



Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea

“Progetto di un ripuntatore agricolo a vibrazione”

Relatori:

Prof. Bertini Leonardo

Dipartimento di Ingegneria Meccanica

Nucleare e della Produzione

Il candidato:

Paolo Maragno

Prof. Andrea Peruzzi

Dott. Marco Fontanelli

Dipartimento di Scienze Agrarie,

Alimentari e Agro-ambientali.

Indice

<i>1. Dalla problematica agronomica alla problematica ingegneristica</i>	
1.1 <i>Premessa</i>	<i>Pag.1</i>
1.2 <i>Gli scarificatori: una breve descrizione</i>	<i>2</i>
<i>2. Stato dell'arte sui ripuntatori a vibrazione</i>	<i>3</i>
2.1 <i>I ripuntatori disponibili sul mercato</i>	<i>3</i>
<i>3. Un'introduzione teorica sull'interazione terreno-organo lavorante</i>	<i>5</i>
3.1 <i>La stima dei carichi suolo-ancora</i>	<i>5</i>
3.2 <i>Breve panoramica sull'articolo: "The Calculation of Passive Pressure in Two-Dimensional Soil Failure" [2] anno 1966.</i>	<i>7</i>
3.3 <i>Breve panoramica sull'articolo "Soil Failure with Narrow Tines" [1] anno 1977.</i>	<i>8</i>
<i>4. I Parametri in ingresso</i>	<i>11</i>
4.1 <i>Densità</i>	<i>11</i>
4.2 <i>Tipologia del suolo</i>	<i>13</i>
4.3 <i>Proprietà meccaniche del suolo</i>	<i>15</i>
4.4 <i>La geometria dell'ancora</i>	<i>16</i>
4.5 <i>Le prestazioni del trattore TM 135</i>	<i>17</i>

5. Applicazione del modello di R. J. Godwin e G. Spoor.	18
5.1 Ancora a doppia inclinazione	18
5.2 Determinazione del valore ottimale di α	19
5.3 Perché una profondità di lavoro $d = 60\text{cm}$?	22
6. Tipologia di ripuntatore progettato	24
7. Stima delle forze agenti sugli utensili	26
7.1 Forze sull'ancora durante l'avanzamento del mezzo	26
7.2 Considerazioni sui carichi agenti sull'ancora	29
8. Stima della forza di incipiente sollevamento dell'ancora dal suolo	30
9. La struttura del ripuntatore a vibrazione	33
9.1 Il gruppo ancora	34
– Verifica del gruppo ancora	45
9.2 Il gruppo eccentrico	46
– Il Vibration Source (gruppo eccentrico)	46
– Il gruppo differenziale	71
– Verifica a vibrazione del VS e gruppo differenziale	79
– Elementi di collegamento del VS e gruppo differenziale	84
9.3 Il Gruppo Quadrilatero articolato	88
– Struttura del Quadrilatero articolato (QA)	89
– Verifica trave oscillante posteriore	91

– <i>Verifica barra orizzontale bloccata</i>	101
9.4 <i>Il telaio princiale</i>	112
– <i>Struttura del telaio principale</i>	112
10. <i>Conclusioni</i>	121
11. <i>Bibliografia</i>	123
12. <i>Ringraziamenti</i>	126
13. <i>Allegato1</i>	127
14. <i>Allegato2</i>	141

1.Dalla problematica agronomica alla problematica ingegneristica

1.1 Premessa

Le ricerche in campo agrario degli ultimi 10-15 anni hanno dimostrato come sia possibile perseguire una gestione del terreno volta a preservarne la fertilità impiegando mezzi e tecniche economicamente convenienti. Tale obiettivo si può raggiungere grazie ad una gestione sostenibile del suolo che si propone di conservare la sostanza organica e di ridurre i costi energetici delle lavorazioni.

Se consideriamo le lavorazioni “classiche” del terreno agrario alla luce di quanto detto, è, ad esempio, sconsigliabile l’aratura e l’impiego di operatrici azionate, poiché tali operazioni, pur presentando, da un punto di vista agronomico, indubbi aspetti positivi (le rese sono infatti elevate nel breve-medio periodo), sono spesso associate (a seconda della tipologia di macchina, di operazione e di terreno) ad altri possibili e significativi inconvenienti, quali quello di portare in superficie i semi di erbe infestanti in quiescenza, causare la diffusione di alcune malerbe dotate di organi di riproduzione vegetativa, richiedere elevati apporti energetici per unità di superficie, e, soprattutto, specialmente nel caso dell’aratura, causare una suola di lavorazione in profondità.

Per questo motivo, qualora un’azienda agricola faccia ricorso all’aratura come lavorazione principale ordinaria, risulta consigliabile effettuare, con cadenza periodica, una operazione specifica, volta a decompattare il

terreno in profondità, per eliminare l'eventuale suola di lavorazione, migliorando l'arieggiamento e la capacità di drenaggio del terreno stesso.

I ripuntatori (o scarificatori), assieme ai coltivatori pesanti, non sono solo le attrezzature generalmente più impiegate per questo scopo, ma stanno inoltre sempre più sostituendo l'aratro come macchina per la lavorazione principale del terreno.

La formazione di strati compatti di profondità è comunque inevitabile dopo il passaggio ripetuto di mezzi agricoli e ciò può determinare fenomeni di smottamento in terreni declivi o accelerare fenomeni di erosione.

1.2 Gli scarificatori: una breve descrizione

I ripuntatori sono macchine dotate di ancore di forma e lunghezza variabile caratterizzate da una richiesta molto diversa in termini di forza di trazione e possono avere un'azione variabile sul terreno sollevando più o meno il suolo e generando una zollosità più o meno intensa. Attualmente l'obiettivo delle ditte costruttrici di macchine agricole per la lavorazione del terreno è quello di progettare attrezzature che consentano di ottenere tutti i vantaggi connessi alla ripuntatura, riducendo al minimo lo sforzo di trazione richiesto e, di conseguenza, i consumi di gasolio per unità di superficie.

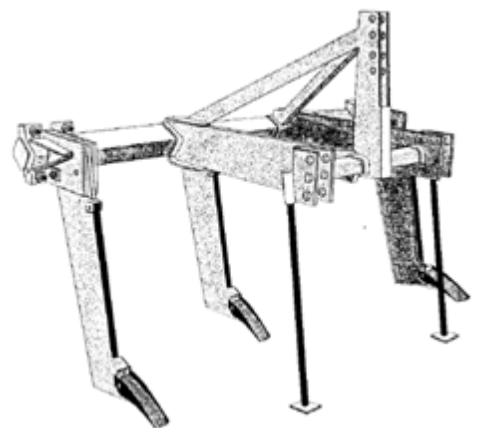


Figura 1.2.1 Esempio di ripuntatore ad ancore dritte

2. Stato dell'arte sui ripuntatori a vibrazione

2.1 I ripuntatori disponibili sul mercato

Una delle soluzioni costruttive più recenti, nell'ambito della produzione e vendita di ripuntatori per la lavorazione del terreno, riguarda lo sviluppo di modelli aventi ancore a forma diritta e dotate di moto vibratorio impartitogli da un eccentrico. I risultati ottenuti con queste attrezzature sono stati molto positivi in termini di uniformità della lavorazione.

Modelli in commercio come il "Vibrasoil" della Badalini (vd.. figura sottostante) presentano una struttura compatta in cui la posizione posteriore del sistema oscillante dell'eccentrico favorisce l'azione di dirompimento del suolo degli organi lavoranti.



Figura 2.1.1 Il "Vibrasoil" della Badalini

Tale modello presenta una struttura compatta equipaggiata con 3 ancore, ciascuna avente uno sbalzo di 125 cm (vd..fig.2.1.2).

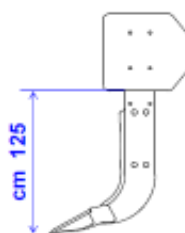


Figura 2.1.2 Dimensioni delle ancore "Vibrasoil"

La Heavy Duty Subsoiler Plow della New Holland (vd. fig.2.1.3) presenta invece un eccentrico a metà della lunghezza della macchina ed è inoltre dotato di 5 organi lavoranti di media profondità, peculiarità che lo rende più simile a un coltivatore che a uno scarificatore. Le caratteristiche comuni a tali macchine sono la struttura massiccia e la dimensione contenuta dell'eccentrico.

Heavy Duty Subsoiler Plow





Vibration System
Hydraulic vibration box : To be used on high compacted soil conditions. Provides complete descompaction reducing the quantity and size of the lumps, requiring less HP per tyre and fuel consumption due to the vibration action.



Double Spring Automatic Reset
Automatic Reset System with Double Spring and replaceable point



Rear Roller System
Rear Roller System with double function such as depth control and also to reduce lumps providing better finishing and leveling.



www.nhsa.co.za

Figura 2.1.3 L' "Heavy duty Subsoiler Plow" della New Holland

3. Un'introduzione teorica sull'interazione terreno-organo lavorante

3.1 La stima dei carichi suolo-ancora

Il progetto del ripuntatore (come del resto i progetti meccanici in sé) ha come presupposto la determinazione della stima delle forze in gioco, condizione necessaria per operare una scelta il più possibile ottimizzata, ossia a basso costo e nel rispetto della sicurezza delle componenti della futura macchina.

I carichi generati sul suolo dalle ancore sono determinati sulla base dell'articolo: "Soil Failure with Narrow Tines" di R. J. Godwin; G. Spoor del 1977 [1].

In esso viene proposta una teoria che modella l'interazione del suolo con un organo lavorante sottile o a coltello (tipo "narrow") sulla base dei risultati ottenuti in un'altra ricerca e riportati dell'articolo: "The Calculation of Passive Pressure in Two-Dimensional Soil Failure" di D. R. P. Heitiaratchi; B. D. Witney; A. R. Reece del 1966 [2].

Nell'articolo [1] viene determinato il carico agente su un'ancora che si muove parallelamente al suolo e a lenta velocità.

Le equazioni ottenute dai due ricercatori non considerano quindi un moto vibratorio dell'ancora sul suolo, caratteristica peculiare del ripuntatore progettato.

Le motivazioni che giustificano l'uso di tali equazioni per la stima dei carichi agenti sono le seguenti:

1. Non esistono articoli, né di natura agronomica né di natura ingegneristica, nei quali viene presentato un modello “dinamico” del suolo nell'atto del passaggio di un'ancora sottile a vibrazione.
2. Le vibrazioni indotte da un'ancora vibrante generano una forza media minore di quella generata da un'ancora “statica”, ossia che procede nel suolo alla stessa velocità del trattore e quindi “lentamente” (14-8 Km/h).

Una macchina a vibrazione dimensionata con forze di tipo “statico” sarà quindi verificata anche in ambito dinamico.

3. Negli articoli presentati vengono discussi aspetti importantissimi circa la reale efficacia dell'uso di un'ancora per decompattare il suolo.

Viene trattato cioè il fenomeno del “dirompimento laterale del suolo”, chiamato anche “lateral failure”: le ancore che operano troppo in profondità generano un decompattamento del suolo in tutto il profilo attraversato, determinando, invece, oltrepassato un valore critico, un compattamento del terreno.

Questi effetti indesiderati sono inoltre citati in: “Guida alla scelta ed all'impiego delle attrezzature per la Lavorazione del terreno”, a cura di A. Peruzzi e L. Sartori.

3.2 Breve panoramica sull'articolo: "The Calculation of Passive Pressure in Two-Dimensional Soil Failure"[2] anno 1966

L'articolo [2] tratta l'interazione col suolo di un utensile di elevato spessore (vd. fig.3.2.1), con l'obiettivo di stimare la forza resistente (in libbre) per unità di spessore (in pollici) esercitata su di esso durante l'avanzamento.

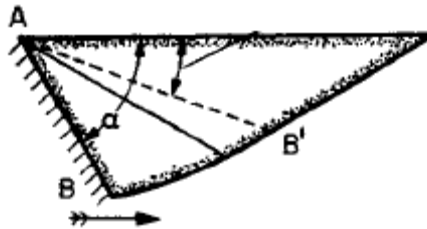


Figura 3.2.1 Fessurazione del terreno attraversato da un utensile bidimensionale

In esso è valutata la sostanziale validità dell'equazione di Reece, secondo la quale la forza resistente su un organo lavorante ad elevato spessore deve presentare la seguente formulazione:

$$P = \gamma z^2 N\gamma + cz Nc + CaZ Na + qz Nq$$

Il carico P è considerato la somma di diversi contributi (da sinistra a destra):

- 1 Il peso del terreno interessato dalla lavorazione che preme sull'utensile.
- 2 Coesione interna che impedisce il distacco della zolla di terreno.
- 3 Forze di natura adesiva del terreno sull'organo lavorante (interfaccia metallo-suolo).

4 Pressioni esterne gravanti sulla superficie del terreno aventi modulo costante.

I coefficienti $N\gamma, Nc, Na, Nq$ sono costanti tabulate in un nomogramma e variano in funzione dell'angolo di inclinazione dell'utensile rispetto alla normale al suolo α , dell'angolo di attrito interno del terreno φ e dell'angolo di attrito nell'interfaccia metallo-suolo δ .

La conclusione più rilevante dello studio presentato nell'articolo [2] è che tali parametri dipendono in misura contenuta dalle proprietà meccaniche del suolo (come la coesione e l'adesione). La formulazione di Reece permette, quindi, una rapida stima delle forze totali agenti tra organo lavorante e terreno.

3.3 Breve panoramica sull'articolo: "Soil Failure with Narrow Tines" [1] anno 1977

Parte 1: stima delle forze di un utensile sottile (a profilo triangolare)

Nell'articolo [1], a cui il progetto rinvia, gli autori partono dai risultati di

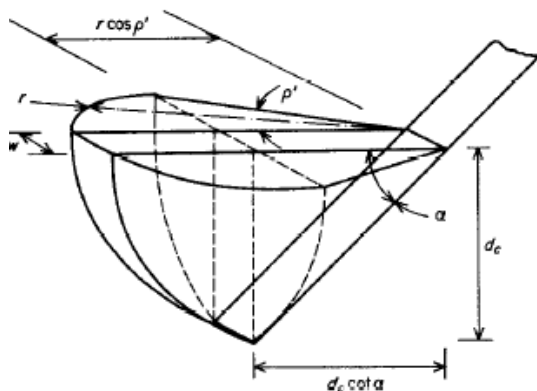


Figura 3.3.1 Rappresentazione del cedimento di tipo semisferico del suolo intorno ad un utensile sottile

Heitjaratchi e B. D. Witney per valutare i carichi del terreno su di un utensile sottile, il quale, dai risultati sperimentali, determina cedimenti del suolo non solo

frontali, rispetto alla linea di avanzamento, ma anche laterali.

Come è possibile notare dalla figura 3.3.1 a pag.8, l'organo lavorante, che ha uno spessore (w), è inclinato rispetto alla orizzontale di un angolo (α) e, durante l'avanzamento, genera un cedimento di tipo "semisferico" intorno ai bordi.

Gli autori integrano lungo l'asse orizzontale e verticale la forza per unità di spessore trovata da Reece e valutano la forza totale, orizzontale (H_t) e verticale (V_t), agente sull'utensile.

Parte2: la profondità critica di lavorazione d_c

R. J. Godwin e G. Spoor affrontano nella seconda metà dell'articolo il fenomeno del "lateral soil failure". Sperimentalmente è possibile osservare, per profondità maggiori di una profondità critica (d_c), un cedimento del suolo non più frontale e laterale (avente l'effetto di sollevare il suolo) ma solamente di tipo laterale (vd.fig.3.3.2).

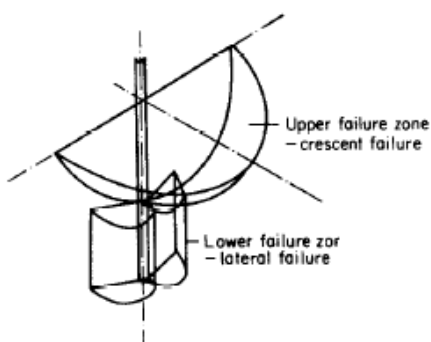


Figura.3.3.2 Esempio di cedimento semisferico e laterale in un'ancora dritta

Un cedimento del suolo di questo tipo determina, a parità di profondità di lavoro (d), l'aumento della forza di trazione rispetto ad un cedimento totalmente frontale e laterale del terreno.

Tale osservazione giustifica il fenomeno di compattamento del terreno quando le ancore lavorano a profondità eccessiva. Nel caso di più organi lavoranti in parallelo, infatti, lo spostamento laterale di suolo fra due ancore adiacenti ne determina il compattamento.

Nella parte finale l'articolo presenta una formula che consente di stimare il valore della profondità critica e illustra uno studio sperimentale condotto su un terreno di tipo sabbioso per validare la formula proposta.

Il terreno sabbioso utilizzato presenta un angolo di attrito interno $\phi = 34^\circ$, assenza di coesione $c = 0 \text{ MPa}$, un angolo di interfaccia di $\delta = 22^\circ$, assenza di adesione fra organo lavorante e suolo $ca = 0 \text{ MPa}$ e una densità di $\gamma = 1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

I risultati sperimentali sono in buon accordo con quelli teorici.

4. I parametri in ingresso

Quali valori di densità, coesione, adesione utilizzare?

4.1 Densità

Il ripuntatore è destinato a lavorare terreni agricoli con scarsa copertura vegetale e in “tempera”, cioè caratterizzati da un contenuto idrico, tale da conferirgli la massima “friabilità” (elevata disgregazione con minore azione di disturbo).

Si suppone inoltre che il terreno sia stato interessato da lavorazioni precedenti di cui possiamo elencare le profondità tipiche:

Macchina operatrice	Lavorazione	Prof. Massima [cm]
* ARATRO	ARATURA	45-50
COLTIVATORE ROTATIVO	COLTIVATURA	30
VANGATRICE	VANGATURA	24
COLTIVATORE PESANTE	COLTIVATURA	40
COLTIVATORE LEGGERO	“	25
ERPICE Non azionata	ERPICATURA	15
ERPICE azionata	“	3
ZAPPATRICE ROTATIVA	ZAPPATURA	15

Di queste lavorazioni non è stata citata l’aratura: tale lavorazione è in fase di abbandono poiché determina il rovesciamento e l’inversione degli strati di suolo.

Mediando tutti i valori di profondità relativi alle attrezzature e alle lavorazioni, è stata calcolata la profondità efficace, che risulta pari a 30 cm. Ciò vuol dire che, a tale profondità, il terreno sarà debolmente compattato: il valore considerato è di $\gamma = 1,5 \frac{kg}{dm^3}$; per profondità maggiori la densità del suolo è stabilita essere di $\gamma = 2 \frac{kg}{dm^3}$ (valori indicati nella “Guida alla scelta ed all’impiego delle attrezzature per la Lavorazione del terreno”, a cura di A. Peruzzi e L. Sartori).

L’applicazione della formula di Reece tiene conto delle 2 diverse densità, considerando una γ pari alla media ponderata dei due valori rispetto alla profondità efficace prima considerata:

$$\gamma = \frac{2000 \cdot 30 + 1500 \cdot 30}{(30 + 30)} \frac{kg}{m^3} = 1750 \frac{kg}{m^3}$$

4.2 Tipologia del suolo

I valori di coesione e adesione, per essere considerati attendibili, devono tenere conto della tipologia di terreno da lavorare (composizione granulometrica) nonché delle lavorazioni effettuate sul suolo che possono in certa misura indurre comportamenti “cedevoli” o “fragili” delle particelle del terreno stesso.

A tal proposito le proprietà meccaniche del suolo faranno riferimento al terreno su cui sono state svolte ricerche sperimentali sul ripuntatore a vibrazione costruito presso la Sezione di Agraria e Meccanizzazione Agricola (MAMA) del Dipartimento di Agronomia e Gestione dell’agroecosistema (DAGA) (attualmente Dipartimento di Scienza Agrarie, Alimentari e Agro-Ambientali) dell’Università di Pisa. Il documento è estratto dagli Atti del IV Convegno Nazionale “Ingegneria per lo sviluppo dell’agricoltura ” del 1988: “Vibratiller Portati e Trainati e proposta di un programma computerizzato per l’elaborazione dei dati sperimentali ”[3].

Il terreno su cui è stato condotto lo studio ha la seguente composizione granulometrica:

sand (sabbia)	silt (limo)	clay (argilla)
33%	25%	42%

Dal diagramma di classificazione dei terreni secondo la loro tessitura si evince che il terreno trattato è di medio impasto (vd. fig.4.2.1).

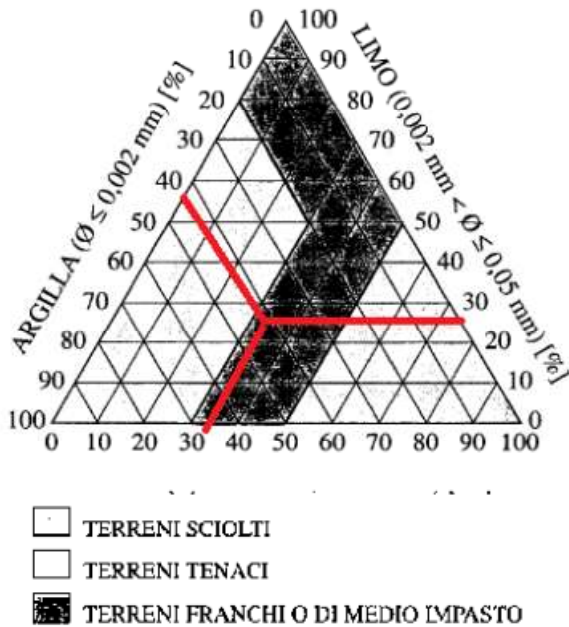


Figura 4.2.1 Diagramma di classificazione del suolo in base alla granulometria

Tale terreno risulta uno dei più comuni fra quelli presenti nel nostro Paese e ciò giustifica l'uso del ripuntatore. Infatti un suolo non coesivo (cioè di tipo sabbioso) presenta una bassa, se non nulla, profondità critica.

In questo caso una decompattazione corretta del suolo, cioè una decompattazione senza

effetto "lateral failure", sarebbe possibile solo a piccole profondità (e a questo punto non effettuabile con un ripuntatore).

4.3 Proprietà meccaniche del suolo

Le proprietà meccaniche del suolo associate a tale composizione sono state ricavate da un documento messo a disposizione dalla Naval Facilities Engineering Command (NAVFAC) in cui sono classificati i terreni in base alla loro composizione e alle caratteristiche meccaniche (vd. fig.3).

Valori di coesione: Inorganic silt and clay silt cohesion $C_0=190\text{psf}$.

TYPICAL PROPERTIES OF COMPACTED SOILS (NAVFAC DM 7.2, Table 1, p7.2-39)												
Group Symbol	Soil Type	Range of Maximum Dry Unit Weight, pcf	Range of Optimum Moisture, Percent	Typical Value of Compression		Typical Strength Characteristics				Typical Coefficient of Permeability ft/min.	Range of CBR Values	Range of Subgrade Modulus k lbs/cu in
				At 1.4 tsf (20 psi)	At 3.6 tsf (50 psi)	Cohesion (as compacted) psf	Cohesion (saturated) psf	PHI (Effective Stress Friction Angle Degrees)	Tan PHI			
				Percent of Original Height								
GW	Well-graded clean gravels, gravel-sand mixture	125 - 135	11 - 8	0.3	0.6	0	0	>38	>0.79	5×10^{-3}	40 - 80	300 - 500
GP	Poorly graded clean gravels, gravel-sand mix	115 - 125	14 - 11	0.4	0.9	0	0	>37	>0.74	10^{-3}	30 - 60	250 - 400
GM	Silty gravels, poorly graded gravel-sand-silt	120 - 135	12 - 8	0.5	1.1	--	--	>34	>0.67	$>10^{-6}$	20 - 60	100 - 400
GC	Clayey gravels, poorly graded gravel-sand-clay	115 - 130	14 - 9	0.7	1.6	--	--	>31	>0.60	$>10^{-7}$	20 - 40	100 - 300
SW	Well graded clean sands, gravelly sands	110 - 130	16 - 9	0.6	1.2	0	0	38	0.79	$>10^{-3}$	20 - 40	200 - 300
SP	Poorly graded clean sands, sand-gravel mix	100 - 120	21 - 12	0.8	1.4	0	0	37	0.74	$>10^{-3}$	10 - 40	200 - 300
SM	Silty sands, poorly graded sand-silt mix	110 - 125	16 - 11	0.8	1.6	1050	420	34	0.67	5×10^{-3}	10 - 40	100 - 300
SM-SC	Sand-silt clay mix with slightly plastic fines.	110 - 130	15 - 11	0.8	1.4	1050	300	33	0.66	5×10^{-6}	5 - 30	100 - 300
SC	Clayey sands, poorly graded sand-clay-mix	105 - 125	19 - 11	1.1	2.2	1550	230	31	0.60	5×10^{-7}	5 - 20	100 - 300
ML	Inorganic silts and clayey silts	95 - 120	24 - 12	0.9	1.7	1400	190	32	0.62	$>10^{-3}$	15 or less	100 - 200
ML-CL	Mixture of inorganic silt and clay	100 - 120	22 - 12	1.0	2.2	1350	460	32	0.62	5×10^{-7}	--	--
CL	Inorganic clays of low to medium plasticity	95 - 120	24 - 12	1.3	2.5	1800	270	28	0.54	$>10^{-7}$	15 or less	50 - 200
OL	Organic silts and silt-clays, low plasticity	80 - 100	33 - 21	--	--	--	--	--	--	--	5 or less	50 - 100
MH	Inorganic clayey silts, plastic silts	70 - 95	40 - 24	2.0	3.8	1500	420	25	0.47	5×10^{-7}	10 or less	50 - 100
CH	Inorganic clays of high plasticity	75 - 105	36 - 19	2.6	3.9	2150	230	19	0.35	$>10^{-7}$	15 or less	50 - 150
OH	Organic clays and silty clays	65 - 100	45 - 21	--	--	--	--	--	--	--	5 or less	25 - 100

Figura 6.3.1 Proprietà meccaniche tipiche di suoli compatti.

Angolo di attrito interno del terreno : $\phi = 31^\circ$ (vd fig 4.3.2)

ULTIMATE FRICTION FACTORS AND ADHESION FOR DISSIMILAR MATERIALS (NAVFAC DM 7.2, Table 1, p7.2-63)		
Interface Materials	Friction factor	Friction angle, degrees
Mass concrete on the following foundation materials:		
Clean sound rock	0.70	35
Clean gravel, gravel-sand mixtures, coarse sand	0.55 to 0.60	29 to 31
Clean fine to medium sand, silty medium to coarse sand, silty or clayey gravel	0.45 to 0.55	24 to 29
Clean fine sand, silty or clayey fine to medium sand	0.35 to 0.45	19 to 24
Fine sandy silt, non-plastic silt	0.30 to 0.35	17 to 19
Very stiff and hard residual or pre-consolidated clay	0.40 to 0.50	22 to 26

Figura 5.3.2 Angolo di attrito interno suolo

Adesione suolo nell'interfaccia col metallo valore scelto (fra 0÷250 psf): 150 psf (7.1 KPa) in accordo, come per l'angolo ϕ di attrito, con un terreno delle stessa granulometria mostrato in [17].

Interface Materials (Cohesion)	Adhesion C_u (psf)
Very soft cohesive soil (0 - 250 psf)	0 - 250
Soft cohesive soil (250 - 500 psf)	250 - 500
Medium stiff cohesive soil (500 - 1000 psf)	500 - 750
Stiff cohesive soil (1000 - 2000 psf)	750 - 950
Very stiff cohesive soil (2000 - 4000 psf)	950 - 1,300

4.4 La geometria dell'ancora



Figura.4.4.1 Esempio di ancora a doppia curvatura

La forma tipica dell'ancora di uno scarificatore è del tipo a doppia angolatura.

Essa consiste in una parte "immersa" a grande profondità con un angolo di attacco elevato e in una parte meno

profonda avente un angolo di attacco di 90° al fine di impedire la "risalita" in superficie del terreno e la formazione di zollosità superficiale.

La motivazione di questa scelta risiede nel fatto che gli utensili con un angolo di attacco elevato sono caratterizzati da una minore resistenza all'avanzamento orizzontale, con la conseguente possibilità di utilizzare un numero maggiore di organi lavoranti.

4.5 Le prestazioni del TM 135

Il trattore a cui che supponiamo sarà accoppiato il discissore è TM135 della New Holland, mezzo disponibile presso il Centro di ricerche Agro-Ambientali “E. Avanzi ” di Pisa. La forza di trazione del mezzo risulta pari a di 3930 kg a ottava marcia inserita, con regime del motore pari a 2500 giri/min.

E’ doveroso far notare che il valore della forza di trazione che in realtà verrà utilizzato nel calcolo dei carichi generati dal suolo non sarà 3930 kg ma $3930 \text{ kg} \cdot (1 + 10\%) = 4300 \text{ kg}$.

La riduzione della forza di trazione generata dal sistema a vibrazione è infatti del 10%, valore che possiamo trattare in modo equivalente come fattore di incremento della possibile forza di trazione.

Le verifiche strutturali faranno riferimento invece alla trazione reale disponibile.

Ulteriori specifiche sono presenti in [9].

Gli ingombri del mezzo sono riportati nella figura 4.5.1.



*Figura.4.5.1 Valori di ingombro del TM135
New Holland*

5.Applicazione del modello di R. J. Godwin e G. Spoor

5.1 Ancora a doppia inclinazione

Il modello di interazione ancora-terreno di R. J. Godwin e G. Spoor ipotizza un'ancora ad inclinazione costante per tutta la profondità di lavoro.

Ad oggi non esistono studi che modellino il comportamento di un utensile a doppia inclinazione. Per tale ragione la formula di Reece viene applicata 2 volte all'ancora a doppia inclinazione.

Il primo contributo sul totale della forza agente fa riferimento a un'ancora

con angolo di inclinazione di 90° e profondità di (r).

Il secondo contributo di forza resistente è riferito a un'ancora con angolo (α) la cui profondità associata non è (d) ma invece ($d-r$) (vd. fig. 5.1.1).

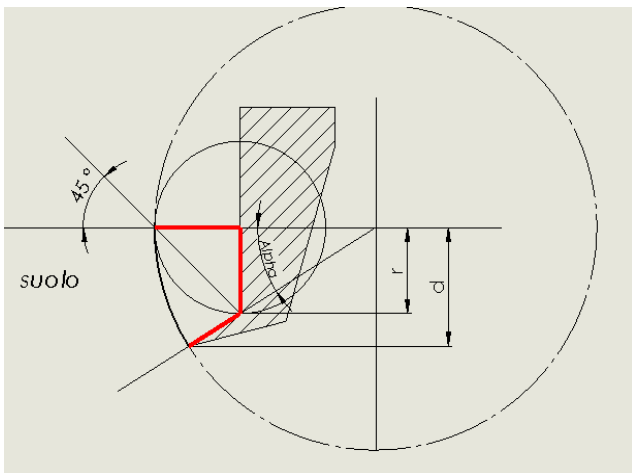


Figura.5.1.1 Geometria ancora a doppia curvatura con innesco frattura del suolo a distanza r dalla parte verticale.

5.2 Determinazione del valore ottimale di α

Come mostrato nella fig 5.2.3, il valore di (α) utilizzato è 45° .

Tale valore dipende dalla profondità (d) di lavoro del ripuntatore. Come si

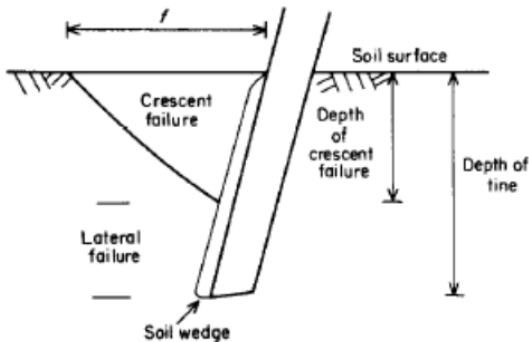


Figura.5.2.1 Cedimento verticale e laterale del suolo [1]

evince dal grafico nella figura 5.2.2 la profondità (r) associata all'utensile di angolo a 45° genera il cedimento del suolo alla distanza (f), non necessariamente uguale alla profondità di lavoro.

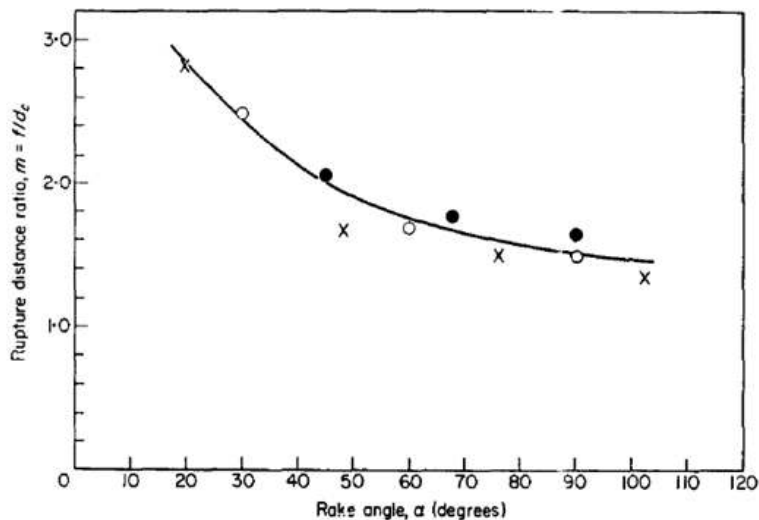


Figura.5.2.2 Variazione della distanza di rottura normalizzata con d_c rispetto all'angolo di inclinazione α . Tratto da[1]

L'articolo [1] mostra che, per angoli di inclinazione di 90° , la rottura del suolo avviene con un rapporto $m = \frac{f}{d_c} \cong 1$.

Si suppone inoltre che la fessurazione in superficie del suolo venga generata dalla "seconda" inclinazione dell'ancora, come se quest'ultima si estendesse fino alla superficie.

In base a tale ipotesi è possibile determinare una profondità (r) (rispetto alla profondità complessiva ($d = 60\text{cm}$), in modo da indurre una fessurazione in superficie alla stessa distanza (f) del terreno (con $f = r$).

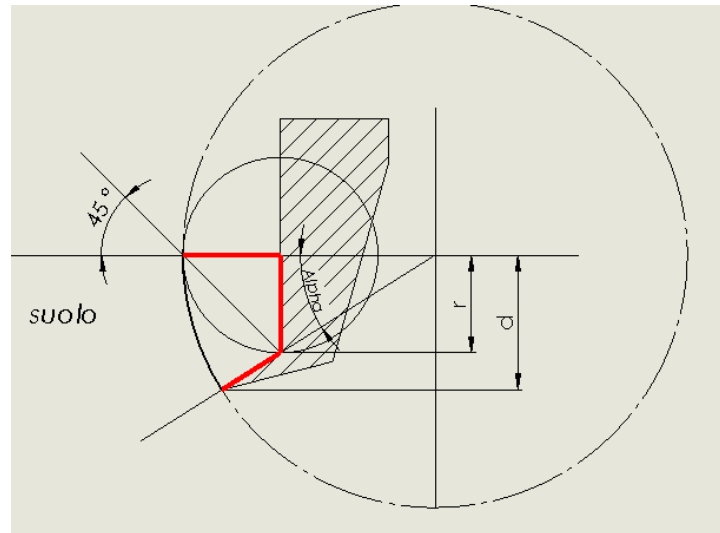


Figura.5.2.3 Relazione geometrica fra r e d

La relazione geometrica che si ricava fra (r) ed (d) con la condizione che la fessurazione venga generata nello stesso punto è la seguente:

$$r = \left(\frac{1}{\tan[\alpha]} + \text{fatt90} \right)^{-1} \frac{\text{fatt}[\alpha]}{\sin[\alpha]} d = 0 \quad \text{con } d = 0.6 \text{ metri};$$

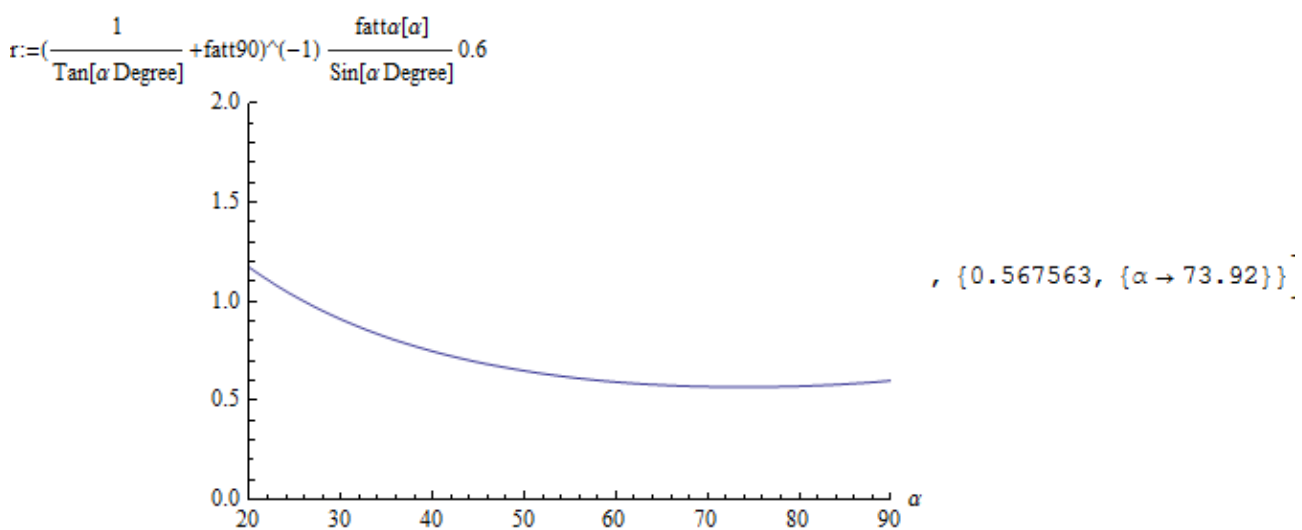


Figura.5.2.4 Distanza di rottura r rispetto all'angolo di inclinazione α (relazione corretta coi fattori di variazione a 90° e ad α)

Il valore di (α) ottenuto è di 73° per una profondità $r = 0.56$ metri . Tale valore si riferisce ad una fessurazione frontale del suolo corretta dal “Roapture Distance ratio”= $fatt[\alpha]=fc/m$.

