

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA  
SEDE DECENTRATA DI VICENZA**

**FACOLTA' DI INGEGNERIA  
CORSO DI DIPLOMA IN INGEGNERIA MECCANICA**



**RELAZIONE SUL PERIODO DI TIROCINIO SVOLTO PRESSO  
DGM ENGINEERING**

Via Pacinotti 19, 36066 Sandrigo

**PROGETTAZIONE DI UN BILANCINO MOTORIZZATO  
SECONDO LE NORMATIVE INTRODOTTE DALLA NUOVA  
DIRETTIVA MACCHINE 2006/42/CE**

**RELATORE PER L'UNIVERSITA': Prof. Marino Quaresimin  
TUTOR PRESSO L'AZIENDA: Ing. Marco Dellai**

**DIPLOMANDO: Giulio Pozzato**

**ANNO ACCADEMICO 2010/2011**

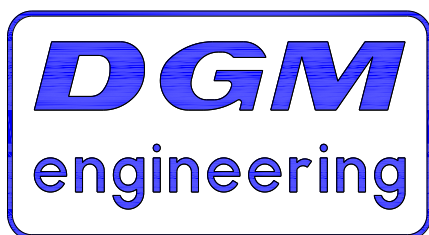
## SOMMARIO

1.	INTRODUZIONE:	3
2.	PRESENTAZIONE DELL'AZIENDA:	3
2.1	PRODOTTI E SERVIZI:	3
2.1.1	BRACHE DI CATENA D'ACCIAIO GRADO 80 E 100	3
2.1.2	PINZE	3
2.1.3	BILANCINI	4
2.1.4	BOZZELLI SPECIALI PER GRU A PONTE	4
2.1.5	BOZZELLI MOTORIZZATI	5
2.1.6	BOZZELLI SPECIALI PER GRU MOBILE	5
2.1.7	RELAZIONI CALCOLO e ANALISI DEI RISCHI - DISEGNI CAD 2D e 3D	6
2.1.8	RICAMBISTICA STANDARD E SPECIALE	6
2.1.9	VERIFICHE PERIODICHE E CORSI DI FORMAZIONE	6
3.	PRESENTAZIONE DEL TIROCINIO:	7
4.	FASI DEL TIROCINIO:	9
5.	OBBIETTIVO DEL TIROCINIO:	9
6.	NORMATIVA DI RIFERIMENTO	9
7.	CLASSIFICAZIONE DEL MECCANISMO E ANALISI DEI CARICHI	9
7.1	GENERALITA' SUGLI APPARECCHI DI SOLLEVAMENTO	9
7.2	CLASSIFICAZIONE GENERALE DEI MECCANISMI	10
7.3	CLASSIFICAZIONE GENERALE DEI COMPONENTI	12
8.	Meccanismo di sollevamento	13
8.1	CLASSE DI SOLLEVAMENTO DEL MECCANISMO	13
8.2	CLASSE DI SOLLEVAMENTO DEI COMPONENTI	14
8.3	ANALISI DEI CARICHI	15
8.3.1	VERIFICA RISPETTO A LIMITE ELASTICO	16
8.3.2	VERIFICA RISPETTO ALLA RESISTENZA ULTIMA	16
9.	VERIFICA DI CALCOLO DEI SINGOLI COMPONENTI	17
9.1	GANCIO	17
9.2	STAFFE DI SUPPORTO	18
9.3	PERNO $\phi$ 80	19
9.3.1	VERIFICA A FATICA	20
9.4	PIASTRA DI SUPPORTO INFERIORE	23
9.5	PERNO $\phi$ 100	30
9.6	PIASTRE DI SUPPORTO $\phi$ 100	35
9.7	BILANCINO INFERIORE	39
9.8	BILANCINO SUPERIORE	46
9.9	PERNO $\phi$ 130 mm	57
9.10	DOCUMENTAZIONE MOTORIDUTTORE, RALLA E PIGNONE	60
10.	ANALISI COMPARATIVA TRA I DUE METODI DI PROGETTAZIONE:	62
11.	CONCLUSIONI:	72

## 1. INTRODUZIONE:

La seguente tesi è stata sviluppata durante il periodo di tirocinio svolto presso lo studio di progettazione DGM ENGINEERING con sede a Sandrigo, il lavoro è stato incentrato prima sulla familiarizzazione del metodo di progettazione in uso nel suddetto ufficio mentre la seconda parte ha richiesto la realizzazione della relazione di calcolo per un bilancino motorizzato, progettato secondo le nuove norme entrate in vigore recentemente. La tesi comprende una descrizione dettagliata delle fasi di progettazione di tale bilancino, dalla scelta del gruppo di sollevamento del sistema e dei singoli componenti, la verifica strutturale e a fatica dei vari componenti e giunzioni secondo le nuove normative e un confronto con i metodi delle vecchie normative dove si è visto un sostanziale cambiamento nel metodo di progetto.

## 2. PRESENTAZIONE DELL'AZIENDA:



**DGM ENGINEERING s.r.l.** si propone come azienda leader nella progettazione e realizzazione di attrezzature speciali e servizi connessi al settore del sollevamento dell'industria leggera, pesante, cantieristica navale, offshore, edilizia, trasporti e nucleare.

DGM ENGINEERING s.r.l. può contare sulla collaborazione della E.L.D.(European Lifting Devices) divisione della Feat Group S.p.A. per la fornitura di particolari standard quali ganci, pulegge e fittings.

L'ufficio tecnico si avvale dei più moderni strumenti di progettazione e disegno bidimensionale e tridimensionale; tutti i particolari vengono

inoltre simulati tramite programmi ad elementi finiti per testare l'attendibilità dell'iter progettuale.

### 2.1 PRODOTTI E SERVIZI:

I prodotti sono conformi alle attuali disposizioni legislative in materia di prevenzione degli infortuni ed alla direttiva macchine; a tale proposito DGM ENGINEERING s.r.l. rilascia, per ogni prodotto, la dichiarazione di conformità CE, il manuale d'uso e manutenzione ed elaborati grafici sia in fase di preventivazione che in fase d'ordine.

#### 2.1.1 BRACHE DI CATENA D'ACCIAIO GRADO 80 E 100

I tiranti sono consegnati completi di targhetta metallica di identificazione e dichiarazione di conformità CE. Durante l'impiego le brache sono soggette a condizioni che influiscono sulla loro sicurezza per cui si rende necessario, per quanto ragionevolmente praticabile, assicurarsi che la braca sia sicura per un uso continuativo.

#### 2.1.2 PINZE

DGM ENGINEERING s.r.l. progetta e realizza pinze per sollevamento:

- lamiere;
- vergelle;
- coils ad asse verticale o orizzontale;
- tubi o profilati
- impieghi speciali



### 2.1.3 BILANCINI

Si realizzano bilancini di qualsiasi lunghezza e portata con saldature certificate e relative relazioni di calcolo.



### 2.1.4 BOZZELLI SPECIALI PER GRU A PONTE

DGM ENGINEERING s.r.l. progetta e realizza bozzelli speciali di qualsiasi taglia e portata rispondendo alle esigenze della propria clientela.

Si realizzano bozzelli con diverse configurazioni e taglie e con diversi tipi di opzioni:

- bloccaggio rotazione gancio;
- protezione da fonti di calore (vedi foto bozzello a fianco);
- ramatura o bronzatura del gancio per evitare scintille e deflagrazioni in atmosfere altamente infiammabili;
- isolamento elettrico del gancio per evitare scintille e deflagrazioni in atmosfere altamente infiammabili;
- indurimento fondo gola pulegge per aumentare durata delle stesse contro l'usura della fune;
- particolari trattamenti superficiali per ambienti offshore e centrali nucleari;
- verniciature speciali a richiesta.



### 2.1.5 BOZZELLI MOTORIZZATI

DGM ENGINEERING s.r.l. progetta e realizza bozzelli motorizzati di qualsiasi taglia e portata per la rotazione motorizzata del gancio con due tipologie di assemblaggio:

- calettamento dell'albero cavo del riduttore su gancio opportunamente scanalato per la trasmissione diretta del moto tramite chiavetta;
- calettamento dell'albero cavo del motore su pignone e trasmissione del moto tramite ralla di alloggiamento; quest'ultima fornisce la riduzione della rotazione in funzione al numero di denti (vedi foto bozzello a fianco) Il motoriduttore viene dimensionato a seconda delle velocità richieste dal cliente e soprattutto in base alla tipologia, forma e dimensioni dei pezzi da movimentare (il momento torcente resistente è calcolato di volta in volta per realizzare il bozzello con gli ingombri minimi possibili).



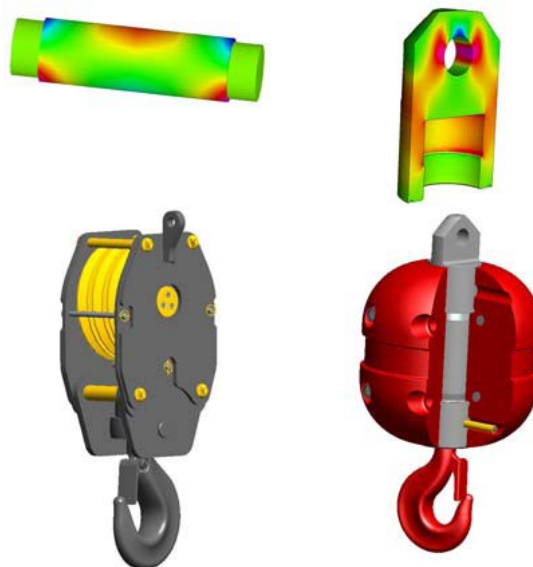
### 2.1.6 BOZZELLI SPECIALI PER GRU MOBILE



### 2.1.7 RELAZIONI CALCOLO e ANALISI DEI RISCHI - DISEGNI CAD 2D e 3D

Le relazioni di calcolo sono effettuate da personale ingegneristico regolarmente iscritto all'albo degli ingegneri e sono supportate da strumenti di simulazione ad elementi finiti per il confronto simultaneo con i risultati numerici.

L'ufficio tecnico è a disposizione della propria clientela con l'obiettivo di collaborare con gli uffici di progettazione per la definizione di innovazioni tecniche o di nuove soluzioni applicative nell'ambito del sollevamento.



### 2.1.8 RICAMBISTICA STANDARD E SPECIALE

Forniamo pulegge a catalogo fino a diametro esterno 510 mm complete di cuscinetti radiali preingrassati con anello elastico centrale di spallamento.

Forniamo pulegge speciali tornite dal pieno o laminate (fino a diametro esterno 2000 mm) con le seguenti opzioni:

- indurimento fondo gola tramite processo di tempra ad induzione localizzato per aumentare durata delle pulegge contro l'usura per contatto ad attrito con la fune;
- ciclo di finitura superficiale (verniciatura e/o zincatura);
- cuscinetti radiali a sfere e/o rulli cilindrici (per supportare anche eventuali spinte assiali).

Forniamo ganci ad occhio, a gambo, accorciatori, campanelle, maglie di giunzione, spezzoni catena, kit di sicurezza per chiusure complete di molle e ribattini (componenti standard per ricambistica tiranteria a fune e catena).



### 2.1.9 VERIFICHE PERIODICHE E CORSI DI FORMAZIONE

Per facilitare la Ns. clientela ad ottemperare agli obblighi previsti dalle norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro attualmente in vigore, DGM ENGINEERING s.r.l. può eseguire un servizio di verifiche trimestrali per controllo attrezzature ed accessori di sollevamento (funi, catene, fasce ecc...).

Tale servizio si sviluppa come segue:

- **CONTROLLO INIZIALE** per la schedatura e classificazione di ogni singolo accessorio di sollevamento;
- **VERIFICHE TRIMESTRALI** con rilascio di debito verbale di verifica conforme ai modelli previsti dalla normativa in vigore, riportante l'esito del controllo effettuato per ogni singolo accessorio di sollevamento, precedentemente individuato e catalogato ed evidenziante le osservazioni del verificatore concernenti eventuali riparazioni o sostituzioni da effettuarsi per ripristinare le condizioni di sicurezza.
- **CORSI SPECIFICI DI FORMAZIONE** atti ad addestrare il Vs. personale alla manutenzione degli impianti di sollevamento.

### 3. PRESENTAZIONE DEL TIROCINIO:

Il tirocinio è stato svolto presso la sede della DGM Engineering s.r.l. Via Pacinotti, 19 a Sandrigo, nel periodo da giugno 2010 a settembre 2010.

La scelta per la stesura della tesi triennale è caduta su questo argomento poiché l'entrata in vigore della nuova **DIRETTIVA MACCHINE 2006/42/CE** a livello europeo dal 29 gennaio 2010 andava a modificare i canoni di progettazione fino ad ora proposti dall'ormai abrogata **DIRETTIVA MACCHINE 98/37/CE**.

E' stato dato più risalto alla procedura per la [valutazione del rischio](#) portando con se l'introduzione della normativa denominata **EUROCODICE** relativo alla progettazione strutturale rendendo obsoleta la precedente normativa **UNI10011** sia in termini di procedura di progettazione che in sede legale qualora dovessero nascere contenziosi dovuti a danni causati dal malfunzionamento della struttura.

Nel 1989 il *Comitato delle Comunità Europee (CEC)* assunse l'iniziativa di redigere un insieme di norme tecniche per la progettazione di edifici ed opere di ingegneria che dovevano servire inizialmente quale alternativa ai diversi regolamenti in vigore nei vari Stati membri e, successivamente sostituirli. Il CEC ha poi incaricato il CEN del lavoro di sviluppo ulteriore, emanazione e aggiornamento degli Eurocodici Strutturali. Dal 1990 al 1999 sono infatti stati emessi 9 Eurocodici contenenti nozioni su vari temi di ingegneria civile. Nel 1993 è stato emesso l'Eurocodice 3 che è stato recepito come norma sperimentale (ENV 1993-1-1) per un periodo iniziale di tre anni, infine dopo ulteriori aggiornamenti è stata recepita nel 2005 diventando normativa UNI EN 1993-1-1:2005.

Gli Eurocodici sono norme europee, esse si allineano alle norme nazionali vigenti e consentono al professionista l'utilizzo di criteri di calcolo comuni ed adottabili anche all'estero.

L'ampiezza ed il dettaglio della trattazione sono decisamente maggiori di quelli delle norme italiane. Tutti gli articoli della norma europea hanno lo stesso status: si passa dai principi, che hanno carattere vincolante, alle regole di applicazione, che sono regole e procedure generalmente accettate ma non obbligatorie, alle appendici informative contenenti metodi di calcolo suggeriti.

L'Eurocodice abbandona la progettazione alle tensioni ammissibili (per le strutture) e con coefficiente globale di sicurezza (per la geotecnica), adottando per tutte le tipologie strutturali il cosiddetto approccio "semiprobabilistico" agli stati limite con coefficienti parziali di sicurezza. L'Eurocodice attribuisce grande importanza alle verifiche allo stato limite di esercizio, anche per quelle tipologie strutturali per le quali la prassi progettuale italiana limitava spesso le verifiche al solo stato limite ultimo.

Gli Eurocodici Strutturali comprendono un gruppo di norme relative alla progettazione strutturale e geotecnica degli edifici e delle opere di ingegneria civile. Essi sono redatti per essere utilizzati come documenti di riferimento per redigere norme tecniche per i prodotti da costruzione.

Per meglio districarsi attraverso questo complesso gruppo di norme tecniche, ogni Eurocodice tratta un preciso argomento:

- L'**Eurocodice 0** fornisce le indicazioni di base per affrontare la progettazione con il metodo semiprobabilistico agli stati limite, le combinazioni di verifica, i fattori di sicurezza (salvo diversamente specificato) per la combinazione delle azioni.
- L'**Eurocodice 1** fornisce le indicazioni necessarie per determinare le azioni di calcolo sulle strutture, in vari frangenti, dai carichi dovuti alla folla e alla neve, al vento, ai carichi termici derivanti da un incendio, a quelli nelle fasi di montaggio e quelli, più specifici, sui ponti.
- L'**Eurocodice 2** è dedicato alle strutture in calcestruzzo non armato, armato e precompresso.
- **L'Eurocodice 3 è dedicato alle strutture in acciaio.**
- L'**Eurocodice 4** è dedicato alle strutture miste acciaio-calcestruzzo.
- L'**Eurocodice 5** è dedicato alle opere in legno strutturale.
- L'**Eurocodice 6** è dedicato alle strutture in muratura portante, armata e non, naturale e artificiale.
- L'**Eurocodice 7** è dedicato alle problematiche geotecniche (fondazioni, muri di sostegno ecc.).
- L'**Eurocodice 8** è dedicato all'aspetto sismico: si collega agli altri in relazione al materiale utilizzato (calcestruzzo, acciaio, legno, geotecnica).
- L'**Eurocodice 9** è dedicato alle strutture in alluminio.

Ciò che in fase di progettazione di una struttura come il bilancino motorizzato interessa è l'EUROCODICE 3. Non sono però in essi contenute informazioni sulla classificazione del meccanismo e dei componenti, tali informazioni sono invece importanti per la determinazione delle condizioni di sicurezza e come riferimento per gli spettri di carico nella caratterizzazione a fatica. Queste informazioni sono contenute nella normativa FEM1.001. Essa è una normativa francese del 1998 dalla quale discende la vecchia UNI10011, essa non è propriamente una norma internazionale ma più una norma di "buona progettazione" e ampiamente utilizzata dai progettisti e costruttori di organi meccanici di sollevamento.

E' stata innovata poiché appartenente alla direttiva macchine ormai abrogata ma le informazioni in essa contenute non sono state trasportate completamente nell'Eurocodice0 ed 1, mentre l'introduzione dell'Eurocodice 3 è la vera innovazione.

Il nuovo EUROCODICE3 non è stato subito assorbito nelle procedure di progettazione poiché il vecchio metodo ormai assodato da molti anni è molto più rapido mentre la nuova norma non è assolutamente di immediata comprensione e chiarezza. Si è perciò cercato di linearizzare la progettazione estrapolando i punti più utili e cercando di impostare un procedimento semplice, seguendo la progettazione del bilancino motorizzato in analisi.

L'Eurocodice si applica al progetto di edifici e di costruzioni civili in acciaio. Esso si riferisce solamente ai requisiti di resistenza, servizio e durata delle strutture.

Si considerano delle ipotesi alla base dei metodi contenuti nell'Eurocodice:

- I progetti sono svolti da personale adeguatamente qualificato ed esperto;
- Un adeguato livello di supervisione e di controllo qualità è sempre attivo negli stabilimenti, negli impianti e in cantiere;
- La costruzione è eseguita da personale provvisto della necessaria abilità ed esperienza;
- I materiali da costruzione ed i prodotti impiegati corrispondono a quelli indicati in questo Eurocodice o nelle relative specifiche dei materiali e prodotti;
- Sarà assicurata una manutenzione adeguata della struttura;
- La struttura sarà impiegata in conformità alla destinazione d'uso prevista dal progetto;

Una struttura deve essere progettata e costruita in modo tale che:

- Con una probabilità accettabile essa rimarrà idonea all'uso al quale è stata destinata tenendo conto della sua durata prevista e del suo costo; inoltre:
- Essa sopporterà, con adeguato grado di affidabilità, tutte le azioni e tutti gli effetti che hanno probabilità di intervenire durante l'esecuzione e l'esercizio ed avrà una durata adeguata in relazione ai costi di manutenzione.

Il metodo di progetto introdotto dall'Eurocodice è incentrato sugli STATI LIMITE. Essi sono stati oltre i quali la struttura non soddisfa più i requisiti delle prestazioni di progetto.

Gli stati limite si classificano in:

- Stati limite ultimi;
- Stati limite di servizio.

Gli stati limite ultimi sono quelli associati con il collasso, o altre forme di cedimenti strutturali, inoltre gli stati che precedono il collasso strutturale sono studiati come stati limite ultimi.

Gli stati limite di servizio sono associati a situazioni di deformazione che compromettono l'aspetto, l'uso efficiente della struttura e creano vibrazioni.

Il metodo di progetto, in forma generale, agli stati limite quando si considerano verifiche su sollecitazioni statiche o comunque che non riguardano la fatica, si deve verificare che:

$$S_d \leq R_d$$

Dove:

$S_d$  = è il valore di progetto di una forza esterna o di un momento;

$R_d$  = è la corrispondente resistenza di progetto;

facendo corrispondere tutte le proprietà strutturali con i rispettivi valori di progetto.

Per la verifica all'equilibrio statico perciò le azioni instabilizzanti (sfavorevoli) devono essere rappresentate dai valori di progetto superiori e le azioni stabilizzanti (favorevoli) dai valori di progetto inferiori.

Le vere innovazioni introdotte dall'Eurocodice3 rispetto a ciò che era contenuto nella UNI10011 riguardano i collegamenti bullonati, le saldature e la caratterizzazione a fatica.



#### 4. FASI DEL TIROCINIO:

L'attività del tirocinio come sopraccitato è iniziata con un lavoro di analisi e comprensione delle indicazioni contenute nell'Eurocodice 0, nell'Eurocodice 1 e nell'Eurocodice3. In questa fase si sono cercate le differenze più visibili tra la nuova norma entrante in vigore e la vecchia UNI10011 cercando di impostare i due metodi di progettazione e analisi delle sollecitazioni da verificare per una corretta progettazione dei componenti meccanici. Nella seconda parte ci si è occupati di realizzare il progetto per il bilancino motorizzato commissionato dal cliente. Per svolgere tale commessa si è usato il metodo creato studiando l'Eurocodice 3 e la normativa FEM1.001, partendo quindi dalle indicazioni date dal cliente comprensive del valore del carico da sollevare, la classe desiderata del meccanismo, gli ingombri generali del prodotto e uno schizzo che indicava la forma generale desiderata dal committente.

#### 5. OBBIETTIVO DEL TIROCINIO:

Progettare e verificare staticamente e a fatica i componenti e le giunzioni del bilancino motorizzato utilizzando le normative vigenti e verificare poi i risultati con modelli agli elementi finiti, inoltre analizzare le differenze tra l'Eurocodice3 e l'UNI10011 nella realizzazione della relazione di calcolo del meccanismo. Tutte le verifiche effettuate presuppongono che la determinazione delle componenti di sollecitazione (momenti flettenti e torcenti, azioni assiali e taglianti) sia riconducibile all'analisi elastica della struttura. La procedura adottata prevede la classificazione del meccanismo e dei singoli componenti tramite l'utilizzo della normativa F.E.M. 1.001 così da ottenere le condizioni limite di resistenza. Successivamente si passa alla verifica statica e a fatica dei singoli componenti e dei collegamenti bullonati e saldati tra gli stessi utilizzando le indicazioni dell'Eurocodice3 in particolare dei punti 4-5-6-9 della suddetta.

#### 6. NORMATIVA DI RIFERIMENTO

- EUROCODICE 3 – “Progettazione delle strutture in acciaio”
- ex UNI 7670: “Meccanismi per apparecchi di sollevamento”
- ex CNR UNI 10011: “Costruzioni in acciaio – Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione”
- F.E.M. 1.001 3rd edition revised 1998: “Rule for the design of hosting appliances”
- ISO 4308-1: “Cranes and lifting appliances - Selection of wire ropes”
- DIN 15400: “Lifting hooks: Materials, mechanical properties, lifting capacity and stresses”
- UNI EN 10083-2 2006: “Acciai da bonifica: condizioni tecniche di fornitura per acciai non legati”

#### 7. CLASSIFICAZIONE DEL MECCANISMO E ANALISI DEI CARICHI

In accordo con la norma FEM 1.001 è stato possibile classificare il dispositivo di sollevamento in funzione del gruppo.

##### 7.1 GENERALITA' SUGLI APPARECCHI DI SOLLEVAMENTO

Secondo il § 2.1.2 della norma FEM 1.001 gli apparecchi di sollevamento (ES: argani, Carroponti) sono classificabili in 8 gruppi.

A seconda della classe di utilizzo: U0,U1,U2,...,U9, ovvero dal numero totale di cicli di sollevamento (costituiti dall'intera sequenza delle operazioni che cominciano quando il carico è sollevato e finiscono quando l'apparecchio è pronto a sollevare il nuovo carico) e dallo spettro di carico: A1,A2,A3,...A8.

Il tempo totale di utilizzo T dell'apparecchio è dato da:

$$T = Nt_{mc}$$

In cui: N è il numero totale di cicli di sollevamento e  $t_{mc}$  costituisce il tempo medio di ciclo per compiere l'intera sequenza delle operazioni che cominciano quando il carico è sollevato e finiscono quando l'apparecchio è pronto a sollevare il nuovo carico. A loro volta gli apparecchi di sollevamento sono costituiti da meccanismi di varia natura: sollevamento, traslazione, rotazione, manovra. Per calcolare il tempo totale

di utilizzo dell'*i*-esimo meccanismo  $T_i$  è necessario calcolare la frazione  $\alpha_i$  del tempo  $t_{mc}$  durante il quale l'*i*-esimo meccanismo è in funzione.

Pertanto:

$$T_i = \alpha_i T$$

I meccanismi sono costituiti da componenti, di natura sia strutturale che meccanica. Per ciascun componente (*j*) di ogni meccanismo (*i*) occorre conoscere il numero di cicli di sollevamento  $n_{i,j}$  cui è soggetto durante il tempo  $T_i$  stimando la frequenza  $f_{j,i}$  ovvero il numero di cicli di sollecitazione per unità di tempo.

Pertanto:

$$n_{i,j} = f_{j,i} T_i$$

I valori  $T_i$  e  $n_{i,j}$  sono fondamentali per la classificazione dei meccanismi e dei componenti.

## 7.2 CLASSIFICAZIONE GENERALE DEI MECCANISMI

Secondo il § 2.1.3 della norma FEM 1.001i meccanismi sono classificabili in 8 gruppi designati rispettivamente dai simboli M1,M2,M3,M4,...,M8 sulla base di 10 classi di utilizzo e quattro classi di spettro di carico. A loro volta i meccanismi sono costituiti da componenti, sia strutturali che meccanici, illustrati nel prossimo paragrafo.

### Classi di utilizzo

Con durata d'uso di un meccanismo s'intende il periodo di tempo durante il quale il dispositivo è in esercizio. Il tempo totale di utilizzo  $T$  (indicato con  $T_i$  al § 2 della presente specifica) è un valore guida, espresso in ore, al termine del quale bisogna provvedere alla sostituzione del dispositivo.

