



UNIVERSITÁ DEGLI STUDI DI TRIESTE

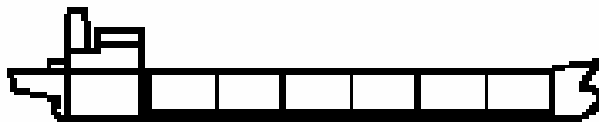
FACOLTÁ DI INGEGNERIA

Corso di laurea in Ingegneria Navale

TECNOLOGIA DELLE COSTRUZIONI NAVALI

e

COSTRUZIONI NAVALI



INDICE

1. CONSIDERAZIONI GENERALI	4
<i>1.1 DIFFERENZE TRA INGEGNERIA NAVALE E CIVILE</i>	6
2. MATERIALI	7
<i>2.1 MATERIALI IMPIEGATI NEL CAMPO NAVALE</i>	7
<i>2.2 PROVA DI DUREZZA BRINNEL</i>	9
<i>2.3 FATICA NELLE STRUTTURE</i>	9
<i>2.4 ACCIAI DA SCAFO</i>	11
<i>2.5 DIAGRAMMA $\sigma - \epsilon$ DELL'ACCIAIO</i>	12
<i>2.6 LE LEGHE LEGGERE</i>	12
<i>2.7 DESIGNAZIONE DELLE LEGHE LEGGERE</i>	13
<i>2.8 CARATTERISTICHE MORFOLOGICHE</i>	15
<i>2.9 CHIODATURA</i>	16
<i>2.10 SALDATURA</i>	20
<i>2.11 SISTEMI DI SALDATURA</i>	23
3. ROBUSTEZZA LONGITUDINALE	26
4. VERIFICA DELLA ROBUSTEZZA LONGITUDINALE	33
<i>4.1 LINEA D'INFLUENZA DEGLI SFORZI DI TAGLIO SULLA NAVE</i>	44
<i>4.2 LINEA D'INFLUENZA DEL MOMENTO FLETTENTE DELLA NAVE</i>	48
5. SOLLECITAZIONI IN MARE AGITATO	54
<i>5.1 TRATTAZIONE DI READ ED ALEXANDER</i>	71
<i>5.2 SLAMMING, WIPPING E BOW FLARE IMPACT</i>	84
<i>5.3 EVOLUZIONE DEI PONTI</i>	90
6. VERIFICA DELLA SEZIONE MAESTRA	94
<i>6.1 SOVRASTRUTTURE</i>	96
<i>6.2 VERIFICA AL TAGLIO</i>	98
7. FONDO	103
<i>7.1 FONDO A STRUTTURA TRASVERSALE</i>	103
<i>7.2 FONDO A STRUTTURA LONGITUDINALE</i>	106
8. FIACCAMENTO DELLE STRUTTURE	121

9. LE DISCONTINUITA'	128
10. NAVE INCLINATA TRASVERSALMENTE	131
11. LINEA ELASTICA DELLA TRAVE NAVE	134
12. PROVE SPERIMENTALI DI NAVE AL VERO	137
14. ROBUSTEZZA TRASVERSALE	143
<i>14.1 METODO DI CROSS</i>	<i>143</i>
15. PROBLEMI DI ROBUSTEZZA LOCALE	155
<i>15.1 VERIFICA DI UNA PARATIA STAGNA</i>	<i>158</i>
<i>15.2 METODO DEL GRIGLIATO</i>	<i>164</i>
<i>15.3 ROBUSTEZZA DELLE STRUTTURE DELL'APPARATO MOTORE</i>	<i>170</i>
16. SOLLECITAZIONI IN CONDIZIONI PARTICOLARI	174
<i>16.1 NAVE INCAGLIATA</i>	<i>174</i>
<i>16.2 NAVE IN BACINO</i>	<i>177</i>
<i>16.3 VARO TRADIZIONALE</i>	<i>186</i>
<i>16.4 VIBRAZIONI</i>	<i>190</i>
17. TORSIONE	195
18. NAVI IN LEGA LEGGERA	205
<i>18.1 SISTEMAZIONE DI UNA SOVRASTRUTTURA IN LEGA SU DI UNA SEZIONE GIÀ SUFFICIENTEMENTE RESISTENTE IN ACCIAIO.</i>	<i>208</i>
<i>18.2 EFFICIENZA DELLE SOVRASTRUTTURE</i>	<i>210</i>
<i>18.3 DILATAZIONE TERMICA</i>	<i>211</i>
<i>18.4 CONSIDERAZIONI SULLA ROBUSTEZZA TRASVERSALE</i>	<i>213</i>
<i>18.5 NAVI INTERAMENTE IN LEGA LEGGERA</i>	<i>214</i>
<i>18.6 CONSIDERAZIONI SULL'INSTABILITA' DELLE STRUTTURE</i>	<i>215</i>

1. CONSIDERAZIONI GENERALI

Ogni nave viene classificata in un *Registro*. A livello internazionale i principali registri sono i seguenti:

<i>B.V.</i>	<i>BOREAU VERITAS</i>
<i>L.R.</i>	<i>LLOYDS REGISTER</i>
<i>G.L.</i>	<i>GERMANISHER LLOYD</i>
<i>N.V.</i>	<i>NORSKE VERITAS</i>
<i>A.B.S.</i>	<i>AMERICAN BOREAU OF SHIPPING</i>
<i>R.I.Na.</i>	<i>REGISTRO ITALIANO NAVALE</i>

Le varie sigle sono in genere riportate nei pressi dell'*Occhio di Plimsoll* come nel seguente esempio:

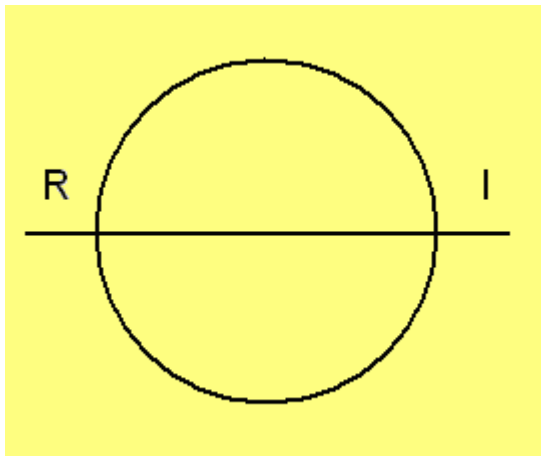


fig.1

Una nave può essere classificata in più registri (il RINa detiene comunque il monopolio per le navi italiane).

La materia *Costruzioni Navali* analizza la resistenza di una nave: si introduce il concetto di *Trave Nave*. Una nave può, infatti, essere assimilata ad una trave, cioè ad un elemento strutturale in cui una dimensione (la lunghezza) è prevalente sulle altre due: detta trave è costituita da varie strutture della nave (lamiera, ponti, paratie..) e dai relativi elementi di rinforzo.

I parametri che influiscono sulla fase di progettazione sono vari: il costo, il peso, le sistemazioni degli spazi (anche ai fini del contenimento della stazza che è una misura fiscale).

Le norme contenute nei diversi registri sono tra loro simili: in particolare la I.A.C. è una associazione nella quale le diverse società di classificazione si

incontrano e cercano di uniformarsi (anche per facilitare il passaggio di una nave da una classe ad un'altra).

Il metodo di classificazione introdotto alle origini dai vari registri era detto *Statistico Deduttivo* (o probabilistico o evolucionistico); si raccoglievano cioè le notizie in modo statistico e se ne deduceva il codice: questo metodo poteva però portare a dei sovradimensionamenti (ad esempio in mancanza di un metodo di analisi delle notizie raccolte), dall'altro all'erronea comprensione del fenomeno desunto dai statistici stessi, con conclusioni completamente sbagliate. Il metodo statistico deduttivo venne quindi considerato superato.

Nell'immediato dopoguerra (e fino alla metà degli anni '50) si è così ricorsi ad un metodo *Deterministico* per le analisi strutturali: c'è stato però un ulteriore ripensamento dovuto alla difficile schematizzazione di tutte le forze agenti su una nave (la cosiddetta *Domanda* sulla nave, che può essere trattata solo per via probabilistico statistica). Viceversa si tende a continuare ad analizzare la struttura della nave per via deterministica (la cosiddetta *Risposta* della nave) mediante un'applicazione rigorosa della Scienza delle Costruzioni: entrano a questo punto in gioco anche fattori come la qualità delle saldature, fino ad arrivare al concetto di *Capacità* della nave (intesa come l'insieme delle massime azioni cui la nave può far fronte senza giungere a rottura o a deformazioni inaccettabili).

Un altro fattore da considerare è l'ammontare delle sollecitazioni cui una nave è stata sottoposta nel corso della sua precedente esistenza, fattore che può variare notevolmente da nave a nave.

Recentemente sono poi emersi ulteriori nuovi aspetti. Si è affermato ad esempio il concetto di *Sicurezza Operativa*, legato al fatto che le sollecitazioni dipendono anche da come è condotta una nave (se è ben manovrata, se le sollecitazioni vengono per quanto possibile minimizzate, se vengono evitate le tempeste...) seguendo cioè gli appositi *Diagrammi di Andatura*.

Si è poi presentato un problema particolare nel caso di navi sulle quali possano formarsi specchi liquidi (come alcune navi cisterna di recente costruzione alcune delle quali non hanno paratie divisorie longitudinali all'interno dei serbatoi); il problema è quello di una possibile crisi di stabilità durante le movimentazioni dei liquidi imbarcati a meno che non venga eseguita una ben definita e restrittiva

Procedura di Caricazione (regolata dalla normativa), fatto che nella realtà si è rilevato un grave handicap (a livello commerciale).

La normativa si occupa anche della distribuzione dei carichi a bordo allo scopo di evitare che la nave si inarchi o si inselli; si avranno però delle penalizzazioni sulle tipologie di carichi trasportabili e sull'entità degli stessi.

Nell'ambito della sicurezza operativa è fondamentale anche l'affidabilità dell'equipaggio.

1.1 DIFFERENZE TRA INGEGNERIA NAVALE E CIVILE

Innanzitutto i carichi agenti su di una nave sono di difficile schematizzazione poiché in larga parte dipendenti dall'azione del mare, oltre a questo, tali forze variano anche secondo il modo in cui la nave è condotta.

La struttura della nave è di per sé complessa, di geometria particolare (non esprimibile in modo analitico), costituita essenzialmente da lamiere e relativi rinforzi, inoltre deve essere stagna.

Mentre la costruzione civile è spesso chiodata, una moderna struttura navale è sempre saldata, risultando in tal modo più rigida e non consentendo assestamenti; ricordiamo che più un elemento di una struttura è elastico (ad esempio se è chiodato) e più esso si scarica (risulta cioè meno sollecitato), fatto a volte vantaggioso altre volte no. Una struttura navale deve essere anche non troppo pesante per ovvi motivi.

2. MATERIALI

Nei registri esistono vari regolamenti, con normative ben precise sui materiali da impiegare nelle costruzioni navali, per prevenire rotture indesiderate, dovute ad esempio all'insorgere di fenomeni da fatica. A questo proposito c'è da dire che la sollecitazione di base (attorno alla quale si hanno le oscillazioni tipiche di un fenomeno di fatica), agente su di una nave, è funzione del modo in cui viene caricata la nave, le oscillazioni tipiche della fatica dipendono invece essenzialmente dallo stato del mare.

2.1 MATERIALI IMPIEGATI NEL CAMPO NAVALE

Per la costruzione degli scafi si impiegano prevalentemente materiali ferrosi (acciai) o anche leghe leggere (sovrastutture o navi di piccole dimensioni); l'uso contemporaneo di acciai e leghe può causare al cantiere delle difficoltà operative.

L'A.B.S. prevede l'uso della sola lega leggera per navi fino a 140 – 150 metri di lunghezza, ma ciò non è molto frequente. In generale la lega leggera è meno pesante, resiste alla corrosione (purché non sia abbinata all'acciaio con il quale tende a formare correnti galvaniche) ma è anche più costosa. Si è soliti parlare di *Acciai da Scafo*; in questi si richiedono non solo le consuete caratteristiche meccaniche (resistenza a trazione, compressione..) ma anche un buon allungamento percentuale che nelle costruzioni navali ha molta importanza perché è una misura della duttilità e della capacità di allungarsi senza rompersi del materiale. Ciò è importante perché nella progettazione di una nave sarebbe preferibile mantenersi comunque al di sotto del limite elastico del materiale; in realtà in certi punti di particolare concentrazione delle tensioni si avranno sempre delle deformazioni permanenti (e delle rotture se il materiale non è sufficientemente duttile).

Si parla anche di *Acciaio di Qualità* (A_q) caratterizzato da un certo *Coefficiente di Qualità*: quest'ultimo è un numero convenzionale prodotto del carico di rottura (in kg/mm^2) per l'allungamento percentuale (viene detto anche indice di qualità); per gli acciai da scafo deve risultare non inferiore a 900, valore corrispondente a 41 kg/mm^2 e 22% di allungamento. Per questi acciai l'indice di

snervamento è in genere pari a 25 kg/mm². In sostanza si richiede che il materiale resista bene anche in caso di deformazioni plastiche.

Gli acciai da scafo sono acciai di qualità con elevato carico di rottura ed allungamento percentuale, devono inoltre essere idonei alla saldatura.

Il RINa pubblica un intero fascicolo sulle specifiche dei materiali. Le prove sui materiali da scafo vengono condotte presso stabilimenti privati da funzionari del registro, per lotti ed a campione. Inizialmente si effettua un **controllo visivo** (difetti evidenti sono potenziale innesco di fenomeni a fatica), c'è poi un **collaudo dimensionale** sulle tolleranze (per lamiere di spessore da 5 a 8 mm la tolleranza è di 0,4 mm, tra 8 e 25 mm è di 0,6 mm, tra 25 e 40 è 0,8 mm, oltre è di 1 millimetro) condotto in genere sulla tolleranza in meno anche se è bene controllare anche la tolleranza in più per non eccedere nel peso.

La prima prova vera e propria è quella di **Trazione**, condotta su un provino del materiale in esame, la successiva è la prova di **Resilienza** condotta mediante il *Pendolo di Charpy*, si ha poi una prova di **Resistenza a Fatica**, la *Flessione Rotante*, la prova di **Durezza**, la prova di **Tempra**, la prova di **Segregazione**, la prova di **Piegatura**. Si eseguono prove anche su pezzi fusi (ad esempio il dritto di poppa, il dritto di prora, parti del timone..) come la prova di **Caduta** e la prova di **Martellamento**. In caso di necessità di ulteriori prove si eseguono prove con **Ultrasuoni**, prova con **Raggi X**, **Esame Magnetoscopico**.

Nelle prime costruzioni navali saldate (Liberty, T2 ecc..) si evidenziarono delle deficienze che portarono ad una cattiva reputazione delle saldature: vi furono delle rotture improvvise ed apparentemente ingiustificate (in genere in corrispondenza di punti di discontinuità e di concentrazione degli sforzi); in realtà ciò era dovuto a questioni climatiche. Un materiale duttile, alle basse temperature si diventava più fragile, mentre alle alte temperature (parti esposte al sole) si dilatava, tale dilatazione non poteva però essere assorbita dalla parte divenuta fragile del materiale (che perciò si rompeva). Ci si accorse quindi che l'acciaio presentava un comportamento diverso secondo la temperatura, esiste cioè una temperatura di transizione da un comportamento duttile ad un comportamento fragile e fatto importante il passaggio avviene repentinamente con brusca discontinuità. La stessa saldatura elettrica è un elemento che rende la struttura meno atta ad assorbire le

deformazioni in gioco. Oggi viene richiesta una buona resilienza anche alle basse temperature: si è cercato quindi di abbassare la T di transizione per mantenere tenace il materiale. Si è così giunti agli acciai calmati (disossidati, con silicio e magnesio e trattati termicamente).

2.2 PROVA DI DUREZZA BRINNEL

Il penetratore è costituito da una sfera in acciaio temprato indeformabile di $D = 10$ mm alla quale viene applicato un carico $F = 3000$ kg per un tempo di 15 secondi. Si misura poi la superficie (di diametro d). La durezza Brinell è data da:

$$HB = \frac{F}{S} = \frac{2F}{\pi \cdot D \cdot (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad \text{in kg/mm}^2$$

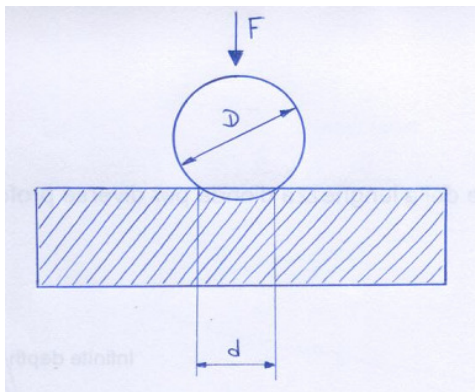


fig.3

2.3 FATICA NELLE STRUTTURE

La fatica è uno dei meccanismi di collasso di una struttura (l'altro è lo snervamento). Il fenomeno di fatica si ha in presenza di un innesco e di un carico ciclico. La rottura per fatica, avviene di schianto quando il campo di tensioni nella zona d'apice della cricca (frontiera della zona lucida) è sufficientemente elevato. Punti critici nei confronti della rottura a fatica sono quelli nei quali si hanno forti variazioni di carico. Nel campo navale i carichi ciclici sono prodotti essenzialmente dalle onde. La frequenza media di un ciclo d'onda è data da:

$$v = \frac{1}{4 \cdot \log_{10} L} \quad \text{dove } L \text{ è la lunghezza nave.}$$

Ad esempio per una nave lunga $L = 221$ m si ha un $v = 0,107$ dunque se ad ogni onda corrisponde un ciclo di carico per la nave e questa ha una vita operativa di 20 anni il numero totale di cicli cui viene sottoposta sarà:

$$N_{TOT} = 0,107 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 20 \cong 67 \text{ milioni di cicli}$$

In genere si considera che una nave nella sua vita operativa subisca dai 50 ai 100 milioni di cicli.

Nel calcolo a fatica di una struttura, innanzitutto vanno calcolate le variazioni di tensione nella zona interessata dal fenomeno: per ogni stato di mare si può calcolare la distribuzione statistica delle onde ed il periodo medio (ad esempio di zero-crossing) delle onde in quel mare, si risale quindi alla distribuzione statistica delle $\Delta\sigma$ nel punto di calcolo (generalmente con un procedimento energetico). Questo calcolo viene detto di **Short Term**, le variabili sono lo stato di mare, la velocità nave e le condizioni di carico. La somma pesata delle distribuzioni di **Short term** è detta distribuzione di **Long Term**. Il tutto, viene riportato sotto forma di distribuzione di **Raileigh**, e rappresenta la curva della domanda, in alternativa a questa si può utilizzare un istogramma della **Storia del Carico**:

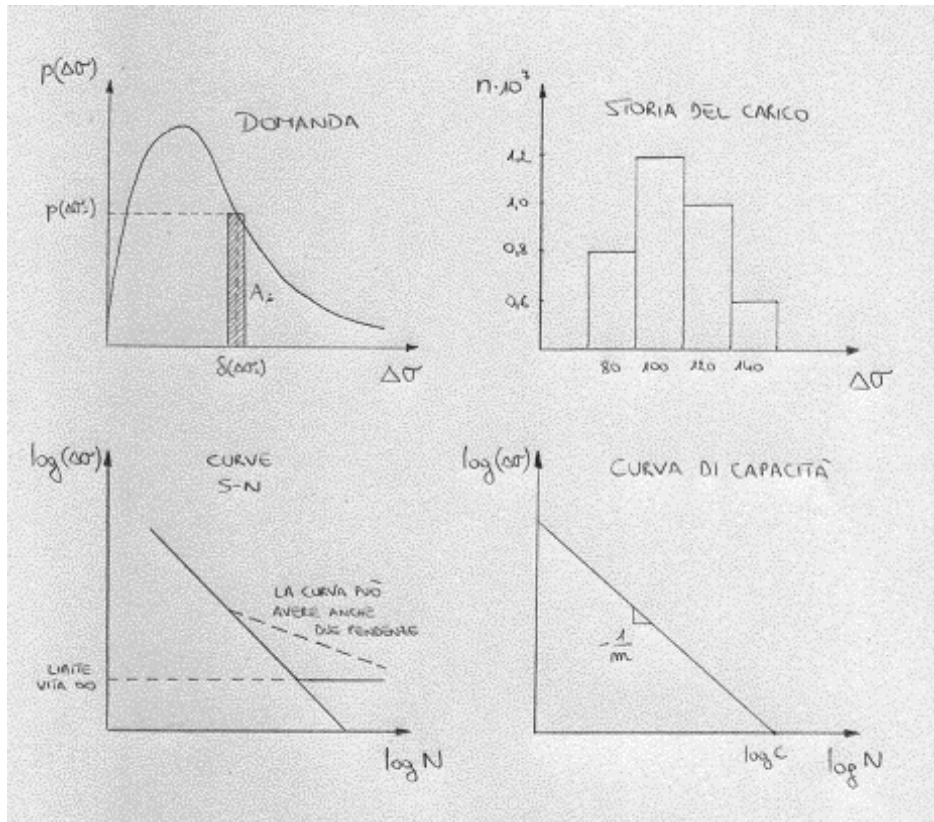


fig.2

Esempio: avendo a disposizione la seguente storia del carico:

$$n_1 = 0,8 \cdot 10^7 \quad N_1 = 6 \cdot 10^7 \quad \Delta\sigma_1 = 80 \cdot 10^7 \text{ N}$$

$$n_2 = 1,2 \cdot 10^7 \quad N_2 = 7 \cdot 10^7 \quad \Delta\sigma_2 = 100 \cdot 10^7 \text{ N}$$

$$n_3 = 1,0 \cdot 10^7 \quad N_3 = 8 \cdot 10^7 \quad \Delta\sigma_3 = 120 \cdot 10^7 \text{ N}$$

$$n_4 = 0,6 \cdot 10^7 \quad N_4 = 9 \cdot 10^7 \quad \Delta\sigma_4 = 140 \cdot 10^7 \text{ N}$$

dove N è il numero di cicli che portano a rottura applicando il carico $\Delta\sigma$ desunto dalle **Curve di Capacità**, si definisce **Danno** D la seguente quantità:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i}$$

Se il danno D è <1 allora il pezzo non si rompe, viceversa abbiamo la rottura per fatica.

Nel nostro caso: $D = \frac{0,8}{6} + \frac{1,2}{7} + \frac{1}{8} + \frac{0,6}{9} = 0,5$ dunque la struttura non si rompe.

Viceversa avendo a disposizione la curva *Raileigh* della domanda e la curva della capacità data in forma analitica: $N \cdot S^m = C$ dove $S^m = \Delta\sigma^m$

procederemo nel seguente modo:

$$D = \frac{N_{TOT} \cdot \delta(\Delta\sigma_i) \cdot p(\Delta\sigma_i)}{C / \Delta\sigma_i^m}$$

$$D = \int_0^{\infty} \frac{N_{TOT}}{C} \cdot p(\Delta\sigma) \cdot \Delta\sigma^m \cdot d(\Delta\sigma) = \frac{N_{TOT}}{C} \cdot \int_0^{\infty} p(\Delta\sigma) \cdot \Delta\sigma^m \cdot d(\Delta\sigma)$$

2.4 ACCIAI DA SCAFO

Una prima categoria è quella degli **Acciai Ordinari** caratterizzati da una σ_R tra 400 e 530 N/mm². Tra questi ve ne sono due tipi caratterizzati da una differente σ di snervamento, precisamente il grado24 ed il grado 27.

Altra categoria di acciai da scafo è quella degli **Acciai ad Alta Resistenza** dei quali esistono tre classi caratterizzati da una differente σ di snervamento, precisamente il grado32 il grado36 ed il grado40.

2.5 DIAGRAMMA $\sigma - \varepsilon$ DELL'ACCIAIO

Viene riportato il diagramma desunto dalla prova di trazione di un acciaio: si vedono i limiti P: proporzionalità, E: elasticità, S:snervamento; R: rottura

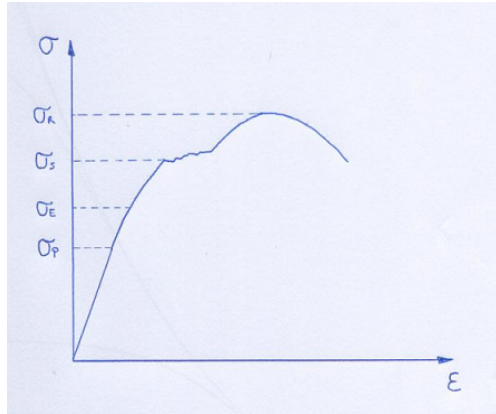


fig.4

2.6 LE LEGHE LEGGERE

Le leghe leggere vengono in genere impiegate assieme all'acciaio. Le più usate hanno un peso specifico pari a 2700-2800 kg/m³ (7800 kg/m³ per l'acciaio). Le leghe leggere sono caratterizzate da un basso modulo di elasticità (1/3 di quello dell'acciaio) e ciò è importante perché se un elemento è più elastico di un altro, esso è anche quello che si carica di meno, dunque la lega leggera, se usata ad esempio nelle sovrastrutture (molto sollecitate perché distanti dall'asse neutro) si carica di meno portando ad una benefica redistribuzione delle sollecitazioni.

Un problema che si è spesso presentato è quello del collegamento tra le parti in acciai e le parti in lega leggera di alluminio (l'acqua salata favorisce le correnti galvaniche dunque la corrosione). In passato si utilizzavano dei nastri di neoprene per isolare i due materiali, oggi si impiegano **Barre Bimetalliche** in cui due pezzi (uno in acciaio e l'altro in alluminio) vengono fatti compenetrare con delle esplosioni, in tal modo si ottiene un blocco metallico perfettamente unito e saldabile da ambo le parti.

Esiste una gamma amplissima di leghe ma di massima esistono due classi fondamentali: leghe che sono state selezionate per avere una buona resistenza alla corrosione in ambiente marino ma una minore resistenza meccanica e leghe con

caratteristiche opposte; per quest'ultime gli enti di classificazione raccomandano la protezione con vernici.

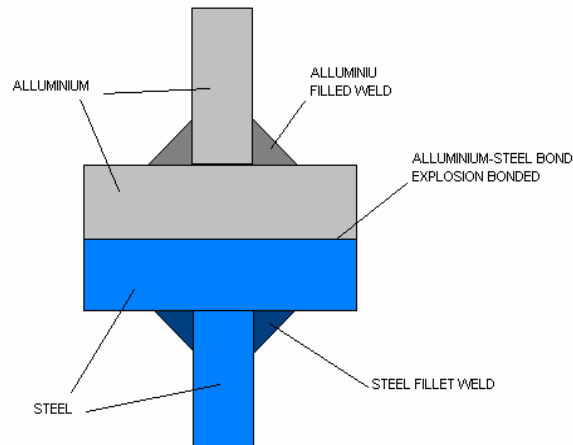


fig.5

Nel primo gruppo i vari registri includono le leghe alluminio-magnesio (con tenore di magnesio elevato fino a 5,6 %) caratterizzate da una migliore resistenza alla corrosione ma con σ_R pari a 20 kg/mm^2 sono denominate *alluman* e *peralluman*, queste leghe hanno peso specifico pari a 2700 kg/m^3 .

Nel secondo gruppo troviamo leghe alluminio-silicio (con silicio da 0,4 a 1,2 %) ed alluminio-magnesio (con magnesio tra il 2 ed il 3 %) dette anche *durallumini*. I durallumini raggiungono σ_R pari a 40 kg/mm^2 cioè a livello di un acciaio (in generale le leghe hanno coefficienti di qualità da 270 a 370) queste leghe hanno peso specifico pari a 2800 kg/m^3 .

Esiste poi un'ulteriore serie di leghe dette Silveman, selezionate per fusioni (oblò, portelloni..) indicate nei registri con una X.

2.7 DESIGNAZIONE DELLE LEGHE LEGGERE

Si fa riferimento al simbolo dell'alluminio ed a quello dell'elemento predominante della lega (es. Al-Si, Al-Mg..), le categorie sono poi suddivise in gradi, dipendenti dalle caratteristiche meccaniche, a loro volta individuate da un numero romano ed una lettera minuscola (es. Al-Mg III b): le caratteristiche aumentano all'aumentare del numero e della lettera.

Le leghe sono ulteriormente suddivise in due classi, definite dal modo in cui le caratteristiche meccaniche sono ottenute. Avremo così *leghe non da trattamento termico* (NHT), lavorate plasticamente, e le *leghe da trattamento termico* (HT), sottoposte a bonifica (cioè tempra seguita da invecchiamento). Tra le leghe NHT abbiamo i durallumini, l'alluman, il peralluman e le leghe Al-Mg; tra le HT vi sono le leghe Al-Si, Al-Cu e Al-Tu.

Esistono anche le cosiddette leghe-alluminio, dove il tenore di alluminio è superiore al 99%, sono leghe NHT.

Per indicare le leghe esistono dei simboli convenzionali:

A	Alluminio (solitamente omesso)
G	Magnesio
M	Manganese
S	Silicio
C	Rame
Z	Zinco
R	Cromo
F	Ferro
N	Nichel
T	Titanio

Ad esempio X S12 C2 N1 G1 indica una lega per pezzi con contenuto medio di Silicio tra 11,6 e 12,5 Rame tra 1,6 e 2,5 ...

Il vantaggio di una lega è che essa è più elastica di un acciaio quindi a parità di deformazione si carica di meno, il che su una nave provoca una benefica traslazione delle sollecitazioni. Può comunque darsi che la parte in lega, caricandosi poco, finisca per non contribuire sufficientemente alla robustezza complessiva. Attualmente si pensa di usare per le sovrastrutture anche la vetroresina attualmente usata solo per i fumaioli.

2.8 CARATTERISTICHE MORFOLOGICHE

Uno scafo è costituito da elementi strutturali, in cui due dimensioni sono prevalenti sulla terza (**lamiera**) per ponti, paratie e fasciame e da elementi di rinforzo in cui una dimensione è prevalente (**profilati**) sui quali si appoggiano le lamiere.

Si parla di lamiere sottili e grosse con limite posto a 5 mm. Gli spessori vengono fatti variare di 0,5 in 0,5 mm. Di solito (applicazioni militari a parte) non si va oltre i 50 mm (che è già moltissimo) in genere ci si ferma a 35-36 mm anche per facilitare la saldatura. La lunghezza delle lamiere è condizionata dalle dimensioni dei rulli laminatoi e dall'esigenza del trasporto stradale (in genere è compresa tra i 10 ed i 18 m). La larghezza minima viene invece così definita:

per navi con $L < 200$ m si ha: $L_{min} = 900 + 5L$ [mm] (dove L è la lunghezza della nave in metri).

per navi con $L > 200$ m si ha: $L_{min} = 1800$ mm

la larghezza massima è pari a circa 3,6 m.

Anche per i profilati la lunghezza massima varia dai 10 ai 18 metri.

Nelle costruzioni navali un profilato è impiegato per irrobustire una lamiera, il profilato dovrà dare sufficiente resistenza alla parte di struttura costituita dalla zona adiacente della lamiera e dal corrente stesso: ciascun profilato dovrà perciò avere un adeguato modulo di resistenza ed un opportuno momento d'inerzia (per potersi opporre alle deformazioni). Tutti gli elementi presi contemporaneamente, dovranno inoltre contribuire anche alla resistenza complessiva della nave. Può accadere che l'esigenza locale sia superiore a quella complessiva e viceversa. Ad esempio localmente è preferibile avere un **half-bulb-plate** piuttosto che un **flat-bar** (che fa slittare eccessivamente verso la lamiera, l'asse neutro della struttura ferro lamiera).

Con l'uso del half bulb plate si ha anche un minor peso. In molti casi l'esigenza di robustezza globale dello scafo prevale: si devono allora irrobustire le flange della trave nave, agendo sul ponte e sulla chiglia. Per far ciò si mette più ferro lontano dall'asse neutro della trave nave impiegando i ferri piatti (così facendo si aumenta il modulo di resistenza della trave nave): in sostanza quindi l'esigenza globale di robustezza dello scafo impone talvolta di mettere più ferro nelle parti

della nave più lontane dall'asse neutro; usando i ferri piatti ciò è ottenuto nel modo più economico, anche se meno ortodosso. Ciascun elemento ha quindi una funzione locale ed una funzione inserita nel complesso della nave: secondo quale delle due prevarrà si preferirà un tipo di profilato piuttosto che un altro.

In generale gli elementi posti in prossimità dell'asse neutro della trave nave saranno sempre del tipo a bulbo, in quanto l'esigenza globale sarà di massima superata da quella locale (il contributo alla robustezza complessiva è scarso): su grosse navi si può invece ricorrere, nelle zone più lontane dall'asse neutro, al ferro piatto, in modo da avere una resistenza complessiva maggiore ma a costi contenuti.

Riassumendo la prima cosa da farsi è quella di realizzare la robustezza locale dell'elemento; in seguito si deve verificare se tale elemento contribuisce in maniera opportuna anche alla robustezza generale della nave.

Si tratta di posizionare il materiale del profilato in modo opportuno (tale cioè da equilibrare il ferro presente nella lamiera) allo scopo di mantenere l'asse neutro in posizione più centrata possibile.

Si impiegano anche ferri di sezione diassimetrica, con i quali è più facile realizzare dei collegamenti (ad esempio mettere delle squadre) senza bisogno di costose lavorazioni. Si usano anche dei profili saldati (composti) che, a rigore, non potrebbero essere considerati dei profilati poiché ottenuti unendo pezzi di lamiera mediante saldatura: anche questi ferri (il cui impiego è necessario sulle grosse navi) possono essere dissimmetrici.

La forma dei ferri può essere condizionata dalle esigenze operative della nave in esame, c'è però da affermare che la mancanza di simmetria rende i profilati più soggetti a flessioni plastiche, perciò si dovrà arrivare ad un compromesso.

2.9 CHIODATURA

In tempi moderni i collegamenti tra lamiere e lamiere sono effettuati mediante saldatura che rispetto alla chiodatura evita sovrapposizioni e l'uso di pezze e contro-pezze, inoltre fa risparmiare fino al 20% di peso. La chiodatura tuttavia presenta anche qualche vantaggio. Fino a circa 20 anni fa i vari registri continuavano a consigliarla in alcuni tipi di collegamento, come quello tra il ponte di resistenza ed

i fianchi (cinta - trincarino) e quello tra l'orlo inferiore dei ginocchi ed il fondo. In sostanza si voleva ottenere una maggiore elasticità (la chiodatura consente, infatti, un certo respiro alla struttura).

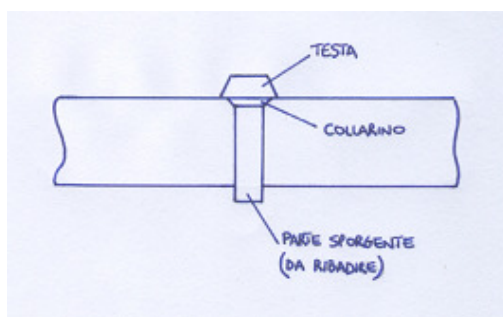


fig.6

Abbiamo detto che la nave è assimilabile ad una trave, quindi si avrà un andamento bitriangolare delle sollecitazioni (vale la legge $\sigma=E\varepsilon$). Usando la chiodatura la tensione nei punti di massima sollecitazione diminuisce: si ha così la trasmigrazione delle tensioni dalle parti estreme, dove l'elasticità risulta aumentata, cioè il modulo di elasticità è più basso, verso l'asse neutro, ottenendo con ciò un maggior equilibrio. A tal proposito si ipotizzava anche l'impiego in talune zone di acciai a modulo di resistenza molto basso.

Il difetto maggiore della chiodatura, al di là del peso, rimane comunque quello della difficoltà di ottenere una struttura stagna: le infiltrazioni risultano, infatti, talvolta ineliminabili (nonostante il calafataggio, ottenuto ribadendo e deformando le estremità sovrapposte delle lamiere), e richiedono il loro continuo esaurimento. E' inopportuno saldare su una chiodatura (che potrebbe essere danneggiata dal tormento termico): data l'attuale scarsità di chiodatori, nei lavori su vecchie navi, la chiodatura viene talvolta sostituita da una imbullonatura.

Il chiodo è costituito da un'asta d'acciaio con una testa ad un'estremità, la lunghezza della parte sporgente è pari a 1,5 volte il diametro. La testa, ottenuta per schiacciamento della suddetta parte sporgente (cioè ribadita) dev'essere rivolta verso il mare. Esistono anche altri tipi di chiodi (di forma diversa), ma risultano scarsamente utilizzati.

La foratura (preliminare) viene realizzata utilizzando apposite macchine dotate di punzoni; l'operazione richiede anche una segnatura preliminare delle lamiere. Il foro, anche a causa del trascinarsi di trucioli da parte del punzone,

risulta sempre di forma troncoconica, perciò le lamiere dovranno essere sistemate in modo da essere tenute anche in caso di "salto" della testa del chiodo.

Il chiodo viene immesso nel foro a circa 1200° C (color bianco), mentre la **ribaditura** viene fatta a 600-650 °C (color rosso - ciliegia scuro): il rispetto di questi valori deve essere rigoroso, in modo che il chiodo possa contrarsi nel modo desiderato (realizzando così la miglior tenuta possibile). E' necessaria anche una **imbastitura** preliminare, cioè un controllo(fatto mediante bulloni) che tutti i fori siano passanti.

Un problema importante è quello del *funzionamento del chiodo*. Un chiodo non lavora come si potrebbe pensare a taglio (fatto che porterebbe ad una rapida rottura e che pertanto si deve evitare), bensì a trazione. Essendo il chiodo in trazione, comprime le lamiere che si uniscono.

L'elasticità della chiodatura deriva dalla compenetrazione delle asperità delle lamiere: si ha così uno scorrimento graduale che va ad incrementare l'elasticità propria delle lamiere stesse; a parità di deformazione si avrà così una tensione minore (ed il materiale risulta meno tormentato che non nella saldatura).

Il chiodo, immesso nel foro a 1200 °C e ribadito a 600 °C, successivamente si contrae: stringendosi comprime le due lamiere. Avremo così una zona di compressione attorno al chiodo. In seguito alla compressione fra le superfici delle due lamiere si origina un attrito che si oppone allo scorrimento delle stesse.

L'effettivo andamento della pressione è di difficile valutazione, si fa quindi riferimento alla pressione media. Lo sforzo totale (azione tagliente) cui possono resistere le lamiere è dato da:

$$T = f \cdot P \cdot A_C \text{ (forza totale a trazione cui si oppone un chiodo)}$$

dove f è il coefficiente d'attrito tra le lamiere che ha un valore noto nella pratica e pari a circa 0,4. La superficie A_C non è determinabile con esattezza ma si dovrà comunque avere:

$$T = f \cdot \sigma_C \cdot S = f \cdot p \cdot A_C$$

dove S è la sezione del chiodo e σ_C la sollecitazione di trazione cui è sottoposto il chiodo.

La σ_C è funzione della temperatura durante l'operazione di chiodatura. Il prodotto $f \cdot \sigma_C$ è solitamente indicato come τ_f (*taglio fittizio*); quando la chiodatura è ben fatta τ_f vale circa 1000-1200 kg/cm².

Il τ_f può essere ritenuto costante, perché esso dipende dalla modalità di ribaditura, che supponiamo ben fatta, e dalla qualità delle lamiere. L'operazione di calafataggio deve essere fatta in una zona in cui la compressione fra le due lamiere è ancora abbastanza consistente: essa consiste in una ribattitura del bordo delle lamiere con uno scalpello, in modo da conferire la tenuta desiderata.

Se il collegamento necessita di più di una fila di chiodi, anche se i chiodi sono sfalsati; i fori indeboliscono la struttura: ci chiediamo allora dove avverrà la rottura se sottoponiamo a trazione le due lamiere. La rottura avverrà sulla fila esterna di chiodi in quanto all'interno la lamiera è "protetta" dalla fila esterna stessa che scarica parte dello sforzo totale di trazione sull'altra lamiera. Si può allora dire che questa soluzione, presentando un punto in cui la rottura è assai probabile, non è ben equilibrata. Per armonizzare la costruzione si mettono allora meno chiodi sulle file esterne (che non vogliamo indebolire troppo) e più all'interno in modo da ottenere un *giunto ad uniforme resistenza*.

E' comunque inutile fare tante file di chiodi in quanto, quando ha inizio la deformazione delle lamiere, questa va ad interessare le file più esterne (quelle interne risultano scaricate grazie alla resistenza delle prime file).

Se t è il passo della chiodatura e d il diametro del chiodo si ha:

$(t - d) / t = \eta$ efficienza o rendimento della chiodatura.

In generale è opportuno evitare che, in caso di cedimenti, si rompa la lamiera prima del chiodo o viceversa (si vuole cioè che chiodi e lamiera lavorino nelle stesse condizioni, senza che uno dei due elementi ceda in maniera preferenziale).

Affinché ciò avvenga dovrà risultare soddisfatta la seguente relazione:

$$(t - d) \cdot s \cdot \sigma_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \tau_f$$

dove è: $(t-d)s$ è l'area di lamiera (attorno al chiodo) resistente nei confronti dell'azione di taglio (per il chiodo)

σ_0 è il carico limite di sicurezza (tensione di snervamento) del materiale della lamiera.

$(\pi d^2)/4 \cdot \tau_f$ sforzo che può essere sostenuto da un chiodo

La suddetta relazione può essere scritta anche nella seguente forma:

$$t \cdot \frac{t-d}{t} \cdot s \cdot \sigma_0 = \eta \cdot t \cdot s \cdot \sigma_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \tau_f$$

Se questa relazione è rispettata, il chiodo e la lamiera presentano la stessa resistenza. In genere t viene prefissato, mentre s (spessore del chiodo) dipenderà dalla robustezza dell'elemento che stiamo considerando.

2.10 SALDATURA

Inizialmente si usavano metodi alla fiamma (autogeni con cannello). Lo strumento che ha rivoluzionato il modo di saldare gli scafi è però quello della saldatura elettrica basata sulla proprietà dell'arco voltaico di arrivare fino a 3000 °C. Il principale vantaggio è che il tormento termico subito dal materiale è limitato ad una zona ristretta, in ogni caso non è del tutto eliminabile, perciò il raffreddamento non dovrà essere troppo brusco, onde evitare tempere (a tale scopo si utilizzano delle bacchette rivestite per proteggere il raffreddamento del cordone di saldatura). Questa procedura è molto rapida e può essere eseguita anche a macchina (in modo automatico).

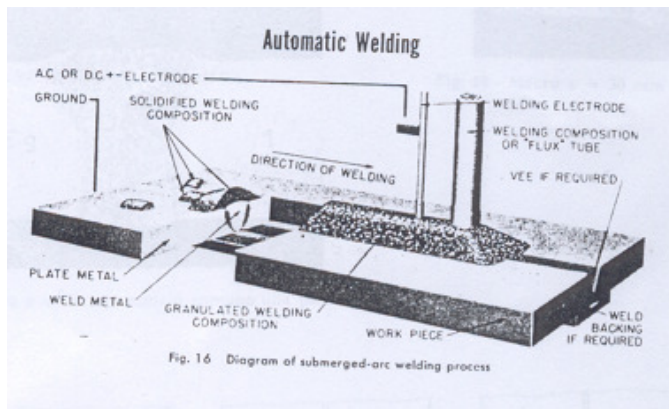


fig.7

Nella saldatura in manuale l'elettrodo è costituito da una bacchetta di 40-50 mm di un materiale simile a quello delle lamiere da saldare, con in più alcuni elementi che lo rendono meno sensibile al tormento termico. Le bacchette nude lasciano il materiale di saldatura scoperto, il che rende il bombardamento ionico (cioè il passaggio di materiale) meno attivo e l'ossidazione alle alte temperature

maggiore: per questo motivo si usano bacchette rivestite di speciali paste protettive a base di cellulosa ($C_6H_{10}O_5$) e di sali di sodio-potassio.

Il rivestimento fonde assieme all'elettrodo: la cellulosa a 3000 °C sviluppa idrogeno atomico che capta l'ossigeno dell'aria evitando così l'ossidazione (e formando acqua che si raccoglie nella scoria); sodio e potassio rendono invece più attiva la trasmissione di materiale. In alcuni casi nel rivestimento possono esserci anche componenti che entrano in lega. Nel fare più passate è necessario togliere via via la scoria. Nel processo automatico l'elettrodo ha la forma di una bobina: si parla anche di *arco sommerso* nel quale il rivestimento è costituito da un fondente granulare (*Flux*) che affluisce mediante un tubo; l'arco è detto sommerso in quanto si produce coperto dal fondente (quindi anche il cordone resta coperto dal fondente solidificato).

L'arco può essere ottenuto sia in c.c. che in c.a.

Generalmente la saldatura in c.c. da un cordone più regolare: peraltro nella saldatura in tandem in automatico può verificarsi un'influenza reciproca (soffio) fra i due archi, con conseguenti distorsioni degli stessi. In manuale si usano convertitori rotanti ad eccitazione mista differenziale (dinamo autoregolatrici), che diminuiscono la tensione ai morsetti all'aumentare della corrente, in quanto l'operatore in genere non riesce a tenere ben fermo l'elettrodo. Si arriva fino a 150-600 A mentre in automatico si arriva a 4000 A.

Il cordone è costituito da materiale fuso che si adagia fra i due lembi da saldare. La saldatura presenta sempre un sovrametallo che ha anche la funzione di compensare qualche eventuale difetto (ed il tormento termico) con una maggiore sezione resistente; esso non dovrebbe però essere eccessivo, altrimenti le linee di forza al suo interno verrebbero deviate, e si avrebbero quindi punti di concentrazione delle tensioni.

La posizione ottimale dell'elettrodo (in manuale) è a 45°. A seconda della posizione dei pezzi da saldare (sempre in manuale) si avranno più tipi di saldature:

- Orizzontale
- verticale
- sopra testa

La prima è più agevole. Qualche problema si ha già per la seconda, che deve essere realizzata dal basso verso l'alto (onde evitare colature). L'ultima, la più difficile, richiede abilità ed elettrodi particolari; in genere si cerca di minimizzarne l'impiego, anche perché spesso i risultati non sono buoni.

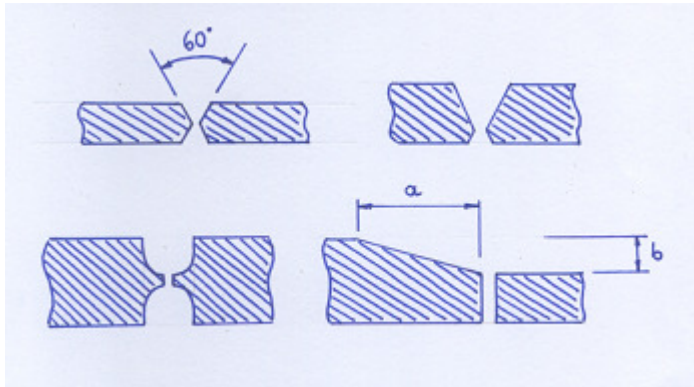


fig.8

Nella preparazione delle lamiere, le lamiere sottili (fino a 5 mm) non richiedono particolari preparazioni. Quando si usano le lamiere più grosse è necessario prepararle, direttamente con il cannello da taglio o con una preparazione alla macchina. Si può ad esempio avere una preparazione a V semplice; con questo sistema le linee di forza non subiscono eccessive distorsioni. I lembi inferiori non devono essere troppo distanti, altrimenti si deve usare una contropressa (fatto possibilmente da evitare in quanto genera un cordone troppo grosso).

Un inconveniente (nel caso di grossi spessori) è quello che, nella parte alta della V, le lamiere, a causa dell'eccessiva distanza tra i margini superiori dei due lembi, possono tendere a piegarsi; inoltre si è costretti a fare più passate, il che causa un cordone troppo largo, si ricorre allora alla preparazione ad X che è più equilibrata ed adatta ai grossi spessori. Si potrebbe però essere costretti a saldare sopratesta la parte inferiore: in tal caso si adotta la preparazione ad X dissimmetrico, in modo da minimizzare (possibilmente ad un'unica passata) il numero di saldature sopratesta.

In caso di spessori molto elevati (fino a 40 mm) è necessaria una particolare (e costosa) preparazione detta a coppa di champagne, eseguita con una piallatrice od una sgorbiatrice.

Un problema frequente è quello di unire lamiere di spessore diverso. In questi casi è necessario prevedere un raccordo (è sempre bene evitare brusche discontinuità). Un altro collegamento frequente è quello a T: anche in questo caso si

dovrà effettuare un'apposita preparazione. Analoghe considerazioni valgono per i giunti a croce.

In generale il disassamento (eventuale) accettabile non deve superare la metà dello spessore (se uguale per tutte le lamiere) allo scopo di addolcire la deviazione delle linee di forza. La saldatura ad angolo non necessita di preparazione.

Quando non c'è esigenza di stagno si possono eseguire saldature a tratti alterni o contrapposti. E' bene evitare incroci di saldatura, in quanto la prima potrebbe risultare danneggiata a causa del tormento termico: nel caso è opportuno, dopo la seconda passata, ricuocere il materiale. Per saldare più lamiere occorre eseguire una ben precisa procedura, in modo che le nuove saldature non danneggino quelle già eseguite.

2.11 SISTEMI DI SALDATURA

Esistono diversi sistemi di saldatura automatica: in comune hanno la presenza di un supporto (detto **Weld Backing**), su cui si stende il cordone, che può essere fatto in vari modi, o in materiali che disperdono il calore (rame) o in materiali refrattari. Il supporto viene tenuto pressato sul giunto pneumaticamente (mediante manichette ad aria) o magneticamente. Le diverse tecniche hanno delle sigle che stanno ad indicare le modalità con cui vengono eseguite:

Procedimento **FCB** (**Flux Copper Backing** - con supporto di rame), usato a Monfalcone. E' una saldatura di testa, nella parte bassa c'è una manichetta che, gonfiandosi, spinge contro il giunto una lama di rame, sulla quale si spande il fluente granulare. E' un ottimo procedimento, economico, automatizzato, che richiede però un elevato amperaggio.

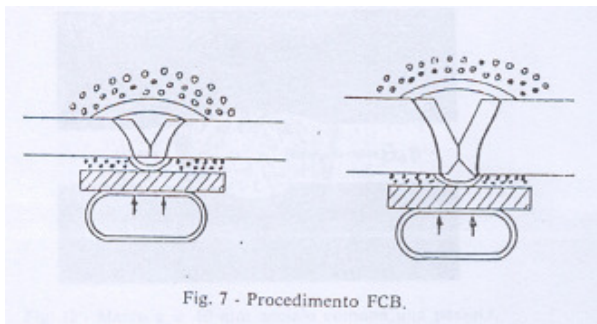


fig.9

Procedimento **FAB** (**Flux Asbestos Backing** - Con supporto in amianto), E' usata dall'Italsider, in questi casi ci sono dei magneti che spingono il supporto che è isolante; si usa per saldare a bordo.

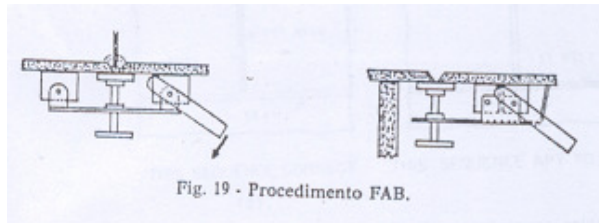


fig.10

Procedimento **CRB** (**Cylinder Backing**): è un procedimento semi-automatico/manuale in cui il supporto è un cilindro di acciaio rivestito con fibre di amianto.

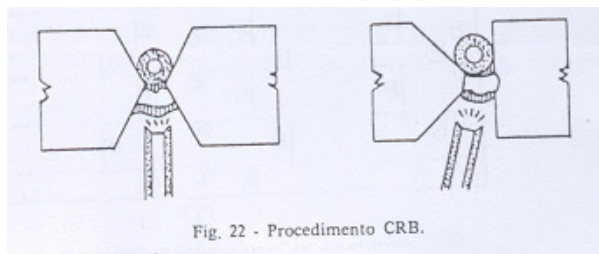


fig.11

Procedimento **BB** (**Brick Backing**): è un sistema manuale (senza flux) in cui si usa un supporto in refrattario sostenuto da magneti (è molto usato a bordo).

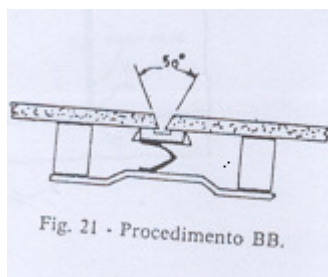


fig.12

La saldatura elettrica presenta grandi vantaggi in termini di economia di peso (fino al 20% del peso scafo). Il vantaggio della chiodatura resta il fatto che essa consente maggior respiro ed elasticità, cosa utile soprattutto in punti molto sollecitati.

Un'altra questione, abbastanza controversa, è quella del possibile arresto di una rottura da parte di un giunto chiodato, ad esempio lungo una paratia (teoria del crack arrester), cosa invece impossibile per una saldatura; su ciò non c'è comunque accordo.

I controlli delle saldature vengono fatti visivamente, con gli ultrasuoni, con i raggi X o con liquidi penetranti.

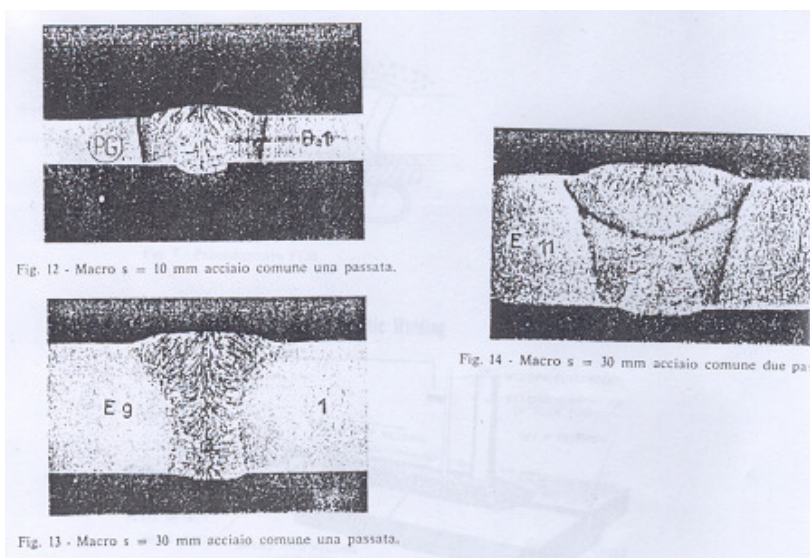


fig.13

3. ROBUSTEZZA LONGITUDINALE

In genere una nave dovrà risultare ugualmente robusta da tutti i punti di vista: si è comunque soliti effettuare una suddivisione di comodo della robustezza in tre quote. Distinguiamo una robustezza longitudinale ed una robustezza trasversale perché nell'ambito della struttura di una nave possiamo individuare elementi a prevalente sviluppo longitudinale ed altri a sviluppo trasversale; la suddetta distribuzione è quindi legata alla presenza di tali elementi. Le due robustezze sono però tra loro necessariamente interdipendenti.

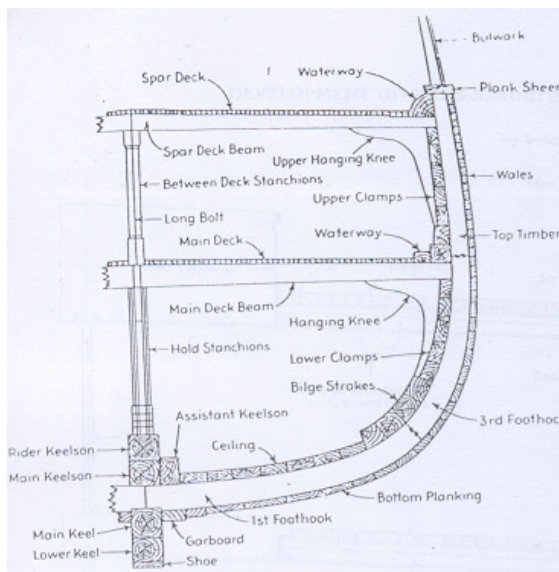


fig.14

C'è da dire che si parla anche di una robustezza locale, che ha un duplice aspetto: da un lato c'è la necessità di garantire che ogni punto della nave abbia un'adeguata resistenza, dall'altro alcuni elementi strutturali dovranno di per sé far fronte solo a problemi di robustezza locale (ad esempio i punti di appoggio di bitte e argani e anche se impropriamente, le paratie stagne).

Una nave può essere assimilata ad una trave, la quale se considerata da un punto di vista longitudinale, risulta soggetta al peso proprio ed all'azione fasciante del mare (forze che portano la nave ad flettersi).

Lo sviluppo delle costruzioni navali è stato per molti versi relativamente lento: ciò era dovuto anche alle deficienze di fondo insite nei codici di dimensionamento basati sulle indicazioni dei registri allora in atto (ricavate in base al metodo statistico-deduttivo), che inducevano a non fare eccessivi salti nel buio.

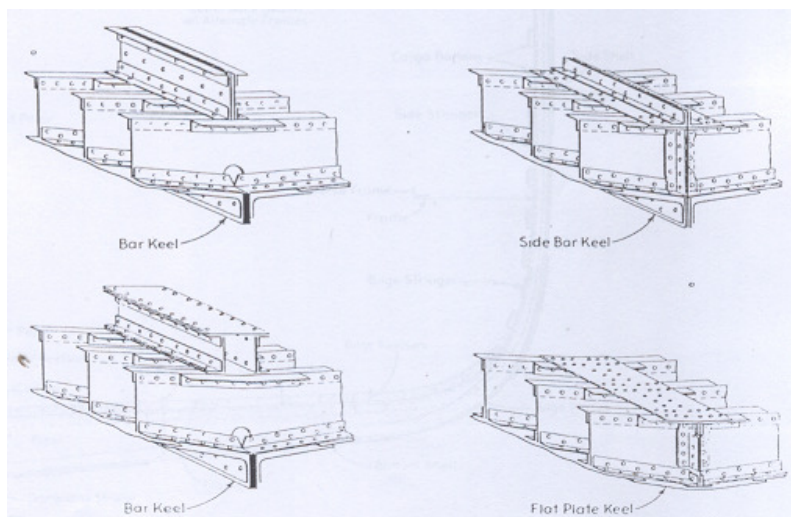


fig.15

Il concetto stesso di trave-nave, risalente al '700, all'inizio di questo secolo non si era ancora ben radicato nell'ambiente dei progettisti, che facevano ancora largamente ricorso all'esperienza. Agli albori le primissime imbarcazioni nacquero come tronchi scavati, che non presentavano veri e propri elementi strutturali. In seguito si costruirono navi in legno di dimensioni anche ragguardevoli, già ai tempi dei greci (vedasi battaglia di Salamina), per giungere alla fine del '700 a navi in legno di portata veramente notevole.

In generale, volendo considerare una nave come una trave flessa, dovremo posizionare un certo numero di elementi strutturali nella parte bassa ed altri nella parte alta, anche se ciò può non essere più valido se la nave è molto corta. Proprio le prime navi in legno ricordano la carcassa di un animale: la parte alta non veniva particolarmente irrobustita (tali navi erano molto corte), mentre la parte bassa era concepita più che altro per proteggersi dagli incagli. Le coste erano molto fitte ed a piegatura naturale, per cui venivano costruite in più pezzi; onde evitare rotture, si realizzavano costole doppie nelle quali il frazionamento delle semi-costole veniva alternato lasciando uno spazio vuoto più o meno uguale al pieno (la robustezza trasversale veniva, seppur inconsciamente, privilegiata rispetto a quella longitudinale).

Le prime navi metalliche conservavano integralmente questo tipo di struttura. Le costole rimasero doppie, nel senso che risultavano costituite da due ferri ad L. Arrivati all'altezza del ginocchio uno dei due elementi della costola si manteneva aderente al fasciame, mentre l'altro si sollevava permettendo l'inserimento di una lamiera (a costituire il madiere). Il madiere risultava così costituito da due ferri ad L

sostenuti da un'anima piatta; quest'ultima veniva rastremata all'estremità al fine di risparmiare peso. La chiglia ed il paramezzale centrale, erano invece del tutto simili a quelli delle navi in legno; si avevano anche dei paramezzali laterali (con dei grossolani ferri a bulbo) e vari correnti di rinforzo. Con varie modifiche, passando attraverso l'adozione di elementi scatolari, si giunse infine ad una chiglia non più massiccia ma costituita da lamiere (fino a diventare piatta) mentre il paramezzale veniva via via inserito e nascosto fra i madieri (il tutto con un'evoluzione lenta e graduale). Per un certo periodo si costruirono anche navi composte, nelle quali la struttura interna era in ferro ed il fasciame in legno (ad esempio il Cutty Shark, famoso clipper). Ad ogni modo si può intuire come in generale le idee non fossero ben chiare. Vi fu però un'eccezione a questa linea generale. Nel 1854, sotto la direzione dell'ing. Scott Russell, e sulla base dei progetti di Istambard Kingdom Brummel progettista fra l'altro anche del Great Britain, venne costruita la famosa Great Eastern che dimostrò la validità del concetto della nave intesa come trave.

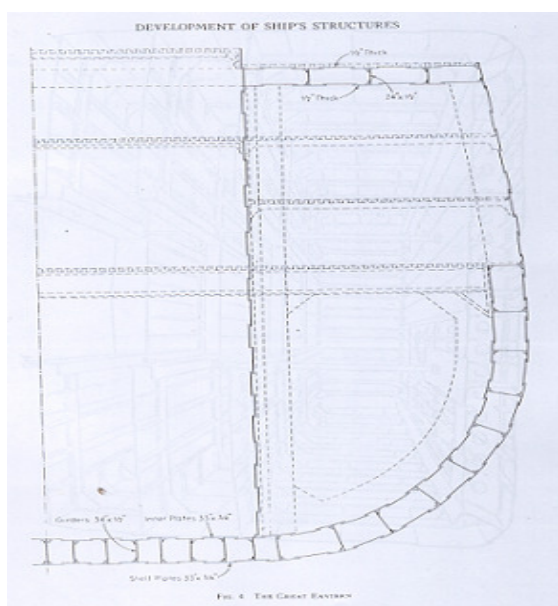


fig.16

Era una nave enormemente grande per il suo tempo (circa 200 x 25 m e 27500 t di dislocamento, circa 28500 di stazza lorda, dieci caldaie di cui quattro per le ruote e dieci per l'elica) ma si rilevò anche molto sfortunata (già durante il varo la nave si bloccò sullo scalo). Il viaggio inaugurale si ebbe nel 1860: era concepita per andare e tornare dall'India senza scali intermedi.

