

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale



BAWER

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di dispositivi di ausilio alla produzione

Relatori

Prof.ssa BERRUTI Teresa Maria

Ing. SIMONE Feliciano

Candidato

BOCHICCHIO Saverio

Anno accademico 2020/2021

Sommario

Ho trascorso gli ultimi mesi dell'anno accademico 2020/2021 prima come tirocinante poi come tesista, presso Bawer S.p.A, azienda specializzata nella lavorazione della lamiera in 3 differenti settori (Automotive, Medical, Museum), situata nel territorio lucano, zona Jesce, in provincia di Matera. Ho avuto modo di affrontare diversi progetti finalizzati alla realizzazione di prodotti destinati al settore Medical (prodotti in classe 1 ISO13485) e alla realizzazione di dispositivi di ausilio alla produzione, uno dei quali è diventato oggetto del mio lavoro di tesi. Lo studio riguarda un banco di sollevamento pneumatico destinato all'area saldatura, per il quale, oltre che la parte meccanica è stata progettata anche la parte pneumatica. La progettazione e l'analisi cinematica sono state svolte in un primo momento mediante le regole di progettazione presenti nella letteratura della scienza delle costruzioni di macchine e successivamente mediante SolidWorks, software di disegno e progettazione tridimensionale parametrica. In particolare, la parte analitica e i vari studi parametrici sono stati realizzati in ambiente Matlab. Per la parte pneumatica, invece, è stato utilizzato il software FluidSim, grazie al quale sono state condotte analisi mirate ad accertare il corretto funzionamento del banco di lavoro durante ogni sua fase.

A chi devo tutto ...

Indice

1. Azienda ospitante.....	9
2. Progettazione	11
2.1 Introduzione.....	11
2.2 Fase preliminare.....	13
2.3 Analisi cinematica.....	15
2.4 Calcolo delle forze in gioco.....	18
2.5 Studio delle sollecitazioni.....	22
2.5.1 Suddivisione in campate.....	22
2.5.1 Diagrammi delle sollecitazioni.....	25
2.6 Dimensionamento dell'attuatore pneumatico	34
2.7 Dimensionamento alberi a tubolari.....	40
2.7.1 Dimensionamento albero in P	40
2.7.2 Dimensionamento albero in C	48
2.7.3 Dimensionamento tubolare braccio AB	55
2.7.4 Dimensionamento tubolare braccio DE	63
2.7.5 Verifica della pressione agente sui cuscinetti di strisciamento.....	67
3. Modellazione 3D	68
3.1 Base.....	69
3.2 Cielo	71
3.3 Bracci del sistema a pantografo	72
3.3.1 Braccio AB	72
3.3.2 Braccio DE	73
3.4 Alberi trasversali.....	74
3.5 Sistema di scorrimento.....	75
3.6 Barra di emergenza.....	79
3.7 Sistema di protezione laterale alternativo	80
4. Analisi del movimento.....	83
5. Analisi FEM	86
5.1 Analisi statica.....	87
5.2 Analisi a fatica.....	91
6. Automazione.....	94
6.1 Circuito pneumatico.....	94

6.1.1 Componenti del circuito pneumatico	95
6.1.2 Funzionamento del circuito pneumatico	102
6.1.3 Simulazioni.....	106
6.2 Variante nel caso di grebialatura perimetrale	110
7. Conclusioni.....	112
8. Bibliografia e sitografia.....	114
8.1 Bibliografia	114
8.2 Sitografia.....	114
9. Ringraziamenti	115

1. Azienda ospitante



Figure 1: Stabilimento produttivo Bawer2, zona Jesce, Matera (MT)

BAWER S.p.A. è un'azienda situata nella zona industriale Jesce nei pressi di Matera (MT), città eletta capitale europea della cultura nel 2019. L'azienda nasce nei primi anni del 2000 realizzando componenti ed accessori in acciaio destinati al mercato AUTOMOTIVE, dove detiene tuttora una consolidata leadership di mercato in tutto il mondo.

Dal 2008, BAWER ha intrapreso un importante processo di diversificazione, offrendo soluzioni in acciaio all'avanguardia destinate al mercato del MEDICAL e del MUSEUM.

BAWER è presente in 57 paesi del mondo, esportando oltre l'85% dei propri prodotti, con un volume di spedizioni di 42.000 metri cubi/anno e un personale di circa 150 addetti e 50 indiretti.

Il processo produttivo Bawer è *"all in one"*: ideazione, progettazione, ingegnerizzazione, produzione, montaggio e installazione, assistenza post-vendita. Ogni fase è seguita con estrema attenzione, per garantire al cliente un livello di qualità del prodotto e dei servizi vestito su misura rispetto alle sue esigenze.

Per la realizzazione dei prodotti, viene utilizzato l'acciaio, nelle sue diverse finiture, leghe e spessori, ciascuna rispondente allo specifico utilizzo richiesto dalle differenti aree di mercato.

La scelta della materia prima è attenta e rigorosa, così come scrupolosi e continui sono i test di controllo di ogni singolo componente, in tutte le fasi del ciclo produttivo, fino alla spedizione del prodotto finito, per garantirne l'assoluta perfezione.

L'impiego integrato di altri materiali come legni pregiati, vetri e impianti di illuminazione è garantito dalla collaborazione con un network specializzato di partner, controllandone e garantendone qualità ed affidabilità.

La progettazione si sviluppa con l'utilizzo di sistemi CAD tridimensionali che consentono di abbattere i tempi di prototipazione ed avvio della produzione, garantendo elevati standard già in fase preliminare. In fase di ingegnerizzazione del prodotto, vengono effettuati, per mezzo di metodologie standardizzate (FMEA ed FTA), attente valutazioni sulle possibili cause di guasto e rischio con l'individuazione delle necessarie azioni correttive.

Ho avuto l'opportunità di svolgere l'attività di tirocinio e tesi all'interno dell'ufficio tecnico dell'area MEDICAL. BAWER Medical progetta e realizza allestimenti di comparti operatori, arredi tecnici, accessori e dispositivi di elevata qualità per il settore sanitario, pensati per offrire la massima versatilità di utilizzo: prodotti personalizzabili nella forma, nelle dimensioni, nei colori e nelle finiture superficiali.

I prodotti BAWER Medical risultano particolarmente funzionali alle necessità delle strutture ospedaliere, in quanto l'acciaio è un materiale versatile e facilmente sanificabile.

2. Progettazione

2.1 Introduzione

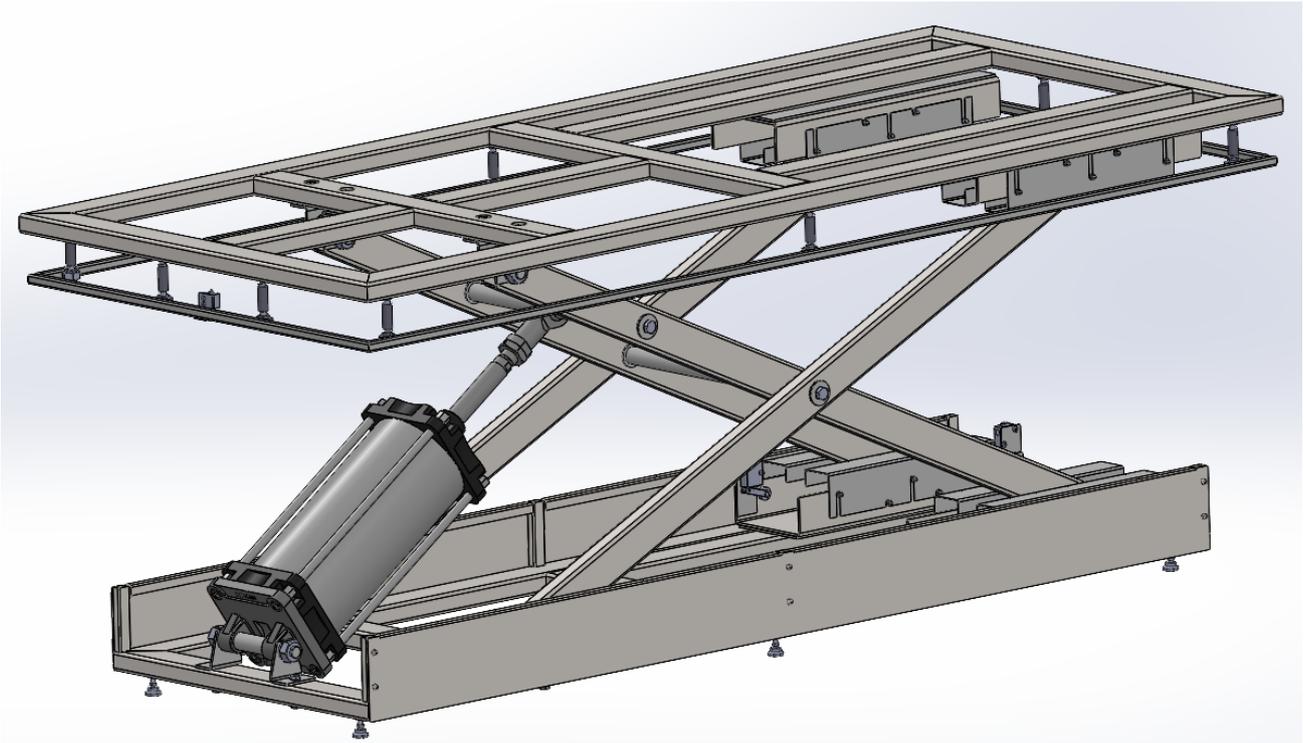


Figure 2: Banco pneumatico

Il progetto ha come scopo la realizzazione di un banco pneumatico destinato allo stabilimento produttivo di Bawer 2, in particolare per l'area di saldatura. Infatti, al fine di consentire agli operai di poter lavorare correttamente e in posizione ergonomica, è indispensabile un banco di lavoro in grado di assumere differenti altezze a seconda delle dimensioni del prodotto in lavorazione.

L'azionamento del banco richiesto è di tipo pneumatico. Infatti, il banco deve essere dotato di un circuito pneumatico che alimenta un attuatore pneumatico, il quale stelo, fuoriuscendo e rientrando, determina il sollevamento e l'abbassamento del piano di lavoro, grazie ad un sistema a pantografo.

L'area produttiva è già dotata di un banco di sollevamento pneumatico acquistato esternamente, che presenta numerosi limiti in termini di funzionalità e sicurezza di esercizio. Avendo, però, l'azienda a disposizione tutti i materiali e le strumentazioni tali da permetterne la realizzazione interna, si è deciso di realizzare un prototipo di banco internamente e di farlo validare da un ente terzo per la sicurezza.

La progettazione meccanica del banco di sollevamento pneumatico richiede lo studio di diverse fasi, aventi ciascuna uno scopo particolare:

- **fase preliminare:** comprendere come il banco deve funzionare e quindi quali sono gli elementi in grado di soddisfare il moto di sollevamento richiesto;
- **analisi cinematica:** comprendere i limiti funzionali del banco, quali altezza minima H_{min} , migliore punto di applicazione dell'albero su cui deve agire la forza di spinta dell'attuatore (EP), posizione del punto di cerniera dell'attuatore A' ;
- **calcolo delle forze in gioco:** determinare le reazioni vincolari così da poter eseguire lo studio delle sollecitazioni;
- **studio delle sollecitazioni:** determinare le sezioni più sollecitate utili al dimensionamento dei tubolari e degli alberi trasversali;
- **dimensionamento dell'attuatore:** calcolare l'alesaggio Φ e la corsa c minimi conoscendo la forza di spinta F applicata dall'attuatore al banco;
- **dimensionamento alberi e tubolari:** determinare il diametro minimo d_{min} degli alberi e le dimensioni minime dei tubolari H e B in grado di garantire la resistenza del banco durante il funzionamento.

2.2 Fase preliminare

Una prima fase fondamentale per la realizzazione del progetto è lo studio dei banchi di sollevamento pneumatici già presenti sul mercato, così da poter prendere coscienza del prodotto che si intende realizzare e delle criticità proprie di questo genere di prodotti.

In particolare, è necessario comprendere il movimento che deve essere realizzato al fine di ottenere il moto desiderato del piano di lavoro e come tale movimento può essere determinato da un attuatore pneumatico.

Come anticipato, il sollevamento del banco avviene mediante un sistema a pantografo.

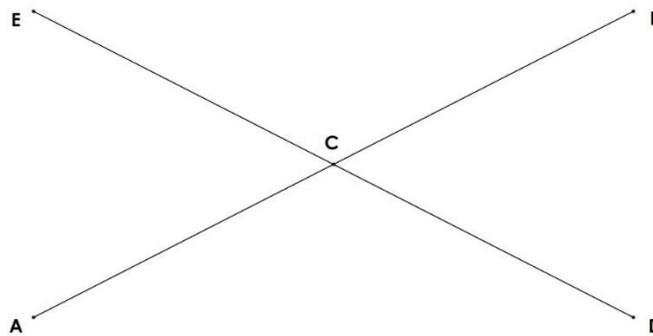


Figure 3: Schema del pantografo

Il sistema a pantografo è costituito da due bracci (AB e DE), incernierati nel punto intermedio C . Grazie a tale sistema, avvicinando relativamente i punti A ed E , si ha il conseguente avvicinamento della stessa quantità dei punti B e D .

Nel caso del banco pneumatico, i due bracci del pantografo rappresentano le coppie di tubolari laterali (che durante la trattazione verranno chiamati bracci) in grado di determinare il sollevamento e l'abbassamento del banco.

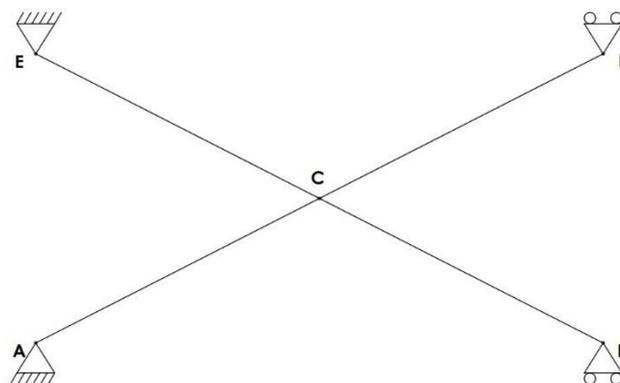


Figure 4: Schema del pantografo con vincoli

I punti A ed E risultano incernierati alla struttura del banco, invece i punti B e D sono carrelli in grado di scorrere lungo delle guide solidali rispettivamente alla struttura superiore e inferiore del banco.

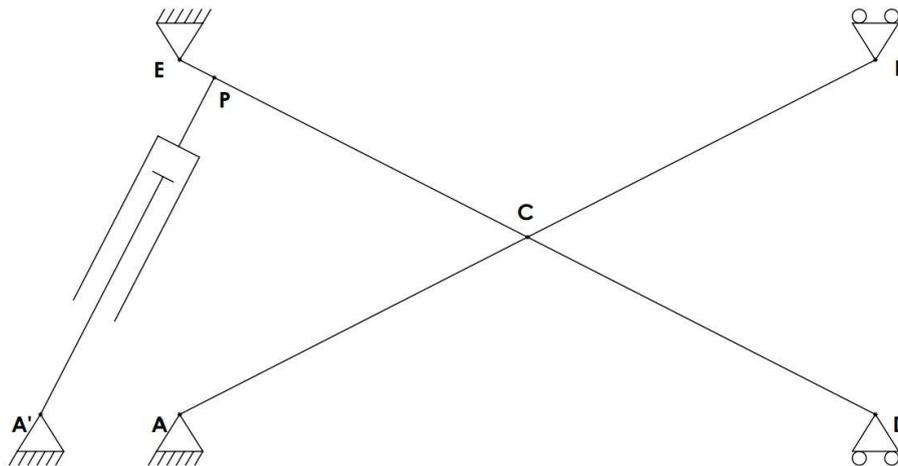


Figure 5: Schematizzazione completa del banco

Dato che per il banco è richiesta un'attuazione pneumatica, bisogna prevedere la presenza di un attuatore pneumatico che, grazie al moto di fuoriuscita e rientro dello stelo, determina il sollevamento e l'abbassamento del banco.

In particolare, la spinta del pistone agirà su una barra (definita albero in P) perpendicolare ai bracci del pantografo e parallela alla cerniera che connette la coppia dei due bracci nel punto C (definita albero in C). Indicando con P il punto di applicazione della forza, e quindi con A'P l'ingombro variabile dell'attuatore durante il suo funzionamento, si definisce in maniera completa il funzionamento del banco. Infatti, la fuoriuscita del pistone determina una forza di spinta sulla trave solidale al braccio ED causando l'allontanamento tra i punti A ed E e B e D e l'avvicinamento di B e D rispettivamente ad E e A.

La scelta di posizionare la cerniera A' ad una distanza A'A rispetto alla cerniera A è una scelta dettata da esigenze progettuali che verranno ben spiegate nei paragrafi seguenti.

Definite le variabili e le costanti, è possibile calcolare le relazioni geometriche utili al calcolo delle forze agenti sul banco.

Dal triangolo ABD :

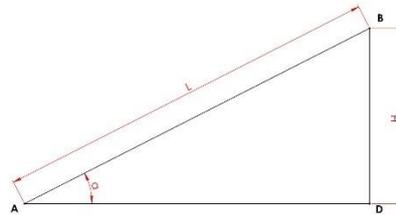


Figure 7: Triangolo ABD

$$L^2 = H^2 + AD^2$$

Da cui:

$$AD = \sqrt{L^2 - H^2}$$

Inoltre:

$$\tan(\alpha) = \frac{H}{AD}$$

Da cui:

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{H}{AD}\right)$$

Dal triangolo $A'EP$:

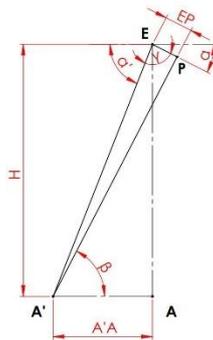


Figure 8: Triangolo $A'EP$

$$\alpha' = \text{atan}\left(\frac{H}{A'A}\right)$$

$$\gamma = 180^\circ - \alpha - \alpha'$$

$$A'E^2 = H^2 + A'A^2$$

Da cui:

$$A'E = \sqrt{H^2 + A'A^2}$$

$$A'P^2 = A'E^2 + EP^2 - 2 \cdot A'E \cdot EP \cdot \cos(\gamma)$$

In particolare, dall'ultima relazione:

$$A'P = \sqrt{A'E^2 + EP^2 - 2 \cdot A'E \cdot EP \cdot \cos(\gamma)}$$

Infine, dal triangolo AEP :

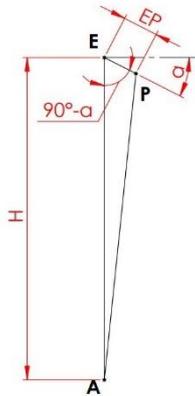


Figure 9: Triangolo AEP

$$AP^2 = H^2 + EP^2 - 2 \cdot H \cdot EP \cdot \cos(90^\circ - \alpha)$$

Da cui:

$$AP = \sqrt{H^2 + EP^2 - 2 \cdot H \cdot EP \cdot \sin(\alpha)}$$

2.4 Calcolo delle forze in gioco

Terminata l'analisi cinematica, si passa a calcolare le forze in gioco:

- interne: reazioni vincolari;
- esterne: forza di spinta dell'attuatore.

Per farlo, viene considerato ancora una volta lo schema 2D completo e i vari componenti con le relative forze applicate, così da realizzare i vari diagrammi di corpo libero (DCL).

Partendo dal DCL dell'intero schema, base esclusa:

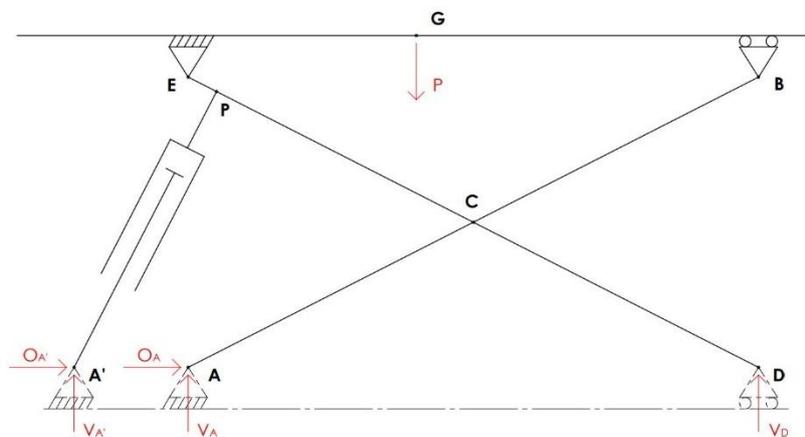


Figure 10: DCL dell'intero banco eccetto la base

$$A \curvearrowright) V_D \cdot AD = P \cdot AG + V_A' \cdot A'A$$

$$\uparrow) V_A' + V_A + V_D = P$$

$$\rightarrow) O_A' + O_A = 0$$

Considerando ora il DCL della sola struttura superiore, schematizzata sempre come una trave:

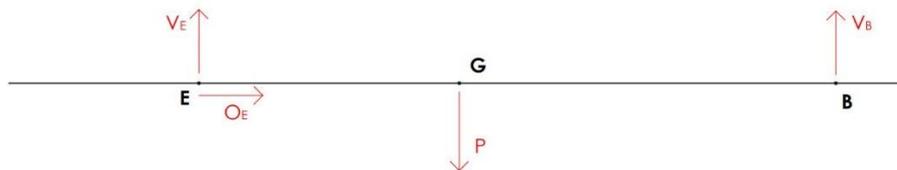


Figure 11: DCL della struttura superiore

$$E \curvearrowright) V_B \cdot EB = P \cdot EG$$

Da cui:

$$V_B = P \cdot \frac{EG}{AD}$$

$$\uparrow) V_E + V_B = P$$

Da cui:

$$V_E = P - V_B$$

$$\rightarrow) O_E = 0$$

Passando ai DCL dei due bracci che compongono il pantografo:

Braccio AB

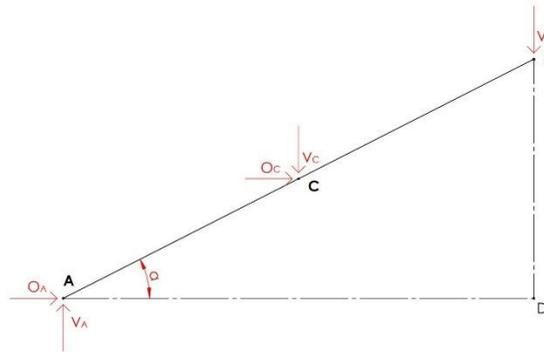


Figure 12: DCL del braccio AB

$$A \curvearrowright) V_C \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) + V_B \cdot L \cdot \cos(\alpha) + O_C \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin(\alpha) = 0$$

Da cui, dividendo per $\frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha)$:

$$V_C = -2 \cdot V_B - O_C \cdot \tan(\alpha)$$

$$\uparrow) V_A = V_C + V_B$$

$$\rightarrow) O_A + O_C = 0$$

Braccio DE

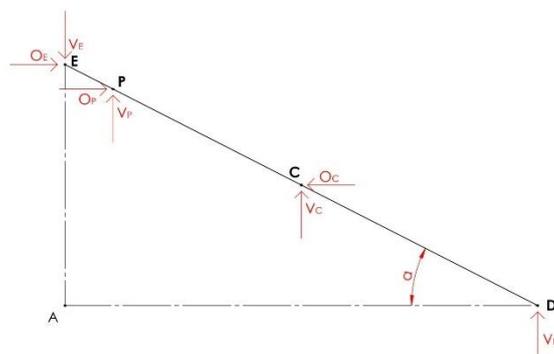


Figure 13: DCL del braccio DE

$$P \curvearrowright V_A \cdot PD \cdot \cos(\alpha) + V_C \cdot PC \cdot \cos(\alpha) - O_C \cdot PC \cdot \sin(\alpha) + V_E \cdot EP \cdot \cos(\alpha) - O_E \cdot EP \cdot \sin(\alpha) = 0$$

Da cui, ricordando che $O_E = 0$ e sostituendo V_C :

$$O_C = \frac{V_D \cdot PD - 2 \cdot V_B \cdot PC + V_E \cdot EP}{2 \cdot PC \cdot \tan(\alpha)}$$

$$\uparrow) V_D + V_C + V_P = V_E$$

$$\rightarrow) O_E + O_P = O_C$$

Infine, dal DCL dell'attuatore pneumatico:

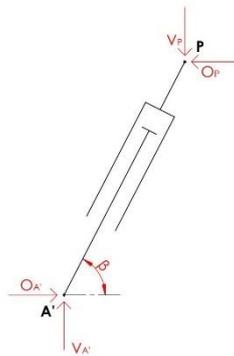


Figure 14: DCL dell'attuatore lineare pneumatico

$$A' \curvearrowright V_P \cdot A'P \cdot \cos(\beta) - O_P \cdot \frac{L}{2} \cdot A'P \cdot \sin(\beta) = 0$$

$$\uparrow) V_A' = V_P$$

$$\rightarrow) O_A' = O_P$$

Dove β può essere determinato dal triangolo $A'EP$:

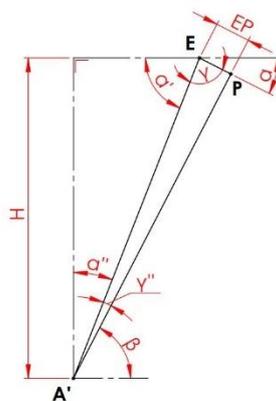


Figure 15: Triangolo $A'EP$

$$\alpha'' = 180^\circ - 90^\circ - \alpha'$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha'' - \gamma''$$

Dal teorema dei seni:

$$\frac{EP}{\text{sen}(\gamma'')} = \frac{A'P}{\text{sen}(\gamma)}$$

Da cui:

$$\gamma'' = \arcsin \left(\frac{EP}{A'P} \cdot \text{sen}(\gamma) \right)$$

Ottenute le varie equazioni, occorre calcolare le forze. In particolare, le forze incognite sono 12:

$$V_A, O_A, V'_A, O'_A, V_B, V_C, O_C, V_D, V_E, O_E, V_P, O_P.$$

Le reazioni vincolari note in modo diretto sono:

$$V_B = P \cdot \frac{EG}{AD}$$

$$V_E = P - V_B$$

$$O_E = 0$$

A questo punto, per poter procedere con il calcolo delle altre forze, si considera il seguente sistema di 5 equazioni in 5 incognite:

$$1) V_E = V_D + V_C + V_P$$

$$2) O_C = O_P$$

$$3) V_C = -2 \cdot V_B - O_C \cdot \tan(\alpha)$$

$$4) O_C = \frac{V_D \cdot PD - 2 \cdot V_B \cdot PC + V_E \cdot EP}{2 \cdot PC \cdot \tan(\alpha)}$$

$$5) V_P \cdot \cos(\beta) = O_P \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin(\beta)$$

Risolviendo il sistema ed esplicitando tutto in funzione di O_C si ottiene:

$$O_C = \frac{2 \cdot V_B \cdot \left(\frac{PC}{PD} - 1 \right) - V_E \cdot \left(1 + \frac{EP}{PD} \right)}{\tan(\alpha) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot PC}{PD} \right) - \tan(\beta)}$$

Pertanto, nota la forza O_C è possibile calcolare:

$$V_C = -2 \cdot V_B - O_C \cdot \tan(\alpha)$$

$$O_A' = O_C$$

$$O_P = O_C$$

$$O_A = -O_A'$$

$$V_P = O_P \cdot \tan(\beta)$$

$$V_D = V_E - V_C - V_P$$

$$V_A' = V_P$$

$$V_A = P - V_D - V_A'$$

2.5 Studio delle sollecitazioni

2.5.1 Suddivisione in campate

Una volta determinate tutte le forze in gioco, si passa a determinare le sollecitazioni agenti sui bracci AB e DE del pantografo, in modo da individuare i punti più sollecitati così da poter successivamente dimensionare le sezioni dei tubolari che fungeranno da bracci per il banco pneumatico.

Per determinare gli andamenti delle sollecitazioni, è necessario condurre uno studio per campate.

In particolare, essendo la trave su cui agisce la forza di spinta dell'attuatore solidale al braccio DE , su quest'ultimo vengono identificate tre diverse campate, invece, per il braccio AB , solo due.

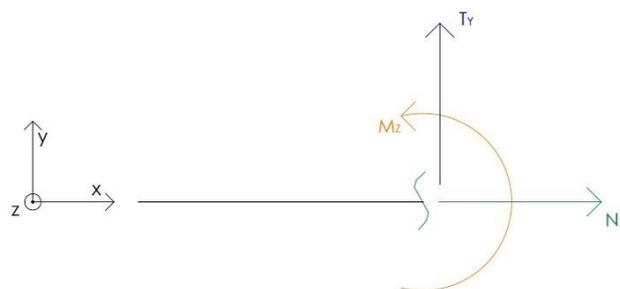


Figure 16: Convenzione usata per lo studio delle campate

Lo studio in campate consiste nell'ipotizzare un taglio in un generico punto ed effettuando l'equilibrio alla rotazione e alla traslazione verticale ed orizzontale della porzione di trave individuata, determinando così gli sforzi relativi alla campata.

Partendo dal braccio AB:

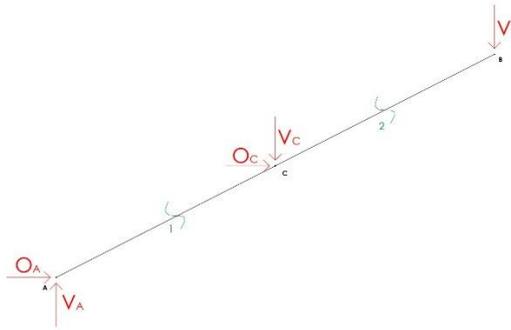


Figure 17: Suddivisione in campate del braccio AB

Campata 1 ($0 < x < \frac{L}{2}$)

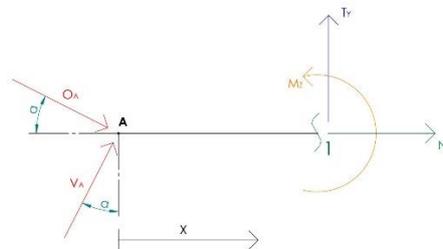


Figure 18: Campata 1 del braccio AB

$$\rightarrow N_x = -O_A \cdot \cos(\alpha) - V_A \cdot \sin(\alpha)$$

$$\uparrow T_y = O_A \cdot \sin(\alpha) - V_A \cdot \cos(\alpha)$$

$$\curvearrowright M_z = (-O_A \cdot \sin(\alpha) + V_A \cdot \cos(\alpha)) \cdot x$$

Campata 2 ($\frac{L}{2} < x < L$)

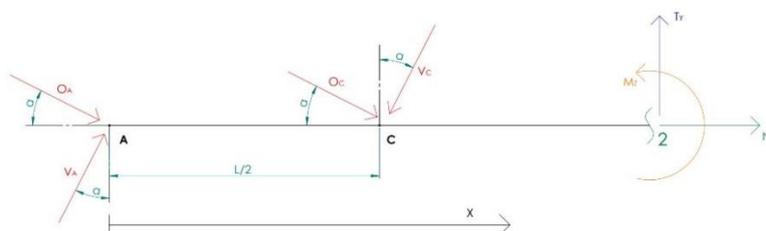


Figure 19: Campata 2 del braccio AB

$$\rightarrow N_x = -(O_A + O_C) \cdot \cos(\alpha) - (V_A - V_C) \cdot \sin(\alpha)$$

$$\uparrow T_y = (O_A + O_C) \cdot \sin(\alpha) - (V_A - V_C) \cdot \cos(\alpha)$$

$$\curvearrowright M_z = (-O_A \cdot \sin(\alpha) + V_A \cdot \cos(\alpha)) \cdot x - (O_C \cdot \sin(\alpha) + V_C \cdot \cos(\alpha)) \cdot \left(x - \frac{L}{2}\right)$$

Passando al braccio *DE*:

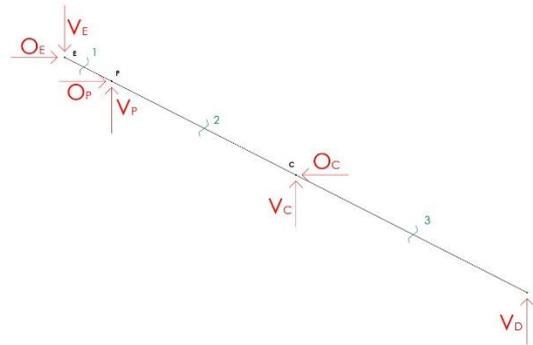


Figure 20: Suddivisione in campate del braccio *DE*

Campata 1 ($0 < x < EP$)

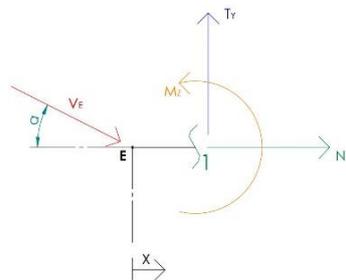


Figure 21: Campata 1 del braccio *DE*

Ricordando che $O_E = 0$:

$$\rightarrow N_x = -V_E \cdot \sin(\alpha)$$

$$\uparrow T_y = V_E \cdot \cos(\alpha)$$

$$\curvearrowright M_z = -V_E \cdot \cos(\alpha) \cdot x$$

Campata 2 ($EP < x < \frac{L}{2}$)

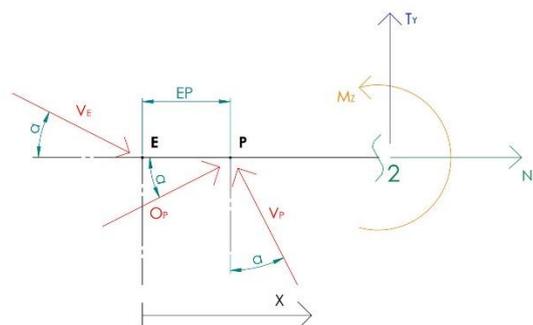


Figure 22: Campata 2 del braccio *DE*

$$\rightarrow N_x = (V_P - V_E) \cdot \sin(\alpha) - O_P \cdot \cos(\alpha)$$

$$\uparrow T_y = (V_E - V_P) \cdot \cos(\alpha) - O_P \cdot \sin(\alpha)$$

$$\curvearrowright M_z = -V_E \cdot \cos(\alpha) \cdot x + (V_P \cdot \cos(\alpha) + O_P \cdot \sin(\alpha)) \cdot (x - EP)$$

Campata 3 $\left(\frac{L}{2} < x < L\right)$

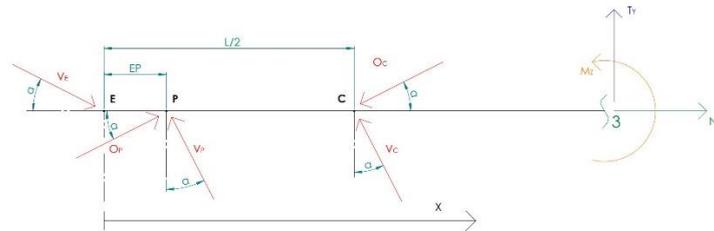


Figure 23: Campata 3 del braccio DE

$$\rightarrow N_x = (V_P - V_E + V_C) \cdot \sin(\alpha) + (O_C - O_P) \cdot \cos(\alpha)$$

$$\uparrow T_y = (V_E - V_P - V_C) \cdot \cos(\alpha) + (O_C - O_P) \cdot \sin(\alpha)$$

$$\curvearrowright M_z = -V_E \cdot \cos(\alpha) \cdot x + (V_P \cdot \cos(\alpha) + O_P \cdot \sin(\alpha)) \cdot (x - EP) + (V_C \cdot \cos(\alpha) - O_C \cdot \sin(\alpha)) \cdot \left(x - \frac{L}{2}\right)$$

2.5.1 Diagrammi delle sollecitazioni

2.5.1.1 Primo tentativo

Ad inizio trattazione sono state definite alcune grandezze fisse. In quanto tali, queste grandezze devono essere scelte arbitrariamente, o in base a specifiche scelte progettuali. In particolare, L , EG e P sono dettate da specifiche di progetto, pertanto:

- $L=1.7\text{ m}$;
- $EG=0.625\text{ m}$;
- $P=2000\text{ N}$ (forza agente sul banco comprendente anche la forza peso dovuta alla struttura superiore, definita in seguito come cielo, che funge da base per il piano di lavoro del banco e tutto ciò ad essa connesso).

Per quanto riguarda EP , invece, nei paragrafi che seguono si osserverà che la forza di spinta F varia al variare della posizione del punto P lungo il braccio L . Pertanto, si procede con una scelta di primo tentativo, che verrà poi corretta al fine di avere condizioni di sforzo migliori possibili. Per il primo tentativo, il valore di EP scelto vale:

- $EP=0.3\text{ m}$

Inoltre, dato che durante il funzionamento l'altezza del banco varia e quindi varia l'angolo α di inclinazione dei bracci del pantografo, per poter procedere con un calcolo di primo tentativo è necessario considerare un valore di altezza H fisso e quindi un conseguente valore di α costante.

In questo caso, si impone:

- $H=1\text{ m}$

Infine, in tutte le analisi si considera il valore di $A'A$ migliore, valore che verrà giustificato in seguito:

- $A'A=0.45\text{ m}$

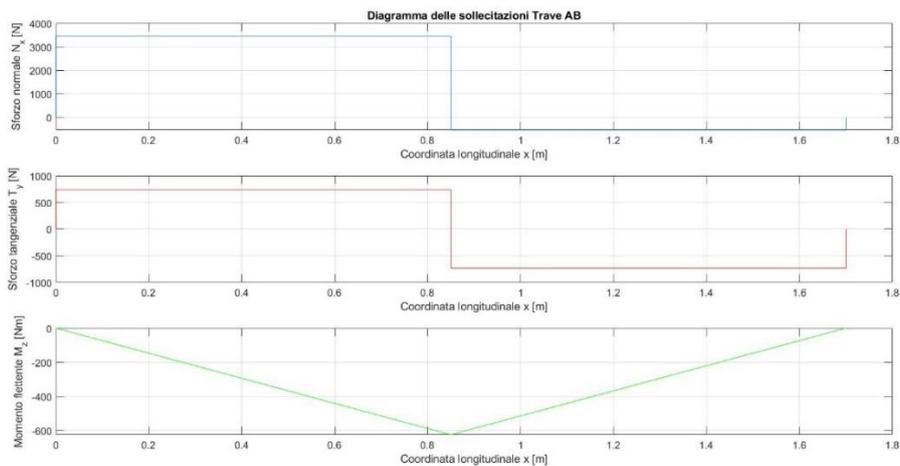


Figure 24: Diagramma delle sollecitazioni della trave AB

Dal diagramma delle sollecitazioni relativo al braccio AB si osserva che il punto più sollecitato è quello in corrispondenza del punto di cerniera C, per $x = \frac{L}{2} = 0.85\text{ m}$.

