

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì –

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
DI
SOFIA PINZA

In: PROGETTAZIONE MECCANICA E COSTRUZIONE DI
MACCHINE

**Studio della struttura di sollevamento
e ribaltamento del cesto di raccolta in
un tagliaerba a piatto frontale**

RELATORE

Prof. GIORGIO OLMI

CORRELATORE

Prof. VINCENZO DAL RE

Anno Accademico 2012/2013 Sessione IIa

INDICE

Introduzione.....	pag. 1
1.L'AZIENDA GRILLO SPA.....	pag. 3
2.TAGLIAERBA SERIE FD E STRUTTURA SOLLEVATRICE	
2.1 TAGLIAERBA GRILLO, SERIE FD.....	pag. 7
2.2 STRUTTURA DI SOLLEVAMENTO.....	pag. 11
3. ANALISI DEL CINEMATISMO	
3.1 OBIETTIVI DEL SOLLEVAMENTO.....	pag. 15
4. ANALISI DELLE TENSIONI	
4.1 DIAGRAMMI DI SOLLECITAZIONE E PUNTI PIU' SOLLECITATI.....	pag. 19
4.2 VERIFICA DELLA SEZIONE UTILIZZATA.....	pag. 33
5.ANALISI DELLE ARTICOLAZIONI MECCANICHE	
5.1 SCELTA DEL LUBRIFICANTE.....	pag. 39
6.CICLI DI LAVORAZIONE	
6.1 DISTINTA BASE DEL SUPPORTO DELLA STRUTTURA DI SOLLEVAMENTO.....	pag. 44
6.2 COMPONENTI DEL SUPPORTO DEL CESTO RACCOGLITORE.....	pag. 45
Conclusioni.....	pag. 66
Bibliografia.....	pag. 68
Ringraziamenti.....	pag. 69

Introduzione

Durante gli studi di questi tre anni di Ingegneria Meccanica ho potuto apprezzare numerose materie, tra le quali in particolare lo studio delle strutture, meccaniche e non, approfondendo la dinamica delle sollecitazioni e delle tensioni che si sviluppano all'interno dei singoli componenti. L'importanza di questo studio è primaria, dato che dà la possibilità di svolgere numerose analisi, come per esempio il dimensionamento delle strutture e dei componenti delle stesse, l'individuazione di punti particolarmente sollecitati, la previsione di possibili deformazioni del materiale e la loro quantizzazione, lo sviluppo delle sollecitazioni a fatica, ecc.. Ma cosa più importante ancora sono le prevenzioni che possono essere effettuate dopo aver dedotto informazioni utili dalle analisi suddette. E' per questo che per la seguente tesi di laurea ho maturato l'interesse di mettere in pratica questa branca di conoscenze ingegneristiche. Lo scopo di questa tesi è analizzare e approfondire, grazie agli strumenti ricevuti durante il corso di questi tre anni di studi, alcuni componenti della struttura di sollevamento del cesto raccoglitore di una tipologia particolare di macchina per il taglio dell'erba. Lo studio si articolerà in un prima descrizione su ampia scala della natura e funzione di un rasaerba, per comprendere bene l'ambiente in cui lavora e daremo particolare attenzione anche all'azienda produttrice, per sviluppare meglio le dinamiche che stanno dietro ad alcune scelte costruttive rispetto ad altre, come vedremo in seguito. Individueremo poi il modello sul quale si soffermerà lo studio, ovvero il rasaerba FD. Se ne descriverà la funzione particolare e cosa ha spinto l'azienda a costruire questa macchina con queste precise specifiche, si darà un'occhiata anche ad un eventuale sviluppo futuro di nuove idee e modelli. Arriveremo poi nello specifico, ovvero inizieremo a guardare non più la macchina nel suo complesso, ma faremo un focus sul meccanismo di sollevamento del cesto raccoglitore, passando ad una semplificazione della struttura in un modello a parallelogramma articolato e nella ricerca, per via empirica, del dimensionamento del nostro modello, adattandolo, per quanto necessario rispettando specifici vincoli e richieste, ad un eventuale

nuovo modello che l'azienda sta mettendo a punto e che ancora non è stato presentato sul mercato. Dopo aver dimensionato il modello semplificato, esso non simulerà solamente le dimensioni e lo spazio occupato dalla struttura reale, ma si occuperà anche dei carichi in gioco durante le sue funzioni. Si prenderà allora la condizione col carico più critico, ovvero la fase di alzata, quando il cesto carico d'erba tagliata si solleva all'altezza massima, in attesa di essere ribaltato. Questa fase prevede così i maggiori sforzi da parte della struttura e merita pertanto un'attenta analisi per quanto riguarda le sollecitazioni coinvolte, i momenti applicati alla base, l'individuazione del punto più sollecitato e di quello che richiede un particolare rinforzo. Dopo tutto questo si confronterà ciò che si richiede per la resistenza ottimale del nostro modello con la reale scelta dell'azienda, dando le motivazioni che hanno spinto a preferire certe soluzioni piuttosto che altre. In seguito ci si soffermerà su un particolare aspetto della macchina: la lubrificazione. Si introdurrà l'importanza dell'utilizzo di un corretto lubrificante per ogni particolare condizione e se ne descriverà la teoria fluidodinamica che poi si utilizzerà per verificare la scelta. I punti di interesse per questo aspetto saranno le articolazioni della struttura di sollevamento e prenderemo una delle articolazioni come esempio applicativo. Infine si analizzerà la parte del supporto della struttura sollevatrice. Componente per componente si potrà descrivere la procedura di realizzazione, la tecnologia e i disegni tecnici. Tramite questa tesi si potranno perciò considerare tutte le necessarie richieste da tenere in considerazione per attuare una precisa scelta "meccanica", sia che concerna una sezione sollecitata, sia che concerna un lubrificante. Si possono presentare più strade alternative, sarà poi responsabilità e bravura dell'azienda attuare la scelta più corretta rispettando le esigenze di sicurezza, robustezza, leggerezza, rigidità, minor costo e coerenza con le soluzioni ed il design della gamma di macchine Grillo.

1. L'AZIENDA GRILLO SPA

Questa tesi è stata svolta presso l'azienda Grillo Spa di Cesena, azienda dedicata alla produzione e al commercio di macchine agricole per la manutenzione del verde e per la lavorazione di zone agricole.

Introduciamo l'azienda nella sua storia, dalla nascita allo stato attuale di crescita.



Figura 1.1.1: azienda Grillo Spa, prima e principale sede, Cesena

L'azienda Grillo nacque nel 1953 con la produzione di uno dei primi motocoltivatori della Romagna, chiamato appunto "Grillo". Nei primi anni cinquanta per la lavorazione delle campagne si utilizzava la cosiddetta "Sapadora", una macchina a corpo unico che svolgeva solo la funzione di zappare. Da qui nacque l'esigenza di una macchina che svolgesse più mansioni, necessarie per la lavorazione del terreno, e si progettò il motocoltivatore "Grillo" che si presentò come macchina multifunzione: a seconda del montaggio dei diversi accessori poteva zappare, arare, trainare un rimorchio, ed eventualmente anche svolgere la funzione di pompaggio. Inoltre l'azienda fu una delle prime a introdurre il motore Diesel su un motocoltivatore.

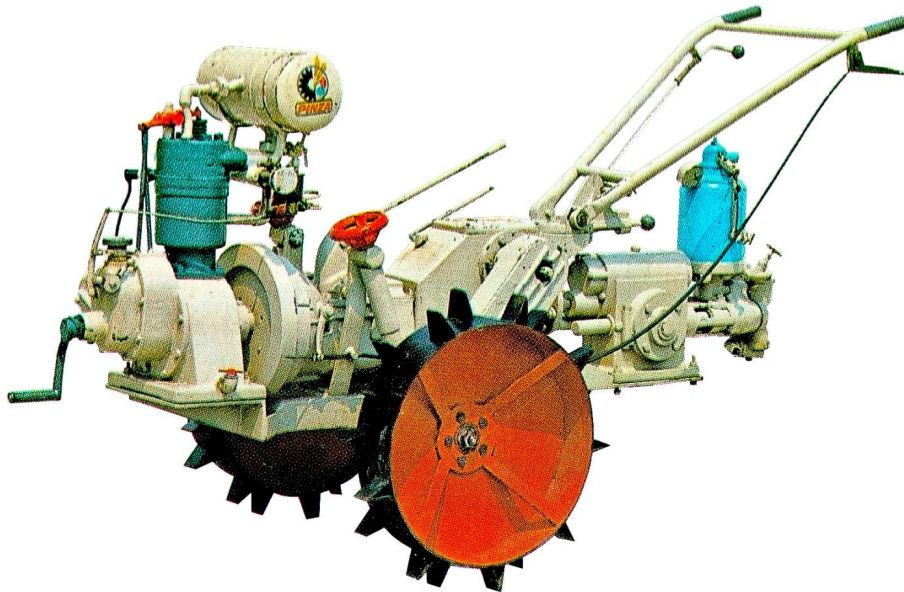


Figura 1.1.2: primo motocoltivatore Grillo

Successivamente l'azienda si sviluppò e iniziò a produrre macchine più leggere ed equilibrate, in altre parole più moderne, come nel 1965 avvenne per il "Grillino", prodotto in oltre 25.000 esemplari.

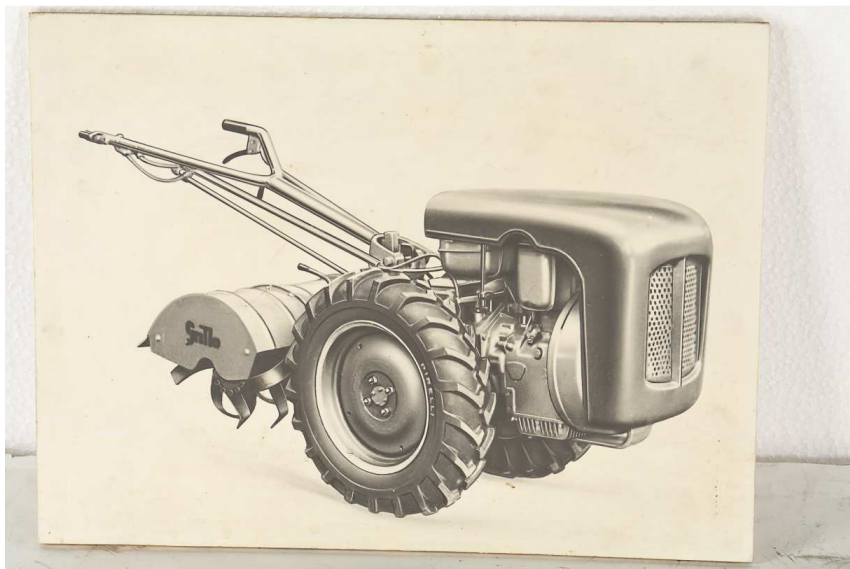


Figura 1.1.3: motocoltivatore "Grillino", uno dei primi modelli in stile moderno

L'azienda ha continuato ad espandersi e svilupparsi, allargandosi in diversi stabilimenti e amplificando la gamma di prodotti: motocoltivatori, motozappe, motofalciatrici, trattori di piccole dimensioni, motoagricole, rasaerba. Negli ultimi vent'anni la Grillo Spa è stata caratterizzata da alcuni cambiamenti significativi. Oggi la Grillo Spa ha circa duecento dipendenti e produce circa 20.000 macchine annualmente, in cinque stabilimenti a Cesena.

Da un punto di vista legato ai prodotti si è creato un forte sviluppo della gamma di macchine dedicate al verde. Il numero di modelli è aumentato, grazie all'introduzione di tecnologie migliorate, allo scopo di essere sempre competitivi sul mercato. Un esempio possono essere le trasmissioni meccaniche, in gran parte sostituite da trasmissioni idrostatiche: al posto di cambi ad ingranaggi si usano una o più pompe a cilindrata variabile e motori a cilindrata fissa sulle ruote.

La gamma di modelli è raddoppiata fino ad arrivare a circa quaranta linee di prodotto.

Per quanto riguarda la progettazione, in questi due decenni il reparto dedicato allo studio di miglioramenti e nuovi prodotti è cresciuto molto, sia per quanto riguarda il numero degli addetti, sia per i metodi e gli strumenti di lavoro. L'alto numero di nuovi progetti, compresi quelli che rimangono solo in fase di prototipazione, sono sicuramente un buon indice e chiave del buon andamento dell'azienda.

L'azienda ha sempre mantenuto un forte spirito indipendente e, per quanto riguarda la fabbricazione di componenti, la maggior parte è prodotta negli stabilimenti Grillo. Negli anni sono stati compiuti investimenti per la sostituzione di macchine utensili che, da modelli adatti a piccole officine, sono ora macchine a controllo numerico con un importante uso dell'automazione. E' possibile effettuare lavorazioni sulle fusioni grezze tra cui fresatura, alesatura, foratura, maschiatura, tornitura e rettifica, taglio di lamiera e deformazione, saldatura e

verniciatura. Questo particolare aspetto dell'azienda risulta essere un punto di forza poiché si può così garantire un controllo dei costi e della qualità, smorzando per l'azienda il fenomeno della ricerca alla delocalizzazione che negli ultimi ha caratterizzato l'industria Europea, in particolare quella italiana.

Da un punto di vista commerciale si può affermare che negli ultimi vent'anni la Grillo Spa, pur mantenendo la dimensione di piccola azienda ha potuto assistere ad una forte internazionalizzazione. Sia nell'acquisto di componenti che nella distribuzione dei prodotti, il suo raggio d'azione si è notevolmente allargato fino a toccare tutti i cinque continenti: Asia, Africa, Australia, Nord e Sud America e in prevalenza Europa.

I paesi emergenti hanno creato un effetto di "seconda giovinezza" per i prodotti legati alla produzione agricola. Inoltre l'azienda ha aperto piccole filiali estere, nel Regno Unito, in Germania e in Francia; ciò risulta impegnativo, da un punto di vista organizzativo localmente e gestionale nel complesso dell'azienda, ma si sono ottenuti buoni risultati tra cui anche una certa "apertura mentale" dell'azienda e uno sguardo sul mercato mantenendo un orizzonte più ampio.

Concludendo, l'elemento trainante dell'azienda è senza dubbio il suo spirito saldo: ".. e questo speriamo sia rimasto e rimanga nei prossimi anni lo stesso di sempre..è un segreto industriale..".

(ultime righe del messaggio del Sig. Benito Pinza)

2. TAGLIAERBA SERIE FD E STRUTTURA SOLLEVATRICE

2.1 TAGLIAERBA GRILLO, SERIE FD

L'azienda Grillo Spa presenta una gamma di macchine agricole adibite al trasporto in campo agricolo, alla lavorazione del terreno e al taglio dell'erba.

In quest'ultima sezione, si collocano diversi modelli che affrontano il taglio dell'erba diversificandosi per tipo di prato e circostanza di utilizzo: vi sono infatti trattori rasaerba con diverse funzioni di taglio, con scarico a terra o con raccolta diretta o accelerata.

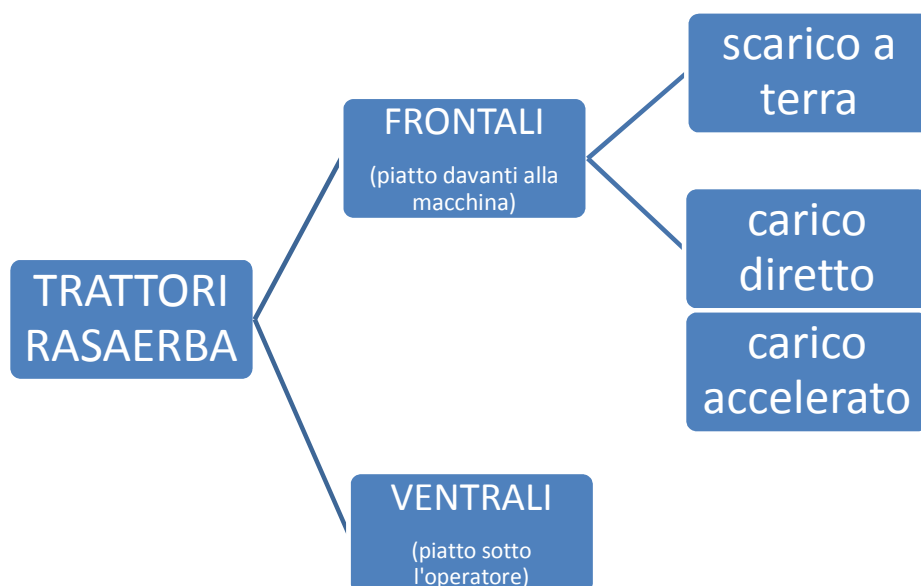


Figura 2.1.1: schematizzazione dei modelli di rasaerba Grillo, per quanto riguarda la gestione dell'erba tagliata

La serie FD, ovvero Frontal Deck, significherebbe infatti Piatto Frontale, e concerne un tipo di macchine dedicata al taglio dell'erba in particolare per grandi estensioni di verde. Il piatto davanti alla macchina permette un lavoro più veloce, più rifinito e ha un'ottima posizione per la pulizia e la manutenzione. La tipologia appartiene ai Trattori Rasaerba Frontali con raccolta centrale ed accelerata. A questa categoria appartengono i modelli FD 1100 e FD2200 della serie Professionale, uno superiore all'altro per potenza e per maggiori carichi d'erba.

