ISTITUTO NAZIONALE DI FISICA NUCLEARE

Sezione di Ferrara

INFN/TC-04/09
25 Aprile 2004

CLOUD RADAR : RADAR AIRBORNE PER MISURE IN NUBE NOTE DI CALCOLO SUL SISTEMA DI PUNTAMENTO

Progetto : V. Carassiti[1], F. Evangelisti[1]
Calcoli struttura e azionamenti: V. Carassiti
Disegni : F. Evangelisti
Installazione degli azionamenti : M. Furini[1], L. Landi[1], M. Melchiorri[1], S. Squerzanti[1]
Comandi e controlli degli azionamenti : R. Malaguti[1], S. Mantovani[2], C. Pennini[2]

[1] *INFN Sezione di Ferrara – Via Scienze 39 – 44100 Ferrara*
[2] *Dipartimento di Fisica – Università di Ferrara – Via Paradiso 12 – 44100 Ferrara*

Abstract

E' stato realizzato un sistema di movimentazione per il puntamento del cloud radar, uno strumento che utilizza l'effetto doppler per analizzare ostacoli metereologici. Una parabola trasmittente ed una ricevente analizzano una porzione di spazio nella direzione dell'ostacolo da analizzare. La movimentazione della struttura di alloggiamento delle parabole è ottenuta con due assi controllati. Il cloud radar è di proprietà dell'Agenzia Spaziale Italiana (ASI) che ne ha finanziato il progetto. La seguente nota descrive il calcolo del sistema di puntamento.

Published by ***SIS–Pubblicazioni***
Laboratori Nazionali di Frascati

1. INTRODUZIONE

Il cloud radar è uno strumento che utilizza l'effetto doppler per analizzare ostacoli metereologici; è di proprietà dell'Agenzia Spaziale Italiana (ASI) che ne ha finanziato il progetto.

E' particolarmente adatto all'osservazione delle nubi e delle caratteristiche delle particelle che le costituiscono : distribuzione dimensionale, forma, velocità media e larghezza dello spettro.

La frequenza di lavoro è di 35 GHz con treni di impulsi dell'ordine del KHz.

Per motivi legati alla natura dell'acquisizione, è dotato di supporto mobile per essere trasportato nelle zone operative (figura 1).

E' costituito da una parabola trasmittente e da una ricevente, le quali vanno movimentate per puntare all'ostacolo da analizzare.

Per avere una buona trasmissione del segnale, si è scelto un collegamento fra le parabole ed il sistema di acquisizione con guide d'onda rigidamente

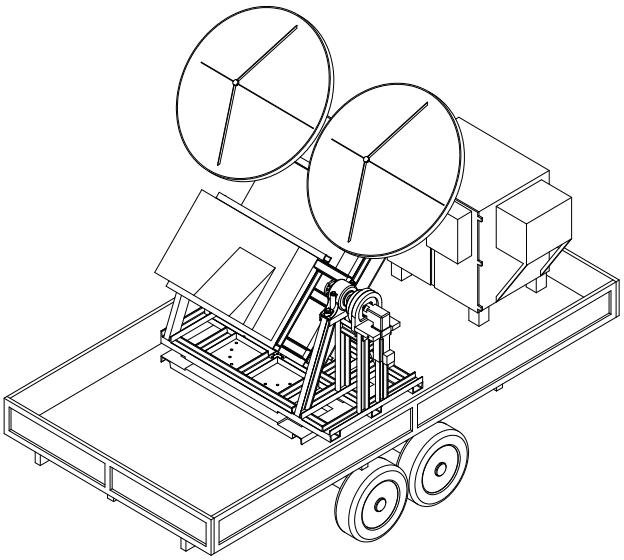


FIG.1 - CLOUD RADAR

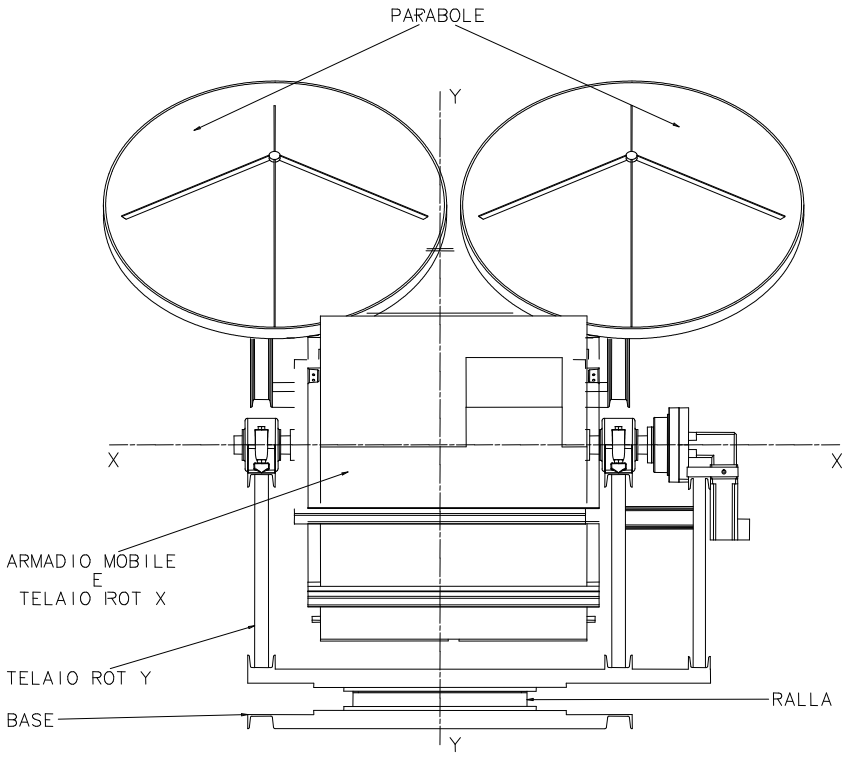


FIGURA 2 - MOVIMENTAZIONE

2. DESCRIZIONE COSTRUTTIVA

La presente descrizione costruttiva si riferisce esclusivamente alla movimentazione dell'armadio di supporto e delle parabole (figura 2). La verifica della portata e dell'omologazione relativa al carrello ed al mezzo di traino devono essere verificate e certificate dagli enti preposti allo scopo.

Il vincolo al piano del carro è ottenuto con una base[3] sulla quale è fissata una ralla in grado di sopportare il carico ed i momenti torcente e ribaltante.

La ralla dovrà permettere la rotazione attorno all'asse Y.

Il sistema di basculamento attorno all'asse X (telaio rot X) consiste in un supporto in grado di accogliere l'armadio con le parabole[2]; esso è connesso alla ralla tramite un telaio[2] (telaio rot Y). L'asse di rotazione del sistema di basculamento sarà posto in corrispondenza al baricentro delle masse. Il peso della struttura basculante (armadio, parabole, telaio rot X) vale P_{strx} = 4950 N, mentre il peso del telaio di supporto rot Y vale P_{stry} = 1410 N.

I sistemi di acquisizione, elaborazione, azionamento e controllo sono alimentati da un gruppo elettrogeno installato sul rimorchio; il generatore scelto tipo Pramac S 8000 SHEPI[4], ha una potenza monofase continua di 6,08 KVA e fornisce una tensione di 230 V a 50 Hz; il generatore pesa P_{gen} = 940 N.

La potenza disponibile per il puntamento del sistema è 2,5 KW.
Assumendo di utilizzare due motori uguali per la rotazione attorno all'asse Y e per il basculamento attorno all'asse X, ogni motore avrà a disposizione una potenza di 1,25 KW. Assunto che i motori ruotino ad n= 3000 g/min (314 rad/sec) , si può pensare che la coppia fornita sia M = 1250 / 314 = 4 Nm.

[3] Costruzione ed assemblaggio : S.C.M. srl – Via Padre Torres 8 – 41100 Modena
[4] S.A.CO.M S.n.c. – Via Nerina 19 – 00155 Roma

3. ANALISI DEI CARICHI

3.1 Momento ribaltante dovuto al peso della struttura movimentata

L'armadio mobile viene montato in modo che il punto di intersezione delle diagonali della pianta coincidano con il centro di rotazione della ralla di supporto. Il baricentro del carico si trova spostato rispetto a questo punto di F_{cen} = 75 mm.
Il peso totale della struttura basculante e del suo supporto vale
$P_{bs} = P_{strx} + P_{stry}$ = 6360 N.
Il momento ribaltante che nasce per questo effetto vale
$M_{rfb} = P_{bs} * F_{cen}$ = 477 Nm.

3.2 Azione del vento

Per le azioni del vento vengono utilizzati i seguenti parametri[5] :
V_{ref} = 25 è la velocità di riferimento del vento [m/s] (Emilia-Romagna)
? = 1,25 è la densità dell'aria [Kg/m^3]
Q_{ref} = (?/2)* Vref^2 = 781 è la pressione media di riferimento del vento [N/m^2]
$Ce_{(Ze)}$ = 1,8 è il coefficiente di esposizione
$W_e = Q_{ref} * Ce_{(Ze)}$ = 781 * 1,8 = 1406 è la pressione del vento [N/m^2]
C_f = 2,5 è il coefficiente di forza
A_{ref} è l'area di riferimento per C_f [m^2]
$F_w = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{ref}$ è la forza globale [N]

Ogni parabola ha una superficie S_p = 1,25 m^2 . Si ottiene quindi
$A_{ref} = 2 * S_p$ = 2,5 m^2
$F_{wp} = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{ref}$ = 781 * 1,8 * 2,5 * 2,5 = 8786 N

La superficie di armadio orientata come le parabole vale S_a = 1,2 m^2 . Si ottiene quindi
$A_{ref} = S_a$ = 1,2 m^2
$F_{wa} = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{ref}$ = 781 * 1,8 * 2,5 * 1,2 = 4217 N

[5] norme UNI ENV 1991-2-4 (marzo 1997)

3.3 Carichi agenti sulla ralla e scelta della ralla

Il centro di spinta delle parabole si trova ad un'altezza H_{sp} = 1,6 m rispetto al piano della ralla di supporto.
Il momento dovuto alla spinta del vento sulle parabole vale
$M_{venpr} = F_{wp} * H_{sp} = 8786 * 1,6 = 14058$ Nm .
Il centro di spinta della superficie di armadio orientata come le parabole si trova ad un'altezza H_{sa} = 0,52 m rispetto al piano della ralla di supporto.

Il momento dovuto alla spinta del vento sulla superficie di armadio vale
$M_{vena} = F_{wa} * H_{sa} = 4217 * 0,52 = 2193$ Nm.

Il momento totale dovuto al vento vale $M_{ventr} = M_{venpr} + M_{vena} = 16251$ Nm.

Il momento dovuto al peso della struttura movimentata e del vento vale
$M_{asr} = M_{rfb} + M_{ventr} = 477 + 16251 = 16728$ Nm

Carico assiale dovuto al peso della struttura basculante e del suo supporto
$P_{bs} = P_{strx} + P_{stry} = 6360$ N

La ralla utilizzata è del tipo I.1.070-250[6] con D_e = 700 mm, D_i = 530 mm , H = 69 mm e peso P_{ra} = 590 N (diagramma1, figura3).

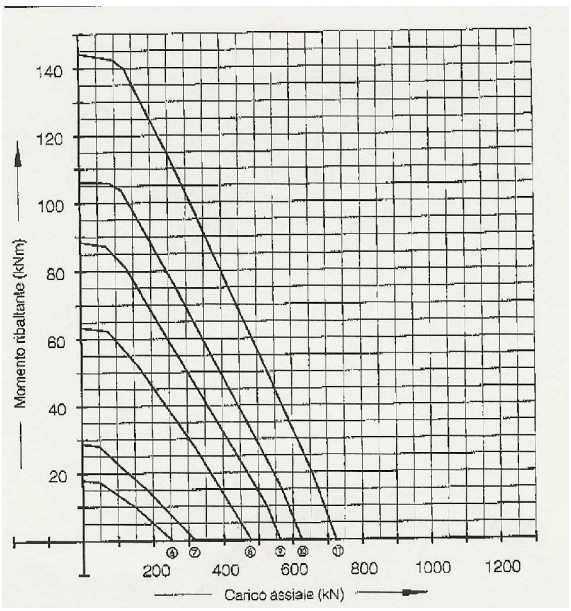
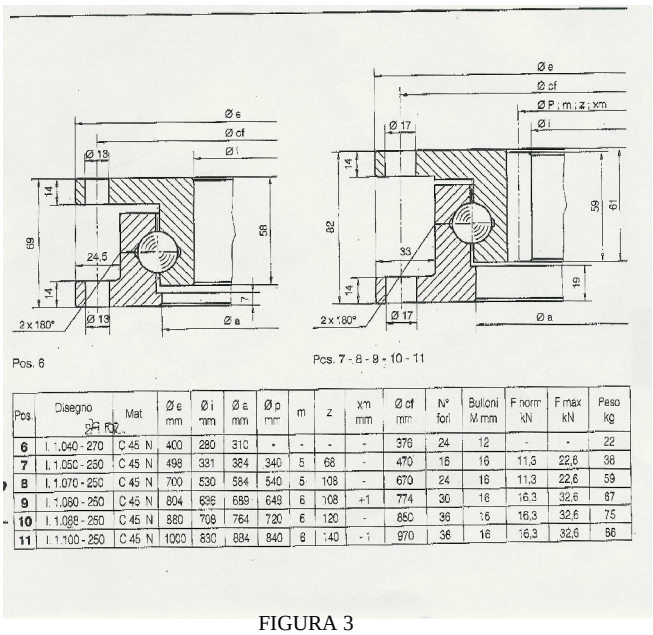


DIAGRAMMA 1



Pos.	Disegno	Mat	Ø e mm	Ø i mm	Ø a mm	Ø p mm	m	z	x·m mm	Ø cf mm	N° fori	Bulloni M mm	F norm kN	F max kN	Peso kg
6	I.1.040 - 270	C 45 N	400	280	310	-	-	-	-	376	24	12	-	-	22
7	I.1.050 - 250	C 45 N	498	331	384	340	5	68	-	470	16	16	11,3	22,6	38
8	I.1.070 - 250	C 45 N	700	530	584	540	5	108	-	670	24	16	11,3	22,6	59
9	I.1.080 - 250	C 45 N	804	636	689	648	6	108	+1	774	30	16	16,3	32,6	67
10	I.1.088 - 250	C 45 N	880	708	764	720	6	120	-	850	36	16	16,3	32,6	75
11	I.1.100 - 250	C 45 N	1000	830	884	840	8	140	- 1	970	36	16	16,3	32,6	86

FIGURA 3

[6] RIMA S.p.a. – Via Sigalina a Mattina 32 – 25018 Montichiari (BS)

Dal diagramma dei carichi sopportati dalla ralla, si ricava :

carico assiale agente P_{bs} = 6360 N
momento ribaltante ammesso M_{ra} > 60000 Nm
M_{ra}/M_{asr} = 60000/16728 = 3,6

momento ribaltante agente M_{asr} = 16728 Nm
carico assiale ammesso P_{aa} > 350000 N
P_{aa}/P_{bs} = 350000/6360 = 55

3.4 Momento di inerzia del Basculamento

Rispetto al baricentro del sistema mobile le due parabole di massa ognuna P_p = 30 Kg si trovano ad una distanza R_p = 0,9 m .

L'armadio è stato diviso in una parte superiore di massa P_{as} = 10 Kg distante R_{sup} = 0,4 m dal baricentro; la parte inferiore di armadio con le attrezzature pesanti ha una massa totale di P_{is} = 260 Kg distante R_{inf} = 0,3 m dal baricentro.

Il telaio di supporto è stato diviso in una parte superiore di massa P_{strys} = 5 0 Kg distante R_p dal baricentro; la parte inferiore ha massa P_{stryi} = 91 Kg distante R_{inf} dal baricentro.

Il momento di inerzia totale esterno vale:
$J_{estbasc} = (2*P_p + P_{strys})*R_p^2 + P_{as}*R_{sup}^2 + (P_{is} + P_{stryi})*R_{inf}^2 = 122{,}3\ Kgm^2$

3.5 Carichi agenti sull'asse X di basculamento

Il centro di spinta delle parabole si trova ad una distanza R_p = 0,9 m rispetto all'asse X di basculamento.
Il momento dovuto alla spinta del vento sulle parabole vale
$M_{venpb} = F_{wp}*R_p = 8786 * 0{,}9 = 7907$ Nm .

La forza generatr ice del momento M_{venpb} è normale al piano XY, viene scaricata sui perni dell'asse X e vale
F_{wp} = 8786 N

La spinta F_{wa} = 4217 N del vento sull'armadio, è normale al piano XY e viene scaricata sui perni dell'asse X

Il peso della struttura basculante agisce sui perni dell'asse X lungo la direzione Y e vale
P_{strx} = 4950 N

In assenza di vento, la struttura è in equilibrio alla rotazione.

3.6 Momento di inerzia della Rotazione

Si assume una massa cilindrica P_r = 636 Kg corrispondente al carico assiale agente, con raggio R_r = 0,7 m pari alla semi diagonale dell'armadio mobile.
Il momento di inerzia totale esterno vale:
$J_{estrot} = (P_r * R_r^2) / 2 = (636 * 0,7^2) = 312$ Kgm^2

3.7 Carichi agenti sull'asse Y di rotazione

I carichi agenti sulla ralla sono già stati definiti in 3.3 . Rimane da definire lo sforzo da vincere per ruotare il carico attorno all'asse Y.

La rotazione attorno all'asse Y è ottenuta vincendo la coppia di attrito generata dal carico che insiste sulla ralla:
$M_{ar} = C_{ar} * P_{bs} * D_{mr} = 0,0025 * 6360 * 0,584 = 9,3$ Nm
C_{ar} = 0,0025 è il coefficiente di attrito della ralla
P_{bs} = 6360 N è il carico assiale agente sulla ralla
D_{mr} = 0,584 m è il diametro sede delle sfere della ralla

Al fine di assicurare una buona stabilità alla rotazione in condizione di presa dati, assumiamo una coppia agente
$M_{aral} > 10 * M_{ar} = 100$ Nm

4. DIMENSIONAMENTO DI TRASMISSIONI E STRUTTURA

4.1 Asse X di Basculamento

Il basculamento è previsto variare da -5° a +90° rispetto alla posizione di riposo verticale.

L'inerzia delle masse da ruotare è (vedi 3.4) $J_{estbasc}$ =122,3 Kgm^2
Il peso delle masse da ruotare è (vedi 3.5) P_{strx} = 4950 N
La forza dovuta al vento derivata dalle parabole è (vedi 3.5) F_{wp} = 8786 N
La forza dovuta al vento derivata dall'armadio è (vedi 3.5) F_{wa} = 4217 N
La coppia di picco vale (vedi 3.5) M_{venpb} = 7907 Nm
La potenza disponibile (vedi 2) è di 1,25 Kw all'asse

4.1.1 Scelta del Riduttore

Viene scelto un riduttore Harmonic Drive HFUC-2A – 80 – 160[7] .

La coppia nominale vale 1990 Nm mentre la coppia di picco vale 7910 Nm .
Il momento di inerzia vale 122E-04 Kgm^2 .

Viene assunta una coppia di lavoro M_{pn} = 1990 Nm .

Il rendimento del riduttore (diagramma 2) vale circa E_{rhdb} = 0,35 con una velocità di ingresso di 3000 giri/min e temperatura ambiente di 0°C; se si considera il rapporto fra coppia di lavoro e coppia nominale del riduttore V = 1990/1990 = 1 dal diagramma sul catalogo del riduttore si ottiene K= 1 ; l'efficienza verso il ca rico risulta $E_{chdb} = E_{rhdb} * K = 0,35$.
Alla temperatura ambiente di 20°C i l rendimento vale circa E_{rhdb} = 0,60 con una velocità di ingresso di 3000 giri/min ; l'efficienza verso il carico risulta
$E_{chdb} = E_{rhdb} * K = 0,60$.

