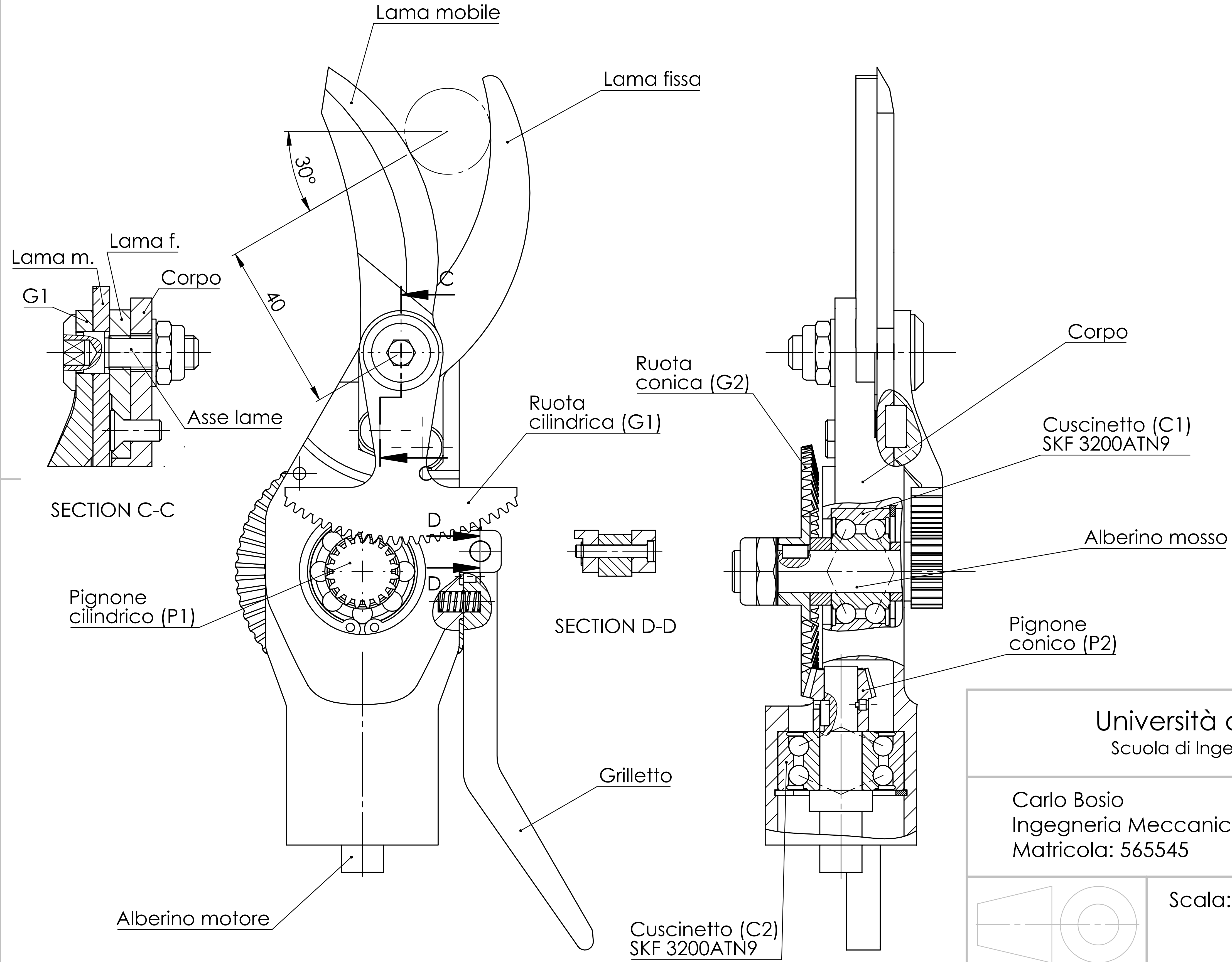
Cesoia Elettrica per potatura

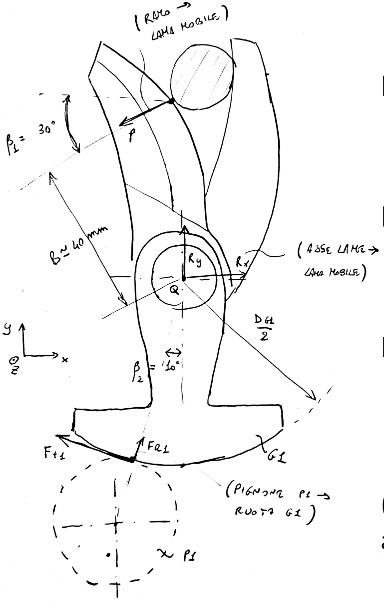
Carlo Bosio

Progettino di Elementi Costruttivi delle Macchine



Università di Pisa Scuola di Ingegneria		Foglio: 1 di 1
Carlo Bosio Ingegneria Meccanica Matricola: 565545	A.A.: 2019/2020	
	Data:	
Scala:	Raccordi non quotati:	
	Smussi non quotati:	
Tolleranze generali: ISO 2768-m	Denominazione:	
	Complessivo: Cesoia Elettrica	

