}$$

σ_{Dn} rappresenta il limite di fatica nel punto critico di una parte di macchina nella struttura e nelle condizioni di impiego. Questo valore deve tenere conto di tutti gli effetti di amplificazione delle tensioni. Uno dei fattori di amplificazione da considerare nella sezione è quello di **intaglio**:

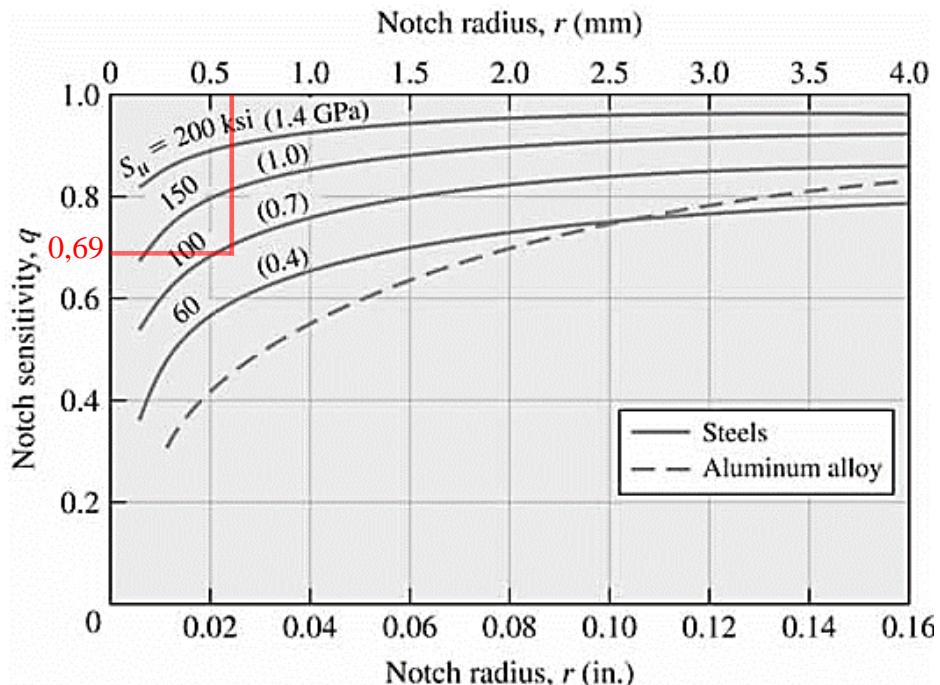
$$\sigma_{Dn} = \frac{\sigma_D}{K_F}$$

Dove σ_D è il limite di fatica senza intaglio mentre σ_{Dn} il limite di fatica con intaglio che risulta minore del precedente in quanto diviso per K_F . Quest'ultimo prende il nome di **fattore di concentrazione delle tensioni per fatica**. Per calcolarlo abbiamo bisogno di K_t e q .



Dalla tabella di pagina precedente ricaviamo prima il **coefficiente di intaglio $K_t=2,6$** .

Il valore di q , detto **fattore di sensibilità all'intaglio**, è invece calcolato dalla tabella seguente:



Si nota che il valore è $q=0,69$. Ricaviamo adesso il valore di K_F dalla seguente relazione:

$$K_F = 1 + (K_t - 1) \cdot q = 2,1$$

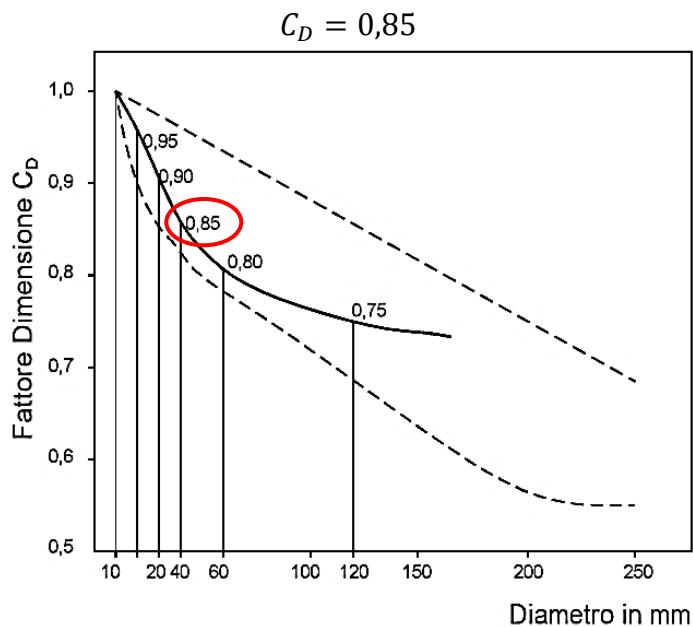
Per il calcolo di σ_{Dn} occorre però ancora determinare il valore di σ_D . Esso viene calcolato a partire a partire dal valore di σ_{rb} ovvero il **limite di fatica a flessione rotante** pari a:

$$\sigma_{rb} = 0,55 \cdot \sigma_R = 357 \text{ MPa}$$

σ_R è il carico di rottura. Per il nostro tipo d'acciaio esso vale 650 MPa.

σ_D si ottiene tenendo conto delle condizioni di impiego, mediante dei fattori correttivi:

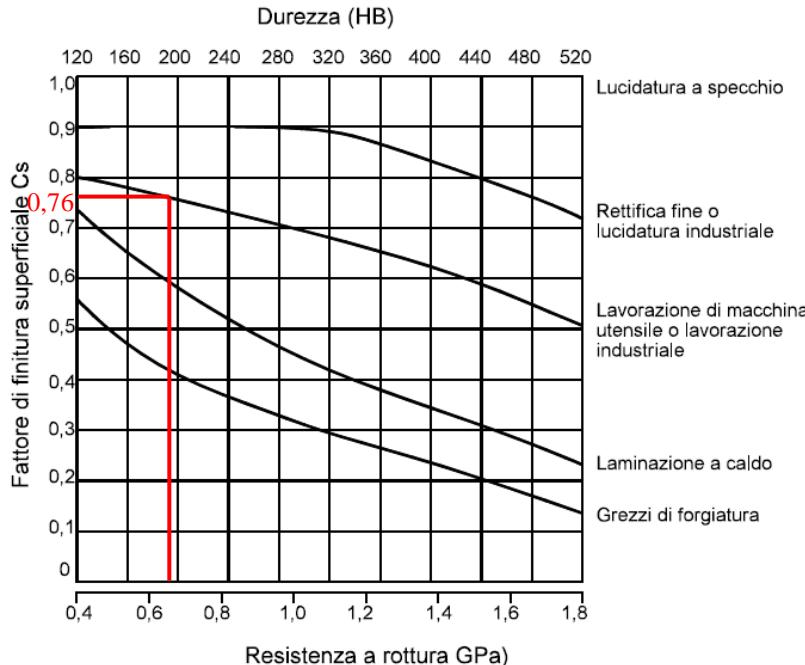
1. Per le dimensioni si utilizza il coefficiente C_D . Dal diagramma di destra si nota che per il diametro in esame vale:



2. Un altro fattore si utilizza per tener conto della finitura superficiale:

Dal grafico si nota che per lavorazione di macchina utensile esso vale:

$$C_s = 0,76$$



3. L'effetto della forma della sezione nel caso di albero circolare è trascurabile. Infatti:

Tipo Sezione	Flessione - Rotante	Trazione - Compressione	Torsione- Alternata
Circolare	1	1	1
Quadrata	0,9	1	0,9
Rettangolare	0,8	0,9	0,8

$$C_q = 1$$

σ_D tiene conto di tutti questi fattori mediante l'equazione:

$$\sigma_D = \sigma_{rb} \cdot C_D \cdot C_s \cdot C_q = 231 \text{ MPa}$$

Ora possiamo calcolare il valore di σ_{Dn} :

$$\sigma_{Dn} = \frac{\sigma_D}{K_F} = 110 \text{ MPa}$$

- Per il criterio di Gough-Pollard abbiamo bisogno della sollecitazione da torsione media τ_m : Nel nostro caso la sollecitazione di torsione non ha componente alternata. Questo vuol dire che nel criterio verrà utilizzata la componente media di torsione e confrontata con la tensione a rottura. Quindi la sollecitazione di torsione media vale:

$$\begin{cases} \tau_a = 0 \\ \tau_m = \frac{M_t}{I_p} \cdot \frac{D_1}{2} = 0.6 \text{ N/mm}^2 \end{cases}$$

dove $I_p = \frac{\pi}{32} * D^4 = 2,51 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$ è il momento polare di inerzia.

La tensione a rottura τ_{Rottura} è:

$$\tau_{\text{Rottura}} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} = \frac{400}{\sqrt{3}} = 231 \text{ MPa}$$