E' in corso la progettazione e la messa a punto di un nuovo modello di FD in attesa di essere introdotta sul mercato: FD 900. Durante l'analisi si prenderà anch'esso in considerazione.



Figura 2.1.2: FD 1100

La serie FD presenta un piatto tagliaerba frontale:



Figura 2.1.3: carico centrale



Figura 2.1.4: carico laterale

Le lame controrotanti nel sistema di carico centrale (fig. 2.1.3) effettuano il taglio dell'erba che arriva al cesto di raccolta tramite un tubo passante sotto il sedile del guidatore e in mezzo alle ruote. Nel caso invece di sistema di scarico laterale (fig. 2.1.4) le tre lame ruotano nello stesso senso e spingono l'erba tagliata fuori dal piatto, senza che ci sia raccolta con il cesto.

Nel caso in cui l'erba tagliata venga raccolta nel contenitore a scarico rialzato:



Figura 2.1.5: FD 1100 con cesto rialzato

2.2 STRUTTURA DI SOLLEVAMENTO

Di particolare interesse è la struttura di sollevamento presente negli FD, che tramite un pistone oleodinamico agisce sul cesto rialzandolo e mantenendolo in piano all'altezza voluta, per poi comandare il ribaltamento affinché esso possa svuotarsi dell'erba raccolta.



Figura 2.2.1: Definizioni di componenti della struttura di sollevamento del cesto

La struttura è composta da due torri solidali con la macchina fissate alla base su appositi sostegni; ad ognuna di esse sono collegati i due bracci tramite articolazioni meccaniche ed infine vi sarà un ulteriore collegamento alla parte sottostante il cesto.

Lo studio prevede una prima analisi del cinematismo in versione semplificata della struttura sollevatrice, passando poi alla verifica dei carichi e determinazione

dei punti più sollecitati, valutazione sulla sezione più conveniente per i bracci e le torri e infine uno zoom sulle articolazioni con specifiche sul lubrificante.

Le torri della struttura svolgono un ruolo fondamentale nel sollevamento. Esse devono risultare altamente resistenti, ma non eccessivamente pesanti e ingombranti. Il momento più elevato che si riscontra in posizione di alzata si manifesterà proprio alla base delle torri, per questo la loro progettazione richiede un notevole impegno e precisione.



Figura 2.2.2: primo piano di una delle due torri della struttura

Collegati alle torri tramite quattro articolazioni meccaniche, vi sono i bracci di sollevamento. Nel modello semplificato, oggetto di questo studio, il loro moto è parallelo e sincronizzato, ma nella realtà essi sono stati progettati per avere un movimento più indipendente e permettere anche il ribaltamento successivo all'alzata. I perni per i bracci in realtà non solo verticalmente allineati, come invece è stato considerato nel modello semplificato.



Figura 2.2.3: Primo piano dei bracci e del supporto per il cesto

Anche il supporto sottostante il cesto è collegato tramite articolazioni meccaniche ai bracci della struttura. Esso si manterrà sempre parallelo al terreno durante il moto di sollevamento, ed anche in fase di scarico poiché, come si vede nella figura 2.2.3, dovrà resistere alle sollecitazioni date dal sistema di ribaltamento che poggia proprio su tale supporto.

Nel complesso ecco la struttura che analizzeremo:



Figura 1.2.4: Visione complessiva della struttura per il sollevamento del cesto

3. ANALISI DEL CINEMATISMO

3.1 OBIETTIVI DEL SOLLEVAMENTO

Affrontiamo ora l'analisi cinematica della struttura, schematizzandola e inserendola in un semplice modello matematico:

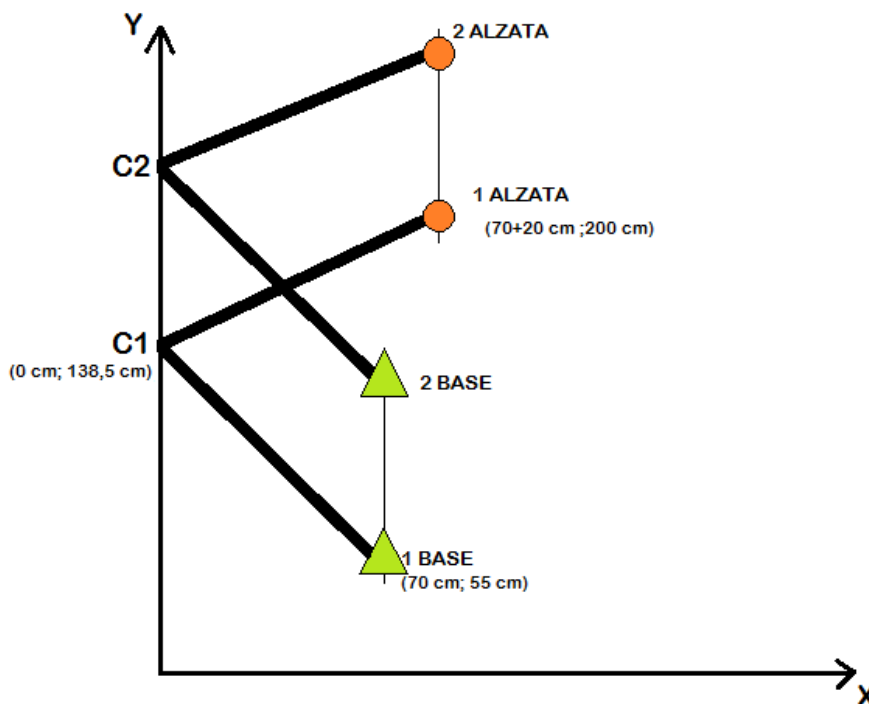


Figura 3.1.1: schematizzazione dei bracci della struttura, in verde la posizione di entrambi i bracci superiore e inferiore in fase di riposo ovvero nella posizione base, in rosso posizione dei bracci superiore e inferiore in fase di alzata completa. Sono date le coordinate di altezza e sbalzo del braccio inferiore.

Prendendo la semplificazione dei bracci, considerati così paralleli, sarà possibile utilizzare l'equazione della circonferenza per tracciare lo spostamento del cesto collegato ai bracci:

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = r^2$$

con (a,b) coordinate del centro C, nel seguente calcolo preso come centro della traiettoria del braccio inferiore, ovvero C₁.

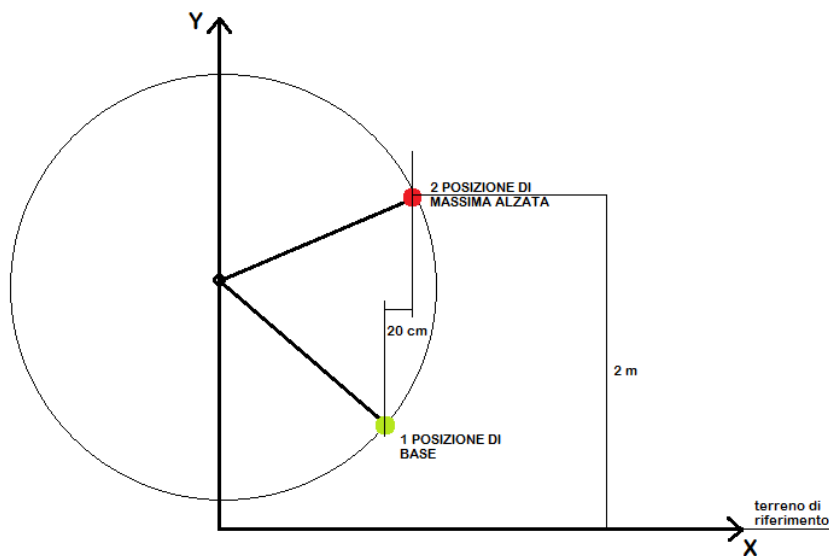


Figura 3.1.2: schematizzazione della traiettorie compiute dal braccio inferiore, utilizzando l'equazione circonferenziale

Prendendo direttamente le misure sul modello reale in troviamo le coordinate del cesto in posizione di riposo: $P_1=(65 \text{ cm}, 55 \text{ cm})$. L'obiettivo del cesto sarà di raggiungere un'altezza di 2 metri e uno sbalzo rispetto alla posizione di base di 20 centimetri. Queste specifiche sono determinate dall'utilizzo, infatti l'altezza richiesta si presta per scaricare il carico d'erba nel cassone retrostante un camion per la raccolta e lo sbalzo sarà un compromesso tra la necessità di far sporgere il più possibile il cesto per evitare che l'erba ricada sulla macchina in fase di scarico e tra la pericolosità di un carico troppo sporgente che rischia di sbilanciare la macchina.

Partendo dalle coordinate di base possiamo così trovare il raggio della circonferenza tracciata dal braccio inferiore, ovvero la lunghezza di tale braccio:

$$r = \sqrt{[(65 - 0)^2 + (60 - 138.5)^2]} = 101 \text{ cm}$$

Questo risultato lo possiamo confrontare con il metodo utilizzato per ottenere i medesimi obiettivi.

Tramite il programma di disegno tecnico INVENTOR è stato possibile rappresentare una struttura in ferro piatto rappresentante il nostro sollevatore.

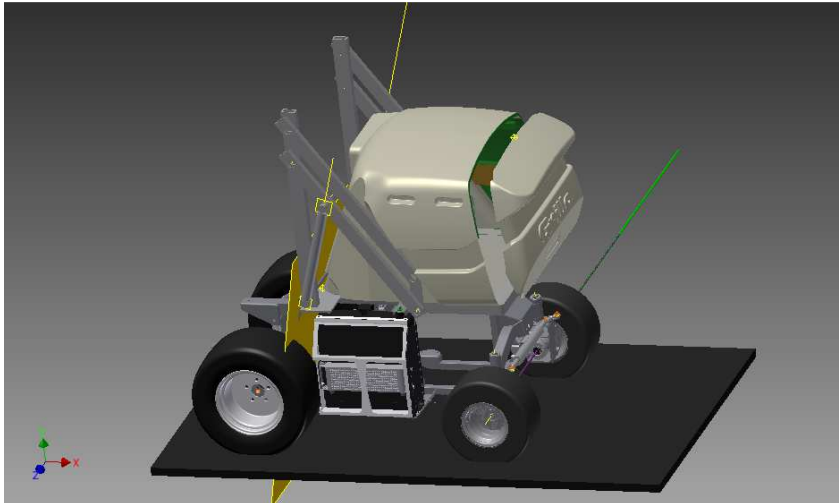
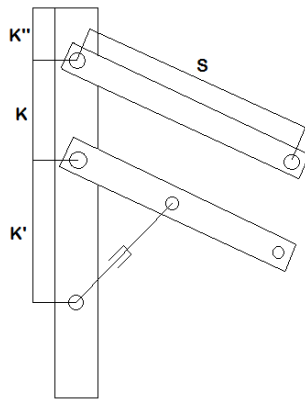


Figura 3.1.3: modello di FD900 disegnato con INVENTOR, sul quale è stato dimensionato la struttura semplificata, simulata in ferro piatto, con l'aggiunta del pistone, sempre simulato.

Tale struttura è stata inserita in un disegno di partenza, ovvero il progetto di FD900 senza la struttura sollevatrice. Rispettando gli spazi richiesti dalla zona del guidatore, dal radiatore sottostante il cesto, dal cesto stesso collocato nella posizione di riposo, procedendo per differenti combinazioni di misure è stato possibile definire le misure approssimate dei diversi componenti (figura 3.1.4), indicando con i parametri, K, K^I, K^{II}, S diverse distanze tra i perni e la geometria della torre e anche la misura dei bracci. Le misure ottimali ottenute, come già detto, sono prevedibilmente approssimate, ma considerando le semplificazioni attuate, tuttavia hanno una buona coerenza con la realtà.



K	K'	S	ALZATA	SBALZO
170	556	715	1994	nullo
"	730	855	2000	19 (2° braccio vincolato, aumento K" traslando i bracci)
"	600	750	2000	1 (sposto la torre sulla sua base portandola a sinistra)
"	750	910	2000	21

*tutti i valori misurati in mm, eccetto per lo sbalzo misurati in cm

Figura 3.1.4: tabella riportante le combinazioni di misure dei parametri fino ad arrivare alla combinazione ottimale segnata in rosso.

L'unico parametro fissato era la distanza tra i due perni dei bracci posti sulla torre, ovvero il parametro K.

Possiamo così notare che dopo diversi tentativi si è ottenuto uno sbalzo di 21 centimetri e un altezza di 2 metri, valori accettabili poiché le richieste erano leggermente maggiorate considerando i giochi presenti nella struttura che porteranno a valori più bassi.

Confrontando le misure del braccio che si sono ottenute nei due metodi:

$r = 101$ cm metodo matematico

$S = 910$ mm ovvero 91 cm

Vediamo che c'è una buona approssimazione, dovuto a piccoli errori nelle misurazioni, giochi presenti e modello matematico che non teneva conto del diametro dei perni.

4. ANALISI DELLE TENSIONI

4.1 DIAGRAMMI DI SOLLECITAZIONE E PUNTI PIU' SOLLECITATI

Affronteremo ora l'analisi dei carichi e delle consecutive tensioni che si propagano nella struttura in posizione rialzata. Schematizzo il nostro modello, inserendo le misure risultanti dall'ultimo tentativo ottenuto nell'analisi cinematica e aggiungendo il supporto del cesto. Supporremo che il carico che agisce perpendicolarmente sul supporto comprenda il peso dell'erba a pieno carico, il peso del cesto e della struttura, l'inerzia del carico d'erba, data dal fatto che il cesto viene scrollato in fase di scarico, per un totale di 250 chilogrammi approssimativi.

Avremo così un carico pari a $F = 9.8\text{m/s}^2 \cdot 250\text{ kg} = 2450\text{ N}$

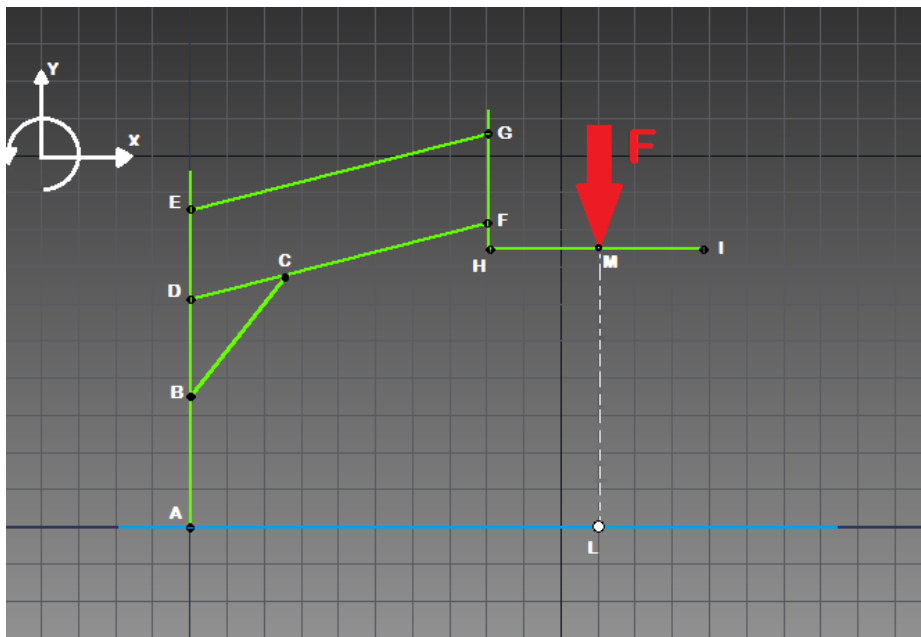


Figura 4.1.1: schematizzazione della struttura, con carico applicato sul supporto, terreno di riferimento e sistema di riferimento x-y

La forza che prendiamo in considerazione sarà tuttavia la metà poiché noi studieremo mezza struttura, ovvero la composizione di solo una torre con i due bracci collegati al supporto cesto.

I dati di partenza che consideriamo saranno perciò:

$$F = 2450/2 = 1225 \text{ N}$$

Lunghezze in mm :

$$AB=50 \quad BC=870 \quad BD=700 \quad DE=170 \quad DC=250 \quad CF=660 \quad EG=910 \quad GF=170$$

$$HM=207,5 \quad LA=949,36$$

$$\text{Angoli: } EGF=54,61^\circ \quad DCB=41,05^\circ \quad DEG=125,39^\circ$$

Iniziamo verificando che la struttura sia isostatica. La formula utilizzata sarà:

$$3n - 3i - 2c - 1p = 0$$

Inseriremo nel parametro n il numero dei membri, in i il numero di incastri, in c il numero di cerniere, in p il numero di carrelli. Se otterremo l'uguaglianza allora vorrà dire che la struttura è isostatica:

$$3 \cdot 5 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 0 = 0$$

infatti lo è.

Possiamo stabilire, considerando l'incastro e la forza agente sul punto M che nel punto A avremo le seguenti reazioni.