Equilibrio lama mobile



Equilibrio orizzontale:

$$R_x = P\cos\beta_1 + F_{t1}\cos\beta_2 - F_{r1}\sin\beta_2$$

Equilibrio verticale:

$$R_y = P\sin\beta_1 - F_{t1}\sin\beta_2 - F_{r1}\cos\beta_2$$

Equilibrio momenti rispetto a Q:

$$F_{t1} = \frac{2B}{D_{G1}}P$$

(Approssimazione carico piano, non considero angolo di inclinazione della lama)

Forza di ingranamento G1/P1

Ipotesi: il componente più critico è il pignone cilindrico P1. Procedo con verifica statica, a bending e a pitting del dente e determino i carichi, che si tradurranno in una certa dimensione dei rami da potare.

$$F_{t1} = \frac{2B}{D_{G1}} P$$

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \Phi$$

$$m_1 = 0.8\,\mathrm{mm}$$

$$\Phi = 20^\circ$$

$$z_{P1} = 20$$

$$z_{G1} = 112$$

$$b = 7.5\,\mathrm{mm}$$

Verifiche pignone P1

Considero 18NiCrMo5 con $S_u = 1100\,\mathrm{MPa}$, $S_y = 850\,\mathrm{MPa}$ e durezza superficiale post-cementazione $HB = 600$.
Verifica statica (approssimata con teoria di Lewis) per determinare la forza di taglio max esercitabile:

$$\sigma = \frac{F_t}{bmY} K_m$$

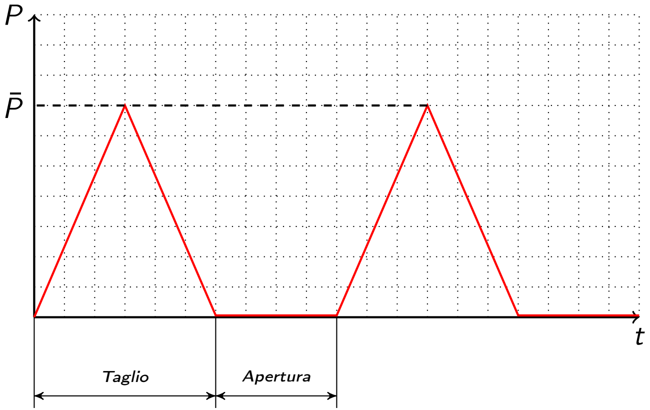
- $K_m = 1.6$
- $Y = 0.31$

Confronto con la S_y e impongo un $n_y = 2$ (il guasto non provoca particolari conseguenze e si possono cambiare i pezzi)

$$F_{t1,max} = \frac{S_y bmY}{n_y K_m} = 574\,\mathrm{N} \Rightarrow P_{max} \simeq 650\,\mathrm{N}$$

Verifiche pignone P1

Per le verifiche dinamiche considero il ciclo di taglio di riferimento a carico ripetuto ($R = 0$):



Anche qui impongo un SF e ricavo il carico di riferimento (che si tradurrà in diametro medio dei rami da potare).

Verifiche pignone P1

Bending:

$$\sigma_B = \frac{F_t}{bmJ} K_v K_o K_m$$

- $K_v = 1.1$
- $K_o = 2$
- $K_m = 1.6$
- $J = 0.36$

$$S_n = 0.5 S_u C_L C_S C_G C_T C_R K_{ms}$$

- $C_S = 0.9$
- $C_L = C_G = C_T = 1$
- $C_R = 0.814$
- $K_{ms} = 1.4$

$$S_n = 564\,\mathrm{MPa}$$

Impongo un $n_B = 1.2$ e ricavo:

$$\bar{F}_{t1} = \frac{S_n bmJ}{n_B K_v K_o K_m} = 290\,\mathrm{N} \Rightarrow \bar{P} \simeq 320\,\mathrm{N}$$

