

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio e progettazione di una
linea di supporti elastici a carico
variabile**



Relatore:

prof. Francesca Maria Curà

Candidato

Simone TONINI

ANNO ACCADEMICO 2020/2021

Sommario

I supporti elastici a carico variabile sono dispositivi che servono per sostenere il peso delle tubazioni che per effetto delle variazioni termiche e di altre cause presentano nei punti di sostegno degli spostamenti verticali.

L'obiettivo dello studio è quello di caratterizzare il componente analizzandone gli utilizzi, il processo produttivo e le funzionalità richieste al fine di progettare e realizzare una serie di prototipi funzionali che portino al miglioramento del prodotto dal punto di vista della qualità, della manutenzione, della produzione e che porti dei vantaggi dal punto di vista economico al fine di essere prodotti ed inseriti nel catalogo dell'azienda. Il lavoro prevede l'analisi del processo produttivo, la progettazione dei componenti, il dimensionamento delle parti, l'analisi strutturale dei supporti tramite l'utilizzo del metodo agli elementi finiti ed infine la realizzazione dei componenti con le relative prove sperimentali.

I risultati ottenuti evidenziano come la progettazione integrata con la conoscenza delle criticità produttive e di manutenzione del prodotto, insieme all'analisi strutturale del componente, effettuata in fase di design, porti ad un miglioramento di quest'ultimo sotto diversi punti di vista. In conclusione, visti gli esiti dello studio, si consiglia all'azienda di utilizzare questa metodologia per procedere al rinnovamento del catalogo al fine di aumentare la competitività all'interno del mercato, prestando però attenzione ad avere flessibilità progettuale in modo da adattarsi alle diverse criticità caratteristiche di ogni singolo prodotto.

Indice

Elenco delle figure	6
Introduzione	8
1 Richiami teorici metodo degli elementi finiti	10
1.1 Cenni storici	11
1.2 Problema elastico tridimensionale	11
1.3 Scelta del funzionale	14
1.4 Principio dei lavori virtuali	14
1.5 Formulazione del metodo	16
1.6 Elementi isoparametrici	17
1.7 Approssimazioni del metodo	18
2 Richiami teorici sulla progettazione di molle a compressione eliocoidali	20
2.1 Caratteristica della molla	21
2.2 Barra di torsione	21
2.3 Molla a elica cilindrica	23
3 Supporti elastici a carico variabile	26
3.1 Composizione	26
3.2 Criteri di scelta	27
3.3 Tipologie di supporti	28
3.3.1 Supporti appesi	28
3.3.2 Supporti appoggiati a travi	28
3.3.3 Supporti appoggiati al terreno	29
4 I supporti variabili Ca.S.T.Im 2000	31
4.1 Classificazione dei supporti	31
4.2 Caratteristiche costruttive	33
4.2.1 Composizione	33
4.2.2 Installazione	35
4.3 Processo produttivo	36
4.3.1 Corpo molla	36
4.3.2 Molla e taratura	38
4.3.3 Tubo tenditore	39

4.3.4	Piastre superiori	39
4.3.5	Applicazione targhette	40
5	Studio preliminare per la progettazione	41
5.1	Criticità dei supporti attuali	41
5.1.1	Problematiche della produzione	42
5.1.2	Problematiche legate alla manutenzione ed installazione in cantiere	43
5.1.3	Criticità progettuali e funzionali	44
5.1.4	Ottimizzazione economica	44
6	Progettazione e prototipazione del primo supporto	45
6.1	Disegnazione nuovo supporto	46
6.1.1	Corpo contenitore molla	46
6.1.2	Piastra inferiore	47
6.1.3	Pistone premi-molla	48
6.1.4	Sistema tenditore	49
6.1.5	Piastra superiore	50
6.1.6	Modifica della molla	51
6.2	Confronto con il modello attuale	53
6.3	Analisi statica SV2.320B	55
6.4	Analisi snellezza barre filettate SV 4.320	57
6.5	Prototipazione	60
6.5.1	Preventivazione e confronto con il modello attuale	60
6.5.2	Montaggio	61
7	Seconda fase di progettazione e prototipazione	66
7.1	Progettazione SV2.130B	66
7.1.1	Disegnazione	67
7.1.2	Confronto con modello attuale	69
7.1.3	Analisi statica	69
7.1.4	Preventivazione	70
7.1.5	Prototipazione e testing	71
7.2	Progettazione SV2.520B	71
7.2.1	Disegnazione	72
7.2.2	Scelta del supporto	75
7.2.3	Analisi statica	76
7.2.4	Preventivazione	78
7.2.5	Prototipazione	79
7.2.6	Testing	80
	Conclusioni	83
	Bibliografia	85

Elenco delle figure

1.1	Elemento piano triangolare a 3 e 6 nodi in coordinate cartesiane e naturali	18
2.1	Esempio di curva caratteristica di una molla	21
2.2	Barra di torsione	22
2.3	Sezione di molla ad elica cilindrica	24
3.1	Supporto variabile appeso installato presso lo stabilimento Arpa Industriale S.p.A, Bra (CN) – Italia	29
3.2	Coppia di supporti variabili appoggiati installati presso lo stabilimento Sasol italy Spa, Augusta (SR) – Italiaa	30
4.1	Piastra di chiusura tipo "A"	34
4.2	Supporto variabile tipologia "A"	34
4.3	Schema catenaria per supporto variabile tipo "C"	35
4.4	Schema catenaria per supporto variabile tipo "FGT"	36
4.5	Schema catenaria per supporto variabile tipo "E"	37
4.6	Sezione pistone ottenuto da stampaggio	38
4.7	Complessivo tubo tenditore	39
6.1	Corpo contenitore molla derivato da tubo	47
6.2	Piastra inferiore nuovo supporto SV2.320B	48
6.3	Pistone premi molla per supporto con tiranti esterni	49
6.4	Nuovo sistema tenditore	50
6.5	Piastra superiore nuovo supporto	51
6.6	Nuovo supporto SV2.320B	54
6.7	Elemento solido tetraedrico parabolico	55
6.8	Livello di convergenza analisi statica SV2.320B	56
6.9	Deformata supporto SV2.320B	57
6.10	Stress equivalente (Von Mises) supporto SV2.320B in prova idrostatica	58
6.11	Saldatura corpo contenitore molla	62
6.12	Componenti dopo la verniciatura	63
6.13	Simulazione di prova idrostatica SV2.320B	64
6.14	Simulazione carico ciclico SV2.320B	65
7.1	Piastra di base 2.130B	67
7.2	Corpo contenitore molla 2.130B	68
7.3	Piastra superiore 2.130B	68
7.4	Deformata e mappa degli stress equivalenti SV2.130B	70
7.5	Simulazione di prova idrostatica SV2.130B	72
7.6	Piastra inferiore 2.520B (prima soluzione)	73

7.7	Corpo contenitore molla 2.520B (prima soluzione)	73
7.8	Prima soluzione SV2.520B	74
7.9	Mezzaluna per SV2.520B (seconda soluzione)	75
7.10	Piastra superiore SV2.520B (seconda soluzione)	75
7.11	SV2.520B (seconda soluzione)	76
7.12	Tipologie di contatto utilizzate per la modellazione della saldatura .	77
7.13	Stress equivalente SV2.520B con barre filettate M56	78
7.14	Stress equivalente SV2.520B con barre filettate M36	78
7.15	Saldatura piastra di base: particolare battuta meccanica e saldatura finale	80
7.16	SV2.520B assemblato	81
7.17	Prova idrostatica SV2.520B	82

Introduzione

Questo elaborato è il risultato della mia attività svolta presso l'azienda Ca.S.T.Im 2000 s.r.l., una società con sede a Vezza d'Alba (CN).

L'azienda si occupa di produzione e progettazione di diverse tipologie di prodotti quali:

- Supporti elastici a carico variabile e costante
- Prodotti di carpenteria per impianti (ad esempio collari per tubazioni, catarie, ecc.)
- Shock absorber
- Scambiatori di calore a fascio tubiero
- Serbatoi per il contenimento di fluidi

L'attività ha avuto inizio con un tirocinio curricolare di 300 ore nel quale ho avuto la possibilità di affinare le mie conoscenze in materia di progettazione, disegno, conoscenza dei processi produttivi, lettura e comprensione dei disegni tecnici e delle specifiche di un determinato prodotto.

I software che ho avuto modo di apprendere ed utilizzare sono:

- *Autodesk AutoCAD* per la realizzazione di schemi e la modifica di disegni esistenti

- *Autodesk Inventor* per la progettazione e modellazione 3D dei nuovi componenti
- *Autodesk Inventor Nastran* per l'analisi strutturale agli elementi finiti
- *Zucchetti Ad Hoc Revolution*, il software gestionale utilizzato in azienda, da me utilizzato per accedere ai preventivi, costi dei materiali, disponibilità degli articoli in magazzino ed archivio dei fornitori

Le conoscenze apprese, assieme all'aiuto ricevuto dal mio responsabile e supervisore Ing. Luca Serra e dal responsabile tecnico e manutentivo Matteo Sona, i quali hanno dimostrato di credere nel progetto, guidandomi nella realizzazione delle varie fasi e fornendomi un grande aiuto per realizzare e completare questo percorso di tesi.

Capitolo 1

Richiami teorici metodo degli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti è una tecnica numerica che consente di risolvere tutti i problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali tramite una discretizzazione del continuo, riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche.

L'idea alla base dell'analisi è quella di suddividere la struttura in esame in un numero finito di sottostrutture elastiche che prendono appunto il nome di elementi. Una volta risolto e definito il comportamento di ogni elemento è possibile risalire al comportamento globale dell'intera struttura assemblando le varie matrici elementari.

In generale, il metodo agli elementi finiti è utile nella risoluzione di problemi dal dominio di forma complessa, variabile o quando si ha necessità di gradi di accuratezza nella soluzione diversi a seconda della zona in esame.

1.1 Cenni storici

L'origine del metodo è da attribuirsi alla necessità di risoluzione di problemi complessi di analisi strutturale nel campo civile ed aeronautico. [1] Le prime applicazioni del metodo possono essere fatte risalire agli anni 1930-1935 ed al biennio 1940-1941, dove Alexander Hrennikoff e Richard Courant condividevano, sebbene utilizzando due approcci diversi, l'idea di suddividere il dominio del problema in sottodomini di forma semplice. [2]

Tuttavia, il primo articolo sul metodo agli elementi finiti è stato pubblicato nel 1956 da M. J. Turner, mentre il termine "elementi finiti" è stato coniato in un articolo del 1960. [3]

Il criterio di calcolo ha avuto una grande diffusione con l'avvento dei calcolatori elettronici, infatti, grazie alle sempre più elevate prestazioni di questi ultimi, il tempo impiegato ad eseguire la grande quantità di calcoli necessari per la risoluzione si è notevolmente ridotto nel corso degli anni. Ciò ha consentito la nascita e la diffusione della gran parte dei codici FEM commerciali come ANSYS, ABAQUS, NASTRAN, etc.

1.2 Problema elastico tridimensionale

Il problema elastico consiste nella determinazione delle tensioni, gli spostamenti e le deformazioni di un solido vincolato su determinate porzioni della superficie soggetto a dei carichi esterni di volume e di superficie.

Il problema elastico viene rappresentato da 15 equazioni:

- Equazioni differenziali di equilibrio

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (1.2)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0 \quad (1.3)$$

- Equazioni differenziali di congruenza

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (1.4)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (1.5)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (1.6)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (1.7)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (1.8)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \quad (1.9)$$

- Equazioni algebriche di legame costitutivo del materiale

begin equation $\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z)$ (1.9)

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z) \quad (1.10)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - \nu\sigma_y - \nu\sigma_x) \quad (1.11)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G}\tau_{xy} \quad (1.12)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G}\tau_{yz} \quad (1.13)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{1}{G}\tau_{zx} \quad (1.14)$$

Dove:

- $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ rappresentano le tensioni normali e tangenziali;
- $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ rappresentano le deformazioni normali e tangenziali;
- u, v, w sono gli spostamenti;
- E è il modulo elastico di Young;
- ν è il coefficiente di Poisson;
- G è il modulo di elasticità tangenziale.

Le soluzioni analitiche di questo sistema possono essere del tipo semi-inverso come la soluzione proposta da De Saint Venant, nella quale è possibile determinare esattamente lo stato di tensione e deformazione di un solido composto da un materiale iperelastico, isotropo ed omogeneo, nel quale la dimensione longitudinale sia molto maggiore della sua sezione (ipotizzata costante).

Un altro tipo di soluzione analitica è quella relativa alle piastre e ai gusci, nella quale viene ipotizzato uno stato di tensione piano all'interno del materiale, poiché in questi corpi la larghezza e la lunghezza risultano essere prevalenti rispetto allo spessore.

Le soluzioni numeriche del sistema sono riconducibili a due metodi di discretizzazione del continuo: Il metodo degli elementi finiti ed il metodo delle differenze finite.

Il metodo delle differenze finite si basa sull'approssimazione delle derivate con equazioni alle differenze finite. Può essere utilizzato nei problemi alle derivate parziali come schema di avanzamento temporale.

1.3 Scelta del funzionale

Nell'approccio alla soluzione mediante il metodo agli elementi finiti è molto importante la scelta del funzionale, il quale consente di dare una connotazione matematica al continuo discretizzato. Essi possono essere scelti tramite l'utilizzo di metodi energetici o metodi variazionali.

I metodi energetici preferiti sono quello del principio dei lavori virtuali, utilizzato prevalentemente nell'analisi statica, e quello dell'equazione di Lagrange, utile nella risoluzione di problemi dinamici.

Tra i metodi variazionali si possono segnalare il metodo di Galerkin, utile per i problemi accoppiati, ed il metodo di Railegh Ritz, utilizzato in dinamica.