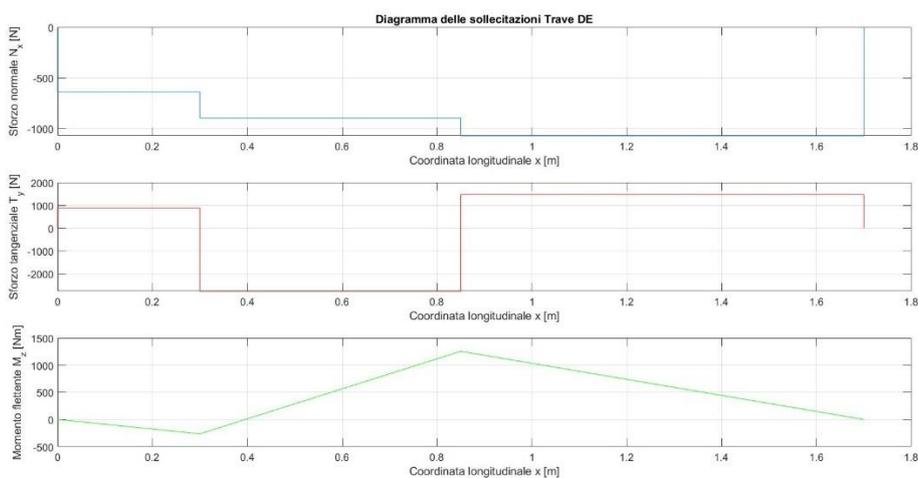


Figure 25: Diagramma delle sollecitazioni della trave DE

Anche per il braccio DE il punto più sollecitato sembra essere quello in corrispondenza della cerniera C. In tutti i modi, i punti più interessanti sono il punto di cerniera C e il punto P in cui viene posizionato l'albero su cui agisce la forza di spinta dell'attuatore, per $x=EP$.

Essendo il valore di EP di primo tentativo, i diagrammi ottenuti non sono quelli definitivi, dato che sono realizzati considerando $EP=0.3\text{ m}$. Inoltre, è utile ricordare che H è variabile e pertanto tali andamenti fanno riferimento al particolare caso di $H=1\text{ m}$.

Al fine di ottenere il valore di EP tale che gli sforzi siano i più bassi possibili, occorre condurre un'analisi parametrica degli sforzi in funzione della distanza EP .

Per fare questo, un modo molto efficiente, è quello di implementare su Matlab l'intera analisi cinematica e degli sforzi, così da giungere in modo rapido ai risultati delle varie prove.

Infatti, definendo un vettore H contenente n valori equispaziati compresi tra H_{min} e H_{max} , è possibile definire per n altezze comprese tra quelle limite i relativi n valori delle variabili dipendenti dall'altezza H .

Così facendo, è possibile realizzare lo studio parametrico.

Per procedere, però, è preferibile definire correttamente il valore di H_{min} , il quale, come descritto nel paragrafo che segue, influenza molto i valori delle sollecitazioni.

Pertanto, prima di parametrizzare in funzione di EP , al fine di trovare il corretto punto di connessione tra l'albero in P e il braccio DE , si procede con una parametrizzazione in funzione di H , così da determinare il valore migliore di H_{min} .

2.5.1.1 Parametrizzazione in funzione di H e scelta di H_{min}

Come accennato, per procedere con la parametrizzazione è necessario definire un vettore H di n valori compresi tra H_{min} e H_{max} . Dato che EP è ancora incognita, si continua a considerare arbitrariamente $EP=0.3\text{ m}$, ricordando, una volta definito il corretto valore di EP , di ripetere la seguente analisi al fine di verificare che il valore di H_{min} scelto rimane ancora valido.

```
%Dati
L=1.700; %m %lunghezza travi centrali (bracci)
EG=0.625; %m %distanza
EP_f=0.3; %m %distanza fissa imposta
AAa=0.45; %m distanza tra la cerniera A della base e la cerniera A' (Aa) dell'attuatore %arbitraria
m=200; %kg %massa
g=10; %m/s^2 %accelerazione di gravità
P=m*g; %N %peso
H_max=1.2; %m %altezza massima dal vincolo
H_min=0.1; %m altezza minima dal vincolo
v=100; %lunghezza vettori
EP=EP_f; %m %distanza
PC=L/2-EP; %m %distanza
PD=L-EP; %m %distanza
H=linspace(H_min,H_max,v); %m %altezza tra i vincoli
AD=sqrt(L^2-H.^2); %m %base
alpha=atan(H./AD); %radianti
EP=EP*ones(1,length(H));
alpha_a=atan(H/AAa);
alpha_aa=pi/2-alpha_a;
AaE=sqrt(H.^2+AAa^2);
gamma=pi-alpha-alpha_a;
AaP=sqrt(EP.^2+AaE.^2-2*EP.*AaE.*cos(gamma));
gamma_aa=asin((EP./AaP).*sin(gamma));
beta=pi/2-alpha_aa-gamma_aa;
```

```

%Reazioni vincolari
Vb=P*EG./AD;
Ve=P-Vb;
Oe=0;
Oc=(2*Vb.*(PC./PD)-1)-Ve.*(1+(EP./PD))./(tan(alpha).*(1-2*(PC./PD))-tan(beta));
Vc=-2*Vb-Oc.*tan(alpha);
Oa=-Oc;
Oaa=-Oa;
Op=Oc;
Vp=Op.*tan(beta);
Vd=Ve-Vc-Vp;
Vaa=Vp;
Va=P-Vd-Vaa;
F=sqrt(Op.^2+Vp.^2);

%Studio delle campate
%TRAVE AB
%Campata1 (0<x<L/2)
%Inizio
x1=0;
Nx1=-Oa.*cos(alpha)-Va.*sin(alpha);
Ty1=-Va.*cos(alpha)+Oa.*sin(alpha);
Mz1=(Va.*cos(alpha)-Oa.*sin(alpha))*x1;
%Fine
x2=L/2;
Nx2=Nx1;
Ty2=Ty1;
Mz2=(Va.*cos(alpha)-Oa.*sin(alpha))*x2;
%Campata2 (L/2<x<L)
%Inizio
x3=L/2;
Nx3=-(Oa+Oc).*cos(alpha)+(Vc-Va).*sin(alpha);
Ty3=(Vc-Va).*cos(alpha)+(Oa+Oc).*sin(alpha);
Mz3=(Va.*cos(alpha)-Oa.*sin(alpha))*x3-(Vc.*cos(alpha)+Oc.*sin(alpha))*(x3-L/2);
%Fine
x4=L;
Nx4=Nx3;
Ty4=Ty3;
Mz4=(Va.*cos(alpha)-Oa.*sin(alpha))*x4-(Vc.*cos(alpha)+Oc.*sin(alpha))*(x4-L/2);
%TRAVE DE
%Campata1 (0<x<EP)
%Inizio
x5=0;
Nx5=-Ve.*sin(alpha);
Ty5=Ve.*cos(alpha);
Mz5=-Ve.*cos(alpha)*x5;
%Fine
x6=EP;
Nx6=Nx5;
Ty6=Ty5;
Mz6=-Ve.*cos(alpha).*x6;
%Campata2 (EP<x<L/2)
%Inizio
x7=EP;
Nx7=(Vp-Ve).*sin(alpha)-Op.*cos(alpha);
Ty7=(Ve-Vp).*cos(alpha)-Op.*sin(alpha);
Mz7=-Ve.*cos(alpha).*x7+(Vp.*cos(alpha)+Op.*sin(alpha)).*(x7-EP);
%Fine
x8=L/2;
Nx8=Nx7;
Ty8=Ty7;
Mz8=-Ve.*cos(alpha)*x8+(Vp.*cos(alpha)+Op.*sin(alpha)).*(x8-EP);
%Campata3 (L/2<x<L)
%Inizio
x9=L/2;
Nx9=(Vp+Vc-Ve).*sin(alpha)+(Oc-Op).*cos(alpha);
Ty9=(Ve-Vp-Vc).*cos(alpha)+(Oc-Op).*sin(alpha);
Mz9=-Ve.*cos(alpha)*x9+(Vp.*cos(alpha)+Op.*sin(alpha)).*(x9-EP)+(Vc.*cos(alpha)-Oc.*sin(alpha))*(x9-L/2);
%Fine
x10=L;
Nx10=Nx9;
Ty10=Ty9;
Mz10=-Ve.*cos(alpha)*x10+(Vp.*cos(alpha)+Op.*sin(alpha)).*(x10-EP)+(Vc.*cos(alpha)-Oc.*sin(alpha))*(x10-L/2);

```

Bisogna precisare che con l'altezza H , riportata nella trattazione, si fa riferimento alla distanza tra i punti di vincolo del banco (cerniere e carrelli). Pertanto, dovendo essere l'altezza massima del piano di lavoro da terra, per specifica richiesta, non minore di 1.2 m , considerando $H_{max} = 1.2\text{ m}$, è garantito che tale specifica verrà rispettata.

Invece, per quanto riguarda H_{min} , essendo proprio questo il dato da trovare tramite questo studio parametrico, si sceglie come valore iniziale arbitrario $H_{min} = 0.1\text{ m}$.

Pertanto, per l'analisi si considerano:

- $H_{max} = 1.2\text{ m}$;
- $H_{min} = 0.1\text{ m}$.

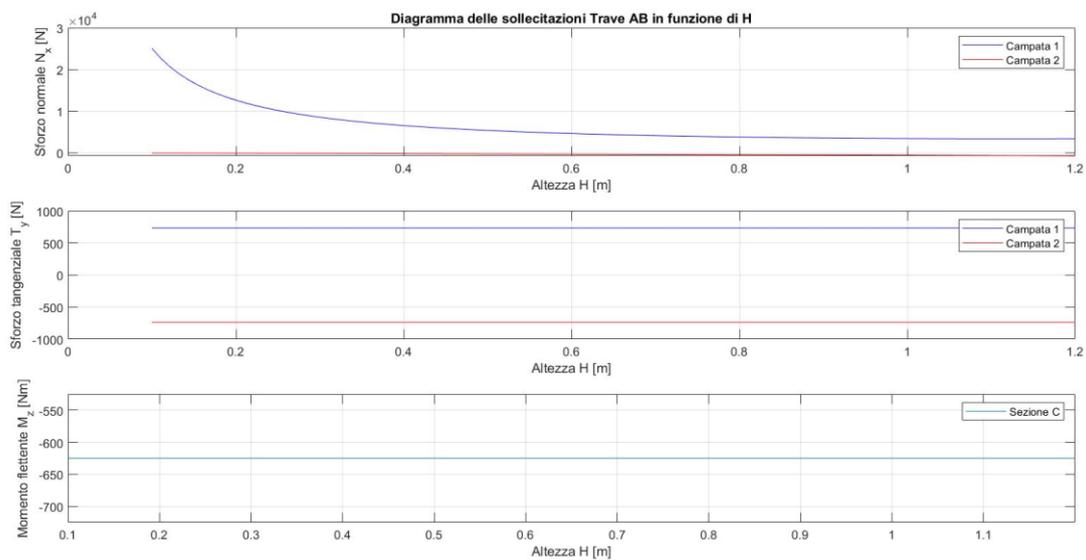


Figure 26: Diagramma delle sollecitazioni della trave AB in funzione di H

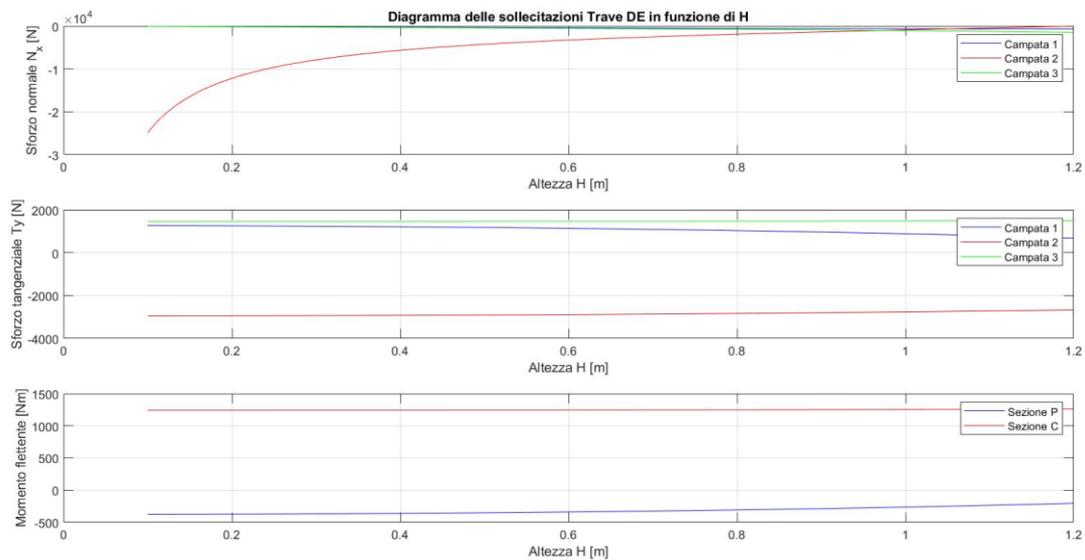


Figure 27: Diagramma delle sollecitazioni della trave DE in funzione di H

Si nota che i valori dello sforzo di taglio T_y e del momento flettente M_z al variare dell'altezza H rimangono circa costanti.

Variazioni significative si osservano negli andamenti dello sforzo normale N_x sia per il braccio AB che per quello DE .

In particolare, si osserva che per H tendente a zero il valore dello sforzo normale tende in modulo ad infinito. Ovviamente, tale condizione è da evitare poiché comporterebbe sforzi eccessivi. Pertanto, si impone un valore di $H_{min} = 0.3 m$.

In realtà dalle curve si osserva un maggiore appiattimento solo dopo un valore di H pari a $0.4 m$. Utilizzando quest'ultimo valore, però, si andrebbe ad avere un'altezza minima del piano di lavoro da terra eccessivamente elevata, quindi si sceglie $H_{min} = 0.3 m$ come giusto compromesso tra un'altezza minima del piano di lavoro adeguata e valori di sollecitazioni normali non troppo elevati sui due bracci.

Pertanto:

- $H_{max} = 1.2 m$;
- $H_{min} = 0.3 m$.

2.5.1.1 Parametrizzazione in funzione di EP

Una volta definita l'altezza minima H_{min} , si passa alla parametrizzazione rispetto ad EP , distanza tra il punto di collegamento tra l'albero su cui è applicata la forza di spinta (albero in P) e il braccio DE e la cerniera E .

Anche in questo caso è necessario definire un vettore EP di n valori compresi tra EP_{max} ed EP_{min} , rispettivamente scelti arbitrariamente pari a:

- $EP_{max} = 0.7 m$;
- $EP_{min} = 0.1 m$.

Il codice Matlab per ottenere i nuovi andamenti è analogo a quello per la parametrizzazione rispetto ad H visto precedentemente, con una piccola eccezione. Infatti, questa volta, dato che a variare è EP , il valore di H deve essere fissato e come valore arbitrario si considera sempre $H=1 m$.

```
EP_max=0.7; %m %distanza massima
EP_min=0.1; %m %distanza massima
v=100; %lunghezza vettori
EP=linspace(EP_min,EP_max,v); %m %distanza
H_f=1; %m %valore di altezza arbitraria
H=H_f*ones(1,v); %m %altezza %imponiamo un valore arbitrario di H in modo da
%vedere, per la generica altezza H, cosa accade in termini di EP
```

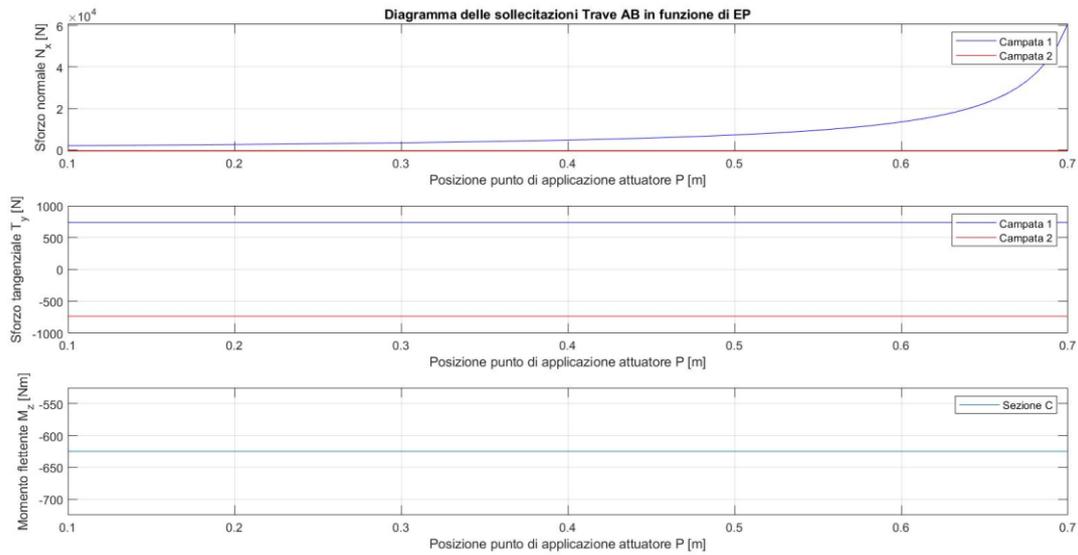


Figure 28: Diagramma delle sollecitazioni della trave AB in funzione di EP

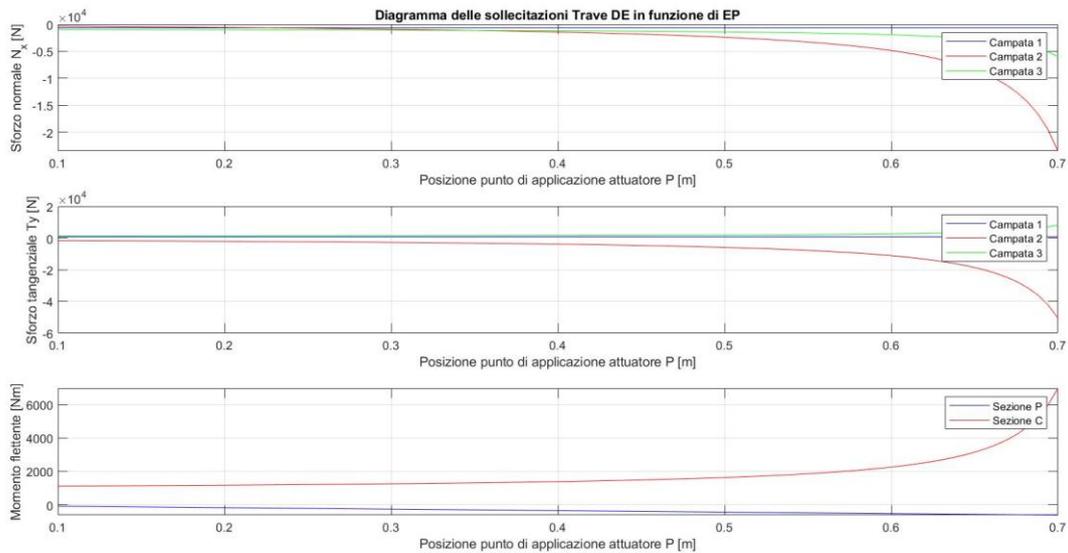


Figure 29: Diagramma delle sollecitazioni della trave DE in funzione di EP

Dagli andamenti si nota che tutte le curve non costanti tendono in modulo ad infinito per P che si allontana dalla cerniera E .

Pertanto, i valori di sforzi minimi si hanno per $EP=0$, ovvero per $P \equiv E$.

Ricordiamo che tali andamenti sono stati ottenuti per la generica altezza di $H=1$ m, ma lo stesso vale per tutte le altezze comprese tra H_{min} e H_{max} .

2.5.1.1.1 Scelta di EP

Dall'analisi appena condotta risulta che la condizione migliore si ha per $P \equiv E$. Questo è vero, ma bisogna considerare il fatto che l'attuatore presenta un certo ingombro, il quale rende impossibile considerare i due punti coincidenti in quanto il banco non sarebbe in grado di chiudersi.

Di conseguenza, la scelta di EP dipende anche dall'ingombro dell'attuatore.

In particolare, l'attuatore ha un ingombro massimo e minimo corrispondenti rispettivamente alla condizione di fuoriuscita dello stelo tale da determinare un sollevamento del banco fino all'altezza massima voluta e quindi ad una distanza tra i vincoli pari ad H_{max} e alla condizione di rientro dello stelo tale da avere una distanza H_{min} tra i vincoli. Parliamo di massimo sollevamento del banco e non massima fuoriuscita dello stelo poiché, per motivi che approfondiremo nella parte di azionamento del banco, l'attuatore non lo si porta mai a lavorare nella condizione di massima corsa. Lo stesso discorso vale per il minimo sollevamento e la minima corsa.

Nel caso in esame l'ingombro massimo dell'attuatore corrisponde ad $A'P_{max}$ e quello minimo ad $A'P_{min}$. Pertanto, per ogni valore di EP , si calcola il rispettivo valore di $A'P_{max}/A'P_{min}$.

```
%Calcolo rapporto AaP_max/AaP_min
AD_max=sqrt(L^2-H_max^2);
AD_min=sqrt(L^2-H_min^2);
alpha_max=atan(H_max/AD_max);
alpha_min=atan(H_min/AD_min);
alpha_a_max=atan(H_max/AAa);
alpha_a_min=atan(H_min/AAa);
gamma_max=pi-alpha_max-alpha_a_max;
gamma_min=pi-alpha_min-alpha_a_min;
AaE_max=sqrt(H_max^2+AAa^2);
AaE_min=sqrt(H_min^2+AAa^2);
AaP_max=sqrt(EP.^2+AaE_max^2-2*AaE_max.*EP*cos(gamma_max));
AaP_min=sqrt(EP.^2+AaE_min^2-2*AaE_min.*EP*cos(gamma_min));
AaP_max_min=AaP_max./AaP_min;
```

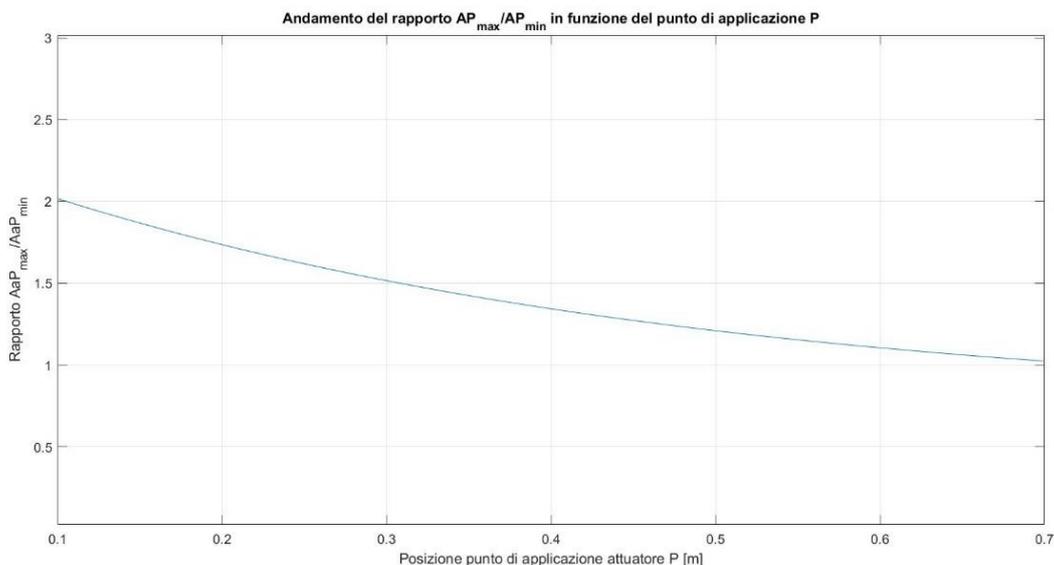


Figure 30: Rapporto $A'P_{max}/A'P_{min}$ in funzione di EP

Avendo ricevuto da parte dell'azienda direttive sul modello di attuatore da utilizzare, argomento che verrà approfondito nel prossimo paragrafo, e avendo appurato dal catalogo che questo tipo di attuatore ha un rapporto $A'P_{max}/A'P_{min}$ di circa 1.35, la posizione che il punto P può assumere rispetto al vincolo E non può essere inferiore a 0.43 m.

Dal momento che l'analisi parametrica di EP ha condotto alla conclusione che gli sforzi sono tanto minori quanto più EP è piccolo, la condizione migliore che rispetta tutte le specifiche è proprio il limite inferiore appena ottenuto. Pertanto, ne consegue che:

- $EP=0.43$ m.

Definito il valore di EP in grado di garantire un corretto funzionamento, come anticipato, è opportuno ripetere l'analisi parametrica di H , questa volta imponendo come valore di EP il valore appena individuato, in modo da verificare se $H_{min} = 0.3$ m è ancora valido.

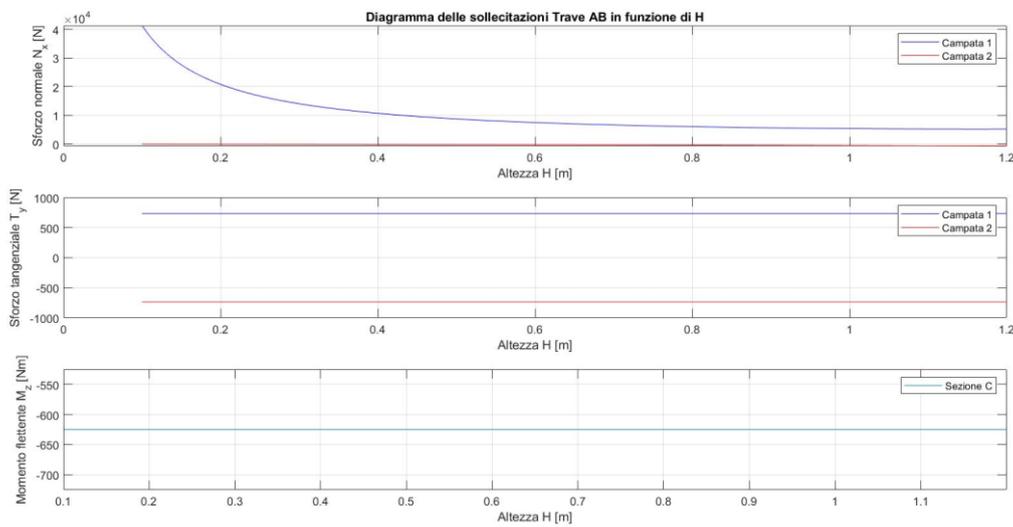


Figure 31: Figure 32: Diagramma delle sollecitazioni della trave AB in funzione di H per $EP=0.43$ m

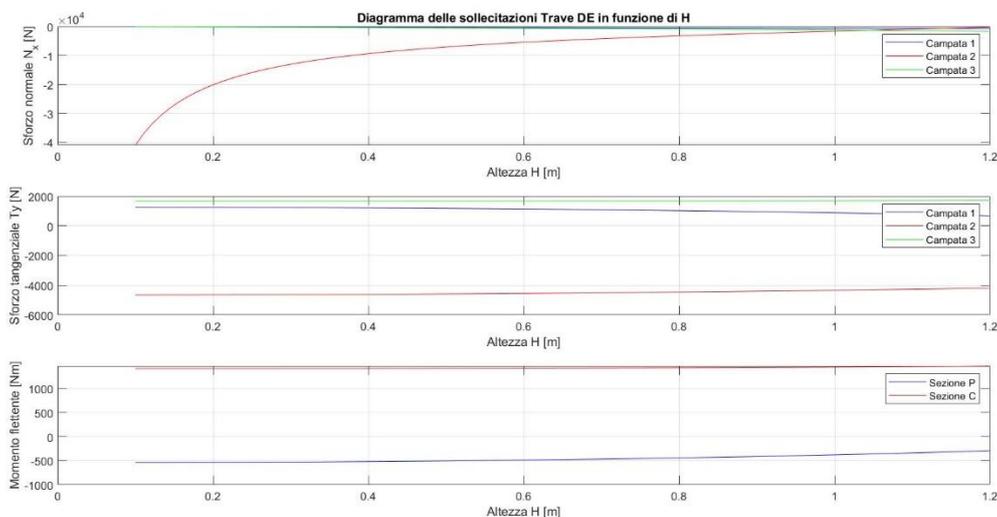


Figure 33: Diagramma delle sollecitazioni della trave DE in funzione di H per $EP=0.43$ m

Dagli andamenti si nota che i valori degli sforzi sono cambiati ma le curve, come ci si aspettava, continuano a mantenere lo stesso andamento. Pertanto, il valore $H_{min} = 0.3 \text{ m}$ continua ad essere il miglior compromesso in termini di sforzi e di altezza minima del piano di lavoro da terra.

2.6 Dimensionamento dell'attuatore pneumatico

Dato che nei paragrafi precedenti sono state calcolate tutte le forze di reazione, tra cui anche O_P e V_P , è possibile calcolare il valore della forza di spinta dell'attuatore.

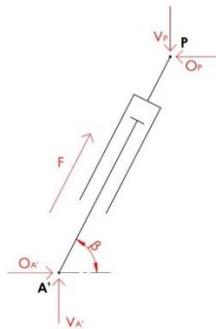


Figure 34: DCL dell'attuatore lineare pneumatico

Dal DCL dell'attuatore è possibile ricavare la seguente relazione:

$$F = F_{max,t} = \sqrt{O_P^2 + V_P^2} = 14105.7 \text{ N}$$

Dal momento che O_P e V_P dipendono dall'altezza H , dato che questa varia, anche F varia. In particolare:

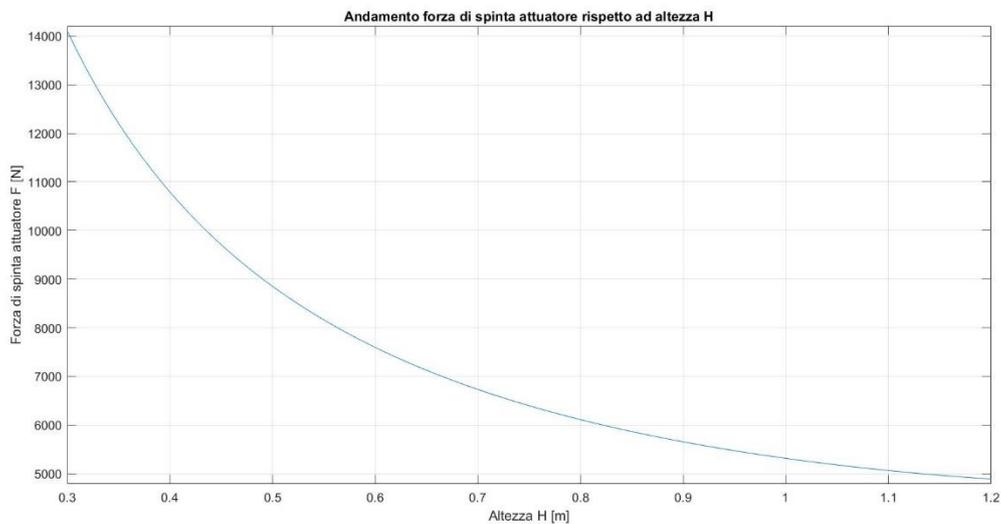


Figure 35: Andamento della forza di spinta F in funzione di H

Dall'andamento è possibile osservare che la forza di spinta F massima si ha in corrispondenza della minima altezza, dato che l'angolo di inclinazione dell'asse dell'attuatore da terra è molto basso e quindi l'attuatore deve compiere uno sforzo maggiore per sollevare il banco. Dal momento che per il dimensionamento si considera sempre il caso peggiore, al fine di dimensionare l'attuatore si considera la F_{max} in corrispondenza di H_{min} . Buona norma progettuale è sovradimensionare almeno del 10% la forza teorica $F_{max,t}$ ricavata, in modo da essere sicuri di ottenere un movimento uniforme e controllato del pistone.

Pertanto, nota la forza di progettazione $F_{max,eff}$ e nota la pressione di alimentazione, dall'equilibrio di forze sul pistone è possibile ricavare l'alesaggio dell'attuatore.

Infatti, dato che per l'applicazione in questione è necessario un attuatore pneumatico a doppio effetto, risulta che le due camere (anteriore e posteriore) sono collegate in modo alterno all'alimentazione e allo scarico (argomento che verrà approfondito nel paragrafo dedicato all'attuatore, nella parte di progettazione del circuito pneumatico).

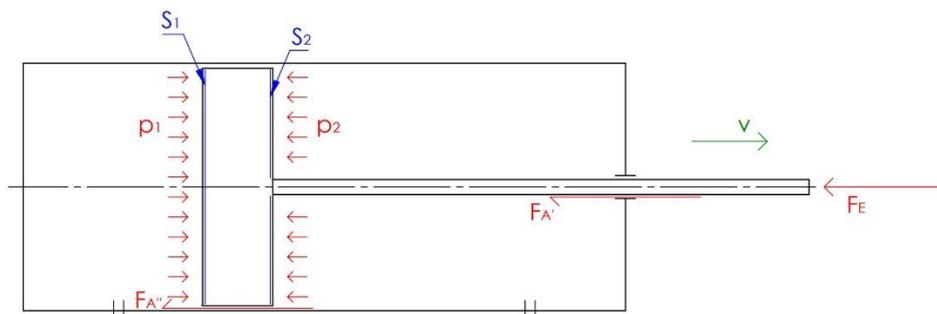


Figure 36: Schema generale di un attuatore lineare pneumatico a doppio effetto

Considerando a scopo esplicativo il caso di fuoriuscita dello stelo, la camera posteriore è collegata all'alimentazione, imposta a 6 bar e la camera anteriore allo scarico e quindi a pressione atmosferica ($1atm \approx 1bar$). In particolare, la prima (p_1) agisce sull'intera superficie del pistone, la quale superficie può essere con buona approssimazione considerata pari all'alesaggio dell'attuatore. La seconda (p_2), invece, agisce sulla stessa superficie a meno dell'area dello stelo connesso al pistone.

Oltre alle forze di pressione, agiscono le forze d'attrito tra stelo e testata anteriore (F_A' -dato che l'attuatore è a stelo passante) e tra pistone e canna (F_A''). La somma delle due forze d'attrito, rivolte entrambe in direzione opposta al moto di fuoriuscita del pistone, può essere indicata con F_A .

Infine, sul pistone agisce anche la forza esterna di reazione F_E .

Dall'equilibrio alla traslazione lungo l'asse del cilindro ne risulta che:

$$\rightarrow) p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_A - F_E = 0$$

Pertanto, la forza di spinta risulta pari a:

$$F_S = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_A$$

Solitamente, al fine di dare una stima alle forze di attrito, si calcola la massima forza teorica di spinta, in questo caso corrispondente a $p_1 \cdot S_1$, e la si considera pari a 25÷30 % del valore che deriva da quest'ultimo prodotto.

In questo caso, però, si considera la forza d'attrito F_A trascurabile, così da sovrastimare la forza di spinta F_S , ponendosi dal lato della sicurezza. Tale scelta progettuale è giustificata dal fatto che, tale sovrastima va a compensare la riduzione di forza derivante dal considerare $S_1 = S_2$, ovvero dal voler trascurare la superficie occupata dallo stelo.

Così facendo, l'equazione sopra riportata permette di ricavare facilmente il diametro del pistone, approssimabile al valore dell'alesaggio:

$$F_S = (p_1 - p_2) \cdot S_1$$

con:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Pertanto:

$$F_S = (p_1 - p_2) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Da cui:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot (p_1 - p_2)}}$$

Tornando alla nomenclatura adottata per il caso in esame:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max,eff}}{\pi \cdot (p - p_a)}} = 198.8 \text{ mm}$$

Dove:

- p : pressione di alimentazione;
- p_a : pressione ambiente.

Infine, conoscendo $A'P_{max}$ e $A'P_{min}$ (per $EP=0.43 \text{ m}$), dalla loro differenza è possibile ottenere la corsa dell'attuatore:

$$c = A'P_{max} - A'P_{min} = 270.2 \text{ mm}$$

```
p=6; %bar %pressione di alimentazione
p_a=1; %bar %pressione ambiente
k=0.1; %sovrastima della forza di spinta dell'attuatore

%Forza massima e alesaggio minimo
F=sqrt(Op.^2+vP.^2);
F_max_t=max(F); %N %forza teorica di spinta
F_max_eff=F_max_t+F_max_t*k; %N %forza effettiva di spinta
d_min=sqrt((4*F_max_eff)/(pi*(p-p_a)*10^5)); %m %alesaggio minimo attuatore

%Corsa dell'attuatore pneumatico
EP=EP_eff;
AaP_max=sqrt(EP^2+AaE_max^2-2*EP*AaE_max*cos(gamma_max));
AaP_min=sqrt(EP^2+AaE_min^2-2*EP*AaE_min*cos(gamma_min));
c=AaP_max-AaP_min; %m %corsa attuatore
```

Pertanto:

- $d_{min} = 198.8 \text{ mm}$;
- $c_{min} = 270.2 \text{ mm}$.

Note la dimensione dell'alesaggio e la corsa necessaria, è possibile procedere con la scelta dell'attuatore. Come anticipato, il modello dell'attuatore è stato identificato a priori, pertanto è necessario solo scegliere dal catalogo l'attuatore che rispettasse le specifiche ottenute.

In particolare, l'attuatore individuato presenta:

- $\varnothing = 200 \text{ mm}$;
- $c = 300 \text{ mm}$.

Bisogna ricordare che il dimensionamento è stato svolto considerando una pressione di alimentazione pari a $p=6 \text{ bar}$.