Simbolo	Tempo totale di utilizzo T (h)
T0	$T < 200$
T1	$200 < T \leq 400$
T2	$400 < T \leq 800$
T3	$800 < T \leq 1600$
T4	$1600 < T \leq 3200$
T5	$3200 < T \leq 6300$
T6	$6300 < T \leq 12500$
T7	$12500 < T \leq 25000$
T8	$25000 < T \leq 50000$
T9	$50000 < T$

Classi di utilizzo per meccanismi

### Classi di spettro

Lo spettro di carico è definito come:

$$K_m = \int_0^1 P^3 dx$$

In cui:

$$x = \frac{t}{T} \quad (0 < x \leq 1)$$

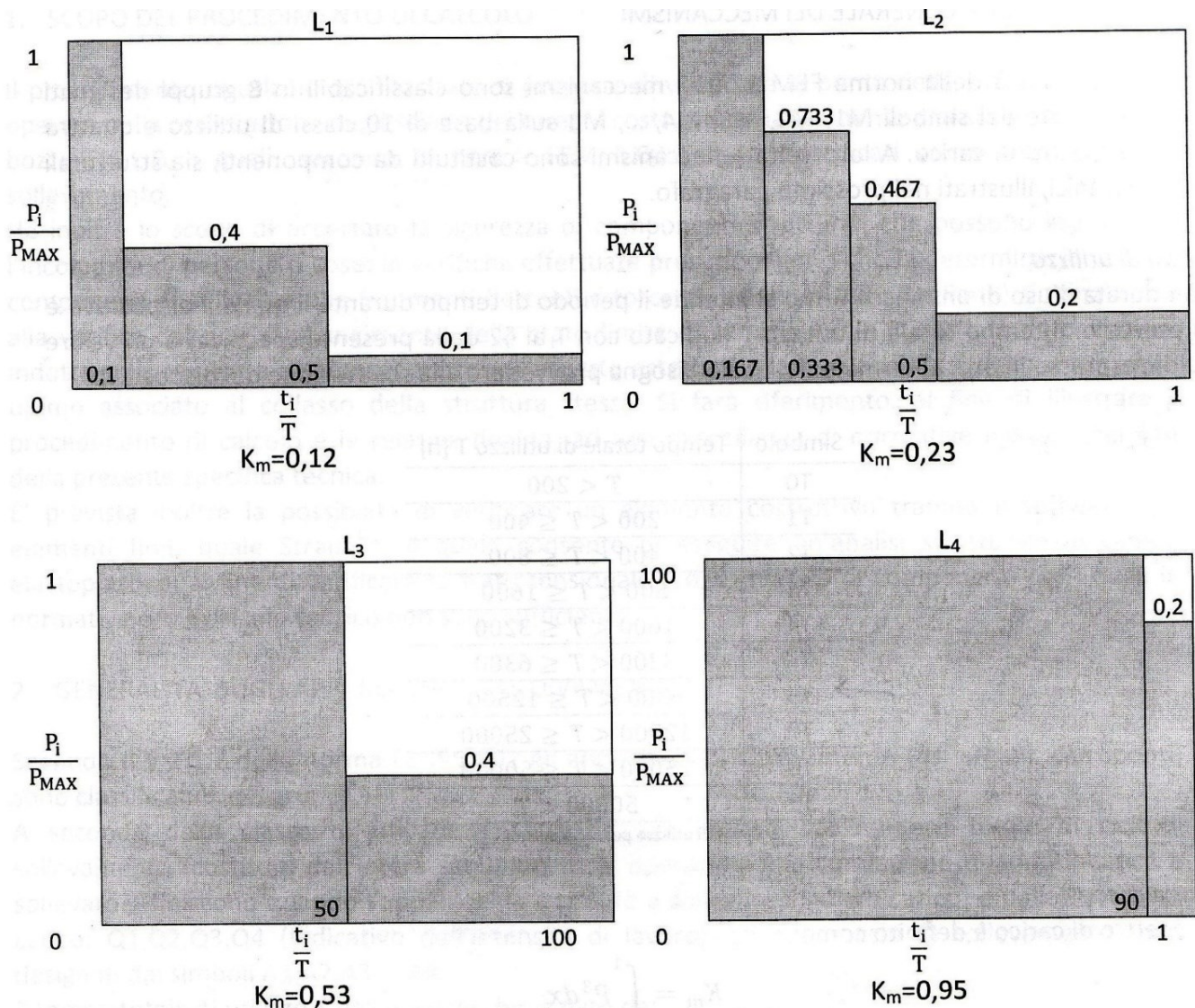
Rappresenta la frazione del tempo totale di utilizzo;

$$y = \frac{P}{P_{max}} \quad (0 < y \leq 1)$$

Rappresenta il rapporto tra il carico  $P$  al tempo  $t$  e il carico  $P_{max}$  durante tutto l'intervallo di tempo  $T$ . Volendo approssimare la situazione reale, trattando intervalli discreti di tempo, è possibile scrivere

$$k_{sp} = \sum_{i=1}^r \left( \frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \frac{n_i}{N} \quad \text{con} \quad \sum_{i=1}^r n_i = n \quad \text{e} \quad P_1 > P_2 > \dots > P_r$$

Sotto sono illustrati 4 esempi di spettri di carico, uno per ciascuna classe.



Esempi di spettri di carico per meccanismi

Qui vengono definite le 4 classi per lo spettro di carico:

Simbolo	Spettro di carico e fattore di spettro $K_m$
L1	$K_m \leq 0,125$
L2	$0,125 \leq K_m \leq 0,250$
L3	$0,250 \leq K_m \leq 0,500$
L4	$0,500 \leq K_m \leq 1$

**Gruppi di utilizzo**

Sulla base della classe di utilizzo e del loro spettro di carico i dispositivi di sollevamento sono classificati in uno degli 8 gruppi definiti qui sotto. Il bozzello è stato studiato per gruppo M8.

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

Gruppi di meccanismi in base a classe di utilizzo e classe di spettro di carico

**7.3 CLASSIFICAZIONE GENERALE DEI COMPONENTI**

Secondo il § 2.1.4 della norma FEM 1.001 i componenti sono classificabili in 8 gruppi designati rispettivamente dai simboli E1,E2,E3,E4,...,E8 sulla base di 11 classi di utilizzo e quattro di spettro di carico.

**Classi di utilizzo**

Con durata d'uso di un componente si intende il numero di cicli di carico (indicato con  $n_{i,j}$  nel § 2 della presente specifica) cui il componente è soggetto.

Simbolo	Classi di utilizzo
B0	$n \leq 16000$
B1	$16000 < n \leq 32000$
B2	$32000 < n \leq 63000$
B3	$63000 < n \leq 125000$
B4	$125000 < n \leq 250000$
B5	$250000 < n \leq 500000$
B6	$500000 < n \leq 1000000$
B7	$1000000 < n \leq 2000000$
B8	$2000000 < n \leq 4000000$
B9	$4000000 < n < 8000000$
B10	$8000000 < n$

Classi di utilizzo per meccanismi

**Classi di spettro**

Lo spettro di carico è definito come:

$$K_m = \int_0^1 y^c dx$$

In cui:

$$x = \frac{t}{T} \quad (0 < x \leq 1)$$

Rappresenta la frazione del tempo totale di utilizzo;

$$y = \frac{P}{P_{max}} \quad (0 < y \leq 1)$$

Rappresenta il rapporto tra il carico P al tempo t e il carico  $P_{max}$  durante tutto l'intervallo di tempo T;

c

Rappresenta un esponente che dipende dalle proprietà del materiale, la forma e la dimensione del componente in questione, la sua rugosità superficiale e il suo grado di corrosione.

Volendo approssimare la situazione reale, trattando intervalli discreti di tempo, è possibile scrivere:

$$k_{sp} = \sum_{i=1}^r \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^c \frac{n_i}{N} \text{ con } \sum_{i=1}^r n_i = n \text{ e } \sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_r$$

La sommatoria si tronca per il primo  $n_i = 2 * 10^6$ . Questo  $n_i$  viene preso come  $n_r$  e viene rimpiazzato con  $n_r = 2 * 10^6$ .

Qui vengono definite le 4 classi per lo spettro di carico:

Simbolo	Spettro di carico per meccanismi Fattore di spettro $K_{sp}$
P1	$K_{sp} \leq 0.125$
P2	$0.125 \leq K_{sp} \leq 0.250$
P3	$0.250 \leq K_{sp} \leq 0.500$
P4	$0.500 \leq K_{sp} \leq 1.000$

### Gruppo di utilizzo:

Sulla base della loro classe di utilizzo e del loro spettro di carico i componenti di sollevamento sono classificati in uno degli 8 gruppi definiti qui sotto.

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

Gruppi di componenti in base a classe di utilizzo e classe di spettro di carico

## 8. Meccanismo di sollevamento

I bozzelli sono meccanismi di sollevamento. Vengono qui presentati i principali componenti:

- 1) La sospensione gancio è costituita da un gancio di sollevamento ricavato per pantografatura accoppiato con un perno e delle boccole autolubrificanti ad una coppia di staffe;
- 2) Supporto piastra realizzata anch'essa in S335J0 mediante operazione di pantografatura, saldata ad un tubo contenente un perno lavorato meccanicamente che va ad appoggiarsi a due piastre in acciaio al carbonio saldate sotto i piedi della IPE400;
- 3) Il corpo del bozzello è costituito da due travi IPE400 poste vicine e tenute insieme da varie anime saldate di rinforzo.
- 4) Il collegamento con la parte superiore è realizzato da una ralla che viene imbullonata alla piastra saldata sulla coppia di travi IPE400 superiori;
- 5) La rotazione è permessa da un motore elettrico accoppiato ad un motoriduttore, il pignone accoppiato all'albero di quest'ultimo ingrana i denti interni della ralla.

### 8.1 CLASSE DI SOLLEVAMENTO DEL MECCANISMO

$D_f = 20 \text{ mm}$  = diametro della fune;

$D_{fg} = 430 \text{ mm}$  = diametro di fondo gola della puleggia

$h_2 = \frac{D_{fg} + D_f}{D_f} = 21.6$  = rapporto di avvolgimento

Secondo il § 7 della normativa ISO 4308-1, in base al rapporto di avvolgimento calcolato, il bozzello appartiene al gruppo M6.

Su specifica indicazione del cliente però il bozzello sarà dimensionato in gruppo M8.

Guardando la tabella dei gruppi di carico dei meccanismi data dalla norma FEM 1.001 vedo che la situazione più pesante da prendere in considerazione per rimanere in favore di sicurezza è quella avente uno spettro di carico L4 e una classe di utilizzo T6; poiché L4 risulta essere lo spettro di carico più pesante.

## 8.2 CLASSE DI SOLLEVAMENTO DEI COMPONENTI

Ad ogni sollevamento e rilascio del carico corrisponde un ciclo di sollecitazione per ciascuno dei componenti. Fanno eccezione le pulegge e il cuscinetto, poiché il numero di cicli di sollecitazione dipende dalla velocità media di sollevamento  $v_T$  del bozzello durante l'intero tempo di utilizzo.

Poiché il bozzello ha gruppo di sollevamento M8 la relativa classe di utilizzo va da T6 a T9.

Ipotizzando come frequenza di sollevamento massima  $f_{max} = 80$  sollevamenti/ora durante il funzionamento si ottiene la seguente corrispondenza tra classi di utilizzo per meccanismi e classi di utilizzo per componenti:

MECCANISMI DI SOLLEVAMENTO		COMPONENTI	
		Gancio, perni, supporti gancio, traverse, boccole	
Classe di utilizzo	$T_{max}$ (h)	Classe di utilizzo	$n_{max}$
T6	12500	B6	1000000
T7	25000	B7	2000000
T8	50000	B8	4000000
T9	➤ 50000	B9	➤ 4000000

Rapporto classi di utilizzo meccanismi-componenti

### Classi di spettro

Per i meccanismi, imponendo che il diagramma di carico sia costituito da una portata  $P_{med}$  costante per tutto il tempo totale di utilizzo e che il fattore di spettro sia  $K_m$  è possibile scrivere che:

$$\left(\frac{P_{med}}{P_{max}}\right)^3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{P_i}{P_{max}}\right)^3 \frac{t_i}{T} = K_m$$

Ovvero che:

$$P_{med} = \sqrt[3]{K_m} * P_{max}$$

Pertanto dalla tabella sottostante si vede che:

Simbolo	Fattore di spettro $K_m$	$\frac{P_{med}}{P_{max}}$
L1	0.125	0.5
L2	0.25	0.53
L3	0.5	0.79
L4	1	1

Limite superiore classi di fattore di spettro

Nel passare da una classe di spettro di carico alla successiva il rapporto tra la portata media e la portata massima aumenta di circa il 25%.

Poiché si verifica che  $P \propto \sigma$  è possibile scrivere per il fattore di spettro dei componenti  $K_{sp}$  in cui ad ogni ciclo di sollevamento corrisponde un ciclo di sollecitazione che:

Classe fattore di spettro per meccanismi	Fattore di spettro $K_m$	Fattore di spettro $K_{sp}$	Classe di fattore di spettro per componenti
L1	0.125	$0.5^c$	-
L2	0.25	$0.63^c$	-
L3	0.5	$0.79^c$	-
L4	0.1	1	P4

Relazione tra fattore di spettro meccanismi-componenti

Ricordando che:

$$K_{sp} = \sum_{i=1}^r \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^c \frac{n_i}{N} = \left( \frac{\sigma_{med}}{\sigma_{max}} \right)^c$$

Alla classe del fattore di spettro L4 corrisponde sempre la classe del fattore di spettro per componenti P4 qualunque sia c.

### **Gruppo di utilizzo**

Per tutti i componenti del bozzello il gruppo di utilizzo corrisponde a E7.

## **8.3 ANALISI DEI CARICHI**

Secondo il § 2.5 della norma FEM 1.001 il bozzello è soggetto a dei carichi  $S_R$  che, pur indipendenti dal motore o dall'azione dei freni dell'apparecchio di sollevamento, sono determinati dalle azioni che agiscono sulle componenti meccaniche del bozzello stesso.

I carichi  $S_R$  da considerare sono:

- 1)  $S_{RG}$  carichi dovuti al peso dei componenti di sollevamento;
- 2)  $S_{RL}$  carichi dovuti alla massa da movimentare (carico di servizio);
- 3)  $S_{RA}$  carichi dovuti all'accelerazione o decelerazione delle varie parti in movimento dell'apparecchio di sollevamento (questi carichi si trasmettono indirettamente al meccanismo);

Inoltre, secondo il § 2.5 della norma FEM 1.001 tre sono le condizioni di carico da considerare nella verifica:

- a) servizio normale senza vento;
- b) servizio normale con vento;
- c) carichi eccezionali;

In questo procedimento di calcolo si terrà conto del caso a) come quello più cautelativo ai fini della sicurezza visto che il bozzello deve essere utilizzato in ambiente interno e quindi non risulta soggetto all'azione del vento.

Alla luce delle precedenti considerazioni risulta:

- $S_{RG} = 2600 \text{ kg} = 25.5 \text{ kN}$  = sollecitazione dovuta la peso proprio del bozzello;
- $S_{RL} = 25.4 \text{ t} = 249.17 \text{ kN}$  = sollecitazione dovuta al carico di servizio;

Non si considerano i carichi dovuti all'accelerazione o decelerazione dell'apparecchio di sollevamento vista la ridotta velocità di salita e discesa del bozzello.

La massima sollecitazione cui è soggetto il bozzello risulta essere pari a:

$$S_{Rmax} = \gamma_m(S_{RG} + \Psi S_{RL}) = 454.25 \text{ kN}$$

essendo:

$\gamma_m$  un coefficiente di amplificazione del carico che dipende dal gruppo di sollevamento secondo la seguente tabella:

	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
$\gamma_m$	1,00	1,04	1,08	1,12	1,16	1,20	1,25	1,30

e  $\Psi$  un coefficiente dinamico dipendente dal valore della velocità di sollevamento  $v_L$  e da un coefficiente  $\xi$  sperimentale definito al § 2.2.2.1.1 della norma FEM 1.001 secondo la formula seguente:

$$\Psi = 1 + \xi \cdot v_L = 1.3$$

### 8.3.1 VERIFICA RISPETTO A LIMITE ELASTICO

Secondo il § 3.2.1.1 della norma FEM 1.001 si distinguono i seguenti casi:

- caso degli acciai in cui  $\frac{f_y}{f_u} < 0,7$ ; il coefficiente di sicurezza vale  $\nu_E = 1,5$  (classe I secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001) da cui si ricava la tensione ammissibile pari a

$$\sigma_{adm,e} = \frac{f_y}{1,5}$$

- caso degli acciai in cui  $\frac{f_y}{f_u} \geq 0,7$ ; il coefficiente di sicurezza vale  $\nu_E$  non assicura un sufficiente margine di sicurezza per cui la nuova tensione ammissibile si ricava dalla seguente formula:

$$\sigma_{adm,e} = \frac{f_y + f_u}{(f_y)_{S355J0} + (f_u)_{S355J0}} = 0,275 \cdot \left(1 + \frac{f_y}{f_u}\right) f_u$$

- La tensione ammissibile tangenziale è pari a  $\tau_{adm,e} = \frac{\sigma_{adm,e}}{\sqrt{3}}$

La verifica per uno stato di tensione monoassiale risulta verificata dalla formula seguente:

$$\sigma_{eq} = \max\left(\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}\right) \leq \sigma_{adm,e}$$

### 8.3.2 VERIFICA RISPETTO ALLA RESISTENZA ULTIMA

Il valore della tensione ammissibile è (con un coefficiente di sicurezza  $\nu_R = 2,2$  per classe I secondo §2.3 e § 4.1.1.2 della norma FEM 1.001):

$$\sigma_{adm,r} = \frac{f_u}{2,2}$$



## 9. VERIFICA DI CALCOLO DEI SINGOLI COMPONENTI

### 9.1 GANCIO

Il gancio essendo volutamente ricavato da una lamiera tramite operazione di pantografatura non ha una norma specifica di riferimento. Le verifiche effettuate sulla sua resistenza sono state effettuate con le teorie del caso relative a stati di sollecitazione di flessione e trazione, oltre che una caratterizzazione a fatica del suddetto gancio.

Si è scelta tale forma per il gancio:

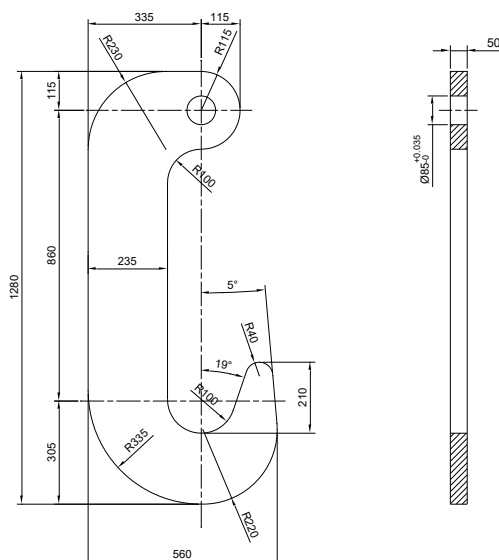


Fig. 1

La parte terminale è stata volutamente copiata da un gancio già esistente previsto dalla normativa, mentre è oggetto di verifica il corpo centrale e la parte finale dove vi è il foro.

Con la teoria delle travi curve si verifica la parte centrale:

Essendo i ganci 2, il carico si riparte in modo pressoché uguale, possiamo considerare perciò:

$$\text{Carico sul gancio} = S_{R \max} / 2 ;$$

$$\text{Raggio Geometrico} = 217.5 \text{ mm}$$

$$\text{Raggio Neutro} = 194.38 \text{ mm}$$

Rispetto all'asse dove è applicato il carico:

$$M_{flettente} = 49.40 \text{ kNm}$$

$$\text{Lo spessore ipotizzato } b = 50 \text{ mm}$$

$$\text{La larghezza ipotizzata } h = 235 \text{ mm}$$

Risulta dalla formulazione delle travi curve che sulla parete dell'intradosso  $\sigma_{f \max} = 171.64 \text{ MPa}$

Mentre la tensione di trazione nella stessa zona risulta  $\sigma_{traz} = 19.33 \text{ MPa}$

Essendo entrambe  $\sigma$  dirette nella stessa direzione posso sommarle per confrontarle con la caratteristica del materiale di cui è costituita la lamiera

$$\sigma_{\max} = 191 \text{ MPa}$$

Il materiale costituente il gancio è un S355JO EN 10025-2 con  $\sigma_{Sn} = 335 \text{ MPa}$ .

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$191 \text{ MPa} = \sigma_{\max} \leq \sigma_{adm, \varepsilon} = 223 \text{ MPa}$$

**NOTA:** La parte superiore del gancio essendo anch'essa curva si può pensare come un altro gancio, essendo però la sezione e il raggio di curvatura della parte interna uguali alla parte inferiore, si è già verificata la sua resistenza.

Un'ulteriore verifica si fa sul foro all'estremità superiore del gancio, poiché tale foro sarà l'alloggiamento del perno che collega il gancio con le due staffe.

Verifichiamo a trazione la zona forata e a rifollamento il foro:

- **Trazione:**

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

Come superficie resistente prendiamo due volte quella a destra del foro sull'asse =  $7250 \text{ mm}^2$

La tensione di trazione risulta pari:

$$\sigma_{traz} = 31.33 \text{ MPa}$$

che è molto bassa rispetto alla resistenza del materiale;

- **Rifollamento:**

Le dimensioni minime indicate nel prospetto 6.5.6 dell'euronorme 3 capitolo 6.5.13 sono rispettate.

La forza applicata esternamente è pari al carico di  $227125 \text{ N}$  per entrambi i fori,

$$D_f = 85 \text{ mm}$$

$$\text{Spessore } t = 50 \text{ mm}$$

$$\gamma_{Mp} = 1.35$$

Verifiche:

$$F_{b,Rd} \leq \frac{1.5tdf_y}{\gamma_{Mp}}$$

$$227.13 \text{ kN} \leq 1582 \text{ kN}$$

Il gancio così scelto resiste alle sollecitazioni imposte dal regime di utilizzo.

## 9.2 STAFFE DI SUPPORTO

Si sono realizzate due staffe di supporto per ogni gancio in modo da collegarlo al resto del bozzello in modo da realizzare il suddetto gancio in dimensioni contenute.

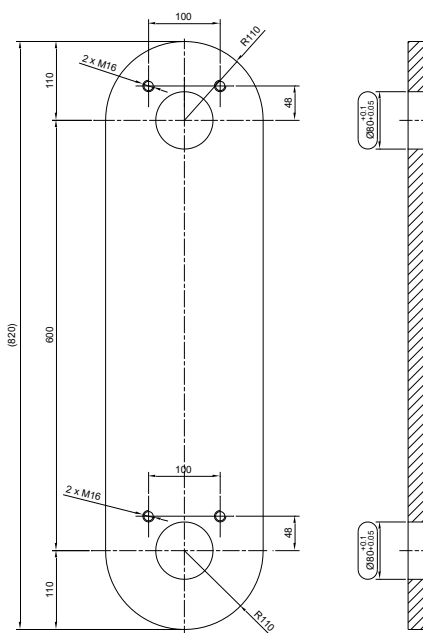


Fig. 2

Le staffe sono ricavate per pantografatura da lamiera (spessore 25 mm) in materiale S355J0 EN 10025-2 e dimensionata secondo EUROCODICE 3 che prevede:

- Verifica a trazione della lamiera:

Avendo due piastre per gancio si considera il carico distribuito equamente

Carico =  $S_{R\ max}/4$  per ogni piastra

Sezione minima resistente è quella in prossimità dell'asse del foro  $\phi$  80 mm

Sezione =  $(220 - 80) * 25 = 3500\ mm^2$

La tensione  $\sigma_{traz}$  di trazione risultante, secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$32.45\ MPa = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 230\ MPa$$

- Verifica a rifollamento dei fori:

Le dimensioni minime indicate nel prospetto 6.5.6 dell'eurucodice3 capitolo 6.5.13 sono rispettate.

La forza applica esternamente è pari al carico di 113563 N per entrambi i fori,

$d_0 = 80\ mm$

Spessore  $t = 25\ mm$

$\gamma_{Mp} = 1.35$

Verifiche:

$$F_{b,Rd} \leq \frac{1.5tdf_y}{\gamma_{Mp}}$$

$$113.6\ kN \leq 766.7\ kN$$

La staffa così scelta resiste alle sollecitazione imposte dal regime di utilizzo.

NOTA: i 4 fori passanti M10 servono al fissaggio di una piastrina usata per impedire al perno di ruotare non vanno ad influenzare la resistenza della staffa stessa.

### 9.3 PERNO $\phi$ 80

Questo perno collega il gancio alle due staffe e poi sulla parte superiore collega le due staffe alla piastra di supporto inferiore.

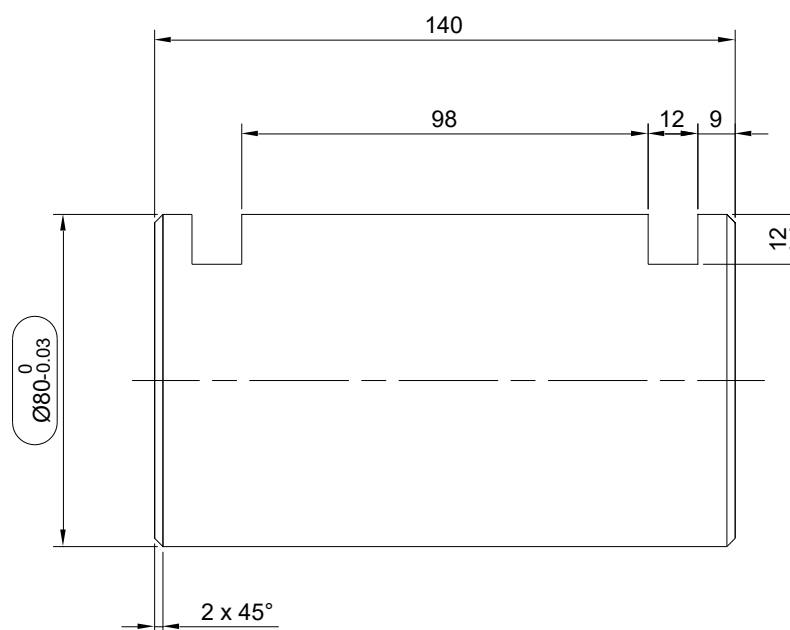


Fig. 3

Per la verifica della resistenza secondo EUROCODICE 3 si considera il perno caricato in mezzeria con carico concentrato pari a  $F = S_{R\ max}/2$  e appoggiato in mezzeria delle staffe laterali. Queste considerazioni iniziali mi permettono di dimensionare in maniera più cautelativa. Considerando la sollecitazione di flessione che ha suo massimo in mezzeria e la sollecitazione di taglio ottengo:

$$M_f = \frac{F * l}{4} = 4145 \text{ Nm}$$

$$l = 73 \text{ mm}$$

$$D_p = 80 \text{ mm}$$

$$W_f = 50265.5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_f = 82.46 \text{ MPa}$$

Considerando la formulazione di Jourawski per una sezione cilindrica:

$$T = 227125 \text{ N}$$

$$Area = 5071 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \frac{T}{A} = 59.72 \text{ MPa}$$

Utilizzando il criterio di resistenza di Von Mises ottengo :

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 * \tau_{max}^2} = 132.3 \text{ MPa}$$

Tale è il valore della tensione nella sezione più sollecitata.

Si è scelto come materiale del perno un 42CrMo4 bonificato secondo UNI EN 10083 con

$$\sigma_{sn} = 635 \text{ MPa} \text{ e } \sigma_r = 880 \text{ MPa}$$

$$\frac{f_y}{f_u} \geq 0,7$$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$132.3 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 300 \text{ MPa}$$

### 9.3.1 VERIFICA A FATICA

Secondo il § 4 della norma FEM 1.001 per gli acciai legati la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$  cicli) di un provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$  è pari a:

$$\sigma_{aR} = \sigma_{R=-1,\infty} = \frac{f_u}{2} = 435 \text{ MPa}$$

Per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$ ) di un provino lappato sollecitato a taglio alternativo è invece pari a:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{aR}}{\sqrt{3}} = 251 \text{ MPa}$$

La forma, le dimensioni, la rugosità superficiale ed il tipo di sollecitazione sono tutti fattori che influiscono sulla resistenza a fatica del perno abbassandone il valore rispetto a quello del provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$

- $k_d$  è un coefficiente che tiene conto del diametro medio  $D_m$  della sezione del perno  
 $k_d = 1,55$  da tab.A.4.1.3.2 della norma F.E.M. 1.001;
- $k_f$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della concentrazione delle tensioni dovuto alla presenza di discontinuità della sezione o alla presenza della curvatura:

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 = 1$$

Poiché non ho cambio di dimensione lungo la sezione resistente;

- $k_c$  è un coefficiente che tiene conto dell'influenza della corrosione; normalmente non è da prendere in considerazione e pertanto si assume  $k_c = 1$ ;

- $k_l$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della finitura superficiale e del tipo di lavorazione che il perno ha subito; il diagramma IX del § 4 della norma UNI 7670 fornisce una stima del valore di tale coefficiente in funzione della lavorazione e del carico di rottura  $f_t = f_u$

Risulta  $k_l = 1,15$

I coefficienti  $k_d k_c k_l k_s$  riducono la resistenza a fatica secondo le seguenti relazioni:

$$\sigma_{R=-1,\infty}^* = \frac{\sigma_{R=-1,\infty}}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 244 \text{ MPa}$$

$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 140 \text{ MPa}$$

Secondo il diagramma di Smith il limite di resistenza a fatica per un rapporto di sollecitazione  $R = 0$  vale (§ 4.1.3.4):

$$\sigma_d = \frac{5}{3} * \sigma_{R=-1,\infty}^* = 407 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{5}{3} * \tau_{wk} = 235 \text{ MPa}$$

La curva di Wöhler evidenzia il numero di cicli di sollecitazione  $n$  che possono essere effettuati prima che si verifichi la rottura per fatica in funzione dell'ampiezza di sollecitazione  $\Delta\sigma$  o  $\Delta\tau$ , quando tutti i cicli presentano la stessa ampiezza di sollecitazione e lo stesso rapporto di sollecitazione.

La pendenza della curva di Wöhler è data dalla seguente relazione:

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log f_u - \log \sigma_d} = 7.16$$

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log(\frac{f_u}{\sqrt{3}}) - \log \tau_d} = 7.1$$

Secondo l'ipotesi del danno cumulativo di Miner dato un determinato spettro di carico è possibile calcolare una tensione media equivalente  $\sigma_{med}$ :

$$\sigma_{med}^k n = \sum_{i=1}^j \sigma_i^k n_i \text{ con } \sum_{i=1}^j n_i = n$$

Imponendo che la tensione media equivalente  $\sigma_{med}$  porti a rottura il componente per il numero di cicli  $n$  si può scrivere che:

$$\sigma_{med}^k n = \sigma_d^k 2 * 10^6$$

La tensione media si può scrivere come:

$$\sigma_{med} = \sigma_k * K_{sp}^{1/k}$$

Indicando con  $\sigma_k$  la tensione massima.

