

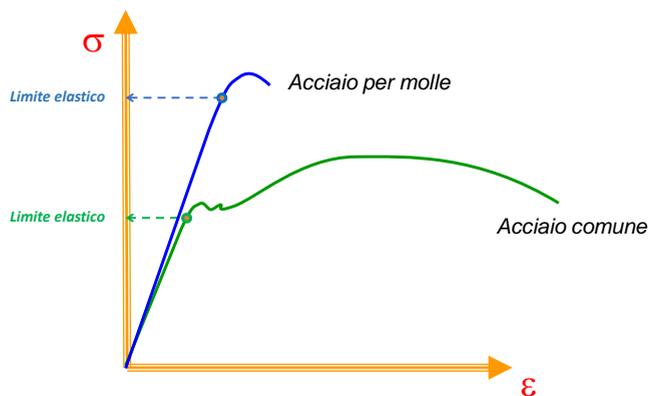
Molle

1

Generalità: materiali

Materiali per la costruzione delle molle:

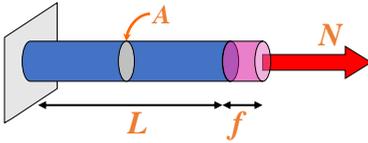
- acciai ad alto tenore di carbonio
- acciai al silicio
- acciai legati (Cromo-Silicio, Cromo-Vanadio, Silicio-Cromo-Nichel)
- per impieghi particolari si usano anche: acciai inox, leghe Rame-Berillio, ecc.



2

Generalità: tipologie ed equazioni fondamentali

Molle di trazione:



Relazione
caratteristica
carico-freccia:

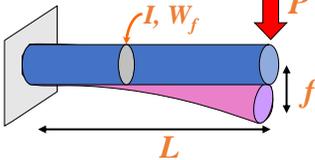
$$N = \frac{EA}{L} f$$

rigidezza k

Relazione
di resistenza:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

Molle di flessione:

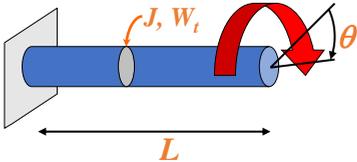


$$P = \frac{3EI}{L^3} f$$

rigidezza k

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

Molle di torsione:



$$M_t = \frac{GJ}{L} \theta$$

rigidezza k

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t}$$

3

Generalità: coefficiente di utilizzo

Si definisce coefficiente di utilizzo C_u il rapporto:

$$C_u = \frac{\text{Energia effettivamente immagazzinata nella molla}}{\text{Energia teoricamente immagazzinabile se tutto il materiale fosse alla } \sigma \text{ massima}} = \frac{\frac{1}{2} P f}{\frac{1}{2} \frac{\sigma_{\max}^2}{E} V}$$

Molle di trazione: $C_u = 1$

Molle di flessione: $C_u = \frac{1}{9}$ (lamina rettangolare)

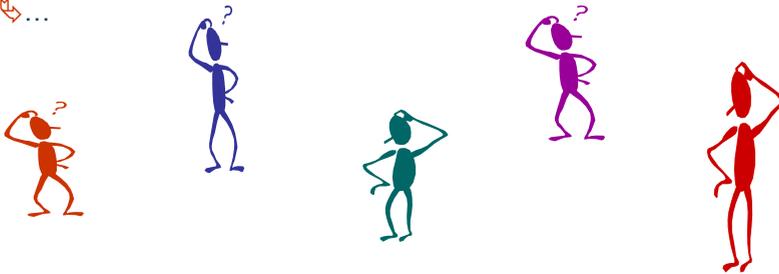
Molle di torsione: $C_u = \frac{1}{2}$ (barra cilindrica)

4

Progetto di una molla

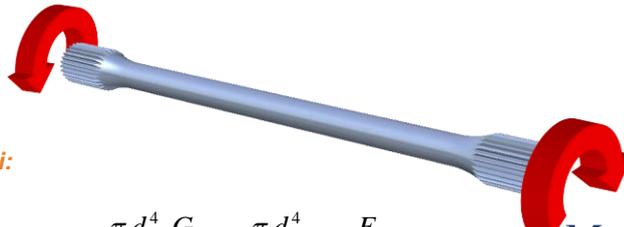
Variabili in gioco:

- ↗ resistenza statica e/o a fatica
- ↗ rigidità richiesta (relazione carico-freccia)
- ↗ ingombro e peso
- ↗ frequenza propria del sistema
- ↗ instabilità a compressione
- ↗ comportamento non lineare (molle "dure" e "soffici")
- ↗ smorzamento
- ↗ ...