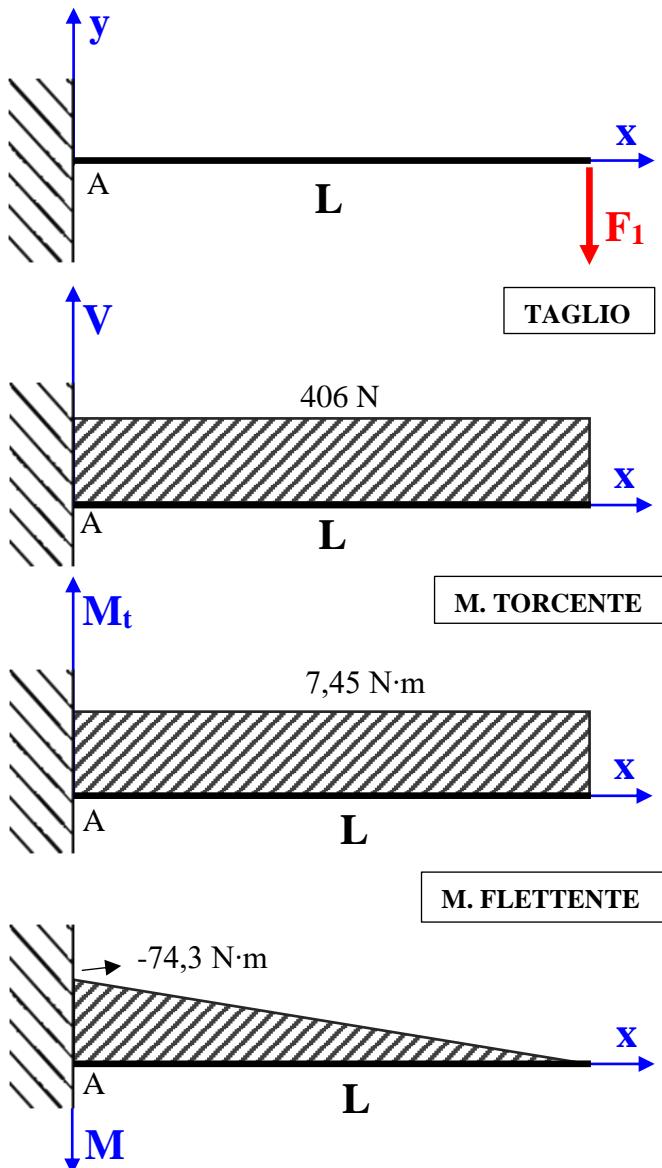
Abbiamo calcolato tutti i parametri necessari per il criterio di Gough-Pollard:

$$\frac{\sigma_a^2}{\sigma_{Dn}^2} + \frac{\tau_m^2}{\tau_R^2} = 0,0135 < 1$$

Quindi il criterio è sicuramente **verificato**. Si potrebbe addirittura utilizzare un coefficiente di sicurezza n pari a:

$$0,0135 = \frac{1}{n^2} \rightarrow n = 9$$

Verifica statica



Per metterci in condizioni di sicurezza verrà effettuata anche una verifica statica dal lato della mola. Terremo conto anche del momento torcente dato che i cuscinetti non impediscono certamente la rotazione relativa tra varie sezioni dell'albero. ($L = b/2 + a + L_0 = 183 \text{ mm}$).

$$M_A = F_1 L = 74,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$V = F_1 = 406 \text{ N}$$

$$M_t = 7,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La sezione più sollecitata è quindi la A. Per la verifica viene usato il criterio di Von Mises:

$$\sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 * \tau_{\text{max}}^2} \leq \sigma_{\text{amm}}$$

Si ha che:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_A D_1}{I / 2} = 11,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_t D_1}{I_p / 2} = 0,593 \text{ MPa}$$

Dove:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

(I_p è il momento polare di inerzia in A)

Assumendo un coefficiente di sicurezza n pari a 9 abbiamo che:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{9} = \frac{400}{9} = 45 \text{ MPa}$$

Quindi per il criterio di Von Mises abbiamo:

$$11,8 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa}$$

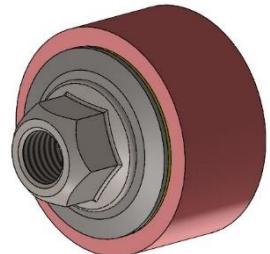
Il criterio è pertanto **Verificato**.

Verifica dinamica tramite velocità critiche flessionali

L'albero una volta messo in rotazione, nonostante nel caso statico resista, potrebbe raggiungere velocità tali da essere prossime alla velocità di risonanza (**velocità critica**) e quindi subire delle oscillazioni tali da amplificare le sollecitazioni a cui è sottoposto, portandolo alla frattura. Il tratto centrale dell'albero è scarico e considerando nulla l'eccentricità del centro di massa (ci affidiamo a una corretta fattura e bilanciamento statico da parte del produttore) possiamo focalizzarci sul lato mola, dato che avrà sicuramente una flessione.

Schematizzando il problema come una massa concentrata all'estremità dell'albero lato mola, è stata calcolata la massa dell'insieme dei componenti in tale estremità tramite un software CAD. Tali componenti sono stati riportati a destra e la loro massa è pari a:

$$m = 155 \text{ g} = 0,155 \text{ kg}$$



Bisogna adesso calcolare la rigidezza flessionale. Schematizzando il tratto in esame come una trave incastrata abbiamo che:

$$k_f = \frac{3EI}{L^3} = 1,27 \cdot 10^7 \frac{N}{m}$$

La velocità critica flessionale è quindi:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k_f}{m}} = 9052 \frac{rad}{s}$$

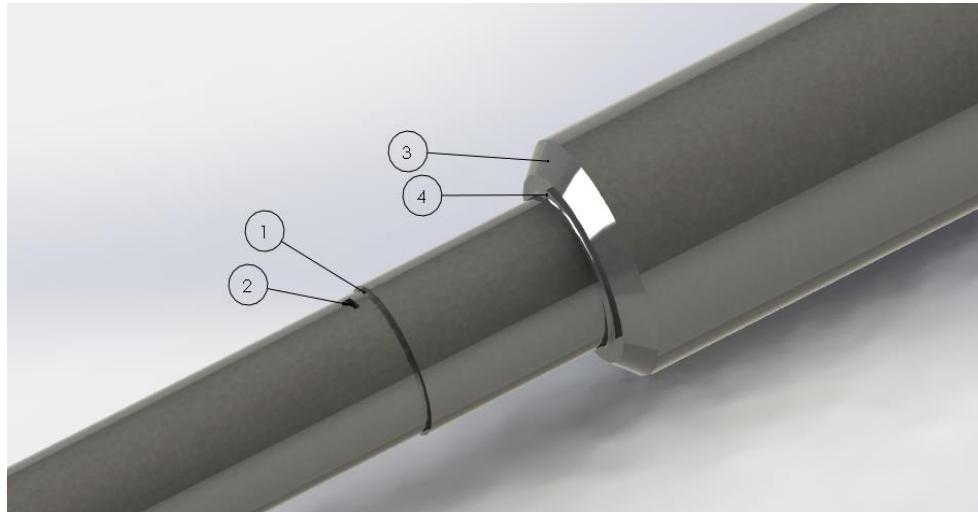
Nel nostro caso abbiamo una velocità $n=11000$ giri/min che in radianti al secondo è pari a:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 1152 \frac{rad}{s}$$

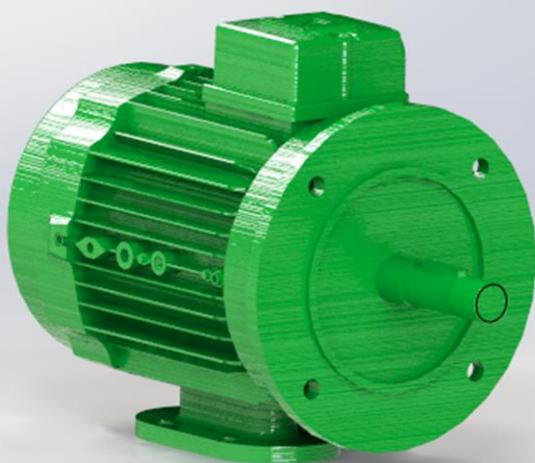
Essendo $\omega \ll \omega_{cr}$ siamo ben lontani dal raggiungere velocità critiche per il sistema e pertanto siamo in condizioni subcritiche.

Altre grandezze quali smussi, intagli e scanalature sono state scelte separatamente in funzione dei componenti montati sull'albero. Sono riportate di seguito le viste in dettaglio di tali sezioni:

1. Gola
2. Sede lamierino di sicurezza
3. Smusso
4. Raccordo



Scelta del motore:



Il motore scelto da catalogo (Leroy Somer) è un motore a corrente alternata da 15 KW con velocità a regime di 3000rpm. Le specifiche tecniche sono facilmente ricavabili online.

La potenza è stata selezionata in base a quella richiesta per movimentare la puleggia di diametro maggiore e, per esigenze di reperibilità del componente, minimamente sovrardimensionata.

Per questioni di rigidezza del sistema è stato fissato sia alla piastra di base, tramite prigionieri, che alla lamiera di copertura della cinghia.

La puleggia è invece fissata tramite una linguetta e una ghiera di serraggio.

Viene inoltre deciso di non coprire il motore poiché i motori AC hanno la tendenza a surriscaldarsi e quindi, lasciandolo all'aperto, viene facilitata la dissipazione del calore.

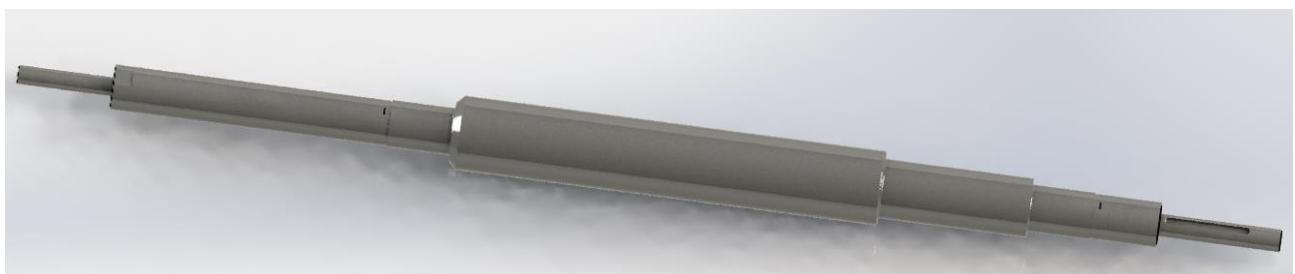


Componenti Della Macchina Utensile

Conclusa la fase del dimensionamento, si può procedere con la descrizione dei vari elementi che costituiscono la rettificatrice, ponendo l'accento sui componenti strettamente legati all'albero.

Albero

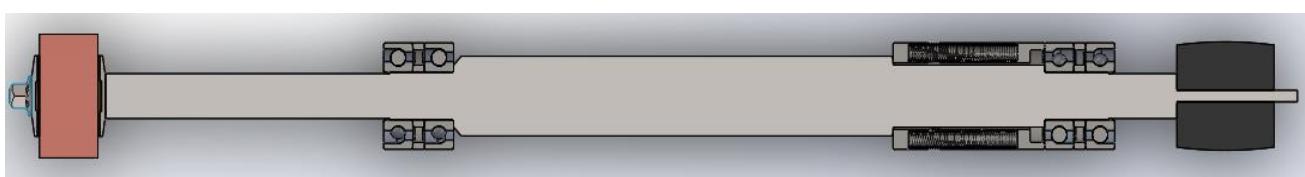
L'albero è l'elemento principale da cui si è partiti, per poi scegliere in base ad esso gli altri componenti della macchina. Dimensioni e caratteristiche sono state ampiamente descritte nella prima parte del dimensionamento.