1.4 Principio dei lavori virtuali

Il principio dei lavori virtuali afferma che, per garantire l'equilibrio di un sistema deformabile in una data configurazione, il lavoro delle forze esterne deve essere uguale al lavoro interno per un qualsiasi insieme di spostamenti virtuali.

$$\delta L^i = \delta L^e \tag{1.15}$$

Dove δL^i è il lavoro virtuale interno dato dal prodotto tra le tensioni reali σ e le deformazioni virtuali :

$$\delta L^i = \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \tag{1.16}$$

Mentre δL^e è il lavoro virtuale esterno compiuto dalle forze di superficie e di volume:

$$\delta L^e = \{\delta u\}^T \{t\} dA + \{\delta u\}^T \{\phi\} dV \quad (1.17)$$

Dove:

- $\{\delta u\}$ sono gli spostamenti virtuali;
- $\{t\}$ sono le forze di superficie applicate sul solido;
- $\{\phi\}$ sono le forze di volume applicate sul solido;
- dA e dV sono rispettivamente l'area di azione della forza superficiale e la porzione di volume infinitesimale su cui agiscono le forze volumetriche.

Si sostituiscono quindi le due equazioni all'interno della prima uguaglianza, integrando rispetto al volume si ottiene:

$$\int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA = \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV - \int_V \{\delta u\}^T \{\phi\} dV \quad (1.18)$$

Dove:

In questo funzionale è contenuta tutta la teoria dell'elasticità precedentemente espressa dal sistema di 15 equazioni. Nella discretizzazione si mettono in relazione gli spostamenti $\{u\}$ con gli spostamenti nodali $\{s\}$, cioè dei punti nei quali sono presenti i gradi di libertà dell'elemento, attraverso delle funzioni di forma rappresentate dalla matrice $[n]$.

$$\{u\} = [n] \{s\} \quad (1.19)$$

Dove: Le funzioni di forma sono generalmente dei polinomi che devono essere caratterizzati dai seguenti requisiti: Continuità e derivabilità all'interno dell'elemento Capacità di rappresentazione del moto rigido

dell'elemento, caratterizzato da energia di deformazione nulla Capacità di garantire uno stato di deformazione costante Capacità di assicurare continuità tra elementi adiacenti

Una funzione che soddisfa i primi tre requisiti viene definita *completa*, mentre se assicura anche la continuità tra elementi adiacenti si dice *conforme*.

Possiamo quindi scrivere il funzionale in forma matriciale, ottenendo:

$$\int_A [n]^T \{t\} dA = \int_V [b]^T [E] [b] \{s\} dV - \int_V [n]^T \{\phi\} dV \quad (1.20)$$

Dove $[b]$ è detta matrice di deformazione ed è data da:

$$[b] = [\partial][n] \quad (1.21)$$

1.5 Formulazione del metodo

L'espressione sopra descritta nella seguente forma:

$$[K] \{s\} = \{f_e\}_s + \{f_e\}_\phi \quad (1.22)$$

Dove $[K]$ rappresenta la matrice di rigidezza della struttura, $\{f_e\}_s$ è il vettore delle forze esterne di superficie e $\{f_e\}_\phi$ è il vettore delle forze esterne di volume.

In particolare:

$$[K] = \int_V [b]^T [E] [b] \{s\} dV \quad (1.23)$$

$$\{f_e\}_s = \int_A [n]^T \{t\} dA \quad (1.24)$$

$$\{f_e\}_\phi = \int_V [n]^T \{\phi\} dV \quad (1.25)$$

Per poter calcolare questi integrali utilizzando un elaboratore è quindi necessario utilizzare un metodo numerico per l'integrazione, introducendo quindi un'approssimazione nella risoluzione del problema elastico.

1.6 Elementi isoparametrici

Per semplificare la caratterizzazione di elementi di forma geometrica complessa si introduce il concetto di elemento di riferimento, di forma geometrica semplice, definito in uno spazio naturale e adimensionale.

La formulazione si basa sul fatto di creare una corrispondenza biunivoca tra un elemento di forma qualsiasi nel sistema cartesiano e un elemento di forma semplice nel sistema naturale o locale. [4]

Il risultato sono delle funzioni interpolanti che descrivono sia la geometria che il campo di spostamenti interno ed hanno la caratteristica di essere molto semplici da integrare e derivare.

Le funzioni di forma utilizzate sono in numero pari al numero di nodi dell'elemento ed il loro valore varia da 0 a 1, assumendo il valore unitario in corrispondenza del nodo i di coordinate (x_i, y_i, z_i) e valore nullo in corrispondenza degli altri nodi dell'elemento.

Tra i vari tipi di elementi utilizzati possiamo trovare:

- * Elementi monodimensionali a due o tre nodi
- * Elementi triangolari a tre o sei nodi (1.1)
- * Elementi quadrangolari a quattro, otto o nove nodi
- * Elementi solidi tetraedrici a quattro o dieci nodi
- * Elementi solidi a otto o venti nodi

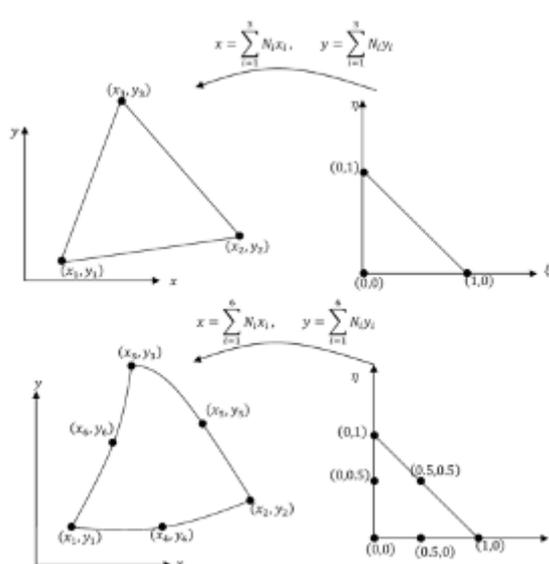


Figura 1.1: Elemento piano triangolare a 3 e 6 nodi in coordinate cartesiane e naturali

1.7 Approssimazioni del metodo

Come anticipato in precedenza, l'utilizzo di un approccio risolutivo basato sul metodo agli elementi finiti porta a degli errori nella stima della rigidezza. Questi errori sono dovuti a tre principali fattori: la discretizzazione del continuo, l'integrazione numerica e la distorsione degli elementi.

La discretizzazione porta intrinsecamente a sovrastimare la rigidezza del modello, infatti tutti i punti all'interno di un elemento sono legati allo spostamento dei nodi di quest'ultimo attraverso le funzioni di forma, generando così quello che viene definito un *residuo tensionale*.

Al fine di migliorare la discretizzazione del modello e ridurre al minimo l'errore connesso all'utilizzo del metodo agli elementi finiti esistono due soluzioni:

- * Aumentare il grado del polinomio, scegliendo delle funzioni di forma più complesse

- * Ridurre le dimensioni degli elementi, aumentando quindi il numero di nodi presenti all'interno della simulazione.

Il secondo tipo di approssimazione è dovuto al fatto che tutti i calcolatori risolvono gli integrali in maniera numerica, approssimandoli cioè a delle sommatorie, e non in maniera analitica.

Il terzo tipo di errore invece si ha quando, per varie ragioni, gli elementi utilizzati nella discretizzazione non presentano una forma regolare. Per esempio, spesso succede che un elemento quadrangolare non presenti angoli di 90° o che il nodo centrale di un elemento lineare si discosti dalla sua posizione ideale a metà del segmento. In questi casi, nel passaggio da coordinate cartesiane a naturali, il Jacobiano può presentare delle singolarità, rendendo quindi impossibile la stima della matrice di rigidezza.

Generalmente si accettano dei valori limitati di distorsione, i parametri tenuti sotto controllo possono essere gli angoli interni di un elemento, il rapporto lunghezza-altezza, il rapporto di forma o la posizione dei nodi intermedi.

Per verificare il valore della distorsione si può procedere con il calcolo del determinante della matrice Jacobiana; esso, infatti, si presenta costante se un elemento è, ad esempio, parallelepipedo con i nodi equispaziati e varia se è presente un qualche tipo di distorsione. Il valore del determinante diventa nullo o negativo nei pressi di una zona con eccessiva distorsione, indicando quindi la presenza di una singolarità all'interno della matrice che, come affermato in precedenza, non consente la stima della rigidezza.

Capitolo 2

Richiami teorici sulla progettazione di molle a compressione elicoidali

Richiami teorici sulla progettazione di molle a compressione elicoidali

Le molle sono elementi di macchine caratterizzati da un'elevata capacità di deformarsi elasticamente sotto l'azione del carico e di riassumere la loro conformazione originaria, al cessare dell'applicazione del carico stesso. Esse sono in grado di immagazzinare energia sotto forma di energia potenziale elastica e vengono principalmente utilizzate per le seguenti funzioni:

- * Attenuazione degli urti e dei sovraccarichi istantanei
- * Accumulazione di energia
- * Mantenimento del collegamento tra le parti di una macchina
- * Trasduzione per la misura di forze, vibrazioni e grandezze ad esse collegate

2.1 Caratteristica della molla

La caratteristica di una molla è la relazione tra la forza e lo spostamento, il parametro evidenziato è la costante elastica o rigidezza k della molla.

$$F = k \cdot f, M = k \cdot \theta \quad (2.1)$$

La curva caratteristica varia a seconda della legge di variazione della rigidezza, esistono tre tipi di caratteristiche: lineare, hardening e softening (2.1).

Nel caso di caratteristica lineare l'energia immagazzinata dalla molla, cioè l'area sottesa alla curva caratteristica, vale:

$$W = \frac{Ff}{2} \quad (2.2)$$

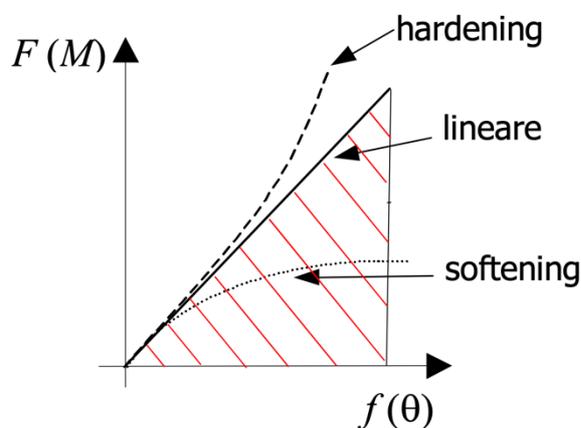


Figura 2.1: Esempio di curva caratteristica di una molla

2.2 Barra di torsione

Si consideri una generica barra di diametro d , lunghezza l , incastrata su un'estremità e sorretta da un supporto che elimini la flessione sull'altra,

sollecitata da un momento torcente esercitato da un braccio rigido al quale viene applicata una forza F alla distanza r (2.2).

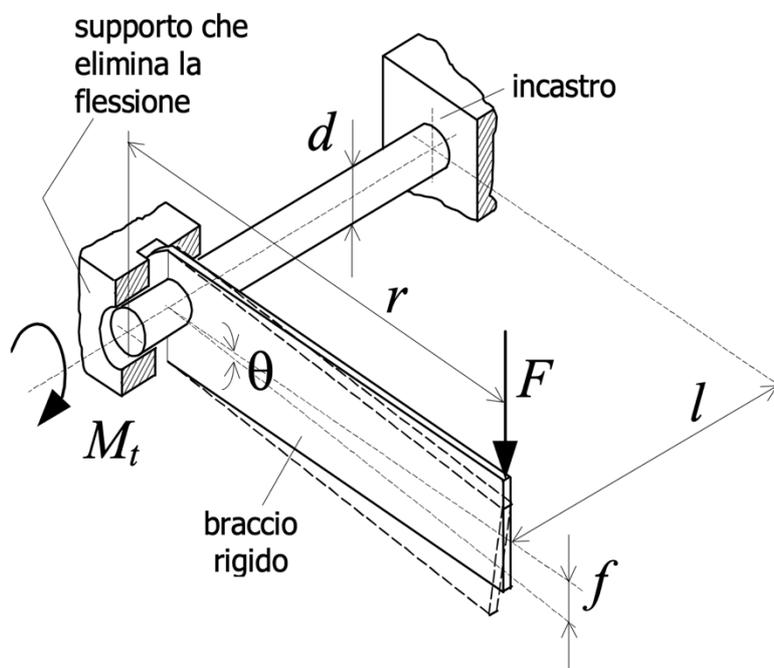


Figura 2.2: Barra di torsione

Per determinare la rigidezza k di una barra a torsione è necessario rapportare la forza agente su un braccio rigido e lo spostamento lineare di quest'ultimo.

La tensione tangenziale massima τ_{\max} è data da:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{w_t} = \frac{F \cdot r}{\frac{\pi d^3}{16}} \quad (2.3)$$

Dove $w_t = \frac{d^3}{16}$ è il modulo di resistenza a torsione

L'angolo θ di rotazione è espresso dalla seguente formula:

$$\theta = \frac{M_t l}{G I_p} = \frac{F \cdot r \cdot l}{G \frac{\pi d^4}{32}} \quad (2.4)$$

Mentre lo spostamento f del braccio rigido nel punto di applicazione della forza è:

$$f = \theta r = \frac{32Fr^2l}{Gd^4} \quad (2.5)$$

Infine, la rigidezza k è data da:

$$k = \frac{F}{f} = \frac{Gd^4}{32r^2l} \quad (2.6)$$

Dove $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ è il modulo di elasticità tangenziale del materiale.

