



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**PROGETTAZIONE INTEGRATA
DI UN NUOVO MUSONE A SCOMPARSA
PER PARDO YACHT**

Tesi di Laurea Magistrale in
NAVAL ENGINEERING AND DESIGN

Relatore
Prof. Alfredo Liverani

Presentata da
Carolina De Maria

Sessione Marzo 2026
Anno Accademico 2025/2026



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**PROGETTAZIONE INTEGRATA
DI UN NUOVO MUSONE A SCOMPARSA
PER PARDO YACHT**

Tesi di Laurea Magistrale in
NAVAL ENGINEERING AND DESIGN

Relatore
Prof. Alfredo Liverani

Presentata da
Carolina De Maria

Sessione Marzo 2026

Anno Accademico 2025/2026

*The highest risk is not to set a too high objective and to win it,
but to set a too low target and get it.*

Abstract

Nel presente elaborato viene illustrata la progettazione di un musone di ancoraggio a scomparsa per unità navali Pardo Yachts, caratterizzate da una lunghezza di 50-60 piedi e un dislocamento di 20-30 tonnellate. L'obiettivo consiste nella definizione di un cinematismo per la movimentazione della linea di ancoraggio, vincolato alla minimizzazione degli ingombri nel gavone ormeggio al fine di massimizzare il volume della cabina armatoriale prodiera.

Nel rispetto del paradigma del *Design for Nautical*, è stato sviluppato un sistema essenziale e privo di attuatori ausiliari, adatto all'ambiente marino altamente aggressivo. L'elemento tecnico caratterizzante risiede nell'impiego del solo motore del salpancora per l'intero azionamento. Lo sblocco della tensione della catena e l'azione simultanea di estensione di molle a gas, determinano il dispiegamento del braccio portante dell'ancora e l'apertura meccanica spontanea del portello di chiusura, seguendo un meccanismo equivalente a quello di un quadrilatero articolato piano.

Il metodo applicato si fonda sul modello iterativo della spirale della progettazione. Inizialmente, la sintesi cinematica è stata condotta per via analitica tramite il software Excel. Una volta definita la cinematica, si è passati alla realizzazione 2D e alla modellazione 3D dei singoli componenti mediante l'utilizzo di software Fusion360 e Rhinoceros. Contestualmente, valutazioni analitiche per il dimensionamento dell'attrezzatura di coperta e analisi dinamiche e cinematiche della movimentazione completa sono state eseguite in ambiente MATLAB.

Infine, è stata avviata la realizzazione di un MockUp in acciaio in scala 1:1, per la validazione fisica dell'architettura teorica ideata. Tale prototipo consentirà l'esecuzione di test sperimentali pratici, al fine di validare oggettivamente il comportamento dinamico del meccanismo e confermarne la fattibilità cinematica in condizioni operative preliminari.

Indice

Abstract	1
Indice	2
Introduzione	4
1. Analisi dell'Esistente	6
1.1. Funzionamento generale di un musone	6
1.2. Diverse tipologie di musoni presenti nel mercato	7
1.3. Competitor e soluzioni adottate interessanti	10
2. Richiesta del Cantiere del Pardo	12
2.1. Problematiche riscontrate	12
2.2. Obiettivi del cantiere	14
3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D	16
3.1. Studio di possibili cinematismi e dei vincoli desiderati	17
3.2. Analisi bidimensionale e validazione cinematica mediante modello fisico	22
3.3. Cinematismo per apertura del portello e movimentazione a scomparsa del musone	24
3.3.1. Studio teorico del quadrilatero articolato	24
3.3.2. Classificazione cinematica e Legge di Grashof	26
3.3.3. Sintesi dimensionale ed equazioni di chiusura	27
3.4. Sviluppo del Modello Tridimensionale Parametrico e Analisi Iterativa	33
4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica	42
4.1. Definizione della distinta base e integrazione dell'attrezzatura utile	42
4.2. Dimensionamento dei componenti e selezione dei fornitori	43
4.2.1. Ancora	43
4.2.2. Catena	47

4.2.3.Salpancora	48
4.2.4.Molle a gas	52
4.3. Componenti ausiliari del sistema d'ormeggio	64
4.3.1.Gavone catena	64
4.3.2.Chain Boy, adduglia catena	66
4.3.3.Chain Stopper, ferma catena	66
4.3.4.Giunto ancora-catena	67
4.3.5.Ispezione e manutenzione	68
4.3.6.Integrazioni impiantistiche e sviluppi futuri	69
4.4. Giro della catena con salpancora ad asse orizzontale/verticale	69
5. Analisi Cinematica di Posizione, Velocità e Accelerazione	72
6. Realizzazione del MockUp 1:1	83
Conclusioni	84
Bibliografia	87
Appendice A - Quadrilatero Articolato Excel	88
Appendice B - Disegno Esecutivo Musone	90
Appendice C - Codice MATLAB	94

Introduzione

Nel presente elaborato viene illustrata la metodologia adottata per la progettazione e lo sviluppo di un nuovo musone di ancoraggio a scomparsa. Lo studio è stato condotto presso l'ufficio tecnico del Cantiere del Pardo ed è finalizzato all'integrazione del sistema su unità navali Pardo Yachts di lunghezza compresa tra i 50 e i 60 piedi, caratterizzate da un dislocamento variabile tra le 20 e le 30 tonnellate.

L'obiettivo principale della tesi consiste nella definizione di un cinematismo innovativo ed essenziale per la movimentazione dell'ancora. A tal fine, è stata posta come condizione progettuale l'impiego di un unico motore per l'intero azionamento, quello del salpancora, allo scopo di garantire elevate prestazioni meccaniche e simultanea semplicità operativa. L'elemento tecnico caratterizzante il progetto risiede nell'integrazione meccanica tra la movimentazione della linea di ancoraggio, costituita da ancora e catena, e l'apertura meccanica spontanea del portello di chiusura, prevenendo la compromissione e la riduzione degli spazi interni dell'imbarcazione. I vincoli volumetrici imposti dal cantiere per la massimizzazione dell'area destinata alla cabina armatore, hanno comportato il posizionamento della paratia di prua all'estremo limite prodiero con conseguente riduzione al minimo del volume utile destinato al gavone ormeggio. In risposta a tali criticità dimensionali e agli obiettivi prestabiliti, è stato sviluppato un concept di natura ibrida, un'architettura che sintetizza l'efficienza cinematico-funzionale dei sistemi traslanti con la compattezza intrinseca dei meccanismi rotazionali.

L'intero sviluppo ingegneristico è governato dal paradigma del *Design for Nautical*. Tale approccio impone che le scelte progettuali siano strettamente subordinate alle criticità tipiche dell'ambiente marino. Nello specifico, il sistema deve garantire la massima affidabilità in un ambiente altamente aggressivo e corrosivo, operando all'interno di spazi limitati. Inoltre, è richiesta una configurazione funzionale, priva di elementi superflui e concepita per assicurare

un'accessibilità immediata e sicura ai componenti critici in caso di emergenza. Ciò si traduce nella predilezione per architetture meccaniche semplici, caratterizzate da una ridotta necessità di manutenzione e da un'elevata prontezza operativa in ogni condizione di mare.

Per soddisfare i requisiti esposti, la metodologia adottata si fonda sui principi della progettazione integrata, strutturata secondo il modello iterativo della spirale della progettazione. Questo approccio sistemico prevede una sequenza continua di fasi interdipendenti di modellazione, analisi, validazione e conseguente possibilità di modifica, in cui ogni ciclo genera un'evoluzione e un progressivo affinamento dei componenti. All'interno della presente trattazione verrà pertanto illustrata l'intera sequenza della spirale di progettazione eseguita.

Inizialmente, il processo è stato avviato mediante un'analisi di mercato mirata a valutare le tecnologie preesistenti, con particolare riferimento agli ingombri, alle caratteristiche cinematiche e all'integrazione del sistema con il salpancora. Successivamente, in ottemperanza ai vincoli fisici imposti dal cantiere, si è passati alla sintesi preliminare della geometria. In questa fase, il software Excel è stato impiegato per supportare la modellazione analitica del quadrilatero articolato, ovvero il cinematismo adottato per la gestione dell'intera movimentazione. Una volta definita la cinematica, è stata eseguita la realizzazione 2D e la successiva modellazione 3D dei componenti strutturali, ricorrendo all'utilizzo del software di modellazione parametrica Fusion360 e del software di modellazione per superfici NURBS Rhinoceros.

Contemporaneamente, è stata condotta la fase di selezione, dimensionamento e acquisizione dell'intero equipaggiamento necessario al sistema d'ormeggio complessivo; a questo scopo, le valutazioni analitiche di dimensionamento sono state eseguite in ambiente MATLAB.

Infine, verrà presentata l'ultima fase della spirale progettuale, relativa alla validazione fisica dei modelli teorici elaborati. Tale validazione è stata condotta tramite la realizzazione di un MockUp in acciaio in scala 1:1, equipaggiato con componentistica commerciale reale. Su tale prototipo verranno eseguiti test strumentati direttamente presso le strutture del cantiere, al fine di validare oggettivamente il reale comportamento dinamico del cinematismo in condizioni operative preliminari.

1. Analisi dell'Esistente

1.1. Funzionamento generale di un musone

Il musone di prua, definito come elemento strutturale primario, è posizionato nell'area anteriore estrema di un'imbarcazione ed è funzionalmente connesso alla prua stessa.

Le sue funzioni principali sono molteplici, di natura sia operativa che protettiva.

Esso funge da supporto per l'ancora, consentendone l'alloggiamento e la manovra in modo da mantenerla adeguatamente distanziata dallo scafo. Viene spesso integrato un rullo o un sistema di scorrimento che facilita il recupero della catena, così da guidarla verso il barbotin del salpancora, e consentire di posizionare l'ancora in una configurazione ideale per una rapida messa in opera in situazioni di emergenza, senza occupare spazio utile o pericoloso in coperta o nei gavoni.

Funge altresì da protezione della prua dall'abrasione o dallo sfregamento derivante dal frequente contatto fra coperta in vetroresina con la catena durante le operazioni di calata e recupero.

In questo contesto, dunque, il musone costituisce un canale di scorrimento ottimale per le linee di ancoraggio o giro della catena, rendendo le manovre più fluide, rapide e meno onerose in termini di fatica e dispendio energetico, prevenendo contestualmente potenziali danneggiamenti allo scafo.

I materiali impiegati per la realizzazione del musone variano in funzione della tipologia di imbarcazione. Tipicamente, viene impiegato acciaio inossidabile, integrato direttamente, nella struttura dello scafo in vetroresina.

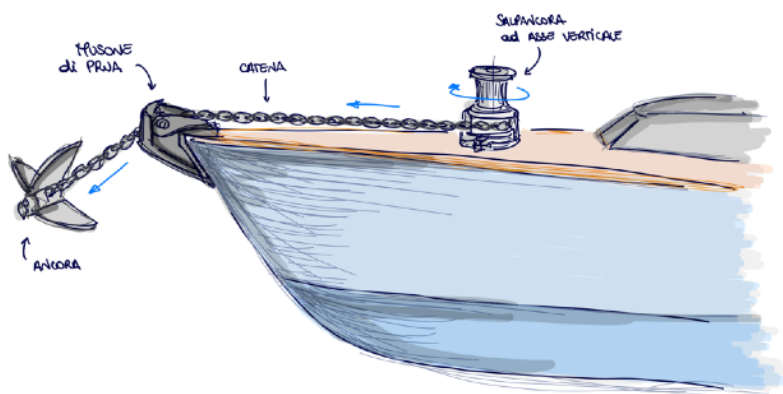


Fig 1.1 - Schema qualitativo del funzionamento di un musone di prua

1.2. Diverse tipologie di musoni presenti nel mercato

Nel contesto dell'ingegneria navale, le tipologie disponibili di cinematismi per musoni vengono classificate in base alla loro modalità di funzionamento meccanico e al grado di integrazione con la struttura dell'imbarcazione.

Musone fisso (standard)

Questa configurazione rappresenta la soluzione più basilare e farà da riferimento per tutti i successivi modelli descritti. In particolare, si ha un rullo che è permanentemente montato su una staffa, tipicamente saldata o avvitata alla vetroresina dello scafo e coperta di prua.

Esempi di musoni standard vengono proposti da fornitori come Osculati e OltreVela nei propri cataloghi.



Fig 1.2 - Musone fisso

Musone basculante (hinged)

In questa tipologia, è presente un rullo solidale a una parte mobile che consente un movimento di ribaltamento “spontaneo” verso l'esterno. Questo design risulta vantaggioso specificamente per ridurre l'angolo di incidenza della catena e dell'ancora rispetto alla prua dell'imbarcazione. Di conseguenza, si facilita il *self-launching*, o autovaramento dell'ancora, favorendo movimenti più morbidi, più lenti e ammortizzati e quindi meno rischiosi.

Possibili fornitori possono essere Maxwell, Osculati e Motomarine.



Fig 1.3 - Musone basculante

Musone estensibile / telescopico / a traslazione (retractable linear)

Questo musone è caratterizzato da un movimento lineare su una guida rettilinea. In pratica, il “braccio” del musone è solitamente montato sulle suddette guide scorrevoli che a loro volta sono vincolate alla vetroresina dello scafo. Quando si deve dare ancora, il meccanismo si estende portando il rullo oltre lo specchio di prua in modo da evitare che l'ancora colpisca lo scafo durante la discesa. In fase di recupero, l'ancora viene issata e ripiegata all'interno del gavone consentendo la chiusura e il suo ritorno nella posizione di partenza.



Fig 1.4 - Musone estensibile

Solitamente questo sistema viene adottato su imbarcazioni moderne che richiedono la funzione di *self-stowing* dell'ancora, ovvero di sistema a scomparsa che nasconda l'ancora e tutta la sua attrezzatura dietro ad un apposito carter, in modo da soddisfare esigenze estetiche e idrodinamiche.

Seasmart, ad esempio, offre diverse soluzioni (Retractable Bow Roller) con corse diverse.



Fig 1.5 - Musone estensibile a scomparsa

Musone telescopico / estensibile con guida a più stadi

Questo modello costituisce una versione avanzata del sistema telescopico, dotata di molteplici stadi di scorrimento. Viene impiegata quando è richiesta una corsa molto estesa con ingombri minimi a prua. Le soluzioni sono spesso custom per lunghezze maggiori e sono tipicamente fornite da specialisti in *yachting hardware*.

Musone ribaltabile (pivoting)



Fig 1.6 - Musone ribaltabile

Questa soluzione è ideale per barche che hanno spazi verticali di prua estremamente limitati. È una soluzione compatta in cui un motore consente la rotazione di 180° del braccio. Solamente a fine rotazione si potrà avere il rilascio della catena dal salpancora.

Questa soluzione viene proposta sia da UltraMarine, sia da Seasmart.

Musone con cinematismo combinato (rotazione + traslazione):



Fig 1.7 - Musone combinato

Questa configurazione avanzata combina i movimenti delle ultime due tipologie di musoni, quello traslante e quello ribaltabile. Difatti, si ha un componente, a cui è solidale il rullo, che ruota attorno ad un perno per la sola azione di estensione di molle.

Questa nuova soluzione è stata presentata al pubblico da UltraMarine a gennaio 2026 in occasione del salone nautico di Düsseldorf, ma soluzioni simili, molto probabilmente custom, sono state realizzate su misura per alcuni cantieri come ad esempio si può ritrovare su Saxdor GTS 400.

A queste sei soluzioni base possono essere integrate attrezzature o ulteriori accorgimenti per poter esaudire richieste specifiche dei vari cantieri.

Ad esempio si può parlare dei musoni a scomparsa, soluzione precedentemente nominata, in cui viene integrato al musone un apposito portellone di copertura, *concealed anchor system / self-stowing*. Questa soluzione prevede il ritiro dell'ancora e del relativo rullo all'interno del suo scomparto, *anchor locker*, il quale viene chiuso da un carter che si muove in sincronia con il resto del sistema e si integra esteticamente con lo specchio di prua, migliorandone anche l'idrodinamica.

Tale soluzione può essere ulteriormente implementata da un sistema a basculante di *self-launching* dell'ancora, limitando così il rischio di impatto con la prua, come anche da sistemi di sicurezza di ferma catena o di guide di catena.

Inoltre possono essere inserite molle a gas di estensione, per facilitare e amplificare o velocizzare il movimento di allontanamento e inclinazione del rullo, oppure anche motori elettrici, idraulici o pneumatici, utili quando si richiedono automazioni complesse o con possibilità di pilotaggio dalla plancia di comando.

Oltre ai soliti fornitori già nominati come Seasmart, Osculati, Maxwell o UltraMarine, e relativi rivenditori, altri nomi per cinematismi o attrezzatura nautica sono Besenzoni, Opac mare, Mak2, Opac Group s.r.l. o Sanguinetti

1.3. Competitor e soluzioni adottate interessanti

Sanlorenzo SP110 propone un musone realizzato e configurato custom da Opac Group s.r.l. Questa soluzione è molto particolare perché presenta tutta la struttura del musone solidale al portello, l'apertura di questo avviene mediante la spinta di molle a gas che permettono la rotazione di tutto il sistema attorno una cerniera "nascosta" posizionata in alto.



Fig 1.8 - Sanlorenzo SP110

Saxdor 320 integra una soluzione simile a quella proposta da UltraMarine. Questo modello presenta un braccio che ruota attorno ad un perno grazie alla spinta di molle a gas che, grazie alla sua geometria "ad arco", consente di posizionare l'ancora nella migliore posizione per la sua discesa.



Fig 1.9 - Saxdor 320

1. Analisi dell'esistente

Vanquish VQ50 adotta un sistema simile al musone ribaltabile precedentemente descritto in cui però si ha inizialmente una traslazione verticale della struttura-telaio e una successiva rotazione di 90° per il corretto posizionamento orizzontale dell'ancora, con conseguente sua discesa.



Fig 1.10 - Vanquish VQ50

Wally Power sceglie i modelli standard sopra descritti mantenendo però soluzioni di musoni a scomparsa, prediligendo sempre un'estetica pulita.

Wally Power 75 CHECKMATE si avvale di un musone ribaltabile.

Wally Power 58 presenta un musone estensibile o telescopico

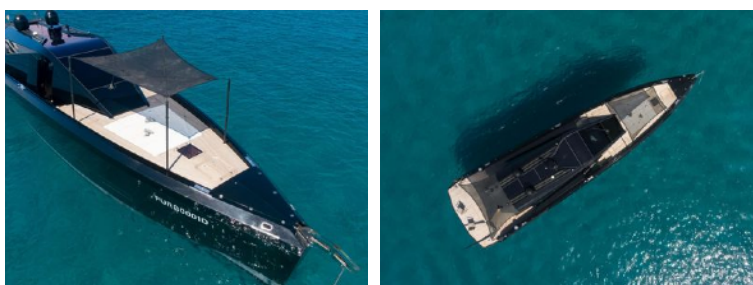


Fig 1.11 - Wally Power 75 CHECKMATE



Fig 1.12 - Wally Power 58



Fig 1.13 - Solaris Power 70

Solaris Power 70 utilizza un musone telescopico posizionato all'interno di un gavone nascosto da cucineria.

2. Richiesta del Cantiere del Pardo

2.1. Problematiche riscontrate

L'analisi si focalizza sulle due soluzioni cinematiche maggiormente impiegate presso il Cantiere del Pardo. Esaminando le architetture esistenti applicate ai vari modelli di barche a motore, sono emerse criticità significative inerenti sia ai sistemi di dispiegamento a musone traslante sia a quelli di tipo pivotante-rotativo.

Il primo sistema analizzato è il sistema a musone traslante, o **Retractable Bow Roller**.

Il suo funzionamento cinematico è basato su un carrello scorrevole vincolato a una guida lineare, il cui movimento è consentito grazie a molle a gas di estensione. Il meccanismo prevede tre configurazioni operative in sequenza. Inizialmente, il sistema si trova in una posizione di completa chiusura; successivamente, il sistema raggiunge una posizione di estensione lineare intermedia, in cui il portello di chiusura trasla solidale al carrello; infine, per raggiungere la configurazione finale di massima apertura, il sistema ha un'ulteriore estensione accoppiata a rotazione del portello stesso. Nello specifico, il portello di copertura del musone, in un primo punto inferiore è vincolato a traslare linearmente con il carrello, mentre in un secondo punto superiore è solidale ad un estremo della molla, per cui il movimento relativo di entrambi i punti consente la rotazione antioraria del carter, e quindi la sua apertura strutturale.

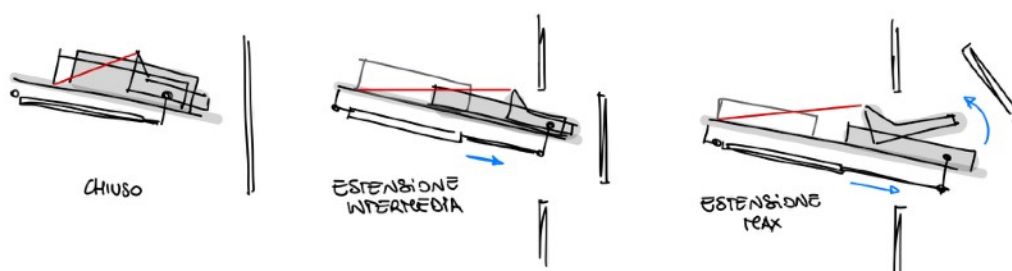


Fig 2.1 - Schema di funzionamento di Retractable Bow Roller

Tale architettura viene impiegata trasversalmente sull'intera gamma Pardo Yachts. Pur garantendo un'elevata efficacia ed efficienza dal punto di vista cinematico, il sistema traslante è caratterizzato da un ingombro strutturale longitudinale considerevole. In particolare, all'aumentare delle dimensioni dell'imbarcazione e, conseguentemente delle masse e dei

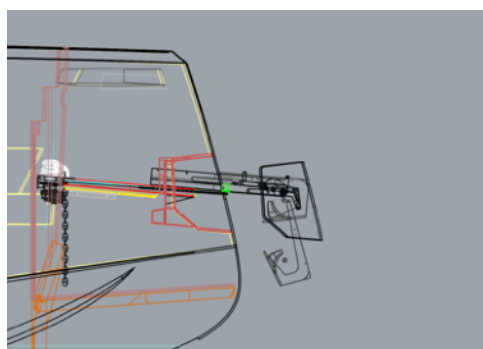


Fig 2.2 - Retractable Bow Roller inserito su Pardo Yacht 43

volumi dell'attrezzatura del sistema di ancoraggio, la corsa di traslazione della guida lineare, per evitare interferenze meccaniche tra l'ancora e lo specchio di prua durante la fase di calata, viene incrementata proporzionalmente.

Ciò comporta la necessità di disporre ed estendere l'intero apparato cinematico verso la zona poppiera, determinando una grande limitazione per quanto riguarda gli spazi e i volumi destinati alla cabina armatore o, in generale, a quelle di prua.

La seconda tipologia analizzata è il sistema a musone rotativo, o **Pivoting Bow Roller**.

In condizione di riposo e chiusura, l'intero complesso strutturale è vincolato e mantenuto in tensione meccanica. La sequenza di dispiegamento ha inizio con l'azionamento di un attuatore dedicato, il quale imprime al braccio pivotante una rotazione pari a circa 180 gradi. A seguito di tale moto rotatorio, e come diretta conseguenza cinematica, si verifica un allentamento fisiologico della tensione iniziale della catena, e infine, una volta completato l'allineamento geometrico del braccio verso l'esterno, viene attivato il verricello salpancora per procedere all'erogazione della catena e alla conseguente calata dell'ancora.

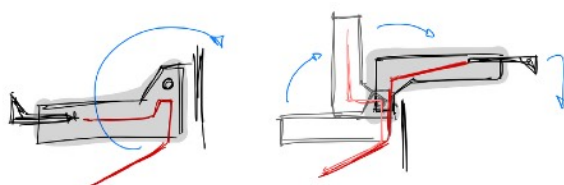


Fig 2.3 - Schema di funzionamento di Pivot Bow Roller

Questa configurazione viene adottata in via esclusiva dai Van Dutch. A differenza del sistema traslante, l'architettura rotativa risulta ottimizzata per i volumi prodieri ridotti, garantendo una maggiore compattezza. Tuttavia, tale soluzione introduce un'elevata complessità sia a livello meccanico che operativo. In particolare, il dispiegamento dell'ancora richiede una sequenza logica di attuazione articolata, basata su molteplici servomeccanismi indipendenti. Nello specifico, si rende necessario l'utilizzo di tre

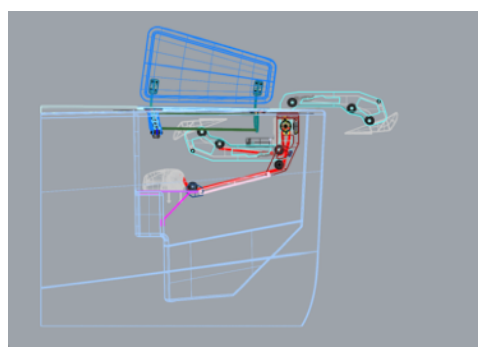


Fig 2.4 - Pivot Bow Roller inserito su Van Dutch

comandi distinti: un primo attuatore per l'apertura del portello, un secondo attuatore per la rotazione dell'intero braccio pivotante e, infine, l'attivazione elettrica del verricello salpancora. Questa multifunzionalità determina un notevole incremento dei potenziali punti di guasto meccanico ed elettrico. Inoltre, la frammentazione della sequenza operativa comporta una gestione procedurale poco ergonomica, incidendo negativamente sull'efficienza complessiva e sull'immediatezza delle operazioni di ancoraggio.

Dunque, riassumendo le specifiche problematiche relative ai sistemi esistenti ed utilizzati:

- Musone estensibile / telescopico, quindi sistema traslante, potrebbe presentare un ingombro eccessivo in quanto direttamente proporzionale alle dimensioni e al dislocamento dell'imbarcazione. Tale ingombro limiterebbe molto lo spazio disponibile a prua.
- Musone ribaltabile, quindi sistema rotativo, sebbene estremamente compatto, la sua complessità operativa, che richiede l'attivazione di molteplici attuatori in sequenza, è ritenuta un limite per la semplicità d'uso.

2.2. Obiettivi del cantiere

Nel contesto della progettazione di un'imbarcazione a motore di lunghezza compresa tra i 50 e i 60 piedi per il Cantiere del Pardo, con l'obiettivo di massimizzare il volume interno destinato alla cabina armatore, si impone una drastica riduzione degli ingombri strutturali e volumetrici associati al sistema di ancoraggio.

A questo scopo, è richiesta l'ideazione di un musone a scomparsa caratterizzato da un cinematismo innovativo ed essenziale. In particolare, il sistema deve essere azionato da un unico attuatore, coincidente con il motore del salpancora, garantendo al contempo elevate prestazioni meccaniche e semplicità operativa. L'elemento caratterizzante del progetto consiste nell'integrazione meccanica tra la movimentazione della linea di ancoraggio (costituita principalmente da ancora e catena) e l'apertura meccanica spontanea del portello di chiusura, sviluppando così una soluzione tecnica che prevenga la compromissione degli spazi interni.

In risposta alle criticità evidenziate e agli obiettivi prestabiliti dal cantiere, è stato sviluppato un concept di natura ibrida. L'architettura proposta sintetizza l'efficienza cinematico-funzionale dei sistemi traslanti con la compattezza intrinseca dei meccanismi rotazionali.

L'ispirazione per la cinematica della soluzione poi adottata, deriva dall'analisi di sistemi di ancoraggio in vista, in particolare, quello osservato sul Saxdor 320 e del modello *Arm System*

2. Richiesta del Cantiere del Pardo

di UltraMarine, ingegnerizzato e presentato ufficialmente al Salone Nautico di Düsseldorf. I principi operativi di tali dispositivi, originariamente concepiti per configurazioni a vista, sono stati dunque oggetto di studio e approfondimento e, conseguentemente, sono stati rielaborati e adattati per un'applicazione a scomparsa all'interno del volume prodiero.

Inoltre, l'analisi comparativa condotta sui principali competitor del cantiere Pardo ha evidenziato l'impiego predominante di sistemi puramente traslanti per la movimentazione dei musoni a scomparsa; ciò conferma la presenza di una chiara esigenza di mercato per un'architettura ibrida, più compatta e funzionale, quale quella oggetto del presente studio.

Sotto il profilo strettamente meccanico, la soluzione progettuale si configura come una convergenza tra un cinematismo di traslazione e l'applicazione dei principi propri del sistema a pivot. Viene pertanto definito un meccanismo basato, come spiegato in precedenza, su un unico organo motore (il salpancora), affiancato dall'impiego di molle a gas di estensione. Tali elementi elastici, estendendosi e spingendo, consentono di controllare la rotazione di un elemento a forma di "L", sul quale è alloggiata l'ancora. Inoltre, per compensare angoli di prua eccessivamente accentuati, è stato integrato un sottosistema basculante in grado di ottimizzare l'assetto e le tolleranze di salita e discesa.

Per la gestione del portello, è stato elaborato un meccanismo che risulta vincolato per metà alla porzione mobile del braccio a "L" e per la restante metà a un telaio fisso, reso strutturalmente solidale alla vetroresina dello scafo. Questa specifica configurazione delle condizioni al contorno permette l'apertura e la chiusura automatizzata del portello senza l'ausilio di alcun motore aggiuntivo, in quanto avviene per puro trasferimento di moto fra elementi vincolati fra loro con coppie rotoidali. Il risultato è un sistema finale che si distingue per essere altamente integrato e innovativo, rispondendo pienamente alle specifiche tecniche e volumetriche imposte in fase di impostazione del progetto.

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

A seguito della definizione degli obiettivi di massima, la fase progettuale procede con l'analisi rigorosa del cinematismo e delle movimentazioni richieste dal sistema. Inizialmente, viene eseguita una schematizzazione teorica dei moti, la quale si esplica attraverso l'imposizione dei gradi di libertà, delle traiettorie di rotazione e la definizione dei vincoli cinematici di mobilità e di stasi. Successivamente, si passa al dimensionamento strutturale e geometrico dei componenti, calibrato in funzione dei carichi operativi caratteristici di un'imbarcazione di lunghezza compresa tra i 50 e i 60 piedi. Contestualmente, viene condotta una verifica continua al fine di ottimizzare i volumi di ingombro, il posizionamento spaziale dell'intero assieme e la geometria del percorso della linea di ancoraggio.

La metodologia adottata per lo sviluppo e l'ottimizzazione del meccanismo è basata sul processo di progettazione iterativa. Tale approccio viene definito come una sequenza ciclica e progressiva di analisi, sintesi e affinamento delle soluzioni tecniche. In particolare, lo studio prevede l'analisi delle leggi di moto e delle traiettorie richieste dai singoli sottosistemi; una volta individuati i requisiti cinematici, si procede alla sintesi del meccanismo, determinando le modalità ottimali per accoppiare e trasmettere i moti attraverso l'impiego di specifici organi meccanici. L'obiettivo è la convergenza verso un'architettura cinematica unificata e caratterizzata dalla massima essenzialità.