Cuscinetti

I cuscinetti sono stati scelti considerando i dati di progetto, tenendo conto in modo particolare alla direzione dei carichi a cui essi sono sottoposti durante la lavorazione.

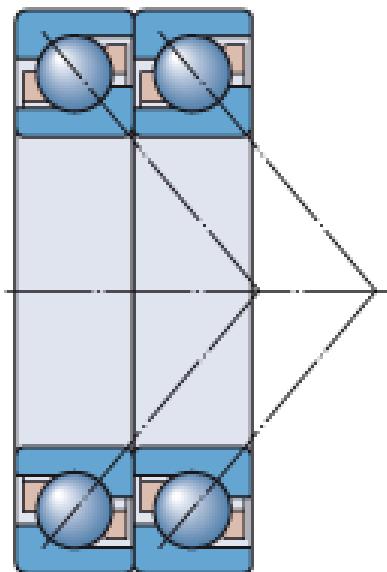
Per la guida ed il sostegno di un albero rotante sono necessari almeno due cuscinetti, che sono disposti separatamente uno dall'altro ad una determinata distanza. Per il caso in esame si è optato per l'utilizzo di 4 cuscinetti a sfera obliqui, montati in tandem con disposizione ad “O”.



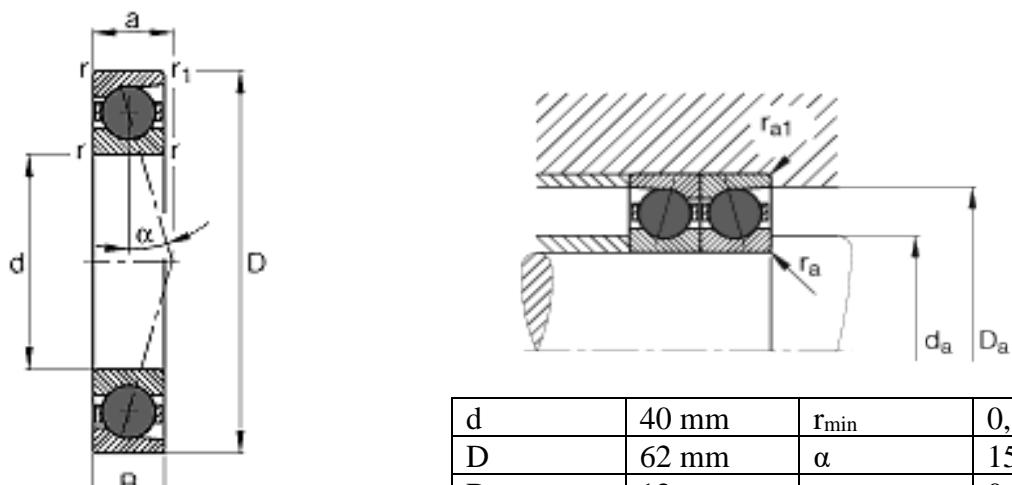
Sezione albero – Cuscinetti in tandem con disposizione ad “O”

I cuscinetti obliqui a sfere hanno piste sfalsate l'una rispetto l'altra: in questo modo il contatto tra le sfere e le piste avviene obliquamente rispetto all'asse del cuscinetto stesso. Grazie a questa caratteristica, sono adatti per reggere sia carichi radiali che assiali.

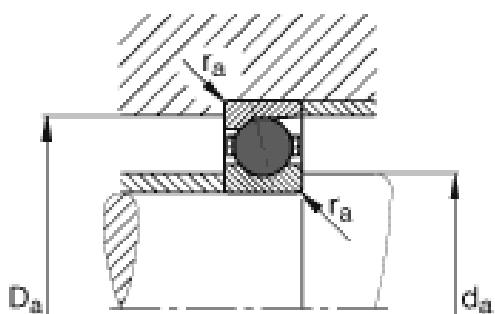
Il montaggio in tandem si adotta quando la capacità di carico di un singolo cuscinetto non è sufficiente. Inoltre, se il cuscinetto è sottoposto al solo carico radiale, allora sugli anelli dello stesso si genera una reazione assiale. Per eliminare questo problema, le due coppie di cuscinetti vengono montati ad "O" (cioè con obliquità opposte), in modo tale che le due reazioni abbiano modulo e verso opposto, annullandosi a vicenda.



Sulla base di quanto detto in precedenza, dal catalogo dell'azienda *Schaeffler* è stato scelto il cuscinetto per mandrini **71908 CD/HCP4A**, che ha le seguenti caratteristiche:



d	40 mm	r_{\min}	0,3 mm
D	62 mm	α	15°
B	12 mm	m	0,100 kg
a	12,9 mm		
D_a	58,8 mm		
d_a	43,2 mm		
r_1	0,3 mm		
r_a	0,6 mm		
r_{a1}	0,3 mm		



Vantaggi e applicazioni	Angolo di contatto
Vantaggi	<p><input checked="" type="checkbox"/> Rigidezza radiale</p> <p><input type="checkbox"/> Capacità di carico radiale</p> <p><input type="checkbox"/> Velocità di rotazione leggermente più elevata con ΔT</p>
Applicazioni	<p><input type="checkbox"/> Rettificatrici</p> <p><input type="checkbox"/> Superfinitrici</p> <p><input type="checkbox"/> Supporto lato cinghia</p>

La tipologia di cuscinetti scelti presenta un angolo $\alpha=15^\circ$, a cui sono associate delle particolari caratteristiche, ideali per le macchine rettificatrici:

- I cuscinetti con angolo di contatto di 15° hanno una rigidezza assiale minore dei cuscinetti con angolo di contatto maggiore, ma presentano anche una rigidezza radiale superiore rispetto a questi ultimi.
- Nei cuscinetti con angolo di contatto di 15° , la variazione di temperatura ΔT tra albero ed alloggiamento limita poco la velocità di rotazione.

Inoltre è consentita la lubrificazione con grasso per velocità di rotazione inferiore 36000 giri/min, ben al di sopra della velocità di rotazione dell'albero (11000 giri/min): questo consente appunto di utilizzare del grasso come lubrificante, il quale rispetto all'olio protegge meglio i cuscinetti da eventuali impurità ed umidità, ed inoltre è più economico.

Il lubrificante:

La quantità di lubrificante necessaria per lubrificare un cuscinetto dipende dal tipo di cuscinetto, dal numero di piste, dalla larghezza ecc. Sostanzialmente, per decidere la quantità di lubrificante per un cuscinetto si dovrebbe consultare il produttore del cuscinetto stesso. Nei manuali, per il calcolo approssimativo del fabbisogno di lubrificante si trova la seguente formula:

$$Q = w \times d \times B$$

-Q= quantità in mm^3/h

-d= diametro interno cuscinetto in mm

-w= coefficiente = 0,01 mm/h

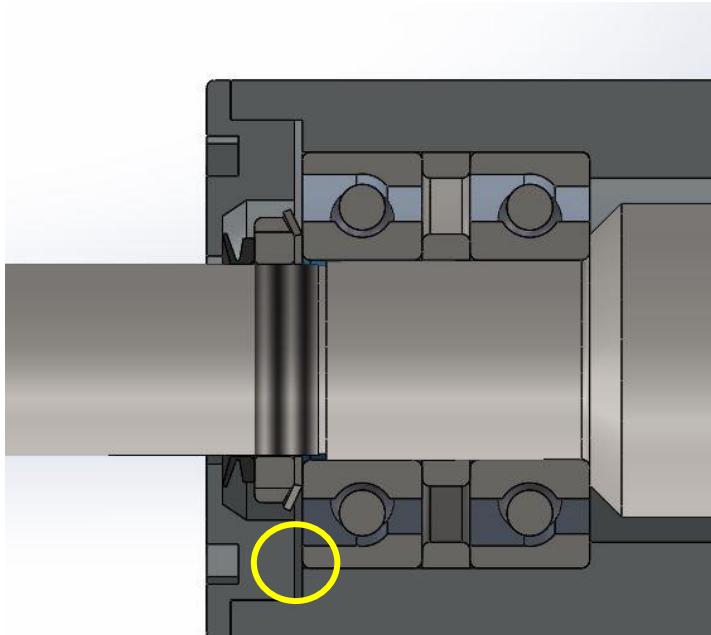
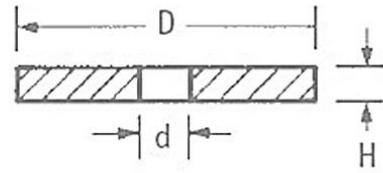
-B= larghezza cuscinetto in mm

Tuttavia, nella pratica i valori ricavati con questa formula dovrebbero essere aumentati da 4 a 20 volte. Ciò mostra chiaramente che l'effettiva quantità di lubrificante per cuscinetto deve essere determinata con il metodo empirico. In alcune ricerche, ad esempio, è stato dimostrato che **la quantità ottimale di lubrificante per i cuscinetti dei mandrini varia da 120 a 180 mm^3/h** .

Se il lubrificante invece è grasso non occorre una iniezione continua ma occorre solo conoscere gli intervalli temporali entro cui sostituire il lubrificante.

Distanziale

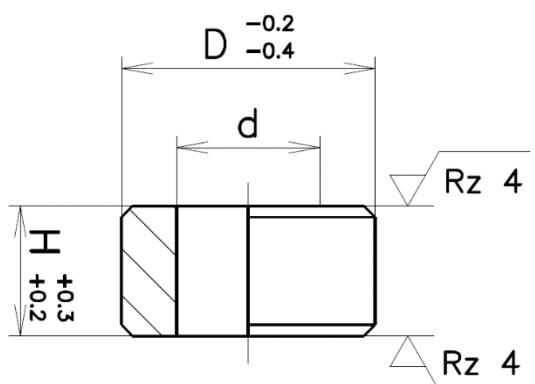
Il distanziale è un elemento che serve per tenere ad una determinata distanza due o più pezzi. La forma, solitamente, è quella di un anello circolare. Anziché spallamenti integrati nell'albero o nell'alloggiamento, tra gli anelli del cuscinetto (o tra un anello del cuscinetto e un componente adiacente) si possono utilizzare, quindi, appositi distanziali o collari.