[7] R.I.N.E.T. S.r.l. – Via Juglaris 16/4 – 10024 Moncalieri (TO)

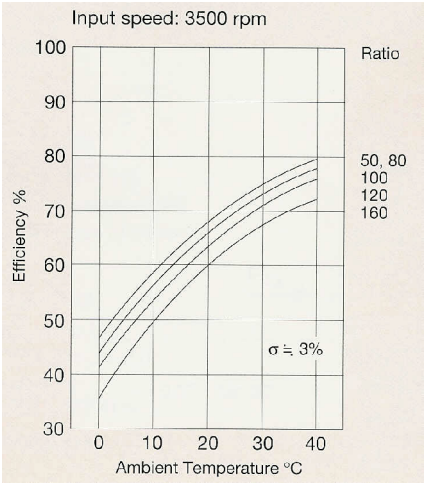


DIAGRAMMA 2 - RENDIMENTO

Assunto che della coppia totale di 4 Nm fornita dal motore (vedi 2) metà serva per carichi ed attriti e metà per le inerzie del carico, il rapporto di riduzi one minimo coppia di picco / coppia motore = 7907 / 2 = 3953.
Il solo riduttore HFUC non è sufficiente in quanto il suo rapporto di riduzione è I_{rhdb} = 160.

Un secondo riduttore viene messo in serie al riduttore HFUC.

Viene scelto un riduttore Neugart WPLS - 90 - 25[8].
La coppia nominale vale 110 Nm .
Il momento di inerzia vale 2,41E-04 Kgm^2 .

Il rendimento del riduttore ricavato dalla scheda tecnica vale circa E_{rnb} = 0,94 a 20°C; assumendo a 0°C la riduzione del 50% come per l'altro riduttore :
E_{rnb} = 0,94*0,5 = 0,47.

Considerata la coppia di picco del riduttore HFUC, si ottiene :
uscita HD (Harmonic Drive) : M_{uhd} = 7910 Nm
ingresso HD = uscita Neugart : $M_{ihd} = M_{un}$ = 7910 / 160 = 49,4 Nm < 110 Nm
ingresso Neugart : M_{in} = 49,4 / 25 = 1,97 Nm (coppia all'asse motore)

Gli altri parametri della trasmissione sono:
rendimento totale dei riduttori a 20°C : $R_r = E_{chdb} * E_{rnb}$ = 0,6 * 0,94 = 0,56
rendimento totale dei riduttori a 0°C : $R_r = E_{chdb} * E_{rnb}$ = 0,35 * 0,47 = 0,17
inerzia totale dei riduttori : J_r = 1,24E-02 Kgm^2
numero di giri del motore N = 3000 g/min
numero di giri in uscita all'utilizzatore N_{rid} = [3000/(160*25)] = 0,75 g/min

[8] R.I.N.E.T. S.r.l. – Via Juglaris 16/4 – 10024 Moncalieri (TO)

Si determina ora la velocità del vento corrispondente alla coppia di lavoro M_{pn} :

$F_{wpn} = M_{pn} / R_p = 1990 / 0,9 = 2211$ N
con R_p distanza dall'asse X di b asculamento della spinta del vento agente sulle parabole.

$Q_{ref} = F_{wpn} / [Ce(Ze) * Cf * Aref] = 2211 / [1,8*2,5*2,5] = 196$ N/m^2
con F_{wpn} , $Ce_{(Ze)}$, C_f , A_{ref} definiti come in 3.2 .

$V_{ref} = [2*Q_{ref} /?] ^0,5 = [2*196/1,25]^0,5 = 18$ m/s
con V_{ref} , ? definiti come in 3.2 .

4.1.2 Calcolo del perno

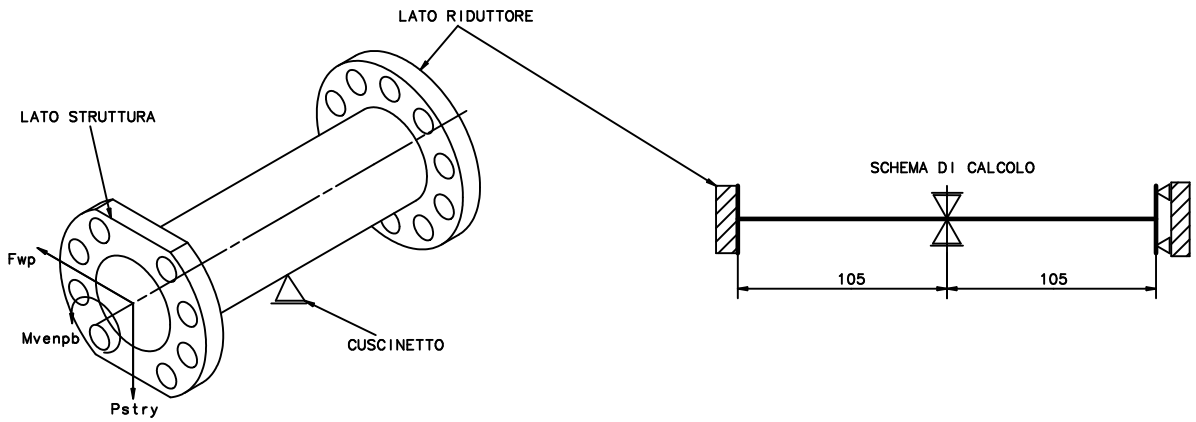


FIG.3 - PERNO

Il perno è disegnato come in fig. 3, nella quale è anche esemplificato lo schema di calcolo utilizzato.

$D_p = 65$ mm è il diametro del perno
$A_p = (p * D_p^2)/4 = 3318$ mm^2 è l'area della sezione
$J_p = (p * D_p^4)/64 = 876240$ mm^4 è il momento di inerzia della sezione
$J_{pp} = (p * D_p^4)/32 = 1752481$ mm^4 è il momento di inerzia polare della sezione
$W_p = (2 * J_p)/D_p = 26961$ mm^3 è il modulo di rigidità flessionale della sezione

Il materiale considerato è C40
K_r = 600 N/mm^2 è il carico di rottura.
K_s = 340 N/mm^2 è il carico di snervamento
K_{ffa} = 270 N/mm^2 è il limite di fatica a flessione alterna
K_{fta} = 160 N/mm^2 è il limite di fatica a torsione alterna
B1 = 0,68 è il fattore di effetto scala
B2 = 0,86 è il fattore di finitura superficiale
B3 = 1,35 è il fattore di intaglio
E = 206000 N/mm^2 è il modulo di elasticità normale
G = 80000 N/mm^2 è il modulo di elasticità tangenziale.

4.1.2.1 Presenza del vento

4.1.2.1.1 Vento massimo frontale = 25 m/s

La forza totale agente sul perno nella posizione di riposo vale
$F_{tp_0} = \{(P_{strx}/2)^2 + [(F_{wp}+F_{wa})/2]^2\}^{0,5} =$
$= \{(4950/2)^2 + [(8786+4217)/2]^2\}^{0,5} = 6957$ N
inclinata di arctan {(4950/2)/ [(8786+4217)/2]}= 21° rispetto alla normale al piano XY.

Con la struttura ruotata di 90° il vento agisce sulla sola pianta dell'armadio di a rea
A_{refa} = 0,98 * 0,97 = 0,95 m^2; si ottiene (vedi 3.2)
$F_{wa} = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{refa}$ = 781*1,8*2,5*0,95 = 3339 N
La forza totale agente sul perno vale
$F_{tp_90} = [(P_{strx}/2)^2 + (F_{wa}/2)^2]^{0,5} = [(4950/2)^2 + (3339/2)^2]^{0,5} = 2985$ N
inclinata di arctan[(4950/2)/(3339/2) = 56° rispetto alla normale al piano XY.

La coppia di torsione dovuta al vento vale M_{venpb} =7907 Nm

La prima verifica viene eseguita sulla parte di
perno che sta fra il cuscinetto ed il lato struttura ; esso viene considerato come una trave incastrata fra gli estremi, distanti L_{lc} = 105 mm .

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi nella posizione di riposo sono :
$s_{flc_0} = [F_{tp_0} * (L_{lc}/2)] / W_p = [6957*(105/2)]/26961 = 13,5$ N/mm^2 tensione normale dovuta ad F_{tp_0}
$t_{tlc_0} = (4* F_{tp_0})/(3* A_p) = (4*6957)/(3*3318) = 2,8$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta ad F_{tp_0}
$t_{lc_0} = [M_{venpb}*(D_p/2)]/ J_{pp} = [7907\ 000*(65/2)]/ 1752481 = 146$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a M_{venpb}
$t_{t_0} = t_{tlc_0} + t_{lc_0} = 2,8 + 146 = 148,8$ N/mm^2 tensione tangenziale totale

La tensione equivalente vale[9]
$\sigma_{eq} = [\sigma_{flc_0}^2 + 3*\tau_{t_0}^2]^{0,5} = [13,5^2 + 3*148,8^2]^{0,5} = 258$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$C_S = K_S / \sigma_{eq} = 340/258 = 1,3$

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi con la struttura ruotata di 90° sono :
$\sigma_{flc_90} = [F_{tp_90} * (L_{lc}/2)] / W_p = [2985*(105/2)]/26961 = 5,8$ N/mm^2 tensione normale dovuta a F_{tp_90}
$\tau_{tlc_90} = (4* F_{tp_90})/(3* A_p) = (4*2985)/(3*3318) = 1,2$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a F_{tp_90}
La tensione equivalente vale[7]
$\sigma_{eq} = [\sigma_{flc_90}^2 + 3*\tau_{tlc_90}^2]^{0,5} = [5,8^2 + 3*1,2^2]^{0,5} = 6,2$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$C_S = K_S / \sigma_{eq} = 340/6,2 = 55$

La <u>seconda verifica</u> viene eseguita sulla parte di perno che sta fra il cuscinetto ed il lato riduttore; esso viene considerato come una trave incastrata dal lato riduttore ed appoggiata dal lato cuscinetto, con gli estremi, distanti $L_{lc} = 105$ mm .

La forza $F_{tp_0} = 6957$ N viene scaricata sull'appoggio (cuscinetto), mentre sempre dal lato dell'appoggio agisce un momento flettente
$M_{fa_0} = F_{tp_0} * (L_{lc}/2) = 6957*(105/2) = 365,242$ Nm che genera uno sforzo di taglio
$T_{fa_0} = (3* M_{fa_0})/(2* L_{lc}) = (3*365242)/(2*105) = 5218$ N

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi nella posizione di riposo sono:
$\sigma_{flc_0} = M_{fa_0} / W_p = 365242/26961 = 13,5$ N/mm^2 tensione normale dovuta ad M_{fa_0}
$\tau_{tlc_0} = (4* T_{fa_0})/(3* A_p) = (4*5218)/(3*3318) = 2,1$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a T_{fa_0}
$\tau_{lc_0} = [M_{venpb}*(D_p/2)]/J_{pp} = [7907000*(65/2)]/ 1752481 = 146$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a M_{venpb}
$\tau_{t_0} = \tau_{tlc_0} + \tau_{lc_0} = 2,1 + 146 = 148,1$ N/mm^2 tensione tangenziale totale
La tensione equivalente vale[7]
$\sigma_{eq} = [\sigma_{flc_0}^2 + 3*\tau_{t_0}^2]^{0,5} = [13,5^2 + 3*148,1^2]^{0,5} = 257$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$C_S = K_S / \sigma_{eq} = 340/257 = 1,3$

[9] Criterio di Von Mises

La forza F_{tp_90} = 2985 N viene scaricata sull'appoggio (cuscinetto), mentre sempre dal lato dell'appoggio agisce un momento flettente
$M_{fa_90} = F_{tp_90} * (L_{lc}/2) = 2985*(105/2) = 156{,}712$ Nm che genera uno sforzo di taglio
$T_{fa_90} = (3* M_{fa_90})/(2* L_{lc}) = (3*156712)/(2*105) = 2239$ N

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi con la struttura ruotata di 90° sono :
$s_{flc_90} = M_{fa_90} / W_p = 156712/26961 = 5{,}8$ N/mm^2 tensione normale dovuta a M_{fa_90}
$t_{tlc_90} = (4* T_{fa_90})/(3* A_p) = (4*2239)/(3*3318) = 0{,}9$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a T_{fa_90}
La tensione equivalente vale[10]
$s_{eq} = [s_{flc_90}^2 + 3*t_{tlc_90}^2]^{0,5} = [5{,}8^2 + 3*0{,}9^2]^{0,5} = 6$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$C_s = K_s / s_{eq} = 340/6 = 56$

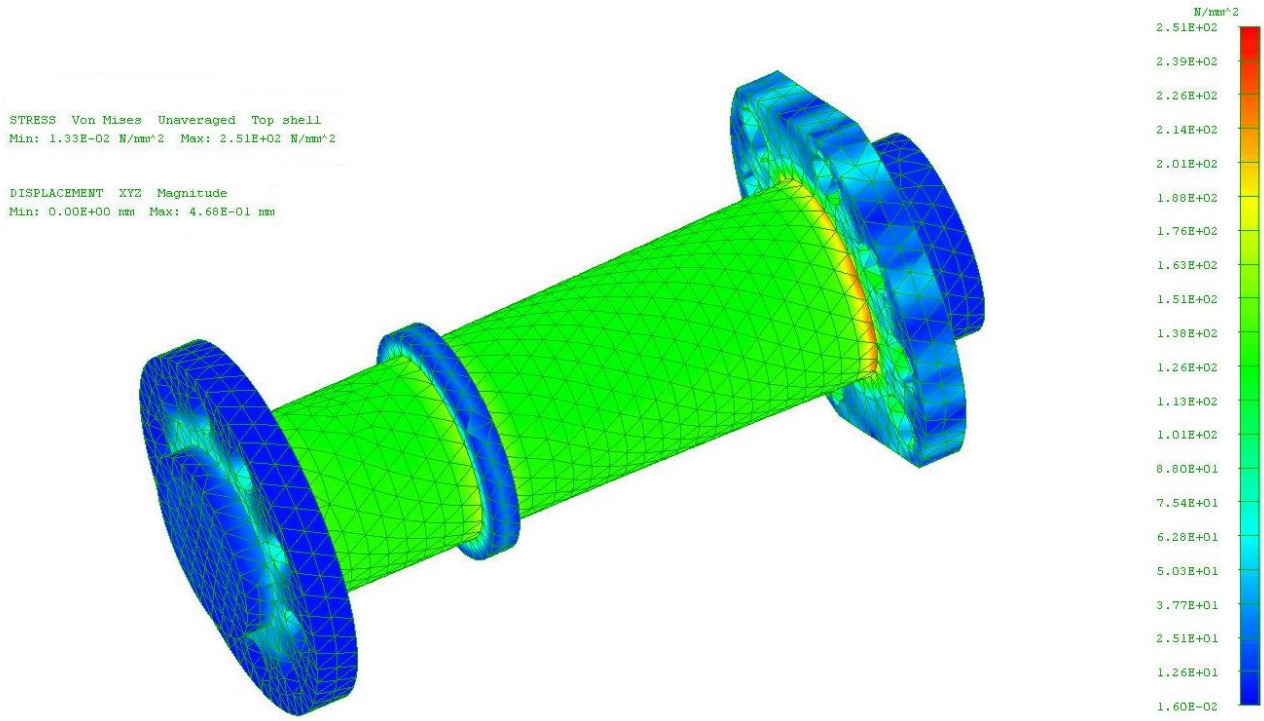


FIGURA 3.1 – SOLLECITAZIONI SUL PERNO : VENTO FRONTALE MASSIMO

[10] Criterio di Von Mises

4.1.2.1.2 Vento frontale alla coppia di lavoro (velocità = 18 m/s)

Ai fini della sollecitazione , lo sforzo applicato varia durante la rotazione fra 0° e 90° e si tiene conto della fatica a cui è sottoposto il materiale per una forza del vento corrispondente alla coppia di lavoro M_{pn} = 1990 Nm .
La forza vale (vedi 4.1.1)
F_{wpn} =2211 N.

La forza agente sulla superficie di armadio orientata come le parabole vale (vedi 4.1.1)
$F_{wan} = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{ref} = 196 * 1,8 * 2,5 * 1,2 = 1058$ N

La forza totale dovuta al vento vale
$F_{wt} = F_{wpn} + F_{wan} = 2211 + 1058 = 3269$ N

La forza totale agente sul perno nella posizione di riposo vale
$F_{tp_0} = [(P_{strx}/2)^2 + (F_{wt}/2)^2]^{0,5} = [(4950/2)^2 + (3269/2)^2]^{0,5} = 2966$ N
inclinata di arctan[(4950/2)/(3269/2)] = 57° rispetto alla normale al piano XY.

Con la struttura ruotata di 90° i l vento agisce sulla sola pianta dell'armadio di area $A_{refa} = 0,98 * 0,97 = 0,95$ m²; si ottiene (vedi 4.1.1)
$F_{wa} = Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{refa} = 196*1,8*2,5*0,95 = 838$ N
La forza totale agente sul perno vale
$F_{tp_90} = [(P_{strx}/2)^2 + (F_{wa}/2)^2]^{0,5} = [(4950/2)^2 + (838/2)^2]^{0,5} = 2510$ N
inclinata di arctan[(4950/2)/(838/2)] = 80° rispetto alla normale al piano XY.

La coppia di torsione dovuta al vento vale $M_{venpb} = M_{pn} = 1990$ Nm

La <u>prima verifica</u> viene eseguita sulla parte di perno che sta fra il cuscinetto ed i l lato struttura; esso viene considerato come una trave incastrata fra gli estremi, distanti L_{lc} = 105 mm .

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi nella posizione di riposo sono :
$s_{flc_0} = [F_{tp_0} * (L_{lc}/2)] / W_p = [2966*(105/2)]/26961 = 5,9$ N/mm² tensione normale dovuta ad F_{tp_0}
$t_{tlc_0} = (4* F_{tp_0})/(3* A_p) = (4* 2966)/(3*3318) = 1,2$ N/mm² tensione tangenziale dovuta ad F_{tp_0}
$t_{lc_0} = [M_{venpb}*(D_p/2)]/ J_{pp} = [1990\ 000*(65/2)]/ 1752481 = 36,9$ N/mm² tensione tangenziale dovuta a M_{venpb}
$t_{t_0} = t_{tlc_0} + t_{lc_0} = 1,2 + 36,9 = 38,1$ N/mm² la tensione tangenziale totale

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi con la struttura ruotata di 90° sono :
$s_{flc_90} = [\ F_{tp_90}\ *\ (L_{lc}/2)]\ /\ W_p = [2510*(105/2)]/26961 = 5$ N/mm^2 tensione normale dovuta a F_{tp_90}
$t_{tlc_90} = (4*\ F_{tp_90})/(3*\ A_p) = (4*\ 2510)/(3*3318) = 1$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a F_{tp_90}

I valori da utilizzare per il calcolo a fatica sono
$s_{mlc} = (s_{flc_0} + s_{flc_90})/2 = (5,9 + 5)/2 = 5,5$ N/mm^2 è il valore medio della tensione normale di ciclo
$s_{alc} = (s_{flc_0} - s_{flc_90})/2 = (5,9 - 5)/2 = 0,5$ N/mm^2 è il valore della ampiezza della tensione normale di ciclo
$t_{mlc} = (t_{t_0} + t_{tlc_90})/2 = (38,1 + 1)/2 = 19,7$ N/mm^2 è il valore medio della tensione tangenziale di ciclo
$t_{alc} = (t_{t_0} - t_{tlc_90})/2 = (38,1 - 1)/2 = 18,6$ N/mm^2 è il valore della ampiezza della tensione tangenziale di ciclo.