La ricerca di tale semplificazione progettuale, intesa come la rigorosa minimizzazione del numero di componenti costituenti l'assieme, risponde a precise finalità ingegneristiche ed economiche. Una ridotta complessità meccanica comporta, infatti, un proporzionale decremento della probabilità di guasto e di rottura dei componenti con la conseguenza di incrementare l'affidabilità globale del sistema, diminuire la frequenza degli interventi di manutenzione programmata e straordinaria, e ridurre i costi complessivi di produzione e di gestione operativa.

3.1. Studio di possibili cinematismi e dei vincoli desiderati

In questa fase iniziale, viene condotta un'analisi preliminare delle condizioni al contorno e dei gradi di libertà del sistema, al fine di definire i cinematismi e le logiche di movimentazione ottimali da scegliere.

Il componente motore principale è costituito dal verricello del salpancora, il cui albero motore genera un moto rotatorio puro e continuo. Tale asse di rotazione si sviluppa parallelamente all'asse z nella configurazione di salpancora ad asse verticale, oppure all'asse y nella configurazione di salpancora ad asse orizzontale. Dunque, come prima ipotesi, si vuole sfruttare questo moto rotatorio diretto e continuo.

Il secondo elemento del sistema è rappresentato dal portello di chiusura. L'analisi cinematica di tale componente mobile richiede l'imposizione di un moto roto-traslatorio: cioè una traslazione lungo l'asse x, indispensabile per garantire lo svincolo dalla superficie in vetroresina dello specchio di prua, accoppiata a una contestuale rotazione attorno all'asse y per consentirne l'apertura.

In particolare, la legge di moto del portello, rispetto allo scorrimento della catena, deve configurarsi come un moto intermittente. L'apertura deve avvenire esclusivamente nella fase transitoria iniziale di discesa della catena, seguita dalla fase di stazionamento in posizione di completa apertura durante l'intero rilascio del calumo. Analogamente, durante la fase di recupero dell'ancora, il portello deve mantenere la configurazione aperta, per poi avviare la cinematica di chiusura solamente nella fase transitoria terminale.

A questo scopo, sono state inizialmente valutate diverse architetture meccaniche classiche per la conversione del moto.

Una prima ipotesi considera un manovellismo di spinta centrato, ovvero l'utilizzo di un quadrilatero articolato (sistema manovella-biella) in cui l'accoppiamento rotoidale converte la rotazione continua della manovella in un moto rettilineo alternato del cedente.



Fig 3.1 - Sistema biella-manovella

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

Una seconda soluzione considera un sistema camma-cedente, che sfrutta la geometria specifica della camma per imporre periodi di sosta al movimento del cedente durante la rotazione continua del movente, che coinciderebbe sempre con quella del salpancora.

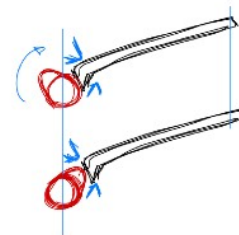


Fig 3.2 - Sistema camma-cedente

Tuttavia entrambe le configurazioni presentano notevoli criticità ingegneristiche: la sincronizzazione tra il moto rotatorio continuo del verricello, la cui durata è variabile in funzione della lunghezza di catena filata, e il moto intermittente a corsa vincolata del portello, risulta cinematicamente incompatibile senza l'ausilio di complessi sistemi di disinnesto.

Si è passati, quindi, all'analisi, come terza ipotesi, di un sistema a traiettoria elicoidale. Tale meccanismo prevederebbe la rotazione di un elemento attorno al proprio asse, accoppiata ad un avanzamento assiale, che una volta raggiunta la quota limite, si svincola e ruota "in folle" per tutto il tempo necessario di filatura della catena. Anche tale cinematismo è stato scartato in quanto non garantisce la reversibilità del moto necessaria per la risincronizzazione e la corretta chiusura del portello al termine della fase di recupero.

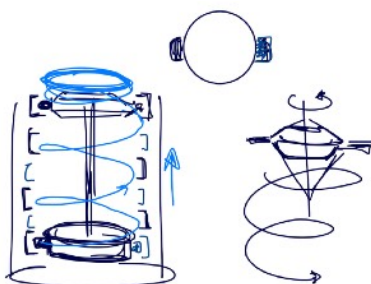


Fig 3.3 - Sistema a traiettoria elicoidale

In alternativa, si è valutato un sistema basato su una trasmissione meccanica disaccoppiata. Il primo stadio prevede un rotismo conico a 90° per il rinvio angolare del moto, integrato con un rapporto di riduzione che corregge le velocità angolari. In altre parole, si cambia il piano di rotazione, da una rotazione continua attorno all'asse y (quella direttamente derivante dal salpancora) ad un'altra, sempre continua, attorno all'asse x . Per fare ciò è necessario un accoppiamento fra ingranaggi conici i cui alberi hanno assi fra loro perpendicolari. Per ridurre

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

il numero di giri per minuto in uscita e rallentare la rotazione, si prevede il diametro del pignone (ruota motrice) minore rispetto a quello della ruota condotta.

Il secondo stadio consente la conversione del moto rotatorio in traslatorio tramite un accoppiamento elicoidale: vite senza fine e madrevite scorrevole su guide lineari. In tale modello, la traslazione del carrello viene suddivisa in due sezioni: una prima corsa dedicata all'attuazione meccanica del portello, tramite una spinta su una guida preformata, e una seconda corsa libera, proporzionata alla quantità di catena filata.

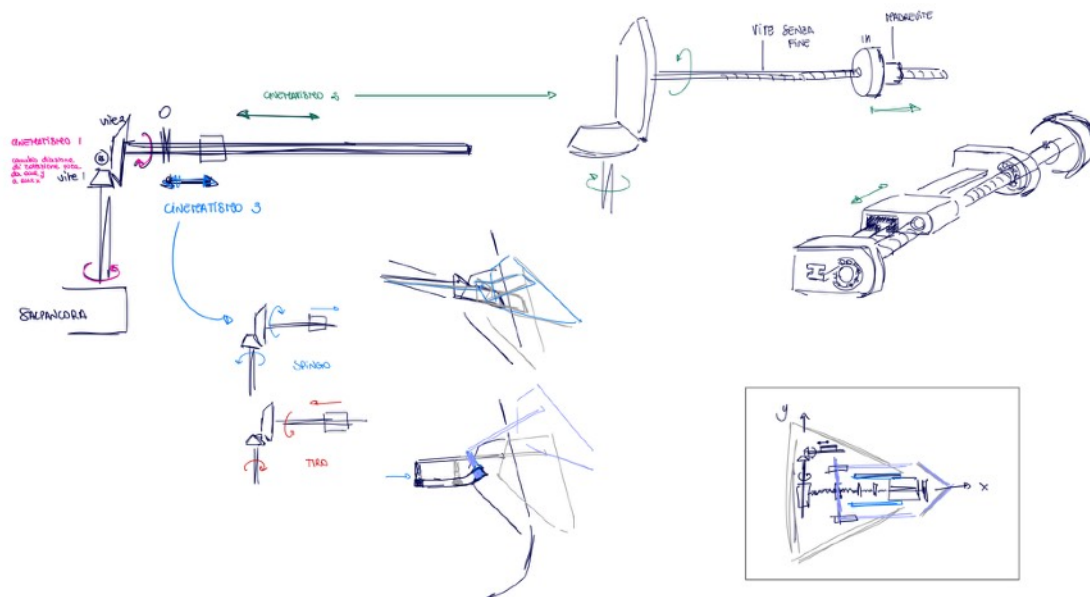


Fig 3.4 - Trasmissione meccanica disaccoppiata

La configurazione descritta potrebbe essere assimilabile concettualmente a meccanismi a doppia vite come la morsa mostrata in figura oppure la pressa Vincent. Quest'ultima presenta un volano superiore, un albero con due dischi di frizione e un volano inferiore mobile che si ingrana con una o l'altra ruota di frizione consentendo la traslazione verticale di un piano solidale alla sua altra estremità.

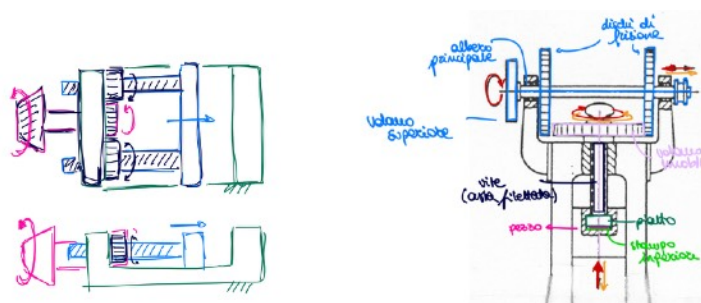


Fig 3.5 - schema di funzionamento della morsa (sx) e della pressa Vincent (dx)

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

Tuttavia, anche questa soluzione cinematica è stata scartata per una serie di fattori.

La corsa della traslazione presente nel secondo stadio deve essere, realisticamente parlando, abbastanza limitata, altrimenti risulterebbe molto ingombrante e di conseguenza provocherebbe una mancanza di versatilità di utilizzo.

Inoltre, essendo l'ambiente in cui lavora il musone estremamente aggressivo, le guide lineari risulterebbero essere troppo vulnerabili, così come gli accoppiamenti di precisione e le tolleranze strette da mantenere, a causa dell'elevata probabilità di innesco di fenomeni corrosivi con conseguenti grippaggi.

Infine, la presenza di molteplici stadi di trasmissione comporta inevitabilmente perdite di rendimento meccanico e alto rischio di rotture.

Parallelamente, sono state scartate anche architetture alternative basate su accoppiamenti pignone-cremagliera o complessi sistemi di leve e contrappesi, in quanto l'intrinseca necessità di giunti prismatici esposti o di sovrabbondanti accoppiamenti rotoidali rende tali soluzioni strutturalmente inaffidabili in ambiente salino.

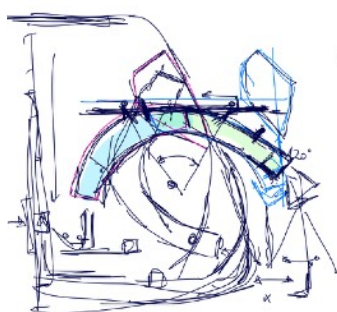


Fig 3.6 - Ipotesi pignone-cremagliera

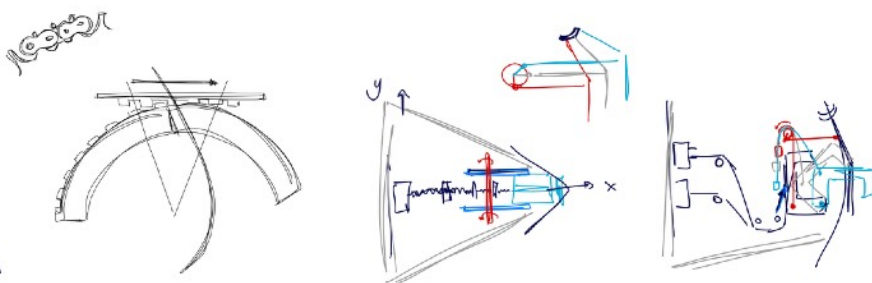


Fig 3.7 - Sistema leve e contrappesi

A fronte di tali criticità, la metodologia di studio è stata reindirizzata verso un'analisi empirica e operativa dei sistemi attualmente impiegati e validati in ambito cantieristico navale. È stata condotta un'ispezione visiva e dimensionale, direttamente in cantiere, dei meccanismi traslanti e rotativi standard, al fine di derivarne le logiche di funzionamento e adeguarle alle richieste specifiche di progetto. L'analisi del sistema traslante di derivazione cantieristica ha evidenziato l'impiego di una cinematica sequenziale semplice ed efficace, ottenuta tramite

l'equilibrio dinamico tra guide lineari, molle a compressione precaricate e vincoli triangolari, i quali inducono una rotazione del portello a seguito della massima estensione elastica.

Sulla base di tale osservazione, è stata formulata l'ipotesi di un cinematismo traslante curvilineo a più stadi, caratterizzato da guide ad arco. In tale ipotesi, si parte da un primo elemento strutturale che esegue una rotazione parziale fino alla sommità. Giunto a fine corsa, un secondo elemento interno procede in discesa in maniera indipendente sempre ruotando attorno al medesimo perno, trascinando con sé l'ancora. Anche in questo caso, nonostante la maggior semplicità di movimentazione, la necessità di guide di scorrimento complesse ha comportato l'esclusione della soluzione per problematiche relative alla manutenzione.

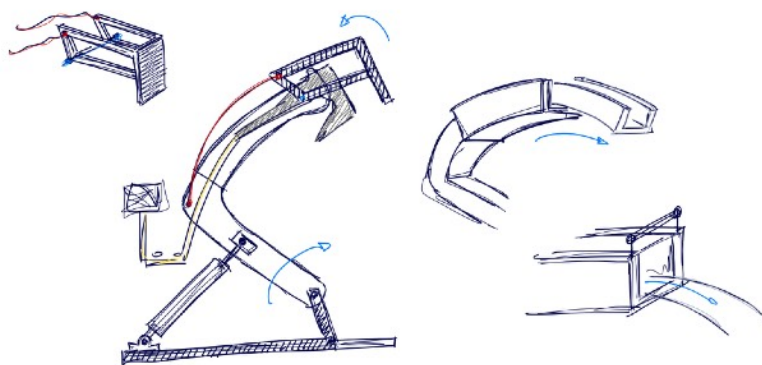


Fig 3.8 - Ipotesi cinematismo traslante curvilineo a più stadi

In ultima analisi, si è passati alla sintesi di una soluzione ottimizzata, basata sul principio di massima riduzione della complessità meccanica e sulla totale eliminazione dei giunti prismatici.

L'architettura proposta consiste nell'impiego di un singolo componente dotato di moto esclusivamente rotatorio, niente guide, niente scorrimenti. Il portello viene vincolato cinematicamente in due punti distinti: un nodo risulta solidale all'elemento rotante, mentre un secondo nodo viene incernierato alla struttura fissa in vetroresina dello scafo. Tale configurazione realizza un quadrilatero articolato, il quale permette di generare la traiettoria roto-traslatoria desiderata escludendo l'impiego di guide, e garantendo la sincronizzazione richiesta senza incorrere in problematiche di usura o corrosione da scorrimento.

3.2. Analisi bidimensionale e validazione cinematica mediante modello fisico

Inizialmente, è stata condotta un'analisi degli ingombri essenziali, definendo le posizioni delle paratie strutturali e le dimensioni dell'ancora. In base ai parametri di progetto tipici per imbarcazioni di 50-60 piedi, è stata selezionata un'ancora con una massa pari a 32 kg, garantendo un dimensionamento coerente con i requisiti operativi richiesti rispetto allo standard. Al fine di verificare la fattibilità cinematica del sistema, è stato realizzato un modello fisico bidimensionale preliminare. Tale strumento si è rivelato fondamentale per l'ottimizzazione del posizionamento dell'ancora, per la definizione del passaggio della catena e per lo studio dell'interazione meccanica tra il braccio principale (elemento a "L") e il portello di chiusura. Tutto, ovviamente, a livello preliminare.

Il primo schema cinematico analizzato prevede una rotazione del braccio a "L" attorno a un perno situato nell'estremità inferiore. Il portello, invece, viene vincolato al braccio in un punto, che agisce da fulcro per la sua rotazione locale, e collegato in un secondo punto a un elemento flessibile (una cima), a sua volta ancorato ad un altro punto solidale allo scafo in vetroresina. Durante la fase iniziale della movimentazione, l'elemento flessibile risulta scarico, permettendo al portello di traslare solidalmente al braccio. Al raggiungimento della massima estensione lineare dell'elemento flessibile, si introduce un vincolo cinematico spaziale, che si impone come centro di istantanea rotazione. Di conseguenza, il proseguimento della rotazione del braccio induce una rotazione relativa del portello nel verso opposto, determinandone l'apertura. Questo approccio è stato concepito per svincolare i due moti, ottenendo una sequenza meccanica basata solo su vincoli fisici.

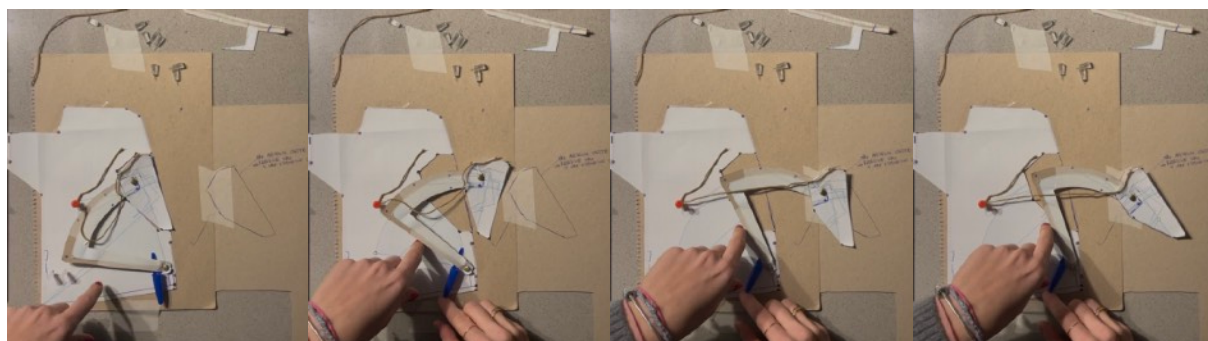


Fig 3.9 - Modello 2D movimentazione portello

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

Per quanto concerne la dinamica dell'ancora e della catena, queste risultano alloggiare e solidali all'interno del braccio a "L". Al raggiungimento dell'angolo di massima estensione, la geometria del sistema garantisce un'inclinazione tale da consentire la discesa spontanea dell'ancora per gravità. Nella fase di recupero, invece, la trazione esercitata dal salpancora assicura l'accoppiamento in sede dell'ancora; la successiva e continua tensione della catena genera un momento sufficiente a invertire il moto del braccio, riportandolo nella configurazione di chiusura. Parallelamente, il portello, guidato dal proprio peso e dal rilascio della tensione nell'elemento flessibile, segue il riposizionamento del sistema fino al ripristino della configurazione di riposo.

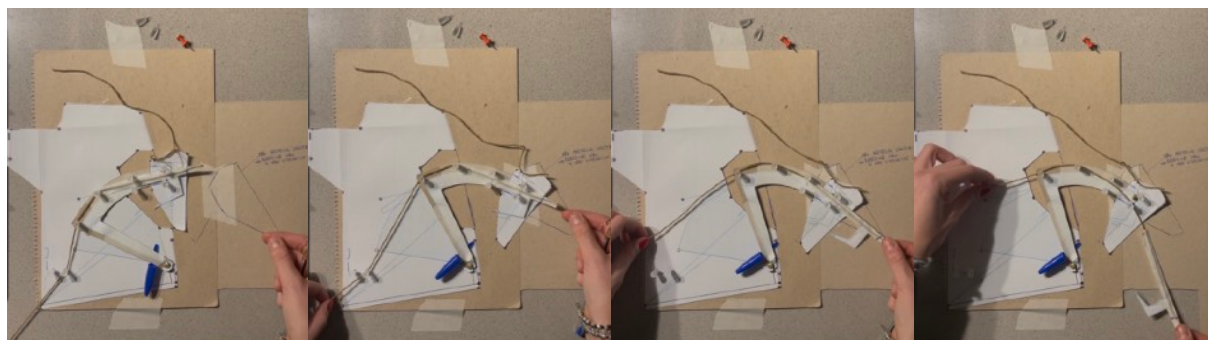


Fig 3.10 - Modello 2D movimentazione ancora e giro della catena

Nonostante la fattibilità concettuale di questo schema, l'ottimizzazione del sistema ha richiesto la definizione rigorosa di specifici parametri geometrici. In particolare, è stato necessario quantificare l'entità dello sbalzo del braccio rispetto allo specchio di prua nella configurazione di massima apertura, l'angolo di inclinazione necessario per il rilascio gravitazionale e le coordinate esatte dei punti di ancoraggio per massimizzare la rotazione del portello senza generare interferenze meccaniche.

Al fine di incrementare l'affidabilità del cinematismo e di evitare le asincronie intrinsecamente legate all'impiego di elementi flessibili, i quali necessitano di transizioni critiche tra stati di trazione e rilascio, si è proceduto a una revisione strutturale del modello. La sostituzione dell'elemento

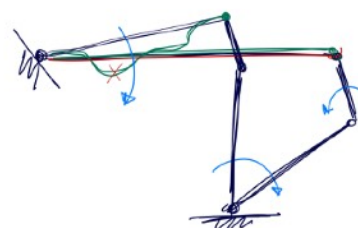


Fig 3.11 - Evoluzione a quadrilatero articolato

flessibile con un componente rigido, una biella, ha permesso di convertire l'intero schema in un quadrilatero articolato.

Tale configurazione meccanica consente di connettere e vincolare i movimenti dei componenti esclusivamente tramite coppie rotoidali. In questo modo, il sistema viene ridotto a un unico cinematismo: la rotazione dell'elemento principale, rappresentato dalla manovella, determina in modo dipendente, sincrono e deterministico l'apertura e la chiusura del portello. Lo sviluppo di tale cinematismo, partito da una fase di concettualizzazione fisica bidimensionale, è stato successivamente trasposto in ambiente CAD, permettendo di governare l'apertura del portello senza l'ausilio di attuatori secondari aggiuntivi e garantendo una movimentazione meccanica spontanea e rigidamente vincolata.

3.3. Cinematismo per apertura del portello e movimentazione a scomparsa del musone

Il meccanismo di apertura del portello è stato concepito come un quadrilatero articolato piano, il cui studio cinematico costituisce il fondamento teorico dell'intero sistema del musone a scomparsa. In questa sezione vengono presentati lo studio generale del movimento del quadrilatero, la determinazione delle lunghezze dei bracci e degli angoli mediante foglio di calcolo excel, e le prove parametriche condotte per l'individuazione della configurazione ottimale.

3.3.1. Studio teorico del quadrilatero articolato

In meccanica applicata, i sistemi articolati sono meccanismi composti unicamente da coppie cinematiche elementari. Nello specifico, il quadrilatero articolato costituisce un meccanismo formato da quattro corpi rigidi, definiti aste o membri, collegati tra loro mediante quattro coppie rotoidali (cerniere), configurando così una catena cinematica chiusa. Tale sistema rappresenta il meccanismo planare più semplice in grado di generare moti complessi. Essendo caratterizzato da un singolo grado di libertà, viene tipicamente impiegato per convertire un

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

moto rotatorio in traiettorie specifiche, in funzione dei parametri geometrici delle aste che lo compongono.

Un quadrilatero articolato è costituito dai seguenti elementi fondamentali.

- Telaio (asta fissa, 4): Membro vincolato rigidamente all'ambiente circostante, sul quale sono posizionate due cerniere fisse.
- Manovella (membro motore, 3): Asta collegata al telaio tramite una cerniera, preposta a ricevere il moto in ingresso.
- Biella (2): Elemento di interconnessione tra la manovella e il bilanciante. Rappresenta l'unica asta non vincolata direttamente al telaio ed è dotata di moto piano generale.
- Bilanciante (membro condotto, 1): Asta collegata al telaio e alla biella, preposta a fornire il movimento di uscita, il quale può consistere in una rotazione completa o in un'oscillazione.
- Cerniere, giunti o coppie rotoidali, sono i nodi cinematici che consentono la rotazione relativa tra i membri interconnessi.

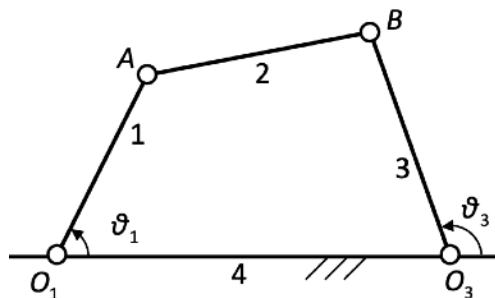


Fig 3.12 - Quadrilatero Articolato

Fissando cinematicamente il telaio, la legge di moto che viene imposta alla manovella, determina in modo univoco la posizione, la velocità e l'accelerazione dei restanti membri del sistema, operando una conversione cinematica strettamente dipendente dalla lunghezza relativa delle aste.

3.3.2. Classificazione cinematica e Legge di Grashof

La classificazione dei quadrilateri articolati e la previsione del moto risultante (rotazione completa o oscillazione) sono governate dal teorema di Grashof. Siano c , L , i_1 e i_2 le lunghezze dei quattro membri, dove c rappresenta l'asta di lunghezza minima, L l'asta di lunghezza massima, e i_1 , i_2 le aste di lunghezza intermedia.

La condizione di Grashof è definita dalla seguente disuguaglianza: $c + L \leq i_1 + i_2$

In base a tale condizione, si definiscono due scenari principali.

Se la condizione non risulta soddisfatta ($c + L > i_1 + i_2$), nessun membro è in grado di compiere una rotazione completa rispetto agli altri. Il meccanismo assume, dunque, la configurazione di doppio bilanciere, in cui tutte le aste compiono moti puramente oscillatori.

Se, invece, la condizione è soddisfatta ($c + L \leq i_1 + i_2$), allora almeno un membro è in grado di compiere una rotazione di 360° rispetto a un altro. In base al membro scelto come telaio, si ottengono tre cinematismi differenti.

Manovella-Manovella, si verifica quando l'asta più corta viene fissata come telaio. Le due aste adiacenti agiscono come manovelle compiendo rotazioni complete.

Esempio: alcuni meccanismi di trasmissione del movimento, come quelli usati nelle locomotive a vapore.



Fig 3.13 - Manovella-Manovella

Bilanciere-Bilanciere, si verifica quando l'asta più corta coincide con la biella (elemento opposto al telaio). Le aste adiacenti per cui compiono oscillazioni parziali.

Esempio: alcune applicazioni in giocattoli o meccanismi che richiedono movimenti oscillatori sincronizzati.

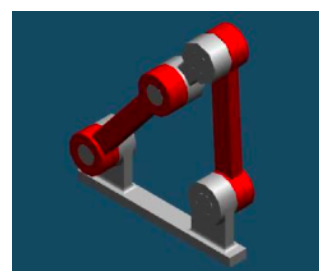


Fig 3.14 - Bilanciere-Bilanciere

Manovella-Bilanciere, si verifica quando l'asta più corta coincide con uno dei membri adiacenti al telaio. Tale configurazione è impiegata per convertire un moto rotatorio continuo in un moto oscillatorio o viceversa.

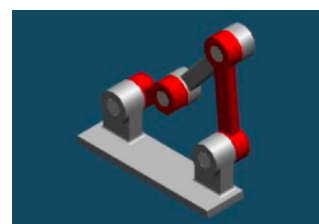


Fig 3.15 - Manovella-Bilanciere

Esempio: cinematismi che convertono rotazione continua in oscillazione o viceversa

L'applicazione del teorema di Grashof risulta perciò essenziale in fase di progettazione, garantendo la sintesi di un meccanismo idoneo a restituire la traiettoria desiderata.

Tra le peculiarità del quadrilatero articolato si includono la possibilità di ottenere un rapporto di trasmissione costante tra l'elemento 1 e l'elemento 3, la possibilità di generare traslazioni su traiettorie circolari e, nel caso specifico del parallelogramma articolato, in cui i lati opposti sono di uguale lunghezza e presentano identica velocità angolare, la possibilità di generare traslazioni a due gradi di libertà, in cui biella trasla mantenendosi parallela al telaio.

3.3.3. Sintesi dimensionale ed equazioni di chiusura

Ai fini del presente studio, i membri del quadrilatero articolato sono stati associati ai componenti fisici del sistema in esame.

La Manovella (lato a , angolo α), corrisponde al braccio a forma di L del musone. Elemento definito dai nodi corrispondenti al perno, fulcro della rotazione principale, e al punto in cui il telaio solidale al carter ruota in senso antiorario.

La Biella (lato c , angolo θ) corrisponde al telaio solidale al carter. I suoi nodi sono individuati dal punto di contatto con l'elemento a "L" (sopra citato) e dal punto di "tiro" che genera la rotazione del portello stesso

Bilanciere (lato b , angolo β), membro delimitato dal punto di trazione sul portello (sopra citato) e da un punto strutturale fisso a telaio, elemento di collegamento utile a "chiudere" il quadrilatero.

Telaio (lato d , angolo γ), coincide con la struttura fissa allo scafo, ed è definito come distanza tra questo secondo punto fisso e il perno di rotazione della L.

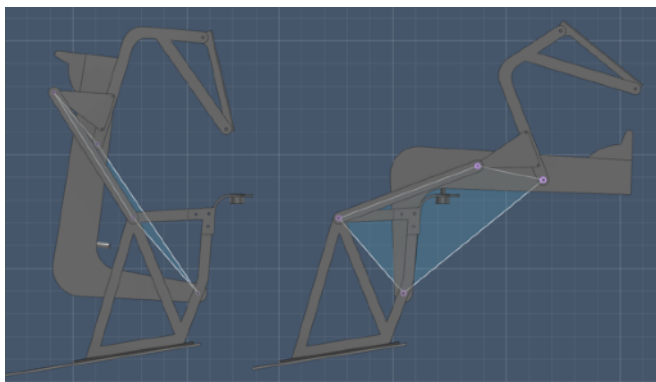


Fig 3.16 - Elementi corrispondenti

Definiti gli elementi, bisogna impostare l'equazione di chiusura o equazione del ciclo vettoriale. Questo strumento matematico traduce i vincoli imposti dalle coppie cinematiche in relazioni vettoriali, sostituendo ogni membro con un vettore che unisce i centri delle coppie rotoidali. Affinché la catena sia chiusa, la somma vettoriale deve essere pari a zero, ovvero i quattro vettori devono formare un poligono chiuso.

$$(A - O_1) + (B - A) = (O_3 - O_1) + (B - O_3) \quad \leftarrow \text{EQUAZIONI DI CHIUSURA}$$

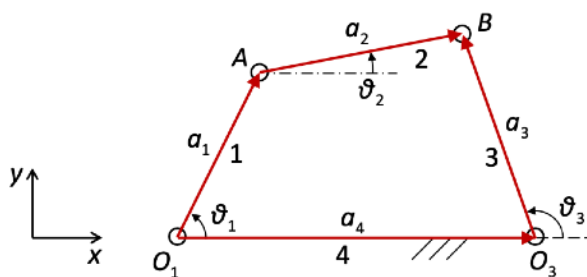


Fig 3.17 - Equazioni di chiusura

Poiché l'obiettivo non è la semplice analisi cinematica di un meccanismo esistente, bensì la sintesi dimensionale di un nuovo cinematisma, le equazioni di chiusura sono state impiegate per determinare la fattibilità geometrica del quadrilatero, assicurando che esso consenta un movimento fluido tra le due configurazioni estreme: la configurazione iniziale totalmente chiusa e la configurazione finale di apertura massima, definita dalla posizione di rilascio dell'ancora.

I parametri di input imposti al sistema sono dunque i lati a e c , unitamente ai relativi angoli nelle configurazioni iniziali e finali ($\alpha_i, \alpha_f, \theta_i, \theta_f$). I parametri di output da determinare sono invece i lati b e d , i quali devono garantire la congruenza geometrica del sistema senza impuntamenti.