(Coefficiente di sovraccarico statico di ~ 2.03)

Verifiche pignone P1

Pitting (anche se velocità in gioco basse):

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{\bar{F}_{t1}}{bD_{P1}I} K_v K_o K_m}$$

- $C_p = 191\,\mathrm{MPa}^{0.5}$
- K_v, K_o, K_m come per Bending
- $I = \frac{\sin\Phi\cos\Phi}{2}\frac{R}{R+1} = 0.136$

$$\sigma_H = 1450\,\mathrm{MPa}$$

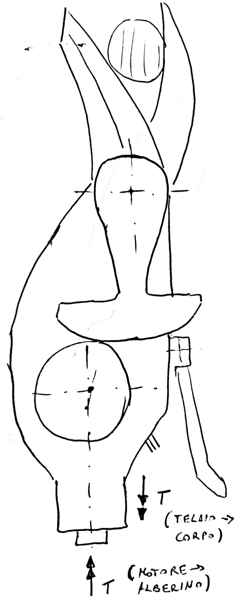
$$S_H = S_{fe} C_{Li} C_R$$

- $S_{fe} = 2.8HB - 69 = 1611\,\mathrm{MPa}$
- $C_{Li} = 1$ (10^7 cicli)
- $C_R = 1$ (99%)

$$S_H = 1611\,\mathrm{MPa}$$

Quindi $n_B = (\frac{S_H}{\sigma_H})^2 = 1.2$
(10^7 cicli di taglio, supponendo di potare $8\,\mathrm{h/gg}$ e di fare un taglio ogni $3\,\mathrm{s}$, corrispondono a una durata di ~ 3 anni)

Equilibrio assieme



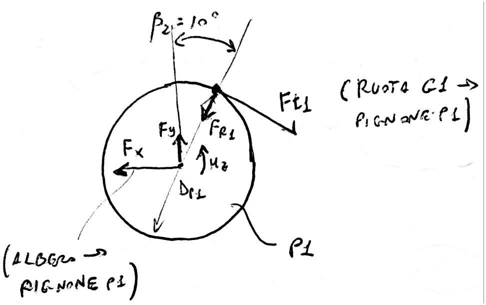
La coppia motrice è equilibrata da una controcoppia applicata sul corpo. Ci sarebbe anche una leggera forza lungo l'asse esercitata dal ramo sulle lame ma è resa trascurabile dalle azioni di attrito che si sviluppano durante il taglio.

- $\tau_1 = \frac{z_{P1}}{z_{G1}} = 0.18$
- $\tau_2 = \frac{z_{P2}}{z_{G2}} = 0.25$

$$T_{max} = P_{max} B \tau_1 \tau_2 \simeq 1.3\,\mathrm{N \cdot m}$$

$$\bar{T} = \bar{P} B \tau_1 \tau_2 = 0.58\,\mathrm{N \cdot m}$$

Equilibrio Pignone cilindrico P1

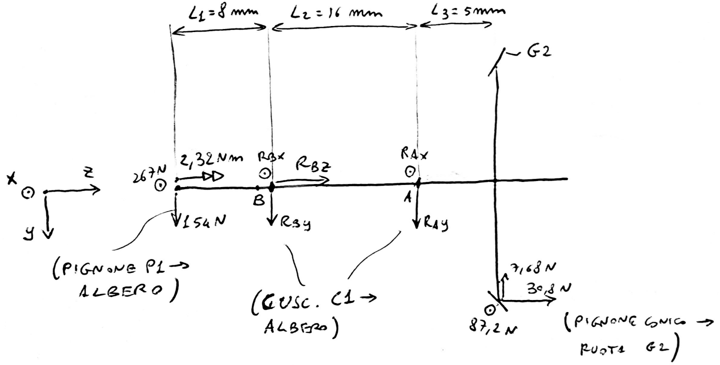


$$M_z = F_{t1}\frac{D_{P1}}{2} = 2.3\,\mathrm{N\cdot m}$$

$$F_x = F_{t1}(\cos\beta_2 - \tan\Phi\sin\beta_2) = 267\,\mathrm{N}$$

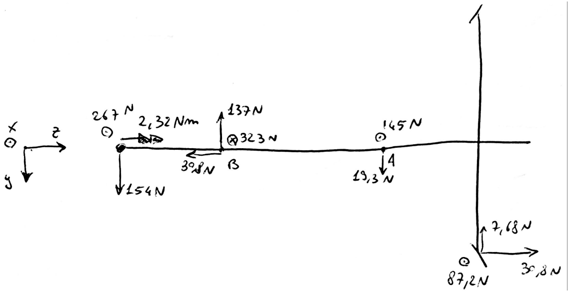
$$F_y = F_{t1}(\sin\beta_2 + \tan\Phi\sin\beta_2) = 154\,\mathrm{N}$$