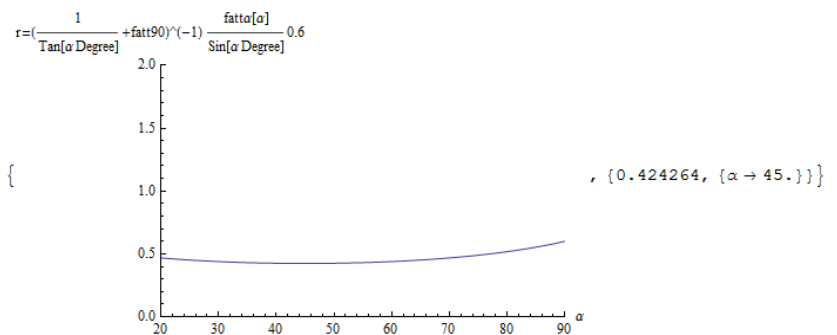


Figura.5.2.5 Distanza di rottura r rispetto all'angolo di inclinazione α (relazione corretta coi fattori di variazione $fatt90 = fatt\alpha = 1$) °

Nonostante tale risultato presenti il maggior rigore teorico, è stato scelto un valore di $\alpha = 45^\circ$ con una (r) associata di 0.42m, valore che avremmo ottenuto considerando una $fatt[\alpha] = 1$. La funzione (vd. fig.5.2.5) si dimostra essere a derivata quasi nulla tale da rendere molto ininfluente il valore di r con α .

Le motivazioni che giustificano una profondità di $r=0.4$ metri sono:

1. Considerazioni geometriche legate all' ampiezza della carreggiata del trattore e del discissore (sarà descritto nel dettaglio nel paragrafo successivo)
2. Il ruotino che reggerà la macchina in fase di trasporto e di lavorazione del suolo verrà collocato alla distanza di 40 cm rispetto alla porzione d'ancora più in superficie.

Si ipotizza quindi di indurre “forzatamente” il cedimento del suolo proprio ad una $f=0.4$ metri (tale valore si ottiene assumendo che $m = \frac{f}{dc} = 1$).

3. Con una inclinazione di 45° l'ancora richiede una forza di trazione totale minore rispetto a quella con un'ancora di 73° .

5.3 Perché una profondità di lavoro d di 60cm?

La profondità di lavoro scelta è, come si è mostrato nel paragrafo precedente, di 60cm: composta da $r=40\text{cm}$ e $d-r=20\text{cm}$. Tale valore è giustificato sia dal fatto che a profondità crescenti aumenta la forza di trazione richiesta dell'attrezzo (che dovrebbe quindi operare con un numero minore di ancore) sia dalla necessità di scarificare, durante la lavorazione, tutta la superficie interessata dalla carreggiata del trattore e dal ripuntatore.

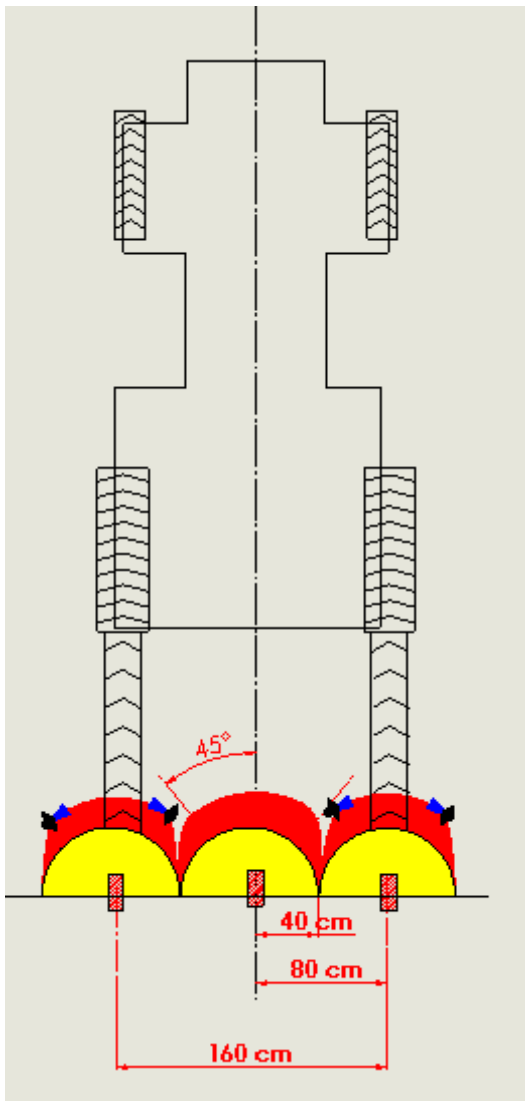


Figura.5.3.1 Schematizzazione degli ingombri laterali del trattore e dello scarificatore

Come si evince dal disegno (fig.5.3.1), ciascuna delle semicirconferenze gialle, che indicano la zona di cedimento teorico del terreno al passaggio dell'ancora, ha un angolo di apertura di 180° .

Questo è dovuto al fatto che il tratto dell'ancora più in superficie ha un'inclinazione di 90° a cui compete quindi un angolo di "apertura" di terreno sollevato di circa 90° .

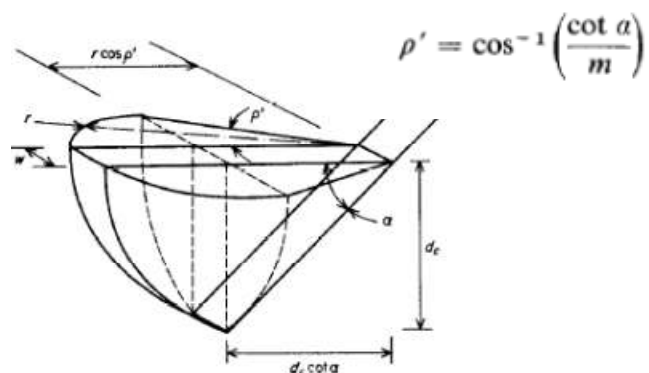


Figura.5.3.2 Particolare cedimento emisferico del suolo interessato da un'ancora ad inclinazione α

La zona di colore rosso indica il terreno interessato dal cedimento in corrispondenza della porzione a 45° dell'ancora più in profondità, la circonferenza ha infatti un raggio di 60 cm e una semi apertura di 45° .

L'impiego di macchine equipaggiate con ancore appropriate, operanti su larghezza di lavoro elevate, è necessario per aumentare la capacità di lavoro (e conseguentemente la superficie dominabile a parità di periodo utile) e il costo del cantiere di ripuntatura.

6. Tipologia di ripuntatore progettato

Il ripuntatore progettato rientra nella categoria dei ripuntatori a vibrazione a “controllo di forza”.

In essi cioè il dirompimento viene generato da una forza oscillante avente lo scopo di fessurare e/o sollevare il suolo durante l'avanzamento della macchina.

Nonostante ciò, gli articoli internazionali pubblicati al riguardo analizzano l'efficacia dei ripuntatori a vibrazione in “controllo di spostamento” dove cioè il moto oscillatorio viene imposto da un cinematismo tipo biella manovella. I risultati dei test effettuati registrano la diminuzione della richiesta forza di trazione fino a valori massimi pari al 40 %.

Le ragioni della scelta della progettazione di un ripuntatore a “controllo di forza” sono le seguenti:

1. I ripuntatori a vibrazione in “forza” dimostrano avere comunque un'efficacia nella diminuzione della richiesta forza di trazione, come mostrato nell'articolo: “Discissura del terreno con attrezzi vibranti portati e trainati”, di A. Peruzzi; S. B. Consorti; S. Di Ciolo; anno 1988. Si è fatto riferimento a tale articolo, come scritto nei paragrafi precedenti, per la scelta delle proprietà meccaniche del suolo da lavorare.
2. Un sistema a “eccitazione in forza” può essere più efficace del sistema in “controllo di spostamento”, poiché forze oscillatorie possono smuovere il terreno portandolo teoricamente in condizione di “risonanza” e quindi a valori associati di spostamento-

dirompimento ben più elevati di un sistema oscillatorio tipo biella-manovella.

Ricordiamo, infine, che la frequenza di oscillazione scelta nella progettazione è di 540 giri/min; essa è la minima velocità di rotazione unificata attivabile dalla presa di potenza del trattore (i valori di rotazione unificati sono di 540 e 1000 giri/min).

In questo modo si evita di introdurre un riduttore fra eccentrico e presa di potenza, riducendo i costi della macchina.

Negli articoli relativi ai ripuntatori in “controllo di spostamento” viene, infatti, mostrato che la frequenza di oscillazione ottimale per diminuire la richiesta forza di trazione del mezzo è pari a 10 Hz.

Per questo motivo tale frequenza è stata considerata la più efficace anche per il ripuntatore in controllo di forza progettato.

7. Stima delle forze agenti sugli utensili

7.1 Forze sull'ancora durante l'avanzamento del mezzo

Nei paragrafi precedenti è stato mostrato che il modello di interazione ancora-terreno fa riferimento al modello di Godwin e Spoor.

Il calcolo della forza richiesta dalle 3 ancore con la geometria prima descritta è presentato nel file in allegato.

I risultati dei calcoli mostrano che la forza di trazione richiesta dalla macchina è minore di quella in totale disponibile e ciò permette al trattore di avanzare in presenza di valori ridotti e accettabili dello slittamento.

E' doveroso far notare che lo slittamento eccessivo ($>30\%$) di un trattore agricolo è molto pericoloso poiché può giungere a determinare il fenomeno di "affossamento" del mezzo nel suolo. In questo caso il trattore rimane fermo e le ruote slittano sul terreno spostando quest'ultimo posteriormente e quindi scavando delle "buche" semicircolari (vd. fig.7.1.1).



Figura.7.1.1 Trattore provvisto di ruote gemellate bloccato nel terreno

I risultati riguardanti la forza di trazione totale richiesta dalle 3 ancore (forza orizzontale e forza verticale) sono mostrati nei riquadri sottostanti:

GuadagnoTrazione %

DrawbarPullTotal = 4.19795 ton

Spessore : b [cm]

TrazioneSfruttataTOTALE = 4.27019 ton
SollevamentoTOTALE = 0.584034 ton

Risultati riguardanti la profondità critica:

E' possibile osservare che la profondità critica associata allo spessore dell'ancora di 2,5 cm (valore tipico degli spessori delle ancore a uso agricolo) risulta minore della profondità di lavoro.

Profondità critica tratto1

α : [Gradi]

Spessore : b [cm]

Profondità critica tratto1 = -0.0993157 metri

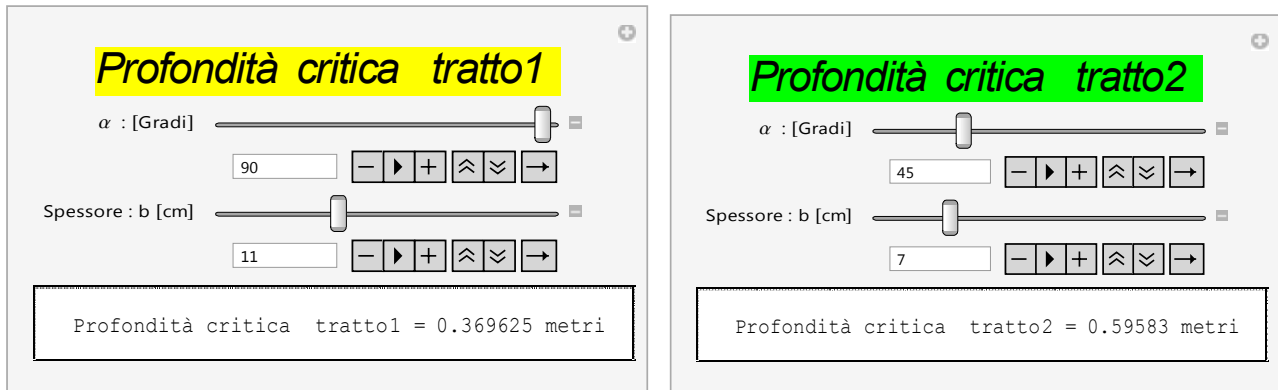
Profondità critica tratto2

α : [Gradi]

Spessore : b [cm]

Profondità critica tratto2 = 0.208915 metri

D'altronde è possibile notare che lo spessore che l'ancora dovrebbe avere per aumentare in modo sufficiente la profondità critica, sia che lavori ad angolazione di 90° sia che lavori ad angolazione di 45°, è di circa 10 cm.



Questo risultato impone che le ancore, per decompattare il terreno, debbano essere molto spesse (e quindi con una conformazione geometrica più simile ad una pala meccanica per mezzi movimento terra che ad una classica ancora agricola).

E' opportuno osservare comunque che l'elevato spessore teorico in grado di garantire il corretto funzionamento dell'ancora è del tutto in accordo coi valori di spessore raccomandati in "Guida alla scelta ed all'impiego delle attrezzature per la Lavorazione del terreno" di A. Peruzzi e L. Sartori (vd. fig.7.1.2), dove sono elencati gli spessori consigliati delle ancore dei ripuntatori rispetto alla profondità di lavorazione, valori empirici ottenuti a seguito dell'effettuazione di un numero molto elevato di prove sperimentali.

Profondità di lavoro (cm)	Spessore del piede (mm)
30	40-60
40	60-80
50	70-100
60	90-120

Figura.7.1.2 Dati sulla massima profondità lavorabile consigliati in [16]

7.2 Considerazioni sui carichi agenti sull'ancora

La conclusione più importante ricavabile dal punto di vista ingegneristico dalla corrispondenza fra i valori dello spessore consigliato e di quello calcolato, sta nel fatto che un corretto dirompimento del suolo risulta possibile soltanto se tale spessore è in corrispondenza della parte inferiore dell'ancora (piede dell'ancora).

In questo modo le ancore utilizzate dovranno presentare *il piede* di spessore minimo di 10 cm, mentre il resto dell'ancora potrà avere uno

spessore di 2,5 cm in modo da richiedere una forza di trazione complessiva inferiore a quello esercitabile dal trattore.

Se le ancore avessero avuto per intero uno spessore di 10 cm la forza richiesta sarebbe stata di molto superiore rispetto a quella esercitabile dalla motrice.

Nella figura 7.2.1 è mostrato un esempio di ancora inclinata con piede a denti dritti.



Figura.7.2.1 Esempio di ancora inclinata
(tratto da [16])

8. Stima della forza di incipiente sollevamento dell'ancora dal suolo

Con quale forza bisognerebbe fessurare il suolo evitando il suo sollevamento al passaggio dell'ancora?

La stima della forza minima di sollevamento del sistema ancora-piede può essere paragonata al problema del plinto di fondazione. Non esistono modelli che cerchino di prevedere il comportamento del suolo nel caso di “estrazione” di un plinto dal terreno.

La modellazione della forza di incipiente sollevamento è un'applicazione della teoria di Coulomb e del metodo dell'equilibrio globale.

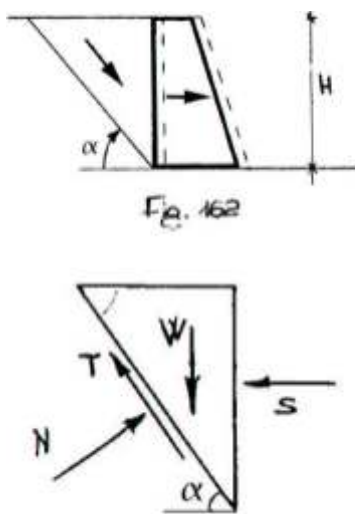


Figura.8.1. Applicazione della teoria di Coulomb al problema della parete di contenimento, forze agenti sui concetti infinitesimi di suolo

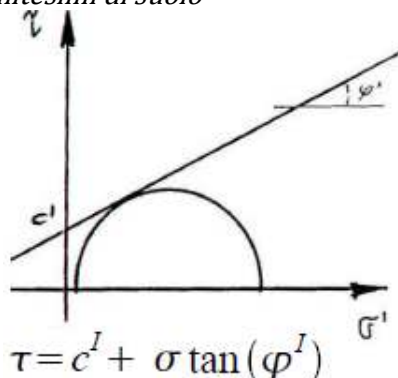


Figura.8.2. legge di plasticità del terreno

Nella figura 8.1 è mostrato l'esempio di applicazione di questo metodo nel caso del calcolo della forza esercitata dal terreno su un muro di sostegno. Il modello si basa sulla definizione preliminare dei piani di scorrimento di porzioni di terreno interessate da incipiente cedimento.

Successivamente la legge costitutiva del suolo permette di mettere in relazione la forza T e la forza N.

L'imposizione della legge di equilibrio permette infine di ricavare tutte le incognite e cioè S, T, N.

Il valore di S definitivo di sostegno sarà infine il valore corrispondente al minimo della

funzione $S(\alpha)$, dato che si suppone che il terreno subisca cedimento alla

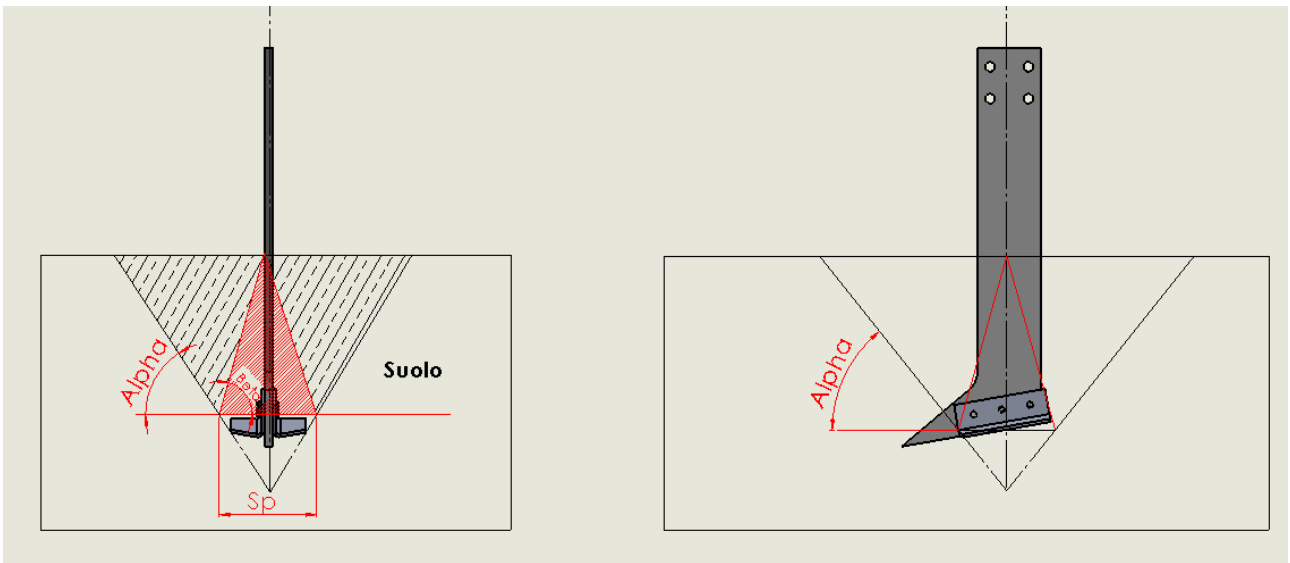


Figura.8.3. Rappresentazione dei piani di cedimento appartenenti al cono sovrastante l'ancora e al tronco di cono circostante

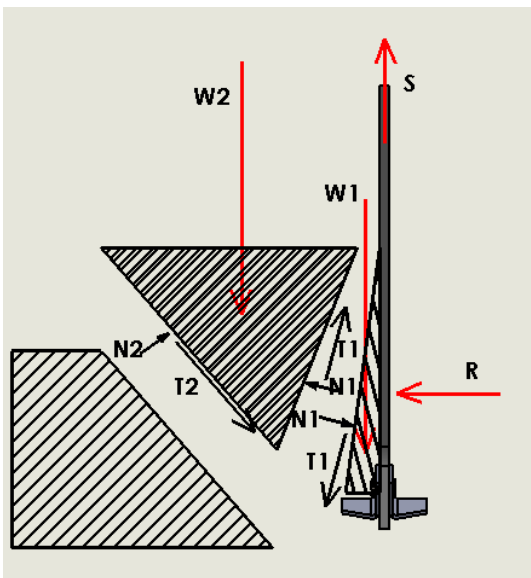


Figura.8.4. Free Body Diagram dello spicchio infinitesimo di terreno

forza minima applicabile. Nel nostro caso

il modello che stima la forza di sollevamento dell'ancora dal suolo ipotizza che si generino due superfici di scorrimento: la prima lungo il piano ad inclinazione α (da stabilirsi) e la seconda lungo il piano ad inclinazione β . La sola superficie di scorrimento lungo il piano α ,

infatti, non sarebbe compatibile cinematicamente con il sollevamento del

suolo. Si ipotizza, quindi, come prima accennato, la formazione di un'altra superficie di scorrimento in fase di estrazione dell'ancora, in modo da garantire che le forze di interscambio fra i conci di suolo, in scorrimento reciproco, siano sempre di compressione.

Il problema dell'estrazione del plinto, pur riguardando un sistema di tipo assialsimmetrico, è stato trattato come piano, considerando "spicchi" infinitesimi di terreno intorno all'asse di simmetria dell'ancora.

Le equazioni di equilibrio sono state scritte considerando spessori di terreno molto sottili, in modo da poter utilizzare il modello di cedimento di tipo "piano" per l'applicazione del metodo dell'equilibrio limite globale.

Le incognite del problema sono evidentemente S , T , N_1 , T_1 , T_2 , N_2 , presenti nelle 2 equazioni di interfaccia fra i conci e nelle 4 equazioni di equilibrio lungo l'asse verticale e orizzontale (6 equazioni in 6 incognite).

Tali valori, e in particolare quello della S , sono ottenuti in funzione dell'angolo infinitesimo $d\zeta$ intorno all'asse di assialsimmetria.

Il valore della forza S di sollevamento del suolo verrà, infine, integrato lungo un angolo giro, dato che si suppone un meccanismo di cedimento del suolo di tipo assialsimmetrico.

Infine, la forza S generata, funzione anche del piano di scorrimento α , sarà quella a cui è associato il suo valore minimo (vd. fig.8.5). L'angolo minimo è pari a 15° gradi circa con una forza di sollevamento massima per ancora di 94 kg forza.

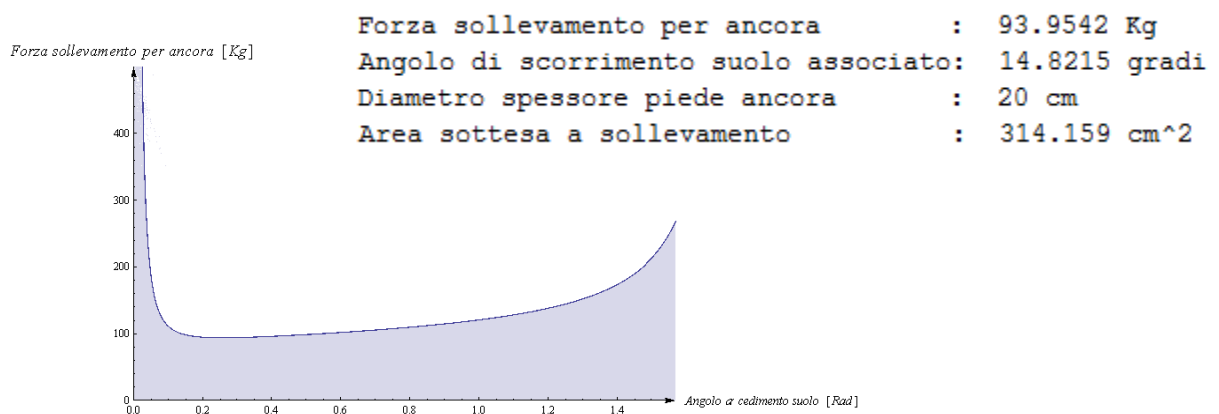


Figura.8.5 Andamento della forza di estrazione con l'angolo α di inclinazione

9. La struttura del ripuntatore a vibrazione

Il ripuntatore a vibrazione consiste in una macchina trainata dotata di un eccentrico che esercita una forza oscillatoria verticale.

Per ottimizzare la trasmissione delle sollecitazioni al suolo, le ancore e l'eccentrico sono montati su un quadrilatero articolato poggiano su molle ad aria. In questo modo le forze esercitate sono trasmesse in piccola parte al telaio principale e di qui al trattore; anche grazie all'uso di un rimorchio trainato è garantito un migliore comfort per l'operatore.

Le forze utilizzate nella verifica sono quelle realmente esercitabili dal mezzo ossia 3,93 ton totali di tiro orizzontale (1,31 ton per ciascuna), a cui sono da aggiungere le forze

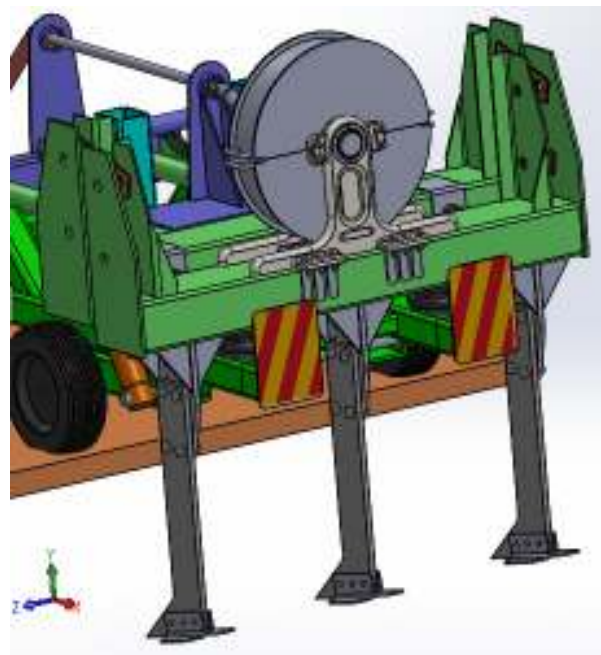


Figura.9.1. Vista del gruppo eccentrico, del quadrilatero articolato e del gruppo ancora

verticali necessarie all'eccentrico per indurre una fessurazione del suolo senza determinare un incipiente sollevamento:

1. 0,18 ton di tiro verticale per ancora in base al modello “modificato” di R. J. Godwin; G. Spoor.

Tale valore è stato calcolato, così come per il tiro orizzontale, diminuendo la forza verticale calcolata del 6.8%, poiché l'eccentrico

diminuisce la forza statica sull'organo lavorante proprio di tale valore.

2. 0,1 ton (95 Kg) di forza verticale senza determinare l'estrazione dell'ancora dal suolo.

9.1 Il gruppo ancora

Il gruppo ancora si presenta, come mostrato in figura 9.1.1, a doppia curvatura (90° e 45°); è provvisto ai lati di 2 lamiere di 1 cm di spessore e a forma di freccia a costituire il piede dell'ancora.

Tre bulloni garantiscono il collegamento fra le alette laterali e l'ancora.

Le lamiere laterali sono fissate con un'inclinazione di 10° rispetto all'orizzontale, per garantire una più agevole "reimmersione" nel suolo, nel caso in cui il sistema a vibrazione sollevi troppo l'ancora dal suolo in cui essa è immersa.

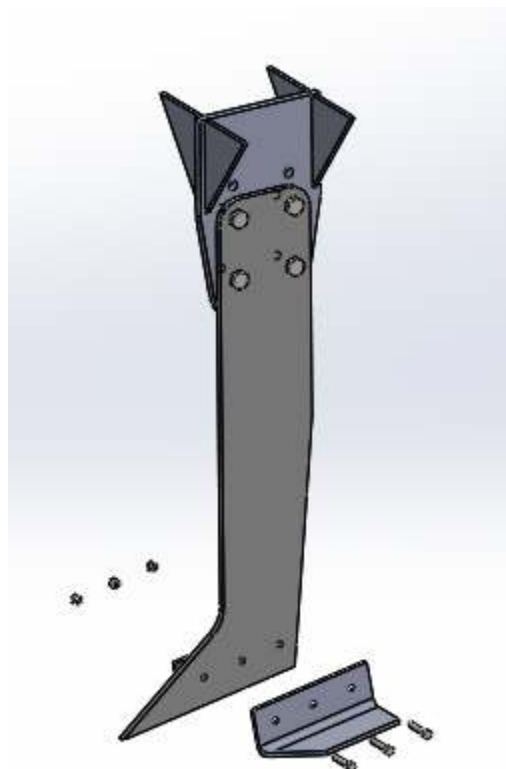


Figura.9.1.1 Vista esplosa del gruppo ancora

- Verifica gruppo ancora

Le forze a cui sono soggette le ancore sono state applicate, in via cautelativa, alla punta dell'ancora stessa. Il cambio di angolazione è consentito da un ampio raccordo: le sollecitazioni massime convergono a 62 MPa.

Tale tensione è riferita al momento in cui l'eccentrico esercita la massima forza verticale (nel senso del sollevamento), come mostrato nel Diagramma di Corpo libero dell'ancora (vd. fig.9.1.2).

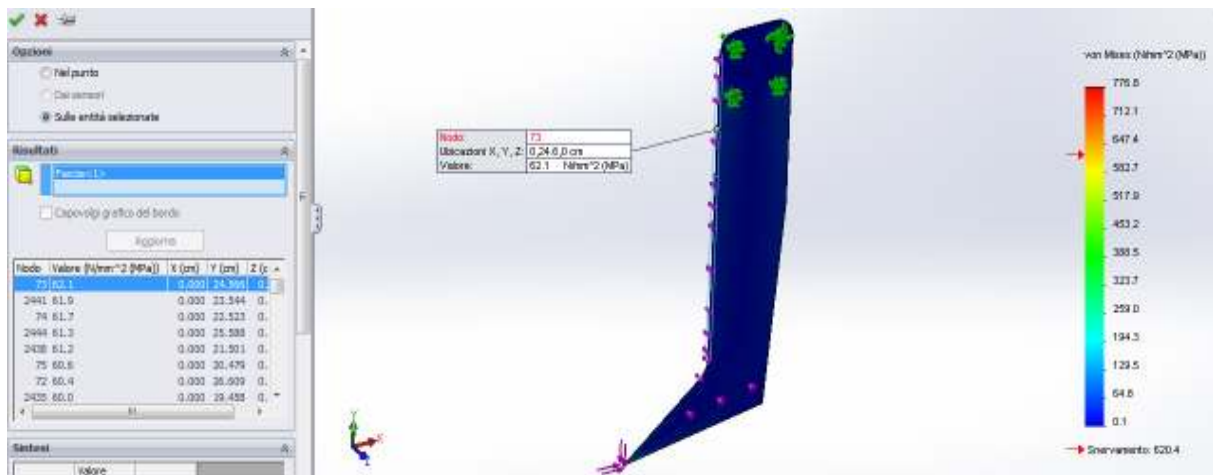


Figura.9.1.2. Posizione del punto più sollecitato dell'ancora (sollevamento)

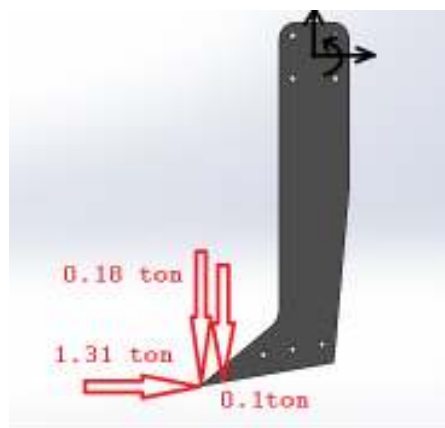


Figura.9.1.3 Free Body Diagram dell'ancora (sollevamento)

La tensione relativa a quando l'eccentrico genera di contro una forza verso il basso è stata calcolata considerando le forze verticali prima rappresentate, questa volta rivolte verso l'alto (nonostante in fase di discesa l'azione della massa eccentrica sia trasmessa prevalentemente alle molle ad aria e da loro, infine, ai ruotini del ripuntatore).

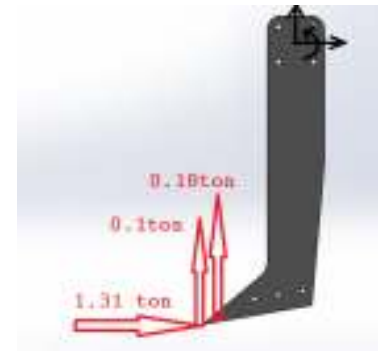


Figura.9.1.4 Free Body Diagram dell'ancora (abbassamento)

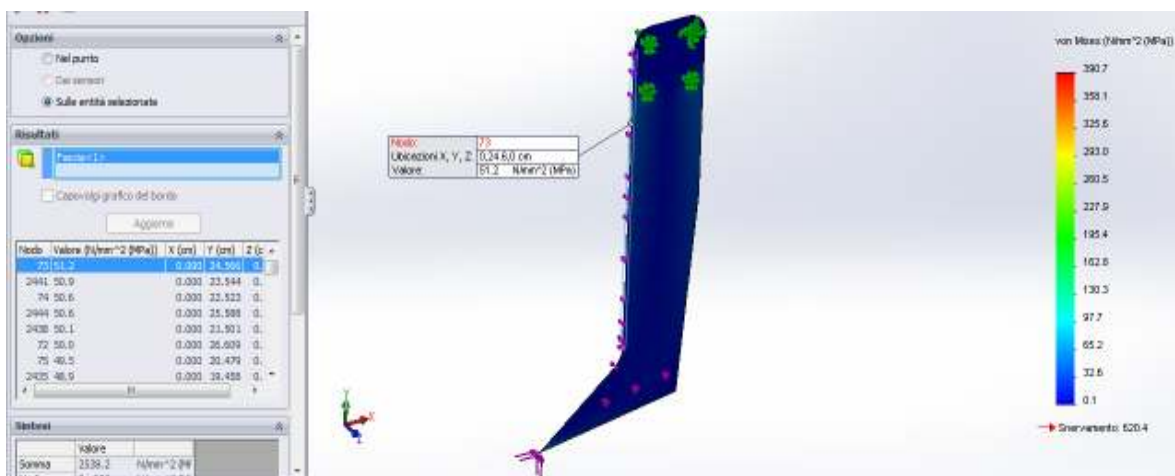


Figura.9.1.5. Posizione del punto più sollecitato dell'ancora (abbassamento)

Il punto di maggior criticità corrisponde approssimativamente a quello in cui sono presenti le tensioni massime sia in fase di sollevamento che in compressione; infatti in tale punto sono maggiori sia le tensioni medie massime (che corrispondono al caso della sola forza orizzontale) sia le tensioni alternate massime (che corrispondono al caso della sola forza orizzontale sommata alla forza orizzontale ciclica). Dal calcolo della tensione media e alternata si può verificare la durata a fatica dell'ancora.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{62 - 51}{2} = 5.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{62 + 51}{2} = 56 \text{ MPa}$$

- La tipologia di acciaio utilizzato per il gruppo ancora (e altre lamiere)

L'acciaio utilizzato è un C40 bonificato con rinvenimento a 520 °C con $R_m = 1000 \text{ MPa}$ e $R_{p0.2} = 880 \text{ MPa}$.

Possiamo ricavare il limite di fatica considerando cautelativamente la lavorazione del materiale in ambiente aggressivo (acqua salmastra).

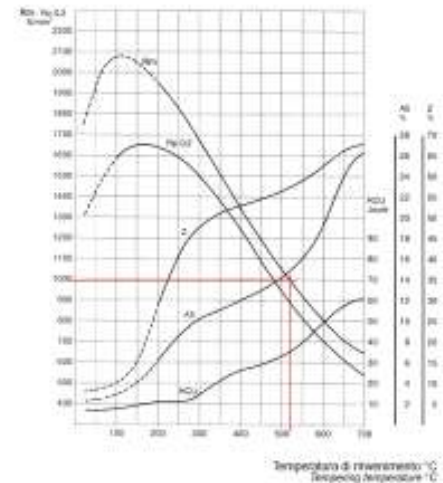


Figura.9.1.6. Diagramma di rinvenimento acciaio C40

$$S_n = S_n' C_l C_g C_s = (1000 \cdot 0.5) \cdot 1 \cdot 0.7 \cdot 0.85 \cdot 0.45 \cdot 0.3 = 47 \text{ MPa}$$

Dal diagramma di Wohler si osserva che, anche per condizioni molto aggressive (il coefficiente associato è 0.3), l'ancora resiste alle azioni affaticanti. La σ_a di fatica sarebbe di 42.1 MPa, con un coefficiente di

sicurezza a fatica di:

$$\eta = \frac{\sigma_{amax}}{\sigma_a} = \frac{47}{5.5} = 8.8$$

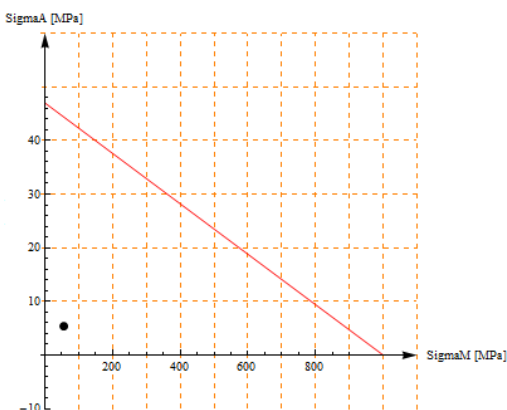


Figura.9.1.7. Curva di Wohler del punto più sollecitato

In fase di compressione l'ancora non risente di fenomeni di instabilità, dato che il carico critico verticale per ancora è di:

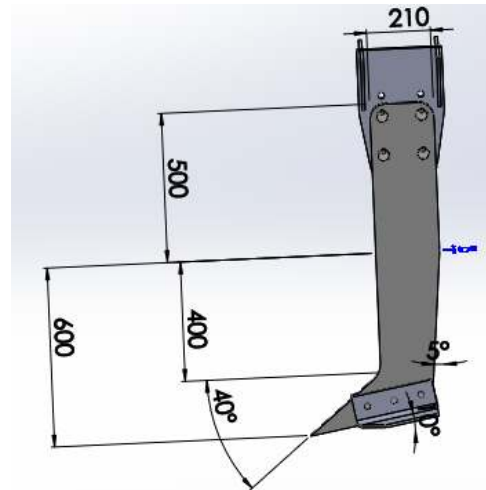


Figura.9.1.8 Quote principali del gruppo ancora

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{L_e^2} = \frac{\pi^2 210 \cdot 10^9 (239831 \cdot 10^{-12})}{1.1^2} = 41 \text{ tonn}$$

-Verifica bulloni di serraggio ancora

I bulloni di serraggio dell'ancora sul corrispondente supporto sono di tipo M20 con grado 8.8, opportunamente distanziati per garantire la trasmissione della forza di sollevamento e soprattutto della coppia elevata (i punti di applicazione della forza orizzontale sono distanti circa 1 m dal centro del gruppo dei 4 bulloni).

