

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Progettazione della struttura di sollevamento per banco
prova cuscinetti**



Relatore:

prof. Eugenio Brusa

CO-Relatore:

prof.ssa Cristiana Delprete

Candidato:

Francesco Paolo Porcari

INDICE DELLA TESI

- 1) *Raccolta dello stato dell'arte*
 - 1.1 *Introduzione*
 - 1.2 *Banchi prova*
 - 1.3 *Sensoristica*
 - 1.4 *Misuratori d'attrito*

- 2) *Impostazione progettuale*
 - 2.1 *Definizione dei parametri caratteristici*
 - 2.2 *Componenti non strutturali*

- 3) *Studio della trave ponte*
 - 3.1 *Caratteristiche sollecitazione*
 - 3.2 *Verifica a flessione delle flange*
 - 3.3 *Stabilità flessotorsionale*
 - 3.4 *Verifica a fatica*

- 4) *Studio della flangia di collegamento*

- 5) *Studio delle vie di corsa*
 - 5.1 *Caratteristiche sollecitazione*
 - 5.2 *Verifica a flessione delle flange*
 - 5.3 *Stabilità flessotorsionale*
 - 5.4 *Verifica a fatica*

- 6) *Studio del telaio*
 - 6.1 *Caratteristiche di sollecitazione*
 - 6.2 *Verifica di instabilità carico di punta*
 - 6.3 *Verifica a ribaltamento*
 - 6.4 *Verifica a fatica*

7) Collegamenti saldati e bullonati

7.1 Nodo trave ponte – flangia di collegamento

7.2 Nodo traverso a sbalzo – pilastro

7.3 Nodo reggimensola – pilastro

7.4 Nodo pilastro – banco prova

7.5 Nodo triplo anteriore

7.5.1 Gruppo di collegamento laterale

7.5.2 Gruppo di collegamento inferiore

7.6 Nodo triplo posteriore

7.6.1 Gruppo di collegamento laterale

7.6.2 Gruppo di collegamento inferiore

8) Analisi FEM e comparazione risultati

8.1 Primo caso di studio: mezzeria

8.2 Secondo caso di studio: fincorsa

8.3 Analisi FEM della trave ponte

9) Appendice

9.1 Componenti non strutturali

9.2 Calcolo della reazione al ponte

9.3 Convenzione di segno momento flettente flange

9.4 Equilibrio dei momenti ai nodi del telaio spaziale

9.5 Descrizione delle modalità di collasso di un elemento T-Stub

9.6 Foglio di calcolo nodo triplo anteriore

9.7 Foglio di calcolo nodo triplo posteriore

10) Bibliografia

1. ANALISI DELLO STATO DELL'ARTE

1.1 INTRODUZIONE

I cuscinetti rappresentano una parte fondamentale delle macchine utensili, dunque l'esigenza di poterne monitorare lo stato di lavoro è particolarmente sentita; ciò ha portato, a partire dalla metà del secolo scorso, a sviluppare diversi modelli teorici che potessero aiutare nella comprensione di questo fenomeno. Tuttavia, a causa della moltitudine di ambienti e condizioni in cui i cuscinetti possono trovarsi a lavorare, tali calcoli sono di natura probabilistica.

I modelli comunemente usati si basano sull'equazione di Lundberg-Palmgren:

$$L_n = A_1 * A_2 * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (1.1)$$

laddove A_1 è il fattore di affidabilità statistica e A_2 viene generalmente fornito dal costruttore sulla base del tipo di lubrificante e del carico applicato. L'esponente p varia invece in base alla tipologia di cuscinetto.

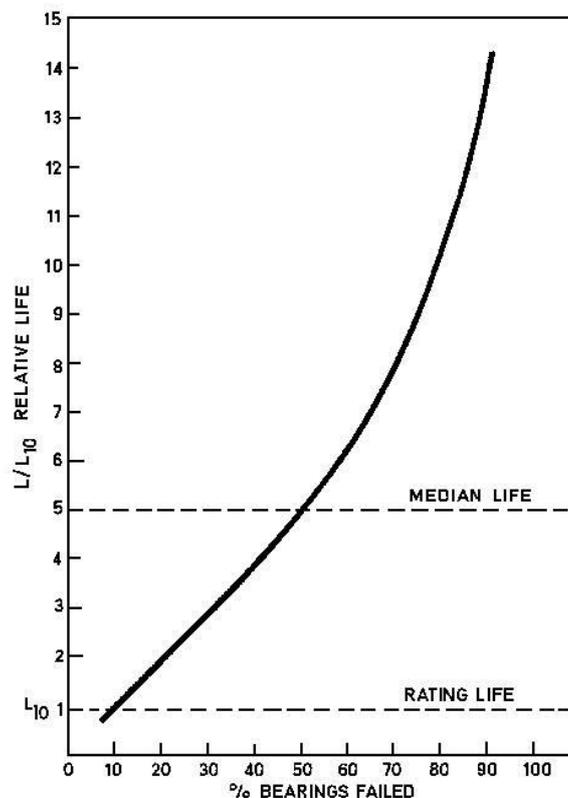


Figura 1.1: distribuzione probabilistica della vita utile

Questa relazione consente di ricavare alcuni parametri definiti come L_{10} piuttosto che L_{50} , ovvero il limite di vita che il novanta o il cinquanta per cento dei cuscinetti dovrebbe riuscire a superare sotto determinate condizioni operative.

Come sarà discusso più avanti, i cardini di questa trattazione sono il carico applicato e la velocità di rotazione dell'elemento mobile^[1]:

- nel primo caso, come evidenziato dalla letteratura, l'incremento eccessivo del carico favorirebbe la nascita di deformazioni plastiche nelle zone di contatto tra pista e volventi, con conseguente alterazione del modello precedente. Il risultato è un esponenziale decremento del limite di vita: si può richiamare il caso dei cuscinetti sferici, dove gli stessi Lundberg e Palmgren hanno notato un cambiamento dell'esponente p da $10/3$ a 4 nelle condizioni sopra citate;
- nel secondo caso, le criticità maggiori sono dovute all'alterazione dei lubrificanti per via di uno spiccato reflusso legato alle elevate velocità rotative. A ciò si accompagnerebbe un maggiore strisciamento tra le superfici, nonché il rischio di usura. Un'altra conseguenza dell'incremento della velocità è che le forze centrifughe aumentano, e con esse gli sforzi sulla pista esterna, modificando le condizioni di carico tra le due piste. Per ultimo, è da annotare anche l'aumento della temperatura, che incide negativamente sulla lubrificazione e può creare localmente ulteriori stress.

1.2 BANCHI PROVA

Per rendere più accurato e completo lo studio delle condizioni di lavoro dei cuscinetti, sono stati sviluppati nel tempo svariati banchi prova che simulano differenti ambienti e permettono un miglioramento dei modelli teorici.

Un generico banco prova è costituito da: driver motore, albero su cui è calettato il cuscinetto in prova, housing del cuscinetto, sistemi di lubrificazione e sensorizzazione esterni, nonché il meccanismo di applicazione del carico.

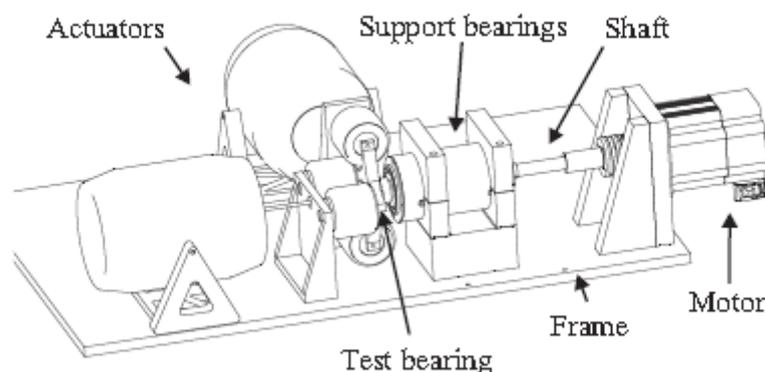


Figura 2.2^[2]: generico layout lineare di un banco prova

Le caratteristiche fondamentali di tali strutture sono:

- la compattezza, affinché si garantiscano le giuste tolleranze e allineamenti tra le parti, nonché una certa facilità di montaggio. Come suggerito in letteratura^[2], le dimensioni dell'albero devono essere accuratamente scelte per evitare eccessivi momenti flettenti causati dal carico applicato, nonché vibrazioni;
- la capacità di applicare le condizioni operative scelte in modo costante per tutto il test, senza causare alterazioni nelle misure e nel modo di lavorare dell'elemento in prova. Poiché per applicare carichi dinamici occorre vincere l'inerzia della struttura di contenimento, Jacobs et al^[2] suggeriscono in tal senso di fabbricare l'housing in leghe leggere per minimizzarne il peso; dall'altra parte, una boccola d'acciaio può essere interposta tra housing e pista esterna per evitare forti stati tensionali causati dal montaggio con interferenza piuttosto che da differenti coefficienti di espansione termica.
- facilità nella sensorizzazione e nell'elaborazione dei dati: a ciò, per esempio, è perfettamente collegabile il vasto impiego di termocoppie installate sull'anello esterno e collegabili in modo diretto ad un sistema di acquisizione.

1.2.1 LAYOUT LINEARE

Il layout più sviluppato negli anni è quello di tipo lineare: un motore mette in rotazione l'albero, su cui è calettato il cuscinetto di prova, mentre uno o più cuscinetti fungono da sostegno. L'elemento da testare è contenuto in una struttura protettiva che lo isola dall'ambiente circostante e sulla quale viene applicato il carico e vengono predisposti i sensori di misura.

La posizione del cuscinetto in prova rispetto a quelli di supporto consente di distinguere tra strutture a mensola e strutture con supporti laterali.

Nel primo caso il cuscinetto da testare si trova all'estremità dell'albero, sul quale sono direttamente applicate le forze. Questa configurazione consente una notevole facilità di montaggio e di conoscenza delle condizioni di carico, poiché la dinamica non è influenzata dai cuscinetti intermedi. Tuttavia può presentare problemi legati al momento flettente, che causa un'inclinazione reciproca delle piste^[2].

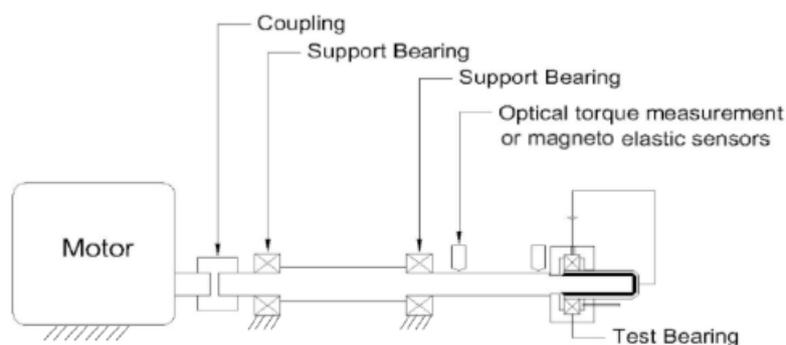


Figura 1.3^[3]: layout lineare a mensola

La seconda configurazione, notevolmente più usata, prevede di inserire i supporti alle estremità dell'albero e in mezzo il cuscinetto in prova. In questo caso il carico può essere applicato radialmente sull'housing tramite sistemi di attuazione, oppure assialmente tramite cuscinetti di spinta. Per garantire una certa simmetria si preferisce utilizzare più cuscinetti intermedi in prova (fino a quattro): ciò si ripercuote positivamente anche sulla misura del momento d'attrito, assunto come la somma di n componenti uguali^[3]. Inoltre, questo tipo di design consente di monitorare più cuscinetti contemporaneamente, creando sistemi in serie.

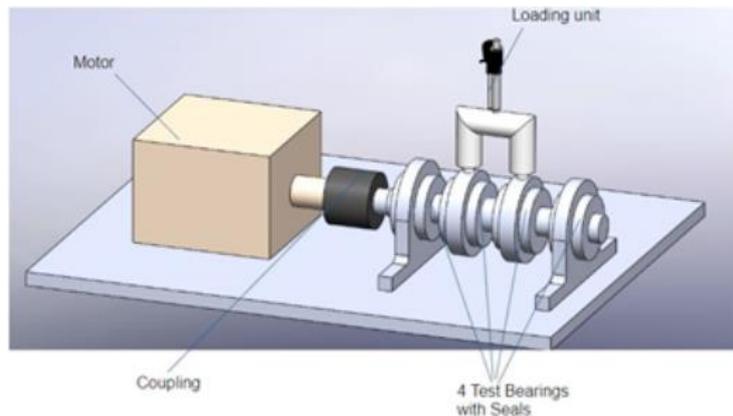


Figura 1.4^[3]: layout lineare con cuscinetti in serie

Nel layout lineare il carico è tipicamente indotto attraverso sistemi di masse sospese: spostando i pesi lungo la loro trave portante, se ne causa una flessione che crea una spinta radiale sul cuscinetto. Questa semplice soluzione consente di applicare solo carichi statici^[4].

Alcuni prototipi impiegano una trasmissione con cinghia, presentata come una valida alternativa all'accoppiamento diretto tra motore e albero poiché riduce la trasmissione delle vibrazioni: cambiando la tensione della cinghia, si riesce ad applicare un diverso carico radiale. La spinta assiale può invece essere fornita tramite un cilindro pneumatico^[5].

La soluzione con i cuscinetti di supporto esterni è anche alla base delle macchine da banco sviluppate dalla SKF^[6]: si tratta del sistema ROF+, che utilizza cinque housing in serie, ciascuno contenente due cuscinetti. L'albero rotante, comune, è azionato da un motore elettrico di cui si può cambiare la velocità. La peculiarità di questo banco è il fatto che gli housing sono separati, dunque in ciascuno di essi si possono sperimentare differenti condizioni di carico o impiegare varie tipologie di grasso lubrificante.



Figura 1.5^[6]: SKF ROF+

1.2.2 LAYOUT A PORTALE

Una seconda tipologia di layout è quella a portale: si tratta di una configurazione più limitata a particolari settori, quali automotive o eolico, e permette di gestire bene il *condition monitoring* di cuscinetti di notevoli dimensioni. La struttura a portale garantisce stabilità e solidità, e sorregge una serie di cilindri idraulici le cui estremità sono collegate con l'housing del cuscinetto in prova. Il vantaggio di questa costruzione è che si possono impiegare molti pistoni lungo tutta la circonferenza dell'anello di contenimento, simulando un carico costante, ciclico o dinamico rotante. A causa della versatilità con cui si possono applicare i carichi, un ulteriore punto di forza di questa soluzione è rappresentato dalla possibilità di effettuare una sensorizzazione di alto livello (come spiegato successivamente).

Uno svantaggio del layout a portale sono invece gli ingombri, che pertanto lo rendono un'applicazione di nicchia.

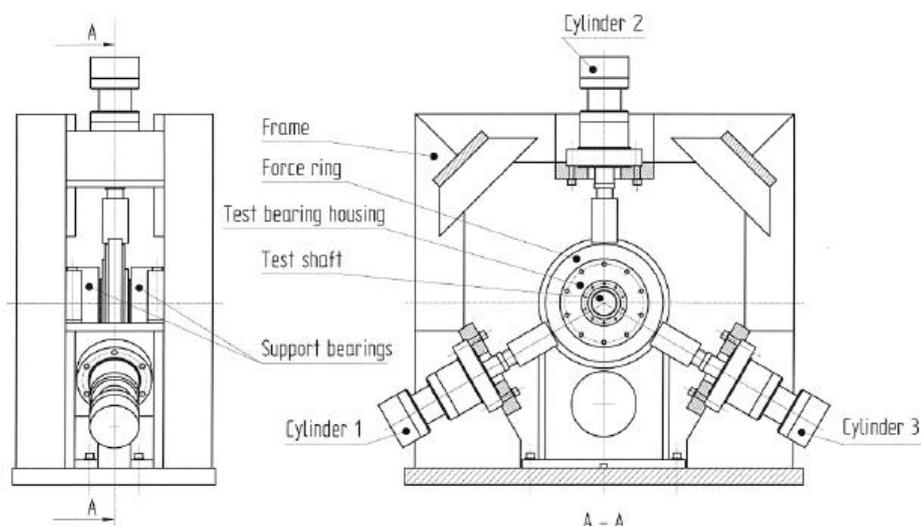


Figura 1.6^[7]: layout a portale

1.3 SENSORISTICA

Un'adeguata sensorizzazione del banco prova permette di effettuare monitoraggio completo, per la caratterizzazione di tutti i principali fenomeni che interferiscono con la vita utile di questi componenti.

I sensori comunemente impiegati sono termocoppie, torsionometri, encoder di velocità e celle di carico. Di particolare interesse sono i primi due, in quanto la loro locazione deve essere il più possibile vicina all'elemento in prova, pena una misurazione non completamente veritiera. Il carico applicato e la velocità di rotazione, invece, sono facilmente misurabili al di fuori dell'housing.

1.3.1 TEMPERATURA

Sia nei banchi prova a layout lineare che in quelli a portale, le termocoppie vengono inserite in un apposito spazio ricavato nella struttura di contenimento: quelle più utilizzate hanno la forma di una sonda, con una testa sensibile di materiale conduttivo. Per effettuare misure più precise, si possono disporre radialmente diversi sensori termici. Questa soluzione è di agevole realizzazione e permette un collegamento rapido con il sistema di acquisizione dati: così facendo, si possono realizzare semplici banchi prova per studiare gli andamenti termici in cuscinetti appositamente danneggiati^[8]. Il punto carente è che non si riescono ad avere informazioni sul riscaldamento della pista interna, che solitamente è quella collegata all'albero rotante e rappresenta la zona di lavoro più critica.

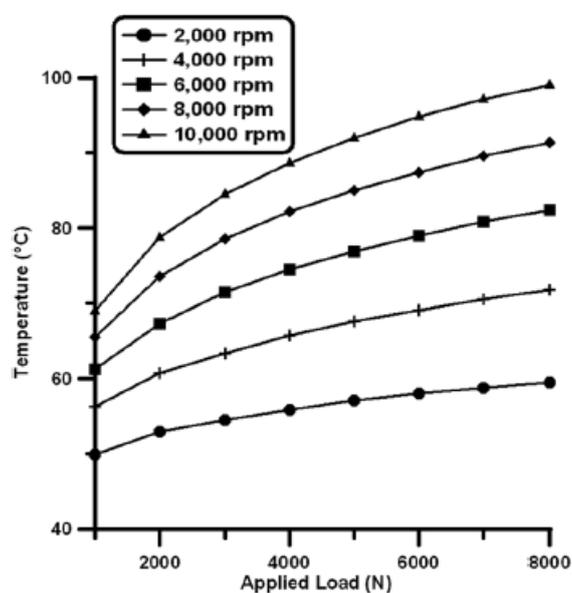


Figura 1.7^[8]: esempio di andamento termico

Brecher et al^[9] discutono una possibile variante più invasiva, basata sull'impiego di un sensore termico che viene calettato sull'albero. Tutto il circuito elettrico per la

trasmissione delle informazioni è incapsulato nel rotore, che culmina con una sottile lamina di metallo ad elevata conduttività posta vicino alla pista interna: tale lamina rappresenta il quarto ramo di un ponte estensimetrico, e deformandosi con la temperatura ne altera la tensione di uscita. Il sensore comunica con l'ambiente circostante per via telemetrica: è alimentato tramite un campo magnetico generato da uno statore esterno all'housing, e a sua volta trasferisce i dati tramite onde radio. Le applicazioni di questo tipo, per quanto estremamente precise, sono di difficile realizzazione a causa delle condizioni ostiche che i sensori riscontrerebbero sulla pista interna: nel caso citato, ad esempio, l'elevata velocità di rotazione e il rapido cambiamento della posizione angolare richiedono particolare sforzo nella progettazione dell'antenna incorporata nel sensore.

Soluzione alternativa all'utilizzo di sonde esterne è quella che sfrutta spazzole in carbonio^[10] che chiudono un circuito RC oscillante per la misura dell'impedenza di un grasso elettricamente conduttivo, usato come lubrificante e come ponte per il passaggio della corrente. Dalla pista interna, il segnale elettrico attraversa l'albero e viene raccolto tramite i contatti striscianti sull'altro capo del circuito. La variazione delle proprietà del grasso, e conseguentemente dell'impedenza del sistema, permette di stimare la temperatura della zona di lavoro. I problemi di questa misura sono relativi al necessario impiego di un lubrificante conduttivo con specifiche caratteristiche, nonché all'usura delle spazzole.

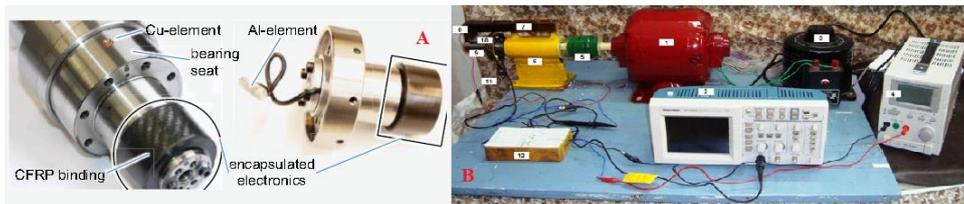


Figura 1.8: esempio di termocoppia interna (A) e di sistema a spazzole (B)

1.3.2 ATTRITO INTERNO

La misura del momento d'attrito è effettuata nei banchi prova con lo scopo di migliorare o rafforzare i modelli teorici sviluppati dalla letteratura scientifica: in tal senso le sperimentazioni, assecondando la scomposizione del momento d'attrito nelle due componenti che saranno descritte nel paragrafo **1.4 MISURE D'ATTRITO: SOLUZIONI COSTRUTTIVE**, vengono eseguite per ricavare andamenti tra momento e carico oppure in funzione delle condizioni del lubrificante.

Concentrandosi sulla prima di queste componenti, il metodo più comune si basa sull'utilizzo di *strain gauges* montati su una trave a sbalzo, di cui un'estremità è collegata direttamente all'housing o alla pista esterna^[11]. In questi casi la boccia di contenimento del cuscinetto non è vincolata, ma teoricamente libera di ruotare: applicando un diverso carico sul cuscinetto e mettendo in rotazione la pista interna, l'attrito tra volventi e parti fisse provoca una leggera rotazione anche della pista esterna, e con essa dell'involucro

che la contiene; in questo modo la mensola è sottoposta ad una deformazione flessionale, che viene calcolata per risalire alle perdite di potenza causate dalla frizione delle parti in moto relativo.

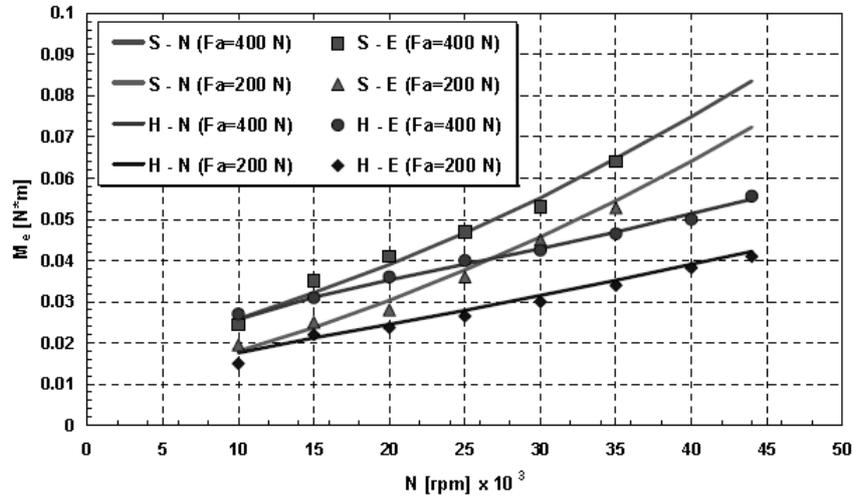


Figura 1.9^[11]: momento d'attrito in funzione della velocità di rotazione.
 N = risultati con modello numerico, E = risultati sperimentali

Nella variante presentata da Zhang et al^[12], un cavo estensibile si sostituisce alla mensola flessibile e funge da trasduttore estensimetrico, deformandosi quando l'housing viene trascinato dalla rotazione del cuscinetto. Anche in questo caso, gli andamenti riportati sono funzione del carico applicato o della velocità di rotazione.

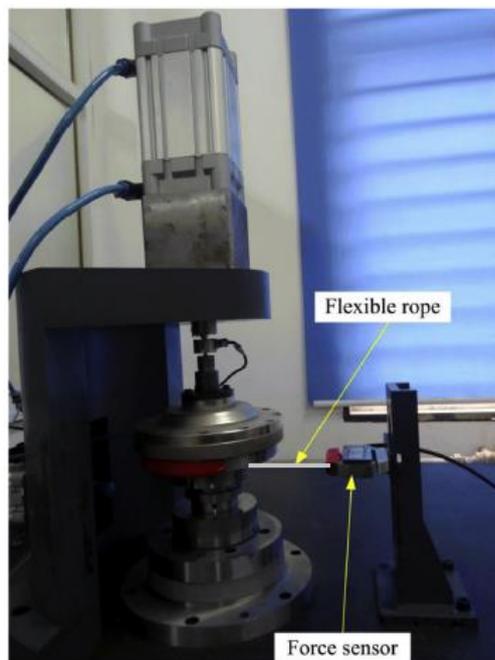


Figura 1.10^[12]: misura d'attrito con cavo estensibile

Poiché i valori di queste grandezze fisiche sono nell'ordine dei Nmm , per migliorare la lettura in output degli strumenti usati si effettuano delle prove su più cuscinetti in serie: il momento totale sarà la somma dei singoli contributi^[13].

Alcuni banchi prova deputati al solo studio del momento^[14] si basano sull'utilizzo di un tribometro: si tratta di uno strumento che consente di studiare fenomeni di attrito o usura tra superfici in moto relativo, che in questo caso saranno la pista interna del cuscinetto e i volventi. La pista interna viene collegata ad un albero rotante che, dopo un determinato periodo, viene disaccoppiato dal motore: a causa di fenomeni inerziali e tribologici, la velocità di rotazione del sistema decade secondo una legge differenziale del tipo

$$J \frac{d\omega}{dt} + Tz = 0 \quad (1.2)$$

laddove Tz è il termine che rappresenta il momento d'attrito complessivo, collegato a diverse sottocomponenti. Attraverso queste sperimentazioni è possibile effettuare svariate prove con carichi, materiali, lubrificanti diversi, con l'obiettivo di ampliare la gamma di coefficienti numerici impiegati nelle formule di calcolo.

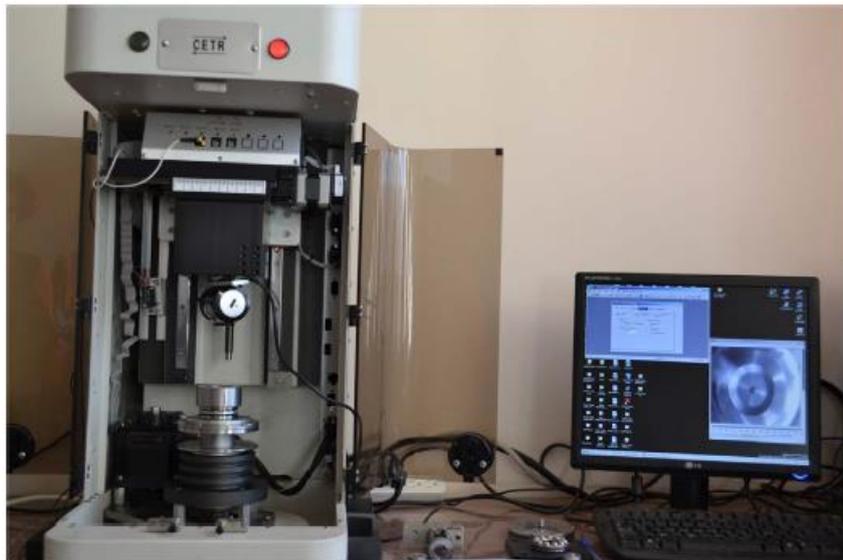


Figura 1.11^[14]: esempio di tribometro con cuscinetto calettato

1.3.3 STATO TENSIONALE

In tutte quelle applicazioni in cui si vogliono monitorare disallineamenti dell'albero o vibrazioni causate da un difetto, si impiegano celle di carico o sensori di prossimità montati direttamente sull'housing. I primi consentono una misura diretta degli sforzi scaricati sul cuscinetto, mentre gli altri li ricavano considerando le deformazioni e gli

spostamenti relativi degli anelli.

Una configurazione di semplice realizzazione si basa sul disporre quattro *strain gauges*^[15] direttamente saldati sulla parte frontale del *cage* del cuscinetto, a diretto contatto con i volventi. Ciò consentirebbe di monitorare i livelli di tensione in un cuscinetto precaricato in funzione dei parametri geometrici, della tipologia di volventi nonché del carico. Queste prove forniscono utili indicazioni sui livelli di precarico ottimali, in grado cioè di garantire adeguata rigidezza al sistema ma senza comprometterne l'integrità strutturale.



Figura 1.12^[15]: disposizione radiale di estensimetri

Nel caso, invece, dei cuscinetti a lamina d'aria^[16], l'impiego di sonde proximity capacitive permette di valutare le caratteristiche del film fluido che separa le piste, quando l'albero rotante viene fatto basculare in direzione orizzontale o verticale. Tali strumenti, solitamente quattro e disposti radialmente, monitorano gli spostamenti dell'anello interno e danno un'indicazione della distribuzione della pressione idrodinamica (e dunque degli sforzi) che preme sulla pista esterna.

Recentemente un'applicazione che ha trovato largo spazio è quella che sfrutta la tecnologia delle fibre ottiche. Si parla in particolare di sensori con fibre a reticolo di Bragg (FBG), impiegati per carpire i livelli di deformazione a cui è sottoposta la struttura sulla quale i sensori sono montati. La deformazione della pista sotto carico provoca un'alterazione della fibra, contenuta in una sede, e dunque una variazione del suo indice di rifrazione. Il segnale luminoso che la attraversa ha un cambiamento di larghezza di banda, secondo la formula di Bragg:

$$\lambda_B = 2n\Delta \quad (1.3)$$

laddove $1 - \lambda_B$ sarà la luce trasmessa, n rappresenta l'indice di rifrazione e Δ il passo del reticolo che si trova all'interno della fibra ottica.

SKF sfrutta questa soluzione per monitorare, tra gli altri, lo stato tensionale dei sistemi di trasmissione nei grossi ponteggi delle piattaforme marine^[17].

La fibra ottica, fissata tramite colla eposidica, viene disposta su una porzione di circonferenza dell'anello esterno abbastanza grande da poter percepire le deformazioni dovute al passaggio di almeno due volventi consecutivi: ciò permette di avere un'idea chiara della partizione del carico tra le parti rotanti e quelle fisse. I due connettori di ingresso e di uscita del segnale vengono sistemati in posizione diametralmente opposta alla zona monitorata.

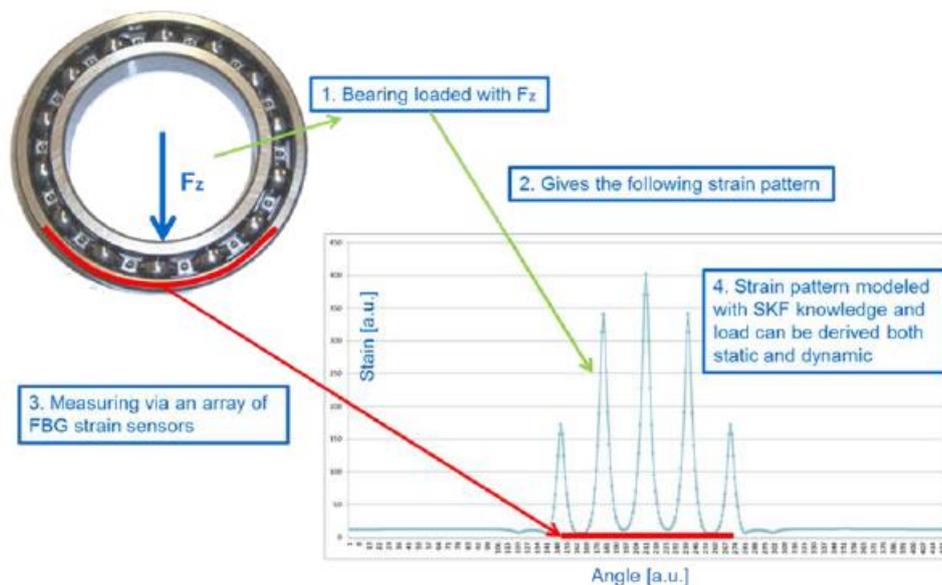


Figura 1.13^[17]: sistema FBG con andamento delle deformazioni

1.4 MISURE D'ATTRITO: SOLUZIONI COSTRUTTIVE

Pur avendo peculiarità costruttive, come la rugosità delle superfici o lo sfruttamento di volventi per la trasmissione del moto, che limitano questo fenomeno, anche i cuscinetti sono soggetti all'attrito e allo scorrimento.

Servendosi di un approccio empirico, sviluppando diverse prove in laboratorio, Palmgren^[1] ha elaborato un modello matematico in grado di stimare le perdite di potenza per attrito in questi sistemi rotanti. Il momento d'attrito risultante è dato dalla somma di due contributi:

$$M = M_1 + M_v = f_1 * F * d_m + k * f_0 d_m^3 \quad (1.4)$$

- il primo è direttamente collegato alla forza applicata F ; il coefficiente di carico relativo f_1 ha un'espressione simile a quella della durata. In questo termine vi è anche una dipendenza, raccolta nel termine d_m , dalla taglia del cuscinetto e dalla sua tipologia costruttiva, che ne influenza l'angolo di contatto;
- il secondo contributo è legato alla lubrificazione: l'olio, infatti, scorre negli interstizi tra i volventi causando una resistenza al loro moto (*churning*). Essa è funzione della viscosità del lubrificante, della velocità di rotazione del cuscinetto, raccolte nel prodotto $k * f_0$, e dell'interasse tra volventi d_m .

Le curve sperimentali del momento d'attrito saranno pertanto collegate sempre alla temperatura, al carico, alla velocità di rotazione e alla presenza o meno di lubrificante.

Nei banchi prova comunemente utilizzati per ricavare tali curve si impiega un torsionometro: a causa dell'attrito tra le superfici del cuscinetto, infatti, si genera una torsione sull'albero.

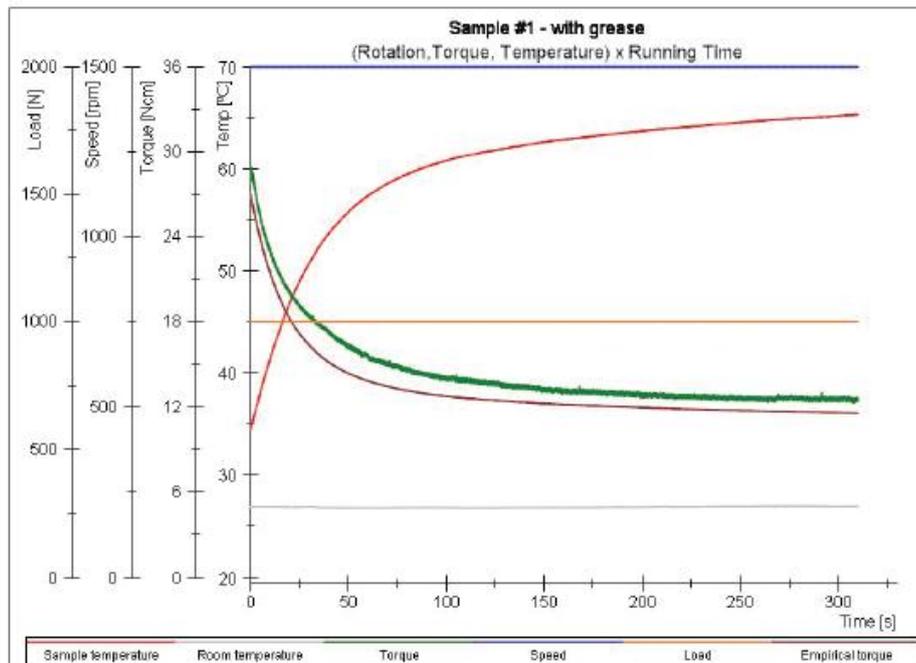


Figura 1.14^[18]: andamenti con 1500rpm e 1000N

Le curve sperimentali ottenute con l'utilizzo di un banco prova standard forniscono tuttavia dei risultati non completamente calzanti, usati solo per confermare la bontà del modello teorico sotto svariate condizioni di lavoro.

Nelle applicazioni industriali di precisione è diventata sempre più sentita l'esigenza di quantificare al meglio il momento d'attrito, che accentua l'usura delle superfici: negli ultimi anni, pertanto, sono stati sviluppati alcuni banchi prova specializzati per questo scopo.

La soluzione presentata da Wang et al^[19] prevede un layout in cui il cuscinetto in prova è contenuto in una struttura simmetrica a due bracci, formata da due coperchi che si

chiudono con interferenza per garantire il serraggio dell'elemento in prova. Le estremità sono collegate a due trasduttori di pressione, che ricevono un precarico variabile con un sistema di molle. Quando il cuscinetto viene messo in rotazione, in base al verso della velocità angolare si crea un gradiente tra i due momenti percepiti sui sensori estremali, in quanto su uno dei lati si aggiunge il contributo del momento d'attrito.

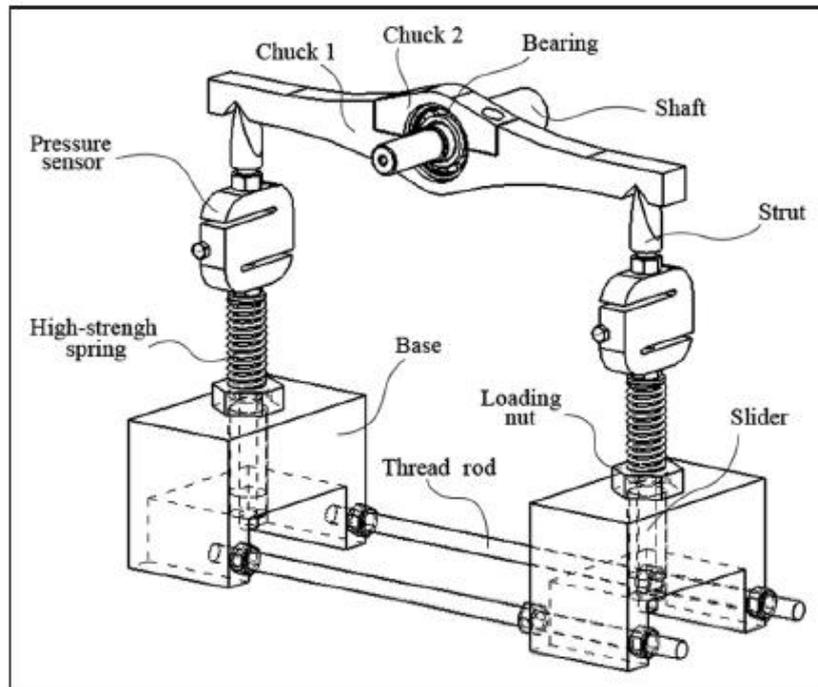


Figura 1.15^[19]: banco prova per il momento d'attrito

Indicando con il pedice 1 i termini relativi alla rotazione in senso orario, e con 2 quelli in senso antiorario, si può fornire una formula di calcolo unica:

$$M = \frac{|F_{12}F_{21} - F_{11}F_{22}| * L}{F_{11} + F_{12} + F_{21} + F_{22}} \quad (1.5)$$

Le misurazioni vengono effettuate in funzione dei carichi radiali e delle velocità angolari, monitorando l'eventuale eccessivo riscaldamento della zona di lavoro rispetto all'ambiente circostante.

L'obiettivo è quello di confrontare i risultati con il modello teorico sviluppato da SKF. Tra i risultati ottenuti con questo layout, un paio meritano una particolare menzione: innanzitutto si dimostra come i cuscinetti lubrificati subiscano un'influenza maggiore, a causa del fenomeno del *churning* precedentemente citato^[1]; in secondo luogo, l'applicazione di un lieve carico radiale (fino a mille Newton) porta, con l'aumentare della velocità angolare, all'andamento sinusoidale mostrato nella figura seguente.

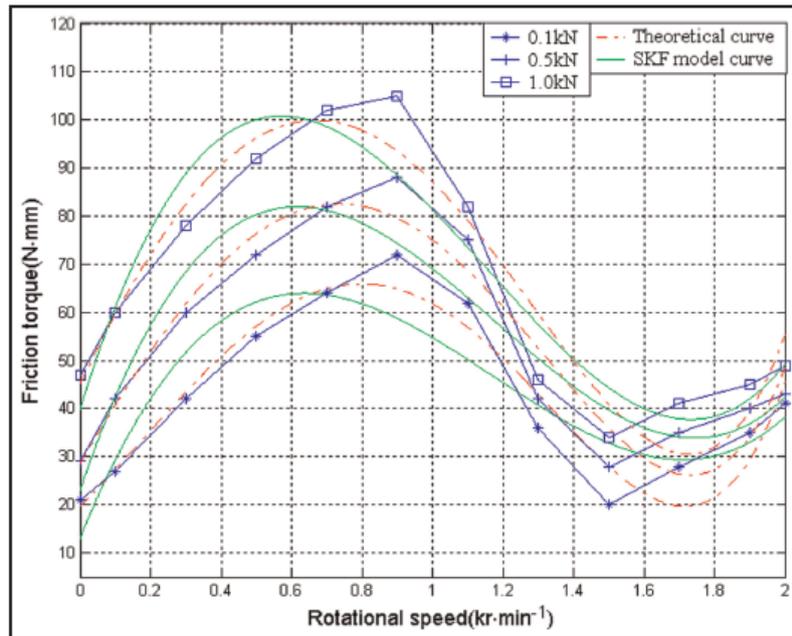


Figura 1.16^[19]: confronto tra l'andamento sperimentale e il modello teorico

Un secondo banco prova è quello realizzato da Fiedler et al^[20]: esso consta di un albero rotante su cui è calettato il cuscinetto in prova, a sua volta contenuto in uno idrostatico. Tramite pistoni idraulici è possibile applicare un carico radiale e assiale.

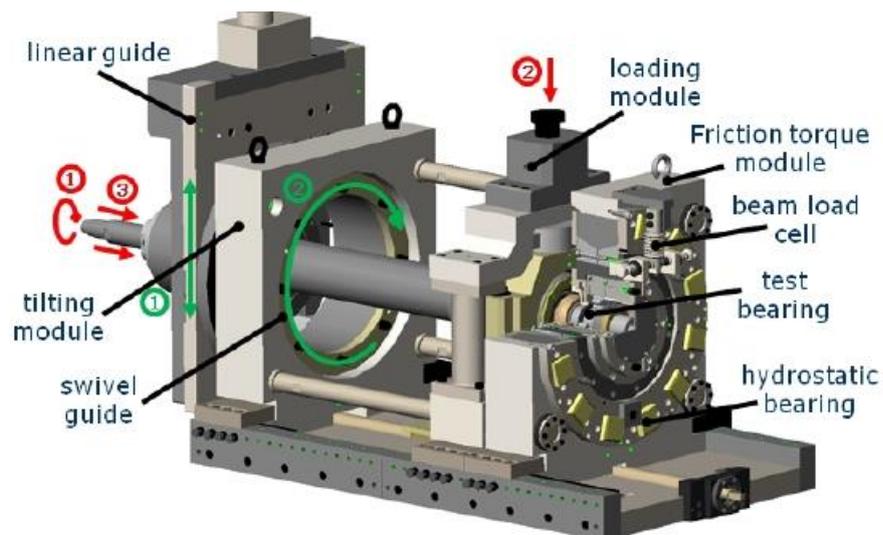


Figura 1.17^[20]: banco prova per la misura del momento d'attrito

Per bloccare la rotazione del cuscinetto idrostatico, che funge da housing, lo si pone a contatto con un torsionmetro costituito da una mensola su cui è montato un estensimetro:

la frizione tra l'elemento in prova e il suo housing provocherebbe la rotazione di quest'ultimo che, essendo vincolato, scarica sulla mensola un momento flettente direttamente legato al momento d'attrito. L'utilizzo di un cuscinetto idrostatico permette di assecondare agevolmente i disallineamenti dell'albero, simulati sotto condizioni di carichi combinati, e di misurare in modo efficace il contributo del momento d'attrito. L'inclinazione dell'albero viene registrata tramite quattro *strain gauges* disposti radialmente dentro il cuscinetto idrostatico.

I risultati forniti dagli autori riguardano il momento d'attrito sotto diverse condizioni di carico e velocità, e il coefficiente di slittamento tra housing e pista esterna dell'elemento in prova, sotto applicazione di un lieve carico radiale (minore di un chilo Newton) a velocità fissa (tremila giri al minuto).

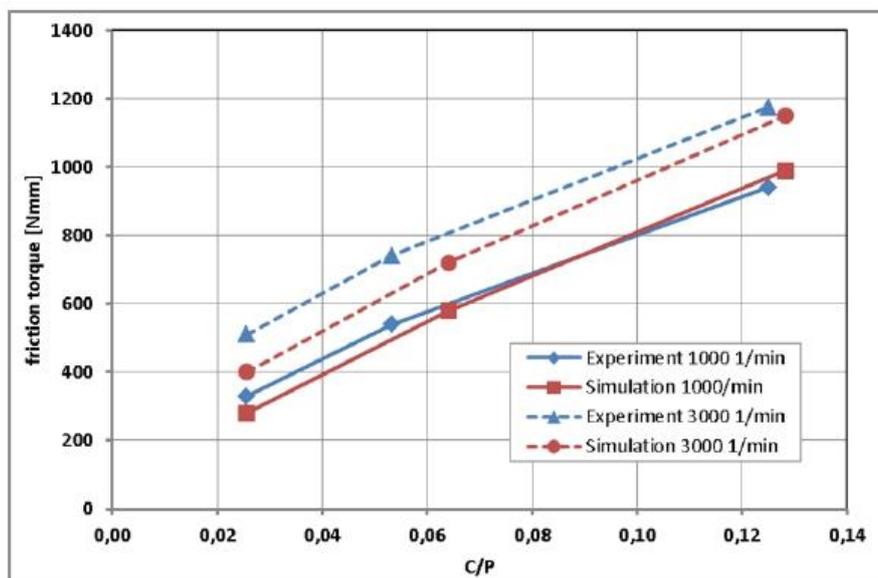


Figura 1.18^[20]: confronto tra andamento sperimentale e andamento modellizzato del momento d'attrito

Le prove vengono ripetute sotto diverse condizioni: viene modificato il numero di volventi oppure il livello di oscillazione libera dell'albero. In generale si evidenzia che, sotto applicazioni di notevoli carichi, nell'ordine del centinaio di chilo Newton, il contatto tra pista e volventi, nonché il momento d'attrito, risultano simili a prescindere dalle modifiche costruttive.

2. IMPOSTAZIONE PROGETTUALE

2.1 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI CARATTERISTICI

La seguente parte della tesi riguarda la progettazione della struttura di supporto alle attività del banco prova, descrivendo nel dettaglio tutte le analisi svolte. Tale struttura ha il compito di permettere il sollevamento e la movimentazione di tutti quei componenti che dovranno essere poi montati nella macchina di misura.

Le normative utilizzate per l'impostazione dei calcoli sono le seguenti:

- UNI EN 1991;
- UNI EN 13001;
- UNI EN 1993;
- NTC 2018.

Di cui le prime due si occupano, nello specifico, di apparecchi di sollevamento, mentre le ultime due offrono criteri generali per le costruzioni in acciaio.

La prima fase della progettazione consiste nello stabilire alcuni parametri caratteristici, tenendo in conto degli ingombri del banco e del tipo di funzione che si dovrà svolgere:

- area di manovra complessiva $1.2 * 2.6 \text{ m}$;
- altezza di gancio 3 m ;
- presenza di uno sbalzo effettivo di almeno di 0.6 m (per consentire agevole lavoro all'operatore);
- portata massima di 2000 kg ;
- traslazione motorizzata sia dell'organo di sollevamento che della trave ponte sulle vie di corsa;
- materiale scelto: acciaio S235-JR. In relazione al materiale scelto, il limite di resistenza dovrebbe aggirarsi sui 155 MPa . Infatti, secondo le NTC, la tensione ammissibile per un acciaio S235 (vecchia denominazione Fe310) è di $1600 \text{ kg}_F/\text{cm}^2$, pari a 156.7 MPa ;
- tempo continuativo di utilizzo: 5 minuti.

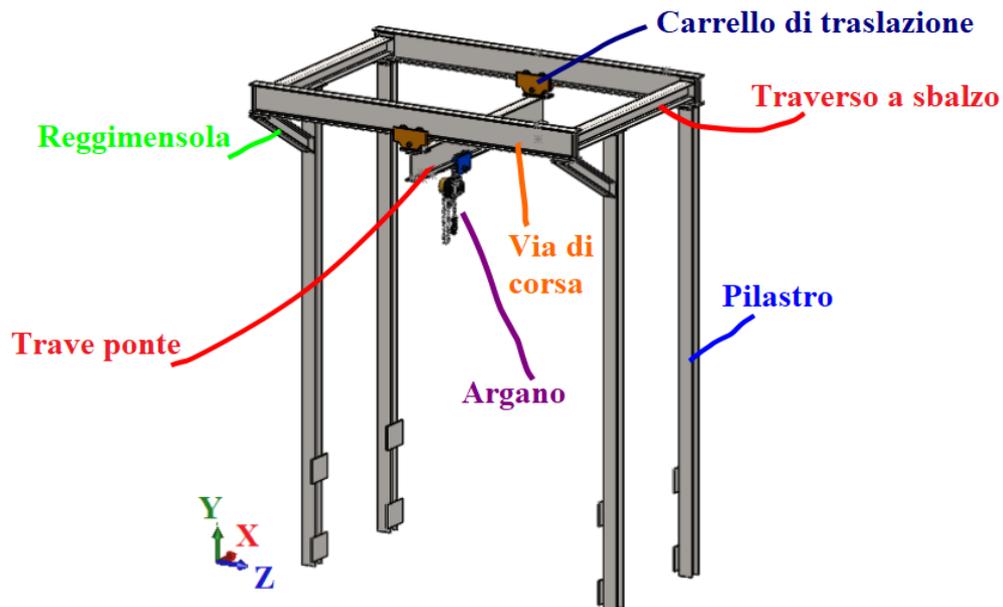


Immagine 2.1: layout complessivo della struttura di sollevamento

Dalla Figura 2.1 si nota che la struttura si configura come un carro ponte sospeso, realizzato con profilati IPN240, HEAA120, HEAA140. Le dimensioni specifiche delle loro sagome saranno elencate nei paragrafi successivi, mentre nella Tabella 2.1 si allegano le lunghezze effettive di tutte le travature, per rispettare l'ingombro del banco di lavoro:

INGOMBRI EFFETTIVI TRAVATURE	
	L_{TOT} [m]
TRAVE PONTE	2.1 (0.75 sbalzo)
VIE DI CORSA	2.99
TRAVERSO SUPERIORE A SBALZO	1.95
PILASTRO ANTERIORE	3.95
PILASTRO POSTERIORE	3.9
REGGIMENSOLA	0.94

Tabella 2.1: ingombri di riferimento per i calcoli

La normativa UNI EN 13001:1 prevede di distinguere tre condizioni di carico per la verifica di un apparecchio di sollevamento:

- **regolare:** rientrano in questa categoria le normali movimentazioni di carico da svolgere nell'officina, nonché le forze sviluppate dai motori dell'argano e dei carrelli;
- **occasionale:** riguarda stati di servizio poco frequenti ma possibili, legati ad esempio a condizioni atmosferiche avverse. Non verrà presa in considerazione, poiché il carro ponte in questione opera in ambiente chiuso e termicamente non soggetto a sbalzi considerevoli;

- **eccezionale:** concerne situazioni assai improbabili, per lo più da imputare all'ambiente circostante. In questo scenario, si effettuerà un'analisi a ribaltamento.

Per un'efficace progettazione è necessario identificare alcuni coefficienti caratteristici, che sono previsti dalla normativa UNI EN 1991:1 e che andranno moltiplicati per le masse coinvolte (sia quelle di sollevamento che quelle proprie della struttura), per scopi conservativi:

- coefficiente $\varphi_1 = 1.1$ che tiene in conto delle vibrazioni indotte quando si solleva un carico, e la cui maggiorazione interessa il peso proprio della struttura "G". In assenza di precise informazioni sull'elasticità del basamento, si assume il suo valore peggiore possibile;
- coefficiente dinamico $\varphi_2 = 1.16$, che tiene in conto delle forze verticali causate dal sollevamento del peso. Interessa dunque il carico da movimentare C;
- coefficienti φ_3 e φ_4 sono assunti unitari (dunque omessi nelle successive equazioni), poiché la struttura non opera su superfici irregolari e non si prevede un improvviso rilascio del carico;
- coefficiente $\varphi_5 = 1$ tiene in conto delle accelerazioni e delle forze causate dalla movimentazione del carico su tutte le possibili travi di scorrimento. Pertanto interessa le forze orizzontali longitudinali e trasversali, di cui si chiarirà in seguito la natura. Per la sua stima si è tenuto in conto del fatto che le velocità di movimentazione non sono eccessive e possono essere assunte come gradualmente cangianti durante le fasi di accelerazione e frenata, dunque si rientra nel caso $1 \leq \varphi_5 \leq 1.5$. Le forze orizzontali, inoltre, sono determinate a partire da un carico maggiorato (e non dalla portata nominale di progetto, come previsto dalla UNI), quindi si ritiene ridondante inserire un'ulteriore maggiorazione.

Il carico di progetto di riferimento C_{RIF} diventa dunque:

$$C_{RIF} = \varphi_1 * G + \varphi_2 * C \quad (2.1)$$

Con la lettera maiuscola G si indicheranno sempre i pesi propri dei componenti. Per quanto riguarda il coefficiente φ_2 , esso è calcolato come

$$\varphi_2 = \varphi_{2,MIN} + v_h * \frac{\beta}{2} \quad (2.2)$$

laddove:

- v_h è la velocità di sollevamento del carico;
- β è un coefficiente normato.

Il valore di β dipende dalla classe di sollevamento dell'apparecchio e dal tipo di comando dell'argano. La classe di sollevamento è legata a considerazioni sull'elasticità del basamento della struttura portante: in assenza di precise indicazioni, e basandosi su altri esempi di progettazione di gru/carriponte, si decide di optare per una classe *HC3*, anche con intenti conservativi. Per quanto riguarda il comando, invece, si assume che sia a velocità costantemente crescente e dunque, dall'Appendice B della stessa norma, una classe *HD4*. Seguendo i prospetti 2 e 2.5 della normativa, si ha:

$$\varphi_{2,MIN} = 1.15 \quad (2.3)$$

$$\beta = 0.51 \quad (2.4)$$

Assumendo una velocità di movimentazione manuale $v_h = 3 \text{ m/min}$, si ottiene il φ_2 prima citato.

La stima di tutti i coefficienti culmina inizializzando i fattori di sicurezza parziali γ_{Mi} da impiegare nelle varie verifiche, nonché chiarendo quelle che sono le caratteristiche meccaniche dell'acciaio sulla base degli spessori degli elementi strutturali coinvolti. Tutto ciò è riassunto nella Tabella 2.2, che si rimanda alle tabelle 4.2.VII e 4.2.I delle NTC2018.

FATTORE DI SICUREZZA PARZIALE			S235 PER SPESSORI < 40 MM	
Nome	Valore	Ambito		
γ_{M0}	1.05	Resistenza delle sezioni	f_y [MPa]	235
γ_{M1}	1.1	Stabilità flesso-torsionale	f_u [MPa]	360
$\gamma_{M2,F}$	1.15	Verifica a fatica	v	0.3
γ_{M2}	1.25	Verifica dei collegamenti	E [GPa]	210
γ_{Ff}	1.15	Verifica a fatica	G [GPa]	80

Tabella 2.2: riassunto dei coefficienti caratteristici acciaio e di sicurezza

In base al prospetto 2.2 della norma UNI EN 1991-3, la struttura portante per l'argano viene verificata seguendo due stati di esercizio. Ciascuno è una combinazione di carichi, opportunamente moltiplicati per i coefficienti φ_i . Si distinguono, pertanto:

1. stato di esercizio in cui si verifica la trave soggetta al carico massimo, al peso proprio e alle forze orizzontali di inerzia dovute al moto dell'argano. La verifica è eseguita sulle vie di corsa e sull'intero telaio;
2. stato di esercizio in cui si verifica la trave soggetta al carico massimo, al peso proprio e alle forze orizzontali di inerzia causate dal moto del ponte, che scorre sulle vie di corsa. Questo controllo interessa la trave ponte.

Le forze inerziali appena citate sono, in base al paragrafo 2.5.1.2 della UNI EN 1991-3, assunte pari a:

$$H_B = 5\% * C_{RIF} \quad (2.5)$$

Queste azioni derivano dal fatto che l'argano ha una consistente massa sospesa, dunque anche assumendo piccole accelerazioni nella movimentazione del carico comunque si generano forze non irrilevanti. Si assume che le forze si sviluppino nel piano del ferro (piano di contatto rotella – putrella): poiché esso non è simmetrico rispetto al baricentro della sezione delle aste, ciò causa non solo sforzi di taglio, ma anche torsioni. La combinazione di tutte queste sollecitazioni viene sfruttata per dimensionare le travi portanti, equiparando le azioni dinamiche a carichi statici equivalenti calcolati secondo UNI EN 1991-3.

L'analisi globale di resistenza seguirà un modello di tipo elastico, poiché in campo meccanico e non propriamente strutturale non si accetta di plasticizzare i componenti, ma si rimane al di sotto dello snervamento. Come riportato nelle NTC 2018 e nella UNI EN 13001-3-1, si dovrà soddisfare la seguente relazione:

$$\sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_y \sigma_z + 3\tau^2} \leq \frac{f_y}{\gamma} \quad (2.6)$$

Laddove σ_z e σ_y rappresentano le tensioni normali agenti rispettivamente lungo e ortogonalmente all'asse della trave nel punto in esame; τ è invece la tensione tangenziale, agente nel piano della sezione.

2.2 COMPONENTI NON STRUTTURALI

I componenti non propriamente strutturali, ma che comunque fanno parte dell'apparecchio di supporto al banco prova, sono:

- 1) x1 argano elettrico di sollevamento;

- 2) x2 carrelli a traslazione motorizzata, per lo scorrimento del ponte sulle vie di corsa e dell'argano sul ponte;
- 3) x1 carrello a traslazione manuale.

Il primo componente scelto è il paranco elettrico a catena *TRALIFT™ TS*: si tratta di un carrello compatto che garantisce i requisiti di altezza libera di gancio, ingombro, portata e peso proprio fissati nella prima parte di progettazione. Le sue caratteristiche fondamentali sono riportate in Tabella 2.3:

CARATTERISTICHE PARANCO ELETTRICO					
Portata [kg]	Potenza [kW]	Altezza di gancio [m]	Ingombro verticale [m]	Peso proprio [kg]	Larghezza trave di scorrimento [mm]
2000	1.45	3	0.62	63.5	76-139

Tabella 2.3: caratteristiche principali del paranco elettrico



Figura 2.1: paranco elettrico Tractel

Come si nota dalla Tabella 2.3, la portata è 2000 kg poiché il carico effettivo massimo di progetto è tale. La verifica della tenuta dell'argano, infatti, esula da questa tesi, essendo esso un componente commerciale: sarà il fornitore stesso a garantirne la resistenza. Diverso è per i carrelli di scorrimento, poiché occorre aggiungere il peso proprio degli accessori e delle travi, pertanto la portata aumenta a $\approx 2150 \div 2200$ kg.

Per quanto riguarda i carrelli motorizzati, invece, dopo svariate proposte di layout della struttura si è scelta una soluzione con trave ponte sospesa, collegata ai carrelli tramite una flangia. La maggiore criticità in questo senso è stata data dal fatto che tutti i carrelli commerciali, per ottimizzare gli ingombri, hanno un ridotto spazio libero tra la putrella e

il perno di aggancio. Questo aspetto verrà approfondito nel capitolo **4. STUDIO DELLA FLANGIA DI COLLEGAMENTO**.

I componenti scelti sono della ditta *HADEF*, sia motorizzati che a traslazione manuale. Solamente su una delle vie di corsa, infatti, verrà inserito quello con motore elettrico. Le loro principali caratteristiche vengono riportate in Tabella 2.4:

CARATTERISTICHE CARRELLI HADEF							
Modello	Portata [kg]	range di B [mm]	peso [kg]	Diametro rotelle [mm]	Interasse rotelle [mm]	Altezza totale [mm]	Lunghezza totale [mm]
22/90-E (motor)	2500	66 ÷186	47.1	85	148	241	400
19/90 – HP (non motor)			16.6	83		233	315

Tabella 2.4: caratteristiche del carrello per trave ponte

La descrizione completa del carrello proposta dal costruttore è riportata in Appendice.