Aveva una propulsione mista con due ruote a pale ed un'enorme (per quei tempi) elica da 6,5 m di diametro; poteva imbarcare un'enorme quantità di carbone,

possedeva anche cinque alberi a vela. In totale era previsto alloggiare 4000 passeggeri. Anche se rimane per quasi mezzo secolo la più grande nave del mondo fu un clamoroso insuccesso: tra l'altro si rivelò essere molto dura (quindi scomoda), per cui non poté svolgere il servizio per cui era stata progettata. Venne demolita nel 1888. Esaminiamone la struttura. Fu la prima nave in cui il concetto di trave nave trovò applicazione. Sul fondo si ha una struttura con molti e fitti paramezzali che si diradano salendo verso l'alto e verso l'asse neutro. Lo scafo è doppio fino al galleggiamento. Si ha anche un doppio ponte, allo scopo di dare ferro, alla piattabanda superiore della trave nave. Questi concetti già evidenti per Brunell vennero però ripresi solo all'inizio del nostro secolo. Dal punto di vista della robustezza globale dello scafo si possono avere due soluzioni: una struttura può essere armata in due modi diversi: o con strutture trasversali robuste e con elementi longitudinali meno robusti e viceversa. Dal punto di vista locale le due strutture sono pressoché equivalenti. Sulla base della direzione in cui si sviluppano gli elementi meno robusti si parlerà di struttura trasversale o longitudinale. Con la soluzione di Ischerwood si ha una struttura longitudinale.

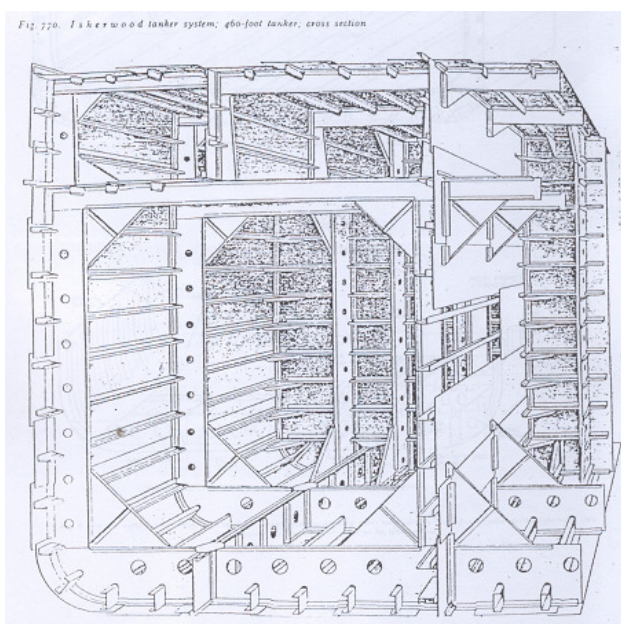


fig.17

Possiamo subito dire che, dal punto di vista dalla trave nave, questa soluzione appare conveniente: c'è però il problema che per realizzare una struttura del genere sono necessarie costole relativamente grandi che vengono ad ingombrare la stiva (il che va poco bene per navi che trasportino carichi secchi, mentre nelle navi cisterna il problema è meno pressante).

Le possibili alternative sono una struttura interamente trasversale (nella quale si avrebbe però poca carne nelle piattabande) o una struttura mista, in cui i ponti ed il fondo sono a struttura longitudinale ed i fianchi a struttura trasversale.

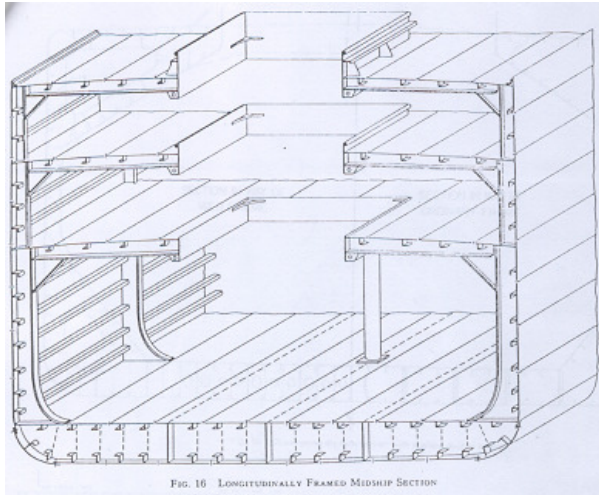


fig.18

Gli elementi piccoli trovano naturale appoggio nei ponti per cui non c'è necessità di costruire dei rompitratta (mentre nel caso particolare delle cisterne, non essendoci ponti, i rompitratta devono essere presenti). In generale il sistema longitudinale è, ai fini della robustezza longitudinale il migliore: l'inconveniente è che talvolta si possono avere elementi strutturali dannosi per lo sfruttamento dello spazio della stiva; per i carichi liquidi questo non è importante mentre per carichi secchi ci vorrà un compromesso fra distribuzione degli spazi ed esigenze di robustezza. Per il fondo, che è uno spazio inutilizzato si impiega la struttura longitudinale. Le navi bulk carrier sono costruite per portare carichi secchi alla rinfusa, le casse alte servono a ridurre la durezza. C'è anche un doppio fondo.

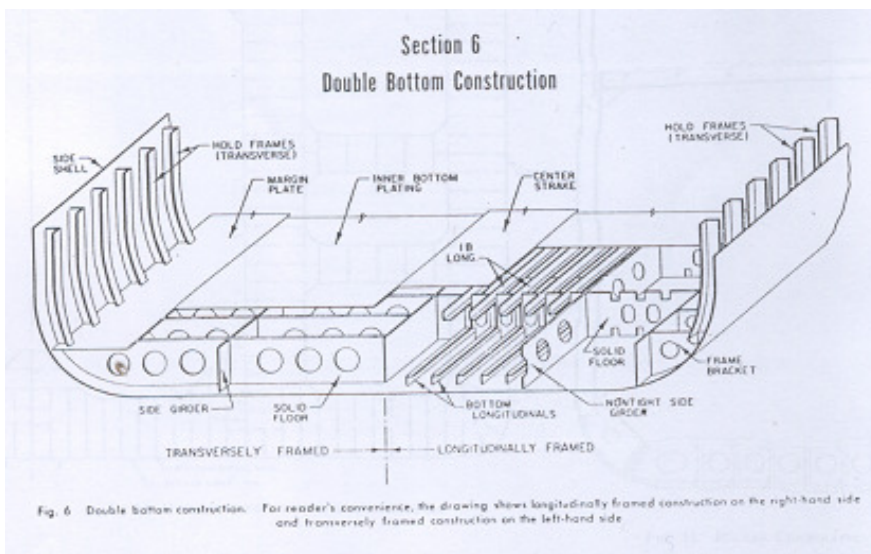


Fig. 6 Double bottom construction. For reader's convenience, the drawing shows longitudinally framed construction on the right-hand side and transversely framed construction on the left-hand side.

fig.19

In questo caso sarebbe fastidioso dover mettere dei correnti sulle murate (oltretutto questi darebbero un modesto contributo) si mettono allora delle costole rinforzate poste a 90 cm l'una dall'altra. Si ottiene così una struttura mista (longitudinale per il fondo e le casse alte, trasversale per le murate).

Generalmente i ferri del ponte sono piatti: ciò perché si ha un'esigenza di robustezza globale che impone di mettere più carne nella piattabanda superiore della trave nave (infatti una struttura di questo tipo è di per sé squilibrata, con l'asse neutro che tende ad abbassarsi). Se abbiamo esigenza di nave per carichi alla rinfusa molto pesanti, lo spazio necessario è relativamente limitato perché il carico è denso e si ha una struttura particolare ed inoltre vogliamo posizionare il carico in alto allo scopo di evitare che la nave sia troppo dura). Gli elementi di rinforzo del cielo del doppio fondo sono più fitti di quelli del fondo, in modo da avere una maggiore robustezza locale (a causa della pesantezza del carico). La parte laterale invece rimane vuota, ed ha lo scopo di fornire allo scafo la necessaria spinta verso l'alto.

Alcune navi di questo tipo possono essere impiegate anche per il trasporto alternativo di greggio (caricando anche le cisterne laterali). Navi del genere non hanno avuto però un grande successo, sia perché da un punto di vista commerciale non trovano grandi riscontri, sia perché vi sono stati diversi incidenti, si pensa dovuti alla loro particolare struttura (caratterizzata da grandi boccaporte, le cui chiusure e guarnizioni, sfregandosi, potrebbero aver dato luogo a scintille e quindi causato l'accensione dei vapori di greggio con conseguenti esplosioni).

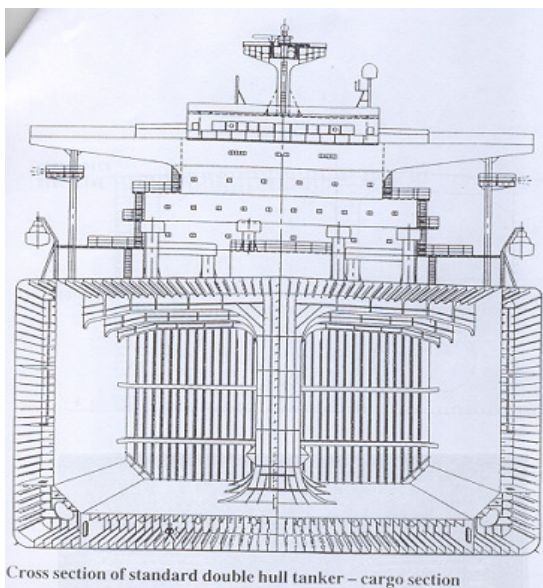


fig.20

Nelle navi porta-contenitori, la mancanza di ferro nella parte alta è anche esagerata; sulle casse alte si mettono allora delle piastre e si saldano sopra degli elementi di rinforzo. Fondo e casse alte (che includono un tunnel di transito) sono a struttura longitudinale. Le casse servono anche ad aumentare la robustezza torsionale, fattore importante in questo tipo di nave (se la nave dovrebbe torcersi si danneggerebbero le guide di stivaggio dei contenitori). Lo spazio compreso tra le casse alte, murate, scivolo laterale e container, resta inutilizzato: si potrebbe allora realizzare una struttura longitudinale anche per le murate. In realtà ciò non si fa per un problema costruttivo: queste navi infatti sono di solito molto veloci e quindi di forme molto affinate, per cui realizzare dei correnti che seguono uno scafo del genere è piuttosto arduo. Recentemente sono state proposte alcune norme antinquinamento, in primis l'adozione del doppio scafo (doppia murata e doppio fondo, il resto della struttura è la consueta) il doppio fondo può essere sostituito da un ponte stagno intermedio (non si ha il doppio fondo), l'idea è che con tale ponte in caso di incaglio, la pressione esterna dell'acqua risulti sempre maggiore di quella del greggio che quindi non potrebbe fuoriuscire. Questo è senz'altro vero con mare calmo; di fatto non sono state realizzate navi di tale tipo.

Alcune recenti soluzioni (americane) per navi cisterna, sono caratterizzate da doppio fondo, doppie murate e doppi ponti, con una paratia longitudinale. In questo caso il ponte doppio serve anche come spazio per la zavorra: infatti negli ultimi anni la normativa ha imposto di segregare la zavorra del greggio, mentre prima le cisterne venivano utilizzate alternativamente per il trasporto del greggio e per quello della zavorra, fatto che era causa di notevole inquinamento. Il tutto è nato in seguito al caso della Exxon Vandez, una cisterna che strisciò sul fondo. In passato al posto del doppio ponte si utilizzavano delle apposite casse per la zavorra (slop tanks).

Il sistema che prevede delle cisterne separate lungo le murate tutto attorno alla cisterna centrale, può essere utile per limitare le conseguenze di una eventuale collisione. Una considerazione da fare è che l'accesso alle cisterne laterali sede della zavorra risulta spesso difficoltoso e tale da ostacolare i necessari controlli periodici, il che può essere un grave problema: sulle bulk-carrier accade frequentemente che le casse alte siano così corrose da risultare inutilizzabili proprio a causa del suddetto problema.

4. VERIFICA DELLA ROBUSTEZZA LONGITUDINALE

Tale verifica viene impostata considerando dapprima la nave in acque tranquille e rimandando ad una fase successiva l'analisi delle sollecitazioni che agiscono sulla nave a causa del moto ondoso. Un procedimento del genere potrebbe apparire strano: infatti nella scienza delle costruzioni noi cerchiamo di individuare le condizioni di massima sollecitazione che si possono avere in un elemento, senza passare attraverso l'analisi di condizioni meno gravose (caso della nave in acque tranquille); si procede in questo modo perché si ritiene valido il principio di sovrapposizione degli effetti che ci permette di sovrapporre condizioni di acqua tranquilla con altri tipi di sollecitazione.

La sollecitazione in acque tranquille dipende da com'è costruita la nave e dalla distribuzione dei pesi (peso proprio e carichi trasportati) a bordo: questa è comunque una quota di sollecitazione nota, predeterminabile. Viceversa sulle sollecitazioni dovute al moto ondoso a priori non si può dire niente. In sostanza con la suddetta distinzione si mette in evidenza la quota di sollecitazione di cui sono responsabili sia il progettista che il comandante. Vedremo comunque che anche la sollecitazione in mare ondoso dipende da com'è caricata la nave, in quanto entrano in gioco azioni di tipo inerziale.

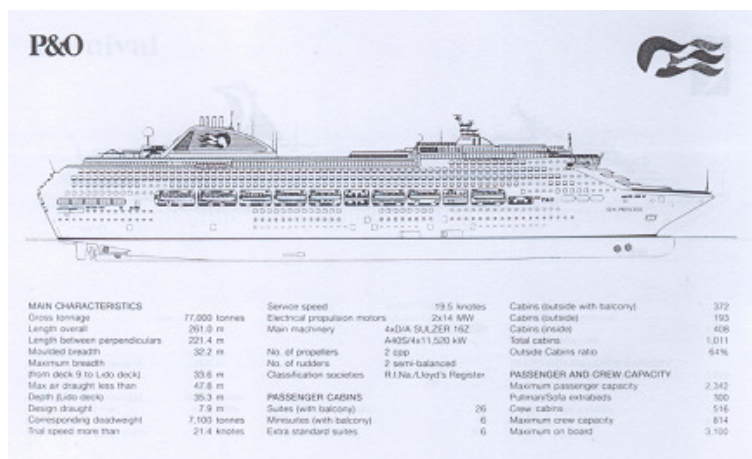


fig.21

La scienza delle costruzioni ci insegna che quando ci si accinge ad esaminare un sistema rigido e vincolato al fine di condurre la verifica si devono seguire tre fasi:

1. la prima fase consiste nell'isolare nello spazio il corpo in esame, nel determinare le forze che agiscono sul corpo e nel sostituire fisicamente ai vincoli

le rispettive reazioni. Per far ciò si applicano le due leggi della statica: $\Sigma F = 0$ e $\Sigma M = 0$. Quando si ha un numero di incognite superiore a quello delle equazioni si devono scrivere anche delle equazioni che riguardano le deformazioni;

2. fatto ciò si determina in ciascuna sezione quali siano le azioni che ivi agiscono. L'azione in una certa sezione è data dalla risultante di tutte le forze e di tutti i momenti (applicati o di vincolo) da un estremo libero fino alla sezione che consideriamo;
3. l'ultima fase consiste nel verificare che in ogni punto in cui si abbia sollecitazione l'aggregato molecolare del materiale in esame sia in grado di resistere (cioè che le condizioni di lavoro del materiale siano accettabili). In certi casi si verifica invece che una certa deformazione si mantenga entro limiti accettabili.

Una nave è una struttura assimilabile ad una trave, dato che in essa una dimensione (la lunghezza) prevale. Non è una trave rigida, ma per condurre la verifica longitudinale potremmo considerarla tale.

Una nave è soggetta alle forze dovute al proprio peso ed ai carichi trasportati, e risulta vincolata dall'acqua. Come prima cosa si tratta di stabilire quali sono gli elementi che costituiscono i pesi. Se inizialmente si considera la nave vuota, le parti costituenti del peso saranno:

- *il peso dello scafo nudo* (cioè delle parti in acciaio o in lega leggera, che di solito conviene distinguere);
- *il peso del cosiddetto allestimento*, che è il complesso dei complementi dello scafo (apparecchiature di coperta, tubolature di scafo, alberature, apparato del timone, ecc..);
- *il peso dell'apparato di propulsione* (che comprende la linea d'assi, l'elica, i liquidi presenti nelle caldaie, i lubrificanti, il tutto nella condizione di "pronti a partire ma con autonomia zero");
- *i carichi mobili* (nafta, acqua di macchina, di lavanda e potabile, olio nei depositi, acqua di zavorra);
- *equipaggio* (e suoi effetti personali);
- *la portata netta*, cioè il carico pagante (la portata lorda è data da quella netta più i carichi mobili, più l'equipaggio ed i suoi effetti).

In sede preventiva e di approccio, queste non vengono generalmente definite, facendo riferimento al dislocamento della nave carica, come percentuali dello stesso. Tali percentuali possono variare notevolmente a seconda del tipo di nave, ed anche a seconda della classe dimensionale della nave.

Il rapporto fra portata (carico pagante) e dislocamento, viene detto *coefficiente di portata* e non deve risultare troppo basso, in quanto rappresenta un importante indice del valore commerciale della nave.

Nella prima fase progettuale, la conoscenza dei pesi a bordo è ancora approssimativa. Durante la costruzione, onde evitare sorprese ed imprevisti che porterebbero portare anche al rifiuto della nave, vengono controllati materialmente tutti i pesi che vengono sistemati a bordo, identificandone anche la posizione; il tutto viene trascritto in un brogliaccio a formare la seguente tabella:

ELEMENTO	Peso p	Coord. x	Mom. p _x	Coord. y	Mom. p _y	Coord. z	Mom. p _z
	Σp		Σp_x		Σp_y		Σp_z

Periodicamente vengono fatte le somme dei pesi e dei relativi momenti: in tal modo si può controllare il peso totale e gli spostamenti del baricentro durante la costruzione della nave, per vedere se ci sono problemi di stabilità (o troppo alto oppure giacente al di fuori del piano diametrale, assetto longitudinale non corretto). Dopo i calcoli in sede progettuale è dunque necessario attuare anche questo minuzioso controllo dei pesi imbarcati.

Una volta che si abbiano presenti tutti i pesi (ed i relativi baricentri) si dovrà tracciare il *DIAGRAMMA (O CASTELLO) DEI PESI*: questo perché la situazione di nave in acque tranquille non può essere considerata per un'unica situazione di carico (e del resto non è nemmeno detto che il pieno carico rappresenti la situazione più gravosa per la nave).

Si dovranno perciò individuare le diverse possibili situazioni di carico: c'è da dire che in fase progettuale vengono prese in considerazione anche situazioni di carico magari vantaggiose dal punto di vista commerciale ma pericolose per la nave; e che come tali in fase di esercizio verranno proibite (ad esempio una nave quasi scarica che trasporti un carico molto denso non può concentrarlo in un'unica stiva). Si evidenziano fattori su cui chi ha la responsabilità della nave può e deve operare,

anche in base alle indicazioni del progettista. In conclusione la verifica dev'essere fatta tenendo conto anche di quelle che sono le esigenze operative.

Torniamo ora alla costruzione del diagramma delle forze esterne (cioè i carichi ed i pesi) che agiscono sulla nave, cioè il castello dei pesi. Per prima cosa si individua una linea di base corrispondente alla lunghezza fuori tutto della nave.

In funzione dell'ascissa si riportano sull'ordinata (in scala opportuna) i vari pesi (distribuiti), espressi in t/m: si inizia col pesare il peso dello scafo (si parte infatti dai pesi più distribuiti e si arriva a quelli più concentrati). Se la prima progettazione di massima è già stata eseguita si può "pesare" la nave prendendo in esame un pezzo della stessa compreso tra due ordinate e pesando materialmente tutto ciò che contiene.

Si può scrivere:
$$p = p_{AT} + (S \cdot i) \cdot 7,8$$

dove i è l'intervallo considerato, $S \cdot i$ il volume dei ferri a sviluppo longitudinale compresi nell'intervallo considerato, S sezione dei suddetti ferri, p_{AT} il peso dell'anello trasversale, $\gamma = 7,8$ il peso specifico dell'acciaio.

Eventualmente si può aggiungere anche $\gamma_{FE} \cdot V_A$, dove V_A è il volume degli elementi accessori (ad esempio ferri di nervatura ecc.). Dividendo la quantità p così trovata per i si ottiene il peso dello scafo per unità di lunghezza (in t/m).

$$P_{PER\ UNITA\ DI\ LUNGHEZZA} = \frac{(A_T \cdot d + V_{ET}) \cdot 7,8}{d}$$

dove A_T è l'area trasversale, d l'intervallo di ossatura e V_{ET} il volume degli elementi trasversali.

Questa operazione deve essere ripetuta in più punti dello scafo .

Riportando e raccordando si ottiene il seguente diagramma dei pesi per unità di lunghezza:

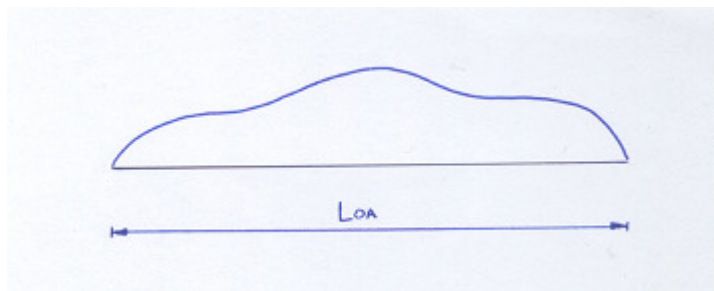


fig.22

Qualora vi siano delle ossature rinforzate, frammiste ad ossature normali, si può far coincidere l'intervallo i con lo spazio esistente fra due delle suddette ossature

rinforzate. Questa operazione va fatta con cura , ma non più di tanto: infatti per ottenere i diagrammi di taglio e momento flettente si dovrà integrare due volte, cosa che appiana gli eventuali errori commessi (come ad esempio l'aver ignorato i carichi concentrati costituiti dalle paratie stagne trasversali, ed il considerare come carichi distribuiti gli apparati ausiliari dell'apparato motore); ad ogni modo l'operazione diluisce gli errori.

Esistono tuttavia metodi più rapidi di questo, si può supporre di conoscere il peso scafo utilizzando formule approssimate (ma che danno risultati soddisfacenti).

Ad esempio il metodo del *MEC NAUGHT*, va bene per navi il cui scafo presenti un corpo cilindrico abbastanza esteso (es. cisterne o bulk-carrier).

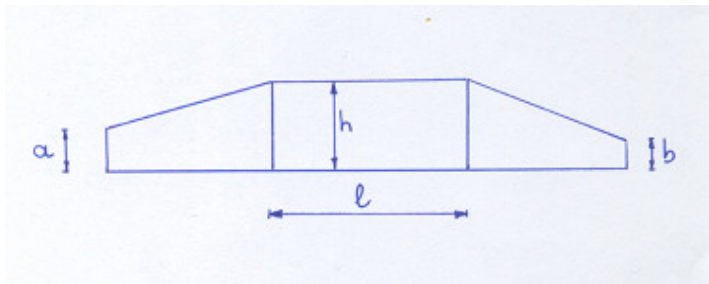


fig.23

Il metodo presuppone che si conosca il peso dell'acciaio e dello scafo (conosciamo come valore statistico il rapporto tra tale peso ed il dislocamento). La distribuzione del peso scafo viene condotta individuando la zona (di lunghezza l) del al corpo cilindrico, e l'altezza h del diagramma è data dalla relazione:

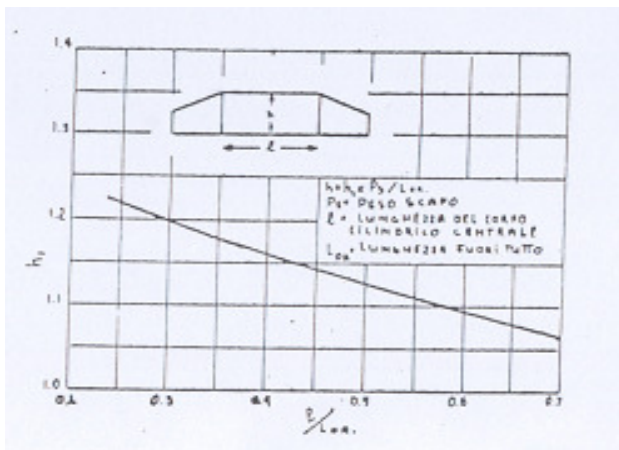


fig.24

$$h = h_1 \cdot \frac{P_s}{l}$$

dove h_1 valore ricavato da un diagramma in funzione del rapporto tra la lunghezza del corpo cilindrico e la lunghezza fuori tutto, p_s il peso dello scafo, l la lunghezza del corpo cilindrico.

Il peso scafo sarà poi distribuito nei due tratti rimanenti della L_{OA} secondo due trapezi: le incognite, due, sono le rispettive basi minori a e b . Le due equazioni che determinano le incognite si ricavano sapendo che:

- è noto il peso scafo e quindi anche l'area totale del diagramma che vogliamo costruire;
- a priori è più o meno nota anche la posizione del baricentro.

Può anche darsi il caso di una nave che non presenti un corpo cilindrico molto sviluppato in lunghezza: in tal caso si ricorre ad altri due metodi che permettono di tracciare comunque il castello dei pesi. Il metodo *THOMAS* divide il peso scafo p_s in due parti uguali, una metà viene riportata secondo una distribuzione rettangolare, l'altra secondo una distribuzione parabolica:

$$\text{si dovrà avere: } \frac{p_s}{2} = h_1 \cdot L_{OA} \quad \text{da cui: } h_1 = \frac{p_s}{2 \cdot L_{OA}}$$

$$\text{e ancora: } \frac{p_s}{2} = \frac{2}{3} (h_2 \cdot L_{OA}) \quad \text{da cui: } \frac{p_s}{1,33 \cdot L_{OA}}$$

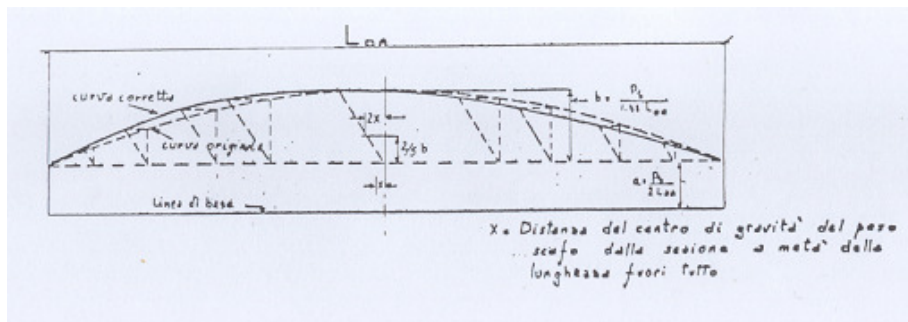


fig.25

In seguito a questa costruzione, il baricentro di questo diagramma dei pesi così ottenuto cade proprio in mezzeria della L_{OA} cosa che su una nave non si verifica: questo errore può essere compensato facendo slittare in maniera opportuna la parte parabolica del diagramma. Si considera quindi il baricentro di tale settore parabolico (posto ai $2/5$ di h_2) e lo si sposta assieme a tutto il settore, di $2 \cdot x$ (se il baricentro complessivo di tutto il diagramma deve risultare spostato di una quantità x rispetto alla mezzeria).

Il metodo di *HUGHES* invece suggerisce di rappresentare $2/3$ del peso scafo secondo un andamento simile a quello della curva di penezza: la curva di penezza è infatti approssimativamente nota a priori: i segmenti riportati ed utilizzati per

costruire la curva equivalgono all'area misurata nella sezione corrispondente (e quindi si ha anche un'idea della distribuzione dei volumi).

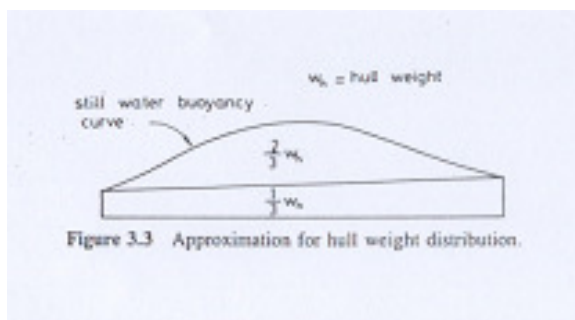


fig.26

Il baricentro cadrà proprio nel centro di carena. Per far tornare le cose, il restante 1/3 del peso scafo dovrà essere distribuito secondo un andamento trapezoidale da far sì che il baricentro complessivo dell'intero diagramma stia effettivamente nella sua posizione reale. A questo punto si prosegue nella costruzione del diagramma dei pesi andando a sovrapporre a quanto sinora ottenuto tutti gli altri elementi, come ad esempio il peso delle sovrastrutture. Ad esempio nel caso di una nave mercantile si avrà una certa zona su cui vanno ad insistere le sovrastrutture. A tal proposito nei cantieri si dispone di varie indicazioni numeriche di prima approssimazione. Questi pesi vengono comunque calcolati in base al loro volume: infatti le sovrastrutture "sostengono" loro stesse, quindi si può supporre che esse pesino in proporzione al proprio volume. Si potrà dunque:

- per un castello prodiero: $p_{cp} = 0,0877 \text{ t/m}^3$
- per un cassero poppiero: $p_{cass} = 0,1292 \text{ t/m}^3$

Questi sono valori medi, relativi a strutture completamente allestite e realizzate in acciaio. Per l'allestimento compreso al disotto del ponte continuo si può porre:

- $p_{all} = 0,0538 \text{ t/m}^3$

Per strutture in alluminio si considera poco più della metà dei precedenti valori.

Per le "pure strutture" (senza allestimento) che non facciano parte dello scafo vero e proprio si può assumere $0,06 \text{ t/m}^3$ ($0,03$ per l'alluminio).

Ognuna di queste parti avrà un suo baricentro (che si può individuare). Di solito tale baricentro non si trova nella mezzeria della zona considerata: questo corrisponde ad un andamento trapezoidale. Se il peso totale dell'elemento è P , se l è la

lunghezza della zona su cui insiste tale pezzo ed e è l'eccentricità del baricentro rispetto alla mezzzeria di l , le due basi del trapezio saranno date da:

$$b_{\frac{1}{2}} = \frac{P}{l} \left(1 \pm \frac{6 \cdot e}{l} \right)$$

Si riporta infine il trapezio così determinato. Se consideriamo casseri, castelli, apparato motore, carico, ecc. si otterrà un andamento del genere:

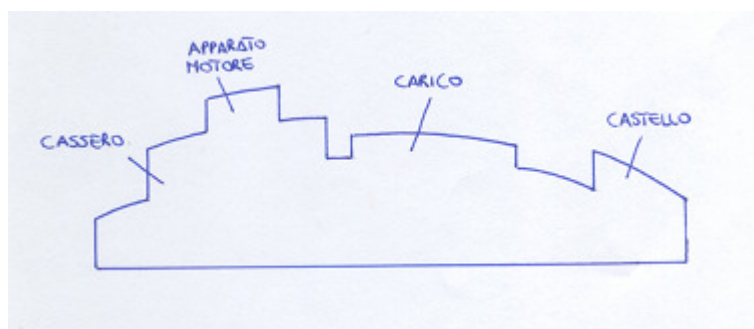


fig.27

Un andamento di tipo trapezio può essere adottato anche nel caso di stive con carico alla rinfusa fine (ad esempio granaglie), magari con stive non simmetriche: si posiziona il carico concentrato nel baricentro della stiva e si realizza un andamento del genere. Nel caso di carichi liquidi si può considerare come peso la spinta che il liquido eserciterebbe su una carena avente le stesse forme della cassa in esame.

Tutte queste operazioni non richiedono comunque un'attenzione ed una precisione eccessivamente spinte, in quanto ciò sarebbe superfluo.

Si sono così determinate le forze esterne agenti sullo scafo: allo stesso modo si avrà un *diagramma della spinta* ricavabile utilizzando il *Bonjean* (nel Bonjean troviamo l'area immersa ed il momento statico di una sezione generica in funzione dell'immersione); c'è da dire che la suddetta area immersa è quella fuori ossatura, mentre a noi interessa quella fuori fasciame; per questo motivo si introduce un coefficiente moltiplicativo pari a 1,03: il diagramma della spinta avrà la stessa area (se in condizioni di equilibrio) di quello dei pesi, ed in genere un andamento più regolare.

Vediamo come si costruisce tale diagramma: le ordinate del Bonjean rappresentano le aree immerse (non è detto che nella situazione considerata la nave sia dritta), in tal caso basta leggere le immersioni nelle varie sezioni ed entrare con esse nel Bonjean.

Moltiplicando le ordinate così ricavate per il peso specifico dell'acqua di mare si ottiene il diagramma delle spinte distribuite sulla lunghezza nave (in t/m); questo diagramma, integrato sulla lunghezza fornisce la spinta.

Come detto i diagrammi di peso e spinta dovranno avere uguale area (mentre le loro lunghezze saranno diverse in quanto la spinta si ripartisce sull'opera viva). I due diagrammi devono anche presentare lo stesso baricentro: se ciò non è allora l'assetto preso in esame non sarà quello effettivamente assunto e si dovrà riassetto la nave; si giungerà infine ad un nuovo assetto, che potrà risultare accettabile o meno (in tal caso si dovranno ricollocare alcuni pesi dello scafo, ad esempio giocando sui carichi mobili). In questa fase possono quindi emergere delle indicazioni sulla necessità di modificare qualcosa o spostare qualche elemento strutturale.

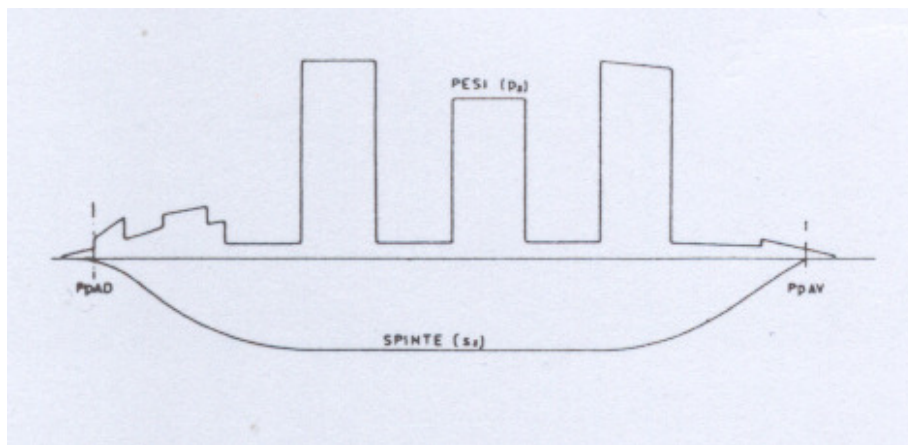


fig.28

Giunti a questo punto la nave risulta in equilibrio.

Si passa ora alla seconda fase, cioè alla determinazione della risultante (di taglio e momento) in ciascuna sezione.

Le forze che sollecitano la nave sono date dalla differenza fatta sezione per sezione, fra i diagrammi di peso e di spinta (riportate su un apposito diagramma degli eccessi, di area complessivamente nulla). Il taglio si ottiene come integrale del diagramma degli eccessi, mentre il momento è dato dall'integrale del diagramma del taglio.

Si noti che il diagramma degli eccessi è molto frastagliato, mentre quello del taglio e soprattutto quello del momento risultano ben avviati.

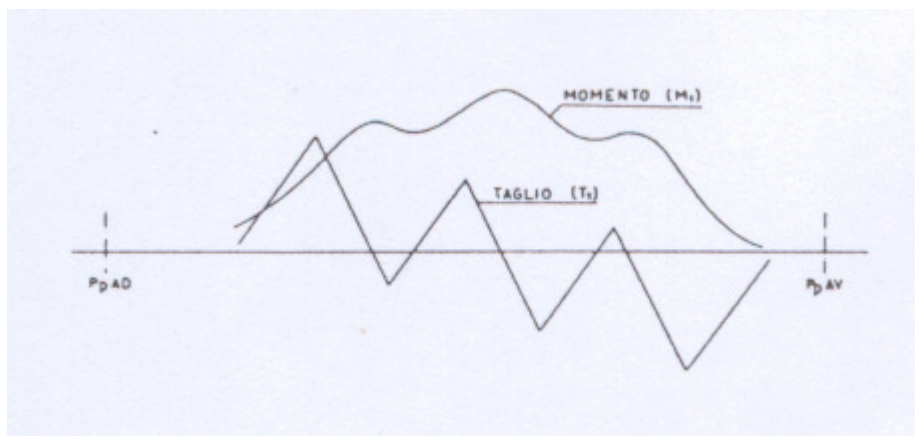


fig.29

Una cosa importante consiste nel fatto che l'andamento delle curve di T ed M è abbastanza tipico per tutte le navi: in genere salvo casi di carico a stive alterne che vengono fatte per ridurre il numero di stive utilizzato e per avere un baricentro più alto e quindi una nave meno dura; in tal caso il T presenta più massimi, si vede che i massimi del taglio si trovano a circa $1/4$ e $3/4$ della nave.

Sin d'ora possiamo dire che in genere i massimi di M e quelli di T sono tra loro relativamente distanti, per cui la verifica andrà condotta in più sezioni: molto spesso però la sola verifica a momento flettente è più che sufficiente.

In particolare nei riguardi del T i vecchi regolamenti imponevano chiodature rinforzate in corrispondenza di $1/4$ e $3/4$ di L.

I calcoli di T ed M vengono effettuati per un numero opportuno (anche elevato) di situazioni ragionevolmente possibili ed ipotizzabili per la nave in esame.

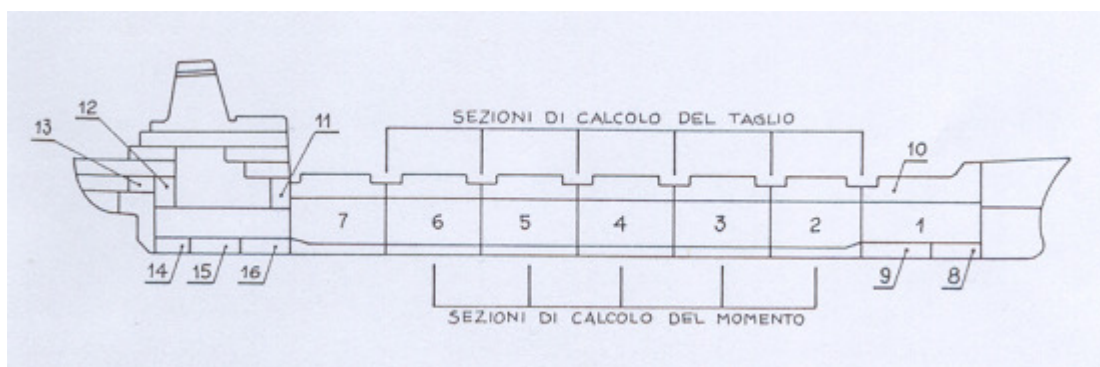


fig.30

Se la nave è in equilibrio, questi diagrammi devono richiudersi, se quello di T non si chiudesse, vorrebbe dire che peso e spinta non si eguagliano, mentre se M non si richiude, sussiste l'azione di un momento assettante residuo; se l'errore è abbastanza piccolo, ad esempio nel caso del taglio, si può riportare una nuova fondamentale ed effettuare tutti i calcoli relativi al momento

flettente a partire da essa. Ciò è possibile fino a quando le non chiusure (cioè gli errori) dei diagrammi sono inferiori al 4-5 % del valore massimo.

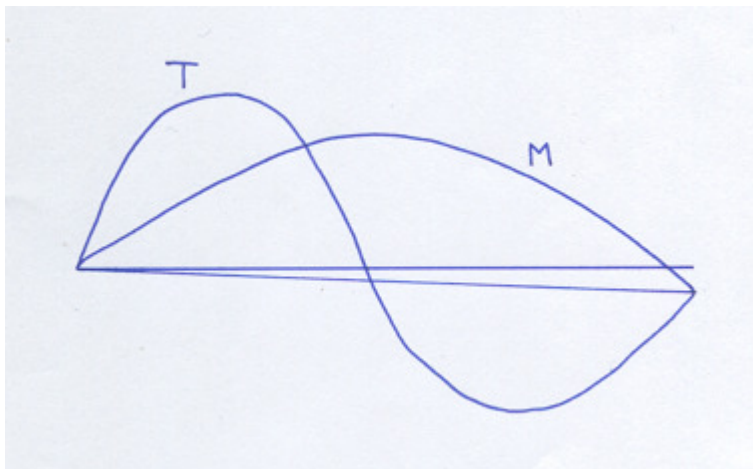


fig.31

La determinazione delle sollecitazioni ora descritta dev'essere ovviamente effettuata per diverse condizioni di carico e zavorra (tra l'altro non è detto che la situazione di pieno carico sia anche la più gravosa).

E' evidente che, dato che le modalità di carico sono teoricamente infinite e che quelle reali sono comunque molto numerose, la verifica dovrebbe essere condotta in un numero molto elevato di condizioni di carico: nasce quindi l'esigenza di disporre di uno strumento che consenta di determinare rapidamente la sollecitazione agente sulla nave in un caso qualunque. A tal proposito la *Convenzione sul Bordo Libero* recita: "ogni nave da carico deve avere a disposizione uno strumento atto a permettere di stabilire in qualsiasi condizione di carico, la severità delle sollecitazioni a cui è sottoposta".

In sostanza, eccezion fatta per le navi le ugali, per esigenze operative, risultino sempre caricate secondo le stesse modalità ; il più delle volte i possibili casi di caricazione sono infiniti. Noi possediamo dei diagrammi relativi a dei casi di riferimento, per i quali sono stati eseguiti i calcoli nella loro interezza: è necessario avere uno strumento rapido che consenta di passare da tali casi di riferimento ad uno generico qualunque.

Questo strumento, detto *manuale di carico* si basa sull'uso delle linee di influenza: esso venne messo a punto negli USA durante il secondo conflitto mondiale.

Enunciamo quindi il concetto di *Linea d'Influenza* (in genere riferito ad un carico che si può muovere lungo una trave, come nel caso di un ponte): è un

diagramma che permette di ricavare un certo effetto (ad esempio una sollecitazione od una deformazione elastica) in una data sezione di una trave al variare della posizione dei carichi sulla trave stessa; mentre i diagrammi di T ed M ci permettono di ricavare i valori di T ed M in ogni sezione della nave.

Vediamo ad esempio la linea d'influenza del momento d'incastro (riferita cioè al momento che agisce sulla sezione d'incastro) relativa ad una mensola:

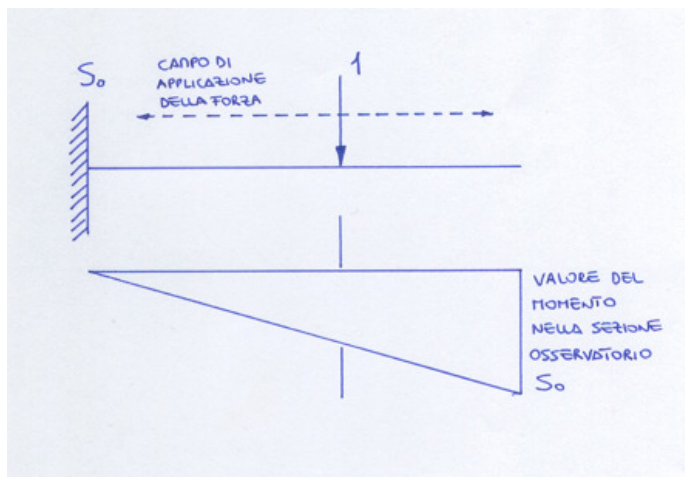


fig.32

Dato che il momento è dato dalla forza per la distanza, si avrà un andamento lineare: a seconda della posizione della forza andiamo a leggere il valore del momento nell'incastro.

4.1 LINEA D'INFLUENZA DEGLI SFORZI DI TAGLIO SULLA NAVE

Vedremo poi come si può impostare la linea d'influenza relativa agli sforzi di taglio. Immaginiamo di avere già una configurazione di base di cui conosciamo i valori di T ed M; vogliamo vedere cosa accade in una certa sezione se ci allontaniamo da tale situazione. Consideriamo una nave (galleggiante in acque calme) con una certa configurazione di carico, sia questa la situazione nota di partenza. Fissiamo una sezione B qualsiasi, che sarà la sezione rispetto alla quale vogliamo valutare la variazione del T rispetto al valore base (sezione osservatorio).

Ipotizziamo ora che sulla nave intervenga un nuovo carico (di valore unitario), di entità comunque piccola rispetto al dislocamento Δ della nave nella situazione di partenza.

Definiamo:

A_w : area della figura di galleggiamento

I : momento d'inerzia longitudinale baricentrico della superficie di galleggiamento (calcolato cioè rispetto ad un asse trasversale passante per F);

A_g : parte della superficie di galleggiamento che si trova a poppavia dell'asse trasversale passante per F

S_g : momento statico dell'area A_g rispetto al suddetto asse

A_b : parte della superficie di galleggiamento compresa tra l'asse trasversale passante per F e la sezione B

S_b : momento statico di A_b rispetto all'asse trasversale passante per F

Immaginiamo dunque di imbarcare un carico unitario (possiamo sfruttare il principio di sovrapposizione degli effetti, per cui il carico può essere qualunque ma non troppo grande rispetto a Δ).

Gli effetti dell'imbarco di peso sono due: innanzitutto si avrà una lieve sovraimmersione ε e secondo un certo appoppamento (i due fenomeni avvengono contemporaneamente).

$$\varepsilon \cdot A \cdot \gamma = 1 \quad (\text{carico unitario})$$

Si dovrà avere:

$$\varepsilon = \frac{1}{A \cdot \gamma}$$

Possiamo supporre che data la piccolezza di ε ed α , la figura di galleggiamento non subisca variazioni.

La tangente di α e quindi α stesso sarà pari a: $tg(\alpha) \cong \alpha = \frac{1 \cdot (x_g - x)}{GM_L \cdot \Delta}$

GM_L a sua volta può essere confuso con BM_L .

Si ha quindi anche: $\alpha = \frac{1 \cdot (x_g - x)}{\frac{I}{\nabla} \cdot \gamma \cdot \Delta} = \frac{(x_g - x)}{I \cdot \gamma}$

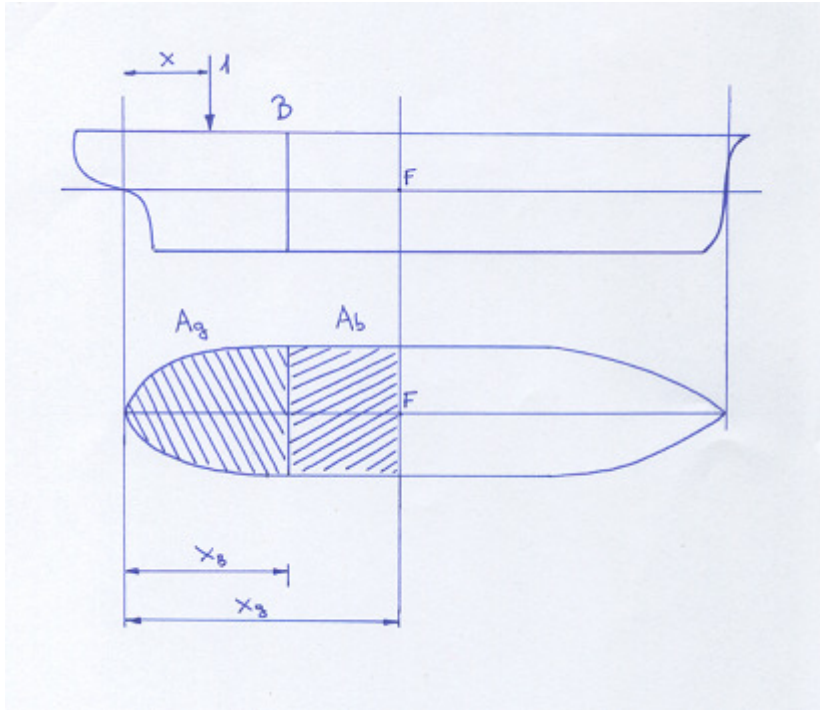


fig.33

Proseguiamo nella trattazione delle linee d'influenza, valutiamo cosa accade in termini di variazione del taglio, che in generale avrà un certo valore base preesistente, in seguito al posizionamento del carico unitario. Per effetto dell'imbarco del suddetto carico, si avrà una sovra-immersione ε : $\varepsilon = \frac{1}{A \cdot \gamma}$

ed un appoppamento (consideriamo separati i due eventi anche se in realtà avvengono contemporaneamente):

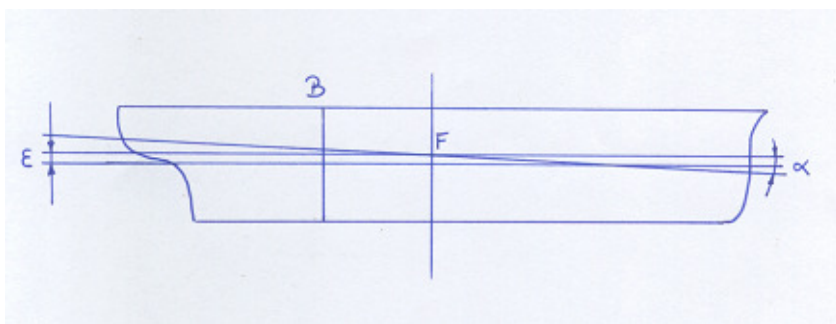


fig.34

$$tg(\alpha) \cong \alpha = \frac{1 \cdot (x_g - x)}{I \cdot \gamma}$$

Ricaviamo adesso la variazione ∂T_B della forza tagliente nella sezione B per effetto dell'imbarco del carico unitario: l'espressione di ∂T_B sarà data dalla somma di tre termini.

In questa fase si trascura il valore base iniziale del taglio (che avrà un suo segno) in quanto stiamo effettuando un calcolo puramente geometrico: l'imbarco del carico unitario può portare ad un aggravamento o ad un alleggerimento della situazione, ma ciò viene per ora ignorato.

La convenzione sui segni non è eccessivamente importante in quanto ci interessa solo la nuova quota di sollecitazione che va a sommarsi o sottrarsi a quella preesistente, daremo comunque il segno positivo alle forze verticali dirette verso il basso.

Vediamo ora come varia il taglio in B cioè come variano le forze taglienti poste a poppavia della sezione B. Come detto avremo tre contributi:

- Il primo termine è proprio la forza unitaria (positiva);
- Il secondo termine è dato dalla reazione dovuta alla sovra immersione parallela (negativa);
- Il terzo termine è dovuto al menisco.

Tutta la trattazione è valida in termini di movimenti relativamente piccoli; possiamo allora supporre che il volume del menisco sia analogo a quello di un solido di rivoluzione. In particolare a noi interessa il volume che sta a poppavia di B: questo lo possiamo pensare come ottenuto per differenza tra il solido di rivoluzione generato dall'area A_g e quello generato dall'area A_b . In questo applichiamo il *secondo teorema di Guldino*. Si avrà allora:

$$(A_g \cdot x_0 \cdot \alpha - A_b \cdot x_1 \cdot \alpha) \cdot \gamma = (S_g - S_b) \cdot \gamma \cdot \alpha = \frac{x_g - x}{\gamma \cdot I} \cdot (S_g - S_b) \cdot \gamma = \frac{(x_g - x) \cdot (S_g - S_b)}{I}$$

Si ottiene così la variazione del taglio nella sezione di riferimento in funzione della posizione in cui la forza si ipotizza venga applicata:

$$\delta T_{B,AD} = 1 - \frac{A_g - A_b}{A} - \frac{(x_g - x) \cdot (S_g - S_b)}{I}$$

variazione del taglio addietro rispetto a B

$$\delta T_{B,AV} = -\frac{A_g - A_b}{A} - \frac{(x_g - x) \cdot (S_g - S_b)}{I}$$

variazione del taglio avanti rispetto a B.

Si noti che la x compare linearmente dunque la linea d'influenza del taglio sarà una retta. Si può scrivere:

$\delta T_{B,AD} = m \cdot x + n$ se la forza unitaria passa a poppavia di B

$\delta T_{B,AD} = m \cdot x + n - 1$ se la forza passa a prora di B.

Avremo quindi due diversi rami della linea d'influenza del taglio, a seconda che il carico unitario sia a poppavia o a prora di B. L'andamento sarà il seguente:

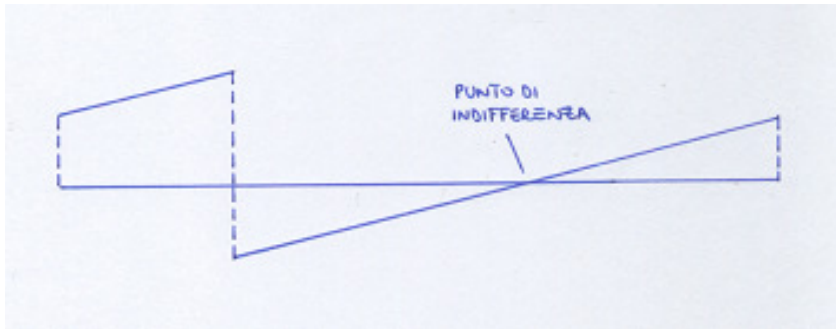


fig.35

(il coefficiente angolare sarà lo stesso nei due tratti).

A seconda dello stato di sollecitazione nella situazione di riferimento preesistente, si può riportare il diagramma nel seguente modo o nel modo speculare, per evidenziare se caricare in una certa sezione comporta avere un alleggerimento o un aggravamento nella sezione osservatorio.

Per quanto riguarda il punto di indifferenza si ricordi che in genere una nave presenta l'andamento del taglio visto in precedenza (circa a metà nave dove ovviamente il momento flettente è massimo).

Le due sezioni evidenziate sono comunque da controllare (sebbene prossime ai punti di indifferenza), in quanto un carico applicato nella sezione di indifferenza può non aggravare la situazione nella sezione osservatorio, ma può invece farlo nella sezione stessa di applicazione del carico. Talvolta la l.d.i. viene fornita in una tabella.

4.2 LINEA D'INFLUENZA DEL MOMENTO FLETTENTE DELLA NAVE

Parliamo ora della l.d.i. del momento flettente. Dobbiamo quindi valutare tutti i momenti che vengono a prodursi a poppavia della sezione B in seguito all'imbarco del carico unitario.

Avremo ancora una sovra-immersione: $\epsilon = \frac{1}{A \cdot \gamma}$

ed un appoppamento: $tg(\alpha) \cong \alpha = \frac{1 \cdot (x_g - x)}{I \cdot \gamma}$

Diamo ora alcune definizioni:

I_g : momento d'inerzia longitudinale della parte A_g dell'area di galleggiamento rispetto all'asse trasversale che passa per F;

I_g^I : momento d'inerzia longitudinale della parte di area di galleggiamento posta a proravia dell'asse trasversale passante per F;

I_b : momento d'inerzia longitudinale dell'area A_b ;

Determiniamo ora l'espressione di $\delta M_{B,AD}$

Si è introdotta la variabile corrente y .

Considerando l'areola ∂A , il generico volumetto è data da $\partial A \cdot \varepsilon$

Anche in questo caso l'espressione di δM_B è composta da tre termini:

Il primo termine di variazione è dato dal momento della forza unitaria.

$$\partial M_{B,AD}^I = (b - x) \cdot 1$$

Il termine dovuto alla sovrainnersione è:

$$\partial M_{B,AD}^{II} = \int_B^{E.P.} \partial A \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot (y - a)$$

Simbolicamente questa integrazione può essere eseguita anche come differenza fra l'integrale dal punto in cui $y = 0$ e la sezione B, e l'integrale tra 0 ed E.P. (estremità poppiera); si ha cioè:

$$\partial M_{B,AD}^{II} = \int_B^{E.P.} \partial A \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot (y - a) = \int_0^{E.P.} \partial A \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot (y - a) - \int_0^B \partial A \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot (y - a)$$

sostituendo il termine $\varepsilon = \frac{1}{A \cdot \gamma}$ si ottiene:

$$\begin{aligned} \partial M_{B,AD}^{II} &= \frac{1}{A} \int_0^{E.P.} (y - a) \cdot \partial A - \frac{1}{A} \int_0^B (y - a) \cdot \partial A = \frac{1}{A} \int_0^{E.P.} y \cdot \partial A - \frac{a}{A} \int_0^{E.P.} \partial A - \frac{1}{A} \int_0^B y \cdot \partial A + \frac{a}{A} \int_0^B \partial A = \\ &= \frac{1}{A} \cdot S_g - \frac{(x_g - b)}{A} \cdot A_g - \frac{1}{A} \cdot S_b - \frac{(x_g - b)}{A} \cdot A_b \end{aligned}$$

in definitiva si ha:

$$\partial M_{B,AD}'' = -\frac{A_g}{A} \cdot \left[\frac{S_g}{A_g} - (x_g - b) \right] + \frac{A_b}{A} \cdot \left[\frac{S_b}{A_b} - (x_g - b) \right] \text{ per convenzione si è}$$

cambiato segno

L'ultimo termine è quello dovuto alla spinta conseguente alla variazione di assetto:

$$\operatorname{tg}(\alpha) \cong \frac{(x_g - x)}{I \cdot \gamma}$$

Si procede in maniera analoga, considerando il ∂A e la spinta data dal cilindretto:

$y \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \partial A \cdot \gamma$ dove $y \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$ è l'altezza del cilindretto.

Il momento elementare è dato da:

$$\left[\partial A \cdot y \cdot \frac{x_g - x}{I \cdot \gamma} \cdot \gamma \right] \cdot (y - a) \text{ ed analogamente si ha:}$$

$$\begin{aligned} & \int_0^{E,P} \partial A \cdot y \cdot \frac{x_g - x}{I \cdot \gamma} \cdot \gamma \cdot (y - a) - \int_0^B \partial A \cdot y \cdot \frac{x_g - x}{I \cdot \gamma} \cdot \gamma \cdot (y - a) = \\ & = \frac{x_g - x}{I} \cdot \left[\int_0^{E,P} y^2 \cdot \partial A - a \cdot \int_0^{E,P} y \cdot \partial A - \int_0^B y^2 \cdot \partial A - a \cdot \int_0^B y \cdot \partial A \right] = \\ & = \frac{x_g - x}{I} \cdot [I_g - a \cdot S_g - I_b + a \cdot S_b] \end{aligned}$$

Consideriamo $\frac{x_g - x}{I}$ costante

In definitiva il momento dovuto alla variazione di assetto è dato da:

$$\frac{x_g - x}{I} \cdot [I_g - a \cdot S_g - I_b + a \cdot S_b] = \frac{x_g - x}{I} \cdot S_g \cdot \left[\frac{I_g}{S_g} - (x_g - b) \right] - \frac{x_g - x}{I} \cdot S_b \cdot \left[\frac{I_b}{S_b} - (x_g - b) \right]$$

Tenendo conto anche dei segni, l'espressione finale della variazione del momento flettente (nella sezione B) dovuta alla concomitanza dei tre effetti è:

$$\partial M_{B,AD} = (b - x) - \frac{A_g}{a} \cdot \left[\frac{S_g}{A_g} - (x_g - b) \right] + \frac{A_b}{A} \cdot \left[\frac{S_b}{A_b} - (x_g - b) \right] - \frac{x_g - x}{I} \cdot S_g \cdot \left[\frac{I_g}{S_g} - (x_g - b) \right] + \frac{x_g - x}{I} \cdot S_b \cdot \left[\frac{I_b}{S_b} - (x_g - b) \right]$$

Anche in questo caso si ha un'espressione lineare (il che porterà ad un andamento con più rami di retta).

L'espressione è quindi del tipo: $\partial M_{B,AD} = p \cdot x + q$

Se la forza unitaria si sposta a proravia della sezione di riferimento si dovrà scrivere:

$$\partial M_{B,AD} = p \cdot x + q - (b - x) = (p + 1) \cdot x + q - b$$

In questo caso quindi varia anche il coefficiente angolare che passa da p a $p+1$

Questo è l'andamento della l.d.i. del momento flettente nella sezione B: anche in questo caso esso può essere riportato in un senso o nell'altro, a seconda dell'effetto che si vuole evidenziare.

Si notino i punti di indifferenza.

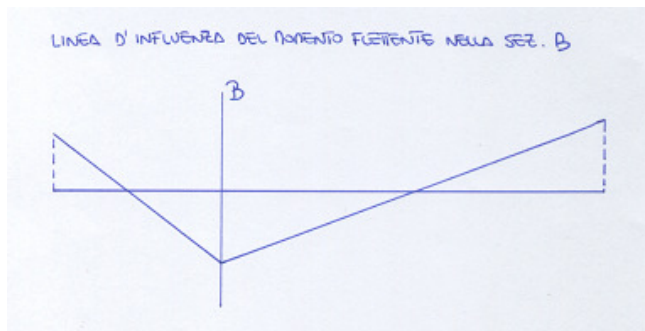


fig.36

Vediamo ora cosa accade in particolare per la sezione maestra: molto spesso dal punto di vista del momento flettente essa è la più sollecitata. Facciamo quindi coincidere la sezione B con la sezione posta a centro nave (cioè in prima approssimazione B si sposta sul centro di galleggiamento).

$$\begin{aligned} \text{Si avrà allora: } & b \cong \frac{L}{2} & x_g \cong \frac{L}{2} & A_b = 0 \\ & S_b = 0 & I_b = 0 & (x_g - b) = 0 \end{aligned}$$

Quindi l'espressione precedentemente trovata si semplifica:

$$\partial M_{B,AD} = \left(\frac{L}{2} - x\right) - \frac{S_g}{A} - \frac{\left(\frac{L}{2} - x\right) \cdot I_g}{I}$$

$$\text{e ancora: } \partial M_{B,AD} = \left(\frac{L}{2} - x\right) \cdot \left(1 - \frac{I_g}{I}\right) - \frac{S_g}{A} = \frac{\left(\frac{L}{2} - x\right) \cdot I_g}{I} - \frac{S_g}{A}$$

Con gli stessi criteri ma con il carico posto ora a proravia della sezione

$$\text{maestra si ha: } \partial M_{B,AD} = -\frac{S_g}{A} - \frac{\left(\frac{L}{2} - x\right) \cdot I_g}{I}$$

come si vede si è sottratto il termine $\left(\frac{L}{2} - x\right)$

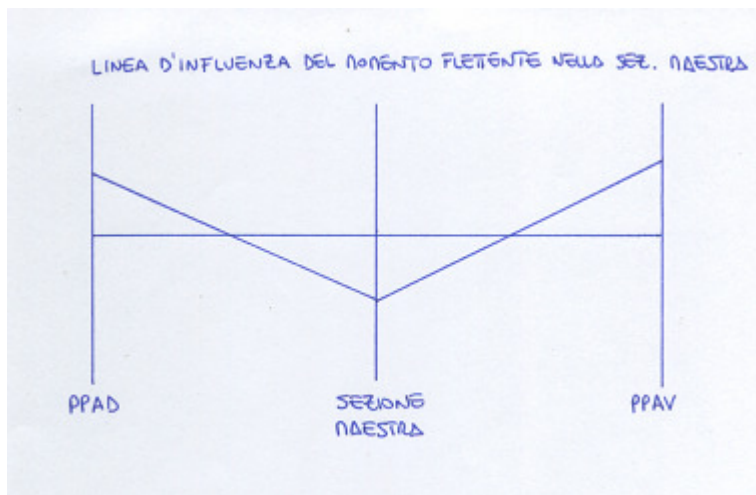


fig.37

Si è così ottenuto uno strumento che consente di determinare la variazione di M e T in una certa sezione in conseguenza dell'imbarco di un carico qualsiasi.

Proseguiamo la trattazione delle l.d.i.