Il preserraggio viene fatto con una chiave dinamometrica con incertezza sulla coppia effettiva di serraggio del 30% (coefficiente 0.7) e allentamento spontaneo del 10% (coefficiente 0.9) durante il funzionamento del mezzo.

Ricordiamo che i dadi associati al collegamento sono di tipo antisvitamento ad anello di nylon.

$$F_i = 0.9 \cdot 245 \cdot 225 = 49612 \text{ N}$$

Sapendo che il bullone lavora solo a taglio $F_c = F_i$, la forza massima esercitabile è di

$$F_{\max} = \mu F_c = 0.74 \cdot 49612 = 36713 \text{ N}$$

Con queste premesse è stato calcolato il coefficiente di sicurezza a cedimento dell'ancora.

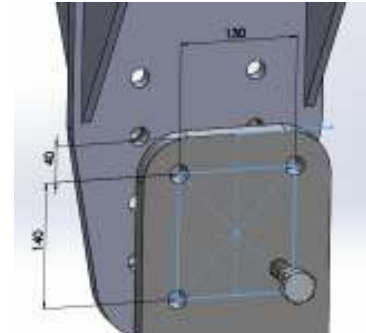


Figura.9.1.9 Distanza fra i bulloni attacco gruppo ancora

$$b := \sqrt{\left(\frac{b_i}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2}, \quad A_{\text{resistente bullone}} := 245 \text{ mm}^2$$

$$M_{\text{richiesto}} := (0.18 + 0.24 + 0.1) \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 338 + 1.31 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 900 + \sqrt{1.31^2 + (0.18 + 0.1 + 0.24)^2} \frac{1000}{4} \cdot 9.8 \cdot b$$

$$M_{\text{disponibile}} := 4(\mu b (AM Sp) 0.9)$$

$$M_{\text{cedimento}} := 4 b AM (0.8 R_m)$$

$$\frac{M_{\text{disponibile}}}{M_{\text{richiesto}}} = 1.03$$

$$\frac{M_{\text{cedimento}}}{M_{\text{richiesto}}} = 2.2$$

Il coefficiente di sicurezza del collegamento associato a ciascun bullone è di circa 1, mentre il rapporto fra la coppia a cedimento del bullone per trinciamento e quello richiesto è di circa 2.2.

In questo modo, nel caso di blocco dell'ancora per da una pietra di profondità, il tranciamento dei bulloni permette di conservare l'integrità della struttura.

Il coefficiente di sicurezza a snervamento per le altre parti del mezzo deve essere quindi superiore a 2,2 così da evitare che, nel caso di cedimento

dell'ancora, l'incremento dei carichi possa snervare la struttura deformandola in modo permanente.

- Verifica attacco del gruppo ancora principale

L'ancora è fissata con 4 bulloni ad una lastra forata con 3 file di fori per settare la profondità dell'ancora a 54 cm e a 60 cm. Le sollecitazioni affaticanti risentono dello stesso tipo di ciclaggio mostrato per la verifica dell'ancora.

Il modello FEM utilizzato consiste in 2 simulazioni statiche aventi una forza remota trasmessa rigidamente ai 6 fori che accolgono i bulloni.

La prima simulazione riguarda l'ancora in fase di sollevamento (tutte le forze verticali sono dirette verso il basso), la seconda riguarda l'ancora in fase di abbassamento (tutte le forze verticali sono dirette verso il basso). In entrambi i casi la forza orizzontale di "tiro" rimane la stessa (1,31 ton).

Le tensioni si dimostrano più intense sui fori immediatamente superiori a quelli imbullonati e i bordi sono stati fittati nell'analisi FEM.

La verifica a fatica della lastra ha fatto riferimento alla prima tensione principale (la σ circonferenziale sui fori).

La piastra è stata modellata con elementi shell di spessore 20 mm.

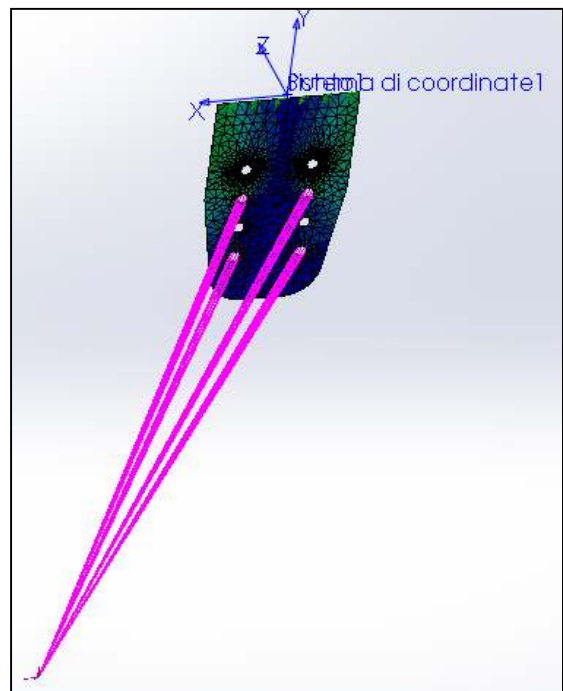


Figura.9.1.10 Simulazione FEM dei fori superiori a quelli principali di attacco del gruppo ancora

I valori di tensione equivalente per le due condizioni di carico sono stati calcolati per tutti i punti della lastra e, per ciascun punto, è stata calcolata la σ_a e la σ_m , poi rappresentate sul Diagramma di Wohler.

Il risultato è una “nuvola” di punti al di sotto del limite di fatica del materiale.

Per il punto più sollecitato il coefficiente di sicurezza a tensione affaticante è $\eta \cong 2$.

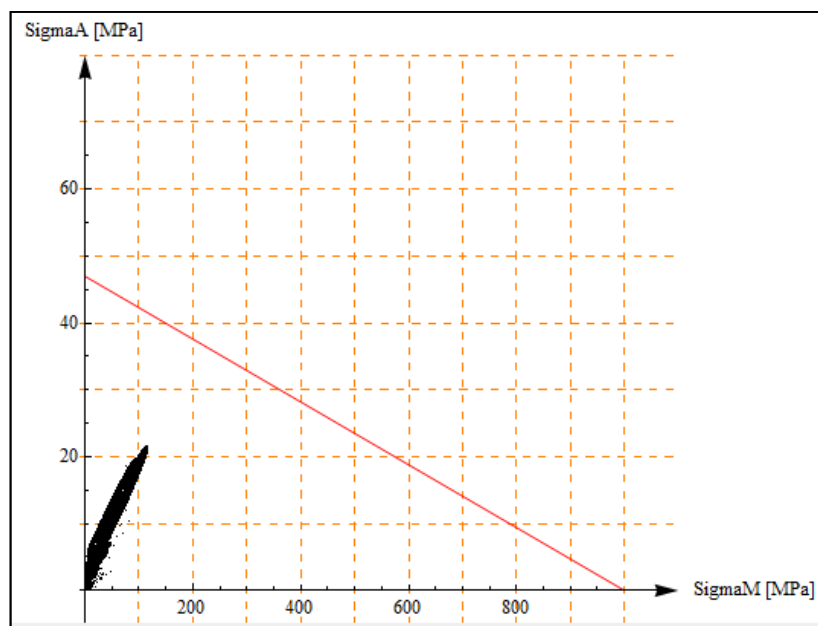


Figura.9.1.11. Curva di Wohler dei bordi dei fori verificati.

- Verifica lamierini del piede ancora

Ciascun lamierino di sollevamento del terreno è soggetto ad una pressione di circa 50 Kgf, considerata distribuita con pressione costante sulla superficie. Le tensioni massime generate dal sollevamento sono alternate di circa 6.2 MPa < 47 MPa. La simulazione FEM mostra il punto di maggiore sollecitazione del lamierino nella figura 9.1.12.

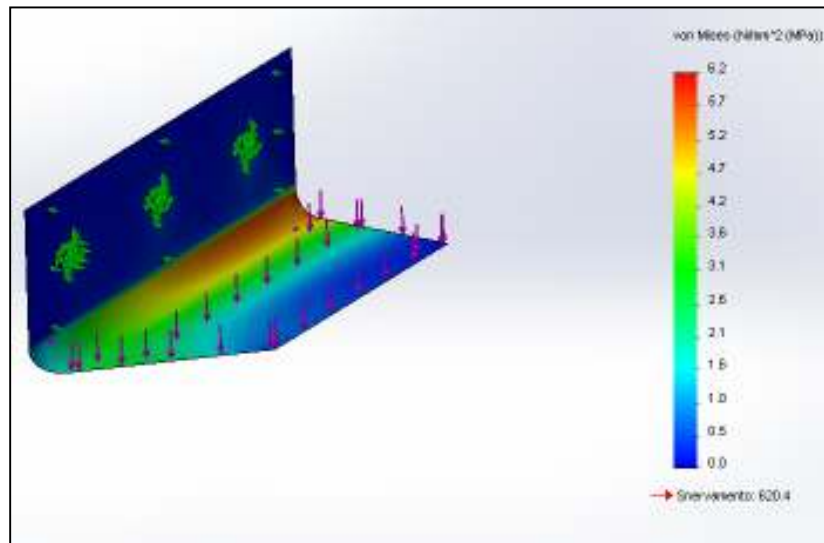


Figura.9.1.12. Tensioni massime del piede dell'ancora

$$F_i = 0.9 \cdot 245 \cdot 225 = 7065 \text{ N}$$

$$F_{\text{max}} = 3 \cdot \mu \cdot F_c = 3 \cdot 0.74 \cdot 49612 = 13352.9 \text{ N}$$

$$F_{\text{max}}[\text{Kgf}] = 1.3 \text{ ton}$$

I bulloni lavorano per attrito e non sono sottoposti ad ulteriori carichi grazie ad una lamiera che mantiene il contatto tra i bordi della lamiera stessa e l'ancora (vd. fig. 9.1.13)

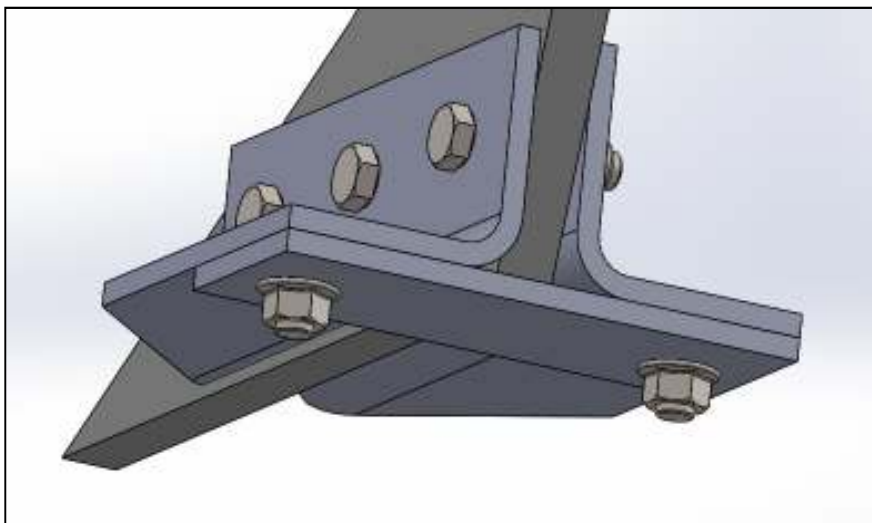


Figura.9.1.13 Particolare trave che impedisce l'apertura della lamina in fase di abbassamento

- Verifica saldatura “attacco gruppo ancora principale”- “trave oscillante”

La trave orizzontale oscillante è collegata all’ancora con una saldatura e 2 flange di rinforzo laterali, per aumentare il momento di inerzia della sezione.



Figura.9.1.14 Sezione saldatura di attacco della placca di fissaggio con relativi fazzoletti di rinforzo

$$s_{max} = \frac{(0.18 + 0.24 + 0.1) \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 338 + 1.31 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 1280}{123036666} \frac{280}{2} + \frac{(0.18 + 0.24 + 0.1) \cdot 1000 \cdot 9.8}{19000} = 20 \text{ MPa}$$

$$s_{min} = \frac{-(0.18 + 0.24 + 0.1) \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 338 + 1.31 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 1280}{123036666} \frac{280}{2} - \frac{(0.18 + 0.24 + 0.1) \cdot 1000 \cdot 9.8}{19000} = 16 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma_A &= \frac{\sigma_{min} - \sigma_{max}}{2} = 2.2 \text{ MPa} \quad \text{e infine } \sigma_M \\ &= \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} = 18 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Le tensioni fanno riferimento ad una saldatura a piena penetrazione con elettrodi le cui caratteristiche meccaniche sono (vd. fig.9.1.15):

$$R_m = 460 \text{ MPa}$$

$$R_{p0.2} = 380 \text{ MPa}$$

Elettrodi rutilici per acciaio al carbonio			
Elettrodo tipo	Supercito S	Italcito	Novocito
Riassetto	Rutilico	Rutilico	Rutilico
Classificazioni	AWS A5FA 5.1: E6013 UNI 5132: E44 L3 R32 R09 EN 499: E38 0 RR 13 ISO 2590: E40 2 RR 32 DIN 1913: E43 22 RR6 NF A81-308: E43 32 RR 32 BS 533: E43 22 RR 32	AWS A5FA 5.1: E6013 LR6 502: E44 L2 R 22 R09 EN 499: E34 0 R 12 ISO 2590: E40 2 R 22 DIN 1913: E40 22 R8 BS 689: E43 22 R 22 NF A81-308: E43 32 R 22	AWS A5FA5.1: E6015 UNI 5132: E44 L2 RC 12 R09 EN 499: E38 2 RC 11 ISO 2590: E40 3 R 12 DIN 1913: E43 32 RC11 BS 689: E43 32 R 12 NF A81-309: E43 32 R 12
Rendimento %	95	95	95
Caratteristiche meccaniche deposito	R \geq 460 N/mm ² S \geq 380 N/mm ² A \geq 22% KV \geq 48J a 0° C	R \geq 460 N/mm ² S \geq 380 N/mm ² A \geq 22% KV \geq 48J a 0° C	R \geq 460 N/mm ² S \geq 380 N/mm ² A \geq 24% KV \geq 27J a -20° C
Analisi chimica deposito %	C \leq 0,10 Mn 0,25 + 0,60 Si \leq 0,60	C \leq 0,08 Mn 0,30 + 0,60 Si \leq 0,60	C \leq 0,12 Mn 0,30 + 0,60 Si \leq 0,60
Applicazioni	Elettrodo idoneo alla saldatura di acciai normali al C di piccolo e medio spessore. Ottima scorrevolezza, pratico e funzionale. Facilita la spartizione della scoria anche in angoli acuti.	Elettrodo idoneo alla saldatura in tutte le posizioni di acciai dolci di piccolo e medio spessore. Scorrevolezza, facilitata di ottima estetica. Buon rendimento. Facile spartizione della scoria.	Elettrodo idoneo alla saldatura in tutte le posizioni di acciai da costruzione di ogni spessore. La caratteristica particolare riguarda l'attacco alla saldatura in verticale discendente. Molto scorrevole e di ottima estetica. Facile operabilità.

Figura.9.1.15 Dati di resistenza a snervamento e a rottura per saldatura dell'attacco

Le tensioni calcolate sono state, per la verifica a fatica, moltiplicate per un coefficiente $K_f=2$ utilizzato nel caso di saldature con sovrappessore pari al 10% della saldatura. Le tensioni di verifica sono state quindi raddoppiate

$$\sigma_A := 4.4 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \sigma_M = 36 \text{ MPa}$$

Siccome in corrispondenza dell'estremità della sezione il cordone è sottoposto a trazione, il valore di S_n diminuisce di un fattore 0.8. Per una superficie forgiata senza lavorazioni, il coefficiente superficiale, dato che il rinforzo non è stato molato, è di circa 0.55.

$$S_{nlim} := (460/2) 0.55 0.8 (*MPa*) = 101 \text{ MPa}$$

$$R_m := 460(*MPa*)$$

$$\sigma_a := 22.2(*MPa*)$$

$$\sigma_m := 22.2(*MPa*)$$

$$\eta = \frac{S_{nlim}(*[MPa]*) - \frac{S_{nlim}(*[MPa]*)}{R_m(*[MPa]*)} \sigma_m(*[MPa]*)}{\sigma_a(*[MPa]*)} = 22$$

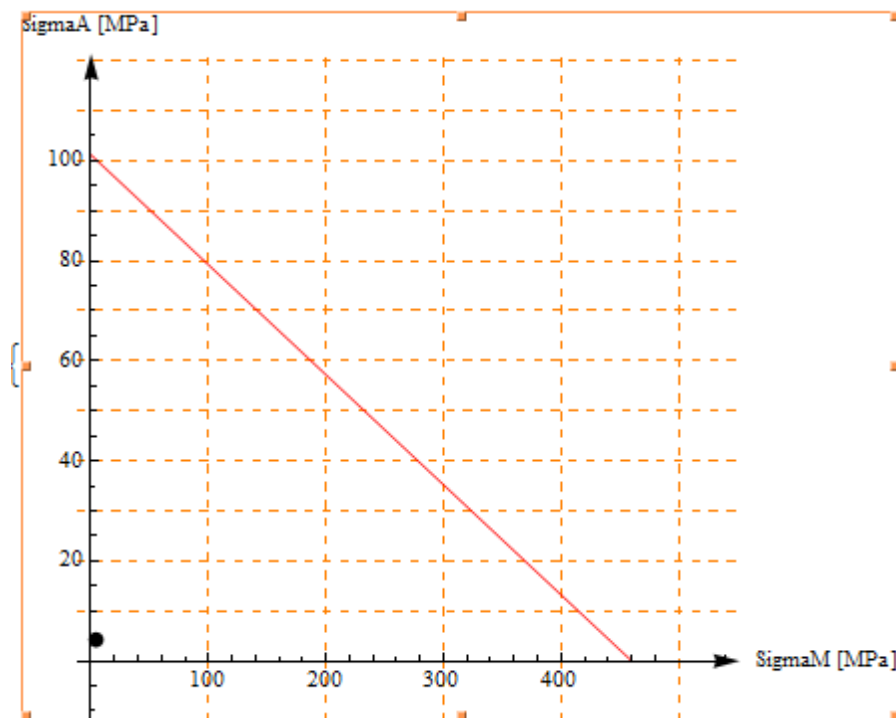


Figura.9.1.16 Curva di Wohler del punto più sollecitato della sezione.

9.2 Il gruppo eccentrico

Il Vibration Source (gruppo eccentrico)

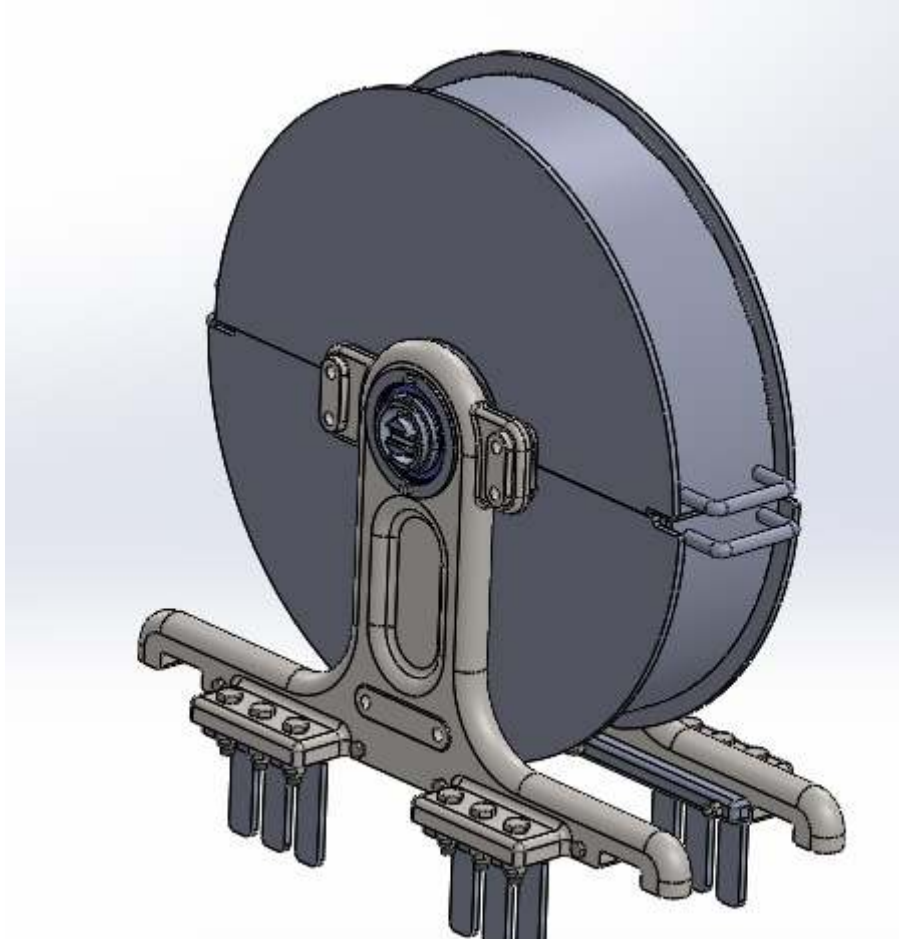


Figura.9.2.1 Vista del complessivo del gruppo eccentrico a vibrazione.

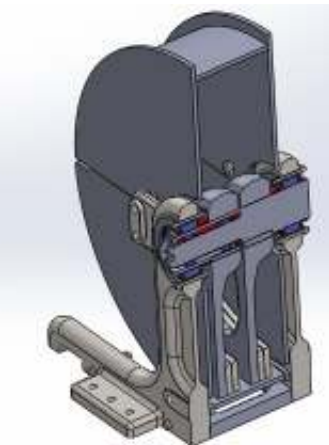


Figura.9.2.2 Vista in sezione.



Figura.9.2.3 Vista esplosa.

- Schema di funzionamento dell'eccentrico: il "Vibration Source"

Il ripuntatore a vibrazione, come accennato più volte, utilizza un eccentrico per garantire la trasmissione di vibrazioni al suolo. Nella soluzione progettuale proposta l'eccentrico genera forze, alternativamente di sollevamento e di abbassamento, solo lungo una linea verticale perpendicolare al suolo.

Il piano di rotazione dell'eccentrico è inoltre ortogonale alla direzione di avanzamento del mezzo per questioni di sicurezza.

L'assenza di forze di natura centrifuga ortogonali alla linea di avanzamento del mezzo permette di affrontare il sistema ripuntatore-suolo come un sistema a "simmetria piana" e di rendere quindi coerente il comportamento della macchina con la stima dei carichi fatta precedentemente.

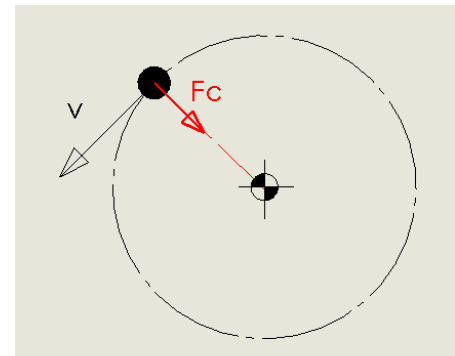


Figura.9.2.4 Caso di un solo corpo rotante.

Il "Vibration Source", chiamato in seguito VS, si compone di 2 eccentrici rotanti in senso opposto in modo da annullare le forze centrifughe orizzontali di ciascun eccentrico e da sommare la loro componente verticale (vd. fig.9.2.5).

Le 2 masse ruotano su 2 piani paralleli, molto vicini tra loro ma non coincidenti, per evitare che possano entrare in collisione.

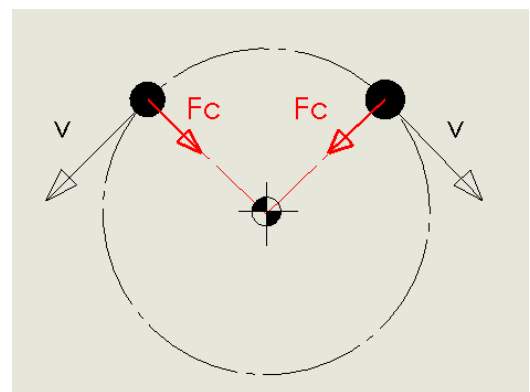


Figura.9.2.5 Caso di 2 corpi controrotanti.

-Il VS : dallo schema statico alla sintesi progettuale

Il gruppo VS è stato dimensionato definendo prima di tutto la distanza, chiamata “e”, rispetto al piano di antisimmetria delle 2 masse rotanti. Gli alberi rotanti e controrotanti sono disposti l’uno all’interno dell’altro per rendere il complessivo più compatto.

N.4 cuscinetti SKF della tipologia CARB (con lamierino di protezione e lubrificati a grasso) garantiscono una struttura di tipo isostatico (i cuscinetti reggono un disallineamento al massimo 1/10 di grado).

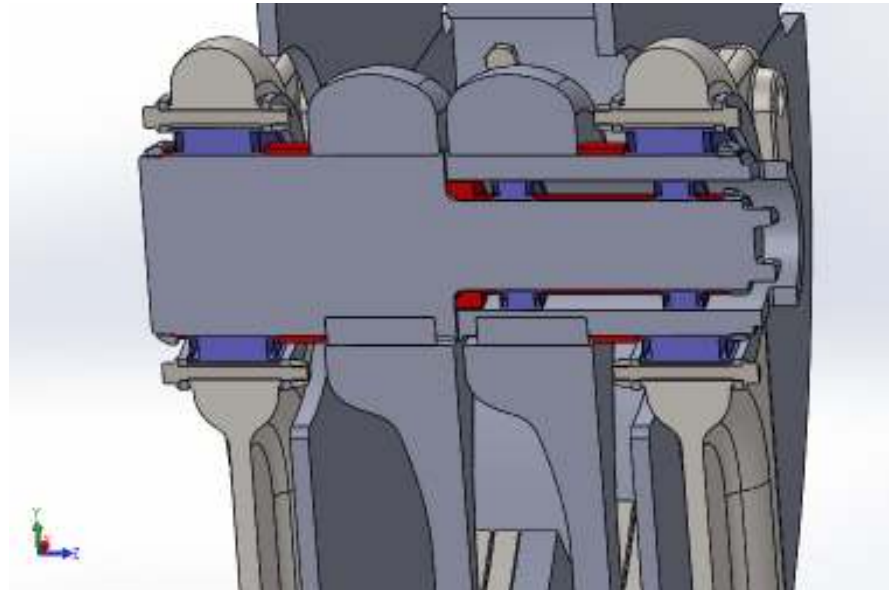


Figura.9.2.6 Sezione cinematica travi controrotanti.

La forza di sollevamento generata per eccentrico è: $F = 4471 \text{ N} \cong \frac{1}{2} \text{ ton}$

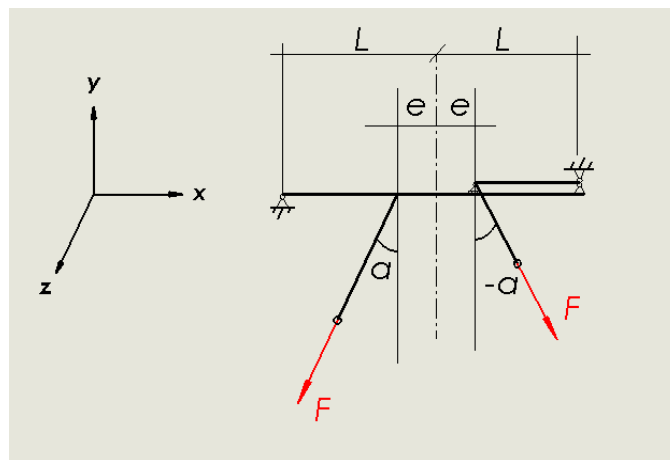


Figura.9.2.7 Rappresentazione dei carichi sull'assieme composto dai due alberi.

- *Determinazione reazioni vincolari esterne*

Il complessivo è intrinsecamente isostatico e consente di calcolare le forze esterne su di esso agenti; tali forze serviranno successivamente a determinare le altre forze vincolari interne alla struttura.

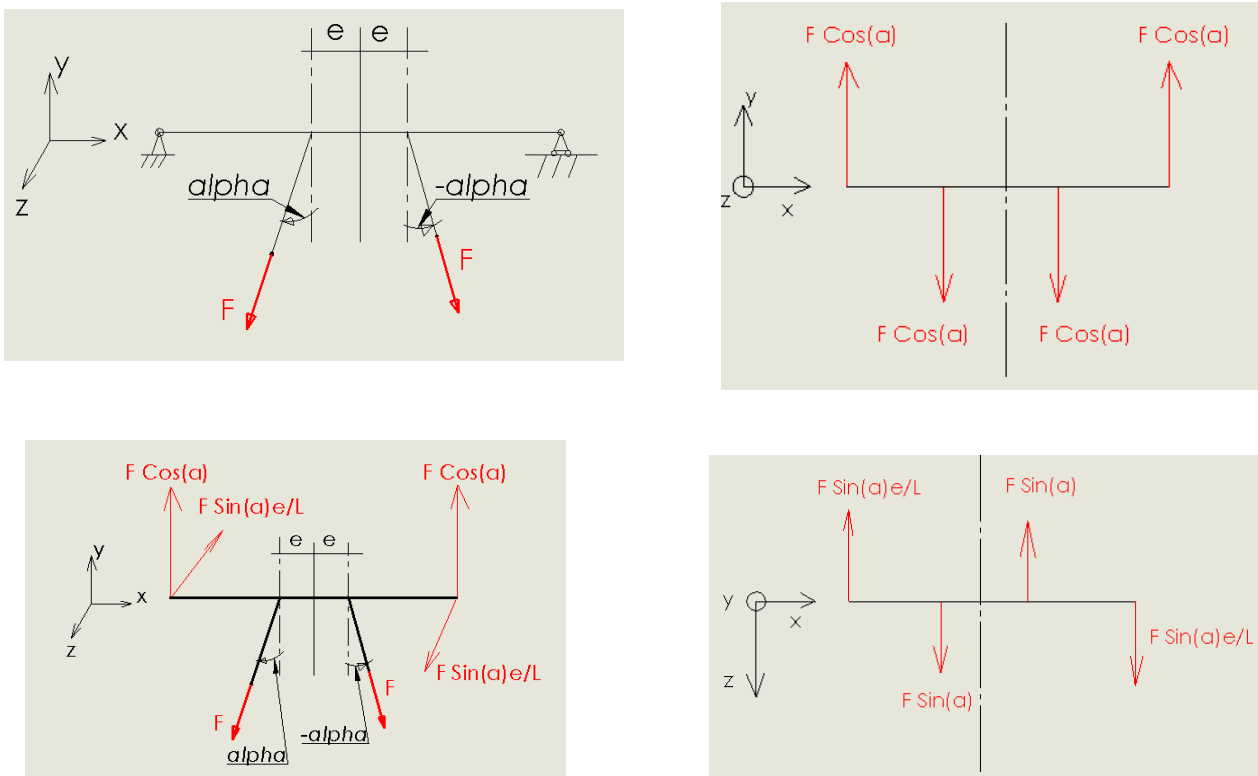


Figure.9.2.8 Free Body Diagram sull'assieme dei due alberi in vista dall'alto e frontale

Il cuscinetto CARB più piccolo (CARB 50x72) risulta verificato a fatica con un carico di 0.5 KN; in questo modo è verificato anche quello più grande (CARB 90x125) che può reggere carichi di molto maggiori.

Il numero di cicli richiesto è di 12 ore al giorno per 6 mesi l'anno per 10 anni.

$$N_{\text{cicli}}(\text{richiesti}) = 10 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 12 \cdot 30 \cdot 6 \cdot 10 = 0.7 \cdot 10^7 \text{ cicli}$$

Il numero di cicli corrispondente risulta di:

$$N_{\text{cicli}}(\text{dispon.}) = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{140 \text{ KN}}{0.5 \text{ KN}}\right)^{\frac{10}{3}} = 14 \cdot 10^7 \text{ cicli} \quad \eta = \frac{14 \cdot 10^7 \text{ cicli}}{0.7 \cdot 10^7 \text{ cicli}} = 20$$

- *Determinazione reazioni vincolari interne albero rotante interno*

Il diagramma seguente mostra i carichi agenti sull'albero interno rispetto al sistema di riferimento $x' - y' - z'$. Gli assi di riferimento sono fissi rispetto al suolo.

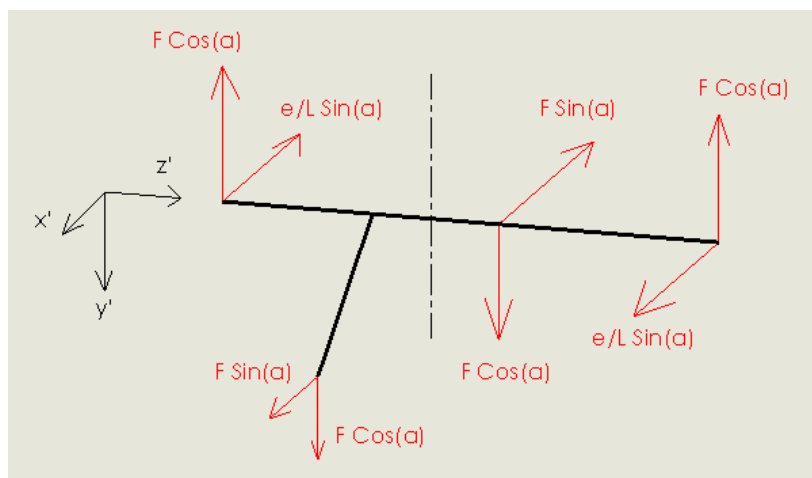


Figure.9.2.9 Free Body Diagram albero rotante interno (forze espresse rispetto ad un osservatore fisso)

La determinazione delle tensioni affaticanti deriva da un'analisi nel sistema di riferimento *solidale* all'albero in rotazione: nel grafico sottostante sono rappresentate le forze agenti nel sistema di riferimento locale.

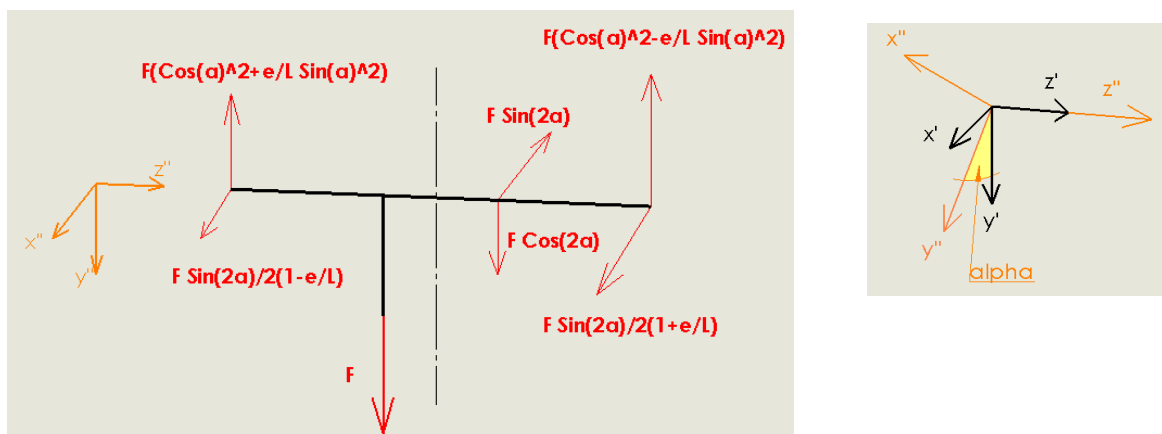


Figure.9.2.10 Free Body Diagram albero rotante interno (forze espresse rispetto ad un osservatore solidale all'albero)

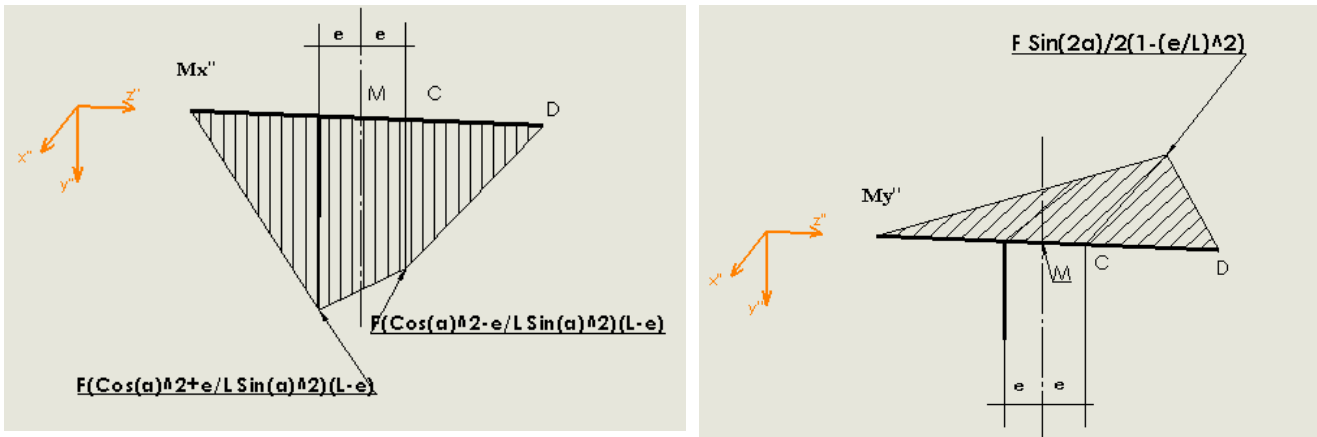


Figure.9.2.11 Caratteristiche di sollecitazione dell'albero rotante interno

- Determinazione punti critici

I momenti flettenti Mx'' e My'' variano armonicamente lungo l'angolo giro: il momento Mx'' ha un periodo di 180° (sono presenti le funzioni $\sin(\alpha)^2$ e $\cos(\alpha)^2$) così come il momento My'' (dipende da $\sin(2\alpha)$).

I punti critici sono il punto M, dove il cambio di diametro determina effetti di intaglio sulle tensioni, il punto A e il punto C, dove la Mx'' e My'' variano con valore più elevato.