5

Molte di torsione ad asse rettilineo: barre di torsione



Relazioni fondamentali:

$$M_t = k\theta \quad \Rightarrow \quad M_t = \frac{\pi d^4 G}{32 L} \theta = \frac{\pi d^4 E}{32 \cdot 2(1+\nu)L} \theta$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \quad \Rightarrow \quad \tau_{\max} = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

Una volta scelta la classe del materiale con cui realizzare la barra, che ci vincola il valore di G , le dimensioni d ed L sono fissate sulla base degli ingombri e della rigidità richiesti utilizzando la relazione carico-freccia.

Segue la verifica a resistenza (statica o a fatica) che viene fatta impiegando gli usuali criteri adottati per il dimensionamento dei componenti meccanici.

Alle molle si applicano, in genere, coefficienti di sicurezza X di poco superiori a 1.

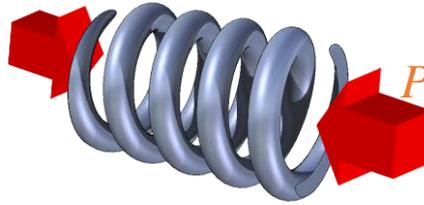
6

Molle di torsione ad asse non rettilineo: molle elicoidali

Relazioni fondamentali:

Dalle relazioni valide per le barre di torsione, sapendo che:

$$M_t = P \frac{D}{2}, \quad f = \theta \frac{D}{2}$$



si ottiene:

$$P = k f \quad \Rightarrow \quad P \cong \frac{2}{D} \left(\frac{\pi d^4 G}{32} \frac{2}{L} \right) f = \frac{\pi d^4 G}{8 D^2 L} f = \frac{d^4 E \cos \alpha}{16(1+\nu) n D^3} f$$

in cui:

$$L \text{ è stata posta uguale a } n \pi D / \cos \alpha \quad \begin{cases} n = \text{numero spire attive} \\ D = \text{diametro della spirale} \\ \alpha = \text{angolo della spirale} \end{cases}$$

$$G \text{ è stato sostituito con } \frac{E}{2(1+\nu)}$$

Si noti che gli effetti dovuti alla curvatura del tondino con cui è costruita la spirale sono stati qui trascurati. Infatti, una molla che abbia il rapporto D/d (detto indice della molla) piccolo risulta avere una rigidità maggiore di quella espressa dalla formula riportata.

7

Molle di torsione ad asse non rettilineo: molle elicoidali

Relazioni fondamentali:

$$\tau_{\max} \cong \frac{P D / 2}{W_t} + \frac{4}{3} \frac{P}{A / \cos \alpha} \quad \Rightarrow \quad \tau_{\max} = \frac{8 P D}{\pi d^3} + \frac{16 \cos \alpha}{3} \frac{P}{\pi d^2} = \frac{8 P D}{\pi d^3} \left(1 + \frac{2 \cos \alpha}{3} \frac{d}{D} \right)$$

Il coefficiente $\frac{2}{3} \cos \alpha$ è spesso approssimato a 0,5; in questo modo si tiene conto della ridistribuzione delle tensioni che si ottiene plasticizzando localmente il materiale.

Anche in questo caso sono stati trascurati gli effetti dovuti alla curvatura della spirale. Infatti, quando una trave curva è sollecitata a torsione il suo lembo interno risulta più sollecitato di quello esterno.

La concentrazione delle tensioni dovuta alla curvatura dell'elica non può essere trascurata nella progettazione delle molle che lavorano a fatica, per cui la formula precedente deve essere così corretta:

$$\tau_{\max} = \frac{8 P D}{\pi d^3} \left(\frac{4 - d/D}{4(1 - d/D)} + \frac{2 \cos \alpha}{3} \frac{d}{D} \right)$$

8

Progetto di molle elicoidali

Nel progetto di una molla elicoidale le variabili in gioco sono:

per il materiale:

- E, ν → in genere sono sempre le costanti elastiche dell'acciaio
- σ_L → vale σ_g/X nella progettazione statica (X può essere molto prossimo a 1 specialmente per le molle compresse)
 - nel dimensionamento a fatica, $\sigma_{a\ eq}$ e $\sigma_{m\ eq}$ vanno confrontate con la retta di Goodman (nella maggior parte dei casi applicativi b_1 e b_2 possono essere posti uguali ad 1)

per la geometria:

- d, D → il rapporto D/d dovrebbe essere maggiore di 3÷4
- h_0 → l'altezza "libera" è vincolata dai problemi di instabilità a compressione
- h_p → l'altezza "a pacchetto" è data da $n_{tot}d$, dove il numero totale di spire n_{tot} è dato da n (spire attive) più 1 o 2 a seconda del tipo di terminazioni
- α → l'angolo dell'elica è in genere scelto $< 15^\circ$

per i carichi:

- P_{min}, P_{max}
 - valori del carico agli estremi del campo di lavoro

9

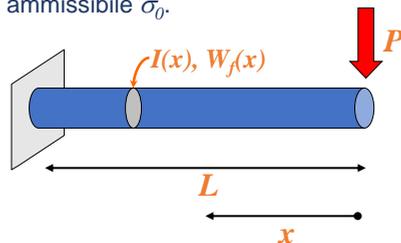
Molle di flessione: balestre

Relazioni fondamentali:

$$P = \frac{3EI}{L^3} f \quad \sigma_{max} = \frac{PL}{W_f}$$

Poiché le molle di flessione a sezione costante risultano avere un coefficiente di utilizzo molto basso, queste sono in genere realizzate cercando di portare la tensione massima su ciascuna sezione al valore massimo ammissibile.

Quindi, introducendo la coordinata x , potremo ricavare la legge di variazione del modulo di resistenza W_f che porta la σ_{max} di ciascuna sezione al valore massimo ammissibile σ_0 .



$$\sigma_{max}(x) = \frac{Px}{W_f(x)} = \sigma_0 = cost$$

10

Molle di flessione: balestre

Nel caso tecnicamente più significativo di lamine a sezione rettangolare, avremo:

$$\frac{P x}{b(x) h^2(x)} = \frac{\sigma_0}{6}$$

Indicando con b_0 e h_0 le dimensioni della sezione di incastro:

$$\frac{P x}{b(x) h^2(x)} = \sigma_0 = \frac{P L}{b_0 h_0^2}$$

da cui segue:

$$b(x) h^2(x) = \frac{x}{L} b_0 h_0^2$$

Quindi ipotizzando di voler variare solo b o solo h , la sezione della lamina dovrà seguire una delle seguenti leggi di variazione:

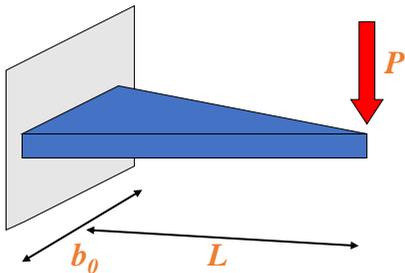
$$b(x) = \frac{x}{L} b_0 \quad , \quad h(x) = h_0 \sqrt{\frac{x}{L}}$$

11

Molle di flessione: balestre

$$b(x) = \frac{x}{L} b_0 \quad , \quad h(x) = h_0 \sqrt{\frac{x}{L}}$$

La prima delle due leggi di variazione porta allo schema di molla di flessione a lamina triangolare:



per la quale valgono le seguenti relazioni fondamentali:

$$P = \frac{E b_0 h_0^3}{6 L^3} f$$

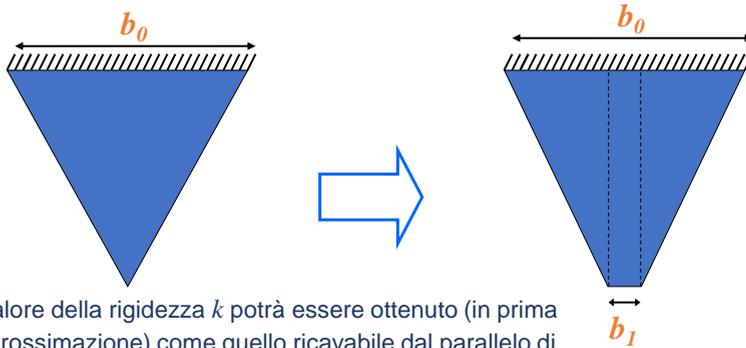
$$\sigma_{\max} = \frac{6 P L}{b_0 h_0^2}$$

$$C_u = \frac{1}{3}$$

12

Molle di flessione: balestre

Nella pratica costruttiva si passa dalla forma triangolare a quella trapezoidale per rendere possibile l'applicazione del carico all'estremità libera:



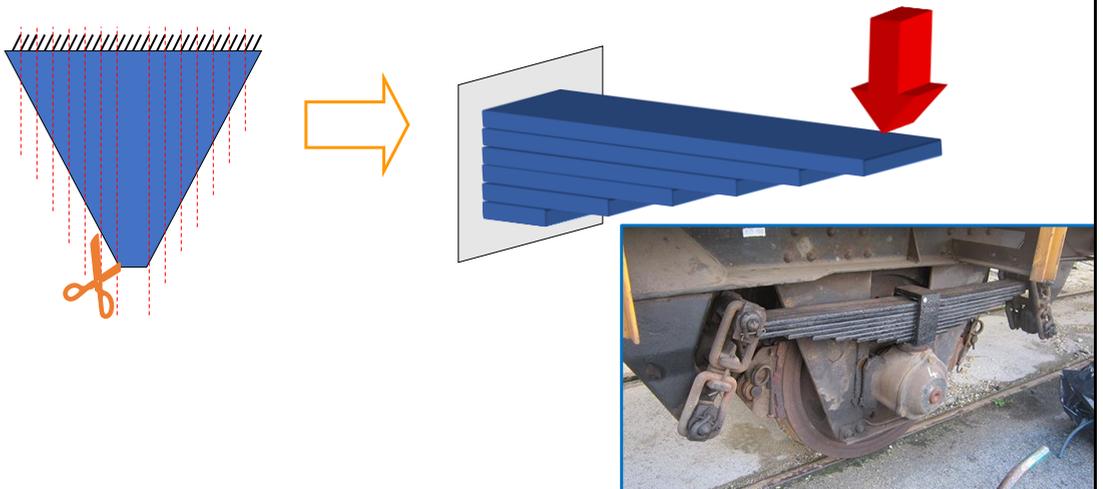
Il valore della rigidità k potrà essere ottenuto (in prima approssimazione) come quello ricavabile dal parallelo di una molla triangolare con una rettangolare:

$$k = k_{tri} + k_{rett} = \frac{E(b_0 - b_1)h_0^3}{6L^3} + \frac{E b_1 h_0^3}{4L^3} = \frac{E h_0^3}{6L^3} \left(b_0 + \frac{b_1}{2} \right)$$

13

Molle di flessione: balestre

Inoltre le molle di flessione a lamina trapezoidale non vengono realizzate in questa forma, ma sovrapponendo più lamine rettangolari di lunghezza decrescente. Queste si possono pensare ricavate dalla lamina originaria attraverso una serie di tagli longitudinali. Si arriva così alla molla a balestra.



14

Esercizio 1: la molla della penna a sfera

La molla elicoidale del meccanismo di estrazione/ritrazione della punta di una penna a sfera deve soddisfare le seguenti specifiche:

- ▶ carico di azionamento minimo e massimo: $2 \div 4 \text{ N}$
- ▶ corsa massima: 7 mm
- ▶ diametro interno: $> 3.5 \text{ mm}$
- ▶ lunghezza totale: $< 30 \text{ mm}$

Si completi il progetto della molla scegliendo il materiale e definendo le altre dimensioni in gioco.

*Elementi costruttivi
delle macchine*



15

Esercizio 2: sospensione non lineare

Una sospensione meccanica è costituita da una molla a balestra appoggiata alle estremità e caricata in mezziera. Sotto la balestra è posta una molla elicoidale che ha la funzione di irrigidire la sospensione in caso di sovraccarichi. La balestra è costituita da **8 foglie** dello spessore di **10 mm** e della larghezza di **70 mm**.

- 1) Si determini il carico massimo nominale P_n che può sopportare la balestra a vita infinita ($R = 0$) senza che intervenga la molla elicoidale;
- 2) Si determini la rigidità della molla elicoidale che consente alla balestra di sopportare almeno **50000** superamenti del **50%** del carico nominale P_n (la molla elicoidale è posizionata in modo da entrare in contatto col la balestra quando il carico è pari a P_n).
- 3) Si esegua, infine, il dimensionamento di massima della molla elicoidale determinandone il diametro del filo d , il diametro dell'elica media D , in numero delle spire attive n_o e non attive n_{na} , e l'angolo di avvolgimento α .

Materiale per entrambe le molle:

$$\sigma_R = 1280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_S = 1040 \text{ MPa}$$

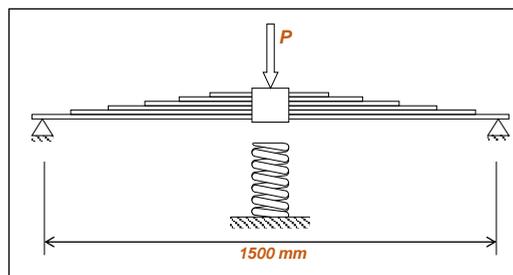
$$\sigma_{LF} = 650 \text{ MPa}$$

Coefficiente di sicurezza:

$$X = 1.5$$

Finitura superficiale:

equivalente ad una **rettifica media**



16