Nell'immagine si può notare l'utilizzo di due distanziali posti tra due cuscinetti: il primo, posizionato sull'albero, fa da spallamento per le ralle interne dei cuscinetti; analogamente il secondo distanziale fa da spallamento per le ralle esterne.

Nel cerchio giallo viene mostrato un piccolo spazio lasciato per permettere al sistema di precarico di esercitare la sua funzione e, quindi, spingere la ralla esterna del cuscinetto se necessario.

Per i distanziali valgono le tolleranze dimensionali e di forma che si applicano per gli spallamenti (in quanto praticamente svolgono la stessa funzione), e c'è da tenere in considerazione anche la rugosità sulle superfici di contatto.



Tenuta V-Ring

La tenuta meccanica è un elemento atto ad isolare due ambienti, tra i quali vi sia un componente dotato di moto circolare (albero) e/o assiale. Le tenute influiscono in maniera determinante sulla performance del sistema. La durata e l'affidabilità di questo elemento, che spesso è considerato alla stregua di un semplice componente, può fare la differenza nelle attività: infatti scegliere una tenuta appropriata consente di ridurre l'attrito, trattenere il lubrificante e impedire ingresso di agenti contaminanti nel cuscinetto, tutte funzioni che contribuiscono a prolungare la durata di esercizio dei cuscinetti. Nel nostro caso si è optato per una tenuta interna di tipo V-ring.

Le tenute V-ring si possono usare con lubrificazione a grasso e ad olio. L'anello (corpo) elastico in gomma della tenuta si fissa saldamente all'albero e ruota con questo, mentre il labbro esercita una leggera pressione in senso assiale contro il componente fermo (ad es. l'alloggiamento). In base al materiale, le tenute V-ring si possono adoperare a temperature di esercizio comprese tra -40 e $+150^{\circ}\text{C}$. Sono semplici da installare e, a basse velocità, ammettono sensibili disallineamenti angolari dell'albero. Per la controfaccia è sufficiente una rugosità Ra fra 2 e 3 μm .

Per velocità periferiche oltre i 12 m/s, i V-ring devono essere ancorati assialmente sull'albero.

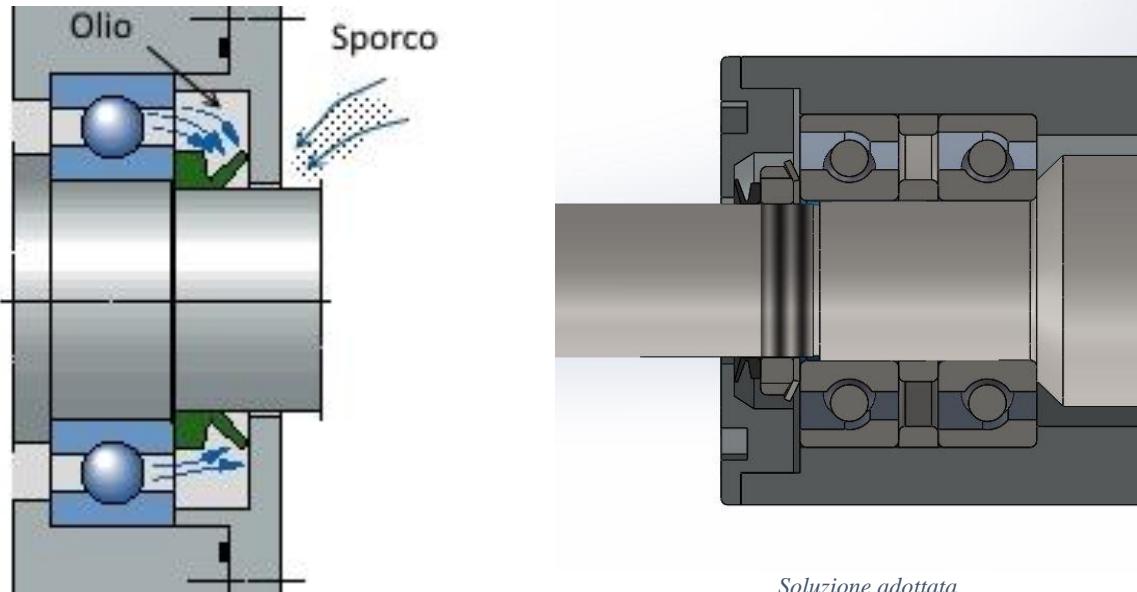
Oltre i 18 m/s si deve evitare che si "sollevino" dall'albero, utilizzando, ad es., la cerchiatura con un anello di lamiera di metallo.

Quando la velocità periferica supera i 23 m/s, il labbro si solleva dalla controfaccia e il V-ring diventa una tenuta con luce ridotta. L'eccellente azione protettiva dei V-ring dipende soprattutto dal fatto che il corpo funge da anello centrifugatore, respingendo sporcizia e liquidi.



Pertanto, con una lubrificazione a grasso i V-ring si dispongono all'esterno dell'alloggiamento, **mentre con una lubrificazione ad olio si dispongono normalmente all'interno, con il labbro rivolto in senso opposto al cuscinetto.**

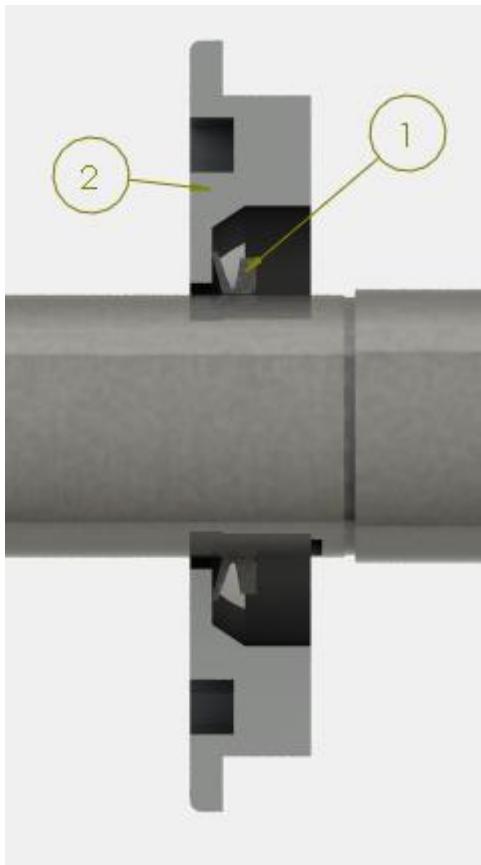
Utilizzati come tenuta secondaria, i V-ring proteggono l'anello di tenuta primario da una presenza eccessiva di sostanze contaminanti e umidità.



Soluzione adottata

Il produttore ha fornito specifiche anche riguardo alle dimensioni del coperchio da utilizzare e della luce da lasciare tra albero e coperchio stesso.

Tali indicazioni sono riportate nella figura sottostante.



A sinistra viene presentata la soluzione adottata anche per il coperchio:

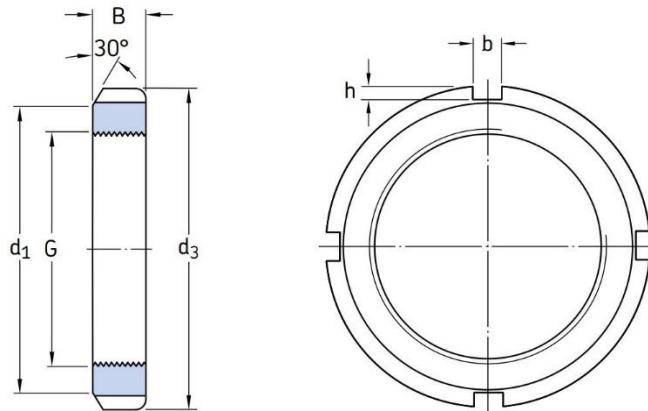
1. V-Ring
2. Sezione del Coperchio

Ghiera Di Bloccaggio E Rosetta Di Sicurezza

Le ghiere di bloccaggio si utilizzano per vincolare i cuscinetti o altri componenti su alberi o bussole di trazione. Si impiegano anche per montare i cuscinetti su sedi alberi coniche o smontarli da bussole di pressione. Esse in genere sono in acciaio, con resistenza alla trazione di almeno 350 N/mm².

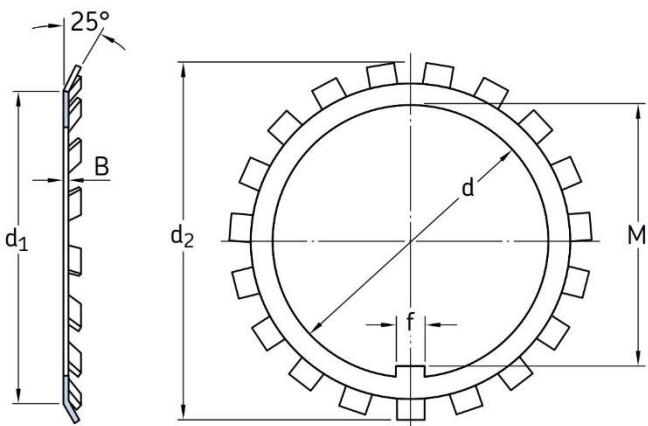
Nel progetto si è scelto di adoperare ghiere della serie KM(L), data la dimensione ridotta del diametro dell'albero:

Le ghiere di bloccaggio delle serie KM(L) sono dotate di filettatura nella parte interna mentre sono presenti delle scanalature, in genere quattro o otto, distribuite uniformemente sulla parte esterna per consentire l'impiego di chiavi a gancio o a percussione per il montaggio. Le stesse scanalature vengono poi sfruttate per fissare una rosetta di sicurezza che evita l'allentamento accidentale.