Le l.d.i. sono uno strumento che consente di determinare le variazioni di sollecitazione in particolari sezioni (scelte a priori) quando la caricazione in atto differisca dalle diverse caricazioni che si sono messe a calcolo (in fase progettuale) per studiare la robustezza longitudinale.

Supponiamo ad esempio di avere un certo castello dei pesi, con allegata una l.d.i. (ad esempio relativa alla sezione maestra):

Relativamente a questo diagramma dei pesi risulteranno noti anche i diagrammi di T ed M .

La conoscenza della l.d.i. ci consente di vedere cosa accade nella sezione maestra se ci spostiamo dalla sezione sopra rappresentata. Supponiamo ad esempio di togliere un peso (provocando una diminuzione ∂P nel castello); il nuovo momento M_{fl}^I nella sezione maestra sarà dato da: $M_{fl}^I = M_{fl} + \sum(\partial P_x \cdot i_x)$

Per quanto riguarda il ∂P , se la verticale condotta per il suo baricentro incontra la l.d.i. nel punto in cui questo si annulla, il ∂P stesso non provocherebbe alcuna variazione del momento.

Un discorso analogo può essere fatto relativamente al taglio. Molto spesso al posto delle l.d.i. vere e proprie vengono fornite delle tabelle equivalenti. Si noti che è comunque necessario conoscere una certa situazione di partenza nota; oltre a

questo, visto che nei calcoli relativi alle l.d.i. compaiono alcuni elementi geometrici di carena (come l'area A_w) non potremo allontanarci troppo (in termini di dislocamento) dalla situazione di partenza stessa; si può affermare che il metodo resta valido per variazioni di immersioni inferiori al metro, nel caso di navi medio-grandi (oltre questo limite la trattazione perde di valore, perché le variazioni [ad esempio della A_w] si fanno troppo sensibili).

Con questo sistema si riesce ad esplicitare l'aliquota delle caratteristiche di sollecitazioni che dipende da chi conduce la nave, cioè dal comandante e a monte dal progettista.

Al di là dell'abilità pratica, la determinazione della sollecitazione agente sulla nave galleggiante in acque tranquille non ha molta importanza (salvo per gli studi sulla cavitazione).

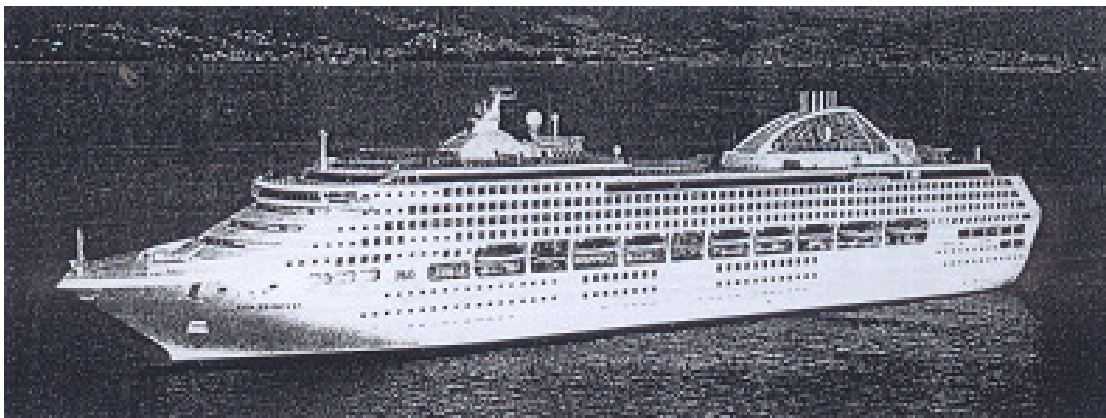


fig.38

5. SOLLECITAZIONI IN MARE AGITATO

Analizziamo ora l'insieme delle sollecitazioni dovute al passaggio della nave sulle onde. Considerando il mare agitato, si avranno due conseguenze principali:

- un primo fatto è che il diagramma delle spinte risulta diverso da quanto visto in precedenza: avremo diversi tipi di diagramma a seconda che l'onda abbia la cresta od il cavo a centro nave. Questo diagramma può essere considerato come rappresentativo di un fenomeno quasi statico (si parla anche di onda congelata).
- altra considerazione è che in realtà la nave non si trova su di un'onda ferma, bensì essa si muove andando incontro alle onde, fatto che provoca azioni dinamiche (inerziali) che sono esse stesse fonte di sollecitazione (senza contare che si possono avere anche veri e propri urti tra la nave e la massa d'acqua circostante).

Inizialmente si ammette comunque di considerare i tempi come infinitamente dilatati, il che corrisponde a dire che il regime di moto ondoso si instaura tanto lentamente che le sollecitazioni inerziali non si innescano.

A questo punto sorge il problema della definizione delle caratteristiche delle onde. Le reali forme e dimensioni delle onde sono entità molto variabili: una prima trattazione può essere condotta in termini statistico-probabilistici, ad esempio considerando lo stato di mare confuso come una sovrapposizione di forme d'onda più semplici.

Nel campo delle costruzioni navali tuttavia si è sempre stati orientati a considerare delle onde semplici, tali che i loro effetti (intesi come sollecitazioni) non si discostassero eccessivamente da quelli dell'effettivo mare confuso.

Da un punto di vista delle sollecitazioni longitudinali, le onde che più sollecitano una nave sono quelle frontali perché provocano forti modificazioni al diagramma delle spinte, con tutta una serie di cavi e creste (fatto che invece non si verifica con le onde trasversali, più pericolose dal punto di vista della stabilità).

Se lo stato del mare è caratterizzato da onde piccole (la cui lunghezza l è minore di quella L della nave), il diagramma delle spinte non subisce sensibili variazioni:

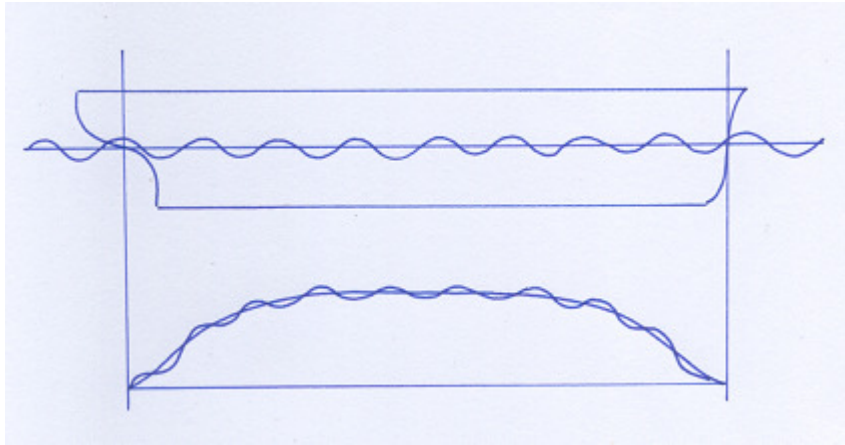


fig.39

lo stesso dicasi per onde assai più lunghe della nave.

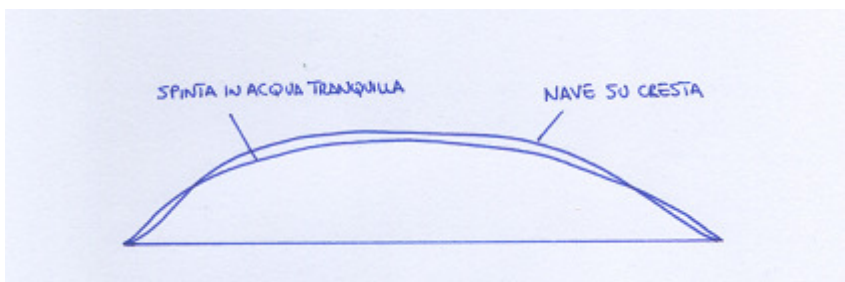


fig.40

Storicamente ed intuitivamente si è sempre ritenuto che l'onda che più sollecita una nave è quella di lunghezza d'onda dello stesso ordine di grandezza della lunghezza nave; un tipico esempio sono le onde caratteristiche del cosiddetto mare morto. In realtà si è constatato con calcoli sistematici che le onde più sollecitanti sono quelle di lunghezza d'onda leggermente più piccola della lunghezza nave (studi e *DIAGRAMMI DI SWAN*).

E' comunque prevalsa l'idea di considerare un'onda di lunghezza pari a quella della nave. Inizialmente l'onda veniva studiata mediante una vera e propria osservazione fisica, successivamente si è passati al concetto di onda efficace, cioè un'onda tale da provocare comunque una sollecitazione uguale a quella dell'onda reale, e che quindi può essere presa come parametro (anche se è fisicamente poco aderente alla realtà delle cose).

C'è poi un altro fatto importante. Volendo fare una trattazione statistico-probabilistica del problema, si deve ricordare che il collasso di una struttura navale può essere dovuto a due cause:

- può avvenire di schianto per rottura fragile o instabilità;
- può progredire nel tempo (per fenomeni di fatica).

Ci si chiede allora che tipo di onda si deve mettere a calcolo: un'onda poco alta ma che si ripete spesso (e che può quindi innescare fenomeni di fatica) oppure un'onda molto alta ma che si verifica raramente (5-6 volte) nel corso della vita presunta della nave (e che può portare alla rottura di schianto)?

Il problema presenta molti aspetti controversi: ad esempio un punto nodale è il fatto che si dispone di relativamente pochi dati sulla condizione del mare (sia spazialmente che temporalmente), e comunque limitati agli ultimi 50 anni (non sufficienti per realizzare una proiezione statistica attendibile; oltre a questo, i pochi dati disponibili sul problema vengono spesso trattati in modo improprio o soggettivo).

In generale si può affermare che le onde che si mettono a calcolo sono quelle che si suppongono essere le più gravose per la nave, ammettendo che esse possono ricorrere una sola volta nella vita della nave (mediamente stimata in 20 anni circa). Così facendo si è solo apparentemente trascurato il fenomeno a fatica; si ha infatti:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{f_{MAX}}}{W} \Rightarrow W = \frac{M_{f_{MAX}}}{\sigma_{MAX}} = k_M \cdot \frac{M_{f_{MAX}}}{\sigma_{MAX_{ammiss.}}} \quad \left(\sigma_{MAX} = \frac{\sigma_{MAX_{ammiss.}}}{k_M} \right)$$

$$\sigma_{FATICA} = \frac{M_{f_{FATICA}}}{W} \Rightarrow W = \frac{M_{f_{FATICA}}}{\sigma_{FATICA}} = k_F \cdot \frac{M_{f_{FATICA}}}{\sigma_{FATICA_{ammiss.}}}$$

Con i coefficienti di sicurezza k e con le σ_{MAX} cui in genere si fa riferimento, si ha la certezza che la prima delle due espressioni precedenti prevale sempre sulla seconda (cioè quest'ultima è matematicamente verificata se lo è la prima), cioè fornisce un valore di W superiore.

Ciò spiega perché nel seguito faremo riferimento al valore massimo della sollecitazione dovuta all'onda (inoltre si suppone anche che un'eventuale rottura a fatica che procede nel tempo possa essere rilevata durante le periodiche ispezioni, per cui appare lecito (ma solo fino a un certo punto) considerare un coefficiente di sicurezza minore. C'è da dire poi che i due possibili fenomeni di collasso possono tra loro sovrapporsi, rendendo in tal modo ancora più complesso il problema. Ad ogni modo faremo riferimento a formazioni di mare morto fra le massime che si suppone possano investire la nave (oltre un certo limite si parlerà invece di onda efficace).

Per navi con $L < 150-200$ m appare lecito considerare un'onda di lunghezza d'onda pari ad L ma già sopra i 200 m appare fisicamente improbabile: il metodo necessita allora di un riesame, nel senso che ci si chiede quanto sia corretto mettere a calcolo onde di tali dimensioni. Questo problema è stato largamente dibattuto in campo navale, un primo periodo di incertezza portò a conclusioni abbastanza discutibili: ad un certo punto ci si rese comunque conto che il continuare a considerare onde di lunghezza pari a L nave sarebbe stato erroneo. Si pensò allora per navi maggiori di ammettere $\sigma_{MAXammiss.}$ più elevata, ritenendo in tal modo di poter compensare il fatto che l'ipotesi base (lunghezza d'onda pari a L nave) fosse troppo pessimistica.

La forma d'onda che è risultata essere la più aderente alla reale forma dell'onda marina è quella che viene proposta da *GERSTNER* (astronomo boemo): tale onda viene detta *TROCOIDALE* (o cicloide allungata).

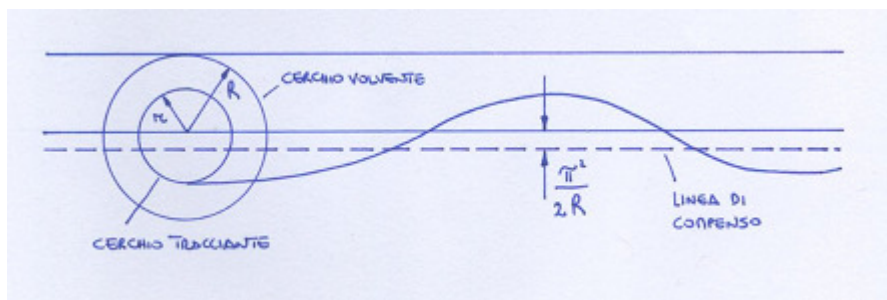


fig.41

La trocoide si ottiene mediante la rotazione di un cerchio volvente, concentrico ad un cerchio tracciante: il cerchio volvente rotola senza strisciare sulla retta sovrastante; la figura tracciata dal punto scelto sui cerchi tracciante interno è appunto la trocoide. La trocoide, pur essendo molto simile alla sinusoidale, non è simmetrica (le due aree negative sono più panciute): la linea di compenso, cioè la retta che determina aree sottese uguali, risulta più bassa della quantità $\frac{\pi^2}{2R}$ rispetto alla traiettoria dei centri dei due cerchi. Si ha $L = \pi \cdot D$ (dove D è il diametro del centro del cerchio volvente). Il diametro d del cerchio tracciante è pari all'altezza dell'onda. La dissimetria della trocoide cresce all'aumentare del diametro d . Andando al limite per $d = D$ si avrebbe la formazione teorica di un fiocco (fisicamente ciò corrisponde al fatto che le onde si spezzano). La trocoide è dunque la rappresentazione che meglio corrisponde (fisicamente) alle onde tipiche del mare morto. Talvolta si fa riferimento anche ad onde sinusoidali, più agevolmente

tracciabili e trattabili analiticamente: ciò rappresenta però un'approssimazione fisicamente ancor più lontana dal fenomeno reale.

A questo punto occorre fissare l'altezza dell'onda. In tal senso ci si può muovere secondo due vie già viste: si può prendere in esame un'onda che porti direttamente al collasso della struttura, si dovrà dunque scegliere un valore dell'altezza ragionevolmente probabile (statisticamente).

Il rapporto tra altezza e lunghezza d'onda è un parametro importante: infatti si può dire che il momento flettente aggiuntivo d'onda è più o meno direttamente proporzionale (linearmente) all'altezza (a parità di altre caratteristiche).

Su questo argomento si sono svolte diverse indagini (inizialmente a carattere fisico). In generale si è trovato che il rapporto H/L può variare tra $1/10$ e $1/20$; in particolare $1/20$ è stato un riferimento usato (anche oltre il dovuto) per molto tempo; tale valore resta valido per L nave <150 m; oltre tale limite è probabile che l'onda risulti più bassa. Questo fatto veniva erroneamente compensato innalzando il valore di σ_{ammiss} . Si è visto poi che in generale nelle onde più corte H/L è più alto che nelle onde lunghe (cioè un'onda corta è sempre in proporzione più alta di una lunga). Si è cercato di arrivare ad un H di riferimento che fosse accettabile mediante la proposta di varie formule. Alcune delle più vecchie ottenute a partire da rilievi di carattere fisico sono (*NIEDERMAIR*):

$$\begin{aligned} H[ft] &= 1,1 \cdot \sqrt{L} \\ H[m] &= 0,61 \cdot \sqrt{L} \end{aligned} \quad (\text{A.B.S.});$$

$$\begin{aligned} H[ft] &= 0,6 \cdot L^{0,6} \\ H[m] &= 0,374 \cdot L^{0,6} \end{aligned} \quad (\text{ROSSETTI}) \text{ docente dell'Università di Trieste.}$$

$$\begin{aligned} H[ft] &= 0,4 \cdot L^{2/3} \\ H[m] &= 0,27 \cdot L^{2/3} \end{aligned}$$

Dal punto di vista fisico, le particelle d'acqua in un'onda presentano un moto orbitale (si muovono cioè circolarmente). Ciascuna particella risulta perciò sottoposta (anche nelle posizioni intermedie) alla forza centrifuga.

Tale forza si combina con la forza peso: per effetto del moto orbitale, una particella che si trovi nel cavo appare in un certo senso più densa (aumenta allora la spinta), mentre sulla cresta è come se fosse meno densa. Questo fenomeno detto *EFFETTO SMITH* è quantificato dalle *formule di Smith*:

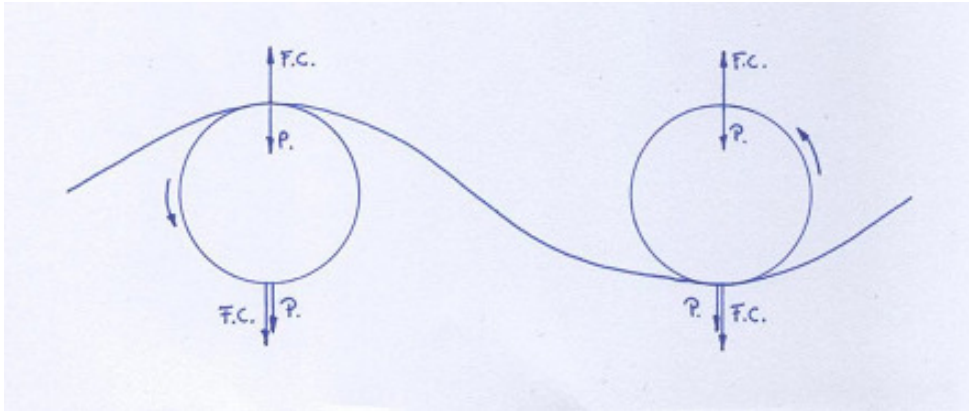


fig.42

$$P_{eff_{CRESTA}} = P \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot H}{L}\right) = 0,843 \cdot P$$

$$P_{eff_{CAVO}} = P \cdot \left(1 + \frac{\pi \cdot H}{L}\right) = 1,157 \cdot P$$

Questo per onde con $H = 1/20 L$

Ci chiediamo se dal nostro punto di vista questo fenomeno sia benefico od aggravante. Abbiamo detto che, rispetto al profilo fisico dell'onda, si sovrappone un effetto che rende l'onda più densa nel cavo e meno densa sulla cresta (si parla anche se impropriamente di peso apparente). In tal modo si modifica anche la spinta: avremo una maggiore spinta laddove essa mancava e viceversa, come se ogni equilibrio si appianasse: l'effetto complessivo è tale da ridurre la sollecitazione sulla nave anche del 25-30%. Ciò significa allora che il puro rilievo fisico (e le formule da esso ricavate) risulta eccessivamente pessimistico, perciò si è pensato di correggere in tal senso le diverse formule.

In questo si possono seguire due strade:

- si ferma la lunghezza d'onda rispetto alla lunghezza nave, questa è però la via più complicata
- si continua a considerare la lunghezza d'onda uguale alla lunghezza nave e oltre un certo limite della lunghezza nave si fa opportunamente diminuire l'altezza d'onda.

Al giorno d'oggi le formule più accreditate sono quelle proposte in origine da *NORDENSTRON* e successivamente modificate.

Le suddette formule tendono a distaccarsi dal fenomeno fisico:

$$H[ft] = 136 \cdot L \cdot e^{\frac{L}{950}} \cdot 10^{-3}$$
$$H[m] = 136 \cdot L \cdot e^{\frac{L}{290}} \cdot 10^{-3}$$

La presenza dell'esponenziale significa che, a partire da 950 ft (290m) l'andamento di H inizia a decrescere, allontanandosi dal fenomeno fisico ma diventando più plausibile.

Altre formulazioni molto usate sono le seguenti:

$$H[ft] = 154 \cdot L \cdot e^{\frac{L}{560}} \cdot 10^{-3}$$
$$H[m] = 154 \cdot L \cdot e^{\frac{L}{190}} \cdot 10^{-3}$$

In questo caso è prevalsa l'idea di far diminuire H a partire dai 190 m.

Le precedenti formule vengono adottate dai registri in forma implicita, cioè tabulare.

Attualmente si è orientati a distaccarsi sempre più dal riferimento fisico dell'onda, assumendo come modello un'onda trocoidale di H ed L opportune. Per raggiungere quest'obiettivo l'A.B.S. ha (nel 1971) monitorato cinque diverse navi campione, mediante appositi strumenti che hanno registrato le sollecitazioni subite da tali navi durante due anni di navigazione su rotte diverse. Nota tale quota di sollecitazione (e noto anche quella di base), si è andati a ritroso per determinare quella sollecitazione ricavando in tal modo un ragionevole schema di calcolo.

Per quanto ampia una simile analisi non è certo esaustiva, per cui in futuro si avranno certamente ulteriori aggiustamenti. Con il metodo seguito dall'A.B.S. si misurano (mediante estensimetri) e si mettono in conto anche le azioni inerziali (che tuttavia dipendono dal tipo di nave, dalla condotta della stessa, dal carico e dalle modalità di carico). Abbiamo visto che alcune formule usate per ricavare l'altezza d'onda, elemento indispensabile (una volta note lunghezza e forma dell'onda) per ricavare le sollecitazioni dovute al passaggio della nave sull'onda. Si noti che il fenomeno non è puramente statico: l'onda congelata è quindi una semplificazione. C'è da dire anche che quando si opera con il metodo proposto dall'A.B.S. (cioè ricavando l'onda a partire dalle sollecitazioni) implicitamente si tiene conto anche

degli effetti inerziali; l'altezza d'onda così ricavata tiene conto di tutti gli effetti, anche quelli dovuti al movimento della nave.

Al giorno d'oggi si è così arrivati ad una formulazione del tipo a segmenti adottato dai registri.

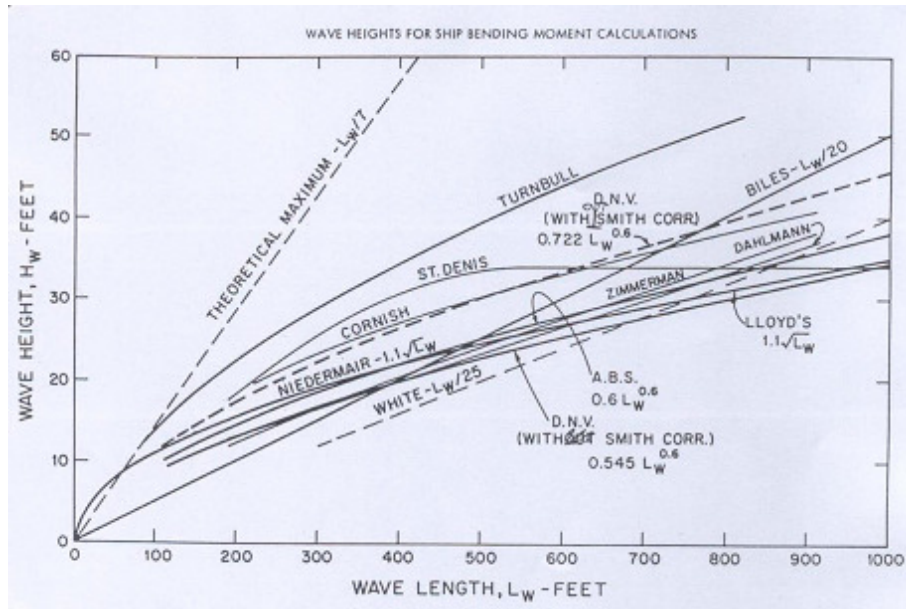


fig.43

Negli ultimi venti anni si sono comunque avuti aggiustamenti in questo senso quasi ogni anno: ciò non deve sorprenderci, soprattutto se si pensa che i dati disponibili sul problema sono limitati ed a interpretazione soggettiva. Si comprende quindi come l'itinerario logico, che ha inizio con il rilievo fisico (poco attendibile a causa del moto orbitale delle particelle), prosegue con la correzione Smith e giunge al concetto di onda efficace, risulti alla fine assai complesso.

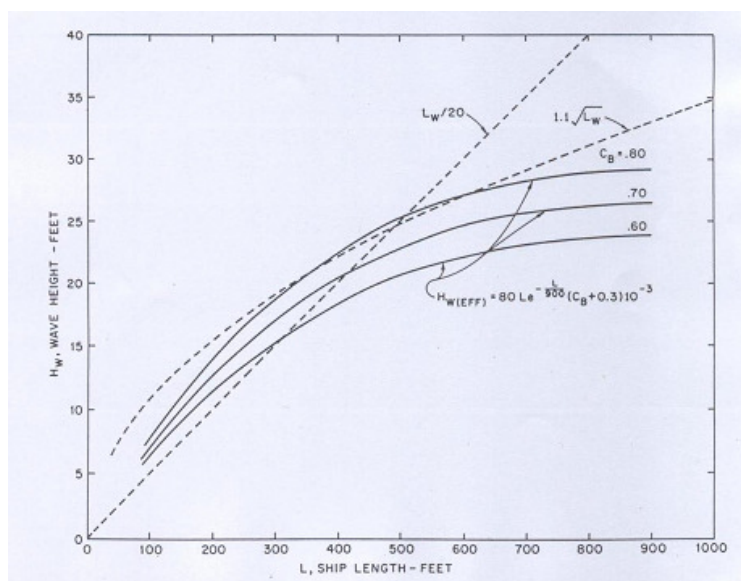


fig.44

Con queste premesse, vediamo come si traccia il diagramma della spinta in mare ondoso. Si parte tracciando il profilo dell'onda: per convenzione si pone $l_{onda} = L_{nave}$, mentre H_{onda} si ricava a partire dalle formule viste in precedenza. In generale le situazioni più gravose saranno quelle di nave esattamente sulla cresta dell'onda e nave esattamente nel cavo (in entrambe le situazioni si ha il massimo momento flettente). Possono peraltro esserci dei casi in cui acquistano interesse anche particolari situazioni intermedie. In generale nel caso di nave tendenzialmente inarcante (cioè che in acque tranquille ha il ponte teso ed il fondo compresso, e dunque presenta una concentrazione di pesi alle estremità), ci interessa maggiormente la posizione di nave sulla cresta, nel caso di nave tendenzialmente insellante, ci interessa maggiormente la nave nel cavo. Si può affermare che il momento (aggiuntivo) di pura onda (cioè con momento in acque tranquille nullo), dovuto alla sola differenza di spinta che si crea in moto ondoso è maggiore nel caso di momento insellante rispetto al caso di momento inarcante.

A questo proposito consideriamo in che maniera si modifica il diagramma delle spinte, ad esempio nel caso di una nave su cresta (onda inarcante).

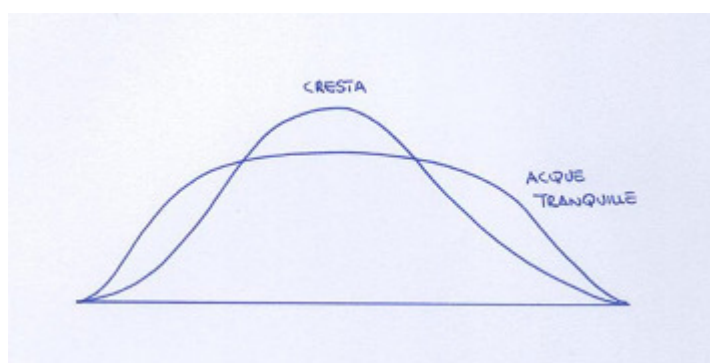


fig.45

Il diagramma differenza tra i due rappresenta un diagramma dei tagli risultanti: integrando si ottiene il momento inarcante (*HOGGING*).

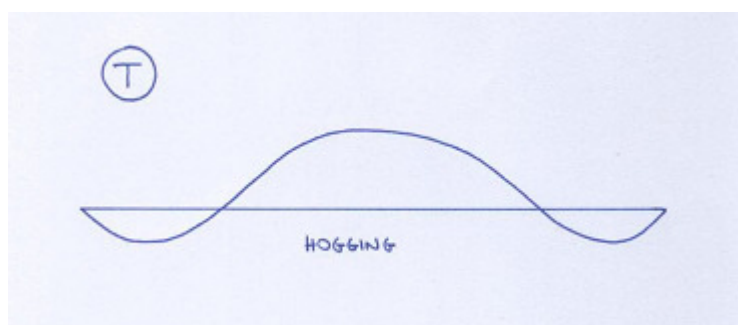


fig.46

Nel caso di nave sul cavo si otterrà invece il momento insellante (*SAGGING*).

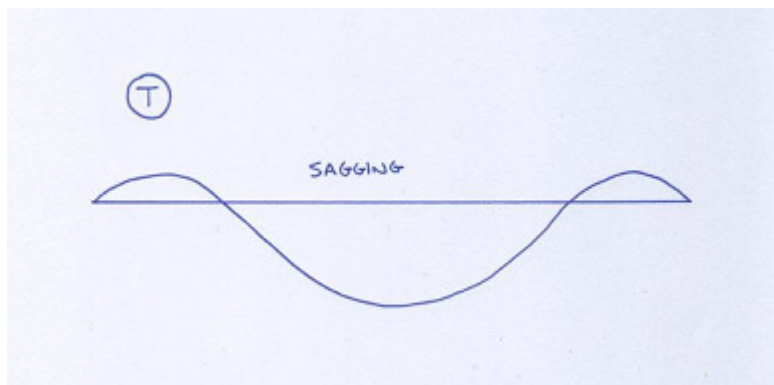


fig.47

Fatte le integrazioni si constata che il momento insellante è maggiore del 10-12%. Dunque il momento di pura onda insellante è il più elevato.

In generale una nave è volutamente leggermente inarcante in acque tranquille (con un modesto valore di momento inarcante). Abbiamo detto che di solito una nave inarcante è più sollecitata se sulla cresta, potrebbe anche darsi il caso che una nave tendenzialmente inarcante in acque tranquille si trovi sottoposta ad un momento insellante: è allora possibile che la risultante del momento d'onda insellante $M_{ON-INSELL}$ e del momento in acque tranquille inarcante $M_{AT-INARC}$ sia più elevata (sebbene i due momenti abbiano tra loro segno opposto), di quello dello stesso momento $M_{AT-INARC}$ e di un certo momento d'onda inarcante.

$$M_{AT-INARC(+)} + M_{ON-INSELL(-)} > M_{AT-INARC(+)} + M_{ON-INARC(+)}$$

Questo è dunque un caso di nave inarcante che si trova più sollecitata se su un cavo: in generale avviene comunque il contrario, cioè una nave inarcante sta peggio su una cresta. Quanto detto giustifica il motivo per cui le navi sono realizzate in modo da essere inarcanti in acqua tranquilla.

Se riguardo all'inarcamento, in passato (per motivi fiscali) alcune navi venivano talvolta fraudolentemente inarcate sovraccaricando le estremità in modo da far emergere l'occhio di Plinsoll (anche di alcuni cm); ciò è pericolosissimo tanto è vero che per questo motivo circa venti anni fa una nave si spezzò in due (le cisterne sono navi insellanti, le bulk carrier inarcanti).

Fatte queste premesse, passiamo alla determinazione della spinta sulla nave con mare ondoso (utilizzando il verticale-integrale e mettendo a calcolo il peso specifico dell' H_2O di mare e tenendo conto anche del fasciame).

Dato che il profilo dell'onda è irregolare (e visto anche che difficilmente la stessa carena è esprimibile analiticamente), per trovare l'equilibrio statico della nave sull'onda si dovrà procedere per tentativi. In sostanza l'esatta posizione dell'onda a priori non è nota; in generale la linea di compenso sarà comunque più o meno in prossimità del galleggiamento, in dipendenza delle forme dello scafo.

Si procede allora fissando una certa posizione dell'onda. Si fa riferimento alla traiettoria dei centri dei cerchi, si determinano le aree e quindi la spinta: al primo tentativo (con una retta di compenso corrispondente al dislocamento Δ_1) si otterrà una spinta sicuramente diversa da quella che si aveva in acque tranquille. Supponiamo di aver trovato un valore della spinta superiore a quello corretto, con un errore δS positivo che riportiamo (con segno) nel grafico. Ripetiamo il tentativo con una linea di compenso corrispondente a Δ_2 tale che si abbia un errore di spinta δS^I (negativo) che riportiamo nel grafico. Unendo i due punti nel grafico si individua la corretta posizione della linea di compenso, e quindi anche dell'onda.

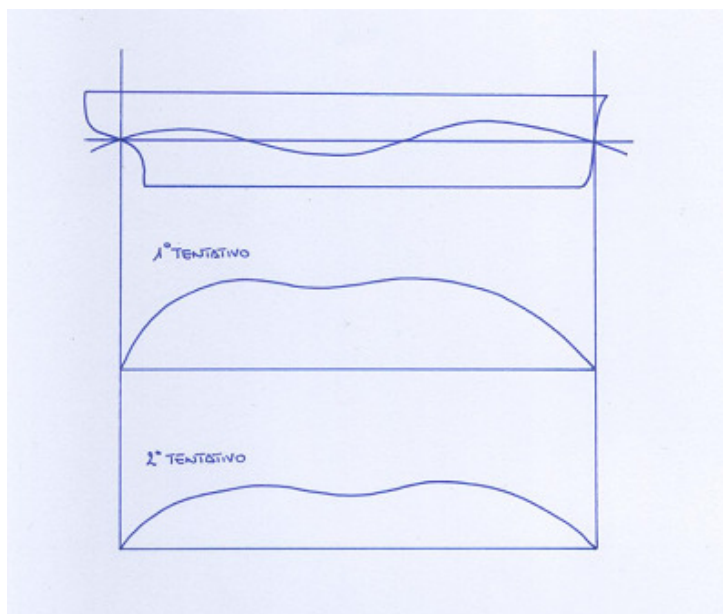


fig.48

In maniera alternativa a questo procedimento, nel caso di una nave che presenti forme particolarmente piene (assimilabili quindi ad un parallelepipedo), per la quale Δ non varia e l'assetto non dipende dal fatto che l'onda sia inarcante o insellante, si può scrivere:

$$D_U = A_W \cdot 1[\text{cm}] \cdot \delta_{H_2O_{MARE}} \quad \text{dislocamento di una fetta alta 1 cm e area } A_W$$

Quando la nave passa su un'onda, la A_W diviene una superficie ondulata: si dovrà calcolare il D_U relativo ad una variazione di 1 cm ed a tale superficie ondulata, a tal proposito si considera l'area A^* (la cui proiezione coincide con A_W).

Si ha:

$$D_U^* = A^* \cdot 1[cm] \cdot \delta_{H_2O_{MARE}} \quad \text{dislocamento di una fetta ondulata alta 1 cm e area } A^*$$

e anche: $D_U^* = D_U$

Possiamo allora affermare che dovremo spostare la linea dei centri di una quantità pari a: $\varepsilon = \frac{\delta S}{D_U^*}$

Al primo tentativo potrà avvenire che non solo il dislocamento non sia quello voluto, ma anche che la posizione del centro di carena non sia più allineata con quella di G, per cui il profilo dell'onda dovrà anche essere inclinato di un angolo α la cui tangente è pari a:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{x_G - x_C}{GM_L} \cong \frac{x_C - x_G}{CM_L} \quad \text{in genere di piccola entità}$$

Questo per quanto riguarda il posizionamento dell'onda.

A questo punto si possono seguire due strade:

1. si parte dal diagramma dei pesi e si considera un nuovo diagramma delle spinte, dopo due integrazioni si arriva alla sollecitazione complessiva
2. il precedente metodo appare poco razionale. Infatti abbiamo già disponibile la sollecitazione che agisce sulla nave in acque tranquille: si può allora invocare il principio di sovrapposizione degli effetti e considerare la sollecitazione aggiuntiva dovuta al passaggio della nave sull'onda.

La differenza tra i due diagrammi (vecchio e nuovo) fornisce il diagramma dei carichi aggiuntivi.

Dopo due integrazioni si ottengono gli andamenti del taglio e del momento d'onda, questi diagrammi vanno sovrapposti a quelli già ottenuti in acque tranquille.

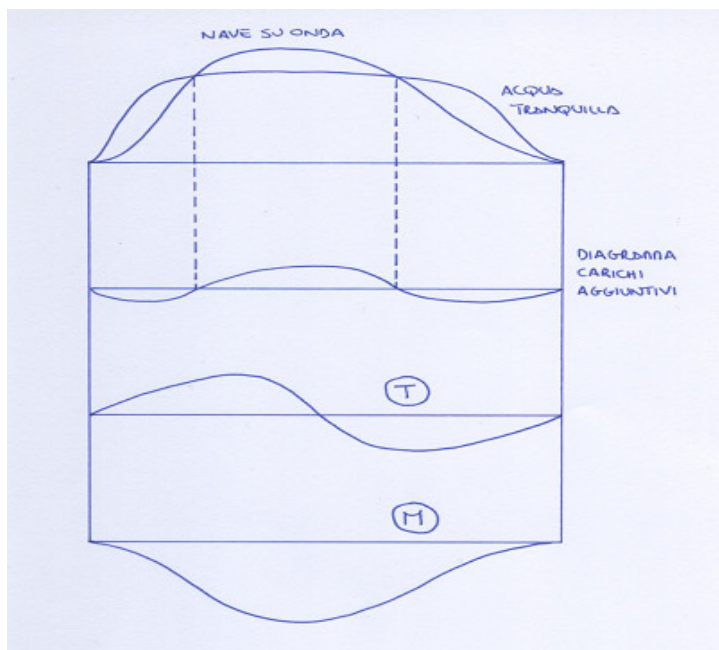


fig.49

Fino ad ora abbiamo implicitamente ammesso che il M_{flAT} massimo si trovi a centro nave, in realtà nel caso di navi caricate a stive alterne, il M_{flAT} ha più di un massimo, ed il massimo assoluto non necessariamente si trova a centro nave.

In un caso del genere può acquistare interesse una situazione in cui il cavo o la cresta dell'onda non si trova più a centro nave: potrebbe così accadere che vi siano altre parti più sollecitate del centro nave.

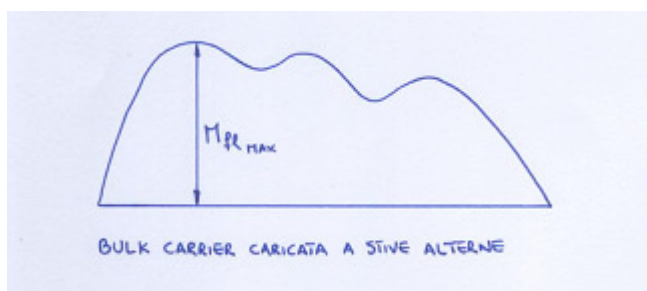


fig.50

Si ricorre allora a dei diagrammi di momento ottenuti facendo scorrere opportunamente il profilo dell'onda: può essere quindi opportuno andare a considerare anche l'involuppo dei massimi (è un caso particolare ma non impossibile).

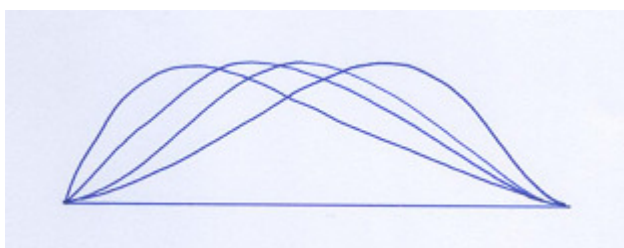


fig.51

Un'altra considerazione si riallaccia al concetto di l.d.i. Il passaggio della nave sull'onda può essere visto come una variazione di carichi; ad esempio nel caso di nave su cresta si avrà:

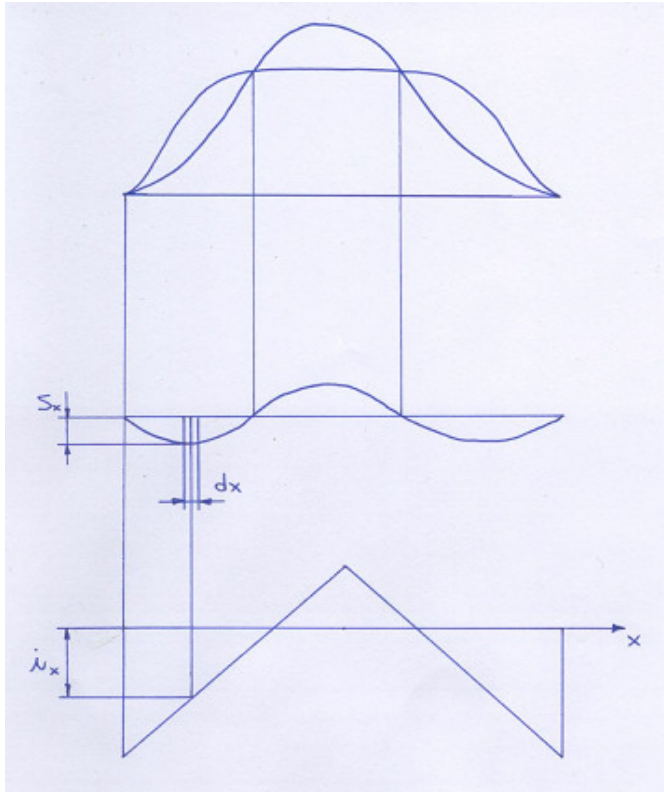


fig.52

Introducendo la l.d.i. relativa ad una sezione generica (ad esempio la sezione maestra), possiamo determinare le conseguenti variazioni di M_{fl} (o di T) nella sezione stessa dovute alla differenza di spinta S_x .

Si ha:
$$\int_0^L S_x \cdot i_x \cdot dx$$

variazione del M_{fl} nella sezione maestra in seguito al passaggio della nave sull'onda, dove $S_x \cdot i_x \cdot dx$ è la variazione del M_{fl} nella sezione maestra dovuta alla variazione di spinta che si ha nel tratto dx ed i_x è il contributo del carico unitario (nella posizione x) sulla sezione maestra.

L'integrale corrisponde all'integrazione per via grafica dei due diagrammi:

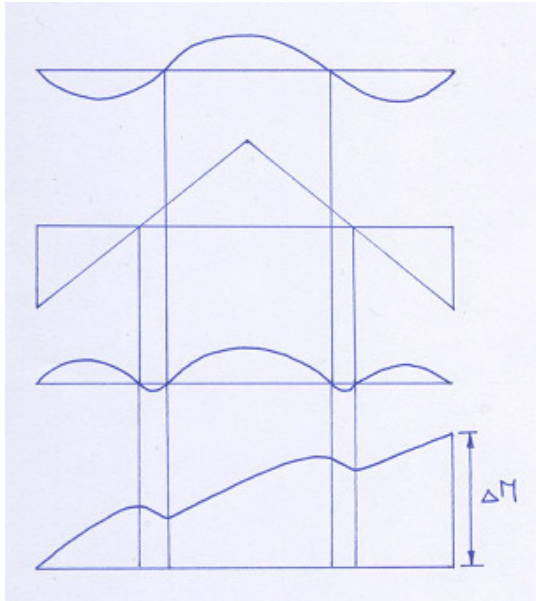


fig.53

L'integrazione del diagramma prodotto fornisce un valore della variazione ΔM del momento flettente nella sezione maestra pari a quello che si ottiene dopo due integrazioni del diagramma dei carichi residui.

Nel passato si è più volte tentato di raggiungere la possibilità di avere una determinazione rapida del $M_{fl ON}$ (dipendente dall'onda stessa e dalle forme dello scafo): sono state perciò proposte diverse formule che danno un'espressione approssimata di tale momento. Ad esempio:

$$M_{fl} = \frac{\Delta \cdot L}{k} \quad \text{formula francese}$$

con k opportuno coefficiente.

Se si ha a che fare con un gruppo di navi tra loro simili, noto che sia il M_{fl} che grava su una di esse e noti Δ ed L si può ricavare k : il valore così ricavato vale anche per le altre navi in esame ma solo in un ristretto intervallo.

Prendiamo in considerazione due navi con uguali Δ ed L ma con rapporti dimensionali diversi; l'onda interessa una fetta di sezione pari alla sua altezza H , nella nave più larga si ha che l'eccesso (o il difetto) di spinta dovuto all'onda è maggiore, cioè la nave sente di più l'onda. La formula francese non tiene conto di ciò e dunque è corretta solo in acque tranquille, quindi la corretta formulazione del $M_{fl ON}$ dovrà risultare dipendente dalla larghezza B della nave.

Sono state proposte diverse formule, come quella di *MURRAY* redatta per conto del *Lloyds Register* (e facendo riferimento ad $H = 1,1 \cdot \sqrt{L}$):

$$M_{fl_{ON-INAERC}} = (80 \cdot C_B - 9) \cdot B \cdot L^{2,5} \cdot 10^{-5} = (80 \cdot C_B - 9) \cdot B \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^{2,5} \quad \text{formula di Murray}$$

Vediamo da dove deriva l'esponente 2,5 di L. Le estremità della nave si trovano ad una distanza dalla sezione maestra che è funzione di L: L è il braccio di M_{fl} (1^a potenza). Il volume di acqua spostato è funzione di B·L (2^a potenza). Lo 0,5 è dovuto al fatto che l'altezza dell'onda è pari a:

$$H = 1,1 \cdot \sqrt{L} \quad (\text{funzione di } L).$$

Si ha ancora:

$$M_{fl_{ON-INSELL}} = (85 \cdot C_B - 6,40) \cdot B \cdot L^{2,5} \cdot 10^{-5} = (85 \cdot C_B - 6,40) \cdot B \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^{2,5} \quad \text{in piedi}$$

In unità metriche invece:

$$M_{fl_{ON-INAERC}} = 100 \cdot (15,6 \cdot C_B - 1,75) \cdot B \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^{2,5} \quad \text{in metri}$$

$$M_{fl_{ON-INSELL}} = 100 \cdot (16,6 \cdot C_B - 1,25) \cdot B \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^{2,5} \quad \text{in metri}$$

In genere queste formule funzionano bene: il loro limite è che fanno riferimento all'espressione di H sopra citata.

Conoscendo il $M_{fl_{ON}}$ rispetto ad un'onda di altezza H qualsiasi, si può calcolare il $M_{fl_{ON}}$ per qualsiasi altezza d'onda nel seguente modo:

$$M_{fl_{ON}}(H^*) = \frac{H^*}{H} \cdot M_{fl_{ON}}(H)$$

La formula di Murray è stata più volte saggiata, ed ha sempre risposto bene. Una critica che le venne mossa, riguardava il fatto che vi comparisse il C_B : infatti noi stiamo studiando una fascia di carena attorno al galleggiamento e quindi parrebbe più logico fare riferimento al coefficiente di finezza C_{WL} della A_W . La prima risposta di Murray fu che una nave più piena ha anche una A_W più piena (e viceversa), inoltre C_B è un dato più definito e certo del C_{WL} fin dall'inizio del progetto, per cui si preferì riferirsi (ancorché impropriamente) al C_B , fatto che nella pratica non porta ad eccessivi errori. L'apparente incongruenza logica è giustificata da queste osservazioni: finora abbiamo considerato le azioni dovute alle onde da un punto di vista statico (onde congelate), vediamo ora cosa accade quando si mettono in conto anche le sollecitazioni inerziali (trascurando per ora il beccheggio).

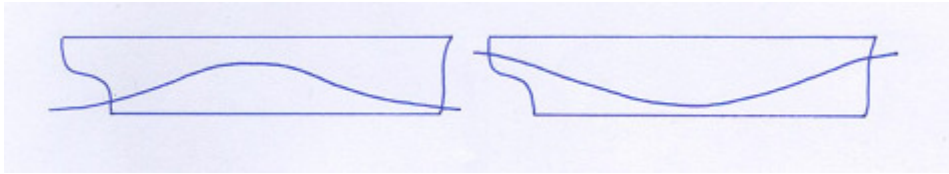


fig.54

In sostanza la nave è alternativamente spinta verso l'alto e verso il basso: dunque una nave durante il passaggio sull'onda, assume un moto verticale oscillatorio (unitamente alla rotazione costituita dal beccheggio che per ora trascuriamo), l'onda congelata è perciò un'astrazione.

Nasceranno delle azioni inerziali: la loro presenza fa sì che la spinta sia diversa da quella ipotizzata, e che i pesi risultino modificati in relazione alle accelerazioni. A priori non si può dire se si avranno sollecitazioni maggiori o minori di quelle fin qui messe a calcolo, avremo un diagramma della spinta ed uno dei pesi entrambi diversi, per sapere cosa accade nel complesso, dovremo farne la differenza ed integrare due volte.

In base a trattazioni teoriche e prove pratiche si è però visto che le azioni inerziali provocano sollecitazioni più gravose se si ha una forte concentrazione di peso a centro nave (ad esempio in navi a propulsione nucleare). Joosen e Swaan hanno condotto delle prove variando la distribuzione dei pesi su di un modellino e misurando il corrispondente M_{fl} (a parità d'onda) e giungendo alle conclusioni citate. In linea di massima, quando si fa riferimento ad un'altezza efficace H_e d'onda, si tiene comunque già conto degli effetti inerziali ed il discorso finisce lì.

Esaminiamo ora il problema delle azioni dinamiche che si riscontrano sulla nave in conseguenza del moto ondoso (abbandonando quindi l'ipotesi dell'onda congelata). L'ipotesi preliminare di onda congelata era dunque un'astrazione, e così pure l'ipotesi di considerare l'onda fisica e la nave ferma su di essa. E' vero che si fa riferimento ad un'altezza d'onda efficace, per il modo in cui era stata definita, implicitamente si tiene conto anche delle sollecitazioni inerziali (il concetto di onda efficace è quindi omnicomprensivo): c'è però da dire che a rigore questo è vero solo nel caso in cui la nave in esame sia caratterizzata da una distribuzione dei pesi analoga a quella delle navi campione utilizzate dall'A.B.S. per i propri rilevamenti; se invece tale distribuzione è molto diversa, potranno esserlo anche le sollecitazioni inerziali indotte sullo scafo.

Al di là di questo dovremo capire il meccanismo che fa insorgere le sollecitazioni dinamiche ed il modo in cui affrontarle: si tenga presente che una verifica del genere non è di routine ma viene condotta solo in casi particolari, come ad esempio navi con concentrazione di peso in mezzeria (ciò in base sia a prove sperimentali che analitiche). A causa di tali fenomeni si possono avere aumenti di sollecitazione (rispetto a quanto calcolato nell'ipotesi dell'onda congelata) anche del 20% nei casi più eclatanti: si comprende così, come l'impostare una verifica in tal senso possa essere progettualmente molto importante.

5.1 TRATTAZIONE DI READ ED ALEXANDER

I primi studi in questo campo risalgono alla fine dell'800 ripresi solo recentemente. Il primo ad occuparsi di queste tematiche fu *READ* il quale concepì una brillante impostazione del problema, in seguito ripresa e completata da *ALEXANDER*. I calcoli relativi a questo tipo di problema possono essere eseguiti anche facendo ricorso a tecniche molto sofisticate, ma in tal senso permangono notevoli incertezze (ad esempio nella valutazione della resistenza al moto), per cui è comunque preferibile, per meglio comprendere il fenomeno fisico seguire la trattazione proposta da *READ* ed *ALEXANDER*.

In seguito al moto ondoso una nave tenderà a d alzarsi per poi riabbassarsi (per cui non è possibile pensare di bloccare il tempo). Oltre a questo movimento oscillatorio verticale, la nave tenderà anche a seguire il profilo dell'onda che incontra, il che da luogo ad un movimento nel senso del beccheggio. Trascureremo per ora il movimento dovuto al beccheggio. Il periodo dell'azione che innesca i movimenti verticali è dato da:

$$T = \frac{L}{V_N - V_O} \quad \text{con } L = \text{lunghezza nave}, V_N = \text{velocità nave e } V_O = \text{velocità d'onda}$$

La velocità dell'onda trocoidale (di lunghezza pari alla lunghezza nave) è data da:

$$V_O = 1,25 \cdot \sqrt{L}$$

Il moto verticale (sussulto) della nave comporterà delle accelerazioni (anch'esse verticali) per cui il peso della nave in ogni momento sarà pari a:

$$\Delta^I = \Delta + \frac{\Delta}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$$

Il dislocamento istantaneo Δ^I è perciò variabile istante per istante, e per ottenerlo è necessaria la funzione $z = z(t)$.

Quanto detto per il dislocamento nel suo complesso vale anche per i singoli pesi (i quali sommati devono dare il dislocamento).

$$p^I = p + \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$$

in particolare un peso diminuirà di entità se l'accelerazione cui è sottoposto è diretta verso l'alto. In conseguenza di ciò sia il diagramma dei pesi che quello delle spinte si modificheranno:

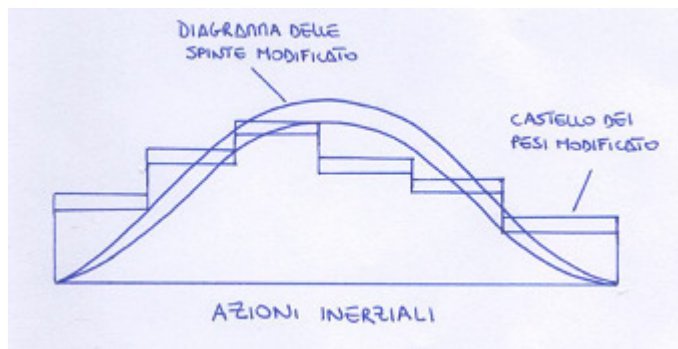


fig.55

l'equilibrio fra peso e spinta dovrà ancora sussistere (le aree dei due nuovi diagrammi dovranno essere uguali) ma in modo diverso, "spostato" dall'equilibrio statico: se ad esempio la nave presenta una sovraimmersione avremo un'accelerazione verticale verso il basso e quindi un aumentato peso apparente (somma del peso effettivo e delle forza d'inerzia); tale peso apparente sarà equilibrato istante per istante da una maggiore spinta.

A priori non si può dire se la variazione sarà in senso negativo o positivo, in quanto si devono sottrarre i diagrammi ed integrare due volte la differenza per ottenere taglio e momento.

Il problema è dunque quello di valutare il nuovo diagramma delle differenze tra il peso e la spinta: la difficoltà è data dal fatto che non conosciamo la posizione dove effettivamente si trova la nave (non sappiamo cioè come si svolge realmente il suo movimento).

La trattazione del *READ* parte considerando un riferimento fisso che può essere qualsiasi e che come tale viene scelto coincidente con il fondo del mare. Il

READ si propone di determinare dove si trova un certo punto fisso della nave (ad esempio G) quando questa si trova su di una cresta o su di un cavo (si tornano a considerare tempi infinitamente dilatati). Si può tracciare il seguente diagramma:

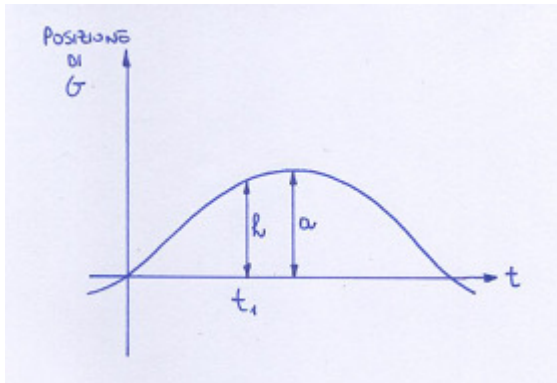


fig.56

L'andamento di G è simile (ma non uguale) a quello di una senoide. La posizione di G (o di un altro punto fisso della nave) avrà allora un andamento dato da:

$$h = a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right)$$

dove T è il periodo d'incontro nave-onda ed h l'altezza istantanea del punto considerato.

Questa è la posizione teorica, ottenuta non considerando le sollecitazioni inerziali e per tempi infinitamente dilatati (in realtà il movimento della nave non è infinitamente lento).

Da un punto di vista teorico, se il tempo è infinitamente dilatato, all'istante t il punto G avrà un'altezza h; se invece consideriamo normalmente il tempo, a causa del fatto che la nave presenta una certa inerzia a muoversi, al tempo t la nave si troverà più in basso se sta emergendo e più in alto se si sta immergendo.

Indichiamo con z la quota effettiva del punto fisso B della nave (ad esempio minore di quella teorica).

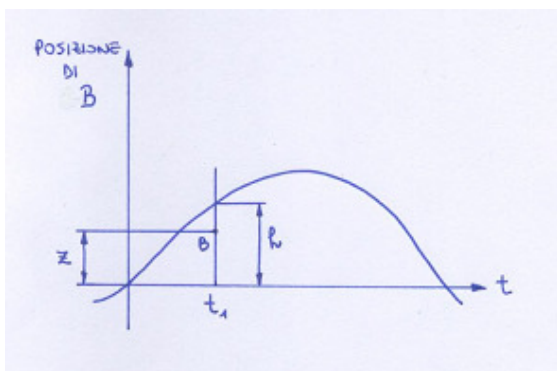


fig.57

Si ha che la nave, al momento in cui dovrebbe trovarsi ad altezza h in equilibrio tra peso e spinta, all'atto pratico si trova invece in ritardo all'altezza $z < h$ (nel caso stia emergendo): su di essa agisce allora una forza (eccesso di spinta) che tende a farla ulteriormente accelerare ed emergere. Tale forza è data da:

$$F = D_U \cdot (h - z) = D_U \cdot \left(a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - z \right)$$

Quindi l'equazione cui fare riferimento nella forma $F = m \cdot a$ è:

$$D_U \cdot \left(a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - z \right) = \Delta \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} \quad \text{equazione differenziale del moto} \quad (1)$$

C'è da dire che finora, a parte le altre approssimazioni, si sono trascurate le forze che resistono al movimento della nave (forze di natura viscosa e dovute alla forma dello scafo); lo stesso *READ* ne era consapevole, ed apportò successivamente le necessarie correzioni. A parte ciò la soluzione generale dell'equazione (1) ha la forma:

$$z = A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + B \cdot \sin(\alpha \cdot t) + C \cdot \cos(\alpha \cdot t) + D \quad (2)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + \alpha \cdot B \cdot \cos(\alpha \cdot t) - \alpha \cdot C \cdot \sin(\alpha \cdot t) \quad (3)$$

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -\frac{4 \cdot \pi^2}{T^2} \cdot A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - \alpha^2 \cdot B \cdot \sin(\alpha \cdot t) + \alpha^2 \cdot C \cdot \cos(\alpha \cdot t) \quad (4)$$

Partendo con le seguenti condizioni iniziali:

$$t = 0, \quad z = k, \quad v = \frac{dz}{dt}$$

Dalla relazione (2) si ottiene:

$$C + D = k$$

e dalla (3): $v = \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot A + \alpha \cdot B$

La (1) si può scrivere nella forma: $\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot \left(a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - z \right)$

Confrontando le espressioni (1) e (4) si ottiene:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -\frac{4 \cdot \pi^2}{T^2} \cdot A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - \alpha^2 \cdot B \cdot \sin(\alpha \cdot t) + \alpha^2 \cdot C \cdot \cos(\alpha \cdot t) = \frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot \left(a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - z \right)$$

In questa sostituiamo il valore z che si ottiene dalla (2) e si ha:

$$-\frac{4 \cdot \pi^2}{T^2} \cdot A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - \alpha^2 \cdot B \cdot \sin(\alpha \cdot t) + \alpha^2 \cdot C \cdot \cos(\alpha \cdot t) =$$

$$= \frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot \left(a \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - A \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + B \cdot \sin(\alpha \cdot t) + C \cdot \cos(\alpha \cdot t) + D \right) \quad \text{Confr}$$

ontando ora i coefficienti omologhi dei due membri si ottengono i valori di A, B, C, D ed α :

$$A = \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{4 \cdot \pi^2}{T^2}}$$

$$B = \frac{v - \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot A}{\alpha}$$

$$\alpha^2 = \frac{D_U \cdot g}{\Delta}$$

$$C = k$$

$$D = 0$$

Con questi elementi possiamo scrivere l'equazione generale del moto:

$$z = \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{4 \cdot \pi^2}{T^2}} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + \frac{v - \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{4 \cdot \pi^2}{T^2}}}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}} \cdot t\right) + k \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}} \cdot t\right)$$

valida nell'ipotesi di aver trascurato le forze resistenti.

Fatto questo discorso generale, nulla ci vieta di considerare condizioni iniziali tali che il movimento inizi da fermo (in quanto a noi interessa solo la condizione a regime), consideriamo dunque la condizione in cui la nave inizialmente ferma sia investita da un treno d'onde (e si instauri quindi il movimento). Si ha

allora: $z = k = 0, \quad v = \frac{dz}{dt} = 0, \quad (\text{per } t = 0)$

La precedente equazione assume la seguente forma:

$$z = \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{4 \cdot \pi^2}{T^2}} \cdot \left\{ \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - \frac{\frac{2 \cdot \pi}{T}}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}} \cdot t\right) \right\}$$

Dunque z , cioè il movimento verticale, può essere visto come somma di due funzioni periodiche, una di periodo T (dove il periodo è l'intervallo d'incontro tra due picchi successivi) e l'altra di periodo T_1 :

$$T_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}}}$$

A noi interessa esaminare le situazioni estreme, cioè quelle per cui si hanno i battimenti (funzioni periodiche che si sommano o si sottraggono). Il battimento si creerà quando i due periodi T e T_1 risultano tra loro prossimi.

Si possono in sostanza verificare i seguenti quattro casi:

$$\begin{aligned} \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) &= 1 && \text{nave su cresta} \\ \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) &= -1 && \text{nave nel cavo} \\ \sin\left(\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}} \cdot t\right) &= -1 && \text{massima emersione } z \text{ (con nave su cresta)} \\ \sin\left(\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}} \cdot t\right) &= 1 && \text{massima immersione } z \text{ (con nave nel cavo)} \end{aligned}$$

Consideriamo ad esempio il caso di nave su cresta; l'espressione della z massima su cresta è data da:

$$z_{MAX \text{ cresta}} = \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{4 \cdot \pi^2}{T^2}} \cdot \left\{ 1 + \frac{\frac{2 \cdot \pi}{T}}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}}} \right\} = \frac{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} \cdot a}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{2 \cdot \pi}{T}}}$$

Questa è l'espressione finale dell'escursione massima sulla cresta (che si ha quando le funzioni periodiche sono tra loro in contrapposizione).

Attraverso calcoli analoghi si ottiene:

$$z_{MIN\ cresta} = \frac{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta}}}{\sqrt{\frac{D_U \cdot g}{\Delta} - \frac{2 \cdot \pi}{T}}} \cdot a$$

Le espressioni trovate sono valide (a meno di un segno) anche nel caso di un

cavo.

$$z_{MAX\ cavo} = -z_{MAX\ cresta}$$

$$z_{MIN\ cavo} = -z_{MIN\ cresta}$$

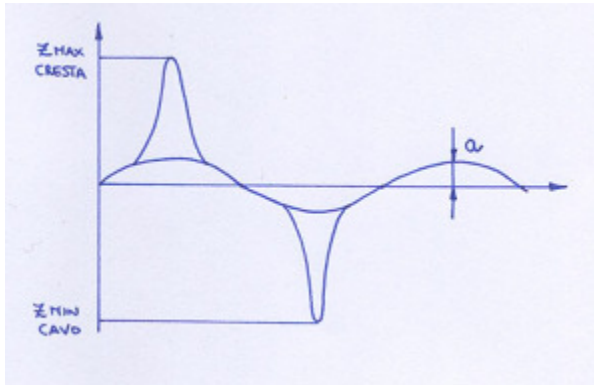


fig.58

Le situazioni che più ci interessano sono quelle in cui si ha $z_{MAX\ cresta}$ o

$z_{MIN\ cavo}$.