2.3 Molla a elica cilindrica

Le molle ad elica cilindrica sono assimilabili a barre di torsione avvolte a elica su un cilindro con $D = 2r$. A seconda della direzione del carico lungo l'asse della molla, esse sono dette impropriamente distinte tra molle a trazione e molle a compressione. Tuttavia, la deformazione della molla è per la gran parte dovuta alla torsione del filo. Si tiene quindi conto delle sollecitazioni di taglio e di quella dovuta alla curvatura del filo mediante coefficienti correttivi da applicare alle formule ricavate per la barra di torsione.¹

Si definiscono:

$$l_{eq} = \frac{2\pi r}{\cos} i \approx \pi Di \quad (2.7)$$

$$c = \frac{D}{d} \quad (2.8)$$

¹UNI 7900, *Molle ad elica cilindrica di compressione trazione*, 1978-1981

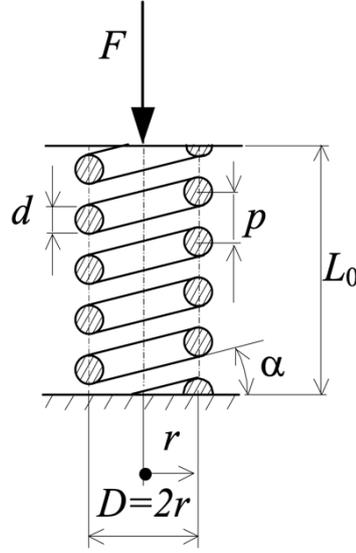


Figura 2.3: Sezione di molla ad elica cilindrica

Rispettivamente la lunghezza equivalente della molla ed il rapporto caratteristico, il quale è considerato ottimale se assume un valore compreso tra 7 e 12. L'espressione della tensione tangenziale massima e dello spostamento f tra le due estremità della molla viene derivata dall'espressione della τ_{\max} e della freccia nella barra di torsione:

$$\tau_{\max} = \lambda' \frac{F \cdot r}{\frac{\pi d^3}{16}} = \lambda' \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.9)$$

$$f = \lambda'' \frac{Fr^2 l_{eq}}{\pi d^4 \frac{G}{32}} = \lambda'' \frac{8FD^3 i}{Gd^4} = \lambda'' \frac{8Fc^3 i}{Gd} \quad (2.10)$$

Dove per $c = 7 \div 12$ si ha, secondo la formula di Wahl [5]:

$$\lambda' = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \quad (2.11)$$

Il primo termine è dovuto alla curvatura mentre il secondo termine è l'effetto tagliante.

Il valore di λ'' viene considerato pari a 1 per un valore di c compreso tra 7 e 12, i è il numero di spire efficaci, cioè la quantità di avvolgimenti che partecipa attivamente alla compressione della molla.

Se consideriamo come noto il valore di i possiamo supporre che la costante di rigidità k sia pari al rapporto tra la forza applicata e lo spostamento della molla. Sulla base dell'equazione sopra descritta il valore di k è dato da:

$$k = \frac{F}{f} = \lambda'' \frac{Gd}{8c^3i} \quad (2.12)$$

Capitolo 3

Supporti elastici a carico variabile

I supporti elastici a carico variabile sono dispositivi che servono per sostenere il peso delle tubazioni che per effetto delle variazioni termiche e di altre cause presentano nei punti di sostegno degli spostamenti verticali.

Vengono comunemente installati negli stabilimenti di raffineria petrolchimica, negli impianti energetici e nelle industrie chimiche dove hanno luogo delle reazioni esotermiche.

3.1 Composizione

Il componente è costituito internamente da una molla elicoidale ed un pistone stampato a cui viene applicato il carico che andrà a comprimere la molla. Il tutto è racchiuso da un involucro cilindrico a sua volta costituito da due tegoli di lamiera collegati mediante saldatura a due piastre anulari, anch'esse stampate; sull'involucro sono presenti due feritoie longitudinali che permettono l'ispezione delle spire della molla.

Il prodotto finito è ottenuto inserendo i tenditori e saldando le piastre di attacco previste per i vari tipi di esecuzione.

Per impieghi in particolari condizioni ambientali può essere richiesta una costruzione diversa che prevede il collegamento mediante bullonatura della piastra superiore dell'involucro.

3.2 Criteri di scelta

I supporti a carico variabile si impiegano in tutti i casi in cui gli spostamenti verticali dei punti di sostegno delle tubazioni sono relativamente modesti. Essi hanno infatti come obiettivo quello di esercitare carichi che contro bilancino i pesi, quando le tubazioni si trovano nelle condizioni di esercizio e si ammettano certe variazioni di carico nelle condizioni fuori esercizio.

Per adempiere a tale scopo questi supporti vengono installati con carichi tali che, quando i punti di attacco hanno effettuato gli spostamenti previsti e le tubazioni lavorano in condizioni di progetto, i valori dei carichi esercitati dai supporti coincidano con quelli che controbilanciano i pesi.

I carichi di installazione, cioè quelli fuori esercizio, vengono denominati invece carichi di taratura.

L'entità delle variazioni di carico ammesse generalmente dipende da vari fattori come l'importanza delle tubature, eventuali pretensioni ed apparecchiature collegate.

La variazione V espressa in percentuale del carico di esercizio è rappresentata dalla seguente formula:

$$V = \frac{C_t - C_e}{C_e} \cdot 100 \quad (3.1)$$

Dove C_t è il carico di taratura (in daN) e C_e è il carico di esercizio.

Essa può anche essere espressa nella seguente forma:

$$V = \frac{S_v \cdot R}{C_e} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Dove:

S_v = spostamento verticale del punto di attacco della tubazione (mm)

R = rigidezza della molla (daN/mm)

3.3 Tipologie di supporti

Esistono diverse aziende e differenti metodologie di costruzione dei supporti elastici a carico variabile, ma, considerando le applicazioni comuni di questi ultimi, è possibile classificarli in tre macro categorie:

- * Supporti appesi
- * Supporti appoggiati a travi
- * Supporti appoggiati al terreno

3.3.1 Supporti appesi

La prima tipologia di supporti variabili è progettata per essere fissata nella parte superiore. Questo tipo di supporti è infatti provvisto di una o due orecchie che consentono il fissaggio al soffitto o alla struttura (3.1).

3.3.2 Supporti appoggiati a travi

La seconda categoria di supporti è pensata per essere appoggiata tipicamente su una coppia di travi a UPN. In questo caso non è presente nessun tipo di attacco particolare.



Figura 3.1: Supporto variabile appeso installato presso lo stabilimento Arpa Industriale S.p.A, Bra (CN) – Italia

3.3.3 Supporti appoggiati al terreno

La terza tipologia è quella dei supporti appoggiati al terreno, i quali presentano una base che consente di imbullonare il supporto ed hanno un piattello nella parte superiore dove la tubazione va ad appoggiarsi. Questo componente si avvita all'interno del tubo tenditore consentendo la regolazione (3.2).



Figura 3.2: Coppia di supporti variabili appoggiati installati presso lo stabilimento Sasol italy Spa, Augusta (SR) – Italiaa

Capitolo 4

I supporti variabili

Ca.S.T.Im 2000

All'interno del catalogo esistono vari tipi di supporti adatti a diverse condizioni di lavoro ed ambientali. Essi sono progettati secondo le indicazioni della normativa MSS-SP-08 del 1993.

Essi vengono costruiti in tre serie di corse totali di lavoro. Per ogni serie sono previsti sette tipi di esecuzione atti soddisfare varie esigenze di installazione.

4.1 Classificazione dei supporti

Esiste una classificazione interna dei supporti che aiuta ad identificarne la tipologia, le dimensioni, le condizioni di esercizio ed il tipo di verniciatura. Le prime due lettere della sigla identificano la linea del prodotto, che possono essere:

- * Supporti a carico costante **SC**
- * Supporti a carico variabile **SV**

- * Supporti a rullo **SR**

Segue un carattere che identifica il tipo di verniciatura richiesto:

- * Verniciatura classica **N**
- * Speciale **S**
- * Elettrolitico **E**
- * Zincato a caldo **Z**

Successivamente è presente un numero che identifica la corsa totale di lavoro, sono presenti tre tipi di molle:

- * Tipo 1 per la corsa minore
- * Tipo 2 per la corsa intermedia
- * Tipo 4, costituita da due molle tipo 2 in serie, per la corsa più lunga

Le seguenti tre cifre identificano invece la grandezza del supporto in questione.

L'ultima lettera identifica la tipologia di supporto:

- * Supporto appeso con attacco filettato nella parte superiore (**Tipo A**)
- * Supporto appeso con orecchia singola (**Tipo B**)
- * Supporto appeso con orecchia doppia (**Tipo C**)
- * Supporto appoggiato a trave con tenditore nella parte superiore (**Tipo D**)
- * Supporto appoggiato a trave con tenditore esterno (**Tipo E**)
- * Supporto appoggiato con guida interna (**Tipo FG**)
- * Supporto appoggiato con guida interna ed inserto in teflon (**Tipo FGT**)
- * Supporto doppio (**Tipo G**)

In coda a questa sigla può essere aggiunta la dicitura **BT** ad indicare che i materiali utilizzati devono prevedere l'operatività del prodotto a basse temperature, generalmente inferiori a 40°C.

Ulteriori aggiunte riguardano richieste specifiche del committente: ad esempio possono essere richieste prove o controlli durante specifiche fasi della produzione oppure un determinato tipo di imballaggio per il prodotto finito.

Per esempio:

SVS 2.420F BT

Questa sigla indica un supporto variabile con verniciatura speciale, corsa della molla intermedia, classe 420 della tipologia appoggiato con guida interna semplice e materiali adatti alle basse temperature.

4.2 Caratteristiche costruttive

Nonostante siano presenti otto tipologie di supporto con condizioni di applicazione diverse tra loro, esistono alcuni elementi comuni a ciascuno di essi che possono essere ritrovati in tutte le tipologie proposte dall'azienda.

4.2.1 Composizione

Attualmente un supporto elastico a carico variabile è composto da due piastre d'estremità saldate ad un corpo molla composto da due tegoli di lamiera calandrati. All'interno troviamo la molla a compressione, la quale viene premuta da un pistone. All'interno di quest'ultimo è inserita una rondella sferica ed un tubo detto tenditore. Il tubo tenditore è composto da un elemento tubolare con saldato alla sua estremità un dado a colletto che consente di avvitare e regolare la barra filettata che andrà a sorreggere la tubazione tramite un apposito collare. Nei supporti appesi viene saldato un ulteriore elemento sopra la piastra d'estremità denominato "piastra di chiusura"(4.1), la quale differisce in base alla tipologia di attacco. Tutti i

supporti devono presentare due aperture laterali per consentire l'ispezione della molla e verificarne le condizioni di carico in esercizio (Es. 4.2).

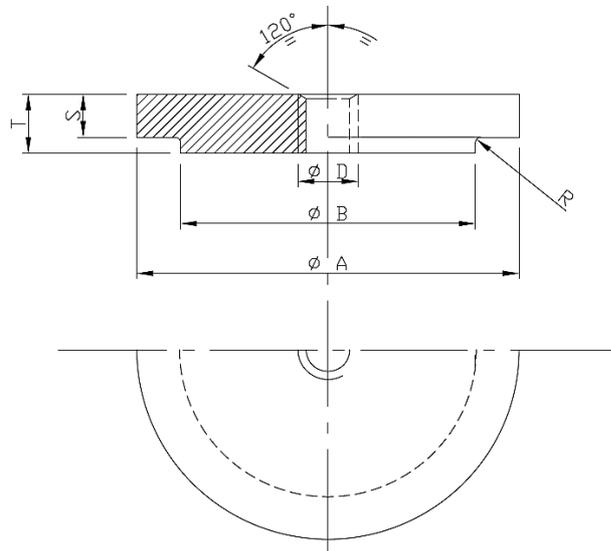


Figura 4.1: Piastra di chiusura tipo "A"



Figura 4.2: Supporto variabile tipologia "A"

4.2.2 Installazione

I supporti del tipo appeso vengono installati al di sopra delle tubazioni ed ancorati ad una struttura generalmente per mezzo di un'orecchia. La barra filettata, avvitata all'interno del tubo tenditore, fuoriesce dalla parte inferiore ed è solitamente collegata ad un ulteriore tenditore esterno per facilitare la regolazione del sistema in cantiere. Viene quindi installata una seconda barra filettata con all'estremità inferiore un golfare o una forcella ancorato ad un collare necessario a sostenere la tubazione. Questo sistema viene definito *catenaria* (4.3).

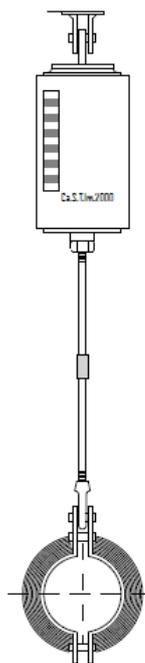


Figura 4.3: Schema catenaria per supporto variabile tipo "C"

Si può subito notare come la barra lavori in trazione tirando il pistone verso il basso e comprimendo così la molla sotto di esso.

Nei supporti appoggiati al terreno, invece, l'installazione avviene al di

sotto della tubazione. In questo caso è avvitato all'interno del tubo tenditore un piattello sopra al quale poggia la tubazione (4.4). Gli elementi di collegamento lavorano quindi in compressione, andando in questo caso a spingere la molla dall'alto.

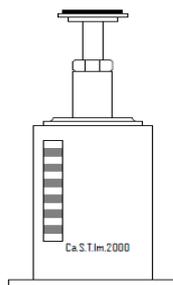


Figura 4.4: Schema catenaria per supporto variabile tipo "FGT"

Nei supporti appoggiati a travi invece il tubo tenditore fuoriesce dalla parte superiore del supporto ma la tubazione è al di sotto di quest'ultimo, quindi la barra filettata lavora in trazione come nei supporti appesi ma il tubo tenditore spinge la molla come nei supporti appoggiati (4.4).

4.3 Processo produttivo

Tutti i tipi di supporti elastici vengono prodotti all'interno dello stabilimento di Vezza D'Alba (Cn), anche se non tutte le lavorazioni vengono effettuate internamente.

4.3.1 Corpo molla

Il corpo molla viene ottenuto dalla saldatura di due tegoli di lamiera piegati ad una piastra d'estremità inferiore circolare.

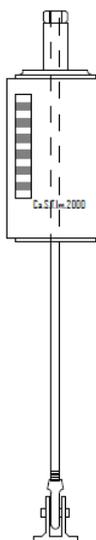


Figura 4.5: Schema catenaria per supporto variabile tipo "E"

I tegoli derivano da due lamiere piane tagliate e calandrate; queste lavorazioni vengono eseguite esternamente e sono stoccati all'interno del magazzino dell'azienda i semilavorati nelle varie lunghezze e diametri necessari per la costruzione dei diversi modelli.

Le piastre (inferiore e superiore) sono ottenute da un taglio laser di lamiera dello spessore desiderato, anche di queste è presente una quantità di scorte in magazzino per consentire l'evasione di ordini immediati, essendo la lavorazione di taglio laser eseguita da terzi.

