UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA MECCANICO PER PICCOLE IMBARCAZIONI PER LA RACCOLTA DELLA PLASTICA IN MARE

DESIGN OF A MECHANICAL SYSTEM TO BE INSTALLED ON SMALL BOATS FOR THE COLLECTION OF PLASTIC AT SEA

Relatore:

Prof. Marco Sasso

Tesi di Laurea di:

Michele Rapagnani

Anno Accademico 2019 / 2020

Indice

1. Introduzione……...……1

1.1 La plastica in mare……..…….....1

1.2 Conseguenze della plastica in mare……...6

1.3 Soluzioni alla plastica in mare……...8

2. Reverse Engineering……..13

2.1 Cos'è il Reverse Engineering…….13

2.2 Sistemi a contatto……...17

2.3 Sistemi senza contatto……....18

2.3.1 Sistemi senza contatto: GoScan 3D…….19

3. Il progetto……...25

3.1 Introduzione al progetto…….25

3.2 Modello CAD imbarcazione…….....27

3.3 Dati di partenza……..32

4. Cassone di raccolta……34

4.1 Forze esterne e reazioni vincolari……...34

4.1.1 Forza idrodinamica……...37

4.2 Analisi della struttura……..39

4.3 Progettazione della cerniera……45

4.4 Progettazione della piastra d'ancoraggio alla barca…….....48

5. Roll-bar……..……53

5.1 Forze esterne e reazioni vincolari……...53

5.2 Analisi della struttura……..58

5.2.1 Progettazione dei tiranti……61

5.3 Progettazione della saldatura……..63

5.4 Progettazione delle piastra bullonata……..66

5.4.1 Piastra di supporto della puleggia.....……66

5.4.2 Piastra base del roll-bar…….68

5.4.3 Piastra di ancoraggio alla barca…….69

6. Argano elettrico a fune……...……73

7. Conclusioni progetto……...75

Bibliografia

1. Introduzione

1.1 La plastica in mare

Ogni anno, circa otto milioni di tonnellate di plastica finiscono in mare, mettendo in pericolo l'ecosistema marino, rovinando le spiagge e danneggiando la salute degli esseri umani. L'inquinamento delle acque del pianeta è a uno stadio così avanzato che entro il 2050 si stima che il 99% degli uccelli marini avrà ingerito della plastica, e che in mare ci sarà più plastica che pesci.
La plastica proviene principalmente dai consumi dell'uomo come le bottigliette di plastica, gli imballaggi, gli involucri di praticamente tutti i prodotti che si prendono al supermercato e i sacchetti. La plastica impiega centinaia di anni per decomporsi ed è questo si ritrova in mezzo agli oceani a formare gigantesche isole di rifiuti, oppure può essere ingerita da pesci, gabbiani, tartarughe e cetacei causandone la morte.
L'ingerimento accidentale di plastica scambiata per plancton o meduse è un fenomeno così comune che il 52% delle tartarughe marine ne ha subito gli effetti.
Le plastiche di dimensioni maggiori possono creare problemi di intrappolamento o soffocamento, mentre quelle di dimensioni all'ordine del micron che vengono ingerite dagli animali marini comportano l'assunzione di virus, batteri e contaminanti tossici. Questa plastica raggiunge indirettamente anche l'uomo che in media ingerisce cinque grammi di plastica a settimana.
Gran parte dell'inquinamento marino è causato dalla presenza di micro-granuli di plastica: minuscole particelle rilasciate dagli oggetti che si decompongono dai saponi e dai cosmetici che finiscono in mare.
Per risolvere questo grave problema si sta cercando di realizzare un'economia circolare per la plastica basata sulla riduzione dei consumi, sul riutilizzo, sulla ricerca di prodotti alternativi a minor impatto, sul miglioramento della gestione dei rifiuti, sull'incremento del riciclo e sull'ampliamento del mercato delle materie secondarie. Tutti i soggetti coinvolti nell'economia della plastica, dalla produzione alla gestione del fine vita, devono essere allineati all'obiettivo comune di porre fine alla dispersione di plastica in natura e in mare.
Per monitorare i rifiuti di plastica è di fondamentale importanza capire i legami dinamici tra le sorgenti e dove affondano i rifiuti, poichè la combinazione di più punti d'ingresso diffusi e il trasporto

non casuale dei detriti dai venti e dalle correnti si traduce in una grande variabilità spaziale e temporale dei carichi.

Il modello di Ryan in Figura 1.1. mostra le principali fonti e i percorsi che effettua la plastica nell'ambiente marino. I detriti vengono portati a riva delle spiagge o possono spingersi nelle acque costiere e infine arrivare in mare aperto dove possono galleggiare o affondare in profondità.

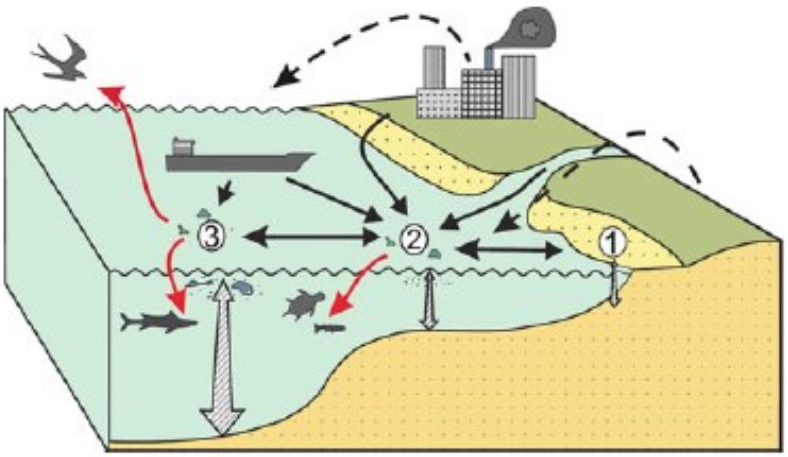


Figura 1.1: *Diagramma schematico che mostra le principali fonti e i percorsi della plastica nell'ambiente marino: (1) i detriti portati a riva sulle spiagge, (2) rifiuti nelle acque costiere, (3) rifiuti in mare aperto, che possono anche affondare in profondità. Le frecce tratteggiate indicano i detriti trasportati dal vento, le frecce nere indicano i detriti trasportati attraverso l'acqua, le frecce rosse gli effetti sulla vita marina, e le frecce grigie indicano il movimento verticale lungo la colonna d'acqua.*

Uno studio datato ottobre 2017 realizzato da alcuni ricercatori tedeschi ha individuato i dieci fiumi più importanti per il trasporto in mare di rifiuti plastici, responsabili del 90% circa della spazzatura di plastica presente nei mari.

Lo studio è basato sull'analisi di campioni di plastica e sull'elaborazione di dati acquisiti da ricerche precedenti, in particolare la ricerca si concentra sull'analisi di una raccolta globale di informazioni sui detriti di varie dimensioni presenti nella colonna d'acqua, sia frammenti microplastici (particelle <5 mm) che macroplastici (particelle >5 mm), combinata con informazioni inerenti il sistema di gestione dei rifiuti nelle zone interessate.

Dei 122 fiumi più inquinanti, quelli che contribuiscono per oltre il 90% allo sversamento di plastica in mare, 103 si trovano in Asia, 8 in Africa, 8 in Sud e Centro America, e 1 in Europa.

Il contributo maggiore è dato dal fiume Yangtze, in Cina: i campionamenti effettuati alla sua foce hanno rilevato le concentrazioni di plastiche più alte di qualsiasi altro fiume al mondo, 4.137 particelle per metro cubo. Seguono il Gange e altri due fiumi cinesi: Xi e Huangpu.
L'Indonesia è risultata uno dei principali contribuenti del continente asiatico con quattro fiumi giavanesi che destano particolare preoccupazione, si tratta dei fiumi Brantas, Solo, Serayu e Progo, che trasportano rispettivamente 38.900, 32.500, 17.100 e 12.800 tonnellate di plastica all'anno.
Per quanto riguarda invece i corsi d'acqua europei non sono molti gli studi realizzati, ma quelli esistenti evidenziano che il Danubio ogni anno trasporta nel Mar Nero da 530 a 1500 tonnellate di plastica, mentre attraverso il fiume Reno finiscono ogni anno nel Mare del Nord da 20 a 21 tonnellate di plastiche.
La plastica trasportata dai grandi fiumi ha formato un'isola di plastica nell'Oceano Pacifico, chiamata *Great Pacific Garbage Patch*. La sua reale estensione non è ancora nota perché le sue dimensioni sono in costante crescita, ma si parla di un'estensione pari a due volte il Texas.
Una grande quantità di spazzatura sta affondando sotto la Great Pacific Garbage Patch (Figura 1.2), la quale quindi non sarebbe altro che la punta dell'iceberg sotto cui si muove una quantità di plastica centinaia di volte superiore.

Figura 1.2: *Great Pacific Garbage Patch*

Attualmente sono sette le isole di spazzatura sparse in tutto il mondo, una anche nel Mediterraneo tra l'Isola d'Elba e la Corsica lunga poche decine di chilometri, e la maggior parte dei suoi detriti arrivano dall'Arno oltreché dal Tevere e dal Sarno.

Dal grafico in Figura 1.3 preso dal portale online di Litterbase si nota come la plastica è la principale fonte di inquinamento delle acque, e nel 30% dei casi sono proprio gli organismi come pesci, uccelli marini, crostacei, mammiferi e molluschi a favorire la dispersione degli inquinanti, e tale interazione porta alla loro morte nel 17% dei casi.

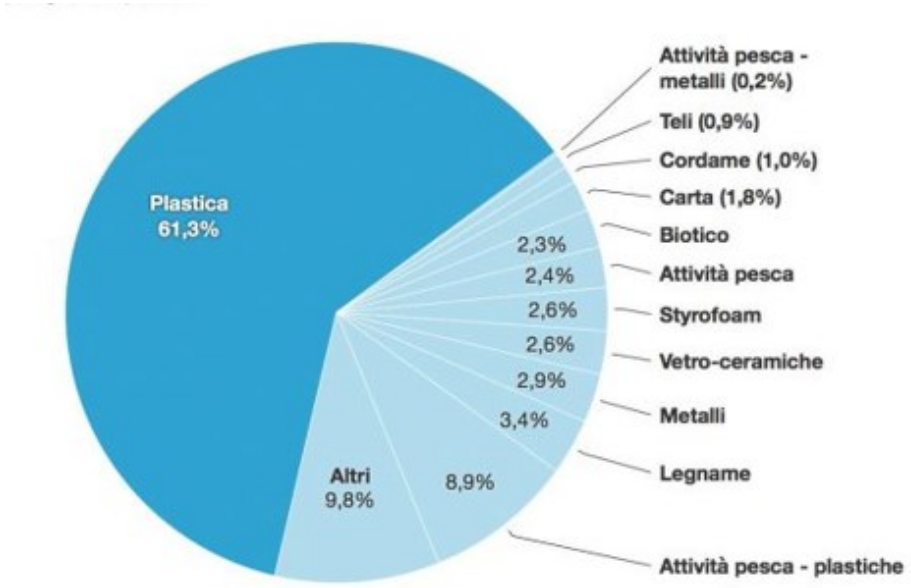


Figura 1.3: *Il grafico mostra la distribuzione globale dell'inquinamento maino rilevato da più di 1300 studi scientifici per tipologia di inquinante.*

Il problema con la plastica dipende sostanzialmente da fattori legati alla sua produzione e al suo smaltimento. In particolare dipende da:

- I materiali utilizzati per la produzione di plastica (molecole di idrocarburi derivate dalla raffinazione di petrolio e gas naturale);
- La sua durevolezza e il fatto di non essere biodegradabile;
- La quantità in cui viene prodotta;
- Il modo in cui viene smaltita.

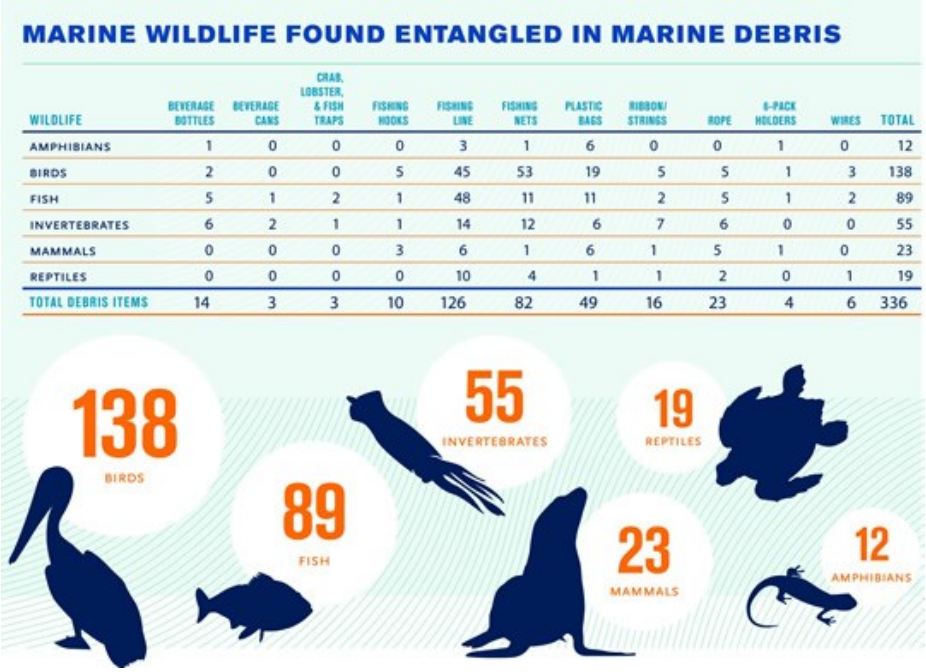
I ricercatori dell'Università della California hanno stimato che dagli anni '50 al 2015 siano stati prodotti circa 8,3 miliardi di tonnellate di plastica vergine, di cui circa 6,3 miliardi di tonnellate sono diventati rifiuti.
Solo circa il 9% di questi rifiuti di plastica è stato riciclato**,** il 12% è stato bruciato e il restante 79% è finito in discarica o è stato disperso nell'ambiente.
La produzione di plastica è inoltre aumentata di 200 volte dal 1950, con un tasso di crescita del 4% annuo fino al 2000. In pratica la plastica vergine prodotta dal 2000 ad oggi è pari alla plastica prodotta nei 50 anni precedenti.
Questo aumento è dovuto in particolare agli imballaggi in plastica.

1.2 Conseguenze dalla plastica in mare

La plastica è definita contaminante emergente perché ritenuta tossica e con potenziali effetti sulla salute umana e sull'ambiente.
La gran parte delle microplastiche usate nella costruzione di imballaggi e materiale usa e getta è costituita da polietilene e polipropilene. Le microplastiche sono presenti in ambiente marino in forme diverse e contengono anche un mix di additivi come monomeri, oligomeri e plasticizzanti.
Le stesse microplastiche sono in grado di assorbire e concentrare composti chimici presenti in ambiente per poi rilasciarli, se sottoposte a stress naturali chimici e fisici. Tra questi composti i ricercatori hanno trovato policlorobifenili, idrocarburi policiclici aromatici, ftalati e metalli pesanti, che sono tutti inquinanti e potenzialmente tossici se presenti in elevate concentrazioni.
Queste sostanze chimiche finite in mare nel corso degli anni sono contaminanti molto resistenti alla decomposizione ed impiegano decine di anni prima di decadere con evidenti proprietà tossiche. Sulla superficie delle particelle di plastica si possono anche addensare vari microorganismi, raggiungendo concentrazioni maggiori rispetto alla loro normale presenza in ambiente, risultando così potenzialmente vettori di patologie per diverse specie marine, rappresentando di fatto una minaccia in termini di diffusione di patogeni.
Il rischio di diffusione di questi composti nelle acque è che gli organismi marini, incluse specie edibili come pesci e molluschi, possono ingerire le microplastiche, che difatti sono state ritrovate nel tratto digerente di scampi, mazzancolle, gamberi rosa, nel mitilo e nell'ostrica, o sulla superficie esterna e nel tratto gastrointestinale di larve e stadi giovanili di sardine, acciughe**,** tonno, pesce spada, triglia, nasello e il pesce San Pietro, nelle razze ed anche nei mammiferi marini.
Una volta ingerite le microplastiche possono rilasciare diversi composti chimici che verranno assorbiti dall'animale, portando a conseguenti alterazioni del sistema immunitario, effetti tossici a livello tissutale, cellullare e molecolare, oltre ad interferenza sull'alimentazione, la respirazione e la riproduzione.
Se giovani esemplari rimangono impigliati nella plastica possono sviluppare danni alla pelle o malformazioni durante la crescita.

Associazioni ambientaliste hanno ipotizzato delle stime sulla base di dati raccolti da studi che hanno censito localmente il totale delle carcasse di animali trovati durante un determinato lasso di tempo e all'interno di un determinato territorio.

Sulla base di questi dati sono state fatte delle proiezioni che quantificano in almeno 1 milione gli uccelli marini e in 100.000 le unità tra mammiferi marini e tartarughe che annualmente muoiono per entanglement o per ingestione di plastica come si vede in Figura 1.4.



MARINE WILDLIFE FOUND ENTANGLED IN MARINE DEBRIS

WILDLIFE	BEVERAGE BOTTLES	BEVERAGE CANS	CRAB, LOBSTER, & FISH TRAPS	FISHING HOOKS	FISHING LINE	FISHING NETS	PLASTIC BAGS	RIBBON/ STRINGS	ROPE	6-PACK HOLDERS	WIRES	TOTAL
AMPHIBIANS	1	0	0	0	3	1	6	0	0	1	0	12
BIRDS	2	0	0	5	45	53	19	5	5	1	3	138
FISH	5	1	2	1	48	11	11	2	5	1	2	89
INVERTEBRATES	6	2	1	1	14	12	6	7	6	0	0	55
MAMMALS	0	0	0	3	6	1	6	1	5	1	0	23
REPTILES	0	0	0	0	10	4	1	1	2	0	1	19
TOTAL DEBRIS ITEMS	14	3	3	10	126	82	49	16	23	4	6	336

Figura 1.4: *Esemplari di fauna marina vittime di entanglement da rifiuti marini trovati dai volontari partecipanti alla giornata di pulizia spiagge e coste dell'International Coastal Cleanup del settembre 2009.*

Uno degli effetti ipotetici delle microplastiche attualmente in fase di studio è il cosiddetto effetto "cavallo di Troia": si tratta di un meccanismo per cui le microplastiche, dopo essere state ingerite, subiscono diversi processi chimici nel tratto digerente dovuti alle condizioni chimiche e fisiche dell'ambiente del tratto digerente, rilasciando gli inquinanti precedentemente adsorbiti dall'ambiente e agendo di fatto come un cavallo di Troia.

Tali inquinanti si potrebbero accumulare nel muscolo di specie commerciali risultando un rischio per la salute umana, ed ecco perché le microplastiche rientrano a pieno titolo nei nuovi inquinanti emergenti.