Queste sono quelle che maggiormente si discostano da quanto visto nella situazione di equilibrio statico (su onda congelata): sorge quindi il ragionevole dubbio che in questi casi si abbia alla fine una significativa differenza in termini di taglio e momento.

Abbiamo detto in partenza che stavamo trascurando le forze resistenti: a questo proposito il *READ* dette alcune generiche ma utili indicazioni, in modo da poter effettuare un primo esame, studiando delle navi esistenti. *READ* constatò che:

$$z_{MAX\ cresta} = 5a$$

$$z_{MIN\ cresta} = \frac{a}{2}$$

e stabilì che sulla cresta si può considerare (in virtù delle forze resistenti) un'escursione massima effettiva pari al 75-80% di quella calcolata. Nel cavo (in questo caso si deve tener conto anche della penetrazione dello scafo nell'acqua, la quale varia con le forme dello scafo stesso che oggi sono più piene di quelle osservate da *READ*) si accetta invece il 70-75% del valore teorico e per navi particolarmente piene anche meno.

A questo punto, determinate le posizioni estreme della nave, si può calcolare come varia il dislocamento. La trattazione di *READ* si conclude qui, *ALEXANDER* decise in seguito di accettarne i risultati e determinò il dislocamento di una nave nelle sue posizioni estreme.

$$\text{Si ha: } \delta\Delta = \Delta' - \Delta = \frac{\Delta}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$$

dove Δ è il dislocamento è il dislocamento calcolato in condizioni di equilibrio statico ed in acque tranquille. Così ogni singolo peso viene ad essere

$$\text{modificato: } p' = p - \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$$

ed il diagramma dei pesi risulta ridotto.

Tramite il Bonjean si ottiene un nuovo diagramma delle spinte (anch'esso ridotto). A questo punto si procede nella maniera consueta (differenza tra i due suddetti diagrammi e due successive integrazioni).

In sostanza il procedimento logico proposto da *READ* ed *ALEXANDER* può essere così riassunto: si inizia con il determinare “a” (con un semplice calcolo geometrico) cioè si vede qual è in un rilevamento fisso l'escursione di un punto fisso qualsiasi della nave mentre avviene l'incontro nave-onda in tempi infinitamente dilatati. Si ricavano così i valori $z_{\min \text{ cavo}}$ e $z_{\max \text{ cresta}}$ (secondo le formule proposte da *READ*); detti valori andranno poi ridotti (in maniera forse un po' grossolana) del 20-30% per tener conto delle resistenze passive al movimento della nave. Corretti in tal modo detti valori, si ricava l'accelerazione; fatto ciò si ottengono anche i nuovi dislocamenti nelle posizioni estreme e la variazione totale di dislocamento: si modifica il diagramma dei pesi e si ottiene un nuovo diagramma delle spinte. Svolgendo le due integrazioni del diagramma delle differenze si otterranno gli andamenti di T ed M, modificati in seguito all'insorgere delle sollecitazioni inerziali.

A questo punto dobbiamo far un'ulteriore considerazione riguardante il beccheggio: *READ* si proponeva di determinare le posizioni estreme della nave sulle onde per via analitica; importare una trattazione analitica anche per i fenomeni di beccheggio risulta invece assai difficile.

ALEXANDER decise allora di prendere in considerazione un valore massimo dell'angolo di beccheggio desunto dall'esperienza: tale angolo massimo risulta essere dell'ordine di 3° circa per una nave di 200 m e ciò corrisponde ad un'escursione di 5 metri a prora o a poppa.

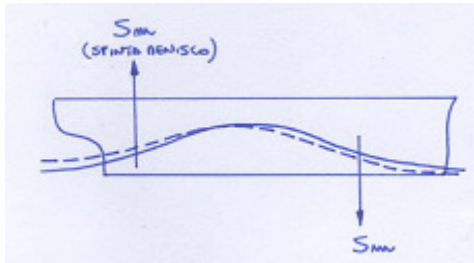


fig.59

ALEXANDER considerò quindi la situazione di nave nell'onda (in questo caso di lunghezza doppia rispetto alla lunghezza nave) e procedette per tentativi. Si vede che si avrà un certo momento.

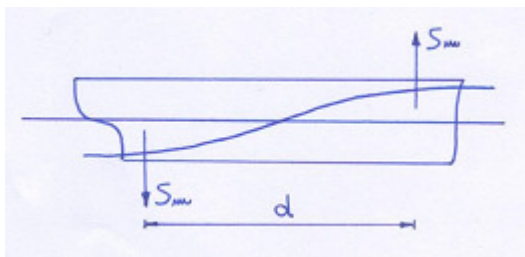


fig.60

Si può allora scrivere la relazione: $\Delta \cdot GM_L \cdot \sin(\alpha) = S_m \cdot d = I \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2}$

dove S_m è la spinta del menisco ed I il momento d'inerzia di massa rispetto all'asse del movimento, il quale è di difficile individuazione, ma può essere considerato giacente a metà strada tra il baricentro ed il centro di galleggiamento.

In questa relazione l'incognita è $d^2 \alpha / dt^2$. Per il calcolo di I infine sussistono grosse difficoltà ma è possibile ricavarlo sulla base di esperienze con navi simili

(prove di beccheggio). E' infatti: $T_{BECCHGGIO} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{I}{\Delta \cdot GM_L}}$

con tali prove, dalla misura del periodo di beccheggio si ricava il momento d'inerzia.

Vediamo dunque quali sono gli effetti del beccheggio sui diagrammi dei pesi e della spinta.

Il diagramma delle spinte assume il seguente andamento:

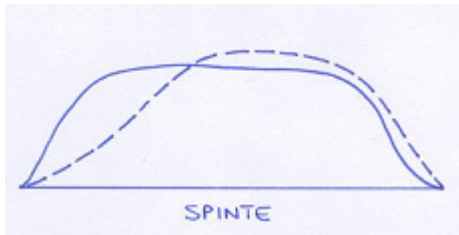


fig.61

Il diagramma dei pesi invece si modifica nel seguente modo:



fig.62

Il valore effettivamente assunto da ogni singolo peso p è allora pari a:

$$p' = p + \frac{p}{g} \cdot x \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2}$$

dove x è la distanza del peso dal centro di ondulazione.

Si procede quindi come di consueto, facendo la differenza ed integrandola due volte: è comunque un calcolo non usuale. In generale infatti le variazioni di sollecitazioni dovute al beccheggio sono relativamente piccole: viceversa su navi con forte concentrazione di pesi al centro si può arrivare anche (nei casi peggiori) ad un massimo di sovra-sollecitazione pari al 20-30%. In tali casi, gli effetti del sussulto e del beccheggio (che avvengono contemporaneamente) sono allora sensibili.

Come già detto i rilevamenti sperimentali dell'A.B.S. tengono implicitamente conto dei fenomeni inerziali, essi non possono tuttavia venir generalizzati, in quanto i loro risultati sono relativi ad un certo tipo di nave, con un certo tipo di carico e di sistemazione dello stesso. Si è pensato allora di correlare l'effettiva sollecitazione agente sulla nave con un parametro k definito dalla

seguente relazione:
$$k = \frac{p_{AV} \cdot x_{AV} + p_{AD} \cdot x_{AD}}{\Delta \cdot L}$$

dove p_{AV} è il peso della parte posta a pravia del centro di galleggiamento ed x_{AV} è la distanza del baricentro di tale parte dal centro di galleggiamento (il viceversa per p_{AD} ed x_{AD}).

k da un'idea dell'ammontare del momento flettente, in quanto è indicativo dell'uniformità della distribuzione del carico a bordo (k vale $\frac{1}{2}$ se il carico è concentrato alle estremità, 0 se lo è al centro).

L'idea perseguita dai registri è quella di raccogliere un minimo di dati sperimentali sufficiente a fornire valori di k indicativi (da abbinare alle consuete generiche prescrizioni sul momento flettente d'onda). E' comunque un tema ancora aperto, in quanto per poter disporre di dati affidabili occorrerebbe una notevole raccolta di informazioni.

Sulla base delle trattazioni di *READ* ed *ALEXANDER* il professor *SHADE* ha compiuto un ulteriore sviluppo. Il problema fondamentale è quello di fornire al progettista delle indicazioni per i casi nei quali ci si trovi in dubbio sull'effetto delle azioni inerziali. Immaginiamo allora di avere a che fare con la configurazione d'onda peggiore immaginabile e vediamo cosa accade.

La nave risulta sovra-immersa, per cui si avrà una variazione di spinta (in questo caso un eccesso) rispetto al galleggiamento in acque tranquille.

Il diagramma delle forze δ misura la variazione di spinta per unità di lunghezza: la sua area non è completamente nulla, dato che abbiamo preso un'onda ad arbitrio. Se fossimo in una condizione di equilibrio statico avremmo una condizione già vista, con un diagramma della variazione della spinta (di area complessiva nulla) dovuta al passaggio della nave sull'onda, le cui due integrazioni successive ci danno due diagrammi di T ed M che si richiudono entrambi.

Nella situazione proposta da *SHADE* non siamo invece in equilibrio statico, e un equilibrio può essere raggiunto solo quando si mettono in conto anche le sollecitazioni inerziali.

L'integrale del diagramma delle forze δ ha il seguente andamento:

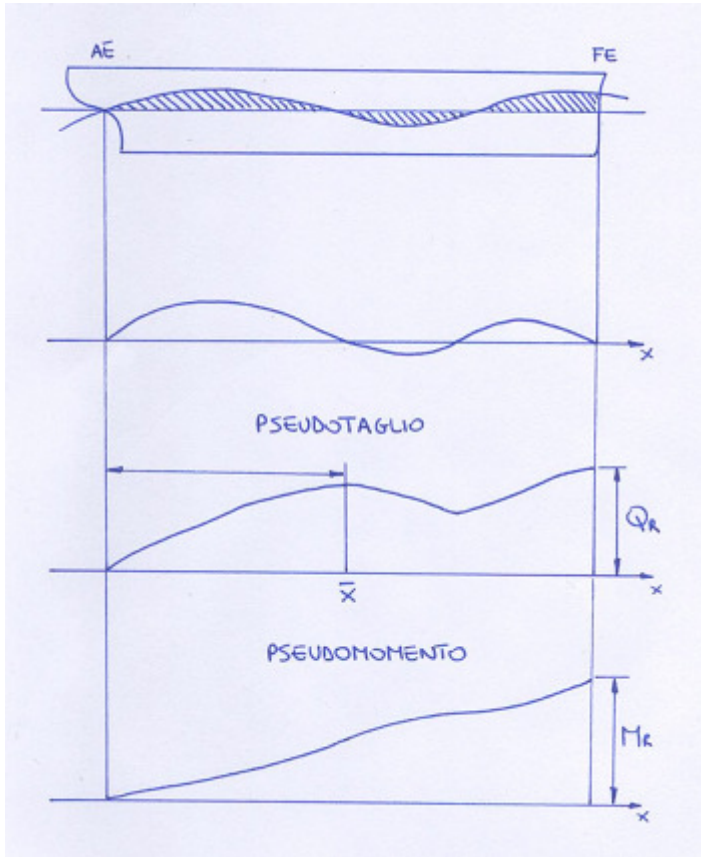


fig.63

Questo diagramma è detto anche **pseudotaglio**, in quanto non ci dà ancora l'effettiva variazione del taglio (si stanno infatti trascurando le azioni inerziali).

Il valore della forza di taglio alla generica sezione x è dato da: $Q = \int_{EP}^x \delta \cdot dx$

mentre il taglio residuo Q_R è dovuto alla differenza di spinta che intercorre tra i due diversi galleggiamenti. Integrando nuovamente si ottiene il diagramma del

pseudo momento flettente: $M = \int_{EP}^x Q \cdot dx$

Si sono così determinati il diagramma delle differenze di spinta (tramite il Bonjean), da questo quello del pseudo taglio (ed il taglio residuo) ed infine quello dello pseudo momento flettente (ed il momento residuo).

Quanto detto vale nel caso di equilibrio statico, se la nave è invece sottoposta ad un'accelerazione verticale a (positiva se diretta verso il basso) e ad una angolare $\bar{\alpha}$ (positiva se in senso orario), allora l'effettivo valore del taglio risulta:

$$Q = \int_{EP}^x \left(\delta + \frac{p}{g} \cdot a + \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 a}{dt^2} \right) \cdot dx \quad \text{dove } \frac{d^2 a}{dt^2} = \bar{\alpha}$$

Si sono in tal modo messe in conto anche le condizioni inerziali. Le incognite sono rappresentate da a e da $\bar{\alpha}$.

Ipotizziamo ora che il beccheggio non faccia variare il dislocamento della nave (cosa abbastanza plausibile se la nave ha forme molto piene), ciò significa che nonostante la rotazione l'altezza del baricentro non varia. Questo ci permette di dire

che: $Q_R = -\frac{\Delta}{g} \cdot \alpha \quad \text{da cui: } \frac{\alpha}{g} = -\frac{Q_R}{\Delta} \quad \text{dove } Q_R \text{ è noto}$

Vediamo ora che cosa si può dire in riguardo al termine $\frac{d^2 a}{dt^2}$.

In questo caso dovrà valere la seguente relazione: $\frac{I^1}{g} \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M_R - Q_R \cdot r$

che esprime l'eguaglianza tra $\frac{I^1}{g} \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2}$ ed il momento δ rispetto all'asse del movimento.

Facciamo una precisazione sul significato di I^1 : a rigore dovrebbe rappresentare il momento di massa rispetto all'asse di oscillazione di beccheggio. *SHADE* ha invece osservato che per navi sufficientemente lunghe si può considerare

il solo momento delle forze che agiscono verticalmente. Si ha: $I^1 = \frac{I}{g}$

cioè I^1 è il momento dei pesi (che agiscono tutti verticalmente) e non il momento di massa rispetto all'oscillazione. In tal modo si commette un piccolo errore che però diminuisce all'aumentare della lunghezza nave.

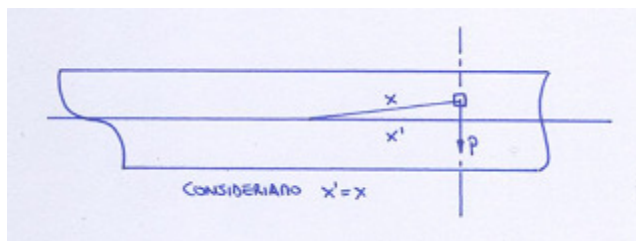


fig.64

Si ottiene così: $M_R = \frac{I^1}{g} \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + Q_R \cdot r$

dove M_R è il momento residuo delle forze δ nell'estremità della nave ed

$$\text{infine: } \frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{M_R - Q_R \cdot r}{\frac{I^I}{g}} = \frac{g}{I^I} \cdot (M_R - Q_R \cdot r)$$

adesso possediamo tutti gli elementi necessari ad ottenere l'espressione finale del vero taglio (che tiene conto della nuova configurazione della spinta e delle azioni inerziali):

$$Q = \int_{E,P}^x \left[\delta - \frac{p \cdot Q_R}{\Delta} + \frac{p \cdot x}{I^I} \cdot (M_R - Q_R \cdot r) \right] \cdot dx = Q_i - \frac{Q_R}{\Delta} \cdot \int_{E,P}^x p \cdot dx + \frac{M_R - Q_R \cdot r}{I^I} \cdot \int_{E,P}^x p \cdot x \cdot dx$$

Questa espressione fornisce il nuovo (e vero, non più pseudo) diagramma del taglio, il quale tiene contemporaneamente conto delle variazioni di spinta e degli effetti inerziali.

Da esso si ottiene anche (integrando) il diagramma del momento.

Per concludere, ripetiamo ancora una volta che questi non sono certo metodi usuali di verifica: solo in casi estremi può essere utile condurre un'analisi di questi fenomeni che pur essendo dinamici vengono detti parastatici in quanto il loro studio viene ridotto ad un'analisi di tipo statico.

5.2 SLAMMING, WIPPING E BOW FLARE IMPACT

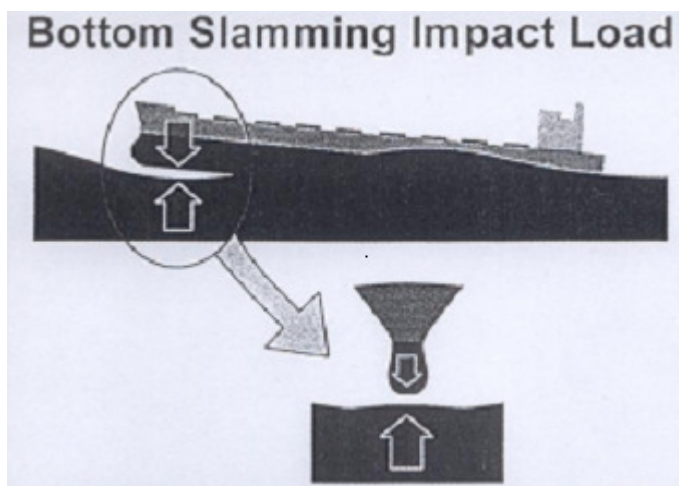


fig.65

Lo slamming, fenomeno puramente dinamico che si verifica quando per effetto del mare ondosso quando la prua della nave sbuca dall'onda per poi andare a

sbattere violentemente contro l'onda successiva; in altre parole la nave non segue il profilo dell'onda e anche a causa della rotazione rappresentata dal beccheggio cade nel cavo ricevendo un violento colpo.

Il fenomeno è tanto più rilevante quanto più ridotta è l'immersione (quindi è particolarmente sentito su traghetti e navi militari), se invece la prua è ben immersa non c'è rischio che essa sbuchi dall'onda. Lo slamming è condizionato anche da fenomeni operativi (cioè da come è condotta la nave). Ad esempio un parametro che entra in gioco è la velocità della nave: a tal proposito si può individuare una velocità "critica" in corrispondenza della quale lo slamming si estrinseca nel modo più gravoso. Di massima si può dire che se la nave è molto lenta rispetto alla formazione ondosa allora essa tenderà a seguire il profilo dell'onda (l'impatto sarà quindi attenuato). Se invece la velocità della nave è abbastanza alta, la nave non ha il tempo di ruotare (e di cadere nel cavo) e si infila nell'onda successiva anche qui con un urto attenuato. Il fenomeno diventa quindi importante solo in determinate condizioni di immersione e velocità.

Un altro fattore da considerare è la forma della prora: l'urto sarà più violento nel caso di forme a U che non a V.

Vediamo quali sono gli effetti dello slamming: innanzi tutto si ha un'azione locale nella parte bassa della prora che può portare a deformazioni o addirittura lacerazioni del fasciame della zona prodiera. Oltre a questo, a livello globale si ha l'insorgere di un momento flettente accompagnato da vibrazioni, un vero e proprio colpo di frusta che è la causa di un violento insellamento della nave (fenomeno di whipping) in conseguenza di ciò può darsi che il ponte di coperta venga compresso fino ad incrinarsi.

In passato si era ipotizzata l'utilità di avere nella zona prodiera addirittura un triplo fondo, di cui il più esterno deformabile in modo da attutire i fenomeni dello whipping (assorbendo parte dell'energia dell'urto) scegliendo quindi di non avere una struttura prodiera eccessivamente rigida (cosa utile anche nel caso di speronamenti).

Attualmente la filosofia è mutata. In un recente passato lo slamming veniva considerato come un fenomeno dovuto fondamentalmente al maltempo o comunque a fattori imponderabili, attualmente invece viene visto sotto un'ottica diversa e

considerato in una certa qual misura controllabile, quindi i danni prodotti da slamming, pur rientrando in quelli causati da maltempo, non vengono più considerati come dovuti a causa di forza maggiore, bensì ad una cattiva condotta della nave, e come tale non dovrebbe avvenire.

Il fenomeno è stato studiato sia dal punto di vista teorico che da quello sperimentale: di particolare importanza gli studi del prof. *OKI* (Università di Tokio) il quale condusse numerose prove su modelli autopropulsi (in rame) molto dettagliati e di grandi dimensioni (6 metri per una nave di 132 m e 10500 t a pieno carico), con prore sia ad U che a V, e zona prodiera munita di sensori in grado di misurare l'azione locale. Da queste esperienze sono state tratte significative conclusioni. La figura 41 illustra cosa avviene nella struttura della nave in presenza di slamming: si ha un forte insellamento, maggiore di quello che avviene quando la nave si trova nel cavo (lo slamming tuttavia non provoca inarcamento). I parametri da prendere in considerazione sono i seguenti:

- immersione della nave
- velocità relativa nave-onda
- caratteristiche dell'onda
- larghezza e forma della zona prodiera

In fig. 12 è ad esempio riportato l'andamento della pressione (cioè l'azione locale) in funzione della velocità e della posizione dei sensori sul modello. In ogni caso è possibile individuare una situazione critica in corrispondenza di una certa velocità, al di sopra della quale il fenomeno si smorza senza però annullarsi (in quanto la nave continua a prendere l'onda successiva). L'esistenza di una velocità critica risulta molto evidente.

In fig. 16 vediamo invece come entra in gioco l'immersione. Se la nave è molto immersa, la pressione da slamming diminuisce sensibilmente, inoltre il punto di massimo si sposta verso prora fino a scomparire. Se invece la nave è molto emersa il fenomeno sarà più rilevante e viceversa: di massima il fenomeno si esalta per $T < 0,045 \cdot L$ (a $T = 0,05 L$ siamo già sicuri e tranquilli).

In fig. 23 si ha l'entità dello sforzo da whipping (midship slamming) in funzione della velocità e per varie lunghezze d'onda (il massimo lo si ha per $L_{ONDA} = L_{NAVE}$).

In fig. 26 l'entità dello sforzo da whipping è data in funzione della velocità e dell'immersione ed in fig. 27 della sola immersione.

La considerazione più importante è che al disotto di una certa velocità il fenomeno scompare, mentre al disopra si attenua notevolmente (pur non annullandosi del tutto). L'andamento della pressione di slamming in funzione della velocità è il seguente:

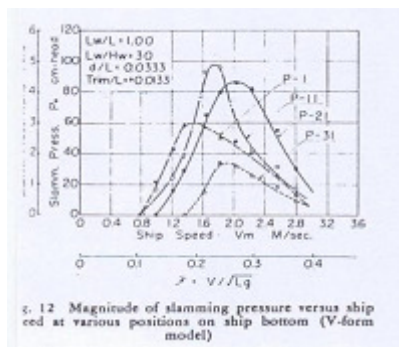


fig.66

Si è trovato che il valore critico del Froude si trova generalmente attorno ai seguenti valori:

- 0,205-0,215 per prora a V
- 0,25 per prora a U

Facciamo qualche considerazione su questi valori:

Per navi di 90-130 m la velocità critica viene ad assumere valori dello stesso ordine delle normali velocità di esercizio: ad esempio per $L = 100$ m si ha una velocità critica di 13 nodi. Dunque nel caso di una nave mercantile, con mare particolarmente grosso ci si deve allertare e possibilmente rallentare, viceversa con una nave militare, per uscire dall'intervallo critico si può anche aumentare la velocità.

In sostanza, quando il mare supera una certa forza si deve talvolta rinunciare a mantenere la velocità di esercizio, per non ricadere in un caso di negligenza nella condotta della nave. Strumenti utili in casi del genere sono i c.d. piani di zavorra, utili per mantenere un'immersione superiore a quella critica ed i piani di andatura fig.14 dati in funzione dello stato del mare. Alcuni studiosi consigliano anche l'uso di sensori nella zona prodiera.

Un altro particolare fenomeno è il bow flare impact (slamming dell'invaso di prora):

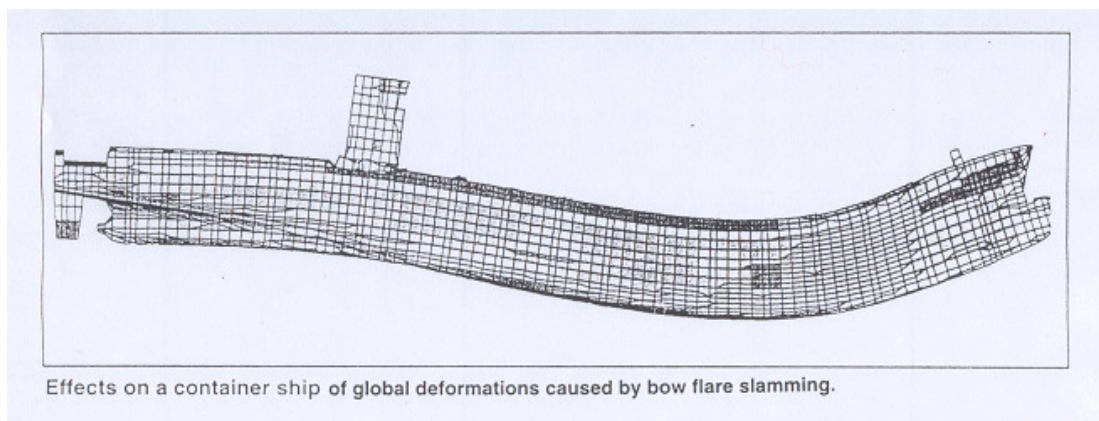


fig.67

esso si verifica in navi in cui la prora è molto svasata e pur non fuoriuscendo dall'acqua offre comunque molta resistenza nell'infilarsi nell'onda ; si ha in tal caso una sollecitazione (dovuta ad una resistenza di forma) abbastanza simile, anche se attenuata, rispetto a quella dello slamming vero e proprio. Il fenomeno avviene generalmente a velocità superiori ai 17,5 nodi e riguarda navi di lunghezza superiore ai 180 m: in sostanza in tali navi si hanno fenomeni simili allo slamming senza che vi sia però la fuoriuscita della prua dall'onda. Questo fenomeno è dovuto alla resistenza (anche notevole) incontrata dalla nave nell'infilarsi nel cavo di un'onda a causa della forma di prora, si tratta di un'azione dinamica senza urto. Gli studi in questo campo sono stati avviati solo di recente (negli ultimi vent'anni) in seguito ad alcuni eventi anormali riscontrati su navi piuttosto veloci che avevano un momento inarcante in acque tranquille, e che si pensava avrebbero avuto sollecitazioni d'onda anch'esse inarcanti (con una probabilità di avere durante la propria vita un'azione d'onda insellante pari a 10^{-8} cioè una volta in vent'anni) e che viceversa denotavano cedimenti da fiaccamento del ponte di coperta (che in alcuni casi si estendevano alle murate adiacenti) indicanti la presenza di un'azione insellante che in teoria non si avrebbe dovuto avere. Studiando attentamente il fenomeno si è visto che interessa prevalentemente navi piuttosto veloci e con una significativa resistenza di forma.

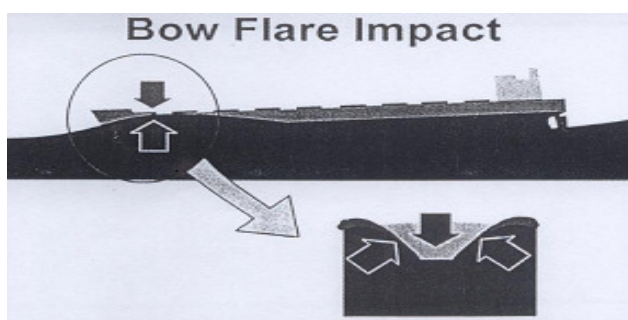


fig.68

Dare un'inquadratura definitiva ed indicare dei rimedi per il bow flare impact non è semplice: il Lloyds Register prima e gli altri registri in seguito hanno così introdotto un fattore rappresentativo delle forme di prora (bow shape factor), il quale costituisce un'utile indicazione seppur grossolana. Tale fattore ha al numeratore l'area della parte del fasciame della zona prodiera che sporge oltre 0,2 L a prora del galleggiamento (calcolato con metodi di quadratura approssimata) mentre al denominatore compaiono $L \cdot B$ della nave:
$$\Psi = \frac{100 \cdot \sum A_b}{L^{1,5} \cdot B}$$

Di massima si può dire che il B.F.S. si verifica con più facilità se sono presenti in concomitanza anche le altre necessarie condizioni, su navi che abbiano $\Psi > 0,15$.

A rigore il fenomeno del B.F.S. dovrebbe essere visto come causa di un momento flettente longitudinale puramente dinamico, tipico quindi più di un whipping che di uno slamming vero e proprio (la denominazione Bow Flare Slamming appare quindi impropria). L'entità del suddetto momento può essere assunta con molta incertezza ed approssimazione pari a:

$$M_{fl} = 6000 \cdot L \cdot \sum A_b \quad (\text{Lloyds Register})$$

In effetti c'è da dire che il valore di questo momento flettente dipende anche dalla velocità della nave, parametro che nella precedente formula non compare: si vede quindi che quest'espressione è quanto mai grossolana ma a tutt'oggi è anche l'unica relativamente attendibile.

Studi successivi hanno portato anche all'introduzione di speciali tabelle di andatura, tuttavia non sono una pratica corrente. In sostanza le tabelle di andatura danno in funzione della forza del mare la velocità sostenibile fornendo così un limite operativo legato alla forza del mare (scala Beaufort).

In definitiva gli accorgimenti per ridurre il fenomeno del B.F.S. sono:

- progettare navi i cui ponti siano dimensionati tenendo conto anche delle sollecitazioni dovute a questo fenomeno
- ottimizzare la conduzione della nave

La scelta di quale via adottare non è sempre agevole. Da un lato tenere conto dei soli aspetti operativi potrebbe portare a delle indicazioni gravose per la conduzione della nave: ad esempio nel caso di una nave mercantile sarebbe

antieconomico impone velocità inferiori a quella massima di progetto, in tal caso conviene ricorrere a soluzioni progettuali; viceversa nel caso di navi destinate a rotte lungo le quali il fenomeno del B.F.S. appare improbabile, sembra più conveniente fornire un'adeguata serie di indicazioni al comando della nave (senza modificare il progetto dei ponti).

Il concetto di sicurezza operativa ha anche delle implicazioni di carattere economico: in passato questa idea era lontana dalla mentalità degli armatori e dei progettisti, oggi invece si ritiene che una nave possa controbattere efficacemente tutti i tipi di sollecitazione ai quali viene sottoposta.

Affrontiamo ora un argomento fondamentale: la determinazione generale delle sollecitazioni sulla trave nave. La prima fase della progettazione procede tenendo conto esclusivamente della robustezza locale, trascurando le sollecitazioni generali agenti sullo scafo. In questa fase si segue quindi il codice di dimensionamento indicato in vari registri: si tratterà poi di verificare se tale dimensionamento risulta adeguato a sostenere anche le sollecitazioni generali agenti sulla trave nave. Sulle navi mercantili le massime sollecitazioni in genere si trovano nella zona della sezione maestra: le sollecitazioni decadono rapidamente allontanandosi da tale zona, più rapidamente di quando non diminuiscano le caratteristiche di robustezza della struttura della nave (specialmente alle estremità dello scafo). Dunque la verifica della sola sezione maestra è in molti casi esaustiva. Al contrario le navi di forme più sfinite possono richiedere delle verifiche di altro genere: in ogni caso la prima verifica da fare è sempre quella della sezione maestra.

5.3 EVOLUZIONE DEI PONTI

All'epoca della marineria velica gran parte delle navi era del tipo ad un solo ponte e quindi con coperta rasa (flush deck). L'evoluzione successiva è avvenuta in un modo che non può certo definirsi razionale; con l'introduzione dell'apparato motore si cercò di recuperare spazio utile per il carico. Inizialmente l'apparato motore era ricavato a centro nave; in questo modo quello che prima rappresentava uno spazio destinato a carico pagante si rendeva indisponibile: si cercò allora un modo per recuperare lo spazio perduto (le navi a motore risultavano fiscalmente

agevolate in quanto il volume destinato all'A.M. non veniva conteggiato nei calcoli per la determinazione della stazza), per questo motivo vennero introdotti dei mezzi casseri, in seguito venne introdotto anche un cassero centrale.

Con l'aumentare della potenza degli A.M. e quindi anche dello spazio loro necessario si costruirono casseri via via più grossi fino ad arrivare alle cosiddette navi a tre isole (three isle deck); il passo successivo fu quello di raccordare il cassero poppiero a quello centrale così da ottenere le navi a pozzo (well deck), si giunse infine alle navi a due ponti. Nelle prime navi di questo tipo il più alto dei due era strutturalmente più leggero per non contribuire alla robustezza dello scafo. Nacque così il concetto di ponte di riparo (shelter deck). Le prime navi a due ponti ebbero dunque il secondo ponte relativamente leggero ed aperto (potenzialmente dunque pericoloso); ad esempio alcune vecchie navi traghetto-passeggeri per il servizio in adriatico verso la dalmazia avevano in coperta delle piattaforme per prendere il sole fatte in carabottino, cioè aperte, il che escludeva dai calcoli di stazza tutto il sottostante ponte garage: dette aperture avevano lo scopo di far sì che tutto lo spazio sottostante non fosse stagno e non rientrasse quindi nel computo della stazza. D'altro canto questo espediente veniva pagato al momento del calcolo del bordo libero (da misurarsi all'altezza del ponte continuo): in tal modo l'immersione massima consentita risultava inferiore.

Il concetto di shelter deck ha comunque avuto successo per circa un secolo. Vediamo ora quali sono i differenti tipi di ponte:

Il ponte di coperta è il più alto ponte continuo della struttura fondamentale della nave; al di sopra di questo vi sono gli apparati ausiliari di coperta.

A partire dal ponte di coperta, i ponti posti verso il basso sono detti 1°, 2°, 3° ponte ecc. quelli sopra sono detti **ponti di sovrastruttura** del 1°, 2°, 3° ordine ecc.

Si definisce **ponte principale** (o ponte di bordo libero), molto spesso coincidente con quello di coperta, il ponte di riferimento al quale viene calcolato il bordo libero, e al di sotto del quale si devono avere dei mezzi di chiusura stagni (secondo le definizioni dei registri).

Dicesi **ponte delle paratie** il ponte in corrispondenza del quale terminano (in altezza) le paratie stagne principali, che devono quindi arrivare almeno fino al suddetto ponte, ma possono anche spingersi oltre (in alcune navi si portarono

comunque le paratie stagne fino al shelter deck, in modo da facilitare un'eventuale riconversione della nave (ad esempio un ristazzamento per ragioni di mercato), in tal caso le paratie hanno anche una (eventuale) funzione taglia-fuoco. Generalmente esso coincide con il ponte principale.

La definizione di ponte di stazza è legata ai regolamenti più vecchi: in base ad essi tale ponte è il secondo ponte completo a partire dal basso; ciò è legato alle usuali modalità di misurazione dei volumi ai fini del calcolo della stazza: al disotto del ponte di stazza tali volumi devono essere misurati più accuratamente, in quanto in tali zone le forme dello scafo sono generalmente più stellate, mentre al disopra del ponte di stazza sono in genere più semplici (per ottenere il volume di un interponte è sufficiente misurare la A_w a metà interponte e moltiplicarla per l'altezza dell'interponte stesso, mentre sotto al ponte di stazza bisogna misurare le aree trasversali ed integrare).

Dal punto di vista della robustezza il ponte più importante è il ponte di forza (o ponte di resistenza): generalmente questo è il ponte più alto chiamato a far fronte alle sollecitazioni longitudinali dello scafo. In pratica, gli stessi registri sono incerti nella definizione del ponte di forza poiché in qualche caso non si ha la certezza dell'effettiva partecipazione di un ponte alla robustezza longitudinale dello scafo.

L'andamento delle sollecitazioni longitudinali è comunque quello classico bitriangolare alla Navier.

Nelle sovrastrutture (come si vede dalla figura) l'andamento delle sollecitazioni longitudinali può essere anche molto diverso.

Possono dunque aversi casi in cui i ponti di sovrastruttura non partecipano alla robustezza longitudinale dello scafo, ciò dipende principalmente da:

- se il ponte di sovrastruttura non si estende fino a murata
- se il ponte di sovrastruttura risulta relativamente corto rispetto alla struttura dello scafo

In questi due casi il ponte non partecipa adeguatamente alla robustezza longitudinale.

A tale proposito le vecchie soluzioni dei registri prevedevano che il valore del modulo di resistenza deve essere raggiunto in corrispondenza del fondo e del

ponte resistente ed in corrispondenza degli eventuali ponti sovrastanti che si riteneva partecipassero alla robustezza longitudinale.

In sostanza un ponte situato in alto potrebbe essere chiamato a rispondere a sollecitazioni alle quali non è predisposto a resistere: i registri impongono che tutti i ponti che contribuiscono alla resistenza longitudinale abbiano modulo di resistenza adeguato.

Le più recenti edizioni dei registri affermano invece che il ponte di resistenza è il più basso dei ponti per cui il modulo di resistenza della sezione trasversale è pari a quello prescritto.

I registri forniscono indicazioni di massima per chiarire come tenere conto dei vari ponti di sovrastruttura, i quali a seconda delle diverse soluzioni costruttive adottate e dell'esperienza dei registri stessi, dovranno presentare un'adeguata lunghezza: in generale nel calcolo del modulo di resistenza si prendono in considerazione, le sovrastrutture che si sviluppano per almeno 0,5 L al mezzo.

Nelle nevi mercantili, le sovrastrutture che si estendono per più dello 0,5 L al mezzo e da murata a murata, partecipano pienamente alla robustezza longitudinale.

6. VERIFICA DELLA SEZIONE MAESTRA

Lo studio viene condotto inizialmente solo a livello locale, in tale ottica si esegue un primo dimensionamento si calcola quindi il modulo di resistenza relativo a questa prima realizzazione, per far ciò si costruisce la seguente tabella relativa in genere a metà sezione:

	El emento	D imensio ni	A rea S ezione	D istanza dal riferimen to	M omento statico	M omento d'inerzia	M omento d'inerzia i
totali							

N.B. come riferimento per le distanze può essere presa la linea di costruzione o di sottochiglia per non avere distanze negative.

Ogni singolo elemento strutturale viene riportato nell'elenco e numerato; gli elementi centrali, come il paramezzale centrale, viene considerato a metà. Una lamiera orizzontale molto sottile può essere trascurata dal punto di vista del contributo al momento. Le strutture della zona del ginocchio possono essere approssimate come nel seguente esempio:

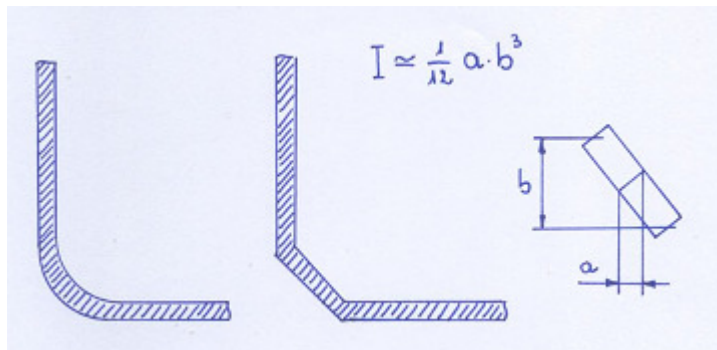


fig.69

Al termine del procedimento si eseguono le sommatorie delle diverse quantità. La prima grandezza da considerare è la posizione dell'asse neutro tramite la coordinata y_{a_n} :

$$y_{a_n} = \frac{\sum(a \cdot y)}{\sum a} \quad \text{data la simmetria l'asse neutro passa per il baricentro}$$

Il momento d'inerzia rispetto alla linea di costruzione è dato da:

$$I_{L.C.} = 2 \cdot \left(\sum A \cdot y^2 + \sum i \right)$$

Il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro è: $I = I_{L.C.} - 2 \cdot \sum A \cdot y_{AN}^2$

A questo punto è possibile calcolare i due moduli di resistenza della sezione; uno rispetto al fondo:

$$W_{FONDO} = \frac{I}{y_{AN}}$$

ed uno rispetto al ponte:

$$W_{PONTE} = \frac{I}{-y_{AN} + D} \quad \text{dove D è l'altezza di costruzione}$$

Questo è dello stesso ordine del modulo di resistenza del fondo ma sempre minore, poiché la struttura del fondo è più massiccia di quella del ponte. Si è trascurato un eventuale bolzone, per cui la sollecitazione ottenuta sarà minore di quella reale.

Questi sono gli elementi che dobbiamo andare a verificare. In genere è molto probabile che questi due moduli, ottenuti sulla base di un primo dimensionamento di massima, risultino insufficienti; inoltre l'asse neutro risulta di solito spostato troppo in basso a causa del fatto che il fondo ha una struttura più massiccia.

Si dovranno perciò adottare degli interventi correttivi, in modo da ottenere un modulo atto a sopportare le sollecitazioni agenti sullo scafo, spostando contemporaneamente l'asse neutro in una posizione più alta, approssimativamente a $0,5 \cdot D$ per sfruttare il fatto che l'acciaio ha un comportamento simmetrico a trazione ed a compressione.

In sostanza occorrerà ispessire il fasciame ed aumentare il numero, o cambiare tipo, di rinforzi ordinari in alto: è comunque un'operazione che va condotta per tentativi. Una volta ri-calcolato il tutto, s'va a riverificare il modulo di resistenza.

Apparentemente sarebbe meglio avere l'asse neutro esattamente a $0,5 \cdot D$, ma in realtà è meglio un po' più in basso per tenere conto che sul fondo c'è anche una sollecitazione di tipo locale dovuta alla pressione idrostatica.

L'effettiva sollecitazione agente sul ponte, risulta essere invece maggiore di quella teorica a causa della presenza del bolzone.

In ciò consiste dunque la verifica della sezione maestra; si può successivamente passare all'effettivo dimensionamento della sezione. Per convenzione, in una metà del disegno si riportano gli elementi longitudinali e nell'altra quelli trasversali.

In generale al di fuori della sezione maestra le sollecitazioni diminuiscono notevolmente.

Infine si realizza il **PIANO DEI FERRI**: dal suo esame si evince che la struttura della nave resta pressoché invariata per circa metà lunghezza nave, mentre nelle zone di estremità i rinforzi diminuiscono e si rarefanno (senza però brusche interruzioni), in conseguenza dello affinamento delle forme e della diminuzione delle sollecitazioni. Il piano dei ferri rappresenta in sostanza il riassunto del dimensionamento di tutti i ferri che costituiscono la struttura della nave.

6.1 SOVRASTRUTTURE

Abbiamo affrontato il problema dell'efficienza dei ponti di sovrastruttura, ed abbiamo visto che in alcuni casi si possono avere delle incertezze sulla loro effettiva partecipazione alla robustezza longitudinale. A tale proposito anche gli stessi registri sono piuttosto generici.

Il punto fondamentale è che i ponti situati nella parte alta dello scafo, da un lato danno un contributo notevole per quanto riguarda il momento d'inerzia, dall'altro spostano verso l'alto l'asse neutro. In sostanza tali ponti potrebbero rappresentare un problema; ad esempio nel caso di una nave insellata potrebbero dar luogo a fenomeni di instabilità, dovuti a compressione, e quindi una situazione potenzialmente critica per il ponte in esame.

Il problema è emerso nei primi anni del '900 e da allora sono stati attuati diversi accorgimenti per superarlo. Ad esempio si è pensato, nell'incertezza, di

eliminare del tutto la partecipazione di uno o più ponti alla robustezza longitudinale. Questo concetto si è sviluppato nell'adozione dei cosiddetti “*giunti di espansione*” i ponti più alti venivano letteralmente tagliati allo scopo di evitare che venissero sollecitati. I tagli effettuati venivano poi resi stagni con delle giunture “*ad omega*” o con delle contropesce fissate da una sola parte. Questo sistema presentava però diversi inconvenienti: innanzi tutto affinché fosse efficace si dovevano applicare un elevato numero di tagli; inoltre la presenza di questi dava luogo alla deviazione e all'addensamento di linee di forza, il che portava alla creazione di potenziali punti di spaccatura.

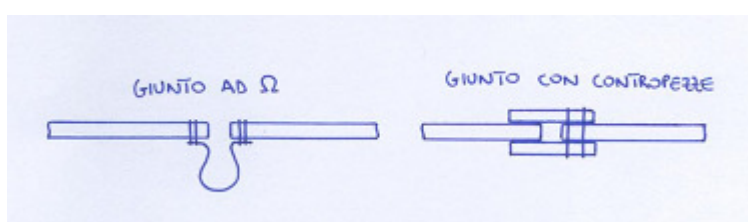


fig.70

Anche nelle foto scattate al relitto del *TITANIC* si può osservare la presenza di tali giunti, in numero limitato e proprio perché così pochi essi rappresentavano dei possibili punti critici.

Il problema dell'incertezza sull'effettiva partecipazione di un ponte di sovrastruttura alla robustezza longitudinale è particolarmente pressante sulle navi passeggeri, dove oltretutto i ponti più alti non possono essere particolarmente pesanti.

I giunti rappresentavano un problema anche da un punto di vista “alberghiero”: essi infatti erano generalmente praticati in corrispondenza dei saloni più lussuosi ai quali i loro rumori (spesso sinistri) male si adattavano. Oggigiorno il problema è superato in quanto le moderne navi (al contrario delle vecchie, inarcanti) hanno sovrastrutture di sviluppo così ampio da risultare sempre tese per cui i giunti perdono la loro ragione d'essere. Inoltre oggigiorno molto spesso le sovrastrutture sono in lega leggera per cui a parità di deformazione esse risultano sottoposte ad una sollecitazione minore (vale la legge di Hook $\sigma = E \cdot \epsilon$ dove il modulo di elasticità E di una lega è circa 1/3 di quello dell'acciaio), in linea di massima 1/3 di quella cui sono sottoposte le sovrastrutture in acciaio.

Torniamo a parlare delle verifiche, si è già visto come si procede nella verifica delle sollecitazioni nel caso si faccia riferimento al solo momento flettente;

la sollecitazione sul ponte sarà data da: $\sigma_P = \frac{M_{tot}}{W_{PONTE}}$

dove M_{tot} è il momento complessivo dato dalla somma del momento in acqua tranquilla e del momento d'onda. Analogamente sul fondo: $\sigma_F = \frac{M_{tot}}{W_{FONDO}}$

σ_P e σ_F andranno poi confrontate con la σ_{lim} determinata tenendo conto anche di possibili fenomeni di fatica. ($\sigma_{lim} = 1000 \text{ kg/cm}^2$)

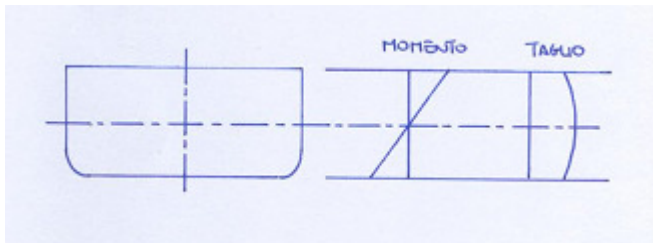


fig.71

Ad ogni modo, la verifica relativa al solo momento flettente è in molti casi esaustiva, in quanto rappresenta per molti tipi di nave la maggiore fonte di sollecitazione. Viceversa in alcuni casi può essere necessario effettuare verifiche anche in sezioni diverse da quella maestra: un esempio di ciò è la verifica combinata di taglio e momento necessaria soprattutto nel caso di navi caricate a stive alterne. Si usa per questa verifica la formula di *VON MISES* prendendo i valori massimi delle diverse tensioni:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_{MAX}^2 + 3 \cdot \tau_{MAX}^2}$$

Così facendo si commette comunque un piccolo errore, che risulta comunque a vantaggio della sicurezza.

6.2 VERIFICA AL TAGLIO

In alcuni casi per questa verifica è possibile procedere con le regole dettate dalla Scienza delle Costruzioni ad esempio ricorrendo alla formula di

JOURAWSKY: $\tau = \frac{T \cdot S}{J \cdot b}$

dove T è il valore del taglio misurato nella sezione in esame, S il momento statico dipendente dalla corda cui ci si riferisce, J il momento d'inerzia della sezione che si sta esaminando e b lo spessore che si sta esaminando.

Se ad esempio consideriamo una struttura a doppio T, l'andamento teorico delle tensioni, rappresentato dalla formula di Jourawsky è il seguente:

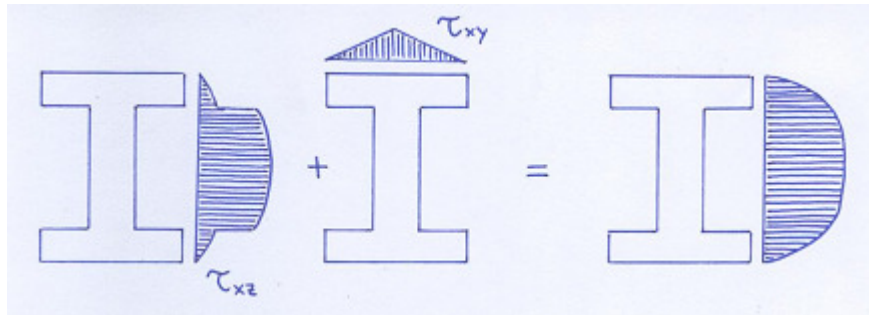


fig.72

In generale si può affermare che la determinazione dell'andamento delle τ risulta agevole se si ha una sezione mono-connessa, mentre nel caso di sezioni pluri-connesse la determinazione sarà più difficoltosa.

Se la sezione resistente, cioè la sezione di trave nave, non presenta celle chiuse, si avrà un andamento complessivo della τ che non presenta le discontinuità tipiche dell'andamento delle sole τ_{xz} . Le cose vanno diversamente nel caso di presenza di celle chiuse.

Anche in questo caso la sollecitazione dovuta al taglio è in gran parte assorbita dall'anima della trave nave, che però ora non è più singola ma costituita dall'insieme delle murate e delle paratie longitudinali.

Considerare come "b" la somma dei quattro spessori di murate e paratie porterebbe a delle conclusioni erronee sulle sollecitazioni dovute al taglio, in quanto esse vengono assorbite in modo diverso dalle murate e dalle fiancate. La trattazione viene effettuata utilizzando come formula di partenza quella di Jourawsky, c'è poi da dire che all'assorbimento del taglio partecipano anche i correnti longitudinali e di questo contributo si tiene conto considerando uno spessore ideale b_{id} dato da:

$$b_{id} = b + \frac{A}{S_r}$$

dove b è lo spessore delle lamiere, A l'area del rinforzo e S_r l'intervallo tra i rinforzi. Si soliti presupporre che con questa correzione si è "spalmato" il ferro sulla

lamiera: in realtà non è detto che un corrente partecipi effettivamente all'assorbimento del taglio, ma questa rimane tuttavia la tecnica più usata.

Partiamo comunque da un punto 0 (posto al centro della sezione ed in alto): riusciamo però a determinare l'andamento delle tensioni solo fino al punto 1, oltre tale punto non siamo in grado di dire come si distribuisce la sollecitazione di taglio. In sostanza non sappiamo descrivere cosa accade nel punto 1: dovremo perciò attuare un artificio che ci consenta di vedere come procede all'interno della cella chiusa (a partire dal punto 1) l'assorbimento del taglio.

Si introduce allora il concetto di flusso di taglio N: $N = \tau \cdot b = \frac{T \cdot S}{J}$

La quantità N non è costante.

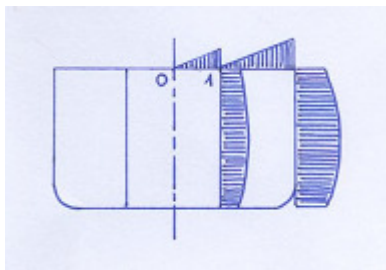


fig.73

Inizialmente avevamo scelto come punto di zero il punto 0: si procede ora fissando arbitrariamente un nuovo punto di zero, ad esempio coincidente con il punto 1. Si tenga presente che vale il principio per cui il flusso N entrante in un nodo deve essere pari a quello uscente. C'è da dire che il flusso di taglio N che noi calcoliamo fissando il punto 1 come punto di zero non sarà quello reale (proprio perché abbiamo preso arbitrariamente il punto di zero); allora se N^* è il flusso che parte dal punto di zero arbitrario, il flusso effettivo sarà dato da: $N = N^* + N_i$

dove N_i è il flusso di taglio correttivo. Il flusso reale N è cioè dato dalla somma di due termini, dei quali N_i è tale da riportare il punto di zero, per ora fissato arbitrariamente, nel punto in cui si ha effettivamente $\tau = 0$.

Il flusso N^* è dato da: $N^* = \frac{T \cdot S^*}{J}$

dove il momento statico S^* si calcola a partire dal punto di zero fissato arbitrariamente.

Il problema è quello di determinare il flusso correttivo N_i . Per fare ciò si devono fare delle considerazioni sulle deformazioni: faremo riferimento alla formula

di **BREDT** (che vale per struttura in parete sottile e forma circolare). Diciamo subito che le tensioni τ agenti nella cella laterale non dovranno dare tensione. Ricordiamo

che secondo la formula di **BREDT** le tensioni sono date da: $\tau = \frac{M_t}{2 \cdot A \cdot b}$

dove b è lo spessore ed M_t il momento torcente.

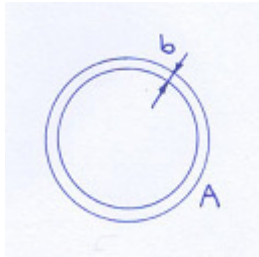


fig.74

moltiplicata questa espressione per b si ottiene il flusso delle tensioni τ :

$$N = \tau \cdot b = \frac{M_t}{2 \cdot A}$$

A questo punto si ricorre ad un artificio, che consiste nel ricavare M_t in funzione del flusso delle τ : $M_t = 2 \cdot N \cdot A$

Adesso imponiamo che la deformazione torsionale della cella laterale si nulla, sempre secondo la tecnica di **BREDT** si può scrivere:

$$\theta = \oint \frac{M_t \cdot L}{4 \cdot A^2 \cdot G} \cdot \frac{dl}{b} = 0 \quad \text{estesa all'intera sezione resistente}$$

dove L è la lunghezza del tubo in parete sottile, G il modulo di elasticità tangenziale (800.000 kg/cm^2 per l'acciaio) e b lo spessore.

Sostituendo il momento torcente espresso nella forma sopra descritta si ha:

$$\theta = \oint \frac{2 \cdot N \cdot A \cdot L}{4 \cdot A^2 \cdot G} \cdot \frac{dl}{b} = 0$$

Facciamo poi riferimento ad una trave nave di lunghezza unitaria ed eliminiamo tutte le varie costanti:

$$\theta = \oint_{C.L.} N \cdot \frac{dl}{b} = 0 \quad \text{dove C.L. sta per cella laterale.}$$

Al posto di N sostituiamo il valore trovato in precedenza:

$$\frac{T}{J} \cdot \oint_{C.L.} \frac{S^* \cdot dl}{b} + N_i \cdot \oint_{C.L.} \frac{dl}{b} = 0$$

In questa relazione l'unica incognita è N_i :

$$N_i = \frac{\frac{T}{J} \cdot \int_{C.L.} \frac{S^* \cdot dl}{b}}{\int_{C.L.} \frac{dl}{b}}$$

In definitiva si può dire che il vero flusso di taglio sarà dato da:

$$N = \frac{T}{J} \cdot \left(S^* - \frac{\int_{C.L.} \frac{S^* \cdot dl}{b}}{\int_{C.L.} \frac{dl}{b}} \right)$$

dove T è il valore del taglio che conosciamo, J il momento d'inerzia della sezione ed S* il valore del momento statico calcolato a partire da un punto di zero fittizio.

Dividendo N per b si ottiene un valore di τ in ogni punto, il che permette di condurre la verifica (secondo *VON MISES*). L'itinerario logico seguito è forse un po' artificioso, il risultato tuttavia è giusto. Esistono anche altre formule: ad esempio nel *Ships Design and Construction* sono svolti i calcoli esatti per il caso in cui le paratie longitudinali si trovino a 1/4 B e sono date formule di prima approssimazione che permettono di condurre la relativa verifica. Sempre nello stesso testo si afferma che il rapporto tra altezza e larghezza della sezione ha scarsa influenza sulla risoluzione del flusso da taglio, così come la stessa posizione delle paratie longitudinali. Dette formule vanno bene purché la nave sia caricata simmetricamente in senso trasversale.

Esistono poi altre formule riportate nei vari registri, diverse a seconda delle esperienze del registro stesso: esse infatti nascono facendo un ampio numero di calcoli analitici in diverse situazioni (spostando le paratie, variando i rapporti dimensionali ecc.) e successivamente vengono semplificate il più possibile, ad uso degli utenti.

7. FONDO

Abbiamo visto che le sollecitazioni sulla trave nave divengono in qualche modo particolari nella zona del fondo, dove si ha una sollecitazione aggiuntiva dovuta alla pressione idrostatica. Il fondo viene quindi ad essere più sollecitato della coperta. Gli effetti della pressione idrostatica, saranno maggiori al crescere dell'immersione e saranno più gravosi nel caso non vi sia un'azione antagonista proveniente dall'interno dello scafo (ad esempio cisterne vuote). Si tratterà di considerare la peggiore situazione possibile purché realistica.

La situazione del fondo risulterà diversa a seconda che la nave sia a struttura longitudinale o trasversale. In una struttura trasversale si può notare che le porzioni di lamiera tra un madiere e l'altro non sono sostenute da alcunché, mentre in compenso si hanno dei telai abbastanza ravvicinati. Nel caso di una struttura longitudinale, i telai di sostegno trasversale sono invece più distanziati, ma sul fondo si hanno numerosi rinforzi longitudinali che sostengono la lamiera.

7.1 FONDO A STRUTTURA TRASVERSALE

La struttura di un doppio fondo vista in pianta è la seguente:

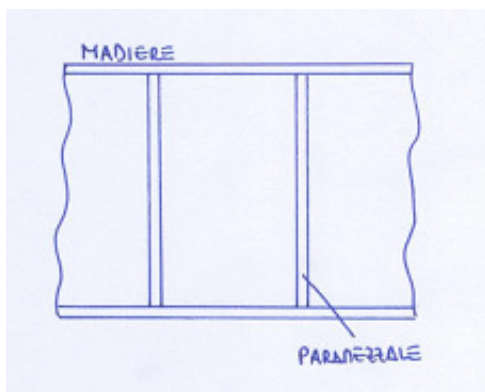


fig.75

Il problema può essere studiato considerando una strisciolina larga 1 cm e scorporandola dal resto della struttura, procedendo quindi nell'analisi. Tenendo presente che nei madieri avremo degli incastri, la situazione può essere così rappresentata:

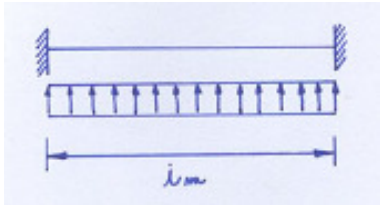


fig.76

dove i_m è la distanza tra due madieri successivi. La sezione resistente della strisciolina è:

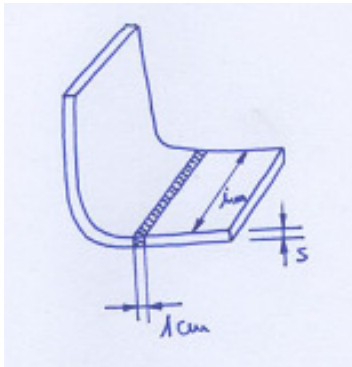


fig.77

dove s è lo spessore del fondo.

Il momento flettente avrà il seguente andamento:

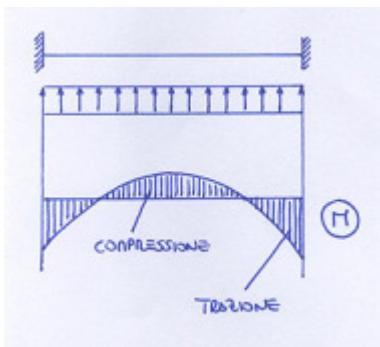


fig.78

Il valore massimo si avrà negli incastri: $M_{fl} = \frac{1}{12} \cdot p \cdot i_m^2$

dove p è la pressione idraulica. Il momento flettente a centro campata è:

$$M_{fl} = \frac{1}{24} \cdot p \cdot i_m^2$$

Il modulo di resistenza della sezione della strisciolina vale: $w = \frac{\frac{1}{12} \cdot l \cdot s^3}{\frac{s}{2}} = \frac{s^2}{6}$

La σ_{MAX} sollecitazione massima che si ha nell'incastro è allora data da:

$$\sigma_{MAX} = \frac{\frac{1}{12} \cdot p \cdot i_m^2}{\frac{s^2}{6}} = \frac{p \cdot i_m^2}{2 \cdot s^2} = \frac{p}{2} \left(\frac{i_m}{s} \right)^2$$

in realtà così facendo si commette un piccolo errore: infatti scorporando la strisciolina dal resto della struttura si è trascurato che in effetti la contrazione laterale risulta impedita. Per tenere conto di questo fatto si può far intervenire il coefficiente di Poisson (che vale $\nu = 0,3$ per l'acciaio e l'alluminio). La deformazione viene così

ridotta dal rapporto: $\frac{1}{1-\nu^2}$

Si vede dunque che il risultato teorico così ottenuto è pessimistico circa del 10% rispetto a quello reale. In più c'è da dire che le striscioline più vicine al paramezzale centrale risultano da questo sostenute (e lo stesso dicasi per quelle adiacenti alla zona del ginocchio).

L'effetto della pressione idrostatica sul fondo può sempre essere visto come una sollecitazione aggiuntiva rispetto alla sollecitazione generale agente sullo scafo. Rappresentiamo l'andamento delle tensioni:



fig.79

Si può dire che, a seconda del segno assunto dalla quota relativa alla sollecitazione generale agente sullo scafo (cioè a seconda che la nave sia inarcata o insellata), le due quote si sommeranno sul bordo esterno o su quello interno del fondo.

Si comprende adesso perché in passato i registri indicavano due diversi valori del modulo di resistenza per fondo e ponte (quest'ultimo un po' meno elevato): ciò era appunto dovuto alla presenza della sollecitazione aggiuntiva sul fondo. Oggigiorno si è comunque rinunciato a questa distinzione. Abbiamo così

visto come si procede alla verifica: si potrebbe anche eseguire il calcolo relativo ad una lastra, soluzione più raffinata, ma il metodo esposto è già soddisfacente.

7.2 FONDO A STRUTTURA LONGITUDINALE

In questo caso il discorso è diverso. Un'impostazione semplice ed analoga a quella già vista sarebbe quella di considerare come trave resistente un elemento costituito da una striscia di lamiera (di larghezza pari all'intervallo tra i correnti) e dal corrente di rinforzo adiacente, si procederebbe poi in maniera analoga al caso precedente.

In questo caso si deve però tener conto anche dell'effetto dei vari paramezzali, che è rilevante: andando a studiare le strisce scorporandole si commetterebbe un errore eccessivo. Risultati migliori si ottengono invece affrontando il problema globalmente, considerando cioè l'intero grigliato del fondo, doppio o semplice, costituito dall'insieme dei correnti longitudinali e dei madieri rinforzati.

