Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2022/2023

Sessione di Laurea di Dicembre 2023

Progettazione dell'assieme tamburo del carroponte

Definizione di uno standard aziendale per CERRATO S.r.l.

Relatore:

Prof. Aurelio Somà

Candidato:

Antonio Rizzuto

Tutori aziendali:

Dario Cerrato

Andrea Sassone

A Nonno Pietro.

Ringraziamenti

Al termine di questo percorso, desidero ringraziare tutti coloro che ne hanno trascorso una parte insieme a me.

Desidero ringraziare il Professore Aurelio Somà, per avermi dato l'opportunità di svolgere questo lavoro di tesi, per tutti i buoni consigli che mi ha dato, ma soprattutto per la passione verso questa materia, che è riuscito a trasmettermi durante le lezioni.

Ringrazio i titolari dell'azienda CERRATO S.R.L. per avermi accolto calorosamente e per avermi consigliato un lavoro di tesi stimolante. Ringrazio Dario Cerrato per avermi permesso di entrare a far parte della squadra. Ringrazio tutto l'Ufficio Tecnico della CERRATO, per i piacevoli momenti passati in questi mesi.

Ringrazio L'Ing. Andrea Sassone, per la sua disponibilità e la sua pazienza, per avermi spiegato come muovermi in questo lavoro di tesi e aver acceso in me la curiosità rispetto tutto quello che mi ha spiegato, per le lunghe conversazioni fatte e per tutti i consigli che mi ha dato.

Ringrazio tutta la mia famiglia, per avermi dato la possibilità di intraprendere questo corso di studi, per avermi aiutato a rialzarmi ogni volta che andavo in difficoltà, per essere sempre con me nonostante la distanza.

Ringrazio Carla, per aver rallegrato tutte le mie giornate, per aver condiviso con me gioie e dolori, perché mi ricorda ogni giorno quanto valgo.

Ringrazio infine i miei amici e le mie amiche: Davide, Amalia, Pasquale, Andrea, Antongiulio, per tutto ciò che abbiamo vissuto in questi anni.

1. Introduzione 7
2. L'azienda CERRATO SRL 8
3. Il sollevamento e la movimentazione industriale 10
4. Il Carroponte 16
4.1. La struttura del carroponte 16
4.2. Il carrello-argano 18
4.3. L'assieme tamburo 19
4.4. Componenti dell'assieme tamburo 21
4.4.1. Flangia lato riduttore di sollevamento 21
4.4.2. Gruppo saldato lato supporto tamburo 23
4.4.3. Tamburo 25
4.4.4. Assemblaggio finale dell'assieme tamburo 26
4.4.5. La geometria del tamburo 27
4.5. Il bozzello 30
4.6. Il gancio 31
4.7. La fune 32
5. La normativa 34
5.1. F.E.M. 1.001 (8) 34
5.2. D.I.N. 15 061 (4) 35
5.3. UNI 9466 (9) 37
5.4. Documentazione tecnica 38
5.4.1. Pressione di contatto 38
6. Classificazione secondo normativa FEM 1.001/2 40

6.1. Classe di utilizzazione 40

6.2. Classe dello spettro di carico 44

6.3. Classi di impianti, meccanismi e componenti 47

7. Scelta dei carichi secondo normativa FEM 1.001/2 49

7.1. Coefficiente di amplificazione dei carichi γm 50

7.2. Coefficiente dinamico Ψ 50

7.3. Maggiorazione dei carichi 51

8. Parametri minimi dell'impianto secondo FEM 1.001/4 e UNI 9466 54

8.1. Diametro minimo della fune (FEM 1.001) 54

8.2. Diametro primitivo minimo di tamburo e pulegge (FEM 1.001) 56

8.3. Spessore resistente minimo del tamburo (UNI 9466 (9)) 57

9. Il dimensionamento del tamburo 59

9.1. Verifica statica e a fatica del tamburo 64

9.2. Scelte progettuali per i componenti dell'assieme 66

9.2.1. Scelta del giunto 66

9.2.2. Scelta cuscinetto 68

9.2.3. Dimensionamento dell'asse e cenno sulle saldature 68

9.3. Esempio pratico di dimensionamento 71

10. Definizione dello standard aziendale 75

11. Parametrizzazione dei modelli 3D: Cenni sulla gestione parametri di INVENTOR 77

12. L'analisi agli elementi finiti 80

12.1. Introduzione all'analisi agli elementi finiti ed all'utilizzo di ANSYS 80

12.2. Definizione dei materiali utilizzati 81

12.3. Semplificazione della geometria 82
12.3.1. Il tamburo 82
12.4. Creazione e verifica di qualità della mesh 85
12.5. Il contatto 88
12.6. Carichi e vincoli 90
12.7. Analisi critica dei risultati e confronto 94
12.7.1. Modello monodimensionale 94
12.7.2. Modello tridimensionale con funi al centro 96
12.7.3. Modello tridimensionale con funi alle estremità 101
12.7.4. Modelli dei restanti componenti dell'assieme 102
13. Conclusioni 106
14. APPENDICE 107
APPENDICE A 107
APPENDICE B 108
APPENDICE C 109
APPENDICE D 110
15. INDICE DELLE FIGURE 111
16. INDICE DELLE TABELLE 115
17. Bibliografia 116

1. Introduzione

Il presente lavoro di tesi è frutto della collaborazione tra il Politecnico di Torino e l'azienda Cerrato S.R.L., nata grazie alla mediazione del Professore Aurelio Somà. L'idea dietro questo lavoro di tesi nasce a valle di un tirocinio aziendale, durante il quale sono state acquisite le competenze e gli strumenti necessari per entrare appieno nei metodi e nell'operatività aziendale.

Con il prezioso supporto del Professore Aurelio Somà, dei titolari dell'azienda e dell'Ingegnere Andrea Sassone si è deciso, che progettare uno standard aziendale, da integrare a quelli esistenti, poteva essere interessante per un lavoro di tesi. Si è deciso quindi di effettuare un dimensionamento di tamburi per carroponte a livello generale per poi arrivare alla definizione dello standard.

Nell'elaborato, si è inizialmente descritto, l'ambito di interesse dell'azienda e lo sviluppo degli impianti di sollevamento e movimentazione odierni. Questa descrizione introduttiva è stata effettuata, allo scopo di mostrare alcuni interessanti concetti nei modelli più semplici, per poi traslarli man mano nei successivi capitoli dell'elaborato, applicandoli al sistema carroponte.

Dopodiché sono stati descritti rispettivamente l'impianto, i suoi componenti e la normativa a cui sono soggetti gli stessi. Normativa a cui si farà riferimento anche in seguito per presentare una classificazione di questi impianti e dei loro meccanismi, dalla quale scaturisce la definizione di importanti coefficienti, utili al dimensionamento del tamburo e dei suoi componenti.

Verrà poi esposto il metodo con cui è stato progettato l'assieme tamburo, le indicazioni tecniche provenienti dalla normativa utilizzate e verrà descritto il metro di giudizio adottato per compiere le scelte progettuali.

Inoltre, verrà spiegato il modello logico usato nel foglio di calcolo, tramite un esempio pratico, e la parametrizzazione dei modelli 3D, effettuata su Inventor, per semi-automatizzare la creazione di questi ultimi.

Infine, dopo aver descritto l'impostazione delle simulazioni numeriche effettuate, saranno mostrati e commentati i risultati ottenuti attraverso l'analisi agli elementi finiti di ANSYS, mettendoli a confronto con i risultati ottenuti analiticamente.

2. L’azienda CERRATO SRL

Figura 1 : Logo aziendale.

L'azienda CERRATO SRL, sita a Beinasco (TO), rappresenta un'eccellenza nell'ambito della progettazione e produzione di impianti di sollevamento e movimentazione da oltre mezzo secolo. La sua presenza sul mercato italiano è consolidata, ma la sua influenza si estende anche all'estero, dimostrando un'ampia prospettiva internazionale.

Nel corso degli anni, CERRATO SRL si è specializzata non solo nella realizzazione di impianti di sollevamento e movimentazione, ma anche nella produzione di vari componenti e attrezzi dedicati a questa specifica mansione.

L'azienda si distingue per la sua vasta gamma di servizi, compresi l'assistenza e la manutenzione degli impianti, nonché i controlli non distruttivi per valutare la durata residua di impianti esistenti e componenti. Inoltre, l'azienda importa e commercializza sul mercato italiano dei gruppi di sollevamento, come i paranchi STHAL e i manipolatori GORBEL, i quali trovano applicazione anche nelle gru di produzione interna.

CERRATO SRL pone grande enfasi sulla qualità e la sicurezza dei propri impianti, questo spiega l'ottenimento di diverse certificazioni in questi ambiti. La tutela dell'ambiente e la sicurezza dei propri dipendenti sono valori centrali, per questo motivo ogni membro del gruppo è altamente qualificato e certificato per operare nel campo di propria competenza.

L'azienda vanta un ampio e diversificato portafoglio clienti, che include qualsiasi interlocutore avente l’esigenza di un impianto per il sollevamento e la movimentazione di carichi pesanti. Costruisce, infatti, impianti per settori come il siderurgico, l’automotive, l’aeronautico, l’aerospaziale, il meccanico, l’alimentare, il trattamento rifiuti, etc.

Vista questa diversificazione, e viste le differenti esigenze che i clienti possono avere, l’azienda CERRATO SRL offre ai propri clienti sia la produzione di impianti standard che la produzione di impianti speciali, cercando di soddisfare ogni esigenza.

Tra i clienti spiccano Alstom, CERN, Ferrari, Ferrero, Fondstamp, Iveco, Maserati, Michelin, New Holland, Pirelli, SKF, Stellantis…

I prodotti principali realizzati dall'azienda includono gru a portale, gru a bandiera, carroponti standard e carroponti speciali. Inoltre, CERRATO SRL è attiva nella produzione di strutture di sostegno e componenti essenziali per l'efficace funzionamento dei sistemi di sollevamento.

Figura 2 : Modello 3D di carroponte speciale di fabbricazione CERRATO S.R.L. (1).

3. Il sollevamento e la movimentazione industriale

Nell'ambito industriale il sollevamento dei carichi e la loro movimentazione sono molto importanti. Lo sviluppo industriale e tecnologico ha portato all' utilizzo di impianti sempre più complessi, dal punto di vista della progettazione, ma anche più semplici da utilizzare per l'uomo e soprattutto senza alcuno sforzo fisico.

Il concetto basilare è quello di sollevare il maggior carico possibile utilizzando una forza motrice minore del peso del carico stesso. Questo concetto è anche alla base dei sistemi di leva, ed applicandolo ai sistemi di sollevamento si ottiene il più semplice di questi: la taglia semplice a fune.

In figura sono mostrate la taglia semplice e la taglia doppia. Quest'ultima è la versione adoperata per dimezzare la forza motrice a parità di massa da sollevare, ovvero, per raddoppiare la massa da sollevare a parità di forza applicata.

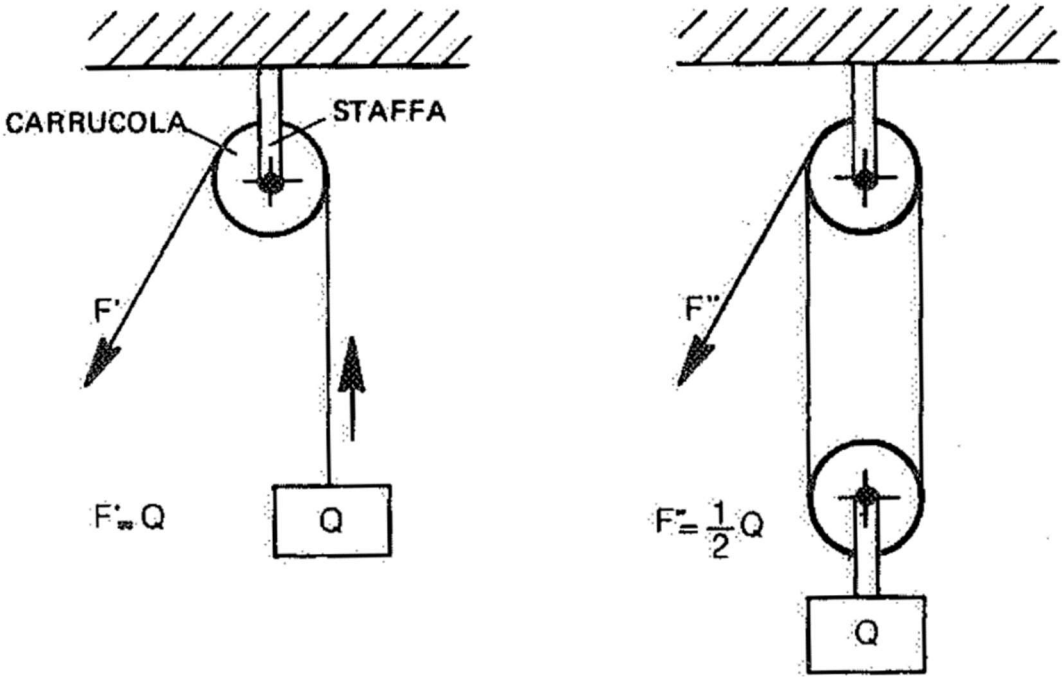


Figura 3 : Schemi di taglie semplice e doppia (2).

I parametri fondamentali di una taglia sono:

(1) Il peso da sollevare chiamato portata della taglia;
(2) L'altezza di sollevamento del carico chiamata corsa;
(3) La forza motrice utile a sollevare il carico a velocità costante;

Da questi semplici sistemi di taglia si arriva, complicando l'impianto, al sistema paranco.

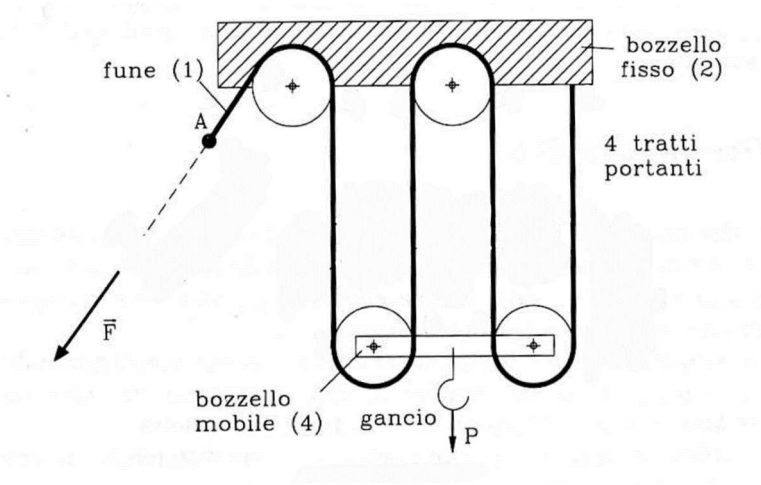


Figura 4 : Il sistema paranco (3).

Il paranco sfruttando lo stesso principio, consente di sollevare masse sempre maggiori a parità di forza motrice secondo l'equazione ideale:

$$F = \frac{P}{n} \qquad (1)$$

Dove P è il carico da sollevare in N, n il numero di tratti di fune portanti, ed F la forza motrice in N. Sostituendo al bozzello fisso un tamburo, condotto da un riduttore di velocità, azionato da un motore si ottiene il paranco della figura successiva.

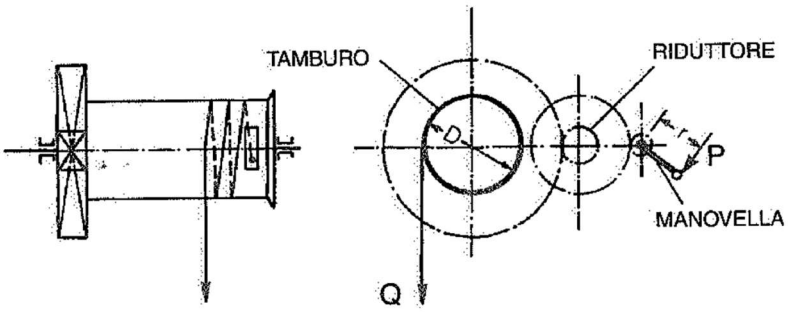


Figura 5 : Paranco a manovella (2).

Nello schema il motore è una manovella a comando manuale. La fune è avvolta più volte attorno al tamburo e, scendendo dallo stesso, passerà attraverso una o più carrucole presenti in un bozzello mobile che sostiene il gancio.

I parametri fondamentali di questo sistema sono gli stessi citati per il sistema a bozzello fisso di Figura 4. La differenza fondamentale è che nel secondo sistema, a parità di massa da sollevare, serve una forza motrice minore. Inoltre, è possibile raggiungere corse molto maggiori con ingombri minori.

Il passo successivo è stato la motorizzazione dei paranchi, allo scopo di svincolare l'uomo dallo sforzo. Quindi, al comando manuale, si sostituisce il comando elettrico e si passa ai paranchi elettrici. Questi sono compatti, di peso limitato e molto più sicuri dei loro predecessori. Il motore elettrico o pneumatico ha le veci della manovella, rimangono il tamburo avvolgi fune ed il riduttore, ma vi è l'aggiunta di un freno meccanico e di una carcassa esterna che racchiude il tutto. Infine, Il comando si esercita tramite una pulsantiera.

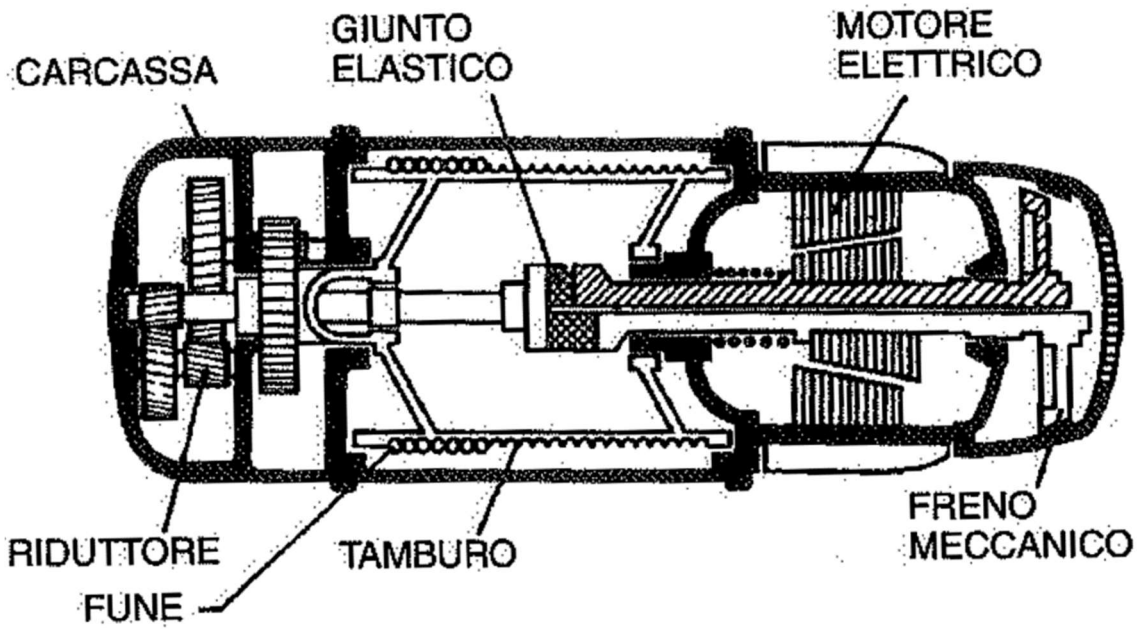


Figura 6 : Schema di un paranco elettrico (2).

Con lo sviluppo di questi sistemi si ha maggior sicurezza rispetto ai paranchi manuali. Per esempio, vi sono dei fine corsa che impediscono l'urto tra bozzello e carcassa durante la salita e che impediscono lo svolgimento di tutte le spire del tamburo durante la discesa. Come si vedrà nei capitoli successivi, anche in questo lavoro di tesi il tamburo è scanalato, ed è stato dimensionato in modo tale che almeno *due spire esterne rimangano sempre avvolte*, questo affinché ne sia garantito il corretto riavvolgimento in risalita.

Il sistema più semplice di paranco elettrico è quello ad un tiro di fune dove vi è un solo tratto portante che sostiene il peso del carico da sollevare.

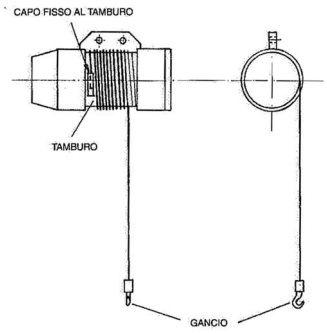


Figura 7 : Paranco elettrico con un tiro di fune (2).

Modificando il bozzello, si possono avere sistemi a due, quattro ed otto tiri di fune, in cui il peso si divide per il numero di tratti portanti come nel caso della taglia e dei paranchi. Le diverse combinazioni sono utili a sollevare portate due, quattro, otto volte superiori a parità questa volta di diametro della fune. Complicando ancora il sistema, si ottengono configurazioni diverse del tamburo come mostrato nella figura sottostante. Quindi, oltre a cambiare il numero di tratti portanti per via del bozzello, cambierà anche il numero di tratti di fune discendenti dal tamburo.

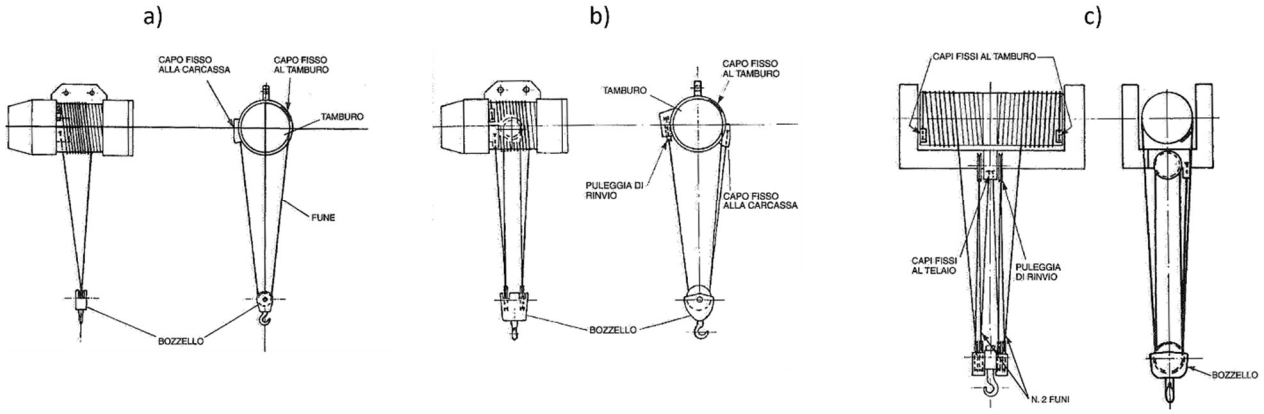


Figura 8 : Paranco elettrico con a) 2 tiri, b) 4 tiri, c) 8 tiri. (2).

Anche in questi casi portata e corsa sono parametri fondamentali ma se ne aggiungono sono altri come:

- Il numero di tratti portanti;
- Il numero di tiri di fune al tamburo;
- Il numero di cicli orari di sollevamento;
- La velocitò di sollevamento;
- La potenza del motore di sollevamento;

Sfruttando le varie configurazioni dei paranchi, si sollevano carichi sempre maggiori ma anche le dimensioni e il peso dei meccanismi aumentano. Poiché è molto importante considerarne la movimentazione, spesso, il paranco ha un solo tamburo e da una certa portata in poi si passa a meccanismi più pesanti e complessi chiamati argani. Per il sistema paranco si può garantire la movimentazione con sistemi scorrevoli come quello della figura successiva.

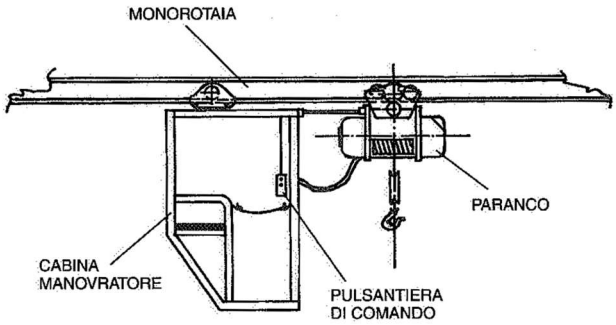


Figura 9 : Paranco scorrevole (2).

Senza soffermarsi sulle modalità con cui è costruita la monorotaia e su come è permesso il movimento del paranco, si può notare che vi è uno spazio di lavoro rettangolare che permette di lavorare in due dimensioni. Si possono chiaramente predisporre percorsi della monorotaia che coprono tutto lo spazio disponibile, ma in alcuni casi questo potrebbe non essere possibile per vincoli ambientali oppure questa soluzione potrebbe risultare sconveniente economicamente. Per coprire uno spazio di lavoro in tutte e tre le dimensioni si può passare ad una gru a ponte, anche chiamata carroponte, come quella visibile in figura di fabbricazione CERRATO SRL, sulla quale montare un carrello scorrevole su cui appoggiare il paranco.

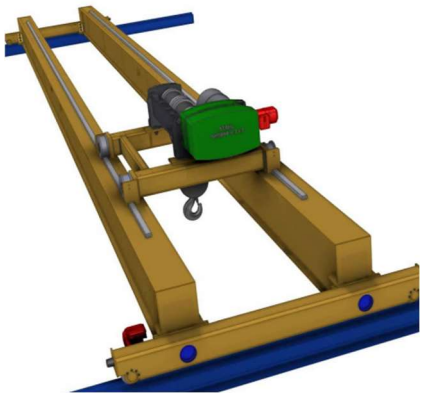


Figura 10 : Carroponte standard di fabbricazione CERRATO SRL (1).

Per sollevare e movimentare portate sempre maggiori, si può sostituire il paranco con un carrello-argano. Tuttavia, anche le dimensioni, il peso del meccanismo e la struttura del carroponte saranno diversi.

Quindi, il passaggio da un paranco ad un argano deve essere ben motivato, perché aumenterà necessariamente il costo del sistema e la sua complessità.

In conclusione, in questo capitolo si è cercato di tracciare il percorso che, partendo dalla taglia semplice, ha portato allo sviluppo degli impianti di sollevamento.

Figlio di questo sviluppo è il carroponte bi-trave con carrello-argano che sarà trattato nel capitolo successivo. Lo scopo di questo capitolo, oltre a ripercorrere sinteticamente lo sviluppo degli impianti di sollevamento, è stato quello di introdurne i concetti fondamentali partendo dai sistemi più semplici e, inoltre, di introdurre la nomenclatura dei parametri principali e di alcuni dei componenti di questi impianti.

4. Il Carroponte

Il carroponte è un impianto utilizzato in diversi settori, per facilitare la movimentazione di carichi pesanti e migliorare l'efficienza delle operazioni aziendali. Alcuni dei settori in cui è impiegato sono:

- Logistica e Magazzini;
- Industria Navale;
- Porti;
- Industria Aerospaziale;
- Industria Automobilistica;
- Acciaierie;

I carroponti sono utili ad ottimizzare le operazioni, migliorare la logistica ed abbattere costi e tempi, consentendo il sollevamento e lo spostamento efficiente dei carichi. Scopo di questo capitolo è mostrare gli assiemi e i componenti rilevanti ai fini dell'elaborato di quest'impianto e definirne la nomenclatura così da avere un riferimento per i capitoli a seguire.

4.1. La struttura del carroponte

La struttura del carroponte può essere descritta molto sinteticamente con l'ausilio dell'immagine mostrata in basso.

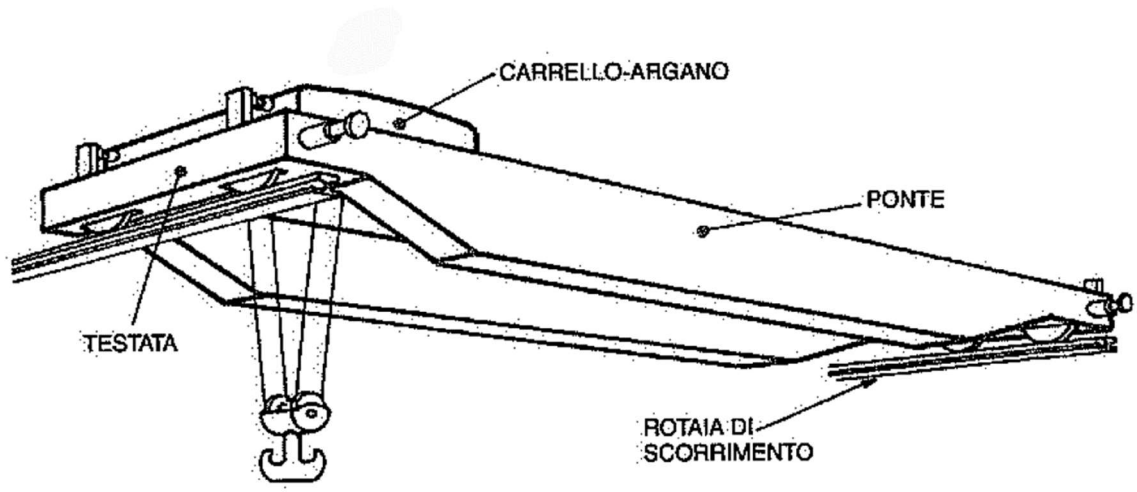


Figura 11 : Struttura di un carroponte (2).

Sostanzialmente, un argano è fissato sul telaio di un carrello, questo scorre su delle vie di corsa ricavate sopra le travi del ponte. Il ponte può muoversi tramite le ruote di testata sulle rotaie di scorrimento, supportate da colonne.

Figura 12 : Vista del carrello argano tra le travi del ponte.

Lo spazio di lavoro è un parallelepipedo che ha come altezza la **corsa** (cioè, l'altezza di sollevamento), come larghezza lo **scartamento** (cioè, l'interasse tra le rotaie di scorrimento), e come lunghezza quella che si può percorrere sulle rotaie di scorrimento. Da notare che la movimentazione non intralcia il piano del pavimento (2) e questo è uno dei vantaggi di questo impianto.

Alcuni dei parametri fondamentali per progettare il carroponte e i suoi componenti sono identici a quelli già citati nel Cap.3:

1. La portata utile nominale;
2. La corsa massima verticale richiesta al gancio;
3. La velocità di sollevamento del carico;
4. I tratti di fune portanti;

Ma ce ne sono di nuovi vista l'aumento di complessità del sistema:

5. Lo scartamento;
6. La velocità di traslazione del carrello e del ponte;
7. Le accelerazioni del carrello e del ponte;
8. Il comando: da cabina sospesa o a terra o tramite pulsantiera;
9. Tipo di cuscinetti da montare alle ruote;
10. Le modalità di trasmissione del moto alle ruote motrici;

E molti altri come: la scelta dei materiali, degli ingranaggi del riduttore, il tipo di collegamento tra il motore e il tamburo.

4.2. Il carrello-argano

Tralasciando la progettazione della struttura di testate, colonne e vie di corsa, che esula dagli obiettivi della tesi, si mostra di seguito lo schema del carrello-argano, che sostiene il meccanismo di sollevamento del carroponte.