Una forza verticale di verso opposto a F e pari modulo:

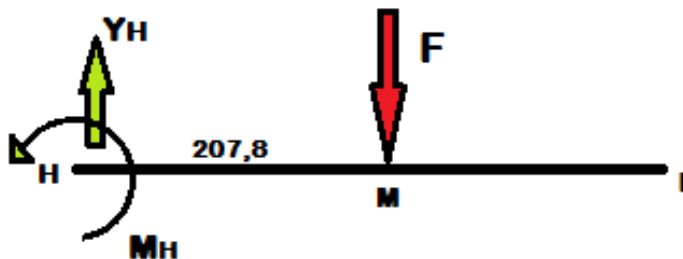
$$\uparrow Y_A = 1225 \text{ N}$$

un momento in senso antiorario generato dalla forza F per il braccio LA:

$$M_A = 1162966 \text{ Nmm}$$

Ora analizzeremo ogni tratto della struttura nel particolare, considerando anche i diagrammi delle sollecitazioni.

Tratto HI:



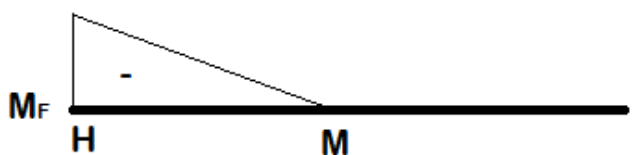
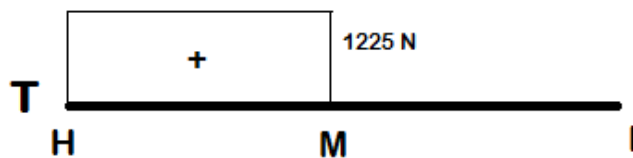
Otterremo le reazioni vincolari in H per l'equilibrio lungo X,Y, attorno a M:

→X: $X_H = 0 \text{ N}$

↑Y: $Y_H = 1225 \text{ N}$

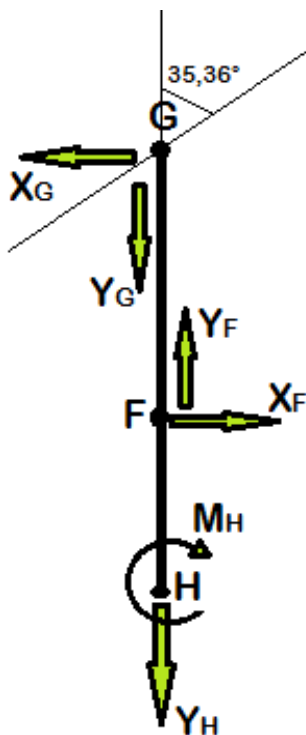
M: $M_H = F \cdot 207,5 = 254187,5 \text{ Nmm}$

Diagrammi di Sforzo Normale N, Taglio T e Momento Flettente M_F :



Possiamo notare come la base del supporto sia sollecitato maggiormente in prossimità dell'attacco con l'altra parte del supporto, collegata ai bracci. In questi casi la leggerezza del materiale della struttura sarà una caratteristica fondamentale per non incrementare ulteriormente gli sforzi. Ovviamente però si dovranno rispettare le richieste di resistenza, in questo punto non indifferente.

Tratto GH:



Riportiamo le reazioni vincolari uguali in modulo a quelle di H ma con versi opposti dato che siamo sul tratto di trave GH. Facciamo ancora l'equilibrio lungo la direzione X, Y e attorno a F:

F: $-M_F + X_G \cdot 170 = 0$ da questa equazione ottengo $X_G = 1495,22 \text{ N}$

$\rightarrow X$: $-X_G + X_F = 0$ segue che $X_F = X_G$ $X_F = 1495,22 \text{ N}$

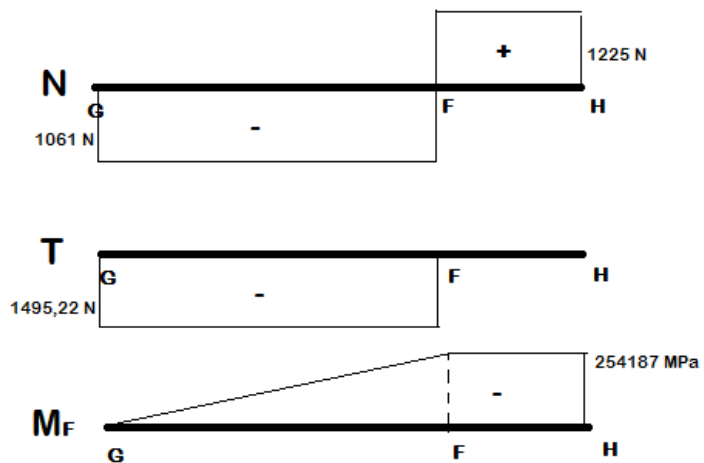
$\uparrow Y$: $-Y_G + Y_F - Y_H = 0$ segue che $Y_F = Y_G + Y_H$ Y_H noto dal tratto IH

aggiungendo: $Y_G/X_G = \tan(35.39)$ si otterranno tutte le incognite:

$$Y_G = 1061 \text{ N} \quad Y_F = 2286 \text{ N}$$

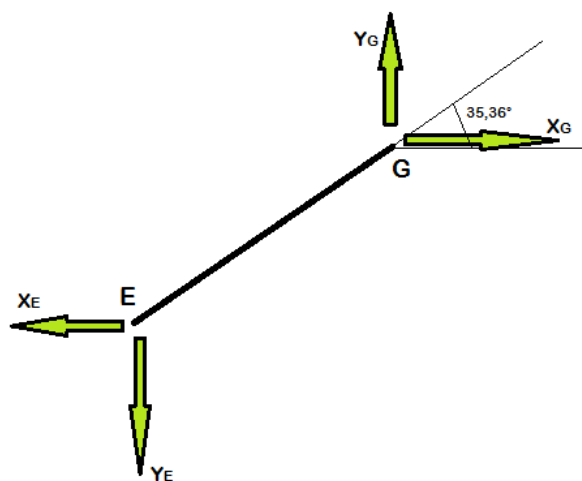
Questa parte del supporto richiede una certa attenzione nella progettazione, infatti dovrà resistere alle sollecitazioni prodotte dalle forze trasferite tramite i perni dei bracci inferiore e superiore, che si comporteranno in maniera diversa, come vedremo a breve.

I diagrammi risulteranno essere:



Dai diagrammi possiamo vedere come il tratto FH non sia soggetto a taglio, poiché le forze trasmesse con i perni vengono tra loro bilanciate. Sarà però presente un momento costante in quel tratto che conferma le precedenti osservazioni sul fatto che l'attaccatura delle due parti del supporto sarà sicuramente un punto delicato.

Tratto EG:



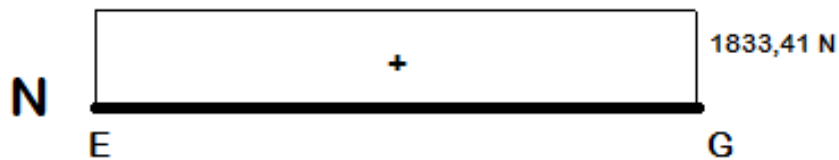
Riportando le reazioni nel tratto EG è possibile notare che tale tratto è un'asta, ovvero è compresa tra due cerniere. Pertanto le reazioni che troviamo in E saranno opposte in verso e uguali in modulo a quelle presenti in G.

$$\rightarrow X: X_G = X_E = 1495,22 \text{ N} \quad \uparrow Y: Y_G = Y_E = 1061 \text{ N}$$

Si può anche ottenere la risultante che sarà quella forza che metterà in trazione l'asta EG facendola divenire un tirante:

$$R_G = R_E = (X_G^2 + Y_G^2)^{1/2} = 1833,41 \text{ N}$$

Vi sarà solo il seguente diagramma:

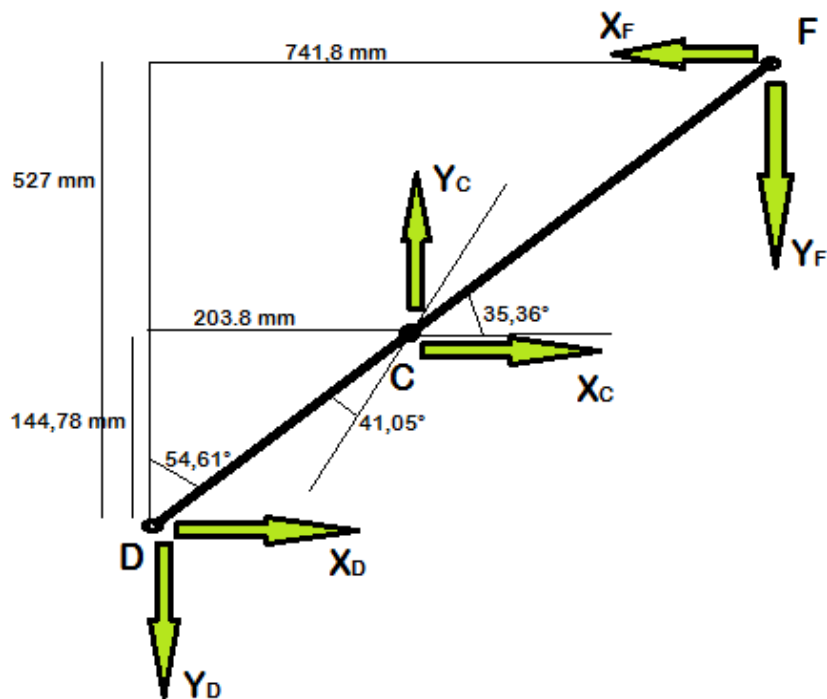


Il taglio e il momento flettente in un'asta risultano nulli, perciò si rappresenta solo il diagramma di Sforzo Normale.

Osservando tale diagramma possiamo appunto parlare del braccio EG come di un tirante. Infatti esso risulta essere il braccio superiore e svolge un compito ben preciso ovvero trattenere il carico dal ribaltarsi facendo perno proprio sull'articolazione del braccio inferiore.

Passiamo ora ad analizzare il braccio inferiore. Il suo studio è più complesso e non risulterà un'asta come il braccio superiore. Dovremo infatti riportare le forze esercitate sul braccio e considerarle proiettate parallelamente e perpendicolarmente il braccio, per poi poter disegnare i diagrammi e trovare i punti di maggiore interesse.

Tratto FD:



Questo tratto, ovvero il braccio inferiore, non si comporta come il braccio superiore, appena analizzato. La presenza di un'ulteriore cerniera interna al tratto fa sì che non si comporti come un'asta.

Possiamo effettuare gli equilibri lungo le direzioni x e y:

$$\rightarrow X: -X_F + X_C + X_D = 0$$

aggiungo la relazione $Y_C/X_C = \tan(41,05+35,39)$ poiché il tratto CB è un'asta

$$\uparrow Y: -Y_F + Y_C - Y_D = 0$$

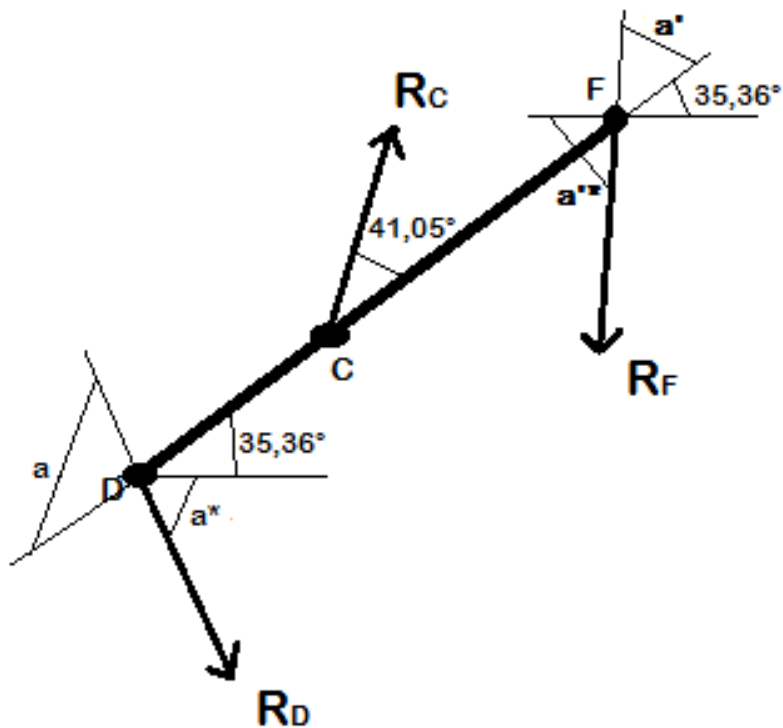
$$D: Y_C \cdot 203,80 - X_C \cdot 144,78 + X_F \cdot 527,02 - Y_F \cdot 741,86 = 0$$

Da queste equazioni messe a sistema sarà semplice trovare tutte le forze applicate al tratto DF, però nelle direzioni del sistema di riferimento generale:

$$X_C = 1296,4 \text{ N} \quad Y_C = 5375 \text{ N}$$

$$X_D = 198,82 \text{ N} \quad Y_D = 3089 \text{ N}$$

Per disegnare i diagrammi ci occorre conoscere le componenti delle reazioni risultanti trovate in direzioni parallele e perpendicolari al tratto FD:



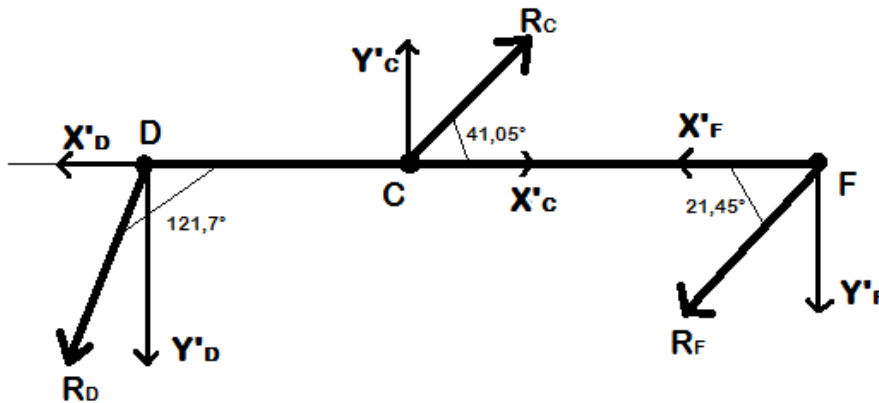
$$R_F = 2731,57 \text{ N}$$

$$R_C = 5529 \text{ N}$$

$$R_D = 3095,4 \text{ N}$$

Questo passaggio dal sistema di riferimento generale ad uno relativo all'asta ci porta a lavorare con le proiezioni delle forze. La trattazione sarà più elaborata, ma anche fondamentale per conoscere le componenti che agiscono per compressione e trazione e come taglio, generando di conseguenza momenti e dimostrando che non si tratta di un'asta.

Vediamo ora l'asta nel sistema di riferimento con assi paralleli e perpendicolari alla stessa:



Da cui calcolare i loro angoli

$$\alpha^* = \arctg(-Y_D/X_D) \quad \alpha = \alpha^* + 35,36^\circ = 121,7^\circ$$

$$\alpha^{l*} = \arctg(Y_F/X_F) = 56,81^\circ \quad \alpha^l = \alpha^{l*} - 35,36^\circ = 21,45^\circ$$

e le loro proiezioni lungo le suddette direzioni:

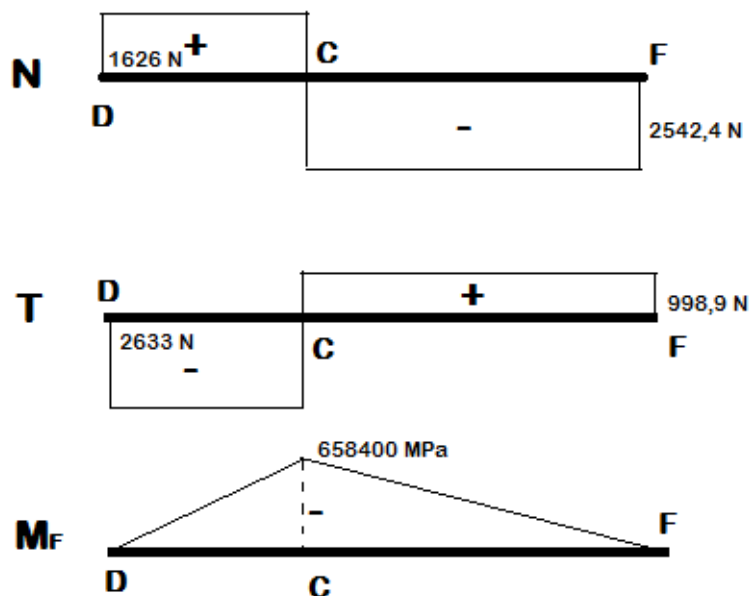
$$X_D^l = 1626 \text{ N} \quad Y_D^l = 2633,6 \text{ N}$$

$$X_C^l = 4169,6 \text{ N} \quad Y_C^l = 3631 \text{ N}$$

$$X_F^l = 2542,4 \text{ N} \quad Y_F^l = 998,9 \text{ N}$$

Come già detto, queste sono le componenti che ci permettono di tracciare i diagrammi delle sollecitazioni, fondamentali per capire il comportamento di un componente sottoposto a sforzi.