1.3 Soluzioni alla plastica in mare

Dell'inquinamento da plastica nei mari si parla ormai da anni senza che una soluzione definitiva sia stata ancora trovata per risolvere questo grave problema: una situazione che mette a repentaglio la sopravvivenza dell'uomo e quella del pianeta.
Ormai è improrogabile riuscire a ridurre i rifiuti di plastica e sostenere un'economia circolare che preveda un minor uso di imballaggi e il corretto riciclo e riuso di questi oggetti: è quindi fondamentale sviluppare una strategia efficace per l'industria volta ad eliminare completamente la dispersione della plastica nell'ambiente.
Sarà altrettanto importante raggiungere il 100% di imballaggi di plastica riciclati e mettere al bando l'uso di plastica monouso, oltre ad adottare politiche aziendali a rifiuti zero nei processi produttivi.
Le più importanti misure in questo senso dovranno essere prese dai singoli nella vita di tutti i giorni e in ogni occasione: scegliere oggetti realizzati con materiali naturali e biodegradabili, evitare l'utilizzo di prodotti monouso ed essere scrupolosi nella raccolta differenziata, seguendo in modo civile e responsabile le indicazioni del proprio Comune o della propria città.
Sostenere le aziende serie e certificate contribuirà a ridurre l'inquinamento e rappresenta un modo concreto di pensare ai mari, e più in generale all'ambiente e al futuro delle prossime generazioni.
Le persone dovrebbero essere sensibilizzate sul tema del rispetto dell'ambiente e sui comportamenti da adottare per salvaguardarlo.
Se si vuole difendere la salute dei mari e preservarne le forme di vita, la prima cosa da fare è cambiare le abitudini personali di acquisto seguendo i principi delle "4 R":

- *Ridurre* (si possono scegliere prodotti con imballaggio poco ingombrante o assente. Usare meno materiali per un prodotto significa eliminare contemporaneamente la necessità di smaltirlo e l'inquinamento provocato dai processi di riciclaggio. Bisogna anche evitare di scegliere confezioni monouso o monoporzione);
- *Riusare* (alcuni oggetti possono essere impiegati anche per scopi diversi così da ridurre la quantità di rifiuti prodotti e allungando la vita ai prodotti acquistati);
- *Riciclare* (questa azione consentirà di non ricorrere alle materie prime per produrre nuovi oggetti. È fondamentale fare la raccolta differenziata dividendo la carta, da vetro, plastica e

alluminio. Per ognuno di questi materiali è prevista una tecnica e degli strumenti diversi per il riciclaggio);

- *Recuperare* (alla fine del ciclo di uso e riuso del prodotto, quando questo non sarà più utilizzabile come tale, si può ottenere dal medesimo altri materiali da utilizzare nuovamente. Al termine del ciclo di uso e riuso di un prodotto potrò anche recuperare energia. I rifiuti sono usati come combustibile nei termovalorizzatori: bruciandoli si diminuisce l'ingombro e producono energia. Gli impianti di termovalorizzazione sono progettati e realizzati per essere in grado di utilizzare il calore prodotto dalla combustione dei rifiuti come fonte per la produzione di energia elettrica).

Si pensava che una possibile soluzione potesse essere sostituire la plastica ordinaria con plastica biodegradabile, ma gli esperti dell'UNEP (United Nations Environment Programme) spiegano che materiali etichettati come *biodegradabili* non si degradano rapidamente nel mare.
Le plastiche biodegradabili che vengono utilizzate per borse della spesa, bottiglie d'acqua e contenitori per alimenti, sono progettate per essere meno durevoli e in grado di degradarsi rapidamente nell'ambiente. Il problema, secondo l'ONU (Organizzazione delle Nazioni Unite), è che le condizioni necessarie sussistono quasi esclusivamente nelle compostiere industriali, non nel mare. La gran parte dei sacchetti per la spesa si degrada infatti a temperature di 50 °C, una condizione che non sussiste mai negli oceani, senza contare che questi materiali non restano a galla esposti ai raggi ultravioletti, ma si inabissano depositandosi sui fondali.
Quindi una bioplastica dispersa nell'ambiente senza le ottimali condizioni di degradazione si comporta come un normale rifiuto plastico, forse non impiegherà un secolo a svanire, ma sarà perfettamente in grado di persistere nell'ambiente o nel mare per diversi anni.

Sono stati sviluppati negli ultimi anni un numero sempre maggiore di iniziative dirette a combattere l'inquinamento dei mari, iniziative risultate dalla consapevolezza degli effetti negativi della plastica. Per prima la fondazione *The Ocean Cleanup* che ha preso vita nel 2013 da Boyan Slat, che si serve di un sistema ad U di barriere galleggianti che consentono il filtraggio dell'acqua fino a tre metri di profondità e il conseguente trattenimento dei rifiuti.
Cleaning Litter by developing and Applying Innovative Methods è un progetto europeo che mira la pulizia del mare e dei sui fondali dai rifiuti plastici tramite lo sviluppo di sistemi sostenibili ed innovativi, come il filtraggio delle acque di scarico. Un ulteriore obiettivo per cercare di arginare

l'inquinamento da plastica è quello di degradare la plastica senza produrre tossine, producendo energia dal recupero dei rifiuti plastici grazie a sistemi termici chiamati pirolizzatori.

A livello internazionale occorre inoltre menzionare l'accordo *A line in the sand - The new plastic economy* firmato da più di 250 organizzazioni che producono circa il 20% degli imballaggi in plastica. Lo scopo è favorire il riutilizzo della plastica introducendo innovazioni in modo che entro il 2025 tutti gli imballaggi siano riciclabili. Il fine ultimo è la creazione di un'economia circolare per la plastica attraverso il riciclo e il riutilizzo.

Nell'ambito del progetto *LifeGate PlasticLess* sono stati installati in dieci porti italiani i cosiddetti *seabins* (Figura 1.5), inventati dagli australiani Pete Ceglinski e Andrew Turton. Si tratta di cestini galleggianti che raccolgono circa 1,5 Kg di plastica al giorno grazie all'azione della corrente e del vento.
I cestini si sono dimostrati efficaci: nei porti di Fano (PU), di Marina dei Cesari (PU) e di San Benedetto del Tronto (AP), hanno contribuito alla rimozione di oltre 400 chili di detriti galleggianti, equivalenti al peso di 26.000 bottigliette di plastica da mezzo litro, oltre a cannucce, tappi di bottiglia, mozziconi di sigaretta, pezzi di polistirolo, incarti alimentari, confezioni di merendine e persino frammenti di reti utilizzate per il commercio di cozze.

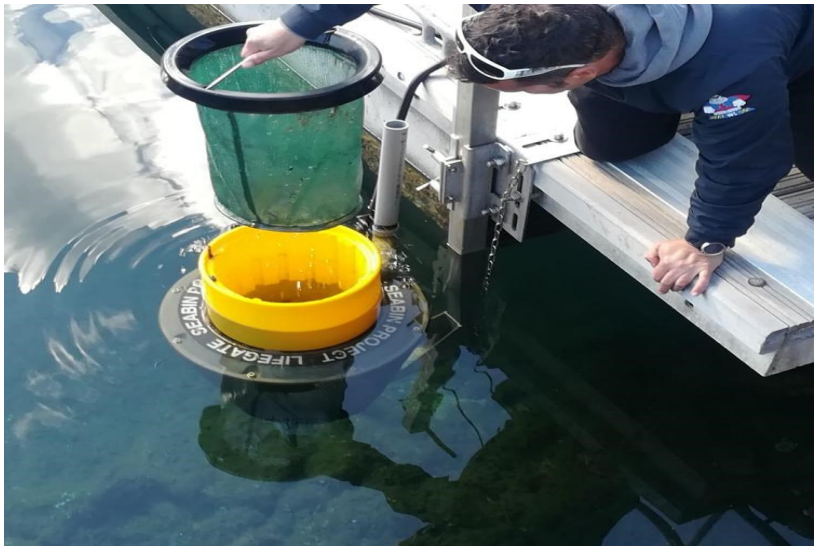


Figura 1.5: *Esempio di seabin nel porto di Fano*

Diverse sono le infrastrutture e le tecnologie innovative che si stanno sviluppando per dare un importante contributo per aggredire il problema della presenza dei rifiuti in mare e che possono dare un forte impulso alla bonifica dei mari ed alla risoluzione del problema.
Certamente il tema del recupero dei rifiuti in mare è di estrema attualità ma dal punto di vista delle tecnologie e degli approcci risolutivi necessita di numerosi approfondimenti.
Approcci basati sullo sviluppo di navi possono dare un contributo significativo ma saranno risolutive solo del problema dell'inquinamento a valle.
Con un'iniziativa della Cnr Irbim presso la marineria di Ancona si verifica la fattibilità tecnica di un protocollo di circolarizzazione dei rifiuti plastici, che prevede un diretto coinvolgimento di imbarcazioni da pesca che operano come operatori ecologici del mare, riportando a terra quei rifiuti plastici che intercettano durante il normale svolgimento delle loro attività in mare. Questi rifiuti provenienti dalle attività e dalle fonti più eterogenee sono caratterizzati e preparati per una successiva trasformazione, fino alla destinazione a materia prima e alla reintroduzione nei cicli produttivi.

Il recupero della plastica in mare attraverso barche appositamente predisposte sta aumentando considerevolmente e sta spingendo i cantieri navali a costruire imbarcazioni apposite.
Ne è un esempio l'imbarcazione *Pelikan* (Figura 1.6), un battello a basso impatto ambientale sull'ecosistema che opera nell'ambito del recupero di rifiuti solidi galleggianti, nello specifico della plastica e dei rifiuti semisommersi e oleosi.
Pelikan è gioiellino hi-tech nato dalla collaborazione tra due aziende anconetane, la *Cpn* di Massimo e Cristiana Belardinelli e la *Garbage Service* di Paolo Baldoni, ed è considerato la migliore nave spazzina del pianeta capace di sbaragliare la concorrenza di Cina, Giappone e Stati Uniti.
Considerato un'aspirapolvere marino eco-friendly, lungo 13,3 metri e largo 3,6, dalla velocità massima di 6 nodi, costruito in alluminio riciclato, alimentato da pannelli fotovoltaici e lubrificanti green, costruito per raccogliere i rifiuti superficiali solidi, semisommersi e oleosi presenti negli specchi d'acqua chiusi, che vengono intercettati da due pinze apribili con comando idraulico azionato dalla cabina di comando.
Il battello, sfruttando il flusso di aspirazione dell'elica, raccoglie a prua il materiale inquinante convogliato in un cestone di stoccaggio da 3,5 mq di rapido svuotamento: un tapis roulant a comando idraulico recupera il materiale solido, mentre i liquami oleosi vengono risucchiati da un sistema aspirante di superficie munito di cassa di separazione acqua-olio da 520 litri.

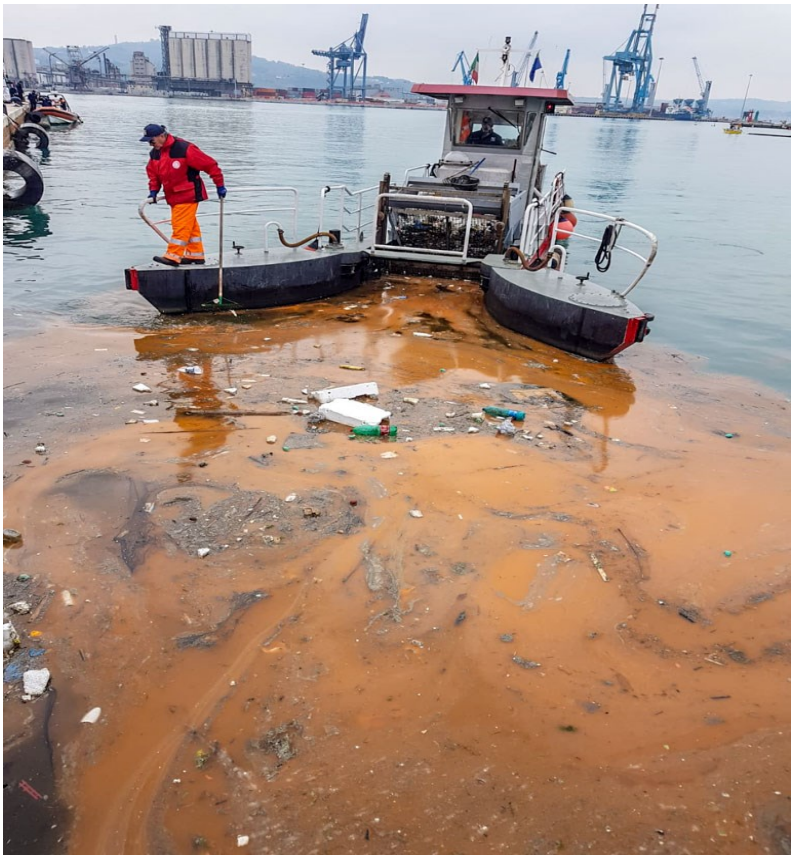


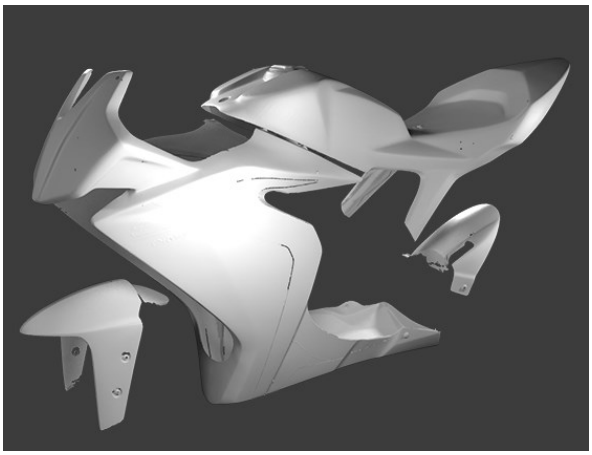
Figura 1.6: *Imbarcazione Pelikan del Garbage Group in azione*

2. Reverse Engineering

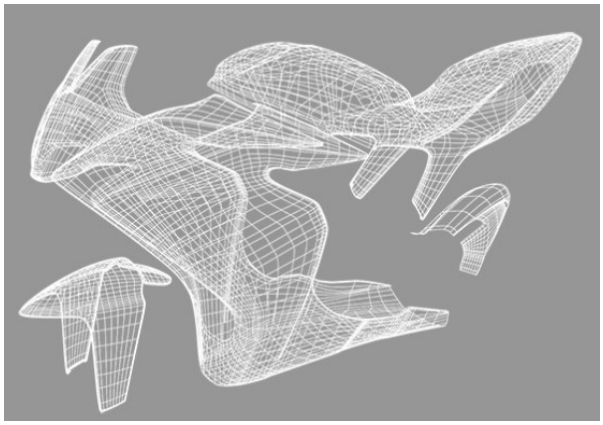
2.1 Cos'è il Reverse Engineering

Il reverse engineering è un processo che consiste in una scansione 3D e la conseguente elaborazione da parte di un software CAD che permette di digitalizzare un oggetto fisico.
Tramite questo processo è possibile replicare o modificare tale oggetto, ma anche realizzare un nuovo prodotto che si interfacci con esso.
Il processo si può dividere in quattro step:

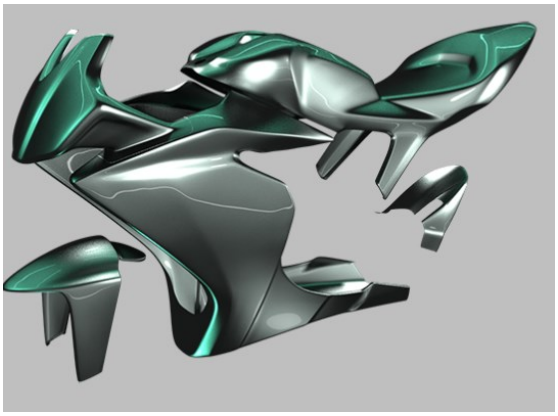
1) *Scansione 3D.*
   Il primo step consiste nella scansione tridimensionale dell'oggetto che si intende riprodurre. Tramite un videoproiettore il manufatto viene investito da una sequenza di pattern luminosi codificati, mentre due fotocamere lo fotografano ad ogni istante. Tale processo è detto scansione a luce strutturata o più semplicemente scansione 3D. Successivamente un apposito software esegue la triangolazione dei punti, ovvero ne ricostruisce la posizione e genera una mesh triangolare dell'oggetto;



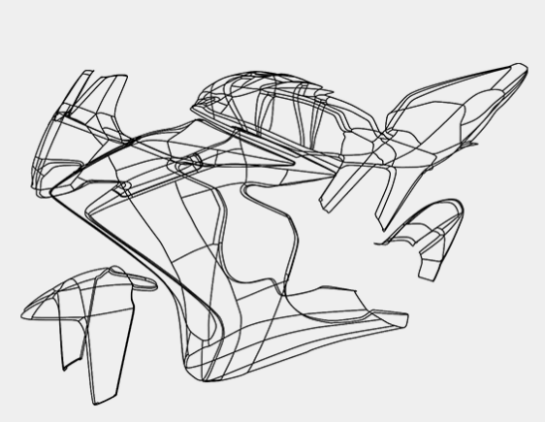
2) *Ottimizzazione della mesh.*
   Il secondo passaggio viene svolto manualmente da un operatore che, utilizzando un software CAD, trasforma la mesh triangolare ottenuta precedentemente in una quadrangolare ottimizzandola per gli step successivi;



3) *Correzioni e modifiche*.
La mesh una volta ottimizzata viene riesaminata, quindi vengono corretti eventuali errori dovuti alla scansione e vengono realizzate tutte le modifiche richieste utilizzando un software CAD in grado di gestire le curve NURBS (non-uniform rational basis spline);



4) *Estrazioni delle matematiche*.
L'ultimo step consiste nell'estrapolare le matematiche del modello così ottenuto. Tali matematiche serviranno per generare stampi con cui realizzare il nuovo oggetto, ma anche per eseguire analisi agli elementi finiti, siano esse strutturali, aerodinamiche o di altra natura.



Il reverse engineering è utile per analizzare la funzionalità del prodotto e dei componenti, valutare i costi e identificare potenziali violazioni di brevetti. Può essere usato anche per fornire della documentazione che è andata perduta o non è mai stata creata, in genere per parti progettate prima che si diffondesse il software CAD.
Aziende sia piccole che grandi impiegano il reverse engineering per portare la geometria fisica esistente in un ambiente digitale. Alcuni esempi di applicazioni di reverse engineering sono:

- Industria automobilistica (per la progettazione di stampi per lamiera che sono stati lavorati a mano e non sono stati digitalizzati);
- Industria aeronautica/aerospaziale (per fornire dati digitali di componenti realizzati per processi di montaggio, o per ricreare ad esempio un aeroplano a grandezza originale per l'analisi FEA della Federal Aviation Administration);
- Arte e architettura (per creare progetti unici fatti a mano digitalizzati per la costruzione).

È necessario considerare quello che si desidera realizzare e con che precisione.
Il reverse engineering non è così semplice come ricavare dati da un modello: può essere facilmente trasferito sullo schermo di un computer ma il processo generale è più complicato.
Per creare un modello interamente parametrico viene impiegato generalmente un pacchetto CAD avanzato (ad esempio Catia, Solidworks, Solid Edge).
Vi è una perdita implicita di fedeltà nel processo di reverse engineering che deriva da:

- Hardware di misura (tutti i sistemi di misura hanno un'incertezza nella precisione volumetrica dovuta a disturbi del sistema o all'ambiente, e uno degli effetti collaterali può essere la perdita di dettaglio).
- Conversione della nuvola di punti in una mesh;
- Sovrapposizione di una superficie NURBS alla mesh (gli errori di adattamento e la continuità della curva sono aspetti di cui tener conto);

Considerati i vantaggi e svantaggi generali dell'applicazione dell'ingegneria inversa, bisogna valutare:

- Le caratteristiche del pezzo;
- I fattori esterni;
- Gli aspetti legati all'uso.

Per le caratteristiche del pezzo si devono tenere in considerazione le dimensioni, perché i pezzi piccoli hanno spesso tolleranze strette che generalmente li esclude dalla tecnologia di scansione. Questo è dovuto al fatto che il livello di disturbo e incertezza di questo metodo solitamente supera la tolleranza del pezzo. Generalmente in questi casi è preferibile il rilevamento o la scansione analogica con una CMM (coordinate measuring machine) e un tastatore di dimensioni adeguate.
Un buon criterio guida è quello di usare un sistema che abbia un'incertezza dieci volte migliore di quella necessaria per il modello finale, e sfortunatamente questo si può ottenere di rado.
Bisogna tener conto anche della tolleranza perché gli elementi prismatici lavorati, come i piani e i fori, o i pezzi che richiedono grande precisione (meno di 25 micron al metro), dovrebbero essere rilevati a contatto su CMM o PCMM (People Capability Maturity Model).