I componenti vengono sabbiati, successivamente i tegoli sono centrati rispetto alla piastra inferiore tramite un apposito macchinario, vengono puntati e poi saldati con un cordone di saldatura ad angolo solo lungo il diametro esterno, ottenendo così la forma del corpo molla aperto con le due fessure laterali.

Lo stesso processo viene ripetuto in seguito con la piastra superiore quando

si dovrà chiudere il corpo molla.

4.3.2 Molla e taratura

Le molle per i supporti elastici vengono acquistate esternamente secondo le specifiche di corsa e rigidezza richieste. Il pistone, invece, può essere ottenuto sia da uno stampaggio a caldo che da una lavorazione di tornitura. Il pistone stampato ha un peso minore ed un profilo più complesso (4.6) mentre il pistone tornito presenta una forma cilindrica.

Il processo di taratura si effettua su un apposito apparecchio detto taratrice. All'interno dell'officina è presente sia la taratrice orizzontale che quella verticale. Durante questa fase la molla viene compressa di una lunghezza tale da permettere di raggiungere il carico di taratura desiderato; una volta raggiunta con il pistone la quota giusta, si praticano due fori nel corpo molla e nel pistone e si inseriscono due spine al loro interno. Così facendo il supporto è bloccato nelle condizioni di taratura e solo dopo essere installato verrà lasciata la molla libera di oscillare.

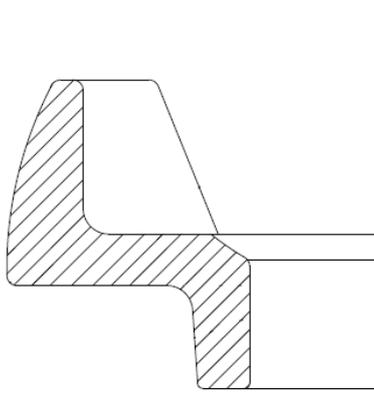


Figura 4.6: Sezione pistone ottenuto da stampaggio

4.3.3 Tubo tenditore

Il complessivo del tubo tenditore è composto da tre elementi: un tubo, una apposita rondella sferica e un dado a colletto. Questo componente deve accoppiarsi col pistone per consentire il collegamento della catenaria con il supporto.

La rondella sferica viene inserita in una estremità del tubo e successivamente saldata, il dado a colletto viene saldato sull'altra estremità del tubo (4.7). Il componente viene poi verniciato ed inserito nel pistone, dopo il processo di taratura, con la rondella in battuta meccanica con il foro preparato dentro il componente.

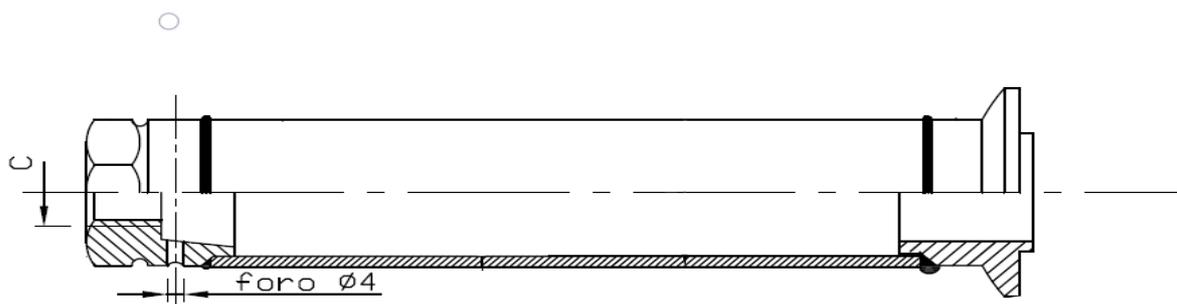


Figura 4.7: Complessivo tubo tenditore

4.3.4 Piastre superiori

Dopo aver inserito il tubo tenditore la piastra superiore viene saldata con un procedimento analogo a quello della piastra inferiore. Dopo questa fase il corpo molla non può più essere aperto. A questo punto, nei supporti

appesi, viene saldata, con una saldatura ad angolo lungo tutto il profilo, un'ulteriore piastra che può avere un foro filettato (Tipo A) o essere provvista di una o due orecchie saldate (Tipo B e C).

Verniciatura

Dopo aver effettuato tutte le saldature necessarie il supporto passa alla fase di verniciatura. Tutti i componenti sono già stati sottoposti ad una verniciatura preliminare prima dell'assemblaggio, quindi adesso si procede all'applicazione dello strato finale, il quale ha caratteristiche diverse in base alle richieste del cliente ed all'ambiente in cui il supporto verrà installato. Lo strato di verniciatura può andare da uno spessore di 125µ per ambienti urbani poco aggressivi fino a 320µ per contesti dove la corrosione si presenta con molta facilità, ad esempio zone marittime o aree industriali con alta umidità ed atmosfere aggressive.

4.3.5 Applicazione targhette

L'ultima fase consiste nell'applicazione della targhetta con le indicazioni relative alle condizioni operative del supporto. Vengono inoltre disegnate due "gocce" che indicano il livello della molla quando lavora al carico operativo (indicatore rosso) e la quota del pistone in condizioni di carico di taratura (indicatore bianco).

Capitolo 5

Studio preliminare per la progettazione

Il seguente capitolo tratta della fase di progettazione di un nuovo supporto, con lo scopo di sostituire uno o più modelli attualmente prodotti. L'obiettivo dello studio è stato quindi quello di andare ad individuare le criticità del design attuale e capire il motivo di determinate scelte progettistiche.

Il progetto è quindi volto ad ottimizzare il prodotto non solo dal punto di vista dimensionale, ma anche dal punto di vista funzionale; infatti le scelte fatte tengono conto di considerazioni relative all'ambito produttivo, economico, manutentivo e di mercato, nell'ottica di un miglioramento che sia il più possibile trasversale, senza però stravolgere i processi produttivi ben radicati all'interno dell'azienda.

5.1 Criticità dei supporti attuali

I progetti attuali derivano dai disegni Flexider, dalla quale Ca.S.T.Im ha acquisito il ramo supporti nel 2002; quindi, nonostante l'azienda si offra

di disegnare dei prodotti che vanno in contro alle esigenze dei clienti, lo standard del catalogo è rimasto lo stesso, risultando un po' datato.

Ascoltando le opinioni delle varie figure aziendali ho raccolto le problematiche attuali suddividendole in varie categorie:

- * Problematiche relative al processo produttivo
- * Criticità legate alla manutenzione e all'installazione in cantiere
- * Ottimizzazione economica
- * Criticità progettuali

5.1.1 Problematiche della produzione

Dopo aver attentamente studiato i disegni costruttivi, ascoltato i riscontri dei responsabili della produzione ed osservato con accuratezza il processo produttivo sono emerse diverse criticità relative a questo ambito.

Il primo problema osservato è relativo al corpo molla, il quale è ottenuto da una lavorazione di taglio e piegatura effettuata esternamente e, essendo composto da due elementi distinti, l'operazione di centraggio e saldatura richiede tempi maggiori.

Un'altra criticità è relativa al processo di taratura. Si è osservato, infatti, da quando vengono impiegati i pistoni ottenuti da lavorazioni di tornitura, che l'operazione di foratura del corpo molla e il pistone ha subito una dilatazione dei tempi. Attualmente è necessario forare il componente per una lunghezza pari alla lunghezza della spina, mentre il pistone stampato, presentando una geometria diversa, diminuisce i tempi di processo e la quantità di materiale da forare.

La produzione del tubo tenditore prevede una lavorazione al tornio in modo da allargare il foro per fare spazio al dado a colletto ed una saldatura

di quest'ultimo. Questi processi comportano movimentazione dei materiali e l'operazione di saldatura non è facile da realizzare.

Al fine di ottenere l'attacco superiore richiesto dal cliente, nei supporti appesi, viene saldata una seconda piastra nella parte superiore alla quale, se richieste, sono saldate le orecchie. Questo comporta altre due operazioni di saldatura, con i relativi costi e tempi necessari all'ottenimento.

5.1.2 Problematiche legate alla manutenzione ed installazione in cantiere

Mi sono confrontato con il responsabile della manutenzione ad assistenza in cantiere, focalizzandoci sulle problematiche incontrate nelle operazioni di assistenza nei vari luoghi in cui sono installati i supporti.

È subito emerso come i supporti e gli accessori Ca.S.T.Im 2000 siano più pesanti ed in alcuni casi di dimensioni maggiori rispetto alle controparti della concorrenza.

Il bullone saldato nel tubo tenditore tende ad usurarsi nelle fasi di montaggio e manutenzione del supporto, infatti non di rado viene bloccato utilizzando strumenti alternativi alla chiave inglese, difficile da trasportare all'interno del cantiere e spesso di misura diversa per ogni supporto, portando il componente ad usurarsi annullando così la sua resistenza alla corrosione.

Il pistone premi molla tende a ruotare durante l'esercizio poiché nella sua corsa tende a seguire il percorso dell'elica cilindrica. Questo genera delle problematiche nei supporti di grandi dimensioni, poiché l'allineamento dell'alloggio della spina sul pistone rispetto al foro esterno del corpo molla diventa difficile da recuperare. Inoltre, all'interno del cantiere, le

spine dopo essere state rimosse vengono perdute e bisogna trovare metodi alternativi per bloccare il supporto quando devono essere effettuate manutenzioni.

Il collegamento saldato tra la piastra d'estremità superiore ed il corpo contenitore della molla non ne consente una veloce sostituzione nell'eventualità (non molto frequente, ma possibile) in cui ci fossero dei problemi relativi a quest'ultima.

5.1.3 Criticità progettuali e funzionali

Osservando i componenti ed il peso del prodotto finito si nota come gli spessori dei materiali siano eccessivamente sovradimensionati per i carichi di lavoro.

La chiusura del corpo contenitore molla tramite saldatura non permette una verniciatura ottimale dell'interno del componente, risultando così in una scarsa protezione dall'ossidazione di quest'ultimo.

Un numero maggiore di cordoni di saldatura dà vita ad un numero più elevato in cui la corrosione può avere inizio.

5.1.4 Ottimizzazione economica

Confrontandomi con il responsabile della gestione del magazzino ed analizzando le distinte base con i costi dei prodotti e delle lavorazioni è emerso che vengono attualmente prodotti con lavorazioni interne ed esterne componenti reperibili in via commerciale. Ciò comporta una difficile stima dei costi di produzione, risultando spesso in una sovrastima di questi ultimi che pone il prodotto in una fascia di prezzo meno competitiva.

Capitolo 6

Progettazione e prototipazione del primo supporto

Nella fase di disegnazione del nuovo supporto ho scelto di partire da un modello di dimensioni medie, scegliendo tra i più comunemente venduti. Il prodotto scelto è il supporto variabile SV2.320B, un supporto appeso con una corsa intermedia ed un attacco provvisto di un'orecchia singola.

L'unico vincolo progettuale è rappresentato dall'utilizzo delle molle attualmente in uso, poiché si tratta di un componente prodotto da un'azienda estera, con la quale i rapporti sono consolidati e le forniture standardizzate. Inoltre, i valori di rigidezza e corsa delle varie serie sono utilizzati quotidianamente da chi si occupa di proporre i prodotti ai clienti. Quindi il supporto disegnato partirà considerando il diametro e la lunghezza delle attuali molle, tuttavia nel paragrafo [6.1.6](#) ho discusso su quali parametri dovrebbero variare se volessimo modificare questo componente.

In questo capitolo la fase di disegnazione e di verifica strutturale sono trattate separatamente per una questione di chiarezza nella trattazione, ma in realtà le due fasi sono state effettuate in contemporanea, con il dimensionamento delle parti che è frutto di verifiche strutturali effettuate in corso d'opera.

6.1 Disegnazione nuovo supporto

La fase di disegnazione è stata effettuata utilizzando il software CAD 3D Autodesk Inventor in quanto ho ritenuto necessario affidarmi ad un CAD tridimensionale parametrico, in modo da avere sempre un riscontro visivo delle parti e dei loro accoppiamenti. Un altro vantaggio della modellazione parametrica è stato quello di effettuare rapidamente modifiche ai componenti anche in fasi più avanzate della progettazione.

6.1.1 Corpo contenitore molla

Nella progettazione del corpo contenitore molla ho optato per una soluzione che prevede l'utilizzo di un tubo asolato (6.1). Tenendo conto del diametro esterno delle molle attualmente utilizzate, ho cercato dei tubi che si adattassero per diametro interno e spessore mettendomi in contatto con i vari fornitori, controllando se fosse possibile effettuare questa modifica non solo per il supporto preso in analisi, ma per tutti i supporti attualmente presenti nel catalogo.

Il dimensionamento di questo componente non è quindi solo il risultato dell'analisi agli elementi finiti e dei valori di diametro esterno delle molle, ma tiene in considerazione anche un'analisi sul costo e sulla reperibilità del tubo. La scelta è ricaduta su un tubo meccanico in acciaio da 6 in con spessore pari a 3,4 mm, poiché trattasi di un formato abbastanza comune

e presente nei cataloghi di varie compagnie solitamente utilizzate per la fornitura di materie prime.

Per la realizzazione dell'asola, necessaria per l'ispezione della molla, ho previsto una lavorazione di taglio laser tridimensionale da effettuare esternamente. La dimensione di quest'ultima è tale da consentire di osservare se la molla è arrivata nella condizione di impacchettamento.

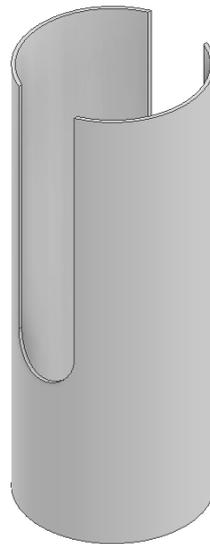


Figura 6.1: Corpo contenitore molla derivato da tubo

Il collegamento tra il corpo contenitore molla e la piastra inferiore rimane un cordone di saldatura, mentre per la piastra d'estremità superiore è previsto un collegamento bullonato.