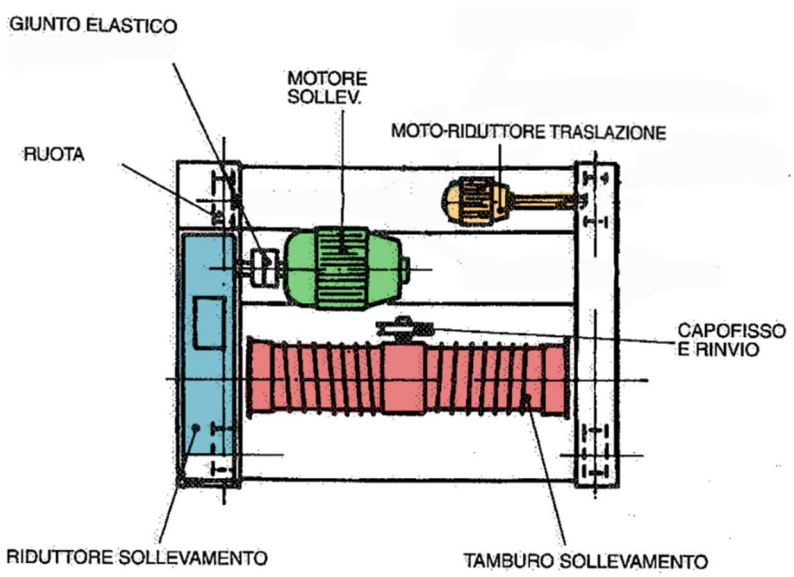


Figura 13 : Componenti del carrello-argano.

Nella Figura 13 si distinguono:

- L'assieme tamburo;
- Il capofisso con la carrucola di rinvio;
- Il motore di sollevamento;
- Il riduttore di sollevamento;
- Il motoriduttore per la traslazione delle ruote del carrello;
- Il telaio del carrello;

Inoltre, sono presenti giunti elastici (tra motoriduttori e ruote, tra riduttore e tamburo) e le quattro ruote di traslazione del carrello, ognuna delle quali ha il suo motoriduttore. Infine, non rappresentato, è presente un freno di emergenza. Ognuno di questi componenti deve essere scelto da un dimensionamento. In particolare, vi sono due dimensionamenti fondamentali che sono quello del gruppo ruote in cui si progettano le ruote e si scelgono i motoriduttori, e quello del gruppo tamburo in cui si progetta il tamburo e si scelgono motore e riduttore di sollevamento, il freno di emergenza, il giunto tra riduttore e tamburo e il cuscinetto che supporta il tamburo. Infine, avendo gli ingombri dimensionali di tutti i componenti si progetta il telaio del carrello.

4.3. L'assieme tamburo

Scendendo nel dettaglio dell'oggetto della tesi, la Figura 14 mostra l'assieme tamburo.

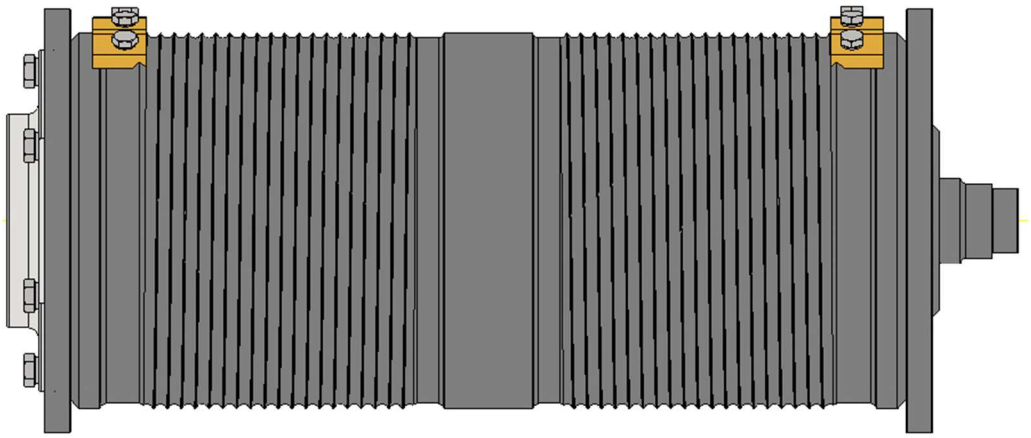


Figura 14 : Assieme tamburo.

La denominazione dei componenti dell'assieme è la seguente:

1. Il tamburo avvolgi fune;
2. La flangia lato riduttore;
3. Il giunto elastico lato riduttore;
4. La flangia lato supporto;
5. Le nervature interne (non visibili in figura);
6. L'asse che supporta il tamburo;
7. Il cuscinetto all'interno del supporto tamburo (non visibile in figura);
8. La fune (non visibile in figura);
9. Le piastrine premi-fune;
10. Gli accessori: bulloni giunto, bulloni premi-fune e rondelle NORD LOCK;

Per i componenti di carpenteria dell'assieme sono utilizzati due acciai da costruzione:

- S275JR (FE430B) per le flange;
- S355J0 (FE510B) per il tubo, l'albero e le nervature;

Sono acciai scelti per la buona saldabilità in ogni tipo di processo di saldatura e anche perché possono lavorare in un ampio range di temperatura. Offrono entrambi una resistenza meccanica minima garantita ed una buona resilienza. Il secondo è un acciaio di qualità superiore rispetto al primo, quindi presenta un costo maggiore, ma è uno degli acciai strutturali con le migliori caratteristiche meccaniche. Nella denominazione, sono presenti tali caratteristiche.

Tabella 1 : Caratteristiche meccaniche degli acciai.

Acciaio	Resistenza allo snervamento	Resistenza a rottura
S355J0	355 MPa	510 MPa
S275JR	275 MPa	430 MPa

Osservando la Figura 14, si nota che l'assieme può essere diviso in tre sottoassiemi:

I. **Gruppo lato riduttore**: è formato dal giunto, dalla flangia che lo ospita e dagli elementi filettati che collegano i due componenti. Questo si trova sulla sinistra dell'immagine;
II. **Gruppo saldato lato supporto**: è formato dall'asse che supporta il tamburo, dalla flangia che lo ospita e dalle nervature interne saldate su entrambi i componenti;
III. **Il tamburo, la fune, le piastrine premi-fune e gli accessori**: I premi fune hanno lo scopo di fissare la fune ad un'estremità e generare quindi il capofisso sul tamburo, per i motivi e come negli schemi visti nei capitoli precedenti;

4.4. Componenti dell'assieme tamburo

Essendo il tamburo oggetto di questo lavoro di tesi, oltre alla nomenclatura dei componenti si vuole sinteticamente accennare al processo di fabbricazione dello stesso. Poiché non tutte le lavorazioni sono interne all'azienda verranno mostrate figure ottenute tramite i 3D di Inventor.

4.4.1. Flangia lato riduttore di sollevamento

La flangia lato riduttore è ottenuta da una lamiera circolare di acciaio s275jr. Le forme e gli spessori intermedi della flangia sono dipendenti dal giunto che si sceglierà in base al dimensionamento del tamburo. Infatti, per ogni giunto, sono indicate le dimensioni necessarie alla fabbricazione della flangia stessa. Il pezzo grezzo è un sagomato di diametro esterno maggiorato di dieci millimetri, rispetto a quello richiesto dal dimensionamento, e con spessore maggiorato di almeno quattro millimetri che saranno utili al centraggio nel tamburo. Si pratica un preforo per la sede del giunto, questa volta minorato di dieci millimetri rispetto a quello richiesto dal giunto.

Figura 15 : Sagomato della flangia lato giunto.

Si ottiene, successivamente, il diametro esterno finito, rispettando le tolleranze di circolarità, ed un ribassamento per il centraggio nel tamburo fino ad un diametro di centraggio definito nel dimensionamento in funzione del diametro interno del tamburo. Si porta così la flangia allo spessore richiesto dal giunto, ad esclusione della zona di centraggio. Si praticano gli smussi agli spigoli vivi e si raccorda lo spigolo nella zona di battuta tra flangia e tubo tamburo.

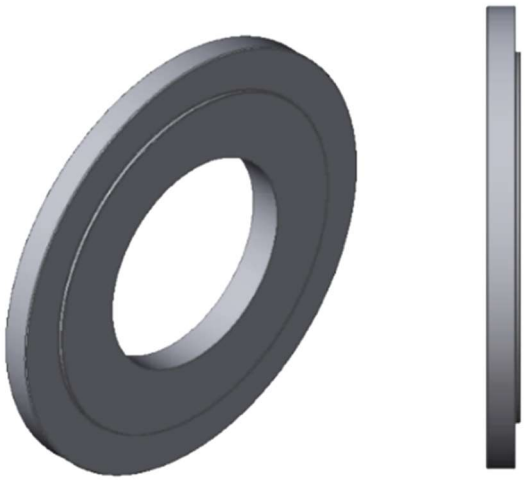


Figura 16 : Ribassamento per il centraggio nel tubo tamburo.

Infine, si ricava la sede per il giunto tramite fresatura e si pratica la finitura al diametro interno, dopo aver praticato i fori filettati per il fissaggio del giunto e lo "smusso di invito" per l'inserimento e il centraggio del giunto, si ottiene la flangia finita. Queste ultime operazioni vengono effettuate dopo aver centrato e saldato la flangia nel tubo tamburo. L'aspetto finale è mostrato in Figura 17.

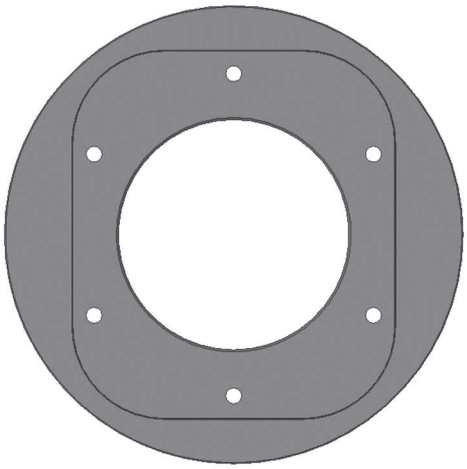


Figura 17 : Flangia lato riduttore.

4.4.2. Gruppo saldato lato supporto tamburo

Tale gruppo è formato da una flangia, un albero e delle nervature di rinforzo. L'albero, non essendo soggetto a torsione è più propriamente chiamato asse, ma i due modi di nominarlo saranno spesso adoperati in modo analogo.

I componenti grezzi sono un sagomato in acciaio s275jr per la flangia, un parallelepipedo per ogni nervatura ed un tondo per l'asse, questi ultimi in acciaio s355j0.

Si pre-lavora l'albero grezzo, così da avere per circa metà lunghezza il diametro grezzo, per l'altra metà un diametro lavorato di pochi millimetri inferiore (circa 2-5 mm), la superficie di battuta che nasce servirà ad accoppiare l'albero alla flangia. Si ricava un foro al centro del sagomato della flangia dello stesso diametro lavorato nominale dell'albero per poterli poi accoppiare in tolleranza. La situazione pre-assemblaggio è quella in Figura 18.

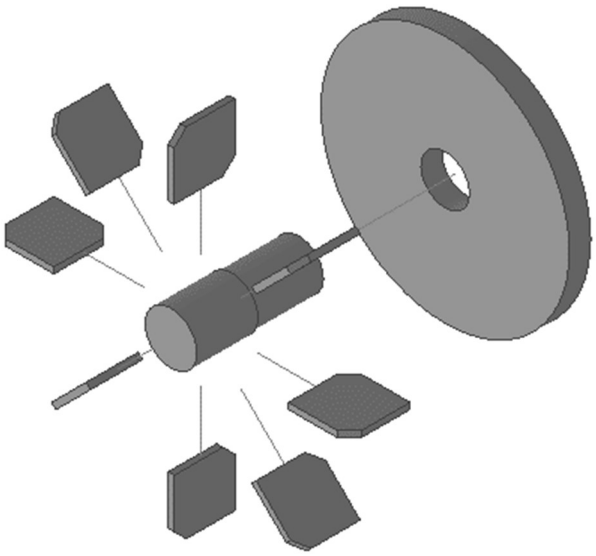


Figura 18 : Componenti del gruppo saldato.

A questo punto, si pratica un ribassamento per il centraggio della flangia nel tamburo e si finisce il diametro esterno come fatto con la flangia lato riduttore. Si predispone, inoltre, nella faccia opposta al tubo tamburo, uno spessore di copertura ad un certo diametro, per proteggere la saldatura flangia-albero, come mostrato in Figura 19.

Si lavora poi l'albero, ricavando la sede del cuscinetto e la sede della guarnizione. Si saldano i componenti a filo, avendo cura di preriscaldarli a 150 °C. Per quanto riguarda le nervature, iniziando a saldare dall'estremità dell'albero verso la flangia.

Si ottiene così il gruppo saldato finito che verrà accoppiato al tubo tamburo dal lato opposto al riduttore.

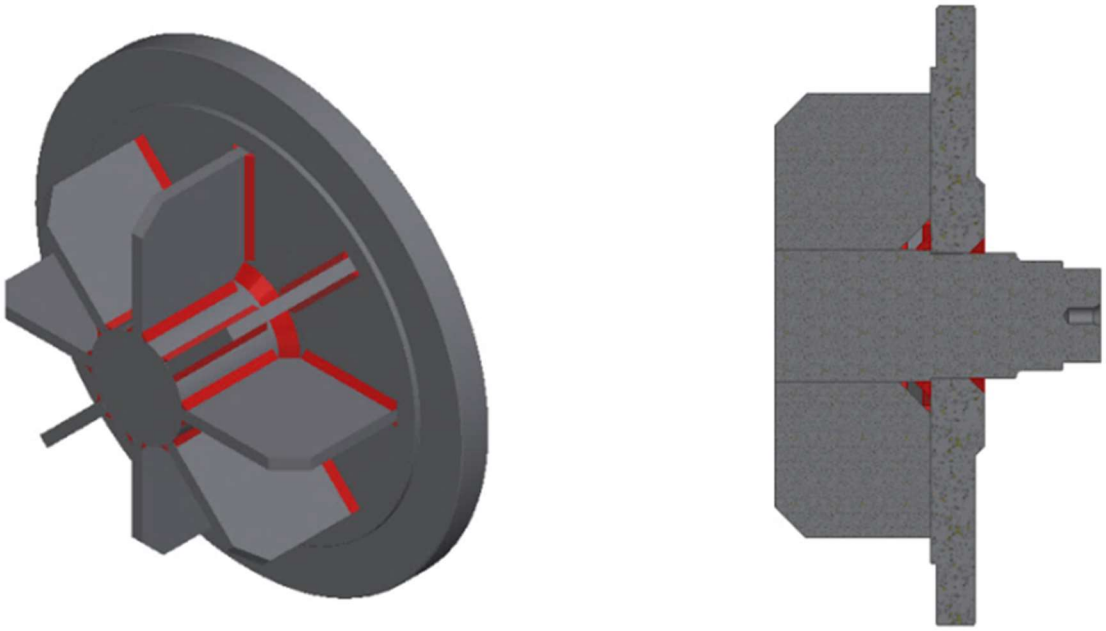


Figura 19 : Assieme saldato.

4.4.3. Tamburo

Il tubo del tamburo è l'oggetto principale di questo lavoro di tesi, questo viene acquistato esternamente come tubo senza saldatura laminato a caldo in acciaio s335j0. È lavorato, sempre esternamente all'azienda, per ricavare tramite tornitura le scanalature, attorno alla quale si avvolge la fune.

In generale, si sceglie un tubo tra quelli disponibili del produttore (APPENDICE A), che rispetti i requisiti minimi provenienti dal dimensionamento. Intestando il tubo a lunghezza finita, si ricavano inizialmente i ribassamenti alle estremità che saranno la sede per centrare le flange.

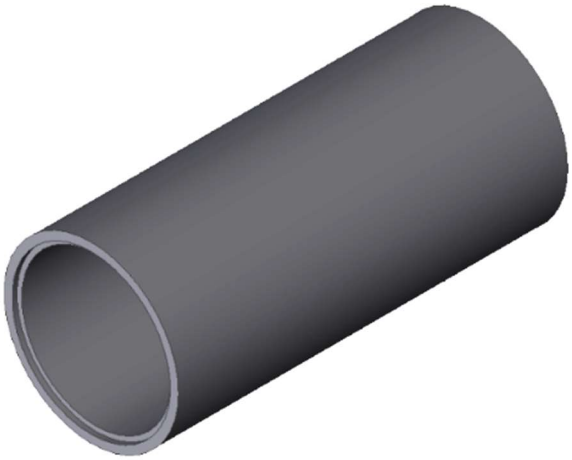


Figura 20 : Tubo tamburo con ribassamenti ricavati alle estremità.

A questo punto, si pratica la filettatura elicoidale seguendo le indicazioni tecniche e le specifiche della normativa DIN-15061 (4), avendo cura di non sbagliarne il senso. Il prodotto finito deve essere sottoposto a normalizzazione.

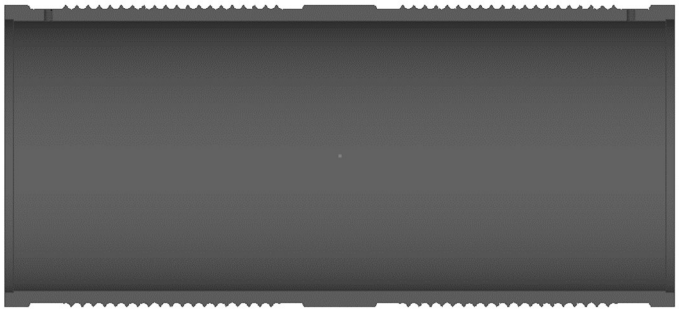


Figura 21 : Sezione finale del tubo tamburo filettato.

4.4.4. Assemblaggio finale dell'assieme tamburo

Le ultime lavorazioni sono le forature per gli elementi filettati che fissano i premi fune, e per gli elementi filettati sull'estremità dell'albero per montare i fine corsa. Queste lavorazioni sono effettuate dopo aver saldato la flangia lato riduttore e il gruppo saldato lato supporto. Si ottiene così l'assieme completo, la Figura 22 mostra la sezione dello stesso. (La parte rappresentante il giunto non è quella reale).

Figura 22 : Sezione dell'assieme tamburo.

4.4.5. La geometria del tamburo

Vista la complessità della geometria del tamburo, e la quantità di dettagli presenti, è opportuno schematizzarla, così da riuscire a descriverla facilmente successivamente.

La Tabella 2, definisce e, ove necessario, descrive sinteticamente le misure mostrate in Figura 23.

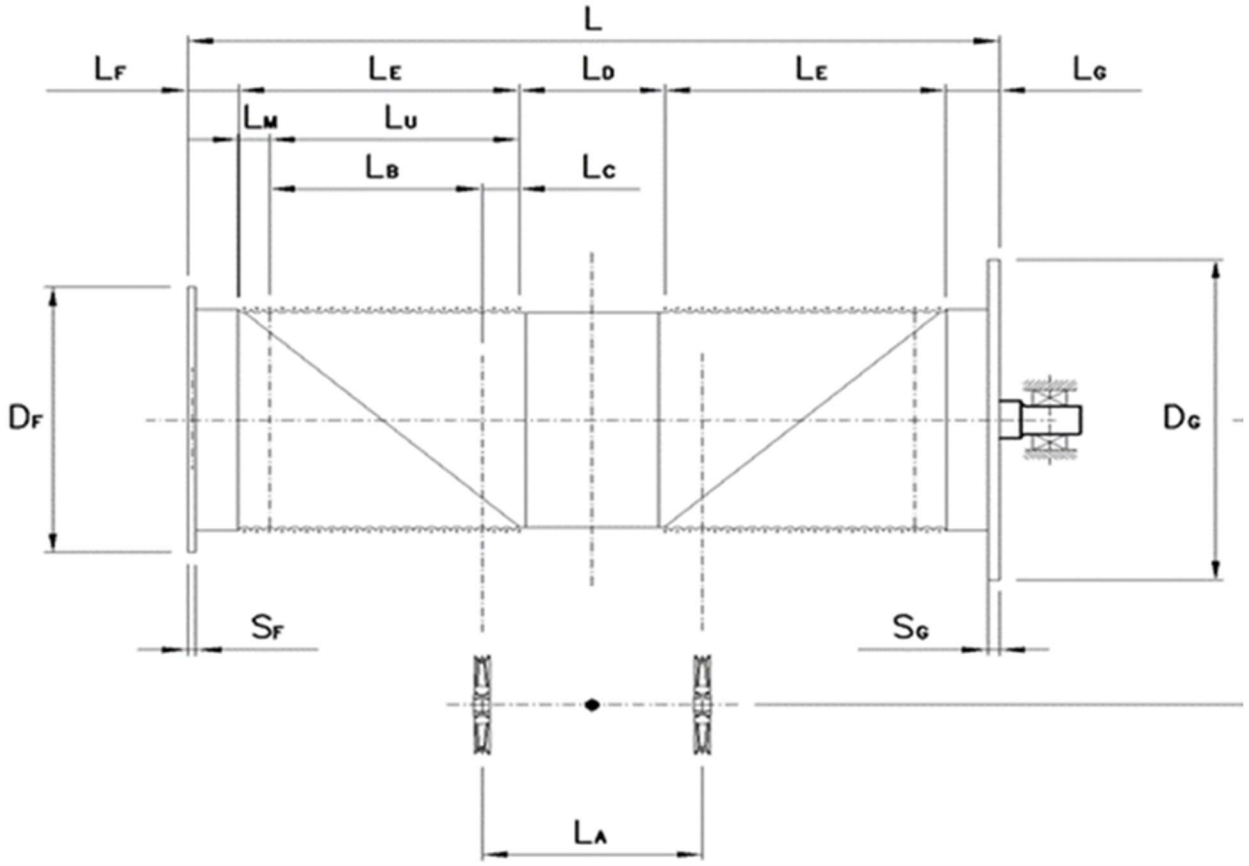


Figura 23 : Schematizzazione del tamburo.

Tabella 2 : Alcune dimensioni del tamburo.

Misura	Simbolo	Commento
Lunghezza totale	L	
Interasse tra le funi al centro	LA	
Lunghezza centrale senza spire	LD	Serve a garantire l'interasse iniziale.
Lunghezza assiale della filettatura	LE	
Lunghezza assiale spire utili	LB	
Lunghezza spire estreme	LM	Serve a mantenere tre spire sempre avvolte, per garantire il corretto avvolgimento della fune in risalita.
Lunghezza spire centrali	LC	Due spire centrali rimangono non avvolte per evitare accavallamenti al fine corsa.
Lunghezza estremità tamburo	LF/LG	
Spessori flange	SF/SG	
Diametri esterni flange	DF/DG	Diametri scelti sommando al diametro esterno del tamburo il doppio del diametro della fune, così da garantirne il contenimento in caso di problemi.

A queste dimensioni, si uniscono i diversi diametri del tamburo e le dimensioni della filettatura stessa. In particolare, prendendo come riferimento lo schema in basso:

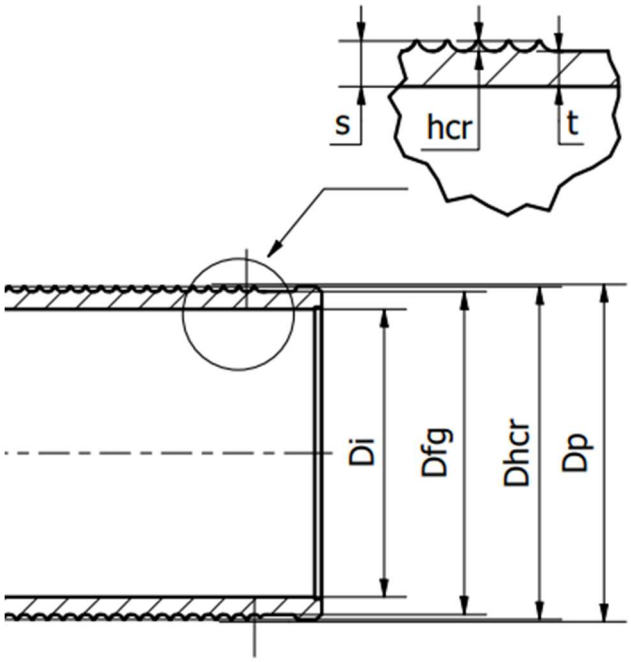


Figura 24 : Diametri e spessori del tamburo.

- È possibile notare lo spessore totale del tamburo **s**: esso è dato dalla somma dello spessore resistente **t** e l'altezza della cresta della filettatura **hcr**.
- Sono visibili il diametro esterno, anche chiamato diametro di altezza creste **Dhcr**, il diametro interno **Di**, il diametro fondo gola **Dfg**.
- È visibile il diametro contrassegnato con **Dp**, che è il diametro primitivo, anche detto diametro di avvolgimento. É il diametro della circonferenza fittizia passante per il centro delle sezioni, speculari rispetto all'asse del tamburo, della fune avvolta.

Si esprimono di seguito le relazioni che legano i diametri partendo dal diametro primitivo Dp e dal diametro fune d:

- Diametro fondo gola: $\mathrm{Dfg} = \mathrm{Dp} - \mathrm{d}$;
- Diametro altezza creste: $\mathrm{Dhcr} = \mathrm{Dfg} + 2\mathrm{hcr} = \mathrm{Dp} - \mathrm{d} + 2\mathrm{hcr}$;
- Diametro interno: $\mathrm{Di} = \mathrm{Dfg}\text{-}\mathrm{t} = \mathrm{Dp} - \mathrm{d} - \mathrm{t}$;

Come si vedrà in seguito, noto il diametro della fune, saranno noti il diametro primitivo del tamburo e l'altezza delle creste. Si può osservare come il diametro interno è l'unica variabile alla quale serve un dato in più per essere definito, cioè lo spessore resistente. Si osserva, inoltre, che per calcolare il diametro medio della sezione resistente **Dm** utile a determinare lo spessore minimo del mantello, si ha bisogno del diametro interno. Dunque, servirà un calcolo iterativo per determinare lo spessore resistente t.

4.5. Il bozzello

Il bozzello è un componente meccanico utilizzato per fornire una guida alla fune e facilitare il cambiamento di direzione della forza applicata. Il componente fondamentale che sta all'interno del bozzello è la carrucola. Quest'ultima, è una ruota con una scanalatura intorno al perimetro che ospita la fune. La carrucola può essere montata su cuscinetti assiali a sfere o rulli, per ridurre l'attrito durante la rotazione, ed in base al tipo di configurazione si possono avere una, due, quattro o più carrucole in un bozzello. Tutti gli altri componenti presenti nel bozzello sono funzionali ai compiti dello stesso che sono principalmente due: guidare le funi che scendono dal tamburo o dai rinvii e reggere il gancio collegato ad esso tramite un perno. In Figura 25 è mostrato il modello di un bozzello standard di fabbricazione Cerrato.

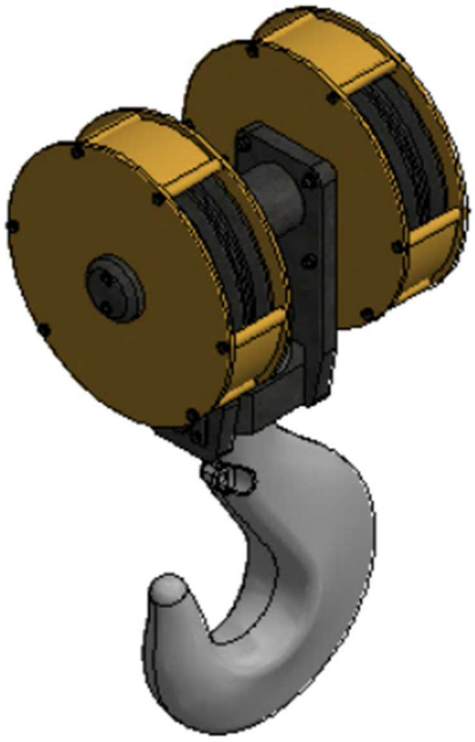


Figura 25 : Bozzello per carroponte (5).

4.6. Il gancio

La progettazione di un carroponte inizia sempre dalla scelta del gancio da utilizzare per l'impianto. Per fare ciò si utilizza la normativa UNI 9465 (6), in particolare una tabella di questa norma mostrata in APPENDICE B.

Per la scelta del gancio si ha necessità di conoscere:

- la classe FEM del meccanismo di sollevamento;
- La portata nominale massima;
- La classe di resistenza del gancio (il materiale del gancio);

Sono previste cinque classi di resistenza come indicato in Tabella 3.

Tabella 3 : Classi di resistenza dei ganci (6).

Classe di resistenza	Resistenza allo snervamento **Rp0,2**	Resilienza **J**
M	235	48
P	315	41
S	390	41
T	490	34
V	620	34

4.7. La fune

La fune è l'elemento flessibile dell'impianto che permette, avvolgendosi attorno al tamburo, alle carrucole del bozzello e alle carrucole di rinvio o compensazione, di sollevare il carico per una certa corsa, in funzione della propria lunghezza. In Figura 26, è mostrata la sezione di una fune in acciaio per le applicazioni di sollevamento industriale.

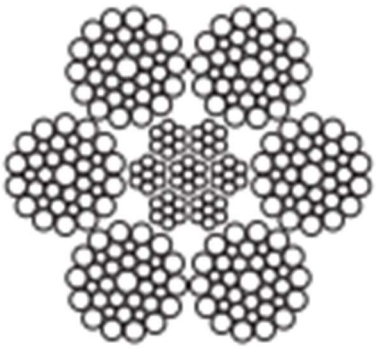


Figura 26 : Sezione di una fune a sei trefoli (7).

Nella sezione è possibile notare un'anima centrale avvolta da sei trefoli, composti a loro volta da fili di diametro minore, rispetto al diametro nominale della sezione stessa.

Il trefolo è formato da singoli fili in acciaio avvolti in una spirale elicoidale attorno ad un'anima centrale secondaria. A loro volta anche i trefoli sono avvolti in senso elicoidale attorno all'anima principale che può essere metallica o di altro tipo. Il risultato è simile a quello mostrato in Figura 27.

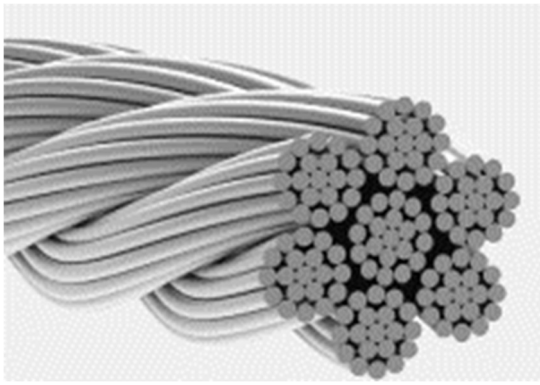


Figura 27 : Fune a 6 trefoli (7) .

Il senso di avvolgimento può essere destrorso o sinistrorso, e deve essere opposto a quello delle spire in cui la fune è avvolta, per migliorare il funzionamento della fune stessa come mostra la Figura 28. Il senso di avvolgimento è importante per evitare accavallamenti e schiacciamento della fune.

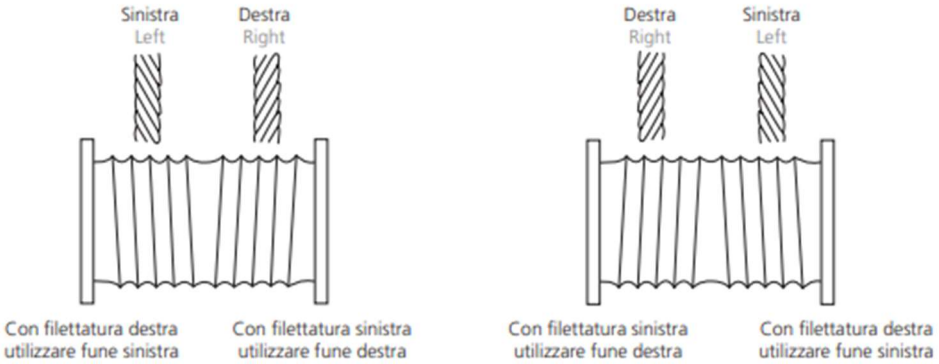


Figura 28 : Indicazioni per funi (7).