Vengono impostate due equazioni vettoriali corrispondenti alle due configurazioni limite

$$\begin{aligned} \vec{b}_i + \vec{c}_i - \vec{a}_i - \vec{d}_i &= \vec{0} \\ \vec{b}_f + \vec{c}_f - \vec{a}_f - \vec{d}_f &= \vec{0} \end{aligned}$$

E le relative condizioni al contorno $\vec{d}_i = \vec{d}_f$

essendo il telaio fisso, i moduli $|\vec{d}_i| = |\vec{d}_f|$ e gli angoli $\gamma_i = \gamma_f$ restano invariati.

Con semplici passaggi matematici, si possono isolare i vettori telaio d.

$$\bar{d}_i = -\bar{b}_i + \bar{a}_i + \bar{c}_i$$

$$\bar{d}_f = -\bar{b}_f + \bar{a}_f + \bar{c}_f$$

Uguagliando le due espressioni, viste le condizioni al contorno, si ottiene

$$-\bar{b}_i + \bar{a}_i + \bar{c}_i = -\bar{b}_f + \bar{a}_f + \bar{c}_f$$

$$(-\bar{b}_i + \bar{b}_f) + (\bar{a}_i - \bar{a}_f) + (\bar{c}_i - \bar{c}_f) = \bar{0}$$

$$(\bar{b}_i - \bar{b}_f) = (\bar{a}_i - \bar{a}_f) + (\bar{c}_i - \bar{c}_f)$$

Il termine al primo membro, definito come vettore $\overline{\Delta B}$ incognito, è eguagliato alla somma vettoriale di termini interamente noti al secondo membro. Mediante risoluzione cartesiana, i vettori noti vengono scomposti nelle rispettive componenti x e y per calcolare le coordinate degli estremi del segmento ΔB . Inoltre, i vettori \bar{b}_i e \bar{b}_f presentano modulo identico ($|\bar{b}_i| = |\bar{b}_f| = b$), corrispondente al raggio della traiettoria circolare tracciata dal bilanciante.

La determinazione del modulo del vettore $\overline{\Delta B}$ può essere condotta indifferentemente attraverso l'impiego di formule goniometriche (formule di addizione, sottrazione e prostaferesi) oppure mediante l'applicazione di relazioni geometriche sui triangoli, pervenendo al medesimo risultato.

Dopo di che, si ipotizza un valore di $\Delta\beta$ e con la formula inversa si ottiene il modulo di $|\bar{b}|$. La scelta del valore preciso di $\Delta\beta$ verrà spiegata di seguito.

Si consideri ora il triangolo isoscele OAB, in cui il lato AB coincide con il vettore $\overline{\Delta B}$, i cui estremi sono noti grazie alle coordinate degli estremi della biella c nelle due configurazioni. Mentre il vertice O coincide con il vertice dell'angolo $\Delta\beta$, angolo compreso fra i vettori \bar{b}_i e \bar{b}_f , ovvero l'escursione angolare del bilanciante.

Per le proprietà geometriche di un triangolo isoscele, la

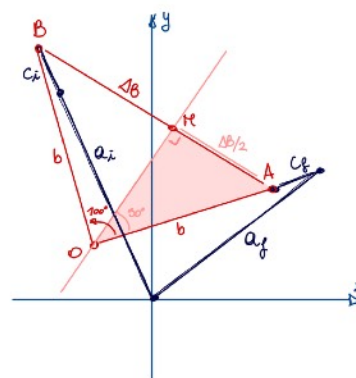


Fig 3.18 - Triangolo isoscele AOB

bisettrice dell'angolo $\Delta\beta$ passante per O interseca perpendicolarmente il lato AB nel suo punto medio M, per cui per risolvere il problema vengono sfruttate queste relazioni geometriche.

Scomponendo il problema nelle componenti cartesiane, note le coordinate x, y degli estremi A e B, si ricavano le coordinate del punto medio M

$$M_x = \frac{x_A + x_B}{2} \quad M_y = \frac{y_A + y_B}{2}$$

La direzione del segmento OM viene ricavata imponendo la condizione di perpendicolarità rispetto ad AB, ovvero il versore OM dovrà essere pari all'opposto dell'inverso del versore AB. Scomposto nelle due direzioni x e y, si ottiene la seguente relazione

$$m_x = \text{versore } OM_x = - \text{versore } AB_y$$

$$m_y = \text{versore } OM_y = \text{versore } AB_x$$

Il modulo del segmento OM è ricavato trigonometricamente

$$OM = b * \cos\left(\frac{\Delta\beta}{2}\right)$$

Definiti dunque modulo e direzione, si ricavano le coordinate esatte del punto O, corrispondente alla cerniera fissa del bilanciante sul telaio

$$O = M - OM * m_{\perp}$$

$$O_x = M_x - OM * m_x$$

$$O_y = M_y - OM * m_y$$

Al che, una volta note le coordinate x, y di O, coincidente con il nodo comune fra l'asta b e il telaio d, e note le coordinate degli estremi di $\overline{\Delta B}$, si possono ottenere i vettori \bar{b}_i e \bar{b}_f , in particolare gli angoli β_i e β_f , e conseguentemente è possibile calcolare il modulo e la direzione del telaio d per via di sostituzione.

Tuttavia, il sistema analizzato presenta sei equazioni per sette incognite. L'introduzione di una settima equazione è resa possibile assumendo $\Delta\beta$ come parametro libero di progetto.

L'escursione angolare massima del bilanciere ($\Delta\beta$) deve rappresentare un compromesso ingegneristico ottimale: un valore eccessivo comporterebbe criticità di ingombro strutturale, mentre un valore insufficiente genererebbe un moto cinematicamente discontinuo e "nervoso". La scelta di tale parametro deve garantire la stabilità cinematica e minimizzare l'avvicinamento alle configurazioni di punto morto.

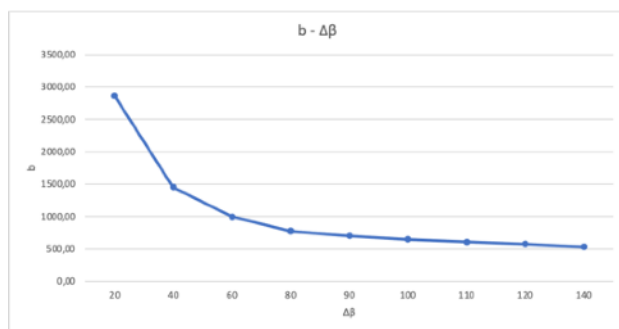


Fig 3.19 - Grafico $|b| - \Delta\beta$

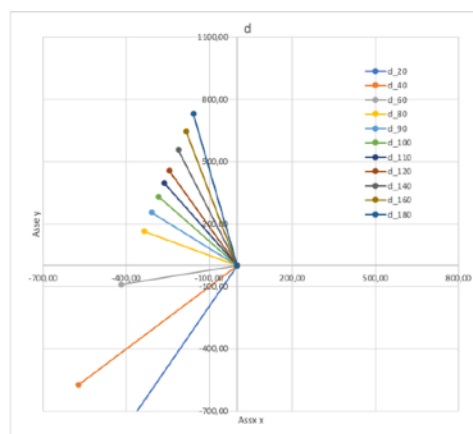


Fig 3.20 - Grafico $\bar{d} - \Delta\beta$

I punti morti rappresentano configurazioni cinematiche critiche in cui l'angolo di trasmissione si annulla e l'efficienza di trasferimento del moto decade drasticamente.

Nello specifico caso del quadrilatero articolato, si distinguono due configurazioni.

Si ha un *Punto Morto Interno* (Superiore), quando la manovella e la biella risultano allineate, sovrapposte e orientate verso l'interno del meccanismo. La distanza tra le cerniere fisse risulta dunque pari alla somma delle lunghezze dei due membri.

Altrimenti, si può verificare il *Punto Morto Esterno* (Inferiore), situazione nella quale la manovella e la biella sono collineari ma estese in direzioni opposte, allontanandosi dal centro di rotazione del bilanciere. La distanza tra le cerniere fisse risulta pari alla differenza delle lunghezze dei membri.

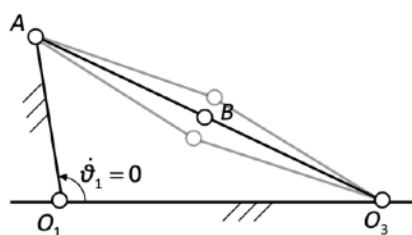


Fig 3.21 - Configurazione di punto morto

In entrambe le configurazioni, il momento torcente in uscita si annulla, causando potenziali blocchi cinematici qualora non sussista sufficiente inerzia nel sistema. Si generano inoltre severe fluttuazioni di velocità e picchi di accelerazione, inducendo sollecitazioni strutturali e vibrazioni incompatibili con il regolare funzionamento.

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

Dunque, a valle del processo iterativo su Excel, volto a valutare la miglior configurazione dei membri b e d in funzione di $\Delta\beta$, è stato definito un angolo $\Delta\beta = 100^\circ$.

Le simulazioni hanno evidenziato come, per evitare interferenze o inversioni di moto indesiderate, risulti essenziale rispettare la condizione geometrica $\theta_i > \alpha_i$. Tale accorgimento evita che la biella c inverta la propria direzione transitando attraverso una configurazione di punto morto.

Un'ulteriore osservazione fatta è che, se l'intersezione degli archi di cerchio descritti da manovella e bilanciere si trova geometricamente vicino alla posizione del portello chiuso, si riesce ad anticipare la rotazione dello stesso, evitando urti o sfregamenti con lo scafo.

La configurazione finale derivata soddisfa pienamente la condizione di Grashof, attestandosi come cinematismo manovella-bilanciere, essendo l'asta di lunghezza minima coincidente con la biella (lato opposto al telaio), garantendo così la fluidità del moto e la corretta traslazione a scomparsa del musone.

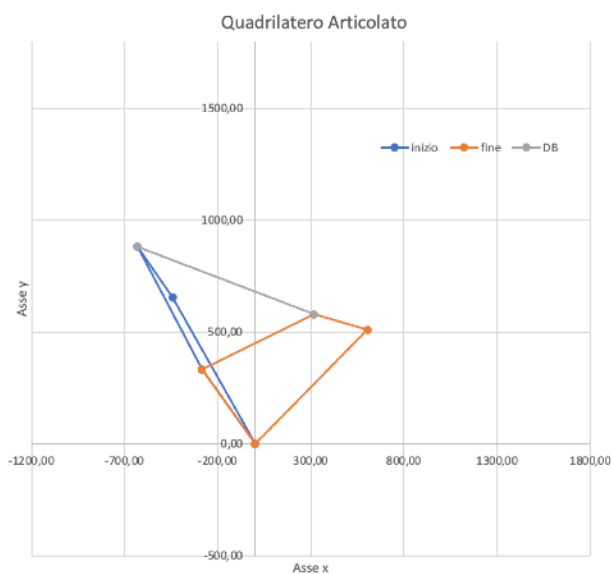


Fig 3.22 - Configurazioni iniziale e finale del Quadrilatero Articolato

3.4. Sviluppo del Modello Tridimensionale Parametrico e Analisi Iterativa

Successivamente alla definizione teorica bidimensionale del cinematismo, il progetto è stato trasferito in ambiente tridimensionale.

Inizialmente, i parametri geometrici fondamentali, ovvero le lunghezze e gli angoli dei vari elementi del quadrilatero articolato (a, b, c, d), sono stati integrati negli schizzi dei componenti per sviluppare le forme e i volumi necessari. Per fare ciò è stato impiegato il software di modellazione CAD parametrica Fusion360, sviluppato da Autodesk e basato su architettura cloud. Tale scelta metodologica è giustificata dalla necessità di correlare le forme e le dimensioni dei modelli 3D a parametri matematici prestabiliti. Di conseguenza, la variazione di un singolo parametro comporta l'aggiornamento automatico dell'intero assieme, mantenendo inalterate le relazioni geometriche e l'intento progettuale. Ciò ha consentito di affinare progressivamente le geometrie, ricercando il compromesso ottimale tra funzionalità cinematica, ingombri volumetrici e stabilità strutturale, senza la necessità di dover riprogettare tutti i componenti sempre da capo.

L'evoluzione del modello 3D del progetto ha richiesto l'elaborazione di diverse configurazioni, dalla versione V2 alla V4.2, rese necessarie dalla variazione dei requisiti progettuali, dalle specifiche relative all'ancora e dalla continua ricerca del miglior compromesso possibile fra ingombro e funzionalità.

Inizialmente, lo studio è stato condotto su un'ancora Trefoil da 32 kg, con la quale è stato possibile definire tutti i legami fisici, vincoli e condizioni per il corretto movimento unitario dei componenti senza avere interferenze o coincidenze (versione V2).

Successivamente, per ragioni afferenti alla sicurezza, al dimensionamento strutturale e alle richieste di mercato, si è passati all'adozione di un'ancora da 50 kg e sono stati valutati due modelli: l'ancora Trefoil e l'ancora Ultramarine (versione V3).

Tuttavia, l'analisi degli ingombri ha evidenziato come la realizzazione di un cinematismo universale, compatibile con entrambe le geometrie, avrebbe generato la necessità di un'estensione non proporzionata del portello, comportando un'eccessiva e inutile complessità

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

costruttiva. Poiché l'ancora UltraMarine è risultata priva di riscontri storici commerciali per tale tipologia di imbarcazione e, in generale, per tutta la linea dei Pardo Yacht, la versione V3 è stata scartata.

L'iterazione successiva (versione V4) si è focalizzata dunque sull'ancora Trefoil da 50 kg e sulla sua miglior posizione nel gavone ormeggio. Questa configurazione è stata modificata minuziosamente fino ad arrivare alla versione definitiva (versione V4.2) in cui si è riusciti a rispettare ogni specifica richiesta voluta.

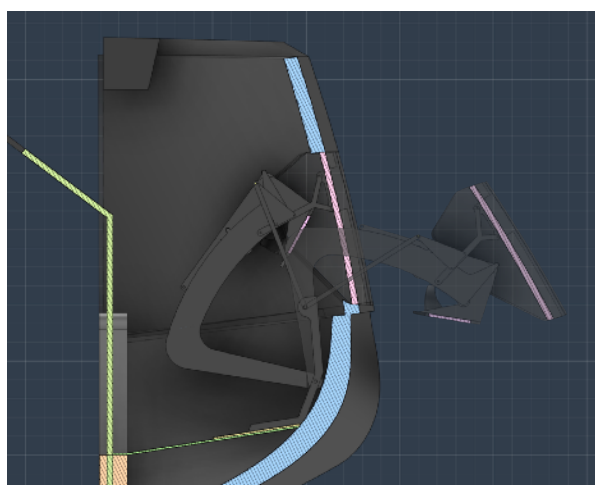


Fig 3.23 - Versione V2

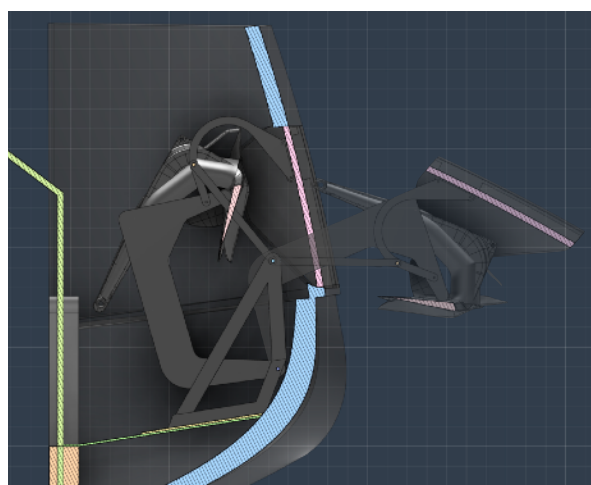


Fig 3.24 - Versione V3

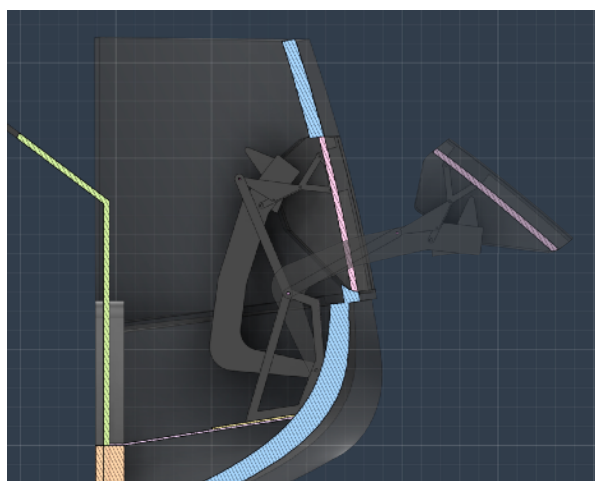


Fig 3.25 - Versione V4

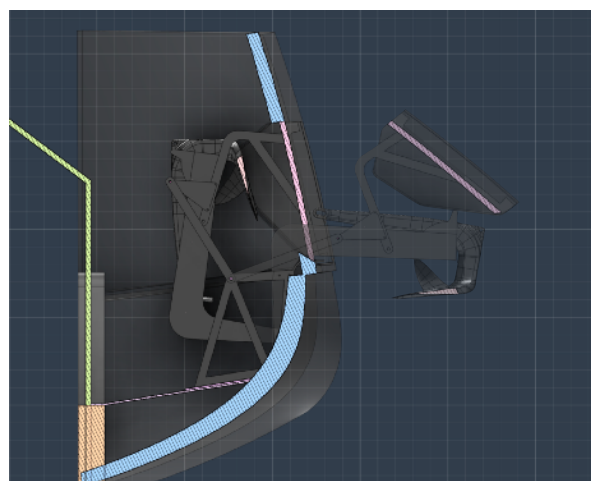


Fig 3.26 - Versione V4.2

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

La progettazione, gli ingombri e le geometrie scelte sono stati vincolati dalla linea d'acqua e dalla linea di bellezza dello scafo. In particolare, il piano di base del gavone è stato posizionato a una quota di circa 10 cm superiore rispetto alla linea di galleggiamento ed è stato dotato di una determinata inclinazione convergente verso un ombrinale di scarico posizionato a poppa. Tale conformazione geometrica è finalizzata a garantire il deflusso spontaneo dell'acqua marina che potrebbe entrare durante il recupero del calumo. Inoltre, il limite volumetrico longitudinale è imposto dalla paratia di poppa (paratia della cabina armatore), la cui posizione è vincolata dalla necessità del cantiere di massimizzare il volume utile destinato ad essa.

In linea generale, la totalità degli elementi strutturali è stata dimensionata con spessori di lamiera standardizzati a 8 mm e ideata in ottica del *Design for Assembly*.

Il processo di modellazione è stato condotto, individuando tecnologie di produzione dirette. Le geometrie sono state ottimizzate per il taglio laser della lamiera, seguite da lavorazioni di asolatura, saldatura o imbullonatura, ed è stata deliberatamente limitata la scelta di superfici a flessione complessa, garantendo, in tal modo, la semplificazione, l'efficienza e la ripetibilità dei processi di fabbricazione.

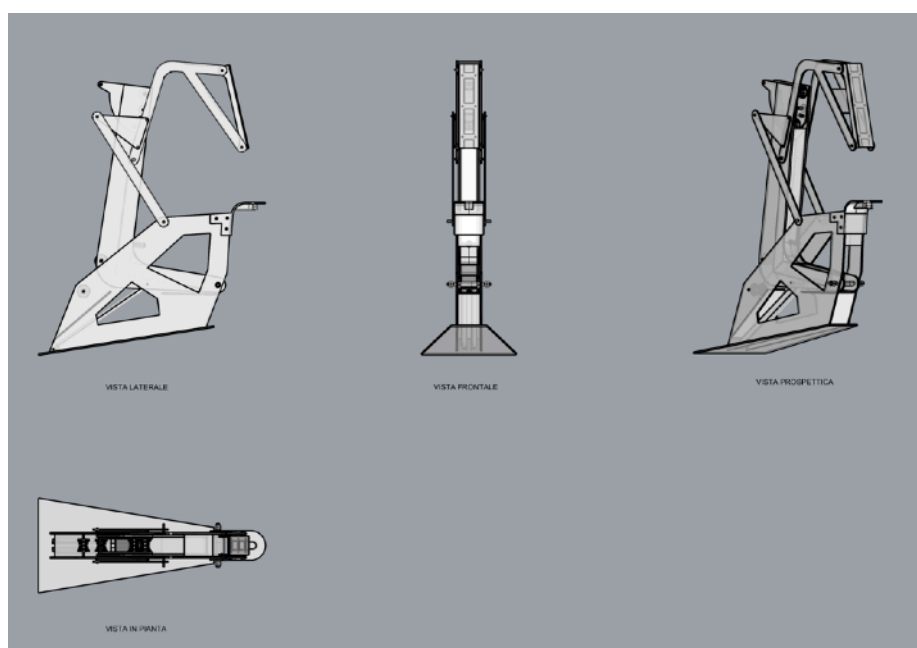


Fig 3.27 - Asieme Musone, V4.2

Analisi dei singoli componenti costituenti l'assieme cinematico.

Componente Base (Lato d - Telaio)

Il componente base, coincidente con il telaio fisso del quadrilatero articolato, è progettato per essere solidale alla struttura in vetroresina dello scafo. L'evoluzione di tale elemento è stata dettata dalla necessità di ottimizzare la posizione e l'orientamento del lato fisso per garantire la massima fluidità del moto rotativo.

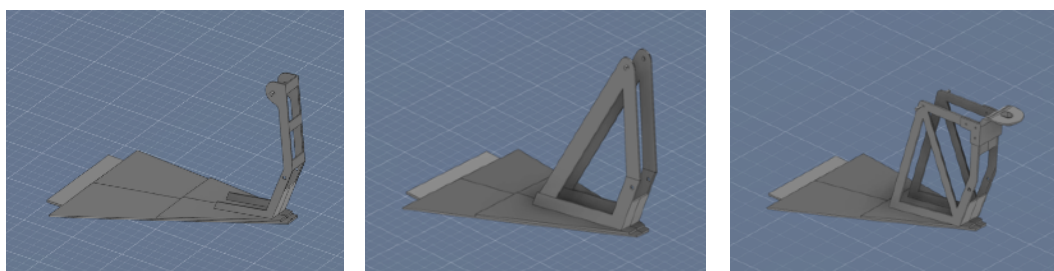


Fig 3.28 - Evoluzione Componente Base

Una volta definita la configurazione cinematica, il componente è stato sottoposto a irrigidimento strutturale mediante l'inserimento di piastre trasversali. Queste appendici hanno il duplice scopo di aumentare il momento d'inerzia della sezione, contrastando le sollecitazioni flessionali e torcenti, e di assolvere specifiche funzioni protettive e meccaniche. In particolare, la piastra obliqua poppiera funge da protezione delle molle a gas dal percorso della catena; mentre le piastre situate a prua costituiscono dei finecorsa fisici per le configurazioni di cinematismo completamente aperto o completamente chiuso.

Maggiore è il numero di queste piastre trasversali di collegamento, minore è il rischio di deformazioni, a fronte di un proporzionale incremento di peso.

Inoltre, il componente integra altresì l'elemento di riferimento per il centraggio e l'assemblaggio sulla vetroresina, adattabile in funzione degli spessori definitivi di laminazione che ad oggi non sono ancora stati convalidati, il punto di attacco per le due molle di richiamo parallele, la puleggia per il rinvio della catena e le sedi per i perni della rotazione principale della manovella e quella del bilanciere.

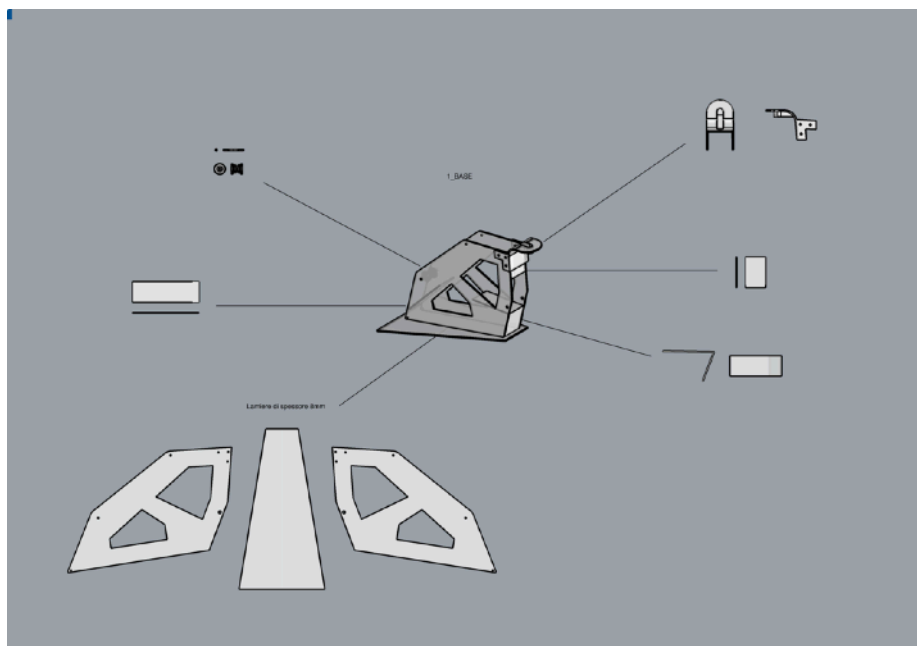


Fig 3.29 - Componente Base, V4.2

Braccio Pivot (Lato a - Manovella)

Il braccio pivot coincide con la manovella del quadrilatero articolato e presenta una geometria a forma di "L". Tale conformazione è stata concepita per minimizzare gli ingombri lungo l'asse longitudinale in configurazione di completa chiusura, assecondando così le ristrette dimensioni del gavone, e per elevarsi in altezza. Durante la fase di apertura, infatti, la porzione originariamente verticale assume una posizione pressoché orizzontale, garantendo l'elevazione minima necessaria rispetto alla coperta e permettendo il raggiungimento della *Quota X*.

Per Quota X si intende la distanza orizzontale misurata tra il punto più estremo dell'ancora e lo specchio di prua, ed è fissata a un valore minimo di 20-22 cm per garantire la sicurezza dello scafo durante le manovre e assicurare che l'ancora non vada a sbattere sullo spigolo di prua nel caso si incattivisca.

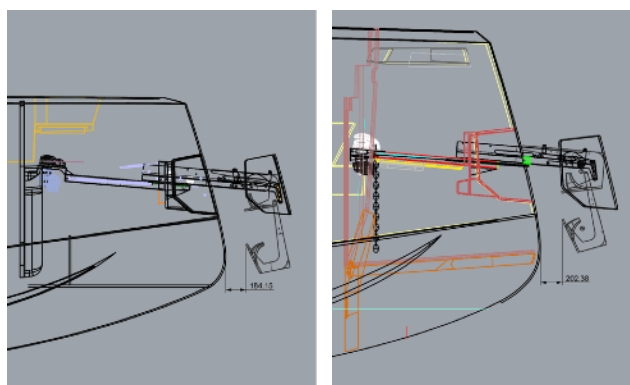


Fig 3.30 - Esempi di Quota X

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

L'angolo interno della struttura a "L" influenza anch'esso la traiettoria di caduta dell'ancora in fase di apertura completa del musone, infatti un angolo acuto ne facilita il distacco e la discesa "spontanea" per gravità.

L'ingombro e la forma del braccio sono stati influenzati anche dall'orientamento statico dell'ancora. Nella configurazione di chiusura del musone l'adozione di un assetto più verticale dell'ancora riduce "l'impronta a terra" nel gavone d'ormeggio ma richiede un portello di estensione maggiore in quanto l'area che l'ancora occupa durante la sua rotazione è più estesa. Viceversa, un assetto meno verticale, implica un aumento dell'ingombro statico ma riduce le dimensioni del portello. La soluzione finale, definita dalla posizione delle pulegge all'estremità massima del braccio, rappresenta dunque il compromesso tecnico ottimale tra queste due variabili.

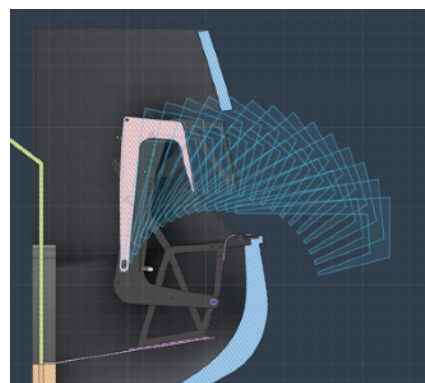


Fig 3.31 - Traiettoria Ancora

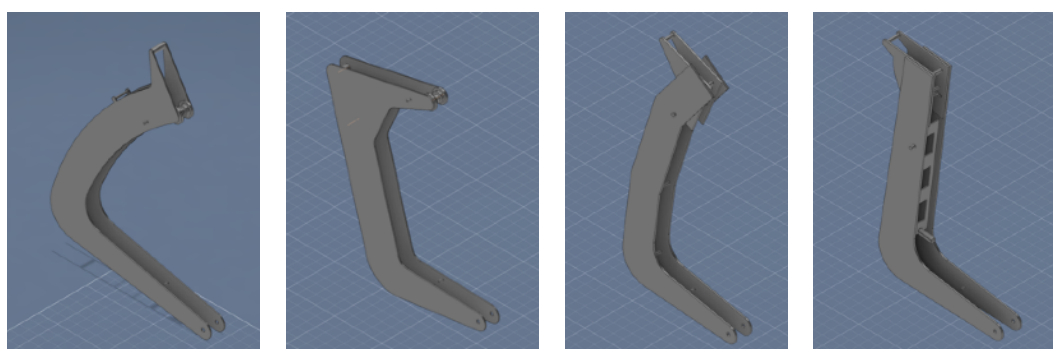


Fig 3.32 - Evoluzione Componente Braccio Pivot

A seguito di analisi FEM condotta internamente dal cantiere, l'architettura originaria, ritenuta labile in quanto composta da due sole lastre parallele e un'unica piastra di collegamento trasversale, è stata rinforzata mediante l'inserimento di un profilato tubolare a sezione quadrata saldato tra le lamiere.

3. Processo di Progettazione Iterativa e Modellazione 3D

All'estremità del braccio pivot è posizionato un elemento basculante, dotato di un grado di libertà rotazionale limitato a 30°, parametro dimensionato in analogia ai cinematismi dei musoni traslanti di derivazione commerciale presenti fisicamente in cantiere. L'obiettivo di tale componente è smorzare delle oscillazioni cinetiche e ammortizzare gli urti durante l'ingresso dell'ancora sulla sovrastruttura metallica del musone.

A livello di sicurezza statica, invece, sul braccio L è stato integrato un perno di centraggio che, in configurazione di massima apertura, si inserisce nell'apposita asola solidale alla struttura fissa della base. Tale accoppiamento realizza un bloccaggio meccanico volto ad inibire il brandeggio e a scaricare le tensioni strutturali su un punto dedicato, preservando così l'integrità del perno di rotazione primario.