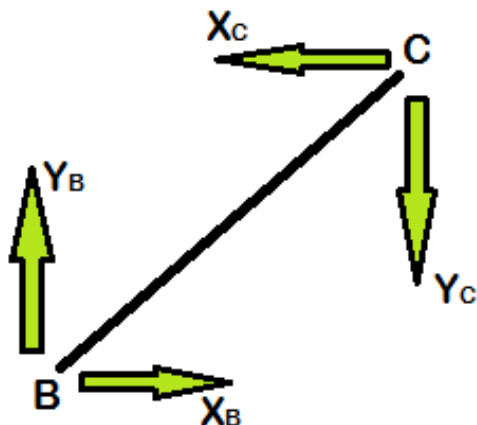
Possiamo tracciare i diagrammi:



Troviamo da questa analisi che il punto soggetto a maggiore sollecitazione è il punto C, dalla parte destra. Si può comprendere per il fatto che un notevole rilievo nelle sollecitazioni è dato a quelle di flessione. In questo caso osserviamo che il picco di momento flettente è presente in C. Però esso è pari da entrambi i lati del punto; la differenza la fa lo sforzo normale che risulta essere superiore dalla parte destra. Il taglio non ha elevata influenza poiché esso si manifesta con suo valore massimo al centro della sezione, mentre il momento flettente è massimo in corrispondenza della superficie. In superficie il taglio risulta nullo mentre lo sforzo normale sarà costante su tutta la sezione. Per questo sommiamo gli effetti di momento flettente e sforzo normale, ottenendo che il punto più sollecitato sarà il punto C sul lato destro, come detto.

Tratto CB:

Questo tratto simula il pistone idraulico e anche esso si comporta come un'asta, ovvero può essere solo traziionato o compresso.

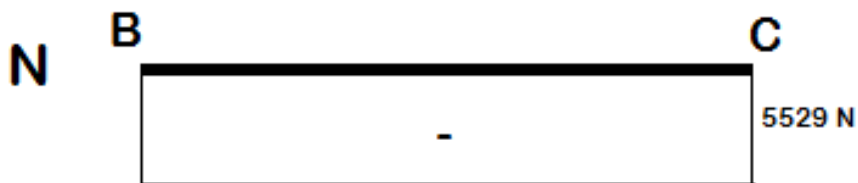


$$\rightarrow X: X_C = X_B = 1296,4 \text{ N}$$

$$\uparrow Y: Y_C = Y_B = 5375 \text{ N}$$

In questo caso CB risulta essere un puntone poiché le risultanti che otterremo dalle reazioni comprimeranno il tratto.

$$R_C = R_B = (X_C^2 + Y_C^2)^{1/2} = 5529 \text{ N}$$

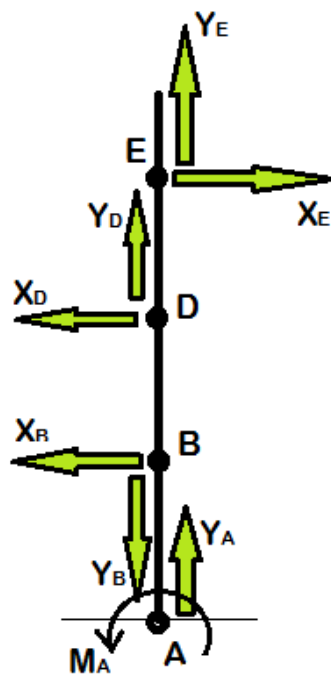


Il taglio ed il momento flettente saranno nulli.

Il fatto che il tratto BC sia un puntone conferma la presenza del pistone oleodinamico. Infatti la pressione che sarà esercitata tramite la compressione dell'olio permetterà al pistone di bilanciare queste forze di compressione e di mantenere la struttura in posizione di alzata massima, con il supporto parallelo al terreno.

Nella trattazione cinematica era stato anche considerato il dimensionamento del pistone, anche in questo caso rispettando le richieste specifiche della macchine in quanto agli ingombri del componente. Il dimensionamento avverrà non solo considerando gli ingombri, ma soprattutto considerando proprio le forze in gioco, in questo caso prendendo il risultato delle forze che comprimono il tratto BC, ovvero 5529 N. Ipotizzando il pistone come un cilindro percorso da un pistone interno possiamo dire che questa forza si può trasformare in pressione dividendola per l'area del pistone stesso, ovvero per l'alesaggio, ed essa assumerà valori più o meno alti a seconda delle dimensioni del pistone oleodinamico. Questo avrà i limiti suddetti legati all'ingombro che dovrà essere contenuto.

Tratto EA:



In questo tratto attueremo le verifiche della trattazione delle tensioni. Inseriremo nelle equazioni degli equilibri i valori finora trovati e se otterremo risultati prossimi allo zero avremo correttamente svolto l'analisi.

$$\rightarrow X: X_E - X_D - X_B = 0$$

verificato, con un'impresione di 3 N, trascurabili

$$\uparrow Y: Y_E + Y_D - Y_B + Y_A = 0$$

verificato esattamente

$$A: M_A + X_B * 50 + X_D * 750 - X_E * 920 = 0$$

verificato, ma con una precisazione

Per quanto riguarda il momento nel punto A, nella verifica non apparirà un valore prossimo allo zero, bensì 1501 Nmm.

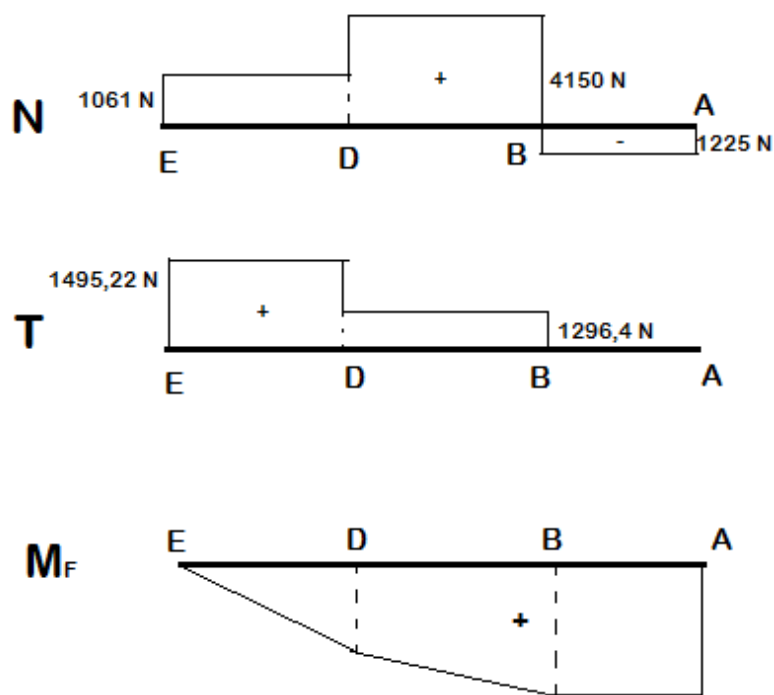
Apparentemente potrebbe portare a pensare ad errori presenti nell'analisi ma in realtà non è così. Durante la trattazione delle sollecitazioni i valori presi in considerazione, sin dai dati iniziali, risultano essere troncati a uno o al massimo due decimali dopo la virgola. Questo chiaramente porta una approssimazione dei valori e piccoli errori che riportandoli in ogni operazione si propagano e amplificano.

Tuttavia in questo caso non si deve perdere di vista la realtà e quindi l'effettiva entità del fenomeno, che pertanto ci porta a ragionare sul fatto che l'errore riportato è misurato in Nmm. Nella realtà possiamo parlare di errori rilevanti se ci troviamo nell'ordine dei Nm, perciò convertendo il valore:

$$1501 \text{ Nmm} = 1,5 \text{ Nm}$$

Risultando assolutamente trascurabile nella dinamica del sollevamento, considerando tutte le approssimazioni effettuate.

Diagrammi:



Otteniamo: $M_A = 1161465 \text{ Nmm}$

Il momento M_A trovato inizialmente era: $M_A = 1162966 \text{ Nmm}$

Avremo perciò una differenza di 1501 Nmm, che però trasformando le unità di misura risulterà 1,5 Nm, assolutamente trascurabile.

Con queste ultime verifiche abbiamo concluso l'analisi delle tensioni su tutti i tratti della struttura.

Il punto maggiormente sollecitato risulterà essere il punto A, con il momento flettente più alto, come potevamo aspettarci sin dall'inizio dell'analisi dato che nel punto di attacco delle torri si manifesta tutto il peso della struttura e del cesto, che nel punto A fa perno. Ma di particolare interesse è anche il tratto FD, con punto più sollecitato C, sul lato destro.

4.2 VERIFICA DELLA SEZIONE UTILIZZATA

La scelta delle sezioni da utilizzare, in particolare nei punti più soggetti a sollecitazioni, merita un attento studio, un confronto sulle diverse alternative proponibili e una giustificazione della scelta effettuata dall'azienda nella realtà dei fatti.

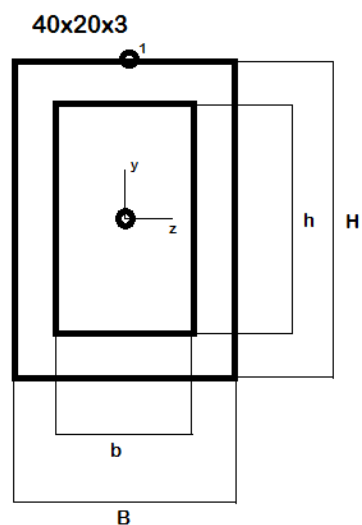
Ci focalizzeremo in particolare sulle sezioni utilizzate per i bracci superiore e inferiore, ipotizzando che si utilizzi la stessa tipologia di barra per entrambi i bracci. Come prima valutazione effettuabile da parte di un'azienda, si potrebbe cercare una possibile soluzione tra i materiali già presenti in magazzino, risparmiando così di acquistare materiale ad hoc per una singola macchina e limitando le scorte in magazzino che rappresenterebbero comunque capitale momentaneamente non utilizzato. Si stilerà dunque una lista dei tubi a sezione rettangolare (detta anche sezione a cassettoni) a diversi rapporti correntemente utilizzate dall'azienda, e verifichiamo se tra questi vi sia un tubo adatto alle esigenze dei bracci della struttura di sollevamento. Tale scelta nella realtà dovrà essere quella migliore, da un punto di vista della resistenza e dell'economia. In particolare per la resistenza dovremo ottenere $\sigma_{eq} \leq S_y$, ovvero la tensione equivalente, che si genera a causa del carico esercitato, dovrà essere minore della tensione ammissibile, nel nostro caso la tensione di snervamento, determinata dal materiale, in questo caso dal Fe360 f_y . Avremo perciò $S_y = 360$ MPa.

Commento [G1]: Esattamente, che materiale è? Un acciaio da costruzione?

Verificheremo la sezione in entrambi i bracci, ottenendo per il braccio superiore, ovvero EG, le tensioni equivalenti pari alle tensioni per sforzo normale. Perciò sarà sufficiente dividere la forza di trazione del tirante per l'area della sezione scelta. Più complesso sarà per il braccio inferiore dove dovremo unire le sollecitazioni date da sforzo normale a quelle date dalla flessione, calcolate nel punto più sollecitato, ovvero C sul lato destro. Per questo calcoleremo una tensione per sforzo normale come per il braccio superiore, mentre quella di natura flessionale richiederà l'utilizzo anche del momento d'inerzia della sezione, che dovremo calcolarci. A questo punto si dovranno unire le tensioni di diversa

natura per riportarci al caso classico di tensioni equivalenti e per questo utilizzeremo la formula di Von Mises, criterio più che sufficientemente cautelativo per il nostro caso. In realtà poi non comparando nessuna componente tangenziale il criterio si rivelerà essere una semplice somma delle componenti normali.

Partiamo con l'analisi delle diverse sezioni rettangolari cave, la prima sarà di dimensioni 40x20x3:



Area A= 324 mm²
B = 20mm
b = 14mm
H = 40mm
h = 34mm
prezzo: 1,62 euro/metro

Braccio EG:

TRAZIONE $R=N=1833,41\text{ N}$ $\sigma_N = N/A=1833,41/324=5,66\text{ MPa}$ accettabile

Braccio DF nel punto C_{Dx}:

TRAZIONE $N=2542,4\text{ N}$ $\sigma_N=2542,4/324=7,85\text{ MPa}$

FLESSIONE $\sigma_{Mf} = (M_f \cdot Y)/I_{zz}$

$Y = 20\text{ mm}$

$I_{zz} = 1/12 \cdot [(B \cdot H^3) - (b \cdot h^3)] = 60812\text{ mm}^4$ momento d'inerzia baricentrico

$$M_f = 658400 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{MF} = 216,54 \text{ MPa}$$

Perciò sommando le due tensioni normali alla sezione:

$$\sigma_{EQ} = \sigma_N + \sigma_{MF} = 224,4 \text{ MPa}$$

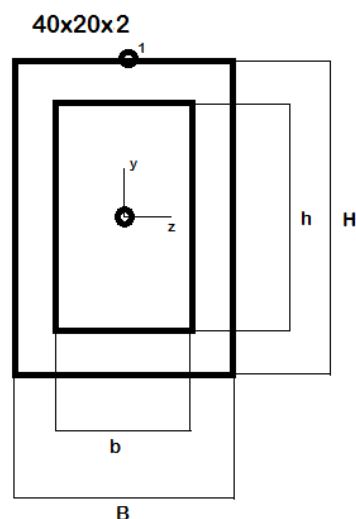
Risulta essere accettabile, rispetto al limite di snervamento di 360 MPa.

Commento [G2]: Meglio calcolare i coefficienti di sicurezza

Infatti otterremo un coefficiente di sicurezza di: $CS = S_y / \sigma_{EQ}$ ovvero $CS = 1,604$.

Proviamo ora a verificare altre sezioni:

Partiamo con la sezione 40x20x2



Area $A = 224 \text{ mm}^2$
 $B = 20 \text{ mm}$
 $b = 16 \text{ mm}$
 $H = 40 \text{ mm}$
 $h = 36 \text{ mm}$
prezzo: 1,04 euro/metro

Braccio EG:

TRAZIONE $R=N=1833,41 \text{ N}$ $\sigma_N = N/A = 1833,41/224 = 8,18 \text{ MPa}$ accettabile

Braccio DF nel punto C_{DX} :

TRAZIONE $N=2542,4 \text{ N}$ $\sigma_N = 2542,4/224 = 11,35 \text{ MPa}$

FLESSIONE $\sigma_{Mf} = (M_f * Y) / I_{ZZ}$

$Y = 20 \text{ mm}$

$I_{ZZ} = 1/12 * [(B * H^3) - (b * h^3)] = 44458,67 \text{ mm}^4$ momento d'inerzia baricentrico

$$M_f = 658400 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{MF} = 296,18 \text{ MPa}$$

Perciò sommando le due tensioni normali alla sezione:

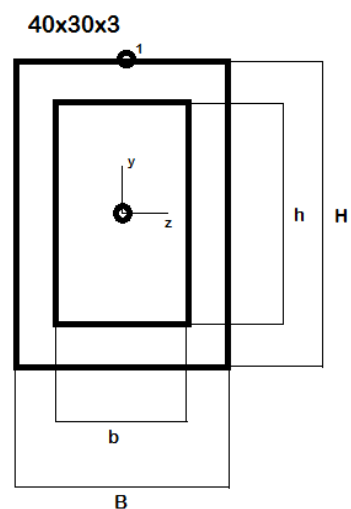
$$\sigma_{EQ} = \sigma_N + \sigma_{MF} = 307,53 \text{ MPa}$$

Risulta essere accettabile, ma vicino al limite di snervamento di 360 MPa.

Commento [G3]: IDEM

Infatti otterremo un coefficiente di sicurezza di: $CS = \sigma_Y / \sigma_{EQ}$ ovvero $CS = 1,172$.

Passiamo ora alla sezione 40x30x3



Area $A = 384 \text{ mm}^2$
 $B = 30 \text{ mm}$
 $b = 24 \text{ mm}$
 $H = 40 \text{ mm}$
 $h = 34 \text{ mm}$
prezzo: 1,62 euro/metro

Braccio EG:

$$\text{TRAZIONE } R = 1833,41 \text{ N} \quad \sigma_N = N/A = 1833,41/384 = 4,77 \text{ MPa}$$

Braccio DF nel punto C_{DX} :

$$\text{TRAZIONE } N = 2542,4 \text{ N} \quad \sigma_N = 2542,4/384 = 6,62 \text{ MPa}$$

$$\text{FLESSIONE } \sigma_{Mf} = (M_f * Y) / I_{ZZ}$$

$$Y = 20 \text{ mm}$$

$$I_{ZZ} = 1/12 * [(B * H^3) - (b * h^3)] = 81392 \text{ mm}^4 \text{ momento d'inerzia baricentrico}$$

$$M_f = 688400 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{MF} = 169,16 \text{ MPa}$$

Perciò sommando le due tensioni normali alla sezione:

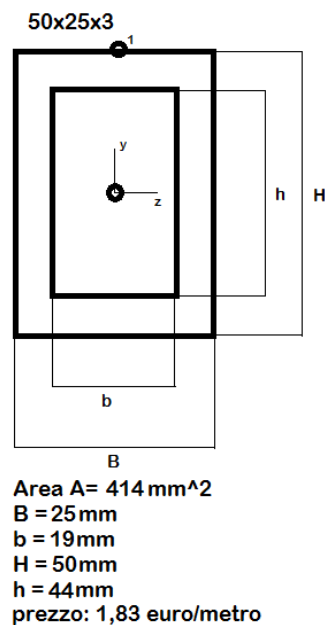
$$\sigma_{EQ} = \sigma_N + \sigma_{MF} = 175,78 \text{ MPa}$$

Risulta essere ampiamente accettabile, rispetto al limite di 360 MPa.