Un altro aspetto da tenere in considerazione è l'angolo di deflessione della fune rispetto l'asse verticale, quest'aspetto è stato facilmente rispettato nel dimensionamento dei tamburi, impostando un angolo di deflessione iniziale nullo, e gestendo l'interasse sul bozzello **LA**. La Figura 29 mostra questo concetto e indica l'angolo limite da rispettare.

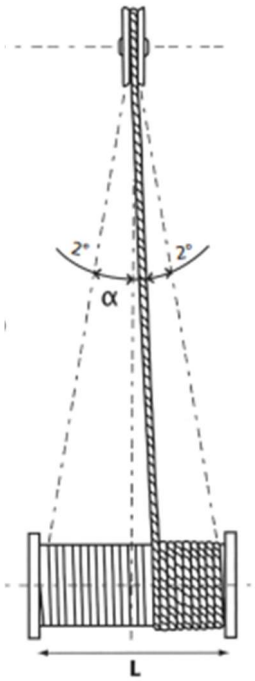


Figura 29 : angolo di deflessione massimo della fune (7).

5. La normativa

Per il dimensionamento sono state utilizzate, soprattutto, tre norme tecniche:

1. F.E.M. 1.001 – "Regles pour le calcul des appareils de levage" (8).
2. D.I.N. 15 061 – "Krane: Rillenprofile fur Seiltrommein" (4).
3. U.N.I. 9466 – "Prescrizioni di calcolo per il mantello dei tamburi" (9).

Oltre alla normativa è stata utilizzata l'ampia documentazione dell'azienda Cerrato, e tutte le informazioni utili provenienti dai manuali tecnici, dai progetti passati e dai fogli di calcolo dell'azienda. È opportuno accennare ai concetti delle normative, questo è lo scopo di questo capitolo.

5.1. F.E.M. 1.001 (8)

La normativa F.E.M. è la normativa più utilizzata in Europa nell'industria del sollevamento, essa fornisce un quadro dettagliato per la progettazione e l'uso sicuro di apparecchiature di sollevamento, adattandosi alle varie esigenze e specifiche dell'industria. La norma offre linee guida precise per la classificazione delle apparecchiature, la valutazione dei carichi su strutture e meccanismi, il calcolo degli sforzi nelle strutture e la verifica. Inoltre, tratta la progettazione di apparecchiature elettriche, la stabilità contro il vento e la sicurezza in generale, inclusi carichi di collaudo e le tolleranze. L'obiettivo complessivo della norma è quello di garantire che le apparecchiature di sollevamento siano progettate e utilizzate in modo sicuro, rispettando gli standard di sicurezza e assicurando la durabilità e l'affidabilità delle componenti coinvolte. Essendo questa normativa molto complessa ed utilizzata copiosamente nel dimensionamento, verrà esplorata ulteriormente anche nei capitoli seguenti.

5.2. D.I.N. 15 061 (4)

La normativa DIN 15061 indica le dimensioni da utilizzare per le gole del tamburo, affinché non si sviluppi un'usura critica nel breve periodo, sulla fune e sulla gola del tamburo. Nel dimensionamento, quindi, sono state seguite tali indicazioni. La Figura 30 raffigura le dimensioni normate:

- Passo della filettatura: **p**;
- Diametro della fune: **d**;
- Raggio dell'utensile: **r1**;
- Altezza delle creste: **h**;
- Raccordo della cresta: **r2**;

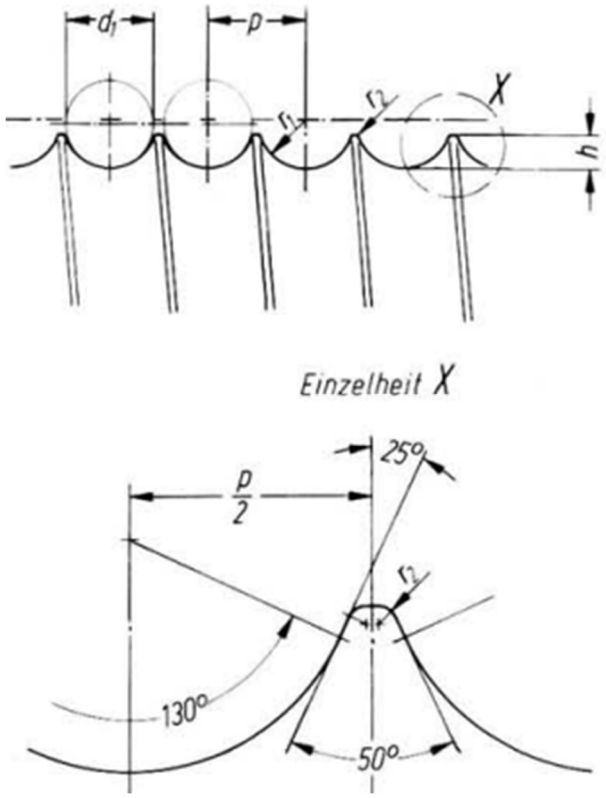


Figura 30 : Dettaglio della filettatura del tamburo.

Nella normativa è presente una tabella (mostrata in APPENDICE C) che associa, queste dimensioni a quelle del diametro della fune che si deve utilizzare. La Tabella 4 è una porzione di quella tabella. Dato il diametro della fune, la geometria della filettatura è definita, cioè, sono note tutte le sue dimensioni.

Tabella 4 : Dimensioni dei profili delle filettature del tamburo (4).

d	p	h	r2	r1	toll. r1
10	11,5	4	0,8	5,3	0,2
11	13	4,5	0,8	6	0,2
12	14	4,5	0,8	6,5	0,2
13	15	5	0,8	7	0,2
14	16	5,5	0,8	7,5	0,2
15	17	6	0,8	8	0,2

Per avere una buona durata delle funi, bisogna prevedere un appropriato dimensionamento iniziale della gola.

Gole con dimensioni insufficienti o eccessive provocano deformazioni della fune pregiudicandone il comportamento e la durata (10).

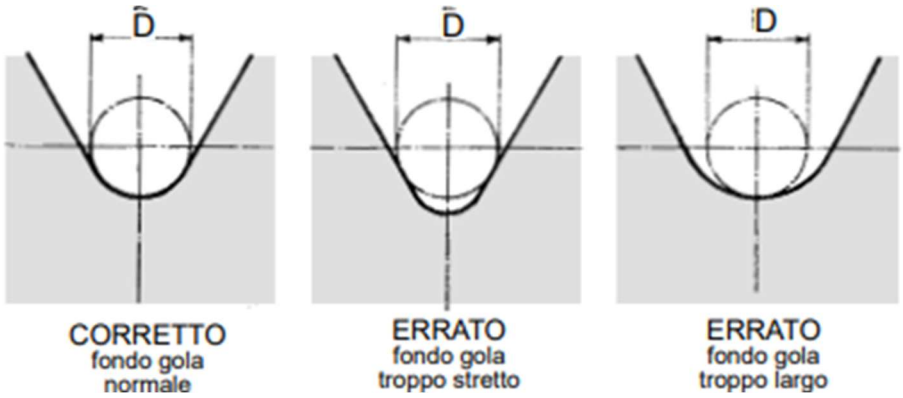


Figura 31 : Fondo gola del tamburo.

5.3. UNI 9466 (9)

Questa normativa in realtà è stata ritirata, per una sezione della stessa non inerente all'utilizzo in questo lavoro di tesi. Tuttavia, nel dimensionamento è stata utilizzata allo scopo di avere un riferimento per quanto riguarda un importante parametro del tamburo, cioè il suo spessore. La normativa, infatti, indica come calcolare lo spessore minimo del mantello del tamburo considerando le sollecitazioni statiche ed a fatica che subisce il tamburo, ed il contatto fune-gola. Lo spessore minimo frutto dei calcoli verrà utilizzato per fare una scelta di primo tentativo del tubo grezzo da cui ricavare il tamburo. Nei tamburi standard verrà utilizzato come parametro di verifica e quindi rispettato. Nella progettazione di un tamburo al di fuori dello standard, facendo riferimento a vecchi tamburi progettati ed all'esperienza dell'azienda, si potrà scegliere di non rispettarlo, e rispettare altre verifiche. Si dovrà però, tenere in conto che è un importante punto di partenza nel dimensionamento e che quindi bisognerà averne uno nel suo intorno se si utilizza il foglio di calcolo frutto del lavoro di tesi. Un'altra importante indicazione che tale norma offre, ma reperibile anche in altri documenti, è il calcolo del modulo di Young della fune, che sarà utilizzato per assegnare tale parametro alla stessa nella simulazione agli elementi finiti.

In particolare, il modulo di Young della fune si calcola dalla seguente relazione:

$$E_{fune} = \frac{R_0 \cdot k}{Z_p \cdot i} \qquad (2)$$

Dove:

- Ro è la resistenza a rottura dei fili della fune;
- K è il coefficiente di perdita di cablaggio da to dalla relazione $k = \frac{4 \cdot K'}{\pi \cdot f}$;
- Zp è un coefficiente di sicurezza che sarà discusso nel capitolo successivo;
- i è l'allungamento percentuale teorico della fune;
- K' è un fattore empirico di rottura pari a 0,352 nelle funi a 6 trefoli normate ISO;
- f il coefficiente di riempimento della sezione della fune;

Il modulo elastico delle funi, utilizzate per le applicazioni oggetto di questo lavoro di tesi, ha valori nell'intorno dei 100'000 Mpa.

5.4. Documentazione tecnica

La documentazione tecnica da cui si è tratto spunto, è l'insieme dei cataloghi di componenti come funi, giunti, cuscinetti, utili sicuramente per scegliere i componenti stessi, ma altresì utili a comprendere meglio il problema che si affronta.

Un' esempio di ciò sono le indicazioni presenti nei manuali delle funi, alcune già citate nel paragrafo corrispondente, che danno importanti informazioni sul corretto funzionamento del meccanismo.

Una informazione di rilievo per il dimensionamento proveniente dalla documentazione è il calcolo sperimentale della pressione di contatto tra la fune e le gole del tamburo. Questa informazione proviene da un catalogo dell'azienda FAS s.p.a. che produce funi e attrezzature per il sollevamento industriale (7).

5.4.1. Pressione di contatto

Tra le gole del tamburo e la fune, nasce una pressione di contatto che potrebbe danneggiare irrimediabilmente la fune, oppure portare ad una marcata usura sia le gole del tamburo che la superficie della fune.

Questa pressione è provocata indirettamente dal tiro della fune, ma in modo diretto dalla flessione che la fune subisce avvolgendosi attorno alla gola, in particolare alla curvatura che assume flettendo. A livello ideale la pressione potrebbe essere calcolata da un semplice equilibrio di forze secondo lo schema mostrato in Figura 32.

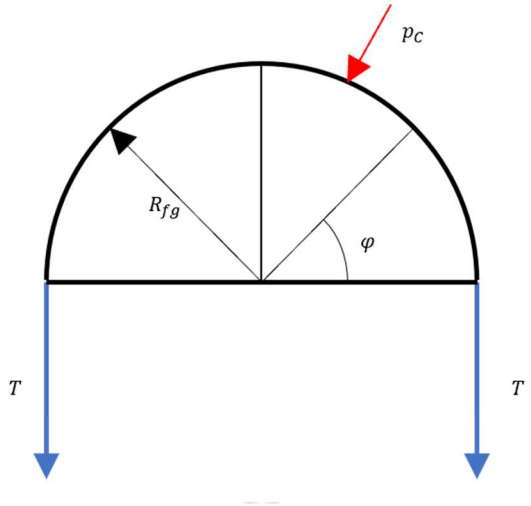


Figura 32 : Schema di corpo libero.

$$2 \cdot T \ = \ \pi \cdot R_{fg} \cdot \pi \cdot r_{fune} \ \cdot \int_0^{\pi} p(\varphi) \ \cdot \ sin\varphi \ d\varphi \tag{3}$$

Dove, l'integrale rappresenta la somma delle componenti verticali di pressione, e i rimanenti termini a secondo membro, un'area di contatto teorica su cui la pressione si scarica. Segue che, sotto l'ipotesi di pressione costante a regime, e di contatto uniforme lungo metà diametro della fune, si ottiene:

$$p_C = \frac{2 \cdot T}{D_{fg} \cdot d_{fune} \cdot \frac{\pi^2}{2}} \tag{4}$$

Tuttavia, il risultato teorico non è valido poiché fornisce pressioni minori di quelle esercitate secondo prove sperimentali, questo poiché il contatto non è lungo tutta la superficie teorica, vista la costituzione della fune. Il catalogo FAS presenta una formula sperimentale molto simile del tipo:

$$p_C = \frac{2 \cdot T}{D_{fg} \cdot d_{fune} \cdot \lambda} \tag{5}$$

Dove Il coefficiente di forma λ è funzione del tipo di fune, della quantità e dal diametro dei fili esterni, dell'area di contatto reale. Per le funi a sei trefoli assume valori tra 0,3 e 0,4.

6. Classificazione secondo normativa FEM 1.001/2

La normativa F.E.M. 1.001 (8), oltre a dare indicazioni sulle scelte progettuali e ad indicare i coefficienti da utilizzare in queste, allo scopo di rendere sicuri gli apparecchi di sollevamento, offre una classificazione degli impianti di sollevamento. La F.E.M. 1.001/2 infatti, fornisce linee guida per classificare un dispositivo di sollevamento in funzione della durata di utilizzo e dei carichi previsti durante la sua messa in opera.

6.1. Classe di utilizzazione

Il ciclo di sollevamento di un impianto inizia appena il carico è sollevato e termina quando quest'ultimo ritocca terra. In un ciclo di sollevamento, quindi, il carico percorre due volte la corsa. Ogni impianto ha una certa vita e farà un certo numero di cicli di sollevamento. La durata totale d'utilizzo è il numero massimo di cicli di sollevamento che può fare l'impianto nella sua vita utile. La norma divide gli impianti di sollevamento in dieci classi di utilizzo in funzione della durata totale dell'impianto, come mostrato in basso nella Tabella 5.

Data la definizione di un *ciclo di sollevamento*, e conoscendo la *velocità di sollevamento* del meccanismo, si può calcolare la durata in secondi del ciclo stesso. Infatti, poiché in un ciclo il carico percorre due volte la corsa **c,** e poiché la velocità di sollevamento $\boldsymbol{v_{soll}}$ è costante, avremo indicativamente che:

$$T_{ciclo} = \frac{2 \cdot c}{v_{soll}} \qquad (6)$$

La durata ***T*** di utilizzo, in ore di lavoro del meccanismo, è ciò che consente di classificare i meccanismi di un impianto, secondo la Tabella 6.

Seguendo lo stesso ragionamento anche per i componenti, si può definire in base alla durata totale dell'impianto ed alla durata in ore di utilizzo dei meccanismi, il numero di cicli di stress alla quale è soggetto un componente. In base a questo, quindi, si possono definire, undici classi di utilizzo dei componenti, come di seguito visibile in Tabella 7.

Tabella 5 : Classe di utilizzazione di un impianto secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.2. (8)

Classe di utilizzo	Durata totale **n (cicli)**
U0	16000
U1	32000
U2	63000
U3	125000
U4	250000
U5	500000
U6	1000000
U7	2000000
U8	4000000
U9	> 4000000

Tabella 6 : Classe di utilizzazione di un meccanismo secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.2. (8)

Classe di utilizzo	Ore di lavoro **T** (h)
T0	200
T1	400
T2	800
T3	1600
T4	3200
T5	6300
T6	12500
T7	25000
T8	50000
T9	> 50000

Tabella 7 : Classe di utilizzazione dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.4.2. (4)

Classe di utilizzo	Cicli di stress
B0	16000
B1	32000
B2	63000
B3	125000
B4	250000
B5	500000
B6	1000000
B7	2000000
B8	4000000
B9	8000000
B10	> 8000000

6.2. Classe dello spettro di carico

Durante l'utilizzo di un impianto o dei suoi meccanismi, generalmente il carico da sollevare non è pari alla portata massima per cui è stato progettato l'impianto. Questo potrebbe accadere, ma potrebbe anche non accadere mai, oppure solo a volte.

È comprensibile quindi, che in funzione della storia di carico, i suoi meccanismi e i suoi componenti ne risentano in modo differente. Nasce quindi, l'esigenza di tenere conto dello **spettro di carico di impianti e meccanismi** nella classificazione degli stessi. Il grafico in Figura 33 rappresenta un esempio dell'andamento dello spettro di carico di un impianto.

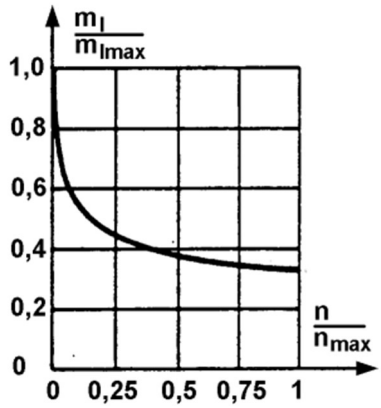


Figura 33 : Spettro di carico di un impianto (8).

La figura mostra in ordinata il rapporto fra un determinato carico e il carico massimo, in ascissa il numero di cicli rapportato alla durata totale dell'impianto. A scopo esemplificativo, si può notare in figura, che per circa il 50% della sua durata utile, l'impianto ha lavorato al 40% delle sue possibilità di carico, ha sollevato cioè, portate inferiori a quella massima nominale.

Ad ogni spettro di carico è assegnato un fattore di spettro:

- **kp** nel caso degli impianti;
- **km** nel caso dei meccanismi;
- **ksp** nel caso dei componenti;

Prendendo in esame solo il fattore **kp,** per tutti, è dato dall'integrale della funzione dello spettro di carico elevata convenzionalmente alla terza:

$$kp = \int_0^1 \left(\frac{m_i}{m_{max}}\right)^3 d\left(\frac{n}{n_{max}}\right) \tag{7}$$

Tuttavia, si può semplificare questo calcolo: considerando che spesso, per un certo numero di cicli il carico da sollevare è costante. Si può dividere l'asse orizzontale in intervalli in cui la funzione ha andamento costante, come mostra la Figura 34 sottostante.

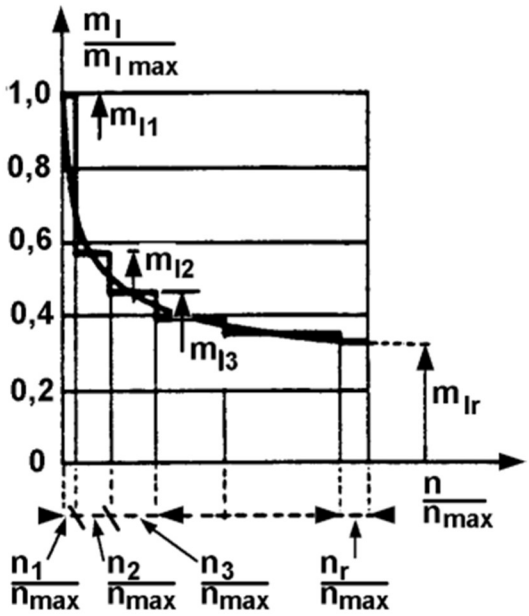


Figura 34 : Ripartizione in intervalli dello spettro di carico (8).

Dunque, la funzione spettro di carico, si può approssimare con un certo numero di gradini e, ad ognuno di questi, corrisponde un certo intervallo di durata. Il calcolo del fattore dello spettro di carico si traduce quindi in una sommatoria:

$$kp = \sum_{i=1}^{r} \left(\frac{m_i}{m_{max}}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_i}{n_{max}}\right) \tag{8}$$

Nel caso di meccanismi e componenti il ragionamento è analogo. Dal calcolo di questi fattori, si ricavano quattro classi di spettro di carico. Le tabelle successive mostrano le quattro classi in funzione dei fattori di spettro di carico di impianti, meccanismi e componenti.

Tabella 8 : Classe di spettro degli impianti secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.3. (4)

Classe di spettro	Fattore di spettro **kp**
Q1	0,125
Q2	0,25
Q3	0,5
Q4	1

Tabella 9 : Classe di spettro dei meccanismi secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.3. (4)

Classe di spettro	Fattore di spettro **km**
L1	0,125
L2	0,25
L3	0,5
L4	1

Tabella 10 : Classe di spettro dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.4.3. (4)

Classe di spettro	Fattore di spettro **ksp**
P1	0,125
P2	0,25
P3	0,5
P4	1

6.3. Classi di impianti, meccanismi e componenti

Alla luce di quanto detto per la classe di utilizzazione e la classe di spettro, si mostra nelle tabelle a seguire la classificazione vera e propria di impianti meccanismi e componenti. La classe, che sia di un impianto, di un meccanismo o di un componente, non serve solo ad un ordinamento degli stessi ma dà delle informazioni concettuali importanti. Infatti, diversi coefficienti che verranno utilizzati nel dimensionamento sono tabellati in funzione della classe dell'impianto, del meccanismo o del componente. Prendendo in considerazione un meccanismo di un carroponte come esempio, nella pratica commerciale, una classe bassa di tipo M1/M2/M3 indica un meccanismo che lavorerà quasi sempre alla portata massima ma con basso numero di cicli. Classi più alte di tipo M5/M6/M7 individuano meccanismi che possono lavorare con altissimo numero di cicli ma a portata più bassa di quella massima. La classe M8 invece, è spesso usata per impianti speciali, come ad esempio un carroponte utilizzato in una fonderia (in cui entrano in gioco altri fattori come le alte temperature), ma che concettualmente vengono sfruttati al massimo e quindi con carico massimo e per lunghe durate. Si riporta inoltre, in APPENDICE D, una tabella in cui sono indicate le classi tipiche di diversi tipi di impianti di sollevamento e meccanismi in base alla loro funzione operativa. Questo allo scopo di mostrare che la classe è una vera e propria carta d'identità di un impianto e non solo un metodo per assegnare dei coefficienti di sicurezza durante un progetto.

Tabella 11 : Classe degli impianti secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.4. (4)

	Classe di utilizzazione									
Spettro di carico	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Tabella 12 : Classe dei meccanismi secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.4. (4)

	Classe di utilizzazione									
Spettro di carico	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Tabella 13 : Classe dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.24.4. (4)

	Classe di utilizzazione										
Spettro di carico	B0	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10
P1	E1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
P2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
P3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
P4	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

7. Scelta dei carichi secondo normativa FEM 1.001/2

I calcoli strutturali condotti per determinare lo stato tensionale dei componenti tengono conto dei seguenti carichi, ipotizzati come stazionari:

- Carichi dovuti al moto verticali;
- Carichi dovuti al moto orizzontale;
- Carichi dovuti agli effetti climatici e ambientali;
- Combinazione dei carichi precedenti;

La normativa divide ognuno di questi carichi in tre casistiche:

A) Applicazione dei carichi senza vento;
B) Applicazione dei carichi con vento;
C) Applicazione di carichi eccezionali;
D) Applicazione dei carichi in presenza di effetto sismico;

La F.E.M. 1.001/2, inoltre, diversifica *il carico di lavoro* dal *peso proprio del componente*. Sostanzialmente, *il carico di lavoro* è dato dal peso del carico utile da sollevare o movimentare, sommato al peso di tutti gli accessori che vengono sollevati o movimentati insieme ad esso. Allo scopo di chiarire cosa si intende per carico di lavoro si elenca di seguito quello di diversi componenti:

- Carico di lavoro del Gancio: il carico utile.
- Carico di lavoro del Bozzello: il carico utile sommato al peso del gancio;
- Carico di lavoro del Tamburo: il carico utile sommato al peso di bozzello e gancio;

In tutti i casi considerati, la normativa indica la formula per calcolare il carico da considerare, questo sia per le strutture dell'impianto, sia per i meccanismi e i propri componenti. A questa, sono associati dei coefficienti che hanno lo scopo di svincolare i calcoli dall'ipotesi di stazionarietà dei carichi e dalle approssimazioni utilizzate nel calcolarli. Tali coefficienti verranno moltiplicati opportunamente al *carico di lavoro*, ovvero al *peso proprio del componente*, secondo quanto indicato nella normativa.

7.1. Coefficiente di amplificazione dei carichi γ_m

La normativa tiene conto di una certa probabilità di avere tensioni calcolate inferiori a quelle reali. Per sopperire a questa eventualità è previsto un coefficiente di amplificazione tabellato in funzione della classe dell'impianto o del meccanismo, come mostrato in basso nel caso dei meccanismi.

Tabella 14 : Valori del coefficiente di amplificazione secondo normativa F.E.M. T.2.6. (4)

Classe del meccanismo	**M1**	**M2**	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**
γ_m	1,00	1,04	1,08	1,12	1,16	1,20	1,25	1,30

7.2. Coefficiente dinamico Ψ

Il coefficiente dinamico ha lo scopo di mitigare l'ipotesi di stazionarietà del carico di lavoro e considerare, inoltre, il momento in cui i componenti sono più sollecitati. In particolare, nel dimensionamento del tamburo, il momento in cui esso è più sollecitato è l'istante di primo distacco del carico utile da terra come mostra la Figura 35.

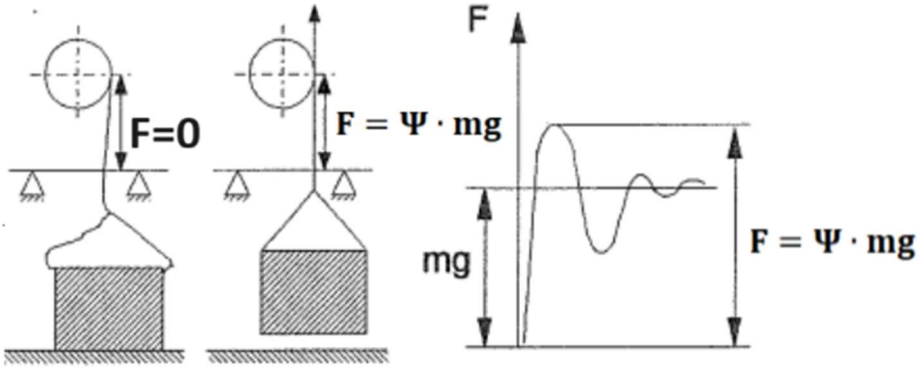


Figura 35 : Primo distacco del carico utile (8).

Oltre al peso, infatti, si deve vincere l'inerzia dovuta all'accelerazione del carico utile. L'accelerazione è massima al momento del primo distacco. Inoltre, è istantanea, dunque, la forza da vincere inizialmente è molto maggiore rispetto all'inerzia di cui sopra.

Il coefficiente dinamico è calcolato con la seguente formula:

$$\Psi = 1 + \xi \cdot v_{soll} \tag{9}$$

Dove ξ è pari a 0.3 per i carroponti, e v_{soll} è la velocità di sollevamento in metri al secondo (m/s). Questa formula è valida fino a velocità di sollevamento di quindici metri al minuto, che sarà il range di velocità considerato nel dimensionamento.

7.3. Maggiorazione dei carichi

Dati i coefficienti da utilizzare, si definisce il carico da applicare ai componenti per dimensionarli oppure sceglierli da catalogo, qualora vengano acquistati esternamente. Si considerano:

- La portata nominale, $\boldsymbol{m}$
- La massa della fune, $\boldsymbol{m_{fune}}$
- La massa del bozzello e del gancio, $\boldsymbol{m_{bozz}}$
- La massa degli accessori, $\boldsymbol{m_{acc}}$
- La massa del tamburo, $\boldsymbol{m_{tamb}}$

Tutte le quantità sono espresse in chilogrammi.

Nel dimensionare il tamburo sono stati presi in considerazione solo i carichi dovuti al moto verticale, in quanto gli altri carichi non costituiscono grandi cambiamenti progettuali. Gli effetti peggiorativi sono contenuti nei coefficienti precedentemente esposti e in quelli che si esporranno successivamente. L'equazione in basso rappresenta il carico verticale agente al gancio:

$$\mathbf{F} = \boldsymbol{\gamma_m} \cdot [\boldsymbol{m_{tamb}} + \boldsymbol{\Psi} \cdot (\boldsymbol{m} + \boldsymbol{m_{fune}} + \boldsymbol{m_{bozz}} + \boldsymbol{m_{acc}})] \cdot \boldsymbol{g} \tag{10}$$

Dove g è l'accelerazione di gravità in metri al secondo quadro $\left(\frac{m}{s^2}\right)$. Sul singolo tratto portante di fune agisce invece, il seguente carico verticale:

$$\mathbf{T} = \frac{\boldsymbol{\gamma_m} \cdot \boldsymbol{\Psi} \cdot (\boldsymbol{m} + \boldsymbol{m_{bozz}} + \boldsymbol{m_{acc}}) \cdot \boldsymbol{g}}{\boldsymbol{n_{tiri_{fune}}}} \tag{11}$$

Entra in gioco quindi il numero di tratti portanti. Nella tabella seguente si evidenziano le configurazioni prese in considerazione per lo standard.

Tabella 15 : Possibili configurazioni del tamburo

Combinazione	N. Tamburi	N. tiri tamburo	N. tiri fune	Fattore X
1x2x4	1	2	4	2
1x2x8	1	2	8	4

Il fattore X in tabella è dato dalla seguente formula:

$$X = \frac{n_{tirifune}}{n_{tamburi} \cdot n_{tiritamb}} \tag{12}$$

Per schematizzare meglio ciò che è espresso Tabella 15, la Figura 36 mostra le due possibili configurazioni.

Le intersezioni della retta orizzontale in basso, individuano il numero di tratti portanti di fune, anche detti tiri di fune al gancio. Quelle con la retta orizzontale in alto, indicano il numero di tiri al tamburo.

Nello standard sono state considerate solo queste due configurazioni mentre, nel foglio di calcolo per il dimensionamento sono previste tutte le combinazioni possibili.

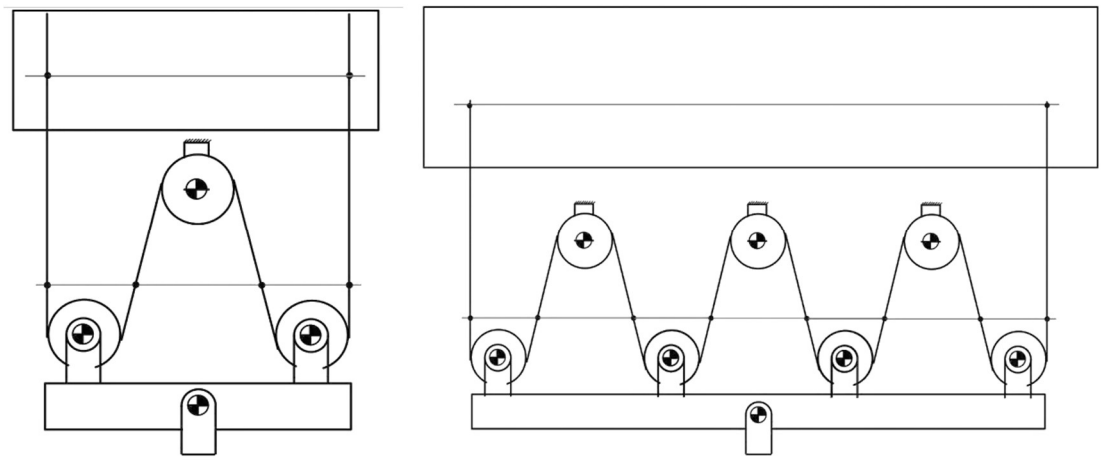


Figura 36 : *Combinazione a 4 tiri (sx), ad 8 tiri (dx).*

8. Parametri minimi dell'impianto secondo FEM 1.001/4 e UNI 9466

La norma FEM nel quarto capitolo indica come effettuare la scelta delle dimensioni di alcuni componenti, tra cui la fune ed il tamburo, tramite degli ulteriori coefficienti di classe. Inoltre, in questo capitolo, sarà descritta la procedura di determinazione dello spessore minimo del tamburo secondo normativa UNI 9466.