B	7 mm
d ₁	43,2 mm
d ₃	52 mm
G	39 mm
h	2mm
b	5mm

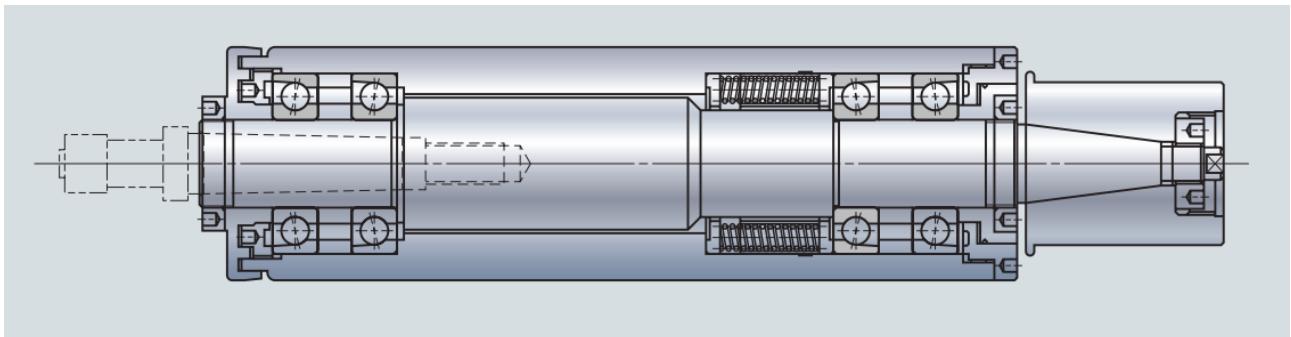
La rosetta di sicurezza è fatta di acciaio con resistenza alla trazione di almeno 300 N/mm²; presenta una linguetta interna e diverse linguette esterne distribuite sulla circonferenza. La rosetta blocca la ghiera in posizione quando la linguetta nella parte interna è fissata nella sede ricavata nell'albero e una delle sue linguette esterne viene piegata in una delle scanalature della ghiera.



d	39 mm
d ₁	44 mm
d ₂	52 mm
B	1 mm
f	4 mm
M	35 mm

Sistema Di Precarico

Per ottenere la massima precisione di rotazione e rigidezza, i cuscinetti a sfera ed a rulli, dopo il montaggio, devono avere un precarico o un gioco interno radiale minimo. In generale, i cuscinetti a sfera sono montati con precarico. L'entità del gioco o del precarico richiesto in esercizio dipende da velocità, carico, lubrificante e rigidezza richiesta per l'intero sistema mandrino/cuscinetto.



Anche la precisione geometrica delle sedi dei cuscinetti riveste un ruolo chiave nella capacità di ottenere il gioco o il precarico richiesti. Si deve considerare anche la temperatura di esercizio e la sua distribuzione nel cuscinetto, perché può determinare una riduzione del gioco operativo o un aumento del precarico. **Il precarico può essere espresso come una forza o una distanza (percorso), ma viene tipicamente espresso come una forza.**

cuscinetti a sfera. L'importanza di applicare questo carico minimo aumenta dove le accelerazioni nel cuscinetto sono elevati, e dove le velocità sono nella regione di 50% o più delle velocità limite indicati nelle tabelle dei prodotti, vedere la sezione costi e vibrazioni.

Nella scelta del precarico per un sistema di cuscinetti si deve ricordare che il grado di rigidezza aumenta leggermente quando il precarico supera un determinato valore ottimale. Al superamento del valore ottimale, l'attrito, e il conseguente aumento di calore, possono ridurre considerevolmente la durata di esercizio dei cuscinetti e annullare eventuali vantaggi. Un precarico eccessivo può compromettere l'affidabilità in esercizio del sistema di cuscinetti. I **vantaggi** principali offerti dal precarico comprendono, ma non si limitano a quelli indicati di seguito:

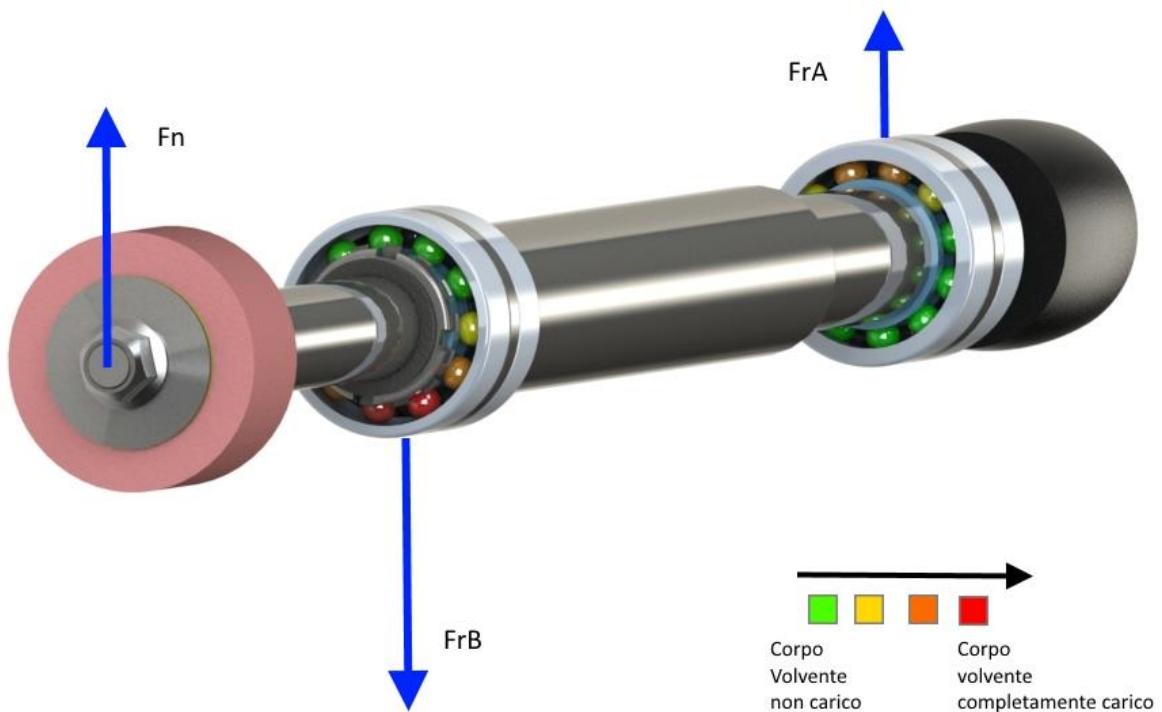
- **aumento della rigidezza** : la rigidezza del cuscinetto è definita come il rapporto della forza che agisce sul cuscinetto rispetto alla deformazione elastica nello stesso. La deformazione elastica dovuta ad un carico nei cuscinetti precaricati è inferiore per un determinato intervallo di carico, rispetto a quella per i cuscinetti non precaricati;
- **migliore guida dell'albero** : i cuscinetti precaricati assicurano una guida dell'albero più precisa, poiché il precarico offre un maggiore grado di rigidezza, che limita la possibilità dell'albero di flettersi sotto carico. Preparando, ad esempio, l'anello e i cuscinetti pignone in un differenziale si ottiene un aumento della rigidezza, che mantiene l'ingranamento preciso e costante. In questo modo vengono limitate al minimo le forze dinamiche e ridotti i livelli di rumorosità, con conseguente prolungamento della durata di esercizio degli ingranaggi;
- **compensazione di usura e cedimento in esercizio** : usura e cedimento in una disposizione di cuscinetti in esercizio causano un aumento del gioco, che può essere compensato mediante un precarico;

Precarico nelle macchine utensili:

Quando un cuscinetto singolo è soggetto a un carico radiale Fr , si deve applicare al cuscinetto un carico assiale Fa (esterno) della stessa entità del carico risultante, per sfruttare appieno il coefficiente di carico base. **Se il carico esterno applicato è più leggero, diminuisce il numero di corpi volventi che sopportano il carico e la capacità di carico del cuscinetto viene corrispondentemente ridotta.**

In un sistema composto da due cuscinetti obliqui a una corona di sfere o due cuscinetti a rulli conici, disposti ad "O" oppure a "X", ciascuna disposizione deve sopportare il carico assiale in una direzione. Se il gioco di questi sistemi viene impostato vicino allo zero, il carico **radiale** viene ripartito equamente tra i due cuscinetti e **metà degli elementi volventi di ciascun cuscinetto risulta sotto carico**.

In altri casi, in presenza di un carico assiale esterno, può essere necessario precaricare i cuscinetti per compensare il gioco che si può generare quando gli stessi, sottoposti a carico assiale, si deformano elasticamente. Il precarico consente anche una distribuzione più vantaggiosa dei carichi nei cuscinetti non soggetti a carico assiale. Di seguito si riporta una rappresentazione della distribuzione dei carichi, in assenza di sistema di precarico, nel caso di una mola soggetta a sforzo flessionale a causa della forza Fn .



