

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della
Produzione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione e verifica mediante simulazione numerica di bozzelli per carriponte



**Politecnico
di Torino**

Relatore

prof. Aurelio Somà

Candidato

Mattia Ricci

Anno accademico 2020/2021

Sic parvis magna.

Francis Drake

Ringraziamenti

Per la presente tesi desidero ringraziare il professore Aurelio Somà, senza il quale non avrei avuto l'opportunità di svolgere tale lavoro e di appassionarmi fortemente all'ambito della simulazione numerica, passione nata anche grazie all'amore da lui per primo riposto nella materia.

Ringrazio l'azienda Cerrato s.r.l e il sig. Dario Cerrato per avermi accolto in un periodo così difficile e avermi fatto conoscere persone che, in poco tempo, hanno saputo arricchire notevolmente il mio bagaglio di conoscenze in ambito progettuale.

Ringrazio l'ing. Andrea Sassone, il quale mi ha guidato nella definizione delle ipotesi progettuali per lo standard e con cui sono state prese le decisioni per esso più rilevanti.

Ringrazio l'ing. Carlo Marchiò la cui disponibilità si è rivelata fondamentale nella realizzazione degli schemi di calcolo analitici, nell'interpretazione e applicazione delle norme tecniche.

Ringrazio Fabio Celeste, il cui aiuto e gentilezza sono state fondamentali nel definire la geometria del bozzello e per la pazienza e simpatia mostratemi nelle innumerevoli correzioni dei disegni tecnici dei componenti.

Ringrazio tutto l'ufficio tecnico di Cerrato s.r.l con cui ho affrontato i momenti più duri del presente lavoro con piacevole allegria.

Ringrazio Eleonora Donatelli, compagna e collega con la quale ho condiviso l'intero percorso universitario alla quale devo il superamento di molte delle difficoltà che questa strada ha comportato nel corso degli anni.

Infine, ringrazio i miei genitori per avermi dato la possibilità di intraprendere questo percorso universitario e per avermi sempre supportato spronandomi a raggiungere i miei obiettivi, nonostante la lontananza imposta da questo complicato periodo storico.

Introduzione

Lo scopo del lavoro è quello di definire uno standard aziendale nel dimensionamento e nella successiva realizzazione di una serie di bozzelli per carro ponte, riducendo il costo di produzione del sistema gru. Si pone molta importanza alla sicurezza del sistema, motivo per il quale laddove possibile si è sempre seguito quanto consigliato dalle norme tecniche comunemente impiegate nell'ambito degli apparecchi di sollevamento.

Per poter progettare il bozzello, tuttavia, è dapprima necessario circoscrivere il problema collocando la progettazione in una porzione ben precisa della gru. Pertanto, il Capitolo 2 è dedicato ad una breve descrizione del carro ponte (sistema rispetto al quale è stato progettato il bozzello), dei meccanismi che lo compongono e di alcuni importanti parametri di cui si deve tener conto in sede di progettazione. Tra i vari presenti, il meccanismo di riferimento sarà il meccanismo di sollevamento.

A questo punto, per dimensionare i componenti del bozzello è necessario identificare il carico agente e i cicli di fatica sopportati. Il Capitolo 3 si propone di descrivere nel dettaglio la classificazione della gru nel complesso e del meccanismo che si sta considerando. La classificazione della prima sarà rilevante per avere informazioni riguardo il numero di cicli di carico in modo da poter effettuare una verifica a fatica sui principali componenti del bozzello, la classificazione del secondo è necessaria in quanto consente di identificare il carico agente.

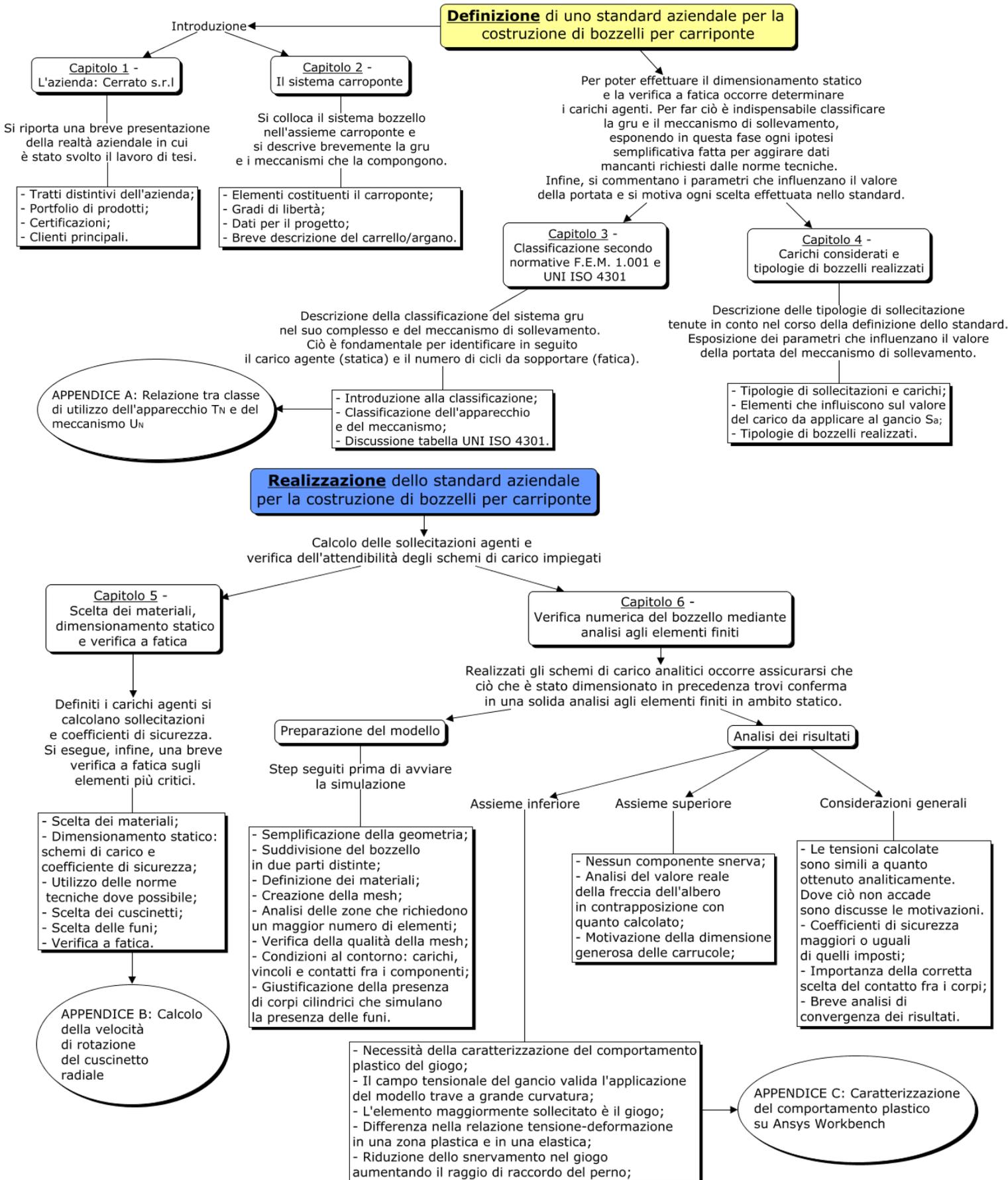
Dopo aver definito i carichi agenti, i cicli di fatica e le classi del meccanismo di riferimento si hanno a disposizione tutti i dati necessari per poter decidere quanti bozzelli realizzare e in quali classi farli operare: a classi elevate corrispondono molti cicli con bassi carichi, viceversa nelle classi minori. L'obiettivo sarà quello di coprire le classi e le portate più comunemente richieste dai clienti. Il Capitolo 4 si propone, pertanto, di utilizzare come input i dati relativi alla classificazione per poter fornire come output la portata garantita dal meccanismo di sollevamento. Si mostrerà come essa dipende da molti fattori, ognuno dei quali sarà opportunamente presentato e discusso nel dettaglio motivando ogni scelta ed ipotesi effettuata. Si elencheranno, infine, tutti i bozzelli realizzati presso l'azienda Cerrato s.r.l.

Avendo identificato per ogni bozzello le classi di riferimento, le portate da sollevare e i cicli di carico da sostenere, il Capitolo 5 descrive nel dettaglio ogni schema di carico ipotizzato per ogni componente, esponendo i valori massimi di tensione e i coefficienti di sicurezza ottenuti. È riportata anche una brevissima verifica a fatica su pochi componenti, motivando la minor importanza di questa rispetto al caso statico. A tal proposito si utilizzeranno sia norme tecniche, sia test fondamentali e di costante riferimento per la progettazione meccanica, sia schemi di carico comunemente impiegati nell'ambito dell'ingegneria. Lo scopo è cercare di utilizzare le migliori fonti per ogni problema del quale si cerca la soluzione, tanto nell'analisi statica quanto in quella a fatica.

Il Capitolo 6, infine, propone una dettagliata analisi agli elementi finiti del sistema allo scopo di validare tutti i calcoli analitici effettuati, confermando e correggendo eventuali zone critiche. Sarà esposta anche una modellazione del comportamento plastico di uno dei materiali impiegati. In tale capitolo, inoltre, si cercherà di evidenziare la fondamentale importanza della corretta scelta di carichi, vincoli e contatti tra i corpi, portando alcuni esempi che mostrano come sbagliando di poco si modificano completamente i risultati ottenuti e come bisogna tenere anche conto delle differenze che ci sono tra i vincoli infinitamente rigidi ipotizzati nel corso del Capitolo 5 e i vincoli reali, rappresentati da componenti che si deformano.

Nel lavoro proposto sono presenti anche diverse appendici, ognuna con lo scopo di rispondere ad eventuali domande circa alcuni procedimenti analitici riportati; tali appendici hanno lo scopo di soddisfare la curiosità del lettore ma non hanno una rilevanza tale da essere introdotte nei capitoli principali, i quali invece hanno lo scopo di descrivere il percorso logico seguito per definire lo standard aziendale.

Si conclude l'introduzione riportando uno schema riepilogativo dei contenuti di tale tesi. Lo schema tiene conto di come essa si articola in due blocchi distinti: definizione e successiva realizzazione dello standard. Nella prima fase sono presenti tutte le ipotesi effettuate e le scelte progettuali di base che hanno poi condotto alla definizione del canone aziendale per i bozzelli. Nella seconda fase si espone la progettazione vera e propria, che si compone di un primo dimensionamento statico, una breve verifica a fatica e, infine, una più corposa analisi agli elementi finiti di quanto realizzato.



Indice

RINGRAZIAMENTI	1
INTRODUZIONE	1
1. CAPITOLO	7
L'AZIENDA: CERRATO S.R.L.	7
2. CAPITOLO	11
IL SISTEMA CARROPONTE.....	11
2.1. Introduzione	11
2.2. Elementi del carroponete	12
2.3. Dati per il progetto	14
2.4. Il carrello-argano	15
3. CAPITOLO	17
CLASSIFICAZIONE SECONDO NORMATIVA F.E.M. 1.001 E UNI ISO 4301.....	17
3.1. Introduzione	17
3.2. Classificazione dell'apparecchio nel suo complesso	20
3.2.1. Classe di utilizzo dell'apparecchio	20
3.2.2. Regime di impiego dell'apparecchio.....	20
3.3. Classificazione del meccanismo nel suo complesso	23
3.3.1. Classe di utilizzo del meccanismo	23
3.3.2. Regime di impiego del meccanismo	24
3.3.3. Classe del meccanismo nel suo complesso	25
4. CAPITOLO	29
CARICHI CONSIDERATI E TIPOLOGIE DI BOZZELLI REALIZZATI	29
4.1. Introduzione	29
4.1.1. Tipologie di sollecitazioni	30
4.2. Valore di <i>SG</i>	30
4.3. Valori di <i>SL</i>	32
4.3.1. Materiale del gancio: considerazioni.....	34

4.3.2.	Classe del meccanismo: considerazioni.....	35
4.3.3.	Numero del gancio: considerazioni	37
4.3.4.	Tipologie di bozzelli realizzati	38
4.3.5.	Carichi dovuti ai moti verticali	42
4.3.6.	Carichi dovuti ai moti orizzontali e agli effetti climatici.....	43
4.4.	Conclusioni.....	44
5.	CAPITOLO	45
	SCELTA DEI MATERIALI, DIMENSIONAMENTO STATICO E VERIFICA A FATICA	45
5.1.	Introduzione	45
5.2.	Il sistema bozzello: i componenti principali	46
5.2.1.	Scelta dei materiali e caratteristiche di resistenza: osservazioni	50
5.3.	Dimensionamento statico dei componenti principali.....	53
5.3.1.	Verifica: gancio	55
5.3.1.2.	Verifica sezione B-B.....	59
5.3.1.3.	Verifica prima spira del filetto	59
5.3.2.	Dimensionamento statico: Giogo	60
5.3.3.	Dimensionamento statico: Dado	62
5.3.4.	Dimensionamento statico: Scudo	63
5.3.5.	Dimensionamento statico: Albero	66
5.4.	Scelta delle funi e dimensionamento delle carrucole.....	68
5.4.1.	Tipologia di fune impiegata.....	68
5.4.2.	Diametro della fune.....	73
5.4.3.	Diametro della carrucola.....	75
5.4.4.	Scelta del cuscinetto assiale.....	77
5.4.5.	Scelta del cuscinetto radiale	79
5.5.	Verifica a fatica: introduzione.....	84
5.5.1.	Verifica a fatica: metodo generale.....	86
5.5.2.	Verifica a fatica: Albero	90
5.5.3.	Verifica a fatica: Giogo	92
5.5.3.1.	Verifica a fatica del giogo (perno)	93
5.5.3.2.	Verifica a fatica del giogo (sezione centrale).	95
6.	CAPITOLO	97
	VERIFICA NUMERICA DEL BOZZELLO MEDIANTE ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI	97
6.1.	Introduzione	97
6.2.	Analisi agli elementi finiti: cenni	98
6.3.	Semplificazione della geometria	100
6.4.	Definizione dei materiali	104
6.5.	Creazione della mesh	105
6.6.	Qualità della mesh.....	109

6.7.	Applicazione dei carichi e dei vincoli	113
6.8.	Tipologia dei contatti imposti	117
6.9.	Analisi dei risultati: parte bassa - assieme	119
6.9.1.	Analisi dei risultati: Gancio.....	121
6.9.2.	Analisi dei risultati: Giogo	122
6.9.2.1.	Analisi dei risultati: Giogo - sezione centrale.....	124
6.9.2.2.	Analisi dei risultati: Giogo - perno	125
6.9.3.	Analisi dei risultati: Scudo	129
6.9.4.	Analisi dei risultati: Dado	131
6.10.	Analisi dei risultati: parte alta - assieme.....	132
6.10.1.	Analisi dei risultati: Scudo.....	133
6.10.2.	Analisi dei risultati: Albero.....	134
6.10.3.	Analisi dei risultati: Carrucole.....	137
6.11.	Convergenza dei risultati.....	138
APPENDICE A		141
	RELAZIONE TRA CLASSE DI UTILIZZO DEL MECCANISMO <i>TN</i> E DELL'APPARECCHIO <i>UN</i>	141
APPENDICE B		145
	CALCOLO DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DEL CUSCINETTO RADIALE	145
APPENDICE C		148
	CARATTERIZZAZIONE DEL COMPORTAMENTO PLASTICO SU ANSYS WORKBENCH	148
1.	C – Incrudimento cinematico bilineare	148
2.	C – Calcolo del tangent modulus dell'acciaio S355J0	152
3.	C – Verifica numerica del comportamento plastico	155
CONCLUSIONI		158
BIBLIOGRAFIA.....		161

1. Capitolo

L'azienda: Cerrato s.r.l

Cerrato s.r.l opera nell'ambito degli apparecchi di sollevamento fin dal 1963, anno in cui venne acquisita da Tommaso Cerrato. Il portfolio dei prodotti copre un'ampia gamma di gru, tra cui gru a bandiera, a portale e sistemi carriponte standard e speciali. L'azienda, inoltre, realizza componenti per svariate tipologie di industrie: automobilistica, aeronautica, industria del cibo, fino anche ad aziende che gestiscono e trattano rifiuti.

La strategia adottata negli anni si compone di quattro punti fondamentali:

- Definizione, utilizzo e continuo aggiornamento di standard interni, in modo da rispondere in breve tempo alle richieste dei clienti mantenendo al contempo bassi costi di produzione. In questo modo si mantiene elevata competitività sul mercato, garantendo contemporaneamente soluzioni rapide ed innovative con i più elevati standard qualitativi.
- Forte personalizzazione dei prodotti sulla base delle specifiche necessità del cliente. Di fatti, sebbene la produzione dell'azienda copra una vasta gamma di gru, ciascuna delle quali ha specifici vantaggi e svantaggi in base all'applicazione, l'utilizzo di standard interni consente un approccio modulare al problema. Combinando insieme categorie principali di componenti è possibile ottenere in breve tempo lo specifico impianto di cui ha bisogno il cliente.
- Continuo controllo di quanto prodotto. In azienda si effettuano controlli non distruttivi su strutture e meccanismi con liquidi penetranti, magnaflux e ultrasuoni. Inoltre, ogni processo di saldatura è certificato ed ogni operatore è

patentato. Sono garantiti servizi di controllo in loco e di riparazione, come anche manutenzione ordinaria e straordinaria.

- Efficienza della produzione, cercando di ridurre gli sprechi di energia e materiale, e favorendo il recupero dei rifiuti dovunque possibile.



<i>Uffici</i>	<i>E-mail</i>
Ufficio acquisti	segreteria@cerrato.it
Ufficio commerciale	sales@cerrato.it
Ufficio amministrativo	amministrazione@cerrato.it
Ufficio post-vendita e servizio di manutenzione	service@cerrato.it
Ufficio tecnico	project@cerrato.it
Informazioni	info@cerrato.it
	<i>Sede operativa</i>
	Via Manzoni,6 10092 Beinasco, Torino 011 3971209

Figura 1: Logo, contatti e sede di Cerrato s.r.l

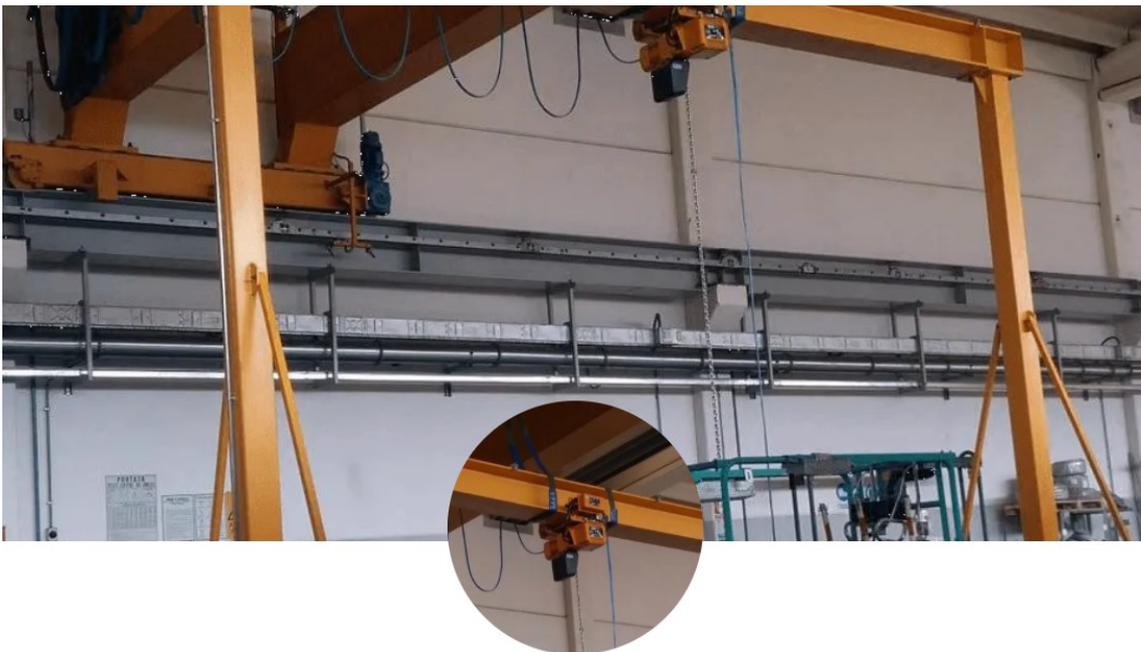


Figura 2: Gru a portale [1]. Il vantaggio di una gru di questo tipo è la facilità di installazione e movimentazione (anche manuale su rotelle), ma le portate vanno solamente da 125 a 2000kg.

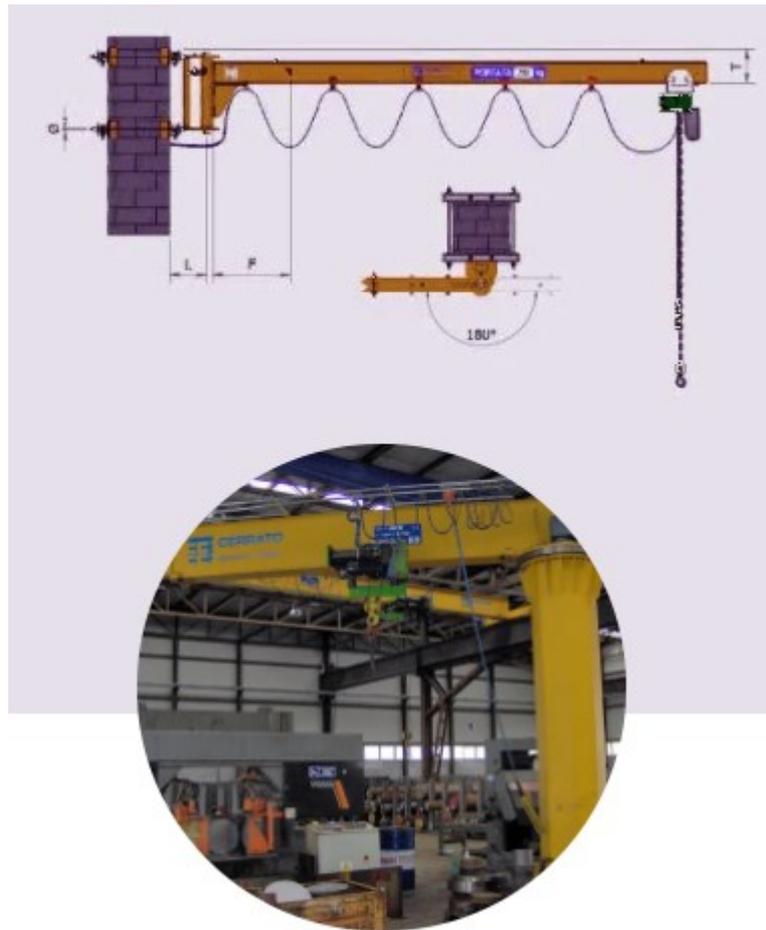


Figura 3: Gru a bandiera [2]. Tra le caratteristiche si trovano ingombri ridotti, economicità e versatilità. Le portate vanno da 125 a 10 000kg, con un braccio che può arrivare fino a 10m.



Figura 4: Carroponte [3]. L'impianto di sollevamento può essere monotrave e bitrave, appoggiato, sospeso o con scorrimento su rotaie. I carroponti standard sono progettati fino ad una classe F.E.M. M6, mentre quelli speciali arrivano fino alla classe F.E.M. M8. Le portate sono molto elevate e raggiungono le svariate decine di tonnellate.

L'esperienza guadagnata in circa sessanta anni sul territorio ha consentito a Cerrato s.r.l di assumere una posizione da leader sul mercato, permettendo collaborazioni anche fuori dall'Italia. Nell'ottica di un continuo sviluppo di nuovi progetti e di garantire nuove soluzioni per i problemi dei suoi clienti, difatti, a partire dal mese di ottobre 2012 Cerrato s.r.l è diventata partner per il mercato italiano dell'azienda tedesca STAHL CraneSystems GmbH per la vendita di svariate tipologie di paranchi. Infine, più recentemente, dal mese di gennaio 2017 è diventata distributore ufficiale per il mercato italiano del bilanciatore elettrico universale per conto del marchio statunitense Gorbelt, installabile su diversi impianti come le gru a bandiera.

Un punto fondamentale della strategia aziendale è quella di dare sicurezza ai prodotti venduti grazie a tutta una serie di certificazioni, tra cui:

- UNI EN ISO 9001 per il Sistema di Gestione della Qualità. Questo standard si focalizza sulla gestione dei processi e sulla soddisfazione del cliente, migliorando così l'immagine aziendale e garantendone l'affidabilità;
- UNI EN ISO 14001 per la qualità ambientale, la gestione di sprechi e la riduzione di consumi.
- EN 1090-1 per la produzione di componenti strutturali;
- UNI EN ISO 3834 e UNI EN 287-1 per le saldature;
- Norme che certificano la qualità dei controlli non distruttivi effettuati, tra cui:
 - EN ISO 9712 per gli esami visivi delle saldature;
 - UNI EN 473 – ISO 9712 per il controllo magnetoscopico, mediante liquidi penetranti e ultrasuoni;
 - Norma tecnica CEI 11-48 (CEI EN 50110-1) per gli impianti elettrici;

Infine, tra i clienti di Cerrato s.r.l si citano: Alenia Aeronautica, Alenia Spazio S.p.A, Ferrari S.p.A, FCA S.p.A, General Motors, Iveco, Maserati S.p.A, Volkswagen AG, Enel S.p.A, Iren Torino S.p.A, Trenitalia S.p.A, Michelin Italiana S.p.A, Pirelli Pneumatici S.p.A, Riva Acciaio S.p.A, Comau S.p.A, Ferrero S.p.A, Politecnico di Torino, Prima industrie S.p.A, SKF Industrie S.p.A.

2. Capitolo

Il sistema carroponte

2.1. Introduzione

In questo capitolo si descriveranno i componenti principali del sistema carroponte, avendo definito lo standard dei bozzelli con riferimento ad esso. Si presenteranno i gradi di libertà dell'assieme, evidenziando i parametri dei quali bisognerà tenere conto nel corso della progettazione ed introducendo anche una descrizione del sottosistema carrello-argano, in quanto è l'elemento che trasporta il bozzello. Alla descrizione di quest'ultimo sarà dedicato l'intero Capitolo 5.

2.2. Elementi del carro ponte

Il carro ponte (o gru a ponte) è un sistema utilizzato per il sollevamento e la movimentazione di carichi da poche centinaia di chilogrammi fino a centinaia di tonnellate.

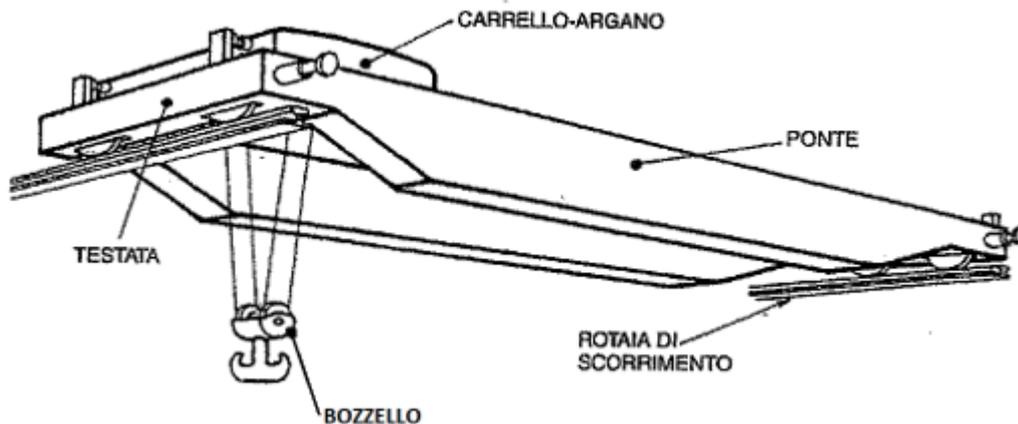


Figura 5: Sistema carro ponte bitrave [4].

I principali elementi che costituiscono un carro ponte sono:

- Ponte, formato da travi di diversa forma e grandezza. Possono essere utilizzate diverse tipologie di profilati standard, come l' IPE oppure semplici travi a cassone. Può essere bitrave, ovvero formato da due travi, oppure monotrave; quest'ultimo è adatto per portate limitate.
- Testate, che definiscono le estremità del carro ponte¹.
- Rotaie di scorrimento lungo le quali possono traslare le testate.
- Paranco o Carrello-argano. Questo insieme di componenti si muove traslando all'interno dello spazio descritto dalle travi (o a cavallo della singola trave costituente il ponte, a seconda della tipologia di carro ponte) e ha il compito di gestire il moto di sollevamento e discesa del bozzello.
- Bozzello, un insieme di componenti che termina con il gancio al quale viene fissato il carico da sollevare. Il bozzello è collegato all'argano mediante delle funi

¹ Ponte e testate definiscono il profilo del carro ponte.

che, scorrendo all'interno di carrucole, si avvolgono su un tamburo. Il tamburo, ruotando, avvolge i cavi causando il sollevamento o la discesa del bozzello.

Come è possibile intuire da quanto detto, il carroponte presenta diverse tipologie di moto, qui di seguito elencate: moto di scorrimento delle testate sulle rotaie; moto di traslazione del carrello lungo il ponte e moto di sollevamento e discesa del bozzello. La velocità di scorrimento del carroponte non deve superare i 30m/min, la velocità di sollevamento vale $3 \div 12$ m/min e la velocità di traslazione del carrello $10 \div 20$ m/min [5]. Ciò implica che il volume di lavoro del carroponte è di tipo rettangolare, la cui altezza è legata alla corsa verticale del gancio². Le movimentazioni possono essere (tutte, o anche solo parte) di tipo manuale o elettrico. Il comando può essere dato da terra, mediante telecomando, o da una cabina remota.

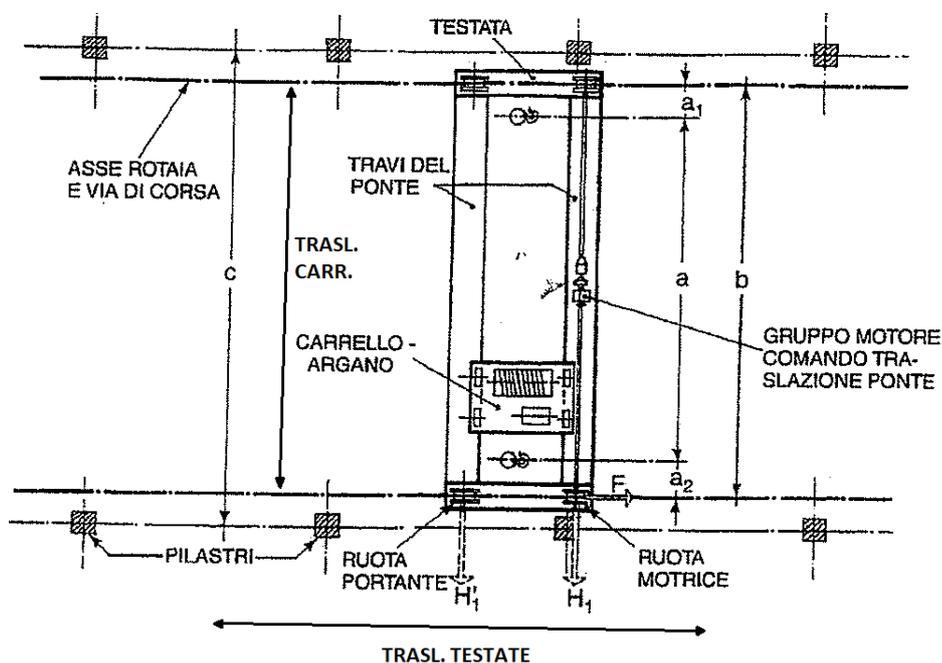


Figura 6: Area servita da un carroponte (visione dall'alto) [4].

a = massima corsa orizzontale del gancio;

a_1 a_2 = accostamenti laterali del gancio;

b = interasse rotaie di scorrimento;

c = interasse pilastri del fabbricato;

F = azione frenante

H_1 = azioni trasversali normali alla via di corsa.

² Nella definizione della corsa del gancio bisogna tener conto di eventuali fosse o pozzi, e cioè dei casi in cui il gancio debba scendere al di sotto del livello del terreno.

2.3. Dati per il progetto

Per poter progettare correttamente un carro ponte bisogna considerare molti fattori. Si citano qui i principali:

- Portata nominale, corrispondente al massimo carico che il carro ponte dovrà sollevare. In base a questa si potrà anche decidere se il ponte debba essere formato da una o due travi.
- Tipologia di travi costituenti il ponte e relativo interasse;
- Velocità ed accelerazioni di traslazione del carro ponte, del carrello, di sollevamento e discesa del bozzello;
- Corsa complessiva del gancio e tipologia di gancio;
- Tipologia di carrello;
- Tipo di rotaie e interasse fra le testate;
- Parametri relativi all'alimentazione elettrica dei motori e dei comandi;
- Metodologia di comando delle movimentazioni: se a terra mediante telecomando o da cabina. È anche possibile lasciare alcune movimentazioni manuali, come la traslazione del carrello a ridosso del ponte.
- Freccia elastica di flessione delle travi del carro ponte. Nella verifica della freccia i carichi applicati devono essere del 10% superiori a quelli nominali. Il valore massimo tollerabile di freccia dipende dalla classe del carro ponte (la quale, a sua volta, dipende dall'utilizzo che se ne fa) e dal tipo di carro ponte.
- Tempo massimo di frenata del bozzello e relativa corsa verticale ammissibile in frenata. Queste condizioni determinano la dimensione e la tipologia dei freni da montare sull'argano al fine di arrestare in breve tempo il moto rotatorio del tamburo (vedere Figura 7).
- Decidere se progettare fin da subito il carro ponte insieme ai suoi meccanismi, oppure progettare prima questi ultimi riadattandoli poi a diversi sistemi carro ponte in base alle richieste. Questa scelta ha un ruolo fondamentale nella classificazione di meccanismi e apparecchi (Capitolo 3 e 4). Nell'ambito di questa tesi lo standard dei bozzelli viene definito indipendentemente dal carro ponte su cui essi andranno ad operare, in accordo con il concetto di progettazione modulare citata nel Capitolo 1.

2.4. Il carrello-argano

Il carrello costituisce l'insieme dei componenti che traslano a cavallo del ponte. Di solito è posto su carriponte bitrave, ma è possibile impiegarlo anche su tipologie monotrave. Tipicamente sono presenti due diversi motori per gestire la traslazione del carrello e il sollevamento del bozzello, ognuno dei quali necessita di un riduttore³. La presenza di questi ultimi è fondamentale, in quanto il motore rende disponibile all'albero motore elevate velocità di rotazione con basse coppie, mentre (ad esempio) il tamburo che ruotando avvolge le funi del bozzello, causandone quindi il sollevamento, necessita di basse velocità ed elevate coppie.

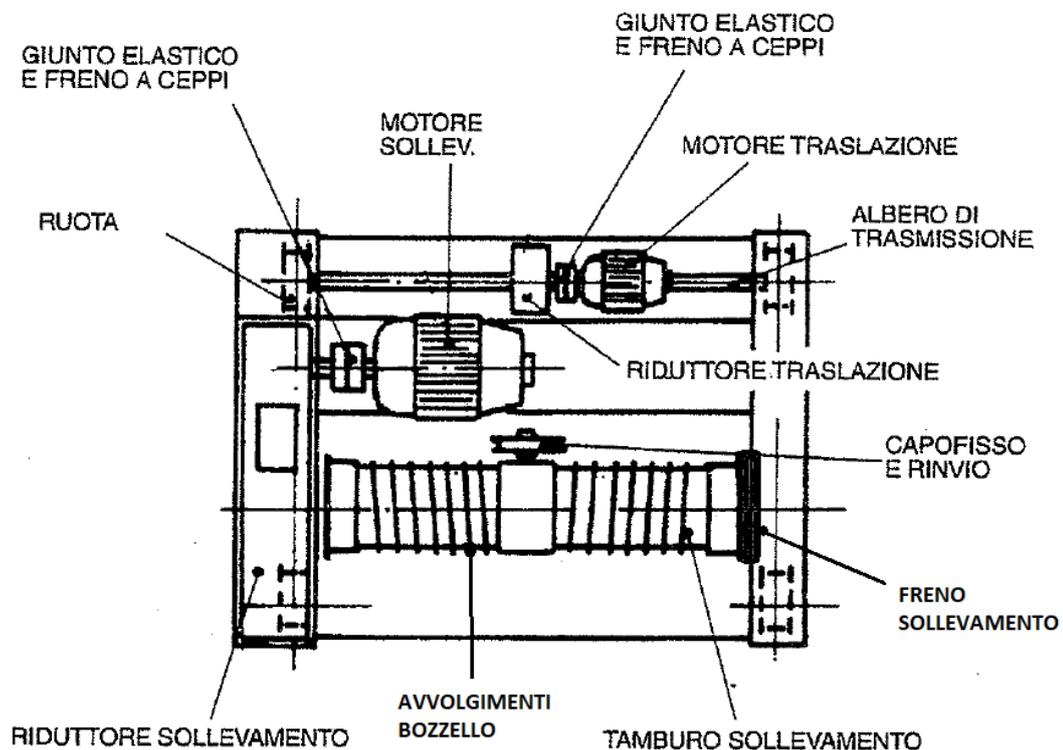


Figura 7: Dettaglio del carrello-argano [6]. Si evidenzia la presenza del tamburo per il sollevamento del gancio, sul quale si avvolgono le funi del bozzello. Il moto rotatorio del tamburo (e quindi il sollevamento del carico) e la traslazione del carrello sono gestiti da due motori separati, ai quali sono accoppiati due diversi riduttori. Si mostra, infine, la presenza dei freni.

³ Data la costante necessità di utilizzare i riduttori per un corretto funzionamento del sistema, soprattutto nel caso del motore relativo alla rotazione del tamburo per il sollevamento del bozzello, spesso si parla di *motoriduttori*.

Come per l'intero sistema carro ponte, anche se in misura minore, l'argano è formato da svariati componenti. Pertanto, sono diversi gli aspetti da prendere in considerazione per un corretto dimensionamento. Tra le considerazioni principali si citano:

- Portata nominale del carro ponte;
- Velocità e accelerazioni necessarie relative al moto traslatorio del carrello e rotatorio del tamburo (e quindi di sollevamento del bozzello);
- Tipologia di carro ponte, ovvero se sono disponibili o meno due travi sulle quali vincolare il carrello;
- Classe del carrello. Come detto in precedenza la classe di una parte del carro ponte non necessariamente viene definita a partire da quella della gru nel complesso, in quanto occorre decidere se effettuare una progettazione modulare o meno fin dall'inizio. Maggiori informazioni nei Capitoli 3 e 4.
- Necessità o meno di avere ingombri ridotti. Tipicamente quando si progetta un sotto assieme di un sistema complesso si definiscono prima i componenti principali evidenziando quali sono le verifiche da effettuare e, infine, si realizzano modifiche alla geometria andando a ridurre il materiale presente finché risulta garantito un preciso coefficiente di sicurezza. Definiti i componenti se ne cerca la sistemazione migliore all'interno degli spazi resi disponibili dagli altri assiami presenti, apportando le ultime modifiche alla geometria.

3. Capitolo

Classificazione secondo normativa F.E.M. 1.001 e UNI ISO 4301

3.1. Introduzione

Classificare un sistema vuol dire trovare per esso una ben precisa categoria di appartenenza. Essa lo identifica in base al tipo di utilizzo che se ne fa, evidenziandone l'uso nel tempo (dando informazioni, quindi, anche per il calcolo della vita a fatica) e permettendo di definire il carico agente per il dimensionamento statico. Una buona progettazione non può prescindere da una precisa classificazione del sistema complessivo e delle sue componenti. Si mostrerà, infatti, la presenza di un coefficiente correttivo avente il compito di aumentare il peso sostenuto dal gancio, come anche la presenza di diversi coefficienti per il dimensionamento statico di alcuni componenti che variano in base alla classe.

Le norme utilizzate per la classificazione sono varie (F.E.M. – Federation Europeenne de la Manutention, UNI e ISO, in particolare la UNI ISO 4301) ma tra queste si annovera in particolare la norma tecnica F.E.M. 1.001, in quanto molto completa. Essa non solo fornisce tutti i dettagli necessari per la definizione delle varie categorie di appartenenza trattate in questo capitolo, ma guida nell'identificazione dei carichi agenti per l'esecuzione del calcolo statico e nella successiva verifica a fatica.

Non mancano, inoltre, sezioni relative al dimensionamento di singoli componenti come le carrucole e relative funi, cuscinetti o le ruote che interagendo con le rotaie permettono la traslazione delle testate e le rotaie stesse. Gli aspetti trattati in questa norma tecnica coprono l'intero carro ponte dando suggerimenti anche per l'alimentazione elettrica: saranno quindi estrapolate e presentate soltanto le informazioni necessarie per la progettazione del bozzello. Ognuno degli aspetti citati viene trattato singolarmente in una specifica normativa ISO. Tuttavia, sebbene nei capitoli successivi si farà riferimento prevalentemente alla F.E.M. 1.001, per quanto concerne questo capitolo non c'è differenza fra le norme tecniche F.E.M. 1.001 e UNI ISO 4301. Per chiarezza, si sottolinea che le note presenti nelle Tabelle 1-2 e 4-5 provengono da quest'ultima [7].

Nel definire le categorie di appartenenza si parla di:

- Classificazione dell'apparecchio nel suo complesso, facendo riferimento con il termine di << *apparecchio* >> al sistema carro ponte;
- Classificazione del meccanismo. Con << *meccanismo* >> si intende un sotto assieme del sistema, come il meccanismo di traslazione del carrello, il meccanismo di scorrimento delle testate sulle rotaie oppure, oggetto di questa tesi, il meccanismo di sollevamento.

Che si parli del carro ponte nel complesso o del meccanismo, la classificazione viene effettuata considerando due criteri:

1. La durata del sistema, espressa con riferimento alle ore di utilizzo o ai cicli di sollevamento⁴ effettuati a seconda del caso. Si parlerà in tal senso di *classe di utilizzo* o *classe di impiego*. Il numero di cicli di sollevamento (ore) totali viene definito considerando:
 - a. Numero medio di cicli (ore) ai quali sarà sottoposta la gru nella giornata operativa;
 - b. Numero medio di giornate operative l'anno;
 - c. Numero minimo di anni di servizio richiesti all'apparecchio.

⁴ Si definisce ciclo di sollevamento l'insieme di operazioni che vanno dal momento in cui il gancio inizia a movimentare il carico all'istante in cui è disponibile a muovere il successivo.

2. Quanto spesso, all'interno della durata prevista, il componente sarà sollecitato al massimo della portata nominale. In questo caso si sta definendo lo *spettro di carico* o *regime di impiego/carico*.

Classificare non è solamente necessario per poter definire i coefficienti utili ad una buona progettazione, ma costituisce un fondamentale punto di incontro tra cliente e fornitore. Il primo chiede al fornitore una gru appartenente ad una specifica classe, sapendo che ad essa sono collegati carichi sollevati e anni di servizio. Il fornitore, nota la classe, può iniziare la progettazione applicando alcuni coefficienti correttivi che variano in base alla categoria di appartenenza; inoltre, alcune classi fanno riferimento ad applicazioni speciali, per le quali bisogna applicare accorgimenti particolari in sede di dimensionamento.

Tuttavia, a volte può capitare che il cliente non conosca con esattezza i termini necessari per una precisa collocazione all'interno di una classe, non sapendo, ad esempio, le ore lavorative nella giornata, le giornate lavorative nell'anno o uno qualsiasi dei termini elencati in precedenza. In queste condizioni, egli può far riferimento alle norme tecniche citate per identificare una categoria suggerita sulla base del tipo di operatività attesa (gru da porto, da fonderia, da rifiuti ecc. - Tabella 8). In realtà, spesso ci si affida alla pratica sviluppata nel corso degli anni.

Bisogna altresì considerare che i calcoli suggeriti dalle norme per la classificazione non si intendono come estremamente precisi, ma fungono solo da linea guida [8]. L'obiettivo è quello di trovare un punto di incontro tra chi richiede il prodotto e chi lo fornisce, consentendo di definire coefficienti di sicurezza riferiti a valori medi di utilizzo all'interno di una vita richiesta solamente stimata. A tal proposito, infatti, i calcoli devono tener conto del fatto che spesso una gru viene acquistata avendo in mente specifiche operazioni di lavoro ma eventi casuali e sporadici possono modificarne l'operatività anche in modo sostanziale.

3.2. Classificazione dell'apparecchio nel suo complesso

3.2.1. Classe di utilizzo dell'apparecchio

Per definire la durata della gru si prendono a riferimento il numero di cicli di sollevamento che questa, in media, dovrà esplicare nel corso di tutta la sua vita operativa. La normativa F.E.M. 1.001 prevede la suddivisione riportata in Tabella 1.

Sulla base della durata è possibile identificare dieci classi di utilizzo, descritte dai simboli $U_0 \dots U_9$, ad ognuna delle quali corrisponde un numero di cicli massimo di sollevamento a cui, in media, sarà sottoposta la gru.

Tabella 1: Classi di utilizzo del carroponte.

Classe di utilizzo	Durata espressa in numero di cicli di sollevamento massimi n_{max}	Note
U0	$\leq 16\ 000$	Uso irregolare
U1	32 000	
U2	63 000	
U3	125 000	
U4	250 000	Uso regolare leggero
U5	500 000	Uso regolare intermittente
U6	1 000 000	Uso regolare intenso
U7	2 000 000	Uso intensivo
U8	4 000 000	
U9	$> 4\ 000\ 000$	

3.2.2. Regime di impiego dell'apparecchio

Una volta decisa la classe di utilizzo del carroponte mediante l'equazione (3.1) è possibile definire lo spettro di carico del carroponte.

$$K_p = \sum_i \frac{n_i}{n_{max}} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \quad (3.1)$$

Dove:

- P_i = specifico livello di carico;
- n_i = numero medio di cicli di carico effettuati applicando P_i ;
- n_{max} = numero complessivo dei cicli di sollevamento (da Tabella 1);
- P_{max} = massimo carico che deve essere sollevato dall'apparecchio, tipicamente corrispondente alla portata nominale del carroponete.

La normativa propone quattro valori discreti possibili a cui far riferimento ed il fattore K_p calcolato dovrà essere approssimato al termine immediatamente successivo riportato in Tabella 2.

Tabella 2: Valori discreti per lo spettro di carico K_p e regime di carico del carroponete.

Regime di impiego	Fattore di spettro di carico K_p	Note
Q1	0.125	Carichi leggeri movimentati molto raramente
Q2	0.25	Carichi moderati movimentati con bassa frequenza
Q3	0.5	Carichi pesanti movimentati con frequenza
Q4	1	Servizi pesanti

Poiché l'obiettivo è quello di definire uno standard per i bozzelli, bisogna progettare la serie di componenti ancor prima che il cliente ne faccia richiesta, definendo opportune condizioni al contorno. Bisognerà quindi decidere, sulla base dell'esperienza accumulata da Cerrato s.r.l, quali siano le richieste più frequenti e, ponendo la progettazione sempre dalla parte della sicurezza, definire dei bozzelli standard (che, quindi, non abbiano bisogno di ulteriori modifiche) da unire al futuro sistema carroponete. Pertanto, poiché la progettazione del bozzello inizia prima della richiesta della gru, non è possibile conoscere a priori i termini necessari per il calcolo dello spettro di carico. Quindi, lavorando fin dal principio in sicurezza, si ipotizzeranno carroponeti in regime di carico Q4, ovvero con spettro di carico $K_p = 1$.

3.2.3. Classe dell'apparecchio nel suo complesso

Definite classe di impiego e regime di carico è possibile valutare la classe A1 ... A8 dell'apparecchio nel suo insieme (Tabella 3).

Tabella 3: Classe dell'apparecchio nel suo complesso.

Regime di carico	K_p	Classe di impiego dell'apparecchio									
		U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1: leggero	0.125			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2: moderato	0.25		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q3: pesante	0.5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q4: molto pesante	1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

Ricapitolando, il percorso teorico per poter classificare un carro ponte è il seguente:

- Il cliente fornisce i dati necessari per il calcolo dello spettro di carico K_p e per la definizione della classe di utilizzo U0 ... U9;
- Si identifica il regime di carico Q1 ... Q4;
- È possibile identificare la classe dell'apparecchio A1 ... A8.
- Il fornitore può progettare il carro ponte adottando tutti gli accorgimenti specifici per la sua classe.

Tuttavia, procedendo secondo quanto propongono le normative la progettazione risulterebbe essere troppo lenta. Tipicamente si procede al contrario: si impone fin da subito la classe dell'apparecchio A_n^5 ipotizzando un regime di carico Q4 e, mediante la Tabella 3, si ricava la classe di utilizzo U_n , la quale non risulta più l'input del problema bensì l'output.

⁵ In realtà, sebbene la normativa proponga di fare esattamente l'opposto, spesso si impone la classe del meccanismo da cui poi si risale alla classe dell'apparecchio. Questo aspetto sarà opportunamente discusso nel Capitolo 4.