Commento [G4]: IDEM

Infatti otterremo un coefficiente di sicurezza di: $CS = S_y / \sigma_{EQ}$ ovvero $CS = 2,048$.

Concludiamo con la sezione 50x25x3



Braccio EG:

TRAZIONE $R = 1833,41 \text{ N}$ $\sigma_N = N/A = 1833,41/414 = 4,43 \text{ MPa}$

Braccio DF nel punto C_{DX}:

TRAZIONE $N = 2542,4 \text{ N}$ $\sigma_N = 2542,4/414 = 6,14 \text{ MPa}$

FLESSIONE $\sigma_{MF} = (M_f \cdot Y) / I_{ZZ}$

$Y = 25 \text{ mm}$

$I_{ZZ} = 1/12 \cdot [(B \cdot H^3) - (b \cdot h^3)] = 125542 \text{ mm}^4$ momento d'inerzia baricentrico

$M_f = 658400 \text{ Nmm}$

$\sigma_{MF} = 104,89 \text{ MPa}$

Perciò sommando le due tensioni normali alla sezione:

$$\sigma_{EQ} = \sigma_N + \sigma_{MF} = 111,02 \text{ MPa}$$

Commento [G5]: IDEM

Risulta essere ampiamente accettabile, quasi in modo superfluo per i coefficienti di sicurezza del caso. Infatti otterremo un coefficiente di sicurezza di: $CS = S_Y / \sigma_{EQ}$ ovvero $CS = 3,243$.

La scelta effettuata dall'azienda è quella di sezione 40x20x3, ovvero la scelta 1). Dal confronto possiamo concludere che la scelta della sezione 40x20x3 è effettivamente quella più corretta sia da un punto di vista economico sia dal confronto delle σ_{EQ} :

- 1) 40X20X3 : $\sigma_{EQ} = 224,4 \text{ MPa}$ 1,62 euro/metro
- 2) 40x20x2 : $\sigma_{EQ} = 307,53 \text{ MPa}$ 1,04 euro/metro
- 3) 40x30x3 : $\sigma_{EQ} = 175,78 \text{ MPa}$ 1,62 euro/metro
- 4) 50x25x3 : $\sigma_{EQ} = 111,02 \text{ MPa}$ 1,83 euro/metro

Commento [G6]: IDEM: coeff. di sicurezza

Proponendo una sezione 40x20x2 si avrebbe sicuramente un risparmio poiché il prezzo è inferiore alla scelta 1, ma si otterrebbe una σ_{EQ} abbastanza vicina al limite di snervamento. Se invece prendessimo una sezione più grande e spessa otterremmo una σ_{EQ} molto più bassa del limite, quasi eccessivamente, non giustificando l'aumento del prezzo.

Infine si devono confrontare le scelte 1 e 3. Il prezzo è ininfluenza dato che è il medesimo per entrambe. Per quanto riguarda la σ_{EQ} risulta più bassa nel caso 3, ma anche il caso 1 presenta una σ_{EQ} accettabile nei limiti.

Un'importante influenza che ha portato alla scelta 1 è l'ingombro e il minor peso, che contribuiscono allo scopo di creare una macchina il più possibile leggera, snella e poco ingombrante, ottenendone numerosi vantaggi: l'erba del prato è meno schiacciata dal peso e quindi si ottengono migliori risultati, la snellezza e i minori ingombri migliorano le prestazioni in termini di velocità negli spostamenti, perciò minor carburante utilizzato e inoltre sarà economicamente vantaggioso per il trasporto del prodotto che con minori dimensioni occuperanno meno spazio.

5. ANALISI DELLE ARTICOLAZIONI MECCANICHE

5.1 SCELTA DEL LUBRIFICANTE

Si affronterà ora un approfondimento sulla lubrificazione delle articolazioni meccaniche:

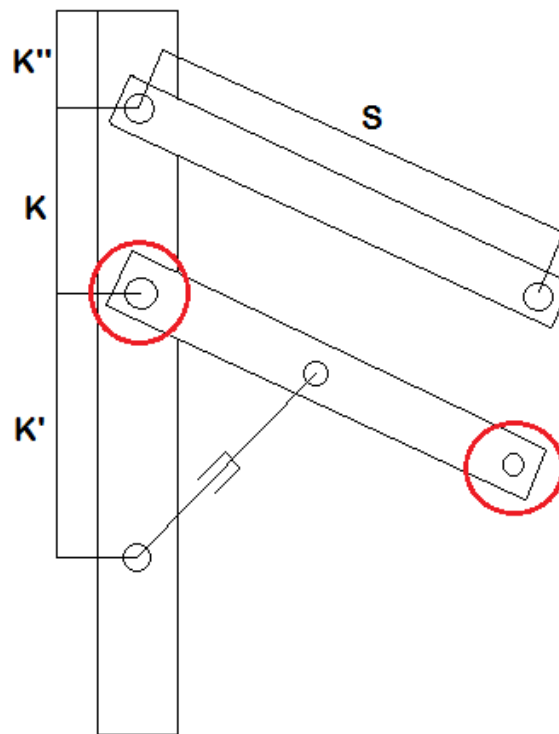


Figura 5.1.1: articolazioni meccaniche maggiormente sollecitate

Lo scopo della lubrificazione è quello di impedire il contatto e l'attrito diretto tra due superfici in movimento. Quando si impiega la lubrificazione, all'attrito secco ovvero tra solidi, si sostituisce l'attrito fluido, ossia interno al fluido lubrificante. Questo in caso di lubrificazione perfetta; altrimenti si presenterà la situazione di attrito misto, qualora la lubrificazione si presenti scarsa o imperfetta. Nel nostro caso le articolazioni meccaniche sono gravate da pressioni specifiche abbastanza forti e da velocità basse con presenza di frequenti inversioni di moto. Si

manifesterà dunque una situazione di attrito misto, ovvero una via di mezzo tra l'attrito secco in assenza di lubrificante e l'attrito fluido ovvero con importante presenza di lubrificante, come per esempio l'olio motore. Perciò l'attrito misto si presenta quando il lubrificante è scarso o, come nel nostro caso, si utilizzi grasso molto denso. Per l'attrito misto si raggiungono coefficienti d'attrito $\mu=0,02-0,1$.

Per determinare il tipo di lubrificante, confermando così la scelta attuata, si utilizzerà la formula tratta dalla teoria idrodinamica della lubrificazione:

$$p = 2,73 \cdot \frac{\gamma \cdot n \cdot d}{\delta \cdot h \cdot 10^6}$$

dove avremo i seguenti parametri:

p pressione specifica [kg/cm^2] che agisce sul perno pari a $p = P/(ld)$ con:

P peso

d diametro del perno

l lunghezza del perno

n numero di giri

δ gioco relativo $\delta = (D-d)/D$

D diametro del cuscinetto, solitamente δ assume valore pari a 10^{-3}

h spessore minimo del velo di lubrificante, solitamente pari a $2 \cdot 10^{-3}$

γ coefficiente di attrito interno, caratteristico del lubrificante scelto.

Riscrivendo la formula e ponendo come incognita il coefficiente di attrito interno otteniamo:

$$\gamma = \frac{\delta \cdot h \cdot p \cdot 10^6}{2,73 \cdot n \cdot d}$$

Affronteremo l'analisi sulle articolazioni meccaniche della struttura di sollevamento, soffermandoci sull'articolazione inferiore posta sulla torre. I risultati inerenti alle altre articolazioni non differiranno per valori rilevanti, anche perché le condizioni di lavoro sono le medesime e se si può effettuare l'utilizzo comune del medesimo lubrificante, certamente si tratterebbe di una scelta economicamente conveniente.

Sviluppando la fisionomia del perno tramite INVENTOR, essa si presenterà come in figura 5.1.2:

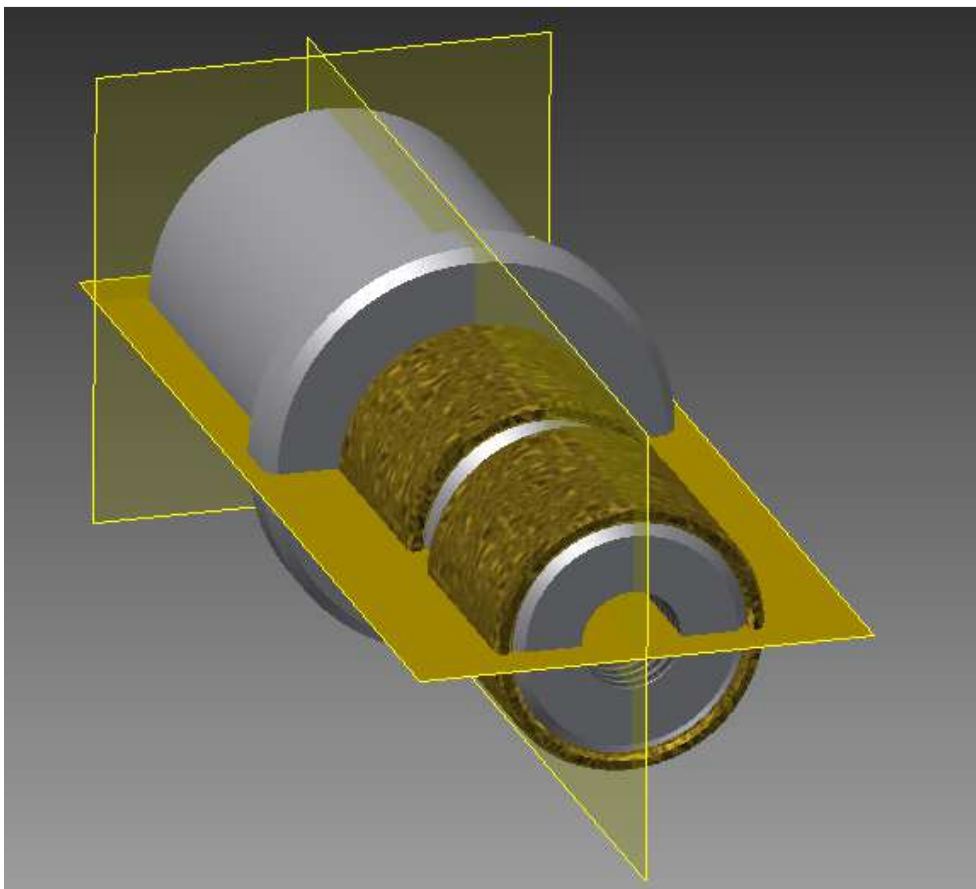
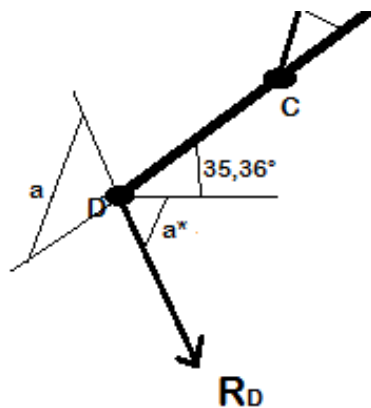


Figura 5.1.2: articolazione meccanica del braccio inferiore sulla torre si sollevamento

Vi sarà la presenza di due piccole bronzine che offriranno la superficie per la lubrificazione.

Le bronzine hanno diametro di 23 mm e lunghezza 18,4mm, perciò la superficie totale della lubrificazione sarà la superficie laterale di una bronzina, moltiplicata per due dato che ne abbiamo una coppia.

Riportandoci al tratto DF, riprendiamo la forza risultante che agisce sull'articolazione, ovvero R_D .



La forza che si manifesta sull'articolazione è pari a: $R_D=3095,4$ N. La considereremo secondo il sistema di riferimento generale, poiché in questo caso ci interessa il modulo complessivo e non la sua divisione in componenti.

La formula della teoria fluidodinamica richiede una pressione misurata in kg su centimetri al quadrato. Dobbiamo perciò procedere con l'equivalenza delle unità di misura. Essendo misurata in Newton dobbiamo renderla in chilogrammi su centimetri quadrati, in modo da poterla inserire nella formula:

$$\gamma = \frac{\delta \cdot h \cdot p \cdot 10^6}{2,73 \cdot n \cdot d}$$

Prima di tutto otteniamo la pressione dividendo la forza per l'area proiettata delle bronzine:

$$p = P/(l \cdot d) = 3095,4 \text{ N} / (18,4 \text{ mm} \cdot 23 \text{ mm} \cdot 2) = 3,66 \text{ N/mm}^2$$

Poi per trasformare p in kg/cm^2 , prima procediamo con la conversione da millimetri al quadrato a centimetri al quadrato:

$$p = 3,66 \text{ N}/\text{mm}^2 = 3,66 \text{ N}/10^{-2} \text{ cm}^2 = 366 \text{ N}/\text{cm}^2$$

Ora trattandosi già di kg forza basterà attuare la conversione:

$$1 \text{ kg forza} = 9,81 \text{ N}$$

Ottenendo così $p = 39,87 \text{ Kg}/\text{cm}^2$.

Ora possiamo così ottenere:

$$\gamma = \frac{\delta \cdot h \cdot p \cdot 10^6}{2,73 \cdot n \cdot d} = \frac{10^{-3} \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot p}{2,73 \cdot n \cdot 23} = \frac{0,032p}{n} = \frac{1,27}{n}$$

Inserendo la velocità n in giri al minuto, possiamo osservare che, siccome appare al denominatore, essendo molto bassa nel caso di sollevamento e abbassamento di un cesto per tagliaerba, porterà ad avere un coefficiente d'attrito interno, ovvero di modulo di viscosità del lubrificante, molto alto, confermando così l'utilizzo di grasso in queste articolazioni. Per la condizione di attrito misto si prevede un coefficiente attorno ai valori di 0,1 e anche più. Preso per esempio $n = 3 \text{ rpm}$ avremo così un coefficiente di 0,2, conforme a ciò che ci aspettavamo.

6.CICLI DI LAVORAZIONE

6.1 DISTINTA BASE DEL SUPPORTO DELLA STRUTTURA DI SOLLEVAMENTO

Si propone ora un approfondimento per quanto riguarda i diversi pezzi che compongono una parte della struttura di sollevamento, ovvero il supporto del cesto raccoglitore. Inizieremo con analizzare la distinta base del supporto, ovvero l'elenco di tutti i componenti che, tramite saldature o collegamenti di diverso genere, formeranno il pezzo nel suo complesso. Si deve precisare che esistono diversi tipi di distinta base. In Grillo la distinta base di un pezzo in produzione può essere espressa con livelli e senza livelli, dove per livello si intende ogni "ramificazione" che parte da ogni componente nella lista che sarà formato da diverse parti, a loro volta formate da ulteriori di queste. Perciò la distinta base senza livelli è semplicemente l'elenco di tutti i componenti facenti parte del pezzo, mentre la distinta base con livelli parte dai componenti principali, per poi elencare per ognuno di essi le parti che li compongono, fino ad arrivare alla materie prime oppure ai pezzi grezzi acquistati. Nel caso del supporto per il cesto raccoglitore, tutti i suoi componenti saranno così descritti tramite codici e sarà possibile identificare la provenienza e la funzione di ogni singola parte. Inoltre inserendo i dati sul programma gestionale X3 utilizzato dall'azienda, è possibile ottenere non solo la distinta base con livelli ma anche i processi di lavorazione di ogni singola parte dei vari componenti. L'azienda Grillo si è estesa negli anni e ha espanso il suo settore per quanto riguarda la produzione in proprio dei pezzi tramite l'utilizzo, in un primo momento, di macchine più semplici e robuste per poi passare a macchine più raffinate, a controllo numerico, e di elevata tecnologia. Per questo risulta di un certo interesse il ripercorrere le diverse fasi che si sono succedute per ogni pezzo, partendo da barre o lastre piane allo stato grezzo, per lavorazioni di tornitura o taglio al laser, oppure partendo da elementi già formati e sottoponendoli a lavorazioni per ottenere particolari geometrici o precise tolleranze.

Il compito che si svolgerà sarà quello di analizzare la distinta base con livelli del supporto per il cesto raccoglitore, e di andare ad individuare per ogni componente e parte di componente quale è stato il suo processo produttivo, ovvero quali fasi di lavorazione si sono succedute per ottenere, da un pezzo grezzo acquistato, il pezzo finito pronto per l'assemblaggio del complessivo.

