



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRIESTE

Dipartimento di Ingegneria e Architettura

Corso di studi in Ingegneria Navale

Analisi comparativa su una pinna a coda di rondine modificata

Tesi di Laurea Triennale

Laureando:
Federico Bianconi

Relatore:
Prof. Luigino Zovatto

Anno Accademico 2022/2023

Non chi comincia
ma quel che
persevera.

Indice

1	Introduzione	8
2	Oscillazioni della nave in moto ondoso	9
2.1	Il moto ondoso	9
2.1.1	Generazione delle onde	9
2.1.2	L'onda trocoidale	9
2.1.3	Terminologia riferita alle onde	10
2.2	Le oscillazioni della nave	12
2.2.1	Oscillazione nel mezzo calmo non resistente	12
2.2.2	Oscillazioni nel mezzo calmo resiste	13
2.3	Il rollio nel mezzo ondoso	14
2.3.1	Origine delle oscillazioni	14
2.3.2	Equazioni del movimento	15
3	Mezzi di estinzione del rollio	17
3.1	Dispositivi di smorzamento del rollio	17
3.1.1	Le alette di rollio	17
3.1.2	Le casse antirollanti	18
3.1.3	Lo stabilizzatore giroscopico	18
3.1.4	Le pinne stabilizzatrici	20
4	Teoria alare	21
4.1	Geometria e proprietà dell'ala	21
4.2	Ala infinita in un fluido ideale a viscosità nulla	22
4.3	Ala finita in un fluido reale	24
4.3.1	Considerazioni	27
4.4	Momento di beccheggio	28
4.5	Profilo alare con alettone	29
4.6	La cavitazione	30
4.6.1	Verifica della cavitazione	31
5	Le pinne	33
5.1	Configurazione delle pinne	33
5.2	Pinne con alettoni	34
5.2.1	Sistemazione delle pinne	37
5.3	Angolo di attacco, di impatto e falso angolo di attacco	38

6 Principio e schema di funzionamento impianto	41
6.1 Descrizione dell'impianto	41
6.2 Unità componenti	43
7 Sollecitazione nelle pinne	45
7.1 Momento torcente nell'asse porta-pinna	45
7.2 Le sollecitazioni nell'asse porta-pinna	46
7.3 Determinazione della potenza per azionale le pinne	49
8 Progettazione e verifica nelle pinne	50
8.1 Verifica della portanza e del momento raddrizzante dovuto alle pinne	50
8.2 Progettazione delle pinne	52
9 Applicazioni particolari	54
9.1 Pinne come freni idrodinamici	54
9.2 Le pinne per provocare il rollio forzato	55
10 Prove comparative su una pinna a coda di rondine modificata	56
10.1 Lo studio comparativo	56
10.1.1 Dettagli e modalità delle prove	56
10.1.2 Risultati delle prove	57
10.1.3 La cavitazione	58
10.1.4 Conclusioni	58
10.2 Elaborazione dati	58
10.2.1 Calcolo della portanza P e della resistenza R	59
10.2.2 Calcolo del centro di pressione	61
Bibliografia	63
Ringraziamenti	64

Elenco delle figure

2.1	Onda trocoideale	10
2.2	Onda trocoideale	11
2.3	Struttura dell'onda marina.	11
2.4	Momento raddrizzante.	12
2.5	Momento raddrizzante	15
3.1	Alette di rollio	17
3.2	Posizione alette	18
3.3	Casse antirollanti	19
3.4	Schema impianto stabilizzatore giroscopico	19
3.5	Pinna stabilizzatrice retrattile	20
4.1	Vista assonometrica	21
4.2	Profilo alare	22
4.3	Andamento dei filetti fluidi e differenza di pressione lungo la superficie.	22
4.4	Circuitazione ala.	24
4.5	Profilo simmetrico disposto dissimmetricamente.	24
4.6	Profilo dissimmetrico disposto simmetricamente.	25
4.7	Profilo dissimmetrico disposto simmetricamente.	25
4.8	Profilo simmetrico disposto simmetricamente.	26
4.9	Forze sollecitanti.	26
4.10	Profilo 708 Gottiga.	27
4.11	Centro di pressione e risultante delle forze fluidodinamiche.	28
4.12	Momento rispetto al centro di rotazione O	29
4.13	Profilo con alettone.	30
4.14	Regioni di cavitazione.	32
4.15	Grafico cavitazione di pinne con alettone e senza alettone.	32
5.1	Posizione di una o due coppie di pinne.	33
5.2	Sezione trasversale con pinne.	34
5.3	Pinna con alettone nel tunnel di cavitazione.	35
5.4	Schema ingranaggi pinna con alettone.	36
5.5	Schema movimento pinna con alettone.	37
5.6	Sistemazione di una coppia di pinne attive.	38
5.7	Falsi angoli di attacco antisimmetrici per effetto del moto verticale di beccheggio o di sussulto della nave.	39
5.8	Falsi angoli di attacco antisimmetrici per effetto del moto di rollio della nave.	39

6.1	Schema a blocchi impianto Gyrofin.	42
7.1	Diagramma riferito al momento risultante M_t e quelli relativi ai singoli componenti, facendo riferimento ad una pinna con superficie di $4m^2$ e con rapporto di aspetto $a_r = 1$.	46
7.2	Schematizzazione asse porta-elica come mensola incastrata con carico uniformemente distribuito.	47
10.1	Bilancia DMI.	59
10.2	Scomposizione delle forze.	60
10.3	Sezione camera di prova.	61
10.4	Sistema di coordinate per la posizione del centro di pressione CP.	62
10.5	Posizione orizzontale del CP.	62
10.6	Posizione verticale del CP.	63
10.7	Coefficiente del momento.	63

Elenco delle tabelle

10.1 Profilo pinna tipo "2mod".	57
10.2 Profilo pinna tipo "64mod".	57
10.3 Profilo pinna tipo "2mod avv".	57

Capitolo 1

Introduzione

L'introduzione dei sistemi di stabilizzazione marittima ha segnato un importante passo avanti nell'industria navale, portando notevoli benefici in termini di sicurezza, comfort e prestazioni delle navi durante la navigazione in mare aperto. Tra le diverse tecnologie di stabilizzazione utilizzate, le pinne stabilizzatrici si sono dimostrate particolarmente efficaci ed efficienti nel ridurre l'oscillazione e il rollio delle imbarcazioni. Con la stabilizzazione al rollio, quindi, si riduce l'ampiezza delle oscillazioni della nave attenuando: le sollecitazioni sulle strutture, i cimenti alle apparecchiature e, prima di tutto, riduce la possibilità di spostamento del carico. Discorso analogo ma con finalità diverse per le navi militari, dove la stabilizzazione consente un facile appontaggio di elicotteri sulle unità, una rapida e più efficace azione di puntamento delle artiglierie, di lancio dei missili, siluri, etc. Le origini della stabilizzazione marittima risalgono al XIX secolo, quando si iniziarono a esplorare soluzioni per affrontare il problema del rollio delle navi. Diverse proposte, tra cui l'uso di alette fisse o appendici esterne, vennero sperimentate per ridurre l'effetto di questa oscillazione indesiderata. Tuttavia, fu solo nel XX secolo che i sistemi di stabilizzazione marittima si svilupparono in dispositivi più sofisticati e controllabili, tra cui le pinne stabilizzatrici. Oggi, le pinne stabilizzatrici sono dispositivi attuativi controllati elettronicamente, dotati di algoritmi di controllo avanzati che si adattano automaticamente alle condizioni del mare e alle caratteristiche della nave. Questa tesi di laurea triennale si concentrerà sull'analisi e la comparazione di diverse tipologie di pinne stabilizzatrici utilizzate in ambito navale. Saranno esaminati i principi di funzionamento, le caratteristiche tecniche e le prestazioni di questi dispositivi, con particolare attenzione ai casi di applicazioni particolari e alle sfide ingegneristiche legate alla progettazione e verifica delle pinne stabilizzatrici. Il lavoro si baserà sull'analisi di dati e informazioni provenienti da fonti bibliografiche, studi tecnici e dati sperimentali, al fine di fornire una panoramica completa e accurata sulle pinne stabilizzatrici e il loro ruolo fondamentale nel migliorare la navigazione marittima.

Capitolo 2

Oscillazioni della nave in moto ondoso

2.1 Il moto ondoso

L'interessamento del modo di comportarsi di una nave in mare ondoso, è dettato da varie esigenze che hanno la finalità della sicurezza della nave, la sua massima economicità e affidabilità. Il mare ondoso mette a dura prova la stabilità della nave, la navigabilità, la stabilità della rotta, il mantenimento della velocità di esercizio e la resistenza strutturale dello scafo. La risoluzione del problema della stabilizzazione passa attraverso la conoscenza delle leggi che regolano il moto ondoso

2.1.1 Generazione delle onde

La superficie libera di uno specchio d'acqua in equilibrio, senza forze agenti, è da ritenersi praticamente orizzontale; se una forza esterna, ad esempio il vento, altera questo equilibrio, si ha uno scorrimento degli strati superiori dell'acqua rispetto a quelli inferiori. Con regime stabilito nasce una corrente superficiale ed un nuovo orientamento dello specchio liquido il quale, da orizzontale, tenderà a disporsi perpendicolarmente alla risultante delle forze in gioco. Il profilo delle onde così generate, dette *onde di vento*, è evidentemente dissimmetrico. Le dimensioni delle onde aumentano all'aumentare della forza del vento e possono anche risentire della presenza del fondo del mare. Lo specchio d'acqua perturbato dall'azione del vento continua ad esserlo anche dopo il cessare dell'azione del vento. In queste condizioni, a largo della costa, le onde si propagano sulla superficie sono dette *onde di calma* o *di mare morto*, ed assumono un carattere di sufficiente regolarità.

2.1.2 L'onda trocoidale

Ad un osservatore le onde sembrano muoversi sulla superficie del mare verso una determinata direzione. In effetti ciò che si propaga è solo la perturbazione senza che vi sei trasporto di materia. Le particelle d'acqua si muovono intorno ad

un centro di oscillazione pressoché fisso, descrivendo traiettorie chiuse¹ circolari ed ellittiche² contenute in piani perpendicolare alla superficie e paralleli alla direzione di propagazione.

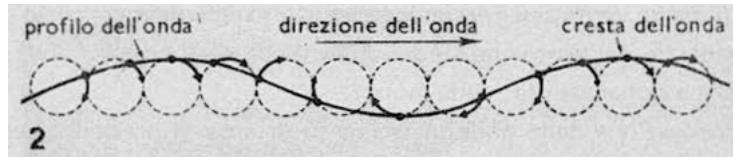


Figura 2.1: Onda trocoidale

In alto mare, quando la presenza del fondo non intacca il movimento delle particelle, avvengono delle oscillazioni libere con traiettorie circolari di raggio decrescente fino ad annullarsi in profondità. Se la presenza del fondo fa sentire la sua influenza, le traiettorie circolari diventano ellittiche, con asse maggiore parallelo alla superficie libera. In mare aperto si possono verificare delle interferenze tra vari sistemi d'onda, come ad esempio tra onde generate dal vento che sta spirando (onde vive) e onde generate dal vento ormai caduto (onde morte). Quando l'onda incontra un ostacolo netto, come una costa alta, si generano onde riflesse le quali creando interferenza con le onde incidenti, generano **onde di interferenza** che possono raggiungere grandi altezze ed essere pericolose per l'entrata e uscita della nave dal porto.

2.1.3 Terminologia riferita alle onde

La terminologia riferita alle onde è la seguente:

- **Cresta:** è la parte più elevata dell'onda;
- **Ventre:** è la parte più bassa dell'onda (detto anche cavo o gola);
- **Altezza d'onda:** è il dislivello tra la cresta e il cavo successivo;
- **Profilo d'onda:** è la sezione dell'onda su un piano verticale orientato secondo la direzione di propagazione;
- **Periodo d'onda (T):** è l'intervallo di tempo fra il passaggio di due creste successive per lo stesso punto;
- **Lunghezza dell'onda λ :** è la distanza tra due creste o due gole successive;

¹In realtà la traiettoria delle particelle liquide non sono chiuse, ma c'è un leggero spostamento della massa d'acqua in direzione della propagazione.

²Trocoide è la curva piana costituita dalla traiettoria di un punto P che rotola senza strisciare su una data curva. Se detta curva diventa rettilinea la trocoide degenera nella cicloide.

- **Celerità dell'onda:** è lo spazio percorso apparentemente da una cresta, o da una gola, nell'unità di tempo. La velocità di propagazione c data da:

$$c = \sqrt{g \frac{\lambda}{2} \pi} \quad (2.1)$$

dove con g si indica l'accelerazione di gravità.

- **Pendio d'onda:** si definisce pendio d'onda, in un punto generico M della superficie dell'onda, l'angolo θ che il piano tangente all'onda forma con il piano orizzontale o l'angolo che la verticale apparente forma con la verticale assoluta. Il valore di θ è nullo sulla cresta e nella gola ed assume un valore θ_{max} in funzione della lunghezza e dell'altezza dell'onda.

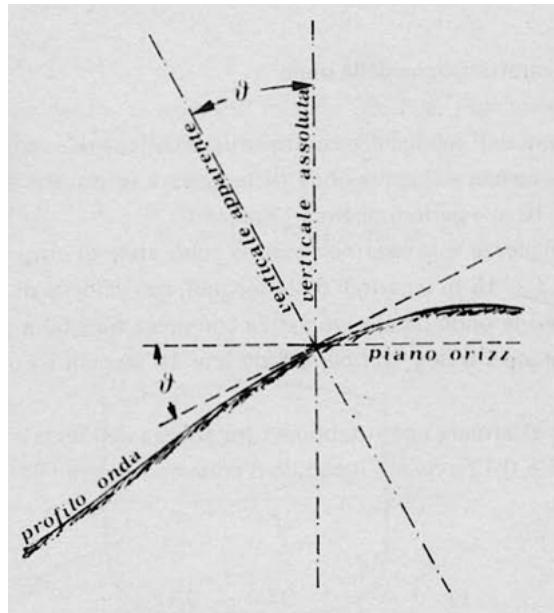


Figura 2.2: Onda trocoidele

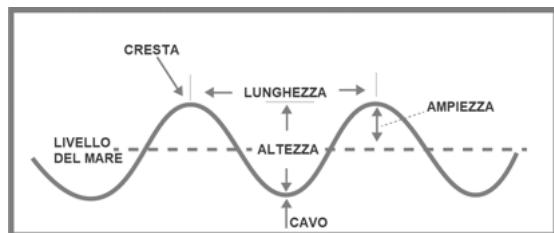


Figura 2.3: Struttura dell'onda marina.

2.2 Le oscillazioni della nave

2.2.1 Oscillazione nel mezzo calmo non resistente

Se una nave in assetto di equilibrio subisce un'inclinazione trasversale pari ad un angolo α , essa ritorna in posizione di equilibrio iniziale per effetto del momento di stabilità iniziale³:

$$M_t = \Delta \cdot \overline{GM_f} \cdot \sin \alpha \quad (2.2)$$

La massa della nave, per effetto del movimento, acquista un'energia cinetica che la porta, durante il movimento dovuto al momento raddrizzante, ad oscillare oltrepassando per la posizione iniziale e compiendo una serie di oscillazione, che risulterebbero infinite se non intervenisse l'attrito del mezzo a smorzarle gradualmente.

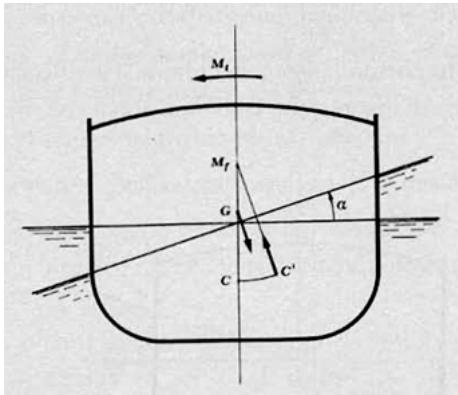


Figura 2.4: Momento raddrizzante.

Alle oscillazioni trasversali di una nave, chiamate **oscillazioni di rollio**, spesso si aggiungono le **oscillazioni di beccheggio**, che avvengono intorno all'asse trasversale, e **oscillazioni di sussulto**, che rappresentano spostamenti verticali del centro di gravità. L'equazione del moto della nave che oscilla intorno all'asse longitudinale baricentrico può essere determinato ricordando il principio di D'Alembert per i corpi animati da moto rotatorio: "Un corpo animato da moto rotatorio è in equilibrio, sotto l'azione di momenti, rispetto all'asse di rotazione, quando la simmetria dei momenti delle forze applicate aggiunta alla simmetria delle forze d'inerzia è uguale a zero". Per la nave:

$$I_m \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} + M = 0 \quad (2.3)$$

dove:

- I_m : è il momento d'inerzia di massa della nave rispetto all'asse di oscillazione;
- $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$: è l'accelerazione angolare;

³Dove con Δ indica il dislocamento della nave e con $\overline{GM_f}$ l'altezza metacentrica trasversale.