Pertanto:

$$K_{sp} \sigma_k^k n = \sigma_d^k 2 * 10^6$$

A parità di gruppo il numero di cicli a rottura può essere scritto in funzione della classe di spettro di carico ( $r$ ) e del gruppo ( $p$ ) come:

$$n = 2^{4-r} \frac{2 * 10^6}{2^{8-p}}$$

Mentre il fattore dello spettro di carico (al limite superiore della classe) può essere definito in funzione della classe di spettro di carico come:

$$K_{sp} = \frac{1}{2^{4-r}}$$

Riscrivendo le equazioni soprastanti il limite di resistenza a fatica che porta a rottura il componente (in funzione del gruppo) sono:

nel nostro caso  $p=7$

$$\sigma_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \sigma_d = 448 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \tau_d = 260 \text{ MPa}$$

Se si è in possesso del reale spettro di carico si può stimare con più precisione  $\sigma_k$  tramite la seguente formula:

$$\sigma_k = \sigma_k \left( K_{sp} \frac{n}{2 \cdot 10^6} \right)^{-\frac{1}{k}}$$

$$\tau_k = \tau_k \left( K_{sp} \frac{n}{2 \cdot 10^6} \right)^{-\frac{1}{k}}$$

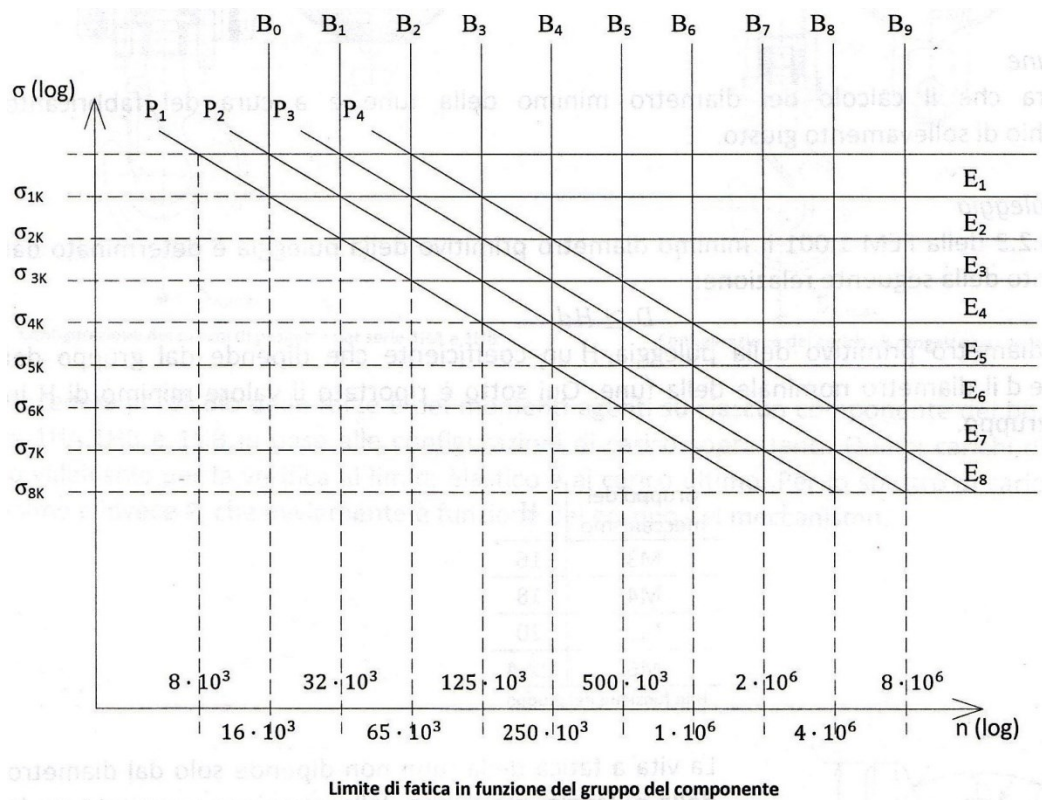


Fig. 4

Secondo il § 5.3.6 della norma UNI 7670 il coefficiente di resistenza a fatica vale:

$$v_f = (3,2)^{\frac{1}{k}}$$

Le tensioni ammissibili a fatica risulta dunque pari a:

$$\sigma_{adm,f} = \frac{\sigma_k}{v_f} = 380 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm,f} = \frac{\tau_k}{v_f} = 220 \text{ MPa}$$

Deve essere:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm,f}$$

$$82.46 \text{ MPa} \leq 380 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm,f}$$

$$59.72 \text{ MPa} \leq 220 \text{ MPa}$$

E' da verificare inoltre:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{v_f^2}$$

$$0.121 \leq 0.8$$

Tutte le verifiche risultano soddisfatte.

NOTA: Gli intagli che si vedono dal disegno sono le sedi delle piastre che bloccheranno la rotazione dei perni durante l'uso del bilancino. Essendo tali intagli esterni alla zona dove si è considerato influisca il carico si può presumere che essi non compromettano in nessun modo l'integrità statica e a fatica del perno stesso.

#### BOCCOLE PTC8050SL

Sono inserite tra perno e gancio e tra perno e piastra di supporto inferiore.

Anch'esse vanno verificate in quanto non devono rompersi sotto azione del carico altrimenti la loro azione di lubrificazione cesserebbe.

Si verifica a pressione ammissibile:

$$S_{rmax} = 227125 \text{ N}$$

$$\text{Area proiettata} = d * L = 4000 \text{ mm}^2$$

$$56.8 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

Il limite è imposto dal catalogo del costruttore.

#### 9.4 PIASTRA DI SUPPORTO INFERIORE

Questa piastra è ricavata per pantografatura e poi lavorata per ottenere le tolleranze indicate nel disegno:

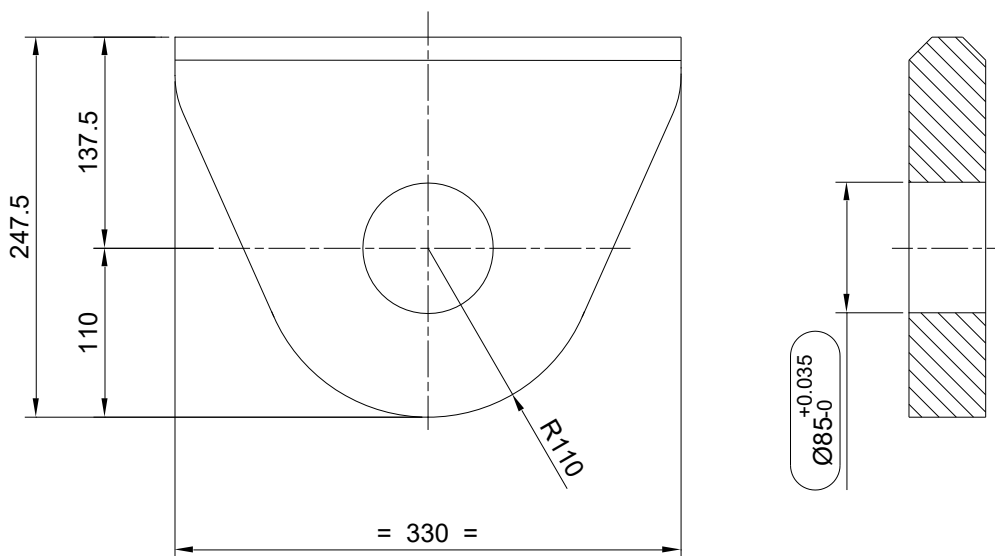


Fig. 5  
23 di 72

Le uniche verifiche da fare sono la trazione della lamiera e il rifollamento del foro da  $\phi$  85 mm secondo EUROCODICE 3:

- Verifica a trazione:

Il carico a cui è sottoposta la lamiera è  $S_{R\ max}/2$

La sezione resistente minima è quella in prossimità dell'asse del foro

$$Area = 5825\ mm^2$$

$$\sigma_{traz} = 40\ MPa$$

Materiale S355J0 EN 10025-2

Spessore lamiera 50 mm  $\rightarrow \sigma_{sn} = 335\ MPa$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$40\ MPa = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 223\ MPa$$

- Verifica a rifollamento dei fori:

la forza applica esternamente è pari al carico di  $S_{R\ max}/2$  poiché il foro è unico,

$$D_f = 85\ mm$$

Spessore  $t = 50\ mm$

$$\gamma_{Mp} = 1.35$$

Verifiche:

$$F_{b,Rd} \leq \frac{1.5tdf_y}{\gamma_{Mp}}$$

$$227.13\ kN \leq 1582\ kN$$

La piastra così scelta resiste alle sollecitazioni imposte dal regime di utilizzo.

NOTA: La forma della piastra è stata scelta così per motivi estetici e di ingombro.

#### 9.4.1 SALDATURA PORTANTE SECONDO EUROCODICE 3

La saldatura che collega la piastra di supporto inferiore alla parte superiore è la più critica ed importante poiché essa deve sostenere da sola le 14 tonnellate di carico.

Le prescrizioni indicate nel § 6.6.1 possono essere applicate alla saldatura da verificare poiché:

- Si utilizza un acciaio saldabile che soddisfa i requisiti indicati nei capitoli 3.2 e nel punto 7, il primo relativo ai materiali, il secondo al processo di fabbricazione;
- E' stato eseguito il collegamento con un processo di saldatura TIG ("tungsten inert gas");
- Lo spessore del materiale è superiore a 4 mm;
- Il materiale d'apporto è compatibile con il metallo base in termini di proprietà meccaniche;
- Essendo il meccanismo operante in un ambiente chiuso difficilmente l'effetto del freddo sarà rilevante.

Per qualificare la tipologia di saldatura ci si è riferiti al prospetto § 6.6.1. Si tratta di un giunti di testa a T con saldatura con completa penetrazione.

Le seguenti condizioni sono perciò verificate:

L'altezza di gola deve essere determinata in conformità ai provvedimenti indicati sia per le saldature a cordoni d'angolo (§ 6.6.5.2) sia per saldature di testa a completa penetrazione e quindi, nel caso un valore maggiore non si dimostri giustificato da prove preliminari, risulta essere pari a:

$$a = s \frac{\sqrt{2}}{2} = 10.6\ mm$$



Secondo il § 6.6.4.2 si può accettare una distribuzione semplificata dei carichi nelle saldature che andranno poi confrontati con la resistenza di progetto calcolata secondo le prescrizioni del § 6.6.5. Queste impongono che la lunghezza efficace può essere posta pari alla lunghezza complessiva del cordone a piena sezione, comprese le parti terminali, purché il cordone sia mantenuto a piena sezione per tutta la sua lunghezza. Pertanto:

$$L_{eff} = L = 330 \text{ mm}$$

Secondo la § 6.6.5.2 si devono trascurare ai fini della trasmissione delle forze le saldature per cui la lunghezza efficace è inferiore a 40 mm oppure a 6 volte l'altezza di gola. Poiché le saldature eseguite lungo lo spessore  $t$  dell'attacco del capocorda hanno lunghezza maggiore di  $6a = 63.6 \text{ mm}$  possono essere considerate ai fini della trasmissione delle forze.

La resistenza di progetto per unità di lunghezza della saldatura in esame è qui determinata usando il metodo dell'appendice M in ottemperanza al § 6.6.5.3. Secondo il punto 3 della summenzionata appendice si suppone una distribuzione uniforme di tensione sulla sezione di gola della saldatura, che però, nel caso in esame, determina solamente la tensione normale perpendicolare alla sezione di gola, poiché la saldatura è soggetta allo sforzo di sola trazione.

- *Verifica statica cordone di saldatura:*

La saldatura verrà verificata allo snervamento del materiale rispetto alla  $\sigma_{adm,\epsilon}$ . Pertanto, indicata con  $A_{eff}$  l'area efficace della saldatura è possibile scrivere:

*Carico = 227125 N*

*Sezione minima di saldatura triangolare 15x15*

*Sezione resistente  $a = 10.6 \text{ mm}$*

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{a * l} = 65 \text{ MPa}$$

La resistenza della saldatura è quindi sufficiente dal momento che entrambe le condizioni prescritte dal punto 5 dell'appendice M sono verificate.

$$65 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} = 472 \text{ MPa}$$

$$65 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}} = 425 \text{ MPa}$$

In cui:

$f_u = 510 \text{ MPa}$  è la resistenza nominale a rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto, in questo caso l'acciaio S335J0.

$\gamma_{Mw} = 1.20$  è il coefficiente parziale di sicurezza secondo il Nad italiano per i giunti di classe II

$\beta_w = 0.9$  è il coefficiente di correlazione secondo il punto 5 del § 6.6.5.3 per i materiali che hanno  $f_u = 510 \text{ MPa}$ .

- *Verifica a fatica del cordone di saldatura*

La saldatura va inoltre verificata a fatica secondo quanto prescritto dal § 6.6.1.3 e ribadito da § 9.1.4.1. Secondo il paragrafo § 9.1.4.2 nessuna valutazione della resistenza a fatica è richiesta quando è soddisfatta una delle condizioni seguenti:

- Campo di variazione delle tensioni nominali  $\Delta\sigma$  soddisfa la condizione:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma \leq \frac{26}{\gamma_{Mf}}$$

- Per un dettaglio per il quale è specificato un limite di fatica ad ampiezza costante  $\Delta\sigma_D$ , la massima ampiezza delle tensioni (nominali o geometriche)  $\Delta\sigma$  soddisfa l'equazione:

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}$$

Nessuna delle due condizioni è verificata nel nostro caso, si procede alla caratterizzazione a fatica della saldatura.

Secondo il § 9.1.3 la sollecitazione nominale:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_n}{A_{eff}} = 65 \text{ MPa}$$

deve rimanere all'interno dei valori elastici del materiale, condizione che si verifica dal momento che:

$$\sigma_{\perp} = 65 \text{ MPa} < f_y = 335 \text{ MPa}$$

Inoltre deve essere che per l'intervallo dei valori di progetto:

$$\sigma_{\perp} = \sigma_{\perp max} - \sigma_{\perp min} < 1,5f_y$$

La condizione è senz'altro verificata dal momento che il giunto non lavora in compressione. Per ultimo la verifica di resistenza a fatica che sarà qui eseguita è applicabile dal momento che il dispositivo di sollevamento opererà al di sotto di  $150^{\circ}\text{C}$  secondo quanto imposto dal punto del § 9.1.3.3. Nel calcolo si sono usate le tensioni nominali piuttosto che quelle geometriche dal momento che il dettaglio costruttivo è definito nei prospetti di classificazione dei dettagli come prescritto da § 9.5.1.3.

La saldatura da verificare rientra nel prospetto (§ 9.8.5.1), trattandosi di un giunto con cordone d'angolo a completa penetrazione. Secondo il § 9.4.3 la verifica, per le cricche alla radice, è valutata considerando la categoria del particolare costruttivo 71, la cui equazione di resistenza a fatica è data dal prospetto 9.6.1:

Categoria dei dettagli	log a per $N < 10^8$		Campo di variazione delle tensioni al limite di fatica ad ampiezza costante $\Delta\sigma_D [\text{MPa}]$	Campo di variazione delle tensioni al limite di fatica ad ampiezza costante $\Delta\sigma_L [\text{MPa}]$
	$N < 5 \times 10^6$ (m=3)	$N > 5 \times 10^6$ (m=5)		
71	11,851	15.286	52	29
$\log N = \log a - m \cdot \log \Delta\sigma$				

Le sollecitazioni di fatica sono calcolate secondo § 9.4.3.4:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2} = \sigma_{\perp} = \Delta\sigma = 65 \text{ MPa}$$

$$\tau_w = 0 \text{ MPa}$$

Nel valutare i fattori che influenzano la resistenza a fatica c'è da tenere conto dello spessore qualora  $t > 25 \text{ mm}$ . Secondo il § 9.7.2 la resistenza a fatica  $\Delta\sigma_R$  per un assegnato numero di cicli di progetto  $N_R$  va ridotta secondo la seguente equazione:

$$\Delta\sigma_{R,t} = \Delta\sigma_R \sqrt[4]{\frac{25 \text{ mm}}{t}}$$

Questo corrisponde ad una traslazione delle spezzate del prospetto 9.7.1 per la curva di resistenza a fatica di categoria 71 verso il basso, considerando che il diagramma è bi-logaritmico. Dal momento che poi la verifica verrà effettuata secondo § 9.5.2.7, per il quale una valutazione della resistenza a fatica equivalente ad ampiezza costante può essere svolta verificando il criterio:

$$\gamma_{Fy} \Delta\sigma_{eq} \leq \frac{\Delta\sigma_{R,t}}{\gamma_{Mf}} = \Delta\sigma^* R$$

in cui:

$\gamma_{Mf} = 1.35$  come coefficiente parziale di sicurezza per la resistenza a fatica, dal momento che in base al prospetto 9.3.4 il particolare costruttivo è un componente critico di difficile accessibilità per le ispezioni;

$\gamma_{Fy} = 1.0$  come ammesso dal punto 4 del § 9.3.2;

$\Delta\sigma_{eq}$  è il campo di variazione della tensione equivalente, ad ampiezza costante, che, per l'assegnato numero di cicli di progetto  $N_R$  porta allo stesso danneggiamento cumulativo dello spettro di progetto;

E' possibile traslare nuovamente verso il basso la curva di resistenza a fatica per tenere conto del coefficiente parziale di sicurezza per la resistenza a fatica  $\gamma_{Mf}$ .

Le nuove intercette sono:

$$\log a' = \log a + 3 \left[ \frac{1}{4} \log \left( \frac{25 \text{ mm}}{t} \right) - \log \gamma_{Mf} \right] = 11.234 \text{ se } N < 10^7$$

$$\log a' = \log a + 5 \left[ \frac{1}{4} \log \left( \frac{25 \text{ mm}}{t} \right) - \log \gamma_{Mf} \right] = 14.258 \text{ se } N > 10^7 \text{ e } N < 10^8$$

e

$$\Delta\sigma'_D = \frac{\Delta\sigma_{D,t}}{\gamma_{Mf}} = 25.8 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma'_L = \frac{\Delta\sigma_{L,t}}{\gamma_{Mf}} = 17.8 \text{ MPa}$$

Il procedimento di calcolo prevede poi di calcolare la variazione di tensione equivalente secondo:

$$\Delta\sigma_{eq} = \sqrt[{\kappa_x}]{\sum_{i=1}^j r_i^{\kappa} * f_i * \Delta\sigma^{\kappa}}$$

con:

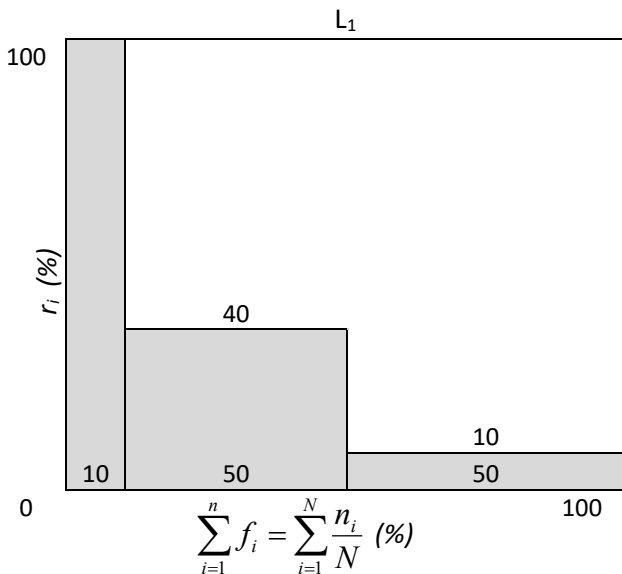
$$K_j = 3 \text{ se } \Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma'_D, K_j = 5 \text{ se } \Delta\sigma'_L \leq \Delta\sigma_i \leq \Delta\sigma'_D$$

$$K_x = 3 \text{ se } \Delta\sigma_{eq} \geq \Delta\sigma'_D, K_x = 5 \text{ se } \Delta\sigma'_L \leq \Delta\sigma_{eq} \leq \Delta\sigma'_D$$

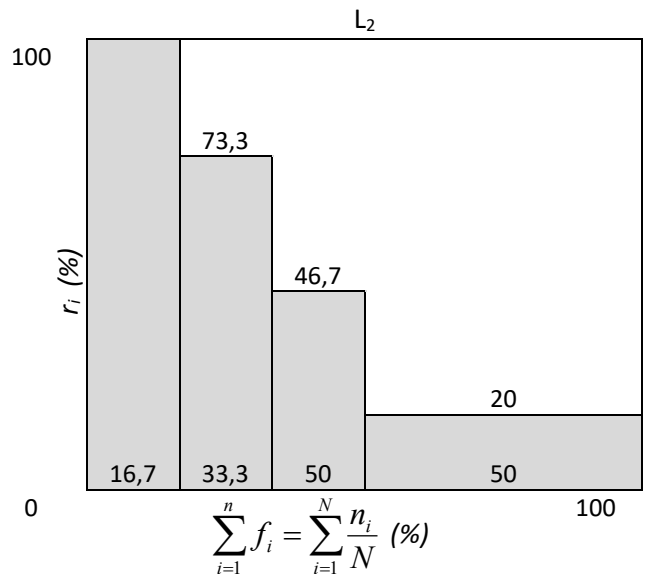
$f_i = \frac{n_i}{N}$  rappresenta la frazione dei cicli di progetto  $N$  in cui la saldatura è soggetta alla tensione  $\Delta\sigma_i$  ed il rapporto tra la stessa e la variazione di tensione massima durante gli  $N_i$  cicli viene indicato con  $r_i = \frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma}$ .

Secondo la ISO 4301/1 e la F.E.M. 1.001 la lettera L si riferisce al regime di carico dei meccanismi. Il calcolo della tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$  è stato eseguito secondo alcuni tipici spettri di carico schematizzati nella pagina seguente. In fondo a ciascun grafico è riportata la relazione tra la variazione di tensione massima e la variazione di tensione equivalente nonché il fattore di spettro  $K_m$  definito in § 2.1.3.3 della norma F.E.M. 1.001 come:

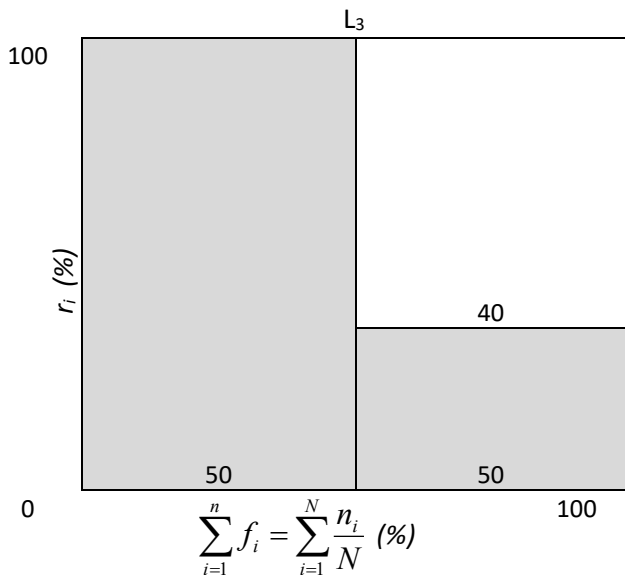
$$K_m = \sum_{i=1}^j r_i^{\kappa} \cdot f_i$$



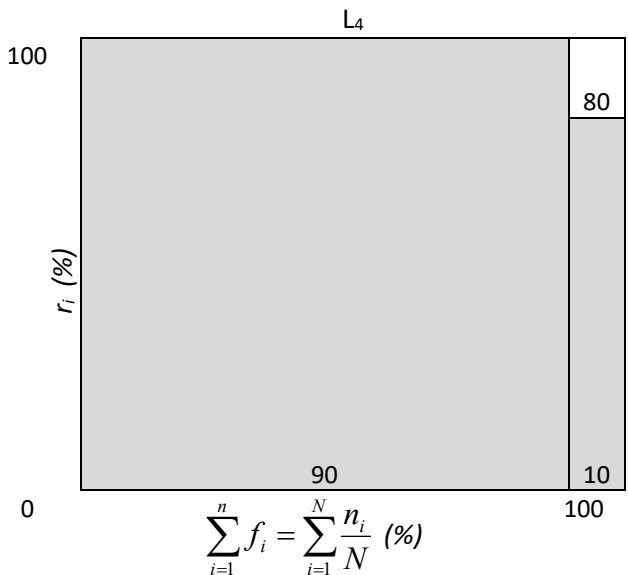
$\Delta\sigma_{eq} \cong 0,50\Delta\sigma$	$K_m = 0,12$
--	--------------



$\Delta\sigma_{eq} \cong 0,63\Delta\sigma$	$K_m = 0,23$
--	--------------



$\Delta\sigma_{eq} \cong 0,81\Delta\sigma$	$K_m = 0,53$
--	--------------



$\Delta\sigma_{eq} \cong 0,98\Delta\sigma$	$K_m = 0,95$
--	--------------

Tipici esempi di spettri di carico

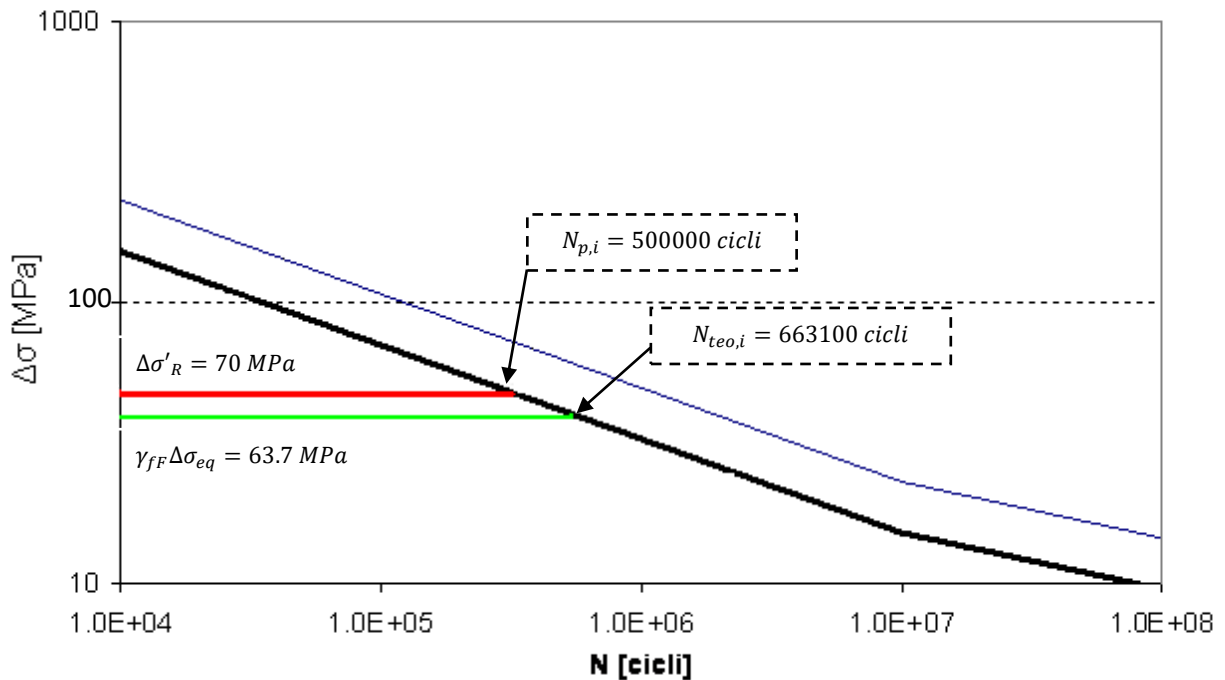
Symbol	Spectrum factor $K_m$
L1	$0 \leq K_m \leq 0,125$
L2	$0,125 < K_m \leq 0,250$
L3	$0,250 < K_m \leq 0,500$
L4	$0,500 \leq K_m \leq 1,000$

Classi di spettro in funzione del fattore di spettro  $K_m$  secondo § 2.1.3.3 della norma F.E.M. 1.001