3. STUDIO DELLA TRAVE PONTE

La trave ponte è l'elemento principale di un carro ponte monotrave, poiché su di essa poggia il carrello con l'argano di sollevamento. In questo caso si è scelto un profilato IPN240, le cui peculiarità sono riunite nella Tabella 3.1.

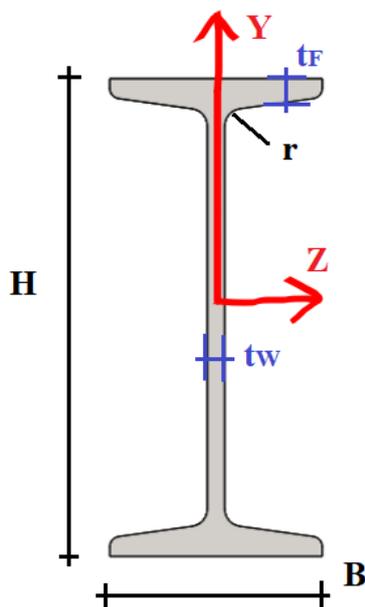


Figura 3.1 sezione di tipo IPN: profilato ad I con ali inclinate

Come si può notare dalla Figura 3.1, il sistema di riferimento scelto, e mantenuto per tutte le travature di questa tesi, prevede di avere:

- asse X sulla coordinata longitudinale della trave;
- asse Z sulla coordinata orizzontale (laterale), ponendosi in vista frontale;
- asse Y sulla coordinata verticale (trasversale), ponendosi in vista frontale.

CARATTERISTICHE IPN 240							
H [mm]	B [mm]	t _f [mm]	t _w [mm]	r [mm]	A [mm ²]	A _{vY} [mm ²]	A _{vZ} [mm ²]
240	106	13.1	8.7	8.7	4610	2233	2901
W _Z [cm ³]	W _Y [cm ³]	W _t [cm ³]	J _Z [cm ⁴]	J _Y [cm ⁴]	I _t [cm ⁴]	I _w [cm ⁶]	
354	41.7	15.7	4250	221	25	28.7	

Tabella 3.1 caratteristiche geometriche, di sezione e di resistenza IPN 240

Sulla base delle masse del carrello motorizzato e dell'argano di sollevamento, e assumendo un peso extra per gli accessori pari a 10kg, si determina il carico di riferimento di progetto:

$$C_{RIF} = (2000 + 10 + 63.5 + 47.1) * g * \varphi_2 \quad (3.1)$$

$$C_{RIF} = (2000 + 100) * 9.81 * 1.16 = 24194 \text{ N} \quad (3.2)$$

Aggiungendo il peso proprio della trave, maggiorato per il coefficiente φ_1 :

$$C_{RIF}^{TOT} = 23954 + \varphi_5 * (G_{PNT} L_{PNT}) = \quad (3.3)$$

$$24194 + 1.1 * 9.81 * (36.2 * 2.1) = 25012 \text{ N}$$

3.1 CARATTERISTICHE DI SOLLECITAZIONE

Come spiegato in precedenza, la trave ponte viene dimensionata tenendo in conto sia delle azioni statiche sia di quelle statiche equivalenti, che derivano da quelle dinamiche. Pertanto, si ha che:

- il carico verticale da sollevare genera sforzi di taglio T_Y e momento flettente M_Z ;
- la forza orizzontale H_B è responsabile di un taglio T_Z e di un momento flettente M_Y . Inoltre, poiché T_Z è eccentrico rispetto al baricentro della sezione, si determina anche una torsione M_T : quando la trave ponte si muove sulle vie di corsa, infatti, l'inerzia del carico si esplica sul piano del ferro provocando flessione-torsione, secondo lo schema di Figura 3.2.

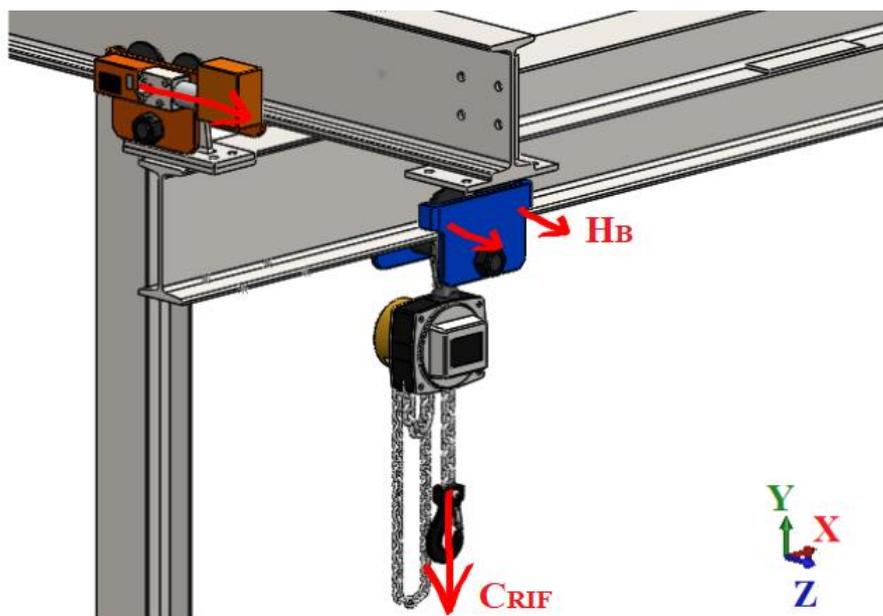


Figura 3.2 reazione di taglio H_b sul ponte

3.1.1 Sollecitazioni nel piano XY

Il profilato IPN240 in esame viene equiparato ad una trave semplicemente appoggiata, soggetta a due forze concentrate verticali, che rappresentano la distribuzione del carico di sollevamento su ciascuna coppia di rotelle del carrello, aventi un interasse di $a = 148 \text{ mm}$:

$$P = \frac{C_{RIF}^{TOT}}{2} = \frac{25012}{2} = 12506 \text{ N} \quad (3.4)$$

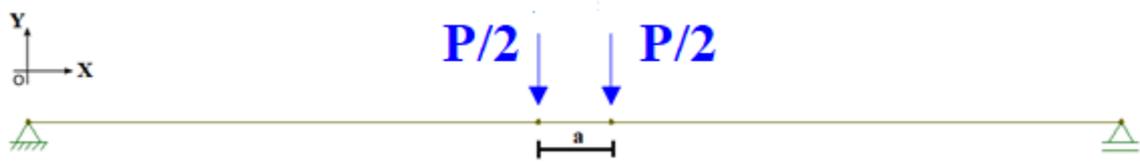


Figura 3.3 schematizzazione della trave ponte

La massima freccia sotto queste condizioni^[2] è nella mezzeria della trave, avente una lunghezza $L_{PNT} = 2.1 \text{ m}$:

$$f_R = \frac{P * (L_{PNT} - a) * (3 * L_{PNT}^2 - (L_{PNT} - a)^2)}{(48 * E * J_Z)} = 1.06 \text{ mm} \quad (3.5)$$

che soddisfa la condizione di riferimento $f_{R,LIM} = \frac{L_{TOT}}{300} = \frac{2100}{300} = 7 \text{ mm}$ prevista dalla NTC 2018 e dalla UNI 13001 per le strutture in acciaio.

Si ricorda che, seguendo le indicazioni normate, il carico distribuito dovuto al peso proprio viene in realtà tramutato in un carico concentrato equivalente, moltiplicato per φ_1 .

Il caso di riferimento è dunque quello in cui il montacarichi sia sulla mezzeria del ponte.

I punti tipici per il calcolo delle caratteristiche di sollecitazione sono l'appoggio (A) e la mezzeria $\frac{L-a}{2}$ (B); in teoria il momento flettente sarebbe massimo in $\frac{L}{2} - \frac{a}{4}$, come si può notare derivando la sottostante Equazione 3.6 e annullandola. Tuttavia, essendo $a \ll L$,

si può approssimare $\frac{L-a}{2} \approx \frac{L}{2} - \frac{a}{4}$. Ciò provocherebbe una variazione del momento massimo di appena 0.15%, agevolando invece il tracciamento dei diagrammi di carico.

$$M_{(x)} = \frac{C_{RIF}^{TOT}}{L} * x * \left(L - \frac{a}{2} - x \right) \quad (3.6)$$

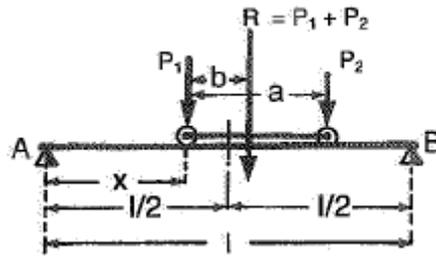


Figura 3.4 coordinate del carrello lungo la trave ponte^[1]

Come si nota dalla Figura 3.4, la coordinata x rappresenta la distanza tra l'estremo della trave e il centro della rotella del carrello. Si ricorda che invece l'interasse è $a = 148 \text{ mm}$.

Le tensioni σ_x , legate al momento flettente, sono calcolate come $\sigma_x = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z}$, mentre le tensioni tangenziali sono poste $\tau = \frac{T}{A_v}$ oppure $\tau = \frac{M_T}{W_T}$. L'area di taglio impiegata in questa analisi globale non tiene in conto della presenza dei fori per i bulloni di collegamento, poiché se ne valuta trascurabile il contributo.

Si riportano, nel seguito, gli andamenti delle caratteristiche di sollecitazione e, raccolti nelle Tabelle 3.5 e 3.6, i valori delle sollecitazioni sia in forma numerica che come formula di calcolo. Le espressioni formali delle sollecitazioni e della freccia massima sono ricavate tramite i formulari^[1]. Le immagini delle caratteristiche sono prodotte con il software *FTool*.

SOLLECITAZIONE			TENSIONE	
Coordinata [mm]	Ty [kN]	Mz [kNm]	τ [MPa]	σ_x [MPa]
0 (A)	$\frac{C_{RIF}^{TOT}}{2}$	0	$\frac{C_{RIF}^{TOT}}{2A_T}$	0
972.5 (B)	0	$\frac{C_{RIF}^{TOT}}{4L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2$	$\frac{C_{RIF}^{TOT}}{2A_T}$	$\frac{\frac{C_{RIF}^{TOT}}{4L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2}{W_Z}$

Tabella 3.5: caratteristiche di sollecitazione e tensioni in forma letterale

SOLLECITAZIONE			TENSIONE	
Coordinata [mm]	Ty [kN]	Mz [kNm]	τ [MPa]	σ_x [MPa]
0 (A)	12.5	0	5.8	0
972.5 (B)	0	12.18	5.8	34.4

Tabella 3.6: caratteristiche di sollecitazione e tensioni in forma numerica

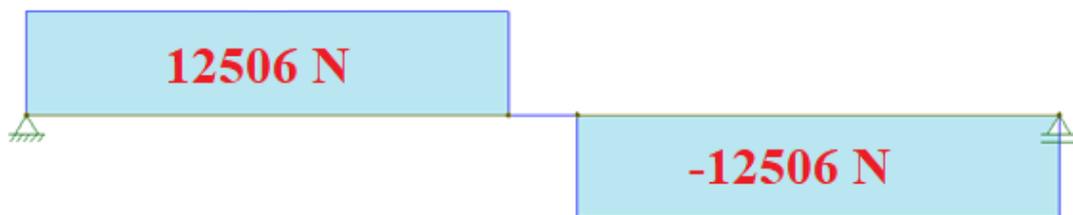


Figura 3.5: andamento del taglio totale

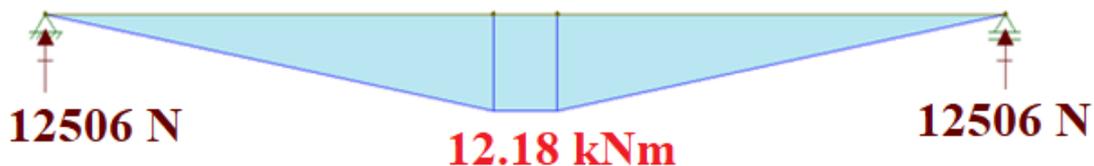


Figura 3.6: andamento del momento flettente totale

3.1.2 Sollecitazioni nel piano XZ

La forza inerziale H_B , distribuita in due componenti distanti sempre $a = 148 \text{ mm}$, produce taglio, momento flettente e torcente. Essa, considerando il peso complessivo di riferimento, maggiorato comunque per i coefficienti (conservativamente, in quanto si ripete che la normativa non lo prevede), ammonta a:

$$H_B = 0.05 * C_{RIF} = 0.05 * 25012 = 1250.6 \text{ N} \quad (3.7)$$

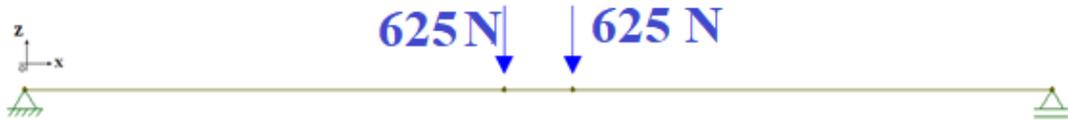


Figura 3.7 schematizzazione della trave ponte, piano XZ

La massima freccia orizzontale prodotta sotto questa forza è:

$$f_R = \frac{H_B * (L_{PNT} - a) * (3 * L_{PNT}^2 - (L_{PNT} - a)^2)}{(48 * E * J_Y)} = 2.88 \text{ mm} \quad (3.8)$$

che soddisfa la condizione di riferimento. La condizione più gravosa si ha nella mezzeria.

La sollecitazione torcente è data dal prodotto tra la forza applicata e la distanza del suo punto di applicazione rispetto al baricentro dell'IPN240:

$$M_T = 625 * \left(\frac{240}{2} - 13.1 \right) = 66812.5 \text{ Nmm} \quad (3.9)$$

Si utilizza la quota media dello spessore della flangia $t_f = 13.1 \text{ mm}$.

La relativa tensione τ_{MT} viene determinata calcolando un modulo di resistenza a torsione equivalente W_T (riportato in Tabella 3.1): si divide la sezione del profilato in n rettangoli costituenti, e la massima tensione si ha sul bordo esterno dell'elemento più spesso secondo la formula^[3]:

$$\tau_{MT}^{MAX} = \frac{3M_T * s_{MAX}}{\sum_{i=1}^n b_i s_i^3} \quad (3.10)$$

Tenendo a mente queste considerazioni, si riportano, in Figura 3.8, Figura 3.9 e Figura 3.10, i diagrammi di sollecitazione. Seguono, in Tabella 3.7 e Tabella 3.8, i calcoli delle stesse.

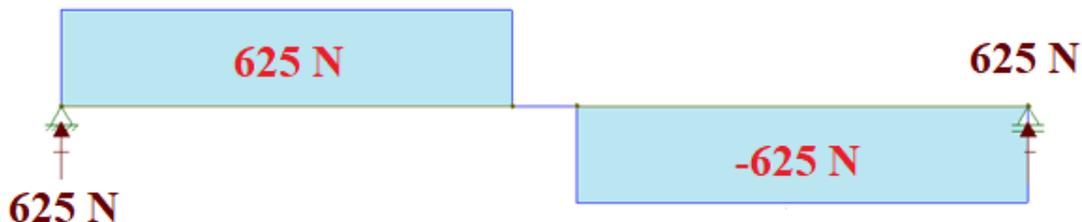


Figura 3.8 andamento del taglio, piano XZ

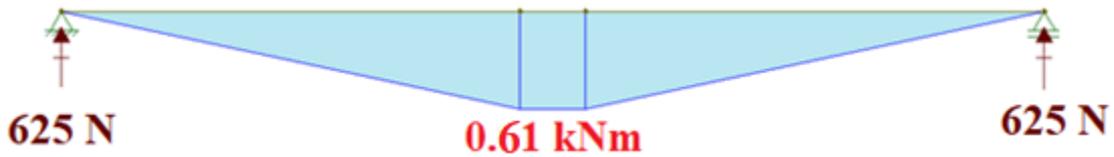


Figura 3.9 andamento del momento flettente, piano XZ

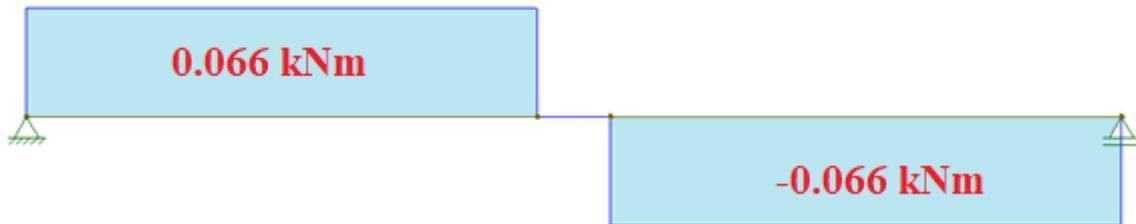


Figura 3.10 andamento del momento torcente, piano XZ

Coordinata [mm]	SOLLECITAZIONE			TENSIONE		
	Tz [kN]	My [kNm]	M _T [kNm]	τ [MPa]	σ _x [MPa]	τ _{MT} [MPa]
0 (A)	$\frac{H_B}{2}$	0	$\frac{H_B * \left(\frac{H_{IPN}}{2} - t_F\right)}{2}$	$\frac{H_B}{A_T}$	0	$\frac{M_T}{W_T}$
973.5 (B)	0	$\frac{H_B}{4L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2$	$\frac{H_B * \left(\frac{H_{IPN}}{2} - t_F\right)}{2}$	0	$\frac{M_Y}{W_Y}$	$\frac{M_T}{W_T}$

Tabella 3.7: caratteristiche di sollecitazione in forma letterale

Coordinata [mm]	SOLLECITAZIONE			TENSIONE		
	Tz [kN]	My [kNm]	M _T [kNm]	τ [MPa]	σ _x [MPa]	τ _{MT} [MPa]
0 (A)	0.62	0	0.07	0.2	0	4.2
973.5 (B)	0	0.61	0.07	0.2	14.6	4.2

Tabella 3.8: caratteristiche di sollecitazione in forma numerica

3.2 VERIFICA PER INSTABILITÀ FLESSO-TORSIONALE

Si tratta di un controllo per confermare la resistenza di una travatura caratterizzata dall'aver due momenti di inerzia molto sbilanciati e una intrinseca snellezza: in questi casi, l'applicazione di un carico eccentrico o sbilanciato causa non solo una flessione lungo l'asse trasversale (asse Z), ma anche una torsione lungo quello longitudinale (asse X).

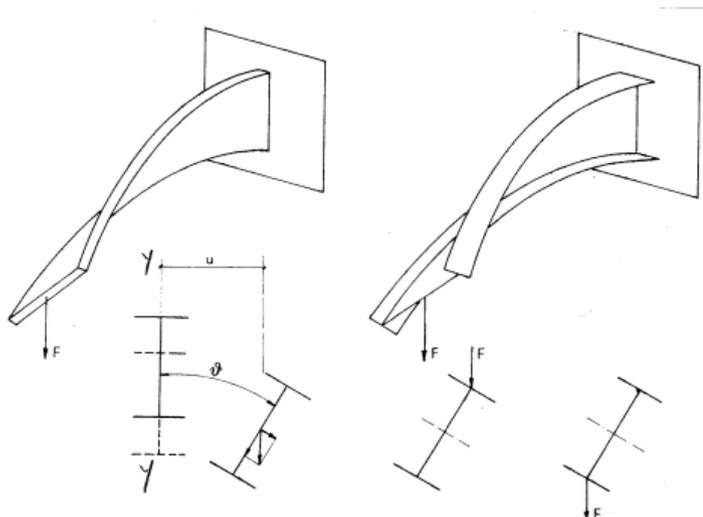


Figura 3.11^[2]: esempio di instabilità flessio-torsionale

La normativa NTC 2018 prevede di verificare che il rapporto tra il massimo momento flettente di progetto M_{Bd} e il massimo momento resistente all'instabilità $M_{B,Rd}$ sia minore di uno.

Il massimo momento flettente di progetto M_{Bd} è relativo al caso in cui il carico su una rotella presenti una maggiorazione del +25%, con conseguente flessio-torsione della trave. Esso viene ricavato nel paragrafo 3.3 **VERIFICA A FLESSIONE DELLE FLANGE**, e ammonta a $M_B = 12.23 \text{ kNm}$.

Il momento resistente è, invece, calcolato come:

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} * M_{CR} * \frac{W_i}{\gamma_{M1}} \quad (3.11)$$

laddove W_i è il modulo resistente della sezione sull'asse di riferimento.

Il fattore di riduzione per instabilità flessio-torsionale è posto:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{f_x} * \frac{1}{\varphi_{LT} + \sqrt{\varphi_{LT}^2 - \beta \lambda_{LT}^2}} \quad (3.12)$$

con

$$\varphi_{LT} = 0.5 * [1 + \alpha_{LT}(\lambda_{LT} - 0.2) + \lambda_{LT}^2] \quad (3.13)$$

e

$$f_x = 1 - 0.5(1 - k_c)[1 - 2(\lambda_{LT} - 0.8)^2] \quad (3.14)$$

di cui il fattore correttivo $k_c = 0.86$, tabellato, serve a passare dall'equivalente momento di riferimento, costante, a quello effettivo di progetto, che invece assume un andamento triangolare tagliato in punta. Infine, $\alpha_{LT} = 0.49$ poiché la sezione ha una curva di instabilità di tipo *c*.

Le curve di instabilità appena citate sono quattro, si differenziano in base alla forma della sezione e mostrano l'andamento del rapporto $\frac{\sigma_{CR}}{f_y}$ rispetto alla snellezza, permettendo dunque di avere un'idea sulle eventuali modalità di collasso della trave che si sta studiando. È da notare che la *snellezza* è definita, in questa verifica, come un parametro che dipende solo dal materiale. Nel controllo per instabilità a carico di punta, invece, sarà legato alla lunghezza dell'asta. Per gli IPN240 in esame, essendo il rapporto $\frac{H}{B} = \frac{240}{106} = 2.26 > 2$, la curva di instabilità è appunto quella di tipo *c*.

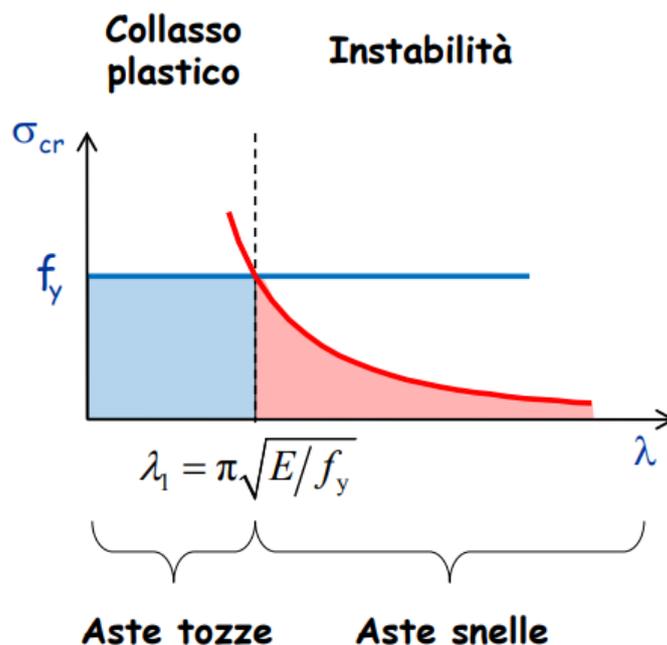


Figura 3.12: andamento di una generica curva di stabilità

Il coefficiente di snellezza normalizzata λ_{LT} è pari a:

$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{W_y * f_Y}{M_{CR}}} \quad (3.15)$$

con il momento critico di instabilità flessio-torsionale M_{CR} che dipende dalla geometria della sezione^[4], considerando una condizione di carico equivalente con un momento uniformemente distribuito. La sua determinazione è la seguente:

$$M_{CR} = \frac{(C_1 \pi^2 E J_z)}{L_{TOT}^2} \left[\sqrt{\left(\frac{k}{k_w}\right)^2 \left(\frac{I_W}{J_z}\right) + \frac{(k L_{TOT})^2 G I_T}{\pi^2 E J_z} + (C_2 z_g)^2} - C_2 z_g \right] \quad (3.16)$$

laddove:

- I_T = momento di inerzia torsionale;
- I_W = momento di inerzia settoriale;
- C_1, C_2 = costanti di calcolo legate al tipo di carico applicato sulla trave;
- k, k_w = costanti che dipendono dalle condizioni di vincolo;
- z_g = distanza tra il punto di applicazione del carico sulla sezione trasversale e il suo centro di taglio.

La trave ponte è trattata come semplicemente appoggiata e soggetta a due carichi concentrati, pertanto $C_1 = 1.046$ e $C_2 = 0.43$, mentre $k = k_w = 1$. Tuttavia, come si vede nella Figura 3.13 del successivo paragrafo **3.3 VERIFICA A FLESSIONE DELLE FLANGE**, il punto di applicazione del carico sulla sezione trasversale è ad una distanza $\frac{b}{2} - n$ rispetto al centro di taglio della stessa (coincidente con il suo centro geometrico), dunque $z_g = \frac{b}{2} - n = 45.7 \text{ mm}$.

Tutte le precedenti formule di calcolo si ritrovano nell'Appendice F dell'Eurocodice 3.

Nella successiva Tabella 3.9 si riassumono i risultati numerici desunti.

VERIFICA DI INSTABILITÀ A FLESSO-TORSIONE							
I_w [cm ⁶]	I_t [cm ⁴]	I_z [cm ⁴]	W_z [cm ³]	C_1	C_2	ϕ_{LT}	χ_{LT}
28700	25.00	221	354	1.046	0.43	0,868	0,778
M_{cr} [Ncm]	λ_{LT}	α_{LT}	f	β	z_g [cm]	M_{yMAX} [kNm]	M_{rBd} [kNm]
1699	0.7	0,49	0,931	1	4.57	12.23	58.78

Tabella 3.9: riassunto dei momenti flettenti per instabilità flessio-torsionale trave ponte

3.3 VERIFICA A FLESSIONE DELLE FLANGE

Poiché la soluzione progettuale scelta è quella di un carroponte monotrave sospeso, la normativa UNI EN 1993-6 richiede di effettuare una verifica sulla resistenza delle flange, direttamente percorse dalle ruote dei carrelli.

Si individuano tre quote di riferimento in cui studiare lo stato tensionale della flangia, come mostrato nella Figura 3.12, e si utilizzano direttamente le formule sperimentali fornite dal testo.

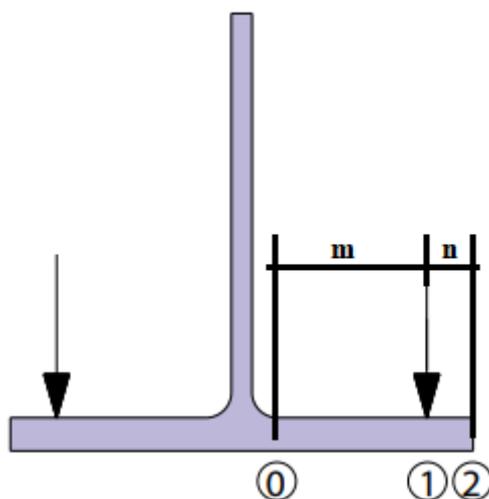


Figura 3.13: punti caratteristici delle flange di un profilo I³

Ciò permette di ricavare le due tensioni:

$$\sigma_{\sigma x,Ed} = C_x * \frac{F_{z,Ed}}{t_f^2} \quad (3.17)$$

$$\sigma_{\sigma z,Ed} = C_z * \frac{F_{z,Ed}}{t_f^2} \quad (3.18)$$

che rappresentano lo stato tensionale in direzione longitudinale e trasversale sotto un carico di progetto $F_{z,Ed}$. Esse sono funzione, tramite i coefficienti C_x e C_z , di un parametro μ che dipende dalla distanza n tra l'estremità della flangia e il punto di applicazione della forza di contatto ruota-profilato: in assenza di precise indicazioni, la norma suggerisce di assumere $\mu = 0.15$ e, sulla base della geometria scelta, calcolare a ritroso il valore n :

$$\mu = \frac{2n}{B - t_w} \quad (3.19)$$

Le larghezze delle ruote sono note dall'Appendice. Sarebbe lecito assumere che la quota n sia pari alla metà della larghezza della ruota, ipotizzando un contatto nel centro della stessa. Si preferisce tuttavia utilizzare un caso critico, messo appunto a disposizione dalla normativa ($\mu = 0.15$), poiché il fenomeno del contatto ruota – piano inclinato, con conseguente sviluppo di tensioni locali, non è immediato e banale.

Per $\mu = 0.15$, i coefficienti C_x e C_z assumono i valori riportati in Tabella 3.10, ottenuti applicando formule sperimentali o guardando al prospetto 5.2 della UNI EN 1993-6. Il carico di riferimento è quello agente sulla trave, dunque $C_{RIF}^{TOT} = 25012 N$.

COEFFICIENTI CARATTERISTICI DI TENSIONE SU FLANGIA		
	C_x	C_z
Punto 0	0.2	-0.9
Punto 1	2	0.6
Punto 2	2	0

Tabella 3.10: valori dei coefficienti C_x e C_z

Il carico di riferimento $F_{z,Ed}$ agente sulle ruote non tiene in conto della maggiorazione applicata nella precedente verifica di instabilità flessione-torsionale, poiché, per evitare un eccessivo sovra-dimensionamento, si decide di suddividere le verifiche in due casi:

- nel primo si considera la combinazione di carichi vigenti allo stato di esercizio in esame, che non prevede la maggiorazione del +25% ma soltanto l'utilizzo dei vari coefficienti φ_i ;
- nel secondo, si effettua una verifica al solo carico verticale (senza le forze trasversali), ma con la suddetta maggiorazione che causerebbe flessione-torsione.

Si riassume quindi tutto ciò che è stato trovato:

TENSIONE LOCALE SULLE FLANGE [MPa]		
QUOTA	σ_x	σ_z
0	7.3	-32.8
1	72.9	21.9
2	72.9	0

Tabella 3.11: riassunto delle tensioni nei punti tipici della flangia

I segni delle tensioni riportate in Tabella 3.11 sono frutto dell'applicazione delle formule normate, ricavate tramite coefficienti sperimentali. Tuttavia, il sistema di riferimento (basato sulla posizione delle fibre tese) è differente per questo caso di studio, pertanto

tutte le componenti trasversali sono, in realtà, da cambiare di segno. Per approfondire questo aspetto, si rimanda all'Appendice.

Le tensioni ottenute con questo procedimento dovranno essere sommate a quelle ricavate nello studio delle caratteristiche di sollecitazione, per verificare complessivamente la tenuta della sezione più critica. Il calcolo finale è pertanto del tipo:

$$\sqrt{(\sigma_x + \sigma_{\sigma_x,Ed})^2 + (\sigma_z + \sigma_{\sigma_z,Ed})^2 - (\sigma_x + \sigma_{\sigma_x,Ed})(\sigma_z + \sigma_{\sigma_z,Ed})} \leq \frac{f_Y}{CS} \quad (3.20)$$

Il punto più sollecitato della sezione è soggetto a M_Z, M_Y . Dalle Tabella 3.6 e Tabella 3.11:

$$\sqrt{(72.9 + 34.4 + 14.6)^2 + (-21.9)^2 - (72.9 + 34.4 + 14.6)(-21.9)} \\ 134.2 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

Nel caso del solo carico statico verticale, maggiorato del +25%, si avrebbe il momento torcente con braccio $r = z_g$, ricordando che z_g era stato menzionato nella verifica ad instabilità flessio-torsionale:

$$r = 45.7 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Il carico di riferimento per le tensioni è:

$$F_{Z,Ed} = \frac{25012}{4.25} * 1.25 = 7356.5 \text{ N} \quad (3.23)$$

Si divide il carico per 4.25 poiché, essendoci quattro punti di contatto, di cui uno maggiorato, si pone:

$$\begin{cases} 3x + y = 25012 \\ y = 1.25x \end{cases} \quad (3.24)$$

La torsione è generata dal $\Delta F * r$:

$$\Delta F = 7356.5 - \frac{7356.5}{1.25} = 1471.3 \text{ N} \quad (3.25)$$

$$M_T = 1471.3 * 45.7 = 67240 \text{ Nmm} \quad (3.26)$$

Il calcolo delle tensioni locali viene omissso, poiché basterebbe ripetere le Equazione 3.17 e 3.18 ma con il nuovo carico:

$$\frac{7356.5}{(13.1)^2} * C_{(x,z)i} \quad (3.27)$$

Considerando la maggiorazione del carico su una rotella, ed equiparando i due carichi concentrati ad una coppia di carichi locali, si avrebbe una trave appoggiata soggetta a due forze:

$$P_1 = 7356.5 + \frac{7356.5}{1.25} = 13241.7 \text{ N}; \quad (3.28)$$

$$P_2 = 2 * \frac{7356.5}{1.25} = 11770.3 \text{ N}; \quad (3.29)$$

In questo caso la risultante R delle forze^[2] cadrebbe in $b = a * \frac{P_2}{R}$. Il momento massimo e la conseguente tensione sarebbero:

$$M_{MAX} = \frac{R}{4L} * (L - b)^2 = 12.23 \text{ kNm} \rightarrow \sigma_{MAX} = \frac{12.23 * 1000}{354} = 34.5 \text{ MPa}; \quad (3.30)$$

Il risultato finale è, nel punto più sollecitato:

$$\begin{aligned} & \sqrt{(34.5 + 85.7)^2 + (-25.7)^2 - (34.5 + 85.7)(-25.7)} \\ & = 134.9 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Un ultimo requisito da soddisfare riguarda il carico concentrato limite che può gravare sulle ali dell'IPN, secondo la formula:

$$F_{f,Rd} = L_{EFF} * t_f^2 * \frac{f_Y}{4m * \gamma_{M0}} * \left(1 - \left(\frac{\sigma_{f,Ed}}{f_y}\right)^2\right) \quad (3.32)$$

laddove:

- m è il braccio di leva tra l'inizio della flangia e il punto di applicazione del carico;
- $\sigma_{f,Ed}$ è la tensione longitudinale in corrispondenza di quella sezione considerata;
- L_{EFF} è la lunghezza efficace resistente della flangia, calcolata a partire da un prospetto messo a disposizione nella norma. In questo caso, poiché la sezione critica è in mezzzeria, dunque lontana dagli appoggi:

$$L_{EFF} = 2\sqrt{2} * (m + n) + 0.5 * a \quad (3.33)$$

Si ricorda che a indica l'interasse tra le ruote del carrello.

Il prodotto finale soddisfa la verifica:

$$F_{f,Rd} = 55217 \text{ N} \geq 7356.5 \text{ N} \quad (3.34)$$

3.4 VERIFICA A FATICA

La verifica a fatica, tratta dalla UNI EN 1993-1-9, si basa sulla classificazione dell'apparecchio di sollevamento, che, per un carro ponte, si definisce come una funzione del numero totale di cicli di carico U_i e del regime di carico Q_i .

Un utile riferimento è in questo caso la ISO 4301:2016, che si occupa proprio della classificazione di gru/carrivante: supponendo, da progetto, un utilizzo continuativo di cinque minuti per ogni giorno, per dieci anni, si ottiene un equivalente numero di ore di impiego:

$$U = \frac{5}{60} * 365 * 10 \approx 304 \text{ ore} \quad (3.35)$$

e, dal prospetto relativo della ISO, una condizione di impiego U_1 . Utilizzando la tabella citata, effettuando una proporzione, si può risalire all'equivalente numero di cicli per 304 ore, ovvero $n_C = 24320$.

Lo spettro di carico assunto, ragionevolmente, è invece Q_2 , che identifica una condizione di carico moderata, ovvero in cui si lavora mediamente con il 63% della massima portata. Avendo a disposizione queste due informazioni, tramite l'apposito spettro fornito dalla ISO, si può ricavare l'appartenenza del macchinario ad una classe A_1 . Essa, conservativamente, viene aumentata ad $A_3 = HC_3$, in modo da poter avere un coefficiente dinamico φ_2 , citato nel capitolo 2. **IMPOSTAZIONE PROGETTUALE**, più alto.

Regime di carico	Numero totale dei cicli									
	U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q_1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q_2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q_3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q_4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Figura 3.14: coefficiente di maggiorazione e classe di sollevamento. Tratto da CNR 10021/85

Si sceglie di inizializzare un fattore di sicurezza parziale per la resistenza a fatica $\gamma_{Mf} = 1.15$ mettendosi nel caso di una progettazione a *danneggiamento accettabile*: tale scelta è giustificata dal fatto che le parti strutturali del carroponte sono facilmente ispezionabili, e dal fatto che si è scelta una classe di sollevamento già abbastanza abbondante, rispetto agli scopi per cui questa struttura viene progettata.

Per come opera un macchinario di sollevamento, in tutte le verifiche descritte in questa tesi si ipotizza di scegliere un ciclo di carico la cui σ_{MIN} è nulla, e la σ_{MAX} è legata al peso proprio e alla portata massima di progetto. Dunque:

$$\Delta\sigma_{VM} = \sigma_{MAX} - \sigma_{MIN} \quad (3.36)$$

Poiché il peso proprio viene convertito in un carico concentrato equivalente e assorbito dal carico di progetto, si giustifica $\sigma_{MIN} = 0$.

Sfruttando la definizione di spettro di carico, si assume:

$$\Delta\sigma_R = 0.63 * \Delta\sigma_{VM} \quad (3.37)$$

ricordando che il $\Delta\sigma_{VM}$ coincide con l'intervallo di tensione alla massima tensione nella sezione più sollecitata, tenendo in conto anche degli effetti locali sulle flange. Si sta praticamente assumendo che i cicli di lavoro possano essere ricondotti ad un'equivalente storia di carico di n_C cicli ad ampiezza $\Delta\sigma$ costante.

Dall'altra parte, $\Delta\sigma_R$ è l'intervallo di variazione della tensione da usare come limite di riferimento per n_C cicli: può essere trovato per via grafica seguendo la figura 7.1 e il prospetto 8.1 della normativa in questione, e dipende dalla classe di dettaglio Δ_{CD} di quell'elemento meccanico considerato, oppure si può trovare analiticamente risolvendo l'equazione normata:

$$\gamma_{Ff} * \Delta\sigma_R^3 * n_C = 2 * 10^6 * \frac{\Delta_{CD}^3}{\gamma_{Mf}} \quad (3.38)$$

Il coefficiente $\gamma_{Ff} = 1.15$ tiene in conto di eventuali incertezze sui carichi. La verifica a fatica finale prevede che il primo termine di questa disequazione sia minore del secondo. Poiché la trave ponte si presenta come un semplice profilato IPN estruso/laminato, la sua classe di dettaglio è la 160: ciò vuol dire che il range di sforzo ammissibile per due milioni di cicli è $\Delta_{CD} = 160 \text{ MPa}$. Quindi se ne ricava:

$$1.15 * \Delta\sigma_R^3 * 24320 = 2 * 10^6 * \frac{160^3}{1.15} \quad (3.39)$$

Che produce un risultato:

$$\Delta\sigma_R = 633.5 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

Essendo questo risultato notevolmente maggiore dello snervamento $f_Y = 235 \text{ MPa}$, ne consegue che la verifica a fatica è superata da quella di resistenza globale elastica, risultando superflua per questa travatura.

4. STUDIO DELLA FLANGIA DI COLLEGAMENTO

Per la movimentazione della trave ponte lungo le vie di corsa si utilizzano due carrelli della ditta *HADEF*, di cui uno è motorizzato e l'altro a traslazione manuale. Consultando il catalogo dell'azienda, si scelgono due carrelli progettati per una portata nominale di 2500kg ciascuno.

In Tabella 4.1 si riassumono le principali caratteristiche di questi componenti, mentre in Appendice ne viene fornito uno schizzo quotato con annessa descrizione più completa.

	HADEF 22/90 ELECTRIC TRAVEL	HADEF 19/90 PUSHED TRAVEL
Capacità di carico [kg]	2500	
Peso proprio [kg]	47.1	16.6
Larghezza della trave [mm]	66-186	
Potenza nominale [kW]	0.06/0.25 kW (0.45/0.8 A)	--
Ingombro in lunghezza [mm]	400	315
Interasse tra rotelle [mm]	148	
Ingombro libero in altezza [mm]	80.9	
Diametro del perno [mm]	36	

Tabella 4.1: grandezze caratteristiche dei carrelli

Il sistema di collegamento tra il ponte e i carrelli è costituito da una flangia che si imbullona su una piastra saldata sulla piattabanda superiore dell'IPN240. La progettazione di questa flangia segue le direttive della UNI EN 1993-1-8, dove si forniscono delle indicazioni per il calcolo delle quote di posizionamento del foro per il perno, e per la determinazione dello spessore del pezzo.

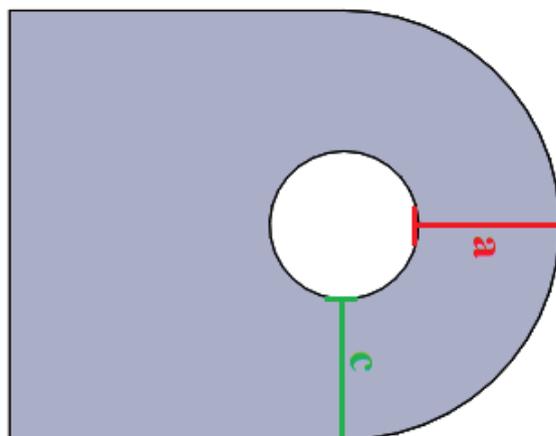


Figura 4.1 quote di riferimento per progettazione perno secondo UNI EN 1993-1-8

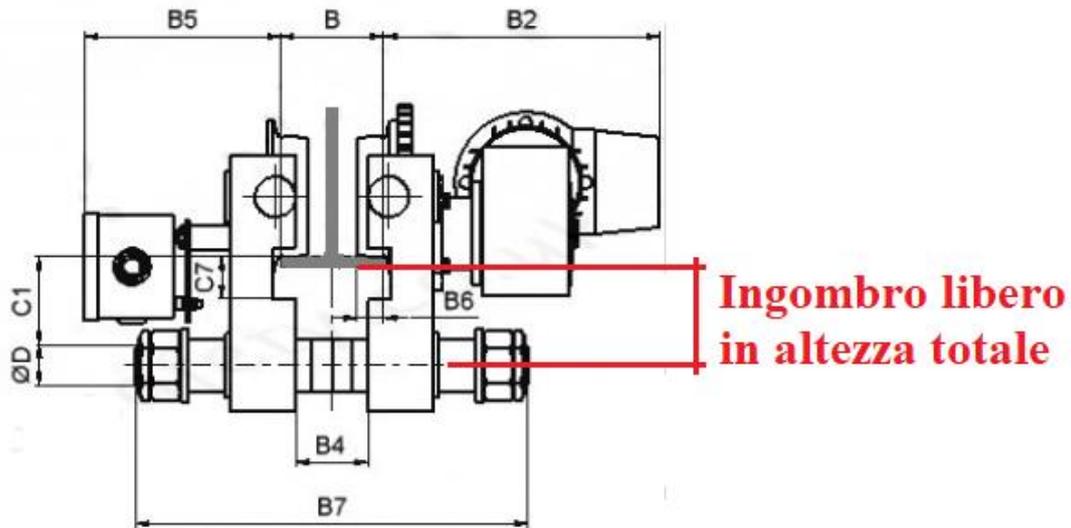


Figura 4.2: ingombro in altezza del carrello

Come si vede in Figura 4.2, la quota caratteristica a viene calcolata in base all'ingombro libero in altezza tra l'asse del perno e la faccia inferiore della piattabanda inferiore della trave IPN, considerando un opportuno margine affinché la flangia e l'IPN non si tocchino tra di loro. L'ingombro libero in altezza, precedentemente nominato, è calcolato, facendo riferimento alla tabella del costruttore in Appendice, come:

$$h_{LB} = C_1 + \frac{D}{2} - t_f = 76 + \frac{36}{2} - 13.1 = 80.9 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Si sceglie di lasciare uno spazio di 30.9 mm tra la flangia e l'IPN, così da avere uno spazio libero effettivo di $80.9 - 30.9 = 50 \text{ mm}$ da cui, sottratto il raggio del perno:

$$a = 50 - \frac{36}{2} = 32 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Dal prospetto 3.9 della UNI EN 1993-1-8, si può ricavare lo spessore della flangia minimo per poter soddisfare tale ingombro:

$$t \geq \frac{R\gamma_{M0}}{2f_Y(a - \frac{2}{3}d)} \quad (4.3)$$

laddove:

- R è la massima reazione di taglio che si sviluppa sulla flangia. Coincide con la massima

reazione, calcolata in Appendice, del ponte quando l'argano è al finecorsa. Ammonta a $R = 22773.5 N$;

- d è il diametro del perno, pari a $36 mm$.

La seconda quota caratteristica può essere ricavata dopo aver determinato lo spessore:

$$c \geq \frac{R\gamma_{M0}}{2t * f_Y} + \frac{1}{3}d_0 \quad (4.4)$$

I risultati numerici portano a:

$$\left\{ \begin{array}{l} t \geq 6.36 mm \\ c \geq 17.09 mm \end{array} \right. \quad (4.5)$$

$$(4.6)$$

Pertanto si sceglie di avere $t = 10 mm$ e $c = a = 32 mm$.

In Figura 4.3 si mostra lo schema quotato della flangia.

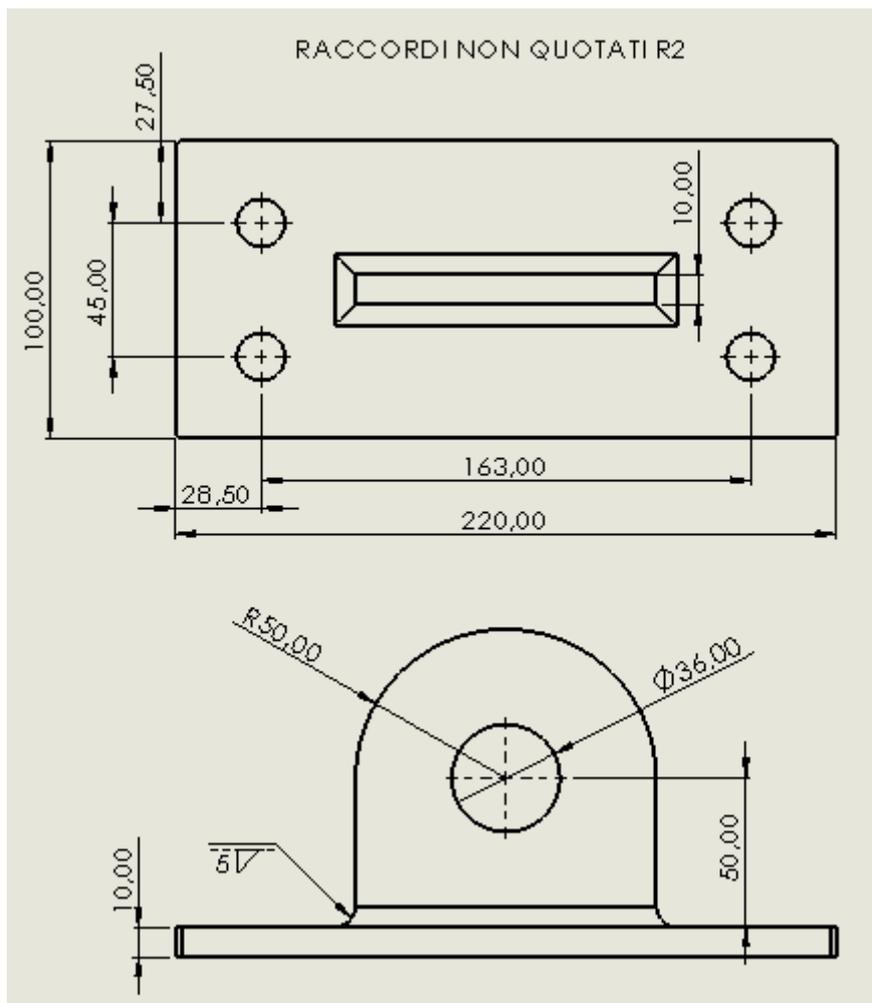


Figura 4.3 schema quotato della flangia

Come si nota dalla Figura 4.3, anche la distanza verticale tra il centro del foro e la piastra forata è pari a 50 mm. Inoltre, la parte verticale della flangia è saldata alla piastra forata mediante un cordone con sezione di gola di 5 mm. Le quote di posizionamento dei fori sulla piastra sono invece scelte nel rispetto delle prescrizioni della UNI EN 1993-1-8 (si veda capitolo 7. **COLLEGAMENTI BULLONATI-SALDATI**), compatibilmente con la larghezza dell'IPN240.

Si esegue anche la verifica a rifollamento della piastra a contatto con il perno, soggetta a taglio. Il prospetto 3.10 della UNI EN 1993-1-8 prevede che la forza di taglio sia minore di:

$$F_{b,Rd} = \frac{f_Y dt_P * 1.5}{\gamma_{M0}} = \frac{235 * 1.5 * 36 * 10}{1.05} = 120857 \text{ N} \quad (4.7)$$

Che soddisfa ampiamente i requisiti.

Per verificare la tenuta del perno al carico trasmesso tramite la flangia, si eseguono anche i controlli a taglio e momento flettente. Dalla tabella del costruttore in Appendice, si può assumere una lunghezza del perno tra le due scocche del carrello pari a:

$$L = 2B_1 + B = 2 * 44 + 106 = 194 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Ricordando che B è la larghezza di base dell'IPN240. Ipotizzando che il perno sia una trave appoggiata tra le due scocche laterali, si avrebbe un classico caso di trave appoggiata con carico concentrato in mezzaria. Pertanto le sollecitazioni sarebbero:

$$T = \frac{R}{2} = \frac{22773.5}{2} = 11387 \text{ N}; \quad (4.9)$$

$$M_F = T * \frac{L}{2} = 1.1 \text{ kNm}; \quad (4.10)$$

La verifica a taglio e a momento, dal prospetto 3.10 della UNI EN 1993-1-8, è:

$$F_{V,Rd} = 0.6 * A * \frac{f_Y}{\gamma_{M0}} = 0.6 * \pi * \frac{36^2}{4} * \frac{235}{1.25} = 114816 \text{ N}; \quad (4.11)$$

$$M_{Rd} = 1.5 * W * \frac{f_Y}{1.05} = 1.5 * \pi * \frac{36^3}{32} * \frac{235}{1.05} = 1.53 \text{ kNm}; \quad (4.12)$$

I valori di resistenza sono maggiori delle corrispondenti sollecitazioni. Considerando la combinazione tra le due, si avrebbe comunque:

$$\left(\frac{1.1}{1.53}\right)^2 + \left(\frac{22773.5}{114816}\right)^2 = 0.56 < 1 \quad (4.13)$$

Il risultato finale, modellato in Solidworks, è visibile in Figura 4.4: la flangia è collegata al perno del carrello e, tramite bulloni, ad una piastra saldata sulla piattabanda superiore dell'IPN240.

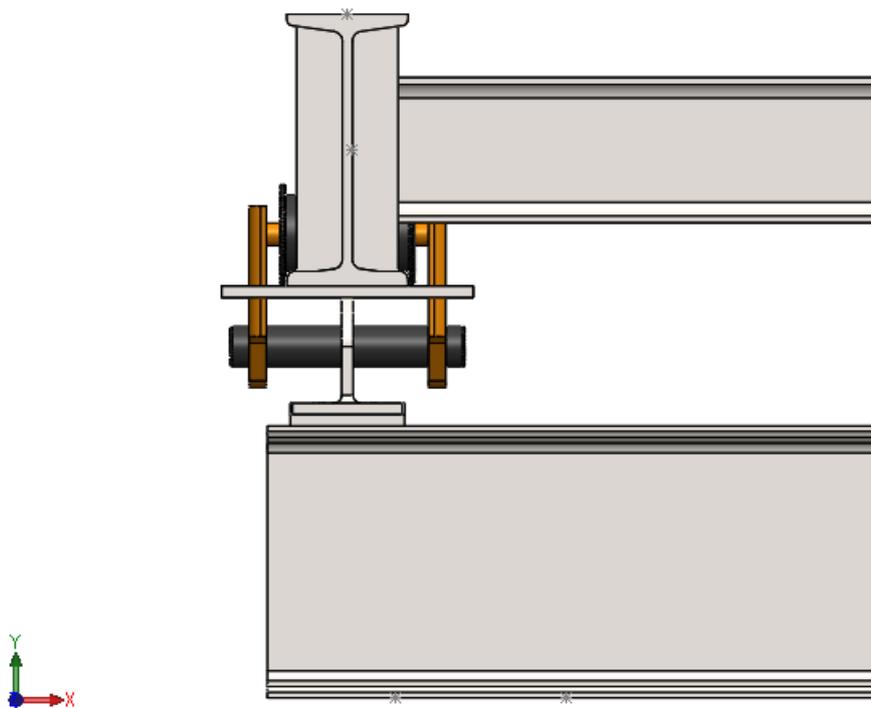


Figura 4.4: collegamento ponte-carrello con flangia

5. STUDIO DELLE VIE DI CORSA

Le vie di corsa costituiscono le rotaie su cui la trave ponte può scorrere, consentendo all'argano di coprire spazio trasversalmente. Come per la trave ponte, si impiega un profilato IPN240. Tale scelta è giustificata dalla volontà di utilizzare una minore varietà possibile di putrelle, per agevolare la progettazione stessa. Durante la stesura dei calcoli, infatti, si è deciso di fissare un limite di tre profilati differenti. I profili I ad ali inclinate permettono inoltre l'auto-centraggio delle ruote dei carrelli, coniche. Uno svantaggio è invece legato al loro ingombro in altezza: durante i diversi tentativi di scelta, prima di approdare alla soluzione finale, si è notato che le travi ad H, certamente più tozze, sono tuttavia molto più pesanti delle IPN. Dall'altro lato, invece, le IPE risultavano più leggere ma eccessivamente snelle. Il requisito primario scelto durante questa progettazione è stato quello di ottenere una struttura, oltre che resistente, il più leggera possibile, per questioni di tenuta del pavimento dove il banco prova sarà collocato.

Nella Tabella 5.1 vengono riassunti i principali punti caratteristici che hanno determinato la scelta delle sagome per le vie di corsa e per la trave ponte: come si nota, l'IPN rappresenta un connubio ottimale tra robustezza, leggerezza e ingombro.

CARATTERISTICHE SALIENTI	TIPLOGIA		
	IPN240	IPE360	HEB180
t_f = spessore flangia [mm]	13.1	11.5	14
G massa lineare [kg/m]	36.2	49.1	51.2
H altezza profilo [mm]	240	57.1	180
W modulo di resistenza a flessione (asse forte) [cm ³]	354	713	426

Tabella 5.1: confronto tra i principali tipi di profilato per le travi portanti

Il carico di riferimento per la via di corsa è calcolato considerando la peggiore condizione, ovvero quella in cui l'argano sia in prossimità del finecorsa del ponte: si sviluppa una reazione di taglio sull'appoggio dell'IPN, ed essa rappresenta la forza agente sulla via di corsa.

Dalla consultazione dell'Appendice, tale reazione ammonta a:

$$R = 22773.5 \text{ N} \quad (5.1)$$

Pertanto, considerando il peso proprio del carrello motorizzato, della flangia di collegamento e della trave stessa:

$$C_{RIF}^{TOT} = R + (G_{CRS} * L_{CRS} + G_F + G_C) * g * \varphi_1 \quad (5.2)$$

$$C_{RIF}^{TOT} = 22773.5 + (36.2 * 2.99 + 47.1 + 2.5) * 9.81 * 1.1 = 24476 \text{ N} \quad (5.3)$$

5.1 CARATTERISTICHE DI SOLLECITAZIONE

Dal punto di vista delle sollecitazioni, la via di corsa è pre-dimensionata come una trave semplicemente appoggiata. Si parla di pre-dimensionamento poiché le caratteristiche di sollecitazione effettive di queste aste saranno ricavate nel capitolo 6. **STUDIO DEL TELAIO**, in cui si considerano i nodi con il reggimensola e con il traverso a sbalzo come degli incastrati a tutti gli effetti (comunque dotati di una loro cedevolezza). In questa fase si sceglie di usare una configurazione di semplice appoggio per essere sicuri di avere un profilato sufficientemente resistente alla flessione, senza il contributo di rigidità che potrebbero apportare gli incastrati.

5.1.1 Sollecitazioni nel piano XY

Sulla via di corsa agiscono due carichi verticali, distanti tra loro $b = 148 \text{ mm}$. Tuttavia occorre precisare che, se si considera l'appoggio centrato sulla piastra di collegamento tra reggimensola e via di corsa, la lunghezza effettiva compresa tra i vincoli è 2768 mm .

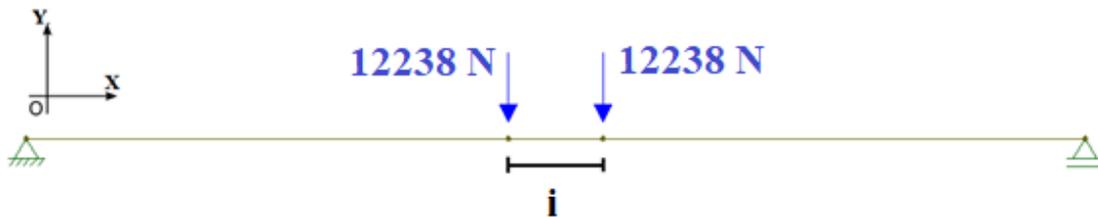


Figura 5.1: schematizzazione della via di corsa

La reazione all'appoggio del ponte è equipartita tra le due coppie di ruote, quindi le forze che agiscono in direzione verticale sono:

$$P = \frac{C_{RIF}^{TOT}}{2} \quad (5.4)$$

$$P = 12238 \text{ N} \quad (5.5)$$

La massima freccia è nella mezzera della trave:

$$f = \frac{P * (L_{TOT} - b) * (3 * L_{TOT}^2 - (L_{TOT} - b)^2)}{(48 * E * Jz)} = 1.21 \text{ mm} \quad (5.6)$$

che è minore di $\frac{L_{CRS}}{300} = 9.74 \text{ mm}$, prevista dalle NTC 2018 e dalle UNI EN 13001 per le strutture in acciaio. Poiché le formule di calcolo sono le stesse del capitolo 3.

STUDIO DELLA TRAVE PONTE, si forniscono direttamente i risultati numerici finali in termini di tensioni e sollecitazioni.

Coordinata [mm]	SOLLECITAZIONE		TENSIONE	
	Ty [kN]	Mz [kNm]	τ [MPa]	σ_x [MPa]
0 (A)	12.48	0	5.7	0
1310 (B)	0	16.04	0	45.3

Tabella 5.2: caratteristiche di sollecitazione in forma numerica

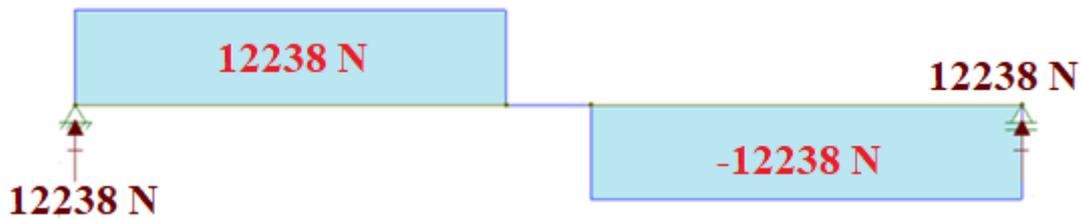


Figura 5.2: andamento del taglio complessivo



Figura 5.3: andamento del momento flettente complessivo

5.1.2 Sollecitazioni nel piano XZ

In questo caso occorre aggiungere, al carico verticale di riferimento, l'azione dinamica equivalente generata dal moto dell'argano lungo la trave ponte. Questa forza $H_L = H_B$ provoca un taglio, un momento flettente e una torsione, come era stato per la trave ponte. Si ribadisce che ciò è dovuto al considerare l'applicazione di questo carico sul piano di contatto putrella-rotella ed è dato dall'accoppiamento di forma (conico) tra flange e ruote. Si ipotizza che tutto il carico H_L gravi su una sola via di corsa, come presentato in Figura 5.4.