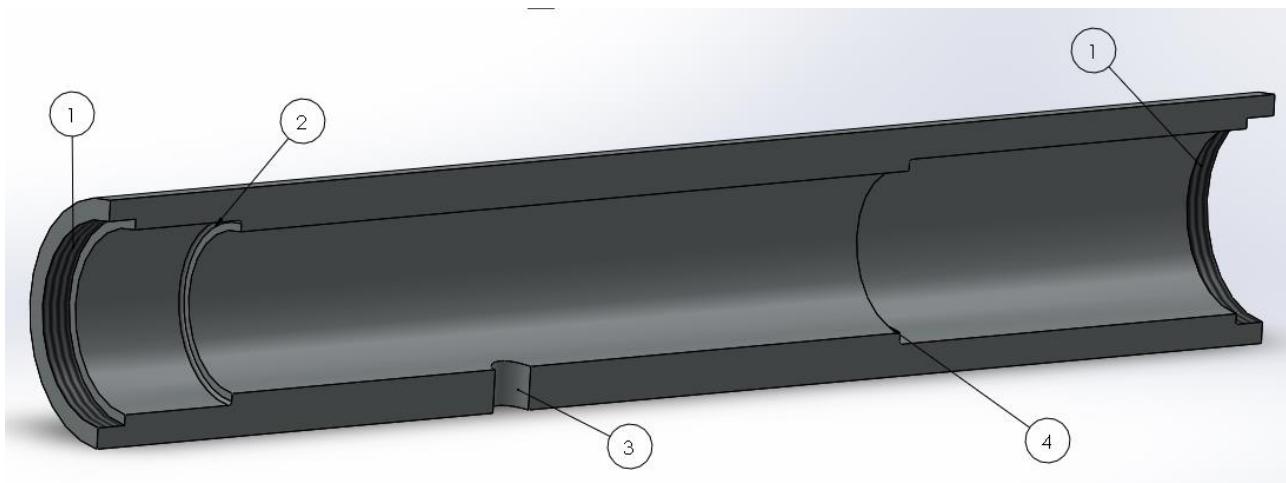
Il precarico aumenta inoltre la rigidezza del sistema di cuscinetti. Si deve tuttavia ricordare che la rigidezza è influenzata anche dall'elasticità di albero e alloggiamento e dai loro accoppiamenti, nonché dalla deformazione elastica di tutti gli altri componenti adiacenti il cuscinetto, compresi gli spallamenti. Tutti questi fattori contribuiscono notevolmente a determinare la resilienza dell'intero sistema di cuscinetti. La resilienza assiale e radiale dei cuscinetti dipende dal loro design interno, dalle condizioni di contatto (lineare o puntiforme), dal numero e diametro degli elementi volventi e dall'angolo di contatto. Maggiore è l'angolo di contatto e più elevato è il grado di rigidezza in direzione assiale.

Carter

In seguito al dimensionamento dell'albero e alla scelta dei vari componenti, quali cuscinetti sistema di precarico e ghiere di bloccaggio, si è potuto realizzare adeguatamente il carter tenendo sempre presente i vincoli progettuali:

Diametro esterno carter	70 mm
Lunghezza carter	400 mm

Il materiale scelto per il carter è acciaio lavorato al tornio per ottenere i diversi diametri interni, che fungono da spallamenti dei vari elementi accoppiati all'albero (cuscinetti, sistema di precarico). Inoltre è praticato un foro in cui viene alloggiato un **ugello**, che permette di iniettare il lubrificante all'interno del carter.

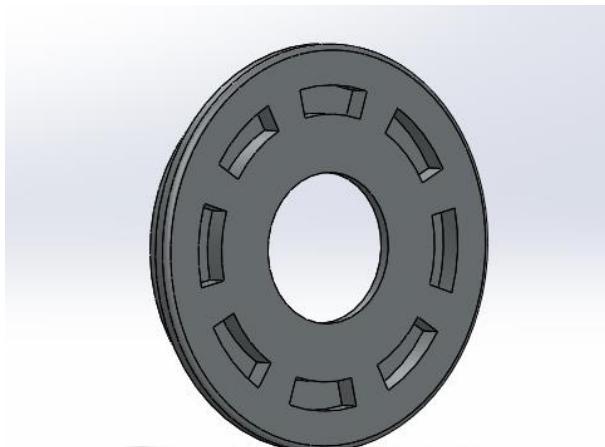


1. Filettatura per chiusura carter
2. Spallamento per cuscinetto
3. Foro per lubrificante
4. Spallamento per sistema di precarico

Il carter viene poi chiuso da ambo i lati tramite coperchi realizzati appositamente. Questi presentano delle sedi per essere serrati attraverso l'utilizzo di una chiave a castello.



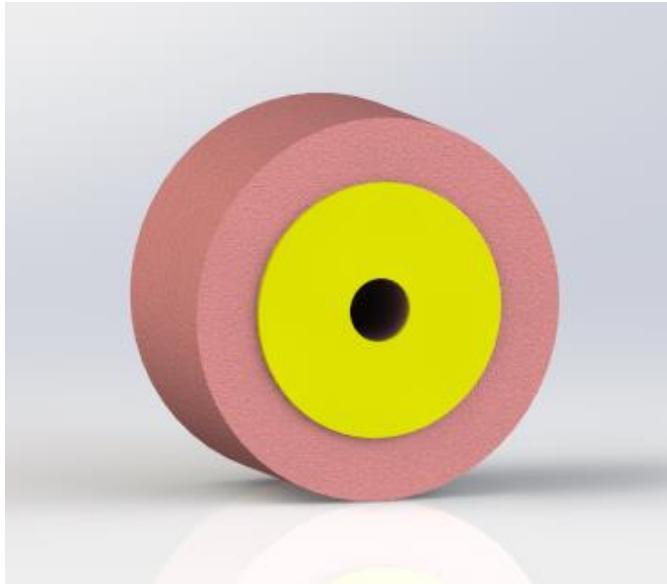
Chiave a castello



Coperchio con sedi per chiave a castello

Mola

La mola è l'elemento che va a contatto con il pezzo, ed effettua la lavorazione. Dovendo rispettare i vincoli di progetto, non è stato possibile reperire sul mercato una mola con le caratteristiche richieste: quindi è stata contattata l'azienda specializzata *ATLANTIC-ABRASIVI*, in modo da produrne una su misura.



LEGANTE: A base di Silicato di Sodio e ossidi metallici.

ABRASIVO: Alundum (a base di ossido di alluminio).

$$E = 70 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_r = 5 \text{ GPa}$$

In figura si possono anche osservare le guarnizioni (gialle). Esse costituiscono un “cuscino” fra le superfici portanti delle flange metalliche ed i fianchi della , onde distribuire uniformemente la pressione di serraggio tra le superfici

Mola a foro piccolo

Basamento

Le macchine utensili di grande dimensioni di solito utilizzano bancali costituiti da un unico basamento mentre le macchine medio - piccole sono caratterizzate da bancali costituiti da più pezzi. Per quanto riguarda il fissaggio del bancale al pavimento nel caso delle macchine di grandi dimensioni, il basamento viene solitamente vincolato con dei tasselli a terra in modo ridurre al minimo la trasmissione di vibrazioni dalla macchina verso il pavimento e viceversa. In particolare questo tipo di soluzione è implementato nelle macchine ove il bancale e il mandrino sono montati direttamente per terra e non fra loro, e nelle fresatrici a braccio traslante quando il bancale è molto lungo.



Sistema Di Supporto:

Nelle mole da rettifica per interni, il braccio che ha la funzione di supportare la testa riveste un ruolo molto importante. Esso garantisce la rigidezza alla testa e deve limitare le vibrazioni di tutto il sistema durante il movimento. Inoltre non deve subire flessioni troppo elevate per non incidere sulla precisione della lavorazione.

Generalità e scelte tecnologiche:

Prima di procedere con le scelte tecniche è stato effettuato uno studio delle soluzioni più utilizzate in passato fino alle moderne mole presenti nei centri di lavoro.

Le rettificatrici per interni nel passato adottavano una trasmissione a cinghia e avevano bassa flessibilità riguardo ai cicli di lavoro, in quanto il sistema non permetteva molte modifiche sui parametri di taglio. Con l'evoluzione delle rettificatrici è venuta a crearsi la possibilità di cambiare la parte terminale della testa in modo da avere più flessibilità per quanto riguarda le dimensioni dei diametri lavorabili. Il braccio che supporta la testa è una estensione della base su cui viene poggiato il motore in modo tale da facilitarne il montaggio sulla slitta e rendere la progettazione dei due sistemi (slitta e testa), per quanto possibile

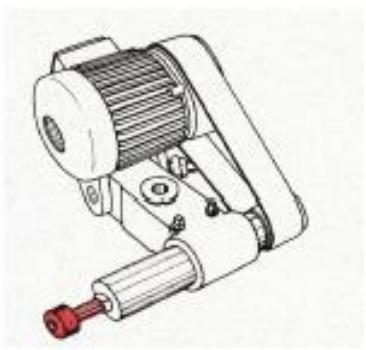


Rettificatrice Tripet MAR 200 del 1983

indipendenti.

Negli anni successivi le rettificatrici più economiche e soprattutto quelle da officina, hanno conservato questa forma.

Il braccio è molto spesso, in modo da smorzare parte delle vibrazioni del motore, reggere parte della tensione della cinghia (si cerca di renderlo più possibile parallelo al suo interasse) e, ovviamente, sostenere la testa.



I centri di lavoro moderni, grazie allo sviluppo che la motoristica ha

subito in questi anni, sono forniti di elettromandrini dove non vi è bisogno di trasmissione a cinghia, bensì il motore è reso coassiale all'albero della mola.

L'elevata flessibilità è garantita anche dalla rapida intercambiabilità degli utensili per la lavorazione.



Piastra di fissaggio:

La piastra di base presenta dei perni prigionieri sia per il braccio che per il motore. Sono stati praticati inoltre dei fori per il fissaggio della base sulla slitta e della copertura per la cinghia.

1. Perni per il braccio (M16)
2. Fori per slitta (M12)
3. Fori per copertura (M8)
4. Perni per motore (M12)

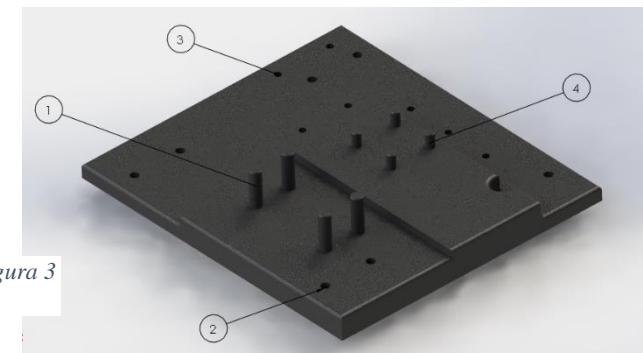


Figura 3

Copertura Cinghia:

Il sistema di copertura della cinghia è realizzato in lamiera attraverso un processo di taglio, piegatura e foratura. Il suo scopo è quello di proteggere gli operatori dalle parti in movimento ed evitare problematiche per una eventuale rottura degli stessi.