Equilibrio Alberino mosso



Equilibrio Alberino mosso

$$
\begin{cases}
R_{Bz} = -30.8\,\mathrm{N} \\
F_{a2}\dfrac{D_{G2}}{2} + F_{r2}L_3 + R_{By}L_2 + F_yL_1 = 0 \Rightarrow R_{By} = -137\,\mathrm{N} \\
F_{t2}L_3 - R_{Bx}L_2 - F_x(L_1 + L_2) = 0 \Rightarrow R_{Bx} = -323\,\mathrm{N} \\
F_{a2}\dfrac{D_{G2}}{2} + F_{r2}(L_2 + L_3) - R_{Ay}L_2 + F_yL_1 = 0 \Rightarrow R_{Ay} = 145\,\mathrm{N} \\
F_{t2}(L_2 + L_3) + R_{Ax}L_2 - F_xL_1 = 0 \Rightarrow R_{Ax} = 19.3\,\mathrm{N}
\end{cases}
$$



Verifica Cuscinetto C1

Il cuscinetto compie un moto oscillante (comunque con velocità molto piccole). Ha senso quindi fare la verifica statica (utilizzo il carico P_{max}, quindi moltiplico tutte le forze dello schema di equilibrio per 2.03). I giochi interni sono piccoli, quindi il cuscinetto è molto rigido. Per determinare le spinte assiali nei due contatti interni utilizzo la procedura SKF per i cuscinetti obliqui.

Da catalogo (SKF 3200ATN9):

- $Y_0 = 0.66$
- $C_0 = 4.3\,\mathrm{kN}$

Verifica Cuscinetto C1

Il parametro R è ~ 1 perché $\frac{K_a}{C_0} \simeq 0$ (diagramma SKF).

Contatto B:

$$F_{rB} = 2.03\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 713\,\mathrm{N}$$

Contatto A:

$$F_{rA} = 2.03\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 296\,\mathrm{N}$$

Da cui, secondo la procedura SKF:

$$F_{aB} = RF_{rB} = 713\,\mathrm{N} \qquad F_{aA} = F_{aB} - K_a = 650\,\mathrm{N}$$

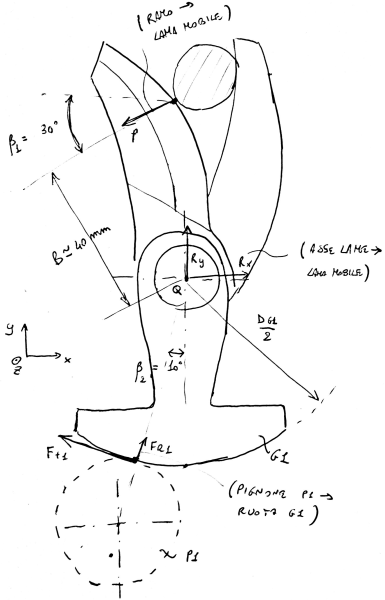
Il contatto B è sicuramente più critico. Ricavo il carico equivalente:

$$P_0 = F_r + Y_0 F_a = 1.184\,\mathrm{kN}$$

Quindi il coefficiente di sicurezza:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = 3.6$$

Equilibrio lama mobile



(Schema iniziale, caso con $P = P_{max}$)

- Equilibrio orizzontale:

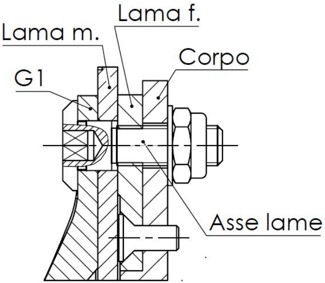
$$R_x = P\cos\beta_1 + F_{t1}\cos\beta_2 - F_{r1}\sin\beta_2$$
$$= 0.974\,\mathrm{kN}$$

- Equilibrio verticale:

$$R_y = P\sin\beta_1 - F_{t1}\sin\beta_2 - F_{r1}\cos\beta_2$$
$$= -48\,\mathrm{N}$$