8.1. Diametro minimo della fune (FEM 1.001)

Seguendo un ragionamento di tipo teorico, si potrebbe calcolare il diametro minimo della fune utilizzando un fattore di sicurezza ed imponendo la condizione limite tale per cui la tensione di trazione eguaglia la resistenza a rottura della fune.

$$\sigma_t = \frac{R_0}{z_p} \tag{13}$$

Dove R0 è la resistenza a rottura della fune in Mpa e zp il coefficiente di sicurezza che, come si vedrà, è in funzione della classe del meccanismo. Dunque, sostituendo all'equazione i termini per calcolare la tensione di trazione avremo:

$$\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_{min}^2} = \frac{R_0}{z_p} \tag{14}$$

Dove d è il diametro della fune in mm, e T il tiro di fune in N. Da questa equazione si giunge molto agevolmente alla seguente:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{z_p}{\pi \cdot \frac{R_0}{4}}} \cdot \sqrt{T} \tag{15}$$

Scelto il diametro della fune, bisogna determinare il diametro di avvolgimento su pulegge e tamburo. Questi sono ottenuti moltiplicando il diametro della fune a dei coefficienti, che vedremo in seguito, in funzione della classe. Tuttavia, questo metodo di calcolo del diametro minimo della fune non funziona.

Infatti, il costruttore, a parità di fattore di sicurezza zp, è portato a scegliere funi in cui R0 è molto elevata. In modo da avere un diametro della fune, e dei componenti che la devono guidare, il più piccolo possibile.

Questo modo di operare potrebbe portare ad un deterioramento della fune molto veloce. Non è possibile ottenere una vita utile soddisfacente, per le funi, con questo metodo di calcolo. Per diversi motivi:

1. Si considera la sezione della fune come una sezione circolare piena e non lo è.
2. Non si considera la flessione ripetuta che la fune subisce.
3. La resistenza reale della fune a trefoli è minore di quella nominale.

La normativa allo scopo di ottenere diametri delle funi ottimali, anche per la vita utile delle stesse, introduce due coefficienti:

- Il fattore di riempimento della fune, **f**;
- La perdita di filatura, **k**;

La perdita di filatura, in inglese Spinning Loss, indica la differenza tra la somma della resistenza dei singoli fili nella fune e la resistenza, proveniente da una prova di trazione, della fune stessa. Entrambi i coefficienti sono reperibili sui cataloghi delle funi.

Dunque, l'equazione per determinare il diametro minimo della fune introduce questi due fattori, intrinsechi alla fune che si vuole utilizzare:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{z_p}{\pi \cdot k \cdot f \cdot \frac{R_0}{4}}} \cdot \sqrt{T} = C \cdot T^{0.5} \qquad (16)$$

C è chiamato *fattore di selezione della fune*, mentre T è la massima forza di trazione agente sulla fune. Il fattore di sicurezza zp si determina in funzione della classe del meccanismo come mostra la Tabella 16.

Tabella 16 : Fattori di sicurezza secondo normativa F.E.M T.4.2.2.1.2. (8)

Classe	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Zp	3.15	3.35	3.55	4	4.5	5.6	7.1	9

8.2. Diametro primitivo minimo di tamburo e pulegge (FEM 1.001)

Il diametro minimo di avvolgimento, anche detto diametro primitivo, si ottiene dalla seguente relazione:

$$D \geq H \cdot d \tag{17}$$

Dove: D è il diametro del componente che la fune avvolge, H è un coefficiente che dipende dalla classe del meccanismo, mentre d è il diametro della fune scelta. Il coefficiente H è dato dalla seguente Tabella.

Tabella 17 : Valori del coefficiente H secondo normativa F.E.M. T.4.2.3.1.1. (8)

Classe	H1 Tamburo	H2 Pulegge	H3 Rinvio
M1	11.2	12.5	11.2
M2	12.5	14	12.5
M3	14	16	12.5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22.4	16
M7	22.4	25	16
M8	25	28	18

8.3. Spessore resistente minimo del tamburo (UNI 9466 (9))

La normativa UNI 9466 indica come calcolare lo spessore minimo del mantello del tamburo. Sostanzialmente, si calcolano due spessori resistenti, uno a compressione ed uno a flessione, e si sceglie come spessore totale minimo la combinazione dei due, secondo le seguenti equazioni:

$$t_c = \frac{T}{p \cdot \sigma_{ammc}} \tag{18}$$

$$t_f = \frac{1{,}25 \cdot T \cdot (\frac{L - LA}{2})}{D_m^2 \cdot \sigma_{ammf}} \tag{19}$$

$$t_{min} = \sqrt[2]{(t_c^2 + t_c \cdot t_f + t_f^2)} \tag{20}$$

Il calcolo delle tensioni ammissibili a compressione e flessione è guidato dalla normativa stessa. In particolare, la norma prescrive il calcolo delle rispettive tensioni ammissibili, a fatica e statiche, dopodiché indica di utilizzare nella formula dei rispettivi spessori il minimo fra le due.

Per quanto riguarda la tensione ammissibile statica è da valutare come segue:

1. Tensione ammissibile statica a flessione: $\sigma_{ammf_{st}} = 0{,}67 \cdot R_{0,2}$
2. Tensione ammissibile statica a compressione: $\sigma_{ammc_{st}} = 0{,}5 \cdot R_{0,2}$

Per le tensioni ammissibili a fatica la norma fornisce le seguenti indicazioni, per calcolare innanzitutto il numero di cicli a fatica, a flessione e a compressione:

- Numero di cicli effettivo a flessione: è dato in funzione della velocità di rotazione del tamburo e della durata corrispondente alla classe del meccanismo, si considera un ciclo per ogni giro del tamburo:
  $N_{fless} = T_{(h)} \cdot n_{t\left(\frac{rad}{s}\right)} \cdot 3600_{\left(\frac{s}{h}\right)}$;

- Numero di cicli effettivo a compressione: è uguale al numero di cicli di sollevamento dati dalla classe dell'impianto;

Determinati, il numero di cicli a flessione e compressione, si possono avere tre casi:

1. Numero di cicli inferiore a $5x10^6$, alla quale corrisponde un coefficiente del materiale s1=160;
2. Numero di cicli compreso tra $5x10^6$ e $1x10^8$, alla quale corrisponde un coefficiente del materiale s2=118;
3. Numero di cicli maggiore di $1x10^8$, alla quale corrisponde un coefficiente del materiale s3=65;

Si calcolano a seconda del caso in cui ci si trova, rispettivamente per flessione e compressione, le seguenti tensioni ammissibili:

1. $\sigma_{amm_{fat}} = s_1 \cdot \left(\frac{2x10^6}{N_e}\right)^{\frac{1}{3}}$;
2. $\sigma_{amm_{fat}} = s_2 \cdot \left(\frac{5x10^6}{N_e}\right)^{\frac{1}{5}}$
3. $\sigma_{amm_{fat}} = s_3$

Dati i valori delle tensioni ammissibili statiche ed a fatica, sia per la flessione che per la compressione, si sceglie per ognuna delle sollecitazioni la minima tensione ammissibile tra statica e fatica. Inserendole, nelle formule dei rispettivi spessori, si ottiene lo spessore minimo del mantello tamburo, che garantisce la resistenza meccanica allo stesso.

9. Il dimensionamento del tamburo

Di seguito verrà esposto il percorso logico seguito per il dimensionamento del tamburo. Come detto, nel capitolo che descrive l'impianto, la progettazione di un carroponte inizia sempre dalla scelta del gancio da utilizzare, quindi da:

1. La classe FEM del meccanismo di sollevamento;
2. La portata nominale massima;

La portata nominale è un dato noto quando si ha davanti una commessa, poiché si ha una richiesta precisa del cliente. Discorso diverso quando si progetta uno standard, in quanto bisogna scegliere quali portate includere nello standard stesso. In un dimensionamento generale invece, è una variabile del problema. Per conoscere la classe FEM dei meccanismi, come detto precedentemente, devono essere noti: il fattore di spettro di carico e le ore di utilizzo del meccanismo, quindi anche la classe del carroponte e cioè, il fattore di spettro dell'impianto e la sua durata massima. Fondamentalmente, si deve avere un'idea di quanto e come il carroponte lavorerà.

1.1. Durata massima dell'impianto **nmax**;
1.2. Fattore dello spettro di carico dell'impianto **ksp**;
1.3. Ore di lavoro del meccanismo **T**;
1.4. Fattore dello spettro di carico del meccanismo **km**;

Supponendo di avere questi dati, o di poterli assegnare, e quindi di aver scelto un gancio, si deve progettare il bozzello. Il bozzello sostiene il gancio tramite un perno e contiene le carrucole in cui scorrono le funi. Per poter progettare un bozzello, oppure per poterlo scegliere da un catalogo, i dati ulteriori che bisogna conoscere sono:

4. Il tipo di fune da utilizzare, quindi anche il suo diametro e la sua resistenza;
5. Il numero di tratti portanti, quindi la configurazione del meccanismo;
6. La velocità di sollevamento, per questioni annesse alla resistenza a fatica;

Noti questi dati si può scegliere o progettare il bozzello, e saranno noti:

7. La massa del bozzello;
8. L'interasse tra le carrucole del bozzello, parametro denominato **LA**;

Aggiungendo a questo elenco altre due variabili, si ha un elenco completo dei dati di ingresso utili alla progettazione del tamburo. Le due variabili sono:

9. La corsa di sollevamento;
10. I materiali da utilizzare;

A questo punto, è utile ricapitolare le equazioni più importanti utilizzate nel dimensionamento in una tabella, per i dettagli si rimanda al paragrafo di competenza.

Tabella 18 : Riepilogo

n.	Parametro	Equazione	N.Eq.	Paragrafo
1	Coefficiente dinamico	$\Psi = 1 + \xi \cdot v_{soll}$	(9)	0
2	Tiro di fune	$\boldsymbol{T = \frac{\gamma_m \cdot \Psi \cdot (m + m_{bozz} + m_{acc}) \cdot g}{n_{tiri_{fune}}}}$	(11)	7.3
3	Diametro della fune	$d_{min} = \sqrt{\frac{z_p}{\pi \cdot k \cdot f \cdot \frac{R_0}{4}}} \cdot \sqrt{T}$	(16)	8.1
4	Diametro primitivo	$D \geq H \cdot d$	(17)	8.2
5	Spessore minimo a compressione	$t_c = \frac{T}{p \cdot \sigma_{ammc}}$	*(18)*	0
6	Spessore minimo a flessione	$t_f = \frac{1{,}25 \cdot \left(T \cdot \left(\frac{L - LA}{2}\right) + \frac{Q}{2} \cdot \frac{L}{4} \right)}{D_m^2 \cdot \sigma_{ammf}}$	*(19)*	0
7	Spessore minimo	$t_{min} = \sqrt[2]{(t_c^2 + t_c \cdot t_f + t_f^2)}$	*(20)*	0

Essendo un dimensionamento generale, le variabili sono delle incognite del problema. Tuttavia, il foglio di calcolo è utile proprio in questi casi e permette la gestione di queste variabili tramite input numerico o input a tendina.

La prima operazione fatta è stata implementare la classificazione secondo normativa F.E.M. 1.001, inserendo nel foglio di calcolo le tabelle viste in precedenza. Oltre a quelle della classificazione, sono state inserite le diverse tabelle dei coefficienti che sono in funzione delle classi stesse.

In tal modo, scegliendo la classe di utilizzo e la classe di spettro di carico come input, si ottengono in output la classe degli apparecchi, dei meccanismi e degli elementi, ma anche tutti i coefficienti tabellati in funzione di tali classi $(\boldsymbol{\gamma_m}, z_p, H, ...)$.

Dopodiché, si definiscono le rimanenti variabili, che verranno inserite come input numerico. In particolare: la portata, la corsa, la configurazione del meccanismo (quindi si scelgono il numero di tamburi, il numero di tiri al tamburo e al gancio), la velocità di sollevamento ed una stima della massa degli accessori. Si può inserire, inoltre, una variabile non nota a priori, ma facilmente stimabile, che è la massa del bozzello.

Come si nota in Tabella 18, con questi dati si possono risolvere le prime tre equazioni della stessa. Dalla velocità di sollevamento si ottiene il coefficiente dinamico Ψ, noto questo ed il coefficiente di amplificazione $\boldsymbol{\gamma_m}$ si calcola il tiro sulla fune T. Inserendo tali dati, e le rimanenti variabili note dai cataloghi, dall'Eq.(16) si ottiene il diametro minimo della fune.

Noto il diametro della fune, si calcola il diametro primitivo di tamburo e carrucole. A questo punto, si può effettivamente progettare o scegliere da catalogo un bozzello e ridefinire l'inserimento della sua massa. Qualora cambi il diametro minimo della fune si ripete il procedimento.

Se il diametro minimo non cambia, grazie alle indicazioni della normativa DIN 15-061, si ricavano i dati sulla geometria della scanalatura del tamburo. In particolare, l'altezza delle creste **hcr**, il passo della scanalatura **p** ed il diametro delle gole **d1**.

Noti il diametro primitivo, il diametro della fune e i dati della scanalatura, come esposto nel paragrafo 4.4.5, si possono calcolare:

- Diametro fondo gola: **Dfg**;
- Diametro altezza creste: **Dhcr**;

Si imposta a questo punto un calcolo iterativo, per compiere la scelta del tubo da acquistare per la fabbricazione del tamburo. In particolare, per sceglierne diametro esterno e spessore, tra quelli disponibili nella tabella mostrata in APPENDICE A.

Il punto di partenza è quello di ipotizzare uno spessore di primo tentativo, per farlo si utilizza l'Eq.*(18)*. Il primo motivo di questa scelta, è che lo spessore minimo a compressione è in realtà molto prossimo allo spessore minimo finale, in quanto la flessione non è la sollecitazione critica per il mantello del tamburo. Un altro motivo è che nello spessore a flessione è presente una variabile ancora incognita, il diametro medio della sezione resistente, ed è proprio il motivo dell'iterazione.

Avendo tutti i dati per calcolare lo spessore minimo a compressione **tc**, sommandolo all' altezza delle creste della filettatura **hcr,** si ottiene uno spessore totale **s'** di primo tentativo.

Noti il diametro di altezza creste e lo spessore totale appena ottenuto si sceglie un tubo, considerando un sovrametallo di una certa percentuale rispetto al diametro esterno.

La terza dimensione incognita, che si deve ipotizzare, è la lunghezza del tamburo. Per farlo, con i dati in possesso fino a questo punto, si può calcolare il numero di spire necessarie a garantire la corsa di sollevamento, per ogni lato del tamburo.

Nello specifico, cinque spire per lato esistono a priori. Infatti, agli estremi di ogni lato tre spire rimarranno sempre avvolte, mentre al centro due spire devono rimanere non avvolte. Questo per i motivi di sicurezza già citati.

Dunque, per calcolare il numero di spire per lato, basta dividere la corsa per la lunghezza della circonferenza al diametro primitivo, anche chiamata *Avvolgimento sul primitivo*.

Per ipotizzare una lunghezza di primo tentativo, che serve per calcolare il momento flettente nell'equazione dello spessore minimo a flessione, si moltiplica il numero di spire per lato per il passo, poi si moltiplica il risultato per quattro. Questa è sicuramente un'ipotesi a favor di sicurezza poiché la lunghezza del tamburo sarà sicuramente inferiore.

Note le tre dimensioni del tubo, si può calcolare il peso dello stesso, per utilizzarlo nel calcolo del momento flettente $M = \left(T \cdot \left(\frac{L-LA}{2}\right) + \frac{Q}{2} \cdot \frac{L}{4} \right)$. Si calcola il volume del tamburo e, moltiplicandolo alla densità dell'acciaio, se ne ottiene la massa, quindi il peso.

Scelto il tubo di primo tentativo, si ripetono i calcoli, questa volta partendo dal diametro esterno e non dal primitivo. Si calcola, sottraendo al diametro esterno due volte il diametro della fune, il diametro di fondo gola. Sottraendo al diametro esterno due volte lo spessore totale del tubo, si ottiene il diametro interno. Facendo la media tra i due diametri ottenuti, si ricava il diametro medio del mantello, da utilizzare per il calcolo dello spessore minimo. A questo punto, si implementa il calcolo per lo spessore minimo, utilizzando le indicazioni della normativa UNI 9466 *(Cap.8.3).*

Noto lo spessore minimo, si verifica innanzitutto se simile a quello di primo tentativo. Lo sarà quasi sempre, poiché molto vicino allo spessore minimo a compressione. Dopodiché, si verifica se con il tubo scelto è possibile avere quello spessore resistente, sommandolo all'altezza delle creste e confrontandolo con lo spessore totale di primo tentativo. Qualora non fossero compatibili, si cambia la scelta del tubo e si ripete questo passaggio. Se invece è compatibile si procede con il dimensionamento. In particolare, scelto il tubo definitivo si possono calcolare con precisione tutte le dimensioni geometriche del tamburo, e ripetere le verifiche con queste dimensioni.

Con il procedimento appena spiegato, si ottengono le dimensioni minime possibili, quindi il peso minimo possibile, di questo componente. Tuttavia, non è detto, neppur se lo stesso supera le verifiche di resistenza nelle sezioni più sollecitate, che queste siano le dimensioni definitive. Infatti, bisogna rispettare un diametro interno minimo, dato dalle dimensioni del giunto elastico da utilizzare. L'immagine seguente aiuta a capire il motivo di ciò.

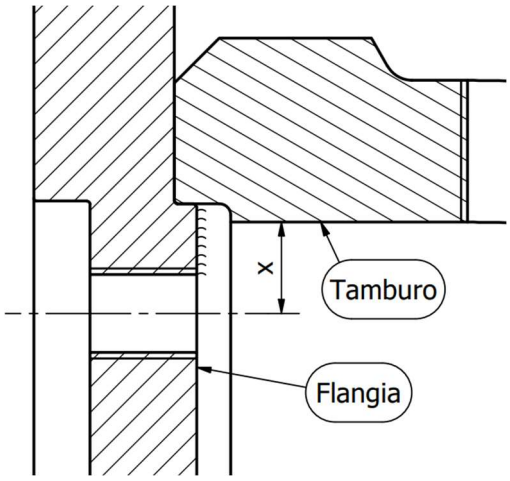


Figura 37 : Dettaglio accoppiamento tamburo flangia.

Nell'immagine è rappresentata, una porzione di sezione dell'assieme. La quota x rappresenta la distanza esistente tra l'asse del foro, che serve per fissare il giunto, e lo spigolo al diametro interno del tamburo.

Il giunto elastico è scelto in funzione della coppia che deve trasmettere al tamburo e del carico radiale che deve sopportare. In funzione di queste quantità, sono noti il giunto da utilizzare e le dimensioni che deve avere la flangia che lo ospita. Tra queste dimensioni, vi è anche l'indicazione sul diametro nominale delle viti da utilizzare e sul diametro della circonferenza che passa attraverso il centro dei fori.

Per dimensionare il tamburo quindi, si è imposto che la quota x in Figura 37 garantisca una distanza di cinque millimetri, fra il diametro interno e la vite utilizzata per il fissaggio del giunto. Qualora, questa quota non fosse garantita deve essere aumentato il diametro interno, cioè, deve essere scelto un tubo di diametro esterno maggiore a parità di spessore totale. Se cambia il diametro esterno, cambierà sicuramente il numero di spire necessarie a garantire la corsa, di conseguenza la lunghezza del tubo sarà inferiore, dunque potrebbe cambiare lo spessore minimo richiesto. Ipotizzando che questo non succeda, il tamburo è completamente dimensionato se supera la verifica statica.

Chiaramente sul foglio di calcolo, questi vincoli geometrici sono "automatizzati". Infatti, affianco alla finestra utilizzata per scegliere diametro esterno e spessore totale del tubo da comperare, è presente una finestra che consiglia una stima del valore minimo da inserire, in funzione di tutti i vincoli geometrici e le verifiche appena citate. L'utilizzatore del foglio di calcolo, una volta inserita la portata ed il diametro della fune, seguirà semplicemente i consigli dati dal foglio di calcolo.

9.1. Verifica statica e a fatica del tamburo

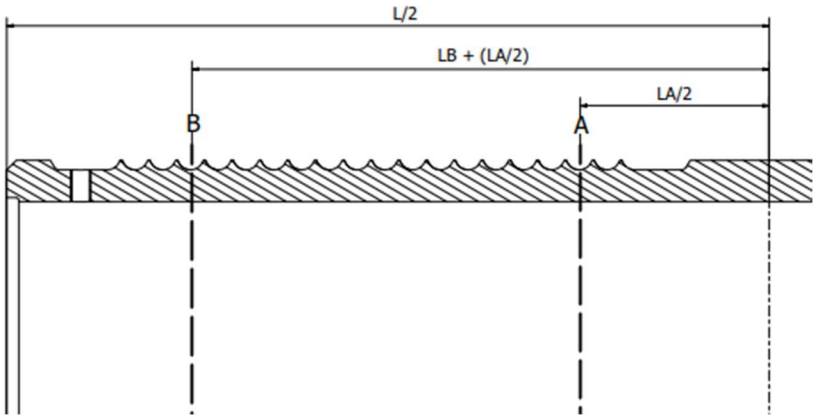


Figura 38 : Sezioni critiche del tamburo

Nota la geometria del tamburo ed i carichi in gioco, si effettuano le verifiche nelle sezioni mostrate in Figura 38, che risultano essere le due sezioni più sollecitate.

Per calcolare le sollecitazioni sono state utilizzate delle formule empiriche, frutto dell'esperienza acquisita negli anni dall'azienda. In particolare, si hanno:

- Tensione di compressione locale A: $\sigma_{c,A} = \frac{0{,}5 \cdot T}{p\ t}$
- Tensione di compressione locale B: $\sigma_{c,B} = \frac{0{,}85 \cdot T}{p\ t}$
- Tensione di flessione locale A-A: $\sigma_{f,A_A} = \frac{0{,}96 \cdot T}{\sqrt{D_{fg} \cdot t^3}}$
- Tensione di flessione globale A-A: $\sigma_{f,A-A,global} = \frac{\mathrm{T} \cdot (\mathrm{L} - LA)}{2 \cdot \mathrm{W_f}}$
- Tensione ideale A: $\sigma_{id,A} = \sqrt{\sigma_{c,A}^2 + \left(\sum \sigma_{f,A-A}\right)^2 + \sigma_c, A \cdot \left(\sum \sigma_{f,A-A}\right)}$

Tutte le quantità presenti nelle equazioni sono già state definite.

Per quanto riguarda la tensione di compressione, questa è riconducibile alla formula inversa dello spessore minimo a compressione, ma moltiplicata a dei coefficienti empirici, dovuti al fatto che nell'applicazione reale si deve considerare che l'avvolgimento diminuisce, tra le varie spire, la tensione della fune per l'attrito

Il calcolo della tensione ideale non ha fonti certe, si ipotizza essere una tensione ideale ispirata dal modo con cui si calcola lo spessore minimo del mantello del tamburo (Eq. (20)). Tuttavia, non è la tensione ideale di Von Mises, anche perché come si vedrà in seguito le due tensioni hanno i rispettivi massimi in punti differenti.

Inoltre, la sezione B-B, soggetta solo a compressione nei punti di contatto con la fune, risulta essere quella più sollecitata nel dimensionamento. Questo è sicuramente dovuto all'aumento della tensione di compressione, dovuto al fatto che all'ultimo avvolgimento si tende alla formula teorica per il calcolo della tensione.

Tali verifiche, nel foglio di calcolo sono state implementate in parallelo a quella sullo spessore minimo, che considera intrinsecamente la resistenza statica e a fatica ed in modo conservativo rispetto alle verifiche dell'azienda, sia per quanto riguarda il calcolo dello spessore a compressione, sia per il calcolo delle tensioni ammissibili nei due casi. Infatti, nel foglio di verifica aziendale anche le tensioni ammissibili sono calcolate in modo diverso e sono quasi sempre maggiori. Ad ogni modo, nel foglio di calcolo, sono state utilizzate le due verifiche in parallelo, utilizzando però le tensioni ammissibili minori. Questa scelta è motivata dal fatto che si ha un riferimento normativo in caso di problemi, che tuttavia, non ci sono mai stati per questo componente nel corso degli anni. Se il tamburo supera tutte le verifiche, si procede alla scelta degli altri componenti.

9.2. Scelte progettuali per i componenti dell'assieme

In questo capitolo verranno esposte le scelte effettuate nel dimensionare, oppure individuare da un catalogo o da uno standard già presente, i seguenti componenti:

1. Il giunto che trasmette la coppia dal riduttore al tamburo;
2. Il cuscinetto che ha sede sull'albero/asse;
3. L'asse del tamburo, da accoppiare al cuscinetto;

Si farà poi un cenno alla saldatura. Altre indicazioni come le dimensioni dei fori per i premi fune, le lunghezze utilizzate per poter montare i premi fune, verranno tralasciate, in quanto frutto del lavoro aziendale e non di questo lavoro di tesi.

9.2.1. Scelta del giunto

Il giunto considerato per il dimensionamento è fabbricato dall'azienda MAINA (11), e le indicazioni progettuali provengono dal loro catalogo.

Figura 39 : Giunti maina (11).

Sostanzialmente, noto il carico utile da dover sollevare, si può facilmente calcolare la coppia da trasmettere, moltiplicando il carico di lavoro al raggio primitivo del tamburo. Inoltre, come si è detto in precedenza, noto il carico di lavoro si calcola facilmente anche il tiro al tamburo e, con un semplice schema di trave appoggiata-appoggiata, si dimostra che questo è uguale alla forza radiale che subisce il giunto.

A questo punto entra in gioco la classificazione secondo normativa F.E.M. dei meccanismi, per definire un coefficiente moltiplicativo chiamato fattore di servizio, FS. Assegnato come indicato nella Tabella 19. Tale fattore di servizio, moltiplicherà il valore della coppia da trasmettere.

Tabella 19 : Fattori di servizio del giunto maina GTS (11).

Classe	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8a	M8b
FS	1	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,5	3

Noti coppia torcente e carico radiale, si entra nella tabella del catalogo cercando il giunto che garantisce la coppia torcente amplificata del fattore di servizio, e resiste in sicurezza al carico radiale.

Nota la sigla del giunto da scegliere, si entra in una seconda tabella in cui sono indicate tutte le dimensioni che deve avere la flangia in cui ha sede il giunto. La Figura 40 mostra alcune di queste dimensioni, in particolare gli spessori della flangia, le dimensioni del foro per la sede del giunto, il numero di forature da effettuare per il fissaggio e il loro diametro nominale. La flangia, quindi, è stata dimensionata secondo queste indicazioni, e nella verifica agli elementi finiti è risultata perfettamente in sicurezza come ci si poteva aspettare.

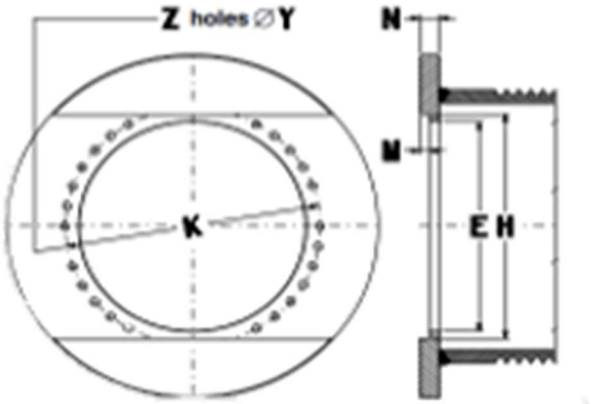


Figura 40 : Dimensioni flangia giunto catalogate (11).

9.2.2. Scelta cuscinetto

Il cuscinetto scelto per supportare il tamburo è un cuscinetto orientabile a rulli. Tali cuscinetti possono sopportare carichi pesanti in ambo le direzioni. Sono auto-allineanti e possono compensare il disallineamento e le deflessioni dell'albero praticamente senza aumento di temperatura o attrito (12). Questa tipologia di cuscinetti è stata scelta dall'azienda quando si è concepito lo standard interno del supporto tamburo. Pertanto, nel foglio di calcolo è stata effettuata una semplice verifica, dell'adeguatezza del cuscinetto rispetto i carichi statici e minimi e i cicli di funzionamento. Si è impostato il foglio, in modo tale che scegliesse il primo cuscinetto disponibile dallo standard aziendale.

L'unica accortezza da avere è quella di moltiplicare il carico radiale sul cuscinetto per il coefficiente di amplificazione, come si è detto in precedenza nella definizione dei carichi, e prevedere uno sforzo assiale pari al 14% di quello radiale per le verifiche. Sostanzialmente, si ipotizza che in caso di frenata possa nascere uno sforzo assiale per l'inerzia, ed ipotizzando un coefficiente di attrito di 0.14, lo si calcola.

9.2.3. Dimensionamento dell'asse e cenno sulle saldature

Dalla scelta del cuscinetto, dipendono i diametri dell'albero e alcune delle sue lunghezze.

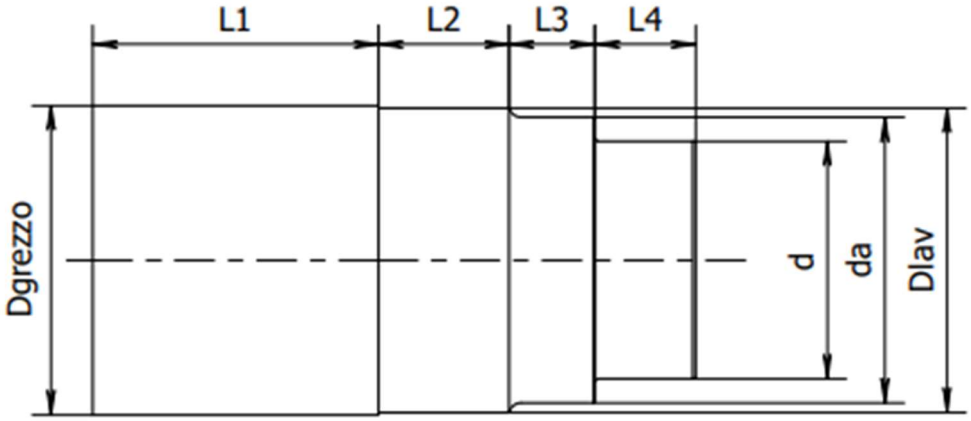


Figura 41 : Dimensioni dell'asse.

L'asse è stato dimensionato secondo una verifica statica e a fatica, considerando che questo è soggetto a flessione e taglio. È stato considerato nella verifica il fattore di concentrazione degli sforzi, nella sezione critica.