Gruppo di servizio	Spettro di carico	$T(*)$ [h]	$N_{p,i}$	$\gamma_{fF} \Delta\sigma_{eq}$ [MPa]		$\Delta\sigma^*_R$ [MPa]	$N_{teo,i}$	Verifica
M8	L <sub>4</sub>	6300	500000	63.70	<	70	663100	☑
	L <sub>3</sub>	12500	1000000	52.65	<	55.5	1174400	☑
	L <sub>2</sub>	25000	2000000	40.95	<	44	2500000	☑
	L <sub>1</sub>	50000	4000000	32.50	<	35	5000000	☑

Vita di progetto dell'accessorio di sollevamento secondo lo spettro di carico cui è sottoposto (\*) nell'ipotesi di circa 80 sollevamenti per ora

Curva modificata della resistenza a fatica



Curva di resistenza a fatica modificata e confronto tra limite di fatica  $\Delta\sigma^*_R$  per numero di cicli di progetto  $N=500000$  e tensione equivalente  $\Delta\sigma_{eq}$  per spettro di carico L<sub>4</sub>

### 9.5 PERNO Ø100

Si verifica ora la capacità del perno che andrà inserito nel tubo di resistere alla sollecitazione del carico:

- Verifica a flessione: considero come caso cautelativo il carico concentrato in mezzeria e gli appoggi del perno in mezzeria dello spessore del foro dei supporti

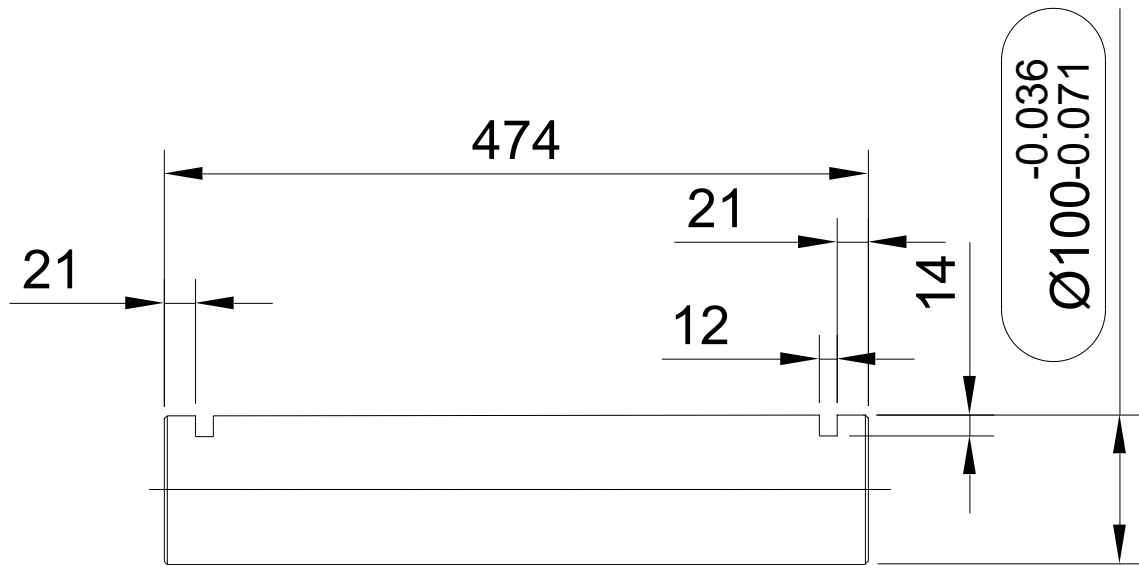


Fig. 6

$$\begin{aligned} \text{Carico} &= S_{R \max} / 2 \\ \text{Lunghezza } l &= 380 \text{ mm} \\ M_f &= 21577 \text{ Nm} \\ D_{\text{perno}} &= 100 \text{ mm} \\ W_{zz} &= 98174.8 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\sigma_f = 220 \text{ MPa}$$

- Verifica a taglio:

$$\begin{aligned} T &= S_{R \max} / 2 \\ \text{Area} &= 7854 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\tau_{\text{taglio}} = 39 \text{ MPa}$$

Utilizzando i criteri di resistenza:

$$\sigma_{vm} = 230 \text{ MPa}$$

Materiale: 42CrMo4 bonificato UNI EN 10083 con  $\sigma_{sn} = 635 \text{ MPa}$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$230 \text{ MPa} = \sigma_{\max} \leq \sigma_{adm, \varepsilon} = 300 \text{ MPa}$$

#### 9.5.1 VERIFICA A FATICA DEL PERNO

Secondo il § 4 della norma FEM 1.001 per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$  cicli) di un provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = -1$  è pari a:

$$\sigma_{aR} = \sigma_{R=-1, \infty} = \frac{f_u}{2} = 435 \text{ MPa}$$

Per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$ ) di un provino lappato sollecitato a taglio alternativo è invece pari a:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{aR}}{\sqrt{3}} = 251 \text{ MPa}$$

La forma, le dimensioni, la rugosità superficiale ed il tipo di sollecitazione sono tutti fattori che influiscono sulla resistenza a fatica del perno abbassandone il valore rispetto a quello del provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$

- $k_d$  è un coefficiente che tiene conto del diametro medio  $D_m$  della sezione del perno  
 $k_d = 1,65$  da tab.A.4.1.3.2 della norma F.E.M. 1.001;
- $k_f$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della concentrazione delle tensioni dovuto alla presenza di discontinuità della sezione o alla presenza della curvatura.

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 = 1$$

$k_c$  è un coefficiente che tiene conto dell'influenza della corrosione; normalmente non è da prendere in considerazione e pertanto si assume  $k_c = 1$

- $k_l$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della finitura superficiale e del tipo di lavorazione che il perno ha subito; il diagramma IX del § 4 della norma UNI 7670 fornisce una stima del valore di tale coefficiente in funzione della lavorazione e del carico di rottura  $f_t =$

$f_u$

Risulta  $k_l = 1,15$

I coefficienti  $k_d k_c k_l k_s$  riducono la resistenza a fatica secondo le seguenti relazioni:

$$\sigma_{R=-1,\infty}^* = \frac{\sigma_{R=-1,\infty}}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 229 \text{ MPa}$$

$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 132 \text{ MPa}$$

Secondo il diagramma di Smith il limite di resistenza a fatica per un rapporto di sollecitazione  $R = 0$  vale:

$$\sigma_d = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{R=-1,\infty}^* = 382 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{5}{3} * \tau_{wk} = 220 \text{ MPa}$$

La curva di Wöhler evidenzia il numero di cicli di sollecitazione  $n$  che possono essere effettuati prima che si verifichi la rottura per fatica in funzione dell'ampiezza di sollecitazione  $\Delta\sigma$  o  $\Delta\tau$ , quando tutti i cicli presentano la stessa ampiezza di sollecitazione e lo stesso rapporto di sollecitazione.

La pendenza della curva di Wöhler è data dalla seguente relazione:

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log f_u - \log \sigma_d} = 6.6$$

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log(\frac{f_u}{\sqrt{3}}) - \log \tau_d} = 6.6$$

Il limite di resistenza a fatica (in funzione del gruppo) che porta a rottura il perno è dato da: nel nostro caso  $p=7$

$$\sigma_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \sigma_d = 424 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \tau_d = 244 \text{ MPa}$$

Secondo il § 5.3.6 della norma UNI 7670 il coefficiente di resistenza a fatica vale:

$$v_f = (3,2)^{\frac{1}{k}} = 1.2$$

La tensione ammissibile a fatica risulta dunque pari a:

$$\sigma_{adm,f} = \frac{\sigma_k}{v_f} = 353 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm,f} = \frac{\tau_k}{v_f} = 203 \text{ MPa}$$

Deve essere:

$$\sigma_{vm} \leq \sigma_{adm,f}$$

$$220 \text{ MPa} \leq 380 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm,f}$$

$$39 \text{ MPa} \leq 203 \text{ MPa}$$

E' da verificare inoltre:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{\nu_f^2}$$

$$0.295 \leq 0.760$$

Tutte le verifiche risultano soddisfatte.

NOTA: a fatica su questo perno è molto ridotta poiché non vi sono intagli sulla zona caricata, le due gole esterne non influenzano la resistenza del perno poiché hanno la sola funzione di ospitare una piastra che fissata al supporto impedirà al perno stesso di scivolare fuori sede e ruotare.

### BOCCOLE PTC100115SL

Sono inserite tra perno e tubo.

Anch'esse vanno verificate in quanto non devono rompersi sotto azione del carico altrimenti la loro azione di lubrificazione cesserebbe.

Si verifica a pressione ammissibile:

$$S_{rmax} = 113563 \text{ N}$$

$$\text{Area proiettata} = d * L = 11500 \text{ mm}^2$$

$$10 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

Il limite è imposto dal catalogo del costruttore.

Successivamente viene verificato anche il tubo stesso, poiché esso non appoggia direttamente sul perno ma sulle bronzine, perciò vi è il problema della flessione. Se infatti il tubo andasse a toccare il perno flettendosi questo creerebbe problemi alla rotazione della parte inferiore e potrebbe portare con l'usura ad una rottura imprevista.

Lo spessore del tubo deve essere sufficiente a consentire una deformazione flessionale inferiore allo spessore della boccola.

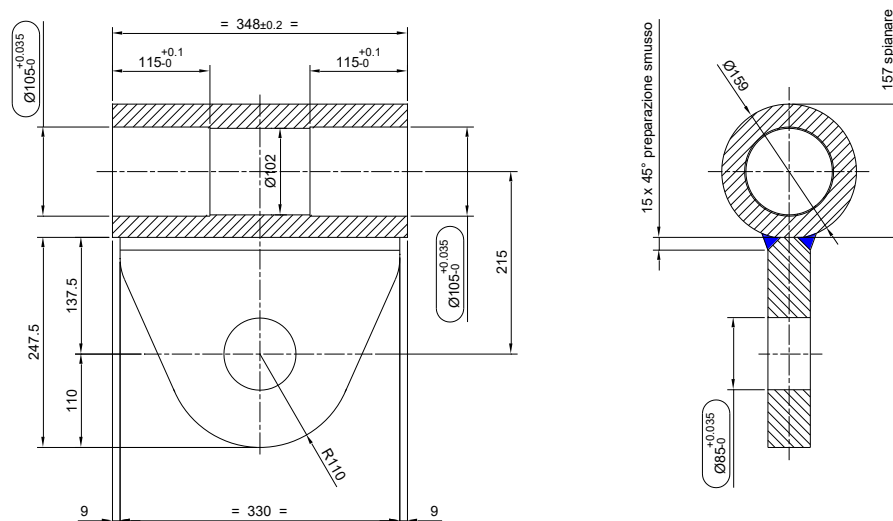


Fig. 7



Considero in modo cautelativo il carico concentrato nella mezzeria, in tal modo anche la freccia risulterà sicuramente maggiore del caso reale.

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

lunghezza  $l = 248 \text{ mm}$  considerando come punto di appoggio la mezzeria delle boccole

$$M_f = 14082 \text{ Nm}$$

Tubo è in materiale: S355J0 EN 10025-2 con  $\sigma_{sn} = 345 \text{ MPa}$

Dimensioni tubo:

$D_{\text{esterno}} = 159 \text{ mm}$  ipotizzato da catalogo commerciale

$D_{\text{interno}} = 120 \text{ mm}$  legato alla dimensione esterna della boccola

$$I_{zz} \text{ d'inerzia del tubo} = 21.19 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

- Verifica a flessione:

$$\sigma_f = 52.83 \text{ MPa}$$

- Verifica a taglio:

$$\text{Momento statico} = 190973.25 \text{ mm}^3$$

$$\text{Baricentro} = 44.69 \text{ mm}$$

$$\tau_{\text{taglio}} = 52.5 \text{ MPa}$$

Usando i criteri di resistenza:

$$\sigma_{vm} = 105 \text{ MPa}$$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$105 \text{ MPa} = \sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}, \varepsilon} = 230 \text{ MPa}$$

### 9.5.2 VERIFICA A FATICA DEL TUBO

Secondo il § 4 della norma FEM 1.001 per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$  cicli) di un provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = -1$  è pari a:

$$\sigma_{aR} = \sigma_{R=-1, \infty} = \frac{f_u}{2} = 255 \text{ MPa}$$

Per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$ ) di un provino lappato sollecitato a taglio alternativo è invece pari a:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{aR}}{\sqrt{3}} = 147 \text{ MPa}$$

La forma, le dimensioni, la rugosità superficiale ed il tipo di sollecitazione sono tutti fattori che influiscono sulla resistenza a fatica del perno abbassandone il valore rispetto a quello del provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = -1$

- $k_d$  è un coefficiente che tiene conto del diametro medio  $D_m$  della sezione del perno  
 $k_d = 1,71$  da tab.A.4.1.3.2 della norma F.E.M. 1.001;
- $k_f$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della concentrazione delle tensioni dovuto alla presenza di discontinuità della sezione o alla presenza della curvatura.

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 = 1$$

$k_c$  è un coefficiente che tiene conto dell'influenza della corrosione; normalmente non è da prendere in considerazione e pertanto si assume  $k_c = 1$

- $k_l$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della finitura superficiale e del tipo di lavorazione che il perno ha subito; il diagramma IX del § 4 della norma UNI 7670 fornisce una stima del valore di tale coefficiente in funzione della lavorazione e del carico di rottura  $f_t = f_u$   
Risulta  $k_l = 1,2$

I coefficienti  $k_d k_c k_l k_s$  riducono la resistenza a fatica secondo le seguenti relazioni:

$$\sigma_{R=-1,\infty}^* = \frac{\sigma_{R=-1,\infty}}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 124 \text{ MPa}$$

$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 71 \text{ MPa}$$

Secondo il diagramma di Smith il limite di resistenza a fatica per un rapporto di sollecitazione  $R = 0$  vale:

$$\sigma_d = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{R=-1,\infty}^* = 207 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{5}{3} \cdot \tau_{wk} = 118 \text{ MPa}$$

La curva di Wöhler evidenzia il numero di cicli di sollecitazione  $n$  che possono essere effettuati prima che si verifichi la rottura per fatica in funzione dell'ampiezza di sollecitazione  $\Delta \sigma$  o  $\Delta \tau$ , quando tutti i cicli presentano la stessa ampiezza di sollecitazione e lo stesso rapporto di sollecitazione.

La pendenza della curva di Wöhler è data dalla seguente relazione:

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log f_u - \log \sigma_d} = 6.1$$

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log\left(\frac{f_u}{\sqrt{3}}\right) - \log \tau_d} = 6.1$$

Il limite di resistenza a fatica (in funzione del gruppo) che porta a rottura il perno è dato da: nel nostro caso  $p=7$

$$\sigma_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \sigma_d = 232 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \tau_d = 132 \text{ MPa}$$

Secondo il § 5.3.6 della norma UNI 7670 il coefficiente di resistenza a fatica vale:

$$v_f = (3,2)^{\frac{1}{k}} = 1.21$$

La tensione ammissibile a fatica risulta dunque pari a:

$$\sigma_{adm,f} = \frac{\sigma_k}{v_f} = 192 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm,f} = \frac{\tau_k}{v_f} = 109 \text{ MPa}$$

Deve essere:

$$\sigma_{vm} \leq \sigma_{adm,f}$$

$$52.83 \text{ MPa} \leq 192 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm,f}$$

$$52.5 \text{ MPa} \leq 109 \text{ MPa}$$

E' da verificare inoltre:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{v_f^2}$$

$$0.210 \leq 0.751$$

Tutte le verifiche risultano soddisfatte.

- Verifica a deformabilità:

Considero uno schema a trave appoggiata in mezzeria delle bronzine e caricata in mezzeria con carico concentrato:

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

$$\text{Lunghezza } l = 233 \text{ mm}$$

$$\text{Modulo di Young} = 210 \text{ GPa}$$

$$I_{zz} = 21.19 * 10^6 \text{ mm}^4$$

La freccia in mezzeria risulta pari:

$$\eta_f = \frac{1}{48} * \frac{F * l^3}{E * I} = 0.013 \text{ mm} \leq 1 \text{ mm}$$

Tale valore è molto inferiore allo spessore della boccola

9.6 PIASTRE DI SUPPORTO  $\phi 100$ 

Questa piastra è ricavata per pantografatura e poi lavorata per ottenere le tolleranze indicate nel disegno:

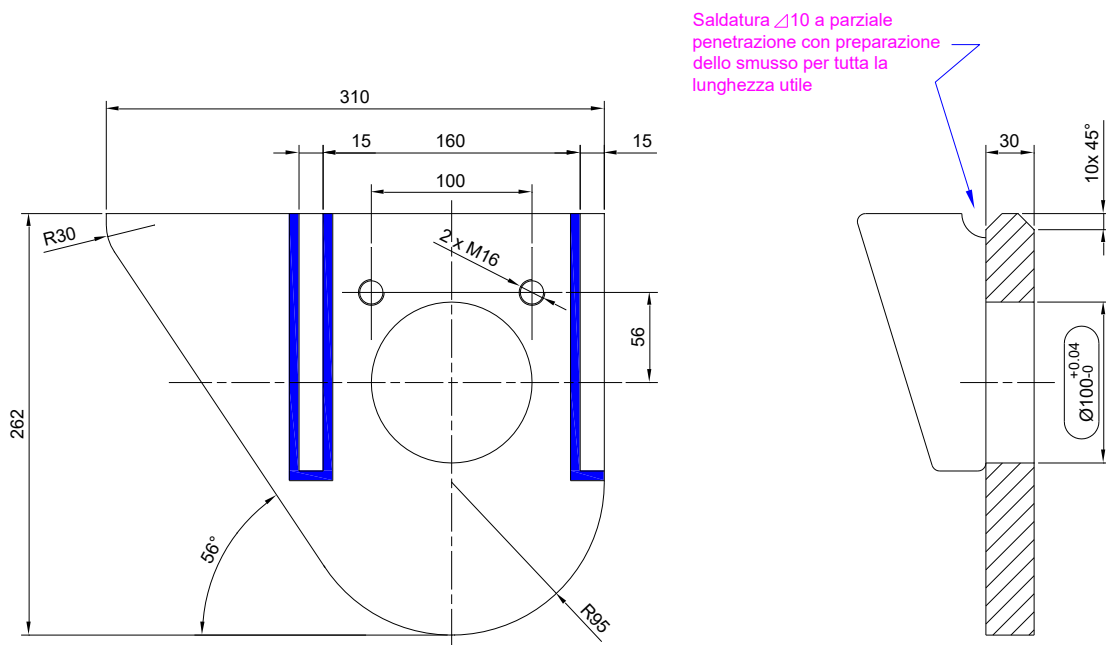


Fig. 8

Le uniche verifiche da fare sono la trazione della lamiera e il rifolamento del foro da  $\phi 85 \text{ mm}$  secondo EUROCODICE 3:

- Verifica a trazione:

Il carico a cui è sottoposta la lamiera è  $S_{R \max} / 4$

La sezione resistente minima è quella in prossimità dell'asse del foro

$$\text{Area} = 3765 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{traz} = 30.2 \text{ MPa}$$

Materiale S355J0 EN 10025-2

Spessore lamiera 50 mm  $\rightarrow \sigma_{sn} = 335 \text{ MPa}$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$30.2 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 230 \text{ MPa}$$

- Verifica a rifollamento dei fori:

la forza applica esternamente è pari al carico di 68670 N poiché il foro è unico,

$$D_f = 100 \text{ mm}$$

Spessore  $t = 30 \text{ mm}$

$$\gamma_{Mp} = 1.35$$

Verifiche:

$$F_{b,Rd} \leq \frac{1.5tdf_y}{\gamma_{Mp}}$$

$$113.6 \text{ kN} \leq 1117 \text{ kN}$$

La piastra così scelta resiste alle sollecitazioni imposte dal regime di utilizzo.

NOTA: La forma della piastra è stata scelta così per motivi estetici e di ingombro.

### 9.6.1 SALDATURA PORTANTE SECONDO EUROCODICE 3

Le prescrizioni indicate nel § 6.6.1 possono essere applicate alla saldatura da verificare poiché:

- Si utilizza un acciaio saldabile che soddisfa i requisiti indicati nei capitoli 3.2 e nel punto 7, il primo relativo ai materiali, il secondo al processo di fabbricazione;
- E' stato eseguito il collegamento con un processo di saldatura TIG ("tungsten inert gas");
- Lo spessore del materiale è superiore a 4 mm;
- Il materiale d'apporto è compatibile con il metallo base in termini di proprietà meccaniche;
- Essendo il meccanismo operante in un ambiente chiuso difficilmente l'effetto del freddo sarà rilevante.

Per qualificare la tipologia di saldatura ci si è riferiti al prospetto § 6.6.1. Si tratta di un giunti di testa a T con saldatura con completa penetrazione.

Le seguenti condizioni sono perciò verificate:

L'altezza di gola deve essere determinata in conformità ai provvedimenti indicati sia per le saldature a cordoni d'angolo (§ 6.6.5.2) sia per saldature di testa a completa penetrazione e quindi, nel caso un valore maggiore non si dimostri giustificato da prove preliminari, risulta essere pari a:

$$a = s \frac{\sqrt{2}}{2} = 7.07 \text{ mm}$$

Secondo il § 6.6.4.2 si può accettare una distribuzione semplificata dei carichi nelle saldature che andranno poi confrontati con la resistenza di progetto calcolata secondo le prescrizioni del § 6.6.5.

Queste impongono che la lunghezza efficace può essere posta pari alla lunghezza complessiva del cordone a piena sezione, comprese le parti terminali, purché il cordone sia mantenuto a piena sezione per tutta la sua lunghezza. Pertanto:

$$L_{eff} = L = 190 \text{ mm}$$

Secondo la § 6.6.5.2 si devono trascurare ai fini della trasmissione delle forze le saldature per cui la lunghezza efficace è inferiore a 40 mm oppure a 6 volte l'altezza di gola. Poiché le saldature eseguite lungo lo spessore  $t$  dell'attacco del capocorda hanno lunghezza maggiore di  $6a = 42.4 \text{ mm}$  possono essere considerate ai fini della trasmissione delle forze.

La resistenza di progetto per unità di lunghezza della saldatura in esame è qui determinata usando il metodo dell'appendice M in ottemperanza al § 6.6.5.3. Secondo il punto 3 della summenzionata appendice si suppone una distribuzione uniforme di tensione sulla sezione di gola della saldatura, che però, nel caso in esame, determina solamente la tensione normale perpendicolare alla sezione di gola, poiché la saldatura è soggetta allo sforzo di sola trazione.

- Verifica statica cordone di saldatura:

Tali piastre di supporto sono saldate direttamente sotto i piedi delle due travi IPE400 come da figura:

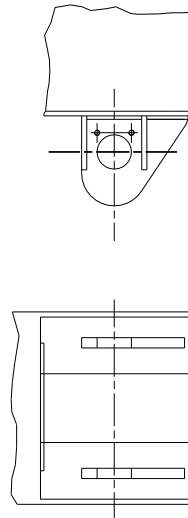


Fig. 9

Essendo i cordoni di saldatura non simmetrico rispetto all'asse dove si considera applicato il carico, questo creerebbe un effetto di flessione nel cordone stesso.

I punti più vicini subiscono un effetto di trazione ulteriore, mentre quelli più lontani subiscono una compressione.

Si sceglie di dimensionare tali cordoni come aventi una lunghezza inferiore a quella reale che sia simmetrica rispetto all'asse di applicazione del carico.

La saldatura verrà verificata allo snervamento del materiale rispetto alla  $\sigma_{adm,\epsilon}$

Pertanto, indicata con  $A_{eff}$  l'area efficace della saldatura è possibile scrivere:

Carico =  $S_{Rmax}/8$  su ogni cordone

Sezione minima di saldatura triangolare 10x10

Sezione resistente  $a = 7.07 \text{ mm}$

Lunghezza efficace  $L = 190$

$A_{eff} = a * l$

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{a * l} = 42.27 \text{ MPa}$$

La resistenza della saldatura è quindi sufficiente dal momento che entrambe le condizioni prescritte dal punto 5 dell'appendice M sono verificate.

$$42.27 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} = 472 \text{ MPa}$$

$$42.27 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}} = 425 \text{ MPa}$$

In cui:

$f_u = 510 \text{ MPa}$  è la resistenza nominale a rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto, in questo caso l'acciaio S335J0.

$\gamma_{Mw} = 1.20$  è il coefficiente parziale di sicurezza secondo il Nad italiano per i giunti di classe II

$\beta_w = 0.9$  è il coefficiente di correlazione secondo il punto 5 del § 6.6.5.3 per i materiali che hanno  $f_u = 510 \text{ MPa}$ .

- Verifica a fatica del cordone di saldatura

La saldatura va inoltre verificata a fatica secondo quanto prescritto dal § 6.6.1.3 e ribadito da § 9.1.4.1. Secondo il paragrafo § 9.1.4.2 nessuna valutazione della resistenza a fatica è richiesta quando è soddisfatta una delle condizioni seguenti:

- Campo di variazione delle tensioni nominali  $\Delta\sigma$  soddisfa la condizione:

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{26}{\gamma_{Mf}}$$

- Per un dettaglio per il quale è specificato un limite di fatica ad ampiezza costante  $\Delta\sigma_D$ , la massima ampiezza delle tensioni (nominali o geometriche)  $\Delta\sigma$  soddisfa l'equazione:

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}$$

Classe 71 del giunto saldato, eseguiamo la verifica con la stessa procedura già descritta precedentemente al punto 6.4.1, ottenendo i risultati sotto riassunti:

Gruppo di servizio	Spettro di carico	$T(*)$ [h]	$N_{p,i}$	$\gamma_{ff}\Delta\sigma_{eq}$ [MPa]		$\Delta\sigma^*_{R}$ [MPa]	$N_{teo,i}$	Verifica
M8	L <sub>4</sub>	6300	500000	41.42	<	70	2412000	☑
	L <sub>3</sub>	12500	1000000	34.24	<	55.5	4270000	☑
	L <sub>2</sub>	25000	2000000	26.63	<	44	9000000	☑
	L <sub>1</sub>	50000	4000000	21.24	<	35	42000000	☑

**Vita di progetto dell'accessorio di sollevamento secondo lo spettro di carico cui è sottoposto (\*) nell'ipotesi di circa 80 sollevamenti per ora**

### 9.7 BILANCINO INFERIORE

Il bilancino inferiore è costituito di due travi IPE400 affiancate a 200 mm di distanza tra i rispettivi piedi. Le due travi operano insieme nel sostenere il carico di 28 tonnellate.

Come si può vedere in figura, al centro vi è saldata una piastra forata che collegherà la parte inferiore al bilancino superiore tramite una ralla.

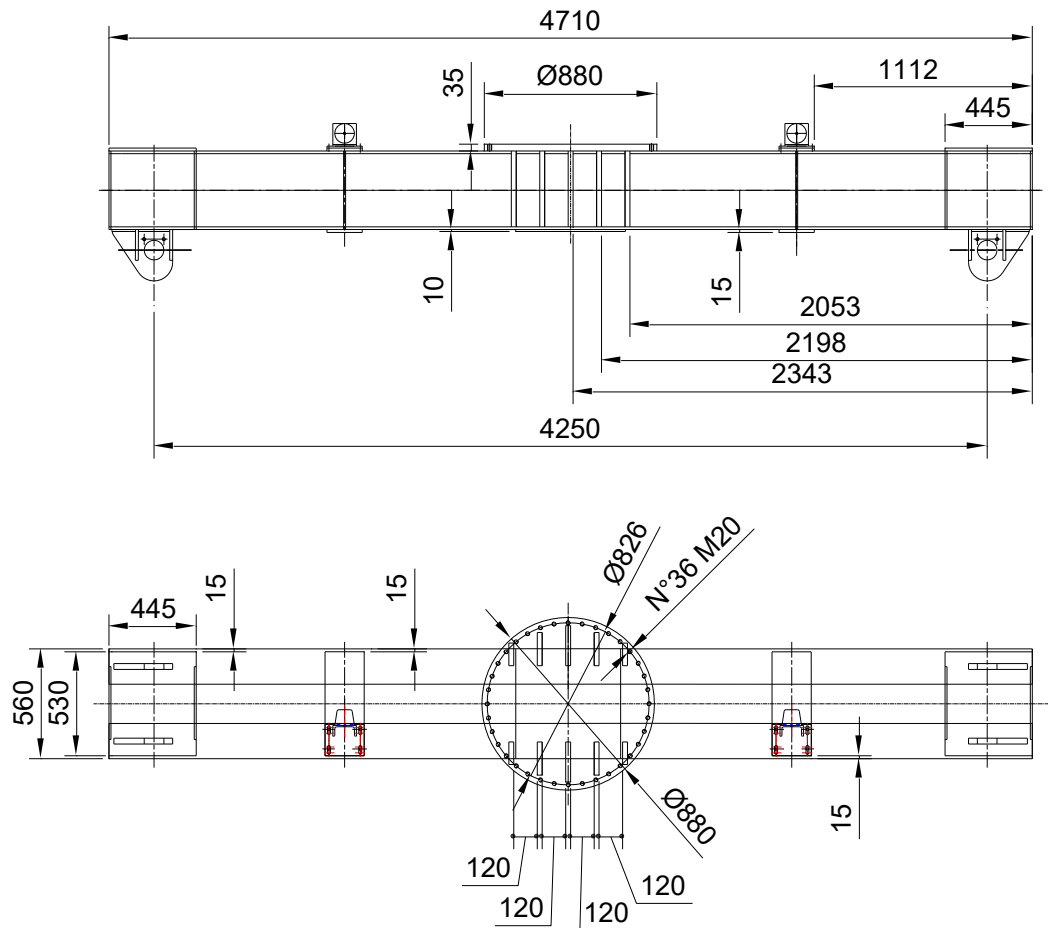


Fig. 10

La prima verifica è relativa alla resistenza flessionale e alla freccia poiché come si vedrà in seguito essa potrebbe andare ad influire sull'ingranamento tra ralla e pignone:

- Verifica a flessione:

Si considera che ogni trave IPE400 sia sottoposta ad un carico di:

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

Considero la lunghezza delle travi tra gli assi dei due fori dei perni:

$$\text{Lunghezza } l = 4250 \text{ mm}$$

Considero come schema di calcolo una trave caricata alle estremità con un carico pari a  $S_{R \max} / 4$ , mentre gli appoggi sono schematizzati come appoggi semplici posizionati a 413 mm simmetrici rispetto all'asse di simmetria della stessa trave.