Il lato negativo della scansione con i sensori è il maggior tempo di rilevamento e un maggior rischio che il pezzo si sposti accidentalmente durante la misura.
I disegni a rilievo, i fori di fusione e i profili, sono alcuni degli elementi di cui si deve tener conto. Il rilevamento analogico può misurare i raggi piccoli in modo molto preciso ma il processo è lento. Gli scanner laser regolati a spaziatura minima tra i punti possono rilevare piccoli dettagli ma gli elementi piccoli possono andare perduti nel disturbo dell'incertezza.
I sensori possono raggiungere aree che sono al di fuori del campo di visibilità degli scanner.
Gli scanner laser possono avere difficoltà ad accedere a spazi ristretti a causa delle dimensioni della testa e della breve distanza.
La maggior parte degli scanner possono ottenere dati quando il sensore forma un angolo di circa 65° con la normale alla superficie.

Per quanto riguarda i fattori esterni, bisogna tener conto della densità dei dati che è legata alla spaziatura dei punti (risoluzione) e quindi alla fedeltà della misura. Questo viene spesso trattato in termini di tolleranza della superficie o scostamento angolare tra punti adiacenti.
Sugli elementi, come fori o dettagli dei bordi, viene spesso richiesta un'elevata densità di dati per l'estrazione da nuvole di punti.
Durante il processo di misura gli scanner e i tracker richiedono che il pezzo sia immobile rispetto all'hardware di misura, e ciò significa che l'ambiente di misura dev'essere stabile per quanto riguarda le vibrazioni.

2.2 Sistemi a contatto

Le tecnologie attualmente usate per la digitalizzazione 3D possono essere suddivise in due grandi famiglie:

- Sistemi a contatto;
- Sistemi senza contatto.

I sistemi a contatto fanno uso di opportuni tastatori montati su macchine di misura che permettono l'acquisizione della forma dell'oggetto in questione. Tali sistemi sono largamente utilizzati e riconosciuti a livello industriale in quanto sono caratterizzati da una notevole precisione e accuratezza.
Tuttavia, data la natura di acquisizione puntuale, i sistemi a contatto richiedono sovente una complessa movimentazione del tastatore con una conseguente dilatazione dei tempi di acquisizione.
Gli sviluppi dei sensori di visione avvenuti negli ultimi anni hanno permesso lo sviluppo di tecniche e tecnologie alternative, quali i sistemi senza contatto basati su sistemi ottici. Questi metodi presentano un'elevata velocità di acquisizione a campo intero di forme anche complesse.

I sistemi a contatto sono tradizionalmente impiegati in ambito industriale, soprattutto nell'analisi dimensionale.
Tali sistemi, mediante l'uso di tastatori meccanici montati su bracci articolati o macchine CMM (Coordinate Measurement Machine), posti a contatto con la superficie dell'oggetto, sono in grado di acquisire la forma e il volume del corpo in esame. Possono acquisire punti a intervalli regolari oppure in maniera continua.
I sistemi a contatto rappresentano lo standard industriale nel controllo dimensionale in quanto forniscono misure di elevata qualità (ottima risoluzione, ripetibilità e affidabilità) senza essere influenzate dalle condizioni dell'ambiente di misura.
Il ridotto volume di lavoro e la bassa velocità di acquisizione rappresentano i principali svantaggi di questi sistemi.

2.3 Sistemi senza contatto

Le tecniche senza contatto sono basate sulla proprietà dei materiali di riflettere onde luminose, e si possono classificare a loro volta in tecniche passive e tecniche attive.
Le prime non richiedono alcuna fonte di energia aggiuntiva. A questo gruppo appartengono le tecniche monoculari *shape-from-X* e i metodi di visione stereo.
Le tecniche attive invece scansionano la superficie da rilevare adoperando una sorgente di luce (luce laser o luce bianca) che interagisce con i dispositivi di acquisizione.

Le tecniche passive hanno dalla loro il vantaggio dell'economicità grazie alla semplicità di funzionamento, tuttavia non sono ancora al livello delle tecniche attive per quanto riguarda precisione e accuratezza.
Le tecniche ottiche attive grazie all'utilizzo di una sorgente di luce coerente, potendo pianificare il processo di acquisizione, facilitano il processo di estrazione e identificazione delle features migliorando così le prestazioni generali. Queste tecniche pertanto risultano le più studiate e applicate nella disciplina del rilievo di forma.
In funzione del campo di applicazione è possibile distinguere:

- le *tecniche interferometriche*, usate principalmente per il rilievo di piccoli oggetti con dimensioni massime dell'ordine di alcune centinaia di mm, hanno solitamente profondità di campo inferiore ai 20 mm;

- le *tecniche per triangolazione*, usate per la digitalizzazione di oggetti con dimensioni che variano da alcune decine di centimetri fino a qualche metro, hanno profondità di campo variabile dal sistema ottico utilizzato;

- le *tecniche a tempo di volo*, sono usate per rilievi di grosse dimensioni (alcune centinaia di metri) e le precisioni ottenute non sono particolarmente elevate.

I dispositivi ottici basati sul principio della triangolazione sono costituiti da un proiettore di luce e da un ricevitore che può essere costituito da un array o una matrice fotosensibile (generalmente sensori CCD o CMOS).
Nota la posizione relativa proiettore-ricevitore, tali dispositivi permettono la determinazione della posizione spaziale di un punto dell'oggetto in cui il fascio luminoso incide e viene riflesso, come mostrato in Figura 2.1.

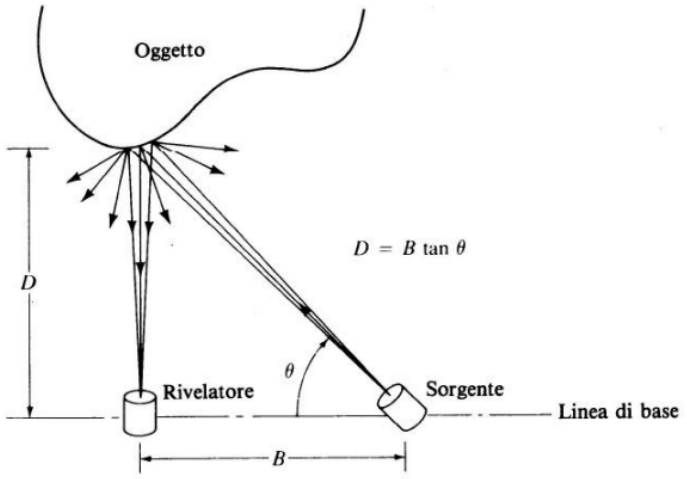


Figura 2.1: *Principio di triangolazione ottica*

Esistono dispositivi che utilizzano come sorgente luminosa proiettori di luce bianca strutturata, oppure dispositivi usanti un emettitore laser le cui caratteristiche sono scelte in funzione della specifica applicazione, cioè in funzione dell'entità della misura e delle caratteristiche superficiali dell'oggetto. Il funzionamento dei due sistemi si possono vedere in Figura 2.2.

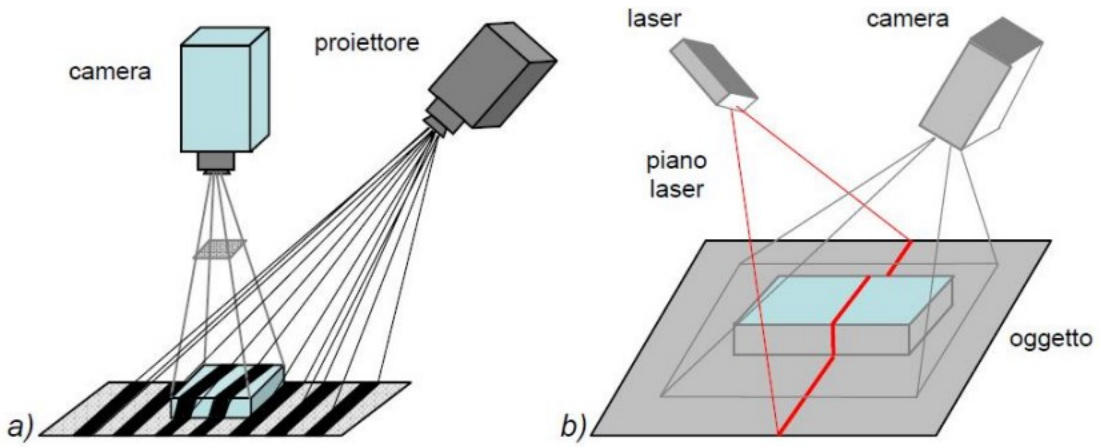


Figura 2.2: *a) Sistema a luce bianca strutturata; b) Sistema a lama laser*

I sistemi a luce bianca strutturata, rispetto agli scanner a lama laser, incrementano notevolmente la porzione di superficie acquisita in una singola acquisizione riducendo i tempi di scansione di oggetti

di grosse dimensioni. Infatti, mediante la proiezione contemporanea di più fasci luminosi sono in grado di ricoprire l'intero oggetto o grosse porzioni di esso.

2.3.1 Sistemi senza contatto: GoScan 3D

Un esempio di sistema a luce bianca strutturata è il GoScan 3D che si vede in Figura 2.3.

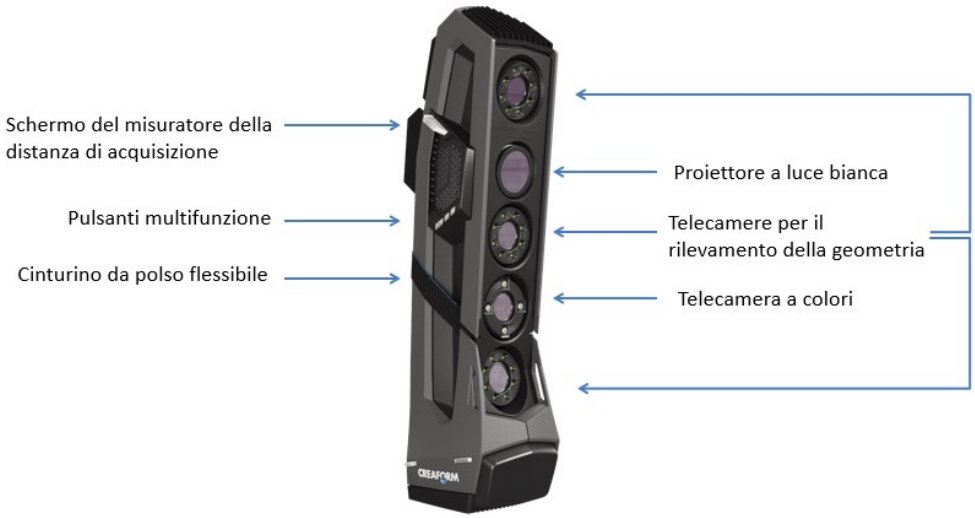


Figura 2.3: *Componentistica del GoScan 3D*

Si basa sul principio di funzionamento per cui dal proiettore vengono proiettate 99 linee bianche sull'oggetto, e la distorsione delle linee sulla parte viene registrata da 3 telecamere sull'intero fascio di luce per creare una superficie.

Le informazioni sulla geometria sono utilizzate per costruire la superficie con il posizionamento in tempo reale.

Richiede una buona visibilità del fascio di luce sul componente, e la visibilità del pattern è influenzata dal colore del componente e dal tipo di materiale (colori scuri e superficie con elevata riflessività).

I parametri di acquisizione si possono regolare per controbilanciare l'effetto degli oggetti neri, altamente riflettenti e trasparenti.

Per facilitare l'acquisizione quando si lavora con pezzi neri, riflettenti o trasparenti si utilizza del nastro di carta o della vernice spray.

Bisogna regolare la velocità dell'otturatore delle telecamere secondo il tipo di superficie da scansionare per un rilevamento ottimale del fascio di luce da parte delle telecamere, e bisogna configurare la velocità dell'otturatore del sensore in base al il tipo di superficie da scansionare.

Sono tre i tipi di metodi di posizionamento disponibili per il rilevamento:

- Solo target (Figura 2.4);
- Target e/o geometria;
- Target e/o geometria e/o texture.

Per quanto riguarda il metodo di posizionamento con i soli target, lo scanner rileva i target di posizionamento sopra o intorno al componente e usa questi target come riferimento rispetto al componente.
Si devono vedere sempre minimo 4 target per poter acquisire la superficie.
Questo metodo di posizionamento è quello ideale per ottenere la migliore precisione.

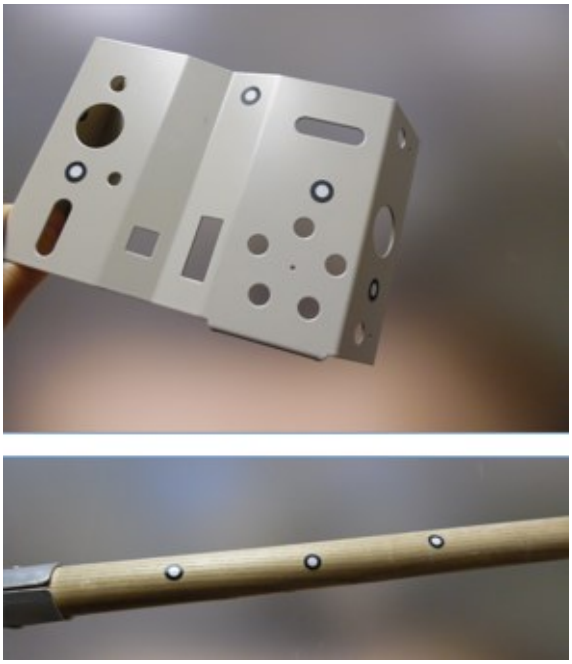


Figura 2.4: *Preparazione del componente usando i target*

I target sono aggiunti su aree che sono più sensibili a produrre errori di slittamento come:

- Ampie superfici piane;

- Lunghe sezioni cilindriche;
- Forme sferiche;
- Pattern.

Per non avere problemi con l'uso dei target bisogna evitare di:

- Aggiungere target su superfici con forti curvature;
- Aggiungere target vicino a bordi/dettagli (< 3-4 mm);
- Usare target danneggiati o incompleti;
- Usare target unti, impolverati, sporchi o non visibili.

Il vantaggio di usare target è che compensano la mancanza di informazioni di posizionamento fornite dall'oggetto, assicurando una migliore precisione della scansione 3D e una individuazione efficace del punto in cui riprende la scansione.

Il metodo di posizionamento target-geometria usa tutte le informazioni disponibili per fornire il rilevamento: geometria e/o target di posizionamento. Se non ci sono target sul componente userà solo la geometria per rilevare la posizione.

Con il metodo di posizionamento target-geometria-texture lo scanner rileva le informazioni naturali disponibili nel colore. Se c'è abbastanza geometria e/o target userà anche tali caratteristiche a supporto del rilevamento.
L'acquisizione texture non è necessaria per usare questo metodo di posizionamento.

Durante la scansione di una superficie, man mano che vengono registrati sempre più dati, l'errore cumulativo cresce seguendo il percorso dello scanner. Quindi risulta importante fare attenzione a come questo percorso venga acquisito. In Figura 2.5 è mostrato un percorso di scansione errato perché cumulativo di errori.

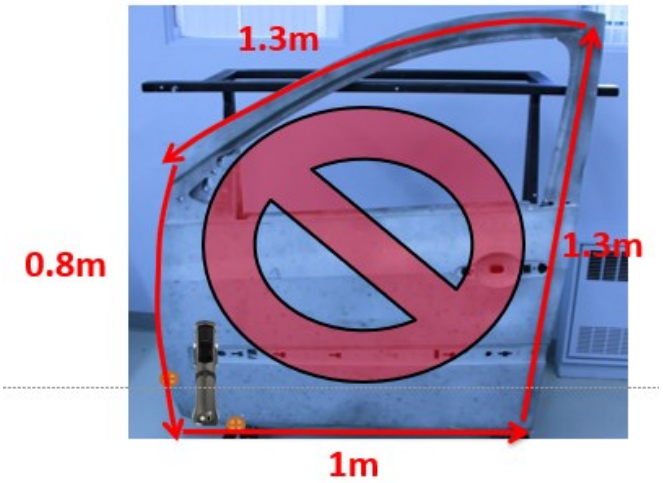


Figura 2.5: *Scansione errata di una portiera di un'auto*

Infatti usando *la tecnica della ragnatela*, come in Figura 2.6, si riduce l'errore cumulativo nella fase di acquisizione dati: lo scopo è minimizzare la traiettoria tra i due punti nella fase di acquisizione del modello in modo che l'errore sia distribuito lungo le estremità del modello stesso.

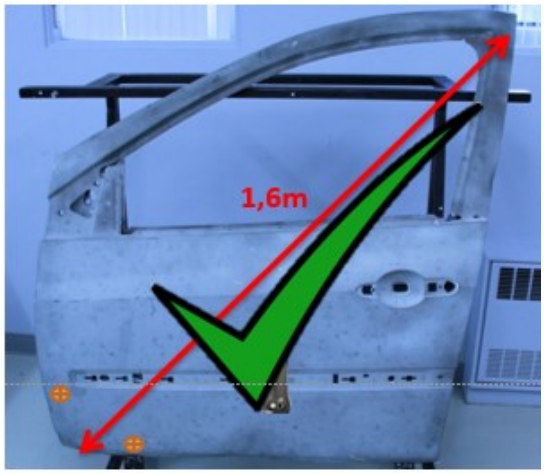


Figura 2.6: *Scansione portiera di un'auto con la tecnica della ragnatela*

Con informazioni sufficienti sulla geometria del componente o con sufficienti target di posizionamento l'accuratezza è assicurata fino a *50 micron.*
Al crescere del modello l'accuratezza volumetrica diventa *50 micron + 150 micron/m.*

Si può riassumere tutto il processo di acquisizione dati attraverso la scansione con un semplice schema riportato in Figura 2.7.

Figura 2.7: *Schema tipico di lavoro*

3. Il progetto

3.1 Introduzione al progetto

Dato l'alto impatto che la plastica in mare ha sull'inquinamento ambientale, molte associazioni e persone si stanno movimentando per aderire a progetti di raccolta.
L'obiettivo del progetto è l'ideazione e studio di un sistema meccanico da istallare a bordo di piccole imbarcazioni proprio per la raccolta della plastica in mare.
In collaborazione con la Società Conero di Recanati, che ha intenzione di adottare tale sistema per la raccolta della plastica nei canali e nei porti, si è progettato e verificato il meccanismo in base alle loro richieste ed esigenze.

L'idea di base è quella di progettare una soluzione semplice, che necessiti di poca manutenzione, da adattare ad una delle loro imbarcazioni marine in vetroresina.

L'obbiettivo è di progettare il meccanismo e successivamente verificare che le varie strutture siano in grado di sostenere gli sforzi ipotizzati.

Obiettivi principali:

- Analisi strutturale del telaio del cassone di raccolta e del roll-bar;
- Verificare la saldatura dove necessario;
- Determinare le dimensioni dei bulloni e la classe facendo in modo che resistano agli sforzi;
- Effettuare la scelta da catalogo del verricello;
- Effettuare il rendering del modello.

Durante l'analisi del sistema vengono fatte alcune semplificazioni:

- L'effetto del vento sul roll-bar viene trascurato;
- Il peso proprio degli elementi viene trascurato ai fini del dimensionamento strutturale;

- Le piastre bullonate sono considerate infinitamente rigide;
- Le saldature sono omogenee, isotrope e con deformazioni trascurabili;
- Altre approssimazioni verranno elencate durante la trattazione.

3.2 Modello CAD imbarcazione

Come riferimento per dimensionare il meccanismo si è presa l'imbarcazione *Breeze 820* che si vede in Figura 3.1:

Figura 3.1: *Breeze 820 in costruzione*

Per ricreare una maggiore accuratezza del modello e dei dettagli si è utilizzato il reverse engineering. Si è effettuata una scansione 3D con lo scanner *GoScan 3D* a luce bianca strutturata per la digitalizzazione dell'imbarcazione.