Essendo l'asse soggetto a flessione, la lunghezza dello stesso può essere limitata al minimo. Pertanto, la scelta per le varie sezioni è stata effettuata come segue:

1. **L4** è la lunghezza della sede del cuscinetto, pertanto è indicata direttamente dalla larghezza del cuscinetto nel catalogo di quest'ultimo. Il diametro di questa sezione, **d,** è il diametro interno del cuscinetto.
2. **L3** è obbligata dalla guarnizione presente nel supporto tamburo standard, mentre il diametro **da** è stato scelto come quello minimo indicato nel catalogo del cuscinetto;
3. **L2** è stata scelta considerando che lungo quella sezione ci sarà una saldatura, come visto nei capitoli precedenti. Pertanto, sarà data dalla dimensione dell'altezza del cordone di saldatura raddoppiata, sommata alla dimensione dello spessore della flangia che ospita la sezione, sommata ancora a qualche millimetro per sicurezza. Il diametro **Dlav** invece, verrà fuori dalla verifica statica e a fatica, considerando anche che, tra la sezione in questione e la sezione di diametro **da,** dovrà esserci un raccordo per limitare la concentrazione delle tensioni.
4. **L1** è la lunghezza che ospita le nervature di rinforzo della flangia, e sarà circa uguale alla somma delle tre precedenti lunghezze. Il diametro grezzo invece sarà qualche millimetro superiore a **Dlav**, poiché appunto non deve essere garantita nessuna tolleranza dimensionale per questo diametro.

Il foglio di calcolo è stato impostato in modo tale da:

1. Scegliere un cuscinetto di primo tentativo. in particolare, il primo cuscinetto che rispetta quattro condizioni: resiste al carico radiale nella verifica dinamica, ha un coefficiente di sicurezza statico pari ad 1,6 e che rispetta il carico minimo e i requisiti di durata del meccanismo.
2. Calcolare o assegnare le dimensioni dell'albero seguendo i concetti appena citati.
3. Verificare staticamente l'albero: considerando nella sezione maggiormente sollecitata un raccordo pari alla metà della differenza tra i diametri, così da calcolare in automatico il fattore di concentrazione delle tensioni.
4. Verificare l'albero a fatica con i metodi tradizionali della costruzione di macchine utilizzando curve di Wholer e criterio di Goodman-Smith.
5. Consigliare il primo cuscinetto disponibile tra quelli presenti nello standard aziendale del supporto tamburo.

Si esclude, da questa trattazione, la verifica statica e a fatica dell'albero e le verifiche sul cuscinetto, in quanto sono state effettuate con fogli di verifica dell'azienda. Invece, il procedimento logico appena esposto, è frutto del foglio di calcolo oggetto del lavoro di tesi. Creato anche allo scopo di rendere semi-automatica la definizione delle precedenti grandezze e non in modo aleatorio, bensì seguendo un metodo.

Il dimensionamento e la verifica delle saldature saranno esclusi allo stesso modo dall' elaborato, in quanto per scelta aziendale, volta ad una maggior sicurezza, al cordone delle saldature viene assegnata una dimensione molto maggiore di quella che verrebbe fuori da un dimensionamento. Per lo stesso motivo, non sarà effettuata una verifica agli elementi finiti in merito alla stessa. Essendo la saldatura praticata internamente all'azienda, è fortemente indirizzata a garantire la sicurezza dei componenti. Saldature con dimensioni inferiori ad un certo valore, inoltre, non sono effettuate anche per il tipo di procedura attuata. Nel dimensionamento, è stato assegnato alla saldatura tra il tamburo e le flange un cordone con altezza minima di otto millimetri. Mentre, alla saldatura tra albero e flangia lato supporto, un cordone con altezza minima spessa dieci millimetri.

Tutti i parametri indicati in questo capitolo, sono consigliati all'utilizzatore del foglio di calcolo, che dovrà inserire gli stessi nelle apposite celle, mediante input numerico o scegliendo il parametro consigliato da un elenco.

9.3. Esempio pratico di dimensionamento

Questo paragrafo ha lo scopo di mostrare come funziona, nella pratica di utilizzo, il foglio di calcolo, anche per chiarire meglio alcuni aspetti di questo capitolo. Inoltre, il tamburo che sarà dimensionato in questo esempio, verrà in seguito utilizzato per la validazione numerica mediante l'analisi agli elementi finiti.

Come detto in precedenza, determinare la classe F.E.M. di impianto, meccanismi ed elementi va fatto come prima cosa.

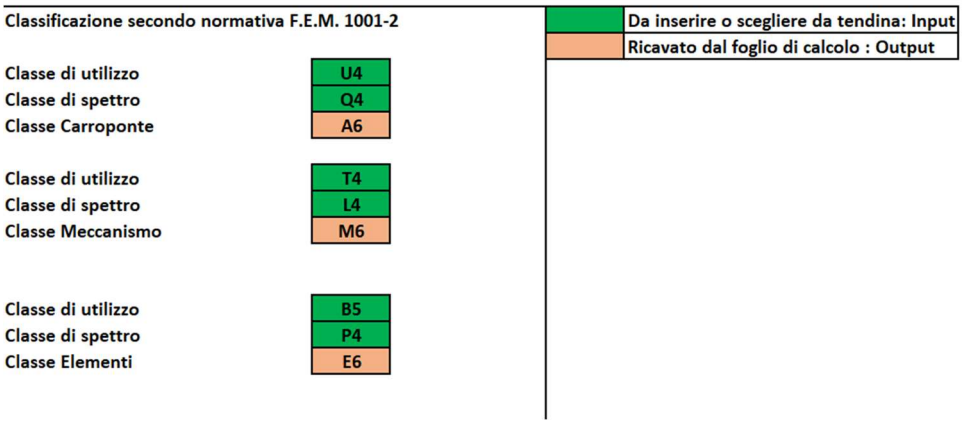


Figura 42 : Scelta della classe di utilizzo e della classe di spettro di carico.

Sostanzialmente, in questa sezione si scelgono la classe di utilizzo e di spettro di carico da un elenco a discesa, come mostra la Figura 43, e il foglio di calcolo restituisce la classe F.E.M. desiderata.

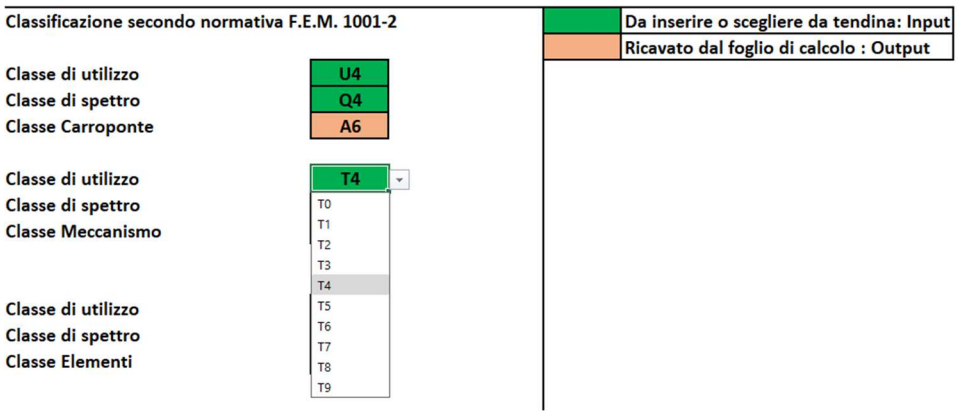


Figura 43 : Input a tendina.

Dopodiché, si passa all'inserimento dei dati di progetto attraverso input da tastiera. Nella sezione mostrata in Figura 44.

Non appena è inserita la portata nominale, il foglio di calcolo, ricava il possibile diametro minimo della fune e suggerisce un bozzello da utilizzare.

Inoltre, indica all'utente il peso del bozzello, l'interasse dello stesso, e il diametro della fune da utilizzare per quel bozzello, cosicché l'utente possa inserirli negli appositi spazi.

Variabili commerciali di ingresso	Simbolo	Valore	Unità	Valori minimi o consigliati
Caratteristiche				
Portata al gancio	mg	32000	kg	
Massa bozzello completo	mb	315	kg	Gancio P 16 \- Tiri : 4\ Peso bozz. kg : 315 \
Interasse bozzello	LA	301	mm	LA mm: 301 \\ Diametro Fune : 20
Massa accessori	ma	100	kg	<=100
Corsa gancio	c	10000	mm	
Velocità sollevamento veloce	Vsoll-veloce	10	m/min	<15 m/min

Figura 44 : Dati di progetto.

Inseriti questi dati, si passa alla sezione successiva, in cui si deve indicare il diametro della fune consigliato, se rispetta il valore minimo calcolato nella sezione di destra di Figura 45, e la combinazione scelta.

Cambiando combinazione oppure scegliendo un altro diametro, il bozzello consigliato in precedenza cambia, dunque si devono cambiare i dati inseriti. Normalmente, infatti, diametro fune e combinazione sono noti insieme alla portata; Dunque, sono i primi input da inserire.

Dati ingresso fune-tamburo	Simbolo	Valore	Unità	Valori minimi o consigliati
Fune scelta	Fune	FZ636R20		
N° tamburi/N° tiri da ogni tamburo/N° tiri al gancio	comb	1x2x4		
Resistenza a rottura minima fune	R0	2160	MPa	Inserire resistenza fune
Coefficiente di riempimento	k'	0,504		0,504
Diametro fune scelto	d	20	mm	> 17,2 mm
Materiale tamburo	MatTamb	S355JO (Fe510B)		
Materiale flange	MatFlang	S275JR (Fe430B)		
Materiale albero	MatAlb	S355JR (Fe510B)		
Diametro esterno tubo grezzo	De	482,6	mm	>= 406,4 mm
Spessore tubo grezzo	stubo	35	mm	circa 35 mm
Sovrametallo sul diametro	2*lav	4,826	mm	
Giunto da utilizzare	GTS	31		MAINA GTS 31,00
Cuscinetto da utilizzare	Sigla	22220		22215 secondo verifica statica Carico minimo ok
Coefficiente di sicurezza statico cuscinetto	s0 req	1,5	VERIFICATO	22219 Secondo la verifica statica e a fatica dell'albero

Figura 45 : Scelte progettuali.

Di seguito, si inserisce il materiale scelto per i componenti. Scelto il materiale devono essere seguite le indicazioni del foglio di calcolo indicate per diametro esterno del tubo, spessore, giunto e cuscinetto da scegliere.

Nei paragrafi precedenti sul dimensionamento, si è visto che anche il diametro interno del tubo deve rispettare un certo vincolo geometrico. In Figura 45, il valore consigliato per il diametro esterno è di 406.4 millimetri, ed è il primo diametro che si deve scegliere dalla tendina. Tuttavia, nell'esempio, dopo aver inserito il giunto consigliato è comparso l'avviso di aumentare il diametro al valore 482.6, poiché il diametro interno non garantiva la quota "x" di Figura 37.

Infine, si inseriscono le dimensioni per le saldature, il numero di spire vuote ed il numero di spire sempre avvolte, la lunghezza delle estremità del tamburo consigliata, e la lunghezza totale del tamburo consigliata, che sarà poi retro-azionata nei calcoli del momento flettente.

Dimensioni saldature	Simbolo	Valore	Unità	Valori minimi o consigliati		
Saldatura Flangia-tamburo lato giunto	z1	8	mm			
Saldatura Flangia-tamburo lato albero	z2	8	mm			
Saldatura Flangia-albero	z3	10	mm			
Spire sempre avvolte per lato	NM	3	mm	3		
	LM	66	mm			
Spire libere per lato	NC	2	mm	2		
	LC	35	mm			
Lunghezza estremità tamburo	LF	35	mm	Per premifune standard inserire	35,00	mm
Lunghezza totale tubo tamburo senza albero	L	1209	mm	1209,00	mm	

Figura 46 : Scelte progettuali.

Definiti quindi tutti i dati in input, il foglio di calcolo restituisce all'utente, tutte le dimensioni utili a costruire i modelli 3D, e tutte le verifiche di resistenza dei componenti. La Figura 47, mostra la lista delle verifiche del foglio di calcolo. Si mostra in Figura 48 la rimanente parte degli output.

Verifica tensione ideale globale statica A	sidA<samm	100	148	Mpa	VERO	68%
Verifica tensione ideale locale statica B	sidB<samm	122	178	Mpa	VERO	69%
Verifica tensione ideale globale fatica A	A	0,24	1		VERO	24%
Verifica tensione ideale locale fatica B	B	0,47	1		VERO	47%
Verifica spessore minimo	t>tmin	25,2	21,03	mm	VERO	83%
Verifica dinamica cuscinetto	adiale<Fr max GIUN	82	235	KN	VERO	35%
Verifica statica cuscinetto	S0<C0/P0	1,5	3,21		VERO	47%
Verifica statica albero sezione da controllare	sid<samm	56	232	Mpa	VERO	24%
Verifica flessione altenata sezione da controllare	sv<saf	51	65	Mpa	VERO	78%
Verifica taglio medio sezione da controllare	tv<taf	13	38	Mpa	VERO	34%
Verifica a fatica albero sezione da controllare	Smith<1,1	0,72	1		VERO	72%
Verifica statica albero dentro la flangia	sid0<samm	74	232	Mpa	VERO	32%
Verifica tensione sul cordone flangia-tamburo	sid f<β2samm	47	187	Mpa	VERO	25%
Verifica tensione sul cordone albero-flangia	sid a<β2samm	166	187	Mpa	VERO	89%

Figura 47 : Sezione di verifica del foglio di calcolo.

Dati di ingresso per INVENTOR - tubo tamburo			
Lunghezza tubo	Ltub	1209	mm
Diametro esterno	De	482,6	mm
Spessore totale	stubo	35	mm
Diametro fune	d	20	mm
Spessore resistente	t	25,2	mm
Diametro primitivo di funzionamento	Dp	483	mm
Altezza creste	h	7,5	mm
Diametro interno	Di	412,6	mm
Diametro fondo gola	Dfg	463	mm
Diametro esterno	Dhcr	478	mm
Diametro primitivo lavorazione	Dlav	484	mm
lunghezza zona senza spire al centro	LD	125	mm
Lunghezza uscita utensile in centro	LX	44	mm
Lunghezza spire	LE	418	mm
Lunghezza uscita utensile finale	Lxfinale	45	
Lunghezza agli estremi del tamburo (premifune-spazio-saldatura)	LF	35	mm
Lunghezza agli estremi del tamburo (premifune-spazio-saldatura)	LG	35	mm
Diametro utensile lavorazione/Diametro spira	2rg	21	mm
Passo spire	p	22	mm
Raccordo creste spira	r2	0,8	mm
Diametro di centraggio	Dcentr	419	mm
Lunghezza sede Centraggio	Lcentr	10	mm
Distanza foro premi fune	Lfor	59	mm
Dimensione foro premifune	Dnfor	M16	mm
Lunghezza filettatura viti assieme tamburo	L	63	mm
Spire utili		14	

Dati ingresso per INVENTOR - Flangia giunto			
Diametro esterno flangia giunto	Dfest	564	mm
Diametro di centraggio	Dfcentr	419	mm
Spessore centraggio	scentr	4	mm
Spessore massimo flangia giunto	N	25	mm
Spessore minimo flangia giunto	M	15	mm
Spessore tot lato riduttore	sftot.	29	mm
Diametro int con spessore massimo	H	380	mm
Diametro int con spessore minimo	E	310	mm
Sede giunto quadrata	D	420	mm
Diametro centri dei fori	K	380	mm
Numero di fori	Z	6	-
Diametro Bulloni GIUNTO	X	16	mm

Dati di ingresso per INVENTOR - Assieme saldato			
Lunghezza grezzo	L1	120	mm
Lunghezza lavorato	L2	55	mm
Lunghezza corteco	L3	36	mm
Lunghezza sede cusc	L4	42,5	mm
L2+L3+L4	somma	133,5	mm
Lunghezza totale	Ltot.	253,5	mm
Sbalzo	Dist.sez.res.	78,5	mm
Cuscinetto	22220	100x180x46	-
Diametro sede	d	100	mm
Diametro corteco	da	120	mm
Diametro lav	Dlav	128	mm
Diametro grezzo	Dgrezzo	130	mm
Raccordo sezione critica	r	5	mm
Dimensione saldatura albero flangia	z3	10	mm
Diametro interno flangia albero	Dlav	128	mm
Diametro esterno flangia albero	Dfest	564	mm
Diametro di centraggio	Dfcentr	419	mm
Diametro per coperura saldatura	Dfcop	267	mm
Smusso al diametro interno	45°	10	mm
Spessore flangia	Sfl-alb	25	mm
Spessore centraggio	Scentr	4	mm
Spessore copertura	Scop	10	mm
Spessore tot. Lato supporto	Sftot	39	mm
Lunghezza nerve	l	120	mm
Altezza nerve	h	130	mm
Spessore	s	10	mm
Smusso45	Sm	20	mm
Lgiunto-cusc	Lg-c	1363,5	mm

Figura 48 : Parametri per i modelli CAD di INVENTOR.

10. Definizione dello standard aziendale

Definito il dimensionamento generale, si può utilizzare il foglio di calcolo per creare uno standard di tamburi che risponda alle richieste commerciali più frequenti.

Come si è visto per alcuni componenti esiste già uno standard ed il foglio di calcolo ne permette l'integrazione. In particolare, esiste uno standard per il bozzello e da questo si è partiti per creare quello del tamburo, visto il legame che due componenti hanno sia per quanto riguarda il diametro della fune, che, per quanto riguarda la configurazione del meccanismo.

Lo standard di bozzelli è stato progettato in modo che un bozzello, in una certa configurazione possa essere utilizzato in tre casi di classe del meccanismo: M4/M5/M6.

Ricordando il significato della classe, questa è interpretabile pensando che la classe più piccola sia sinonimo di portate maggiori, la classe più grande di un numero di cicli maggiore. Seguendo questa interpretazione, è chiaro che il tamburo che lavorerà in classe M4 sarà soggetto a sollecitazioni statiche maggiori, mentre il tamburo che lavorerà in classe M6, sarà soggetto a sollecitazioni affaticanti peggiori.

Per far sì che un tamburo possa essere scelto per lavorare in tutte e tre le classi quindi, indipendentemente dalla configurazione utilizzata, si dovrà scegliere il diametro della fune ipotizzando che questa lavori in classe M4. Mentre per gli altri componenti compreso il tamburo si sceglierà la classe M6.

Questa diversificazione è permessa nel foglio di calcolo. Dimensionando il tamburo in queste condizioni, come spiegato nel Cap.9 si avranno dal foglio di calcolo le indicazioni sugli input da inserire. Una volta inseriti tutti gli input si effettuerà la verifica in tutte e tre le classi per il tamburo. Se la verifica risulta superata, il tamburo è dimensionato, entrerà a far parte dello standard altrimenti il foglio di calcolo indicherà i dati da cambiare per far sì che tutti i componenti siano verificati.

Per fare un esempio su tutti, se in classe M6 il foglio di calcolo indica di scegliere un giunto GTS 31, quando si verifica il tamburo, in classe M4 ed in classe M5, potrebbero verificarsi tre condizioni:

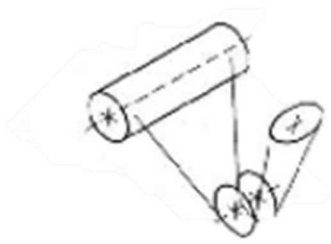
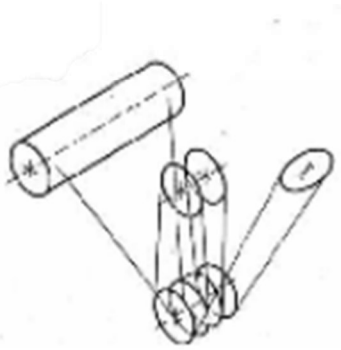
1. Il foglio di calcolo indica di utilizzare lo stesso giunto: il giunto è definitivo.
2. Il foglio di calcolo indica di utilizzare un giunto più piccolo: nessuna modifica si mantiene il giunto precedente;
3. Il foglio di calcolo indica di utilizzare un giunto più grande: si sceglie il giunto più grande e si ripete la verifica nelle altre classi.

Questo ragionamento si fa per tutti i componenti dell'assieme, alla fine ciò che ne viene fuori è un tamburo dimensionato che può lavorare in tutte e tre le classi F.E.M. e cioè può lavorare accoppiato ad un bozzello standard.

I bozzelli standard sono cinque per la configurazione a quattro tiri, sette per la configurazione ad otto tiri, come mostra la Tabella 20.

Per ognuno di questi sono previsti due tamburi standard, uno che permette una corsa di otto metri, l'altro che permette una corsa di dieci metri. Per un totale di 24 tamburi.

Tabella 20 : Bozzelli standard.

Configurazione	n.	Classe	Portata [kg]
4 TIRI	1	M4	12500
		M5	10000
		M6	8000
	2	M4	16000
		M5	12500
		M6	10000
	3	M4	20000
		M5	16000
		M6	12500
	4	M4	25000
		M5	20000
		M6	16000
	5	M4	32000
		M5	25000
		M6	20000
Configurazione	n.	Classe	Portata [kg]
8 TIRI	1	M4	25000
		M5	20000
		M6	16000
	2	M4	32000
		M5	25000
		M6	20000
	3	M4	40000
		M5	32000
		M6	25000
	4	M4	50000
		M5	40000
		M6	32000
	5	M4	63000
		M5	50000
		M6	40000
	6	M4	80000
		M5	63000
		M6	50000
	7	M4	100000
		M5	80000
		M6	63000

11. Parametrizzazione dei modelli 3D: Cenni sulla gestione parametri di INVENTOR

A questo punto dell'elaborato, dovrebbe essere chiaro il metodo di progettazione del tamburo e dei componenti connessi, le indicazioni tecniche con cui questi sono stati dimensionati e verificati ed il modello logico del foglio di calcolo. Dovrebbe essere altresì chiaro il metodo seguito per progettare lo standard aziendale.

Chiaramente, per essere fabbricato e ancor prima mandato in produzione, sono necessari i modelli 3D di tutti i componenti e degli assiemi oltre che i rispettivi disegni tecnici. Durante lo svolgimento della tesi in azienda e approcciando la modellazione e i disegni tecnici dei tamburi, il tempo necessario a svolgere le operazioni è risultato essere un punto critico della progettazione.

In effetti lo standard serve ad accorciare i tempi di fabbricazione per diminuire i costi. Tuttavia, anche diminuendo i tempi di progettazione in ufficio tecnico, i costi diminuiscono ed aumenta l'efficienza.

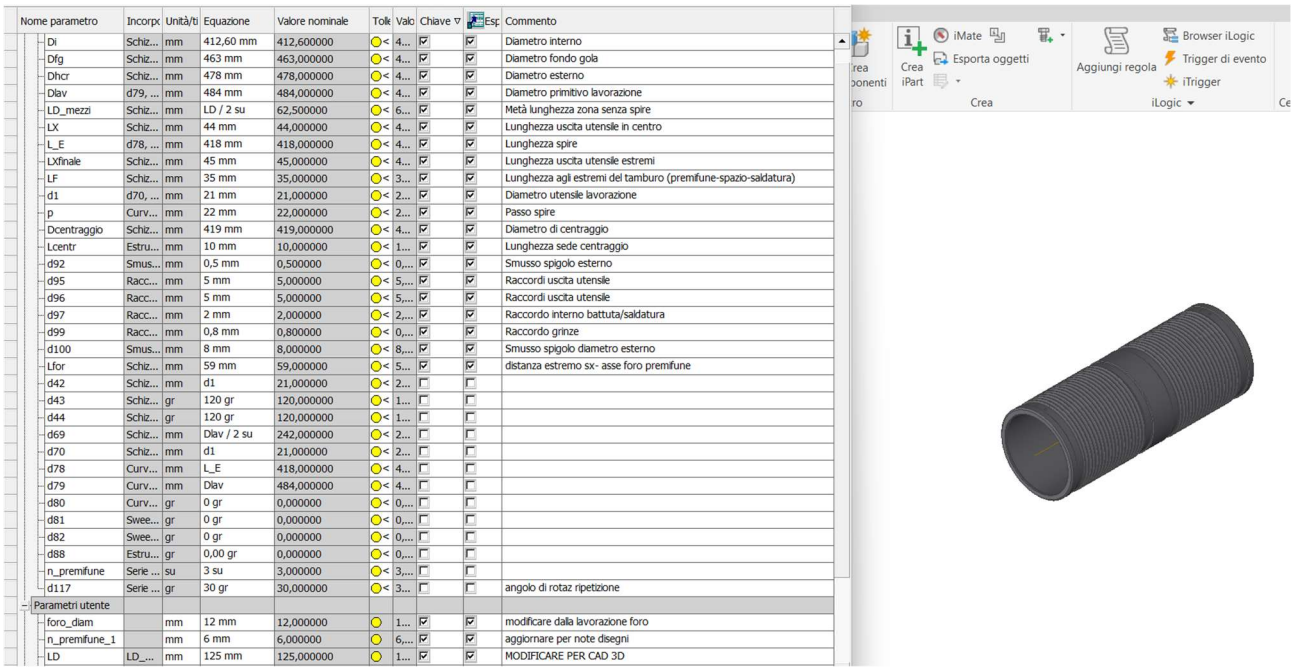
Pertanto, vista la grande quantità di tamburi da disegnare, ripetendo sempre le stessa operazioni per modellare i componenti, è stato impostato un modello parametrico per ogni componente da disegnare. Per fare questo è stato utilizzato un potente strumento di gestione di INVENTOR, la "Gestione Parametri".

Questa funzione di INVENTOR rappresenta uno strumento fondamentale nell'approccio alla progettazione parametrica. Il concetto si basa sulla capacità di attribuire vari tipi di parametri a diversi elementi del modello, garantendo facilità nella modifica e velocità di utilizzo. Innanzitutto, è possibile associare parametri direttamente alle dimensioni geometriche del modello, consentendo un controllo preciso sulle misure. Ciò significa che, anziché definire dimensioni statiche, si possono utilizzare quote parametriche che rendono il modello facilmente adattabile a cambiamenti senza la necessità di ridisegnarlo completamente. Parallelamente, la gestione dei parametri si estende ai vincoli geometrici, che devono essere utilizzati opportunamente per mantenere relazioni specifiche tra gli elementi del modello in quanto, modificare una quota avrà un impatto sul comportamento globale del modello.

Un aspetto avanzato della gestione parametri in Inventor è l'utilizzo di equazioni e formule. Questa funzionalità consente di stabilire relazioni matematiche tra i parametri, offrendo un livello di controllo ancora maggiore. Ad esempio, è possibile creare formule che legano dinamicamente tra loro diverse quote, garantendo una progettazione più intelligente e reattiva.

Questa versatilità è particolarmente utile quando si affrontano progetti complessi ma ripetitivi, che richiedono sempre lo stesso modello ma di dimensioni diverse.

Sostanzialmente, durante la creazione di uno schizzo, ad ogni quota che si impone per definire lo schizzo, corrisponderà un parametro. A tale parametro si può accedere tramite l'interfaccia di inventor mostrata in Figura 49. Questa interfaccia semplifica il controllo e la regolazione dei parametri, fornendo un ambiente intuitivo per la gestione delle variabili di progettazione. A tale interfaccia si accede dalla scheda "GESTIONE" cliccando sulla finestre parametri come mostra la Figura 50.



Nome parametro	Incorpo	Unità/ti	Equazione	Valore nominale	Tole	Valo	Chiave	Esp	Commento
Di	Schiz...	mm	412,60 mm	412,600000	<	4...	☑	☑	Diametro interno
Dfg	Schiz...	mm	463 mm	463,000000	<	4...	☑	☑	Diametro fondo gola
Dhcr	Schiz...	mm	478 mm	478,000000	<	4...	☑	☑	Diametro esterno
Dlav	d79, ...	mm	484 mm	484,000000	<	4...	☑	☑	Diametro primitivo lavorazione
LD_mezzi	Schiz...	mm	LD / 2 su	62,500000	<	6...	☑	☑	Metà lunghezza zona senza spire
LX	Schiz...	mm	44 mm	44,000000	<	4...	☑	☑	Lunghezza uscita utensile in centro
L_E	d78, ...	mm	418 mm	418,000000	<	4...	☑	☑	Lunghezza spire
LXfinale	Schiz...	mm	45 mm	45,000000	<	4...	☑	☑	Lunghezza uscita utensile estremi
LF	Schiz...	mm	35 mm	35,000000	<	3...	☑	☑	Lunghezza agli estremi del tamburo (premifune-spazio-saldatura)
d1	d70, ...	mm	21 mm	21,000000	<	2...	☑	☑	Diametro utensile lavorazione
p	Curv...	mm	22 mm	22,000000	<	2...	☑	☑	Passo spire
Dcentraggio	Schiz...	mm	419 mm	419,000000	<	4...	☑	☑	Diametro di centraggio
Lcentr	Estru...	mm	10 mm	10,000000	<	1...	☑	☑	Lunghezza sede centraggio
d92	Smus...	mm	0,5 mm	0,500000	<	0,...	☑	☑	Smusso spigolo esterno
d95	Racc...	mm	5 mm	5,000000	<	5,...	☑	☑	Raccordi uscita utensile
d96	Racc...	mm	5 mm	5,000000	<	5,...	☑	☑	Raccordi uscita utensile
d97	Racc...	mm	2 mm	2,000000	<	2,...	☑	☑	Raccordo interno battuta/saldatura
d99	Racc...	mm	0,8 mm	0,800000	<	0,...	☑	☑	Raccordo grinze
d100	Smus...	mm	8 mm	8,000000	<	8,...	☑	☑	Smusso spigolo diametro esterno
Lfor	Schiz...	mm	59 mm	59,000000	<	5...	☑	☑	distanza estremo sx- asse foro premifune
d42	Schiz...	mm	d1	21,000000	<	2...	☐	☐	
d43	Schiz...	gr	120 gr	120,000000	<	1...	☐	☐	
d44	Schiz...	gr	120 gr	120,000000	<	1...	☐	☐	
d69	Schiz...	mm	Dlav / 2 su	242,000000	<	2...	☐	☐	
d70	Schiz...	mm	d1	21,000000	<	2...	☐	☐	
d78	Curv...	mm	L_E	418,000000	<	4...	☐	☐	
d79	Curv...	mm	Dlav	484,000000	<	4...	☐	☐	
d80	Curv...	gr	0 gr	0,000000	<	0,...	☐	☐	
d81	Swee...	gr	0 gr	0,000000	<	0,...	☐	☐	
d82	Swee...	gr	0 gr	0,000000	<	0,...	☐	☐	
d88	Estru...	gr	0,00 gr	0,000000	<	0,...	☐	☐	
n_premifune	Serie ...	su	3 su	3,000000	<	3,...	☐	☐	
d117	Serie ...	gr	30 gr	30,000000	<	3...	☐	☐	angolo di rotaz ripetizione
Parametri utente									
foro_diam		mm	12 mm	12,000000		1...	☑	☑	modificare dalla lavorazione foro
n_premifune_1		mm	6 mm	6,000000		6,...	☑	☑	aggiornare per note disegni
LD	LD_...	mm	125 mm	125,000000		1...	☑	☑	MODIFICARE PER CAD 3D

Figura 49 : La gestione parametri di inventor.

Come è possibile notare dalla Figura 49, è presente una lista di parametri corrispondenti alle quote utilizzate per modellare il tamburo. Nelle celle corrispondenti alla colona Equazione, si può inserire un numero oppure un equazione che lega due dei parametri della lista. Si può inoltre definire dei parametri utente che possono essere utili se i parametri del modello sono in funzione di alcune variabili che non entrano nelle quote dello stesso.

In particolare, si è detto che alcune quote del tamburo dipendono dal diametro della fune, altre si possono ricavare tramite questo. Con la gestione parametri basta inserire le relazioni viste nei paragrafi precedenti nelle apposite celle, e cambiando il diametro del tamburo cambieranno tutti gli altri parametri.