3.3. Classificazione del meccanismo nel suo complesso

La classificazione del meccanismo è in realtà quella usata più spesso, in quanto il macchinario viene definito sulla base del peso da sollevare e, come mostrato in Tabella 9, il carico da sollevare non è dato sulla base della classe del carro ponte. I meccanismi principali all'interno di un carro ponte sono quello di sollevamento, di traslazione del carrello e di scorrimento del carro ponte. Fra questi, quello che più spesso viene considerato è il meccanismo di sollevamento. Spesso, infatti, clienti e fornitori si riferiscono alla classe del meccanismo identificando con questa la classe dell'intero carro ponte.

Tuttavia, per quanto riguarda la progettazione del bozzello, sono importanti entrambe le tipologie in quanto:

- La classificazione del meccanismo di sollevamento permette di definire il peso che solleva il carro ponte e i coefficienti che per garantire la sicurezza della progettazione ne aumentano il valore. Questa classificazione è fondamentale per la verifica statica.
- La classificazione dell'apparecchio fornisce indicazioni sul numero di cicli del carro ponte, dal quale si può risalire al numero di cicli di ogni componente. Ciò costituisce un dato fondamentale per la verifica a fatica degli elementi del bozzello. Sono presenti informazioni sulla possibile relazione analitica tra cicli di sollevamento dell'apparecchio e ore di utilizzo del meccanismo in Appendice A.

La classificazione del meccanismo è molto simile a quella dell'apparecchio, dovendo definire anche in questo caso un regime di carico (identificato ora dalle lettere L) e una condizione di impiego (identificata ora dalle lettere T).

3.3.1. Classe di utilizzo del meccanismo

Per definire la classe di utilizzo di un meccanismo nel suo complesso si fa riferimento al numero di ore per le quali questo sarà utilizzato nel corso della vita richiesta. La normativa F.E.M. 1.001 propone una classificazione secondo dieci categorie T0 ... T9 riportate in Tabella 4.

Tabella 4: Condizione di impiego del meccanismo nel suo complesso.

Classe di utilizzo	Durata totale di uso - h - espressa in ore	Note
T0	≤ 200	Uso irregolare
T1	400	
T2	800	
T3	1 600	
T4	3 200	Uso regolare leggero
T5	6 300	Uso regolare intermittente
T6	12 500	Uso regolare intenso
T7	25 000	Uso intensivo
T8	50 000	
T9	$> 100 000$	

3.3.2. Regime di impiego del meccanismo

La definizione del regime di impiego di un meccanismo è simile a quella riportata nel Paragrafo 3.2.2, con la differenza che ora si fa riferimento al numero di ore e non di cicli. Pertanto, secondo l'equazione (3.2) si calcola il fattore di spettro di carico K_m per i meccanismi:

$$K_m = \sum_i \frac{t_i}{h} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \quad (3.2)$$

dove

- P_i = specifico livello di carico;
- t_i = numero di ore per le quali mediamente è applicato P_i ;
- h = numero complessivo di ore di funzionamento previste (da Tabella 4);
- P_{max} = massimo carico che deve essere sollevato dal meccanismo, tipicamente corrispondente alla portata nominale del carroponte.

La normativa propone quattro valori discreti possibili a cui far riferimento ed il fattore K_m calcolato dovrà essere approssimato al termine immediatamente successivo riportato in Tabella 5.

Tabella 5: Regime di impiego del meccanismo.

Regime di impiego	Fattore di spettro di carico k_m	Note
L1	0.125	Meccanismo soggetto raramente al massimo carico. Solitamente lavora con basso carico.
L2	0.25	Meccanismo soggetto abbastanza di frequente al massimo carico, ma solitamente a carico moderato.
L3	0.5	Meccanismo soggetto frequentemente al massimo carico e normalmente a carichi pesanti.
L4	1	Meccanismo soggetto regolarmente al massimo carico.

3.3.3. Classe del meccanismo nel suo complesso

Definite classi di utilizzo e regime di impiego, è possibile definire la classe del meccanismo nel suo complesso come indicato in Tabella 6.

Tabella 6: Classe del meccanismo nel suo complesso.

Regime di carico	K_m	Condizioni di impiego del meccanismo									
		T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1: leggero	0.125			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2: moderato	0.25		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3: pesante	0.5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4: molto pesante	1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

Determinata la classe del meccanismo è possibile identificare il coefficiente correttivo del carico agente secondo Tabella 7.

Tabella 7: Coefficienti maggiorativi del carico applicato.

Classe del meccanismo	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ_m	1	1,04	1,08	1,12	1,16	1,20	1,25	1,3

Il motivo della presenza di questo coefficiente riguarda l'aleatorietà delle linee guida suggerite dalla normativa e la possibilità di piccoli errori di calcolo eseguiti in sede di dimensionamento da parte del progettista o anche di errori da parte dell'utilizzatore, che per alcune occasioni potrebbe applicare sollecitazioni che eccedono quelle teoriche di progetto [9].

Si conclude la classificazione con un estratto dalla normativa UNI ISO 4301 riportato in Tabella 8 [10], nella quale compaiono dei suggerimenti per identificare la classe di appartenenza dell'intero carrozzone e del singolo meccanismo nel loro complesso. Come accennato in precedenza i meccanismi di riferimento sono quello di sollevamento, di traslazione e di scorrimento.

Tabella 8: Guida alla classificazione delle gru a ponte e a cavalletto e dei loro meccanismi in relazione all'uso dell'apparecchio. Notare che in molte condizioni la classe dell'apparecchio An e del meccanismo di sollevamento Mn coincidono e, quando non lo fanno, la classe dell'apparecchio è minore di quella del meccanismo (sebbene siano molto simili).

N.	Uso dell'apparecchio	Condizioni di servizio	Classe di utilizzo dell'apparecchio nel suo insieme	Classe di utilizzo del meccanismo nel suo insieme		
				Sollevamento	Traslazione	Scorrimento
1	Apparecchio comandato a mano		A1	M1	M1	M1
2	Gru da officina per il 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		Uso regolare intermittente	A3	M4	M3	M4
4c		Uso intenso	A4	M5	M3	M5
5a	Gru in area di magazzino	Con gancio – uso regolare leggero	A3	M3	M2	M4
5b		Con benna o elettromagnete – uso intenso	A6	M6	M6	M6
6a	Gru per carica rottami	Con gancio – uso regolare leggero	A3	M3	M2	M4
6b		Con benna o elettromagnete – uso intermittente	A6	M6	M6	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 da 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 da fonderia		A5	M5	M4	M5

Come è possibile notare, ogni meccanismo del carro ponte può avere una classe diversa dagli altri e generalmente questa non coincide con quella dell'apparecchio (anche se molto simile). Poiché l'obiettivo è quello di progettare il bozzello, il quale fa parte del meccanismo di sollevamento, nel seguito con il termine << *meccanismo* >> si farà riferimento a quest'ultimo. Inoltre, per brevità, una volta sottolineata la differenza tra classe dell'apparecchio e del meccanismo nel seguito si farà riferimento alla classe del carro ponte confondendola con la classe del meccanismo di sollevamento (come di consueto nell'ambito dei carriponte). Pertanto, con il termine << *carro ponte in classe M5* >> si intende in realtà un carro ponte di classe non specificata (ma che verosimilmente sarà nell'intorno di A5) il cui meccanismo di sollevamento opera in classe M5. Sulla base di questa informazione, come si mostrerà nel Capitolo 4, sarà possibile identificare il carico agente sul gancio ed effettuare una stima dei cicli di carico a cui saranno sottoposti i componenti del bozzello.

4. Capitolo

Carichi considerati e tipologie di bozzelli realizzati

4.1. Introduzione

Nell'ambito della progettazione dei meccanismi del carro ponte sono molte le sollecitazioni che i componenti percepiscono durante il loro normale funzionamento, come sono molte quelle percepite in condizioni straordinarie. La normativa F.E.M. 1.001 costituisce in tal senso un'ottima guida. Tuttavia, è compito del progettista discernere quali, tra le forze riportate, possano far riferimento al particolare meccanismo considerato, come anche se utilizzare o meno alcuni coefficienti correttivi per sollecitazioni occasionali e straordinarie in base alla specifica applicazione. Non solo: la norma tecnica funge da guida, ma nulla vieta, all'occorrenza, di far riferimento ad altre fonti per alcuni componenti particolari se si vuole svolgere calcoli maggiormente precisi. Citando due esempi, la norma F.E.M. 1.001 propone dei suggerimenti anche per quanto riguarda i carichi agenti sui cuscinetti ma quanto riportato risulta assolutamente insufficiente per una corretta scelta di questi elementi; lo stesso vale per le giunzioni siano esse bullonate, rivettate o saldate.

Pertanto, la figura del progettista è fondamentale non solo per interpretare correttamente quanto riportato sulla norma, ma anche per capire quando questa risulta essere troppo sommaria identificando così fonti più affidabili per gli specifici calcoli di cui si ha necessità come anche per applicare le giuste ipotesi semplificative laddove i dati disponibili non siano sufficienti a seguire l'iter proposto.

In questo capitolo le considerazioni e le formule riportate, come anche quelle scartate, sono state decise nell'ottica di considerare esclusivamente il meccanismo di sollevamento e le sollecitazioni ad esso relative in condizioni operative standard.

4.1.1. Tipologie di sollecitazioni

La norma tecnica F.E.M 1.001 propone due tipi principali di funzionamento, nei quali si considerano tre tipologie di carichi agenti [11]. In tutti i casi le forze applicate sono da considerarsi stazionarie.

Tipologie di funzionamento:

- a. Caso I: funzionamento in assenza di vento;
- b. Caso II: funzionamento in presenza di vento;

Carichi dovuti a:

- a. Moti verticali;
- b. Moti orizzontali;
- c. Effetti climatici;

Nel seguito si indicheranno:

- Con S_G il carico dovuto al peso proprio del sistema;
- Con S_L il carico dovuto all'effettivo peso sollevato. Ci si riferirà a questo termine anche con *portata P* del carro ponte o del meccanismo di sollevamento.

4.2. Valore di S_G

Poiché non bisogna verificare un bozzello già definito bensì progettarlo, è evidente che si hanno due problemi relativi al peso proprio:

1. Secondo normativa questo dato è richiesto come input, mentre nel caso specifico il bozzello va dimensionato e verificato: quello che viene richiesto come elemento di ingresso in realtà costituirà l'uscita di tutto il dimensionamento. Fra tutti gli elementi di questo sistema solamente il gancio presenta un peso ben definito e

noto a priori in quanto materiale e geometria sono descritti secondo normativa UNI ISO 9465 e 9469.

2. Non tutti i componenti percepiscono l'intero peso del bozzello: solo i cavi che lo collegano al tamburo dell'argano lo fanno. Ad esempio, ad esclusione del carico sollevato, le pulegge percepiscono tutto il peso a meno del proprio, il cuscinetto assiale che permette la rotazione del gancio percepisce solo il peso del gancio e del dado mentre il gancio non sente alcun tipo di carico aggiuntivo dovuto alle masse ad esso sovrastanti. Nel bozzello più si esplorano i componenti dall'alto verso il basso, meno ha rilevanza il termine S_G .

In conclusione, per poter tener conto del peso in modo semplificato nel momento in cui il gancio solleva una portata P ad essa si aggiungerà l'intero peso del bozzello, il quale viene inteso come un dato costante e non variabile da componente a componente. In questo modo, il termine S_G risulta facilmente reperibile da vari cataloghi disponibili online, come anche dalla decennale esperienza di Cerrato s.r.l. Pertanto, esso costituisce già un dato di ingresso sufficientemente affidabile che verrà corretto una volta terminato il dimensionamento e la scelta delle geometrie dei componenti. Tuttavia, bisogna anche considerare che l'incremento che esso porta al valore del termine S_L è quasi trascurabile: tra i due c'è almeno un ordine di grandezza di differenza, che diventano due per i bozzelli di dimensioni maggiori (gancio che sorregge centinaia di tonnellate e bozzello che pesa poche migliaia di chili). Anche in luogo di quest'ultima considerazione è possibile accettare l'ipotesi semplificativa effettuata.

4.3. Valori di S_L

La portata del meccanismo di sollevamento, ovvero il carico che si ha intenzione di far sollevare al carroponete (al netto delle correzioni fatte in seguito) viene definito dalla UNI 9465 [12] (Tabella 9). Per poter identificare la portata occorrono tre informazioni:

- Materiale del gancio;
- Classe M del meccanismo di sollevamento;
- Numero del gancio;

Queste tre scelte costituiscono il punto di partenza dell'intera progettazione dei bozzelli e della definizione dello standard aziendale, come anche il numero di bozzelli progettati⁶. Il problema maggiore è relativo al fatto che è possibile ottenere la stessa portata fissando uno solo dei tre termini precedenti e variando gli altri due: il punto di partenza, quindi, è quello di decidere quali portate prendere a riferimento e con quale combinazione raggiungerle.

Nel presente paragrafo saranno riportate motivazioni e conclusioni delle scelte effettuate.

⁶ L'obiettivo è quello di generare un numero sufficiente di bozzelli tale da coprire le portate più comunemente richieste, utilizzando ganci di dimensioni opportune e materiali facilmente reperibili e dai bassi costi.

4. Capitolo - Carichi considerati e tipologie di bozzelli realizzati

Tabella 9: Portate del bozzello in base al numero alla classe del meccanismo, al numero e al materiale del gancio.

Classe di resistenza	Classe del meccanismo										
	Non sono consentite classi inferiori alla M3			M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	
M	Non sono consentite classi inferiori alla M3			M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	
P	Non sono consentite classi inferiori alla M3			M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	
S	Non sono consentite classi inferiori alla M3			M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	
T	Non sono consentite classi inferiori alla M3			M3	M4	M5	M6	M7	—		
V	Non sono consentite classi inferiori alla M3			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	

Prendendo a riferimento la Tabella 9, è opportuno fare delle osservazioni preliminari per poter capire le motivazioni delle scelte effettuate nella definizione dello standard.

4.3.1. Materiale del gancio: considerazioni

A parità di classe del meccanismo e di numero del gancio, passando da un gancio di materiale M ad uno V aumentano le portate del carro ponte in quanto migliora la classe di resistenza del componente.

I materiali disponibili per i ganci secondo normativa UNI 9465 ed il relativo limite elastico sono riportati in Tabella 10 e in Tabella 11 [12].

Tabella 10: Classi di resistenza dei materiali disponibili per i ganci.

Classe di resistenza meccanica	Minimo limite di snervamento o tensione di scostamento dalla proporzionalità R_s o $R_{p\ 0,2}$ MPa (N/mm ²)	Resilienza minima K_v J
M	235	48
P	315	41
S	390	41
T	490	34
V	620	34

Tabella 11: Acciai corrispondenti alle relative classi di resistenza.

Gancio numero	Diametro del gambo (mm)	Classe di resistenza				
		M	P	S	T	V
da a	da a	UNI 7746			UNI 7874	
006 1,6	14 36	Fe 410 D	Fe 510 D	35CrMo4	35CrMo4	35CrMo4
2,5 40	42 150	Oppure				34NiCrMo4
50 250	170 375	Fe 510 D			34NiCrMo6	30NiCrMo8

Ovviamente, i materiali di maggior pregio risultano essere più costosi e più difficilmente reperibili.

4.3.2. Classe del meccanismo: considerazioni

A parità di numero e materiale del gancio, aumentando la classe del meccanismo si riduce la portata ma aumentano i cicli di lavoro della gru. Con riferimento alla Tabella 6 occorre osservare che una classe M8 non è necessariamente meno sollecitata rispetto ad una classe M3, almeno non per ogni componente del carro ponte. Di fatti, quando si decide a priori la classe in cui si vuole far operare il meccanismo di sollevamento del carro ponte, occorre ricavare di conseguenza il numero di cicli a cui andrà incontro il sistema, in quanto costituirà un dato fondamentale per la verifica a fatica dei componenti: bisogna, in sostanza, trovare un dato relativo all'intera gru sulla base di un'imposizione fatta su un suo meccanismo. Come detto in precedenza, non avendo a disposizione informazioni sufficientemente precise da poter calcolare lo spettro di carico si è deciso per una progettazione in regime di carico Q4 (struttura) o L4 (meccanismo). Pertanto, da Tabella 6 è evidente che scegliendo un meccanismo in classe M6 questo dovrà avere una condizione di impiego di tipo T4, con una durata totale di uso di almeno 3200h. Quando non si ha un carro ponte già definito con un bozzello semplicemente da verificare, si è soliti far coincidere la classe M_n del meccanismo con quella A_n dell'apparecchio nel complesso. Una progettazione di questo tipo è quella che si ha nel momento in cui si definiscono standard per i meccanismi del carro ponte in maniera isolata, progettando moduli che sono poi opportunamente accoppiati solamente in seguito. Avendo l'obiettivo di dimensionare il sistema di sollevamento indipendentemente dal carro ponte su cui poi esso funzionerà, è la classe del meccanismo il punto di partenza. Pertanto, continuando l'esempio precedente, da Tabella 3 è possibile identificare per una classe A6 una condizione di impiego U4, alla quale corrispondono 250 000 cicli di funzionamento (Tabella 1). Occorre sottolineare che in questo modo non si sta imponendo una relazione precisa tra numero di cicli della gru e ore di funzionamento del meccanismo di sollevamento, bensì si sta concettualmente imponendo lo stesso tipo di utilizzo per entrambi. Ad esempio, indipendentemente dai numeri che ad essa corrispondono, una classe A8/M8 indica in ambedue i casi un utilizzo molto esteso nel tempo e con carichi

ridotti, sia che si stia parlando dell'apparecchio nel complesso che del meccanismo; mentre con A3/M3 si intende un utilizzo esattamente contrario.

Ipotizzare la coincidenza fra classe del meccanismo e dell'apparecchio è una semplificazione che sulla base dell'Appendice A.2.1.1 della norma F.E.M 1.001 [13] e della Tabella 8 comporta una sovrastima del numero di cicli realmente effettuati. Tuttavia, in riferimento a quest'ultima, si nota come nella gran parte dei casi non è errato supporre coincidenza tra queste due classi, in quanto al massimo distano di una sola categoria.

Ad ogni modo, operare in questi termini è necessario in quanto per poter definire la condizione di impiego dell'apparecchio *Un* nota la classe del meccanismo *An* bisognerebbe conoscere precisamente il tempo medio necessario affinché la gru completi un ciclo di funzionamento. Poiché la progettazione riguarda solamente il bozzello e non si hanno informazioni relative al carro ponte nel complesso, questo è un dato impossibile da identificare, anche in ragione del fatto che l'obiettivo è quello di sviluppare uno standard applicabile a decine di carro ponti diversi. Non solo, a parità di gru a ponte e condizioni operative (siderurgia, automotive, cibo ecc.) clienti diversi possono richiedere diverse specifiche tra cui, appunto, il tempo affinché si completi un ciclo. Infine, considerato che il numero di cicli di sollevamento rientra solo nella verifica a fatica dei componenti, si mostrerà come nel caso specifico del bozzello questa non costituisce un problema se paragonata alla verifica statica. Data la corrispondenza 1:1⁷ i cicli da considerare nel bozzello non costituiranno mai un grosso problema rispetto alla verifica statica anche se leggermente sovrastimati e, pertanto, l'ipotesi semplificativa fatta da una parte comporta errori accettabili e dall'altra facilita notevolmente la trattazione. La definizione precisa del numero di cicli è fondamentale per altri elementi del carro ponte, primi fra tutti elementi rotanti che fanno corrispondere un elevato numero di cicli ad una singola operazione di sollevamento del bozzello. Questo è il motivo per il quale non necessariamente una classe M8 implica coefficienti di sicurezza maggiori, ma dipende dal tipo di componente.

⁷ Nel caso del bozzello ad un ciclo di sollevamento della gru corrisponde un ciclo di sollecitazione sul singolo componente considerato.

La classe del meccanismo influisce anche sulla dimensione delle carrucole. Nel dettaglio, il diametro di queste ultime aumenta all'aumentare del carico da sostenere e della classe in cui il sistema di sollevamento opera e a sua volta l'ingombro del bozzello cresce in base alla dimensione delle carrucole. Quanto accennato è sufficiente per capire perché per le classi più elevate si è optato per un design con più carrucole: aumentandone il numero si riduce il carico percepito dalla singola e, quindi, a parità di classe se ne riduce il diametro ottenendo così bozzelli dal ridotto ingombro radiale.

Maggiori dettagli sul tipo di ciclo di fatica seguito dal bozzello saranno forniti nel Capitolo 5 – Paragrafo 5.5, mentre la corretta modalità con la quale è possibile identificare la classe del meccanismo nota quella dell'apparecchio e viceversa è riportata in Appendice A. Informazioni relative al dimensionamento delle carrucole sono presenti nel Capitolo 5 – Paragrafo 5.4.3.

4.3.3. Numero del gancio: considerazioni

La geometria del gancio è definita esclusivamente sulla base del numero che lo identifica e, a parità della classe del meccanismo e del materiale del gancio, l'incremento del numero ne aumenta la dimensione. Si ottengono così ganci capaci di sostenere carichi maggiori, aumentando di conseguenza la portata del meccanismo di sollevamento.

Fissato il numero del gancio, occorre compiere un'ultima osservazione: questo componente viene considerato come l'elemento di partenza per la progettazione dell'intero bozzello, sia perché esso definisce i carichi agenti, sia perché la geometria del giogo (elemento più sollecitato del bozzello) è interamente legata a quella del gancio. Nel dettaglio, la geometria del gancio pone dei vincoli sulla massima altezza del giogo e, di conseguenza, sul massimo coefficiente di sicurezza raggiungibile. In queste condizioni, passando da un materiale di tipo M ad uno di tipo V e contemporaneamente abbassando la classe del meccanismo è evidente come per soddisfare i coefficienti di sicurezza richiesti l'unica possibilità sia quella di scegliere un materiale più pregiato per il giogo in quei casi particolari in cui si verificano contemporaneamente le due condizioni citate. Ciò, tuttavia, andrebbe contro l'obiettivo di determinare uno standard unico per tutti i bozzelli,

dai bassi costi produttivi e dal minor numero di variazioni presenti in base ad eventuali casi particolari.

4.3.4. Tipologie di bozzelli realizzati

In Tabella 12 sono stati riportati i bozzelli realizzati. La progettazione è stata effettuata ponendo particolare attenzione alla verifica statica, essendo quest'ultima maggiormente stringente rispetto alla verifica a fatica. Pertanto, se definiti numero e materiale del gancio si volesse far operare un bozzello in classi diverse mantenendone inalterati componenti e geometrie, si effettuerà il dimensionamento con riferimento alla classe minore perché è in essa che si registra il carico maggiore⁸, avendo tuttavia l'accortezza di constatare che i cuscinetti siano verificati tanto con elevati carichi e pochi cicli quanto nella condizione opposta. Tuttavia, poiché la dimensione della carrucola aumenta all'aumentare della classe, il dimensionamento di questo componente sarà effettuato in base alla maggiore fra le classi in cui si vuole far operare il bozzello. Sebbene al termine del Paragrafo 4.3.2 è stato detto che il diametro è influenzato sia dalla classe che dal carico, quest'ultimo risulta essere meno influente e nella classe maggiore nonostante un peso da sostenere ridotto si avrà sempre una carrucola caratterizzata da un diametro maggiore. Infine, la motivazione per la quale sono presenti sistemi con due o quattro carrucole è relativa alla possibilità di ridurre gli ingombri radiali mettendone più di una per lato.

⁸ Nelle classi maggiori è vero che aumentano il numero di cicli ma si riduce anche il carico agente: se la verifica statica è soddisfatta nel caso peggiore, difficilmente si verificheranno problemi di fatica nelle classi più elevate proprio per via delle ridotte sollecitazioni. Quest'ultima verrà comunque riportata evidenziandone gli elevati coefficienti di sicurezza.

4. Capitolo - Carichi considerati e tipologie di bozzelli realizzati

Tabella 12: Numero e tipi di bozzelli realizzati presso Cerrato s.r.l. Ad ogni numero di gancio riportato nella prima colonna corrisponde un bozzello a sé stante. I bozzelli con gancio N. 8,12 e 16 sono stati realizzati sia con due che con quattro pulegge. Per ognuno dei singoli bozzelli realizzati sono state progettate due diverse alternative: una che prevede un montaggio con saldatura ed una che prevede solo giunzioni bullonate.

N. gancio	Materiale gancio	N. carrucole	Classe in cui opererà il bozzello	Portata S_L (kg)		
2.5	V	2	M4	10 000		
			M5	8 000		
			M6	6 300		
4			M5	12 500		
			M6	10 000		
5			M5	16 000		
			M6	12 500		
6			P	2	M4	12 500
					M5	10 000
					M6	8 000
8					M4	16 000
					M5	12 500
	M6	10 000				
10	M4	20 000				
	M5	16 000				
	M6	12 500				
12	M4	25 000				
	M5	20 000				
	M6	16 000				
16	M4	32 000				
	M5	25 000				
	M6	20 000				
20					M5	20 000
12	P	4			M4	25 000
					M5	20 000

4. Capitolo - Carichi considerati e tipologie di bozzelli realizzati

			M6	16 000	
16	P	4	M4	32 000	
			M5	25 000	
			M6	20 000	
20			M4	40 000	
			M5	32 000	
			M6	25 000	
25			M4	50 000	
			M5	40 000	
			M6	32 000	
32			M4	63 000	
			M5	50 000	
			M6	40 000	
40			M4	80 000	
			M5	63 000	
			M6	50 000	
50			M4	100 000	
			M5	80 000	
			M6	63 000	
8			M8		6 300
12					10 000
20					16 000
8			M4	16 000	
			M5	12 500	
			M6	10 000	
12			M4	25 000	
			M5	20 000	
			M6	16 000	
16			M4	32 000	
			M5	25 000	
			M6	20 000	

Seguono brevi osservazioni.

- Ganci piccoli: materiale V

Dalla Tabella 9 è possibile notare che, indistintamente dalla classe e dal materiale, per numeri di gancio bassi le portate sono molto ridotte. In questi casi non ha senso considerare classi elevate, che ne ridurrebbero ancora di più il valore: tipicamente quando il sistema di sollevamento è molto piccolo è perché dovrà essere impiegato in spazi ristretti, dove prevale la capacità di sollevare molto con strutture piccole e snelle. Inevitabilmente ciò influisce sulla classe, ovvero sul numero di cicli realizzabili, che non può essere elevato. Pertanto, si è deciso di realizzare i ganci più piccoli in materiale V e in classi ridotte, stando attenti e non scendere troppo altrimenti bisognerebbe realizzare gli altri componenti del bozzello con materiali più pregiati innalzando notevolmente il costo dello standard oppure realizzando troppi casi particolari in base alla variazione della classe. Ad esempio, a causa del vincolo sull'altezza imposto dal gancio non è possibile verificare staticamente il giogo con la portata dovuta ad un gancio 2.5 V in classe M3 se non cambiandone il materiale.

Bisogna altresì considerare che un gancio piccolo presenta una luce di aggancio del carico altrettanto piccola e per i carichi più elevati (diverse decine di tonnellate) questo potrebbe rivelarsi scomodo. Ciò implica che la scelta di un materiale V non solo ha più senso per i ganci più piccoli, ma è anche problematica per i ganci più grandi.

- Ganci medio-grandi: materiale P

In questo caso è assolutamente plausibile un utilizzo più esteso nel tempo, per cui è possibile spingere verso classi più elevate. Inoltre, per avere luci più grandi bisogna utilizzare ganci dalle geometrie maggiori e, quindi, dai materiali meno pregiati. Considerando i costi, le portate ad esso collegate e la facilità di reperibilità sul mercato, si ritiene il materiale P un ottimo compromesso.

- Bozzelli particolari: classi M8 e gancio 20P in classe M5 (20 000 kg)

Nello standard devono essere presenti anche bozzelli in classe M8, in quanto a volte è più importante la durata che la capacità di sollevare carichi elevati. Tali classi sono state realizzate a parte in quanto non è possibile realizzare un singolo bozzello che, mantenendo inalterate le geometrie, risulti funzionale tanto in classe

M4 quanto in classe M8 sia in termini di ingombro massimo che in termini di coefficienti di sicurezza. Inoltre, è stato realizzato anche un bozzello la cui portata non rispetta quanto suggerito da Tabella 9.

4.3.5. Carichi dovuti ai moti verticali

I carichi verticali derivano dalla velocità più o meno elevata con la quale il tamburo, ruotando, permette la salita e la discesa del bozzello. Occorre sottolineare che non si sta facendo riferimento alle forze di inerzia presenti in fase di accelerazione o decelerazione, bensì allo strappo che il sistema percepisce tra l'istante in cui il cavo del bozzello è lasco e quello in cui va effettivamente in tiro perché sta alzando il carico posto sul gancio. Essendo questa sollecitazione di tipo istantanea molto maggiore delle semplici forze di inerzia che si potrebbero avere (in ragione anche delle basse accelerazioni) queste ultime possono essere trascurate.

Per tener conto di quanto detto si utilizza il coefficiente dinamico ψ , calcolabile analiticamente mediante la (4.3) o ricavabile dal grafico riportato in Figura 8.

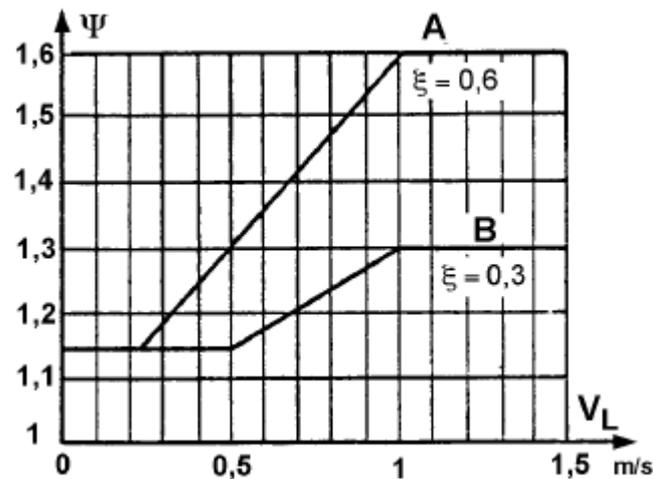


Figura 8: Coefficiente dinamico ψ . La curva A fa riferimento alle gru a ponte, B alle gru a bandiera [13].

O, in forma analitica⁹

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad (4.3)$$

⁹ In nessun caso ψ dovrà essere minore di 1,15 e viene considerato costante a partire da $V_L = 1 \text{ m/s}$.

dove:

- V_L è la velocità di sollevamento del bozzello in m/s.
- ξ , coefficiente che indica la pendenza della retta nel tratto centrale, è pari a 0,6 per le gru a ponte e 0,3 per quelle a bandiera. Il motivo della diversità fra i due casi è che l'influenza delle inerzie deve essere ridotta nei sistemi che hanno maggiore flessibilità come nel caso delle gru a bandiera.

Poiché le velocità di sollevamento del bozzello sono state considerate nell'intorno dei 6m/min è ragionevole assumere $\psi = 1,15$ indipendentemente dal tipo di bozzello considerato.

4.3.6. Carichi dovuti ai moti orizzontali e agli effetti climatici

Le forze di natura orizzontale sono relative all'intera struttura e fanno riferimento, ad esempio, alle forze centrifughe che si sviluppano nella rotazione di una gru a bandiera, alle forze orizzontali che percepisce il ponte nel suo moto di scorrimento lungo le rotaie o a piccoli serpeggiamenti che percepiscono le ruote durante il moto di scorrimento. Effetti di questo tipo non sono rilevanti nel funzionamento del sistema bozzello.

Per quanto riguarda gli effetti climatici si fa riferimento all'azione del vento, agli effetti termici e al peso della neve che potrebbe accumularsi sulla struttura e sui relativi meccanismi. Sebbene sia consigliato trascurare gli effetti della neve in ogni caso [11], è possibile non considerare anche gli effetti del vento in quanto il bozzello non costituisce un sistema capace di opporvisi, sviluppando reazioni vincolari orizzontali. Quest'ultimo è un carico da intendersi applicato all'apparecchio nel suo complesso. Infine, bisogna tener conto degli effetti termici solo nel momento in cui il componente non è libero di dilatarsi: per come è stato progettato il bozzello e per come sono stati posizionati i suoi componenti, ogni suo elemento è libero di dilatarsi all'occorrenza e pertanto è possibile trascurare anche questo contributo.

4.4. Conclusioni

Potendo trascurare l'influenza del vento, gli effetti termici e applicando l'intero peso del bozzello al gancio, in ragione di un funzionamento di tipo *a* (Pagina 30) il carico applicato al gancio viene calcolato come

$$S_a = (S_G + \psi S_L)\gamma_m \quad (4.4)$$

5. Capitolo

Scelta dei materiali, dimensionamento statico e verifica a fatica

5.1. Introduzione

In questo capitolo si elencheranno i componenti ed i materiali impiegati per un bozzello di riferimento tra quelli presenti in Tabella 12. Saranno introdotte le modalità seguite per il dimensionamento statico e per la verifica a fatica. Nell'ambito della progettazione dei componenti principali del bozzello saranno presentati gli schemi di carico e le metodologie di calcolo delle tensioni agenti. Inoltre, dove possibile, si cercherà di seguire un dimensionamento secondo quanto consigliato in letteratura (con riferimento a norme o testi ingegneristici utili alla progettazione): in questo modo per alcuni componenti sarà possibile prescindere dalla verifica a fatica.

Le sollecitazioni calcolate analiticamente secondo gli schemi di calcolo teorici proposti nel presente capitolo saranno poi oggetto di confronto con quanto ottenuto dall'analisi agli elementi finiti.

5.2. Il sistema bozzello: i componenti principali

Il bozzello di riferimento riportato nelle figure 9-12 è stato realizzato per le classi M4, M5, M6 e presenta un gancio N.32 di classe P. È stato scelto un bozzello con quattro carrucole in modo da avere visione del caso più completo, ma la trattazione di seguito riportata è utilizzabile anche per ogni altro bozzello presente in Tabella 12, sia esso a due pulegge o un sistema realizzato appositamente per la classe M8. Nell'applicare la trattazione di seguito riportata a tali bozzelli occorre apportare alcune modifiche, tra cui:

- Il momento flettente che sollecita l'albero, ovviamente, presenta un braccio maggiore o minore a seconda della configurazione a due o a quattro pulegge. Cambiano, inoltre, i componenti da considerare per determinarlo ma lo schema di carico per l'albero rimane il medesimo.
- Varia la scelta di alcuni elementi che nulla hanno a che fare con il dimensionamento qui esposto. Un esempio è la geometria del carter, il sistema di copertura delle carrucole: nei sistemi con due pulegge, a causa della maggior larghezza in senso assiale, la chiusura viene garantita da una coppia di bulloni posizionati ad entrambe le estremità del sistema; invece, nel momento in cui la carrucola sia una soltanto, è sufficiente un solo bullone passante con dado e rondella elastica.

In generale, gli elementi geometrici e progettuali che variano tra un modello a due o a quattro carrucole sono molteplici ma poco rilevanti e, nel caso in cui si dovessero rendere necessarie delle modifiche alle equazioni riportate nel presente capitolo, non è difficile immaginare una generalizzazione al caso con due carrucole.

Si sottolinea, infine, che per ogni bozzello sono state realizzate due diverse geometrie per i carter che coprono le carrucole: un modello che ha alcune giunzioni saldate ed un altro che presenta solo collegamenti bullonati. In questa tesi si farà esclusivamente riferimento a quest'ultimo modello.

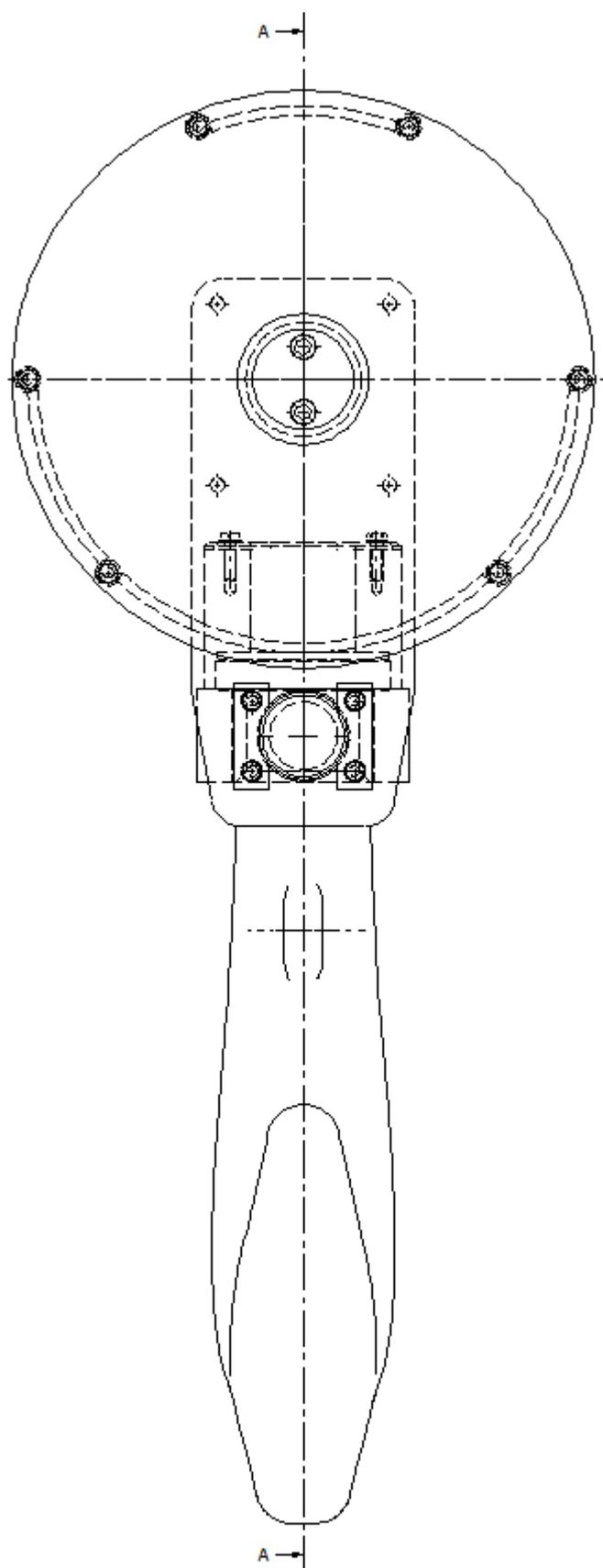


Figura 9: Disegno del bozzello con gancio N.32 classe P - vista frontale -.

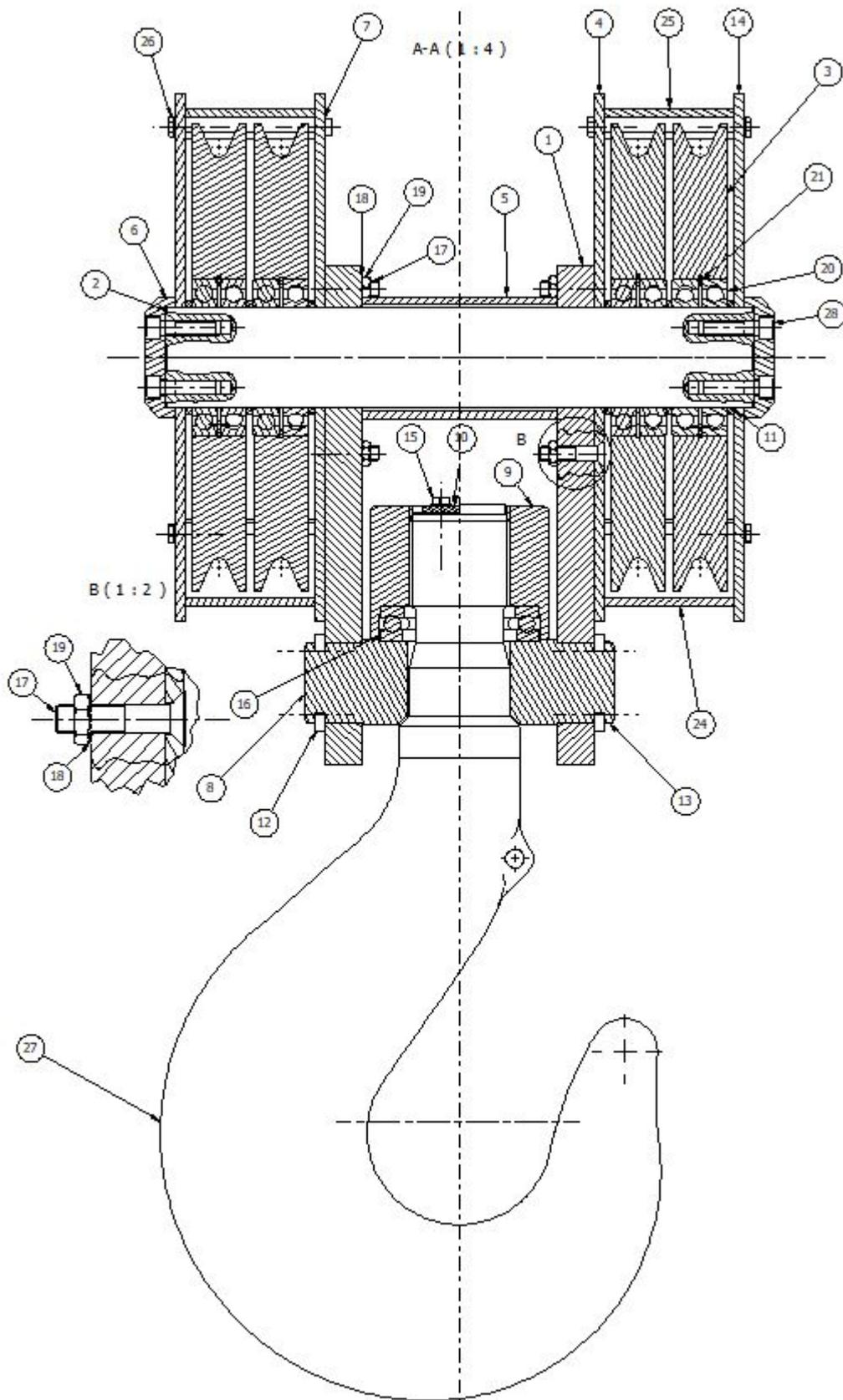


Figura 10: Disegno del bozzello con gancio N.32 classe P - vista laterale in sezione -.

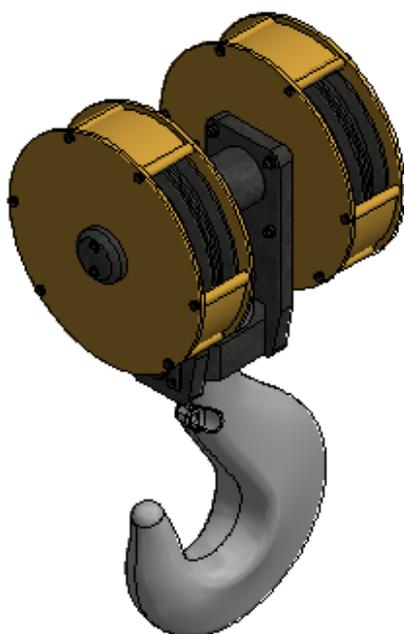


Figura 11: Disegno del bozzello N.32 classe P - vista assonometrica -.

28	4	Vite T.C.E.I M 16 x 60 N UNI 5931	Classe 8.8
27	1	Gancio n.32 classe P	-
26	24	Vite T.E.M12 x 45 N UNI 5739	Classe 8.8
25	2	Assieme lamiera rullata con tondi	
24	2	Assieme lamiera rullata bassa	
21	4	Seeger per interni J 170 UNI 7437	Generico
20	8	Cuscinetto rad. sfere - 6022-2RS1 - 110x170x28	Generico
19	8	Dado Basso M16 N 6S UNI 5589	Classe 8.8
18	8	Rondella Dent. Est. M16 N UNI 8842A	Generico
17	8	Vite T.S.E.I. M16 x 70 N UNI 5933	Classe 8.8
16	1	Cuscinetti a sfere reggispinta a direzione singola SKF	Generico
15	6	Vite T.E.M12 x 40 N UNI 5739	Classe 8.8
14	2	Pantografato laser carter esterno	Fe360B/S235JR
13	4	Vite T.E.M12 x 35 N UNI 5739	Classe 8.8
12	4	Piastrina per giogo	Fe360B/S235JR
11	6	Distanziale	Fe360B/S235JR
10	1	Piastrina per dado	Fe360B/S235JR
9	1	Dado	C45
8	1	Giogo	Fe510C/S355JO
7	34	Rondella Dent. Est. M12 N UNI 8842A	Generico
6	2	Coperchio albero	Fe360B/S235JR
5	1	Carter per albero	Fe510C/S355JO
4	2	Pantografato laser carter interno	Fe360B/S235JR
3	4	Carrucola	Fe430B/S275JR
2	1	Albero	39NiCrMo3 Bon.
1	2	Scudo	Fe510C/S355JO
POS.	QTÀ	DESCRIZIONE PARTE	MATERIALE

Figura 12: Componenti del bozzello con gancio N.32 - P. Si evidenziano i materiali impiegati.

Assunta una massa pari a 680 kg per l'intero bozzello, bisogna decidere quale delle classi prendere come riferimento per il dimensionamento statico: salvo alcuni casi opportunamente evidenziati all'occorrenza, la situazione maggiormente critica è quella relativa alla classe minore, per via di un maggior carico applicato. Pertanto, considerando la classe M4 ed una portata di 63 tonnellate, si ha:

$$S_a = (S_G + \psi S_L)\gamma_m = 803\,467\,N \quad (5.5)$$

5.2.1. Scelta dei materiali e caratteristiche di resistenza: osservazioni

In Figura 12 è possibile notare quale materiale sia stato utilizzato per gli elementi costituenti il bozzello: la scelta è stata guidata dalla ricerca del compromesso tra costi, resistenza e reperibilità del semilavorato. Bisogna considerare, infatti, che non tutti i componenti presenti nel bozzello sono realizzati interamente dal pieno: alcuni sono ordinati come semilavorati per poi essere opportunamente rifiniti, altri sono componenti dalle geometrie e tolleranze normate (tubi cavi, ad esempio) mentre per altri ancora in base alla geometria del pieno di partenza cambia la facilità con cui è possibile trovare un materiale consono all'applicazione. Ovviamente, più il componente ordinato ha una forma simile al pezzo finito minori saranno le lavorazioni da fare: in questi casi è possibile utilizzare un materiale più pregiato mantenendo bassi i costi, in quanto bisogna lavorarlo meno ed è possibile acquistare semilavorati meno massivi.

Entrando maggiormente nel dettaglio, è possibile affermare che si è cercato di utilizzare per ogni componente acciaio non legato per impieghi strutturali a temperatura ambiente, ad eccezione dell'albero e del dado che si avvita sul gancio. Salvo pochi casi, i componenti del bozzello non presentano grossi vincoli geometrici e quest'ultimo, se paragonato al carroponte, non rappresenta un elemento di grosso ingombro. In sostanza, dove possibile è meglio utilizzare materiali molto comuni, dai tempi di consegna rapidi e dai bassi costi, poiché se necessario basta usare geometrie più generose per rientrare nei coefficienti di sicurezza imposti da normativa. Un ulteriore vantaggio dell'acciaio strutturale è la facilità di reperibilità sottoforma di semilavorati dalle diverse geometrie: lamiere, tondi e prodotti piani dalle forme particolari.

Nel seguito, per gli acciai strutturali si farà riferimento alle norme UNI EN 10025 [14], che sostituisce la UNI 7070 italiana, e alla UNI EN 10083 [15] per acciai speciali. Per i bulloni, invece, si farà riferimento alla norma UNI 3740-74 [16].

Secondo la UNI EN 10025 i numeri presenti nella nomenclatura dell'acciaio fanno riferimento alla tensione di snervamento minima garantita e le successive lettere danno informazioni sulla qualità del materiale e sulle tipologie di saldature tollerabili. Invece, i numeri indicati dalla UNI 7070 indicano la tensione di rottura minima garantita e la lettera seguente fornisce informazioni solo relativamente alla saldabilità. Per le caratteristiche meccaniche dei bulloni impiegati si considerano le norme UNI 3740-74 e UNI EN ISO 4759 [17].

Tralasciando componenti normati (gancio, rondelle, cuscinetti ecc.) i materiali scelti sono:

- Acciaio S355J0 (UNI EN 10025) o Fe510C (UNI 7070). Secondo la UNI EN 10025 il materiale presenta una tensione di scostamento dalla proporzionalità minima garantita pari a $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ ed è saldabile con ogni tipo di procedura. Invece, la norma UNI 7070 indica una tensione di rottura minima garantita pari a $\sigma_R = 510 \text{ MPa}$, con le stesse indicazioni relative alla saldabilità. Sebbene si debba anche considerare che le norme UNI suggeriscano valori minimi di resistenza decrescenti al crescere dello spessore del componente per via della maggior probabilità di riscontrare difetti nel materiale, bisogna poi guardare gli effettivi valori di resistenza che i fornitori garantiscono ai prodotti ordinati da Cerrato s.r.l, tipicamente sempre maggiori di ogni valore minimo imposto da normativa. Consultando i datasheet disponibili, si assumono con ragionevole sicurezza i seguenti valori medi di resistenza: $\sigma_R = 510 \text{ MPa}$ e $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ (gli stessi consigliati dalla nomenclatura delle normative).