6.1.2 Piastra inferiore

Si è scelto di procedere con una soluzione che preveda l'utilizzo di due tiranti esterni, in quanto soddisfa una richiesta sempre più presente da parte dei committenti e permette di far fronte ad alcune delle problematiche citate precedentemente. È stata quindi disegnata una nuova piastra

inferiore con una forma diversa e due fori filettati necessari per avvitare le due barre laterali con l'aggiunta di un controdado per prevenire lo svitamento. Lo spessore della piastra è rimasto, in questa fase, lo stesso della piastra precedente, poiché questo aspetto verrà affrontato nell'ambito dell'analisi agli elementi finiti. Sulla piastra sono presenti tre fori da 4mm pensati per l'inserimento di tre spine cilindriche che faranno da guida per il centraggio del tubo e diminuiranno il gioco tra quest'ultimo e la molla (6.2).

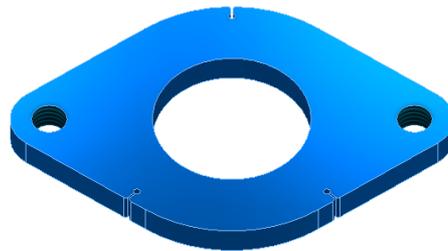


Figura 6.2: Piastra inferiore nuovo supporto SV2.320B

6.1.3 Pistone premi-molla

Il pistone in questa configurazione ha una forma tale da consentirne lo scorrimento sui tiranti. Il bloccaggio in fase di taratura e di montaggio viene eseguito grazie ad una coppia di dadi per ciascuna barra avvitati sopra e sotto l'elemento in modo da assicurarne il bloccaggio alla quota desiderata. Il componente presenta inoltre una lamatura per consentire l'alloggio della sede della rondella sferica del tenditore (6.3).

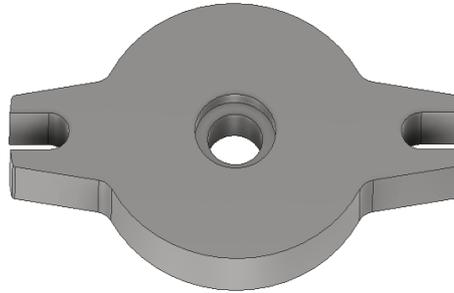


Figura 6.3: Pistone premi molla per supporto con tiranti esterni

6.1.4 Sistema tenditore

Il complessivo del tubo tenditore è stato eliminato, sostituito da un nuovo sistema che prevede l'utilizzo di una rondella sferica con la sede in battuta meccanica con il pistone, una barra filettata avvitata all'interno di un dado a corona ed una copiglia inserita per evitare lo svitamento dei componenti. Sull'altra estremità della barra filettata viene avvitato un tenditore già in uso per le catenarie, anche questo spinato in modo da renderlo solidale con gli altri elementi del complessivo (6.4).

La rondella sferica e la sua sede sono state progettate in modo da garantire una oscillazione di $\pm 4^\circ$ così da consentire alla tubazione uno spostamento orizzontale, come previsto dalla normativa MSS-SP-08.

È stata scelta una soluzione che prevede l'utilizzo di una barra con filettatura destra in quanto già presente a magazzino e ricavabile dai materiali già in uso per le catenarie. Per questo motivo è stato necessario utilizzare un tenditore destro-destro nel quale la spina previene lo svitamento

di quest'ultimo. La soluzione scelta è economicamente meno impattante dell'utilizzo di componenti con filettature sinistra, poiché sarebbe stato necessario approvvigionarsi di barre filettate e dadi con un altro tipo di filettatura utilizzati unicamente per questa soluzione.



Figura 6.4: Nuovo sistema tenditore

6.1.5 Piastra superiore

La piastra superiore è stata riprogettata per adattarsi alla nuova configurazione con i tiranti esterni. Il profilo del componente è pensato per alloggiare all'interno del corpo molla (6.5). I due fori passanti servono per alloggiare le barre filettate, sulle quali vengono avvitate un dado inferiore ed uno superiore per la chiusura della piastra. In questa fase è stato scelto di mantenere l'orecchia superiore saldata, la quale in questa nuova

configurazione viene prima inserita all'interno della fessura nella piastra e poi saldata con un cordone di saldatura ad angolo.

L'idea di standardizzare la piastra superiore in modo da avere un alloggio che consenta di scegliere il tipo di attacco richiesto tramite l'utilizzo di golfari e forcelle è stata presa in considerazione ma, viste le grandi dimensioni di questi componenti, i quali sono ovviamente già presenti nel catalogo, si ritiene necessario effettuare uno studio approfondito su questi particolari componenti, in quanto il loro utilizzo è legato ad altri ambiti non inerenti a questa trattazione come i collari delle tubazioni e gli scambiatori di calore.

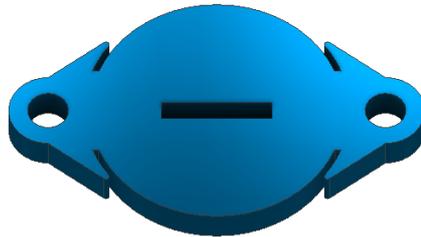


Figura 6.5: Piastra superiore nuovo supporto

6.1.6 Modifica della molla

La molla ad elica cilindrica rappresenta il cuore del supporto ed è il componente che ha guidato tutta la fase di progettazione del prodotto.

I clienti richiedono un tipo di supporto comunicando le specifiche di carico e di spostamento necessarie, quindi il fattore k di rigidezza delle varie molle guida la scelta del tipo di supporto.

I supporti presenti in catalogo sono ritenuti generalmente avere una dimensione maggiore in altezza rispetto alla concorrenza. La soluzione che consentirebbe di diminuire questo parametro in maniera più sensibile è quella di cambiare la molla utilizzata, mantenendone la rigidezza ma riducendo il numero di spire.

Secondo l'equazione 2.10, riducendo il numero delle spire si ha che:

$$f' = \frac{8FD'^3i'}{Gd'^4} \quad (6.1)$$

Dove D' e d' sono i diametri rispettivamente dell'elica e del filo della nuova molla ed i' è il nuovo numero di spire.

Eguagliando l'equazione di f' a quella della freccia f , a parità di forza F applicata alla molla si ha che:

$$\frac{D^3i}{d^4} = \frac{D'^3i'}{d'^4} \implies i' = \frac{D^3d'^4}{D'^3d^4}i \quad (6.2)$$

Quindi, per avere un numero minore di spire:

$$\frac{D^3d'^4}{D'^3d^4} < 1$$

Che equivale a:

$$D^3d'^4 < D'^3d^4 \quad (6.3)$$

Quindi, per ridurre il numero di spire dovremmo aumentare il diametro dell'elica e ridurre il diametro del filo, a patto di mantenere il rapporto $c = \frac{D}{d}$ compreso tra 7 e 12.

Per quanto riguarda la riduzione del diametro del filo il valore scelto deve essere tale per cui, in accordo con l'equazione 2.9, il valore della τ_{\max} consenta al componente di essere verificato staticamente e a fatica.

6.2 Confronto con il modello attuale

Il corpo contenitore molla nella nuova versione è costituito da un unico elemento, ciò permette di velocizzare e rendere più semplici le operazioni di centraggio e saldatura. Le criticità di questa soluzione sono rappresentate dalla necessità di trovare ed acquistare dei tubi con diametri e spessori adatti a questo particolare utilizzo e ricavarne un'asola tramite un taglio laser tridimensionale. Inoltre è importante notare come lo stoccaggio a magazzino dei tegoli di lamiera abbia un impatto inferiore dal punto di vista volumetrico.

L'utilizzo dei tiranti esterni consente di bloccare il pistone senza dover utilizzare il sistema della spina, risolvendo così i problemi che questo componente presentava sia in fase di manutenzione che in fase di produzione, andando inoltre nella direzione delle richieste dei committenti. Le due barre filettate, inoltre, guidano la corsa del pistone e sono parte della chiusura della piastra superiore.

Lo spessore del pistone è stato ridotto del 25%, una scelta che ha consentito di diminuire notevolmente il peso del prodotto.

Il collegamento imbullonato nella parte superiore consente di verniciare completamente l'interno del corpo contenitore della molla e di effettuare una sostituzione di quest'ultima qualora fosse necessaria. L'attuale sistema di chiusura prevede l'utilizzo di due piastre, nella nuova configurazione un solo elemento realizza questo scopo, in quanto l'utilizzo del tubo asolato menzionato in precedenza da solo garantisce rigidità al supporto.

Il sistema tenditore nella nuova configurazione ha il vantaggio di utilizzare elementi presenti a magazzino, risolvendo i problemi relativi all'usura del dado in cantiere in quanto questo elemento viene eliminato. Il sistema inoltre è pensato in modo da non utilizzare dadi o barre filettate sinistre, in modo da contenere i costi ma rendendo necessario l'utilizzo di spine elastiche o copiglie a prevenire lo svitamento del componente.

L'attacco dell'orecchia è rimasto saldato come nel supporto attuale, infatti in azienda si è preferito mantenere in questa fase una soluzione analoga a quella attuale, poiché standardizzare l'attacco superiore utilizzando dei golfari o delle forcelle rende necessaria una modifica al catalogo di questi elementi.

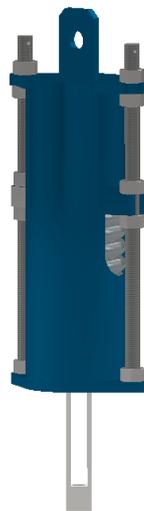


Figura 6.6: Nuovo supporto SV2.320B

6.3 Analisi statica SV2.320B

Utilizzando il software Autodesk Inventor Nastran ho poi effettuato un'analisi statica del nuovo supporto simulando le condizioni della prova idrostatica. Il supporto si presenta quindi nella configurazione in cui il pistone è bloccato ed il carico, nel caso del 2.320 assume un valore di 50000 N.

Per ridurre i tempi di simulazione ho escluso il sistema tenditore, andando ad applicare quindi il carico direttamente sulla sede del pistone nel quale poggia la rondella. Il componente è vincolato nel foro dell'orecchia superiore tramite l'utilizzo di un vincolo "pin" al quale è stato rimosso anche il grado di libertà tangenziale.

I modelli CAD sono stati semplificati, rimuovendo le varie filettature e gli smussi presenti, in modo da riuscire a generare una mesh uniforme senza utilizzare elementi di dimensione troppo piccola per componenti di importanza marginale come i dadi utilizzati per il bloccaggio.

In questa simulazione ho utilizzato degli elementi tetraedrici solidi parabolici, i quali dispongono di 10 nodi ciascuno con tre gradi di libertà (6.7).

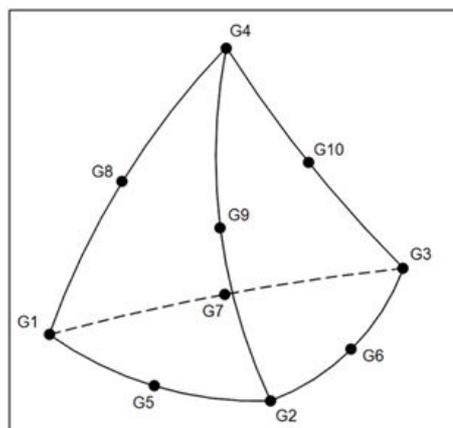


Figura 6.7: Elemento solido tetraedrico parabolico

La mesh è stata poi generata con un processo di affinamento locale fino al raggiungimento di una convergenza sul valore della sollecitazione di Von Mises pari al 5%. Dal grafico in 6.8 si può notare come già dalla terza fase di affinamento la soluzione inizia a convergere mentre i tempi di simulazione si dilatano sensibilmente. L'errore relativo del modello è pari al 24,5%, un valore tutto sommato accettabile poiché sono in molti casi presenti spigoli vivi che causano un aumento locale delle tensioni.

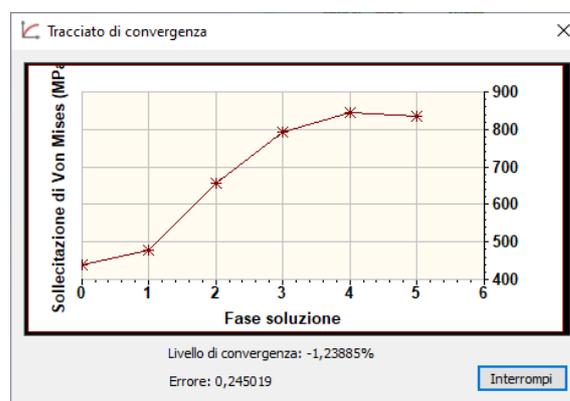


Figura 6.8: Livello di convergenza analisi statica SV2.320B

La molla interna è stata simulata aggiungendo una coppia di forze agente sulla superficie inferiore del pistone e sull'area superiore della piastra di base. Queste forze agiscono su una superficie anulare con diametro pari al diametro esterno della molla e spessore pari al diametro del filo.

Dall'analisi ho notato come lo spessore del pistone assuma una rilevanza maggiore delle aspettative. Infatti, nonostante il componente in esercizio non sia soggetto a particolari carichi che lo porterebbero a flessione, nella prova idrostatica questo elemento assume una importanza cruciale ed è quindi necessario dimensionarlo correttamente. Andando a ridurre lo spessore di questo elemento si ha un aumento della sua deformazione che, insieme alla deformazione della piastra superiore porta ad una flessione delle barre laterali. Al fine di contenere questo fenomeno ho ridotto le

dimensioni del pistone soltanto di 10 mm rispetto ai 40 mm attuali.