Svilupperemo il metodo delle forze, che consiste nel supporre che le azioni esterne vengano ripartite in modo opportuno sui due diversi ordini di travi (longitudinali e cioè i paramezzali e trasversali cioè i madieri), e nell'imporre quindi che in ogni punto dell'incrocio (nodo) le formazioni siano congruenti. In linea di principio salvo particolari simmetrie ne derivano tante equazioni quanti sono i nodi, queste permetteranno di ricavare le reazioni mutue, cioè le azioni che una trave di un ordine esercita in un nodo nel quale incrocia una trave dell'altro ordine. Le reazioni mutue tra due travi di due ordini in corrispondenza dei nodi sono le incognite del problema.

Consideriamo ad esempio la struttura del fondo di una nave bulk-carrier affrontando globalmente il problema dell'analisi della struttura del fondo:

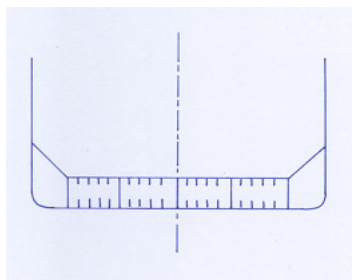


fig.80

Il grigliato del fondo sarà costituito nel seguente modo:

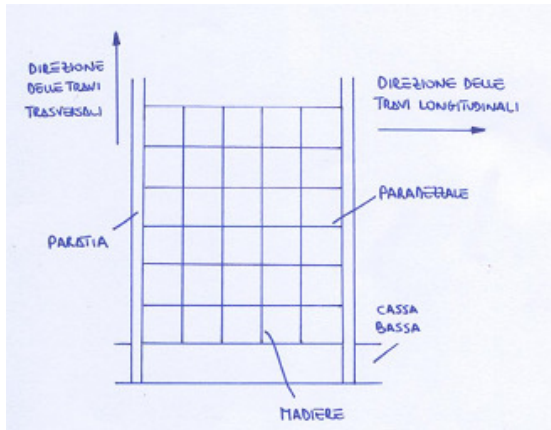


fig.81

I due schemi di trave che costituiscono il grigliato, rilevabili dal piano dei ferri, sono i seguenti:

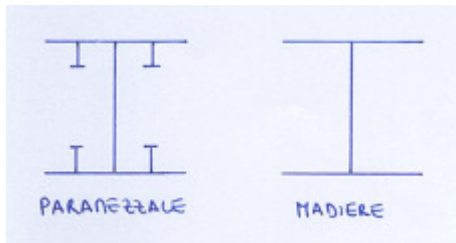


fig.82

- paramezzale (tipica trave longitudinale)
- madiere (tipica trave trasversale).

Diciamo qualcosa sui vincoli cui sono sottoposte queste travi: per quanto riguarda i correnti longitudinali, se l'intervallo tra le paratie stagne trasversali è costante e se anche il carico non varia nelle diverse zone, si avrà un incastro. Per i madieri si avrà invece un semi-incastro, che corrisponde alla situazione nella parte terminale dello scivolo della cassa bassa: questo particolare comportamento dipende proprio dalla maggiore o minore rigidità torsionale della cassa bassa stessa.

Se ci si allontana, in senso longitudinale, da una paratia trasversale, la deformabilità aumenta (quella della cassa) fino a raggiungere il massimo a metà larghezza della stiva (dove il grado di incastro dei madieri è quindi minimo). Il grado di incastro avrà quindi il seguente andamento:

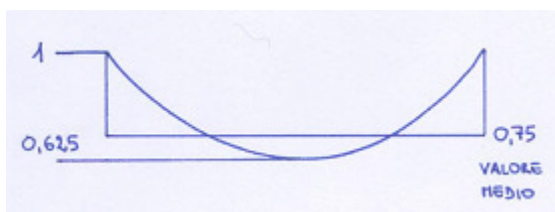


fig.83

Il valore medio, pari a 0,7-0,8 è dato dal rapporto:

$$\frac{M_{REALE}}{M_{INCASTRO PERFETTO}}$$

I registri riportano varie indicazioni relative alla determinazione della rigidità torsionale delle casse basse laterali.

Si è visto anche che l'effetto di torsione proprio delle travi è trascurabile.

Facciamo ora un discorso generale (abbandonando per un momento il caso particolare del fondo di una nave), e consideriamo una griglia qualsiasi composto da m travi trasversali ed n travi longitudinali. Dovremo determinare le equazioni di congruenza. Introduciamo i coefficienti di influenza.

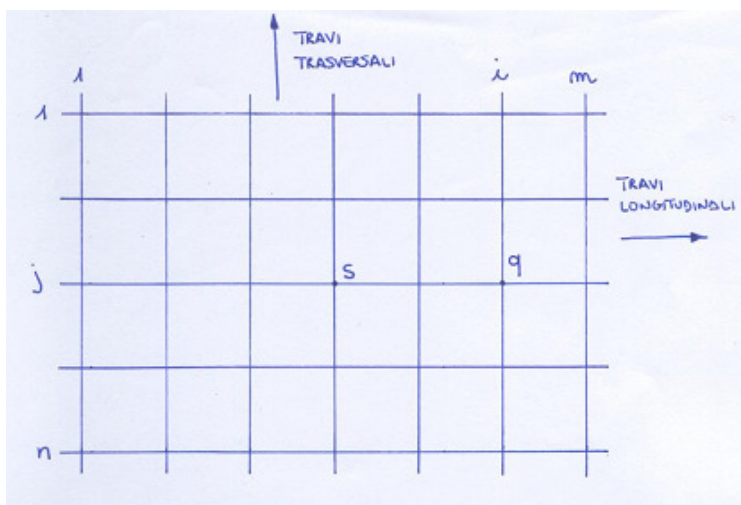


fig.84

$\lambda_{j(s,q,i)}$ è il coefficiente di influenza di una generica trave longitudinale j che supponiamo a se stante (cioè scorporata dalla griglia) e con i vincoli di estremità che le competono (incastri o semi-incastri), definite a priori. Questo indice fornisce l'abbassamento del nodo s della trave j per effetto di una forza unitaria che agisce nel nodo q (della stesa trave j) che corrisponde all'incrocio della trave longitudinale j con la i -esima trave trasversale:

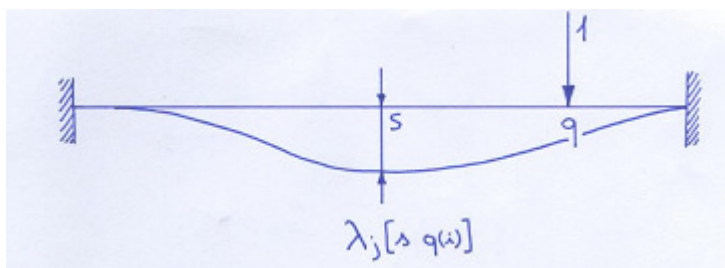


fig.85

In maniera analoga si definisce $\mu_{i(s,r,j)}$ riferito alla i-esima trave trasversale: esso dà l'abbassamento del nodo s della trave i per effetto della forza unitaria che agisce nel nodo r della stessa trave i all'incrocio con la j-esima trave longitudinale.

Con i metodi visti in Scienza delle Costruzioni, siamo in grado di trovare la freccia in un punto qualsiasi di una trave (trascurando le deformazioni dovute al taglio e considerando solo quelle da momento flettente). In questo caso dovremo invece considerare anche la deformazione da taglio per non commettere errori troppo rilevanti.

Indichiamo ancora con $\mu_{i,s}$ il coefficiente relativo all'abbassamento del nodo s immaginato appartenente alla generica i-esima trave trasversale (considerata scorporata) conseguente all'applicazione del carico esterno che compete alla trave; tale carico viene considerato con il proprio andamento ma con valore unitario.

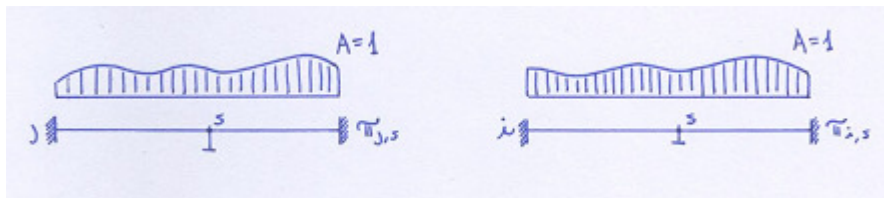


fig.86

Analogamente per una trave longitudinale j-esima si avrà un $\pi_{j,s}$.

Con questa simbologia l'abbassamento $y_{s(i)}$ del generico nodo s, supposto appartenente alla i-esima trave trasversale, sarà dato da:

$$y_{s(i)} = Q_i \cdot \pi_{i,s} - \sum_1^n (x_{r(i,j)} \cdot \mu_{i(s,r,i)})$$

dove Q_i è il carico esterno che effettivamente agisce sulla i-esima trave trasversale in esame. Il termine negativo è quello relativo alle azioni mutue: in esso x_r è la generica reazione mutua, che agisce nel nodo r (appartenente alla i-esima trave trasversale ed alla j-esima trave longitudinale), tra le due travi. Si è così attribuito un segno positivo alle reazioni mutue quando nelle travi trasversali esse hanno segno opposto a quello definito positivo per il carico esterno che grava sulle stesse travi trasversali.

Per il medesimo nodo s, considerato però appartenente alla j-esima trave

longitudinale si ha:

$$y_{s(j)} = Q_j \cdot \pi_{j,s} + \sum_1^n (x_{q(i,j)} \cdot \lambda_{j(s,q,i)})$$

Per la congruenza delle deformazioni si dovrà avere: $y_{s,j} = y_{s,i}$

e quindi in definitiva: $Q_i \cdot \pi_{i,s} - \sum_1^n (x_{r(i,j)} \cdot \mu_{i(s,r,i)}) = Q_j \cdot \pi_{j,s} + \sum_1^n (x_{q(i,j)} \cdot \lambda_{j(s,q,i)})$

Questa relazione in generale può essere scritta per ciascuno degli (m x n) nodi. Si otterrà così un sistema di equazioni lineari, la cui soluzione ci darà le reazioni mutue.

Una volta risolto il sistema avremo quindi le varie tensioni con il carico distribuito, le azioni negli incastri (paratie) e nei nodi (solo carico tagliente).



fig.87

Uno schema del genere lo sappiamo risolvere.

Vediamo adesso un punto che non abbiamo ancora presentato, cioè stabilire come si distribuisce il carico idrostatico esterno ai due ordini di travi (trasversali e longitudinali).

Consideriamo ad esempio il caso di una cisterna vuota: abbiamo il carico che grava sulla griglia e vogliamo sapere come si distribuisce (in realtà questo problema non è così importante, esistono comunque alcune teorie che permettono di risolverlo).

Anche se adottassimo un metodo diverso da quello corretto (ad esempio potremmo per assurdo supporre che tutto il carico esterno gravi sulle sole travi trasversali, che quindi lo trasmettono a quelle longitudinali), il risultato finale non si discosterebbe molto dal vero. Infatti tutto quello che non facciamo gravare direttamente sulle travi longitudinali esse se lo trovano nelle reazioni mutue (che risultano diverse proprio a seconda di come inizialmente si sceglie di distribuire il carico esterno sulla griglia).

In particolare si può procedere a tale distribuzione del carico secondo la **teoria approssimata di GRASHOF**.

Questa teoria considera, nell'ambito di una singola maglia, due striscioline:

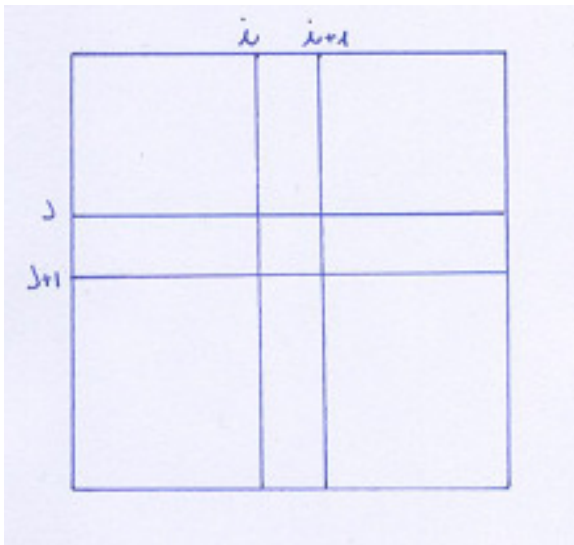


fig.88

Si avrà una distribuzione che risulta funzione della quarta potenza dei lati della maglia.

Consideriamo dunque una griglia ($m \times n$), con a si è indicata la lunghezza della stiva, con b la larghezza fino agli scivoli delle casse basse:

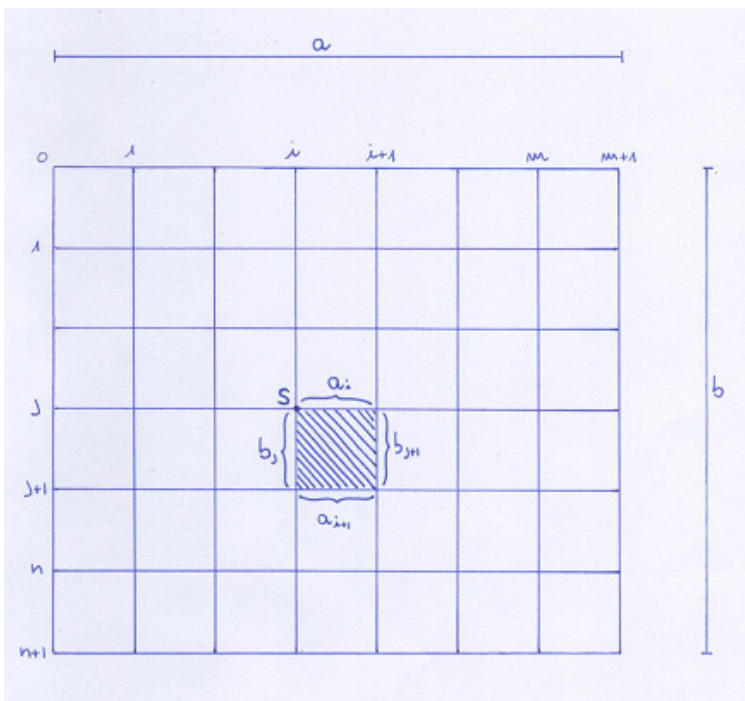


fig.89

Si tenga presente che il carico esterno che agisce sulla griglia non grava tutto sulle travi, ma una parte si scarica direttamente sui bordi della griglia stessa.

Indichiamo con Q il carico totale che grava sul fondo. Consideriamo poi un generico nodo s e la maglia i cui lati vanno da i a $(i + 1)$ e da j a $(j + 1)$:

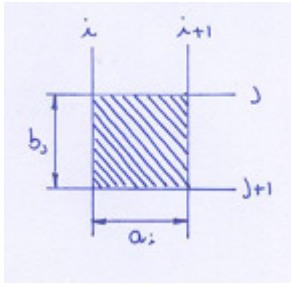


fig.90

Sul fondo si avrà una pressione data da: $p = \frac{Q}{a \cdot b}$

Sulla maglia considerata graverà dunque un carico dato da: $\frac{Q}{a \cdot b} \cdot a_i \cdot b_j = p \cdot a_i \cdot b_j$

dove p è la differenza tra la pressione idrostatica esterna ed un'eventuale pressione interna allo scafo. Per l'ipotesi di Grashof che fondamentalmente consiste nel supporre che le due striscioline interne alla maglia abbiano nel centro della stessa uguale deformazione, avremo che il carico che grava sui due lati b_j e b_{j+1} della

maglia è dato da: $Q_j^{(i)} = Q_j^{(i+1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{a \cdot b} \cdot a_i \cdot b_j \cdot \frac{b_j^4}{a_i^4 + b_j^4}$

Questo è il carico che grava sui due tronchi b_j e b_{j+1} .

Poniamo: $\frac{a_i}{b_i} = \lambda_{i,j}$ si ha allora: $Q_j^{(i)} = Q_j^{(i+1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{a \cdot b} \cdot \frac{a_i \cdot b_j}{1 + \lambda_{i,j}^4}$ analogamente per i

due lati a_i e a_{i+1} si può scrivere:

$$Q_j^{(i)} = Q_j^{(i+1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{a \cdot b} \cdot a_i \cdot b_j \cdot \frac{a_j^4}{a_i^4 + b_j^4} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{a \cdot b} \cdot a_i \cdot b_j \cdot \frac{\lambda_{i,j}^4}{1 + \lambda_{i,j}^4}$$

Se ora prendiamo in esame la maglia adiacente (la (i-1)-esima), che ha in comune il lembo b_j con la maglia fin ora considerata, il carico che grava sul tratto b_j sarà allora dato dalla somma dei contributi delle due maglie; il contributo della maglia (i-1) sarà:

$$Q_j^{(i)} = Q_j^{(i-1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{a \cdot b} \cdot a_{i-1} \cdot b_j \cdot \frac{1}{1 + \lambda_{i-1,j}^4}$$

la somma di $Q_j^{(i)}$ e $Q_j^{(i-1)}$ ci dà il carico effettivo che grava sul tratto di trave b_j .

Il carico complessivo Q_i che grava sulla i-esima trave trasversale sarà allora dato da:

$$Q_i = \frac{Q}{2 \cdot a \cdot b} \cdot \left[a_{i-1} \cdot \sum_0^n \left(\frac{b_j}{1 + \lambda_{i-1,j}^4} \right) + a_i \cdot \sum_0^n \left(\frac{b_j}{1 + \lambda_{i,j}^4} \right) \right]$$

Questo è il carico che grava su tutte le travi i-esime. Analogamente per la trave j-esima.

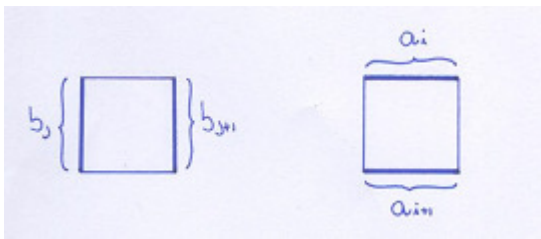


fig.91

I carichi che gravano sui due ordini di travi in certi casi possono essere considerati come distribuiti.

Un caso particolare in cui le cose si semplificano notevolmente è quello in cui l'intervallo tra le travi si mantiene fisso. In tale caso è possibile scrivere:

$$a_i = \frac{a}{m+1}$$

$$b_j = \frac{b}{n+1}$$

$$\lambda_{i,j} = \frac{a}{b} \cdot \frac{n+1}{m+1} = \lambda$$

Il carico Q_i che compete a ciascuna trave trasversale diviene allora:

$$Q_i = \frac{Q}{m+1} \cdot \frac{1}{1+\lambda^4}$$

ed analogamente per una trave longitudinale: $Q_i = \frac{Q}{n+1} \cdot \frac{\lambda^4}{1+\lambda^4}$

Considerando la somma $Q_i \cdot n + Q_j \cdot m$ non si ottiene l'intero carico esterno Q , in quanto manca la quota che si scarica direttamente sul bordo della griglia. Quest'ultimo risulta invece sottoposto proprio alla quota di carico dato da:

$Q_i \cdot n + Q_j \cdot m$ (l'intervallo tra le travi si mantiene fisso).

Abbiamo visto l'impostazione da dare alla verifica di una griglia. Le diverse possibili tipologie di travi che si incontrano nella trattazione della griglia e da mettere a calcolo sono le seguenti:

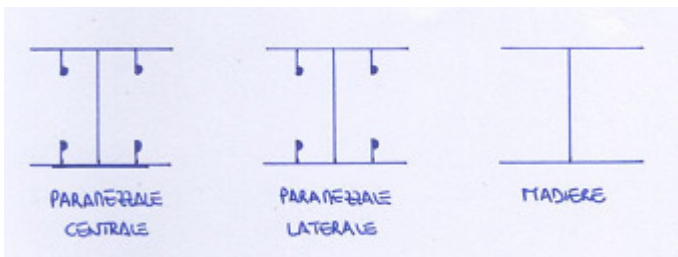


fig. 92

Abbiamo anche detto che il modo in cui le forze esterne si vanno a distribuire sui due ordini di travi (trasversali e longitudinali) della griglia ha meno importanza di quanto potrebbe sembrare a prima vista in quanto ciò che magari si trascura all'inizio lo si ritrova poi nelle espressioni finali delle reazioni mutue tra le stesse travi.

Facciamo ora qualche considerazione sui vincoli: per quanto riguarda le travi longitudinali della griglia, se la nave è caricata uniformemente, le paratie stagne trasversali possono essere considerate come degli incastrati per le suddette travi. Per le travi trasversali si ha invece un effetto di parziale incastro che è legato alla rigidità torsionale della struttura delle casse basse laterali (se presenti), e che va affievolendosi man mano che si prendono in considerazione i madieri più distanti dalle paratie stagne trasversali che delimitano la stiva: in sostanza per queste travi il grado di incastro è rappresentato da una maggiore o minore resistenza alla torsione, ed è perciò strettamente connesso alla struttura del fasciame.

Sono state proposte varie formule empiriche che danno l'entità di tale effetto incastrante. Il valore medio accertato del momento al vincolo è pari allo 0,7 del momento d'incastro perfetto, l'effetto incastrante nel suo complesso presenta un andamento di tipo parabolico. Si vede che l'effetto incastrante è maggiore per i madieri più vicini alle paratie stagne trasversali (ma comunque inferiore ad 1).

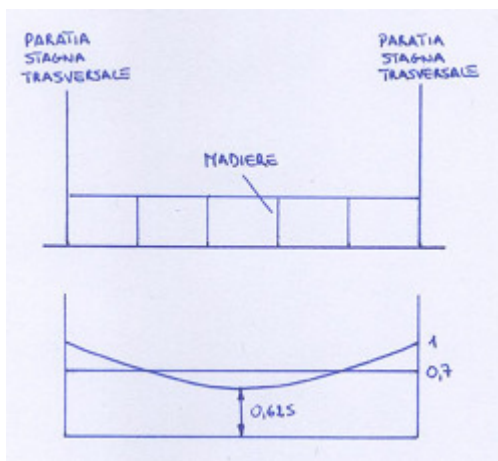


fig.93

Con queste precisazioni si procede nel calcolo come già visto tenendo conto anche del taglio.

Una volta determinati i coefficienti di influenza, si otterranno n equazioni in n incognite (solitamente 12-15 incognite nel caso di bulk-carrier) che costituiscono il sistema lineare da risolvere: la risoluzione fornirà le reazioni mutue tra le travi.

Ogni trave risulterà così soggetta ad una certa condizione di vincolo, caricata con un carico esterno distribuito (da determinarsi alla Grashof) e sottoposta alle reazioni mutue.

In alternativa a questo procedimento è possibile anche eseguire un calcolo semplificato e (consigliato dal registro) basato sulla supposizione che il carico esterno venga sopportato in prima istanza dalle sole travi trasversali, che lo trasmettono poi anche a quelle longitudinali: il risultato finale si modifica relativamente poco, ed i momenti flettenti massimi a centro campata delle travi trasversali così ottenuti non differiscono di molto da quelli ricavati con il calcolo rigoroso.

Ciò conferma ancora una volta il fatto che il problema di come distribuire il carico esterno sui due ordini di travi della griglia, nella sostanza non modifica sensibilmente il risultato finale.

L'entità delle sollecitazioni dovute al carico (idrostatico) aggiuntivo agente sul fondo, che risultano confrontabili con la quota dovuta alla sollecitazione generale agente sullo scafo, sottolineano la necessità di avere un asse neutro spostato verso il basso, proprio per tener conto della sollecitazione aggiuntiva che grava sul fondo della nave.

Affrontiamo ora un problema molto importante: il valore del taglio in corrispondenza di una paratia stagna. Questo è la reazione che la paratia stessa, costituendo un vincolo, trasmette alle travi longitudinali, ma è anche la sollecitazione che la paratia a sua volta trasmette al complesso della struttura dello scafo. Il taglio alle estremità delle travi longitudinali è la reazione dei vincoli (paratie): dunque si può dire che una parte del carico sul fondo grava in sostanza sulla trave nave, in parte distribuita (sul fondo stesso) ed in parte concentrata (sulle paratie).

Quando abbiamo visto come si tracciano i diagrammi dei carichi agenti sullo scafo (e da questi quelli di taglio e momento) in sostanza si è implicitamente ipotizzato che tutti i carichi agenti sulla trave nave gravino sezione per sezione sulla trave stessa.

Viceversa dallo studio della griglia emerge che il carico sul fondo non viene a gravare sulla trave nave sezione per sezione, bensì viene trasmesso alla trave stessa attraverso le paratie stagne trasversali.

Se ad esempio consideriamo un fondo a struttura trasversale, il carico che grava sullo stesso viene trasmesso alla struttura generale dello scafo attraverso i madieri (a parte la quota sopportata dal paramezzale centrale).

Se invece abbiamo un fondo a struttura longitudinale, il carico che grava sullo stesso in parte si scaricherà sui madieri, che poi caricano le murate, ed in parte sui paramezzali, che trasmettono poi la loro quota di carico alla trave nave attraverso le paratie stagne, per cui si ha una redistribuzione delle forze rispetto a quanto da noi ipotizzato nei precedenti schemi di calcolo.

In proposito vediamo ad esempio il caso di una nave caricata uniformemente:

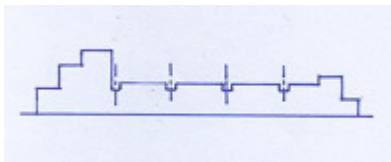


fig.94

Questo è il castello dei pesi.

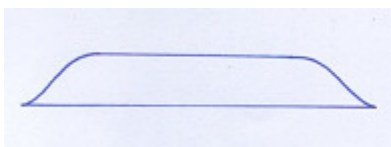


fig.95

Questo è il diagramma delle spinte.

Possiamo dunque dire che i carichi che finora abbiamo considerato distribuiti nell'intervallo di una stiva, si trovano in realtà ad agire sulla trave nave nel seguente modo:



fig.96

Questo è il vero diagramma dei carichi esterni che gravano sulla nave (dove le forze concentrate sono le reazioni, cambiate di segno, sulle travi longitudinali).

Il carico agisce dunque sulla trave nave in parte con continuità (sui madieri) ed in parte in modo concentrato. Stessa cosa può dirsi anche per le spinte, che vengono anch'esse a perdere la loro supposta continuità di azione:

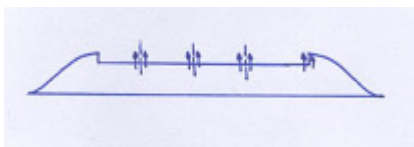


fig.97

Ovviamente il valore totale della spinta deve rimanere inalterato.

Un discorso analogo può essere fatto anche nel caso di nave caricata a stive alterne, gli effetti saranno però notevolmente diversi.

In sostanza quanto ora detto fa sì che le azioni che gravano sulla trave nave non abbiano l'andamento che avevamo inizialmente preso per buono, il che rende la loro distribuzione più complessa (con effetti diversi dipendenti dal carico).

Consideriamo dunque il caso di una nave a struttura trasversale caricata a stive alterne, consideriamo in particolare due stive adiacenti una vuota v ed una piena p .

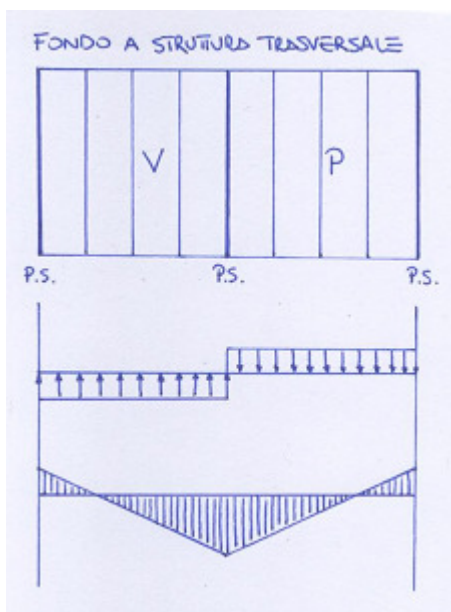


fig.98

Questo è l'andamento tipico del diagramma del taglio.

Si tenga presente che i carichi considerati sono al netto (si è cioè implicitamente eseguita la differenza peso-spinta).

Se consideriamo la stessa situazione nel caso di una nave a struttura longitudinale, il diagramma del taglio presenta una pendenza minore, si hanno però delle forze concentrate date dall'azione dei paramezzali sulle paratie stagne trasversali.

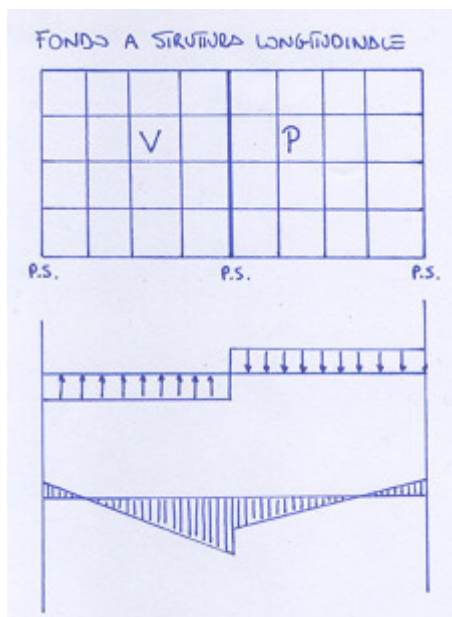


fig.99

L'effetto più significativo è che su una paratia stagna si hanno due forze concentrate di segno opposto che si elidono (anche se non completamente, in dipendenza delle dimensioni e del carico delle stive) a vicenda, per cui si ottiene un diagramma del taglio che risulta ridotto. Dunque il valore del taglio massimo è minore di quello che si otterrebbe seguendo la teoria classica, in quanto in questo caso i carichi sulle paratie tendono ad elidersi.

In base a queste considerazioni si vede anche come si modifica il diagramma del momento: di solito tuttavia la letteratura dà più risalto alle modificazioni del taglio (infatti nel carico a stive alterne in genere si hanno i massimi assoluti del taglio e non del momento flettente).

Lo stesso fenomeno ora descritto avviene anche nel caso di carico uniforme, ma con effetto significativamente minore. Consideriamo ad esempio il caso di una nave a struttura trasversale:

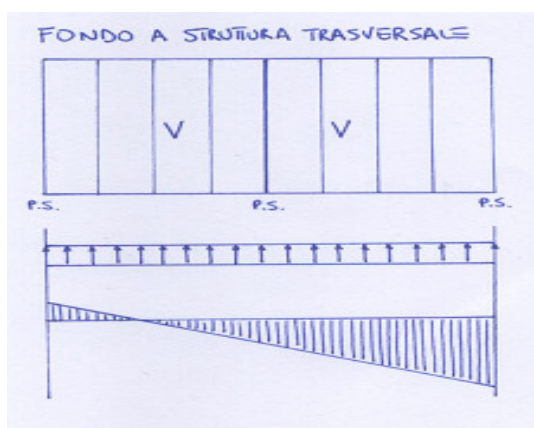


fig.100

Nel caso di struttura longitudinale si ha:

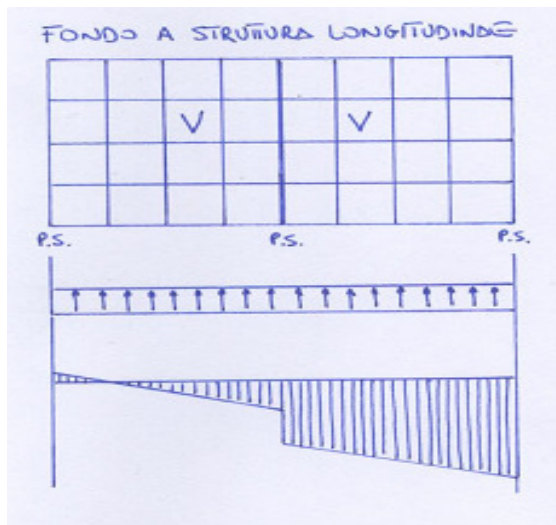


fig. 101

Si vede che si ha un diagramma del taglio in effetti diverso, nel quale i valori massimi che si raggiungono sono sostanzialmente gli stessi del caso precedente, per cui l'effetto è complessivamente minore.

Vediamo i diagrammi di taglio e momento tracciati tenendo conto della redistribuzione delle forze taglienti in virtù della trasmissione delle stesse forze attraverso le paratie stagne nel caso di nave caricata a stive alterne.

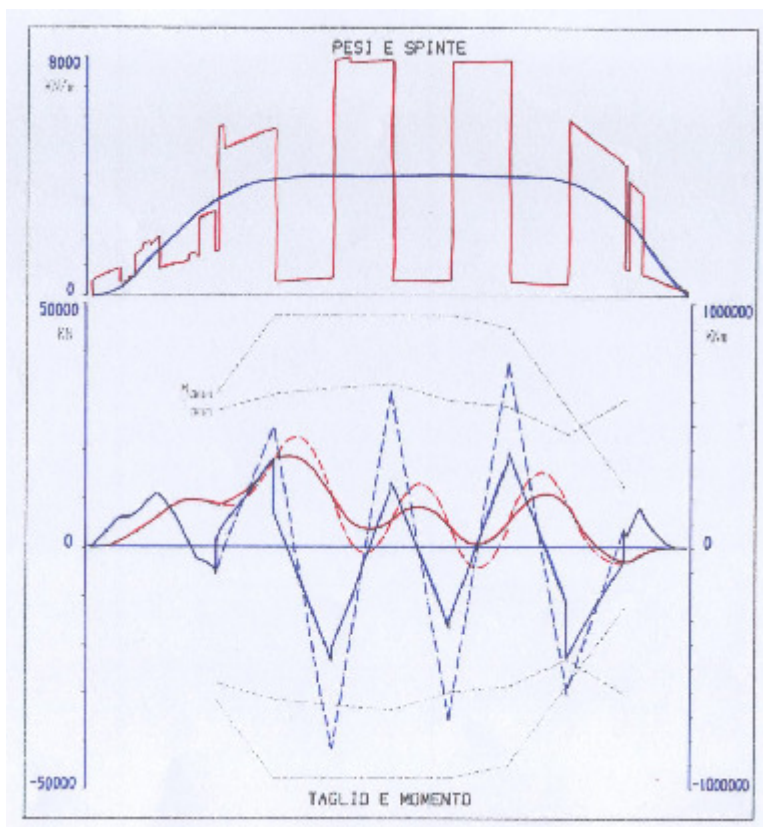


fig.102

Se guardiamo, gli analoghi diagrammi relativi alla stessa nave caricata però uniformemente, si vede che l'effetto della redistribuzione è in questo caso trascurabile (soprattutto nel diagramma del momento).

Riassumendo, il fenomeno fisico che abbiamo discusso è sempre lo stesso, il suo effetto è però diverso a seconda che la nave sia a struttura longitudinale o trasversale e che sia caricata uniformemente o a stive alterne.

Il fenomeno della redistribuzione delle forze taglienti, legato al concetto di griglia, è in sostanza veramente significativo solo nel caso di navi a struttura longitudinale caricate a stive alterne.

Sfortunatamente ciò è fonte di una ulteriore complicazione, in quanto la presenza di un carico a stive alterne ci impedisce di poter considerare le paratie stagne come un vero e proprio incastro per le navi longitudinali: ciò implica il fatto di dover realizzare la griglia dell'intero fondo della nave (e non di una sola stiva alla volta). A ciò pone parziale rimedio il fatto che i registri forniscono delle formule approssimate di più immediata applicabilità.

La trattazione del calcolo della griglia ha due aspetti fondamentali: da un lato essa consente di determinare le sollecitazioni che conseguono all'azione locale che grava sul fondo della nave, sempre additive rispetto alle sollecitazioni generate sullo scafo; oltre a questo emergono anche quelle che sono le reazioni sulla griglia in corrispondenza delle paratie stagne: esse rappresentano la quota di azione trasmessa alla trave nave dagli elementi a sviluppo longitudinale, quota che viene appunto ad agire secondo delle forze concentrate. Se consideriamo la conseguente redistribuzione delle forze, si otterrà un risultato finale diverso da quella teoria classica (soprattutto nel caso di carico a stive alterne).

8. FIACCAMENTO DELLE STRUTTURE

Per molto tempo nella costruzione delle navi passeggeri, si è preferito realizzare scafi con fondo a struttura longitudinale e ponti a struttura trasversale (con bagli piccoli e ravvicinati, dunque senza bisogno di grossi rompitratta, poco ortodossi ai fini dell'organizzazione del carico pagante a bordo).

Viceversa oggi la filosofia è cambiata: si è passati infatti alla realizzazione di bagli piuttosto alti in cui ricavare delle aperture, attraverso le quali far passare cavi, condutture di servizio, tubolature ecc. (fino a creare un vero e proprio interponte alto fino a 60 cm), con una diversa utilizzazione dello spazio; mediante tali navi risultano quindi più sviluppate in altezza.

Ad ogni modo nelle navi realizzate secondo la vecchia filosofia, che in genere erano quasi sempre navi insellate (cioè con i ponti compressi), poteva verificarsi un fenomeno di fiaccamento delle strutture trasversali dei ponti stessi (i quali, se di sovrastruttura, di solito non si estendevano da una murata all'altra, presentando con ciò un ulteriore motivo di debolezza).

Oggi i ponti di sovrastruttura solitamente si estendono praticamente da prora a poppa, ed in genere le navi risultano inarcanti, quindi il fenomeno di fiaccamento diviene meno preoccupante, ma ugualmente non può essere trascurato. Dunque il problema è quello di evitare fenomeni di instabilità in ponti (in particolar modo se a struttura trasversale) di navi insellate.

In generale quindi nelle parti compresse dello scafo possono verificarsi fenomeni di instabilità: questi vengono di norma studiati secondo il procedimento di EULERO (tranne il caso di travi tozze).

Secondo tale trattazione il carico critico risulta pari a: $P_{CRITICO} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_f^2}$

dove E è il modulo di elasticità, J il momento d'inerzia, da calcolare in riferimento alle condizioni di vincolo, l_f la lunghezza fittizia (dipendente dalle condizioni di vincolo).

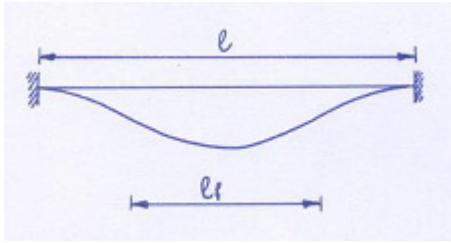


fig.103

Noi avremo a che fare con travi da considerare (quasi sempre) incastrate, per cui l_f sarà pari a metà della campata.

Diciamo subito che nello studio di questi fenomeni (nell'ambito della Scienza delle Costruzioni) in genere si introducono dei coefficienti di sicurezza piuttosto elevati: viceversa nel campo delle costruzioni navali si considerano coefficienti di poco superiori all'unità (1,2-1,3); ciò viene fatto per due motivi: da un lato la schematizzazione da noi accettata per poter ricavare agevolmente le varie grandezze, come ad esempio lo scorporare una strisciolina dal resto della struttura, ci porta ad avere un margine di sicurezza superiore, inoltre la schematizzazione di una nave che galleggia si allontana di molto dalla schematizzazione alla base della trattazione di Eulero: non si ha cioè un'azione continua che tende a fiaccare la struttura ; il fatto che l'azione sulla struttura sia di natura alternativa fa sì che il fenomeno di fiaccamento abbia difficoltà a maturare completamente nel tempo (si avranno altri fenomeni come ad esempio la fatica). In sostanza il carico di punta si instaura per tempi relativamente brevi ed il collasso avviene con maggior difficoltà. La formula di Eulero può essere elaborata nel seguente modo:

$$P_{CRITICO} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_f^2} = k \cdot \frac{\rho^2 \cdot A}{l_f^2} = \frac{k \cdot A}{\varepsilon^2}$$

dove $\varepsilon = \frac{l_f}{\rho}$ coefficiente di snellezza

Si ha quindi: $\sigma_{CRITICO} = \frac{P_{CRITICO}}{A} = \frac{k}{\varepsilon^2}$

Dunque l'andamento della curva σ - ε è di tipo iperbolico (ed ha per asintoti gli assi di riferimento).

Per travi molto snelle (alto valore di ε) il valore di σ_{CRIT} sarà basso (e viceversa). Per i casi di travi molto tozze si dovrà considerare la correzione di *TETMAYER*.

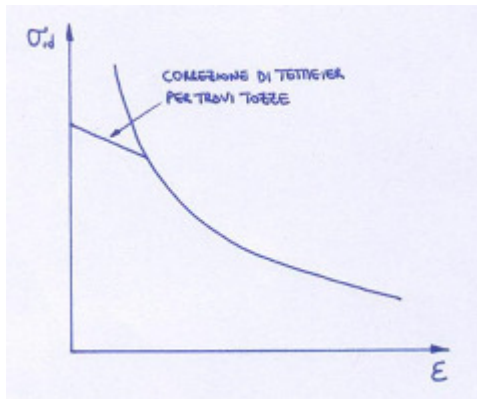


fig.104

In sostanza ad ogni snellezza ϵ corrisponde un determinato σ_{CRIT} .

Vediamo come si applicano le conclusioni di Eulero al caso di una nave: il caso più significativo è quello di una nave a struttura trasversale; si procede considerando un pezzetto di fasciame separato dal resto della struttura (ad esempio la struttura di un ponte).

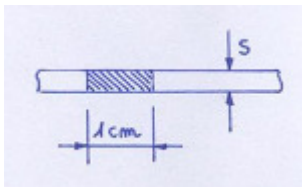


fig.105

Per tale pezzettino è possibile calcolare ρ . Si ha:

$$I = \frac{1}{12} \cdot s^3$$

$$A = 1 \cdot s$$

$$\text{dunque: } \rho^2 = \frac{I}{A} = \frac{s^3}{12 \cdot s} = \frac{s^2}{12}$$

$$\text{da cui: } \rho \cong \frac{s}{3,46}$$

con questo valore si può entrare nei diagrammi. Possiamo ragionevolmente pensare

il fasciame come incastrato in corrispondenza dei madieri, per cui si ha: $l_f = \frac{d}{2}$

dove d è la distanza tra i madieri; quindi: $\epsilon = \frac{\frac{d}{2}}{\frac{s}{2,46}} = 1,73 \cdot \frac{d}{s}$

$$\text{dunque: } \sigma_{\text{CRITICO}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(1,73)^2 \cdot \left(\frac{d}{s}\right)^2} = \frac{6,9 \cdot 10^6}{\left(\frac{d}{s}\right)^2}$$

la precedente espressione ci permette di dire che σ_{CRIT} sarà molto più basso nel caso di strutture in alluminio (rispetto all'acciaio) in quanto il modulo E compare unicamente al numeratore. Dunque si vede che il vantaggio in peso ottenibile con l'uso della lega leggera può in certi casi essere pagato con l'insorgere di fenomeni di instabilità e fiaccamento delle strutture. In realtà il σ_{CRIT} così ottenuto risulta essere un valore peggiorativo del 10% circa in quanto si è trascurata la contrazione laterale impedita dalla strisciolina di lamiera; a rigore si dovrebbe scrivere:

$$\sigma_{CRITICO}^* = \frac{\sigma_{CRITICO}}{(1-\nu^2)}$$

In questo modo si tiene conto anche della resistenza offerta dalle strisciole adiacenti.

Il σ_{CRIT} effettivo risulterà quindi di un 10% superiore.

In campo navale esistono varie formule applicabili direttamente e basate su dati sperimentali (valide nel caso di navi a struttura trasversale); tra queste le più usate sono:

$$\sigma_{AMMISSIBILE} = \frac{3250}{1 + 0,0004 \cdot \left(\frac{d}{s}\right)^2} \quad [kg / cm^2] \quad \text{formula di Rankine}$$

dove d è la distanza tra gli elementi di rinforzo trasversali ed s lo spessore delle

$$\text{lamiere. } \sigma_{AMMISSIBILE} = \frac{2840}{1 + 0,001055 \cdot \left(\frac{d}{s}\right)^{1,75}} \quad [kg / cm^2] \quad \text{Montgomerie}$$

Si vede che queste formule non si discostano significativamente dalla trattazione di Eulero.

Nel caso di navi a struttura longitudinale, l'eventualità di fenomeni di instabilità è più remota tuttavia è bene fare qualche precisazione anche in questo caso. A tale proposito prendiamo in esame la struttura del fondo di una nave cisterna:

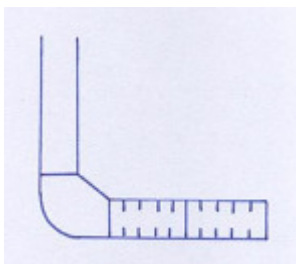


fig.106

Il paramezzale si appoggia su un elemento (paratia stagna trasversale) che rispetto ad esso dovrà essere sufficientemente rigido; un corrente ha invece come campata la distanza tra i madieri.

Si potrà quindi avere un piccolo fiaccamento tra un madiere e l'altro, dove l'elemento che resiste è il corrente e la relativa striscia di lamiera associata, oppure un grande fiaccamento, relativo al paramezzale; si dovrà verificare quale dei due fenomeni avviene per primo tenendo conto che nella realtà potrebbero anche sovrapporsi. Ad ogni modo un'impostazione del problema nella quale si supponga di estrarre un elemento dalla struttura e studiarlo è ancora più pessimistica di quanto non fosse nel caso di navi a struttura trasversale. In generale si può comunque affermare che la snellezza di una trave grande (la cui campata sarà pure grande) risulterà proporzionalmente maggiore.

Anche nel caso di navi a struttura longitudinale esistono formule di immediata

applicabilità:
$$\sigma_{AMMISSIBILE} = \frac{3250}{1 + 0,000033 \cdot \left(\frac{d}{\rho}\right)^2} \quad [kg / cm^2] \quad Rankine$$

dove d è la distanza tra i madieri (nel caso di piccolo fiaccamento) o tra le paratie stagne (nel caso più frequente del grande fiaccamento) e ρ il raggio d'inerzia. In alcuni casi ad esempio in presenza di ossature rinforzate, è opportuno verificare anche se c'è fiaccamento tra le ossature rinforzate.

Volendo dare alcune indicazioni di tipo numerico (dettate dall'esperienza), nel caso di navi a struttura trasversale è opportuno che sia $d/s < 55$, mentre nel caso di navi a struttura longitudinale l'intervallo tra i correnti deve essere inferiore agli 80 spessori anche se questa indicazione è abbastanza controversa.

Quanto detto finora vale sia per la struttura del fondo che per la struttura del ponte. C'è però da dire che quando si prendono in esame le sollecitazioni che agiscono sul ponte si ha una situazione diversa da quella del fondo in quanto su quest'ultimo agisce anche una sollecitazione aggiuntiva di natura idraulica.

In navi tendenzialmente inarcate si può così avere pericolo di instabilità combinato con la deformazione dovuta all'azione idraulica.

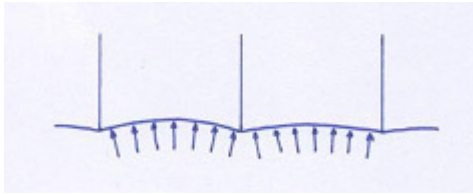


fig.107

In particolare si è constatato che se la freccia idraulica supera metà dello spessore, l'effetto può essere tale da invalidare la trattazione di Eulero.

Quando la freccia idraulica è maggiore di $0,5 \cdot s$ si procede nel modo seguente: si avrà un certo valore di σ dovuto alla sollecitazione generale agente sullo scafo, mediante il metodo di Eulero si può calcolare il σ_{CRIT} .

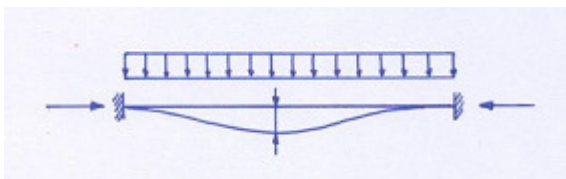


fig.108

La freccia risulta maggiorata a causa della presenza del carico assiale (si considera una freccia maggiorata approssimata dovuta alla contemporanea presenza di carico di punta e flessione laterale).

Si può scrivere:
$$f_{MAGGIORATA} = \frac{f_{FLESSIONE}}{1 - \frac{\sigma}{\sigma_{CRITICO}}}$$

dove la freccia di flessione è data da:
$$f_{FLESSIONE} = \frac{5}{384} \cdot \frac{p \cdot l^2}{E \cdot J} = 0,0086 \cdot \frac{p \cdot l^2}{E \cdot J}$$

La situazione si modifica rispetto a quanto detto in precedenza perché il massimo della sollecitazione si ha ora a centro campata ed è dovuto all'azione della pressione idraulica aggiunta alla sollecitazione generale dello scafo. La situazione è riassunta dal seguente disegno:

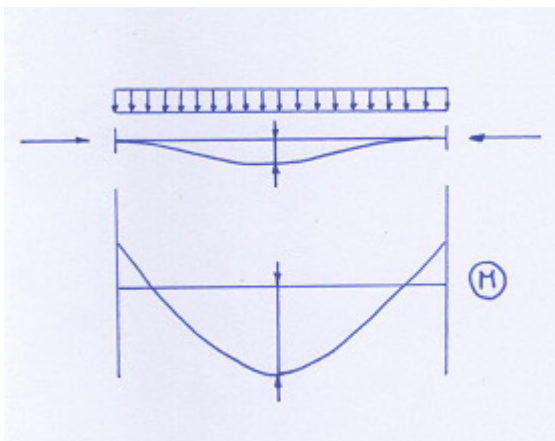


fig.109

Al momento flettente dovuto al carico trasversale si sovrappone dunque un momento flettente dovuto alla σ ed alla presenza della freccia maggiorata. Una verifica del genere viene comunque impostata solo nel caso in cui la freccia idraulica superi metà dello spessore.

9. LE DISCONTINUITA'

Parliamo adesso delle discontinuità che si hanno nella struttura di un ponte e delle concentrazioni di sollecitazione che esse possono produrre. Le aperture praticate nello scafo resistente sono punti di concentrazione delle linee di forza e come tali rappresentano anche dei potenziali punti di inizio di rotture (come nel caso delle navi Liberty americane viste nel caso delle saldature); si deve quindi cercare per quanto possibile di limitare il numero di queste aperture. A questo proposito esistono dati e diagrammi sperimentali in enorme quantità. In figura si vede la deviazione delle linee di forza della sollecitazione agente sul ponte nel caso della presenza di una boccaporta: in particolare si avrà una concentrazione degli sforzi sugli angoli. Un primo possibile accorgimento è quello di studiare e realizzare una disposizione delle aperture nello scafo tale da evitare un'eccessiva concentrazione degli sforzi.

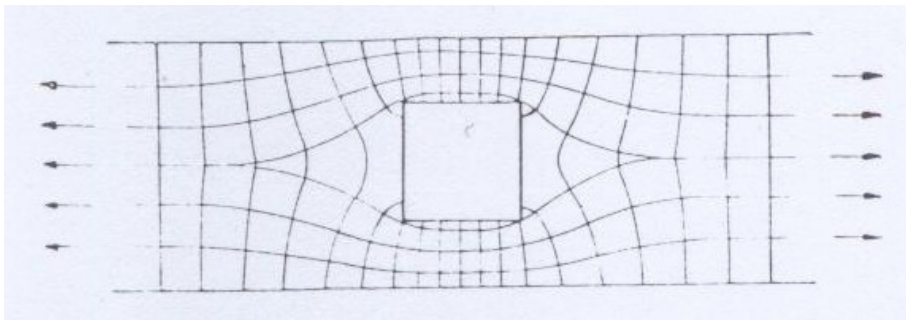


fig.110

Quando ciò non è possibile si dovrà aumentare lo spessore delle lamiere nei punti di concentrazione degli sforzi e cioè negli angoli delle aperture; in questi casi è tuttavia preferibile aumentare lo spessore attorno all'intera boccaporta in modo da evitare discontinuità di spessore che costituirebbero di per se un'ulteriore fonte di sollecitazione.

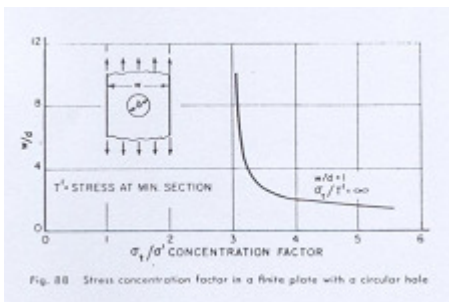


fig.111

Per lo stesso motivo talvolta si preferisce mantenere invariato lo spessore utilizzando però materiale dalle caratteristiche meccaniche superiori (acciai ad elevata resistenza).

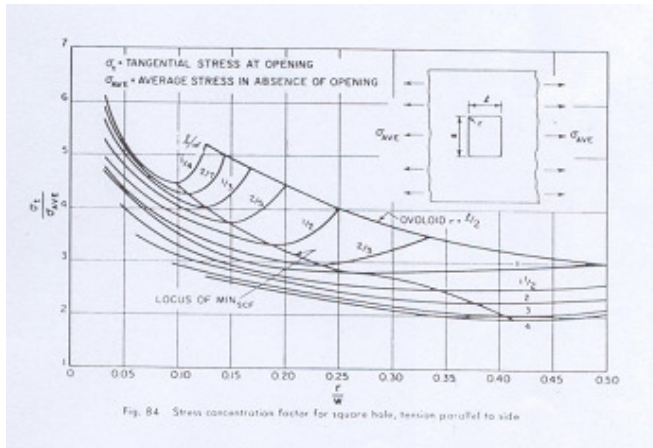


fig.112

I diagrammi in figura danno gli andamenti delle sollecitazioni in corrispondenza di un'apertura in funzione del valore σ_m che si avrebbe se l'apertura non ci fosse ed in funzione delle dimensioni dell'apertura stessa.

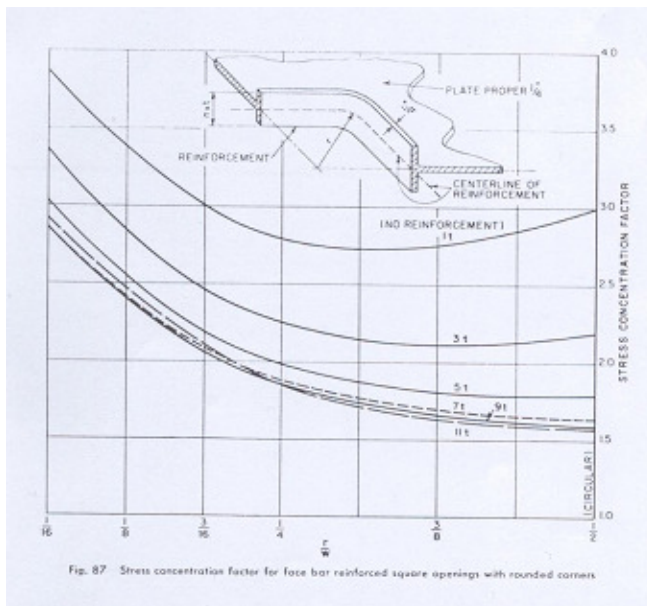


fig.113

In figura si vede anche l'impiego come rinforzo di un ferro piatto, operazione facilmente eseguibile.

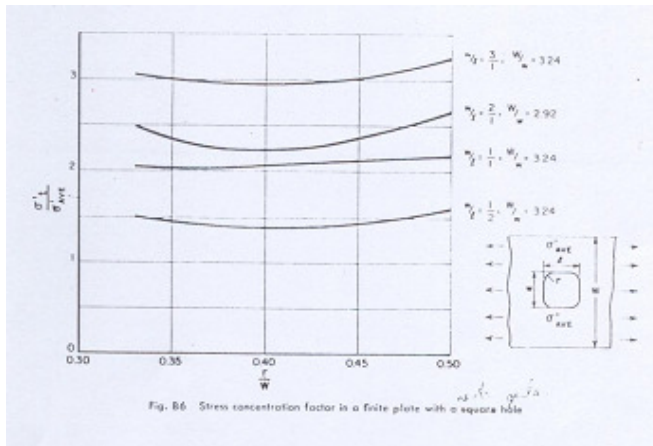


fig.114

Si vedono poi le diverse sistemazioni nel caso di strutture chiodate oppure saldate.

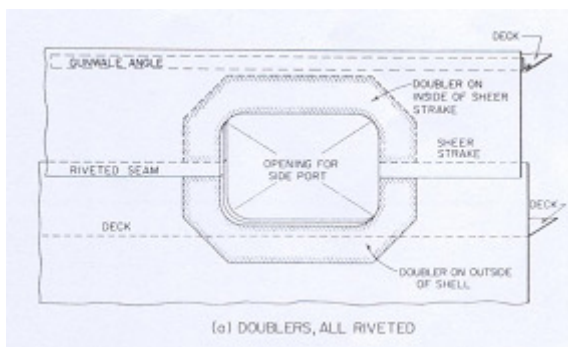


fig.115

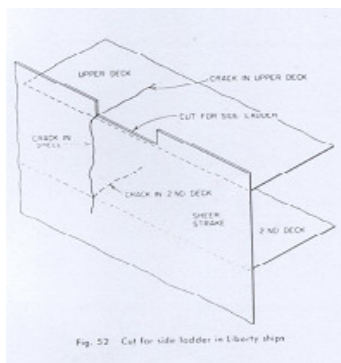


fig.116

10. NAVE INCLINATA TRASVERSALMENTE

Parliamo ora delle sollecitazioni che agiscono su di una nave inclinata trasversalmente. Quando la nave si inclina, il diagramma dei pesi non varia mentre quello delle spinte subirà delle variazioni (in quanto i menischi non sono più uguali e ciò è tanto più vero quanto più la nave ha forme stellate). Le variazioni subite dal diagramma delle spinte sono comunque piccole e tali da non modificare sensibilmente il valore del momento flettente che agisce sulla nave. Viceversa l'inclinazione può causare una significativa riduzione del valore del modulo di resistenza.

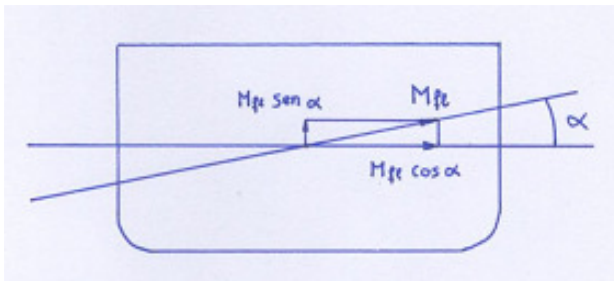


fig.117

Per discutere questo problema si possono seguire due vie:

se α è l'angolo di inclinazione, si possono considerare le due componenti $M_{fl} \cdot \cos(\alpha)$ e $M_{fl} \cdot \sin(\alpha)$ del momento flettente totale e la sollecitazione complessiva può essere calcolata come sovrapposizione delle due quote derivanti dalle suddette componenti. Si avrà:

$$\sigma_{TOT} = \frac{M_{fl} \cdot \cos(\alpha)}{w_n} + \frac{M_{fl} \cdot \sin(\alpha)}{w_v}$$

dove w_n è il modulo di resistenza rispetto all'asse neutro della nave dritta (già noto) e w_v il modulo di resistenza rispetto all'asse verticale (da calcolare). La precedente

relazione si può scrivere anche come:

$$\sigma_{TOT} = \frac{M_{fl} \cdot \cos(\alpha) \cdot z}{I_0} + \frac{M_{fl} \cdot \sin(\alpha) \cdot y}{I_v}$$

Ponendo in questa $\sigma = 0$ si individua l'equazione dell'asse neutro (passante per il

baricentro):

$$\frac{\cos(\alpha) \cdot z}{I_0} + \frac{\sin(\alpha) \cdot y}{I_v} = 0$$

da cui si ha l'equazione della retta asse neutro:

$$z = -\frac{I_0}{I_v} \cdot y \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

In generale l'asse neutro non sarà parallelo al nuovo galleggiamento.

Il secondo metodo, (più elegante del primo) è quello di ricorrere al concetto di "ellisse d'inerzia".

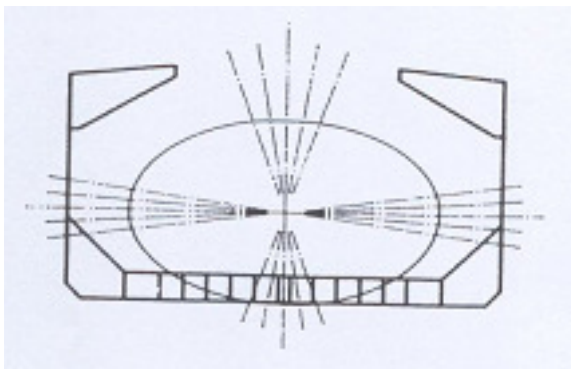


fig.118

Supponiamo quindi di conoscere l'ellisse d'inerzia della sezione della nave. Si ha:

$$\rho_y = \sqrt{\frac{I_0}{A}}$$

$$\rho_z = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

L'asse neutro resta individuato dal fatto di essere l'asse coniugato (attraverso l'ellisse) all'asse di sollecitazione.

Il prodotto $I = A \cdot \rho^2$ ci dà un nuovo momento d'inerzia a nave inclinata; la nuova

sollecitazione sarà pari a: $\sigma = \frac{M_f \cdot d}{I}$

dove d è la distanza massima (d_1 o d_2).

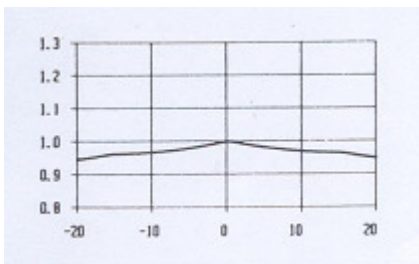


fig.119

La precedente figura mostra la riduzione del modulo di resistenza in funzione dell'inclinazione.

C'è però da dire che non è sempre detto che con l'inclinazione il valore di w diminuisca (come avviene ad esempio in una bulk-carrier); anzi nel caso di una nave cisterna può addirittura aumentare (dipende comunque dalla forma della sezione e dalla distribuzione dei ferri).

In una nave tipo bulk-carrier o simile si avrà una variazione di sollecitazione anche significativa (fino al 15% in più nei casi estremi) mentre in navi tipo cisterna si potrà avere addirittura una diminuzione rispetto al caso di nave dritta. Di ciò si tiene conto preliminarmente in sede di definizione dei massimi carichi ammissibili.

11. LINEA ELASTICA DELLA TRAVE NAVE

L'equazione differenziale di base dell'asse geometrico di una trave inflessa è la seguente: $\frac{d^2\eta}{dx^2} = -\frac{M_x}{E_x \cdot I_x}$

(abbiamo scritto E_x e non E perché possiamo avere delle variazioni di modulo di elasticità con l'ascissa per esempio per la presenza di materiali diversi) dove I_x è il momento d'inerzia della sezione posta all'ascissa x .

La precedente espressione fornisce l'ordinata della linea elastica all'ascissa x .

Se E è costante si può anche scrivere: $\frac{d^2\eta}{dx^2} = -\frac{M_x}{E \cdot I_x}$

Le leggi di variazione di M_x ed I_x non sono esprimibili analiticamente, conosciamo però i diagrammi dei loro andamenti.