Data la curvatura dell'oggetto si è utilizzato il metodo di posizionamento con i target come in Figura 3.2, in cui lo scanner rileva i target di posizionamento sopra o intorno al componente, e usa questi target come riferimento rispetto al componente.

Si devono avere sempre minimo 4 target per poter acquisire la superficie.

Questo metodo di posizionamento è quello ideale per ottenere la migliore precisione.

Figura 3.2: *Posizionamento target sullo scafo*

Per questioni di difficoltà tecniche nello scansionare la chiglia, si è scansionata solamente la fiancata laterale (data la simmetria della barca) come si vede in Figura 3.3.

Figura 3.3: *Scansione dello scafo da parte di un tecnico*

Successivamente alla scansione, con un apposito software si è eseguita la triangolazione dei punti per la ricostruzione della mesh dell'oggetto.
La mesh una volta ottimizzata viene riesaminata, quindi vengono corretti eventuali errori dovuti alla scansione e vengono realizzate tutte le modifiche richieste.
Infine si sono estrapolate le matematiche dello scafo così da ottenere un modello CAD su cui poter lavorare.
Il modello ottenuto con la scansione si può vedere nelle Figure 3.4 - 3.5.

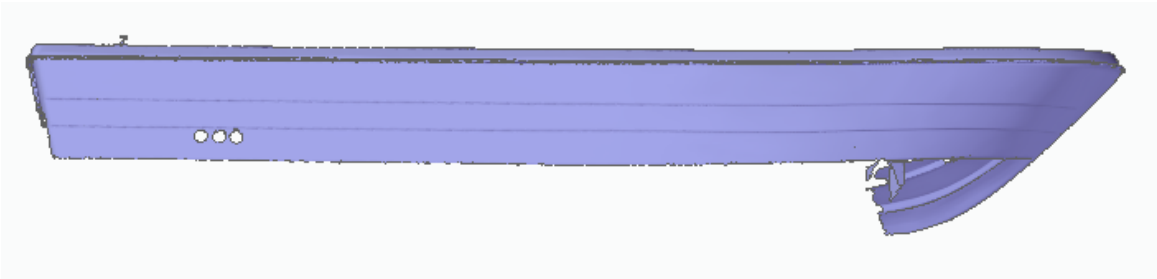


Figura 3.4: (1) *Superficie ottenuta con il reverse engineering*

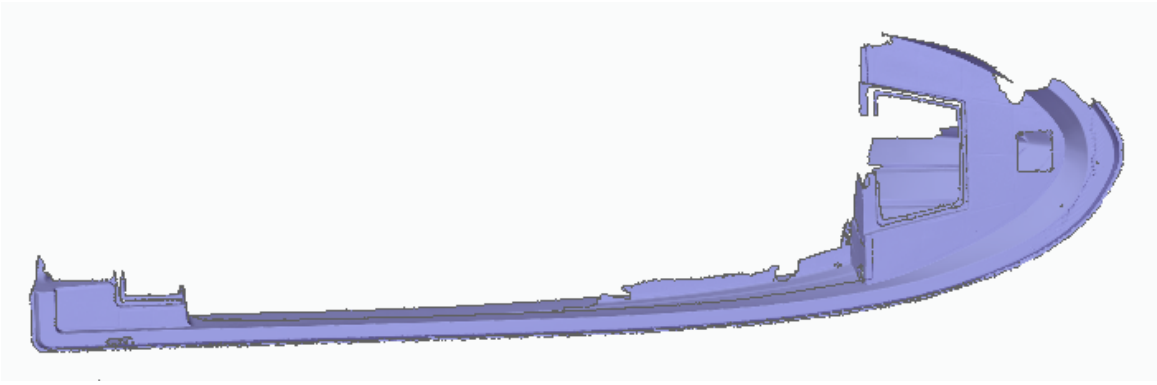


Figura 3.5: (2) *Superficie ottenuta con il reverse engineering*

Utilizzando come base i disegni ottenuti con il reverse engeneering e le misure di massima fornite dalla Società Conero si è ricreato un modello quasi fedele alla realtà, in cui c'è qualche incorrispondenza sullla curvatura della chiglia e su qualche particolare di secondaria importanza allo studio per il posizionamento del meccanismo.

L'azienda ha fornito il disegno in 2D in Figura 3.6 da cui si sono riprese le parti non scansionate.

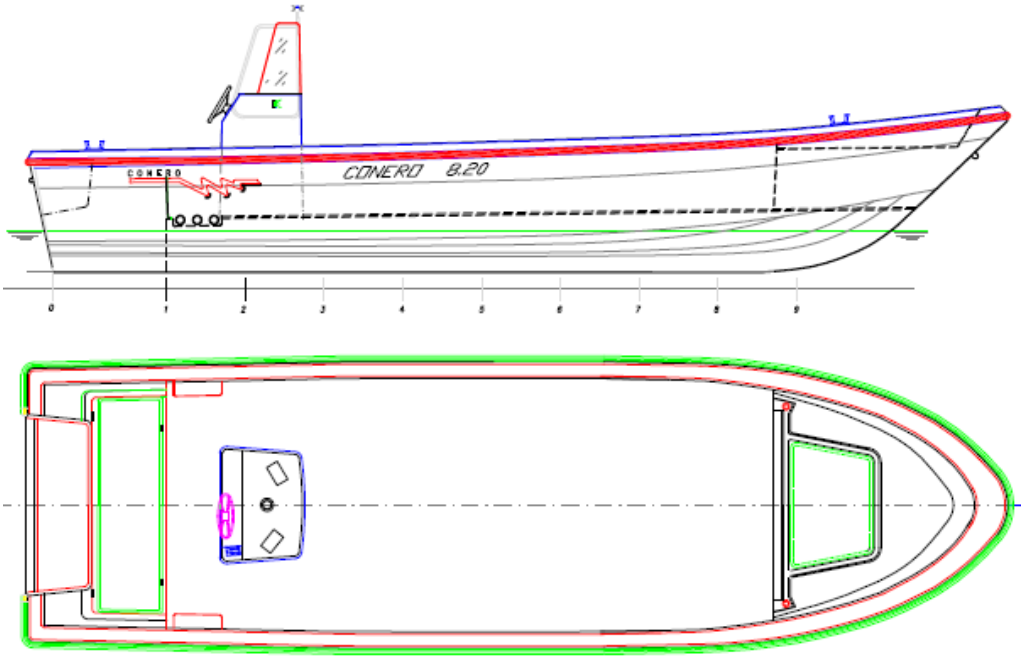


Figura 3.6: *Disegno del Breeze 820 fornito dalla Società Conero*

Si è ricreato un primo modello 3D dell'imbarcazione come si vede in Figura 3.7

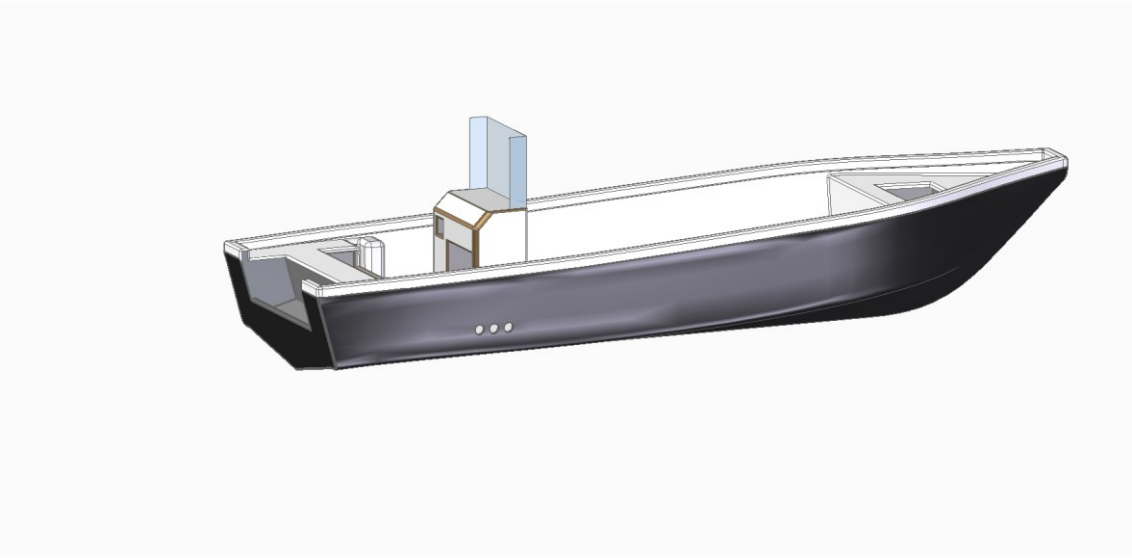


Figura 3.7: *Modello CAD dell'imbarcazione*

Una volta ricreato il modello dell'imbarcazione si possono estrapolare i dati di partenza per il posizionamento e dimensionamento del meccanismo.
Si è fatta un prima bozza a mano del sistema come si vede in Figura 3.8, per poi procedere con il dimensionamento e modello CAD del meccanismo.

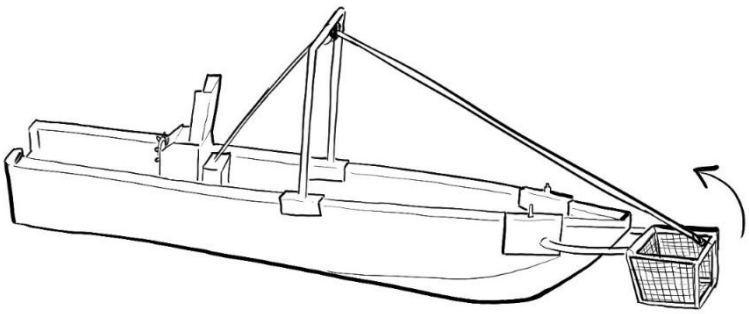


Figura 3.8: *Schizzo a mano del sistema di raccolta da istallare sulla barca*

3.3 Dati di partenza

Nella Figura 3.9 si può vedere un primo schema generale del sistema:

- In E si trova il verricello elettrico.
- In C si ha la puleggia che si trova nella mezzeria della traversa del roll-bar.
  La lunghezza CD indica l'altezza dell roll bar, dove D è il punto di unione tra roll-bar e scafo in cui si ha un incastro.
  La traversa del roll-bar ha una lunghezza pari ad s.
- Il cassone per la raccolta è identificato nel tratto AB, dove A è la cerniera scafo-cassone, e B è il punto in cui la fune si aggancia al cassone.

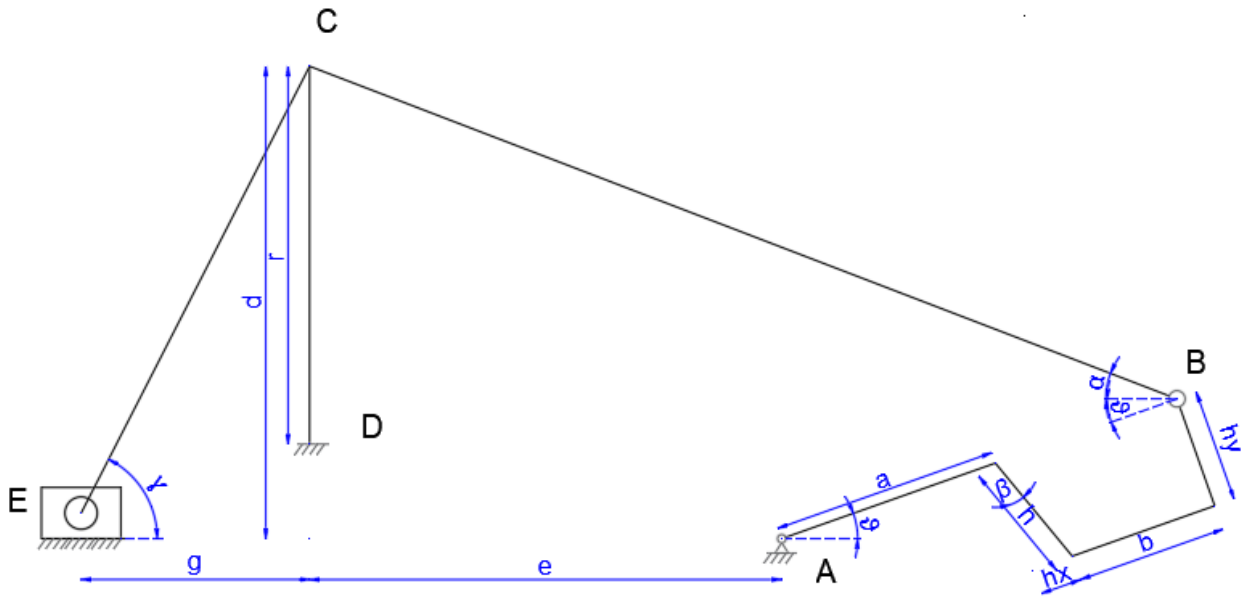


Figura 3.9: *Schema di posizionamento generale*

θ ed α sono angoli che variano al variare della configuarazione del sistema, mentre β e γ sono fissi.

Nella Tabella 3.1 si possono visionare i valori delle misure presenti nella Figura 3.9.

Simbolo	**Valore**	**Unità di misura**
a	1.20	m
b	0.80	m
h	0.64	m
β	20.00	°
h_y	0.60	m
d	2.50	m
r	2.00	m
s	2.50	m
g	1.00	m
γ	68.20	°
e	2.50	m

Tabella 3.1: *Dati di partenza*

4. Cassone di raccolta

4.1 Forze esterne e reazioni vincolari

Prima di procedere con l'analisi della struttura bisogna procedere con il calcolo delle forze esterne. Nella Figura 4.1 si è ricreato uno schema generale delle forze agenti sull'intero sistema, in cui T indica la tensione della fune, e P la forza peso del raccolto.

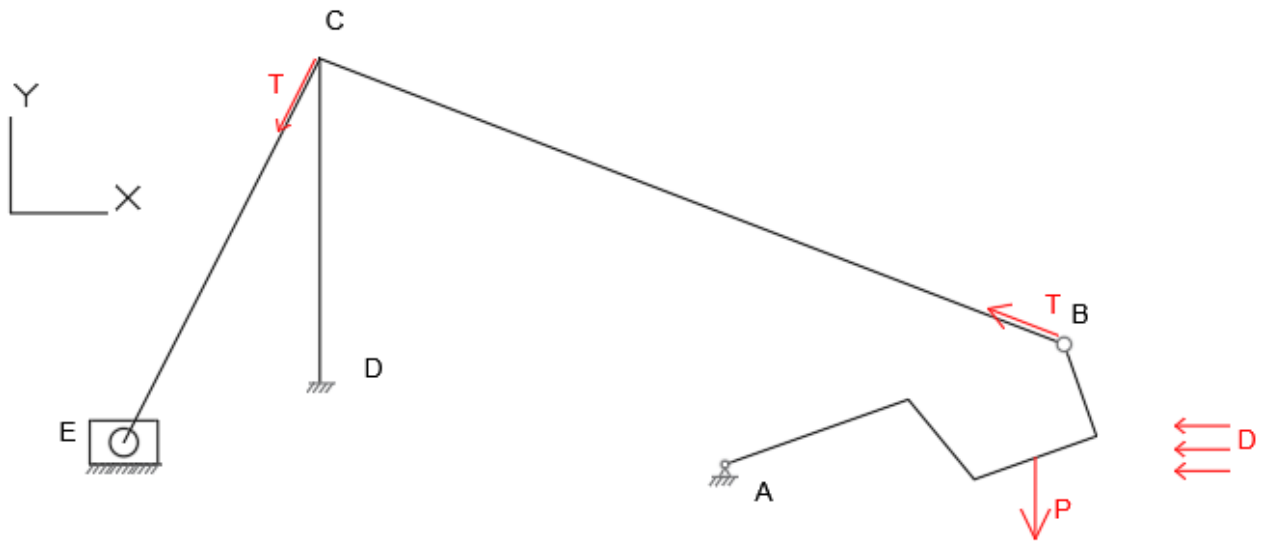


Figura 4.1: *Schema generale delle forze esterne*

Dato che la densità media del legno bagnato che galleggia è 750/1000 Kg/m^3, ai fini del calcolo della forza P esercitata dal pescato, si è ipotizzata una massa M=500 Kg nel caso venisse pescato proprio del legno.

Il meccanismo è ideato per la raccolta di plastica in mare, e potrebbe anche capitare di catturare altri oggetti oltre la plastica.

Con questa ipotesi si va a sovrastimare il carico, dato che se si raccogliesse solo plastica non si arriverebbe mai a un carico del genere. L'ipotesi comunque rimane un caso, seppur difficile, possibile.

Fatta questa considerazione si procede con i calcoli:

$$P = M \cdot g = 4905 \text{ N}$$

La forza P viene considerata distribuita lungo la superficie inferiore del telaio del cassone, e ai fini del calcolo di T, viene considerata la risultante applicata nel baricentro.

Essendo la struttura un cinematismo, per effettuare un'analisi statica lineare del sistema si è valutato il comportamento parametrico della tensione T al variare di θ nell'intervallo 0°-90° (oltre i 90° la tensione di trazione della fune T è nulla).

Nella Figura 4.2 si vede la struttura isostatica considerata per il calcolo di T, dove nel punto B viene applicato un carrello la cui reazione vincolare è rappresentata dalla tensione T.

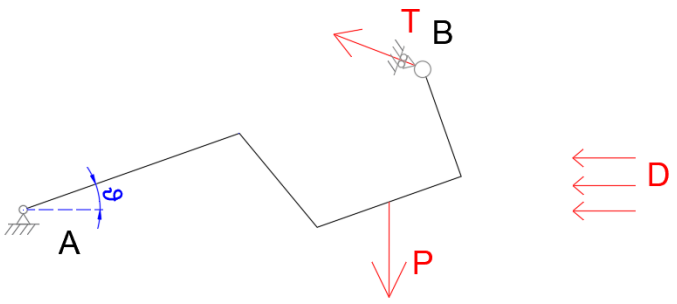


Figura 4.2: *Forze agenti sul cassone di raccolta*

Tale semplificazione permette di trattare il cinematismo come una struttura isostatica.

Utilizzando le equazioni cardinali della statica si può scrivere l'equilibrio del sistema in una sua configurazione generica:

$$\begin{cases} R_{xA} = T\cos\alpha \\ R_{yA} = P - T\sin\alpha \\ P \cdot \left(a + \frac{b}{2} + h_x\right)\cos\theta = T \cdot (a + b + h_x)\cos\theta\sin\alpha + T \cdot (a + b + h_x)\cos\alpha\sin\theta \end{cases}$$

R_{xA} ed R_{yA} rappresentano le reazioni vincolari esercitate dalla cerniera A.

Si vede come α (angolo tra l'inclinazione della fune e l'orizzontale) dipenda da θ (angolo tra il braccio del cassone e l'orizzontale). Si scrive la formula di dipendenza:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{d - (a + h_x + b)\sin\theta}{e + (a + h_x + b)\cos\theta}\right)$$

Dal Grafico 4.1 si può vedere l'andamento di α al variare di θ.