- $I_m \cdot \frac{d^2a}{dt^2}$: è il momento totale delle forze d'inerzia della nave;

- M : è il momento totale delle forze esterne che generano il moto;

Dalla equazione del moto per una nave che oscilla (2.3) possiamo scrivere:

$$\frac{d^2a}{dt^2} = -\frac{\Delta \cdot \overline{GM}_t}{I_m} \cdot \operatorname{sen} a \quad (2.4)$$

da cui, la quantità $\frac{\Delta \cdot \overline{GM}_t}{I_m}$ può essere indicata:

$$\omega_n^2 = \frac{\Delta \cdot \overline{GM}_t}{I_m} \quad (2.5)$$

dove ω_n rappresenta la frequenza naturale non smorzata, quindi la (2.4) diventa:

$$\frac{d^2a}{dt^2} = -\omega_n^2 \cdot \operatorname{sen} a \quad (2.6)$$

Il periodo T di oscillazione di una nave, sarà dato da:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_m}{\Delta \overline{GM}}} \quad (2.7)$$

questa equazione esclude la dipendenza di T da a e ci indica che il periodo di oscillazione dipende da I_m (quindi dalla distribuzione delle masse a bordo) e dal coefficiente $\Delta \cdot \overline{GM}$. Quindi T aumenta all'aumentare di I_m (questo è possibile allontanando le masse dall'asse di rotazione) e al diminuire del coefficiente $\Delta \cdot \overline{GM}$, che viene indicato come **coefficiente di resistenza alle inclinazioni**.

2.2.2 Oscillazioni nel mezzo calmo resiste

Nell'equazione (2.3) non si è tenuto conto della resistenza dovuta dall'acqua, tenendo in considerazione questo fattore l'equazione diventerà:

$$I_m \cdot \frac{d^2a}{dt^2} + \Delta \cdot \overline{GM} \cdot \operatorname{sen} a + M_r = 0 \quad (2.8)$$

La conoscenza di M_r permetterebbe di determinare il periodo di oscillazione, questa dipende dalla **resistenza di attrito** dovuta allo sfregamento della massa d'acqua contro la carena, dalla **resistenza diretta** dovuta alla massa d'acqua spostata durante la rollata e dalla **resistenza d'onda** dovuta al disturbo che la nave provoca sull'acqua circostante. La risoluzione dell'equazione (2.8) è possibile assegnando un valore analitico ad M_r . Tale momento è considerato da tre termini: dalla velocità angolare della nave nel rollio, dal quadrato di questa e dall'accelerazione angolare:

$$M_r = A \frac{da}{dt} - B \left(\frac{da}{dt} \right)^2 + C \frac{d^2a}{dt^2} \quad (2.9)$$

con A, B, C costanti positive. L'ingegnere navale Bertin (1840-1924) risolse il problema assumendo come valore nullo il termine $A \frac{da}{dt}$, in questo modo i valori

che si vanno ad attenere sono molto vicini alla realtà. Il periodo T_r di oscillazioni nel mezzo resistente, risulta essere legato dal periodo T nel mezzo calmo non resistente, ottenendo quindi:

$$T_r = T \sqrt{1 + \frac{C}{I_m}} \quad (2.10)$$

ed essendo C e I_m positivi, si ha:

$$T_r > T \quad (2.11)$$

cioè il mezzo resistente ritarda le oscillazioni conferendo un periodo maggiore. Talvolta risulta conveniente determinare il periodo T_r di oscillazione con la seguente formula empirica:

$$T_r = 0.73 \frac{B}{\sqrt{GM}} \quad (2.12)$$

La legge di decrescenza del rollio è data da:

$$\Delta a_n = b \cdot a_n^2 \quad (2.13)$$

con: $\Delta a_n = a_n - a_{n+1}$ e b una costante detta **costante di estinzione di Bertin**. Per una determinata nave essa è in funzione delle condizioni del carico ed assume l'espressione di:

$$b = \frac{4}{3} \cdot \frac{B}{I_m + C} \quad (2.14)$$

La resistenza del mezzo agisce come causa frenante delle oscillazioni portandole a decrescere in modo più o meno rapido a seconda delle caratteristiche geometriche della nave e dalla distribuzione delle masse a bordo.

2.3 Il rollio nel mezzo ondoso

2.3.1 Origine delle oscillazioni

La spinta che viene esercitata in ogni punto di una superficie in stato di quiete è la stessa della direzione normale della superficie stessa. In un mezzo ondoso la spinta varia continuamente in direzione e intensità, ed è tale variazione che genera il moto ondoso. Viene definita **verticale virtuale o apparente** la normale al profilo dell'onda, con la quale l'albero della nave oscillerebbe se sottoposta a cause esterne. In caso di mare calmo viene definita invece la **verticale assoluta**, l'albero della nave oscillatorà attraverso questa. Per una nave è possibile identificare la **verticale virtuale della nave** come "retta contendente la direzione della spinta risultante agente sulla nave". Considerando tutte le possibili verticali virtuali della nave lungo il pendio d'onda, queste consentono di definire una superficie chiamata **superficie di effettivo pendio** le cui normali in ogni punto definiscono le *verticali virtuali*, cioè le **direzioni istantanee delle spinte**. Le superfici di effettivo pendio sono funzione di diversi parametri, per questo la superficie di effettivo pendio differisce dalla superficie reale dell'onda. In ogni caso sarà meno ripida del pendio effettivo dell'onda.

2.3.2 Equazioni del movimento

Viene definito **rollio assoluto** di una nave il movimento oscillante dell'albero della nave intorno alla verticale assoluta. Il **rollio relativo** rappresenta il movimento dell'albero intorno alla verticale virtuale.

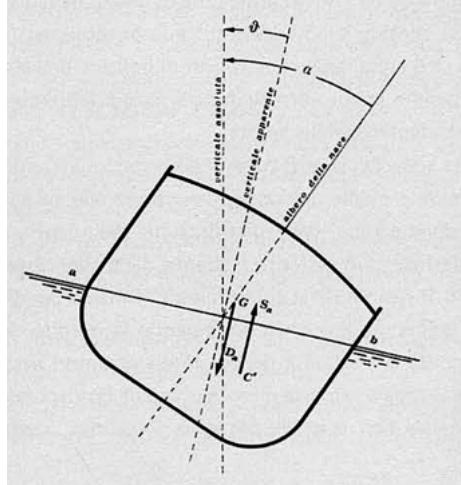


Figura 2.5: Momento raddrizzante

Una nave può avere rollio assoluto nullo quando l'albero è parallelo alla direzione della verticale assoluta e rollio relativo nullo quando l'albero è nella direzione della verticale virtuale (o apparente). Per ricavare le equazioni differenziali del rollio nel mezzo ondoso ideale (viscosità nulla), si fanno uso delle seguenti ipotesi:

- La superficie di effettivo pendio coincide con la superficie dell'onda;
- La larghezza della nave sia molto piccola rispetto alla lunghezza dell'onda, come in fig(2.5) il tratto di onda $a - b$ può essere ritenuto pianeggiante.

In questo modo la spinta subita dalla nave passa per il centro di carena C' identificata dal piano a-b. La coppia di stabilità (con onda al traverso) varrà:

$$M = \Delta \cdot \overline{GM} \cdot \sin(\alpha - \vartheta) \quad (2.15)$$

questa equazione mette in evidenza che una nave sull'onda si comporta come una nave in acque calme inclinata rispetto alla verticale assoluta. In questo modo l'equazione differenziale dell'equilibrio assume la forma:

$$I_m \frac{d^2 a}{dt^2} + \Delta \overline{GM} \sin(\alpha - \vartheta) = 0 \quad (2.16)$$

ed introducendo la costante di rollio ω_n , l'equazione diventa:

$$\frac{d^2 a}{dt^2} + \omega_n^2 \sin(\alpha - \vartheta) = 0 \quad (2.17)$$

assumendo come valore $\vartheta = \vartheta_{max} \sin(\epsilon t)$, per piccoli angoli di $(\alpha - \vartheta)$ essendo lecita la sostituzione del seno con l'arco in radianti, l'equazione sopra diventa:

$$\frac{d^2a}{dt^2} + \omega_n^2 \alpha - \omega_n^2 \vartheta_{max} \operatorname{sen}(\epsilon t) = 0 \quad (2.18)$$

equazione che risolta rispetto ad a_{max} dà:

$$a_{max} = \frac{\omega_n}{\omega_n - \epsilon} \vartheta_{max} = \frac{1}{1 - \frac{\epsilon}{\omega_n}} \vartheta_{max} \quad (2.19)$$

e con le posizioni:

$$t = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad t_1 = \frac{2\pi}{\epsilon} \quad (2.20)$$

si ha:

$$\frac{T}{T_1} = \frac{\epsilon}{\omega_n} \quad (2.21)$$

e sostituendo:

$$a_{max} = \frac{1}{1 - \frac{T}{T_1}} \vartheta_{max} \quad (2.22)$$

da questa si può notare che α_{max} aumenterà al diminuire di b . Il fattore $\sqrt{\frac{1}{b}}$ è stato nominato da Bertin con il nome di "**coefficiente di eclissità E**", dove per eclissità si intende il massimo sbandamento per onde sincrone. Le onde con maggiori angoli sono quelli che corrispondono a situazioni vicine al sincronismo, quindi per $T = T_1$. Il coefficiente di estinzione del rollio aumenta all'aumentare della discordanza tra T e T_1 , cioè più si è lontani dalle condizioni di sincronismo e maggiore sarà la diminuzione il pendio dell'onda. L'aver posto la larghezza della nave non eccessiva rispetto alla lunghezza dell'onda, la profondità di carena non eccessiva etc., porta alla determinazione di un angolo ϑ_{max} diverso da quello reale. È stato introdotto un coefficiente N che lega ϑ_{max} a ϑ_1 , cioè:

$$\vartheta_1 = N \cdot \vartheta_{max}$$

dove N è funzione del rapporto tra la lunghezza media della nave e lunghezza dell'onda.

Capitolo 3

Mezzi di estinzione del rollio

3.1 Dispositivi di smorzamento del rollio

Il moto del rollio da luogo ad una serie di inconvenienti, come: l'aumento delle sollecitazioni trasmesse allo scafo e l'aumento della resistenza al moto della nave, la riduzione della velocità e della sicurezza dei beni trasportati, come anche la riduzione del confort dei passeggeri, rende inoltre meno agevole l'appontaggio degli elicotteri e dei velivoli come anche la condotta delle caldaie. Vi sono diverse tipologie di applicazioni per smorzare il rollio della nave.

3.1.1 Le alette di rollio

Le alette di rollio sono delle appendici applicate in corrispondenza del ginocchio della nave e di dimensioni tali da non uscire dal rettangolo che circoscrive la sezione maestra.

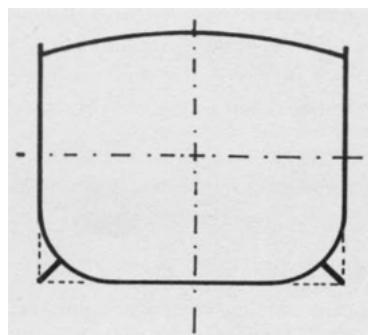


Figura 3.1: Alette di rollio

Hanno diverse tipologie di forma e di realizzazione, ed hanno un profilo avviato nel senso longitudinale in modo da offrire una minima resistenza al moto. Solitamente le loro dimensioni variano tra $\frac{1}{3}$ e $\frac{2}{3}$ della lunghezza della nave con una superficie del 10-15% dell'area del piano di galleggiamento. Le alette aumentano la resistenza trasversale che vanno ad aumentare il momento resistente ed il periodo di oscillazione (anche se di poco) in quanto aumenta

l'inerzia I_m per via dell'aumento della massa d'acqua spostata durante il rollio. L'angolo di massima oscillazione viene ridotto del 40%. La loro efficacia aumenta con l'aumentare della loro superficie e con la loro distanza dal centro dell'asse di oscillazione. Si avrà però un aumento della resistenza al moto della nave; se ben studiate e ben sistematiche, riescono a ridurre la perdita di velocità nella misura del 1%. Le alette di rollio sono mezzi di smorzamento passivi, ed è consigliata l'applicazione a tutte le navi, anche a quelle dotate di altri potenti dispositivi di smorzamento.

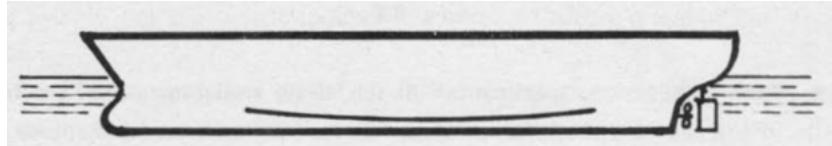


Figura 3.2: Posizione alette

3.1.2 Le casse antirollanti

Le casse antirollanti sono compartimenti stagni dove al loro interno è contenuta acqua a superficie libera. La riduzione del rollio è basata sul principio della diminuzione di stabilità causata dalla presenza di uno specchio liquido a bordo. Il coefficiente di resistenza alle inclinazioni $\Delta \cdot \bar{GM}$ subisce una diminuzione, questo comporta un aumento del periodo di oscillazione T della nave. La presenza delle cosse antirollanti contribuiscono a smorzare il rollio creando una coppia in senso contrario alla coppia di stabilità, questo a causa del ritardo da parte dei fluidi a seguire i movimenti oscillatori della navi per via della notevole inerzia della massa liquida. Il piano di superficie libera e quello di galleggiamento non saranno mai paralleli. Per evitare gli urti del fluido contro le paratie è stata posta una variante, che consiste di due casse laterali messe in comunicazione da due condotti: uno inferiore, attraverso il quale il fluido può spostarsi da A a B e viceversa, ed uno superiore, dove è posta una valvola nel punto V che vieta il passaggio del fluido ma permetta all'aria di muoversi in senso contrario al fluido. Il sistema risulta efficiente quando si riesce ad assegnare un opportuno sfasamento tra le oscillazioni della nave e quelle del fluido. Si dividono in due tipologie, passive, quelle descritte fin ora, ed attive, le quali nel condotto inferiore utilizzano delle grandi pompe per spostare velocemente grandi quantità di fluido.

3.1.3 Lo stabilizzatore giroscopico

Dalla meccanica si ha la definizione generale di un girostato qualsiasi un solido di rivoluzione, vincolato sugli appoggi, che ruota intorno al suo asse con una elevata velocità angolare Ω costante. Se questo girostato ruota con velocità angolare ω (minore di Ω) intorno ad un'altra direzione perpendicolare al suo asse, cioè è sottoposto ad un precessione forzata di velocità angolare ω , allora esso esercita, in ogni istante, una coppia di reazione girostatica C su suoi appoggi che è data da:

$$C = I_m \cdot \Omega \cdot \omega$$

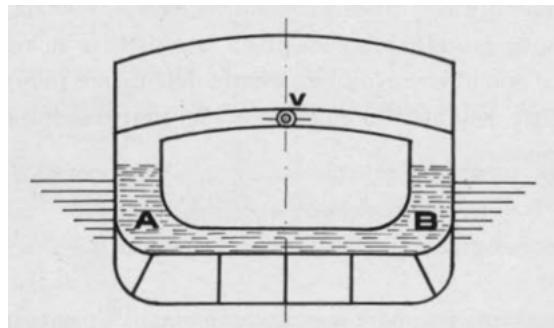


Figura 3.3: Casse antirollanti

dove il prodotto $I_m \cdot \Omega$ è detto momento cinetico. Sezionano un profilo trasversale di una nave contenente l'impianto.

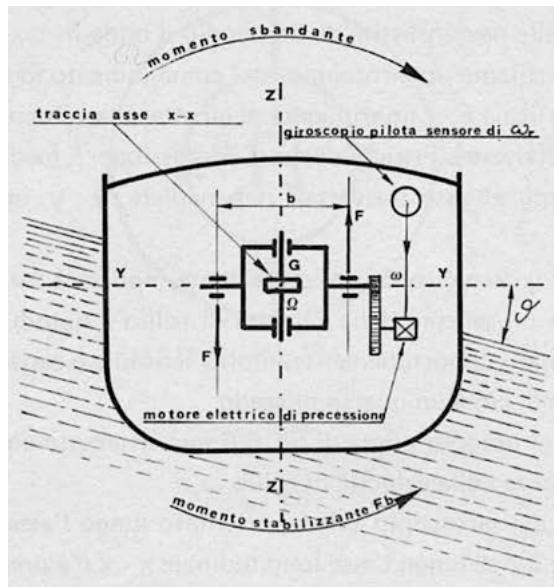


Figura 3.4: Schema impianto stabilizzatore giroscopico

Per effetto della Ω e della ω esso sarà sottoposto alla coppia giroscopica C perpendicolare al piano della figura. La coppia, di valore $F \cdot b$, farà inclinare la nave in un senso o nell'altro, a seconda del senso di rotazione della ω , generando di conseguenza delle oscillazioni forzate. Quindi se la nave è sottoposta ad una sbandamento per effetto del rollio dato da un pendio d'onda ϑ , sarà sufficiente far ruotare, attraverso un input ricevuto da una centralina molto sensibile capace di percepire sbandamenti di un quarto di grado, il giroscopio con una velocità ω , tramite il motore elettrico di precessione, nel senso voluto per avere una coppia raddrizzante che andrà ad opporsi al rollio.