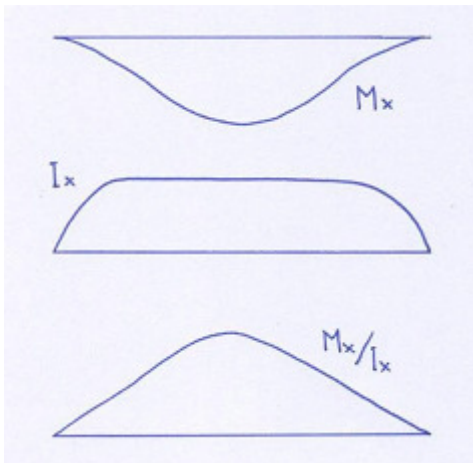


fig.120

Siamo così in grado di determinare sezione per sezione il rapporto M/I :

A questo punto si dovranno eseguire due integrazioni successive: con la prima si ha il diagramma delle inclinazioni, si dovrà poi individuare la retta di compenso (cioè una retta che intercetta aree uguali), la successiva integrazione darà la curva delle frecce.

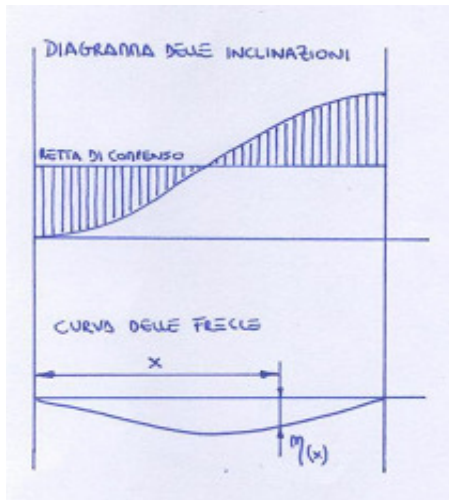


fig.121

Il calcolo risulta laborioso ma comunque fattibile: si otterranno delle frecce i cui valori possono essere anche di alcuni cm.

Come si è soliti fare nelle applicazioni di Scienza delle Costruzioni, fino ad ora si è tenuto conto delle sole deformazioni da momento flettente, trascurando quelle dovute al taglio: da un punto di vista generale è un procedimento che appare lecito. Esistono però alcuni casi particolari in cui la deformazione da taglio assume particolare importanza.

Verso la fine degli anni '60 si costruirono molte navi petroliere di grosse dimensioni (fino a 250.000 t di portata) con propulsione a turbina. Questo tipo di nave risultò soggetto ad un gran numero di avarie ai riduttori dell'impianto di propulsione: una prima causa era rappresentata da un diffuso impiego di riduttori sottodimensionati. La causa principale di tali avarie risiedeva comunque nel fatto che l'allineamento della linea d'assi nella parte poppiera, risultava inadeguato: in tale zona infatti la deformazione dovuta al taglio (che in sede di progetto era stata trascurata) risultava addirittura prevalente su quella dovuta al momento. Sul problema sono stati perciò condotti numerosi studi in particolare da parte del *Bureau Veritas*.

Se consideriamo anche la deformazione dovuta al taglio l'equazione

differenziale vista in precedenza diviene:

$$\frac{d^2\eta}{dx^2} = -\frac{M_x}{E \cdot I_x} + \frac{d}{dx} \left(X_x \cdot \frac{T_x}{G \cdot A} \right)$$

dove G è il modulo di elasticità tangenziale (pari a 800.000 kg/cm²), X il fattore di taglio (che nel caso di una trave è approssimativamente pari al rapporto tra l'area totale della sezione e l'area dell'anima); tale fattore è sempre maggiore di 1 ma nel

caso di una nave risulta di difficile valutazione (in quanto la sezione varia rapidamente e X deve essere calcolato in più punti). Al di là dello sviluppo del calcolo, ciò che interessa mettere in evidenza è come la parte poppiera di queste navi venisse ad assumere una deformazione pressoché esattamente opposta a quella calcolata considerando il solo contributo del momento flettente.

12. PROVE SPERIMENTALI DI NAVE AL VERO

Il primo obiettivo di tali prove è quello di verificare se una nave, pur caratterizzata da una struttura complessa e varia, possa essere trattata utilizzando la teoria di SAINT VENANT per le travi. Questo a differenza di quanto potrebbe apparire a prima vista, non è un problema banale, infatti assimilare la nave ad una trave tubolare non è così evidente. Per risolvere questo problema sono state condotte in passato alcune prove dette "storiche": le prime vennero eseguite nei primi del '900 (per iniziativa dell'ammiraglio britannico), poi ne vennero eseguite altre tra le due guerre mondiali e le ultime nel secondo dopoguerra.

Le prime prove condotte sotto la guida di Biles tra il 1902 ed il 1904, riguardarono la torpediniera Wolf, una nave a struttura chiodata e prevalentemente trasversale. Tale nave, venne introdotta in bacino ed appoggiata ad alcune selle in modo da sottoporla ad un momento flettente il cui valore risultava così noto:

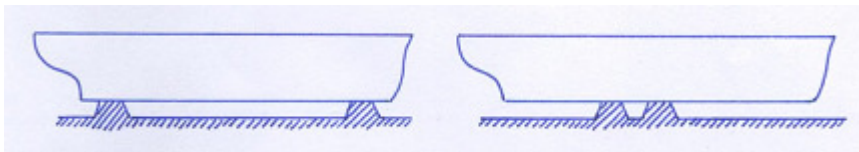


fig.122

Le selle potevano essere disposte entrambe al centro oppure una sotto ciascuna estremità in modo che la prova potesse essere eseguita sia con la nave inarcata che insellata.

Per aumentare il carico flettente veniva abbassato il livello dell'acqua dentro al bacino. A bordo erano stati preventivamente installati degli estensimetri in modo da poter risalire alle sollecitazioni ed alle deformazioni. Sulla base di queste rilevazioni si constatò che la posizione effettiva dell'asse neutro coincideva con quella calcolata analiticamente; anche le sollecitazioni risultarono perfettamente rispondenti al principio di conservazione delle sezioni piane (in quanto avevano il classico andamento triangolare alla NAVIER).

Un fatto imprevisto fu invece il risultato della misurazione delle frecce della linea elastica che risultarono infatti di entità superiore a quelle calcolate teoricamente, fatto che risultava di difficile comprensione. In proposito era valida l'equazione della linea elastica già vista.

Si ebbero allora molte discussioni sulle possibili cause alla base della discrepanza tra i valori delle frecce teorici e quelli misurati al vero. Una scuola di pensiero volgeva le proprie attenzioni sul momento d'inerzia I_x .

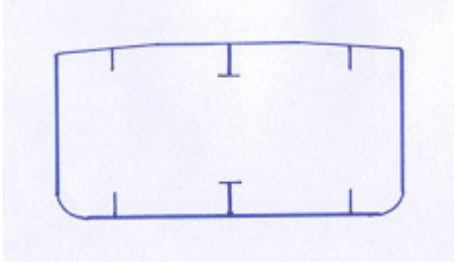


fig.123

Nel disegno è riportata la sezione della Wolf (a struttura nettamente trasversale e con pochi correnti longitudinali): a rigore questa non è certamente una trave alla de Saint Venant. Ciò spinse alcuni a supporre che solo una parte del fasciame (detta parte partecipante) contribuisse alla realizzazione del modulo di resistenza. Altri ipotizzarono che la partecipazione del fasciame fosse maggiore quando esso si trovasse sottoposto a trazione. Al giorno d'oggi entrambe le teorie appaiono clamorosamente sbagliate. Il motivo delle maggiorazioni delle frecce va infatti ricercato in una diminuzione del modulo di elasticità E che veniva considerato relativo al materiale integro, mentre il valore effettivo a causa della chiodatura, risulta più basso e quindi dà luogo a frecce più elevate. Ciò permette anche di dire che nelle navi moderne (saldate) il valore effettivo delle frecce è quello calcolato coincidono.

Durante gli anni '30 vennero eseguite negli U.S.A. delle prove simili ma più complesse durante le quali le navi esaminate venivano sollecitate fino a provocarne il collasso e la rottura.

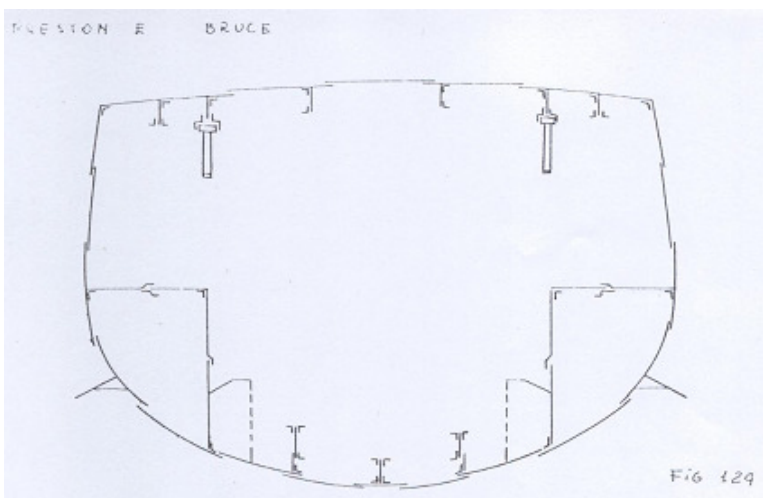


fig.124

In particolare vennero impiegate per queste prove due cacciatorpediniere gemelle (Bruce e Princeton): navi a struttura mista con una prevalenza di trasversalità, chiodate, prive di doppio fondo e con sovrastruttura modesta. Un'altra prova significativa venne eseguita in Inghilterra negli anni '50 utilizzando il cacciatorpediniere Albuera:

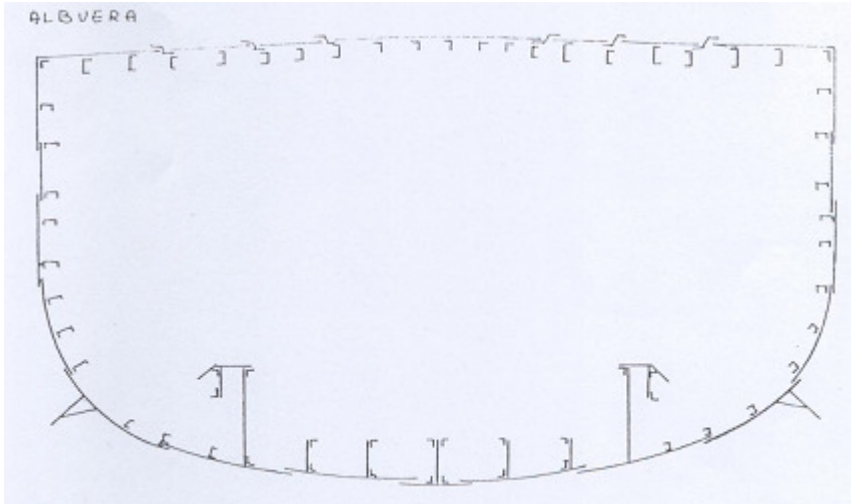


fig.125

nave a struttura prevalentemente longitudinale (con molti correnti). La prova consistette in un inarcamento progressivo (con delle selle poste a centro nave) spinto fino al collasso della nave. In tutti e tre i casi il collasso avvenne per fiaccamento della parte compressa dello scafo sottoposto a presso-flessione.

Diamo alcune indicazioni numeriche di queste prove:

	PRESTON	BRUCE	ALBUERA
L [m]	94,5	94,5	108,3
B [m]	9,4	9,4	12,9
D [m]	6,3	6,3	6,7
Δ [t]	1400	1400	3360
Tipo di prova	Insellamento	Inarcamento	Inarcamento
σ al collasso	2294 kg/cm ²	1790 kg/cm ²	2700 kg/cm ²
σ di snervamento teorico	3000	3000	3600

E' possibile fare un confronto tra i risultati delle diverse prove: il rapporto tra le due σ , confrontando Bruce ed Albuera, è più favorevole in quest'ultimo caso grazie alla lunghezza della struttura. Viceversa nel confronto tra Bruce e Preston si vede che è il

Preston (sottoposto ad insellamento) a comportarsi meglio; ciò potrebbe apparire contraddittorio in quanto una nave inarcata dovrebbe risultare più resistente grazie alla struttura del fondo (più robusta rispetto al ponte). C'è però da dire che le condizioni di prova del Bruce e quelle del Preston non sono perfettamente parallele malgrado le due navi fossero gemelle.

Quando una nave viene inarcata artificialmente come nel caso di queste prove i diagrammi del taglio e del momento presentano i seguenti andamenti:

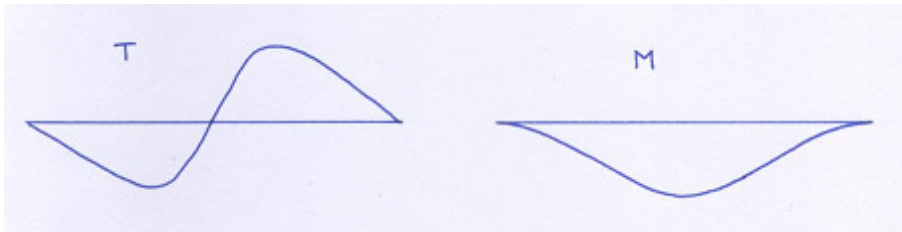


fig.126

Nel caso di nave insellata gli andamenti risultano invece del tipo:

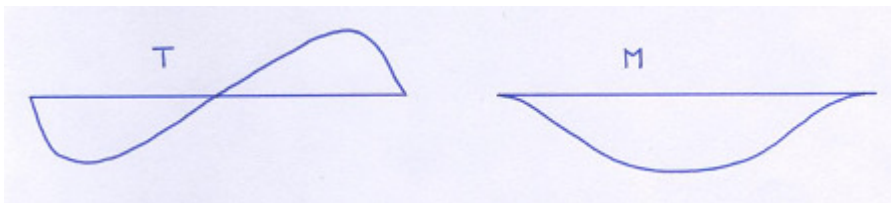


fig.127

Nel primo caso si viene ad avere una sollecitazione concentrata da taglio a centro nave (dovuta alla presenza delle selle), si realizza in tal modo una concomitanza di valori elevati di taglio e momento che non è aderente alla realtà fisica di una nave galleggiante in mare aperto. Nel secondo caso invece si vede che i massimi di T ed M sono ben distanti. Ciò spiega la discrepanza tra i risultati di Bruce e Princeton. Si può inoltre affermare che sarebbe stato più razionale sottoporre l'Albuera ad una prova di insellamento (piuttosto che inarcamento) così da avere una prova più vicina alla realtà di una nave che si trova in mare.

In sostanza le due suddette prove, nonostante abbiano contribuito a sottolineare possibili pericoli insiti nei fenomeni di pressoflessione, devono essere presi con le molle in quanto possono verificarsi situazioni anomale.

Altre prove, condotte nel corso degli anni sono quelle eseguite dall'A.B.S. su cinque navi campione o quelle relative a navi passeggeri (President Wilson) sottoposte ad un momento flettente di valore noto. In quest'ultimo caso si è constatato che nella zona delle sovrastrutture il principio di conservazione delle sezioni piane non è più valido (in quanto in tali zone le sollecitazioni diminuiscono).

Dopo aver descritto brevemente le prove sperimentali al vero si potrebbe pensare di eseguire prove simili su modelli in scala, in analogia con quanto si fa per misurare la resistenza al moto. In passato si è effettivamente tentato di fare ciò ma scontrandosi con le enormi difficoltà del punto di vista tecnologico, per questi motivi le prove tese a determinare le sollecitazioni su modelli in scala restano di scarso impiego. La maggiore difficoltà risiede nel riprodurre in scala la struttura della nave ed in particolare nel riprodurre il collegamento tra i rinforzi e le lamiere del fasciame: la saldatura in piccolo presenta sempre un comportamento diverso di quella fatta in grande.

Oltre a questo nella determinazione delle sollecitazioni complessive si dovrà tenere conto anche del fattore di scala; infatti: $\sigma = \frac{M_{fl}}{W}$

nella determinazione del momento flettente giocano delle masse, in particolare le masse d'acqua spostate: queste masse varieranno anch'esse in scala (a parità di densità e peso specifico), come λ^3 se λ è il fattore di scala modello utilizzato. Le forze originate dai volumi varieranno come λ^3 ed i momenti come λ^4 . Si ha dunque:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{\lambda^4}{\lambda^3} = \lambda$$

cioè le sollecitazioni varieranno come λ . Analizziamo ora dimensionamento e

frecce; le deformazioni sono date da espressioni del tipo: $f = k \cdot \frac{P \cdot L^3}{E \cdot J}$

dove P è una forza, L una lunghezza e k un numero puro. Da qui si ricava:

$$P = f \cdot \frac{E \cdot J}{k \cdot L^3}$$

dato che P varia come λ^3 , tale dovrà risultare anche il secondo membro; si può cioè

$$[\lambda^3] = \frac{[\lambda] \cdot E \cdot [\lambda^4]}{[\lambda^3]}$$

dunque

scrivere: $[\lambda^3] = E \cdot [\lambda^2]$

quindi

$$[E] = [\lambda]$$

cioè il modulo E del materiale dovrà variare con λ : si dovrà perciò costruire il modello con un materiale di adeguato modulo di elasticità, scelta non semplice; esaminiamo la seguente tabella:

	E [kg/cm ²]	E / E_{acciaio}	$\sigma_{\text{limite elastico}}$	$\sigma / \sigma_{\text{acciaio}}$
Acciaio	2.100.000	1	2100	1
Rame	1.100.000	2	1000	2
Alluminio	700.000	3	1800	1,2
Piombo	200.000	10	100	20
Bachelite	35.000	60	150	14

Il problema è quello di disporre di un materiale che conservi costante il rapporto tra E e σ (rispetto all'acciaio); in tal caso si potrebbero eseguire prove complete su modelli con spessori in scala ottenendo una perfetta riproduzione del fenomeno fisico reale. Analizzando i diversi possibili casi si vede che il rame è un materiale potenzialmente adatto ma che porta ad un valore di λ troppo basso (circa 2), il che si traduce in modelli troppo grandi e costosi. Nel caso della bachelite si ottiene un ottimo valore di λ (quindi modelli piccoli ed economici), non va però bene il rapporto delle tensioni in quanto valori di sollecitazione ampiamente sostenibili da parte dell'acciaio produrrebbero deformazioni permanenti sul modello in bachelite.

Ad ogni modo ancora oggi non si è riusciti a realizzare modelli in scala che riproducano perfettamente il comportamento di una nave. In futuro si pensa di risolvere il problema con materiali plastici adeguati ma con l'incognita dei problemi di fatica.

14. ROBUSTEZZA TRASVERSALE

La suddivisione della robustezza complessiva dello scafo in due robustezze parziali è un ragionamento improprio, tuttavia è anche l'approccio più semplice e pratico (un approccio più aderente alla realtà fisica è la modellazione 3D).

Si definisce *ROBUSTEZZA TRASVERSALE*, la capacità della struttura della nave di non lasciarsi deformare in senso trasversale.

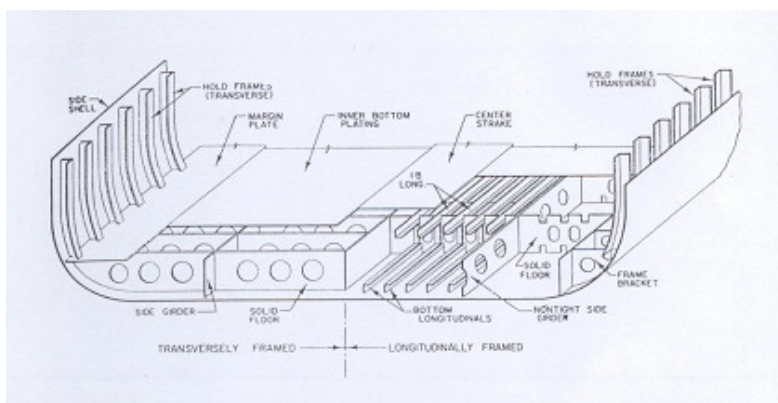


fig.136

Lo studio della robustezza trasversale si concentra sulle strutture a sviluppo trasversale: si tende allora ad estrarre dalla struttura complessiva della nave un certo numero di telai trasversali.

Mentre nello studio della robustezza longitudinale si era attuata una schematizzazione della struttura molto semplice, praticamente isostatica, nello studio della robustezza trasversale si ha in genere a che fare con telai e molte iperstatiche, per cui si dovrà ricorrere a strumenti di calcolo opportuni. Oltre a questo, i dati disponibili sulla domanda trasversale sono ancora più esigui di quelli sulla domanda longitudinale.

Effettueremo allora un calcolo puramente statico (senza determinare gli indici di sollecitazione): la domanda subirà una drastica semplificazione rispetto alla realtà ed i risultati finali saranno più che altro compatibili tra situazioni diverse.

14.1 METODO DI CROSS

La sezione trasversale di una struttura navale può essere considerata come un insieme di aste, costituite dai madieri, dai montanti, dalle costole e dai bagli; si individueranno allora dei nodi in corrispondenza delle intersezioni con paramezzali

ed anguille; per lo studio di uno schema di questo genere è possibile ricorrere ai tipici metodi della Scienza delle Costruzioni (metodi energetici, principio dei lavori virtuali, teorema di Menabrea, teorema di Casigliano). C'è però da dire che i suddetti metodi sono riferiti in genere a telai liberamente deformabili.

Applichiamo allora il *METODO DI CROSS*, valido per telai a nodi fissi. A questo proposito richiamiamo il concetto di **RIGIDEZZA**:

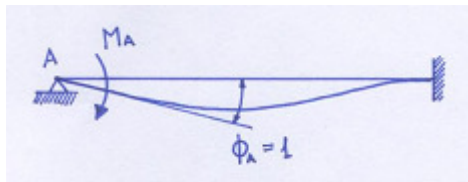


fig.137

la rigidezza di una trave (appoggiata ad un'estremità ed incastrata nell'altra) corrisponde al momento M_A che provoca una rotazione unitaria. In questo caso è

$$\text{quindi: } \gamma_A = \frac{M_A \cdot l}{4 \cdot E \cdot J} \quad \Rightarrow \quad M_A = \gamma_A \cdot \frac{4 \cdot E \cdot J}{l}$$

se $\gamma_A = 1$ si ottiene proprio il valore della rigidezza cercato. Detto ciò consideriamo il seguente schema:

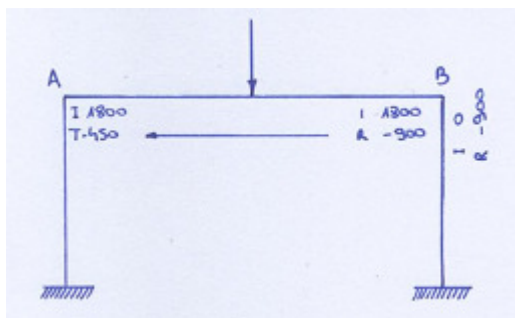


fig.138

Supponiamo per ora che le rigidezze dell'architrave e dei piedritti siano tra loro uguali.

Il metodo di Cross è un *metodo iterativo* che raggiunge la soluzione del problema attraverso successive approssimazioni, partendo da una situazione nota (che però non è quella reale).

Supponiamo che i nodi A e B siano bloccati (incastri perfetti), ed ipotizziamo la presenza di una forza concentrata posta a metà campata dell'architrave: $I = 1800$ (ad esempio) sia il momento d'incastro perfetto "iniziale"; i piedritti sono invece scarichi, per cui i momenti in testa agli stessi sono nulli ($I = 0$).

In sostanza sull'architrave AB troviamo ripartito il momento iniziale, corrispondente alla situazione di una trave incastrata:

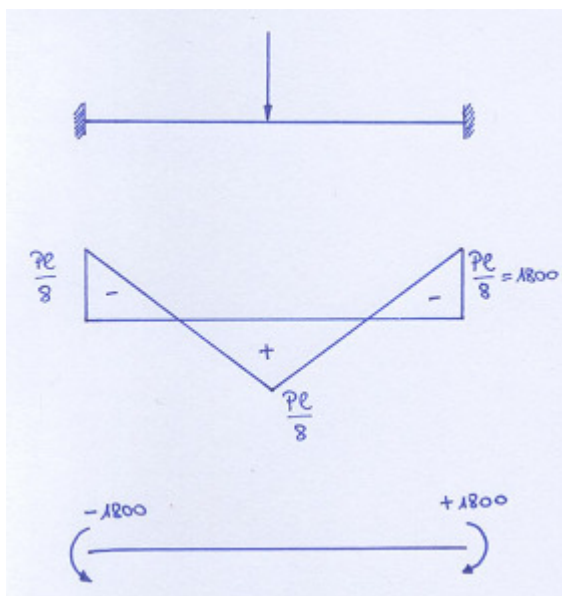


fig.139

Immaginiamo ora di allentare completamente solo il nodo B: così facendo il momento agente sul nodo B si ripartisce fra le estremità delle due aste BA e BC, che ivi concorrono in proporzione alle rispettive rigidezze; per quanto detto la trave AB si scarica di 900, mentre la trave BC si carica di -900 (in quanto ciascuna delle due travi è anche vincolo per l'altra, quindi i rispettivi momenti hanno segno opposto). In tal modo si è individuato il momento ripartito R.

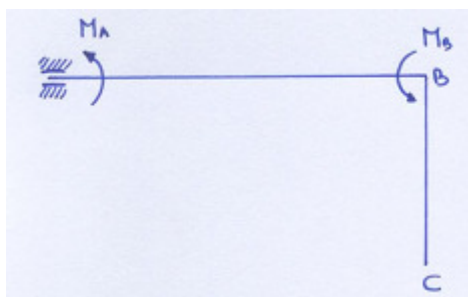


fig.140

Oltre a questo si ha anche nel nodo A un momento trasmesso T pari alla metà del valore del momento in B (in questo caso è $T = 900/2 = 450$).

Il nodo A si trova ora sottoposto ad un momento totale il cui valore è pari a $[-1800 + (-450) = -2250]$: dovremo ripartire questo momento in maniera analoga a quanto già visto. La situazione iniziale dell'architrave è la seguente:

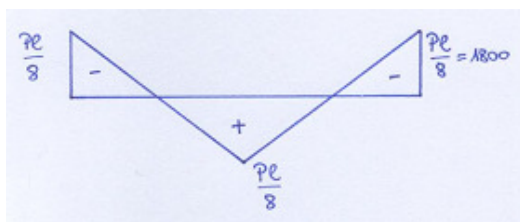


fig.141

Al termine dell'applicazione del metodo di Cross si ottiene il seguente risultato:

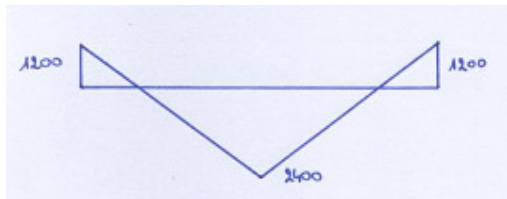


fig.142

Per giungere a questo risultato si è continuato a distribuire le differenze dei momenti finché queste non sono risultate (a nostro avviso) trascurabili; applicando in tal modo il principio di sovrapposizione degli effetti. Si constata che l'elemento orizzontale (architrave) viene ora ad essere sottoposto ad un momento massimo pari a 2400 in mezzeria (per avere ancora equilibrio).

Vediamo ora cosa accade dei diagrammi di momento flettente nel caso in cui la rigidezza dei piedritti sia pari alla metà di quella dell'architrave (in questo caso i valori dei coefficienti di ripartizione del momento saranno di 2/3 e 1/3 anziché 1/2 ed 1/2):

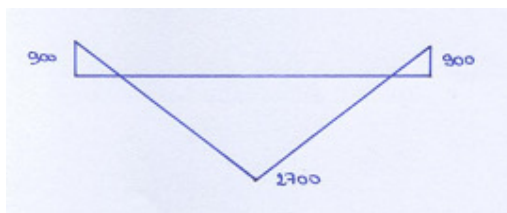


fig.143

Si nota che il valore massimo risulta ancora maggiore; l'aver irrigidito la trave orizzontale ha dunque comportato il fatto che essa si carica ancora di più (scaricando i piedritti); si arriva allora ad una situazione equilibrata.

Per quanto detto, si comprende come sia sbagliato, nell'ambito dello studio di un telaio più complesso, andare a rinforzare un elemento che risulti sovraccaricato: ciò potrebbe infatti portare ad un risultato ancora più squilibrato.

Il modo corretto di procedere è invece quello di rinforzare ed irrigidire l'elemento meno sollecitato, in modo che questo si carichi in misura maggiore (sgravando così gli altri elementi della struttura).

Visto che nell'espressione della rigidezza appare J, una possibile strada è quella di provare ad aumentare il modulo W di un elemento senza variare il J (cioè la rigidezza); in alternativa si può mantenere costante W e variare J. Si ricorda che:

$$J = \frac{a^3 \cdot b}{12} \quad e \quad W = \frac{a^2 \cdot b}{6}$$

Dato che nella Scienza delle Costruzioni un progetto altro non è che una verifica, si può inizialmente assumere di avere ovunque rigidezze uguali, in modo da avere rigidezze che risultano inversamente proporzionali alle lunghezze delle travi stesse. Una volta risolto il crossiano si dovrà valutare come modificare la struttura, tenendo presente quanto detto sul modulo di resistenza e sulla rigidezza delle travi. Il diagramma di momento ricavato tramite il crossiano andrà sovrapposto a quello relativo alla trave semplicemente appoggiata. In tal modo si individua un'altra fondamentale e si può leggere il nuovo andamento del momento.

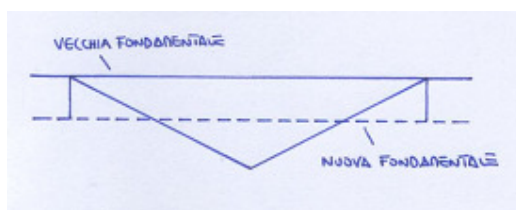


fig.144

Vediamo ora un caso nel quale il metodo di Cross è applicabile in maniera completamente lecita (tramite l'estrazione di un telaio trasversale): in figura 145.2 viene rappresentata la struttura della petroliera Tina Onassis, la quale presenta alcune particolarità strutturali tali da permetterci di estrarre un telaio trasversale.

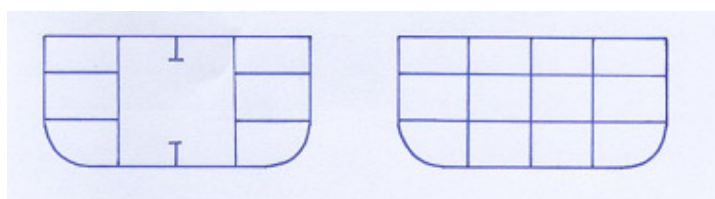


fig.145

Le petroliere comuni hanno una struttura che in corrispondenza dei paramezzali e delle anguille presenta dei nodi cedevoli: fig.145.1

La Tina Onassis invece, avendo una paratia di sbattimento centrale ha tutti i nodi fissi, oltre a questo si vede che i puntoni si estendono da murata a murata:

Dato che c'è simmetria si può operare su metà struttura. La paratia centrale non è caricata, i saettoni, sebbene individuino dei nodi, vengono considerati come travi che possono essere caricate solo assialmente (e come tali non resistono a momento flettente). I carichi in gioco sono abbastanza agevoli da schematizzare, anche se si giunge ad una rappresentazione fin troppo semplificata (basata su carichi puramente statici).

Sviluppando i calcoli si ottengono i valori dei momenti alle estremità delle diverse travi secondo il metodo iterativo già visto, si ricavano infine i diagrammi del

momento flettente, dove i momenti alle estremità delle travi sono quelli ottenuti mediante il crossiano, sovrapposti ai diagrammi di momento che sarebbero validi se le travi fossero appoggiate (si individua in tal modo anche una nuova fondamentale).

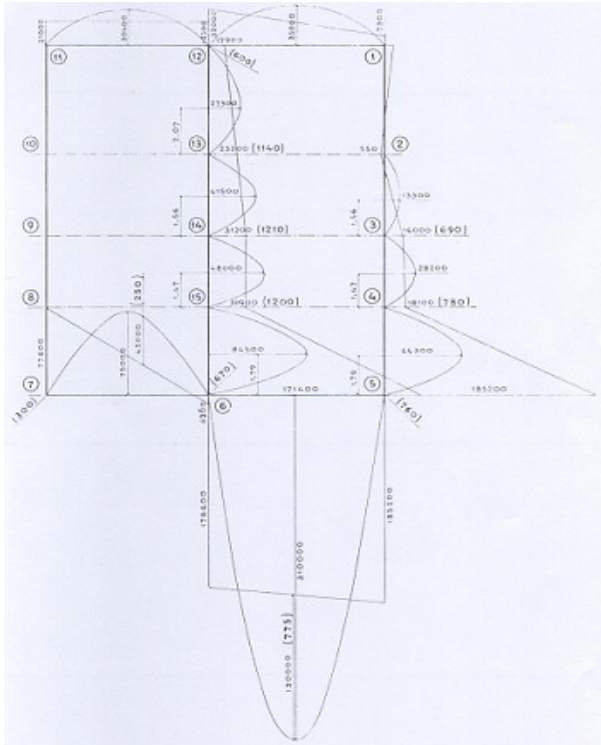


fig.146

Dalla fig. 146 si evince che sulle murate si hanno dei valori di momento molto più bassi che altrove: ciò è dovuto al fatto che in quella zona si possono ad esempio avere delle azioni dinamiche aggiuntive dovute al moto ondoso, aspetto da noi trascurato (per la schematizzazione fatta si è eseguito infatti un calcolo puramente statico). Si può procedere anche alla determinazione delle forze agenti sui saettoni (date dalle reazioni in corrispondenza delle travi).

Vediamo ora come si possono studiare i telai di una nave da carico a due ponti. Si vede subito che è possibile individuare tre diverse tipologie di telaio trasversale:

- telai trasversali compresi tra la mastra della boccaporta e la paratia stagna (con i bagli ininterrotti);
- telai posti in corrispondenza della mastra della boccaporta (comprendenti anche i puntelli);
- telai (con i bagli incompleti) in corrispondenza dell'apertura del boccaporto.

Troveremo comunque indicazioni più qualitative che quantitative. Supponiamo ora di avere un puntello in ciascun angolo del boccaporto. I telai individuabili presentano un asse di simmetria, per cui è possibile studiarne solo metà. In questo caso è possibile fare anche l'assunzione che la struttura del doppio fondo sia tanto più rigida rispetto al resto della struttura da poter essere considerata un incastro perfetto per le travi verticali: ciò rappresenta una notevole semplificazione.

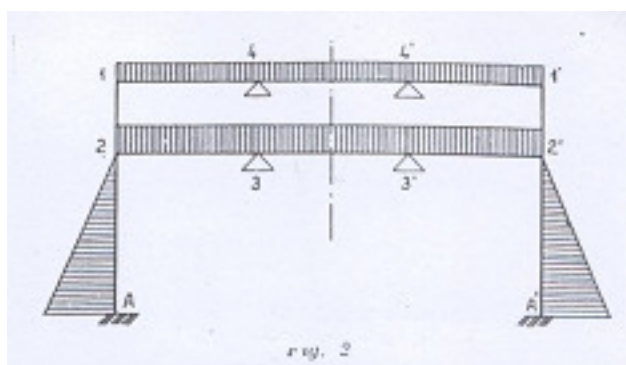


fig.147

Cominciamo dunque ad analizzare il caso di un telaio trasversale posto a metà tra il boccaporto e la paratia stagna.

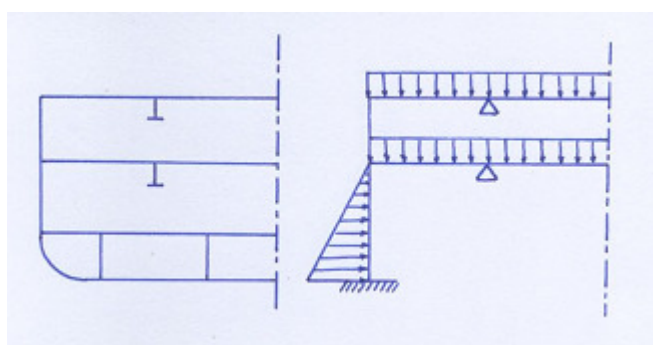


fig.148

Le anguille sono schematizzate come appoggio (più o meno cedevole). Quanto alle altre forze in gioco, sul ponte superiore graverà una forza "convenzionale" (fornita dai registri); sull'interponte si mette un carico maggiore.

Si considera poi anche un carico idraulico ad andamento lineare (che per semplicità di calcolo verrà fatto iniziare in corrispondenza di un nodo e non dalla linea di galleggiamento effettiva).

Vediamo quali sono i limiti di una siffatta schematizzazione: nei punti di incastro anguilla-baglio si è commesso un doppio errore, da un lato non è vero che tali punti sono non del tutto cedevoli; dall'altro l'anguilla avrà anche una certa rigidità torsionale propria, il che comporta una sorta di incastro (un effetto

incastrante). In sostanza detti punti sono "incastrati parziali cedevoli" (l'improprietà che si commette non è comunque grandissima).

A questo punto si può procedere attuando un primo "assaggio", fatto supponendo che le travi siano tutte di uguale rigidezza; oppure (via più logica e seguita) si può inizialmente procedere al dimensionamento secondo un certo codice di dimensionamento: in seguito si effettua la verifica di quanto ottenuto e si apportano le eventuali necessarie modifiche.

Il fatto nuovo riguarda le due aste centrali (4-4' e 3-3' nel disegno) le quali risultano tagliate dall'asse di simmetria. Per dette aste la rigidezza vale $2EJ/I$ e non più $4EJ/I$ inoltre per esse non si effettua la trasmissione del momento. Per il resto lo sviluppo del crossiano nell'insieme è quello già visto. Alla fine si otterranno i diagrammi di momento di tutte le aste, mettendo alle estremità i valori ottenuti e sovrapponendo ad esse i diagrammi di momento dovuti al carico esterno (con le aste considerate appoggiate).

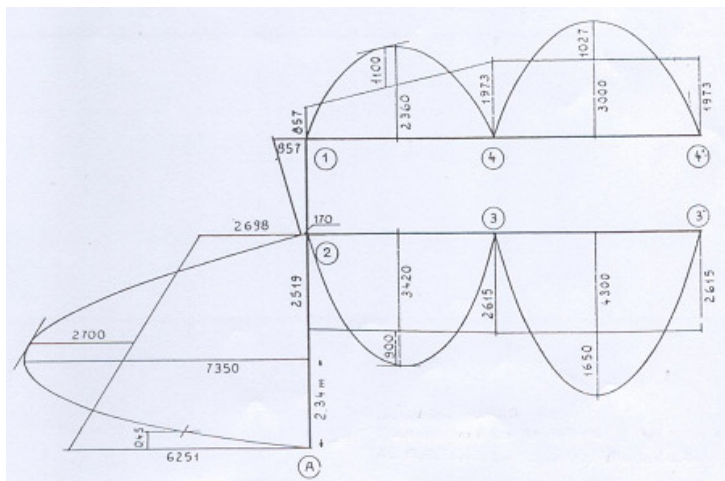


fig.149

Osserviamo che nell'asta 2-A si ha lo stesso valore del momento flettente (circa 2700) sia in testa che a centro campata: questo fatto rappresenta una situazione ottimale e desiderabile. Nel nodo A si ha invece un valore del momento flettente molto elevato: sarà comunque sufficiente inserire una squadra per risolvere il problema e riequilibrare la struttura. L'asta 1-2 è particolarmente poco sollecitata (è cioè sovrabbondante), l'asta 1-4-4' (e così pure la 2-3-3') è sostanzialmente equilibrata. Si può allora pensare ad esempio di realizzare un baglio che si allarghi nei punti più sollecitati (è però una soluzione poco usata). Vediamo cosa accade se un appoggio (cioè un'anguilla) cede. Il momento nei nodi 4 e 3 diminuisce, il che

vuol dire che il valore del momento calcolato nei nodi 4' e 3' è certamente pessimistico (maggiore del reale): in effetti avremo un valore minore perché un certo cedimento dell'appoggio si verificherà. Emerge quindi qualche difetto della schematizzazione fatta: il cedimento dei nodi comporta una diminuzione del momento flettente negli stessi (mentre aumenteranno quelli a centro campata delle travi), per cui si avrà un generale riequilibrio.

Vediamo ora il caso successivo (telaio posto in corrispondenza della mastra del boccaporto). Si ha la seguente schematizzazione:

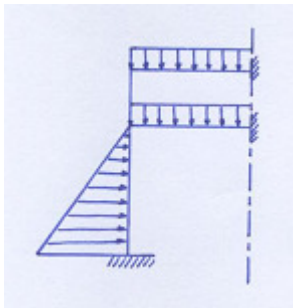


fig.150

Implicitamente si è ritenuto trascurabile il lieve cedimento assiale dei puntelli.

Il momento d'inerzia J delle mastre è tanto più elevato rispetto alle altre aste del telaio, tanto che nelle mastre si può assumere la presenza di un incastro perfetto (oltre a questo la presenza dei puntelli evita il cedimento verticale dei nodi 3 e 4).

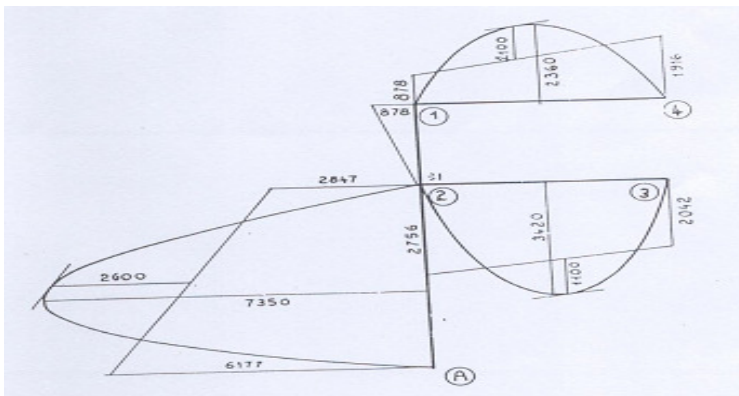


fig.151

Lo sviluppo del crossiano a questo punto non presenta particolari difficoltà, facendo un confronto con il caso precedente, si nota che le aste 1-2 e 1-4 non presentano grandi variazioni (eccezion fatta per un aumento del momento nel punto 2). L'unico punto che risulta maggiormente gravato rispetto al caso precedente è proprio il punto 2: sarà allora opportuno inserirvi un'adeguata squadra di rinforzo.

Vediamo ora l'ultimo caso, relativo a telai trasversali che giacciono nell'intervallo corrispondente all'apertura del boccaporto.

La mastra laterale del boccaporto costituisce un appoggio cedevole (l'effetto incastrante dovuto alla rigidità torsionale è trascurabile).

Si ha allora la seguente schematizzazione:

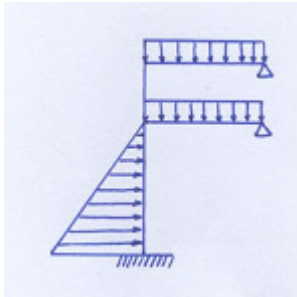


fig.152

Anche in questo caso il calcolo non si presenta difficile: si deve solo tener conto del fatto che, ai fini della schematizzazione, nella determinazione dei coefficienti di ripartizione relativi alle aste orizzontali la rigidità assume un valore particolare: $3 \cdot E \cdot J / l$. Anche il momento d'incastro perfetto si modificherà: $p l^4 / 8$ anziché $p l^4 / 12$

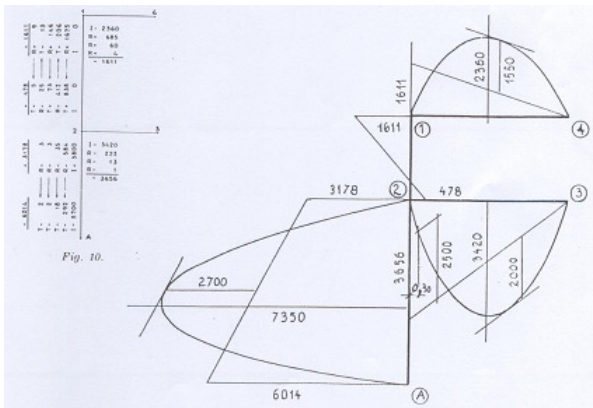


fig.153

Detto ciò lo sviluppo del crossiano procede nel modo consueto. Si noti l'aumento del momento nel nodo 1 (a causa della presenza dell'appoggio in 4) e nel nodo 2: si potranno allora inserire delle squadre. Se oltre a questo si ha anche un cedimento dei nodi 3 e 4, il momento nei nodi 1 e 2 aumenterà ulteriormente (per cui le suddette squadre dovranno essere sovradimensionate); si potrebbe anche pensare di realizzare squadre via via più grosse man mano che ci si avvicina al centro della stiva, in generale tuttavia si evitano soluzioni di questo tipo.

Analizziamo ora una struttura un po' particolare (vista dall'alto):

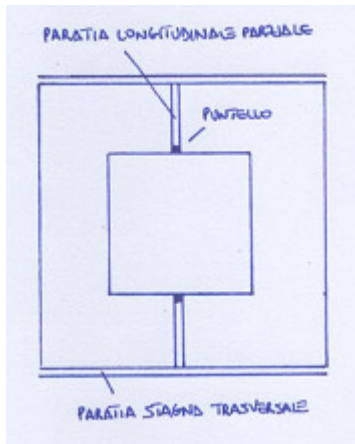


fig.154

Il carico trasmesso dall'anguilla nel punto 1 grava ora come un carico concentrato (questo a causa del fatto che si sono eliminati i puntelli posti nei quattro angoli dell'apertura del boccaporto).

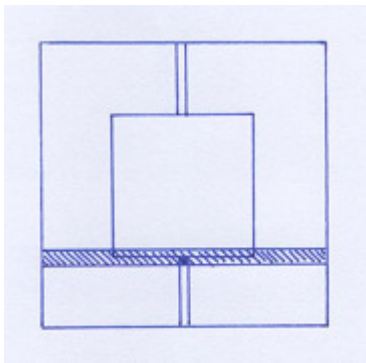


fig.155

Sul baglio graverà il carico distribuito, tipico di ogni baglio: in più tutto il carico tratteggiato in figura viene trasmesso dall'anguilla al telaio trasversale come una forza concentrata. Supponiamo che nella struttura vada un carico corrispondente alla metà delle strisce che interessano la struttura stessa: la parte rimanente interessa invece le murate e le paratie. Torniamo comunque ad esaminare il telaio trasversale; una prima schematizzazione di questo carico particolare può essere la seguente:

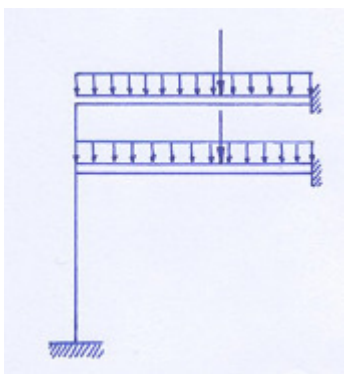


fig.156

In realtà la situazione è un po' più complessa.

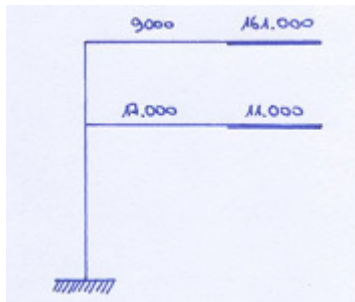


fig.157

La mastra più esterna (che è una struttura molto robusta) ha un J molto elevato; quindi in corrispondenza di tale mastra, l'incastro si "sposta" (cioè non è più in mezzeria). La mastra più interna dà invece luogo ad una trave il cui J varia lungo la campata.

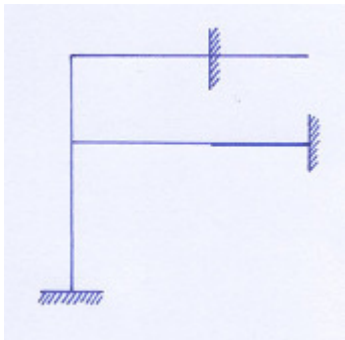


fig.158

Si vede infatti che il J del baglio in stiva è pari a 11.000 cm^4 , mentre la mastra adiacente ha 17.000 cm^4 : data la lieve differenza tra i precedenti due valori, non sarebbe lecito considerare la presenza di un incastro in corrispondenza della mastra (come invece si è fatto per la mastra più esterna). Concludiamo ricordando come l'estrarre telai trasversali dalla struttura complessiva rappresenti una forzatura la quale conduce inevitabilmente ad alcune approssimazioni ed incertezze; d'altro canto gli altri possibili metodi di studio (in particolare il metodo del grigliato tridimensionale) risultano eccessivamente complessi e laboriosi.

15. PROBLEMI DI ROBUSTEZZA LOCALE

Il problema della robustezza locale è sempre presente nella progettazione delle strutture ed è il primo aspetto da esaminare nel dimensionamento. Esistono alcune tipologie per le quali i concetti di robustezza locale sono prevalenti: un tipico esempio sono le strutture dell'estrema prora e dell'estrema poppa (dette anche *STRUTTURE DI PALPITAZIONE*) le quali non hanno una significativa partecipazione alla realizzazione della robustezza trasversale e longitudinale. In particolare nel caso della struttura della prora ci si chiede quanto effettivamente convenga realizzare una struttura particolarmente rigida e robusta, uguale incertezza si ha nei bulbi per i quali si sta introducendo l'uso della vetroresina.

Nei disegni sono rappresentati alcuni esempi di strutture per le quali si fanno solo considerazioni di natura locale (il più delle volte si fanno strutture sovrabbondanti senza eseguire calcoli di robustezza). Queste strutture sono tipicamente il dritto di prora, la parte estrema poppiera, le zone di sostegno del timone, in genere realizzate per fusione.

Altri elementi strutturali per i quali risulta indispensabile sviluppare particolari considerazioni sul problema della robustezza locale sono i basamenti dell'apparato motore e dei relativi ausiliari, i basamenti delle apparecchiature di coperta, i supporti dei reggispinta, i sostegni dell'asse porta elica, i punti di ancoraggio di timoni, argani, salpa ancore ecc.

Un altro caso di elemento strutturale la cui funzione è essenzialmente di natura locale è quello delle paratie stagne che possono essere longitudinali (tipiche delle cisterne) o trasversali (presenti su tutte le navi).

Dal punto di vista del dimensionamento le paratie possono essere analizzate in un'ottica locale, senza tuttavia dimenticare che queste hanno una significativa partecipazione alla robustezza trasversale (così come le paratie longitudinali alla robustezza longitudinale). In genere esse sono costituite da corsi orizzontali di fasciame con spessori crescenti verso il basso in funzione del carico idrostatico. Le paratie sono poi rinforzate da montanti verticali ed eventualmente da traverse orizzontali con funzioni di rompitratta.

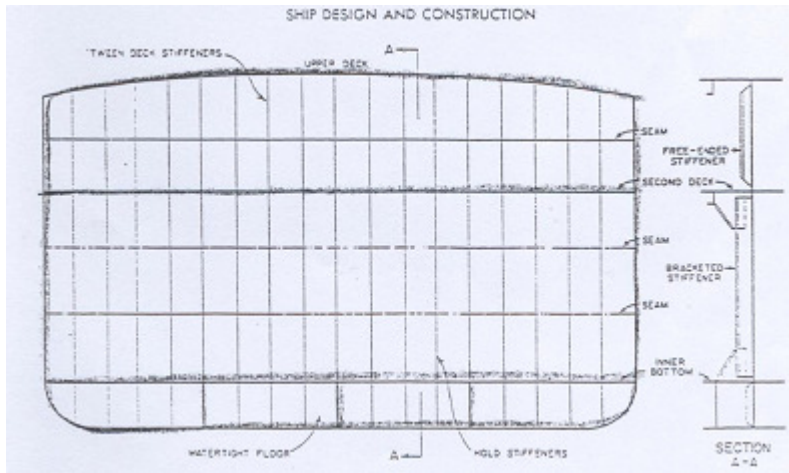


fig.159

Nella sistemazione dei rinforzi si deve spesso tenere conto anche delle necessità di sfruttamento dello spazio disponibile a bordo; oltre a questo, se i rinforzi (correnti) orizzontali di una paratia presentano una campata di notevole estensione, si dovranno allora prevedere degli ingombranti montanti rinforzati e numerose traverse leggere (con i montanti che vanno ad insistere sulle corrispondenti strutture longitudinali rinforzate).

Un altro aspetto importante è rappresentato dalle modalità di vincolo dei suddetti elementi di rinforzo: in proposito in fig.159 (sezione A-A) ed in fig.160: la soluzione c: cioè il montante tagliato a **BECCO DI CLARINO** è prossima ad un appoggio; la soluzione b: montante tagliato e squadrettato è una soluzione intermedia, mentre la soluzione a: montante squadrettato è assimilabile ad un incastro.

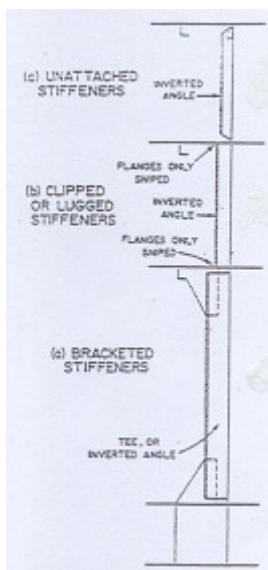


fig.160

Nell'ambito della struttura complessiva le tre soluzioni coesistono; dal punto di vista delle sollecitazioni (supponendo che il carico sia trapezoidale o rettangolare) si hanno i seguenti due casi:

soluzione a:

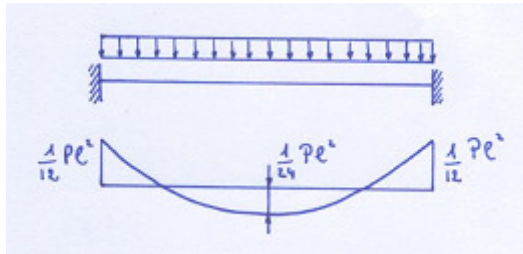


fig.161

$(1/24)pl^2$ in quanto alle estremità si sono inserite le squadre.

Soluzione c:

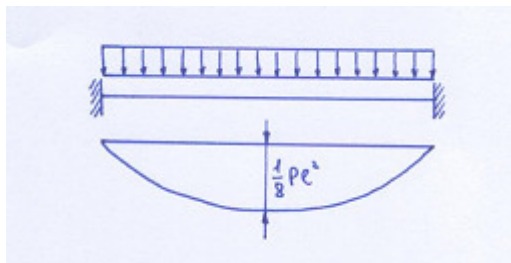


fig.162

$(1/8)pl^2$

Si vede quindi che il montante tagliato a becco di clarino (approssimabile ad una trave appoggiata) risulta sottoposto ad un momento flettente circa tre volte superiore (nel valore massimo): ciò non significa però che si debbano adottare sempre e comunque montanti squadrettati alle estremità in quanto intervengono altre considerazioni. Innanzitutto le squadre hanno un proprio peso, in più la loro lavorazione risulta complessa e costosa: se si hanno montanti di notevole altezza e con battente elevato (come nel caso di una stiva), il maggior costo di lavorazione è giustificato e converrà allora inserire delle squadre alle estremità dei montanti stessi; viceversa negli interponti più alti si hanno campate e battenti meno elevati, ragion per cui conviene realizzare dei montanti tagliati a becco di clarino (la cui lavorazione è meno onerosa). In sostanza le tre soluzioni coesistono.

15.1 VERIFICA DI UNA PARATIA STAGNA

Relativamente al caso delle paratie stagne, saremo sempre in possesso del relativo codice di dimensionamento fornito dai registri: vediamo comunque come si effettua una verifica diretta: facciamo innanzitutto delle ipotesi sui carichi esistenti. La convenzione di Londra prescrive che una paratia stagna sia in grado di sopportare con sufficiente margine di sicurezza una colonna d'acqua alta fino al margine della paratia stessa; ciò si traduce nel seguente andamento dei carichi sulla paratia stessa:

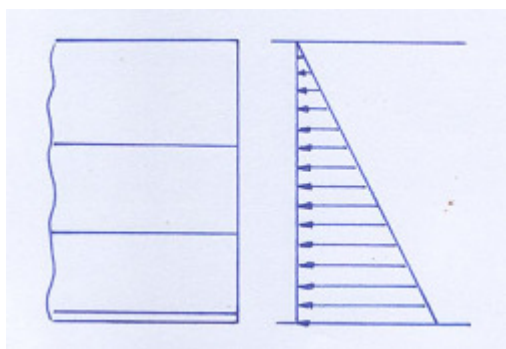


fig.163

Si avranno quindi delle zone con carico ad andamento triangolare ed altre con carico ad andamento trapezoidale.

Una paratia è una struttura in cui due dimensioni sono chiaramente preponderanti sulla terza; è quindi una struttura piana, assimilabile a prima vista ad una piastra: in realtà ciò è errato in quanto la paratia (a differenza di una piastra) è nervata (oltretutto in maniera disuniforme).

Più correttamente una paratia può essere trattata come un grigliato, in alternativa si possono considerare come travi elementari i montanti e le relative strisce di lamiere associate. In genere vengono seguite le indicazioni dei registri, la conseguente spaziatura tra gli elementi di rinforzo risulta tale da realizzare non la struttura di minimo peso, bensì quella che rappresenta il compromesso tra il minimo peso ed il minor numero di montanti. Si accettano montanti più robusti per ridurre i costi di lavorazione (saldature e lavorazione).

Vediamo ora i vari casi che si possono presentare: il caso di una paratia con soli montanti semplici (senza traverse) non presenta particolari difficoltà, avremo una rigidità elevata nella zona adiacente il fasciame del fianco e nella zona prossima al doppio fondo (rigidità via via decrescente man mano che ci si avvicina verso il centro); un montante è in questo caso assimilabile ad una trave appoggiata ed il

problema è di facile soluzione. Il caso più interessante è invece quello in cui si ha anche una traversa orizzontale:

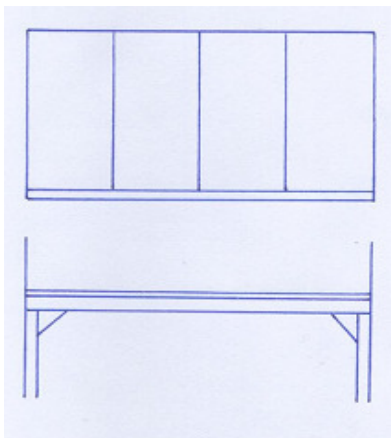


fig.164

questa dovrà essere collegata con ampie squadre a murata, in corrispondenza dei correnti longitudinali (a formare una sorta di anello orizzontale onde evitare che in tali punti le murate si sfondino).

La "trave elementare montante" sarà costituita da un elemento del seguente tipo:

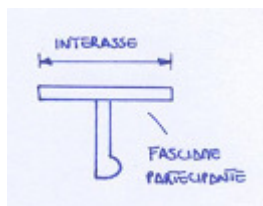


fig.165

Per quanto riguarda l'elemento trasversale rinforzato, cioè la traversa, si ha a che fare con una trave di grosse dimensioni: la striscia di fasciame partecipante, ad essa relativa può essere calcolata con le formule fornite dai registri; l'area associata è

allora data da: $A = 10 \cdot c \cdot b \cdot t$ dove è: $c = 0,25 \cdot \left(\frac{l}{b}\right) - 0,16 \cdot \left(\frac{l}{b}\right)^2$ per $l/b < 8$

dove b è la larghezza della zona del fasciame che insiste sulla trave ed l la lunghezza lorda della trave interessata.

Per quanto riguarda i vincoli, considereremo per semplicità la traversa incastrata (il che è sempre valido) ed i montanti tagliati a becco di clarino (prossimi cioè ad un appoggio): ad ogni modo quest'ultima supposizione nel caso di incertezze sarà sempre from the safe side.

La prima verifica da farsi riguarderà il fasciame: essa può essere facilmente condotta in modo del tutto analogo a quanto visto con riferimento alle sollecitazioni agenti sul fondo, considerando cioè una strisciolina incastrata alle estremità:

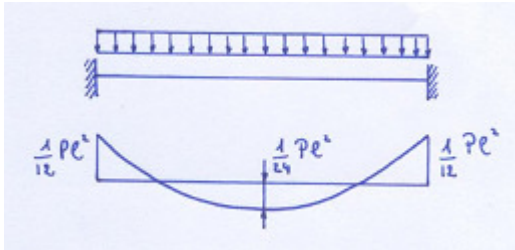


fig.166

dove il valore $1/12 pl^2$ risulta peggiorativo di circa il 10% (per il contributo delle striscioline adiacenti, quantificato dal coefficiente di Poisson).

Andiamo ora ad effettuare la verifica degli elementi strutturali veri e propri. Vediamo dapprima il caso di paratia stagna con i soli montanti semplici: la relativa verifica può essere condotta in modo abbastanza semplice. Innanzi tutto diciamo che avremo a che fare con un carico triangolare. Nel caso si possa considerare una trave vincolata con appoggio-appoggio si ha:

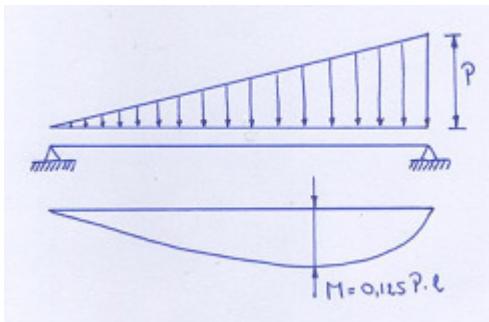


fig.167

Nel caso in cui si possa considerare una situazione di incastro-incastro si ha:

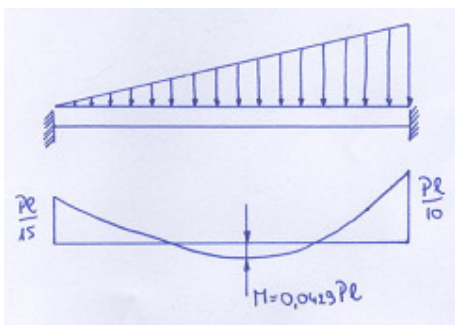


fig.168

Dove il valore $M_{MAX} = 0,0429 P l$ è quello utile ai fini del dimensionamento in quanto alle estremità si hanno in questo caso delle squadre. In questo caso non si hanno quindi difficoltà nella verifica diretta dei montanti. Più complessa è la conduzione della verifica della traversa, a causa della sua interazione con i montanti.

Supponiamo ancora di avere un carico idraulico triangolare, consideriamo ad esempio il caso di una traversa incastrata agli estremi, con montanti (supposti tutti uguali) tagliati a becco di clarino (quindi con vincoli di estremità prossimi a due appoggi). Un primo possibile metodo di analisi (piuttosto semplicistico) è quello di considerare la traversa infinitamente rigida, tale cioè da costituire anch'essa un appoggio di livello analogo a quelle di estremità; in tal modo i montanti sarebbero assimilabili a delle travi a tre appoggi:

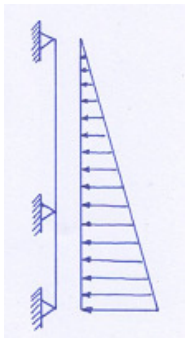


fig.169

Supponiamo per un momento di avere a che fare con un montante a due appoggi (senza l'appoggio centrale): un tale montante presenta la sua freccia massima ad una distanza $c_1 = 0,519l$ con un valore della freccia pari a $f = 0,01304 \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J}$ dove P è il carico idraulico totale che compete al montante l .