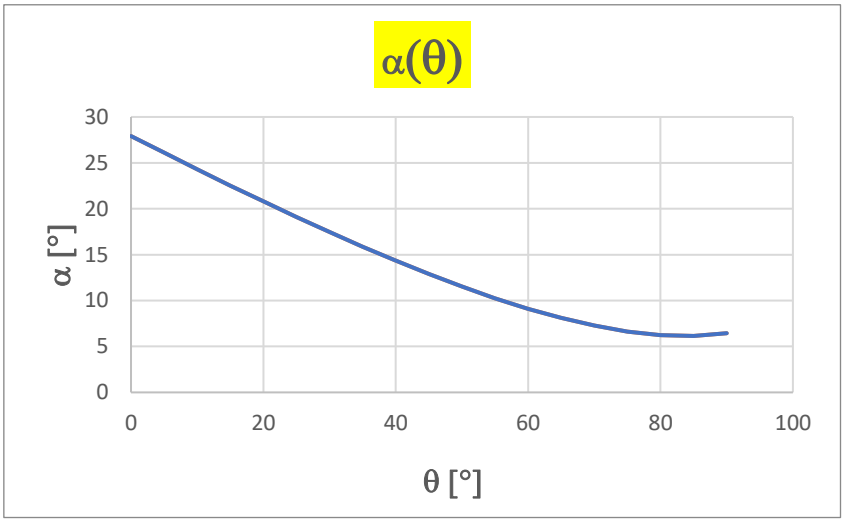


Grafico 4.1: *Andamento di alfa al variare di teta*

Trovata la relazione tra i due angoli, si può ricavare T in funzione di entrambi:

$$T = \frac{P \cdot \left(a + \frac{b}{2} + h_x \right) \cos\theta}{\left(a + b + h_x \right) \sin\left(\theta + \alpha\right)}$$

Ai fini del calcolo si utilizza la T con valore maggiore, e dal Grafico 4.2 si osserva che il valore maggiore si ha in corrispondenza di θ = 0°.

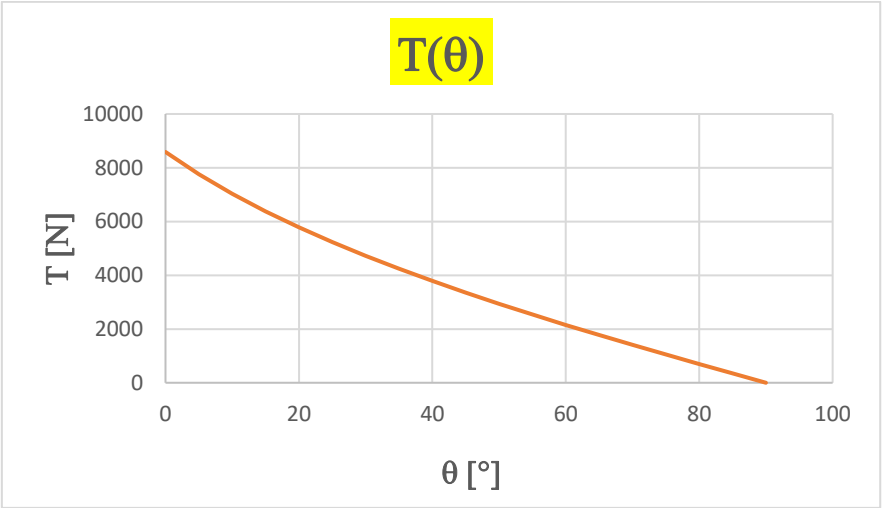


Grafico 4.2: *Andamento della tensione della fune al variare di teta*

Si ottiene quindi:

$$T_{max} = 8587.57 \text{ N}$$

Per semplicità T_{max} nel corso di tutta la trattazione verrà indicata più semplicemente con T.
Si ricavano anche le reazioni vincolari in A corrispondenti alla configurazione in cui si ha T_{max}:

$$R_{xA} = 7588.24 \text{ N}$$
$$R_{yA} = 884.43 \text{ N}$$

4.1.1 Forza idrodinamica

Si tiene conto della forza idrodinamica dell'acqua che durante il moto di avanzamento dell'imbarcazione può avere un impatto importante sulla cerniera A.
Sul telaio del cassone di raccolta sono saldate delle lamiere metalliche forate che permettono di catturare la plastica e allo stesso tempo il passaggio dell'acqua.
Si ipotizza che la plastica raccolta chiuda completamente i fori della rete, così da opporre resistenza al moto per la sua intera superficie.
Il cassone di raccolta ha un'altezza $h_y = 0.60$ m, ma una parte rimane fuori dall'acqua, quindi per il calcolo della superficie che oppone resistenza si tiene conto solo della parte immersa (circa 0.40 m).
La resistenza idrodinamica è:

$$D = \frac{1}{2}\rho \cdot v^2 \cdot S \cdot C_d$$

ρ è la densità dell'acqua di mare, e C_d è il coefficiente di forma.

Simbolo	Valore	Unità di misura
ρ	1025	Kg/m^3
v	10	nodi
S	0.80	m^2
C_d	1.2	

Tabella 4.1

Utilizzando i valori della Tabella si ricava la forza idrodinamica D:

$$D = 13020.93 \text{ N}$$

La velocità della barca è sovrastimata per una maggiore sicurezza nei calcoli, poiché la barca durante l'azione di pescaggio dovrebbe raggiungere un massimo di 5 nodi.

4.2 Analisi della struttura

Il materiale scelto per tutto il meccanismo è l'acciaio AISI 316L, che è un acciaio inossidabile austenitico che si differenzia rispetto all'AISI 316 per il minor contenuto di carbonio che assicura una buona saldatura.

Si utilizza in ambito nautico per la sua resistenza alla corrosione intercristallina e alla vaiolatura da cloruri.

Le sue specifiche tecniche sono riportate nella Tabella 4.2.

Acciaio AISI 316L

Simbolo	Valore	Unità di misura
ρ	0.000008	Kg/mm^3
E	200000	MPa
σ_y	200	MPa
σ_r	550	MPa

Tabella 4.2

L'analisi strutturale viene fatta con il metodo a elementi finiti (FEM), che permette di calcolare il suo comportamento in cinque steps:

1) Creazione del modello;
2) Impostazione del materiale del modello;
3) Suddivisione del modello geometrico in tanti piccoli elementi (mesh);
4) Applicazione di vincoli e forze;
5) Calcolo della soluzione finale, che è la somma di tutte le soluzioni parziali calcolate per ogni elemento.

Con l'analisi FEM si ottengono soluzioni numeriche approssimate che permettono di ricavare spostamenti, deformazioni e tensioni presenti nel sistema strutturale.

Disegnato il modello del cassone di raccolta si sono applicati i vincoli e le forze agenti come si vede in Figura 4.3.

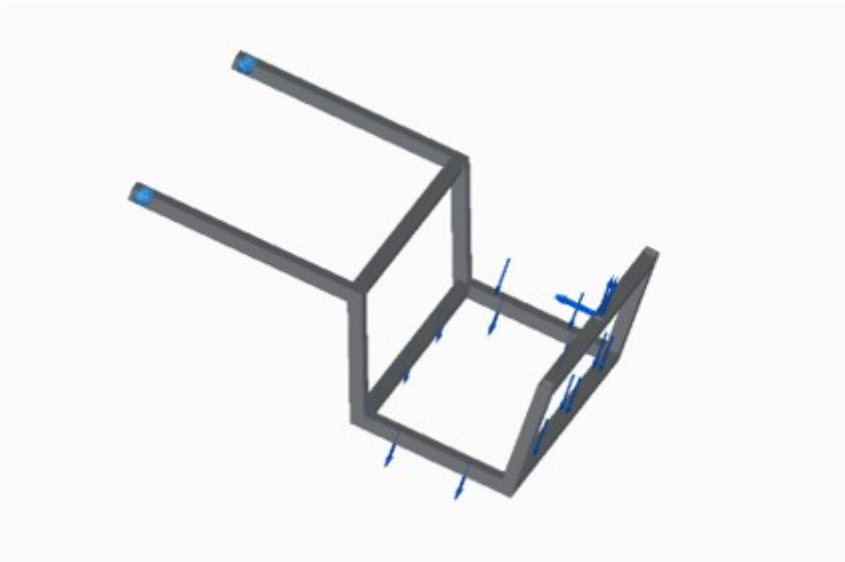


Figura 4.3 *Modello CAD del cassone*

I vincoli sono applicati nelle cerniere, mentre le forze agenti sul modello del cassone sono due:

1) La forza P distribuita sulla superficie inferiore del telaio del cassone;
2) La forza T scomposta nelle sue componenti (T_x = 7588 N, T_y = 4020 N).

Per l'analisi vengono utilizzate come riferimento le tensioni dell'acciaio AISI 316L con un coefficiente di sicurezza X_s = 2.

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_y}{X_s} = \frac{200}{2} = 100 \text{ MPa}$$

- Si è svolta una prima analisi FEM per il cassone considerando il telaio formato da scatolati di sezione quadrata 50x50 mm con spessore 5 mm.
  Il risultato si vede nella Figura 4.4.

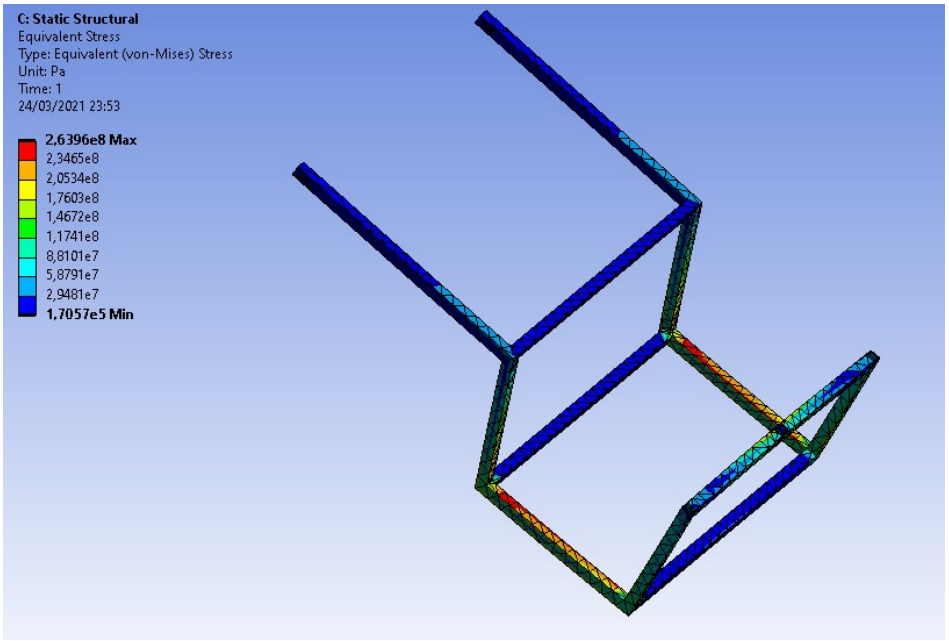


Figura 4.4: *Stato tensionale con Von Mises della sezione 50x50x5*

Si nota dalle immagini che le tensioni superano la tensione di snervamento, quindi si è passati a una sezione di dimensione maggiore.

- Si è svolta una seconda analisi FEM per il cassone considerando il telaio formato da scatolati di sezione quadrata 70x70 mm con spessore 5 mm.
  I risultati si vedono nelle Figure 4.5-4.6.

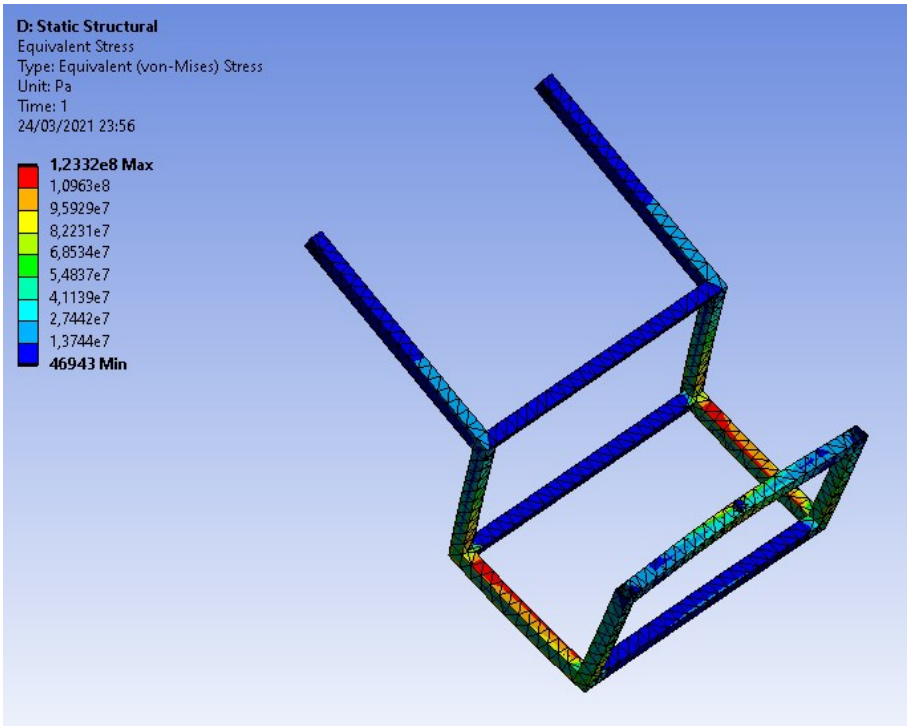


Figura 4.5: *Stato tensionale con Von Mises della sezione 70x70x5*

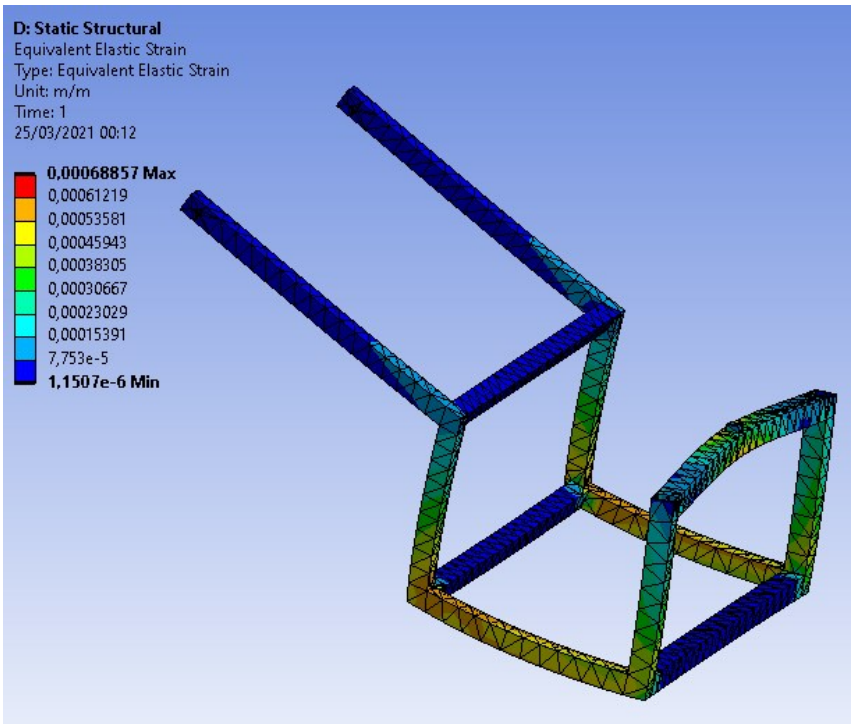


Figura 4.6: *Deformazioni della sezione 70x70x5*

Si nota dalle immagini che le tensioni sono al limite della tensione ammissibile.
Nelle zone più sollecitate si raggiunge una tensione di 125 Mpa circa.
Si è quindi passati a una sezione ancora maggiore nonostante questa possa essere considerata quasi accettabile poiché è al di sotto della tensione di snervamento ma sopra quella ammissibile.

- Si è svolta una terza analisi FEM per il cassone considerando il telaio formato da scatolati di sezione quadrata 80x80 mm con spessore 4 mm. I risultati si vedono nelle Figure 4.7-4.8.

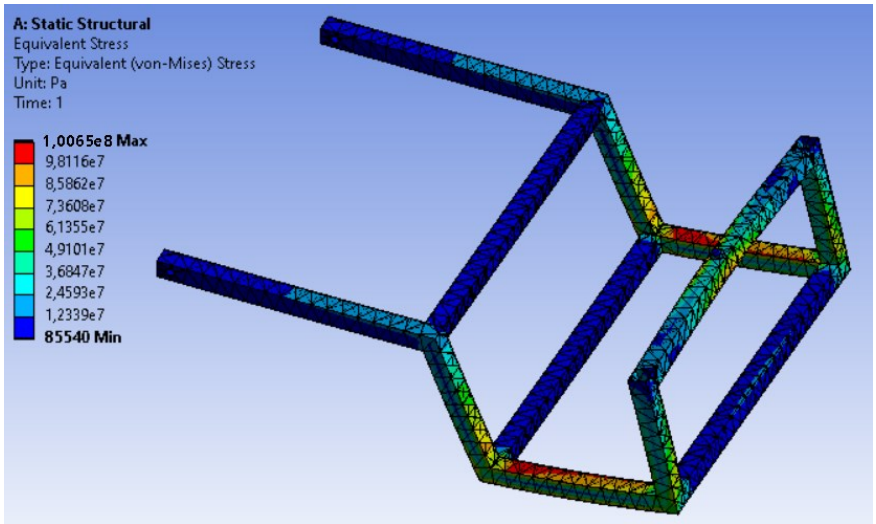


Figura 4.7: *Stato tensionale con Von Mises della sezione 80x80x4*

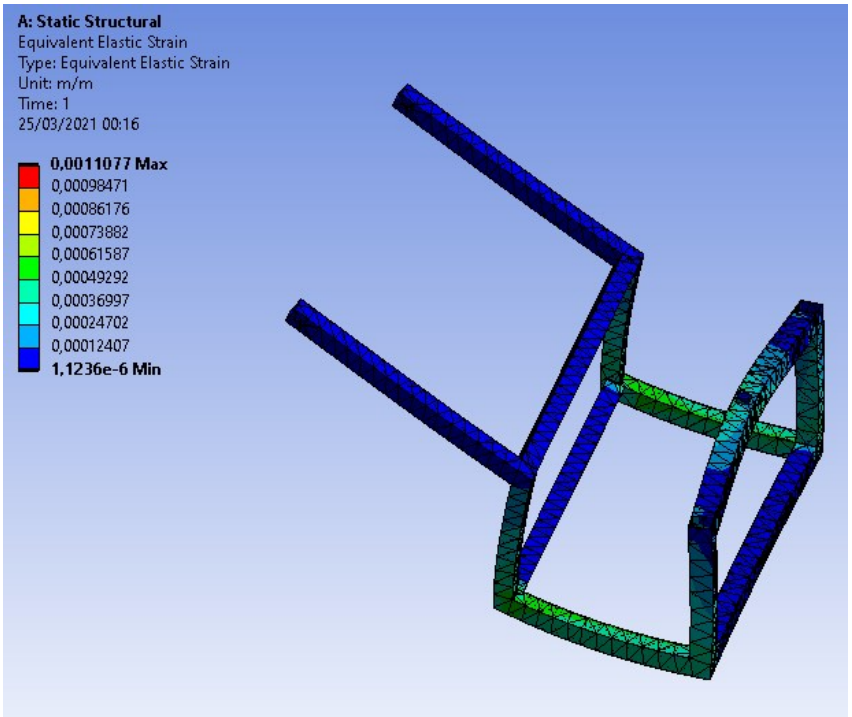


Figura 4.8: *Deformazioni della sezione 80x80x4*

Si nota dalle immagini che le tensioni sono al di sotto della tensione ammissibile, poiché nelle zone di maggiore tensione si raggiunge una tensione di 100 Mpa.

Nei punti di maggior deformazione si raggiunge un valore di circa 0.5 mm.

Svolte queste tre analisi si decide di optare per una sezione quadrata come in Figura 4.9, il cui stato tensionale soddisfa pienamente il coefficiente di sicurezza X_s scelto.

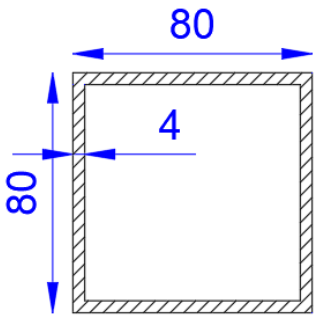


Figura 4.9: *Sezione del cassone di raccolta espressa in millimetri*

4.3 Progettazione della cerniera

La cerniera deve essere verificata in vari punti, perché come si vede nella Figura 4.10 è soggetta a diversi tipi di sollecitazione.