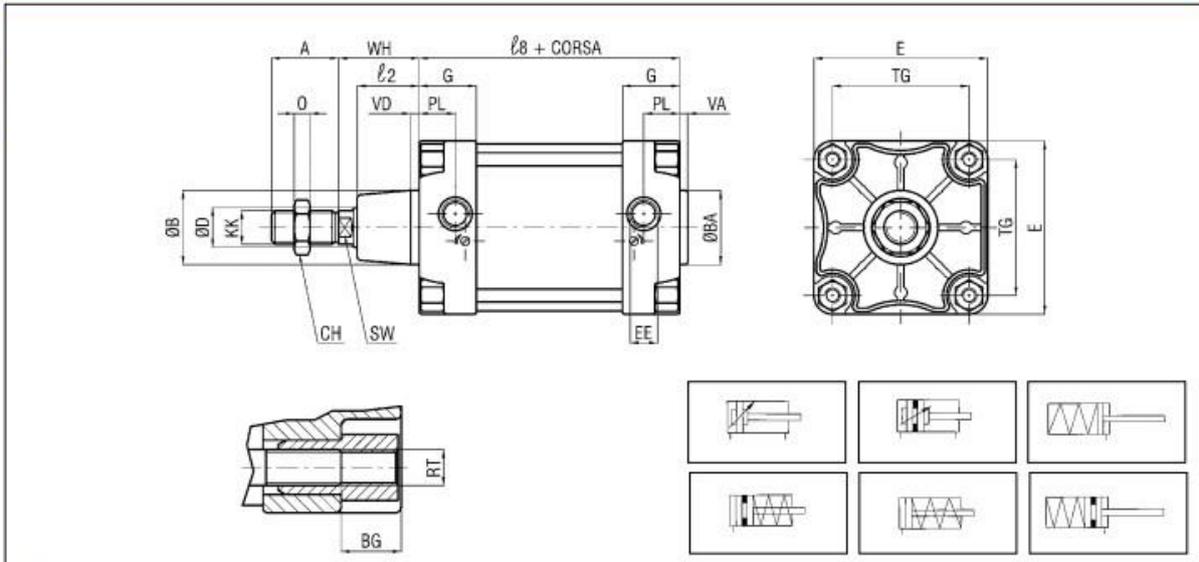
Infatti, una specifica di progetto riguarda proprio la pressione di alimentazione utilizzabile nel reparto a cui il banco è destinato, pari a $6\pm 8 \text{ bar}$. Ovviamente, al fine di dimensionare correttamente il sistema, è necessario considerare la pressione minima in modo da non sottodimensionare l'alesaggio dell'attuatore pneumatico.

serie XL

**Cilindri
a norma ISO 15552
con tiranti Ø 125 ÷ 320**

CILINDRO BASE XL

1



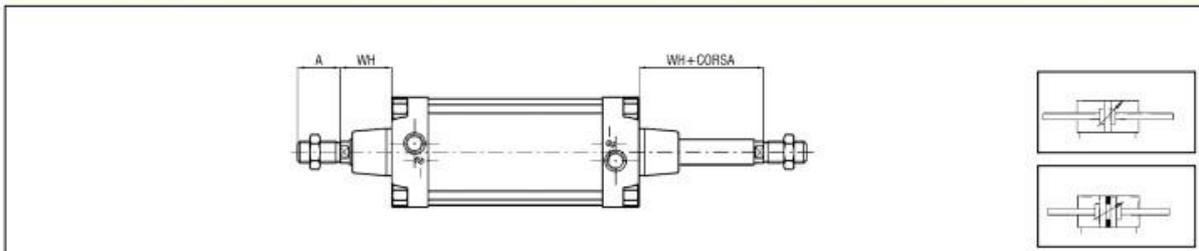
N.B.: Dado stelo di serie

DIMENSIONI D'INGOMBRO E PESI CILINDRO BASE

Ø	A*	BA* B*	BG*	CH	D	E*	EE*	G	KK*	l	l2*	l8*	O	PL*	RT*	SW*	TG*	VA*	VD*	WB	WH*	PESO (g)	INCR. (g) ogni 10 mm
125	54	60	20	41	32	140	G1/2	46	M27x2	268	50	160	12	29	M12	27	110	6	7	205	65	6475	126
160	72	65	24	55	40	180	G3/4	50	M36x2	310	60	180	15	30	M16	36	140	6	6	-	80	10850	210
200	72	75	24	55	40	220	G3/4	48	M36x2	310	60	180	15	24	M16	36	175	6	6	-	95	15075	290
250	84	90	25	65	50	268	G1	54	M42x2	-	67	200	16	31	M20	46	220	10	20	-	105	28500	380
320	96	110	28	75	63	340	G1	66	M48x2	-	82	220	18	31	M24	55	270	10	20	-	120	48400	620

* QUOTE NORMALIZZATE

STELO PASSANTE



N.B.: Dadi stelo di serie

Figure 37: Catalogo dell'attuatore pneumatico lineare scelto

2.6.1 Distanza $A'A \neq 0$

Oggetto di analisi è stata anche la distanza tra i vincoli A' e A , cerniere rispettivamente dell'attuatore pneumatico e del braccio AB .

Infatti, provando a considerare $A'A=0$:

$AAa=0$; %m distanza tra la cerniera A della base e la cerniera A' (Aa) dell'attuatore

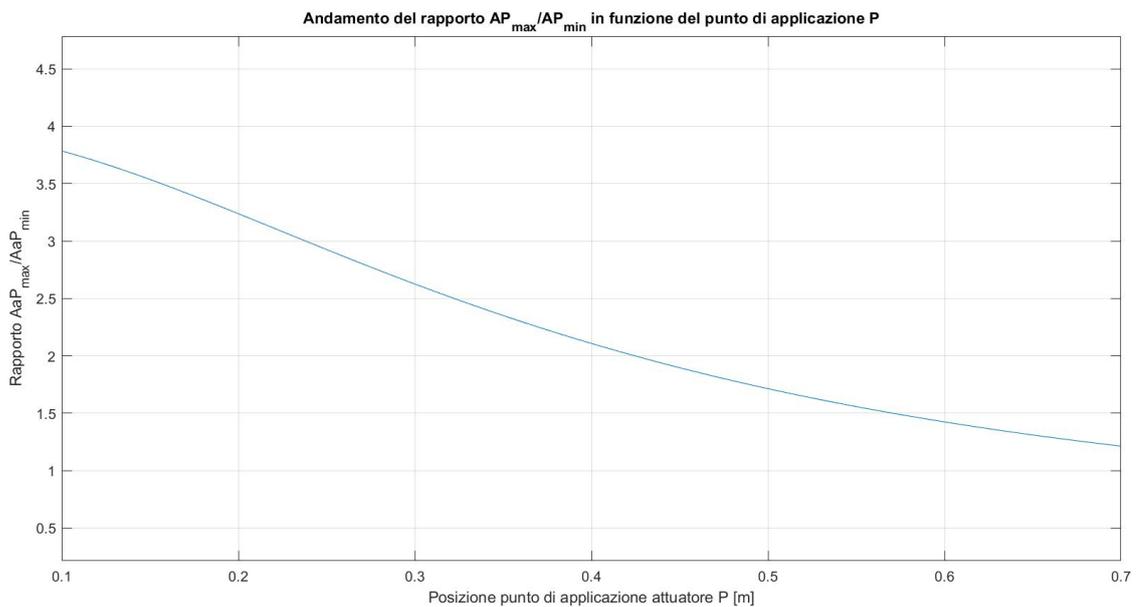


Figure 38: Rapporto $A'P_{max}/A'P_{min}$ in funzione di EP per $A'A=0$

In tali condizioni, al fine di avere $A'P_{max}/A'P_{min}$ di circa 1.35 è necessario imporre una distanza tra il punto P ed E pari almeno ad $EP=0.62$ m.

Imponendo tale valore di EP , gli andamenti degli sforzi, come già osservato precedentemente, sono prossimi al tratto tendente ad infinito, comportamento indesiderato. Inoltre, tale valore di EP , determina un aumento delle reazioni vincolari O_P e V_P con il conseguente aumento della forza di spinta necessaria, che si traduce nella necessità di un attuatore più prestante.

Per tale ragione, al fine di evitare tale problematica, si è deciso di arretrare il punto di cerniera A' dell'attuatore, così da ridurre gli sforzi e facilitare il posizionamento dell'attuatore, limitando il problema del suo ingombro fisico.

In particolare, durante le varie prove è stato imposto $A'A=0.45$ m poiché questo valore è risultato essere quello in grado di dare risultati migliori sia in termini di sforzi, sia in termini di forza dell'attuatore e quindi corsa e alesaggio.

2.7 Dimensionamento alberi a tubolari

Avendo già calcolato le forze agenti sui vari componenti del banco, bisogna ora dedicarsi al dimensionamento dei tubolari costituenti i bracci del pantografo e gli alberi trasversali di connessione tra i due lati del banco. Infatti, come già noto, il banco presenta due coppie di bracci, una per lato, le quali sono connesse nel punto C tramite un albero intermedio (albero in C). Inoltre, sui due bracci DE , è montato nel punto P un secondo albero (albero in P), sul quale, lungo la mezzeria, agisce la forza di spinta del pistone.

In questo paragrafo verrà descritto il dimensionamento di ciascuno di questi elementi.

2.7.1 Dimensionamento albero in P

Come anticipato nell'introduzione, nel punto P delle due travi DE , è montato un albero trasversale al banco, sul quale agisce la forza di spinta dell'attuatore. Infatti, grazie alla presenza di questo albero, solidale ai due bracci interni del banco, la fuoriuscita o il rientro dello stelo si traducono in sollevamento o abbassamento del piano di lavoro.

Tale albero è solidale ai tubolari DE laterali, pertanto, può essere studiato come una trave incastrata con carico distribuito agente in corrispondenza della mezzeria, corrispondente al carico dovuto dall'azione dell'attuatore. L'estensione s_1 del carico distribuito nell'intorno della mezzeria dell'albero dipende dallo spessore della testa a snodo autolubrificante connessa allo stelo dell'attuatore montato sul banco.

In questo caso, per rendere la trattazione snella e di facile comprensione, viene utilizzato già lo spessore corretto, corrispondente a una testa a snodo di diametro interno pari al diametro dell'albero che verrà utilizzato. In realtà, però, prima di poter definire il corretto valore di s_1 , si è imposto uno spessore s_1 di primo tentativo, si è calcolato il diametro minimo dell'albero, si è scelto il diametro da utilizzare e, in base a questo, scegliendo una testa a snodo con diametro interno pari a quello dell'albero, si è ottenuto il corretto valore di s_1 , con il quale si è verificato che il diametro utilizzato fosse ancora maggiore del minimo utile.

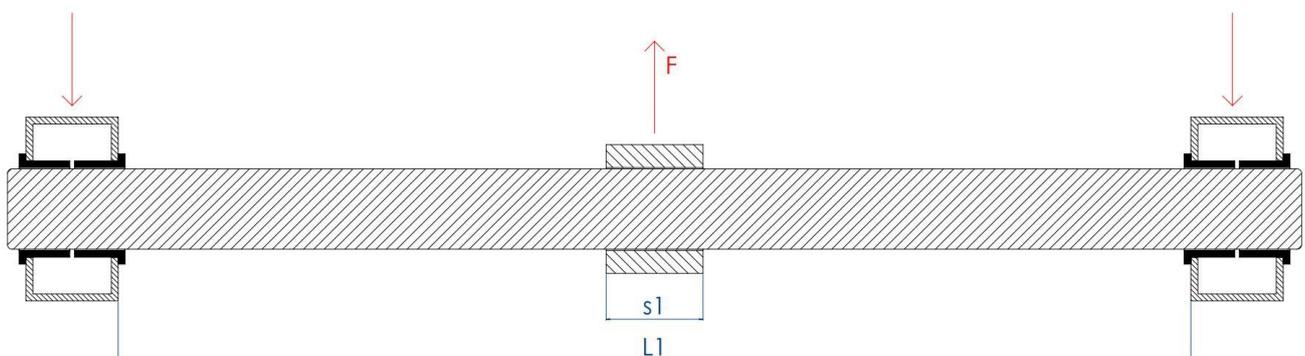


Figure 39: Schema rappresentativo dell'albero trasversale in P

Le grandezze utili al dimensionamento sono:

- L_1 : luce interna tra i due bracci interni ED del banco;
- F : forza di spinta dell'attuatore pneumatico;
- s_1 : spessore della testa a snodo autolubrificante connessa allo stelo dell'attuatore.

Come anticipato, il valore di s_1 è scelto a valle delle analisi fatte e quindi rappresenta già il valore corretto; il valore di L_1 , invece, è scelto arbitrariamente in base alle specifiche di progetto relative all'ingombro massimo del banco.

In realtà, anche il valore di L_1 (e lo stesso avverrà per il parametro L_2 che tratteremo nel paragrafo successivo), è scelto a valle, in particolare dopo aver modellato in 3D l'intero banco e aver inserito tutti i componenti esterni che determinano ingombri trasversali, come ad esempio le boccole.

Dalla schematizzazione in Figura 39 si nota che, essendo i bracci realizzati mediante tubolari, il contatto con l'albero non avviene lungo lo spessore del tubolare ma lungo la lunghezza della boccola. Pertanto, L_1 dovrebbe coincidere con la distanza minima tra le boccole dei bracci opposti. In questo caso, essendo tale distanza circa uguale alla luce interna tra i due bracci interni ED , la si può approssimare senza problemi.

Infine, bisogna ricordare che la forza F di spinta dell'attuatore varia in funzione dell'altezza H .

In particolare:

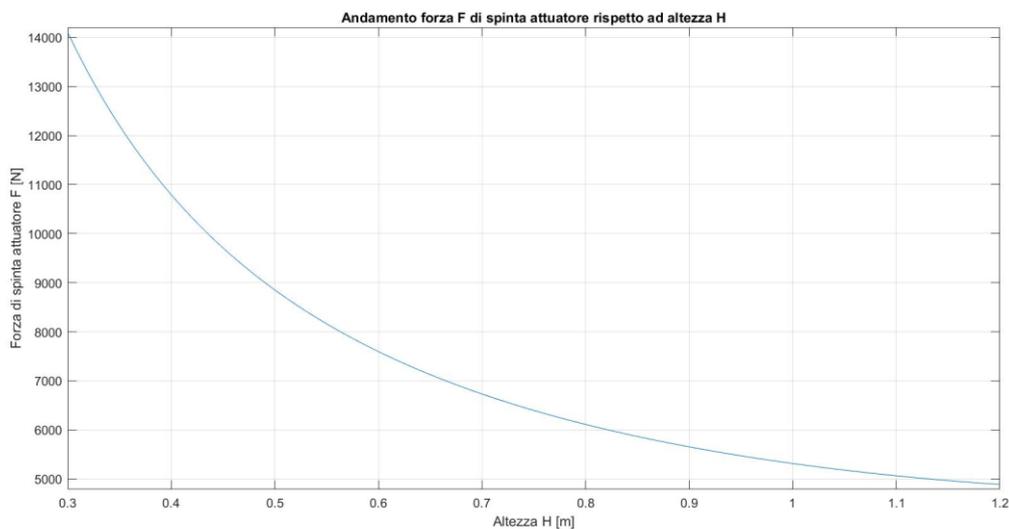


Figure 40: Andamento della forza di spinta F in funzione di H

Così come è stato fatto per il dimensionamento dell'attuatore, anche per quello dell'albero si procede considerando il caso peggiore, ovvero la forza massima, corrispondente alla condizione di minima altezza H_{min} .

Pertanto:

- $L_1 = 465 \text{ mm}$;
- $F = 14105.7 \text{ N}$;
- $s_1 = 43 \text{ mm}$.

Schematizzando l'albero come una trave incastrata con carico distribuito lungo la mezzeria:

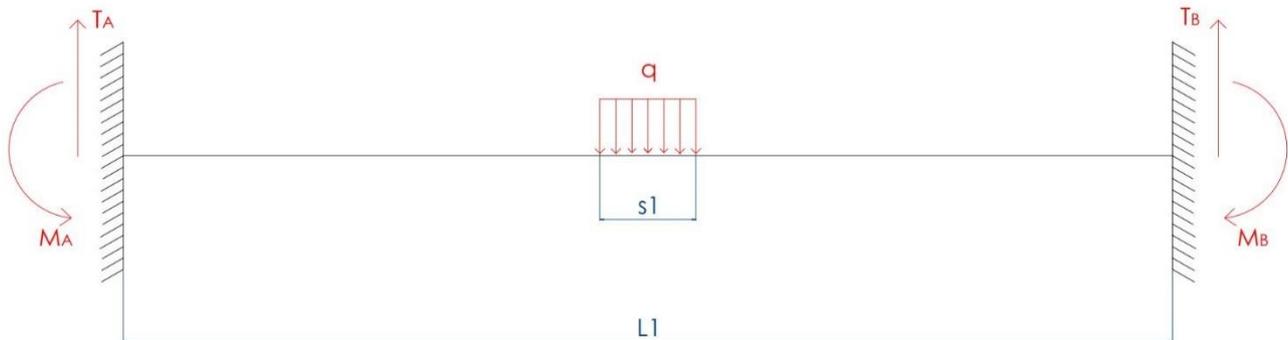


Figure 41: Schematizzazione come trave dell'albero trasversale in P

A questo punto, si può procedere con il calcolo delle reazioni vincolari:

$$\uparrow) T_A + T_B = q \cdot s_1 = F \text{ (dato che: } q \cdot s_1 = F)$$

$$\curvearrowright) M_A = M_B - T_B \cdot L_1 + q \cdot s_1 \cdot \frac{L_1}{2}$$

Essendo la trave simmetrica e il carico distribuito posizionato in corrispondenza della mezzeria:

$$T_A = T_B$$

$$M_A = -M_B$$

Pertanto:

$$\uparrow) T_A = T_B = \frac{q \cdot s_1}{2} = \frac{F}{2}$$

$$\curvearrowright) M_A = M_B = 0$$

Da cui:

$$q = \frac{F}{s_1}$$

Note le reazioni vincolari, è possibile passare al calcolo degli sforzi e alla determinazione dei suoi andamenti.

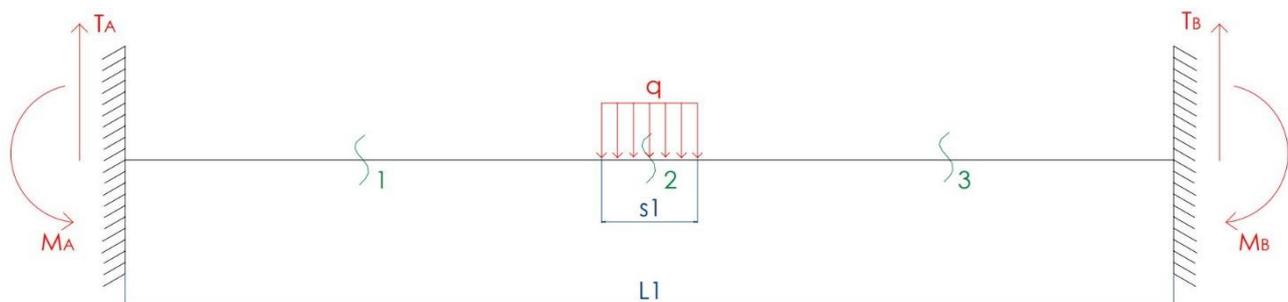
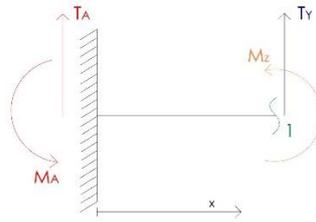


Figure 42: Suddivisione in campate dell'albero trasversale in P

Campata 1 ($0 < x < \frac{L_1 - s_1}{2}$)



43: Campata 1 dell'albero trasversale in P

Ricordando che $M_A = M_B = 0$:

$$\uparrow) T_y = -T_A$$

$$\curvearrow) M_z = T_A \cdot x = \frac{q \cdot s_1}{2} \cdot x$$

Campata 2 ($\frac{L_1 - s_1}{2} < x < \frac{L_1 + s_1}{2}$)

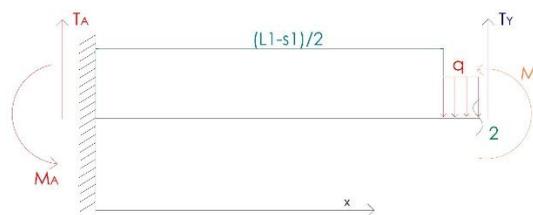


Figure 44: Campata 2 dell'albero trasversale in P

$$\uparrow) T_y = -T_A + q \cdot \left(x - \frac{L_1 - s_1}{2}\right)$$

$$\curvearrow) M_z = T_A \cdot x - q \cdot \left(x - \frac{L_1 - s_1}{2}\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(x - \frac{L_1 - s_1}{2}\right) = T_A \cdot x - \frac{q}{2} \cdot \left(x - \frac{L_1 - s_1}{2}\right)^2$$

Campata 3 ($\frac{L_1 + s_1}{2} < x < L_1$)

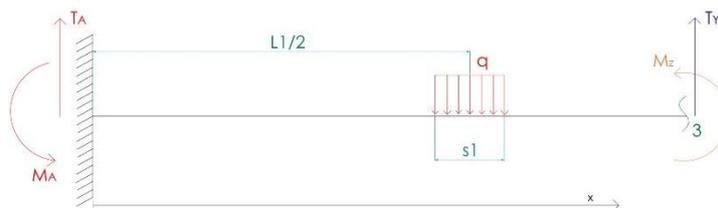


Figure 45: Campata 3 dell'albero trasversale in P

$$\uparrow) T_y = -T_A + q \cdot s_1$$

$$\curvearrow) M_z = T_A \cdot x - q \cdot s_1 \cdot \left(x - \frac{L_1}{2}\right)$$

Grazie allo studio delle tre campate in cui è stata suddivisa la trave, è possibile passare al diagramma delle sollecitazioni.

```

s1=43; %mm %spessore asta pistone all'interfaccia con l'albero in P trasversale ai due bracci del
pantografo
L1=0.465; %m %distanza tra i due bracci interni del pantografo
v=10; %lunghezza vettore x_m

%% ALBERO DI SPINTA PISTONE
F_max_t=input('Immettere valore della forza di spinta massima teorica F_max_t ottenuta dal foglio
precedente (in Newton): '); %da foglio precedente

s1=s1*10^-3; %m
q=F_max_t/s1;
Ta=F_max_t/2;
Tb=Ta;
Ma=0;
Mb=0;

%Campata1 (0<x<(L1-s1)/2)
%Inizio
x1=0;
Ty1=-Ta;
Mf1=Ta*x1;
%Fine
x2=(L1-s1)/2;
Ty2=Ty1;
Mf2=Ta*x2;
%Campata2 ((L1-s1)/2<x<(L1+s1)/2)
%Inizio
x3=(L1-s1)/2;
Ty3=-Ta+q*(x3-(L1-s1)/2);
Mf3=Ta*x3-q*(x3-(L1-s1)/2)^2/2; %parabolica
%Fine
x4=(L1+s1)/2;
Ty4=-Ta+q*(x4-(L1-s1)/2);
Mf4=Ta*x4-q*(x4-(L1-s1)/2)^2/2; %parabolica
%Punto Massima Altezza
x_m=linspace((L1-s1)/2,(L1+s1)/2,v);
Ty_m=-Ta+q.*(x_m-(L1-s1)/2);
Mf_m=Ta.*x_m-q.*(x_m-(L1-s1)/2).^2/2; %parabolica
%Campata3 ((L1+s1)/2<x<L1)
%Inizio
x5=(L1+s1)/2;
Ty5=-Ta+q*s1;
Mf5=Ta*x5-q*s1*(x5-L1/2);
%Fine
x6=L1;
Ty6=-Ta+q*s1;
Mf6=Ta*x6-q*s1*(x6-L1/2);

%Diagrammi delle sollecitazioni
x_L1=[0,x1,x2,x2,x_m,x4,x4,x6,x6];
Ty_L1=[0,Ty1,Ty2,Ty3,Ty_m,Ty4,Ty5,Ty6,0];
Mf_L1=[0,Mf1,Mf2,Mf3,Mf_m,Mf4,Mf5,Mf6,0];

```

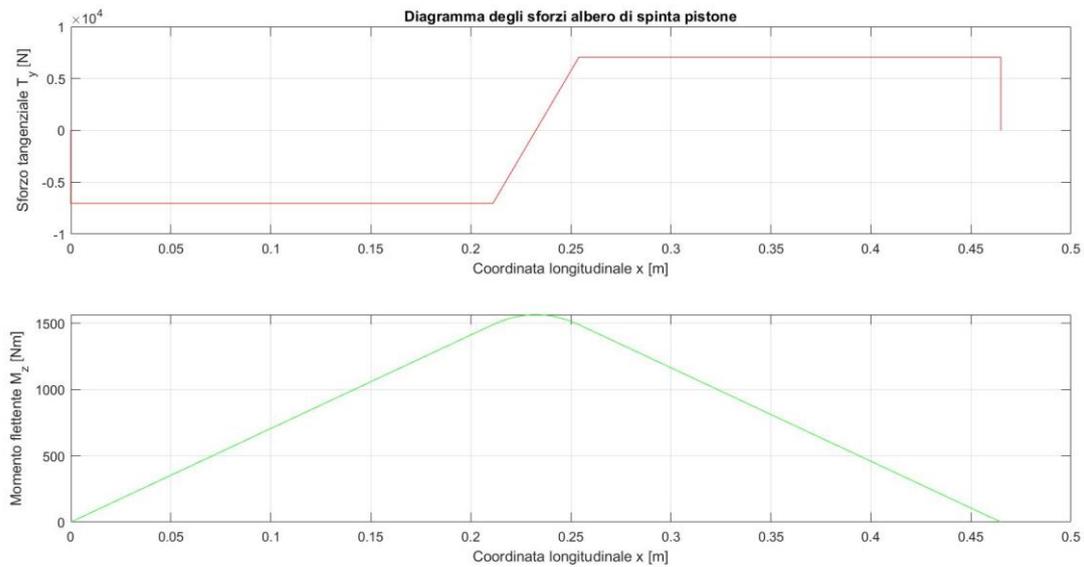


Figure 46: Diagramma delle sollecitazioni dell'albero trasversale in P

Dagli andamenti si nota che la sezione in cui lo sforzo di taglio è massimo è quella in corrispondenza degli incastri, dove il momento flettente è nullo. Viceversa, la sezione in cui il momento flettente è massimo e il taglio è nullo è quella in corrispondenza della mezzeria, per $x = \frac{L_1}{2}$.

In particolare:

- $T_{y,max} = 7052.9 \text{ N}$;
- $M_{z,max} = 1563 \text{ Nm}$.

Pertanto, le sezioni di interesse sono due e bisogna studiarle entrambe, al fine di comprendere quale delle due è più sollecitata e quindi quale determina il valore del diametro minimo dell'albero in P.

2.7.1.1 Sezione di mezzeria con momento flettente M_z massimo

In prima battuta, si considera la sezione con momento flettente massimo $M_{z,max}$. Come già accennato, tale sezione presenta $T_y = 0$.

Partendo dalla relazione:

$$CS = \frac{R_{p,0.2}}{\sigma_{id}^{v.M.}}$$

Dove:

- $CS = 1.5$ (coefficiente di sicurezza minimo imposto);
- $R_{p,0.2} = 650 \text{ MPa}$ (carico di snervamento);
- $\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{(|\sigma^{Mz}| + |\sigma^N|)^2 + 3 \cdot (|\tau^{Mt}|)^2}$ (tensione ideale secondo von Mises).

Da cui:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Dal momento che $T_y = 0$ ed $N_x = 0$, la tensione ideale di von Mises diventa:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{(|\sigma^{Mz}|)^2}$$

Quindi:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sigma^{Mz} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Definendo:

- $W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ (modulo di resistenza a flessione);
- $W_t = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ (modulo di resistenza a torsione);
- $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ (sezione dell'albero in esame).

Dalla relazione:

$$\sigma^{Mz} = \frac{M_z}{W_f}$$

Pertanto:

$$W_f = \frac{M_z}{\sigma^{Mz}} = \frac{CS \cdot M_z}{R_{p,0.2}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Dall'ultima uguaglianza, essendo l'unica incognita d , è possibile determinare il diametro con cui dimensionare l'albero in P , in modo da verificare $CS=1.5$.

Infatti:

$$d = d_{min} = \left(\frac{32 \cdot W_f}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Il valore di diametro minimo che ne deriva vale:

$$d_{min,1} = 33.2 \text{ mm}$$

2.7.1.2 Sezione all'incastro con sforzo di taglio T_y massimo

Passando alla sezione con sforzo di taglio massimo $T_{y,max}$ e momento flettente nullo, si considera sempre la stessa relazione di partenza:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Dato che questa volta $M_z = 0$ ed $N_x = 0$:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{3 \cdot (|\tau^{Mt}|)^2} = \sqrt{3} \cdot \tau^{Mt}$$

Pertanto:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{3} \cdot \tau^{Mt} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Da cui:

$$\tau^{Mt} = \frac{R_{p,0.2}}{CS \cdot \sqrt{3}}$$

Le tensioni legate allo sforzo di taglio presentano il caratteristico andamento parabolico, con valore massimo in corrispondenza del centro; il valore di tali tensioni può essere calcolato dalla relazione che segue:

$$\tau^{Mt} = \frac{4}{3} \cdot \frac{T_y}{A} = \frac{16}{3} \cdot \frac{T_y}{\pi \cdot d^2} = \frac{R_{p,0.2}}{CS \cdot \sqrt{3}}$$

Pertanto, esplicitando in funzione di d :

$$d = d_{min} = \sqrt{\frac{16}{3} \cdot \frac{T_y}{\pi \cdot \tau^{Mt}}}$$

Per questa seconda sezione studiata, il valore di diametro minimo che ne deriva vale:

$$d_{min,1} = 6.9 \text{ mm}$$

Considerando un albero di diametro costante, il diametro minimo che garantisce un coefficiente di sicurezza $CS=1.5$ è:

$$d = d_{min,1} = 33.2 \text{ mm}$$

La sezione più sollecitata, infatti, risulta essere quella in mezzeria, sezione su cui agisce la forza esercitata dall'attuatore pneumatico.

2.7.2 Dimensionamento albero in C

Passando al secondo albero trasversale presente nel banco pneumatico, esso è responsabile della connessione delle due coppie di bracci del banco.

In particolare, tale albero è solidale ai bracci esterni AB nel punto C e, sempre nello stesso punto, permette la rotazione relativa dei bracci interni DE .

Anche questa volta, è possibile schematizzare l'albero come una trave incastrata sottoposta all'azione di due carichi distribuiti di estensione s_2 all'estremità della trave.

Ricordando ancora una volta che i bracci sono realizzati in tubolari, essi presentano sezione cava. Questo significa che sull'albero agirebbero due forze distribuite di lunghezza pari allo spessore del tubolare per ogni braccio. In realtà, come verrà ben illustrato nel paragrafo dedicato alla modellazione degli alberi, questi vengono realizzati in modo che il contatto non avvenga lungo lo spessore del tubolare, ma per tutta la lunghezza delle boccole forzate nei fori di centro C realizzati sui tubolari stessi.

Pertanto, s_2 non corrisponde alla larghezza del tubolare ma alla dimensione delle boccole, dipendenti dal diametro del foro ricavato sui tubolari.

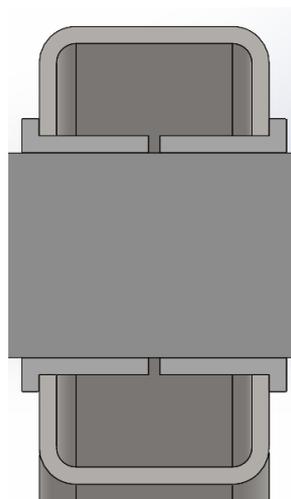


Figure 47: Estensione delle boccole

Dalla *Figura 47* si osserva che la lunghezza di carico distribuito può con buona approssimazione essere considerata pari alla larghezza del tubolare (in seguito definita come base- B), dato che l'estensione

delle due boccole forzate nei fori del tubolare percorrono all'incirca l'intera dimensione della base B del tubolare DE .

Anche in questo caso, così come è stato fatto per lo spessore s_1 della testa a snodo dell'attuatore, come lunghezza s_2 viene utilizzata già quella corretta. Infatti, solo dopo aver dimensionato entrambi gli alberi e quindi noti i diametri di quest'ultimi, può essere dimensionata la sezione dei tubolari rappresentanti i bracci, ottenendo così il corretto valore di s_2 . In particolare, per determinare s_2 bisogna prima di tutto determinare il diametro dell'albero in C (pari a quello in P per scelta progettuale), noto il quale, è possibile determinare la boccola avente lo stesso diametro interno. Noto il diametro interno, da catalogo viene fornito il valore del diametro esterno della boccola, coincidente con il diametro del foro da realizzare sul tubolare per l'accoppiamento. Tale diametro del foro, come sarà noto successivamente, è indispensabile per eseguire con esattezza il dimensionamento del tubolare, conoscendo così il valore esatto di s_2 .

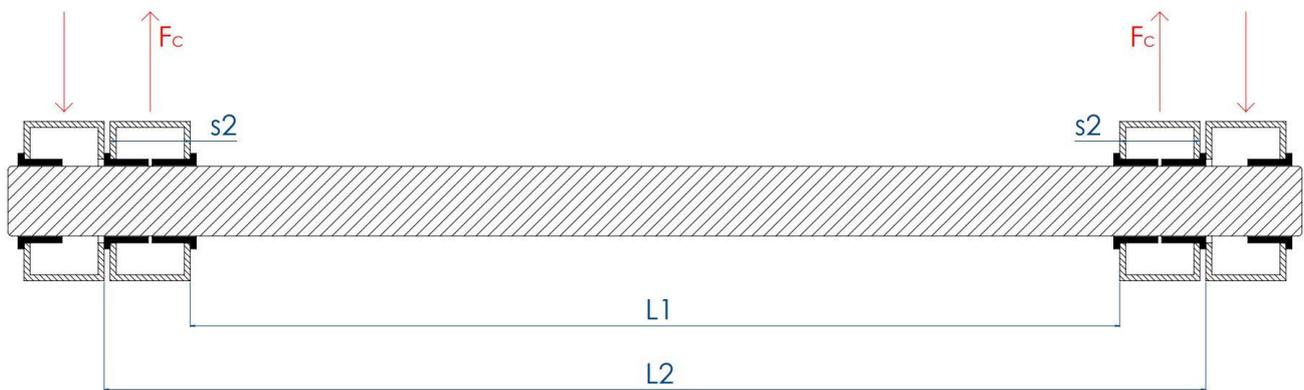


Figure 48: Schema rappresentativo dell'albero trasversale in C

Le grandezze utili al dimensionamento sono:

- L_2 : luce interna tra i due bracci esterni AB del banco;
- F_C : forza agente sul punto di cerniera C del singolo tubolare;
- s_2 : spessore considerabile pari alla larghezza del tubolare (B).

Per quanto riguarda la forza F_C , agente sul singolo tubolare, come per la forza di spinta F dell'attuatore, varia in funzione dell'altezza H .

All'inizio dello studio sono state calcolate tutte le reazioni vincolari, tra cui anche O_C e V_C . Da queste, è possibile calcolare la forza $F_{C,tot}$ agente su entrambi i lati, pari alla metà della F_C in questione.

Pertanto:

$$F_{C,tot} = \sqrt{O_C^2 + V_C^2}$$

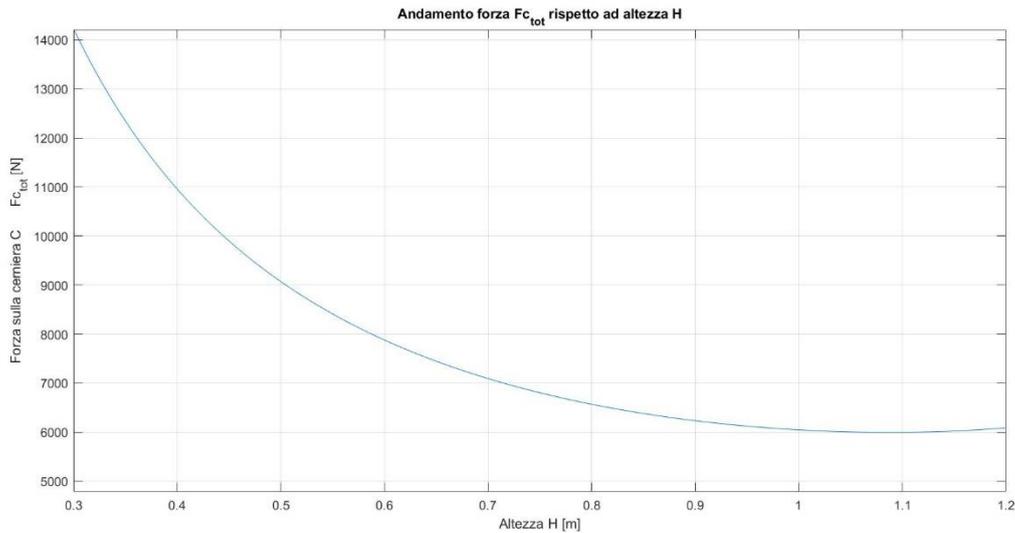


Figure 49: Andamento della forza di spinta F in funzione di H

Si prende in considerazione sempre il caso peggiore, ovvero la forza massima:

- $F_{C_{tot}} = 14220.6 \text{ N}$

In questo caso:

- $L_2 = 550 \text{ mm}$;
- $F_C = \frac{F_{C_{tot}}}{2} = 7110.3 \text{ N}$ (pari alla metà dato che i bracci ED sono 2);
- $s_2 = 40 \text{ mm}$.

Schematizzando l'albero come una trave incastrata con carichi distribuiti all'estremità:



Figure 50: Schematizzazione come trave dell'albero trasversale in C

A questo punto, si può procedere con il calcolo delle reazioni vincolari:

$$\uparrow) T_A + T_B = 2 \cdot q \cdot s_2 = 2 \cdot F_C \text{ (dato che: } q \cdot s_2 = F_C)$$

$$\curvearrowright) M_A = M_B - T_B \cdot L_2 + q \cdot \frac{s_2^2}{2} + q \cdot \frac{s_2}{2} \cdot \left(L_2 - \frac{s_2}{2} \right)$$

Essendo la trave simmetrica e il carico distribuito posizionato in modo simmetrico: $T_A = T_B$

$$M_A = -M_B$$

Pertanto:

$$1) T_A = T_B = q \cdot s_2 = F_C$$

$$2) M_A = M_B = 0$$

Da cui:

$$q = \frac{F_C}{s_2}$$

A questo punto, note le reazioni vincolari, si passa al calcolo degli sforzi e alla determinazione dei suoi andamenti.

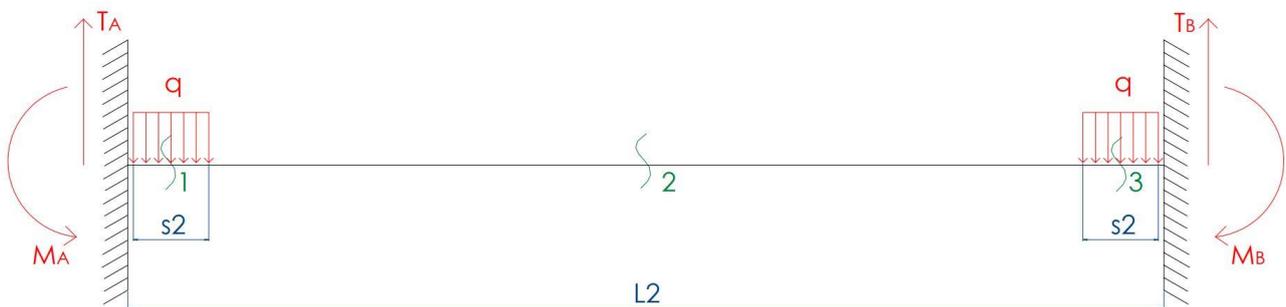


Figure 51: Suddivisione in campate dell'albero trasversale in C

Campata 1 ($0 < x < s_2$)

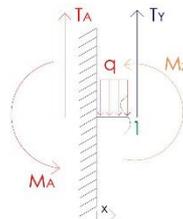


Figure 52: Campata 1 dell'albero trasversale in C

$$1) T_y = -T_A + q \cdot x$$

$$2) M_z = T_A \cdot x - q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = T_A \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2}$$

Campata 2 ($s_2 < x < L_2 - s_2$)

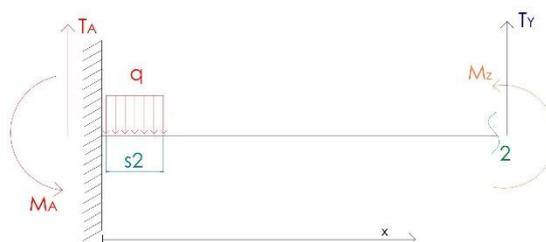


Figure 53: Campata 2 dell'albero trasversale in C

$$\uparrow) T_y = -T_A + q \cdot s_2 = 0 \text{ (dato che: } T_A = q \cdot s_2)$$

$$\curvearrow) M_z = T_A \cdot x - q \cdot s_2 \cdot \left(x - \frac{s_2}{2}\right) = q \cdot \frac{s_2^2}{2}$$

Campata 3 ($L_2 - s_2 < x < L_2$)

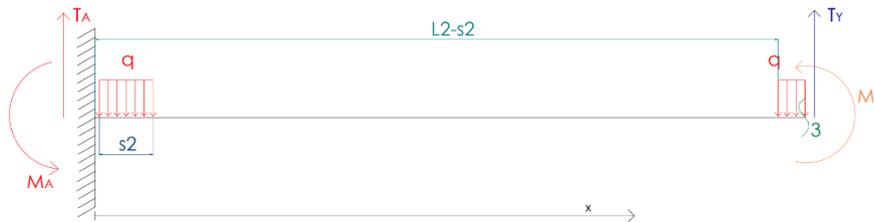


Figure 54: Campata 3 dell'albero trasversale in C

$$\uparrow) T_y = -T_A + q \cdot s_2 + q \cdot [x - (L_2 - s_2)] = q \cdot [x - (L_2 - s_2)]$$

$$\curvearrow) M_z = T_A \cdot x - q \cdot s_2 \cdot \left(x - \frac{s_2}{2}\right) - q \cdot [x - (L_2 - s_2)] \cdot \left[\frac{x - (L_2 - s_2)}{2}\right] = q \cdot \frac{s_2^2}{2} - \frac{q}{2} \cdot [x - (L_2 - s_2)]^2$$

Il codice Matlab utilizzato per determinare gli andamenti delle sollecitazioni è del tutto analogo a quello già riportato per il caso di studio dell'albero in P; cambiano solo i dati in ingresso e le equazioni dell'equilibrio delle tre campate.