Supponiamo ora (per ottenere formule di immediata applicabilità) che la traversa sia tale da intersecare i montanti nei punti in cui per ciascuno di essi si verificherebbe la suddetta freccia massima (non è detto che in realtà sia così). In quel punto di intersezione si avrà allora una reazione iperstatica Y esercitata dalla traversa:

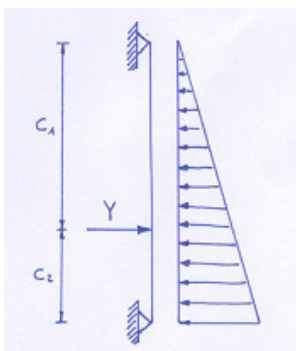


fig.170

La reazione Y può essere ricavata uguagliando la freccia f del montante vista in precedenza alla freccia f' che sul montante stesso si viene ad avere per effetto della

stessa forza concentrata Y , in generale data da: $f_c = \frac{1}{3} \cdot \frac{c_1^2 \cdot c_2^2}{E \cdot J \cdot l} \cdot Y$

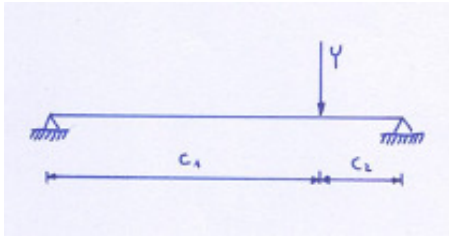


fig.171

con i valori c_1 e c_2 ($c_1=0,519$ e $c_2=0,481$) si ottiene: $f_c = 0,021 \cdot \frac{l^3}{E \cdot J} \cdot Y$

Uguagliando come detto, si ricava il valore di Y e si risolve il problema.

Nel caso in cui l'appoggio costituito dall'intersezione con la traversa non fosse di livello, si avrebbe una diminuzione del valore del momento nell'appoggio stesso, ma contemporaneamente si avrebbe un aumento del valore massimo del momento nella campata bassa (e questa è in effetti la situazione che si verifica nella realtà a meno che al posto della traversa non vi sia ad esempio un ponte di copertino).

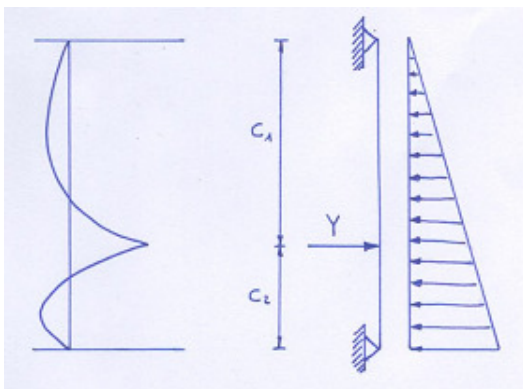


fig.172

Una volta ricavato il valore di Y si può procedere anche alla verifica della traversa, la quale risulta caricata dalle reazioni dei montanti (supposte tutte uguali, in quanto la traversa stessa è stata considerata infinitamente rigida). Si vede però che questo metodo conduce a dei risultati pessimistici per quanto riguarda la traversa (nel senso che le Y risultano superiori al vero) ed ottimistici per i montanti.

Per ottenere un risultato migliore un primo possibile metodo (di tipo iterativo) è detto **DI FALSA POSIZIONE**, ancora una volta si parte dalla supposizione che la traversa orizzontale sia infinitamente rigida, ciò permette inizialmente di determinare delle azioni Y (tutte uguali) in corrispondenza degli incroci traversa-montanti come si è visto sopra. Il passo successivo è quello di caricare la traversa con le azioni Y così determinate (cambiate di segno) trovando

poi la relativa linea elastica (con i metodi della Scienza delle Costruzioni), fatto ciò, cioè trovati e misurati i valori dei cedimenti f_i della traversa in corrispondenza degli incroci con i montanti, andiamo ad imporre che tali frecce (ricavate appunto a partire da una falsa posizione iniziale) siano pari agli abbassamenti corrispondenti (che si verificano cioè negli stessi punti) dei montanti.

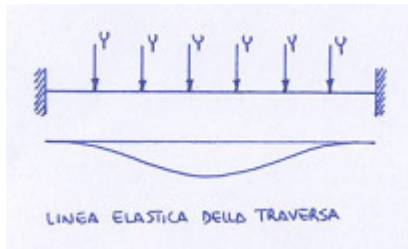


fig.173

Queste considerazioni ci portano a scrivere la seguente equazione:

$$f_i = 0,01304 \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} - 0,021 \cdot \frac{Y_i^I \cdot l^3}{E \cdot J} = 0,01304 \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} - \frac{1}{3} \cdot \frac{Y_i^I}{E \cdot J} \cdot \frac{c_1^2 \cdot c_2^2}{l}$$

In questa equazione l'incognita è il valore di Y_i^I , in questo caso diverso per ciascun incrocio. Si avrà allora la seguente situazione:

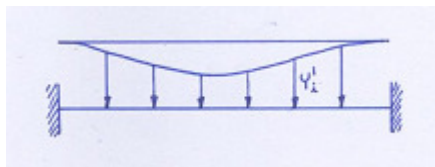


fig.174

A questo punto andiamo a ricalcolare la linea elastica relativa ai suddetti nuovi valori degli Y_i^I ottenendo quindi delle nuove frecce in corrispondenza degli incroci: si avranno di conseguenza dei nuovi valori Y_i^{II} . Dopo due o tre iterazioni si giunge in pratica alla soluzione effettiva. Questo metodo risulta un po' laborioso ma è concettualmente semplice e converge rapidamente.

15.2 METODO DEL GRIGLIATO

Applichiamo il metodo del grigliato ad una paratia munita di una traversa:

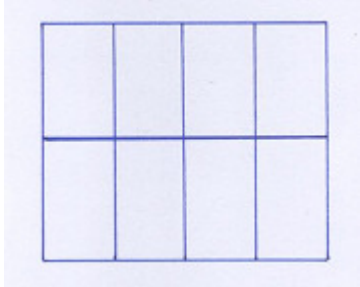


fig.175

Per semplificare la trattazione dal punto di vista formale supporremo per il momento che vi siano solo montanti. Si avrà allora il seguente schema (sfruttando la simmetria esistente):

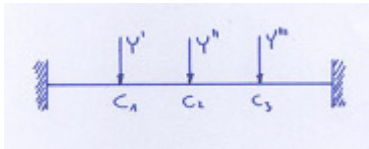


fig.176

In sostanza si considera la traversa come una trave incastrata caricata in corrispondenza degli incroci con i montanti da tre forze incognite Y^I , Y^{II} ed Y^{III} (con $Y^I = Y^{III}$)

Supponiamo ora che la traversa anziché essere caricata con le forze che realmente agiscono sia di volta in volta caricata con una delle tre reazioni, supposta unitaria; in questo modo riusciremo a determinare i coefficienti di influenza:

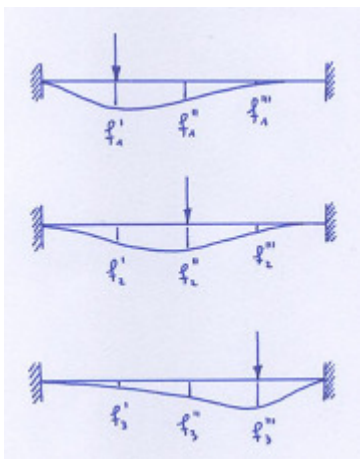


fig.177

In ciascuno dei tre casi prospettato sappiamo determinare, con i metodi della Scienza delle Costruzioni, la deformata della trave e le diverse frecce.

Con queste premesse, se adesso andiamo ad applicare contemporaneamente sulla traversa le tre forze unitarie, la conseguente freccia totale ad esempio nel punto c_1 sarà data dalla somma $f_1^I + f_2^I + f_3^I$ (per il principio di sovrapposizione degli effetti). Se al posto delle forze unitarie sostituiamo le forze effettive Y^I , Y^{II} ed Y^{III} la freccia vera totale nel punto c_1 sarà: $F_1 = f_1^I \cdot Y^I + f_2^I \cdot Y^{II} + f_3^I \cdot Y^{III}$

Un discorso analogo può essere fatto per gli altri due nodi:

$$F_2 = f_1^{II} \cdot Y^I + f_2^{II} \cdot Y^{II} + f_3^{II} \cdot Y^{III}$$

$$F_3 = f_1^{III} \cdot Y^I + f_2^{III} \cdot Y^{II} + f_3^{III} \cdot Y^{III}$$

Si può ora parlare del **principio di reciprocità do Maxwell** il quale afferma che (ad esempio) la freccia nel punto c_1 dovuta all'azione della sola forza unitaria applicata nel punto c_2 è uguale alla freccia nel punto c_2 dovuta all'azione della forza unitaria

applicata nel punto c_1 , per cui si avranno le seguenti uguaglianze:

$$f_1^{II} = f_2^I$$

$$f_1^{III} = f_3^I$$

$$f_2^{III} = f_3^{II}$$

Oltre a questo, grazie alla simmetria dello schema si ha anche:

$$f_2^{III} = f_2^I$$

$$f_1^I = f_3^{III}$$

$$f_1^{II} = f_3^{II}$$

in definitiva possiamo scrivere: $f_1^{II} = f_2^{III} = f_3^{II} = f_2^I$

Andando a fare le varie sostituzioni si constata che il numero di coefficienti di influenza da determinare diminuisce da nove a quattro; si ottengono infatti le seguenti espressioni:

$$F_1 = f_1^I \cdot Y^I + f_2^I \cdot Y^{II} + f_3^I \cdot Y^{III}$$

$$F_2 = f_1^{II} \cdot Y^I + f_2^{II} \cdot Y^{II} + f_3^{II} \cdot Y^{III}$$

$$F_3 = f_1^{III} \cdot Y^I + f_2^{III} \cdot Y^{II} + f_3^{III} \cdot Y^{III}$$

E' dunque sufficiente determinare l'entità di quattro frecce invece che nove.

In generale nel caso di n montanti, sarà sufficiente calcolare $(n-1)$ coefficienti di influenza (cioè frecce) se n è un numero dispari ed n se n è pari. Oltre a questo si avranno $(n+1)/2$ equazioni se n è dispari ed $n/2$ se n è pari.

Le frecce dovute alle forze unitarie si ottengono tramite formule riportate in tutti i manuali di Scienza delle Costruzioni.

Consideriamo ad esempio il seguente caso:

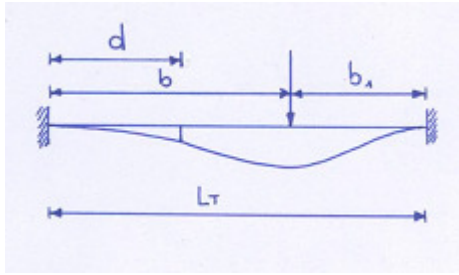


fig.178

$L_T =$ lunghezza traversa

L'abbassamento f^* del punto posto a distanza d dall'incastro di sinistra, dovuto alla

forza unitaria è dato da: $f^* = \frac{b_1^2}{6 \cdot E \cdot J_T} \cdot \left[3 \cdot b - (L_T + 2 \cdot b) \cdot \frac{d}{L_T} \right] \cdot \left(\frac{d}{L_T} \right)^2$

Supponiamo ora che la traversa intersechi i montanti nei punti in cui essi presenterebbero la freccia di valore massimo se non fossero sostenuti dalla traversa stessa, si tratterà di uguagliare gli abbassamenti f_1 , f_2 ed f_3 considerati appartenenti alla traversa, ai rispettivi abbassamenti degli stessi tre punti considerati appartenenti ai montanti. Potremo cioè scrivere:

$$F_1 = f_1^I \cdot Y^I + f_2^I \cdot Y^{II} + f_3^I \cdot Y^{III} = 0,01304 \cdot \frac{Pl^3}{EJ} - 0,021 \cdot \frac{Y^I \cdot L^3}{EJ}$$

ed analogamente per F_2 ed F_3 (con quest'ultima uguale a F_1).

Si ottengono quindi due equazioni nelle due incognite Y^I ed Y^{II} (in quanto sappiamo che $Y^I = Y^{III}$): in tal modo si è risolto il problema e si può procedere alla verifica dei montanti e delle traverse.

In alternativa è possibile combinare il procedimento appena visto con il metodo iterativo visto in precedenza: si possono cioè importare le equazioni appena scritte e anziché risolvere il sistema, seguire il metodo iterativo, sostituire i risultati ottenuti nelle equazioni e vedere se queste sono soddisfatte.

In questo caso per ciascun montante avremo la seguente situazione:

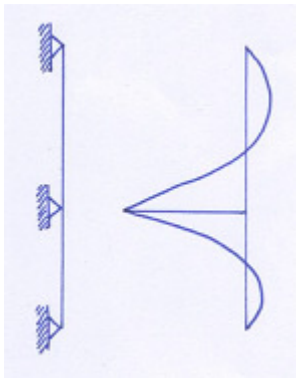


fig.179

In realtà mentre il supporto offerto dalla traversa al montante si affievolisce, il punto 2 cede: in conseguenza di ciò il valore del momento flettente nel punto 1 aumenterà: in tal caso si potrebbe anche pensare di progettare e dimensionare ciascun singolo montante in relazione all'effettivo valore massimo del momento flettente che a quel montante compete. Ciò vorrebbe dire realizzare ogni montante in maniera diversa, cosa inusuale nelle costruzioni navali. Si può tuttavia cercare ugualmente di arrivare ad una soluzione più armonica; si tratta di fare in modo che il cedimento del punto 2 sia tale da uguagliare i due momenti massimi nei punti 1 e 2 (anche se di segno opposto): in questo modo si ottiene un miglior sfruttamento del materiale.

La situazione dei montanti più prossimi alle murate sarà la seguente:

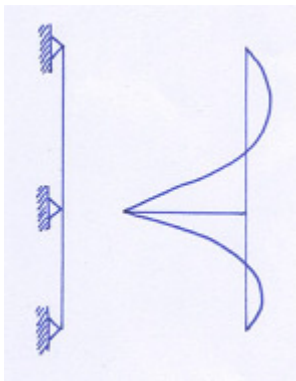


fig.179

Man mano che si prendono in esame i montanti più prossimi al piano diametrale si ottiene la seguente schematizzazione:

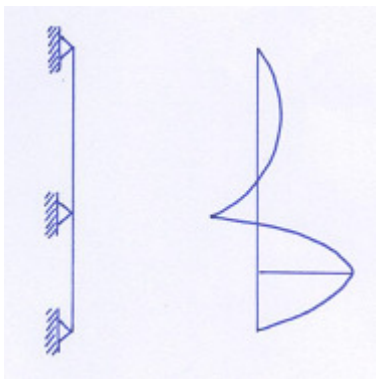


fig.180

Il miglior sfruttamento del materiale si realizza facendo sì che i due valori massimi del momento siano tra loro uguali (supponendo che i montanti siano tutti uguali).

Si impone dunque che il valore del M_{MAX} nel punto C del primo montante considerato (cioè un montante prossimo ad una murata) sia uguale al M_{MAX} nella campata inferiore del secondo montante considerato (prossimo al diametrale).

Tracciamo ora l'effettivo diagramma del momento flettente relativo al primo montante (prossimo alla murata):

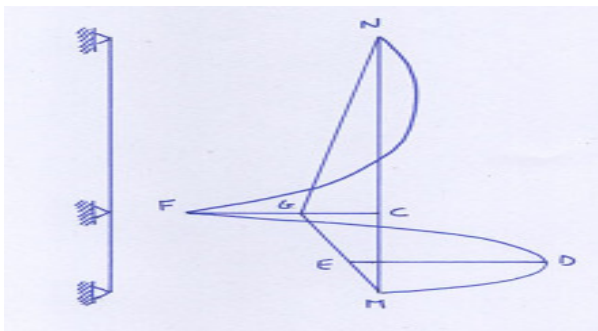


fig.181

Si misura effettivamente l'entità del momento massimo nel punto C (segmento CF), riportandola in corrispondenza della mezzeria della campata inferiore (segmento DE). A questo punto si traccia la retta passante per il punto M (base del montante) e per E e si congiungono quindi i punti G con N. La spezzata MGN così ottenuta è l'auspicabile fondamentale per il diagramma del momento flettente che vogliamo realizzare sul montante posto a centro paratia.

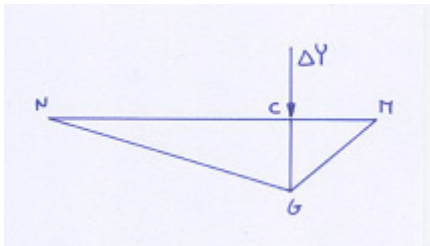


fig.182

A questo proposito osserviamo che, se consideriamo la spezzata MGN a se stante, rispetto alla originaria linea di base MN, la MGN stessa altro non è che il diagramma di momento flettente dovuto alla differenza di reazione ΔY che può essere definita come la differenza di reazione che intercorre tra le due condizioni di traversa considerata rigida e traversa considerata cedevole.

Nel caso di una trave appoggiata agli estremi e caricata da una certa forza P si ha:

$$M_{MAX} = \frac{P \cdot c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$$

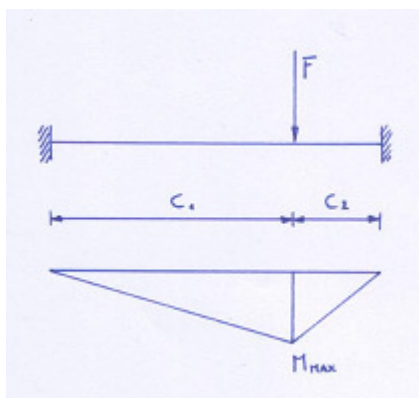


fig.183

Nel nostro caso particolare si ha: $GC = \frac{c_1 \cdot c_2}{l} \cdot \Delta Y$

In realtà il valore GC non è un'incognita ma è noto in quanto lo possiamo misurare direttamente sul diagramma: l'incognita è il valore di ΔY cioè la differenza di reazione.

In particolare è interessante considerare il rapporto $k = \Delta Y / Y$, dove Y è la reazione relativa al montante considerato sostenuto dalla traversa. Dato che in generale sussiste una proporzionalità tra frecce e carichi, si può anche affermare che, se andiamo a considerare l'abbassamento percentuale che può verificarsi nel punto C sostenuto rispetto alla freccia che si verificherebbe nello stesso punto nel caso in cui

il montante fosse solamente appoggiato agli estremi; si può scrivere: $\frac{\Delta Y}{Y} = \frac{\Delta f}{f}$

dove f è la freccia relativa al montante considerato appoggiato agli estremi. Si ha anche: $\Delta f = k \cdot f$

Questa relazione ci permette di individuare il valore del cedimento che la traversa deve consentire al montante per realizzare il miglior sfruttamento del materiale ed ottenere dunque la soluzione armonica da noi prefissata (k potrà variare da caso a caso ma come ordine di grandezza ha 0,20).

Seguendo questo criterio, si conclude che la freccia al centro della traversa non dovrà superare 1/3 dell'abbassamento che il montante subirebbe qualora esso non fosse sostenuto dalla traversa stessa (e quindi fosse libero di flettersi).

15.3 ROBUSTEZZA DELLE STRUTTURE DELL'APPARATO MOTORE

Su ogni nave la zona dell'apparato motore è in genere più sollecitata da un punto di vista locale di quanto ad esempio non si abbia nella zona delle stive, ciò è essenzialmente dovuto al fatto che l'apparato motore è concentrato su di un'area piuttosto modesta e viste le forme poppiere in genere meno equilibrata dalla spinta idrostatica. Nel caso di diesel lenti (molto sviluppati in altezza) si rende inoltre necessario tagliare diversi ponti indebolendo ulteriormente la struttura.

La zona dell'apparato motore risulta fortemente sollecitata, sia dal punto di vista statico che dinamico. Gli elementi dell'apparato motore e degli ausiliari dovranno essere posizionati su appositi basamenti, i quali a loro volta appoggeranno su madieri e paramezzali rinforzati ed infittiti. Per tutti i componenti dell'apparato motore soggetti a variazioni di temperatura si dovranno inoltre prevedere collegamenti in grado di assorbire eventuali dilatazioni.

Tra i diversi elementi dell'apparato motore, un caso particolare è rappresentato dal reggispinta che risulta sottoposto agli sforzi di natura locale (per giunta ciclici) più elevati in assoluto. In genere il reggispinta è sistemato sul doppio fondo. Il raccordo con la struttura dello scafo deve essere il più possibile ampio e graduale in modo da distribuire gli sforzi nel modo migliore possibile (talvolta si inserisce una piastra per distribuire lo sforzo su più madieri).

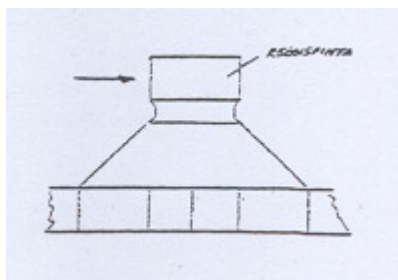


fig.184

Il calcolo relativo alla fondazione del reggispinta è sostanzialmente un a verifica a taglio e momento flettente: avremo a che fare con un collegamento realizzato mediante flangia imbullonata con bulloni di tipo calibrato (cioè privi di gioco). La sezione della flangia di collegamento è del seguente tipo:

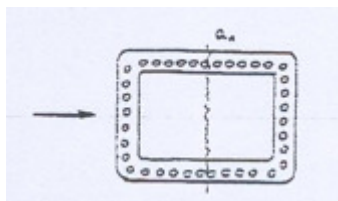


fig.185

La flangia è un elemento notevolmente sollecitato: nella zona sinistra avremo i bulloni sottoposti a trazione, mentre nella zona di destra l'elemento resistente è costituito dalla porzione di flangia al netto dei fori dei bulloni (zona compressa). Abbiamo in sostanza a che fare con una sezione disomogenea: per risolvere il problema dovremo innanzitutto individuare l'asse neutro.

Vediamo l'applicazione del metodo dei poligoni funicolari per la determinazione dell'asse neutro della sezione della flangia del reggispinta:

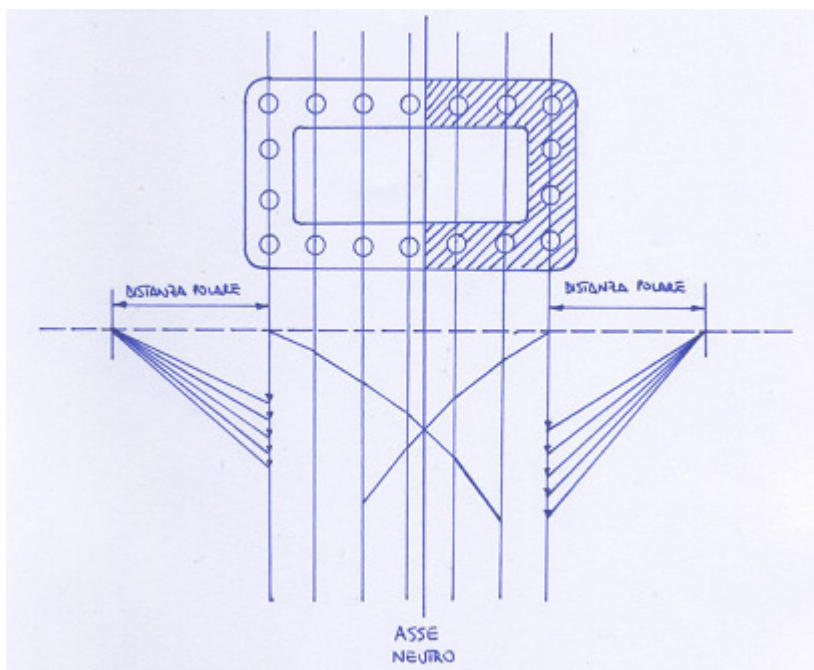


fig.186

Si tratta di costruire due poligoni funicolari associati tra loro. Innanzitutto fissiamo a piacere le due distanze polari (purché tra loro uguali). A questo punto a sinistra si riportano i settori proporzionali alle sezioni dei bulloni intersecate dalle diverse rette, a destra i vettori proporzionali alla carne al netto dei fori dei bulloni; fatto ciò si tracciano i due poligoni. Nel punto in cui i due poligoni funicolari così ottenuti si intersecano resta individuata la posizione dell'asse neutro (in quanto si realizza l'uguaglianza dei momenti statici delle due diverse parti resistenti della flangia). Fatto ciò la trattazione diviene semplice in quanto si può calcolare il modulo di resistenza e quindi condurre la verifica a taglio dei bulloni (con riferimento alla

spinta massima, cioè alla spinta che muove la nave) ed a flessione per la sezione disomogenea.

Dovremo dunque comporre le due diverse sollecitazioni, ad esempio mediante il

criterio di Von Mises: $\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$

Per maggiore sicurezza, data la delicatezza del pezzo in esame è consigliabile

adottare il **criterio della tensione tangenziale massima**: $\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$

Altri casi di verifiche locali riguardano ad esempio i basamenti dei macchinari ausiliari, la sistemazione delle bitte ecc.

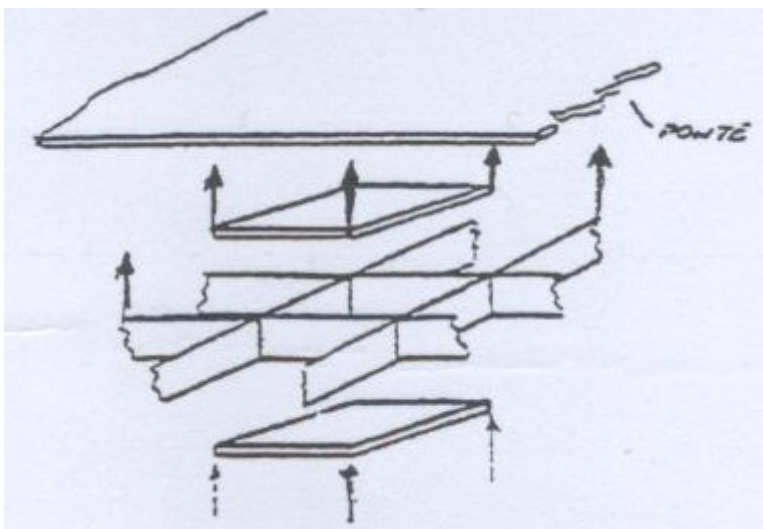


fig.187

Tutti gli elementi soggetti a sollecitazione di natura locale dovranno essere opportunamente ancorati alla struttura dello scafo, talvolta si aggiungono dei rinforzi o delle piastre per ridistribuire lo sforzo:

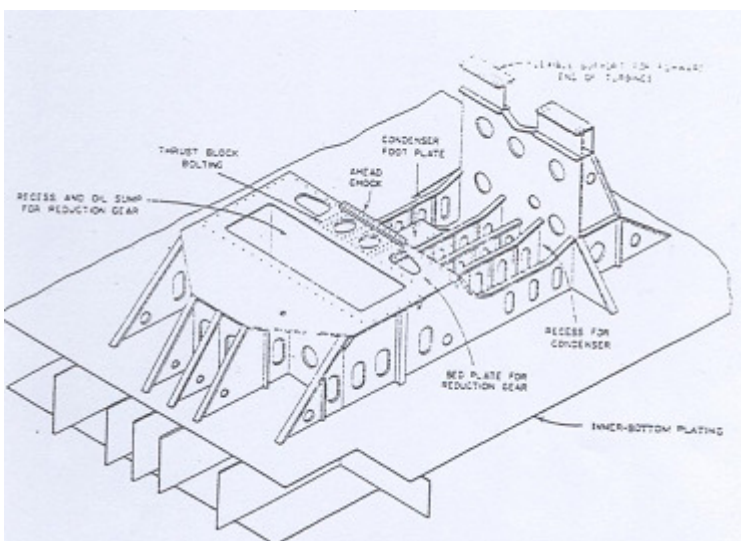


fig.188

Altre zone delicate sono quella del timone e dell'argano salpa ancore;

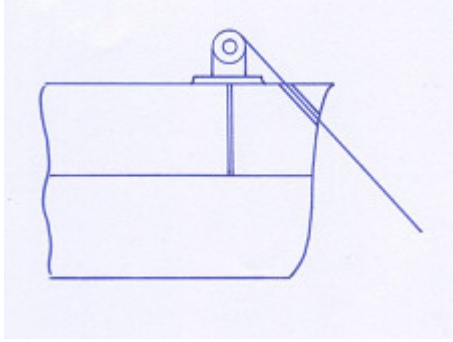


fig.189

per quest'ultimo lo sforzo difficilmente valutabile a priori può essere considerato pari a 6÷8 volte il peso dell'ancora.

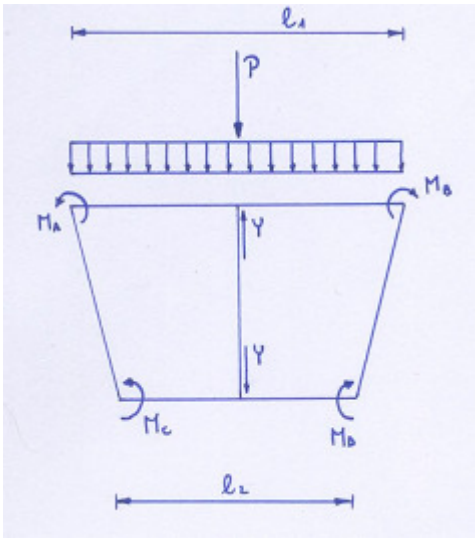


fig.190

16. SOLLECITAZIONI IN CONDIZIONI PARTICOLARI

Parleremo ora dei metodi di verifica di condizioni particolari quali nave incagliata, nave al varo e nave in bacino.

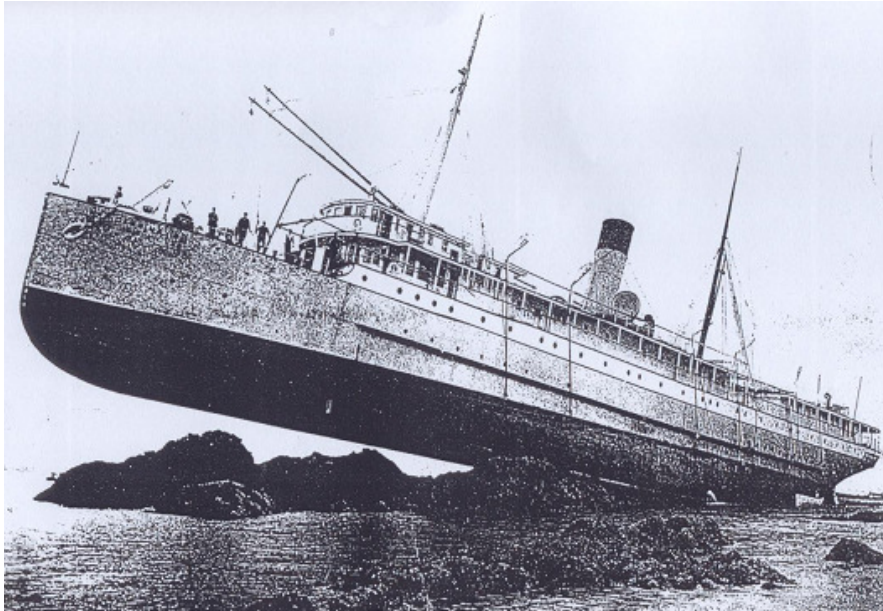


fig.191

Il varo, fatto che oggi riguarda ormai solo navi relativamente piccole, è un'operazione intrinsecamente pericolosa, in quanto la nave subisce in alcune sue parti rilevanti sollecitazioni che non subirà mai più nel corso della sua esistenza. Oggi tutte le navi maggiori vengono realizzate in bacino: soluzione più costosa e complessa ma anche più sicura e razionale.

16.1 NAVE INCAGLIATA

L'incaglio rappresenta evidentemente una condizione del tutto eccezionale per la nave ed ogni singolo caso sarà diverso da un altro: un calcolo di verifica ha quindi poco senso per le infinite modalità di incaglio che si possono realizzare. Quando la nave si incaglia si ha una reazione di incaglio sul fondo della stessa: ai fini della stabilità, è come se la nave avesse imbarcato un peso (di valore pari alla reazione d'incaglio) nel punto di contatto nave-fondale, cioè in chiglia e ciò può essere pericoloso. In sostanza l'incaglio è un evento da studiare sul momento, facendo anche delle ipotesi su ciò che potrebbe accadere in un periodo di tempo immediatamente successivo. In generale la situazione si presenta in questi termini:

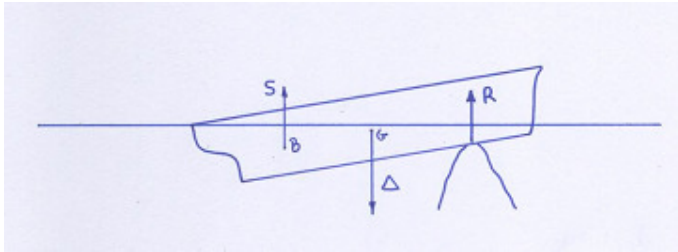


fig.192

Avremo una reazione di incaglio (più o meno concentrata) nel punto di contatto. Si possono misurare le nuove immersioni T'_{AV} e T'_{AD} che andremo a confrontare con le immersioni T_{AV} e T_{AD} immediatamente precedenti al sinistro (calcolate a partire dal peso iniziale della nave e tenendo conto dei consumi verificatisi nel corso della navigazione). A questo punto si calcolerà l'immersione media (trascurando in prima approssimazione la deformazione subita dalla nave):

$$T = \frac{T_{AV} + T_{AD}}{2}$$

$$T' = \frac{T'_{AV} + T'_{AD}}{2}$$

calcoleremo quindi la differenza: $\varepsilon = T - T'$ che indica in prima approssimazione la differenza di immersione media, dunque noto D_U si può scrivere:

$$R = \Delta - \Delta' = \varepsilon \cdot D_U$$

La determinazione del valore di R è utile in vista dell'operazione di allibo, cioè di eliminazione del contatto tra nave e fondale (generalmente scaricando parzialmente la nave). Per ottenere questo risultato si dovranno scaricare pesi pari ad R, in modo tale che il baricentro dei pesi sbarcati stia sulla verticale di R, in modo da sfilare la nave dal suo incastro.

In generale la zona di contatto tra il fondo della nave ed il fondale non sarà puntiforme ma avrà una certa estensione, per cui si avrà una reazione distribuita ad andamento trapezoidale. Considerando nota la posizione del centro di spinta (tramite il diagramma delle carene inclinate), si dovrà avere:

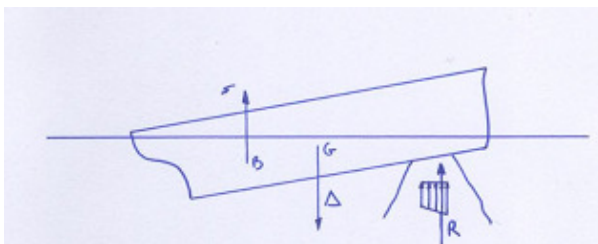


fig.193

$$R = \Delta - S$$

$$\Delta \cdot d = R \cdot r$$

da cui:
$$r = \frac{\Delta}{R} \cdot d = \frac{\Delta}{\Delta - S} \cdot d$$

ciò ci permette anche di ricavare il valore dell'eccentricità e .

A questo punto si possono ricavare anche i valori massimo e minimo della reazione

distribuita:
$$R_{MAX, min} = \frac{R}{l} \left(1 \pm \frac{6 \cdot e}{l} \right)$$

In tutto il ragionamento si sono escluse per ipotesi eventuali lacerazioni del fasciame, il cui verificarsi ci avrebbe costretto a mettere a calcolo il peso aggiuntivo dell'acqua imbarcata. Ora si può procedere ad una verifica di robustezza longitudinale, che ci aiuta anche a capire quanto si è prossimi al collasso strutturale. La verifica non presenta particolari difficoltà: il diagramma dei pesi è uguale a quello precedente il sinistro:

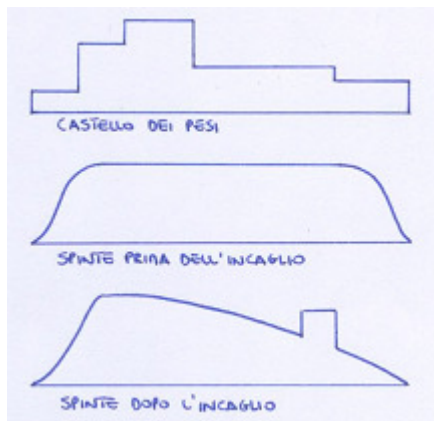


fig.194

Il diagramma della spinta risulterà invece diverso

Si tratterà di ricavare nel modo consueto i nuovi diagrammi del taglio e del momento flettente. Notiamo che possono aversi forti concentrazioni del taglio o del momento flettente e la sezione più sollecitata può non essere quella maestra. Oltre a questo, nel caso di un abbassamento della marea, la reazione R aumenterebbe e con essa lo squilibrio nell'andamento della spinta: in alcuni casi la nave potrebbe addirittura spezzarsi (per questo oltre a sbarcare pesi talvolta si cerca anche di rinforzare alcune parti dello scafo).

16.2 NAVE IN BACINO

Ogni nave nel corso della sua vita necessita di periodiche messe in secco (nei bacini di carenaggio per le navi maggiori, sugli scali di alaggio per navi relativamente piccole). I bacini utilizzati sono essenzialmente di due tipi:

- **BACINI GALLEGGIANTI:**

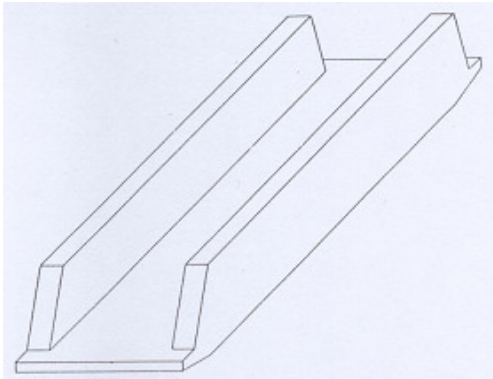


fig.195

in generale sono di costruzione meno costosa ma risultano più onerosi come esercizio. Hanno il vantaggio di poter essere trasportati, ma anche l'inconveniente di necessitare essi stessi di carenaggio: in tal caso si ricorre ad un bacino di muratura di dimensione adeguata oppure si costruisce il bacino galleggiante stesso in maniera scomponibile in modo che possa accogliere al suo interno le sue stesse sezioni (bacino autocarenante).

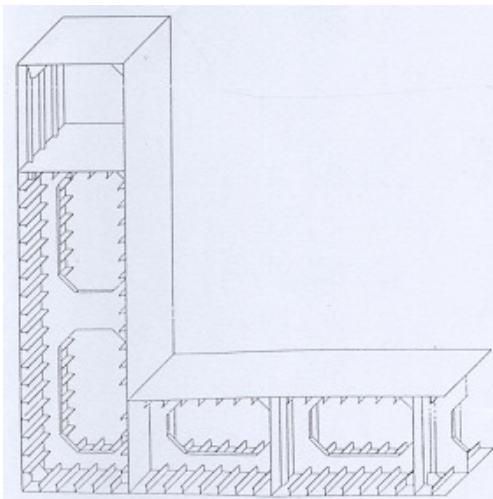


fig.196

- **BACINI IN MURATURA:**

un bacino di costruzione è meno profondo di uno di carenaggio (se fosse poco profondo obbligherebbe a scaricare eccessivamente la nave). In genere i bacini in muratura hanno la seguente forma:

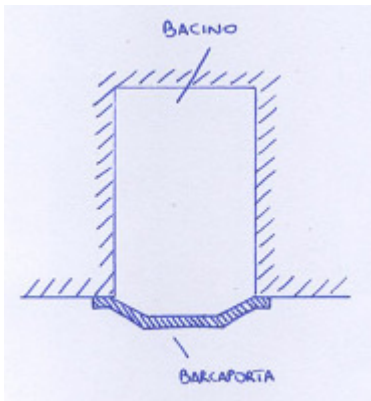


fig.197

La pressione idrostatica contribuisce a tenere chiuso il bacino ed a garantirne la tenuta. Esistono anche (ma sono poco frequenti) bacini con chiuse incernierate che si aprono ruotando verso il basso:

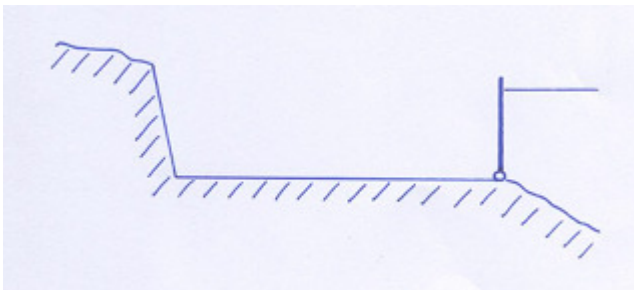


fig.198

In un bacino di carenaggio troviamo una fila di taccate centrali ed un certo numero di taccate laterali dove la nave in bacino andrà ad appoggiarsi.

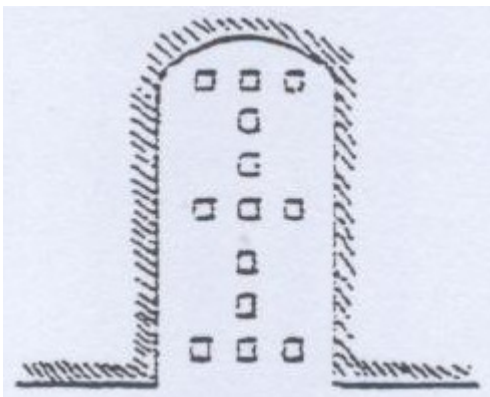


fig.199

Oltre alle taccate esistono anche altri sistemi di sostegno; nei bacini di più vecchia costruzione si ha una struttura a gradini, che però mal si adatta alle forme delle navi moderne. Questo tipo di sistemazione richiede l'uso di puntelli laterali e conserva una sola fila centrale di taccate.

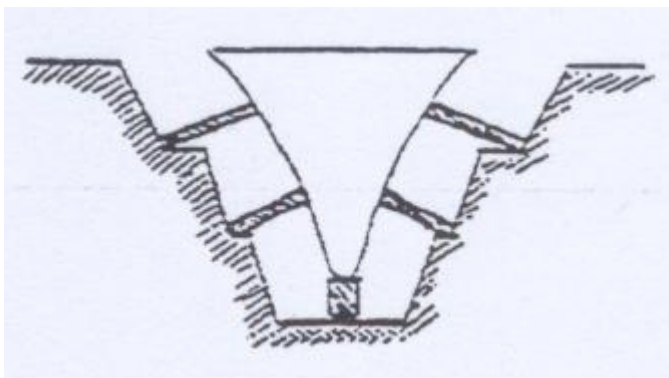


fig.200

In un bacino moderno si ha invece la seguente sistemazione:

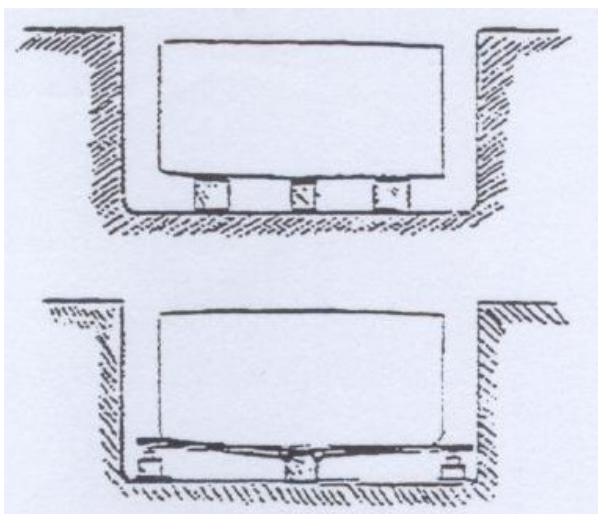


fig.201

Talvolta al posto delle taccate laterali vengono impiegate delle ventriere mobili, incernierate alle taccate centrali e manovrate idraulicamente o mediante un sistema di catene.

Le taccate in genere sono alte $1,6 \div 1,7$ m ed hanno un passo di $1,2 \div 1,3$ m (con il pieno pari approssimativamente al vuoto) e nei bacini moderni sono spostabili (sia quelle centrali che quelle laterali).

La taccata è costituita da un blocco di cemento al di sopra del quale troviamo due strati di legno di diverso tipo: l'altezza totale della taccata sarà determinata da un compromesso tra la limitazione da dare al passaggio della nave (più le taccate sono basse e meno la nave dovrà essere alleggerita) e la necessità di eseguire liberamente le operazioni di carenaggio. Lo strato inferiore di legno è particolarmente duro (quercia, rovere) mentre la parte superiore detta cuscino è di legno tenero (abete) allo scopo di compensare i piccoli disallineamenti della chiglia e permettere alla nave di assestarsi.

Al momento dell'ingresso in bacino la nave deve essere il più possibile leggera e senza merci pericolose, l'assetto dovrebbe essere per quanto possibile dritto (viene accettata una differenza di assetto massima dell'ordine dell'1% della lunghezza nave).

In genere si preferisce mantenere la nave appruata in quanto la struttura della poppa (timoni, eliche ecc..) è molto delicata, è bene allora far appoggiare prima la prora.

L'operazione di immissione della nave in bacino è operazione abbastanza complessa; se le dimensioni del bacino lo consentono si utilizzano dei rimorchiatori, nei bacini più moderni l'operazione è facilitata dalla presenza di due carrelli di rimorchio che trainano la nave all'interno. Fatto ciò è necessario centrare la nave, operazione possibile traguardando opportunamente. Si comincia poi ad esaurire l'acqua e la nave ad un certo momento incomincerà ad appoggiarsi sulle taccate, da questo punto in poi essa comincia anche ad assettarsi longitudinalmente. Quando l'acqua è tutta esaurita la reazione è allora distribuita su tutta la lunghezza nave. La reazione concentrata raggiunge il suo valore massimo proprio un istante prima che la nave si adagi completamente: è proprio questo il momento più critico dell'intera operazione.

Supponiamo come detto di avere la nave completamente appruata.

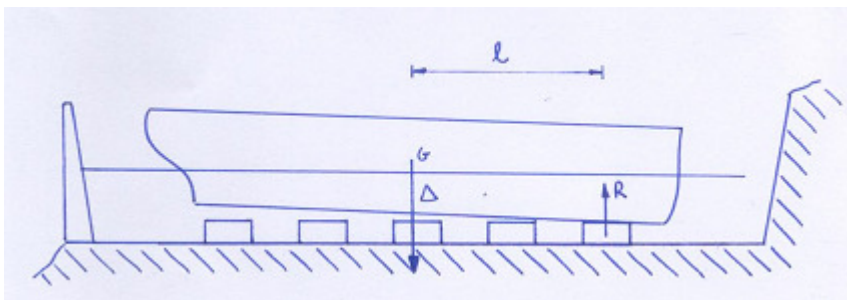


fig.202

Avremo una differenza di assetto δT data da: $\delta T = T_{AV} - T_{AD}$

tale differenza andrà via via diminuendo. Si può fare riferimento al momento

unitario d'assetto: $M_U = \frac{\Delta \cdot GM_L}{100 \cdot L_{PP}}$

supponendo grossolanamente che la rotazione della nave avvenga attorno ad un asse

passante per F, si può scrivere: $R \cdot l = \delta T \cdot M_U$

da cui: $R = \frac{\delta T \cdot M_U}{l}$

la reazione R sarà tanto più grande quanto maggiore è il δT .

Si ha ancora: $\varepsilon \cdot D_U = R$

dove: $\varepsilon = T - T^* = \frac{T_{AV} + T_{AD}}{2} - \frac{T_{AV}^* + T_{AD}^*}{2}$

da cui: $\varepsilon = \frac{R}{D_U}$

Superata la fase critica, in alcuni casi si esegue un'operazione di **civaggio**, che consiste nel verificare se si ha ovunque lungo la nave un perfetto contatto tra questa e le taccate. Nei punti in cui per qualche motivo non si ha questo contatto, la nave tende a "scendere" e si hanno dei punti di concentrazione dello sforzo (cosa da evitare). Il civaggio è comunque un'operazione piuttosto delicata e pericolosa che viene eseguita da palombari generalmente solo nel caso di navi militari.

Una volta esaurito il bacino è possibile eseguire una verifica di robustezza sia longitudinale che trasversale. In particolare sarà consigliabile la verifica della robustezza longitudinale poiché specialmente nel caso di bacini galleggianti si possono avere considerevoli parti della nave a sbalzo. In genere la nave risulterà inarcata (data l'assenza del carico) e la spinta distribuita su di una lunghezza inferiore (la reazione potrà essere considerata distribuita trascurando la presenza di uno spazio vuoto tra una taccata e l'altra).

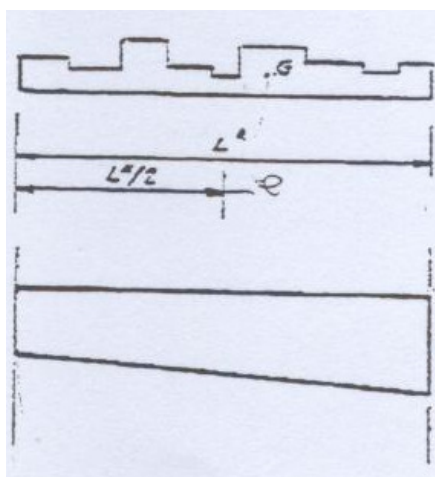


fig.203

Le due aree totali dovranno essere tra loro uguali.

Supponendo che il baricentro G dei pesi cada a proravia di $L^*/2$, la reazione avrà un andamento trapezoidale i cui valori massimi e minimi sono: $R_{MAX,min} = \frac{\Delta}{L^*} \left(1 \pm \frac{6 \cdot e}{L^*} \right)$

Per essere più precisi si può tener conto anche della discontinuità della zona di appoggio: per fare questo basta moltiplicare le ordinate del diagramma R soprastante per il rapporto l/a dove l è il passo delle taccate ed a la lunghezza di una singola taccata. $R^* = R_i \cdot \frac{l}{a}$

dove R_i sono le ordinate del precedente diagramma. Si ottiene in tal modo un andamento della sezione più realistico:

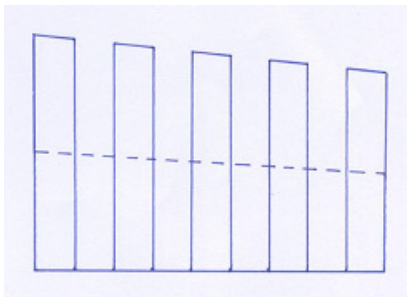


fig.204

C'è da dire che il guadagno in precisione non è così elevato (viene perso con le integrazioni per trovare T ed M).

Il vero pericolo delle operazioni di messa a secco in bacino resta comunque la presenza di zone a sbalzo per le quali le sollecitazioni possono essere notevoli.

La verifica potrebbe partire anche dall'esame delle deformazioni subite dallo scafo (le quali comportano una variazione della reazione di appoggio): per procedere in un calcolo simile dovremo mettere in conto anche le caratteristiche di deformabilità dei legni che costituiscono la zona elastica delle taccate. Infatti finora abbiamo implicitamente supposto che le taccate abbiano rigidità allo sforzo normale infinita: in realtà non è così. Mettiamoci dunque nel caso in cui le sollecitazioni derivanti dalle suddette deformazioni risultino chiaramente inaccettabili e dunque non trascurabili, supponiamo poi che ogni singola taccata risulti deformabile; indichiamo con R_i la forza totale che grava sulla singola taccata.

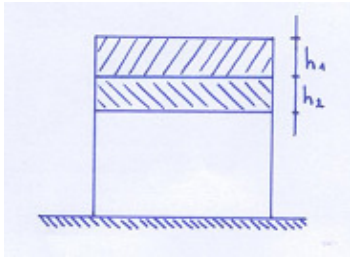


fig.205

Lo schiacciamento (freccia) subito dalla i-esima taccata risulta pari a:

$$f_i = R_i \frac{h_1}{E_1 \cdot A} + R_i \frac{h_2}{E_2 \cdot A}$$

dove A è l'area della sezione orizzontale della taccata. Detto ciò la reazione R_i

esercitata dalla taccata i-esima può essere esplicitata:

$$R_i = \frac{f_i}{\frac{h_1}{E_1 \cdot A} + \frac{h_2}{E_2 \cdot A}}$$

per congruenza avremo che le frecce elastiche relative alla nave dovranno essere uguali alle deformazioni delle singole taccate. Indichiamo con a e b i cedimenti (incogniti) rispettivamente della prima e dell'ultima taccata: mediante l'integrazione del diagramma pesi-reazioni siamo in grado di determinare il diagramma delle frecce elastiche della trave nave. A questo punto è possibile ricavare il cedimento f_i (per via grafica) di ciascuna taccata e quindi anche la relativa reazione R_i (in funzione di a e b). Si procede quindi iterativamente per ricavare le f_i reali. Per applicare il metodo sono però necessarie altre due equazioni (in modo da individuare la fondamentale del diagramma delle frecce elastiche):

1. la somma di tutte le reazioni i-esime deve essere pari al peso della nave in bacino:

$$\sum R_i = \Delta = f(a, b)$$

2. il baricentro delle reazioni deve cadere sulla stessa verticale del centro di gravità G della nave: $\sum R_i \cdot x_i = \Delta \cdot x_G = f(a, b)$

E' allora possibile andare a leggere i veri valori dei cedimenti f_i e quindi delle reazioni R_i . L'incognita di questo procedimento risiede nell'incertezza che sussiste nella definizione dei moduli di elasticità E_1 ed E_2 dei due strati di legno delle taccate.

Vediamo ora come si procede alla verifica delle sollecitazioni trasversali per una nave in bacino: in genere le suddette sollecitazioni risultano più gravose rispetto al caso di nave galleggiante.

La situazione che vogliamo studiare è la seguente:

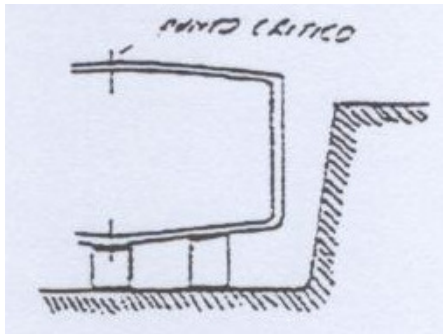


fig.206

Il problema è ancora quello di stabilire quanto sia lecito estrarre un telaio trasversale dalla struttura complessiva della nave: infatti nel punto critico si hanno difficoltà nel mettere a calcolo l'effetto di sostegno della paratia stagna trasversale nei confronti dell'anguilla centrale (il che rende in effetti poco ortodosso estrarre il telaio). Senza contare che tale effetto varia anche in senso longitudinale.

Con questa premessa, vediamo comunque come sia possibile applicare al problema il **teorema di Castigliano** (in alternativa al metodo di Cross).

Il teorema afferma che nella deformazione di un solido elastico dovuta ad un dato sistema di forze, lo spostamento del punto di applicazione di una forza Q nella direzione sua propria è pari alla derivata parziale del lavoro di deformazione calcolato rispetto alla forza stessa.

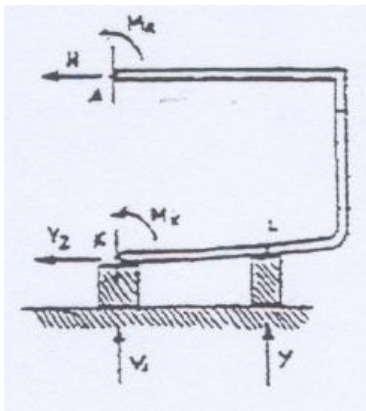


fig.207

Nel caso della nave in bacino avremo una reazione verticale V_1 , un'azione orizzontale V_2 ed un momento all'incastro M_k nel punto k, una reazione vertival Y nel punto L (taccata laterale); una forza orizzontale H ed un momento M_A nel punto A (con ciò si trascura la possibilità di avere una forza verticale anche nel punto A). La struttura sarà poi soggetta anche al peso proprio e ad eventuali carichi. Faremo riferimento all'espressione del lavoro di deformazione nella forma generale:

$$L = \frac{1}{2 \cdot E} \cdot \int \frac{N_s^2}{A_s} dS + \frac{1}{2 \cdot G} \cdot \int \frac{X \cdot T_s^2}{A_s} dS + \frac{1}{2 \cdot E} \int \frac{M_s^2}{I_s} dS$$

dove N_s è la forza normale. Il fattore di taglio X_s in prima approssimazione può essere considerato pari al rapporto tra l'area totale della sezione e l'area dell'anima.

Per semplificare la trattazione trascureremo i primi due integrali considerando quindi il contributo del solo momento flettente: $L = \frac{1}{2 \cdot E} \cdot \int \frac{M_s^2}{I_s} dS$

Abbiamo quindi sei incognite e le sole tre equazioni cardinali della statica; da queste ultime si possono ad esempio ricavare i valori di V_1 , V_2 ed M_k : come incognite iperstatiche restano allora M_A , H ed Y . A questo punto si ricorre al teorema di Castigliano: nel far questo supponiamo che siano nulli gli spostamenti e le rotazioni del punto in esame.

$$\frac{\partial L}{\partial Y} = 0$$

Avremo allora che: $\frac{\partial L}{\partial M_A} = 0$

$$\frac{\partial L}{\partial H} = 0$$

ovvero per quanto abbiamo detto: $\int \frac{M_s}{I_s} \cdot \frac{\partial M_s}{\partial Y} dS = 0$

$$\int \frac{M_s}{I_s} \cdot \frac{\partial M_s}{\partial M_A} dS = 0$$

$$\int \frac{M_s}{I_s} \cdot \frac{\partial M_s}{\partial H} dS = 0$$

Questo in forma puramente teorica: da un punto di vista pratico dovremo in realtà sostituire delle sommatorie agli integrali.

Ottenute in tal modo le iperstatiche M_A , H ed Y , le altre tre (V_1 , V_2 ed M_k) possono essere ricavate come già detto dalle tre equazioni della statica. Si vede però che il procedimento è in generale piuttosto laborioso; oltre a questo, le precedenti sommatorie andranno a loro volta ulteriormente suddivise in sommatorie estese ai diversi tratti in cui può essere scomposto il telaio.

L'invasatura è realizzata in due parti, una per lato, tra loro collegate da travi di unione. Le suole sono munite di nastro di tenuta (*RIBBAND*), allo scopo di evitare che il grasso lubrificante possa essere spruzzato via. Le suole sono in legno. Talvolta si ricorre ad una soluzione diversa, anziché prevedere due suole si realizza una unica linea di scivolamento centrale. Nelle zone più stellate dello scafo (prora e poppa) sono necessarie strutture di sostegno più complesse. Si noti che rispetto alla larghezza dello scafo la struttura di sostegno è piuttosto stretta: ciò è importante se si pensa che quando la nave inizia a raddrizzarsi, può avere una crisi di stabilità e ciò può essere molto pericoloso. Per questo motivo in alcuni casi si sono realizzati degli scali caratterizzati da una leggera curvatura in modo che la nave durante la fase finale dello scivolamento acquisiva una maggiore inclinazione così da ricevere la spinta più rapidamente e superare la crisi di stabilità. Sullo scalo sono presenti anche diversi scontri (castagne) che tengono bloccata la nave fino al varo. A poppa (o a prora) vi sono poi dei martinetti idraulici che servono a far vincere alla nave l'attrito di primo distacco, anche se in genere una volta tolti gli scontri la nave comincia a muoversi spontaneamente.

La parte prodiera dell'invasatura è in genere costituita da più elementi tra loro non rigidamente collegati in modo da permettere assestamenti nel punto in cui la nave farà perno durante la sua rotazione. Tra le suole e l'invasatura viene sistemato un opportuno lubrificante.

E' importante eseguire poco prima del varo la cosiddetta "deambulazione" (o passeggiata) che consiste in un controllo visivo delle suole e dell'invasatura per verificare che non vi siano ostacoli alla corsa della nave. Fino a pochi minuti prima del varo, al di sotto della nave vengono mantenute ancora alcune taccate di costruzione, munite di sistemi (a cunei) di demolizione rapida (dunque fino al varo la nave ancora non poggia sull'invasatura).

Durante il varo il movimento della nave può suddividersi in tre fasi:

1. inizialmente si ha una fase di scorrimento a secco (una volta vinto l'attrito di primo distacco). Introducendo il coefficiente di attrito f , il movimento della nave sullo scalo avrà luogo quando risulta verificata la relazione:

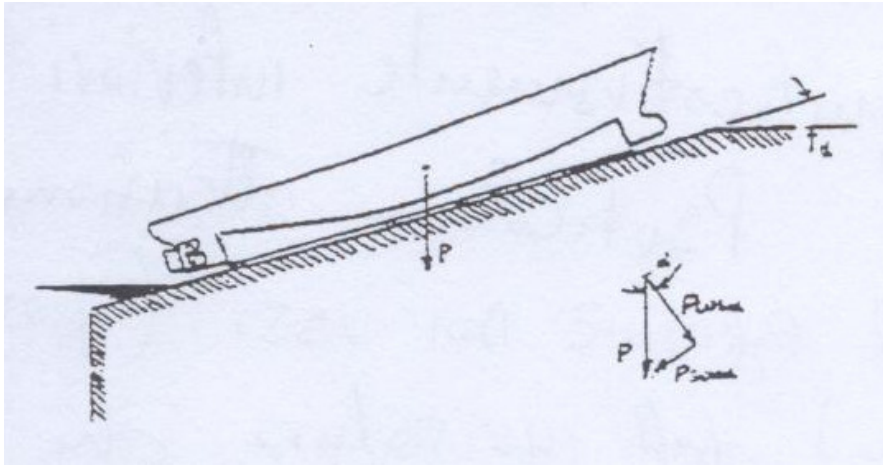


fig.211

$$P \cdot \sin(\alpha) > f \cdot P \cdot \cos(\alpha)$$

da cui: $f < \tan(\alpha)$

- la fase successiva è quella in cui inizia a generarsi una spinta (progressivamente crescente) sulla zona poppiera che via via si immerge.

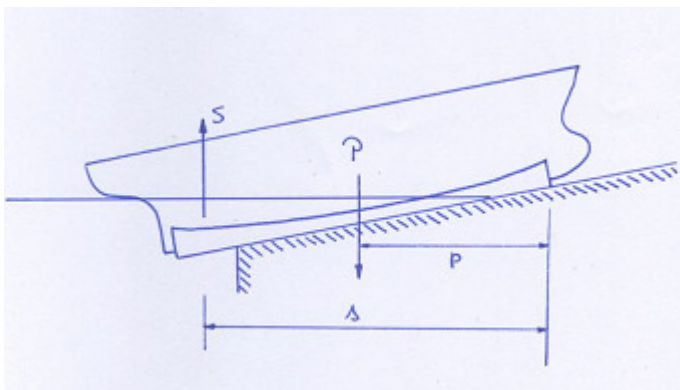


fig.212

Anche in questo caso è agevole condurre una verifica: supponiamo che la nave sia già abbastanza immersa, ma ancora aderente alla superficie dello scalo, non appena si verifica l'uguaglianza: $S \cdot s = P \cdot p$

la nave si distacca dallo scalo ed inizia a ruotare facendo perno sulla propria parte prodiera. Questo è il momento più critico per la struttura della prora: la sollecitazione che agisce sull'estrema prora (detta anche "brione dei vasi") è quella in assoluto più elevata di tutta la vita della nave (in quel punto); per questo motivo talvolta si costruisce una struttura di rinforzo in legno (che verrà demolita successivamente) all'interno del gavone di poppa in modo da distribuire lo sforzo .