La cerniera, essendo una barra filettata, è verificata come un bullone con un comportamento perfettamente elastico.

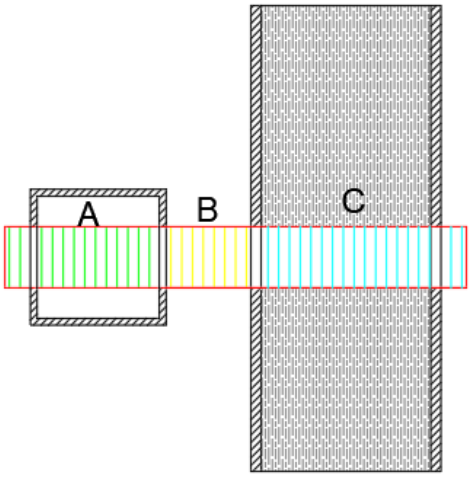


Figura 4.10

La barra filettata è rappresentata in rosso, e può essere divisa in tre zone di verifica:

A. La barra attraversa la sezione del braccio del cassone di raccolta;
B. La barra subisce un momento flettente dovuto alla reazione vincolare della cerniera;
C. La barra attraversa l'acciaio e il legno che costituiscono la piastra di ancoraggio sulla barca per la struttura.

La reazione vincolare è calcolata nella configurazione in cui θ = 0 poichè T è massima.

Alle due componenti della reazione vincolare vanno sommate in x la forza idrodinamica, e in y la forza peso del cassone.

$$H = \frac{R_{xA} + D}{2} = 10304.58 \text{ N}$$

$$V = \frac{R_{yA} + P_{cassone}}{2} = 1113.91 \text{ N}$$

Ai fini di calcolo la forza V può essere trascurata, poiché non incide rispetto ad H che è di un ordine di grandezza superiore.

Le verifiche vengono fatte con un bullone con le caratteristiche della Tabella 4.3.

Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	36 mm	763.41 mm^2	1.25

Tabella 4.3

Per il bullone si ha una tensione ammissibile di:

$$\boxed{f_{b,N} = 0.7 \cdot f_t = 560 \text{ N/mm}^2}$$

A. Si fa una verifica del bullone a taglio, in cui la forza agente deve essere minore della forza resistente della piastra e del bullone, quindi si devono verificare le seguenti formule:
   - $F_{rb,v}$ (forza resistente a taglio del bullone) > H
   - $F_{rp,v}$ (forza resistente a rifollamento della piastra) > H

   Con $\alpha = 0.55$ (ponendo il bullone a una distanza dal bordo di 60 mm), k = 1.41, e t_p spessore della lamiera è uguale a 4 mm (spessore della struttura del cassone di raccolta).

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 205203.8 \text{ N} > 10304.58 \text{ N} = H$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 17867.52 \text{ N} > 10304.58 \text{ N} = H$$

B. Si ha il caso più critico tra i tre, e il bullone va verificato come una trave incastrata, perché la piastra di ancoraggio alla barca simula un incastro.
   Per la lunghezza della trave si considera la distanza del baricentro della sezione del cassone (40 mm), più la distanza tra la fine della sezione e l'inizio della piastra di rinforzo (80 mm).
   Si ottengono i seguenti risultati:

$$M_x = 1236550 \text{ N mm}$$

$$\sigma = \frac{M_x}{Wx} = 419.13 \text{ MPa}$$

$$f = 0.62 \text{ mm}$$

W_x è calcolato utilizzando il diametro di nocciolo che è 31.09 mm.

C. Questo caso può essere trascurato, poiché se il bullone verifica i casi A e B allora certamente verifica il caso C.

In Figura 4.11 si può vedere il collegamento della cerniera nel modello CAD.

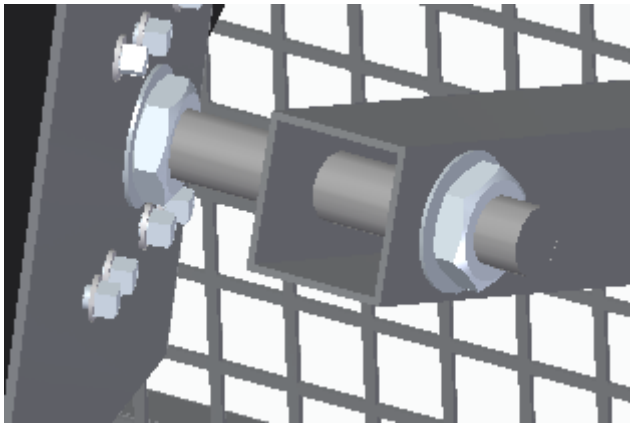


Figura 4.11

4.4 Progettazione della piastra d'ancoraggio alla barca

Dato che la barca è in vetroresina, e la sua resistenza è molto bassa per sostenere tutto il sistema di raccolta, viene rinforzata nei punti di ancoraggio con:

- Legno abete incollato alla barca, messo nell'intercapedine che si vede in Figura 4.12.
- Una piastra a C in acciaio che avvolge il legno.

Figura 4.12: *Intercapedine che deve essere riempita di legno abete*

L'intercapedine permette di inserire una tavola in legno con spessore di 100 mm, che è attaccato alla vetroresina con del Mastice 1000 Fibre, e ai fini del calcolo la sua resistenza all'incollaggio è considerata infinita; mentre la resistenza della vetroresina è talmente bassa che è considerata trascurabile.

Per calcolare gli effetti delle forze sui bulloni si ricorre ad un'ipotesi semplificativa che si è sempre dimostrata a favore di sicurezza: l'unione è costituita da lamiere infinitamente rigide e da bulloni perfettamente elastici.
I bulloni possono essere quindi verificati trascurando l'effetto delle flessioni parassite nel gambo che si avrebbero con una flangia deformabile.

Si dimostra che sono sufficienti un certo numero di bulloni disposti come in Figura 4.13 per sostenere il cassone di raccolta.

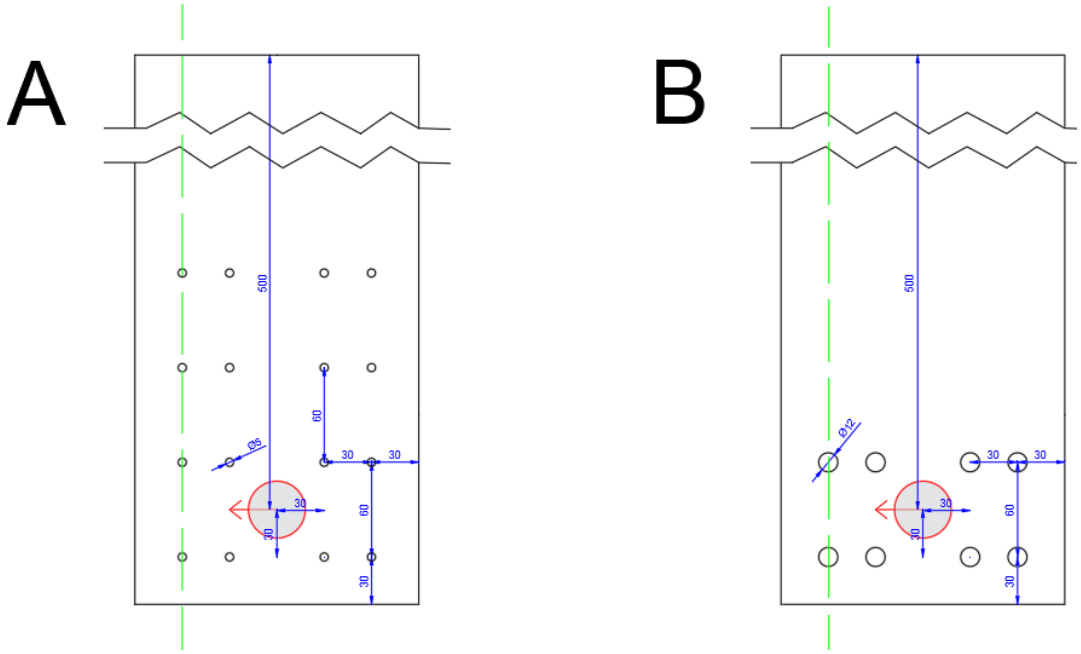


Figura 4.13: *Piastra di ancoraggio alla barca: A) 16 bulloni M5; B) 8 bulloni M12*

- Nel caso A le verifiche vengono fatte con un bullone con le caratteristiche della Tabella 4.4.

n_b	Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
16	8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	5 mm	14.3 mm^2	1.25

Tabella 4.4

Per il bullone si ha una tensione ammissibile di:

$$\boxed{f_{b,N} = 0.7 \cdot f_t = 560 \text{ N/mm}^2}$$

La verifica della bulloneria avviene secondo l'UNI EN 1993 - "*Eurocodice 3*"

Si fa una verifica dei bulloni a taglio, in cui la forza agente deve essere minore della forza resistente della piastra e del bullone, quindi si devono verificare le seguenti formule:

- $F_{rb,v}$ (forza resistente a taglio del bullone) > H / n_b
- $F_{rp,v}$ (forza resistente a rifollamento della piastra) > H / n_b

Il momento M_x produce sui bulloni forze assiali per la cui determinazione si richiede di definire la posizione dell'asse neutro.
Nell'ipotesi di lamiera infinitamente rigida si può immaginare per semplicità, che l'asse neutro sia quello in Figura 4.13 in verde.
Si fa anche una verifica dei bulloni allo sforzo assiale causato dal momento flettente, quindi si devono verificare le seguenti formule:

- $F_{rb,t}$ (forza resistente a trazione del bullone) > N_e
- $F_{rp,t}$ (forza resistente a punzonamento della piastra) > N_e

Sia per i bulloni più vicini al bordo della piastra che per quelli più interni si ha $\alpha = 1$ e $k = 2.5$.
Lo spessore della lamiera t_p è posto uguale a 5 mm.

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 3958.41 \text{ N} > 644.04 \text{ N} = H / n_b$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 10000 \text{ N} > 644.04 \text{ N} = H / n_b$$

N_e viene calcolato nei bulloni più distanti dall'asse neutro.

$$N_{e,i} = \frac{M_x \cdot y_i}{\sum y_i^2} = 1585.32 \text{ N}$$

$$F_{rb,t} = \frac{0.9 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 5937.61 \text{ N} > 1585.32 \text{ N} = N_e$$

$$F_{rp,t} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 7539.82 \text{ N} > 1585.32 \text{ N} = N_e$$

Oppure per un bullone sottoposto a trazione e taglio si può dimostrare:

$$\frac{H/n_b}{F_{rb,v}} + \frac{N_e}{1.4 \cdot F_{rb,t}} < 1 \Rightarrow 0.35 < 1$$

- Nel caso B le verifiche vengono fatte con un bullone con le caratteristiche della Tabella.

n_b	Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
8	8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	12 mm	84.82 mm^2	1.25

Tabella 4.5

Vengono fatte le stesse verifiche del caso A.

Per i bulloni più vicini al bordo della piastra si ha $\alpha = 0.83$ e $k = 2.5$, mentre per i bulloni più interni si ha $\alpha = 0.58$ e $k = 2.5$.

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 22800.42 \text{ N} > 1288.07 \text{ N} = H / n_b$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 24000 \text{ N} > 1288.07 \text{ N} = H / n_b$$

N_e viene calcolato nei bulloni più distanti dall'asse neutro.

$$N_{e,i} = \frac{M_x \cdot y_i}{\Sigma y_i^2} = 3170.64 \text{ N}$$

$$F_{rb,t} = \frac{0.9 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 34200.63 \text{ N} > 3170.64 \text{ N} = N_e$$

$$F_{rp,t} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 18095.57 \text{ N} > 3170.64 \text{ N} = N_e$$

Oppure per un bullone sottoposto a trazione e taglio si può dimostrare:

$$\frac{H/n_b}{F_{rb,v}} + \frac{N_e}{1.4 \cdot F_{rb,t}} < 1 \rightarrow 0.12$$

Verificata la componentistica in acciaio, bisogna verificare la resistenza del legno secondo l'UNI EN 1995-1-1:2005 – *"Eurocodice 5 - Progettazione delle strutture di legno"*.

La capacità portante caratteristica di una connessione acciaio-legno dipende dallo spessore delle piastre di acciaio.

Piastre di acciaio aventi spessore minore o uguale a 0,5d sono classificate come piastre sottili, mentre le piastre di acciaio aventi spessore maggiore o uguale a d con la tolleranza dei diametri di foratura minore di 0,1d sono classificate come piastre spesse.
Dati i due casi studiati precedentemente (A e B) e avendo in entrambi una piastra con spessore 5 mm, si devono verificare sia il caso di piastra sottile che quello di piastra spessa.
La capacità caratteristica per piano di taglio e per mezzo di unione nel caso di piastra in acciaio sottile è:

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0.5 \cdot f_{h,2,k} \cdot t_2 \cdot d \\ 1.15 \cdot \sqrt{2 \cdot M_{y,Rk} \cdot f_{h,2,k} \cdot d} + \frac{F_{ax,Rk}}{4} \end{cases}$$

Nel caso di piastra in acciaio spessa si ha:

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0.5 \cdot f_{h,2,k} \cdot t_2 \cdot d \\ 2.3 \cdot \sqrt{2 \cdot M_{y,Rk} \cdot f_{h,2,k} \cdot d} + \frac{F_{ax,Rk}}{4} \end{cases}$$

- $f_{h,2,k}$ = resistenza caratteristica a rifollamento nell'elemento ligneo;
- t_2 = spessore del legno;
- $M_{y,Rk}$ = momento caratteristico di snervamento, per il mezzo di unione;
- $F_{ax,Rk}$ = capacità caratteristica a estrazione, per il mezzo di unione.

$$F_{ax,Rk} = 3\ f_{c,90,k} \cdot A_{contatto}$$

L'area di contatto tra legno e piastra è molto grande, circa 12000 mm^2, quindi la seconda formula in entrambi casi non viene presa in considerazione.
Sapendo che l'abete appartiene al gruppo delle conifere si ha $f_{h,k}$ = 3 MPa.

M5 ➔ $F_{v,Rk}$ = 750 N > 644.04 N = H / n_b

M12➔ $F_{v,Rk}$ = 1800 N > 1288.07 N = H / n_b

In entrambi i casi il coefficiente di sicurezza è molto basso, ed essendo i bulloni una delle parti meno costose ed essendoci in media un coefficiente di sicurezza molto alto nel sistema, si può anche aumentare il loro numero.
Da notare come il legno resiste meglio a rifollamento quando il bullone ha un diametro maggiore.

5. Roll-bar

5.1 Forze esterne e reazioni vincolari

Prima di procedere con l'analisi della struttura bisogna procedere con il calcolo delle forze esterne. In Figura 5.1 si è ricreato uno schema generale delle forze agenti sulla puleggia, le cui reazioni vincolari saranno le forze esterne agenti sul roll-bar.

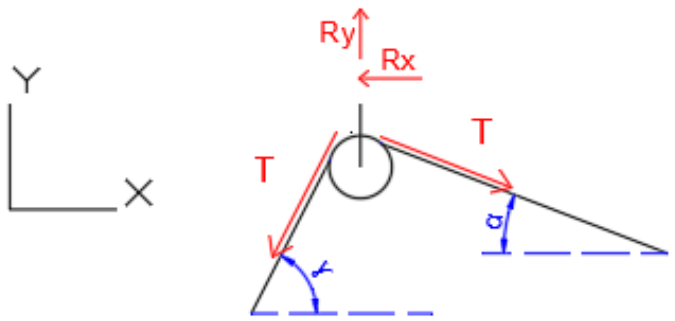


Figura 5.1: *Schema di forze sulla puleggia*

Si ricorda che

$$T = \frac{P \cdot (a + \frac{b}{2} + h_x) \cos\theta}{(a + b + h_x) \sin(\theta + \alpha)} = 8587.57 \text{ N}$$

Nell'analisi della struttura del roll-bar si ritiene utile considerare il peso del cassone di raccolta che nei calcoli precedenti era stato trascurato.
Calcolato x_{cm} = 1579.09 mm, si ottiene:

$$T = \frac{P \cdot (a + \frac{b}{2} + h_x) \cos\theta + P_{cassone} \cdot x_{cm} \cos\theta}{(a + b + h_x) \sin(\theta + \alpha)} = 11358.21 \text{ N}$$

Si ricorda che la tensione della fune T viene calcolata nel caso θ = 0, che è il caso in cui si ha il tiro maggiore.

Facendo l'equilibrio della puleggia si ricavano le reazioni vincolari:

$$\begin{cases} R_y = T\sin\alpha + T\sin\gamma = 14846.57\ N \\ R_x = T\cos\alpha - T\cos\gamma = 5445.13\ N \end{cases}$$

Riportando le reazioni vincolari sul roll-bar si ottiene lo schema come in Figura 5.2.

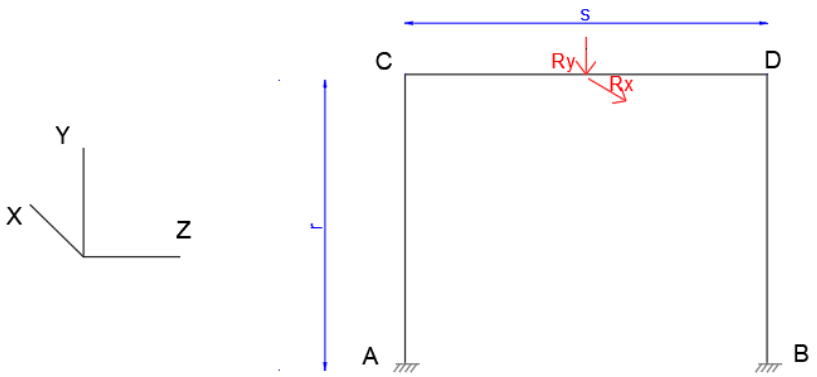


Figura 5.2: *Schema delle forze agenti sul Roll-bar*

Nella Tabella 5.1 si trovano i valori delle quote della Figura 5.2.

Simbolo	Valore	Unità di misura
r	2.00	m
s	2.50	m

Tabella 5.1

Il roll-bar può essere visto come un telaio semplice a due incastri con il carico concentrato nella mezzeria della trave.

Utilizzando le formule note da scienza delle costruzioni per tale struttura si possono calcolare le reazioni vincolari degli incastri.

Con V si indica la reazione vincolare nella direzione y (V' dovuta ad R_y e V" dovuta a R_x), con H" la reazione vincolare nella direzione x, con H' la reazione vincolare nella direzione z.

Le reazioni vincolari e gli sforzi interni dovuti alla forza R_y sono:

$$V' = \frac{R_y}{2} = 7696.55 \text{ N}$$

$$M_C' = M_D' = \frac{R_y \cdot s}{8} \cdot \frac{1}{(1+\frac{1}{2}\cdot\frac{r}{s})} = 3435960 \text{ N mm}$$

$$H' = \frac{3}{2} \cdot \frac{M_{C'}}{r} = 2576.97 \text{ N}$$

$$M_A' = M_B' = \frac{M_{C'}}{2} = 1717980 \text{ N mm}$$

$$M_{max,CD/2}' = \frac{R_y \cdot s}{4} - M_C' = 6184728 \text{ N mm}$$

Le reazioni vincolari e gli sforzi interni dovute alla forza R_x sono:

$$V'' = 0 \text{ N}$$

$$M_C'' = M_D'' = 0 \text{ N mm}$$

$$H'' = \frac{R_x}{2} = 2840.496 \text{ N}$$

$$M_A'' = M_B'' = \frac{R_x}{2} \cdot r = 5680993 \text{ N mm}$$

$$M_{max,CD/2}'' = \frac{R_x}{2} \cdot \frac{s}{2} = 3550620.50 \text{ N mm}$$

Calcolate le reazioni vincolari e gli sforzi interni, si sono disegnati i grafici che si possono vedere nelle Figure 5.3 - 5.4 - 5.5 - 5.6 - 5.7.