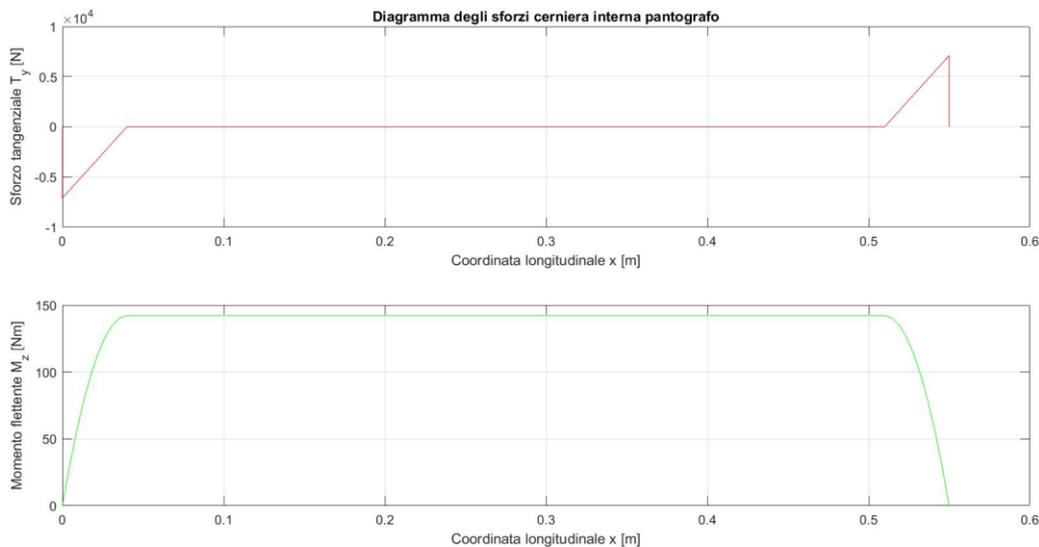


Figure 55: Diagramma delle sollecitazioni dell'albero trasversale in C

Dagli andamenti si osserva che le sezioni più interessanti sono quella all'incastro e quelle in corrispondenza del tratto compreso tra i due carichi distribuiti. In particolare, nel primo caso abbiamo tensione tangenziale T_y massima e momento flettente M_z nullo, invece, nel secondo caso, avviene il contrario.

In particolare:

- $T_{y,max} = 7110.3 \text{ N}$;
- $M_{z,max} = 142.6 \text{ Nm}$.

Come per l'albero in P , anche in quello in C si procede con lo studio di entrambe le sezioni (mezzeria e incastro).

Dal momento che il procedimento analitico è del tutto identico a quello svolto per il dimensionamento dell'albero precedente, ad eccezione dei valori di $T_{y,max}$ ed $M_{z,max}$, in questo caso vengono riportati i soli risultati derivanti dallo studio.

2.7.2.1 Sezione intermedia con momento flettente massimo $M_{z,max}$

Svolgendo l'analisi, il valore di diametro minimo che ne deriva vale:

$$d_{min,1} = 14.9 \text{ mm}$$

2.7.2.2 Sezione all'incastro con sforzo di taglio massimo $T_{y,max}$

Per questa seconda sezione studiata, il valore di diametro minimo che ne deriva vale:

$$d_{min,2} = 6.9 \text{ mm}$$

Considerando in prima battuta un albero di diametro costante, il diametro minimo che garantisce un coefficiente di sicurezza pari a $CS=1.5$ è:

$$d = d_{min,1} = 14.9 \text{ mm}$$

La sezione più sollecitata, infatti, risulta essere quella relativa al tratto intermedio compreso tra i due carichi distribuiti ($L_2 - 2 \cdot s_2$).

Dato che i valori di $T_{y,max}$ e $M_{z,max}$ nel caso dell'albero in C sono nettamente inferiori a quelli dell'albero in P , è inevitabile che il diametro minimo necessario a garantire un $CS=1.5$ sia inferiore.

Volendo, acquistare un'unica barra, è necessario che i due alberi (in P e in C) abbiano lo stesso diametro. Pertanto, il diametro minimo di entrambi gli alberi deve essere:

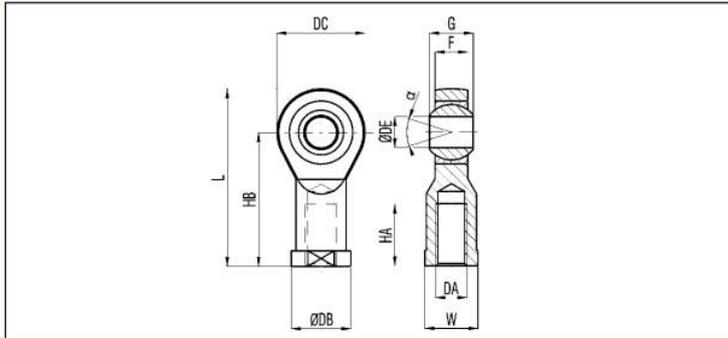
$$d_{min} = 33.2 \text{ mm}$$

Pertanto, il diametro che si utilizza è:

$$d = 36 \text{ mm}$$

Tale scelta è dettata dal primo diametro interno maggiore di d della testa a snodo autolubrificante presente sul catalogo, la quale dovrà accoppiarsi con il diametro esterno dell'albero in P .

TESTA A SNODO AUTOLUBRIFICANTE DIN ISO 12240 - ACCIAIO



DIMENSIONI DI INGOMBRO E PESI

DA	DB	DC H7	DE	F	G	HA	HB	L	W	α	PESO (g)	SERIE CILINDRI e Ø					SIGLA ACCIAIO
												U-AU	P-AP	BX-ABX-BU	CPU-AX-X-XT	XL	
M4	11	18	5	6	8	10	27	36	9	13	18	8-10					FF4/SS*
M6	13	20	6	6,75	9	12	30	40	11	13	26	12-16					FF6/SS*
M8	16	24	8	9	12	16	36	48	14	14	46	20					FF8/SS*
M10x1,25	19	28	10	10,5	14	20	43	57	17	13	76	25	32	20÷40	32		FF10x1,25/SS*
M12x1,25	22	32	12	12	16	22	50	66	19	13	110		40	50-63	40		FF12x1,25/SS*
M16x1,5	27	42	16	15	21	28	64	85	22	15	220		50-63	80	50-63		FF16x1,5/SS*
M20x1,5	34	50	20	18	25	33	77	102	30	14	409			100	80-100		FF20x1,5/SS*
M27x2	50	70	30	25	37	51	110	145	41	17	1200					125	FF27x2/SS
M36x2	58	80	35	28	43	56	125	165	50	16	1600					160-200	FF36x2/SS
M42x2	65	91	40	33	49	60	142	187	55	17	2400					250	FF42x2/SS
M48x2	75	117	50	45	60	65	160	218	65	12	5000					320	FF48x2/SS

Figure 56: Catalogo della testa a snodo autolubrificante scelta

2.7.3 Dimensionamento tubolare braccio AB

Al fine di determinare le dimensioni dei bracci dei tubolari, è indispensabile condurre un dimensionamento considerando la sezione più sollecitata.

Per quanto riguarda il braccio AB, tenendo conto dei parametri definiti nei paragrafi iniziali, gli andamenti delle tensioni e dei momenti risultano essere i seguenti:

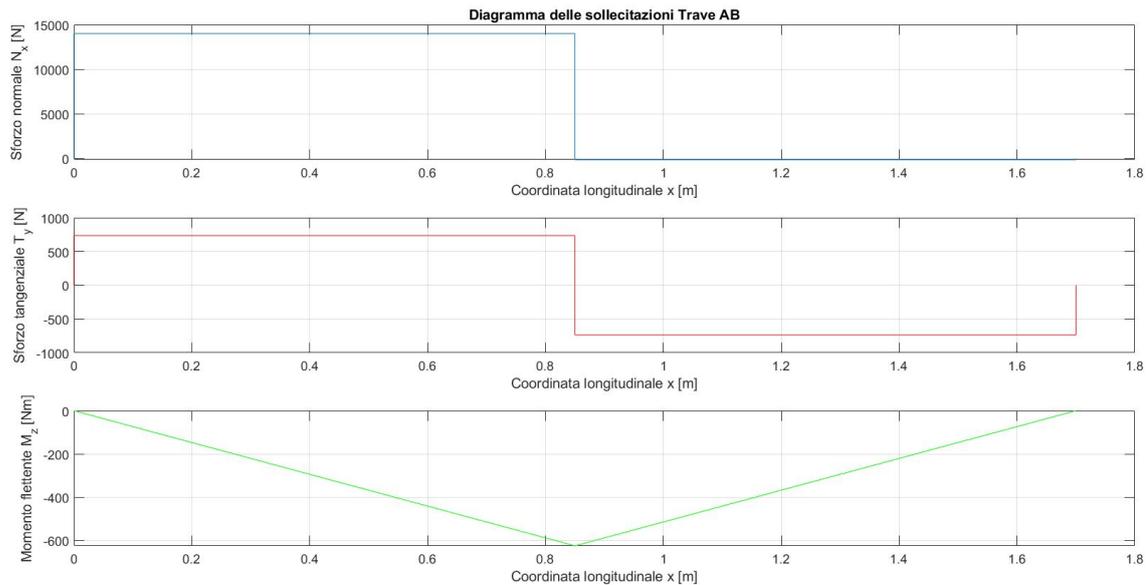


Figure 57: Diagramma delle sollecitazioni della trave AB

In particolare, essendo gli sforzi dipendenti dall'altezza H e volendo dimensionare i tubolari rispetto alle condizioni peggiori, tali andamenti sono ottenuti per $H = H_{min} = 0.3 \text{ m}$, ovvero con il banco nella configurazione più bassa, che abbiamo visto essere quella che determina valori in modulo degli sforzi maggiori.

Come già si era osservato negli andamenti degli sforzi di primo tentativo trattati precedentemente, nel caso della trave AB, la sezione più sollecitata si ha per $x = \frac{L_2}{2}$, ovvero in corrispondenza del punto C, in cui il braccio è incernierato.

In tale sezione, i moduli degli sforzi e del momento flettente valgono:

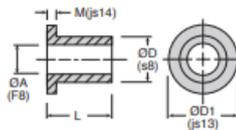
- $N_x = 14013 \text{ N}$;
- $T_y = 735.3 \text{ N}$;
- $M_z = 625 \text{ Nm}$.

Inoltre, ricordiamo che per la sezione C passa l'albero di diametro 36 mm collegato al tubolare mediante una boccola di diametro esterno 42 mm .

Infatti:

Cuscinetto a collare 
METC Bronzo sinterizzato autolubrificante

- Cuscinetto in bronzo
- Materiale:
Bronzo Sint A50/A51
- Carico statico max.: 70N/mm²
- Carico dinamico max.: 20N/mm²
- Velocità lineare max.: 6m/s
- T° d'utilizzo: da -20°C a +100°C
- Olio di saturazione: iso 100



Codice	ØA (F8)	ØD (s8)	L	ØD1 (js13)	M (js14)
METC3-6-4	3	6	4	9	1,5
METC3-6-6	3	6	6	9	1,5
METC3-6-10	3	6	10	9	1,5
METC4-8-4	4	8	4	12	2,0
METC4-8-8	4	8	8	12	2,0
METC4-8-12	4	8	12	12	2,0
METC6-10-6	6	10	6	14	2,0
METC6-10-10	6	10	10	14	2,0
METC6-10-16	6	10	16	14	2,0
METC8-12-8	8	12	8	16	2,0
METC8-12-12	8	12	12	16	2,0

METC32-40-30	32	40	30	48	4,0
METC32-40-32	32	40	32	48	4,0
METC36-42-22	36	42	22	48	3,0
METC36-42-28	36	42	28	48	3,0

Figure 58: Catalogo del cuscinetto a collare scelto

Pertanto, la sezione C, oltre ad essere una sezione cava in quanto tubolare, presenta anche un foro passante di diametro 42 mm.

Dalla letteratura della scienza delle costruzioni è noto che, per una sezione di questo tipo, valgono le seguenti relazioni:

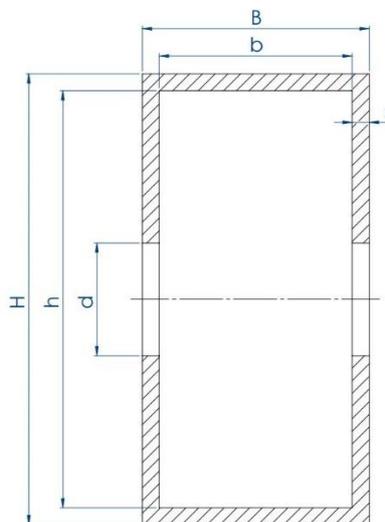


Figure 59: Schema sezione cava con foro passante

$$W_f = \frac{1}{6 \cdot H} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - b \cdot (h^3 - d^3)]$$

$$W_t = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - b \cdot (h^3 - d^3)]$$

$$A = B \cdot H - b \cdot h - 2 \cdot d \cdot s$$

Dove:

- $B = b + 2 \cdot s$;
- $H = h + 2 \cdot s$;

Da cui:

- $b = B - 2 \cdot s$;
- $h = H - 2 \cdot s$;

Sostituendo i valori di b e h :

$$W_f = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - (B - 2 \cdot s) \cdot ((H - 2 \cdot s)^3 - d^3)]$$

$$W_t = \frac{1}{6 \cdot H} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - (B - 2 \cdot s) \cdot ((H - 2 \cdot s)^3 - d^3)]$$

$$A = B \cdot H - (B - 2 \cdot s) \cdot (H - 2 \cdot s) - 2 \cdot d \cdot s$$

Al fine di semplificare i calcoli, per determinare dei valori di H' e B' di primo tentativo, si considerano le formule della sezione forata piena (e non cava).

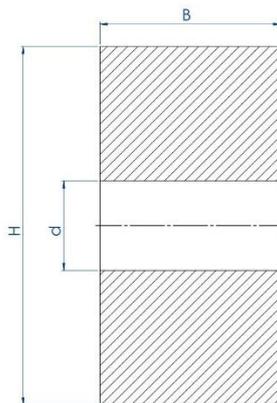


Figure 60: Schema sezione piena con foro passante

$$W_f = \frac{B \cdot (H^3 - d^3)}{6 \cdot H}$$

$$W_t = \frac{B \cdot (H^3 - d^3)}{12}$$

$$A = B \cdot (H - d)$$

Per poter determinare H' e B' di primo tentativo è indispensabile considerare il solo momento flettente. Per tale motivo, anche se il valore di coefficiente di sicurezza (CS) da rispettare deve essere di 1.5, in tal caso lo si va a maggiorare a 2.5 in modo da far fronte a tale scelta progettuale.

Pertanto, si parte ancora una volta dalla relazione:

$$CS = \frac{R_{p,0.2}}{\sigma_{id}^{v.M.}}$$

Dove:

- $CS = 2.5$ (coefficiente di sicurezza minimo imposto);
- $R_{p,0.2} = 235 \text{ MPa}$ (carico di snervamento dell'acciaio strutturale);
- $\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{(|\sigma^{Mz}| - |\sigma^N|)^2 + 3 \cdot (|\tau^{Mt}|)^2}$ (tensione ideale secondo von Mises).

Da cui:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Dal momento che $T_y = 0$ ed N_x è trascurabile, la tensione ideale di von Mises diventa:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{(|\sigma^{Mz}|)^2}$$

Quindi:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sigma^{Mz} = \frac{R_{p,0.2}}{CS}$$

Inoltre, ricordiamo che:

$$\sigma^{Mz} = \frac{M_z}{W_f}$$

Ne deriva:

$$W_f = \frac{M_z}{\sigma^{Mz}}$$

Dato che per il calcolo di H' e B' si considera una sezione forata piena, vale la relazione:

$$W_f = \frac{B \cdot (H^3 - d^3)}{6 \cdot H}$$

A questo punto, imponendo un rapporto $r=2$ tra le due dimensioni della sezione (H e B), è possibile determinare le due grandezze di primo tentativo. Infatti, considerando:

$$r = \frac{H}{B} = \frac{H'}{B'} = 2$$

Da cui:

$$B' = \frac{H'}{r}$$

Sostituendo in W_f :

$$W_f = \frac{H'}{r} \cdot \frac{(H'^3 - d^3)}{6 \cdot H'} = \frac{H'^3 - d^3}{6 \cdot r}$$

Da cui:

$$H' = (6 \cdot r \cdot W_f + d^3)^{\frac{1}{3}}$$

Noto H' , è facilmente determinabile anche B' :

$$B' = \frac{H'}{r}$$

Dalle relazioni applicate è chiara la necessità di dover considerare in prima battuta la sola tensione σ^{Mz} relativa al momento flettente M_z . Infatti, così facendo, è possibile porre l'uguaglianza tra tensione ideale di von Mises $\sigma_{id}^{v.M.}$ e tensione massima dovuta al momento flettente σ^{Mz} , calcolando in modo rapido e diretto i valori di H' e B' .

In particolare, i valori di primo tentativo che ne derivano sono:

- $H'=48 \text{ mm}$;
- $B'=24 \text{ mm}$.

Determinati i valori di primo tentativo, è possibile tornare a considerare la sezione cava con foro e l'azione dello sforzo normale e di taglio, oltre che del momento flettente.

In particolare:

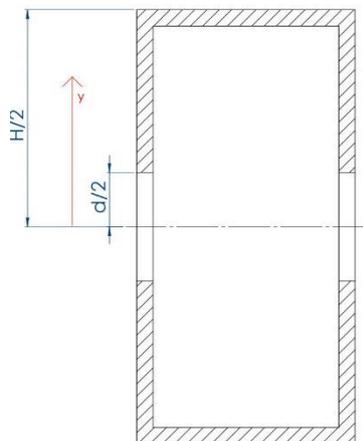


Figure 61: Sezione cava con foro passante

$$\sigma = \sigma^N + \sigma^{Mz} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_t} \cdot y$$

$$\tau = \frac{T \cdot S_z(y)}{W_f \cdot B}$$

Dove:

$$S_z(y) = \frac{B}{2} \cdot \left(\frac{H^2}{4} - y^2 \right)$$

$$\text{Per: } \frac{d}{2} < y < \frac{H}{2}$$

Essendo la sezione cava, è importante ai fini dei calcoli definire lo spessore s del tubolare.

Lo spessore minimo che generalmente viene utilizzato in applicazioni di questo tipo è:

- $s=3 \text{ mm}$.

Pertanto, nel dimensionamento, lo spessore viene trattato come una costante, invece i valori di H e B vengono fatti variare al fine di ottenere un $CS > 1.5$.

Della sezione C individuata, viene studiato lo stato di tensione sia sul bordo esterno ($y = \pm \frac{H}{2}$), sia sul bordo del foro ($y = \pm \frac{d}{2}$).

Per quanto riguarda il bordo esterno ($y = \pm \frac{H}{2}$):

$$\text{Essendo: } y = \pm \frac{H}{2}$$

$$S_z(y) = \frac{B}{2} \cdot \left(\frac{H^2}{4} - y^2 \right) = \frac{B}{2} \cdot \left(\frac{H^2}{4} - \frac{H^2}{4} \right) = 0$$

Pertanto, ne consegue che:

$$\tau = \frac{T \cdot S_z(y)}{W_f \cdot B} = 0$$

Inoltre:

$$\sigma = \sigma^N + \sigma^{Mz} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_t} \cdot y = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_t} \cdot \frac{H}{2}$$

$$\text{Essendo: } W_f = \frac{2 \cdot W_t}{H}$$

$$\sigma = \sigma^N + \sigma^{Mz} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_f}$$

Dove:

- $W_f = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - (B - 2 \cdot s) \cdot ((H - 2 \cdot s)^3 - d^3)]$
- $A = B \cdot H - (B - 2 \cdot s) \cdot (H - 2 \cdot s) - 2 \cdot d \cdot s$

A questo punto, considerando sempre la tensione ideale di von Mises:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sigma$$

Pertanto:

$$CS = \frac{R_{p,0.2}}{\sigma_{id}^{v.M.}}$$

Dove:

$R_{p,0.2} = 235 \text{ MPa}$ (carico di snervamento del generico acciaio strutturale).

Utilizzando i valori di primo tentativo H' e B' , e quindi noto il valore di $\sigma_{id}^{v.M.}$, è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza CS . In questo caso:

- $CS=1.1$

Dal momento che $CS < 1.5$, vuol dire che i valori di primo tentativo utilizzati non sono soddisfacenti.

Il fatto che utilizzando i valori di primo tentativo H' e B' si ottiene un $CS < 1.5$ non deve sorprendere. Infatti, passando da una sezione forata piena ad una sezione sempre forata ma cava (tubolare forato), la quantità di materiale resistente è nettamente minore, pertanto, al fine di garantire la stabilità di funzionamento, le dimensioni devono essere necessariamente maggiori.

Prima di cambiare le dimensioni della sezione, procediamo con la verifica per il bordo del foro.

Infatti, sul bordo del foro ($y = \pm \frac{d}{2}$):

Essendo: $y = \pm \frac{d}{2}$

$$S_z(y) = \frac{B}{2} \cdot \left(\frac{H^2}{4} - y^2 \right) = \frac{B}{2} \cdot \left(\frac{H^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right) = \frac{B}{8} \cdot (H^2 - d^2) \neq 0$$

Pertanto, ne consegue che:

$$\tau = \frac{T \cdot S_z(y)}{W_f \cdot B} \neq 0$$

Dove:

- $S_z(y) = \frac{B}{8} \cdot (H^2 - d^2);$
- $W_f = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot (H^3 - d^3) - (B - 2 \cdot s) \cdot ((H - 2 \cdot s)^3 - d^3)].$

Inoltre:

$$\sigma = \sigma^N + \sigma^{Mz} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_t} \cdot y = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_t} \cdot \frac{d}{2}$$

A questo punto, considerando sempre la tensione ideale di von Mises:

$$\sigma_{id}^{v.M.} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Nota $\sigma_{id}^{v.M.}$ è possibile calcolare il valore del CS in corrispondenza del bordo del foro:

$$CS = \frac{R_{p,0.2}}{\sigma_{id}^{v.M.}}$$

Continuando ad utilizzare i valori di primo tentativo H' e B' , il valore del coefficiente di sicurezza per il bordo del foro della sezione C del braccio AB è:

- $CS=1.3$

Essendo anche in questo caso il $CS < 1.5$, le dimensioni di primo tentativo individuate non risultano opportune nemmeno per il bordo del foro.

In generale, avendo ottenuto un valore di $CS < 1.5$, è necessario considerare nuovi valori di H e B tali da garantire $CS > 1.5$. Pertanto, al fine di trovare tali valori di H e B è sufficiente cambiare i dati di base B e altezza H in input allo script Matlab realizzato finché non si ottengono valori per i quali entrambi i coefficienti di sicurezza risultano maggiori di 1.5.

```

b_c=input('\nImmettere valore di b (larghezza tubolare) desiderata (in millimetri): ');
h_c=input('Immettere valore di h (altezza tubolare) desiderata (in millimetri): ');
s_t=input('Immettere valore di s (spessore tubolare) desiderato (in millimetri): ');

%Trave AB

%Bordo esterno superiore e inferiore (y=+/-h/2)
A_ab_c=b_c*h_c-(b_c-2*s_t)*(h_c-2*s_t)-2*d_ab_c*s_t; %mm^2
Wz_ab_c=(1/(6*h_c))*(b_c*(h_c^3-d_ab_c^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ab_c^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava
Sig_N_ab_c=N_ab_c/A_ab_c; %MPa
Sig_Mf_ab_c=(Mf_ab_c*10^3)/Wz_ab_c; %MPa
Sig_ab_c=Sig_N_ab_c+Sig_Mf_ab_c; %Mpa
Tau_ab_c=0;
Sig_id_max_V_ab_c=Sig_ab_c; %Mpa
CS_ab_c=Rp02/Sig_id_max_V_ab_c;

%Bordo foro (y=+/-d/2)
S_c_f=b_c/2*(h_c^2/4-d_ab_c^2/4); %(in y=d/2)

Jz_ab_c=(1/12)*(b_c*(h_c^3-d_ab_c^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ab_c^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava
Sig_Mf_ab_c_f=(Mf_ab_c*10^3*d_ab_c)/(Jz_ab_c*2); %MPa %f=foro
Sig_ab_c_f=Sig_N_ab_c+Sig_Mf_ab_c_f; %Mpa
Tau_ab_c_f=(T_ab_c*S_c_f)/(Jz_ab_c*b_c); %MPa
Sig_id_max_V_ab_c_f=sqrt(Sig_ab_c_f^2+3*Tau_ab_c_f^2); %Mpa
CS_ab_c_f=Rp02/Sig_id_max_V_ab_c_f;
    
```

In particolare, dato che l'azienda ha già a sua disposizione dei tubolari di dimensione $80 \times 40 \times 3$ mm, dato che con tali valori di base B e altezza H lo studio risulta verificato, si utilizzano proprio queste dimensioni.

Inoltre, al fine di uniformare le geometrie dei tubolari, come indicato nel capitolo dedicato alla modellazione, anche la struttura superiore e inferiore del banco vengono realizzate con tubolari di uguale dimensione, con il vantaggio di poter acquistare un'unica taglia, abbattendo i costi di produzione.

Pertanto, si considera una sezione avente:

- $H=80$ mm;
- $B=40$ mm;
- $s=3$ mm;
- $d=42$ mm.

Con tali valori, per il bordo esterno si ottiene:

- $\sigma = 80.4$ MPa;
- $\tau = 0.0$ MPa;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 80.4$ MPa;
- $CS = 2.9$.

Invece, per il bordo interno:

- $\sigma = 57.6$ MPa;
- $\tau = 0.8$ MPa;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 57.6$ MPa;
- $CS = 4.1$.

Quindi, le dimensioni considerate garantiscono $CS > 1.5$.

2.7.4 Dimensionamento tubolare braccio DE

Per dimensionare il tubolare DE si procede in maniera del tutto analoga a quanto fatto per il tubolare AB .

In particolare, volendo realizzare bracci della stessa dimensione, ciò che bisogna verificare è se i valori di H e B utilizzati per il tubolare AB garantiscono $CS > 1.5$ anche per il tubolare DE .

Per verificare ciò si parte ancora una volta dal considerare gli andamenti degli sforzi sempre nella condizione peggiore corrispondente a $H = H_{min} = 0.3$ m.

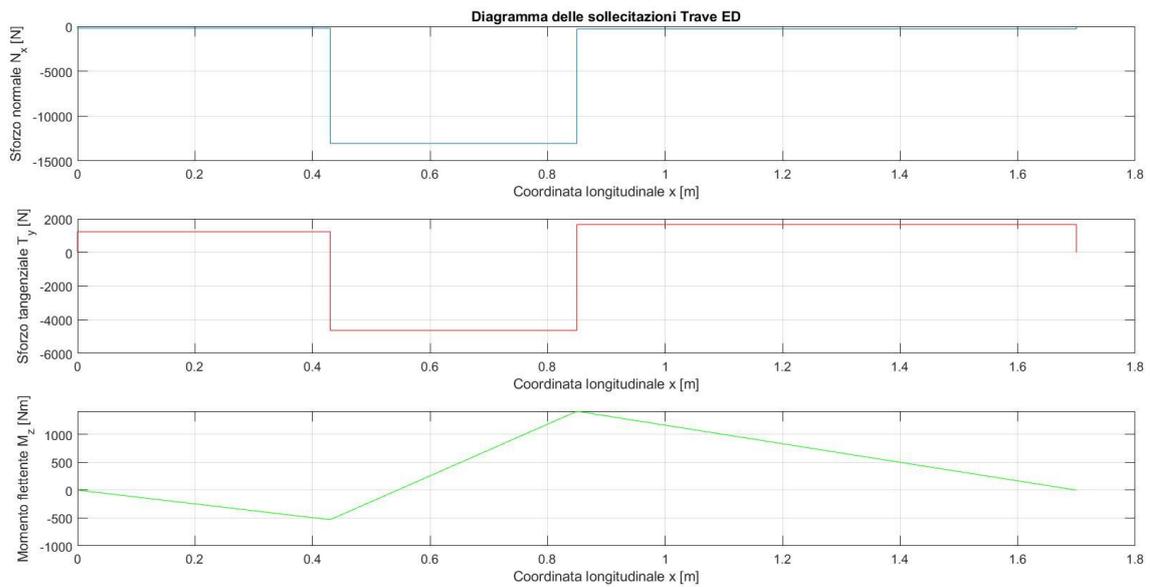


Figure 62: Diagramma delle sollecitazioni della trave DE

Ancora una volta, come già accaduto per gli andamenti degli sforzi di primo tentativo trattati precedentemente, si osserva che nel caso della trave EP, ci sono due sezioni di interesse particolare, ovvero il punto C, per $x = \frac{L}{2}$ e il punto P, per $x = EP$.

In particolare, per la sezione C della trave EP i moduli degli sforzi e del momento flettente valgono:

- $N_x = 13050.7 \text{ N}$;
- $T_y = 4629.3 \text{ N}$;
- $M_z = 1414.0 \text{ Nm}$.

Invece, per la sezione P, essi valgono:

- $N_x = 13050.7 \text{ N}$;
- $T_y = 4629.3 \text{ N}$;
- $M_z = 530.3 \text{ Nm}$.

Noti i valori degli sforzi e dei momenti, il procedimento di calcolo è lo stesso descritto per la sezione C del braccio AB, questa volta da ripetere per entrambe le sezioni (C e P) del braccio DE.

```

b_c=input('\nImmettere valore di b (larghezza tubolare) desiderata (in millimetri): ');
h_c=input('Immettere valore di h (altezza tubolare) desiderata (in millimetri): ');
s_t=input('Immettere valore di s(spessore tubolare) desiderato (in millimetri): ');

%Trave ED

&SEZIONE C
%Bordo esterno superiore e inferiore (y=+/-h/2)
A_ed_c=b_c*h_c-(b_c-2*s_t)*(h_c-2*s_t)-2*d_ed_c*s_t; %mm^2
Wz_ed_c=(1/(6*h_c))*(b_c*(h_c^3-d_ed_c^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ed_c^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava
Sig_N_ed_c=N_ed_c/A_ed_c;
Sig_Mf_ed_c=(Mf_ed_c*10^3)/Wz_ed_c;
Sig_ed_c=Sig_N_ed_c+Sig_Mf_ed_c;
Tau_ed_c=0;
Sig_id_max_V_ed_c=Sig_ed_c;
CS_ed_c=Rp02/Sig_id_max_V_ed_c;

%Bordo foro ( (y=+/-d/2))
S_c_f=b_c/2*(h_c^2/4-d_ab_c^2/4); %(in y=d/2)

Jz_ed_c=(1/12)*(b_c*(h_c^3-d_ed_c^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ed_c^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava
Sig_Mf_ed_c_f=(Mf_ed_c*10^3*d_ed_c)/(Jz_ed_c*2); %MPa %f=foro
Sig_ed_c_f=Sig_N_ed_c+Sig_Mf_ed_c_f; %Mpa
Tau_ed_c_f=(T_ed_c*S_c_f)/(Jz_ed_c*b_c); %MPa
Sig_id_max_V_ed_c_f=sqrt(Sig_ed_c_f^2+3*Tau_ed_c_f^2); %Mpa
CS_ed_c_f=Rp02/Sig_id_max_V_ed_c_f;

%SEZIONE P
%Consideriamo gli stessi valori di a e b
%Stato di tensione
A_ed_p=b_c*h_c-(b_c-2*s_t)*(h_c-2*s_t)-2*d_ed_p*s_t; %mm^2
Wz_ed_p=(1/(6*h_c))*(b_c*(h_c^3-d_ed_p^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ed_p^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava

%Bordo esterno superiore e inferiore (y=+/-h/2)
Sig_N_ed_p=N_ed_p/A_ed_p; %MPa
Sig_Mf_ed_p=(Mf_ed_p*10^3)/Wz_ed_p; %MPa
Sig_ed_p=Sig_N_ed_p+Sig_Mf_ed_p; %Mpa
Tau_ed_p=0;
Sig_id_max_V_ed_p=Sig_ed_p; %Mpa
CS_ed_p=Rp02/Sig_id_max_V_ed_p;

%Bordo foro (y=+/-d/2)
S_p_f=b_c/2*(h_c^2/4-d_ed_p^2/4); %(in y=d/2)
Jz_ed_p=(1/12)*(b_c*(h_c^3-d_ed_p^3)-(b_c-2*s_t)*((h_c-2*s_t)^3-d_ed_p^3)); %mm^3 %valore
ottenuto considerando la sezione forata cava
Sig_Mf_ed_p_f=(Mf_ed_p*10^3*d_ed_p)/(Jz_ed_p*2); %MPa %f=foro
Sig_ed_p_f=Sig_N_ed_p+Sig_Mf_ed_p_f; %Mpa
Tau_ed_p_f=(T_ed_p*S_p_f)/(Jz_ed_p*b_c); %MPa
Sig_id_max_V_ed_p_f=sqrt(Sig_ed_p_f^2+3*Tau_ed_p_f^2); %Mpa
CS ed p f=Rp02/Sig id max V ed p f;

```

Partendo dalla sezione C, per il bordo esterno si ottiene:

- $\sigma = 138.7 \text{ MPa}$;
- $\tau = 0.0 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 138.7 \text{ MPa}$;
- $CS = 1.7$.

Invece, per il bordo interno:

- $\sigma = 87.1 \text{ MPa}$;
- $\tau = 5.1 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 67.6 \text{ MPa}$;
- $CS = 2.7$.

Infine, per quanto riguarda la sezione P , per il bordo esterno si ottiene:

- $\sigma = 70.9 \text{ MPa}$;
- $\tau = 0.0 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 70.9 \text{ MPa}$;
- $CS = 3.3$.

Invece, per il bordo interno:

- $\sigma = 51.6 \text{ MPa}$;
- $\tau = 5.1 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{id}^{v.M.} = 52.3 \text{ MPa}$;
- $CS = 4.5$.

Dal momento che tutti i CS risultano essere maggiori di 1.5 , è possibile affermare che le dimensioni imposte ($H=80 \text{ mm}$, $B=40 \text{ mm}$ ed $s=3 \text{ mm}$) sono in grado di garantire un corretto funzionamento del banco.

2.7.5 Verifica della pressione agente sui cuscinetti di strisciamento

I cuscinetti sono elementi che permettono la rotazione relativa tra elementi differenti, pertanto, è necessario verificare il loro corretto funzionamento. Infatti, nel caso dell'albero in C, in corrispondenza del punto di cerniera C, si ha rotazione relativa delle boccole forzate nei fori dei bracci interni DE e l'albero stesso.

In particolare, le boccole in bronzo sinterizzato autolubrificate, utilizzate nella trattazione, sono cuscinetti a strisciamento, dal momento che l'albero e le boccole sono a diretto contatto tra loro.

Dunque, è necessario verificare che la pressione p agente sul singolo cuscinetto sia inferiore alla pressione ammissibile p_{amm} , dipendente dall'applicazione e dal tipo di materiale.

Nel caso di applicazioni relative ad apparecchi per il sollevamento, come in questo caso, e per cuscinetti in bronzo, la pressione ammissibile vale:

$$p_{amm} = 7 \div 13 \text{ N/mm}^2$$

La pressione p può essere calcolata dalla relazione:

$$p = \frac{F}{d \cdot l}$$

Dove:

- F : forza agente sull'albero in direzione radiale (somma vettoriale delle forze agenti su più piani), corrispondente alla forza nota come F_c , introdotta nel *paragrafo 2.7.2*, ovvero la forza risultante agente in corrispondenza del punto C.
- d : diametro dell'albero approssimabile al diametro interno ΦA della boccola (*Figura 58*);
- l : lunghezza su cui agisce il carico, corrispondente alla lunghezza L della boccola (*Figura 58*).