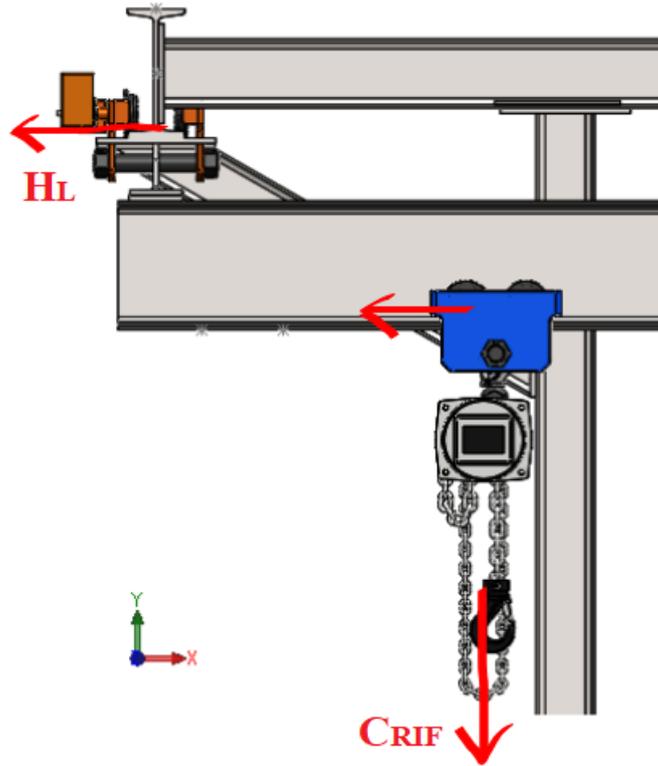


Figura 5.4 schema della forza Hl sulle vie di corsa

La massima freccia è nella mezziera della trave:

$$f = \frac{H_B}{2} * (L_{TOT} - b) * \frac{(3 * L_{TOT}^2 - (L_{TOT} - b)^2)}{(48 * E * Jy)} = 1.25 \text{ mm} \quad (5.7)$$

che soddisfa le prescrizioni normate.

Si raccolgono tutti i valori delle sollecitazioni e delle tensioni in Tabella 5.3, mentre in Figura 5.3, 5.4, 5.5 si allegano i diagrammi di sollecitazione.

Coordinata [mm]	SOLLECITAZIONE			TENSIONE		
	Tz [kN]	My [kNm]	M _T [kNm]	τ [MPa]	σ _X [MPa]	τ _{MT} [MPa]
0 (A)	0.62	0	0.07	3	0	4.2
1310 (B)	0	0.86	0.07	0	20.7	4.2

Tabella 5.3: caratteristiche di sollecitazione in forma numerica

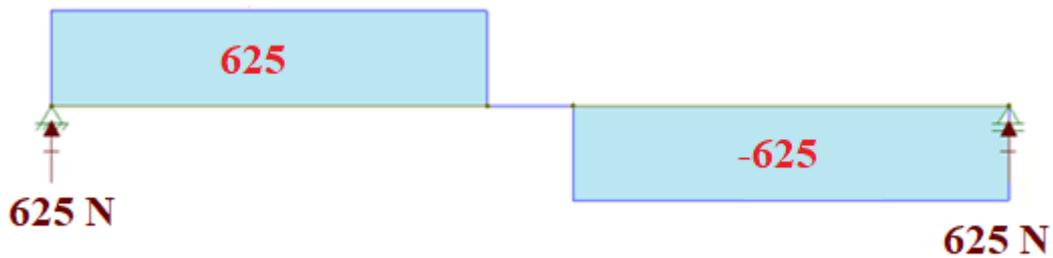


Figura 5.3: andamento del taglio complessivo



Figura 5.4: andamento del momento flettente complessivo

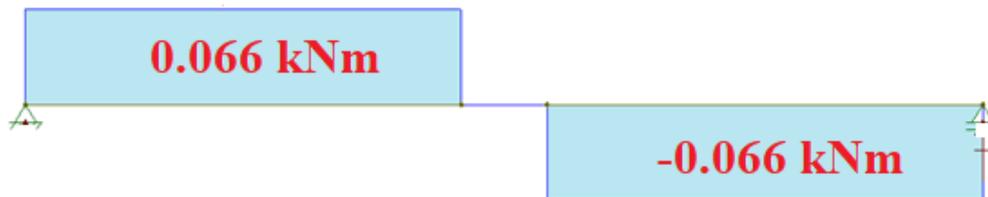


Figura 5.5: andamento del momento flettente complessivo

5.2 VERIFICA PER INSTABILITÀ FLESSO-TORSIONALE

I parametri geometrici della via di corsa sono gli stessi della trave-ponte. Tuttavia, considerando la via di corsa come propriamente incastrata (e dunque rivedendo a posteriori questa verifica), si avrebbero:

- $C_1 = 0.938$, $C_2 = 0.715$;
- $k_w = 1$, $k = 0.5$.

Con i valori aggiornati dei coefficienti, e applicando le formule già viste nel paragrafo **3.2 VERIFICA PER INSTABILITÀ FLESSO-TORSIONALE** si otterrebbero i risultati riassunti in Tabella 5.5.

Si ricorda solamente che il controllo per instabilità flessio-torsionale viene eseguito impostando una maggiorazione del carico del 25% su un lato, per prevedere eventuali sbilanciamenti durante il normale funzionamento.

VERIFICA DI INSTABILITÀ FLESSO-TORSIONALE							
Iw [cm ⁶]	It [cm ⁶]	Iz [cm ⁶]	Wy [cm ⁶]	C ₁	C ₂	φ _{LT}	χ _{LT}
28700	25.00	221	354	0.938	0.715	1.038	0.667
M _{cr} [kNm]	λ _{LT}	α _{LT}	f	beta	z _g [cm]	M_{ymax} [kNm]	M_{rbd} [kNm]
111	0.866	0.49	0.931	1	4.57	16.1	50.43

Tabella 5.4: riassunto dei momenti ad instabilità flessio-torsionale per le vie di corsa

5.3 VERIFICA DELLA FLESSIONE SULLE FLANGE

Il calcolo della sollecitazione locale sulle flange viene eseguito nuovamente facendo riferimento alla normativa UNI EN 1993-6. Il coefficiente caratteristico μ è assunto pari a 0.15, per poi ricavare il valore della distanza n tra l'estremo della flangia e il punto di applicazione della forza.

Poiché i profilati sono gli stessi della trave ponte, si può guardare la Tabella 3.10 del paragrafo 3.3 **VERIFICA DELLA FLESSIONE SULLE FLANGE** per i valori dei coefficienti C_x e C_z . Si riportano direttamente, in questo caso, le tensioni longitudinali e trasversali ottenute nei punti caratteristici sotto un carico:

$$F_{Z,Ed} = \frac{24476}{4} = 6119 \text{ N} \quad (5.8)$$

Le tensioni sono raccolte in Tabella 5.5:

TENSIONE [MPa]		
PUNTO	σ _x	σ _z
0	7.1	-32.1
1	71.3	21.4
2	71.3	0

Tabella 5.5: riassunto delle tensioni nei punti tipici della flangia

Le tensioni σ_x e τ sono state ricavate direttamente dalle caratteristiche di sollecitazione per la mezzera della trave. Il risultato finale è del tipo:

$$\sqrt{(45.3 + 71.3 + 20.7)^2 + (-21.4)^2 - (45.3 + 71.3 + 20.7)(-21.4)}$$

$$= 149.1 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa}$$

Nel caso del solo carico statico verticale, maggiorato del +25%, si avrebbe il momento torcente con braccio r ricavabile direttamente dal coefficiente μ :

$$r = z_g = 45.7 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Il carico di riferimento per le tensioni è:

$$F_{Z,Ed} = \frac{24476}{4.25} * 1.25 = 7198.8 \text{ N} \quad (5.11)$$

La torsione è generata dal $\Delta F * r$:

$$\Delta F = 7198.8 - \frac{7198.8}{1.25} = 1439.8 \text{ N} \quad (5.12)$$

$$M_T = 1439.8 * 45.7 = 65799 \text{ Nmm} \quad (5.13)$$

I due carichi concentrati che si applicherebbero alla via di corsa sono:

$$P_1 = 7198.8 + \frac{7198.8}{1.25} = 12957.8 \text{ N} \quad (5.14)$$

$$P_2 = 24476 - 12854.2 = 11518.2 \text{ N} \quad (5.15)$$

Con una tensione di momento flettente, dalle formule già viste nel capitolo 3. **STUDIO DELLA TRAVE PONTE:**

$$M_F = \frac{24476}{4 * 2768} * \left(2768 - 148 * \frac{11518.2}{24476} \right)^2 = 16.1 \text{ kNm} \quad (5.16)$$

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_F}{W_Z} = 45.7 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Le tensioni locali sulle flange sarebbero, invece:

$$\sigma_{x1} = \frac{7198.8}{13.1^2} * 2 = 83.9 \text{ MPa}; \quad (5.18)$$

$$\sigma_{z1} = \frac{7198.8}{13.1^2} * 0.6 = 25.2 \text{ MPa}; \quad (5.19)$$

Il risultato finale è:

$$\begin{aligned} & \sqrt{(45.7 + 83.9)^2 + (-25.2)^2 - (45.7 + 83.9)(-25.2)} \\ & = 143.9 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Si conclude la verifica comparando il massimo carico concentrato del progetto con quello resistente previsto dalle UNI. Si adottano gli stessi valori numerici della trave ponte, sia per definire la lunghezza efficace L_{EFF} che per il braccio m .

Il risultato è il seguente:

$$F_f, R_d = 55113 \text{ N} \geq 7198.8 \text{ N} \quad (5.21)$$

5.4 VERIFICA A FATICA

La verifica a fatica delle vie di corsa riprende quanto già esplicito nella sezione **3.4 VERIFICA A FATICA**, riguardo alla classe di sollevamento.

Occorre distinguere gli elementi che fanno parte, insieme alla trave, della struttura complessiva, e concentrarsi sulle loro classi di dettaglio: le vie di corsa, infatti, sono dotate di saldature, bullonature e relativi fori che ne consentono l'assemblaggio con le altre parti del sistema. Pertanto, occorre selezionare l'elemento più critico e impostare su di esso la verifica; nella tabella successiva si riportano le classi di dettaglio di tutti gli elementi critici, e nell'immagine sottostante si mostrano tali criticità:

PARTICOLARE	PROSPETTO E CASO DA UNI EN 1993-1-9	CLASSE DI DETTAGLIO	$\Delta\sigma_L$ [MPa]
Anima forata	prospetto 8.1	90	90
Bulloni a taglio	prospetto 8.1,	100	100
Bulloni a trazione	prospetto 8.1	50	50
Saldatura trasversale piattabanda inferiore	prospetto 8.5	56	56
Irrigidimenti trasversali	prospetto 8.9	80	80

Tabella 5.6: riassunto delle classi di dettaglio particolari costruttivi via di corsa

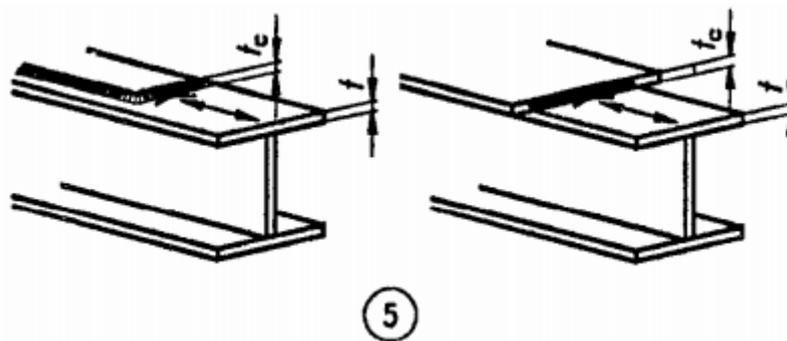


Figura 5.5: esempio di prospetto normato per la definizione della classe di dettaglio. Saldatura su piattabanda.

Le classi minori, prese come riferimento, sono quelle delle saldature sulla piattabanda inferiore e dei bulloni in trazione. Dal paragrafo **7.5 NODO TRIPLO POSTERIORE**, infatti, si ottengono dei valori pari a:

$$\sigma_{TR} = \frac{27078 * 0.35}{144} = 65.8 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

Andando tuttavia a moltiplicare il valore per 0.63, si avrebbero dei risultati di tensione inferiori alle corrispondenti classi di dettaglio. Pertanto, a posteriori si può concludere che la verifica a fatica sia superflua.

6. STUDIO DEL TELAIO

6.1 CARATTERISTICHE DI SOLLECITAZIONE

L'insieme di tutte le travature, esclusa la trave ponte, viene trattato come un unico telaio spaziale. Pertanto, secondo gli schemi comuni della meccanica strutturale, i giunti bullonati e saldati che uniscono i vari membri vengono rappresentati come degli incastri interni; questa assunzione è da tenere a mente, poiché sarà richiamata nel capitolo sui collegamenti: un incastro interno, infatti, lavora sia a taglio che a momento, dunque per il calcolo della resistenza del giunto saranno considerate tutte le sollecitazioni possibili. Gli incastri in questione sono comunque dotati di una propria cedevolezza, che dipende dalla conformazione della struttura e dalla rigidità delle aste costituenti: nel caso della via di corsa, per esempio, il loro comportamento è un ibrido tra cerniera e incastro, poiché i nodi estremali della via di corsa confluiscono su uno sbalzo. Lo scopo dell'analisi del telaio spaziale è quello di caratterizzare il comportamento della struttura nella sua interezza, per poter procedere ad un congruo dimensionamento sia delle aste costituenti sia dei nodi di collegamento.

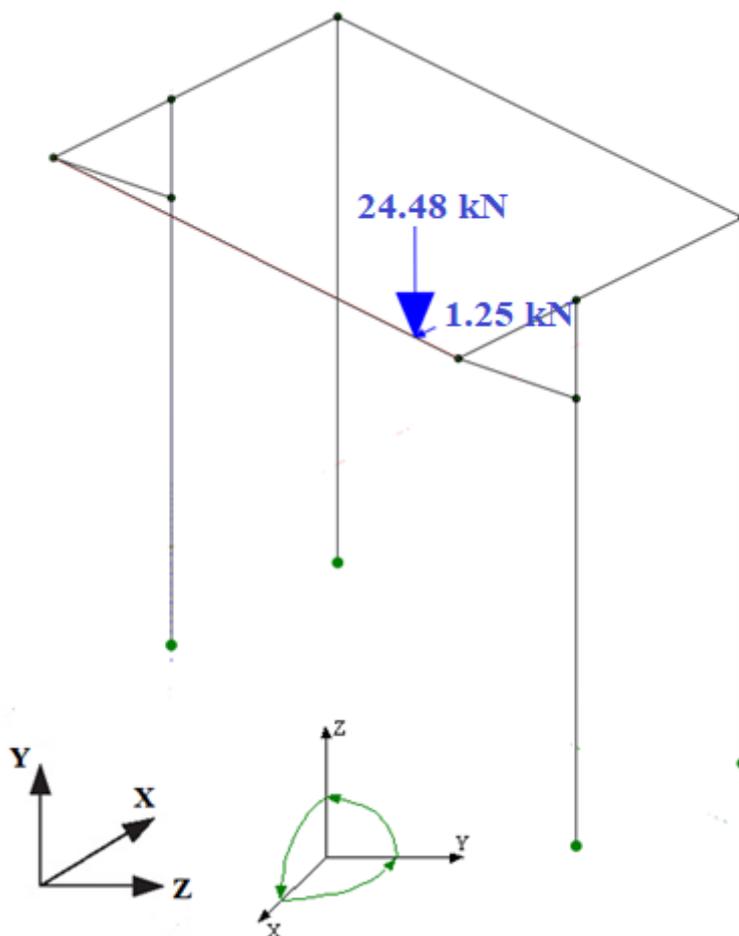


Figura 6.1: schematizzazione dell'intero telaio

Un elemento di trave tridimensionale ha dodici gradi di libertà, sei per ogni nodo estremo. Si inizializza un sistema di riferimento levogiro, secondo la regola della mano destra: la coordinata assiale della trave è X , che rappresenta il pollice della mano, mentre l'indice è l'asse Y ; ne risulta automaticamente definito l'asse Z , coincidente con il dito medio. Per la convenzione scelta (levogira) tutte le rotazioni positive saranno quelle in verso antiorario: in questo sistema, infatti, mettendosi ad esempio nel piano YZ con asse X uscente dal foglio, per avvicinare Y a Z con la minor escursione angolare possibile occorre ruotare in senso antiorario. Il sistema di riferimento è mostrato in Figura 6.1.

La matrice di rigidità della singola asta tridimensionale, omogenea e a sezione costante, è una 12×12 , la cui formulazione algebrica è del tipo:

$$\begin{bmatrix}
 \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & -\frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} \\
 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{l^3} & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{12EJ_y}{l^3} & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & \frac{2EJ_y}{l} & 0 \\
 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_z}{l} & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EJ_z}{l} \\
 -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & \frac{12EJ_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} \\
 0 & 0 & -\frac{12EJ_y}{l^3} & 0 & \frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EJ_y}{l^3} & 0 & \frac{6EJ_y}{l^2} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & \frac{2EJ_y}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EJ_y}{l^2} & 0 & \frac{4EJ_y}{l} & 0 \\
 0 & \frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EJ_z}{l} & 0 & -\frac{6EJ_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EJ_z}{l}
 \end{bmatrix}$$

Essendo:

- J_x , J_y e J_z i momenti di inerzia attorno ai rispettivi assi;
- A l'area della sezione, costante;
- G modulo di taglio;
- E il modulo di Young.

In essa, si possono distinguere vari termini:

- EA/l : rigidezza assiale;
- $12EJ/l^3$: rigidezza a taglio;
- $4EJ/l$ e $2EJ/l$: rigidezza flessionale;
- $6EJ/l^2$: termine che si riferisce alle reazioni vincolari di taglio conseguenti all'applicazione di un momento;
- GJ/l : rigidezza torsionale.

Ciascun nodo sarà definito da tre componenti di spostamento e tre rotazioni, dunque le sollecitazioni nodali possono essere: uno sforzo normale N , un taglio lungo uno degli assi trasversali T_Y o T_Z , un momento torcente $M_{F,X}$ e due momenti flettenti attorno agli assi trasversali $M_{F,Y}$ o $M_{F,Z}$.

La risoluzione più rapida e intuitiva per studiare un caso del genere è rappresentata dal metodo matriciale delle rigidità: esso prevede di calcolare l'insieme degli spostamenti u , incogniti, di ciascun nodo, per poi ricavare le sollecitazioni sulle aste. Come detto in precedenza, il vettore u ha 12 componenti, 6 per ciascuno spostamento o rotazione ammissibile per ogni nodo d'estremità. Per effettuare questi calcoli occorre definire la matrice di rigidità di ogni singola trave, opportunamente trasformata nel sistema di riferimento locale delle travi stesse, in base al loro orientamento effettivo. Si assembla, poi, la matrice di rigidità dell'intero sistema andando a sommare le matrici locali di tutte quelle aste che convergono in un determinato nodo. Il risultato finale è del tipo:

$$\{F\} - \{F_L\} = [K] * \{U\} \quad (6.1)$$

laddove:

- $\{F\}$ e $\{F_L\}$ indicano rispettivamente il vettore dei carichi nodali e dei carichi nodali equivalenti. Il significato di questi ultimi è esposto più avanti;
- $[K]$ indica la matrice di rigidità;
- $\{U\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti nodali.

Da notare che, con la lettera maiuscola, si indicano le grandezze nel sistema di riferimento globale; le lettere minuscole, invece, saranno impiegate per i sistemi di riferimento locali.

Da qui, è possibile ricavare le caratteristiche di sollecitazione S dell'asta j -esima tramite l'equazione:

$$\{S_j\} = [k_j]\{u_j\} + \{f_{L_j}\} \quad (6.2)$$

Il telaio in esame, che presenta 12 nodi, viene diviso in 14 aste costituenti. Su di ognuna si identifica il sistema di riferimento locale, frutto di una rotazione oraria o antioraria di quello globale, fissato a sua volta tramite il metodo descritto ad inizio paragrafo. L'origine

del sistema globale viene posta sul nodo 1, che corrisponde alla base del pilastro anteriore sinistro. Nella Figura 6.2 sono visibili: le numerazioni dei nodi, in nero; le numerazioni delle aste, in rosso; il sistema globale, in nero, e le coordinate locali, con gli assi in tre diversi colori. La Tabella 6.1, invece, riassume la numerazione delle aste (k) e identifica il nodo di partenza (i) e quello di arrivo (j) di ogni trave.

ASTA		
k	nodo i	nodo j
I	1	5
II	2	6
III	3	11
IV	4	12
V	5	9
VI	6	10
VII	7	5
VIII	8	6
IX	8	7
X	8	10
XI	10	11
XII	11	12
XIII	7	9
XIV	9	12

Tabella 6.1: riassunto della numerazione delle aste

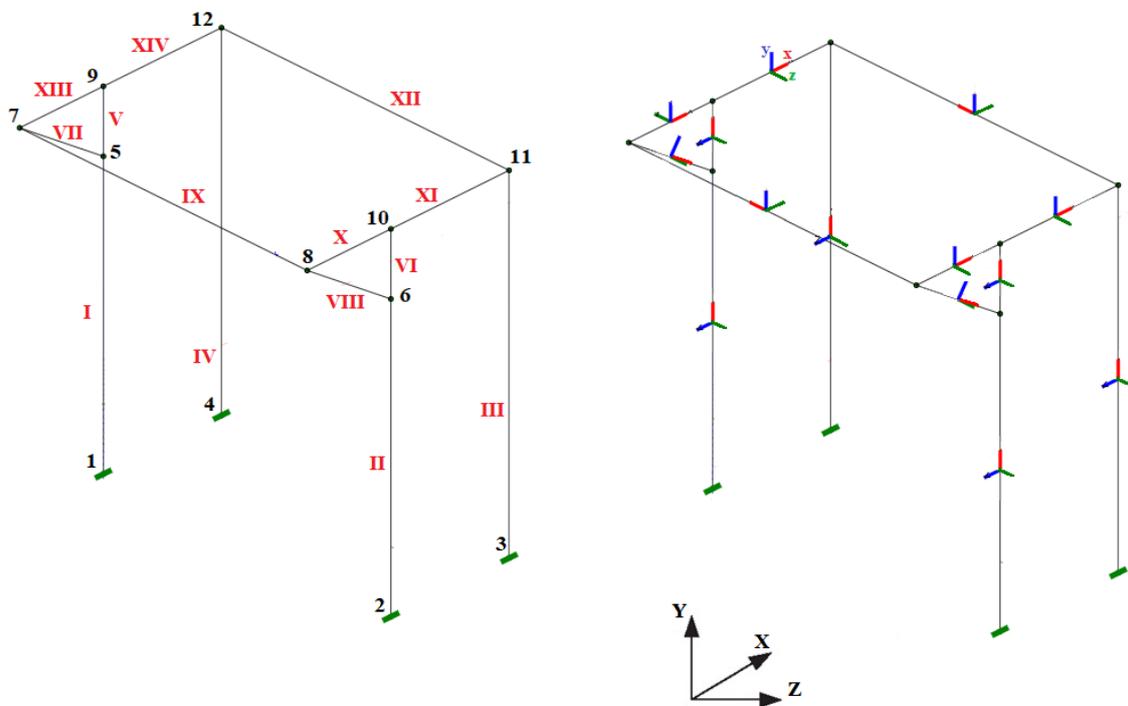


Figura 6.2: sistemi di riferimento e numerazione^[1].

I profilati scelti a seguito del dimensionamento, con le loro caratteristiche geometriche principali, sono riportati in Tabella 6.2:

CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELLE ASTE										
k	TIPO	A mm ²	A _{T-Z} mm ²	A _{T-Y} mm ²	W _{EL-Z} cm ³	W _{EL-Y} cm ³	J _X cm ⁴	J _Z cm ⁴	J _Y cm ⁴	L mm
I	HEAA 120	1855	1122	748	75.8	26.5	27.8	4130	1590	2678.2
II										2678.2
III										3214
IV										3214
V										535.8
VI										535.8
VII										920
VIII										920
IX	IPN 240	4610	2175	2777	353	41.5	2.5	4240	220	2768
XII										2768
X	HEAA 140	2302	1728	1152	112	39.3	35.4	7200	2750	746
XI										1200
XIII										746
XIV										1200

Tabella 6.2: caratteristiche dei profilati del telaio

Le caratteristiche geometriche e resistenziali sono state prese direttamente dalla UNI EN 10210-2:2019, mentre gli ingombri sono scelti a partire dalla linea media sulla larghezza di ogni profilato.

La schematizzazione effettuata per questo studio rende necessaria una piccola semplificazione geometrica sul nodo triplo anteriore (via di corsa – reggimensola – traverso a sbalzo): come si nota nella Figura 6.3, infatti, la quota 140 mm verticale viene eliminata; anziché avere un collegamento tra reggimensola e pilastro ad una quota $3950 - (750 - 64.5) * \tan(30) = 3950 - 395.8 = 3554.2 \text{ mm}$, il nodo è abbassato di 140 mm e ciò giustifica il fatto che l'asta VI abbia lunghezza $395.8 + 140 = 535.8 \text{ mm}$. Tale scelta trova ragione nella volontà di semplificare il trapezio rettangolo visibile in Figura 6.3, che scaturisce dal montaggio reale delle travi, in favore di un triangolo rettangolo, più agevole per il calcolo. Di contro, l'inclinazione del reggimensola non è più propriamente 60°, ma ammonta a: $\theta = \text{atan}\left(\frac{750}{535.8}\right) = 54.5^\circ$. Ciò produce tensioni risultati leggermente discostanti, ma comunque si accetta questa procedura poiché la differenza è minima e poiché, come prova finale di resistenza della struttura, verrà eseguita una analisi FEM 3D, certamente più accurata.

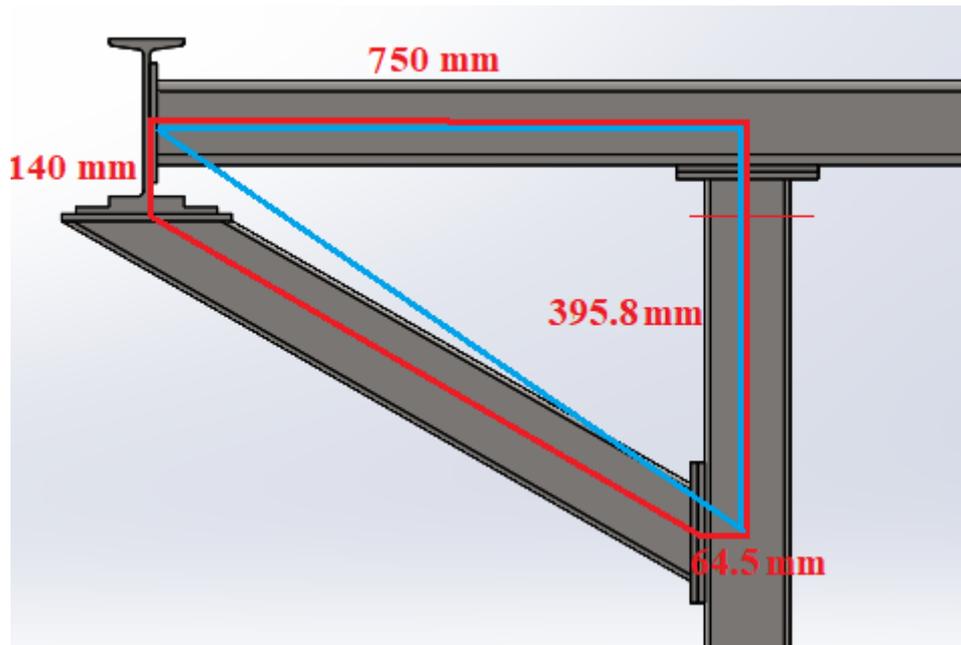


Figura 6.3: schematizzazione della parte a sbalzo

La matrice di conversione delle coordinate dal sistema locale a quello globale è:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} & 0 & 0 & 0 \\ \lambda_{21} & \lambda_{22} & \lambda_{23} & 0 & 0 & 0 \\ \lambda_{31} & \lambda_{32} & \lambda_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{21} & \lambda_{22} & \lambda_{23} \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{31} & \lambda_{32} & \lambda_{33} \end{bmatrix}$$

Laddove i termini λ rappresentano i coseni direttori tra gli assi X, Y, Z e quelli x, y, z , come mostrato in Figura 6.4.

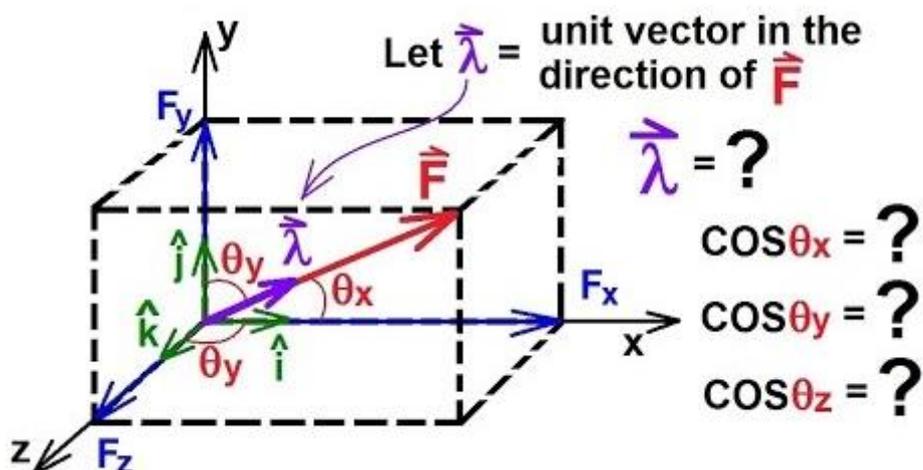


Figura 6.4 coseni direttori di una generica forza su elemento beam 3D^[2]

Seguendo la Figura 6.4:

$$\lambda_{11} = \frac{x_j - x_i}{L}; \quad (6.3)$$

$$\lambda_{12} = \frac{y_j - y_i}{L}; \quad (6.4)$$

$$\lambda_{13} = \frac{z_j - z_i}{L}; \quad (6.5)$$

Si definisce la quantità: $D = \sqrt{\lambda_{11}^2 + \lambda_{12}^2}$. Continuando, allora:

$$\lambda_{21} = -\frac{\lambda_{12}}{D}; \quad (6.6)$$

$$\lambda_{22} = \frac{\lambda_{11}}{D}; \quad (6.7)$$

$$\lambda_{23} = 0; \quad (6.8)$$

$$\lambda_{31} = -\frac{\lambda_{11} * \lambda_{13}}{D} \quad (6.9)$$

$$\lambda_{32} = -\frac{\lambda_{12} * \lambda_{13}}{D} \quad (6.10)$$

$$\lambda_{33} = D \quad (6.11)$$

Nel caso in cui l'asta abbia $x \equiv Z$, si incorre nel problema del blocco cardanico: nel piano XY , infatti, si vedrebbe $X_i = X_j$ e $Y_i = Y_j$, dunque il denominatore $D = 0$ provocherebbe delle singolarità nella matrice. Si pone rimedio, allora, imponendo che $y \equiv Y$. Così facendo, si ricavano le matrici per i due casi $x_j > x_i$ o $x_j < x_i$ ^[3]:

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

Note le matrici di rotazione, si può scrivere la matrice di rigidezza dell'asta singola in coordinate globali seguendo il successivo ragionamento:

$$[F] = [R]^T * [f] \quad (6.14)$$

$$[U] = [u] * [R] \quad (6.15)$$

e, unendo le due equazioni:

$$[F] = [K] * [U] \quad (6.16)$$

allora si ottiene:

$$[K] = [R]^T * [k] * [R] \quad (6.17)$$

La matrice di rigidezza precedentemente descritta può essere divisa in quattro sottocomponenti, poiché le aste sono dotate di due estremi i e j:

$$[k]^k = \begin{bmatrix} K_{ii}^k & K_{ij}^k \\ K_{ji}^k & K_{jj}^k \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

Nello specifico, saranno queste singole sotto-parti ad essere successivamente sommate, per ricavare la rigidezza totale di un nodo in cui convergono n estremità d'asta.

La situazione di carico in cui viene studiato il modello è relativa al caso in cui la trave ponte sia al finecorsa della via di corsa. Le forze, verticale e orizzontale, che agiscono sull'IPN240 non sono applicate direttamente ad un nodo, ma sono infra-nodali. Ciò richiede di studiare separatamente l'IPN240 come una trave con due incastri, per poter ricavare le reazioni d'incastro che vengono utilizzate come carichi nodali equivalenti nei nodi 8 e 7^[4].

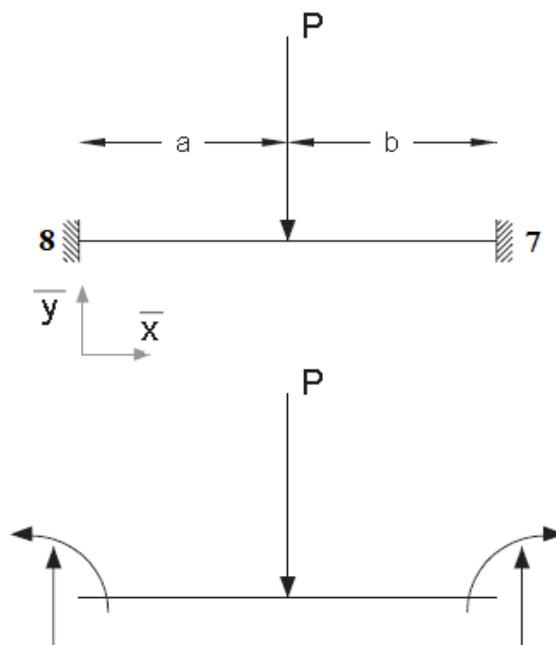


Figura 6.5: reazioni di incastro di una trave con carico concentrato^[2]

Dalla Figura 6.5 si possono notare i versi delle reazioni di momento e di taglio μ e R_T nei nodi d'estremità 8 e 7; ricordando che il nodo 8 è quello i , a causa del verso di percorrenza del sistema locale scelto, si può dunque scrivere che:

$$\mu_8 = \frac{Pab^2}{L^2} \quad (6.19)$$

$$\mu_7 = -\frac{Pa^2b}{L^2} \quad (6.20)$$

$$R_{T8} = \frac{P(3a+b)b^2}{L^3} \quad (6.21)$$

$$R_{T7} = \frac{P(a+3b)a^2}{L^3} \quad (6.22)$$

Il vettore dei carichi infra-nodali $\{f_L\}$ dell'asta IX è pertanto:

$$\{f_L^{IX}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ R_{T7} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mu_7 \\ 0 \\ R_{T8} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mu_8 \end{Bmatrix} \quad (6.23)$$

Una volta ricavato il vettore in coordinate locali, occorre moltiplicarlo per la matrice di rotazione per passare alle coordinate globali:

$$\{F_L^{IX}\} = [R]^T * \{f_L^{IX}\} \quad (6.24)$$

Poiché le reazioni si esplicano solo sui nodi 8 e 7, il vettore dei carichi nodali equivalenti complessivo è del tipo:

$$\{F_{L,5-12}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{L-7}^{IX} \\ F_{L-8}^{IX} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.25)$$

Laddove ogni termine rappresenta un insieme di sei gradi di libertà. In questo modo, estraendo dalla matrice di rigidezza complessiva la sotto-parte relativa ai nodi di cui sono incogniti gli spostamenti (nodi 5 – 12), si può applicare l'Equazione 6.26 e determinare gli spostamenti nodali mancanti nel sistema globale:

$$\{U_{5-12}\} = [K_{5:1-12:12}] * \{F_{5-12}\} - \{F_{L,5-12}\} \quad (6.26)$$

Ottenuti gli spostamenti desiderati, il vettore assemblato è:

$$\{U\} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ U_5 \\ U_6 \\ U_7 \\ U_8 \\ U_9 \\ U_{10} \\ U_{11} \\ U_{12} \end{pmatrix} \quad (6.27)$$

Tenendo a mente che ogni asta k-esima ha un nodo di partenza i e uno finale j , si creano i sotto-vettori degli spostamenti di ogni trave $\{U_{ij}^k\}$ a partire da quello totale $\{U\}$. Per la trave I, che ad esempio è compresa tra i nodi 1 e 6, si ha:

$$\{U_{16}^I\} = \begin{pmatrix} 0 \\ U_6 \end{pmatrix} \quad (6.28)$$

Per ricavare infine le caratteristiche di sollecitazione nella singola asta, basta applicare l'equazione:

$$\{S_{ij}^k\} = [k^k] * R^k * U_{ij}^k \quad (6.29)$$

È possibile, completate le premesse di calcolo, assemblare la matrice di rigidezza complessiva tenendo in conto che:

- nel nodo 5 si uniscono le aste *I, V e VII*;
- nel nodo 6 si uniscono le aste *II, VI e VIII*;
- nel nodo 7 confluiscono le travi *VII, IX e XIII*;
- nel nodo 8 confluiscono le travi *VIII, IX e X*;
- il nodo 9 è in comune alle travature *V, XIII e XIV*;
- il nodo 10 è in comune alle travature *VI, X e XI*;
- il nodo 11 è condiviso tra gli elementi *XI e XII*;
- il nodo 12 è condiviso tra gli elementi *XII e XVI*.

Le procedure di calcolo fin qui esposte vengono condensate in una serie di listati Matlab, realizzati tramite l'ausilio di un libro di testo^[5] e modificati in base alle specifiche di questa tesi. Essi permettono di costruire la matrice di rigidezza di ogni asta, assemblare la matrice globale e ricavare le caratteristiche di sollecitazione.

Nel caso di studio target si ha un carico verticale $P = -24.48 \text{ kN}$ (il cui valore deriva dal capitolo 5. **STUDIO DELLA VIA DI CORSA**) applicato in prossimità del finecorsa della via di corsa. A ciò si aggiunge il carico trasversale $H_T = -1.25 \text{ kN}$ che viene inserito per una questione di completezza, poiché la UNI EN 1991-3 impone di considerare sull'intera struttura di supporto anche l'effetto del moto dell'argano. Dal modello 3D si può notare che il centro dell'interasse tra le rotelle del carrello (dove viene considerato applicato il carico verticale) può arrivare massimo a $f = 262.5 \text{ mm}$ dalla mezzeria della piastra di collegamento IPN-reggimensola. Il finecorsa è calcolato nel seguente modo:

$$f = \frac{150}{2} + \frac{315}{2} + 30 = 262.5 \text{ mm} \quad (6.30)$$

laddove:

- 150 mm è l'ingombro della piastra di collegamento con il reggimensola;
- 315 mm è la lunghezza del carrello motorizzato;
- 30 mm è il finecorsa di sicurezza usato per i calcoli progettuali.

Si considera, per semplicità, il carico concentrato in un unico punto che si trova alla mezzeria dell'interasse del carrello. La quota f si può vedere in Figura 6.6.

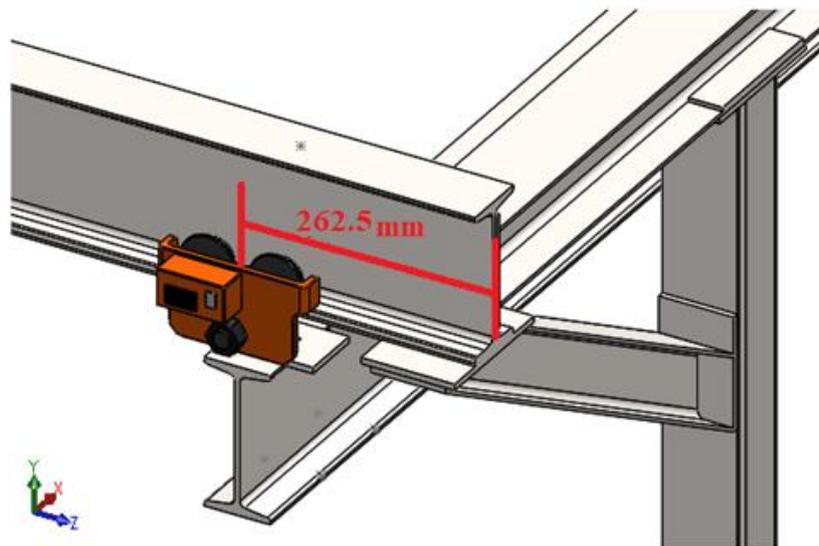


Figura 6.6: rappresentazione della peggiore condizione di carico possibile

Riprendendo lo schema della Figura 6.6, si pone pertanto $a = 2768 - 262.5 = 2505.5 \text{ mm}$ e $b = 262.5 \text{ mm}$. Ciò porta alle seguenti reazioni di incastro perfetto:

$$f(R_Y) = \left\{ \begin{array}{l} \mu_8 = \frac{Pab^2}{L^2} = 5.26 \text{ kNm} \quad (6.31) \\ R_{T8} = \frac{P(3a+b)b^2}{L^3} = 23.86 \text{ kN} \quad (6.32) \\ \mu_7 = -\frac{Pa^2b}{L^2} = -0.55 \text{ kNm} \quad (6.33) \\ R_{T7} = \frac{P(3b+a)a^2}{L^3} = 0.62 \text{ kN} \quad (6.34) \end{array} \right.$$

$$f(R_Z) = \left\{ \begin{array}{l} \mu_8 = -\frac{Pab^2}{L^2} = -0.27 \text{ kNm} \quad (6.35) \\ R_{T8} = \frac{P(3a+b)b^2}{L^3} = 1.22 \text{ kN} \quad (6.36) \\ \mu_7 = \frac{Pa^2b}{L^2} = 0.03 \text{ kNm} \quad (6.37) \\ R_{T7} = \frac{P(3b+a)a^2}{L^3} = 0.03 \text{ kN} \quad (6.38) \end{array} \right.$$

Il risultato finale conduce alle seguenti sollecitazioni, riassunte nella Tabella 6.3, dove sono evidenziati i valori delle reazioni vincolari sugli incastrati di base.

Asta k	N [kN]	Ty [kN]	Tz [kN]	Mx [kNm]	Myi [kNm]	Mzi [kNm]	Myj [kNm]	Mzj [kNm]
I	-4.27	0.06	0.17	0	-0.22	-0.1	0.24	-0.25
II	-35.7	1.08	0.11	0	-0.17	0.08	0.13	-2.81
III	13.54	-2.09	-0.14	0	0.23	-3.23	-0.23	3.48
IV	1.93	-0.3	-0.14	0	0.23	-0.47	-0.23	0.5
V	-3.13	-1.99	-0.44	0	0.24	-0.32	0	0.74
VI	-24.6	-16.81	-0.24	0	0.13	-3.01	0	6
VII	-2.33	0.27	-0.61	0	0.56	0.17	0	-0.07
VIII	-21	1.47	-0.36	0	0.33	1.15	0	-0.2
IX	0.04	21.96	1.13	-0.03	-0.09	-0.19	0.1	0.33
X	19	-10.9	0.32	0	-0.17	-1.18	0.06	6.96
XI	2.21	13.7	0.07	0	0.06	12.96	0.15	-3.48
XII	-0.07	0.17	-0.12	0	0.15	0.23	-0.19	-0.23
XIII	2.17	-1.37	0.65	0	-0.55	-0.14	-0.07	0.88
XIV	0.18	1.76	0.21	0	-0.07	1.62	0.19	-0.5

Tabella 6.3: riassunto delle caratteristiche di sollecitazione

Le sollecitazioni della Tabella 6.3 sono approssimate alla seconda cifra decimale, dunque praticamente tutti i momenti torcenti sono al più nell'ordine dei $10^{-3} \text{ kNm} = \text{Nm}$.

Nelle pagine dell'Appendice vengono riportate anche le equazioni di equilibrio ai nodi, usate come verifica per confermare i calcoli svolti.

Per avere un riferimento con cui comparare i risultati numerici ottenuti, si decide di simulare l'intera struttura con Solidworks Simulation sfruttando l'opzione "*tratta il corpo selezionato come trave*": ciò consente di poter ricavare agevolmente le caratteristiche di sollecitazione, semplificando di parecchio la qualità della mesh e le tempistiche di calcolo. Per poter applicare questa opzione, è necessario rispettare un rapporto $s/L < 1/10$, laddove s indica la quota più grande della sezione trasversale. Ciò ha richiesto di modificare leggermente il modello 3D, riducendo la dimensione delle piastre di collegamento terminali per poter rientrare in questo vincolo. L'insieme di partenza è mostrato in Figura 6.7.

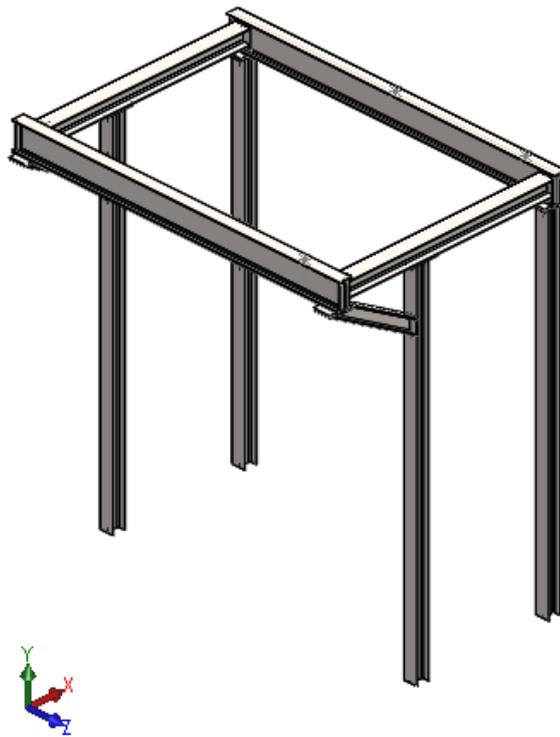


Figura 6.7: modello per analisi FEM con opzione "beam"

I risultati ottenuti con il software mostrano una buona congruenza rispetto al modello analitico: tutte le sollecitazioni rimangono nello stesso ordine di grandezza, e i diagrammi delle caratteristiche presentano gli stessi andamenti generali. Occorre fare attenzione ai segni degli andamenti di sollecitazione, che possono differire poiché il software impone determinati sistemi di coordinate locali alle aste, e in fase di post-processing non è stato possibile modificarli di modo che fossero coerenti con quelli del modello analitico. Si

riscontra una maggiore variabilità soltanto nei nodi tripli anteriori (8 e 7), ma si ritiene che essa sia dovuta alla diversa modellizzazione adottata da Solidworks: come si nota in Figura 6.8, infatti, l'unione delle tre aste non è in un unico punto, ma vi è un piccolo elemento "beam" che viene interposto tra il reggimensola e la confluenza via di corsa – traverso a sbalzo per approssimare la quota $\frac{H_{IPN240}}{2}$.

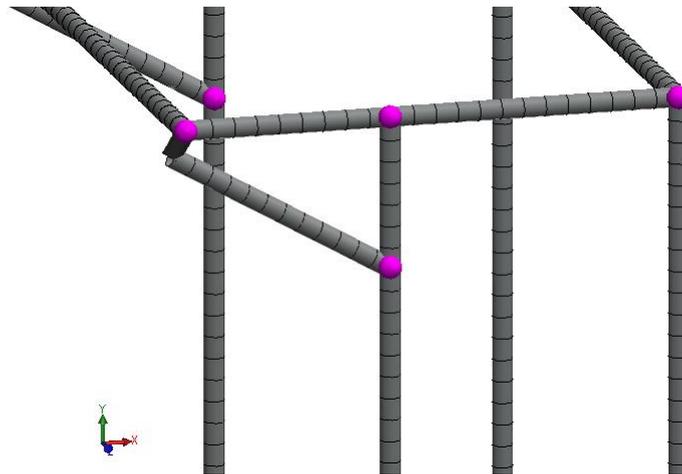


Figura 6.8: dettaglio della mesh, modello FEM "beam"

Un appunto necessario riguarda anche i momenti di inerzia: quelli che sono stati usati nel modello analitico sono direttamente presi dalle norme UNI per profilati laminati a caldo, mentre il software di simulazione li calcola in automatico. I valori di partenza potrebbero pertanto essere diversi, in base al livello di precisione con cui si determinano queste grandezze: i profilati in esame, infatti, presentano piccoli raccordi o superfici inclinate (IPN), che complicano il calcolo dei momenti di inerzia.

Nella Tabella 6.4 si riporta un confronto delle sollecitazioni registrate all'estremità di ogni asta. Si tenga a mente che il software non divide, ad esempio, il traverso a sbalzo negli elementi $X + XI$, dunque anche nella Tabella in questione si riporta l'insieme degli elementi corrispondenti ad una trave reale, per avere un confronto idoneo. Con la sigla "AM" si indica il modello "Analitico-Matlab", con quella "SW" il modello di Solidworks. Non vengono considerati i segni, poiché, come detto, il software ha un orientamento diverso dei sistemi di riferimento locali rispetto al modello analitico. I valori vengono approssimati alla prima cifra decimale, per una questione di ingombro della tabella nel layout di pagina.

CONFRONTO DELLE CARATTERISTICHE DI SOLLECITAZIONE											
		N (i)	N (j)	Ty (i)	Ty (j)	Tz (i)	Tz (j)	My (i)	My (j)	Mz (i)	Mz (j)
X+	AM	19	2.2	10.9	13.7	0.3	0.1	0.2		1.2	3.5
	SW	15.1	2.3	12.3	13.6	0.4	0.1	0.2		1.7	3.4
II+	AM	35.7	24.6	1.1	16.8	0.1	0.2	0.2	0	0.1	6
	SW	35.5	25.8	1.1	12.9	0.1	0.3	0.2	0	0.1	5.3
III	AM	13.5		2.1		0.1		0.2		3.2	3.5
	SW	13.4		2.1		0.3		0.3		3.4	3.5
IV	AM	1.9		0.3		0.1		0.2		0.5	
	SW	2		0.3		0.2		0.3		0.5	
I+V	AM	4.3	3.1	0.1	2	0.4	0.2	0.2	0	0.1	0.7
	SW	4.4	3.4	0	1.6	0.5	0.2	0.3	0	0.1	0.7
XIII	AM	2.2	0.2	1.4	1.8	0.6	0.2	0.5	0.2	0.1	0.5
	SW	1.7	0.2	1.5	1.8	0.7	0.2	0.6	0.2	0.2	0.5
XII	AM	0.1		0.2		0.1		0.2		0.2	
	SW	0.1		0.2		0.1		0.3		0.2	
IX	AM	0		22	2.5	1.1	0.1	0.1		0.2	0.3
	SW	0		21.9	2.5	1.1	0.1	0.1		0.2	0.4
VII	AM	2.3		0.3		0.6		0.6	0	0.2	0.1
	SW	1.9		0.1		0.7		0.6	0	0.1	0
VIII	AM	22.5		0.6		0.2		0.1	0.4	0.3	0.9
	SW	17		1.4		0.4		0.1	0.4	0.3	1

Tabella 6.4: confronto dei risultati tra il modello AM e il modello SW

Seguono dunque gli andamenti delle caratteristiche di sollecitazione, diagrammati tramite Solidworks Simulation.

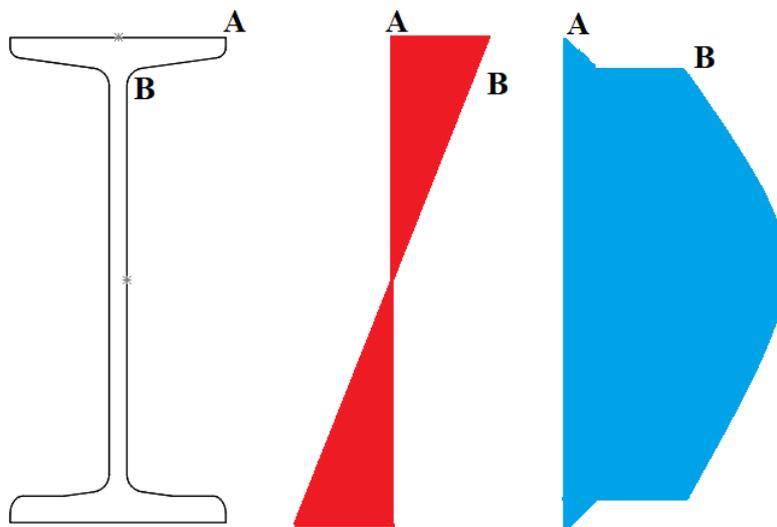


Figura 6.8(B): andamento delle tensioni normali (rosso) e tangenziali (blu) in profilo I

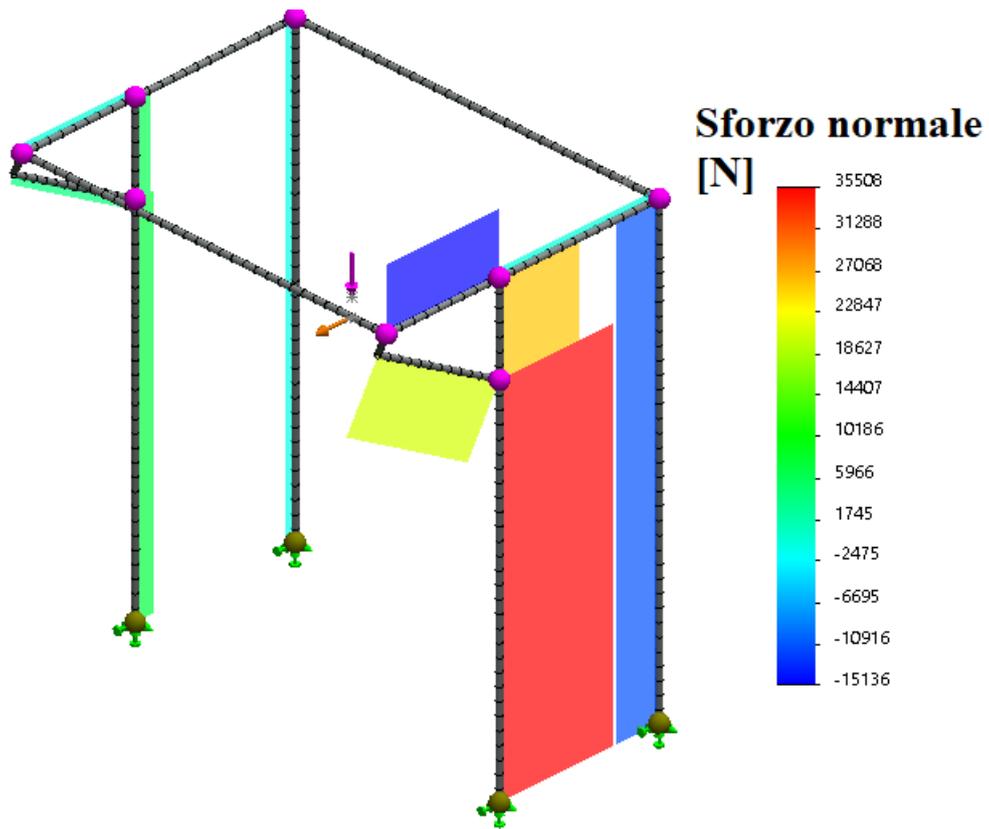


Figura 6.9 andamento dello sforzo normale N

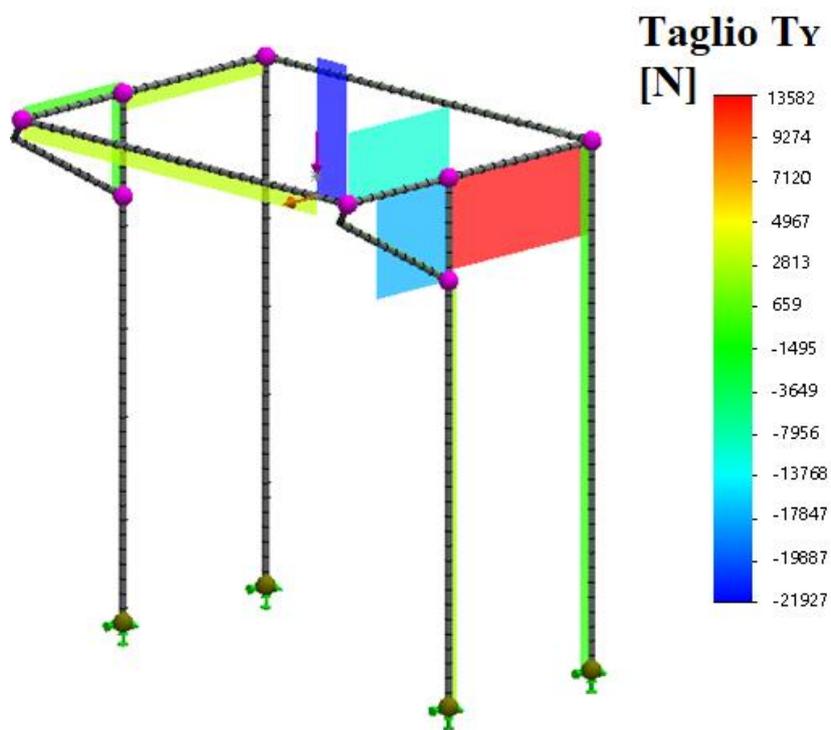


Figura 6.10 andamento dello sforzo di taglio T_y

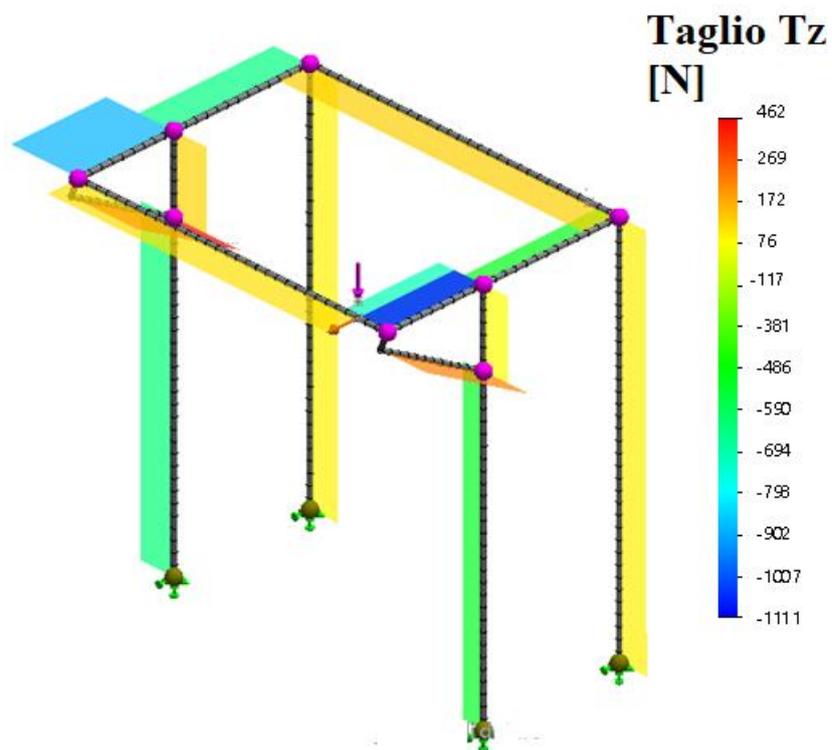


Figura 6.11 andamento dello sforzo di taglio Tz

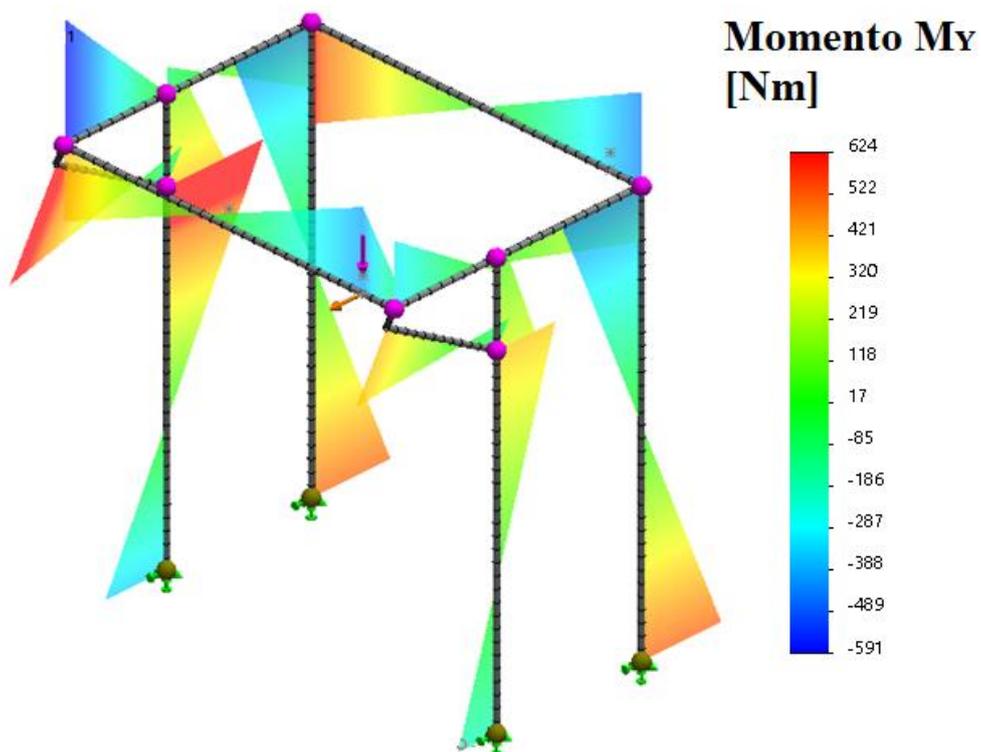


Figura 6.12 andamento del momento flettente My

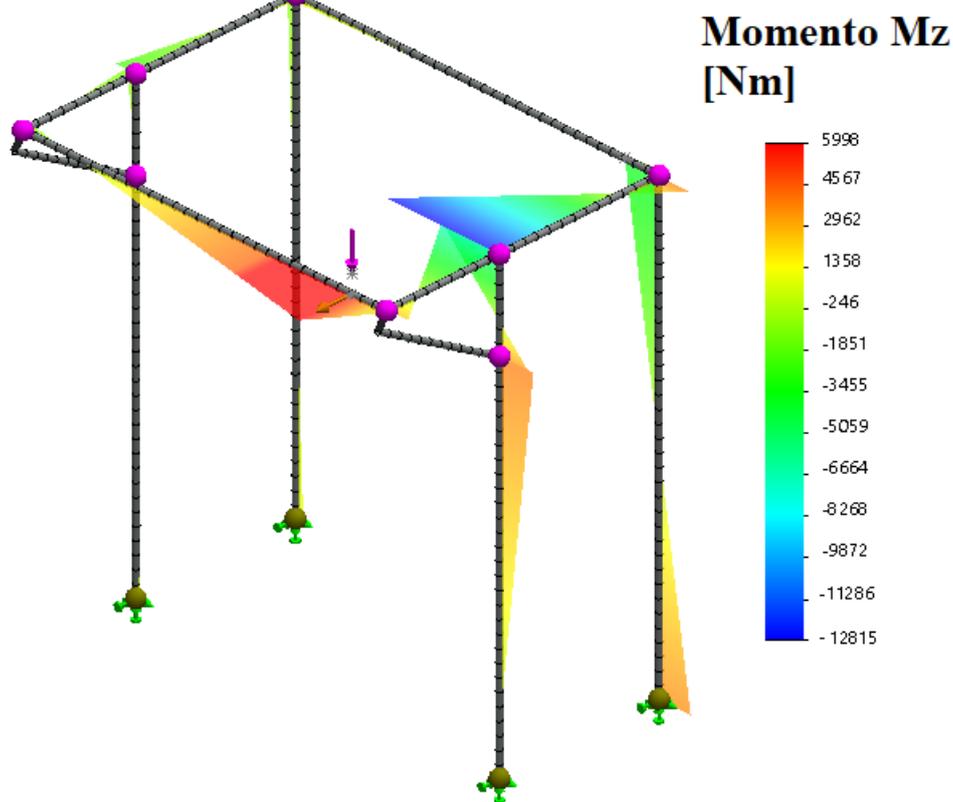


Figura 6.14 andamento del momento flettente M_z

Dall'analisi della Tabella 6.3 è possibile ricavare i punti più sollecitati, per poter effettuare il congruo dimensionamento sia del traverso a sbalzo che della restante parte della struttura. Il traverso, infatti, ha un tipo di spessore differente dagli altri profilati poiché è sottoposto alle maggiori sollecitazioni.