Ricavo così il  $M_f = 194.4 \text{ kNm}$

Da manuale ricavo per una IPE400:

$$I_{zz} = 23200 \text{ cm}^4$$

$$W_f = 1160 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_f = 168 \text{ MPa}$$

- Taglio:Momento statico =  $61.9 \text{ cm}^3$ 

$$\tau_{max} = 70.5 \text{ MPa}$$

*Materiale = S355J0 EN 10025 – 2 con  $\sigma_{sn} = 355 \text{ MPa}$*

Con lo schema di carico scelto, vi è la zona tra i due appoggi che non subisce effetti di taglio, mentre sulle parti oltre gli appoggi l'effetto del carico flessionale va diminuendo mentre è presente quello di taglio. I due punti più critici sono proprio quelli dove sono posizionati i due appoggi.

In questi due punti il valore di tensione massima si calcola con il criterio di resistenza di Von Mises:

$$208 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 237 \text{ MPa}$$

Mentre per le due zone sopracitate si può verificare:

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$168 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\epsilon} = 237 \text{ MPa}$$

Inoltre si verifica la resistenza a taglio:

$$\tau_{adm,\epsilon} = \frac{\sigma_{adm,\epsilon}}{\sqrt{3}} = 137 \text{ MPa}$$

$$70.5 \text{ MPa} = \tau_{max} \leq \tau_{adm,\epsilon} = 137 \text{ MPa}$$

- Verifica e deformabilità:

Per il calcolo della deformata considero lo schema doppio appoggio con carico in mezzera concentrato. Essendo il carico rivolto verso l'alto trasmesso dalla parte centrale delle travi, la deformazione riguarderà le estremità delle travi che si infletteranno verso il basso:

$$F = S_{R \text{ max}}/2$$

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = \frac{1}{48} * \frac{F * l^3}{E * I_{zz}} = 7.5 \text{ mm}$$

Per limitare tale fenomeno che interessa entrambe le IPE si è pensato di rinforzare con dei diaframmi e delle piastre esterne soprattutto nella zona centrale (come si vede da disegno).

In tale modo si riesce a tenere meno deformata la piastra dove verrà fissata la ralla.



- Verifica statica della saldatura della piastra forata dove verrà fissata la ralla:  
Essa dovrà essere sufficiente a sostenere tutte le 28 tonnellate del carico rimanendo fissata alle due travi IPE, la saldatura è effettuata con completa penetrazione, deve resistere a trazione:

$$\text{Carico} = S_{R \max}$$

$$\text{Sezione resistente} = 7.07 \text{ mm}$$

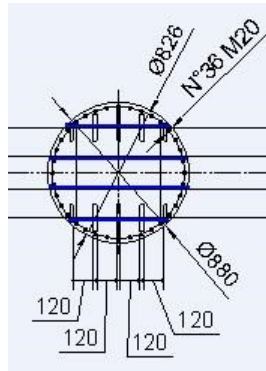


Fig. 11

$$\text{Lunghezza cordone interno } l_i = 855 \text{ mm}$$

$$\text{Lunghezza cordone esterno } l_e = 675 \text{ mm}$$

Nella situazione che tutti e quattro i cordoni misurino 675 mm risulta:

$$\sigma_{\perp} = 24 \text{ MPa}$$

Su ogni cordone di saldatura;

In realtà tale tensione sarà poi inferiore poiché il cordone interno è più lungo dell'esterno e vi si applicherà un'ulteriore saldatura sulla parte superiore in corrispondenza dell'appoggio della piastra sui piedi delle IPE.

- Si verifica inoltre la resistenza a taglio dovuta all'inerzia provocata dal meccanismo durante la rotazione:

All'avvio e alla fermata della rotazione e della movimentazione longitudinale dell'intero bilancino vi sono delle forze che nascono dall'inerzia e che hanno effetto torsionale sulle saldature;

Dimensioni:

$$I_{inerzia} = \frac{1}{12} * ML^2 = 37333 \text{ kgm}^2$$

Rampa di decelerazione: 3 s

Velocità rotazione:  $1 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Accelerazione angolare  $0.035 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$

$$\text{Momento torcente} = 1310 \text{ Nm}$$

I punti più sollecitati risultano quelli sulla saldatura circolare superiore:

Si utilizza la teoria del momento polare per il calcolo della sollecitazione di torsione:

$$J_p = 1.555 * 10^9 \text{ mm}^4$$

$r = 440 \text{ mm}$  rappresenta la distanza dei punti più sollecitati dal centro

$$\tau = \frac{M_t}{J_p} r = 0.37 \text{ MPa}$$

L'effetto della torsione sulla saldatura risulta trascurabile.

Per qualificare la tipologia di saldatura ci si è riferiti al prospetto § 6.6.1. Si tratta di un giunti di testa a T con saldatura con completa penetrazione.

Le seguenti condizioni sono perciò verificate:

L'altezza di gola deve essere determinata in conformità ai provvedimenti indicati sia per le saldature a cordoni d'angolo (§ 6.6.5.2) sia per saldature di testa a completa penetrazione e quindi, nel caso un valore maggiore non si dimostri giustificato da prove preliminari, risulta essere pari a:

$$a = s \frac{\sqrt{2}}{2} = 7.07 \text{ mm}$$

Secondo il § 6.6.4.2 si può accettare una distribuzione semplificata dei carichi nelle saldature che andranno poi confrontati con la resistenza di progetto calcolata secondo le prescrizioni del § 6.6.5. Queste impongono che la lunghezza efficace può essere posta pari alla lunghezza complessiva del cordone a piene sezione, comprese le parti terminali, purché il cordone sia mantenuto a piena sezione per tutta la sua lunghezza. Pertanto:

$$L_{eff} = L = 675 \text{ mm}$$

Secondo la § 6.6.5.2 si devono trascurare ai fini della trasmissione delle forze le saldature per cui la lunghezza efficace è inferiore a 40 mm oppure a 6 volte l'altezza di gola. Poiché le saldature eseguite lungo lo spessore  $t$  dell'attacco del capocorda hanno lunghezza maggiore di  $6a = 63.6 \text{ mm}$  possono essere considerate ai fini della trasmissione delle forze.

La resistenza di progetto per unità di lunghezza della saldatura in esame è qui determinata usando il metodo dell'appendice M in ottemperanza al § 6.6.5.3. Secondo il punto 3 della summenzionata appendice si suppone una distribuzione uniforme di tensione sulla sezione di gola della saldatura, che però, nel caso in esame, determina solamente la tensione normale perpendicolare alla sezione di gola, poiché la saldatura è soggetta allo sforzo di sola trazione.

La resistenza della saldatura è quindi sufficiente dal momento che entrambe le condizioni prescritte dal punto 5 dell'appendice M sono verificate.

$$24 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} = 472 \text{ MPa}$$

$$24 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}} = 425 \text{ MPa}$$

In cui:

$f_u = 510 \text{ MPa}$  è la resistenza nominale a rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto, in questo caso l'acciaio S335J0.

$\gamma_{Mw} = 1.20$  è il coefficiente parziale di sicurezza secondo il Nad italiano per i giunti di classe II

$\beta_w = 0.9$  è il coefficiente di correlazione secondo il punto 5 del § 6.6.5.3 per i materiali che hanno  $f_u = 510 \text{ MPa}$ .

#### - Verifica a fatica del cordone di saldatura

La saldatura va inoltre verificata a fatica secondo quanto prescritto dal § 6.6.1.3 e ribadito da § 9.1.4.1. Secondo il paragrafo § 9.1.4.2 nessuna valutazione della resistenza a fatica è richiesta quando è soddisfatta una delle condizioni seguenti:

- Campo di variazione delle tensioni nominali  $\Delta\sigma$  soddisfa la condizione:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma \leq \frac{26}{\gamma_{Mf}}$$

- Per un dettaglio per il quale è specificato un limite di fatica ad ampiezza costante  $\Delta\sigma_D$ , la massima ampiezza delle tensioni (nominali o geometriche)  $\Delta\sigma$  soddisfa l'equazione:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}$$

La seconda condizione risulta soddisfatta per una saldatura di classe 71, per sicurezza si è comunque fatta la verifica e si è visto che la vita a fatica di tali saldature supera i  $10^7$  cicli.

- Verifica bullonatura:

Al 6.5.3.1 dell'EUROCODICE3 si indica come il calcolo di un collegamento bullonato caricato a taglio deve essere svolto in conformità ad una delle seguenti categorie (vedere prospetto 6.5.2):

Categoria A: collegamenti a taglio, il carico ultimo di progetto a taglio non deve eccedere né la resistenza di progetto a taglio, né la resistenza di progetto a rifolamento, come indicato in 6.5.5;

Categoria B: collegamenti ad attrito resistenti allo stato limite di servizio;

Categoria C: collegamenti ad attrito resistenti allo stato limite ultimo.

Per categoria B il criterio di calcolo da usare da prospetto 6.5.2

$$\begin{aligned} F_{v.Sd.ser} &\leq F_{s.Rd.ser} \\ F_{v.Sd} &\leq F_{v.Rd} \\ F_{v.Sd} &\leq F_{b.Rd} \end{aligned}$$

Dove:

- $F_{v.Sd.ser}$  = Forza di progetto a taglio per ogni bullone allo stato limite di servizio
- $F_{s.Rd.ser}$  = Resistenza di progetto allo scorrimento di un bullone allo stato limite di servizio
- $F_{v.Sd}$  = Forza di progetto a taglio per ogni bullone allo stato limite ultimo
- $F_{v.Rd}$  = Resistenza di progetto a taglio di un bullone
- $F_{b.Rd}$  = Resistenza di progetto a rifolamento di un bullone

Al 6.5.3.2 dell'EUROCODICE3 si indica come il calcolo di un collegamento bullonato caricato a trazione deve essere svolto in conformità ad una delle seguenti categorie (vedere prospetto 6.5.2):

Categoria D: collegamenti con bulloni non pre-caricati;

Categoria E: collegamenti con bulloni ad alta resistenza pre-caricati.

Per categoria D il criterio di calcolo da usare da prospetto 6.5.2

$$F_{t.Sd} \leq F_{t.Rd}$$

Sono comprese tutte le classi da 4.6 a 10.9

Dove:

- $F_{t.Sd}$  = Forza di progetto a trazione per ogni bullone allo stato limite ultimo;
- $F_{t.Rd}$  = Resistenza di progetto a trazione di un bullone.

Le resistenze di progetto fornite dalla norma si applicano ai bulloni di comune fabbricazione aventi gradi di resistenza dalla classe 4.6 fino alla classe 10.9 compresa che sono conformi alla "Norma di riferimento"3, vedere l'appendice B. Questo vale anche per dadi e rosette.

Infine per bulloni soggetti alla combinazione di taglio e trazione si deve soddisfare la seguente equazione:

$$\frac{F_{v.Sd}}{F_{v.Rd}} + \frac{F_{t.Sd}}{1.4F_{t.Rd}} \leq 1.0$$

Da prospetto 6.5.3:

- Resistenza a trazione:

$$F_{t.Rd} = \frac{0.9f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}} = 83.3 \text{ kN}$$

$A_s = 245 \text{ mm}^2$  Area sollecitata a trazione del bullone M20;

$\gamma_{Mb} = 1.35$  definito da NAD italiano;

Essendo le viti di classe 10.9:

$$f_{k,n} = \min\{f_y, 0.7f_t\}$$

Dove  $f_t = 1000 \text{ MPa}$  e  $f_y = 900 \text{ MPa}$  secondo prospetto 3.3

$$\sigma_{amm} = \frac{f_{k,n}}{1.5} = 509 \text{ MPa} = f_{ub}$$

$F = S_{R \text{ max}}$  distribuita equamente tra i 36 bulloni

$$F_{t.Sd} = \frac{F}{36} = 12.62 \text{ kN} \leq F_{t.Rd}$$

La condizione risulta verificata.

Si verifica inoltre la resistenza a taglio dovuta all'inerzia provocata dal meccanismo durante la rotazione:

All'avvio e alla fermata della rotazione e della movimentazione longitudinale dell'intero bilancino vi sono delle forze che nascono dall'inerzia e agiscono radialmente sullo stelo delle viti;

Dimensioni:

$$I_{inerzia} = 37333 \text{ kgm}^2$$

rampa di decelerazione 3 s

Velocità rotazione 1  $\frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Accelerazione angolare 0.035  $\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$

$$\text{Momento d'inerzia} = 1310 \text{ Nm}$$

$$\text{Forza agente su una vite} = 3180 \text{ N}$$

$$\text{Area resistente} = 245 \text{ mm}^2$$

Da prospetto 6.5.3 per classi di resistenza 10.9 in cui il piano di taglio passa attraverso la porzione filettata del bullone:

$$F_{v.Sd} = 3180 \text{ N} \leq F_{v.Rd} = \frac{0.5 f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}} = 46.3 \text{ kN}$$

$$F_{v.Sd} = 3180 \text{ N} \leq F_{b.Rd} = \frac{2.5 \alpha f_{ub} d t}{\gamma_{Mb}} = 297.3 \text{ kN}$$

d = diametro primitivo;

t = spessore;

$$\alpha = \text{minore tra: } \left\{ \frac{e_1}{3d_0}; \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0 \right\} \Rightarrow \alpha = \frac{e_1}{3d_0} = 0.45$$

Essendo le due sollecitazioni agenti in maniera combinata va verificata la condizione:

$$\frac{F_{v.Sd}}{F_{v.Rd}} + \frac{F_{t.Sd}}{1.4 F_{t.Rd}} \leq 1.0$$

Risulta:

$$0.177 \leq 1.0$$

- Resistenza allo scorrimento:

La resistenza di progetto allo scorrimento di un bullone ad alta resistenza pre-caricato deve essere assunta pari a:

$$F_{s.Rd} = \frac{K_s n \mu}{\gamma_{Ms}} F_{p.Cd}$$

Dove:

$F_{p.Cd} = 0.7 f_{ub} A_s$  è la forza di progetto di pre-carico (6.5.8.2);

$\mu = 0.2$  è il coefficiente di attrito per superfici di classe D (6.5.8.3);

$n$  è il numero di superfici di scorrimento;

$\gamma_{Ms} = 1.25$  coefficiente di sicurezza allo scorrimento secondo il NAD italiano per lo stato limite;

$K_s = 1.0$  quando i fori in tutti i piatti hanno giuoco foro-bullone "normale", come specificato in 7.5.2(1).

Avendo però il collegamento soggetto a forza di trazione  $F_t$  oltre all'azione di taglio  $F_v$  che tende a provocare lo scorrimento, la resistenza di un bullone deve essere assunta come segue:

$$F_{s.Rd.ser} = \frac{K_s n \mu (F_{p.Cd} - 0.8 F_{t.Sd.ser})}{\gamma_{Ms.ser}} = 12.4 \text{ kN}$$

Condizione:

$$F_{v.Sd.ser} \leq F_{s.Rd.ser}$$

$$3 \text{ kN} \leq 12.4 \text{ kN}$$

- Effetto momento flettente ribaltante:

Quando i due bilancini superiore ed inferiore sono ortogonali tra di loro il carico sollevato dà il massimo momento ribaltante che viene assorbito interamente dalla bullonatura della ralla.

Avendo scelto la ralla al momento del dimensionamento del motoriduttore, verifico che il momento ribaltante da essa supportato a catalogo sia superiore di quello ottenuto dal nostro bilancino.

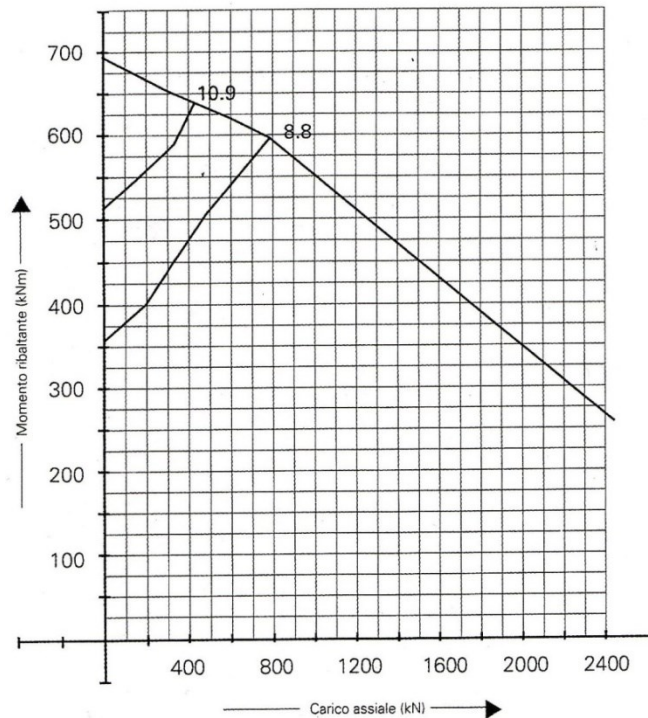


Fig. 12

*Momento ribaltante ralla = 575 kNm da catalogo;*

Considerando il carico di un gancio pari a 14 ton e un braccio di 1685 mm ottengo:

$$\text{Momento ribaltante calcolato} = 231.4 \text{ kNm}$$

Tale valore è nettamente inferiore, questo fatto è voluto poiché si è pensato all'eventualità che uno dei due ganci si rompa; in quel momento il carico su un singolo gancio raddoppia perciò la ralla deve essere in grado di resistere, in modo tale da non creare ulteriori danni.

Nel caso di carico su un gancio pari a 28 ton il momento ribaltante calcolato = 462.8 kNm ancora inferiore al limite costruttivo.

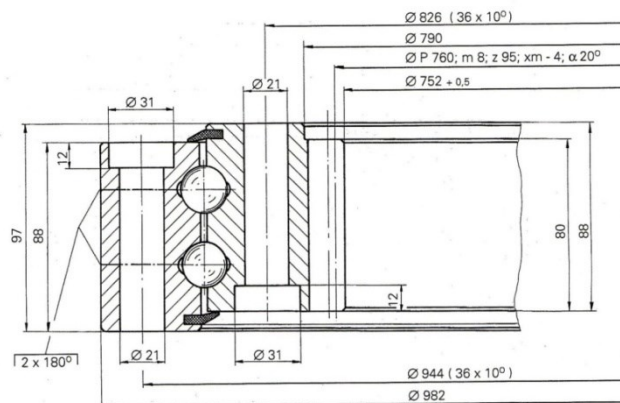


Fig. 13

### 9.8 BILANCINO SUPERIORE

Il bilancino superiore è costituito di due travi *IPE400* affiancate a 300 mm di distanza tra i rispettivi piedi. Le due travi operano insieme nel sostenere il carico di 28 tonnellate.

Come si può vedere in figura, al centro vi è saldata una piastra forata che collegherà la parte superiore al bilancino inferiore tramite una ralla.

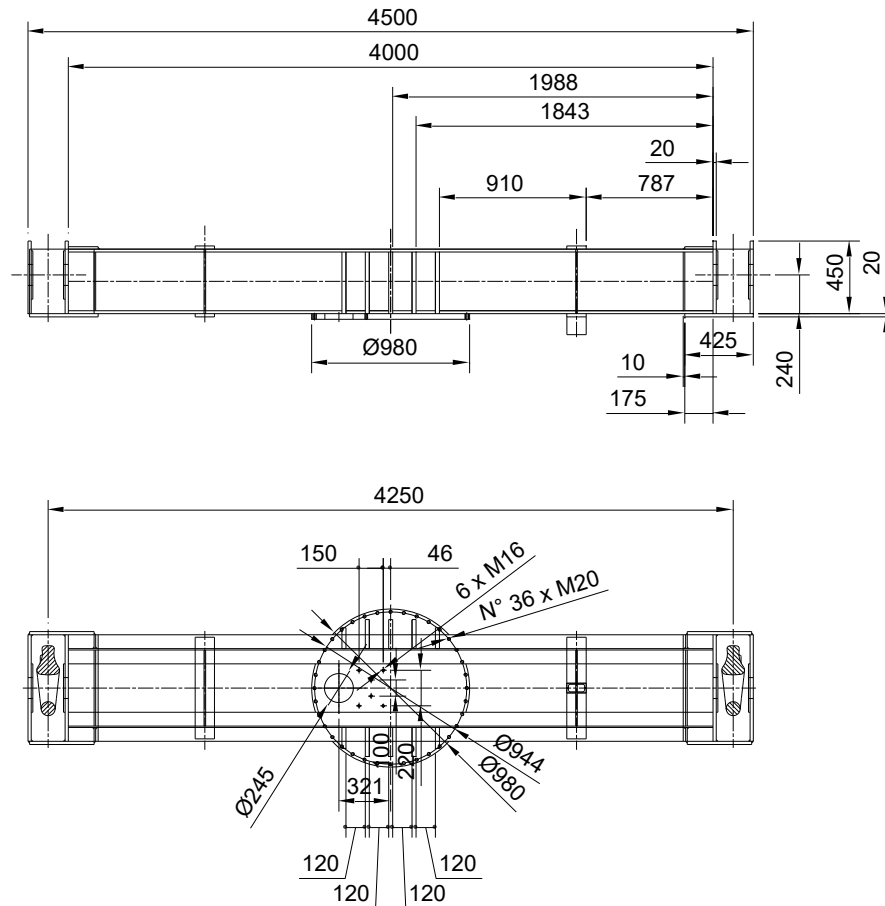


Fig. 14

La prima verifica è relativa alla resistenza flessionale e alla freccia poiché come si vedrà in seguito essa potrebbe andare ad influire sull'ingranamento tra ralla e pignone:

- Verifica a flessione:

Si considera che ogni trave IPE400 sia sottoposta ad un carico di sole 14 tonnellate:

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

Considero la lunghezza delle travi tra gli assi dei due fori dei perni:

$$\text{Lunghezza } l = 4250 \text{ mm}$$

Considero come schema di calcolo una trave caricata alle estremità con un carico pari a  $S_{R \max} / 4$ , mentre gli appoggi sono schematizzati come appoggi semplici posizionati a 472 mm simmetrici rispetto all'asse di simmetria della stessa trave.

Ricavo così il  $M_f = 187.72 \text{ kNm}$

Da manuale ricavo per una IPE400:

$$I_{zz} = 23130 \text{ cm}^4$$

$$W_f = 1160 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_f = 162 \text{ MPa}$$

- Taglio:

$$\text{Momento statico} = 61.9 \text{ cm}^3$$

$$\tau_{max} = 70.5 \text{ MPa}$$

*Materiale* = S355J0 EN 10025 – 2 con  $\sigma_{sn} = 355 \text{ MPa}$

Con lo schema di carico scelto, vi è la zona tra i due appoggi che non subisce effetti di taglio, mentre sulle parti oltre gli appoggi l'effetto del carico flessionale va diminuendo mentre è presente quello di taglio. I due punti più critici sono proprio quelli dove sono posizionati i due appoggi.

In questi due punti il valore di tensione massima si calcola con il criterio di resistenza di Von Mises:

$$203 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\varepsilon} = 237 \text{ MPa}$$

Mentre per le due zone sopracitate si può verificare:

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$162 \text{ MPa} = \sigma_{max} \leq \sigma_{adm,\varepsilon} = 237 \text{ MPa}$$

Inoltre si verifica la resistenza a taglio:

$$\tau_{adm,e} = \frac{\sigma_{adm,e}}{\sqrt{3}} = 137 \text{ MPa}$$

$$70.5 \text{ MPa} = \tau_{max} \leq \tau_{adm,\varepsilon} = 137 \text{ MPa}$$

- Verifica e deformabilità:

Per il calcolo della deformata di una singola trave considero lo schema doppio appoggio con carico in mezzera concentrato. Essendo il carico rivolto verso il basso anche la deformata sarà rivolta verso il basso come accade realmente in questo caso:

$$F = S_{Rmax}/2$$

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$\eta_f = \frac{1}{48} * \frac{F * l^3}{E * I_{zz}} = 7.5 \text{ mm}$$

Tale valore va poi verificato insieme con la deformazione del bilancino inferiore per evitare problemi di ingranamento e quindi di bloccaggio del meccanismo.

Conoscendo:

$$- \eta_{inf} = 7.5 \text{ mm}$$

$$- \eta_{sup} = 7.5 \text{ mm}$$

Il fenomeno della deformazione è rischioso poiché potrebbe andare ad incidere sull'ingranamento tra pignone e ralla, nonché portare alla collisione dello stesso pignone con la piastra inferiore, portando al bloccaggio del meccanismo. Lo spazio di progetto tra pignone e ralla risulta di 16 mm, che risulta più che sufficiente se si pensa che il grosso della deformazione è assorbita dalle estremità delle travi.

Per limitare tale fenomeno nella parte centrale più critica (che interessa entrambe le IPE) si è pensato di rinforzare con dei diaframmi e delle piastre esterne (come si vede da disegno).

In tale modo si riesce a tenere meno deformato la piastra dove verrà fissata la ralla.

**IMPORTANTE:** Si considerano verificate le saldature e le bullonature alla luce delle dimensioni della piastra del bilancino superiore, che essendo maggiori della piastra del bilancino inferiore offrono una condizione meno critica. Si può affermare ciò poiché la lunghezza efficace della saldatura sulla piastra del bilancino superiore è maggiore e vi agisce perciò una tensione inferiore; inoltre la distanza della bullonatura dal centro è maggiore e perciò le viti vengono caricate da una forza minore che nel primo caso.