L'acciaio S355J0 è, tra gli acciai strutturali, quello caratterizzato dalle migliori proprietà meccaniche e, quindi, dai costi maggiori. Esso è stato impiegato per il giogo, componente molto sollecitato che avrebbe comportato costi troppo elevati se realizzato con acciai più pregiati ma che non resisterebbe ai carichi imposti nel caso in cui venissero utilizzati acciai strutturali di minor pregio. È stato inoltre impiegato anche per gli scudi in quanto anch'essi presentano una sollecitazione

non trascurabile in corrispondenza del foro basso, dove vengono sorrette le estremità cilindriche del giogo.

- Acciaio S275JR (UNI EN 10025) o Fe430B (UNI 7070). In questo caso il materiale è di bassa qualità (*JR*) ma è comunque considerato idoneo per la saldatura secondo qualsiasi procedimento (*JR* e *B*).

Le proprietà meccaniche di interesse sono $\sigma_R = 430 \text{ MPa}$ e $\sigma_s = 275 \text{ MPa}$.

Tale materiale è stato impiegato per le carrucole non per motivazioni di resistenza (mediante l'analisi agli elementi finiti si vedrà che sono componenti poco sollecitati, confermando la bontà della scelta di seguire le norme tecniche nel dimensionamento dove disponibili) ma semplicemente per questioni di una maggior reperibilità dei semilavorati da cui esse si ricavano.

- Acciaio S235JR (UNI EN 10025) o Fe360B (UNI 7070). Questo è uno degli acciai strutturali caratterizzato dalle minori caratteristiche meccaniche, ma anche dai minori costi e dall'ottima reperibilità sottoforma di piastre. Pertanto, è stato impiegato per componenti non sollecitati e che non sono soggetti ad alcun tipo di dimensionamento, come piastrine, coperchi e carter.

Per le caratteristiche meccaniche si assumono i seguenti valori: $\sigma_R = 360 \text{ MPa}$ e $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$.

- Acciaio non legato da bonifica C45 (caratteristiche meccaniche e nomenclatura secondo UNI EN 10083). Anche in questo caso la scelta è stata guidata prevalentemente dalla disponibilità del semilavorato dal quale poi ricavare il componente finito. Tale materiale è stato impiegato solamente per il dado (il componente cavo filettato che si avvita sul gancio) e il tondo pieno da cui viene ricavato è facilmente reperibile in C45. Si assumono $\sigma_R = 550 \text{ MPa}$ e $\sigma_s = 300 \text{ MPa}$.

- Acciaio legato da bonifica 39NiCrMo3 (UNI EN 10083). Dato l'elevato costo, questo materiale è stato impiegato solamente per l'albero, componente rettificato che deve avere ottime proprietà meccaniche ed è a contatto con i cuscinetti radiali. Il materiale impiegato consente anche di mantenere un diametro ridotto.

Si hanno $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$ e $\sigma_s = 600 \text{ MPa}$.

- Classe 8.8 per i bulloni indipendentemente dalla dimensione e dalla posizione. Le caratteristiche meccaniche sono espresse dai due numeri riportati separati da un

punto: il primo rappresenta il carico di rottura minimo a trazione diviso per cento ed espresso in MPa (ad esempio, 8.8 indica $\sigma_R = 800 \text{ MPa}$); il secondo indica il rapporto fra il carico di snervamento e quello di rottura moltiplicato per dieci (ad esempio, 8.8 indica $\sigma_s/\sigma_R = 0,8$). Di conseguenza la tensione di scostamento dalla proporzionalità è pari a $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$.

Sebbene la classe 8.8 sia tra quelle disponibili una classe di qualità elevata (solo la classe 10.9 e la 12.9 sono migliori) la scelta non è dipesa dalla necessità di avere giunzioni bullonate molto resistenti per via delle sollecitazioni percepite. Piuttosto, la motivazione riguarda la semplice disponibilità a magazzino di Cerrato s.r.l e la volontà di fornire ai clienti sempre bulloni dalla qualità elevata.

5.3. Dimensionamento statico dei componenti principali

In primo luogo, occorre definire il coefficiente di sicurezza statico utilizzato per la progettazione secondo norma tecnica F.E.M. 1.001. Esso viene definito diversamente a seconda che la tensione di riferimento sia relativa allo snervamento o alla rottura. Nel caso del bozzello, come si mostrerà anche nell'analisi agli elementi finiti, non sono rari i punti di snervamento localizzati e inoltre (discorso non valido per l'albero) non si ha a che fare con componenti la cui funzionalità viene irrimediabilmente compromessa se il materiale arriva a snervamento. Tuttavia, al fine di realizzare una progettazione posta maggiormente dalla parte della sicurezza, verrà effettuato un dimensionamento con riferimento al limite elastico.

Per definire il coefficiente di sicurezza si distingue l'acciaio in base alla duttilità più o meno elevata: un acciaio mostra un comportamento tanto più duttile quanto maggiormente capace di deformarsi plasticamente prima della rottura, il che si manifesta con una tensione di snervamento molto minore del carico di rottura.

Un modo per effettuare la distinzione, come anche per definire la tensione ammissibile, viene suggerito dalla normativa F.E.M 1.001 [18].

Nel caso di acciai maggiormente duttili si ha:

$$\sigma_s/\sigma_R \leq 0,7 \quad (5.6)$$

E, considerando un funzionamento in assenza di vento e di carichi straordinari ed un coefficiente di sicurezza pari a 1,5, la tensione ammissibile è definita come

$$\sigma_{amm} = \sigma_s / 1,5 \quad (5.7)$$

Nel caso contrario, in cui vale la seguente:

$$\sigma_s / \sigma_R > 0,7 \quad (5.8)$$

la tensione ammissibile è calcolata considerando la tensione ammissibile, di snervamento e di rottura dell'acciaio Fe510C, rispettivamente pari a 510, 360 e 240MPa.

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s + \sigma_R}{\sigma_{s,Fe510} + \sigma_{R,Fe510}} \cdot \sigma_{amm,Fe510} \quad (5.9)$$

In Tabella 13 sono riportati i valori della tensione ammissibile per i materiali di interesse:

Tabella 13: Tensioni ammissibili dei materiali impiegati.

Materiale	Tensione ammissibile (MPa)
S355J0 (Fe510C)	240
S275JR (Fe430B)	185
S235JR (Fe360B)	155
C45	200
39NiCrMo3	370

In Tabella 13 non è stato riportato il materiale costituente il gancio in quanto il componente è interamente definito secondo norma UNI 9465 in termini di geometria, materiale, carico agente e verifiche da eseguire. In questo caso il coefficiente di sicurezza non è imposto, ma solo calcolato. Discorso analogo per scudi, funi e carrucole.

Si conclude il paragrafo considerando che nei calcoli relativi al dimensionamento statico non si è tenuto conto del coefficiente di intensificazione delle tensioni, come ampiamente consigliato in letteratura [19] [20]. L'acciaio è un materiale duttile e nel caso di carichi statici il fattore di concentrazione delle tensioni normalmente non viene considerato. Infatti, l'incremento di tensione fortemente localizzato provoca un incrudimento, ovvero un incremento di resistenza del componente. In sostanza, la tensione a causa della deformazione plastica localizzata non raggiungerebbe i valori relativi alla quantità

$\sigma_{eff} = K_t \sigma_{teorica}$ poiché, avendo il materiale duttile raggiunto il campo plastico, in esso non risulta più valida la diretta proporzionalità tra tensione e deformazione. Viceversa, in un materiale fragile ciò non accade e, quindi, il fattore K_t andrebbe considerato anche in sede di dimensionamento e verifica statica al fine di scongiurare la rottura.

5.3.1. Verifica: gancio

Il gancio (Figura 13) è un componente per cui materiale e geometria sono interamente definiti dalla normativa UNI 9465 e, pertanto, non occorre effettuare alcun dimensionamento. Volendo verificare il componente, la norma UNI 9465 impone di considerare unicamente il termine S_L (indicato con F nel presente paragrafo) e prescrive tre analisi:

1. Verifica a momento flettente nella sezione A-A;
2. Verifica a trazione nella sezione B-B del gambo, costituita dal diametro minore. Tuttavia, se il gancio presenta un gambo filettato, occorre considerare l'area resistente della filettatura.
3. Verifica a tensione tangenziale di taglio nella prima spirale del filetto.

Non è richiesta alcuna verifica a fatica. Infatti, nel gancio in analisi la filettatura è tonda secondo UNI 9471 e non metrica secondo ISO 4535¹⁰: ciò viene imposto proprio allo scopo di aumentare la vita a fatica di questa zona molto delicata del componente.

I dati relativi alla filettatura del gambo possono essere ricavati dalla norma UNI 9471 [21]. Il filetto è definito secondo norma come FT UNI 9471 – 110 x 10 indicando con ciò un diametro nominale di filettatura di 110 mm ed un passo di 10 mm.

¹⁰ La norma UNI 9465 impone filettature metriche ISO 4535 fino al gancio N.5 e poi, a partire del gancio N.6, filettature tonde secondo UNI 9471.

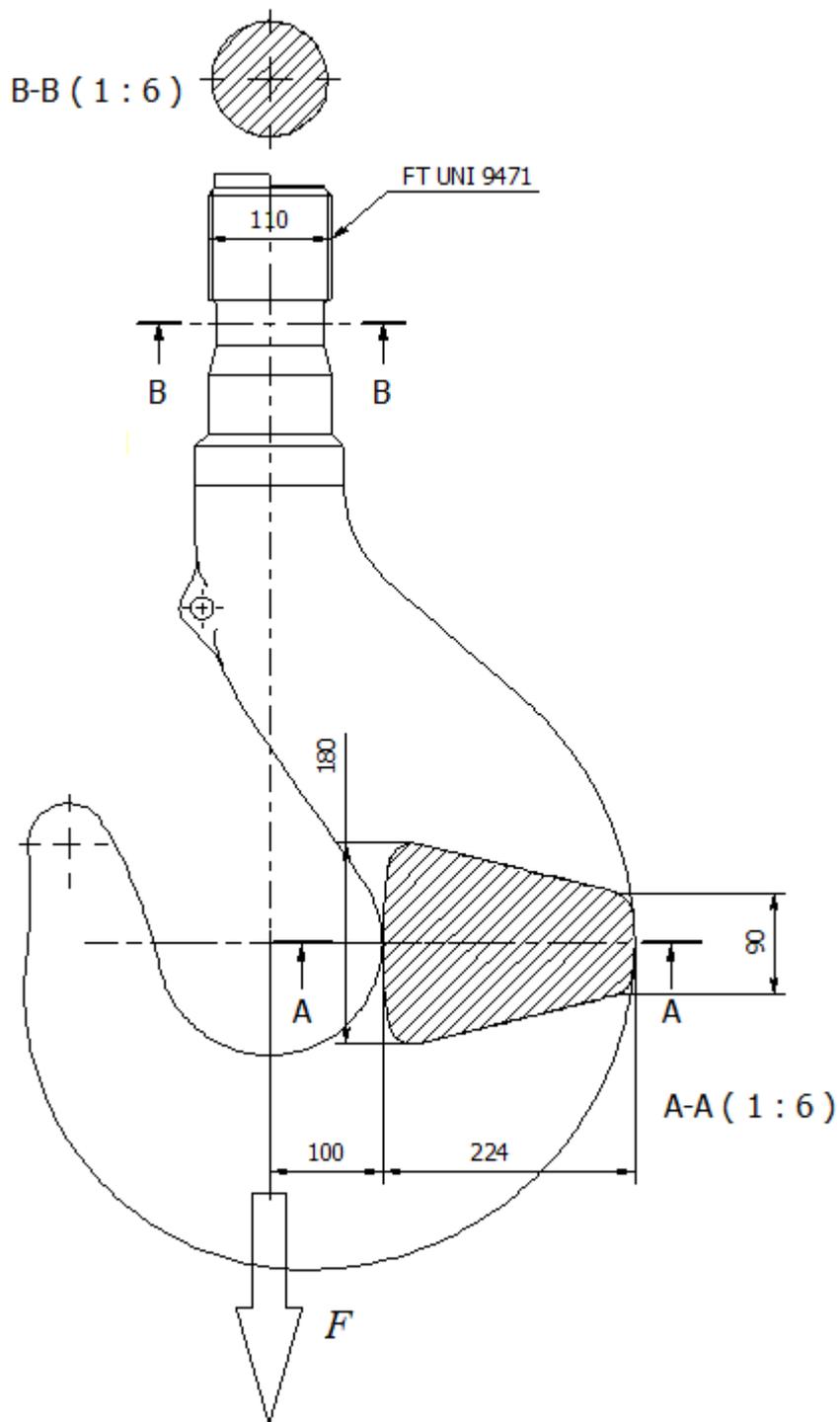


Figura 13: Schema di carico del gancio con evidenza delle sezioni e dimensioni di interesse espresse in millimetri.

5.3.1.1. Verifica sezione A-A

A causa della geometria del componente è necessario applicare la teoria delle travi curve, nelle quali l'asse neutro e baricentrico non coincidono. Facendo riferimento allo schema di Figura 14, si indica con:

- r_n l'asse neutro;
- r_c l'asse baricentrico;
- r la distanza del generico punto della sezione dall'asse di curvatura;
- $e = r_c - r_n$ l'eccentricità;
- M il momento flettente calcolato rispetto all'asse baricentrico. Per convenzione il momento positivo fa diminuire la curvatura della trave, pertanto esso sarà positivo nella parte interna e negativo nella parte esterna.
- F il carico applicato nel centro di curvatura;
- y la distanza dall'asse neutro;

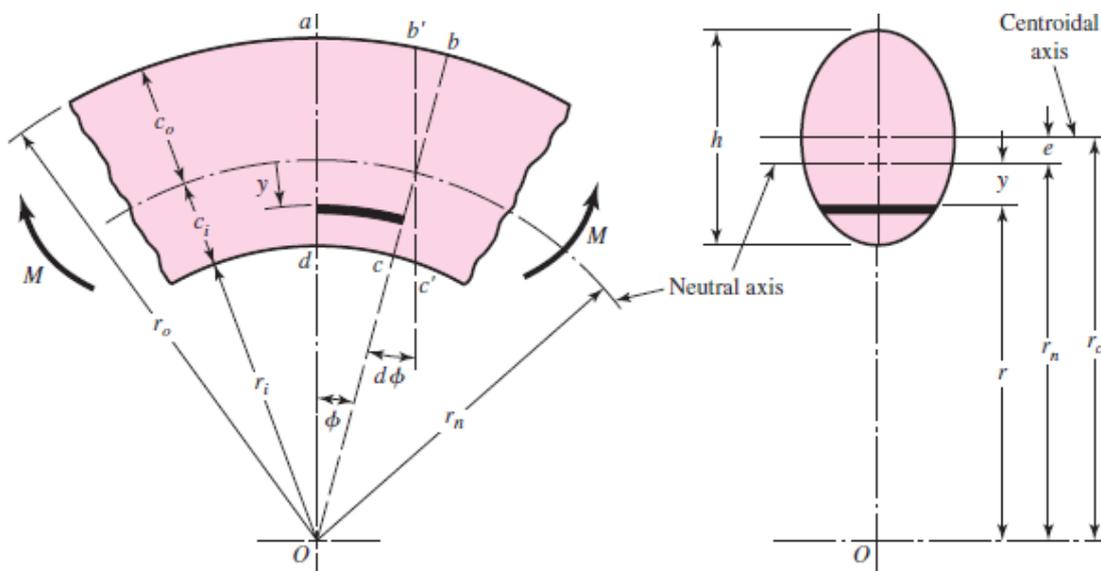


Figura 14: Schema trave a grande curvatura.

La tensione dovuta al momento flettente deve essere calcolata aggiungendo il contributo di trazione [22]:

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{My}{Ae(r_n - y)} = \frac{F}{A} + \frac{M(r_n - r)}{Ae(r)} \quad (5.10)$$

Per il calcolo del raggio neutro e baricentrico si fa riferimento alle equazioni riportate in Figura 15, con la quale si approssima la sezione del gancio con un trapezio.

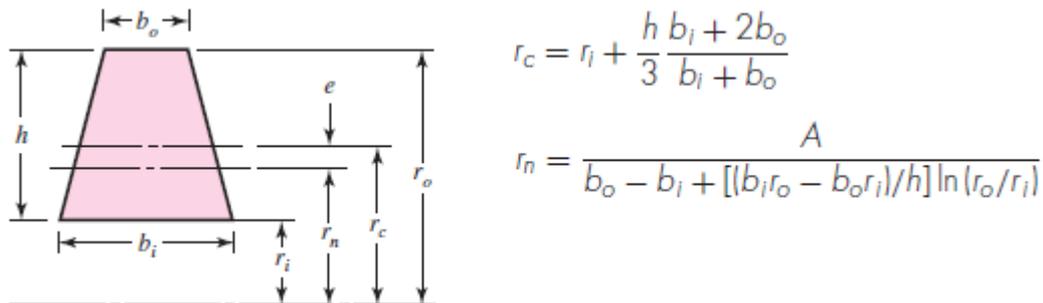


Figura 15: Calcolo raggio neutro e baricentrico di una trave a grande curvatura a sezione trapezoidale.

Mediante l'equazione (5.10) è possibile calcolare i valori di tensione agente in ogni punto della sezione, come mostrato in Figura 16.

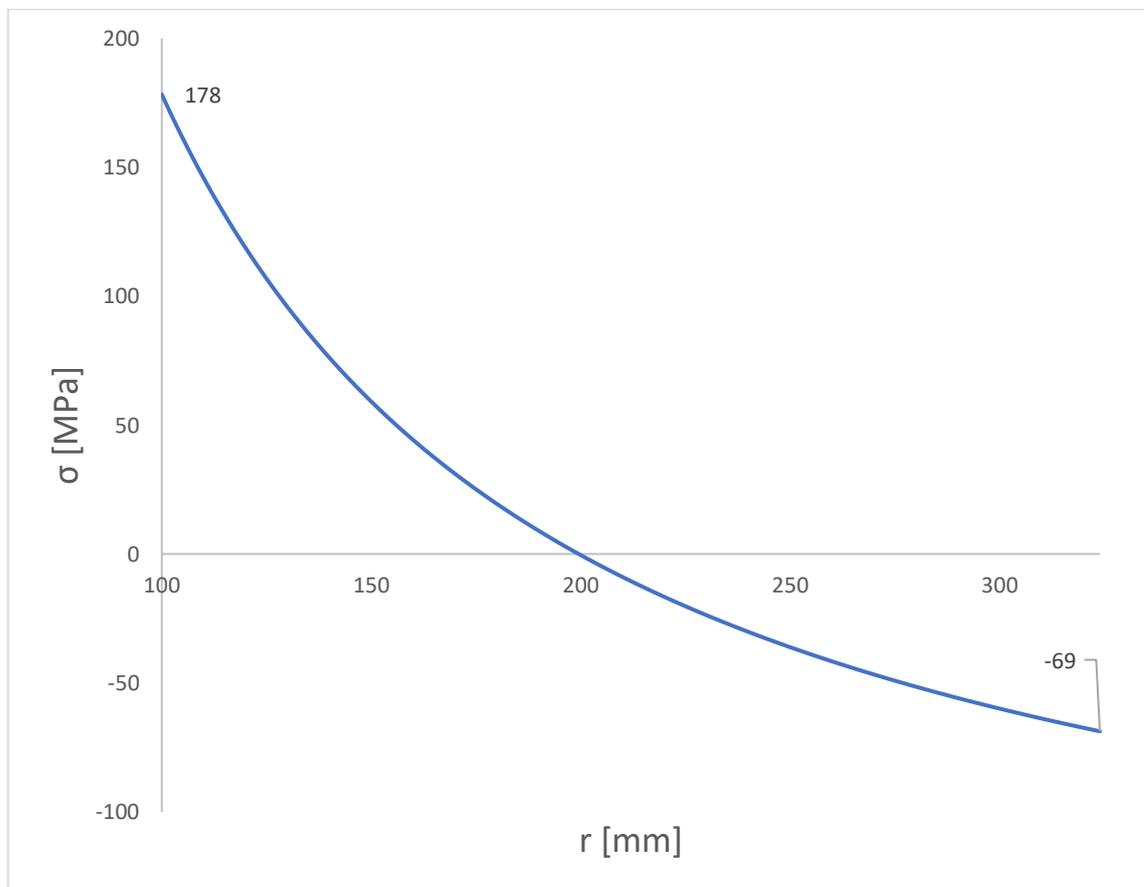


Figura 16: Andamento della tensione da momento flettente nel gancio.

Come prevedibile la zona maggiormente sollecitata è quella in corrispondenza del raggio interno.

Si calcola, infine, il coefficiente di sicurezza.

$$CS = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = 1,77 \quad (5.11)$$

5.3.1.2. Verifica sezione B-B

Considerando un'area resistente del filetto pari a $A_r = 7\,359\text{ mm}^2$ è possibile calcolare la tensione agente e coefficiente di sicurezza come segue

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A_r} = 84\text{ MPa} \\ CS &= \frac{\sigma_s}{\sigma} = 3,75 \end{aligned} \quad (5.12)$$

5.3.1.3. Verifica prima spira del filetto

La tensione tangenziale nella prima spira del filetto viene calcolata nell'ipotesi che questo assorba metà del carico utile e che l'altezza della superficie di taglio sia uguale a metà del passo del filetto [23]. Indicando con P il passo del filetto, e con d_3 il diametro del nocciolo si ha:

$$\begin{aligned} \tau_G &= \frac{F}{\pi d_3 P} = 160\text{ MPa} \\ CS &= \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}\tau_G} = 1,15 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Si conclude ricordando che, ad eccezione delle verifiche prescritte da norma UNI 9465 per il gancio, nella rimanente parte della tesi il carico considerato sarà quello dovuto alla (5.5) e quindi all'intero termine S_a . In queste condizioni, in Figura 16 si avrebbe un carico massimo pari a 235 MPa ed è all'incirca questo il valore di tensione massimo che si vorrà registrare sul gancio nell'ambito dell'analisi agli elementi finiti.

5.3.2. Dimensionamento statico: Giogo

Lo schema di carico considerato per il componente è riportato in Figura 17. Per semplificare la trattazione analitica i carichi distribuiti sono stati sostituiti con reazioni vincolari e carichi concentrati: le prime sono state poste in corrispondenza della mezzeria degli scudi.

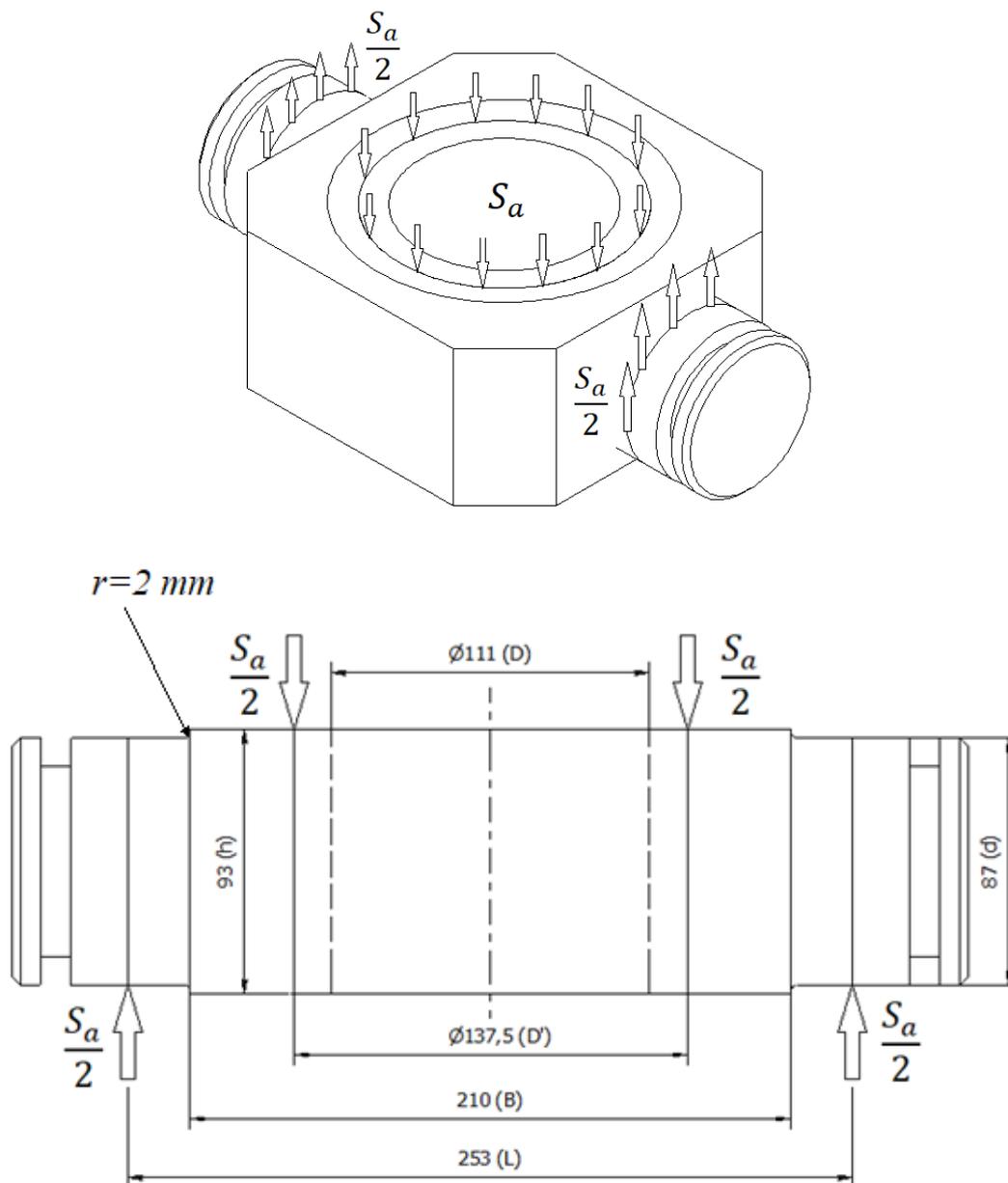


Figura 17: Schema di carico ipotizzato per il giogo. Dimensioni in millimetri.

Nel prosieguo si ipotizzerà di suddividere il giogo in due parti distinte, per le quali si calcoleranno separatamente le tensioni agenti e i relativi coefficienti di sicurezza:

- Sezione centrale (C);
- Perno (P). Con quest'ultimo si intendono le due estremità cilindriche.

Indicando con W i moduli di resistenza a flessione delle sezioni, con A le sezioni resistenti, con M i momenti flettenti, con T l'azione del taglio e con σ e τ le tensioni agenti, si hanno:

$$\begin{aligned}W_P &= \frac{\pi d^3}{32} = 64\,648 \text{ mm}^3 \\W_C &= \frac{(B - D)h^2}{6} = 142\,709 \text{ mm}^3\end{aligned}\tag{5.14}$$

$$\begin{aligned}A_P &= \frac{\pi d^2}{4} = 5945 \text{ mm}^2 \\A_C &= (B - D)h = 9207 \text{ mm}^2\end{aligned}\tag{5.15}$$

$$\begin{aligned}M_P &= \frac{S_a L - B}{2} = 8\,637\,274 \text{ Nmm} \\M_C &= \frac{S_a}{4}(L - D') = 21\,693\,618 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{5.16}$$

Si noti la differenza tra i diametri D e D' , con i quali si indicano rispettivamente il diametro del foro e il diametro medio del cuscinetto assiale, lungo il quale si è immaginato di applicare il carico distribuito. Nel momento in cui bisogna calcolare l'effettivo carico agente sulla sezione centrale (M_C – Eq. 5.16) si utilizzerà la quantità D' , mentre quando occorre considerare la sezione resistente (A_C – Eq. 5.15) si farà riferimento al termine D . In questo modo non si trascura la presenza di materiale tra D' e D che sicuramente contribuisce ad aumentare la resistenza del componente.

Passando al calcolo delle tensioni che scaturiscono dall'azione del taglio¹¹ e del momento flettente, si hanno:

$$\begin{aligned}\sigma_P &= M_P / W_P = 134 \text{ MPa} \\ \tau_P &= \frac{4T}{3A} = 90 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq,P} &= \sqrt{\sigma_P^2 + 3\tau_P^2} = 205 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.17}$$

$$\begin{aligned}\sigma_C &= M_C / W_C = 152 \text{ MPa} \\ \tau_C &= \frac{3T}{2A} = 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq,C} &= \sqrt{\sigma_C^2 + 3\tau_C^2} = 152 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.18}$$

Per entrambe le parti del giogo la tensione equivalente agente è minore della tensione ammissibile del materiale, pari a 240 MPa. Si ritiene quindi il componente verificato staticamente con un coefficiente di sicurezza maggiore o uguale ad 1,5 come richiesto da normativa. Dai calcoli effettuati, tuttavia, è già visibile come tra le due zone quella maggiormente sollecitata sia quella relativa al perno.

È, tuttavia, necessario indagare meglio la concentrazione di tensione che si registra in corrispondenza del cambio di geometria perno-sezione centrale (Capitolo 6 – Paragrafo 6.9.2).

5.3.3. Dimensionamento statico: Dado

Lo schema di sollecitazione del dado prevede di considerare il cuscinetto come un appoggio fisso, per poi applicare un tiro verso il basso nella parete interna del dado a causa dell'interazione tra i filetti del componente in analisi e quelli del gancio. Pertanto, una verifica molto rapida può essere fatta considerando una sollecitazione di pura compressione nella quale l'area resistente è la corona circolare del dado a contatto con il cuscinetto assiale.

¹¹ Da Figura 17 è possibile dedurre che $T = S_a/2$ per il perno e $T = 0$ per la sezione centrale.

Indicando con d il diametro del gambo del gancio e con D il diametro esterno del cuscinetto assiale, si hanno:

$$A = \pi \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = 13\,195 \text{ mm}^2 \quad (5.19)$$

$$\sigma = \frac{S_a}{A} = 61 \text{ MPa}$$

Anche in questo caso la tensione calcolata è minore di quella ammissibile, pari a 200 MPa.

5.3.4. Dimensionamento statico: Scudo

Nel caso dello scudo è stata considerata la norma tecnica CNR – UNI 10011 [24]. La parte maggiormente sollecitata dello scudo è quella inferiore, dove è presente il perno del giogo e utilizzando la normativa si sta assimilando questa zona ad una piastra fissa nella quale è presente un foro. All'interno del foro c'è un perno che viene spostato radialmente da un carico F : considerando la simmetria del sistema bozzello si pone $F = S_a/2$.

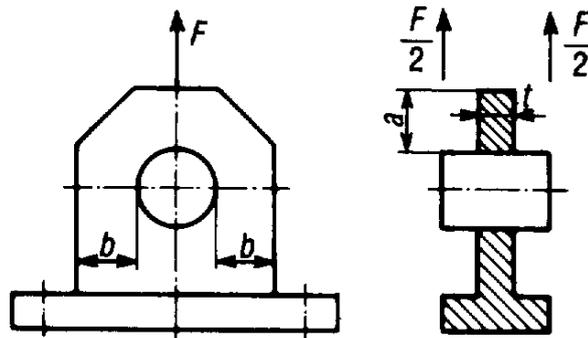


Figura 18: Dimensionamento statico dello scudo. Schema di carico.

Imponendo uno spessore $t = 40 \text{ mm}$, si ha:

$$a \geq \frac{F}{t\sigma_{amm}} \rightarrow a \geq 41,85 \text{ mm}$$

$$b \geq 1,4 \frac{F}{2t\sigma_{amm}} \rightarrow b \geq 29,29 \text{ mm} \quad (5.20)$$

Ed inoltre

$$b/t \leq 8$$

Si impongono, quindi, $a = 46,5 \text{ mm}$ e $b = 58,6 \text{ mm}$ ¹².

Come è possibile notare la normativa propone un dimensionamento considerando le due sezioni $S_1 = at$ e $S_2 = bt$, delle quali nel caso specifico ha maggiore rilevanza la prima. Sperimentalmente, Cerrato s.r.l ha verificato nel corso degli anni che la rottura di questo componente non avviene in corrispondenza della sezione relativa al parametro a , bensì nelle due sezioni evidenziate in rosso in Figura 19. A tal proposito nel corso dell'analisi agli elementi finiti si mostrerà come la tensione maggiore piuttosto che essere posizionata in corrispondenza di S_1 o S_2 si troverà all'incirca nel mezzo e maggiormente spostata verso il basso per via dell'elevata dimensione del termine b . Per queste motivazioni, spesso nella progettazione dello scudo o di componenti che sono molto simili il dimensionamento non prevede di considerare il termine a , bensì il termine a' (con $a' > a$): in questa tesi si è deciso di seguire la normativa, dimensionando in ragione della maggiore sicurezza.

¹² Sebbene la normativa proponga un valore minimo anche per la quantità b , c'è da considerare che essa dipende prevalentemente dalla geometria imposta allo scudo. Per questo motivo, nonostante un valore minimo di soli circa 30mm, si è ottenuto un valore pari a 58,6mm.

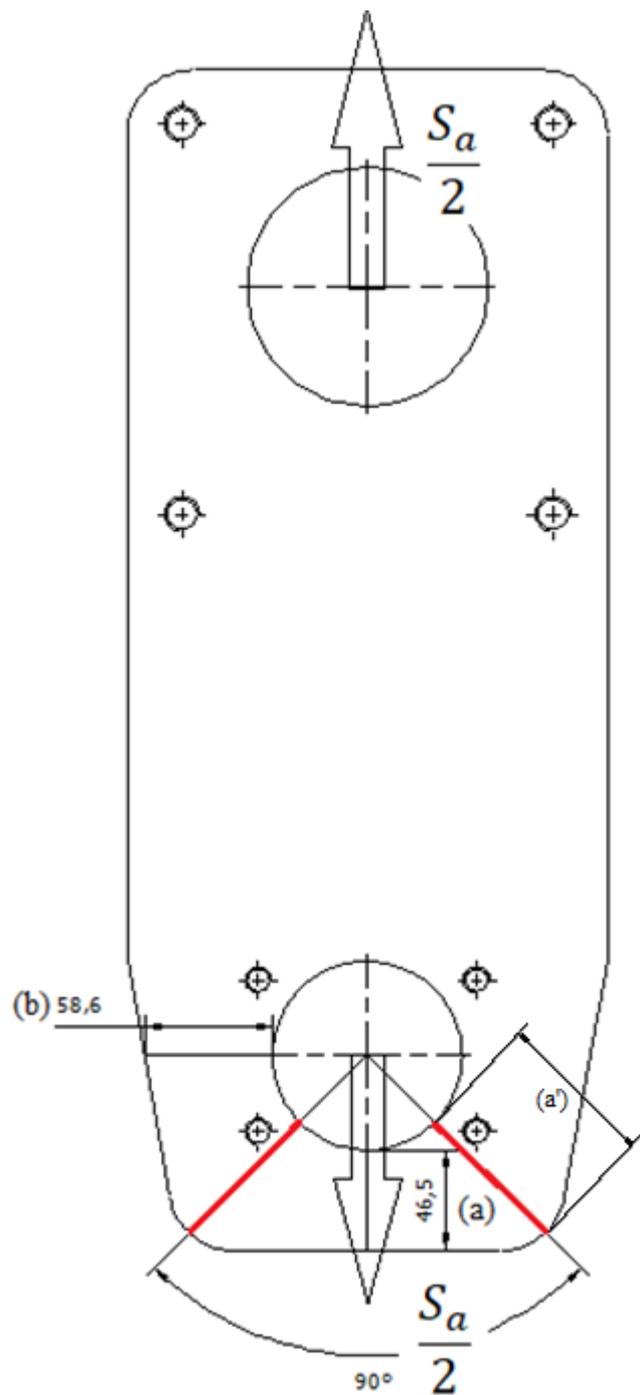


Figura 19: Schema di carico dello scudo ed evidenza delle sezioni coinvolte.

Infine, occorre sottolineare che questo fenomeno, sebbene sia influenzato dalla presenza dei fori filettati posti in prossimità della zona analizzata in quanto essi modificano la distribuzione delle tensioni, si registra anche nei bozzelli il cui scudo non presenta i suddetti fori.

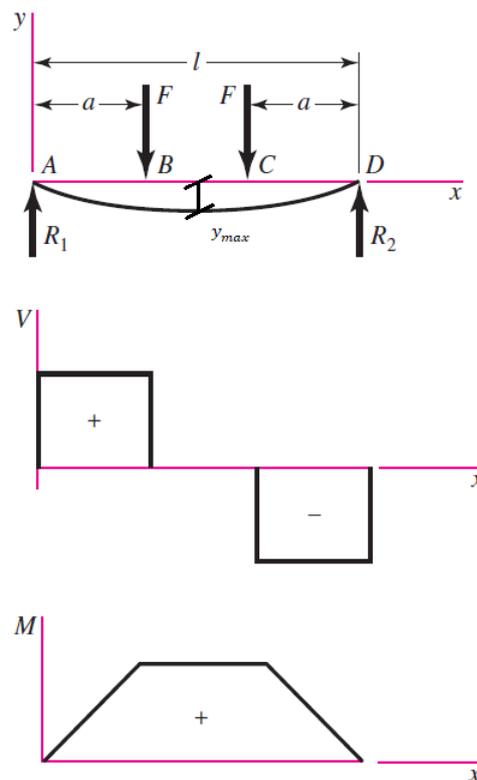


Figura 21: Schema di sollecitazione dell'albero (semplificato) e andamento del momento flettente M e del taglio T .

La distanza a , necessaria per il calcolo del momento flettente, si ottiene sommando le dimensioni di diversi componenti, rendendo il dimensionamento dell'albero un processo iterativo e fortemente dipendente dal tipo di cuscinetti e dal caso in cui se ne utilizzi solo una coppia per lato oppure due. Nel caso del bozzello in esame si ha $a = 100,5 \text{ mm}$.

Indicando con W i moduli di resistenza a flessione delle sezioni, con A le sezioni resistenti, con M i momenti flettenti, con T l'azione del taglio e con σ e τ le tensioni agenti, si hanno:

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{\pi D^3}{32} = 130\,671 \text{ mm}^3 \\
 A &= \frac{\pi D^2}{4} = 9503 \text{ mm}^2 \\
 M_{max} &= \frac{S_a}{2} a = 40\,374\,234 \text{ Nmm} \\
 \sigma &= M_{max}/W = 309 \text{ MPa} \\
 \tau &= \frac{4T}{3A} = 56 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{5.21}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 324 \text{ MPa}$$

Si osserva come la tensione equivalente calcolata sia inferiore rispetto alla tensione ammissibile del materiale.

In questo caso può rivelarsi interessante calcolare il valore della massima freccia nella mezzeria in modo da confrontarla con quanto poi ottenuto nella successiva analisi agli elementi finiti.

Dalla teoria della Scienza delle Costruzioni si ha:

$$y_{max} = \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3L) = -0,64 \text{ mm} \quad (5.22)$$

Indicando con:

- L la distanza tra i supporti. Questo termine corrisponde anche al tratto di albero considerato nello schema di Figura 21. Si ha $L = 454 \text{ mm}$.
- I il momento di inerzia dell'albero, pari a $I = 7\,186\,884 \text{ mm}^3$;
- E il modulo di Young dell'acciaio, pari a $E = 210 \text{ GPa}$.

5.4. Scelta delle funi e dimensionamento delle carrucole

Il dimensionamento delle carrucole viene eseguito considerando quanto prescritto dalle norme tecniche F.E.M. 1.001 [25] o UNI 4308/1 [26] che in questo caso sono assolutamente equivalenti. Al fine di mantenere coerenza con quanto fatto in precedenza nel seguito si farà riferimento alla F.E.M. 1.001.

Poiché il diametro della carrucola è calcolato sulla base del diametro del filo, in primo luogo occorre fare delle considerazioni su quest'ultimo.

5.4.1. Tipologia di fune impiegata

Nell'ambito degli apparecchi di sollevamento sono impiegate le funi metalliche, che possono essere spiroidali, a trefoli o a gherlini. La fune spiroidale è formata da più fili di acciaio che si avvolgono attorno a un'anima in fibra tessile o metallica secondo un avvolgimento che può essere destrogiro o levogiro, mentre le fune a trefoli sono formate da tante funi spiroidali (dette trefoli) che si avvolgono attorno a un'anima in fibra tessile

o attorno ad un ulteriore trefolo. Generalizzando ancora, una fune a gherlini è strutturalmente simile ad una fune a trefoli, con la differenza che ogni trefolo è esso stesso una fune a trefoli. Le funi spiroidali resistono a sollecitazioni di pura trazione, mentre le altre tollerano anche sollecitazioni di flessione dovute, ad esempio, all'avvolgimento su una carrucola. Poiché non è necessaria una resistenza estremamente elevata da parte della fune (che implicherebbe costi elevati), si esclude la fune a gherlini e si decide di utilizzare una fune a trefoli.

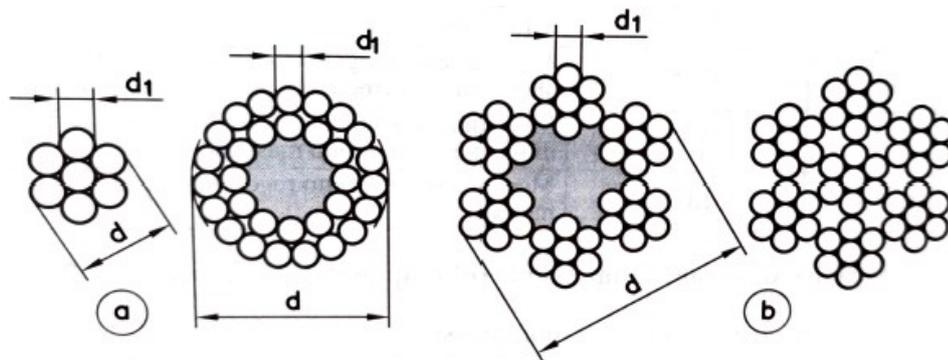


Figura 22: (a) fune spiroidale. A sinistra l'avvolgimento dei fili è su un filo metallico, a destra su un'anima tessile. (b) fune a trefoli. A sinistra l'avvolgimento è su un'anima tessile, a destra su un trefolo.

Nelle funi a trefoli l'avvolgimento dei fili e dei trefoli può dar vita a una disposizione crociata o parallela. Nel caso della disposizione crociata, il verso di avvolgimento dei trefoli (indicato con una lettera maiuscola) è contrario al verso di avvolgimento dei fili che li compongono (indicato con una lettera minuscola); viceversa, in una fune parallela il verso di avvolgimento è lo stesso.

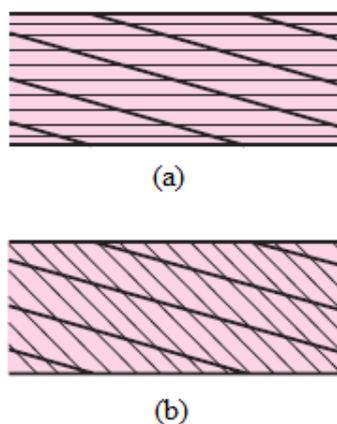


Figura 23: (a) disposizione crociata; (b) disposizione parallela. È possibile notare che nel caso della disposizione crociata i fili esterni sono allineati con l'asse della fune, mentre nell'altro caso formano un angolo.

La disposizione crociata è usata prevalentemente negli apparecchi di sollevamento [27] in quanto permette una migliore maneggevolezza della fune e, soprattutto, previene fenomeni di svolgimento e attorcigliamento [28] che potrebbero verificarsi nello scorrimento sulla gola della carrucola. I vantaggi della disposizione parallela sono una migliore resistenza all'usura e alla rottura per fatica, sebbene si rischino svolgimenti ed attorcigliamenti. Per il funzionamento del bozzello, nel quale i cicli di fatica non sono molti, è preferibile utilizzare la configurazione crociata.

Più nel dettaglio, ci sono due tipologie di avvolgimenti disponibili per la fune crociata, riportati in Figura 24: la lettera *Z/z* indica un avvolgimento destrogiro, mentre la lettera *S/s* indica un avvolgimento levogiro.

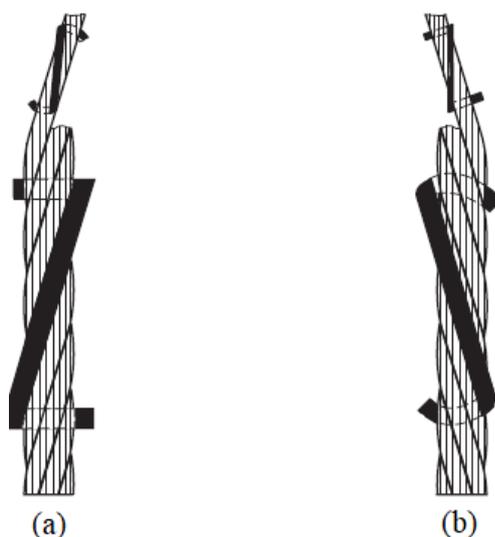


Figura 24: (a) avvolgimento crociato destrorso sZ; (b) avvolgimento crociato sinistrorso zS. La lettera minuscola indica il verso di rotazione del filo che costituisce il trefolo, mentre la lettera maiuscola fa riferimento all'intero trefolo.

Nel caso del bozzello in esame è stata utilizzata una fune di acciaio zincata a sei trefoli con anima metallica, identificata secondo norma europea UNI EN 12385-2:2008 [29] come segue:

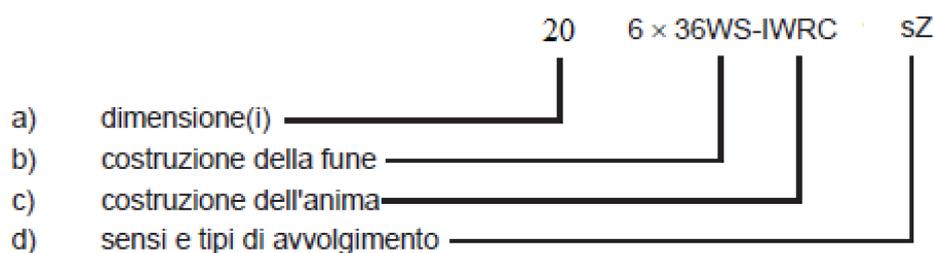


Figura 25: Tipologia di fune impiegata.

Nel dettaglio:

- a) Indica la dimensione del diametro della fune, non del singolo filo, ed è pari a 20mm. Tale dimensione è quanto viene identificato sulla base del dimensionamento secondo F.E.M 1.001 o UNI 4308/1 ed influenza il diametro della carrucola.
- b) Nell'ambito della costruzione della fune rientrano informazioni relative al numero di trefoli e al numero di fili che li costituiscono, come anche al modo in cui i singoli fili sono posizionati nello spazio. Nel dettaglio, la fune scelta presenta sei trefoli ognuno dei quali si compone di trentasei fili (6x36), la cui disposizione

geometrica nello spazio è di tipo Warrington-Seale (WS). Come mostrato in Figura 26, il trefolo è formato da fili dal diametro diverso che si avvolgono attorno all'anima centrale.

c) Questa parte della designazione fornisce informazioni sul tipo di anima utilizzata.

I termini impiegati sono i seguenti:

- C – è la lettera con cui ci si riferisce all'anima;
- WC – anima metallica;
- IWRC – anima metallica realizzata come una fune indipendente (nel caso in cui essa stessa fosse stata un trefolo si sarebbero usate le lettere *WSC*).

d) È stata scelta una fune crociata con senso di avvolgimento destro per i trefoli (Z) e levogiro per i fili che li costituiscono (s).

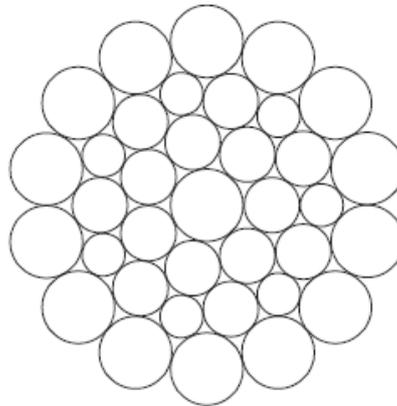


Figura 26: Trefolo con costruzione Warrington-Seale (WS).

5.4.2. Diametro della fune

La normativa F.E.M. 1.001 propone due metodologie diverse per poter dimensionare correttamente una fune metallica:

- Si utilizza il minimo coefficiente di sicurezza richiesto Z_p , variabile in base alla classe del meccanismo di sollevamento. Questo metodo ha il vantaggio di essere molto semplice e immediato. Inoltre, è valido sia per le funi fissate ad entrambe le estremità (*funi stazionarie*), sia per le funi mobili (*running ropes*) che sono, ad esempio, quelle che si avvolgono sulle pulegge.
- Si definisce il fattore C, un termine dipendente da vari parametri caratteristici della fune. Tale metodo è applicabile solamente alle funi mobili.

Ovviamente, i due metodi restituiscono lo stesso diametro. In questa sezione si riporta il dimensionamento eseguito mediante il coefficiente di sicurezza minimo Z_p , i cui valori discreti sono riportati in Tabella 14.