6.2 COMPONENTI DEL SUPPORTO DEL CESTO RACCOGLITORE

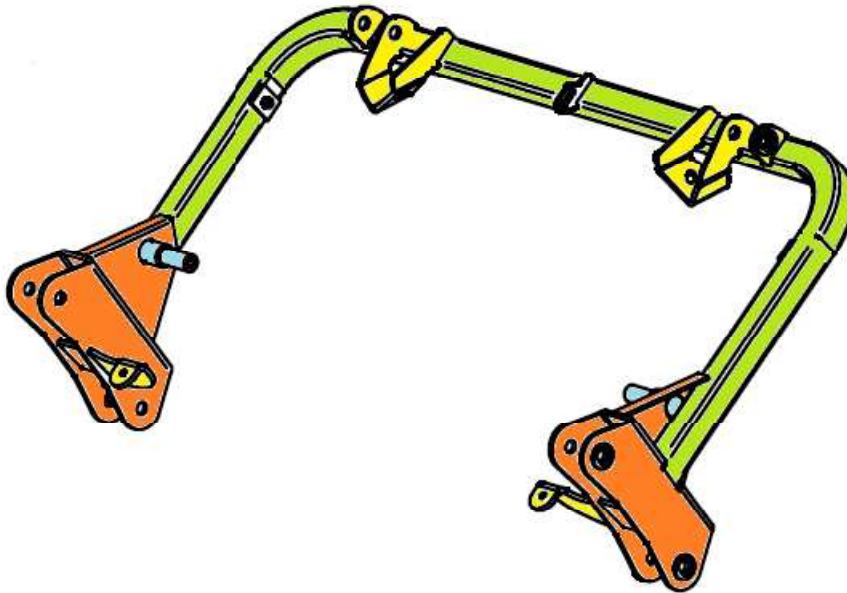


Figura 6.2.1: disegno complessivo del supporto per il cesto raccoglitore

L'insieme del supporto del cesto raccoglitore (Fig.6.2.1) è composto da quattordici componenti, che ora inizieremo ad evidenziare per poi studiarne di ognuno le fasi di lavorazione.

Prima di elencare tutti i componenti osserviamo le principali parti che compongono la struttura del supporto :

- l'arco o tubo di sollevamento (verde in Fig. 6.2.1)
- i fazzoletti di supporto (arancione in Fig.6.2.1)
- i perni per l'attacco cesto (azzurro in Fig.6.2.1)
- le staffe dove poggia il cesto (giallo in fig.6.2.1)

L'arco o tubo di sollevamento permetterà di sostenere e movimentare il cesto quando si riceveranno i segnali di sollevamento del cesto, i fazzoletti si collegheranno con la struttura di sollevamento, i perni saranno collegati con un piccolo pistone che permetterà il ribaltamento e lo scrollamento in fase di scarico, ed infine le staffe saranno di ulteriore sostegno per il cesto.

Passiamo ora ad osservarli più nel particolare. I seguenti componenti, dopo le lavorazioni di ognuno, pronti per l'assemblaggio, saranno montati su una maschera di saldatura che permetterà ad una macchina a controllo numerico di praticare la saldatura delle parti tenute ferme da appositi morsetti, dopo essere stati opportunamente posizionati. Affrontiamo ora ogni componente, per la precisione si eviterà la descrizione dei pezzi simmetrici, limitandosi ad accennare il fatto che le lavorazioni saranno praticate nella medesima maniera.

I componenti saranno:

1. Insieme presaldato di supporto al braccio destro
2. Insieme presaldato di supporto al braccio sinistro
3. Riscontro destro tampone
4. Riscontro sinistro tampone
5. Riscontro destro cesto
6. Riscontro sinistro cesto
7. Rinforzo destro del supporto per il sollevamento
8. Rinforzo sinistro del supporto per il sollevamento
9. Perni cilindrici per il pistone del cesto
10. Tubo di sollevamento
11. Insieme presaldato della staffa destra per l'ancoraggio del cesto
12. Insieme presaldato della staffa sinistra per l'ancoraggio del cesto
13. Aggancio tirante per l'apertura del coperchio del cesto
14. Piastrine posizionate sul tubo per ulteriori attacchi al cesto

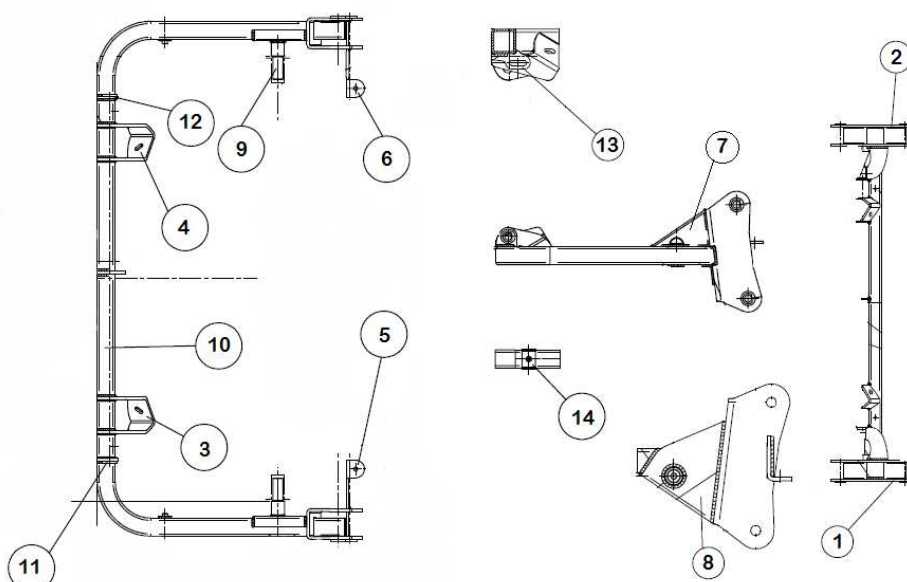


Figura 6.2.2: insieme supporto del cesto raccogliitore con tutti i componenti indicati

Per ognuno di questi componenti daremo una descrizione non solo delle lavorazioni ma anche dei tempi e dei costi coinvolti in esse.

I tempi saranno misurati in minuti e con la suddivisione in centesimi di minuto (non in secondi), differenziando il tempo di lavorazione vero e proprio dal tempo di setup della macchina, ovvero il tempo necessario alla sua preparazione: impostazione delle specifiche di lavoro, preparazione e disposizione dei pezzi, ecc. Per quanto riguarda i costi solitamente si distingue il costo macchina dal costo di manodopera. Per quanto riguarda il costo macchina esso è la quota di ammortamento che ogni impianto prevede fino al termine della sua vita utile, ottenibile, supponendo un periodo di ammortamento annuale, tramite la formula:

$$\frac{\text{COSTO IMPIANTO} - \text{VALORE RESIDUO}}{\text{N}^\circ \text{ ANNI DI VITA UTILE}}$$

Per il costo della manodopera si intende il costo di un dato operatore che lavora sulla macchina. Ci sono macchine che richiedono più tempo e altre meno tempo di manodopera e ci saranno operatori più o meno costosi a seconda dell'esperienza da loro incamerata. Per il costo di un dato prodotto perciò si dovranno contare queste due voci, costo macchine e costo manodopera, sommate insieme.

La politica dell'azienda Grillo, per quanto riguarda i costi da tenere in considerazione per formare il prezzo del prodotto finito, è la seguente.

Per i costi macchina: essi non vengono contati, ovvero nell'elenco dei costi esso appare come termine nullo, poiché l'azienda ha ritenuto eccessivamente laborioso l'ottenimento di tale costo per ogni macchina e per ogni singolo componente di ogni prodotto. Pertanto il costo macchina sarà conteggiato solo su macchine di elevata taglia e maggiore complessità, ciò risulta essere un lavoro più semplice e un risparmio di tempo per l'azienda.

Per i costi manodopera: sono sempre considerati, per ogni singolo componente e ogni prodotto, e si misura in euro al minuto. Si tiene conto del tempo di manodopera sia nel caso della lavorazione vera e propria sia nel caso del tempo di setup. Vedremo poi per ogni parte come apparirà questa voce e come gestirla.

Iniziamo ad analizzare il componente numero 1, come già detto prenderemo in considerazione solo un componente qualora fossero presenti sia il componente di destra sia quello di sinistra.

Le lavorazioni che saranno riportate varranno per entrambi i componenti.

1)Insieme presaldato di supporto al braccio destro:

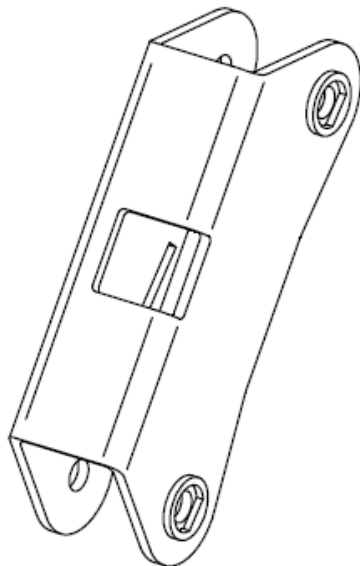


Figura 6.2.3: Insieme presaldato di supporto al braccio destro

Il ruolo svolto da questo componente è quello di creare il collegamento con i due bracci del parallelogramma articolato e essendo i due attacchi allineati in asse verticale garantiscono una posizione del cesto orizzontale parallela al terreno. Le piastrine, oltre ad evitare la rotazione dei perni, aumentano anche la superficie su cui sono trasmesse le sollecitazioni. Questo pezzo è definito presaldato (Fig.6.2.3), ciò significa che prima di assemblarlo al supporto complessivo ha subito una saldatura precedente. Infatti possiamo distinguere il supporto e le piastrine antirotazione per i perni del parallelogramma.

Vediamo prima il supporto. Esso è ottenuto a partire da lamiera in acciaio Domex 350 di misure 3000x1500x6, passata al taglio laser che seguirà la linea dello sviluppo del pezzo (Fig. 6.2.4). Dopo aver ottenuto lo sviluppo tagliato si passa alla piegatrice, che effettua le pieghe lungo le linee rosse del disegno tecnico (Fig. 6.2.4), che è stato caricato nel sistema di memoria della macchina e che quindi riconosce il modello che sta lavorando. Le pieghe saranno di 90°, con angoli di curvatura di 3,5 millimetri, determinati dall'affilatura del coltello di piega e dalla cava.

I tempi di lavorazione sono:

- Per il taglio laser: 1,50 minuti per la lavorazione di un singolo pezzo, assenza del tempo di setup perché svolto durante le lavorazioni e quindi la macchina non è ferma appositamente.
- Per la piegatrice: 0,5 minuti per la lavorazione e 45,00 minuti per il tempo di setup

Il lotto sarà di 150 pezzi.

I costi:

- Costo della lamiera Domex: 1,9696 euro, ottenuto dal costo della lamiera intera 3000x1500x6 ovvero 127,1195 euro moltiplicato per la quantità utilizzata per il singolo pezzo, ovvero 0.015494 della lamiera.
- 0,40 euro al minuto di manodopera, contato per la lavorazione e per il setup sia del taglio laser sia della piegatrice

Possiamo effettuare il calcolo per ottenere il costo del componente più il ciclo:

$$1,9696 \text{ euro} + \left(1,5 \text{ min} \cdot 0,40 \frac{\text{euro}}{\text{min}}\right) + \left(0,5 \text{ min} \cdot 0,4 \frac{\text{euro}}{\text{min}}\right) + \frac{45 \text{ min} \cdot 0,40 \frac{\text{euro}}{\text{min}}}{150 \text{ pezzi}} = 2,8896 \text{ euro al pezzo}$$

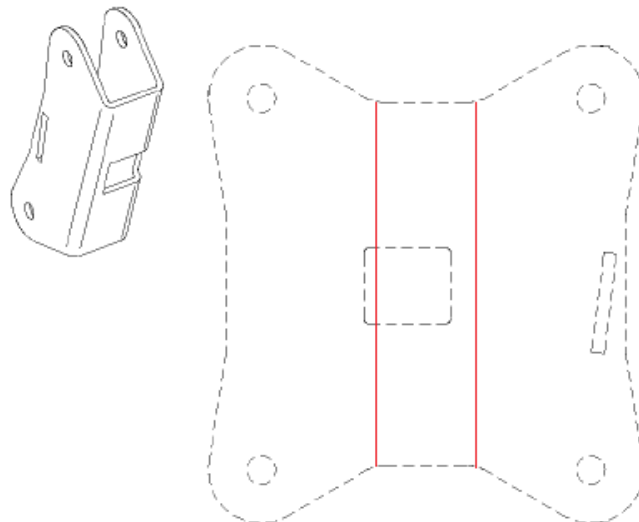


Figura 6.2.4: supporto già piegato (a sinistra), sviluppo del supporto (a destra) con evidenziate in rosso le linee di piegatura

Le piastrine per l'antirrotazione dei perni:

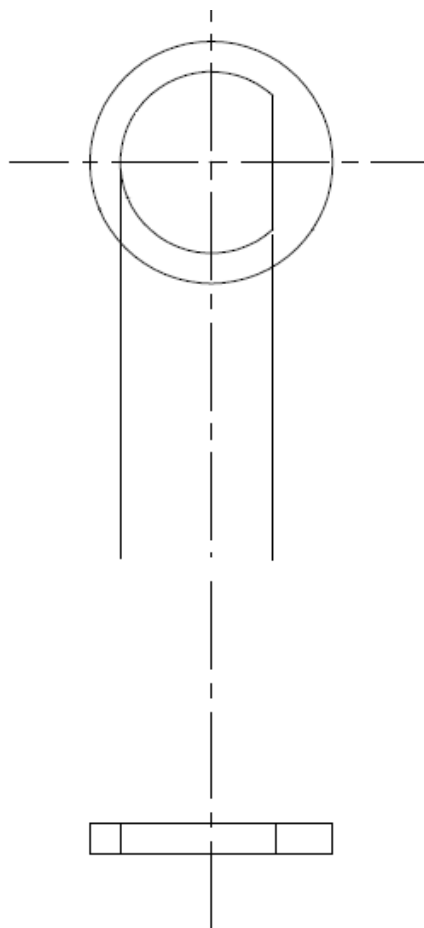


Figura 6.2.5: piastrine per l'antirrotazione dei perni

Queste piastrine sono acquistate dall'azienda, sono realizzate a partire da lamiera di spessore 4 millimetri in Fe360. Il loro costo è di 0,20 euro, ottenuto dal costo per pezzo di 0,10 euro moltiplicato per i pezzi necessari per l'insieme presaldato di supporto del braccio, ovvero 2.

A questo punto piastrine e supporto dovranno essere uniti e si eseguirà una saldatura manuale. La scelta di effettuare una saldatura manuale, al posto di una saldatura automatizzata, è dettata dal ciclo di saldatura corto, dalla semplicità della saldatura, dal numero esiguo di pezzi, dalla mancanza di precisione dei pezzi da saldare che talvolta necessitano di una lavorazione ad hoc. Per questo una saldatura automatica risulta essere eccessiva in questo caso, più adatta a elevati numeri, tempi lunghi e pezzi di maggiore precisione.

I tempi per la saldatura saranno 1,50 minuti di lavorazione del singolo pezzo e 15,00 minuti di setup. I lotti sono di 150 pezzi.

I costi per tale lavorazione sono di manodopera a 0,40 euro al minuto ottenendo così il costo totale dato dai costi:

- supporto precedentemente calcolato: 2.8886 euro a pezzo
- piastrine antirotazione perni: 0,20 euro
- lavorazione: $\left(1,50 \text{ min} \cdot 0,40 \frac{\text{euro}}{\text{min}}\right) + \frac{15,00 \text{ min} \cdot 0,40 \frac{\text{euro}}{\text{min}}}{150 \text{ pezzi}} = 0,64 \text{ euro}$

Sommati daranno un costo totale di 3,7286 euro.

Questo procedimento è applicabile anche al componente 2) ovvero all'insieme presaldato di supporto per il braccio sinistro della struttura di sollevamento.

3) Riscontro destro tampone:

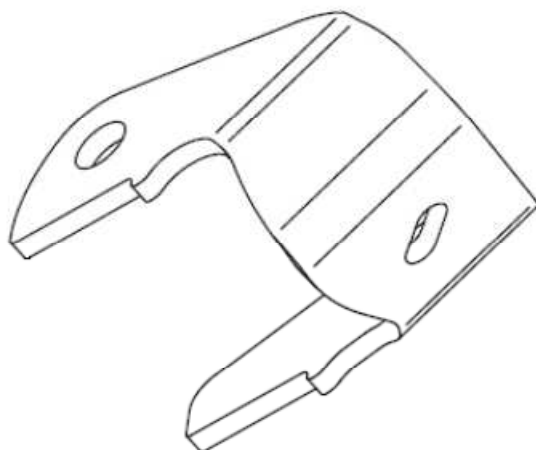


Figura 6.2.6: riscontro destro tampone

Il ruolo di questo componente è quello di realizzare una parte della cerniera che sarà collegata al telaio del cesto e dall'altra parte, Attaccandovi un tampone in gomma, si evitano urti ferro contro ferro in fase di discesa del cesto. Questo pezzo è stato realizzato a partire da una lamiera decapata 3000x1500x6, ovvero lamiera sulla cui superficie è stato applicato un acido per eliminare la ruggine e impurità dovuta alla laminazione. La lamiera verrà tagliata lungo le linee dello sviluppo(Figura 6.2.7) del pezzo tramite una macchina per il taglio laser e poi

passerà alla piegatrice che ne eseguirà le piegature per ottenere un pezzo con particolari pieghe(Figura 6.2.8).