3. La fase finale dello scivolamento è quella in cui anche la prora si distacca dallo scalo: in questo caso la reazione del punto di contatto va diminuendo e la spinta aumentando.

Se la reazione del punto di contatto si annulla nell'attimo in cui la prora supera il ciglio dello scalo, l'operazione di varo è ben riuscita, in caso contrario, cioè se lo scalo termina prima che la suddetta reazione si annulli, si ha il cosiddetto saluto, cioè la nave si inclina leggermente.

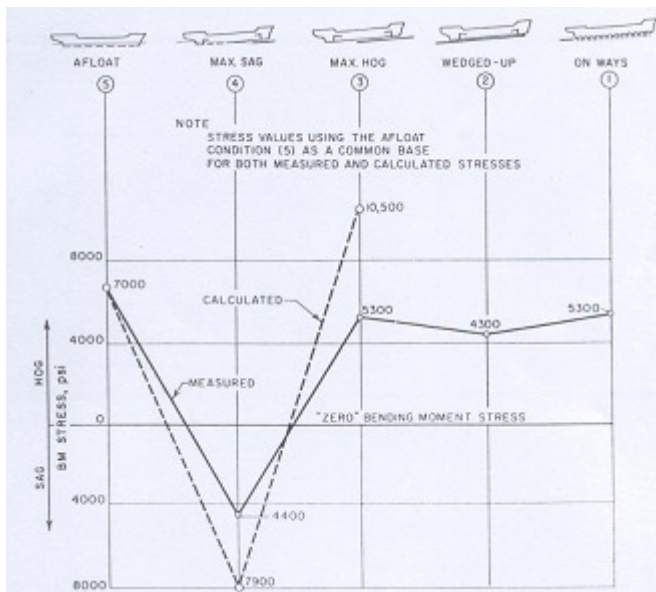


fig.213

Il diagramma riporta l'andamento delle sollecitazioni durante le diverse fasi del varo. La discrepanza tra valori calcolati e misurati (minori) è dovuta al fatto che noi eseguiamo i calcoli supponendo idealmente di fermare la nave nei vari momenti dello scivolamento: in realtà tutto avviene in un tempo assai breve ed in maniera dinamica per cui non si ha un susseguirsi di posizioni di equilibrio.

Forti problemi possono aversi se la nave viene costruita su di uno scalo eccessivamente corto, in questo caso si ha una situazione detta di **strapiombo**. La risultante tra peso e spinta sarà una forza (P-S). Fin quando detta risultante si trova a proravia del ciglio dello scalo non ci sono problemi, se però tale risultante va a cadere a poppavia del ciglio dello scalo (con la prora ancora aderente allo scalo e con una spinta sulla parte poppiera insufficiente ad impedirne la rotazione), si ha una brusca rotazione di appoppamento facendo perno sul ciglio dello scalo e ciò può essere molto pericoloso per l'elevata azione concentrata nel centro di rotazione. Oltre a questo a causa della repentina rotazione, la spinta esercitata sulla parte immersa

della poppa raggiunge un valore eccessivo rispetto alle necessità dell'equilibrio, si ha così una spinta di ritorno che provoca un altrettanto brusco inpruamento, fino a sbattere violentemente la prora dalla nave sullo scalo (nasata).

Il tutto può portare danni piuttosto gravi. Un possibile rimedio è innanzitutto quello di adeguare la lunghezza dello scalo a quella della nave, oltre a questo si può incrementare la spinta della zona poppiera applicando provvisoriamente delle controcarenne (cosa frequente nel caso di sommergibili).

Finora abbiamo sempre assimilato la nave ad un corpo rigido, mettiamo ora a calcolo anche la deformazione dello scafo (e dell'invasatura). In certi casi può avvenire che la parte a sbalzo dello scafo risulti eccessivamente pesante: si ha allora un'insufficiente spinta rispetto al peso, senza che la corrispondente risultante abbia già oltrepassato il ciglio dello scalo, questo fenomeno si verifica soprattutto nel caso di navi di grandi dimensioni.

Lo scafo della nave subirà allora una deformazione staccandosi in alcuni casi dallo scalo (in Italia si parla di fenomeno Biondi dal nome di chi lo studiò). Per arginare il fenomeno un primo accorgimento è quello di dare una certa curvatura alla parte terminale dello scalo in modo che possa sposare la deformazione dello scafo.

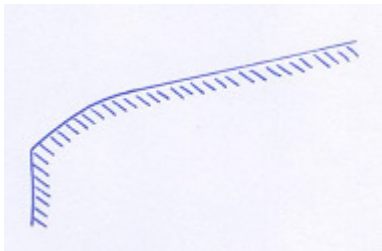


fig.214

Un'altra soluzione è quella che prevede invasatura deformabili costituite da una struttura a tubi che a assorbe le deformazioni dello scafo (scalo a cuscino).

16.4 VIBRAZIONI

Le vibrazioni possono essere eccitate da forze periodiche dovute al moto degli apparati motore (specialmente su diesel lenti), dalla rotazione delle eliche, dall'incontro tra nave ed onda nel caso di navi basse e lunghe (springing) e dal fenomeno dello slamming. Le vibrazioni possono interessare l'intero scafo oppure solo parti di esso. L'ampiezza di una vibrazione è tanto maggiore quanto più

prossimi siamo alla risonanza: si tratterà allora di stabilire qual è la frequenza naturale di oscillazione dell'intero scafo o di parti di esso.

Un primo possibile metodo per limitare il fenomeno vibratorio è quello di cercare di ridurre o eliminare le forze eccitanti che lo hanno provocato: ad esempio si può adottare un apparato motore il più possibile equilibrato (tipo le turbine a gas). Nel caso di un apparato motore diesel si possono inserire degli ammortizzatori che evitano il propagarsi delle vibrazioni. Si dovrà evitare la risonanza tra la frequenza naturale di vibrazione dello scafo e la frequenza delle forze eccitanti. Anche le eliche rappresentano una notevole fonte di vibrazioni (soprattutto se le forme poppiere ne esaltano la pulsazione).

La frequenza di tali vibrazioni si ricava dalle seguenti considerazioni: $f = \frac{n}{60}$

se la vibrazione è indotta da uno squilibrio della linea d'assi o da un malfunzionamento dell'apparato motore. $f = \frac{n \cdot p}{60}$

dove n è il numero di pale, se la vibrazione è indotta dall'elica. Un possibile rimedio per allontanarsi dalla zona critica è quello di variare il numero di pale o di modificare il flusso dell'acqua che investe l'elica.

Esaminiamo ora le vibrazioni che interessano lo scafo nel suo complesso:

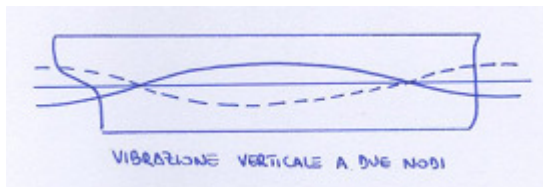


fig.215

La modalità di vibrazione più frequente è quella a carattere verticale con due o più nodi. Si hanno anche vibrazioni a carattere orizzontale (flessionali) con due o più nodi, vibrazioni torsionali e vibrazioni di carattere locale.

La **vibrazione verticale a due nodi** è quella la cui frequenza naturale (piuttosto bassa ed in genere prossima all'ordine di grandezza del numero di giri dell'elica) è quella che si verifica più di frequente. E' opportuno evitare tale risonanza, per fare ciò si dovrà calcolare a priori la frequenza naturale dello scafo (nel caso a due nodi) adottando poi gli accorgimenti necessari per allontanarla dal

valore: $f = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot p}{60}$

In generale per controbattere ed eliminare i fenomeni vibratori si possono seguire due strade: data la frequenza delle forze eccitanti si può progettare la struttura in modo che la sua frequenza naturale sia diversa, oppure si può cercare di variare la frequenza delle forze eccitanti. Si sceglierà la strada più pratica, ad esempio se la vibrazione dello scafo è indotta dall'elica, sarà quest'ultima a dover essere modificata.

Maggiori incertezze si hanno ad esempio nel caso in cui il funzionamento di un motore provochi la vibrazione di una trave del locale apparato motore, si intuisce che si deve intervenire modificando la trave.

Per il calcolo della frequenza naturale dello scafo sono state proposte varie

formule approssimate la cui struttura è la seguente: $N = c_s \cdot \sqrt{\frac{I}{\Delta \cdot L^3}}$

formula proposta da Schlick. La precedente formula si riferisce a navi prive di sovrastrutture molto sviluppate (tipicamente navi da carico). Il problema è la determinazione di c_s che in base a prove sperimentali su navi mercantili senza sovrastrutture si può porre: $c_s = 2,8 \cdot 10^6$

I è il momento d'inerzia della sezione resistente (cioè della sezione maestra) della nave in m^4 , Δ il dislocamento massimo in t, L la lunghezza fuori tutto in metri.

Esistono anche formule più complesse basate su dati sperimentali che tengono conto anche della presenza di sovrastrutture (adatte quindi anche a navi

passengeri): $N = 111,5 \cdot \left[\frac{k^2 \cdot I}{\Delta \cdot L^3 \cdot \left(1,2 + \frac{B}{3 \cdot T} \right)} \right]$

formula di Dieudonne, dove I è il momento d'inerzia della sezione resistente in m^4 , Δ il dislocamento massimo in migliaia di t, L la lunghezza al galleggiamento in centinaia di metri, B la larghezza in metri e T l'immersione in metri, k un coefficiente che vale 1 nel caso di assenza di sovrastrutture. Dieudonne osserva che il valore di I si modifica nel caso di navi con apparato motore al centro, in tal caso la sezione maestra è particolare e non può essere considerata rappresentativa per il resto della nave, il valore di I dovrà per cui essere ricavato da apposite tabelle. Nel caso di navi con sovrastrutture centrali, nel calcolo di I si dovrà tener conto dei ponti

di sovrastruttura con lunghezze superiori a $L/2+18$, mentre il coefficiente k si calcola con una formula piuttosto complessa che tiene conto dei momenti d'inerzia dei ponti di sovrastruttura, con lunghezze superiori a $L/2+18$, mentre il coefficiente k si calcola con una formula piuttosto complessa che tiene conto dei momenti d'inerzia dei ponti di sovrastruttura, k è cioè dato dal prodotto di una serie di coefficienti r_i riferiti

all'ordine i -esimo di sovrastruttura:
$$r_i = 1 + 2 \cdot X_i \cdot \left(\sqrt{\frac{I_i}{I_{f_{i-1}}}} - 1 \right)$$

dove X_i è la percentuale di lunghezza dell' i -esimo ponte di sovrastruttura rispetto alla lunghezza della nave, I_i è il momento d'inerzia della sezione maestra calcolato fino all' i -esimo ponte, $I_{f_{i-1}}$ il momento d'inerzia trovato con riferimento al ponte inferiore e dato da:
$$I_{f_{i-1}} = r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot \dots \cdot r_i^2 \cdot I_0$$

con I_0 momento d'inerzia della sezione pensata priva delle sovrastrutture.

Le precedenti formule sono riferite alla frequenza di vibrazione a due nodi, la quale, a parità di lunghezza nave, è quella che porta alle ampiezze di oscillazione più ampie. Esistono poi delle indicazioni relative alle frequenze di vibrazione con più di due nodi. Posta uguale ad 1 la frequenza di vibrazione a due nodi, nel caso di 3 nodi la frequenza naturale sarà pari a $1,8 \div 2,3$ e sarà pari a $3,5 \div 4$ nel caso di 4 nodi; il caso a 5 nodi porta effetti trascurabili.

In generale le vibrazioni non rappresentano di per sé un problema gravissimo, possono però dare complicazioni nel caso di sollecitazione a fatica. Solo nel caso di navi con rapporti dimensionali particolari, le vibrazioni sono causa diretta di sollecitazione (springing).

Esistono delle formule che forniscono in via approssimata la frequenza naturale di una trave relativamente lunga caricata con carico distribuito:

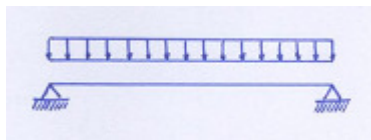


fig.216

$$N = \frac{341}{\sqrt{f_m}}$$

per la trave appoggiata; dove f_m è la freccia massima in centimetri nel caso statico

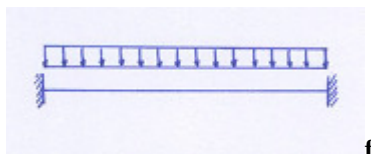


fig.217

$$N = \frac{344}{\sqrt{f_m}}$$

per la trave incastrata. Queste formule consentono, una volta che sia misurata fisicamente la freccia statica, di determinare la frequenza naturale N . Apparentemente la differenza tra i due casi è lieve, in realtà una trave incastrata, a parità di freccia statica presenta un carico molto superiore.

Procedendo per via teorica si avrebbe:

$$f_{MAX} = 0,013 \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} = 0,013 \cdot \frac{P \cdot l^4}{E \cdot J} \quad N = \frac{2990}{l^2 \cdot \sqrt{\frac{P}{E \cdot J}}}$$

per la trave appoggiata;

$$f_{MAX} = 0,026 \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} = 0,026 \cdot \frac{P \cdot l^4}{E \cdot J} \quad N = \frac{6746}{l^2 \cdot \sqrt{\frac{P}{E \cdot J}}}$$

per la trave incastrata.

Si vede allora che effettuando un calcolo teorico, l'incertezza sul tipo di vincolo cui è sottoposta la trave in esame è fonte di grossi problemi; se viceversa facciamo riferimento alle frecce calcolate fisicamente, l'incertezza scompare in quanto le due formule sono pressoché uguali e quindi se ne può considerare il valore medio.

17. TORSIONE

Parliamo ora delle navi che presentano grandi aperture a scafo e dei fenomeni di torsione che ne derivano. Per introdurre il problema dobbiamo prendere in considerazione l'evoluzione subita dalle navi porta-container. Negli ultimi anni il trasporto tramite contenitori si è notevolmente ampliato per i notevoli vantaggi che questo tipo di trasporto comporta. I container sono di dimensioni unificate : larghezza pari a 8 ft, mentre l'altezza può avere valori diversi. La lunghezza può essere 20 o 40 piedi ma ne esistono anche da 10 e 30. Per quanto riguarda la capacità di trasporto in tonnellate, questa si può assumere all'incirca pari alla lunghezza in piedi anche se raramente vengono caricati così tanto.

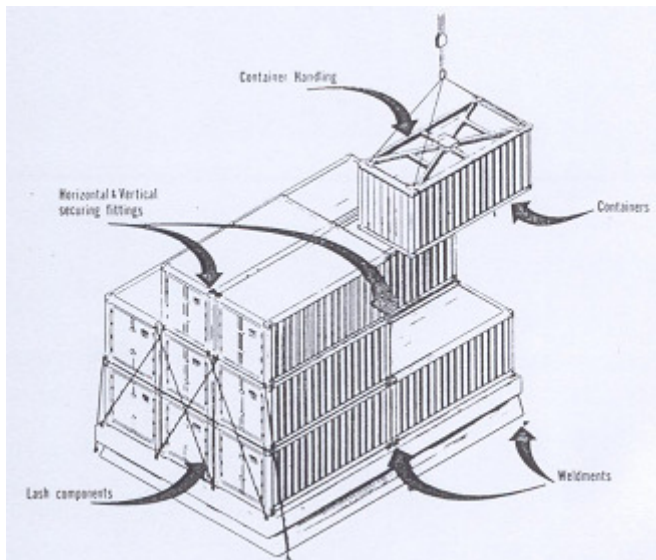


fig.218

Gli elementi portanti di un contenitore sono quattro colonne in acciaio poste ai quattro angoli del contenitore, in tal modo il peso del container sovrastante è assorbito dalle colonne stesse. Ciò permette di impilare fino a 6 container uno sull'altro.

La struttura delle navi porta container risulta quasi interamente priva di ponte:

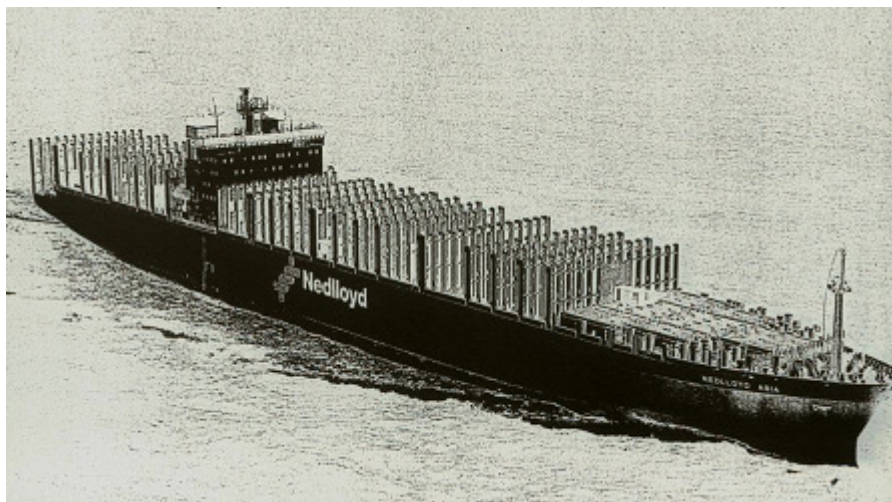


fig.219

I box di torsione, o casse alte, sono gli elementi che devono compensare l'assenza del ponte, dando la necessaria quantità di acciaio alla parte alta della struttura (in modo da riequilibrare la posizione dell'asse neutro): essi presentano quindi elevati spessori e correnti molto fitti. Oltre a questo la loro presenza permette di ricavare un corridoio di passaggio lungo tutta la nave. All'interno della stiva ci sono le celle dove si mettono i container con le relative guide, le diverse posizioni di stiva, comprendenti più celle vengono dette baie. Le guide devono presentare un gioco adeguato affinché i container non si incastrino, evitando però nel contempo che si muovano eccessivamente (il gioco sarà circa ½ pollice). Tenendo allora conto dei vari giochi delle guide e dei box la larghezza di una porta-container sarà circa:

$$B = 3,35 \cdot n$$

dove n è il numero di container nel senso della larghezza.

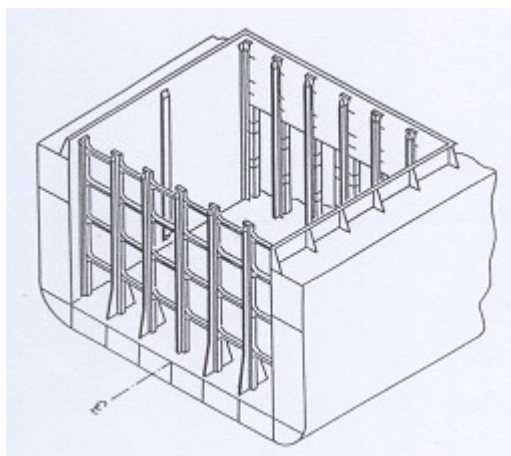


fig.220

Un inconveniente tipico delle porta-container è la perdita di spazio nella zona sotto ai box, le navi porta-container sono poi in genere molto veloci, quindi piuttosto

affinate, si perde quindi ulteriore spazio per il carico. Si è pensato quindi di recuperare spazio caricando container anche al di sopra del ponte di coperta (con tre file di contenitori si recupera tutto lo spazio perso sotto coperta), il problema di stabilità si risolve caricando i container più leggeri in alto.

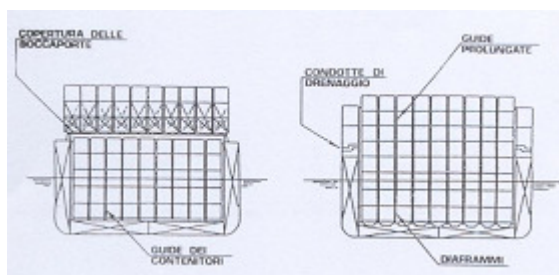


fig.221

Su questo tipo di nave si è poi presentato per la prima volta il problema della torsione, sia dal punto di vista delle sollecitazioni che delle deformazioni (soprattutto in riferimento alle guide di scorrimento). Una nave che presenti piccole aperture dei boccaporti (o che addirittura ne sia priva), difficilmente risulta soggetta a torsione, se invece la nave presenta grandi aperture essa si torcerà con molta più facilità.

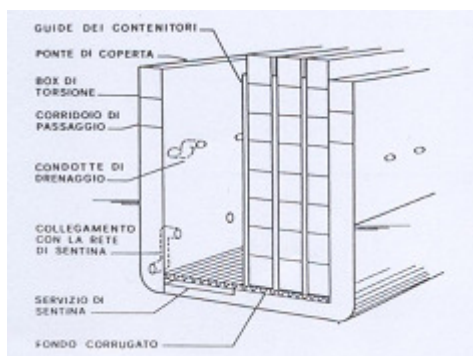


fig.222

Alle estremità della nave avremo le strutture (piuttosto rigide) della prora e della poppa, le quali impediscono che si verifichi il libero movimento delle murate. Una murata sarà allora sottoposta a compressione, decrescente spostandosi verso centro nave, l'altra murata risulterà invece sottoposta a trazione (tutto ciò è valido soprattutto nella parte alta delle murate, in quanto si deve tener conto anche dell'effetto di sostegno dato dalla struttura del doppio fondo).

In virtù di quanto detto nasceranno delle sollecitazioni di tipo σ che si andranno a sovrapporre alla quota dovuta alla sollecitazione di flessione. C'è da dire che quando si presenta il fenomeno torsionale, la sollecitazione di flessione certamente non sarà al suo massimo poiché la torsione si ha con mare obliquo.

Determiniamo ora quali sono le azioni torsionali cui può essere soggetta una nave. In generale una forza che sollecita la nave e la cui retta d'azione non passa da un punto appartenente alla curva dei centri di torsione della nave, provocherà sulla stessa un certo carico torcente. Si può allora pensare di suddividere la nave in tante fette (ad esempio ciascuna lunga 1 metro) determinando poi la risultante di tutte le forze che agiscono su ogni singola fetta; una volta misurato il braccio di tale risultante rispetto al centro di torsione locale si può determinare il carico torcente di ciascuna fetta. Il momento torcente in ciascuna sezione sarà poi dato dalla sommatoria di tutti i carichi torcenti, calcolata da un'estremità libera della nave fino alla sezione che si sta considerando. E' possibile costruire anche due diagrammi, uno relativo ai carichi torcenti e successivamente uno dei momenti torcenti che sarà l'integrale del precedente. I carichi potranno essere sia statici che dinamici, il carico statico è quello dovuto alla distribuzione dei pesi a bordo, quello dinamico all'azione del mare.

Si potrebbe pensare di studiare il problema della torsione andando a considerare la peggiore situazione ipotizzabile: questa è data da un carico in cui si hanno a prora tutti i container più pesanti sulla dritta ed a poppa i container più pesanti sulla sinistra. Ricordiamo però che nel caso della flessione non abbiamo seguito questa strada. Nei manuali di carico, si tende a prendere in considerazione carichi torcenti che non portino ad indicazioni sul carico che risultino eccessivamente restrittive per il comando nave.

In sostanza i registri cercano di dare indicazioni sul momento torcente statico che rivestono una certa praticità, nel senso di cercare di limitare la necessità di una continua ed ossessiva equilibratura della nave. Secondo i registri il momento torcente statico T_c dovuto alla distribuzione dei contenitori è dato in funzione del carico nella seguente forma: $M_{TC} = T_c = 1,6 \cdot B \cdot n_s \cdot n_t$

in t · m, oppure con una formula più recente: $M_{TC} = T_c = 3,2 \cdot B \cdot n_s \cdot n_t$

dove è B la larghezza della nave in metri, n_s il numero dei container nel senso della larghezza, n_t il numero di container misurato in senso verticale escludendo quelli sopra coperta.

Il valore massimo di questo momento torcente dovuto ai contenitori è pari a 2500 t·m oppure 5000 t·m. E' stata proposta anche la seguente formula, in parte basata su studi statistici (ipotizzando una distribuzione casuale dei contenitori):

$$M_{TC} = T_C = C_{TC} \cdot B \cdot \Delta$$

in cui C_{TC} viene ricavato da studi statistici.

C'è da dire che sulle navi più grandi l'effetto di una distribuzione impropria risulta meno rilevante rispetto al caso di navi piccole; ciò premesso si può assumere che sia: $C_{TC} = (8 - 0,2 \cdot \Delta \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3}$

decescente al crescere del dislocamento. Per navi grandi porta-container si ottiene $C_{TC} = 3 \div 4 \cdot 10^{-3}$, mentre per piccole navi porta-container $C_{TC} = 6,5 \div 7 \cdot 10^{-3}$

C'è da dire che fin qui si è fatto riferimento solo alle modalità di carico dei contenitori, si è potuto però constatare che anche il progressivo consumo dei combustibili e lo spostamento di carichi liquidi possono portare significativi contributi al momento torcente statico.

Esaminiamo ora il momento torcente dinamico dovuto all'incontro nave-onda. Quando una nave si trova ad affrontare il mare obliquamente, se andiamo a considerare due concetti di prora e di poppa si avranno le due seguenti situazioni:

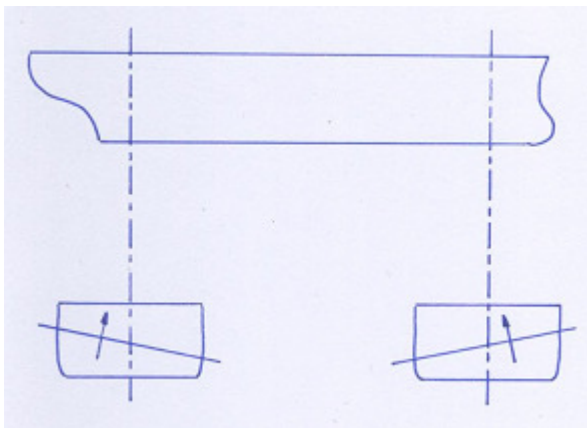


fig.223

Nasce il problema della determinazione della posizione del centro di torsione. Infatti a differenza del caso statico, a seconda della posizione del centro di torsione della sezione sul piano diametrale, il braccio (e quindi il carico torcente) risulta significativamente diverso. Si hanno poi anche altri effetti torsionali dovuti al moto di rollio, i quali vengono però trascurati in quanto modesti, inoltre le porta-container sono in genere dotate di impianti di stabilizzazione molto efficienti.

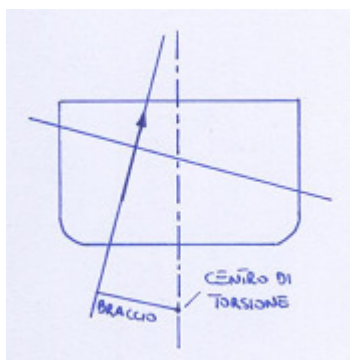


fig.224

Anche in questo caso, come già avevamo fatto durante l'analisi della robustezza longitudinale si potrebbe in teoria pensare di fare riferimento all'onda congelata, cosa non possibile per una nave che affronti un treno d'onde obliquo dove non vi è equilibrio alla rotazione. Una corretta analisi del problema dovrà allora fare riferimento ad indicazioni in parte teoriche ed in parte sperimentali, con una complessa indagine idrodinamica che tenga conto anche dell'azione del propulsore e del timone. In proposito si vedano gli studi di Webster, Woisin, De Wilde e Numata.

La formula proposta da De Wilde, ricavata in parte da considerazioni teoriche ed in parte da dati sperimentali è:

$$M_{TD} = C_T \cdot \left(1,75 - 1,5 \cdot \frac{\varepsilon}{D} \right) \cdot L \cdot B^3 \cdot e^{-9 \cdot L \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-4}$$

Il coefficiente C_T risulta funzione del coefficiente di finezza della figura di galleggiamento ed assume i seguenti valori:

C_W	0,6	0,7	0,8	0,9
C_T	0,433	0,598	0,807	1,061

La formula corrisponde ad un mare regolare affrontato con un angolo di 60° (angolo che porta il massimo momento torcente) e tiene conto degli effetti inerziali trascurando invece gli effetti del rollio. La quantità ε rappresenta l'ordinata del centro di taglio della nave (positiva se tale punto è al di sopra della chiglia). Il centro di taglio è una caratteristica della sezione (resistente) ed è definito facendo riferimento alla trave di Saint-Venant, in realtà la nave non è una trave di Saint-Venant ma per lo studio della flessione l'approssimazione è accettabile. Al contrario per quanto riguarda la torsione, centro di taglio e centro di torsione della nave non coincidono. Il centro di torsione di una sezione è un punto in cui la sezione stessa

non si torce se vi applichiamo una forza trasversale mentre il centro di taglio è una caratteristica geometrica della sezione.

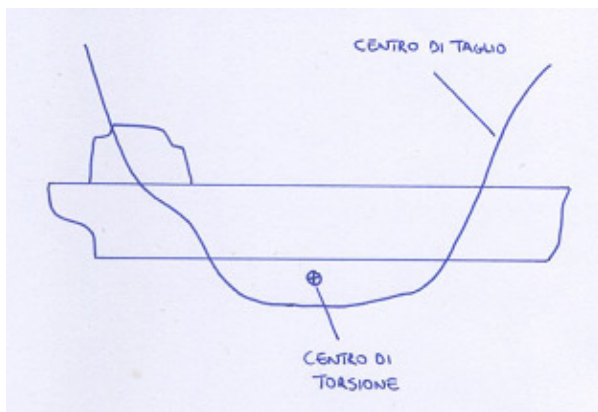


fig.225

Dal diagramma si nota che in una certa parte della nave, il centro di torsione si trova molto più vicino alla chiglia di quanto non sia il centro di taglio: più lontano dalla chiglia è il centro di taglio, maggiore sarà il braccio; se facciamo riferimento al centro di taglio veniamo ad essere notevolmente pessimisti. Si vede che nelle navi con A.M. a poppa il centro di torsione si trova all'incirca a metà tra la chiglia ed il centro di taglio (a centro nave); viceversa per navi con A.M. ad 1/3 della propria lunghezza, il centro di torsione si porta a circa 1/4 della distanza chiglia-centro di taglio. Definendo δ distanza tra centro di torsione e chiglia ed ϵ distanza centro di taglio-chiglia è possibile scrivere:

- per navi con A.M. a poppa: $\delta = (0,5 \div 0,6) \cdot \epsilon$
- per navi con A.M. ad 1/3 della lunghezza: $\delta = 0,3 \cdot \epsilon$

Una formula rielaborata per il M_{TD} può allora avere il seguente aspetto:

$$M_{TD} = 4,8 \cdot \left(1,75 + 1,5 \cdot \frac{\delta}{D} \right) \cdot L \cdot B^3 \cdot e^{-\frac{L}{340}} \cdot 10^{-3} \cdot (C_W)^{2,21}$$

in cui $(C_W)^{2,21}$ sta per C_T . Il valore di ϵ in prima approssimazione si ottiene dalle formule viste in precedenza.

A questo punto si può determinare il diagramma dei carichi torcenti e dei momenti torcenti (la lunghezza L^* interessata dai carichi e dai momenti torcenti può essere considerata pari a circa l'80% della lunghezza nave):

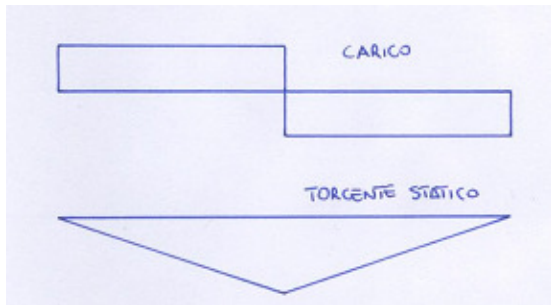


fig.226

Tenendo presente che in realtà il momento torcente statico è solo una frazione del momento torcente totale, si possono scrivere le seguenti formule:

$$\frac{dM_{TG}(x)}{dx} = \frac{dM_{TG}(\max)}{L^*} \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L^*}\right)$$

per quanto riguarda i carichi, mentre il diagramma del momento torcente globale (integrale della precedente espressione) sarà dato da:

$$M_{TG}(x) = \frac{M_{TG}(\max)}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L^*}\right)\right]$$

Le due formule precedenti danno in via approssimata l'andamento analitico dei diagrammi dei carichi torcenti globali e del momento torcente globale.

Il passo successivo consiste nella determinazione delle sollecitazioni e delle deformazioni che ne conseguono, operazione complessa che richiede l'uso del calcolatore. Vediamo solo i risultati di tale studio, cioè il tipo di sollecitazione. In sostanza le due murate tenderebbero a muoversi l'una in un senso e l'altra nel senso opposto, in ciò sono però impedito dalle strutture di estremità dello scafo o eventualmente anche dalla struttura dell'apparato motore se questo è situato in posizione avanzata.

Nel vedere che tipo di sollecitazione nasce faremo riferimento in particolare alle zone più alte delle murate, che sono le meno resistenti (a causa della mancanza del ponte) e quindi per noi più interessanti.

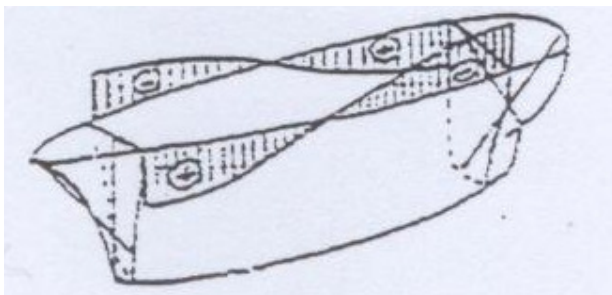


fig.227

Consideriamo quindi il bordo superiore delle murate come la fondamentale per i diagrammi delle sollecitazioni σ dovute alla flessotorsione. La precedente figura riporta l'andamento del tipo di sollecitazione che nasce in virtù del fenomeno di torsione. Si può tracciare allora il seguente diagramma:

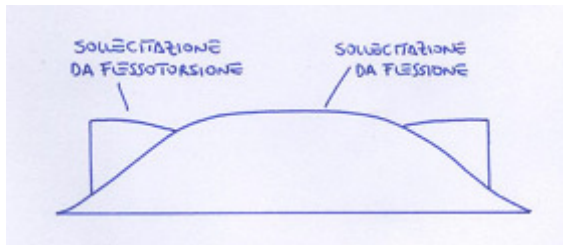


fig.228

Dove σ_{sw} è il σ di flessione in acque tranquille, σ_w il σ di flessione dovuto all'incontro con un'onda affrontata frontalmente. L'andamento inconsueto delle σ dovute a flessotorsione (warping) è dovuto al fatto che si prendono in considerazione solo le parti in cui le diverse sollecitazioni si sommano.

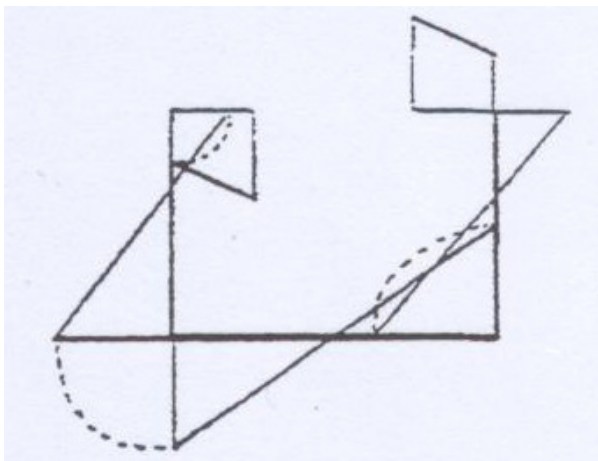


fig.229

Questo è l'effettivo andamento delle σ . L'ordine di grandezza dei valori massimi delle sollecitazioni di flesso-torsione è di $300\div 400 \text{ kg/cm}^2$, cioè un valore elevato: al contempo si ha però una riduzione (anche del 60%) della sollecitazione dovuta all'incontro nave-onda rispetto al caso in cui l'onda sia affrontata frontalmente.

Nelle navi porta-container, il problema grave può essere invece quello delle deformazioni (in special modo delle guide dei container), che possono risultare inaccettabili (talvolta addirittura a causa del solo momento torcente in acque tranquille). Nasce l'esigenza di eseguire un caricamento molto rapido: questa considerazione ha portato molti armatori a concepire e realizzare un tipo di nave detta **open top**.

Si è partiti dal fatto che sulle navi porta-container le chiusure delle boccaporte consono costituite da sistemi tradizionali (portelloni ecc..) bensì sono veri e propri pontoni da sollevare ed appoggiare in banchina, operazione che richiede un certo tempo, si è pensato allora di realizzare delle navi aperte, cioè senza chiusura delle boccaporte, o al limite dotate di leggerissime coperture in lamiera leggera contro l'acqua piovana poste al di sopra dei contenitori. Questo concetto è stato applicato anche a navi di notevoli dimensioni.

Una nave open top necessita di guide prolungate e di cabalette e condotte di drenaggio dell'acqua (al limite anche di un maggior numero di pompe di sentina); generalmente una nave di questo tipo risulta più sviluppata in altezza di una nave convenzionale. Questo concetto si sta affermando in quanto consente di aumentare la rapidità operativa.

Nasce un problema indiretto (a livello di normativa) quando si deve definire un ponte di bordo libero, che in effetti su questo tipo di nave non esiste, almeno nel senso tradizionale del termine. Le prime navi di questo tipo sono note come **heavy lift**, cioè destinate al trasporto di carichi estremamente pesanti su brevi distanze (la prima di queste fu la Happy Buccaneer del 1983 che in effetti nel corso degli anni fu impiegata come una normale porta-container).

18. NAVI IN LEGA LEGGERA

Negli ultimi tempi si fa un uso sempre maggiore delle leghe leggere in campo navale, soprattutto nel campo militare e sulle navi passeggeri per i ponti di sovrastruttura. Le leghe leggere rispetto all'acciaio presentano un peso specifico $\gamma=2,7\div2,8$ contro il $\gamma=7,8$ dell'acciaio. Grazie a ciò il peso di una struttura di lega leggera viene ad essere circa la metà di un'analogha struttura in acciaio.

L'A.B.S. ha un regolamento per le navi interamente in lega leggera mentre per navi miste non vi sono regolamentazioni.

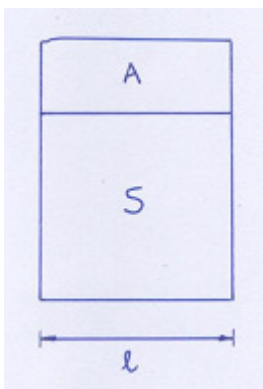


fig.230

Se prendiamo un pezzo di materiale sottoposto a momento flettente, vediamo che il

raggio di curvatura R è dato da: $R = \frac{E \cdot J}{M}$

dove R è riferito all'asse neutro.

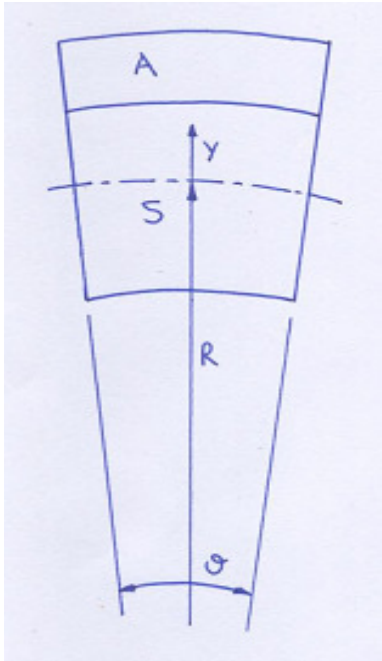


fig.231

sapendo che la lunghezza l è data da: $l = R \cdot \vartheta$

in ogni fibra posta a distanza y dall'asse neutro avremo: $l + dl = (R + y) \cdot \vartheta$

dunque la deformazione unitaria dl/l vale: $\varepsilon = \frac{dl}{l} = \frac{(R + y) \cdot \vartheta - R \cdot \vartheta}{R \cdot \vartheta} = \frac{y}{R}$

per quanto riguarda lo sforzo, nelle parti in alluminio avremo: $\sigma_A = E_S \cdot \varepsilon = E_A \cdot \frac{y}{R}$

mentre in quelle in acciaio: $\sigma_S = E_S \cdot \varepsilon = E_S \cdot \frac{y}{R}$

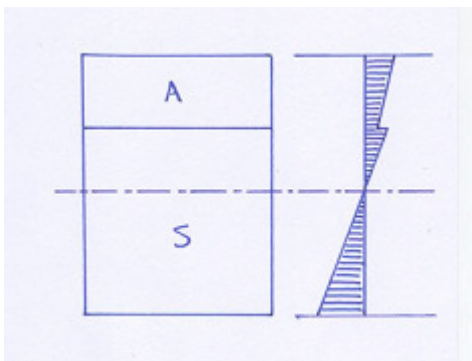


fig.232

Vediamo che nel diagramma delle sollecitazioni avremo un salto di sollecitazione nel passaggio dall'acciaio all'alluminio, questo vuol dire che la struttura in alluminio si carica di meno e partecipa di meno alla robustezza longitudinale dello scafo.

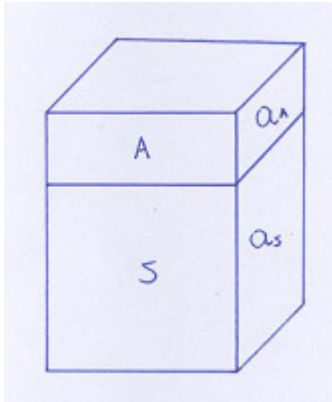


fig.233

Se prendiamo un'areola a_A di alluminio vediamo che attraverso questa si trasmette la

$$\text{forza: } F = \sigma_A \cdot a_A = a_A \cdot E_A \cdot \frac{y}{R} = a_A \cdot \frac{E_A}{E_S} \cdot E_S \cdot \frac{y}{R}$$

attraverso un'analogo areola in acciaio si trasmette la forza: $F = \sigma_S \cdot a_S = a_S \cdot E_S \cdot \frac{y}{R}$

si vede che la forza trasmessa è circa 1/3 di quella che si trasmetterebbe se l'areola fosse in acciaio. Infatti considerando la struttura in equilibrio si ha:

$$\sum \frac{E_S}{R} \cdot y \cdot a_S + \sum \frac{E_A}{R} \cdot y \cdot a_A = 0$$

$$\sum \frac{E_S}{R} \cdot y \cdot a_S + \sum \frac{E_A}{E_S} \cdot E_S \cdot \frac{y}{R} \cdot a_A = 0$$

$$\sum y \cdot a_S + \sum \frac{E_A}{E_S} \cdot y \cdot a_A = 0$$

Ciò significa che l'asse neutro dovrà passare per il baricentro della sezione di acciaio equivalente, ovvero la sezione dove le parti in acciaio sono trattate come tali e quelle in alluminio sono messe a calcolo in funzione del rapporto dei moduli di elasticità, quindi di area ridotta (cioè come se avessero una sezione pari a circa 1/3 dell'effettiva sezione).

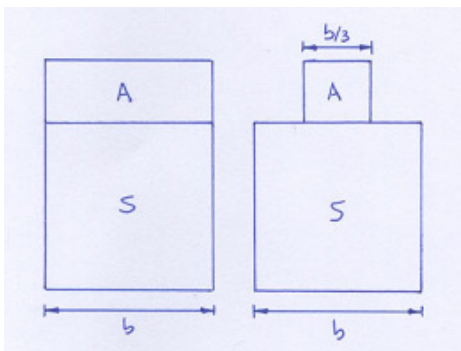


fig.234

Il σ della sezione in alluminio sarà: $\sigma = \frac{M \cdot y}{J_A} \cdot \frac{E_A}{E_S}$

dove J_A è calcolato con l'area ridotta.

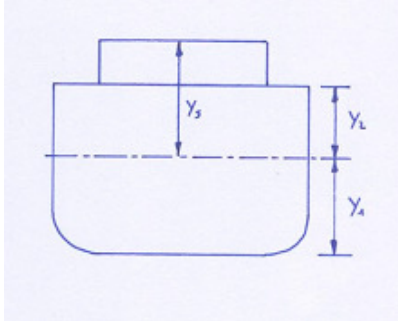


fig.235

Il materiale che mettiamo in conto come sezione resistente sarà 3 volte quello calcolato nelle σ .

Abbiamo quindi 3 moduli di resistenza:

$$\sigma_{1S} = \frac{M}{W_{1S}} \quad \sigma_{2S} = \frac{M}{W_{2S}} \quad \sigma_A = \frac{M}{W_A} \cdot \frac{E_A}{E_S}$$

18.1 SISTEMAZIONE DI UNA SOVRASTRUTTURA IN LEGA SU DI UNA SEZIONE GIÀ SUFFICIENTEMENTE RESISTENTE IN ACCIAIO.

Consideriamo la seguente struttura:

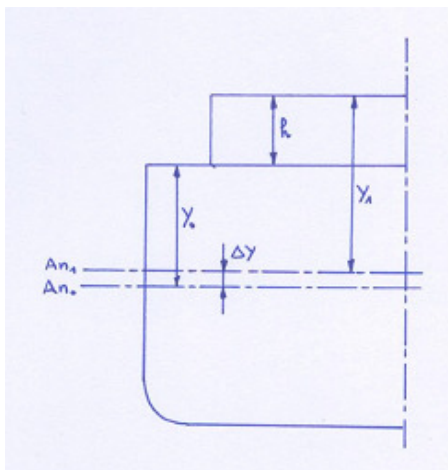


fig.236

dove:

I_0 è il momento d'inerzia della sezione in acciaio

a_o l'area della sovrastruttura

a_{ASE} l'area della sezione equivalente

A_0 l'area della sezione in acciaio

An_0 l'asse neutro della sezione in acciaio

An_1 il nuovo asse neutro.

σ_A il valore della sollecitazione ammissibile per l'alluminio

σ_S il valore della sollecitazione ammissibile per l'acciaio

$$\sigma_S = \frac{M \cdot y_0}{J_0} \quad \Rightarrow \quad M = \sigma_S \cdot \frac{J_0}{y_0}$$

$$\sigma_A = \frac{M \cdot y_1}{J_1} \cdot \frac{E_A}{E_S} \quad \Rightarrow \quad M = \sigma_A \cdot \frac{J_1}{y_1} \cdot \frac{E_S}{E_A}$$

I_1 il momento d'inerzia totale della sezione nella quale la parte addizionale in alluminio ha area ridotta a 1/3.

Vogliamo determinare a_0 in maniera tale che non superi la σ_{amm} per l'alluminio.

Abbiamo assunto di primo approccio che il momento flettente non vari.

Si ha che:
$$\sigma_S \cdot \frac{J_0}{y_0} = \sigma_A \cdot \frac{J_1}{y_1} \cdot \frac{E_S}{E_A}$$

Il nuovo modulo di resistenza fittizio sarà:
$$\frac{J_1}{y_1} = \frac{J_0}{y_0} \cdot \frac{\sigma_S}{\sigma_A} \cdot \frac{E_A}{E_S}$$

Vediamo ora di quanto si sposta l'asse neutro:
$$A_0 \cdot \Delta y = a_{ASE} \cdot (y_0 + h - \Delta y)$$

quindi:
$$\Delta y = \frac{a_{ASE} \cdot (y_0 + h)}{A_0 + a_{ASE}}$$

$$y_1 = y_0 + h - \frac{a_{ASE} \cdot (y_0 + h)}{A_0 + a_{ASE}} = \frac{A_0 \cdot (y_0 + h)}{A_0 + a_{ASE}}$$

Ricaviamo il nuovo momento d'inerzia J_1 :

$$J_1 = J_0 + a_{ASE} \cdot (y_0 + h)^2 - (A_0 + a_{ASE}) \cdot \frac{a_{ASE}^2 \cdot (y_0 + h)^2}{(A_0 + a_{ASE})^2}$$

non abbiamo tenuto conto dei montanti dei ponti

$$J_1 = \frac{J_0 \cdot (A_0 + a_{ASE}) + A_0 \cdot a_{ASE} \cdot (y_0 + h)^2}{A_0 + a_{ASE}}$$

$$\frac{J_1}{y_1} = \frac{J_0 \cdot (A_0 + a_{ASE}) + A_0 \cdot a_{ASE} \cdot (y_0 + h)^2}{A_0 \cdot (y_0 + h)} = \frac{J_0}{y_0} \cdot \frac{\sigma_S}{\sigma_A} \cdot \frac{E_A}{E_S}$$

la relazione finale che ci dà l'area equivalente della sovrastruttura è:

$$a_{ASE} = \frac{J_0}{y_0} \cdot \frac{A_0 \cdot \left[\frac{\sigma_S}{\sigma_A} \cdot \frac{E_A}{E_S} \cdot (y_0 + h) - y_0 \right]}{J_0 + A_0 \cdot (y_0 + h)^2}$$

$$a_A = \frac{J_0}{y_0} \cdot \frac{A_0 \cdot \left[\frac{\sigma_S}{\sigma_A} \cdot (y_0 + h) - \frac{E_A}{E_S} \cdot y_0 \right]}{J_0 + A_0 \cdot (y_0 + h)^2}$$

Queste formule possono dare dei risultati negativi, ciò significa che per poco alluminio che aggiungiamo, le sollecitazioni σ non raggiungeranno mai quelle ammissibili.

Se invece la sovrastruttura fosse stata in acciaio si avrebbe:

$$a_S = \frac{J_0}{y_0} \cdot \frac{A_0 \cdot h}{J_0 + A_0 \cdot (y_0 + h)^2}$$

NB: a_0 è l'area minima.

Se aggiungiamo più ponti, ipotizziamo su ogni ponte la stessa quantità di alluminio, sviluppiamo i calcoli facciamo gli aggiustamenti del caso ed infine ricalcoliamo il modulo di resistenza secondo un procedimento iterativo.

Adottando delle sovrastrutture in lega leggera, si possono alleggerire i ponti in acciaio, l'incognita è la quantità di acciaio che possiamo togliere dal ponte di forza così che la sollecitazione sul ponte di sovrastruttura resti inferiore a quella ammissibile (in questo caso l'asse neutro si abbassa).

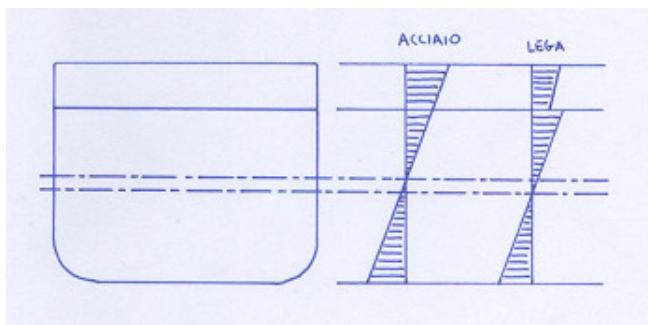


fig.237

18.2 EFFICIENZA DELLE SOVRASTRUTTURE

In alcuni casi la legge di conservazione delle sezioni piane non è più applicabile, soprattutto per sovrastrutture corte $<0.65L$. Se invece le sovrastrutture sono $>0.65L$

allora si considera che partecipino per intero alla robustezza longitudinale dello scafo.

L'efficienza è il rapporto tra il carico che reggono le sovrastrutture e quello che reggerebbero se fossero totalmente efficienti.

Si considera l'area equivalente: $a_E = a_A \cdot \frac{E_A}{E_S} \cdot f$

ciò equivale a considerare un modulo di elasticità ulteriormente ridotto, le procedure di calcolo restano identiche.

18.3 DILATAZIONE TERMICA

Il coefficiente di dilatazione termica delle leghe è circa 2 volte quello dell'acciaio.

Consideriamo la seguente figura:

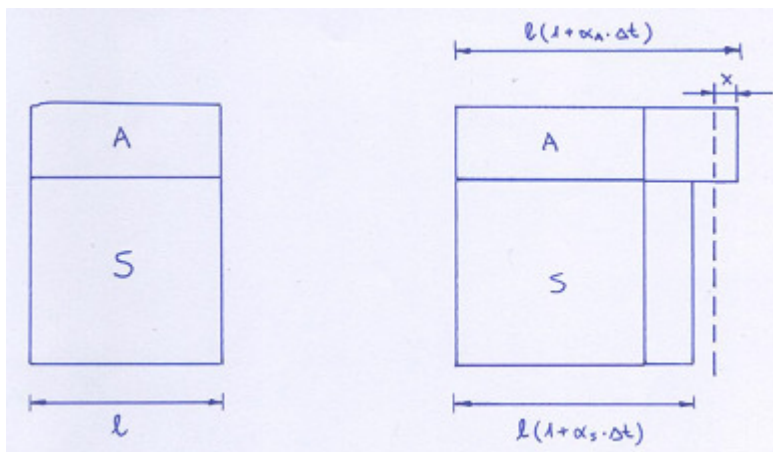


fig.238

Dove α_A e α_S sono i coefficienti di dilatazione lineare rispettivamente di alluminio e acciaio.

Non potendosi le due parti allungare liberamente, la parte in alluminio sarà accorciata di x con: $\epsilon_A = -\frac{x}{l}$

$$\epsilon_A = -\frac{x}{l}$$

e l'acciaio allungato di: $l \cdot (1 + \alpha_A \cdot \Delta t) - l \cdot (1 + \alpha_S \cdot \Delta t) - x$

dunque:

$$\epsilon_S = \frac{l \cdot (1 + \alpha_A \cdot \Delta t) - l \cdot (1 + \alpha_S \cdot \Delta t) - x}{l} = \frac{l \cdot (\alpha_A \cdot \Delta t - \alpha_S \cdot \Delta t) - x}{l} = \Delta t \cdot (\alpha_A - \alpha_S) - \frac{x}{l}$$

gli sforzi sulle due parti valgono: $\sigma_A = -E_A \cdot \frac{x}{l}$

$$\sigma_S = E_S \cdot \left[\Delta t \cdot (\alpha_A - \alpha_S) - \frac{x}{l} \right]$$

si ha quindi: $A_A \cdot E_A \cdot \frac{x}{l} = A_S \cdot E_S \cdot \left[\Delta t \cdot (\alpha_A - \alpha_S) - \frac{x}{l} \right]$

si raggiunge quindi il risultato voluto: $\frac{x}{l} = \frac{(\alpha_A - \alpha_S) \cdot \Delta t}{1 + \frac{E_A \cdot A_A}{E_S \cdot A_S}}$

avendo trovato l'incognita ricaviamo le sollecitazioni sull'alluminio:

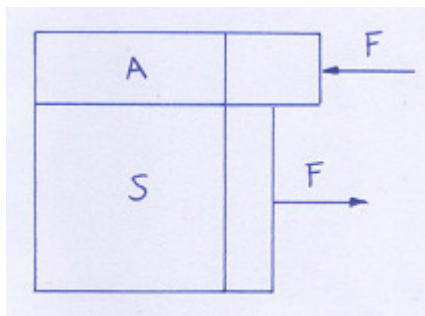


fig.239

$$\sigma_A = \frac{-E_A \cdot (\alpha_A - \alpha_S) \cdot \Delta t}{1 + \frac{E_A \cdot A_A}{E_S \cdot A_S}}$$

e sull'acciaio: $\sigma_S = \frac{E_S \cdot (\alpha_A - \alpha_S) \cdot \Delta t}{1 + \frac{E_A \cdot A_A}{E_S \cdot A_S}}$

le forze $\sigma_A A_A$ e $\sigma_S A_S$ agiscono sui baricentri delle singole parti, dunque è vero che abbiamo queste azioni dirette, ma abbiamo anche un momento inarcante:

$$M = F \cdot b$$

in ogni punto avremo dunque delle sollecitazioni secondarie: $\sigma'_A = \frac{M_y}{J_A} \cdot \frac{E_A}{E_S}$

$$\sigma'_S = \frac{M_y}{J_S}$$

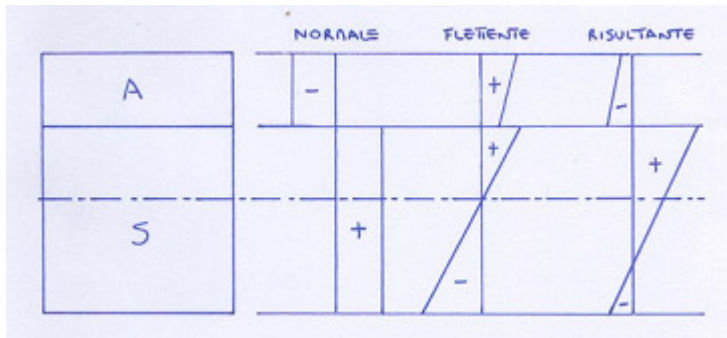


fig.240

Se facciamo variare Δt con altre leggi il calcolo si complica ma la parte più critica resta quella in alluminio soggetta a buckling.

La quota di sollecitazione è circa 30 N/mm^2 a fronte dei 230 N/mm^2 di snervamento.

L'ordine di grandezza del Δt è di circa $40 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

I coefficienti di dilatazione termica di acciaio ed alluminio valgono rispettivamente:

$$\alpha_S = 0.000012$$

$$\alpha_A = 0.000023$$

18.4 CONSIDERAZIONI SULLA ROBUSTEZZA TRASVERSALE

Consideriamo il seguente disegno:

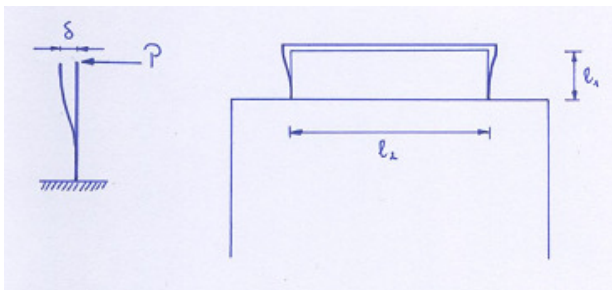


fig.241

L'allungamento δ è dato da:
$$\delta = \frac{l_2 \cdot \alpha_A \cdot \Delta t}{2}$$

$$\delta = \frac{P \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot J_1}$$



fig.242

Se consideriamo il piedritto come una trave incastrata, avremo che su di esso grava

un carico P dato da:
$$P = \frac{3 \cdot (l_2 \cdot \alpha_A \cdot \Delta t) \cdot E \cdot J_1}{2 \cdot l_1^3}$$



fig.243

il momento flettente alla base sarà: $M = P \cdot l_1$

e considerando che per una trave incastrata-incastrata con un cedimento anelastico δ

il momento vale:
$$M = \frac{6 \cdot E \cdot J \cdot \delta}{l_1^2}$$

sostituendo si ha:
$$M = \frac{3 \cdot (l_2 \cdot \alpha_A \cdot \Delta t) \cdot E \cdot J_1}{l_1^2}$$

18.5 NAVI INTERAMENTE IN LEGA LEGGERA

I vantaggi delle navi in lega leggera sono:

1. leggerezza LWS (light weight ships) dunque maggior autonomia
2. miglior resistenza alla corrosione (circa il doppio dell'acciaio)
3. le leghe leggere non si infragoliscono alle basse temperature

Gli svantaggi sono:

1. Lo svantaggio principale riguarda il fatto che il momento flettente nelle navi in lega è maggiore rispetto alle analoghe costruzioni in acciaio perché i pesi sono peggio distribuiti.
2. nelle leghe vi è una certa instabilità delle saldature.
3. Maggior deformabilità della nave il che impone una verifica del momento d'inerzia della sezione resistente (la nave deve essere più alta).
4. Isolamento dal fuoco (le leghe resistono di meno).

18.6 CONSIDERAZIONI SULL'INSTABILITA' DELLE STRUTTURE

Se consideriamo una strisciolina lunga l , larga un centimetro e spessa s , il σ critico per instabilità è dato dalla formula di Eulero:

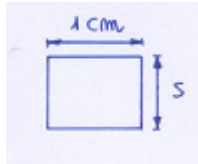


fig.244

$$\sigma_{CRITICO} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{A \cdot l^2}$$

considerando che per la predetta strisciolina J vale: $J = \frac{s^3 \cdot 1}{12}$

e l'area vale: $A = s \cdot 1$

$$\text{si ha: } \sigma_{CRITICO} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{A \cdot l^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot s^3}{12 \cdot s \cdot l^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot s^2}{12 \cdot l^2} = k \cdot E \cdot s^2$$

per lo stesso σ critico nell'acciaio si avrà: $E_A \cdot s_A^2 = E_S \cdot s_S^2$

dunque lo spessore di un elemento in alluminio che abbia la stessa resistenza ad

$$\text{instabilità sarà: } s_A = \sqrt{\frac{E_S}{E_A}} \cdot s_S = \sqrt{\frac{E_A}{E_S}} \cdot s_S \cong 1.73 \cdot s_S$$

dunque gli spessori nel caso dell'alluminio vanno aumentati di 1.73:1.

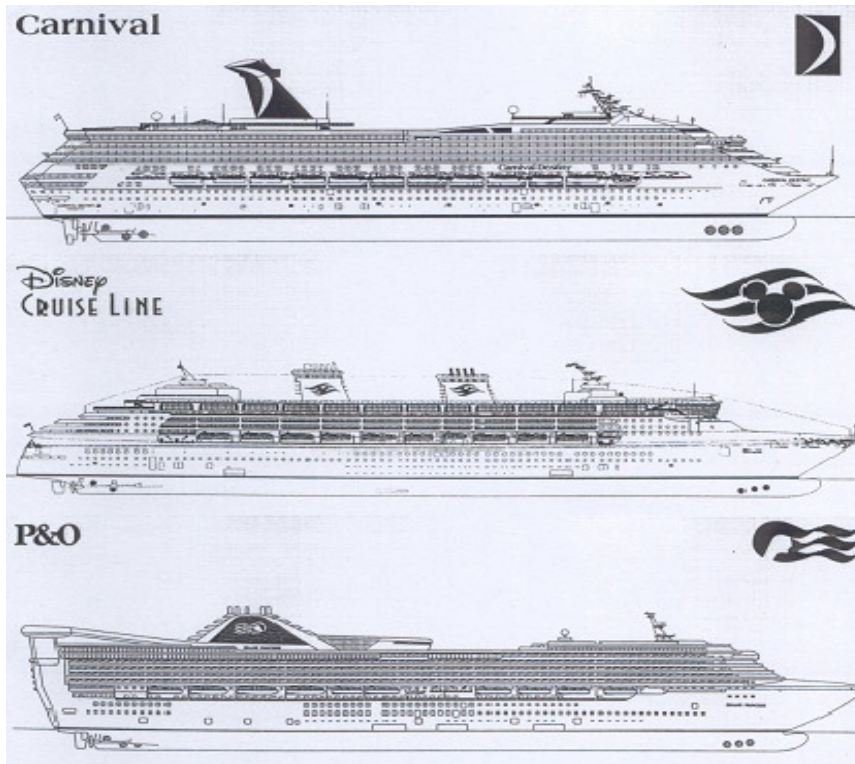


fig.245