Dato che sono state previste due boccole, la forza effettiva agente sulla singola boccola da verificare vale:

$$F_{eff} = \frac{F_c}{2} = \frac{7110}{2} = 3555 \text{ N}$$

Pertanto:

$$p = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{F_{eff}}{\Phi A \cdot L} = \frac{3555}{36 \cdot 22} = 4.5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p = 4.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 7 \div 13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = p_{amm}$$

Grazie a questa verifica è possibile accertare che la boccola in bronzo scelta (*Figura 58*) è in grado di lavorare correttamente

3. Modellazione 3D

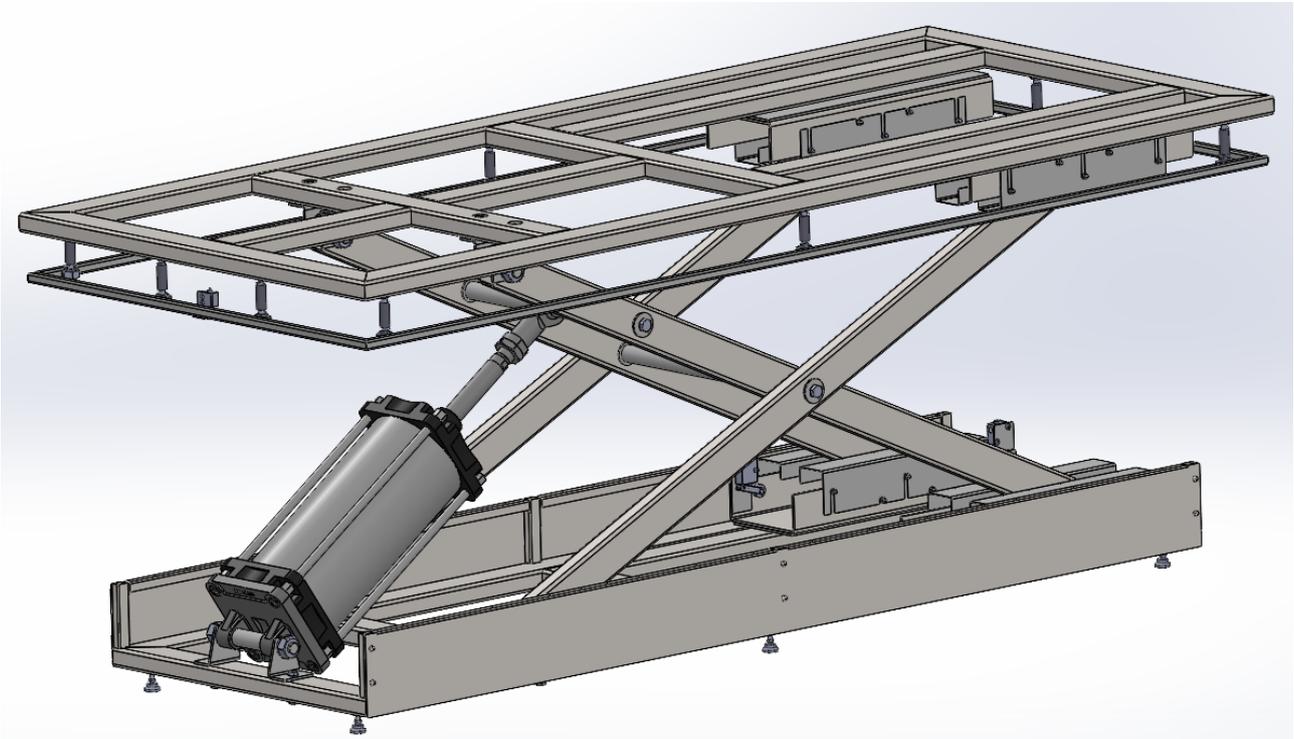


Figure 63: Banco pneumatico

Una volta terminata la parte di progettazione, ovvero dopo aver definito le dimensioni del banco e quindi dei componenti che lo costituiscono, è necessario passare alla modellazione 3D.

L'intero banco può essere suddiviso in più parti:

- base;
- cielo;
- bracci AB e DE ;
- alberi trasversali incernierati in C e P ;
- barra di emergenza o protezione laterale;
- attuttore pneumatico.

L'obiettivo di questo paragrafo è quello di descrivere i criteri adottati per la modellazione delle varie parti sopra elencate, soffermandosi maggiormente su quei componenti la cui modellazione ha richiesto particolare impegno ed ingegno.

3.1 Base

Cominciando dalla parte inferiore, il banco presenta una struttura in tubolari $80 \times 40 \times 3 \text{ mm}$ che fungono da base per l'intero banco di sollevamento pneumatico.

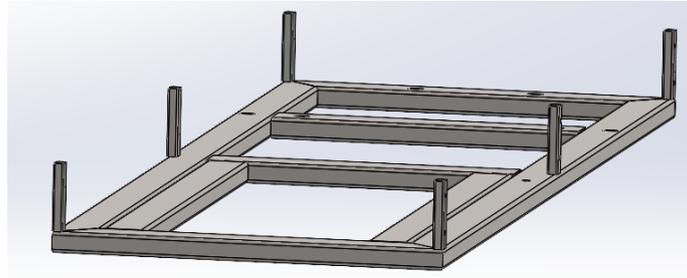


Figure 64: Struttura di base

Inoltre, sui lati più lunghi sono stati previsti dei tubolari $30 \times 20 \times 2 \text{ mm}$ sviluppati in altezza aventi come scopo quello di sorreggere un carter laterale.

Infine, sulla base, sono visibili dei fori e delle asole il cui funzionamento verrà descritto a seguito dell'illustrazione della prossima immagine.

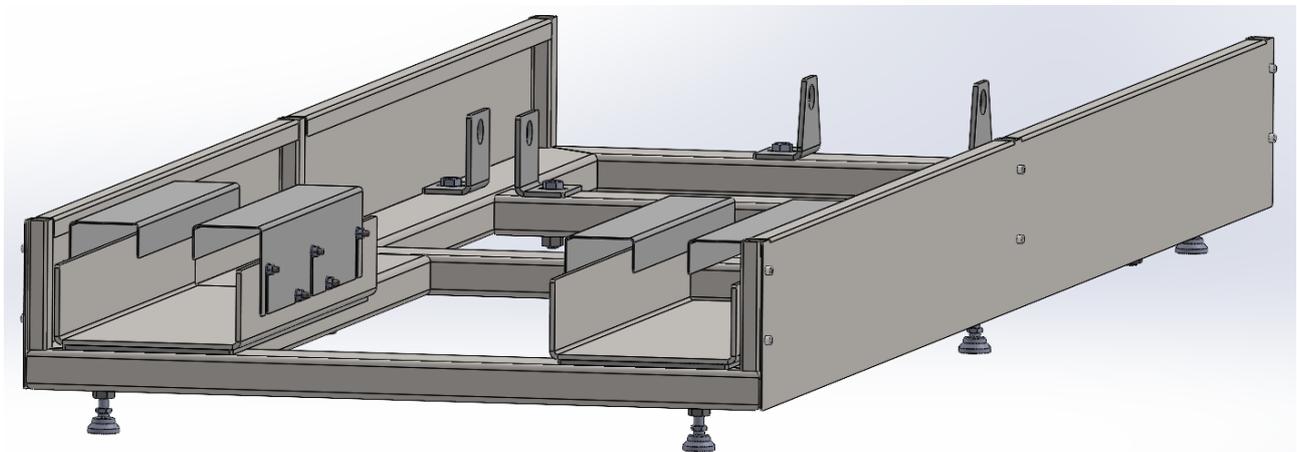


Figure 65: Base completa

Infatti, dalla *Figura 65*, si nota che sulla base sono montate delle L realizzate in fogli di lamiera di spessore 5 mm piegati, avente come scopo quello di vincolare i bracci esterni AB del sistema a pantografo nel punto che durante la trattazione è stato indicato con la lettera A e l'attuatore pneumatico nel punto A' .

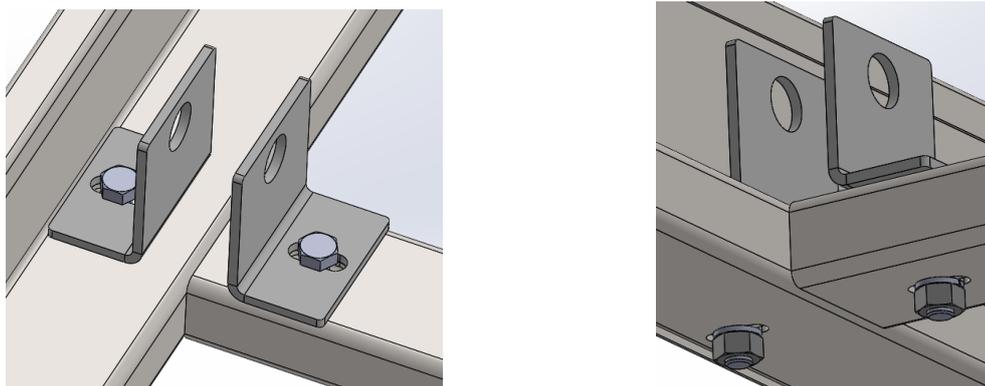


Figure 66: Sistema di fissaggio delle cerniere dei bracci esterni AB

In particolare, considerando le due L di uno dei due bracci AB, queste sono speculari e presentano un foro utile ad ospitare la barra filettata per il fissaggio delle L con il tubolare e un'asola. Inizialmente si è pensato di collegare i supporti ad L ai tubolari della base mediante saldatura. In generale, però, la saldatura è da evitare dato che rende i componenti non smontabili. Pertanto, dalla saldatura, si è passati al collegamento tramite bulloni passanti per dei fori. Utilizzando dei fori, però, si va a rendere il sistema rigido e, a causa di eventuali imprecisioni di foratura, ci possono essere conseguenti problemi nel funzionamento del banco. Per questo motivo, dai fori si è passati all'uso di asole, grazie alle quali i supporti ad L hanno una certa tolleranza di montaggio, garantendo il corretto posizionamento del vincolo e quindi la corretta movimentazione del banco.

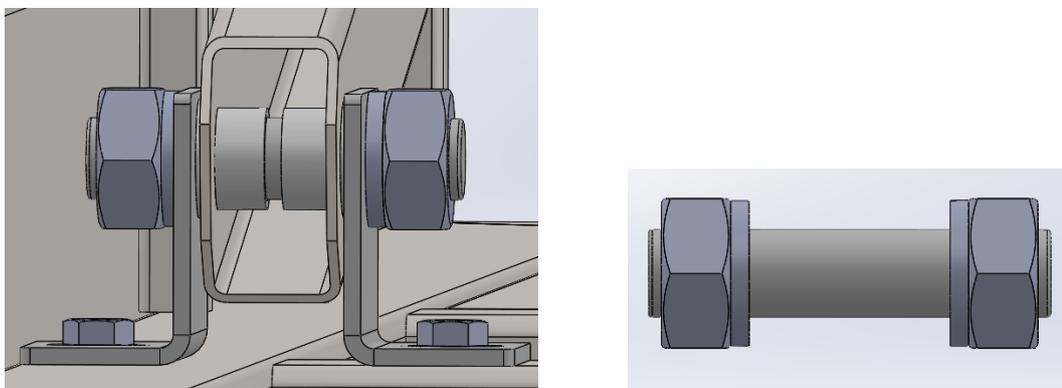


Figure 67: Sistema di fissaggio delle cerniere dei bracci esterni AB

Il sistema di connessione tra le due L e il tubolare avviene mediante una barra filettata passante per i fori dei fogli di lamiera e per le boccole forzate nei fori del tubolare, due dadi e due rondelle.

In fase di regolazione, bisogna assicurarsi che venga garantito un gioco minimo tra i vari elementi. Infatti, se questo non avviene, ci può essere il rischio di impedire il moto relativo e quindi di non garantire il sollevamento e l'abbassamento del banco.

Inoltre, come verrà illustrato successivamente nella descrizione dei bracci, in ogni foro sono previste delle boccole, il cui materiale è autolubrificante, permettendo così di non avere eccessivo sviluppo di attriti tra braccio e supporti ad L.

In generale, strutture in tubolari come quella che costituisce la base del banco pneumatico, non vengono mai poggiate direttamente al suolo. In questo caso, inoltre, è necessario che la base sia sollevata rispetto al terreno dal momento che nella parte inferiore sono presenti i dadi di fissaggio dei bulloni che rendono solidali i supporti ad L con i relativi tubolari. Questo ha portato all'adozione di piedini posizionati oltre che all'estremo della struttura, anche nella parte centrale, in modo da evitare problemi di flessioni al centro.

Infine, come è possibile osservare dalla *Figura 65*, che rappresenta la base in tutta la sua completezza, sono presenti anche due guide a C, con lo scopo di permettere lo scorrimento delle ruote connesse ai bracci interni *DE* del pantografo. La trattazione del sistema di scorrimento, però, presenta una descrizione dedicata, dal momento che, per essa, è necessario fare particolari considerazioni progettuali e di modellazione.

In *Figura 64*, invece, sulla destra, è visibile un foro. Questo ha la funzione di permettere il passaggio delle tubazioni che conducono aria compressa ai fincorsa a leva e rullo previsti in corrispondenza di una delle due coppie di ruote inferiori. Tale argomento verrà approfondito nei successivi paragrafi.

3.2 Cielo

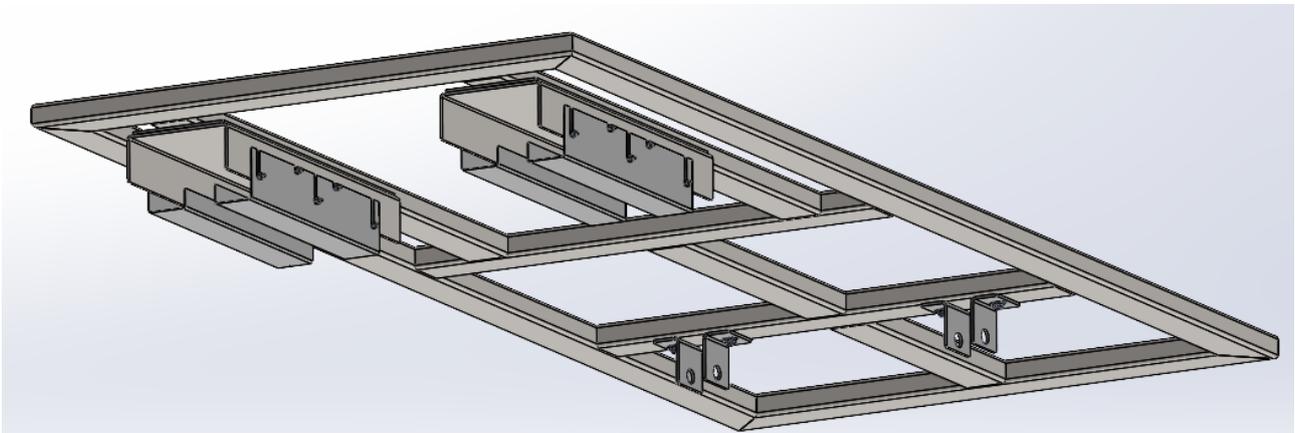


Figure 68: Cielo completo

Altra parte fondamentale del banco è senza dubbio quello che può essere definita cielo.

Il cielo si compone anche esso di una struttura in tubolari $80 \times 40 \times 3$ mm sulla quale sono montati dei supporti ad L per il fissaggio dei bracci interni *ED* e delle guide per lo scorrimento delle ruote connesse ai bracci esterni *AB*.

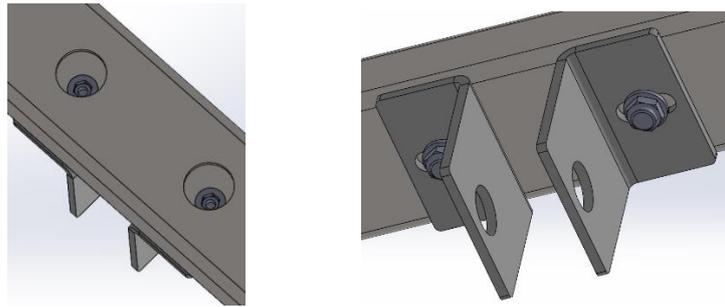


Figure 69: Sistema di fissaggio delle cerniere dei bracci interni DE

Dal momento che sulla struttura del cielo poggia direttamente il piano di lavoro (che può essere costituito da un semplice foglio di lamiera o una struttura in legno), in questo caso il montaggio delle L non può avvenire come nel caso della base, dato che il dado o la testa della vite andrebbero ad ostacolare l'appoggio del piano di lavoro sui tubolari del cielo. Pertanto, in questo caso, vengono realizzate, nella parte inferiore del tubolare, delle asole aventi sempre il fine di garantire una certa tolleranza di montaggio. Nella parte superiore, invece, sono previsti dei fori che consentono l'inserimento di una vite a testa cilindrica a cava esagonale, così che l'ingombro della testa sia ospitato all'interno del tubolare, in modo da non causare alcun problema funzionale.

3.3 Bracci del sistema a pantografo

Continuando la descrizione dei componenti del banco, si passa ai bracci del pantografo.

3.3.1 Braccio AB

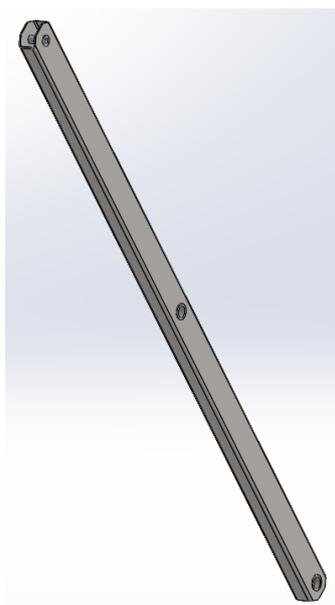


Figure 70: Braccio AB

Partendo dal braccio AB , esso costituisce il braccio esterno al pantografo e quindi presenta solo 3 fori. Infatti, il foro superiore, di diametro minore e coincidente con il punto B , serve ad ospitare il sistema di collegamento tra il braccio e la coppia di ruote che scorrono nella guida solidale al cielo.

Il foro centrale, il cui centro rappresenta il punto di cerniera C , invece, permette il passaggio dell'albero trasversale utile a garantire la connessione tra i due bracci e tra i due lati del pantografo. Come già descritto, tale foro deve avere un diametro di 42 mm , valore imposto dal diametro esterno della boccola, la quale è stata dimensionata in base al diametro dell'albero in P (uguale a quello in C).

Infine, il foro inferiore, coincidente con il punto A , permette il passaggio del sistema di collegamento tra tubolare e supporto ad L vincolato alla base.

3.3.2 Braccio DE

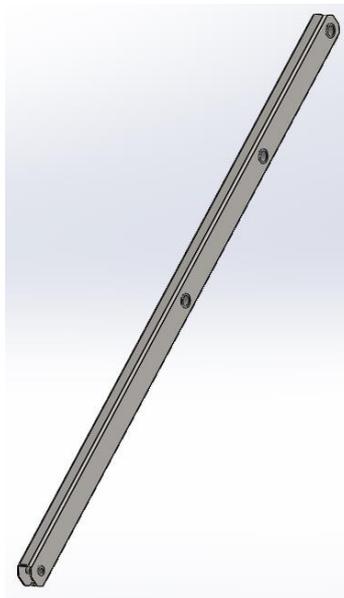


Figure 71: Braccio DE

Il braccio DE è identico a quello AB in termini di dimensioni della sezione, lunghezza e fori lungo le due facce maggiori. L'unica differenza è la presenza di un quarto foro tra il foro superiore in E e quello centrale in C . Infatti, il braccio DE è il braccio interno del sistema a pantografo su cui è montato l'albero trasversale che riceve l'azione della forza di spinta proveniente dall'attuatore (albero in P). Pertanto, il quarto foro coincide con il punto P dell'analisi cinematica condotta e presenta lo stesso diametro del foro in C .

Per entrambi i bracci, i diametri dei fori sono 42 mm per quelli che ospitano gli alberi trasversali, 30 mm per quelli che consentono il passaggio dei sistemi di collegamento con i supporti ad L e 18 mm per quelli utili ad ospitare il sistema di connessione delle ruote, il cui valore dipende dal diametro interno delle ruote scelte, la cui descrizione e dimensionamento verrà approfondita nei prossimi paragrafi.

Infine, in tutti i fori sono montate delle boccole, la cui funzionalità è stata già descritta.

3.4 Alberi trasversali

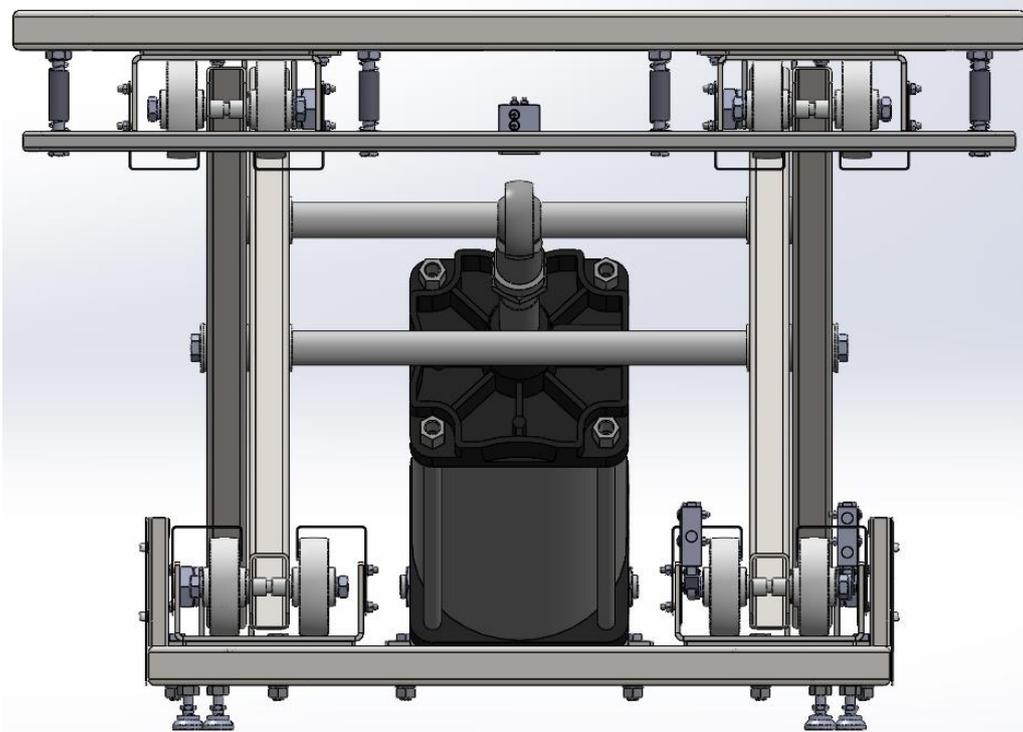


Figure 72: Banco pneumatico



Figure 73: Albero in C

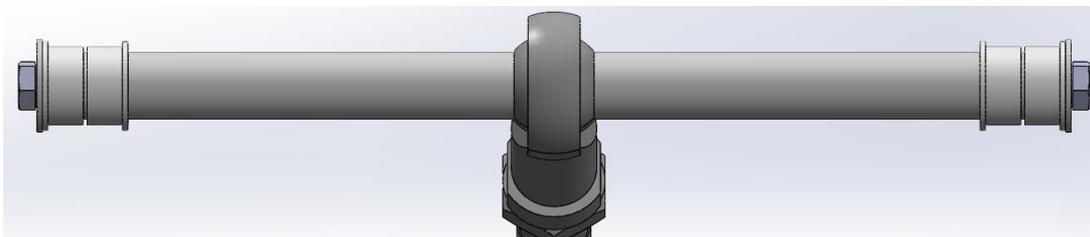


Figure 74: Albero in P

Nel paragrafo relativo al dimensionamento degli alberi in *P* e in *C* si è già accennato ad alcune accortezze attuate nella progettazione e modellazione dei due alberi trasversali.

Infatti, abbiamo detto che i due alberi sono realizzati con lo stesso diametro, così da poter acquistare una sola dimensione di barra. In entrambi i casi, quindi, il diametro scelto è di *36 mm*.

Inoltre, come anticipato, essendo i bracci realizzati in tubolari, e quindi presentando delle sezioni cave, al fine di non determinare per ogni braccio due carichi distribuiti di lunghezza pari allo spessore del tubolare, vengono montate delle boccole nei fori dei tubolari, così da garantire una lunghezza di carico distribuito q pari alla lunghezza della boccola stessa, approssimabile alla dimensione della base B del tubolare AB (uguale a quella del tubolare DE).

Infine, per consentire agli alberi la connessione ai rispettivi bracci del banco, è stato pensato di realizzare dei fori filettati sulle due facce opposte degli alberi, in modo da utilizzare, per ognuno di essi, due viti a testa esagonale e due rondelle a diametro maggiorato per garantire il bloccaggio.

3.5 Sistema di scorrimento

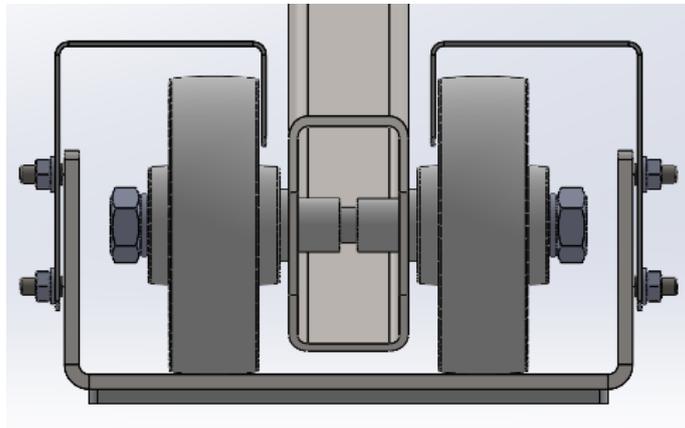


Figure 75: Sistema di scorrimento

Come già largamente trattato nei paragrafi iniziali, il banco presenta due vincoli di cerniera per lato.

Questo si traduce, nel caso del banco pneumatico, in due estremità dei bracci che scorrono lungo le rispettive guide. Infatti, in corrispondenza delle cerniere identificate con le lettere B e D è necessario realizzare un sistema di scorrimento funzionale. Tale sistema si compone di due ruote, due boccole, una barra filettata, due rondelle grower e due dadi.

Il dimensionamento del sistema parte dalla scelta delle ruote. Infatti, volendo scegliere le stesse ruote per i punti B e D , si considera la massima tra le forze agenti V_B e V_D . In particolare, considerando sempre la condizione più critica:

- $V_B = 1038 \text{ N}$;
- $V_D = 2435 \text{ N}$.

Essendo tali forze riferite allo schema 2D ed essendo il banco composto da due coppie di bracci, la forza da considerare è pari alla metà. Inoltre, dato che per ogni tubolare ci sono due ruote, la forza va ulteriormente dimezzata. Ne risulta che:

$$F_{eff} = \frac{V_D}{2 \cdot 2} = \frac{V_D}{4} = 609 \text{ N}$$

Bisogna sottolineare che tale forza fa riferimento al dimensionamento statico.

Dal catalogo si sceglie la ruota più adatta al caso in studio: ruota monolitica in tecnopolimero.

RE.F8 | **Ruote in tecnopolimero**
Monolitiche




CORPO RUOTA
Tecnopolimero a base poliammidica (PA).

ESECUZIONI STANDARD

- **RBL**: mozzo con foro passante.
- **RSL**: mozzo con cuscinetti a sfere. Soluzione ideale per carichi elevati e per movimentazioni di tipo continuativo.

APPLICAZIONI
Ottima resistenza all'usura e alla lacerazione. Per i parametri di scelta vedi Dati Tecnici (a pag. 1703).
Le ruote RE.F8 vengono fornite anche complete di supporto:

- RE.F8-N (vedi pag. 1672): ruote con supporto in lamiera di acciaio.
- RE.F8-H (vedi pag. 1674): ruote con supporto in lamiera di acciaio per carichi medio-pesanti.
- RE.F8-WH (vedi pag. 1676): ruote con supporto in acciaio elettrosaldato per carichi pesanti.

CONDIZIONI AMBIENTALI
Idonee all'impiego in ambienti umidi, con presenza di agenti chimici di elevata aggressività. Se ne sconsiglia l'utilizzo in ambienti con presenza di acidi organici forti e minerali concentrati.

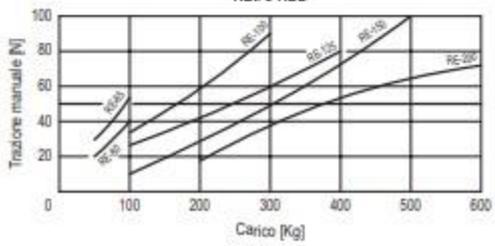
SCORREVOLEZZA - FORZA / CARICO APPLICATO
Il grafico esprime la forza che occorre applicare a una ruota per mantenerla in movimento alla velocità costante di 4 km/h, in funzione del carico applicato. Il punto di intersezione con il valore di 50N è il carico massimo trasportabile con un carrello a 4 ruote azionato manualmente; infatti 200N = 50N x 4 ruote è lo sforzo necessario che può essere richiesto all'operatore secondo le norme vigenti per la sicurezza sul lavoro.

MOVIMENTAZIONE MECCANICA CON TRATTORI
Nel caso di movimentazione meccanica a traino vedi dati tecnici per conoscere la riduzione di portata.

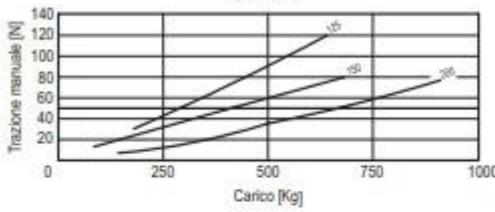
TEMPERATURA
Qualora ci si trovi ad operare a temperature diverse rispetto al campo di normale utilizzo si vedano i dati tecnici per conoscere la riduzione di portata.



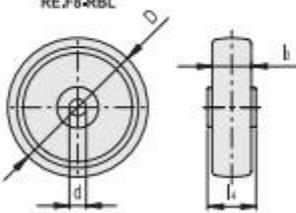
RE.F8-RBL



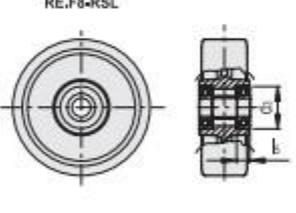
RE.F8-RSL



RE.F8-RBL



RE.F8-RSL



Codice	Descrizione	D	d	d1	l1	l2	l3	Carico statico# [N]	Scorrevolezza# [N]	Portata dinamica# [N]	Δ
450501	RE.F8-065-RBL	65	12	-	30	34	-	1250	900	1200	60
450506	RE.F8-080-RBL	80	12	-	30	39	-	2000	1500	1800	80
450511	RE.F8-100-RBL	100	12	-	30	44	-	3500	1750	3000	130
450516	RE.F8-125-RBL	125	15	-	38	44	-	4500	2000	4000	230
450521	RE.F8-150-RBL	150	20	-	45	58	-	6000	2500	5000	340
450526	RE.F8-200-RBL	200	20	-	50	58	-	8000	3150	7300	640
449451	RE.F8-125-RSL	125	20	47	45	56	13	7000	4000	6500	610
449452	RE.F8-150-RSL	150	20	47	45	56	13	8000	4550	7500	740
449453	RE.F8-200-RSL	200	20	47	50	56	13	10000	6500	9000	1100

Figure 76: Catalogo delle ruote in tecnopolimero scelte

Essendo la ruota a base poliammidica, essa risulta autolubrificante, caratteristica indispensabile per l'applicazione in cui tali ruote devono lavorare.

Scelta la ruota e noto il diametro interno della stessa, è possibile definire il resto del sistema di scorrimento. Infatti, essendo il diametro interno di 12 mm , i fori simmetrici sul tubolare devono essere di 18 mm in modo da ospitare una boccia $12 \times 18 \times 20\text{ mm}$ avente diametro interno di 12 mm .

METC12-18-12	12	18	12	24	3,0
METC12-18-20	12	18	20	24	3,0
METC14-18-14	14	18	14	22	2,0

Figure 77: Catalogo del cuscinetto a collare scelto (riferimento Figura 58)

Infine, per chiudere a pacco le due ruote e il tubolare, sono stati utilizzati due dadi $m12$ con interposte due rondelle grower utili ad evitare lo svitamento.

La guida in cui scorrono le ruote è realizzata con un foglio di lamiera di spessore 5 mm piegata a forma di C.

Dato che il sistema da solo non è in grado di scorrere linearmente, sono previste due C laterali di spessore 1.5 mm sempre in lamiera, in grado di vincolare il moto delle ruote. A tal proposito si chiarisce l'esigenza di scegliere ruote auto lubrificate. Infatti, dato che le ruote vengono a contatto con queste guide superiori di accompagnamento, è necessario che ci sia lubrificazione in modo tale che non vengano generati attriti tra le superfici in moto relativo.

Le due C superiori sono vincolate alla guida inferiore mediante dei perni a saldare solidali alla guida a e mediante rondelle e dadi. Infine, sulle C superiori sono state realizzate delle asole aperte per garantire il montaggio. Le asole aperte, infatti, sono fondamentali dato che, senza di esse, le C superiori non potrebbero essere montate a causa dell'ingombro delle ruote.

Quanto appena descritto vale per tutte e quattro le estremità dei bracci che devono scorrere nelle rispettive guide durante il funzionamento.

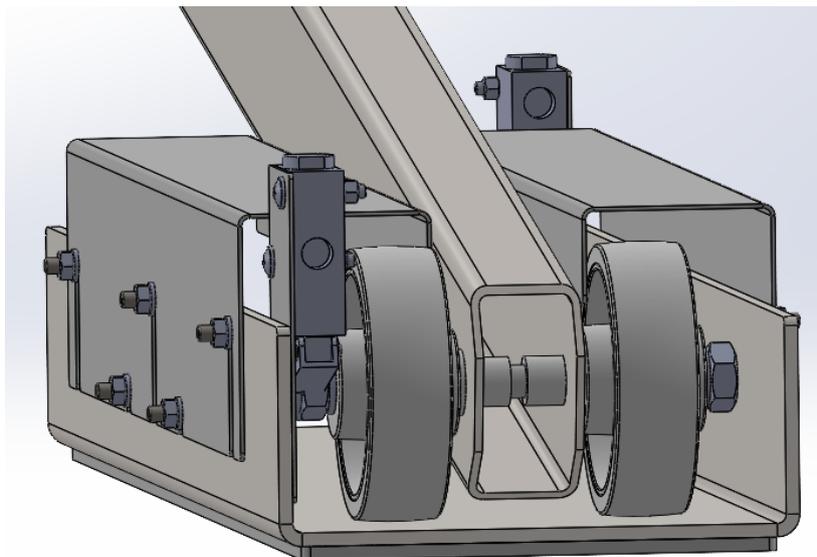


Figure 78: Sistema di montaggio dei finecorsa

Sulla guida inferiore destra, però, sono previste due placchette di spessore 1.5 mm destinate al fissaggio dei fine corsa a leva e rullo. Nel paragrafo dedicato al funzionamento del circuito pneumatico, verrà ben spiegata l'utilità di queste due valvole pneumatiche. Per adesso, ciò che bisogna sapere sul funzionamento di tali valvole, al fine di comprendere la scelta progettuale fatta, è che vengono attivate nel momento in cui sul rullo agisce una forza tale da spingere la leva determinando così la commutazione della valvola e il conseguente arresto del banco. Pertanto, le placchette e quindi le valvole sono posizionate in modo tale che quando il banco giunge ad altezza massima il dado del sistema di scorrimento va ad impegnare il rullo così da attivare la valvola e bloccare il sollevamento ulteriore del banco. Per l'abbassamento il discorso è analogo.

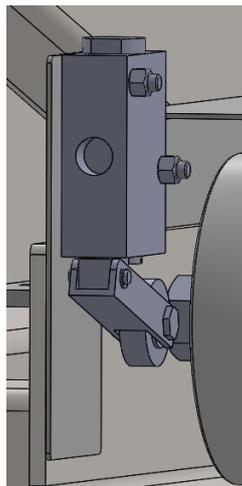


Figure 79: Sistema di montaggio dei finecorsa

Pertanto, la posizione delle placchette è scelta in base alla posizione che i dadi del sistema di scorrimento assumono nella configurazione di massima e minima altezza.

Inoltre, dalla *Figura 78* si osserva che nella parte inferiore delle guide è saldato un foglio di lamiera di spessore 5 mm di lunghezza e larghezza pari a quella della base della guida di scorrimento a *C*. La placca è fondamentale in quanto, i fori presenti sui supporti ad L dei vincoli in *A* ed *E* si trovano ad una distanza pari a 60 mm dalle rispettive strutture in tubolari. Pertanto, al fine di garantire un moto perfettamente verticale del piano di lavoro, essendo il punto centrale *C* di cerniera nel punto intermedio dei tubolari *AD* e *DE*, anche i punti *B* e *D* devono trovarsi ad una distanza di 60 mm dai tubolari. Dato che le ruote hanno diametro 100 mm e quindi raggio 50 mm ed essendo lo spessore della guida a *C* inferiore di 5 mm , al fine di raggiungere la distanza desiderata è necessario interporre tra guida e tubolare un ulteriore foglio di 5 mm .

Così facendo, infatti, anche la distanza dei punti *B* e *D* dai tubolari risulta pari a 60 mm , assicurando un perfetto moto verticale.

3.6 Barra di emergenza

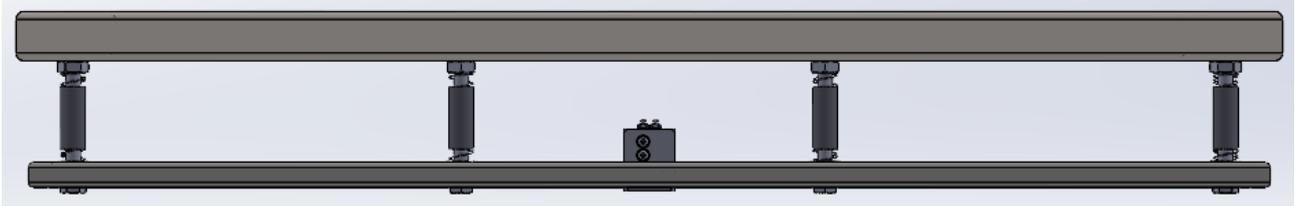


Figure 80: Sistema di protezione tramite barra di emergenza e valvole pneumatiche

Per garantire la sicurezza degli operai durante l'utilizzo del banco, è necessario prevedere un sistema di sicurezza che permette di fermare la corsa di abbassamento del piano di lavoro nel caso in cui si interpone oltre una certa altezza da terra qualcosa tra il piano di lavoro e il terreno.

Dato che l'automazione del banco è di tipo pneumatico, possono essere utilizzate delle valvole a puntale pneumatiche. Al fine di permettere l'attivazione di tali valvole, queste vengono montate su rettangolo perimetrale costituito da tubolari 20x20x2 mm, in grado di muoversi di moto relativo rispetto al cielo.

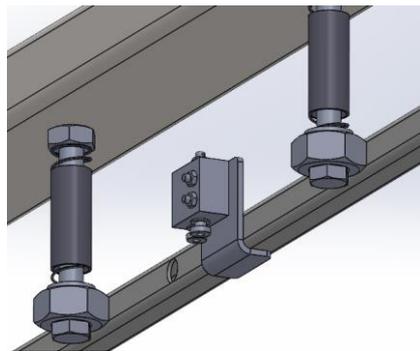


Figure 81: Sistema di protezione tramite barra di emergenza e valvole pneumatiche

Per garantire il moto relativo, viene utilizzato un sistema costituito da vite e dadi.

In particolare, sul tubolare del cielo viene saldato un dado, a cui è avvitata una vite, così che questa risulti solidale al banco. Il tubolare a cui è saldato il dado, funge da fine corsa per l'avvitamento della vite. Sulla barra di emergenza, invece, viene saldato un secondo dado di diametro maggiore a quello dello stelo della vite, ma minore del diametro della circonferenza in cui è inscritto l'esagono costituente la testa della vite, così che lo stelo della vite possa scorrere liberamente lungo il dado finché la testa non giunge in battuta.

In questo modo, infatti, la barra di emergenza, solidale al dado di diametro maggiore, è in grado di muoversi relativamente al cielo. Infine, tra i due dadi, è prevista una molla di compressione, al fine di garantire che in condizioni normali la barra di emergenza si trovi lontana dal tubolare superiore e quindi in modo che i finecorsa non siano attivi.