Per quanto riguarda il traverso a sbalzo, il punto di interesse è il nodo 10. Considerando il piano XY , gli sforzi che si combinano nel punto più sollecitato della sezione (punto A, Figura 6.8(B)) sono: sforzo assiale N e momento flettente $M_{F,Z}$. Essi valgono rispettivamente:

$$N = 2.21 \text{ kN} \quad (6.39)$$

$$M_{F,Z} = 12.96 \text{ kNm} \quad (6.40)$$

Applicando l'equazione di resistenza con metodo elastico, già esposta nel capitolo 2. **IMPOSTAZIONE PROGETTUALE**, si arriva a:

$$\sqrt{\left(\frac{12960}{112} + \frac{2210}{2302}\right)^2} = 116.7 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa} \quad (6.41)$$

Tale valore è perfettamente in linea con il modello di Solidworks, che registra 116.5 MPa .

Nel caso, invece, dei restanti componenti, il punto più sollecitato è il nodo 10, appartenente alla trave VI. Considerando gli effettivi andamenti delle tensioni tangenziali e normali, come mostrato in Figura 6.8(B), il punto più sollecitato della sezione è B, in cui:

$$N = -24.63 \text{ kN} \quad (6.38)$$

$$M_{F,Z} = 6 \text{ kNm} \quad (6.39)$$

$$T_Y = -16.81 \text{ kNm} \quad (6.40)$$

$$\sigma_{X,N} = \frac{N}{A} = \frac{24630}{1855} = 13.3 \text{ MPa}; \quad (6.41)$$

$$\sigma_{X,Mf} = \frac{M_{F,Z} * \frac{109 - 2 * 5.5}{2}}{I_Z} = \frac{6 * 10^6 * 49}{4.13 * 10^6} = 71.2 \text{ MPa}; \quad (6.42)$$

$$\tau = \frac{T_Y * S_Y}{I_Y t_w} = \frac{16810 * 39848}{4.13 * 10^6 * 4.2} = 38.6 \text{ MPa} \quad (6.43)$$

Il momento statico è^[7] $S_Y = \left(49 + \frac{5.5}{2}\right) * B * t_f = 39848 \text{ mm}^3$

Per la sua determinazione non si è tenuto in conto della presenza dei raccordi, che avrebbe portato ad un risultato leggermente minore.

Si ottiene:

$$\sqrt{(71.2 + 13.3)^2 + 3(38.6)^2} = 107.8 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa} \quad (6.44)$$

Noti gli spostamenti e le rotazioni nodali, è possibile anche tracciare qualitativamente la deformata del telaio. La Figura 6.15 mostra la deformata (con fattore di amplificazione 30), e per ogni nodo riassume i valori di spostamento assoluto δ_{ABS} di ogni n-esimo nodo, calcolato come:

$$\delta_{ABS}^n = \sqrt{\delta_X^{n2} + \delta_Y^{n2} + \delta_Z^{n2}} \quad (6.45)$$

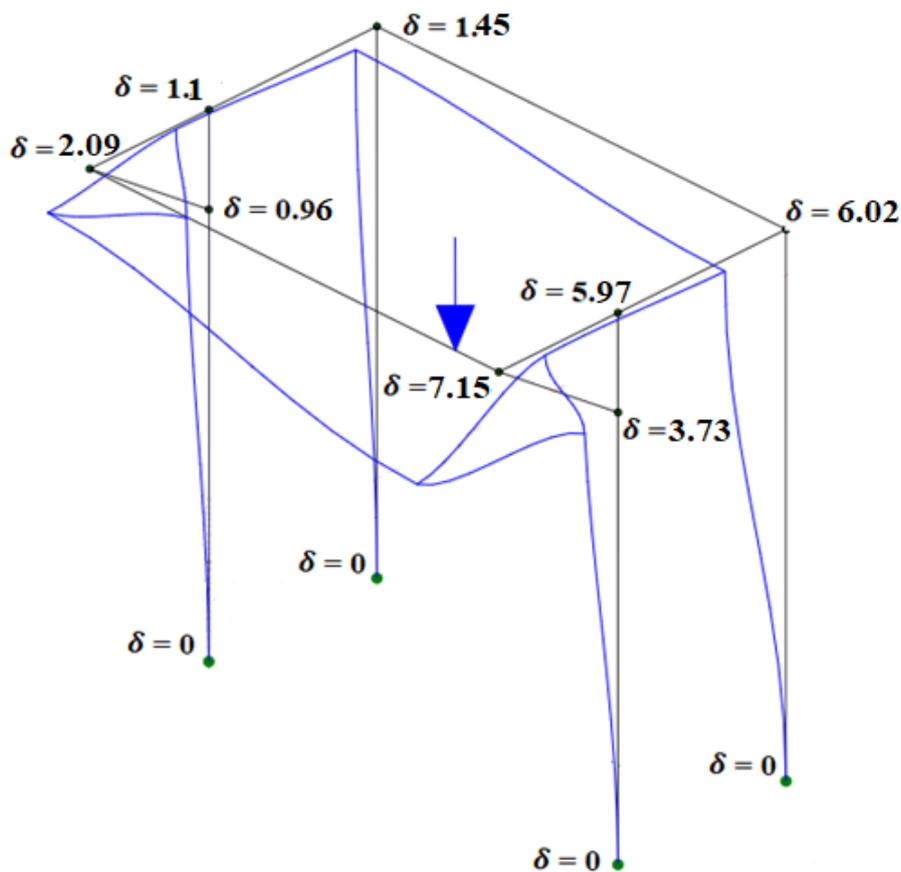


Figura 6.15: deformata e spostamenti assoluti dei nodi

6.2 VERIFICA DI INSTABILITÀ A CARICO DI PUNTA

Nel presente paragrafo si effettua una verifica sui pilastri portanti del carroponete, utilizzando come riferimento il controllo ad instabilità euleriana: dalla Figura 2.1 presente nel capitolo 2. **IMPOSTAZIONE PROGETTUALE** si può notare che l'altezza delle colonne portanti sia notevole, dunque la scelta dei profilati HEAA120 è vincolata alla loro snellezza.

Il fenomeno di instabilità euleriana è tipico di quelle aste particolarmente snelle, dove un carico di compressione (teoricamente anche minore di quello sopportabile dalla sezione allo stato limite) può generare ingobbimento con conseguente rottura.

Si definisce la snellezza di un'asta:

$$\lambda = \frac{L_0}{\rho_{MIN}} \quad (6.46)$$

Buckled shape of column shown by dashed line						
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value K	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition key		Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free				

Figura 6.16^[6]: buckling per una trave incastrata-libera

di cui:

- L_0 è la lunghezza libera di inflessione, indica quanta porzione di trave si incurva effettivamente ed è funzione dei vincoli. Viene ricavata moltiplicando la lunghezza effettiva per un coefficiente K che dipende dal tipo di vincolo considerato. In questo caso i pilastri sono vincolati da due incastri di base, e da un incastro (cedevole) superiore in corrispondenza dei nodi con le altre travature. Pertanto, si suggerisce di adottare nei calcoli di progetto $K = 1.2$ ^[6], portato a 1.5 cautelativamente.

Nel caso in esame si hanno due incastri che vincolano il singolo pilastro al banco prova, rispettivamente alle quote di 0.15 m e 0.8 m dal pavimento. La lunghezza di inflessione è pertanto, al netto dell'incastro superiore:

$$L_0 = 1.5 * (L - 0.8) = 1.5 * (3.95 - 0.8) = 4.725 \text{ m} \quad (6.47)$$

- $\rho_{MIN} = \sqrt{\frac{I_{MIN}}{A}}$ è il minimo raggio di inerzia, pari al rapporto tra l'inerzia più piccola e la sezione trasversale del profilato.

Le NTC impongono un certo valore di snellezza limite per le colonne portanti d'acciaio, e in questo caso la verifica è soddisfatta:

$$\lambda = \frac{4725}{\sqrt{\frac{1590000}{1855}}} = \frac{4725}{29.28} = 161 < 200 \quad (6.48)$$

La verifica a *buckling* prevede che il massimo carico in punta, prima di generare instabilità, venga calcolato come segue:

$$F_{BUCK} = \frac{\pi^2 E}{CS} * \frac{I_{MIN}}{L_0^2} \quad (6.49)$$

Il termine di paragone è la reazione verticale R_{MAX} che può pesare su una colonna, direttamente ricavata dal capitolo **6. STUDIO DEL TELAIO SPAZIALE**:

$$R_{MAX} = 35.67 \text{ kN} \quad (6.50)$$

che risulta largamente minore di:

$$\begin{aligned} F_{BUCK} &= \frac{(\pi^2 * 210 * 1000 * 1.59 * 10^6)}{2 * 4725^2} = \\ &= 73730 \text{ N} \gg 35670 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.51)$$

6.3 VERIFICA A RIBALTAMENTO

La verifica a ribaltamento viene eseguita in quanto la struttura non è saldamente vincolata al terreno, dunque occorre verificarne la stabilità in presenza della massima portata sull'estremità dello sbalzo. Poiché si parla di una verifica *eccezionale*, il carico di riferimento è quello nominale di progetto (2100 kg), senza coefficienti maggiorativi φ_i . Questa assunzione è lecita in quanto, come si vedrà più avanti, viene successivamente introdotto nei calcoli un determinato coefficiente di sicurezza.

Sfruttando le tabelle della UNI EN 12010, si elencano le masse lineari dei tre tipi di profilati scelti per realizzare il carroponete:

- 1) profilato IPN240: $G = 36.2 \text{ kg/m}$;
- 2) profilato HEAA120: $G = 14.6 \text{ kg/m}$;
- 3) profilato HEAA140: $G = 18.1 \text{ kg/m}$.

Gli ingombri e i pesi delle singole travature sono riportati in Tabella 6.5:

INGOMBRI [m]		PESI [kN]	
Trave ponte	2.095	Trave ponte	0.744
Via di corsa (x1)	2.98	Via di corsa (x1)	0.923
Traverso a sbalzo (x1)	1.95	Traverso a sbalzo (x1)	0.346
Pilastro (x1)	3.95	Pilastro (x1)	0.566

Tabella 6.5: riassunto ingombri e pesi di ogni asta

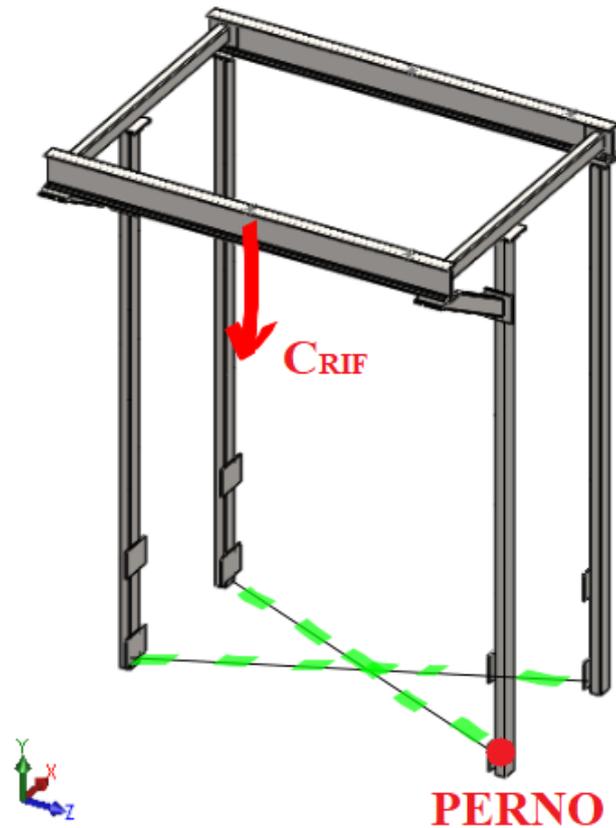


Figura 6.17: riferimenti per la verifica a ribaltamento

Osservando la Figura 6.16, si può assumere che, nel caso di ribaltamento, la struttura faccia perno su un punto di appoggio al terreno di uno dei pilastri. Di conseguenza, si possono calcolare i momenti ribaltante M_R e stabilizzante M_S causati rispettivamente dal carico in punta allo sbalzo e dal peso proprio sia del telaio che del banco prova annesso. Si assume che la struttura su cui poggia il banco prova, il motore ed eventuali altri accessori dello stesso abbiano un peso totale $G_B \approx 800 \text{ kg}$. Il baricentro del banco prova è assunto perfettamente al centro della sua superficie di base, rettangolare. Lo sbalzo effettivo s del carico ammonta invece a 750 mm , calcolati direttamente dal modello 3D. Si assume che il carico sia concentrato in un unico punto, che si trova al centro dell'interasse tra le rotelle del carrello, e che esso coincida con la fine dei traversi. Pertanto:

$$M_R = \left(C_{RIF} * g * s + 2 * G_{TRS} * \frac{s}{L_{TRS}} * \frac{s}{2} + G_{CRS} * s + G_{PNT} * \frac{s}{L_{PNT}} * \frac{s}{2} \right) * CS \quad (6.52)$$

In forma numerica:

$$\begin{aligned}
M_R = & \left(\frac{2100}{1000} * 9.81 * 0.75 + 2 * 0.346 * \left(\frac{0.75}{1.95} \right) * \frac{0.75}{2} \right. \\
& + 0.923 * 0.75 + 0.744 * \left(\frac{0.75}{2.095} \right) * \frac{0.75}{2} \\
& \left. * 1.2 = 19.61 \text{ kNm} \right) \quad (6.53)
\end{aligned}$$

Il momento ribaltante viene maggiorato con un coefficiente di sicurezza $CS = 1.2$, e vengono considerati anche i contributi dati dalle porzioni di travi oltre lo sbalzo.

Per quanto riguarda il momento stabilizzante, dalla Figura 6.17 si può ricavare l'equilibrio dato dal peso proprio di ogni asta:

$$\begin{aligned}
M_S = & G_{PNT} * \left(\frac{L_{PNT} - s}{L_{PNT}} \right) * \frac{L_{PNT} - s}{2} + 2 * G_{PIL} * (L_{TRS} - s) \\
& + G_{CRS} * (L_{TRS} - s) + 2 * G_{TRS} * \left(\frac{L_{TRS} - s}{L_{TRS}} \right) \\
& * \frac{L_{TRS} - s}{2} + G_B * g * \frac{L_{TRS} - s}{2} \quad (6.54)
\end{aligned}$$

Il risultato numerico:

$$\begin{aligned}
M_S = & 0.744 * \left(\frac{2.095 - 0.75}{2.095} \right) * \frac{2.095 - 0.75}{2} + 2 * 0.566 * (1.95 \\
& - 0.75) + 0.923 * (1.95 - 0.7) + 2 * 0.346 \\
& * \left(\frac{1.95 - 0.75}{1.95} \right) * \frac{1.95 - 0.75}{2} + \frac{800}{1000} * 9.81 \\
& * \frac{1.95 - 0.75}{2} = 7.8 \text{ kNm} \quad (6.55)
\end{aligned}$$

Per soddisfare la verifica a ribaltamento, è necessario che:

$$\frac{M_R}{M_S} < 1 \quad (6.56)$$

In questo caso, invece, il rapporto è sfavorevole:

$$\frac{19.61}{7.8} = 2.51 > 1 \quad (6.57)$$

Per poter garantire la stabilità della struttura, allora, si introducono dei traversi orizzontali alla base dei due pilastri anteriori: come si può notare dalla Figura 6.17, il loro scopo è quello di aumentare il braccio di M_S e ridurre quello di M_R , riequilibrando il rapporto tra

i due momenti. Ponendo come incognita la lunghezza di tali piedi d'appoggio, se ne può ricavare la loro minima lunghezza:

$$M_R = \left(\frac{P}{1000} * g * (s - x) + 2 * G_{PIL} * \left(\frac{s - x}{L_{TRS}} \right) * \frac{(s - x)}{2} + G_{CRS} * (s - x) + G_{PNT} * \left(\frac{s - x}{L_{PNT}} \right) * \frac{s - x}{2} \right) * CS \quad (6.58)$$

$$M_S = G_{PNT} * \left(\frac{L_{PNT} - (s - x)}{L_{PNT}} \right) * \frac{L_{PNT} - (s - x)}{2} + 2 * G_{PIL} * (L_{TRS} + 2x) + G_{CRS} * (L_{TRS} - (s - x)) + \frac{G_B}{1000} * g * \frac{L_{TRS} - (s - x)}{2} \quad (6.59)$$

In forma numerica:

$$M_R = \left(\frac{2100}{1000} * 9.81 * (0.75 - x) + 2 * 0.566 * \left(\frac{0.75 - x}{1.95} \right) * \frac{(0.75 - x)}{2} + 0.923 * (0.75 - x) + 0.744 * \left(\frac{0.75 - x}{2.095} \right) * \frac{0.75 - x}{2} \right) * 1.2 = 19.69 - 26.67x + 0.56x^2 \quad (6.60)$$

$$M_S = 0.744 * \left(\frac{2.095 - (0.75 - x)}{2.095} \right) * \frac{2.095 - (0.75 - x)}{2} + 2 * 0.566 * (1.95 - 0.75 + 2x) + 0.923 * (1.95 - (0.75 - x)) + 2 * 0.346 * \left(\frac{1.94 - (0.75 - x)}{1.74} \right) * \frac{1.95 - (0.75 - x)}{2} + \frac{800}{1000} * 9.81 * \frac{1.95 - (0.75 - x)}{2} = 7.78 + 8.06x + 0.38x^2 \quad (6.61)$$

La disequazione finale è:

$$0.18x^2 - 34.73x + 11.91 \geq 0 \quad (6.62)$$

Il cui unico risultato possibile è $x \geq 0.34 \text{ m}$. Vengono allora scelti due traversi da 0.35 m l'uno, e dunque si ottiene:

$$M_R = 10.42 \text{ kNm} \quad (6.63)$$

$$M_S = 10.65 \text{ kNm} \quad (6.64)$$

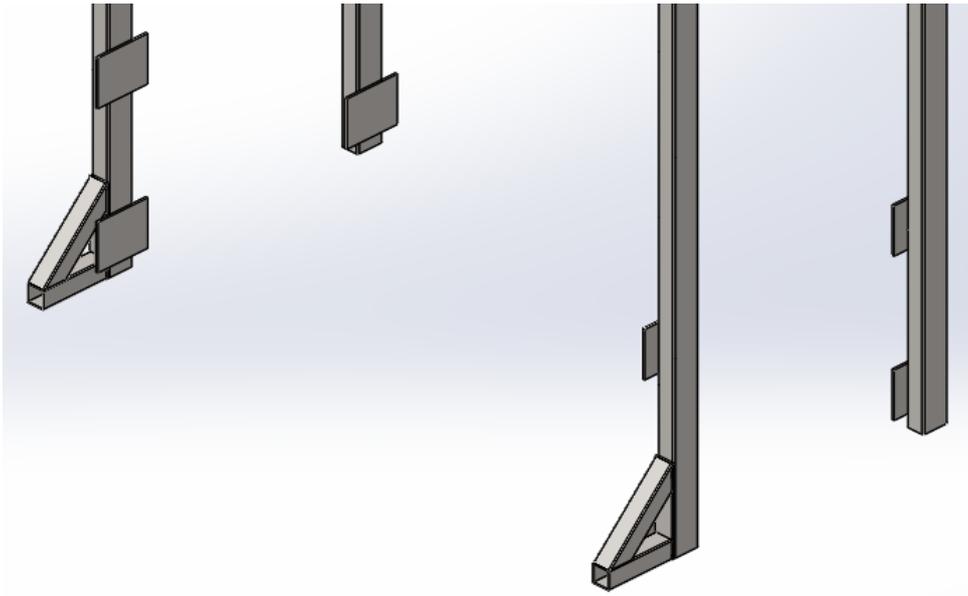


Figura 6.18: piedi anti-ribaltamento

6.4 VERIFICA A FATICA

La verifica a fatica del telaio si basa sulla distinzione dei suoi particolari costruttivi, di cui viene preso il più critico per effettuare un controllo relativamente alla classe di sollevamento del carroponete. Essi sono gli stessi già elencati nella Tabella 5.6 del paragrafo **5.4 VERIFICA A FATICA**.

Gli elementi con una classe di dettaglio minore sono quelli del giunto di collegamento tra il pilastro anteriore e il traverso a sbalzo. In particolare, si guarda ai cordoni di saldatura, come visto nel capitolo **7. STUDIO DEI COLLEGAMENTI**:

$$\Delta\sigma_2 = \sigma_{VM} * 0.63 = 239.2 * 0.63 = 150.7 \text{ MPa} \quad (6.65)$$

Ciò porta ad avere un'equazione comunque verificata, in quanto:

$$\gamma_{Ff} * \Delta\sigma^3 * n_C = 2 * 10^6 * \frac{\Delta\sigma_R^3}{\gamma_{Mf}} \quad (6.66)$$

$$1.15 * 150.7^3 * 24320 < 2 * 10^6 * \frac{56^3}{1.15} \quad (6.67)$$
$$9.57 * 10^{10} < 3.05 * 10^{11}$$

7. COLLEGAMENTI BULLONATI – SALDATI

La verifica dei collegamenti bullonati e saldati sottende la UNI EN 1993-1-8, e si basa sulle seguenti assunzioni:

- 1) i carichi di progetto (torsione, flessione, taglio/trazione) sono ripartiti tra i singoli elementi di una delle due categorie, senza considerare, invece, una sinergia tra le stesse. Si ipotizza dunque che una sola delle unioni per volta lavori a resistenza;
- 2) la ripartizione dei momenti avviene tenendo in conto dell'effettiva distanza dell'elemento i -esimo dalla cerniera rotazionale, che si troverà sempre al centro della zona di compressione (definita più avanti); questo metodo di calcolo è contemplato dalla UNI EN 1993, nell'Appendice J alla sezione 3.2;
- 3) la resistenza calcolata segue un metodo di analisi agli stati limite. Le modalità di collasso sono ricavate in relazione all'elemento più debole del nodo: pertanto, nei casi di rifollamento, e cedimento della lamiera, il riferimento sarà il componente dotato di minore spessore;
- 4) i giunti di collegamento sono trattati in base ai vincoli applicati nel calcolo delle caratteristiche di sollecitazione: così, un giunto schematizzato come cerniera lavorerà solo a taglio, mentre un vincolo di continuità subirà anche effetti di flessione.

I bulloni scelti per questa applicazione sono M16 di classe 8.8: nella Tabella 7.1 se ne riportano le caratteristiche geometriche e resistenziali. Poiché un M16 ha un diametro $< 24 \text{ mm}$, si può assumere che l'alesaggio d_0 del foro corrispondente sia $+2 \text{ mm}$ rispetto al diametro della vite:

BULLONI M16					
CARATTERISTICHE GEOMETRICHE			CARATTERISTICHE DI RESISTENZA		
d [mm]	d_0 [mm]	A_{RES} [mm ²]	8.8	fyb [MPa]	fub [MPa]
16	18	157		640	800

Tabella 7.1: riassunto delle proprietà dei bulloni

L'origine del valore dell'area resistente A_{RES} viene motivata successivamente.

Le saldature da impiegare presentano un'altezza della sezione di gola $a = 5 \text{ mm}$, e dunque uno spessore del cordone $p = \sqrt{2} * a \approx 7.1 \text{ mm}$. Inoltre, la lunghezza dei cordoni assume valori variabili tra 40 mm e 200 mm : ciò è conforme a quanto preventivato dalle norme^[1]:

- minimo spessore delle parti da collegare: $s_{MIN} = 4 \text{ mm}$;
- minima altezza della sezione di gola: $a = 3 \text{ mm}$;
- minima lunghezza del cordone: $L_{MIN} = 30 \text{ mm}$;
- rapporto tra lunghezza e altezza di gola: $\frac{L}{a} > 6$.

Nella fase di progettazione preliminare si è assunto di lavorare con piastre di spessore 10 mm ; tuttavia, le verifiche a posteriori hanno evidenziato che tali spessori fossero

spesso eccessivi, e quindi tutte le piastre sono state ridotte a $t_p = 8 \text{ mm}$. Fanno eccezione quella del nodo **7.2 NODO TRAVERSO – PILASTRO**, da 10 mm , e quelle di collegamento al banco prova, aventi $t_p = 12 \text{ mm}$ per poter rispettare i limiti della UNI sulle quote caratteristiche. Inoltre, si prevede l'impiego di contropiastre che incrementano le resistenze a flessione delle ali dei profilati HEAA, in prossimità dei nodi più critici.

Nella successiva Figura 7.1 si riporta un esempio, con quote, di piastra di collegamento.

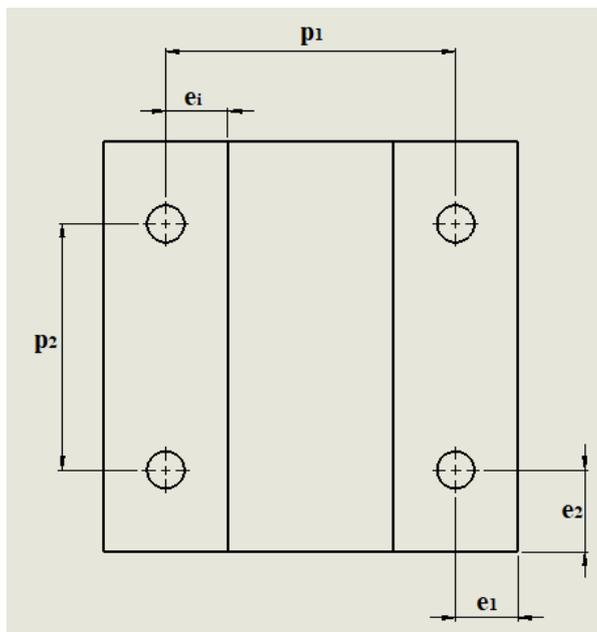


Figura 7.1: denominazione delle quote sulle piastre di collegamento

Seguendo il prospetto 3.3 della UNI EN 1993-1-8, si possono definire le distanze massime e minime tra il centro del foro e i bordi delle piastre, nonché gli interassi tra i fori stessi. Queste limitazioni, riportate in Tabella 8.7 per la struttura in esame, hanno rappresentato un importante vincolo per la scelta dei profilati HEAA costituenti il telaio.

INGOMBRI DELLE PIASTRE [mm]				
$e_{1-MIN} - e_{1-MAX}$	$e_{2-MIN} - e_{2-MAX}$	e_{i-MIN}	$p_{1-MIN} - p_{1-MAX}$	$p_{2-MIN} - p_{2-MAX}$
$1.5*d_0 - [--]$	$1.5*d_0 - [--]$		$2.2*d_0 - 14*t$	$2.4*d_0 - 14*t$
$27 - [--]$	$27 - [--]$	$20 - [--]$	$39.6 - 140/196$	$43.2 - 140/196$

Tabella 7.2: limitazioni geometriche per le quote delle piastre

Occorre precisare che i valori di $e_{1-2,MIN}$ considerati sono quelli relativi a componenti sollecitati a fatica: per una verifica statica basterebbe, ad esempio, $e_{MIN} = 1.2d_0$. Questo contribuisce a rendere sicuro il calcolo dei collegamenti.

La quota caratteristica e_{i-MIN} che, come si nota dalla Figura 7.1, rappresenta la distanza minima tra una qualsiasi *feature* e il cordone di saldatura, non è fissata da nessuna norma: è stata imposta per avere garantito un minimo margine, e il suo valore è scelto dal progettista.

Le verifiche previste, espletate in questo capitolo, saranno relative alle diverse possibili condizioni di carico (legate alla posizione del montacarichi) e agli elementi strutturali più critici. Verranno riportate distinguendole in base ai nodi caratteristici, affrontando prima lo studio delle viti e poi quello dei cordoni.

Nel caso delle bullonature, si parlerà di:

- 1) verifica di resistenza a taglio e/o trazione dei bulloni;
- 2) verifica di resistenza a scorrimento (unioni a taglio);
- 3) verifica a rifollamento dell'elemento più sottile del collegamento;
- 4) verifica di tranciamento della lamiera;
- 5) verifica a punzonatura della piastra;
- 6) resistenza del pannello dell'anima della travatura, con o senza la annessa flangia:
 - 6.1) a trazione;
 - 6.2) a compressione;
 - 6.3) a taglio trasversale;
- 7) resistenza dell'ala della travatura e/o della flangia d'estremità.

Nel caso delle saldature, si dovranno soddisfare le due condizioni per cui:

$$\sqrt{\sigma_p^2 + 3 * (\tau_{PR}^2 + \tau_{PL}^2)} \leq \frac{f_U}{\beta_W * \gamma_{M2}} \quad (7.1)$$

$$\sigma_p \leq \frac{0.9 * f_U}{\gamma_{M2}} \quad (7.2)$$

laddove i pedici "PR" e "PL" indicano rispettivamente la componente perpendicolare e quella parallela all'asse del cordone, secondo il sistema di riferimento di Figura 7.2:

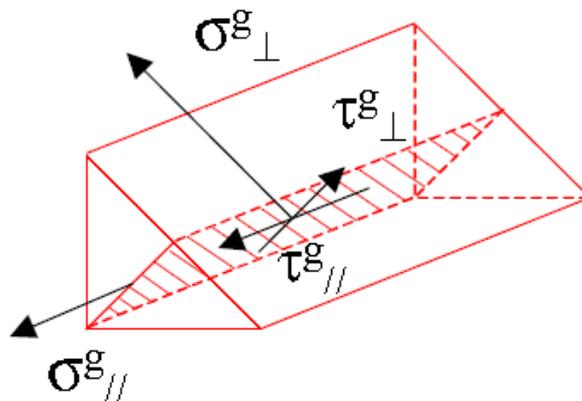


Figura 7.2: tensioni in un generico cordone di saldatura^[1]

Per acciaio S235, si ha $\beta_W = 0.8$ e $\gamma_{M2} = 1.25$, mentre $f_U = 360 \text{ MPa}$.

Prima di procedere allo sviluppo dei calcoli occorre determinare il precarico di progetto $F_{P,cd}$ da utilizzare per le verifiche dei nodi in cui si sviluppi una forza di trazione. Le viti utilizzate sono M16 di classe 8.8, di cui si riportano le caratteristiche salienti in Tabella 7.3:

CARATTERISTICHE BULLONI M16 PER CALCOLO PRECARICO						
R_{p02} (MPa)	R_M (MPa)	α (°) angolo d'elica	p (mm) passo	d_m (mm) diametro medio filetto	$\tan\varphi$ coefficiente attrito	d_N (mm) diametro di nocciolo
640	800	2.048	2	14.701	0.15	13.546

Tabella 7.3: caratteristiche dei bulloni M16 per il calcolo del precarico assiale

Supponendo di poter sollecitare, al montaggio, la vite all'85% del limite elastico, si ottiene la forza assiale limite da utilizzare per stabilirne numero e classe, in combinazione con i carichi esterni applicati:

$$F_{P,cd} = 0.85 * \frac{R_{p02}}{\sqrt{1 + 3k^2}} * \frac{\pi d_n^2}{4} \quad (7.3)$$

$$k = \frac{2}{d_n} * \left[\frac{p}{\pi} + d_m * \frac{\tan\varphi}{\cos\alpha} \right] \quad (7.4)$$

Impiegando i dati riportati in Tabella 7.3, si otterrebbe:

$$k = 0.42 \quad (7.5)$$

$$F_{P,cd} = 63367 \text{ N} \quad (7.6)$$

È da notare che in questo capitolo l'area di riferimento per la resistenza del bullone M16, A_{RES} , è assunta pari all'area di nocciolo (144 mm^2) in modo conservativo, visto che non si considera il rinforzo dato dalla presenza dei filetti.

Si precisa, inoltre, che questo valore è il precarico limite che si accetterebbe in fase di montaggio, non quello necessariamente applicabile. Si tratta, come anticipato, di un valore di riferimento da utilizzare esclusivamente per i calcoli di progetto.

Ciò porta automaticamente a determinare il massimo carico assiale esterno che potrà gravare sulla vite, prima di causarne snervamento:

La somma del precarico e della massima forza assiale applicabile dall'esterno costituisce la resistenza a trazione della vite:

$$F_{T,Rd} = 63367 + 13828 = 77195 \text{ N} \quad (7.8)$$

Se si seguissero le indicazioni della normativa UNI EN 1993-1-8, si otterrebbe un calcolo di resistenza pari a:

$$F_{T,Rd} = \alpha_T * f_{UB} * \frac{A_{RES}}{\gamma_{M2}} \quad (7.9)$$

Laddove, per bulloni di classe 8, $\alpha_T = 0.9$. Quindi si avrebbe:

$$F_{T,Rd-UNI} = 82944 \text{ N} \quad (7.10)$$

Si ritiene comunque ragionevole utilizzare $F_{T,Rd} = 77195 \text{ N}$, sia perché più cautelativo sia perché è stato ottenuto con precise considerazioni ed equazioni di base.

In relazione al carico assiale esterno, occorre stabilire quanta parte dello stesso è sollecitante la vite piuttosto che i pezzi collegati. Questa disamina, che si basa sul calcolo della deformabilità della vite, permette anche di dimostrare il perché si siano scelte viti M16 interamente filettate con lunghezza 35 – 40 mm.

La deformabilità^[1] della vite è un valore calcolabile come:

$$\delta_V = \sum \frac{l_i}{A_i E_i} \quad (7.11)$$

tenendo in conto della presenza di tutte le porzioni costituenti, sia filettata che non filettata.

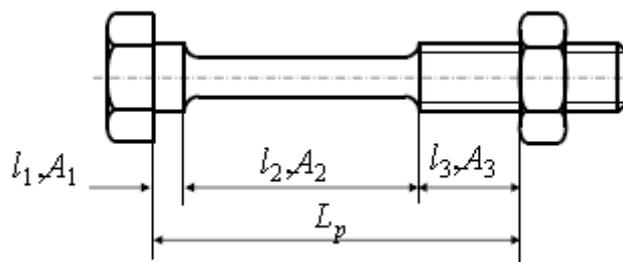


Figura 7.3^[1]: lunghezze delle singole porzioni di vite

Parallelamente, la deformabilità dei pezzi imbullonati, nel caso in cui $D_p > 3d$, ammonta a:

$$\delta_V = \frac{l_p}{A_p E_p} \quad (7.12)$$

con l'area di riferimento:

$$A_P = \frac{\pi}{4} * [(d_{ET} + 0.1l_P)^2 - d_0^2] \quad (7.13)$$

Il valore D_p è il diametro equivalente del pezzo collegato, che si immagina corrispondente ad un cilindro: poiché le piastre in esame sono rettangolari o quadrate, si assume il diametro del più piccolo cerchio inscritto, che comunque è notevolmente maggiore del triplo del diametro nominale del bullone.

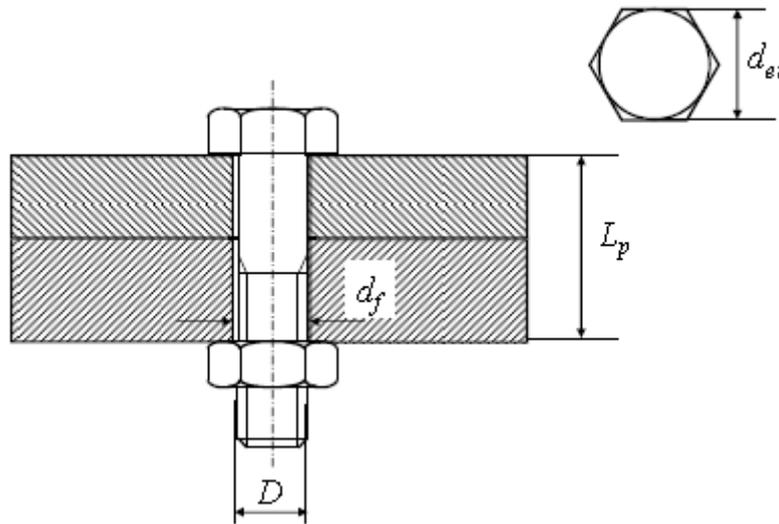


Figura 7.4^[1]: parametri caratteristici per la definizione della deformabilità del pezzo

La lunghezza della vite dipende dagli spessori delle piastre e da quella del dado. Secondo UNI 5737, per una vite M16 si utilizzano dadi aventi dimensione 13 mm. Il nodo più lungo è quello tra il pilastro anteriore e il traverso a sbalzo, in cui la vite deve attraversare la flangia dell'HEAA140 con contropiastra (spessore totale $t_f + t_{CP} = 6 + 9 = 15$ mm) e la piastra d'estremità del pilastro, con spessore $t_p = 10$ mm. Aggiungendo l'ingombro del dado e ipotizzando di lasciare un filetto sporgente, si ottiene:

$$L_{MAX} = 15 + 10 + 13 + 2 = 40 \text{ mm} \quad (7.14)$$

Seguendo UNI 5737, i bulloni M16 a gambo parzialmente filettato partono da lunghezze di 50 mm, che risultano eccessive per queste applicazioni: quindi per evitare sporgenze eccessive si è scelto di impiegare viti interamente filettate da 35 ÷ 40 mm.

La frazione di carico che grava sulla vite è:

$$\Delta C_V = \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_V} \quad (7.15)$$

Poiché le aree e il modulo elastico sono sempre gli stessi, emerge che il collegamento in cui la vite subisce la maggior aliquota di carico assiale esterno è quello più lungo tra tutti i casi disponibili. La lunghezza complessiva del collegamento è:

$$L_p = 6 + 9 + 10 = 25 \text{ mm} \quad (7.16)$$

Tenendo a mente che l'area del tratto filettato è calcolata attraverso il diametro medio d_m , si può determinare la deformabilità della M16:

$$\delta_v = \frac{25 + 0.4 * 16}{210 * 1000 * \pi * \frac{(14.701)^2}{4}} = 8.81 * 10^{-7} \left(\frac{\text{mm}}{\text{N}} \right) \quad (7.17)$$

Quella del pezzo invece, considerando un diametro di testa della vite $d_{ET} = 24 \text{ mm}$, ammonta a:

$$\delta_p = \frac{25}{210 * 1000 * \frac{\pi}{4} * ((24 + 0.1 * 25)^2 - 18^2)} = 4.01 * 10^{-7} \left(\frac{\text{mm}}{\text{N}} \right) \quad (7.18)$$

La quota di carico assiale stabilita sulla vite diventa allora:

$$\Delta C_v = \frac{4.01 * 10^{-7}}{(4.01 + 8.81) * 10^{-7}} \approx 0.32 \quad (7.19)$$

Che viene portato a $\Delta C_v = 0.35$ cautelativamente. Questo valore viene usato per tutti i nodi in cui vi sia carico assiale applicato dall'esterno, oltre al precarico.

Prima di procedere all'elenco dei nodi e alle verifiche su ciascuno, si precisa che verranno trascurate tutte le sollecitazioni di momento $< 0.05 \text{ kNm}$ e di forza $< 0.5 \text{ kN}$, poiché si è notato a posteriori che i loro contributi su bulloni e saldature sono irrilevanti.

7.1 NODO TRAVE PONTE – FLANGIA

Il collegamento tra la trave ponte e il carrello di scorrimento sulla via di corsa avviene mediante la flangia già descritta nel capitolo 4. **STUDIO DELLA FLANGIA DI COLLEGAMENTO**. La flangia è in contatto con una piastra, mostrata in Figura 7.5, che è a sua volta saldata sulla piattabanda superiore della trave ponte. Si preferisce saldare una piastra forata, anziché forare direttamente la piattabanda, per evitare la fresatura del profilo inclinato dell'IPN, risparmiando sui costi di lavorazione.

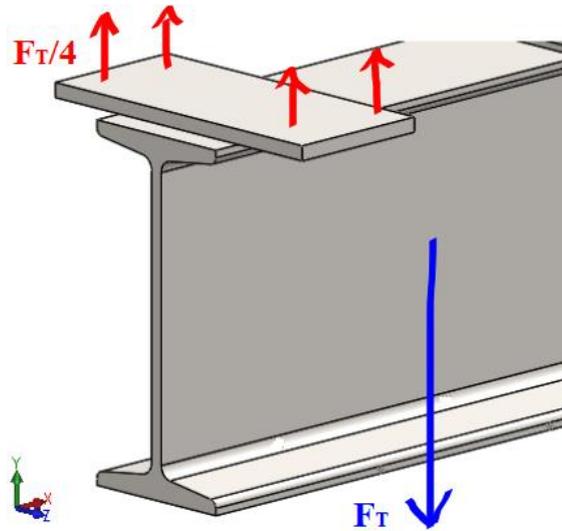


Figura 7.5: nodo trave ponte - testate

Segue, in Tabella 7.4, lo schema quotato di questa piastra e il riepilogo delle grandezze caratteristiche.

PIASTRA 220x100 NODO TRAVE PONTE - FLANGIA					
e_1 [mm]	e_2 [mm]	e_{i1} [mm]	e_{i2} [mm]	p_1 [mm]	p_2 [mm]
28.5	27.5	28.5	28.5	163	45

Tabella 7.4: quote funzionali piastra 220x100, nodo trave ponte – flangia

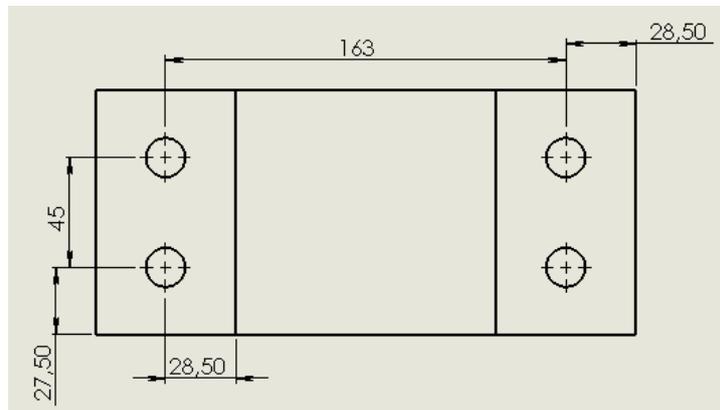


Figura 7.6: rappresentazione quote piastra 220x100

Il valore dello sforzo di taglio trovato per il caso in cui l'argano sia al finecorsa del ponte ammonta a:

$$T = 22773.5 \text{ N} \quad (7.20)$$

Questo sforzo si equipartisce tra i quattro bulloni M16 del nodo, secondo lo schema dinamico mostrato in Figura 8.5. Dall'equilibrio dinamico:

$$F_{TR} = \frac{T}{4} \quad (7.21)$$

La tensione gravante sul bullone è calcolabile come:

$$\sigma = \frac{F_T/4}{n * A_{RES}} = \frac{22773.5/4}{1 * 144} = \frac{5694}{144} = 39.5 \text{ MPa} \quad (7.22)$$

laddove n è il numero di piani di taglio. In questo caso è pari a uno.

1) La resistenza dei bulloni deve tenere in conto della presenza della forza di trazione e dell'effetto congiunto di taglio che si sviluppa quando l'argano si muove sulla trave ponte. Dal capitolo 3. **STUDIO DELLA TRAVE PONTE** il taglio era:

$$H_B = 1250 \text{ N} \quad (7.23)$$

Esso deve essere nuovamente diviso sui quattro bulloni presenti. Pertanto la verifica da soddisfare prevede che:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_T}{F_{V,Rd}} + \frac{F_{TR}^{TOT}}{1.4 * F_{T,Rd}} \leq 1 \\ \frac{F_{TR}^{TOT}}{F_{T,Rd}} \leq 1 \end{array} \right. \quad (7.24)$$

laddove la resistenza $F_{V,Rd}$ a taglio è posta come:

$$F_{V,Rd} = \alpha_V * f_{UB} * \frac{A_{RES}}{\gamma_{M2}} \quad (7.25)$$

Il carico di riferimento F_{TR}^{TOT} è dato dalla somma dell'aliquota di azione assiale esterna gravante sulla vite e del precarico.

Per bulloni non svasati di classe 8.8, $\alpha_V = 0.6$. Quindi:

$$F_{V,Rd} = 0.6 * 800 * \frac{144}{1.25} = 55296 \text{ N} \quad (7.26)$$

La verifica è soddisfatta:

$$\frac{1250/4}{55296} + \frac{5694 * 0.35 + 63367}{1.4 * 77195} = \frac{312.5}{55296} + \frac{65360}{1.4 * 77195} = 0.6 \leq 1$$

$$\frac{65360}{77195} = 0.85 \leq 1 \quad (7.27)$$

2) Quando, sull'unione bullonata, viene applicato un certo precarico, aumenta la forza che tiene serrate tra di loro le superfici collegate dal bullone stesso. Ipotizzando di applicare il massimo precarico possibile $F_{P,Cd} = 63367 \text{ N}$, si calcola la resistenza a scorrimento del bullone serrato $F_{S,Pd,ser}$, nel caso in cui fosse precaricato, e il taglio deve essere minore di questo valore per non ottenere la perdita del serraggio:

$$F_{S,Pd,ser} = \mu n K * \frac{F_{P,Cd}}{\gamma_{MS}} \quad (7.28)$$

di cui:

- $\mu = 0.2$ è il coefficiente di attrito per bullonature assunte di classe *D* (aventi superfici non trattate);
- $K = 1$ poiché i fori hanno diametri calcolati seguendo le norme standard;
- $n = 1 \div 2$ a seconda che ci siano uno o due piani di contatto;
- $\gamma_{MS} = 1.1^{[2]}$.

Con il precarico limite di 63367 N , si otterrebbe una resistenza per scorrimento pari a:

$$F_{S,Pd,ser} = \frac{0.2 * 1 * n * 63367}{1.1}$$

$$= 11521.3 * n \text{ N} \quad (7.29)$$

E si dovrà verificare che $F_{V,Sd} \leq F_{S,Pd,ser}$.

In questo caso, essendo $n = 1$, si ha $F_{S,Pd,ser} = 11521.3 \text{ N} > 1250 \text{ N}$.

3) Il rifollamento è un fenomeno tipico degli elementi strutturali che sono impegnati in collegamenti meccanici: nel caso delle unioni con bulloni, a causa degli sforzi di taglio, si può avere una plasticizzazione locale della superficie di contatto col connettore, con conseguente ovalizzazione del foro, qualora il bullone si allenti. L'elemento critico da analizzare è quello più sottile, ovvero la piastra. Usando il prospetto 3.4 della UNI EN 1993-1-8:

$$F_{b,Rd} = k_1 * \alpha_B * f_U * d * \frac{t_P}{\gamma_{M2}} \quad (7.30)$$

e tale resistenza viene comparata con il taglio gravante su un bullone. I parametri k_1 e α_B dipendono dalle quote e_j, p_j della Tabella 7.4 di questo capitolo, secondo i criteri:

$$- \alpha_B = \min\left\{\frac{e_1}{3d_0}; 1; \frac{f_{UB}}{f_U}\right\}; \quad (7.31)$$

$$- k_1 = \min\left\{2.8 * \frac{e_2}{d_0} - 1.7; 1.4 * \frac{p_2}{d_0} - 1.7; 2.5\right\}.$$

Dalla Tabella 7.4 è possibile ricavare le quote per calcolare questa resistenza:

$$\begin{aligned} - \alpha_B &= \frac{e_1}{3d_0} = \frac{28.5}{3*18} = 0.53; \\ - k_1 &= \frac{1.4 * p_2}{d_0} - 1.7 = 1.8; \end{aligned} \quad (7.32)$$

$$F_{b,Rd} = 1.8 * 0.53 * 360 * 16 * \frac{8}{1.25} = 35168 \text{ N} \quad (7.33)$$

Pertanto:

$$\frac{1250}{35168} = 0.04 < 1 \quad (7.34)$$

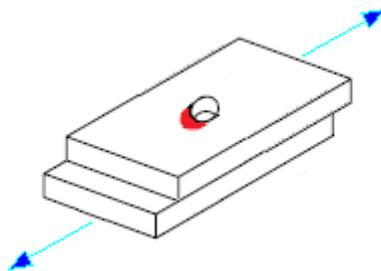


Figura 7.7^[3]: fenomeno del rifollamento

4) La rottura per tranciamento della lamiera^[4] può avvenire nelle unioni a taglio, dove le forze trasmesse dai bulloni tenderebbero appunto a strappare la piastra di collegamento. Si concretizza in una rottura a taglio in corrispondenza della fila di bulloni sollecitata, e insieme una rottura a trazione. Si ipotizza che il carico si equipartisca tra le viti, poiché

applicato sul baricentro dell'unione. Si adotta la seguente formula di resistenza, tratta dal paragrafo 3.10.2 della UNI EN 1993-1-8:

$$N_{Rd} = \frac{A_{NV}f_U}{\gamma_{M2}} + \frac{A_{NT}f_Y}{\gamma_{M0}\sqrt{3}}; \quad (7.35)$$

L'area della piastra resistente a trazione A_{NT} e a taglio A_{NV} vengono calcolate considerando la linea di possibile rottura più critica^{[2][5]}. Come si vede dalla Figura 7.8, in questo caso sono rispettivamente:

$$A_{NT} = 2 * \left(e_1 - \frac{d_0}{2} \right) * t_P; \quad (7.36)$$

$$A_{NV} = 2 * \left(e_2 + p_2 - \frac{3}{2} d_0 \right) * t_P;$$

Il calcolo delle aree è visibile nella Figura 7.8. Devono essere moltiplicate per due poiché si deve considerare anche l'altra porzione di area resistente.



Figura 7.8 area di tranciamento, nodo ponte-piastra

Il minor valore di resistenza si ha per il secondo termine:

$$N_{Rd} = 2 * (22464 + 47035) = 138998 \text{ N} \quad (7.37)$$

Che soddisfa comunque il criterio, essendo molto maggiore di $F_T = 1250 \text{ N}$.

5) La resistenza di progetto a trazione è assunta, secondo l'Eurocodice 3, pari al minor valore tra la resistenza propria del bullone e quella a punzonamento della piastra. Quest'ultima è calcolata come:

$$B_{P,Rd} = \frac{0.6\pi d_m t_p f_U}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6\pi * 24 * 8 * 360}{1.25} = 104230 \text{ N} \quad (7.38)$$

laddove d_m è il valore medio della distanza media misurata tra le facce della testa del bullone. Si può ricavare direttamente dai cataloghi commerciali, considerando bullonature alto-resistenziali da carpenteria. In questo caso, essendo $B_{P,Rd} > F_{T,Rd}$, si assume come riferimento la resistenza propria del bullone.

6) Poiché i bulloni di collegamento con la piastra sono posizionati al di fuori della sagoma dell'IPN, l'unica verifica che occorre soddisfare è quella a taglio dell'anima della trave:

$$V_{Rd} = \frac{A_{VT} * f_Y}{\sqrt{3}\gamma_{M0}} \quad (7.39)$$

L'area resistente a taglio di un profilato ad I, secondo le NTC 2018, è calcolabile come:

$$\begin{aligned} A_{VT} &= A - 2bt_f + t_f(2r + t_w) \\ &= 4610 - 2 * 106 * 13.1 + 13.1(2 * 8.7 + 8.7) \\ &= 2174.7 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (7.40)$$

Quindi infine:

$$V_{Rd} = \frac{2174.7 * 235}{\sqrt{3} * 1.05} = 281008 \text{ N} \gg 22773.5 \text{ N} \quad (7.41)$$

7) Nel nodo in esame occorre verificare la piastra di collegamento, soggetta a forze di trazione trasmesse attraverso i bulloni. La norma di riferimento è l'Eurocodice 3, che nell'Appendice J mette a disposizione delle formule per il calcolo di un elemento T-Stub equivalente^[6] da assimilare all'estremità della piastra in esame.

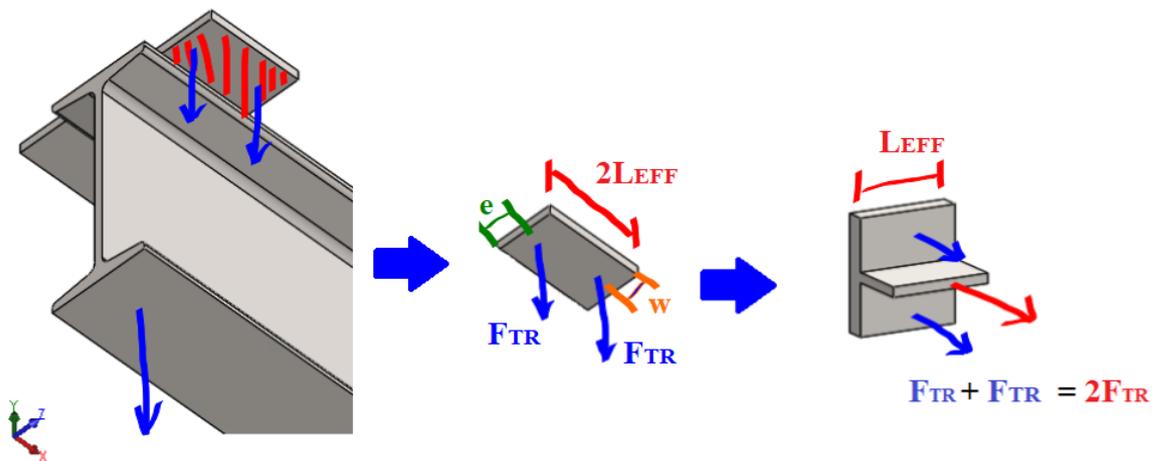


Figura 7.9 equivalenza estremità della piastra – T Stub

Con riferimento alle quote della Tabella 7.4, la lunghezza efficace di questo elemento è:

$$L_{EFF} = 0.5 * 100 = 50 \text{ mm} \quad (7.42)$$

Dunque la formula per il calcolo della resistenza prevede che:

$$F_{F,Rd} = L_{EFF} * t^2 * \frac{f_Y}{w * \gamma_{M0}} \quad (7.43)$$

Dalla Figura 7.6 è possibile ricavare il valore della quota $w = e_i = 27.5$, e pertanto si ottiene:

$$F_{F,Rd} = 50 * 8^2 * \frac{235}{27.5 * 1.05} = 26043.3 \text{ N} \quad (7.44)$$

Tale valore deve essere confrontato con la forza di trazione compressiva agente su quel T-Stub: dalla Figura 7.9, l'equilibrio dinamico prevede $F_{TR} = \frac{22773.5}{4} * 2 = 11387 \text{ N}$, dunque la verifica è soddisfatta. Per approfondire il calcolo degli elementi T-Stub, si rimanda alla verifica del nodo **7.2 NODO TRAVERSO – PILASTRO** e all'Appendice.

Per quanto riguarda le saldature, invece, il cordone coinvolto ha una dimensione pari alla sagoma della piattabanda dell'IPN240, ovvero $106 * 100 \text{ mm}$. Il cordone viene pensato come non continuo, e questo consente di poter isolare i contributi di resistenza sui lati verticali e orizzontali, piuttosto che impiegare formule per cordone unico rettangolare (reperibili da manuali di saldatura, e che fornirebbero risultati certamente meno cautelativi^[7]). Si sceglie di verificare solo la porzione più corta, che subisce tutta la

sollecitazione di taglio, così da ottenere il dimensionamento più cautelativo possibile^[8]. In questo scenario fa eccezione la sollecitazione di torsione, che viene sostenuta da tutto il cordone, poiché per il suo calcolo si utilizza il metodo normato del momento polare di inerzia.

Nella sezione di gola, la forza di taglio verticale produce due tensioni $\tau_{PR} = \sigma_{PR}$:

$$\tau_{PR} = \sigma_{PR} = \frac{T_Y * \frac{\sqrt{2}}{2}}{2 * a * 100} = 16.1 \text{ MPa} \quad (7.45)$$

Si ricorda che $\frac{\sqrt{2}}{2} = \text{sen}(45^\circ) = \text{cos}(45^\circ)$, visto che la sezione di gola è inclinata di 45° rispetto all'orizzontale.

Infine, la tensione risultante è pari a:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{PR}^2 + 3\tau_{PR}^2} = 32.2 \text{ MPa} \quad (7.46)$$

Le verifiche sono rispettate, in quanto:

$$\sigma_{VM} = 32.2 \leq \frac{360}{1.25 * 0.8} = 360 \text{ MPa} \quad (7.47)$$

$$\sigma_{PR} = 16.1 \leq \frac{0.9 * 360}{1.25} = 259.2 \text{ MPa} \quad (7.48)$$

7.2 NODO TRAVERSO A SBALZO – PILASTRO

Il nodo in questione può essere verificato utilizzando i valori di sollecitazione direttamente ricavati nel capitolo **6. STUDIO DEL TELAIO**, dove era stata presa in considerazione la peggiore condizione di carico possibile. Le procedure di verifica sono identiche a quelle del nodo precedente, dunque ove possibile si omettono le formule di calcolo per fornire direttamente i risultati finali.

Dalla Tabella 6.3 è possibile individuare le sollecitazioni agenti sul giunto, in prossimità della porzione di trave più sollecitata (trave *XI*):

$$N = -2.21 \text{ kN}; \quad (7.49)$$

$$T_Y = 13.7 \text{ kN}; \quad (7.50)$$

$$T_Z = 0.07 \text{ kN}; \quad (7.51)$$

$$M_{F,X} = 0 \text{ kNm}; \quad (7.52)$$

$$M_{F,Y} = 0.04 \text{ kNm}; \quad (7.53)$$

$$M_{F,Z} = 12.96 \text{ kNm}. \quad (7.54)$$

Si trascurano T_Z e $M_{F,X}$ e $M_{F,Y}$.