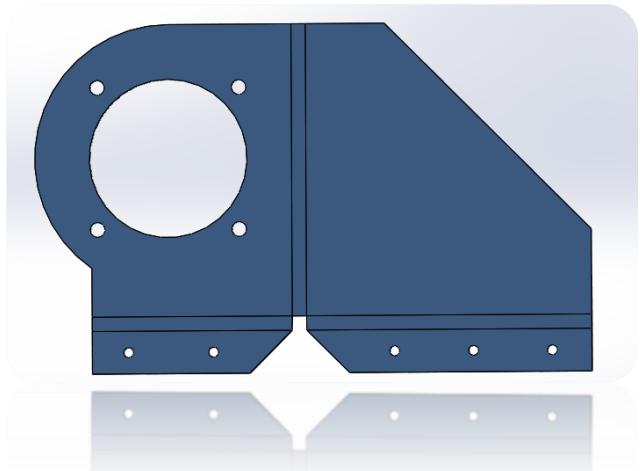


1. Asola per la tensione della cinghia
2. Fori passanti per motore (M12)
3. Fori per Fissaggio su piastra di base (M8)



Fori piastra posteriore

A destra è riportato un esempio di schema di taglio, da effettuare prima della fase di piegatura, ottenuto grazie al software.



Sistema Di Movimentazione – Slitta Portautensile

Data la lavorazione da effettuare si è resa necessaria la progettazione di un sistema per imporre il moto di appostamento dell'utensile. Dopo un'analisi dei vari metodi, presenti nel settore industriale, si è scelto di utilizzare una guida capace di sopportare un peso elevato (peso della macchina utensile) e che offre al tempo stesso un grado elevato di precisione per imporre la profondità di passata.

L'apparato di movimentazione della macchina utensile consiste in una slitta poggiata a due guide lineari tramite opportuni supporti, con una superficie ridotta per diminuire le forze di attrito, e mossa da un un sistema “vite senza fine”.

Il produttore scelto è la NEFF, un'azienda con sede in Germania che offre diverse soluzioni per viti a ricircolo di sfere ad elevata precisione.

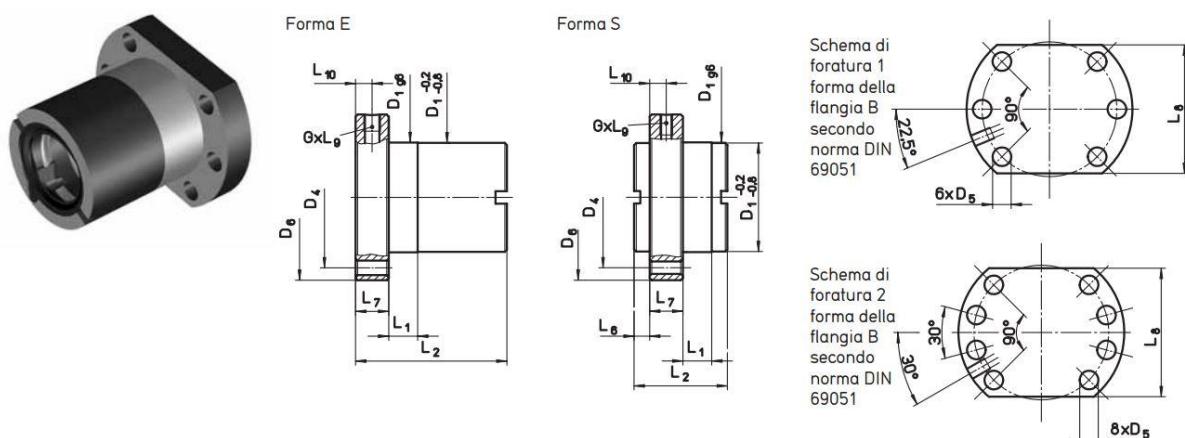
In particolare la vite presenta una filettatura a profilo gotico, che offre maggiore precisione rispetto la filettatura trapezoidale, e inoltre dà la possibilità di utilizzare un sistema a ricircolo di sfere, presente nelle flange installate sulla slitta, che permette di poter muovere carichi elevati con un grado alto di precisione e al tempo stesso ridurre l'usura dei componenti.



(figura 1)

Dal catalogo è stata scelta la vite KGS-4005.

la flangia scelta per collegare la slitta alla vite è il tipo KGF-D (figura 2), le cui dimensioni sono tabellate in relazione al codice della vite.



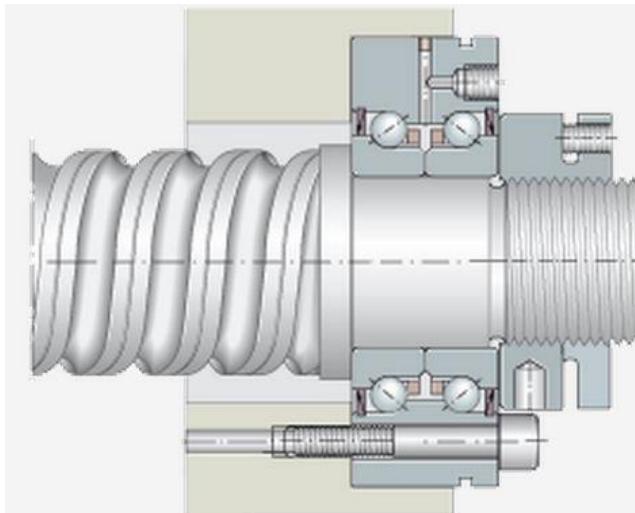
Materiale: 1.7131 (ESP65) o 1.3505 (100 Cr 6)

Il cuscinetto utilizzato per la vite, come consigliato dalla NEFF, è un cuscinetto assiale a sfere a contatto obliquo, dato che le caratteristiche richieste ai sistemi di supporto per viti a ricircolo di sfere sono tali che spesso i cuscinetti tradizionali non possono soddisfarle in modo ottimale a causa della loro forma costruttiva. Proprio per la qualità e il compito unico che svolge ha un costo molto elevato.

Per la realizzazione di unità di supporto precise, con attrito ridotto, semplici da montare e con ridotta manutenzione per condizioni di funzionamento dinamiche vi è una grande scelta di questo tipo di cuscinetti. I cuscinetti assiali a sfere a contatto obliquo esistono come unità di supporto ad una, due o tre corone pronte per il montaggio. Esse non sono scomponibili e sono composte da anelli esterni a sezione spessa, con forma stabile, corone di sfere ed anelli interni singoli od in due parti. L'anello esterno ha fori passanti in molte serie costruttive per un fissaggio semplice del cuscinetto alla costruzione circostante mediante la flangia. Gli anelli dei cuscinetti sono selezionati in modo tale da ottenere il valore di precarico definito dopo il serraggio con la ghiera di precisione.

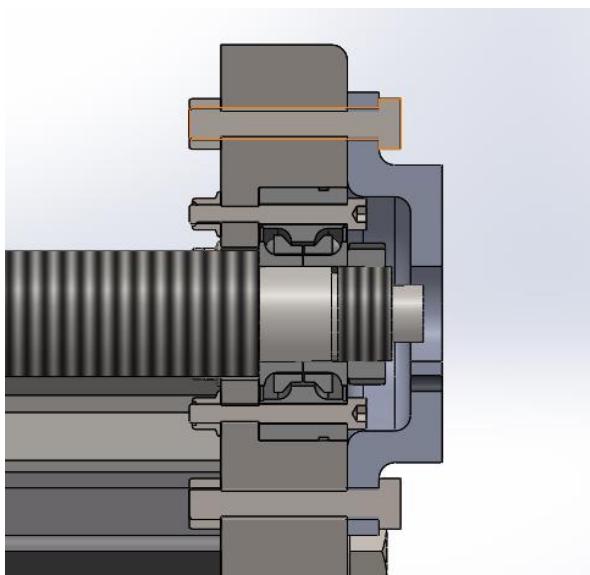


Il cuscinetto prescelto per il nostro sistema di movimentazione, consigliato dalla casa produttrice, è caratterizzato dal codice: ZKLF3080-2RS dall'azienda specializzata INA.



Lo schema è rappresentato in figura e da come è facilmente visibile si tratta di un cuscinetto inusuale. La sua struttura è stata concepita proprio per l'uso che se ne fa in questo progetto; non è quindi possibile rintracciare cuscinetti di questo genere in altri campi di utilizzo.

Nello studio di progetto è molto importante tenere conto delle dimensioni richieste dal produttore del sistema di movimentazione e dall'azienda che fornisce questo particolare cuscinetto in quanto le tolleranze sono molto ristrette (figura 4) per poter garantire qualità eccellente.



Sulla sinistra vi è una rappresentazione della soluzione applicata.

In esso si distinguono chiaramente alcune componenti quali la ghiera, il cuscinetto o la vite.

Scelta delle guide:

Nelle guide degli assi principali delle macchine utensili si sono affermate le unità a ricircolazione. Queste sono disponibili pronte al montaggio, precaricate e pertanto possono assorbire forze e momenti da tutte le direzioni. In questo caso, a causa del peso sempre maggiore dei pezzi, dei nuovi materiali di lavorazione e delle elevate forze di taglio, trovano applicazione principale le unità

a ricircolazione di rulli della serie RUE, che offre un'elevatissima capacità di carico, una flessibilità ed un'integrazione funzionale elevata.