Chiaramente per far sì che il modello rimanga conforme gli schizzi e le funzioni utilizzate devono essere ben impostate. In particolare, si devono vincolare opportunamente gli schizzi, in modo tale che tutto cambi ma la forma dello schizzo rimanga identica. Inoltre, i parametri possono essere richiamati nelle tavole dei disegni, per aggiungere annotazioni in automatico.

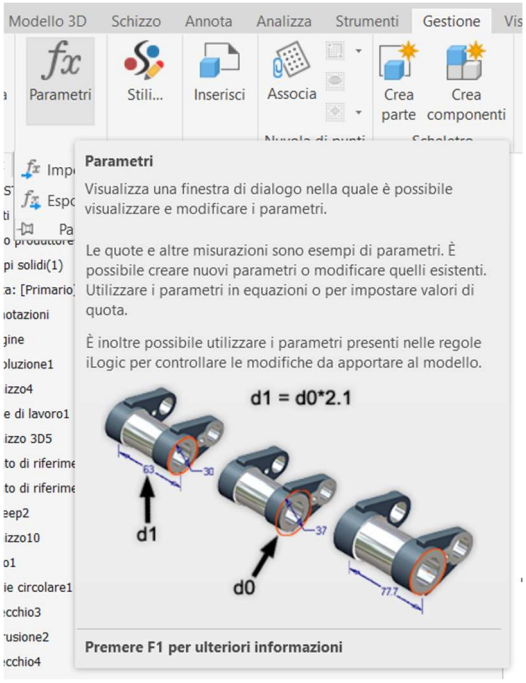


Figura 50 : Finestra parametri della scheda di Gestione.

Nel corso del lavoro di tesi, si è utilizzato questo stile di modellazione parametrica per tutti i componenti e gli assiemi. Il foglio di calcolo, come visto in Figura 48, fornisce la quota da inserire nel listato di parametri, ed una volta inserite tutte le quote il modello 3D è pronto in automatico. Allo stesso modo, con una certa gestione delle viste si riesce ad ottenere un buon punto di partenza per il disegno tecnico desiderato.

Questo modello di progettazione potrebbe diminuire i tempi dell'ufficio tecnico riguardo questo componente di circa un terzo o più, concentrando quindi meno forze su azioni ripetitive evitabili. Il metodo appena descritto può essere utilizzato per modellare i tamburi standard, ma anche tamburi fuori dallo standard come del resto il foglio di calcolo.

12.L’analisi agli elementi finiti

12.1. Introduzione all’analisi agli elementi finiti ed all’utilizzo di ANSYS

Senza voler entrare troppo nello specifico, di seguito verrà esposta una breve e timida introduzione al metodo agli elementi finiti. Il metodo agli elementi finiti (FEM) è una tecnica matematica, utilizzata per risolvere problemi complessi, attraverso la suddivisione del dominio in elementi più piccoli. Questo metodo è particolarmente utile quando il dominio ha una forma complicata.

In breve, si tratta di approssimare la soluzione di equazioni differenziali alle derivate parziali tramite la soluzione di un sistema di equazioni algebriche.

L'approccio coinvolge la creazione di una griglia, chiamata mesh, composta da elementi finiti di forme specifiche come triangoli o quadrilateri per domini 2D e tetraedri o esaedri per domini 3D. Ogni elemento ha associata una soluzione approssimata espressa attraverso una combinazione lineare di funzioni di base o di forma, definite su di esso. Il metodo agli elementi finiti viene spesso utilizzato per problemi in cui le leggi costitutive sono di tipo lineare, come gli sforzi-deformazioni in campo elastico o la diffusione del calore. Può anche essere esteso per affrontare comportamenti dei materiali non lineari, come la plasticità o il problema del contatto.

In sintesi, il metodo degli elementi finiti è uno strumento potente, per risolvere problemi complessi, attraverso la suddivisione del dominio in elementi gestibili, rendendo più facile l'analisi e la risoluzione numerica.

L'analisi agli elementi finiti (FEA) è una tecnica di simulazione, usata nelle analisi ingegneristiche, che utilizza il Metodo agli elementi finiti (o FEM), il cui obiettivo è essenzialmente la risoluzione in forma discreta e approssimata di generali sistemi di equazioni alle derivate parziali (PDE) (13).

Per l’analisi agli elementi finiti di questo lavoro di tesi è stato utilizzato il software ANSYS WorkBench, uno dei software più potenti per le simulazioni. L’analisi svolta è di tipo strutturale statico.

La Figura 51, mostra l’interfaccia iniziale di ANSYS WB, per i diversi modelli creati. Da quest’interfaccia si può definire il materiale da utilizzare nel modello, si può crearne la geometria, e si può impostare il modello per ottenere i risultati desiderati. Di seguito nel capitolo sono mostrati i passaggi effettuati per simulare il comportamento dei componenti in figura.

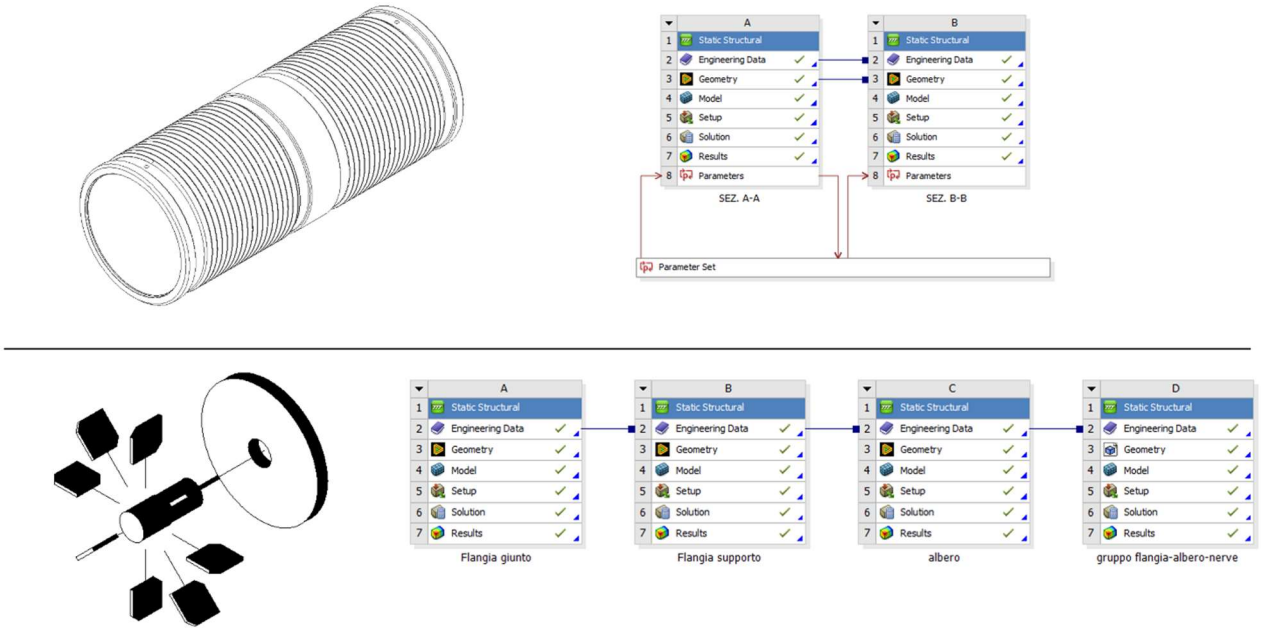


Figura 51 : Interfaccia grafica.

12.2. Definizione dei materiali utilizzati

Innanzitutto, il software permette di definire il materiale che si vuole utilizzare, qualora non si voglia usare l'acciaio strutturale predefinito. I dati, utili per una simulazione statica, a definire il materiale sono la densità, le caratteristiche di resistenza meccanica e le proprietà di rigidezza del materiale. Poiché, si vuole simulare il contatto tre fune e gola del tamburo, è utile indicare queste quantità anche per la fune stessa, di cui si è già calcolato il modulo elastico al paragrafo 5.3. La Tabella 21, riassume questi dati.

Tabella 21 : Proprietà del materiale.

Materiale	Sy [Mpa]	Sut [Mpa]	v	E [GPa]	Densità [kg/cm3]
S355J0	355	510	0.3	210	7860
S275JR	275	430	0.3	210	7860
Fune	-	2160	-	110	7860

12.3. Semplificazione della geometria

Nella simulazione agli elementi finiti, non tutti i dettagli di un componente sono importanti. Ad esempio, smussi e raccordi di un componente aumentano la complessità del modello, poiché, richiedono un infittimento della mesh non utile ai fini del risultato finale. Tale infittimento rischia di aumentare i tempi di calcolo e di appesantire il modello senza alcun vantaggio. Per questo motivo, per impostare simulazioni veloci ed efficaci, bisogna semplificare la geometria dei modelli 3D dei componenti. Scopo di questo capitolo è quello di spiegare come è stata semplificata la geometria, per avere una buona mesh, e motivarne le scelte.

12.3.1. Il tamburo

La geometria del tamburo, non si presta particolarmente ad una mesh, in quanto la sua filettatura rende complicato avere una mesh regolare e di buona qualità.

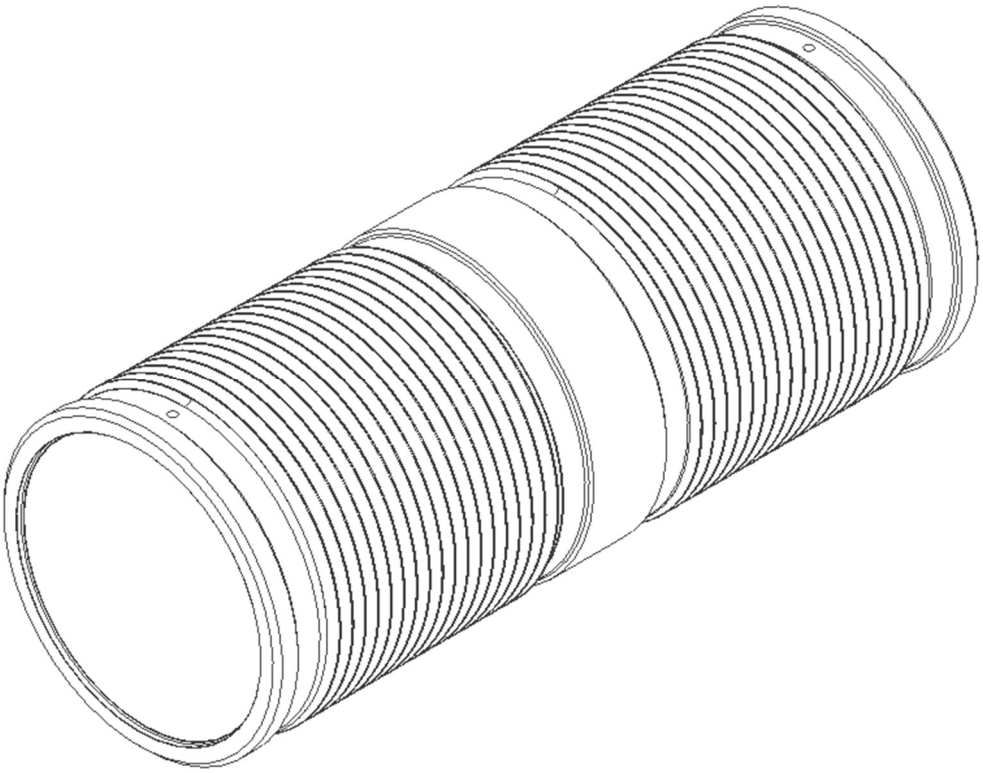


Figura 52 : Modello del tamburo.

Allo scopo di confermare quanto detto, si mostra un esempio di mesh del tamburo filettato.

La Figura 53 rappresenta una metà del tamburo, a proposito della mesh generata, è possibile osservare che:

1. la qualità della mesh in alcuni punti è vicina allo 0%, e per la maggior parte del modello è al di sotto del 50%;
2. Gli elementi utilizzati per discretizzare il modello sono triangolari, e sono peraltro molto disomogenei vista l'impossibilità di creare con questa geometria una mesh mappata.
3. L'aumento del numero di elementi utili a migliorare la qualità e l'omogeneità della mesh sarebbe esponenziale, e questo non giova né ad avere risultati migliori, né ai tempi di calcolo del software e neppure alle verifiche di convergenza dei risultati che richiedono da sé un aumento degli elementi.

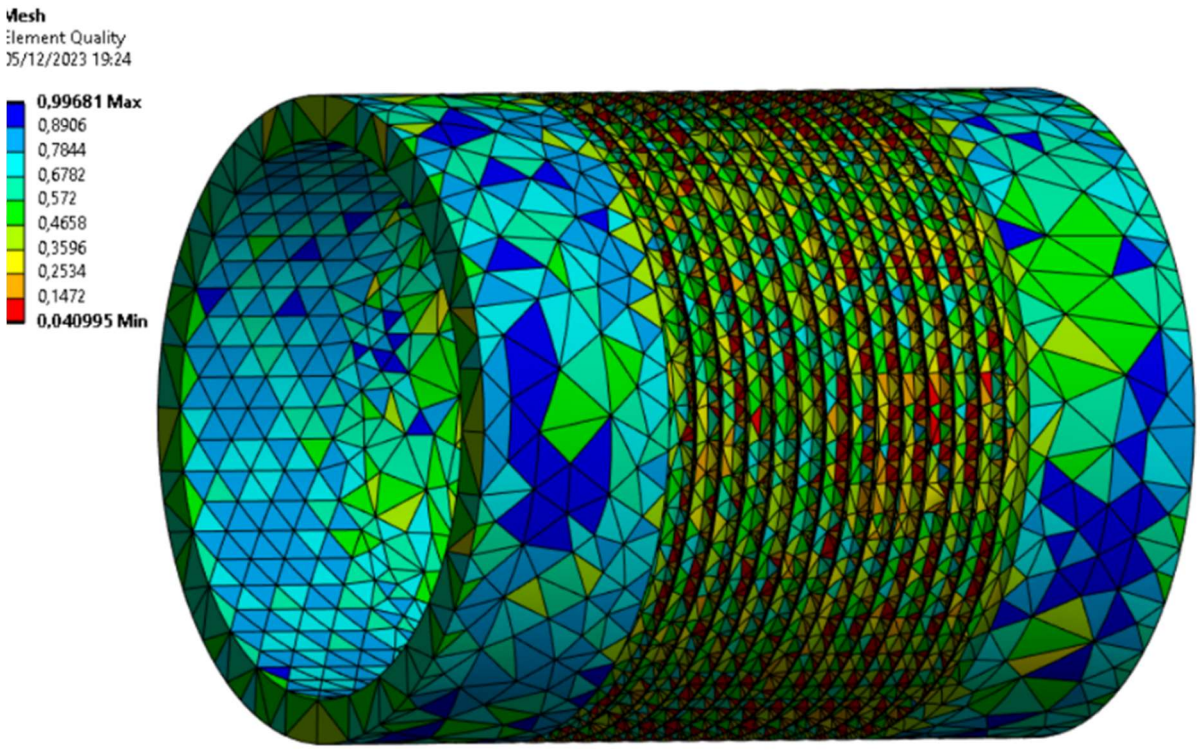


Figura 53 : Qualità della mesh di una porzione di tamburo filettato.

Dunque, è stato deciso di semplificare la geometria del modello utilizzando un tamburo liscio, che è sufficiente a garantire la validità dei risultati ottenuti. La Figura 54 mostra il modello utilizzato nella simulazione cioè, un tamburo liscio e due tratti di fune anch'essi lisci che serviranno a simulare il contatto. Il tamburo liscio ha spessore pari allo spessore resistente e non al totale. Si rimanda al paragrafo successivo per osservarne la qualità della mesh.

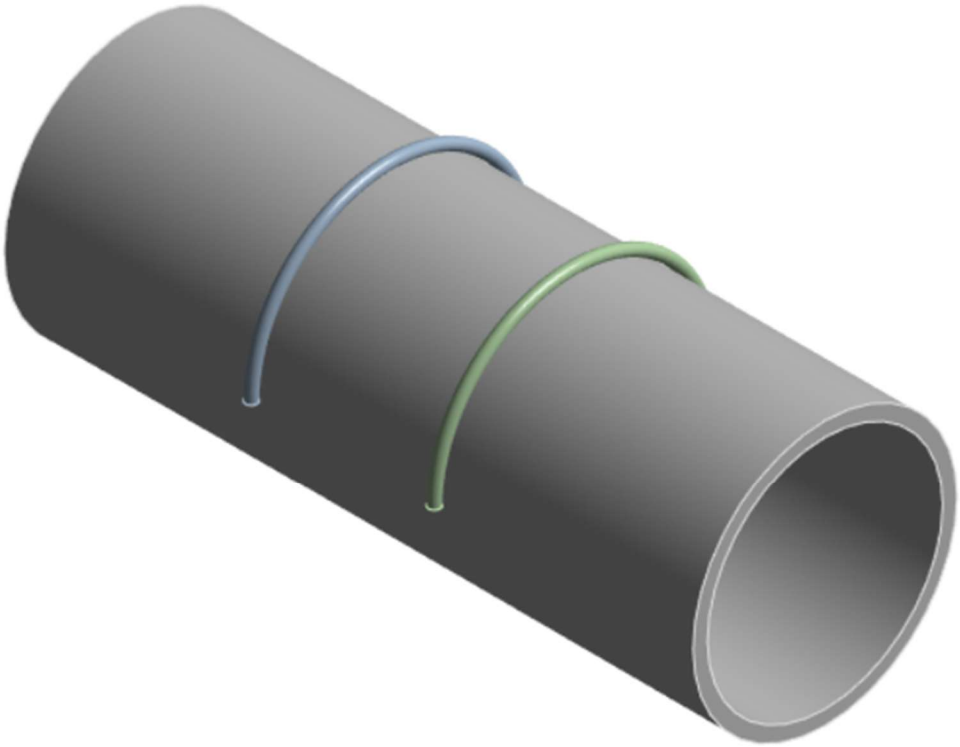


Figura 54 : Modello utilizzato.

Per quanto riguarda la rimanente parte dei componenti, questi risultano molto semplici da modellare per loro natura. L'unica accortezza, che è stata utilizzata, è stata quella di rimuovere dal modello smussi, raccordi e fori che sono risultate non essere zone critiche. Si rimanda pertanto al paragrafo successivo per contemplarne la geometria.

12.4. Creazione e verifica di qualità della mesh

La verifica di qualità della mesh è un importante strumento, che offre ANSYS WB, utile ad una corretta interpretazione dei risultati. In particolare, zone con elementi di scarsa qualità potrebbero far giungere l'utente ad una scorretta interpretazioni dei risultati. Quindi, per quanto possibile vista la limitazione della versione studente del software, si è cercato di effettuare simulazioni con mesh di qualità elevata. Ove possibile si è cercato di mappare la mesh e di renderla adattiva, quando il software non lo ha permesso si è cercato di rifinire la mesh senza esagerare con il numero di elementi utilizzati, per avere simulazioni più veloci. La qualità si misura con valori compresi tra zero ed uno, che in termini geometrici significa, rispettivamente, elemento con volume nullo ed elemento con volume regolare (cubo senza distorsioni nel caso di elementi quadrangolari, tetraedro regolare in caso di elementi triangolari).

La Figura 55, mostra la qualità della mesh del tamburo. È possibile notare come il valore minimo della mesh è sopra il 50%, ed in particolare caratterizza una trascurabile parte di elementi. Infittendo la mesh, per effettuare uno studio di convergenza dei risultati, queste zone scompaiono e la qualità supera il 70% in tutti gli elementi, accettabile in quanto si sta modellando un solido curvo con dei cubi. Inoltre, è da osservare la perfetta discretizzazione del modello, dovuta alla semplificazione della geometria.

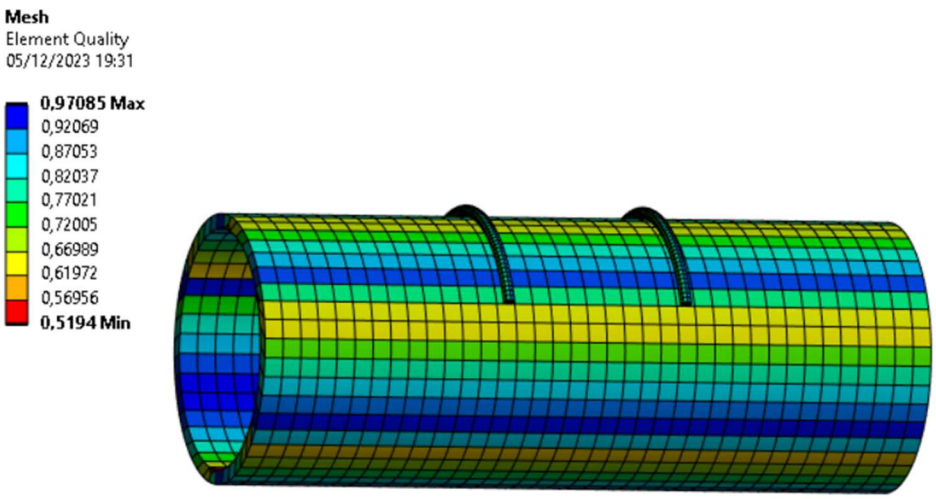


Figura 55 : Qualità della mesh del tamburo.

La Figura 56, mostra la mesh della flangia lato giunto, gli elementi di qualità peggiore risultano avere una qualità dell'80%, dunque la mesh è più che accettabile.

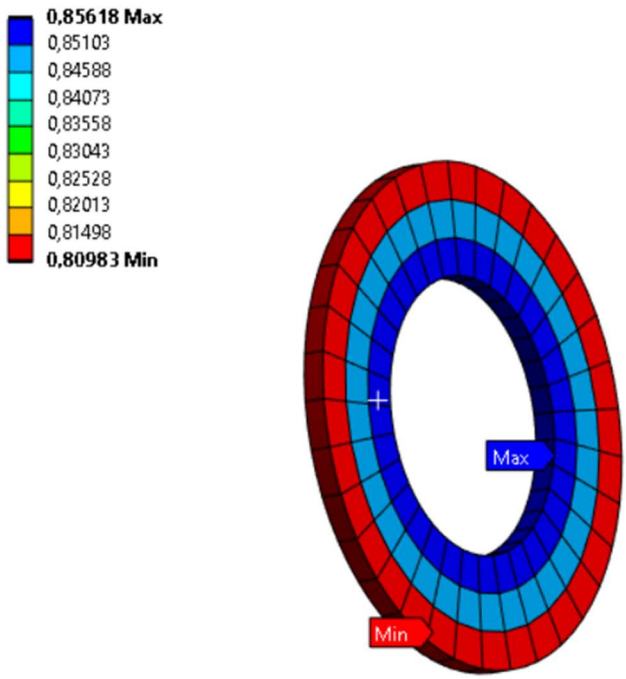


Figura 56 : Qualità della mesh della flangia lato giunto.

Le figure a seguire mostrano la qualità della mesh dell'assieme saldato lato supporto e dei suoi componenti presi singolarmente. Nelle parti, la qualità della mesh è accettabile, anche se in alcuni punti è molto bassa.

Le zone in cui la qualità degli elementi diminuisce, sono le zone con spigoli vivi, o cambiamenti repentini di geometria. Tuttavia, non si è ritenuto di rifinire le mesh in questione poiché, con lo studio di convergenza effettuato sui risultati, vengono rifinite in automatico.

Inoltre, le zone con spigoli vivi avrebbero in ogni caso sporcato i risultati risultando molto sollecitate. Basta però analizzare criticamente i risultati ottenuti per non cadere in errore.

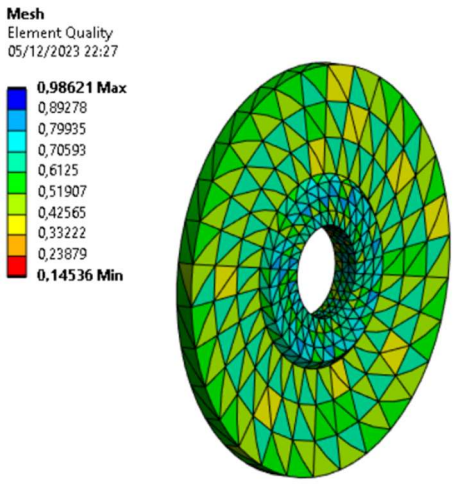


Figura 57 : Qualità della mesh della flangia lato supporto.

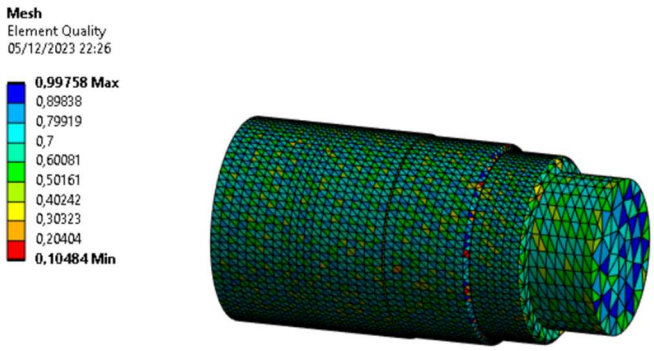


Figura 58 : Qualità della mesh dell'asse.

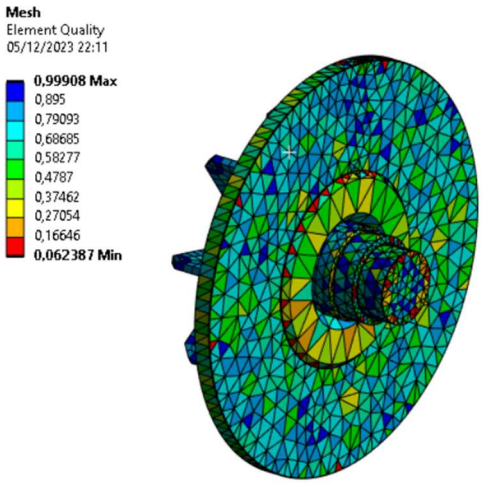


Figura 59 : Qualità della mesh del gruppo saldato lato supporto.

12.5. Il contatto

Il contatto si verifica quando due oggetti vicini si toccano, scambiando forze e agendo come vincolo reciproco (14). In ANSYS WB si possono modellare i contatti tra componenti, grazie a due elementi specifici chiamati CONTACT e TARGET, che vanno a coprire la mesh delle parti prese in causa sulle superfici di contatto. ANSYS riconosce in automatico i contatti negli assiemi, e predispone in automatico il modello per studiare il fenomeno. Quindi, per fare ciò, nella zona di contatto tra due parti, inserisce gli elementi citati in precedenza direttamente sugli elementi della mesh già esistente.

Il contatto può essere studiato in cinque tipologie diverse:

1. Bounded (Lineare);
2. No separation (Lineare);
3. Frictionless (Non Lineare);
4. Rough (Non lineare);
5. Frictional (Non lineare);

Nelle simulazioni effettuate sono stati utilizzati:

- Contatto di tipo Frictional: per simulare il contatto tra fune e tamburo.
- Contatto di tipo Bounded: per simulare gli altri contatti;

il contatto Bounded è un tipo di contatto in cui i due corpi non possono staccarsi l'un l'altro sotto l'azione dei carichi, né scorrere l'uno sull'altro. Il contatto Frictional è l'opposto, i corpi possono staccarsi e scorrere l'uno sull'altro in funzione di un coefficiente d'attrito.

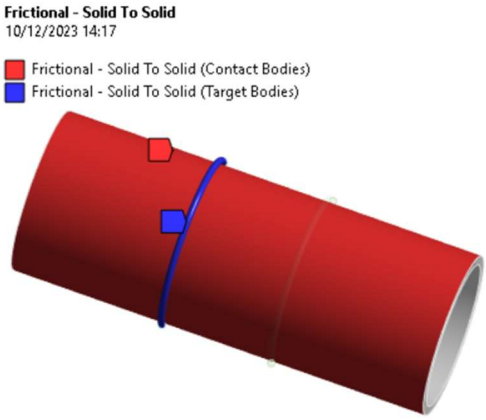


Figura 60 : Elementi di contatto.

In Figura 60, è mostrata la definizione degli elementi di contatto fra tubo e fune, il coefficiente di attrito utilizzato è stato impostato al valore 0,1. Questo valore è indicato nella normativa F.E.M. per questioni connesse al lubrificante da utilizzare. Per l'assieme saldato lato supporto, sono stati indagati i contatti, allo scopo di controllarne lo stato.

La bontà, della simulazione del contatto, è stata giudicata in base allo stato dello stesso mostrato di seguito.

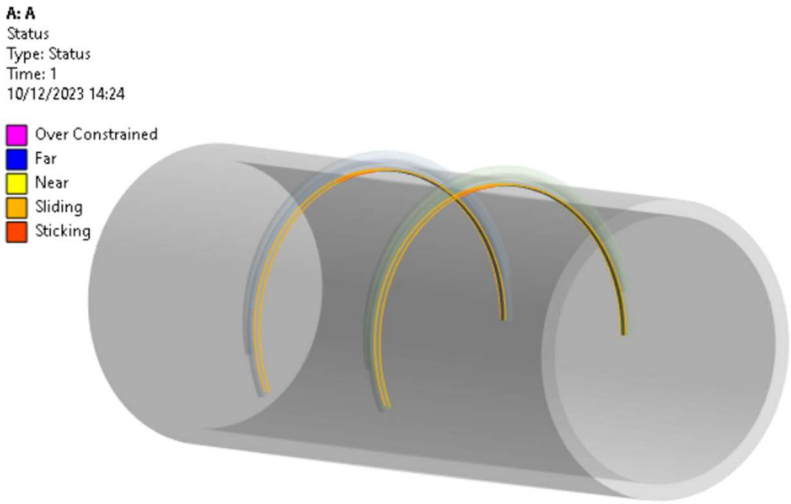


Figura 61 : Stato del contatto.

La simulazione prevede uno scorrimento lungo tutta la circonferenza della gola, ed un adesione nella zona alta della stessa, in cui la fune risulta essere schiacciata più che in altre zone. La simulazione mostra molto accuratamente quello che succede nella realtà; Infatti, se non è prevista una buona lubrificazione delle funi in opera, nasce un'usura adesiva che porta ad un rapido deterioramento delle gole e lascia una traccia ben visibile. Quindi i risultati del contatto saranno giudicati come attendibili.

12.6. Carichi e vincoli

In questo paragrafo verranno mostrati gli schemi di carichi e vincoli utilizzati nei modelli. Tali schemi sono il frutto di diverse prove sui modelli, e risultano essere degli schemi di carico che rappresentano al meglio il problema, seppur con qualche approssimazione da poter gestire con un'analisi critica dei risultati.

Il primo schema di carico è uno schema di carico monodimensionale, utile a verificare la bontà dei risultati nel modo più semplice possibile. Si tratta di una linea, alla quale si assegna una sezione circolare cava, appoggiata-appoggiata e con i carichi a modellare i tiri di fune al centro.