Se definiamo le coordinate del bordo dell'albero interno con:

$$y_2 = \frac{d}{2} \sin[\epsilon]$$

$$x_2 = \frac{d}{2} \cos[\epsilon]$$

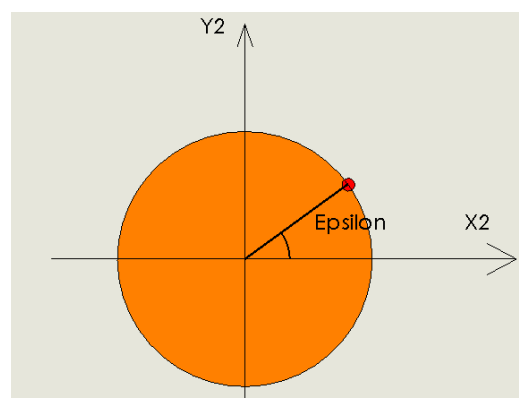


Figura.9.2.12 Sezione e coordinata angolare sul bordo dell'albero rotante

$$\text{Da cui } \sigma_z = \frac{M_{x2}}{J_{x2}} y_2 - \frac{M_{y2}}{J_{y2}} x_2$$

Le tensioni torsionali massime non raggiungono il MPa e saranno trascurate nell'analisi a fatica.

In configurazione orizzontale la coppia massima è, infatti, di $Mz := mgr \sin [90\text{Degree}]$ da cui, se consideriamo il diametro dell'albero più piccolo di $d = .05 \text{ m}$, abbiamo $\tau_{nom} = \frac{Mz d}{J_z 2} = 0.55 \text{ MPa}$.

Il fattore di concentrazione delle tensioni genera un fattore di sensibilità all'intaglio circa unitario:

$d_i = 0.05 \text{ m}$
$D_i = 0.09 \text{ m}$
$r = 0.005 \text{ m}$
$q = 0.85$
$D_i/d_i \approx 2$
$r/d_i = 0.1$

Il $\tau_{reale} = 1.35 \cdot 0.55 = 0.75 \text{ MPa}$

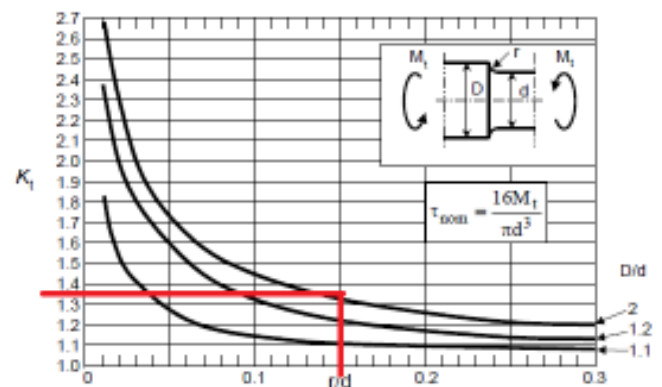


Figura.9.2.13 Fattore di concentrazione delle tensioni a torsione

Le caratteristiche di sollecitazione dei momenti sono, invece, in corrispondenza dell'intaglio, moltiplicate per un fattore 1.8 circa: questo suggerisce un'analisi di eventuali punti di cedimento a fatica, poiché, nel punto M, pur essendoci sollecitazioni teoricamente minori rispetto ai punti A e D, essi sono moltiplicati per il fattore 1.8.

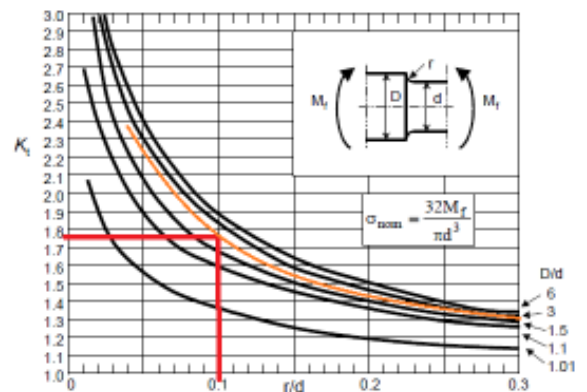


Figura.9.2.14 Fattore di concentrazione delle tensioni a flessione

- Verifica del punto A

Il punto A dell'albero è interessato dalle seguenti caratteristiche di sollecitazione:

$$M_x''(A) = F \left(\cos(\alpha)^2 + \frac{e}{L} \sin(\alpha)^2 \right) (L - e)$$

$$M_y''(A) = F L \frac{\sin(2\alpha)}{2} \left(1 + \frac{e}{L} \right)^2$$

I del punti del bordo sono espressi in funzione dell'angolo ϵ rispetto all'orizzontale:

$$y_2 = \frac{d}{2} \sin[\epsilon]$$

$$x_2 = \frac{d}{2} \cos[\epsilon]$$

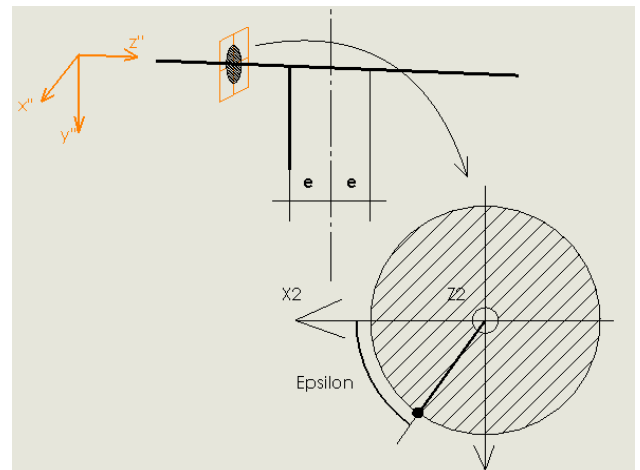


Figura.9.2.15 Sezione A scelta per la verifica

Le tensioni σ_z dipendono sia dall'angolo di apertura degli alberi sia dalla ϵ di bordo. Nel grafico sottostante il loro andamento rispetto ad α ed ϵ :

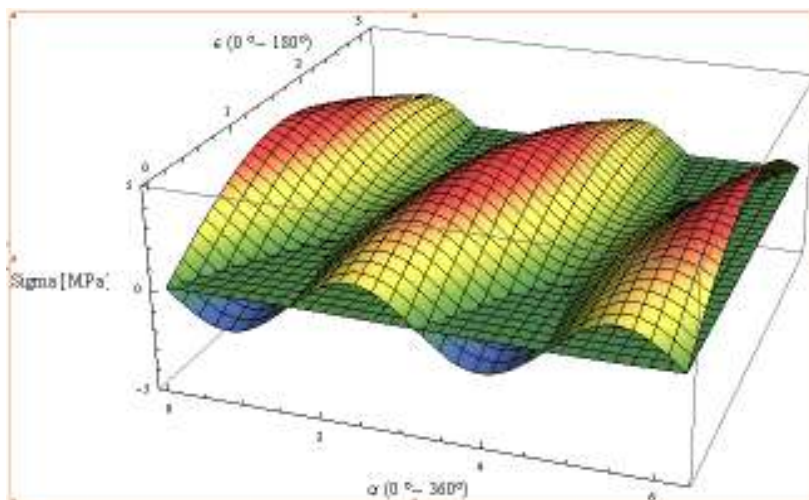


Figura.9.2.16 Tensione al variare di ϵ e di α

I punti scelti per individuare condizioni di maggiore criticità sono quelli in corrispondenza di $\epsilon = 0^\circ$ e di $\epsilon = 90^\circ$

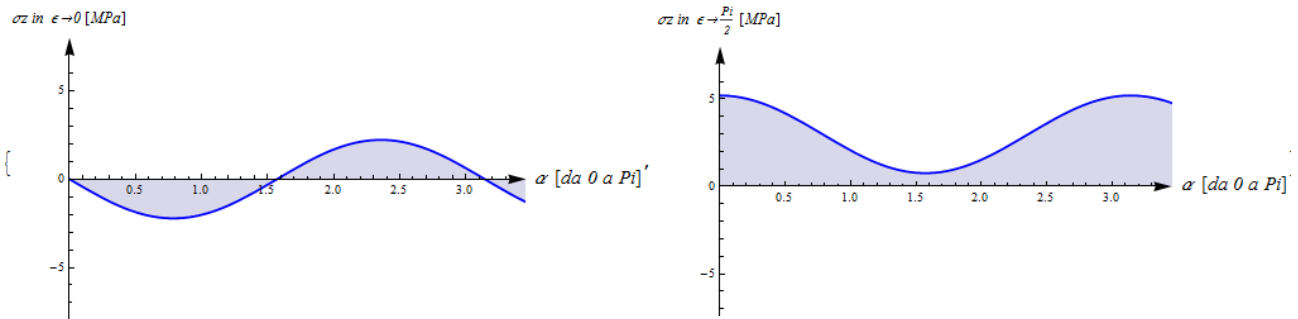


Figura.9.2.17 Tensione al variare di α con $\epsilon=\pi/2$ e $\epsilon=0$

In $\epsilon = 0^\circ$ abbiamo che:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 2.22 \text{ MPa}$$

In $\epsilon = 90^\circ$ invece:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 3 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 2.2 \text{ MPa}$$

Il materiale utilizzato per l'albero è anche in questo caso un C40 bonificato a 520°C . Le condizioni di lavoro e la finitura superficiale del pezzo consentono un notevole innalzamento delle tensioni ammesse rispetto allo stesso materiale utilizzato per il gruppo ancora.

$$R_m = 1000 \text{ MPa} \quad e \quad R_{p0.2} = 880 \text{ MPa}$$

$$S_n = S_n' C_l C_d C_s = (1000 \cdot 0.5) \cdot 1 \cdot 0.7 \cdot 0.68 = 238 \text{ MPa}$$

Il limite di fatica è talmente elevato per il punto a $\epsilon = 0^\circ$ ($\eta = 148$) da rendere evitabile la verifica del punto ad $\epsilon = 90^\circ$ che ha soli 2.17 MPa di tensione media.

- Verifica del punto M

Il punto M è situato in corrispondenza del raccordo dell'albero interno, a metà della sua lunghezza.

Nella verifica a fatica il coefficiente di sensibilità all'intaglio è il seguente ($q=0.9$ circa):

$$K_f = 1 + (K_c - 1)q = 1 + (1.85 - 1) 0.9 = 1.785$$

Valgono le stesse considerazioni della sezione precedente con la differenza che le caratteristiche di sollecitazione sono:

$$M_x''(A) = F \left(\cos(\alpha)^2 + \frac{e}{L} \sin(\alpha)^2 \right) L - Fe$$

$$M_y''(A) = F \frac{\sin(2\alpha)}{2} \left(1 + \frac{e}{L} \right) L$$

Inoltre le tensioni trovate devono essere moltiplicate per 1.785.

L'andamento delle tensioni al variare di α ed ε mostra valori molto più elevati del caso precedente.

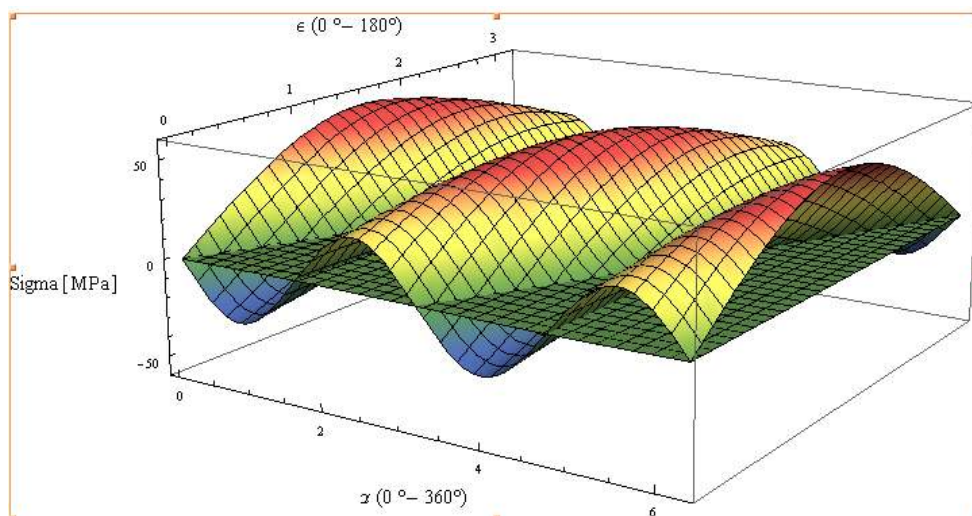


Figura.9.2.18 Tensione al variare di ε e di α

Le tensioni affaticanti presentano anche in questo caso lo stesso valore per la componente alternata (26 MPa), benché in corrispondenza della coordinata $\epsilon=90^\circ$ la tensione media sia di 26 MPa.

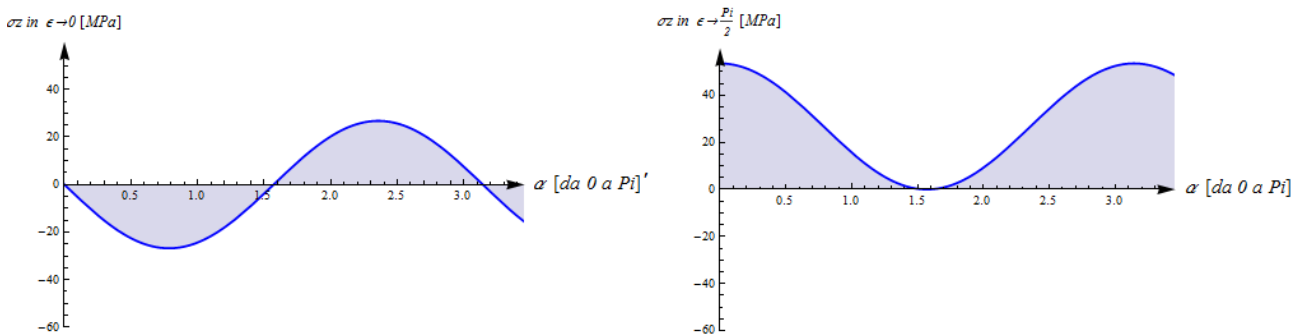


Figura.9.2.19 Tensione al variare di α con $\epsilon=\pi/2$ e $\epsilon=0$

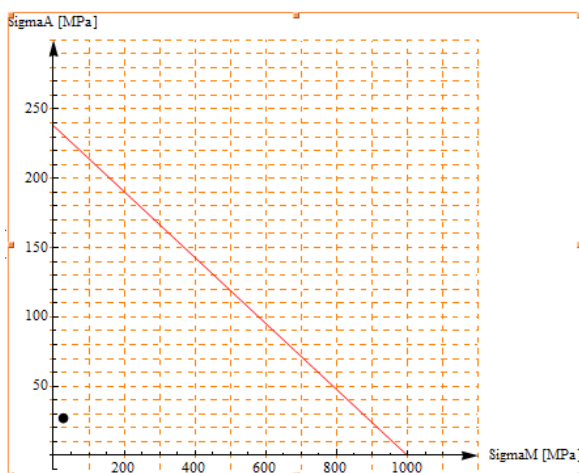
In $\epsilon = 0^\circ$ abbiamo che:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 26 \text{ MPa}$$

In $\epsilon = 90^\circ$ invece:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 26 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 26 \text{ MPa}$$

Nel Diagramma di Wohler lo stato di tensione affaticante nel punto M ha un fattore di sicurezza per tensioni alternate pari ad 8.7.



$$\eta = \frac{238 - \frac{238}{1000} 26.6}{26.6} = 8.7$$

Figura.9.2.20 Curva di Wohler del punto più critico della sezione M

Il valore relativamente basso delle tensioni in M è dovuto all'ampio valore del raccordo che limita l'effetto di intaglio.

Questo è garantito da un distanziale modificato che consente, nei limiti d'ingombro, di mettere in battuta il distanziale sullo spallamento e bloccare sull'asse i cuscinetti montati fra l'albero interno ed esterno.

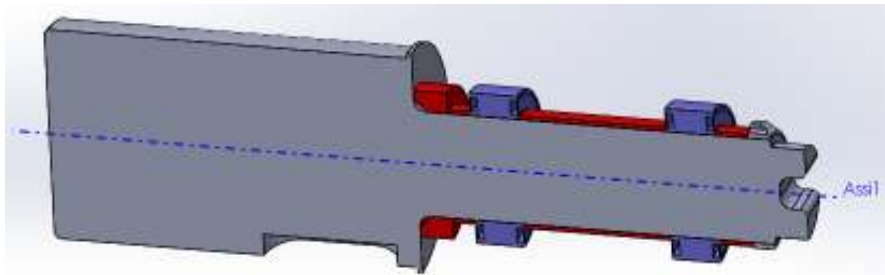


Figura.9.2.21 Vista assonometrica e in sezione dell'albero interno

- Verifica del punto C

Il punto C individua sull'asse il cuscinetto più vicino allo spallamento dell'albero rotante interno.

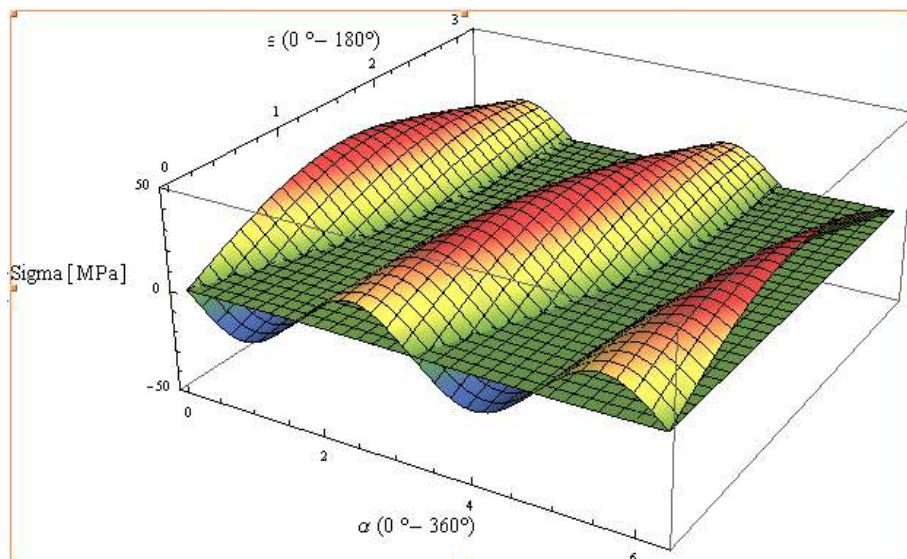


Figura.9.2.22 Tensione al variare di ε e di α del punto C

Le tensioni generate, minori rispetto al punto M , sono le seguenti:

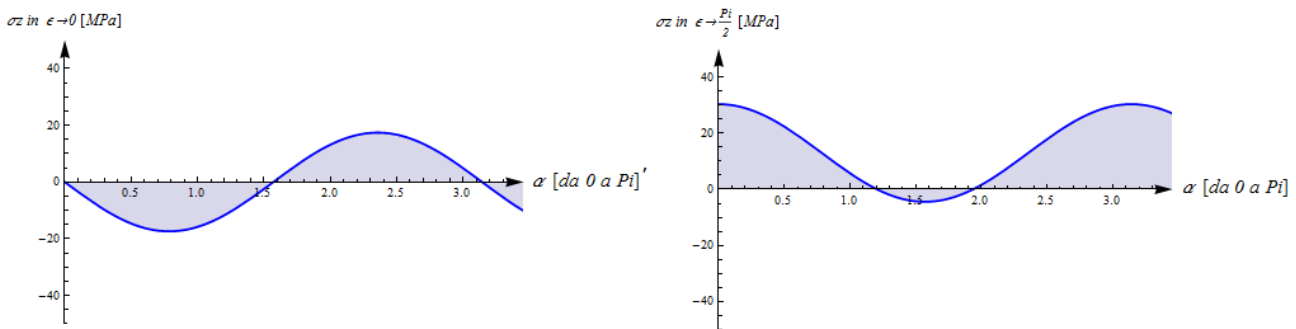


Figura.9.2.23 Tensione al variare di α con $\epsilon = \pi/2$ e $\epsilon = 0$

In $\epsilon = 0^\circ$ abbiamo che:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 18 \text{ MPa}$$

In $\epsilon = 90^\circ$ invece:

$$s_A = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = 13 \text{ MPa} \quad s_M = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = 18 \text{ MPa}$$

Le tensioni sono minori di quelle del punto M e risultano già verificate.

- Verifica linguetta A 25x14x70 UNI 6604-69 albero interno-eccentrico

L'albero interno è collegato all'eccentrico da una linguetta unificata con tensione a rottura $R_m = 588 \text{ MPa}$. Lo stesso tipo di collegamento è fra l'albero esterno e l'altro eccentrico controrotante. La verifica della linguetta riguarda carichi affaticanti poiché la coppia necessaria è alternata ($\pm 13700 \text{ Nmm}$)

$$\tau = \frac{3 \cdot 13700 [\text{Nmm}] / 45 [\text{mm}]}{2 \cdot 2863 [\text{mm}^2]} = 0.23 \text{ MPa}$$

b	h	L	tol.	d1	d2	descrizione	prezzo IVA escl. Euro/100	Variazione Prezzo %	Confezione
28,00	16,00	63,00	-0,3	95	110	28 X 16 X 63	350,00	5,00%	25

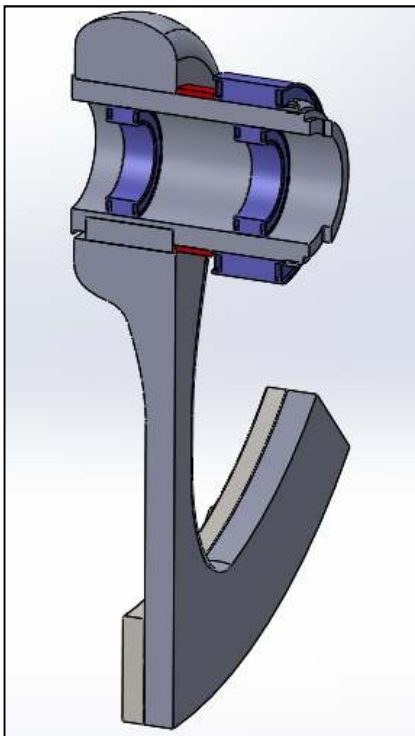
Figura.9.2.24 Dati di catalogo di una linguetta di trascinamento

$$S_n = S_n' C_l C_g C_s = (588 \cdot 0.8) \cdot 0.58 \cdot 0.7 = 190 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{190[\text{MPa}]}{11[\text{MPa}]} = 819$$

- Verifica albero controrotante

L'albero controrotante trascina in rotazione un eccentrico identico a quello mosso dall'albero rotante. Nella figura 9.2.25 è visibile il dettaglio



costruttivo di montaggio dei cuscinetti dove è evidente l'allineamento fra il cuscinetto esterno destro e interno destro dell'albero. Il centro di massa rotante dell'eccentrico è allineato con il cuscinetto interno sinistro, coerentemente con l'analisi statica del complessivo mostrato prima.

I distanziali fra il cuscinetto interno e lo spallamento consentono l'allineamento del cuscinetto.

Figura.9.2.25 Vista assonometrica e in sezione dell'albero esterno con eccentrico

- Schema statico dell'albero controrotante

L'albero controrotante è soggetto alle seguenti forze:

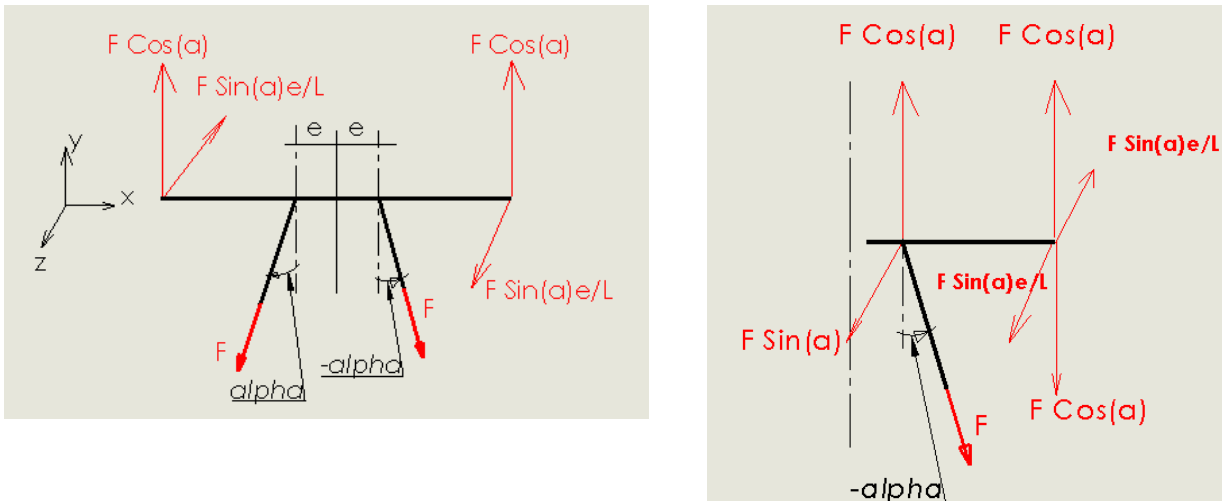


Figure.9.2.26 Diagramma corpo libero complessivo (a sinistra) e albero esterno (a destra)

Il diagramma di corpo libero mostra che l'albero controrotante, se trascuriamo la coppia attuatrice, è soggetto a forze di "azione" (forza centrifuga dell'eccentrico) e a forze di reazione vincolari agenti in soli 2 punti.

In tali punti le forze che i cuscinetti esterni alla struttura devono sopportare sono uguali e contrarie alle forze dei cuscinetti interni.

Dal momento che i cuscinetti resistono a fatica per valori sempre maggiori di carico, all'aumentare delle loro dimensioni, se i cuscinetti interni (più piccoli) sono verificati, allora saranno verificati anche quelli esterni (più grandi).

La tipologia di cuscinetti utilizzata è della serie CARB di tipo toroidale, tale che consente rotazioni relative fra l'anello interno ed esterno di circa 0.5° ; la tenuta incorporata in lamierino metallico e la lubrificazione interna a grasso limitano gli effetti contaminanti del pulviscolo atmosferico.

- Verifica albero controrotante

L'albero esterno controrotante è soggetto, in base al modello utilizzato, a forze concentrate e, quindi, le caratteristiche di sollecitazione a momento variano linearmente.

Alle due estremità dell'albero, siccome la trave è equilibrata, tutti i momenti sono nulli: la trave non è soggetta ad alcuna significativa caratteristica di sollecitazione.

- Verifica linguetta B 25x9x70 UNI 6604-69 albero esterno-eccentrico

La linguetta utilizzata ha la stessa posizione radiale dell'albero rotante ed è soggetta alle stesse tensioni. Anche se del tipo ribassato, la linguetta ha la stessa larghezza e lunghezza della prima.

- Determinazioni rotazioni massime dei cuscinetti

Il gruppo eccentrico è modellato in ambiente FEM con 2 travi a cui sono imposti i vincoli di spostamento relativo nullo in corrispondenza dei cuscinetti interni. Una serie iterativa di simulazioni al variare della configurazione del carico mostra che il cuscinetto che ruota maggiormente

è quello relativo al punto C dell'albero interno.

Anche il cuscinetto esterno destro dell'albero controrotante (punto C) è interessato da rotazioni identiche al precedente.



Figura.9.2.27 Schema statico del modello FEM

La rotazione massima raggiunta è di circa 0.05° .

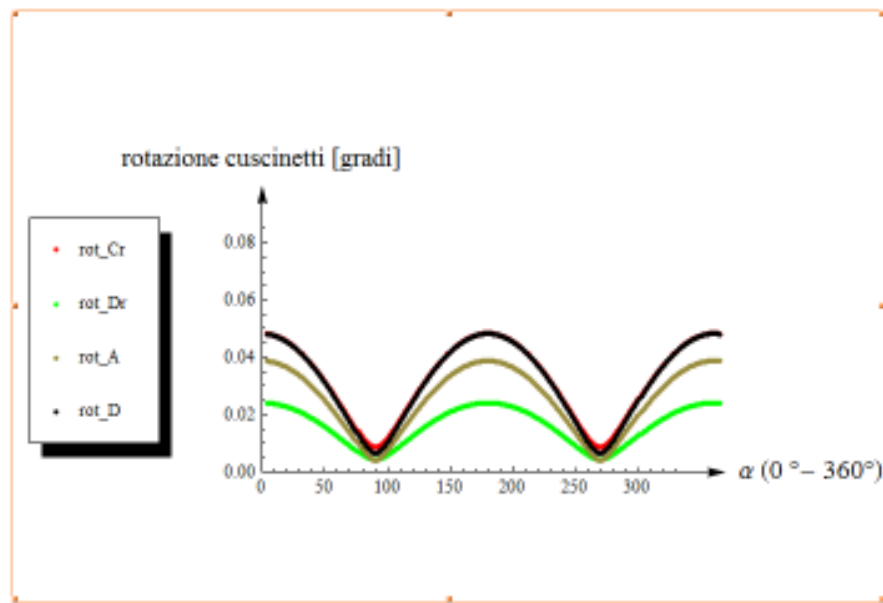


Figura.9.2.28 Rotazioni relative ai cuscinetti interni ed esterni del gruppo eccentrico

- Verifica telaio eccentrico

Gli eccentrici sono collegati ad un telaio, come mostrato nelle figure 9.2.29.

Questo elemento meccanico si suppone venga prodotto per stampaggio a caldo o fusione in sabbia.

Il telaio presenta le seguenti parti (vd. fig. 9.2.29):

a: fori per l'alloggiamento dei bulloni per il bloccaggio del VS al quadrilatero articolato;

b: foro di alloggiamento dei cuscinetti a rulli CARB;

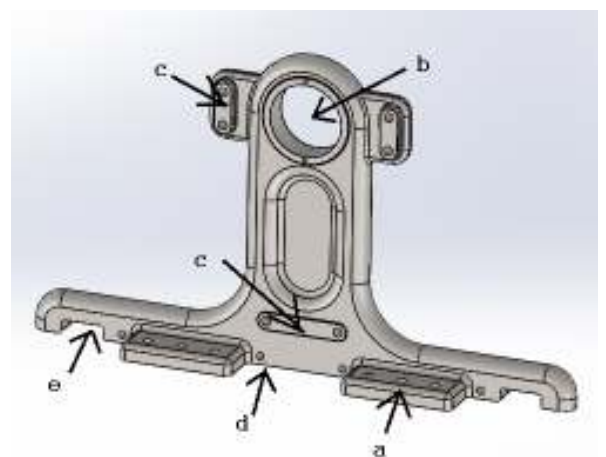
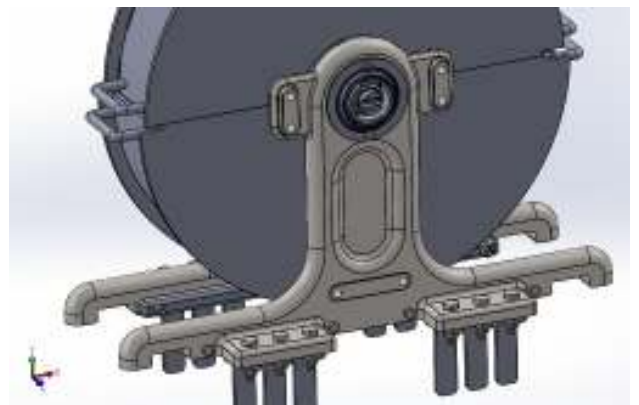


Figure.9.2.29 Vista assometrica telaio (in alto) e vista dettagliata telaio con parti strutturali principali (in basso)

c: fori per il bloccaggio del controltaio del differenziale, necessario al moto degli eccentrici;

d: fori per il bloccaggio del telaio con un distanziale inferiore;

e: alloggiamenti per il carrello a forche necessario al montaggio del VS sul quadrilatero articolato;

f: distanziale centrale

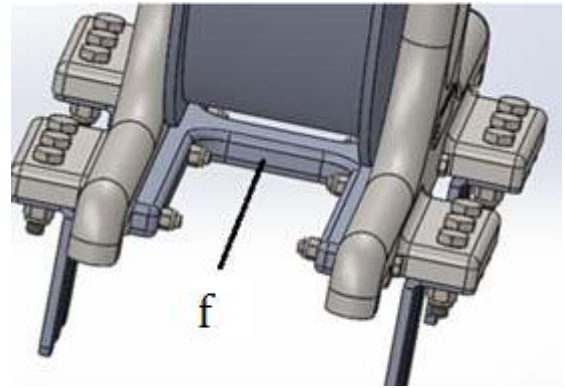


Figure.9.2.30 Dettaglio distanziale centrale di collegamento telai principali

- *Simulazione FEM telaio eccentrico*

Data la conformazione 3D del pezzo, è stata eseguita una simulazione FEM.

La simulazione mostra il telaio durante la fase in cui viene esercitata sul pezzo la massima forza di sollevamento. Le tensioni massime si attestano intorno a 10 MPa.

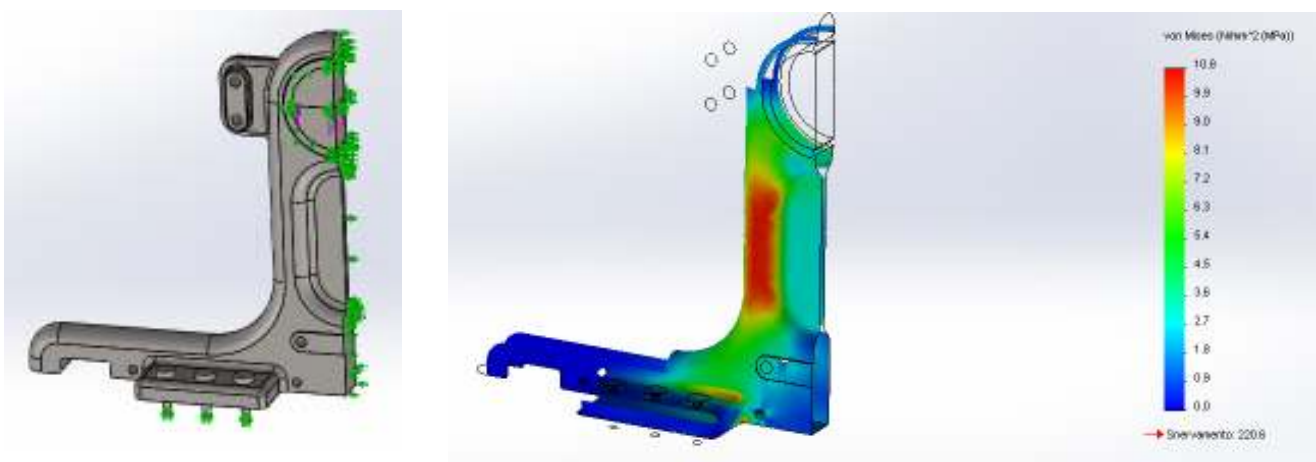


Figure.9.2.31 Vista della metà telaio utilizzata nella verifica a sollevamento con dettaglio della superficie esterna avente le tensioni massime

Le deformazioni della struttura, inoltre, non equiripartiscono le forze di trazione sui 3 bulloni di attacco.

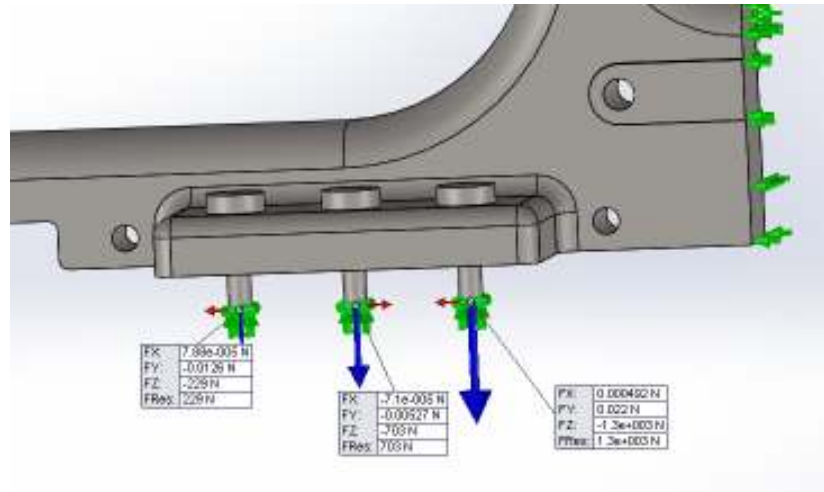


Figure.9.2.32 Forze totali agenti sui bulloni

Infine riportiamo le tensioni generate dall'eccentrico in configurazione orizzontale. Le tensioni massime sono di circa 1.2 MPa (vd. fig.9.2.33).

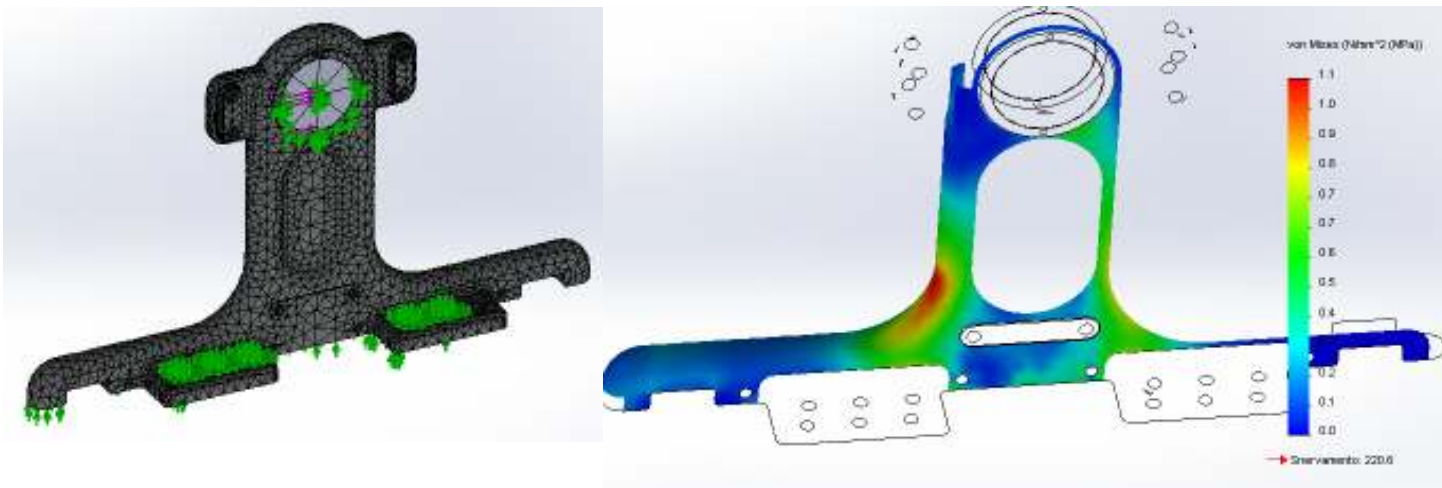


Figure.9.2.33 Tensioni massime sul telaio in fase di disposizione orizzontale degli eccentrici

-Verifica eccentrico

L'eccentrico rotante si presenta con una conformazione a T avente la cava per il trascinarsi in rotazione sul piano di simmetria del corpo.

