

MATRICE DELLE REVISIONI			
REVISIONE	DATA	MOTIVAZIONE	PROPONENTE
00	Febbraio 2010	PRIMA EMISSIONE	S.J.S. Engineering s.r.l.

Main job			
AUTORITA' PORTUALE DI BRINDISI PORTO DI BRINDISI			
Customer	Project level		Nr.
 AUTORITÀ PORTUALE DI BRINDISI	PROGETTO ESECUTIVO		RT07
			Job title
	 S.J.S. Engineering s.r.l. Roma (00187) Via XX Settembre, n. 89 Civitavecchia RM (00053) Via Aurelia Nord, 8 Taranto (74100) Via Locatelli, n. 29	CONSOLIDAMENTO DELLA BANCHINA DEDICATA ALL'AMMIRAGLIO MILLO, DELLE BANCHINE DEL MONUMENTO AL MARINAIO E DEL CANALE PIGONATI LOTTO I: CONSOLIDAMENTO DELLA BANCHINA DEDICATA ALL'AMMIRAGLIO MILLO	
Design by	Subtitle		File name
	RELAZIONE DI CALCOLO DEGLI ARREDI DI BANCHINA		RT07 - Relazione calcolo arredi banchina 05sm.doc
	Drawn	Checked	Date
	Ing. M. Mele	Ing. M. Lentini	Febbraio 2010

INDICE

1. CALCOLO DEL SISTEMA DI DIFESA ELASTICA.....	2
1.1 CALCOLO DELL'ENERGIA CINETICA PER IL PROGETTO DEL SISTEMA DI DIFESA.....	2
1.1.1 CRITERI DI CALCOLO	2
1.2 ZONA DI ORMEGGIO PESCHERECCI E TRAGHETTI.....	3
1.2.1 CARATTERISTICHE DELLE NAVI	3
1.2.2 DISLOCAMENTO DELLE NAVI.....	3
1.2.3 VELOCITÀ DELLA NAVE IN ACCOSTO	3
1.2.4 FATTORE DI ECCENTRICITÀ	4
1.2.5 FATTORE DI MASSA.....	4
1.2.6 COEFFICIENTE DI DEFORMABILITÀ.....	5
1.2.7 COEFFICIENTE DI CONFIGURAZIONE.....	5
1.2.8 RISULTATI	6
1.2.9 PROGETTO PER IMPATTI ECCEZIONALI.....	6
1.2.10 SCELTA DEGLI ELEMENTI ELASTOMERICI	6
1.2.11 INTERASSE DEI DISPOSITIVI DI DIFESA E LORO INSTALLAZIONE	7
1.2.12 CARATTERISTICHE PARABORDI	7
1.3 ZONA DI ORMEGGIO PICCOLE IMBARCAZIONI	8
1.3.1 CARATTERISTICHE DELLE NAVI	8
1.3.2 DISLOCAMENTO DELLE NAVI.....	8
1.3.3 VELOCITÀ DELLA NAVE IN ACCOSTO	8
1.3.4 FATTORE DI ECCENTRICITÀ	9
1.3.5 FATTORE DI MASSA.....	9
1.3.6 COEFFICIENTE DI DEFORMABILITÀ.....	10
1.3.7 COEFFICIENTE DI CONFIGURAZIONE.....	10
1.3.8 RISULTATI	10
1.3.9 PROGETTO PER IMPATTI ECCEZIONALI.....	11
1.3.10 SCELTA DEGLI ELEMENTI ELASTOMERICI	11
1.3.11 INTERASSE DEI DISPOSITIVI DI DIFESA E LORO INSTALLAZIONE	11
2. ZONA DI ORMEGGIO PESCHERECCI E TRAGHETTI: BITTE.....	13
2.1 CALCOLO DEL TIRO SULLE BITTE	13
2.1.1 FORZE RISULTANTI DOVUTE ALLA PRESSIONE DEL VENTO SULLE NAVI.....	13
3. ZONA DI ORMEGGIO PICCOLE IMBARCAZIONI: ANELLI DI ANCORAGGIO	17
4. PIANO DI MANUTENZIONE.....	19
4.1 BITTE, SCALETTE E ANELLI DI ORMEGGIO	19
4.2 PARABORDI	19

1. CALCOLO DEL SISTEMA DI DIFESA ELASTICA

1.1 CALCOLO DELL'ENERGIA CINETICA PER IL PROGETTO DEL SISTEMA DI DIFESA

Per quanto riguarda la progettazione dei parabordi e la forza di attracco, si fa riferimento alla British Standard, nonché alle "Guidelines for the Design of Fender Systems 2002", emesse dalla International Navigation Association.