Tabella 14: Valori discreti del fattore di sicurezza minimo Z_p secondo F.E.M. 1.001.

Classe del meccanismo	Valore minimo di Z_p	
	Funi mobili	Funi stazionarie
M1	3,15	2,5
M2	3,35	2,5
M3	3,55	3
M4	4	3,5
M5	4,5	4
M6	5,6	4,5
M7	7,1	5
M8	9	5

Sapendo che il bozzello sarà usato nelle classi M4-M5-M6, bisogna considerare le due classi estreme e prendere fra queste il caso peggiore, ovvero quella che impone un diametro di fune maggiore indipendentemente dal coefficiente di sicurezza Z_p richiesto.

Sapendo che ciò avviene con la classe minore, ovvero M4¹³, si ha che al minimo il fattore di sicurezza dovrà essere pari a quattro. Dal catalogo del produttore [30] occorre quindi scegliere la prima fune il cui fattore calcolato mediante la (5.23) sia maggiore di quello imposto secondo Tabella 14: la scelta ricade sulla fune FZ636R20, caratterizzata da un diametro di venti millimetri.

$$Z_P = F_0/S \quad (5.23)$$

Dove:

- F_0 è il minimo carico che porta a rottura la fune. È un parametro caratteristico del componente riportato nei cataloghi di ogni produttore e viene identificato mediante test di rottura. Nel caso della fune scelta è pari a 326,5 kN.
- S è la massima forza di trazione applicata alla singola fune.

A sua volta, il termine S può essere calcolato mediante l'equazione (5.24) [28]:

$$S = \left(\frac{W}{m} + wl \right) \left(1 + \frac{a}{g} \right) \quad (5.24)$$

Nella quale:

- W è il carico che grava sulla fune, espresso in Newton. È dato dalla semplice somma dei termini S_L e S_G .
- m è il numero di funi caricate. Il bozzello in analisi presenta quattro carrucole, per un totale di otto funi.
- w è la massa per metro della fune, pari a $16,48 \text{ N/m}$.
- l è la lunghezza del tratto sospeso della fune, espresso in metri. Si assume un valore medio pari a $l = 15m$.
- a è il valore massimo di accelerazione che si impone al gancio, espressa in m/s^2 . Anche in questo caso si può assumere un valore medio, pari a $a = 0,05 \text{ m/s}^2$.
- g è l'accelerazione di gravità, espressa in m/s^2 .

¹³ Applicando le stesse formule in classe M6 è richiesto un filo con diametro di 19mm.

Come si può facilmente immaginare i termini wl e $\left(1 + \frac{a}{g}\right)$ sono assolutamente trascurabili rispetto al primo, il quale scaturisce dalla diretta applicazione del carico.

Con $S = 78\,731\text{ N}$ si calcola $Z_p = 4,15$, valore maggiore di quanto imposto in Tabella 14.

5.4.3. Diametro della carrucola

Una volta determinato il diametro del filo d è possibile identificare il diametro primitivo¹⁴ della carrucola D secondo normativa F.E.M. 1.001 mediante l'equazione (5.25):

$$D \geq H \cdot d \quad (5.25)$$

Dove H è un coefficiente adimensionale definito in funzione della classe del meccanismo e riportato in Tabella 15.

Tabella 15: Coefficiente H per il dimensionamento della carrucola secondo normativa F.E.M. 1.001.

Classe del meccanismo	Coefficiente H
M1	12,5
M2	14
M3	16
M4	18
M5	20
M6	22,4
M7	25
M8	28

Il caso che consente di definire uno standard per il bozzello valido tanto nelle classi minori quanto in quelle maggiori si ha dimensionando il filo in corrispondenza della classe minore e la carrucola in corrispondenza di quella maggiore. Pertanto, considerando una

¹⁴ Diametro in corrispondenza del centro del filo quando questo poggia sul fondo gola.

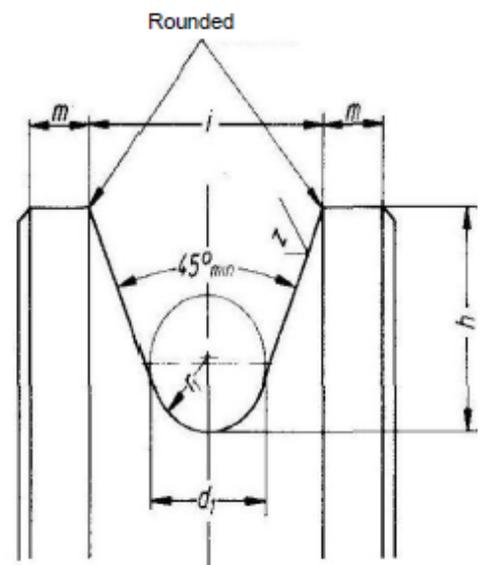
classe massima M6 e un diametro del filo pari a $d = 20\text{mm}$ si ottiene un diametro primitivo pari a $D = 460\text{mm}$.

La geometria della gola della carrucola è stata definita usando la norma DIN 15061 [31], dalla quale è stata estratta Tabella 16.

Tabella 16: Valori necessari alla definizione della geometria della gola della carrucola secondo DIN 15061. I termini riportati sono espressi in millimetri e sono da intendere come valori minimi consigliati.

Groove radius permissible deviation for accuracy				Approximate			Nominal Rope Diameter, d_1
r_1	1	2	3 ⁽¹⁾	h ⁽²⁾	i	m	d_1
1.6				8.0	9	2	3
2.2				10.0	11	2	4
2.7				12.5	14	2	5
3.2	+0.4	+0.2	+0.1	12.5	15	3	6
3.7				15.0	17	4	7
4.2				15.0	18	4	8
4.8				17.5	21	4.5	9
5.3				17.5	22	4.5	10
6.0				20.0	25	5	11
6.5	+0.6	+0.3	+0.2	20.0	25	5	12
7.0				22.5	28	5	13
7.5				25.0	31	6	14
8.0				25.0	31	6	15
8.5				27.5	34	6	16
9.0				30.0	37	6	17
9.5				30.0	38	6	18
10.0				32.5	40	7	19
10.5				35.0	43	7	20
11.0				35.0	44	7	21
12.0	+0.8	+0.4	+0.2	35.0	45	7	22
12.5				35.0	46	7	23
13.0				37.5	48	8	24
13.5				40.0	51	8	25
14.0				40.0	52	8	26
15.0				40.0	53	8	27,28
16.0				45.0	59	8	29,30
17.0				45.0	60	8	31,32
18.0				50.0	65	10	33,34
19.0				55.0	71	10	35,36
20.0				55.0	72	11	37,38
21.0				60.0	78	11	39,40
22.0				60.0	79	11	41
23.0				65.0	84	11	42,43
24.0				65.0	86	12.5	44,45
25.0	+1.6	+0.8	+0.4	67.5	89	12.5	46
26.0				70.0	91	12.5	47
				70.0	93	12.5	48
				72.5	95	12.5	49
27.0				72.5	96	12.5	50
28.0				75.0	99	12.5	52
29.0				77.5	103	12.5	54
30.0				80.0	10	12.5	56
31.0				82.5	110	12.5	58
32.0				85.0	113	12.5	60

1) For production cranes, for example, metallurgical and rolling mill cranes, precision 3 is recommended
2) $h_{\min} = d_1 \cdot \sqrt{2}$



5.4.4. Scelta del cuscinetto assiale

Il cuscinetto assiale poggia sulla gola ricavata sul giogo e funge da appoggio per il dado, il componente avvitato sul gancio. Il punto di partenza per la scelta del cuscinetto è il diametro interno, in quanto dovrà essere più grande del diametro maggiore del gancio. Il cuscinetto scelto che soddisfa le richieste di carico senza essere troppo ingombrante radialmente o verticalmente è il seguente:

SKF 51124

del quale si riportano le caratteristiche salienti in Tabella 17.

Tabella 17: Dati geometrici e di calcolo del cuscinetto assiale scelto.

Dimensione	Simbolo	Valore	Unità
<i>Dimensioni del cuscinetto</i>			
Diametro interno	d	120	mm
Diametro esterno	D	170	mm
Altezza	H	39	mm
<i>Dimensioni dello spallamento</i>			
Diametro spallamento albero	d_a	min. 150	mm
Diametro di appoggio gola	D_a	min. 140	mm
Raggio spallamento/appoggio	r_a	max. 1	mm
<i>Dati per il calcolo</i>			
Coefficiente di carico dinamico	C	127	kN
Coefficiente di carico statico	C_0	390	kN

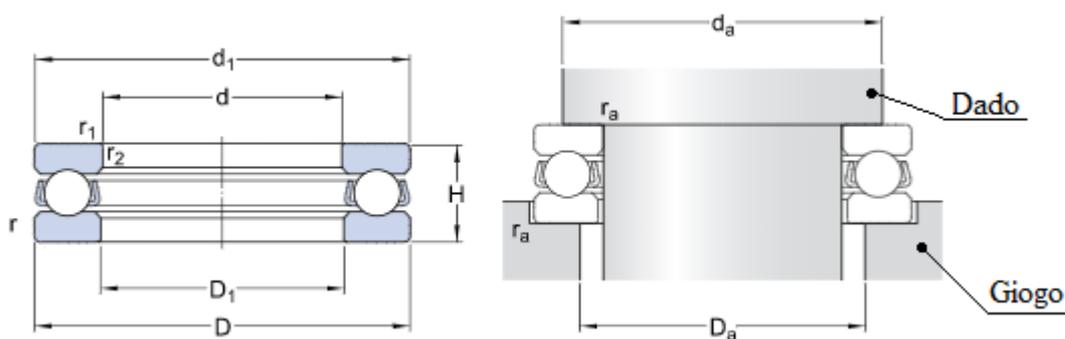


Figura 27: Descrizione parametri geometrici del cuscinetto assiale e dello spallamento.

Per poter effettuare la scelta del componente occorre considerare che la rotazione del gancio è da intendere come occasionale e, quindi, è sufficiente scegliere il cuscinetto considerando solamente il carico statico.

L'obiettivo è quello di scegliere un cuscinetto che presenti un coefficiente di sicurezza, definito secondo l'equazione (5.26), consono all'applicazione considerata.

$$s_0 = C_0/P_0 \quad (5.26)$$

Considerando che il cuscinetto è di tipo assiale a sfere e le seguenti condizioni:

- cuscinetto non rotante;
- deformazioni accettabili nel corso della normale operatività;
- carico di valore certo (ad esempio un carico che dipende dalla forza peso in presenza di un funzionamento in assenza di vibrazioni)

è possibile porre $s_0 = 0,4$ [32] [33] .

Il termine P_0 costituisce il carico assiale equivalente, da calcolare con opportuni coefficienti nel caso più generale ma in considerazione del cuscinetto assiale è possibile imporre $P_0 = S_a$. Sulla base delle equazioni (5.5) e (5.26) si ottiene per il cuscinetto assiale scelto un coefficiente di sicurezza statico $s_0 = 0,49$, maggiore di quello richiesto.

Infine, per quanto riguarda il lubrificante, è sufficiente utilizzare del comune ingrassatore spray da officina. Infatti, il moto rotatorio è tipicamente imposto in fase di aggancio, quando il cuscinetto è scarico, e in tale condizione non è necessaria alcuna lubrificazione. Occorre considerare che raramente si esegue manutenzione sui bozzelli, pertanto potrebbe capitare che il lubrificante si secchi formando piccole croste che si romperebbero nel momento in cui il gancio viene caricato creando inconvenienti al normale funzionamento. Per queste motivazioni non sono poche le occasioni in cui il cuscinetto assiale non viene mai lubrificato nel corso della sua vita ma, se necessario, lo standard qui proposto prevede una piccola luce tra dado e giogo, grazie alla quale è possibile inserire comodamente la quantità voluta di lubrificante ogni volta che se ne percepisca la necessità.

5.4.5. Scelta del cuscinetto radiale

I cuscinetti radiali sono posti tra l'albero e le carrucole. Di conseguenza, il punto di partenza per la loro scelta è il diametro interno, che deve essere pari a quello dell'albero in modo da permettere un perfetto inserimento (previa corretta scelta delle tolleranze dimensionali dell'albero, il quale sarà opportunamente rettificato).

Il tipo di cuscinetto che resiste ai carichi statici e ha una durata sufficiente senza essere eccessivamente ingombrante radialmente o in termini di larghezza è il seguente:

SKF 6022 – 2RS1

del quale si riportano le caratteristiche più importanti in Tabella 18.

Tabella 18: Dati geometrici e di calcolo del cuscinetto radiale scelto.

Dimensione	Simbolo	Valore	Unità
<i>Dimensioni del cuscinetto</i>			
Diametro interno	d	110	mm
Diametro esterno	D	170	mm
Altezza	B	28	mm
<i>Dimensioni dello spallamento</i>			
Diametro interno	d_a	min. 119	mm
	d_a	max. 128,9	
Diametro esterno	D_a	max. 161	mm
Raggio spallamento	r_a	max. 2	mm
<i>Dati per il calcolo</i>			
Coefficiente di carico dinamico	C	85,2	kN
Coefficiente di carico statico	C_0	73,5	kN

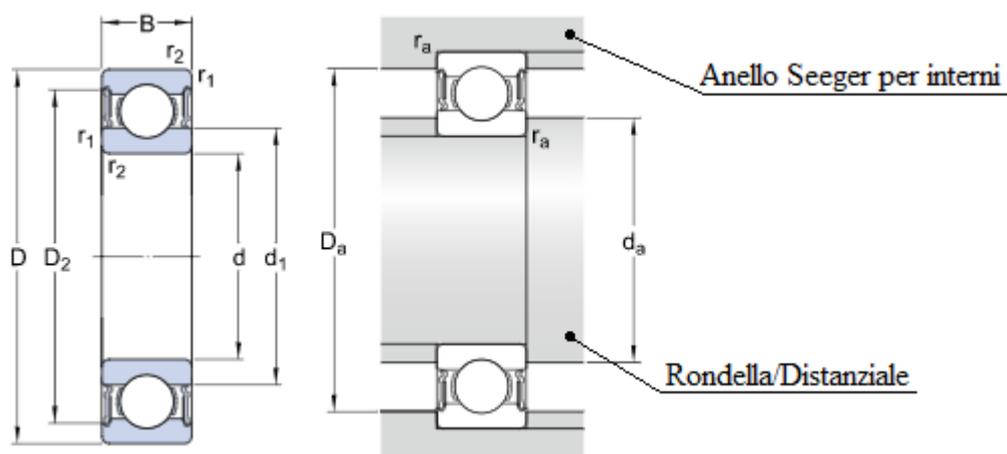


Figura 28: Descrizione parametri geometrici del cuscinetto radiale e dello spallamento.

Si sottolinea che con il termine *2RS1* si indica un cuscinetto con guarnizioni su entrambi i lati, lubrificato a vita e che non richiede manutenzione o scelta del lubrificante, in quanto definito e applicato dal produttore. Le guarnizioni, a differenza degli schermi (indicati dalla lettera *Z*), sono ottime per il tipo di funzionamento richiesto, nel quale la velocità di rotazione è molto bassa, non è richiesto basso attrito ed è necessario mantenere il grasso nel cuscinetto ed escludere la polvere così da annullare completamente la necessità di fare manutenzione nel tempo. Di fatti, a differenza del cuscinetto assiale, mantenere questi componenti sarebbe molto complicato in quanto bisognerebbe smontare completamente il bozzello. Altrimenti, per mantenere lubrificati i cuscinetti occorrerebbe realizzare dei canali che passano all'interno dell'albero per poi sfociare in prossimità della rondella che tiene separata la coppia di cuscinetti, innalzando notevolmente il costo di produzione dell'albero. Evitando di aggiungere questi canali, è sufficiente ordinare un albero già rettificato in tolleranza dimensionale $h7$ al quale vanno poi solamente aggiunti i fori necessari all'inserimento delle viti per bloccare il coperchio laterale.

Prima di procedere alla verifica del coefficiente di sicurezza del cuscinetto scelto occorre fare delle osservazioni sul tipo di carico agente. Normalmente, la fune che si dirama dalle pulegge del bozzello verso il tamburo forma un angolo di circa $2,5^\circ$ con la verticale (mostrato in Figura 29), generando così una componente assiale del carico nel seguito indicata con F_a . Tuttavia, bisogna anche considerare che il bozzello è perfettamente simmetrico rispetto ad un immaginario piano verticale posto nella mezzeria dell'albero. Pertanto, pensando ad un assemblaggio corretto e ad un preciso montaggio sul tamburo,

il carico assiale generato nella parte sinistra è perfettamente bilanciato da quello generato nella parte destra. Ipotizzando il caso peggiore, ovvero che ciò non avvenga e che il carico assiale non sia compensato nemmeno in parte, i carichi statici e dinamici equivalenti, indicati rispettivamente con i termini P_0 e P , sono da calcolare come segue:

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.27)$$

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a ; \text{ se } P_0 < F_r \text{ si assume } P_0 = F_r$$

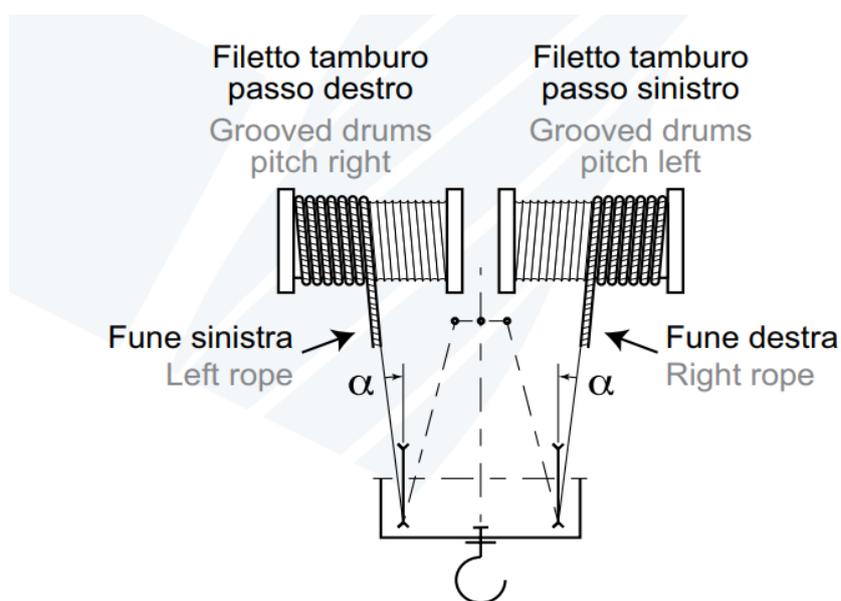


Figura 29: Angolo formato dal tiro della fune con l'asse verticale

Tabella 19: Elementi per il calcolo del carico dinamico equivalente P.

F_a/C_0	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

Il carico, sia esso radiale o assiale, si deve calcolare considerando che nel bozzello in esame sono presenti quattro pulegge ognuna delle quali presenta due cuscinetti, pertanto sul singolo cuscinetto agiscono:

$$F_r = \left(\frac{S_a}{8}\right) \cos(2,5) = 100,34 \text{ kN} \quad (5.28)$$
$$F_a = F_r \tan(2,5) = 4,38 \text{ kN}$$

In luogo delle equazioni (5.27) e della Tabella 19 è possibile porre, al momento¹⁵:

$$P_0 = P = F_r \sim \frac{S_a}{8} = 100,43 \text{ kN} \quad (5.29)$$

Il cuscinetto radiale, a differenza di quello assiale, oltre a dover sopportare i carichi agenti deve garantire una certa durata data dalla stima del numero di giri che esso compirà nel corso della vita prevista per l'intero carro ponte. Per queste motivazioni, oltre la verifica statica, occorre considerare anche una verifica sulla durata.

In primo luogo, per quanto riguarda il coefficiente di sicurezza statico, considerando un cuscinetto radiale a sfere e le seguenti altre condizioni:

- cuscinetto rotante;
- esigenze relative alla silenziosità non importanti, il che implica la possibilità di poter accettare piccole deformazioni durante la normale operatività;
- carico di valore certo (ad esempio un carico che dipende dalla forza peso in presenza di un funzionamento in assenza di vibrazioni)

è possibile porre $s_0 = 0,5$ [32] [33].

Considerando l'equazione (5.26) si ottiene per il cuscinetto assiale scelto un coefficiente di sicurezza statico $s_0 = 0,73$, maggiore di quello richiesto.

La verifica di durata necessita del carico dinamico P il quale, sebbene rimanga possibile trascurare qualunque contributo assiale, non può essere paragonato alla controparte statica P_0 come fatto nell'equazione (5.29). Nel corso di un ciclo di sollevamento il cuscinetto radiale non è costantemente sollecitato al valore massimo poiché non è sempre

¹⁵ Si mostrerà in seguito un modo più corretto per il calcolo di P , il quale deve comunque tener conto solo del termine radiale ma può essere ridotto in modulo.

vero che ad un movimento di salita o discesa del bozzello corrisponde un carico applicato al gancio. Nonostante ciò non costituisca un problema nella verifica statica, in quanto bisogna considerare sempre il massimo carico agente anche se questo venisse applicato per brevi istanti, nel caso della durata occorre tener conto che nei cicli del cuscinetto circa la metà sono effettuati sorreggendo un carico sostanzialmente trascurabile rispetto a quello massimo, dovuto solo al peso di componenti come l'albero, gli scudi o il gancio. Si impone, quindi, un carico (radiale) medio come segue [25] [34]:

$$P = F_{r,m} = \frac{2F_{r,max} + F_{r,min}}{3} \quad (5.30)$$

Dove:

- $F_{r,max}$ è il carico che si ottiene dividendo S_a per il numero di cuscinetti presenti;
- $F_{r,min}$ è il carico percepito dal cuscinetto radiale quando il bozzello è scarico. Come detto in precedenza, per semplicità si è deciso di considerare una massa da sorreggere pari all'intera massa del bozzello S_G indistintamente dal componente considerato.

Al fine di verificare che la durata del cuscinetto sia sufficiente occorre che esso resista un numero di ore maggiore o uguale al numero di ore di utilizzo richieste al meccanismo, le quali sono definite secondo Tabella 4. Sapendo che il bozzello opera nelle classi M4-M5-M6 nel caso del cuscinetto radiale è preferibile controllare che esso resista in entrambi gli estremi, in quanto nella classe M4 è applicato un carico maggiore per pochi cicli e viceversa nella classe M6. Pertanto, considerando un regime di carico L4 (molto pesante), alla classe M4 corrisponde un regime di utilizzo T2 (800 ore) mentre alla classe M6 corrisponde un regime di utilizzo T4 (3200 ore).

La durata di base del cuscinetto espressa in ore, ovvero la durata raggiunta o superata da almeno il 90% dei cuscinetti, è calcolata assumendo una velocità di rotazione del cuscinetto costante e ricorrendo all'equazione (5.31)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.31)$$

Con $p = 3$ per i cuscinetti radiali. Maggiori informazioni sul calcolo della velocità di rotazione del cuscinetto n , pari a 12,8 rpm, sono riportate in Appendice B.

Considerando la classe M4 si ottiene una durata pari a 2562 ore, mentre in classe M6 si hanno 8244 ore: in entrambi i casi viene soddisfatta la verifica sulla durata. Come prevedibile a causa delle basse velocità di sollevamento e, quindi, di rotazione delle pulegge, la verifica maggiormente stringente continua ad essere quella relativa al carico statico.

5.5. Verifica a fatica: introduzione

La verifica a fatica viene eseguita sulla base di quanto suggerito dalla norma F.E.M 1.001 [35]. Nel seguito si presenterà il metodo in linea generale per poi indicare i coefficienti di sicurezza ottenuti ed eventuali osservazioni.

Per le funi tale verifica non è necessaria tenendo conto degli elevati coefficienti di sicurezza statici impiegati [28], i quali provengono da specifiche normative che, a loro volta, non la ritengono necessaria. Inoltre, una fune dura tanto di più quanto maggiore è il diametro della puleggia: il dimensionamento eseguito secondo l'equazione (5.25) e i coefficienti in esso presenti sono stati definiti proprio allo scopo di assicurare per ogni classe del meccanismo un'adeguata vita a fatica per le funi [36].

In sintesi, la vita a fatica di un componente è influenzata da molteplici fattori, tra i quali si citano:

- Il carico applicato: ovviamente, a parità di tutto con carichi maggiori il componente durerà meno.
- Il materiale con il quale è realizzato il componente: in linea generale, diversi materiali sono sensibili in maniera differente ai vari fattori che influenzano la vita a fatica tra cui, ad esempio, la forma. Ad esempio, brusche variazioni di forma potrebbero portare una ghisa a comportarsi meglio di un acciaio.
- La forma del componente, condizioni superficiali, stato di corrosione, dimensioni (effetti di scala). Un pezzo molto grande con brusche variazioni di forma, con una superficie molto rugosa e poco finita, presenterà una pessima resistenza a fatica.
- Il rapporto di carico $k = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$. Nel caso del bozzello, il carico massimo si ha nel momento in cui il gancio solleva la portata nominale, mentre il carico minimo si ha nel momento in cui non viene movimentato alcun oggetto. Pertanto, nel corso

della normale operatività della gru, è possibile assumere per il meccanismo di sollevamento un rapporto di carico nullo.

- Il numero di cicli di sollevamento.

Il punto di partenza dell'analisi teorica è il ciclo alterno-simmetrico (tensione media nulla e rapporto di carico $k = -1$) applicato ad un provino finito per il quale è noto il limite di fatica¹⁶. Invece, il limite di fatica del componente reale deve tener conto dei termini elencati in precedenza.

Sulla base di quanto detto è possibile osservare che per via del basso numero di cicli considerati la fatica costituirà una verifica secondaria rispetto al dimensionamento statico. Considerando che alcuni componenti sono stati dimensionati seguendo quanto imposto da normativa in termini di geometrie e carichi tollerabili e che altri sono soggetti solo a sollecitazioni di compressione (dado), gli unici due componenti per i quali si ritiene necessaria la verifica a fatica sono l'albero e il giogo. Il primo perché è realizzato in materiale più fragile rispetto ad un comune acciaio strutturale (ed è questo il motivo per il quale si è voluto evitare l'introduzione di spallamenti, i quali avrebbero introdotto concentrazioni delle tensioni e ridotto drasticamente la vita a fatica), mentre il secondo perché è il più sollecitato staticamente e presenta anche una zona caratterizzata da una brusca variazione di geometria in prossimità del passaggio dal perno alla sezione centrale. Se nel caso statico probabilmente ciò comporterà snervamento localizzato (tollerabile), occorre verificare se nell'ambito della fatica si verificherà una riduzione di vita utile troppo drastica.

Infine, si sottolinea che nel calcolo delle tensioni agenti nel caso della fatica (equazione 5.38) non si tiene conto del termine γ_m [37]. Tuttavia, poiché le metodologie con le quali si quantificano le tensioni agenti sui componenti sono le medesime, è sufficiente dividere le tensioni calcolate nel caso statico per il coefficiente sopraindicato.

¹⁶ Valore di tensione al di sotto della quale il componente ha vita infinita. In realtà, in queste condizioni occorre applicare la teoria della fatica ad elevatissimo numero di cicli che mostra come nessun componente reale può avere vita infinita.

5.5.1. Verifica a fatica: metodo generale

È possibile calcolare la resistenza a fatica teorica¹⁷ di un provino finito e sottoposto ad un carico alterno simmetrico ($2 * 10^6$ cicli) mediante le equazioni (5.32).

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}} \quad (5.32)$$

$$\sigma_{bw} = 0,5\sigma_R$$

Tale resistenza è un valore ottenibile solo in laboratorio e in condizioni fortemente controllate che non sono mai riproducibili nella normale operatività di un componente reale. Come detto in precedenza, numerosi sono gli elementi che influiscono sul comportamento a fatica del componente e, per tener conto di forma, dimensioni, condizioni superficiali e corrosione, si utilizzano i seguenti coefficienti:

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{k_s k_d k_u k_c} \quad (5.33)$$
$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_s k_d k_u k_c}$$

Tutti i fattori riportati hanno valori maggiori o uguali ad uno e sono rispettivamente:

- k_s è il fattore di forma;
- k_d è il fattore di dimensione;
- k_u è il fattore che tiene conto dello stato superficiale del componente;
- k_c è il fattore che tiene conto dell'eventuale corrosione. Generalmente, a meno che il bozzello realizzato non venga impiegato in un carro ponte che opera in ambiente fortemente corrosivo, è possibile ritenerlo unitario.

Come è possibile notare la resistenza a fatica è influenzata negativamente da tutti gli elementi citati o, al massimo, non ne è condizionata se il relativo coefficiente ha valore unitario.

Per determinare il fattore di forma k_s si può far riferimento ai grafici riportati nella normativa F.E.M. 1.001 i quali, tuttavia, sono disponibili solo per pochi casi particolari e sono fortemente sommari. Pertanto, per questo termine (il quale viene generalmente definito *fattore di intensificazione delle tensioni a fatica* K_f) è preferibile utilizzare quanto

¹⁷ Comunemente si fa riferimento ad una sopravvivenza statistica del 90%.

disponibile all'interno di testi che trattano in maniera più estesa il fenomeno della rottura per fatica [38].

Per il fattore di dimensione k_d si può far riferimento alla Tabella 20: come è possibile notare più il componente è grande minore sarà la sua resistenza a fatica.

Tabella 20: Fattore di dimensione k_d secondo normativa F.E.M. 1.001 – geometria cilindrica -.

d (mm)	10	20	30	50	100	200	400
k_d	1	1,1	1,25	1,45	1,65	1,75	1,8

Anche in questo caso la disponibilità di dati sulla normativa è molto limitata, in quanto il fattore di dimensione è disponibile solo per componenti dalla geometria cilindrica. Se questo è sufficiente per l'albero e il perno del giogo, non lo è invece per la sua sezione centrale. Pertanto, anche per tale fattore nel momento in cui sarà necessario si farà riferimento ad altre fonti disponibili in letteratura.

Il fattore di finitura superficiale k_u e di corrosione k_c sono individuabili mediante i grafici riportati in Figura 30, sottolineando che nella definizione dello standard per bozzelli qui esposto si farà sempre riferimento ad ambienti di lavoro per i quali la corrosione è un fenomeno trascurabile. Pertanto, si porrà sempre $k_c = 1$.

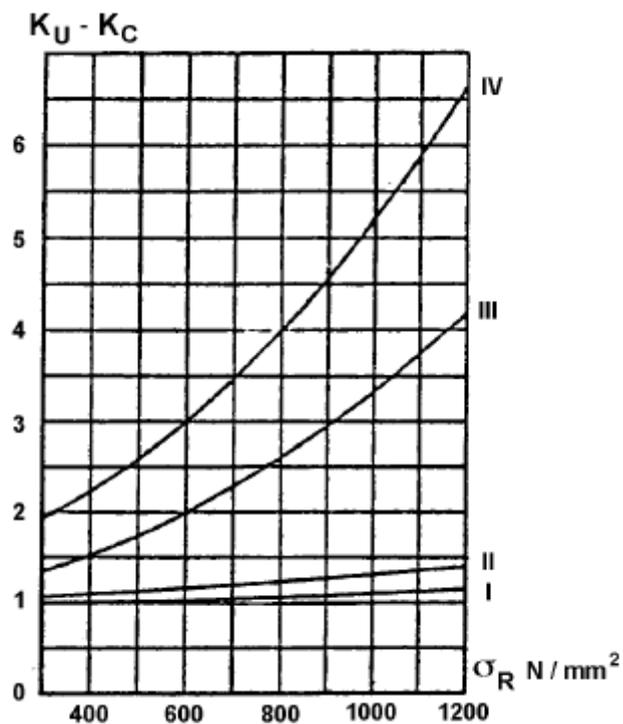


Figura 30: Diagramma per il calcolo dei fattori di finitura superficiale k_u e di corrosione k_c secondo normativa F.E.M. 1.001.

Si introduce, infine, l'influenza del rapporto di carico nel limite di fatica come indicato dalle equazioni (5.34).

Tensione normale

$$-1 \leq k < 0 \quad \sigma_d = \frac{5\sigma_{wk}}{3 - 2k}$$

$$0 \leq k < 1 \quad \sigma_d = \frac{5\sigma_{wk}}{3 \left\{ 1 - \left[\left(\frac{1 - 5\sigma_{wk}}{3\sigma_R} \right) k \right] \right\}}$$

Tensione di taglio

$$-1 \leq k < 0 \quad \tau_d = \frac{5\tau_{wk}}{3 - 2k}$$

$$0 \leq k < 1 \quad \tau_d = \frac{5\tau_{wk}}{3 \left\{ 1 - \left[\left(\frac{1 - 5\sqrt{3}\tau_{wk}}{3\sigma_R} \right) k \right] \right\}}$$

(5.34)

Con riferimento alla curva di Wohler (Figura 31), si calcolano:

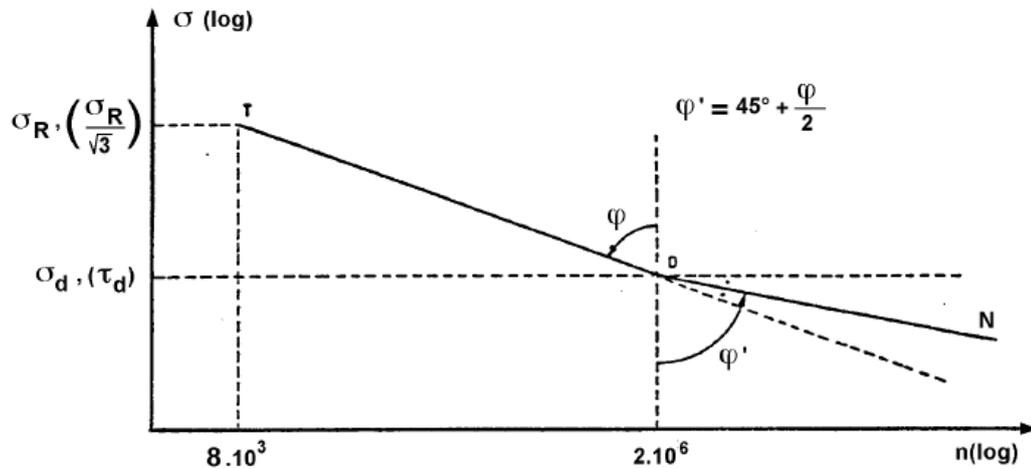


Figura 31: Curva di Wohler. Si noti come la normativa F.E.M. 1.001 non considera orizzontale il tratto di curva dopo il limite di fatica: nessun componente ha vita infinita.

	$\sigma = \sigma_R$
$n = 8 * 10^3$	$\tau = \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}}$
$8 * 10^3 \leq n \leq 2 * 10^6$	$c = \tan(\varphi) = \frac{[\log(2 * 10^6) - \log(8 * 10^3)]}{[\log(\sigma_R) - \log(\sigma_d)]}$ (5.35)
$n = 2 * 10^6$	$\sigma = \sigma_d$
	$\tau = \tau_d$
$n > 2 * 10^6$	$c' = \tan(\varphi') = c + \sqrt{c^2 + 1}$

Il parametro c , che indica la pendenza della curva di Wohler, è indice di un cattivo design del componente se inferiore a 2,5 e in tal caso se ne sconsiglia la messa in esercizio.

Tenendo conto anche della dipendenza dal numero di cicli, la resistenza a fatica del componente reale può essere calcolata come segue [39]:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left(K_m \frac{n}{n_d}\right)^{\frac{1}{c}}} = \frac{\sigma_d}{\left(K_m \frac{n}{2 * 10^6}\right)^{\frac{1}{c}}}$$

$$\tau_k = \frac{\tau_d}{\left(K_m \frac{n}{n_d}\right)^{\frac{1}{c}}} = \frac{\tau_d}{\left(K_m \frac{n}{2 * 10^6}\right)^{\frac{1}{c}}}$$
(5.36)

Affinché sia soddisfatta la verifica a fatica è necessario che le tensioni normali o di taglio agenti siano minori delle corrispettive tensioni ammissibili di fatica.

$$\begin{aligned}\sigma &\leq \sigma_{af} \\ \tau &\leq \tau_{af}\end{aligned}\tag{5.37}$$

Nel caso di componenti sollecitati contemporaneamente a tensioni normali e di taglio occorre appurare anche che:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{af}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{af}}\right)^2 \leq 1\tag{5.38}$$

Dove σ_{af} e τ_{af} sono le tensioni limite di fatica calcolate dividendo la resistenza a fatica del componente reale per un coefficiente di sicurezza, come mostrato nelle equazioni (5.39).

$$\begin{aligned}v_k &= 3,2^{\frac{1}{c}} \text{ oppure } v_k = 3,2^{\frac{1}{c'}} \\ \sigma_{af} &= \frac{\sigma_k}{v_k} \\ \tau_{af} &= \frac{\tau_k}{v_k}\end{aligned}\tag{5.39}$$

5.5.2. Verifica a fatica: Albero

L'albero è un componente cilindrico senza cambi di geometria. Escludendo fenomeni di corrosione e considerando una superficie finemente lavorata si pongono:

$$\begin{aligned}k_s &= 1 \\ k_d &= 1,67 \\ k_c &= 1 \\ k_u &= 1,05\end{aligned}\tag{5.40}$$

Si riportano in Tabella 21 le tensioni necessarie alla verifica a fatica del componente.

Tabella 21: Valori necessari per la verifica a fatica dell'albero.

Simbolo	Valore	Unità di misura
σ	276	MPa
τ	50	MPa
σ_{bw}	375	MPa
τ_{bw}	217	MPa
σ_{wk}	215	MPa
τ_{wk}	124	MPa
σ_d	358	MPa
τ_d	207	MPa
c	7,47	-
ν_k	1,17	-
σ_k	569	MPa
τ_k	328	MPa
σ_{af}	487	MPa
τ_{af}	281	MPa
$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{af}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{af}}\right)^2$	0,35	-

Come previsto il componente, per via della sua semplice geometria e dei pochi cicli di fatica sostenuti, risulta essere facilmente verificato.

5.5.3. Verifica a fatica: Giogo

Come per il dimensionamento statico, anche nel caso della fatica il giogo sarà suddiviso nella parte perno e nella sezione centrale effettuando le verifiche in maniera separata. A causa della brusca variazione di geometria presente nella zona di attacco perno-sezione centrale, si prevede per il perno una verifica a fatica più difficoltosa rispetto a quanto visto per l'albero o per la vicina sezione centrale.

Il fattore di intensificazione delle tensioni a fatica è calcolato come segue:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (5.41)$$

Dove il termine q è il *fattore di sensibilità all'intaglio* e indica quanto un componente sia sensibile all'intaglio in funzione del materiale e del raggio di intaglio; K_t è il fattore di intensificazione delle tensioni statico, dipendente solamente dalla geometria in esame.

Il termine \sqrt{a} è la costante di Neuber (\sqrt{mm}) ed è funzione del materiale, mentre il termine r è il raggio di intaglio, da inserire in \sqrt{mm} nell'equazione (5.41). Nel caso del perno, è possibile assumere $r = 2mm$ (Figura 17), mentre per la sezione centrale del giogo si assume in via cautelativa un fattore di sensibilità all'intaglio unitario.

Per calcolare la costante di Neuber si può far riferimento all'equazione empirica (5.42)¹⁸ nel caso di tensione normale e flessione:

$$\sqrt{a} = 1,24 - 2,25 \cdot 10^{-3} \sigma_R + 1,6 \cdot 10^{-6} \sigma_R^2 - 4,11 \cdot 10^{-10} \sigma_R^3 \quad (5.42)$$

Infine, il fattore relativo alla finitura superficiale k_u viene calcolato considerando una superficie grezza indipendentemente dalla sezione considerata.

¹⁸ Detta *Equazione di Neuber*. La tensione di rottura è da inserire in MPa.

5.5.3.1. Verifica a fatica del giogo (perno)

Si riportano di seguito i fattori di riduzione della vita a fatica:

$$\begin{aligned}
 k_s &= 1,95 \\
 k_d &= 1,61 \\
 k_c &= 1 \\
 k_u &= 1,12
 \end{aligned}
 \tag{5.43}$$

Per il calcolo del fattore di intensificazione delle tensioni statico, necessario al calcolo di k_s , si è fatto riferimento al grafico riportato in Figura 32.

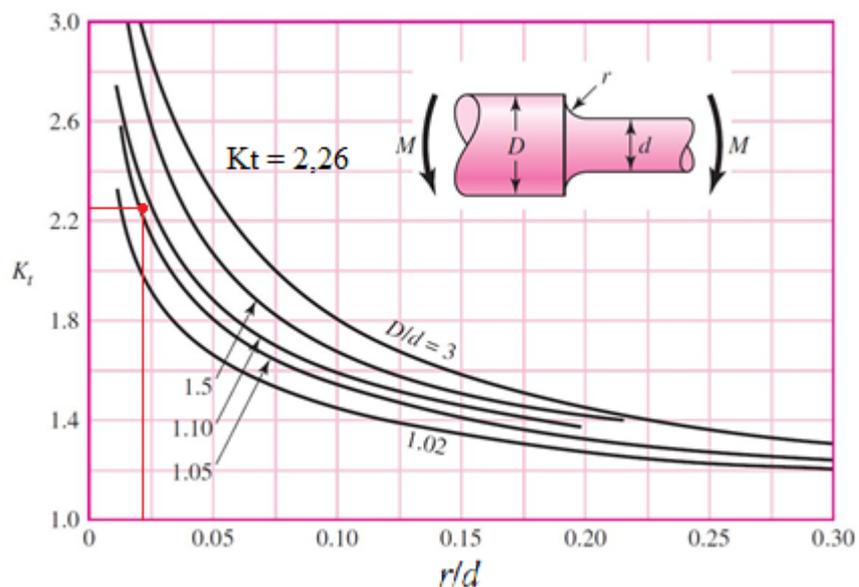


Figura 32: Calcolo del fattore di intensificazione delle tensioni statico K_t - perno -.

Con riferimento alla Figura 17, si ha:

$$\begin{aligned}
 \frac{D}{d} &= \frac{h}{d} = 1,07 \\
 \frac{r}{d} &= 0.02 \\
 K_t &= 2,26
 \end{aligned}
 \tag{5.44}$$

Si riportano in Tabella 22 le tensioni necessarie alla verifica a fatica del componente.

Tabella 22: Valori necessari per la verifica a fatica del giogo – perno-.

Simbolo	Valore	Unità di misura
σ	119	MPa
τ	80	MPa
σ_{bw}	255	MPa
τ_{bw}	147	MPa
σ_{wk}	72	MPa
τ_{wk}	42	MPa
σ_d	120	MPa
τ_d	70	MPa
c	3,83	-
ν_k	1,36	-
σ_k	297	MPa
τ_k	172	MPa
σ_{af}	219	MPa
τ_{af}	127	MPa
$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{af}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{af}}\right)^2$	0,7	-

Come previsto, a causa della brusca variazione di sezione che si traduce in un elevato fattore di forma k_s , c'è una maggior difficoltà a verificare il componente a fatica.

5.5.3.2. Verifica a fatica del giogo (sezione centrale).

Si riportano di seguito i fattori di riduzione della vita a fatica:

$$\begin{aligned}
 k_s &= 1,47 \\
 k_d &= 1 \\
 k_c &= 1 \\
 k_u &= 1,12
 \end{aligned}
 \tag{5.45}$$

Per il calcolo del fattore di intensificazione delle tensioni si è fatto riferimento al grafico riportato in Figura 33.

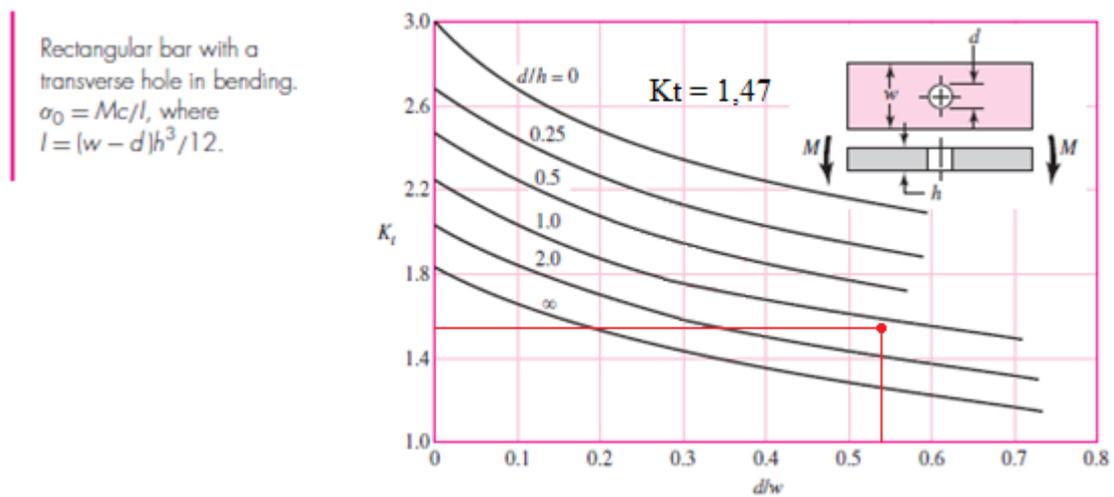


Figura 33: Calcolo del fattore di intensificazione delle tensioni statico K_t - sezione centrale -.

Con riferimento alla Figura 17, si ha:

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{w} &= \frac{D}{B} = 0,53 \\
 \frac{d}{h} &= \frac{D}{h} = 1,19 \\
 K_t &= 1,47
 \end{aligned}
 \tag{5.46}$$

Invece, per determinare il fattore di dimensione k_d occorre considerare che la sezione centrale ha forma rettangolare. È possibile definire un diametro equivalente come segue¹⁹ [40]:

$$d_e = 0,808\sqrt{hB} = 113 \text{ mm} \quad (5.47)$$

Si calcola poi il fattore di dimensione k_d .

$$k_d = \begin{cases} 1,24d_e^{-0.107} & 2,79 \leq d \text{ (mm)} \leq 51 \\ 1,51d_e^{-0.157} & 51 \leq d \text{ (mm)} \leq 254 \end{cases} \quad (5.48)$$

Si ottiene $k_d = 0,72$. Considerando che la sezione rettangolare ipotizzata è piena, mentre la sezione centrale reale è cava, si pone $k_d = 1$ ragionando in sicurezza.

Si riportano in Tabella 23 le tensioni necessarie alla verifica a fatica del componente.

Tabella 23: Valori necessari per la verifica a fatica del giogo – sezione centrale -.

Simbolo	Valore	Unità di misura
σ	136	MPa
σ_{bw}	255	MPa
σ_{wk}	155	MPa
σ_d	259	MPa
c	8,14	-
ν_k	1,15	-
σ_k	396	MPa
σ_{af}	343	MPa
$\frac{\sigma}{\sigma_{af}}$	0,4	-

Anche la sezione centrale del giogo soddisfa ampiamente la verifica a fatica.

¹⁹ Per i valori dei parametri h e B si faccia riferimento alla Figura 17.

6. Capitolo

Verifica numerica del bozzello mediante analisi agli elementi finiti

6.1. Introduzione

In questo capitolo si sfrutterà la modellazione numerica del bozzello per mostrare come esso non sia eccessivamente sollecitato, individuando anche eventuali punti critici. Dove possibile si indicherà se i risultati ottenuti siano in accordo con quanto calcolato in precedenza e nel caso contrario saranno esposte le motivazioni.

Si sottolinea che l'analisi riportata nel presente capitolo non si propone di replicare gli schemi di carico teorici ipotizzati in precedenza al fine di verificare singolarmente ogni componente. Ci si propone, invece, di notare come nel caso in cui la simulazione venga effettuata su un assieme le tensioni che si sviluppano sul singolo componente possano essere molto diverse da quelle calcolate in precedenza, in quanto queste derivano dall'interazione con altri modelli solidi.

Per garantire la correttezza degli esiti della simulazione è fondamentale non realizzare mesh distorte, per cui sarà utilizzata una geometria semplificata nella quale sono stati rimossi tutti gli organi di collegamento (in quanto non particolarmente sollecitati) e geometrie non funzionali ai calcoli. Si è inoltre deciso di effettuare la verifica suddividendo il bozzello in due zone distinte: parte alta e parte bassa. Operando in questo modo e imponendo correttamente vincoli e carichi agenti, è possibile eseguire due simulazioni equivalenti ad una completa mantenendo ridotto il numero di nodi e di

elementi presenti e di conseguenza il tempo necessario per eseguire la singola simulazione.

Infine, si effettuerà un'analisi maggiormente dettagliata sul giogo a causa della forte intensificazione delle tensioni inevitabilmente presente nella zona di attacco perno-sezione centrale. Si mostrerà come i risultati della simulazione siano perfettamente in accordo con quanto teorizzato dalla letteratura in merito al comportamento plastico degli acciai e che, in queste condizioni, un'analisi numerica in campo elastico avrebbe fornito risultati fuorvianti.

Si conclude l'introduzione evidenziando che il presente capitolo non si propone di descrivere i capisaldi teorici e i problemi intrinseci di un'analisi agli elementi finiti, bensì di utilizzarla unicamente come strumento mostrando quanto sia importante un'analisi critica dei risultati per capire se quanto ottenuto sia accettabile o meno. In ogni caso saranno motivate le scelte fatte nell'impostazione dell'analisi.