La massa è distribuita alla massima distanza consentita dagli ingombri per ridurre il più possibile la massa necessaria a generare la forza di sollevamento richiesta.

Tale forza ricordiamo essere di: $F_{soll} = 0.18 \cdot 3 + 0.1 \cdot 3 + 0.24 = 1,08 \text{ ton}$

Ciascun eccentrico genera una forza pari alla metà cioè 540 Kgf.

Dato che si suppone una fabbricazione del pezzo per fusione in sabbia o stampaggio a caldo, la geometria è stata conformata in modo da diminuire il materiale necessario alla fabbricazione.

Le sollecitazioni cui è soggetto il pezzo sono evidentemente di natura statica, dato che l'eccentrico varia la sua velocità di rotazione solo in fase di spegnimento e accensione del VS.



Figure.9.2.34 Vista assonometrica eccentrico

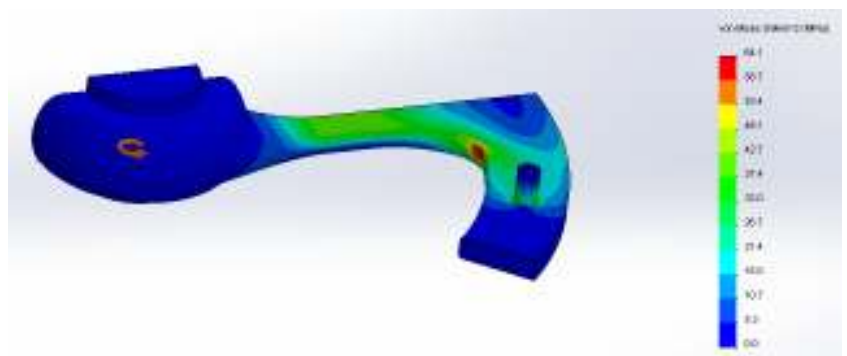


Figure.9.2.35 Tensioni massime sull'eccentrico

Le tensioni massime convergono nel raccordo al massimo a 64 MPa.

Nella modellazione, oltre al campo centrifugo, è stata introdotta una massa remota sul suo piolo di bloccaggio.

-Verifica Copertura Superiore e Semicopertura Inferiore del VS

Il “Vibration Source” consente di regolare la forza eccentrica variando il numero di zavorre rotanti sull’eccentrico. Senza zavorre la forza di sollevamento diventa di 700Kg; con una zavorra per eccentrico abbiamo, come precedentemente detto, circa 0.91 ton.

Questo permette di scegliere sollecitazioni del terreno più esigue, nel caso ci troviamo a lavorare terreni più teneri da quello di progetto e tali da indurre “saltellamenti” di tutto il gruppo eccentrico e del quadrilatero.

Per consentire un sicuro utilizzo della macchina è prevista una copertura superiore semicircolare da montare con dei bulloni al telaio del VS. Tale copertura possiede 2 maniglie per agevolare il sollevamento e il montaggio-smontaggio (per manutenzione) del gruppo.

La copertura inferiore ha anch’essa una forma circolare, ma presenta invece un “angolo di apertura” di 90°. In questo modo il Vibration Source può essere facilmente smontato sfilandolo lateralmente per permettere un agevole inserimento delle zavorre.

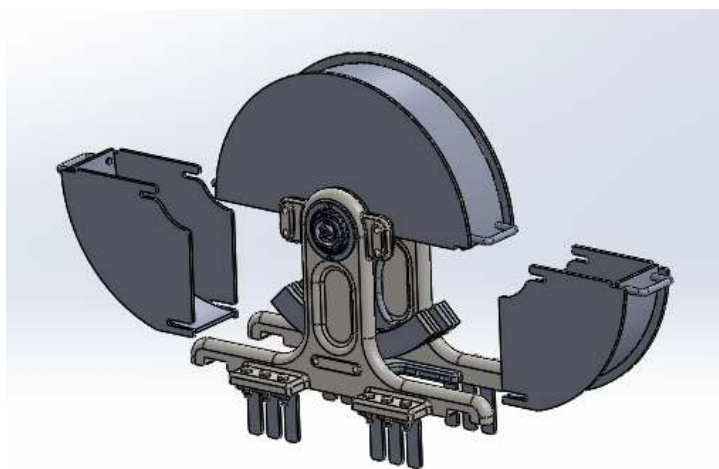


Figura.9.2.36 Fase di cambio zavorre per gli eccentrici

Le verifiche su questi elementi strutturali (lamiere di 1 cm di spessore) sono di natura dinamica, per scongiurare pericolosi fenomeni di risonanza che potrebbero far sbattere le lamiere di copertura agli eccentrici, durante il funzionamento del VS.

La copertura superiore, modellata con elementi shell e connessa rigidamente alle maniglie in corrispondenza delle imbullonature, mostra la prima forma modale a 102 Hz, lontana dai 9 Hz di funzionamento.

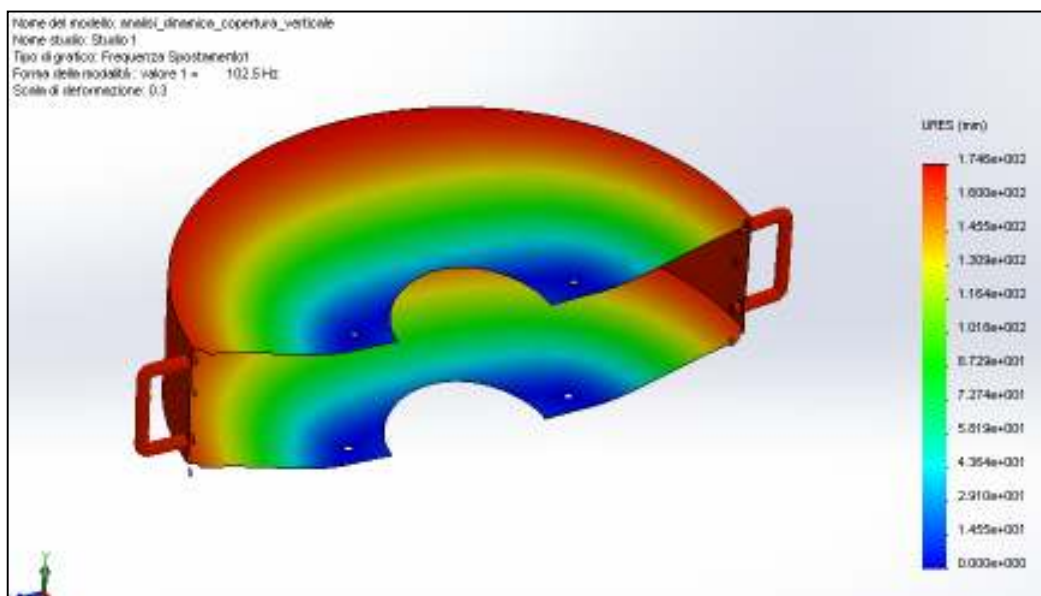


Figura.9.2.37 Prima forma modale della copertura superiore

La copertura inferiore ha invece una frequenza di risonanza di 367 Hz.

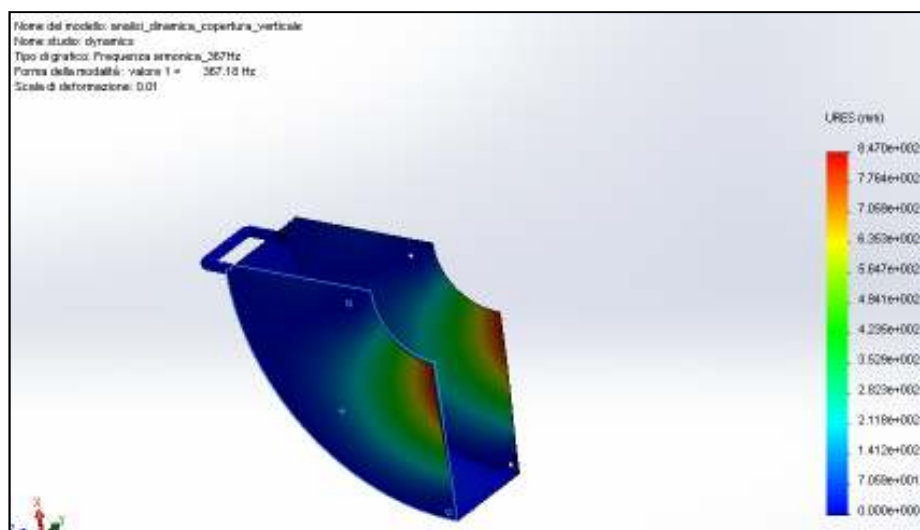


Figura.9.2.38 Prima forma modale della copertura inferiore

-Verifica a sfondamento copertura

La copertura superiore è stata verificata a sfondamento per assicurare che le zavorre dell'eccentrico, qualora si distaccassero dai supporti, non vengano proiettate rompendo la copertura in acciaio C40 della lamiera.

Il modello di calcolo suppone che per semplicità il corpo attraversi la lamiera generando un'impronta corrispondente alla sezione di perimetro minore.

La lamiera resiste a sfondamento, se l'energia cinetica contenuta dall'eccentrico è minore del lavoro plastico generato dalle forze di taglio lungo il perimetro di cedimento:

$$S_u = 700 (\text{MPa}) \cdot 0.8 = 560 \text{ MPa}$$

$$L_{sf} = ((S_u (2 \cdot 53 + 2 \cdot 70) (\text{mm}) 10 (\text{mm})) (\text{N})) 10 \cdot 10^{(-3)} (\text{J}) = 13 \text{ kJ}$$

$$E_c = \frac{1}{2} 6 (\text{kg}) ((2\pi \cdot 9) 0.3)^2 = 0.8 \text{ kJ} < L_{sf}$$

- Verifica dei bulloni di attacco VS-quadrilatero articolato

Il telaio del VS è collegato con la barra a sezione rettangolare del QA attraverso 12 bulloni M16 di GRADO SAE 8.8 ($S_p=600\text{MPa}$ $S_u=830 \text{ MPa}$ e $\sigma_{fatica} = 69 \text{ MPa}$).

Le tensioni affaticanti sono generate quando gli eccentrici sono in configurazione verticale. Il valore della forza complessiva

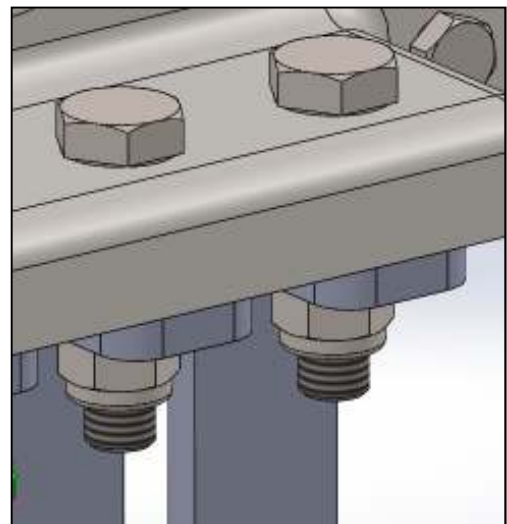


Figura.9.2.39 Dettaglio dei bulloni

di sollevamento per 3 bulloni è di 2235N, valore che non si suddivide equamente fra i bulloni a causa della deformabilità del telaio e che determina forze massime di 1300N sul bullone più interno.

$$F_b = \frac{1}{1 + \frac{(d^2 + 0.68dg + 0.065g^2)Ey/g}{157Ey/g}} 1300 = 243 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_b}{2} = 121 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{157} = 0.77 \text{ MPa}$$

$$\eta_{\text{fatica}} = \frac{69}{0.77} \gg 2$$

Nell'ipotesi che avvenga una diminuzione del preserraggio pari al 55%, i bulloni non risultano distaccarsi.

$$F_{cmin} = 600 \cdot 157 \cdot 0.55 - \frac{1}{1 + \frac{(d^2 + 0.68dg + 0.065g^2)Ey/g}{157Ey/g}} 1300 = 50753 \text{ N}$$

$$F_{cmin} \gg 0 \text{ N}$$

In configurazione orizzontale gli eccentrici generano forze di taglio sui bulloni di valore massimo pari a 215 N.

Nell'ipotesi di un coefficiente di attrito $\mu=0.74$ la forza massima esercitabile diventa maggiore a quella di slittamento e pari a:

$$F_{\text{taglio}} = \mu S_p A_b C_{\text{indserraggio}} = 0.74 \cdot 600 \cdot 157 \cdot 0.55 = 38339 \text{ N}$$

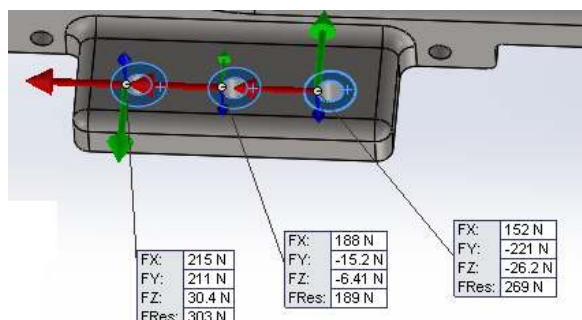


Figura.9.2.40 Forze di attrito orizzontale

-Verifica a fatica saldatura lamierini per bulloni M16

Il bulloni collegano il VS al quadrilatero articolato con lamieri saldati.

Delle linguette metalliche ottenute per piegatura collegano il VS al tubolare a sezione rettangolare.

La saldatura richiesta è la stessa di quella utilizzata per i fazzoletti di rinforzo dell'ancora avente: $R_m = 460 \text{ MPa}$ e $R_{p0.2} = 380 \text{ MPa}$.

La resistenza a fatica della saldatura è :

$$S_{nlim} := (460/2) 0.55 0.8 (*\text{MPa}*)$$

$$R_m := 460(*\text{MPa}*)$$

Mentre le tensione generata dalla forza F_c di sollevamento, considerando un fattore di concentrazione delle tensioni per saldatura $K_k=2$, è di :

$$\sigma_a := \frac{1300}{\text{Sqrt}[2]5 100 2} 2(*\text{MPa}*)$$

$$\sigma_m := \frac{1300}{\text{Sqrt}[2]5 100 2} 2(*\text{MPa}*)$$

$$\eta = \frac{S_{nlim}(*[\text{MPa}]*) - \frac{S_{nlim}(*[\text{MPa}]*)}{R_m(*[\text{MPa}]*)} \sigma_m(*[\text{MPa}]*)}{\sigma_a(*[\text{MPa}]*)}$$

$$\eta = 54$$

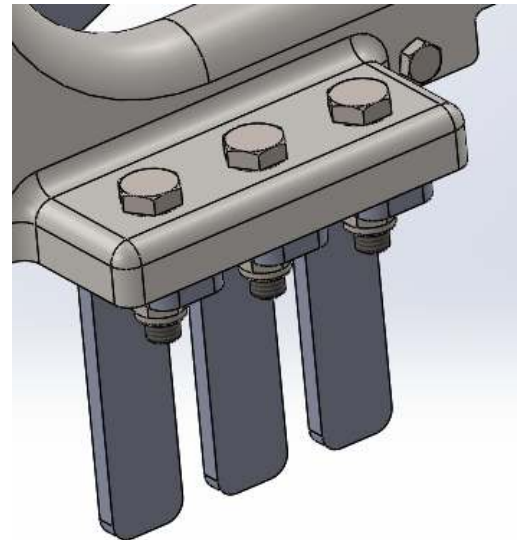


Figura.9.2.41 Dettaglio lamierini

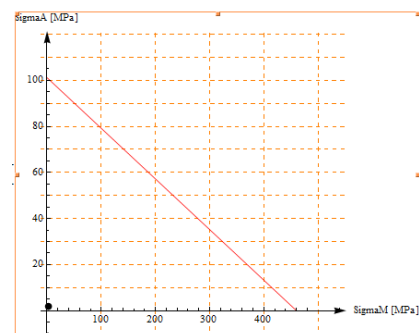


Figura.9.2.42 Curva di Wohler della saldatura

Il Gruppo differenziale

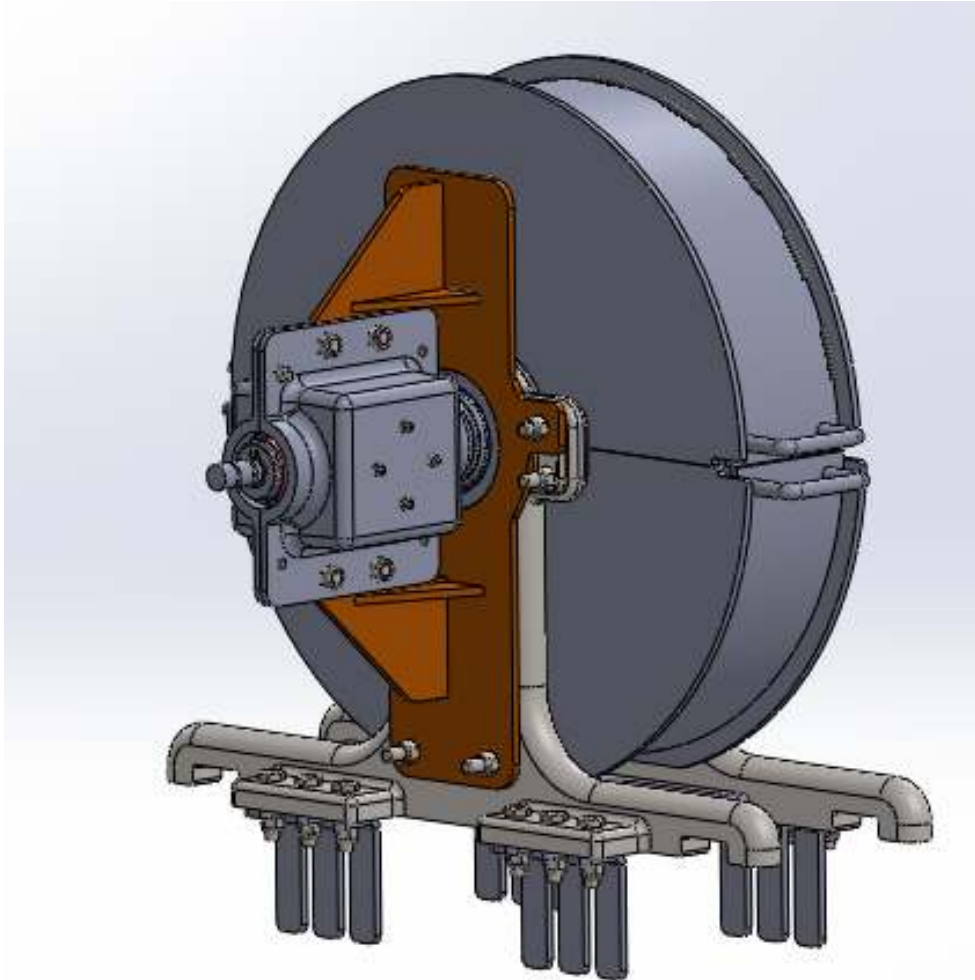


Figura.9.2.43 Vista assonometrica del gruppo differenziale e del gruppo eccentrico

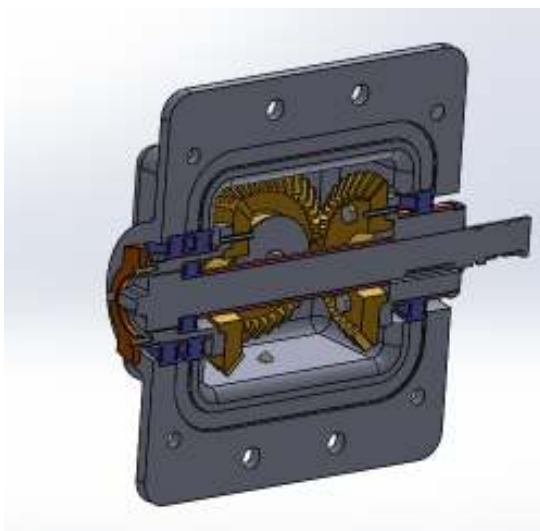


Figura.9.2.44 Sezione del gruppo differenziale



Figura.9.2.45 Vista esplosa del gruppo differenziale

La rotazione dei due eccentrici è garantita da un differenziale di autovettura modificato.

Il differenziale ha infatti la proprietà secondo cui: $\omega_p = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$. Se poniamo $\omega_p = 0$ allora $\omega_1 = -\omega_2$: l'albero n.2 ruota in senso opposto all'albero n.1 sulla stessa linea d'asse.

La coassialità dei due alberi è garantita da un cuscinetto interno

alla bussola rotante sinistra (bussola di "uscita" del sistema differenziale).

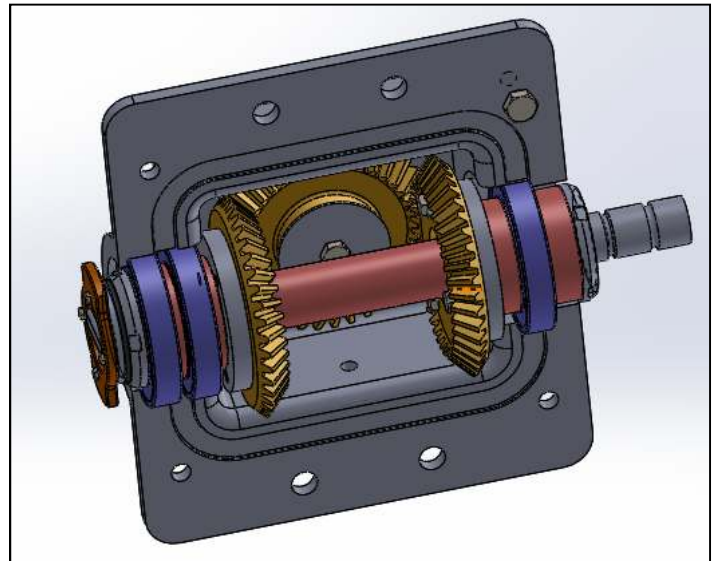


Figure.9.2.45 dettaglio ruote dentate

Il gruppo differenziale, come si evince dalla foto, è montato verticalmente su un telaio intermedio di attacco, il quale è montato a sua volta su uno dei due telai del VS.

La configurazione verticale del carter, combinata alle vibrazioni della struttura, potrebbe generare trafilamenti d'olio lubrificante e un precoce deterioramento delle ruote dentate. Il carter, a tale scopo,

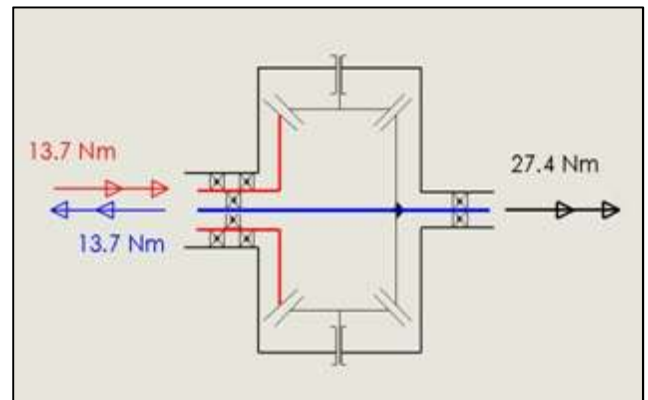


Figure.9.2.46 schema cinematico differenziale

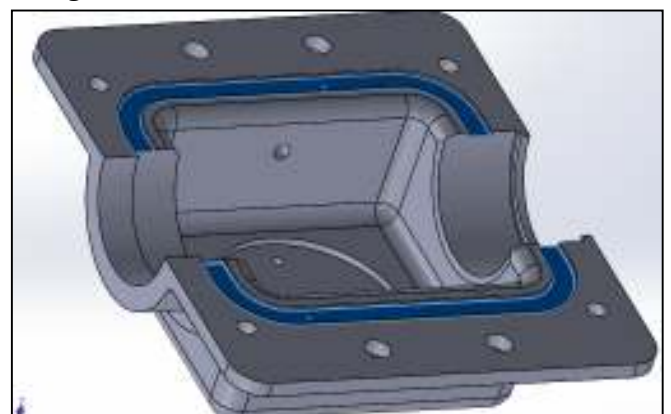


Figure.9.2.47 Carter esterno

presenta una cava da ricavare per frastatura a candela, dove sarà inserita una gomma di tenuta che limiterà trafileamenti dai cuscinetti interni del differenziale.

Un foro laterale ottenuto sui due carter permette superiormente di inserire l'olio lubrificante (le ruote dentate lavorano a bagno d'olio), mentre un foro posto in basso consente di eliminare l'olio alla fine del suo periodo "operativo" e di sostituirlo con del nuovo.

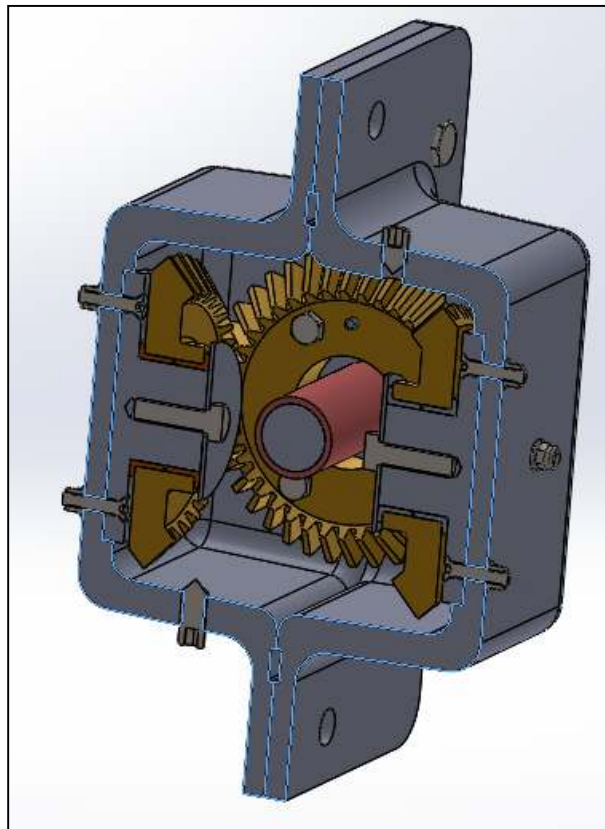


Figura.9.2.48 Viti per il cambio olio

Il materiale utilizzato per le ruote dentate è un acciaio secondo lo standard DIN 37 Cr4 ($R_m=883$ MPa) bonificato con limite di fatica hertziano

$\sigma_{Hlim} = 690$ MPa e con limite di fatica a flessione $\sigma_{Blim} = 512$ MPa.

Dal diagramma di corpo libero dei gruppi "ruote dentate" è possibile osservare che la presenza di 2 ruote oziose riduce la forza F_t flettente sui

denti a 114 N: avremmo avuto infatti 228 N, se nel differenziale fosse stata utilizzata una sola ruota oziosa.

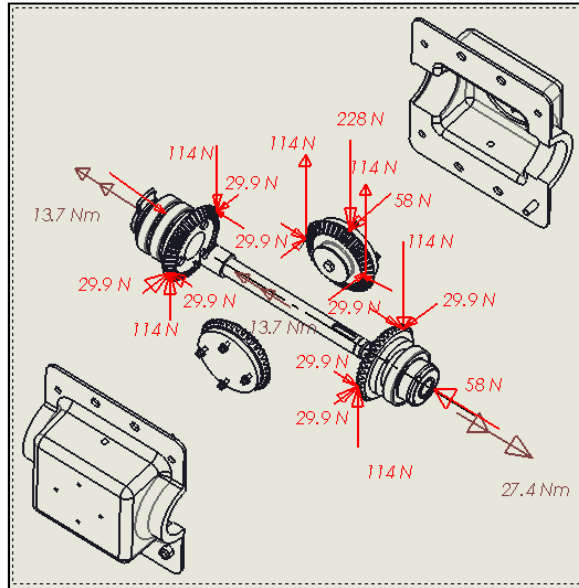


Figura.9.2.49 Free Body Diagram ruote dentate e alberi

-Verifica cuscinetti ruote dentate motore/resistente

Le ore di funzionamento previste dalla macchina sono relative ad un periodo di 10 anni con funzionamento di metà anno l'anno per 12 h al giorno.

$$h_{richieste} = 10 \cdot \frac{365}{2} \cdot 12 = 21900 \text{ ore}$$

I cuscinetti utilizzati sono del tipo radiale a sfere con lamierino antipolvere di dimensioni 65x100x18.

Il carico dinamico equivalente per la verifica a durata richiede l'uso del coefficiente correttivo Y sul carico assiale ($F_{assiale} = 58 \text{ N}$). La Y è di 2.3 nel caso il cuscinetto venga ordinato dal costruttore con un gioco radiale anello interno/anello esterno di tipo normale

Il carico dinamico del cuscinetto è $C_d = 31900 \text{ N}$:

$$h_{\text{cuscinetto}} = \frac{10^6}{60 (9 \cdot 60)} \left(\frac{Cd}{P} \right)^3 = 405 \cdot 10^6 \text{ ore}$$

$h_{\text{cuscinetto}} \gg h_{\text{richieste}}$

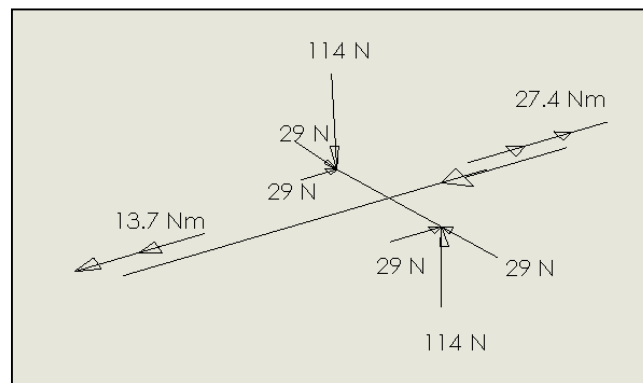


Figure.9.2.50 Free Body Diagram ruota dentata e albero

- Verifica ruote dentate

Le ruote dentate utilizzate sono del tipo coniche a denti dritti con

Spessore b	20mm
Modulo (normale alla superficie)	3 mm
Numero di denti	40
Angolo fra gli assi Σ	90°

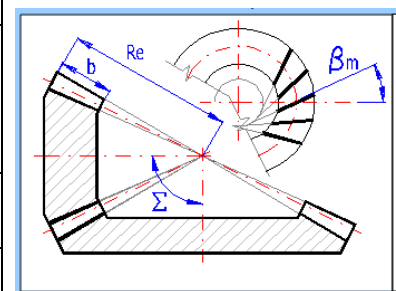


Figura.9.2.51 Disegno quote ruota dentata

$$b = 20 \cdot 0.039 \text{ (*inch*)}$$

$$P_0 = \frac{40}{(138 \cdot 0.039)} \text{ (*diametralPitch inch*)}$$

$$J = 0.25$$

$$\begin{aligned}\text{SigmaB} &= \frac{F_t \cdot P_0}{b J} K_v \cdot K_o \cdot K_m = \\ &= 0.0069 \frac{F_t \cdot 0.224 \cdot P_0}{b J} 2.3 \cdot 1.5 \cdot 1.25 = 30 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$d_p = 138 \cdot 0.039 = 5.3 \text{ inch } I = 0.07$$

I valori del coefficiente elastico $C_p = 2300 \sqrt{\text{psi}}$

$$\text{SigmaH} = 2300 \sqrt{\frac{F_t \cdot 0.224}{b \cdot 5.3 I}} 1.5 \cdot 2.3 \cdot 1.25 = 307 \text{ MPa}$$

- *Verifica a fatica superficiale ruote dentate*

$$N_{\text{cicli}} = 10 \cdot 365 \cdot 12 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 2 = 315 \cdot 10^6 \text{ cicli} \Rightarrow C_{li} = 1.2$$

$$\text{SigmaHlimR} = \text{SigmaHlim} \cdot C_{li} = 690 \cdot 1.2 = 828 \text{ MPa}$$

$$\eta_H = \frac{\text{SigmaH}}{\text{SigmaHlimR}} = 2.69$$

- *Verifica a flessione ruote dentate*

L'intero ingranaggio è composto dalle stesse ruote sottoposte alle stesse forze fra i denti. Le ruote dentate critiche risultano essere le due ruote oziose sottoposte a flessione/compressione dalla forza F_t come segue:

$$F_t = 114 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}\text{SigmaBlimR} &= \text{SigmaBlim} \cdot C_l \cdot C_g \cdot C_s \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_s \\ &= 512 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.73 \cdot 0.897 \cdot 1 \cdot 1 = 335 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\eta_B = \frac{\text{SigmaB}}{\text{SigmaBlimR}} = 11$$

- Verifica bulloni di bloccaggio ruote dentate

Le ruote dentate sono fissate alla bussola tramite 3 bulloni M8, i riferimenti angolari necessari ad assicurare un corretto montaggio sono garantiti da una spina cilindrica del

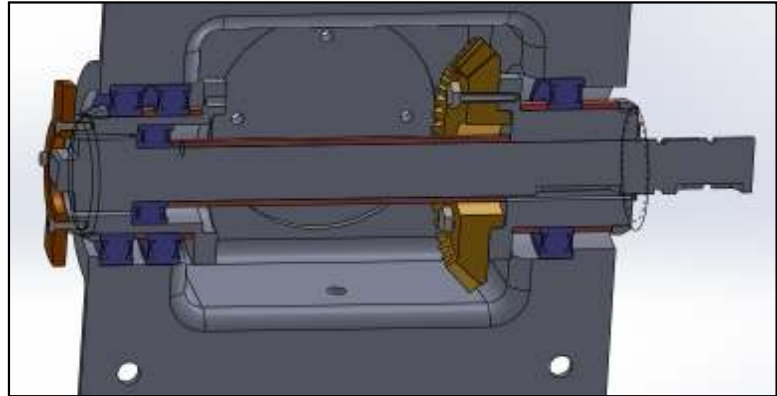


Figura.9.2.52 Sezione ruota dentata e albero interno

tipo elastico (in modo da evitarne lo svitamento spontaneo).

Le viti durante la fase di serraggio sono incollate alla loro sede con serrafiletti a media resistenza.

-Verifica delle 3 viti a taglio

Le 3 viti M8 sono serrate ad angoli di 60° l'una dall'altra su un cerchio di diametro $d_{\text{fori}} = 80$ mm. Con un coefficiente di attrito di 0.3 otteniamo il momento massimo che le viti possono reggere per contatto.

$$R_{\text{precarico}} = 225 \text{ MPa}$$

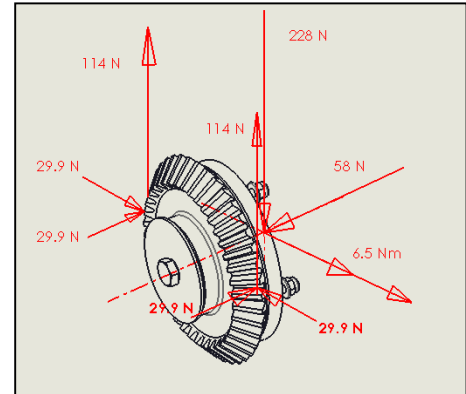
$$F_i = 0.9 \cdot 36.6 \cdot 225 = 7411 \text{ N}$$

$$M_{\text{max}} = 3 \cdot F_i \cdot f \cdot \frac{d_{\text{fori}}}{2} = 137 \text{ Nm} \gg 13,7 \text{ Nm}$$

- *Verifica bullonatura vite oziosa*

Le due ruote ozione sono soggette alla forza F_t di 114 N avente lo stesso verso; lo sbalzo della ruota dentata rispetto al piano di bloccaggio genera un momento costante di 6.5 Nm e una forza premente di 58 N. Le forze verticali totali di 228 N sono considerate direttamente trasmesse allo spallamento e non usate per la verifica dei bulloni.

Il valore dell'allungamento dei bulloni sollecitati a momento varia a seconda della quota a cui i bulloni si trovano.



$$l_1 = \alpha 10mm \rightarrow F_1$$

$$l_2 = \alpha 60mm = 6 \cdot l_1 \rightarrow F_{2,3} = 6 F_1$$

$$l_3 = \alpha 110mm = 11 \cdot l_1 \rightarrow F_4 = 11 F_1$$

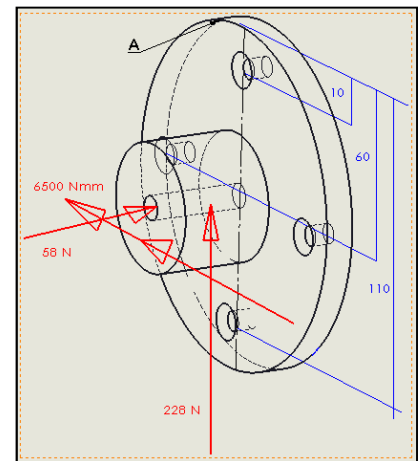


Figure.9.2.53 Ruota oziosa e relativo mozzo

$$6500 [Nmm] = 10 F_1 + 60 F_{2,3} + 110 F_4$$

$$6500 [Nmm] = 10 F_1 + 60 \cdot 6 F_1 + 110 \cdot 11 F_1$$

$$F_1 = 4N \rightarrow F_4 = 44N$$

La forza di compressione di 58 N si suppone sia trasmessa direttamente alla flangia e da essa al telaio, senza che essa generi una compressione dei

bulloni diminuendo il tiraggio dovuto al momento. Le viti di bloccaggio sono del tipo M6 le forze non determinano il distacco delle parti:

$$F_i = 0.9 \cdot 21.1 \cdot 225 \cdot (0.7 \cdot 0.9) = 2691 \text{ N}$$

$$k_b = \frac{21.1(\text{mm}^2) \cdot 210000(\text{MPa})}{15(\text{mm})} = 295400 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_c = \frac{21.1(\text{mm}^2) \cdot 210000(\text{MPa})}{(6^2 + 0.68615 + 0.06515^2)(\text{mm})} = 39624 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F_c = F_i - \frac{k_c}{k_c + k_b} \cdot 14.5 = 2690 \text{ N}$$

- Verifica a vibrazione del VS e gruppo differenziale

Il modello a parametri concentrati

Fino ad ora le verifiche relative al gruppo eccentrico hanno riguardato una condizione di carico corrispondente ad una rotazione costante degli alberi pari a 9 Hz. Per tale frequenza sono state calcolate tutte le caratteristiche di sollecitazione; di queste solo il momento flettente, e non ad esempio la torsione, è stato considerato determinante ai fini dell'integrità strutturale delle parti.