- In blu sono indicati i segni negativi degli sforzi;
- In azzurro sono indicati i segni positivi degli sforzi.

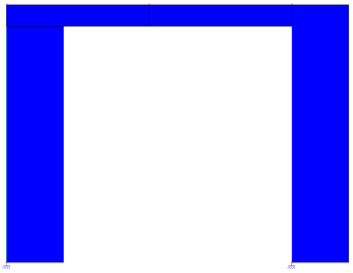


Figura 5.3: *Sforzo assiale generato da R_y*

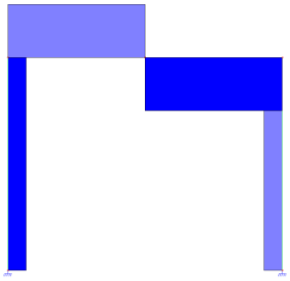


Figura 5.4: *Sforzo di taglio generato da R_y*

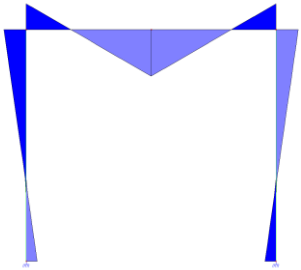


Figura 5.5: *Momento generato da R_y*

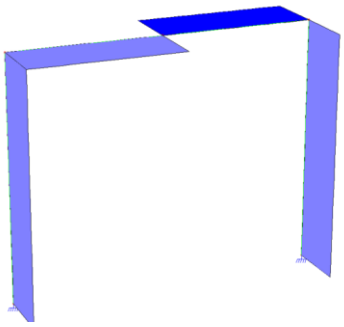


Figura 5.6: *Sforzo di taglio generato da R_x*

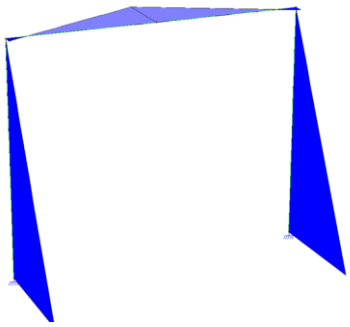


Figura 5.7: *Momento generato da R_x*

5.2 Analisi della struttura

Per la struttura del roll-bar si usa sempre l'acciaio AISI 316L le cui caratteristiche si possono vedere nella Tabella 5.2.

Acciaio AISI 316L

Simbolo	Valore	Unità di misura
ρ	0.000008	Kg/mm^3
E	200000	MPa
σ_y	200	MPa
σ_r	550	MPa

Tabella 5.2

Per l'analisi vengono utilizzate come riferimento le tensioni dell'acciaio AISI 316L con un coefficiente di sicurezza $X_s = 1.5$.

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_y}{X_s} = \frac{200}{1.5} = 133 \text{ MPa}$$

La verifica della struttura è effettuata scegliendo una sezione come in Figura 5.8.

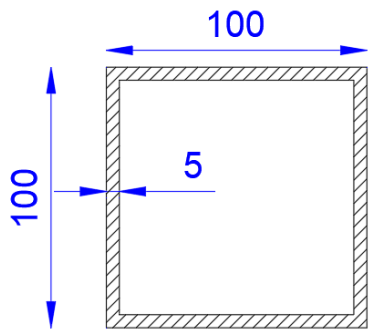


Figura 5.8: *Sezione del roll-bar in millimetri*

Seguendo le formule

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W}$$

$$M_f = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$\tau = \frac{T \cdot S_n^*}{t_p \cdot I_n}$$

si è proceduto con il calcolo delle σ e delle τ nei punti di maggior sollecitazione delle sezioni del roll-bar:

$$\sigma_A = \sigma_B = 99.50 \text{ MPa} < \sigma_{amm} = 133 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CD/2} = 123.07 \text{ MPa} < \sigma_{amm} = 133 \text{ MPa}$$

Le tensioni tangenziali hanno generalmente un'importanza secondaria in presenza di altre tensioni, per cui è sufficiente una verifica confrontando la τ_{max} con la τ_{amm}.

$$\boxed{\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = 92.55}$$

Si ricorda inoltre che con la trattazione approssimata di Jourawski si può dimostrare che in sezioni snelle si hanno tensioni tangenziali minori che in sezioni piene.

Considerando la τ nel punto CD/2, che è dove è presente uno sforzo di taglio maggiore si ha:

$$\tau_{CD/2} = 6.48 \text{ MPa} < \tau_{amm} = 92.55 \text{ MPa}$$

Si può dire che le τ sono accettabili in ogni punto della struttura.

Si sono calcolati gli spostamenti:

$$\delta_{CD/2}' = \frac{1}{48} \cdot \frac{R_y \cdot s^3 \cdot}{E \cdot I} - \frac{M_{C'} \cdot s^2 \cdot}{8 \cdot E \cdot I} = 4.06 \text{ mm}$$

$$\delta_{CD/2}'' = \frac{1}{48} \cdot \frac{R_x \cdot s^3 \cdot}{E \cdot I} - \frac{M_C'' \cdot s^2 \cdot}{8 \cdot E \cdot I} = 1.50 \text{ mm}$$

$$\delta_C'' = \frac{1}{3} \cdot \frac{H'' \cdot r^3 \cdot}{E \cdot I} = 13.21 \text{ mm}$$

Per avvalorare la tesi si è fatta anche l'analisi FEM di due sezioni differenti come di vede nelle Figure 5.9 – 5.10.

Nella Figura 5.9 si vede come con una sezione 80x80x5 nei punti critici si raggiunge una tensione di Von Mises di 237 MPa, che supera la tensione ammissibile.

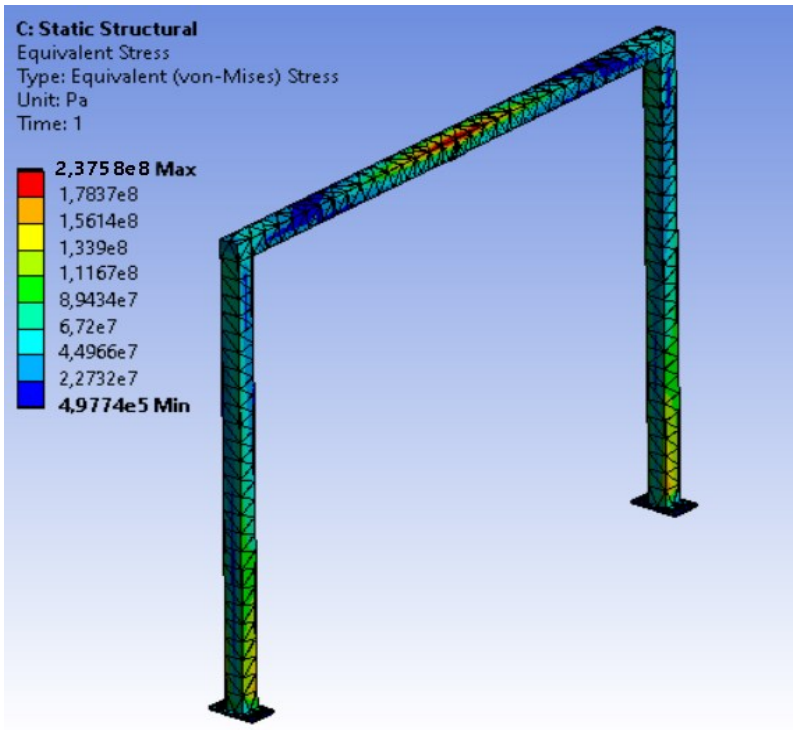


Figura 5.9: *Stato tensionale con Von Mises della sezione 80x80x5*

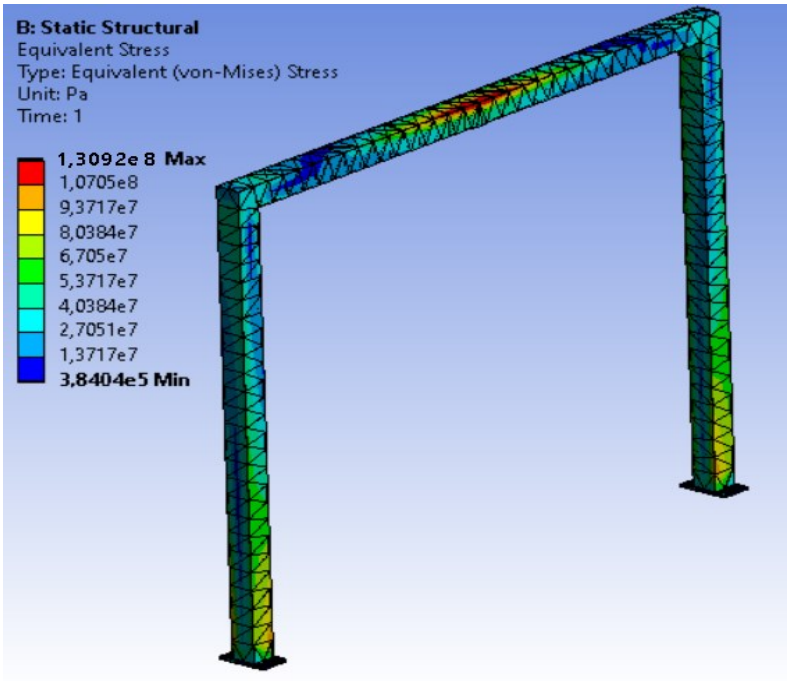


Figura 5.10: *Stato tensionale con Von Mises della sezione 100x100x5*

Nella Figura 5.10 in cui si ha una sezione 100x100x5 si raggiunge una tensione massima di 130 MPa, che risulta minore della tensione ammissibile, quindi si può dire che il risultato ottenuto con l'analisi FEM coincide con i conti fatti precedentemente.

5.2.1 Progettazione dei tiranti

La forza R_x causa uno spostamento della traversa CD nella direzione x con un picco nella mezzeria che è:

$$\delta_{tot}'' = \delta_{CD/2}'' + \delta_C'' = 14.71 \text{ mm}$$

Per evitare tale spostamento si possono progettare dei tiranti.
Per l'analisi dei tiranti si utilizza sempre lo stesso tipo di acciaio strutturale, ma spesso sono costituiti di cavi intrecciati quindi la loro resistenza è maggiore.
Prima si calcola il diametro minimo che il tirante deve avere con un coefficiente di sicurezza pari a 2.

$$A = \frac{H'' \cdot X_s}{\sigma_y \cdot \cos\varphi} = 38.109 \text{ mm}^2$$

$$d = 6.96 \text{ mm}$$

Scegliendo un tirante come in Figura 5.11 con lunghezza iniziale pari a 3000 mm, il che vuol dire che deve essere posizionato a una distanza dal roll-bar nella direzione lungo x pari a 2236.07 mm, si calcola lo spostamento che si ottiene con un tirante di diametro 8 mm.

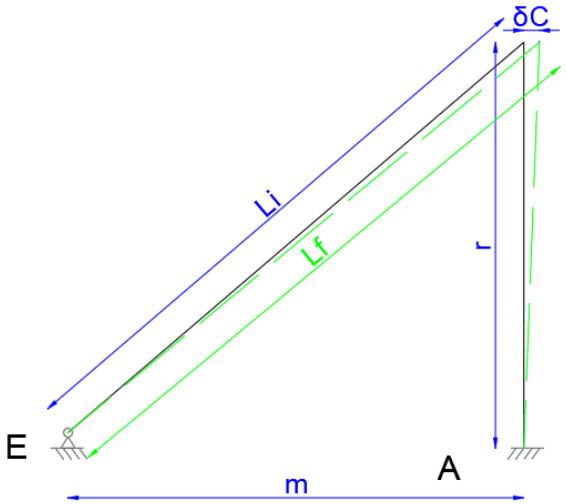


Figura 5.11: *Posizionamento dei tiranti*

$$\varepsilon = \frac{H''}{\pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot E \cdot \cos\varphi} = 0.00038$$

$$l_f = l_i \cdot (\varepsilon + 1) = 3001.14$$

$$\Delta l = l_f - l_i = 1.14 \text{ mm}$$

Vuol dire che si ha uno spostamento lungo x dei nodi C e D di 1.53 mm. Si può ritenere un risultato accettabile, ma in caso contrario è sufficiente aumentare il diametro dei tiranti.

5.3 Progettazione della saldatura

Durante tutta la trattazione la progettazione delle unioni saldate seguirà l'UNI EN 1993-1-8 [4] - *Eurocodice 3: Progettazione delle strutture di acciaio – Parte 1-8: Progettazione dei collegamenti.*

Si fanno le seguenti assunzioni sulla saldatura:

- Saldatura omogenea ed isotropa;
- Elementi connessi rigidi e deformazioni trascurabili;
- Tensioni nominali dovute alle sollecitazioni esterne;
- Si trascurano le tensioni residue;
- La geometria della saldatura non viene considerata.

Per verificare l'efficacia della saldatura bisogna valutare l'altezza della gola del cordone di saldatura, definito nella Figura 5.12, e la sua lunghezza.

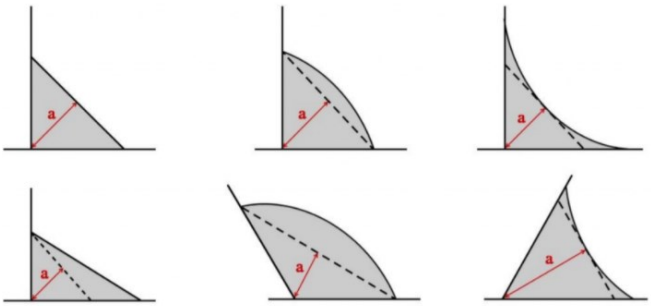


Figura 5.12: *Definizione dell'altezza di gola*

L'altezza di gola equivale all'altezza minore del triangolo inscritto nella sezione trasversale del cordone, trascurando l'incremento di altezza dovuto alla penetrazione e alla presenza del sovrametallo.
Si raccomanda che l'altezza di gola efficace di una saldatura a cordone d'angolo non sia inferiore a 3 mm.

La lunghezza efficace della saldatura a cordone d'angolo è assunta come la lunghezza della parte di saldatura lungo la quale il cordone è a pieno spessore; questa lunghezza può essere assunta pari alla lunghezza totale del cordone ridotta del doppio dell'altezza di gola efficace.

Per la verifica di resistenza dei cordoni di saldatura si utilizza il metodo semplificato, per il quale la valutazione della resistenza del cordone di saldatura è indipendente dalla direzione in cui agisce lo sforzo.

Le saldature sono verificate nei punti A e C del roll-bar.
Si deve verificare la seguente formula:

$$\sigma_e \leq \sigma_y / (\sqrt{3} \cdot \beta \cdot \gamma_{M2} \cdot X_s)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{/\!/}^2}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{3 \cdot M_f}{a \cdot L^2}$$

$$\tau_{/\!/} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot L}$$

Si sceglie una sezione di gola pari a 20 mm e un coefficiente di sicurezza $X_s = 2$, e ponendo $\beta = 0.85$, $\gamma_{M2} = 1.25$, si procede.

- Il punto A è verificato al taglio e al momento causato da R_x, poiché è la forza che crea maggior sollecitazione in tale punto.

$$\sigma_{\perp} = \frac{3 \cdot M_A''}{a \cdot L^2} = 85.22 \text{ MPa}$$

$$\tau_{/\!/} = \frac{H''}{2 \cdot a \cdot L} = 0.71 \text{ MPa}$$

Dato che si ha una sezione quadrata saldata su tutti i lati, si considera che i cordoni di saldatura sottoposti allo sforzo dato da R_x siano $n_{cs} = 2$.

Si ottiene:

$$\sigma_e / n_{cs} = 42.61 \text{ MPa} < 54.33 \text{ MPa} = \sigma_y / (\sqrt{3} \cdot \beta \cdot \gamma_{M2} \cdot X_s)$$

- Il punto C è verificato al taglio e al momento causato da R_y, poiché è la forza che crea maggior sollecitazione in tale punto.

$$\sigma_{\perp} = \frac{3 \cdot M_{C'}}{a \cdot L^2} = 51.53 \text{ MPa}$$

$$\tau_{/\!/} = \frac{V'}{2 \cdot a \cdot L} = 1.92 \text{ MPa}$$

Si ottiene:

$$\sigma_e / n_{cs} = 25.78 \text{ MPa} < 54.33 \text{ MPa} = \sigma_y / (\sqrt{3} \cdot \beta \cdot \gamma_{M2} \cdot X_s)$$

Si può quindi affermare che una sezione di gola pari a 20 mm e una lunghezza del cordone pari alla lunghezza della sezione del roll-bar sono sufficienti

5.4 Progettazione della piastra bullonata

5.4.1 Piastra di supporto della puleggia

La progettazione della piastra bullonata della puleggia avviene tenendo conto delle forze R_y ed R_x che saranno rispettivamente di taglio e di trazione.
I bulloni adottati hanno le caratteristiche della Tabella 5.3.

n_b	Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
4	8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	8 mm	37.70 mm^2	1.25

Tabella 5.3

Per il bullone si ha una tensione ammissibile di:

$$\boxed{f_{b,N} = 0.7 \cdot f_t = 560 \text{ N/mm}^2}$$

La verifica della bulloneria avviene secondo l'UNI EN 1993 - "*Eurocodice 3*"
Si fa una verifica dei bulloni a taglio, in cui la forza agente deve essere minore della forza resistente della piastra e del bullone, quindi si devono verificare le seguenti formule:

- $F_{rb,v}$ (forza resistente a taglio del bullone) > R_x / n_b
- $F_{rp,v}$ (forza resistente a rifollamento della piastra) > R_x / n_b

Si fa anche una verifica dei bulloni allo sforzo assiale utilizzando le seguenti formule:

- $F_{rb,t}$ (forza resistente a trazione del bullone) > R_y / n_b
- $F_{rp,t}$ (forza resistente a punzonamento della piastra) > R_y / n_b

Si ipotizza una piastra con i fori come in Figura 5.13.

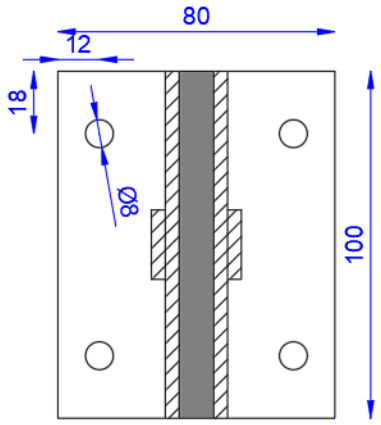


Figura 5.13: *Piastra di supporto della puleggia*

Utilizzando una lamiera di spessore t_p uguale a 4 mm, e con $\alpha = 0.75$ e $k = 2.5$ si ottiene:

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 10133.52 \text{ N} > 1420.25 \text{ N} = R_x / n_b$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 4800 \text{ N} > 1420.25 \text{ N} = R_x / n_b$$

$$F_{rb,t} = \frac{0.9 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 15200.28 \text{ N} > 3848.27 \text{ N} = R_y / n_b$$

$$F_{rp,t} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 4825.49 \text{ N} > 3848.27 \text{ N} = R_y / n_b$$

Oppure per un bullone sottoposto a trazione e taglio si può dimostrare:

$$\frac{R_x/n_b}{F_{rb,v}} + \frac{R_y/n_b}{1.4 \cdot F_{rb,t}} < 1 \rightarrow 0.32 < 1$$

5.4.2 Piastra base del roll-bar

Nel caso della piastra base del roll-bar le verifiche vengono fatte con bulloni con le caratteristiche della Tabella 5.4, disposti come in Figura 5.14.

n_b	Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
6	8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	14 mm	115.45 mm^2	1.25

Tabella 5.4

Per il bullone si ha una tensione ammissibile di:

$$\boxed{f_{b,N} = 0.7 \cdot f_t = 560 \text{ N/mm}^2}$$

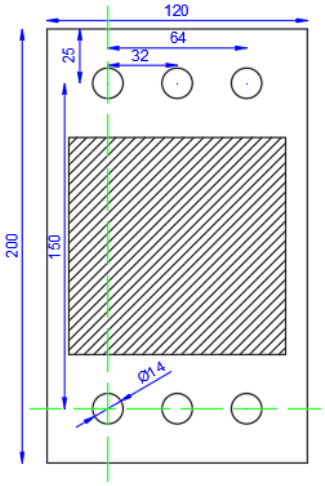


Figura 5.14: *Piastra base del roll-bar*

La verifica della bulloneria avviene secondo l'UNI EN 1993 - "*Eurocodice 3*", e si verificano solamente i bulloni più sollecitati cioè quelli vicino al bordo.