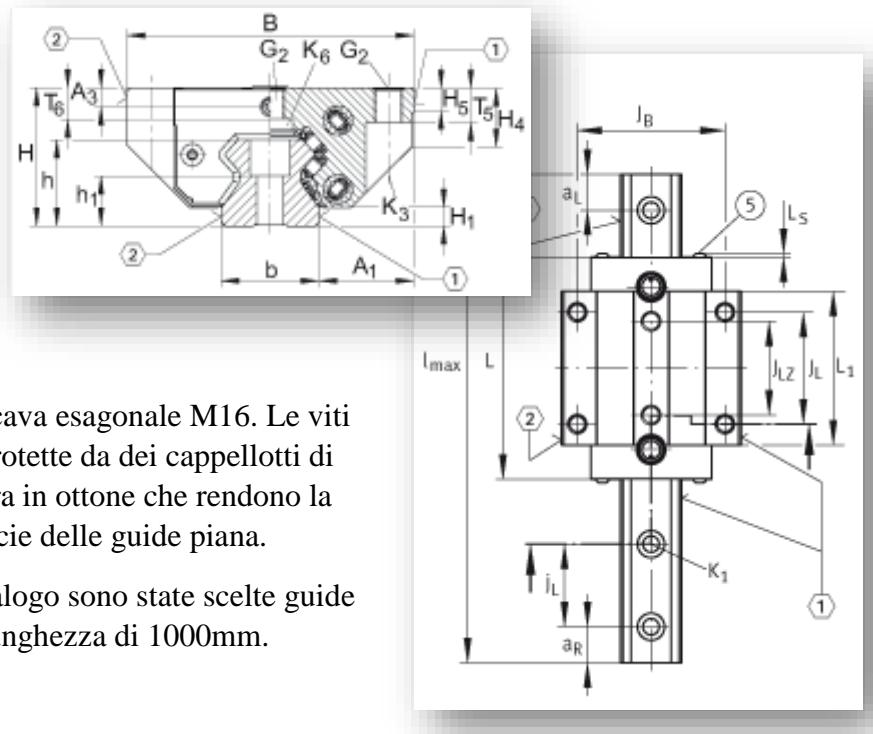
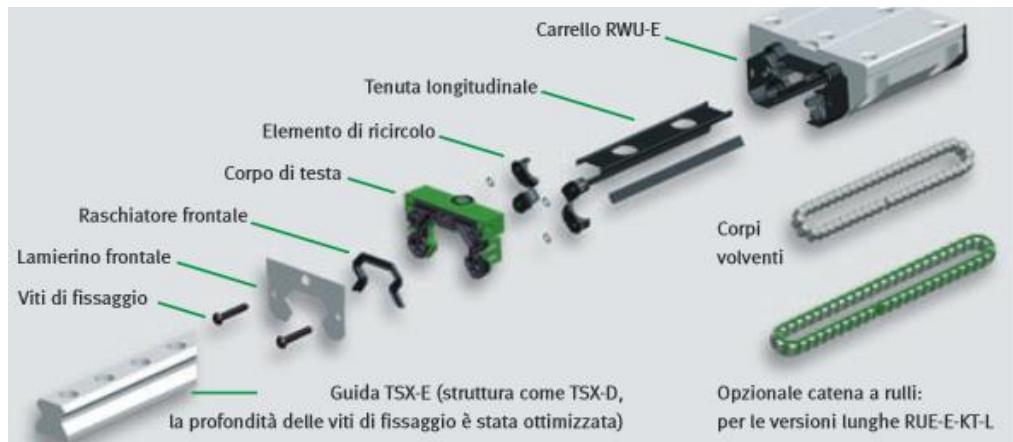
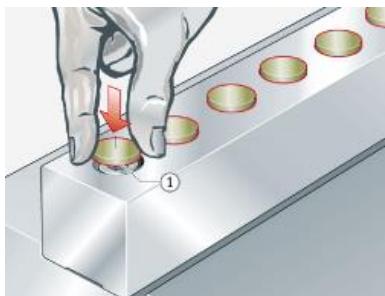
La scelta è ricaduta sull'unità RUE-55-E

I dati sugli elementi di fissaggio, sulle guide, sulle loro dimensioni, sul precarico e le tolleranze da utilizzare sono tutte indicate dettagliatamente dal produttore

con disegni tecnici.

Guide:

Le guide sono montate direttamente nel basamento con viti a cava esagonale M16. Le viti



Montaggio:

In linea di massima i costi di montaggio sono determinati da:

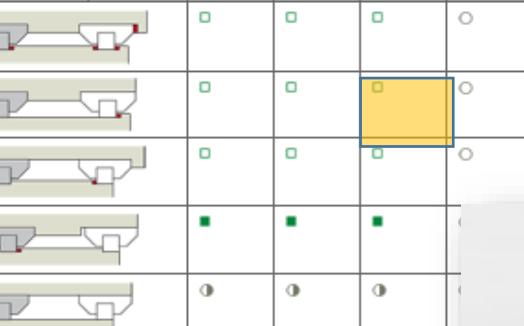
- la disposizione delle superfici di avvitamento e di battuta di guide e carrelli
- L'accessibilità delle viti di fissaggio.

Secondo lo schema nella figura è possibile valutare i costi di montaggio(figura1).

La struttura è crescente; descrive il costo secondo i seguenti criteri:

- semplicità di montaggio, senza strumenti ausiliari (3)
- montaggio semplice con utensili ausiliari (4)
- montaggio complicato, richiedente molto dispendio di tempo con utensili ausiliari (5)

Per motivi di tempo e di costo (costi di montaggio ridotti) è preferibile scegliere solo varianti da 3 a 4.

Rapporto tra slitta e lunghezza della guida	Esecuzione della costruzione circostante ¹⁾		Fissaggio di guida e carrello ²⁾
L > 2X oder L ≤ X	Pagina di riferimento	Lato opposto	Diagram showing four variations of mounting holes for the slot guide and carriage. The third variation from the top is highlighted with a yellow box.
			

Inoltre per proteggere la slitta è stato posizionato un elemento di fine corsa in gomma, opportunamente sagomato, per proteggere anche gli estremi sporgenti delle viti.

Figura
3

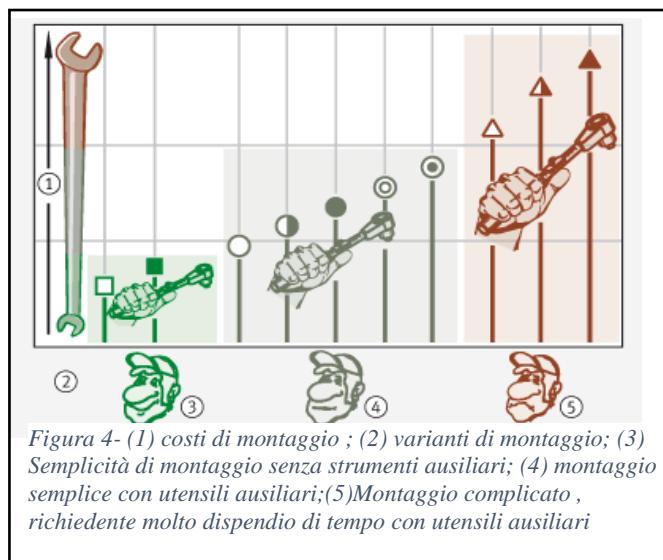
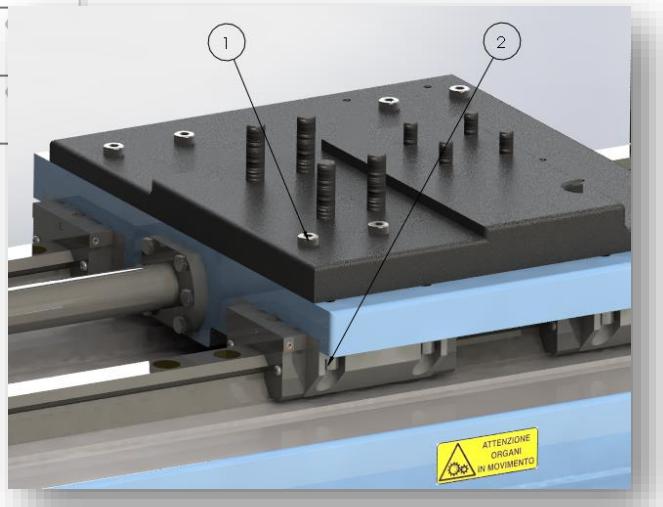


Figura 4- (1) costi di montaggio ; (2) varianti di montaggio; (3) Semplicità di montaggio senza strumenti ausiliari; (4) montaggio semplice con utensili ausiliari;(5)Montaggio complicato , richiedente molto dispendio di tempo con utensili ausiliari

In tabella è presente (in giallo) la soluzione utilizzata per il montaggio.

Le viti che fissano l'unità alla slitta vengono avvitate dal basso(2-figura 3). Le viti che fissano la base in ghisa sono avvitate dall'alto(1) e passanti attraverso la slitta. La descrizione è compresa meglio dalla figura 3.



Bilancio Spese totali:

ELEMENTO	NUMERO DI SERIE	QUANTITA'	PREZZO CADAUNO	PRODUTTORE
Cuscinetti albero	71908 CD/HCP4A	4	37.20 €	Schaeffler
Ghiera	KM8	3	10.5 €	SKF
Rosetta di sicurezza	MB8	2	0.50 €	SKF
Tenute V-ring	VS8	2	1.10 €	SKF
Flange per mola		2	2.50 €	Su commissione
Anelli distanziali		4	5 €	Su commissione
Albero		1	100 €	Broc Metal
Carter		1	60 €	Su commissione
Coperchi carter		2	2 €	Su commissione
Ugello olio		1	12 €	SKF
Mola		1	30 €	Atlantic
Puleggia (180 mm)		1	55.40 €	Sapuppo
Puleggia (50 mm)		1	6.30 €	Sapuppo
Cinghia		1	4.15 €	Mitsuboshi
Motore elettrico	LSES 160 MR	1	854 €	Leroy Somer
Lamiere in acciaio (lavorate)		8 kg	15 € / kg	GFT srl
Elementi in ghisa (lavorati)		600 kg	1.6 € / kg	GFT srl
Chiocciole		2	130 €	Neff
Vite senza fine		1 m	130 € / m	Neff
Unità a ricircolo di rulli		4	150 €	Schaeffler
Guide lineari		2 m	59 € / m	Schaeffler
Cuscinetti (vite senza fine)	KLF 3080-2RS	2	403 €	Schaeffler
Ghiera (vite senza fine)	ZM30	2	35 €	Schaeffler
Bulloneria			100 € (totale stimato)	
Sistema precarico		1	250 €	Su commissione
Vernice	21281lampa	4	22.6€	Pilot

Prezzo totale stimato (esclusa manodopera) = 4750 €