VERIFICA AGLI ELEMENTI FINITI DEL BILANCINO:

Con un programma di calcolo agli elementi finiti si è verificato la veridicità dei risultati ottenuti:

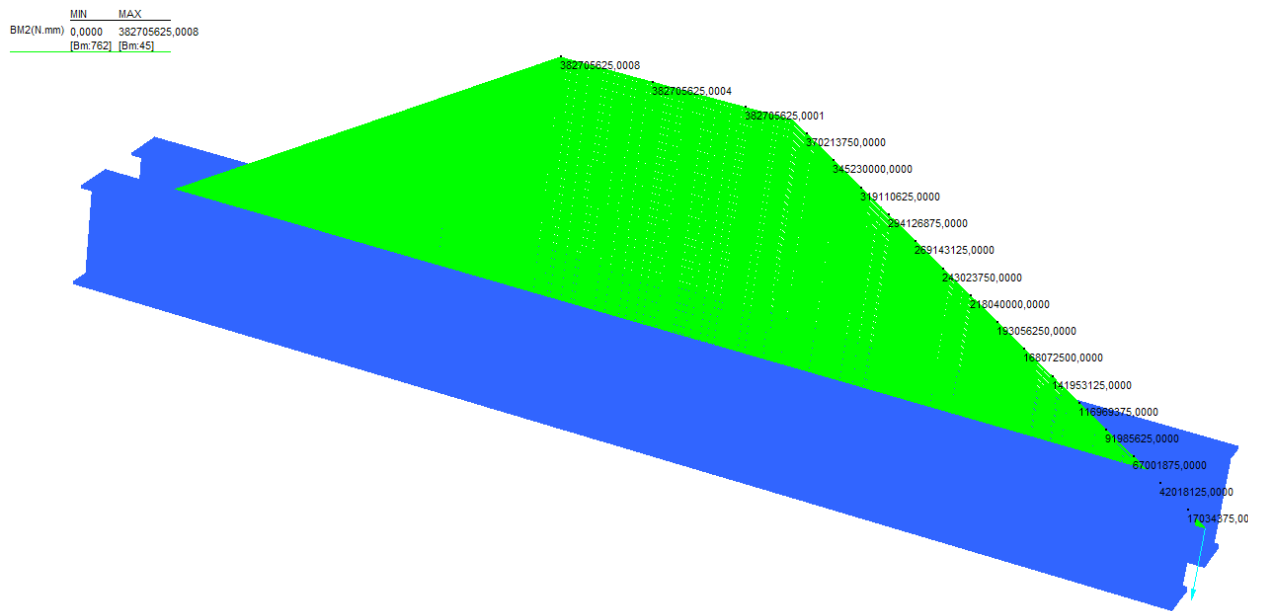


Fig. 15

La fig. 15 rappresenta l'andamento del momento flettente

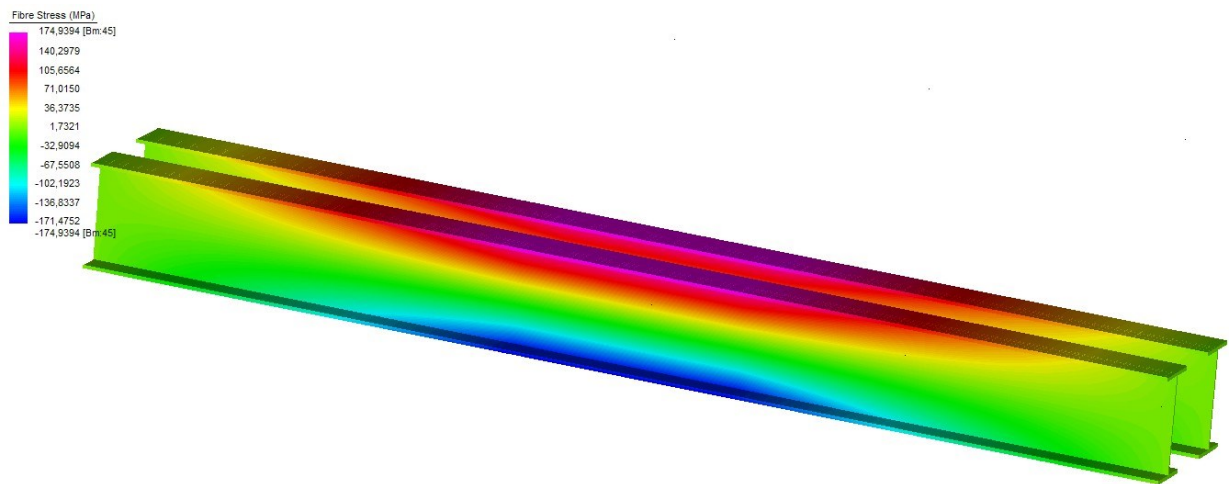


Fig. 16

La massima tensione (Fig. 16) che si ha con entrambe le travi sollecitate risulta:

$$\sigma_{max} = 175 \text{ MPa}$$

Tale valore se confrontato con quello precedentemente calcolato risulta inferiore, poiché precedentemente si era presa in considerazione una singola trave, mentre come si può vedere dai valori, l'effetto di averne due affiancate riduce di molto le tensioni in gioco.



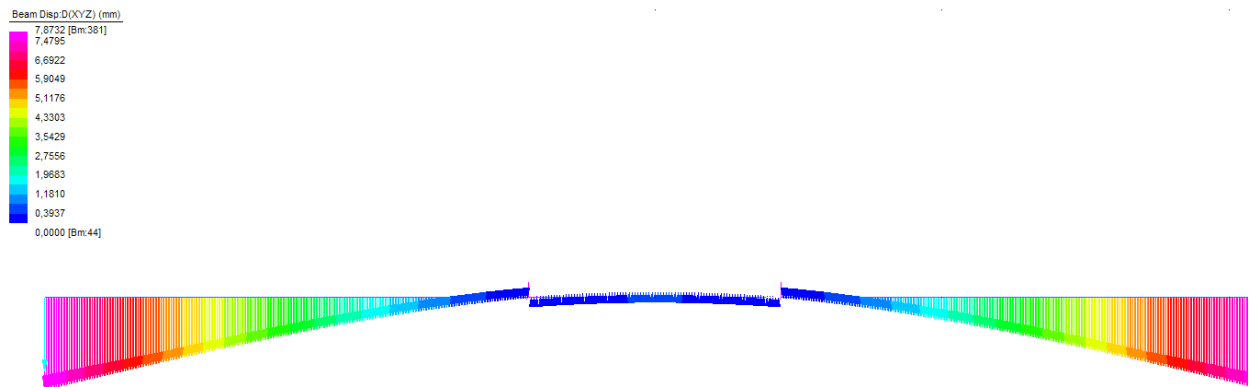


Fig. 17

Mentre il valore della freccia massima si ha alle estremità:

$$\eta_{max} = 7.8 \text{ mm}$$

La cosa importante che si nota è come l'andamento di tale ipotesi di carico sia molto vicina alla realtà di carico, in questo modo la parte centrale risulta poco soggetta a flessione, e quindi non insorgeranno problemi di interferenza tra ralla e pignone.

Lo stesso accade per la parte superiore del bilancino, dove gli appoggi saranno un po' più distanziati fra loro, perciò il momento flettente massimo risulterà inferiore e di conseguenza anche la  $\sigma_f$  risulterà inferiore rispetto a quella della parte inferiore.

### 9.8.1 VERIFICA SALDATURE PIASTRE LATERALI

Le due piastre alle estremità delle IPE400 servono da appoggio al perno e pertanto le saldature che le collegano devono essere in grado di resistere alla sollecitazione derivante dal carico.

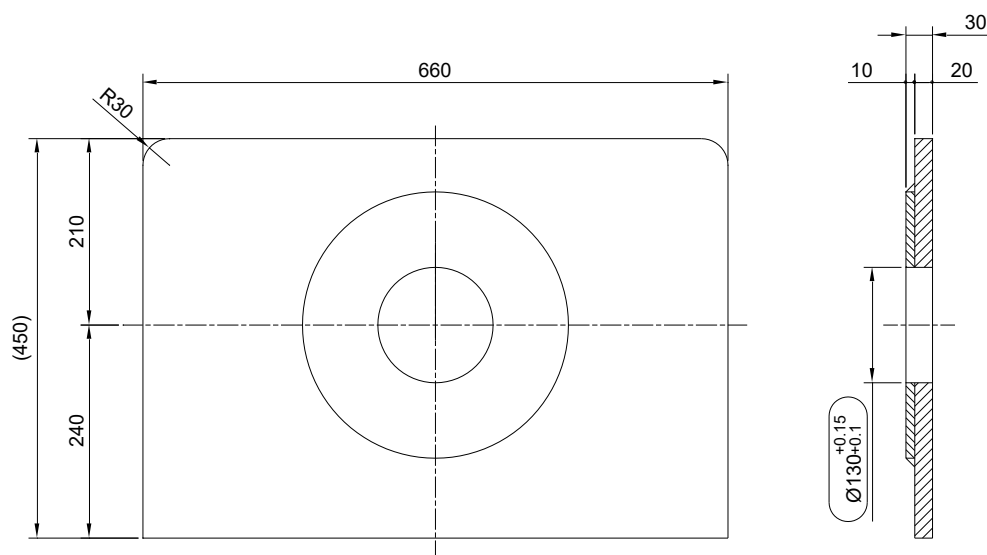


Fig. 18

Il collegamento della piastra interna è fatto come in figura:

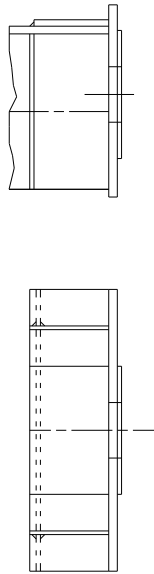


Fig. 19

Questa deve resistere ad un carico pari a  $S_{R\ max}/4$

La sollecitazione a cui la saldatura deve resistere si pensa come taglio puro (essendo l'effetto di flessione trascurabile):

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{4al} = 12.6\ MPa$$

Che va a scaricarsi su ogni cordone di saldatura collegato alle anime delle travi IPE400.

Per qualificare la tipologia di saldatura ci si è riferiti al prospetto § 6.6.1. Si tratta di un giunti di testa a T con saldatura con completa penetrazione.

Le seguenti condizioni sono perciò verificate:

L'altezza di gola deve essere determinata in conformità ai provvedimenti indicati sia per le saldature a cordoni d'angolo (§ 6.6.5.2) sia per saldature di testa a completa penetrazione e quindi, nel caso un valore maggiore non si dimostri giustificato da prove preliminari, risulta essere pari a:

$$a = s \frac{\sqrt{2}}{2} = 7.07\ mm$$

Secondo il § 6.6.4.2 si può accettare una distribuzione semplificata dei carichi nelle saldature che andranno poi confrontati con la resistenza di progetto calcolata secondo le prescrizioni del § 6.6.5.

Queste impongono che la lunghezza efficace può essere posta pari alla lunghezza complessiva del cordone a piena sezione, comprese le parti terminali, purché il cordone sia mantenuto a piena sezione per tutta la sua lunghezza. Pertanto:

$$L_{eff} = L = 320\ mm$$

Secondo la § 6.6.5.2 si devono trascurare ai fini della trasmissione delle forze le saldature per cui la lunghezza efficace è inferiore a 40 mm oppure a 6 volte l'altezza di gola. Poiché le saldature eseguite lungo lo spessore  $t$  dell'attacco del capocorda hanno lunghezza maggiore di  $6a = 63.6\ mm$  possono essere considerate ai fini della trasmissione delle forze.

La resistenza di progetto per unità di lunghezza della saldatura in esame è qui determinata usando il metodo dell'appendice M in ottemperanza al § 6.6.5.3. Secondo il punto 3 della summenzionata appendice si suppone una distribuzione uniforme di tensione sulla sezione di gola della saldatura, che

però, nel caso in esame, determina solamente la tensione tangenziale parallela alla sezione di gola, poiché la saldatura è soggetta allo sforzo di solo taglio.

La resistenza della saldatura è quindi sufficiente dal momento che entrambe le condizioni prescritte dal punto 5 dell'appendice M sono verificate.

$$21.8 \text{ MPa} = \sqrt{3}\tau_{\parallel} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} = 472 \text{ MPa}$$

$$0 \text{ MPa} = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}} = 425 \text{ MPa}$$

In cui:

$f_u = 510 \text{ MPa}$  è la resistenza nominale a rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto, in questo caso l'acciaio S335J0.

$\gamma_{Mw} = 1.20$  è il coefficiente parziale di sicurezza secondo il **Nad** italiano per i giunti di classe II

$\beta_w = 0.9$  è il coefficiente di correlazione secondo il punto 5 del § 6.6.5.3 per i materiali che hanno  $f_u = 510 \text{ MPa}$ .

- Verifica a fatica del cordone di saldatura

La saldatura va inoltre verificata a fatica secondo quanto prescritto dal § 6.6.1.3 e ribadito da § 9.1.4.1.

Per ultimo la verifica di resistenza a fatica che sarà qui eseguita è applicabile dal momento che il dispositivo di sollevamento opererà al di sotto di  $150^{\circ}\text{C}$  secondo quanto imposto dal punto del § 9.1.3.3. Nel calcolo si sono usate le tensioni nominali piuttosto che quelle geometriche dal momento che il dettaglio costruttivo è definito nei prospetti di classificazione dei dettagli come prescritto da § 9.5.1.3.

La saldatura da verificare rientra nel prospetto (§ 9.8.5.1), trattandosi di un giunto con cordone d'angolo a completa penetrazione. Secondo il § 9.4.3 la verifica, per le cricche alla radice, è valutata considerando la categoria del particolare costruttivo 80, la cui equazione di resistenza a fatica è data dal prospetto 9.6.1:

Categoria dei dettagli $\Delta\tau_c \text{ [MPa]}$	$\log a$ per $N < 10^8$ $(m = 5)$	Campo di variazione delle tensioni al limite di fatica ad ampiezza costante $\Delta\tau_L \text{ [MPa]}$
80	15.801	36
$\log N = \log a - m \cdot \log \Delta\tau$		

Le sollecitazioni di fatica sono calcolate secondo § 9.4.3.4:

$$\tau_w = \tau_{\parallel}$$

Nel valutare i fattori che influenzano la resistenza a fatica c'è da tenere conto dello spessore qualora  $t > 25 \text{ mm}$ . Nel nostro caso  $t = 20 \text{ mm} < 25 \text{ mm}$ .

Dal momento che poi la verifica verrà effettuata secondo § 9.5.2.7, per il quale una valutazione della resistenza a fatica equivalente ad ampiezza costante può essere svolta verificando il criterio:

$$\gamma_{Fy} \Delta\tau_{eq} \leq \frac{\Delta\tau_{R,t}}{\gamma_{Mf}} = \Delta\tau^* R$$

in cui:

$\gamma_{Mf} = 1.35$  come coefficiente parziale di sicurezza per la resistenza a fatica, dal momento che in base al prospetto 9.3.4 il particolare costruttivo è un componente critico di difficile accessibilità per le ispezioni;

$\gamma_{Fy} = 1.0$  come ammesso dal punto 4 del § 9.3.2;

$\Delta\tau_{eq}$  è il campo di variazione della tensione equivalente, ad ampiezza costante, che, per l'assegnato numero di cicli di progetto  $N_R$  porta allo stesso danneggiamento cumulativo dello spettro di progetto;

è possibile traslare nuovamente verso il basso la curva di resistenza a fatica per tenere conto del coefficiente parziale di sicurezza per la resistenza a fatica  $\gamma_{Mf}$ .

Le nuove intercette sono:

$$\log a' = \log a - 5[\log \gamma_{Mf}] = 15.149 \text{ se } N < 10^8$$

$$\Delta\tau'_{L,t} = \frac{\Delta\tau_{L,t}}{\gamma_{Mf}} = 26.7 \text{ MPa}$$

Il procedimento di calcolo prevede poi di calcolare la variazione di tensione equivalente secondo:

$$\Delta\sigma_{eq} = \sqrt[{\kappa_x}]{\sum_{i=1}^j r_i^{\kappa} * f_i * \Delta\sigma_i^{\kappa}}$$

con:

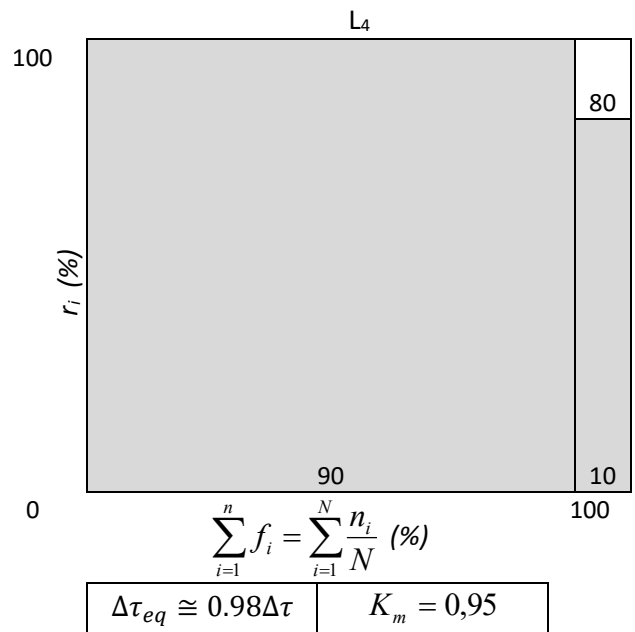
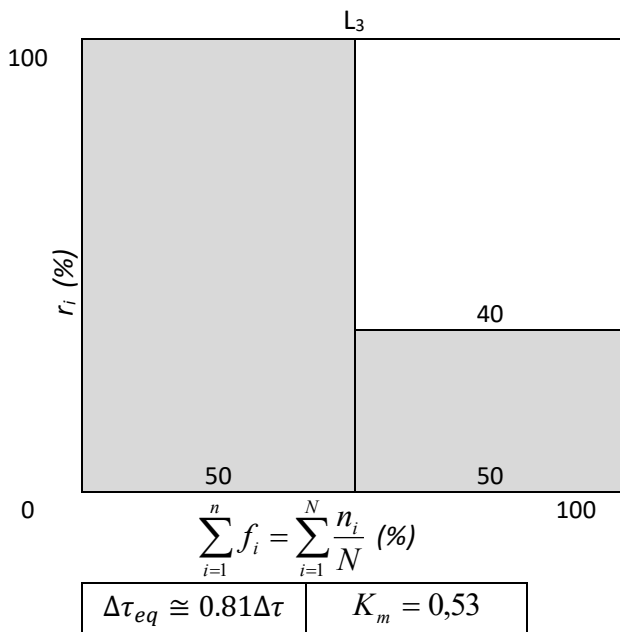
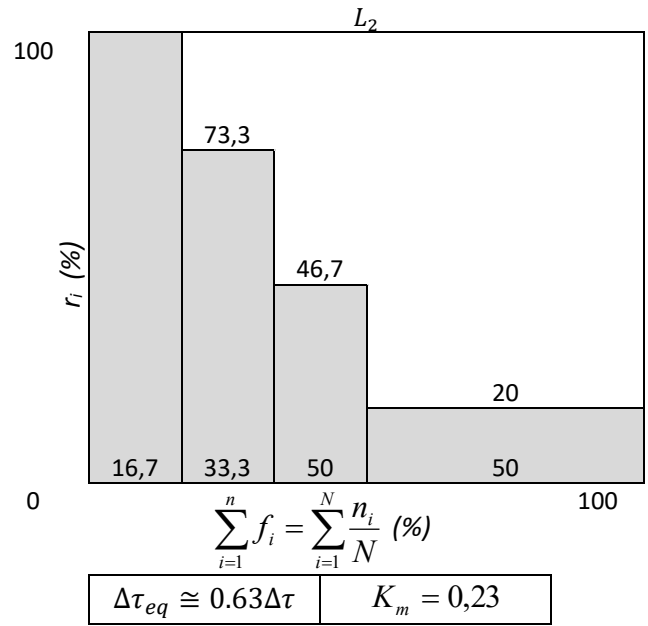
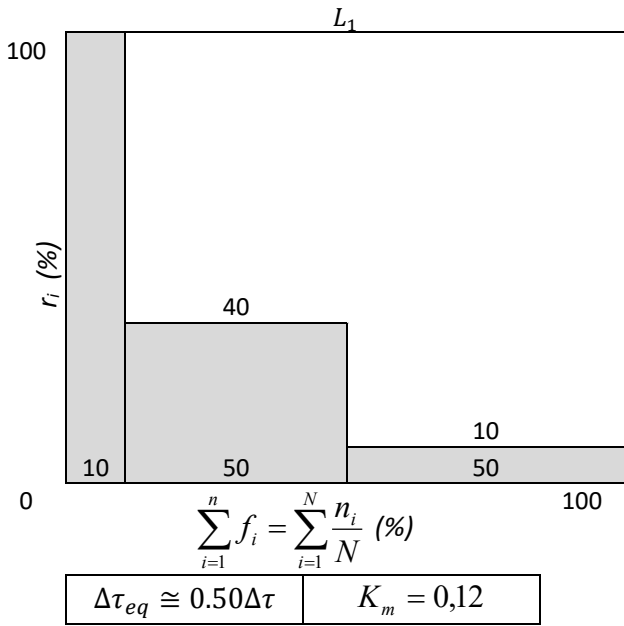
$$K_j = 3 \text{ se } \Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma'_D, K_j = 5 \text{ se } \Delta\sigma'_L \leq \Delta\sigma_i \leq \Delta\sigma'_D$$

$$K_x = 3 \text{ se } \Delta\sigma_{eq} \geq \Delta\sigma'_D, K_x = 5 \text{ se } \Delta\sigma'_L \leq \Delta\sigma_{eq} \leq \Delta\sigma'_D$$

$f_i = \frac{n_i}{N}$  rappresenta la frazione dei cicli di progetto  $N$  in cui la saldatura è soggetta alla tensione  $\Delta\sigma_i$  ed il rapporto tra la stessa e la variazione di tensione massima durante gli  $N_i$  cicli viene indicato con  $r_i = \frac{\Delta\tau_i}{\Delta\tau}$ .

Secondo la ISO 4301/1 e la F.E.M. 1.001 la lettera L si riferisce al regime di carico dei meccanismi. Il calcolo della tensione equivalente  $\Delta\tau_{eq}$  è stato eseguito secondo alcuni tipici spettri di carico schematizzati nella pagina seguente. In fondo a ciascun grafico è riportata la relazione tra la variazione di tensione massima e la variazione di tensione equivalente nonché il fattore di spettro  $K_m$  definito in § 2.1.3.3 della norma F.E.M. 1.001 come:

$$K_m = \sum_{i=1}^j r_i^{\kappa} f_i$$



Tipici esempi di spettri di carico

Symbol	Spectrum factor $K_m$
L1	$0 \leq K_m \leq 0,125$
L2	$0,125 < K_m \leq 0,250$
L3	$0,250 < K_m \leq 0,500$
L4	$0,500 \leq K_m \leq 1,000$

Classi di spettro in funzione del fattore di spettro  $K_m$  secondo § 2.1.3.3 della norma F.E.M. 1.001

Gruppo di servizio	Spettro di carico	$T^{(*)}$ [h]	$N_{p,i}$	$\gamma_{FF} \Delta \tau_{eq}$ [MPa]		$\Delta \tau'_R$ [MPa]	$N_{teo,i}$	Verifica
M8	L <sub>4</sub>	6300	500000	12.3	<	105	$\infty$	☑
	L <sub>3</sub>	12500	1000000	10.2	<	91	$\infty$	☑
	L <sub>2</sub>	25000	2000000	7.94	<	79	$\infty$	☑
	L <sub>1</sub>	50000	4000000	6.3	<	70	$\infty$	☑

Vita di progetto dell'accessorio di sollevamento secondo lo spettro di carico cui è sottoposto (\*) nell'ipotesi di circa 80 sollevamenti per ora

La piastra esterna che serve anch'essa da supporto al perno è collegata alla struttura da altre piastre. Tra queste quelle portanti sono quelle laterali la cui saldatura deve resistere a Torsione.

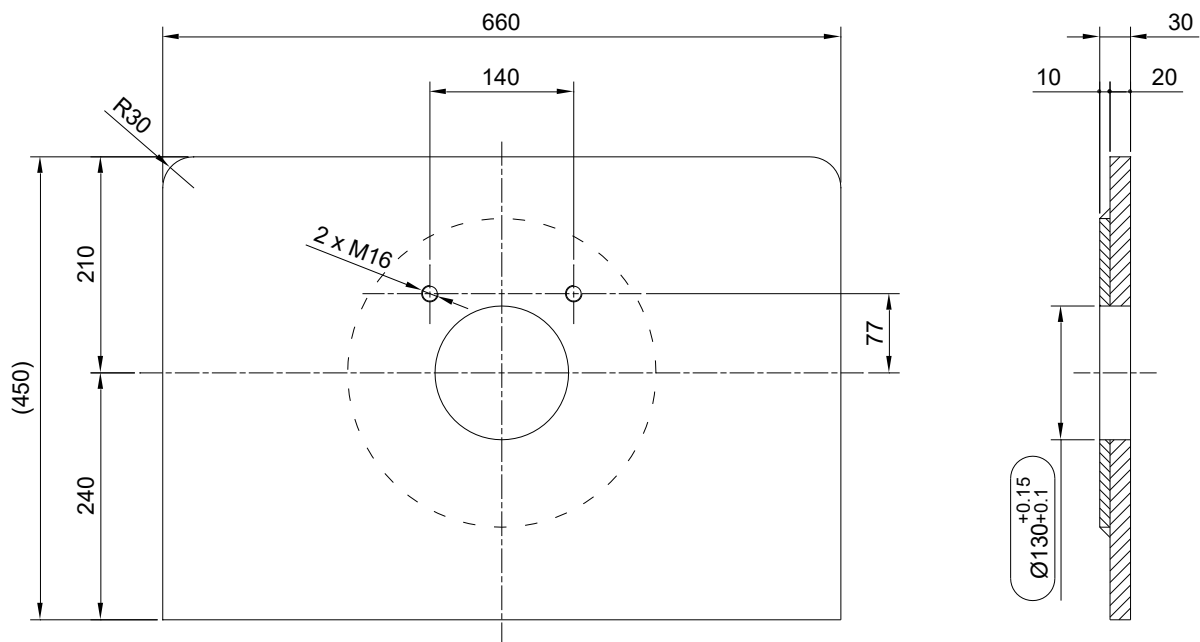


Fig. 20

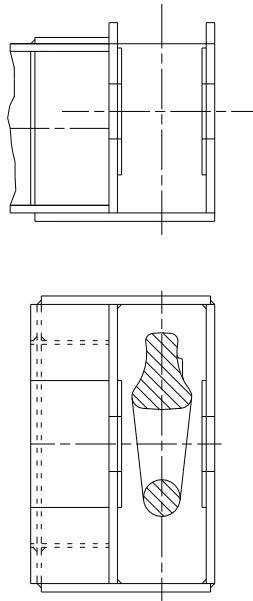


Fig. 21

Il perno poggia sulla piastra interna, già verificata, e sulla piastra esterna che è collegata al bilancino da due piastre laterali e una piastra inferiore. Si pensa che il carico che deve sopportare la piastra esterna sia sostenuto dalle saldature delle due piastre laterali.

La sollecitazione su tali piastre è di torsione, la normativa prevede la verifica statica dei cordoni col metodo del momento polare, verificando le tensioni nei punti dei cordoni più lontani dal baricentro.

$$F = S_{R\ max}/8$$

Considerando una sezione resistente  $a = 7.07\ mm$

Momento torcente  $M_t = 21.12\ kNm$

$$J_p = 150.91 \cdot 10^6\ mm^4$$

$$r_{max} = 238\ mm$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{J_p} r_{max} = 33.3\ MPa$$

La resistenza della saldatura è quindi sufficiente dal momento che entrambe le condizioni prescritte dal punto 5 dell'appendice M sono verificate.

$$58\ MPa = \sqrt{3}\tau_{max} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} = 472\ MPa$$

$$0\ MPa = \sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}} = 425\ MPa$$

In cui:

$f_u = 510\ MPa$  è la resistenza nominale a rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto, in questo caso l'acciaio S335J0.

$\gamma_{Mw} = 1.20$  è il coefficiente parziale di sicurezza secondo il Nad italiano per i giunti di classe II

$\beta_w = 0.9$  è il coefficiente di correlazione secondo il punto 5 del § 6.6.5.3 per i materiali che hanno  $f_u = 510\ MPa$ .

- Verifica a fatica del cordone di saldatura

La saldatura va inoltre verificata a fatica secondo quanto prescritto dal § 6.6.1.3 e ribadito da § 9.1.4.1.

Per ultimo la verifica di resistenza a fatica che sarà qui eseguita è applicabile dal momento che il dispositivo di sollevamento opererà al di sotto di 150°C secondo quanto imposto dal punto del § 9.1.3.3. Nel calcolo si sono usate le tensioni nominali piuttosto che quelle geometriche dal momento che il dettaglio costruttivo è definito nei prospetti di classificazione dei dettagli come prescritto da § 9.5.1.3.