3.1.4 Le pinne stabilizzatrici

Le pinne stabilizzatrici sono dei sistemi di stabilizzazione composto principalmente da una coppia di pinne, sistemate nella zona centrale della nave ed all'altezza del ginocchio. Esse sono generalmente retrattili ed hanno la possibilità di ruotare intorno al proprio asse, generando un momento contrario a quello del momento di rollio. La loro affermazione è data dallo sviluppo della teoria alare che ha consentito la determinazione della portanza con notevole precisione. Inoltre lo sviluppo dell'elettronica, dei servomeccanismi e della tecnologia, ha reso il sistema molto affidabile.



Figura 3.5: Pinna stabilizzatrice retrattile

Capitolo 4

Teoria alare

Un'essenziale strumento per lo studio delle pinne stabilizzatrici attive, per la stabilizzazione al rollio, è la conoscenza dei principi fondamentali della teoria alare. Questa è l'unica che permette di giustificare la portanza generata dalle pinne e le relazioni tra essa, la forma del profilo della pinna, la velocità della nave e l'angolo con cui la pinna viene investita dall'acqua.

4.1 Geometria e proprietà dell'ala

Possiamo definire ed individuare alcune caratteristiche geometriche di un profilo alare:

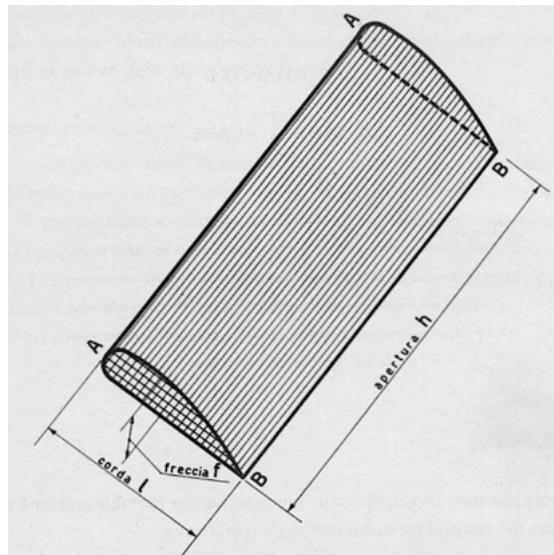


Figura 4.1: Vista assonometrica

dalle immagini possiamo individuare:

- l : corda del profilo;

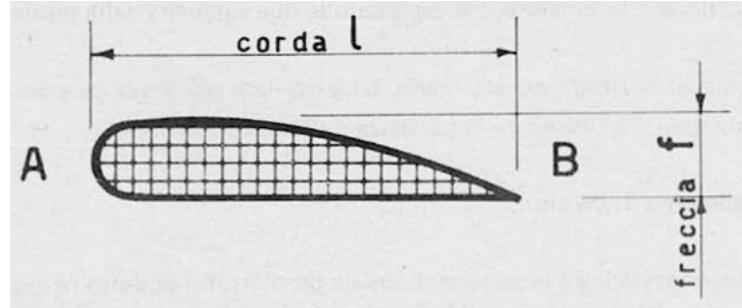


Figura 4.2: Profilo alare

- h : apertura alare;
- $\lambda = h/l$: è l'allungamento;
- f : è l'apertura massima del profilo;
- A : è il bordo di ingresso;
- B : è il bordo di uscita;
- f/l : è l'inarcamento;

per un'ala infinita $h = \infty$, quindi $\lambda = \infty$.

4.2 Ala infinita in un fluido ideale a viscosità nulla

Considerando un corpo, con sezione non simmetrica, disposto in un fluido ed investito da una corrente fluida con velocità W , questo subisce una forza che è data dalla differenza di pressione che si stabilisce lungo la superficie:

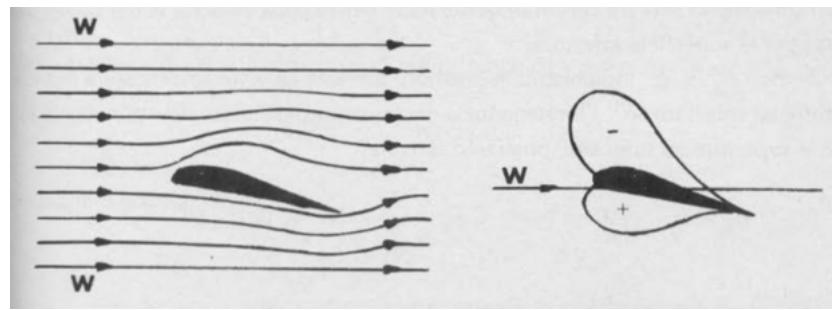


Figura 4.3: Andamento dei filetti fluidi e differenza di pressione lungo la superficie.

questa forza che si genera viene chiamata **portanza** P , la quale risulta perpendicolare al vettore velocità della corrente W , ed assume il valore di:

$$P = \rho \cdot W \cdot C \quad (4.1)$$

dove:

- ρ : rappresenta la densità del fluido che investe il profilo;
- W : è la velocità della corrente che attraversa la sezione;
- C : è la circuitazione lungo la linea chiusa definita come l'integrale del prodotto tra W per l'elemento di curva dy , cioè:

$$C = \oint W \cdot dy \quad (4.2)$$

la quale espressione prende il nome di Kutta-Joukowski.

Nelle ipotesi di un fluido ideale a viscosità nulla, possiamo scrivere l'equazione di Bernoulli per il fluido ideale e per due linee di corrente per la superficie superiore ed inferiore. Il teorema di Bernoulli ci dice che se sulla superficie vi è una depressione vuol dire che c'è un incremento della velocità W del fluido. Se si indicano con p_s e p_i le pressione assolute relative alle due superfici e con W' l'incremento o decremento della velocità, allora possiamo scrivere:

$$p_s = \frac{1}{2} \rho (W + W')^2 = p_i + \frac{1}{2} \rho (W + W')^2$$

da cui:

$$p_s + \frac{1}{2} \rho (W^2 + W'^2 + 2WW') = p_i + \frac{1}{2} \rho (W^2 + W'^2 + 2WW')$$

semplificando e riordinando, possiamo ottenere:

$$p_s - p_i = 2 \rho W W'$$

Se indichiamo con Δp la differenza di pressione fra la faccia superiore e quella inferiore e con ΔW la differenza di velocità fra la faccia superiore e inferiore:

$$\Delta W = (W + W') - (w - w') = 2W'$$

possiamo scrivere:

$$\Delta p = \rho \cdot W \cdot \Delta W$$

dove in termini infinitesimi assume la forma:

$$dp = \rho \cdot W \cdot dW$$

la forza elementare dP sull'elemento infinitesimo di ala di lunghezza dz e larghezza dy , sarà:

$$dP = \int_0^l dp \cdot dy \cdot dz$$

sostituendo dp si ha:

$$dP = \rho \cdot W \cdot dz \cdot \int_0^l dW \cdot dy$$

L'integrale che compare nell'espressione rappresenta la circuitazione del vettore W esteso a tutto il contorno del profilo e viene indicato con la lettera C , riferendosi quindi ad un ala di lunghezza unitaria ($dz = 1$) si ha:

$$P = \rho \cdot W \cdot C$$

In altre parole il campo di velocità che si genera intorno al profilo immerso in una corrente di traslazione se c'è circolazione, cioè se il profilo è dissimmetricamente disposto nella corrente, è equivalente alla sovrapposizione di una corrente rotatoria "vortice" a quella traslatoria, preesistente prima di immergere il profilo.

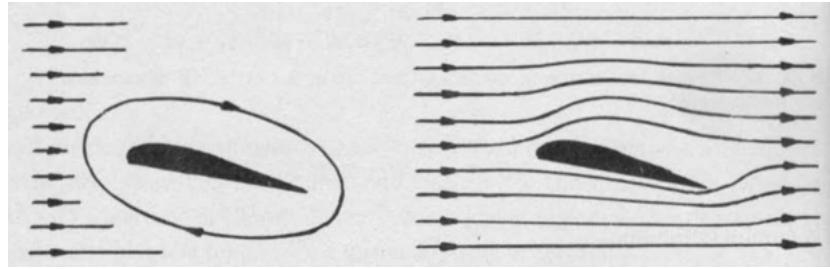


Figura 4.4: Circuitazione ala.

Se si vuole che un corpo investito da una corrente di un fluido riceva una spinta, bisogna che lo stesso introduca una dissimmetria nella corrente, quindi o sia il corpo dissimmetrico o sia disposto dissimmetricamente nella corrente. La dissimmetria può essere di posizione, di forma e mista.

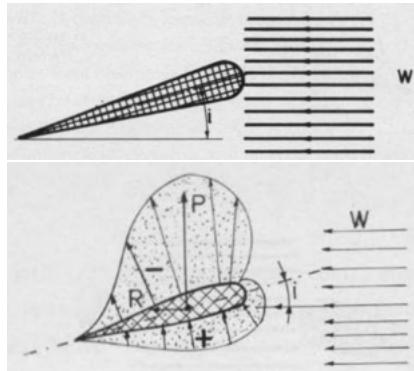


Figura 4.5: Profilo simmetrico disposto dissimmetricamente.

4.3 Ala finita in un fluido reale

Un'ala immersa in una corrente di fluido reale per effetto della viscosità del fluido, oltre alla portanza P perpendicolare a W , genera una resistenza R con la stessa direzione di W . La risultante delle due forze forniscono la spinta a cui è sottoposto il profilo. Le espressioni di P e R sono le seguenti:

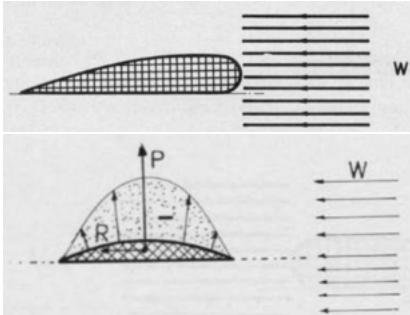


Figura 4.6: Profilo dissimmetrico disposto simmetricamente.

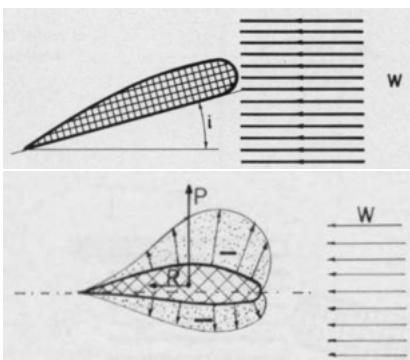


Figura 4.7: Profilo dissimmetrico disposto simmetricamente.

$$P = C_P \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot h \cdot l \quad (4.3)$$

$$R = C_R \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot h \cdot l \quad (4.4)$$

dove:

- ρ : indica la densità del fluido;
- W : indica la velocità relativa con la quale la corrente investe il profilo;
- h : indica l'apertura alare;
- l : indica la corda;
- C_P/C_R : sono due coefficienti adimensionali e sperimentali, che dipendono dalla forma del corpo, dalla posizione rispetto al vettore W e dal numero di Reynolds.

Nei profili portanti si cerca di ottenere un alto valore di C_P ed un basso valore di C_R . Si definisce "efficienza" di un profilo il rapporto:

$$E = \frac{C_P}{C_R} \quad (4.5)$$

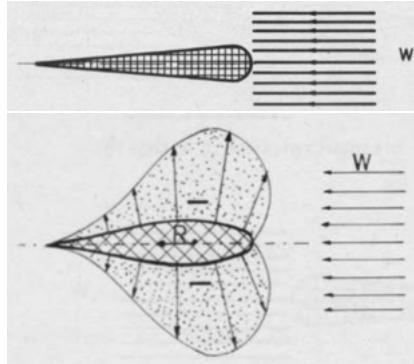


Figura 4.8: Profilo simmetrico disposto simmetricamente.

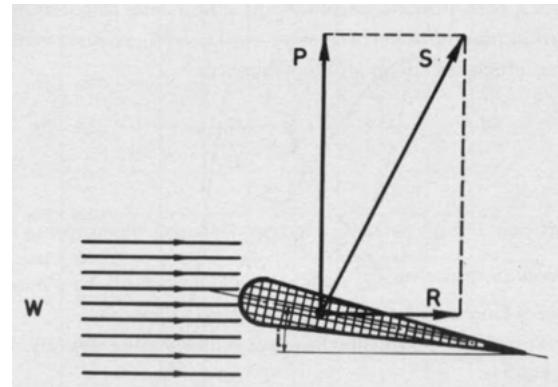


Figura 4.9: Forze sollecitanti.

il coefficiente di portata C_P è indipendente dall'allungamento λ , mentre il coefficiente di resistenza C_R varia con l'allungamento λ ed è minimo quando $\lambda \rightarrow \infty$, quindi per una pala infinita si ha un efficienza E massima. Il passaggio da ala infinita ad ala finita vede un aumento di resistenza, questa si chiama *resistenza indotta*, ed è dovuta a causa dei vortici che si formano alle estremità delle ali. Conoscendo il C_{R_0} per un dato allungamento λ_0 , si può conoscere il C_{R_1} per un altro allungamento λ_1 , a parità di profilo e di incidenza attraverso questa espressione:

$$C_{R_1} = C_{R_0} + \Delta C_{R_1} \quad (4.6)$$

con:

$$\Delta C_{R_1} = \frac{C_P^2}{\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_0} \right) \quad (4.7)$$

Attraverso studi sperimentali in apposite gallerie, si ottengono sperimentalmente valori di C_P , C_R ed E al variare dell'angolo di incidenza i con il quale il profilo impatta con la corrente di fluido. Come facilmente intuibile, l'angolo di incidenza i ottimale è quello con la massima efficienza E . I diagrammi vengono tracciati considerando $\lambda_0 \rightarrow \infty$, aggiungendo quindi al valore di C_R il valore ΔC_R che viene fornito da:

$$\Delta C_{R_1} = \frac{C_P^2}{\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\infty} \right) = \frac{C_P^2}{\pi} \cdot \frac{1}{\lambda_1}$$

quindi abbiamo la resistenza pari a:

$$R = (C_R + \Delta C_R) \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot h \cdot l$$

e l'efficienza:

$$E = \frac{P}{R}$$

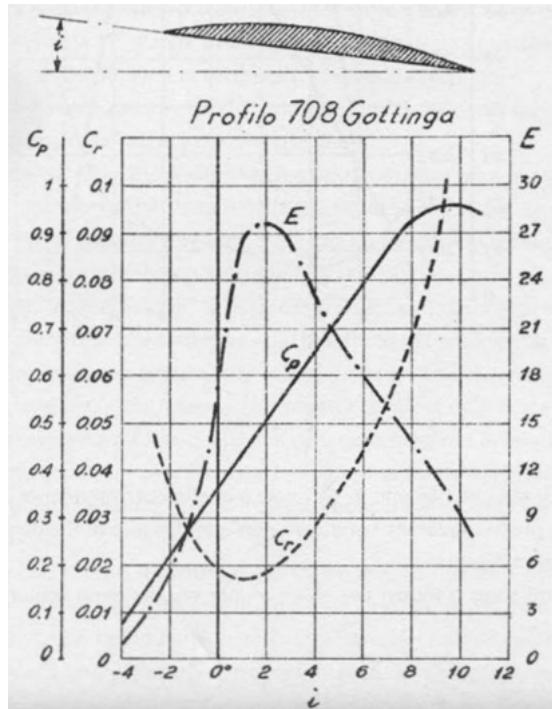


Figura 4.10: Profilo 708 Göttinga.

4.3.1 Considerazioni

La portanza P nasce per effetto della depressione sulla superficie superiore dell'ala e dall'effetto della pressione sulla superficie inferiore dell'ala. Questo è verificato per un profilo dissimmetrico e dissimmetricamente disposto ed investito da una corrente fluida, ma non è verificato per un profilo asimmetrico e simmetricamente disposto investito da una corrente fluida, per quest'ultimo la portanza è generata solo dalla depressione della superficie superiore. Il funzionamento di un profilo alare è efficace se non si verificano scollamenti dei filetti fluidi che investono il profilo, soprattutto nella zona di depressione. Per un fluido aeroiforme il distacco di vena fluida è chiamato "*stallo*", mentre per un fluido liquido è chiamata "*cavitazione*". In entrambi i casi il profilo perde efficienza.