$s_{dlc}(s_{mlc}) = s_{mlc} + s_{alc} = 5,5 + 0,5 = 6$ N/mm^2 è il valore della tensione normale
$t_{dlc}(t_{mlc}) = t_{mlc} + t_{alc} = 19,7 + 18,6 = 38,3$ N/mm^2 è il valore della tensione tangenziale.

Assunta per la verifica il criterio di Von Mises, il coefficiente
$a_0 = (K_{ffa}/K_{fta})/f = (270/160)/1,732 = 0,974$
con $f = 1,732$ rapporto s/t derivante dal criterio scelto.

I valori di tensione da usare per la verifica, vengono corretti per tenere conto dell'effetto scala, della finitura superficiale e dell'intaglio:
$s_{dlcc}(s_{mlc}) = [s_{dlc}(s_{mlc})*B3]/(B1*B2) = (6*1,35)/(0,68*0,86) = 14$ N/mm^2
$t_{dlcc}(t_{mlc}) = [t_{dlc}(t_{mlc})*B3]/ (B1*B2) = (38,3*1,35)/(0,68*0,86) = 88$ N/mm^2

La tensione equivalente vale
$s_{eq} = [s_{dlcc}(s_{mlc})^2 + 3*(a_0*t)^2]^{0,5} = [14^2 + 3*(0,974*88)^2]^{0,5} = 149$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di fatica a torsione alterna del materiale vale
$Cs = K_{fta}/ s_{eq} = 160/149 = 1,07$

La <u>seconda verifica</u> viene eseguita sulla parte di perno che sta fra il cuscinetto ed il lato riduttore; esso viene considerato come una trave incastrata dal lato riduttore ed appoggiata dal lato cuscinetto, con gli estremi, distanti $L_{lc} = 105$ mm .

La forza $F_{tp_0} = 2966$ N viene scaricata sull'appoggio (cuscinetto), mentre sempre dal lato dell'appoggio agisce un momento flettente
$M_{fa_0} = F_{tp_0} * (L_{lc}/2) = 2966*(105/2) = 155,715$ Nm che genera uno sforzo di taglio
$T_{fa_0} = (3* M_{fa_0})/(2* L_{lc}) = (3*155715)/(2*105) = 2224$ N

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi nella posizione di riposo sono:
$\sigma_{flc_0} = M_{fa_0} / W_p = 155715/26961 = 5{,}8$ N/mm^2 tensione normale dovuta ad M_{fa_0}
$\tau_{tlc_0} = (4*T_{fa_0})/(3*A_p) = (4*2224)/(3*3318) = 1$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a T_{fa_0}
$\tau_{lc_0} = [M_{venpb}*(D_p/2)]/ J_{pp} = [1990000*(65/2)]/ 1752481 = 36{,}9$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a M_{venpb}
$\tau_{t_0} = \tau_{tlc_0} + \tau_{lc_0} = 1 + 36{,}9 = 37{,}9$ N/mm^2 tensione tangenziale totale

La forza $F_{tp_90} = 2510$ N viene scaricata sull'appoggio (cuscinetto), mentre sempre dal lato dell'appoggio agisce un momento flettente
$M_{fa_90} = F_{tp_90} * (L_{lc}/2) = 2510*(105/2) = 131{,}775$ Nm che genera uno sforzo di taglio
$T_{fa_90} = (3* M_{fa_90})/(2* L_{lc}) = (3*131775)/(2*105) = 1882$ N

Le tensioni che nascono per effetto dei carichi con la struttura ruotata di 90° sono :
$\sigma_{flc_90} = M_{fa_90} / W_p = 131775/26961 = 5$ N/mm^2 tensione normale dovuta a M_{fa_90}
$\tau_{tlc_90} = (4* T_{fa_90})/(3* A_p) = (4*1882)/(3*3318) = 0{,}8$ N/mm^2 tensione tangenziale dovuta a T_{fa_90}

I valori da utilizzare per il calcolo a fatica sono
$\sigma_{mlc} = (\sigma_{flc_0} + \sigma_{flc_90})/2 = (5{,}8 + 5)/2 = 5{,}4$ N/mm^2 è il valore medio della tensione normale di ciclo
$\sigma_{alc} = (\sigma_{flc_0} - \sigma_{flc_90})/2 = (5{,}8 - 5)/2 = 0{,}4$ N/mm^2 è il valore della ampiezza della tensione normale di ciclo
$\tau_{mlc} = (\tau_{t_0} + \tau_{tlc_90})/2 = (37{,}9+0{,}8)/2 = 19{,}4$ N/mm^2 è il valore medio della tensione tangenziale di ciclo
$\tau_{alc} = (\tau_{t_0} - \tau_{tlc_90})/2 = (37{,}9-0{,}8)/2 = 18{,}6$ N/mm^2 è il valore della ampiezza della tensione tangenziale di ciclo.

$\sigma_{dlc}(\sigma_{mlc}) = \sigma_{mlc} + \sigma_{alc} = 5{,}4 + 0{,}4 = 5{,}8$ N/mm^2 è il valore della tensione normale
$\tau_{dlc}(\tau_{mlc}) = \tau_{mlc} + \tau_{alc} = 19{,}4 + 18{,}6 = 38$ N/mm^2 è il valore della tensione tangenziale.

Assunta per la verifica il criterio di Von Mises, il coefficiente
$\alpha_0 = (K_{ffa}/K_{fta})/f = (270/160)/1{,}732 = 0{,}974$
con $f = 1{,}732$ rapporto σ/τ derivante dal criterio scelto.

I valori di tensione da usare per la verifica, vengono corretti per tenere conto dell'effetto scala, della finitura superficiale e dell'effetto di intaglio:
$\sigma_{dlcc}(\sigma_{mlc}) = [\sigma_{dlc}(\sigma_{mlc})*B3]/(B1*B2) = (5{,}8*1{,}35)/(0{,}68*0{,}86) = 13$ N/mm^2
$\tau_{dlcc}(\tau_{mlc}) = [\tau_{dlc}(\tau_{mlc})*B3]/ (B1*B2) = (38*1{,}35)/(0{,}68*0{,}86) = 88$ N/mm^2

La tensione equivalente vale
$\sigma_{eq} = [\sigma_{dlcc}(\sigma_{mlc})^2 + 3*(\alpha_0*\tau)^2]^{0,5} = [13^2 + 3*(0{,}974*88)^2]^{0,5} = 149$ N/mm^2

Il rapporto con la tensione di fatica a torsione alterna del materiale vale
$Cs = K_{fta}/ s_{eq} = 160/149 = 1,07$

4.1.2.2 Vento massimo laterale agente

In questa condizione i parametri di sollecitazione esterni valgono:
$F_{oll} = 1546$ N dovuta al vento laterale (vedi 4.3.1)
$M_{apt} = 270$ Nm momento trasmesso al perno dal vento laterale (vedi 4.3.5)
$F_v = P_{strx}/2 = 4950/2 = 2475$ N dovuta al peso della struttura
$M_v = (P_{strx}/2)*(L_{lc}/2) = (4950/2)*(105/2) = 130$ Nm dovuto al peso della struttura

Le tensioni che nascono valgono:
$s_{vmlm} = (M_{apt} + M_v)/ W_p = (270000+130000)/26961 = 15$ N/mm^2
$s_{vmlf} = F_{oll}/A_p = 1546/3318 = 0,4$ N/mm^2
$s_{flc} = s_{vmlm} + s_{vmlf} = 15 + 0,4 = 15,4$ N/mm^2
$t_{tlc} = (4*F_v)/(3*A_p) = (4*2475)/(3*3318) = 1$ N/mm^2

La tensione equivalente vale[11]
$s_{eq} = [s_{flc}^2 + 3*t_{tlc}^2]^{0,5} = [15,4^2 + 3*1^2]^{0,5} = 15,3$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$Cs = K_s/ s_{eq} = 340/15,3 = 22$

4.1.2.3 Assenza del vento

In assenza di vento agisce la sola forza peso $P_{strx} = 4950$ N .
Le tensioni che nascono per effetto del carico sono :
$s_{flc} = [(P_{strx}/2)*(L_{lc}/2)]/W_p = [(4950/2)*(105/2)]/26961 = 4,8$ N/mm^2 tensione normale
$t_{tlc} = (4*P_{strx}/2)/(3*A_p) = (4*4950/2)/(3*3318) = 1$ N/mm^2 tensione tangenziale

La tensione equivalente vale[10]
$s_{eq} = [s_{flc}^2 + 3*t_{tlc}^2]^{0,5} = [4,8^2 + 3*1^2]^{0,5} = 5$ N/mm^2
Il rapporto con la tensione di snervamento del materiale vale
$Cs = K_s/ s_{eq} = 340/5 = 66$

I valori di tensione sono gli stessi in condizione di riposo ed alla rotazione di 90°.

[11] Criterio di Von Mises

4.1.2.3 Verifica dei collegamenti del perno

Il perno è collegato al riduttore ed alla struttura tramite due flangie di spessore S_{pf} = 15 mm.
Una delle due flangie è unita al perno per saldatura, mentre l'altra è ricavata di pezzo.
Il collegamento è ottenuto tramite bulloni.

4.1.2.3.1 Verifica dei bulloni[12]

I bulloni di diametro nominale di filettatura d = 16 mm ed area resistente A_{res} = 157 mm^2, sono disposti su una circonferenza di diametro D_b = 100 mm; il loro numero minimo è N_b = 8.

Devono assorbire i seguenti sforzi :
$F_{tp_0}/N_b = 6957/8 = 870$ N sforzo di taglio
$M_{fa_0} = F_{tp_0} * (L_{lc}/2) = 6957*(105/2) = 366{,}242$ Nm momento flettente
M_{venpb} =7907 Nm momento torcente

Il momento flettente induce sul bullone più esterno, una trazione sul gambo
$T_{fa_0} = M_{fa_0}/Db = 366242/100 = 3662$ N

Il momento torcente induce sui bulloni uno sforzo di taglio
$T_{venpb} = M_{venpb}/[N_b*(D_b/2)] = 7907000/[8*(100/2)] = 19768$ N

Le tensioni che nascono valgono:
$t_1 = (F_{tp_0}/N_b)/A_{res} = 870/157 = 5{,}5$ N/mm^2 dovuto a F_{tp_0}
$t_2 = T_{venpb}/A_{res} = 19768/157 = 126$ N/mm^2 dovuto a T_{venpb}
$s_1 = (1{,}25*T_{fa_0})/A_{res} = (1{,}25*3662)/157 = 29{,}2$ N/mm^2 dovuto a T_{fa_0}

Assunti bulloni di classe 8.8 con s_{am} = 373 N/mm^2 e t_{am} = 264 N/mm^2, la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = [(5{,}5+126)/264]^2 + (29{,}2/373)^2 = 0{,}30 < 1$ verificato

La coppia di serraggio dei bulloni è N_s = 225 Nm

La pressione indotta dal gambo dei bulloni sulla superficie dei fori delle flangie vale
$P_{rif} = [(F_{tp_0}/N_b) + T_{venpb})/(d*S_{pf}) = [(6957/8) + 19768)/(16*15) = 86$ N/mm^2

[12] norma CNR-UNI 10011

4.1.2.3.2 Verifica delle saldature[13]

La flangia è resa solidale al perno con due saldature d'angolo:
L_{asal} = 5 mm è la larghezza della saldatura
D_p = 65 mm è il diametro interno della saldatura
$D_{esal} = D_p + 2*L_{asal} = 65 + 2*5 = 75$ mm è il diametro esterno della saldatura
$J_{sal} = (p/64)*(D_{esal}^4 - D_p^4) = (p/64)*(75^4 - 65^4) = 676915$ mm^4 è il momento di inerzia della saldatura
$J_{psal} = 2*J_{sal} = 2*676915 = 1353830$ mm^4 è il momento di inerzia polare della saldatura
$W_{sal} = (p/32)*(D_{esal}^3 - D_p^3) = (p/32)*(75^3 - 65^3) = 26961$ mm^3 è i l modulo di rigidità flessionale della saldatura
$A_{sal} = (p/4)*(D_{esal}^2 - D_p^2] = (p/4)*[(75^2 - 65^2] = 1100$ mm^2 è la sezione della saldatura

Le saldature devono assorbire i seguenti sforzi :
$M_{fa_0} = F_{tp_0} * (L_{lc}/2) = 6957*(105/2) = 365{,}242$ Nm momento flettente
F_{tp_0} = 6957 N sforzo di taglio
M_{venpb} =7907 Nm momento torcente

Le tensioni che nascono per effetto di questi sforzi valgono (2 cordoni di saldatura)
$s_\perp = M_{fa_0}/(2*W_{sal}) = 365242/(2*26961) = 6{,}8$ N/mm^2
$t_\perp = F_{tp_0}/A_{sal} = 6957/1100 = 6{,}3$ N/mm^2
$t_\parallel = [M_{venpb}*(D_{esal}/2)]/(2*J_{psal}) = [7907000*(75/2)]/(2*1353830) = 109{,}5$ N/mm^2

$K_{am} = K_s/1{,}5 = 340/1{,}5 = 227$ N/mm^2 è il carico ammissibile.
$K_{ver} = 0{,}70*K_{am} = 159$ N/mm^2 è il carico di verifica.

Per la verifica
$(t_\perp^2 + s_\perp^2 + t_\parallel^2)^{0,5} = (6{,}3^2+6{,}8^2+109{,}5)^{0,5} = 110$ N/mm^2 = Kver = 159 N/mm^2 verificato

[13] Norma CNR-UNI 10011

4.1.3 Rigidezza della trasmissione

Per i riduttori, l a rotazione angolare dovuta al carico è calcolata utilizzando i valori delle costanti elastiche alla rigidezza torsionale forniti dai cataloghi (diagramma 3 per HFUC) :

RIDUTTORE	COPPIA IN INGRESSO (Nm)	ANGOLO (rad)
HFUC-2A-80-160	7907	0,0046
HFUC-2A-80-160	1990	0,0014
WPLS-90-25	7907/160 = 49,4	0,0038
WPLS-90-25	1990/160 = 12,4	0,0009

Per il perno viene considerata l'intera lunghezza $L_p = 2* L_{lc} = 2*105 = 210$ mm.
La rotazione angolare del perno in condizione di vento massimo vale (vedi 4.1.2.1.1 e 4.1.2)
$R_{apvm} = (M_{venpb}* L_p)/(G* J_{pp}) = (7907000*210)/(80000*1752481) = 0,0118$ rad
La rotazione totale della trasmissione vale
$R_{tvm} = 0,0046 + 0,0038 + 0,0118 = 0,0202$ rad corrispondenti ad uno spostamento
$S_{vm} = 0,0202*1000 = 20$ m/Km

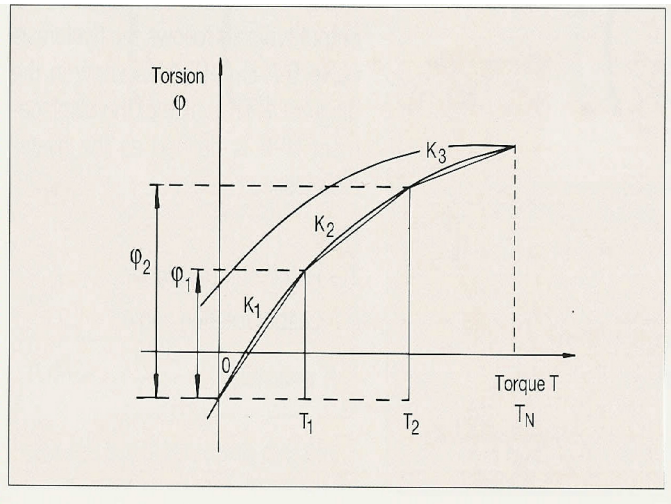


DIAGRAMMA 3 – RIGIDEZZA TORSIONALE

La rotazione angolare del perno in condizione di vento di lavoro vale (vedi 4.1.2.1.2 e 4.1.2)
$R_{apvl} = (M_{venpb}* L_p)/(G* J_{pp}) = (1990000*210)/(80000*1752481) = 0,0030$ rad

La rotazione totale della trasmissione vale
$R_{tvm} = 0,0014 + 0,0009 + 0,0030 = 0,0053$ rad corrispondenti ad uno spostamento
$S_{vm} = 0,0053*1000 = 5,3$ m/Km

La rotazione angolare in assenza di vento è trascurabile.

4.1.4 motore ed azionamento

Viene scelto un motore MOOG FAS T1 M4 030[14] con le seguenti caratteristiche :

tensione di alimentazione	V (V)	230
potenza resa	P (W)	1280
numero di giri	N (g/min)	3000
coppia nominale	M_n (Nm)	4,1
coppia massima	M_m (Nm)	12,4
inrzia rotore	J_b (Kgm^2)	4,15E-04

Il funzionamento del motore è previsto fino ad una temperatura esterna di -10C° con una protezione IP65.

Il sistema DACS2000 8/22 [12] fornisce il comando ed il controll o di posizione del motore ; il sistema funziona ad una tensione di 220 V e con una corrente massima di 8 A .