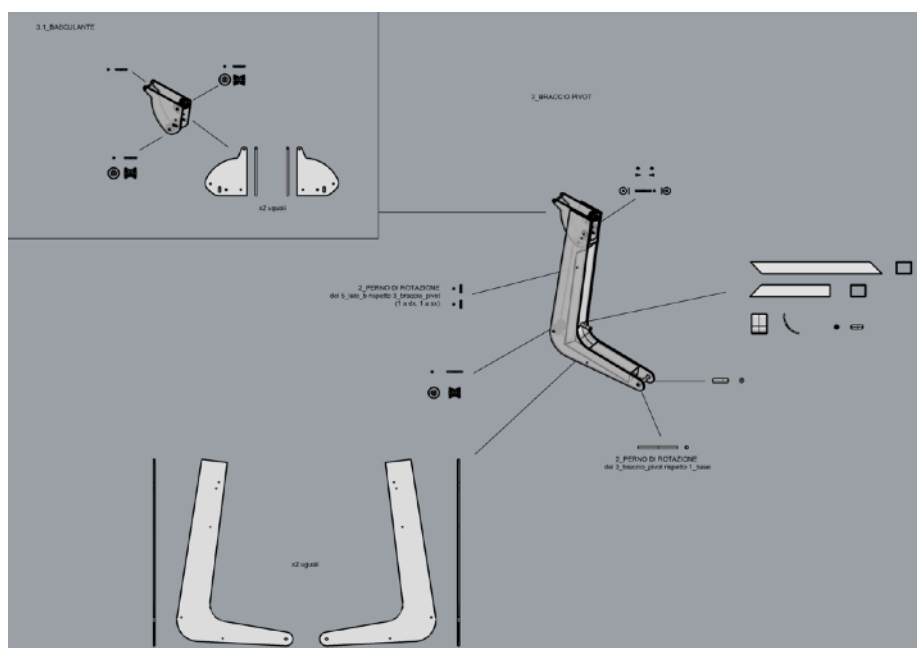


Fig 3.33 - Componente Braccio Pivot, V4.2

Telaio per la movimentazione del portello (Lato c - Biella)

Il sistema di azionamento del portello è strutturato in un modo molto simile a quello presente nei musoni traslanti. Questa struttura-telaio può essere generalmente suddivisa in due bracci, utili a creare la rotazione del portello e il collegamento fisico con il portello stesso.

I bracci hanno una geometria tale da consentire sia di essere solidali al braccio pivot, da cui deriva il moto angolare in quanto vincolato a ruotare con velocità pari a quella della manovella stessa, sia ad essere connessi al bilanciante per trasmettere il moto all'ultimo elemento del quadrilatero articolato che sarà vincolato al telaio fisso.

Oltre a ciò, tali bracci presentano una peculiare geometria arcuata, progettata appositamente per superare l'ingombro delle marre laterali dell'ancora durante la rotazione antioraria e la simultanea alzata del portello, consentendo la discesa libera della linea di ancoraggio senza interferenze.

Contestualmente, il collegamento fisico al portello avviene mediante l'impiego di piastre e contropiastre fissate con viti autofilettanti su un ottone posto solidale in posizione baricentrica sul portello. Tale soluzione strutturale è volta a minimizzare l'insorgenza di vibrazioni o deformazioni elastiche durante il ciclo di movimentazione che insorgerebbero nel caso in cui il fissaggio avvenisse in un punto più estremo.

Anche in questo sottosistema sono state introdotte piastre di rinforzo laterali per incrementare l'inerzia flessionale del componente.

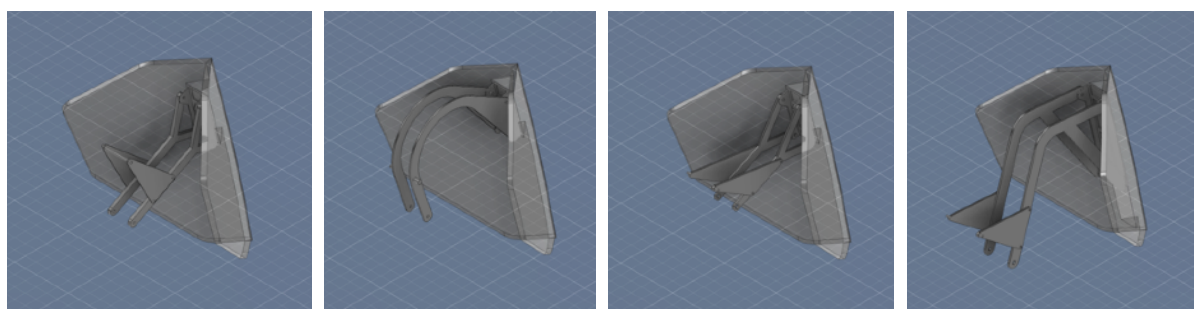


Fig 3.34 - Evoluzione Componente Telaio Portello

Lato b (Bilanciere)

La chiusura del quadrilatero articolato è garantita dal lato b, sopra citato, configurato come un'asta rigida di collegamento le cui dimensioni sono derivate analiticamente dalla proiezione dei centri di rotazione dei componenti interconnessi.

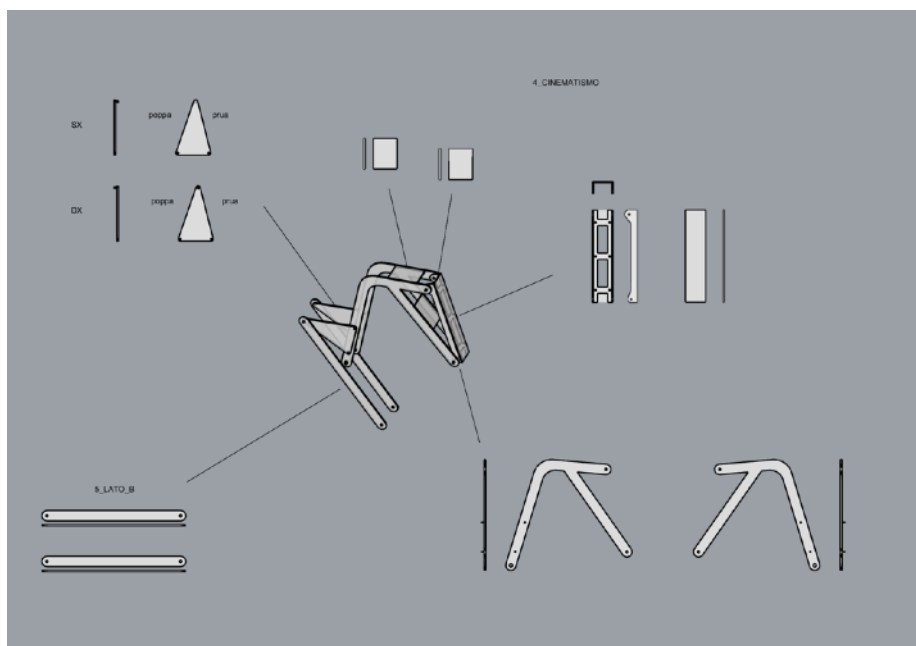


Fig 3.35 - Componente Telaio Portello e Lato b, V4.2

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

4.1. Definizione della distinta base e integrazione dell'attrezzatura utile

A seguito della definizione del cinematismo e della valutazione del relativo ingombro spaziale, si è proceduto all'inserimento del sistema nel contesto operativo di destinazione. A tale scopo, l'intero assieme è stato importato nell'ambiente di progettazione Rhinoceros, software basato sulla modellazione NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline), che consente la generazione di superfici complesse con un'elevata accuratezza geometrica. L'impiego di questo strumento si è rivelato essenziale per integrare gli accessori di sistema in modo rigoroso, garantendo una rappresentazione fedele delle tolleranze, delle interfacce fisiche e delle reali condizioni di accoppiamento.

Sebbene non esista una distinta base universale applicabile a ogni configurazione di ormeggio, l'individuazione dei componenti necessari viene condotta attraverso l'analisi dello storico tecnico e l'applicazione delle normative o specifiche dei settori vigenti. In questa fase, viene stilata tutta la strumentazione necessaria che deve essere successivamente dimensionata, selezionata, acquistata e validata al fine di garantirne la conformità e il corretto funzionamento di tutto l'assieme completo.

Il sistema di ancoraggio, costituendo un elemento critico per la sicurezza dell'imbarcazione, richiede un rigoroso bilanciamento dinamico e strutturale tra l'ancora, la catena e il verricello salpancora. Ciascun elemento deve essere dimensionato coerentemente con il dislocamento dello scafo e le condizioni ambientali di progetto. In particolare, l'ancora è preposta alla penetrazione e alla tenuta sul fondale; la catena ha la funzione di smorzare i carichi dinamici derivanti dai moti ondosi; il salpancora deve garantire la movimentazione della linea di ormeggio minimizzando gli sforzi sui riduttori e sui meccanismi interni. Tali componenti operano in stretta sinergia: il sottodimensionamento di un singolo elemento compromette

l'efficienza globale dell'impianto, con il conseguente rischio di instabilità dell'ormeggio o di trasferimento anomalo dei carichi su sezioni strutturali non idonee.

L'analisi è proseguita con la verifica strutturale del musone, con particolare riferimento alla correttezza delle geometrie e degli spessori delle lamiere scelti. È fondamentale verificare che la struttura sia dimensionata in modo da resistere alle sollecitazioni flessio-torsionali indotte dalle condizioni di massimo carico operativo.

Si è poi passati al dimensionamento di due molle a gas gemelle, preposte ad assistere la movimentazione dell'intero sistema. Tale calcolo viene eseguito per garantire una rotazione fluida e bilanciata della struttura, prevenendo sforzi eccessivi sui perni e scongiurando moti accidentali o instabilità cinematiche.

Infine, è stata condotta la selezione dei componenti ausiliari, necessari per il completamento e l'ottimizzazione dell'intero impianto di ormeggio. Tale dotazione comprende principalmente il giunto ancora-catena, varie pulegge necessarie per la minimizzazione degli attriti lungo il percorso di tiro della catena, e il Chain Stopper. A questi si aggiungono la progettazione del gavone per lo stivaggio della catena non utilizzata e l'allestimento di accessori secondari, quali il Chain Boy, gradini per l'accesso e la manutenzione, gli ombrinali per il drenaggio dell'acqua e l'impianto di lavaggio della catena.

4.2. Dimensionamento dei componenti e selezione dei fornitori

4.2.1. Ancora

La selezione dell'ancora risulta strettamente dipendente dalla natura del fondale marino, dalle dimensioni e dal dislocamento dell'imbarcazione, nonché dal peso e dalle proprietà del materiale costituente l'ancora.

In particolare, l'interazione tra l'ancora e il fondale definisce la geometria ottimale del componente.

Sui fondali incoerenti, quali sabbia o fango, vengono preferite geometrie in grado di penetrare il substrato e sviluppare un'elevata superficie di presa, come le ancore a vomere o a pala. I

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

modelli tradizionali, a marre fisse o di tipologia Bruce, risultano tuttora molto diffuse per la loro robustezza e semplicità di forma.

Per i fondali misti, caratterizzati da sabbia alternata a posidonia o formazioni rocciose di modeste dimensioni, l'efficacia massima viene raggiunta attraverso l'impiego di ancore di nuova generazione, dotate di pale concave con geometrie auto-orientanti, come ad esempio modelli Ultra, Rocna e Manta. Tali profili sono progettati per garantire una rapida penetrazione e una tenuta costante sul fondale, anche in presenza di rotazioni dell'imbarcazione a causa di vento o corrente. La conformazione idrodinamica della pala e la specifica distribuzione delle masse permettono il riallineamento dell'ancora sul fondo senza perdita di aderenza, ottimizzando il comportamento dinamico durante le variazioni del vettore di tiro.

Al contrario, in fondali duri o rocciosi, che rappresentano la condizione operativa più critica, la tenuta è garantita dall'incastro meccanico piuttosto che dalla penetrazione, rendendo essenziale una corretta geometria di calata e un dimensionamento adeguato della linea di catena.

Il parametro del peso dell'ancora non è direttamente proporzionale alla sua capacità di tenuta. Le metodologie di calcolo empiriche, frequentemente riassunte in tabelle di dimensionamento, correlano il peso dell'ancora alla lunghezza fuori tutto (LOA) o al dislocamento dell'imbarcazione, omettendo tuttavia l'influenza del fondale. Tali riferimenti normativi, però, possono generare discrepanze in fase di applicazione su specifici progetti navali. Considerando il solo parametro della lunghezza per un'imbarcazione di 50-60 piedi, coincidente a 16-18 metri, i dati tabellari indicano come requisito minimo di peso dell'ancora pari a 20-24 kg, mentre formulazioni alternative prescrivono un rapporto di 1,5-2 kg per metro lineare, risultando in un intervallo di 24-36 kg. Qualora si adotti il dislocamento come variabile indipendente, le stime indicano per unità da 20-30 tonnellate un requisito minimo di 34-40 kg. Poiché il dislocamento costituisce il parametro dimensionante primario per la determinazione delle forze di trascinamento, l'analisi impone l'adozione di ancore con massa non inferiore ai 30 kg.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

Dal punto di vista metallurgico, invece, le ancore vengono realizzate in acciaio fuso zincato, acciaio inossidabile o leghe leggere di alluminio e magnesio.

I modelli in acciaio zincato offrono il miglior compromesso economico. Sono idonei per acque a temperature elevate e ad alta salinità, tipiche dei bacini del Mediterraneo e dei Caraibi, tuttavia, l'abrasione indotta dai fondali sabbiosi accelera il degrado della protezione galvanica, innescando fenomeni di corrosione.

L'acciaio inossidabile, per contro, risulta maggiormente esposto a ossidazione localizzata in ambienti caldi e salini.

Le leghe di alluminio-magnesio, invece, sono prescritte esclusivamente per imbarcazioni a dislocamento ultra-leggero, esulando pertanto dai requisiti del presente studio.

La selezione finale è stata condotta analizzando lo storico delle installazioni del Cantiere del Pardo e le direttive dell'ufficio commerciale.

Per la linea Pardo Yachts viene diffusamente impiegata l'ancora Trefoil, la quale presenta una geometria derivata dal modello Bruce. Si tratta di un'ancora a vomere, distinguibile per le due appendici laterali rialzate, ottimizzata per fondali sabbiosi e fangosi, pur manifestando limiti prestazionali su substrati rocciosi. L'installazione standard prevede un modello di ancora da 25 kg per il PardoYacht52 e da 32 kg per il PardoYacht60. Pertanto, per la nuova imbarcazione a motore, dimensionata su 50-60 piedi, la configurazione base prevede l'ancora da 32 kg, con possibilità di upgrade alla taglia successiva da 50 kg.

Il fornitore individuato è Osculati, il quale propone i seguenti codici a catalogo

Ancore in acciaio fuso e zincato

01.110.30: 30 kg

01.110.50: 50 kg

Ancore in acciaio inox AISI 316 lucidato a specchio (fabbricate in microfusione e lavorate a mano):

01.109.30: 30 kg

01.109.50: 50 kg

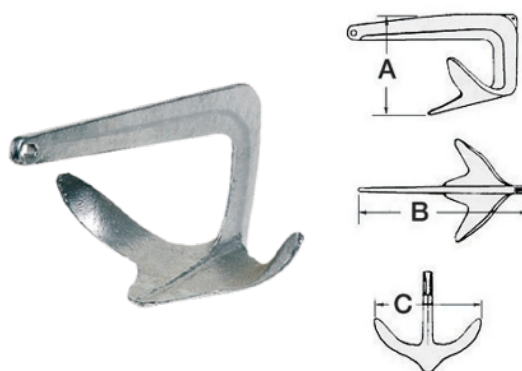


Fig 4.1 - Ancora Trefoil

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

Una tipologia alternativa analizzata è l'ancora Ultra, impiegata prevalentemente su alcuni modelli del Grand Soleil per la relativa installazione a vista sotto il pulpito di prua. Tale componente è dotato di un'unghia ricurva verso il basso, con nucleo in piombo, finalizzata a garantire un'istantanea penetrazione nel fondale. La marra risulta cava per l'ottimizzazione del baricentro, la base è concava per massimizzare la tenuta, mentre le ampie piastre laterali sono dimensionate per contrastare il fenomeno dello spedamento dell'ancora in seguito a cambiamenti di vento o di marea.

Il fornitore, in questo caso, è UltraMarine, il quale propone a catalogo i seguenti codici

UA35: 35 kg

UA45: 45 kg



Fig 4.2 - Ancora Ultra

Durante la fase di progettazione del musone di prua, specificatamente nella terza iterazione del modello CAD, è stata condotta un'analisi cinematica per alloggiare alternativamente la Trefoil da 50 kg e la Ultra da 45 kg. Tale configurazione ha tuttavia generato importanti interferenze volumetriche e inefficienze funzionali.

Di conseguenza, per il dimensionamento definitivo e la realizzazione del MockUp fisico previsto a conclusione del ciclo progettuale, si è stabilito di procedere con l'ancora Trefoil da 50 kg.

È stata pertanto acquistata dal fornitore Osculati un'ancora in acciaio fuso e zincato a caldo.

Codice: 01.110.50 | Peso: 50 kg | Volume: 323.400 cm³

4.2.2.Catena

La linea di catena assolve a una funzione statica e dinamica fondamentale: conferisce massa al sistema e assicura l'angolo di incidenza ottimale dell'ancora sul fondale, assorbendo la maggior parte dei carichi impulsivi.

Esistono due tipologie costruttive di catene, catena genovese e catena calibrata, e la distinzione fra le due risiede prettamente nel relativo campo di applicazione.



*Fig 4.3 - Catena genovese (alto)
Catena calibrata (basso)*

La catena genovese è dotata di maglie allungate e flessibili e viene destinata alle linee di ormeggio e ai collegamenti statici (boe, maniglie). Al contrario, la catena calibrata presenta maglie corte e con tolleranze dimensionali rigorose (passo e diametro costanti), requisito imprescindibile per il corretto ingranamento sul barbotin del verricello salpancora. Pertanto, ai fini del presente progetto, è richiesta l'esclusiva adozione di questo secondo modello.

Il diametro e i materiali vengono calcolati in funzione delle specifiche dell'imbarcazione, dislocamento e lunghezza della barca stessa.

Anche in questo caso non esistono linee guida obbligatorie da seguire. I diametri standard per le imbarcazioni da crociera possono essere pari a 8, 10 e 12 mm. Nello specifico, un incremento di diametro comporta un aumento della massa lineare della catena, migliorando così la stabilità dell'ancoraggio soprattutto in condizioni di mare formato.

Per quanto riguarda i materiali, l'acciaio zincato rappresenta la soluzione più diffusa, offrendo un ottimo rapporto resistenza meccanica, durabilità e costi.

L'acciaio inossidabile garantisce una superiore resistenza alla corrosione e un ridotto coefficiente di attrito fra maglie, prevenendone dunque l'accumulo non uniforme nel gavone della catena.

Tuttavia, per entrambi i casi è fondamentale la manutenzione ordinaria che richiede ispezioni cicliche sui punti di maggior sfregamento e sono consigliati frequenti lavaggi con acqua dolce per ritardare i fenomeni ossidativi.

Per il calcolo dello sviluppo lineare totale da stivare a bordo, è necessario garantire un calumo, porzione di catena fuoribordo, pari a 4-5 volte la profondità del fondale, affinché il vettore di trazione sull'ancora risulti parallelo al substrato. Da un punto di vista normativo-pratico, l'imbarcazione deve disporre di una lunghezza di catena pari ad almeno 5 volte la lunghezza fuori tutto dell'imbarcazione. Di conseguenza, per un'unità di 16-18 metri, la lunghezza minima richiesta sarebbe di 80-90 metri.

Per le operazioni di validazione sul MockUp, è stato richiesto al fornitore Quick S.p.A. la fornitura di 10 metri di catena calibrata zincata di diametro 10 mm, prevedendo per l'installazione finale a bordo, uno sviluppo complessivo di 100 metri.

4.2.3. Salpancora

Il salpancora gestisce il calo e il recupero della linea di ancoraggio in maniera veloce, semplice e affidabile, riducendo al massimo gli sforzi e l'usura delle attrezzature di bordo.

Esso è costituito da un motore elettrico accoppiato a un riduttore che trasmette il moto a un asse, disposto orizzontalmente o verticalmente, su cui è calettato un barbotin. Quest'ultimo è un tamburo profilato specificatamente per alloggiare il passo e il diametro della catena selezionata. Il dimensionamento del salpancora, dunque, è conseguente alla definizione della linea di ancoraggio e richiede la valutazione delle consuete specifiche dell'imbarcazione e, soprattutto, del massimo carico di sollevamento richiesto. Più grandi sono le dimensioni dell'imbarcazione, più è elevato il peso della catena e dell'ancora e più il motore dovrà essere potente.

Dal punto di vista dell'architettura costruttiva, i sistemi si classificano in salpancora verticali e salpancora orizzontali in base all'orientamento dell'asse di rotazione del barbotin e che di conseguenza influirà su installazione, ingombri e modalità di lavoro di ciascuno.

I salpancora verticali sono i più diffusi e prevedono l'installazione del gruppo motore-riduttore sotto il piano di coperta, mantenendo visibili esclusivamente il barbotin e l'eventuale campana di tonneggio. Questa architettura consente di abbassare il centro di gravità del sistema, ridurre

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

l'ingombro sul ponte e garantire un angolo di avvolgimento della catena sul barbotin pari a 180° , ottimizzando la distribuzione delle tensioni meccaniche. Tuttavia, presenta una struttura portante intrinsecamente meno rigida e richiede volumi verticali adeguati nel gavone per la libera caduta della catena.

I salpancora orizzontali, invece, integrano motore, riduttore e barbotin in un unico basamento installato sopra coperta. Ciò comporta una maggiore rigidità strutturale e un'elevata accessibilità per le operazioni di manutenzione, a discapito di un maggiore ingombro sul ponte di prua e di una superiore esposizione agli agenti corrosivi ambientali.

In entrambe le configurazioni, l'allineamento geometrico tra asse di tiro, barbotin e musone deve essere rigorosamente rispettato per prevenire tensioni laterali che indurrebbero momenti flettenti critici sull'asse.

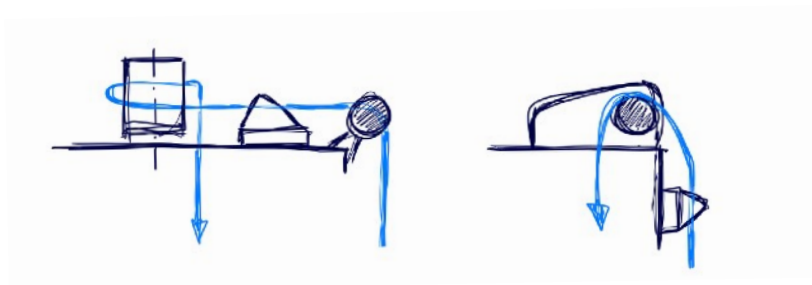


Fig 4.4 - Schema di funzionamento salpa Verticale (sx) e Orizzontale (dx)

Il dimensionamento analitico richiede la valutazione delle condizioni di carico più gravose. Viene condotto il calcolo per la resistenza ai carichi statici (massa dell'ancora e della colonna di catena sospesa verticalmente in acqua) e ai carichi dinamici (sollecitazioni derivanti da condizioni operative di mare formato).

Vengono definiti i seguenti parametri di progetto

Lunghezza fuori tutto	LOA = 16-18 m
Dislocamento	P barca = 20000-30000 kg
Lunghezza catena in sospensione	L = 100 m
Diametro catena	$\varnothing = 10$ mm
Densità lineare catena in acciaio zincato	μ catena = 2,3 kg/m
Peso totale catena	P catena = μ catena * L = 2,3 * 100 = 230 kg

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

Peso ancora	$P \text{ ancora} = 50 \text{ kg}$
Densità dell'aria	$\rho \text{ aria} = 1,25 \text{ kg/m}^3$
Coefficiente di resistenza aerodinamica	$C_d = 1,00$
Superficie laterale esposta	$A_f = 41 \text{ m}^2$
Velocità del vento di progetto	$V = 20 \text{ kn} = 20 * 0,5144 = 10,29 \text{ m/s}$

Calcolo del carico statico della linea di ancoraggio

$$P \text{ statico} = P \text{ ancora} + P \text{ catena} = 50 + 230 = 280 \text{ kg}$$

$$F \text{ statico} = P \text{ statico} * g = 280 * 9,81 = 2746,80 \text{ N}$$

Calcolo del carico dinamico (forza di trascinamento aerodinamico)

$$F \text{ vento} = 0,5 * \rho \text{ aria} * C_d * A_f * V^2 = 0,5 * 1,25 * 1 * 41 * (10,29)^2 = 2712,23 \text{ N}$$

Calcolo della forza totale minima richiesta:

$$F \text{ tot} = F \text{ statico} + F \text{ vento} = 2746,80 + 2712,23 = 5459,03 \text{ N}$$

$$P \text{ tot} = F \text{ tot} / g = 5459,03 / 9,81 = 556,48 \text{ kg}$$

Il valore ottenuto (556,48 kg) rappresenta il carico di trazione minimo che il sistema dovrà sostenere per essere correttamente funzionante senza imprevisti. In sede di selezione dei componenti commerciali, tale valore deve essere confrontato con il parametro "forza di trazione massima istantanea" (*maximum pull*), che descrive la capacità del motore di vincere i picchi critici di carico durante la fase di speditamento dell'ancora. Tale parametro risulta sempre superiore al "carico di lavoro" (*working load*), il quale indica invece lo sforzo continuativo sostenibile dal verricello durante il normale recupero della catena.

È stata condotta un'analisi comparativa sui cataloghi dei fornitori Quick S.p.A. e Maxwell Vetus, partner consolidati del Cantiere del Pardo. Le prestazioni cinematiche risultano equivalenti, benché i modelli Quick presentino velocità massime di recupero superiori.

Altri fornitori valutabili sono Lofrans, Italwinch, Nestor-v e Lewmar.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

In fase preliminare, sono stati ipotizzati e successivamente richiesti alcuni modelli CAD 3D.

Quick SpA

- Verticali: DH4 1700/D, DR4 1700/D, RG5 1700 X, RG5 1700
- Orizzontali: HR5 1700 XB/BX, HR5 2300 XB/BX

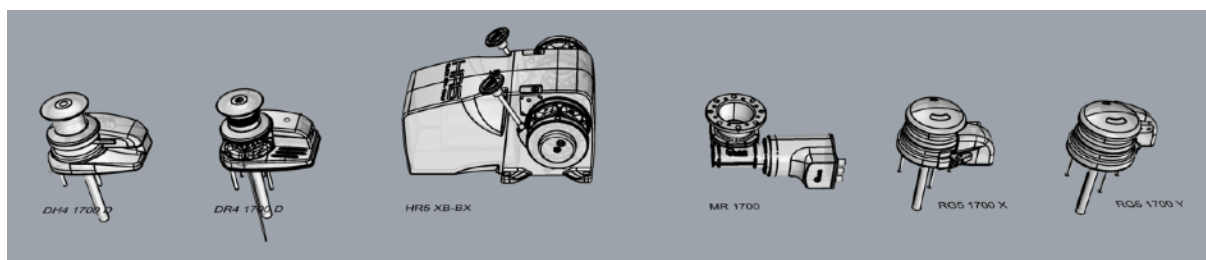


Fig 4.5 - Modelli 3D salpancora Quick SpA

Maxwell Vetus

- Verticali: RC10 (10mm)
- Orizzontali: VW1000, VWRC10-10, VW10-10, VWC 1000, HRC10-10

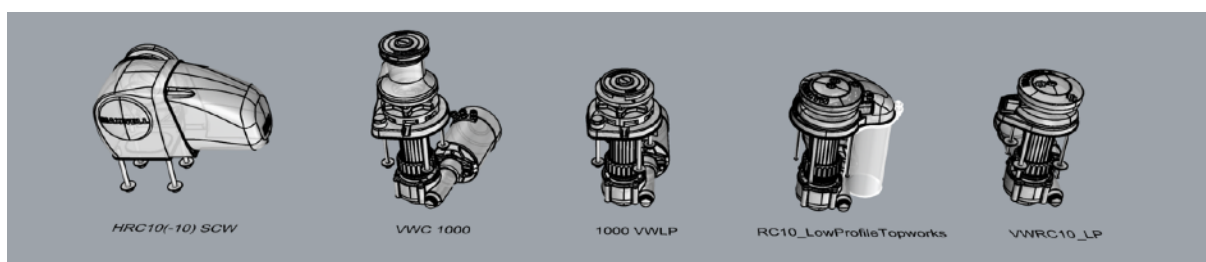


Fig 4.6 - Modelli 3D salpancora Maxwell Vetus

Il modello orizzontale Quick HR5 1700 è stato immediatamente scartato essendo estremamente ingombrante e voluminoso. Le rimanenti opzioni sono state giudicate conformi e adeguate ai requisiti geometrici per l'applicazione necessaria.

Successivamente, per verificare la validità e veridicità delle ipotesi fatte inizialmente, è stato chiesto direttamente ai reparti ingegneristici dei relativi fornitori, un parere e un confronto su quale modello e quali potenze di salpancora dover considerare per un'unità di 50-60 piedi, di dislocamento pari a 20-30 tonnellate, l'uso di ancora da 50 kg, 100 metri di catena da 10 mm e l'utilizzo di un sistema cinematico di prua affine al modello Arm System di UltraMarine.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

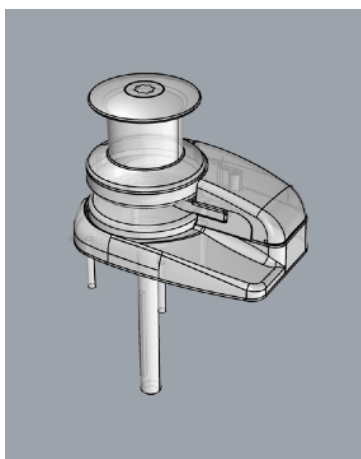
Il riscontro tecnico ha prodotto le seguenti raccomandazioni, che hanno confermato perciò le scelte fatte originariamente.

Quick ha proposto i modelli verticali DH4/DR4 1700/2000W, caratterizzati da un carico massimo di lavoro pari a 570 kg.

Maxwell ha suggerito l'impiego del modello verticale RC10-10 e dei modelli orizzontali VW1500, VWRC10-10, VWC 1500, HRC10-10, dimensionati con un coefficiente di sicurezza maggiore, garantendo un carico massimo di lavoro di 850 kg.

Dovendone selezionare uno ai fini dell'integrazione nel MockUp prototipale, è stato scelto il salpancora verticale Quick DH4 1700W 24V (peso di 29,1 kg), in virtù della sua immediata disponibilità direttamente in magazzino.