La saldatura da verificare rientra nel prospetto (§ 9.8.5.1), trattandosi di un giunto con cordone d'angolo a completa penetrazione. Secondo il § 9.4.3 la verifica, per le cricche alla radice, è valutata considerando la categoria del particolare costruttivo 80, la cui equazione di resistenza a fatica è data dal prospetto 9.6.1:

Categoria dei dettagli $\Delta\tau_C$ [MPa]	$\log a$ per $N < 10^8$ $(m = 5)$	Campo di variazione delle tensioni al limite di fatica ad ampiezza costante $\Delta\tau_L$ [MPa]
80	15.801	36
$\log N = \log a - m * \log \Delta\tau$		

**NOTA:** Le condizioni sono le stesse usate per la saldatura al punto precedente.

Gruppo di servizio	Spettro di carico	$T^{(*)}$ [h]	$N_{p,i}$	$\gamma_{FF}\Delta\tau_{eq}$ [MPa]	$\Delta\tau'_R$ [MPa]	$N_{teo,i}$	Verifica
M8	L <sub>4</sub>	6300	500000	56.5	< 105	$10^7$	<input checked="" type="checkbox"/>
	L <sub>3</sub>	12500	1000000	47	< 91	$2 * 10^7$	<input checked="" type="checkbox"/>
	L <sub>2</sub>	25000	2000000	37	< 79	$\infty$	<input checked="" type="checkbox"/>
	L <sub>1</sub>	50000	4000000	29	< 70	$\infty$	<input checked="" type="checkbox"/>

**Vita di progetto dell'accessorio di sollevamento secondo lo spettro di carico cui è sottoposto (\*) nell'ipotesi di circa 80 sollevamenti per ora**



### 9.9 PERNO Ø 130 mm

Questo perno è costituito da un tubo di diametro Ø 130 mm e andrà accoppiato con i supporti del bilancino superiore e i ganci che sostengono tutta la struttura.

Il perno presenta una gola di  $r = 205 \text{ mm}$  per una profondità totale tale da arrivare ad un diametro di Ø 120 mm.

Lo spessore del tubo deve essere sufficiente a resistere alle sollecitazioni rimanendo in campo elastico.

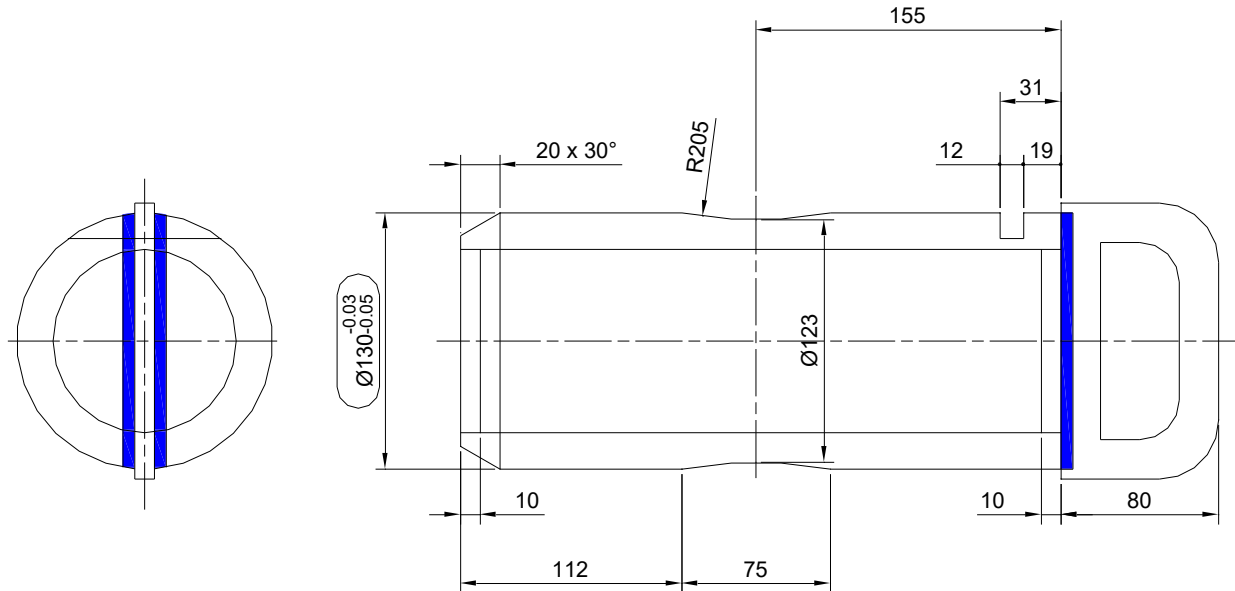


Fig. 22

Considero in modo cautelativo il carico concentrato nella mezzeria.

$$\text{Carico} = S_{R \max} / 2$$

lunghezza  $l = 310 \text{ mm}$  considerando come punto di appoggio la mezzeria dei supporti

$$M_f = 17602 \text{ Nm}$$

Tubo è in materiale: S355J0 EN 10025 – 2 con  $\sigma_{sn} = 335 \text{ MPa}$

Dimensioni tubo:

$D_{\text{esterno}} = 130 \text{ mm}$  ipotizzato da catalogo commerciale

Scelgo (da catalogo) uno spessore interno totale  $t = 30 \text{ mm}$

$D_{\text{interno}} = 100 \text{ mm}$

$$I_{zz} \text{ d'inerzia del tubo} = 9111109.6 \text{ mm}^4$$

- Verifica a flessione:

$$\sigma_f = 126 \text{ MPa}$$

- Verifica a taglio:

$$\text{Momento statico} = 99750 \text{ mm}^3$$

$$\text{Baricentro} = 36.81 \text{ mm}$$

$$\tau_{\text{taglio}} = 83 \text{ MPa}$$

Usando i criteri di resistenza:

$$\sigma_{vm} = 191 \text{ MPa}$$

Secondo § 2.3 e § 3.2 della norma FEM 1.001:

$$191 \text{ MPa} = \sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}, \varepsilon} = 223 \text{ MPa}$$

### 9.9.1 VERIFICA A FATICA

Secondo il § 4 della norma FEM 1.001 per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$  cicli) di un provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$  è pari a:

$$\sigma_{aR} = \sigma_{R=-1,\infty} = \frac{f_u}{2} = 255 \text{ MPa}$$

Per gli acciai al carbonio la resistenza a fatica ( $2 \cdot 10^6$ ) di un provino lappato sollecitato a taglio alternativo è invece pari a:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{aR}}{\sqrt{3}} = 147 \text{ MPa}$$

La forma, le dimensioni, la rugosità superficiale ed il tipo di sollecitazione sono tutti fattori che influiscono sulla resistenza a fatica del perno abbassandone il valore rispetto a quello del provino lappato sollecitato a flessione rotante con rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$

- $k_d$  è un coefficiente che tiene conto del diametro medio  $D_m$  della sezione del perno  
 $k_d = 1,68$  da tab.A.4.1.3.2 della norma F.E.M. 1.001;
- $k_f$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della concentrazione delle tensioni dovuto alla presenza di discontinuità della sezione o alla presenza della curvatura.

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 \cong 1$$

con

$$k_t = 1$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} \cong 1$$

- $k_c$  è un coefficiente che tiene conto dell'influenza della corrosione; normalmente non è da prendere in considerazione e pertanto si assume  $k_c = 1$
- $k_l$  è un coefficiente che tiene conto dell'effetto della finitura superficiale e del tipo di lavorazione che il perno ha subito; il diagramma IX del § 4 della norma UNI 7670 fornisce una stima del valore di tale coefficiente in funzione della lavorazione e del carico di rottura  $f_t = f_u$   
Risulta  $k_l = 1,15$

I coefficienti  $k_d k_c k_l k_s$  riducono la resistenza a fatica secondo le seguenti relazioni:

$$\sigma_{R=-1,\infty}^* = \frac{\sigma_{R=-1,\infty}}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 132 \text{ MPa}$$

$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_d \cdot k_c \cdot k_l \cdot k_f} = 76 \text{ MPa}$$

Secondo il diagramma di Smith il limite di resistenza a fatica per un rapporto di sollecitazione  $R = 0$  vale:

$$\sigma_d = \frac{5}{3} \cdot \sigma_{R=-1,\infty}^* = 220 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{5}{3} \cdot \tau_{wk} = 127 \text{ MPa}$$

La curva di Wöhler evidenzia il numero di cicli di sollecitazione  $n$  che possono essere effettuati prima che si verifichi la rottura per fatica in funzione dell'ampiezza di sollecitazione  $\Delta\sigma$  o  $\Delta\tau$ , quando tutti i cicli presentano la stessa ampiezza di sollecitazione e lo stesso rapporto di sollecitazione.

La pendenza della curva di Wöhler è data dalla seguente relazione:

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log f_u - \log \sigma_d} = 6.56$$

$$k = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log\left(\frac{f_u}{\sqrt{3}}\right) - \log \tau_d} = 6.56$$

Il limite di resistenza a fatica (in funzione del gruppo) che porta a rottura il perno è dato da:

$$\sigma_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \sigma_d = 244 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 2^{\frac{8-p}{k}} \cdot \tau_d = 141 \text{ MPa}$$

Secondo il § 5.3.6 della norma UNI 7670 il coefficiente di resistenza a fatica vale:

$$v_f = (3,2)^{\frac{1}{k}} = 1.2$$

La tensione ammissibile a fatica risulta dunque pari a:

$$\sigma_{adm,f} = \frac{\sigma_k}{v_f} = 203 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm,f} = \frac{\tau_k}{v_f} = 118 \text{ MPa}$$

Deve essere:

$$\sigma_{vm} \leq \sigma_{adm,f}$$

$$126 \text{ MPa} \leq 203 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm,f}$$

$$83 \text{ MPa} \leq 118 \text{ MPa}$$

E' da verificare inoltre:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{v_f^2}$$

$$0.613 \leq 0.764$$

Tutte le verifiche risultano soddisfatte.

## 9.10 DOCUMENTAZIONE MOTORIDUTTORE, RALLA E PIGNONE

- Gruppo Motore/Riduttore:

Per semplicità si calcola il momento d'inerzia rispetto all'asse verticale di un cilindro di diametro  $d = 4 \text{ m}$  e lunghezza  $l = 4.5 \text{ m}$ , includendo così anche il bilancino stesso.

La massa totale della struttura si considera pari a  $30 \text{ ton}$ .

Utilizzando la formula:

$$J_z = \frac{M * \left(\frac{3}{4}D^2 + L^2\right)}{12}$$

Risulta un momento d'inerzia di  $80.625 \text{ Kgm}^2$ .

Considerando la ralla  $z = 95$  ed il pignone  $z = 15$ , ottengo un rapporto 6.3.

Il momento d'inerzia, riportato al pignone è pari a  $12798 \text{ Kgm}^2$ .

Applicando la formula:

$$T = \left(\frac{\pi}{30}\right) * \frac{J_z * n}{t}$$

e considerando  $6.3 \text{ rpm}$  in uscita al riduttore e tempo di accelerazione di 2 secondi, ottengo una coppia di  $2813 \text{ Nm}$  teorica.

Considerando il diametro primitivo del pignone  $d = 122 \text{ mm}$ , ottengo un carico radiale in uscita di circa  $46200 \text{ N}$  posizionato a  $53 \text{ mm}$  dalla battuta.

La potenza TEORICA che risulta da calcolo, è  $2.2 \text{ kW}$  rendimenti esclusi.

Verrà installato un motore da  $3 \text{ kW}$ .

In questo caso risulta essere sufficiente un EC4046 (alleghiamo verifica FEM).

ATTENZIONE: la coppia massima del riduttore è  $6000 \text{ Nm}$ .

- Pignone:

Per il dimensionamento del pignone ci si basa sui dati tecnici della ralla ottenuti da catalogo del costruttore:

$$\begin{aligned} N^\circ \text{ denti ralla } Z_r &= 95 ; \text{ modulo } m = 8 \\ \Phi_{p,r} &= m * Z_r = 760 \text{ mm} \end{aligned}$$

Calcoliamo il numero di denti minimo:

$$Z_{min} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + (1 + 2u) * (\sin \theta)^2} - u}$$

Con:

$\theta = 20^\circ$  angolo di pressione fisso per entrambe le ruote;

Sapendo la velocità in uscita dal motoriduttore  $6.3 \text{ rpm}$  che rappresenta lo stesso numero di giri del pignone essendo collegato tramite linguetta direttamente all'albero del riduttore e la velocità di rotazione che si vuole per il bilancino di  $1 \text{ rpm}$ , si ottiene il rapporto

$$u = 6.3$$

Scegliamo un numero Z di denti del pignone  $Z_p = 15$ .

$$\begin{aligned} \text{modulo pignone } m &= 8; \\ \Phi_{p,p} &= m * Z_p = 120 \text{ mm} \end{aligned}$$

Materiale scelto per il pignone è  $42\text{CrMo4 UNI EN10083} - 1$  BONIFICATO

Caratteristiche:

$$f_u = 1080 \text{ MPa}$$

E durezza HB compresa tra 260/400

- Verifica a flessione:

$$m \geq C^3 \sqrt{\frac{M}{\lambda * Z_p * f_v * \sigma_{adm,r}}}$$

Dove:

- M è il momento da trasmettere ricavato dalla potenza di calcolo  $N_c = f_s * N$ , dove N è la potenza effettiva ed  $f_s$  il fattore di servizio;
- $Z_p = 15$ ;
- $f_v = 0.97$ ;
- Scegliamo b pari alla lunghezza del dente della ralla, perciò  $\lambda = \frac{b}{m} = 10$ ;
- Il valore della tensione ammissibile è (con un coefficiente di sicurezza  $v_R = 2,2$  per classe I secondo §2.3 e § 4.1.1.2 della norma FEM 1.001):

$$\sigma_{adm,r} = \frac{f_u}{2,2}$$

- Coefficiente C di Lewis = 1.91;

La verifica risulta positiva in quanto:

$$8 \geq 8$$

NOTA: essendo le velocità di rotazione del bilancino molto basse, il rischio dei deterioramento per usura è inferiore rispetto a quello a flessione, non c'è perciò bisogno di verifica.

	A	B	C
1		PIGNONE	RALLA
2	Modulo m [mm]	8	8
3	Numero di denti z	15	95
4	Diametro primitivo [mm]	120	760
5	Angolo di pressione	20°	20°
6	Correzione $\Delta p$ con xm	2	4

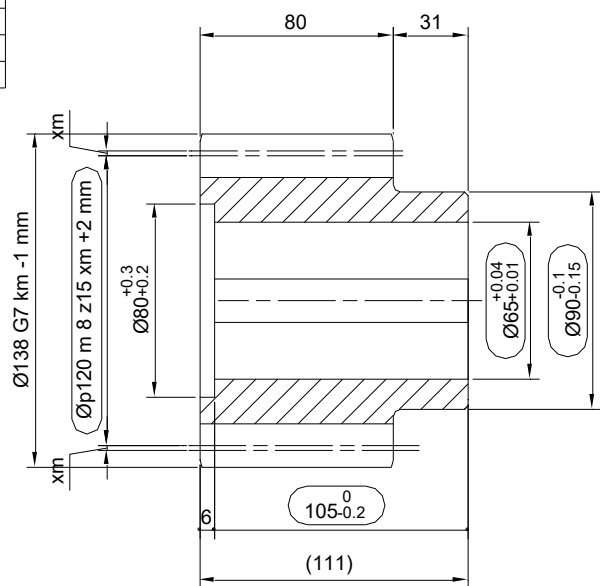
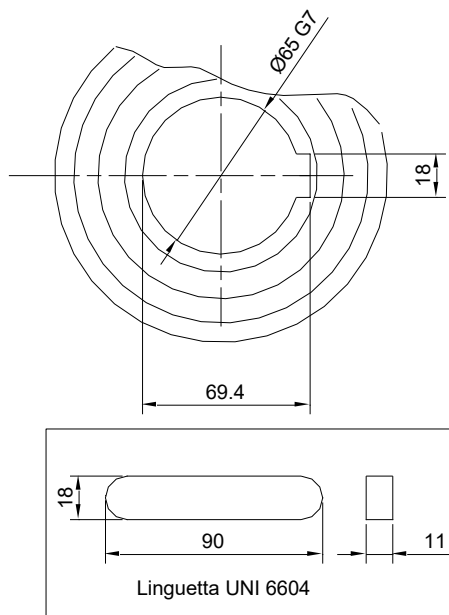


Fig. 23

## 10. ANALISI COMPARATIVA TRA I DUE METODI DI PROGETTAZIONE:

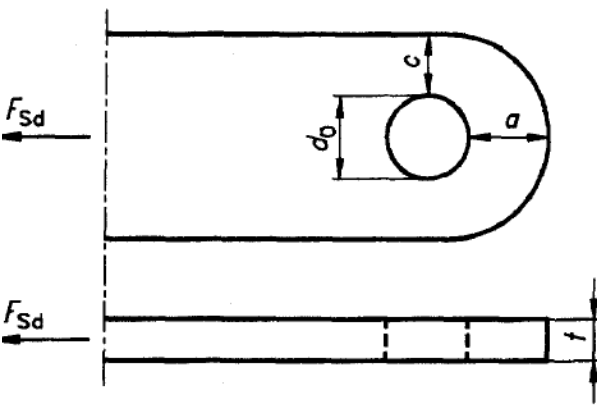
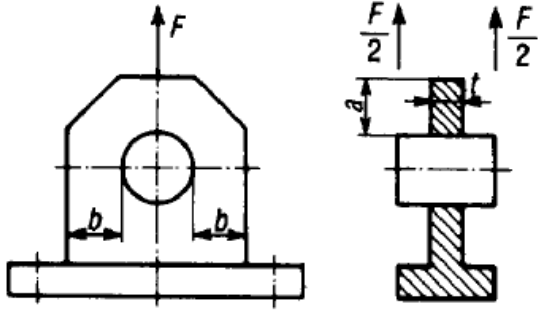
Il lavoro svolto è riassunto in un'analisi comparativa i cui risultati sono riportati nella tabella seguente. A sinistra sono riportate le condizioni progettuali dati dall'introduzione dell'eurocodice3, mentre a destra sono riportate le voci corrispondenti nella UNI 10011.

- 1) L'Eurocodice 0 risulta poco chiaro per quanto riguarda l'uso ed il valore numerico dei coefficienti di sicurezza da applicare al carico massimo con cui poi si dimensionano i vari componenti meccanici.
- 2) L'Eurocodice 1 risulta poco chiaro per quanto riguarda la definizione dei carichi supplementari dovuti all'azione del vento o della neve sui meccanismi; inoltre è poco chiara la classificazione di meccanismo e componente.

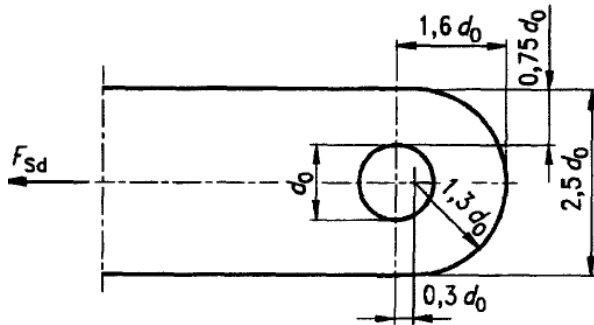
**L'introduzione dell'Eurocodice 0 ed 1 comporta un peggioramento** nella classificazione del meccanismo e definizione dei carichi di lavoro, non essendo chiara come era la precedente normativa FEM 1.001 che conteneva una procedura chiara e precisa. In essa infatti si trova descritto chiaramente come definire, partendo dalla scelta di spettri di carico per il meccanismo, la classe dei componenti. Tale classe serve poi a definire i carichi di lavoro, maggiorati delle azioni di vento o neve, e nella caratterizzazione a fatica.

- 3) Nel paragrafo 6 dell'Eurocodice3 sono contenute tutte le vere innovazioni che si riscontrano nella progettazione di questo tipo di strutture:

- Cerniere a perno;
- Resistenza statica di collegamenti bullonati;
- Rifollamento dei fori;
- Resistenza statica di collegamenti saldati;
- Caratterizzazione a fatica tangenziale e flessionale delle saldature.

EUROCODICE 3	UNI 10011
<b>Cerniere a perno</b>	
<p>Sono definite nuove condizioni per la verifica delle dimensioni delle piastre di sostegno del perno:</p> <p>Nel caso in cui lo spessore sia assegnato:</p>  $a \geq \frac{F_{Sd} \gamma_{Mp}}{2 t f_y} + \frac{2 d_0}{3} \quad ; \quad c \geq \frac{F_{Sd} \gamma_{Mp}}{2 t f_y} + \frac{d_0}{3}$	<p>Le cerniere devono essere conformate in modo da contenere la sollecitazione a flessione del perno. La lunghezza del perno deve essere tale da offrire completo appoggio a tutte le parti collegate.</p> <p>Nelle staffe delle cerniere soggette a trazione, le sezioni resistenti diametrali, rispettivamente normale e parallela allo sforzo di trazione, devono rispettare:</p> $2 * b * t \geq 1.4 \frac{F}{\sigma_{adm}}$ $t * a \geq \frac{F}{\sigma_{adm}}$  <p>Lo spessore t di regola non deve essere minore di 12 mm né maggiore di 50 mm;</p>

Nel caso in cui sia la geometria ad essere assegnata e si voglia conoscere lo spessore:

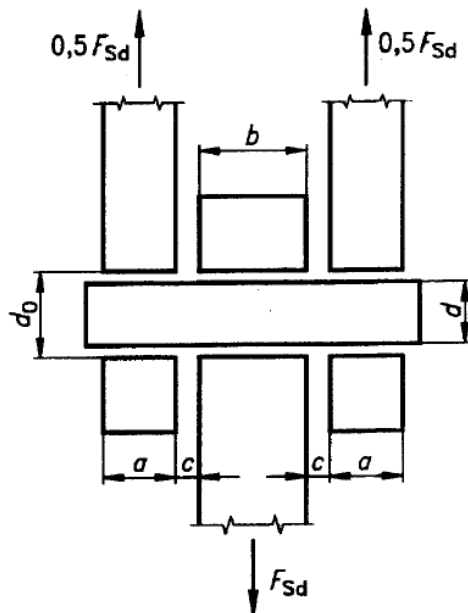


$$t \geq \sqrt{\frac{F_{Sd} \gamma_{Mp}}{f_y}} : d_0 \leq 2,5 t$$

Per ciò che riguarda invece la verifica della resistenza alle sollecitazioni statiche del perno si utilizzano:

Criterio	Resistenza
Taglio del perno	$F_{v,Rd} \leq \frac{0,6 A f_{vp}}{\gamma_{Mp}}$
Flessione del perno	$M_{Rd} \leq \frac{0,8 W_{el} f_{yp}}{\gamma_{Mp}}$
Combinazione di taglio e flessione del perno	$\left[ \frac{M_{Sd}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[ \frac{F_{v,Sd}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1$
Rifollamento della piastra e del perno	$F_{b,Rd} \leq \frac{1,5 t d f_y}{\gamma_{Mp}}$

Vediamo ora come calcolare i momenti flettenti in un perno:

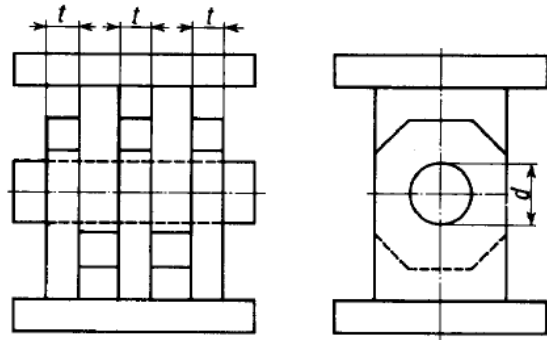


Inoltre:

$$\frac{b}{t} \leq 8$$

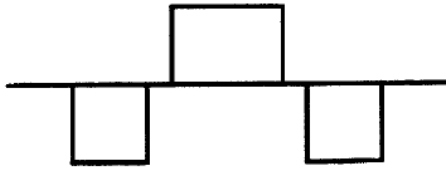
I perni e le cerniere devono essere proporzionati in base alle massime sollecitazioni di taglio e flessione. L'area portante A del perno viene valutata come prodotto del diametro d per la sommatoria degli spessori  $\sum t$  degli elementi resistenti di una staffa cioè:

$$A = d * \sum t$$



La tensione sul contorno del foro, riferita alla proiezione diametrale della superficie cilindrica dell'area predetta deve essere tale da rispettare la limitazione seguente:

$$\sigma_{rif} \leq 1,35 \sigma_{adm}$$



$$M_{Sd} = \frac{F_{Sd}}{8} (b + 4c + 2a)$$

Si vede che il perno è considerato appoggiato sulle estremità esterne delle piastre e non sulla mezzeria come è consuetudine considerarlo.

### *Resistenza statica di collegamenti bullonati*

L'Eurocodice 3 discrimina cinque situazioni di calcolo per i collegamenti bullonati, ognuno legato a dei coefficienti e a procedure di calcolo diversi.

Vengono definite 3 categorie di collegamento bullonato soggetto a taglio:

Categoria A: collegamenti a taglio

Si devono impiegare bulloni ordinari o bulloni ad alta resistenza da classe 4.6 a 10.9 compresa. Non sono richiesti pre-carico e prescrizioni particolari per le superfici di contatto.

Categoria B: collegamenti ad attrito resistenti allo stato limite di servizio

Si devono impiegare bulloni ad alta resistenza pre-caricati.

Categoria C: collegamenti ad attrito resistenti allo stato limite ultimo

Si devono impiegare bulloni ad alta resistenza pre-caricati e non si deve avere scorrimento allo stato limite ultimo.

Vengono definite 2 categorie sono per collegamenti soggetti a trazione:

Categoria D: collegamenti con bulloni non pre-caricati

Si usano bulloni ordinari o ad alta resistenza, non è richiesto pre-carico, usata per collegamenti a carichi dati dal vento, ma non possono essere usati per collegamenti soggetti a frequenti variazioni della forza di trazione.

Categoria E: collegamenti con bulloni ad alta resistenza pre-caricati

Il pre-carico in questa categoria ha la funzione di migliorare sensibilmente la resistenza a fatica. Per tali verifiche la normativa prevede una serie di tabelle indicative e dettagliate spiegazioni su quale sia la verifica esatta da effettuare per il caso che si ha in esame e come combinare le verifiche in casi di sollecitazione composta.

La lunghezza del tratto filettato del gambo del bullone deve essere in generale maggiore di quella delle parti da serrare e si deve sempre far uso di rosette. E' tollerato tuttavia che non più di mezza spira del filetto rimanga compresa nel foro. Qualora ne resti compreso nel foro un tratto maggiore, se ne dovrà tenere conto nelle verifiche di resistenza.

I fori devono avere il diametro uguale a quello del bullone aumentato di 1 mm fino a  $d=20\text{mm}$  e di 1.5 mm oltre  $d=20\text{mm}$ .

Per esigenze particolari della costruzione, può essere imposto che la giunzione non scorra neppure in condizioni ultime; si dovrà verificare:

$$V = \frac{\mu N_s}{1.5}$$

La detrazione dei fori dalla sezione deve essere effettuata solo se il giunto è sollecitato a trazione. La verifica della sezione indebolita si effettua per un carico pari al 60% di quello trasmesso per attrito dai bulloni che hanno l'asse nella sezione stessa, oltre al carico totale trasmesso dai bulloni che precedono.

Verifiche dei bulloni:

Le resistenze ammissibili di progetto vengono forniti valori in base alla classe del bullone.

Per bulloni soggetti ad azione tagliante  $V$ , lo sforzo medio risulta:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Se il gambo è a contatto con le piastre del giunto essendo  $A$  l'area nominale del gambo;

$$\tau = \frac{V}{A_{res}}$$



**Verifiche dei bulloni:**

Collegamenti sollecitati a taglio		
Categoria	Criterio	Note
A A taglio	$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$	Non è richiesto precarico. Tutte le classi da 4.6 a 10.9
B Ad attrito resistente allo stato limite di servizio	$F_{v,Sd,ser} \leq F_{t,Rd,ser}$ $F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$	Bulloni ad alta resistenza precaricati. Assenza di scorrimento allo stato limite di servizio.
C Ad attrito resistente allo stato limite ultimo	$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$	Bulloni ad alta resistenza precaricati. Assenza di scorrimento allo stato limite ultimo.
Collegamenti caricati a trazione		
Categoria	Criterio	Note
D Non precaricati	$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$	Non è richiesto precarico. Tutte le classi da 4.6 a 10.9
E Precaricati	$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$	Bulloni ad alta resistenza precaricati.
Simbologia:		
$F_{v,Sd,ser}$ = Forza di progetto a taglio per ogni bullone allo stato limite di servizio		
$F_{v,Sd}$ = Forza di progetto a taglio per ogni bullone allo stato limite ultimo		
$F_{v,Rd}$ = Resistenza di progetto a taglio di un bullone		
$F_{b,Rd}$ = Resistenza di progetto a rifollamento di un bullone		
$F_{t,Rd,ser}$ = Resistenza di progetto allo scorrimento di un bullone allo stato limite di servizio		
$F_{t,Rd}$ = Resistenza di progetto allo scorrimento di un bullone allo stato limite ultimo		
$F_{t,Sd}$ = Forza di progetto a trazione per ogni bullone allo stato limite ultimo		
$F_{t,Rd}$ = Resistenza di progetto a trazione di un bullone		

Le resistenze di progetto fornite in questa norma si applicano ai bulloni di comune fabbricazione aventi gradi di resistenza dalla classe 4.6 fino alla classe 10.9 compresa.