Vengono di seguito riassunti i dati a base del calcolo dell'azionamento:

Carico massimo sui perni	F_{tp_0} (N)	6957
Coppia massima di lavoro	M_{venpb} (Nm)	7907
Momento di inerzia	$J_{estbasc}$ (Kgm^2)	122,3
Diametro supporti	D_s (m)	0,080
Numero supporti	N_{sup}	2
Corsa utile del carico	C_{um} (rad)	1,57
Giri in uscita	N_{trasg} (g/min)	0,75
Risoluzione richiesta	R_{is} (rad)	0,006
Resolver	Z (impulsi/giro)	1024
Rapporto di riduzione	I_r	4000
Rendimento riduzione	R_r	0,56
Coppia massima riduttore	M_{mc} (Nm)	7910
Inerzia della riduzione	J_r (Kgm^2)	0,0124

[14] DISTELCO s.r.l. – Via S. Quasimodo, 42/A – 40013 Castelmaggiore (BO)

Il calcolo dell'azionamento fornisce :

Coppia di attrito ai supporti
$M_{pt} = (C_{ar} * F_{tp_0} * D_s)/N_{sup} = (0{,}0025 * 6957 * 0{,}080)/2 = 0{,}7$ Nm
$C_{ar} = 0{,}0025$ è il coefficiente di attrito dei supporti

Coppia totale esterna
$M_c = M_{venpb} + M_{pt} = 7907 + 0{,}7 = 7908$ Nm

Momento di inerzia totale esterno
$J_ext = J_{estbasc} = 122{,}3$ Kgm^2

Giri in ingresso
$N_r = (p*N)/30 = (p*3000)/30 = 314$ rad/s

Giri in uscita
$N_{trasr} = (p*N_{trasg})/30 = (p*0{,}75)/30 = 0{,}079$ rad/s

Coppia fornita dal motore
$M_{uc} = (P*30)/(p*N) = (1280*30)/(p*3000) = 4{,}07$ Nm

Corrente assorbita dal motore
$I = P/V = 1280/230 = 5{,}565$ A

Costante di coppia
$K_{mb} = M_{uc}/I = 4{,}07/5{,}565 = 0{,}732$ Nm/A

Costante di velocità
$K_{vb} = N/V = 3000/230 = 13{,}043$ giri/V

Coppia utile in uscita sul riduttore
$M_{mc} = M_{uc} * I_r * R_r = 4{,}07 * 4000 * 0{,}56 = 9116{,}8$ Nm

Coppia di attrito del riduttore
$M_{ar} = (M_{uc} * I_r) * (1 - R_r) = (4{,}07 * 4000) * (1 - 0{,}56) = 7163{,}2$ Nm

Risoluzione in uscita
$R_{isc} = (2*p)/(Z*I_r) = (2*p)/(1024*4000) = 1{,}5E\text{-}06$ rad

Momento di inerzia totale riflesso al motore
$J_{tb} = J_ext/I_r^2 + J_b + J_r/I_r^2 = 122{,}3/4000^2 + 4{,}15E\text{-}04 + 0{,}0124/4000^2 = 4{,}23E\text{-}04$ Kgm^2

Coppia totale esterna riflessa al motore
$M_{cb} = (M_c + M_{ar})/I_r = (7908 + 7163{,}2)/4000 = 3{,}77$ Nm

Coppia accelerante massima ammessa riflessa al motore
$M_{acca} = M_{mc}/I_r = 7910/4000 = 1{,}98$ Nm

Coppia accelerante fornita dal motore
$M_{acc} = M_{uc} – M_{cb} = 4{,}07 – 3{,}77 = 0{,}30$ Nm

Accelerazione
$A_{cc} = M_{acc}/J_{tb} = 0{,}30/4{,}23E\text{-}04 = 709{,}2$ rad/s^2

Tempo di accelerazione
$T_{acc} = N_r/A_{cc} = 314/709{,}2 = 0{,}44$ s

Coppia frenante massima ammessa riflessa al motore
$M_{deca} = M_{mc}/I_r = 7910/4000 = 1{,}98$ Nm

Coppia frenante fornita dal motore
$M_{fre} = M_{uc} – M_{cb} = 4{,}07 + 3{,}77 = 7{,}84$ Nm

Decelerazione
$D_{ec} = M_{deca}/J_{tb} = 1{,}98/4{,}23E\text{-}04 = 4680{,}85$ rad/s^2

Tempo di decelerazione
$T_{dec} = N_r/D_{ec} = 314/4680{,}85 = 0{,}07$ s

Corrente di spunto assorbita
$I_{acc} = M_{uc}/K_{mb} = 4{,}07/0{,}732 = 5{,}56$ A

Potenza assorbita dagli attriti
$P_{att} = (M_c/I_r)*N_r = (7908/4000)*314 = 628{,}8$ W

Potenza assorbita in accelerazione
$P_{acc} = M_{acc}*N_r = 0{,}30*314 = 94{,}2$ W

Potenza assorbita nella riduzione
$P_{dissr} = (M_{ar}/I_r)*N_r = (7163{,}2/4000)*314 = 562{,}3$ W

Potenza totale di picco richiesta
$P_{tot} = P_{att} + P_{acc} + P_{dissr} = 628{,}8 + 94{,}2 + 562{,}3 = 1285$ W

4.2 Asse Y di rotazione

La rotazione è prevista variare da -90° a +90° rispetto alla posizione di riposo.

L'inerzia delle masse da ruotare è (vedi 3.6) J_{estrot} = 312 Kgm^2
Il peso delle masse da ruotare è (vedi 3.3) P_{bs} = 6360 N
La coppia di picco vale (vedi 3.7) M_{ar} = 100 Nm
La potenza disponibile (vedi 2) è di 1,25 Kw all'asse

4.2.1 Scelta del Riduttore

Viene scelto un riduttore Harmonic Drive HFUC-2A – 58 – 160[15] .

La coppia nominale vale 745 Nm mentre la coppia di picco vale 3420 Nm .
Il momento di inerzia vale 2,73E-03 Kgm^2 .

Il rendimento vale circa E_{rhdr} = 0,35 con una velocità di ingresso di 3000 giri/min e temperatura ambiente di 0°C; se si considera il rapporto fra coppia di lavoro e coppia nominale del riduttore V = 100/745 = 0,13 dal diagramma sul catalogo del riduttore si ottiene K= 0,45; l'efficienza verso il carico risulta $E_{chdr} = E_{rhdr} * K = 0,16$.Alla temperatura ambiente di 20°C il rendimento vale circa E_{rhdr} = 0,60 con una velocità di ingresso di 3000 giri/min ; l'efficienza verso il carico risulta
$E_{chdr} = E_{rhdr} * K = 0,27$.

Assunto che della coppia totale di 4 Nm fornita dal motore (vedi 2) metà serva per carichi ed attriti e metà per le inerzie del carico, il rapporto di riduzione minimo [coppia di picco / coppia motore] = 100 / 2 = 50.
Il riduttore HFUC è sufficiente in quanto il suo rapporto di riduzione è I_{rhdr} = 160.

coppia all'asse motore M_{amr} = 100/160 = 0,625 Nm
numero di giri del motore N = 3000 g/min
numero di giri in uscita all'utilizzatore N_{rid} = 3000/160 = 18,75 g/min

[15] R.I.N.E.T. S.r.l. – Via Juglaris 16/4 – 10024 Moncalieri (TO)

4.2.2 Rigidezza della trasmissione

Per il riduttore, la rotazione angolare dovuta al carico è calcolata utilizzando i valori delle costanti elastiche alla rigidezza torsionale forniti dai cataloghi (diagramma 3 per HFUC):

RIDUTTORE	COPPIA IN INGRESSO (Nm)	ANGOLO (rad)
HFUC-2A-58-160	100	2,5E-04
HFUC-2A-58-160	9,3	2,3E-05

Il riduttore viene collegato direttamente alla ralla.

La rotazione della trasmissione per Mar = 100 Nm (vedi 3.7) vale
S_{vm} = 2,5E-04*1000 = 0,25 m/Km

La rotazione della trasmissione per Mar = 9,3 Nm (vedi 3.7) vale
S_{vm} = 2,3E-05*1000 = 0,023 m/Km

4.2.3 Motore ed azionamento

Viene scelto un motore MOOG FAS T1 M4 030[16] con le seguenti caratteristiche :

tensione di alimentazione	V (V)	230
potenza resa	P (W)	1280
numero di giri	N (g/min)	3000
coppia nominale	M_n (Nm)	4,1
coppia massima	M_m (Nm)	12,4
inerzia rotore	J_b (Kgm^2)	4,15E-04

Il funzionamento del motore è previsto fino ad una temperatura esterna di -10C° con una protezione IP65.

Il sistema DACS2000 8/22 [14] fornisce il comando ed i l controllo di posizione del motore ; il sistema funziona ad una tensione di 220 V e con una corrente massima di 8 A .

[16] DISTELCO s.r.l. – Via S. Quasimodo, 42/A – 40013 Castelmaggiore (BO)

Vengono di seguito riassunti i dati a base del calcolo dell'azionamento:

Carico massimo sulla ralla	P_{bs} (N)	6360
Coppia massima di lavoro	M_{ar} (Nm)	100
Momento di inerzia	J_{estrot} (Kgm^2)	312
Diametro rotazione ralla	D_{mr} (m)	0,584
Corsa utile del carico	C_{um} (rad)	3,14
Giri in uscita	N_{trasg} (g/min)	18,75
Risoluzione richiesta	R_{is} (rad)	0,006
Resolver	Z (impulsi/giro)	1024
Rapporto di riduzione	I_r	160
Rendimento riduzione	R_r	0,27
Coppia massima riduttore	M_{mc} (Nm)	3420
Inerzia della riduzione	J_r (Kgm^2)	2,73E-03

Il calcolo dell'azionamento fornisce :

Coppia di attrito del supporto
$M_{pt} = (C_{ar} * P_{bs} * D_{mr})/N_{sup} = (0,0025*6360*0,584)/2 = 9,3$ Nm
$C_{ar} = 0,0025$ è il coefficiente di attrito del supporto

Coppia totale esterna assunta per il calcolo (vedi 3.7)
$M_c = M_{ar} = 100$ Nm

Momento di inerzia totale esterno
$J_ext = J_{estbasc} = 312$ Kgm^2

Giri in ingresso
$N_r = (p*N)/30 = (p*3000)/30 = 314$ rad/s

Giri in uscita
$N_{trasr} = (p*N_{trasg})/30 = (p*18,75)/30 = 2$ rad/s

Coppia fornita dal motore
$M_{uc} = (P*30)/(p*N) = (1280*30)/(p*3000) = 4,07$ Nm

Corrente assorbita dal motore
$I = P/V = 1280/230 = 5,565$ A

Costante di coppia
$K_{mb} = M_{uc}/I = 4,07/5,565 = 0,732$ Nm/A

Costante di velocità
$K_{vb} = N/V = 3000/230 = 13{,}043$ giri/V

Coppia utile in uscita sul riduttore
$M_{mc} = M_{uc}*I_r*R_r = 4{,}07*160*0{,}27 = 175{,}8$ Nm

Coppia di attrito del riduttore
$M_{ar} = (M_{uc}*I_r)*(1- R_r) = (4{,}07*160)*(1-0{,}27) = 475{,}4$ Nm

Risoluzione in uscita
$R_{isc} = (2*p)/(Z*I_r) = (2*p)/(1024*160) = 3{,}8E\text{-}05$ rad

Momento di inerzia totale riflesso al motore
$J_{tb} = J_ext/I_r^2 + J_b + J_r/I_r^2 = 312/160^2+4{,}15E\text{-}04+2{,}73E\text{-}03/160^2 = 1{,}3E\text{-}02$ Kgm^2

Coppia totale esterna riflessa al motore
$M_{cb} = (M_c + M_{ar})/I_r = (100 + 475{,}4)/160 = 3{,}60$ Nm

Coppia accelerante massima ammessa riflessa al motore
$M_{acca} = M_{mc}/I_r = 3420/160 = 21{,}4$ Nm

Coppia accelerante fornita dal motore
$M_{acc} = M_{uc} – M_{cb} = 4{,}07 – 3{,}60 = 0{,}47$ Nm

Accelerazione
$A_{cc} = M_{acc}/J_{tb} = 0{,}47/1{,}3E\text{-}02 = 36{,}15$ rad/s^2

Tempo di accelerazione
$T_{acc} = N_r/A_{cc} = 314/36{,}15 = 8{,}7$ s

Coppia frenante massima ammessa riflessa al motore
$M_{deca} = M_{mc}/I_r = 3420/160 = 21{,}4$ Nm

Coppia frenante fornita dal motore
$M_{fre} = M_{uc} – M_{cb} = 4{,}07 + 3{,}60 = 7{,}67$ Nm

Decelerazione
$D_{ec} = M_{fre}/J_{tb} = 7{,}67/4{,}23E\text{-}04 = 18132$ rad/s^2

Tempo di decelerazione
$T_{dec} = N_r/D_{ec} = 314/18132 = 0{,}02$ s

Corrente di spunto assorbita
$I_{acc} = M_{uc}/K_{mb} = 4{,}07/0{,}732 = 5{,}56$ A

Potenza assorbita dagli attriti
$P_{att} = (M_c/I_r)*N_r = (100/160)*314 = 196$ W

Potenza assorbita in accelerazione
$P_{acc} = M_{acc}*N_r = 0{,}47*314 = 148$ W

Potenza assorbita nella riduzione
$P_{dissr} = (M_{ar}/I_r)*N_r = (475{,}4/160)*314 = 933$ W

Potenza totale di picco richiesta
$P_{tot} = P_{att} + P_{acc} + P_{dissr} = 196 + 148 + 933 = 1277$ W

4.3 Telaio mobile esterno

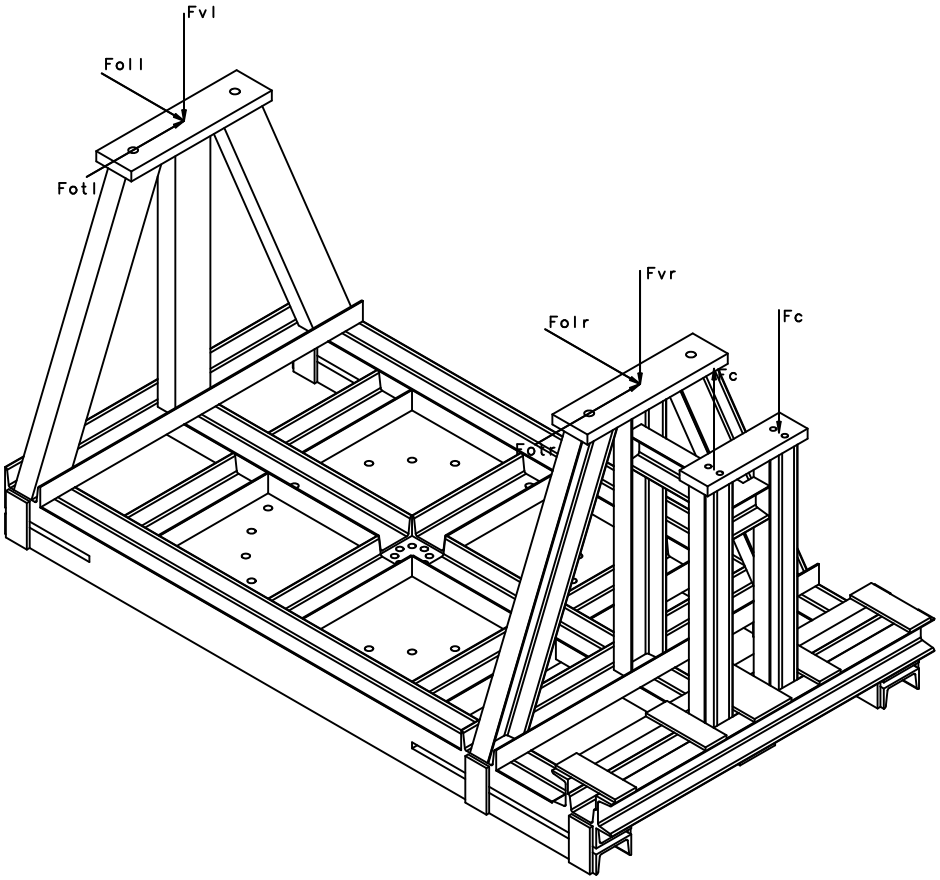


FIG.4 – TELAIO MOBILE ESTERNO

Il telaio mobile esterno è una struttura costituita da profilati UPN 100 ed UPN 80 uniti per saldatura. Il telaio e la ralla sono resi solidali tramite una piastra di fissaggio.
Per i dettagli si veda il disegno esecutivo CR-001 – telaio mobile esterno.

4.3.1 Caratteristiche dei profilati e forze agenti

Le caratteristiche del profilato UPN 80 sono
H_{80} = 80 mm è l'altezza del profilato
B_{80} = 45 mm è la larghezza del profilato
A_{80} = 1100 mm^2 è l'area della sezione
E_{y80} = 14,5 mm è la posizione del baricentro
J_{x80} = 1060000 mm^4 è il momento di inerzia maggiore della sezione
W_{x80} = 26500 mm^3 è il modulo di rigidità flessionale maggiore della sezione
J_{y80} = 194000 mm^4 è il momento di inerzia minore della sezione
W_{y80} = 6350 mm^3 è il modulo di rigidità flessionale minore della sezione

Le caratteristiche del profilato UPN 100 sono
H_{100} = 100 mm è l'altezza del profilato
B_{100} = 50 mm è la larghezza del profilato
A_{100} = 1350 mm^2 è l'area della sezione
E_{y100} = 15,5 mm è la posizione del baricentro
J_{x100} = 2050000 mm^4 è il momento di inerzia maggiore della sezione
W_{x100} = 41100 mm^3 è il modulo di rigidità flessionale maggiore della sezione
J_{y100} = 291000 mm^4 è il momento di inerzia minore della sezione
W_{y100} = 8450 mm^3 è il modulo di rigidità flessionale minore della sezione

Il materiale considerato è Fe360
K_r = 360 N/mm^2 è il carico di rottura
K_s = 235 N/mm^2 è il carico di snervamento
E = 206000 N/mm^2 è il modulo di elasticità normale
G = 80000 N/mm^2 è il modulo di rigidità tangenziale
K_{am} = 160 N/mm^2 è la tensione ammissibile[17]

Sul telaio agiscono le seguenti forze :

$F_{vl} = F_{vr} = P_{strx}/2 = 4950/2 = 2475$ N dovuta al peso della struttura (vedi 2)

$F_{otl} = F_{otr} = (F_{wp} + F_{wa})/2 = (8786 + 4217)/2 = 6502$ N dovuta alla spinta del vento frontale (vedi 3.2)

A_{ref} = 0,88 m^2 è la superficie laterale dell'armadio
$F_{oll} = F_{olr} = (Q_{ref} * Ce_{(Ze)} * C_f * A_{ref})/2 = (781 * 1,8 * 2,5 * 0,88)/2 = 1546$ N dovuta alla spinta del vento laterale (vedi 3.2)

[17] Norma CNR-UNI 10011

$F_c = M_{venpb}/d = 7907/0{,}185 = 42740$ N di equilibrio alla coppia esterna (vedi 3.5) con d distanza fra i fori di fissaggio del supporto motore.

Con spinta del vento frontale è nulla F_{oll}
Con spinta del vento laterale, sono nulle F_c ed F_{otl}.

4.3.2 Verifica del supporto motore – vento frontale

Il supporto motore è fissato su una piastra sostenuta dal due profilati verticali UPN80 di lunghezza $L_{UPN80} = 700$ mm ; i due profilati sono f issati su tre traversi UPN80 orizzontali, collegati alla estremità dei t re longheroni UPN100 che assieme alla p iastra di fissaggio della ralla formano la base del telaio mobile esterno (vedi figura4).

Le forze $F_c = 42740$ N agenti, pongono un profilato in compressione ed uno in trazione.

4.3.2.1 Verifica dei profilati UPN80 verticali[18]

La verifica del profilato compresso porge
$I = (J_{y80}/A_{80})^{0,5} = (194000/1100)^{0,5} = 13{,}3$ mm è il raggio di inerzia della sezione
$L_0 = 700$ mm è la lunghezza libera di inflessione
$? = L_0/I = 700/13{,}3 = 53 < 150$ è la snellezza del profilato
$? = 1{,}17$ è il coefficiente di amplificazione del carico corrispondente alla snellezza del profilato
$s_{c80} = (? * F_c)/A_{80} = (1{,}17*42740)/1100 = 45{,}5$ N/mm^2 < $K_{am} = 160$ N/mm^2 verificata ; tensione agente sul profilato compresso

$s_{t80} = F_c/A_{80} = 42740/1100 = 39$ N/mm^2 < $K_{am} = 160$ N/mm^2 verificata ; tensione agente sul profilato teso

Il collegamento del profilato UPN 80 con la piastra d i supporto del motore è ottenuto per saldatura con un giunto a cordone d'angolo che unisce la testa del profilato con la superficie della piastra.
$A_s = 5$ mm è la larghezza utile del cordone
$L_{ean} = 80$ mm è la lunghezza del cordone esterno all'anima
$L_{ian} = 54$ mm è la lunghezza del cordone interno all'anima
$L_{eal} = 45$ mm è la lunghezza del cordone esterno all'ala
$L_{ial} = 30$ mm è la lunghezza del cordone interno all'ala

[18] Norma CNR-UNI 10011

$S_s = A_s*(L_{ean} + L_{ian} + 2*L_{eal} + 2*L_{ial}) = 5*(80 + 54 + 2*45 + 2*30) = 1420$ mm^2 è l'area della sezione resistente

$s_{-} = F_c/S_s = 42740/1420 = 30$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*16\ 0 = 136$ N/mm^2 verificata

Il collegamento del motore alla pias tra è ottenuto con 4 bulloni di diametro nominale di filettatura d = 14 mm ed area resistente $A_{res} = 115$ mm^2.
Lo sforzo normale assorbito da ogni singolo bullone vale :
$F_b = F_c/2 = 42740/2 = 21370$ N
Assunti bulloni di classe 8.8 con $s_{am} = 373$ N/mm^2 e $t_{am} = 264$ N/mm^2, la verifica porge
$s_b = (1,25*F_b)/A_{res} = (1,25*21370)/115 = 232$ N/mm^2 < $s_{am} = 373$ N/mm^2 verificata
La coppia di serraggio dei bulloni è $N_s = 144$ Nm

4.3.2.2 Verifica dei profilati UPN80 orizzontali

I profilati vengono considerati come una trave appoggiata ai tre longheroni di base e soggetta al carico F_c di equilibrio alla coppia esterna (vedi fig.5).