Il componente selezionato presenta le seguenti caratteristiche tecniche nominali



Motor Power = 1700 W
Power Supply = 24 V
Maximum Pull = 1200 kg
Max Working Load = 570 kg
Working load = 190 kg
Max Velocità di recupero = 39 m/min
Peso = 9,1 kg

Fig 4.7 - Quick DH4 1700W 24V

4.2.4. Molle a gas

Il cinematismo del musone è basato su un elemento principale mobile a forma di “L”, vincolato allo scafo mediante un elemento base fisso. La rotazione di tale elemento attorno a un perno è consentita dallo sblocco della tensione della catena tramite il salpancora e dalla contemporanea estensione di due molle a gas. L'elemento ad “L” sostiene l'ancora e la catena, nonché un secondo componente, il quale sfrutta la suddetta rotazione, per ruotare a sua volta

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

in senso contrario, consentendo l'apertura del carter di copertura senza l'ausilio di motori aggiuntivi.

Le molle a gas costituiscono pertanto un componente essenziale fondamentale per il corretto funzionamento dell'intero sistema musone.

Nello specifico, le molle a gas di estensione sono dispositivi idropneumatici composti da un cilindro (contenente azoto e olio) e da uno stelo. Sfruttando la pressione del gas interno, tali dispositivi esercitano una forza costante tesa a spingere lo stelo verso l'esterno. Quando lo stelo, a sua volta, viene compresso all'interno del cilindro, il gas accumulato genera la forza necessaria per la successiva estensione. In questa specifica applicazione, le molle a gas assolvono la funzione di sollevare e abbassare carichi elevati in modo controllato, garantendo lo smorzamento del moto a fine corsa.

Nonostante, tali componenti siano soggetti a carichi dinamici di notevole entità durante l'intera escursione, la soluzione tecnica progettuale selezionata utilizza molle a gas anziché attuatori elettrici o idraulici. Gli attuatori, ovvero dispositivi progettati per convertire energia esterna in un moto lineare di spinta, consentirebbero teoricamente la gestione di carichi superiori con minore impegno strutturale, tuttavia, la necessità di coordinare la velocità di estensione del braccio dell'attuatore con la velocità di discesa della catena, regolata dal salpancora e non costante nel tempo, introdurrebbe una complessità di controllo significativa. Alla luce di tali considerazioni e sulla base di esperienze progettuali pregresse del cantiere, la scelta è ricaduta sull'utilizzo di molle a gas.

Per il dimensionamento delle molle è stato sviluppato uno script in ambiente MATLAB, articolato in due fasi principali.

Nella prima fase, viene condotta un'analisi dettagliata dell'equilibrio dinamico di forze e momenti variabili durante il moto, tenendo conto dei pesi, delle posizioni dei centri di massa e dei momenti d'inerzia dei singoli elementi, determinando così la forza minima necessaria richiesta alla molla per garantire la rotazione del meccanismo.

Nella seconda fase, che verrà esposta nel dettaglio nei capitoli seguenti, una volta inseriti i dati relativi alla molla commerciale selezionata, viene calcolata la velocità angolare effettiva del componente ad “L”, corrispondente alla manovella del quadrilatero articolato, e viene completata l'analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dei restanti componenti del meccanismo.

CODICE MATLAB

Analisi Cinematica e Dinamica del Quadrilatero Articolato

Lo script MATLAB in esame è stato sviluppato con l'obiettivo di condurre un'analisi approfondita, sia cinematica che dinamica, del meccanismo a quadrilatero articolato. La finalità principale è lo studio del comportamento del sistema, inclusa l'integrazione della molla a gas, attraverso una sequenza logica che procede dalla definizione geometrica fino all'integrazione del moto nel dominio del tempo.

Preparazione dell'Ambiente e Definizione dei Parametri

Nella sezione definita "0. PARAMETRI E SETUP SIMULAZIONE" vengono impostate le caratteristiche geometriche fondamentali del meccanismo. La notazione adottata associa i parametri l1, l2, l3 e l4 ai rispettivi elementi del quadrilatero articolato, ovvero manovella, biella, bilanciante e telaio, specificando per ciascun elemento la lunghezza assegnata e l'orientamento spaziale, espresso come angolo formato rispetto all'orizzontale.

Per parametrizzare il moto, i valori angolari vengono specificati sia per la configurazione iniziale di chiusura completa, sia per la configurazione finale di apertura completa, evidenziando una rotazione oraria della manovella e antioraria della biella.

La simulazione viene eseguita con una risoluzione di $n_steps = 100$ passi, ovvero la discretizzazione della movimentazione in 100 intervalli separati.

A tal fine, viene generato il vettore `th1_sim`, contenente 100 valori angolari equispaziati per la manovella, compresi tra la posizione iniziale e quella finale. Ciò consente l'esecuzione di cicli iterativi per posizioni intermedie, garantendo una progressione lineare e un output numerico maggiormente preciso e accurato rispetto all'analisi esclusiva degli estremi geometrici.

Calcolo del Baricentro e della Traiettoria

La sezione "1. BARICENTRO" è dedicata alla determinazione del centro di massa risultante dell'intero sistema mobile.

Il modello considera il sistema composto da due corpi principali, differenziati in base ai materiali di costruzione impiegati.

Il "Corpo 1", realizzato in Acciaio INOX (densità $\rho_1 = 0.008 \text{ g/mm}^3$), include il braccio a L, il cinematiso del portello, il lato b e l'ancora.

Il "Corpo 2", realizzato in vetroresina (densità $\rho_2 = 0.0018 \text{ g/mm}^3$), rappresenta il carter.

La base e il perno non sono stati inclusi nell'analisi in quanto elementi fissi, non coinvolti nella movimentazione e pertanto non rilevanti ai fini delle analisi cinematiche e dinamiche.

In primo luogo, vengono calcolate le masse e le coordinate dei baricentri all'istante iniziale.

Il Corpo 1 presenta un volume totale $V_1 \text{ [mm}^3\text{]}$, ottenuto dalla somma dei volumi dei singoli componenti i cui valori sono stati estratti dal software parametrico Fusion 360, che consente di determinare la massa $m_1 = \rho_1 * V_1 * 10^{-3} \text{ [kg]}$ e il vettore posizione del baricentro r_{1_0} , anch'esso derivato dal modello CAD.

Analogamente, per il Corpo 2 vengono definiti il volume V_2 , la massa m_2 e il baricentro r_{2_0} .

Il baricentro risultante viene calcolato utilizzando la formula della media pesata

$$r_{res_0} = \frac{m_1 * r_{1_0} + m_2 * r_{2_0}}{m_1 + m_2}$$

Da tale equazione si estraggono le coordinate spaziali G_{X_0} e G_{Z_0} , corrispondenti alle coordinate x e z del baricentro dell'intero sistema completamente chiuso.

Per tracciare la traiettoria del baricentro durante il moto, vengono importate, sempre dal modello CAD, le coordinate dei centri di massa dei due corpi (r_1 e r_2) per 5 posizioni angolari discrete ($th1_{5pti}$), distribuite uniformemente tra l'angolo iniziale e quello finale della manovella. Tali dati permettono il calcolo del vettore baricentro risultante $r_{res_{5pti}}$ per i suddetti punti noti.

Al fine di ottenere una traiettoria continua, è stata implementata un'interpolazione tramite funzioni spline per i 100 passi della simulazione, definiti precedentemente in fase di setup con il vettore `th1_sim`.

Le coordinate assolute del baricentro risultante (`G_res_X_vec` e `G_res_Z_vec`) vengono interpolate rispetto all'angolo, generando due vettori da 100 punti in grado di descrivere analiticamente la traiettoria globale del centro di massa.

Validazione Grafica della Traiettoria

Nella sottosezione "1.1 PLOT DI VERIFICA BARICENTRO" viene condotta una validazione visiva grafica dei risultati.

Viene elaborato un grafico in cui la curva spline interpolante è rappresentata con una linea continua blu, sovrapposta ai 5 punti originali di campionamento discreti del baricentro risultante, marcati con cerchi rossi. Inoltre, sul medesimo grafico sono riportate le traiettorie dei baricentri dei singoli Corpi 1 e 2 ed è stato rappresentato anche il quadrilatero articolato nelle configurazioni di inizio e fine corsa (manovella, biella, bilanciere e telaio), allo scopo di contestualizzare la cinematica.

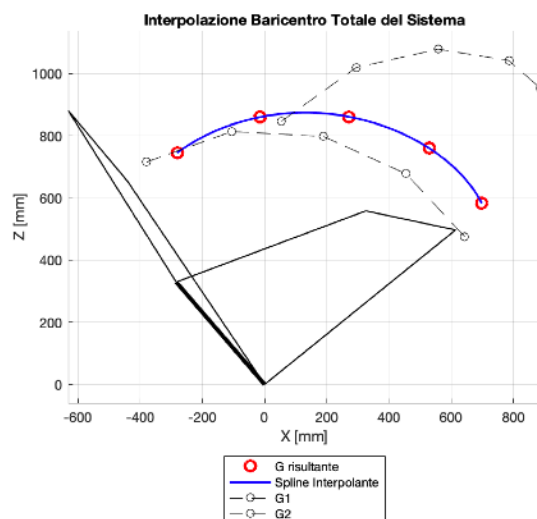


Fig 4.8 - Traiettoria Baricentri

Si osserva che il centro di massa del sistema risulta marcatamente posizionato in prossimità del baricentro del Corpo 1, in virtù della sua predominanza in termini di massa.

Dimensionamento Statico della Molla a Gas

La sezione "2. DIMENSIONAMENTO STATICO MOLLA A GAS" è dedicata alla determinazione della forza e al posizionamento ottimale della molla necessaria a contrastare il peso del meccanismo.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

L'algoritmo esegue l'equilibrio delle forze e dei momenti agenti rispetto al perno di rotazione, ponendo come incognita principale la forza necessaria della molla per contrastare il peso dell'intero sistema e consentirne la rotazione e di conseguenza l'apertura del portello.

Calcolo del Momento Resistente

La sottosezione "2.1 CALCOLO DEL MOMENTO RESISTENTE" definisce la coppia resistente generata dal peso complessivo del sistema. La forza peso (Forza_Peso) si ottiene moltiplicando la massa totale del carico ($Massa_Carico = m_1 + m_2$) per l'accelerazione di gravità ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Successivamente, risulta essenziale determinare il rapporto di trasmissione geometrico ($grad_dz_dth$), il quale rappresenta lo spostamento infinitesimo in millimetri del baricentro lungo l'asse Z per ogni radiante di rotazione della manovella.

Tale derivata è approssimata tramite differenze finite

$d_theta = \text{diff}(th1_sim)$ definisce la variazione angolare [rad]

$d_zG = \text{diff}(G_res_Z_vec)$ definisce la variazione di quota lungo l'asse z [mm]

L'evidenza fisica impone che, qualora il baricentro si innalzi ($dz > 0$) a fronte di una rotazione oraria della manovella ($d_theta < 0$), il moto contrasta il peso

Di conseguenza, la coppia resistente (Coppia_Peso_Res) è determinata dal prodotto tra Forza_Peso e $grad_dz_dth$, e, convertita in Newton-metro, moltiplicando per 1000 (Coppia_Peso_Res_Nm).

Setup Geometria Molla

La sottosezione "2.2 SETUP GEOMETRIA MOLLA" gestisce la parametrizzazione spaziale della molla. Questa sezione è stata strutturata per consentire un approccio iterativo finalizzato alla ricerca del posizionamento ottimale degli ancoraggi.

Un estremo della molla è solidale alla base fissa, nel punto di ancoraggio F, ed è definito dalle coordinate F_x e F_z . L'estremo opposto è vincolato all'elemento ad L, il quale è soggetto a rotazione durante il movimento, per cui il secondo punto di attacco è pertanto un punto

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

mobile M, la cui posizione è funzione della rotazione della manovella stessa. Tale estremo è determinato da una distanza r_M dal perno principale A e da un angolo di sfasamento β_M rispetto alla manovella stessa.

È stato inoltre ipotizzato l'utilizzo di $N_{molle} = 2$ molle gemelle in configurazione parallela, al fine di garantire una ripartizione simmetrica dei carichi.

Sulla base di tali parametri, avviata la simulazione, per ogni incremento angolare $\theta_{1_sim}(i)$, vengono calcolate le seguenti variabili di stato

Posizione del punto M come coordinate x e z, (rotazione rigida attorno ad A)

$$M_x = r_M * \cos(\theta_i + \beta_M)$$

$$M_z = r_M * \sin(\theta_i + \beta_M)$$

Lunghezza istantanea della molla (L_{molla}), calcolata come modulo del vettore originante in F e terminante in M

$$L_{molla}(i) = \sqrt{S_x^2 + S_z^2}$$

con coordinate vettoriali $S_x = M_x - F_x$ e $S_z = M_z - F_z$.

Braccio della forza elastica rispetto al perno A (Braccio_molla)

$$b = \frac{|M_x * F_z - M_z * F_x|}{L}$$

Forza statica ideale richiesta alla singola molla per soddisfare l'equilibrio dei momenti

$$2 * F_m * b = Coppia_Peso_Res$$

$$Forza_Molla_Req(i) = \frac{|Coppia_Peso_Res(i)|}{N_{molle} * Braccio_molla(i) + 10^{-6}}$$

Il termine 10^{-6} viene inserito per prevenire divisioni per zero in caso di braccio nullo.

Analisi dei Risultati e Rappresentazione Grafica

La sottosezione "2.3 PLOT" illustra graficamente i risultati dell'analisi statica in funzione dell'angolo di manovella.

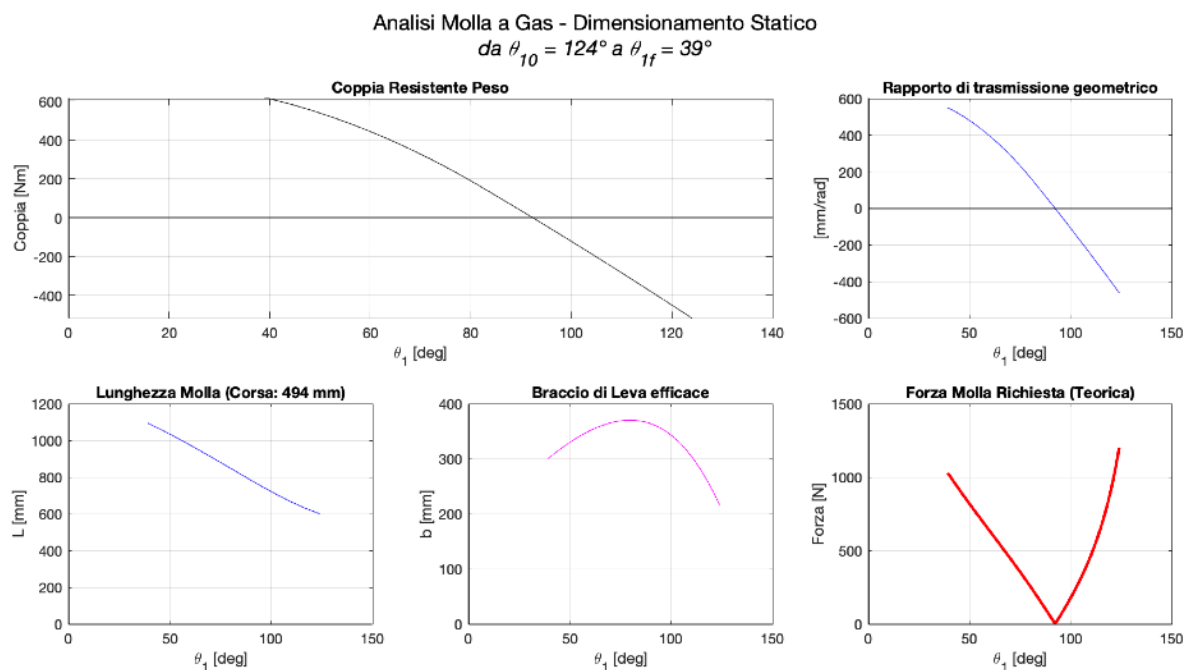


Fig 4.9 - Grafici derivanti dal dimensionamento della molla

Dall'analisi del sistema si osserva come, in corrispondenza di uno specifico angolo di rotazione pari a circa 90° , si verifica l'annullamento simultaneo della coppia resistente generata dalla forza peso, del rapporto di trasmissione geometrico e della forza erogata dalla molla. In particolare, tale condizione si manifesta quando il baricentro dell'intero sistema risulta esattamente allineato con il perno che costituisce il fulcro della rotazione principale. Conseguentemente, durante la seconda fase del moto, successiva a questo specifico valore di angolo, la coppia dovuta al peso del sistema inverte la propria azione resistente e favorisce la rotazione stessa, come si può anche notare dal modulo inferiore di forza richiesta.

Inoltre, valutando l'andamento del braccio di leva efficace in funzione dell'angolo θ_1 , si rileva come il valore assunto in corrispondenza della posizione di fine corsa non tende a zero. Tale comportamento è determinato dal fatto che la scomposizione vettoriale adottata per il sistema

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

tiene in considerazione simultaneamente sia la componente orizzontale sia la componente verticale della forza elastica, operando con i rispettivi bracci di applicazione a esse associati.

Ulteriore considerazione inerente alla forza richiesta dalla molla è che l'andamento di tale curva deve presentarsi il più possibile piatto e inscritto nel range operativo delle molle commerciali. I picchi di forza registrati agli estremi del dominio derivano da allineamenti geometrici critici della molla rispetto al perno A. Nello specifico, nella configurazione iniziale la molla assume un'inclinazione prevalentemente orizzontale, minimizzando il braccio verticale associato alla componente orizzontale della forza. Viceversa, nella configurazione finale, la minimizzazione avviene a carico del braccio orizzontale. Tali picchi risultano comunque di valore limitato e contenuto.

Un accorgimento, in fase di dimensionamento, la molla commerciale selezionata dovrà erogare una curva di spinta nominale leggermente superiore rispetto alla curva di forza teorica elaborata, garantendo in tal modo l'estensione automatica del meccanismo.

Al fine di ottimizzare il processo di approvvigionamento, il codice restituisce in output i valori massimi di progetto.

Impostando i parametri definitivi per il punto fisso al telaio e per il punto mobile sulla manovella

$$\begin{array}{ll} \text{(F)} & F_x = -861 \quad F_z = -342 \\ \text{(M)} & r_M = 370 \quad \beta_M = 55.5^\circ \end{array}$$

si ottengono le seguenti specifiche prestazionali

Forza massima richiesta per singola molla: 1200.06 N

Peso massimo equivalente per singola molla: 122.33 kg

Lunghezza Massima (Aperta): 1094.30 mm

Lunghezza Minima (Chiusa): 600.23 mm

Corsa Molla necessaria: 494.07 mm

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

L'esecuzione del modello ha fornito i requisiti operativi minimi necessari da seguire.

I valori presentati definiscono la configurazione di ottimo tecnico, rappresentando il compromesso ingegneristico più adeguato tra la spinta erogata e i vincoli volumetrici imposti dalle tolleranze interne del gavone di ormeggio.

Dai vari risultati iterativi svolti, è stato dimostrato come un incremento del braccio del momento, ovvero la distanza tra il punto M e l'asse di rotazione, si traduce in una riduzione delle forze resistenti. Tale vantaggio comporta, tuttavia, un incremento lineare della corsa richiesta, imponendo l'adozione di molle con lunghezze a riposo talvolta incompatibili con il volume utile d'installazione. Ulteriore vincolo strutturale risiede nella necessità di mantenere la corsa inferiore alla metà della lunghezza totale massima in estensione, al fine di scongiurare lo sfilamento fisico dello stelo dal cilindro idraulico.

Dall'analisi complessiva dei risultati, dunque, la configurazione ottimale è risultata essere quella in cui la molla, in posizione di chiusura e in posizione di massima estensione, presenta un orientamento pressoché coincidente. Con la cinematica così definita si garantisce un ulteriore vantaggio meccanico: la molla subisce un limitato scarto angolare durante l'intera escursione, contenuto tra i 2° e i 3°, e ciò assicura che il moto sia prevalentemente assiale lungo la linea dello stelo. Minimizzando i gradienti di rotazione, si riduce significativamente il rischio di sollecitazioni a flessione sullo stelo.

Validazione Teorica e Selezione del Fornitore

A seguito delle considerazioni progettuali sopra esposte, è stata avviata un'indagine commerciale.

Consultando il catalogo del fornitore Osculati vengono proposte molle a gas in acciaio INOX (configurazione occhio-occhio) capaci di erogare la spinta richiesta, limite commerciale di 150 kg rispetto alla richiesta teorica di 122.33 kg. Tali dispositivi, tuttavia, non risultavano conformi ai requisiti geometrici di corsa ed estensione globale richieste.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

È stato pertanto individuato un secondo fornitore, Vapsint, specializzato nella produzione sia di molle a gas commerciali standard sia di soluzioni personalizzate custom per applicazioni più specifiche.

I parametri imposti da rispettare sono sempre i seguenti

Corsa: 500 mm

Lunghezza totale massima (LTA): 1100 mm

Forza nominale F1: 1200 N

Il catalogo del fornitore Vapsint riporta una formula semplificata per il calcolo della forza della molla necessaria da applicare per la specifica situazione.

$$F1 \text{ [N]} = F1 \times 9,81 = 1016 \text{ N} < 1200 \text{ N}$$

M = 115 kg, massa totale del carico da movimentare;

D = 580 mm, distanza tra il baricentro G e il punto di rotazione O;

L = 370 mm, lunghezza del braccio di lavoro della molla a gas, corrispondente alla minore delle distanze tra l'attacco sulla parte fissa S o l'attacco sulla parte mobile C ed il centro di rotazione O;

NM = 2, numero di molle da utilizzare nell'applicazione;

% = 15%, coefficiente correttivo atto a compensare sia l'incidenza di attriti cinematici dissipativi, sia l'eventuale mancato parallelismo tra il vettore spinta della molla e il vettore gravimetrico del carico.

Il valore ottenuto dalla formula proposta, $F1_N = 1016 \text{ N}$, risulta coerente come ordine di grandezza rispetto a quello estratto da MATLAB (1200 N). Ciò conferma la validità dell'analisi numerica condotta, denotando al contempo una natura opportunamente cautelativa dell'algoritmo rispetto al calcolo industriale semplificato.

Vapsint inoltre propone un configuratore online che, sulla base dei parametri inseriti, restituisce il modello desiderato.

Nel nostro caso, viene proposto V4S XF1 XF1 1100 500 1200 Ingombro 60.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

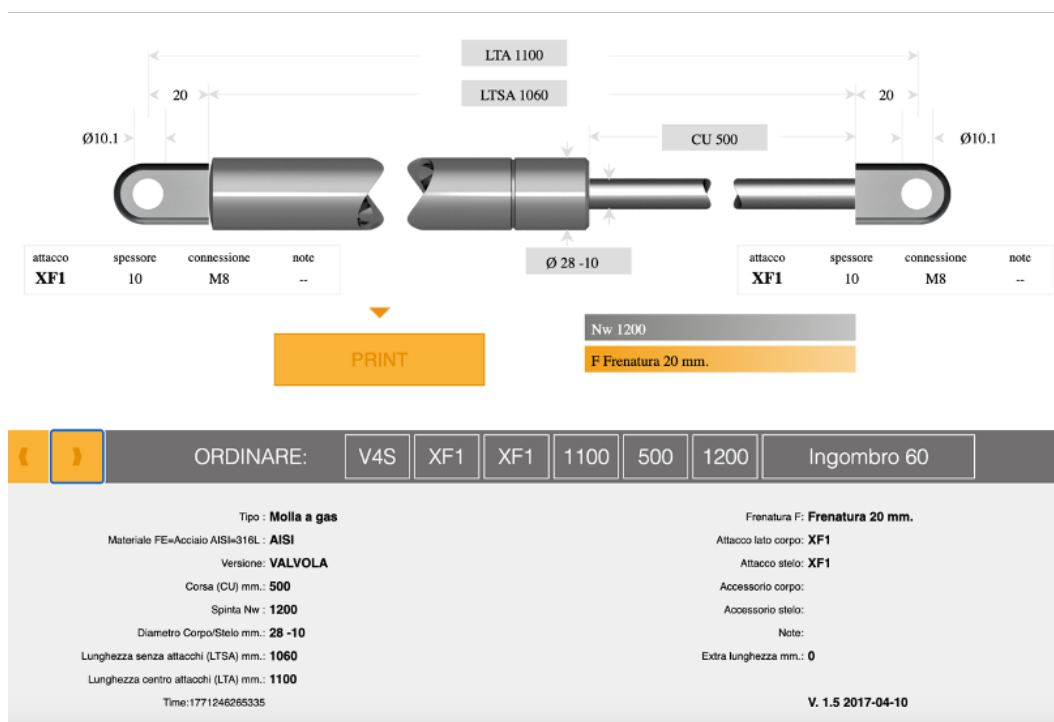


Fig 4.10 - Configuratore Vapsint

La molla considerata è la versione in acciaio inossidabile AISI316L.

La sigla V indica la presenza di una valvola con pressione interna regolabile, e non di una molla standard, identificata al contrario dalla lettera A. Mediante questo regolatore di carico/scarico è possibile sistemare la pressione interna al cilindro e, conseguentemente, la forza di spinta, garantendo la compensazione di eventuali deviazioni tra il modello teorico e la configurazione fisica in opera.

La designazione “XF1-XF1” indica la presenza di terminali ad occhio su entrambe le estremità, rappresentati in figura.

La Frenatura F, pari a 20 millimetri, consente lo smorzamento delle accelerazioni a fine corsa (da validare durante il collaudo).

A seguito di un confronto tecnico con il fornitore, è emerso che il modello proposto dal configuratore risultava essere una soluzione personalizzata con tempistiche di consegna incompatibili con le esigenze del progetto. La selezione finale è stata, dunque, reindirizzata su modelli alternativi in pronta consegna da catalogo.

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

Le opzioni analizzate sono le seguenti:

V3S XF1XF1 1092 500 1200N: corpo cilindro Ø22 mm, stelo Ø10 mm, forza al limite della gamma con potenziale rischio di flessione dello stelo in caso di impiego a leva.

V5S XF1XF1 1100 500 1200N: corpo Ø28 mm, stelo Ø10 mm, forza in posizione centrale della gamma con minor rischio di flessione.

Per l'allestimento del prototipo, sono state selezionate due molle a gas regolabili del primo modello, V3S XF1XF1 1092 500 1200N. La scelta del diametro inferiore della serie V3S rispetto alla V5S è giustificata dal ridotto sfasamento angolare del cinematismo, come spiegato in precedenza.

L'impiego di versioni dotate di valvola regolabile, abbinate al gruppo manometrico di ricarica, risulta funzionale alla conduzione di test sperimentali atti a determinare, sul campo, la curva di potenza esatta per il corretto azionamento del cinematismo.

4.3. Componenti ausiliari del sistema d'ormeggio

4.3.1. Gavone catena

Il dimensionamento del volume destinato al gavone catena costituisce un parametro critico nella progettazione di questo specifico sistema di ormeggio, in quanto gli spazi rimanenti risultano alquanto limitati. Per la specifica configurazione, come definito nei capitoli precedenti, si ha la necessità di trovare spazio per 100 metri di catena con diametro di 10 mm, prevedendo anche un margine operativo.

Per la stima degli ingombri, è stato condotto un rilievo empirico direttamente in magazzino su casse di stivaggio: 100 metri di catena da 12 mm occupano un volume di circa 0,19 m³, mentre per un diametro di 10 mm il volume si riduce a 0,07 m³. È da considerare però che i suddetti valori fanno riferimento a una disposizione teorica di massimo impacchettamento.

Al fine di approssimare il comportamento reale della catena durante la fase di recupero, in cui questa non si dispone in modo perfettamente ordinato, si è fatto riferimento ai dati

4. Integrazione del Sistema e Analisi Ingegneristica

dimensionali di imbarcazioni affini, come ad esempio Pardo Yacht 52 GT, il cui gavone presenta un volume di $0,21 \text{ m}^3$ ($0,35 \times 0,75 \times 0,80 \text{ m}$). Di conseguenza, nel modello tridimensionale è stato prudenzialmente assegnato un volume di $0,4 \text{ m}^3$ per garantire un adeguato fattore di sicurezza geometrico.

Il posizionamento spaziale del gavone è vincolato dalla necessità di garantire la caduta verticale della catena dal barbotin del salpancora, evitando deviazioni che potrebbero comprometterne la fluidità di scorrimento. A causa delle stringenti limitazioni dimensionali del vano di prua, lo studio si è sviluppato verso due soluzioni, vincolate principalmente dalla tipologia di salpancora adottata. Nel caso di configurazione ad asse orizzontale, si è valutato un volume simmetrico rispetto al piano di simmetria longitudinale, adiacente alla paratia poppiera del vano. Tuttavia, per limitare il rischio di fuoriuscita della catena durante lo stivaggio, è stata imposta una larghezza minima del gavone di 350 mm, valore misurato direttamente a bordo del Pardo Yacht 52 GT.

Nel caso di configurazione ad asse verticale, invece, si consente, in via teorica, sia il posizionamento simmetrico del gavone, sia un posizionamento asimmetrico o laterale; tuttavia, tale soluzione è stata scartata in quanto potrebbe introdurre un momento sbandante permanente, compromettendo l'equilibrio trasversale e la stabilità statica della barca.

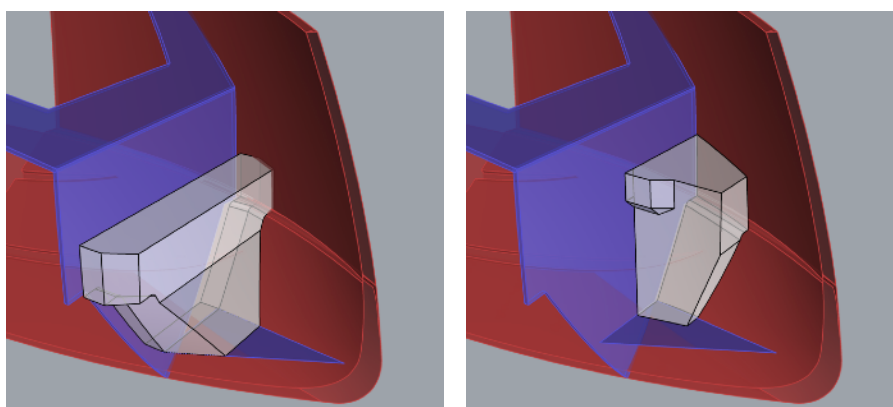


Fig 4.11 - Posizionamento simmetrico (sx) e asimmetrico (dx) del gavone catena

4.3.2.Chain Boy, adduglia catena

Il Chain Boy, o adduglia catena, è un dispositivo meccanico installato all'interno del gavone con la funzione di agevolare la distribuzione uniforme della linea d'ancoraggio durante la fase di recupero. Grazie alla sua geometria tipicamente tronco-conica o "a fungo", si impedisce l'accumulo localizzato delle maglie, prevenendo l'inceppamento o incastrici della catena in fase di rilascio. Il dispositivo, generalmente realizzato in acciaio inossidabile AISI 316, è dotato di un fusto telescopico utile per l'adattamento alle diverse altezze dei vani catena.

Per lo sviluppo del progetto, è stato selezionato il modello 01.550.00 proposto da Osculati, caratterizzato da una massa di 3,55 kg, un diametro di base pari a 150 mm, un diametro di testa di 170 mm e un'altezza regolabile nel range 325-475 mm.