6.2. Analisi agli elementi finiti: cenni

I componenti di geometria semplice possono essere modellati facilmente applicando le metodologie di calcolo presenti nella vasta letteratura dell'ingegneria meccanica oppure imposte da norme tecniche. Tuttavia, nel momento in cui il componente presenti una geometria complessa, non è più possibile utilizzare modelli analitici capaci di essere contemporaneamente di facile soluzione e in grado di restituire risultati affidabili per il caso specifico. In queste condizioni si ricorre sempre più spesso all'analisi numerica mediante elementi finiti (Finite Element Analysis – FEA – o Finite Element Method – FEM) i cui risultati vengono poi tipicamente validati solo a seguito di opportune verifiche sperimentali.

Esistono svariati software per lo scopo e nel caso del lavoro esposto è stato utilizzato Ansys in ambiente Workbench. In estrema sintesi, mediante l'analisi FEM è possibile ricavare il campo di tensioni, spostamenti e deformazioni di componenti di geometria complessa con carichi e vincoli qualsiasi, siano essi statici o iperstatici. Si faccia inoltre attenzione che tale analisi è intesa nel presente capitolo in ambito meccanico, ma è applicabile in ogni altro ramo dell'ingegneria: termico, elettrico, fluidodinamico, ecc. Inoltre, anche nel solo ambito meccanico è possibile effettuare studi su problemi lineari

e non lineari, statici o dinamici, o analizzare numericamente il comportamento plastico di un materiale. Considerando il funzionamento del bozzello, si ritiene sufficiente una analisi statica in campo elastico mentre per il giogo si renderà necessaria la caratterizzazione del comportamento plastico del materiale che lo compone.

L'approccio seguito nell'analisi agli elementi finiti prevede di suddividere il componente reale, che è un continuo, in un insieme di elementi discreti dei quali è noto il comportamento meccanico. Gli elementi presentano uno specifico comportamento identificato da quelle che sono chiamate *funzioni di forma* e interagiscono fra loro scambiandosi forze e spostamenti mediante punti particolari, detti nodi. Grazie alle funzioni di forma, quanto è noto ai nodi è noto in ogni altro punto dell'elemento e di conseguenza è possibile ricavare la soluzione dell'intero modello discretizzato. I nodi sono i soli punti che caratterizzano l'elemento: è ad essi che è possibile applicare carichi²⁰, spostamenti o vincoli (che altro non sono che valori nulli di specifici spostamenti) e sono i punti che uniscono gli elementi e che permettono la congruenza del continuo elastico. Inoltre, in base al tipo di elemento i nodi presentano un numero specifico di *gradi di libertà* nel piano o nello spazio, ovvero il numero di spostamenti o rotazioni indipendenti che esso è in grado di compiere. Un nodo può avere al massimo sei gradi di libertà: tre di rotazione e tre di traslazione. Complessivamente è possibile avere elementi piani o solidi che permettono, rispettivamente, di effettuare simulazioni 2D o 3D. Volendo simulare il comportamento dei componenti del bozzello studiando l'intero assieme, nella presente tesi si farà riferimento ad un'analisi tridimensionale.

Ogni testo che tratti dell'analisi agli elementi finiti, sia esso più improntato sulla teoria o sullo specifico utilizzo di un software sottolinea come questo metodo non possa restituire risultati analiticamente esatti ma solo ingegneristicamente accettabili. Più nel dettaglio, l'affidabilità della soluzione cresce aumentando il numero di elementi utilizzati, anche se occorre assicurarsi che non siano presenti punti singolari all'interno del modello poiché in queste condizioni aumentando il numero di elementi la tensione calcolata tende ad infinito. In conclusione, l'aspetto fondamentale di una corretta simulazione è il bilanciamento tra precisione dei risultati e tempo necessario per ottenerli, in quanto aumentando il numero degli elementi crescono entrambi.

²⁰ Anche i carichi termici o distribuiti sono ricondotti ai nodi mediante *carichi nodali equivalenti*.

6.3. Semplificazione della geometria

Al fine di ottenere una mesh quanto più possibile regolare, soprattutto per quei componenti per i quali semplificando è possibile utilizzare elementi quadrangolari, è necessario ripensare la geometria reale del bozzello relativamente all'analisi che si sta facendo. Raccordi in parti del componente non sollecitati non sono necessari, come anche è possibile eliminare dal complessivo tutti quei componenti che non sono sollecitati. Inoltre, si consideri che maggiori sono i punti di contatto da definire (per ognuno dei quali occorre anche specificare il tipo di contatto da simulare) tra i componenti, maggiori sono i tempi necessari per eseguire la simulazione. Pertanto, introdurre nell'analisi il modello reale di un cuscinetto aumenterebbe esponenzialmente i tempi di calcolo, in quanto il software dovrebbe considerare anche l'interazione di ogni singola sfera con le due piste. Procedendo in questo modo aumenterebbero esponenzialmente i tempi di calcolo, senza fornire alcun aggiunto all'analisi: se studiando i componenti principali di interesse si ottenessero tensioni in linea con quanto calcolato, allora sarebbe possibile ritenere validi gli schemi di calcolo utilizzati e di conseguenza anche la scelta dei cuscinetti. Pertanto, questi componenti (come anche i cavi) saranno modellati come modelli solidi pieni il cui materiale è un generico acciaio²¹. Per le stesse motivazioni sono stati rimossi componenti non particolarmente sollecitati e non rilevanti, come i carter di copertura delle carrucole, le piastrine presenti sul dado e in prossimità della parte bassa dello scudo e ogni giunzione bullonata con i relativi fori. Tuttavia, poiché nel corso del dimensionamento dello scudo si è ipotizzato che la zona attorno al foro basso fosse quella maggiormente sollecitata, si è deciso di non eliminare i fori in corrispondenza di tale zona in modo da visualizzare più correttamente il campo tensionale.

Inoltre, per semplificare maggiormente l'analisi si sfrutta la perfetta simmetria del bozzello rispetto al piano verticale centrale analizzando solo metà dell'assieme. Ciò implica di dover imporre solo metà del carico agente (Eq. 5.5) sul gancio.

Si riporta in Figura 34 e in Figura 35 il modello semplificato del bozzello per le due distinte simulazioni.

²¹ Per una analisi strutturale statica il modulo di Young e il coefficiente di Poisson sono i parametri sufficienti e necessari per caratterizzare interamente il comportamento di un materiale [43]. Nel caso di un comune acciaio è possibile porre $E = 210\,000\text{ MPa}$ e $\nu = 0,3$.

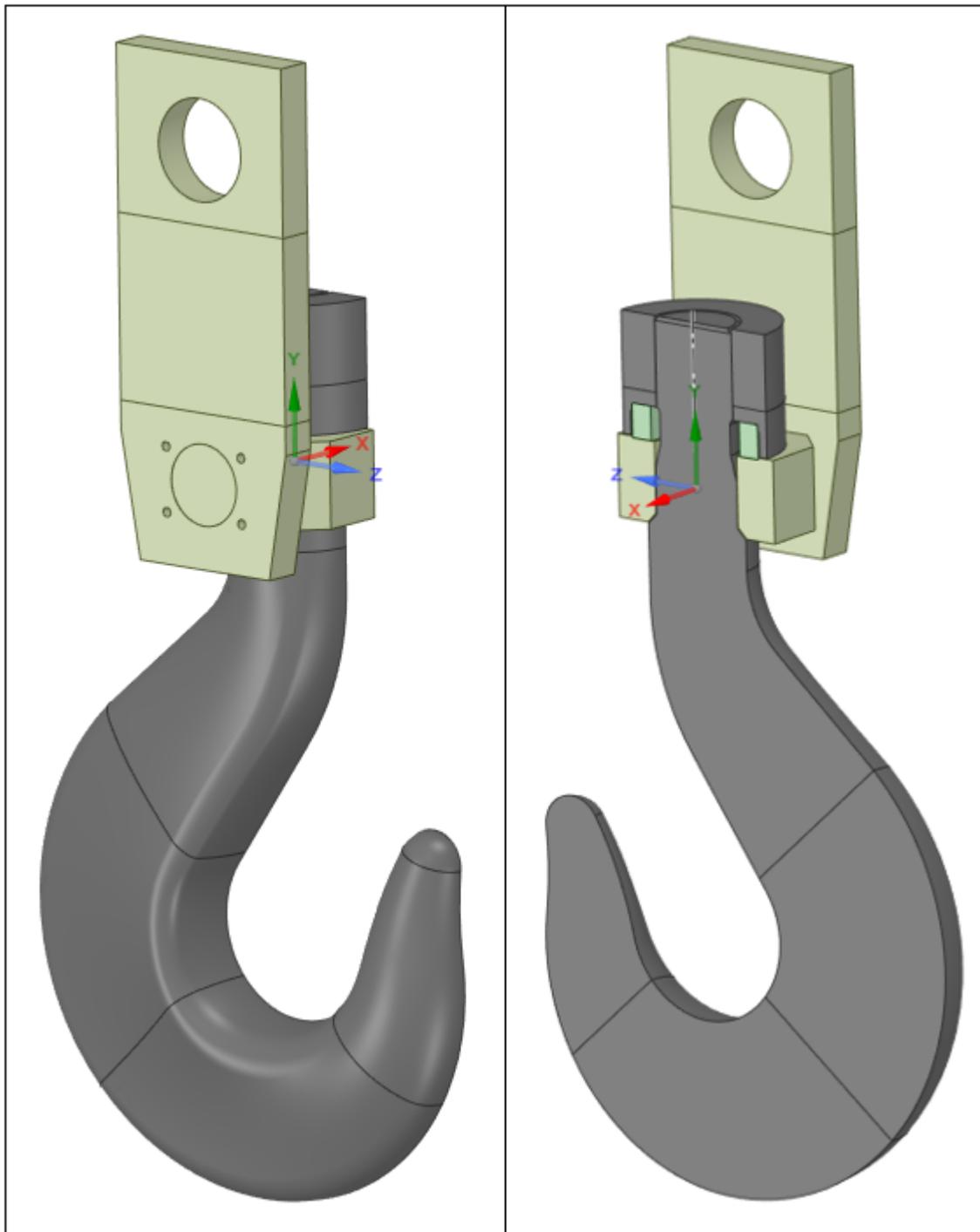


Figura 34: Modello semplificato del bozzello - parte inferiore -.

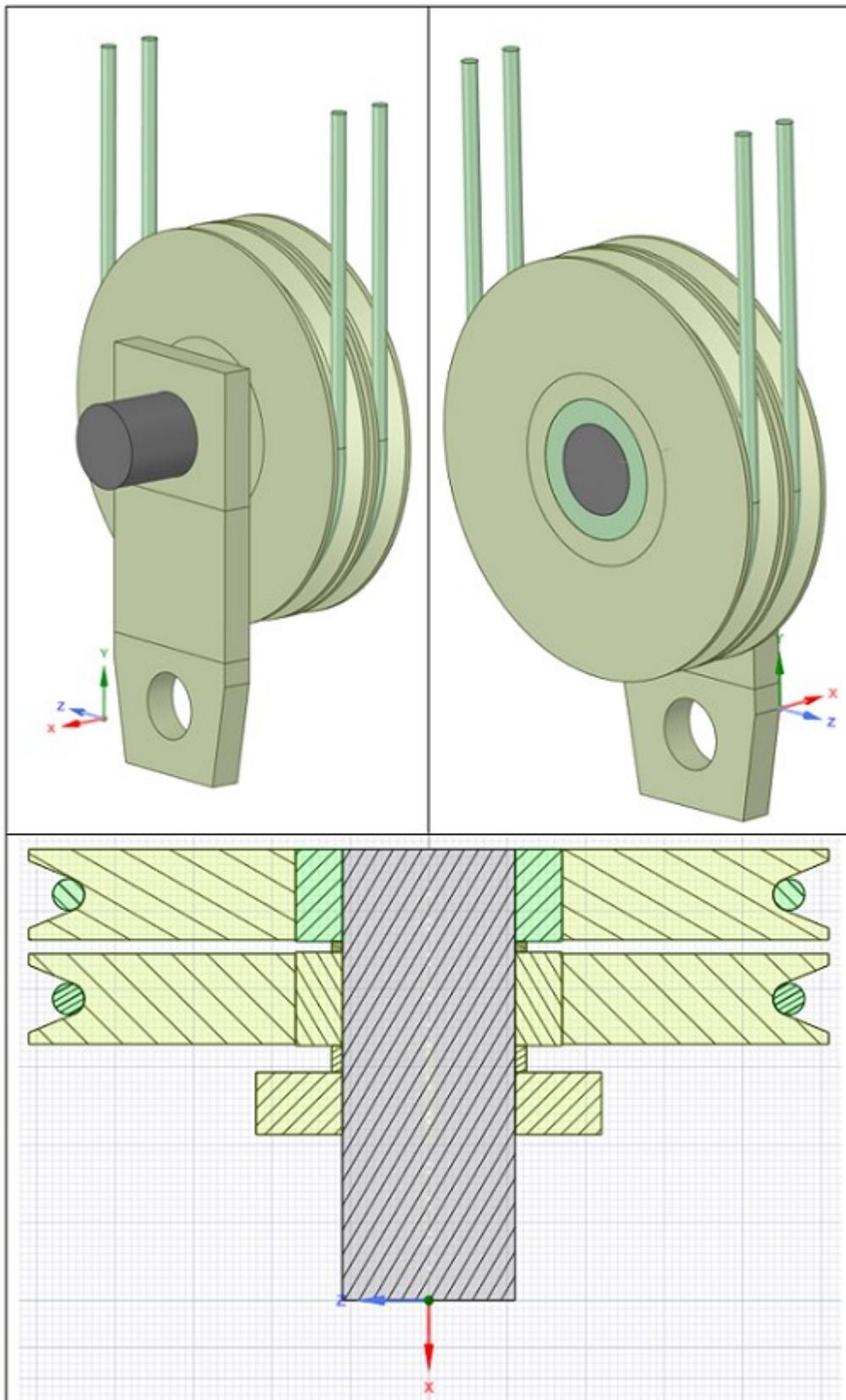


Figura 35: Modello semplificato del bozzello - parte superiore -.

Si noti che:

- I cuscinetti sono stati modellati come componenti solidi eliminando sfere e piste. Nel caso delle pulegge il solido ingloba anche l'anello seeger e l'intera coppia di cuscinetti radiali.
- I cavi sono stati modellati come corpi cilindrici a contatto con il fondo della gola della carrucola. Si motiverà la loro presenza nel seguito.
- I fori in prossimità della parte bassa dello scudo sono rilevanti solo nel momento in cui si analizza questa zona e, pertanto, sono presenti solo nel caso di Figura 34.
- È stato eliminato ogni tipo di smusso o raccordo in modo da poter semplificare l'operazione di creazione della mesh. Si mantiene, tuttavia, il raccordo in corrispondenza del perno del giogo (Figura 37) in modo da mitigare il fenomeno della concentrazione delle tensioni. È stato inoltre eliminato il nasello del gancio ed è stata semplificata la parte superiore del dado.
- L'albero e il giogo presentano estremità funzionali al montaggio (il primo per il coperchio, il secondo per le piastrine imbullonate sullo scudo) ma non alla simulazione. Queste sezioni, infatti, sono oltre gli appoggi e quindi scariche: pertanto sono state eliminate.
- È stata rimossa la filettatura del gancio e del dado. Viene sostituita da un'opportuna scelta della tipologia di contatto fra i due componenti.
- È assente il sistema di copertura delle carrucole, gli organi di collegamento filettati ed i relativi fori;
- È stata sfruttata la perfetta simmetria del bozzello per poter studiare solo metà del sistema.

6.4. Definizione dei materiali

Nell'ambito di una simulazione statica elastica sono pochi i parametri da fornire al software in modo da caratterizzare completamente il materiale, ovvero:

- Densità (nel caso in cui si voglia tener conto dell'influenza del peso);
- Modulo di Young;
- Coefficiente di Poisson;
- Tensione di snervamento;
- Tensione di rottura.

Si sottolinea che nel momento in cui del componente non interessa il coefficiente di sicurezza è possibile fare a meno delle tensioni di snervamento e di rottura. Ad esempio, nel caso dei modelli che sostituiscono i cavi e i cuscinetti, è sufficiente imporre solamente i valori del modulo di Young e del coefficiente di Poisson tipici di un acciaio generico, pari rispettivamente a:

- $E = 210\,000\text{ MPa}$;
- $\nu = 0,3$;

Inoltre, nel momento in cui occorre caratterizzare anche il comportamento plastico bisogna definire quantità aggiuntive strettamente dipendenti dal tipo di modello plastico impiegato. Nel caso di un modello di *incrudimento cinematico bilineare* sono sufficienti la tensione di snervamento ed il *tangent modulus*, ovvero la pendenza della retta nel tratto plastico della curva $\sigma - \varepsilon$. Maggiori informazioni sono riportate in Appendice C.

6.5. Creazione della mesh

Nella realizzazione della mesh si tenga a mente che essa non deve essere fine su tutto il modello, ma solamente dove necessario, ad esempio in punti molto sollecitati o in zone in cui si manifesta il contatto fra due componenti. Mesh irregolari nelle zone di contatto generano tensioni del tutto assenti nel componente reale. Bisogna, inoltre, decidere che tipo di elemento utilizzare, ovvero se triangolare o quadrangolare.

Per quanto riguarda la scelta degli elementi, si consideri che il limite dell'elemento triangolare è che le funzioni di forma che ne caratterizzano il comportamento sono tali da permettere all'elemento una descrizione del campo di spostamenti solamente lineare, ovvero deformando un elemento triangolare sia esso piano o solido i lati rimangono comunque rettilinei senza incurvarsi. Di conseguenza le deformazioni saranno costanti, e così anche le tensioni. Per questa motivazione un elemento triangolare non è particolarmente indicato per applicazioni in cui sono presenti importanti gradienti di tensione, perché con esso si sta discretizzando il continuo con triangoli più o meno deformati in cui in ognuno di essi è presente un valore di tensione costante: maggiore è la discontinuità nel salto di tensione fra gli elementi, maggiore è l'errore che ci si aspetta dalla simulazione numerica. Si consideri che il salto di tensione tra un elemento e l'altro è sempre presente, ma ovviamente è molto più importante nel caso in cui tutto l'elemento presenti un unico valore costante di tensione. Tuttavia, è anche vero che l'introduzione di un numero sufficientemente elevato di elementi triangolari mitiga fortemente il problema, ed inoltre essi hanno il vantaggio di poter modellare qualsiasi tipo di geometria, mentre con gli elementi quadrangolari si verificano spesso errori nel corso della creazione della mesh soprattutto se questa è molto irregolare. Di contro, il vantaggio dell'elemento quadrangolare è che presenta un campo di spostamenti quadratico (a seguito di sollecitazioni può quindi deformarsi formando delle curve) e di conseguenza descrive un campo di deformazioni e di tensioni lineari, discretizzando meglio quanto accade nel continuo. A parità di errore ottenuto dalla simulazione, il numero di elementi costituenti la mesh sarà molto minore nel caso in cui essi siano quadrangolari. Tuttavia, permane il salto di tensione tra un elemento e l'altro, anche se sicuramente ridotto.

In conclusione, sono stati impiegati dove possibile elementi quadrangolari e la mesh è stata raffinata solamente in prossimità delle zone di contatto o nelle zone dove è

particolarmente importante conoscere il valore di tensione. Si riportano di seguito le mesh ottenute.

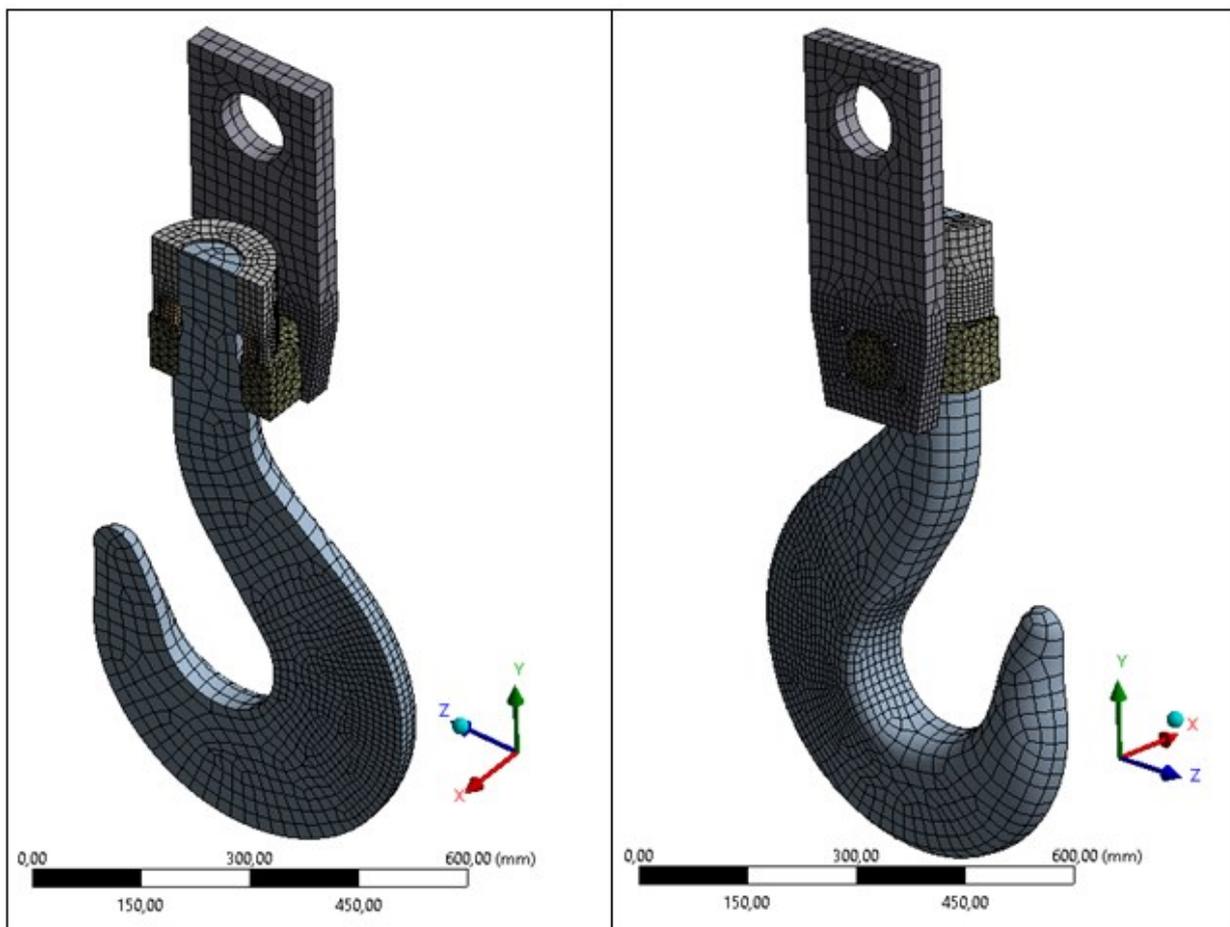


Figura 36: Mesh relativa alla parte inferiore del bozzello.

Si noti come sia stata applicata una mesh più fitta nella parte del gancio dove si ritiene siano presenti le tensioni massime, nella parte bassa del dado e nell'intorno del foro inferiore dello scudo. Anche al cuscinetto assiale, modello solido del quale non è necessario conoscere nel dettaglio le tensioni, è stata applicata una mesh molto fine poiché è a contatto contemporaneamente con dado e giogo. In Figura 37 si può vedere in maggiormente in dettaglio la mesh del giogo, la quale mostra un elevato numero di elementi in corrispondenza del raccordo del perno.

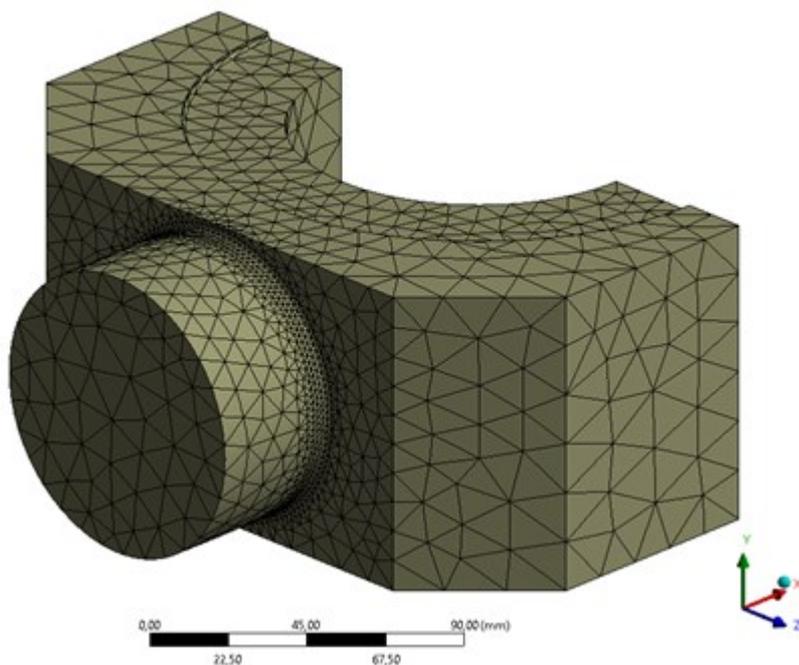


Figura 37: Dettaglio sulla mesh del giogo.

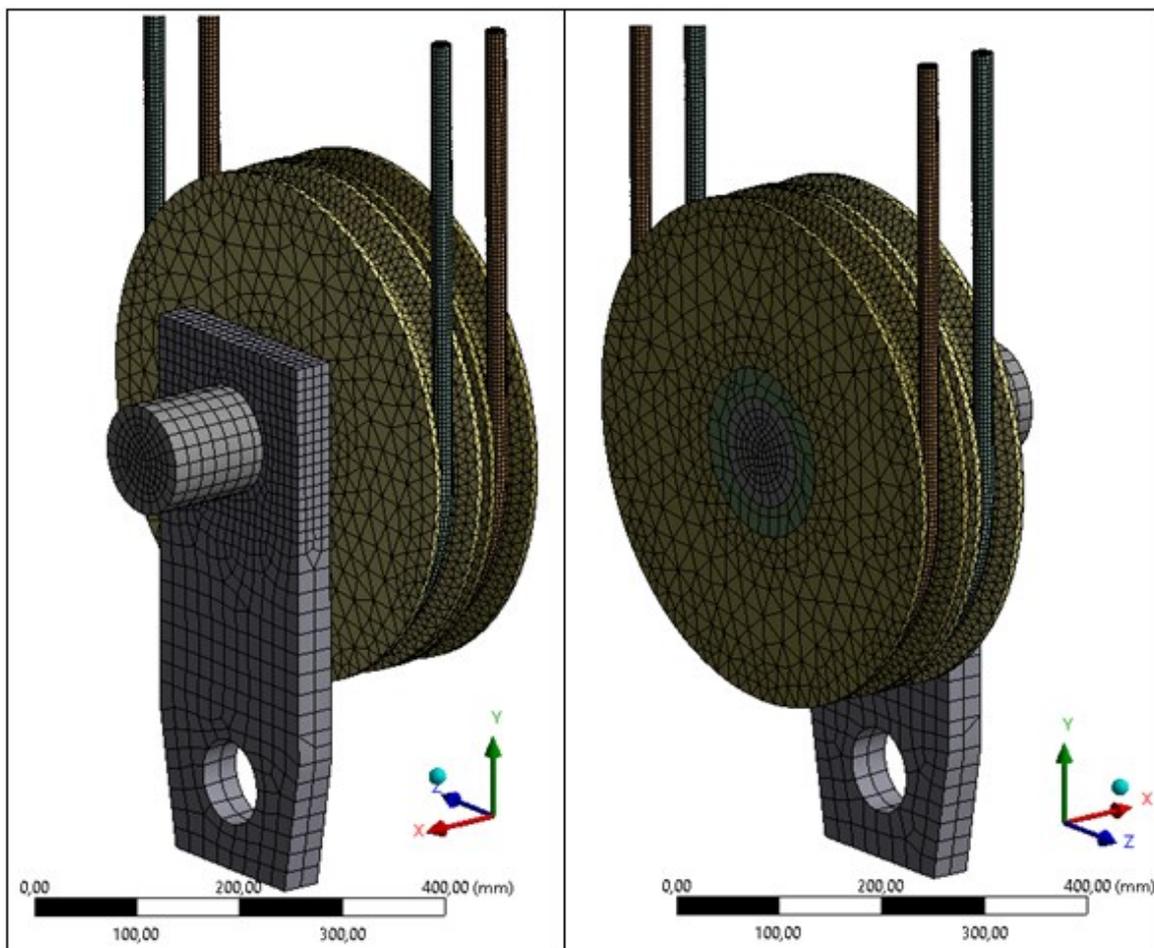


Figura 38: Mesh relativa alla parte superiore del bozzello.

Si noti l'utilizzo di elementi triangolari per il giogo e per le pulegge. Nel primo caso, sebbene sia vero che il componente sia il più sollecitato e che quindi sia fondamentale avere accuratezza nella simulazione, è altrettanto vero che la sua geometria sia fortemente irregolare. Ciò implica la difficoltà nell'utilizzare elementi quadrangolari, a meno che essi non siano molto piccoli e in numero elevato, aumentando però i tempi di calcolo. Pertanto, sono stati utilizzati elementi triangolari con dimensioni distinte: la dimensione maggiore è stata usata nelle zone meno sollecitate del giogo, il che implica che siano stati utilizzati elementi di estensione crescente andando dal raccordo del perno all'estremità dello stesso. Nel caso delle pulegge, invece, si potranno apprezzare valori di tensione estremamente bassi, per cui è accettabile avere elementi triangolari; tuttavia, si può notare una mesh maggiormente fine in corrispondenza del fondo gola e in prossimità del foro non per avere maggior precisione nella soluzione ma per evitare di creare false tensioni nel contatto irregolare con altri solidi.

Si consiglia, infine, di garantire la presenza di almeno tre elementi lungo lo spessore di ogni componente. In questo modo è possibile descrivere meglio l'andamento del campo tensionale all'interno dello stesso. Nel caso dello scudo, ad esempio, sono stati impiegati quattro elementi quadrangolari come visibile in Figura 36 e Figura 38.

6.6. Qualità della mesh

Nel presente paragrafo si farà riferimento alla parte inferiore del bozzello. Medesimi controlli sono stati effettuati anche per la parte superiore.

Il software Ansys Workbench dà la possibilità di controllare la qualità degli elementi impiegati mediante svariati parametri, tra cui si citano i principali:

- *Element quality*. Tale parametro assume un valore compreso tra zero ed uno. Un valore unitario indica un cubo (quadrato) perfetto, mentre un valore nullo indica un volume (area) nullo.

In Figura 39 in alto sono stati evidenziati gli elementi il cui indice di qualità è pari a 0,26, ovvero minore di 0,3, valore minimo consigliato da Ansys. Poiché sono pochi (circa mille su un totale di più di 30 000 elementi) e disposti in zone non critiche, si conclude che la mesh ottenuta abbia qualità accettabile secondo il criterio esposto.

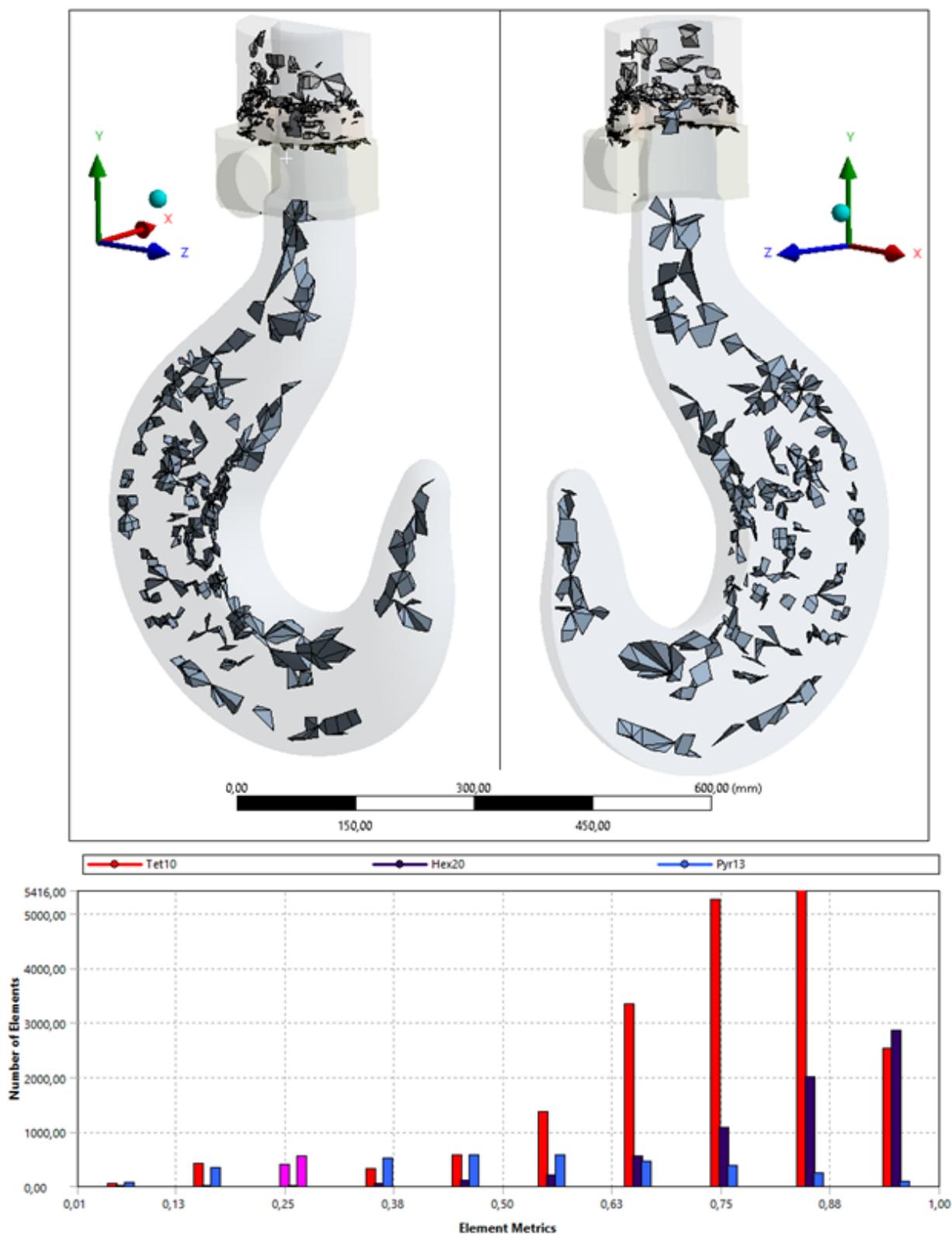


Figura 39: Assieme Inferiore - Element Quality. Sono stati evidenziati gli elementi il cui indice di qualità è 0,26.

- *Skewness* (distorsione). Tale parametro, il più importante fra i presenti, indica quanto vicina a quella ideale sia la forma reale dell'elemento.

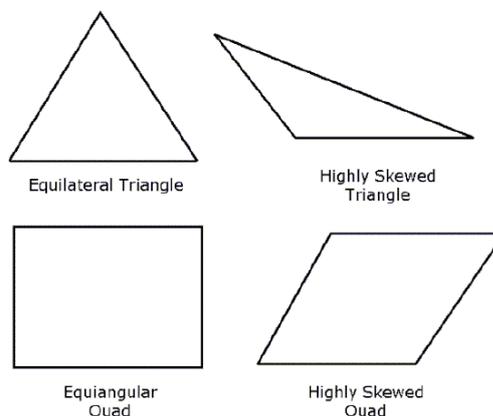


Figura 40: Skewness - elementi triangolari e quadrangolari distorti e ideali.

Per i valori accettabili di distorsione si può far riferimento alla Tabella 24:

Tabella 24: Skewness - valori consigliati da Ansys.

<i>Valori di distorsione</i>	<i>Qualità dell'elemento</i>
1	Degenerare - Inaccettabile
$0,9 - < 1$	Cattiva
$0,75 - 0,9$	Accettabile
$0,5 - 0,75$	Sufficiente
$0,25 - 0,5$	Buona
$> 0 - 0,25$	Eccellente
0	Elemento equilatero

In base alla definizione della distorsione, un valore nullo indica un elemento equilatero (caso migliore) mentre un valore unitario indica un elemento completamente distorto e inaccettabile (caso peggiore). Un elemento inaccettabile è caratterizzato da nodi che sono quasi coplanari o collineari nel caso di una simulazione 2D.

In Figura 41 in alto sono stati evidenziati gli elementi il cui indice è nell'intorno di 0,75 numero al di sopra del quale l'elemento è da considerarsi di cattiva qualità. Poiché sono pochi (circa 1200 su un totale di 30 000 elementi) e disposti in zone non critiche, si conclude che la mesh ottenuta abbia qualità accettabile secondo il criterio esposto.

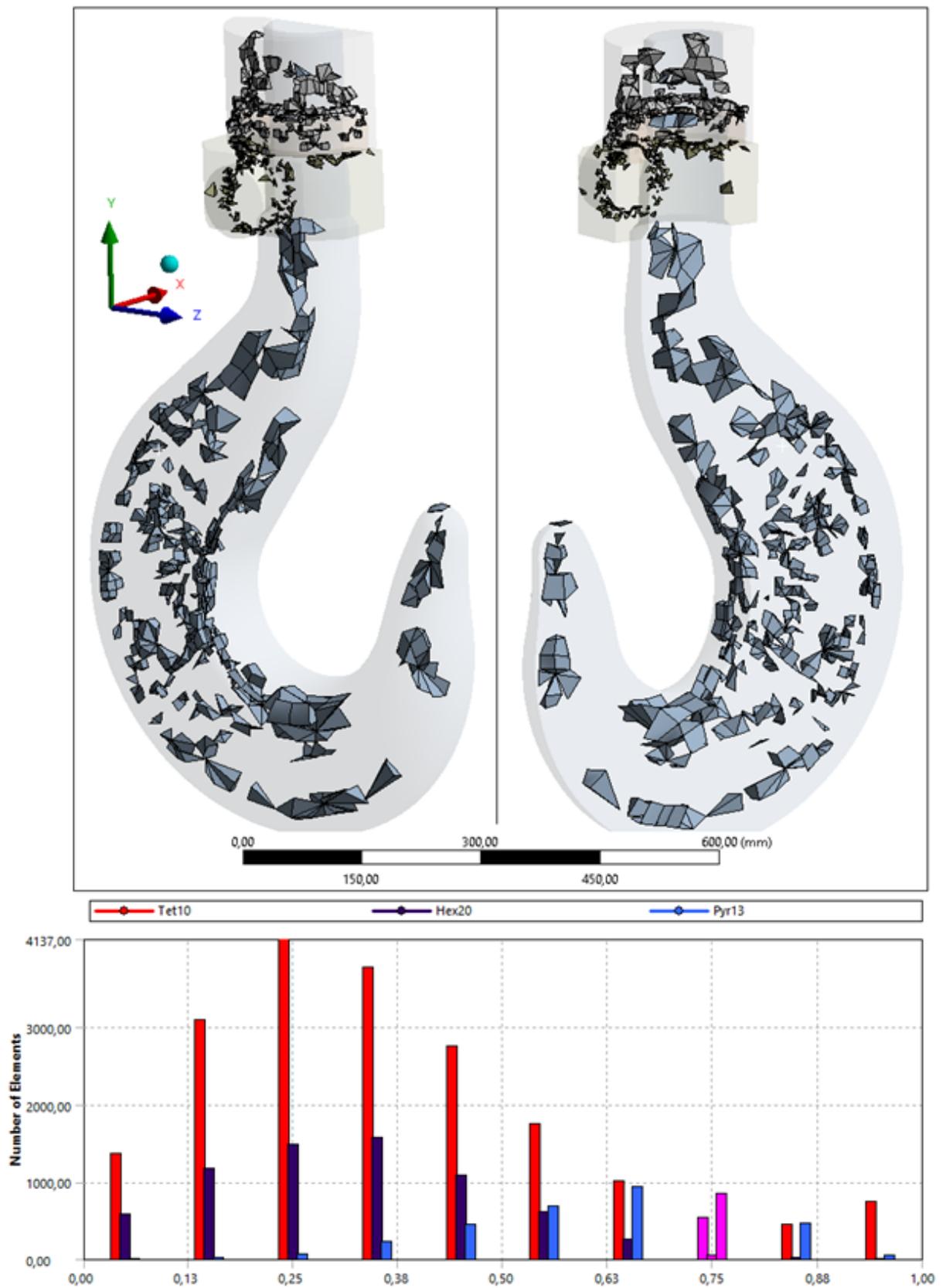


Figura 41: Assieme Inferiore - Skewness. Sono stati evidenziati gli elementi il cui indice è 0,75.

6.7. Applicazione dei carichi e dei vincoli

L'applicazione errata dei carichi e dei vincoli al modello implica l'errata modellazione del sistema di sollecitazione agente sul componente. La scelta delle condizioni al contorno costituisce una decisione fondamentale in un processo di analisi agli elementi finiti e influisce fortemente sull'affidabilità dei risultati ottenuti come anche sui tempi necessari per la simulazione. Nell'ambito del lavoro qui proposto sono state impiegate due tipologie di vincoli:

- *Fixed*, il quale vincola tutti i gradi di libertà degli elementi interessati.
- *Frictionless support*. Con questo vincolo viene definito un supporto tangente alla superficie scelta e il corpo non può muoversi o deformarsi ortogonalmente ad esso, ma solamente in direzione tangenziale. Le direzioni normali e tangenziali sono in riferimento alla superficie scelta. Tale vincolo è anche impiegato per imporre condizioni di simmetria ed è in quest'ottica che esso è stato utilizzato nel presente capitolo.

Nel definire forze e vincoli, tuttavia, occorre tener conto della suddivisione del modello in parte bassa e parte alta. Nel caso della prima, il vincolo *fixed* è stato imposto alla faccia interna del foro superiore dello scudo, mentre il carico è stato imposto nella parte inferiore del gancio. Per maggiore chiarezza si veda la Figura 42.

Viceversa, nel caso della parte superiore dell'assieme, sono stati introdotti dei solidi che sostituiscono i cavi in acciaio alle cui estremità è stato applicato il vincolo *fixed*, mentre il carico è stato applicato alla faccia interna del foro inferiore dello scudo. Per maggiore chiarezza si veda la Figura 43. Si sottolinea che i modelli dei cavi non hanno l'obiettivo di simulare la tensione realmente presente all'interno di questi componenti, in quanto un oggetto solido non ha lo stesso comportamento di una fune a trefoli. Essi hanno solo lo scopo di creare un appoggio più realistico per le pulegge consentendo di avere maggiore affidabilità nei risultati dei calcoli tensionali e di freccia dell'albero. Nel seguito si analizzerà meglio questo aspetto.

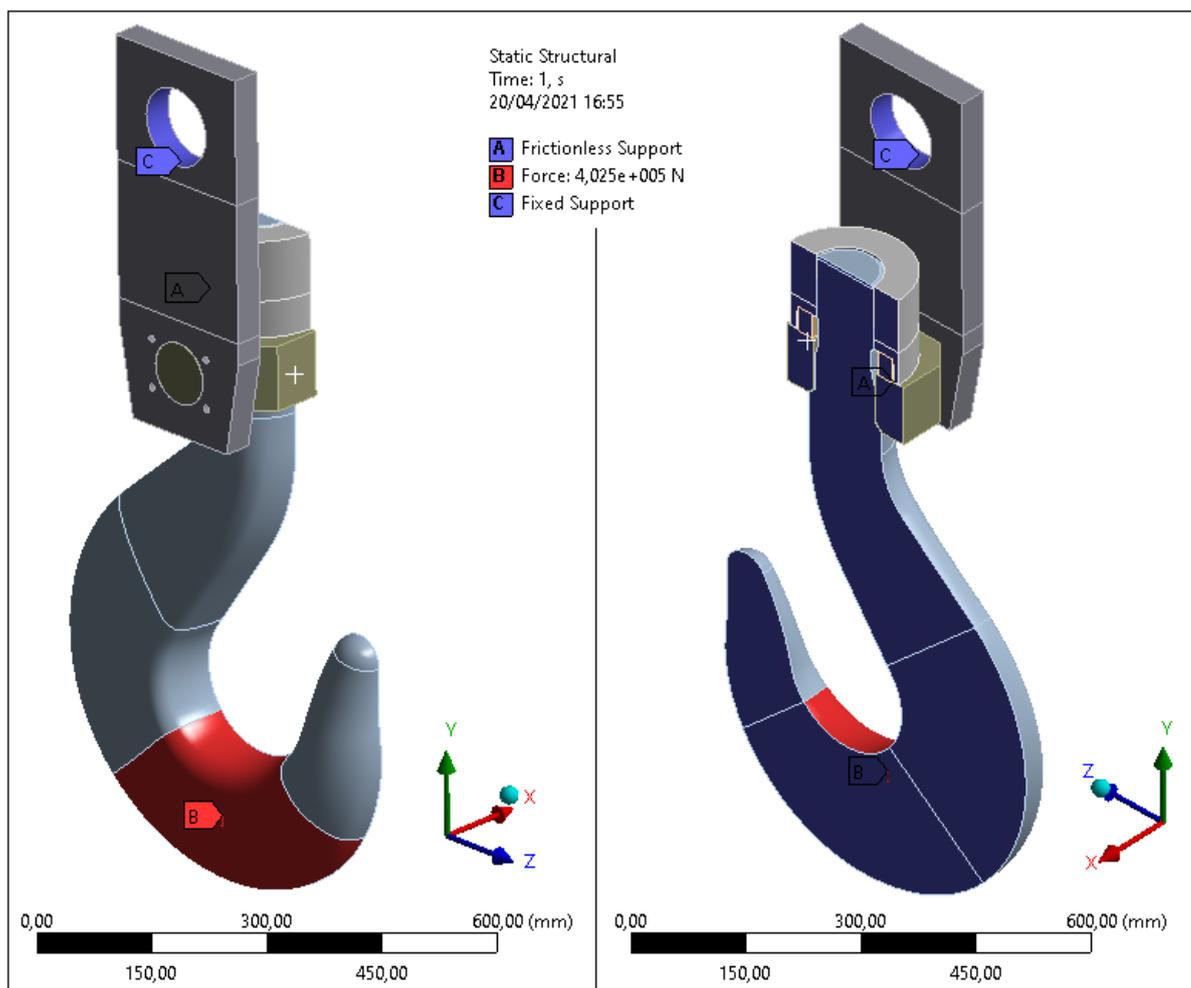


Figura 42: Parte inferiore del bozzello - evidenza dei carichi e dei vincoli imposti. La forza è stata imposta in direzione -Y ed è pari a metà di quella calcolata nell'Eq. (5.5).

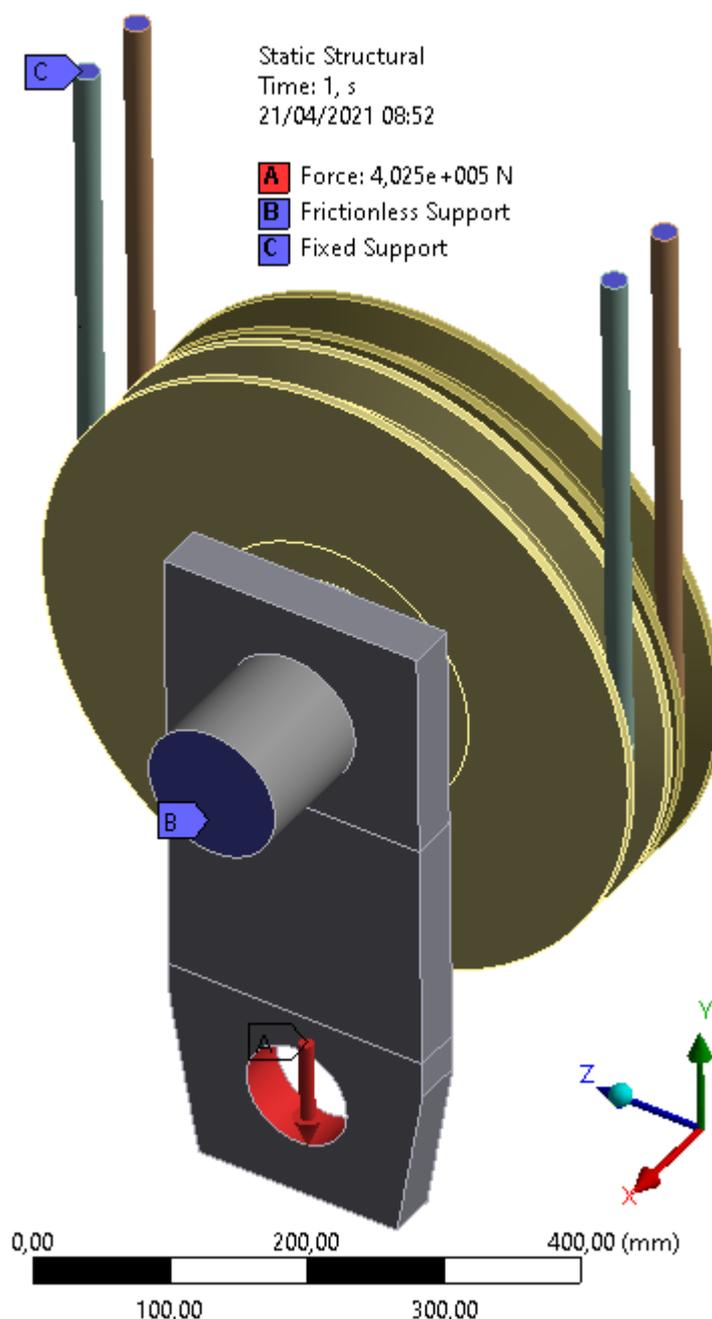


Figura 43: Parte superiore del bozzello - evidenza dei carichi e dei vincoli imposti. La forza è stata imposta in direzione -Y ed è pari a metà di quella calcolata nell'Eq. (5.5).