3

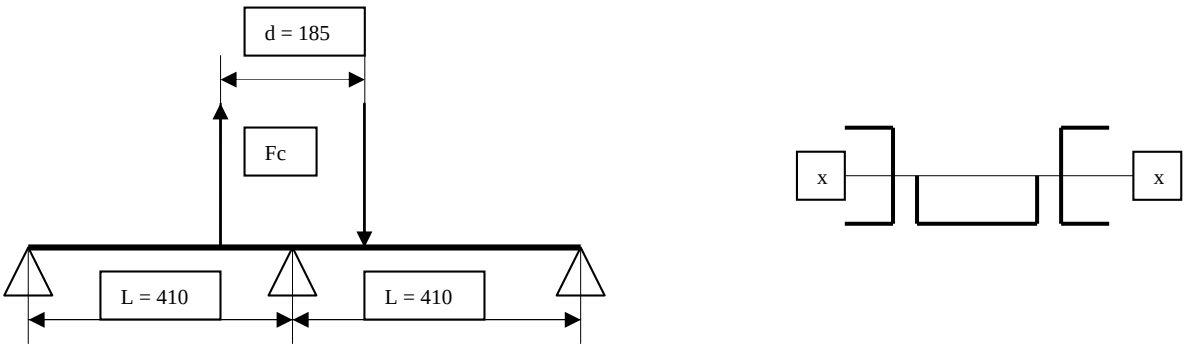


FIGURA 5 – PROFILATI UPN80 ORIZZONTALI : CARICHI, VINCOLI E SEZIONE

$R_{ae} = [F_c*(d/2)]/L = [42740*(185/2)]/410 = 9643$ N è la reazione all'appoggio esterno
$R_{ai} = [F_c*(L-d/2)]/L = [42740*(410 -92,5)]/410 = 33097$ N è la reazione all'appoggio interno
$M_f = R_{ai}*(d/2) = 33097*92,5 = 3061473$ Nmm è il momento flettente massimo

L'asse baricentrico x-x della sezione si trova ad $Y_1 = 8,5$ mm rispetto al baricentro dei profilati esterni e ad Y2 = 17 mm rispetto al baricentro del profilato interno.

Il lembo della sezione più distante dall'asse baricentrico vale
$D_{lxx80} = (H_{80}/2) + Y_1 = 40 + 8,5 = 48,5$ mm

Il momento di inerzia della sezione vale
$J_{xx80} = (2*J_{x80} + 2*A_{80}*Y_1^2) + (J_{y80} + A_{80}*Y_2^2) =$
$= (2*1060000 + 2*1100*8,5^2) + (194000 + 1100*17^2) = 2790850$ mm^4

Il modulo di rigidità flessionale della sezione vale
$W_{xx80} = J_{xx80}/D_{lxx80} = 2790850/48,5 = 57543$ mm^3

$s_f = Mf/ W_{xx80} = 3061473/ 57543 = 53$ N/mm^2 è la tensione dovuta al momento flettente massimo
$t_t = R_{ai}/(3*A_{80}) = 33097/ (3*1100) = 10$ N/mm^2 è la tensione dovuta al taglio massimo

$s_{eq} = [s_f^2 + 3*t_t^2]^{0,5} = [53^2 + 3*10^2]^{0,5} = 56$ N/mm^2 < $K_{am} = 160$ N/mm^2 verificata ; tensione agente sulla sezione considerando flessione e taglio nello stesso punto.

Il collegamento del profilato UPN 80 verticale con quello orizzontale è ottenuto per saldatura con un giunto a cordone d'angolo che unisce la testa del profilato verticale con la superficie d'anima del profilato orizzontale.
Per la verifica della saldatura vedi 4.3.2.1 .

4.3.3 Verifica del supporto motore – vento laterale

In questa condizione, è lecito supporre che il carico dovuto al vento laterale sia trascurabile ed agisca solo sui supporti dell'armadio mobile.

4.3.4 Verifica del supporto armadio mobile – vento frontale

Il supporto dell'armadio mobile è una struttura triangolare con la base appoggiata ai tre longheroni di base (vedi figura6).

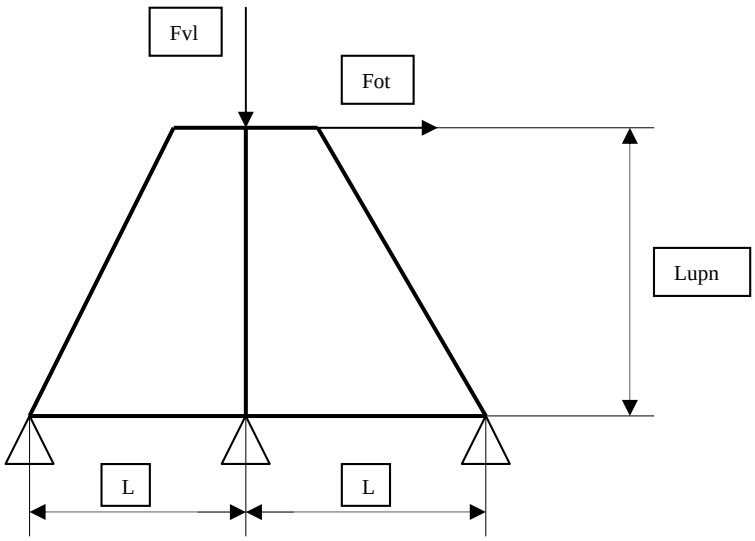


FIGURA 6 – SCHEMA SUPPORTO

Per la verifica si assume che lo sforzo F_{vl} = 2475 N sia completamente assorbito dall'asta centrale, mentre il momento ribaltante dovuto ad Fot = 6502 N sia assorbito dalle altre due aste inclinate di a = 69,3° rispetto al piano orizzontale.

4.3.4.1 Verifica delle aste

La verifica dell'asta centrale compressa porge[19]
$I = (J_{y100}/A_{100})^{0,5} = (291000/1350)^{0,5} = 14,7$ mm è il raggio di inerzia della sezione
$L_0 = L_{upn} = 700$ mm è la lunghezza libera di inflessione
? = $L_0/I = 700/14,7 = 48 < 150$ è la snellezza del profilato
? = 1,14 è il coefficiente di amplificazione del carico corrispondente alla snellezza del profilato
$s_{c100} = (? * F_{vl})/A_{100} = (1,14*2475)/1350 = 2$ N/mm^2 < K_{am} = 160 N/mm^2 verificata ; tensione agente sul profilato compresso

[19] Norma CNR-UNI 10011

I carichi agenti sulle aste inclinate sono
$R_e = (F_{ot}*L_{upn})/(2*L) = (6502*700)/(2*410) = 5550$ N reazione equilibrante agli appoggi esterni
$F_{co} = [F_{ot}* \cos(a) + R_e/\sin(a)] = [6502*\cos(69,3°) + 5550/\sin(69,3°)] = 8231$ N carico agente in trazione su un'asta ed in compressione sull'altra.

La verifica dell'asta inclinata compressa porge[17]
$I = (J_{y100}/A_{100})^{0,5} = (291000/1350)^{0,5} = 14,7$ mm è il raggio di inerzia della sezione
$L_0 = 750$ mm è la lunghezza libera di inflessione
$? = L_0/I = 750/14,7 = 51 < 150$ è la snellezza del profilato
$? = 1,16$ è il coefficiente di amplificazione del carico corrispondente alla snellezza del profilato
$s_{c100} = (? *F_{co})/A_{100} = (1,16*8231)/1350 = 7$ N/mm^2 < $K_{am} = 160$ N/mm^2 verificata ; tensione agente sul profilato compresso

$s_{t100} = F_{co}/A_{100} = 8231/1350 = 6$ N/mm^2 < $K_{am} = 160$ N/mm^2 verificata ; tensione agente sul profilato teso

4.3.4.2 Verifica delle saldature

Il collegamento dei profilati UPN 100 con la piastra di supporto del cuscinetto è ottenuto con un giunto saldato a cordone d'angolo , il quale unisce la testa del profilato con la superficie della piastra. Anche per le aste inclinate, si considera la lunghezza di cordone equivalente alla sezione normale.
$A_s = 5$ mm è la larghezza utile del cordone
$L_{ean} = 100$ mm è la lunghezza del cordone esterno all'anima
$L_{ian} = 70$ mm è la lunghezza del cordone interno all'anima
$L_{eal} = 50$ mm è la lunghezza del cordone esterno all'ala
$L_{ial} = 40$ mm è la lunghezza del cordone interno all'ala
$S_{sane} = A_{s*}L_{ean} = 5* 100 = 500$ mm^2 è la sezione resistente del cordone d'anima esterno
$S_{sani} = A_{s*}L_{ian} = 5*70 = 350$ mm^2 è la sezione resistente del cordone d'anima interno
$S_{sa} = A_s*(2*L_{eal} + 2*L_{ial}) = 5*(2*50 + 2*40) = 900$ mm^2 è la sezione resistente dei cordoni d'ala

Per la verifica si assume che i cordoni d'anima assorbano lo sforzo dovuto a F_{ot}, mentre i cordoni d'ala assorbano lo sforzo dovuto a R_e

$F_{ot/2} = F_{ot}/2 = 6502/2 = 3251$ N è lo sforzo applicato nel baricentro della sezione
$Y_1 = 7$ mm è la distanza dal baricentro della sezione del cordone d'anima interno
$Y_2 = 18$ mm è la distanza dal baricentro della sezione del cordone d'anima esterno

$R_1 = (F_{ot/2} * Y_2)/(Y_2-Y_1) = (3251*18)/(18-7) = 5320$ N è la forza di taglio parallela al cordone d'anima interno
$t_{\parallel} = R_1/S_{sani} = 5320/350 = 15$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*160 = 136$ N/mm^2 verificata

$R_2 = (F_{ot/2} * Y_1)/(Y_2-Y_1) = (3251*7)/(18-7) = 2069$ N è la forza di taglio parallela al cordone d'anima esterno
$t_{\parallel} = R_2/S_{sane} = 2069/500 = 4$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*160 = 136$ N/mm^2 verificata

Re = 5550 N è la reazione normale all'appoggio esterno
$s_- = R_e/S_{sa} = 5550/900 = 6$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*160 = 136$ N/mm^2 verificata

4.3.4.3 Verifica dei bulloni

Il collegamento del cuscinetto alla piastra è ottenuto con 2 bulloni di diametro nominale di filettatura d = 20 mm ed area resistente $A_{res} = 245$ mm^2.
Lo sforzo normale agente sul singolo bullone vale :
$F_{bn} = R_e = 5550$ N
Lo sforzo di taglio agente su ogni bullone vale:
$F_{bt} = F_{ot}/2 = 6502/2 = 3251$ N
Le tensioni che nascono valgono:
$s = (1,25*F_{bn})/A_{res} = (1,25*5550)/245 = 28,3$ N/mm^2 dovuto a F_{bn}
$t = F_{bt}/A_{res} = 3251/245 = 13,3$ N/mm^2 dovuto a F_{bt}

Assunti bulloni di classe 8.8 con $s_{am} = 373$ N/mm^2 e $t_{am} = 264$ N/mm^2, la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = (13,3/264)^2 + (28,3/373)^2 = 0,01 < 1$ verificato

La coppia di serraggio dei bulloni è $N_s = 439$ Nm

La pressione indotta dal gambo dei bulloni sulla superficie dei fori delle flangie vale
$P_{rif} = F_{bt}/(d*S_{pf}) = 3251/(20*25) = 6,5$ N/mm^2
con $S_{pf} = 25$ mm spessore della flangia

4.3.5 Verifica del supporto armadio mobile – vento laterale

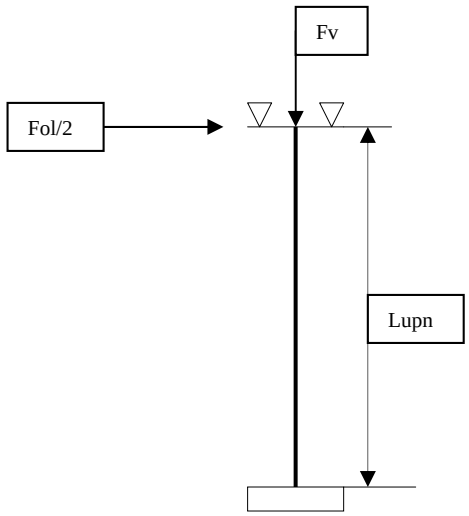


FIGURA 7 – SCHEMA DI CALCOLO

Per il calcolo del vento laterale si è assunto uno schema di calcolo semplificato, rappresentato in figura 7 : il supporto armadio mobile è considerato incastrato al piede, mentre è ammesso scorrimento orizzontale senza rotazione in testa.

$J_y = 3*J_{y100} = 3*291000 = 873000$ mm ^{4} è il momento di inerzia della sezione nel piano di flessione
$W_y = 3*W_{y100} = 3*8450 = 25350$ mm ^{3} è il modulo di rigidità flessionale della sezione nel piano di flessione
$A = 3*A_{100} = 3*1350 = 4050$ mm^2 è l'area della sezione resistente

$M_{apt} = (F_{ol}/2)*(L_{upn}/2) = (1546/2)*(0,7/2) = 270$ Nm è il momento agente ai due estremi del supporto
$F_{ol/2} = 1546/2 = 773$ N è lo sforzo di taglio del vento agente
$F_v = 2475$ N è lo sforzo assiale dovuto al peso della struttura

4.3.5.1 Verifica delle aste

Le aste sono soggette a pressoflessione; la verifica porge[20] :
? = 1 è il valore del coefficiente di parziale adattamento plastico
$I = (J_y/A)^{0,5} = (873000/4050)^{0,5} = 14,7$ mm è il raggio di inerzia della sezione
$L_0 = 0,7*L_{upn} = 0,7*700 = 490$ mm è la lunghezza libera di inflessione
? = $L_0/I = 490/14,7 = 33 < 150$ è la snellezza del profilato

[20] Norma CNR-UNI 10011

? = 1,06 è il coefficiente di amplificazione del carico corrispondente alla snellezza del profilato
s_{cr} = 1867 N/mm^2 tensione critica euleriana nel piano di flessione
$N_{cr} = s_{cr}*A = 1867*4050 = 7561350$ N carico critico euleriano nel piano di flessione
$M_{eq} = 0,4* M_{apt} = 0,4*270 = 108$ Nm è il valore del momento da utilizzare per il calcolo di verifica
? = 1,33 è il coefficiente per la II condizione di carico

$s = (? *F_v/A) + \{M_{eq}/? *W_{y*}[1- ?*(F_v/N_{cr})]\} =$
$= (1,06*2475/4050) + \{108000/1*25350*[1-1,33*(2475/7561350)]\} = 5$ N/mm^2 < K_{am} = 180 N/mm^2 verificata

4.3.5.2 <u>Verifica delle saldature</u>

La geometria delle saldature riferita ad un profilato è stata definita al punto 4.3.4.2 ; per esse
$S_{sane} = A_{s*}L_{ean} = 5*100 = 500$ mm^2 è la sezione resistente del cordone d'anima esterno
$S_{sani} = A_{s}*L_{ian} = 5*70 = 350$ mm^2 è la sezione resistente del cordone d'anima interno
$S_{sale} = A_s*2*L_{eal} = 5*2*50 = 500$ mm^2 è la sezione resistente dei cordoni d'ala esterni
$S_{sali} = A_s*2*L_{ial} = 5*2*40 = 400$ mm^2 è la sezione resistente dei cordoni d'ala interni

La sezione totale vale
$S_{st} = S_{sane} + S_{sani} + S_{sale} + S_{sali} = 1750$ mm^2

Il baricentro dei cordoni di saldatura si trova ad Y_{ssane} = 15,5 mm dal baricentro della sezione del cordone d'anima esterno; si ottiene
Y_{ssani} = 2,5 mm distanza dal baricentro di S_{sani}
Y_{ssale} = 7 mm distanza dal baricentro di S_{sale}
Y_{ssali} = 12 mm distanza dal baricentro di S_{sali}

Il momento di inerzia dei cordoni di saldatura riferiti all'asse baricentrico vale
$J_{ssane} = (L_{ean}*A_s^3/12)+(S_{sane}*Y_{ssane}^2) = (100*5^3/12)+(500*15,5^2) = 121167$ mm^4
$J_{ssani} = (L_{ian}*A_s^3/12)+(S_{sani}*Y_{ssani}^2) = (70*5^3/12)+(350*2,5^2) = 2917$ mm^4
$J_{ssale} = (2*L_{eal}*A_s^3/12)+(S_{sale}*Y_{ssale}^2) = (2*50*5^3/12)+(500*7^2) = 25542$ mm^4
$J_{ssali} = (2*L_{ial}*A_s^3/12)+(S_{sali}*Y_{ssali}^2) = (2*40*5^3/12)+(400*12^2) = 67600$ mm^4

Il momento di inerzia totale vale
$J_{bt} = J_{ssane} + J_{ssani} + J_{ssale} + J_{ssali} = 121167+2917+25542+67600 = 217226$ mm^4

Il lembo di cordone più distante si trova a $D_c = 32$ mm ed il modulo di rigidità flessionale della saldatura vale
$W_{bt} = J_{bt} / D_c = 217226/32 = 6788$ mm^3

Le tensioni agenti sulla saldatura valgono (3 aste)
$s_f = M_{apt}/(3*W_{bt}) = 270000/(3*6788) = 13$ N/mm2
$s_t = F_v/(3*S_{st}) = 2475/(3*1750) = 0,5$ N/mm2
$t = F_{ol/2}/(3*S_{st}) = 773/(3*1750) = 0,1$ N/mm2

La verifica porge
$[(s_f + s_t)^2 + t^2]^{0,5} = [(40+0,5)^2 + 0,1^2]^{0,5} = 40,5$ N/mm^2 $< 0,85*K_{am} = 0,85*160 = 136$ N/mm^2 verificata

4.3.5.3 <u>Verifica dei bulloni</u>

I bulloni utilizzati sono stati definiti al punto 4.3.4.3 .
Lo sforzo normale agente sul singolo bullone vale :
$F_{bn} = F_v/2 = 2475/2 = 1237,5$ N
Lo sforzo di taglio agente su ogni bullone vale:
$F_{bt} = F_{ol/2} = 773$ N
Le tensioni che nascono valgono:
$s = (1,25*F_{bn})/A_{res} = (1,25*1237,5)/245 = 6,3$ N/mm^2 dovuto a F_{bn}
$t = F_{bt}/A_{res} = 773/245 = 3,2$ N/mm^2 dovuto a F_{bt}
la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = (3,2/264)^2 + (6,3/373)^2 = 4E\text{-}4 < 1$ verificato

4.3.6 Verifica dei longheroni di base – vento frontale

I due longheroni di base esterni sono costituiti da due profilati UPN 100 saldati sulla piastra di base e calastrellati.

4.3.6.1 Verifica delle aste

Per la verifica si considera il longherone incastrato sulla piastra di base (vedi figura 8).