Grazie a tale sistema, se dovesse interpersi tra suolo e barra di emergenza un corpo durante la fase di abbassamento del banco, la barra di emergenza si solleverebbe avvicinandosi al tubolare del cielo, attivando così i fine corsa che, come vedremo in modo dettagliato nel capitolo dedicato alla pneumatica, non permettono al banco di abbassarsi ulteriormente.

Come osservabile dalla *Figura 81*, il finecorsa a puntale è avvitato ad una placca in lamiera, saldata alla barra di emergenza.

Infine, il foro che si osserva sulla barra di emergenza nelle vicinanze della valvola serve a permettere il passaggio dei tubi che conducono aria compressa alla valvola stessa.

3.7 Sistema di protezione laterale alternativo

Simulando il funzionamento del banco pneumatico, ci si accorge della pericolosità di quest'ultimo nel momento in cui, durante l'abbassamento e l'innalzamento, i bracci del pantografo si chiudono su se stessi. Infatti, nonostante sia prevista una barra di emergenza perimetrale, questa non garantisce la sicurezza nel caso in cui si interponesse qualcosa internamente tra le leve del pantografo.

Infatti, solitamente le case costruttrici di banchi di sollevamento, si tutelano consegnando insieme al prodotto anche un manuale con indicate le istruzioni d'uso.

Essendo questo banco finalizzato alla produzione interna, invece, si potrebbe pensare di andare oltre, cercando di realizzare un sistema di protezione che garantisca l'incolumità degli operai anche nel caso di uso improprio del banco.

Un modo per eliminare qualsiasi tipo di problema, aumentando la sicurezza del banco, è quello di racchiudere l'intera struttura di movimentazione all'interno di una protezione laterale.

Una prima soluzione potrebbe essere quella che ripropone lo stesso funzionamento delle porte a soffietto.

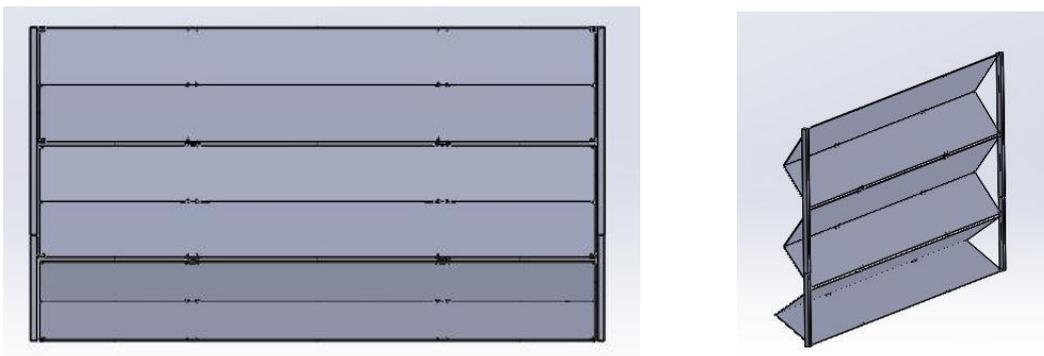


Figure 82: Sistema di protezione tramite grembialatura - Soluzione 1

Tale soluzione, però, presenta il limite dell'ingombro dovuto al fatto che le varie antine che la compongono si devono ripiegare su se stesse e quindi determinano un ingombro complessivo del banco nettamente maggiore rispetto a quello di partenza senza protezione laterale.

Una seconda e più efficace soluzione può essere individuata nell'adozione di tre fogli di lamiera in grado di scorrere relativamente l'uno rispetto all'altro.



Figure 83: Sistema di protezione tramite grebbialatura – Soluzione 2

Inizialmente si era pensato di utilizzare l'acciaio come il resto dei componenti del banco ma grazie allo strumento di *valuta massa* di SolidWorks, ci si è resi conto che il peso che ne derivava era eccessivo. È preferibile, quindi, utilizzare fogli di alluminio, così da ridurre il peso. Infatti, aumentando il peso della grebbialatura, si riduce il carico utile sollevabile dal banco, dato che l'attuatore pneumatico è stato dimensionato in modo da sollevare 200 kg totali, pesi della struttura inclusi.

Come si osserva, i tre fogli di lamiera sono realizzati in modo tale da coprire l'intera lunghezza maggiore del banco e parte della lunghezza inferiore del banco. Il fatto di aver garantito l'intera chiusura della sola lunghezza maggiore è dovuto in primis al limite imposto dalla massima lunghezza dei fogli di alluminio pari a 3000 mm (3 m), che quindi non permettono di realizzare anche la copertura dell'intero lato corto, e poi perché il lato lungo è quello più pericoloso dal punto di vista della chiusura dei bracci del pantografo.

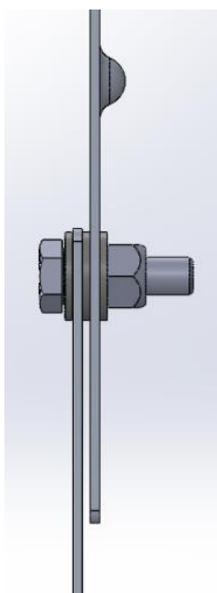


Figure 84: Sistema di connessione tra i fogli che costituiscono la grebbialatura

Per garantire lo scorrimento, sul foglio superiore ed inferiore vengono realizzate delle asole, invece, sul foglio centrale, sono previsti dei fori atti ad ospitare i bulloni che scorrono nelle asole prima citate, determinando così il moto relativo dei tre fogli.

Tra vite e foglio, tra i due fogli e tra foglio e dado sono previste delle rondelle igus polimeriche antiattrito, con lo scopo di limitare al minimo gli attriti tra le varie superfici, così da avere un moto il più scorrevole possibile.

Inoltre, sui fogli, tra le asole verticali, sono realizzate delle nervature orizzontali in grado di irrigidire flessio-torsionalmente i fogli di lamiera.

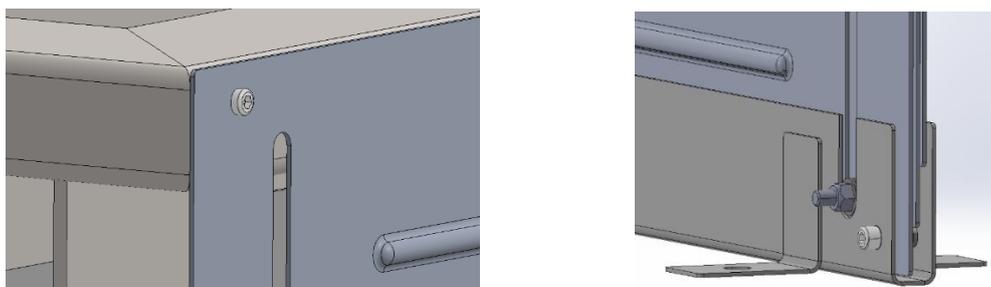


Figure 85: Sistema di fissaggio della grembialatura

Lo scorrimento è garantito dal fatto che il foglio superiore è vincolato al cielo tramite vite ed inserto filettato, invece, il foglio inferiore, è solidale a delle guide fissate al terreno.

Tali guide, oltre ad avere la funzione di garantire il corretto scorrimento relativo dei fogli, sono utili poiché garantiscono che non si abbiano guasti della protezione laterale a seguito di involontari urti con i piedi da parte degli operai contro la grembialatura.

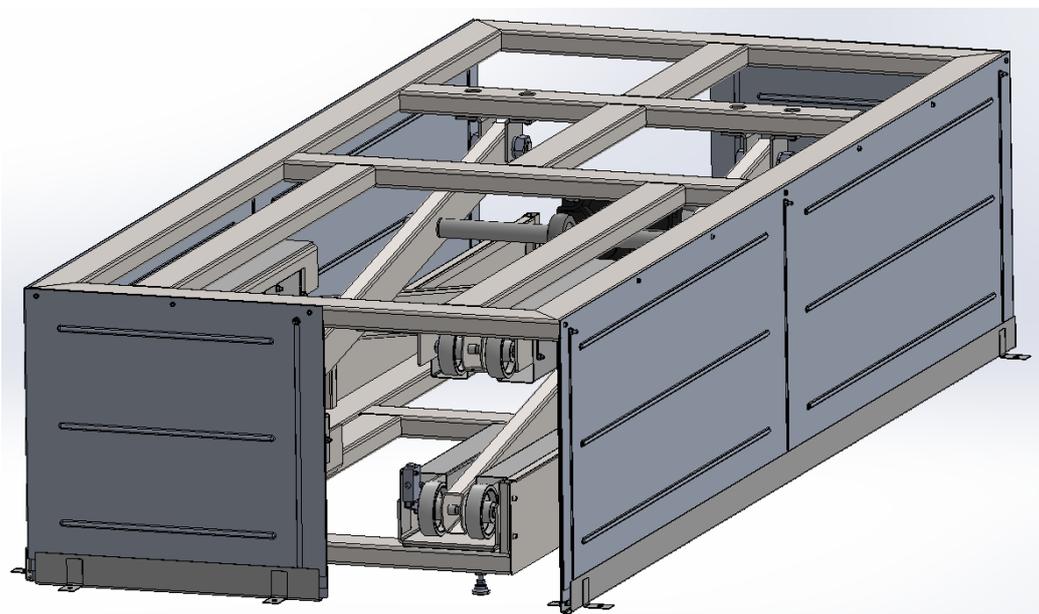


Figure 86: Banco pneumatico con grembialatura

Il banco dotato di protezione laterale appare come visibile nell'ultima immagine riportata.

Ovviamente, nel caso in cui si decidesse di attuare questo tipo di soluzione, la barra di emergenza risulterebbe superflua e quindi non verrebbe più considerata tra le componenti del banco pneumatico.

4. Analisi del movimento

Terminata la fase di dimensionamento e di modellazione meccanica è possibile svolgere delle simulazioni sul modello 3D realizzato. In particolare, una prima analisi ha come scopo quello di verificare che la forza di spinta calcolata analiticamente coincide con buona approssimazione con la forza calcolata dal software di modellazione.

In particolare, è stato utilizzato un modulo specifico di SolidWorks, denominato *Motion*, il quale permette di realizzare studi di movimento. Attribuendo ai singoli componenti del banco il proprio materiale e quindi il proprio peso e simulando un carico agente sulla struttura superiore del banco tale da determinare un carico totale verticale diretto verso il basso di 2000 N (corrispondente alla forza P usata per il calcolo analitico), applicando lungo lo stelo un motore lineare simulante l'attuatore, è possibile ottenere l'andamento della forza nel tempo. Il grafico così ottenuto dovrebbe avere all'incirca lo stesso andamento del grafico forza-altezza ($F-H$) ottenuto analiticamente.

Per giungere ad ottenere il diagramma di cui si è parlato, è necessario apportare delle modifiche al modello 3D.

Il modello di partenza, una volta completato, contiene circa 500 differenti componenti (minuteria inclusa). Al fine di svolgere correttamente e in modo semplice l'analisi di movimento è necessario snellire il modello raggruppando il più possibile i componenti in parti di primo livello (*name.prt*) in modo da ridurre i gradi di libertà e quindi le possibili ridondanze che si possono generare. Infatti, il modulo *Motion* ha un proprio algoritmo di calcolo dei gradi di libertà e se presenta un numero di gradi di libertà maggiore di quelli necessari, elimina alcuni accoppiamenti in modo che i gdl assumano il numero corretto, agendo secondo una propria logica, la quale porta, nella maggior parte dei casi, a risultati errati. Per questo motivo, per l'analisi di movimento, vengono attuate delle accortezze di realizzazione dell'assieme destinato alla simulazione tra cui limitare il più possibile il numero di parti di primo livello e l'utilizzo di accoppiamenti di primo livello: accoppiamenti tra piani, punti e linee.

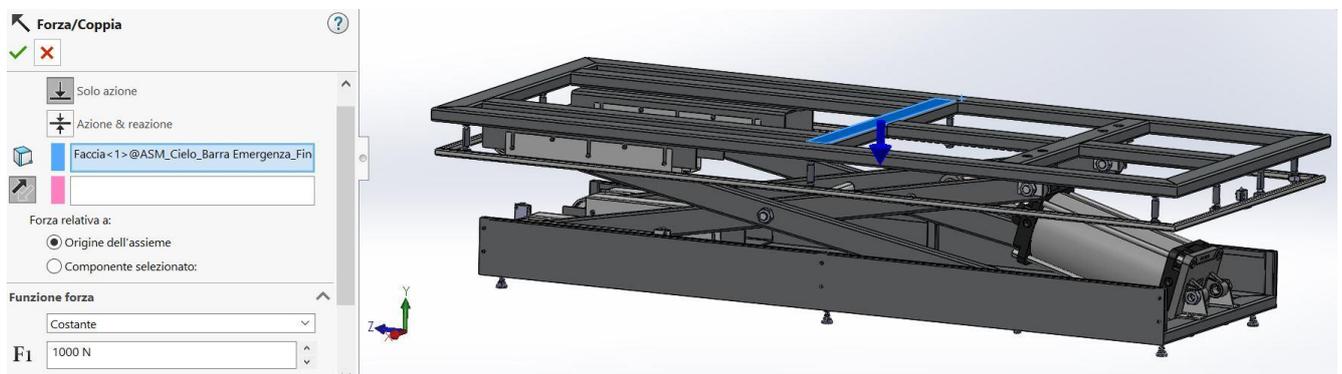


Figure 87: Posizionamento forza simulante il carico che agisce sul banco

Ottenuto il modello idoneo alla simulazione, come anticipato, la prima cosa da fare è quella di aggiungere una forza simulante il carico agente sul banco. In particolare, essendo il peso complessivo del cielo pari a circa 96 kg , sono stati considerati 100 kg di carico ovvero 1000 N di forza.

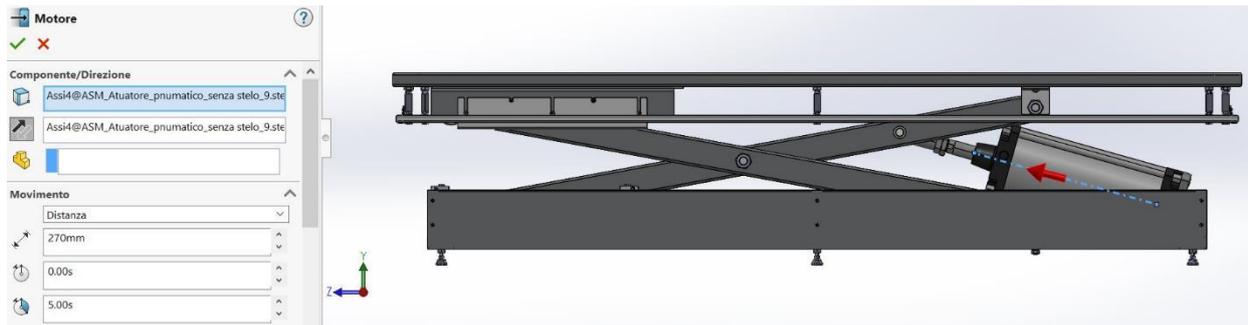


Figure 88: Scelta del motore

Successivamente si procede con il posizionare lungo l'asse dello stelo un motore lineare simulante il funzionamento dell'attuatore pneumatico lineare, di cui si vuole conoscere l'andamento della forza nel tempo. Come grandezza per definire il movimento viene imposta la distanza pari alla corsa che il pistone deve compiere per portare il piano di lavoro dall'altezza massima a quella minima ($c=270\text{ mm}$) in un tempo ragionevole di 5s.

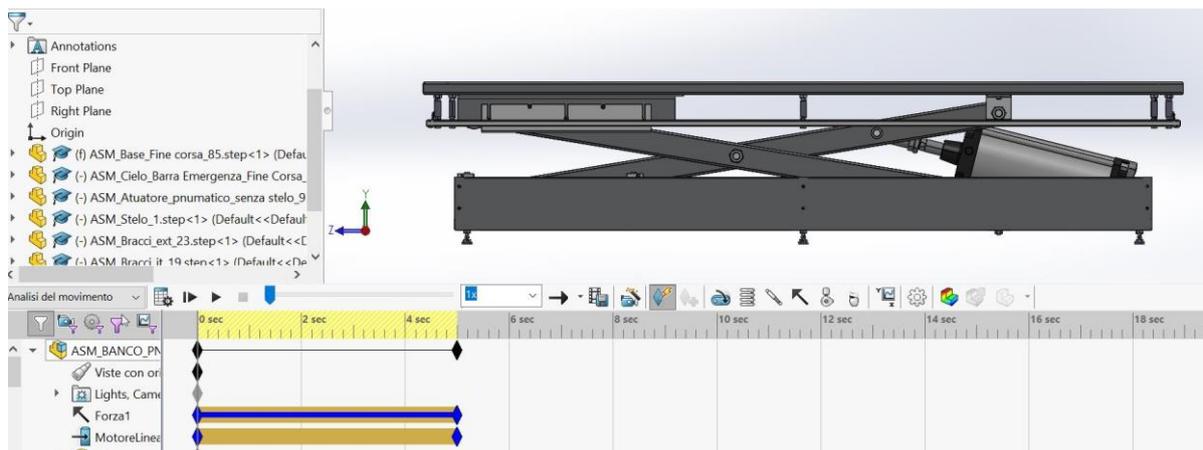


Figure 89: Avvio della simulazione

Fatto ciò, è possibile avviare la simulazione.

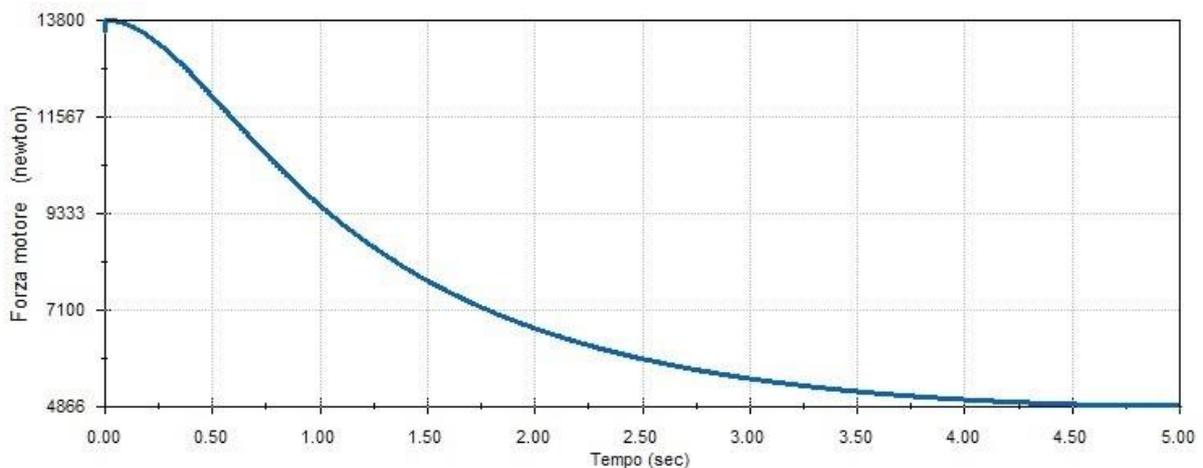


Figure 90: Andamento della forza di spinta F in funzione del tempo t

Il software ci permette di realizzare diagrammi delle grandezze di interesse in funzione del tempo. In particolare, in questo caso, la grandezza che ci interessa studiare è la forza di spinta dell'attuatore F .

L'obiettivo dell'analisi, infatti, come già espresso nell'introduzione di questo paragrafo, è quello di verificare se i calcoli svolti analiticamente e quelli realizzati direttamente dal software convergevano.

A tal proposito, per confronto, viene riproposto nuovamente l'andamento $F-H$ analitico:

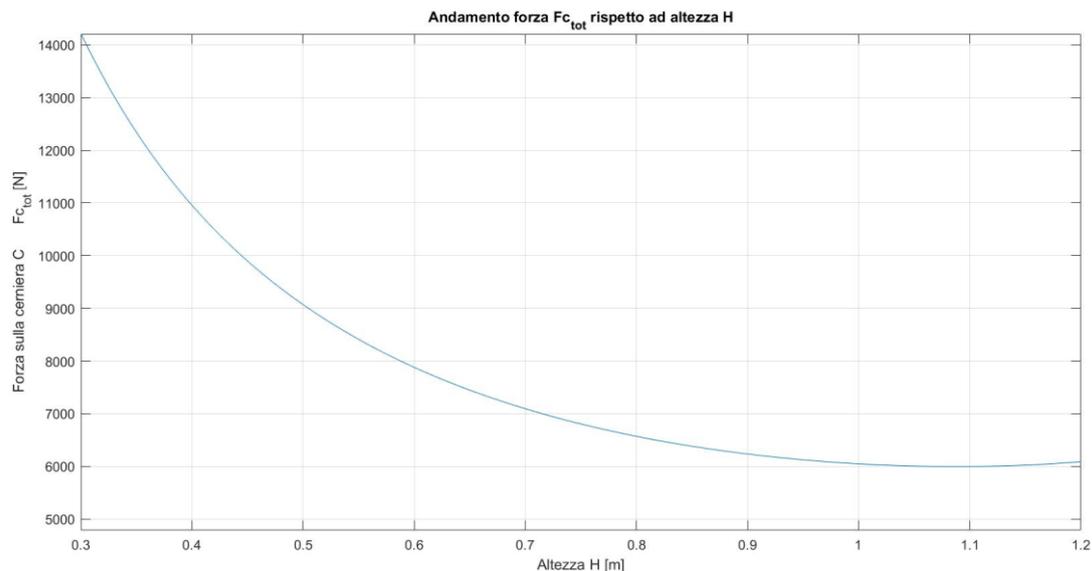


Figure 91: Andamento della forza di spinta F in funzione di H

Osservando le ultime due figure è possibile osservare una somiglianza degli andamenti. Inoltre, si ha convergenza anche dei valori di forza massimi e minimi.

Bisogna precisare, però, che il grafico $F-H$ analitico fa riferimento allo studio del modello 2D del banco in condizioni statiche e di equilibrio. Infatti, la forza F ottenuta per ogni altezza H è la forza che permette al banco di stare in equilibrio sotto l'azione del carico agente.

Invece, il diagramma $F-t$ del software fa riferimento ad uno studio dinamico dato che si considera la forza al fine di avere una certa velocità di salita del banco (3D). Infatti, essendo la corsa fissa (270 mm), variando il tempo in cui tale corsa è realizzata si ha una variazione della velocità. In particolare, più la velocità aumenta, ovvero più il tempo si riduce, più la forza necessaria al motore aumenta.

Infine, essendo il grafico $F-t$ dinamico, ci si aspettava una forza in modulo maggiore, dal momento che per sollevare il banco è necessario applicare una forza maggiore rispetto a quella di equilibrio.

Come detto, però, l'obiettivo era solo quello di vedere se ci fosse convergenza di risultati. Infatti, imponendo con maggiore precisione la forza agente sul banco, scegliendo una giusta legge del moto per il motore ed attuando altre piccole accortezze, si otterrebbe una forza non minore rispetto a quella ottenuta dallo studio analitico.

5. Analisi FEM

Dopo l'analisi di movimento, è utile condurre un'analisi FEM.

L'analisi FEM (Finite Element Method) nota in italiano come Metodo degli Elementi Finiti, è un'analisi molto diffusa nel campo dell'ingegneria. Essa è una tecnica numerica che permette di ottenere soluzioni più o meno approssimate di problemi caratterizzati da equazioni differenziali alle derivate parziali e grazie all'analisi FEM è possibile passare da quest'ultime alle più semplici equazioni algebriche.

L'analisi agli elementi finiti, come suggerisce il nome stesso, si basa sulla suddivisione del corpo in esame in certo numero di elementi di dimensione ridotte e ben definite. Questi elementi, di forma triangolare e quadrilatera per domini 2D e tetraedrica ed esaedrica per domini 3D, determinano una vera e propria griglia, chiamata mesh.

Per condurre questo tipo di analisi, si utilizza il modulo *Simulation* presente in SolidWorks. Questo è uno strumento molto potente in quanto permette di fare delle simulazioni sul componente già in fase di progettazione, in modo da evidenziare eventuali criticità.

In questo caso, viene trattata l'analisi svolta sull'albero su cui agisce l'attuatore pneumatico (albero in *P*). Infatti, tale albero potrebbe subire una deformazione eccessiva conseguente all'applicazione della forza derivante dall'attuatore lineare.

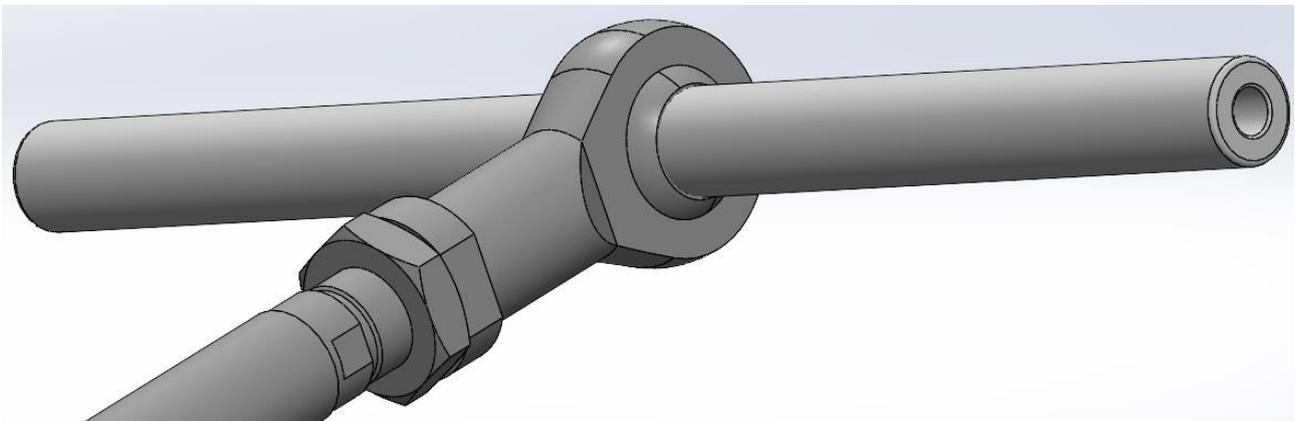


Figure 92: Albero in P

In particolare, viene descritto il procedimento che conduce alla determinazione dei risultati sia per l'analisi statica, sia per l'analisi a fatica.

5.1 Analisi statica

Il modulo *Simulation* propone una sequenza di passaggi da svolgere per poter ottenere i risultati desiderati.

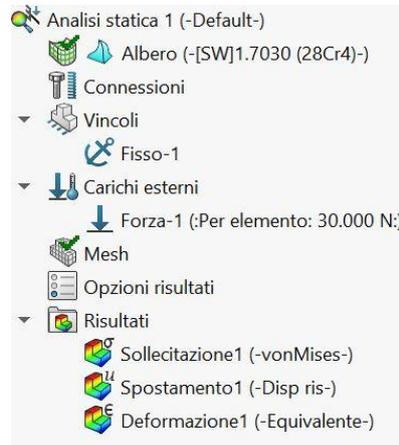


Figure 93: Albero dell'analisi statica

Scelta del materiale

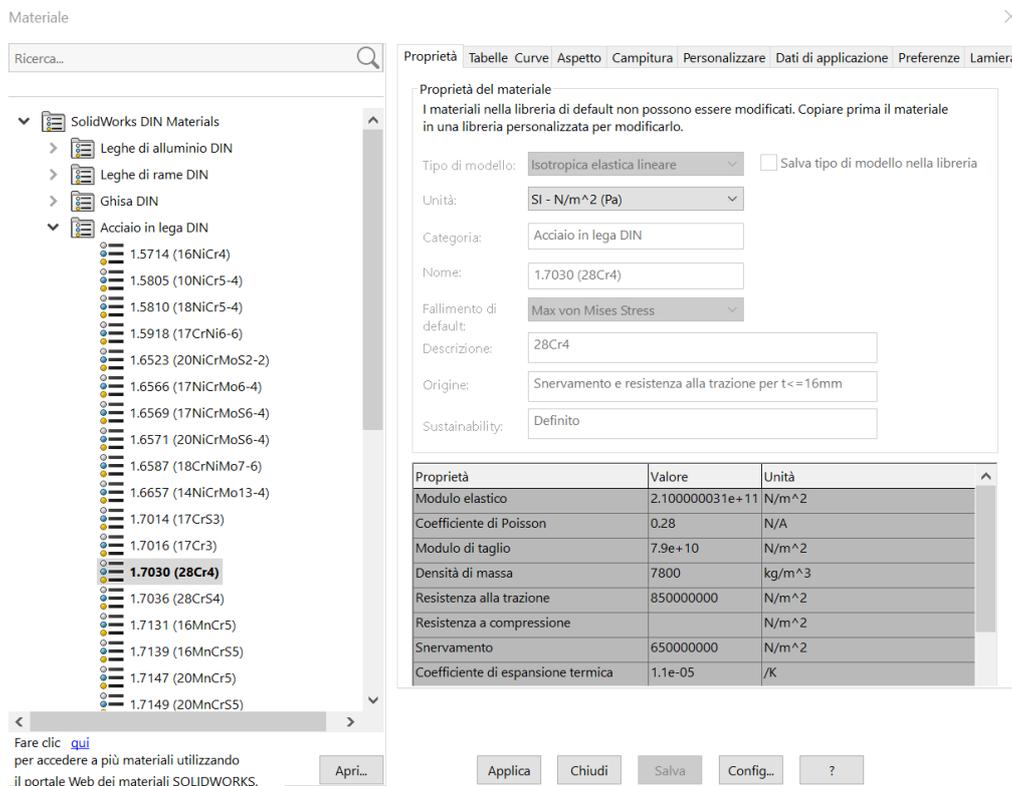


Figure 94: Scelta del materiale

La prima cosa da fare è definire il materiale del componente da analizzare, in modo che gli vengano attribuite le corrette proprietà. In questo caso, è stato considerato un generico Acciaio in lega DIN, avente carico di snervamento pari a 650 MPa (come imposto nei calcoli analitici), materiale avente le proprietà riportate in *Figure 94*.

Definizione dei vincoli

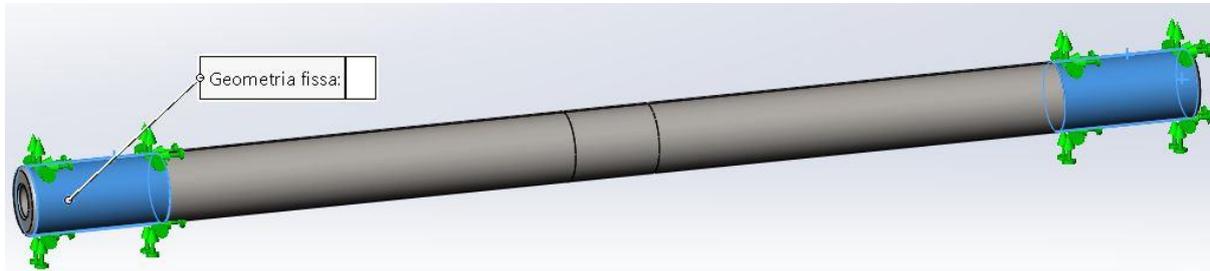


Figure 95: Definizione dei vincoli

Una volta attribuito il materiale, si definiscono eventuali vincoli presenti. Dato che l'albero, come già noto, è connesso solidalmente ai bracci interni DE , le sue estremità risultano fisse rispetto alla struttura. Di conseguenza, bisogna imporre ad entrambe le estremità dell'albero il vincolo di geometria fissa.

Definizione della forza

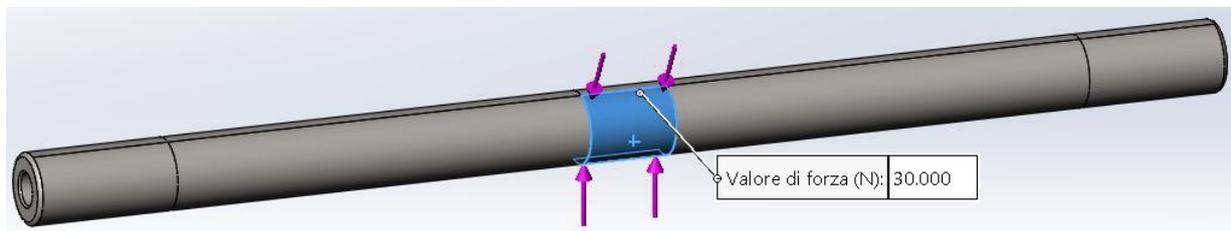


Figure 96: Definizione della forza agente sull'albero in P

Continuando a seguire le finestre proposte dal software, viene richiesto di definire la forza agente sul componente.

Dato che la forza è applicata all'albero dalla testa a snodo connessa allo stelo dell'attuatore, come già noto, la forza è distribuita su una lunghezza pari alla larghezza della testa a snodo ($s_1 = 43 \text{ mm}$). Inoltre, la forza agisce solo sulla metà di albero rivolta verso l'attuatore.

Dato che la forza di spinta F varia con l'altezza H , per l'analisi si considera ancora una volta il caso peggiore, coincidente con la condizione di banco ad H_{min} . In tale configurazione, il valore di F vale:

$$F = 14105.7 \text{ N}$$

Per tale motivo, nel caso in questione, si considera una forza di 30000 N , ovvero una forza pari al doppio rispetto a quella reale, così da considerare un $CS=2$.

Creazione della mesh

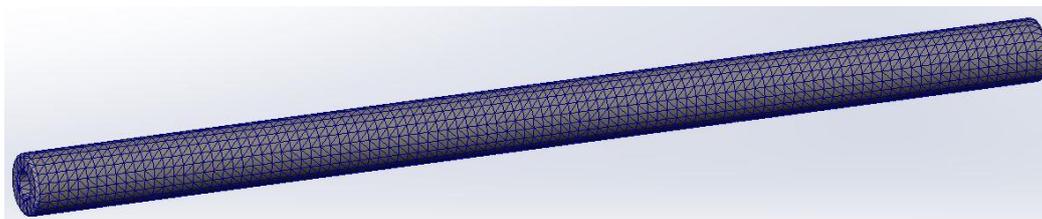


Figure 97: Creazione della mesh

Ultima cosa da fare prima di poter lanciare l'analisi è la definizione della mesh.

Il software permette di utilizzare una mesh di default, la quale può essere personalizzata in modo che si adatti bene al caso in esame. In prima approssimazione è possibile utilizzare tale mesh proposta; solo nel momento in cui tale mesh non permette di ottenere risultati soddisfacenti, è necessario procedere con la sua ottimizzazione.

Analisi

A questo punto è possibile lanciare la simulazione.

Spostamento

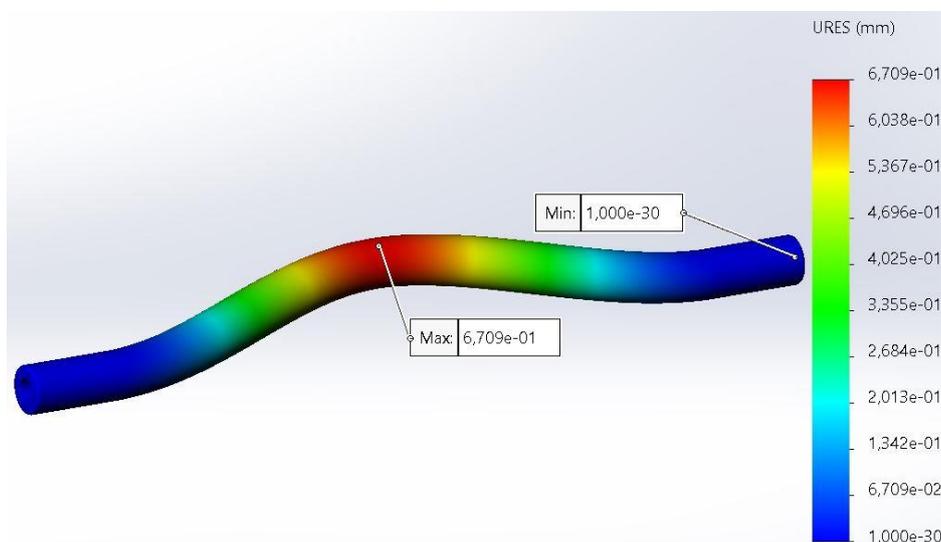


Figure 98: Risultato sullo spostamento

In *Figure 98*, viene riportato lo spostamento risultante che l'albero subisce a seguito dell'applicazione della forza F . Come ci si aspettava, le estremità della barra non subiscono spostamento, dato che in corrispondenza di queste sono stati posti dei vincoli di geometria fissa.

Inoltre, si osserva che la zona di massimo spostamento coincide con il tratto in corrispondenza del quale è applicato il carico da parte della testa a snodo dell'attuatore. Dalla scala colorata posizionata sulla destra (in millimetri), si nota che il punto più critico subisce uno spostamento di soli 0.671 mm , pertanto, si può considerare la barra in grado di resistere alla forza massima applicata dall'attuatore lineare.

Sollecitazione

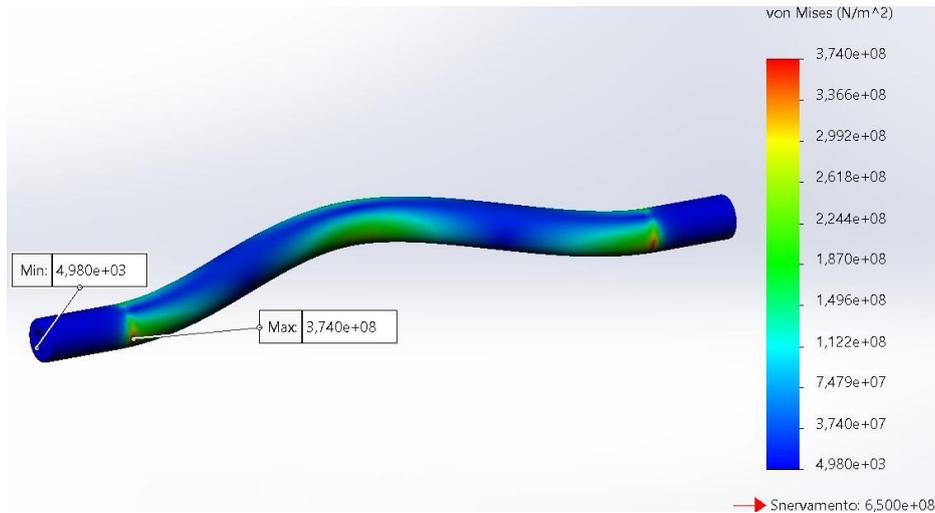


Figure 99: Risultato sulla sollecitazione

Per quanto riguarda le sollecitazioni, invece, al di sotto della scala di colori in *Figure 99* è riportato il limite di snervamento, pari a $6.5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ corrispondente a 650 MPa .

Dalla figura si nota che le zone più sollecitate sono nell'intorno della mezzeria e in prossimità dei vincoli. In particolare, proprio queste ultime risultano essere sottoposte a tensione pari a $\sigma = 374 \text{ MPa}$, valore al di sotto del limite di snervamento. Pertanto, anche in termini di sollecitazioni il componente risponde bene alle condizioni di lavoro simulate.