La coppia alternata generata dall'eccentrico nonché la snellezza delle travi suggeriscono un'analisi dinamica del complessivo, per scongiurare fenomeni di risonanza a 9 Hz che possano far cedere gli alberi proprio a torsione e non a flessione.

Questa verifica è doverosa sia per rispettare le verifiche di progetto sia per evitare gravi incidenti che si potrebbero avere se si perdesse per cedimento di schianto il corretto cinematismo fra gli alberi: il VS potrebbe sollecitare

il rimorchio in direzioni diverse da quelle di progetto e danneggiare tutta la struttura.

L'analisi dinamica, che sarà mostrata nel capitolo successivo, mostra che il sistema funziona comunque oltre la frequenza di risonanza, la quale si attesta a 6 Hz.

Un limitatore di coppia fra la presa di potenza e l'albero attuatore è per questo motivo consigliato: non solo per evitare inneschi "impulsivi" di coppia fra la presa di potenza e la macchina, ma anche per evitare, nel caso l'albero passasse troppo lentamente per 6 Hz, l'incremento incontrollato di coppia torcente generato dalla risonanza.

Modello dinamico alberi rotanti – trasmissione

Il modello utilizzato per l'analisi dinamica considera le travi rotanti come molle torsionali e il momento dell'eccentrico come una coppia alternata che perturba il sistema.

Nell'ingrandimento viene evidenziato il gruppo eccentrico le cui travi interne fino all'attacco delle ruote dentate sono considerate molle torsionali.

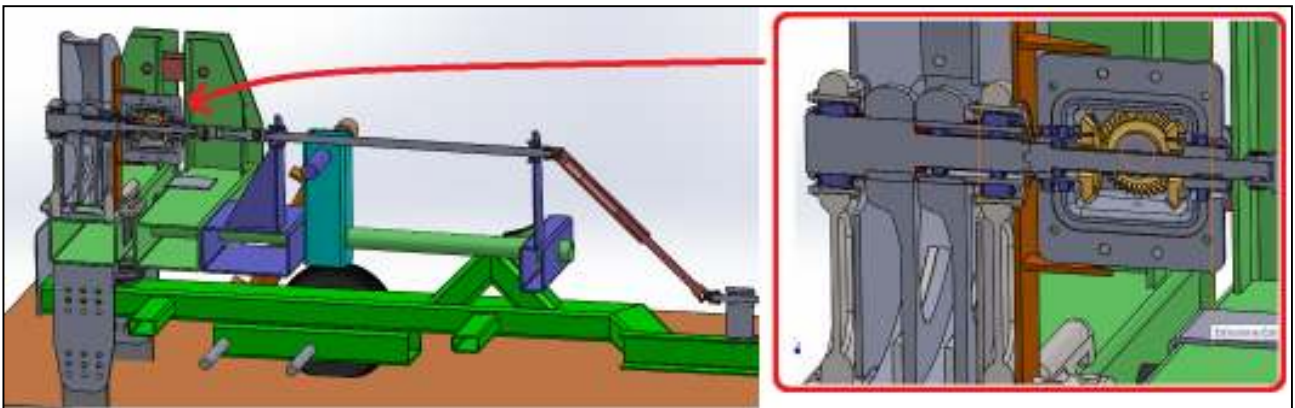


Figura.9.2.54 Sezione del sistema di trasmissione

Le inerzie maggiori, come mostra lo schema costruttivo, sono trattate come dischi. Esse sono l'eccentrico rotante, l'eccentrico contro-rotante (di momento di inerzia J_1) e le 4 ruote dentate modellate con un momento di inerzia unico (la somma delle J delle 4 ruote), dato che il cinematismo impone la rotazione simultanea di tutte le ruote.

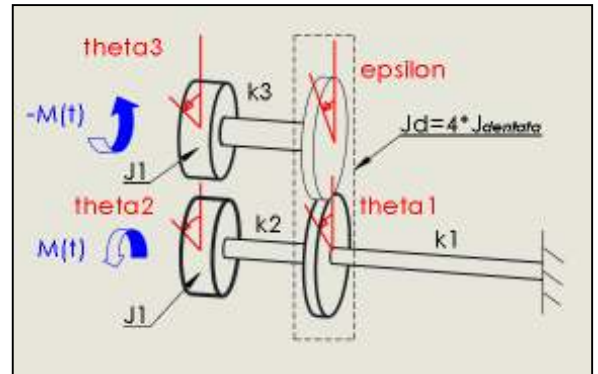


Figura.9.2.55 Modello semplificato del cinematismo

$$ktot1: = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{45(*\text{mm}^*)}{2} \right)^4 \right)}{2000(*\text{mm}^*)}$$



Figura.9.2.56 Albero di trasmissione

$$k1 = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{50(*\text{mm}^*)}{2} \right)^4 \right)}{160(*\text{mm}^*)}$$

$$k2 = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{43(*\text{mm}^*)}{2} \right)^4 \right)}{47(*\text{mm}^*)}$$

$$k3 = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{30(*\text{mm}^*)}{2} \right)^4 \right)}{24(*\text{mm}^*)}$$

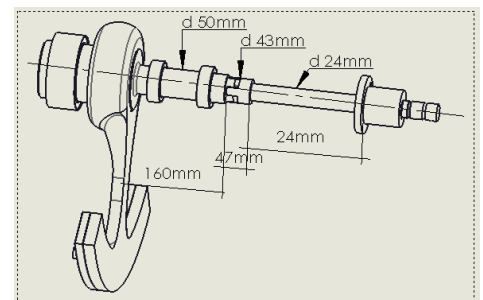


Figura.9.2.57 Albero interno

$$ktot2: = (k1^{(-1)} + k2^{(-1)} + k3^{(-1)})^{(-1)}$$

$$k1 = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{100(*\text{mm}*)}{2} \right)^4 - \frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{72(*\text{mm}*)}{2} \right)^4 \right)}{88(*\text{mm}*)}$$

$$k2 = \frac{G \left(\frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{55(*\text{mm}*)}{2} \right)^4 - \frac{1}{2} \text{Pi} \left(\frac{45(*\text{mm}*)}{2} \right)^4 \right)}{(75 - 12)(*\text{mm}*)}$$

$$ktot3 := (k1^{(-1)} + k2^{(-1)})^{(-1)}$$

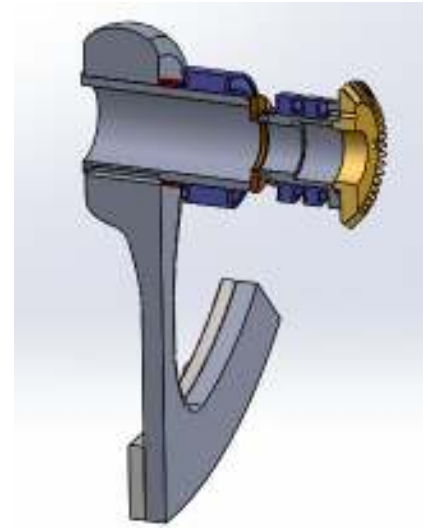


Figura.9.2.58 Albero esterno

Il sistema dinamico a parametri concentrati è descritto dal sistema seguente con la condizione che $\varepsilon = -\theta_1$:

$$\begin{cases} Jd \ddot{\theta}_1 = -k_1 \theta_1 + (\theta_2 - \theta_1) k_2 - (\theta_3 - \varepsilon) k_3 \\ J_1 \ddot{\theta}_2 = (\theta_2 - \theta_1) k_2 + M(t) \\ J_1 \ddot{\theta}_3 = -(\theta_3 - \varepsilon) k_3 - M(t) \end{cases}$$

$$\begin{cases} Jd \ddot{\theta}_1 = (-k_1 - k_2 - k_3) \theta_1 + \theta_2 k_2 - \theta_3 k_3 \\ J_1 \ddot{\theta}_2 = \theta_1 k_2 - \theta_2 k_2 + M(t) \\ J_1 \ddot{\theta}_3 = -\theta_1 k_3 - \theta_3 k_3 - M(t) \end{cases}$$

$$\begin{pmatrix} Jd & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & -k_2 & k_3 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ k_3 & 0 & k_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ -1 \end{pmatrix} M(t)$$

Le tensioni torsionali dipendono dalle coppie torcenti che si creano fra i momenti di inerzia: tali coppie dipendono dall'entità della rotazione

relativa delle inerzie durante la rotazione. L'entità della coppia rotante fra i vari alberi della macchina è pari a:

$$CoppiaRotante = (\theta_1 - \theta_2) k_2$$

$$CoppiaControRotante = (\theta_3 + \theta_1) k_3$$

$$CoppiaTrascinamento = \theta_1 k_1$$

Le condizioni di risonanza sono tutte localizzate a frequenza inferiori a 10 Hz. Per frequenze di 9 Hz abbiamo una diminuzione della coppia alternata, come risulta dal grafico nella figura 9.2.59.

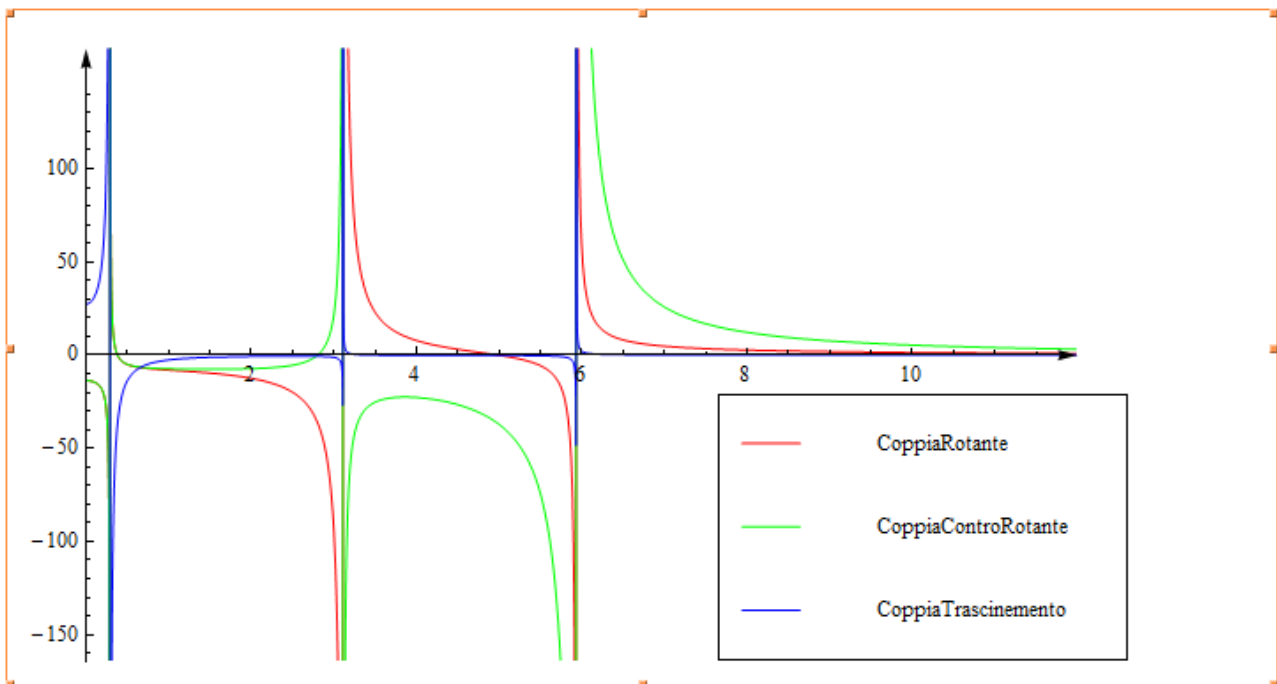


Figura.9.2.59 Variazione della coppia con la frequenza

$$CoppiaRotante [9 \text{ Hz}] = 1.31 \text{ Nm}$$

$$CoppiaControRotante[9\text{Hz}] = 5.39 \text{ Nm}$$

$$CoppiaTrascinamento[9\text{Hz}] = 0.001 \text{ Nm}$$

Le verifiche a fatica che successivamente verranno presentate riguardano una coppia alternata di tipo statico (13.7 Nm) per tenere in considerazione

gli effetti dinamici riguardo al passaggio degli eccentrici nell'intervallo di [0 a 9 Hz], nel quale fra 2 e 6 Hz si ha un significativo incremento delle coppie torcenti. Un limitatore di coppia conterrà la coppia massima all'albero di moto per un valore massimo di 13.7 Nm.

Elementi di collegamento del VS e gruppo differenziale

- Verifica riferimento angolare ad occhiello

Il riferimento angolare ad occhiello trasmette la coppia all'albero esterno controrotante attraverso 4 bulloni M4. Il contatto fra i lati dell'occhiello e la scanalatura dell'albero permette di trasmettere poi la coppia alla massa eccentrica.

La verifica a taglio dei bulloni e successivamente la verifica a fatica dei raccordi di base è stata fatta al FEM, poiché eventuali effetti deformativi del pezzo potrebbero sovraccaricare alcuni bulloni rispetto ad altri. Le tensioni massime sono generate a livello del raccordo e sono di tipo “circonferenziale” lungo i bordi; esse sono pari a $\sigma_{max} = 4.2 \text{ MPa}$.

La tensione fin qui valutata è associata alla coppia di $M_{max} = 13.7 \text{ Nm}$; la coppia minima è evidentemente $M_{min} = -13.7 \text{ Nm}$. Le tensioni affaticanti sul

raccordo hanno lo stesso valore σ_{max} ma di segno opposto. La tensione massima, essendo sulla superficie, non ha componenti radiali e inoltre,

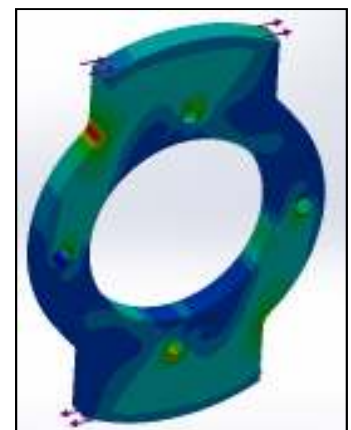
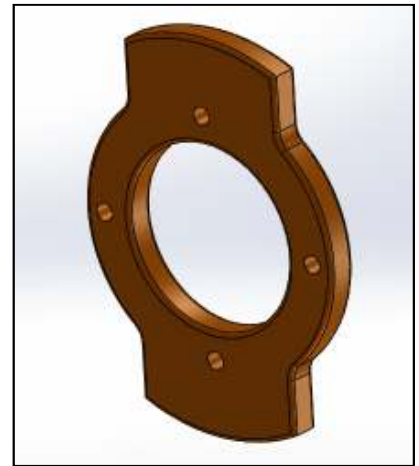
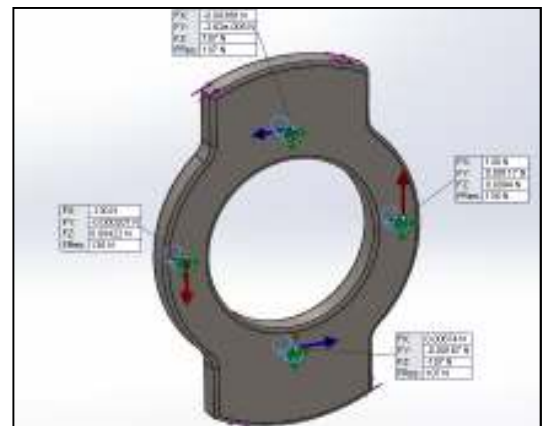


Figura.9.2.60 Tensioni massime sull'occhiello

data la geometria prevalentemente bidimensionale del componente, neanche componenti lungo l'asse z ortogonale al piano.

La tensione affaticante è quindi di pura flessione alternata $\sigma_{max} = 4.2 \text{ MPa} \ll 238 \text{ MPa} = S_{nC40}$ (la S_n di fatica è considerata la stessa dell'albero rotante interno).

La verifica dei bulloni a taglio che trasmettono il momento torcente è stata fatta dopo un'analisi delle forze di reazione sviluppate sui fori considerando la diversa distribuzione delle forze di taglio per effetto deformativo del pezzo. Se, nel caso di corpo infinitamente rigido, le forze risultano di



$T = \frac{13.7[\text{Nm}]}{55 \cdot 10^{-3}} / 4 = 124 \text{ N}$, nel nostro caso esse salgono a circa 130N. Di sotto la verifica a coppia trasmessa:

Figura.9.2.61 Forze agenti sui bulloni dell'occhiello

$$R_{precarico} = 225 \text{ MPa}$$

$$F_i = 0.9 \cdot 8.78 \text{ mm}^2 \cdot 225 \text{ MPa} \cdot (0.7 \cdot 0.9) = 1120 \text{ N}$$

$$M_{max} = 4 \cdot F_i \cdot f \cdot \frac{55 \text{ mm}}{2} = 36 \text{ Nm} \gg 13.7 \text{ Nm}$$

Le viti devono essere anche in questo caso bloccate con serrafiletti a colla.

- *Verifica innesto rapido (parte VS).*

L'innesto rapido è verificato a fatica considerando un momento: $M = 13.7 \sin(2 \pi f t)$

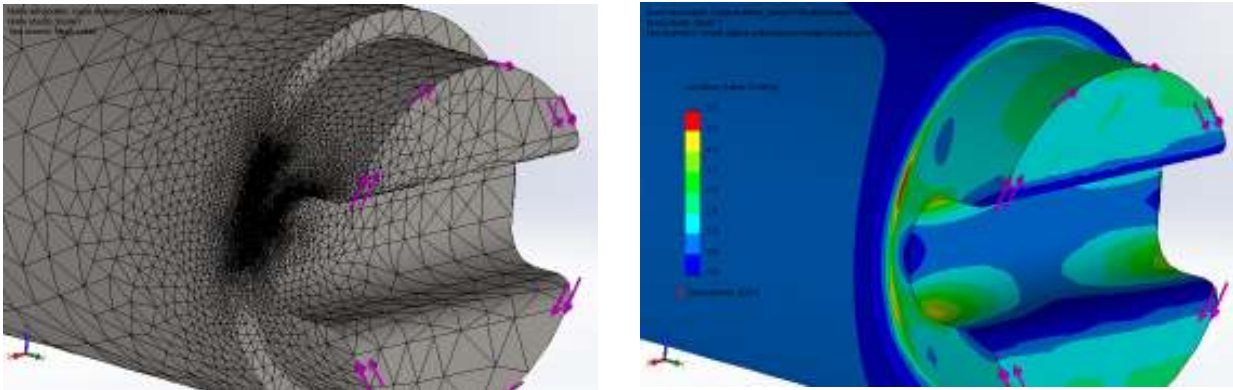


Figura.9.2.62 Tensioni massime sull'attacco femmina

La massima tensione in corrispondenza dell'attacco femmina (albero interno) è di circa 6.5 MPa e 5.1 MPa sul fondo dell'attacco.

La massima tensione in corrispondenza dell'attacco maschio (albero interno) è invece di circa 7.7 MPa sul raccordo di base.

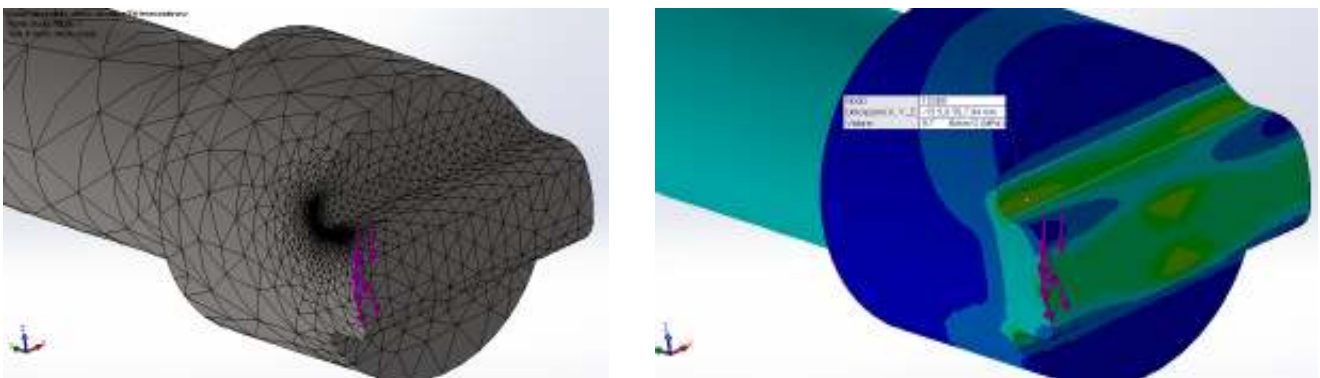


Figura.9.2.63 Tensioni massime sull'attacco maschio

La massima tensione in corrispondenza dell'attacco dell'albero esterno è di circa 6.9 MPa sul raccordo di base.

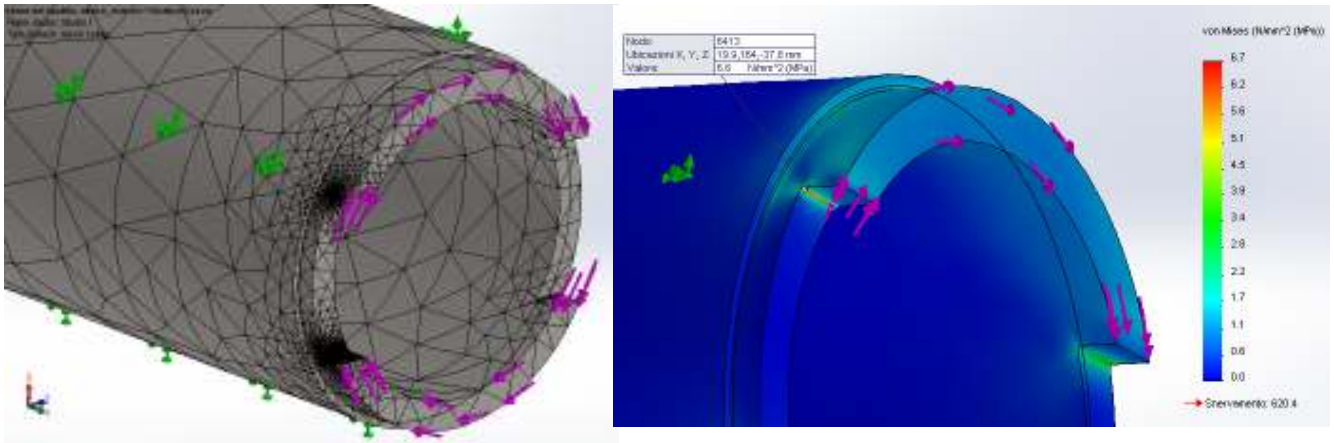


Figura.9.2.64 Tensioni massime sull'attacco femmina del riferimento ad occhio

9.3 Il Gruppo Quadrilatero articolato

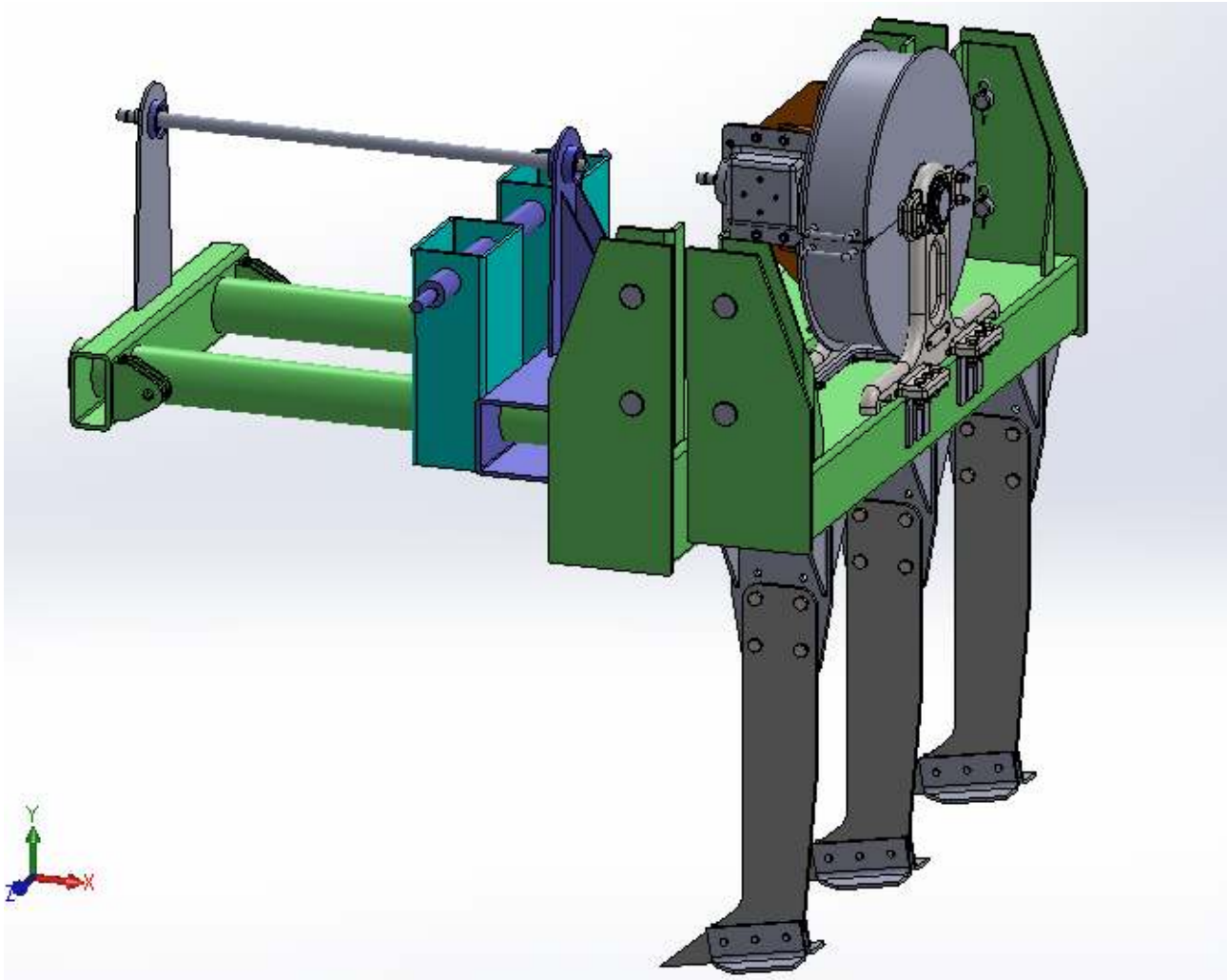


Figura.9.3.1 Vista assometrica del gruppo Quadrilatero Articolato

- Struttura del Quadrilatero articolato (QA)

Il gruppo quadrilatero articolato permette la trasmissione diretta della forza di vibrazione, nel senso del sollevamento, dal VS al terreno.

Delle sospensioni ad aria su cui è poggiata la trave orizzontale posteriore che sorregge il VS permettono di trasmettere le forze eccentriche rivolte verso il basso (che potrebbero compattare il suolo) dal VS al telaio e successivamente dal telaio ai 2 ruotini di appoggio. I ruotini di appoggio sono posti prima delle ancore e questo garantisce che il terreno, eventualmente compattato, venga smosso e poi lavorato dalla macchina.

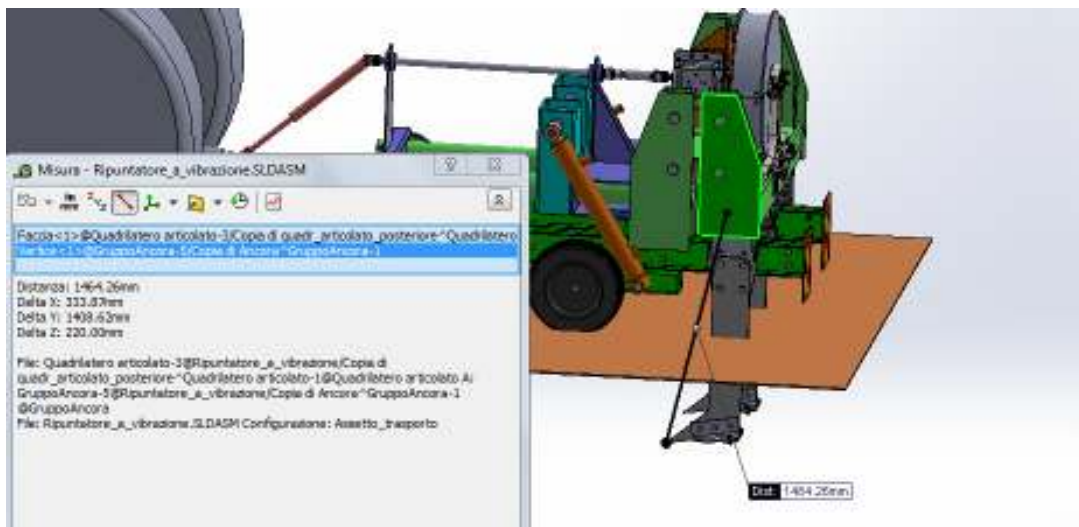


Figura.9.3.2 Determinazione della distanza dell'ancora con la traversa mobile

La trave “oscillante” su cui poggia il VS è del tipo tubolare, a sezione rettangolare, di dimensioni 300x200 e di 12 mm di spessore.

Essa è soggetta alla forza di sollevamento affaticante del VS, al momento di trasporto

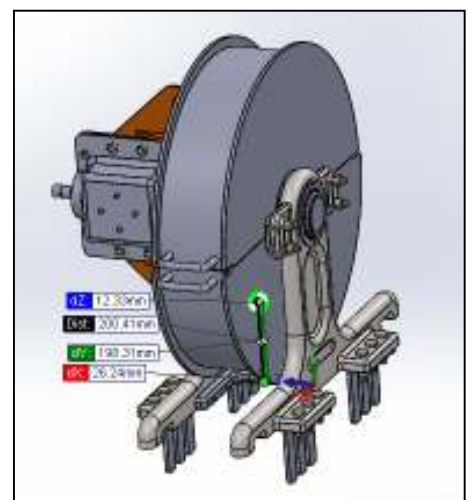


Figura.9.3.3 Determinazione quota del baricentro gruppo eccentrico

generato dalle ancore in corrispondenza dei loro punti di attacco e alla forza di tiro orizzontale del trattore (3.93 ton).

Ulteriore carico è il momento generato dagli eccentrici in configurazione orizzontale.

Sono stati trascurati il peso proprio della trave orizzontale, il momento che permette il moto al VS (27,7 Nm) e il montaggio leggermente a sbalzo degli eccentrici che genera una coppia trascurabile sulla sezione tubolare.

Per la verifica della trave sono state considerate le azioni compressive esercitate dal QA come un momento M_z e una forza F_x (vd. fig.9.3.4) e un momento M_y , poiché si è ipotizzato che la distanza non trascurabile fra le lamiere possa generare una coppia che, se non considerata, potrebbe generare sollecitazioni impreviste sulle saldature.

Le 2 coppie di vincolo M_z su ciascuna lamiera sono state considerate uguali per ragioni di simmetria e utilizzate successivamente nella verifica delle saldature.

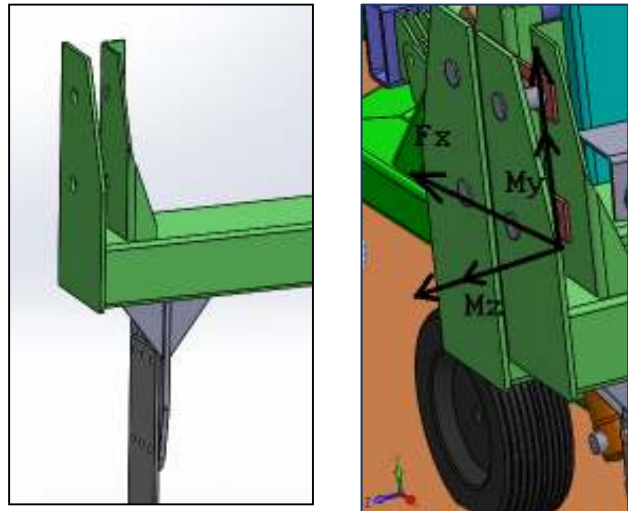


Figure.9.3.4 Azioni statiche generate dalla trave mobile al gruppo QA

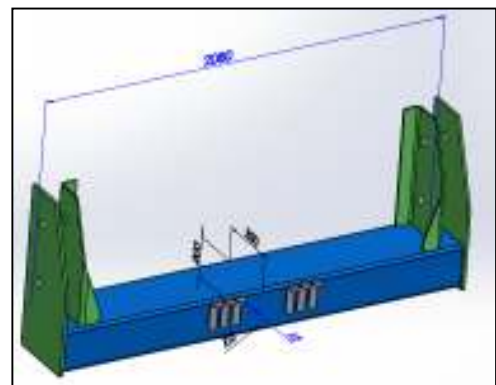


Figure.9.3.5 Vista struttura cinematica della trave mobile e del QA

- Verifica trave oscillante posteriore

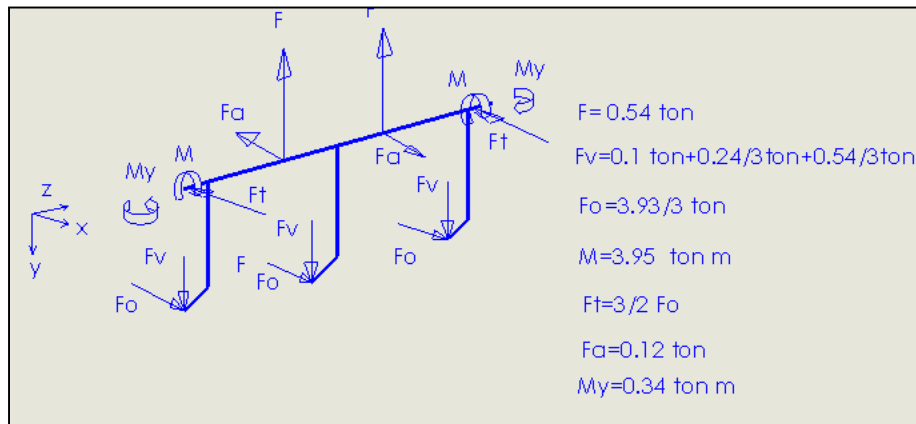
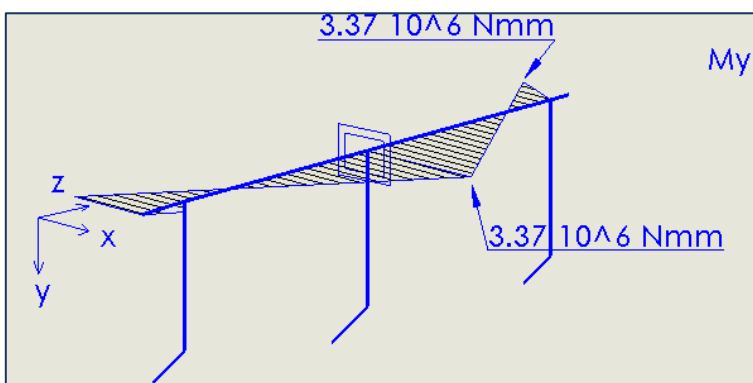


Figura.9.3.6 Free Body Diagram della trave oscillante posteriore

Le caratteristiche di sollecitazione risultanti sono state determinate dividendo le caratteristiche di sollecitazione di tipo statico (come la M_y e la M_z) dalle sollecitazioni di tipo affaticante (come la M_{xa} di sollevamento e la M_{ya} generata dal VS).

Per ciascuna caratteristica di sollecitazione sono state trovate le tensioni massime nella sezione critica, per poi calcolare gli effetti sulla durata del componente.



$$sMy = \frac{M_{y\max}}{157490442} \frac{300}{2} = 9.2 \text{ MPa}$$

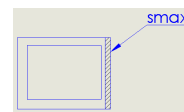


Figura.9.3.6 Momenti M_y agenti sulla trave

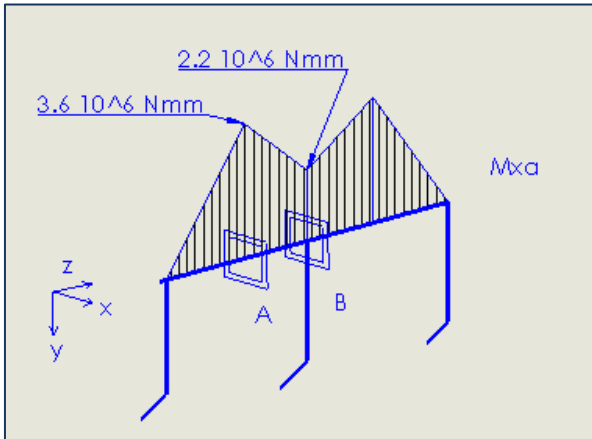


Figura.9.3.7 Momenti Mx

$$sM_{x\max A} = \frac{M_{xA}}{86070846} \frac{200}{2} = 2.5 \text{ MPa}$$

$$sM_{x\max B} = \frac{M_{xB}}{86070846} \frac{200}{2} = 4.3 \text{ MPa}$$

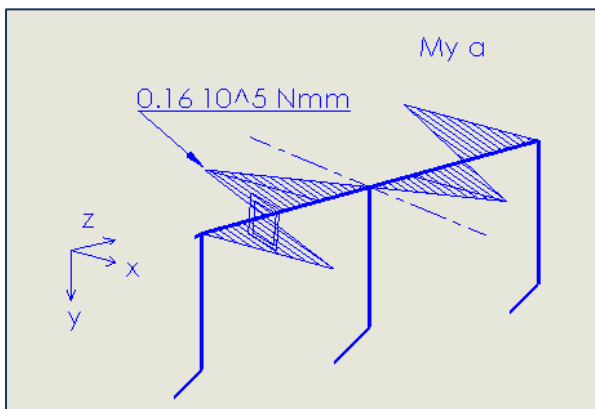
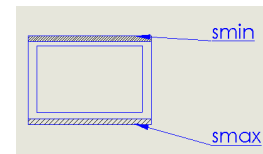


Figura.9.3.7 Momento My alternato

$$sM_{y\alpha} = \frac{167806}{157490442} \frac{300}{2} = 0.15 \text{ MPa}$$

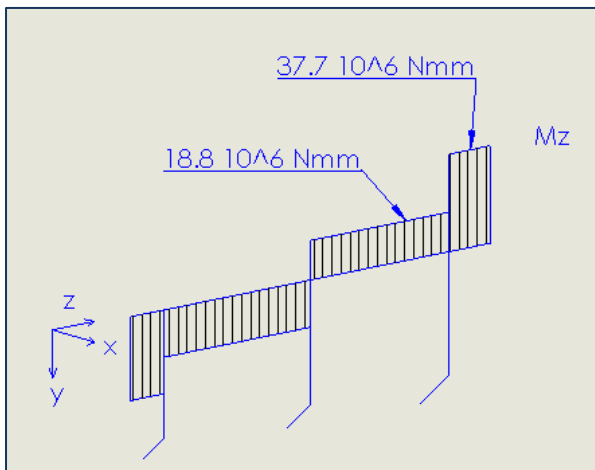
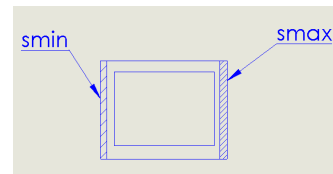
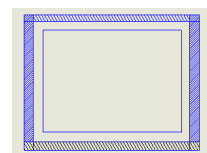


Figura.9.3.8 Momenti torcenti Mz

$$\tau = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8) \cdot 1960 / 2}{122200300} =$$

26 MPa



Per la verifica a fatica della trave sono state considerate come tensioni costanti quelle generate dalla flessione M_y (9.2 MPa) e dalla torsione (26 MPa).