Il dimensionamento di questo nodo è eseguito facendo riferimento all'Appendice J dell'Eurocodice 3, che tratta di collegamenti trave-colonna con profilati ad H bullonati o saldati. Si riporta, in Figura 7.10 e in Tabella 7.5, lo schema quotato della piastra d'estremità della colonna, in HEAA120.

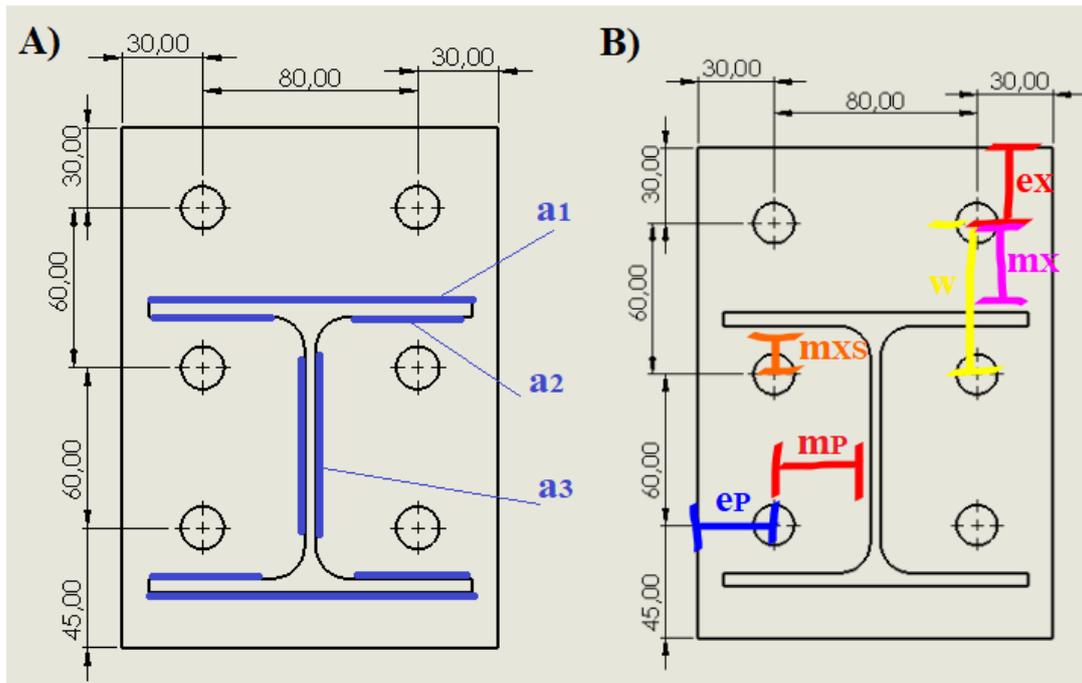


Figura 7.10: rappresentazione quote piastra 195x140

QUOTE PIASTRA 195x140x10				
e_1 [mm]	e_2 [mm]	p_1^I [mm]	p_1^{II} [mm]	p_2 [mm]
30	30	60	60	80

Tabella 7.5: quote funzionali piastra 195x140, nodo traverso a sbalzo – pilastro

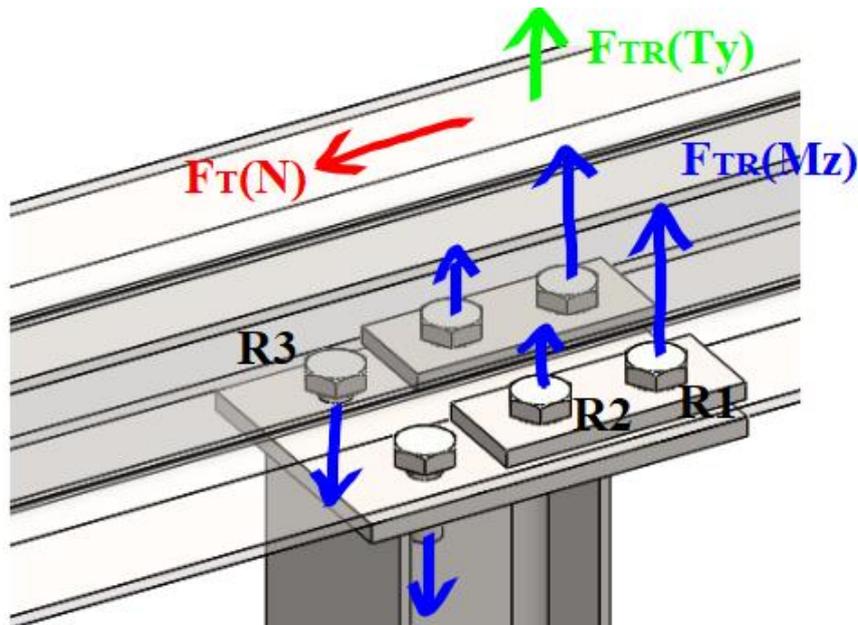


Figura 7.11: equilibrio dinamico nodo trasverso a sbalzo - pilastro

Come si può notare dalla Figura 7.11, lo sforzo di taglio T_Y e il momento $M_{F,Z}$ generano una reazione assiale F_{TR} (in blu e verde) sul giunto bullonato. Invece N provoca delle reazioni di taglio F_T (in rosso). Si esegue il dimensionamento del nodo ipotizzando che gli elementi subiscano una sollecitazione di momento direttamente proporzionale alla distanza dal centro della zona di compressione, la cui definizione è fornita nel seguito. Nello specifico, i bulloni della riga $R3$ sono in compressione, e quelli di $R1$ e $R2$ in trazione. Il taglio e lo sforzo normale, invece, sono ripartiti equamente. Tutto ciò è in accordo con quanto previsto da EC3-J, ed è mostrato in Figura 7.12.

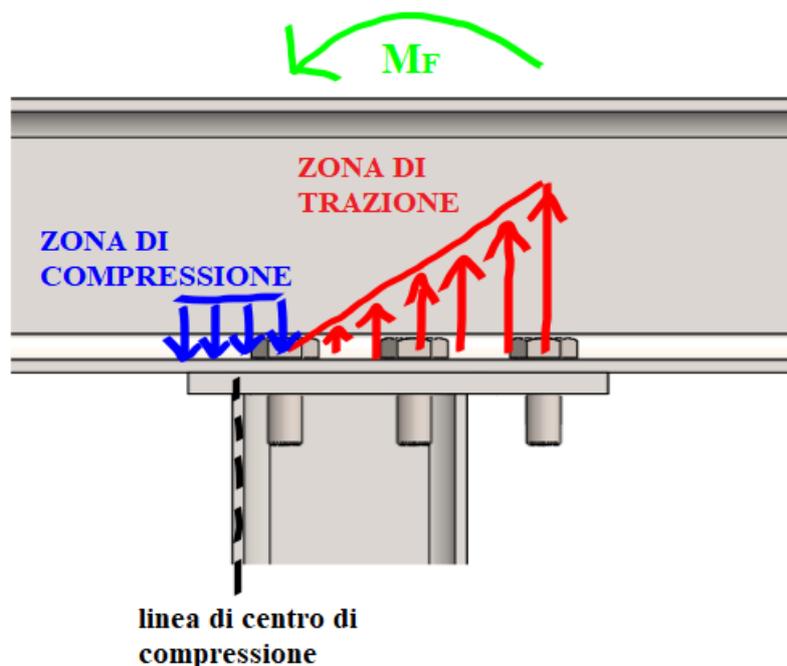


Figura 7.12: distribuzione della zona compressa e tesa, centro della linea di compressione

Le distanze delle file di bulloni $R1$ e $R2$ da tale centro sono:

$$z_{R1} = 141.75 \text{ mm}; \quad (7.55)$$

$$z_{R2} = 81.75 \text{ mm}; \quad (7.56)$$

Le equazioni di equilibrio diventano:

$$M_{F,Z} = 2 * (H_{R1} * 141.75 + H_{R2} * 81.75); \quad (7.57)$$

$$\frac{H_{R1}}{141.75} = \frac{H_{R2}}{81.75}; \quad (7.58)$$

$$H_{R1} = 34278 \text{ N} + \frac{T_Y}{6} = 36561 \text{ N}; \quad (7.59)$$

$$H_{R2} = 34278 * \frac{81.75}{141.75} + \frac{T_Y}{6} = 22052 \text{ N}; \quad (7.60)$$

$$F_T = \frac{N}{6} = \frac{2210}{6} = 368 \text{ N}; \quad (7.61)$$

Tenendo in conto del precarico, lo sforzo assiale completo sul bullone più caricato diventa:

$$F_{TR}^{TOT} = 36561 * 0.35 + 63367 = 76163 \text{ N} \quad (7.62)$$

1) Poiché le viti sono soggette ad uno sforzo di taglio irrisorio, è sufficiente verificare la sola resistenza a trazione:

$$\frac{F_{TR}^{TOT}}{F_{T,Rd}} = \frac{76163}{77195} = 0.99 \leq 1 \quad (7.63)$$

Il carico assiale di trazione sulla riga di bulloni più esterna è:

$$0.35 * 36561 = 12796 < 13828 \text{ N} \quad (7.64)$$

La tensione che risulta dalla sollecitazione di trazione (a meno del precarico) è:

$$\sigma = \frac{F_{TR}}{A_{RES}} = \frac{12796}{144} = 88.9 \text{ MPa} \quad (7.65)$$

2), 3), 4) Visto il valore irrisorio del taglio, come già spiegato, si ritengono pertanto inutili le verifiche a scorrimento, rifollamento e a cedimento della lamiera;

5) Questa verifica è superata da quella di resistenza del bullone a trazione.

6), 7) Una volta verificate le tenute dei bulloni, si può procedere al calcolo vero e proprio delle resistenze nelle membrature delle travi, secondo EC3-J. La procedura descritta nella normativa si basa sul metodo del T-Stub equivalente: si studiano l'ala del profilato e la piastra d'estremità come un elemento a T soggetto a sforzi assiali, avente una determinata lunghezza efficace frutto delle quote di posizionamento dei fori e delle dimensioni del profilato stesso. La lunghezza efficace, moltiplicata per lo spessore, permette di avere l'area resistente di quella particolare membratura.

La tipologia di verifiche che viene effettuata è visibile in Figura 7.13:

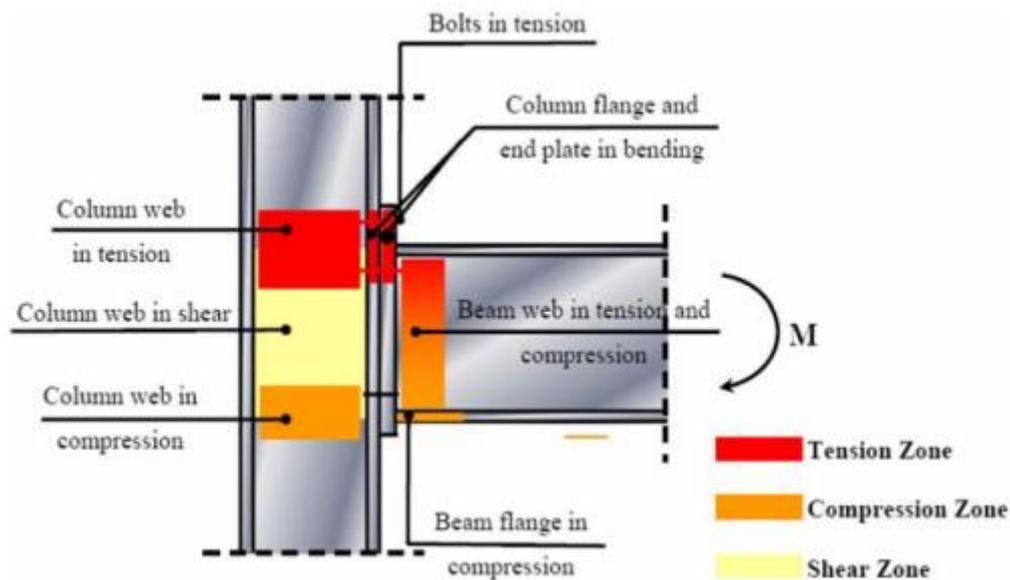


Figura 7.13 tipi di verifiche per giunto trave – colonna^[12]

Rispetto alla sovrastante Figura 7.13, questo nodo è semplicemente ruotato in senso orario di 90°: la colonna sarà pertanto il traverso a sbalzo, la trave invece sarà il pilastro.

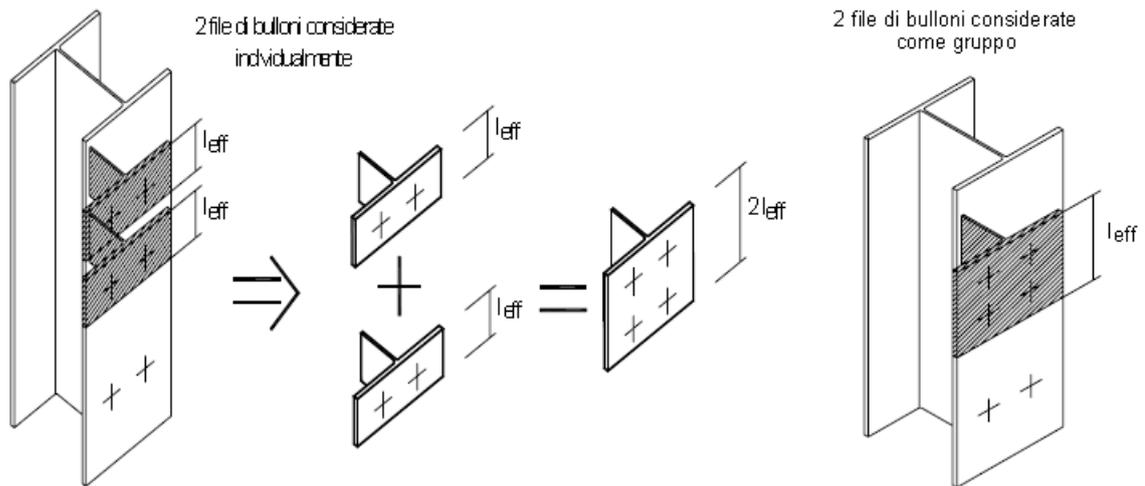


Figura 7.14 T-Stub equivalente^[6]

Lo studio viene eseguito distinguendo tutte le file di bulloni soggetti allo stesso tipo di sforzo (trazione o compressione), e poi considerandole anche come appartenenti ad un unico gruppo. Le file di bulloni sono numerate come in Figura 7.12.

L'obiettivo finale di questa trattazione è quello di verificare che le membrature resistano alle forze assiali trasmesse localmente dalle righe di bulloni, e nel contempo è quello di determinare un momento resistente globale del giunto $M_{J,Rd}$ da confrontare con quello sollecitante.

RIGA 1

Come mostrato in Figura 7.12, le quote caratteristiche che indicano la posizione dei bulloni (e , dunque, delle forze assiali concentrate) permettono di calcolare le varie lunghezze efficaci. Esse ammontano a:

$$\left\{ \begin{array}{l} e_p = e_1 = 30 \text{ mm} \\ m_p = \frac{140 - 4.3}{2} - e_p - 0.8 * 12 = 28.25 \text{ mm} \\ B_p = \frac{140}{2} = 70 \text{ mm} \end{array} \right. \quad (7.66)$$

4.1 ala del traverso in tensione

Sulle flange dell'HEAA140 preme la forza assiale che agisce tramite i bulloni. Occorre verificare che la flangia sia sufficientemente spessa da non cedere sotto questo effetto di punzonamento.

L'elemento a T equivalente, per la sola riga di bulloni esterna, ha una lunghezza efficace pari a:

$$L_{EFF} = \min \left\{ \begin{array}{l} 4m_p + 1.25e_p = 150.5 \\ 2\pi m_p = 177.5 \end{array} \right. \quad (7.67)$$

Pertanto, la resistenza del T-Stub è:

$$F_{A,Rd-R1} = L_{EFF} t_f^2 * \frac{f_Y}{m_p * \gamma_{M0}} \quad (7.68)$$

Svolgendo i calcoli, a posteriori si precisa che è stato necessario l'inserimento di una contropiastra, scelta di spessore $t_{CP} = 9 \text{ mm}$. In questo modo, la resistenza diventa:

$$F_{A,Rd-R1} = \frac{L_{EFF} * f_Y}{m_p * \gamma_{M0}} * \left(t_f^2 + \frac{t_{CP}^2}{2} \right) \quad (7.69)$$

Il risultato è:

$$F_{A,Rd-R1} = \frac{150.5 * 235}{28.25 * 1.05} * \left(6^2 + \frac{9^2}{2} \right) = 91213 \text{ N} \quad (7.70)$$

Da notare il pedice “ – R1” che indica che la resistenza calcolata è valida per la i-esima riga di bulloni.

4.2 piastra d'estremità del pilastro

Come per le flange del traverso, anche l'estremità della piastra saldata al pilastro deve essere verificata nei riguardi delle forze assiali trasmesse dalle righe di bulloni. La lunghezza efficace per un T-Stub equivalente ad una piastra d'estremità è, per la riga di bulloni che si trova all'esterno del profilato, pari a:

$$L_{EFF} = \min \left\{ \begin{array}{l} 0.5B_p = 0.5 * 140 = 70 \\ 0.5w + 2m_x + 0.625e_x = 108.35 \end{array} \right. \quad (7.71)$$

Le quote caratteristiche sono mostrate in Figura 7.12.

$$\begin{cases} w = p_1^l = 60 \text{ mm} \\ m_x = 35,5^* - 0,8 * 5 * \sqrt{2} = 29,8 \text{ mm} \\ e_x = 30 \text{ mm} \end{cases} \quad (7.72)$$

Le quote asteriscate sono rilevate con *Solidworks* a posteriori.

Per la piastra, scelta con spessore $t_p = 10 \text{ mm}$:

$$F_{P,Rd-R1} = \frac{70 * 10^2 * 235}{1,05 * 13,3} = 117715 \text{ N}; \quad (7.73)$$

4.3 pannello d'anima del traverso in trazione

A causa del momento flettente sul nodo, l'anima del traverso subisce, in prossimità delle due estremità di appoggio al pilastro, un effetto di trazione e di compressione. In questo caso, la tenuta dei bulloni, che impediscono la rotazione della trave, causa un effetto di trazione sul pannello dell'anima. Tale resistenza può essere valutata come:

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{\omega b_{EFF} f_Y t_w}{\gamma_{M0}} \quad (7.74)$$

La larghezza efficace b_{EFF} è assunta uguale a quella della flangia del traverso, sulla fila di bulloni considerata (qui, esterna). Il fattore ω dipende dalla geometria, secondo l'espressione (UNI EN 1993-1-1):

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{1 + 1,3 \left(\frac{b_{EFF} t_w}{A_{VT}} \right)^2}} \quad (7.75)$$

La formula di calcolo dell'area di taglio di un profilato A_{VT} sarà mostrata successivamente. In questo caso ci si limita a fornirne il risultato, che ammonta a $A_{VT} = 798,1 \text{ mm}^2$. Quindi:

$$\omega = 0,73$$

(7.76)

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{0,92 * 150,5 * 4,3 * 235}{1,05} = 106351 \text{ N}$$

4.4 pannello d'anima del pilastro in trazione

Poiché questa riga di bulloni si trova al di fuori della sagoma del profilato HEAA120 del pilastro, questa resistenza non è calcolabile.

La resistenza efficace della riga $R1$ diventa il valore minore tra quelli appena calcolati. Pertanto, si utilizza $F_{EFF(R1)} = F_{A,Rd} = 91213 N$ poiché il valore più debole è quello della flangia contro-piastrata del traverso. Sarà tale valore efficace a dover essere comparato con $2H_{R1} = 71302 N$, agente appunto su quella riga.

RIGA 2

Per questa riga la forza di trazione complessiva è due volte quella del singolo bullone, dunque:

$$22052 * 2 = 44104 N \quad (7.77)$$

4.1 ala del traverso in flessione

Questa resistenza è uguale a quella della **RIGA 1**, dunque la verifica è certamente soddisfatta essendo minore la forza di riferimento con cui compararla.

4.2 piastra d'estremità del pilastro

La lunghezza efficace per un T-Stub equivalente ad una piastra d'estremità è, per la riga di bulloni che si trova all'interno della sagoma del profilato, pari a:

$$L_{EFF} = \min \left\{ \begin{array}{l} \alpha m_p = 7 * 28.25 = 197.75 \\ 2\pi m_p = 177.5 \end{array} \right. \quad (7.78)$$

Le quote caratteristiche sono mostrate in Figura 7.12.

Sulla base di esse, è possibile ricavare il valore di α tramite l'abaco in J 3.5.7 in funzione di due parametri:

$$\lambda_1 = \frac{m_p}{m_p + e_p} = \frac{28.25}{28.25 + 30} = 0.48;$$
$$\lambda_2 = \frac{m_{XS}}{m_p + e_p} = \frac{13.3 *}{28.25 + 30} = 0.23; \quad (7.79)$$

Pertanto per la piastra, scelta con spessore $t_p = 10 mm$:

$$F_{P,Rd-R2} = \frac{177.5 * 10^2 * 235}{1.05 * 28.25} = 140623 \text{ N}; \quad (7.80)$$

4.3 pannello d'anima del traverso in trazione

Questa resistenza è uguale a quella corrispettiva calcolata per la **RIGA 1**.

4.4 pannello d'anima del pilastro in trazione

La resistenza alla forza di trazione, proveniente dal bullone, dell'anima del pilastro può essere valutata come:

$$F_{WB,Rd-R2} = \frac{\omega b_{EFF} f_Y t_w}{\gamma_{M0}} \quad (7.81)$$

La larghezza efficace b_{EFF} è assunta come la stessa della piastra, sulla fila di bulloni interna. Il fattore ω dipende dalla geometria associata, secondo l'espressione (UNI EN 1993-1-1):

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{1 + 1.3 \left(\frac{b_{EFF} t_w}{A_{VT}} \right)^2}} \quad (7.82)$$

Poiché $A_{VT} = 624.1 \text{ mm}^2$, si ha:

$$\omega = 0.59 \quad (7.83)$$

$$F_{WB,Rd-R2} = \frac{0.59 * 177.5 * 4.2 * 235}{1.05} = 98441 \text{ N}$$

La resistenza efficace per la riga R2 è uguale a quella della riga R1, quindi anche questa zona in tensione resisterà agli sforzi applicati poiché $91213 \text{ N} > 44104 \text{ N}$.

RIGHE 1+2

Si calcola la resistenza efficace totale delle due righe di bulloni considerate come gruppo unico, sfruttando la seguente definizione per l'ala della trave:

$$L_{EFF} = 2 * [0.5p_1^I + 2m_p + 0.625e_p] = 210.5 \quad (7.84)$$

Quindi si verifica:

$$F_{A,Rd-R1+2} = \frac{210.5 * 235}{28.25 * 1.05} * \left(6^2 + \frac{9^2}{2}\right) = 127577 \text{ N} \quad (7.85)$$

Per quanto riguarda il pannello d'anima del traverso, la lunghezza efficace b_{EFF} è in questo caso pari a quella del gruppo di bulloni. Quindi $\omega = 0.61$:

$$F_{WC,Rd-R1+2} = \frac{0.61 * 210.5 * 4.3 * 235}{1.05} = 123575 \text{ N} \quad (7.86)$$

La resistenza di riferimento per ogni riga di bulloni è pari al valore minore delle singole casistiche calcolate. In Tabella 7.6 si riassumono i risultati ottenuti:

Resistenze di riferimento (F_{EFF}) per ogni riga di bulloni in trazione [N]		
Riga 1	Riga 2	Riga 1+2
$F_{A,Rd-R1} = 92213$	$F_{A,Rd-R2} = 92213$	$F_{WC,Rd-R1+2} = 123575$

Tabella 7.6: riepilogo delle resistenze per R1 e R2

RIGA 3

I bulloni della riga R3 sono soggetti a sforzo di compressione. La normativa prevede di verificare l'anima della travatura, con o senza annessa flangia.

4.1 pannello d'anima del traverso in compressione

Secondo il paragrafo J 3.4.7, la larghezza efficace b_{EFF} che serve per calcolare la resistenza dell'anima della travatura è posta come:

$$b_{EFF} = t_{fB} + 2\sqrt{2}a + 2t_P + 5(t_{fC} + r_C) \quad (7.87)$$

I pedici "B" e "C" indicano rispettivamente la trave (traverso a sbalzo, HEAA140) e la colonna (pilastro, HEAA120). Dunque, nel complesso:

$$b_{EFF} = 5.5 + 2 * 5\sqrt{2} + 2 * 10 + 5 * (6 + 12) = 129.6 \text{ mm}$$

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{b_{EFF} t_w f_Y}{\gamma_{M0}} = 124724 \text{ N} \quad (7.88)$$

4.2 pannello d'anima del pilastro e annessa flangia

Nel caso della compressione, per il pilastro, a differenza della trazione, si considera anche il contributo di resistenza apportato dalla flangia a cui l'anima è collegata. Seguendo le prescrizioni dei manuali tecnici^[10], si giunge alla seguente formula:

$$F_{WC,Rd-R3} = \frac{M_{b,Rd}}{d - t_f} \quad (7.89)$$

Il massimo momento resistente, da NTC 2018, è:

$$M_{b,Rd} = W_{EL} * \frac{f_Y}{\gamma_{M0}} \quad (7.90)$$

A livello numerico si ottiene:

$$F_{WC,Rd-R3} = \frac{7.58 * 10^4 * \frac{235}{1.05}}{74 - 5.5} = 247661 \text{ N} \quad (7.91)$$

RESISTENZA DELLA ZONA SOGGETTA A TAGLIO

Secondo la figura J 2.5 della normativa, un momento flettente genera delle reazioni di taglio che si esplicano sull'anima della colonna. La resistenza plastica di un pannello d'anima a taglio è:

$$V_{Rd} = \frac{A_{VT} * f_Y}{\sqrt{3} \gamma_{M0}} \quad (7.92)$$

L'area resistente a taglio di un profilato ad H, secondo le NTC 2018, è calcolabile come:

$$\begin{aligned} A_{VT} &= A - 2bt_f + t_f(2r + t_w) \\ &= 2302 - 2 * 140 * 6 + 6 * (2 * 12 + 4.3) = 791.8 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (7.93)$$

Quindi infine:

$$V_{Rd} = \frac{791.8 * 235}{\sqrt{3} * 1.05} = 102314 \text{ N} \quad (7.94)$$

Il momento resistente globale del giunto $M_{J,Rd}$ viene determinato partendo dalle resistenze efficaci $F_{EFF,i}$ delle singole righe di bulloni in trazione. Tali resistenze, tuttavia,

non coincidono con quelle appena calcolate, ma devono essere rimodulate. Seguendo il prospetto J 3.2, poiché $F_{WC,Rd-R1+2} < V_{Rd}$, la nuova resistenza di riferimento per R1 + R2 diventa $V_{Rd} = 102314 \text{ N}$. Ciò porta a scalare la resistenza della riga più vicina al centro di compressione, ottenendo i seguenti valori finali:

$$F_{EFF,R1} = 91213 \text{ N}; \quad (7.95)$$

$$F_{EFF,R2} = 102314 - 91213 = 11101 \text{ N};$$

Sulla base delle quali si può, infine, determinare $M_{J,Rd}$:

$$M_{J,Rd} = \sum (F_{EFF,i} * z_i) \quad (7.96)$$

laddove:

- $F_{EFF,i}$ è la resistenza di riferimento per la riga i-esima in trazione;
- z_i è la distanza di tale riga dal centro della zona di compressione, che viene visto come la cerniera intorno a cui effettuare l'equilibrio rotazionale.

In questo caso, ricordando le quote di distanza dal centro di compressione, fornito nelle Equazioni 7.55 e 7.56:

$$M_{RES} = \frac{91213 * 141.75 + 11101 * 81.75}{10^6} = \quad (7.97)$$

$$= 13.83 \text{ kNm} > 12.96 \text{ kNm}$$

Il momento resistente globale è maggiore di quello che si avrebbe dal calcolo delle caratteristiche di sollecitazione, e anche le resistenze locali delle membrature alle forze assiali trasmesse dai bulloni sono ampiamente verificate.

Si ritiene opportuno ricapitolare tutte le varie metodologie di calcolo previste per un giunto trave-colonna, così da fornirne un quadro ordinato e chiaro:

RIEPILOGO DELLE VERIFICHE AL GIUNTO TRAVE - COLONNA		
	TRAZIONE	COMPRESSIONE
TRAVERSO	flangia (+ eventuale contropiastra)	
	$\frac{L_{EFF} t_f^2 f_Y}{\gamma_{M0}}$	
PILASTRO	pannello d'anima	pannello d'anima
	$\frac{\omega b_{EFF} f_Y t_w}{\gamma_{M0}}$ <i>b_{EFF} uguale a quella della flangia o della piastra</i>	$\frac{b_{EFF} t_w f_Y}{\gamma_{M0}}$ <i>b_{EFF} da calcolare con apposita formula</i>
PILASTRO	piastra d'estremità	
	$\frac{L_{EFF} t_p^2 f_Y}{\gamma_{M0}}$	
PILASTRO	pannello d'anima	pannello d'anima + flangia
	$\frac{\omega b_{EFF} f_Y t_w}{\gamma_{M0}}$ <i>b_{EFF} uguale a quella della flangia o della piastra</i>	$\frac{M_{b,Rd}}{d - t_f}$

Tabella 7.7: riassunto di tutte le procedure di calcolo per giunto trave-colonna

Per quanto riguarda invece le saldature, il cordone che subisce la sollecitazione è a forma doppio T, poiché ricalca la sagoma del profilato HEAA120. Nella Figura 7.12 i cordoni sono evidenziati in blu. Seguendo le indicazioni tecniche più comuni^[8] si ipotizza che i cordoni d'anima portino lo sforzo di taglio, quelli delle ali il momento flettente in modo direttamente proporzionale alla distanza dalla linea di equilibrio di rotazione. Le dimensioni dei cordoni vengono scelte arbitrariamente pari a:

- $a_1 = B = 120 \text{ mm};$ (7.98)

- $a_2 = \frac{B-t_w}{2} - 0.8r = 48.3 \text{ mm};$ (7.99)

- $a_3 = d - \frac{r}{2} = 68 \text{ mm};$ (7.100)

Come riportato ad inizio paragrafo, le caratteristiche di sollecitazione per questo nodo sono $M_{F,Z}$, T_Y e N . Le reazioni al momento $M_{F,Z}$ e al taglio T_Y sono due forze verticali V_i , che gravano su ciascuno dei cordoni a_1 e a_2 . Essendo h_1, h_2 le distanze tra i cordoni, pari rispettivamente a 109 mm e 98 mm , si ha, considerando sempre una proporzionalità con la distanza:

$$V_1 * 109 + 2 * 98 * V_2 = M_{F,Z}; \quad (7.101)$$

$$\frac{V_1}{109} = \frac{V_2}{98}; \quad (7.102)$$

$$V_1 = 45438.6 \text{ N} + \frac{T_Y}{6} = 47722 \text{ N}; \quad (7.103)$$

$$V_2 = 40853 \text{ N} + \frac{T_Y}{6} = 43136.3 \text{ N}; \quad (7.104)$$

$$\sigma_{PR1} = \tau_{PR1} = \frac{47722 \cos(45^\circ)}{5 * 120} = 56.3 \text{ MPa}; \quad (7.105)$$

$$\sigma_{PR2} = \tau_{PR2} = \frac{43136.3 \cos(45^\circ)}{5 * 48.3} = 119.6 \text{ MPa} \quad (7.106)$$

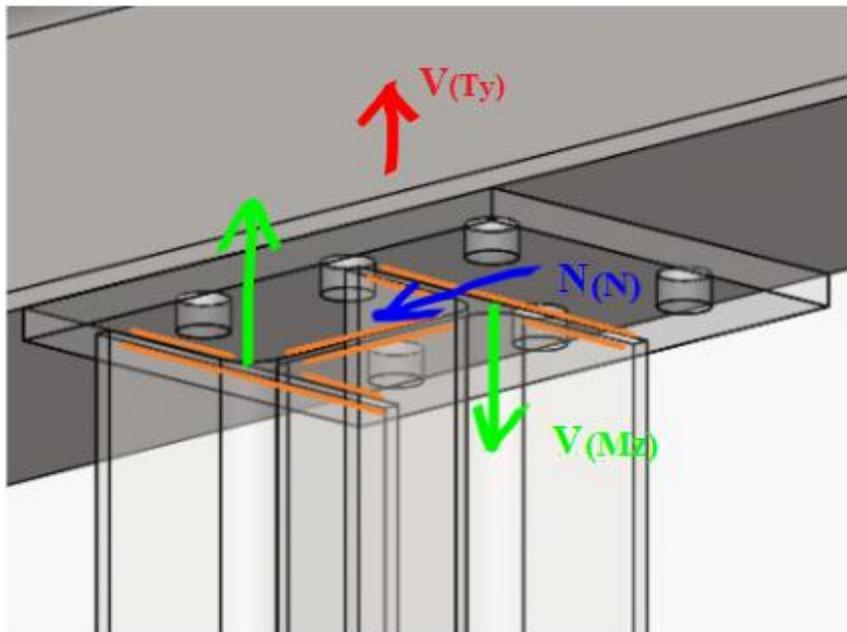


Figura 7.15 equilibrio dinamico cordone di saldatura - nodo traverso-pilastro

Le porzioni saldate sull'anima subiscono una τ_{PL} dovuta a N :

$$\tau_{PL} = \frac{N}{2 * a * 68} = 3.3 \text{ MPa}; \quad (7.107)$$

Il cordone di riferimento per la verifica è a_2 , sulle flange:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{PR}^2 + 3\tau_{PR}^2} = 239.2 \text{ MPa} \leq 360 \text{ MPa} \quad (7.108)$$

$$\sigma_{PR} = 119.6 \text{ MPa} \leq 252.9 \text{ MPa} \quad (7.109)$$

Questo è il caso più critico, assunto come riferimento per la verifica a fatica del telaio.

7.3 NODO REGGIMENSOLA – PILASTRO

Il nodo in questione può essere verificato utilizzando i valori di sollecitazione direttamente ricavati nel capitolo 6. **STUDIO DEL TELAIO**, dove era stata presa in considerazione la peggiore condizione di carico possibile. Le procedure di verifica sono identiche a quelle del nodo precedente, dunque ove possibile si omettono le formule di calcolo per fornire direttamente i risultati finali. La piastra impiegata ha le stesse dimensioni del profilato HEAA120: tenendo a mente l'inclinazione di 30° causata dallo sbalzo, si ha $120 * \frac{109}{\cos(30^\circ)} \approx 120 * 126 \text{ mm}$. In questo nodo, rispetto all'esempio trave-colonna fornito in Figura 7.12, il pilastro diventa propriamente la colonna, il reggimensola funge da trave.

Dalla Tabella 6.3 è possibile individuare le sollecitazioni agenti sul giunto, in prossimità della porzione di trave più sollecitata (trave II):

$$N = -35.67 \text{ kN}; \quad (7.110)$$

$$T_Y = 1.08 \text{ kN}; \quad (7.111)$$

$$T_Z = 0.11 \text{ kN}; \quad (7.112)$$

$$M_{F,X} = 0 \text{ kNm}; \quad (7.113)$$

$$M_{F,Y} = 0.13 \text{ kNm}; \quad (7.114)$$

$$M_{F,Z} = -2.81 \text{ kNm}. \quad (7.115)$$

Si trascurano T_Z e $M_{F,X}$.

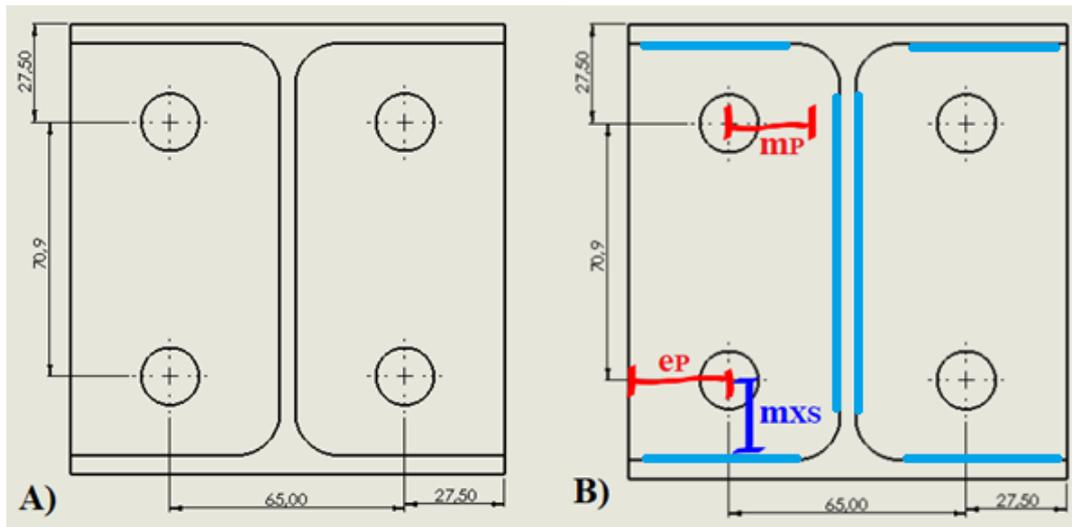


Figura 7.16: rappresentazione quote piastra 126x120

QUOTE PIASTRA 126x120			
e_1 [mm]	e_2 [mm]	p_1 [mm]	p_2^I [mm]
27.5	27.5	65	70.9

Tabella 7.8: quote funzionali piastra 126x120, nodo pilastro - reggimensola

Come si può notare dalla Figura 7.17, lo sforzo di taglio T_Y e il momento $M_{F,Z}$ generano una reazione assiale F_{TR} (in blu e verde) sul giunto bullonato. Invece N provoca delle reazioni di taglio F_T (in rosso); infine, $M_{F,Y}$ crea una reazione di taglio R_T inclinata rispetto agli assi cartesiani.

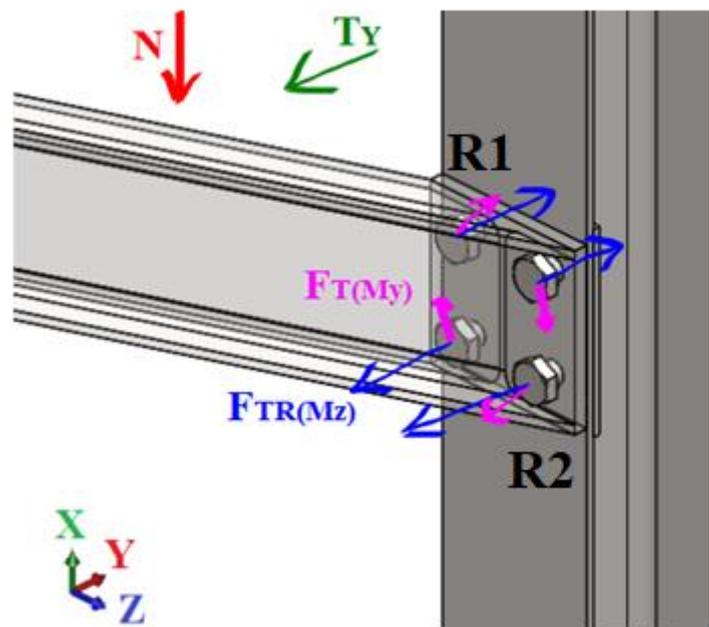


Figura 7.17: equilibrio dinamico nodo pilastro - reggimensola

Il centro della zona di compressione dista, dalla riga superiore di bulloni:

$$z = 95.65 \text{ mm}; \quad (7.116)$$

pertanto:

$$\left\{ \begin{array}{l} H(M_{F,Z}) = \frac{M_{F,Z}}{\frac{p_2}{2} * 4} = 14689; \end{array} \right. \quad (7.117)$$

$$H(T_Y) = \frac{T_Y}{4} = 270; \quad (7.118)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_T(M_{F,Y}) = \frac{M_{F,Y}}{4 * \sqrt{\left(\frac{p_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_1}{2}\right)^2}} = 676 \text{ N}; \end{array} \right. \quad (7.119)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta(R_T) = \tan\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 47^\circ \end{array} \right. \quad (7.120)$$

Come si nota dalla Figura 7.17, il bullone più sollecitato è quello in cui i contributi di trazione si sommano:

$$F_{TR} = \sum H_i = 14959 \text{ N} \quad (7.121)$$

Lo sforzo di taglio è invece dato dalla combinazione di due contributi:

$$\begin{aligned} F_{T-V} &= \frac{N}{4} + R_T \cos(\theta) = 8917.5 + 676 * 0.68 \\ &= 9377.2 \text{ N} \end{aligned} \quad (7.122)$$

$$F_{T-H} = R_T \sin(\theta) = 676 * 0.73 = 494.4 \text{ N} \quad (7.123)$$

$$F_T = \sqrt{9377.2^2 + 494.4^2} = 9390 \text{ N} \quad (7.124)$$

$$\theta^I = \text{atan}\left(\frac{9377.2}{494.4}\right) = 87^\circ \quad (7.125)$$

Dall'Equazione 7.125 emerge come la componente tagliante sia pressoché verticale, e per semplicità di calcolo verrà trattata come tale. È inoltre da tenere a mente la seguente considerazione: lo sforzo normale è applicato sul pilastro, pertanto l'origine dell'effetto di taglio ad esso associato coincide con la piattabanda esterna dell'HEAA120. Questo

influenza il calcolo dei punti 3) e 4). La Figura 7.18 rappresenta in modo chiaro quanto appena affermato.

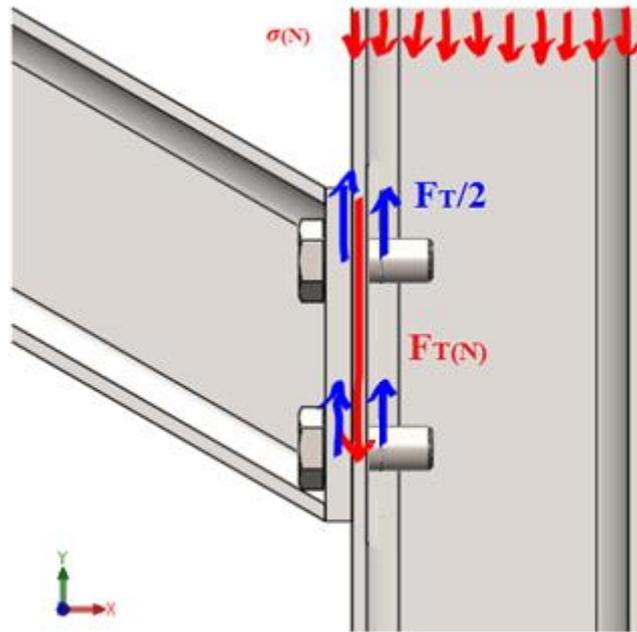


Figura 7.18 effetto del taglio sull'accoppiamento piastra-flangia

1) La verifica a taglio e trazione del bullone più sollecitato è soddisfatta:

$$\frac{63367 + 0.35 * 14959}{1.4 * 71622} + \frac{9390}{55296} = 0.85 \leq 1; \quad (7.126)$$

$$\frac{68602.7}{71622} = 0.96 \leq 1; \quad (7.127)$$

$$0.35 * 14959 = 5235.7 \text{ N} < 13828 \text{ N} \quad (7.128)$$

Le tensioni che risultano dalla sollecitazioni sono:

$$\tau = \frac{F_T}{A_{RES}} = \frac{9390}{144} = 65.2 \text{ MPa} \quad (7.129)$$

$$\sigma = \frac{F_{TR}}{A_{RES}} = \frac{5235.7}{144} = 36.4 \text{ MPa} \quad (7.130)$$

2) La verifica a scorrimento è rispettata, poiché $9390 < 11521.3 * 1 = 11521.3 N$. Il piano di scorrimento è uno, poiché in questo nodo non sono previste contropiastre.

3) Nell'ipotesi semplificativa che la reazione di taglio sia puramente verticale, note le quote di posizionamento dei fori dalla Tabella 7.8 si arriva a determinare:

$$- \alpha_B = \frac{27.5}{3 * 18} = 0.51; \quad (7.131)$$

$$- k_2 = 2.5. \quad (7.132)$$

L'elemento più sottile viene valutato nella flangia del pilastro, spessa $t_f = 5.5 \text{ mm}$:

$$F_{B,Rd} = 0.51 * 2.5 * 16 * 5.5 * \frac{360}{1.25} = 32313.6 N > 9390 N \quad (7.133)$$

4) La resistenza a tranciamento riguarda la piastra estrema del reggimensola, le cui aree sono:

$$A_{NT} = 2 * \left(27.5 - \frac{18}{2}\right) * 8 = 370 \text{ mm}^2; \quad (7.134)$$

$$A_{NV} = 2 * \left(125.9 - \frac{3}{2} * 18\right) * 8 = 1978 \text{ mm}^2 \quad (7.135)$$

$$N_{Rd} = \frac{370 * 360}{1.25} + \frac{1978 * 235}{1.05 * \sqrt{3}} = 362150 N \quad (7.136)$$

5) La resistenza a punzonamento della flangia del pilastro è minore di quella a trazione del bullone. Pertanto diventa essa il riferimento al punto 1):

$$B_{P,Rd} = \frac{0.6\pi * 5.5 * 24 * 360}{1.25} = 71622 N \quad (7.137)$$

6), 7) Si esegue il dimensionamento del nodo facendo ancora riferimento a EC3-J.

RIGA 1

Dalla Figura 7.16, le quote caratteristiche che indicano la posizione dei bulloni permettono di calcolare le varie lunghezze efficaci:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_p = \frac{120 - 4.2}{2} - 27.5 - 0.8 * 12 = 20.8 \end{array} \right. \quad (7.138)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} e_p = 27.5 \end{array} \right. \quad (7.139)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{xs} = 22^* - 5 * 0.8 * \sqrt{2} = 16.3 \end{array} \right. \quad (7.140)$$

4.1 flangia del pilastro in tensione

L'elemento a T equivalente, per la sola riga di bulloni esterna, ha una lunghezza efficace pari a:

$$L_{EFF} = 4 * 20.8 + 1.25 * 27.5 = 117.58 \quad (7.141)$$

Pertanto:

$$F_{A,Rd-R1} = \frac{117.58 * 5.5^2 * 235}{1.05 * 20.8} = 38271 \text{ N} \quad (7.142)$$

4.2 piastra d'estremità del reggimensola

La lunghezza efficace per un T-Stub equivalente ad una piastra d'estremità è:

$$L_{EFF} = 2\pi m_p = 130.6 \text{ mm} \quad (7.143)$$

Poiché i rapporti caratteristici porterebbero a $\alpha = 7$, essendo essi:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_1 = \frac{20.8}{27.5 + 20.8} = 0.43; \end{array} \right. \quad (7.144)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_2 = \frac{16.3}{27.5 + 20.8} = 0.33; \end{array} \right. \quad (7.145)$$

Si ricorda che le quote caratteristiche sono mostrate in Figura 7.16. Pertanto per la piastra, scelta con spessore $t_p = 6 \text{ mm}$:

$$F_{P,Rd-R1} = \frac{130.6 * 6^2 * 235}{1.05 * 20.8} = 50590 \text{ N} \quad (7.146)$$

4.3 pannello d'anima del reggimensola in trazione

La resistenza alla forza di trazione, proveniente dal bullone, dell'anima del reggimensola può essere valutata come:

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{\omega b_{EFF} f_Y t_w}{\gamma_{M0}} N \quad (7.147)$$

La larghezza efficace b_{EFF} è assunta come la stessa della piastra. Il fattore ω dipende dalla geometria, secondo l'espressione (UNI EN 1993-1-1):

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{1 + 1.3 \left(\frac{b_{EFF} t_w}{A_{VT}} \right)^2}} \quad (7.148)$$

In questo caso, $A_{VT} = 624.1 \text{ mm}^2$. Quindi:

$$\omega = 0.79 \quad (7.149)$$

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{0.79 * 102.4 * 4.2 * 235}{1.05} = 79844 N \quad (7.150)$$

4.4 pannello d'anima del pilastro in trazione

La larghezza efficace è pari a quella calcolata per la flangia del pilastro. Il fattore ω vale allora $\omega = 0.74$. Quindi:

$$\begin{aligned} F_{WC,Rd-R1} &= \frac{\omega b_{EFF} t_w * f_Y}{\gamma_{M0}} = \frac{0.74 * 117.58 * 4.2 * 235}{1.05} \\ &= 81789 N \end{aligned} \quad (7.151)$$

La resistenza di riferimento per la prima riga è pari al valore minore tra quelli calcolati, ovvero $F_{A,Rd} = 38271 N$.

RIGA 2

I bulloni della riga R2 sono soggetti a sforzo di compressione.

4.1 pannello d'anima e annessa flangia del reggimensola in compressione

$$F_{WB,Rd-R2} = \frac{7.58 * 10^4 * \frac{235}{1.05}}{74 - 5.5} = 247661 \text{ N} \quad (7.152)$$

4.2 pannello d'anima del pilastro in compressione

Si calcola la b_{EFF} secondo l'Equazione 7.87:

$$b_{EFF} = 5.5 + 2 * 5\sqrt{2} + 5 * (5.5 + 12) + 2 * 6 = 117.6 \text{ mm} \quad (7.153)$$

$$F_{WB,Rd-R1} = \frac{117.6 * 4.2 * 235}{1.05} = 110544 \text{ N} \quad (7.154)$$

RESISTENZA DELLA ZONA SOGGETTA A TAGLIO

L'area resistente era già stata calcolata per la verifica del pannello d'anima in trazione:

$$V_{Rd} = \frac{624.1 * 235}{\sqrt{3} * 1.05} = 80644 \text{ N} \quad (7.155)$$

Il riferimento per ottenere il momento resistente di tutto il giunto è pari al valore efficace della riga R1, quindi $F_{EFF(R1)} = F_{A,Rd} = 38271 \text{ N}$. Dunque si trova:

$$M_{J,Rd} = 38271 * \frac{95.65}{10^6} = 3.66 \text{ kNm} > 2.86 \text{ kNm} \quad (7.156)$$

Il momento resistente globale è maggiore di quello che si avrebbe dal calcolo delle caratteristiche di sollecitazione, e anche le resistenze locali delle membrature alle forze assiali trasmesse dai bulloni sono ampiamente verificate.

Come si è potuto notare dai precedenti passaggi, non si è considerata, nel calcolo delle lunghezze efficaci o delle aree, l'inclinazione θ del reggimensola: ciò avrebbe portato a risultati meno conservativi, poiché le quote si sarebbero moltiplicate per $\frac{1}{\cos(\theta)} > 1$.

Per quanto riguarda invece le saldature, il cordone che subisce la sollecitazione ricalca la sagoma del profilato HEAA120. In Figura 7.16 erano visibili i cordoni, in azzurro. L'effetto di $T_Y, M_{F,Z}, M_{F,Y}$ grava sui cordoni delle ali, mentre quello di N sui cordoni d'anima. I cordoni delle ali distano tra loro $\frac{98}{\cos(30^\circ)} = 113.2 \text{ mm}$, mentre per quelli dell'anima $a_3 = \frac{68}{\cos(30^\circ)} = 78.5 \text{ mm}$.

Per i cordoni orizzontali:

$$\sigma_{PR2} = \tau_{PR2} = \frac{\left(\frac{2.81 * 10^6}{2 * 113.2} + \frac{1080}{4}\right) * \frac{\sqrt{2}}{2}}{5 * 48.3} = 37.1 \text{ MPa}; \quad (7.157)$$

$$\tau_{PL2} = \frac{0.13 * \frac{10^6}{113.2}}{2 * 5 * 48.3} = 2.4 \text{ MPa}; \quad (7.158)$$

Sui cordoni verticali, invece:

$$\tau_{PL3} = \frac{N}{2 * 5 * 78.5} = 45.4 \text{ MPa}; \quad (7.159)$$

Il cordone di riferimento per la verifica è quello d'anima:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3 * 45.4^2} = 78.7 \text{ MPa} \leq 240 \text{ MPa} \quad (7.160)$$

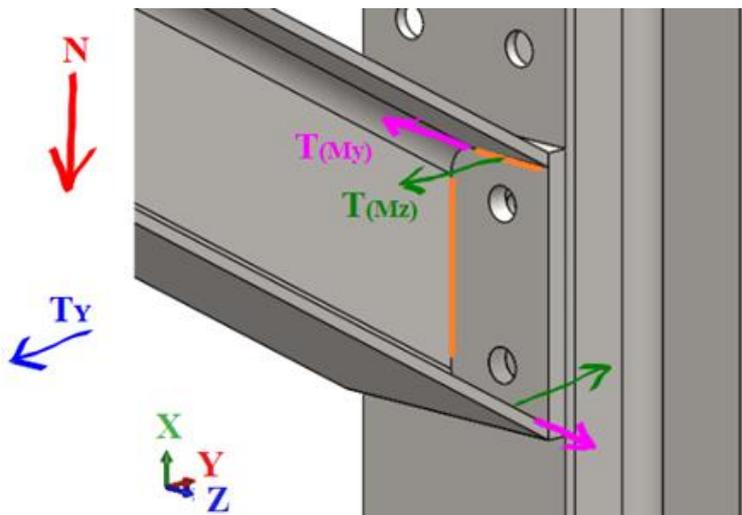


Figura 7.18 equilibrio al cordone di saldatura, nodo pilastro - reggimensola

7.4 NODO PILASTRO – BANCO PROVA

L'unica peculiarità di questo nodo risiede nel fatto che, come accennato ad inizio capitolo, per motivi di rispetto della UNI EN 1993-1-8 si è dovuto aumentare lo spessore di queste piastre a 12 mm. In Tabella 7.9 sono riportate le quote.

QUOTE PIASTRA 200x220				
e_1 [mm]	e_2 [mm]	e_i [mm]	p_1 [mm]	p_2 [mm]
27.5	30	28	165	140

Tabella 7.9: quote caratteristiche piastra di collegamento banco prova – pilastro

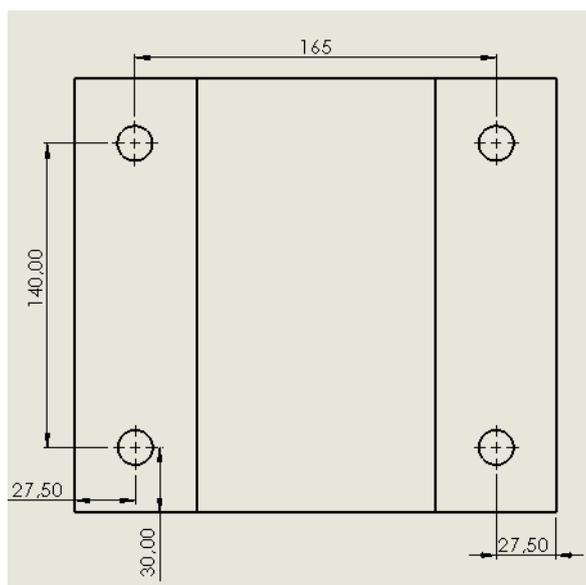


Figura 7.19: rappresentazione quote piastra 200x220

Nella Figura 7.20 si riportano le reazioni generate dalle sollecitazioni nel caso più critico. Esaminando la Tabella 6.3, infatti, emerge che:

$$N = -13.54 \text{ kN}; \quad (7.160)$$

$$T_Y = -2.09 \text{ kN}; \quad (7.161)$$

$$T_Z = -0.14 \text{ kN}; \quad (7.162)$$

$$M_{F,X} = 0 \text{ kNm}; \quad (7.163)$$

$$M_{F,Y} = 0.23 \text{ kNm}; \quad (7.164)$$

$$M_{F,Z} = -3.23 \text{ kNm}; \quad (7.165)$$

Dei quattro alla base della struttura, il nodo che subisce i maggiori sforzi è il numero 3.

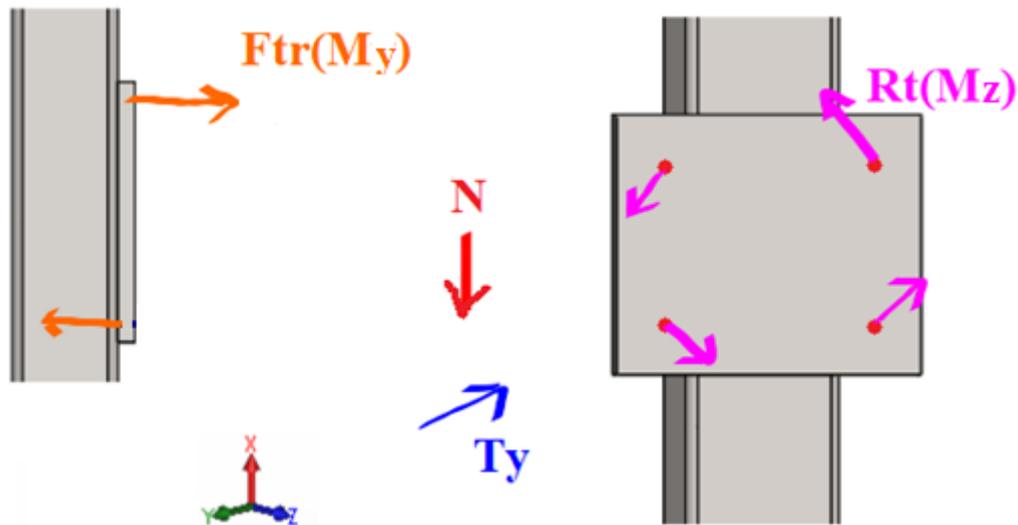


Figura 7.20: equilibrio dinamico nodo banco prova - pilastro

Su questo nodo, $M_{F,Z}$ crea una reazione di taglio R_T non parallela agli assi cartesiani, mentre N e T_Y portano a due tagli rispettivamente verticale e orizzontale. I contributi $M_{F,X}$, T_Z , $M_{F,Y}$ provocano invece uno sforzo di trazione sui bulloni. Anche in questo caso, a posteriori si trascura l'effetto di T_Z e di $M_{F,X}$.

Dunque si procede come segue:

$$R_T = \frac{M_{F,Z}}{4 * \sqrt{r}}; \quad (7.166)$$

$$F_{TR} = \frac{M_{F,Y}}{4 * \frac{p_2}{2}} = \frac{0.2 * 10^6}{4 * \frac{140}{2}} = 714.3 \text{ N}; \quad (7.167)$$

Il braccio r del contributo momento e l'inclinazione θ della reazione di momento sono:

$$r = \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{165}{2}\right)^2 + \left(\frac{140}{2}\right)^2} = 108.2 \text{ mm} \quad (7.168)$$

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{p_2/2}{p_1/2}\right) = \text{atan}\left(\frac{140/2}{165/2}\right) \approx 40^\circ \quad (7.169)$$

Il risultato è:

$$R_T = 3.23 * \frac{10^6}{4 * 108.2} = 7463 \text{ N} \quad (7.170)$$

La risultante R_T viene scomposta nelle due componenti orizzontale e verticale, a cui si sommano i due valori dei tagli dati da T_Y e N :

$$V_T = N/4 + R_T * \cos(40^\circ) = 9109.5 \text{ N} \quad (7.171)$$

$$H_T = T_Y/4 + R_T * \sin(40^\circ) = 5253.5 \text{ N} \quad (7.172)$$

$$F_T = \sqrt{9109.5^2 + 5253.5^2} = 10515.8 \text{ N} \quad (7.173)$$

con l'inclinazione finale rispetto all'orizzontale pari a:

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{9109.5}{5253.5}\right) = 60^\circ \quad (7.174)$$

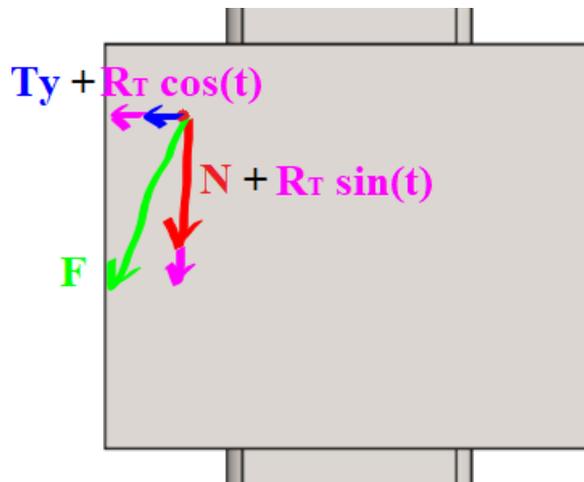


Figura 7.21 schema vettoriale delle forze

1) La resistenza a taglio della bullonatura è soddisfatta, mentre quella a trazione viene omessa poiché $F_{TR} < 1kN$:

$$\frac{10515.8}{55296} = 0.19 < 1 \quad (7.175)$$

2) Essendo $n = 1$, si ottiene $F_{S,Pd,ser} = 11521.3 \text{ N} > 10515.8 \text{ N}$.