4.4 Momento di beccheggio

La risultante S di tutte le forze fluidodinamiche passano per un punto, detto centro di pressione C , situato ad una distanza d dal bordo di contatto con il fluido. La portanza P e la resistenza R saranno applicate nel punto C rispetto

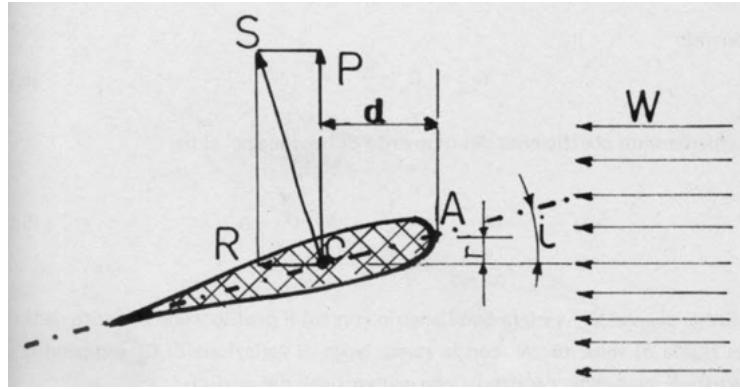


Figura 4.11: Centro di pressione e risultante delle forze fluidodinamiche.

al bordo di ingresso, questo andrà a generare un **momento di beccheggio** ed è pari a:

$$M = P \cdot d + R \cdot r \quad (4.8)$$

dove d e r sono rispettivamente le distanze di P e R dal bordo di contatto (o di ingresso) con il fluido. Il prodotto $R \cdot r$ è trascurabile, possiamo considerare quindi come unico contributo al valore del momento il prodotto:

$$M = P \cdot d \quad (4.9)$$

e sostituendo nella (4.9) il valore di P (dato dalla (4.3)), otteniamo:

$$M = \left(C_P \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot h \cdot l \right) \cdot d \quad (4.10)$$

moltiplicando e dividendo per l si ottiene:

$$M = C_P \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot h \cdot l^2 \cdot \frac{d}{l}$$

e ponendo:

$$C_m = C_P \cdot \frac{d}{l} \quad (4.11)$$

chiamato *coefficiente del momento di beccheggio*, si ha:

$$M = C_m \frac{1}{2} \rho \cdot W^2 \cdot l^2 \cdot h \quad (4.12)$$

Dalla valori di C_m e C_P , noto l , possiamo ricavare d e di conseguenza la posizione di C . Questo punto è di estrema importanza in quanto ci servirà per calcolare le sollecitazioni a cui è posto il profilo alare se questo è posto in rotazione. Al variare dell'angolo i il centro di spinta C varierà la sua posizione e se il profilo è sottoposto a rotazione, intorno ad un punto O diverso da C , la portanza P (passante per C) genererà un momento, chiamato anche esso momento di beccheggio o fluidodinamico, fornirà:

$$M = P \cdot d$$

dove d è la distanza dal centro di pressione C al punto di rotazione O , il quale solleciterà la sezione d'incastro a sollecitazioni di torsione, oltre che a flessione deviata. Se il profilo cambiare in continuazione il suo angolo di incidenza i , il

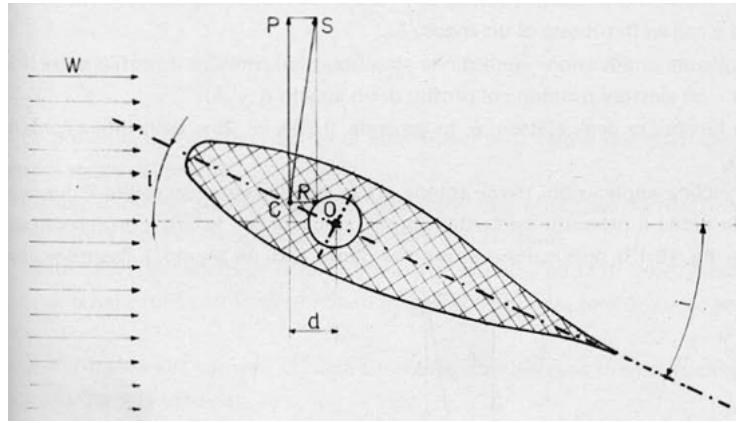


Figura 4.12: Momento rispetto al centro di rotazione O .

momento fluidodinamico sarà quello che da bilanciare per poter far ruotare il profilo. Il centro di rotazione O sarà scelto in modo che sia quanto più vicino a C , in questo modo il momento fluidodinamico risulterà piccolo.

4.5 Profilo alare con alettone

Spesso è richiesto di modificare la geometria del profilo e far variare le caratteristiche idrodinamiche del profilo stesso, questo avviene attraverso dotando di alettoni il bordo di uscita. Questi sono dei profili alari incernierati e capaci di ruotare di un angolo δ . Quando il profilo ruoterà di un angolo i gli alettoni ruoteranno invece di un angolo pari a $(i + \delta)$. In generale la lunghezza degli alettoni è circa il 20–25% della lunghezza della corda dell'intero profilo. La presenza dell'alettone aumenta notevolmente il coefficiente di portanza totale del profilo rendendo inoltre il momento idrodinamico modesto. Questo in quanto la risultante delle forze S' dell'alettone produrrà un momento contrario rispetto a S . La portanza dell'alettone P' produrrà un momento, chiamato momento di cerniera, dato da:

$$M_c = P' \cdot d' \quad (4.13)$$

Una volta che si conosce il coefficiente C_P di un profilo è possibile determinarne quello del profilo con l'alettone C_{pa} , determinabile attraverso la seguente espressione:

$$C_{pa} = \frac{dC_{pa}}{dC_P} C_P + \frac{dC_{pa}}{d\delta} \delta \quad (4.14)$$

dove i termini $\frac{dC_{pa}}{dC_P}$ e $\frac{C_{pa}}{d\delta}$ rappresentano rispettivamente l'incremento del coefficiente di portanza e del profilo con alettone rispetto a quello senza alettone e

l'incremento del profilo con alettone rispetto all'angolo di deflessione δ . Questi due rapporti sono funzione del rapporto tra la corda dell'alettone l_a e la corda totale del profilo l , cioè: l_a/l .

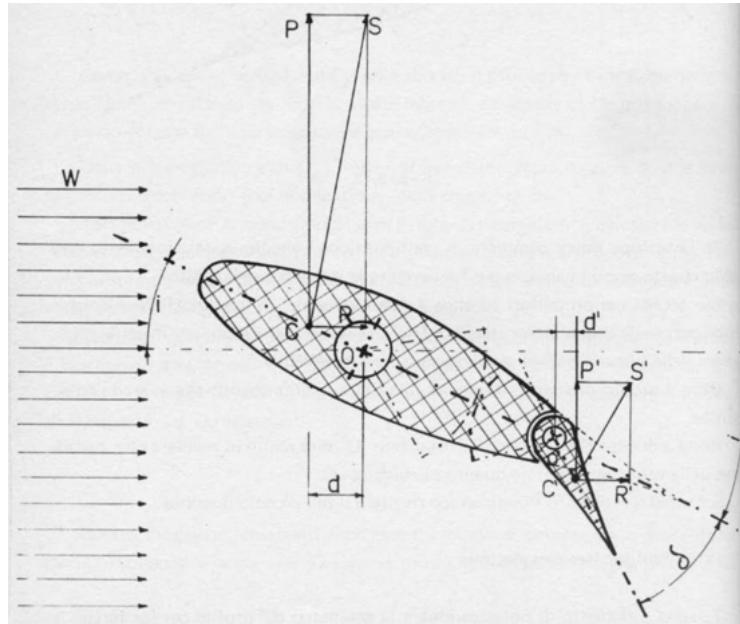


Figura 4.13: Profilo con alettone.

4.6 La cavitazione

Come abbiamo visto dalla teoria alare nella superficie superiore dell'ala (dorso) si genera la depressione, nella faccia inferiore (faccia attiva) si genera una leggera pressione, la spinta quindi è generata dalla depressione generata. Il dorso dell'ala quindi è la zona più sollecitata, nel caso delle pinne risulta essere anche sottoposta a fenomeni di cavitazione, con relative presenze di cavità per via dell'erosione. Per evitare questi fenomeni è necessario che la pressione rimanga al di sotto della tensione di vapore e che non risulti mai al di sotto in ogni punto sulla superficie della pinna. Per farlo serve far diminuire il valore di portanza compensando con l'aumento della superficie della pinna e con la sistemazione degli alettoni. In questo modo si fa diminuire il carico dovuto dalla differenza di pressione ΔP aumentando la superficie del profilo alare. La cavitazione è un fenomeno dovuto alla vaporizzazione diffusa e vagante della vena d'acqua che tocca la pinna, si verifica quando la pressione scende al di sotto della pressione di vapore del liquido nel quale si sposta la pinna. Questo fenomeno, come anticipato, andrà a verificarsi sul dorso della pinna, luogo dove è presente una depressione. Quest'effetto provoca una diminuzione della portanza e un continuo martellamento della superficie interessata (pressioni dell'ordine dei $10000 \text{ kg}_p/\text{cm}^2$, favorendo la nascita di cavità a causa dell'erosione le cui dimensioni possono aumentare con la continuazione del fenomeno, fino alla provocare la rottura della pinna.

4.6.1 Verifica della cavitazione

Considerando un punto D del dorso della pinna dove, la pressione nel punto P_d è uguale o inferiore a quella della tensione di vapore del liquido in cui si trova la pinna, si verifica cavitazione. Il teorema di Bernoulli, scritto tra la sezione in cui regna la pressione statica p nel fluido indisturbato con la componente di velocità V e la sezione corrispondente al punto D del dorso della pinna, ci fornisce:

$$P_D - P = \frac{1}{2} \rho (V^2 - V_D^2) \quad (4.15)$$

se con σ indico il rapporto adimensionale:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4.16)$$

detto "*indice di cavitazione*", dove il numeratore indica la differenza di pressione assoluta (pressione barometrica più pressione idrostatica) di un punto della pinna e la pressione P_v corrispondente alla tensione di vapore del liquido; il denominatore rappresenta invece la pressione dinamica corrispondente alla velocità di avanzo della pinna, cioè della nave. Il numero o indice di cavitazione è adimensionale, quindi si avrà lo stesso valore per la pinna reale o per il suo modello. La cavitazione si genererà quando si verificherà la seguente diseguaglianza:

$$\sigma \leq \frac{V^2 - V_D^2}{V^2} \quad (4.17)$$

l'indice di cavitazione σ dipende dal profilo, cioè dallo spessore s , dal rapporto tra freccia massima del profilo e corda f/l e soprattutto dal coefficiente di portanza C_P .

Andamento delle pressioni lungo il profilo

Evidenziando teoricamente il fenomeno della cavitazione per un profilo di pinna immersa in un fluido, con una inclinazione i ed investita da una corrente di filetti fluidi con una velocità W . Il profilo è posto ad una pressione assoluta p , somma della pressione barometrica e idrostatica ($p = P_{atm} + \gamma h$), per effetto della circolazione C sarà sottoposta in ogni punto di una grande pressione variabile p_0 , che si genera per effetto del profilo immerso nella corrente di velocità W , cioè possiamo tracciare il diagramma della pressione effettiva ($p - p_0$) lungo il profilo. Riportiamo inoltre, per ogni punto del profilo e perpendicolarmente a esso, la differenza ($p - p_v$), con p_v la tensione di vapore del fluido considerato, che varia in base alla sua temperatura. Il diagramma delle pressioni ($p - p_0$) sul dorso intersecherà, in due punti A e B, il diagramma delle pressioni ($p - p_v$), resta così definita la zona del profilo sottoposta a cavitazione. Dai punti A e B, tracciando delle perpendicolari, si individueranno ulteriori punti, A' e B' che individuano la zona in cui si verificherà la cavitazione.

Nella realtà, tale procedimento non è di facile realizzazione in ogni sezione della pinna. Usufruendo della legge della similitudine meccanica si opererà su modelli, in vasche sperimentali o in gallerie per la cavitazione, studiando così il fenomeno della cavitazione. In definitiva, ci sarà cavitazione nei punti del profilo dove i valori di ($p - p_0$) superano i valori di ($p - p_v$). La superficie punteggiata

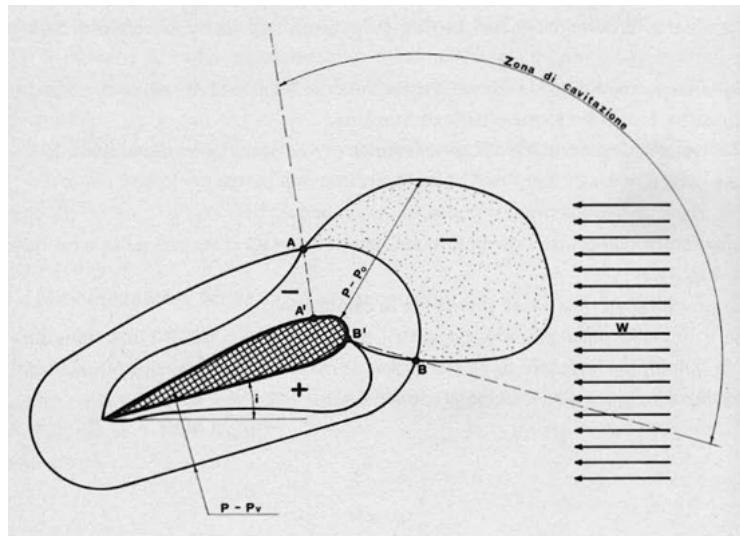


Figura 4.14: Regioni di cavitazione.

nella superficie in figura (??), mostra appunto il verificarsi di questa situazione. La differenza tra questi due valori, forniscono:

$$(p - p_0) - (p - p_v) = p_0 - p_v$$

che rappresenta il numeratore nell'equazione (4.16) dell'indice di cavitazione, cioè alle forze dovute alle pressioni, positive o negative, a seconda delle zone di profilo a cui si riferiscono.

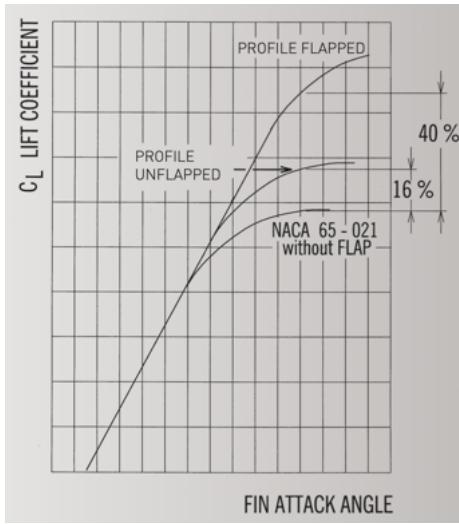


Figura 4.15: Grafico cavitazione di pinne con alettone e senza alettone.

Capitolo 5

Le pinne

5.1 Configurazione delle pinne

Le pinne attive sono costituite da profili perfettamente simmetrici, con la possibilità di oscillare continuamente intorno al loro asse. Sono sistemate lungo la murata (nell'opera viva) e con il loro asse perpendicolare al piano longitudinale della nave, in altre parole, sono posizionate sul ginocchio della nave. Possono essere sistamate nella sezione di mezzeria della nave, se è presente una sola coppia, o una coppia verso prua ed una verso poppa se sono presenti due coppie di pinne.

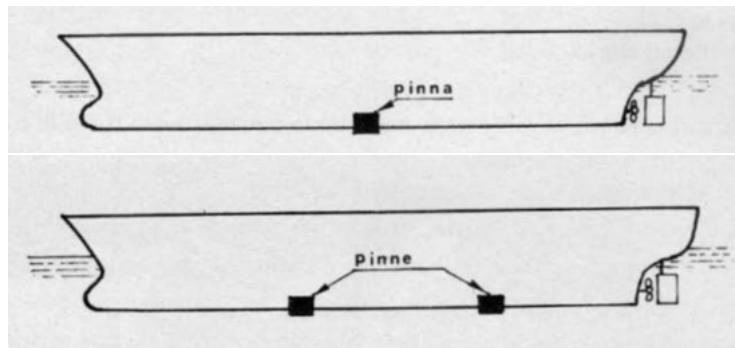


Figura 5.1: Posizione di una o due coppie di pinne.