Le altre tensioni dovute a M_{xa} e a M_{ya} sono state considerate totalmente affaticanti cioè oscillanti da +4.3MPa a -4.3 MPa. In questo modo si considera cautelativamente che la forza di compressione del VS venga trasmessa sulle ancore e non sugli appoggi del telaio.

Il valore elevato della torsione suggerisce di esprimere le tensioni con la formula di Von Mises per l'analisi a fatica.

$$\sigma_{VMmax} = \sqrt{(9.2 + 4.3 + 0.15)^2 + 3 \cdot 26^2} = 47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VMmin} = \sqrt{(9.2 - 4.3 - 0.15)^2 + 3 \cdot 26^2} = 45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VMm} = 46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VMa} = 1 \text{ MPa}$$

Il fornitore della trave tubolare mostra che, con un acciaio tipo Fe37, la resistenza a rottura del materiale è di circa $37 \text{ Kg/mm}^2 = 362 \text{ MPa}$.

La S_n di resistenza a fatica risulta di:

$$S_n = S_n' C_l C_d C_s C_{amb} = \left(37 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \cdot 9.8 \cdot 0.5 \right) \cdot 1 \cdot 0.8 \cdot 0.6 = 87 \text{ MPa}$$

ACCIAIO DI USO GENERALE DA COSTRUZIONE

CARATTERISTICHE MECCANICHE E COMPOSIZIONE CHIMICA UNI 7070/72

TIPO DI ACCIAIO	TRAZIONE SU PROVETTA TRASVERSALE								
	Rm	R5 min per spessori in mm				A min per spessori in mm			
	kg/mm ²	≤ 16	>16+40	> 40+63	> 63+100	≤ 40	> 40+63	>63+100	
	kg/mm ²				%				
Fe 33	33+52					17			
Fe 37	A	37+47	24	23	22	21	25	24	23
	B						26	25	24
	C								
	D								
Fe 42	A	42+52	26	25	24	23	22	21	20
	B						24	23	22
	C								
	D								
Fe 44	A	44+54	28	27	26	25	21	20	19
	B						23	22	21
	C								
	D								

Figura.9.3.9 Dati resistenza acciaio (da catalogo)

Lo stato di tensione affaticante è trascurabile rispetto alla tensione statica e il coefficiente di sicurezza a fatica risulta di:

$$\eta \text{ a fatica} = 365$$

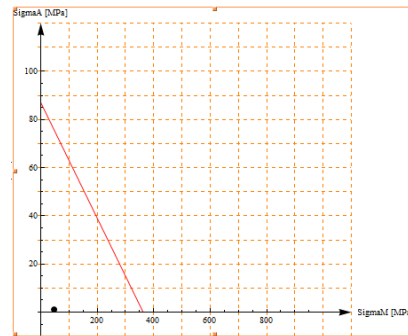


Figura.9.3.10 Curva di Wohler del punto più sollecitato

Le tensioni affaticanti dovute al momento M_{ya} generate dall'eccentrico non saranno considerate, dalla loro bassa entità, nella verifica delle altre parti del ripuntatore

Superiormente alla trave abbiamo la struttura cinematica del QA, che consiste in una lamiera saldata alla trave con un cordone “circolare” lungo il perimetro del profilo rettangolare, tale da diminuire le tensioni secondo la teoria di Bredt.

Un'altra lamiera parallela a questa è piegata alle estremità per aumentare il suo momento J_x resistente e contribuire a ripartire la coppia generata dalle ancore.

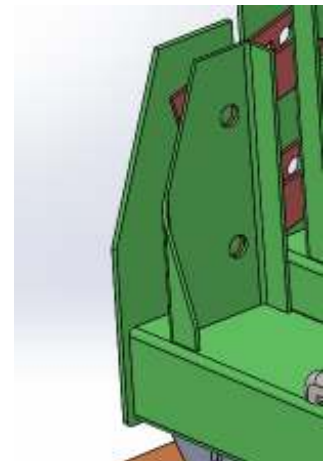


Figura.9.3.11 Dettaglio delle lamiere del QA

- Verifica saldatura lamiera esterna QA

La tensione di (tipo costante) cui è soggetta la saldatura circolare è possibile stimarla come:

$$\tau_{\text{saldatura}} = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8)1960/4}{2 \cdot 5 \cdot 200 \cdot 300} + \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8)/44}{2 \cdot 5 \cdot 200} \frac{4}{3} = 39 \text{ MPa}$$

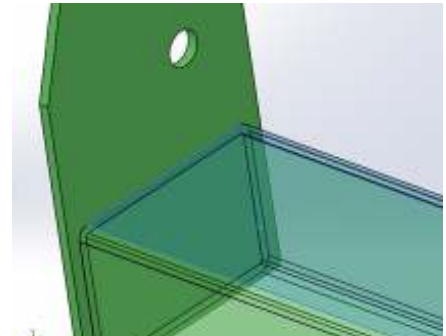
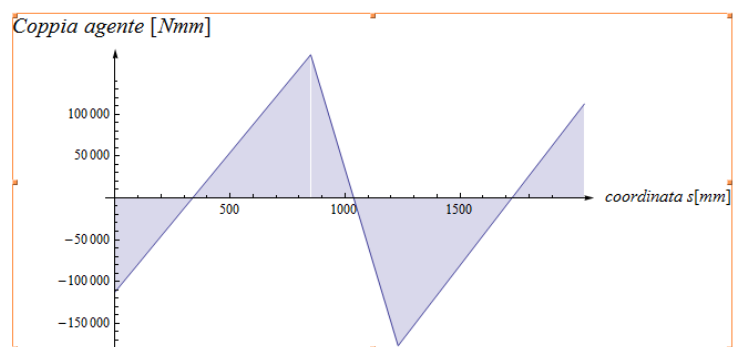


Figura.9.3.12 Dettaglio della lamiera esterna del QA

Nel calcolo è stato aggiunto il contributo a taglio della forza di tiro orizzontale. La coppia torcente usata nel calcolo è $\frac{1}{4}$ di quella totale da trasmettere, poiché si suppone che la coppia venga equiripartita fra le 4 lamiere del quadrilatero articolato.

A tale tensione aggiungiamo il contributo affaticante del VS che genera sulla trave la caratteristica di sollecitazione affaticante M_{ya} , come riportato nella figura a lato.

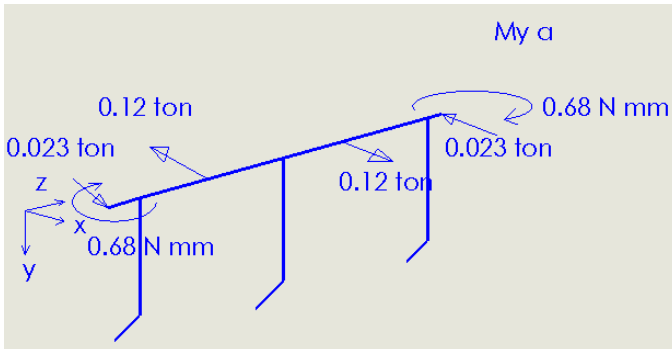
La coppia all'estremità della



saldatura è -112234 Nmm e su ciascuna saldatura sviluppa una forza di

$$-\frac{112234}{100} = 1122 \text{ N.}$$

Tale forza genera, su questa saldatura, una tensione di taglio di tipo alternato, cui aggiungiamo la forza di 0.023 ton di reazione del telaio alle estremità della trave.



$$\tau_a = \frac{(0.023(*\text{ton}^*)1000 \cdot 9.8)/2 \cdot 4}{2 \cdot 5 \cdot 300} \frac{4}{3} + \frac{1122.3 \cdot 4}{2 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 3} = 0.54 \text{ MPa}$$

Figura.9.3.13 Free Body Diagram trave QA oscillante (forze alternate dell'eccentrico)

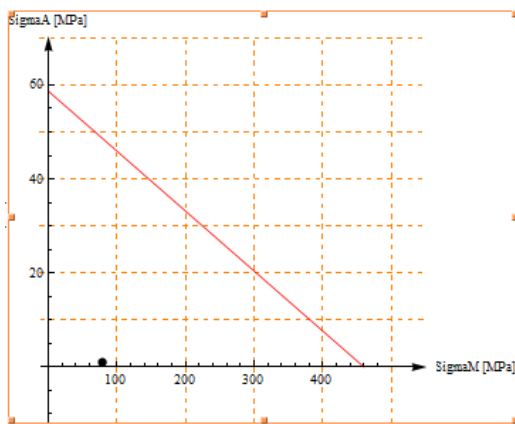


Figura.9.3.14 Curva di Wohler del punto più sollecitato

-Verifica saldatura lamiera interna QA

La tensione massima generata sulla lamiera interna è pari a:

$$\sigma_m = \frac{3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot \frac{1960}{4} \cdot \frac{260}{2}}{41641837} = 58 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8)/4 \cdot 4}{2 \cdot 5 \cdot 300} \frac{4}{3} = 4.27 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sqrt{58^2 + 4.27^2} = 58.41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{(0.023 (*\text{ton}^*)1000 \cdot 9.8)/2 \cdot 4}{5 \cdot 300} \frac{4}{3} + \frac{1122.3 \cdot 4}{5 \cdot 300 \cdot 3} = 1 \text{ MPa}$$

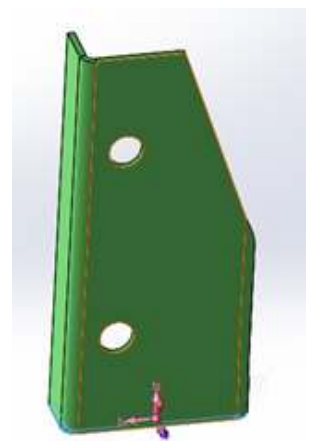
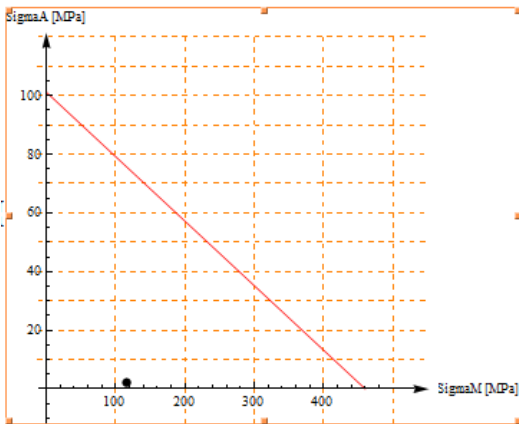


Figura.9.3.15 Vista lamiera interna

E' stata seguita la stessa procedura del caso precedente.

Da cui:



$$\eta_{fatica} = 37.8$$

Figura.9.3.16 Curva di Wohler del punto più sollecitato

-Verifica fori di collegamento tirante/puntone e lamiera

Le lamiere sono state verificate con modello FEM per mezzo del quale, in corrispondenza dei fori, sono stati inseriti elementi cilindrici (i perni del QA), imponendo la condizioni di attrito nullo sulla superficie del foro.

Le tensioni convergono a circa 191 MPa, per la lamiera esterna, e 304 MPa per quella interna.

n.nodi	σ_{max} [MPa]	Var %
43569	196	
57870	200	5.1
80725	206	2.6

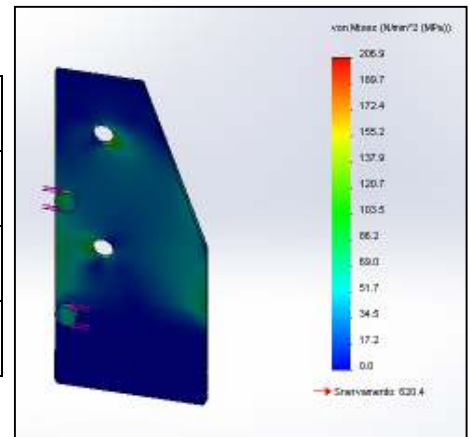


Figura.9.3.17 Tensioni massime della lamiera esterna

n.nodi	σ_{max} [MPa]	Var %
65444	195	
37858	201	3

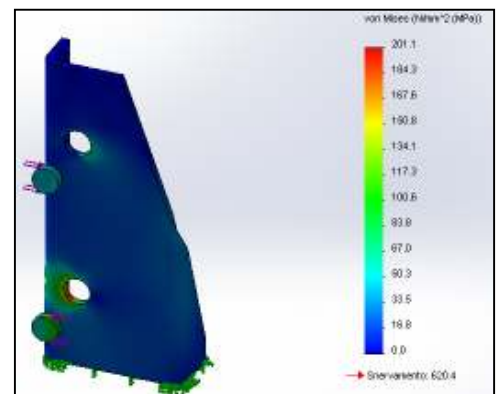


Figura.9.3.18 Tensioni massime della lamiera interna

Le forze di caricamento sulle due lamiere sono ritenute uguali nell'ipotesi di equiripartizione della coppia fra le 2 lamiere.

Per stimare le forze agenti si è applicato, in corrispondenza della linea equidistante fra i due fori, un sistema equivalente di forze.

La forza di tiro orizzontale agente su ciascuna lamiera è:

$$F_n = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8)/2}{2} = 9628N$$

Il momento di trasporto rispetto a tale linea è invece di:

$$\text{Coppia} = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8)/2}{2} \cdot 1800 = 17 \cdot 10^6 \text{Nmm.}$$

Inoltre abbiamo le forze generanti la coppia M_y di $3.3 \cdot 10^6$ Nmm che sono di 3370 N per lamiera.

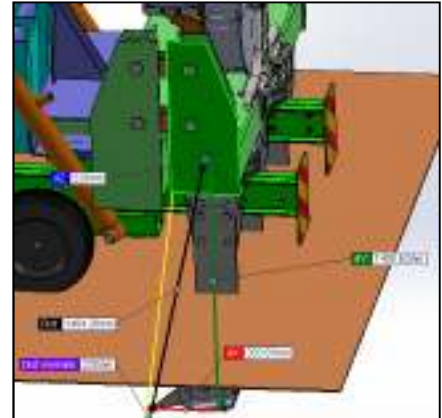


Figura.9.3.19 Vista assonometrica QA

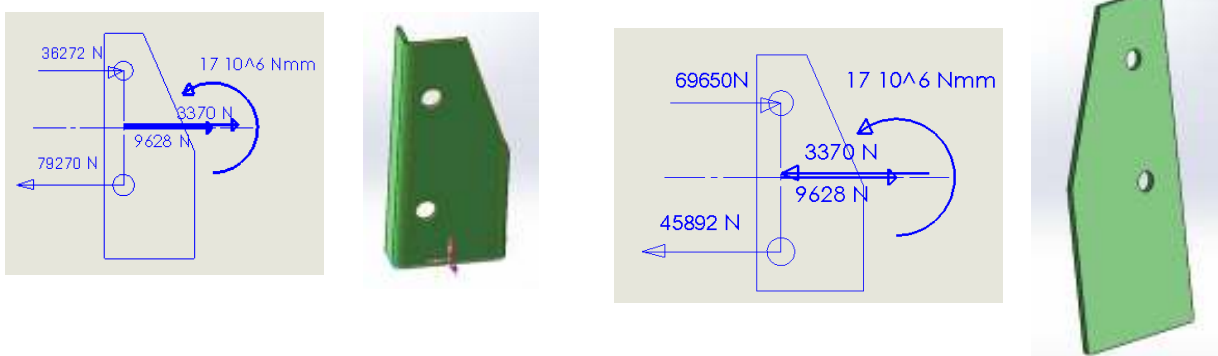
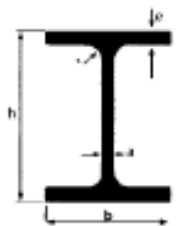


Figura.9.3.20 Carichi agenti sulla lamiera interna e esterna

Le tensioni massime per il tirante risultano, in corrispondenza del foro, aumentate di 2.5 volte rispetto al valore di tensione della sezione più corta.

Le travi usate sono di tipo HEM:



TRAVI HEM

PROFILO						Peso al m. kg	Sez. cm ²	W _x cm ³	J _x cm ⁴
HE	h	b	a	e	r				
100	120	106	12,0	20,0	12,0	41,8	53,2	190	1143
120	140	126	12,5	21,0	12,0	52,1	66,4	288	2018
140	160	146	13,0	22,0	12,0	63,2	80,6	411	3291

Figura.9.3.21 Dimensioni da catalogo travi HEM

$$\sigma_{\max T} = \frac{69650}{(100 - 50)10} 2.5 = 312 \text{ MPa}$$

$$\eta_{\text{snervamento}} = \frac{850}{312} = 2.72$$

$$\sigma_{\max P} = \frac{79270}{(100 - 50)10} 2.5 = 396 \text{ MPa}$$

$$\eta_{\text{snervamento}} = \frac{1000}{312} = 2.5$$

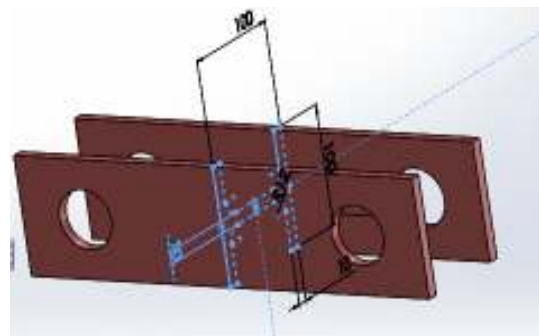
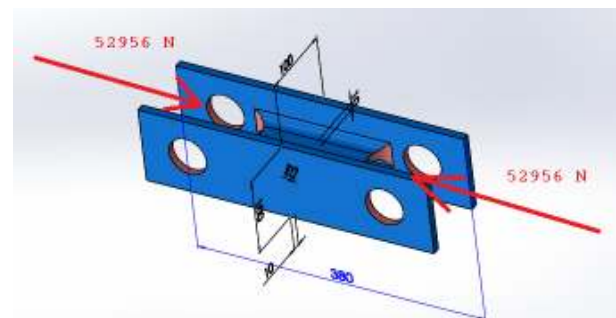


Figura.9.3.22 Particolare delle dimensioni puntone/tirante



Il carico di compressione non instabilizza l Figura.9.3.23 Carichi agenti sul puntone

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E y J_{xmin}}{L e^2} = \frac{\pi^2 210000 1681250}{380^2} = 2.4 \cdot 10^7 \text{ N} \gg 52956 \text{ N}$$

Il materiale delle travi è un C50 e sarà necessario, per tali elementi strutturali, un trattamento termico per aumentarne la tensione di snervamento, dato che il costruttore non garantisce un valore idoneo di $R_{p0.2}$ della verifica. Il materiale dovrà subire un trattamento di bonifica con rinvenimento a 450°C , per garantire lo snervamento minimo a 1150 MPa .

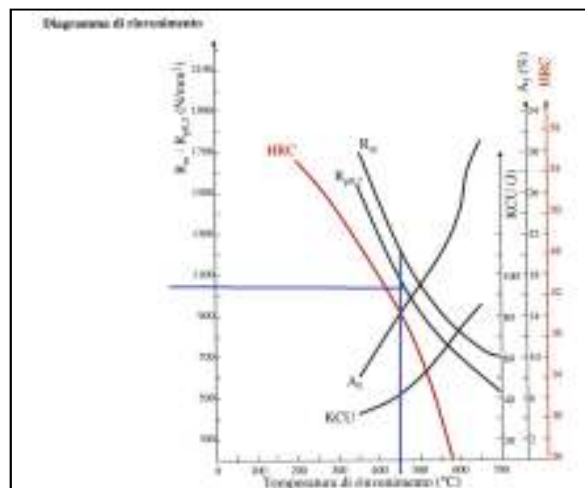


Figura.9.3.24 Curva di rinvenimento C50

Le verifiche delle due lamiere sulla barra posteriore oscillante valgono anche per la barra posteriore bloccata al telaio, per cui risultano verificate le tensioni sui fori e sulle saldature.



Figura.9.3.25 Lamiera interna ed esterna del gruppo QA

-Verifica barra orizzontale bloccata

Il quadrilatero articolato si presenta posteriormente come una trave incernierata ad un'estremità e appoggiata in corrispondenza dell'estremità opposta.

Un pistone idraulico svolge la funzione di appoggio su questo assieme della macchina durante la fase di sollevamento delle ancore in fase di estrazione dal suolo a partire dalla configurazione orizzontale. Le travi principali

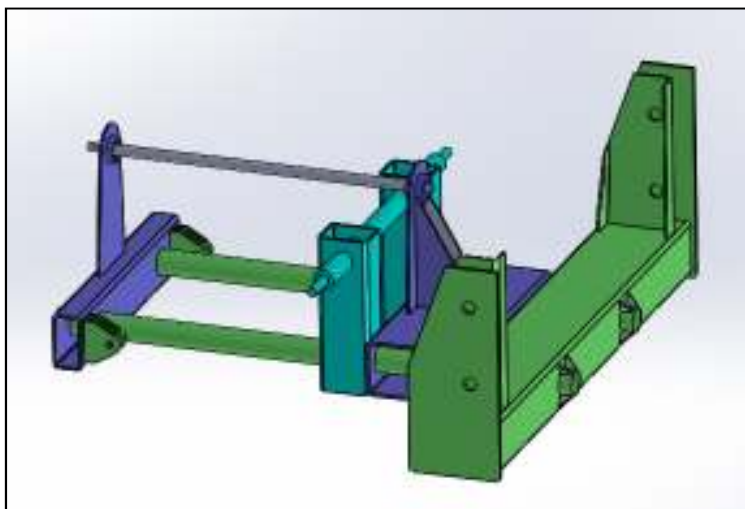


Figura.9.3.26 Vista assonometrica barra orizzontale bloccata

della struttura sono barre tubolari di $\phi=95$ mm e spessore 5mm. Esse sopportano il tiro del QA e la coppia da questo trasmessa.

L'azione di tiro viene trasmessa alla barra da 4 saldature collegate a 4 fazzoletti di rinforzo.

Una stima delle tensioni di saldatura fra i fazzoletti di rinforzo e la barra orizzontale dà come risultato:

$$s_{\max} = \frac{3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8}{2 \cdot ((50 \cdot 4 \cdot 5) + 95 \cdot 5 \cdot \pi)} = 7.7 \text{ MPa}$$

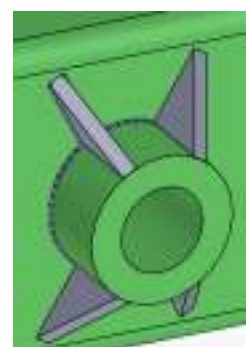


Figura.9.3.27 Particolare dei fazzoletti di rinforzo

La coppia agente sulla barra rettangolare è trasmessa ai tubolari in corrispondenza dei bordi del foro.

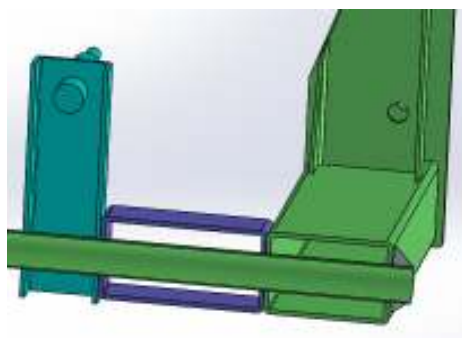


Figura.9.3.28 Sezione della barra rettangolare con i relativi fori

Mostriamo di seguito il diagramma di corpo libero della trave orizzontale posteriore bloccata:

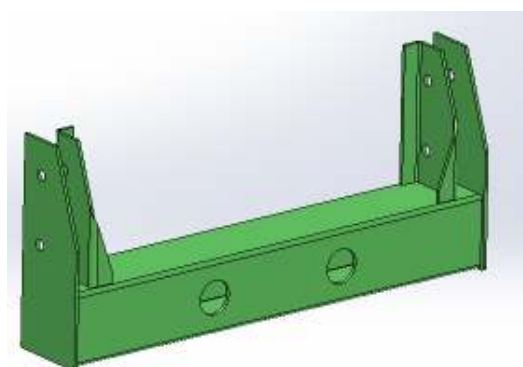


Figura.9.3.29 Vista assometrica della barra orizzontale bloccata

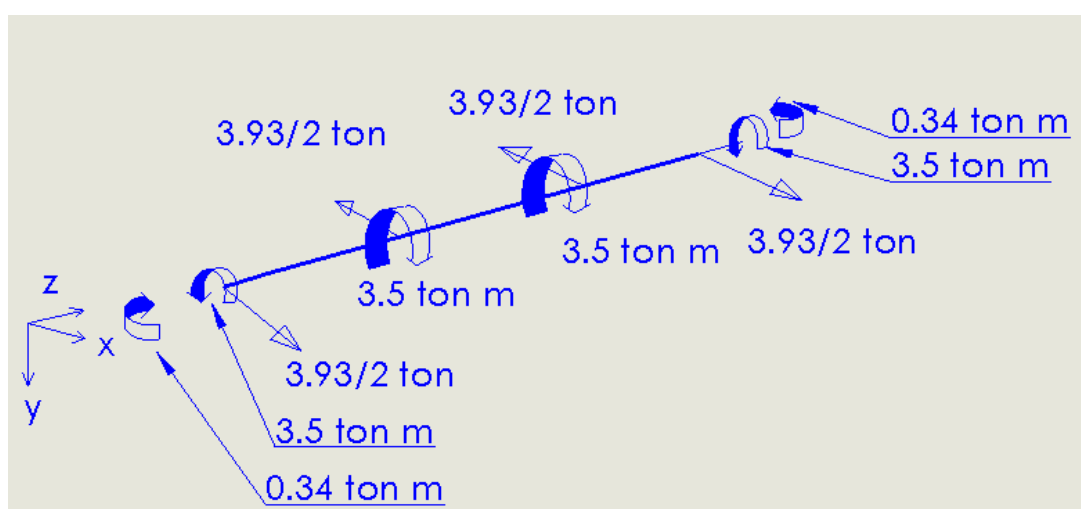


Figura.9.3.30 Free Body Diagram barra posteriore bloccata

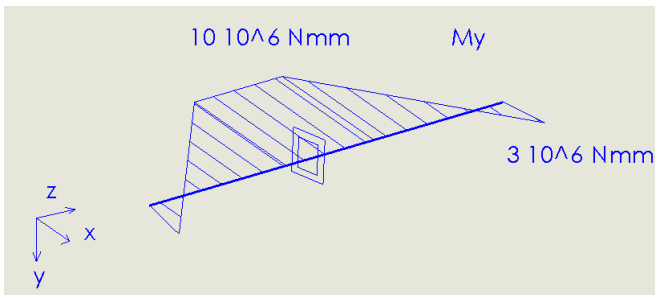


Figura.9.3.31 Diagramma delle caratteristiche My

$$\sigma_{tract} = \frac{10 \cdot 10^6}{282290611} \frac{300}{2} = 5.3 \text{ MPa}$$

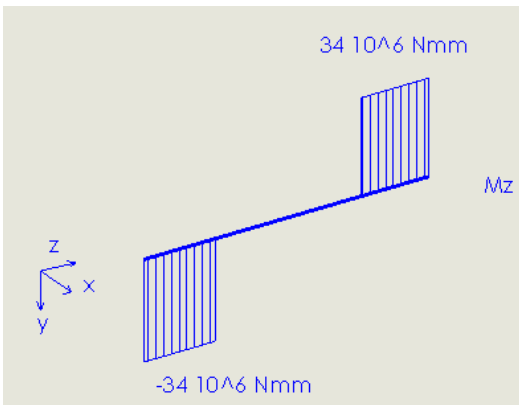


Figura.9.3.31 Diagramma delle caratteristiche Mz

$$\tau = \frac{(3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8) / 2 \cdot 1960}{2 \cdot 16 \cdot 300 \cdot 300} = 13 \text{ MPa}$$

-Determinazione delle tensioni massime

La barra orizzontale posteriore è interessata da uno stato di tensione reso complesso dalla presenza di fori i quali:

1. aumentano le tensioni di trazione generate dalla flessione;
2. determinano la coppia necessaria all'equilibrio in rotazione della barra.
3. Sono interessati da uno stato di tensione torsionale intorno al foro.

Nel primo caso i bordi esterni della trave, di conformazione bidimensionale, e i relativi fori sono stati trattati con i coefficienti di

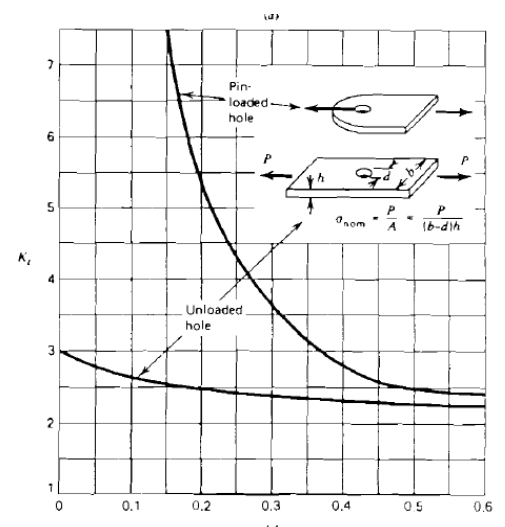


Figura.9.3.32 Coefficiente di concentrazione delle tensioni "pin in hole"

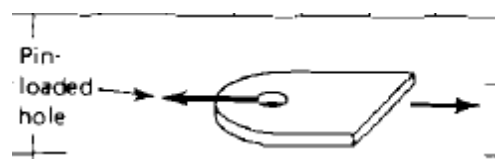
concentrazione delle tensioni relativa alla teoria di Kirsh sui fori delle lamiere sottoposte a trazione. Tali coefficienti sono mostrati nella figura 9.3.32

La tensione massima dovuta al primo fattore è di 28 MPa

$$\sigma_{norm} = \frac{P}{(b-d)h} = \frac{P}{bh} \frac{bh}{bh-dh} = \sigma_{tract} \frac{b}{b-d} = 11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = k \left(\frac{d}{b} = 0.58 \right) 11 \text{ MPa} = 28 \text{ MPa}$$

Per quanto riguarda il secondo caso, la trasmissione della coppia è garantita dagli stessi fori; le loro dimensioni sono paragonabili all'altezza della trave stessa. Le forze che generano la coppia di equilibrio a rotazione determinano tensioni del tipo "Pin-loaded Hole" per cui sono stati utilizzati gli stessi coefficienti del caso precedente.



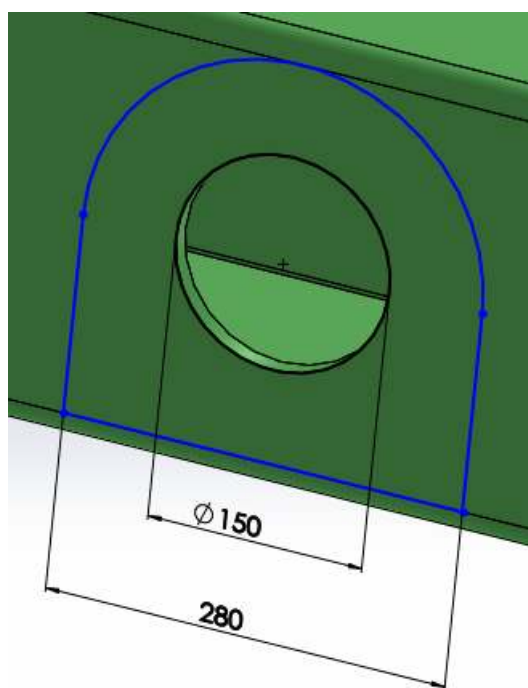


Figura.9.3.33 Quote utilizzate per l'applicazione dei coefficienti "pin in hole"

$$\sigma_{norm} = \frac{P}{A} = \frac{P}{(b-d)h}$$

$$K\left(\frac{d}{b} = 0.52\right) = 2.5$$

$$Coppia = \frac{3.93 \cdot 1000 \cdot 9.8}{2} \cdot 1800$$

$$= 13 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$F_{nc} = \frac{Coppia}{300} = 115 \text{ KN}$$

$$\sigma_{max} = \frac{F_{nc}}{(280 - 150)12} \cdot 2.5$$

$$= 185 \text{ MPa}$$

Infine si è considerato il contributo della torsione sulla barra rettangolare ai bordi del foro: è stata applicata la soluzione di Kish, considerando lo stato di taglio puro come la somma di una tensione di compressione e una di trazione sfalsate di 90°.

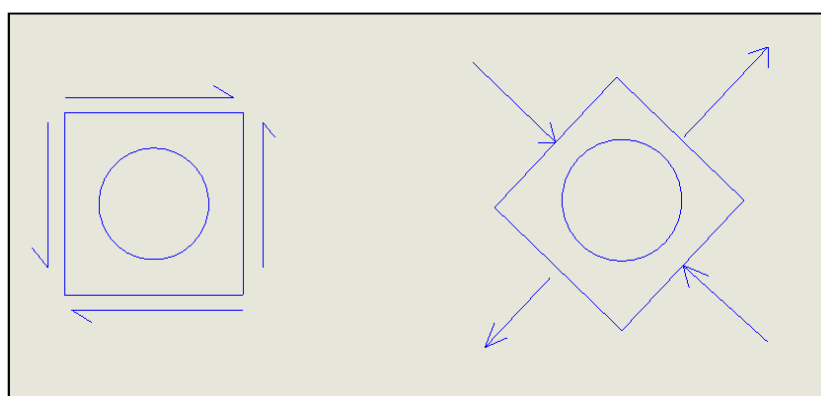


Figura.9.3.34 Stati di tensione equivalente al taglio puro

La tensione complessiva ai bordi del foro, nell'ipotesi di materiale con $R_p=500$ MPa, determina una tensione massima stimata di $\sigma_{max} = 215$ MPa a cui dobbiamo garantire un coefficiente di sicurezza a snervamento minimo $\eta = 2.2$; le sollecitazioni ricordiamo sono di tipo statico.

-Trattamenti termici necessari

La barra rettangolare è stata scelta con materiale C50: le caratteristiche meccaniche assicurate dal fornitore non rispettano il valore di snervamento utilizzato per le verifiche.

SPO DI ACCIAIO	TABELLA DI RICHIEDI UNIVERSALI							
	kg/m ³	K5 mm per spessori in mm				A mm per spessori in mm		
		≥16	≥16+40	≥40+63	≥63+80	≥40	≥40+63	≥63+100
Fe 35	33-52					17	23	24
Fe 37	37+47	34	23	22	25	26	28	24
						32	31	26
						34	33	23
Fe 42	42+52	35	25	24	23	31	30	19
						33	32	21
						35	33	21
Fe 45	45+54	36	27	26	25	33	32	21
						35	33	21
						37	35	21
Fe 52	52+62	36	28	24		31	30	
						33	32	
						35	33	

Sarà necessario per tale elemento strutturale un trattamento termico finalizzato ad aumentarne la tensione di snervamento.

Il materiale dovrà subire un trattamento di bonifica con rinvenimento a 500°C per garantire lo snervamento superiore a 500 MPa (in questo caso 900MPa).

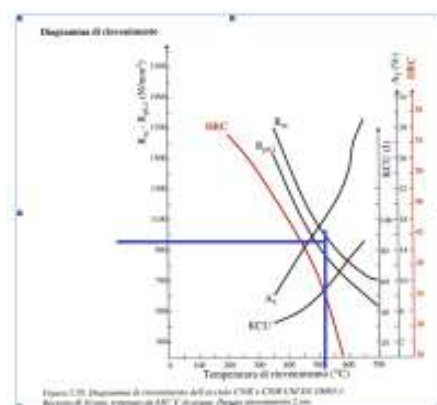


Figura.9.3.35 Diagramma di rinvenimento dell'acciaio C50

-Verifica tubolari: fase di lavoro

I tubi ad elevato spessore che costituiscono il telaio mobile sono soggetti in fase di lavoro alla coppia remota generata dall'ancora; invece, in fase di sollevamento delle ancore dal suolo, dal solo momento flettente generato dai martinetti idraulici.