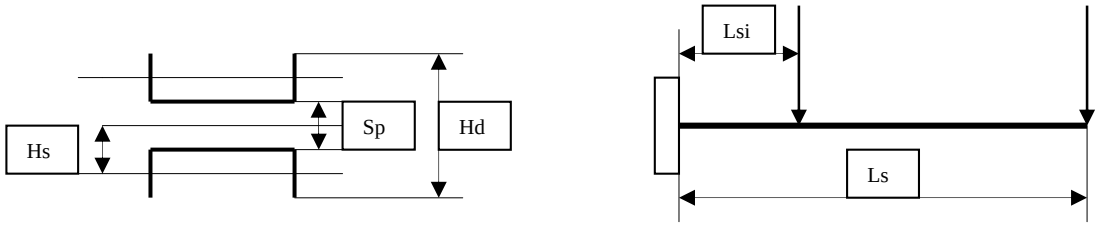


FIGURA 8 – LONGHERONI ESTERNI

S_p = 20 mm è lo spessore della piastra
$H_s = E_{y100} + S_p/2 = 15,5 + 10 = 25,5$ mm è la distanza del baricentro dall'asse di simmetria
H_d = 120 mm è la distanza fra i lembi delle aste
L_s = 484 mm è il punto di applicazione di R_{ae} = 9643 N (vedi 4.3.2.2)
L_{si} = 190 mm è il punto di applicazione di R_e = 5550 N e di $F_{ot}/3 = 6502/3 = 2167$ N (vedi 4.3.4)
$J_{100y} = 2*J_{y100} + 2*A_{100}*H_s^2 = 2*291000 + 2*1350*25,5^2 = 2337675$ mm^4 è il momento di inerzia della sezione in y
$W_{100y} = J_{100y}/(H_d/2) = 2337675/(120/2) = 38961$ mm^3 è il modulo di rigidità flessionale della sezione in y
$J_{100x} = 2*J_{x100} = 2*2050000 = 4100000$ mm^4 è il momento di inerzia della sezione in x
$W_{100x} = 2*W_{x100} = 2*41100 = 82200$ mm^3 è il modulo di rigidità flessionale della sezione in x

$M_{f1y} = R_{ae}*L_s = 9643*484 = 4667212$ Nmm momento flettente dovuto ad R_{ae}
$M_{f2y} = R_e*L_{si} = 5550*190 = 1054500$ Nmm momento flettente dovuto ad R_e
$M_{f1x} = F_{ot}/3*L_{si} = 2167*190 = 411730$ Nmm momento flettente dovuto a F_{ot}

$\sigma_{f1y} = M_{f1y}/W_{100y} = 4667212/38961 = 120$ N/mm^2 tensione dovuta a M_{f1y}
$\sigma_{f2y} = M_{f2y}/W_{100y} = 1054500/38961 = 27$ N/mm^2 tensione dovuta a M_{f2y}
$\sigma_{fy} = \sigma_{f1y} + \sigma_{f2y} = 120 + 27 = 147$ N/mm^2
$\sigma_{f1x} = M_{f1x}/W_{100x} = 411730/82200 = 5$ N/mm^2 tensione dovuta a M_{f1x}

$\tau_{t1y} = R_{ae}/(2*A_{100}) = 9643/(2*1350) = 3,6$ N/mm^2 tensione dovuta ad R_{ae}
$\tau_{t2y} = R_e/(2*A_{100}) = 5550/(2*1350) = 2$ N/mm^2 tensione dovuta ad R_e
$\tau_{t1x} = (F_{ot}/3)/(2*A_{100}) = 2167/(2*1350) = 0,8$ N/mm^2 tensione dovuta ad F_{ot}
$\tau_{txy} = \tau_{t1y} + \tau_{t2y} + \tau_{t1x} = 3,6 + 2 + 0,8 = 6,4$ N/mm^2

$\sigma_{eq} = [(\sigma_{fy} + \sigma_{f1x})^2 + 3*\tau_{txy}^2]^{0,5} = [(147 + 5)^2 + 3*6,4^2]^{0,5} = 152$ N/mm^2 < Kam = 160 N/mm^2

4.3.6.2 <u>Verifica delle saldature dei calastrelli</u>

I calastrelli più sollecitati sono quelli esterno ed interno in corrispondenza al supporto armadio mobile (vedi figura4).

La giunzione del calastrello con le aste è ottenuta con 4 cordoni d'angolo laterali:
$A_s = 5$mm è la larghezza del cordone
$L_s = 50$ mm è la lunghezza del cordone
$S_s = A_s*L_s = 5*50 = 250$ mm^2 è l'area del cordone
$J_s = A_s*L_s^3/12 = 5*50^3/12 = 52083$ mm^4 è il momento di inerzia del cordone
$Y_b = 35$ mm è la distanza del baricentro del cordone dall'asse baricentrico delle saldature (vedi figura9)
$J_b = J_s + S_s*Y_b^2 = 52083 + 250*35^2 = 358333$ mm^4 è il momento di inerzia del cordone riferito all'asse baricentrico delle saldature
$Y_l = 60$ mm è la distanza dell'asse baricentrico dal lembo più distante
$W_b = J_b/Y_l = 358333/60 = 5972$ mm^3

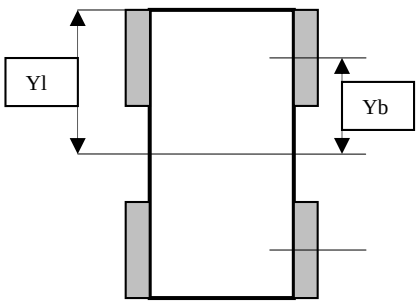


FIGURA 9 – SALDATURE DI GIUNZIONECALASTRELLO/PROFILATO

I parametri di sollecitazione agenti sulle saldature sono
$M_{f1} = R_{ae}*(L_s-L_{si}) = 9643*(484-190) = 2835042$ Nmm
$R_{ae} = 9643$ N
$R_e = 5550$ N
$F_{ot/3} = 2167$ N

Le tensioni che nascono valgono (8 cordoni)
$\sigma_{\perp} = M_{f1}/(8*W_b) = 2835042/(8*5972) = 59$ N/mm^2
$\tau_{\parallel} = R_{ae}/(8*S_s) = 9643/(8*250) = 5$ N/mm^2
$\tau_{\parallel} = R_e/(8*S_s) = 5550/(8*250) = 3$ N/mm^2
$\tau_{\perp} = F_{ot/3}/(8*S_s) = 2167/(8*250) = 1$ N/mm^2

$[(\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2]^{0,5} = [(59^2 + 8^2 + 1^2]^{0,5} = 60$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*160 = 136$ N/mm^2 verificata

4.3.7 Verifica dei longheroni di base – vento laterale

Sui longheroni di base agiscono i parametri di sollecitazione definiti al punto 4.3.5 .
Le tensioni che ne derivano valgono
$\sigma_{f1} = M_{apt}/W_{100y} = 271000/38961 = 7$ N/mm^2 flessione dovuta ad F_{ol}
$\sigma_{f2} = (F_v*L_{si})/W_{100y} = (2475*190)/38961 = 12$ N/mm^2 flessione dovuta ad F_v
$\sigma_c = F_{ol}/(2*A_{100}) = 1546/(2*1350) = 0,6$ N/mm^2 sforzo normale dovuto ad F_{ol}
$\tau_{\perp} = F_v/(2*A_{100}) = 2475/(2*1350) = 1$ N/mm^2 taglio dovuto ad F_v

La verifica porge
$\sigma_{eq} = [(\sigma_{f1}+ \sigma_{f2}+ \sigma_c)^2 + 3*\tau_{\perp}^2]^{0,5} = [(7+12+0,6)^2 + 3*1^2]^{0,5} = 20$ N/mm^2 < Kam = 160 N/mm^2 verificata

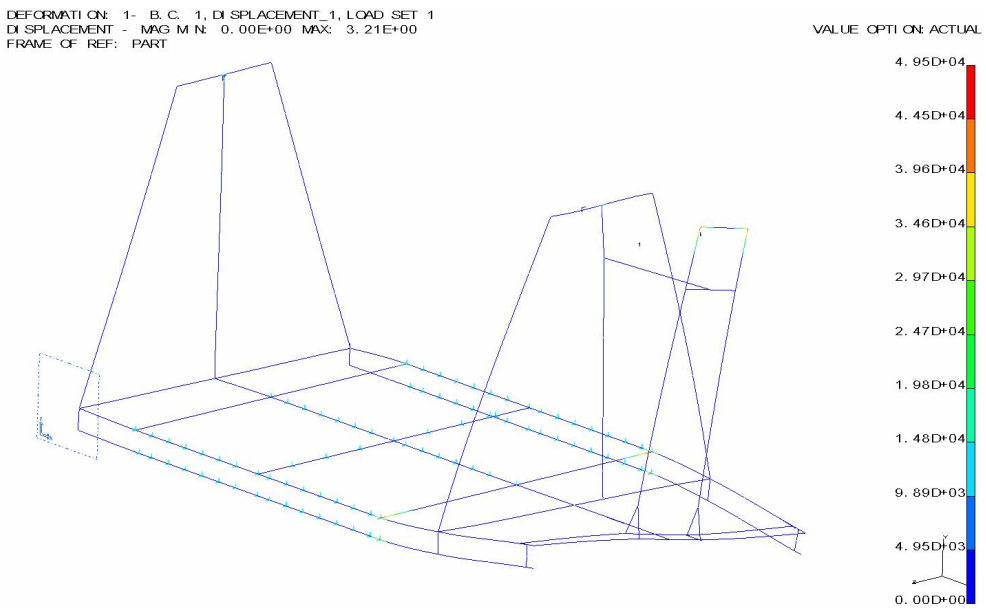


FIGURA 10 – TELAIO MOBILE ESTERNO : DEFORMATA

4.4 Telaio mobile interno

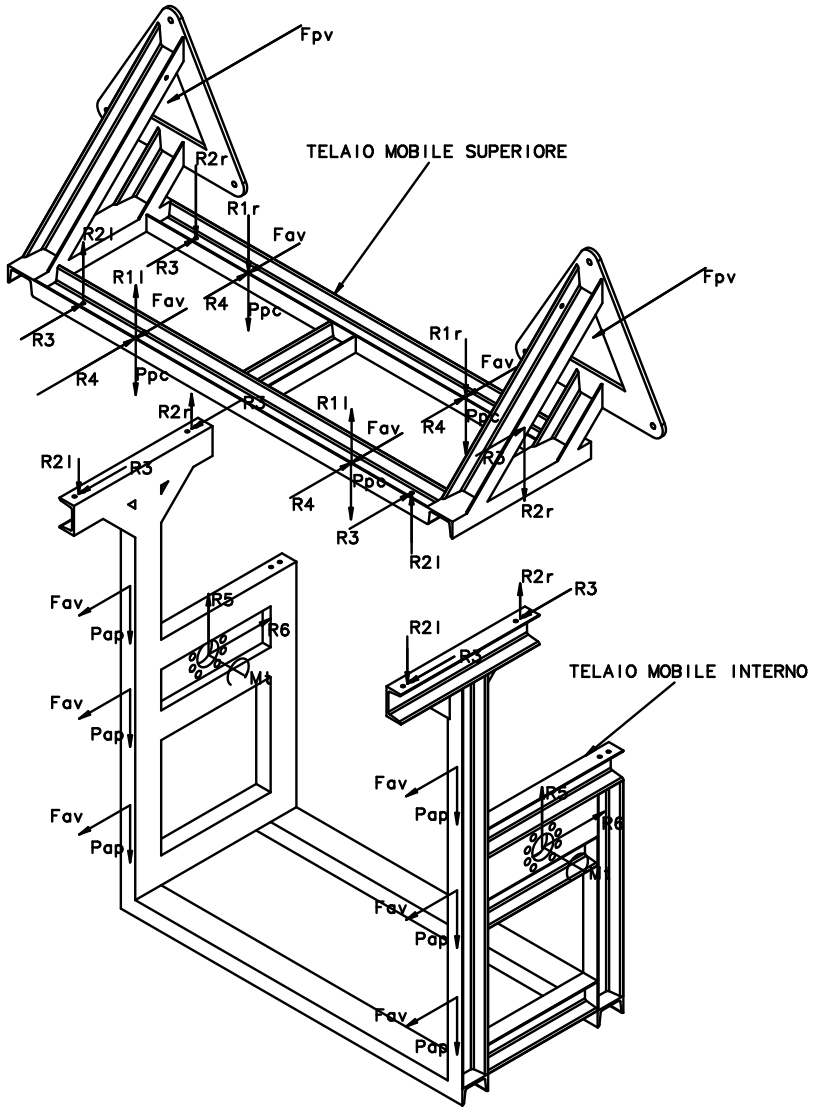


FIGURA 11

Il telaio è costituito da due parti, entrambe realizzate in profilati UPN 80 uniti per saldatura (figura 11).
Il telaio mobile superiore alloggi a le parabole ed i golfari di movimentazione di tutta la struttura comprensiva dell'armadio.
Il telaio mobile interno alloggia l'armadio con il sistema di acquisizione ed elaborazione dei dati.
Le parabole sono fissate al telaio mobile superiore tramite su pporti triangolari di alloggiamento delle viti di fissaggio; l'armadio è fissato ad entrambe le strutture in 18 punti (4 sul telaio mobile superiore e 14 sul telaio mobile interno).

Il telaio mobile superiore ed il telaio mobile interno sono collegati fra loro tramite giunzione bullonata.
Per i dettagli si vedano i disegni esecutivi CR -002 (telaio mobile interno) e CR -003 (telaio mobile superiore).

4.4.1 Caratteristiche dei profilati

Per le caratteristiche del materiale e dei profilati si veda il punto 4.3.1 .

4.4.2 Forze agenti sul telaio mobile superiore

$F_{pv} = F_{wp}/2 = 4393$ N spinta del vento sulla parabola
$F_{av} = F_{wa}/10 = 422$ N spinta del vento sull'armadio
$P_{pc} = (300+300+500)/4 = 275$ N peso parabole e telaio mobile superiore

4.4.3 Verifica del telaio mobile superiore

Il telaio mobile superiore viene verificato solo al vento frontale; l'effetto del vento laterale viene trascurato.
Il telaio è costituito da una cornice alle cui estremità sono fissati i supporti delle parabole. Sulle aste lunghe della cornice ci sono i fori per il fissaggio dell'armadio e del telaio mobile esterno.

4.4.3.1 Verifica delle aste lunghe della cornice

Ai fini della verifica, le aste lunghe vengono considerate slegate dal telaio con la seguente configurazione statica nella direzione del vento frontale:

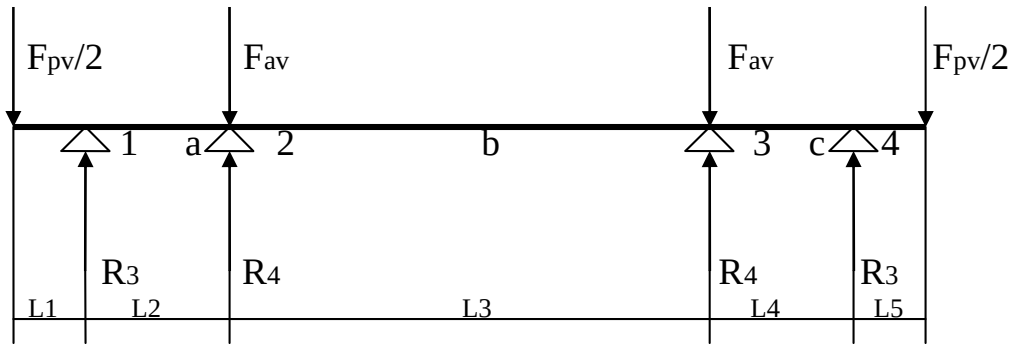


FIGURA 12 – ASTA LUNGA IN DIREZIONE DEL VENTO FRONTALE

Le quote indicate in figura 12 valgono
L1 = L5 = 140 mm
L2 = L4 = 175 mm
L3 = 670 mm
L = L1+L2+L3+L4+L5 = 1300 mm

Per la determinazione dei parametri di sollecitazione sull'asta, viene applicato il metodo delle deformazioni.

Poiché la struttura reticolare associata all'asta è fissa, le uniche incognite sono le rotazioni dei nodi.1, 2, 3, 4.
$\Phi_1 = E*J_{x80}*f_1$
$\Phi_2 = E*J_{x80}*f_2$
$\Phi_3 = E*J_{x80}*f_3$
$\Phi_4 = E*J_{x80}*f_4$

Mf = Fpv/2*L1 = (4393/2)*0,140 = 308 Nm è il momento flettente esterno agente sui nodi 1 e 4

Tabella delle rigidezze delle aste:

asta	L_r (m)	$[(E*J_r/L_r)*(1/E*J)]$ (m^{-1})
a	0,175	5,714
b	0,670	1,493
c	0,175	5,714

I valori di momento e taglio di incastro perfetto sono nulli su tutte le aste.

La struttura è simmetrica con carico simmetrico per cui $\phi_4 = -\phi_1$, $\phi_3 = -\phi_2$: sono sufficienti solo 2 equazioni di nodo per risolvere l'equilibrio.

Equazione del nodo 1
$4*\phi_1*S(E*J_r/L_r) + 2*S[(E*J_r/L_r)*\phi_r] = Mf$
$4*\phi_1*5{,}714 + 2*5{,}714*\phi_2 = 308$

Equazione del nodo 2
$4*\phi_2*S(E*J_r/L_r) + 2*S[(E*J_r/L_r)*\phi_r] = 0$
$4*\phi_2*(5{,}714 + 1{,}493) + 2*(5{,}714*\phi_1 + 1{,}493*\phi_3) = 0$

La soluzione del sistema fra le due equazioni porge
$\phi_1 = -17{,}3\ Nm^2$
$\phi_2 = +7{,}7\ Nm^2$

Ora è possibile determinare i valori di momento e taglio ai nodi delle aste:

momento al nodo 1 dell'asta a
$M_{1a} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\phi_1 + \phi_2) = 2*5{,}714*(-2*17{,}3+7{,}7) = -308\ Nm = -M_{4c}$

Momento al nodo 2 dell'asta a
$M_{2a} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\phi_2 + \phi_1) = 2*5{,}714*(2*7{,}7-17{,}3) = -22\ Nm = -M_{3c}$

Momento al nodo 2 dell'asta b
$M_{2b} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\phi_2 + \phi_3) = 2*1{,}493*(2*7{,}7-7{,}7) = +22\ Nm = -M_{3b}$

Taglio al nodo 1 dell'asta a
$T_{1a} = -(M_{1a} + M_{2a})/L2 = -(-308-22)/0{,}175 = 1886\ N = -T_{4c}$

Taglio al nodo 2 dell'asta a
$T_{2a} = -(M_{1a} + M_{2a})/L2 = -(-308-22)/0{,}175 = 1886\ N = -T_{3c}$

Taglio al nodo 2 dell'asta b
$T_{2b} = -(M_{2b} + M_{3b})/L3 = -(+22-22)/0{,}670 = 0 = -T_{3b}$

Le reazioni ai vincoli valgono
$R_3 = F_{pv}/2 + T_{1a} = 4393/2 + 1886 = 4083\ N$
$R_4 = T_{2a} – F_{av} = 1886 – 422 = 1464\ N$

Discendono i seguenti valori di tensione nella sezione più sollecitata:
$s_x = M_{1a}/W_{x80} = 308000/26500 = 11{,}6\ N/mm^2$
$t_{xy1} = R_3/A_{80} = 4083/1100 = 3{,}7\ N/mm^2$

Le aste lunghe sono sollecitate anche in direzione normale al vento frontale (fig.13), per effetto del momento da equilibrare generato da F_{pv} (vedi 4.4.2) :

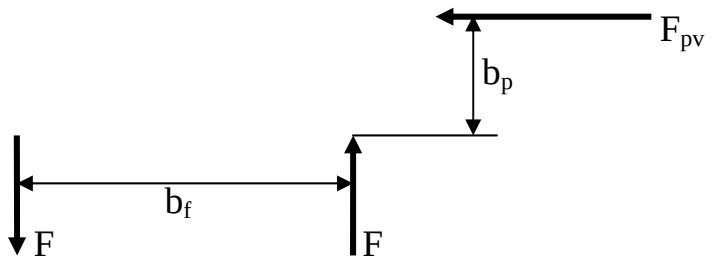


FIGURA 13 – MOMENTO DA EQUILIBRARE

Per l'equilibrio
$F = (F_{pv} * b_p) / b_f = (4393 * 218) / 350 = 2736\ N$

La forza totale agente tiene conto anche del peso delle parabole e del telaio mobile superiore:
$F_{ta} = F + P_{pc} = 2736 + 275 = 3011\ N$

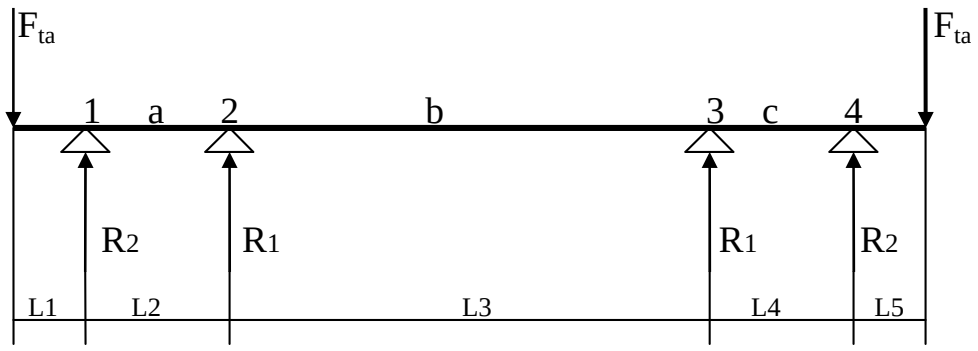


FIGURA 14 – ASTA LUNGA IN DIREZIONE NORMALE AL VENTO FRONTALE

Le quote indicate in figura 14 valgono
L1 = L5 = 140 mm
L2 = L4 = 175 mm

L3 = 670 mm
L = L1+L2+L3+L4+L5 = 1300 mm

Per la determinazione dei parametri di sollecitazione sull'asta, viene applicato il metodo delle deformazioni.