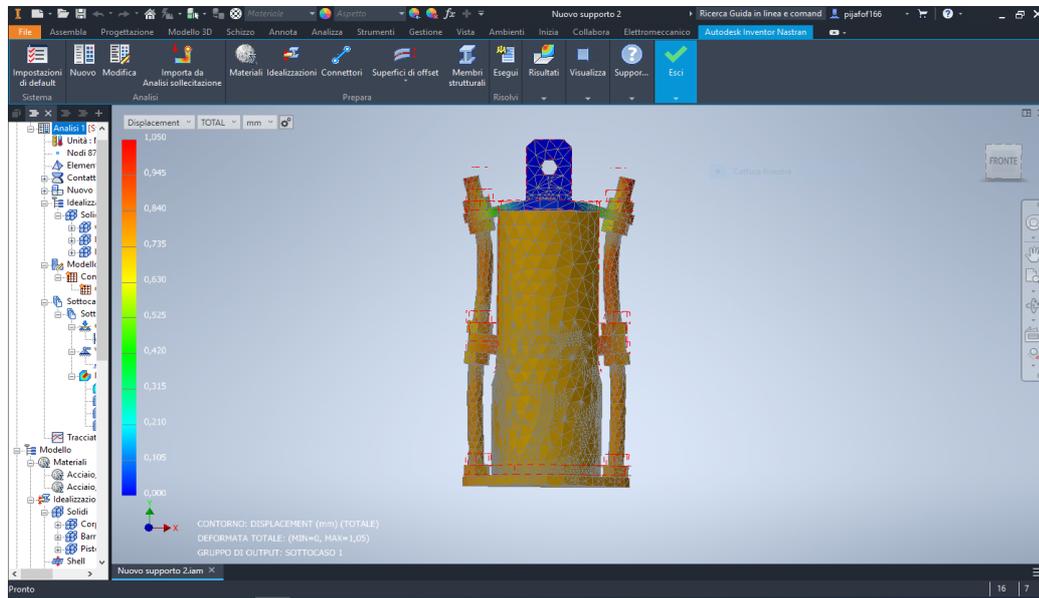


Figura 6.9: Deformata supporto SV2.320B

Come si evince dall'analisi in queste condizioni i componenti più sollecitati sono la piastra superiore e le barre filettate. Si è quindi scelto di utilizzare delle barre filettate M24 ed uno spessore delle piastre pari a 15 mm in modo da avere un coefficiente di sicurezza a snervamento di 1,5.

6.4 Analisi snellezza barre filettate SV 4.320

Il supporto 4.320B ha le stesse dimensioni del componente precedente fatto salvo per l'altezza. Esso, infatti, ha al suo interno due molle in serie per consentire uno spostamento maggiore a parità di carico.

Nella prova idrostatica una larga porzione delle due barre filettate laterali è soggetta ad un carico di compressione. Sono quindi andato ad indagare se fossero presenti delle criticità relative all'instabilità elastica di questi due elementi.

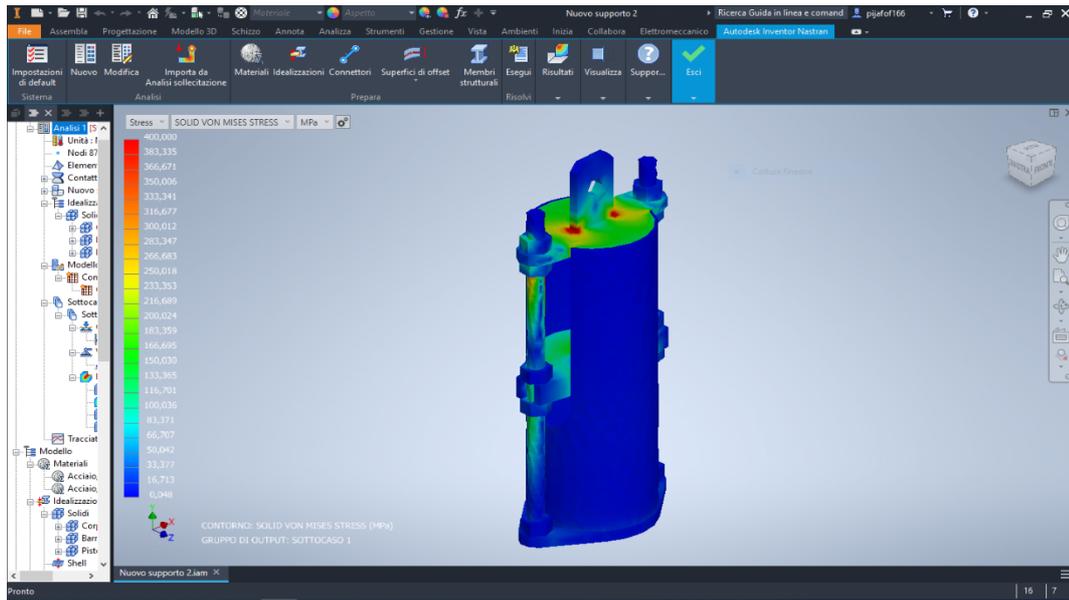


Figura 6.10: Stress equivalente (Von Mises) supporto SV2.320B in prova idrostatica

Il modello utilizzato per il calcolo è quello dell'asta incastrata su un'estremità e con una coppia prismatica sull'altra, soggetta ad un carico di compressione sulla punta.

La formula del carico critico Euleriano nel caso in cui sia assente il taglio afferma che:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{\lambda} \quad (6.4)$$

Dove:

J_{\min} è il minimo momento di inerzia trasversale

λ è la lunghezza libera di inflessione

Essendo un'asta con un incastro ed una coppia prismatica il valore di λ è $\frac{1}{2}l$. Come lunghezza l si è scelto il valore pari alla lunghezza di barra in compressione durante una prova idrostatica di un supporto, considerando il massimo valore possibile per la quota di taratura. Per quanto riguarda la

sezione resistente è stato considerato il diametro di nocciolo di una barra filettata M24, pari a 20 mm.

Utilizzando il modello descritto il carico critico ottenuto è pari a 125'604 N. La tensione critica è definita come:

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A} \quad (6.5)$$

Il valore di tensione critica, confrontato con la tensione equivalente, è utile ad esprimere un coefficiente di sicurezza per l'instabilità elastica.

Si considera, per avere una stima conservativa, un carico di compressione agente sull'asta con una eccentricità ε pari a 1mm, ciò genererà quindi un momento agente sul corpo in analisi. Nel calcolo della tensione equivalente sarà quindi presente anche il valore dovuto alla flessione della trave. Si ha che:

$$\sigma_N = \frac{F}{A} \quad (6.6)$$

$$\sigma_F = \frac{F \bullet \varepsilon}{W_f} \text{equation}$$

E quindi la tensione equivalente, escludendo gli effetti trascurabili dovuti al taglio, sarà data da:

$$\sigma_{eq} = \sigma_N + \sigma_F = 111,4 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

Il coefficiente di sicurezza per l'instabilità elastica è quindi pari a:

$$CS = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_{eq}} = 3,58 \quad (6.9)$$

Considerando che sono state utilizzate delle stime molto conservative e che le condizioni di carico a cui è stato sottoposto l'elemento sono quelle relative alla prova

idrostatica, nella quale il valore della delle sollecitazioni è più del doppio del carico massimo di esercizio possiamo considerare accettabile il valore ottenuto.

6.5 Prototipazione

Il passo successivo è stato quello di produrre un prototipo funzionale il quale è stato sottoposto a due tipi di prove: una simulazione di prova idrostatica ed una prova che simula il comportamento in esercizio.

6.5.1 Preventivazione e confronto con il modello attuale

Nella stesura del preventivo sono stati tenuti in considerazione i costi dei materiali e delle operazioni in conto lavoro, valori dipendenti dalle offerte giunte dai fornitori o dal prezzo di acquisto dei componenti a magazzino, i quali non rappresentano una stima ma sono dei costi reali di produzione; il costo delle lavorazioni interne, invece, sono una stima basata sui prezzi €/h utilizzati per la preventivazione degli attuali prodotti, per i quali ho ipotizzato dei tempi di lavorazione sulla base di quelli del supporto attuale. I tempi sono poi stati verificati e cronometrati durante la fase di costruzione del prototipo (6.1).

Lavorazione	Vecchio supporto	Nuovo supporto	Variazione %
Saldatura base	0,2h	0,17h	-15%
Saldatura piastra superiore	0,31h	Non presente	-100%
Saldatura tubo tenditore	0,2h	Non presente	-100%
Montaggio meccanico	0,1h	0,62h	+520%
Totale	0,81h	0,79h	-2,4%

Tabella 6.1: Confronto tempi lavorazioni interne

Si noti come diminuiscano i tempi di saldatura ed aumentino i tempi di montaggio meccanico. Ciò rappresenta un vantaggio in quanto consente di snellire la produzione e di realizzare un prodotto con un tempo di evasione dell'ordine inferiore se si hanno i componenti pronti a magazzino, evitando il collo di bottiglia della saldatura che richiede postazioni fisse e manodopera specializzata.

Il nuovo supporto è stimato avere, in fase di preventivazione, un costo inferiore a quello attuale del 10%, pur trattandosi di un prodotto che aggiunge una caratteristica quale la presenza di tiranti esterni.

6.5.2 Montaggio

In questa fase sono stati cronometrati i tempi di montaggio e saldatura del prodotto in modo da confrontarli con le stime effettuate in precedenza. I tempi di saldatura del corpo contenitore molla e dell'orecchia superiore si sono rivelati come previsto essere inferiori alle stime conservative effettuate in fase di preventivazione, con un tempo effettivo impiegato per queste due fasi pari a 10 minuti per entrambe le saldature.

Successivamente sono stati verniciati i componenti per verificare che in fase di montaggio le tolleranze tra piastra superiore e corpo molla consentissero l'accoppiamento.

La fase di assemblaggio dei componenti ha richiesto 30 minuti in totale, un tempo inferiore a quello stimato in fase di preventivazione.

Testing

Successivamente si è passati alla simulazione di prova idrostatica. Il supporto è stato caricato su una macchina taratrice verticale al quale è stato applicato inizialmente un carico di 5'000 daN. Il componente ha superato la prova senza dare segni di cedimento o di deformazioni evidenti, si è quindi passati ad una seconda verifica



Figura 6.11: Saldatura corpo contenitore molla

con un carico di 7'500 daN, cioè una volta e mezzo il carico per cui il prodotto è verificato in prova idrostatica. Anche in queste condizioni non si è verificato snervamento in nessuno dei componenti, anche se durante la prova si cominciava a notare una flessione della piastra superiore.

La misurazione degli spostamenti delle barre laterali, del pistone e delle piastre ha confermato i valori previsti nell'analisi FEM. Le prove sono state effettuate per tre diverse configurazioni, corrispondenti a tre carichi di taratura diversi. Nel primo caso, illustrato nella Figura 26, il pistone è stato bloccato nel punto più alto possibile (carico di taratura minimo), nel secondo caso ad una quota intermedia mentre nel terzo caso la molla è stata compressa in modo da raggiungere il carico di taratura massimo per questo modello di supporto.



Figura 6.12: Componenti dopo la verniciatura

La seconda verifica effettuata è stata una simulazione delle condizioni di lavoro del supporto. Per assolvere questo compito è stato utilizzato un macchinario servoidraulico capace di applicare una sollecitazione dinamica al supporto, simulando quindi i carichi ciclici a cui è sottoposto il componente all'interno dell'impianto (6.14).

In questa prova il pistone è stato lasciato ovviamente libero di muoversi, la frequenza del carico è stata impostata a 0,1 Hz, cioè un ciclo di compressione e trazione ogni



Figura 6.13: Simulazione di prova idrostatica SV2.320B

10 secondi per un totale di 2000 cicli.

I risultati hanno evidenziato come i bulloni di serraggio sotto la piastra superiore tendano a svitarsi, problema che è stato risolto tramite l'utilizzo di una colla anti-svitamento, anche se questi due elementi non sono comunque coinvolti attivamente nella fase di carico del supporto, ma sono piuttosto un "appoggio" per la piastra superiore.

Bisogna segnalare che la prova è stata effettuata in condizioni molto più stressanti di quelle a cui il supporto è normalmente sottoposto. Normalmente il componente effettua un ciclo completo di carico e scarico nell'arco di giorni, talvolta mesi; inoltre, la prova è stata effettuata su una macchina orizzontale, quindi il pistone tendeva a rimanere a contatto con le barre laterali per effetto della forza di gravità.



Figura 6.14: Simulazione carico ciclico SV2.320B

Questo fenomeno ha generato delle vibrazioni che non sono presenti nelle condizioni di utilizzo in cantiere e che hanno probabilmente portato allo svitamento dei bulloni. Non ci sono stati da segnalare ulteriori spostamenti delle barre laterali o dei vari componenti, è stata confermata quindi la solidità del prodotto.

Capitolo 7

Seconda fase di progettazione e prototipazione

Seconda fase di progettazione e prototipazione

Per la seconda fase di prototipazione si è scelto di concentrarsi su due tipologie di supporto variabile: un serie 2.130B ed un 2.520B, quindi uno dei prodotti più piccoli presenti nel catalogo ed uno dei supporti più grandi tra quelli prodotti.

7.1 Progettazione SV2.130B

Il supporto 2.130B è un supporto molto piccolo e leggero, il quale non è soggetto a grandi carichi e trattasi di un prodotto per il quale l'aggiunta di processi o lavorazioni assume un peso specifico maggiore nel computo dell'analisi dei costi del prodotto ripetuto ad un modello di dimensioni e costi maggiore.

7.1.1 Disegnazione

Sulla base del progetto del 2.320B, ho previsto anche per questo prodotto un sistema di tiranteria esterno, mantenendo quindi il sistema delle barre filettate ai lati, le piastre forate ed il pistone provvisto di alette. Il sistema tenditore è rimasto lo stesso del precedente prototipo, ovviamente dimensionato in base ai carichi a cui è soggetto questo nuovo supporto.

La caratteristica che differenzia questo nuovo prototipo risiede nell'eliminazione anche della saldatura sulla piastra inferiore, sostituita da un accoppiamento in battuta meccanica con il corpo molla facilitato da un alloggiamento ricavato mediante tornitura sulla piastra inferiore (7.1). Il supporto risulta quindi "impacchettato" grazie al serraggio delle barre e dei dadi, soluzione che prevedo non sia un problema in quanto le sollecitazioni a cui il prodotto è sottoposto sono decisamente inferiori di quelle viste in precedenza.

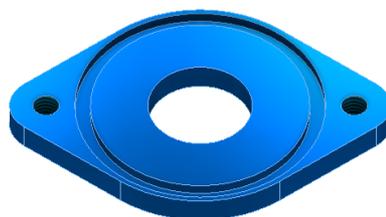


Figura 7.1: Piastra di base 2.130B

La forma del taglio del tubo e della piastra superiore è stata modificata per avere una battuta meccanica tra questi due elementi così da facilitarne il montaggio ed aumentare leggermente la resistenza. La scelta delle dimensioni del tubo è ricaduta su un tubo meccanico di diametro esterno 95mm e spessore 5mm, formato

facilmente reperibile dai fornitori ed adatto a contenere la molla.