1.1.1 Criteri di calcolo

Il metodo usato è di tipo deterministico, basato sul calcolo dell'energia cinetica di una nave in movimento e finora comunemente usato per la progettazione di difese elastiche.

L'energia cinetica di una nave in movimento può essere calcolata come:

$$E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2$$

dove:

E = energia cinetica della stessa nave [kJm];

M = massa della nave (pari allo spostamento dell'acqua) [t];

v = velocità della nave in avvicinamento alla banchina [m/s].

Nel processo di attracco, l'energia di progetto che deve essere assorbita dal parabordo può essere ottenuta come:

$$E_d = f \cdot E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_c$$

dove:

E_d = energia di progetto che deve essere assorbita dal sistema di difesa in condizioni normali [kJm];

v = velocità della nave in avvicinamento ortogonale alla banchina [m/s];

C_e = fattore di eccentricità;

C_m = fattore di massa virtuale;

C_s = fattore di deformabilità;

C_c = fattore di configurazione della banchina oppure fattore di cuscino.

f = percentuale dell'energia posseduta dalla nave che viene assorbita dal parabordo, assunto, cautelativamente, pari ad 1.

Come risulterà più evidente nei paragrafi seguenti, le navi che attraccheranno nella banchina di riva e banchina petroli hanno caratteristiche pressoché simili (dislocamento, pescaggio), per cui è stato condotto un unico calcolo di dimensionamento dei parabordi.

1.2 ZONA DI ORMEGGIO PESCHERECCI E TRAGHETTI

1.2.1 Caratteristiche delle navi

Le navi prese a riferimento per il calcolo dei parabordi sono pescherecci, le cui caratteristiche sono di seguito riportate:

CARATTERISTICHE DIMENSIONALI IMBARCAZIONE DI PROGETTO	
Lunghezza fuori tutto L_{OA}	32m
Lunghezza tra le perpendicolari L_{BP}	30m
Larghezza fuori ossatura B	5,60m
Altezza H	2,70m
Immersione massima T	2,00m

Tabella 1

Tali imbarcazioni sono caratterizzate da maggiori dimensioni rispetto ai traghetti e, di conseguenza, da un dislocamento più elevato.

1.2.2 Dislocamento delle navi

Il dislocamento viene calcolato con la seguente formula:

$$M = L_{BP} \cdot B \cdot T \cdot C_B \cdot C_M \cdot \gamma_w$$

dove

$$L_{BP} = 30,00\text{m};$$

$$B = 5,56\text{m};$$

$$T = 2,00\text{m};$$

$C_B = 0,65$ (coefficiente di blocco assunto nei calcoli secondo le indicazioni del PIANC Permanent International Association of Navigation Congress);

$$\gamma_w = 1.026\text{t/m}^3$$

Si ha, quindi, $M = 212\text{t}$.

Pertanto, il dislocamento assunto alla base del calcolo dei parabordi è 215 tonnellate.

1.2.3 Velocità della nave in accosto

Sulla base delle indicazioni della British Standard 6249 Part4 (figura 1, curva b), è stato assunto un valore di velocità di accosto di 0,35m/s, valore più che cautelativo tenuto conto della modalità di accosto delle navi in questione. La curva b) fa riferimento a condizioni di accosto difficoltoso in banchina protetta.