Deformazione

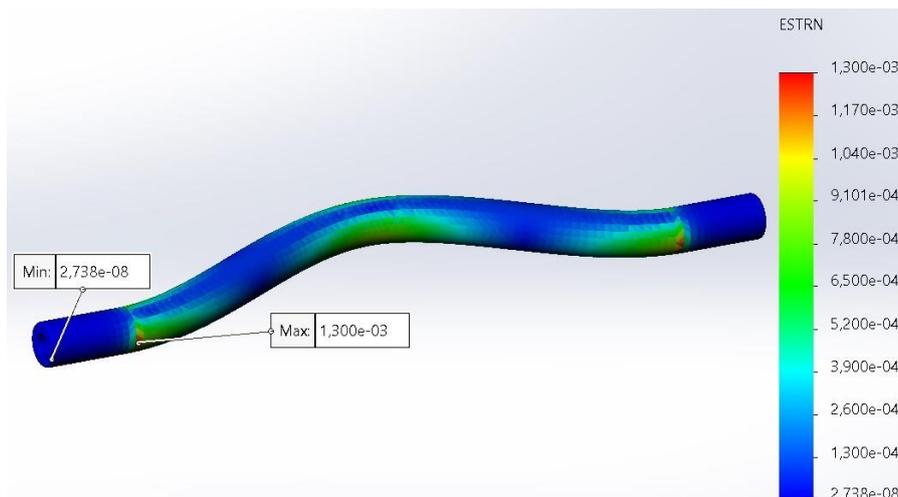


Figure 100: Risultato sulla deformazione

Infine, si può svolgere un'analisi anche in termini di deformazioni risultanti.

Le zone maggiormente deformate sono le stesse che subiscono una maggiore sollecitazione ma, anche in questo caso i valori sono irrilevanti dato che il massimo valore di deformazione risulta dell'ordine di 10^{-3} .

5.2 Analisi a fatica

Una volta definiti i vincoli, i carichi e la mesh nell'analisi statica, è possibile svolgere un'analisi a fatica.

Imponendo un certo numero di cicli e il tipo di evento R , è possibile fare delle valutazioni sulla vita e sul fattore di sicurezza del componente in esame.

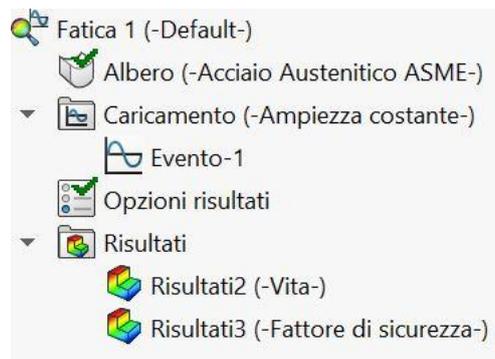


Figure 101: Albero dell'analisi a fatica

Per definire un numero sensato di cicli N è necessario fare delle considerazioni. Dato che il banco pneumatico è destinato all'area saldatura, in una giornata potrebbe essere sollevato non più di 10 volte all'ora.

Considerando un funzionamento di 10 anni e considerando ogni anno composto da 220 giorni in cui il banco è effettivamente utilizzato (stima aziendale):

$$10 \cdot 220 \cdot 8 \cdot 10 = 176000 \text{ cicli}$$

Volendo mettersi dal lato della sicurezza, si considera un numero di cicli pari quasi al doppio di quello stimato, ovvero:

$$N = 350000 \text{ cicli}$$

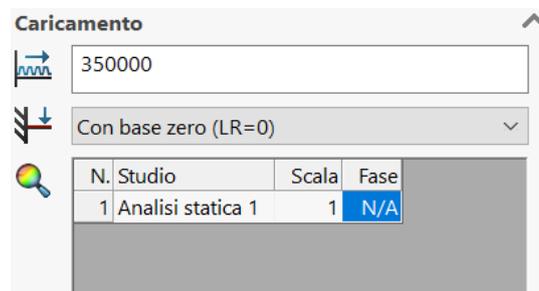


Figure 102: Definizione condizioni di fatica

Fatto ciò, è possibile lanciare lo studio.

Grazie al software di simulazione si è in grado di valutare diversi parametri, in funzione dei vari punti dell'albero.

Vita

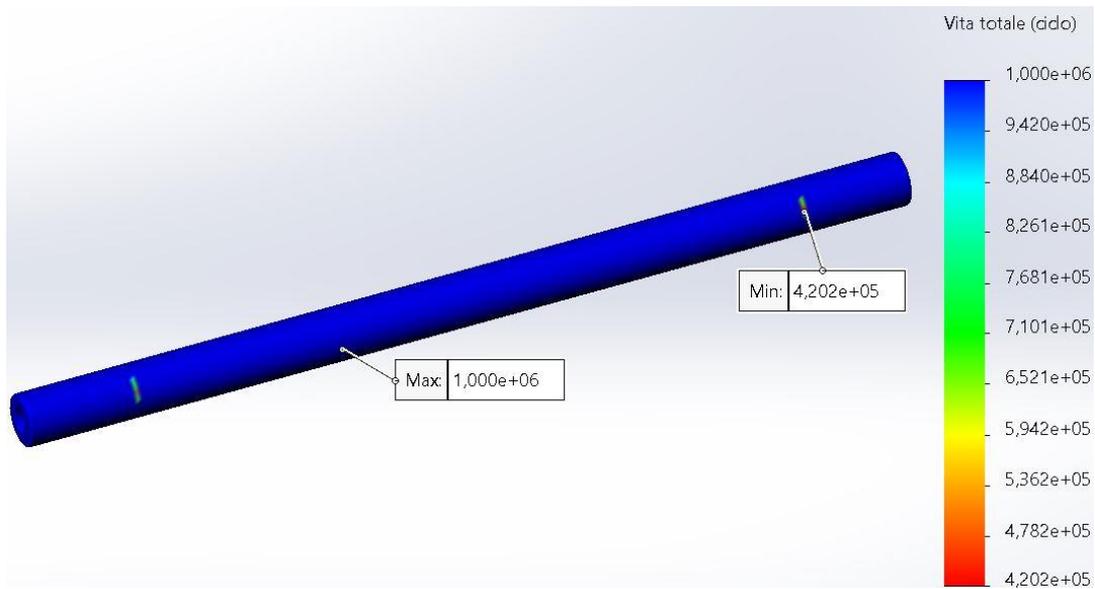


Figure 103: Risultato sulla vita

Si nota che c'è la quasi totale presenza del colore blu, corrispondente ad una vita di un milione di cicli.

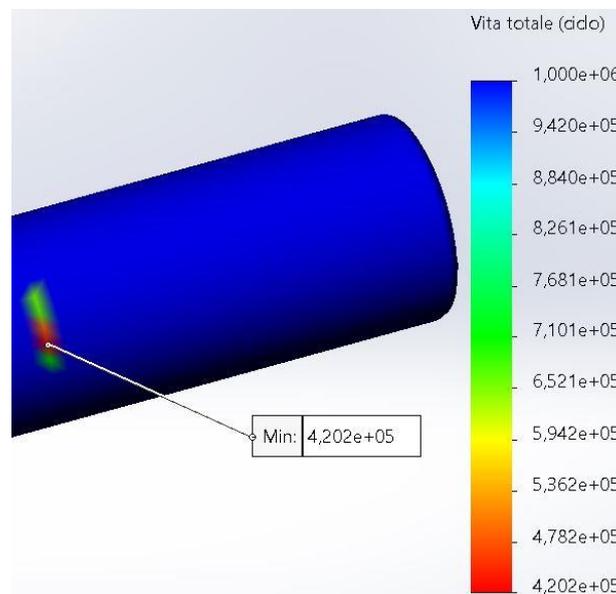


Figure 104: Risultato sulla vita - Valore di vita minimo

Il valore minimo di vita, invece, si ha in corrispondenza dei vincoli, in cui si ha una vita totale di $4.2 \cdot 10^5$ cicli. Questo vuol dire che il componente può essere sottoposto a $4.2 \cdot 10^5$ cicli prima di rompersi in corrispondenza dell'attacco con i vincoli.

Il valore di durata, pertanto, è superiore rispetto a quella necessario al banco, la cui stimata corrispondere a $3.5 \cdot 10^5$ cicli.

Fattore di sicurezza

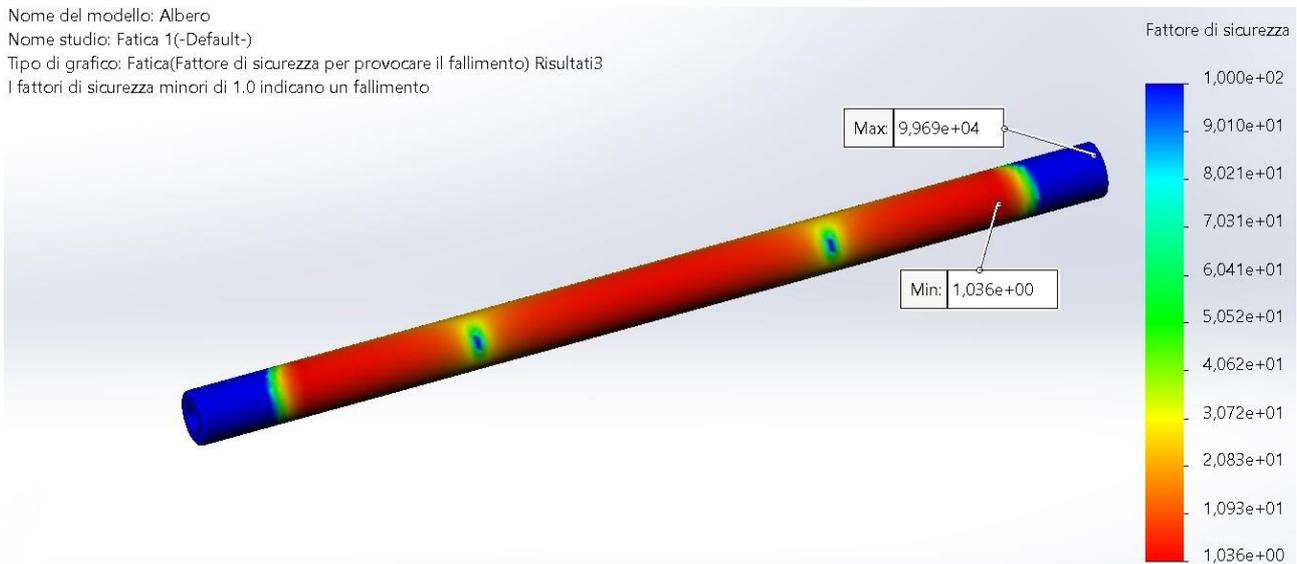


Figure 105: Risultato sul fattore di sicurezza

Come osservabile dalla nota riportata dal software stesso in *Figura 105*, “i fattori di sicurezza minori di 1.0 indicano un fallimento”. In questo caso, i valori risultano tutti maggiori dell’unità, anche se in alcuni punti il valore è prossimo al limite inferiore, come nel punto di minimo evidenziato in cui il fattore di sicurezza risulta pari a 1.036.

Grazie a tali analisi condotte, si può concludere che l’albero in *P* risulta idoneo a garantire il funzionamento del banco in modo corretto.

Lo studio condotto e qui descritto per l’albero su cui agisce la forza di spinta dell’attuatore, può essere replicato su tutti gli elementi che compongono il banco. Infatti, la procedura è la stessa.; ciò che cambia sono i vincoli da imporre e le forze da applicare ai componenti studiati.

Si è scelto di riportare lo studio effettuato per l’albero in *P*, dato che questo rappresenta certamente l’elemento più interessante di tutti, in quanto su di esso agisce l’intera forza di spinta dell’attuatore lineare pneumatico.

6. Automazione

6.1 Circuito pneumatico

Dal momento che il reparto saldatura è dotato di un sistema di alimentazione ad aria compressa, l'automazione del banco deve essere di tipo pneumatico. Pertanto, oltre che la parte meccanica deve essere studiata anche quella pneumatica.

Si ricorda che l'obiettivo del banco è quello di determinare il sollevamento e l'abbassamento e quindi la regolazione dell'altezza del piano di lavoro da terra.

Al fine di determinare tale moto orizzontale, parallelo rispetto al suolo, è possibile utilizzare un attuttore lineare pneumatico. Infatti, ricordando il modo in cui è stato previsto il posizionamento dell'attuatore, grazie alla fuoriuscita e il rientro dello stelo è possibile ottenere il moto desiderato del banco.

In particolare, il circuito progettato si presenta come segue:

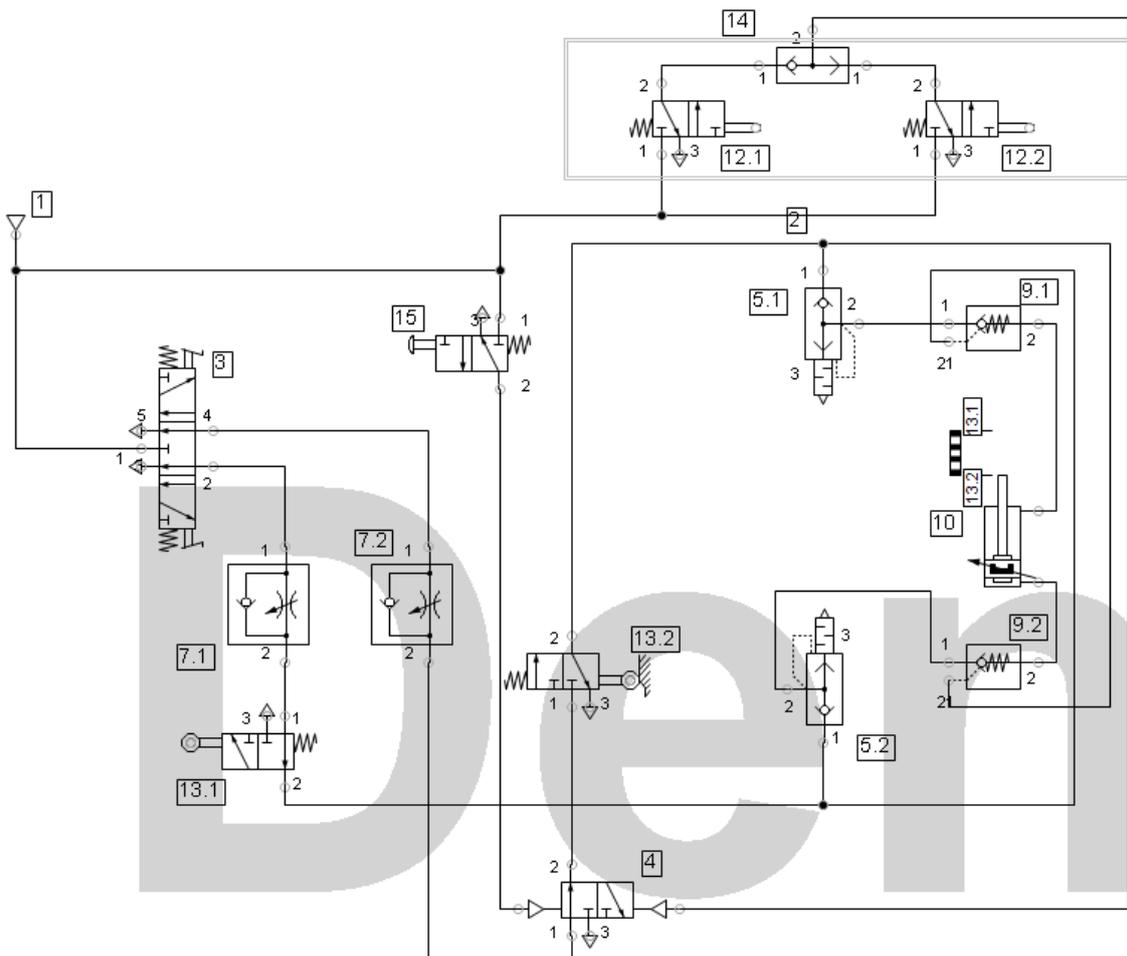


Figure 106: Circuito pneumatico

6.1.1 Componenti del circuito pneumatico

All'interno del circuito pneumatico sono presenti numerose e differenti valvole pneumatiche, riportate tutte secondo la simbologia prevista dalla normativa ISO.

Al fine di permettere una accurata descrizione, ogni elemento rappresentato nel circuito è contraddistinto da un numero, il cui nome è riportato nella seguente tabella:

Riferimento	Nomenclatura commerciale	Nomenclatura unificata secondo norma ISO	Quantità
1	Giunto innesto femmina	Giunto innesto femmina	01
2	Raccordo a Y	Raccordo a Y	05
3	Valvola a pedale	Valvola a 5 vie, 3 posizioni, monostabile a ad azionamento muscolare diretto a pedale	01
4	Valvola doppio pneumatico	Valvola a 3 vie, 2 posizioni, bistabile ad azionamento pneumatico	01
5	Valvola di scarico rapido	Valvola di scarico rapido	02
6	Silenziatore	Silenziatore	02
7	Regolatore velocità	Valvola regolatrice di flusso monodirezionale	02
8	Raccordo ad L	Raccordo ad L	02
9	Valvola di blocco	Valvola di non ritorno pilotata	02
10	Cilindro pneumatico	Cilindro pneumatico	01
11	Barra di emergenza	Barra di emergenza	-
12	Microvalvola a puntale	Valvola a 3 vie, 2 posizioni, monostabile ad azionamento meccanico a puntale	02
13	Microvalvola a leva e rullo	Valvola a 3 vie, 2 posizioni, monostabile ad azionamento meccanico a leva e rullo	02
14	Valvola or	Elemento logico, somma logica, valvola or	01
15	Microvalvola a pulsante	Valvola a 3 vie, 2 posizioni, monostabile a comando manuale a pulsante	01

Tabella 1: componenti del circuito pneumatico

Come è possibile osservare dai componenti pneumatici, il circuito in questione fa riferimento al caso in cui venga scelto come sistema di sicurezza quello rappresentato dalla barra di emergenza.

Alla fine della trattazione, però, viene riportato anche il circuito pneumatico relativo all'utilizzo della grembialatura perimetrale come sistema di sicurezza.

Si passa ora alla descrizione del funzionamento dei componenti più rilevanti del circuito.

6.1.1.1 Valvola a pedale



Figure 107: Valvola a pedale – Simbolo ISO e prodotto

La valvola a pedale è una valvola a 5 vie, 3 posizioni, monostabile, facente parte della famiglia delle valvole ad azionamento muscolare diretto.

È utile ricordare che per vie si intendono i condotti funzionali che possono fungere da alimentazione, utenza o scarico, da non confondere con il termine bocche, con il quale si indicano i fori filettati ovvero i fori fisici che ci sono sulla valvola e non quelli effettivamente in funzione (vie).

Invece, per posizioni, si intende il numero di configurazioni possibili che la valvola può assumere durante il suo impiego.

Inoltre, nel caso in questione, la valvola è monostabile così che, rilasciando uno dei due pedali (corrispondenti al comando di salita e di discesa del piano di lavoro), la valvola si riposiziona nella configurazione centrale e quindi in modo che l'alimentazione sia chiusa, garantendo al banco di rimanere nella posizione raggiunta. Infatti, se la valvola fosse stata bistabile, andando a rilasciare uno dei due pedali, il piano di lavoro sarebbe continuato a salire o scendere in base all'ultimo pedale schiacciato.

6.1.1.2 Valvola doppio pneumatico

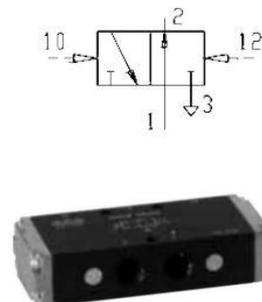


Figure 108: Valvola doppio pneumatico – Simbolo ISO e prodotto

La valvola doppio pneumatica, come dice il nome stesso, appartiene alla famiglia delle valvole ad azionamento pneumatico. Nel caso in studio tale valvola è a 3 vie e 2 posizioni, bistabile. Essendo bistabile, anche se i segnali pneumatici identificati in *Figura 108* dai numeri 10 e 12 sono istantanei,

rimane attiva la configurazione corrispondente all'ultimo segnale giunto alla valvola. Ad esempio, sempre facendo riferimento alla nomenclatura riportata nell'ultima figura, se viene inviato un segnale impulsivo 12, anche al termine del segnale, rimane attiva la configurazione di destra e quindi la via 1 è collegata alla 2, mentre la 3 è posta a scarico.

6.1.1.3 Valvola di scarico rapido



Figure 109: Valvola di scarico rapido – Simbolo ISO e prodotto

La valvola di scarico rapido fa parte della famiglia delle valvole ausiliari, indispensabili per garantire il corretto funzionamento del circuito pneumatico.

In particolare, la valvola di scarico rapido è usata nell'azionamento di attuatori per ottenere un rapido svuotamento della camera quando, in essa, cessa l'invio del flusso e viene invertito il moto.

Dalla figura riportante il simbolo ISO si nota la presenza di un segnale di pilotaggio, contraddistinto da una linea tratteggiata. Il funzionamento si deve alla presenza di un otturatore (a disco di gomma o a sfera). Inviando aria compressa alla bocca 1, l'otturatore viene spostato verso destra consentendo il passaggio dell'aria stessa fino alla bocca 2. Invece, nel caso in cui sulla via 2 c'è una pressione maggiore di quella presente sulla via 1, grazie al segnale di pilotaggio, l'otturatore viene spostato verso sinistra permettendo all'aria di andare a scarico (rapidamente).

6.1.1.4 Regolatore di velocità monodirezionale

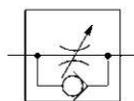


Figure 110: regolatore di velocità monodirezionale – Simbolo ISO e prodotto

Il regolatore di velocità, anche detto regolatore di flusso, è anche esso un elemento ausiliare e permette di regolare la sezione di passaggio del flusso e quindi la velocità con cui lo stelo si muove ovvero la velocità di sollevamento e/o abbassamento del piano di lavoro. Quello riportato in *Figura 110* è un regolatore di velocità monodirezionale.

Così come il regolatore di flusso bidirezionale, esso ha sempre la funzione di regolare la velocità ma invece di farlo in entrambe le direzioni, lo fa solo in una direzione. Infatti, in questo caso, se il flusso è diretto da sinistra verso destra, essendo il ramo inferiore bloccato dalla presenza di un otturatore, il flusso è costretto a passare per la via superiore sottoponendosi a regolazione. Invece, se il flusso è diretto da destra verso sinistra, essendo la via inferiore a minore resistenza rispetto a quella superiore, il flusso non è soggetto a regolazione. Questo funzionamento è utile quando si vuole garantire regolazione durante la fase di carico e massima velocità durante quella di scarico.

6.1.1.5 Valvola di blocco

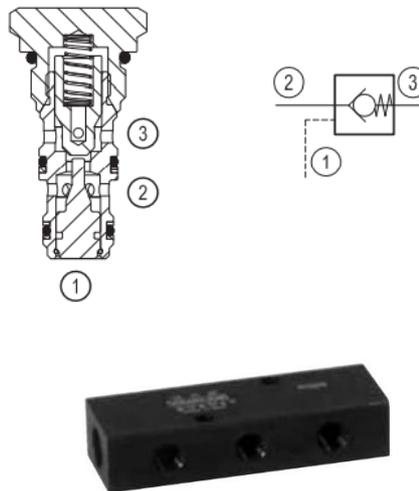


Figure 111: Valvola di blocco – Schema costruttivo, simbolo ISO e prodotto

La valvola di blocco è anche nota come valvola di non ritorno pilotata e fa parte della famiglia delle valvole ausiliari.

Essa si distingue dalla semplice valvola di non ritorno. Infatti, se la pressione alla bocca 2 è tale da vincere la forza di polarizzazione della molla, l'otturatore si sposta verso destra consentendo il passaggio del flusso attraverso la bocca 3. Invece, in condizioni normali (segnale pilota 1 assente), il flusso contrario, ovvero da 3 a 2 è impedito dalla presenza dell'otturatore. Fino a qui il funzionamento corrisponde a quello di una valvola di non ritorno semplice. Nel caso riportato, però, nel momento in cui è presente una pressione pilota alla porta 1, il pistone pilota agisce per spostare l'otturatore dalla sua sede consentendo il flusso anche da 3 a 2.

6.1.1.6 Cilindro pneumatico



Figure 112: Cilindro pneumatico - Prodotto

Come accennato nella trattazione dei capitoli relativi alla progettazione meccanica, il modello del cilindro pneumatico è stato scelto a priori dall'azienda, in base a loro esigenze commerciali. Pertanto, l'attuatore scelto è un attuatore pneumatico a stantuffo ad azionamento non magnetico.

Esso è senza dubbio l'elemento principale dell'intero circuito pneumatico dato che è il diretto responsabile del moto del banco. Infatti, la fuoriuscita e il rientro dello stelo, comandati da aria compressa che arriva alle due camere mediante un circuito pneumatico ben preciso, progettato in modo da garantire il corretto funzionamento, determina l'innalzamento e l'abbassamento del piano di lavoro.

L'attuatore pneumatico si compone di più parti:

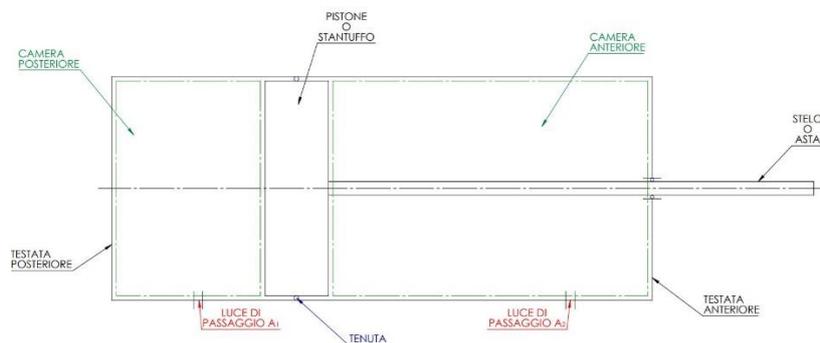


Figure 113: Cilindro pneumatico - Schema funzionale

Pertanto, si distinguono: canna, testata anteriore, testata posteriore, pistone (o stantuffo), stelo (o asta) e luci di passaggio (o porte di collegamento).

In particolare, si nota che la testata anteriore è forata al fine di permettere il passaggio dello stelo collegato al pistone. Invece, le luci di passaggio permettono di inviare aria compressa nella camera anteriore o posteriore in base alla volontà di determinare il rientro o la fuoriuscita dello stelo.

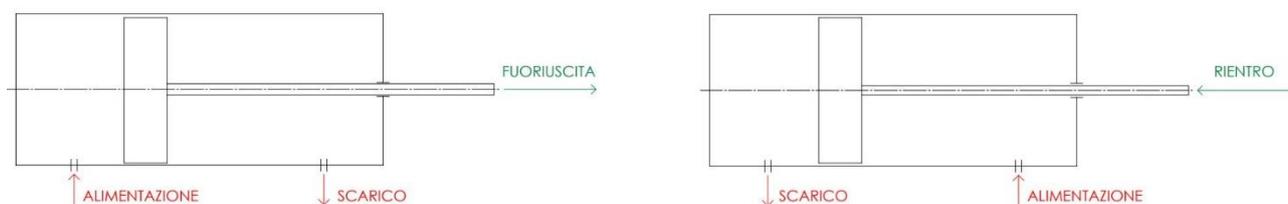


Figure 114: Cilindro pneumatico - Azionamento

Nel circuito realizzato, le due camere sono collegate in modo alterno all'alimentazione e allo scarico in base alla richiesta di aumento o riduzione dell'altezza del piano di lavoro rispetto al terreno: collegando la camera posteriore all'alimentazione e quella anteriore allo scarico, la pressione agente sulla superficie del pistone lato camera posteriore, determina una forza che spinge il pistone e quindi lo stelo verso l'esterno (fuoriuscita); viceversa, collegando l'alimentazione alla camera anteriore e lo scarico a quella posteriore si determina il rientro dello stelo.

6.1.1.7 Microvalvola a puntale

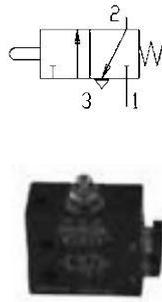


Figure 115: Valvola a puntale - Simbolo ISO e prodotto

La valvola a puntale fa parte della famiglia delle valvole ad azionamento meccanico.

Nel circuito essa svolge funzione di emergenza. È una valvola a 3 vie e 2 posizioni, monostabile, normalmente chiusa (N.C.). Infatti, in condizioni normali, il flusso non è in grado di passare da 1 a 2. Nel momento in cui sul puntale viene impressa una forza tale da vincere il precarico della molla, viene attivata la configurazione di sinistra e quindi la via 1 viene connessa alla 2 mentre lo scarico 3 viene chiuso.

Grazie a questo sistema, nel caso in cui qualcuno o qualcosa si interpone tra il piano di lavoro e il terreno durante la fase di discesa del banco, la barra di emergenza, su cui sono montati i fine corsa, che ha un certo moto relativo rispetto al piano di lavoro, si avvicina al piano di lavoro stesso portando il puntale ad essere premuto dalla struttura superiore del banco. In questo modo vengono attivati i fine corsa e quindi viene arrestato il moto di discesa del banco, evitando che qualcuno o qualcosa venga schiacciato.

6.1.1.10 Microvalvola a leva e rullo



Figure 116: Valvola a leva e rullo - Simbolo ISO e prodotto

Anche la valvola a leva e rullo fa parte della famiglia delle valvole ad azionamento meccanico.

Nel circuito essa funge da fine corsa per il sollevamento massimo e abbassamento massimo del banco. È una valvola a 3 vie e 2 posizioni, monostabile, normalmente aperta (N.A.). In condizioni normali, il flusso è in grado di passare da 1 a 2. Nel momento in cui sul rullo viene impressa una forza tale da vincere il precarico della molla, viene attivata la configurazione di sinistra e quindi la via 1 viene chiusa mentre la 2 viene posta a scarico.

6.1.1.9 Valvola or

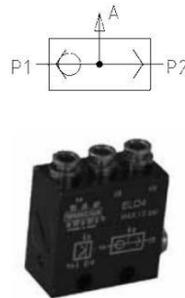


Figure 117: Valvola or - Simbolo ISO e prodotto

La valvola or, nota anche come valvola di somma logica, appartiene alla famiglia degli elementi logici. Come suggerisce il nome stesso, tale valvola permette di avere un segnale in uscita (A) se almeno uno dei due segnali in ingresso (P1 o P2) è presente.

6.1.1.8 Microvalvola a pulsante

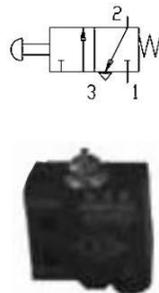


Figure 118: Valvola a pulsante - Simbolo ISO e prodotto

La valvola a pulsante fa parte della famiglia delle valvole ad azionamento muscolare diretto.

In questo caso essa è a 3 vie, 2 posizioni, monostabile, normalmente chiusa (N.C.). Infatti, in condizioni normali, la porta 1 è chiusa e la 2 è collegata allo scarico 3. Invece, applicando una forza sul pulsante tale da vincere il precarico della molla, si va ad azionare la configurazione di sinistra, permettendo il collegamento tra 1 e 2.

All'interno del circuito esso ha funzione di inizio funzionamento o di ripartenza dopo l'attivazione dei fine corsa (valvole a puntale) in caso di emergenza.

6.1.2 Funzionamento del circuito pneumatico

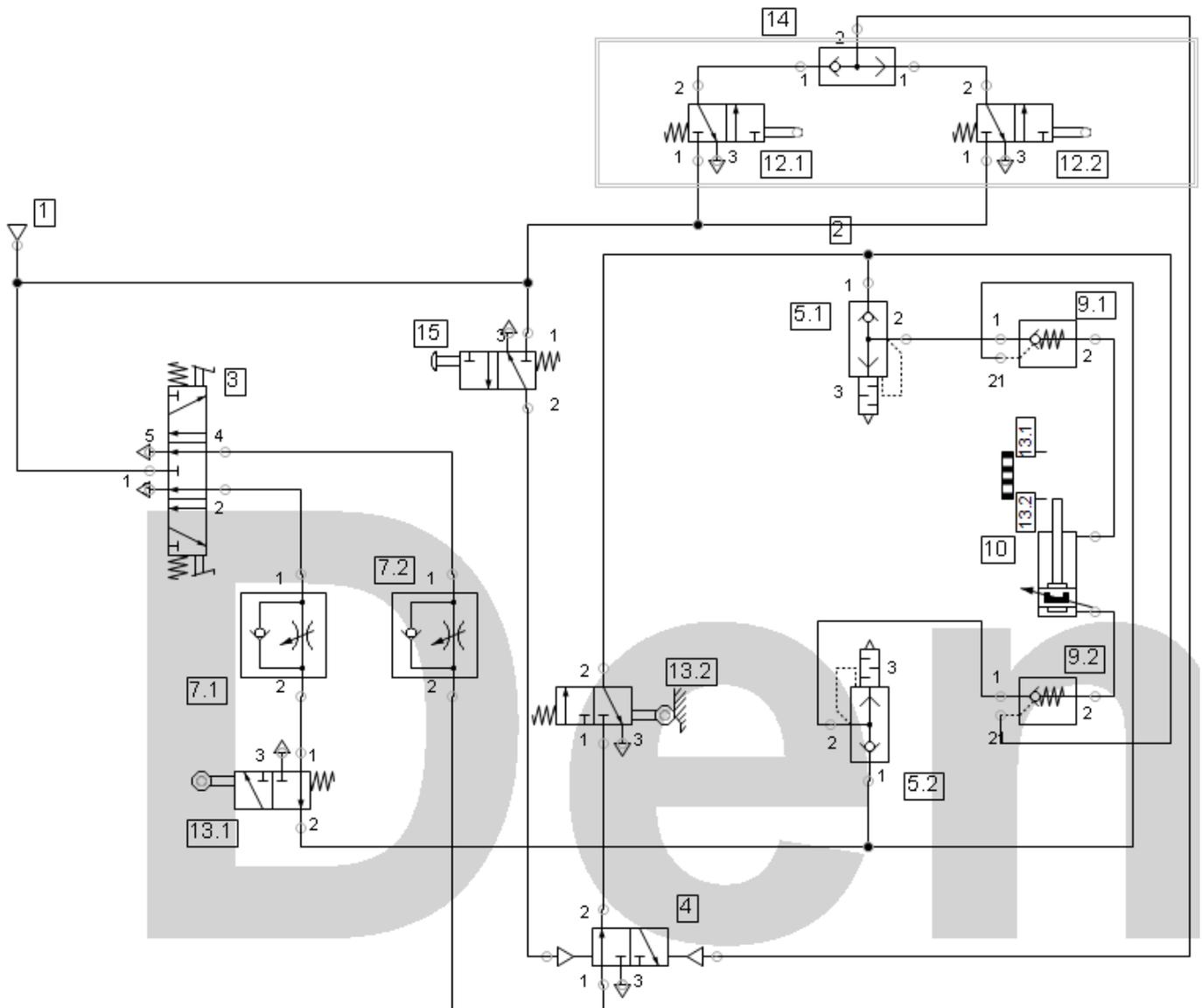


Figure 119: Circuito pneumatico

Partendo dall'alimentazione (1), mediante un raccordo ad Y (2) il flusso viene diviso in due parti, una diretta alla valvola a pedale (3) e l'altra, dividendosi ancora in due parti mediante un secondo raccordo ad Y diretta da un lato alla valvola a pulsante (15) e dall'altro ai 2 fine corsa (valvole a puntale- 12).

In condizioni normali la valvola a pedale si trova nella configurazione centrale e quindi l'alimentazione è chiusa. La valvola a pulsante, in condizioni normali, presenta l'alimentazione chiusa. Per quanto riguarda i fine corsa, anche essi sono normalmente chiusi e quindi l'alimentazione, in condizioni normali, è bloccata.

Questo fa capire che, se non viene toccato nulla, il banco resta fermo.

Azionando uno dei due pedali, in particolare quello di destra (in basso in *Figura 119*), viene attivata la configurazione di destra. Pertanto, considerando lo schema della valvola a pedale (3), si genera il

collegamento tra l'alimentazione 3 e la porta 2 e tra la porta 4 e lo scarico 5; la porta 1, collegata allo scarico, risulta chiusa. Il flusso, quindi, transita attraverso la porta 2, passa per il regolatore di flusso monodirezionale (7.1) e la valvola a leva e rullo (13.1) normalmente aperta e, mediante un raccordo a Y, si divide in due parti: una diretta alla valvola di scarico rapido (5.2) e l'altra diretta alla valvola di blocco (9.1). In particolare, il flusso che arriva alla valvola di scarico rapido (5.2) sposta l'otturatore, passa mediante la valvola di blocco (9.2), con segnale pilota 21 assente dato che risulta collegato allo scarico, ed entra all'interno della camera inferiore del cilindro. Invece, il flusso che arriva alla valvola di blocco (9.1) come segnale pilotante, è tale da consentirne il passaggio di flusso da 2 a 1 e quindi è in grado di determinare la fuoriuscita di aria compressa dalla camera anteriore.

In particolare, il flusso derivante della camera anteriore e passante per la valvola di blocco (9.1), grazie alla valvola di scarico rapido (5.1) va a scarico rapidamente, passando attraverso un silenziatore avente il compito di ridurre i rumori durante il funzionamento.

L'azionamento della valvola di scarico rapido (5.1) dipende dal segnale pilota 21 della valvola di blocco (9.1), che permette il passaggio del segnale avente una pressione pari a quella all'interno della camera anteriore dell'attuatore prima che avvenga lo svuotamento. Tale pressione, infatti, è superiore a quella che arriva alla porta 1 della valvola di scarico rapido (5.1), corrispondente alla pressione della porta 4 della valvola a pedale (3) (a meno delle perdite di pressione che si accumulano durante il percorso lungo il tubo e nella valvola di passaggio), collegata allo scarico.

In particolare, tale flusso passa attraverso la valvola a leva e rullo (13.2) N.A. e attraverso la valvola doppio pneumatico (4) che, salvo precedente attivazione dei fine corsa (12), si trova sempre nella configurazione di sinistra e quindi presenta le vie 1 e 2 connesse tra loro. Il segnale che attiva la configurazione di sinistra, a sua volta, deriva dalla valvola a pulsante (15), la quale, come accennato, si trova nella configurazione N.C. in condizioni normali.

Si ricorda che la valvola doppio pneumatico (4) è bistabile, pertanto rimane attivo l'ultimo segnale giunto alla valvola stessa. Dato che in questo caso il flusso passante per la valvola doppio pneumatico (4) è diretto verso lo scarico 5 della valvola a pedale (3), si nota che, indipendentemente dalla configurazione della valvola bistabile 4, il flusso viene condotto a scarico, quindi, anche forzando l'azionamento dei finecorsa (12), il circuito continua a funzionare e quindi il piano di lavoro continua a salire.

Infatti, il circuito è stato realizzato in modo che i fine corsa (12) funzionino durante la fase di discesa, coincidente con la fase di pericolo di eventuale schiacciamento.

Il forzamento dell'azionamento dei fine corsa può essere determinato esercitando con le dita una forza sul puntale della valvola stessa oppure sollevando la barra di emergenza determinando la compressione sempre del puntale contro la struttura superiore del banco, entrambi fenomeni che possono accedere accidentalmente durante la fase di lavorazione da parte degli operai ma che non comportano alcun problema.