Nel caso della parte inferiore del bozzello, il carico è stato distribuito sul fondo gola del gancio, dove tipicamente stazionano le catene o le cinghie che a loro volta sono poi agganciate al carico da sollevare. Poiché l'analisi si concentra tutta nella parte bassa, non ha rilevanza l'andamento delle tensioni nella zona alta dello scudo, ma occorre solamente definire un tipo di vincolo tale da eliminare i moti rigidi e sostituire correttamente la presenza dell'albero e delle pulegge. Si ritiene, quindi, che un vincolo di tipo fixed

posizionato nella superficie del foro superiore dello scudo possa fornire risultati soddisfacenti.

Viceversa, nel caso della simulazione relativa alla parte alta diventa irrilevante quanto si sviluppa nella zona inferiore. Per queste motivazioni si applica direttamente il carico nella faccia interna del foro inferiore dello scudo. Invece, per quanto riguarda i vincoli è possibile operare in due modi distinti modificando fortemente i risultati ottenuti:

- Si impone un vincolo di tipo fixed alla semicirconferenza inferiore del fondo gola di entrambe le pulegge;
- Si introducono modelli solidi che sostituiscono i fili e ad essi si impone il vincolo fixed.

Nel primo caso la presenza di un vincolo infinitamente rigido applicato ad entrambe le pulegge modifica in maniera molto importante i valori di tensione e freccia ottenuti sull'albero. Infatti, in tal caso si elimina qualsivoglia fenomeno di deformazione verticale del vincolo che sorregge le carrucole, come invece accade in realtà. In queste condizioni l'albero è maggiormente supportato e sono attesi valori di tensione molto più bassi a causa di una riduzione del braccio del momento flettente agente. Infatti, un vincolo simulato in questo modo è molto più ampio di un appoggio semplice immaginato nella mezzeria della coppia delle pulegge. Inoltre, se i fili consentono una maggiore libertà di movimento per le pulegge, le quali sono a loro volta un appoggio per l'albero, bisogna considerare che la freccia calcolata mediante l'equazione (5.22) non è assolutamente rappresentativa del funzionamento reale. In conclusione, si preferisce utilizzare uno schema di carico maggiormente in linea con quanto accade realmente, consapevoli che le tensioni saranno più simili a quanto calcolato (ma inevitabilmente inferiori per via di un supporto più esteso per l'albero) e che la freccia sarà completamente diversa da quella calcolata, a causa della presenza di appoggi non rigidi. Per queste motivazioni si riporterà anche un'analisi fatta esclusivamente sull'albero, mostrando che applicando le giuste condizioni al contorno i valori di tensione e di freccia calcolati sono assolutamente in linea con quanto ottenuto nel corso del Capitolo 5.

6.8. Tipologia dei contatti imposti

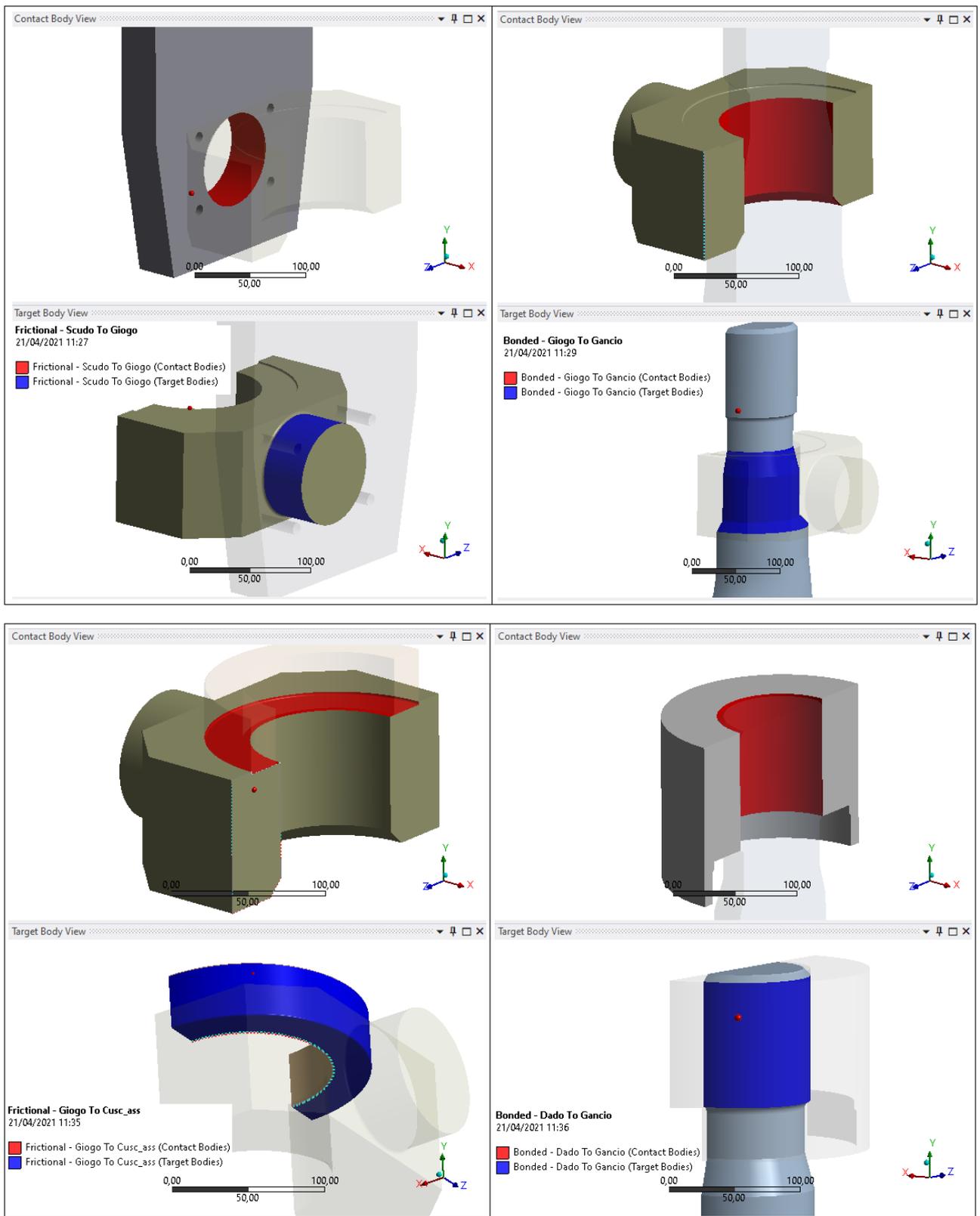
I contatti svolgono un ruolo fondamentale nel caso di una simulazione con svariati componenti interagenti fra di loro. Non solo sbagliare la scelta dei contatti modifica completamente la distribuzione delle tensioni, ma può aumentare di molto il tempo necessario all'esecuzione dei calcoli.

Tra i vari disponibili all'interno del software, sono stati impiegati i contatti di tipo *bonded* e *frictional*. Il primo prevede un incollaggio assoluto fra i componenti impedendo lo scorrimento in direzione tangenziale e il distacco in direzione normale; esso non introduce non linearità nei calcoli, permettendo di ottenere soluzioni in tempi rapidi. Viceversa, il secondo è un contatto molto più realistico ma che introduce non linearità nei calcoli: i componenti possono separarsi (con un movimento in direzione normale) e scorrere tangenzialmente sviluppando tensioni dovute all'attrito e definite sulla base del coefficiente di attrito inserito dall'utente. Nel caso specifico si utilizzerà un coefficiente di attrito pari a 0,1.

Il contatto *bonded* è stato impiegato nell'accostamento del gancio con il dado e il giogo, mentre il contatto *frictional* per tutti i rimanenti. Per l'accoppiamento fra dado e gancio si è voluta simulare una perfetta unione fra i due componenti dovuta alla filettatura presente fra i due. Nel caso del giogo, invece, si vuole evitare di aumentare inutilmente i tempi di calcolo in quanto la supposizione di un contatto di tipo *frictional* fra il gancio e quest'ultimo non avrebbe portato alcun valore aggiunto alla simulazione. Viceversa, la motivazione di un contatto di tipo *frictional* negli altri casi risiede nella necessità di simulare la possibilità di eventuali distacchi fra i vari componenti e di strisciamenti con attrito. Ad esempio, tale contatto è fondamentale all'interfaccia fra il perno del giogo e il foro dello scudo, in modo da permettere una leggera rotazione del sistema attorno all'asse X a seguito dell'applicazione del carico sul gancio. Ciò permette anche di avere una migliore distribuzione dei carichi nel perno del giogo, il quale risulta essere meno sollecitato a torsione di quanto non lo sarebbe stato con un vincolo di tipo *fixed*.

Si riportano in Figura 44, a titolo di esempio, i contatti imposti per la parte inferiore del bozzello (in alto componente *contact*, in basso *target*).

6. Capitolo - Verifica numerica del bozzello mediante analisi agli elementi finiti



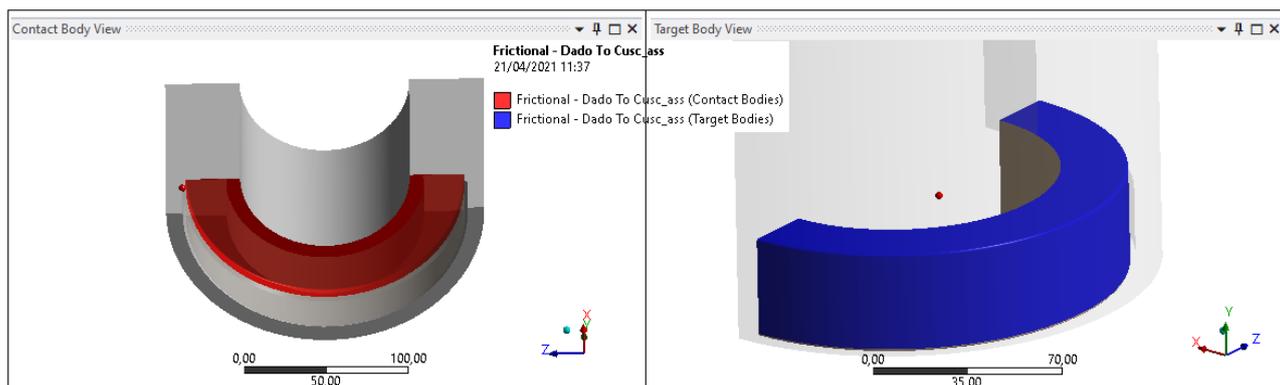


Figura 44: Assieme parte inferiore - contatti utilizzati -.

6.9. Analisi dei risultati: parte bassa - assieme

Nell'analisi dei risultati in alcune immagini è stato applicato un moltiplicatore alla deformata in modo da poter visualizzare meglio come si muovono i componenti modellati. Si sottolinea che esso agisce solo da un punto di vista di visualizzazione grafica e non modifica le quantità in output.

Solo nel caso del giogo al materiale sono stati aggiunti dati sufficienti per poterne caratterizzare correttamente il comportamento plastico. Inoltre, per i componenti per i quali si mostrerà il coefficiente di sicurezza esso farà riferimento alla tensione di snervamento, in quanto questa è stata la tensione di riferimento per il dimensionamento analitico svolto in precedenza.

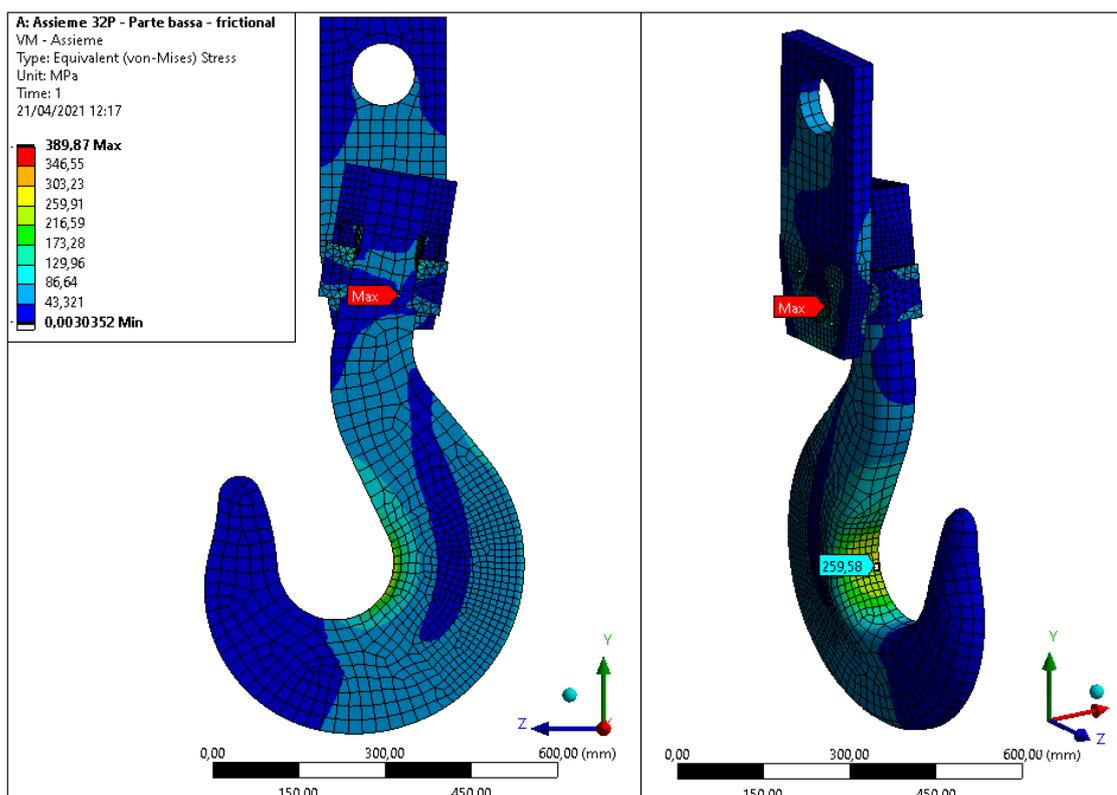


Figura 45: Tensione di Von Mises e deformata dell'assieme inferiore del bozzello. Si noti la rotazione che il gancio impone al sistema: ciò giustifica la necessità di un contatto di tipo frictional tra il perno del giogo e lo scudo.

Le zone maggiormente sollecitate sono in corrispondenza del raccordo del perno e nella gola del gancio. La tensione massima, pari a circa 390MPa è presente sullo scudo (maggiori dettagli nel seguito) e testimonia l'importanza di una simulazione impostata su un assieme e non sul singolo componente. Rispetto ad una simulazione 2D in cui viene analizzato solamente lo scudo, esso presenta tensioni più elevate in punti specifici per via dell'interazione con il perno del giogo. Maggiori informazioni nel Paragrafo 6.9.3 relativo a questo componente.

Il campo tensionale riportato in Figura 45 mostra tensioni complessivamente contenute e ciò è indice di un corretto funzionamento del bozzello. Occorre, tuttavia, analizzarne i valori per particolari punti e motivare la presenza di casi in cui viene superato il limite di snervamento del materiale, decidendo se accettare o meno quanto dimensionato soprattutto in considerazione della caratterizzazione puramente elastica o anche plastica del materiale.

Si prosegue ad analizzare singolarmente i componenti.

6.9.1. Analisi dei risultati: Gancio

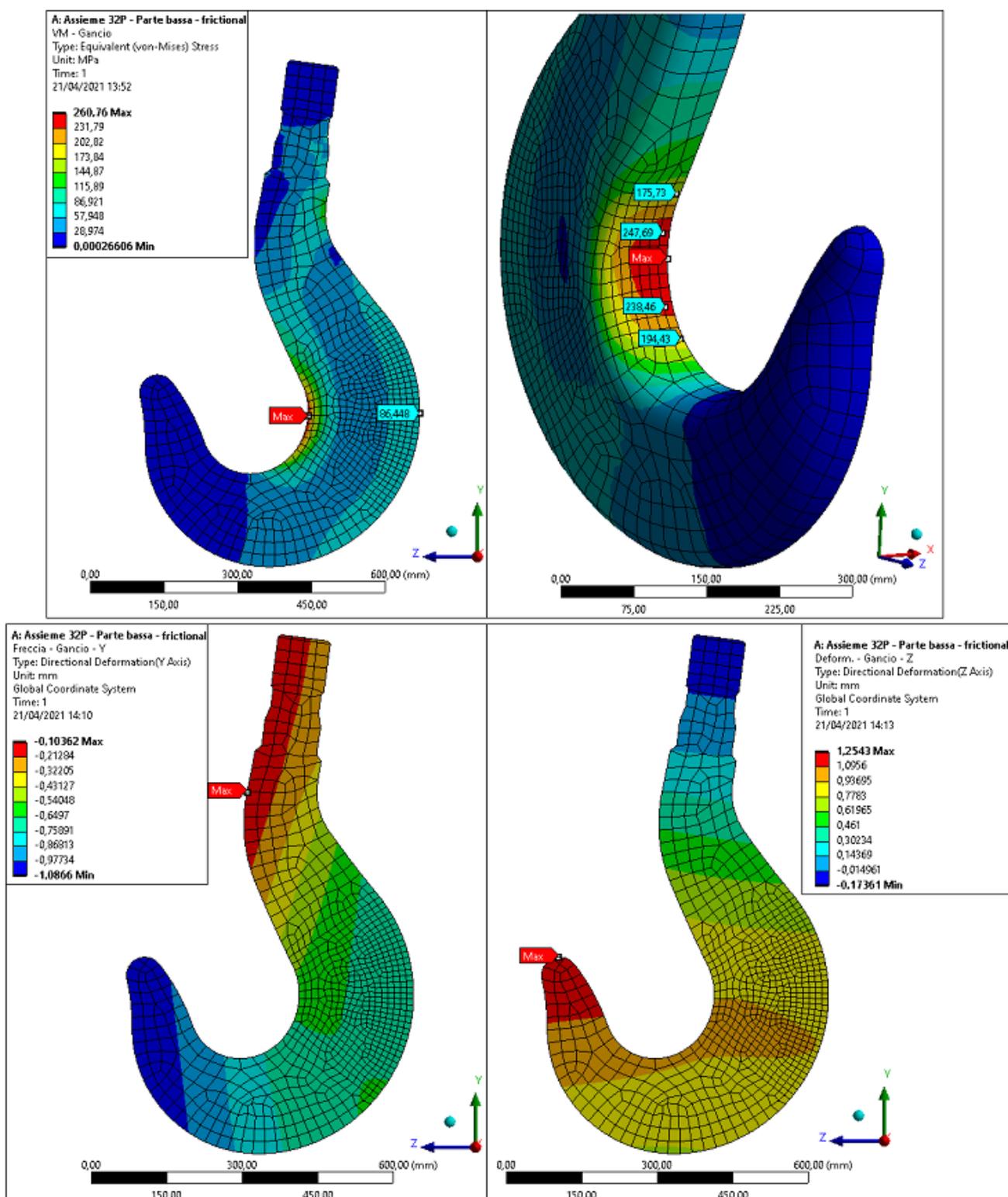


Figura 46: Tensione di Von Mises (in alto) e valori di freccia (in basso) in direzione Y e Z – Gancio. Condizione deformata.

Con riferimento alla Figura 46 è possibile notare la corretta deformazione del gancio. Ciò è possibile grazie alla corretta scelta dei vincoli, in quanto esso è libero di ruotare attorno all'asse X spostandosi lungo la direzione positiva dell'asse Z. Ciò consente anche di evitare la presenza di tensioni concentrate nella parte alta del componente che sarebbero state presenti se il giogo avesse impedito la rotazione del gancio. Si confermano inoltre le tensioni calcolate nel Paragrafo 5.3.1 (con riferimento al caso in cui venga applicato l'intero carico S_a) sebbene i valori massimi e minimi in corrispondenza della sezione A – A siano di poco maggiori. Ciò è inevitabile, in quanto l'analisi FEM considera automaticamente anche i contributi di taglio esclusi nella trattazione analitica e, per motivazioni relative alla metodologia di calcolo delle tensioni nel singolo elemento, esse sono sempre sovrastimate rispetto al caso reale.

In conclusione, si ritiene corretta l'analisi analitica e la conseguente modellazione del gancio.

6.9.2. Analisi dei risultati: Giogo

Il giogo è il componente più critico del bozzello e per esso è fondamentale eseguire un'analisi maggiormente dettagliata. A causa della geometria fortemente irregolare si è deciso di utilizzare una mesh triangolare, garantendo però un numero sufficiente di elementi nei punti di maggior interesse.

In Figura 47 si riporta un primo andamento della tensione di Von Mises per il componente mostrando anche la rotazione attorno all'asse X imposta dal gancio. Nel seguito si analizzerà più nel dettaglio quanto accade nella sezione centrale e nel perno facendo riferimento ad una condizione indeformata per maggiore chiarezza visiva.

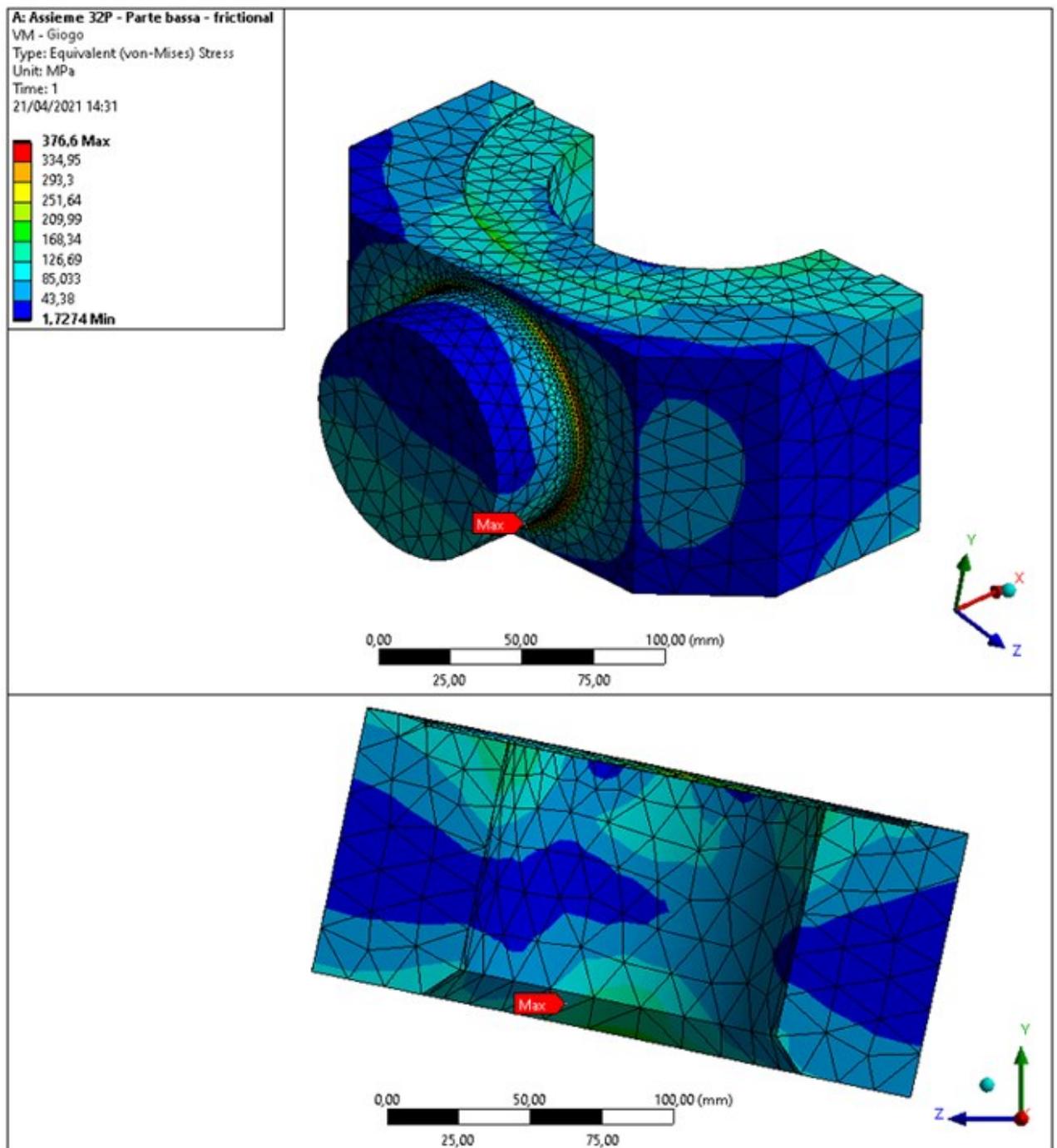


Figura 47: Andamento della tensione di Von Mises nel giogo. Condizione deformata.

Si sottolinea che l'analisi è stata svolta nel campo plastico, pertanto il campo di tensione riportato tiene conto della presenza di punti nei quali viene superato lo snervamento.

6.9.2.1. Analisi dei risultati: Giogo - sezione centrale

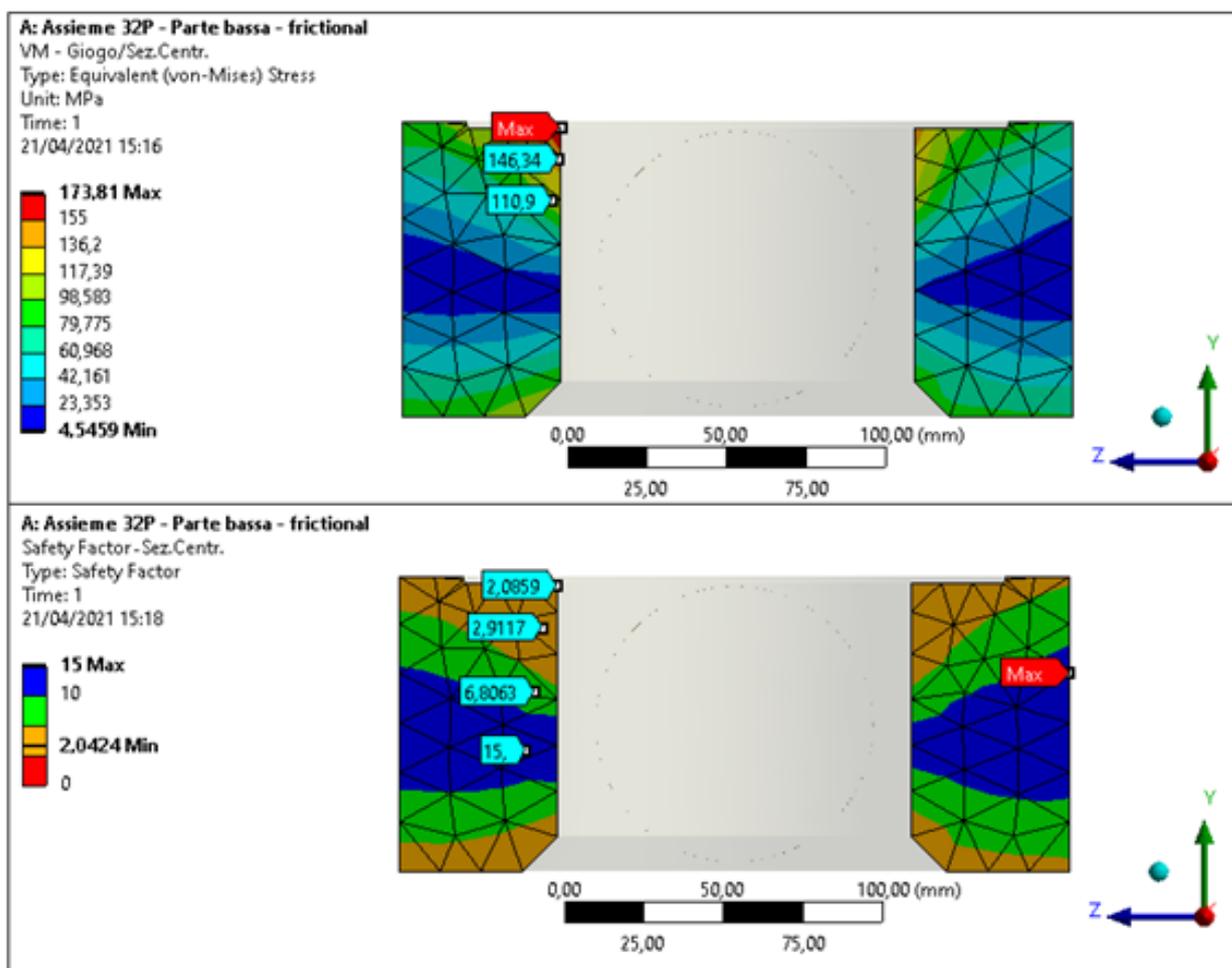


Figura 48: Tensione di Von Mises (in alto) e coefficiente di sicurezza (in basso) - dettaglio sulla sezione centrale del giogo. Condizione indeformata.

Come è possibile notare la sezione centrale non è molto sollecitata e si ottengono valori di sollecitazione simili a quanto calcolato nel Paragrafo 5.3.2. Si può osservare come la tensione massima sia di circa 20MPa maggiore di quella calcolata ma ciò è dovuto alla presenza di uno spigolo vivo assente nel componente reale. Si nota, infatti, come poco distante da esso la tensione si stabilizzi nell'intorno dei 150MPa, valore calcolato analiticamente in precedenza. Anche il coefficiente di sicurezza è maggiore di 1,5, valore imposto dalla norma F.E.M. 1.001.

In conclusione, si ritiene corretto il modello di calcolo analitico utilizzato per la sezione centrale e il dimensionamento della zona sulla base dei coefficienti di sicurezza raggiunti.

6.9.2.2. Analisi dei risultati: Giogo - perno

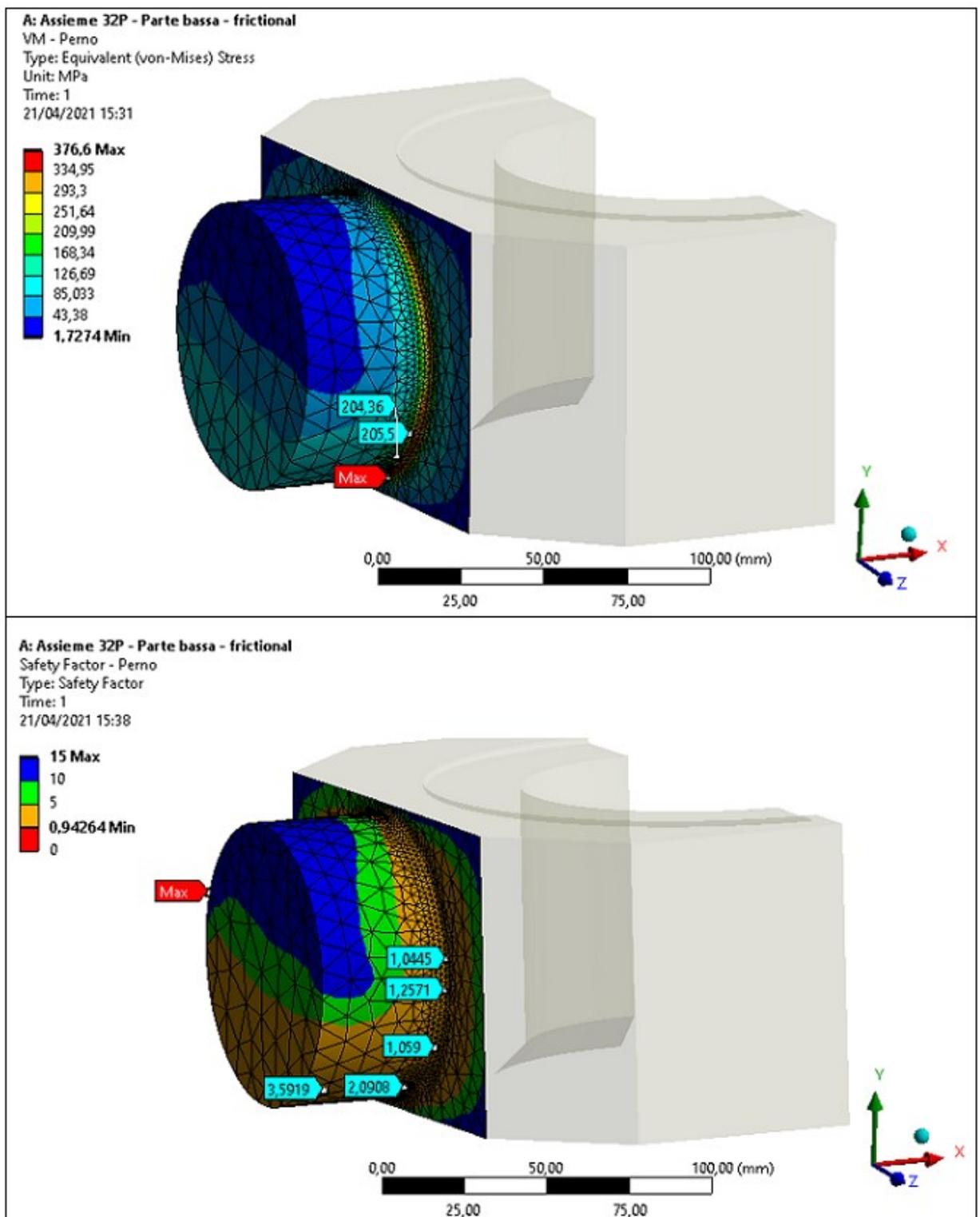


Figura 49: Tensione di Von Mises (in alto) e coefficiente di sicurezza (in basso) - dettaglio sul perno del giogo. Condizione indeformata.

In Figura 49 è riportato l'andamento della tensione di Von Mises sul perno come anche i differenti valori del coefficiente di sicurezza. Si noti come più ci si avvicina in prossimità del cambio di geometria, più si intensifica il valore di tensione fino anche a superare il valore della tensione di snervamento. Poiché la tensione a circa tre millimetri dal raccordo è pari approssimativamente a 200MPa (valore calcolato analiticamente nel paragrafo 5.3.2) e poiché il coefficiente di sicurezza è maggiore di 1,5 non appena ci si allontani dalla zona interessata, si ritiene il giogo dimensionato correttamente nel complesso.

È possibile ora motivare la scelta della modellazione del comportamento plastico dell'acciaio S355J0 (Fe510C). Come accennato nel Capitolo 5, non ha senso considerare il fattore di intensificazione delle tensioni K_t in sede di dimensionamento statico, in quanto esso nei materiali duttili provoca solamente un incremento locale di resistenza a causa dell'incrudimento.

Si prenda a riferimento la curva $\sigma - \epsilon$ di un acciaio duttile riportata in Figura 50.

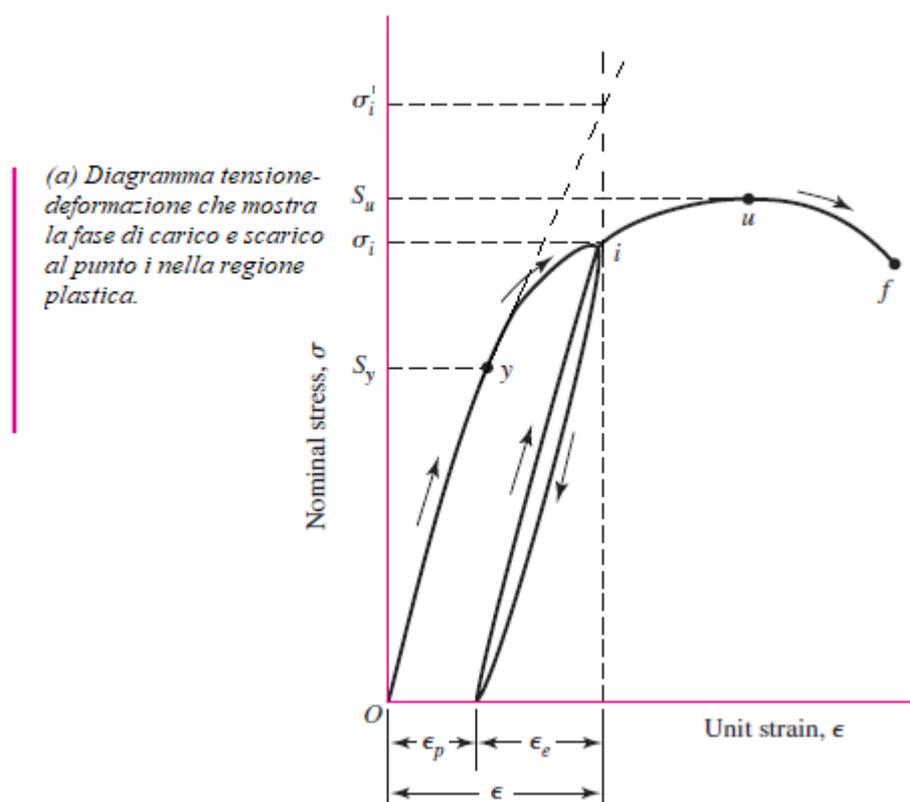


Figura 50: Diagramma σ - ϵ di un acciaio duttile con evidenza della fase di scarico alla generica tensione i -esima in campo plastico.

Quando si sviluppa una intensificazione delle tensioni si percorre in maniera più o meno rapida²² il tratto elastico della curva caratteristica del materiale fino ad arrivare allo snervamento. Ad esempio, la tensione del perno nella zona più critica analiticamente è stata calcolata nell'intorno dei 200MPa, ma considerando anche il fattore K_t si arriva ad un valore molto più elevato, ad esempio σ'_i . Quindi, applicando il modello elastico si ottiene una tensione di diverse centinaia di MPa mentre il valore reale localmente è in realtà molto più basso, ad esempio σ_i . Nel campo plastico non c'è più una relazione lineare tra tensione e deformazione data dal modulo di Young: da questo punto il materiale aumenta la sua resistenza, in quanto per continuare a salire lungo la curva aumentando il valore di tensione occorre imporre forti valori di deformazione o, viceversa, imponendo forti valori di deformazione la tensione cresce di poco.

Sebbene la modellazione del comportamento plastico del materiale comporti differenze nella simulazione solo nei tratti in cui viene superata la tensione di snervamento, operare in questo modo consente di evitare di ottenere tensioni localizzate di diverse centinaia di MPa al di sopra di essa. In queste condizioni la scala di tensione riportata in Figura 45 e Figura 47 non sarebbe stata attendibile. Tuttavia, poiché una simulazione con componenti il cui materiale ha comportamento plastico richiede tempi molto maggiori (più ci si discosta dalla linearità e dalla elasticità, maggiore è il tempo necessario per eseguire l'analisi) il giogo è l'unico componente per cui è stata applicata la teoria plastica. Si mostrerà, infatti, che anche lo scudo supera lo snervamento in punti localizzati ma solamente di poche decine di MPa, non diverse centinaia. Sulla base di quanto detto è facile immaginare che definire un comportamento plastico anche per lo scudo avrebbe cambiato di pochi MPa il valore di tensione in punti isolati riallineandoli nell'intorno della tensione di snervamento, non portando però alcun valore aggiunto alla simulazione se non un maggior tempo di esecuzione. Maggiori informazioni sono riportate nel Paragrafo 6.9.3 relativo al componente citato, mentre in Appendice C è riportata la metodologia seguita nella caratterizzazione plastica del materiale del giogo.

²² La rapidità con cui si percorre il tratto elastico dipende dall'intensificazione di tensione imposta dal fenomeno. Da questo punto di vista, il comportamento del materiale è lo stesso, ad esempio, nella zona plastica nell'intorno dell'apice di una cricca o in prossimità di un cambio repentino di geometria secondo un discorso maggiormente macroscopico.

Infine, si vuole mostrare come un'accorta applicazione di smussi o, come in questo caso, di raccordi, possa notevolmente migliorare il comportamento dello stesso componente a parità di condizioni di lavoro. Infatti, come mostrato in Figura 51, aumentando solamente di un millimetro il raccordo già presente è possibile notare valori di tensione che complessivamente sono tutti al di sotto della tensione di snervamento, sebbene rimangano comunque ad essa prossimi. Il valore di tensione massimo è ancora di poco superiore al valore di snervamento, ma essendolo di solamente due MPa è possibile non tenerne conto. Si noti, inoltre, come il campo tensionale sia rimasto sostanzialmente invariato e come lo sia anche la zona interessata dal massimo valore di tensione: il raggio di raccordo ha solamente consentito di ridurre la brusca variazione di geometria tra perno e sezione centrale, facendo diminuire di conseguenza il salto tensionale. In queste condizioni non ci sarebbero differenze sostanziali tra un'analisi condotta in campo elastico e una condotta in campo plastico.

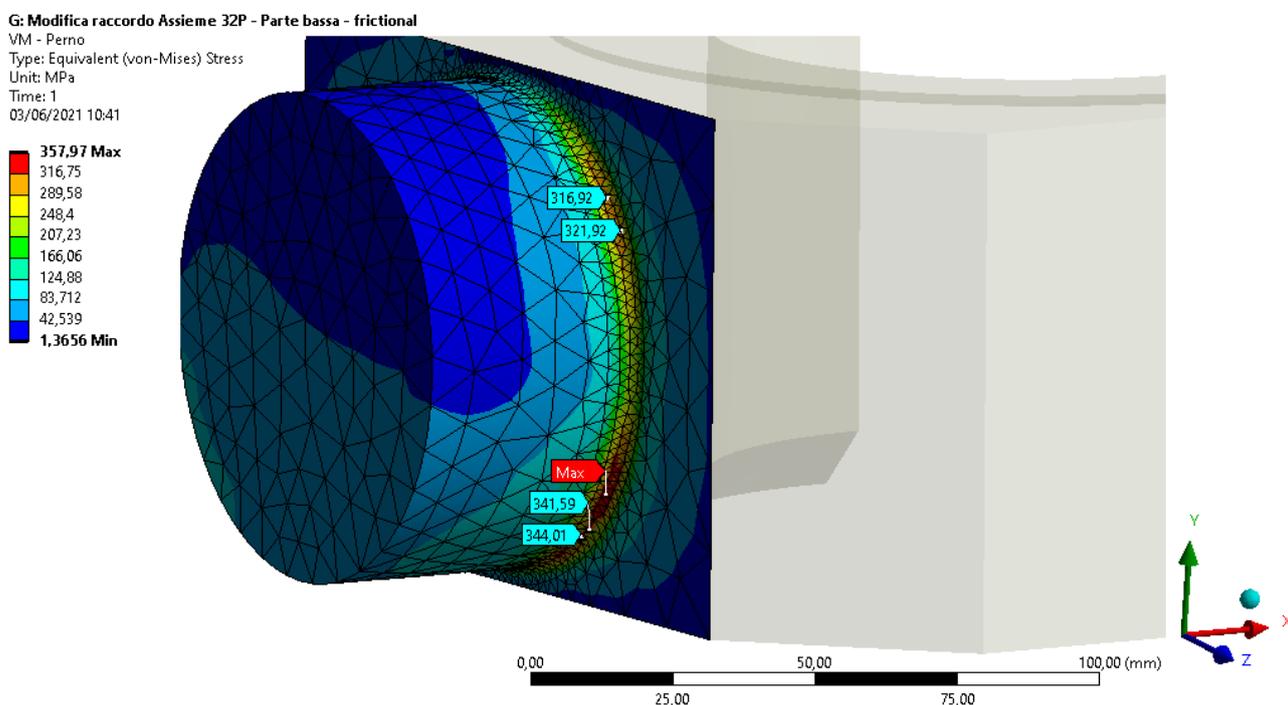


Figura 51: Tensione di Von Mises - dettaglio sul perno del giogo. Condizione indeformata e aumento del raggio di raccordo.

6.9.3. Analisi dei risultati: Scudo

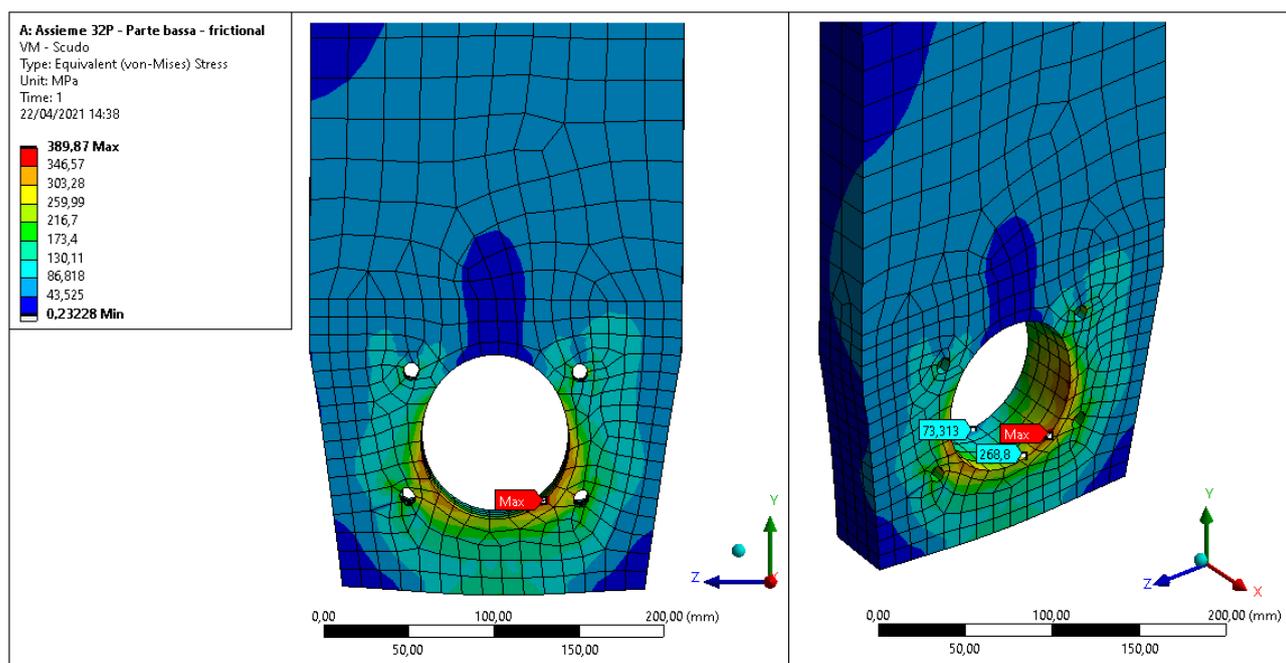


Figura 52: Tensione di Von Mises nello scudo – parte bassa. Condizione deformata.

Lo scudo presenta tensioni elevate a causa dell'interazione con il perno del giogo. Tra i diversi componenti del bozzello, lo scudo rappresenta uno di quelli in cui appare maggiormente evidente la differenza tra il caso in cui il componente venga sollecitato in maniera isolata o a seguito dell'interazione con altri solidi. Nel caso specifico dello scudo, il perno del giogo spinge sul bordo interno del foro inferiore, sul quale si manifestano forti accumuli di tensione anche a causa della torsione imposta dal gancio. Tuttavia, poiché la tensione di snervamento viene superata in punti localizzati e di pochi MPa, non si ritiene necessaria l'applicazione del modello plastico anche per questo componente, in quanto l'unica evidente differenza relativa a tale applicazione sarebbe quella di osservare tensioni massime nell'ordine della tensione di snervamento dell'acciaio S355J0, ovvero nell'ordine dei 355 MPa. Inoltre, si consideri che nel componente reale ai bordi del foro sono applicati degli smussi, che mitigano fortemente il problema. Infatti, aggiungendo uno smusso di soli due millimetri ai bordi del foro si evitano gli accumuli puntuali di tensione accennati e si nota come il tutto rimanga sotto la tensione di snervamento del materiale, a meno di un solo punto nel foro laterale che può essere ritenuto un errore numerico dovuto ad una distorsione localizzata degli elementi.