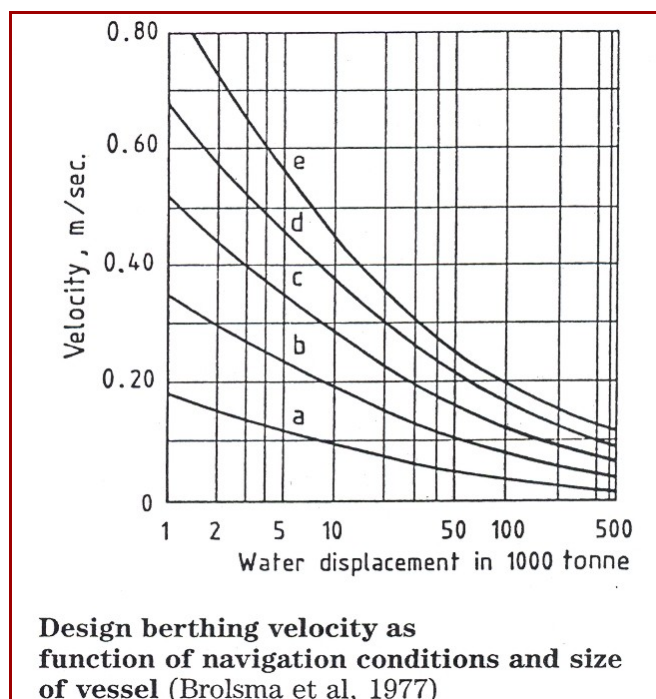


Figura 1

1.2.4 Fattore di eccentricità

Il fattore di eccentricità tiene conto della riduzione dell'energia trasmessa dalla nave al parabordo, quando il punto di impatto non è opposto al centro di massa della nave stessa.

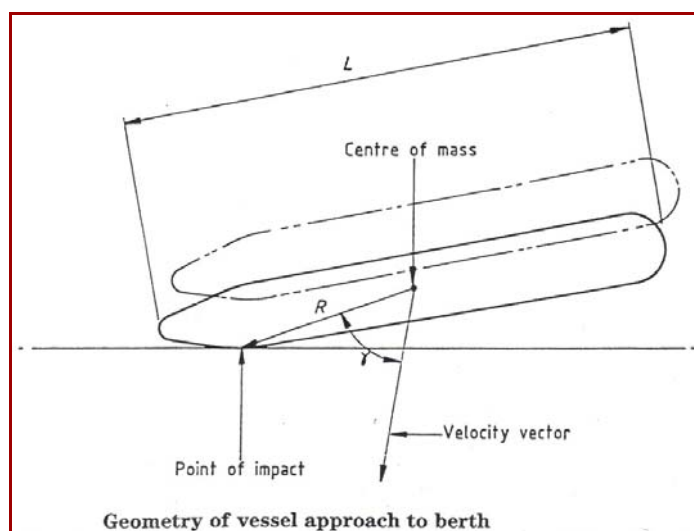


Figura 2

Il coefficiente C_e è stato assunto, cautelativamente, pari a 0,7, che corrisponde ad un condizione di "Third-point berthing" in accordo a quanto indicato dalle Guidelines for the Design of Fender Systems 2002", emesse dalla International Navigation Association.

1.2.5 Fattore di massa

Si tratta di tenere conto della massa virtuale dell'acqua coinvolta nel movimento della nave, in aggiunta a quella vera e propria della nave stessa.

Difatti, assieme alla nave si muove anche una massa d'acqua M_w , ed, in genere, per il coefficiente suddetto viene fornita la formula seguente:

$$C_m = (M_s + M_w) / M_s$$

in cui M_s è la massa della nave;

M_w è la massa dell'acqua.

Tale coefficiente dipende dalle dimensioni della nave ed in particolare con la larghezza, il pescaggio ed il franco sottochiglia.

La trattazione teorica consente di assegnare a C_m valori di poco superiori a 1,3.

Per il calcolo di C_m si è fatto riferimento alle indicazioni del PIANC Permanent International Association of Navigation Congress, che suggerisce di scegliere tra i seguenti:

COEFFICIENTI C_m – PIANC 2002	
Per $\frac{K_c}{D} \leq 0,1$	$C_m = 1,8$
Per $0,1 \leq \frac{K_c}{D} \leq 0,5$	$C_m = 1,875 - 0,75 \frac{K_c}{D}$
Per $\frac{K_c}{D} \geq 0,5$	$C_m = 1,5$

Tabella 2

Nel caso in oggetto:

$D=2,00m$ è il pescaggio della nave;

K_c è la distanza tra fondale naturale e fondo nave, mediamente pari a circa 2,50m;
e quindi, C_m è pari a 1,5.