3) Si scompone tale resistenza nelle due reazioni orizzontale e verticale $F_{b,Rd-H}$ e $F_{b,Rd-V}$ impostando un dominio lineare di interazione degli sforzi; così facendo (metodo più conservativo possibile, tra quelli messi a disposizione dalle norme tecniche) le due

componenti di sforzo sono normalizzate alle rispettive resistenze di riferimento, e si deve verificare che:

$$\frac{H_T}{F_{b,Rd-H}} + \frac{V_T}{F_{b,Rd-V}} \leq 1 \quad (7.176)$$

Si ottiene:

$$- \alpha_B^I = \frac{e_1}{3d_0} = \frac{30}{3 \cdot 18} = 0.55; \quad (7.177)$$

$$(7.178)$$

$$- k_1^I = 2.5;$$

$$- \alpha_B^{II} = \frac{e_2}{3d_0} = \frac{27.5}{3 \cdot 18} = 0.51; \quad (7.179)$$

$$(7.180)$$

$$- k_1^{II} = 2.5.$$

La resistenza allora ammonta a:

$$\begin{aligned} F_{b,Rd-H} &= 0.55 \cdot 2.5 \cdot 360 \cdot 16 \cdot \frac{12}{1.25} \\ &= 76032 \text{ N}; \end{aligned} \quad (7.181)$$

$$\begin{aligned} F_{b,Rd-V} &= 0.51 \cdot 2.5 \cdot 360 \cdot 16 \cdot \frac{12}{1.25} \\ &= 70502 \text{ N}; \end{aligned} \quad (7.182)$$

Il controllo a rifollamento è completato, poiché:

$$\frac{9109.5}{76032} + \frac{5253.5}{70502} = 0.12 + 0.08 = 0.2 < 1. \quad (7.183)$$

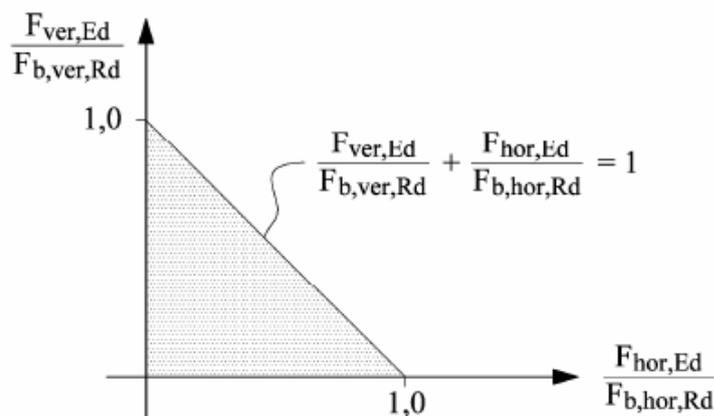


Figura 7.22: dominio di iterazione lineare per verifica di resistenza a rifollamento^[8]

4) Poiché la forza tagliante è inclinata, si sceglie di considerare come area resistente allo strappo quella mostrata in Figura 7.23:

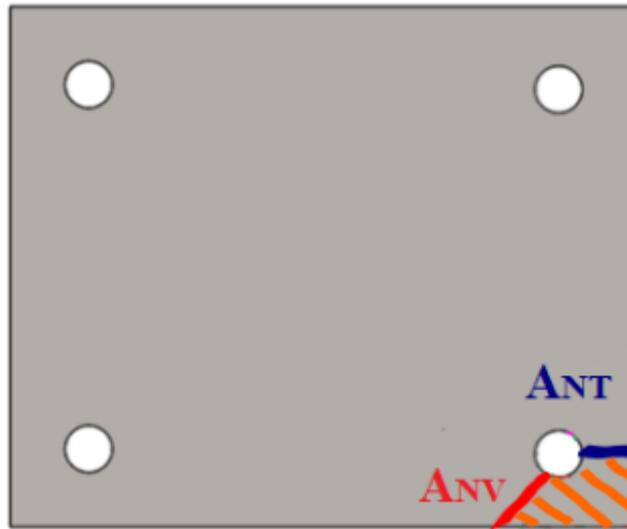


Figura 7.23 linea di strappo per taglio inclinato

$$A_{NT} = \left(27.5 - \frac{18}{2}\right) * 12 = 222 \text{ mm}^2; \quad (7.184)$$

$$A_{NV} = \frac{30 - \frac{18}{2}}{\cos(60^\circ)} * 12 = 504 \text{ mm}^2 \quad (7.185)$$

$$N_{Rd} = \frac{222 * 360}{1.25} + \frac{504 * 235}{1.05 * \sqrt{3}} = 128521 \text{ N} \quad (7.186)$$

Essa viene comparata con la sua corrispondente azione di taglio, pari a 10515.5 N.

Per quel che concerne le saldature, i due cordoni verticali presenti hanno dimensione 200 mm ciascuno. In questa situazione, con riferimento alla Figura 7.24:

- T_Y genera una coppia di σ_{PR} e τ_{PR} nel piano della sezione di gola:

$$T = \frac{T}{2} = 1040 \text{ N} \quad (7.187)$$

$$\sigma_{PR} = \tau_{PR} = \frac{T \cos(45^\circ)}{a * 200} = 0.7 \text{ MPa} \quad (7.188)$$

- $M_{F,Y}$ genera una coppia di tensioni $\sigma_{PR} = \tau_{PR}$ ^[8]:

$$\sigma_{PR} = \tau_{PR} = \frac{M_{F,Y}}{W} = \frac{0.23 * 10^6}{2 * 2 * \frac{5}{\sqrt{2}} * \frac{200^2}{6}} = 2.5 \text{ MPa}; \quad (7.189)$$

- $M_{F,Z}$ crea un effetto torcente da studiare con il metodo del momento polare d'inerzia:

$$\tau_T = \frac{M_{F,Z} * r}{(5 * J_U)} = \frac{3.23 * 10^6 * \sqrt{\left(\frac{200}{2}\right)^2 + \left(\frac{109}{2}\right)^2}}{5 * \frac{200}{6} * (3 * 109^2 + 200^2)} = 29.2 \text{ MPa} \quad (7.190)$$

- N genera una τ_{PL} :

$$\tau_{PL} = \frac{N}{2 * 5 * 200} = 6.8 \text{ MPa}; \quad (7.191)$$

La tensione risultante è del tipo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\sum \sigma_{PR}\right)^2 + 3(\tau_{PR}^2 + \tau_T^2)} = 52.3 \text{ MPa} \leq 360 \text{ MPa}; \quad (7.192)$$

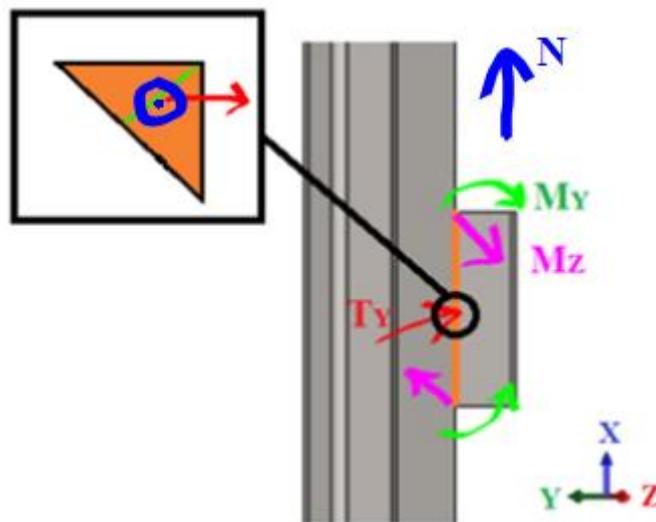


Figura 7.24 equilibrio dinamico cordone di saldatura, nodo pilastro - banco prova

Per quanto riguarda la torsione, si applica la formula del momento di inerzia polare dell'intero cordone^{[8][12]}:

$$\tau_T = \frac{(M_{F,Z} * r)}{a * J_U} \quad (7.193)$$

laddove:

- r è la distanza massima tra la linea media del cordone e il centro di rotazione della sezione;
- J_U è il momento polare unitario, che, dai sagomari, per un cordone rettangolare ammonta a:

$$J_U = \frac{d(3b^2 + d^2)^2}{6} \quad (7.194)$$

essendo d la dimensione verticale e b la distanza orizzontale.

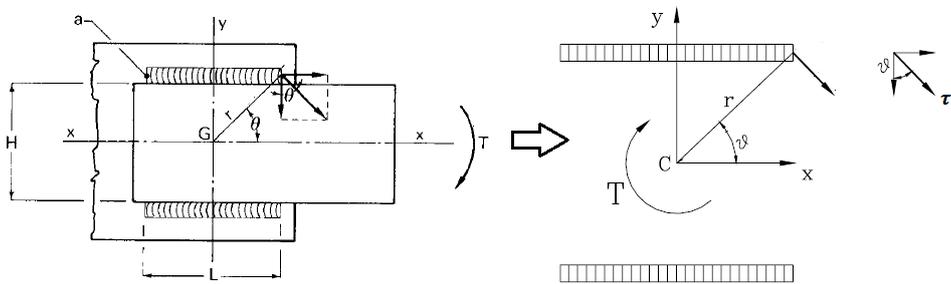


Figura 7.25^[8]: esempio di cordone soggetto a momento torcente

Nel caso, invece, di una flessione agente sull'asse ortogonale del cordone, si valutano le tensioni σ_M prodotte nella sezione parallela all'asse del momento, per poi ribaltarle sul piano della sezione di gola^[1]:

$$\sigma_M = \frac{6 * M_F}{\frac{a}{\sqrt{2}} * h^2} \quad (7.195)$$

Nel piano della sezione di gola $\sigma_{PR} = \tau_{PR} = \frac{\sigma_M}{2}$.

6), 7) Poiché la forza di trazione è molto piccola ($< 1kN$) si ritiene superfluo effettuare le verifiche delle membrature della trave e della piastra di collegamento.

7.5 NODO TRIPLO ANTERIORE

La confluenza tra le tre travi *VIII, IX, X* viene dimensionata separando il collegamento sulla piattabanda inferiore dell'IPN240 rispetto a quello che avviene sull'anima. Così facendo, si assumono, come sollecitazioni di riferimento, quelle più alte fra:

- 1) travi *IX e VIII* per la piattabanda inferiore;
- 2) travi *IX e X* per la porzione sull'anima.

Poiché le combinazioni delle forze di taglio e trazione sul nodo sono variegata e dipendono dal tipo di asta a cui si considera appartenente il nodo stesso, si decide di fornire, in Appendice, il foglio di calcolo utilizzato per determinare i bulloni più caricati. Individuati tali bulloni, è possibile infine ricavare le sollecitazioni di riferimento da comparare alle resistenze. Si ricorda che quelle inferiori a 0.5 kN e 0.05 kNm vengono nuovamente non considerate.

7.5.1 GRUPPO DI COLLEGAMENTO LATERALE:

Per quanto concerne il gruppo tra IPN240 e HEAA140 seguono, in Figura 7.26 e Tabella 7.10, lo schema quotato della piastra e il riepilogo delle grandezze caratteristiche.

PIASTRA 185x140			
e_1 [mm]	e_2 [mm]	p_1 [mm]	p_2 [mm]
30	58.5	80	68

Tabella 7.10: quote funzionali piastra 185x140, nodo via di corsa – traverso a sbalzo

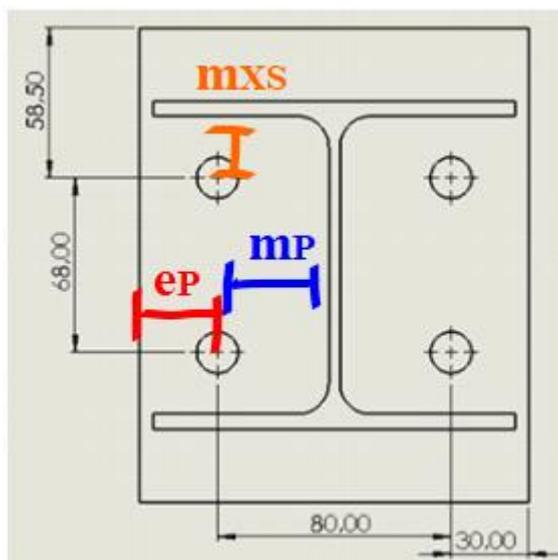


Figura 7.26: schema quotato piastra 185x140, nodo triplo anteriore – collegamento laterale

Si sceglie di prolungare la dimensione della piastra oltre la sagoma dell'HEAA140 per avere un effetto irrigidente sull'anima dell'IPN240, che in questa configurazione è

bullonata e direttamente caricata. Per lo stesso motivo si aggiungono gli irrigidimenti trasversali, come spiegato più avanti.

1) Calcolando la massima forza di trazione che si può esplicare su un bullone, la rimanente sollecitazione a taglio deve essere tale che:

$$F_{TR,MAX} = \frac{13828}{0.35} = 39508 \text{ N} \quad (7.196)$$

$$F_{T,MAX} = 55296 * \left(1 - \frac{1}{1.4}\right) = 15799 \text{ N} \quad (7.197)$$

2) Poiché il piano di scorrimento è solo uno, si ha:

$$F_{S,pd,ser} = 11521.3 \quad (7.198)$$

3) In base alle quote della Tabella 7.10, si ottiene:

$$- \alpha_B = \frac{e_1}{3d_0} = \frac{30}{3*18} = 0.55; \quad (7.199)$$

$$- k_1 = 2.5; \quad (7.200)$$

La resistenza a rifollamento della piastra, avente spessore minore, nella direzione verticale è:

$$F_{b,Rd-v} = 0.55 * 2.5 * 360 * 16 * \frac{8}{1.25} = 50688 \text{ N}; \quad (7.201)$$

4) Il componente che presenta le minori aree a taglio e trazione è la piastra terminale. Come per il NODO TRAVE PONTE – FLANGIA, esse sono:

$$A_{NT} = 4 * t_P * \left(e_1 - \frac{d_0}{2}\right) = 4 * 8 * \left(30 - \frac{18}{2}\right) = 672 \text{ mm}^2; \quad (7.202)$$

$$A_{NV} = 2 * t_P * (p_2 - d_0) = 2 * 8 * (68 - 18) = 800 \text{ mm}^2; \quad (7.203)$$

Ne consegue:

$$V_{Rd} = \frac{360 * 672}{1.25} + \frac{800 * 235}{1.05 * \sqrt{3}} = 296609 \quad (7.204)$$

Si considera un taglio puramente verticale sia al punto 3) che al 4), poiché si è visto che $T_Y \gg T_Z$ in qualsiasi configurazione.

5) La resistenza a punzonamento supera quella a trazione del bullone, dunque è omessa.

6), 7) Gli elementi critici di questo gruppo di collegamento sono le anime dei due profilati coinvolti, in particolare quella dell'IPN240, che subisce delle sollecitazioni laterali. Le verifiche eseguite hanno lo scopo di mostrare la bontà di questo tipo di collegamento trave-trave, certamente inusuale ma non insensato.

Analizzando nel complesso le possibili forze (trazione e taglio) trasmesse dai bulloni alle membrature, si giunge a riassumere che:

- le forze assiali generano trazione laterale sull'anima dell'IPN, trazione sul pannello d'anima dell'HEAA e sulla sua piastra estremale;
- le forze di taglio sono responsabili dei corrispettivi effetti sulle anime, nonché del possibile tranciamento della piastra (elemento più sottile). Si ricorda, infatti, che l'origine del taglio è assunta sulla superficie di contatto tra anima della via di corsa e piastra estremale del traverso.

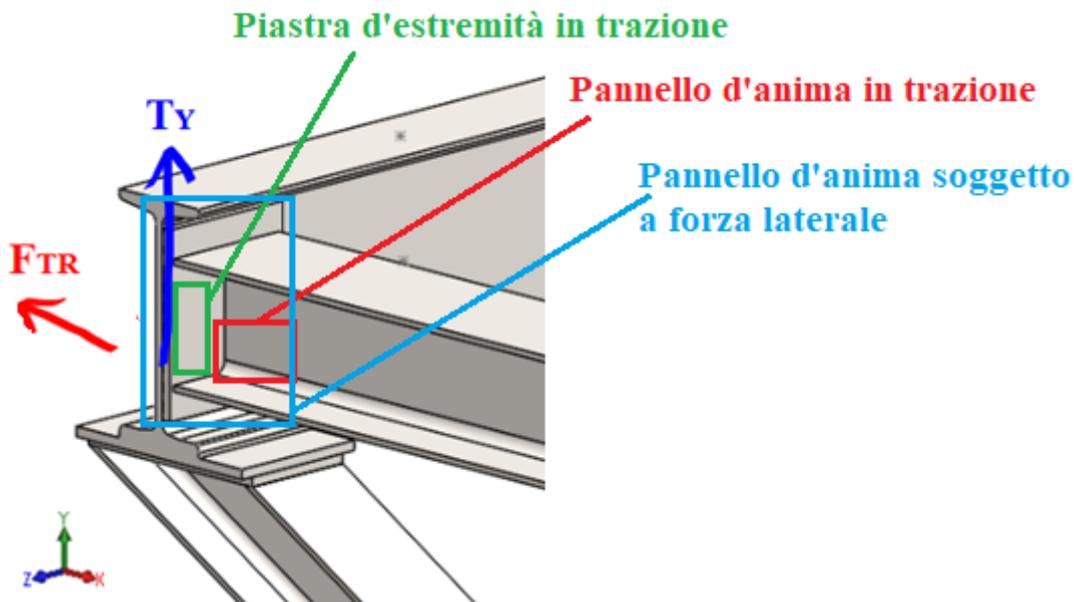


Figura 7.27: effetti delle forze assiali e taglianti, nodo triplo anteriore - collegamento laterale

1. Pannello d'anima della via di corsa soggetto a trazione laterale

L'anima dell'IPN è soggetta a forze assiali, trasmesse dai bulloni, lungo la direzione d'asse del traverso HEAA. Il controllo della tenuta dell'anima può essere effettuato sia con il metodo del T-Stub equivalente, sia con alcune formule reperibili da manuali tecnici^[13] e valide per il modo di collasso 1 fin qui utilizzato:

$$F_{TC} = \frac{f_Y t_w^2}{\gamma_{M0}} * \frac{2}{1-\beta} * (\eta + 1.5(1-\beta)^{0.5}(1-\gamma)^{0.5}) \quad (7.205)$$

Si precisa che l'Equazione 7.205 reperita dal relativo manuale tecnico prevede di utilizzare f_U/γ_{M2} anziché f_Y/γ_{M0} . Tuttavia, poiché in ambito meccanico, rispetto a quello civile-strutturale, non si accetta la plasticizzazione della travatura, si è ritenuto opportuno limitare il calcolo allo snervamento.

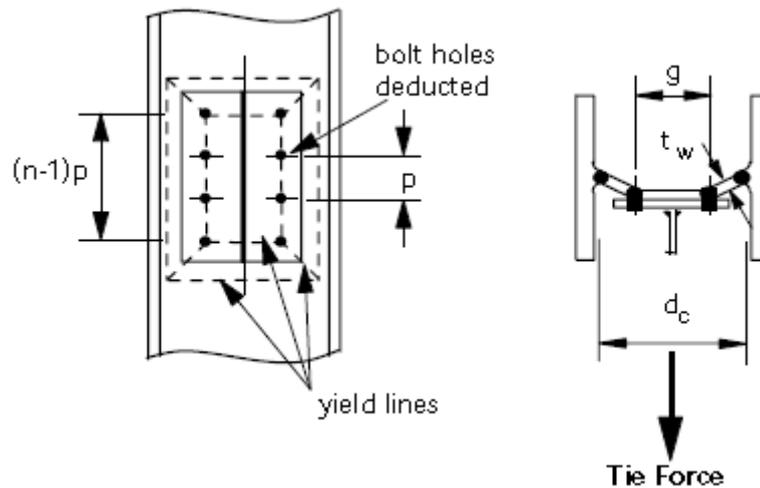


Figura 7.28 collegamento trave-trave con carico laterale dell'anima^[13]

Questa trattazione prevede di considerare l'HEAA come un T-Stub che imprime all'anima dell'IPN una forza laterale. Tuttavia, nel caso in esame, come si vede dalla Figura 9.9 dell'Appendice, le forze assiali di trazione sono su una delle coppie di bulloni, e non su tutti e quattro: pertanto, si considera una sola metà del T-Stub, ponendo la quota $g = 0$. Dalla Figura 7.28 è possibile dedurre i rapporti adimensionali:

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma = \frac{d_0}{d} = \frac{18}{192.5} = 0.094; \quad (7.206) \\ \beta = \frac{0}{d} = 0; \quad (7.207) \\ \eta = \frac{p_1 - d_0}{d} = \frac{80 - 18}{192.5} = 0.322; \quad (7.208) \end{array} \right.$$

La capacità resistente dell'anima della via di corsa è:

$$F_{TC} = \frac{235 * 8.7^2}{1.05} * \frac{2}{1} * (0.322 + 1.5 * 1 * 0.906^{0.5}) = 59282 \text{ N} \quad (7.209)$$

Pertanto, il valore con cui comparare F_{TC} è la risultante complessiva di trazione a cui sono soggetti i bulloni della stessa riga, ovvero:

$$F_{TR,TOT} = 2F_{TR(B_A)} \quad (7.210)$$

Si ricorda che questa è la massima spinta laterale che può essere accettata sull'anima, prima di creare cerniere plastiche in prossimità dei raccordi con le flange.

I manuali tecnici consultati^[13] per studiare questo tipo di collegamento precisano che, nel caso in cui la forza laterale superasse F_{TC} , si dovrebbero inserire degli irrigidimenti trasversali per incrementare la resistenza dell'anima. Tuttavia, è buona pratica di carpenteria inserire sempre delle costole trasversali nei punti di nodo tra le travature, per evitare variabilità di forma della sezione del profilato^[16]: ciò, infatti, ne andrebbe a minare le proprietà resistenti, causandone un abbattimento anche considerevole. Tale problema, denominato “*distortional lateral buckling*”, è oggetto di svariate ricerche in letteratura, con l'obiettivo di ricavare delle formule che possano determinare la percentuale di perdita di momento resistente $M_{B,Rd}$ di una travatura soggetta ad instabilità laterale^{[14][15]}.

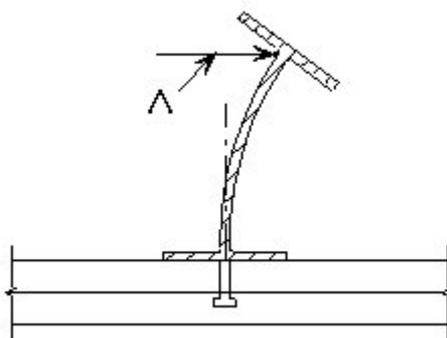


Figura 7.29 esempio di lateral distortional buckling^[14]

L'inserimento degli irrigidimenti trasversali sottende ad alcune regole pratiche, accettate anche dalla norma UNI EN 1993-1-5:

- $t_c \geq t_w$, laddove t_c è lo spessore della costola;
- $l_c \geq 5t_w$, laddove l_c è la lunghezza della costola;
- $\frac{a}{d} \leq 1$, laddove a è l'interasse tra le costole.

La scelta effettuata in questo caso è quella di posizionare due costole da $t_c = 10 \text{ mm}$, e con altezza pari a tutta quella effettiva dell'IPN tra le flange ($= d = 192.5 \text{ mm}$), e con larghezza $l_c = 45 \text{ mm}$. Tali irrigidimenti vengono previsti ad una distanza di 35 mm dall'estremità della trave, e di 10 mm dal bordo della piastra sul collegamento laterale. La loro presenza ha portato ad una leggera modifica del layout strutturale, consistente in

un allungamento di $35 \frac{mm}{lato}$ della via di corsa oltre l'appoggio con il reggimensola, in modo da non ridurre il finecorsa complessivo preventivato.

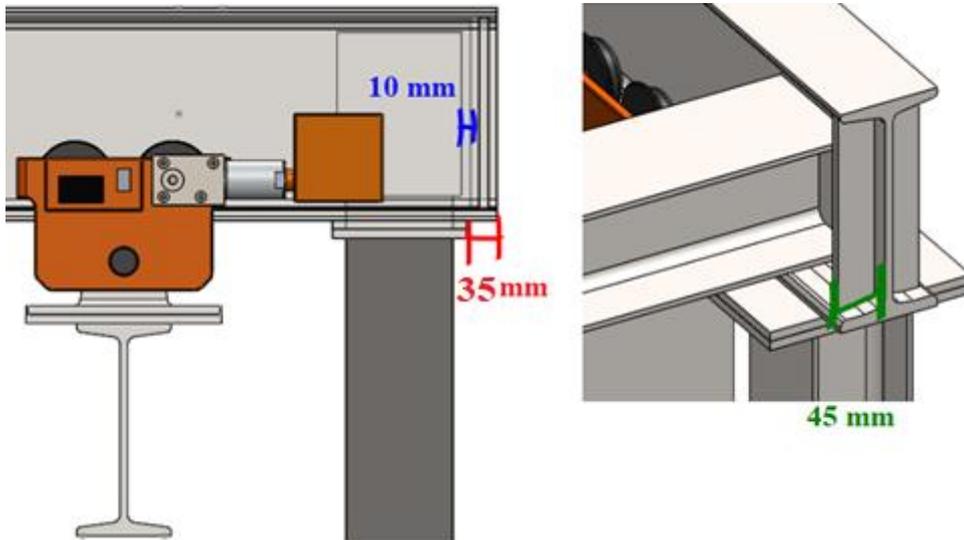


Figura 7.30 irrigidimenti trasversali dell'anima della via di corsa

2. Resistenza della piastra d'estremità in tensione

Sfruttando le quote della Figura 7.26:

$$m_{XS} = 24^* - 0.8 * 5 * \sqrt{2} = 18.3 \text{ mm}; \quad (7.211)$$

$$m_p = \frac{150 - 4.3}{2} - 30 - 0.8 * 12 = 33.25 \text{ mm}; \quad (7.212)$$

$$e_p = 30; \quad (7.213)$$

$$\lambda_1 = \frac{33.25}{33.25 + 30} = 0.53, \lambda_2 = \frac{18.3}{33.25 + 30} = 0.29 \rightarrow \alpha = 2\pi \quad (7.214)$$

$$L_{EFF} = 2\pi m_p = 208.9 \quad (7.215)$$

$$F_{A,Rd} = \frac{L_{EFF} t_p^2 f_Y}{m_p \gamma_{M0}} = \frac{208.9 * 8^2 * 235}{33.25 * 1.05} = 89992 \text{ N} \quad (7.216)$$

Questo valore, insieme a quello del successivo punto **3**), deve essere comparato con $2F_{TR(B_4)}$.

3. Resistenza a trazione del pannello d'anima del traverso

Sulla riga più critica, si ha una lunghezza efficace come quella della piastra d'estremità:

$$A_{VT} = 2302 - 2 * 140 * 6 + 6 * (2 * 12 + 4.3) = 791.8 \text{ mm}^2 \quad (7.217)$$

$$\omega = 0.61; \quad (7.218)$$

$$F_{WB,Rd} = \frac{\omega b_{EFF} t_w f_Y}{\gamma_{M0}} = 122635 \text{ N} \quad (7.219)$$

4. Resistenza a taglio dell'anima del traverso e della via di corsa

Le due aree a taglio, calcolate con i metodi già visti in questo capitolo, sono:

$$A_{IPN} = 2174.7 - 2 * 18 * 8.7 = 1861.5 \text{ mm}^2; \quad (7.220)$$

$$A_{HEAA} = 791.8 \text{ mm}^2; \quad (7.221)$$

Il termine sottrattivo all'area dell'IPN rappresenta le deduzioni per i quattro fori dei bulloni. Impiegando la solita Equazione 7.39, si ottiene pertanto:

$$V_{Rd-IPN} = \frac{1861.5 * 235}{\sqrt{3} * 1.05} = 240536 \text{ N}; \quad (7.222)$$

$$V_{Rd-HEAA} = \frac{791.8 * 235}{\sqrt{3} * 1.05} = 102314 \text{ N}; \quad (7.223)$$

Questi valori devono essere comparati con la sollecitazione totale di taglio T_Y .

Nella Tabella 7.11 sono riassunte tutte le resistenze trovate, e vengono inserite anche le forze (prelevate dal foglio di calcolo dell'Appendice) trovate sulle viti. Le direzioni di riferimento (con lettera maiuscola) sono quelle del sistema di coordinate globale. Le sollecitazioni di riferimento sono evidenziate in rosso.

FORZA [N]		RESISTENZA [N]				
ASSIALE	Trazione laterale anima IPN		Trazione pannello d'anima HEAA		Trazione bulloni	Piastra d'estremità
	59282 > 2F _{TR}		122635 > 2F _{TR}		39508 > F _{TR}	89992 > 2F _{TR}
TAGLIO	Tranciamento piastra	Taglio IPN	Taglio HEAA	Rifollamen.	Taglio bulloni	Scorrimen.
	296609 >	240536 > T _Y	102314 > T _Y	50688 > F _T	15799 > F _T	11521.3 > F _T

Tabella 7.11: panoramica delle resistenze al collegamento laterale del nodo triplo anteriore

SOLLECITAZIONE [N]		ESTREMO APPARTENENTE A	
		TRAVE IX	TRAVE X
ASSIALE (F _{TR})		398	13711
TAGLIO (F _T)	Direzione Y	6060	-2810
	Direzione Z	430	0
TAGLIO COMPLESSIVO (T _Y)		21960	

Tabella 7.12: panoramica delle sollecitazioni al collegamento laterale del nodo triplo anteriore

Analizzando le due tabelle, emerge che le sollecitazioni siano, in tutti i possibili casi, minori delle relative resistenze.

Per quanto riguarda invece le saldature, il cordone su cui grava la sollecitazione è di forma doppio T, con dimensioni:

- $a_1 = 140 = mm;$ (7.224)

- $a_2 = \frac{140-4.3}{2} - 0.8 * 12 = 58.25 mm;$ (7.225)

- $a_3 = 92 - 6 = 86 mm.$ (7.226)

Le sollecitazioni prese come riferimento per il suo dimensionamento sono quelle della trave IX. Quindi:

- T_Y è responsabile di una τ_{PL} nei cordoni d'anima:

$$\tau_{PL} = \frac{T_Y}{2 * 5 * 86} = \frac{21960}{860} = 25.5 MPa \quad (7.227)$$

- le forze prodotte da $M_{F,Z}, T_Z, M_{F,Y}$ si accompagnerebbero ad una coppia di σ_{PR}, τ_{PR} , sui cordoni delle ali ($M_{F,Y}, T_Z$) e dell'anima ($M_{F,Z}$). A posteriori vengono però escluse, poiché, si avrebbero tensioni irrisorie.

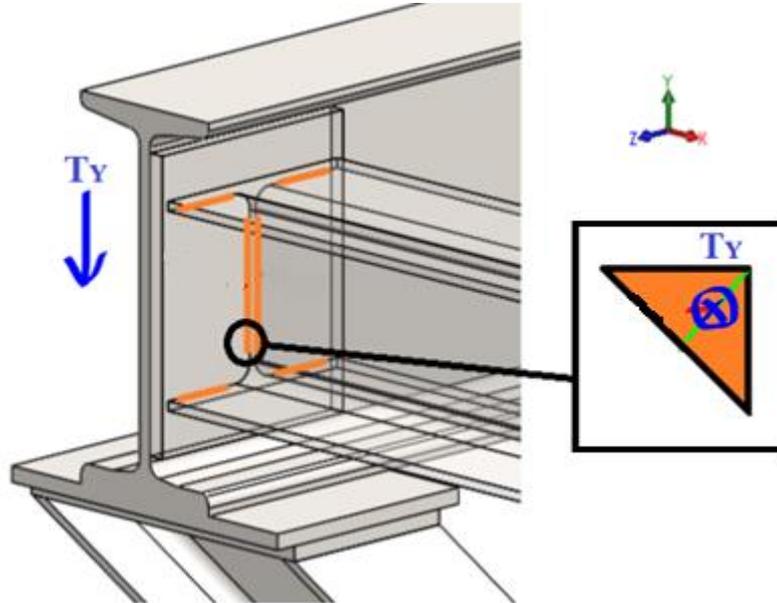


Figura 7.31: risultante delle forze orizzontali sul cordone doppio T

La verifica complessiva eseguita per le porzioni d'anima è soddisfatta, essendo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3 * (25.5^2)} = 44.2 \text{ MPa} < \frac{360}{0.8 * 1.25 * 1.5} \quad (7.228)$$

7.5.2 GRUPPO DI COLLEGAMENTO INFERIORE:

Il secondo gruppo di collegamento è quello tra la via di corsa e il reggimensola. Vengono riportate in Figura 7.32 e Tabella 7.13 le quote della piastra scelta per questo collegamento. Occorre notare che il profilato HEAA deve essere tagliato con angolo di 60° e dunque, sul lato di contatto con la via di corsa, assume dimensioni $120 * \frac{109}{\cos(60^\circ)} = 120 * 218 \text{ mm}$. Si sceglie allora una piastra da $150 * 220$, per poter soddisfare il piazzamento dei bulloni a quote idonee.

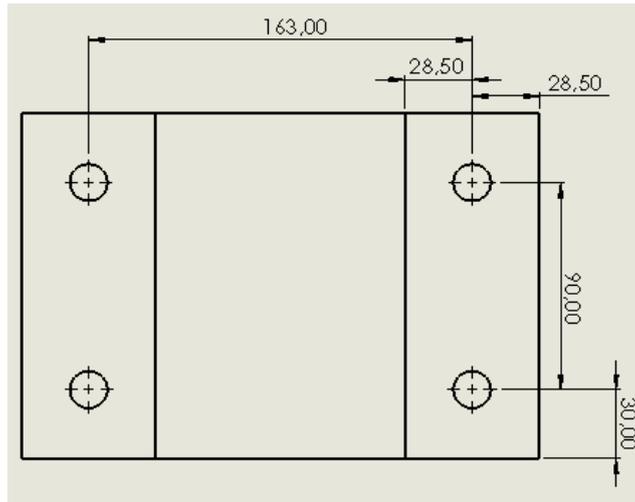


Figura 7.32 quote della piastra del nodo triplo anteriore - collegamento inferiore

QUOTE PIASTRA 150x220				
e_1 [mm]	e_2 [mm]	e_i [mm]	p_1 [mm]	p_2 [mm]
30	28.5	28.5	90	163

Tabella 7.13: quote funzionali piastra 150x220, nodo via di corsa – reggimensola

Le verifiche di questo gruppo, oltre a quelle consuete di trazione e taglio delle viti, saranno effettuate sulla piastra e sul pannello d'anima del reggimensola. Ciò viene mostrato in Figura 7.33. Si procede pertanto come fatto per il gruppo di collegamento laterale, riassumendo in due tabelle definitive tutti i dati di resistenza e sollecitazione.

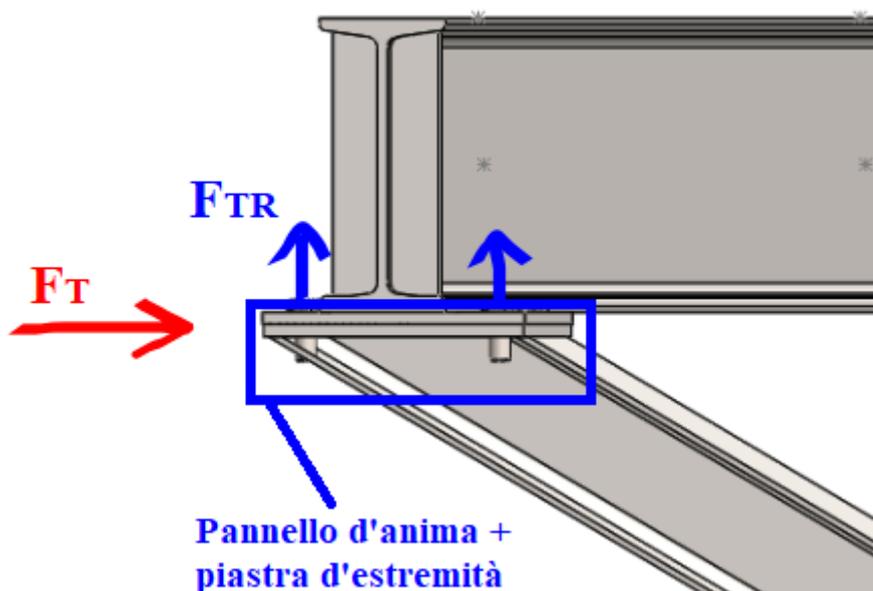


Figura 7.33: riassunto grafico delle verifiche al nodo triplo anteriore – collegamento inferiore

1), 2), 3) rispetto al COLLEGAMENTO LATERALE, i valori numerici sono gli stessi;

4) La resistenza al tranciamento, considerando come direzione di taglio principale X , è:

$$A_{NT} = 4 * t_P * \left(e_2 - \frac{d_0}{2} \right) = 4 * 8 * \left(28.5 - \frac{18}{2} \right) = 624 \text{ mm}^2 \quad (7.229)$$

$$A_{NV} = 2 * t_P * (p_2 - d_0) = 2 * 8 * (90 - 27) = 1008 \text{ mm}^2 \quad (7.230)$$

Infine:

$$V_{Rd} = \frac{624 * 360}{1.25} + \frac{1008 * 235}{1.05 * \sqrt{3}} = 309422 \text{ N} \quad (7.231)$$

5) Questa resistenza è omessa, in quanto il suo valore è noto ed è superiore a quella a trazione dei bulloni.

6), 7) Come anticipato ad inizio paragrafo, le verifiche sono di due tipi.

1. Piastra d'estremità in tensione

Si verifica la piastra sottoposta a sforzo assiale:

$$L_{EFF} = 0.5B_P = 75 \text{ mm} \quad (7.231)$$

$$m = 28.5 - 5 * 0.8 * \sqrt{2} = 22.8 \text{ mm} \quad (7.232)$$

$$F_{A,Rd} = \frac{75 * 235 * 8^2}{1.05 * 22.8} = 47117 \text{ N} \quad (7.233)$$

2. Pannello d'anima del reggimensola in trazione

In questo caso, $b_{EFF} = L_{EFF} = 75 \text{ mm}$, quindi $\omega = 0.87$. Pertanto:

$$F_{WB,Rd} = \frac{0.87 * 4.2 * 75 * 235}{1.05} = 61335 \text{ N} \quad (7.234)$$

Si riassume quanto trovato sia per le resistenza che per le sollecitazioni.

FORZA		RESISTENZA [N]		
ASSIALE	Trazione bullone	Piastra d'estremità		Pannello d'anima
	39508 > F _{TR}	47117 > 2F _{TR}		61335 > 2F _{TR}
TAGLIO	Taglio bullone	Rifollamento	Tranciamento piastra	Scorrimento
	15799 > F _T	50688 > F _T	309422 > T _X	11521.3 > F _T

Tabella 7.14: panoramica delle resistenze al collegamento inferiore del nodo triplo anteriore

SOLLECITAZIONE [N]		ESTREMO APPARTENENTE A	
		TRAVE IX	TRAVE VIII
(F _{TR}) ASSIALE (Y)		6546	783
(F _T) TAGLIO	Direzione X	212	5257
	Direzione Z	425	428
TAGLIO COMPLESSIVO (T _X)			17926

Tabella 7.15: sollecitazioni al collegamento inferiore del nodo triplo anteriore

Dalla Figura 7.33 è possibile osservare il tipo di cordone che unisce la piastra e la piattabanda inferiore dell'IPN240: si tratta di una soluzione con due porzioni longitudinali da 150 mm, a cui si aggiunge il cordone a doppio T che collega la piastra con il reggimensola. Per semplicità, si ipotizza che lavori a resistenza solo quest'ultimo, il cui equilibrio di reazioni è visibile in Figura 7.33. Le due porzioni delle ali sono lunghe $a_2 = 48.3 \text{ mm}$ e distano $\frac{98}{\cos(60^\circ)} = 196 \text{ mm}$. I cordoni d'anima sono invece da $a_3 = \frac{74-5.5}{\cos(60^\circ)} = 137 \text{ mm}$. Le sollecitazioni di riferimento sono quelle della trave VIII, in cui si ha:

- la risultante tra N e T , inclinate in base all'angolo del reggimensola, genera $\sigma_{PR} = \tau_{PR}$. La forza verticale T è la somma dei contributi dati da T_Y e $M_{F,Z}$:

$$T = \sqrt{\left(\frac{T_Y}{4}\right)^2 + \left(\frac{M_{F,Z} * 10^6}{4 * \frac{196}{2}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{720}{2}\right)^2 + 2933.7^2} = 2955.7 \text{ N} \quad (7.235)$$

$$\theta_T = 90^\circ - \arccos\left(\frac{2933.7}{2955.7}\right) = 83^\circ; \quad (7.236)$$

$$N = \frac{N}{4} = \frac{20970}{4} = 5245.5 \text{ N}; \quad (7.237)$$

$$F = \sqrt{2955.7^2 + 5245.5^2} = 6021 \text{ N}; \quad (7.238)$$

$$\alpha = 30^\circ - \arccos\left(\frac{T^2 - (N^2 + F^2)}{-2NF}\right) = 0.6^\circ \approx 0^\circ \quad (7.239)$$

$$\sigma_{PR} = \tau_{PR} = \frac{F \cos(45^\circ)}{5 * 48.3} = 17.6 \text{ MPa}; \quad (7.240)$$

- $M_{F,Y}$ crea un effetto torcente:

$$\tau_T = \frac{M_{F,Y} * 10^6 * \sqrt{\left(\frac{106}{2}\right)^2 + \left(\frac{150}{2}\right)^2}}{5 * \frac{150}{6} (150^2 + 3 * 106^2)} = 4.3 \text{ MPa} \quad (7.241)$$

La verifica complessiva eseguita per le porzioni orizzontali è soddisfatta, essendo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{17.6^2 + 3 * (17.6^2 + 4.3^2)} = 36 \text{ MPa} \leq 240 \text{ MPa} \quad (7.242)$$

$$\sigma_{PR} = 17.6 \text{ MPa} \leq 259.2 \text{ MPa}. \quad (7.243)$$

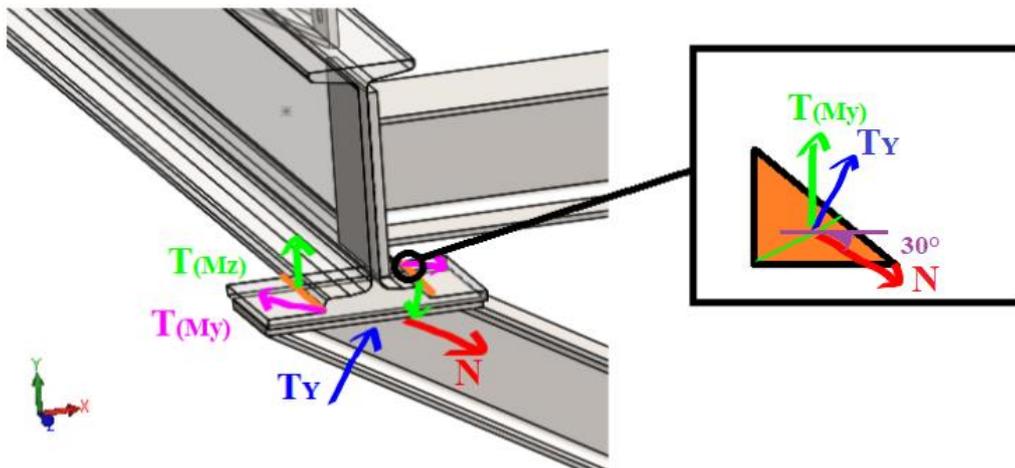


Figura 7.33 sollecitazioni nel cordone di saldatura, collegamento inferiore, nodo triplo

7.6 NODO TRIPLO POSTERIORE

Si tratta del nodo in cui convergono le travi *III, XI, XII*; come nel precedente caso, si segue il dimensionamento distinguendo il collegamento sulla piattabanda inferiore dell'IPN240 rispetto a quello che avviene sull'anima. Le sollecitazioni scelte sono quelle più alte fra:

- 1) travi *III e XII* per la piattabanda inferiore;
- 2) travi *XI e XII* per la porzione sull'anima.

In Appendice è allegato il foglio di calcolo per ottenere le sollecitazioni di riferimento.

7.6.1 GRUPPO DI COLLEGAMENTO LATERALE:

Per quanto concerne il gruppo tra IPN240 e HEAA140, lo schema quotato della piastra viene evitato, poiché uguale al nodo precedente. Per una questione di chiarezza viene invece ripetuta la tabella con le quote riassuntive.

PIASTRA 185x140 NODO VIA DI CORSA – TRAVERSO A SBALZO			
e_1 [mm]	e_2 [mm]	p_1 [mm]	p_2 [mm]
30	58.5	80	68

Tabella 8.16: quote funzionali piastra 185x140, nodo via di corsa – traverso a sbalzo

Verranno omesse le formule di calcolo, e forniti direttamente i risultati finali, poiché i profilati e le quote dei fori sono invariati rispetto al paragrafo precedente.

FORZA [N]	RESISTENZA [N]					
		Trazione laterale anima IPN		Trazione pannello d'anima HEAA		Trazione bulloni
ASSIALE	$59282 > 2F_{TR}$		$122635 > 2F_{TR}$		$39508 > F_{TR}$	$89992 > 2F_{TR}$
TAGLIO	Tranciamento	Taglio IPN	Taglio HEAA	Rifollamen.	Taglio bulloni	Scorrimen.
	$296636 > T_Y$	$240536 > T_Y$	$102314 > T_Y$	$50688 > F_T$	$55296 > F_T$	$11521.3 > F_T$

Tabella 7.17: panoramica delle resistenze al collegamento laterale del nodo triplo posteriore

SOLLECITAZIONE [N]		ESTREMO APPARTENENTE A
		TRAVE XI
(F _{TR}) ASSIALE (X)		27078
(F _T) TAGLIANTE	Direzione Y	3425
TAGLIO COMPLESSIVO T _Y		13700

Tabella 7.18: panoramica delle sollecitazioni al collegamento laterale del nodo triplo posteriore

Per quanto riguarda invece le saldature, il cordone su cui grava la sollecitazione è come quello del COLLEGAMENTO LATERALE.

Quindi:

- T_Y è responsabile di una τ_{PL} nei cordoni d'anima:

$$\tau_{PL} = \frac{T_Y}{2 * 5 * 86} = \frac{13700}{2 * 5 * 86} = 15.9 \text{ MPa}; \quad (7.244)$$

- la forza orizzontale data da $N, M_{F,Z}$ genera una coppia di σ_{PR}, τ_{PR} sostenuta dai cordoni delle ali, esattamente come nel NODO TRAVERSO-PILASTRO:

$$H_1 * 109 + 2 * 98 * H_2 = 3.48 * 10^6; \quad (7.245)$$

$$H_1 = 12201 \text{ N} + \frac{2210}{6} = 12569.4 \text{ N}; \quad (7.246)$$

$$H_2 = 11338 \text{ N}; \quad (7.247)$$

$$\sigma_{PR2} = \tau_{PR2} = \frac{11338 * \frac{\sqrt{2}}{2}}{5 * 48.3} = 33.2 \text{ MPa} \quad (7.248)$$

- la reazione, orizzontale, data da $M_{F,Y}$ produce una $\sigma_{PR1} = \tau_{PR1}$ che grava sui cordoni esterni delle flange,

$$\sigma_{PR} = \tau_{PR} = \frac{0.15 * 10^6}{\frac{5}{\sqrt{2}} * \frac{109^2}{6} * 2} = 10.7 \text{ MPa} \quad (7.249)$$

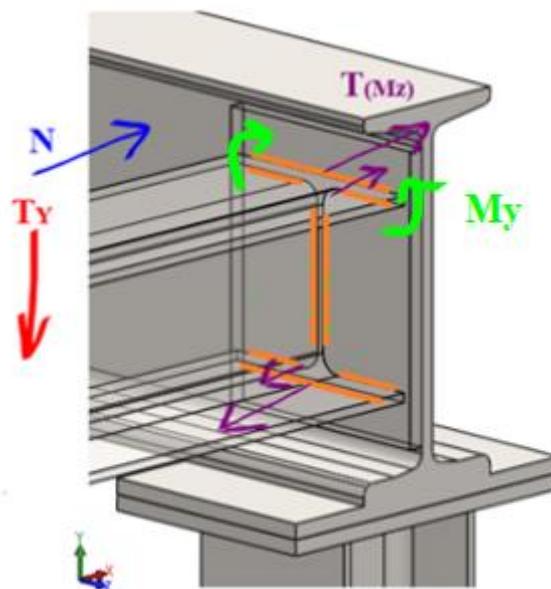


Figura 7.34 risultante delle forze orizzontali sul cordone doppio T

La verifica complessiva eseguita per le porzioni d'anima è soddisfatta, essendo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{33.2^2 + 3 * 33.2^2} = 66.4 \text{ MPa} \leq 360 \text{ MPa} \quad (7.250)$$

$$\sigma_{PR} = 33.2 \text{ MPa} \leq 259.2 \text{ MPa} \quad (7.251)$$

7.6.2 GRUPPO DI COLLEGAMENTO INFERIORE:

Il secondo gruppo di collegamento è quello tra la via di corsa e il reggimensola. In Tabella 7.19 vengono ripetute le quote caratteristiche della piastra di collegamento.

QUOTE PIASTRA 150x220				
e ₁ [mm]	e ₂ [mm]	e _i [mm]	p ₁ [mm]	p ₂ [mm]
30	28.5	28.5	90	163

Tabella 7.19: quote funzionali piastra 150x220, nodo via di corsa – pilastro

Le verifiche a resistenza sono immutate, in confronto al gruppo inferiore del nodo triplo anteriore. Tuttavia, come emerge dalla consultazione dell'Appendice, lo sforzo di taglio complessivo è irrisorio. Pertanto si decide di omettere tutte gli annessi controlli.

FORZA	RESISTENZA [N]		
ASSIALE (F _{TR})	Trazione bullone	Piastra d'estremità	Pannello d'anima
	39508 > F _{TR}	47117 > 2F _{TR}	61335

Tabella 7.20: panoramica delle resistenze al collegamento inferiore del nodo triplo posteriore

SOLLECITAZIONE [N]	ESTREMO APPARTENENTE A
	TRAVE III
F _{TR} ASSIALE (Y)	15848

Tabella 7.21: panoramica delle sollecitazioni al collegamento inferiore del nodo triplo posteriore

Il tipo di cordone che unisce la piastra e la piattabanda inferiore dell'IPN240 è una soluzione con due porzioni longitudinali da 150 mm e una trasversale da 106 mm, a cui si accompagna il cordone doppio T sul profilo HEAA. Si decide di attribuire la resistenza complessiva solo a quest'ultimo, in modo da avere un dimensionamento cautelativo e più semplice da sviluppare. Le sollecitazioni di riferimento sono quelle della trave III:

- la risultante verticale tra N e $M_{F,Z}$, genera $\sigma_{PR} = \tau_{PR}$. Il contributo di momento è proporzionale alla distanza dal baricentro:

$$\begin{cases} M_{F,Z} = H_1 * 109 + H_2 * 2 * 98; & (7.252) \\ H_1 = \frac{M_{F,Z}}{109 + 2 * \frac{98^2}{109}} = \frac{3.58 * 10^6}{285.2} = 12551.7 \text{ N}; & (7.253) \end{cases}$$

$$N = \frac{N}{4} = \frac{13910}{4} = 3477.5 \text{ N}; \quad (7.254)$$

$$\sigma_{PR1} = \tau_{PR1} = \frac{(H_1+N) * \frac{\sqrt{2}}{2}}{5 * 120} = 18.9 \text{ MPa}; \quad (7.255)$$

- la reazione a $M_{F,Y}$ produce una coppia di σ_{PR1}, τ_{PR1} che grava sui cordoni più esterni delle ali:

$$\sigma_{PR1} = \tau_{PR1} = \frac{\frac{M_{F,Y}}{4}}{5/\sqrt{2} * \frac{109^2}{6}} = 12.3 \text{ MPa}; \quad (7.256)$$

- T_Y è responsabile di una τ_{PL} nei cordoni d'anima:

$$\tau_{PL} = \frac{T_Y}{2 * 5 * 86} = \frac{2150}{2 * 5 * 86} = 2.5 \text{ MPa}; \quad (7.257)$$

La verifica complessiva eseguita per le porzioni delle ali è soddisfatta, essendo:

$$\begin{aligned} \sigma_{VM} &= \sqrt{(18.9^2 + 12.3^2) + 3 * (18.9^2 + 12.3^2)} \\ &= 45.1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.258)$$

8. ANALISI FEM E COMPARAZIONE RISULTATI

La progettazione dell'apparecchio di sollevamento termina con una serie di analisi FEM che servono a sostenere e validare i calcoli manuali, permettendo di valutare il comportamento della struttura nella sua interezza.

Per l'esecuzione della mesh tramite il software *Solidworks* sono stati fissati i seguenti criteri:

1) mesh basata su curvatura: in questo modo la mesh si infittisce nelle zone caratterizzate da raggi di curvatura diversi (come i raccordi), e si può tenere in conto della geometria di tutte le features in modo appropriato;

2) mesh di qualità alta (molto fine): gli elementi costituenti sono dei tetraedri parabolici, definiti da quattro nodi angolari, sei intermedi sui bordi e sei spigoli.

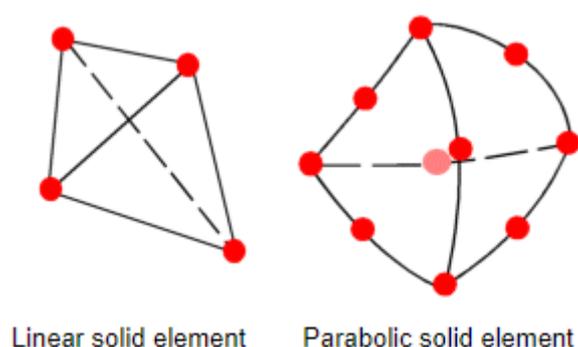


Figura 8.1^[1]: dettagli del tipo di mesh

La differenza con i tetraedri lineari (mesh di bassa qualità – grezza) è visibile in Figura 8.1. Si sceglie di usare la massima qualità della mesh in quanto permette di avere risultati matematicamente più precisi, poiché questi elementi riescono ad adattarsi meglio alle feature ricurve o alle particolari geometrie di un assieme;

3) mesh congruente: i corpi a contatto tra loro in un assieme sono meshati in modo che i nodi dei tetraedri d'estremità coincidano tra loro. Questo permette di avere una maglia continua e compatta, agevolando la qualità dei risultati; tuttavia, come si nota in Figura 8.2, costringe il programma ad aumentare l'*aspect ratio* per far coincidere i tetraedri in prossimità delle zone con spigoli vivi o raccordi molto piccoli. Dal punto di vista pratico, questo porterà allo sviluppo di tensioni puntiformi molto alte, che però sono solo legate ad un problema computazionale, risolvibile eseguendo una diagnostica successivamente alle simulazioni. Ciò è visibile in Figura 8.9.

Si precisa inoltre che, per questioni di semplicità nello svolgimento delle simulazioni e per quanto detto al punto **3)**, i carrelli di traslazione sulle vie di corsa vengono sostituiti con degli equivalenti aventi una geometria molto semplificata, ma le stesse quote funzionali.

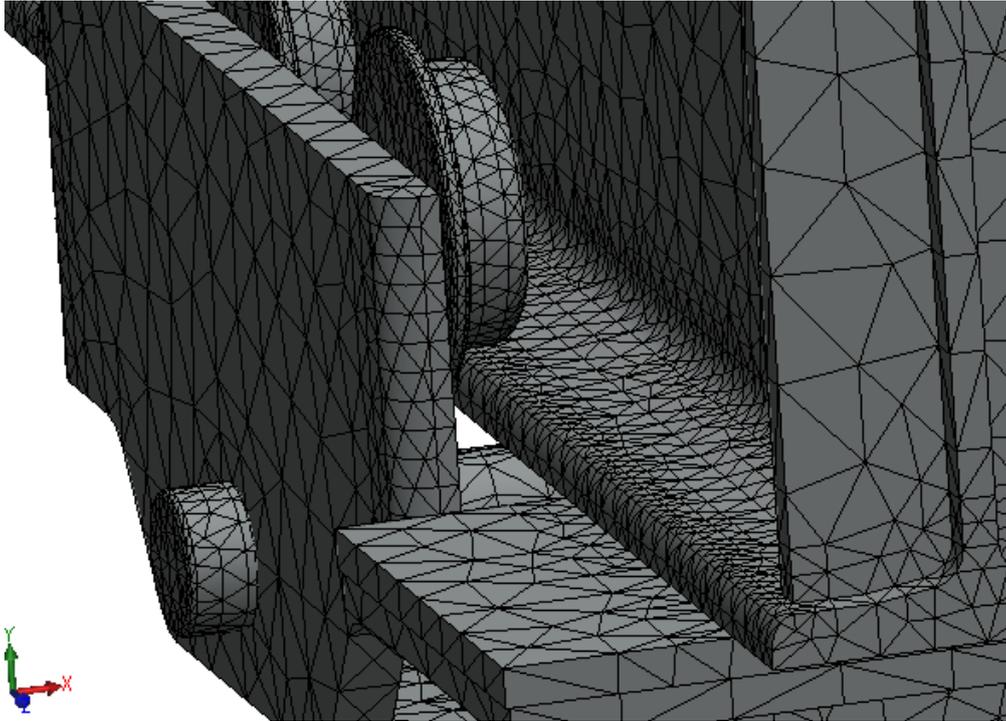


Figura 8.2: dettagli sulla congruenza della mesh

I dettagli della mesh sono visibili in Figura 8.3.

Mesh Dettagli	
Nome studio	Analisi statica 2 (-Mezzeria-)
Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Mesher usato	Mesh basata su curvatura
Punti Jacobiani	4 punti
Dimensione max elemento	39.3171 mm
Dimensione min elemento	7.86342 mm
Qualità mesh	ottima
Nodi totali	882451
Elementi totali	459780
Rapporto di aspetto massimo	60.838
Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto < 3	58.8
Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto > 10	1.63
% di elementi distorti (jacobiano)	0
Mesh non congruente nelle parti fallite in precedenza	Disattivo

Figura 8.3: dettagli riassuntivi della mesh

I vincoli di base sono degli incastri (geometria fissa), sulle facce delle piastre che si trovano sui quattro pilastri.

Il carico viene invece applicato localmente, utilizzando come riferimento dei punti tracciati sulle ali della trave ponte e opportunamente posizionati per avere congruenza con le procedure di calcolo manuali. Non si tiene in conto dell'effetto della gravità, poiché i carichi applicati prevedono la maggiorazione del peso proprio della struttura tramite il coefficiente φ_1 .

I dettagli complessivi su quanto appena detto sono riportati in Figura 8.4.

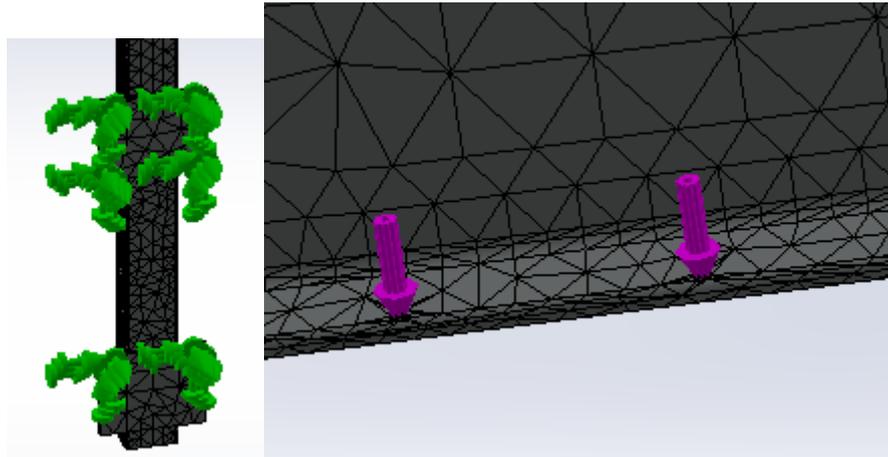


Figura 8.4: dettagli sui vincoli e i carichi applicati

8.1 PRIMO CASO DI STUDIO: MEZZERIA

Si studia il comportamento dell'intera struttura quando il carico è sul finecorsa del ponte e sulla mezzeria della via di corsa. Il carico è equipartito tra i quattro punti che simboleggiano il contatto tra la flangia del ponte e le rotelle del carrello dell'argano, e ciascuna forza vale:

$$F_i = \frac{C_{RIF}^{TOT}}{4} = \frac{25012}{4} = 6253 \text{ N}; \quad (8.1)$$

$$H_B = \frac{1250}{2} = 625 \text{ N}; \quad (8.2)$$

Si aggiunge anche il contributo della forza orizzontale trasversale H_B , che preme sulla via di corsa.