Poiché la struttura reticolare associata all'asta è fissa, le uniche incognite sono le rotazioni dei nodi.1, 2, 3, 4.
$\phi_1 = E*J_{y80}*f_1$
$\phi_2 = E*J_{y80}*f_2$
$\phi_3 = E*J_{y80}*f_3$
$\phi_4 = E*J_{y80}*f_4$

$Mf = F_{ta}*L1 = 3011*0{,}140 = 422$ Nm è il momento flettente esterno agente sui nodi 1 e 4

Tabella delle rigidezze delle aste:

asta	L_r (m)	$[(E*J_r/L_r)*(1/E*J)]$ (m^{-1})
a	0,175	5,714
b	0,670	1,493
c	0,175	5,714

I valori di momento e taglio di incastro perfetto sono nulli su tutte le aste.

La struttura è simmetrica con carico simmetrico per cui $\phi_4 = -\phi_1$, $\phi_3 = -\phi_2$: sono sufficienti solo 2 equazioni di nodo per risolvere l'equilibrio.

Equazione del nodo 1
$4*\phi_1*S(E*J_r/L_r) + 2*S[(E*J_r/L_r)*\phi_r] = Mf$
$4*\phi_1*5{,}714 + 2*5{,}714*\phi_2 = 422$

Equazione del nodo 2
$4*\phi_2*S(E*J_r/L_r) + 2*S[(E*J_r/L_r)*\phi_r] = 0$
$4*\phi_2*(5{,}714 + 1{,}493) + 2*(5{,}714*\phi_1 + 1{,}493*\phi_3) = 0$

La soluzione del sistema fra le due equazioni porge
$\phi_1 = -23{,}70$ Nm^2
$\phi_2 = +10{,}50$ Nm^2

Ora è possibile determinare i valori di momento e taglio ai nodi delle aste:

momento al nodo 1 dell'asta a
$M_{1a} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\phi_1 + \phi_2) = 2*5{,}714*(-2*23{,}7+10{,}5) = -422$ Nm $= -M_{4c}$

Momento al nodo 2 dell'asta a
$M_{2a} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\not{f}_2 + \not{f}_1) = 2*5{,}714*(2*10{,}5-23{,}7) = -31$ Nm $= -M_{3c}$

Momento al nodo 2 dell'asta b
$M_{2b} = 2*(E*J_r/L_r) * (2*\not{f}_2 + \not{f}_3) = 2*1{,}493*(2*10{,}5-10{,}5) = +31$ Nm $= -M_{3b}$

Taglio al nodo 1 dell'asta a
$T_{1a} = -(M_{1a} + M_{2a})/L2 = -(-422-31)/0{,}175 = 2589$ N $= -T_{4c}$

Taglio al nodo 2 dell'asta a
$T_{2a} = -(M_{1a} + M_{2a})/L2 = -(-422-31)/0{,}175 = 2589$ N $= -T_{3c}$

Taglio al nodo 2 dell'asta b
$T_{2b} = -(M_{2b} + M_{3b})/L3 = -(+31-31)/0{,}670 = 0 = -T_{3b}$

Le reazioni ai vincoli valgono
$R_1 = T_{2a} = 2589$ N
$R_2 = T_{1a} + F_{ta} = 3011 + 2589 = 5600$ N

Discendono i seguenti valori di tensione nella sezione più sollecitata:
$s_y = M_{1a}/W_{y80} = 422000/6350 = 66{,}5$ N/mm^2
$t_{xy2} = R_2/A_{80} = 5600/1100 = 5$ N/mm^2

La verifica porge[21]
$s_{id} = [s_x^2 + s_y^2 - s_x * s_y + 3*(t_{xy1}+t_{xy2})^2]^{0,5} =$
$= [11{,}6^2 + 66{,}5^2 - 11{,}6*66{,}5 + 3*(3{,}7+5)^2]^{0,5} = 63$ N/mm^2 < Kam = 160 N/mm^2
verificata

4.4.3.1.1 <u>Verifica dei bulloni</u>

Il collegamento dell'asta lunga all' armadio è ottenuto con un bullone di diametro nominale di filettatura d = 8 mm con area resistente $A_{res} = 36$ mm^2.
Lo sforzo normale agente sul bullone vale :
$F_{bn} = R_1 = 2589$ N
Lo sforzo di taglio agente su ogni bullone vale:
$F_{bt} = R_4 = 1464$ N
Le tensioni che nascono valgono:
$s = (1{,}25*F_{bn})/A_{res} = (1{,}25*2589)/36 = 90$ N/mm^2 dovuto a F_{bn}
$t = F_{bt}/A_{res} = 1464/36 = 41$ N/mm^2 dovuto a F_{bt}

[21] Criterio di Von Mises

Assunti bulloni di classe 8.8 con s_{am} = 373 N/mm^2 e t_{am} = 264 N/mm^2, la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = (41/264)^2 + (90/373)^2 = 0{,}08 < 1$ verificato

La coppia di serraggio dei bulloni è N_s = 26 Nm

La pressione indotta dal gambo dei bulloni sulla superficie dei fori del profilato vale
$P_{rif} = F_{bt}/(d*S_{pf}) = 1464/(8*6) = 30$ N/mm^2
con S_{pf} = 6 mm spessore dell'anima del profilato UPN80.

Il collegamento dell'asta lunga al telaio mobile interno è ottenuto ad ogni estremità con due bulloni di diametro nominale di filettatura d = 8 mm con area resistente A_{res} = 36 mm^2 .
Lo sforzo normale agente sul bullone vale :
$F_{bn} = R_2/2 = 5600/2 = 2800$ N
Lo sforzo di taglio agente su ogni bullone vale:
$F_{bt} = R_3/2 = 4083/2 = 2041{,}5$ N
Le tensioni che nascono valgono:
$s = (1{,}25*F_{bn})/A_{res} = (1{,}25*2800)/36 = 97$ N/mm^2 dovuto a F_{bn}
$t = F_{bt}/A_{res} = 2041{,}5/36 = 57$ N/mm^2 dovuto a F_{bt}

Assunti bulloni di classe 8.8 con s_{am} = 373 N/mm^2 e t_{am} = 264 N/mm^2, la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = (57/264)^2 + (97/373)^2 = 0{,}1 < 1$ verificato

La coppia di serraggio dei bulloni è N_s = 26 Nm

La pressione indotta dal gambo dei bulloni sulla superficie dei fori del profilato vale
$P_{rif} = F_{bt}/(d*S_{pf}) = 2041{,}5/(8*6) = 42$ N/mm^2
con Spf = 6 mm spessore dell'anima del profilato UPN80.

4.4.3.1.2 <u>Verifica delle saldature</u>

Il collegamento del l'estremità dell'asta lunga è ottenuto per saldatura , con un giunto a cordone d'angolo che unisce la te sta del profilato con la struttura di supporto della parabola.

A_s = 5 mm è la larghezza utile del cordone
L_{ean} = 80 mm è la lunghezza del cordone esterno all'anima
L_{ian} = 54 mm è la lunghezza del cordone interno all'anima
L_{eal} = 45 mm è la lunghezza del cordone esterno all'ala
L_{ial} = 30 mm è la lunghezza del cordone interno all'ala

$S_s = A_s*(L_{ean} + L_{ian} + 2*L_{eal} + 2*L_{ial}) = 5*(80 + 54 + 2*45 + 2*30) = 1420$ mm ^{2} è l'area della sezione resistente

Le forze agenti sul cordone (vedi 4.4.3.1 e figg. 13 e 14) valgono
$F_{pv}/2 = 4393$ N
$F_{ta} = 3011$ N

Le tensioni che nascono valgono
$t_{\|} = (F_{pv}/2)/S_s = 4393/1240 = 3,5$ N/mm^2
$t_{\perp} = F_{ta}/S_s = 3011/1240 = 2,4$ N/mm^2

La verifica porge
$s_{eq} = (t_{\|}^2 + t_{\perp}^2)^{0,5} = (3,5^2 + 2,4^2)^{0,5} = 4,2$ N/mm^2 < $0,85*K_{am} = 0,85*16\,0 = 136$ N/mm^2 verificata

4.4.3.2 <u>Verifica del triangolo di supporto delle parabole</u>

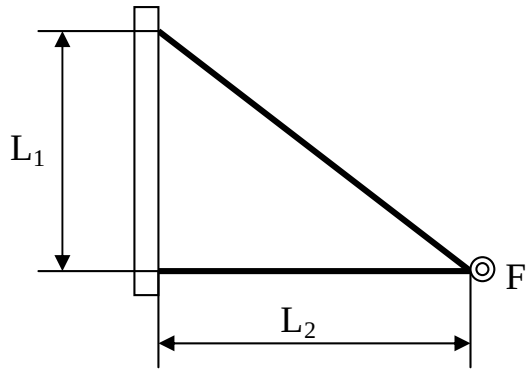


FIGURA 15 – TRIANGOLO DI SUPPORTO DELLE PARABOLE – SCHEMA STATICO

Il triangolo di supporto delle parabole è ottenuto da un profilato rettangolare in Fe360 con le seguenti caratteristiche:
B = 80 mm è la base del profilato
H = 10 mm è l'altezza del profilato
$A = B*H = 80*10 = 800$ mm^2 è l'area del profilato
$J = B*H^3/12 = 80*10^3/12 = 6667$ mm^4 è il momento di inerzia del profilato nel piano di flessione
$W = B*H^2/6 = 80*10^2/6 = 1334$ mm^3 è il modulo di rigidità flessionale del profilato nel piano di flessione

Data la natura simmetrica del carico, viene considerato solo metà triangolo.

La forza
$F = F_{pv}/3 = 4393/3 = 1465$ N è normale alle aste e genera un momento flettente
$M_F = F*L_2 = 1465*157,5 = 230,737$ Nm

Le tensioni che nascono valgono
$s = M_F/(2*W) = 230737/(2*1334) = 86$ N/mm^2
$t = F/(2*A) = 1465/(2*800) = 0,9$ N/mm^2

La verifica porge
$s_{eq} = (s^2 + 3*t^2)^{0,5} = (86^2 + 3*0,9^2)^{0,5} = 86$ N/mm^2 < Kam = 160 N/mm^2 ; verificata

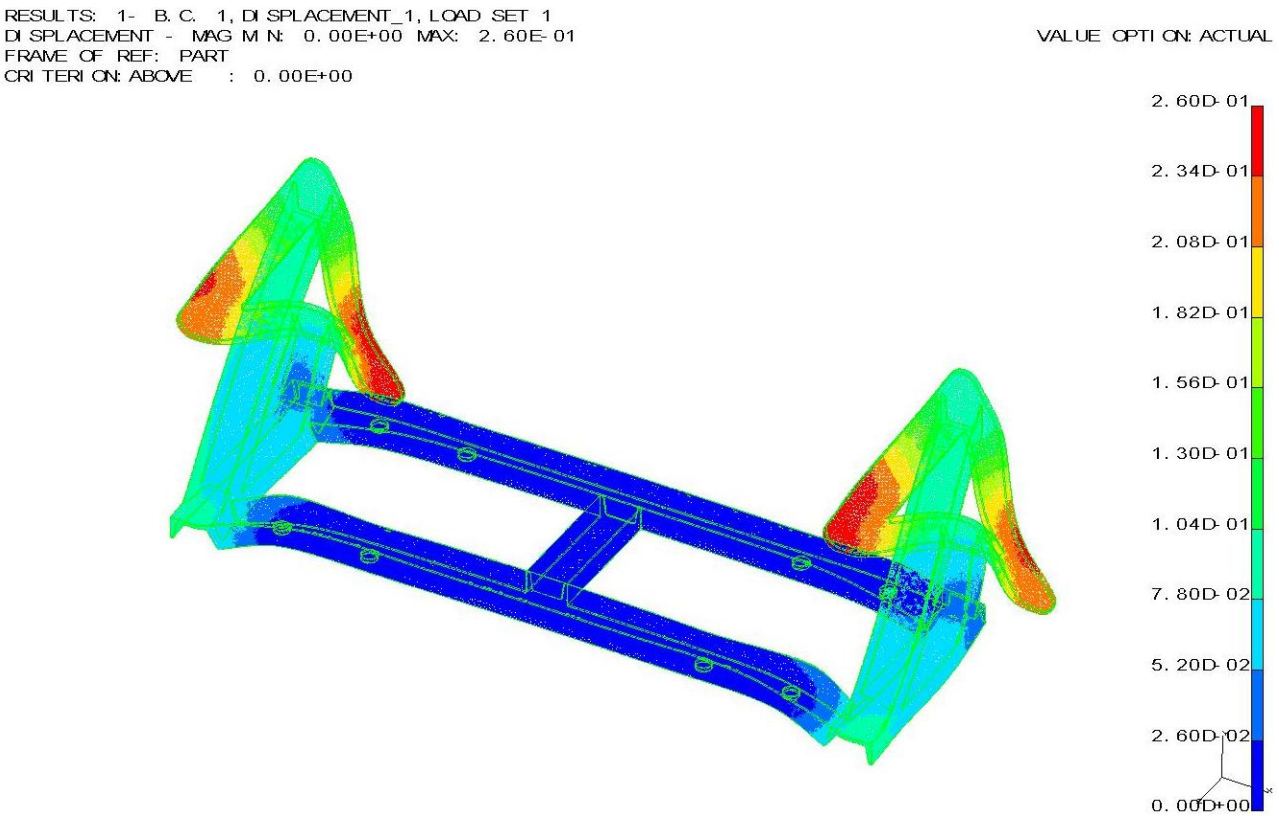


FIGURA 16 – TELAIO MOBILE SUPERIORE : DEFORMATA

4.4.4 Verifica del telaio mobile interno

Il telaio mobile interno è fissato rigidamente all'armadio mobile tramite bulloni disposti sulle aste verticali.

Si vuole verificare in questa sede, la piastra di fissaggio del perno (vedi 4.1.2), assoggettandola ad una lastra piana appoggiata agli orli definiti dalla cornice dei profilati UPN 80 considerati come rinforzi.

Cornice e lastra vengono considerate come un'unica trave di lunghezza L_t = 420 mm, con sezione rappresentata in figura 17.

La trave viene considerata incernierata agli estremi : i valori di tensione conseguenti in mezzeria, saranno maggiori del valore reale di tensione il quale è ridotto dalla cooperazione delle altre aste della struttura.