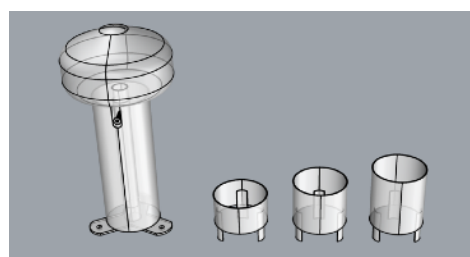


Fig 4.12 - Chain Boy Osculati

4.3.3. Chain Stopper, ferma catena

Il Chain Stopper è un dispositivo di ritenuta meccanica, la cui installazione è essenziale per la sicurezza e la salvaguardia degli apparati di sollevamento.

La sua funzione primaria consiste nel trasferire il carico di trazione, indotto dalla linea di ancoraggio, direttamente alle strutture resistenti dello scafo, sgravando il salpancora da sollecitazioni statiche e dinamiche anomale una volta completata la manovra. Inoltre, tale componente impedisce il rilascio accidentale dell'ancora durante la navigazione, vincolandola saldamente in posizione.

Dal punto di vista costruttivo, il Chain Stopper è costituito da una base robusta spesso in acciaio inossidabile, da due piastre verticali e da un nottolino o leva profilato per intercettare e bloccare le maglie della catena. Il dispositivo, inoltre, è progettato per consentire un disinnesto rapido in caso di rilascio d'emergenza dell'ancora.

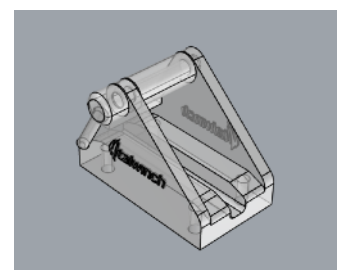


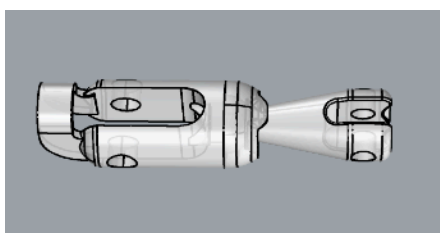
Fig 4.13 - Chain Stopper Italwinch

Per l'applicazione in oggetto, sono stati valutati diversi componenti: i modelli ITALWINCH (01.119.50) e Delux (01.119.35) forniti da Osculati, entrambi realizzati in acciaio AISI 316, e il modello CS 10 prodotto da Quick SpA, selezionato per il MockUp.

4.3.4. Giunto ancora-catena

Il giunto ancora-catena è un connettore o snodo girevole, tipicamente in acciaio inossidabile AISI 316, preposto al collegamento tra il fusto dell'ancora e l'estremità della catena.

A livello cinematico, tale dispositivo assicura all'ancora i gradi di libertà necessari per il suo corretto allineamento durante il passaggio sul musone di prua, agevolandone il posizionamento senza impuntamenti, limite tipico dei grilli tradizionali. Parallelamente, il giunto neutralizza i momenti torcenti accumulati lungo la linea di ancoraggio, prevenendo la rotazione della catena su sé stessa e conseguenti tensioni sul barbotin.



Il dimensionamento del componente è strettamente correlato al calibro della catena, in questo caso 10 mm, e deve garantire un carico di rottura coerente con i parametri dell'intero sistema di ancoraggio.

Fig 4.14 - Giunto ancora-catena Flip Swivel UltraMarine

Esistono tante tipologie di giunto in base al movimento e ai gradi di libertà desiderati. Osculati propone un giunto gira ancora twist (01.738.02) con relativo grillo di collegamento in acciaio zincato (01.081.10).

UltraMarine propone Flip Swivel (ufs 13-60), idoneo per una catena di diametro 10mm e caratterizzato da un carico di rottura pari a 160,9kN per cui è in grado di reggere un peso ancora massimo di 60kg.

Quick, invece, propone il giunto OLYMPIC (OS 10-20)

Per il MockUp è stato selezionato un giunto di Osculati già a disposizione in magazzino.

4.3.5. Ispezione e manutenzione

Nella progettazione completa del musone, sono state considerate anche l'ergonomia e l'accessibilità al vano tecnico per operazioni di ispezione e manutenzione dei cinematismi e equipaggiamenti presenti.

A causa dei volumi ristretti del gavone d'ormeggio, l'accessibilità risulta fisicamente preclusa quando l'ancora è in posizione di "tutto chiuso" (musone completamente retratto). Per mitigare tale criticità operativa e gestire eventuali avarie degli attuatori, come ad esempio perdita di pressione nelle molle a gas, si è pensato di implementare una maniglia solidale al braccio ad "L", la quale consentirebbe l'azionamento e l'apertura manuale del sistema. Al fine di smorzare la dinamica di tale movimentazione e prevenire sollecitazioni impulsive sulle strutture, si prevede anche di inserire una molla meccanica elicoidale di backup, vincolata direttamente sulla vetroresina dello specchio di prua.

In configurazione di musone completamente esteso, invece, l'analisi spaziale conferma che il volume interno del gavone risulta sufficiente per ospitare un operatore in posizione eretta, garantendo l'esecuzione delle procedure manutentive. Per garantire l'accesso in sicurezza al piano di calpestio del vano, sono stati abbozzati nel modello 3D due gradini strutturali indicativi.

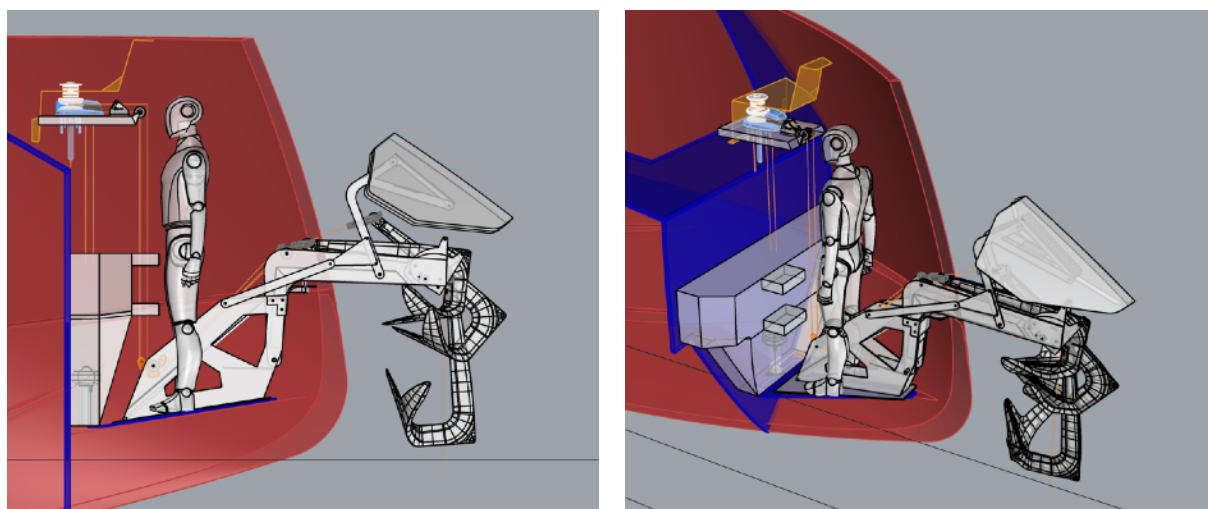


Fig 4.15 - Ispezione gavone d'ormeggio

4.3.6. Integrazioni impiantistiche e sviluppi futuri

Per il completamento e l'ottimizzazione del sistema di ormeggio, sarebbe necessario implementare ulteriori sottosistemi.

In primo luogo, l'architettura di controllo del salpancora richiede l'integrazione di interfacce di comando come ad esempio il contacatena.

In secondo luogo, risulta necessaria la progettazione di un impianto di lavaggio catena la cui finalità è la rimozione di detriti marini, sabbia o posidonia, mitigando così i fenomeni corrosivi e l'usura abrasiva sui componenti cinematici.

Infine, per la corretta gestione dei fluidi, sarebbe richiesta l'installazione di due ombrinali di scarico, disposti simmetricamente, atti a evacuare fuoribordo l'acqua imbarcata durante le operazioni di recupero o di lavaggio catena. A tale scopo, la geometria del pagliolo e del fondo del gavone, infatti, è stata conformata applicando un angolo di declivio rispetto al piano di galleggiamento, così da favorire il deflusso per gravità e prevenire ristagni.

4.4. Giro della catena con salpancora ad asse orizzontale/ verticale

L'analisi degli ingombri complessivi del sistema di ancoraggio ha condotto alla definizione di due configurazioni alternative finali. Tali soluzioni fanno riferimento alla quarta iterazione del modello 3D (V4.2) e si differenziano in funzione della tipologia di salpancora adottata.

In primo luogo, il percorso della linea di ancoraggio è stato progettato con l'obiettivo di garantire manovre fluide e prive di inceppamenti. In particolare, è richiesto un perfetto allineamento assiale tra la linea di tiro, l'asse del salpancora e la verticale di caduta della catena all'interno del gavone di stivaggio. Tale geometria garantisce che l'ancora venga rilasciata seguendo una traiettoria strettamente verticale. Inoltre, si è reso necessario minimizzare le deviazioni di percorso, i rinvii e la formazione di angoli acuti. Ogni variazione di traiettoria, infatti, incrementa la probabilità di torsione o incattivimento della catena, con conseguente compromissione dell'operatività del sistema.

Particolare attenzione è stata rivolta alla fase di discesa della catena, condizione in cui la perdita di tensione meccanica e la conseguente caduta libera per gravità possono generare la formazione di nodi o accumuli irregolari. Inizialmente, per ovviare a tale criticità, si è introdotta una puleggia dentata posizionata nel rinvio inferiore solidale alla base. Tale elemento avrebbe dovuto ingranare direttamente le maglie della catena per guidarne il percorso senza l'ausilio di motorizzazioni aggiuntive, prevenendo gli accumuli derivanti da un eventuale ritardo nell'attivazione del sistema di richiamo a molle, causandone un blocco cinematico totale. Tuttavia, a seguito di un'analisi di affidabilità, tale soluzione è stata scartata a favore di molle con una reazione di risposta più potente e immediata.

Infine, un requisito progettuale imprescindibile è stato individuato nel posizionamento del Chain Stopper: tale dispositivo deve essere collocato in un'area facilmente accessibile, al fine di consentire un rapido sgancio manuale durante fasi operative o di emergenza.

Soluzione con salpancora ad asse orizzontale

La prima opzione analizzata prevede l'impiego di un salpancora ad asse orizzontale. Sebbene tale soluzione garantisca un'adeguata efficienza meccanica del verricello, sono emerse criticità rilevanti in merito al layout dei componenti ausiliari. In questa configurazione, il Chain Stopper risulterebbe collocato in una posizione di difficile accesso, vanificandone l'utilità in condizioni di emergenza. Inoltre, il dispositivo dovrebbe essere installato verticalmente, contravvenendo alle specifiche di posizionamento orizzontale previste per il suo corretto impiego strutturale.

Dal punto di vista cinematico, il percorso della catena risulta marcatamente rettilineo. L'arrivo verticale della catena assicura un angolo di avvolgimento sul barbotin ottimale, pari a circa 180°. Tuttavia, tale geometria comporta il rischio di interferenze meccaniche tra la

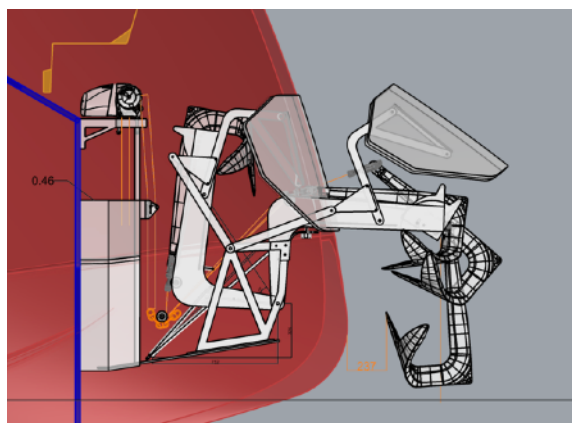


Fig 4.16 - Soluzione con salpancora ad asse orizzontale

catena e le paratie del gavone di stivaggio, qualora il sistema sia posizionato a una quota verticale eccessiva. Ciò renderebbe necessaria l'aggiunta di pulegge di rinvio per regolarizzare la traiettoria, incrementando la complessità del sistema.

È stata valutata un'ulteriore variante che prevede il fissaggio del salpancora orizzontale su una paratia verticale; tale ipotesi è stata tuttavia scartata per il decadimento delle prestazioni operative del salpancora in tale assetto.

Soluzione con salpancora ad asse verticale

La seconda opzione prevede l'adozione di un salpancora ad asse verticale. In questo caso, il dispositivo viene posizionato a una quota elevata, agevolando significativamente le operazioni di manutenzione ordinaria. Il verricello è installato su un supporto a mensola che si vorrebbe fosse strutturalmente solidale alla vetroresina dello scafo o della coperta, garantendo un'elevata rigidità del sistema. Questa disposizione consente inoltre di collocare il Chain Stopper in una posizione ergonomica e immediatamente raggiungibile, ottimizzando l'accessibilità durante gli interventi.

La configurazione ad asse verticale permette di massimizzare l'angolo di avvolgimento della catena attorno al barbotin. Per quanto concerne lo stivaggio, non si rilevano criticità legate alla distanza tra il barbotin e il fondo del gavone, essendo il vano di ormeggio sviluppato prevalentemente lungo l'asse verticale piuttosto che trasversalmente. Tuttavia, l'unica criticità associata a questa soluzione risiede nella necessità di imporre alla linea di ancoraggio un cambio di direzione pari a 90° in alto.

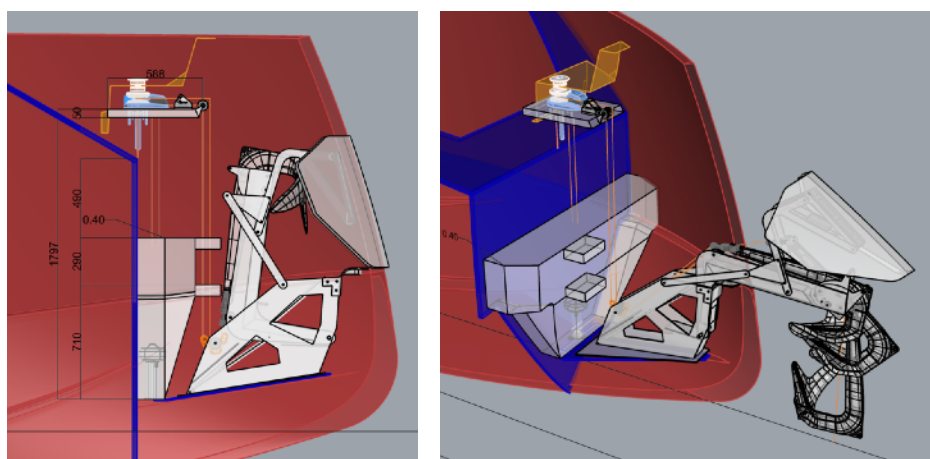


Fig 4.17 - Soluzione con salpancora ad asse verticale

5. Analisi Cinematica di Posizione, Velocità e Accelerazione

Un primo script MATLAB, già esposto nei capitoli precedenti, ha permesso di simulare la traiettoria del cinematismo e di impostare e autenticare il dimensionamento di molle a gas necessarie per vincere le forze e le coppie resistenti presenti durante il moto.

Nella seconda parte del codice, che si andrà a descrivere in questo capitolo, viene condotta l'analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dei relativi componenti. Per l'esecuzione di tale procedura è necessario implementare i parametri caratteristici delle molle selezionate e, attraverso un'analisi dinamica, ricavare il valore della velocità angolare del membro motore (manovella), fondamentale per la risoluzione delle analisi cinematiche finali.

Calcolo del Momento d'Inerzia

Al fine di impostare l'analisi dinamica, risulta indispensabile determinare il momento d'inerzia baricentrico totale dell'intero sistema mobile.

Il calcolo dell'inerzia totale del sistema rispetto al baricentro comune viene eseguito applicando il teorema di Huygens-Steiner per ogni singolo componente. Tale procedura consiste nel sommare il momento d'inerzia baricentrico proprio (I_i) al termine di trasporto, definito dal prodotto tra la massa del componente e il quadrato della distanza tra il baricentro locale e il baricentro globale del sistema ($m_i * d^2$). I valori vengono calcolati per tutti i componenti e successivamente sommati.

I dati di input, estratti dall'ambiente CAD, comprendono i momenti d'inerzia rispetto al baricentro locale, le rispettive masse e le distanze tra i baricentri specifici e il baricentro totale del sistema, e sono valori che fanno riferimento alle sole due configurazioni limite: stato di "completamente chiuso" (snapshot 1) e stato di "completamente aperto" (snapshot 2).

5. Analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dell'oggetto (MATLAB)

Inoltre, vengono inseriti i parametri nominali della molla a gas commerciale selezionata, necessari per i calcoli successivi

$F_nom_kg = 1200 \text{ N / g}$, forza nominale;

$L_open_cat = 1100 \text{ mm}$, lunghezza a riposo;

$Corsa_cat = 500 \text{ mm}$;

$F_ratio = 1.21$, rapporto di progressione della forza.

Per progressione si intende come cambia la forza resistente della molla man mano che viene compressa o estesa;

$\eta_mec = 0.85$, rendimento meccanico.

A valle di tali definizioni, vengono stampati i valori risultanti del momento d'inerzia baricentrico del sistema per le configurazioni iniziale e finale.

$$I_G \text{ Start} = 9.06 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad | \quad I_G \text{ End} = 9.06 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Nella sottosezione "3.4 PREPARAZIONE VETTORI PER PARTE 4", l'inerzia baricentrica viene interpolata linearmente tra i valori iniziale e finale per tutti i 100 passi della simulazione.

Vengono inoltre calcolati la forza nominale della molla in Newton e la relativa rigidità equivalente. Infine, i gradienti dGx_dth e dGz_dth , corrispondenti alle velocità geometriche del baricentro, vengono recuperati dalla traiettoria definita nella Parte 1.

Analisi Dinamica del Movimento

La sezione "4. ANALISI DINAMICA" simula l'apertura del meccanismo mediante l'integrazione numerica delle precedenti forze e inerzie, al fine di determinare la legge di moto effettiva.

In via preliminare, la sottosezione "4.1 CONTROLLO PRELIMINARE GEOMETRIA" verifica la congruenza cinematica della molla, accertando che essa subisca un'effettiva estensione durante la fase di apertura. Qualora la lunghezza finale risulti maggiore della

5. Analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dell'oggetto (MATLAB)

lunghezza iniziale, un output conferma la validità geometrica; in caso contrario, la procedura viene interrotta con un avviso di errore.

Nella fase "4.2 INIZIALIZZAZIONE VETTORI", vengono inizializzati i vettori necessari all'iterazione del ciclo for: la velocità angolare, tempo, coppia netta, forza reale esercitata dalla molla e momento d'inerzia equivalente, tutti dimensionati per 100 passi. Viene inoltre definito il passo angolare di integrazione d_th_step .

Il "4.3 LOOP DI SIMULAZIONE" costituisce il nucleo algoritmico dell'analisi dinamica ed è a sua volta suddiviso in quattro sottofasi.

4.3.A CALCOLO FORZA DI SPINTA

Il calcolo si basa sul principio di progressione pneumatica: la molla a gas genera una forza di spinta perché il gas interno è compresso. Più la molla è corta, e quindi compressa, più l'intensità della spinta aumenta; man mano che questa si estende, la pressione cala e la forza diminuisce. Dunque, la forza erogata dalla molla a gas è funzione decrescente della sua estensione, ovvero dipende dalla compressione residua

$$compressione_residua = L_open_cat - L_attuale$$

L'algoritmo gestisce tre condizioni operative differenti.

Nel caso in cui si ha il superamento del limite di estensione, in output il risultato per la forza viene annullato (condizione di distacco o cedimento).

Se la molla è compressa "a pacco", viene assegnata una forza fittizia di magnitudo elevata per segnalare un errore di dimensionamento

$$F_spinta = F_nom_N * 100000$$

Nella condizione operativa normale, invece, la forza viene calcolata linearmente tramite l'espressione che segue, e il risultato immagazzinato.

$$Forza_Reale_Molla = F_nom_N + k_gas * compressione_residua$$

4.3.B CALCOLO COPPIE

In questa seconda fase si individuano tutte le coppie in gioco.

La coppia motrice viene determinata come prodotto tra Forza_Reale_Molla per il braccio di leva efficace, il numero di molle e il rendimento meccanico, con successiva conversione in Newton-metro

$$C_{motrice} = \frac{N_{molle} * F_{spinta} * Braccio_{molla(i)} * \eta_{mec}}{1000}$$

Il valore di coppia resistente viene ripreso direttamente da Coppia_Peso_Res_Nm

$$C_{resistente} = |Coppia_{Peso_Res_Nm(i)}|$$

La coppia netta a disposizione del sistema è definita come differenza tra i due termini precedenti

$$Coppia_{Netta(i)} = C_{motrice} - C_{resistente}$$

Un valore positivo indica un'accelerazione del portellone, mentre un valore negativo implica una decelerazione o l'impossibilità di avviare il moto.

4.3.C CALCOLO INERZIA EQUIVALENTE

Occorre calcolare l'inerzia equivalente globale (J_{eq_vec}).

Questo parametro è dato dalla somma di due contributi

$$J_{eq_vec} = J_{trasl} + J_{rot}$$

Il primo è l'inerzia traslazionale (J_{trasl}), calcolata come massa totale per il quadrato del raggio cinematico del baricentro e rappresenta l'incremento di inerzia dovuto alla velocità di rototraslazione del baricentro.

$$J_{trasl} = Massa_{Carico} \times R_{cin_sq}$$
$$R_{cin_sq} = \left(\frac{dGx_{dth(i)}}{1000} \right)^2 + \left(\frac{dGz_{dth(i)}}{1000} \right)^2$$

Il secondo termine, invece, è l'inerzia rotazionale (J_{rot}), valore ripreso dal termine $I_{G_vec_m2}$ precedentemente ottenuto

4.3.D INTEGRAZIONE DEL MOTO (ENERGIA)

Infine, il moto viene integrato sfruttando il principio di conservazione dell'energia, per cui la variazione di energia cinetica tra due istanti angolari equivale al lavoro compiuto dal sistema di forze (molle e peso).

$$E_{cinetica_f} - E_{cinetica_i} = L_Molle - L_Peso$$

$$E_{cinetica} = 0.5 * J * w_1^2$$

$$Lavoro = Coppia_Netta * Passo_angolare$$

Dall'energia cinetica finale, viene estratta la velocità angolare w_1 .

Se tale energia assume valore negativo, la velocità viene posta pari a zero, indicando che la spinta delle molle è insufficiente a vincere il peso totale complessivo.

Se, invece, risulta essere positivo, il sistema è in grado di muoversi e vengono pertanto calcolati la velocità angolare media del passo e, integrandola, il tempo totale di apertura.

Analisi dei Risultati e Rappresentazione Grafica

Nella sottosezione finale "4.4 PLOT" vengono presentati graficamente i risultati ottenuti dall'analisi dinamica.

Dal grafico del bilancio delle coppie, si evidenzia il fatto che con l'energia disponibile data dalle molle (Coppia Molle), una parte viene utilizzata per vincere tutto ciò che riguarda la gravità (Coppia Peso), mentre la restante parte viene utilizzata per accelerare la massa (Inerzia). L'area della coppia netta rappresenta, infatti, l'energia di accelerazione.

Nel bilancio delle forze nel corso del moto, invece, si può osservare come la forza reale erogata dalla molla selezionata risulta essere sempre superiore alla forza richiesta.

Anche in questo caso, viene stampato un resoconto testuale delle prestazioni dinamiche appena studiate.

Tempo totale apertura: 1.38 s

Velocità angolare MAX: 4.94 rad/s

Spunto OK: Il portellone si apre da solo.

5. Analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dell'oggetto (MATLAB)

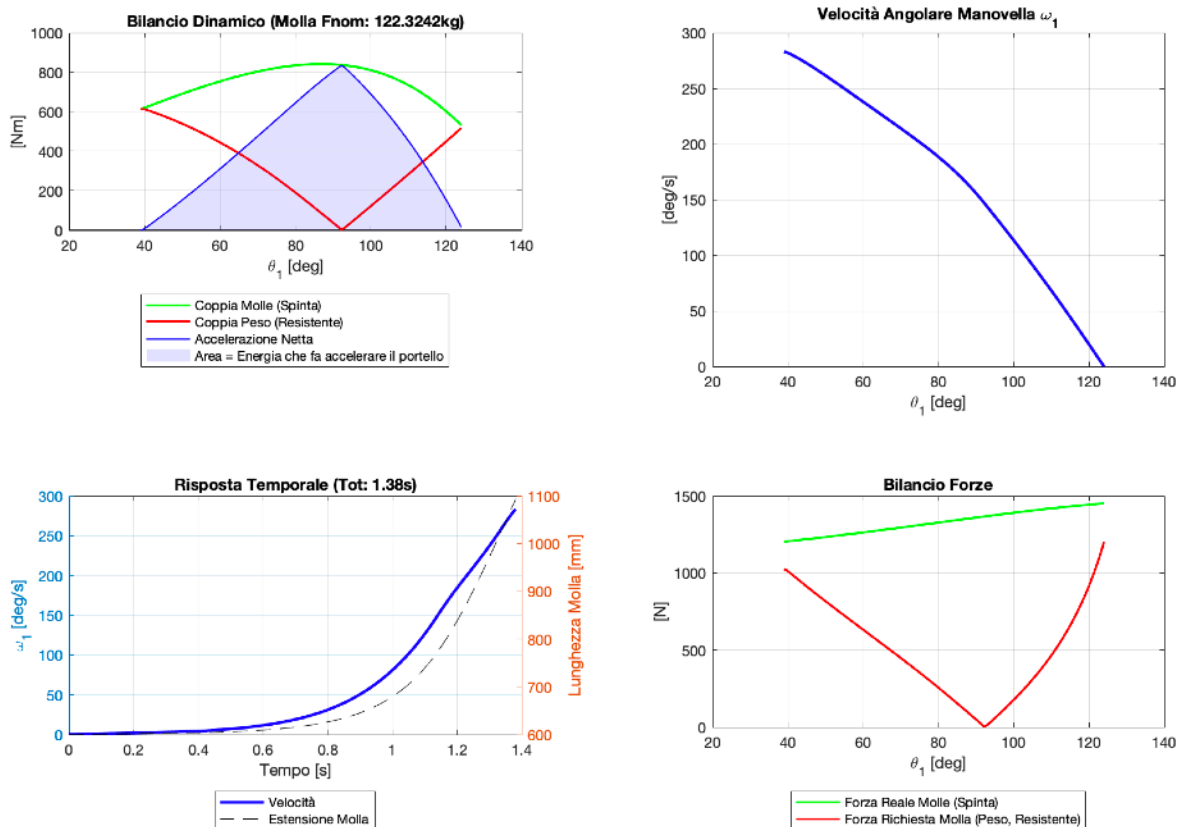


Fig 5.1 - Grafici derivanti dall'analisi dinamica del moto

Analisi Cinematica Dettagliata

La sezione "5. ANALISI CINEMATICA" espande lo studio calcolando le variabili di posizione, velocità e accelerazione per ogni membro del meccanismo.

In "5.1 DEFINIZIONE PARAMETRI GEOMETRICI, CINEMATICI", vengono stabilite le coordinate locali (u, v) di due punti, P e Q, situati sulla biella. Tali punti consentono di simulare la posizione e la traiettoria del portello, così da verificare anche visivamente la rotazione antioraria di quest'ultimo rispetto alla rotazione oraria della manovella. I vettori w_1 e $time_vec$ vengono importati dall'analisi dinamica precedente, mentre l'accelerazione angolare a_1 viene derivata numericamente da w_1 rispetto a $time_vec$.

La fase "5.2 INIZIALIZZAZIONE VETTORI" predispose l'allocazione in memoria degli array per angoli ($\theta_1, \theta_2, \theta_3$), velocità angolari (w_2, w_3), accelerazioni angolari (a_2, a_3) e traiettorie globali dei punti P e Q. Viene inoltre definito un vettore di tentativo *guess* iniziale pari a $[-20^\circ, 200^\circ]$. In merito a tale vettore, si precisa che l'algoritmo di risoluzione non lineare impiegato necessita di un punto di partenza geometricamente coerente per garantire la convergenza della soluzione radice ed evitare singolarità matematiche.

Il "5.3 CICLO DI CALCOLO" implementa il processo di risoluzione iterativa.

La funzione *optimoptions* viene configurata con l'attributo '*Display, off*' per silenziare l'output testuale di *fsolve* (la funzione in esame). In tal modo vengono risolte tutte le equazioni senza mostrare il resoconto nella Command Window, garantendo una maggiore efficienza computazionale. In fase di debugging, inserendo invece l'attributo '*iter*' si possono riattivare gli output testuali.

5.3.A ANALISI DI POSIZIONE

Per determinare la traiettoria di ogni elemento costituente il quadrilatero articolato è necessario risolvere il sistema non lineare delle equazioni di chiusura.

Per fare ciò, viene utilizzata *fsolve* con la funzione locale *closure_eq* così da poter trovare gli angoli $\theta_2(i)$ e $\theta_3(i)$.

$$\begin{aligned} \text{fun} &= @(x) \text{closure_eq}(x, \theta_1(i), l1, l2, l3, l0, \theta_0) \\ \text{sol} &= \text{fsolve}(\text{fun}, \text{guess}, \text{options}) \end{aligned}$$

fun e la sintassi $@(x)$ generano una funzione temporanea che isola le variabili incognite, mantenendo costanti i parametri geometrici e l'angolo di input al passo *i*-esimo

La funzione *closure_eq*, invece, è definita come funzione locale, ovvero una sub-routine integrata all'interno dello script principale, definita come segue.

$$\begin{aligned} \text{function } F &= \text{closure_eq}(x, \theta_1, l1, l2, l3, l0, \theta_0) \\ \theta_2 &= x(1) \\ \theta_3 &= x(2) \\ F(1) &= l1*\cos(\theta_1) + l2*\cos(\theta_2) - l3*\cos(\theta_3) - l0*\cos(\theta_0) \\ F(2) &= l1*\sin(\theta_1) + l2*\sin(\theta_2) - l3*\sin(\theta_3) - l0*\sin(\theta_0) \end{aligned}$$

Questa funzione, in pratica, proietta sugli assi x e y l'equazione vettoriale di chiusura del quadrilatero articolato $l1 + l2 - l3 - l0 = 0$.

Il risolutore calcola le radici sol (ovvero θ_2 e θ_3), le quali si sostituiscono al vettore *guess* per l'iterazione successiva, sfruttando la continuità del moto.

Parallelamente, viene eseguita la trasformazione delle coordinate dei punti P e Q dal sistema di riferimento locale a quello globale.