Quando la pinna è immersa nell'acqua ed è investita dalla corrente di velocità W con la quale forma un angolo di inclinazione i nullo. Il vettore portanza è nullo, in quanto si tratta di un profilo simmetrico e disposto simmetricamente (figura(4.8)). In questa situazione la pinna non esercita nessuna funzione, l'unico contributo è quello di offrire una resistenza al moto dovuta dal vettore R . In questa situazione la pinna viene retratta, per ridurre la resistenza. Se la pinna dovesse ruotare di un angolo i intorno al proprio asse di rotazione, essa genererà un valore di portanza P e della resistenza R , ricavabili attraverso le equazioni (4.3) e (4.4). Il verso della direzione della portanza P sarà in base al senso di rotazione della pinna a differenza della resistenza R la quale avrà sempre la stessa direzione e verso, cioè quello di opporsi al moto. Quando una nave è sottoposta

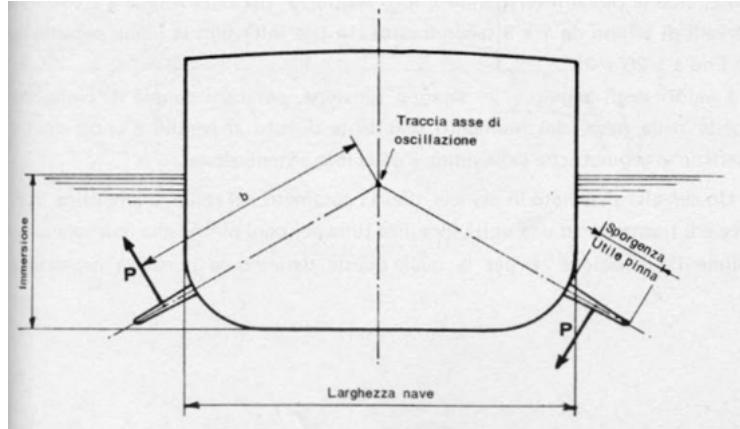


Figura 5.2: Sezione trasversale con pinne.

ad un'azione del rollio, questo si verificherà con un momento sbandante che farà ruotare la nave in un senso o nell'altro. Le pinne, andranno a generare, attraverso la portanza che viene generata un momento uguale ed opposto al momento sbandante:

$$M_r = 2 \cdot P \cdot b$$

le due pinne saranno inclinate in maniera simmetricamente opposta, generando due portanze che provocheranno due momenti stabilizzanti, uguali nel senso di rotazione. Ad esempio, per un momento sbandante destrorso, le pinne dovranno generare un momento sbandante sinistrorso, in questo modo la pinna di dritta ruoterà verso il basso e quella di sinistra ruoterà verso l'alto. In caso contrario avverrà per un momento sbandante sinistrorso. Questo movimento alternativo, uguale ed opposto delle pinne, avverrà ad ogni rollata, cioè le pinne invertiranno il loro angolo $\pm i$ ad ogni rollata. I valori di $\pm i$ saranno in funzione della velocità della nave, del momento sbandante dovuto al pendio d'onda, delle caratteristiche geometriche delle pinne e della loro sistemazione. Una centralina, posizionata in plancia di comando della nave, rileva i parametri di sbandamento per rollio, li amplifica, li elabora e li trasmette ad un'unità idraulica, una per ogni pinna, la quale ruoterà la pinna di un'inclinazione $\pm i$ per la quale verrà fornita la giusta portanza per stabilizzare la nave.

5.2 Pinne con alettoni

Con il tempo le pinne hanno subito delle evoluzioni, le prime furono piane, attraverso poi la teoria alare e lo studio dei profili alari, si affermarono le pinne con profilo alare. Negli ultimi tempi vengono dotate da alettoni, in quanto risponde meglio alle esigenze richieste in relazione alle portanze, alle resistenze, alla cavitazione ed alle potenze impegnate per manovrarle. La pinna è una struttura a tenuta d'acqua con una sezione a profilo alare, contrassegnata da una sigla ed un numero che determina le caratteristiche idrodinamiche del profilo stesso e quelle geometriche, come l'apertura h e la corda l del profilo alare, cioè la superficie sulla quale si generano le azioni idrodinamiche. Questa tipologia di

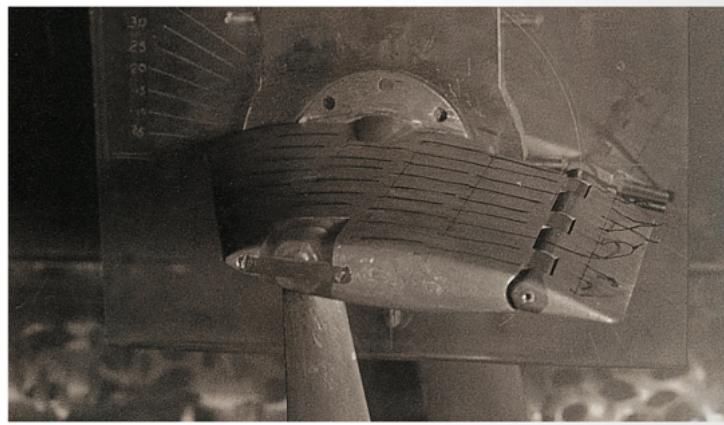


Figura 5.3: Pinna con alettone nel tunnel di cavitazione.

pinne, vengono chiamate con l'attributo di pinne attive o attivate, perché essere con il loro movimento alternativo generano un'azione idrodinamica in modo da smorzare il rollio, questo per effetto della loro azione continuamente attiva. Le pinne prodotte attualmente sono: non rientrabilie e rientrabilie, con o senza alettoni. Le pinne dotate di alettoni vengono mosse da ingranaggi epicicloidali costituiti da un settore inchiazzettato sull'asse della cerniera e da un settore montato sul testacroce esterno che regge l'albero. L'ingranaggio è protetto e può essere ispezionato per la manutenzione. Le pinne retrattili portano i seguenti vantaggi:

- minor possibilità di danni in seguito ad urti in prossimità di banchine, nei bacini di carenaggio, nei porti per opera di altri natanti;
- elevati rapporti di portanza con minor tendenza alla cavitazione;
- riduzione della resistenza idrodinamica dopo il rientro nella loro sede

Le pinne non retrattili invece consentono i seguenti vantaggi:

- semplicità di costruzione;
- ingombro e peso ridotti;
- nessuna perdita di galleggiamento per l'assenza di recessi aperti all'acqua e nei quali vanno sistemate le pinne dopo l'uso.

Il rotismo che comanda l'alettone può essere schematizzato come nell'immagine (5.4).

Indicando con A la ruota di raggio R montata sull'asse porta pinna 1, con B la ruota di raggio r a cui è solidale l'alettone e con 2 l'asse della cerniera che collega l'alettone alla pinna. Quando durante la rotazione della ruota A di un angolo $\pm i$ verrà messa in rotazione anche la ruota B che percorrerà un arco s ruotando di un angolo δ . Si può scrivere:

- per la ruota A : $s = i \cdot R$

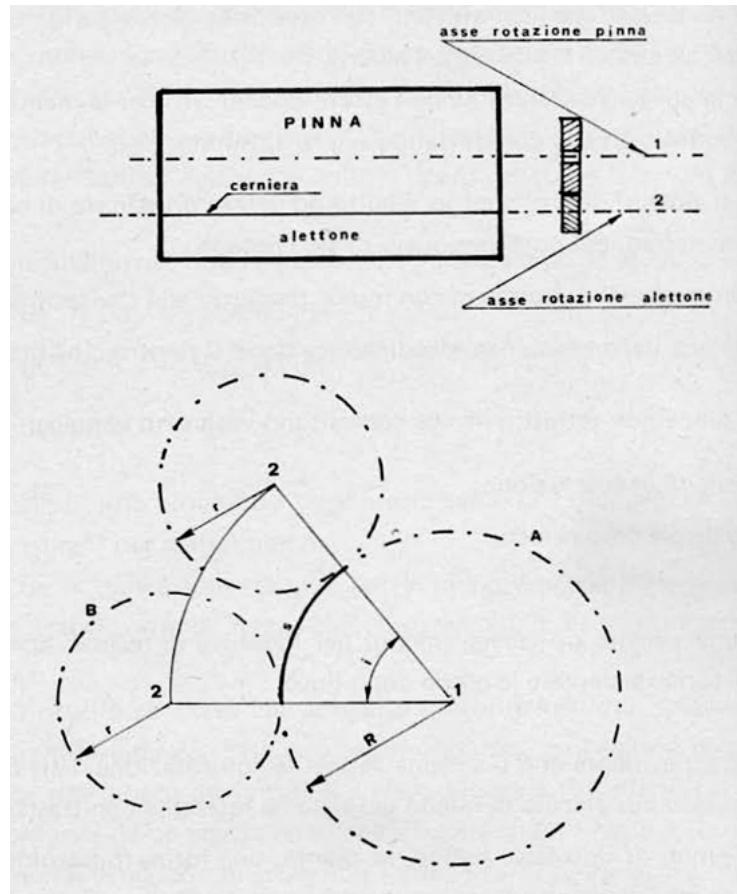


Figura 5.4: Schema ingranaggi pinna con alettone.

- per la ruota B $B: s = \delta \cdot r$

quindi:

$$i \cdot R = \delta \cdot r$$

da cui possiamo ricavare che:

$$\delta = \frac{R}{r} \cdot i$$

indicando con $\tau = R/r$ il rapporto di trasmissione del rotismo si ha:

$$\delta = \tau \cdot i$$

In generale per le pinne si raggiungeranno valori massimi di $\pm i = 24^{\text{circ}}$, considerando un rapporto $\tau = 1,5$ si ottiene un valore $\delta = 36^\circ$, quindi l'alettone ruoterà τ volte l'inclinazione della pinna.

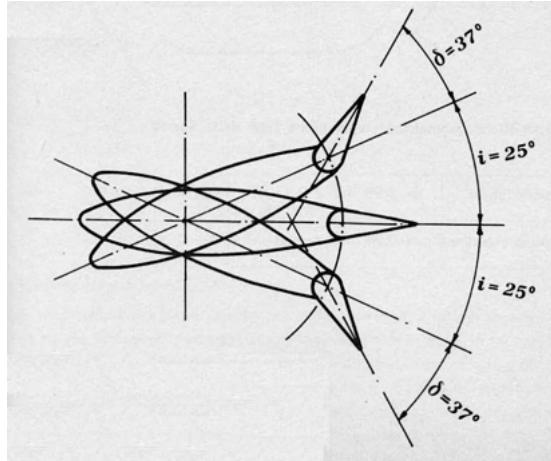


Figura 5.5: Schema movimento pinna con alettone.

5.2.1 Sistemazione delle pinne

Le pinne attive stabilizzatrici vengono, quasi sempre, posizionate nel ginocchio della nave, questo per raggiungere tre scopi:

1. Tale sistemazione rappresenta quella per la quale la pinna è sottoposta alla massima altezza idrostatica senza aumentare il pescaggio della nave. In tal modo il numeratore della equazione (4.16) dell'indice di cavitazione σ sarà il più elevato e ciò permetterà, a parità di velocità della nave, di avere il massimo indice di cavitazione, in questo modo la pinna avrà un curva $C_p = f(i)$ più alta e a parità di angolo di attacco si avrà una maggiore portanza.
2. Tale sistemazione rispetto a quella laterale, farà diminuire l'ingombro in larghezza quando le pinne sono estratte.
3. Tale sistemazione, rispetto a quella laterale, fa aumentare il braccio b della portanza P rispetto alla traccia dell'asse di rotazione baricentrico longitudinale della nave; cioè fa aumentare, a parità di superficie di pinna, di velocità e d'inclinazione della pinna, il momento stabilizzante. Se consideriamo b come braccio della portanza e L la larghezza della nave, esso sarà dato, con buona approssimazione, dalla seguente espressione:

$$b \approx \frac{L}{2} \frac{1}{\cos\gamma}$$

In questo modo si ha un aumento virtuale del braccio da $L/2$ a b .

Inoltre le pinne vengono sistamate nella sezione maestra, cioè nella parte più larga della nave, per utilizzare un braccio maggiore. Nel caso in cui vengono posizionate due coppie di pinne, quelle sistamate lontano dal centro nave, cioè verso poppa, avranno un braccio b minore e quindi dovranno avere una superficie maggiore di quelle sistamate verso il centro nave, questo per dare lo stesso contributo delle pinne prodiere. La sistemazione delle pinne a centro nave ha

importanza anche per la stabilità di rotta. Nel caso venissero usate solo le pinne poppiere si avrà, oltre a un effetto stabilizzante minore, una tenuta di rotta minore. Le pinne del tipo pieghevole riescono inoltre ad essere sistematiche più facilmente a causa del loro limitato ingombro e quindi possono essere poste nella posizione ottimale.

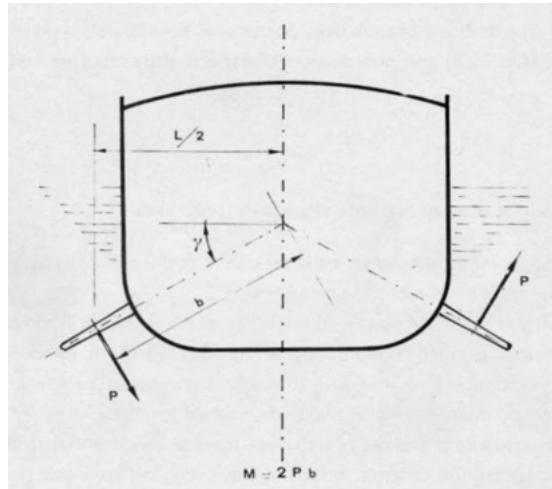


Figura 5.6: Sistemazione di una coppia di pinne attive.

5.3 Angolo di attacco, di impatto e falso angolo di attacco

Quando la nave è in movimento le pinne sono sottoposte oltre alla velocità di avanzamento anche alle velocità dovute ai momenti di beccheggio, di sussulto e di rollio della nave stessa. Per effetti di questi movimenti si hanno altri vettori che modificano l'angolo con cui l'acqua investe le pinne, causando un diverso funzionamento di queste. Per la determinazione esatta della portanza è necessario conoscere il valore dell'angolo con cui il profilo della pinna viene investito dalla corrente fluida. Per determinare la portanza è necessario conoscere l'angolo con cui il profilo della pinna viene investito dalla corrente fluida. Appare evidente che **l'angolo di attacco** i_a rappresenta la rotazione conferita alla pinna rispetto alla linea di galleggiamento della nave, mentre **l'angolo di impatto** i_i rappresenta quell'angolo con cui la pinna è investita effettivamente dall'acqua. La differenza tra l'angolo di attacco e quello di impatto viene denominata **falso angolo di attacco** I_f e può essere dovuta sia al moto dell'acqua in prossimità della pinna e sia al moto stesso della nave. Il beccheggio ed il sussulto spostano il piano di riferimento per l'angolo di attacco della stessa quantità per le due pinne della stessa coppia. Per entrambe le pinne si può scrivere:

$$i_a = i_i \pm I_f$$

ed in tal caso il falso angolo di attacco i_f assume la denominazione di "antisimmetrico". Inoltre la velocità del moto di beccheggio o quella di sussulto agiscono

sulla velocità relativa di avanzamento della pinna W risulti dalla somma vettoriale della velocità orizzontale di avanzamento della nave V_n e di quella verticale di beccheggio o di sussulto V_v . Da questo deriva un falso angolo d'attacco simmetrico dato da:

$$i_f = \arctan\left(\frac{V_v}{V_n}\right)$$

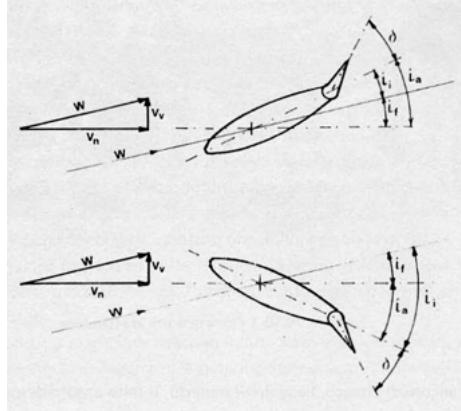


Figura 5.7: Falsi angoli di attacco antisimmetrici per effetto del moto verticale di beccheggio o di sussulto della nave.

Invece la velocità del moto di rollio fa sì che la pinna sia sottoposta a velocità verticale, di segno opposto per le due pinne della stessa coppia. Ne deriva un falso angolo di attacco di segno opposto per le due pinne, denominato "simmetrico" i_f .

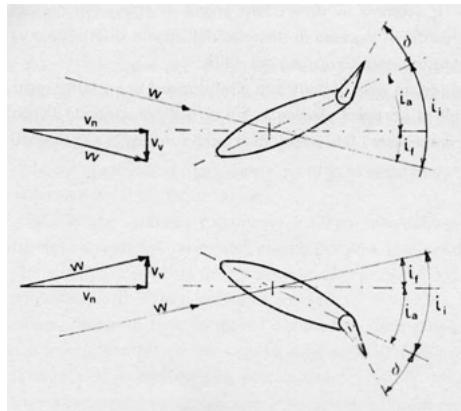


Figura 5.8: Falsi angoli di attacco antisimmetrici per effetto del moto di rollio della nave.

I due tipi di falso angolo di attacco influenzano sensibilmente la regolazione:

- i falsi angoli di attacco asimmetrici provocano la diminuzione di portanza di una pinna ed un aumento di portanza della pinna opposta. In linea

di massima il momento raddrizzante rimane inalterato e nullo sarà l'effetto di disturbo. La dissimmetria di portanza sulle pinne può provocare un eccessivo aumento delle sollecitazioni sulle pinne più caricate. I moderni sistemi di controllo di portanza annullano i pericoli di deformazioni permanenti dell'albero porta pinna o la sua rottura per sovraccarico.