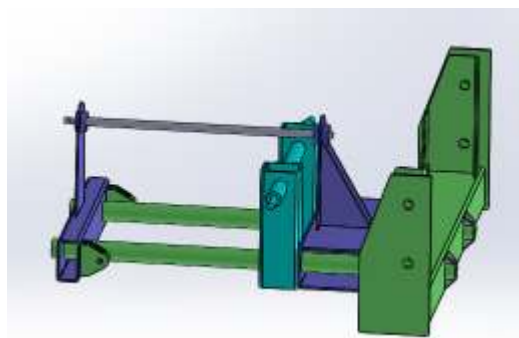


Figura.9.3.36 Vista assonometrica tubolari

Ecco il diagramma di corpo libero delle 2 travi tubolari in fase di lavoro:

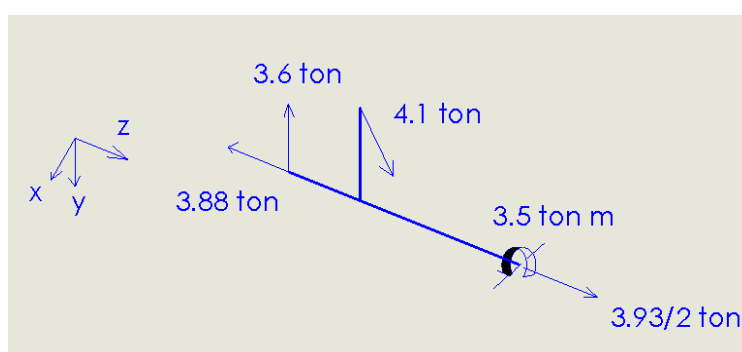


Figura.9.3.36 Free body diagram tubolari in fase di lavoro

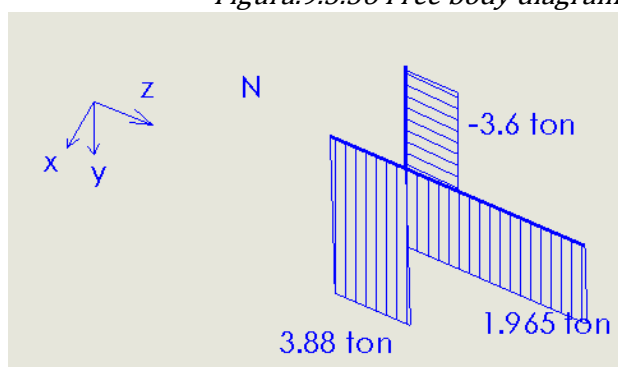
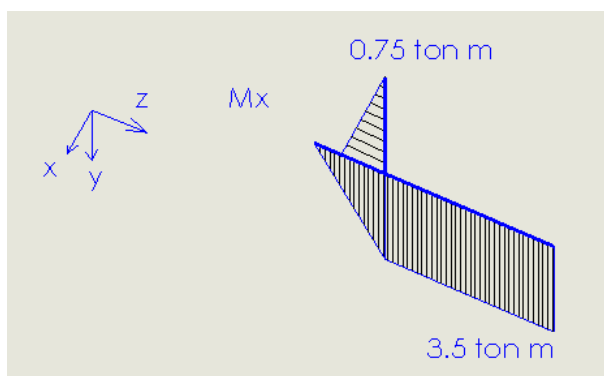


Figura.9.3.37 Diagramma delle caratteristiche N

$$\sigma_N = \frac{P}{A} = \frac{19257}{6361} = 3 \text{ MPa}$$



$$\begin{aligned}\sigma_{max} Mx &= \frac{M}{17663604} \cdot \frac{150}{2} \\ &= 145 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Figura.9.3.38 Diagramma delle caratteristiche Mx

La tensione massima su ciascuna barra tubolare è di $\sigma_{max} = 145 \text{ MPa}$. Il coefficiente di sicurezza a snervamento è di

$$\eta = \frac{370}{\sigma_{max}} = 2.27$$

-Verifica trave a cassone di sollevamento

La verifica della trave a cassone di sollevamento, collegata al martinetto idraulico con opportuni fori, ha seguito la stessa procedura della la barra orizzontale bloccata. Non esistendo coefficienti di concentrazione delle tensioni per barre rettangolari forate, sono stati utilizzati i valori relativi al caso del “ Pin in Hole”.

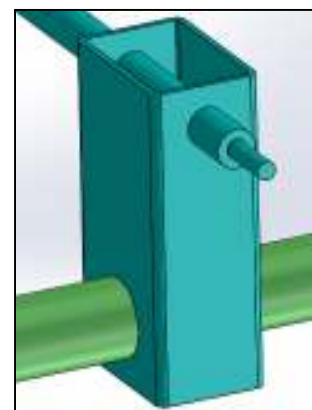


Figura.9.3.39 Vista trave a cassone

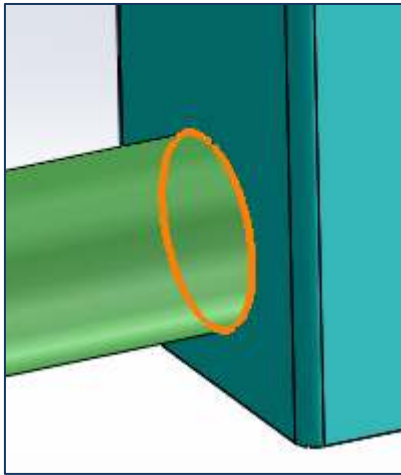


Figura.9.3.40 Particolare foro inferiore

$$M = (0.75 \cdot 1000 \cdot 9.8) \cdot 390$$

$$= 2.8 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$N_t = (3.66 \cdot 1000 \cdot 9.8)$$

$$s_{\max} = \left(-\frac{M}{86070846} \frac{200}{2} - \frac{N_t}{11793} \right) 2.5 \frac{300}{300 - 150}$$

$$s_{\max} = -31 \text{ MPa}$$

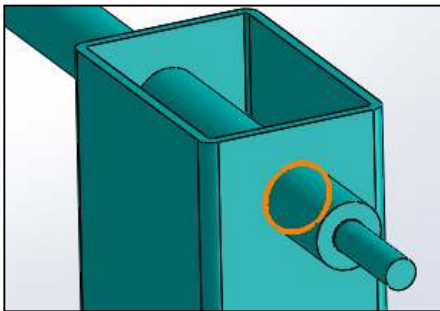


Figura.9.3.41 Particolare foro superiore

$$s_{\max} = \left(-\frac{N_t}{11793} \right) 2.5 \frac{300}{300 - 75}$$

$$s_{\max} = 10 \text{ MPa}$$

.Verifica tubolari: fase di sollevamento

Nella fase di sollevamento è stato considerato per la verifica il peso della parte “oscillante” del quadrilatero articolato di peso complessivo di 0.24 ton, cui si è sommato il contributo all'estrazione delle ancore (0.1 ton per ciascuna ancora). Ecco il diagramma di corpo libero delle 2 travi tubolari in fase di sollevamento:

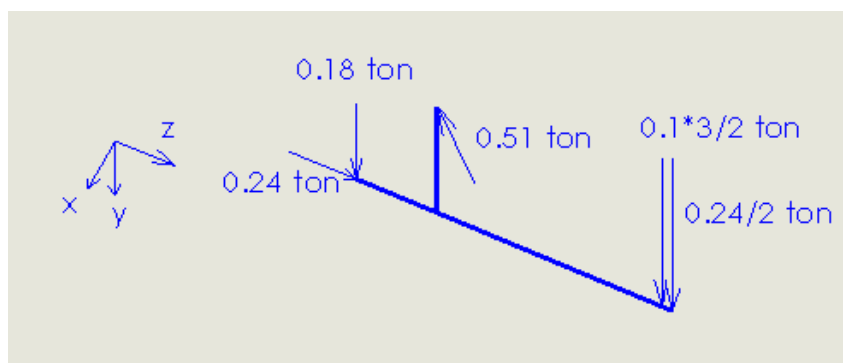
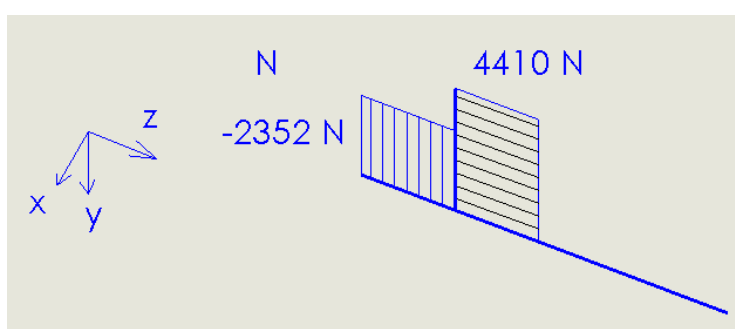
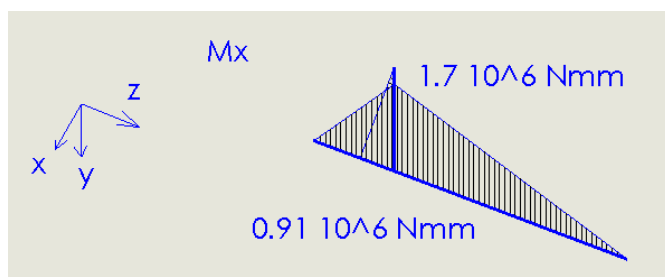


Figura.9.3.42 Free body diagram tubolari in fase di sollevamento



$$\sigma_N = \frac{P}{A} = \frac{-2352}{6361} = -0.28 \text{ MPa}$$

Figura.9.3.43 Diagramma delle caratteristiche N



$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max tubolare soll}} &= \frac{(0.1 \frac{3}{2} + \frac{0.24}{2}) 10009.8667 \text{ N}}{17663604} \\ &= -7.49 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Figura.9.3.44 Diagramma delle caratteristiche Mx

La tensione massima di compressione sul tubolare in sollevamento risulta di: $\sigma_{\text{max}} = -8 \text{ MPa} \ll 370 \text{ MPa}$.

-Verifica trave a cassone in fase di estrazione ancora

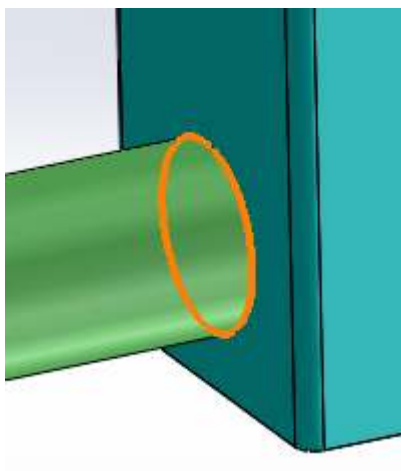


Figura.9.3.45 Particolare del foro inferiore

$$M_{soll} := (0.24 \cdot 1000 \cdot 9.8) \cdot 390$$

$$N_{soll} := (0.45 \cdot 1000 \cdot 9.8)$$

smaxtubolareverticale1

$$= \left(+ \frac{M_{soll}}{86070846} \frac{200}{2} + \frac{N_{soll}}{11793} \right) 2.5 \frac{300}{300 - 150}$$

$$smaxtubolareverticale1 := 7 \text{ MPa}$$

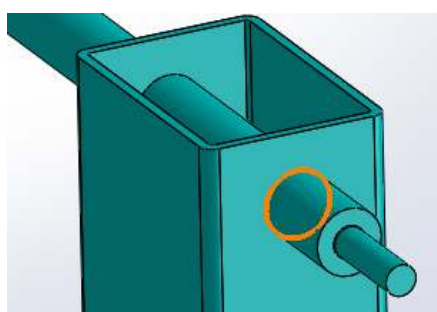


Figura.9.3.46 Particolare del foro superiore

$$N_{soll} := (0.45 \cdot 1000 \cdot 9.8)$$

$$s_{max} = \left(- \frac{N_t}{11793} \right) 2.5 \frac{300}{300 - 75} = 1.24 \text{ MPa}$$

9.4 Il telaio principale

-Struttura del telaio principale

Il telaio principale sostiene il quadrilatero articolato e presenta gli attacchi per i ruotini, i pistoni idraulici e il gancio di traino.

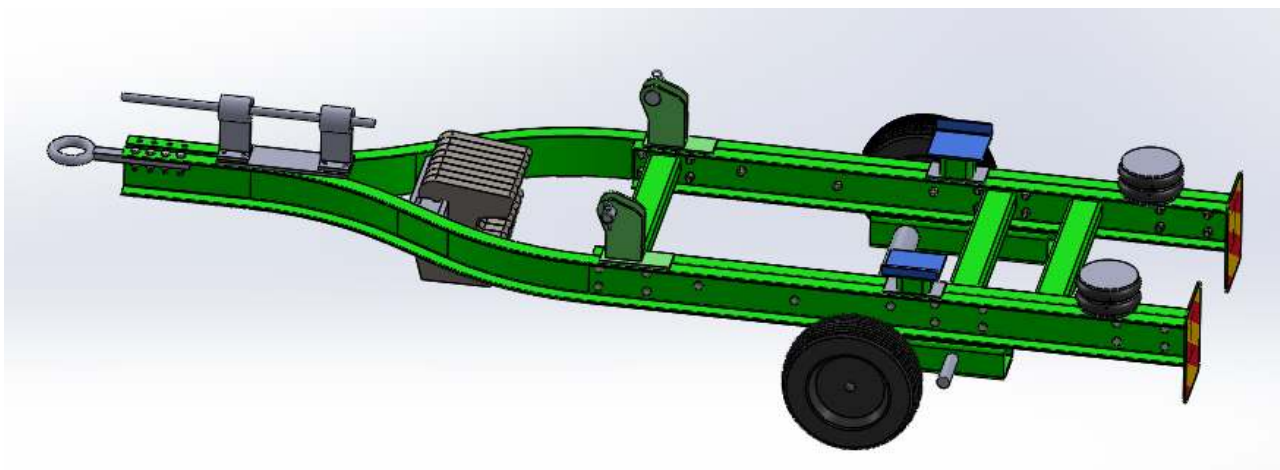


Figura.9.4.1 Vista del telaio principale

La struttura consiste in travi a C UPN UNI 5680-73 di dimensione 180mm imbullonate sull'anima poiché, in corrispondenza delle linea baricentrica della trave, le tensioni dovute a flessione risultano relativamente basse.

La forza di trazione è trasmessa al mezzo tramite la cerniera del gruppo telaio descritto in precedenza.

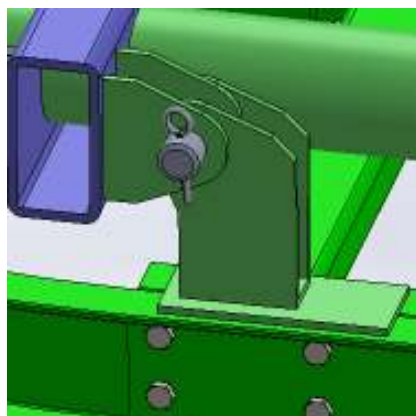


Figura.9.4.2 Particolare della cerniera

Due appoggi per il tubolare rettangolare del gruppo telaio oscillante permettono di trattare il retrotreno del mezzo come solidale al telaio principale, facilitando le prove di verifica a sollecitazione armonica.

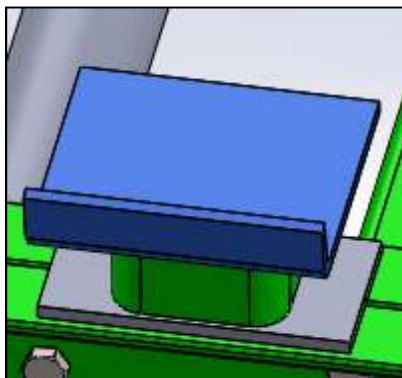


Figura.9.4.3 Particolare degli appoggi

Una molla ad aria permette di ammortizzare un eventuale “impatto” del gruppo oscillante del quadrilatero articolato sul telaio principale.



Figura.9.4.4 Particolare della molla ad aria

Alla forza di sollevamento del gruppo eccentrico (1 ton) segue una uguale forza verso il basso in fase di abbassamento. Le molle ad aria ricevono in compressione tale forza in modo da non ritrasmetterla al suolo ricompattandolo.

Le verifiche a fatica della struttura sono state effettuate considerando, in via cautelativa, una forza trasmessa alla struttura alternata di 1 tonna a 10Hz, equiripartita sulle 2 travi di appoggio posteriore.

Le travi principali del rimorchio sono del tipo IPN 180 calandrate con raggio di curvatura di 1200mm (il valore minimo possibile). Tale valore di piegatura è stato ricavato dai dati di targa di una macchina per calandratura tipo AR 60M.



Figura.9.4.5 Macchina piega-travi AR60M

Le verifiche strutturali del rimorchio derivano dalla considerazione che la forza alternata sulle travi posteriori può essere scritta come segue:

$$f_{oscillante} = 0.5 \text{ ton} + 0.5 \text{ ton} \cdot \sin(2\pi \cdot 10 \text{ Hz} \cdot t)$$

Le tensioni sugli elementi strutturali sono stati calcolati, quindi, come la somma di 2 contributi di forza:

1. Le tensioni costanti di “tiro” richieste dalle ancore più il contributo costante della forza di abbassamento del VS (0.5 ton).

2. Le tensioni alternate derivate dalla variazione sinusiodale della forza del VS ($0.5\text{tonn} \cdot \text{Sin}(2\pi \cdot 10\text{Hz} \cdot t)$).

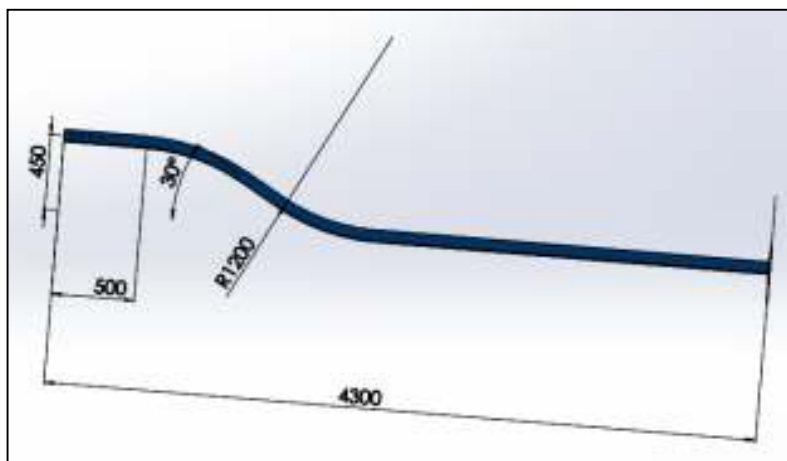


Figura.9.4.6 trave principale dopo la piegatura

La prima verifica è stata effettuata col metodo FEM, dopo aver caricato il gruppo telaio con le forze uguali e contrarie del gruppo quadrilatero articolato con il quale esso è in contatto.

Le tensioni a fatica sono associate a due sezioni della travatura chiamate A e B (cerchiate nella figura sottostante).

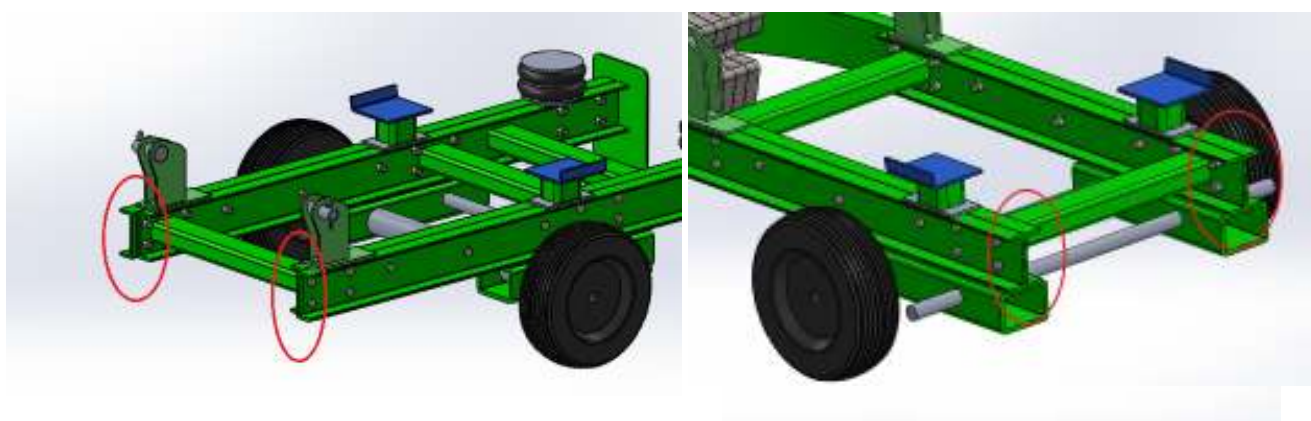
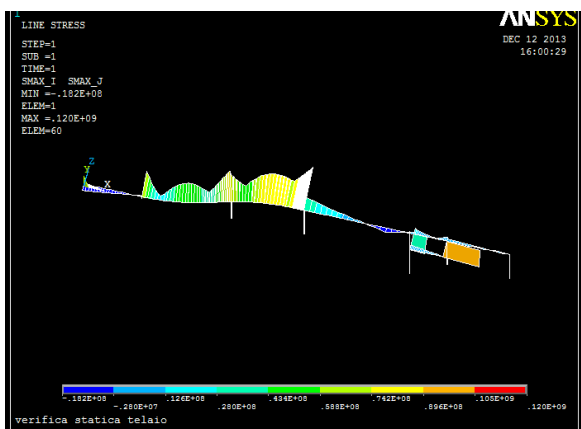
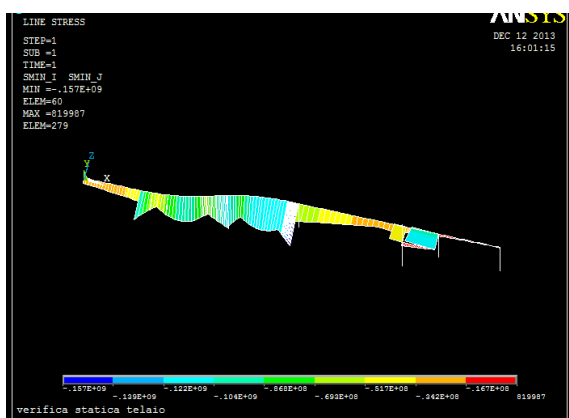


Figure.9.4.7 Sezioni della trave principale più sollecitate: A (destra) e B(sinistra)



Le tensioni massime generate sul telaio nel punto A sono:

$$s_{maxA} = 120 \text{ MPa}$$

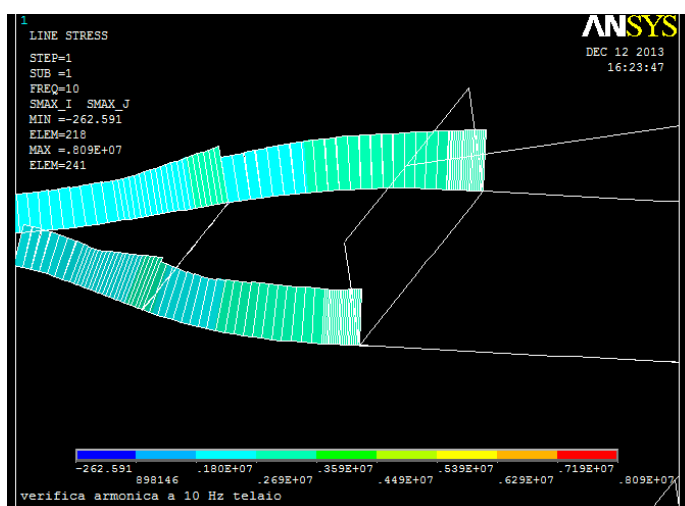


Le tensioni minime generate sul telaio nel punto A sono:

$$s_{minA} = -157 \text{ MPa}$$

Figure.9.4.8 Tensioni statiche massime e minime sulle sezioni A e B

Gli effetti dinamici sul telaio generano tensioni massime sulle sezioni A e B, come si riporta di seguito:



La tensione alternata massima generata sulla sezione del telaio nel punto A è di:

$$s_{amaxA} = +3 \text{ MPa}$$

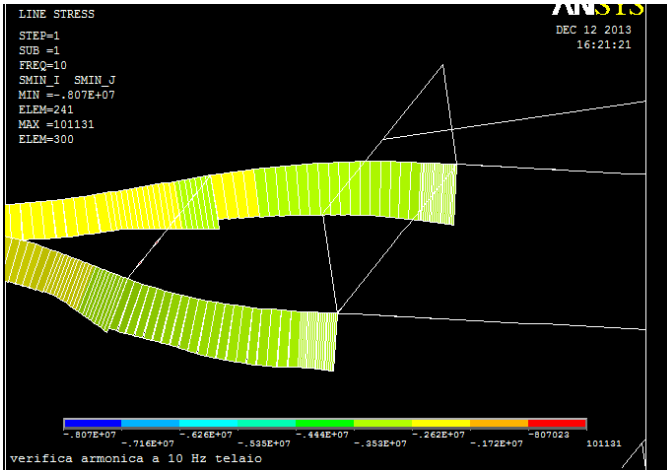


Figure.9.4.9 Tensioni alternate massime e minime sulle sezioni A

La tensione alternata minima generata sulla sezione del telaio nel punto A è di:

$$s_{aminA} = -3.5MPa$$

La tensione media sulla sezione B risulta di soli 57 MPa ed è associati a carichi dinamici di circa 8 MPa.

$$s_{mediaB} = \frac{110009.8 \cdot 0.16}{135410^{-8} \cdot 2} = 57 \text{ MPa}$$

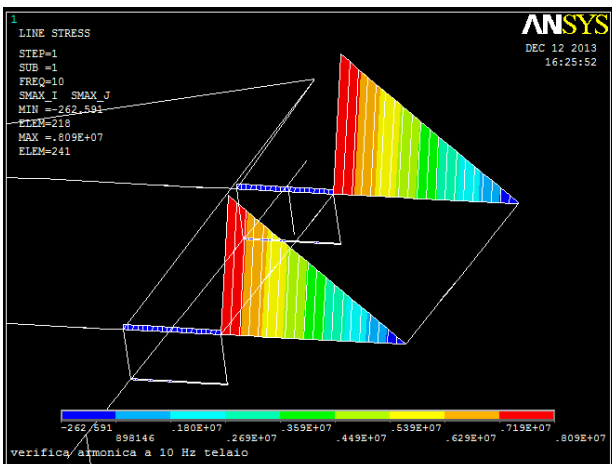


Figure.9.4.10 Tensioni alternate massime e minime sulle sezioni B

La tensione alternata minima generata sulla sezione del telaio è di:

$$s_{aB} = \pm 8Pa$$

Per la verifica a fatica, considerando di $R_m=700$ MPa un carico a rottura garantito dal fornitore, è possibile stimare la tensione limite di:

$$S_n = S_n' C_l C_d C_s = (700 \cdot 0.5) \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot 0.6 = 157 \text{ MPa}$$

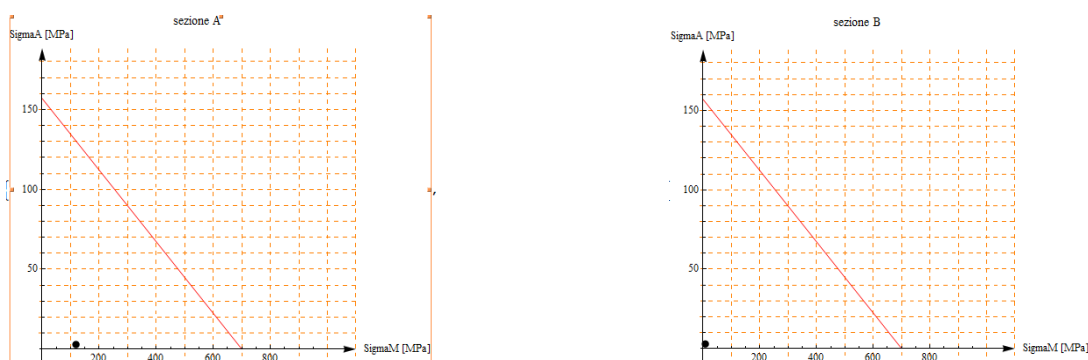


Figura.9.4.11 Curva di Wohler delle sezioni A e B

- Zavorre

Come visibile nella figura 9.4.1, il telaio ha 8 zavorre da 75 kg ciascuna, per un totale di 600 kg. Con ciò si vuole evitare che il ripuntatore, nell'atto dell'abbassamento dell'eccentrico, si sollevi in corrispondenza del gancio di traino. In via cautelativa è stata valutata la forza esercitabile dal gancio nel caso l'eccentrico trasmetta al telaio una forza verso il basso di 1 ton. Imponendo l'equilibrio a momento rispetto al ruotino il peso a cui è

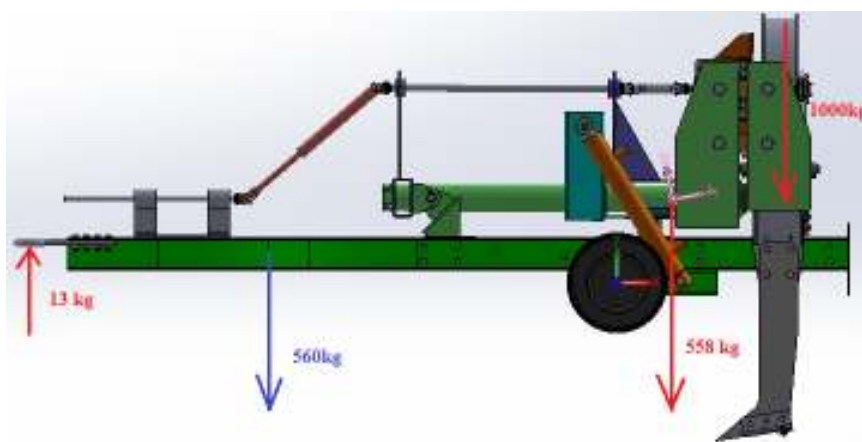


Figura.9.4.12 Azioni sul telaio in fase di abbassamento

sottoposto il gancio del mezzo è di 13 kg verso l'alto. Lo stesso verso della forza sul gancio si riscontra in fase di sollevamento dell'eccentrico.

-Verifica della saldature della cerniera

Si suppone che la cerniera venga realizzata per piegatura a caldo di una lamiera di 1 cm di spessore e saldata ai bordi su una flangia rettangolare.

Lo spessore della sandatura è di 1 cm lungo i bordo a contatto con la flangia.

In fase di lavoro la tensione massima sulla saldatura è di:

$$\sigma_{max} = -\frac{3.6 \cdot 1000 \cdot 9.8}{4628} + \frac{3.6 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 236}{1.504683741 \times 10^7} \frac{161}{2} = 37 \text{ MPa}$$

In fase di sollevamento, le tensioni diventano pari a:

$$\sigma_{max} = \frac{0.18 \cdot 1000 \cdot 9.8}{4628} + \frac{0.24 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 236}{1.504683741 \times 10^7} \frac{161}{2} = 3 \text{ MPa}$$

-Verifica fori cerniera

I fori della cerniera, in fase di lavoro, sono interessati da una tensione massima di:

$$s_{max} = \frac{\frac{\sqrt{3.6^2 + 3.88^2}}{2} \cdot 1000 \cdot 9.8}{(100 - 50)10} \cdot 2.5 = 130 \text{ MPa}$$

In fase di sollevamento la tensione massima è di:



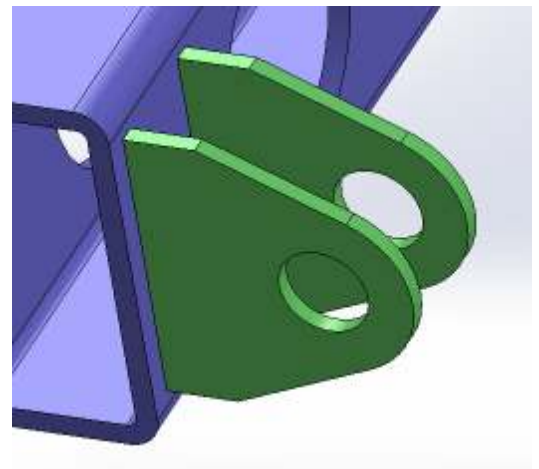
$$s_{max} = \frac{\sqrt{0.18^2 + 0.24^2}}{2} \frac{1000 \cdot 9.8}{(100 - 50)10} \cdot 2.5 = 7 \text{ MPa}$$

- *Verifica della saldatura della cerniera (attacco telaio flottante)*

Gli attacchi della cerniera in corrispondenza del telaio oscillante sono saldati lungo i bordi con cordoni di 1 cm di spessore.

In fase di lavoro la tensione massima si attesta intorno a:

$$\begin{aligned} s_{max} &= - \frac{3.61000 \cdot 9.8}{2976} \\ &\quad - \frac{3.88 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 100 \cdot 160}{8398848 \cdot 2} \\ &= -48 \text{ MPa} \end{aligned}$$



In fase di sollevamento invece le tensioni raggiungono circa 3 MPa:

$$s_{max} = \frac{0.2410009.8}{2976} + \frac{0.1810009.8100 \cdot 160}{8398848 \cdot 2} = 2.47 \text{ MPa}$$

10. Conclusioni

Il lavoro presentato mostra la possibile sintesi progettuale di un ripuntatore a vibrazione. Si è operato al fine di massimizzarne l'efficacia, rendendo coerente il modello di sollecitazione bidimensionale tramite il generatore di vibrazioni direzionali (VS).

Le prestazioni garantite dal ripuntatore così riprogettato assicurano prestazioni superiori a quelle del precedente modello sperimentale descritto in [3]. Esso si presentava così fatto: eccentrico montato direttamente sulla macchina; peso complessivo del rimorchio pari a 1850 Kgf; fronte di lavoro di 1,5m, con profondità massima raggiunta di 54 cm. In esso inoltre le vibrazioni potevano essere trasmesse anche al gancio di traino, non assicurando un adeguato comfort all'operatore.

La soluzione qui progettata, grazie all'uso del Quadrilatero Articolato, isola maggiormente il mezzo dalle vibrazioni, garantendo una profondità massima di lavoro di 60 cm, un fronte di lavoro largo 2,4 m ed un peso totale del mezzo pari a circa 950 Kgf. In tal modo l'eccentrico trasmette le forze direttamente al suolo, evitando che esse si propaghino, attraverso il gancio di traino, fino all'operatore.

A queste specifiche principali vanno aggiunti i criteri di progetto relativi alla realizzazione, produzione e messa in commercio della macchina progettata. Con questi si è cercato di:

- Ridurre il più possibile gli ingombri massimi del Vibration Source.
- Ottimizzare la forma di alcune componenti al fine di diminuire i costi per una possibile produzione in serie (telaio del VS ed eccentrico).

- Diminuire i costi di montaggio della macchina, permettendo una produzione il più possibile in parallelo dei diversi complessivi da assemblare (il VS e il differenziale sono collegati a tal fine tramite un controtelaio).

Ricordiamo infine che l'efficacia del ripuntatore dipende non tanto dalle vibrazioni in sé, ma piuttosto, dal fatto che esse sono trasmesse direttamente al suolo sì da decompattarlo e disgregarlo più omogeneamente.

Nel caso in cui l'eccentrico risulti “troppo efficace” si avrebbe un “saltellamento” del suolo; per ovviare a tale inconveniente, si potrebbe intervenire aumentando la velocità del mezzo o eventualmente diminuendo il peso dell'eccentrico eliminando parte delle masse rotanti fissate nel VS.

Bibliografia:

- [1]. *“Soil Failure with Narrow Tines”* R. J. Godwin e G. Spoor 1977
- [2]. *Estratto dalla Rivista Journal of Agricultural Engineering Research – n.11 - del 1966: “The Calculation of Passive Pressure in Two-Dimensional Soil Failure”*; D.R.P.Hettiaratchi , B.D. Witney, A.R. Reece
- [3]. *Estratto dagli Atti del IV Convegno Nazionale “Ingegneria per lo sviluppo dell’agricoltura” del 1988: “Vibratiller Portati e Trainati e proposta di un programma computerizzato per l’elaborazione dei dati sperimentali”* A. Peruzzi , S. B. Consorti , S. Di Ciolo
- [4]. *Estratto dalla Rivista di INGEGNERIA AGRARIA, Anno XIX – n.3 – settembre 1988: “Discissura del terreno con attrezzi vibranti portati e trainati”*; A. Peruzzi , S. B. Consorti, S. Di Ciolo
- [5]. *Mounted and drawn vibratiller and proposal for a program for tillage data processing.* A. Peruzzi, S. B. Consorti, S. Di Ciolo
- [6]. *“Discissore vibrante: proposta per impedire la propagazione delle vibrazioni alla motrice”* S. Di Ciolo, S. B. Consorti.
- [7]. *Estratto dagli Atti del convegno di Studi su: MECCANIZZAZIONE DELL’AGRICOLTURA E RISPARMIO ENERGETICO del settembre 1981 - “Risparmi energetici conseguibili con aratri vibranti ed oscillanti”* S. Di Ciolo, G. Giordani
- [8]. *Estratto dalla Rivista Journal of terramechanics – n.36 - del 1999: “Performance of an oscillating Subsoiler in breaking a hardpan”*; E. P. Bandalan, V. M. Salokhe, C.P. Gupta, T. Niyamapa

- [9]. *“The effect of oscillation angle on the performance of oscillatory tillage”* Gholamhossein Shahgoli, C. Saunders, J. Desbiolles, J. Fielke
- [10]. *Estratto dalla Rivista Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal – Vol.IX - September 2007: “Vibration Effects on the Performance of a Single-Shank Subsoiler”*; R. Karaonboonyanan, V. M. Salokhe, T. Niyamapa and Hiroshi Nakashima
- [11]. *Estratto dalla Rivista International Agricultural Engineering Journal – Vol.19, No. 1.- July 2010 – “Experimental investigation on the application of vibration to reduce draft requirement of Subsoiler”*; P.A.S. Radite , W. Hermawan, Mulyana, A.B. Rizkianda, H.B Crosby
- [12]. *“Effect of vibratory and non-vibratory sub soiling on the soil engineering properties”*, Department of Farm Machinery, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University, Mazandaran, Sari, Iran, P.O.Box: 578; R. Tabatabaekoloor, S. R. Mousavi seyedi
- [13]. *Estratto dalla Rivista Soil and Tillage Research n. 104 del 2009: “The effect of oscillation angle on the performance of oscillatory tillage”*; Gholamhossein Shahgoli, C. Saunders, J. Desbiolles, J. Fielke
- [14]. *Estratto dalla Rivista Soil and Tillage Research n. 106 del 2010: “Optimizing oscillation frequency in oscillatory tillage”*; Gholamhossein Shahgoli, C. Saunders, J. Desbiolles, J. Fielke
- [15]. *“Summary of OECD test 1919 –Nebraska summary 344 New Holland TM135 DIESEL 18 Speed”* Institute of Agriculture and Natural Resource University of Nebraska

- [16]. *“Guida alla scelta ed all’impiego delle attrezzature per la lavorazione del terreno”*, Edizioni agricole, 2012; A. Peruzzi e L. Sartori.
- [17]. *“Draught and vertical force obtained from dynamic soil cutting by plan tillage tool “ A. Watt , A .P. Onwaulu 1998*

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare di cuore tutte le persone che mi sono state vicine in questo cammino di formazione e di crescita sia scolastica che di vita.

Gli amici di Università con cui ho condiviso gioie e dolori per la preparazione degli esami. Il loro dono più prezioso è stato il senso di sincera amicizia che vale più di qualsiasi formula.

Naturalmente i miei genitori, mia sorella e mia zia e i nonni che hanno collaborato “sopportandomi” con fiducia in questi anni: ad essi va tutta la mia gratitudine.

Un grazie immenso va a mia zia Suor Anna Rosa e a Simona, mio cuore, che con affetto e amore sono sempre state con me e lo sono tuttora.

E poi come non ringraziare Maria Rosaria e Claudia per l’energia e l’aiuto trasmesso nei momenti di difficoltà?

Grazie infine a zio Raffaele che da lassù ha sempre saputo che ce l’avrei fatta!