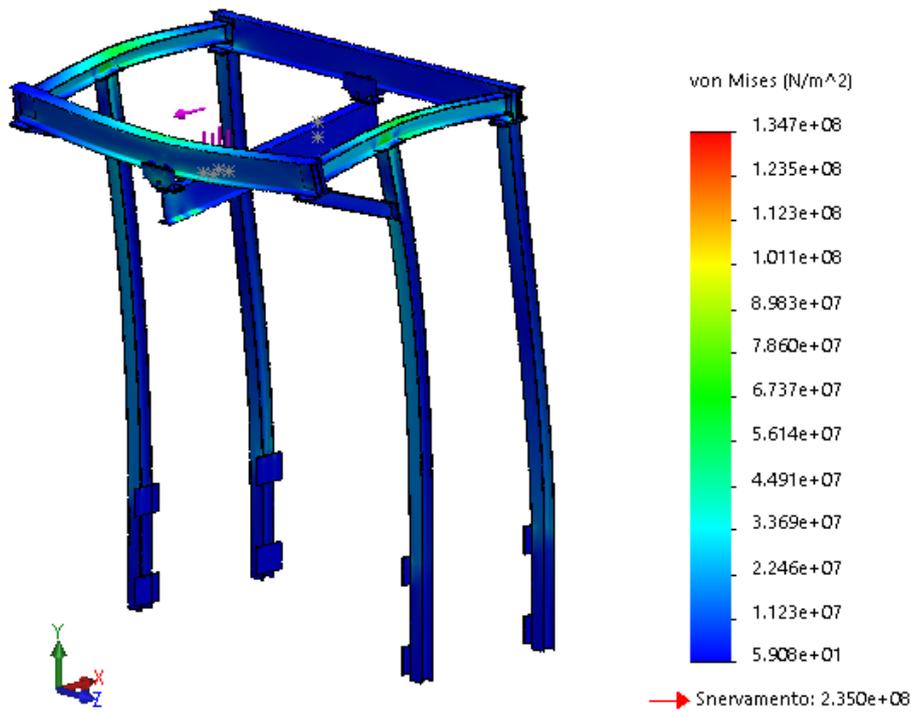


Figura 8.5: tensione risultante dalla FEM, CASO 1

Lo spostamento assoluto del telaio sotto carico è invece mostrato in Figura 8.6.

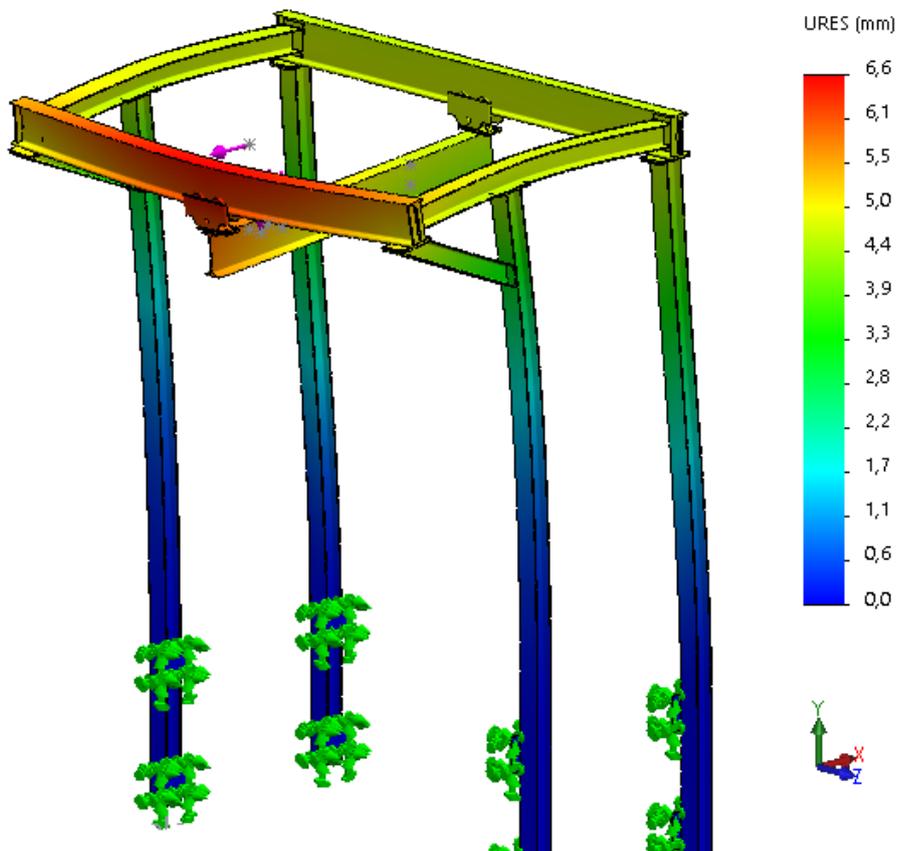


Figura 8.6: spostamento assoluto sotto carico, FEM CASO 1. Fattore di amplificazione 75.

La massima tensione sulla faccia superiore della flangia superiore del traverso è 62 MPa , come mostrato in Figura 8.7. Utilizzando i listati Matlab del modello analitico (non inseriti in questa tesi poiché reperibili sul libro di testo citato nel capitolo (**6. STUDIO DEL TELAIO SPAZIALE**)), si otterrebbero:

$$\sigma_{MF} = \frac{7.29 * 10^3}{112} = 65.1 \text{ MPa}; \quad (8.3)$$

$$\sigma_N = \frac{1190}{2302} = 0.5 \text{ MPa}; \quad (8.4)$$

$$\sigma_{VM} = 65.1 + 0.5 = 65.6 \text{ MPa}; \quad (8.5)$$

in accordo con i 62 MPa citati precedentemente.

Lo spostamento ricavabile dal modello del telaio spaziale sarebbe, sui nodi estremali della via di corsa, di 4 mm , coerente con gli spostamenti nodali del modello FEM ($\approx 5 \text{ mm}$, se si considera appunto l'estremità dell'IPN240).

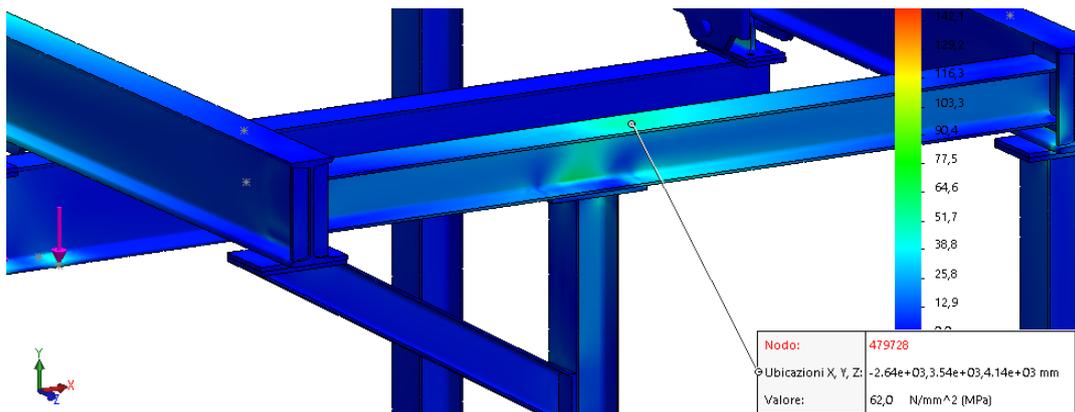


Figura 8.7: dettaglio sul punto più sollecitato del traverso a sbalzo, FEM CASO 1

8.2 SECONDO CASO DI STUDIO: FINECORSA

Si studia il telaio quando il carico è sul finecorsa del ponte e sul finecorsa della via di corsa. Questo è il caso di dimensionamento di tutta la struttura. Il carico è equipartito tra i punti sulle flange dell'IPN240, e le forze F_i e H_B assumono gli stessi valori di Equazione

8.1 ed Equazione 8.2.
Seguono gli andamenti delle sollecitazioni.

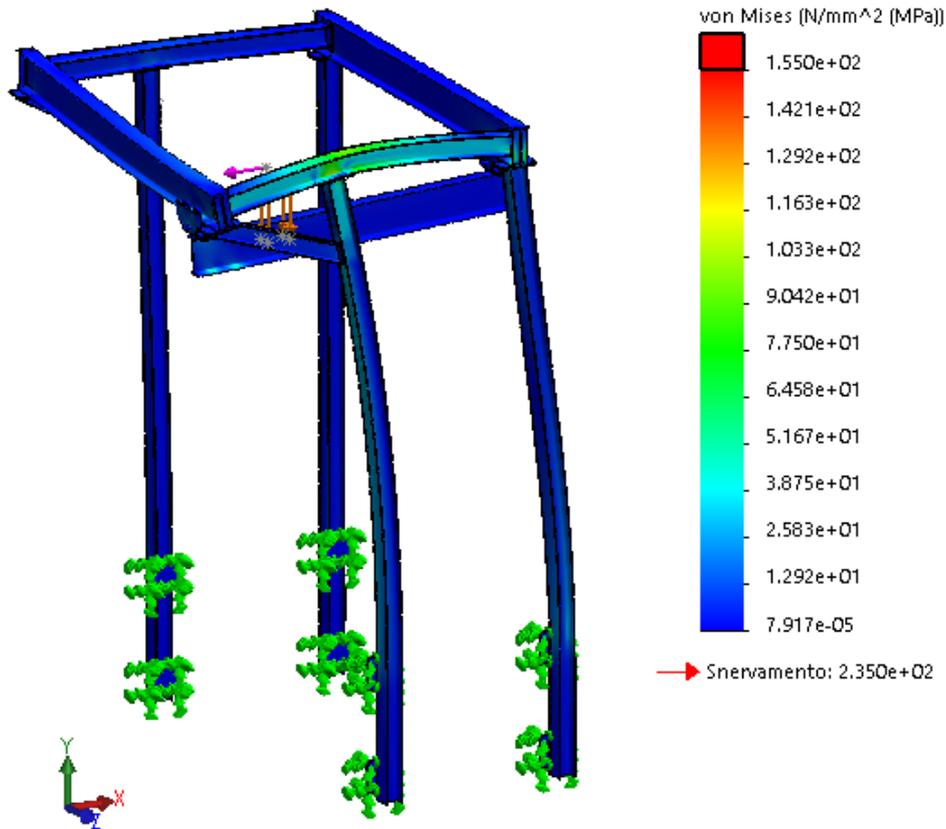


Figura 8.8: andamento delle tensioni, CASO 2 FEM

Osservando la Figura 8.8 si può notare che la barra delle tensioni presenta una zona rossa contornata di nero, oltre il valore soglia di 155 MPa: come accennato, questo è dovuto alla presenza di hotspot di sollecitazione, che si manifestano nelle zone con spigoli vivi o raccordi fini, in cui vi sono concentrazione di tensioni. Un esempio è fornito in Figura 8.9.

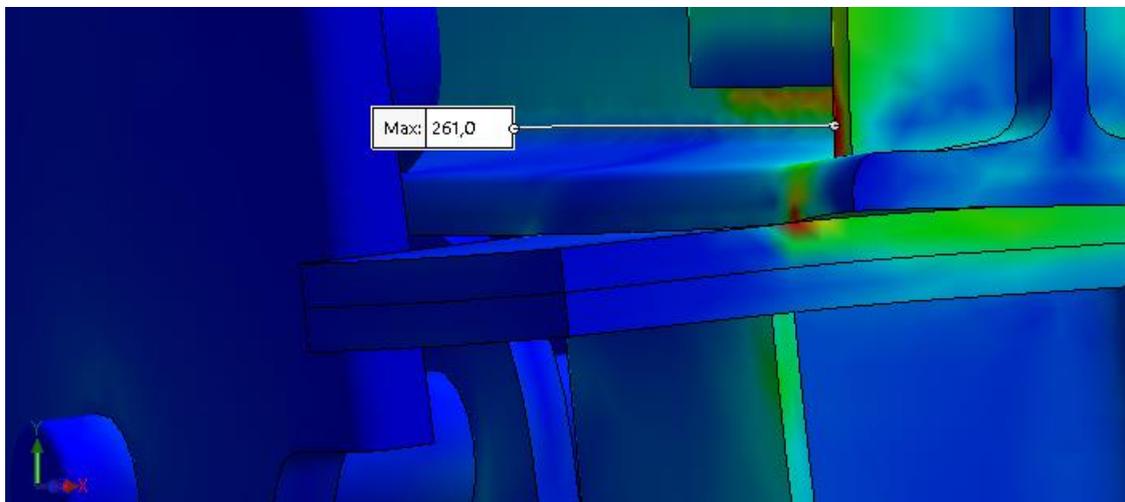


Figura 8.9: particolare di un hotspot di sollecitazione

Eseguendo una “*diagnostica di hotspot di sollecitazione*” in fase di post-processing, il programma identifica le singolarità numeriche e, sulla base di un livello di precisione impostato dall’utente (detto “fattore di sensibilità”, impostato a 0.6/1, ovvero medio) le elimina dalla simulazione finale. In questo modo, la massima tensione registrata passa da 261 MPa a 151 MPa, e si ritiene che questo livello di precisione sia già soddisfacente. Un livello maggiore, infatti, dilaterrebbe in modo eccessivo le tempistiche di calcolo. Il risultato è mostrato in Figura 8.10.

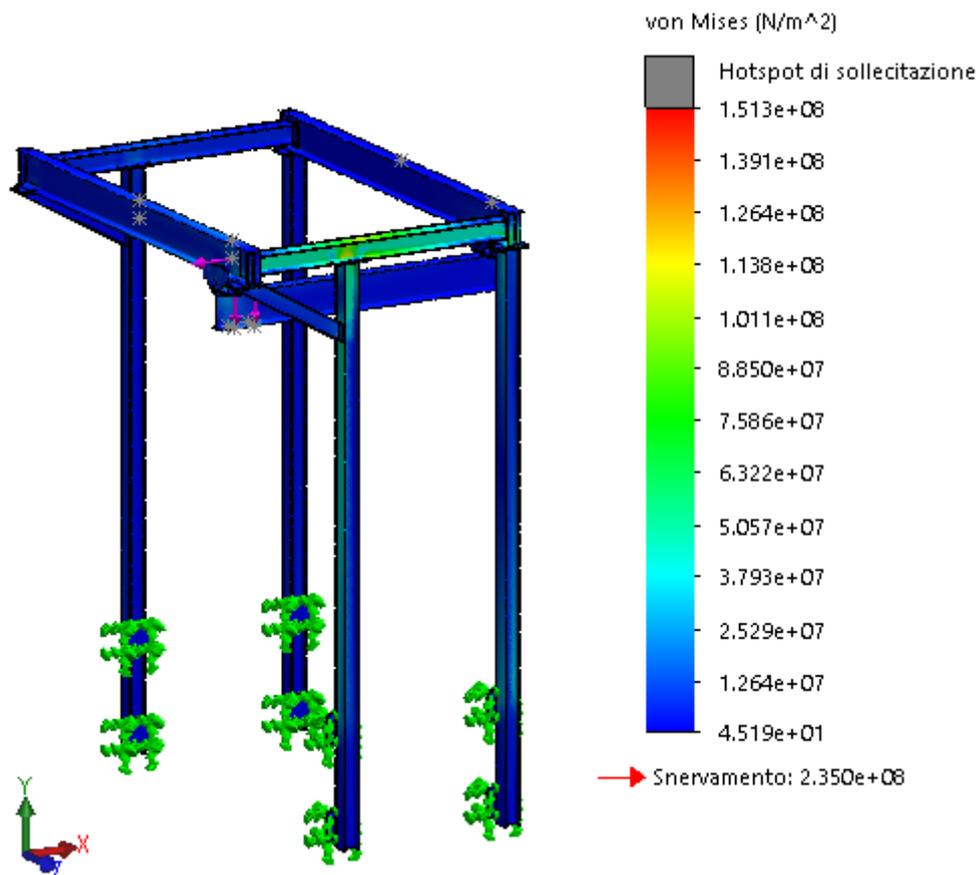


Figura 8.10: andamento delle tensioni dopo la diagnostica di hotspot, FEM CASO 2

Segue, in Figura 8.11, lo spostamento complessivo della struttura sotto la peggior condizione di carico possibile. Essa è abbastanza in accordo con quanto trovato tramite il modello analitico (e l’analisi agli elementi trave con Solidworks), dove lo spostamento era nell’ordine degli 8 mm.

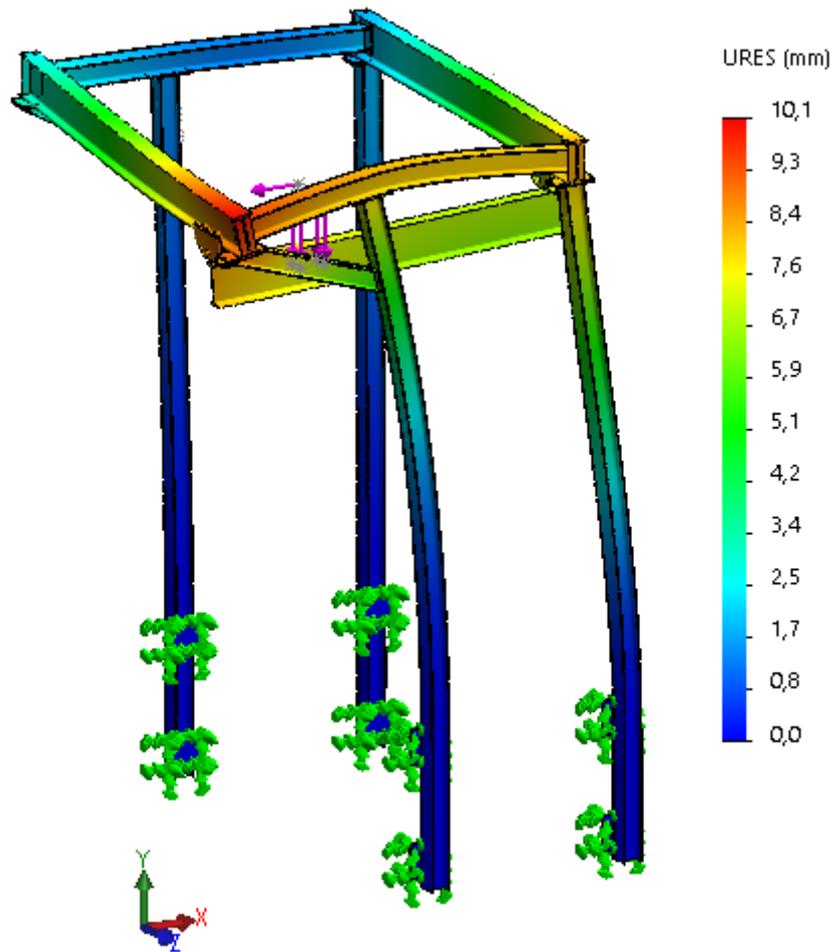


Figura 8.11: spostamento assoluto, FEM CASO 2

La massima tensione registrata sul traverso, nel punto più sollecitato (faccia esterna della piattabanda superiore) è pari a 110 MPa , che risulta comunque coerente con i 120 MPa trovati con il modello Matlab. Dall'altra parte, il valore sulla faccia esterna del pilastro anteriore, dalla parte del carico (asta VI del modello analitico) è di 85.4 MPa , mentre nel modello analitico si avrebbe:

$$\sigma_{MF} = \frac{6 * 1000}{75.8} = 79 \text{ MPa}; \quad (8.6)$$

$$\sigma_N = \frac{24630}{1855} = 13.3 \text{ MPa}; \quad (8.7)$$

$$\sigma_{VM} = 79 + 13.3 = 92.3 \text{ MPa}; \quad (8.8)$$

I risultati delle simulazioni sono visibili nelle successive Figura 8.12 e Figura 8.13.

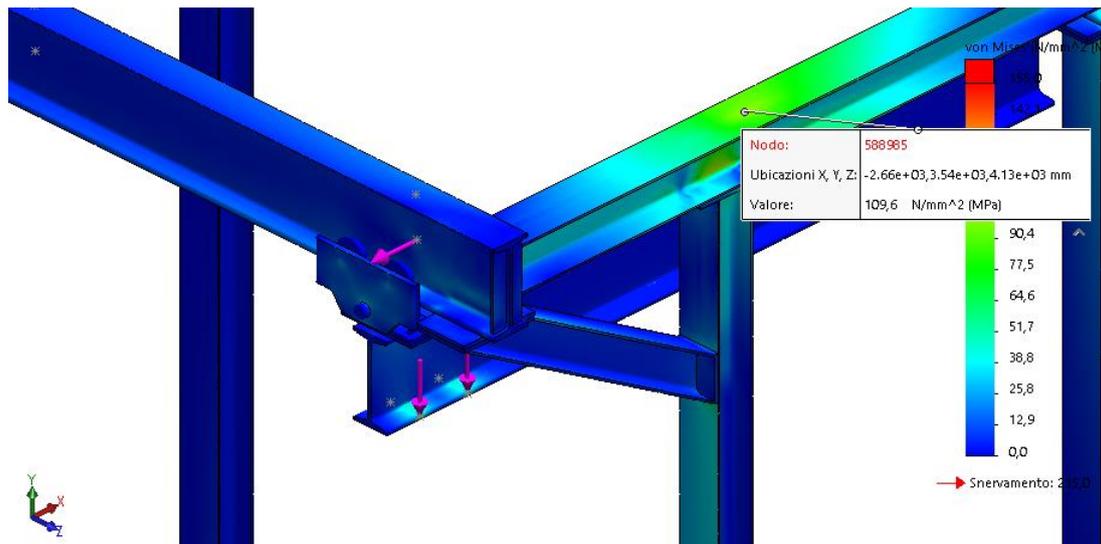


Figura 8.12: tensioni nel punto più sollecitato del traverso, FEM CASO 2

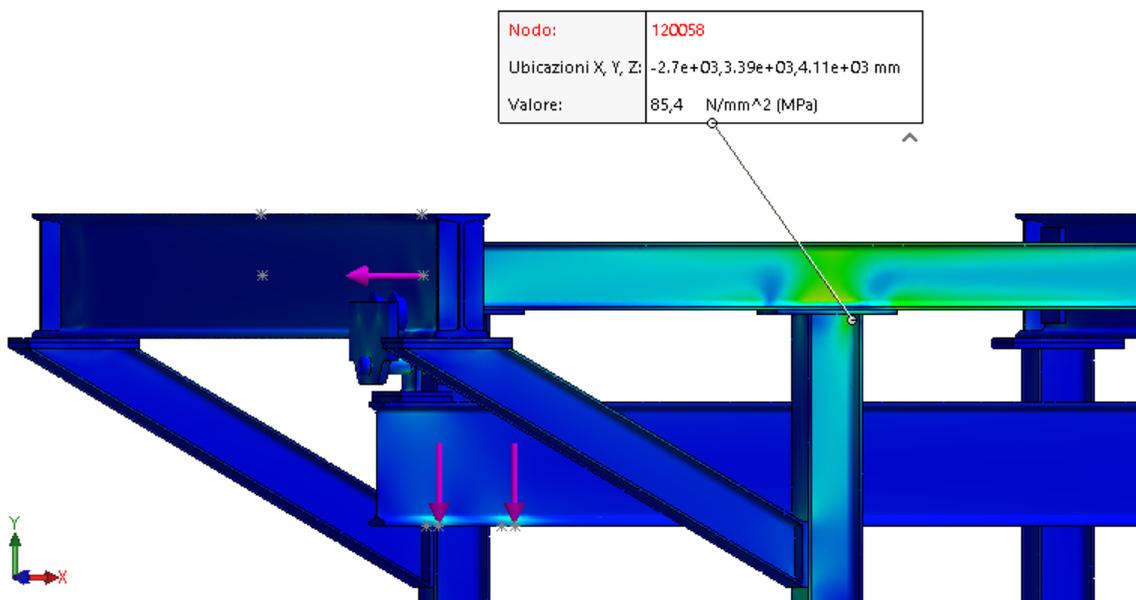


Figura 8.13: tensioni nel punto più sollecitato del pilastro, FEM CASO 2

In prossimità dei raccordi tra l'anima e le flange inferiori dell'HEAA140, che sono dei componenti molto sottili (dimensione 4 mm) permangono alcune singolarità di sollecitazione.

Analizzando invece le tensioni locali sulla trave ponte, i risultati mostrano dei valori sempre nell'intorno dei 100 MPa, che anche in questo caso sono abbastanza in accordo con i risultati prodotti applicando le norme tecniche: per la trave ponte caricata al

finecorsa f , infatti, la tensione longitudinale di momento flettente, sfruttando l'Equazione 3.6 del capitolo 3. **STUDIO DELLA TRAVE PONTE**, sarebbe:

$$\sigma_X = \frac{4 * \frac{F_i}{L_{PNT}} * f * \left(L_{PNT} - \frac{a}{2} - f \right)}{W_Z} = \frac{2.57 * 10^6}{354000} = 7.3 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

Ricordando che le tensioni locali sulle flange ammontano a $\sigma_X = 72.9 \text{ MPa}$ e $\sigma_Z = 21.9 \text{ MPa}$, il risultato prodotto è:

$$\sqrt{(7.3 + 72.9)^2 + (-21.9)^2 - (-21.9)(72.9 + 7.3)} = 93.1 \text{ MPa} \quad (8.10)$$

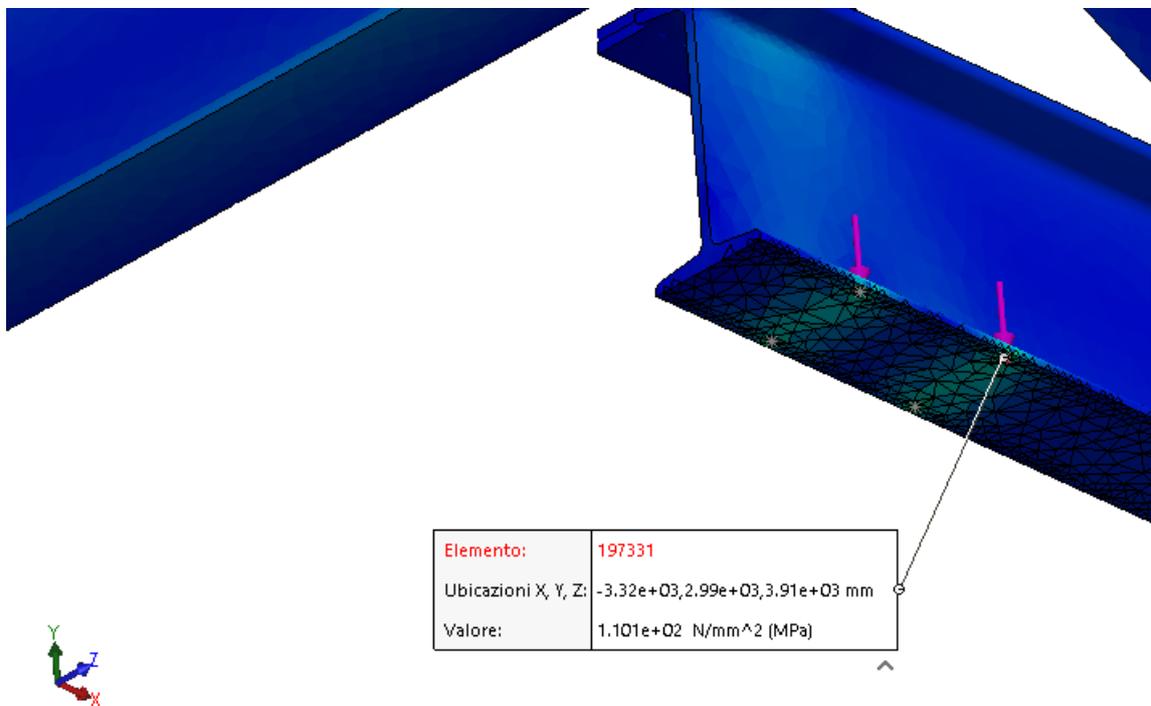


Figura 8.14: dettaglio sulle tensioni locali della flangia al ponte

In Figura 8.15 viene invece riportato l'andamento delle tensioni in prossimità del giunto trave-colonna più caricato, ovvero dalla parte delle membrature del traverso. Si può notare un addensamento di valori più alti (colore verde tendente al giallo) nella zona centrale del pannello, associabile alla resistenza a taglio del pannello d'anima, e mostrato in Figura 8.16.

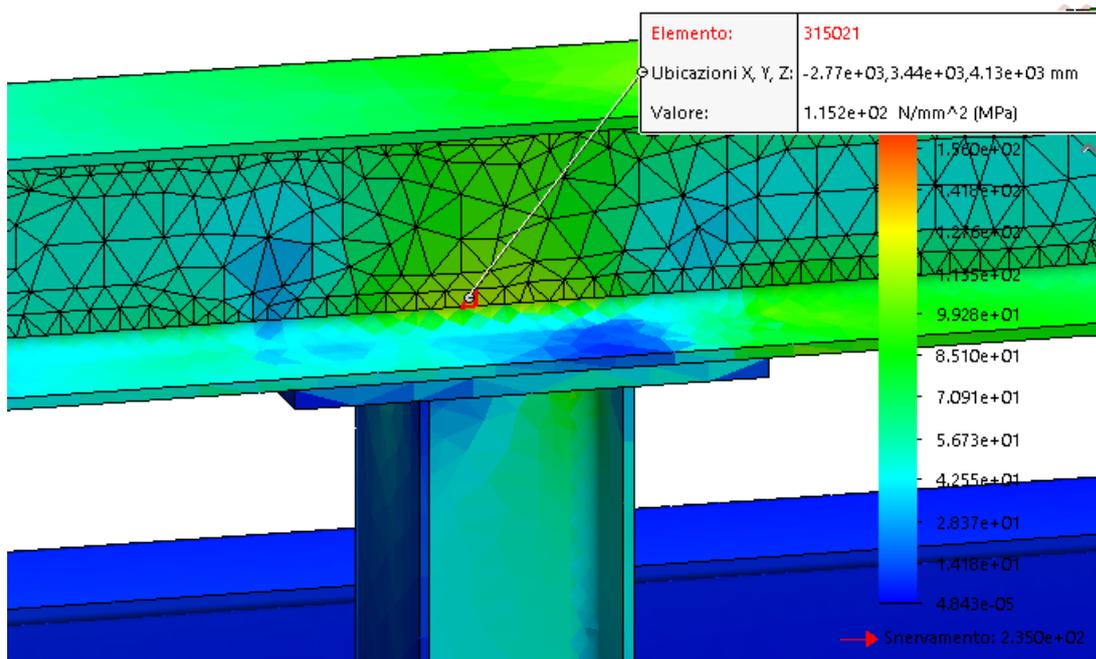


Figura 8.15: andamento delle tensioni nel pannello d'anima del traverso

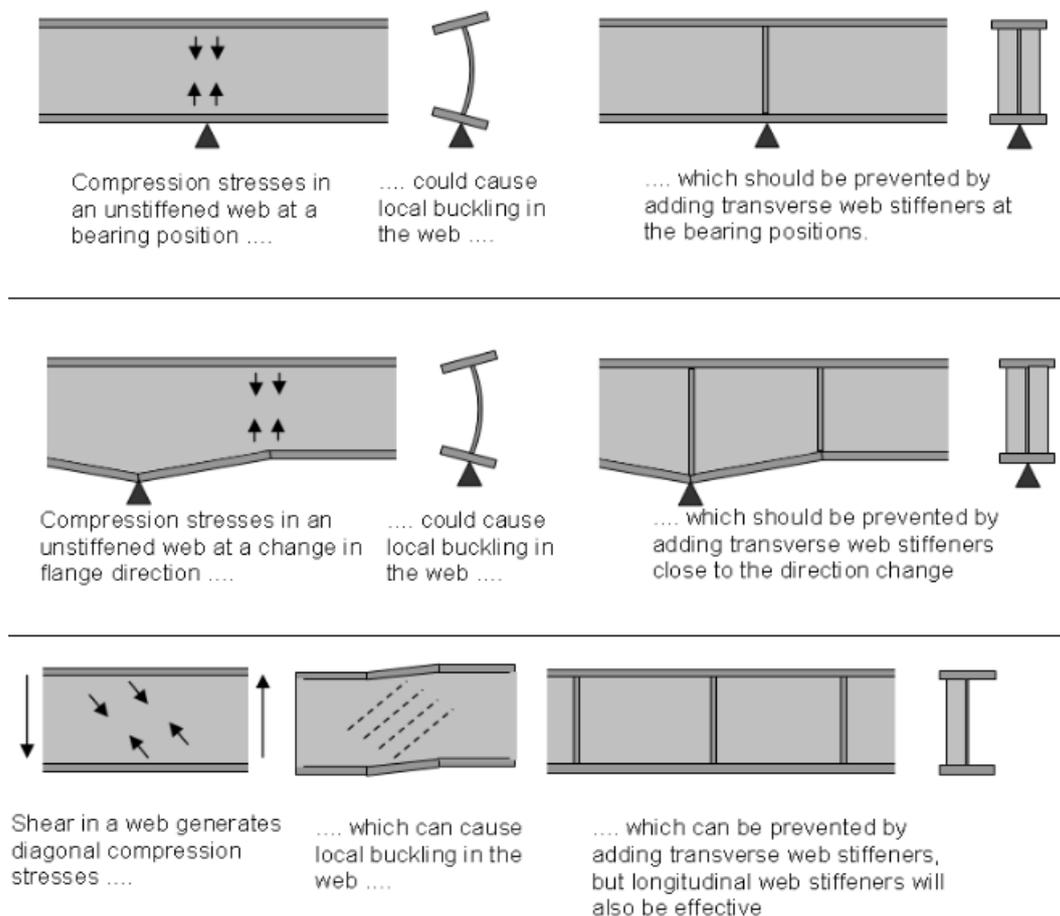


Figura 8.16: modi di instabilità nel pannello d'anima^[2]

Si può anche notare una concentrazione maggiore di sforzi (zona verde) all'estremità in alto a destra del pilastro sottostante al traverso: lì si manifesta il fenomeno esplicito nella verifica di resistenza del pannello d'anima a trazione.

In Figura 8.17 è invece mostrato un particolare dell'irrigidimento trasversale sul nodo triplo posteriore, che risultava quello in cui l'anima della via di corsa era maggiormente caricata in senso laterale. Le tensioni si distribuiscono sul traverso, registrando valori di 100 MPa , che migliora la situazione rispetto al caso in cui l'anima fosse caricata senza costole.

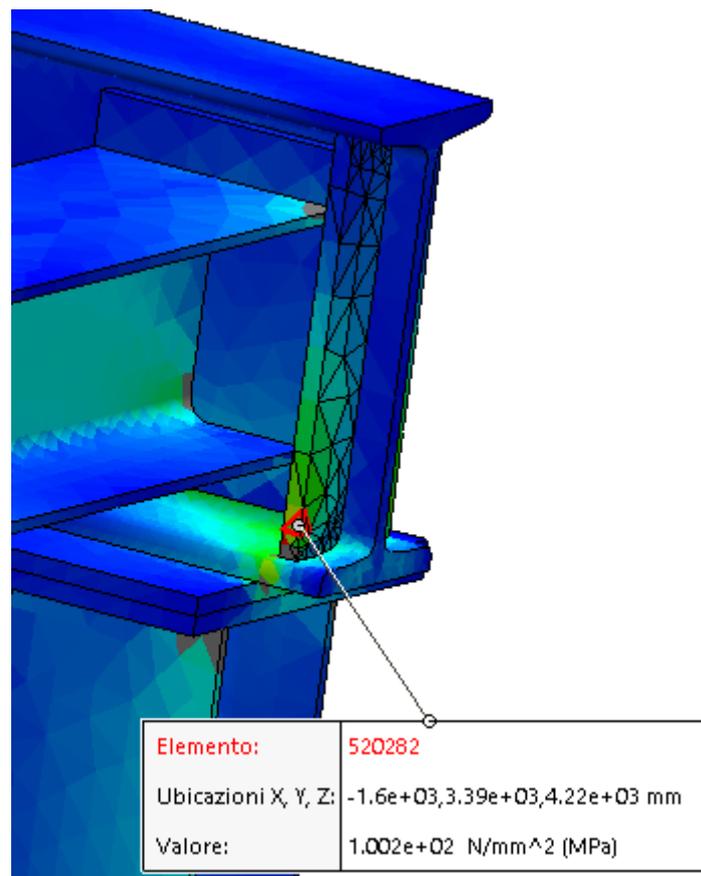


Figura 8.17: particolare sulle tensioni all'irrigidimento trasversale, nodo triplo posteriore

Inoltre, dalla Figura 8.18 sottostante si può effettuare anche un paragone per quanto riguarda il calcolo delle reazioni vincolari di base. I risultati dati da Solidworks e dal modello di calcolo sono di nuovo simili, poiché:

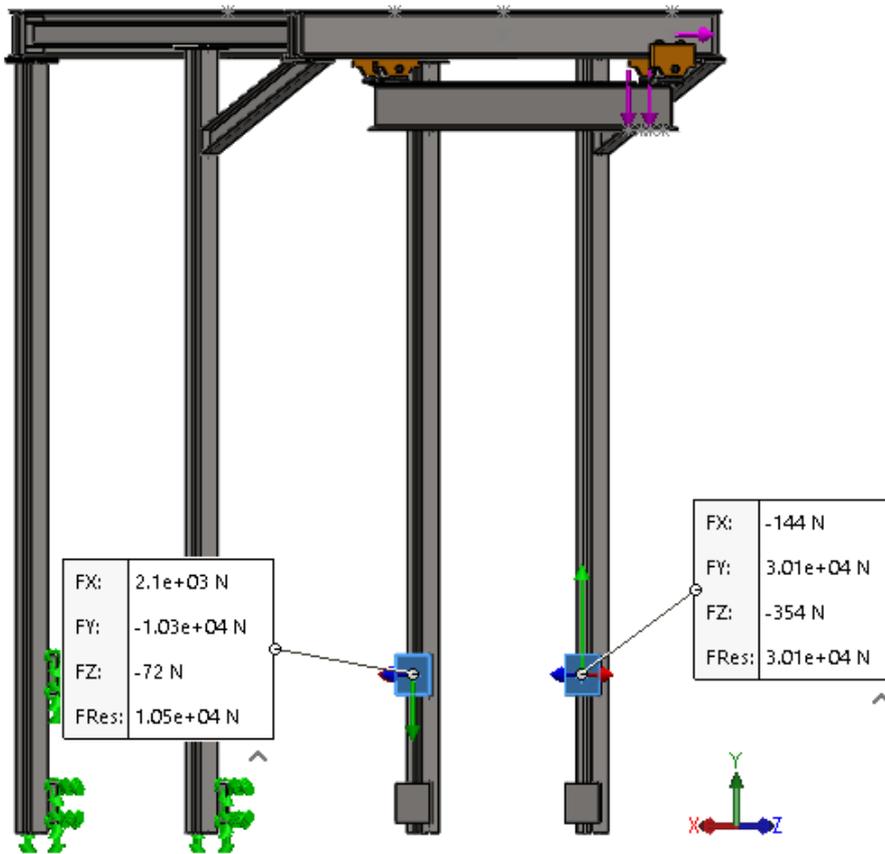


Figura 8.18: reazioni vincolari agli incastrati di base, FEM CASO 2

$$\text{NODO 2:} \begin{cases} \text{Solidworks} & \begin{cases} N = 30100 \text{ N} \\ T_Y = 354 \text{ N} \\ T_Z = 144 \text{ N} \end{cases} \\ \text{Matlab} & \begin{cases} N = 35700 \text{ N} \\ T_Y = 1100 \text{ N} \\ T_Z = 112 \text{ N} \end{cases} \end{cases} \quad (10.11)$$

$$\text{NODO 3:} \begin{cases} \text{Solidworks} & \begin{cases} N = 10300 \text{ N} \\ T_Y = 2100 \text{ N} \\ T_Z = 72 \text{ N} \end{cases} \\ \text{Matlab} & \begin{cases} N = 13500 \text{ N} \\ T_Y = 2100 \text{ N} \\ T_Z = 142 \text{ N} \end{cases} \end{cases} \quad (10.12)$$

8.3 ANALISI FEM DELLA TRAVE PONTE

Tramite il software *Solidworks Simulation* è possibile studiare il comportamento di una travatura semplicemente appoggiata, per ricavare in modo rapido la freccia massima e i valori di sollecitazione nei punti caratteristici.

Il metodo usato in questo caso, per schematizzare la trave come semplicemente appoggiata, prevede di creare delle piccole estrusioni cilindriche sulla faccia inferiore della travatura; ad esse, corrispondono degli appoggi che replicano in negativo la forma circolare, con una certa eccentricità: accoppiando le due entità, è possibile creare una cerniera, che consenta alla trave di ruotare in quel punto.

Il vincolo della cerniera viene successivamente ultimato bloccando la base dell'appoggio tramite il comando "*geometria fissa*", così da avere solo la rotazione possibile.

Il carrello, che, oltre alla rotazione, consente anche uno spostamento assiale, viene invece realizzato tramite il comando "*pattino*", selezionando la superficie inferiore dell'appoggio e una laterale: in questo modo si bloccano due gradi di libertà alla traslazione, lasciando solo quello d'interesse.

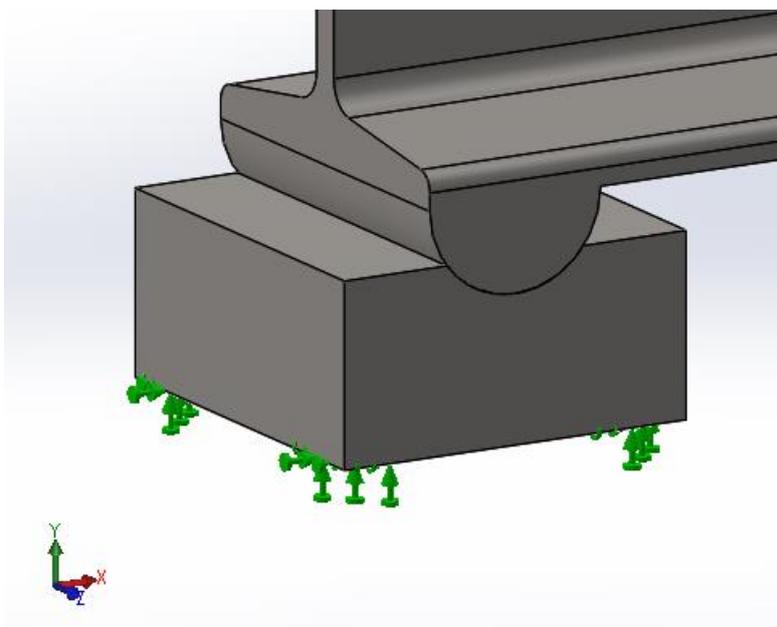


Figura 8.19: schematizzazione del vincolo cerniera

La trave ponte viene sottoposta a quattro carichi concentrati verticali pari a $C_{RIF}^{TOT} = \frac{25012}{4} = 6253 \text{ N}$ ciascuno, e a due carichi concentrati trasversali di $\frac{H_B}{2} = 625 \text{ N}$ ognuno.

La qualità della mesh, basata su curvatura, è la più fine possibile, per evitare hotspot locali.

La freccia elastica ottenuta, come si nota in Figura 8.20, rispecchia il valore di spostamento ricavato tramite i calcoli manuali: ciò conferma la bontà del modello cerniera-carrello, che in Simulation non possono essere creati tramite comandi diretti, in

quanto non sono concepiti vincoli del genere. La massima freccia ricavata analiticamente era $f = 1.06 \text{ mm}$, il valore registrato con la simulazione è di 0.99 mm .

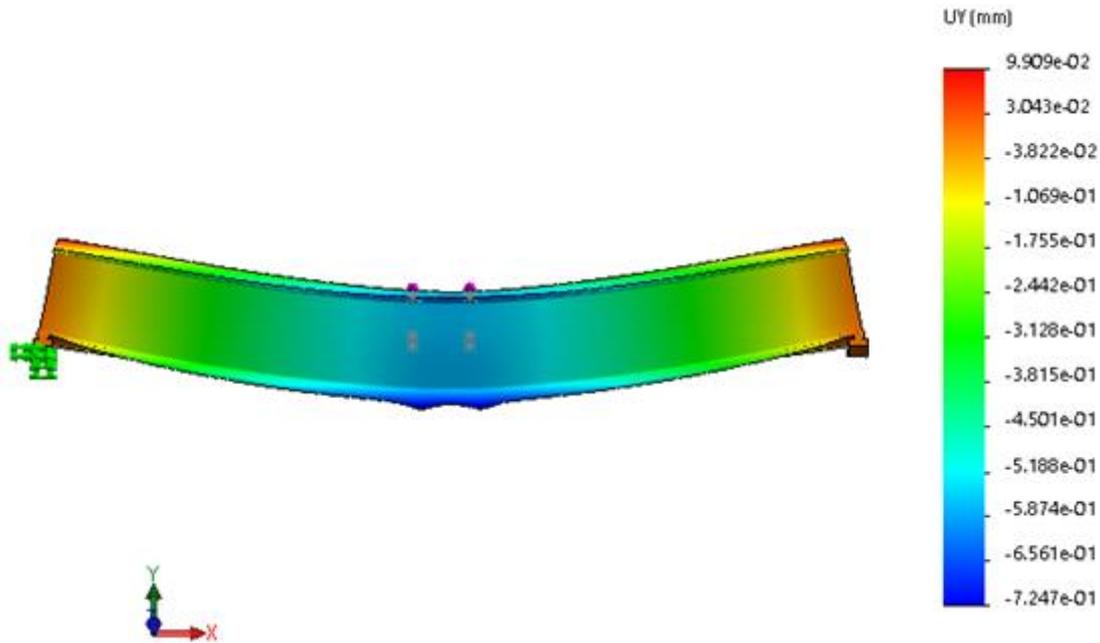


Figura 8.20: freccia elastica con Solidworks Simulation, trave ponte

La massima sollecitazione, come mostrato in Figura 8.21, è 129.3 MPa , coerente con i 134.3 MPa dei calcoli manuali.

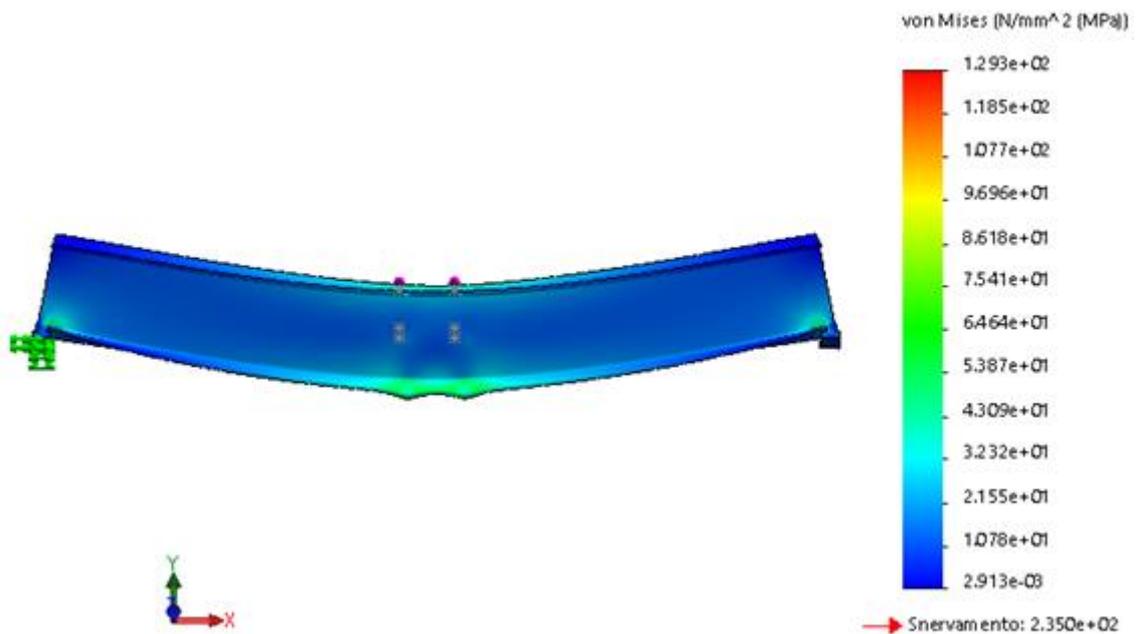


Figura 8.21: massima sollecitazione sulle flange, trave ponte

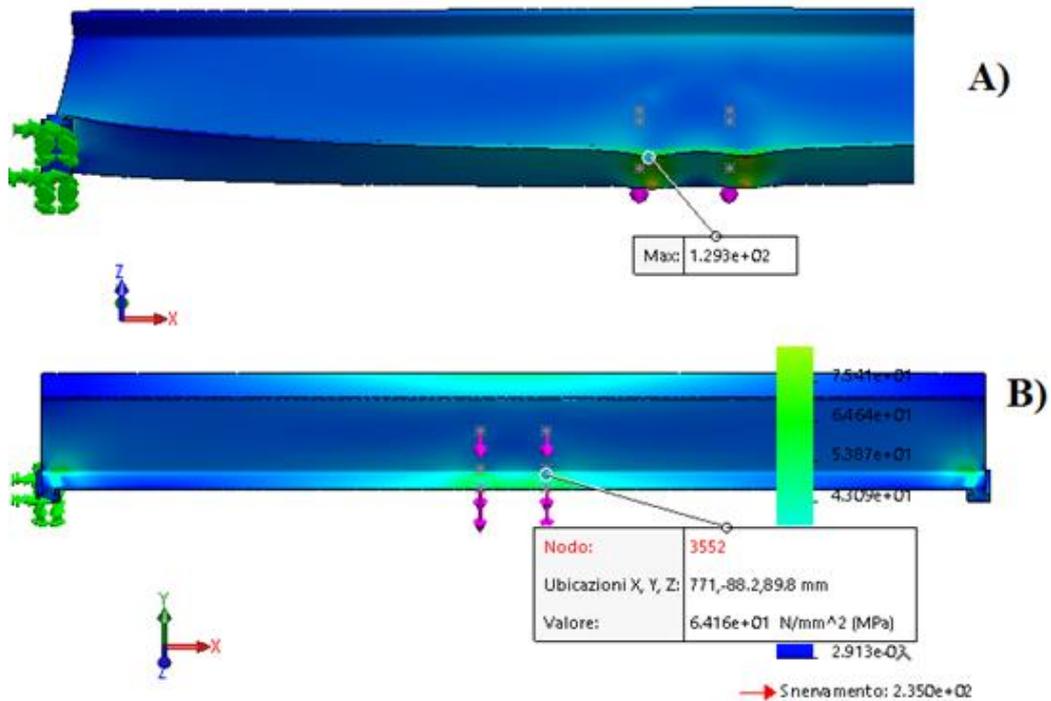


Figura 8.22: confronto tra le tensioni locali sulla faccia superiore e inferiore

In Figura 8.22 si confrontano le massime tensioni ricavate sulla faccia superiore (caso B)) o inferiore (caso A)) della piattabanda inferiore trave: come si nota, è corretta la scelta, esplicita nel capitolo 3. **STUDIO DELLA TRAVE PONTE**, di invertire i segni delle tensioni trasversali di modo che la faccia inferiore risultasse la più sollecitata.

Infine, in Figura 8.23 è possibile notare le reazioni vincolari alla cerniera modellata: anche esse sono in perfetto accordo con quanto ricavato nel capitolo 3. **STUDIO DELLA TRAVE PONTE**.

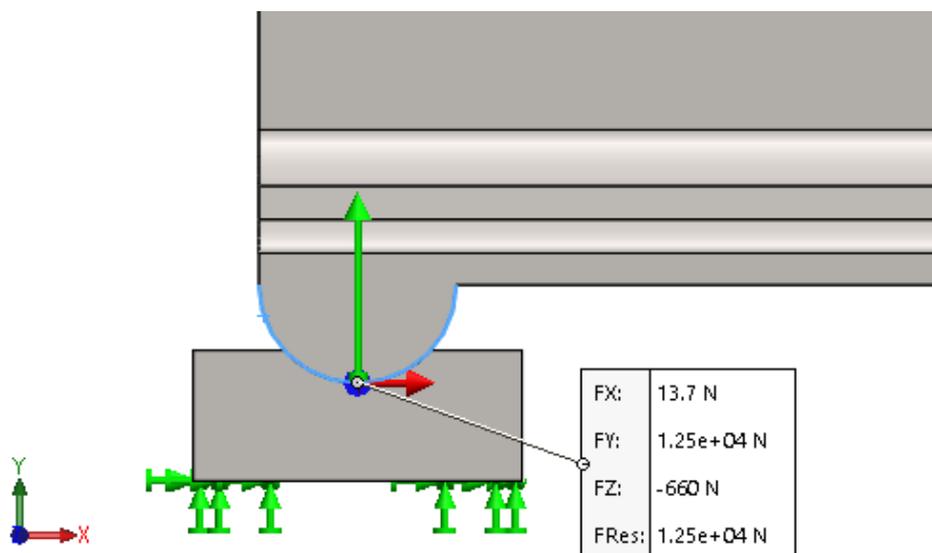


Figura 8.23: reazioni vincolari alla cerniera schematizzata

9. APPENDICE

9.1 COMPONENTI NON STRUTTURALI

In questo paragrafo si allegano le pagine dei cataloghi del fornitore, sia per i carrelli che per l'organo di sollevamento.

ARGANO ELETTRICO TRALIFT

TRALIFT™ TS PARANCHI ELETTRICI A CATENA, COMPATTI

La fornitura standard comprende:

- certificazione CE
- alimentazione trifase (400V - 50Hz)
- tensione di comando (42V)
- protezione IP55 - classe F
- limitatore di sovraccarico a frizione

- fine corsa elettrico superiore ed inferiore
- pulsantiera di comando con arresto d'emergenza
- sacco raccogli catena (per alzata standard) ⁽¹⁾
- alzata standard 3 m
- cavo pulsantiera 2 m ⁽¹⁾
- carrello di trascinamento a spinta o elettrico (velocità 12m/min)

Utilizzabile in ambienti con temperatura da -15° C a +50° C

GRUPPO FEM 1bm - ISO M3



USTINO 2016

SOLLEVAMENTO E TRAZIONE MOTORIZZATO

portata kg	velocità m/min	tiri N°	largh. lame scorrimento (VEDI SOTTO)		potenza kW	ingombro** mm	sospensione con carrello a spinta			sospensione con carrello elettrico (V=12m/min, p.0,25kW)			sovrapprezzi corsa gancio al m	
			Sd	richiesta			peso kg	codice	prezzo Euro	peso kg	codice	prezzo Euro	codice	prezzo Euro
100*	20/5	1	A	D G I	0,36/0,09	418	29,5	229169+194337	1.760,-	49,0	232209+182818	3.100,-	027071	25,00
160*	12,5/3	1	A	D G I	0,36/0,09	418	29,5	229129+194337	1.740,-	49,0	233689+182818	3.080,-	027071	25,00
200*	20/5	1	A	D G I	0,72/0,18	426	30,0	229449+194337	2.000,-	49,5	234009+182818	3.330,-	027081	26,00
200*	8	1	A	D G I	0,36	418	26,5	229049+194337	1.520,-	46,0	233609+182818	2.850,-	027071	25,00
200*	8/2	1	A	D G I	0,36/0,09	418	29,5	229089+194337	1.700,-	49,0	233649+182818	3.050,-	027071	25,00

*Modelli che non necessitano di denuncia INAIL - D. Min. 11/04/2011

250	8	1	A	D G I	0,36	418	26,5	229049+194337	1.500,-	46,0	233609+182818	2.830,-	027071	25,00
250	8/2	1	A	D G I	0,36/0,09	418	29,5	229089+194337	1.690,-	49,0	233649+182818	3.030,-	027071	25,00
320	12,5/3	1	A	D G I	0,72/0,18	426	30,0	229409+194337	1.850,-	49,5	233669+182818	3.310,-	027081	26,00
320	6,3/1,5	2	A	D G I	0,36/0,09	457	30,5	229289+194337	1.970,-	50,0	233849+182818	3.190,-	027071	50,00
500	4	2	A	D G I	0,36	457	30,0	229209+194337	1.610,-	49,5	233769+182818	2.940,-	027071	50,00
500	4/1	2	A	D G I	0,36/0,09	457	30,5	229249+194337	1.790,-	50,0	233809+182818	3.130,-	027071	50,00
500	8	1	A	D G I	0,72	426	27,5	229329+194337	1.730,-	47,0	233889+182818	3.060,-	027081	26,00
500	8/2	1	A	D G I	0,72/0,18	426	30,0	229369+194337	1.920,-	49,5	233929+182818	3.250,-	027081	26,00
500	16/4	1	C	F L N	1,45/0,36	542	61,5	229689+194347	2.610,-	79,0	234249+182818	4.040,-	027091	34,00
1.000	4	2	A	D G I	0,72	466	32,0	229489+194337	2.000,-	51,5	234049+182818	3.280,-	027081	52,00
1.000	4/1	2	A	D G I	0,72/0,18	466	32,5	229529+194337	2.200,-	52,0	234089+182818	3.490,-	027081	52,00
1.000	8	1	C	F L N	1,45	542	58,5	229609+194347	2.560,-	76,0	234169+182818	3.840,-	027091	34,00
1.000	8/2	1	C	F L N	1,45/0,36	542	59,5	229649+194347	2.750,-	77,0	234209+182818	4.040,-	027091	34,00
1.600	8	1	E	B H M	2,44	637	90,5	229849+194357	3.690,-	113,0	234409+182818	4.950,-	027101	45,00
1.600	8/2	1	E	B H M	2,44/0,61	637	92,5	229887+194357	3.890,-	115,0	234449+182818	5.140,-	027101	45,00
2.000	4	2	C	F L N	1,45	616	63,5	228209+194347	2.990,-	81,0	234169+182818	4.370,-	027091	68,00
2.000	4/1	2	C	F L N	1,45/0,36	616	64,5	228249+194347	3.180,-	82,0	234209+182818	4.560,-	027091	68,00

CARRELLO MOTORIZZATO HADEF 2500 KG

Hadef 22/90-E Premium Monorail Electric Travel Beam Trolley, Range 1,000kg to 25,000kg

Adjustable to all standard beams

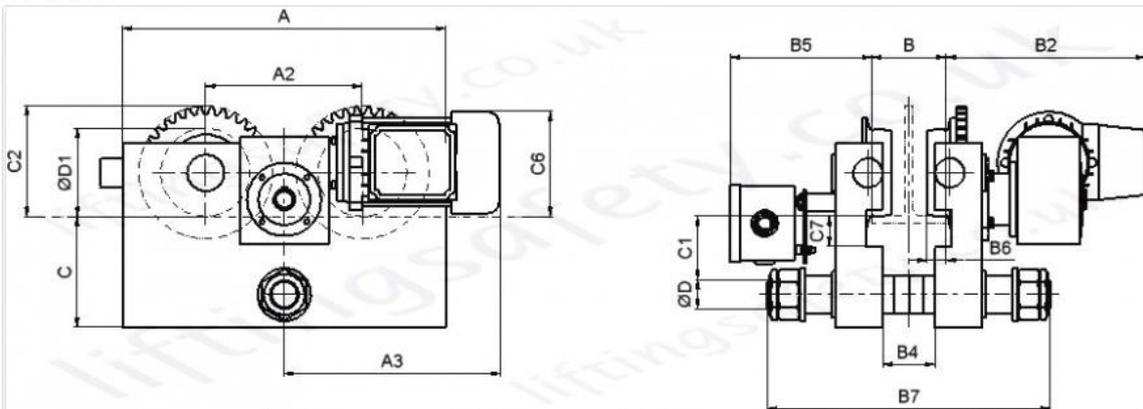
Model: 22/90-E / HPME.4364



Specifications

Capacity (kg)	Flange Width (mm)	Load Bar Size	Output (kW)	Current (A)	Weight (kg)
1000	50-179	1N	0.06/0.25	0.45/0.8	27.2
	180-310	2V			30.1
1500	50-173	1N			32.0
	174-316	2V			35.7
2000	50-173	1N			32.0
	174-316	2V			35.7
2500	74-196	1N			47.1

Dimensions



Load Bar Size = 1N

Capacity (kg)	Flange Width (mm)	Load Bar Size	Dimensions in mm																					
			A	A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	C	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	D	D1
1000	50 - 179	1N	232	-	110	243	25	31	210	20	-	209	7	302	118	69	83	-	-	-	77	40	24	65
	180 - 310	2V		12										32				432	151	56		134	33	17
1500	50 - 173	1N	240	-	110	243	25	35	211	20	-	213	7	332	118	65	83	-	-	-	77	38	30	65
	174 - 316	2V		12										36				456	166	54		144	40	22
2000	50 - 173	1N	240	-	110	243	25	35	211	20	-	213	7	332	118	65	83	-	-	-	77	38	30	65
	174 - 316	2V		12										36				456	166	54		144	40	22
2500	66 - 186	1N	315	-	148	243	30	44	218	23	-	207	10	364	134	76	107	-	-	-	88	43	36	85

CARRELLO NON MOTORIZZATO HADEF 2500 KG



Hadef 19/90 Premium Monorail Push Travel Trolley, Range 500kg to 10,000kg

Multiple Traversing Options Available

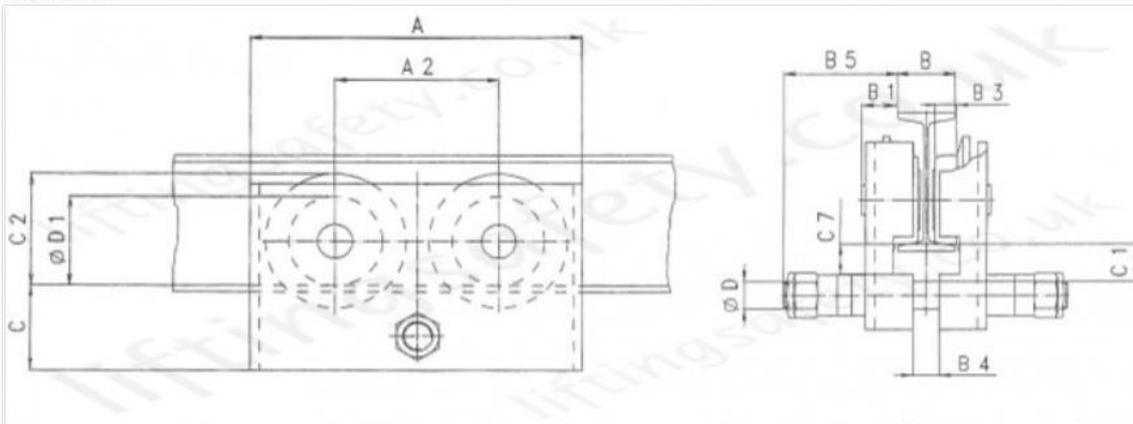
Model: 19/90 / HPMP-4352



Specifications

Capacity (kg)	Flange Width (mm)	Load Bar Size	Travel Resistance (daN)	Weight (kg)
500	50 - 146	1N	16	4.1
	147 - 302	2V		4.5
1000	50 - 179	1N	24	6.8
	180 - 310	2V		8.5
1500	50 - 173	1N	36	7.8
	174 - 316	2V		9.9
2000	50 - 173	1N	48	7.8
	174 - 316	2V		9.9
2500	66 - 186	1N	46	16.6

Dimensions



Load Bar Size = 1N

Capacity (kg)	Flange Width (mm)	Load Bar Size	Dimensions in mm																
			A	A1	A2	B1	B3	B4	B5	B6	C	C1	C2	C3	C4	C5	C7	D	D1
500	50 - 146	1N	165	-	75	24	20	26	97	7	75	46	55	-	-	-	28	18	50
	147 - 302	2V		10					127		113	39		96	28	17			
1000	50 - 179	1N	232	-	110	31	20	32	126	7	118	69	78	-	-	-	40	24	65
	180 - 310	2V		12					151		56			134	33	17			
1500	50 - 173	1N	240	-	110	35	20	36	141	7	118	65	78	-	-	-	38	30	65
	174 - 316	2V		12					166		54			144	40	22			
2000	50 - 173	1N	240	-	110	35	20	36	141	7	118	65	78	-	-	-	38	30	65
	174 - 316	2V		12					166		54			144	40	22			
2500	66 - 186	1N	315	-	148	44	23	46	149	10	134	76	99	-	-	-	43	36	83

9.2 CALCOLO DELLA REAZIONE AL PONTE

Poiché la trave ponte viene dimensionata come semplicemente appoggiata e soggetta a carichi mobili concentrati, per conoscere il valore della reazione verticale ad uno degli estremi risulta agevole utilizzare il metodo delle linee di influenza.