- i falsi angoli di attacco simmetrici provocano la stessa variazione di portanza nella coppia di pinne e sono la causa della variazione del momento raddrizzante.

L'angolo i_f somma di tutti i falsi angoli di attacco simmetrici, agenti sulle pinne è l'elemento di ingresso di disturbo dell'angolo di attacco e va compensato dal sistema chiuso di stabilizzazione del rollio. Introducendo un tipo di controllo a retroazione di portanza, ogni pinna è chiamata a fornire la portanza assegnata, ciò si realizza variando l'angolo di attacco in modo da compensare i falsi angoli di attacco simmetrici e asimmetrici.

Capitolo 6

Principio e schema di funzionamento impianto

Il principio comune ai più moderni schemi di stabilizzazione antirollio consiste nel controllare la posizione angolare di pinne fissate allo scafo della nave per produrre un momento di senso opposto a quello causato dal moto ondoso. Come abbiamo visto, le pinne possono essere retrattili o fisse ed in numero di una, due o tre coppie che possono ruotare intorno al proprio asse longitudinale. Per una determinata nave, il momento raddrizzante generato dalla pinna è in funzione dell'angolo di attacco delle pinne cioè dall'angolo di rotazione delle pinne rispetto ai filetti fluidi. Attraverso l'utilizzo di opportuni elementi sensibili, si misurano, istante per istante, i dati relativi al moto di rollio e questi vengono elaborati e trasmessi ad un organo che comanda la rotazione delle pinne all'angolo voluto, in modo da permettere alle pinne di generare il momento stabilizzante capace di ridurre il rollio.

6.1 Descrizione dell'impianto

Vi sono diverse case costruttrici di impianti per la stabilizzazione, l'impianto di stabilizzazione riportato è il "Gyro Fin" della Sperry, con sistema di controllo automatico, con una coppia di pinne. Esso è costituito essenzialmente da:

1. Un'unità di controllo nella quale sono contenuti gli organi sensori adatti a rivelare i dati relativi al movimento di rollio;
2. Da una coppia di pinne con le rispettive apparecchiature elettroniche ed idromeccaniche completamente indipendenti fra loro.

Per descrivere il funzionamento è sufficiente prendere in esame l'unità di controllo ed una sola pinna. Lo schema a blocchi è riportato nella figura (6.1). Il giroscopio rileva la velocità di rollio, l'accelerometro angolare rileva l'accelerazione di rollio e l'inclinometro a bassa costante di tempo rileva l'angolo di rollio. L'inclinometro a lunga costante di tempo, rileva l'angolo di sbandamento della nave, dovuto a carichi dissimmetrici o ad altro. Il segnale di questo inclinometro è in opposizione a quello proveniente dall'inclinometro a bassa costante

di tempo ed ha lo scopo di compensare automaticamente qualsiasi sbandamento permanente della nave ed evitare la corrispondente azione correttiva delle pinne. Questi quattro segnali vengono elaborati dall'amplificatore calcolatore e

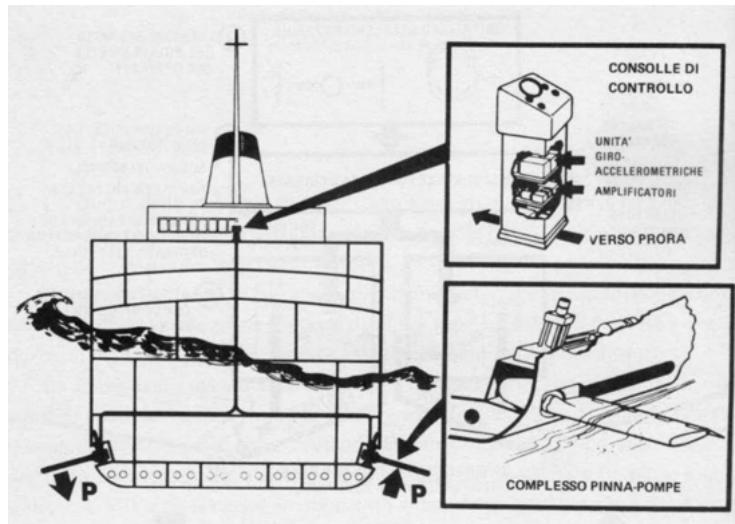


Figura 6.1: Schema a blocchi impianto Gyrofin.

l'uscita di questo serve a sua volta ad azionare il motogeneratore tachimetro del servo-calcolatore. Dal motogeneratore tachimetrico ricevono il movimento tre sincro; di cui due (uno per pinna) trasmettono i segnali di spinta ordinata uguali in grandezza ma opposti in segno alle due pinne. Un dispositivo meccanico limita il movimento dei sincro-trasmettitori ed evita così che i segnali assumano un'ampiezza tale da eccedere la capacità di carico delle pinne. Il terzo sincro-trasmettitore genera in uscita il segnale di repeat-back o di inseguimento che costituisce il segnale di ingresso all'amplificatore calcolatore, mentre il motogeneratore tachimetrico genera in uscita il segnale di smorzamento necessario a rendere stabile il sistema. Proveniente dall'unità di controllo, il segnale di spinta ordinata giunge a ciascuna unità di controllo locale dove viene applicato all'amplificatore limitatore unitamente al segnale di angolo falso (angolo che si forma tra i filetti fluidi e la linea di galleggiamento della nave) precedentemente elaborato. Il segnale risultante in uscita sarà in funzione di questi parametri:

1. Velocità della nave (segnale elettrico regolabile manualmente o automaticamente mediante un elaboratore);
2. Spinta ordinaria;
3. Angolo della pinna;
4. Valore della spinta effettiva sulla pinna (segna proveniente dal trasduttore di spinta).

Il segnale in uscita viene confrontato nel servoamplificatore di pinna col segnale proveniente dal trasduttore di spinta. La differenza dei due segnali viene amplificata e va a costruire il campo di controllo del cervo motore dello Stroke-control (posizionatore comando pompa). Quest'ultimo farà muovere la pinna

fino a che la spinta attuata uguagli la spinta ordinata limitata; ciò avverrà per un opportuno angolo di inclinazione della pinna.

6.2 Unità componenti

Un impianto di stabilizzazione a pinne attive può considerarsi costituito da due parti nettamente distinte:

- le apparecchiature idrodinamiche;
- le apparecchiature elettroniche di controllo.

Apparecchiature idrodinamiche .

Le apparecchiature idrodinamiche sono componenti meccanici pesanti che attuano i comandi del calcolatore elettronico, possono essere suddivise in:

- Unità pinna stabilizzatrice.

Nell'impianto esistono due unità costituita da una robusta struttura meccanica di supporto, dall'idromotore che attua la rotazione della pinna, dalla pinna stessa, da un limitatore delle oscillazioni, da un perno di blocco della pinna nella posizione centrale e da parti meccaniche varie. La struttura è rigidamente fissata allo scafo, in modo da poter trasmettere il momento stabilizzante.

- Unità avviatore motore pompa.

Sono installate una per ogni unità motore pompa. È costituita da un pannello a tenuta stagna contenente gli organi di protezione e comando del motore della pompa a portata variabile, ed è posizionata in prossimità della relativa unità motore pompa.

- Unità motore pompa.

Ne vengono installate due, ognuna è idraulicamente accoppiata alla rispettiva pinna. L'unità comprende: un motore asincrono trifase, una pompa a portata variabile, l'idromotore che attua la rotazione della pinna ed il pannello volante.

Apparecchiature elettroniche di controllo .

Le apparecchiature elettroniche di controllo comprendono la parte dell'impianto che rileva ed elabora i dati relativi al moto di rollio della nave e trasmette alle apparecchiature idrodinamiche i comandi per ruotare le pinne della quantità necessaria. Le apparecchiature elettroniche possono essere suddivise come:

- Unità di controllo.

È una console nella quale vi sono contenuti i sensori del moto del rollio della nave, i componenti che servono a calcolare il momento di stabilizzazione, un pannello comando e allarmi, un demodulatore ed un amplificatore per il segnale di riferimento automatico di velocità della nave. Sulla parte superiore della console è posizionato il pannello per la messa in servizio. Le attuali console sono notevolmente meno ingombranti, con l'utilizzo di un schermo dal quale è possibile leggere le eventuali tipologie di avarie.

- Unità pannello comandi.

È una console sulla quale vi sono riportate alcune segnalazioni per la sorveglianza del corretto funzionamento dell'impianto e degli organi per il comando.

- Unità controllo locale.

Queste unità controllano direttamente la posizione di ogni pinna, sono presenti per ogni pinna ed ognuna funziona in modo indipendente dall'altra. Ciascuna unità contiene un limitatore di spinta ordinata se il controllo è in spinta o un limitatore d'angolo se il controllo è in angolo, ed un servoamplificatore di pinna oltre ad un pannellino su cui sono riuniti comandi per la messa in servizio degli organi di stabilizzazione della pinna. Solitamente queste unità sono posizionate nelle vicinanze della pinna.

- Unità posizionatore comando pompa.

È un trasduttore che ha il compito di trasformare il segnale elettrico, proveniente dall'unità di controllo locale, in una rotazione della valvola pilota di un angolo proporzionale al segnale ricevuto. Ne esiste uno per pinna ed è posizionato sopra la valvola pilota della pompa a portata variabile.

- Unità trasmettitore angolo di pinna.

Questa unità ha lo scopo di trasformare una rotazione angolare in un segnale elettrico proporzionale. Ne esiste uno per pinna ed è montato coassialmente per mezzo di accoppiamento a menabrida, all'albero della pinna relativa.

- Unità trasduttore di pinna.

Questa unità, disposta nella pinna stabilizzatrice, ha il compito di trasformare uno spostamento lineare (cedimento elastico dell'asse della pinna dovuto dal carico o dalla spinta) in un segnale elettrico proporzionale che costituisce quindi la spinta attuata.

Capitolo 7

Sollecitazione nelle pinne

7.1 Momento torcente nell'asse porta-pinna

Dalla relazione relativa all'espressione della portanza:

$$P = C_P \frac{1}{2} \rho W^2 S$$

Si nota che dosando opportunamente l'angolo d'attacco delle pinne a si fa in modo che l'angolo d'impatto i abbia quel valore, in modulo e direzione, che riesca, istante per istante, a controllare la coppia stabilizzante impressa allo scafo. L'angolo varia imprimendo una rotazione alle pinne. Le prestazioni delle pinne dipendono, come si nota dalla espressione della portanza, dal quadrato della velocità della nave, per cui l'impiego di tale sistema è escluso per navi che operano a basse velocità. Le pinne a più altro rapporto di aspetto¹ richiedono minori momenti per la loro manovra e di conseguenza consentono un risparmio in peso per i motori e gli attuatori ed un notevole risparmio di energia per il continuo movimento oscillatorio da conferire alle pinne. Se la nave viene provvista di due coppie di pinne, è bene che esse siano disposte molto distanti le une dalle altre, questo per evitare che le distorsioni delle linee di corrente provocate dalla prima coppia di pinne possano provocare una notevole diminuzione del coefficiente di portanza sulla seconda coppia di pinne. Per questo motivo è necessario che la seconda coppia di pinne sia distante 10-15 volte la loro corda. Il momento torcente totale M_t necessario a far oscillare le pinne è in funzione di almeno quattro elementi:

$$M_t = M_i + M_v + M_f + M_g \quad (7.1)$$

dove:

- M_i : è il momento idrodinamico o di beccheggio, per renderlo modesto si utilizzano pinne con alettoni;
- M_v : è il momento generato dalla velocità di brandeggio, le pinne per ridurre al minimo i ritardi dei segnali ricevuti dalla plancia, oscillano rapidamente intorno al proprio asse. Ricordiamo che le pinne devono compiere un'oscillazione completa in un tempo pare a circa $0.1 \cdot T / 0.15 \cdot T$, dove T è il periodo di rollio naturale completo della nave;

¹Aspetto inteso come "aspect ratio" (allungamento alare).

- M_f : è il momento di attrito dovuto alle reazioni nei supporti e nei cuscinetti dovuto al proprio peso, alla portanza e alla resistenza delle pinne;
- M_g : è il momento di attrito delle guarnizioni e dei pressatrecce a mare.

Per le pinne che brandeggiano molto velocemente bisognerà tener conto anche dei momenti d'inerzia del sistema. A parità di velocità di manovre di velocità

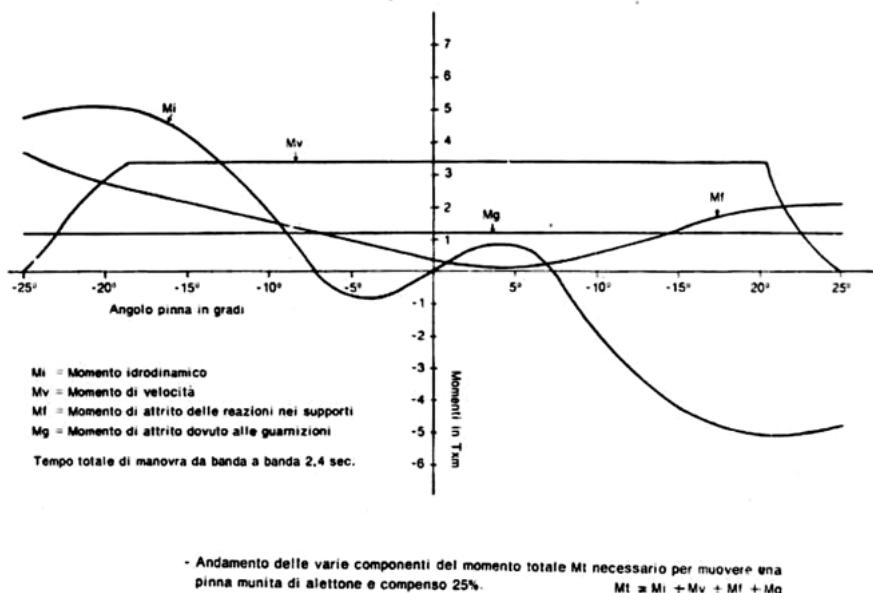


Figura 7.1: Diagramma riferito al momento risultante M_t e quelli relativi ai singoli componenti, facendo riferimento ad una pinna con superficie di $4m^2$ e con rapporto di aspetto $a_r = 1$.

della nave per una stessa pinna, M_i ed M_v sono minori per pinne ad alto rapporto d'aspetto a_r . Nonostante tali difetti le pinne a basso rapporto d'aspetto vengono impiegate negli impianti piccoli per evidente necessità.

7.2 Le sollecitazioni nell'asse porta-pinna

L'asse porta-pinna è sottoposto a flessione, a taglio ed a torsione entrambe alternate, può essere schematizzato come una mensola incastrata sottoposta ad un carico uniformemente distribuito, dato dalla portanza massima e data da:

$$P = \frac{P}{h}$$

Si può determinare il valore del momento flettente M_f massimo che si verifica nell'incastro:

$$M_f = \pm \frac{P h}{2} = \pm \frac{p h^2}{2} \quad (7.2)$$

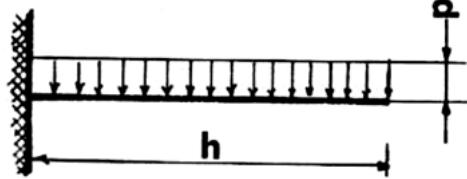


Figura 7.2: Schematizzazione asse porta-elica come mensola incastrata con carico uniformemente distribuito.

dove: $p = \frac{P}{h}$ rappresenta il carico per unità di apertura delle pinne. L'alternanza del segno rappresenta appunto la variazione del momento flettente. La sollecitazione massima a flessione K_f , nella sezione di incastro, supposta circolare, viene fornita da:

$$K_f = \frac{M_f}{W_f} \quad (7.3)$$

dove W_f rappresenta il modulo di resistenza a flessione. Il modulo di resistenza a pressione viene fornito da:

$$W_F = \frac{I_d}{\frac{d}{2}} \quad (7.4)$$

nella quale:

- I_d : rappresenta il momento d'inerzia diametrale della sezione d'incastro e vale: $I_d = \frac{\pi d^4}{64}$;
- d : rappresenta il diametro della sezione d'incastro.

Pertanto se K_a è la sollecitazione massima ammissibile a trazione dovrà essere $K_a \geq K_f$. Oltre alla sollecitazione dovuta a flessione, la sezione d'incastro è sollecitata anche allo sforzo di taglio $T = P$ per il quale la sollecitazione K_t viene fornita da:

$$K_t = \frac{T}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (7.5)$$

Per effetto della rotazione della pinna e per effetto del momento idrodinamico, la sezione d'incastro sarà sottoposta a torsione alternata il cui valore viene fornito dal diagramma di fig(7.1). La sollecitazione K_t proveniente dalla torsione sarà data da:

$$K_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (7.6)$$

dove:

- M_t : rappresenta il momento torcente totale ricavabile dal diagramma di fig(7.1) per un'assegnata superficie di pinna;
- W_t : rappresenta il modulo di resistenza a torsione data da:

$$W_t = \frac{I_p}{\frac{d}{2}} \quad (7.7)$$

dove:

- I_p : rappresenta il momento d'inerzia polare della sezione ed è fornito da:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (7.8)$$

- d : è il diametro della sezione d'incastro.