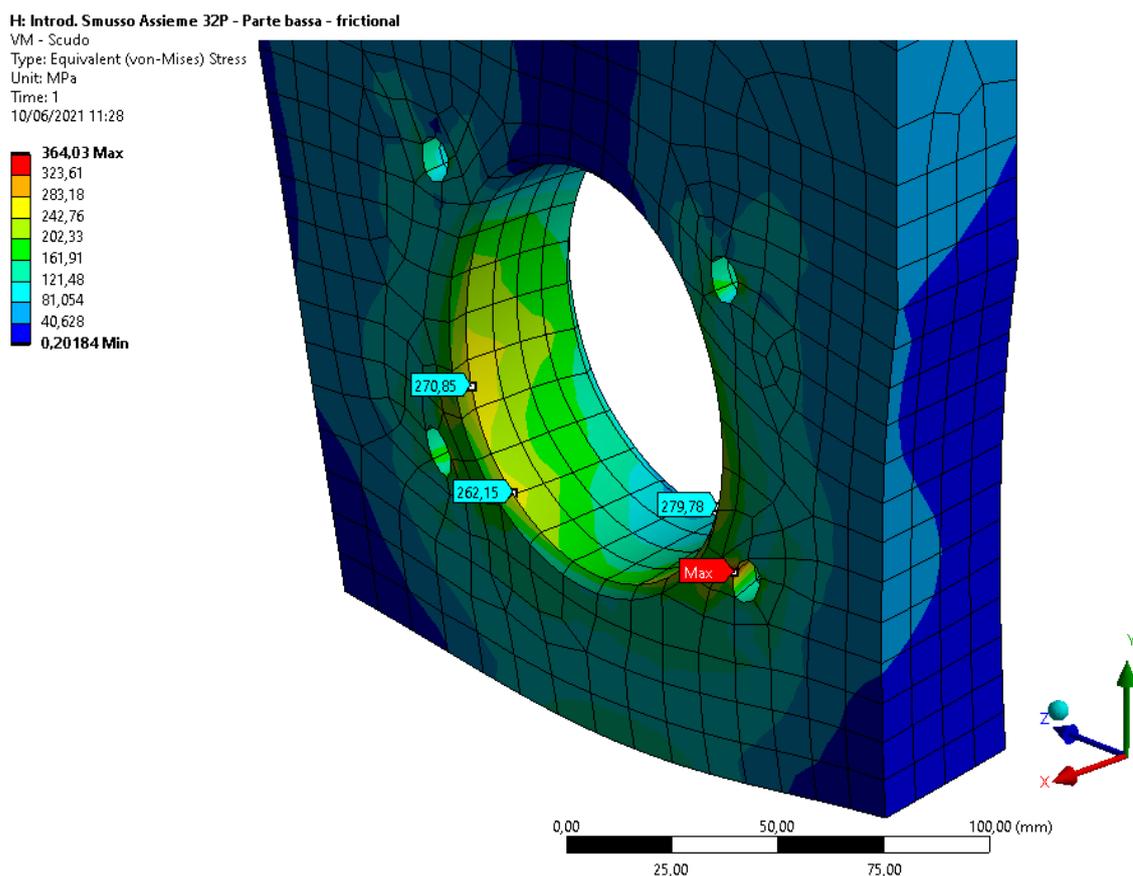


Figura 53: Tensione di Von Mises nello scudo - parte bassa. Condizione deformata e introduzione di uno smusso di due millimetri.

Si noti inoltre come in tutti i casi la tensione massima non venga raggiunta in prossimità della sezione minima indicata dal parametro a (Figura 19), bensì tra questa e la sezione relativa al termine b . A tal proposito, i fori modificano il campo tensionale in modo che i valori massimi di tensione siano maggiormente spostati in prossimità di questi.

Tuttavia, prima di confermare la bontà del dimensionamento effettuato occorre controllare quanto accade nella parte alta del componente. Al momento, sono state validate le osservazioni sul campo tensionale atteso nel Paragrafo 5.3.4 del Capitolo 5.

6.9.4. Analisi dei risultati: Dado

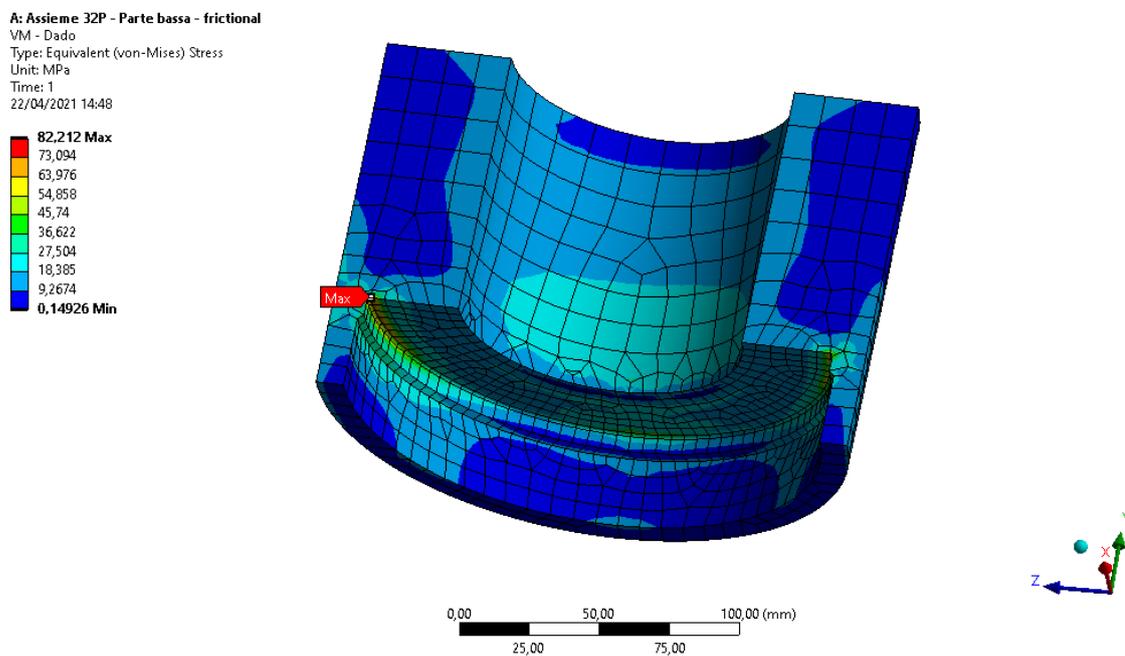


Figura 54: Tensione di Von Mises nel dado – parte bassa. Condizione deformata.

Si conferma che il dado è un componente poco sollecitato, per cui si ritiene che anch'esso sia stato correttamente dimensionato per i carichi a cui è sottoposto.

6.10. Analisi dei risultati: parte alta - assieme

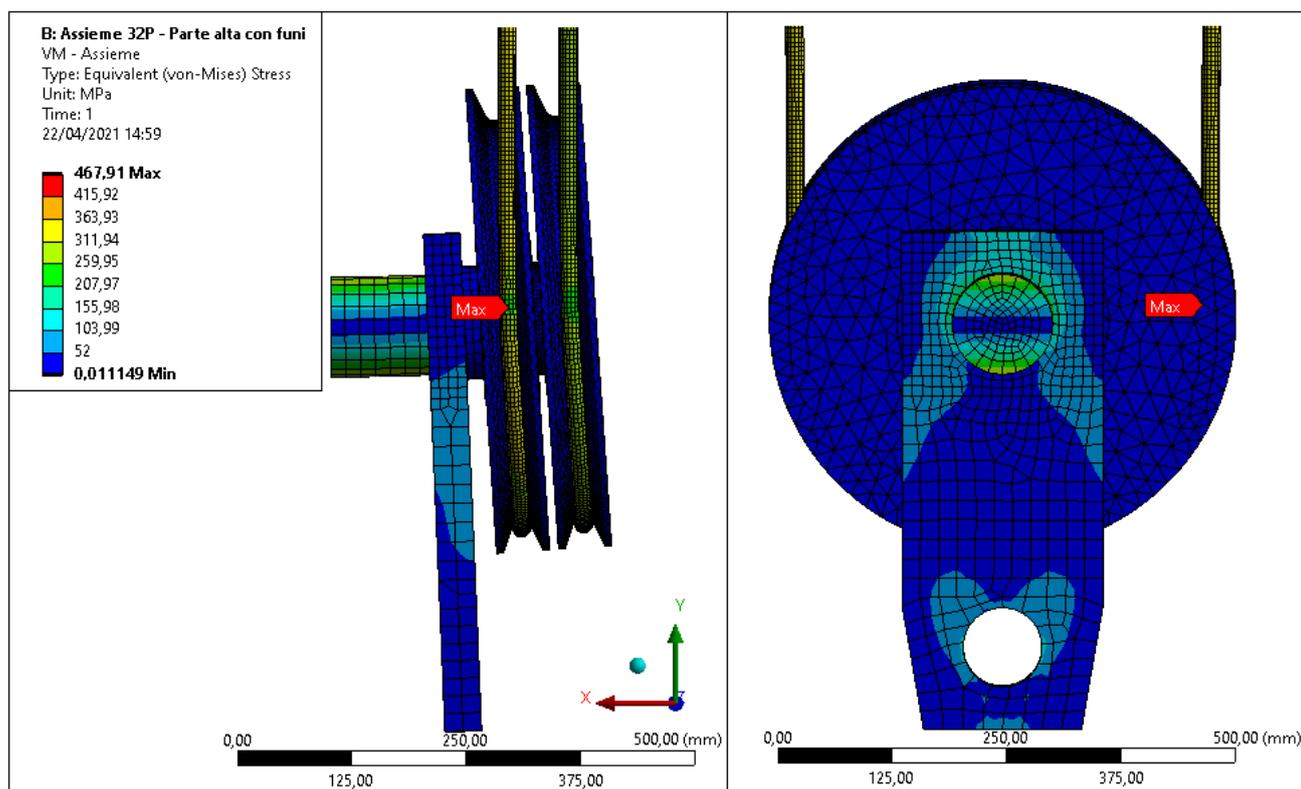


Figura 55: Andamento della tensione di Von Mises - parte alta. Condizione deformata.

In Figura 55 è stato riportato l'andamento della tensione di Von Mises per tutti i componenti che costituiscono la parte alta dell'assieme. Si sottolinea che nessuno di questi è stato modellato plasticamente e che il materiale costituente i fili e i cuscinetti è stato caratterizzato come un comune acciaio ($E = 210 \text{ GPa}$ e $\nu = 0,3$). La tensione massima si sviluppa sui cavi, i quali non costituiscono un componente di interesse e sono qui presenti al solo scopo di permettere una maggior mobilità alle carrucole. Pertanto, occorre analizzare singolarmente i componenti per capire se siano o meno presenti delle problematiche. Si noti, infatti, la deformata del sistema: le carrucole spingono in basso i fili e contemporaneamente compiono una leggera rotazione attorno all'asse Z; pertanto, esse non costituiscono un appoggio rigido per l'albero. Per queste motivazioni sul componente citato ci si aspetta una freccia completamente diversa da quella calcolata analiticamente nel corso del Paragrafo 5.3.5 del Capitolo 5.

6.10.1. Analisi dei risultati: Scudo

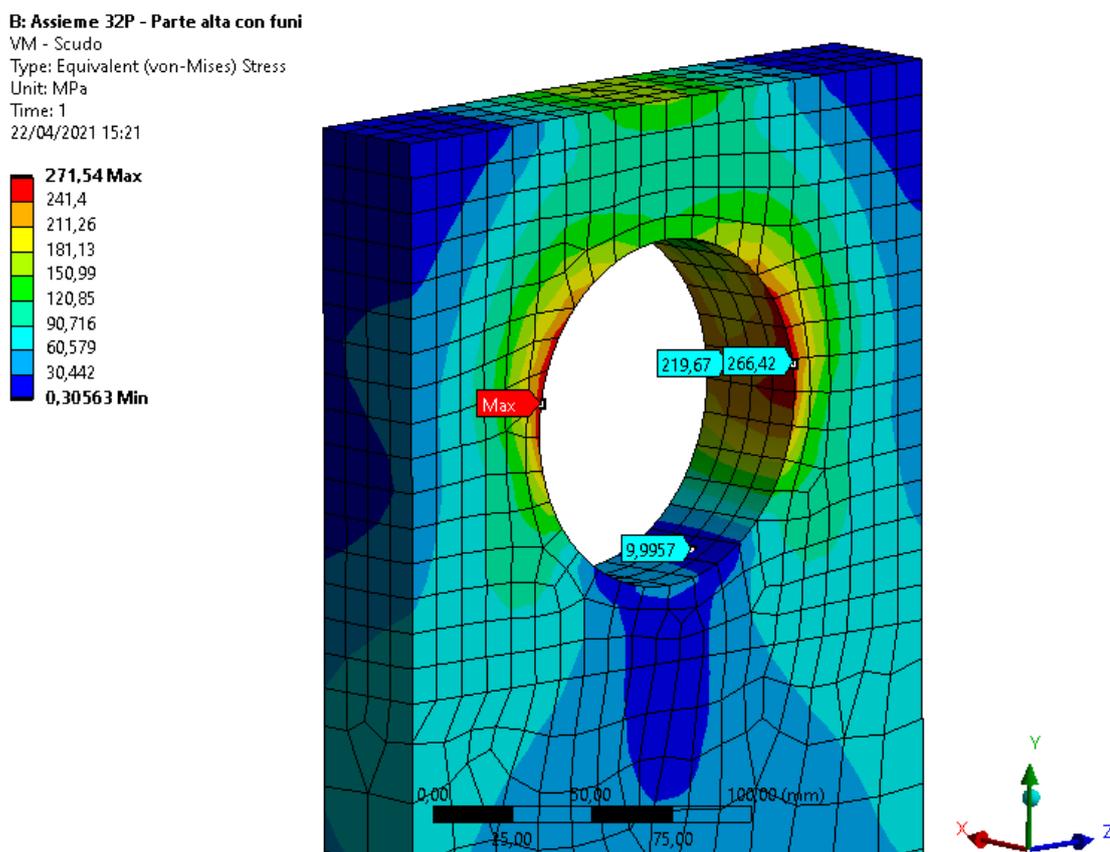


Figura 56: Tensione di Von Mises sullo scudo - parte alta. Condizione deformata.

Sulla base dei risultati riportati in Figura 56 si conferma come la zona maggiormente critica dello scudo si trovi in prossimità del foro inferiore a contatto con il perno. Si noti, inoltre, un valore di tensione quasi trascurabile nella parte bassa del foro: ciò è in pieno accordo con quanto ci si aspetta dal funzionamento reale, per via di un leggero distacco dell'albero che, invece, preme sulla parte superiore (si ricordi lo schema di sollecitazione riportato in Figura 43). Un contatto di tipo fixed tra albero e scudo non avrebbe catturato questo aspetto modificando in maniera importante i risultati dell'analisi sul componente. Inoltre, gli smussi sono applicati anche ai bordi del foro superiore, mitigando le tensioni massime nella zona.

Sulla base dello studio del campo tensionale dello scudo nella parte alta e nella parte bassa è possibile ritenere corretto il dimensionamento per esso effettuato.

6.10.2. Analisi dei risultati: Albero

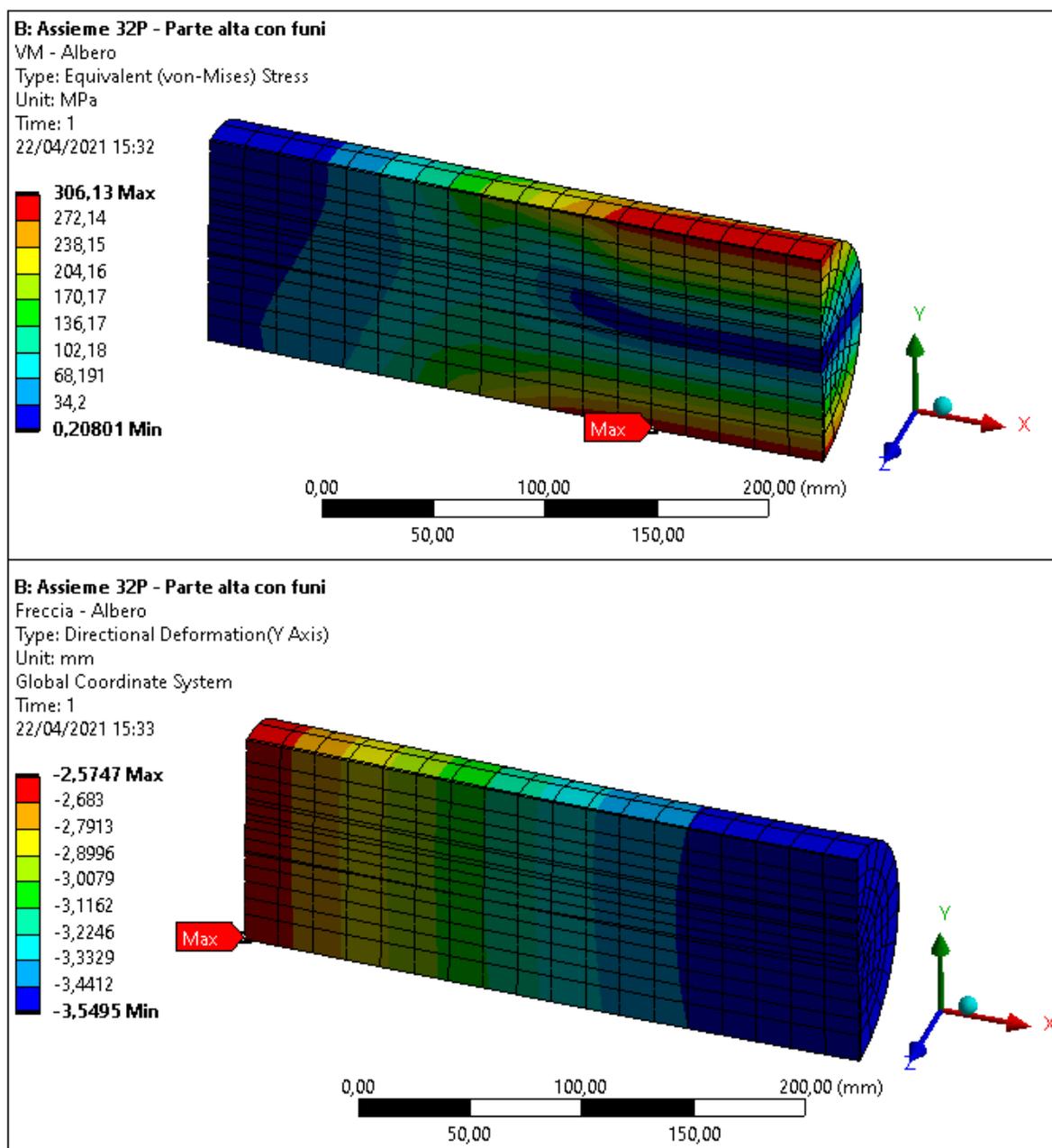


Figura 57: Tensione di Von Mises (in alto) e freccia in direzione Y (in basso) - Albero.
Condizione indeformata.

Analizzando quanto riportato in Figura 57 si può notare quanto preventivato: sebbene le tensioni siano simili a quanto calcolato analiticamente, la freccia è molto più elevata proprio a causa della maggior mobilità lasciata alle pulegge, che costituiscono l'appoggio dell'albero.

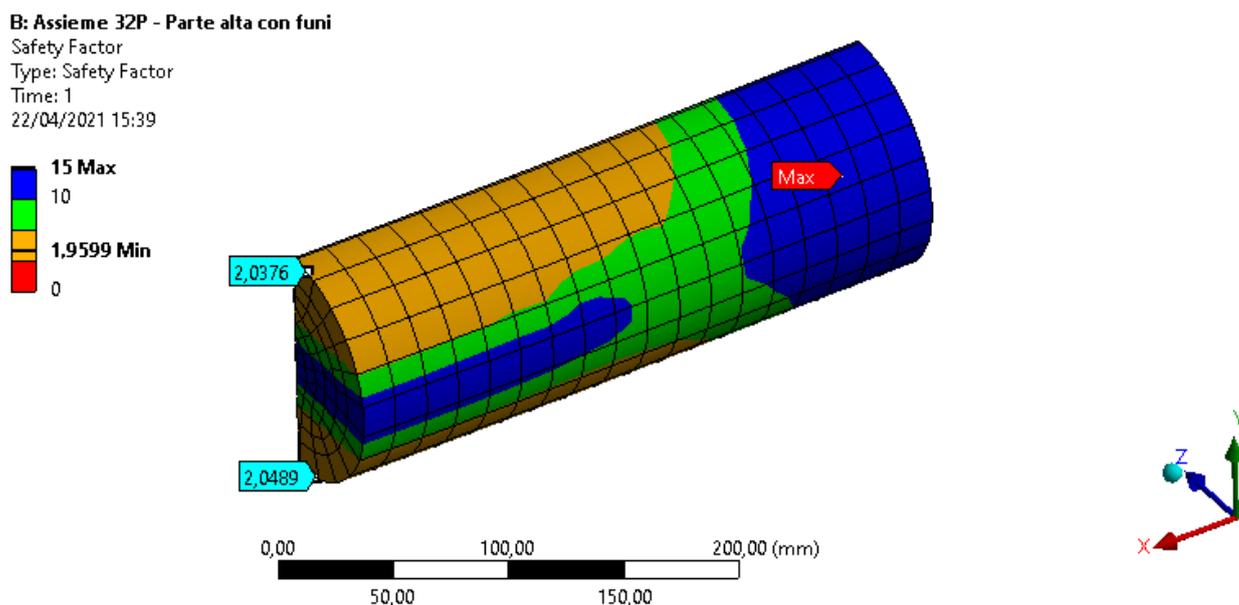


Figura 58: Coefficiente di sicurezza - Albero. Condizione indeformata.

Considerando anche i coefficienti di sicurezza riportati in Figura 58 è possibile ritenere corretto il dimensionamento eseguito per il componente.

Si conclude l'analisi riportando un caso nel quale siano imposti appoggi rigidi alle facce estreme del componente, in modo da mostrare come in queste condizioni i risultati siano perfettamente sovrapponibili a quanto calcolato in precedenza.

I vincoli applicati sono tali da definire uno schema di carico simile a quello presente in Figura 20 e Figura 21, ovvero un sistema del tipo appoggio-carrello. In Figura 59 sono stati riportati i valori di tensione di Von Mises nel complesso e di freccia in direzione Y, come anche l'andamento della tensione lungo un percorso lineare posto sulla superficie del componente. Per quest'ultimo è stato riportato un grafico nel quale l'andamento tensionale è perfettamente in accordo con il diagramma di momento flettente e di taglio dell'albero: nella prima parte viene raggiunto il valore massimo, poi si assiste ad una riduzione della tensione nella sezione centrale in quanto il momento flettente assume valore costante e il taglio si annulla. Questo esempio è stato riportato per dimostrare come sollecitando in maniera opportuna i singoli componenti è possibile riprodurre le condizioni di calcolo teoriche usate nel Capitolo 5 e i relativi risultati, ma in questo modo si perdono informazioni importanti relative al reale funzionamento del componente, come visto nel caso dello scudo o della freccia dell'albero qui riportata.

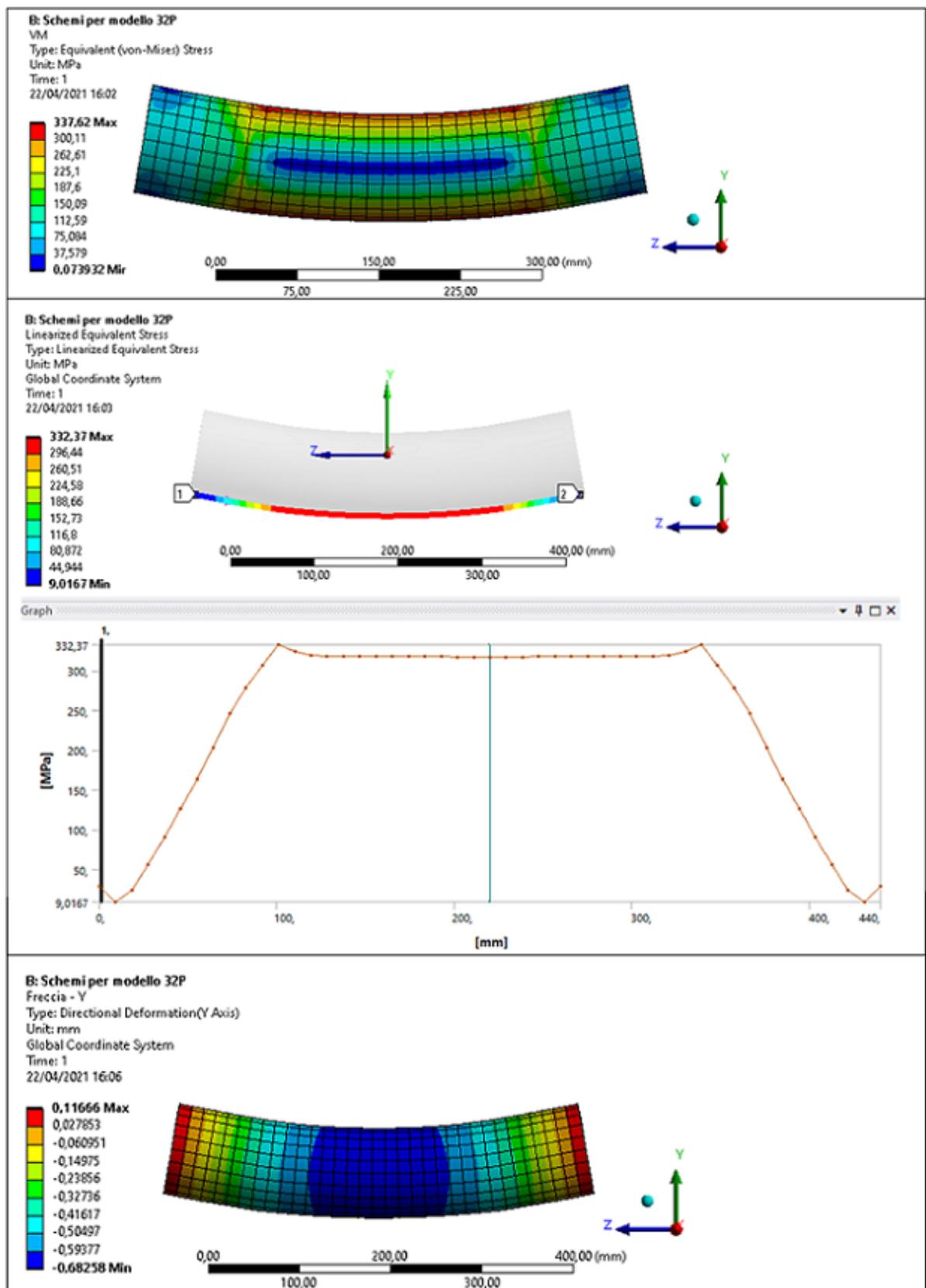


Figura 59: Tensione di Von Mises e freccia in direzione Y nel caso siano presenti appoggi rigidi alle estremità dell'albero. Condizione deformata.

6.10.3. Analisi dei risultati: Carrucole

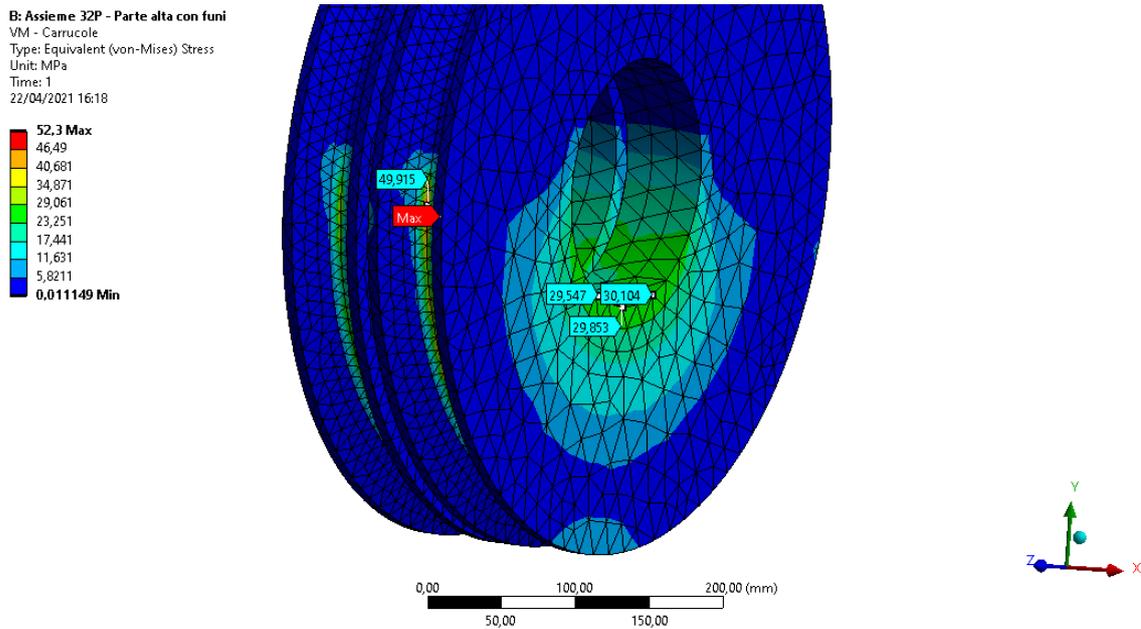


Figura 60: Tensione di Von Mises – Carrucole. Condizione deformata.

Sulla base dei risultati esposti in Figura 60 è possibile concludere che la carrucola è un componente poco sollecitato, le cui dimensioni generose sono imposte prevalentemente per aumentare la vita a fatica dei cavi (Capitolo 5 – Paragrafo - 5.5) e ridurre le tensioni agenti che si creano su di essi quando vengono piegati per essere avvolti sulla carrucola.

A causa dello strisciamento fra i vari fili che compongono il trefolo della fune, nel momento in cui essa viene piegata sulla carrucola si sviluppano delle tensioni interne che nulla hanno a che fare con il successivo carico imposto ma che si sommeranno ad esso. Indicando con M il momento flettente, la tensione all'interno del singolo filo di una fune metallica che si avvolge su una carrucola si può calcolare come segue [28]:

$$M = \frac{E_r I}{\rho} \quad e \quad M = \frac{\sigma I}{c} \quad (6.49)$$

Dove:

- ρ è il raggio di curvatura del generico cavo del trefolo, al quale si può sostituire il raggio della carrucola pari a $D/2$ nel caso in cui si faccia riferimento ai fili più esterni.
- $c = \frac{d_w}{2}$ dove d_w è il diametro del singolo filo e non della fune;

- E_r è il modulo di Young del filo e non della fune. Sperimentalmente si è visto che tale quantità è diversa fra i due componenti ed utilizzando E_r si ottengono valori più corretti.

Sostituendo le quantità riportate e risolvendo per la tensione, si ottiene:

$$\sigma = E_r \frac{d_w}{D} \quad (6.50)$$

L'equazione (6.50) mostra chiaramente quanto sia importante avere diametri di carrucola molto elevati. Nel caso in cui il rapporto D/d_w sia minore di 200 le tensioni interne che si sviluppano nel singolo cavo possono essere tali da imporre deformazioni permanenti su di esso semplicemente piegando la fune.

In conclusione, anche le pulegge sono da ritenersi dimensionate correttamente confermando la bontà della scelta di utilizzare un dimensionamento secondo norme tecniche laddove esso sia disponibile.

6.11. Convergenza dei risultati

I campi tensionali riportati nel corso del presente capitolo sono stati ottenuti con una mesh già raffinata in corrispondenza dei punti di contatto e di zone particolarmente critiche. Pertanto, in un'analisi di convergenza ci si aspetta che siano pochi i raffinamenti ed iterazioni da effettuare al fine di ridurre eventuali oscillazioni di tensione.

Nel seguito è stato utilizzato lo strumento di convergenza fornito da Ansys Workbench, il quale consente di selezionare interi componenti o facce di essi nei quali rifinire di volta in volta la mesh, finché il valore di tensione calcolato non si stabilizza ad un valore ingegneristicamente accettabile. Nel caso specifico è stata considerata l'oscillazione della tensione di Von Mises e per avere risultati accettabili nel caso di analisi statiche è stata imposta un'oscillazione tollerata nell'intorno del 5-10%.

In Figura 61 e Figura 62 si riporta l'analisi di convergenza sul giogo.

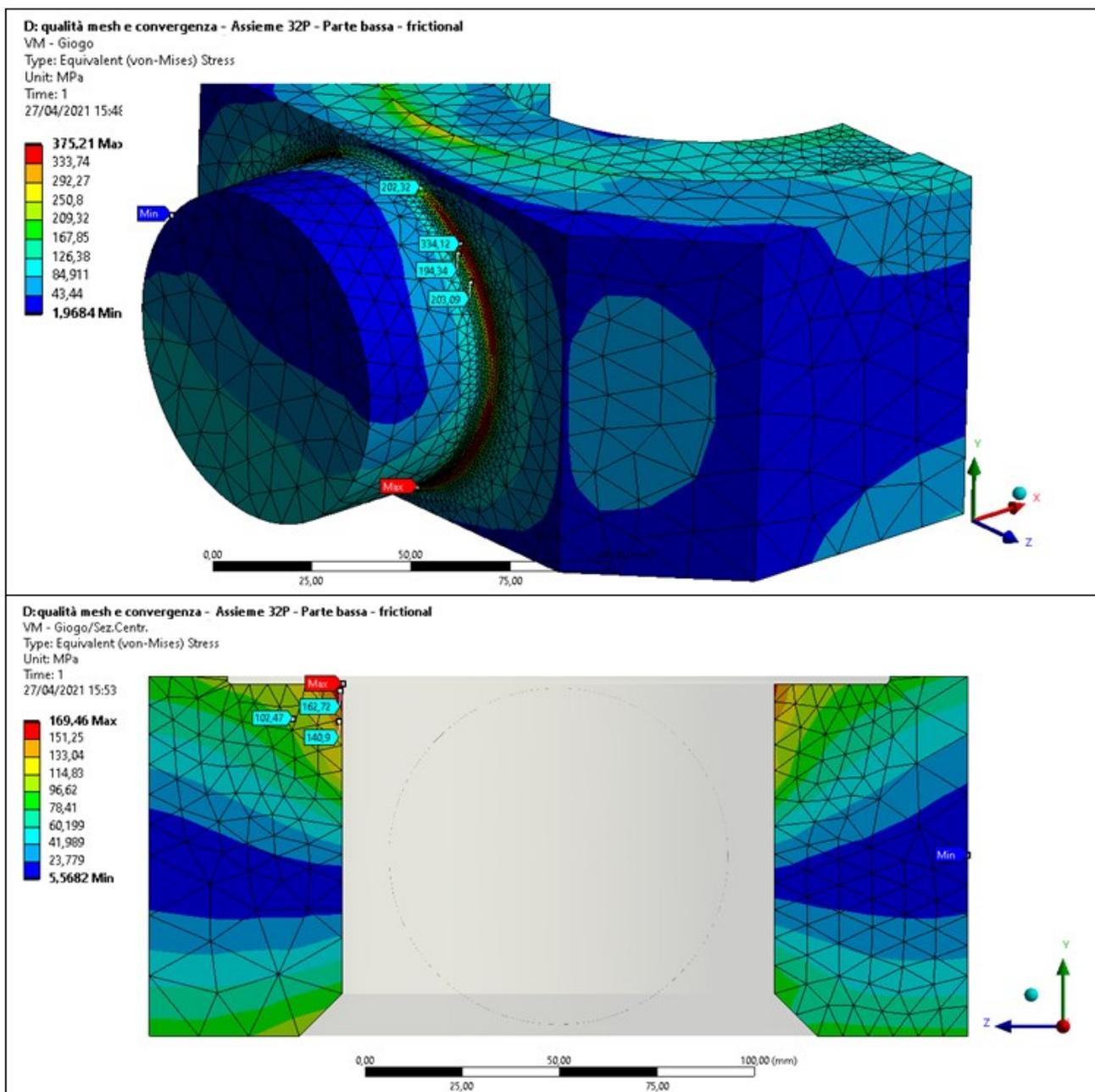


Figura 61: Campo tensionale e visione della mesh al secondo step iterativo di calcolo – giogo. Condizione indeformata.

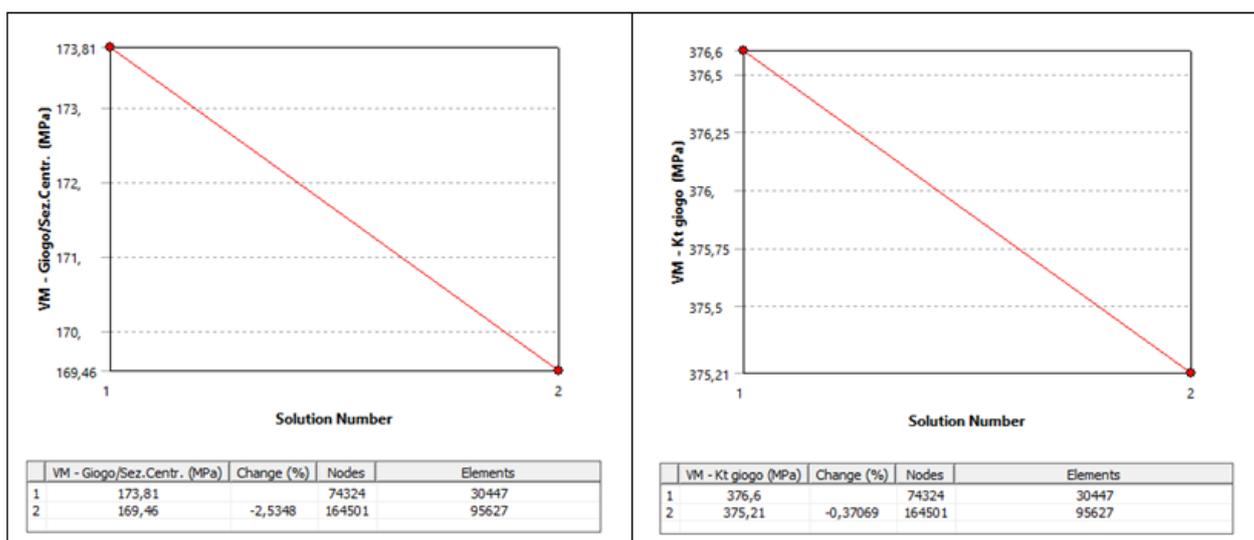


Figura 62: Giogo - Analisi di convergenza sulla tensione di Von Mises.

Come è possibile notare sono state necessarie solamente due iterazioni per ottenere la convergenza dell'analisi, peraltro con incrementi di precisione non tali da giustificare l'aumento del tempo di calcolo necessario alla simulazione. È possibile notare che le tensioni ottenute al secondo step di convergenza siano molto simili a quelle ottenute con la mesh definita manualmente nel corso del Paragrafo 6.5: ciò mostra una oculata creazione manuale della mesh già in partenza, la quale è stata resa maggiormente ricca di elementi nelle zone di maggiore interesse.

Poiché vengono ottenuti risultati molto simili anche sugli altri componenti, è possibile affermare che le tensioni calcolate siano affidabili anche da un punto di vista di convergenza del modello numerico.

Appendice A

Relazione tra classe di utilizzo del meccanismo Tn e dell'apparecchio Un

L'appendice A 2.1.1 della F.E.M. 1.001 [41] permette di identificare la classe del meccanismo nota la classe di utilizzo dell'apparecchio e viceversa. Per fa ciò è necessario conoscere la durata media di un ciclo di sollevamento.

La durata totale di uso del meccanismo, espressa in ore, è data dalla (A.51)

$$T = N \cdot \frac{t_{mc}}{3600} \quad (\text{A.51})$$

dove

- N è il numero di cicli di sollevamento relativi alla classe di utilizzo Un dell'apparecchio, ricavabile da Tabella 1;
- t_{mc} durata media di un ciclo di sollevamento espressa in secondi.

Il valore del termine T viene approssimato per eccesso ad uno di quelli riportati in Tabella 25.

Appendice A - Relazione tra classe di utilizzo del meccanismo T_n e dell'apparecchio U_n

Tabella 25: Durata totale di utilizzo degli apparecchi T espressa in ore.

Average duration of a hoisting cycle t_{mc} (s)	Class of utilization of appliances									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
30	130	260	520	1 040	2 085	4 165	8 335	16 665	33 335	> 33 335
45	195	390	780	1 565	3 125	6 250	12 500	25 000	50 000	> 50 000
60	260	520	1 040	2 085	4 165	8 335	16 665	33 335	66 665	> 66 665
75	325	650	1 300	2 605	5 210	10 415	20 835	41 665	83 335	> 83 335
90	390	780	1 565	3 125	6 250	12 500	25 000	50 000	100 000	> 100 000
120	520	1 040	2 085	4 165	8 335	16 665	33 335	66 665	133 335	> 133 335
150	650	1 300	2 605	5 210	10 415	20 835	41 665	83 335	166 665	> 166 665
180	780	1 565	3 125	6 250	12 500	25 000	50 000	100 000	200 000	> 200 000
240	1 040	2 085	4 165	8 335	16 665	33 335	66 665	133 335	> 200 000	
300	1 300	2 605	5 210	10 415	20 835	41 665	83 335	166 665	> 200 000	
360	1 565	3 125	6 250	12 500	25 000	50 000	100 000	200 000	> 200 000	
420	1 825	3 645	7 290	14 585	29 165	58 335	116 665	> 200 000		
480	2 085	4 165	8 335	16 665	33 335	66 665	133 335	> 200 000		

A questo punto si calcola il parametro α_i definito come il rapporto tra il tempo di utilizzo del particolare meccanismo (sollevamento, scorrimento o traslazione) durante un ciclo di sollevamento e la durata media del ciclo t_{mc} . Più questo valore tende ad uno, più il meccanismo viene usato durante l'utilizzo della gru: ad un valore unitario corrisponde un meccanismo impiegato dall'inizio alla fine del ciclo di sollevamento.

Si identifica, infine, la classe di utilizzo del meccanismo T_n mediante la Tabella 26, la quale è stata definita per valori discreti di α_i .

Appendice A - Relazione tra classe di utilizzo del meccanismo T_n e dell'apparecchio U_n

Tabella 26: Identificazione della classe di utilizzo del meccanismo T_n sulla base della durata totale di utilizzo T e del parametro α_i

T (h)	Values of α_i						Class of utilization for mechanism
	1,00	0,63	0,40	0,25	0,16	0,10	
130	130	82	52	33	21	13	T0
195	195	123	78	49	31	20	
260	260	164	104	65	42	26	
325	325	205	130	81	52	33	
390	390	246	156	98	62	39	
520	520	328	208	130	83	52	
650	650	410	260	163	104	65	
780	780	491	312	195	125	78	
1 040	1 040	655	416	260	166	104	
1 300	1 300	819	520	325	208	130	
1 565	1 565	986	626	391	250	157	
1 825	1 825	1 150	730	456	292	183	
2 085	2 085	1 314	834	521	334	209	
2 605	2 605	1 641	1 042	651	417	261	
3 125	3 125	1 969	1 250	781	500	313	
3 645	3 645	2 296	1 458	911	583	365	
4 165	4 165	2 624	1 666	1 041	666	417	
5 210	5 210	3 282	2 084	1 303	834	521	
6 250	6 250	3 938	2 500	1 563	1 000	625	
7 290	7 290	4 593	2 916	1 823	1 166	729	
8 335	8 335	5 251	3 334	2 084	1 334	834	
10 415	10 415	6 561	4 166	2 604	1 666	1 042	
12 500	12 500	7 875	5 000	3 125	2 000	1 250	
14 585	14 585	9 189	5 834	3 646	2 334	1 459	
16 665	16 665	10 499	6 666	4 166	2 666	1 667	
20 835	20 835	13 126	8 334	5 209	3 334	2 084	
25 000	25 000	15 750	10 000	6 250	4 000	2 500	
29 165	29 165	18 374	11 666	7 291	4 666	2 917	
33 335	33 335	21 001	13 334	8 334	5 334	3 334	
41 665	41 665	26 249	16 666	10 416	6 666	4 167	
50 000	50 000	31 500	20 000	12 500	8 000	5 000	
58 335	58 335	36 751	23 334	14 584	9 334	5 834	
66 665	66 665	41 999	26 666	16 666	10 666	6 667	
83 335	83 335	52 501	33 334	20 834	13 334	8 334	
100 000	100 000	63 000	40 000	25 000	16 000	10 000	
116 665	116 665	73 499	46 666	29 166	18 666	11 667	
133 335	133 335	84 001	53 334	33 334	21 334	13 334	
166 665	166 665	104 999	66 666	41 666	26 666	16 667	
200 000	200 000	126 000	80 000	50 000	32 000	20 000	
> 200 000	> 200 000	> 126 000	> 80 000	> 50 000	> 32 000	> 20 000	
							T8
							T9

A questo punto è possibile fare diverse osservazioni.

Come detto più volte, il percorso teorico è quello secondo il quale dalla classe dell'apparecchio si ricava la classe del meccanismo ed è anche il percorso che viene sottinteso in questa appendice. In questo caso, sono necessari due parametri per poter

identificare il preciso legame analitico tra ore di utilizzo del meccanismo (classe T_n) e cicli di funzionamento della gru (classe U_n). Tuttavia, nessuno dei due è ricavabile nel lavoro oggetto di questa tesi. Infatti, l'obiettivo è quello di realizzare uno standard di bozzelli a prescindere dal carro ponte in cui questi andranno montati e indipendentemente dalle condizioni particolari che saranno poi imposte alla specifica gru (diversi clienti possono necessitare di diversi tempi di ciclo t_{mc}). Non avendo a disposizione il parametro t_{mc} , che dipende esclusivamente dal carro ponte nel complesso e non dal singolo meccanismo, non è possibile ricavare nemmeno il rapporto di utilizzo α_i che invece dipende da entrambi.

Tuttavia, occorre sottolineare che in questa tesi dei due termini citati servirebbe solamente il tempo medio di ciclo. Infatti, poiché la progettazione del bozzello ha bisogno in ingresso del carico imposto al gancio durante il sollevamento, è logico pensare che sia la classe del meccanismo a rappresentare il punto di partenza della progettazione e non quella dell'apparecchio. Pertanto, imponendo una classe M_n è facilmente ricavabile l'impiego nel tempo T_n , noto il quale, si cerca il valore ad esso più prossimo nella Tabella 25 e, conoscendo il tempo t_{mc} , si identifica la classe di utilizzo dell'apparecchio U_n . Quindi, ragionando in questo modo, l'unico termine necessario è il tempo medio di ciclo, il quale comunque resta un dato non identificabile. Inoltre, avrebbe poco senso ipotizzarne il valore, in quanto è possibile constatare che cambiando quest'ultimo anche di poche decine di secondi (quantità assolutamente plausibile pensando di montare il bozzello su carro ponti diversi) la classe dell'apparecchio cambia completamente.

Pertanto, non avendo dati a disposizione per poter effettuare supposizioni coerenti o precisi calcoli, l'unica strada percorribile è quella di immaginare il medesimo tipo di utilizzo per meccanismo di sollevamento e gru nel complesso eliminando qualsivoglia relazione analitica tra ore di utilizzo e cicli di sollevamento. Quindi, se ad esempio si imponesse un utilizzo in classe M8 al meccanismo, concettualmente sarebbe possibile aspettarsi che anche l'apparecchio lavori in classe A8 richiedendo ad entrambi di operare con bassi carichi ma per molto tempo (ore o cicli, a seconda del caso). In questo modo è possibile avere un'idea del numero di cicli da considerare per la verifica a fatica.

Questa ipotesi è del tutto in accordo con le classificazioni suggerite da norma UNI ISO 4301, riportate in Tabella 8.

Appendice B

Calcolo della velocità di rotazione del cuscinetto radiale

Per poter calcolare la velocità di rotazione del cuscinetto occorre considerare il numero di tamburi e il numero di tiri²³ agenti sul bozzello e sul tamburo. Nel seguito, si indicherà il numero di tamburi con T ed il numero di tiri con N .

Indicando con v la velocità di sollevamento del sistema e con d il diametro primitivo delle carrucole (tutte uguali), lo schema cinematico di riferimento è quello riportato in Figura 63.

È possibile fare fin da subito due osservazioni:

- La carrucola centrale non deve ruotare per permettere il sollevamento del gancio ed è ciò che si verifica se è stato eseguito un corretto montaggio. Ciò implica una perfetta simmetria del sistema di sollevamento rispetto all'asse verticale centrale anche dal punto di vista cinematico.
- Le carrucole non ruotano tutte alla stessa velocità angolare, ma quella più esterna ruota più velocemente di quella interna. Poiché i cuscinetti radiali sono tutti uguali, in via cautelativa si prenderà a riferimento la velocità angolare maggiore.

²³ Numero di funi che si agganciano sul tamburo e sul bozzello. Nel caso specifico il tamburo presenta due tiri, mentre il bozzello otto.