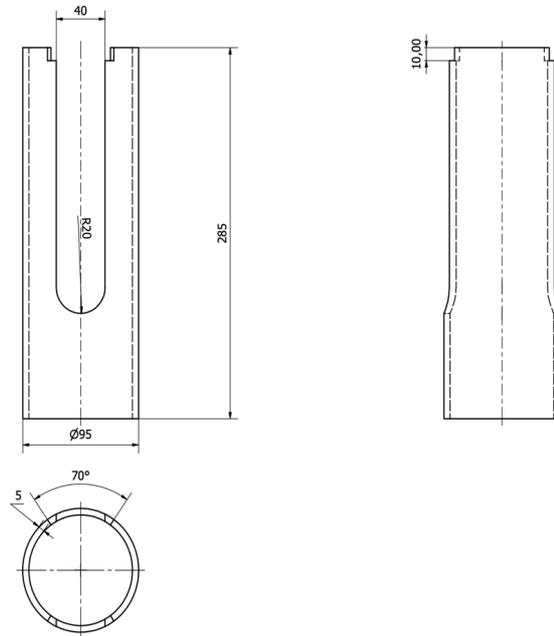


Figura 7.2: Corpo contenitore molla 2.130B

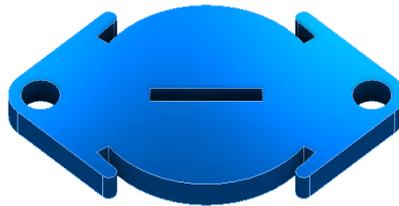


Figura 7.3: Piastra superiore 2.130B

Le barre filettate laterali sono M12, così come la barra utilizzata nel sistema tenditore. Gli spessori delle piastre sono stati ridotti del 15% ed il pistone ha subito un assottigliamento pari al 10%.

7.1.2 Confronto con modello attuale

La rimozione delle saldature del corpo molla porta a vantaggi dal punto di vista produttivo poiché la manodopera e le postazioni necessarie per l'assemblaggio consentono una produzione più snella ed una capacità di produrre il componente in un tempo decisamente ridotto evitando i colli di bottiglia tipici delle postazioni di saldatura.

Inoltre, con questa soluzione, è possibile verniciare separatamente le singole parti, così da ottenere una copertura completa delle superfici e rispettare gli standard previsti dalla normativa in merito alla protezione dai fenomeni corrosivi. In aggiunta, verniciando singolarmente ogni pezzo, si possono stoccare nel magazzino i componenti già verniciati in modo da poter evadere un ordine urgente in brevissimo tempo poiché sarebbe necessario solo l'assemblaggio e la taratura del supporto per ottenere il prodotto finito.

7.1.3 Analisi statica

Ho effettuato l'analisi statica seguendo gli stessi criteri utilizzati per il primo prototipo, cioè semplificando i componenti rimuovendo filettature e smussi non rilevanti. Nella simulazione, effettuata con un carico pari a 1000 daN applicato sulla superficie della sede interna del pistone, si può notare come la dimensione scelta per le barre consenta il componente di lavorare con un coefficiente di sicurezza pari a 4.

Ho dimensionato il pistone con uno spessore pari a 10 mm, una ulteriore riduzione avrebbe portato ad una eccessiva flessione delle barre laterali, valore che in questo caso ho utilizzato anche per la piastra di base e di chiusura.

La massima deformazione prevista è pari a 0,26 mm localizzata nel centro del pistone (7.4).

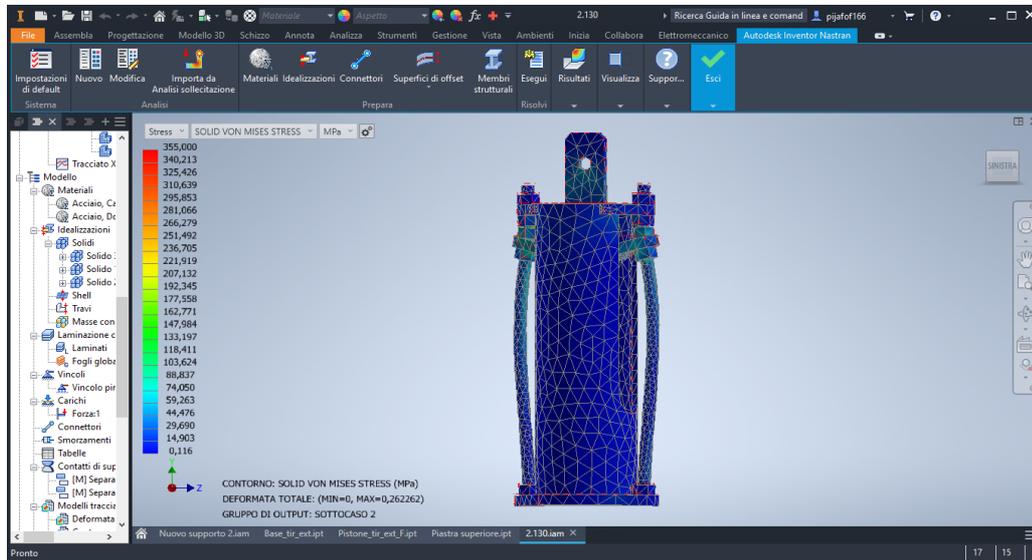


Figura 7.4: Deformata e mappa degli stress equivalenti SV2.130B

7.1.4 Preventivazione

Come per il prototipo precedente, è stato stilato un preventivo nel quale sono stati considerati i costi dei materiali, delle lavorazioni esterne ed una stima dei costi delle lavorazioni interne.

In questo caso non abbiamo la saldatura della base, quindi è stato stimato un tempo pari a 2 minuti per la saldatura dell'orecchia superiore all'interno della sede.

Confrontando il preventivo con il costo medio esercizio dei supporti attuali il nuovo supporto porta ad un risparmio del 7% nonostante il modello precedente non preveda l'utilizzo di un sistema di tiranti esterni.

7.1.5 Prototipazione e testing

Il montaggio e la taratura di questo supporto ha richiesto 5 minuti, l'assemblaggio del prodotto si è rivelato molto semplice data la presenza della sede per il corpo molla e le piccole dimensioni dei componenti.

Per questa seconda serie di prototipi la verniciatura non è stata applicata per evitare di attendere i tempi di applicazione ed asciugatura e poter procedere velocemente alle prove strutturali.

Il supporto è stato in seguito testato nella conformazione con il pistone bloccato in modo da simulare la prova idrostatica applicando un carico di trazione pari a 1000 daN dimostrando di poter sostenere queste condizioni.

Successivamente è stato applicato un carico pari a 1500 daN, cioè una volta e mezza il carico massimo ammissibile in prova idrostatica; anche sotto queste condizioni le barre non hanno dato segni di snervamento.

La deformazione massima misurata è stata pari a 0,3 mm confermando i risultati della simulazione numerica; la piastra superiore, invece, non ha dato segni di deformazione.

7.2 Progettazione SV2.520B

Il supporto SV2.520B è un prodotto grande, pesante, pensato per sostenere grandi carichi nel quale eventuali lavorazioni aggiuntive hanno un peso specifico minore rispetto al 2.130B o il 2.320B. Nelle installazioni in cantiere, viste le necessità di movimentazione del prodotto da parte degli addetti ai lavori, si preferisce ricorrere a delle soluzioni che prevedono l'utilizzo di più modelli di dimensione o peso inferiore da installare in serie. Questo supporto viene quindi utilizzato nei casi dove, per mancanza di spazio o per esigenze particolari, è necessario installare un unico sostegno capace di sostenere grandi carichi.



Figura 7.5: Simulazione di prova idrostatica SV2.130B

7.2.1 Disegnazione

Considerando i valori elevati dei carichi di prova idrostatica che il supporto deve sostenere ho progettato due tipi di soluzione per il prodotto in esame. Il primo utilizza lo stesso principio utilizzato per i supporti precedenti mentre il secondo aggiunge un rinforzo flangiato sulla parte superiore.

Prima soluzione

Questa alternativa prevede una saldatura sulla piastra inferiore, mentre la piastra superiore va in battuta meccanica sul corpo contenitore molla, il quale viene tagliato come accade nel supporto 2.130B trattato in precedenza.

Il disegno della piastra inferiore è stato modificato rispetto al primo prototipo (7.6), in modo da facilitare il centraggio del tubo grazie all'accoppiamento con il taglio

inferiore del corpo molla, al quale ho aggiunto due fenditure laterali per facilitare la verniciatura della superficie interna (7.7).

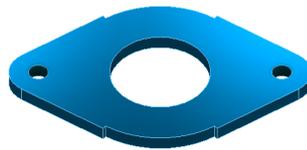


Figura 7.6: Piastra inferiore 2.520B (prima soluzione)

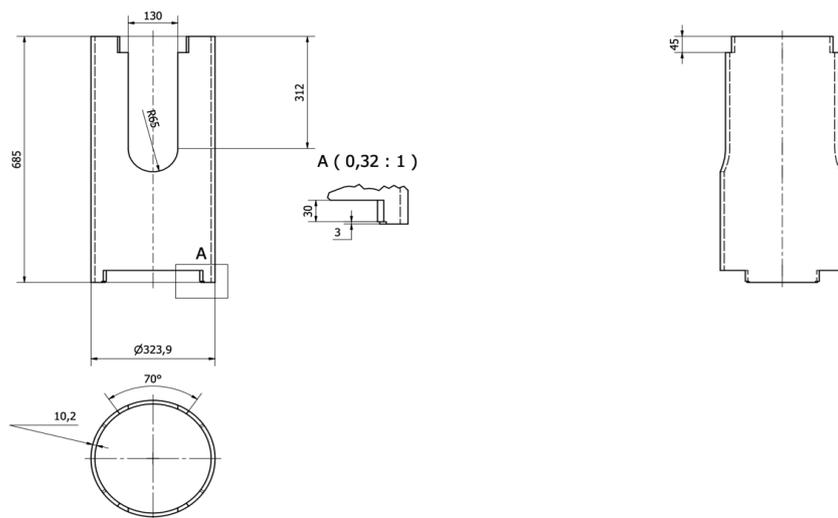


Figura 7.7: Corpo contenitore molla 2.520B (prima soluzione)

Le barre filettate laterali inizialmente previste erano del tipo M56, misura utilizzata per la barra del tenditore, ma a causa della difficile reperibilità di queste ultime ed il peso significativo si è scelto di utilizzare delle barre M36, la più grande tra le misure presenti in gran quantità nel magazzino.

Utilizzando questa soluzione il pistone assume uno spessore di 60mm in modo da evitare il problema della flessione, mentre la piastra inferiore è stata ridotta di 10 mm rispetto al valore di spessore attuale.

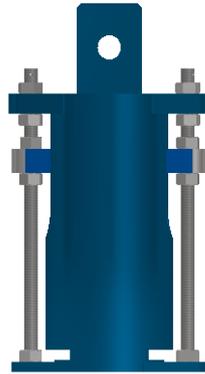


Figura 7.8: Prima soluzione SV2.520B

Seconda soluzione

In questo caso ho previsto una saldatura sulla piastra inferiore uguale a quella del primo prototipo, mentre per quanto riguarda la chiusura ho optato per una soluzione che prevedesse la saldatura di due mezzelune sulla parte in alto del corpo contenitore molla ed una piastra superiore che avesse, oltre ai due fori per le barre filettate, otto fori per permettere un collegamento bullonato.

Il sistema tenditore rimane invariato, i componenti sono stati dimensionati sulla base dei carichi previsti in prova idrostatica. Il supporto si presenta come in [7.11](#).



Figura 7.9: Mezzaluna per SV2.520B (seconda soluzione)

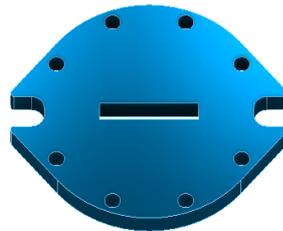


Figura 7.10: Piastra superiore SV2.520B (seconda soluzione)

7.2.2 Scelta del supporto

Dopo una riunione con la direzione aziendale, è stato scelto di procedere con la prima soluzione, poiché rappresenta una soluzione di continuità con gli altri due modelli e non prevede altri componenti aggiuntivi come la bulloneria. Inoltre, visti i buoni risultati ottenuti con il primo prototipo, è stato deciso di non apportare ulteriori cambiamenti alla linea confidenzi del fatto che anche per dimensioni maggiori la soluzione scelta in precedenza fosse applicabile.

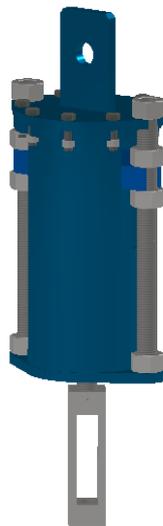


Figura 7.11: SV2.520B (seconda soluzione)

7.2.3 Analisi statica

Il supporto 2.520 deve essere testato per sostenere un carico di 25'000 daN nella prova idrostatica, nella simulazione effettuata il carico è stato applicato, come nei casi precedenti, alla sede interna del pistone dove alloggia la rosetta sferica. La barra filettata centrale ed il tenditore sono stati esclusi poiché, in accordo con la normativa MSS-SP-08 la barra filettata M56 scelta rappresenta la dimensione necessaria a sostenere il carico di trazione richiesto per un acciaio al carbonio S355JR.

I vincoli applicati al modello sono gli stessi dei precedenti casi ed anche in queste prove è stata scelta una dimensione della mesh che consentisse di avere una convergenza dei risultati del modello, in modo da avere un errore percentuale relativo inferiore al 30%. Ho rimosse le filettature e semplificato le geometrie dei componenti di rilevanza inferiore come i dadi.

I contatti inseriti sono del tipo accoppiato per i dadi e le barre filettate, mentre è stato usato un contatto di separazione per gli elementi in semplice battuta meccanica.