Vengono calcolate le coordinate del perno B (tra manovella e biella)

$$r_B = \begin{bmatrix} l1 * \cos(\theta_1(i)) \\ l1 * \sin(\theta_1(i)) \end{bmatrix}$$

e la matrice di rotazione R2 della biella rispetto al sistema di riferimento globale che verrà utilizzata per orientare i vettori locali dei punti P e Q rispetto al sistema globale.

$$R2 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_2(i)); -\sin(\theta_2(i)) \\ \sin(\theta_2(i)); \cos(\theta_2(i)) \end{bmatrix}$$

Applicando la trasformazione lineare: da vettori locali si attua la trasformazione delle coordinate (Globale = Origine_Link + R * Locale) per arrivare ad ottenere e salvare le coordinate risultanti globali.

$$\begin{cases} r_{P_local} = [u_P; v_P] \\ r_{Q_local} = [u_Q; v_Q] \end{cases}$$

$$\begin{cases} r_{P_global} = r_B + R2 * r_{P_local} \\ r_{Q_global} = r_B + R2 * r_{Q_local} \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_Biella_Global(:, i) = r_{P_global} \\ Q_Biella_Global(:, i) = r_{Q_global} \end{cases}$$

5.3.B ANALISI DI VELOCITÀ

Per svolgere le successive analisi di velocità e accelerazione si possono seguire due strade. L'approccio numerico, Metodo delle Differenze Finite, ha il problema di essere approssimativo, mentre l'approccio analitico, Metodo dei coefficienti di velocità/matrici, che è quello utilizzato, risulta essere più preciso ed accurato.

5. Analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dell'oggetto (MATLAB)

Dunque, la determinazione del campo di velocità viene condotta per via analitica differenziando le equazioni di posizione rispetto al tempo.

$$\frac{d(\cos(\theta))}{dt} = -\sin(\theta) * w \qquad \frac{d(\sin(\theta))}{dt} = \cos(\theta) * w$$

Viene impostato il sistema lineare $J * \begin{bmatrix} w_2 \\ w_3 \end{bmatrix} = W_1$

J rappresenta la matrice Jacobiana

$$J = \begin{bmatrix} -l_2 * \sin(\theta_2(i)); & l_3 * \sin(\theta_3(i)); \\ l_2 * \cos(\theta_2(i)); & -l_3 * \cos(\theta_3(i)) \end{bmatrix}$$

W_1 raggruppa i termini noti che dipendono dalla velocità w_1

$$W_1 = \begin{bmatrix} l_1 * w_1(i) * \sin(\theta_1(i)) \\ -l_1 * w_1(i) * \cos(\theta_1(i)) \end{bmatrix}$$

Il sistema viene risolto mediante inversione matriciale, e vengono salvate le due soluzioni

$$w_{sol} = \frac{J}{W_1}$$

$$w_2(i) = w_{sol}(1) \qquad w_3(i) = w_{sol}(2)$$

5.3.C ANALISI DI ACCELERAZIONE:

Anche in questo caso, le variabili di accelerazione si ottengono tramite derivazione temporale del campo di velocità.

$$\frac{d[w * \sin(\theta)]}{dt} = \cos(\theta) * w^2 + \sin(\theta) * a$$

In particolare, i termini contenenti ' $\cos(\theta) * w^2$ ' rappresentano l'accelerazione centripeta, mentre i termini contenenti ' $\sin(\theta) * a$ ' l'accelerazione angolare.

Viene impostato e risolto il solito sistema lineare $J * \begin{bmatrix} a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} = TN_{acc}$

dove però il vettore dei termini noti include sia i termini dipendenti dall'accelerazione della manovella a_1 , sia i relativi termini centripeti / di Coriolis degli altri due elementi.

Dunque, componenti di accelerazione di 1

$$\text{Termine centripeto: } a_{n1} = l1 * (w_1(i))^2$$

$$\text{Termine tangenziale: } a_{t1} = l1 * a_1(i)$$

Componenti di accelerazione centripeta/Coriolis di 2 e 3

$$a_{n2} = l2 * w_2(i)^2$$

$$a_{n3} = l3 * w_3(i)^2$$

$$TN_{acc} = \begin{bmatrix} a_{t1} * \sin(\theta_1(i)) + a_{n1} * \cos(\theta_1(i)) + a_{n2} * \cos(\theta_2(i)) - a_{n3} * \cos(\theta_3(i)) \\ a_{n1} * \sin(\theta_1(i)) + a_{n2} * \sin(\theta_2(i)) - a_{n3} * \sin(\theta_3(i)) \end{bmatrix}$$

Il sistema lineare viene risolto e vengono salvate le soluzioni $a_2(i)$ e $a_3(i)$

$$a_{sol} = \frac{J}{TN_{acc}}$$

$$a_2(i) = a_{sol}(1) \quad a_3(i) = a_{sol}(2)$$

Analisi dei Risultati e Rappresentazione Grafica

Lo script si conclude con la sottosezione "5.4 PLOT", la quale restituisce un output grafico strutturato raffigurante le traiettorie dell'intero cinematismo completo con i suoi membri (manovella, biella, bilanciere e telaio) e la posizione del segmento P-Q, con relative scie degli estremi, per visualizzare meglio la rotazione del portello solidale all'elemento biella.

Dall'analisi dei diagrammi relativi alle velocità e alle accelerazioni angolari in funzione della coordinata libera θ_1 , invece, si rileva la totale assenza di picchi. Tale evidenza permette di confermare l'esclusione di insorgenza di configurazioni cinematiche di punto morto.

Inoltre, i valori di tali grandezze si mantengono costantemente entro limiti contenuti, dimostrando di conseguenza una cinematica stabile e un controllo ottimale dei movimenti del sistema. In particolare, si osserva come la manovella e il bilanciere presentano valori positivi di velocità angolare, riconducibili a una rotazione dei componenti in senso orario. Viceversa, la biella, componente 3, è caratterizzata da valori negativi della medesima grandezza,

5. Analisi cinematica di posizione, velocità e accelerazione dell'oggetto (MATLAB)

indicando un moto rotatorio in senso antiorario, il quale risulta funzionale e coincidente con la fase di apertura dello sportello.

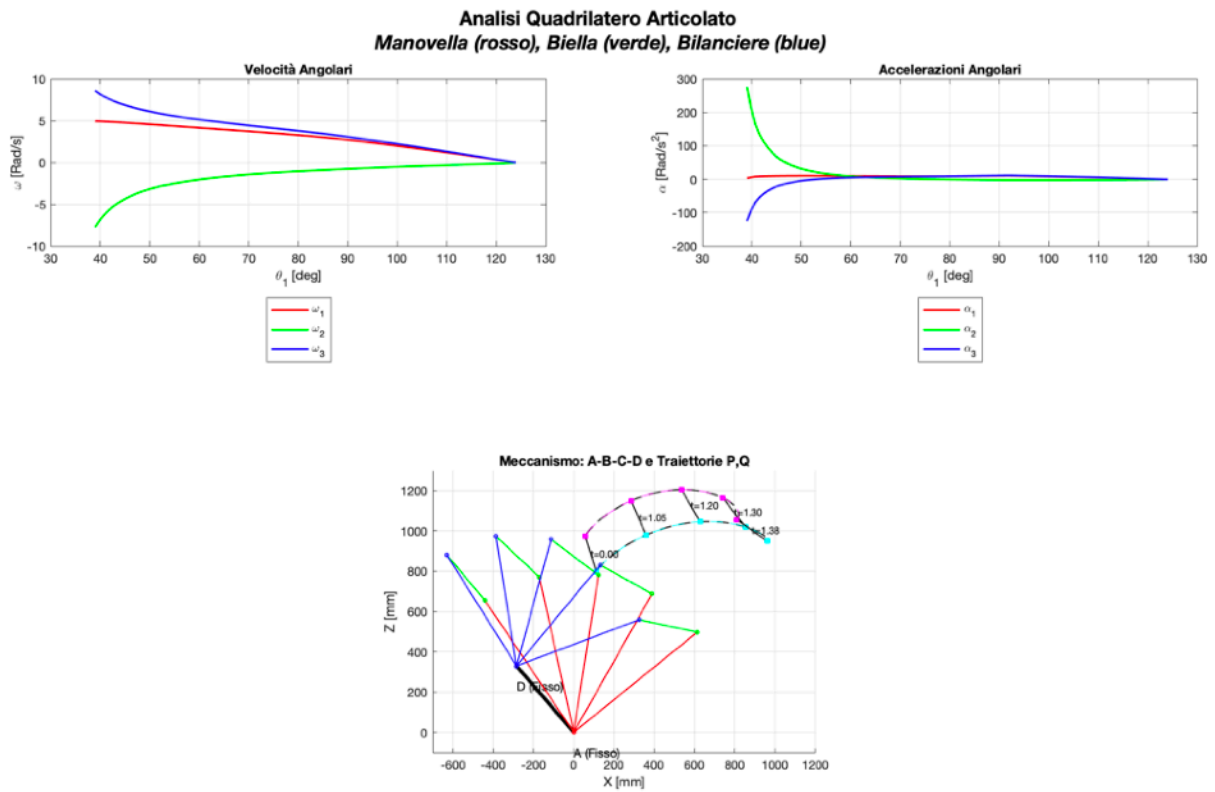


Fig 5.2 - Grafici derivanti dall'analisi cinematica del moto

In conclusione, l'algoritmo presentato opera secondo una sequenza logico-deduttiva rigorosa e ben definita. Si parte procedendo con la definizione della configurazione geometrica, si procede con l'analisi statica della molla, si calcolano le proprietà inerziali, si simula il comportamento dinamico del sistema sotto l'influenza delle forze e delle inerzie in gioco, e si conclude con un'analisi cinematica dettagliata di posizioni, velocità e accelerazioni.

6. Realizzazione del MockUp 1:1

Al fine di condurre una validazione fisica del sistema e di eseguire prove sperimentali dirette volte all'analisi del cinematismo, si è resa necessaria la realizzazione di un prototipo in scala 1:1. Inizialmente, il modello geometrico tridimensionale, esportato in formato STEP, è stato inviato all'azienda Tecnoinox, incaricata delle lavorazioni metalliche. Successivamente, sono stati acquisiti in risposta gli elaborati tecnici bidimensionali in formato DWG, comprensivi dei piani di nesting per il taglio delle lamiere e di tutte le specifiche operative propedeutiche alla fabbricazione.

Una volta ultimata la realizzazione della struttura base, il prototipo verrà predisposto per le fasi di test e validazione fisica funzionale. A questo scopo, il setup sperimentale sarà integrato mediante l'installazione dei componenti tecnici e attrezzature di coperta standard, recuperati da magazzino o approvvigionati specificamente per il test. La selezione di tutta questa attrezzatura è stata dettagliatamente spiegata nei capitoli precedenti. Nello specifico, gli elementi selezionati sono l'ancora di 50 kg, i 10 metri di catena con diametro della maglia pari a 10 mm, due molle a gas Vapsint, il salpancora ad asse verticale, il Chain Stopper e il giunto snodato ancora-catena.

In questa fase finale, l'obiettivo principale è la verifica empirica del sistema nel suo complesso. In particolare, le prove condotte sono finalizzate a valutare l'efficienza meccanica, la fluidità del movimento cinematico e la robustezza strutturale complessiva della soluzione adottata. Ciò comporta un passaggio metodologico fondamentale per certificare la validità del progetto, e della successiva implementazione a bordo da parte del cantiere.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha illustrato l'iter progettuale relativo allo sviluppo di un innovativo sistema di ancoraggio a scomparsa destinato all'integrazione sulla futura imbarcazione Pardo Yacht del Cantiere del Pardo. L'obiettivo principale è consistito nella definizione di un cinematismo per la movimentazione dell'ancora, vincolato alla massimizzazione del volume interno della cabina armatore di prua e al mantenimento di un'elevata efficienza e sicurezza operativa. A tal fine, è stata posta come condizione progettuale l'impiego di un unico attuatore, coincidente con il motore del salpancora, per l'intero azionamento. L'elemento tecnico caratterizzante il progetto risiede, pertanto, nell'integrazione meccanica tra la movimentazione della linea di ancoraggio, costituita da ancora e catena, e l'apertura spontanea del portello di chiusura.

Per ottemperare a tali requisiti, è stato sintetizzato un quadrilatero articolato piano. In tale architettura, la rotazione di un elemento principale, indotta dallo sblocco della tensione della catena e dall'azione di due molle a gas in estensione, ha determinato simultaneamente il dispiegamento del braccio portante dell'ancora e l'apertura del carter. Ciò ha comportato il raggiungimento del target prefissato, ovvero l'eliminazione di ulteriori attuatori elettrici o idraulici dedicati, riducendo significativamente le potenziali criticità meccaniche del sistema.

Successivamente, è stato condotto il dimensionamento del meccanismo. I risultati derivanti dalle simulazioni hanno confermato la fattibilità cinematica del sistema. Inoltre, a seguito dell'interazione con i fornitori di settore, è stato definito e attrezzato l'intero equipaggiamento di coperta necessario.

Per quanto concerne la validazione fisica del concept e i limiti attuali dello studio, è stata avviata la realizzazione di un MockUp in scala 1:1, in collaborazione con l'azienda Tecnoinox. Attualmente, il prototipo risulta in fase di costruzione. Una volta ultimato, verrà

integrato con l'attrezzatura di coperta. Tale modello fisico consentirà la verifica empirica del cinematismo, degli ingombri e della manovrabilità del sistema. In una fase immediatamente successiva, verranno eseguiti test strumentati, al fine di validare oggettivamente il comportamento dinamico del meccanismo in condizioni operative preliminari.

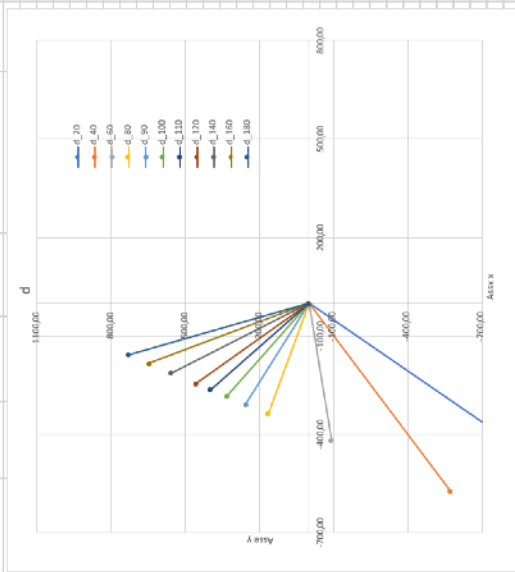
Infine, gli ulteriori sviluppi del progetto dovranno comprendere l'esecuzione di prove sperimentali in reali condizioni marine, l'ottimizzazione dei materiali e degli spessori, nonché lo studio per una miglior industrializzazione dell'intero sistema e l'implementazione a bordo.

In conclusione, il lavoro esposto rappresenta un'applicazione rigorosa della progettazione iterativa a spirale: ciascuna fase, dall'analisi iniziale alla modellazione cinematica, fino al dimensionamento e alla prototipazione, ha generato vincoli che hanno influito sulle scelte progettuali precedenti. Tale iteratività ha consentito una progressiva convergenza verso i requisiti funzionali, dimensionali ed estetici imposti. Il risultato ottenuto si configura come un sistema compatto, meccanicamente essenziale, operativamente immediato e potenzialmente estendibile all'intera gamma di imbarcazioni a motore del cantiere.

Bibliografia

1. Carricato, M., "Chapter04_KinematicsApplications", Materiale didattico del corso di Meccanica delle Macchine, Alma Mater Studiorum, Bologna, 2024.
2. Cultura Marinara, "Come scegliere l'ancora: rapporto peso e lunghezza barca".
<https://www.culturamarinara.com/p/come-scegliere-lancora-rapporto-peso-e-lunghezza-barca>
3. Easysea, "Boat anchor size". <https://easysea.org/it/blogs/utility/boat-anchor-size>
4. Giornale della Vela, "Ancora SVB Marine" (2023).
<https://www.giornaledellavela.com/2023/07/19/ancora-svb-marine/>
5. Giornale della Vela, "Ancoraggi e ormeggi: tutto quello che devi sapere".
<https://www.giornaledellavela.com/2026/02/27/ancoraggi-e-ormeggi-tutto-quello-che-devi-sapere/>
6. Giornale della Vela, "Tecnica: scegliere l'ancora, il cavo e la catena giusti per la vostra barca" (2020). <https://www.giornaledellavela.com/2020/03/08/tecnica-scegliere-lancora-il-cavo-e-la-catena-giusti-per-la-vostra-barca/>
7. Magellano Store, "Ancore: Come scegliere".
<https://www.magellanostore.it/guide-Ancore-Come-scegliere.html>
8. Orange Marine, "Il salpa ancora". <https://www.orange-marine.it/content/56-il-salpa-ancora>
9. Orange Marine, "Le ancore". <https://www.orange-marine.it/content/55-le-ancore>
10. Osculati, Sito Web Ufficiale. <https://www.osculati.com/it/>
11. Quick Italy, Sito Web Ufficiale. <https://www.quickitaly.com/it/home/>
12. SVB Marine, "Guida alle catene e alle cime di ancoraggio".
<https://www.svb-marine.it/it/guida/guida-alle-catene-e-alle-cime-di-ancoraggio.html>
13. SVB Marine, "Qual è l'ancora giusta per la mia barca".
<https://www.svb-marine.it/it/guida/qual-e-l-ancora-giusta-per-la-mia-barca.html>
14. Treccani, Enciclopedia Italiana. <https://www.treccani.it/>
15. Ultramarine Anchors, Sito Web Ufficiale. <https://www.ultramarine-anchors.com/it/>
16. Vapsint, "Molle a gas". <https://www.vapsint.com/molle-a-gas/>
17. Vertechy, R., "MdM_10 - Sistemi Articolati", Materiale didattico del corso di Meccanica delle Macchine, Alma Mater Studiorum, Bologna, 2021.
18. Vertechy, R., "MdM_9 - Analisi cinematica dei meccanismi", Materiale didattico del corso di Meccanica delle Macchine, Alma Mater Studiorum, Bologna, 2021.

$d_i = -b_i + a_i + c_i$
SdR proprio
 d_i | -283,64 | 332,54 | 437,08
 gamma_i | -0,864554979 | 130,4623567
SdR proprio
 d_i | -283,64 | 332,54 | 437,08
 gamma_i | -0,864554979 | 130,4623567



luogo dei punti di d	Dbeta	rad	b	Dbeta/2	rad	DB	OM	di_1_x = O_x	di_1_y = O_y	di_2_x	di_2_y	lunghezza d	rad	angolo
	20	0,35	2864,56	10	0,17	994,85	2821,04	-1011,23	-1958,34	0	0	2204,01	1,09	242,69
	40	0,70	1454,37	20	0,35		1366,66	-570,99	-572,20	0	0	808,35	0,79	225,06
	60	1,05	994,85	30	0,52	$c_i, 2 = A$	861,57	-418,09	-90,79	0	0	427,84	0,21	192,25
	80	1,40	773,86	40	0,70	$c_i, 2 = B$	592,81	-336,74	165,35	0	0	375,15	-0,46	153,85
	90	1,57	703,47	45	0,79	M	497,43	-307,87	256,26	0	0	400,57	-0,69	140,23
	100	1,75	649,34	50	0,87		417,39	-283,64	332,54	0	0	437,08	-0,86	130,46
	110	1,92	607,24	55	0,96		348,30	-262,73	398,30	0	0	477,22	-0,99	123,40
	120	2,09	574,38	60	1,06		287,19	-244,23	456,64	0	0	517,85	-1,08	118,14
	140	2,44	529,35	70	1,22	DB	181,05	-212,10	557,80	0	0	596,76	-1,21	110,82
	160	2,79	505,10	80	1,40	OM	87,71	-183,85	646,76	0	0	672,38	-1,29	105,87
	180	3,14	497,43	90	1,57		0,00	-157,30	730,35	0	0	747,10	-1,36	77,85

Appendice C - Codice MATLAB

/Users/carolinademari.../merge_traiettoria_dim_molle.m 1 of 17

```
%% ANALISI CINEMATICA E DINAMICA

%% INDICE
% 0_ PARAMETRI E SET UP SIMULAZIONE
% 1_ BARICENTRO > 1.1 Plot
% 2_ DIMENSIONAMENTO STATICO MOLLA > 2.1 Momento Resistente
% > 2.2 SetUp geometria molla
% > 2.3 Plot
% 3_ MOMENTO D'INERZIA > 3.1 Dati molla catalogo
% > 3.2 Dati componenti
% > 3.3 Calcolo inerzia baricentrica
% > 3.4 Preparazione vettori per pt 4
% 4_ ANALISI DINAMICA > 4.1 Controllo preliminare geometria
% > 4.2 Inizializzazione vettori
% > 4.3 Loop simulazione > 4.3.A Forza di spinta
% > 4.3.B Coppia Motrice, Resistente, Netta
% > 4.3.C Inerzia Equivalente
% > 4.3.D Integrazione del moto
% 5_ ANALISI CINEMATICA > 5.1 Parametri geometrici, cinematici
% > 5.2 Inizializzazione vettori
% > 5.3 Ciclo di calcolo > 5.3.A Analisi di Posizione
% > 5.3.B Analisi di Velocità
% > 5.3.C Analisi di Accelerazione
% > 5.3.D Traiettoria pto P,Q
% > 5.4 Plot
% 6_ FUNZIONI LOCALI

%% coordinate assolute rispetto ad A (0,0)

clear all;
close all;
clc;

%% 0. PARAMETRI E SETUP SIMULAZIONE
% Notatione fornita:
% l1 = Manovella (a), l2 = Biella (c), l3 = Bilanciere (b), l0 = Telaio (d)

l1 = 790; % Manovella (a)
l2 = 295; % Biella (c)
l3 = 651.61; % Bilanciere (b)
l0 = 435.21; % Telaio (d)
th0 = deg2rad(130.8); % Telaio inclinato (Angolo fisso del segmento A-D)

% istante iniziale
th2_0 = deg2rad(130);
th3_0 = deg2rad(122.2);

% istante finale
th2_f = deg2rad(168);
th3_f = deg2rad(20.6);

% Definizione Angoli di rotazione (Manovella)
th1_0 = deg2rad(124); % Inizio
delta_th = deg2rad(85); % Escursione totale
th1_end = th1_0 - delta_th; % Fine (Rotazione Oraria = angolo cala)

n_steps = 100; % Risoluzione della simulazione

% Vettore principale degli angoli per la simulazione (100 punti)
th1_sim = linspace(th1_0, th1_end, n_steps);
```

```

%% 1. BARICENTRO
% Coordinate dei baricentri G1 e G2 per i 5 istanti noti (5 snapshot: inizio - 3
intermedi - fine)

    % Materiale 1: Acciaio INOX
    % => densità rho1 = 0,008 g/mm^3
    %   volume: braccio, cinematismo portello, lato b, ancora

    % Materiale 2: VTR
    % => densità rho2 = 0,0018 g/mm^3
    %   volume: sportello

% ISTANCE 0
% braccio + cinematismo portello + lato b
V1 = 4055000 + 225000 + 547600 ;           %[mm^3]
rho1 = 0.008;                               %[g/mm^3]
m1 = (rho1 * V1)*10^(-3) + 50;             %kg      50kg=ancora
r1_0 = [-379.109 715.873];                 % baricentro corpo 1 [mm]

% portello in VTR
V2 = 14310000;                               %[mm^3]
rho2 = 0.0018;                               %[g/mm^3]
m2 = (rho2 * V2)*10^(-3); %kg
r2_0 = [54.375 847.002];

% Baricentro risultante
r_res_0 = (m1 .* r1_0 + m2 .* r2_0) / (m1 + m2);

G_X_0 = r_res_0(1);
G_Z_0 = r_res_0(2);

% DURANTE LA ROTAZIONE
% Istanti angolari corrispondenti ai 5 punti (Delta_theta1 = 21,25°)
th1_5pti = linspace(th1_0, th1_end, 5);

% Coordinate (x,z) di Baricentro corpo1 nei 5 istanti
r1 = [r1_0;
      -106.076  813.662;
       187.856  798.223;
       454.762  677.775;
       643.240  475.692 ];

% Coordinate (x,z) di Baricentro corpo2 nei 5 istanti
r2 = [r2_0;
      294.183  1019.631;
      557.784  1078.742;
      785.566  1042.335;
      887.169  952.757 ];

% Calcolo del Baricentro Risultante per i 5 punti
% Formula: G_res = (m1*G1 + m2*G2) / (m1+m2)
r_res_5pti = (m1 .* r1 + m2 .* r2) / (m1 + m2);

% CREAZIONE CURVA CONTINUA (SPLINE rispetto ANGOLO)
% No dipendenza dal tempo, MA usiamo l'angolo th1 come riferimento x per la spline.
% Spline che interpola/passi per 5 punti
% con risoluzione di 100 punti (n_steps) allineati con th1_sim.

% Interpoliamo la coordinata X del baricentro in funzione di Theta
G_res_X_vec = spline(th1_5pti, r_res_5pti(:,1), th1_sim);

```

```

% Interpoliamo la coordinata Y del baricentro in funzione di Theta
G_res_Z_vec = spline(th1_5pti, r_res_5pti(:,2), th1_sim);

% DUNQUE
% th1_sim    -> vettore 1x100 degli angoli manovella
% G_res_X_vec -> vettore 1x100 delle X del baricentro corrispondenti
% G_res_Z_vec -> vettore 1x100 delle Z del baricentro corrispondenti

% ---
% 1.1 PLOT DI VERIFICA BARICENTRO
figure('Name','Traiettorie Baricentro Sistema','Color','w');
hold on;
grid on;
axis equal;
xlabel('X [mm]');
ylabel('Z [mm]');
title('Interpolazione Baricentro Totale del Sistema');

% Disegno i 5 punti originali
plot(r_res_5pti(:,1), r_res_5pti(:,2), 'ro', 'MarkerSize', 8, 'LineWidth', 2, \
'DisplayName', 'G risultante');

% Disegno la curva interpolata (100 punti)
plot(G_res_X_vec, G_res_Z_vec, 'b-', 'LineWidth', 1.5, 'DisplayName', 'Spline \
Interpolante');

% Baricentri originali
plot(r1(:,1), r1(:,2), 'k--o', 'DisplayName', 'G1');
plot(r2(:,1), r2(:,2), 'k--o', 'DisplayName', 'G2');

legend('Location', 'southoutside');

% Disegno quadrilatero articolato
% Disegno istante 0
Ax_fixed = 0;
Az_fixed = 0;
Bx_0 = l1 * cos(th1_0);
Bz_0 = l1 * sin(th1_0);
Cx_0 = Bx_0 + l2 * cos(th2_0);
Cz_0 = Bz_0 + l2 * sin(th2_0);
Dx_fixed = l0 * cos(th0);
Dz_fixed = l0 * sin(th0);

plot([Ax_fixed, Dx_fixed], [Az_fixed, Dz_fixed], 'k-', 'LineWidth', 3, \
'HandleVisibility', 'off');
plot([Ax_fixed, Bx_0], [Az_fixed, Bz_0], 'k-', 'LineWidth', 1, \
'HandleVisibility', 'off');
plot([Bx_0, Cx_0], [Bz_0, Cz_0], 'k-', 'LineWidth', 1, 'HandleVisibility', \
'off');
plot([Cx_0, Dx_fixed], [Cz_0, Dz_fixed], 'k-', 'LineWidth', 1, \
'HandleVisibility', 'off');

% Disegno istante fine
Bx_f = l1 * cos(th1_end);
Bz_f = l1 * sin(th1_end);
Cx_f = Bx_f + l2 * cos(th2_f);
Cz_f = Bz_f + l2 * sin(th2_f);

plot([Ax_fixed, Dx_fixed], [Az_fixed, Dz_fixed], 'k-', 'LineWidth', 3, \
'HandleVisibility', 'off');
plot([Ax_fixed, Bx_f], [Az_fixed, Bz_f], 'k-', 'LineWidth', 1, \

```

```

'HandleVisibility', 'off');
    plot([Bx_f, Cx_f], [Bz_f, Cz_f], 'k-', 'LineWidth', 1, 'HandleVisibility', 'off');
    plot([Cx_f, Dx_fixed], [Cz_f, Dz_fixed], 'k-', 'LineWidth', 1, 'HandleVisibility', 'off');

%% 2. DIMENSIONAMENTO STATICO MOLLA A GAS

% 2.1 CALCOLO DEL MOMENTO RESISTENTE (GRADIENTE GEOMETRICO)
% COPPIA STATICA RESISTENTE DATA DAL PESO di tutto il cinematismo

% Forza Peso
Massa_Carico = m1 + m2;           % [kg]
g = 9.81;                         % [m/s^2]
Forza_Peso = Massa_Carico * g;    % [N]

% Rapporto di trasmissione geometrico [mm/rad]
% Calcolo delle differenze finite tra un passo e l'altro
d_theta = diff(th1_sim);         % Variazione angolo (rad)
d_zG = diff(G_res_Z_vec);        % Variazione altezza Baricentro (mm)

% "Di quanti mm sale il baricentro se ruoto la manovella di 1 radiante"
grad_dz_dth = d_zG ./ d_theta;
grad_dz_dth(end+1) = grad_dz_dth(end); % Termine di pareggio
% Termine di pareggio (+ ultimo punto per pareggiare le dimensioni a
100)

% Coppia Resistente dato che il peso esercita sulla manovella
% C_peso = Forza * (dy/dtheta)
Coppia_Peso_Res = Forza_Peso * grad_dz_dth; % [N*mm]
Coppia_Peso_Res_Nm = Coppia_Peso_Res / 1000; % [N*m]

% Se il baricentro sale (dz>0) mentre th1 scende (d_theta<0 -> moto orario),
% il moto contrasta il peso.

% 2.2 SETUP GEOMETRIA MOLLA
% --- MODIFICARE QUESTI PARAMETRI PER TROVARE LA CONFIGURAZIONE MIGLIORE ---
% Punto F (Fisso a telaio, coordinate assolute rispetto ad A)
Fx = -861;
Fz = -342;

% Punto M (Mobile sulla manovella)
r_M = 370; % Distanza dal centro A [mm]

beta_M = deg2rad(55.5); % Sfasamento angolare rispetto alla manovella [rad]
% -----

N_molle = 2; % numero di molle gemelle in parallelo
L_molla = zeros(1, n_steps);
Braccio_molla = zeros(1, n_steps);
Forza_Molla_Req = zeros(1, n_steps);

for i = 1:n_steps
% Angolo attuale manovella
theta_i = th1_sim(i);

% Posizione M (rotazione rigida attorno ad A)
Mx = r_M * cos(theta_i + beta_M);
Mz = r_M * sin(theta_i + beta_M);