Con riferimento al centro di istantanea rotazione della carrucola più esterna, si ottiene:

$$w_{max} = 2v / \left(\frac{d}{3}\right) = \frac{3v}{r} \quad (B.52)$$

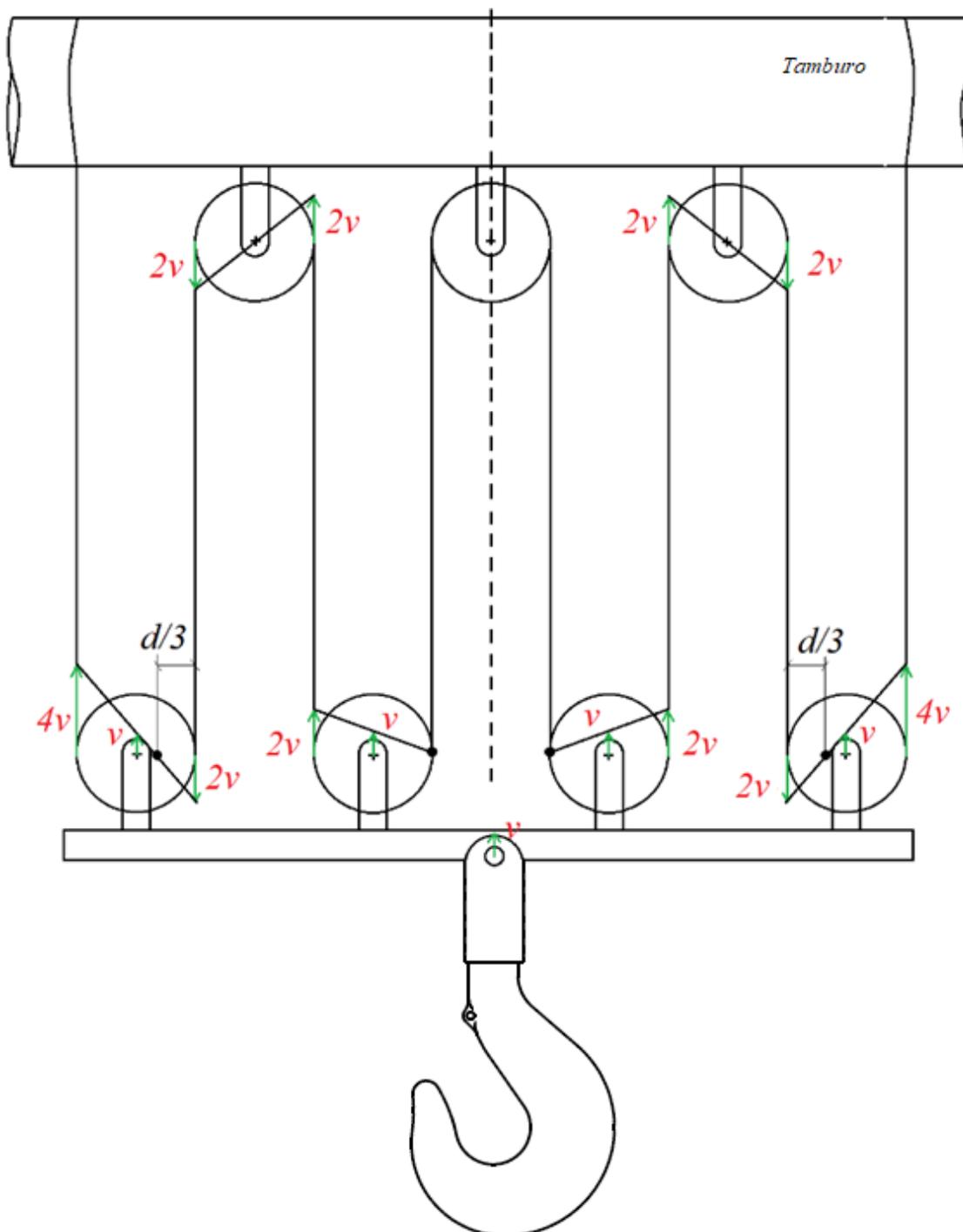


Figura 63: Schema cinematico del bozzello in fase di salita per il calcolo della velocità di rotazione del cuscinetto radiale.

È possibile generalizzare l'equazione B.52 calcolando un fattore adimensionale di velocità X per poi scrivere la velocità angolare in funzione di esso, come mostrato nell'equazione (B.53)

$$\begin{aligned} X &= \frac{N_{tiri\ bozzello}}{T \cdot N_{tiri\ tamburo}} = \frac{8}{1 \cdot 2} = 4 \\ w_{max} &= \frac{(X - 1)v}{\pi d} = 12,79 \text{ rpm} \end{aligned} \tag{B.53}$$

Appendice C

Caratterizzazione del comportamento plastico su Ansys Workbench

1. C – Incrudimento cinematico bilineare.

Per trattare correttamente la teoria della plasticità multiassiale occorre definire:

- Il criterio di snervamento (*yield criteria*), il quale consente di capire se il materiale stia effettivamente manifestando un comportamento plastico o elastico;
- La regola di flusso plastico (*flow rules*), la quale consente di stabilire come il materiale si deforma in funzione dello stato di tensione applicato;
- La legge di incrudimento (*hardening law*), la quale consente di caratterizzare il comportamento del materiale nel campo plastico descrivendo il tipo di incrudimento manifestato. Nel presente paragrafo l'incrudimento sarà inteso come il fenomeno che modifica la forma o la posizione della superficie di snervamento, causando così, ad esempio, un aumento di resistenza del componente.

Sebbene per descrivere correttamente il comportamento plastico di un materiale sia necessario avere conoscenza contemporaneamente dei tre criteri citati, nel caso specifico è sufficiente far riferimento alla legge di incrudimento.

Sperimentalmente, è noto che i materiali duttili tendono ad incrementare la tensione di flusso plastico (di snervamento) man mano che si prosegue con la deformazione nel campo plastico.

Le tipologie di incrudimento possibili sono due: incrudimento isotropico e cinematico, e nel caso del giogo si è scelto di far riferimento all'incrudimento cinematico.

Brevemente, nel caso in cui il materiale manifesti incrudimento cinematico la superficie di snervamento trasla in base alla direzione in cui viene spinta dal vettore rappresentativo della tensione agente, mantenendo costante la sua dimensione. Visivamente, ciò che accade per un campo di tensione bidimensionale è visibile in Figura 64.

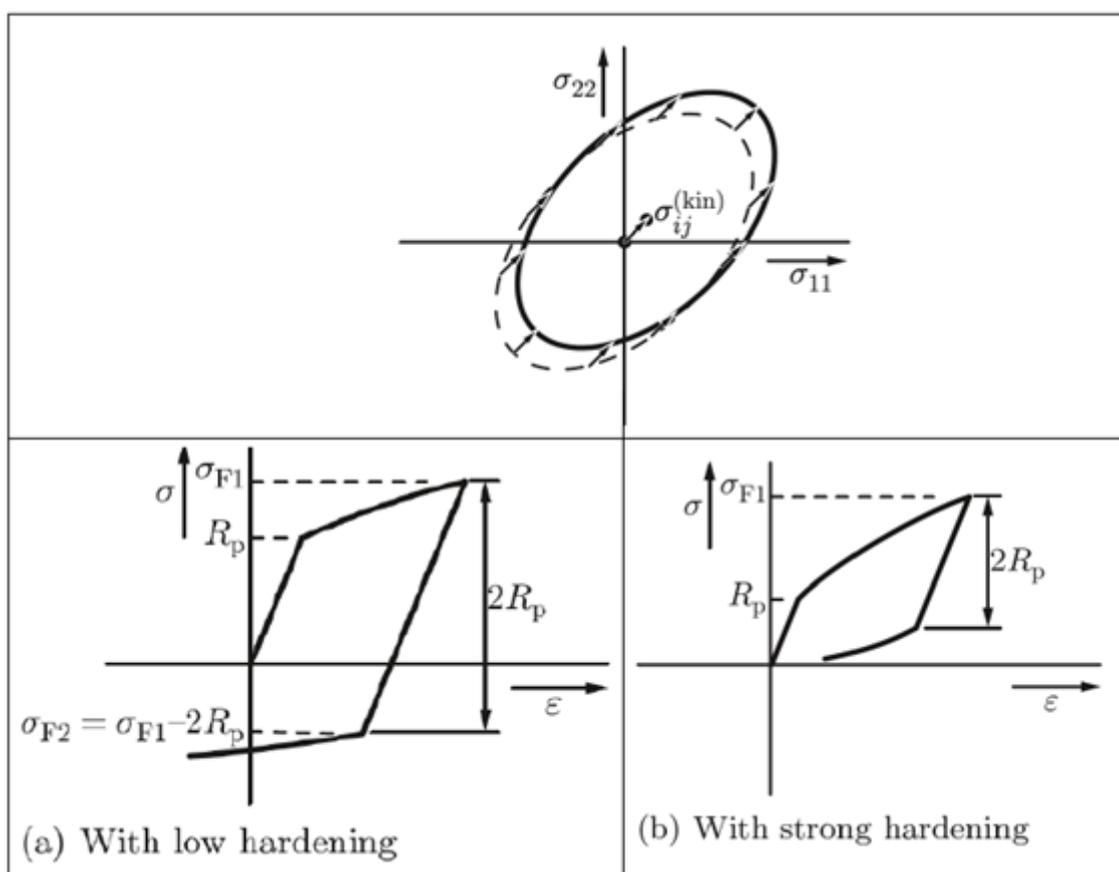
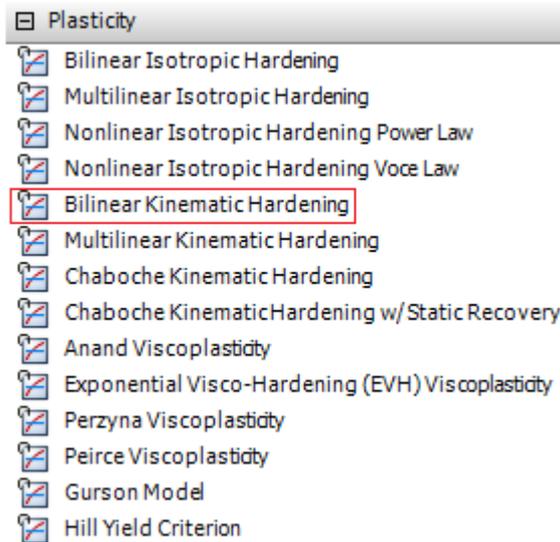


Figura 64: Incrudimento cinematico - fase di carico e scarico.

L'incrudimento cinematico evidenzia un effetto tipico degli acciai, detto *effetto Baushinger*, per il quale se in fase di trazione il componente snerva in prossimità di σ_{F1} , riducendo il carico ed entrando in compressione snerva prima e in prossimità di $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} - 2\sigma_s$. Al limite, nel caso di un incrudimento molto forte, ovvero uno spostamento molto marcato della superficie di snervamento, il componente può deformarsi plasticamente anche in fase di scarico con tensioni ancora positive (Figura 64 – b).

Più nel dettaglio, nel caso di Ansys è stato modellato un materiale con incrudimento cinematico *bilineare*.



Properties of Outline Row 5: Fe 510 - NL					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's Mo...			
6	Young's Modulus	2,1E+05	MPa		
7	Poisson's Ratio	0,3			
8	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
9	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
10	Bilinear Kinematic Hardening				
11	Yield Strength	355	MPa		
12	Tangent Modulus		Pa		
13	Tensile Yield Strength	355	MPa		
14	Compressive Yield Strength	355	MPa		
15	Tensile Ultimate Strength	510	MPa		
16	Compressive Ultimate Strength	0	MPa		

Figura 65: Ansys Workbench - tipologie di comportamento plastico disponibili e termini necessari. Caratteristiche imposte per l'acciaio S355J0.

Con il termine “bilineare” si intende semplicemente un'approssimazione della curva $\sigma - \varepsilon$ in due tratti lineari, dei quali il primo indica il tratto elastico e il secondo il tratto plastico (Figura 66 e Figura 69). Di conseguenza, sono sufficienti due termini per poter

descrivere correttamente quanto voluto: la tensione di snervamento, che serve ad indicare il valore di tensione a partire dal quale si applica la teoria della plasticità e il *tangent modulus*, che altro non è che il corrispettivo del modulo di Young nel campo plastico. Nel seguito si farà riferimento a questa quantità con il termine E_T .

Si è scelta una modellazione bilineare e non multilineare in quanto nel primo caso si mostrerà che sono necessarie caratteristiche del materiale ampiamente disponibili in letteratura, mentre nel secondo caso occorrerebbe avere a disposizione una curva $\sigma - \epsilon$ specifica per l'acciaio S355J0. Inoltre, considerando l'applicazione e dato l'intorno estremamente ristretto in cui si verifica lo snervamento, si ritiene sufficiente la precisione data da un modello bilineare.

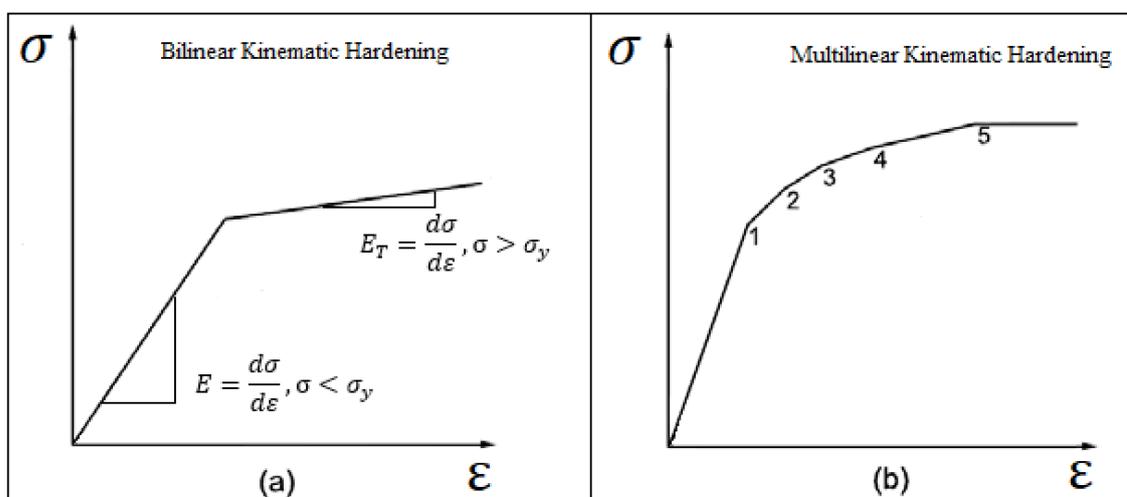


Figura 66: Tangent modulus - incrudimento isotropico bilineare e multilineare.

Nel seguito si riporta la metodologia analitica seguita per calcolare il tangent modulus dell'acciaio S355J0 sulla base dei dati disponibili in letteratura. Si riporterà, inoltre, una breve applicazione che mostra per tale materiale una modellazione in accordo con quanto esposto, in modo da poter essere certi dei risultati ottenuti per il giogo.

2. C – Calcolo del tangent modulus dell'acciaio S355J0

Per poter calcolare il parametro E_T è stata riportata su Excel la curva $\sigma - \varepsilon$ dell'acciaio S355J0. Non avendo a disposizione dati sperimentali puntuali della prova di trazione di tale materiale, essa è stata approssimata mediante l'equazione di Ramberg-Osgood.

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{1/n} \quad (C.54)$$

Dove:

- ε_e indica la deformazione elastica;
- ε_p indica la deformazione plastica;
- E è il modulo di Young;
- n ed H sono le costanti caratteristiche del materiale da determinare per poter applicare correttamente l'equazione.

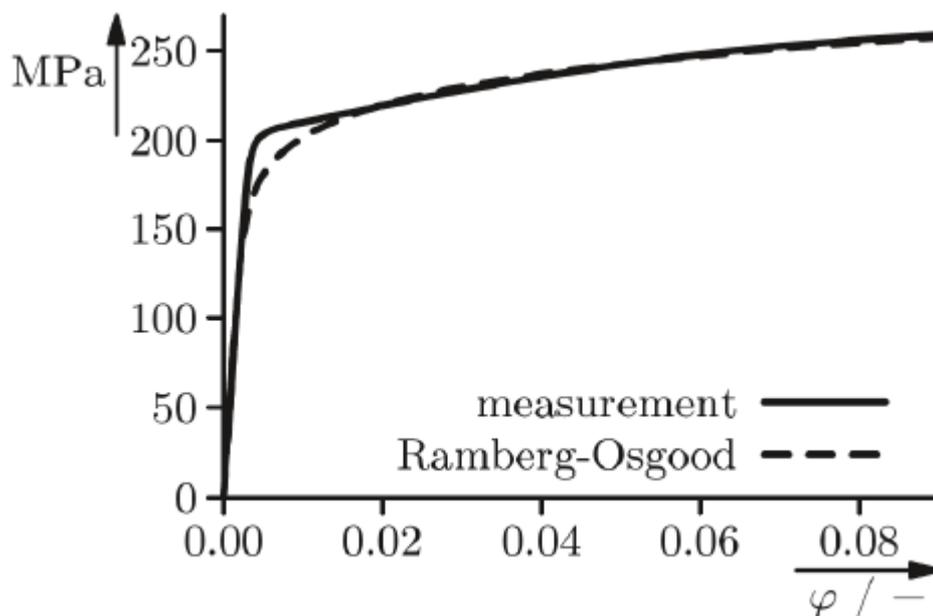


Figura 67: Approssimazione della curva $\sigma - \varepsilon$ mediante l'equazione di Ramberg-Osgood (la curva è generica e non fa riferimento all'acciaio S355J0 nello specifico).

Si noti che la parte di equazione che descrive il comportamento plastico è un'esponenziale, che è possibile scrivere nella forma

$$y = ax^k \quad (C.55)$$

Dalla teoria dell'analisi matematica, se sono noti due punti (x_1, y_1) e (x_2, y_2) per i quali passa la curva in questione è possibile ricavare le costanti caratteristiche dell'equazione, pari a

$$\begin{cases} k = \frac{\log(y_2/y_1)}{\log(x_2/x_1)} \\ a = \frac{y_1}{x_1^k} \end{cases} \quad (C.56)$$

Ritornando alla curva $\sigma - \varepsilon$ i due punti noti relativi al tratto plastico sono, ovviamente, il punto di snervamento e di rottura e quindi le relative tensioni e deformazioni. Pertanto:

$$\begin{aligned} (x_1, y_1) &= (\sigma_S, \varepsilon_{0,2}) = (\sigma_S, 0,002) \\ (x_2, y_2) &= (\sigma_R, A\%) = (\sigma_R, 0,2) \end{aligned} \quad (C.57)$$

I valori di deformazione in corrispondenza dello snervamento e della rottura sono noti in quanto il primo è tipicamente posto pari allo 0,2%, mentre il secondo è definito dall'allungamento percentuale a rottura, un valore ampiamente disponibile in letteratura per svariate tipologie di acciai. Nel caso dell'acciaio S355J0 è possibile imporre $A\% = 0,2$ [42].

Pertanto:

$$\begin{cases} n = k = \frac{\log(\sigma_R/\sigma_S)}{\log(A\%/\varepsilon_{0,2})} \\ H = a = \frac{\sigma_S}{\varepsilon_{0,2}^n} \end{cases} \quad (C.58)$$

Introducendo l'espressione del termine H all'interno dell'equazione (C.54) è possibile ottenere un'equazione semplificata da poter introdurre in Excel.

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + 0,002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_S} \right)^{1/n} \quad (C.59)$$

In Figura 68 si riporta la curva ottenuta, dalla quale è stato possibile calcolare la pendenza del tratto plastico, pari a $E_T = 728,14 \text{ MPa}$. In Figura 69 è riportata, invece, la caratterizzazione del materiale all'interno di Ansys a seguito dell'introduzione dei parametri di interesse. Si noti che tale curva è a sua volta un'approssimazione di quella ottenuta dall'equazione di Ramberg-Osgood.

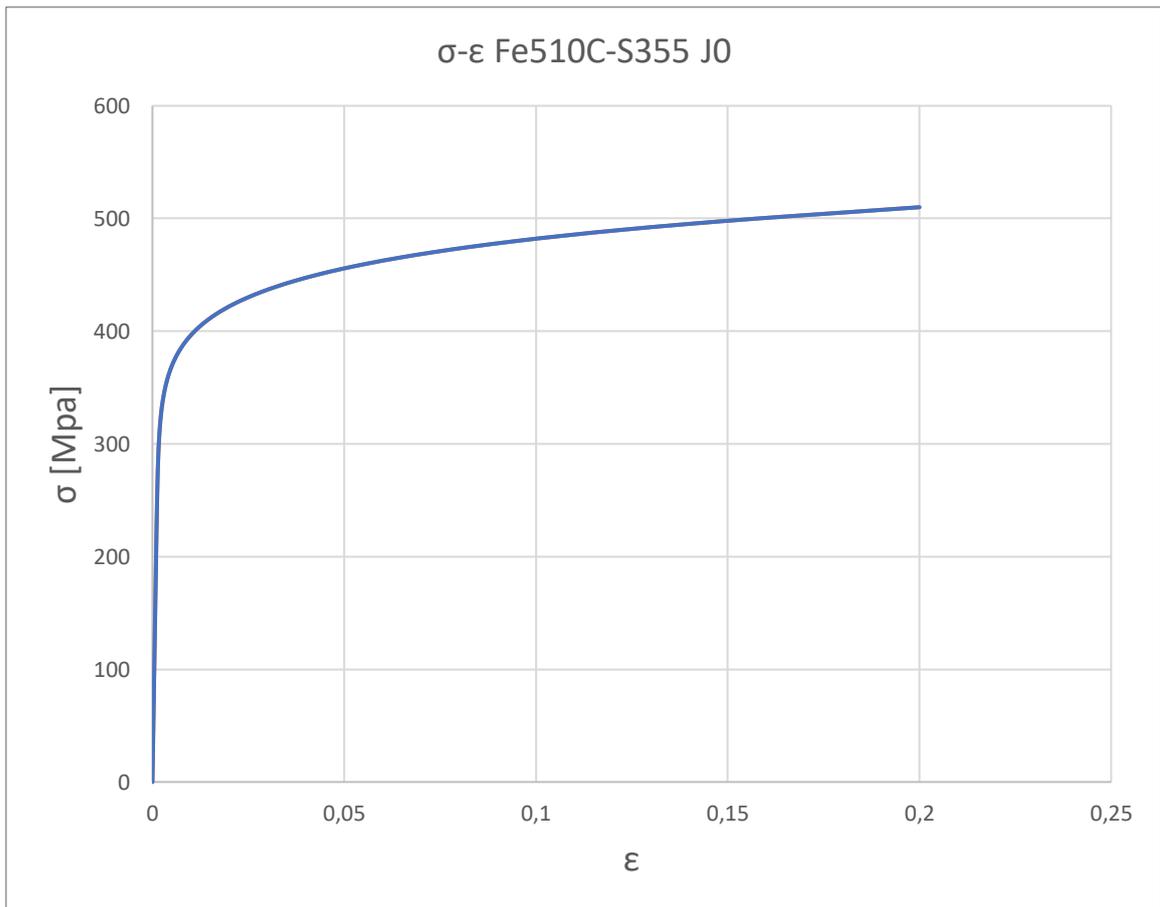


Figura 68: Curva $\sigma - \epsilon$ dell'acciaio S355 ottenuta su Excel mediante l'equazione di Ramberg-Osgood.

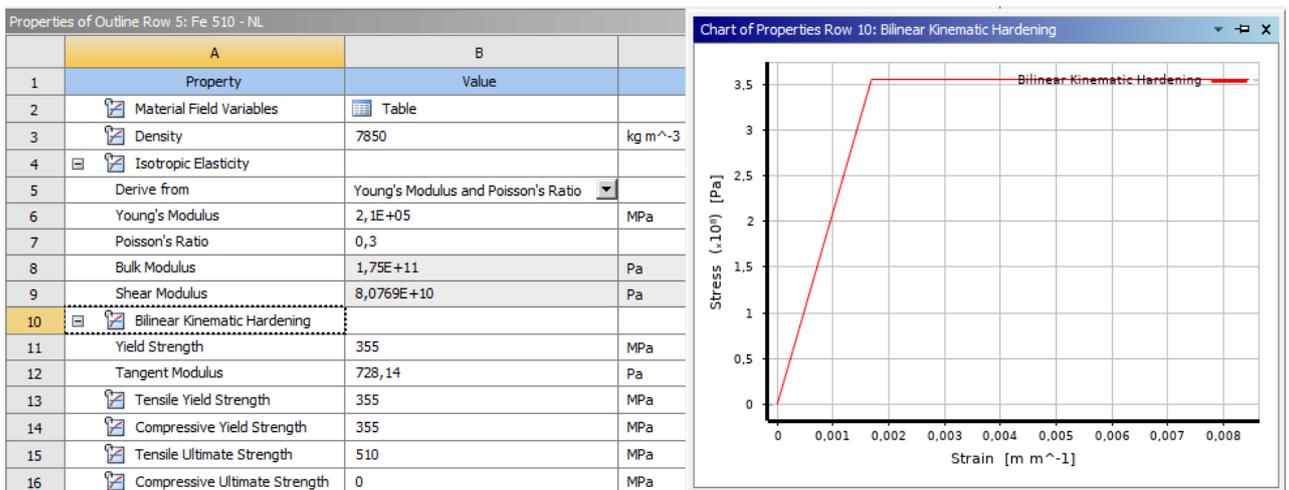


Figura 69: Caratterizzazione dell'acciaio S355J0 all'interno di Ansys Workbench.

3. C – Verifica numerica del comportamento plastico

Si riporta di seguito una breve simulazione nella quale si cerca di ottenere parte della Figura 64. Le caratteristiche del materiale utilizzate sono riportate in Figura 69 e corrispondono a quelle dell'acciaio S355J0.

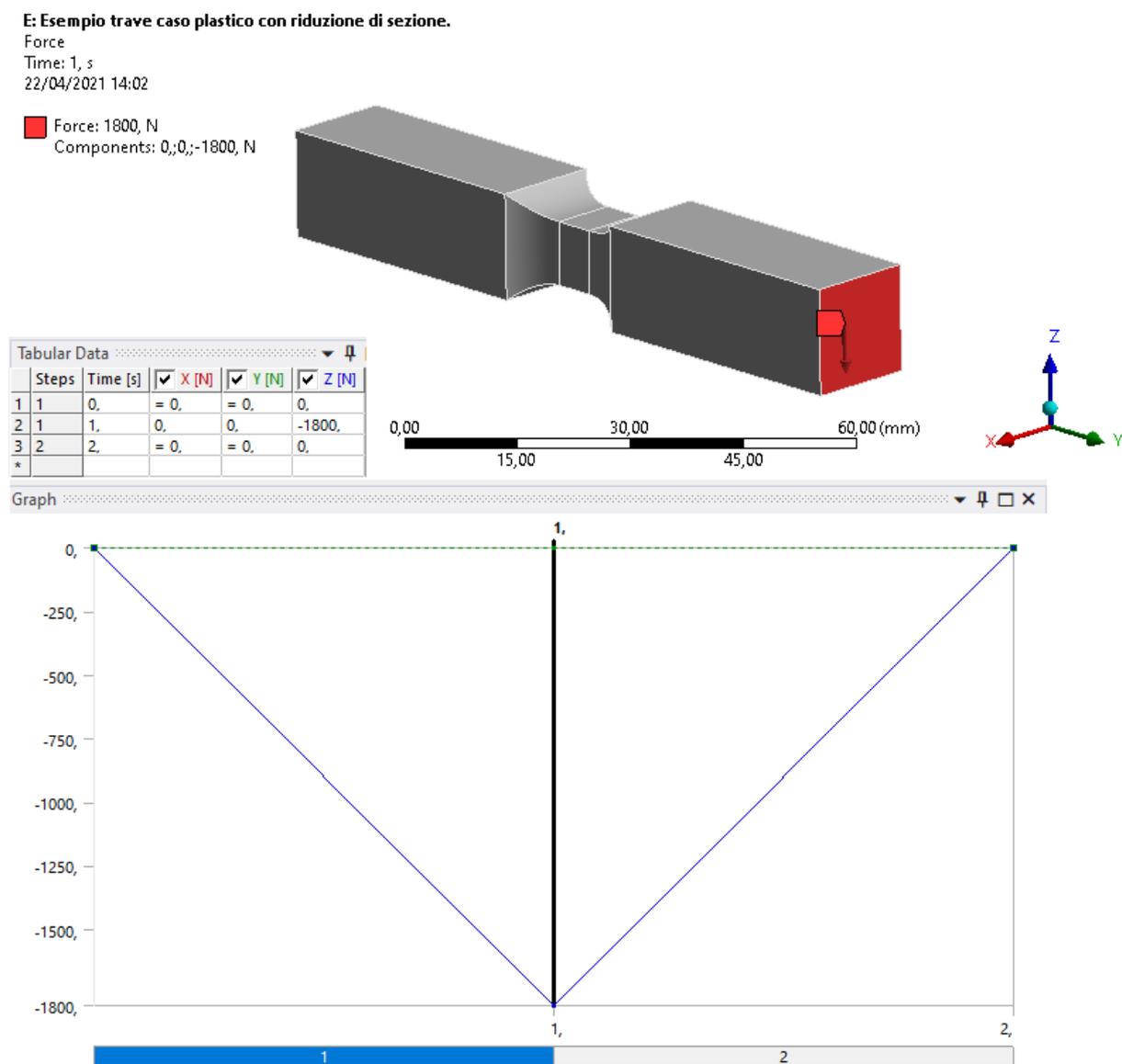


Figura 70: Trave con riduzione di sezione: sistema di carico applicato.

Si utilizza per tale scopo una trave lunga 100 mm incastrata e caricata all'estremità con un sistema di carico diviso in due sezioni, delle quali la prima prevede una forza che raggiunge i 1800N in direzione -Z mentre la seconda è espressione di una fase di scarico. Al componente è stata imposta una strizione nella zona centrale, in modo da essere sicuri

di quale sia la zona che entra in plasticità così da poter riportare correttamente l'andamento della tensione.

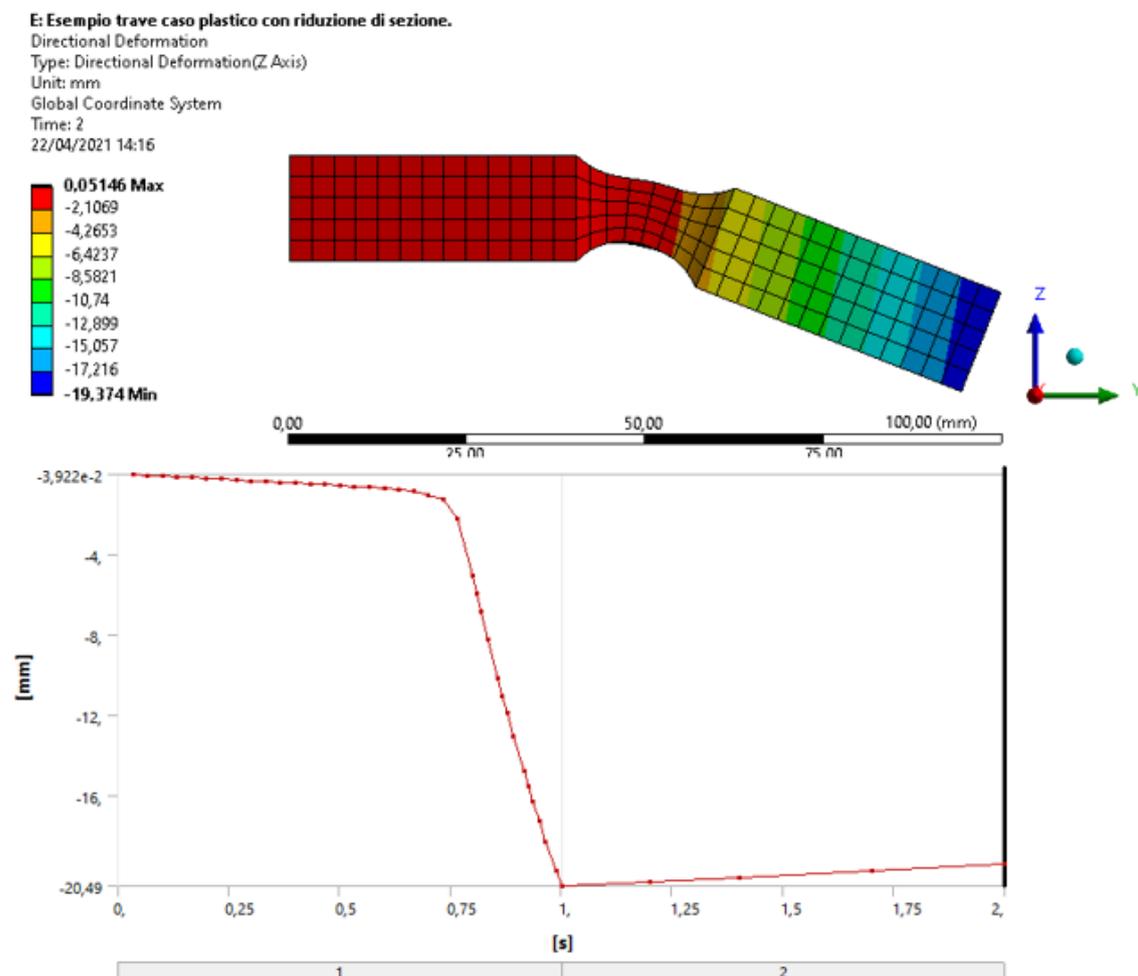


Figura 71: Andamento della freccia in direzione Z. L'immagine in alto è riportata in corrispondenza del tempo $t = 2s$.

Si noti in Figura 71 la presenza di una freccia verticale residua anche nel momento in cui il carico applicato è nullo, sintomo dell'avvenuta deformazione plastica. Tuttavia, nel tempo $t = 2s$ essa non è massima e pari a $-20,49$ mm in quanto è presente il recupero elastico che ne porta il valore a $-19,37$ mm.

E: Esempio trave caso plastico con riduzione di sezione.

VM - Nodo
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 22/04/2021 14:28

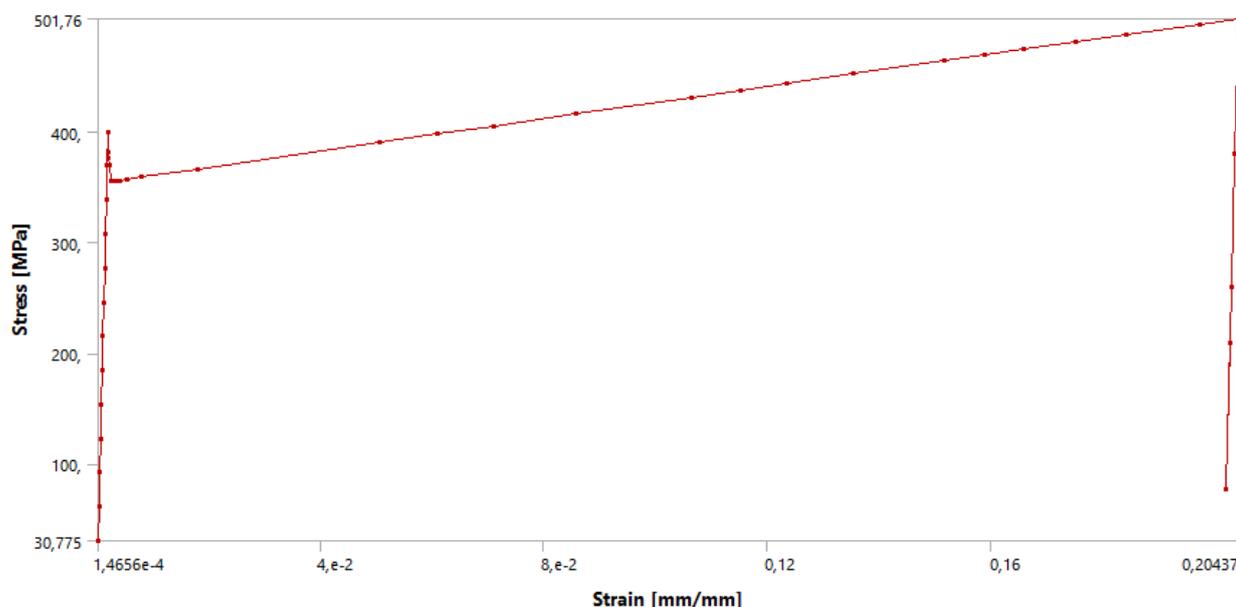
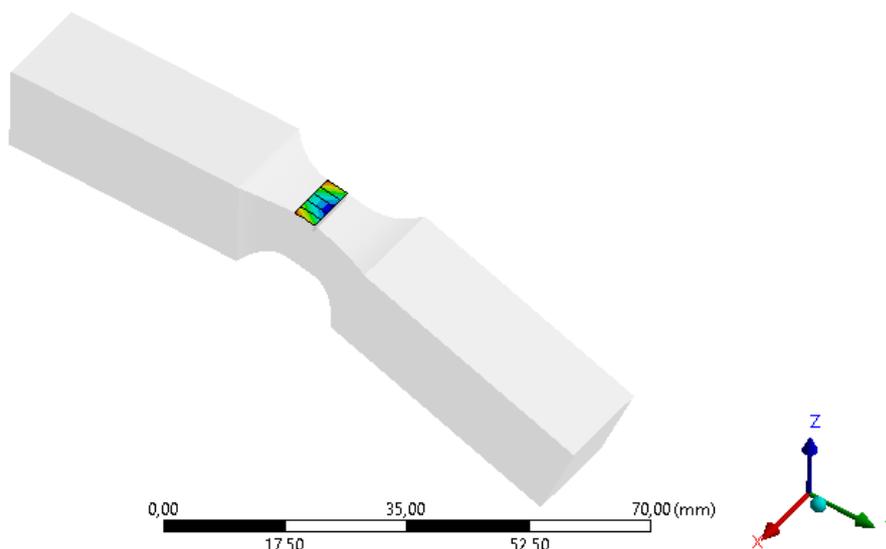
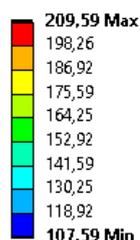


Figura 72: Andamento della tensione di Von Mises su elementi appartenenti alla zona plastica della trave.

In Figura 72 si riporta l'andamento della tensione di Von Mises per alcuni elementi presenti nella strizione della trave, motivo per il quale essa è stata introdotta. Grazie alla sua presenza, infatti, si è sicuri che per essi sia necessario applicare la teoria della plasticità per via di una buona intensificazione delle tensioni e di una sezione resistente ridotta. Si nota un andamento corretto e si conferma di conseguenza la corretta interpretazione dei risultati relativamente all'analisi statica del giogo.

Conclusioni

Nei primi capitoli di questa tesi sono state riportate tutte le informazioni necessarie ad una corretta classificazione del carro ponte, richiesta per poter definire i carichi agenti sul bozzello. Nel momento in cui la progettazione abbia l'obiettivo di definire uno standard per i bozzelli occorre necessariamente fare ipotesi semplificative sul funzionamento, in quanto non sono disponibili informazioni dettagliate sull'operatività della gru nel complesso. Ogni ipotesi semplificativa effettuata è stata ampiamente motivata, fornendo dove necessario anche informazioni su metodologie alternative possibili. Grazie alle ipotesi effettuate è stato possibile definire in maniera semplice i carichi agenti per ogni tipo di bozzello appartenente allo standard, permettendo di creare sistemi che senza alcun cambio di geometria siano in grado di coprire classi diverse riducendo in questo modo i costi di produzione.

Relativamente alla scelta dei materiali è stata data attenzione all'applicazione del bozzello, ai costi e alla reale disponibilità di materiali per l'azienda in base ai fornitori del momento. Ogni materiale è stato scelto cercando di fornire coefficienti di sicurezza sufficienti, mirando contemporaneamente ad un'ottima reperibilità (anche sotto forma di semilavorato) e ad un costo ridotto. Ciò ha permesso di definire uno standard vantaggioso dal punto di vista economico.

In sede di dimensionamento statico sono stati riportati tutti i modelli teorici di calcolo utilizzati per determinare le sollecitazioni nei componenti. Gli strumenti primari utilizzati sono state le norme tecniche, prima fra tutte la norma F.E.M. 1.001 in quanto molto utilizzata nell'ambito degli apparecchi di sollevamento. Tuttavia, non ci si è limitati ad utilizzare tali norme come guida, bensì è stato applicato un metodo critico tale da capire quando sarebbe stato maggiormente economico e sicuro per lo standard seguire vie alternative indipendentemente dalla loro origine: testi forniti dalla letteratura, norme più specifiche o metodologie classiche della progettazione meccanica. In questo modo, è stato possibile trattare ogni problematica attingendo alla fonte che più la trattava nel dettaglio.

Sulla base degli schemi di calcolo utilizzati è stato possibile identificare fin da subito quali potessero essere le zone maggiormente critiche del bozzello. Per sicurezza, al dimensionamento statico è stata affiancata una verifica a fatica sui componenti più rilevanti, mostrando come la definizione di una corretta geometria sia fondamentale in questo ambito: ad esempio non solo uno standard con un albero senza spallamenti riduce i costi produttivi, ma consente di garantire un'ottima vita a fatica per il componente. In conclusione, il dimensionamento effettuato ha condotto alla definizione di bozzelli le cui dimensioni, peso e geometrie sono perfettamente in linea con quanto richiesto dall'azienda. Anche queste ultime, infatti, hanno un ruolo fondamentale nel costo dello standard: minori e più semplici sono le lavorazioni da effettuare, minore sarà il costo del sistema.

La tesi si conclude con un'analisi agli elementi finiti in ambito strutturale prevalentemente in ambito elastico, accennando anche alle ragioni che potrebbero motivare la necessità di introdurre un'analisi di natura plastica, la quale viene tipicamente evitata a causa degli elevati tempi di calcolo che richiede. A tal proposito sono state riportate le metodologie da seguire nel caso in cui si voglia far questo all'interno dell'ambiente Ansys Workbench. La teoria agli elementi finiti è stata usata solamente come strumento ad appendice del lavoro di definizione dello standard, lasciando ai molti testi disponibili in letteratura la spiegazione di molte scelte seguite e di molti aspetti teorici solamente accennati, come ad esempio l'impossibilità di ottenere soluzioni analiticamente esatte. L'analisi effettuata si propone di validare i modelli teorici utilizzati nel corso del dimensionamento analitico cercando di affiancare a questi le differenze che nascono considerando il reale funzionamento del sistema quando esso viene inteso come un complessivo. Si è osservato come per alcuni componenti ciò comporti forti variazioni nell'andamento delle tensioni, spiegando come riproducendo le stesse condizioni di vincolo e di carico i risultati siano molto simili a quelli ottenuti in fase di dimensionamento analitico. L'analisi agli elementi finiti ha, inoltre, confermato quali siano le zone maggiormente critiche. Sono stati mostrati brevemente anche elementi relativi al controllo della qualità della mesh creata e della convergenza dei risultati, i cui esiti positivi sono stati riportati nel presente lavoro. In base a ciò è possibile concludere che le tensioni ottenute sono in linea con quanto calcolato e dove ciò non è verificato sono state fornite sufficienti spiegazioni.

Infine, nonostante la verifica agli elementi finiti confermi la bontà del dimensionamento eseguito, non è possibile prescindere da un'opportuna sperimentazione reale. Il lavoro svolto richiede, quindi, da parte dell'azienda ulteriori studi atti a confermare la resistenza dei componenti creati fino ad ora dimostrata. Solo a valle di opportuni test, anch'essi definiti sulla base di specifiche normative, sarà possibile accettare lo standard proposto ed utilizzarlo attivamente nella produzione.

Bibliografia

- [1] «Cerrato s.r.l - Gru a portale,» [Online]. Available: <https://www.cerrato.it/gru-a-portale>.
- [2] «Cerrato s.r.l - Gru a bandiera,» [Online]. Available: <https://www.cerrato.it/gru-a-bandiera>.
- [3] «Cerrato s.r.l - Carroponte,» [Online]. Available: <https://www.cerrato.it/carroponte>.
- [4] A. Monte, «Elementi di Impianti Industriali,» vol. 1, Torino, TO: Cortina, 2010, p. 287.
- [5] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di Meccanica,» II Ed. a cura di, Hoepli, 2016, pp. I-218.
- [6] A. Monte, «Elementi di Impianti Industriali,» vol. 1, Torino, To: Cortina, 2010, p. 301.
- [7] «Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Generalità,» *UNI ISO 4301*, n. 1, pp. 3-6, 03 1988.
- [8] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: object and scope,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 1, p. 4, 01 10 1998.
- [9] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: classification and loading on structures and mechanisms,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M 1.001*, n. sez. 2, p. 36, 01 10 1998.

- [10] «Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Gru a ponte e a cavalletto,» *UNI ISO 4301*, n. 5, p. 3, 12 1992.
- [11] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: classification and loading on structures and mechanisms,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 2, pp. 31-34, 01 10 1998.
- [12] «Ganci per apparecchi di sollevamento - Proprietà meccaniche, portate, tensioni e materiali,» *UNI 9465*, pp. 1-2, Novembre 1989.
- [13] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: classification and loading on structures and mechanisms,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 2, p. 16, 01 10 1988.
- [14] «Prodotti laminati a caldo di acciai non legati per impieghi strutturali. Condizioni tecniche di fornitura.,» *UNI EN 10025:1995*, pp. 7-21, 31 01 1995.
- [15] «Acciai da bonifica. Condizioni tecniche di fornitura degli acciai speciali.,» *UNI EN 10083-1*, n. II Ed., pp. 21-23, 09 1998.
- [16] «Bulloneria di acciaio: Prescrizioni tecniche - Classi di resistenza e modalità di prova per viti,» *UNI 3740-74*, n. Parte 3, 1988.
- [17] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di Meccanica,» II Ed. a cura di, Hoepli, 2016, pp. I-7.
- [18] «Rules for the Design of hoisting Appliances: calculating the stresses in structures,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 3, p. 11, 01 10 1998.
- [19] L. C. S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di Meccanica,» Ed. II a cura di, Hoepli, 2016, pp. H 71-80.
- [20] J. E. Shigley, R. G. Budynas e J. K. Nisbett, «Shigley - Progetto e Costruzione di Macchine,» Ed. IV a cura di, McGraw-Hill Education, 2020, pp. 107-108.

- [21] «UNI 9471,» *Ganci per apparecchi di sollevamento - Filettatura tonda*, pp. 1-2, Ottobre 1989.
- [22] J. E. Shigley, R. G. Budynas e J. K. Nisbett, «Shigley - Progetto e Costruzione di Macchine,» Ed. IV a cura di, G. B. Broggiato, G. Chiappini, L. Cortese, E. Mancini, M. Rossi e M. Sasso, A cura di, McGraw Hill Education, 2020, pp. 113-117.
- [23] «Ganci per apparecchi di sollevamento - Proprietà meccaniche, portate, tensioni e materiali,» *UNI 9465*, p. 5, Novembre 1989.
- [24] «Costruzioni di acciaio - Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione,» *CNR - UNI 10011*, p. 24, Giugno 1988.
- [25] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: checking for fatigue and choice of mechanism components,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 4, pp. 14-20, 01 10 1998.
- [26] «Apparecchi di sollevamento - Scelta delle funi - Generalità,» *UNI 4301/1*, pp. 1-4, Maggio 1987.
- [27] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di Meccanica,» Ed. II a cura di, Hoepli, 2016, pp. I - 212.
- [28] J. E. Shigley, R. G. Budynas e J. K. Nisbett, «Shigley - Progetto e Costruzione di Macchine,» Ed. IV a cura di, McGraw-Hill Education, 2020, pp. 716 - 724.
- [29] «Funi di acciaio - Sicurezza - Parte 2: Definizioni, designazione e classificazione,» *UNI EN 12385-2*, pp. 16 - 26, Giugno 2008.
- [30] «FAS - Funi e Attrezzature per il Sollevamento S.p.A,» [Online]. Available: <http://www.fasitaly.com/Tipo/0101000008.pdf>.
- [31] «Groove profile for Pulley,» *DIN 15061*, p. 1, Agosto 1977.
- [32] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di meccanica,» II Ed. a cura di, Hoepli, 2016, pp. I - 95.

- [33] «SKF - Roller Bearings Catalogue,» p. 106, [Online]. Available: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf.
- [34] «SKF - Roller Bearings Catalogue,» p. 94, [Online]. Available: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf.
- [35] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: checking for fatigue and choice of mechanism components,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 4, pp. 3-13, 01 10 1998.
- [36] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: checking for fatigue and choice of mechanism components,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 4, p. 37, 01 10 1998.
- [37] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: Calculating the stresses in structures,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, p. 26.
- [38] J. E. Shigley, R. G. Budynas e J. K. Nisbett, «Shigley - Progetto e Costruzione di Macchine,» Ed. IV a cura di, McGraw-Hill Education, 2020, pp. 251-252; 814-826.
- [39] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: supplements and comments to booklets 1 to 8,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 9, p. 31, 01 10 1998.
- [40] J. E. Shigley, R. G. Budynas e J. K. Nisbett, «Shigley - Progetto e Costruzione di Macchine,» McGraw-Hill Education, 2020, pp. 243-244.
- [41] «Rules for the Design of Hoisting Appliances: classification and loading on structures and mechanisms,» *Federation Europeenne de la Manutention - F.E.M. 1.001*, n. sez. 2, pp. 42-45, 01 10 1998.
- [42] L. Caligaris, S. Fava e C. Tomasello, «Manuale di Meccanica,» II Ed. a cura di, Hoepli, 2016, pp. F-109.

- [43] H.-H. Lee, «Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 2019 - Theory, Applications, Case Studies,» SDC Publications, 2019, p. 220.
- [44] C. R.D, M. D.S, P. M.E e W. R.J, «Concepts and Applications of Finite Element Analysys,» New York, Wiley, 1988, pp. 24-25.