Ponendo lo spessore della lamiera t_p uguale a 15 mm, e avendo $\alpha = 0.6$ e $k = 1.9$.

$$H_{xy} = \sqrt{H'^2 + H''^2} = 3835.26 \text{ N}$$

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 31033.91 \text{ N} > 639.21 \text{ N} = H_{xy} / n_b$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 19152 \text{ N} > 639.21 \text{ N} = H_{xy} / n_b$$

Il momento flettente produce sui bulloni forze assiali per la cui determinazione si richiede di definire la posizione dell'asse neutro.
Nell'ipotesi di lamiera infinitamente rigida si può immaginare per semplicità, che l'asse neutro sia quello in Figura 5.14 in verde; in figura ci sono due assi neutri poiché ci sono due momenti che flettono la piastra in maniera diversa.

$$N_{e,i}' = \frac{M_{A'} \cdot y_i}{\sum y_i^2} = 10737.37 \text{ N}$$

$$N_{e,i}'' = \frac{M_{A}'' \cdot y_i}{\sum y_i^2} = 12624.43 \text{ N}$$

$$F_e = \frac{V''}{6} + N_{e,i}' + N_{e,i}'' = 24644.56 \text{ N}$$

$$F_{rb,t} = \frac{0.9 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 46550.86 \text{ N} > 24644.56 \text{ N} = F_e$$

$$F_{rp,t} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 31667.25 \text{ N} > 24644.56 \text{ N} = F_e$$

Oppure per un bullone sottoposto a trazione e taglio si può dimostrare:

$$\frac{H_{xy}/n_b}{F_{rb,v}} + \frac{F_e}{1.4 \cdot F_{rb,t}} < 1 \rightarrow 0.40 < 1$$

5.4.3 Piastra di ancoraggio alla barca

Per la piastra di ancoraggio alla barca si fanno le stesse considerazioni del capitolo 4.4 e si dimostra che sono sufficienti un certo numero di bulloni disposti come in Figura 5.15.

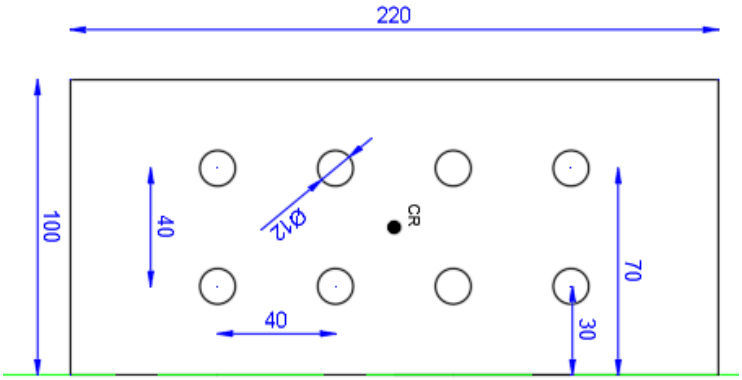


Figura 5.15: *Piastra di ancoraggio alla barca*

Le verifiche vengono fatte con un bullone con le caratteristiche della Tabella 5.5.

n_b	Classe	f_t	f_y	d	A_{res}	γ_{M2}
8	8.8	800 N/mm^2	640 N/mm^2	12 mm	84.82 mm^2	1.25

Tabella 5.5

La verifica della bulloneria avviene secondo l'UNI EN 1993 - "*Eurocodice 3*"

Ponendo lo spessore della lamiera t_p uguale a 5 mm, e avendo sia per i bulloni più vicini al bordo della piastra che per quelli più interni $\alpha = 1$ e $k = 2.5$ si procede con il calcolo del taglio.
La forza R_x provoca sulla piastra una forza di taglio H" e una forza di taglio dovuta al momento flettente M_A" che sulla piastra diventa un momento torcente.

$$V_e = \frac{M_t \cdot r_i}{\Sigma r_i^2} = \frac{M_A" \cdot r_i}{\Sigma r_i^2} = 18713.41 \text{ N}$$

$$|\overrightarrow{V_{tot}}| = |\frac{\overrightarrow{H"}}{n_b} + \overrightarrow{V_e}| = 18108.17 \text{ N}$$

$$F_{rb,v} = \frac{0.6 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 22800.42 \text{ N} > 18108.17 \text{ N} = V_{tot}$$

$$F_{rp,v} = \frac{k \cdot \alpha \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 18108.17 \text{ N} > 18108.17 \text{ N} = V_{tot}$$

Il momento M_A' produce sui bulloni forze assiali per la cui determinazione si richiede di definire la posizione dell'asse neutro.
Nell'ipotesi di lamiera infinitamente rigida si può immaginare per semplicità, che l'asse neutro sia quello in Figura 5.15 in verde al bordo della piastra.

$$N_{e,i} = \frac{M_x \cdot y_i}{\sum y_i^2} = \frac{M_A' \cdot y_i}{\sum y_i^2} = 5183.56 \text{ N}$$

$$N_{tot} = \frac{V''}{n_b} + N_{e,i} = 6145.62 \text{ N}$$

$$F_{rb,t} = \frac{0.9 \cdot A_{res} \cdot f_{b,N}}{\gamma_{M2}} = 34200.63 \text{ N} > 1585.32 \text{ N} = N_{tot}$$

$$F_{rp,t} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot \sigma_{amm} \cdot d \cdot t_p}{\gamma_{M2}} \cdot n_s = 18095.57 \text{ N} > 1585.32 \text{ N} = N_{tot}$$

Oppure per un bullone sottoposto a trazione e taglio si può dimostrare:

$$\frac{V_{tot}}{F_{rb,v}} + \frac{N_{tot}}{1.4 \cdot F_{rb,t}} < 1 \Rightarrow 0.92 < 1$$

Verificata la componentistica in acciaio, bisogna verificare la resistenza del legno secondo l'UNI EN 1995-1-1:2005 – *"Eurocodice 5 Progettazione delle strutture di legno"*.

Avendo una piastra in acciaio con spessore 5 mm, si devono verificare sia il caso di piastra sottile che quello di piastra spessa.
La capacità caratteristica per piano di taglio e per mezzo di unione nel caso di piastra in acciaio sottile è:

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0.5 \cdot f_{h,2,k} \cdot t_2 \cdot d \\ 1.15 \cdot \sqrt{2 \cdot M_{y,Rk} \cdot f_{h,2,k} \cdot d} + \frac{F_{ax,Rk}}{4} \end{cases}$$

Nel caso di piastra in acciaio spessa si ha:

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0.5 \cdot f_{h,2,k} \cdot t_2 \cdot d \\ 2.3 \cdot \sqrt{2 \cdot M_{y,Rk} \cdot f_{h,2,k} \cdot d} + \frac{F_{ax,Rk}}{4} \end{cases}$$

- $f_{h,2,k}$ = resistenza caratteristica a rifollamento nell'elemento ligneo;
- t_2 = spessore del legno;
- $M_{y,Rk}$ = momento caratteristico di snervamento, per il mezzo di unione;
- $F_{ax,Rk}$ = capacità caratteristica a estrazione, per il mezzo di unione.

$$F_{ax,Rk} = 3 \cdot f_{c,90,k} \cdot A_{contatto}$$

L'area di contatto tra legno e piastra è molto grande, circa 22000 mm^2, quindi la seconda formula in entrambi casi non viene presa in considerazione.
Sapendo che l'abete appartiene al gruppo delle conifere si ha $f_{h,k}$ = 3 MPa.

$$F_{v,Rk} = 2250N > 18108.17\ N = V_{tot} \Rightarrow \text{Falso!}$$

Dato che il legno abete non resiste alla forza di taglio esercitata dai bulloni, si adotta il legno Roxinho che ha una resistenza a taglio $f_{h,k}$ = 24.5 MPa.
In più si aumenta lo spessore dell'intercapedine per posizionare il legno in modo da poterci mettere una tavola di 125 mm, mentre nella piastra di ancoraggio per il cassone era sufficiente una tavola di 100 mm.

$$F_{v,Rk} = 18375\ N > 18108.17\ N = V_{tot}$$

Se si reputa troppo costoso il legno Roxinho, si po' inserire al suo posto una lamiera in acciaio da incollare alla barca con una colla epossidica.

6. Argano elettrico a fune

L'argano viene selezionato da un catalogo commerciale in base alla tensione che deve sviluppare per sollevare il cassone di raccolta.

Dato che la tensione sviluppata per il sollevamento è di 11358.21 N, che equivale a una massa di 1159 Kg si sceglie un argano come in Figura 6.1.

DATI TECNICI - Alimentazione trifase 230/400V 50Hz
TECHNICAL DATA - Three phase 230/400V 50Hz

Tipo Type	Portata trazione Pulling capacity		Portata sollevamento Lifting capacity		Diametro fune Rope diameter	Velocità Speed	Lunghezza fune Rope capacity		Potenza motore Motor power	Peso senza fune Weight without rope
	1° strato 1° layer	5° strato 5° layer	1° strato 1° layer	5° strato 5° layer		1° strato 1° layer	1° strato 1° layer	5° strato 5° layer	400V	
	kg	kg	kg	kg	mm	m/min	m	m	kW	kg
MCW 250	250	170	200	135	6	6	2	19	0,75	20
MCW 500	500	340	400	275	6	6	2	19	1,1	35
MCW 750	750	490	600	390	7	6	6	42	1,5	55
MCW 1200	1200	750	960	600	8	5	5	38	2,2	90
MCW 1700	1700	1055	1300	805	10	6	7	50	4	140
MCW 2200	2200	1365	1700	1055	12	7	9	63	5,5	180
MCW 2800	2800	1745	2000	1245	13	8	11	76	7,5	254

Figura 6.1: Catalogo commerciale per argani elettrici a fune

$$C_r = T \cdot R = 1374.34 \text{ N m}$$

Dove T è il tiro della fune [N], ed R il raggio del tamburo [m] che si prende sempre dal catalogo (Figura 6.2).

$$\omega = \frac{v}{R} = 0.83 \text{ rad/s}$$

$$P_r = C_r\, \omega = 1135.82 \text{ W}$$

$$P_r = 1135.82 \text{ W} < 4000 \text{ W} = P_m$$

Tipo Type	Dimensioni Dimensions																	Fori Holes
	D1 mm	D2 mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm	L5 mm	L6 mm	L7 mm	H1 mm	H2 mm	H3 mm	H4 mm	W1 mm	W2 mm	W3 mm	W4 mm	Ø mm
MCW 250	100	180	60	81	118	111	111	143	-	100	62	233	-	310	90	95	140	11,5
MCW 500	100	200	60	91	129	146	121	186	-	142	87	309	-	358	110	140	220	11,5
MCW 750	100	200	150	104	500	187	320	150	15	10	142	87	320	358	110	270	240	13
MCW 1200	100	250	150	125,5	560	203	340	180	20	10	170	110	380	421	140	325	285	17
MCW 1700	121	280	200	146,5	640	232	415	185	20	15	195	130	443	492	154	370	320	17
MCW 2200	146	320	250	155	710	260	470	200	20	15	220	150	510	519	180	410	360	17
MCW 2800	159	370	300	180	850	318	565	235	25	15	254	182	579	546	207	440	380	20

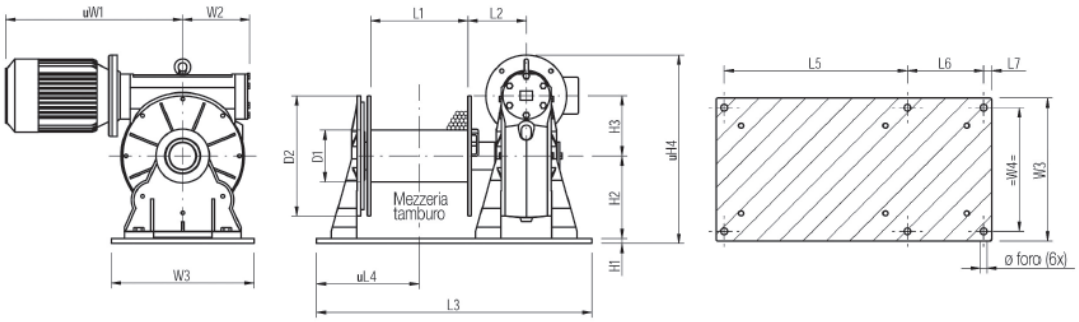


Figura 6.1

Si opta per il modello MCW 1700.

L'argano scelto è un argano elettrico a fune a vite senza fine, indicato per trazione e tiri inclinati.

Ha una tensione di alimentazione di 400 V 50 Hz.

Il freno motore è disponibile come optional per posizionamenti precisi o continue operazioni di sollevamento.

7. Conclusioni progetto

Dimensionate le strutture e i componenti del sistema, si possono trarre le conclusioni di progetto.
Sul telaio del cassone di raccolta sono state saldate delle lamiere forate (fori di 4 cm) per catturare la plastica. Il raccolto viene svuotato all'interno di una rete posizionata vicino la prua della barca.
Il cassone è pensato per guidare il raccolto durante lo scarico:

- La lamiera posteriore è inclinata di circa 20° per agevolare la caduta nella rete
- Una lamiera forata è stata aggiunta sulla parte superiore del cassone (Figura 7.1), in modo da chiuderlo per metà così da evitare "l'effetto catapulta" degli oggetti, e non cadano al centro della barca.

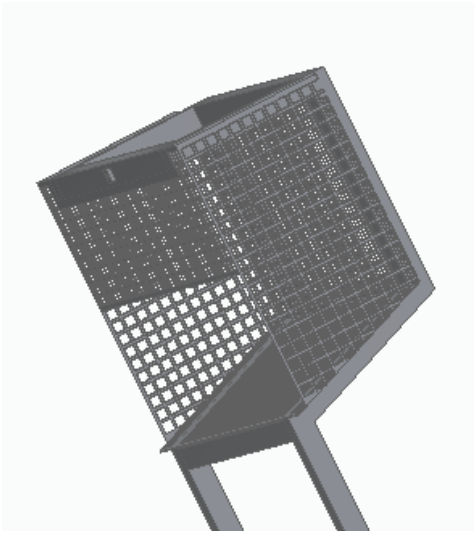


Figura 7.1 *Cassone di raccolta*

Per svuotare il raccolto è sufficiente che il cassone raggiunga un angolo di sollevamento di 110°-115°.
Sono posizionati dei blocchi in acciaio come in Figura 7.2 per evitare che si oltrepassi l'angolo scelto. Sono sovradimensionati in modo da evitare qualsiasi tipo di verifica strutturale, e sono saldati alla piastra di ancoraggio del sistema a prua.

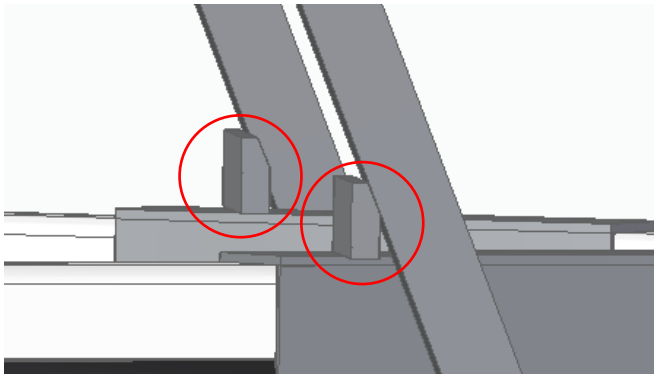


Figura 7.2: *Elementi in acciaio per bloccare la rotazione del cassone durante lo svuotamento*

Il meccanismo non è dotato di un sistema di rotazione inversa, per rimettere il cassone in mare, ciò vuol dire che deve essere fatto manualmente.
La forza che devono esercitare due persone a bordo per spingere il cassone da 110° a 90° è pari a 35Kg ciascuna, che non è ritenuta eccessiva.

Fatte queste ultime precisazioni si è disegnato il modello CAD completo che si vede in Figura 7.3

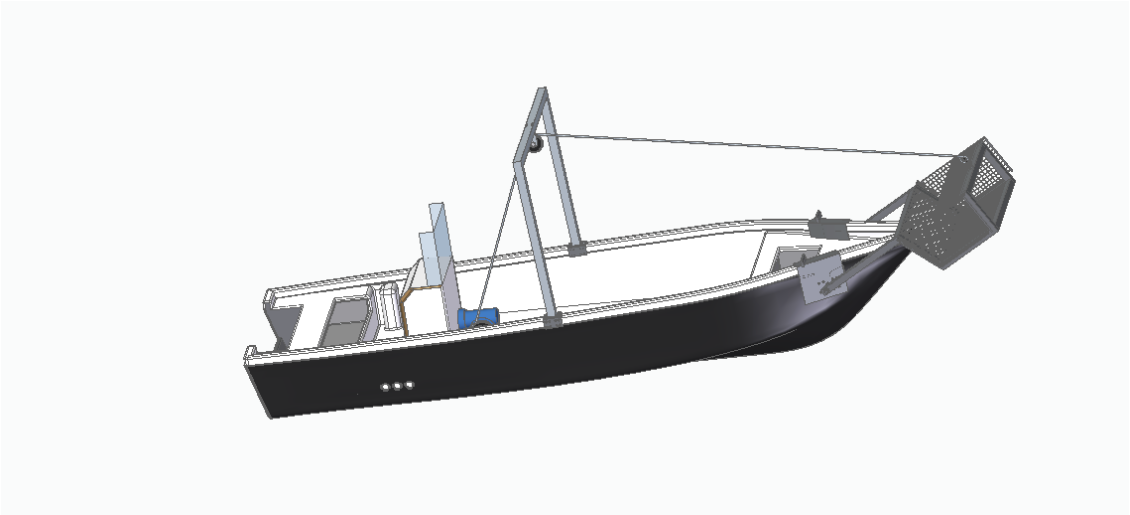


Figura 7.3: *Modello CAD*

In conclusione si può dire che sono state dimensionate le varie parti del meccanismo utilizzando opportuni coefficienti di sicurezza sia strutturali che sui carichi:

- Sezione scelta per il cassone di raccolta ➔ scatolato 80x80x4 mm;
- Cerniera progettata ➔ barra filettata M36

- Sezione scelta per il roll-bar ➔ scatolato 100x100x5 mm;
- Sono state scelte e verificate le varie unioni bullonate;
- Verricello scelto ➔ modello MCW 1700;

Si ricorda che l'acciaio utilizzato per i calcoli è l'AISI 316L.

Nelle Figure 7.4 – 7.5 si ha il rendering finale del modello.

Figura 7.4: *(2) Rendering del modello*

Figura 7.5: *(1) Rendering del modello*

Bibliografia

- Eleonora Polo. *"L'isola che non c'è: La plastica negli oceani fra mito e realtà"*. Dedalo, 2020.
- Shigley; Richard G. Budynas; I. Keith Nisbett. *"Progetto e costruzione di macchine"*. McGraw-Hill Education, 2005.
- S. Lenci. *"Lezioni di meccanica strutturale"*. Pitagora, 2009.
- Cavallina; D'Anna. *"Esercizi scienza delle costruzioni. Vol.II"*.
- G. Belingardi. *"Il Metodo degli Elementi Finiti nella Progettazione Meccanica"*. Levrotto&Bella, 1995.

Sitografia

- https://www.greenpeace.org/italy/
- https://www.wwf.it/
- http://www.reverseengineering.it/