Se K_{ta} rappresenta la sollecitazione tangenziale massima ammissibile dovrà essere $K \geq K_t$ dove : $K_{ta} = \frac{4}{5} K_a$. Trascurando lo sforzo di taglio possiamo effettuare la verifica della sezione d'incastro dell'albero porta-pinne alla sollecitazione composta dovuta alla flessione ed alla torsione. Tale sollecitazione viene chiamata flesso-torsione. L'effetto simultaneo di M_f e di M_t viene considerato equivalente ad un momento ideale flettente M_{if} che viene determinato con la formula di Poncelet valida per solidi a sezione circolare:

$$M_{if} = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad (7.9)$$

oppure se $M_f \geq M_t$, può essere utilizzata un'altra espressione più semplice:

$$M_{if} = M_f + 0.2 M_f \quad (7.10)$$

oppure se $M_f \leq M_t$:

$$M_{if} = 0.6 (M_f + M_t) \quad (7.11)$$

Una volta determinato M_{if} si può determinare

$$K_f = \frac{M_{if}}{W_f} \quad (7.12)$$

Bisogna fare attenzione che K_f e W_f sono relative alla flessione. La trattazione è stata svolta per mostrare l'entità delle sollecitazioni a cui è sottoposta una pinna. È da precisare che le sollecitazioni descritte cambiano continuamente segno ad ogni rollata della nave, in quando la portanza inverte il segno. L'asse porta-elica è sottoposto contemporaneamente a flessione, taglio e torsione in maniera alternata e con frequenza da 1-3 secondi, va quindi progettato con estrema cura e con acciai speciali, dovrà inoltre essere molto rigido per contenere la freccia massima di flessione ed evitare variazioni dell'angolo d'attacco dall'incastro libero. La determinazione delle espressioni per la freccia massima di flessione e dell'angolo massimo di torsione, abbiamo:

$$f_{max} = \pm \frac{1}{8} \frac{P h^3}{E I_d} \quad (7.13)$$

dove E rappresenta il modulo di elasticità normale del materiale usato. Per la torsione, l'angolo di torsione viene fornito da:

$$\beta = \frac{M_t h}{G I_p} \quad (7.14)$$

dove G rappresenta il modulo di elasticità trasversale del materiale usato e vale:

$$G = \frac{2}{5} E$$

7.3 Determinazione della potenza per azionare le pinne

La potenza N necessaria per azionare ogni pinna viene fornita da:

$$N = \frac{M_t \cdot \omega}{75} \quad (7.15)$$

dove:

- M_t : rappresenta il momento totale massimo per provocare la rotazione in $[kg\ m]$;
- ω : rappresenta la velocità angolare media con cui oscillano le pinne in $[rad/s]$.

La velocità angolare media di oscillazione delle pinne è data da:

$$\omega = \frac{\Delta i}{\Delta t}$$

dove:

- Δi rappresenta l'angolo descritto dalle pinne per una rollata intera, espresso in radianti;
- Δt rappresenta il periodo di oscillazione delle pinne.

Questa potenza rappresenterà quella che dovrà essere fornita ad ogni punto per il suo funzionamento. Apposite elettropompe a portata variabile inviano l'olio a pistoni idraulici che a loro volta producono l'oscillazione continua delle pinne.

Capitolo 8

Progettazione e verifica nelle pinne

8.1 Verifica della portanza e del momento raddrizzante dovuto alle pinne

Per la verifica della portanza totale di ogni pinna si ha bisogno di queste informazioni:

- le caratteristiche geometriche del profilo delle pinne;
- le caratteristiche idrodinamiche delle pinne;
- l'apertura h e la corda l delle pinne e la loro superficie;
- la velocità di avanzamento delle pinne, cioè la velocità della nave;
- la profondità di immersione delle pinne.

Per la verifica del momento stabilizzante bisogna conoscere:

- il numero di coppie di pinne;
- la sistemazione delle pinne;
- le caratteristiche geometriche della nave (come larghezza L dello scafo) ed il coefficiente di resistenza alle inclinazioni $\Delta \cdot \overline{GM}_t$.

Esempio di calcolo per la determinazione della portata massima e del relativo momento stabilizzante dovuto dalle pinne.

Si ha una nave con le seguenti caratteristiche:

- larghezza: $L = 20.00 \text{ m}$;
- immersione: $T = 10.00 \text{ m}$;
- velocità: $V = 20 \text{ nodi}$.

Su questa nave vi sono sistamate una coppia di pinne con le seguenti caratteristiche:

- profilo pinne di tipo: N.A.C.A. 65₄ – 021 con alettone;
- apertura: $h = 3.66 \text{ m}$;
- corda: $l = 1.83 \text{ m}$;
- allungamento: $\frac{h}{l} = 2.00$;
- superficie: $S = 6.69 \text{ m}^2 = 66.900 \text{ cm}^2$;

Nell'espressione della portanza è richiesta la conoscenza del coefficiente di portanza del profilo, determinabile attraverso il diagramma per il profilo selezionato. Per farlo è necessario determinare prima il coefficiente di cavitazione σ ed il massimo valore dell'angolo d'attacco. Il coefficiente di cavitazione è possibile determinarlo attraverso:

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho W^2} = \frac{20.580 - 200}{\frac{1}{2} 104.6 \cdot 105.86} = 3.68$$

dove:

$$p = p_b + \gamma h = 10.330 + 1025 \cdot 10 = 1026 \cdot 10 \text{ kg/m}^2$$

la pressione della tensione di vapore è data da:

$$p_v = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ per temperatura dell'acqua di } 17^\circ\text{C}$$

con velocità di avanzamento di:

$$W = 20 \text{ nodi} = 10.289 \text{ m/s}$$

e la densità del fluido:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1025}{9.81} = 104.6 \text{ kg s}^2/\text{m}^2$$

Con un indice di cavitazione di $\sigma = 3.68$ e per un angolo d'attacco $i_{max} = 20$ dal diagramma di fig(4.14) per un profilo con alettone si ottiene $C_p = 1.4$. Sostituendo i vari termini ottenuti nella espressione della portanza, si ottiene:

$$P = c_p \frac{1}{2} \rho W^2 = 1.4 \frac{1}{2} \cdot 104.6 \cdot 10.289^2 \cdot 3.66 \cdot 1.83$$

$$\Rightarrow P = 54.744 \text{ kg}$$

Una volta nota la portanza massima della pinna, le caratteristiche geometriche della nave e la sistemazione delle pinne, possiamo determinare il momento raddrizzante che potranno generare i due momenti concordi dovuti dalle pinne. Avremo quindi:

$$M = 2 \cdot P \cdot b$$

dove: M è il momento raddrizzante e b è il braccio d'azione, che vale:

$$b = \frac{L/2}{\cos \gamma} \text{ con } \gamma = 30$$

Andando a sostituire, abbiamo:

$$M = 2 \cdot 54.744 \cdot \frac{20.00/2}{\cos 30}$$

$$M = 1.264 \text{ t} \cdot \text{m}$$

Questo esempio di calcolo è stato svolto senza tener conto dei falsi angoli d'attacco e della loro influenza sulla determinazione della portanza.

8.2 Progettazione delle pinne

Il progetto delle pinne per la stabilizzazione del rollio in una nave prevede due fasi:

- la prima: determinare il momento raddrizzante;
- la seconda: la scelta delle pinne fra quelle esistenti in commercio.

Determinazione del momento raddrizzante

Il momento raddrizzante M_s è uguale ed opposto al momento sbandante M_t per cui se conosciamo della nostra nave le seguenti caratteristiche:

- il disclocamento Δ in t;
- l'altezza metacentrica \overline{GM}_t in m;
- il pendio d'onda ϑ in rad;

In questo modo possiamo scrivere:

$$M_t = M_s = \Delta \cdot \overline{GM}_t \cdot \vartheta$$

Stabilità la pendenza d'onda massima che le pinne devono combattere è facilmente ricavabile la coppia di stabilizzazione che le pinne devono sviluppare.

Scelta delle pinne

Si stabilisce la posizione delle pinne in maniera da poter ricavare il braccio b di questa coppia e l'altezza idrostatica. Indicando con n il numero di coppie di pinne che si vogliono installare, si ha:

$$M_s = n \cdot 2 \cdot P \cdot b \quad (8.1)$$

Se la nave è di grandi dimensioni (ad esempio transatlantico) le coppie di pinne sono due altrimenti si ha in generale una coppia di pinne. Possiamo ricavare la portanza che deve sviluppare ogni pinna:

$$P = \frac{M_s}{n \cdot 2 \cdot b}$$

ed una volta conosciuta la portanza massima P che dovrà sviluppare ogni pinna si va a determinare la superficie S conoscendo la velocità della nave, l'angolo massimo d'attacco, le caratteristiche geometriche ed idrodinamiche del profilo della pinna. Dalla relazione della portanza ricaviamo:

$$S = \frac{P}{C_p \frac{1}{2} \rho W^2}$$

e conoscendo la velocità della nave e l'immersione delle pinne si può determinare l'indice di cavitazione:

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho W^2}$$

e per un angolo massimo d'attacco di 20° e per pinne con alettone, dal diagramma fig(4.14) si determina il massimo valore del coefficiente di portanza C_p .

Conosciuta la superficie S , dalle tabelle delle case costruttrici, si può individuare il tipo di pinne più idoneo per la nave. Il rapporto tra la portanza max e la superficie di una pinna, cioè la pressione esercitata su una pinna, viene fornita da:

$$\Delta_p = \frac{P}{S}$$

Questo rapporto oscilla tra $0.5 - 1 \text{ kg/cm}^2$, quindi per una pinna con data superficie si può velocemente determinare la sua portanza massima tramite:

$$P_{max} = \Delta_p \cdot S$$

Questa trattazione è stata svolta trascurando gli effetti dovuti dai falsi angoli d'attacco.

Capitolo 9

Applicazioni particolari

9.1 Pinne come freni idrodinamici

Lo spazio di arresto s [in miglia] di una nave, senza tener conto dell'elica in marcia indietro, sono determinata da questa espressione:

$$s = \frac{1}{2} m \frac{V^2}{R_c + R_p} \quad (9.1)$$

dove:

- m : è la massa della nave aumentata dell'8%, per tener conto dell'acqua trascinata;
- V : è la velocità della nave in nodi;
- R_c : è la resistenza in carena in t;
- R_p : è la resistenza media dell'elica (o eliche) in folle espresse in t;

Per grandi navi lo spazio di arresto può assumere valore di alcune miglia, pertanto è necessario ridurre tali spazi ed i relativi tempi per prevenire collisioni. Le pinne possono essere utilizzate come freni idrodinamici in maniera da ridurre rapidamente e sensibilmente la velocità della nave, in modo da operare successivamente sull'inversione di marcia senza sottoporre l'impianto di propulsione a grandi stress. Si ottiene un effetto frenante se tutte le pinne di dritta e di sinistra vengono rivolti contemporaneamente con il naso in sù o in giù. In questa situazione le portanze P sono dirette verso l'alto o verso il basso, generando una coppia uguale e contraria che non modifica la stabilità della nave, mentre le resistenze R si opporranno al moto della nave provocando un'azione frenante. Con le pinne dirette verso l'alto si avrà una diminuzione del dislocamento, mentre con le pinne dirette verso il basso si ha un aumento del dislocamento pari a circa il 6%, aumentando l'effetto frenante della nave. I profili alari sono disegnati per avere una grande efficienza E e una piccola resistenza R , offrendo un effetto frenante scarso alle basse velocità e più sentito a velocità elevate.

9.2 Le pinne per provocare il rollio forzato

Tutti gli impianti di stabilizzazione sono provvisti di un dispositivo di intervento manuale per provocare il rollio forzato della nave con il mare calmo in navigazione. Questo viene utilizzato per collaudare in modo comodo ed efficiente anche durante le giornate di mare calmo. Provocando la rotazione discorde delle pinne, si genererà una coppia che genererà un rollio forzato della nave. Questo serve anche per addestrare il personale di bordo a quelle che saranno le condizioni di mare che potranno incontrare con nave senza stabilizzatori.

Capitolo 10

Prove comparative su una pinna a coda di rondine modificata

10.1 Lo studio comparativo

10.1.1 Dettagli e modalità delle prove

Analisi eseguita dal Centro Esperienze Idrodinamiche della Marina Militare su commissione dalla Fincantieri S.P.A. di Genova, su un nuovo tipo di pinna indicata come "a coda di rondine mondificata" e su una pinna convenzionale NACA 64 (indicata come tipo "64mod"), avente gli stessi rapporti dimensionali. La pinna tipo "2mod" è stata successivamente provata anche con il tip avviato al fine di valutarne l'influenza sul miglioramento della cavitazione al tip. Sono state eseguite otto serie di prove a $R_e = 1.75 \cdot 10^6$ e $\sigma_0 = 3$ e 1.5:

- 2 serie per rilievo delle curve di funzionamento della pinna "tipo 2mod";
- 1 serie per schizzi di cavitazione della pinna "tipo 2mod" a $\sigma_0 = 3$;
- 2 serie per rilievo delle curve di funzionamento della pinna "64mod";
- 2 serie per rilievo delle curve di funzionamento delle pinna tipo "2mod avviata";
- 1 serie per schizzi di cavitatione della pinna tipo "2modavv" a $\sigma_0 = 3$;

In ogni serie l'angolo di attacco geometrico è stato fatto variare da -10° a $+35^\circ$ con passo 5° , dove necessario l'intervallo dell'angolo è stato opportunamente ridotto. I risultati hanno messo in evidenza che la pinna a coda di rondine modificata ha portanza superiore alla pinna a coda sfinata, ma possiede anche più resistenza ed un comportamento peggiore alla cavitazione (inizialmente a cavitare prima e l'estensione dei fenomeni è peggiore). L'avviamento del tip ha consentito di migliorare sensibilmente la cavitazione del vortice di estremità. Il modello è stato ottenuto, attraverso l'officina del CEIMM, modificando quello della pinna tipo2 già provato al CEIMM, seguendo le indicazioni fornite dal committente.

Successivamente è stato costruito e montato un avviatore alla estremità libera della pinna, allo scopo di ridurre il vortice di estremità. Le prove sono state eseguite nel tunnel del CEIMM. I risultati ottenuti nel corso delle prove sono stati corretti in tempo reale dallo stesso programma di acquisizione e gestione della prova "BIL5COMP"-CEIMM, per tener conto dell'effetto parete dovuto alle ridotte dimensione della camera di misura. Le grandezze corrette sono: la pressione, la velocità e le loro derivate, l'angolo di attacco e la resistenza.

10.1.2 Risultati delle prove

Dai valori dei test eseguiti, si può osservare che la pinna tipo "2mod" presenta valori di $C_{P,max}$ superiori e sia una maggiore pendenza della curva di portanza, per cui la soluzione a coda di rondine non sfinata permette di raggiungere a parità di angolo valori di C_P maggiori. L'effetto dell'avviatore si fa sentire soprattutto a valori di σ_0 più bassi, permettendo un miglioramento delle prestazioni a partire dall'angolo corrispondente al $C_{P,max}$ (15° circa). L'efficienza, espressa da C_p/C_R , appare chiara e invertita rispetto a C_P : la pinna classica è la più efficiente, seguita dalla pinna con avviamento, infine la pinna tipo "2mod". Di seguito sono riportate le tabelle sulle prestazioni delle singole pinne ed i valori di confronto.

Tab. 1 - Pinna tipo "2mod", prestazioni per $R_e = 1.75 \cdot 10^6$:

σ_0	$C_{P,max}$	α_C di $C_{P,max}$	C_P a 5°
3.0	1.12	22.6°	0.30°
1.15	0.90	21.3°	0.30°

Tabella 10.1: Profilo pinna tipo "2mod".

Tab. 2 - Pinna tipo "64mod", prestazioni per $R_e = 1.75 \cdot 10^6$:

σ_0	$C_{P,max}$	α_C di $C_{P,max}$	C_P a 5°
3.0	1.02	22.4°	0.28°
1.15	0.82	21.1°	0.28°

Tabella 10.2: Profilo pinna tipo "64mod".

Tab. 3 - Pinna tipo "2mod avv", prestazioni per $R_e = 1.75 \cdot 10^6$:

σ_0	$C_{P,max}$	α_C di $C_{P,max}$	C_P a 5°
3.0	1.02	22.5°	0.29°
1.15	0.84	20.2°	0.30°

Tabella 10.3: Profilo pinna tipo "2mod avv".