Per simulare la saldatura del corpo molla alla piastra di base ho utilizzato una combinazione di due tipi di contatto:

- * Contatto accoppiato superficie-spigolo tra la superficie laterale della base e lo spigolo interno del tubo
- * Contatto di separazione (senza scorrimento) tra le due superfici di accoppiamento, cioè la superficie interna del tubo e l'esterno della piastra.

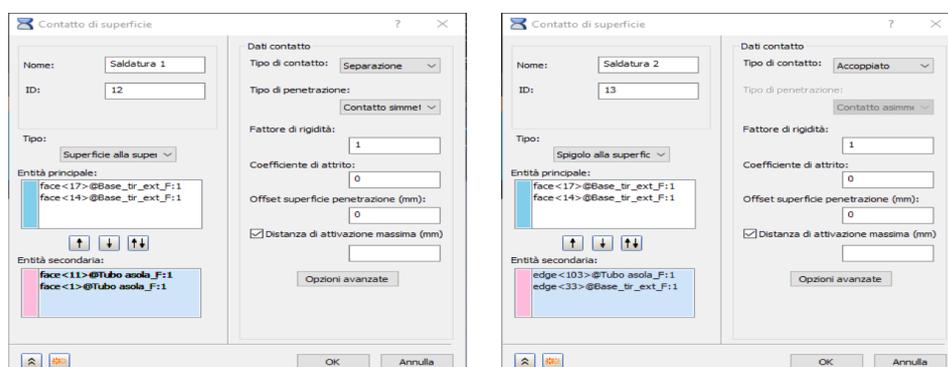


Figura 7.12: Tipologie di contatto utilizzate per la modellazione della saldatura

Nella simulazione sono state utilizzate delle barre M56 anche per i tiranti esterni, ed analizzando i risultati possiamo notare come in questa conformazione lo stress più alto raggiunga il valore di 261 MPa (7.13), il quale, confrontato con il limite di snervamento del materiale pari a 355 MPa, porta il coefficiente di sicurezza a 1,36. Le deformazioni si attestano nell'ordine del millimetro, localizzate principalmente al centro del pistone.

La situazione diventa più critica utilizzando le barre M36, dove gli stress raggiungono dei valori che si avvicinano al carico di snervamento (7.14). Per questo motivo ho aumentato lo spessore del pistone portandolo al valore di 60 mm in modo da diminuire la flessione delle barre laterali.

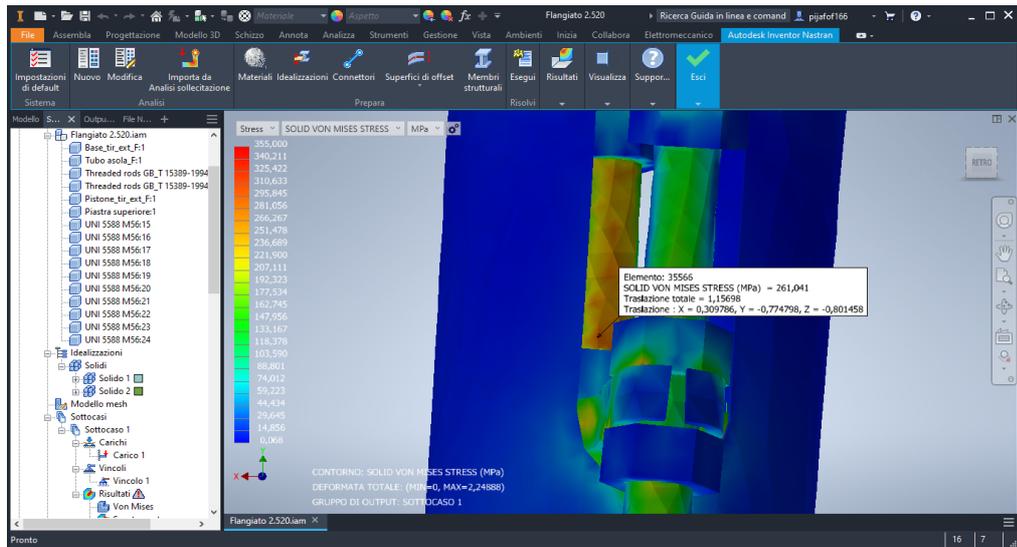


Figura 7.13: Stress equivalente SV2.520B con barre filettate M56

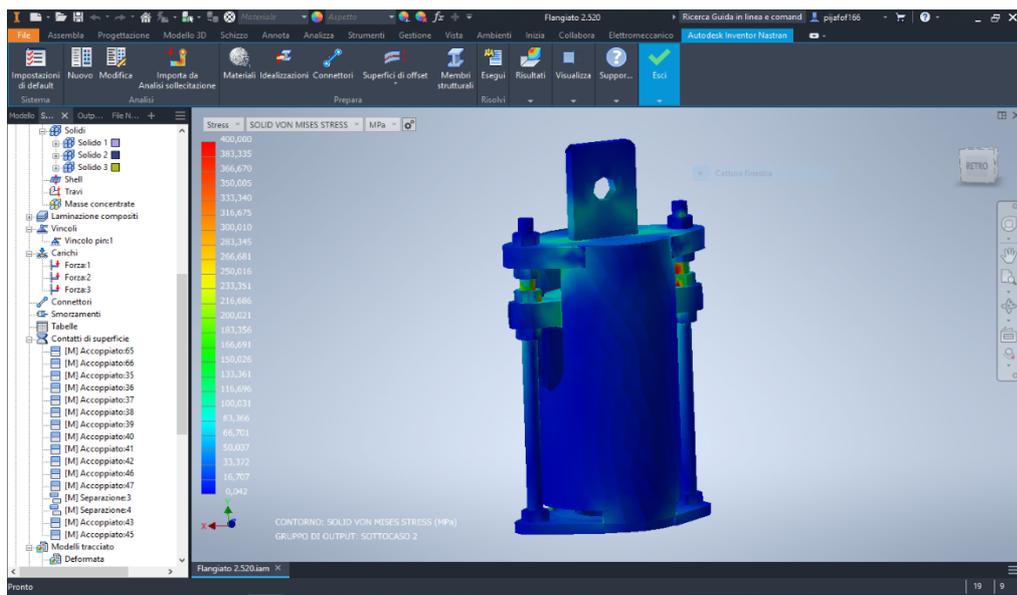


Figura 7.14: Stress equivalente SV2.520B con barre filettate M36

7.2.4 Preventivazione

La preventivazione di questo supporto ha seguito le stesse regole di quelli precedentemente descritti. In questo caso, utilizzando la prima soluzione, il costo del supporto è aumentato del 20%. Non è presente in questo caso un grande risparmio

a livello di materiali e l'utilizzo della barra filettata M56 per il sistema tenditore ha un impatto notevole sul costo del prodotto. Se avessimo utilizzato lo stesso tipo di barra anche per i tiranti esterni il prezzo del prodotto sarebbe aumentato ulteriormente del 60%.

L'utilizzo delle barre M36, quindi, è dettato da una considerazione economica che ovviamente sarà verificata in fase di prova, nella quale sarà dedicata particolare attenzione al comportamento dei tiranti di questo supporto in prova idrostatica.

La stima del tempo impiegato nella saldatura è di 25 minuti, la somma dei tempi per il montaggio meccanico stimati è pari a un'ora.

È opportuno segnalare come anche il peso del prodotto abbia subito un aumento, va però sempre considerato che stiamo preventivando e studiando un prodotto che aggiunge una caratteristica a quello attualmente esistente.

7.2.5 Prototipazione

Il prototipo è stato montato e saldato, la verniciatura non è stata effettuata poiché non è stato ritenuto necessario verificare gli accoppiamenti della piastra superiore ed in questo modo è stato possibile passare subito alle prove strutturali senza attendere i tempi della verniciatura.

La saldatura esterna della base non è riuscita a penetrare all'interno come auspicato in fase di progettazione, ciò significa che se venisse richiesta una certificazione per la penetrazione dei fluidi sarebbe necessario saldare il tubo anche internamente.

La movimentazione e l'accoppiamento meccanico dei componenti non è stato molto semplice date le dimensioni ed i pesi del prodotto. In particolare, gli accoppiamenti tra piastra superiore e corpo molla non risultavano perfetti, rendendo necessari degli aggiustamenti che hanno aggiunto del tempo alla fase di montaggio.

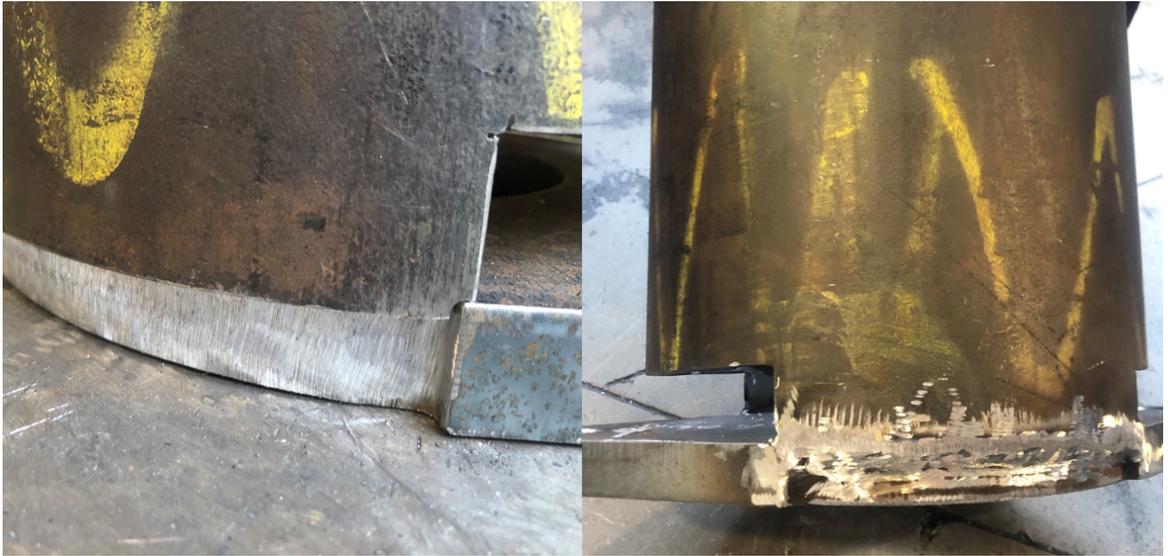


Figura 7.15: Saldatura piastra di base: particolare battuta meccanica e saldatura finale

7.2.6 Testing

Il test di prova idrostatica del supporto 2.520B è stato eseguito sotto un carico di 28'000 daN. Il prodotto è stato testato nella conformazione con il pistone bloccato utilizzando la macchina adita alla taratura verticale dei supporti.

Sottoposto al carico di prova anche questo modello non ha dato segni di snervamento, registrando solamente delle deformazioni pari a 1 mm, sempre nel campo elastico del materiale. Anche in questo caso la piastra superiore non ha evidenziato particolari criticità.



Figura 7.16: SV2.520B assemblato



Figura 7.17: Prova idrostatica SV2.520B

Conclusioni

I risultati di questo studio evidenziano come la strada intrapresa nel rinnovamento della linea dei supporti variabili Ca.S.T.Im 2000 sia una via percorribile che consenta un miglioramento della qualità del prodotto.

La prima tipologia di supporto ha evidenziato dei vantaggi dal punto di vista economico, funzionale e qualitativo, consentendo una riduzione dei tempi impiegati nelle operazioni di saldatura ed una riduzione degli spessori. Inoltre, la soluzione proposta risolve alcune delle problematiche manutentive presenti nel supporto attualmente in uso andando in una direzione che incontra le richieste dei clienti.

Il progetto proposto si è dimostrato profittevole specialmente per i modelli di dimensioni medie e piccole, dove l'impatto economico è risultato tangibile ed i vantaggi dal punto di vista produttivo sono evidenti. In particolare, nel prototipo della serie 2.130, il prodotto è stato completamente rivoluzionato eliminando completamente le saldature, così da rendere molto semplice l'assemblaggio e la produzione.

Nelle serie di supporti di grandi dimensioni, invece, si ha un miglioramento generale della qualità del prodotto, ma dal punto di vista economico la soluzione risulta essere più dispendiosa allo stato attuale, rendendo così necessaria una ulteriore ottimizzazione degli spessori visti gli ottimi risultati comunque ottenuti nella simulazione della prova idrostatica.

Lo studio dimostra quindi come un lavoro di progettazione che riesca ad integrare un'analisi strutturale, eseguita in contemporanea alla fase di disegnazione, unita

ad un confronto giornaliero con la realtà produttiva e manutentiva porti ad un miglioramento trasversale della qualità e della sostenibilità dei prodotti, giustificando pienamente un eventuale investimento in termini economici e lavorativi. Una grande soddisfazione è data anche dal fatto che i progetti in essere hanno una base di fattibilità dettata dalla disponibilità dei fornitori abituali a fornire i materiali e le lavorazioni richieste per la realizzazione dei prodotti in essere.

Tuttavia le soluzioni ottenute, seppur molto soddisfacenti, non devono rappresentare l'unica strada da percorrere nel rinnovamento della linea di prodotti ma sarà necessario dotarsi di accorgimenti specifici per ogni tipologia di supporto, accompagnata comunque da una ricerca ed un miglioramento della standardizzazione dei processi e dei componenti, obiettivo che è stato e rimarrà essenziale per il futuro di questa realtà produttiva.

Bibliografia

- [1] P. G. Ciarlet, *The Finite Element Method for Elliptic Problems*, Amsterdam: North-Holland, 1978.
- [2] A. Hrennikoff, *Solution of Problems of Elasticity by the Frame-Work Method*, 1941.
- [3] M. J. Turner, H. C. Martin e L. J. Topp, «Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures,» *Journal of the Aeronautical Sciences*, vol. 23, n. 9, 1956.
- [4] A. Gugliotta, *Elementi finiti parte III*, Otto Editore, 2002.
- [5] A. M. Wahl, *Mechanical Springs*, Cleveland: Penton Publishing Company, 1944.
- [6] T. Berruti e E. Brusa, «Elementi di Costruzione e Disegno di Macchine - Molle,» Torino, 2015.