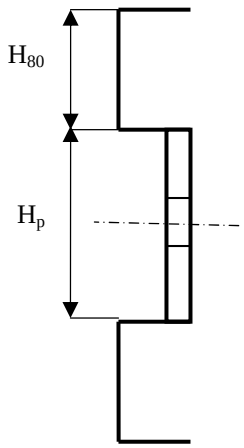


FIGURA 17 – SEZIONE DELLA TRAVE

H_p = 110 mm è l'altezza della lastra
L_p = 340 mm è la lunghezza della lastra
S_p = 20 mm è lo spessore della lastra
D_p = 65 mm è il diametro del foro di alloggiamento del perno nella sezione di mezzeria della lastra
$A_p = S_p*(H_p-D_p) = 20*(110-65) = 900$ mm^2 area della sezione di mezzeria della lastra
$J_p = (S_p/12)*(H_p^3-D_p^3) = (20/12)*(110^3-65^3) = 1760625$ mm^4 è il momento di inerzia della sezione di mezzeria della lastra

Per le caratteristiche del profilato UPN 80 vedi 4.3.1

L'area della sezione di mezzeria della trave vale
$A_s = 2*A_{80} + S_p*(H_p-D_p) = 2*1100 + 20*(110-65) = 3100$ mm^2

Il momento di inerzia della sezione di mezzeria della trave vale
$J_s = J_p + 2*J_{x80} + 2*A_{80}*(H_{80}/2+H_p/2)^2 =$
$= 1760625 + 2*1060000 + 2*1100*95^2 = 23735625$ mm^4

Il modulo di rigidità flessionale della sezione di mezzeria della trave vale
$W_s = J_s/(H_p/2+H_{80}) = 23735625/(55+80) = 175820$ mm^3

Sulla sezione di mezzeria della trave agiscono le seguenti forze (vedi 4.1.2.1) :
$M_{venpb} = 7907$ Nm coppia dovuta al vento
$F_{tp0v} = 2475$ N forza verticale dovuta al peso della struttura
$F_{tp0o} = 6502$ N forza orizzontale dovuta al vento

Le tensioni che nascono valgono
$s_{fM} = M_{venpb}/W_s = 7907000/175820 = 45$ N/mm^2 dovuta alla coppia
$s_{Fo} = F_{tp0o}/A_s = 6502/3100 = 2$ N/mm^2 dovuta alla forza orizzontale
$s_{Fv} = [(F_{tp0v}/2)*(L_t/2)]/W_s = [(2475/2)*(420/2)]/175820 = 1,5$ N/mm^2 dovuta alla forza verticale
$t_{Fv} = F_{tp0v}/A_s = 2475/3100 = 0,8$ N/mm^2 trascurabile

Il valore della tensione nel lembo superiore vale
$s_{supt} = s_{fM} + s_{Fo} + s_{Fv} = 45 + 2 + 1,5 = 48,5$ N/mm^2

Il valore della tensione nel lembo inferiore vale
$s_{inft} = -s_{fM} + s_{Fo} - s_{Fv} = -45 + 2 - 1,5 = -44,5$ N/mm^2

A livello della lastra, le tensioni superiore ed inferiore valgono
$s_{supp} = s_{supt}*[(H_p/2)/(H_p/2 + H_{80})] = 48,5*(55/135) = 20$ N/mm^2
$s_{infp} = s_{inft}*[(H_p/2)/(H_p/2 + H_{80})] = -44,5*(55/135) = -18$ N/mm^2
Lo sforzo di taglio considerato uniformemente distribuito sulla sezione della lastra vale
$t_{Fvp} = F_{tp0v}/A_p = 2475/900 = 2,8$ N/mm^2

Il rapporto fra le tensioni[22] vale
$? = s_{infp}/s_{supp} = -18/20 = -0,9$
mentre il rapporto lunghezza/altezza vale
$a = L_p/H_p = 340/110 = 3$

[22] Norma CNR-UNI 10011

il coefficiente di imbozzamento vale
K_s = 23,9
La tensione di riferimento vale
$s_{cr,0}$ = 61,55 N/mm^2
la tensione critica ideale di imbozzamento vale
$s_{cr,id} = K_s * s_{cr,0}$ = 23,9 * 61,55 = 1471 N/mm^2

La verifica porge
$s_{cr,id} /(s^2+3*t^2)^{0,5}$ = ß*? con ß = 1 e ? = 1,33
$1471/(20^2+3*2,8^2)^{0,5}$ = 71 = 1,33 verificata

Si vuole ora verificare l'asta compressa dell'irrigidimento al carico di punta.
$F_{vl} = s_{supt} * A_{80}$ = 48,5 * 1100 = 53350 N è il carico a cui è sottoposta l'asta
$I = (J_{y80}/A_{80})^{0,5}$ = (194000/1100)^{0,5} = 13,3 mm è il raggio di inerzia della sezione
$L_0 = L_t$ = 420 mm è la lunghezza libera di inflessione
? = L_0/I = 420/13,3 = 32 < 150 è la snellezza del profilato
? = 1,06 è il coefficiente di amplificazione del carico corrispondente alla snellezza del profilato
s_{c80} = (? *F_{vl})/A_{100} = (1,06*53350)/1100 = 51 N/mm^2 < K_{am} = 16 0 N/mm ^{2} verificata ; tensione agente sul profilato compresso

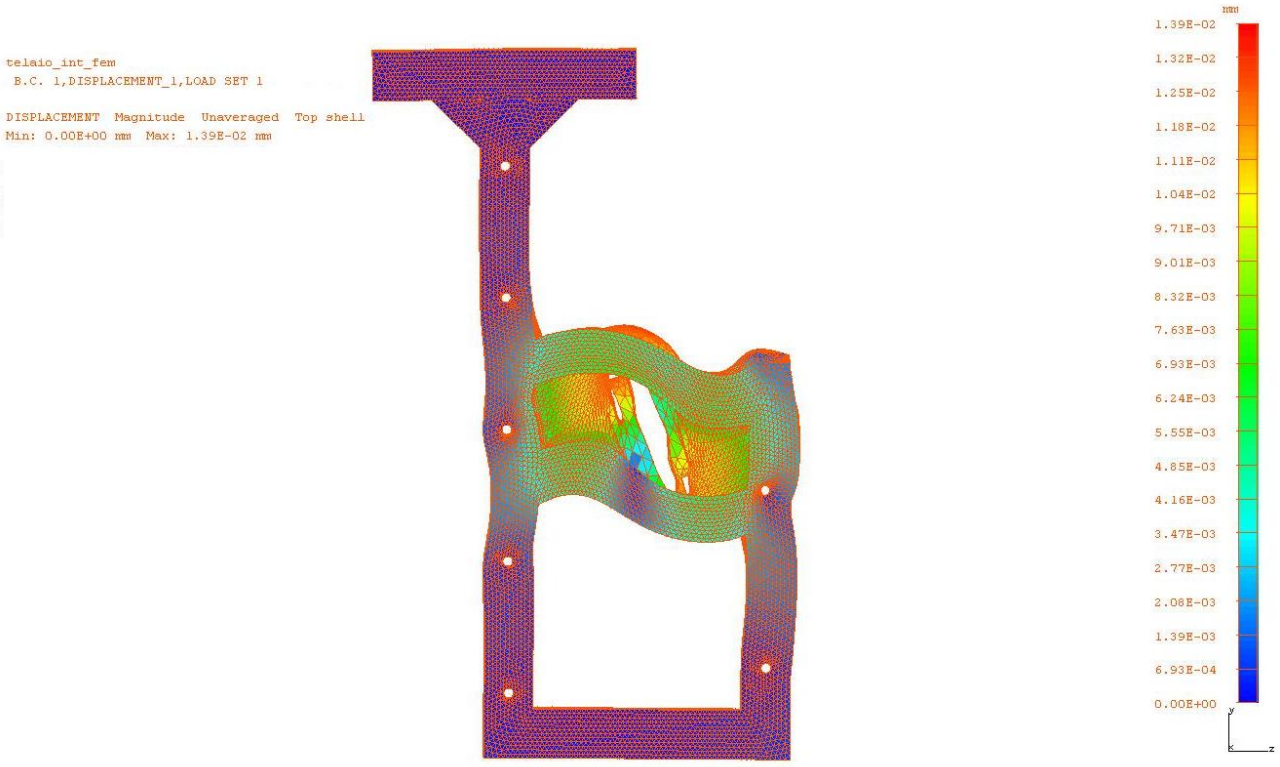


FIGURA 18 – TELAIO MOBILE INTERNO : DEFORMATA

4.5 Basamento di ancoraggio

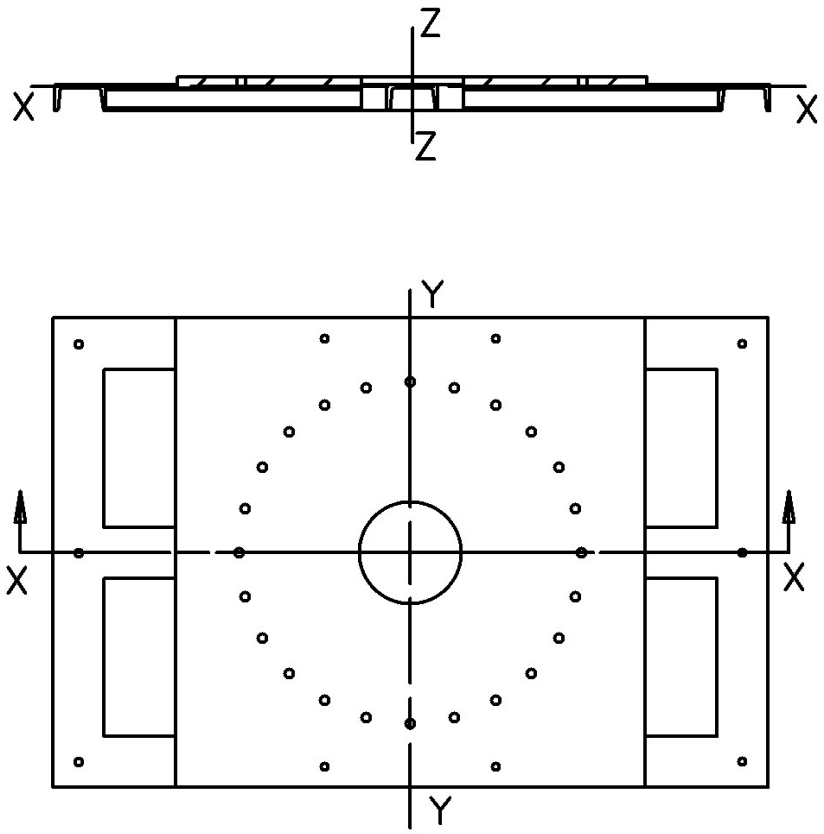


FIGURA 19 – BASAMENTO DI ANCORAGGIO

Il basamento di ancoraggio è costituito da una piastra fissata per saldatura ad un telaio formato da profilati UPN 100.
Per maggiori dettagli si veda il disegno esecutivo CR004.

Il telaio verrà poi fissato alle strutture portanti del carrello di trasporto tramite un controtelaio di serraggio unito per bullonatura.

Sulla piastra viene fissata la ralla di supporto del sistema, attraverso la quale vengono trasmesse al basamento di ancoraggio le forze ed i carichi di esercizio.

4.5.1 Geometria del basamento e sollecitazioni agenti

Il baricentro del basamento di ancoraggio si trova nel punto di intersezione degli assi di simmetria XX ed YY, ad una quota Z_{cg} = 17,73 mm dal piano superiore della piastra di ancoraggio della ralla (vedi fig.19). L'altezza totale della sezione del basamento vale Z_{bt} = 65 mm .

P_b = 1706 N è il peso del basamento di ancoraggio
A_b = 1385 mm è la lunghezza del basamento
B_b = 920 mm è la larghezza del basamento
A_{bp} = 1075997 mm^2 è l'area in pianta del basamento
A_{bf} = 1285 mm è l'interasse di foratura sulla lunghezza del basamento
B_{bf} = 820 mm è l'interasse di foratura sulla larghezza del basamento

P_{ral} = 590 N è il peso della ralla
H_{ral} = 82 mm è l'altezza della ralla

I raggi di inerzia del basamento valgono
$?_{bx}$ = 279,7 mm
$?_{by}$ = 353,6 mm

Le aree delle sezioni del basamento valgono
A_{bx} = 19500 mm^2 in mezzeria sezione X-X
A_{by} = 10920 mm^2 in mezzeria sezione Y-Y

I momenti di inerzia rispetto all'asse baricentrico delle sezioni del basamento in mezzeria valgono
J_{bx} = 2884634 mm^4
J_{by} = 2875784 mm^4

Il momento agente sul piano ralla vale (vedi 3.3)
M_{asr} = 16728 Nm
Il momento agente per effetto del taglio sul piano di ancoraggio vale
$M_{pa} = (F_{wp}+F_{wa})*H_{ral}$ = (8786+4217)*0,082 = 1066 Nm
Il momento totale agente a livello della piano di ancoraggio vale
$M_{tpa} = M_{asr} + M_{pa}$ = 16728 + 1066 = 17794 Nm

Lo sforzo normale totale agente vale (vedi 3.3)
$N_{tpa} = P_{bs} + P_b + P_{ral}$ = 6360 + 1706 + 590 = 8656 N

L’eccentricità del carico vale
$E = M_{tpa}/N_{tpa} = 17794/8656 = 2\ m > A_b/2$ fuori dal piano di appoggio del basamento

I bulloni, che dovranno portare la risultante entro il piano di appoggio del basamento, sono soggetti ai seguenti carichi
$F_{Mtpa} = (M_{tpa}/A_{bf})/3 = (17794/1,285)/3 = 4616$ N sforzo normale massimo assorbito da ogni bullone sulla linea di foratura parallela all’asse Y-Y dovuto ad M_{tpa}
$F_{Ntpa} = N_{tpa}/10 = 866$ N sforzo normale assorbito da ogni bullone dovuto a N_{tpa}
$F_{Wtpa} = (F_{wp}+F_{wa})/10 = (8786+4217)/10 = 1300$ N sforzo di taglio dovuto ad F_w

Vengono scelti bulloni di diametro nominale di filettatura d = 14 mm con area resistente $A_{res} = 115\ mm^2$.

Le tensioni che nascono valgono:
$s = [1,25*(F_{Mtpa}+F_{Ntpa})]/A_{res} = [1,25*(4616+866)]/115 = 60\ N/mm^2$
$t = F_{Wtpa}/A_{res} = 1300/115 = 11\ N/mm^2$

Assunti bulloni di classe 8.8 con $s_{am} = 373\ N/mm^2$ e $t_{am} = 264\ N/mm^2$, la verifica porge
$(t/t_{am})^2 + (s/s_{am})^2 = (11/264)^2 + (60/373)^2 = 0,03 < 1$ verificato

La coppia di serraggio dei bulloni è $N_s = 144$ Nm

La pressione indotta dal gambo dei bulloni sulla superficie dei fori del profilato vale
$P_{rif} = F_{Wtpa}/(d*S_{pf}) = 1300/(8*6) = 27\ N/mm^2$
con $S_{pf} = 6$ mm spessore dell’anima del profilato UPN100.

Viene verificata la sezione del profilato UPN100 considerandola incastrata in corrispondenza della piastra di alloggiamento della ralla; questa assunzione viene fatta in considerazione della rigidezza trasmessa alla piastra dalla ralla.

$L_{UPN100} = 190$ mm è il braccio di applicazione della forza F_{Mtpa}

Le tensioni che nascono valgono
$s_1 = [(F_{Mtpa}+ F_{Ntpa})*L_{UPN100}]/W_{y100} = [(4616+866)*190]/8450 = 123\ N/mm^2$
$s_2 = F_{Wtpa}/A_{100} = 1300/1350 = 1\ N/mm^2$
$s = s_1 + s_2 = 123 + 1 = 124\ N/mm^2$
$t = (F_{Mtpa}+ F_{Ntpa})/A_{100} = (4616+866)/1350 = 4\ N/mm^2$

La verifica porge
$s_{eq} = (s^2 + 3*t^2)^{0,5} = (124^2 + 3*4^2)^{0,5} = 124\ N/mm^2 < Kam = 160\ N/mm^2$; verificata

Viene verificata anche la sezione di mezzeria costituita dal basamento e dalla ralla. L'asse baricentrico della sezione si trova sul piano superiore della piastra di fissaggio della ralla.

J_{ral} = 6944995 mm^4 è il momento di inerzia della sezione in mezzeria della ralla
A_{ral} = 10378 mm^2

Il momento di inerzia Y-Y in mezzeria del basamento e ralla vale
$J_{bry} = J_{by} + A_{by}*Z_{cg}^2 + J_{ral} + A_{ral}*(H_{ral}/2)^2 =$
$= 2875784 + 10920*17{,}73^2 + 6944995 + 10378*(82/2)^2 = 30698931$ mm^4

Il modulo di rigidità flessionale rispetto al lembo inferiore del basamento vale
$W_{bry} = J_{bry} / Z_{bt} = 30698931 / 65 = 472291$ mm^3

Il modulo di rigidità flessionale rispetto al lembo superiore della ralla vale
$W_{rby} = J_{bry} / H_{ral} = 30698931 / 82 = 374377$ mm^3

La tensione agente sulla sezione dovuta al vento vale
$s_w = (F_{wp}+F_{wa})/(A_{by}+ A_{ral}) = (8786+4217)/(10920+10738) =$ 0,6 N/mm^2 trascurabile

La tensione che nasce al lembo inferiore del basamento vale
$s_{fli} = M_{tpa}/W_{bry} = 17794000/472291 = 38$ N/mm^2 verificata

La tensione che nasce al lembo superiore del basamento vale
$s_{fls} = M_{tpa}/W_{rby} = 17794000/374377 = 48$ N/mm^2 verificata

Lo sforzo di taglio agente sulla sezione vale
$t_{tl} = N_{tpa}/(A_{by}+ A_{ral}) = 8656/(10920+10738) =$ 0,4 N/mm^2 trascurabile

Il basamento ha un foro centrale per permettere l'alloggiamento della flangia di supporto del motoriduttore di rotazione della ralla.

La flangia di supporto è fissata con 8 bulloni M12 con area resistente A_r = 84 mm^2 disposti su una circonferenza di diametro D_{fbf} = 230 mm .

La coppia da trasmettere (vedi 3.7) vale M_{aral} = 100 Nm

$F_{aral} = (M_{aral} / D_{fbf})/8 = (100000/230)/8 = 55$ N è lo sforzo di taglio assorbito da ogni bullone

Assunti bulloni di classe 8.8 con s_{am} = 373 N/mm^2 e t_{am} = 264 N/mm^2 la tensione agente sul bullone vale

$t = F_{aral} / A_r = 55 / 84 = 0,7$ N/mm^2 verificato

La coppia di serraggio dei bulloni vale 90 Nm .

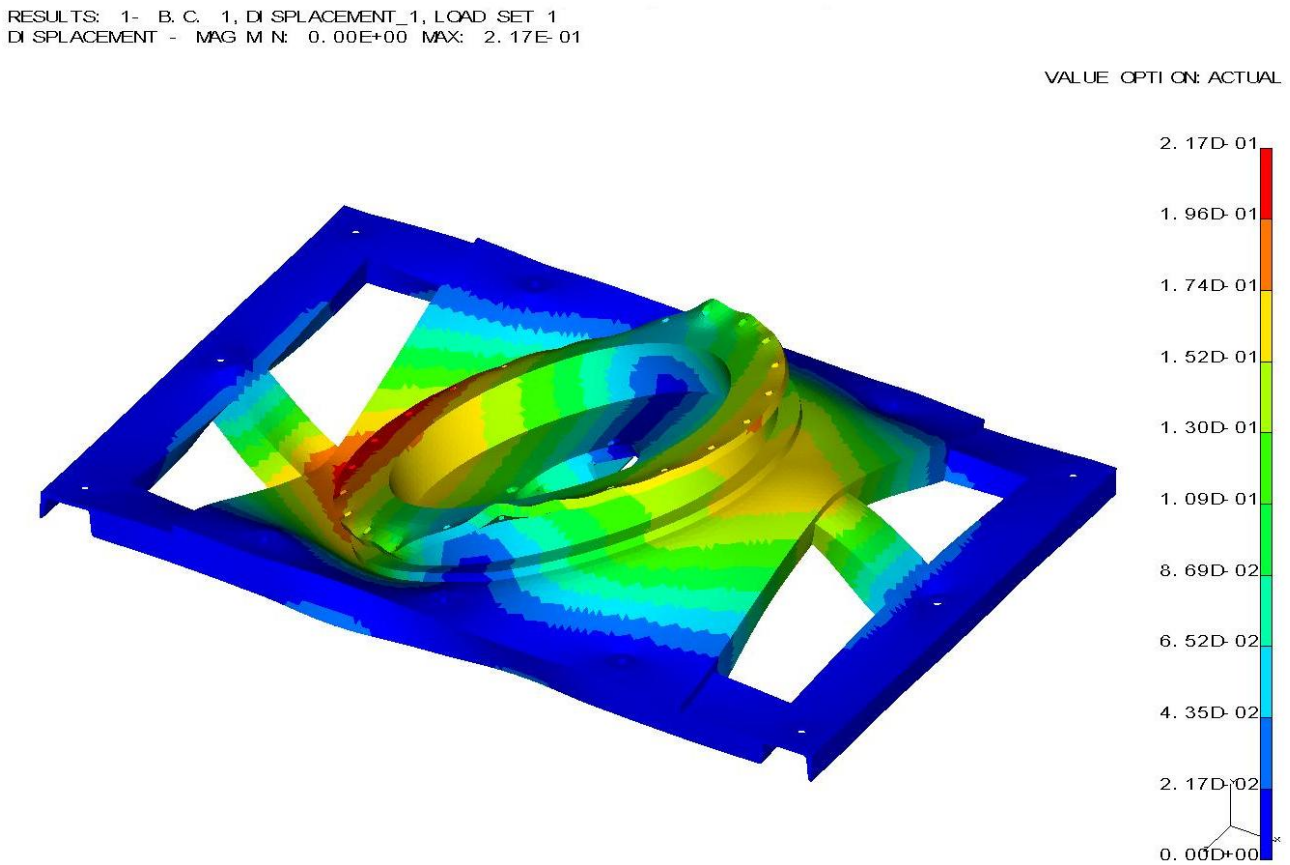


FIGURA 20 – BASAMENTO DI ANCORAGGIO : DEFORMATA

This document was created with Win2PDF available at http://www.daneprairie.com.
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.