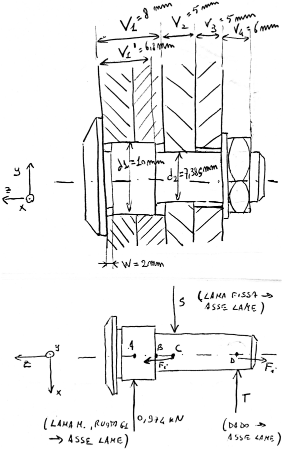
(trascuro)

Analisi montaggio Asse lame



L'insieme costituito da ruota G1 e Lama mobile deve ruotare sul perno senza essere ostacolato dall'attrito. L'asse (filettato M8x1) va quindi ad impegnarsi in una madrevite ricavata sulla lama fissa e poi è serrato con il dado antisvitamento (questa soluzione permette di non adottare particolari tolleranze sulle dimensioni in senso assiale). Faccio un'analisi molto approssimata delle sollecitazioni sul perno.

Equilibrio Asse lame



Equilibrio a momento rispetto a C:

$$T\left(\frac{V_2 + V_4}{2} + V_3\right) - R_x\left(\frac{V_2 - V_1' + w}{2} + V_1\right) = 0$$

Equilibrio lungo x:

$$-R_x + S - T = 0$$

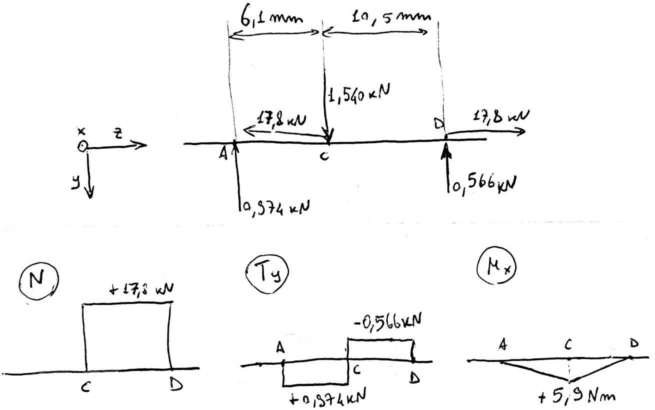
Quindi:

- $T = 0.566\,\mathrm{kN}$
- $S = 1.540\,\mathrm{kN}$

Caratteristiche di sollecitazione Asse lame

Perno di acciaio della classe 8.8 di resistenza delle viti: $S_u = 830\,\mathrm{MPa}$, $S_y = 660\,\mathrm{MPa}$, $S_p = 600\,\mathrm{MPa}$. Filettatura M8x1 ($A_t = 39.2\,\mathrm{mm}^2$). Calcolo la forza di precarico sulla filettatura, considerando $K_i = 0.8$:

$$F_i = K_i A_t S_p = 17.8\,\mathrm{kN}$$



Verifica statica Asse lame

Verifica a tranciamento (sezione B):

$$\frac{R_x}{A_t} = 25\,\mathrm{MPa} << S_{us}$$

La sezione critica è la D (massime N e M_x).
Calcolo la σ massima di trazione:

$$\sigma = \frac{N}{A_t} + \frac{32M_x}{\pi d_p^3} = 603\,\mathrm{MPa}$$

Quindi il perno è verificato a collasso plastico (anche se SF un po' basso):

$$n_{CP} = \frac{S_y}{\sigma} \simeq 1.1$$

Verifica a fatica Asse lame

Suppongo stesso ciclo di carico ripetuto con forza di taglio $\bar{P}$. La parte filettata del perno sente una sollecitazione dovuta alla sola F_i a cui si aggiunge la flessione ripetuta ($\bar{M}_x = \frac{M_x}{2.03} = 2.91\,\mathrm{N\cdot m}$). Avrò quindi:

- $K_f = 3$ (filettatura rullata di durezza $\geq 200HB$)
- $\sigma_a = \frac{1}{2} K_f \frac{32\bar{M}_x}{\pi d_p^3} = 95\,\mathrm{MPa}$
- $\sigma_m = S_y - \sigma_a = 565\,\mathrm{MPa}$

$$S_n = 0.5 S_u C_S C_L C_G C_T C_R$$

- $C_S = C_L = C_T = 1$ (da J.)
- $C_G = 0.9$ (da J.)
- $C_R = 0.814$

$$n_F = \frac{S_n}{\sigma_a} \frac{1 - \frac{S_y}{S_u}}{1 - \frac{S_n}{S_u}} \simeq 1.1$$

Forse sarebbe bene aumentare le dimensioni del perno (aumentare la classe di resistenza avrebbe un effetto negativo sulla resistenza a fatica).