Allo stato limite ultimo la forza di progetto a taglio  $F_{v,Sd}$  su un bullone non deve eccedere il valore minore tra:

- La resistenza di progetto a taglio  $f_{v,Rd}$ ;
- La resistenza di progetto a rifollamento  $F_{b,Rd}$

La forza di progetto a trazione  $F_{t,Sd}$ , comprende l'eventuale azione dovuta all'effetto leva, non deve eccedere la resistenza di progetto a trazione  $B_{t,Rd}$  del complesso bullone-piatto.

La resistenza di progetto a trazione del complesso bullone-piatto  $B_{t,Rd}$  deve essere assunta pari al valore minore tra la resistenza di progetto a trazione  $F_{t,Rd}$  e la resistenza di progetto  $B_{p,Rd}$  a punzonamento della testa del bullone e del dado, ottenuta dall'equazione:

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 * \pi * d_m * t_p * f_u}{\gamma_{Mb}}$$

Dove:

$t_p$  è lo spessore del piatto sotto la testa del bullone o del dado;

$d_m$  è il valore minore fra il volume medio della distanza misurata fra i punti e fra le superfici piane della testa del bullone oppure del dado.

**Resistenza a taglio:**

se il piano di taglio passa attraverso la porzione filettata del bullone:

Classe di resistenza 4.6; 5.6; 8.8:

Se la parte filettata è a contatto con le piastre del giunto essendo  $A_{res}$  è l'area resistente della parte filettata. Per bulloni sollecitati a trazione da una forza N, la tensione media risulta in ogni caso:

$$\sigma = \frac{N}{A_{res}}$$

La tensione massima deve essere valutata mettendo in conto anche effetti di leva e le eventuali flessioni parassite. Ove non si provveda alla valutazione di tali effetti le tensioni di trazione  $\sigma$  devono essere incrementate del 25%.

Nel caso di presenza contemporanea di sforzi normali e di taglio deve risultare:

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

Dove:

$\tau$  e  $\sigma$  sono le tensioni medie che agenti sul bullone;  $\tau_{adm}$  e  $\sigma_{adm}$  sono le tensioni ammissibili.

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Classe di resistenza 4.8;5.8 e 10.9:

$$F_{v.Rd} = \frac{0.5f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Se il piano di taglio passa attraverso la porzione non filettata del bullone:

$$F_{v.Rd} = \frac{0.6f_{ub}A}{\gamma_{Mb}}$$

Resistenza a trazione:

$$F_{t.Rd} = \frac{0.9f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}}$$

I bulloni soggetti alla combinazione di taglio e trazione devono inoltre soddisfare la seguente condizione:

$$\frac{F_{v.Sd}}{F_{v.Rd}} + \frac{F_{t.Sd}}{1.4F_{t.Rd}} \leq 1$$

L'impiego di bulloni ad alta resistenza che possono lavorare ad attrito e che possono essere montati in fori con giochi maggiori, permettono di realizzare giunzioni più versatili. Esse assicurano al giunto, nelle condizioni di esercizio, una mancanza di deformabilità relativa, rispetto alle giunzioni con bulloni che lavorano a taglio, ed una maggiore sicurezza nella rispondenza al progetto. La resistenza allo scorrimento di un bullone ad alta resistenza deve essere assunta pari a:

$$F_{s.Rd} = \frac{k_s n \mu}{\gamma_{Ms}} F_{p.Cd}$$

Dove:

$F_{p.cd} = 0.7f_{ub}A_s$  è la forza di precarico;

$\mu$  è il coefficiente di attrito;

$n$  è il numero di superfici di scorrimento;

$k_s$  è un parametro che dipende dal tipo di foro e varia tra 1 e 0.7.

Qualora il collegamento ad attrito sia soggetto ad una forza di trazione  $F_t$  oltre all'azione di taglio  $F_v$  che tende a provocare lo scorrimento, la resistenza allo scorrimento di un bullone varia in base alla categoria:

Categoria B:

Collegamento resistente allo scorrimento allo stato limite di servizio

$$F_{s.Rd.ser} = \frac{k_s n \mu (F_{p.Cd} - 0.8F_{t.Sd.ser})}{\gamma_{Ms.ser}}$$

Categoria C:

Collegamento resistente allo scorrimento allo stato limite ultimo

$$F_{s.Rd} = \frac{k_s n \mu (F_{p.Cd} - 0.8F_{t.Sd})}{\gamma_{Ms.ult}}$$

### Rifollamento dei fori

Per la verifica a rifollamento dei fori si utilizza:

$$F_{b.Rd} = \frac{2.5 * \alpha * f_{ub} * d * t}{\gamma_{Mb}}$$

Dove  $\alpha$  è il minore tra:

$$\frac{e_1}{3d_0}; \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; \text{oppure } 1.0$$

I valori forniti per la resistenza di progetto a rifollamento si applicano solo quando la distanza dal bordo  $e_2$  non sia minore di  $1.5d_0$  e l'interasse  $p_2$ , misurato trasversalmente alla direzione del carico si a almeno  $3.0d_0$ .

La pressione sul contorno del foro, riferita alla proiezione diametrale della superficie cilindrica del bullone deve risultare:

$$\sigma_{rif} \leq \alpha * \sigma_{adm}$$

dove:

$\alpha = a/d$  e comunque non da assumersi maggiore a 2.5;  
 $\sigma_{adm}$  è la tensione ammissibile del materiale costituente gli elementi del giunto;  
 $a$  = è la distanza del foro dal bordo libero;  
 $d$  = è la dimensione del foro.

### Resistenza statica di collegamenti saldati

Le giunzioni saldate vengono generalmente classificate in:

- Saldature a cordoni d'angolo;
- Saldature di testa;
- Saldature entro intagli;
- Saldature entro fori;
- Saldature entro scanalature.

Viene riportata nella normativa una tabella in cui tale classificazione è illustrata per aiutare la compressione delle diverse tipologie di collegamenti descritti.

Vediamo come è effettuata la verifica di resistenza:

In generale nella verifica della resistenza di una saldatura non occorre tenere conto delle tensioni residue e delle sollecitazioni che non partecipano alla trasmissione dei carichi. Ciò si riferisce specificatamente alla tensione normale parallela all'asse della saldatura.

#### Saldature di testa a T

La resistenza di un giunto di testa a T, consiste in una coppia di saldature a parziale penetrazione rinforzate da saldature a cordoni d'angolo con piede esterno al piano dell'anima può essere determinata come per la saldatura di testa a completa penetrazione se l'altezza totale nominale di gola non è inferiore allo spessore  $t$  della parte formante il gambo del giunto a T. Per le verifiche di resistenza si adotta  $\gamma_{Mw} = 1.20$  (coefficiente parziale di sicurezza) come per giunti a completa penetrazione di classe II. La verifica statica si esegue allo stesso modo dei cordoni ad angolo.

#### Saldature a cordoni d'angolo

Importante parametro in questo tipo di giunto è la lunghezza efficace. Essa deve essere posta pari alla lunghezza complessiva del cordone a piena sezione, comprese le parti terminali. Non occorre operare riduzioni della lunghezza

Vengono riportati solamente tre grandi gruppi di giunzioni saldate:

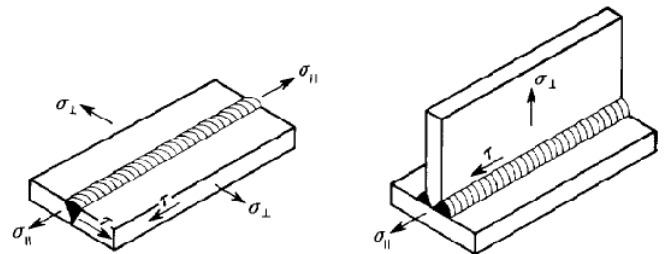
- Giunti testa a testa divisi in due categorie a seconda della classe di elettrodi utilizzati;
- Giunti a croce o a T a completa penetrazione divisi anch'essi in due categorie a seconda del tipo di elettrodi utilizzati;
- Giunti con cordoni d'angolo considerati come da una ragionevole assenza di difetti.

Vediamo come è effettuata la verifica di resistenza:

Le unioni saldate si suddividono in due categorie distinte di metodi di verifica:

#### Giunti testa a testa o a T

Per il calcolo di tensioni derivanti da azioni di trazione o compressione agenti normalmente all'asse della saldatura o ad azioni di taglio, deve essere considerata come sezione resistente la sezione longitudinale della saldatura stessa; ai fini del calcolo essa ha come lunghezza quella intera di saldatura e come larghezza il minore dei due spessori collegati. Se invece le tensioni risultano parallele all'asse della saldatura, deve essere considerata come sezione resistente quella del pezzo saldato ricavata normalmente a quell'asse.



La tensione ideale calcolata secondo la:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + \sigma_{\perp}^2 - \sigma_{\parallel}\sigma_{\perp} + 3\tau^2}$$

dovrà risultare minore o uguale ai limiti riportati nella tabella sottostante:

efficace ne all'inizio né alla fine della saldatura purché il cordone sia mantenuto a piena sezione per tutta la sua lunghezza.

La norma introduce una chiara condizione:

Se la saldatura ha una lunghezza efficace inferiore 40 mm oppure a 6 volte l'altezza di gola, secondo quale dei due è il valore maggiore, devono essere trascurate ai fini della trasmissione delle forze.

E' ancora più precisa la definizione dell'altezza di gola  $a$  che deve essere presa come l'altezza del triangolo più grande che può essere inscritto fra i lembi e la superficie della saldatura, misurata perpendicolarmente al lato esterno di questo triangolo. L'altezza di gola di un cordone di saldatura non deve essere minore di 3 mm.

Per la verifica statica della saldatura sono presenti due modi:

I) La resistenza di una saldatura a cordoni d'angolo risulta adeguata se, in ciascun punto della sua lunghezza, la risultante di tutte le forze per unità di lunghezza trasmesse dalla saldatura non supera la resistenza di progetto  $F_{w.Rd}$ .

Indipendentemente dall'orientamento della saldatura, la resistenza di progetto per unità di lunghezza  $F_{w.Rd}$  deve essere determinata dall'equazione:

$$F_{w.Rd} = f_{vw.d} * a$$

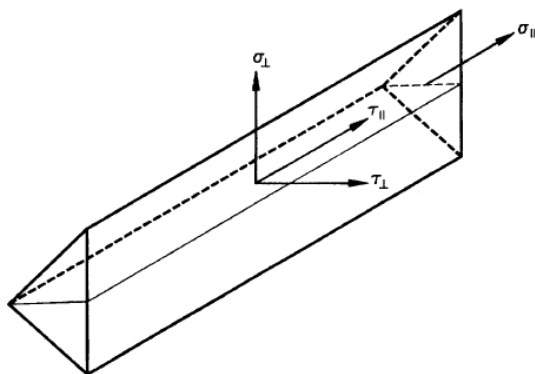
Dove:

$f_{vw.d} = \frac{f_u/\sqrt{3}}{\beta_w \gamma_w}$  è la resistenza di progetto a taglio della saldatura;

$\beta_w$  è un opportuno coefficiente di correlazione che dipende dal materiale dell'elemento più debole costituente il giunto;

$\gamma_w$  è la resistenza nominale di rottura per trazione dell'elemento più debole costituente il giunto.

II) Si considera che le forze trasmesse nella saldatura per unità di lunghezza vengano suddivise in componenti parallele e trasversali all'asse longitudinale della saldatura e normali e trasversali al piano della sezione di gola.



La resistenza della saldatura a cordoni d'angolo sarà sufficiente se sono soddisfatte entrambe le

Tensione ammissibile	
Giunto	$\sigma_{id} \leq$
I classe	$\sigma_{adm}$
II classe	$0.85\sigma_{adm}$
$\sigma_{adm}$ tensione ammissibile del materiale base	

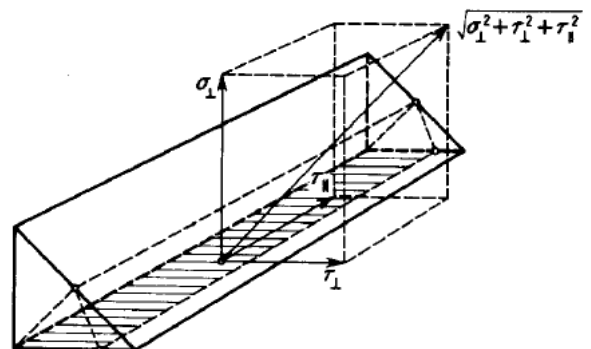
### Giunti a cordoni d'angolo

Per il calcolo delle tensioni derivanti da azioni di trazione compressione normali all'asse alla saldatura o ad azioni di taglio secondo detto asse, deve essere considerata come sezione resistente la gola del cordone di saldatura; ai fini del calcolo essa

a come lunghezza  $L$  quella intera del cordone e come altezza  $a$  l'altezza del triangolo iscritto nella sezione trasversale del cordone.



La tensione risultante dalle azioni esterne sulla sezione di gola deve essere scomposta secondo tre direzioni ortogonali nelle componenti di modulo  $\tau_{\parallel}$ ,  $\sigma_{\parallel}$ ,  $\tau_{\perp}$ .



Per la verifica i valori assoluti delle componenti di tensione  $|\tau_{\parallel}|$ ,  $|\sigma_{\parallel}|$ ,  $|\tau_{\perp}|$  devono soddisfare le seguenti limitazioni:

Nel caso siano presenti tutte e tre le componenti di tensione deve essere verificato:

$$\sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} \leq \begin{cases} 0.85\sigma_{adm} \text{ per Fe360} \\ 0.7\sigma_{adm} \text{ per Fe430 ed Fe510} \end{cases}$$

$$|\tau_{\perp}| + |\sigma_{\perp}| \leq \begin{cases} \sigma_{adm} \text{ per Fe360} \\ 0.85\sigma_{adm} \text{ per Fe430 e Fe510} \end{cases}$$

Nel caso siano presenti le sole componenti di tensione  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  è sufficiente verificare la seconda equazione sopra riportata e contemporaneamente accertare che sia vero:

$$|\sigma_{\perp}| \leq \begin{cases} 0.85\sigma_{adm} \text{ per Fe360} \\ 0.7\sigma_{adm} \text{ per Fe430 e Fe510} \end{cases}$$

$$|\tau_{\perp}| \leq \begin{cases} 0.85\sigma_{adm} \text{ per Fe360} \\ 0.7\sigma_{adm} \text{ per Fe430 e Fe510} \end{cases}$$

<p>condizioni:</p> $\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}}$ <p>e</p> $\sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{Mw}}$ <p>Dove:  <math>\gamma_{Mw} = 1.25</math> per questo tipo di saldature.</p>	<p>Nel caso sia presente solo una delle componenti di tensione basta che sia verificata:</p> $ \tau_{\parallel} ,  \tau_{\perp} ,  \sigma_{\perp}  \leq \begin{cases} \sigma_{adm} \text{ per Fe360} \\ 0.85\sigma_{adm} \text{ per Fe430 e Fe510} \end{cases}$
<p><b>Caratterizzazione a fatica tangenziale e flessionale delle saldature</b></p>	
<p>Lo scopo delle progettazioni di una struttura nei riguardi dello stato limite di fatica è di assicurare che la sua prestazione sia soddisfacente durante l'intera vita di progetto. Il livello di sicurezza richiesto dovrà essere ottenuto applicando gli appropriati coefficienti parziali di sicurezza. Per la valutazione della resistenza a fatica tutte le sollecitazioni nominali dovranno essere all'interno dei limiti elastici del materiale. L'intervallo dei valori di progetto di tali sollecitazioni non dovrà superare <math>1.5f_y</math> per le tensioni normali oppure <math>1.5f_{y0}/\sqrt{3}</math> per le tensioni tangenziali.</p> <p>E' inoltre importante sottolineare l'introduzione di una discriminazione valutabile con delle formule per i casi in cui serve effettivamente la verifica a fatica. Infatti nessuna valutazione sulla resistenza a fatica è richiesta quando è soddisfatta una delle seguenti condizioni:</p> <p>a) Campo di variazione delle tensioni nominali <math>\Delta\sigma</math> soddisfa la condizione:</p> $\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{26}{\gamma_{Mf}}$ <p>b) Il numero totale di cicli di sollecitazione <math>N</math> soddisfa la condizione:</p> $N \leq 2 \times 10^6 \left[ \frac{36/\gamma_{Mf}}{\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{E,2}} \right]$ <p>Dove:  <math>\Delta\sigma_{E,2}</math> è il campo di variazione delle tensioni equivalente, ad ampiezza costante in <math>N/mm^2</math>.</p> <p>c) Per un dettaglio per il quale è specificato un limite di fatica ad ampiezza costante <math>\Delta\sigma_D</math>, la massima ampiezza delle tensioni <math>\Delta\sigma</math> soddisfa l'equazione:</p> $\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}$	<p>La normativa richiede per procedere alle verifiche di fatica la conoscenza dell'oscillogramma delle tensioni e dello spettro di carico che genera queste tensioni. Sono presenti tre condizioni che mi permettono di non verificare a fatica il componente strutturale:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>se tutti i <math>\Delta</math> di trazione-compressione sono minori di <math>26 N/mm^2</math> ;</li> <li>se tutti i delta di taglio sono minori di <math>35 N/mm^2</math>;</li> <li>se il numero totale dei cicli è minore di <math>10^4</math>.</li> </ol> <p>Negli altri casi la verifica a fatica dovrà essere effettuata considerandola relativa ad uno stato limite di servizio. Tale verifica verrà effettuata impiegando i <math>\Delta</math> di calcolo <math>\Delta\sigma_i</math> e i <math>\Delta</math> resistenziali ammissibili <math>\Delta\sigma_A</math> e <math>\Delta\sigma_D</math> con le seguenti precauzioni:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>se la norma specifica relativa ai carichi da considerare nel calcolo non prevede l'uso di coefficiente di maggiorazione <math>\gamma_s</math>, esso sarà usato nelle verifiche ponendo <math>\gamma_s = 1</math>;</li> <li>si fa diretto riferimento, nelle verifiche ai <math>\Delta</math> resistenziali tabulati e diagrammati quando è garantito che la rottura del particolare costruttivo comporta solo un danneggiamento locale della struttura e sono possibili ridistribuzioni di sforzi;</li> <li>qualora non sia possibile la redistribuzione degli sforzi e la rottura del particolare costruttivo comporti il collasso globale della struttura bisogna fare riferimento, nelle verifiche, a <math>\Delta</math> resistenziali più cautelativi e ciò si ottiene diminuendo i <math>\Delta</math> resistenziali mediante un coefficiente <math>\gamma_m = 1.3</math>;</li> <li>per situazioni intermedie, che devono essere vagliate caso per caso dal progettista secondo quanto riportato nella norma.</li> <li>la verifica a fatica dei vari componenti strutturali è influenzato dallo spessore. Se <math>t \geq 25 mm</math> il valore di tensione ammissibile <math>\Delta\sigma_A</math> dovrà essere ridotto:</li> </ol> $\Delta\sigma_{A,t} = \Delta\sigma_A \sqrt[4]{\frac{25}{t}}$ <p>Dove:  <math>t</math> è lo spessore della parte più sollecitata del particolare</p>

Dove:

- $\gamma_{Ff}$  coefficiente parziale di sicurezza per carichi a fatica;
- $\gamma_{Mf}$  coefficiente parziale di sicurezza per resistenza a fatica;

Questi sono coefficienti introdotti dall'Eurocodice3 per tener conto delle incertezze relative all'analisi del comportamento a fatica. Il coefficiente parziale di sicurezza  $\gamma_{Ff}$  tiene conto delle incertezze nello stimare:

- I livelli di carico applicati;
- La conversione dei carichi in tensioni e variazioni di tensioni;
- L'ampiezza del ciclo di tensione equivalente dedotta dallo spettro di progetto;
- La vita di progetto della struttura e l'evoluzione del carico di fatica durante detta vita.

Il carico di fatica dato nell'Eurocodice 1 prevede già un valore appropriato del coefficiente parziale di sicurezza  $\gamma_{Ff}$ . In generale dove non è diversamente indicato si può usare un  $\gamma_{Ff} = 1.0$ . Il coefficiente  $\gamma_{Mf}$  invece tiene conto degli effetti dovuti a:

- Le dimensioni dell'elemento;
- Le dimensioni, forma e vicinanza delle discontinuità;
- Le concentrazioni locali di sforzi dovute alle irregolarità delle saldature;
- La variabilità dei processi di saldatura e degli effetti metallurgici.

I valori forniti dall'Eurocodice presuppongono che siano applicate procedure di controllo qualità per assicurare che la fabbricazione dei dettagli costruttivi corrisponda ai requisiti di qualità per le strutture soggette a fatica. In relazione alle conseguenze del cedimento, possono presentarsi due possibili situazioni:

- Componenti strutturali non critici ("fail-safe"), con ridotti effetti di collasso, tali che il cedimento locale di un componente non produce il collasso della struttura;
- Componenti strutturali critici ("non fail-safe") dove il cedimento locale di un componente porta rapidamente al collasso della struttura.

Ispezioni ed accessibilità	Componenti non critici ("fail safe")	Componenti critici ("non fail safe")
Ispezioni periodiche e manutenzione <sup>3)</sup> Buona accessibilità	[1.00]	[1.25]
Ispezioni periodiche e manutenzione <sup>3)</sup> Scarsa accessibilità	[1.15]	[1.35]

strutturale;

$\Delta\sigma_A$  è il valore da tabella a  $2 * 10^6$  cicli;  
 $\Delta\sigma_{A,t}$  è il valore corretto da impiegare per lo spessore.

La verifica a fatica può essere effettuata con il metodo della Regola di Miner o con quella del  $\Delta$  equivalente. La determinazione dello spettro di tensione può essere con il metodo così detto del "serbatoio".

Metodo di Miner:

Deve essere verificata la condizione:

$$\sum \frac{n_i}{n^*_i} \leq 1$$

Dove:

$n_i$  è il numero di cicli effettivi relativi al  $\Delta\sigma_i$  o al  $\Delta\tau_i$ ;  
 $n^*_i$  è il numero di cicli che sulla linea SN di riferimento corrisponde al  $\Delta\sigma_i$  o al  $\Delta\tau_i$ .

Il numero di cicli N è dato da:

$$n^*_i = \frac{1}{(\gamma_s * \gamma_m * \Delta\sigma_i)^3} * \Delta\sigma^3_A * 2 * 10^6$$

Per  $\Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma_D$ ;

$$n^*_i = \frac{1}{(\gamma_s * \gamma_m * \Delta\sigma_i)^5} * \Delta\sigma^5_A * 5 * 10^6$$

Per  $\Delta\sigma_i < \Delta\sigma_D$  e  $\Delta\sigma_A > 56 N/mm^2$

$$n^*_i = \frac{1}{(\gamma_s * \gamma_m * \Delta\sigma_i)^5} * \Delta\sigma^5_A * 5 * 10^7$$

Per  $\Delta\sigma_i < \Delta\sigma_D$  e  $\Delta\sigma_A \leq 56 N/mm^2$

$$n^*_i = \frac{1}{(\gamma_s * \gamma_m * \Delta\tau_i)^5} * \Delta\tau_A * 2 * 10^6$$

Per sollecitazioni tangenziali.

Metodo del  $\Delta$ equivalente:

Viene denominato campo equivalente di uno spettro ed indicato con  $\Delta\sigma_{eq}$  o con  $\Delta\tau_{eq}$  il campo di ampiezza costante che operando per un numero di cicli pari al numero totale  $n$  di cicli dello spettro da luogo al medesimo danneggiamento a fatica dello spettro stesso:

$$\Delta\sigma_{eq} = \sqrt[3]{\frac{\sum \Delta\sigma^3_i * n_i}{n}}$$

Nel caso di spettri relativi a tensioni di trazione-compressione.

$$\Delta\tau_{eq} = \sqrt[5]{\frac{\sum \Delta\tau^5_i * n_i}{n}}$$

Nel caso di spettri relativi a tensioni tangenziali.

La verifica a fatica si effettua confrontando il  $\Delta_{eq}$  con il  $\Delta$  resistente dato dai diagrammi dei materiali o della classe dei collegamenti in corrispondenza dello stesso numero

Le tensioni dovranno essere determinate attraverso un'analisi elastica della struttura sottoposta ai carichi di fatica.

Le sollecitazioni di fatica nella saldatura da prendere in considerazione sono:

- Una tensione normale  $\sigma_w$  perpendicolare all'asse della saldatura;
- Una tensione tangenziale  $\tau_w$  parallela all'asse della saldatura

Le tensioni  $\sigma_w$  e  $\tau_w$  possono essere determinate dividendo la relativa componente della forza trasmessa per unità di lunghezza per l'altezza di gola  $a$ . Oppure come suggerito nella trattazione statica delle saldature:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2}$$

$$\tau_w = \tau_{\parallel}$$

Lo spettro di progetto di un tipico dettaglio o elemento strutturale può essere dedotto dall'andamento temporale delle tensioni ottenuto da prove appropriate o da valutazioni numeriche basate sulla teoria dell'elasticità. Per molte applicazioni i metodi di conteggio dei cicli detti del flusso ("Rainflow") o del serbatoio ("Reservoir") sono idonei per essere impiegati congiuntamente alla sommatoria di Palmgren-Miner.

Per ciò che riguarda la procedura per la determinazione della resistenza a fatica, essa è la stessa di quella descritta nell'UNI 10011.

Vi è un precisazione per quanto riguarda il caso di sollecitazioni composte:

Se nella stessa posizione le tensioni normali e tangenziali variano indipendentemente, le componenti di danneggiamento per le tensioni normali e tangenziali dovranno essere determinate separatamente impiegando la regola di Miner e successivamente combinate usando il seguente criterio:

$$D_{d,\sigma} + D_{d,\tau} \leq 1$$

Dove:

$D_{d,\sigma} = \sum \frac{n_i}{N_i}$  per i campi di variazione delle tensioni normali  $\Delta\sigma_i$ ;

$D_{d,\tau} = \sum \frac{n_i}{N_i}$  per i campi di variazione delle tensioni tangenziali  $\Delta\tau_i$ .

Sono riportati schizzi che indicano posizione, direzione delle tensioni alle quali si applicano le relative verifiche a fatica e classe del dettaglio. Sono presenti inoltre delle tabelle riportanti per ogni classe di giunzione il valore di riferimento della resistenza a fatica a 2 milioni di cicli, i valori numerici dei punti di incontro fra tale tensione e

di cicli  $n$ ; si tratta perciò di verificare:

$$\gamma_s * \Delta\sigma_{eq} \leq \frac{\Delta\sigma_r}{\gamma_m}$$

Nel caso di spettri relativi a tensioni di trazione-compressione;

$$\gamma_s * \Delta\tau_{eq} \leq \frac{\Delta\tau_r}{\gamma_m}$$

Nel caso di spettri relativi a tensioni tangenziali.

Quando lo stato di sollecitazione nei gradini di uno spettro è caratterizzato da cicli simultanei di tensioni normali e tangenziali, si effettuerà per ciascun gradino il calcolo delle tensioni principali in corrispondenza delle tensioni minime e massime, se ne ricaverà il  $\Delta$  relativo, e la verifica a fatica verrà fatta sullo spettro dei  $\Delta$  delle tensioni principali così ottenuto.

Le tensioni tangenziali possono essere trascurate se sono numericamente inferiori al 15% delle coesistenti tensioni normali.

le curve di fatica caratteristiche al variare della pendenza e del numero di cicli. Dovendo però considerare effetti di spessori, carichi e coefficienti parziali i valori sono diversi da quelli in tabella però si riesce con interpolazione lineare tra i parametri in tabella a ricondursi al valore esatto per ogni tensione di progetto.	
---	--

### **11.CONCLUSIONI:**

L'Eurocodice 0 ed Eurocodice 1 sono inservibili ai fini della progettazione di organi di sollevamento poiché contengono solo definizioni e metodi generali con i quali non si riesce a caratterizzare a dovere il meccanismo e a calcolare i carichi di sicurezza come invece avviene nella normativa FEM1.001.

Solo l'Eurocodice 3 perciò risulta innovativo sotto molti aspetti e più completo in quanto a descrizioni e casi trattati rispetto all'UNI10011. Esso introduce non solo metodi più completi e precisi ma anche delle verifiche molto rapide a seconda delle condizioni che si hanno sul meccanismo, risulta essere perciò un'eccellente miglioria nelle procedure di progettazione.