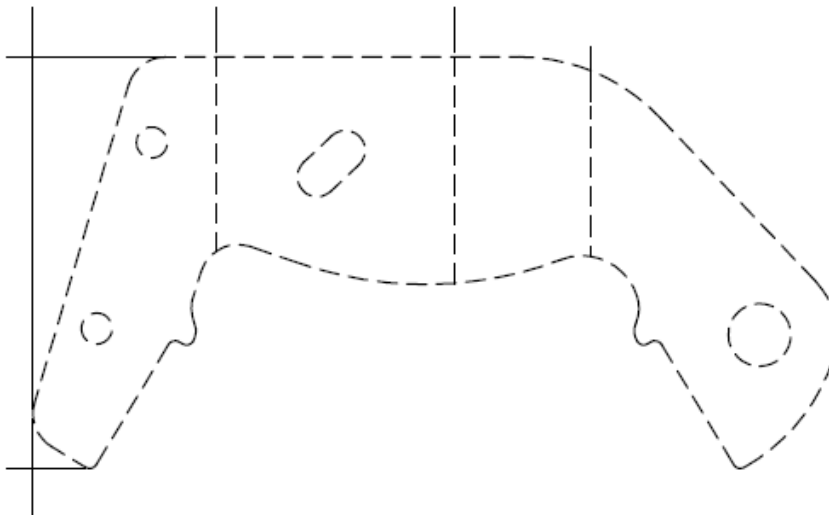


Figura 6.2.7: sviluppo del riscontro destro tampone

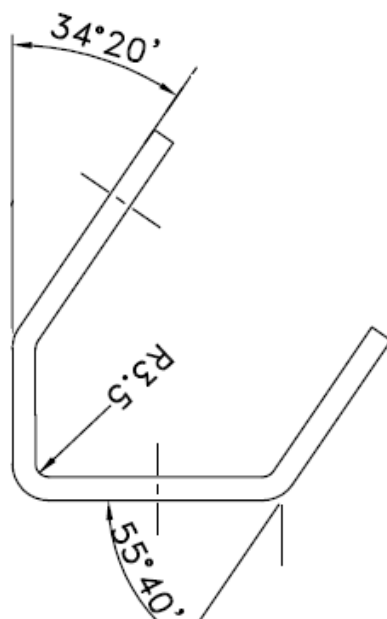


Figura 6.2.8: vista del pezzo che mette in evidenza le pieghe effettuate sul pezzo con i rispettivi angoli

Come si è detto, prima di tutto verrà effettuato il taglio laser del pezzo nel suo sviluppo. Seguirà poi la piegatura che dovrà realizzare particolari specifiche di

pieghe. Infatti si realizzeranno raggi di curvatura e angoli, non solo tramite la scelta dell'affilatura del coltello e delle dimensioni della cava di piegatura, ma anche a specifici coltelli di particolare forma (non completamente verticali) che permettono alla lamiera di deformarsi anche nella direzione in cui si urterebbe il coltello stesso (Figura 6.2.9).

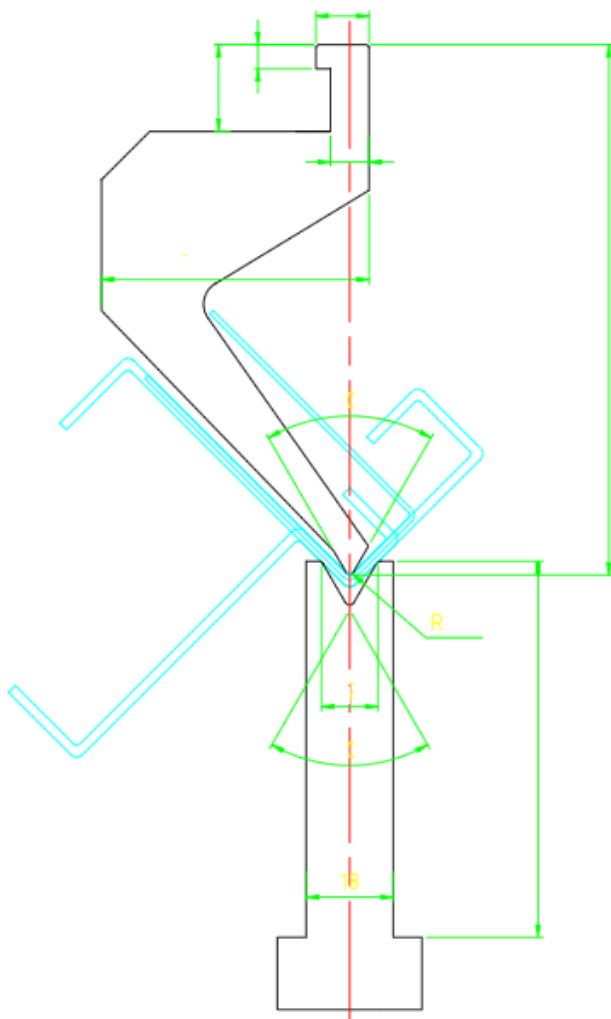


Figura 6.2.9: coltello da piegatura che permette l'esecuzioni di pieghe che farebbero urtare il materiale contro il coltello stesso

I tempi della lavorazione:

- Per il taglio laser: la lavorazione richiede 0,35 minuti e nessun tempo di setup, eseguito durante la lavorazione
- Per la piegatura: la lavorazione richiede 0,80 minuti, il setup 30,00 minuti

Il lotto che si produrrà sarà di 150 pezzi.

Per quanto riguarda i costi si considerano quelli di manodopera, sia nel taglio con il laser sia nella piegatrice, pari a 0,40 euro al minuto.

Possiamo calcolarci il costo del pezzo considerando il costo della lamiera e il costo del ciclo. L'azienda utilizza per questo singolo pezzo 0,005358 della lamiera di dimensioni intere 3000x1500x6, dal prezzo di 118,6944 euro, perciò moltiplicando i due termini si ottiene un costo di 0,6360 euro.

Perciò avremo che il costo totale si calcolerà così:

$$0,6360 + (0,35 \cdot 0,40) + (0,80 \cdot 0,40) + \frac{30,00 \cdot 0,40}{150} = 1,1760 \text{ euro}$$

Questa procedura, i tempi ed i costi varranno anche per il componente 4) ovvero il riscontro sinistro tampone.

5)Riscontro destro cesto

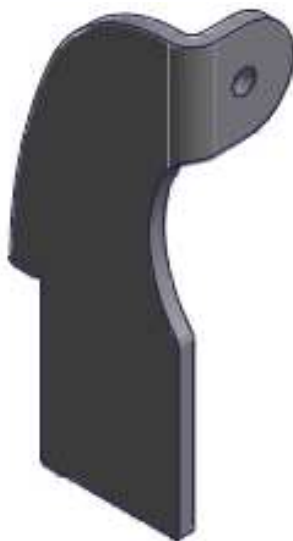


Figura 6.2.10: riscontro destro cesto

Il ruolo di questo componente è quello di appoggio del cesto, permettendo il sostegno del cesto in posizione orizzontale e parallela al terreno. Questo pezzo sarà trattato come altri precedentemente descritti, ovvero sarà ricavato da una lamiera decapata di misure 3000x1500x6 passata al taglio laser e poi passata nella piegatrice per la piegatura. Nella macchina per il taglio laser si seguirà la

traccia dello sviluppo e nella piegatrice si eseguirà la singola piega, di 90°(Figura 6.2.11).

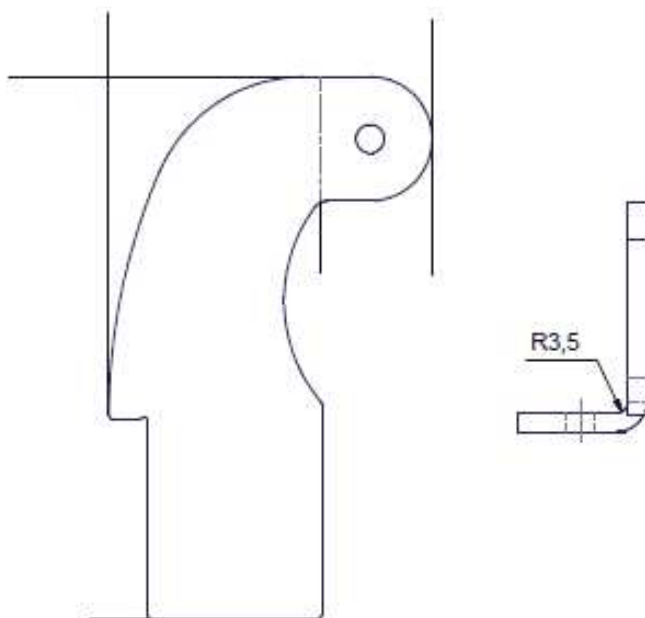


Figura 6.2.11: sviluppo del riscontro destro cesto e particolare vista che evidenzia la piega effettuata di 90°.

I tempi di lavorazione:

- Per il taglio laser: la lavorazione richiede 0,60 minuti, nessun tempo riferito al setup, effettuato con macchina in lavorazione.
- Per la piegatrice: la lavorazione richiede 0.20 minuti, il setup richiede 30,00 minuti.

Il lotto è di 150 pezzi.

I costi per il taglio laser e per la piegatrice sono relativi alla manodopera e risultano di 0,40 euro al minuto.

L'azienda utilizza la lamiera in quantità dello 0,004200 per questo singolo pezzo con un costo a lamiera di 118,6944, perciò in totale per il singolo 0.4985.

Avremo, sommando il costo della lamiera e il costo del ciclo, un costo totale del pezzo di:

$$0,4985 + (0,60 \cdot 0,40) + (0,20 \cdot 0,40) + \frac{30,00 \cdot 0,40}{150} = 0,8985 \text{ euro}$$

La procedura descritta per questo componente, con relativi tempi e costi, è riproponibile per il componente 6) ovvero il riscontro sinistro cesto.

8) Rinforzo sinistro del supporto per il sollevamento

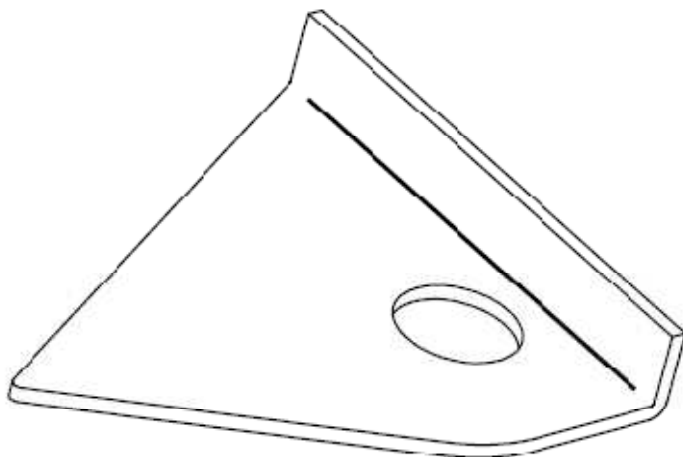


Figura 6.2.12: rinforzo sinistro del supporto per il sollevamento

Il ruolo di questo componente è di rinforzare la parte saldata al tubo di sollevamento. Le sollecitazioni sono elevate e perciò è necessario aggiungere i supporti per evitare che gravino su saldature di modeste dimensioni. La presenza del foro serve al posizionamento del perno che collegherà il pistone idraulico. Questo componente si realizza a partire da lamiera decapata di 3000x1500x4, con spessore di 2 millimetri diverso dai componenti analizzati finora, che viene lavorata al taglio laser, il quale ne ricava lo sviluppo, e poi lavorata alla piegatrice che le conferisce la piega specifica, in questo caso semplice e singola, di 90° (Figura 6.2.13).

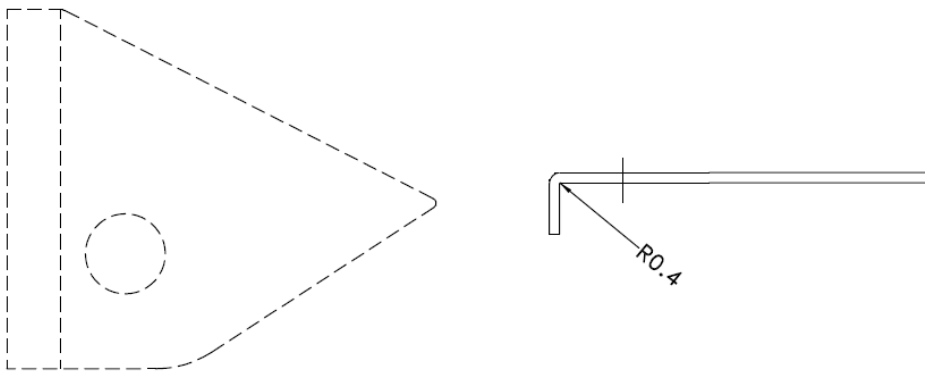


Figura 6.2.13: sviluppo del rinforzo sinistro del supporto per il sollevamento

Il raggio di curvatura di 0,4 millimetri è un raggio particolarmente difficile da ottenere, specialmente tramite lavorazione a piegatrice.

Per i tempi di lavorazione:

- Per il taglio laser: 0,40 minuti di lavorazione, setup svolto durante il taglio
- Per la piegatrice: 0,20 minuti di lavorazione, 30,00 minuti di setup

Il lotto di produzione è di 150 pezzi prodotti.

Per quanto riguarda i costi sia per il taglio laser che per la piegatrice si considera il costo manodopera, pari a 0,40 euro al minuto.

Considerando che per questo singolo prodotto la parte di lamiera utilizzata è pari a 0,005600 della stessa, con un costo dell'intera lamiera di 79,5775 euro, avremo allora un costo della lamiera utilizzata per il componente pari alla moltiplicazione dei due termini ovvero 0,4456 euro.

Sarà aggiunto al costo del ciclo, per ottenere il costo totale di:

$$0,4456 + (0,40 \cdot 0,40) + (0,20 \cdot 0,40) + \frac{30,00 \cdot 0,40}{150}$$

$$= 0,7656 \text{ euro}$$

Questo procedimento si può applicare anche al componente 7) ovvero al rinforzo destro del supporto di sollevamento, che segue le stesse lavorazioni di laser e piegatura.

9) Perni cilindrici per il pistone del cesto

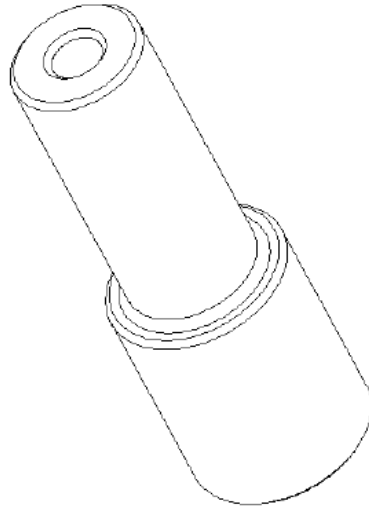


Figura 6.2.14 : perno cilindrico per il pistone del cesto

Il perno è collegato da una parte al pistone idraulico e dall'altra al rinforzo del supporto di sollevamento. Questo componente è realizzabile partendo da una barra di lunghezza variabile, solitamente tre metri, di sezione circolare di diametro di 30 millimetri, considerando le successive lavorazioni eseguite al tornio, che porteranno ad una diminuzione di diametro, che dovrà risultare delle dimensioni di progetto richieste. IL materiale di cui sono fatti questi perni è acciaio da bonifica PR80. L'azienda acquista questo componente prima che esso sia sottoposto al trattamento di bonifica, $R = 80 - 90 \frac{kg}{mm^2}$.

Dunque il pezzo è acquistato dopo essere stato sottoposto a tornitura da barra, per garantire determinate caratteristiche, come raggio di raccordo, tolleranze, rugosità, per realizzare il foro filettato(Figura 6.2.15). Poi l'azienda fa eseguire ai perni acquistati il trattamento di bonifica, necessaria a rendere l'acciaio più resistente, dato che la sua collocazione lo sottopone a sforzi e tensioni che richiedono attenzione alla progettazione del pezzo e alle sue caratteristiche di resistenza.

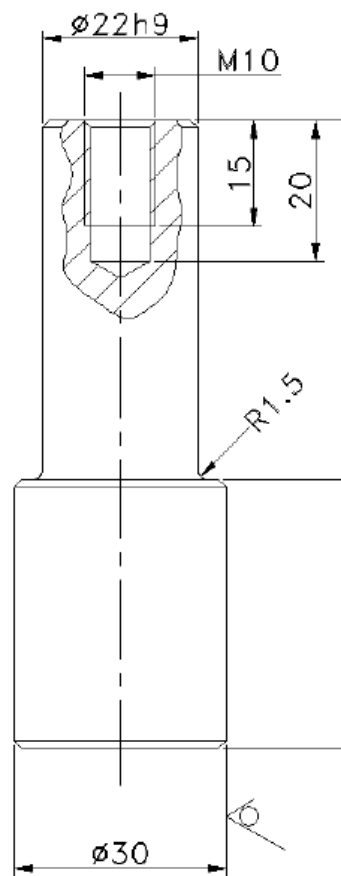


Figura 6.2.15: disegno tecnico del perno con quote,raggio di raccordo, tolleranze, filettatura.