```

```

% Vettore Molla (F -> M)
Sx = Mx - Fx;
Sz = Mz - Fz;

%LUNGHEZZA MOLLA
L_molla(i) = sqrt(Sx^2 + Sz^2);

% BRACCIO DELLA MOLLA rispetto ad A(0,0)
% b = |Mx*Fz - Mz*Fx| / L
num = abs(Mx * Fz - Mz * Fx);
Braccio_molla(i) = num / L_molla(i);

% Calcolo FORZA RICHIESTA DALLA MOLLA (Statica Ideale)
% 2 Molle simmetriche all'equilibrio: 2 * Fm * b = Coppia_Peso
% Assumiamo valore assoluto perché ci interessa la forza di spinta
Forza_Molla_Req(i) = abs(Coppia_Peso_Res(i)) / ((N_molle * Braccio_molla(i)) +
1e-6);
end

% ---
% 2.3 PLOT
figure('Name', 'Analisi Molla a Gas (Statica)', 'Color', 'w');
sgtitle({'Analisi Molla a Gas - Dimensionamento Statico', '\it{da } \theta_{1_0} = 124^\circ a
\theta_{1_f} = 39^\circ'});

% 1. COPPIA PESO
subplot(2,3,[1,2]);
plot(rad2deg(th1_sim), Coppia_Peso_Res_Nm, 'k');
grid on;
title('Coppia Resistente Peso');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('Coppia [Nm]');
xline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);
yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);

% 2. RAPPORTO DI TRASMISSIONE GEOMETRICO [mm/rad]
subplot(2,3,3);
plot(rad2deg(th1_sim), grad_dz_dth, 'b');
grid on;
title('Rapporto di trasmissione geometrico');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('[mm/rad]');
xline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);
yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);

% 3. LUNGHEZZA DELLA MOLLA
subplot(2,3,4);
plot(rad2deg(th1_sim), L_molla, 'b');
grid on;
title(['Lunghezza Molla (Corsa: ' num2str(round(max(L_molla)-min(L_molla))) '
mm)']);
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('L [mm]');
xline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);
yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);

```

```

% 4. BRACCIO
% NB a fine corsa braccio di leva non è 0 perchè consideriamo F| e F_
% e quindi relativi bracci, dist orizzontale e dist verticale
subplot(2,3,5);
plot(rad2deg(th1_sim), Braccio_molla, 'm');
grid on;
title('Braccio di Leva efficace');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('b [mm]');
xline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);
yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);

% 5. FORZA RICHIESTA
% Obiettivo: avere una curva il più piatta possibile
% e con valori compatibili con le molle commerciali (es. una molla da 500N o
1000N).
% Se la curva ha un picco verticale (es. tende a infinito),
% significa che in quel punto il braccio della molla sta diventando zero (la molla
è allineata col perno A).
% Devi spostare F o M per evitare questo allineamento durante la corsa utile.
subplot(2,3,6);
plot(rad2deg(th1_sim), Forza_Molla_Req, 'r', 'LineWidth', 2);
grid on;
title('Forza Molla Richiesta (Teorica)');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('Forza [N]');
xline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);
yline(0, 'k-', 'LineWidth', 1);

fprintf('\n--- RISULTATI--- \n');
fprintf('Forza MAX richiesta per CIASCUNA molla: %.2f N\n', max(Forza_Molla_Req));
fprintf('Peso MAX richiesto per CIASCUNA molla: %.2f kg\n', max(Forza_Molla_Req)/g);

fprintf('\nLunghezza Massima (Aperta): %.2f mm\n', max(L_molla));
fprintf('Lunghezza Minima (Chiusa): %.2f mm\n', min(L_molla));
fprintf('Corsa Molla: %.2f mm\n', max(L_molla)-min(L_molla));

% Una volta trovata la curva rossa "Forza Molla Teorica",
% dovrai scegliere una molla commerciale la cui retta di forza stia sempre
leggermente sopra alla curva rossa
% (se vuoi che il meccanismo si apra da solo)
% o che la intersechi nel modo voluto.

%% 3. MOMENTO D'INERZIA
% I_tot = I_traslazione (m*d^2) + I_rotazione (I_G)

% Calcoliamo I_G (Inerzia attorno al baricentro) usando i 5 componenti dettagliati.

% 3.1 DATI MOLLA SCELTA DA CATALOGO
F_nom_kg = 1200/9.81; % [kg]
L_open_cat = 1100; % [mm]
Corsa_cat = 500; % [mm]
F_ratio = 1.21; % Progressione [-]
Eta_mec = 0.85; % Rendimento[-]

```

```

% 3.2 DATI COMPONENTI (5 PEZZI)
% 0: origine Fusion360
% A(0,0): coordinate assolute
O_rel_A = [-16047.860, -1391.311]; % Spostamento Origine 0 -> A

% Struttura per contenere i dati (solo istante iniziale e finale)
% m[kg]; r_0[m]; I[kg*m^2]
Dati = cell(2,1);

% --- SNAPSHOT 1: CHIUSO ---
% Braccio
Dati{1}.comp(1).m = 25964.996e-3;
Dati{1}.comp(1).r_0 = [15618.838e-3, 1774.971e-3];
Dati{1}.comp(1).I = 376600000e-9;
% Cinematismo
Dati{1}.comp(2).m = 647.625e-3;
Dati{1}.comp(2).r_0 = [16124.502e-3, 2432.308e-3];
Dati{1}.comp(2).I = 2981000e-9;
% Portello (massa stimata da vol*dens)
Dati{1}.comp(3).m = 23922e-3;
Dati{1}.comp(3).r_0 = [16102.318e-3, 2237.449e-3];
Dati{1}.comp(3).I = (621700000/112300*(m2*10^3))*10^(-9);
% Lato b
Dati{1}.comp(4).m = 4298.28e-3;
Dati{1}.comp(4).r_0 = [15589.197e-3, 1997.463e-3];
Dati{1}.comp(4).I = 169300000e-9;
% Ancora
Dati{1}.comp(5).m = 50;
Dati{1}.comp(5).r_0 = [15663.105e-3, 2246.225e-3];
Dati{1}.comp(5).I = 367100000e-9;

% --- SNAPSHOT 2: APERTO ---
% Braccio
Dati{2}.comp(1).m = 25964.996e-3;
Dati{2}.comp(1).r_0 = [16405.927e-3, 1856.597e-3];
Dati{2}.comp(1).I = 376600000e-9;
% Cinematismo
Dati{2}.comp(2).m = 647.625e-3;
Dati{2}.comp(2).r_0 = [16527.839e-3, 1997.943e-3];
Dati{2}.comp(2).I = 2981000e-9;
% Portello (massa stimata da vol*dens)
Dati{2}.comp(3).m = 23922e-3;
Dati{2}.comp(3).r_0 = [16934.564e-3, 2345.148e-3];
Dati{2}.comp(3).I = (621700000/112300*(m2*10^3))*10^(-9);
% Lato b
Dati{2}.comp(4).m = 4298.28e-3;
Dati{2}.comp(4).r_0 = [16069.497e-3, 1835.39e-3];
Dati{2}.comp(4).I = 169300000e-9;
% Ancora
Dati{2}.comp(5).m = 50;
Dati{2}.comp(5).r_0 = [16911.294e-3, 1823.31e-3];
Dati{2}.comp(5).I = 367100000e-9;

% 3.3 CALCOLO INERZIA BARICENTRICA I_G
% Teorema di Huygens-Steiner per combinare assieme i 5 componenti in 1 solo
I_G_val = zeros(1,2); % [Start, End]

for k = 1:2
    mtot = 0;
    S_statico = [0,0];

```

```

% Calcolo BARICENTRO TOTALE (di questo set di componenti) locale (rispetto A)
for j=1:5
    % Allineamento coordinate, Gi rispetto A
    r_A = Dati{k}.comp(j).r_0 + 0_rel_A;
    % Massa totale
    mtot = mtot + Dati{k}.comp(j).m;
    % Massa * posizione
    S_statico = S_statico + Dati{k}.comp(j).m * r_A;
    % Salvo posizione
    Dati{k}.comp(j).r_A = r_A;
end
G_calc = S_statico / mtot;
% Baricentro tot sistema, calcolato dai 5 pezzi
% G_tot = Somma(massa_i * posizione_i rispetto A) / massa_tot

% Calcolo INERZIA TOTALE DEL SISTEMA RISPETTO G_calc (baricentro comune)
% I_G_tot = Termine proprio + Termine trasporto
% = (I_i) + (massa_i * (distanza G_i-G_tot)^2)
Itot = 0;
for j=1:5
    % Distanza G_i-G_tot
    dist_sq = sum((Dati{k}.comp(j).r_A - G_calc).^2);
    % I_propria + Itrasporto
    Itot = Itot + (Dati{k}.comp(j).I * 1e6) + (Dati{k}.comp(j).m .*
dist_sq);
end
I_G_val(k) = Itot; % [kg*mm^2]
end

I_G_start_mm2 = I_G_val(1);
I_G_end_mm2 = I_G_val(2);

fprintf('Inerzia: I_G Start: %.2e | I_G End: %.2e [kg*mm^2]\n', I_G_start_mm2,
I_G_end_mm2);

% 3.4 PREPARAZIONE VETTORI PER PARTE 4
% Interpoliamo l'inerzia tra inizio e fine
I_G_vec_mm2 = linspace(I_G_start_mm2, I_G_end_mm2, n_steps);
I_G_vec_m2 = I_G_vec_mm2 * 1e-6;

F_nom_N = F_nom_kg * 9.81;
k_gas = (F_nom_N * (F_ratio - 1)) / Corsa_cat; % rigidezza molla

% Recupero gradienti precisi dalla traiettoria Parte A
% dG/dth è la "velocità geometrica" del baricentro
dGx_dth = gradient(G_res_X_vec, th1_sim);
dGz_dth = gradient(G_res_Z_vec, th1_sim);

%% 4. ANALISI DINAMICA
% Simulazione dell'apertura: la molla rilascia energia estendendosi.

% 4.1 CONTROLLO PRELIMINARE GEOMETRIA
% Verifichiamo che la molla si allunghi davvero andando da "Chiuso" a "Aperto"
L_start = L_molla(1);
L_end = L_molla(end);

if L_end > L_start
    fprintf('\n[OK] L_end > L_start, Geometria corretta: la molla si ESTENDE
durante l''apertura.\n');
    fprintf('    Da %.1f mm (Chiusa) a %.1f mm (Aperta).\n', L_start, L_end);

```

```

else
    fprintf('\n[!!! ERRORE !!!] L_end < L_start, Geometria inversa\n');
    fprintf('    La molla si ACCORCIA durante l\'apertura (%.1f -> %.1f).\n',
L_start, L_end);
    fprintf('    Controllare i punti Fx, Fz (fisso) e r_M (mobile).\n');
    return; % Blocca l'esecuzione per evitare calcoli assurdi
end

% 4.2 INIZIALIZZAZIONE VETTORI
w_1 = zeros(1, n_steps);           % Velocità angolare [rad/s]
time_vec = zeros(1, n_steps);     % Tempo [s]
Coppia_Netta = zeros(1, n_steps); % Coppia residua
Forza_Reale_Molla = zeros(1, n_steps); % Forza Reale molla
J_eq_vec = zeros(1, n_steps);     % Momento d'inerzia

% Passo angolare (sempre positivo per i calcoli energetici)
d_th_step = abs(th1_sim(2) - th1_sim(1));

% 4.3 LOOP DI SIMULAZIONE
for i = 1:n_steps

    % 4.3.A CALCOLO FORZA DI SPINTA (MOLLA IN ESTENSIONE)
    % Logica della Progressione
    % 1. Molla a gas spinge perché il gas dentro è compresso.
    % 2. Più molla è corta (compressa), più spinge forte.
    % 3. Man mano che si allunga (si estende),
    %    la pressione cala e la forza diminuisce.

    L_attuale = L_molla(i);
    % Calcoliamo Compressione Residua (quanto stelo è ancora dentro il cilindro)
    compressione_residua = L_open_cat - L_attuale;

    % Gestione casi limite
    % Caso_1: La molla si è estesa oltre il suo limite massimo (si stacca o rompe)
    if compressione_residua < 0
        F_spinta = 0;
        if i==1, warning('Molla TROPPO CORTA per questa geometria! (L_open <
L_necessaria)');
        end
    end

    % Caso_2: La molla è schiacciata a pacco (cilindro tocca fondo)
    elseif compressione_residua > Corsa_cat
        F_spinta = F_nom_N * 100000; % Simulo una forza altissima "muro"

    % Caso Normale: Molla lavora.
    else
        % F = F_minima + (k * quanto_manca_alla_fine)
        F_spinta = F_nom_N + (k_gas * compressione_residua);
    end

    Forza_Reale_Molla(i) = F_spinta;

    % 4.3.B CALCOLO COPPIE (Motrice vs Resistente)
    % Coppia Motrice: aiuta ad aprire il cinematismo [Nm]
    C_motrice = (N_molle * F_spinta * Braccio_molla(i) * Eta_mec)/1000;

    % Coppia Resistente, Coppia_Peso_Res_Nm che riprendiamo da Parte 2
    C_resistente = abs(Coppia_Peso_Res_Nm(i));

```

```

% Coppia Netta
Coppia_Netta(i) = C_motrice - C_resistente;
    % Se è positiva (+), il portellone accelera.
    % Se è negativa (-), il portellone decelera (o non parte proprio).

% 4.3.C CALCOLO INERZIA EQUIVALENTE (J_eq)
% 1. Inerzia Traslazionale (M * R^2)
R_cin_sq = (dGx_dth(i)/1000)^2 + (dGz_dth(i)/1000)^2;
J_trasl = Massa_Carico * R_cin_sq;
    % Il baricentro G si sposta nello spazio.
    % Più velocemente si sposta rispetto alla rotazione
    % della manovella (dG/dθ), più inerzia crea.

% 2. Inerzia Rotazionale _ ripreso da Parte 3
J_rot = I_G_vec_m2(i);

J_eq_vec(i) = J_trasl + J_rot;
end

% 4.3.D INTEGRAZIONE DEL MOTO (ENERGIA)
% L'energia cinetica che guadagno passando da un angolo all'altro
% è uguale al Lavoro fatto dalle forze (Molle - Peso)
% E_cinetica_f - E_cinetica_i = L_Molle - L_Peso
% Ec = 0.5 * J * w_1^2;
% L = Coppia * angolo
%
for i = 1:n_steps-1
    Lavoro = Coppia_Netta(i) * d_th_step; % [Joule]
    Ec_curr = 0.5 * J_eq_vec(i) * w_1(i)^2;
    Ec_next = Ec_curr + Lavoro;

    % 1. Velocità angolare w_1
    if Ec_next > 0 % Se c'è energia cinetica, c'è velocità
        w_1(i+1) = sqrt(2 * Ec_next / J_eq_vec(i+1));
    else
        % Se l'energia va sotto zero, il portellone si è fermato
        % (la molla non ce la fa)
        w_1(i+1) = 0;
    end

    % 2. Tempo tot di apertura
    w_avg = (w_1(i) + w_1(i+1)) / 2;
    if w_avg > 1e-4
        dt = d_th_step / w_avg;
        time_vec(i+1) = time_vec(i) + dt;
    else
        time_vec(i+1) = time_vec(i);
    end
end

% ---
% 4.4 PLOT
figure('Name','Analisi Dinamica - Estensione Molla','Color','w');

% Plot 1: Bilancio Coppie Reale
% Ho una certa energia disponibile (Coppia Molla),
% ne consumo un po' per vincere la gravità (Coppia Peso)
% quella che avanza la uso per accelerare la massa (Inerzia).
subplot(2,2,1);
plot(rad2deg(th1_sim), (N_molle .* Forza_Reale_Molla .* Braccio_molla .*
Eta_mec)/1000, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(rad2deg(th1_sim), abs(Coppia_Peso_Res_Nm), 'r', 'LineWidth', 1.5); hold
on;

```

```
plot(rad2deg(th1_sim), ((N_molle .* Forza_Reale_Molla .* Braccio_molla .*  
Eta_mec)/1000)-abs(Coppia_Peso_Res_Nm), 'b', 'LineWidth', 1); hold on;  
area(rad2deg(th1_sim), Coppia_Netta, 'FaceColor', 'b', 'FaceAlpha', 0.1,  
'EdgeColor', 'none', 'BaseValue', 0);  
grid on;  
legend('Coppia Molle (Spinta)', 'Coppia Peso (Resistente)', 'Accelerazione  
Netta', 'Area = Energia che fa accelerare il portello');  
title(['Bilancio Dinamico (Molla Fnom: ' num2str(F_nom_kg) 'kg)']);  
ylabel('[Nm]');  
xlabel('\theta_1 [deg]');  
legend('Location', 'southoutside');  
  
% Plot 2: Velocità Angolare w1 vs Theta  
% Sale fino a un picco e poi magari scende se la molla si scarica o i bracci  
cambiano  
subplot(2,2,2);  
plot(rad2deg(th1_sim), rad2deg(w_1), 'b-', 'LineWidth', 2);  
grid on;  
title('Velocità Angolare Manovella \omega_1');  
ylabel('[deg/s]');  
xlabel('\theta_1 [deg]');  
  
% Plot 3: Velocità vs Tempo  
subplot(2,2,3);  
yyaxis left  
plot(time_vec, rad2deg(w_1), 'b-', 'LineWidth', 2);  
ylabel('\omega_1 [deg/s]');  
yyaxis right  
plot(time_vec, L_molla, 'k--');  
ylabel('Lunghezza Molla [mm]');  
xlabel('Tempo [s]');  
title(['Risposta Temporale (Tot: ' num2str(max(time_vec), '%.2f') 's)']);  
grid on;  
legend('Velocità', 'Estensione Molla');  
legend('Location', 'southoutside');  
  
% Plot 4: Bilancio Forze  
subplot(2,2,4);  
plot(rad2deg(th1_sim), Forza_Reale_Molla, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;  
plot(rad2deg(th1_sim), Forza_Molla_Req, 'r', 'LineWidth', 1.5);  
grid on;  
legend('Forza Reale Molle (Spinta)', 'Forza Richiesta Molla (Peso,  
Resistente)');  
title(['Bilancio Forze']);  
ylabel('[N]');  
xlabel('\theta_1 [deg]');  
legend('Location', 'southoutside');  
  
fprintf('\n--- RISULTATI DINAMICI ---\n');  
fprintf('Tempo totale apertura: %.2f s\n', max(time_vec));  
fprintf('Velocità angolare MAX: %.2f rad/s (%.1f deg/s)\n', max(w_1),  
rad2deg(max(w_1)));  
if Coppia_Netta(1) < 0  
    fprintf('ATTENZIONE: La molla non ha forza sufficiente allo spunto  
(Chiuso).\n');  
else  
    fprintf('Spunto OK: Il portellone si apre da solo.\n');  
end
```

```
%% 5. ANALISI CINEMATICA
% Include: Analisi di Posizione, Velocità e Accelerazione
% l1 = Manovella(a), l2 = Biella(c), l3 = Bilanciere(b), l0 = Telaio(d)

% 5.1 DEFINIZIONE PARAMETRI GEOMETRICI E CINEMATICI
% Coordinate Locali del punto P, Q sulla Biella (l2)
% u2 = distanza lungo l'asse della biella
% v2 = distanza perpendicolare all'asse della biella

% pto P
u_P = - 74.105; % [mm]
v_P = -587.685; % [mm]

% pto Q
u_Q = -245.05; % [mm]
v_Q = -515.944; % [mm]

% Parametri per legge di Moto (Manovella ha w_1)
th1_sim;
w_1; % Vettore di velocità angolare variabile
time_vec; % Vettore del tempo
n_steps; % Numero di passi

% Accelerazione angolare a1 dalla velocità angolare variabile
% (derivata di w_1 nel tempo)
a1_vec = gradient(w_1, time_vec);

% Accelerazione =0 dove la velocità angolare =0
% (per evitare divisioni per zero o rumore numerico)
a1_vec(w_1 == 0) = 0;

% Calcola dt basandosi sul vettore time_vec
dt = time_vec(2) - time_vec(1);

% 5.2 INIZIALIZZAZIONE VETTORI
% Angoli
th1 = th1_sim; % Angolo Manovella
th2 = zeros(1, n_steps); % Angolo Biella
th3 = zeros(1, n_steps); % Angolo Bilanciere

% Velocità
w2 = zeros(1, n_steps);
w3 = zeros(1, n_steps);

% Accelerazioni
a2 = zeros(1, n_steps);
a3 = zeros(1, n_steps);

% Coordinate per traiettorie
P_Biella_Global = zeros(2, n_steps); % Coordinate (x,y) del punto P
Q_Biella_Global = zeros(2, n_steps); % Coordinate (x,y) del punto Q

% Guess iniziale per fsolve (importante per la convergenza)
guess = [deg2rad(-20), deg2rad(200)];
```

```
% 5.3 CICLO DI CALCOLO
options = optimoptions('fsolve','Display','off');

% Silenzia output fsolve:
% Risolvi le equazioni, ma fallo in silenzio.
% Non scrivermi un resoconto nella Command Window
% ogni volta che trovi una soluzione

% optimoptions: comando per creare impostazioni
% fsolve: indica a chi si applicano le regole
% Display, off: istruzione specifica che spegne l'output testuale
% inserire 'iter' al posto di 'off' se sto cercando errori nel ciclo for

for i = 1:n_steps % Usa n_steps_kin per coerenza con il primo script

% 5.3.A ANALISI DI POSIZIONE
% Soluzione dell'equazione di chiusura non lineare

    fun = @(x) closure_eq(x, th1(i), l1, l2, l3, l0, th0);
    sol = fsolve(fun, guess, options);

% fun: funzione temporanea che congela tutti i valori noti in quel preciso
istante i
    % MATLAB quindi prende l'equazione generale
    % Fissa l1, l2, l3, l0 ai loro valori costanti
    % Fissa th1 al valore attuale di questo istante i
    % Crea una scatola nera chiamata fun che ha un solo buco libero: la x
    % Quindi: @(x) significa: "Questa nuova funzione dipende SOLO da x"

    % fsolve: comando che trova gli zeri di una funzione non lineare.
    % Cerca cioè i valori di x che fanno diventare fun uguale a zero.
    % guess: punto di partenza (es. [0, 90°]). fsolve parte da lì
    % e va "a tentativi" intelligenti finché non trova la soluzione corretta.
    % options: Gli dice di stare zitto (come abbiamo visto prima).
    % sol: È il risultato finale. Contiene i valori precisi di [θ2,θ3] per
quell'istante.

    th2(i) = sol(1);
    th3(i) = sol(2);

    guess = sol; % Aggiorna il guess per il passo successivo (continuità)

% approccio numerico (Metodo delle Differenze Finite)--> approssimato
% approccio analitico (Metodo dei coeff di velocità/matrici)

% 5.3.B ANALISI DI VELOCITÀ
% Derivo equazioni di posizione rispetto al tempo (d/dt)
%  $d(\cos(\theta))/dt = -\sin(\theta) * w$ 
%  $d(\sin(\theta))/dt = \cos(\theta) * w$ 

% Sistema:  $J * [w_2; w_3] = W1\_Termini\_Noti$ 
% Matrice
J = [ -l2*sin(th2(i)), l3*sin(th3(i)); % Riga X derivata
      l2*cos(th2(i)), -l3*cos(th3(i)) ]; % Riga Y derivata

% Termine Noto velocità
W1 = [ l1*w_1(i)*sin(th1(i));
       -l1*w_1(i)*cos(th1(i)) ];
```

```

% Sistema lineare
w_sol = J \ W1;

w2(i) = w_sol(1);
w3(i) = w_sol(2);

% 5.3.C ANALISI DI ACCELERAZIONE
% Derivo equazioni di velocità rispetto al tempo (d/dt)
%  $d[w*\sin(\theta)]/dt = \cos(\theta)*w^2 + \sin(\theta)*a$ 
%  $\cos(\theta)*w^2$  : accelerazione centripeta
%  $\sin(\theta)*a$  : accelerazione angolare

% Sistema:  $J * [a2; a3] = \text{Termini\_Noti}$ 
% => Termini_Noti contiene tutto ciò che riguarda 1
% e tutti i termini  $w^2$  (accekerazione centripeta)

% Termini Noti
% Componenti di accelerazione di 1
a_n1 = l1 * (w_1(i)^2); % Termine centripeto, usa w_1(i)
a_t1 = l1 * a1_vec(i); % Termine tangenziale, usa a1_vec(i)

% Componenti di accelerazione centripeta/coriolis di 2 e 3
a_n2 = l2 * w2(i)^2;
a_n3 = l3 * w3(i)^2;

TN_acc = [ a_t1*sin(th1(i)) + a_n1*cos(th1(i)) + a_n2*cos(th2(i)) - a_n3*cos(
(th3(i));
          -a_t1*cos(th1(i)) + a_n1*sin(th1(i)) + a_n2*sin(th2(i)) - a_n3*sin(
(th3(i)) ];

% Sistema lineare
a_sol = J \ TN_acc;

a2(i) = a_sol(1);
a3(i) = a_sol(2);

% 5.3.D TRAIETTORIA PUNTO P,Q SULLA BIELLA
% Coordinate del perno B (tra manovella e biella)
rB = [l1*cos(th1(i));
      l1*sin(th1(i))];

% Matrice di rotazione della biella (globale)
R2 = [cos(th2(i)), -sin(th2(i));
      sin(th2(i)),  cos(th2(i))];

% Vettore locale
r_P_local = [u_P; v_P]; % del punto P
r_Q_local = [u_Q; v_Q]; % del punto Q

% TRASFORMAZIONE DI COORDINATE:
% Globale = Origine_Link + R * Locale
r_P_global = rB + R2 * r_P_local;
r_Q_global = rB + R2 * r_Q_local;

P_Biella_Global(:, i) = r_P_global;
Q_Biella_Global(:, i) = r_Q_global;

end

% ---

```

```

% 5.4 PLOT
figure('Name', 'Analisi Quadrilatero Articolato (Velocità Variabile)', 'Color', 'w');
sgtitle({'Analisi Quadrilatero Articolato', '\it{ Manovella (rosso), Biella (verde), Bilanciere (blue)}'}, 'FontSize', 16, 'FontWeight', 'bold');

% Plot 1: Velocità Angolari
subplot(2,2,1);
plot(rad2deg(th1), w_1, 'r', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(rad2deg(th1), w_2, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(rad2deg(th1), w_3, 'b', 'LineWidth', 1.5);
title('Velocità Angolari');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('\omega [Rad/s]');
legend('\omega_1', '\omega_2', '\omega_3');
grid on;
legend('Location', 'southoutside');

% Plot 2: Accelerazioni Angolari
subplot(2,2,2);
plot(rad2deg(th1), a1_vec, 'r', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(rad2deg(th1), a2, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(rad2deg(th1), a3, 'b', 'LineWidth', 1.5);
title('Accelerazioni Angolari');
xlabel('\theta_1 [deg]');
ylabel('\alpha [Rad/s^2]');
legend('\alpha_1', '\alpha_2', '\alpha_3');
grid on;
legend('Location', 'southoutside');

% Plot 3: TRAIETTORIA E MECCANISMO
subplot(2,2, [3,4]);
axis equal;
grid on;
hold on;
xlim([-700, 1200]);
ylim([-100, 1300]);
title('Meccanismo: A-B-C-D e Traiettorie P,Q');
xlabel('X [mm]');
ylabel('Z [mm]');

% Definizione punti fissi
% A = (0,0) - Origine Manovella
Ax_fixed = 0;
Az_fixed = 0;

% D = (Dx, Dy) - Origine Bilanciere (Fisso su l0)
Dx_fixed = l0 * cos(th0);
Dz_fixed = l0 * sin(th0);

% Disegno il Telaio (A-D) una volta sola
plot([Ax_fixed, Dx_fixed], [Az_fixed, Dz_fixed], 'k-', 'LineWidth', 3);
text(Ax_fixed, Az_fixed - 100, 'A (Fisso)');
text(Dx_fixed, Dz_fixed - 100, 'D (Fisso)');

% Disegna la scia completa del punto P,Q
plot(P_Biella_Global(1,:), P_Biella_Global(2,:), 'k--', 'LineWidth', 1);
plot(Q_Biella_Global(1,:), Q_Biella_Global(2,:), 'k--', 'LineWidth', 1);

% Scie complete (tratteggiate leggere) colorate
plot(P_Biella_Global(1,:), P_Biella_Global(2,:), 'm--', 'LineWidth', 0.5);
plot(Q_Biella_Global(1,:), Q_Biella_Global(2,:), 'c--', 'LineWidth', 0.5);

```

```

% Selezioniamo 5 istanti equispaziati:
% 1 (inizio), n_steps (fine), e 3 in mezzo.
num_snapshots = 5;
indices_to_plot = round(linspace(1, n_steps, num_snapshots));

% Disegno del quadrilatero e dei segmenti P-Q statici (Snapshots)
for idx = indices_to_plot % Ciclo solo sugli indici selezionati
% Coordinate Snodi in questo istante
% A è (0,0)

% B (Fine manovella)
Bx = l1*cos(th1(idx));
Bz = l1*sin(th1(idx));

% C (Fine biella / Inizio bilanciante)
Cx = Bx + l2*cos(th2(idx));
Cz = Bz + l2*sin(th2(idx));

% D è fisso (Dx_fixed, Dz_fixed)
% Non serve ricalcolarlo con l3, lo usiamo per chiudere il triangolo

% Disegna Aste:
% l1: A -> B
plot([0, Bx], [0, Bz], 'r-o', 'LineWidth', 1, 'MarkerSize', 3);

% l2: B -> C
plot([Bx, Cx], [Bz, Cz], 'g-o', 'LineWidth', 1, 'MarkerSize', 3);

% l3: D -> C (Il bilanciante collega il telaio D al punto C)
plot([Dx_fixed, Cx], [Dz_fixed, Cz], 'b-o', 'LineWidth', 1, 'MarkerSize', 3);

% Prendo le coordinate di P e Q in quell'istante specifico
Px = P_Biella_Global(1, idx);
Pz = P_Biella_Global(2, idx);
Qx = Q_Biella_Global(1, idx);
Qz = Q_Biella_Global(2, idx);

% 1. Disegna il segmento P-Q
plot([Px, Qx], [Pz, Qz], 'k-', 'LineWidth', 1);

% 2. Disegna gli estremi per vederli meglio
plot(Px, Pz, 'ms', 'MarkerFaceColor', 'm', 'MarkerSize', 5);
plot(Qx, Qz, 'cs', 'MarkerFaceColor', 'c', 'MarkerSize', 5);

% 3. Aggiungo un testo per capire che istante è
text((Px+Qx)/2, (Pz+Qz)/2, sprintf('t=%.2f', time_vec(idx)), 'FontSize', 8, 'Color', 'k');
end

%% 6. FUNZIONI LOCALI
% Equazione vettoriale proiettata su X e Y
% Loop vettoriale: A->B->C (sinistra) = A->D->C (destra)
%  $l1 + l2 = l0 + l3 \Rightarrow l1 + l2 - l3 - l0 = 0$ 

function F = closure_eq(x, theta1, l1, l2, l3, l0, th0)
theta2 = x(1);
theta3 = x(2);
F(1) = l1*cos(theta1) + l2*cos(theta2) - l3*cos(theta3) - l0*cos(th0);
F(2) = l1*sin(theta1) + l2*sin(theta2) - l3*sin(theta3) - l0*sin(th0);
end

```