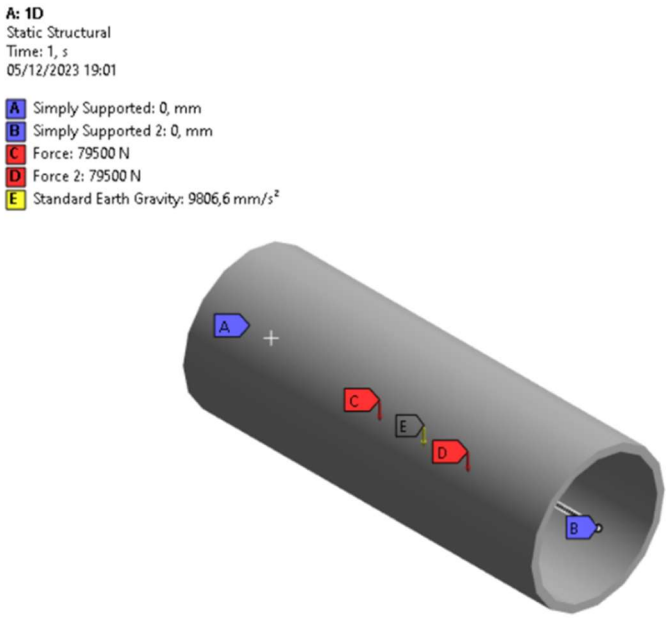


Figura 62 : Modello 1D.

Il primo schema di carico 3D invece, di Figura 63 rappresenta ancora il tamburo con le funi al centro. Il tamburo è stato vincolato con due incastri alle estremità, ciò non è del tutto coretto in quanto dovrebbero esserci due appoggi.

Tuttavia, le estremità non sono il punto di interesse della simulazione, e si è scelto di utilizzare gli incastri perché più semplici da simulare. Dopodiché, oltre alla gravità che fa sì che entri in gioco il peso del tamburo, sono stati definiti i tiri di fune. Lo stesso schema di carico, ma con le funi alle estremità, frutto della seconda simulazione, è rappresentato in Figura 64.

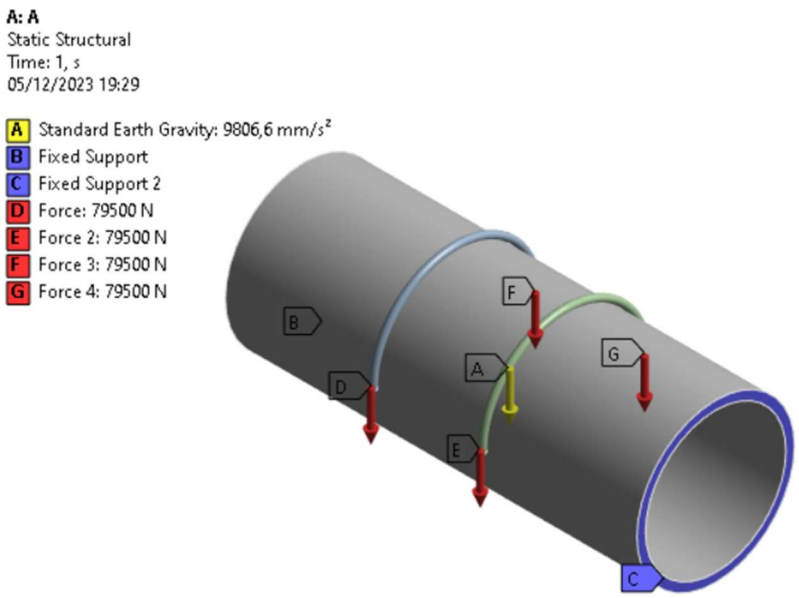


Figura 63 : Modello del tamburo con le funi al centro (sez. A-A).

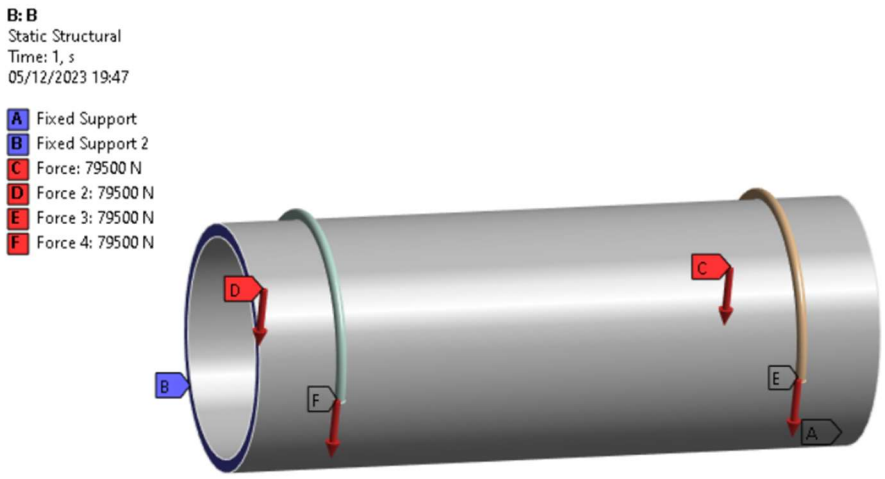


Figura 64 : Modello di tamburo con le funi alle estremità (sez. B-B).

Le figure successive invece, mostrano gli schemi di carichi e vincoli impostati nel caso degli altri componenti.

Per le forze radiali si è utilizzato il carico denominato bearing load, risultato essere più preciso della semplice forza, in quanto agisce su tutta la superficie alla stessa maniera e non crea tensioni localizzate.

Per le flange sono stati impostati dei momenti flettenti al bordo interno frutto del peso del tamburo, spostando le forze radiali a centro flangia. Alla flangia lato giunto è stato inoltre imposto il momento torcente, visto che è il componente che deve “assorbirlo”.

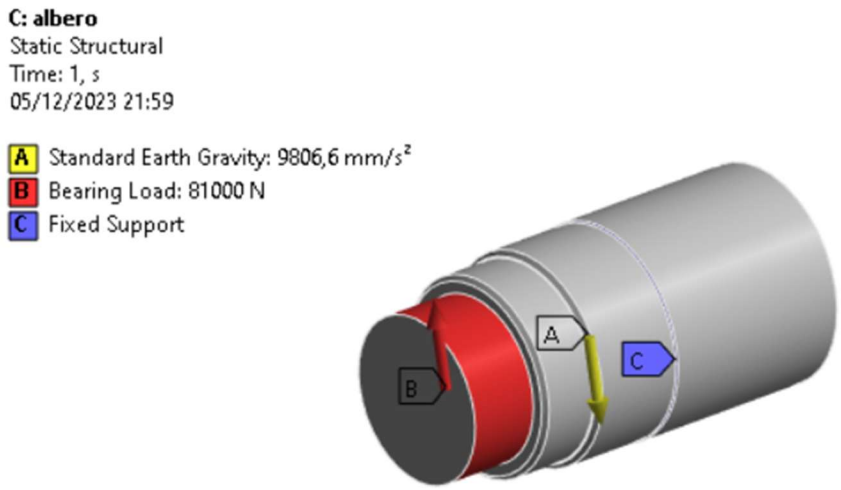


Figura 65 : Modello dell’asse.

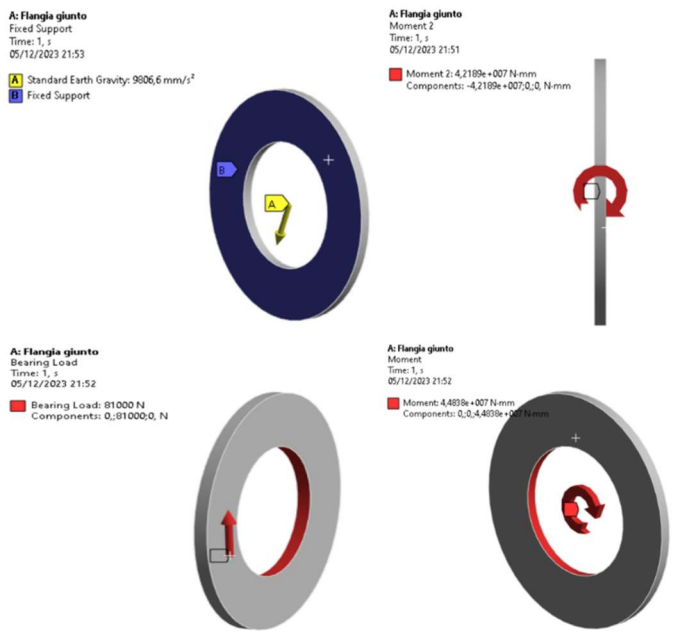


Figura 66 : Modello flangia lato giunto.

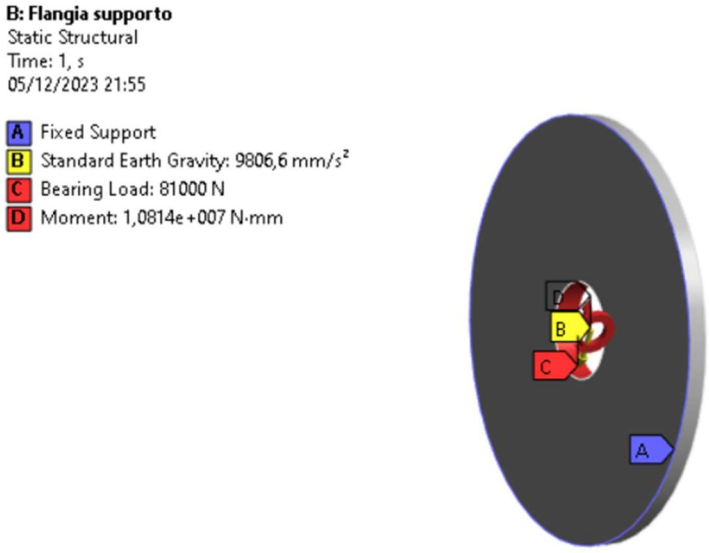


Figura 67 : Modello flangia lato supporto.

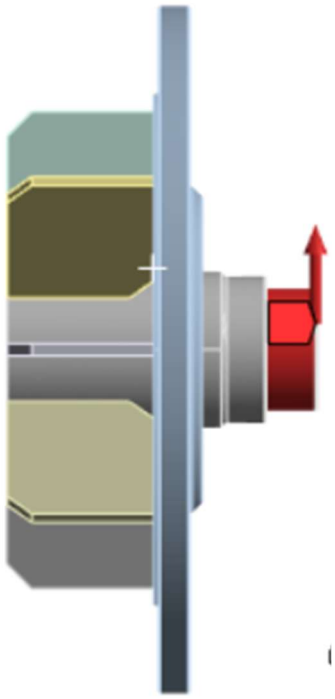


Figura 68 : Modello assieme saldato lato supporto.

12.7. Analisi critica dei risultati e confronto

12.7.1. Modello monodimensionale

Il modello monodimensionale è servito a confermare i diagrammi delle sollecitazioni, di momento flettente e taglio, calcolati per il tamburo. Dai risultati della simulazione risulta una perfetta corrispondenza dei diagrammi, con quelli calcolati analiticamente. Nelle figure successive sono mostrati tali risultati, tra cui anche la tensione globale risultante e la freccia massima ottenuta.

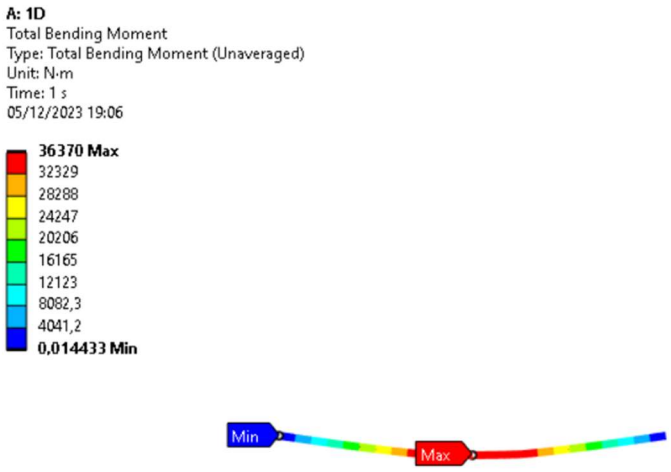


Figura 69 : Momento flettente del modello 1D.

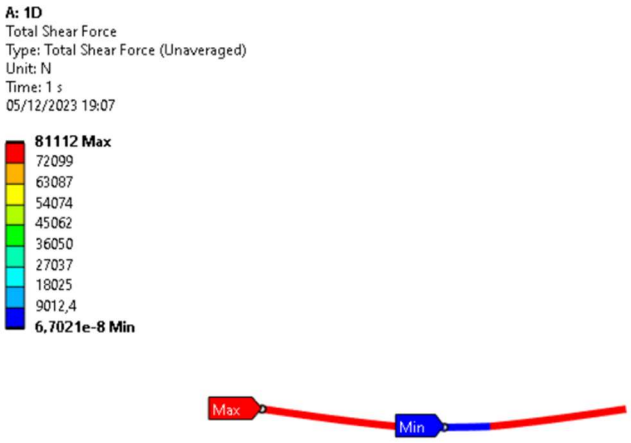


Figura 70 : Taglio del modello 1D.

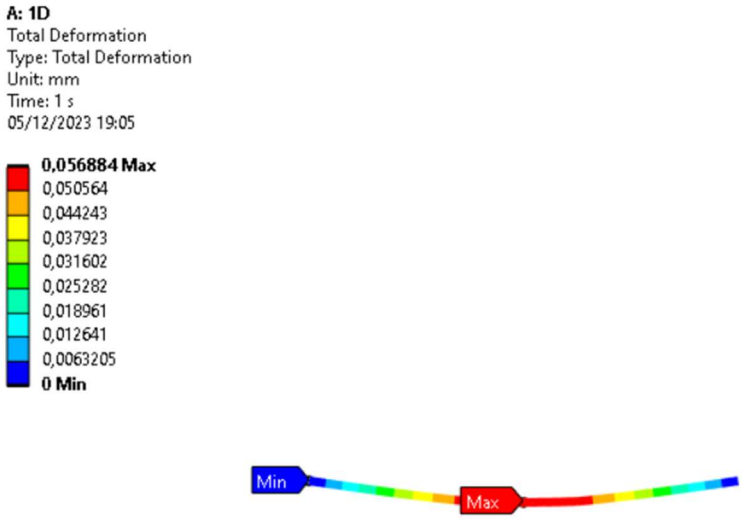


Figura 71 : Freccia totale.

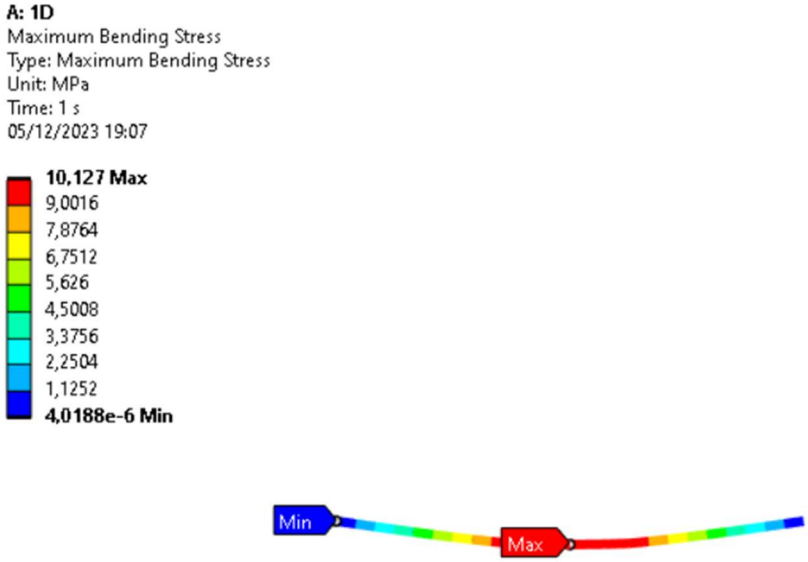


Figura 72 : Tensione di flessione globale.

12.7.2. Modello tridimensionale con funi al centro

Il modello numerico di questo paragrafo e corrisponde alle verifiche nella sez. A-A del foglio di calcolo. Il primo risultato interessante è quello sulla pressione di contatto.

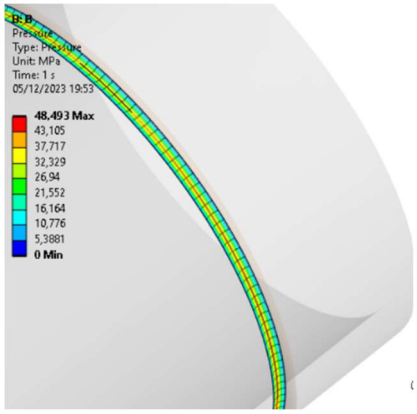


Figura 73 : Pressione di contatto.

La pressione raggiunge un valore massimo di 50 Mpa, lungo un'area rettangolare simmetrica rispetto il piano medio della fune, mentre ai lati di questa pressioni sempre minori frutto dello schiacciamento della fune stessa. La pressione è molto simile a quella calcolata tramite l'Eq. (5), in particolare risulta essere minore di circa il 10%. Tuttavia, è un risultato che si poteva aspettare, in quanto l'area di contatto tra fune e tamburo non è uniforme come nella simulazione, ma presenta dei contatti localizzati per la natura geometrica dei trefoli. Il risultato in questione, quindi, è da ritenersi soddisfacente, poiché approssima bene un modello sperimentale.

Il secondo risultato che si vuole mostrare è la deformazione del tamburo, totale e lungo l'asse Y, così da poterla confrontare con la freccia del modello monodimensionale. In particolare, si nota in Figura 75 come la freccia aumenti rispetto al modello monodimensionale, questo è dovuto al fatto che gli elementi monodimensionali per loro natura risultano essere più rigidi rispetto a quelli solidi del modello tridimensionale.

Inoltre, in Figura 74 si nota come le deformazioni del fondo gola del tamburo siano molto limitate. Questo dovrebbe essere il merito del fatto che si rispetta un certo spessore minimo, che garantisce anche da questo punto di vista sicurezza.

In entrambi i casi, i risultati sono maggiorati rispetto alla realtà, poiché nell'applicazione reale, in cui il tubo è assemblato agli altri componenti ed in cui vi è altro materiale per via della filettatura, le deformazioni diminuiranno per via dell'aumento di inerzia globale e locale.

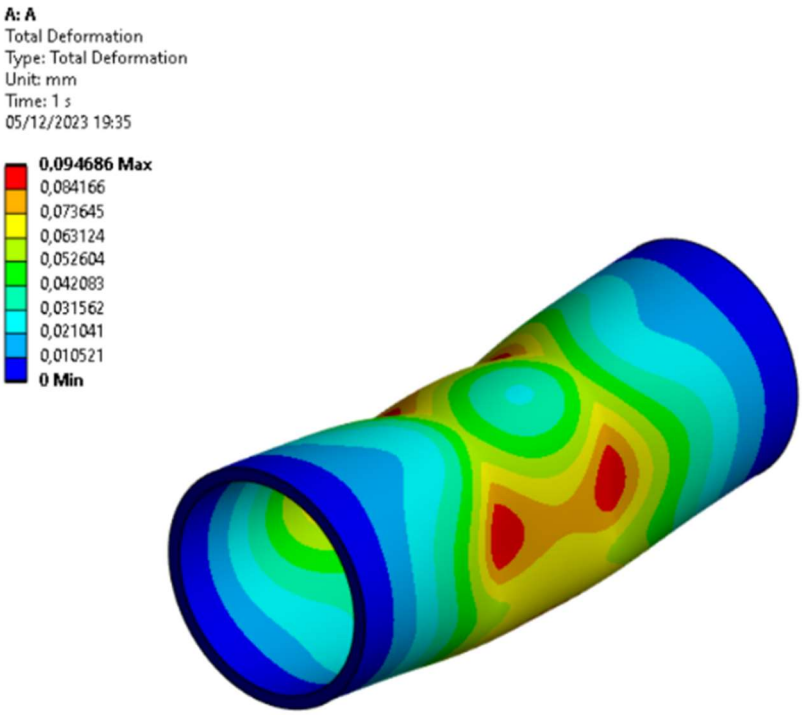


Figura 74 : Deformazione totale del tamburo.

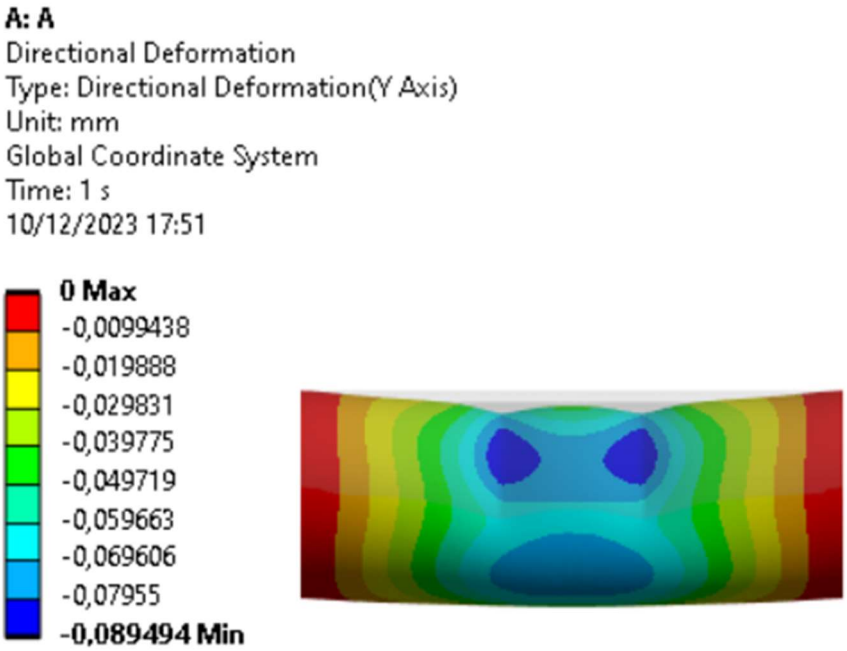


Figura 75 : Freccia del tamburo.

Si arriva quindi ai risultati di tensione a flessione e compressione ed ai relativi studi di convergenza.

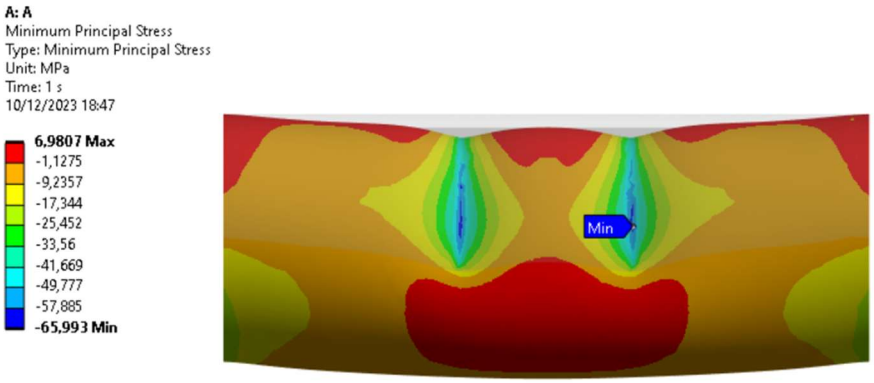


Figura 76 : Tensione di compressione locale.

La tensione minima indicata in Figura 76 rappresenta la tensione di compressione locale nella sezione A-A, è decisamente inferiore a quella che si può ricavare con la formula inversa dello spessore minimo a compressione che dà circa 140Mpa, mentre risulta essere molto simile alla tensione a compressione locale, calcolata per la verifica del foglio di calcolo di 70 Mpa. Questo è un ottimo risultato in quanto dimensionando con il metodo dello lo spessore minimo il tamburo è sicuramente in sicurezza e come vedremo, non perché è sovradimensionato.

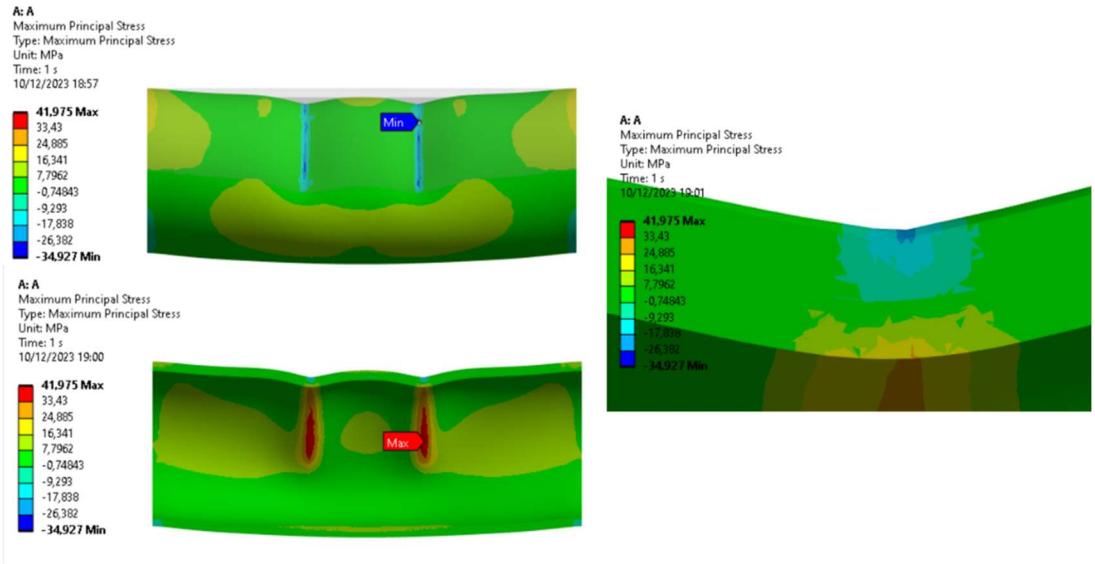


Figura 77 : Tensione di flessione.

La Figura 77 mostra il risultato ottenuto per la flessione, chiaramente non confrontabile con la formula inversa dello spessore minimo a flessione, in quanto quella si riferisce esclusivamente alla flessione globale, mentre è perfettamente identica alla tensione di flessione totale del foglio di calcolo nel punto A, che sta al diametro interno dell'ipotetica sezione A-A.

Il risultato più soddisfacente, in realtà, è proprio questo. Si mostra nella figura, anche con l'aiuto di una sezione e di un dettaglio sul modello, che il punto più sollecitato a flessione ed il punto più sollecitato a compressione non coincidono;

Dunque, secondo questi risultati andrebbe modificato il calcolo della tensione equivalente di Von Mises nel foglio di verifica aziendale. Infatti, la tensione equivalente andrebbe calcolata fra compressione e flessione globale sia nel punto A del diametro esterno che nel punto A del diametro interno e andrebbe presa in considerazione per la verifica la maggiore.

La verifica sarebbe comunque superata, in quanto quella effettuata ora è maggiormente conservativa poiché considera i massimi delle due e ne calcola l'equivalente. Tuttavia, alla verifica aziendale, si potrebbe affiancare anche questa allo scopo di ottenere una maggior chiarezza sul fenomeno.

Coerentemente con quanto detto, in Figura 78 si mostra la tensione equivalente di Von Mises. Si può osservare come i valori massimi siano sia in punti al diametro interno, che in punti al diametro esterno.

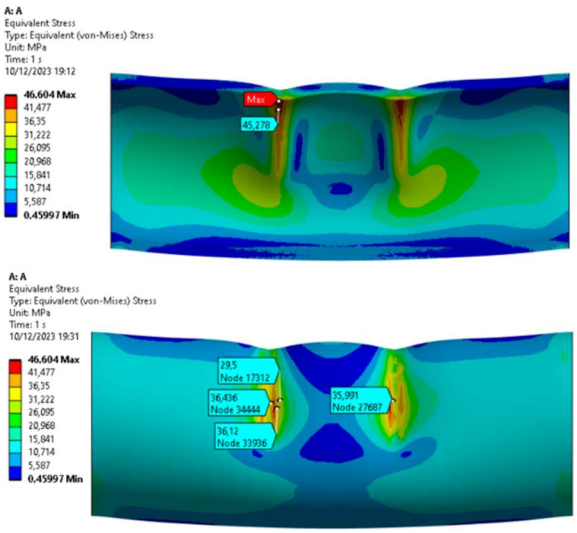
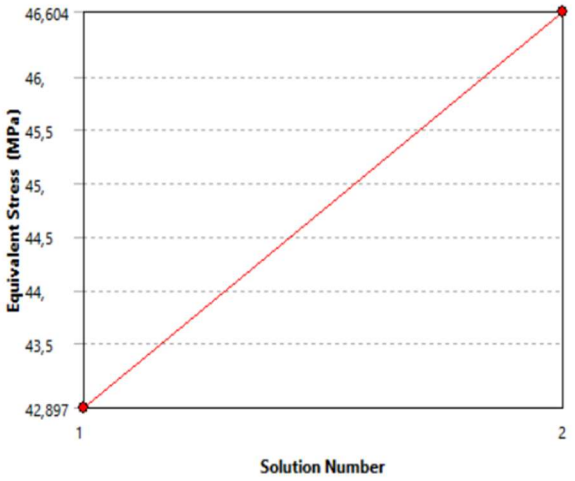
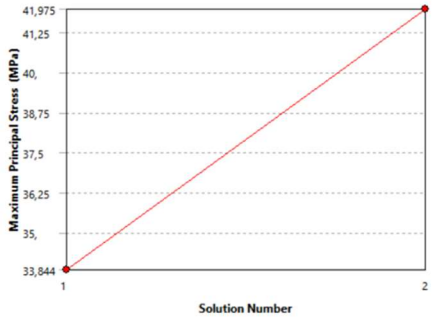


Figura 78 : Tensione equivalente di Von Mises.

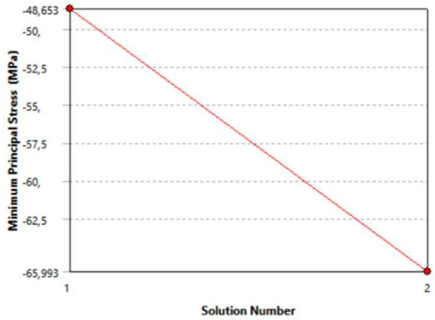
Infine, si presentano i risultati dell'analisi di convergenza delle tensioni calcolate, convergenza ottenuta in un unico infittimento della mesh.



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	42,897		21683	3675
2	46,604	8,2837	58004	29076



	Maximum Principal Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	33,844		21683	3675
2	41,975	21,446	58004	29076



	Minimum Principal Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	-48,653		21683	3675
2	-65,993	30,25	58004	29076

Figura 79 : Risultati di convergenza.

12.7.3. Modello tridimensionale con funi alle estremità

Il modello numerico di questo paragrafo e corrisponde alle verifiche nella sez. B-B del foglio di calcolo. I risultati pressori sono identici al caso precedente, come anche tutte le considerazioni fatte per il caso precedente. Per quanto riguarda i risultati, sono molto simili al caso precedente, in particolare vi è una tensione di compressione maggiore ed una tensione flessionale minore, poiché il momento flettente globale è minore, che portano però ad avere una tensione equivalente maggiore, mostrata in Figura 80 .