10) Tubo di sollevamento

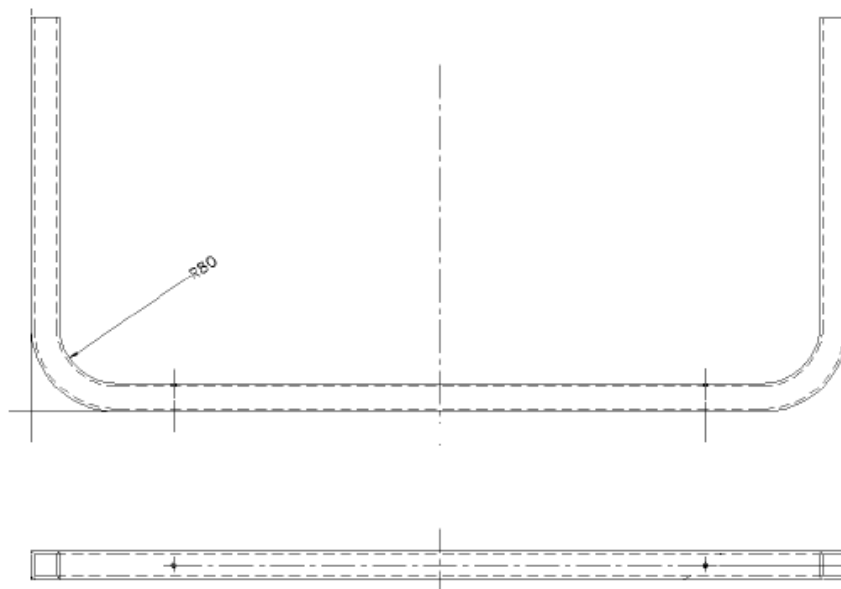


Figura 6.2.15: disegno tecnico del tubo di sollevamento

Questo componente è di fondamentale importanza per la struttura di supporto del cesto raccoglitore poiché collegato ad esso, lo sostiene alla base e ne permette la movimentazione grazie al pistone oleodinamico.

Il componente si ottiene a partire da un tubo di sezione quadrata 40x40x4, in materiale Fe360. Il tubo inizialmente lungo 6 metri viene troncato tramite una troncatrice automatica a sega a disco che realizza così tubi di lunghezza esattamente pari a quella richiesta.

La seconda fase è delicata, poiché prevede la piegatura del tubo. Onde evitare che durante la piegatura la sezione sia soggetta a schiacciamento nel punto di piega, si inserisce un'anima all'interno del tubo. Quest'anima ha una struttura particolare, infatti permette alla sezione di mantenersi invariata e durante la piegatura l'anima non subisce rotture ma segue la piega, grazie alla sua struttura formata da snodi con sferette che permettono ai vari blocchetti che la compongono di adattarsi. (Figura 6.2.16).

Questo componente è acquistato dall'azienda.

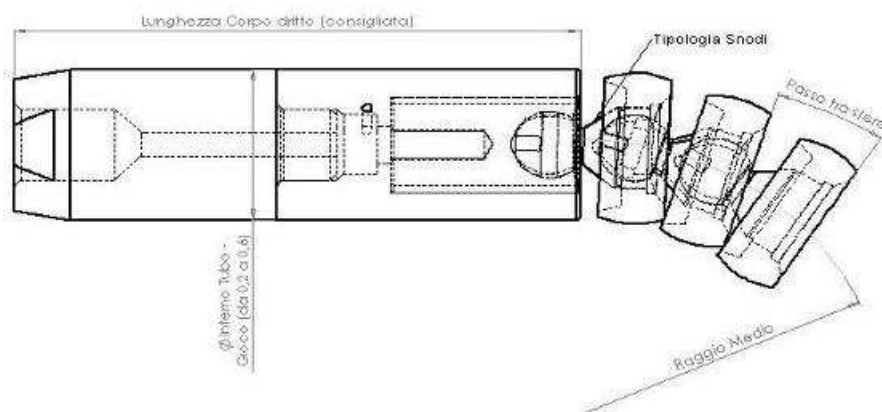


Figura 6.2.16: anima piegatubi

11) Insieme presaldato della staffa destra per l'ancoraggio del cesto

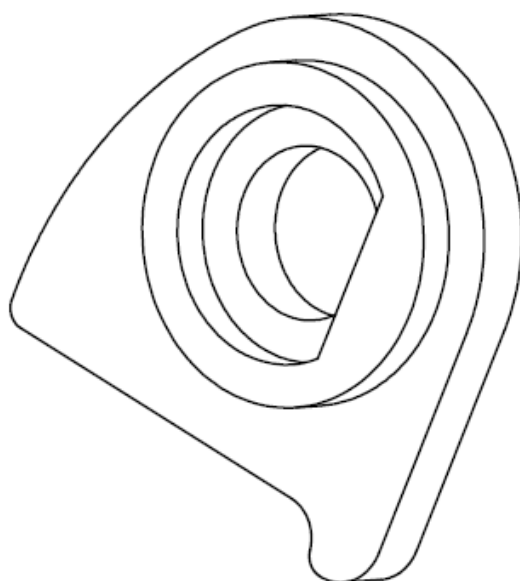


Figura 6.2.17: insieme presaldato della staffa destra per l'ancoraggio del cesto

Il ruolo svolto dal pezzo è quello di formare parte della cerniera per il collegamento con il telaio del cesto. Questo componente è ottenuto effettuando una saldatura di due parti, ovvero la staffa vera e propria e una piastrina per l'antirotazione dei perni. Entrambi sono realizzati in materiale Fe360, la staffa da una lamiera di spessore di sei millimetri mentre la piastrina per l'antirotazione da una lamiera di spessore quattro millimetri.

A seguito delle lavorazioni per ottenere queste due parti, si procede con la saldatura ottenendo così l'insieme presaldato, così definito poiché in seguito sarà realizzata la saldatura di tutti i componenti per ottenere il supporto complessivo.

La staffa è realizzata tramite taglio laser della lamiera. Si inserirà il disegno tecnico dello sviluppo (Figura 6.2.18) e la macchina per il taglio laser procederà seguendo tale linea. Non seguiranno altre lavorazioni o trattamenti.

Per i tempi di lavorazione: occorrono 0,40 minuti per eseguire la lavorazione. Il setup è eseguito durante la lavorazione.

Per i costi di lavorazione sono di 0,40 euro al minuto

In totale si avrà perciò $0,40 \cdot 0,40 = 0,16$ euro per il singolo pezzo. Il lotto è di 300 pezzi.

Per la lamiera decapata 3000x1500x6 di partenza si spenderà 118,6944 euro, della quale se ne userà 0.000616 per realizzare la staffa, perciò il costo della lamiera per la staffa è di 0,0731 euro.

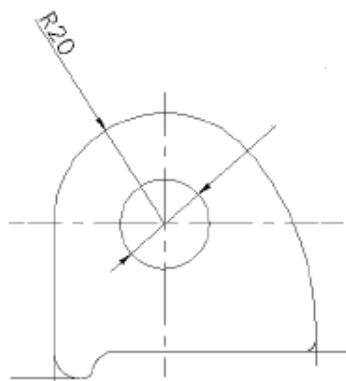


Figura 6.2.18: sviluppo staffa destra di ancoraggio per il cesto

La piastrina antirotazione (Figura 6.2.19) è acquistata dall'azienda al costo di 0,01000 al pezzo.

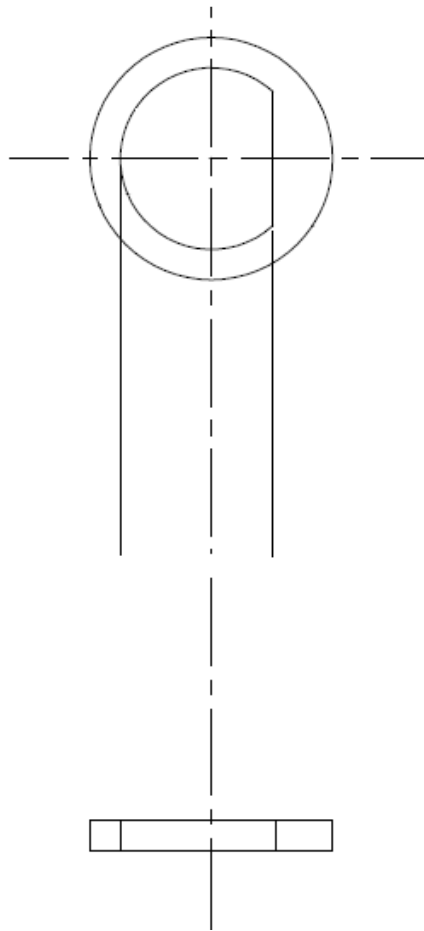


Figura 6.2.19: piastrina di antirotazione per i perni

Questi due pezzi saranno saldati insieme tramite saldatura manuale, dato che i pezzi sono di piccole dimensioni, non sono prodotti in elevate quantità e risulta conveniente procedere tramite saldatura manuale, invece che saldatura automatica.

I tempi di lavorazione: la saldatura richiede 1 minuto, il setup necessita di 15 minuti.

I costi di lavorazione sono 0,40 euro al minuto come costo operatore, il lotto di questo componente è di 150 pezzi.

Avremo un costo totale di:

$$0.2364 + 0.0731 + (1 \cdot 0,40) + \frac{15,00 \cdot 0,40}{150} + 0,1 = 0,7764 \text{ euro}$$

La stessa procedura è applicabile al componente 12) insieme presaldato staffa sinistra per l'ancoraggio del cesto.

13) Aggancio tirante per l'apertura del coperchio del cesto

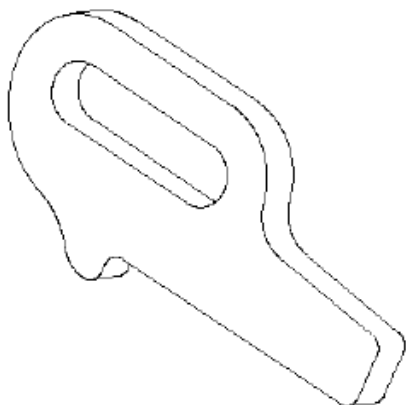


Figura 6.2.20: aggancio tirante per l'apertura del coperchio del cesto

Il ruolo del pezzo è quello di permettere al cesto di aprirsi e chiudersi grazie ad un semplice meccanismo, durante la fase di ribaltamento. Questo componente è realizzato tramite un'operazione di taglio laser su una lamiera decapata di 3000x1500x6. Si seguirà il profilo delineato dal disegno tecnico, inclusa l'asola all'interno.

Il tempo di lavorazione richiede 0,35 minuti e non è annotato il tempo di setup poiché è svolto durante la lavorazione.

La lamiera decapata ha un costo di 118,6944 euro e per realizzare il componente se ne utilizzerà lo 0.000497. perciò il costo della lamiera utilizzata per il componente è di 0,0590 euro. Il lotto sarà di 150 pezzi.

Il costo della lavorazione è di 0,40 euro, costo dell'operatore.

In totale si avrà un costo complessivo di:

$$0,0590 + (0,35 \cdot 0,40) = 0,1990 \text{ euro}$$

14) Piastrine posizionate sul tubo per ulteriori attacchi al cesto

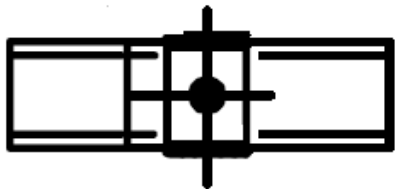


Figura 6.2.21: piastrina posizionata sul tubo per ulteriori attacchi del cesto

Le piastrine sono collocate nella struttura per permettere l'attacco degli anelli passacavo, necessari a mantenere in posizione tubi idraulici e fili elettrici. L'attacco richiederebbe un foro nel tubo di sollevamento e, per evitare di eseguirlo e così indebolire la struttura, si attaccano le piastrine con foro filettato. Le piastrine posizionate sul tubo sono acquistate dall'azienda. Sono realizzate da lamiera.

Come abbiamo già accennato tutti questi componenti descritti saranno saldati assieme. Per effettuare questa operazione si farà uso di una maschera di saldatura (Figura 6.2.22) che permette il posizionamento dei componenti grazie a morsetti attentamente posizionati per permettere, una volta saldato tutto l'insieme, di rimuoverlo e di evitare incastramenti e condizioni che renderebbero difficile la rimozione del complesso saldato.



Figura 6.2.22: maschera di saldatura

Conclusioni

Possiamo perciò riassumere i risultati ottenuti.

Da una prima analisi globale della macchina della tipologia FD si è passati all'approfondimento sulla struttura sollevatrice, descrivendola nelle parti che la compongono: torri, bracci, supporto cesto. In particolare sono stati esposti previsioni delle misure dei bracci e dimensionamento tramite tentativi della struttura nel modello FD900 ancora in fase di messa a punto nell'azienda, ottenendo dei risultati con buona approssimazione paragonabili alle misure reali. Successivamente l'analisi si è spostata sul livello delle tensioni, con la suddivisione della struttura semplificata per uno studio approfondito di ogni singola parte. E' stato possibile riprodurre anche i diagrammi per osservare l'andamento delle tensioni e così individuare i punti più sollecitati, tra cui la base delle torri, come si poteva ipotizzare, che dovranno sostenere la maggior parte del peso in fase di alzata del cesto. Anche all'interno dei bracci è stato individuato la zona più sollecitata che risulta essere il punto in cui vi sarà il collegamento con il pistone oleodinamico che permette il sollevamento.

Attraverso il confronto delle diverse sezioni di travi in ferro utilizzate correntemente dall'azienda è stato possibile verificare che quella scelta per il modello FD900 è effettivamente quella più conveniente, sia da un punto di vista economico che dal punto di vista della sicurezza.

Si è poi effettuato l'approfondimento sulle articolazioni della struttura, in particolare i perni presenti sulla torre. Attraverso la teoria della lubrificazione è stato possibile verificare che la scelta dell'azienda di lubrificare con grasso lubrificante le articolazioni è quella più adatta, siccome sarà presente attrito di tipo misto, con moto invertibile e lento, e presenza di carichi non indifferenti. Infine l'analisi dei componenti del supporto per la struttura sollevatrice riporta alla realtà lo studio della struttura e ci mette a conoscenza degli acquisti, delle tecnologie e dei cicli produttivi che interessano l'azienda.

Possiamo dire concludendo che l'azienda Grillo Spa effettua le sue scelte dando notevole rilievo all'importanza della qualità dei prodotti e delle materie prime

adoperate per la produzione. Si valuta anche il fattore economico, di importanza sempre più crescente negli ultimi anni, che ciononostante non deve essere preponderante ma essere valutato, nel piano globale di conduzione dell'azienda, come un elemento di cui si deve tener conto per permettere miglioramenti futuri, senza rinunciare a quelli conseguiti fino ad oggi. Il mercato su cui si affaccia l'azienda Grillo Spa non è propriamente quello dei privati che gestiscono piccoli appezzamenti di terra, ma più che altro quello dedicato a utenti in possesso o gestione di grandi spazi verdi, elevate estensioni o manutenzioni di molte zone verdi, come può essere la manutenzione pubblica. Questo mercato influenza in primis le scelte dell'azienda, privilegiando la qualità anche a discapito di prezzi più elevati, poiché gli utenti sono disposti ad acquistare prodotti a prezzi superiori ma con garanzie di durata altrettanto superiori.

In questi anni di crisi e rallentamento economico l'azienda Grillo ha sicuramente vagliato le sue scelte, modificandole e rielaborandole, cercando un equilibrio con l'economia italiana ed europea. La fetta di mercato estero è un'ottima fonte per l'azienda, sia per i profitti anche in tempi più gravosi, sia per la mentalità dell'azienda, che in questo modo si mantiene dinamica e sempre pronta si presentassero nuove opportunità.

Bibliografia

Dal Re V., Lezioni del corso di Comportamento Meccanico dei Materiali L, 2011-2012.

Croccolo D., Vincenzi N., Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica, Bologna, Esculapio, 2011

Funaioli E., Maggiore A., Meneghetti U., LEZIONI DI MECCANICA APPLICATA ALLE MACCHINE, Bologna, PATRON EDITORE, 2005

Dott. Ing. Prof. Malvasi C., VADEMECUM PER L'INGEGNERE COSTRUTTORE MECCANICO, Milano, HOEPLI, 1980.

Ringraziamenti

Ringrazio i Chiar.mi Professori Giorgio Olmi e Vincenzo Dal Re, per la disponibilità e accuratezza nel seguire il lavoro di questa tesi.

Ringrazio la mia famiglia e Andrea per il sostegno e l'aiuto ricevuto.

Ringrazio i miei compagni di facoltà per le numerose risate universitarie di questi tre anni. E oltre.