Per l'efficienza dei profili si sono ottenuti i seguenti valori per, entrambi e rispettivamente, i due $\sigma(3.0 - 1.5)$:

- sulla pinna del tipo "2mod" si ha la massima efficienza a 10° e vale: 8.7 – 9.3;
- sulla pinna del tipo "64mod" si ha la massima efficienza a 5° e vale: 12.5 – 12.7;
- sulla pinna del tipo "2mod avv" si ha la massima efficienza a 10° e vale: 9.9 – 9.9.

10.1.3 La cavitazione

Il confronto è stato completato con l'osservazione di cavitazione. Il tipo "64mod" dimostra di avere una cavitazione meno estesa ed inizia a cavitare più tardi. Ai bassi angoli la pinna a coda di rondine modificata presenta una turbolenza dietro la coda dovuta alla forma tronca della stessa. Entrambe le pinne presentano due vortici di estremità molto accentuati, che si originano dal fianco e dal fondo del modello. Superato un certo angolo, si ha l'unificazione in un unico vortice a valle del modello, con una produzione di rumore elevato. La valutazione di un opportuno arrotondamento del fondo della pinna potesse diminuire se non eliminare il vortice generato in questa zona, ha portato all'avviamento del "tip" e alle relative prove, che hanno confermato la soluzione.

10.1.4 Conclusioni

La pinna a coda di rondine modificata soddisfa ancora il requisito di possedere maggiore portanza rispetto alla pinna di forma convenzionale. Questo risultato è ottenuto a scapito di una minore efficienza e di una cavitazione più pronta e più estesa rispetto alla pinna di paragone, anche se l'avviamento ha prodotto un sensibile miglioramento della cavitazione al tip. Tenendo in considerazione che:

- queste superfici portanti verranno impiegate per la stabilizzazione della nave in caso di moto ondoso e quindi di velocità ridotta;
- esse saranno retratte durante la crociera con tempo favorevole;

la pinna tipo "2mod avv" risulta essere la più indicata a soddisfare i requisiti richiesti da Fincantieri, cioè elevate portanze e cavitazione al "tip" ridotta.

10.2 Elaborazione dati

Per lo studio di pinne e timoni il C.E.I.M.M. utilizza una bilancia a cinque componenti del D.M.I. (Danish Maritime Institute). Le grandezze caratteristiche ottenute vengono elaborate da tre diversi gruppi di dati:

- dati proveniente da sensori in campo (pressione, forze e momenti);
- dati ambientali (pressione atmosferica, temperatura acqua e aria);
- dati geometrici del timone o pinna in prova;

Essendo la conduzione delle prove al tunnel completamente computerizzata, le grandezze meccaniche in gioco sono rilevate come grandezze elettriche mediane appositi trasduttori. I traduttori di pressione rilevano: p_m e p_v , che sono rispettivamente le pressioni in corrispondenza delle prese di monte e di valle del venturimetro. Gli estensimetri della bilancia rilevano invece: F_x , F_y , M_x , M_y e M_z . La bilancia usata dal CEIMM è dotata di cinque estensimetri in modo da fornire le informazioni sulle forze (F_x , F_y) e i momenti (M_x , M_y , M_z). Essendo il corpo portante gli estensimetri solidale all'asse di rotazione, le forze ed i momenti sono riferiti ad una terna di assi solidale alla parte rotante della bilancia. I segni positivi sono attribuiti dalla bilancia alle forze e ai momenti secondo la seguente figura:

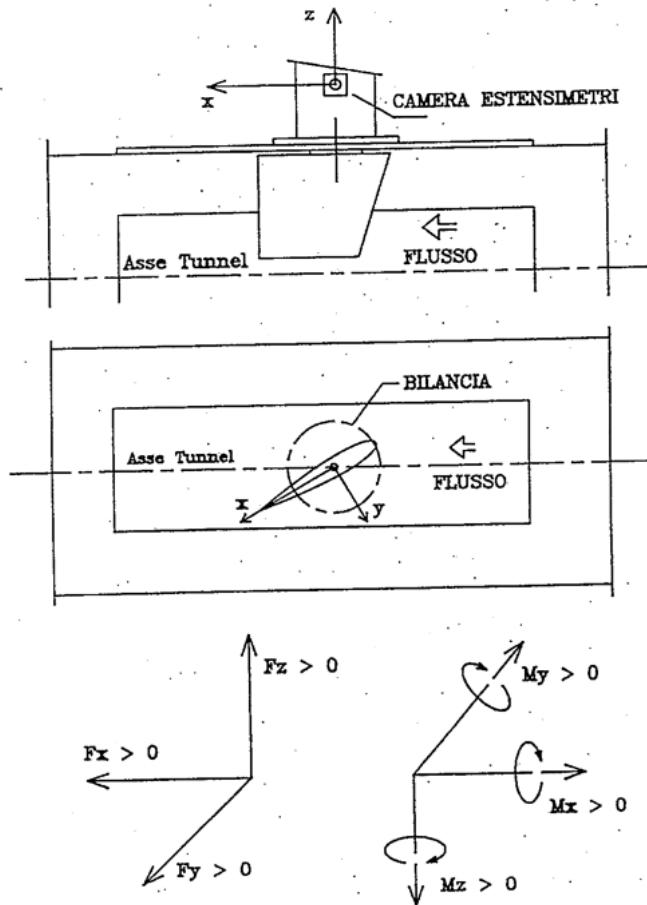


Figura 10.1: Bilancia DMI.

10.2.1 Calcolo della portanza P e della resistenza R

Al variare dell'angolo di attacco α , la bilancia rileva le forze F_x ed F_y relative agli assi solidali che ruotano con il timone; per ottenere i valori di portanza P e della resistenza R , le forze F_x ed F_y devono essere scomposte relativamente

alla direzione del flusso. L'angolo di attacco α è definito positivo se la rotazione intorno all'asse z è concorde con la "regola della mano destra". Prendendo in considerazione un profilo simmetrico, la convenzione ad angoli di attacco positivi deve corrispondere una portanza P positiva, si ha:

- $\alpha > 0 \Rightarrow P > 0, R > 0;$
- $\alpha < 0 \Rightarrow P < 0, R > 0;$

in seguito alla definizione dei segni delle forze rilevate dalla bilancia, si ha:

- $\alpha > 0 \Rightarrow F_y < 0 : \begin{cases} F_x > 0 \\ F_x < 0 \end{cases}$
- $\alpha < 0 \Rightarrow F_y > 0 : \begin{cases} F_x > 0 \\ F_x < 0 \end{cases}$

di conseguenza le formule che, date F_x e F_y , consentono di ottenere P ed R sono le seguenti:

- Portanza: $P = -F_x \sin \alpha - F_y \cos \alpha;$
- Resistenza: $R = F_x \cos \alpha - F_y \sin \alpha;$

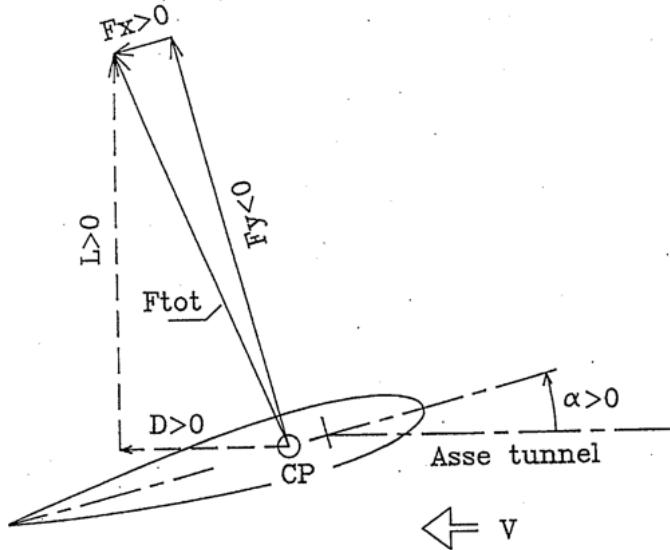


Figura 10.2: Scomposizione delle forze.

L'angolo di attacco α è stato corretto per considerare l'effetto parete, ottenendo:

$$\alpha_c = \alpha + 57.3 \cdot \delta \cdot \frac{S}{A_0} \cdot C_P$$

dove: δ è un fattore di correzione dell'angolo di attacco e dipende dal rapporto $\frac{SPAN}{L_{tunnel}}$ e dal tipo di distribuzione lungo lo SPAN (apertura alare), A_0 è l'area

della sezione trasversale del tunnel. Si ottiene che $\Delta\alpha = \alpha_c - \alpha$. La correzione per effetto parete può essere applicata anche al valore della resistenza R:

$$R_c = R + \frac{R \cdot \Delta\alpha}{57.3}$$

I coefficienti di portanza e di resistenza vengono quindi ottenuti con le seguenti formule:

- coefficiente di portanza:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho V_c^2 S}$$

- coefficiente di resistenza:

$$C_R = \frac{R_c}{\frac{1}{2} \rho V_c^2 S}$$

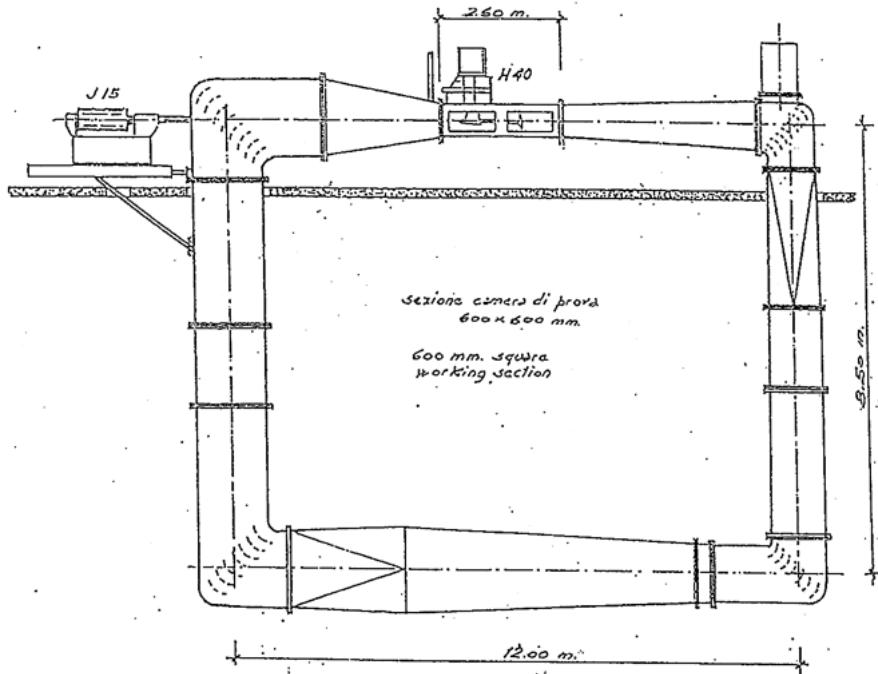


Figura 10.3: Sezione camera di prova.

10.2.2 Calcolo del centro di pressione

Per determinare la posizione del centro di pressione CP in maniera indipendente dalla geometria del modello, le coordinate del centro di pressione vengono riferite ad una coppia di assi: x_1 e z_1 , centrata in corrispondenza dell'entrata della corda alla radice, dove:

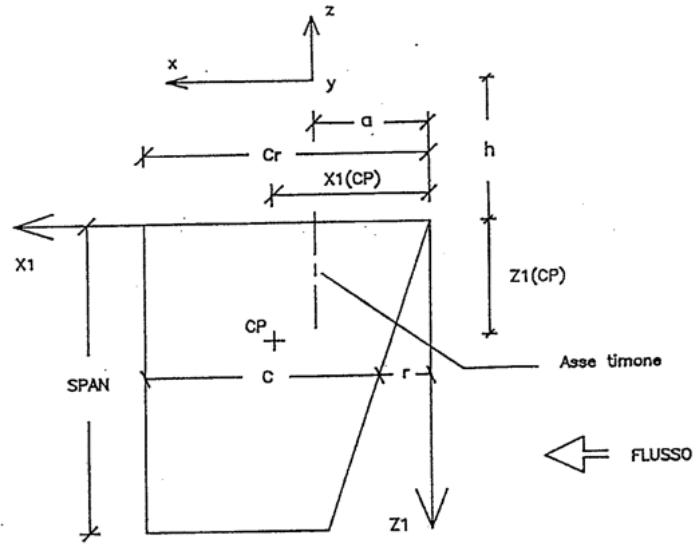


Figura 10.4: Sistema di coordinate per la posizione del centro di pressione CP.

- a, h: assunte entrambe positive, individuano la posizione dell'origine degli assi x_1 e z_1 rispetto al centro degli estensimetri;
 - r: individua lo scostamento dell'entrata della corda media rispetto all'entrata della corda media rispetto all'entrata della corda alla radice (se la corda media è arretrata $r > 0$, se la corda media è avanzata $r < 0$);

Indicando con $x_{1,CP}$ e $z_{1,CP}$ le coordinate di CP rispetto agli assi x_1 e z_1 , si ha:

- Ascissa CP: $x_{1,CP} = \frac{-M_z}{F_y} + a;$
 - Ascissa in CP in %cr (corda radice): $CP_{cr} = \frac{x_{1,CP}}{cr} \cdot 100;$

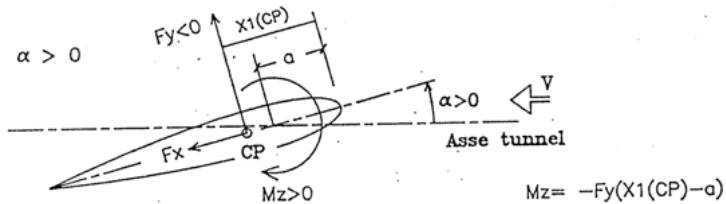


Figura 10.5: Posizione orizzontale del CP.

- Quota verticale CP: $z_{1,CP} = -\frac{M_x}{F_y} - h$;
 - Quota verticale CP in %SPAN: $CP_S = \frac{z_{1,CP}}{SPAN} \cdot 100$;

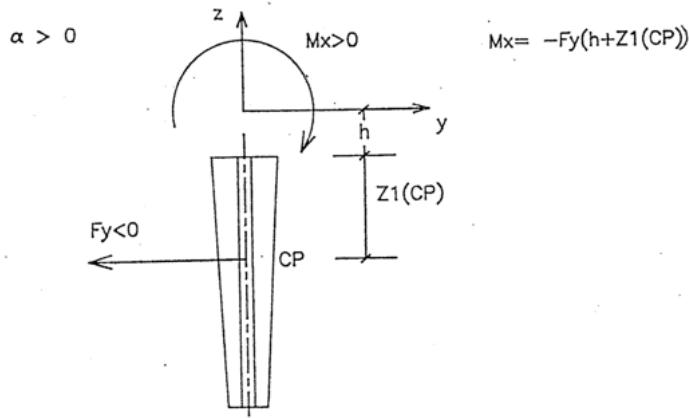


Figura 10.6: Posizione verticale del CP.

- Coefficiente del momento rispetto 0.25c: $Cm_{c/4} = \frac{-F_y \cdot ((x_{1,CP} - r) - 0.25 \cdot c)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V_c^2 \cdot c}$

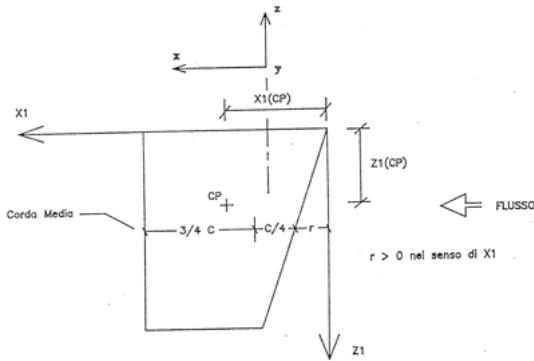


Figura 10.7: Coefficiente del momento.

con $C_L > 0$ si ha:

- $Cm_{c/4} > 0$ se CP è a valle del 25% di c;
- $Cm_{c/4} < 0$ se CP è a monte del 25% di c;

con $C_L < 0$ si ha:

- $Cm_{c/4} > 0$ se CP è a monte del 25% di c;
- $Cm_{c/4} < 0$ se CP è a valle del 25% di c;

Bibliografia

[Corradino Ciampa, Pasquale Russo, 1979] Corradino Ciampa, Pasquale Russo, (1979) *La stabilizzazione al rollio delle navi*

[C.E.I.M.M., 1996] C.E.I.M.M., 1996 *Prove comparative su una pinna a coda di rondine modificata*

[Prof. Alberto Francescutto, 2022] Prof. Alberto Francescutto, (2022) *Lezioni di statica della nave - Parte I*

[L.Zovatto, 2020] L.Zovatto, (2020) *Appunti del corso di Fondamenti Di Idrodinamica Navale*

[Diego Michieli, 2020] Diego Michieli, (2020) *Dispense di Macchine Marine*