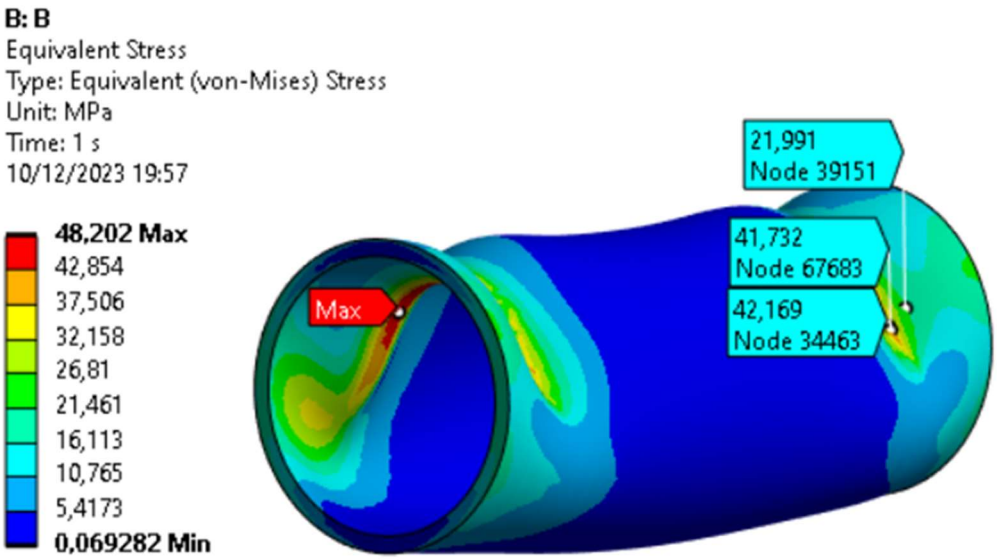


Figura 80 : Tensione equivalente di Von Mises.

Si può notare come la parte centrale del tamburo è scarica come è giusto che sia. Inoltre, anche in questo caso l'analisi di convergenza si è conclusa al primo inspessimento della mesh.

12.7.4. Modelli dei restanti componenti dell'assieme

In questo paragrafo verranno esposti i risultati della simulazione, ottenuti per i rimanenti componenti dell'assieme.

Il primo componente presentato è la flangia del giunto. Il risultato più interessante ottenuto nella simulazione è mostrato in Figura 81. La figura mostra la tensione equivalente risultata dalla simulazione, si osserva come il componente sia quasi completamente scarico globalmente, nonostante questo sia soggetto a diversi tipi di sollecitazione. Poiché, la flangia è stata dimensionata seguendo le indicazioni del catalogo del giunto, questo era un risultato che ci si poteva aspettare. Nella zona in cui la tensione equivalente risulta massima è presente uno spigolo vivo, che verrà quindi smussato, eliminando quella porzione di materiale. In conclusione, il componente è in sicurezza.

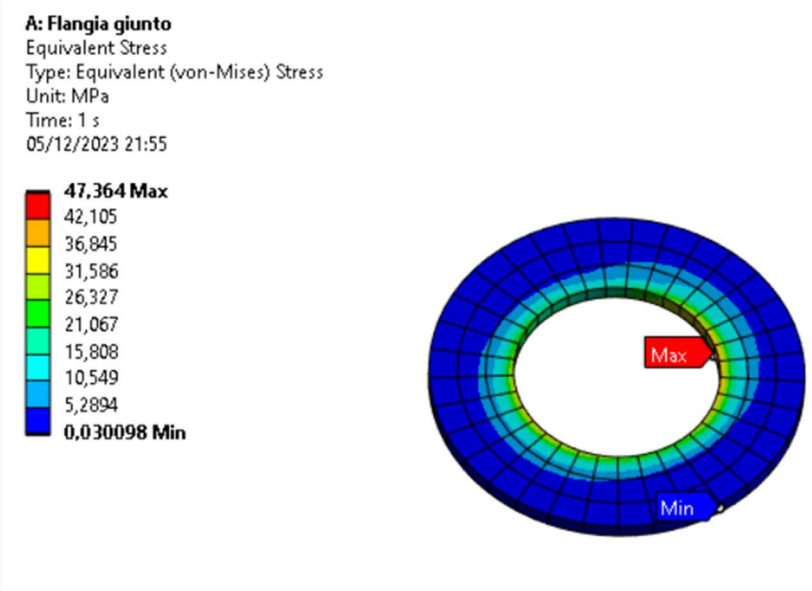


Figura 81 : Tensione equivalente di Von Mises della flangia.

Il secondo componente di cui si presentano i risultati, è l'albero di supporto. La simulazione è stata effettuata secondo lo schema di carico precedentemente visto per il singolo componente. Anche in questo caso è rappresentata in Figura la tensione di Von Mises. Questa presenta i valori massimi in prossimità dei cambi di sezione, come è giusto che sia, e dei picchi di tensione in prossimità di spigoli vivi, quindi non preoccupanti. Le tensioni risultanti da questa simulazione sono molto prossime a quelle teoricamente calcolate con il fattore di intensificazione degli sforzi. Si mostrerà inoltre come le tensioni cambiano, quando il componente è simulato nell'assieme.

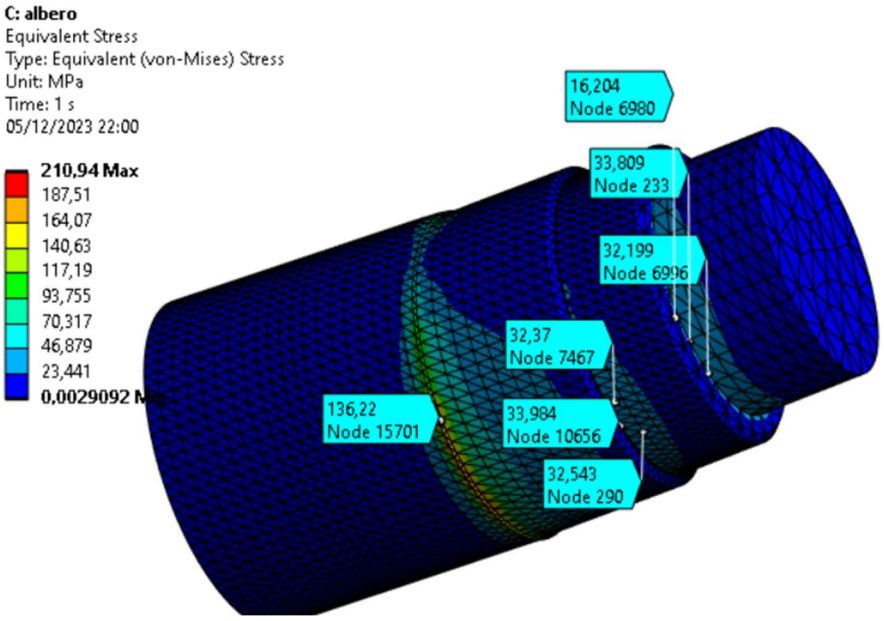


Figura 82 : Tensione equivalente di Von Mises sull'albero.

Il terzo componente è la flangia nella quale è saldato l'albero. Avendo la funzione di supportare il tamburo, ed una mesh di qualità peggiore, le tensioni risultano quantitativamente maggiori rispetto alla flangia del giunto. Anche in questo caso, la zona di tensione massima è limitata ed i picchi sono dovuti agli spigoli vivi.

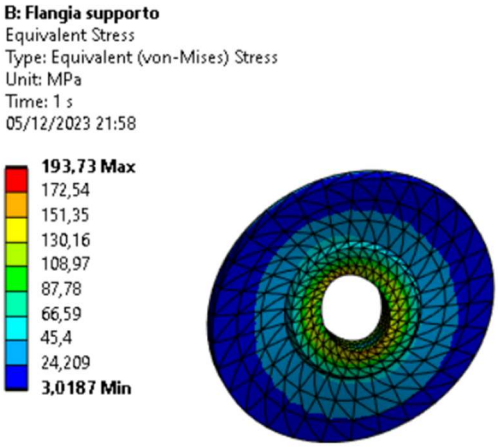


Figura 83 : Tensione equivalente di Von Mises della flangia.

Per la flangia è stata controllata anche la deformazione assiale, allo scopo di mostrare il contributo attivo delle nervature nell'assieme saldato. I risultati per la deformazione sono mostrati in Figura 84.

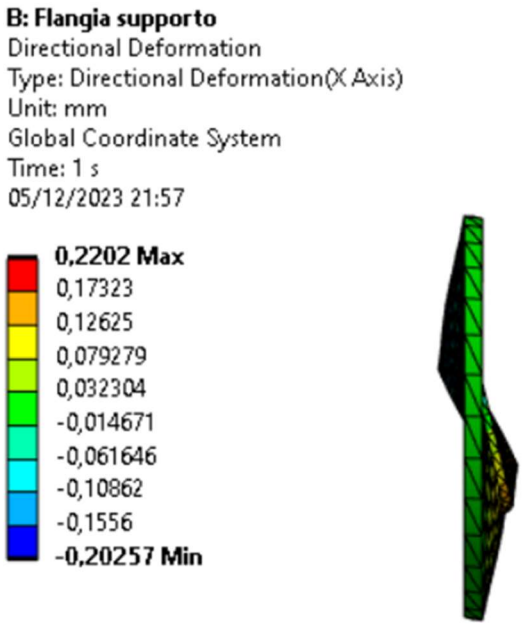


Figura 84 : Deformazione assiale della flangia.

Infine, si presentano di seguito i risultati ottenuti nel simulare l'assieme saldato. Partendo dalla tensione equivalente risultata dalla simulazione su tutto l'assieme.

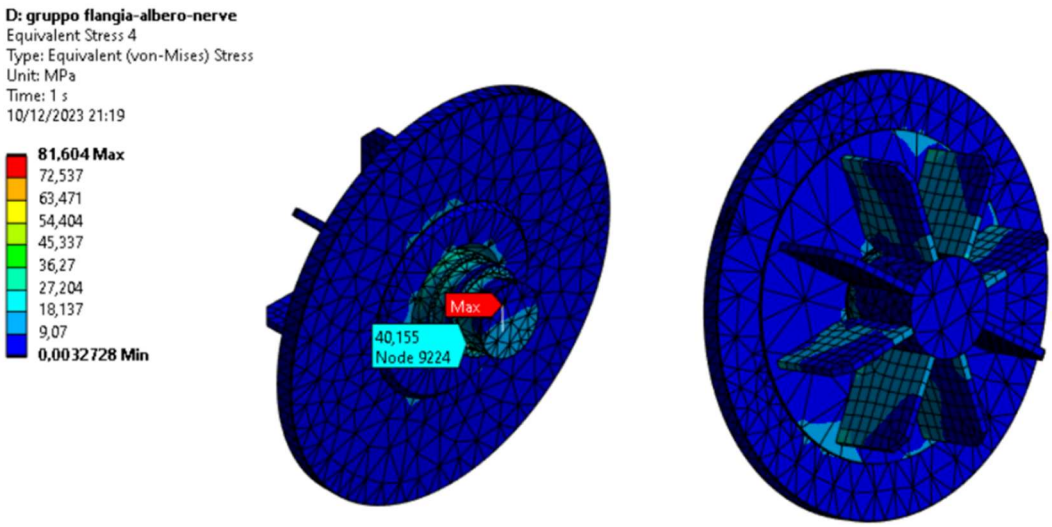


Figura 85 : Tensione equivalente di Von Mises dell'assieme saldato.

Si nota subito dalla Figura che i componenti simulati nell'assieme, risultano essere molto meno sollecitati rispetto a quando sono simulati singolarmente. Nello specifico si mostra nelle Figure successive il confronto fra i risultati ottenuti nel caso di assieme e nel caso in cui il componente è simulato singolarmente.

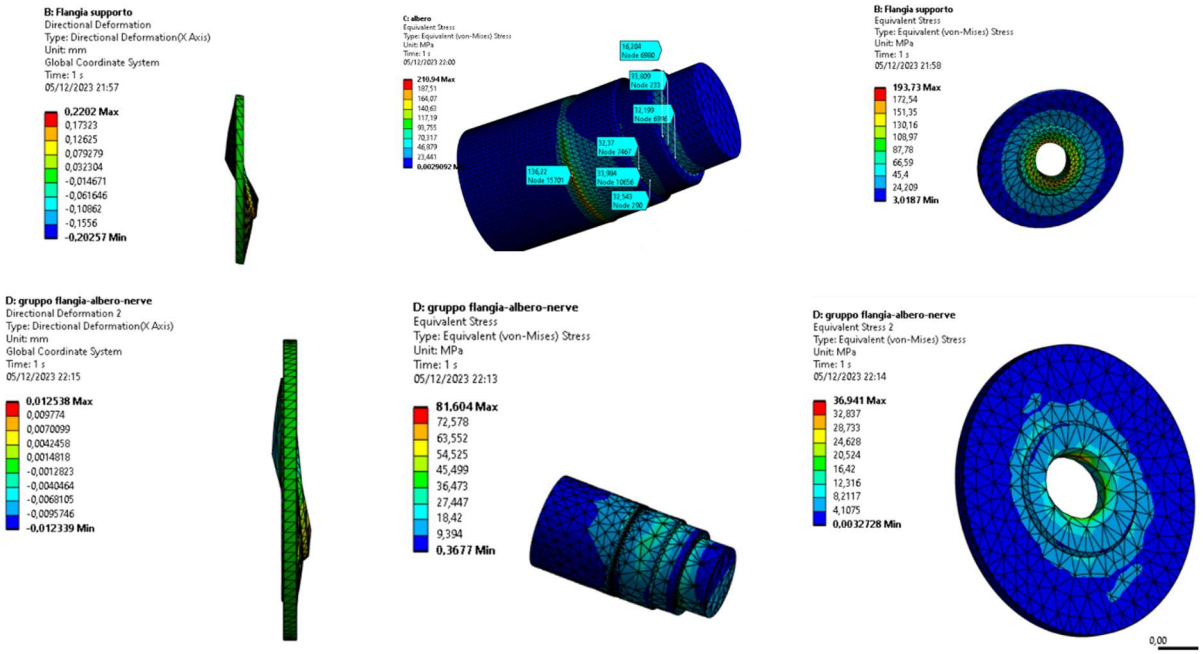


Figura 86 : Confronto dei risultati.

Come è possibile notare in Figura Sia la tensione che la deformazione diminuiscono in entrambi i componenti sensibilmente, poiché aumenta l'inerzia totale a parità di carichi. La deformazione della flangia diminuisce di un ordine di grandezza grazie alla presenza delle nervature di rinforzo, che subiscono una lievissima sollecitazione.

Essendo inoltre i componenti saldati fra loro, questi risultati sono da ritenersi conservativi, poiché probabilmente nella realtà, le sollecitazioni sono inferiori. Il gruppo saldato si può ritenere dimensionato in sicurezza.

13.Conclusioni

Con questo lavoro di tesi sono stati raggiunti diversi risultati utili a comprendere i fenomeni che regolano la progettazione del tamburo del carroponte, e a semplificare il processo decisionale della progettazione stessa.

Il foglio di calcolo implementato è risultato efficace, intuitivo ed è stato ben integrato ai fogli di verifica già presenti in azienda. Questo, ha permesso il dimensionamento e la verifica dei tamburi standard, ma anche di tamburi al di fuori dello standard grazie all'impostazione generale che gli si è data. Per quanto riguarda lo standard, il prossimo step sarà quello di progettare i carrelli, si potrebbe pensare di farlo in modo che il carrello possa essere utilizzato per entrambi i tamburi standard delle due configurazioni, impostando uno studio approfondito sugli ingombri. Il processo di dimensionamento, seppur non partorito con lo scopo di ottimizzare, è stato impostato in modo che non ci siano sprechi di materiale, e che tutte le scelte siano motivate e a favor di sicurezza.

La generazione di modelli 3D parametrizzati ha permesso di abbattere i tempi di progettazione in ufficio tecnico, e di conseguenza di aumentare l'efficienza delle operazioni, facendo fare al Software, tramite input da tastiera, il lavoro ripetitivo che spesso può essere motivo di errori ed inefficienza. L'integrazione del foglio di calcolo a tali modelli parametrizzati ha permesso di avere una guida ad ogni cambio di parametro, e di verificare in tempo reale se quel cambiamento portava benefici o meno.

L'analisi agli elementi finiti ha permesso innanzitutto di capire il problema più a fondo, restituendo un importante risultato concettuale per quanto riguarda la sezione maggiormente sollecitata. Risultato che altrimenti non poteva essere confermato. Inoltre, grazie all'analisi agli elementi finiti, è stato approfondito il contatto tra la fune e la gola del tamburo, almeno a livello numerico, indicando la pressione generata nel contatto che potrebbe essere causa di mal funzionamenti, e che rispecchia quella delle formule sperimentali viste. Infine, l'analisi agli elementi finiti ha permesso di validare i risultati analitici mediante la risoluzione numerica, almeno quelli del tamburo considerato. Risultati che, al confronto con quelli analitici, rispecchiano una buona progettazione di tamburo e componenti annessi.

In conclusione, per validare definitivamente i risultati analitici, dovrebbero essergli affiancati dei risultati sperimentali, provenienti da prove effettuate sul tamburo stesso, da interpretare a loro volta, anche, tramite l'ausilio dei risultati numerici.

14. APPENDICE

APPENDICE A

Tabella dei tubi SICAM con cui si fabbrica il tubo del tamburo. Le caselle scure rappresentano i valori non disponibili.

Diametro	Spessore disponibile ± 12,5-15-20 % [mm]																													
De ±1% [mm]	6,3	7,1	8,0	8,8	10,0	11,0	12,5	14,2	16,0	17,5	20,0	22,2	25,0	28,0	30,0	32,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	100,0	120,0
273																														
279																														
292																														
298,5																														
305																														
318																														
323,9																														
330																														
339,7																														
343																														
355,6																														
368																														
381																														
394																														
406,4																														
419																														
431,8																														
445																														
457,2																														
470																														
482,6																														
508																														
521																														
530																														
559																														
570																														
584,2																														
610																														
622																														
635																														
660																														
711,2																														
762																														
812																														

APPENDICE B

Portata nominale dei ganci per carroponte in funzione di classe e classe di resistenza del gancio. (6)

Classe di resistenza[1]	Classe del meccanismo[1]									
M	Non sono consentite				M3	M4	M5	M6	M7	M8
P	classi inferiori			M3	M4	M5	M6	M7	M8	—
S	alla M3		M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—
T		M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—
V	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	—
Gancio N°	Portata kg									
006	320	250	200	160	125	100				
010	500	400	320	250	200	160	125	100		
012	630	500	400	320	250	200	160	125	100	
020	1 000	800	630	500	400	320	250	200	160	125
025	1 250	1 000	800	630	500	400	320	250	200	160
04	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	500	400	320	250
05	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	500	400	320
08	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	500
1	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630
1.6	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000
2.5	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600
4	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500
5	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200
■ 6	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	■ 5 000	4 000
8	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000
■ 10	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	■ 8 000	6 300
■ 12	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	■ 12 500	■ 10 000	8 000
■ 16	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	■ 16 000	12 500	10 000
■ 20	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	■ 20 000	16 000	12 500
25	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000
■ 32	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	■ 40 000	■ 32 000	25 000	20 000
■ 40	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	■ 50 000	40 000	32 000	25 000
50	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000
■ 63	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	■ 80 000	63 000	50 000	40 000
■ 80	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	■ 100 000	80 000	63 000	50 000
■ 100	500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	■ 125 000	100 000	80 000	63 000
■ 125		500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	■ 160 000	125 000	100 000	80 000
■ 160			500 000	400 000	320 000	250 000	■ 200 000	160 000	125 000	100 000
■ 200				500 000	400 000	320 000	■ 250 000	200 000	160 000	125 000
250					500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000

■ Grandezze preferenziali per apparecchi di sollevamento utilizzati in reparti di produzione, per esempio stabilimenti siderurgici.
1) Vedere prospetto I.

APPENDICE C

Tabella per le specifiche dimensionali della filettatura del tamburo (4).

Rillenradius r_1	zul. Abw.	p	h [1] min	r_2 [2] min	Seil-Nenn-durchmesser d_1
1,6		4	1,2	0,5	3
2,2		5	1,5	0,5	4
2,7		6	1,9	0,5	5
3,2	+ 0,1	7	2,3	0,5	6
3,7		8	2,7	0,5	7
4,2		9,5	3,0	0,5	8
4,8		10,5	3,5	0,5	9
5,3		11,5	4	0,8	10
6		13	4,5	0,8	11
6,5		14	4,5	0,8	12
7		15	5	0,8	13
7,5		16	5,5	0,8	14
8		17	6	0,8	15
8,5		18	6	0,8	16
9		19	6,5	0,8	17
9,5		20	7	0,8	18
10		21	7,5	0,8	19
10,5	+ 0,2	22	7,5	0,8	20
11		24	8	0,8	21
12		25	8,5	0,8	22
12,5		26	9	0,8	23
13		27	9	0,8	24
13,5		28	9,5	0,8	25
14		29	10	0,8	26
15		30	10,5	0,8	27
		31	10,5	0,8	28
16		33	11	1,3	29
		34	11,5	1,3	30
17		35	12	1,3	31
		36	12	1,3	32
18		37	12,5	1,3	33
		38	13	1,3	34
19		39	13,5	1,3	35
		40	13,5	1,3	36
20		41	14	1,3	37
		42	14,5	1,6	38
21		44	15	1,6	39
		44	15	1,6	40
22		45	15,5	1,6	41
23		47	16	1,6	42
	+ 0,4	48	16,5	1,6	43
24		49	16,5	1,6	44
		50	17	2	45
25		52	17,5	2	46
		53	18	2	47
26		54	18	2	48
		55	18,5	2	49
27		56	19	2	50
28		58	19,5	2	52
29		60	21	2	54
30		63	21	2,5	56
31		65	22	2,5	58
32		67	22,5	3	60

APPENDICE D

Guida alla classificazione di carroponti e dei loro meccanismi in rapporto all'uso dell'apparecchio. (15)

N°	Uso dell'apparecchio	Condizioni di servizio	Classe di utilizzazione dell'apparecchio nel suo insieme	Classe di utilizzazione del meccanismo nel suo insieme		
				Sollevamento	Traslazione	Scorrimento
1	Apparecchio comandato a mano		A1	M1	M1	M1
2	Gru da officina per montaggio		A1	M2	M1	M2
3a	Gru da centrale		A1	M2	M1	M3
3b	Gru per manutenzione		A1	M3	M1	M2
4a	Gru d'officina	uso regolare leggero	A2	M3	M2	M3
4b	Gru d'officina	uso regolare intermittente	A3	M4	M3	M4
4c	Gru d'officina	uso intenso	A4	M5	M3	M5
5a	Gru in area di magazzino	con gancio - uso regolare leggero	A3	M3	M2	M4
5b	Gru in area di magazzino	con benna o elettromagnete - uso intenso	A6	M6	M6	M6
6a	Gru per carica rottami	con gancio - uso regolare leggero	A3	M4	M3	M4
6b	Gru per carica rottami	con benna o elettromagnete - uso intermittente	A6	M6	M5	M6
7	Scaricatori		A7	M8	M6	M7
8a	Gru per movimentazione containers		A5	M6	M6	M6
8b	Gru da porto per carico containers		A5	M6	M6	M4
9	Gru di acciaieria					
9a	Gru per laminatoio		A2	M4	M3	M4
9b	Gru di colata		A7	M8	M6	M7
9c	Gru per forni a pozzo		A7	M8	M7	M7
9d	Gru da strippaggio		A8	M8	M8	M8
9e	Gru per carica forni		A8	M8	M8	M8
10	Gru di fonderia		A5	M5	M4	M5

15. INDICE DELLE FIGURE

Figura 1 : Logo aziendale. 8

Figura 2 : Modello 3D di carroponte speciale di fabbricazione CERRATO S.R.L. (1). 9

Figura 3 : Schemi di taglie semplice e doppia (2). 10

Figura 4 : Il sistema paranco (3). 11

Figura 5 : Paranco a manovella (2). 11

Figura 6 : Schema di un paranco elettrico (2). 12

Figura 7 : Paranco elettrico con un tiro di fune (2). 13

Figura 8 : Paranco elettrico con a) 2 tiri, b) 4 tiri, c) 8 tiri. (2). 13

Figura 9 : Paranco scorrevole (2). 14

Figura 10 : Carroponte standard di fabbricazione CERRATO SRL (1). 14

Figura 11 : Struttura di un carroponte (2). 16

Figura 12 : Vista del carrello argano tra le travi del ponte. 17

Figura 13 : Componenti del carrello-argano. 18

Figura 14 : Assieme tamburo. 19

Figura 15 : Sagomato della flangia lato giunto. 21

Figura 16 : Ribassamento per il centraggio nel tubo tamburo. 22

Figura 17 : Flangia lato riduttore. 22

Figura 18 : Componenti del gruppo saldato. 23

Figura 19 : Assieme saldato. 24

Figura 20 : Tubo tamburo con ribassamenti ricavati alle estremità. 25

Figura 21 : Sezione finale del tubo tamburo filettato. 26

Figura 22 : Sezione dell'assieme tamburo. 26

Figura 23 : Schematizzazione del tamburo. 27

Figura 24 : Diametri e spessori del tamburo. 29

Figura 25 : Bozzello per carroponte (5). 30

Figura 26 : Sezione di una fune a sei trefoli (7). 32

Figura 27 : Fune a 6 trefoli (7) . 32

Figura 28 : Indicazioni per funi (7). 33

Figura 29 : angolo di deflessione massimo della fune (7). 33

Figura 30 : Dettaglio della filettatura del tamburo. 35

Figura 31 : Fondo gola del tamburo. 36

Figura 32 : Schema di corpo libero. 38

Figura 33 : Spettro di carico di un impianto (8). 44

Figura 34 : Ripartizione in intervalli dello spettro di carico (8). 45

Figura 35 : Primo distacco del carico utile (8). 50

Figura 36 : Combinazione a 4 tiri (sx), ad 8 tiri (dx). 53

Figura 37 : Dettaglio accoppiamento tamburo flangia. 63

Figura 38 : Sezioni critiche del tamburo 64

Figura 39 : Giunti maina (11). 66

Figura 40 : Dimensioni flangia giunto catalogate (11). 67

Figura 41 : Dimensioni dell'asse. 68

Figura 42 : Scelta della classe di utilizzo e della classe di spettro di carico. 71

Figura 43 : Input a tendina. 71

Figura 44 : Dati di progetto. 72

Figura 45 : Scelte progettuali. 72

Figura 46 : Scelte progettuali. 73

Figura 47 : Sezione di verifica del foglio di calcolo. 73

Figura 48 : Parametri per i modelli CAD di INVENTOR. 74

Figura 49 : La gestione parametri di inventor. 78

Figura 50 : Finestra parametri della scheda di Gestione. 79

Figura 51 : Interfaccia grafica. 81

Figura 52 : Modello del tamburo. 82

Figura 53 : Qualità della mesh di una porzione di tamburo filettato. 83

Figura 54 : Modello utilizzato. 84

Figura 55 : Qualità della mesh del tamburo. 85

Figura 56 : Qualità della mesh della flangia lato giunto. 86

Figura 57 : Qualità della mesh della flangia lato supporto. 87

Figura 58 : Qualità della mesh dell'asse. 87

Figura 59 : Qualità della mesh del gruppo saldato lato supporto. 87

Figura 60 : Elementi di contatto. 88

Figura 61 : Stato del contatto. 89

Figura 62 : Modello 1D. 90

Figura 63 : Modello del tamburo con le funi al centro (sez. A-A). 91

Figura 64 : Modello di tamburo con le funi alle estremità (sez. B-B). 91

Figura 65 : Modello dell'asse. 92

Figura 66 : Modello flangia lato giunto. 92

Figura 67 : Modello flangia lato supporto. 93

Figura 68 : Modello assieme saldato lato supporto. 93

Figura 69 : Momento flettente del modello 1D. 94

Figura 70 : Taglio del modello 1D. 94

Figura 71 : Freccia totale. 95

Figura 72 : Tensione di flessione globale. 95

Figura 73 : Pressione di contatto. 96

Figura 74 : Deformazione totale del tamburo. 97

Figura 75 : Freccia del tamburo. 97

Figura 76 : Tensione di compressione locale. 98

Figura 77 : Tensione di flessione. 98

Figura 78 : Tensione equivalente di Von Mises. 99

Figura 79 : Risultati di convergenza. 100

Figura 80 : Tensione equivalente di Von Mises. 101

Figura 81 : Tensione equivalente di Von Mises della flangia. 102

Figura 82 : Tensione equivalente di Von Mises sull'albero. 103

Figura 83 : Tensione equivalente di Von Mises della flangia. 103

Figura 84 : Deformazione assiale della flangia. 104

Figura 85 : Tensione equivalente di Von Mises dell'assieme saldato. 104

Figura 86 : Confronto dei risultati. 105

16. INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1 : Caratteristiche meccaniche degli acciai. 20

Tabella 2 : Alcune dimensioni del tamburo. 28

Tabella 3 : Classi di resistenza dei ganci (6). 31

Tabella 4 : Dimensioni dei profili delle filettature del tamburo (4). 36

Tabella 5 : Classe di utilizzazione di un impianto secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.2. (8) 41

Tabella 6 : Classe di utilizzazione di un meccanismo secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.2. (8) 42

Tabella 7 : Classe di utilizzazione dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.4.2. (4) 43

Tabella 8 : Classe di spettro degli impianti secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.3. (4) 46

Tabella 9 : Classe di spettro dei meccanismi secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.3. (4) 46

Tabella 10 : Classe di spettro dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.4.3. (4) 46

Tabella 11 : Classe degli impianti secondo normativa F.E.M. T.2.1.2.4. (4) 47

Tabella 12 : Classe dei meccanismi secondo normativa F.E.M. T.2.1.3.4. (4) 48

Tabella 13 : Classe dei componenti secondo normativa F.E.M. T.2.1.24.4. (4) 48

Tabella 14 : Valori del coefficiente di amplificazione secondo normativa F.E.M. T.2.6. (4) 50

Tabella 15 : Possibili configurazioni del tamburo 52

Tabella 16 : Fattori di sicurezza secondo normativa F.E.M T.4.2.2.1.2. (8) 55

Tabella 17 : Valori del coefficiente H secondo normativa F.E.M. T.4.2.3.1.1. (8) 56

Tabella 18 : Riepilogo 60

Tabella 19 : Fattori di servizio del giunto maina GTS (11). 67

Tabella 20 : Bozzelli standard. 76

Tabella 21 : Proprietà del materiale. 81

17.Bibliografia

1. **CERRATO.** [Online] http://www.cerrato.it.

2. **Monte, Armando.** *Elementi di impianti industriali.* Torino : Libreria Cortina, 2003. Vol. I.

3. **Carlo Ferraresi, Terenziano Raparelli.** *MECCANICA APPLICATA.* TORINO : CLUT.

4. **D.I.N. - Deutsches institut für normung.** DIN - 15061. 1997. Vol. 2.

5. **Ricci, Mattia.** *Progettazione e verifica mediante simulazione numerica di bozzelli per carriponte.* Politecnico di Torino : Relatore Aurelio somà, 2021.

6. **U.N.I. - Ente Italiano di Normazione.** *UNI 9465 - Ganci per apparecchi di sollevamento.*

7. **FAS s.p.a.** *www.fasitaly.com.* [Online]

8. **F.E.M. - Federation Europeenne de la manutention.** F.E.M. 1.001 - Regles pour le calcul des appareils de levage. 3rd edition - *Appareils lourds de levage et de manutention.* 01 10 1998.

9. **U.N.I. - Ente Italiano di Normazione.** UNI 9466 - Prescrizioni di calcolo per il mantello dei tamburi di apparecci di sollevamento. 1994.

10. **www.verpelli.it.** *Verpelli.* [Online]

11. **MAINA: Organi di trasmissione.** www.maina.it. [Online]

12. **S.K.F.** www.skf.com. [Online]

13. **Wikipedia.** *https://it.wikipedia.org/wiki/Analisi_agli_elementi_finiti.* [Online]

14. **Somà, Aurelio.** *Fem analysis - Lesson 6.*

15. **U.N.I. - Ente Italiano di Normazione.** *UNI ISO 4301/5 - Apparecchi di sollevamento.*