La reazione verticale R_{MAX} all'appoggio è infatti direttamente proporzionale alla distanza dei carichi P_i dall'estremo scelto come target, dunque la linea di influenza della reazione sulla trave sottende un'area triangolare (o zigzagata, nel caso di più carichi mobili concentrati).

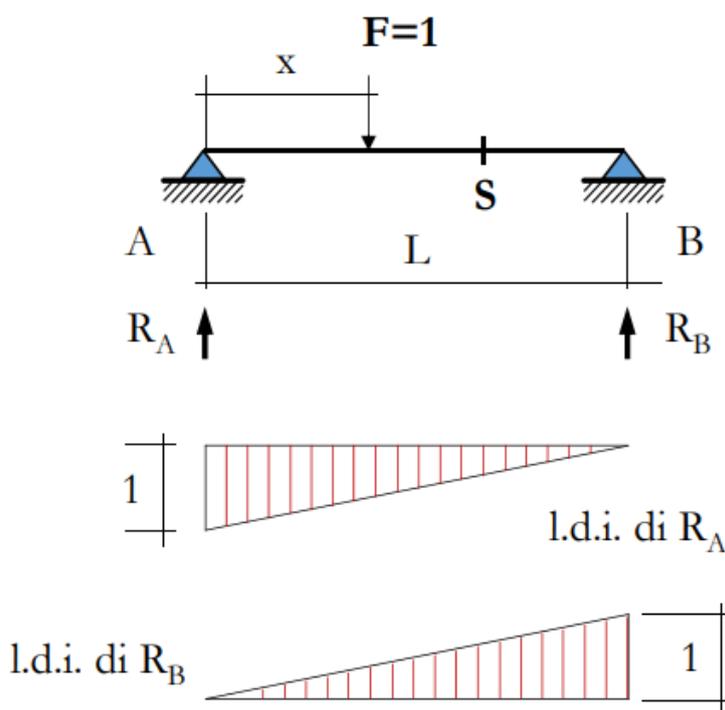


Figura 9.1^[1]: esempio di linea di influenza con singolo carico mobile

Come si nota dalla Figura 9.1, normalizzando la reazione rispetto al carico, si può dire che:

$$\begin{cases} R_A = 0, & \frac{x}{L} = 0 \\ R_A = 1, & \frac{x}{L} = 1 \end{cases}$$

Il procedimento in questione permette rapidamente di calcolare il valore della reazione R_A quando il carrello si trovi ad una certa posizione x rispetto all'origine, fissata nell'estremo opposto B . Nel caso della trave ponte, poiché la distanza complessiva tra l'estremo dell'IPN240 e il centro della rotella più esterna al carrello (punto di

applicazione del carico) è pari a $30 + 83.5 = 113.5 \text{ mm}$ (di cui 30 mm è il finecorsa scelto), si ottiene:

$$x = 2095 - 113.5 = 1981.5 \text{ mm} \quad (9.1)$$

Ricordando che l'interasse ipotizzato in fase, pre-progettuale, tra le rotelle ammonta a $a = 150 \text{ mm}$, quando il carrello è al finecorsa del ponte si ottiene propriamente:

$$R_A = P \left(\frac{x}{L_{PNT}} + \frac{x - a}{L_{PNT}} \right) = 25012 * \left(\frac{1981.5}{2095} + \frac{1981.5 - 150}{2095} \right) \quad (9.2)$$

$$= 0.91 * P = 22773.5 \text{ N}$$

L'andamento della linea di influenza per la trave ponte è riportato in Figura 9.2.

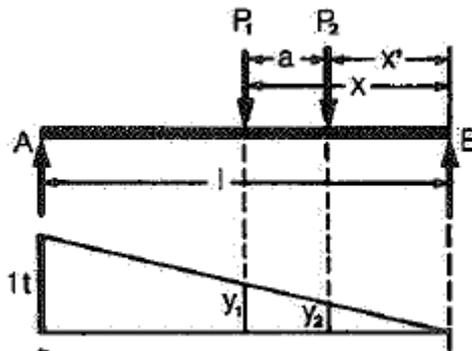


Figura 9.2^[2]: andamento della linea di influenza della trave ponte

9.3 CONVENZIONE DI SEGNO MOMENTO FLETTENTE SULLE FLANGE

La norma di riferimento UNI EN 1993-1-6 consente di calcolare il momento locale sulle flange di una trave, attraversata da rotelle di qualsiasi tipo, a partire da alcuni coefficienti sperimentali $C_{x,i}$ e $C_{z,i}$. Essi, rispettivamente, si riferiscono agli stress longitudinale e trasversale sulla trave.

Il sistema di riferimento scelto in questa tesi prevede che l'asse longitudinale sia X , mentre Y e Z si possono vedere in vista frontale al profilato: Z punta verso sinistra e Y punta verso l'alto, come in Figura 9.3.

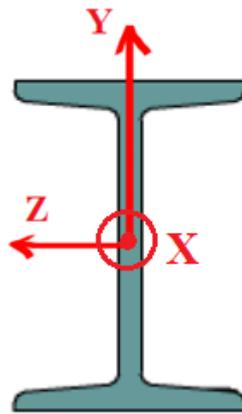
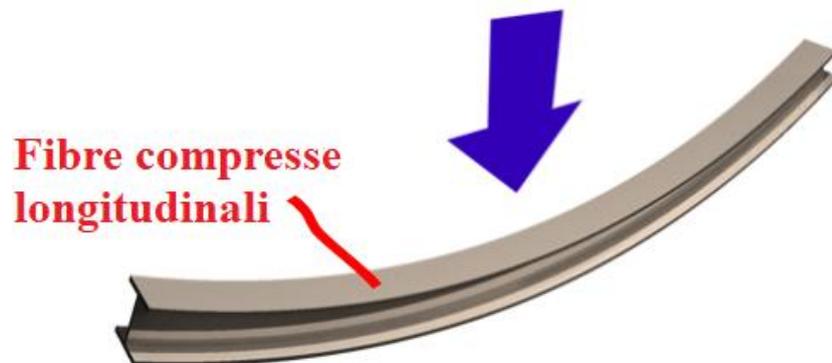


Figura 9.3 sistema di riferimento piano YZ

Al fondo della Tabella 5.2 presente nella norma, si specifica che $C_{x,i}$ e $C_{z,i}$ hanno segno positivo quando le fibre tese si trovano sulla faccia inferiore della flangia, sottoposta a flessione. Nel caso in esame la trave ponte è sospesa, nel senso che la base dei vincoli è rivolta verso l'alto (e non verso il basso, come in un comune appoggio): applicando un carico verso il basso, sbilanciato verso destra (effetto di flesso-torsione), le fibre tese sulla flangia sono come quelle visibili in Figura 9.4.



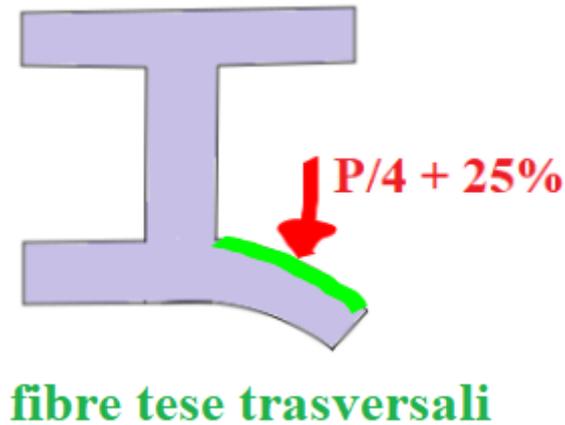


Figura 9.4 fibre tese e compresse in direzione longitudinale e trasversale

La flessione dovuta al carico che preme verso il basso causa fibre tese sulla parte inferiore di tutto il profilato (segno positivo del coefficiente $C_{x,i}$), mentre quella dovuta allo sbilanciamento del +25% del carico ne causa inflessione tale per cui le fibre tese sono sulla faccia superiore della flangia (quindi il segno di $C_{z,i}$ va cambiato). Combinando le tensioni secondo la classica equazione:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z} \quad (9.3)$$

Il caso peggiore si avrebbe sulla faccia inferiore della flangia inferiore, dove infatti $\sigma_x > 0$ e $\sigma_z < 0$. Ciò viene confermato anche dalle analisi FEM.

Infine, si precisa che il fatto di aver utilizzato lo sbilanciamento del carico tipico della flessione-torsione è, oltre che ragionevolmente sensato, anche previsto dalla stessa UNI: in questo modo si riesce ad ottenere la combinazione di carico teoricamente peggiore tra tutte, e si possono dimensionare gli elementi su quella.

9.4 EQUILIBRIO DEI MOMENTI AI NODI DEL TELAIO SPAZIALE

Si riportano tutte le equazioni di equilibrio alla rotazione, per ogni nodo, impiegando i valori dei momenti all'estremità di ogni asta convergente nel nodo in esame. In questo modo si riesce a verificare la bontà del metodo utilizzato, poiché i momenti sono collegati direttamente ai tagli, senza dilungarsi nella rappresentazione dei diagrammi di corpo libero in ogni asta.

I segni dei momenti vengono prelevati dalla Tabella 6.3 del capitolo 6. **STUDIO DEL TELAIO** e opportunamente adeguati in base all'orientamento degli assi: così, nell'equazione 3) del nodo 12, ad esempio, avendo l'asse Y dell'asta IV direzione opposta agli assi X e Z delle aste XIV e XII , il suo segno viene cambiato.

NODO 5

$$1) \quad M_X^I + M_X^V + (M_Y \sin(54.5^\circ) - M_X \sin(35.5^\circ))^{VII} = 0 \rightarrow -0.0015 - 0.0015 + 0.0030 = 0.0$$

$$2) \quad M_Z^I + M_Z^V + M_Z^{VII} = 0 \rightarrow 0.2501 - 0.3328 + 0.0726 = 0.0001 \approx 0$$

$$3) \quad M_Y^I + M_Y^V - (M_X \cos(35.5^\circ) + M_Y \cos(54.5^\circ))^{VII} = 0 \rightarrow -0.2395 + 0.2384 + 0.0011 = 0$$

NODO 6

$$1) \quad M_X^{II} + M_X^{VI} + (M_Y \sin(54.5^\circ) - M_X \sin(35.5^\circ))^{VIII} = 0 \rightarrow -0.0013 - 0.0006 + 0.0019 = 0.0$$

$$2) \quad M_Z^{II} + M_Z^{VI} + M_Z^{VIII} = 0 \rightarrow 2.8119 - 3.0118 + 0.1999 = 0$$

$$3) \quad M_Y^{II} + M_Y^{VI} - (M_X \cos(35.5^\circ) + M_Y \cos(54.5^\circ))^{VIII} = 0 \rightarrow -0.1333 + 0.1332 + 0.0001 = 0$$

NODO 7

$$1) \quad M_X^{XIII} + M_X^{IX} + (M_X \cos(35.5^\circ) + M_Y \cos(54.5^\circ))^{VII} = 0.044 - 0.3328 + 0.3269 = 0.0015 \approx 0$$

$$2) \quad M_Z^{XIII} - M_X^{IX} + M_Z^{VII} = 0 \rightarrow -0.1411 - 0.003 + 0.1711 = 0$$

$$3) \quad M_Y^{XIII} + M_Y^{IX} + (M_Y \sin(54.5^\circ) - M_X \sin(35.5^\circ))^{VII} = 0 \rightarrow -0.5497 + 0.0972 + 0.4536 = 0.0011 \approx 0$$

NODO 8

$$1) \quad M_X^X + M_Z^{IX} + (M_X \cos(35.5^\circ) + M_Y \cos(54.5^\circ))^{VIII} = 0 \rightarrow 0.0021 - 0.1931 + 0.19 = -0.001 \approx 0$$

$$2) \quad M_Z^X - M_X^{IX} + M_Z^{VIII} = 0 \rightarrow -1.1823 + 0.03 + 1.1523 = 0$$

$$3) \quad M_Y^X + M_Y^{IX} + (M_Y \sin(54.5^\circ) - M_X \sin(35.5^\circ))^{VIII} = 0 \rightarrow -0.172 - 0.0918 + 0.2644 = 0.0006 \approx 0$$

NODO 9

- 1) $M_Z^{XIII} + M_Z^V + M_Z^{XIV} = 0 \rightarrow -0.8788 - 0.7431 + 1.6219 = 0$
- 2) $M_Y^{XIII} + M_X^V + M_Y^{XIV} = 0 \rightarrow 0.0654 + 0.0015 - 0.0669 = 0$
- 3) $M_X^{XIII} - M_Y^V + M_X^{XIV} = 0 \rightarrow -0.0044 + 0.0037 + 0.0007 = 0$

NODO 10

- 1) $M_Z^X + M_Z^{XI} + M_Z^{VI} = 0 \rightarrow -6.9645 + 12.9608 - 5.9963 = 0$
- 2) $M_Y^X + M_Y^{XI} + M_X^{VI} = 0 \rightarrow -0.0649 + 0.0643 + 0.0006 = 0$
- 3) $M_X^X + M_X^{XI} - M_Y^{VI} = 0 \rightarrow -0.0021 - 0 + 0.0021 = 0$

NODO 11

- 1) $M_Z^{XII} + M_X^{XI} - M_Y^{III} = 0 \rightarrow 0.2309 - 0 - 0.2309 = 0$
- 2) $-M_X^{XII} + M_Z^{XI} + M_Z^{III} = 0 \rightarrow -0.0031 + 3.4828 - 3.4797 = 0$
- 3) $M_Y^{XII} + M_Y^{XI} + M_X^{III} = 0 \rightarrow 0.1531 - 0.152 - 0.0012 = -0.0001 \approx 0$

NODO 12

- 1) $M_Z^{XIV} + M_Z^{IV} - M_X^{XII} = 0 \rightarrow 0.4924 - 0.4955 + 0.0031 = 0$
- 2) $M_Y^{XIV} + M_X^{IV} + M_Y^{XII} = 0 \rightarrow -0.1868 - 0.0011 + 0.1879 = 0$
- 3) $M_X^{XIV} - M_Y^{IV} + M_Z^{XII} = 0 \rightarrow -0.0007 - 0.2309 + 0.2315 = -0.0001 \approx 0$

In Figura 9.6 si riporta un esempio grafico di quanto affermato ad inizio capitolo: in merito all'equazione 12.3, poiché l'asse Y^{III} è orientato con direzione opposta rispetto a X^{XIV} e Z^{XII} , il suo segno è negativo.

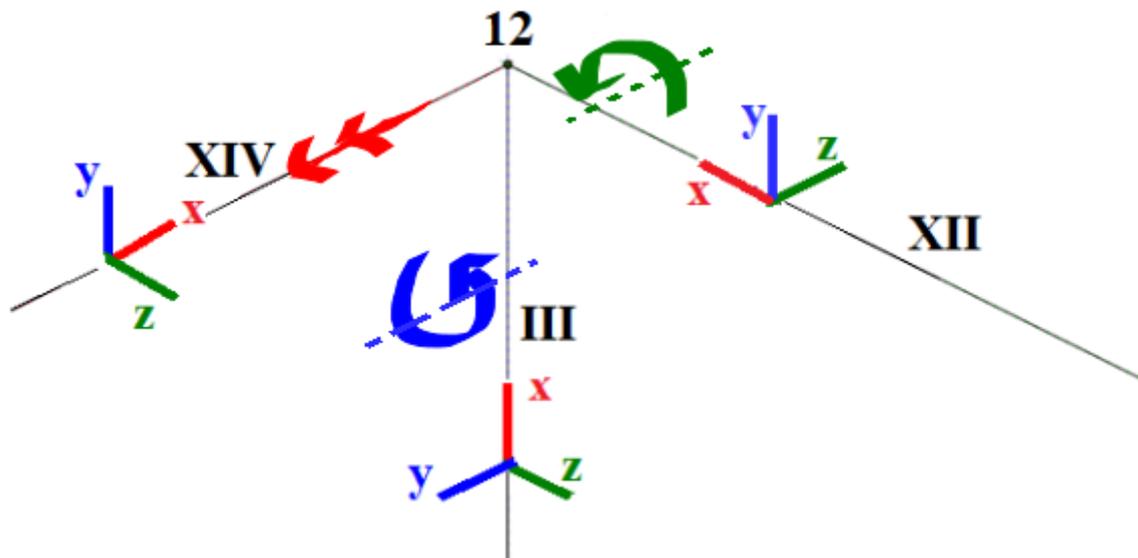


Figura 9.5 equazione di equilibrio al nodo 12

9.5 DESCRIZIONE DELLE MODALITÀ DI COLLASSO DI UN ELEMENTO T-STUB

Un elemento T-Stub equivalente ha una resistenza di progetto pari alla più piccola delle resistenze nei confronti delle seguenti modalità di collasso:

- 1) completo snervamento dell'ala sporgente, in prossimità dei raccordi;
- 2) parziale snervamento dell'ala con rottura dei bulloni tesi;
- 3) rottura dei bulloni.

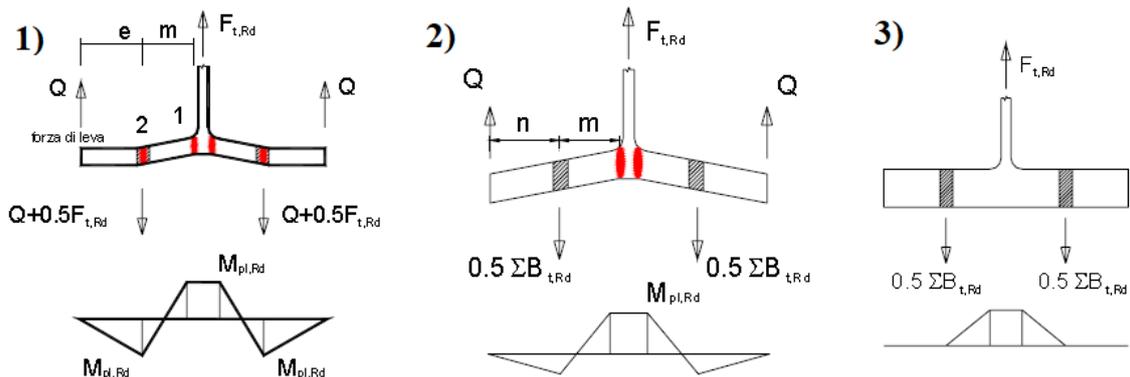


Figura 9.6: elemento T-Stub equivalente per verificare la flessione delle piastre

In questa tesi viene considerata sempre la prima modalità di collasso, poiché è la minore tra tutte. La normativa EC3-J permette di stabilire, attraverso un diagramma, quale sia la modalità critica sulla base del tipo di collegamento e delle sue quote caratteristiche: si definiscono:

$$\lambda = \frac{n}{m} \quad (9.4)$$

$$\beta = \frac{L_{EFF} t^2 f_Y}{m \Sigma F_{T,Rd}} \quad (9.5)$$

laddove:

- $n = e_p$;
- $m = m_p$;
- $F_{T,Rd}$ è la resistenza a trazione dei bulloni.

Basandosi invece sulle quote caratteristiche delle piastre, si possono determinare i valori di λ . Da lì, tramite il diagramma di Figura J 3.3 della normativa EC3-J, si nota che quando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_{TR}}{\sum F_{T,Rd}} < \frac{2\lambda}{2\lambda + 1} \rightarrow \frac{F_{TR}}{\sum F_{T,Rd}} < 0.68 \div 0.72 \\ \beta < \frac{2\lambda}{2\lambda + 1} \rightarrow \beta < 0.68 \div 0.72 \end{array} \right. \quad (9.6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta < \frac{2\lambda}{2\lambda + 1} \rightarrow \beta < 0.68 \div 0.72 \end{array} \right. \quad (9.7)$$

allora la modalità di collasso prevalente è la prima. In tutti i casi in esame (NODO TRAVERSO A SBALZO – PILASTRO, NODO PILASTRO – REGGIMENSOLA), viste le lunghezze efficaci e gli spessori (anche considerando le contropiastre), si otterrebbero dei valori di $\beta \approx 0.28 \div 0.52$ sia considerando file di bulloni isolate, che in gruppo. D'altro canto, $\frac{F_{TR}}{\sum F_{T,Rd}}$ non è mai > 0.44 . Quindi, si può concludere che il modo di collasso di riferimento è il primo.

Un'ultima precisazione riguarda le lunghezze efficaci di resistenza: in Figura XX viene fornito un esempio pratico di cosa esse rappresentino, per aiutare a comprendere la distribuzione delle tensioni in un elemento T-Stub sforzato assialmente.

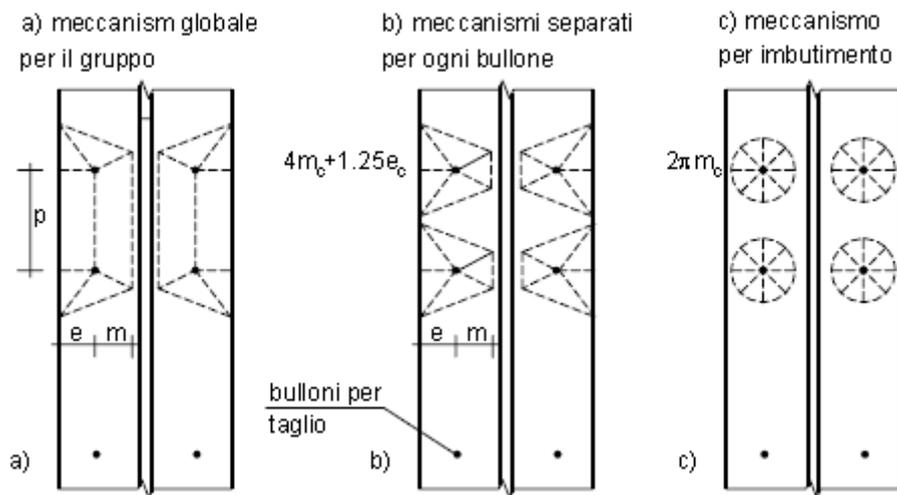


Figura 9.7: lunghezze efficaci di collasso per un elemento T-Stub^[3]

9.6 FOGLIO DI CALCOLO NODO TRIPLO ANTERIORE

In questa sezione si riporta il foglio di calcolo impiegato per la valutazione delle sollecitazioni al nodo triplo. Le sollecitazioni, raccolte direttamente dalla Tabella 6.3 del capitolo 6. *CALCOLO DEL TELAIO SPAZIALE*, vengono filtrate scartando tutti quei valori minori di 0.5 kN e 0.05 kNm. Vengono riportate anche le quote caratteristiche delle piastre di collegamento. Il caso peggiore è valutato direttamente quando il ponte è al finecorsa della via di corsa. Si precisa che, nei calcoli che seguono, si considerano i segni delle sollecitazioni solamente quando occorre sommare più contributi, e quindi calcolare una effettiva risultante.

SOLLECITAZIONI FITTED							
		N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
	VIII	20,97	1,47	0	0	0,33	1,15
Finecorsa	IX	0	21,96	1,13	0	-0,09	-0,19
	X	-19,02	-10,92	0	0	-0,17	-1,18

Tabella 9.1: raccolta delle sollecitazioni al nodo triplo anteriore – collegamento laterale

QUOTE INF		QUOTE LAT	
n	4	n	4
p1	90	p1	80
p2	163	p2	68
theta	29°	theta	40°

Tabella 9.2: quote caratteristiche delle piastre di collegamento – nodo triplo anteriore

Nel successivo riquadro si mostrano le forze equivalenti generate dalle sollecitazioni sull'asta *i*-esima, sia per la piattabanda inferiore (indicata con I) sia per quella laterale (indicata con L). Sulla base del tipo di forze generate e della loro combinazione vettoriale, si valuta quale sia l'estremo d'asta più sollecitato, ricordando che:

- nella piattabanda inferiore gli estremi coinvolti sono quelli delle aste *IX* e *VIII*;
- nel collegamento d'anima laterale convergono gli estremi delle aste *IX* e *X*.

Per quanto riguarda le forze:

- V_{T-i} indica una forza di taglio in direzione *i*-esima, parallela ad un asse;
- R_T indica una forza di taglio con direzione non parallela ad uno degli assi cartesiani;
- F_{TR} indica una forza assiale.

FORZE CAUSATE DALLE SOLLECITAZIONI					
VIII (I)	Ftr+RtXZ	Ftr+RtXZ	-	-	RtXZ Ftr+RtXZ
IX (I)	VtZ	Ftr	VtX	-	RtXZ Ftr
IX (L)	VtZ	VtY	Ftr	-	Ftr RtYZ
X (L)	Ftr	VtY	VtZ	-	Ftr Ftr

Tabella 9.3: forze causate dalle sollecitazioni – nodo triplo anteriore

9.6.1 DIMENSIONAMENTO DEL COLLEGAMENTO LATERALE:

ASTA IX:

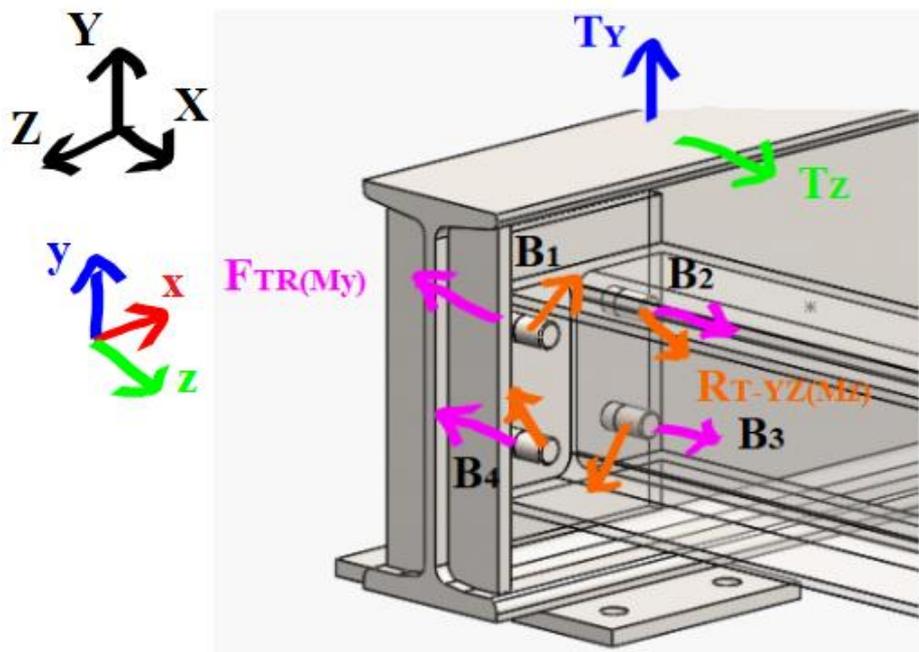


Figura 9.8: schema delle forze al collegamento laterale – nodo triplo anteriore – asta IX

$$\bullet V_{T-Y}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} = 5490 \text{ N}; \quad (9.8)$$

$$\bullet F_{TR}(T_Z) = \frac{T_Z}{n} = -282.5 \text{ N} \quad (9.9)$$

$$\bullet F_{TR}(M_Y) = \frac{M_Y}{n \cdot \frac{p_1}{2}} = 687.5 \text{ N}; \quad (9.10)$$

$$\bullet V_{T-Z}(M_Z) = \frac{M_Z}{n \cdot \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2} \cdot \sin\left(\tan\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right)} = 430 \text{ N}; \quad (9.11)$$

$$(9.12)$$

- $V_{T-Y}(M_Z) = \frac{M_Z}{n \cdot \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2}} \cdot \cos\left(\tan\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right) = 570 \text{ N};$

Considerando gli opportuni segni ove occorre sommare più contributi, il bullone più caricato sia a trazione che a taglio è $B_4 = B_1$. In essi:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-Y} = V_{T-Y}(T_Y) + V_{T-Y}(M_Z) = 6060 \text{ N} \end{array} \right. \quad (9.13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-Z} = V_{T-Z}(M_Z) = 430 \text{ N} \end{array} \right. \quad (9.14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{TR} = F_{TR}(M_Y) + F_{TR}(T_Z) = 405 \text{ N} \end{array} \right. \quad (9.15)$$

ASTA X:

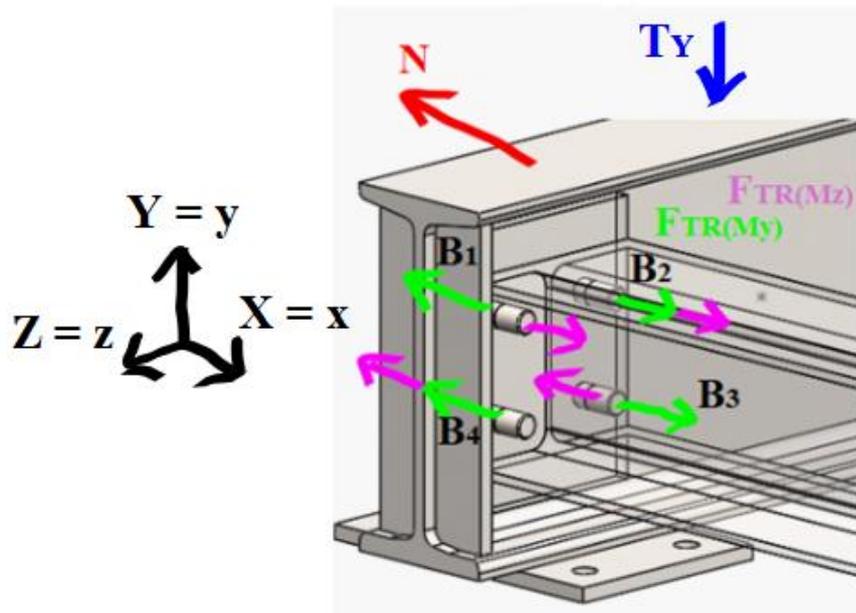


Figura 9.9: schema delle forze al collegamento laterale – nodo triplo anteriore – asta X

- $F_{TR}(N) = \frac{N}{n} = 4755 \text{ N} \quad (9.16)$

- $V_{T-Y}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} = -2730 \text{ N} \quad (9.17)$

- $F_{TR}(M_Y) = \frac{M_Y}{n \cdot \frac{p_1}{2}} = 500 \text{ N} \quad (9.18)$

- $F_{TR}(M_Z) = \frac{M_Z}{n \cdot \frac{p_2}{2}} = 8456 \text{ N}; \quad (9.19)$

Considerando gli opportuni segni, il bullone più caricato sia a trazione che a taglio è B_4 .
In esso:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-Y} = V_{T-Y}(T_Y) = 2730 \text{ N} \\ F_{TR} = F_{TR}(M_Y) + F_{TR}(M_Z) + F_{TR}(N) = 13711 \text{ N} \end{array} \right. \quad (9.20)$$

$$(9.21)$$

Come si nota, a seconda che il nodo venga visto come appartenente all'asta IX piuttosto che a quella X , si hanno forze diverse sui bulloni più critici. Si decide allora di prendere i valori massimi sia del taglio che della trazione, e usare essi come riferimenti di sollecitazione. Pertanto:

- $2F_{TR(B_4)} = 27422 \text{ N}$ per la riga di bulloni;
- $F_{TR(B_4)} = 13711 \text{ N}$ per la trazione sul bullone;
- $V_{(T-Y),B_4} = 6060 \text{ N}$ per scorrimento, rifollamento, taglio sul bullone;
- $T_{Y(IX)} = 21960 \text{ N}$ per il tranciamento.

Si sta sostanzialmente considerando la peggior situazione fittizia possibile, data dalla combinazione dei casi peggiori su ciascuna estremità d'asta.

9.6.2 DIMENSIONAMENTO DEL COLLEGAMENTO INFERIORE:

ASTA IX :

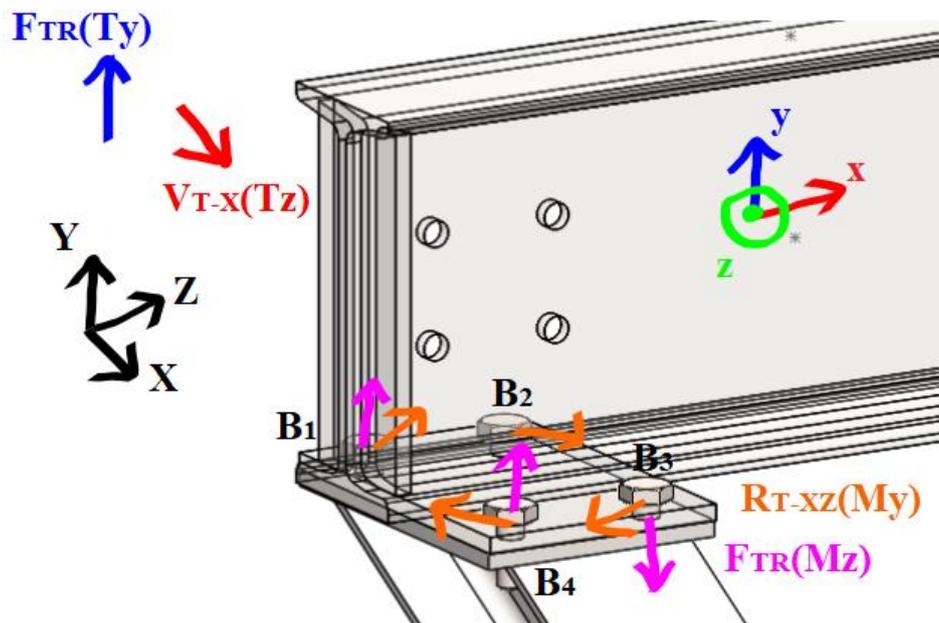


Figura 9.10: schema delle forze – collegamento inferiore nodo triplo anteriore – asta IX

- $F_{TR}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} = 5490 \text{ N};$ (9.22)

- $V_{T-X}(T_Z) = \frac{T_Z}{n} = 282.5 \text{ N};$ (9.23)

- $F_{TR}(M_Z) = \frac{M_Z}{n * \frac{p_1}{2}} = 1055.6 \text{ N};$ (9.24)

- $V_{T-X}(M_Y) = \frac{M_Y}{n * \sqrt{(\frac{p_1}{2})^2 + (\frac{p_2}{2})^2} * \cos(\tan(\frac{p_2}{p_1}))} = 211.6 \text{ N};$ (9.25)

- $V_{T-Z}(M_Y) = \frac{M_Y}{n * \sqrt{(\frac{p_1}{2})^2 + (\frac{p_2}{2})^2} * \sin(\tan(\frac{p_2}{p_1}))} = 142.8;$ (9.26)

Considerando gli opportuni segni, il bullone più caricato a trazione è $B_1 = B_4$, a taglio invece è $B_2 = B_3$:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-X} = V_{T-X}(M_Y) + V_{T-X}(T_Z) = 494 \text{ N} \\ V_{T-Z} = V_{T-Z}(M_Y) = 425 \text{ N} \\ F_{TR} = F_{TR}(T_Y) + F_{TR}(M_Z) = 6546 \text{ N} \end{array} \right. \begin{array}{l} (9.27) \\ (9.28) \\ (9.29) \end{array}$$

ASTA VIII:

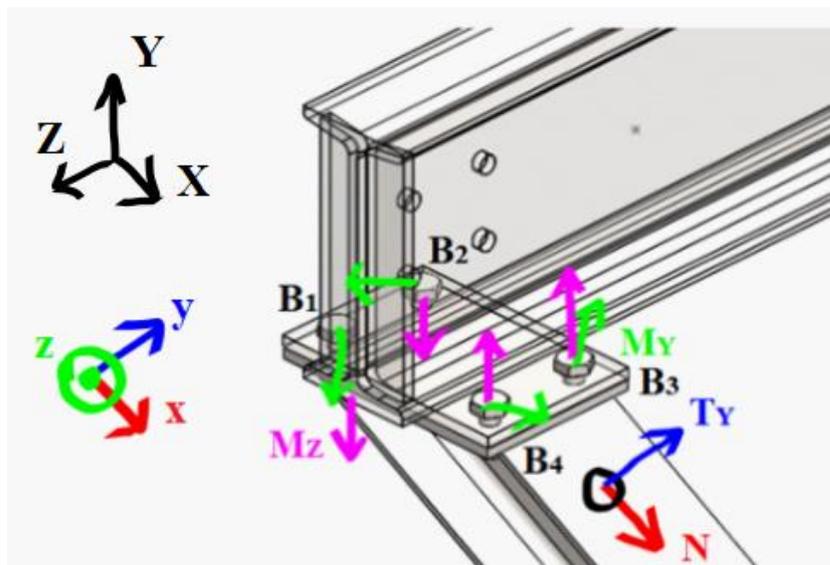


Figura 9.11: schema delle forze – collegamento inferiore nodo triplo anteriore – asta VIII

$$\bullet F_{TR}(N) = \frac{N}{n} * \sin(35.5^\circ) = -3044 N; \quad (9.30)$$

$$\bullet V_{T-X}(N) = \frac{N}{n} * \cos(35.5^\circ) = 4268 N; \quad (9.31)$$

$$\bullet F_{TR}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} * \cos(35.5^\circ) = 299 N; \quad (9.32)$$

$$\bullet V_{T-X}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} * \sin(35.5^\circ) = 213 N \quad (9.33)$$

$$\bullet V_{T-X}(M_Y) = \frac{M_Y}{n * \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2} * \cos\left(\tan\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right)} = 776 N; \quad (9.34)$$

$$\bullet V_{T-Z}(M_Y) = \frac{Y}{n * \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2} * \sin\left(\tan\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right)} = 428 N; \quad (9.35)$$

$$\bullet F_{TR}(M_Z) = \frac{M_Z}{n * \frac{p_2}{2}} = 3528 N; \quad (9.36)$$

Considerando gli opportuni segni, il bullone più caricato sia a trazione che a taglio è B_4 .
In esso:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-X} = V_{T-X}(T_Y) + V_{T-X}(M_Y) + V_{T-X}(N) = 5257 N \quad (9.37) \\ V_{T-Z} = V_{T-Z}(M_Y) = 428 N \quad (9.38) \\ F_{TR} = F_{TR}(T_Y) - F_{TR}(N) + F_{TR}(M_Z) = 783 N \quad (9.39) \end{array} \right.$$

Anche per il collegamento inferiore si adotta la stessa strategia di quello laterale, dunque, come sollecitazioni di riferimento, si usano:

- $2F_{TR(B_2)} = 13092 N$ per la riga di bulloni;
- $F_{TR(B_2)} = 6546 N$ per la trazione sul bullone;
- $H_{(T-X),B_4} = 5257 N$ per scorrimento, rifollamento, taglio sul bullone;
- $T_{X(VIII)} = 20970 \cos(35.5^\circ) + 1470 \sin(35.5^\circ) = 17926 N$ per il tranciamento.

9.7 FOGLIO DI CALCOLO NODO TRIPLO POSTERIORE

In questa sezione si riporta il foglio di calcolo impiegato per la valutazione delle sollecitazioni al nodo triplo posteriore.

SOLLECITAZIONI FITTED [kN], [kNm]							
		N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
	III	13,54	-2,09	0	0	-0,23	3,48
Finecors	XI	2,21	13,7	0	0	0,15	-3,48
	XII	0	0	0	0	0,15	0,23

Tabella 9.4: riassunto delle sollecitazioni per il nodo triplo posteriore

Come si nota dalla Tabella 9.4, le sollecitazioni sulla trave XII sono molto minori rispetto a quelle delle altre. Per questo motivo si escludono a prescindere dalla trattazione, adottando la trave XI e la trave III rispettivamente come riferimento per il collegamento laterale e per quello inferiore.

FORZE CAUSATE DALLE SOLLECITAZIONI						
III (I)	Ftr	HtX	-	-	Ftr	Ftr
XII (I)	-	-	-	-	-	-
XI (L)	Ftr	HtY	-	-	Ftr	Ftr
XII (L)	-	-	-	-	-	-

Tabella 9.5: forze causate dalle sollecitazioni, nodo triplo posteriore

9.7.1 DIMENSIONAMENTO DEL COLLEGAMENTO LATERALE

ASTA XI:

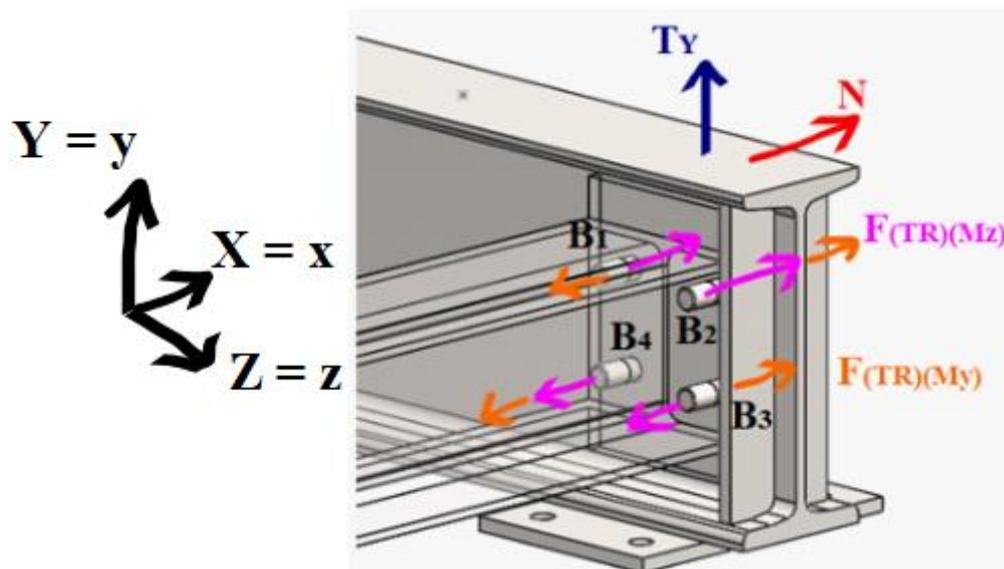


Figura 9.12: equilibrio forze – collegamento laterale nodo triplo posteriore – asta XI

$$\bullet F_{TR}(N) = \frac{N}{n} = 552.5 \text{ N}; \quad (9.40)$$

$$\bullet V_{T-Y}(T_Y) = \frac{T_Y}{n} = 3425 \text{ N}; \quad (9.41)$$

$$\bullet F_{TR}(M_Y) = \frac{M_Y}{n \cdot \frac{p_1}{2}} = 937.5 \text{ N}; \quad (9.42)$$

$$\bullet F_{TR}(M_Z) = \frac{M_Z}{n \cdot \frac{p_2}{2}} = 25588 \text{ N}; \quad (9.43)$$

Considerando gli opportuni segni, il bullone più caricato sia a trazione che a taglio è B_2 .
In esso:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-Y} = V_{T-Y}(T_Y) = 3425 \text{ N} \\ F_{TR} = F_{TR}(M_Y) + F_{TR}(M_Z) + F_{TR}(N) = 27078 \text{ N} \end{array} \right. \quad (9.44)$$

$$(9.45)$$

Si utilizzano i valori della sola trave XI :

- $2F_{TR(B_2)} = 54156 \text{ N}$ per la riga di bulloni;
- $F_{TR(B_2)} = 27078 \text{ N}$ per la trazione sul bullone;
- $H_{(T-Y),B_2} = 3425 \text{ N}$ per scorrimento, rifollamento, taglio sul bullone;
- $T_{Y(XI)} = 13700 \text{ N}$ per il tranciamento.

9.7.2 DIMENSIONAMENTO DEL COLLEGAMENTO INFERIORE:

ASTA III:

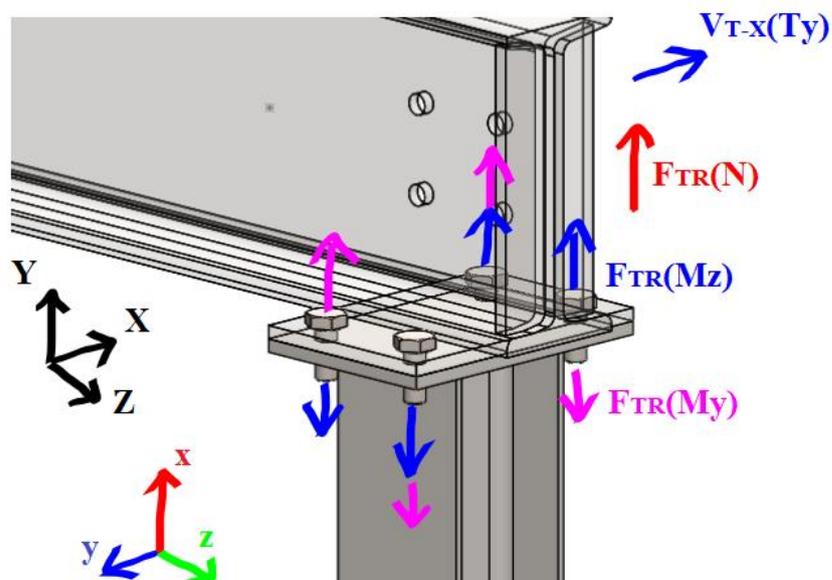


Figura 9.13: equilibrio delle forze – collegamento inferiore nodo triplo posteriore – asta III

- $F_{TR}(N) = \frac{N}{n} = 3385 \text{ N};$ (9.46)

- $V_{T-X}(T_Y) = \frac{T_Z}{n} = 522.5 \text{ N};$ (9.47)

- $F_{TR}(M_Z) = \frac{M_Z}{n \cdot \frac{p_2}{2}} = 10674.8 \text{ N};$ (9.48)

- $F_{TR}(M_Y) = \frac{M_Y}{n \cdot \frac{p_1}{2}} = 1277.8 \text{ N};$ (9.49)

Considerando gli opportuni segni, il bullone più caricato sia a trazione che a taglio è B_2 :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{T-X} = V_{T-X}(T_Y) = 523 \text{ N} \\ F_{TR} = F_{TR}(M_Y) + F_{TR}(M_Z) + F_{TR}(N) = 15338 \text{ N} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (9.50) \\ (9.51) \end{array}$$

Per il collegamento inferiore il riferimento è la sola trave *III* presente:

- $2F_{TR(B_2)} = 30676 \text{ N}$ per la riga di bulloni;
- $F_{TR(B_2)} = 15338 \text{ N}$ per la trazione sul bullone;
- essendoci H_T irrisoria, si omettono le verifiche a taglio.

10. BIBLIOGRAFIA

CAPITOLO 1

[1] Harris, Kotzalas – “*Essential Concepts of Bearing Technology*” 5th edition, Taylor & Francis, pp. 304-308

[2] Jacobs, Boonen, Sas, Malagò, Moens – “*DEVELOPMENT OF A TEST RIG FOR MULTI-AXIAL STATIC AND DYNAMIC LOADING OF BEARINGS*”, ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences, 2011, Washington

[3] Robinson, - “*Design of a Test Rig for Conductive Ball Bearing Greases*”, Major Qualifying Project Report, WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE, 2018

[4] http://shodhganga.inflibnet.ac.in/bitstream/10603/8549/13/13_chapter%204.pdf

[5] Yao, Kuo, Chen, Li – “*Ball bearing test-rig research and fault diagnosis investigation*”, article of IET Journals, 2015

[6] Lugt, Van den Kommer, Lindgren, Roth – “*The R0F+ methodology for grease life testing*”, SKF Article

[7] Blomstedt – “*MEASUREMENT AND CONTROL SYSTEM FOR A BEARING TEST RIG*”, AALTO UNIVERSITY, Master Thesis, Helsinki 2017

[8] Henry, Bouyer, Fillon – “*An Experimental Hydrodynamic Thrust Bearing Device and Its Application to the Study of a Tapered-Land Thrust Bearing*”, Journal of Tribology, ASME 2014, Vol. 136 / 021703-1

[9] Brecher, Fay, Hassis, Bonerz, -“*High-Speed Rolling Bearing Test Rigs with Contactless Signal Transmission for Measuring the Inner Ring Temperature*”, OTT-JAKOB Spanntechnik GmbH, Germany

[10] Matharu, Sanyal, Bal – “*Development of a multipurpose, efficient and inexpensive bearing test rig*”, Journal of Engineering and Technology Research Vol. 2(3), pp. 044-049, March 2010

[11] Paleu, Cretu, Dragan, Balan – “*TEST RIG FOR FRICTION TORQUE MEASUREMENT IN ROLLING BEARINGS*”, Galati’s University, FASCICLE VIII, 2004,TRIBOLOGY

[12] Zhanga, Xua, Changa, Xia, Xinga, Peia, Wanga – “*Torque variations of ball bearings based on dynamic model with geometrical imperfections and operating conditions*”, Tribology International 133, 2019, pp.193-205

[13] Hannon, Barr, Froelich – “*Rolling-Element Bearing Heat Transfer—Part III: Experimental Validation*”, Transactions of ASME 2015, Vol. 137

[14] Rodica, Balan, Houpert, Tufescu, Dumitru, Olaru, -“ *Rolling Friction Torque in Ball-Race Contacts Operating in Mixed Lubrication Conditions*”, Journal of lubricants, ISSN 2075-4442

[15] Chagas, Freitas, Carneiro, Da Silva – “*Correlation between Simulations and Tests for determining the Stress State on Raceways of Bearings due to the press fitting and loading at Test Rig*”, SAE TECHNICAL 2012-36-0453 PAPER SERIES E

[16] Moore, Lerche, Allison, Ransom, Lubell – “*Development of a High Speed Gas Bearing Test Rig to Measure Rotordynamic Force Coefficients*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power OCTOBER 2011, Vol. 133 / 102504-1, ASME

[17] Van Genuchten, Alvarez, Van Eesbeek –“*Multi-parameter Fibre Optic Sensing System for Remote Condition and Operation Monitoring of Gearbox Bearings in Rack and Pinion Jacking Systems*”

[18] Da Silva, Tessari, Garcia, De Freitas – “*Experimental testing and thermal analysis of angular contact ball bearings*”, SAE TECHNICAL PAPER SERIES E, 2016-36-0134

[19] Wang, Lin, Jiang, Yuan – “*Investigation on frictional characteristic of deep-groove ball bearings subjected to radial loads*”, Sage, Advances in Mechanical Engineering 2015, Vol. 7(7) 1–12

[20] Fiedler, Kiekbusch, Sauer – “*Investigation of inner contact and friction conditions of a spherical roller bearing using multi-body simulation*”, periodica polytechnica, Mechanical Engineering 55/2, 2011, pp. 79–84

CAPITOLO 2

[1] www.manualihoepi.it › media › doc › cordova_cap2

[2] Monte, “*Elementi di Impianti Industriali*”, Edizioni Libreria Cortina Torino, 2003, Vol.1, pag 303

[3] http://gelfi.unibs.it/lezioni_acciaio/Lezione13-3.pdf

[4] http://www.dica.unict.it/users/agheresi/Testi/Normativa_Europea/EC3-BJ.pdf

[5] [gelfi.unibs.it > lezioni_acciaio > Lezione15](http://gelfi.unibs.it/lezioni_acciaio/Lezione15)

CAPITOLO 3

[1] Monte, “Elementi di Impianti Industriali”, Edizioni Libreria Cortina Torino, 2003, Vol.1

[2] <http://www.unife.it/interfacolta/design/insegnamenti/materiali-per-prodotto-industriale/Torsione%20in%20sezioni%20cave%20a%20spessore%20sottile.pdf>

[3] Eurocode verification of a runway beam subject to wheel loads – Part 2, NSC - March 2015 Technical Document

CAPITOLO 6

[1] Immagine realizzata tramite il tool online EasyCiv per il calcolo di telai spaziali: <http://www.easyciv.com/EasyCivApp.html>

[2] https://www.youtube.com/watch?v=mxoR1i_it6Y&list=PLX2gXftPVXWLDn0m3j1bo6AdREM7I1SB&index=16&t=0s&app=desktop

[3] <http://www.scienzadellecostruzioni.co.uk/Documenti/FranciosiFEM/6.%20Telai%20spaziali.pdf>

[4] <https://www.unikore.it/phocadownload/userupload/giuseppe.macaluso2unikore.it/risoluzione%20telaio%20con%20metodo%20%20matriciale.pdf>

[5] P.Kattan – “Matlab Guide to Finite Elements – An Interactive Approach”, Springer 2003 – pages 187-197

[6] https://www.google.com/search?q=instabilit%C3%A0+a+carico+di+punta&sxsrf=ACYBGNQ8H68UhonUEmyjYLWYIpCjrzFwBA:1569088707330&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiFxZX4vuLkAhWSK1AKHT-6DEgQ_AUIEygC&biw=1366&bih=657#

[7] Shigey, Budynas “Progetto e costruzione di macchine”, McGraw Hill, Ed.2014

CAPITOLO 7

- [1] Slide del corso “Elementi di costruzione di macchine”, prof. Brusa - Berruti – aa.2016/2017
- [2] “Collegamento cerniera con piastra d’anima”, Manuali Hoepli - http://www.manualihoepi.it/media/doc/spinghetti_cap6.pdf
- [3] https://www.castaliaweb.com/ita/P/CSE/guide/index.html?check_boltbearing.htm
- [4] <http://wwwdata.unibg.it/dati/corsi/22036/48553-Unioni%20bullonate.pdf>
- [5] <http://web.unibas.it/ponzo/Files/Acciaio/Dispensa%204%20-%20Unioni%20Bullonate.pdf>
- [6] GIUNTO FLANGIATO [secondo EC3 Appendice J], Gelfi, Revisione 14.01.2006
- [7] Hobert, “Welding formulas and tables” – Structural design service, Oregon, 1983
- [8] “Lezione 11-1 Saldature”, Gelfi: http://gelfi.unibs.it/lezioni_acciaio/Lezione11-1-Saldature.pdf
- [9] Hu, Davison – “Component modelling of flexible end-plate connections in fire”, International Journal of Steel Structures, March 2009, Volume 9, Issue 1, pp 1–15
- [10] “Joint in steel construction: moment resisting joints to Eurocode 3”, Tata Steel, BCSA, publication P398
- [11] http://www.manualihoepi.it/media/doc/spinghetti_cap6.pdf
- [12] Shigley, Budynas “Progetto e costruzione di macchine”, McGraw Hill – Ed.2014
- [13] “Joint in steel construction: simple connections”, The Steel construction institute & The British CONstructional Steelwork Association Limited – publication p212, 2002
- [14] <http://fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/ESDEP/master/wg10/10420.htm>
- [15] “A numerical and analytical study on distortional buckling of doubly-symmetric steel I-beams”- Kalkan, Buyukkaragoz, Journal of Constructional Steel Research, Volume 70, 2012, Pages 289-297
- [16] <https://www.steelconstruction.info/Stiffeners>

CAPITOLO 8

[1] http://help.solidworks.com/2019/italian/SolidWorks/cworks/c_Solid_Mesh.htm

[2] https://www.steelconstruction.info/File:R19_Fig6.PNG#filelinks

CAPITOLO 9

[1] [http://www.dica.unict.it/users/prossi/Files/Files%20Ponti%202014-15/Lezione%2012%20%20Ponti%20\(Linee%20e%20superfici%20di%20influenza\).pdf](http://www.dica.unict.it/users/prossi/Files/Files%20Ponti%202014-15/Lezione%2012%20%20Ponti%20(Linee%20e%20superfici%20di%20influenza).pdf)

[2] Monte, “Elementi di Impianti Industriali”, Edizioni Libreria Cortina Torino, 2003, Vol.1

[3] <http://gelfi.unibs.it/didattica/appunticorso/pdf/giuntoflangiato.pdf>

RINGRAZIAMENTI E CONCLUSIONI

Il lavoro di tesi che ho svolto con tanto impegno in questi mesi rappresenta indubbiamente l'essenza del mio percorso al Politecnico di Torino. Fin dal primo giorno sono stato consapevole delle insidie a cui sarei stato sottoposto con il passare del tempo, e tutte le difficoltà che ho dovuto superare hanno forgiato la mia voglia di lasciare un segno (più positivo possibile) a questo mondo. Pertanto, decido per una volta di nominare e ringraziare per primo me medesimo, per l'intraprendenza e l'indole combattiva che sono riuscito a tirare fuori durante questi cinque anni. Obbligatorio è citare coloro che mi hanno supportato e hanno creduto nelle mie capacità, nonché le persone più importanti della mia vita: i miei genitori. Senza il loro affetto sarebbe stato tutto impossibile. Vi voglio bene. Una menzione sento di farla anche ai professori Brusa e Del Prete, che mi hanno permesso di cimentarmi in una tesi molto lontana dal mio ambito, l'Automazione, e di mettermi alla prova in una branca della Meccanica sulla quale sento di avere ancora tanto da imparare. Infine, vorrei ringraziare l'ingegner Marco Giorio, che con i suoi consigli ha contribuito a guidarmi nello sviluppo di questo progetto. Spero, nel mio piccolo, di aver dato una mano per la realizzazione di questo banco prova.

*Alle mille albe che hanno alimentato il mio spirito,
e alle migliaia che ancora verranno.*

Francesco Paolo Porcari