Pertanto, partendo dall'azionamento del pedale di destra e quindi la configurazione di destra della valvola a pedale (3) si determina la fuoriuscita dello stelo dell'attuatore e il conseguente sollevamento del piano di lavoro, grazie all'ingresso di flusso nella camera posteriore e fuoriuscita di flusso dalla camera anteriore.

Passando alla descrizione di ciò che accade premendo il pedale di sinistra (in alto in *Figura 119*), si comprende come la presenza dei fine corsa nella fase di discesa è fondamentale per la sicurezza degli operai.

Infatti, premendo il pedale di sinistra, si attiva la configurazione di sinistra della valvola a pedale (3), ponendo in collegamento l'alimentazione 3 con la porta 4 e la porta 2 con lo scarico 1; questa volta ad essere chiusa è la porta 5, collegata allo scarico.

Il flusso, che passa attraverso la porta 4, giunge alla valvola doppio pneumatico (4). Come già anticipato, tale valvola è bistabile, pertanto la configurazione attiva è quella di sinistra o di destra in base al flusso attivo o all'ultimo flusso che è giunto alla valvola. A monte del segnale di sinistra c'è la valvola a pulsante (15), invece a monte del segnale destra ci sono i finecorsa (12), entrambi monostabili. Basta un segnale impulsivo sulle valvole 12 o 15 per attivare in modo continuo una delle due configurazioni della valvola bistabile 4.

La differenza rispetto al caso precedente è che, questa volta, il segnale di sinistra e quello di destra determinano un differente funzionamento.

Infatti, nel caso in cui fosse attivo il segnale di sinistra, il flusso derivante dall'alimentazione (1), passa attraverso il regolatore di flusso monodirezionale (7.2), attraverso la valvola doppio pneumatico (4) da 1 a 2 e attraverso il fine corsa a leva e rullo (13.2) N.A., giungendo mediante un raccordo ad Y (2) alla valvola di scarico rapido (5.1) e alla valvola di blocco (9.2) come segnale pilota. Ciò che ne deriva è del tutto analogo al caso precedente, salvo piccole differenze. Infatti, il flusso che giunge alla porta 1 della valvola di non ritorno (5.1), sposta l'otturatore, consentendo il passaggio di flusso da 1 a 2, flusso che passa attraverso la valvola di blocco (9.1), con segnale pilota assente (via collegata allo scarico), consentendo l'ingresso del flusso all'interno della camera anteriore dell'attuatore. Il raccordo ad Y (2) permette di condurre il flusso come segnale pilota 21 alla valvola di blocco (9.2), permettendo all'aria compressa di fuoriuscita da 2 a 1 dalla camera posteriore, fino allo scarico vicino della valvola di scarico rapido (5.2). Infatti, dato che la porta 1 della valvola 5.2 è collegata allo scarico della porta 1 della valvola a pedale (3), il segnale pilota 21 è tale da permettere il passaggio di flusso da 2 a 1 nella valvola 9.2, alla stessa pressione presente all'interno della camera prima dello svuotamento, e da 2 a 3 nella valvola 5.2 portandolo allo scarico vicino. A monte dello scarico è montato un silenziatore (6), al fine di evitare rumori indesiderati.

Quanto appena descritto segue alla presenza del segnale 10 sulla valvola doppio pneumatica (4) il quale segnale richiede che sia stato attivato almeno una volta dall'inizio dell'utilizzo del banco il pulsante della valvola 15. In tali condizioni si ha l'ingresso di flusso nella camera anteriore e la fuoriuscita da quella posteriore determinando, così, il rientro del cilindro e quindi il conseguente abbassamento del piano di lavoro.

Se, però, durante la fase di rientro del cilindro c'è un corpo ad ostacolare la discesa del piano di lavoro, dato che è presente una barra di emergenza perimetrale in grado di muoversi relativamente al piano del banco, sulla quale sono vincolati in modo solidale 2 valvole a puntale (12) perimetralmente opposte, l'avvicinamento della barra di emergenza al piano di lavoro determina una forza sui puntali dei fine corsa, i quali attivano la configurazione di destra delle valvole a puntale, determinando il passaggio del flusso derivante dall'alimentazione (1), che diventa segnale pneumatico per la valvola doppio pneumatico (4). Tale segnale attiva la configurazione di destra bloccando il flusso derivante dalla porta 4 della valvola a pedale (3) e ponendo a scarico ciò che si trova a monte della valvola

doppio pneumatico (4). In particolare, così facendo, il segnale pilota 21 della valvola di blocco (9.2) è assente (via collegata allo scarico) e quindi il flusso non è più in grado di fuoriuscire dalla camera posteriore dell'attuatore e allo stesso tempo alla porta 1 della valvola di scarico rapido (5.1) non arriva più alimentazione e quindi il flusso non entra all'interno della camera anteriore.

Pertanto, il banco arresta la sua corsa.

Ne consegue che se durante la fase di abbassamento del banco, ovvero di rientro del pistone, vengono attivati i fine corsa, al fine di ristabilire il pieno funzionamento del banco e quindi sia l'abbassamento che l'innalzamento del piano di lavoro, è necessario premere il pulsante della valvola 15 (N.C., monostabile). Finché questo non viene premuto, il banco funziona solo per l'innalzamento e non per l'abbassamento, per le motivazioni appena descritte. Questo permette di definire la valvola a pulsante come una valvola di reset del funzionamento del banco.

Per terminare la descrizione del funzionamento del circuito pneumatico occorre specificare che la valvola a pedale (3) è monostabile per entrambi i pedali ovvero che, finché uno dei due pedali viene premuto, risulta attivata la configurazione corrispondente (pedale di destra innalzamento del tavolo e pedale di sinistra abbassamento del tavolo) e che, una volta rilasciato il pedale, la valvola ritorna alla configurazione normale (centrale), ovvero quella corrispondente al banco fermo. Questo garantisce che il piano di lavoro rimanga sempre ad altezza fissa eccetto quando lo si vuole alzare o abbassare.

Inoltre, in fase di simulazione, ci si è resi conto dell'importanza dell'utilizzare la valvola di somma logica (valvola or-14) a valle dei due fine corsa (12). Infatti, dal momento che questi ultimi sono montati perimetralmente opposti sul lato corto della barra di emergenza, dato che il movimento della barra potrebbe essere non perfettamente verticale, potrebbe attivarsi solo uno dei due finecorsa. Senza valvola or, l'attivazione di solo una delle valvole a puntale determina la connessione dell'alimentazione, passante per il finecorsa attivo, con lo scarico del finecorsa non attivo.

Pertanto, al fine di evitare tale funzionamento indesiderato, si utilizza una valvola or in grado di dare un segnale in uscita non appena si presenta uno dei due segnali in ingresso, ovvero quando il primo fine corsa viene attivato.

Ulteriore precisazione va fatta sulle condizioni di lavoro dell'attuatore lineare. Infatti, al fine di far lavorare l'attuatore pneumatico al meglio, si è scelto di non farlo mai operare a corsa massima e minima. Per tale ragione, viene scelto un attuatore di corsa maggiore rispetto a quella necessaria e, al fine di bloccare la corsa di uscita e di rientro nel punto desiderato, è necessario adottare dei fine corsa a leva e rullo (13). In particolare, sono previste due valvole normalmente aperte (N.A.) una sulla linea di fuoriuscita e l'altra su quella di rientro in modo tale che, se queste non vengono attivate, il flusso continua senza interruzione il suo percorso. Invece, nel momento in cui il banco arriva ad altezza massima o minima, viene attivato il rispettivo finecorsa che blocca il flusso, impedendo un ulteriore innalzamento o abbassamento del piano di lavoro. Infatti, considerando a scopo esplicativo il caso di fuoriuscita del pistone (attivazione della configurazione di destra della valvola a pedale), durante la salita del banco il flusso passa regolarmente dalla porta 1 a quella 2 della valvola a leva e rullo 13.1.

Nel momento in cui il banco arriva a corsa massima, sul rullo viene applicata una forza che muove la leva ed aziona la valvola. Questa rimane attiva finchè sul rullo persiste la forza e quindi finchè il banco rimane nella posizione di altezza massima. Se la valvola a leva e rullo viene attivata, l'alimentazione connessa alla porta 1 viene chiusa e ciò che si trova a valle della valvola viene messo a scarico, determinando l'arresto della salita del banco. Infatti, finchè la valvola rimane attiva, continuando a premere il pedale di sollevamento, il piano di lavoro non può salire. Premendo, invece, il pedale di discesa del banco, il rullo viene disimpegnato, quindi la valvola 13.1 torna nella configurazione N.A. e da allora in poi il banco può nuovamente essere sollevato, fino ad arrivare ancora una volta all'altezza massima.

Discorso del tutto analogo può essere fatto nel caso di rientro del pistone e quindi abbassamento del piano di lavoro.

Infine, durante lo studio ci si è resi conto che, per garantire un sollevamento ed un abbassamento più graduale e controllato del piano di lavoro, è necessario inserire per ciascuna linea di fuoriuscia e rientro del pistone una valvola regolatrice di velocità monodirezionale (7.1 e 7.2), in grado di regolare la portata che passa nel circuito e quindi la velocità con cui il pistone si muove.

6.1.3 Simulazioni

Grazie al programma di simulazione pneumatica FluidSim è possibile, oltre che verificare il corretto funzionamento del circuito, realizzare dei diagrammi con i quali poter argomentare in maniera più dettagliata la conseguenza diretta dell'azionamento di alcuni componenti del circuito stesso.

6.1.3.1 Azionamento attuatore

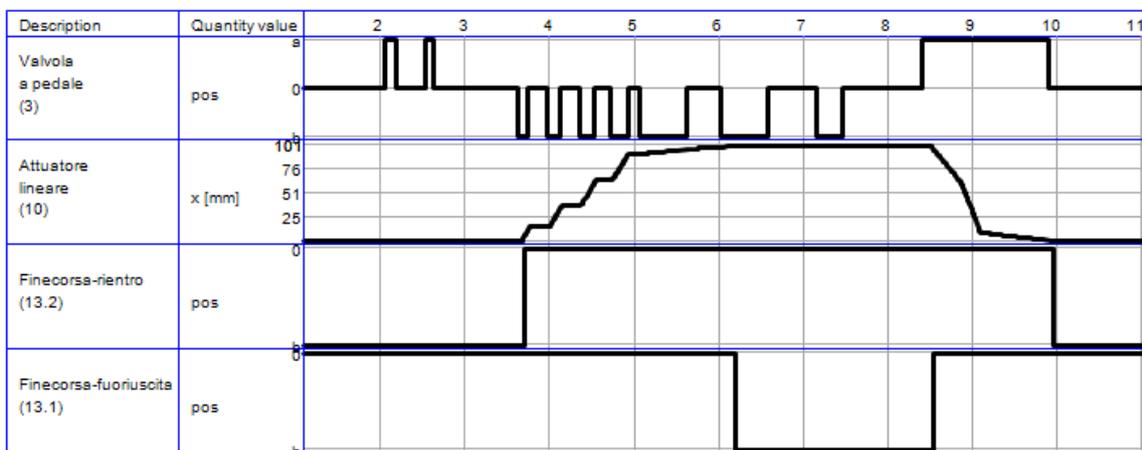


Figure 120: Azionamento attuatore

Nel diagramma in *Figura 120*, sono riportate la valvola a pedale (3), l'attuatore pneumatico (10) e le due valvole a leva e rullo (13.1-13.2). In questo caso, però, ci si focalizza solo sui primi due componenti (Il funzionamento dei fine corsa a leva e rullo è oggetto del quarto ed ultimo studio di simulazione). In particolare, per la valvola a pedale figurano 2 parametri (a e b), corrispondenti rispettivamente all'attivazione del pedale di sinistra (a -rientro dello stelo/abbassamento del banco) e di destra (b -fuoriuscita/innalzamento).

Dal momento che nella configurazione iniziale il pistone ha raggiunto il finecorsa di rientro, che infatti risulta attivo, andando a premere il pedale corrispondente al segnale a di abbassamento, questo non determina alcuna conseguenza sull'attuatore, che quindi rimane fermo.

Invece, premendo il pedale di innalzamento b , questo determina lo spostamento del pistone e quindi il sollevamento del banco. Infatti, si osserva facilmente come, in corrispondenza del segnale b , il pistone subisce un certo incremento di spostamento (in mm). Interrompendo la pressione sul pedale, il segnale cessa di esserci e quindi il pistone si arresta, condizione corrispondente all'andamento orizzontale della posizione del pistone. Avendo imposto un fine corsa per la fuoriuscita (13.1) dello stelo ad una distanza di simulazione pari a 100 mm, una volta che esso viene raggiunto e attivo, continuando a premere il pedale b , non si ha ulteriore spostamento. Pertanto, a questo punto, premendo il pedale a , è possibile determinare il rientro dello stelo.

6.1.3.2 Funzionamento valvola doppio pneumatica

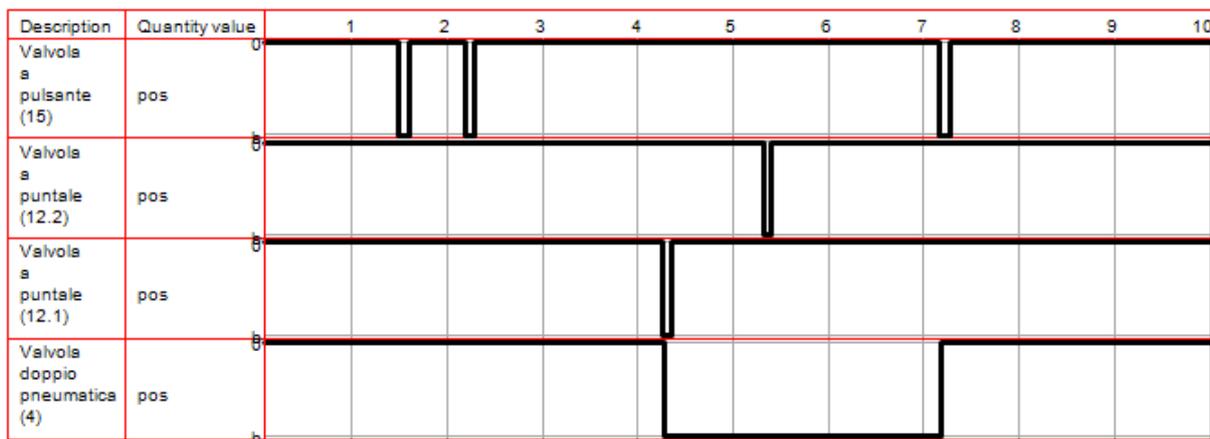


Figure 121: Funzionamento valvola doppio pneumatica

Con il diagramma in *Figura 121* si vuole mettere in luce l'effetto della valvola a pulsante (15) e dei due fine corsa a puntale (12.1-12.2) sulla valvola doppio pneumatico (4).

In particolare, dagli andamenti si nota che, essendo la valvola doppio pneumatico bistabile ed essendo nella configurazione di partenza attiva la configurazione attivata dal segnale derivante dalla valvola a pulsante, premendo il pulsante di quest'ultima non accade nulla.

La commutazione avviene nel momento in cui viene attivato uno dei due fine corsa. In questo caso specifico viene attivato impulsivamente il fine corsa a puntale contrassegnato dal numero 12.1. Infatti, non appena questo viene attivato, la valvola bistabile commuta e mantiene la sua nuova

configurazione finché non viene premuto (anche impulsivamente) il pulsante della valvola 3/2 (a pulsante).

Infine, si nota che, dopo aver attivato il fine corsa 12.1, l'attivazione del fine corsa 12.2 non ha alcuna conseguenza dato che il segnale in uscita dalla valvola or è stato già attivato dal primo finecorsa.

6.1.3.3 Funzionamento finecorsa a puntale

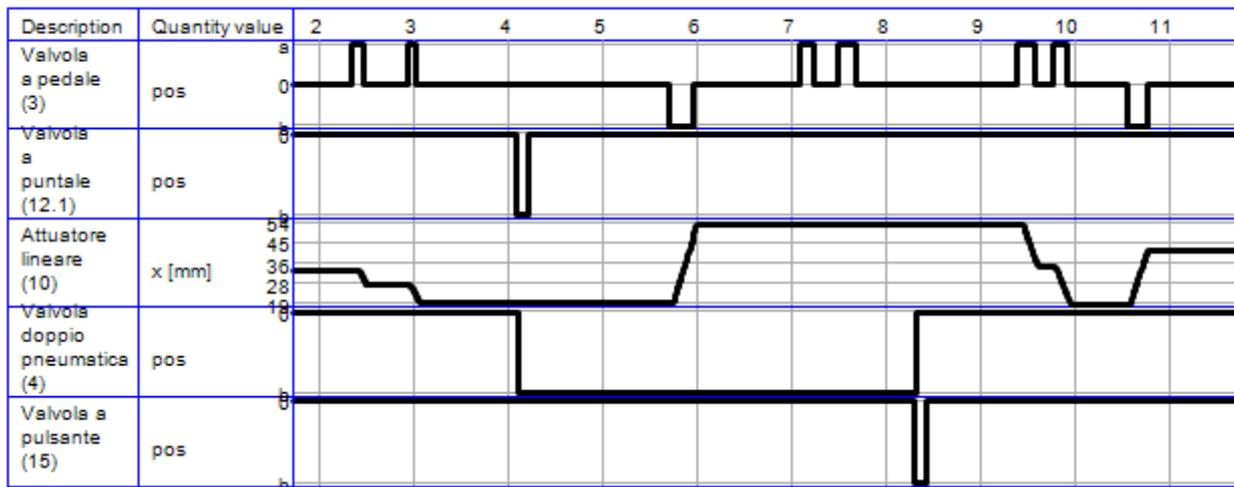


Figure 122: Funzionamento finecorsa a puntale

Dal diagramma riportato in *Figura 122* è possibile osservare la funzionalità dei finecorsa a puntale montati sulla barra di emergenza.

Infatti, nel momento in cui i fine corsa vengono attivati, il banco è in grado di determinare il solo sollevamento e non abbassamento. Questo converge con l'utilità delle valvole a puntale. Infatti, esse sono montate con lo scopo di evitare eventuali fenomeni di schiacciamento. Quindi, se i fine corsa si attivano, bisogna evitare che il banco si abbassi ulteriormente. In tali condizioni, però, non c'è alcuna ragione in termini di sicurezza, che vieti il sollevamento del banco, che quindi è consentito.

Questo è facilmente osservabile dall'ultimo diagramma riportato. Infatti, in un primo momento, quando le valvole a puntale non sono attive, il banco può sia sollevarsi che abbassarsi. Successivamente, attivando uno dei due finecorsa a puntale (12), in questo caso il 12.1, la valvola doppio pneumatico commuta e il pistone è in grado di fuoriuscire ma non di rientrare.

Solo dopo aver premuto il pulsante della valvola a pulsante (15), viene fatta ri-commutare la valvola doppio pneumatico e si riesce a ristabilire il pieno funzionamento consentendo sia sollevamento che l'abbassamento del piano di lavoro.

6.1.3.4 Funzionamento finecorsa a leva e rullo

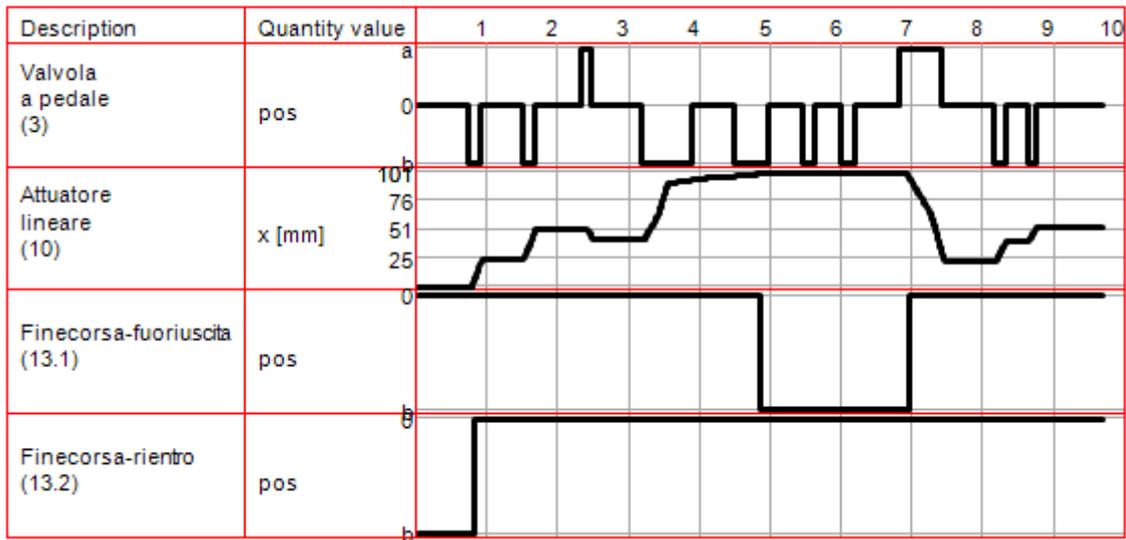


Figure 123: Funzionamento finecorsa a leva e rullo

Ultima analisi che si vuole condurre è quella mirata a verificare il funzionamento dei fine corsa a leva e rullo (13), responsabili dell'altezza massima e minima raggiungibile dal piano di lavoro.

Infatti, al fine di non avere ingombri nell'area circostante a quella di lavoro, invece di usare dei fine corsa a puntale, come per il sistema di emergenza, è possibile utilizzare delle valvole a leva e rullo agenti sul sistema ruote del banco, come già accennato nel capitolo relativo alla modellazione.

In particolare, considerando il caso di innalzamento del piano di lavoro, dagli andamenti si nota che, premendo il pedale *b* (innalzamento), il pistone gradualmente fuoriesce finché non giunge ad altezza massima, dove il fine corsa a leva e rullo (13.1) viene attivato e interrompe la corsa del piano di lavoro. Finché si è in questa posizione, il fine corsa rimane attivo e il banco non può più continuare la sua corsa, arrestandosi. Infatti, continuando a premere il pulsante *b* il piano di lavoro non si muove.

Premendo il pedale *a* di abbassamento, invece, il rullo del fine corsa viene disimpegnato e quindi il finecorsa si disattiva, con conseguente abbassamento del piano di lavoro. Da questo momento in poi è possibile premere nuovamente il pedale *b* di sollevamento fino a giungere nuovamente in corrispondenza dell'altezza massima.

Per il fine corsa (13.2) responsabile dell'arresto in corrispondenza dell'altezza minima il ragionamento è del tutto analogo.

6.2 Variante nel caso di grembialatura perimetrale

Come accennato nella trattazione del capitolo sulla modellazione, al fine di garantire la massima sicurezza durante il funzionamento del banco potrebbe essere utilizzata una grembialatura perimetrale.

Infatti, il sistema di sicurezza rappresentato dalla barra di emergenza consente di evitare fenomeni di schiacciamento ma solo qualora si interponesse un corpo tra il suolo e la barra stessa. Nel caso in cui qualcuno o qualcosa finisse internamente al banco, ovvero all'interno del perimetro della barra di sicurezza, il sistema di emergenza risulta inutile.

Come già descritto, quindi, si può cercare di troncare sul nascere il fenomeno dello schiacciamento progettando una protezione laterale, ovvero una grembialatura perimetrale.

Tale scelta, però, comporta che il circuito pneumatico prima descritto, realizzato in prospettiva dell'utilizzo della barra di emergenza, non è più idoneo.

Infatti, la presenza dei fine corsa a puntale montati sulla barra, così come la valvola doppio pneumatica, la valvola or e la valvola a pulsante 3/2 di ripristino del completo funzionamento non sono più necessari.

Il circuito che ne deriva, quindi, è del tutto analogo a quello descritto precedentemente ma risulta più semplice e snello. Infatti, è proprio per tale ragione che si è scelto di partire dalla descrizione del banco dotato di barra di emergenza per poi passare a quello con protezione laterale perimetrale.

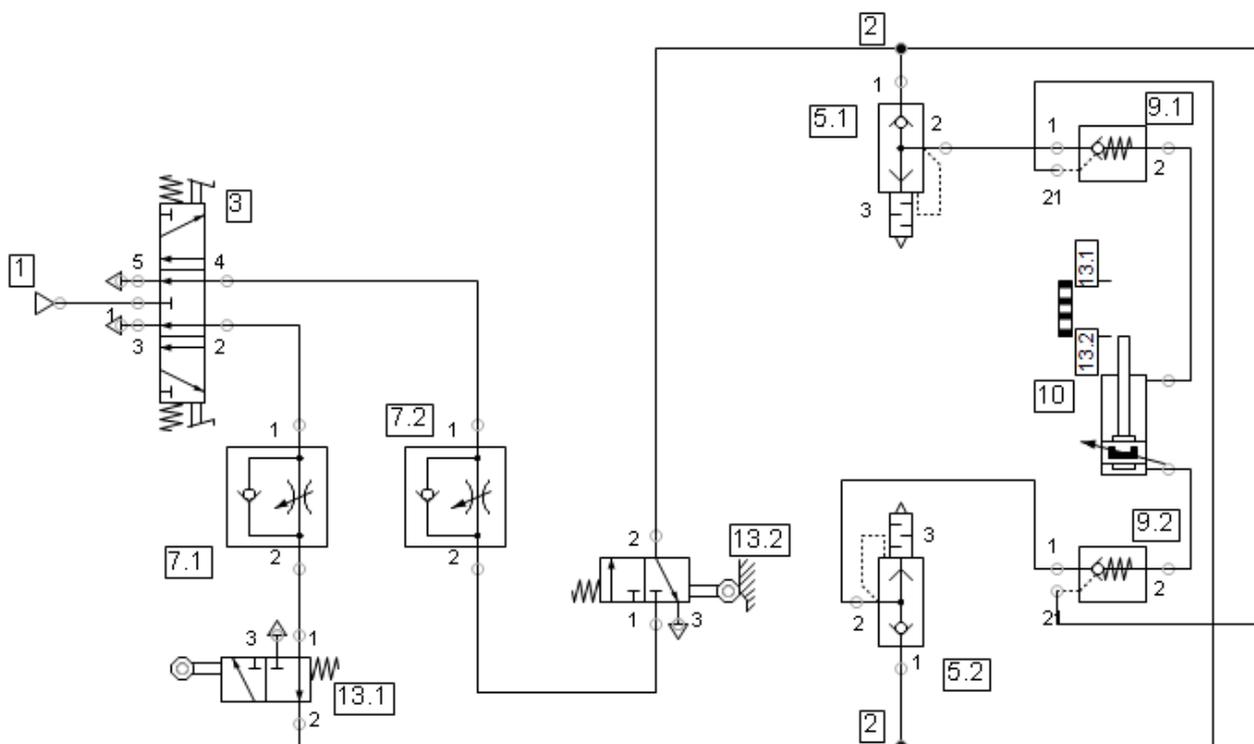


Figure 124. Circuito pneumatico alternativo

In particolare, si nota che il flusso di aria compressa nel caso di fuoriuscita del pistone e quindi di sollevamento del banco rimane del tutto analogo. Questo è dovuto al fatto che, come già abbondantemente descritto, l'azione dei fine corsa a puntale montati sulla barra di emergenza danno contributo solo durante la fase di abbassamento del banco e quindi rientro dello stelo.

Invece, nel caso di rientro dello stelo, venendo meno i fine corsa e le valvole ad essi annesse, utili ad imporre la loro utilità nel circuito, il flusso subisce un percorso del tutto analogo a quello per la fase di fuoriuscita dello stelo.

In questo modo, quindi, oltre a semplificare il circuito pneumatico, si riesce ad abbassare anche il costo della componentistica pneumatica.

Per capire quali delle due scelte progettuali è la migliore dal punto di vista economico, bisognerebbe comparare il costo dei fogli di alluminio e degli altri componenti utilizzati per realizzare la protezione perimetrale con quello delle valvole pneumatiche non più necessarie.

Dal punto di vista della sicurezza, invece, il sistema con grembialatura è sicuramente migliore, dato che riesce a garantire l'incolumità degli operai anche in caso di uso improprio del banco.

7. Conclusioni

Il lavoro di tesi ha avuto come obiettivo la realizzazione di un banco di sollevamento destinato all'area saldatura dello stabilimento produttivo di Bawer 2. Il tema, infatti, mi è stato assegnato da parte dell'azienda che mi ha ospitato negli ultimi mesi in cui ho svolto prima l'attività di tirocinio e poi quella di tesi.

Il banco risulta azionato da un circuito pneumatico che alimenta un attuatore pneumatico lineare, la cui forza di spinta determina la fuoriuscita e il rientro dello stello con conseguente innalzamento e abbassamento del piano di lavoro del banco.

Per poter realizzare il banco c'è stata una prima fase finalizzata alla raccolta delle specifiche di progetto e alle esigenze degli operai del reparto. Successivamente, si è passati alla schematizzazione del sistema da realizzare e alla comprensione del modo in cui questo doveva funzionare.

Una volta chiarite le idee e predisposto lo schema costruttivo, partendo da una rappresentazione in 2D del banco, ci si è concentrati sul calcolo delle forze presenti e sul dimensionamento geometrico delle varie parti che lo componevano.

Partendo dal calcolo delle forze è stato possibile determinare gli andamenti delle sollecitazioni e quindi le sezioni più sollecitate utili al dimensionamento dei componenti del banco.

Inoltre, essendo numerose le grandezze variabili in gioco e volendo per alcune di esse trovare il valore che consentiva le migliori condizioni operative si è ricorso a studi parametrici sfruttando lo strumento di calcolo Matlab.

Infatti, grazie agli studi parametrici, è stato possibile determinare la posizione migliore a cui posizionare l'albero trasversale solidale ai bracci interni DE su cui agisce la forza di spinta. In particolare, in questo caso, si è dovuto tener conto anche dei limiti dettati dall'ingombro fisico dell'attuatore pneumatico.

Una seconda analisi parametrica molto interessante ha riguardato la minima altezza che permetteva di avere sforzi non eccessivi.

Conoscendo le forze in gioco è stato possibile calcolare la forza di spinta che l'attuatore deve compiere per determinare la movimentazione del banco, forza dipendente dall'altezza. Grazie a tale forza, si è stati in grado di dimensionare l'attuatore pneumatico lineare, scegliendo da catalogo quello che rispettava le specifiche ottenute. In particolare, il dimensionamento è stato svolto considerando la condizione peggiore di massima forza, corrispondente alla configurazione di banco ad altezza minima.

Successivamente, ci si è cimentati sul dimensionamento dei due alberi trasversali del banco: quello di connessione tra i bracci interni DE su cui agisce la spinta dell'attuatore (albero in P) e quello solidale ai bracci esterni AB intorno a cui ruotano i bracci interni (albero in C).

Infine, noti i diametri degli alberi e quindi, i diametri dei fori da realizzare sui bracci, sono stati dimensionati i tubolari costituenti i bracci del sistema a pantografo.

In entrambi i casi, per il dimensionamento, è stata considerata la condizione peggiore e sono state utilizzate le relazioni presenti nella letteratura della scienza delle costruzioni.

Terminata la parte di dimensionamento, si è passati alla parte di modellazione.

L'azienda ospitante mi ha messo a disposizione una licenza SolidWorks grazie alla quale sono stati realizzati il modello 3D, varie analisi e ciò che occorreva per giungere a predisporre la realizzazione del banco.

Durante la fase di modellazione si sono presentate alcune problematiche da affrontare e risolvere al fine di garantire il corretto funzionamento, come ad esempio le guide di scorrimento, il sistema di connessione dei bracci ai supporti e la protezione laterale.

Sempre mediante SolidWorks, grazie a due moduli in esso presenti, sono state svolte alcune analisi utili a verificare l'effettiva validità del banco progettato.

In particolare, grazie al modulo *Motion* è stata condotta un'analisi di movimento destinata al calcolo della forza di spinta in funzione del tempo, andamento calcolato direttamente dal modello 3D in modo da confrontarlo con quella ottenuto analiticamente dallo studio statico.

Invece, mediante il modulo *Simulation* sono state condotte analisi statiche e a fatica. Dei vari componenti è stato discusso lo studio effettuato sull'albero incernierato in *P*, componente molto importante dato che subisce in modo diretto la forza derivante dall'attuatore pneumatico lineare.

Infine, si è passati all'automazione del banco. Infatti, il banco doveva essere alimentato tramite aria compressa. È stato necessario progettare l'intero circuito pneumatico che permettesse di garantire il funzionamento del banco in ogni sua parte. Partendo da un comando applicato a una valvola a pedale, grazie al circuito progettato, si riesce a determinare il sollevamento e l'abbassamento del banco.

Inoltre, per motivi di sicurezza, è stato necessario prevedere una barra perimetrale di emergenza con lo scopo di evitare fenomeni di schiacciamento. Infatti, grazie alla presenza di valvole pneumatiche a puntale posizionate sulla barra di emergenza stessa, si riesce a garantire l'arresto dell'abbassamento del banco qualora si interponesse un corpo tra il suolo e il banco di lavoro oltre una certa altezza. A tale sistema di sicurezza, è stato previsto un sistema alternativo, costituito da una grembialatura perimetrale, finalizzata a garantire l'incolumità degli operai anche nel caso di uso improprio del banco.

Al fine di poter progettare il circuito e svolgere importanti analisi per verificarne il corretto funzionamento, è stato utilizzato il programma di progettazione pneumatica *FluidSim*.

8. Bibliografia e sitografia

8.1 Bibliografia

- Progetto e costruzione di macchine di *Joseph E. Shigley, Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett*
- Progettazione di macchine di *R. Giovannozzi*
- La progettazione di macchine con SolidWorks Motion di *Umberto Fioretti*

8.2 Sitografia

- <https://www.cgilbasilicata.it/176755-bawer-matera-stabilizzati-otto-lavoratori.html>
- https://www.bawer.it/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=brand&gclid=EAIaIQobChMI6py0q7vu8AIVVuN3Ch3MIAO_EAAYASAAEgL7j_D_BwE
- https://www.waircom-mbs.com/wp-content/uploads/ftp_folder/datasheet/serie_xl.pdf
- https://www.waircom-mbs.com/wp-content/uploads/ftp_folder/datasheet/serie_f.pdf
- https://shop.ctmeca.com/it/liste_reference.asp?q=metc36-42-22
- https://www.elesa.com/siteassets/PDF/PDF_IT/RE.F8.pdf
- https://it.wikipedia.org/wiki/Metodo_degli_elementi_finiti
- <https://www.waircom-mbs.com/prodotti-2/?lang=it>

9. Ringraziamenti

Mi ritrovo qui, dopo meno di cinque anni, a mettere un punto a questo intenso percorso.

Mi sembra ieri quando entravo per la prima volta da studente al Politecnico, accompagnato da mio padre per ritirare la SmartCard. Corridoi pieni, gente che studiava e mangiava sulle scale, lauree in corso. Io mi sentivo così euforico per l'imminente inizio ma allo stesso tempo così piccolo rispetto a quello che mi circondava e che avrei dovuto affrontare.

Sono entrato il primo anno con tanti dubbi e paure, in primis quella di non farcela e di non potermi confrontare con quella marea di ragazzi in fila per entrare nelle immense aule. Oggi esco dallo stesso posto consapevole che con impegno costante, motivazione e sacrificio tutto può essere fatto e portato al termine nel migliore dei modi.

Sono riuscito a creare intorno a me una stabilità ed un equilibrio che mai avrei creduto di poter realizzare, elementi che si sono rivelati senza alcun dubbio i mezzi principali che mi hanno condotto qui oggi.

Sono felicissimo di poter condividere questo giorno così speciale con due persone altrettanto speciali: Angelo e Matteo. Compagni di banco fedelissimi con cui ho preparato praticamente ogni singolo esame. Eravamo per tutti "Quei 3" e spero lo saremo ancora nei prossimi anni. Devo a loro se sono riuscito ad arrivare così presto al traguardo; mi sentivo sempre stimolato e supportato. Credo che loro siano stati, nel mio percorso universitario, la fortuna più grande.

Non posso che nominare i miei ex-coinquilini Alessandro e Vincenzo. Ex poiché, come la maggior parte degli studenti fuorisede, ho deciso di trascorrere l'ultimo anno e mezzo a casa, seguendo le lezioni telematicamente. Sono stati anche loro dei compagni di viaggio fantastici. Ci siamo supportati sempre e siamo riusciti a creare un clima che ci ha permesso di sentirci il meno possibile lontani da casa.

Poi c'è Giuseppe (Peppe), con cui ho condiviso in modo particolare ogni cosa degli ultimi anni e che si è rivelato una delle persone più presenti nella mia vita attuale.

Tra i miei obiettivi dal giorno zero c'era quello di riuscire ad ultimare tutti gli esami con un semestre in anticipo in modo da potermi dedicare a tempo pieno ad un'attività di tirocinio e tesi in azienda. Nonostante si sia messo contro anche il COVID, sono comunque riuscito a ritagliarmi uno spazio all'interno dell'ufficio tecnico medicale dell'azienda BAWER S.p.A. (Matera). Anche in questo caso mi ritengo particolarmente fortunato nell'essermi ritrovato in un ufficio di ragazzi poco più grandi di me, i quali mi hanno fin da subito trattato come uno di loro senza mai accantonarmi in quanto tesista. Quindi, un ringraziamento va a Michele, Nicola e Piero, con i quali ho trascorso la maggior parte del tempo degli ultimi 5 mesi, che hanno sempre messo a mia disposizione ogni loro conoscenza. Inoltre, non posso che ringraziare il capo della squadra, l'Ing. Simone, nonché mio tutor aziendale e relatore, persona di grande esperienza e cultura, dal quale ho cercato di apprendere il più possibile sia dal punto di vista tecnico che dal punto di vista professionale. Ringrazio anche l'Ing. Riviello, che si è dimostrandosi sempre pronto ad aiutarmi con il mio lavoro di tesi.

Un ringraziamento particolare va alla mia tutor accademica e relatrice, la Prof.ssa Berruti, la quale dal primo giorno è sempre stata disponibile nei miei confronti, rispondendo in modo tempestivo ad ogni mia richiesta e dubbio, grazie alla quale non ho avvertito alcun disagio legato alla lontananza causata dalla pandemia.

Colgo l'occasione per ringraziare ogni singolo compagno e docente che nel corso di questi anni universitari ha arricchito in qualunque modo la mia persona.

A questo punto non resta che ringraziare coloro che hanno sempre creduto in me, che mi hanno incoraggiato e appoggiato in ogni cosa (o quasi- vedi viaggio in Africa, ecc..). Sono sicuro che la mia famiglia sia in generale orgogliosa di me, del mio modo di essere e di comportarmi. Sono altrettanto sicuro, però, che oggi sarà ancora più orgogliosa, ancora più felice. La felicità è condivisione e loro sono gli unici che possono davvero condividere con me questo giorno così speciale. I loro volti oggi sono sicuramente uno dei motivi che hanno tenuto sempre vivo nella mia mente questo traguardo.

Così come in triennale, anche in magistrale concludo ringraziando me stesso; infondo è grazie a me se oggi sto festeggiando.