1.2.6 Coefficiente di deformabilità

Questo fattore è determinato dal rapporto tra l'elasticità del fender e quella dello scafo della nave, che assorbe pertanto una frazione della energia in gioco. Per sicurezza è stato assunto $C_s=1$.

1.2.7 Coefficiente di configurazione

Si tratta di un fattore che serve a tenere conto dell'eventuale effetto cuscino creato dall'acqua interposta fra la nave e la banchina.

Nel caso di banchina continua, ed in presenza di un basso valore dell'angolo di incidenza della nave in accosto, tenuto, inoltre, conto del basso valore del franco al di sotto della chiglia, l'acqua interposta fra la fiancata della nave e la parete verticale della banchina risulta compressa e riduce l'energia di accosto alla nave.

Pertanto, con riferimento alle PIANC, per banchine continue e per accosto parallelo alla banchina, si assume usualmente:

$$C_c = 0,9$$

1.2.8 Risultati

In base ai valori esposti in precedenza, l'energia che deve essere assorbita dai parabordi è:

$$E_d = f \cdot E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_c = 21,77 \text{ kNm}$$

1.2.9 Progetto per impatti eccezionali

Il sistema di parabordi non deve essere predisposto solo per impatto normale, dovuto alla nave di progetto sotto le massime condizioni progettuali, ma deve essere anche verificato per un ragionevole impatto eccezionale.

Questo può essere la conseguenza, per esempio, di:

- errori od imprecisioni di manovra;
- difficoltà operativa per cattivo funzionamento oppure avaria;
- condizioni eccezionali di vento avverso;
- condizioni eccezionali di corrente avversa;
- combinazione degli effetti precedenti.

Pertanto, il progetto del sistema di parabordi deve essere effettuato prendendo in considerazione un fattore ragionevole, da applicarsi all'energia calcolata per un impatto normale, e verificando che non ne derivi danneggiamento.

È da notare che la banchina è progettata come equipaggiata con parabordi multipli e, pertanto, essa può continuare ad operare anche se uno di essi o più di essi sono danneggiati.

È anche da considerarsi che la velocità attuale di accosto può essere maggiore del livello assunto, poiché le velocità di progetto hanno un livello di confidenza del 95%.

Sulla base delle considerazioni su esposte e tenendo conto delle raccomandazioni del PIANC – AIPCN si è deciso di assumere in fattore correttivo per impatto eccezionale pari a 1,75.

Come considerazione generale, in aggiunta alle riflessioni già esposte, è da evidenziare che il sistema di parabordi deve essere progettato come una struttura solida e le relative operazioni di manutenzione devono essere semplici.

1.2.10 Scelta degli elementi elastomerici

Sulla base di quanto detto al punto 1.2.9, si ricava l'energia di progetto che deve essere assorbita dai parabordi:

$$E_d = f \cdot E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_c = 21,77 \text{ kNm};$$
$$E_{d\text{prog.}} = E_d \cdot 1,75 = 21,77 \cdot 1,75 = 38,11 \text{ kNm}.$$

Il parabordo scelto ha un valore nominale dell'energia di deformazione max pari a 53,8kNm.

Dalle allegate schede tecniche relative al parabordo scelto, si ricava che il valore della forza indotta è pari a 292kN.

1.2.11 Interasse dei dispositivi di difesa e loro installazione

La spaziatura dei parabordi è definita in modo da assicurare che sia mantenuto un margine positivo tra lo scafo della nave e la superficie della banchina, quando il parabordo è compresso.

Dal punto di vista pratico, l'interasse effettivo dei dispositivi elastomerici va scelto prendendo anche in conto lo spessore del parabordo e la lunghezza dei piccoli mezzi che saranno ormeggiati in banchina. Nel caso in questione la disposizione dei parabordi, nel tratto di banchina destinato all'attracco di traghetti e pescherecci, segue la raccomandazione delle BS riportata nello schema a) della seguente figura.

Per banchine continue, le British Standard raccomandano che l'interasse d'installazione dei dispositivi di difesa elastica sia meno del 15% della lunghezza della nave più piccola che si prevede possa ormeggiare in banchina.

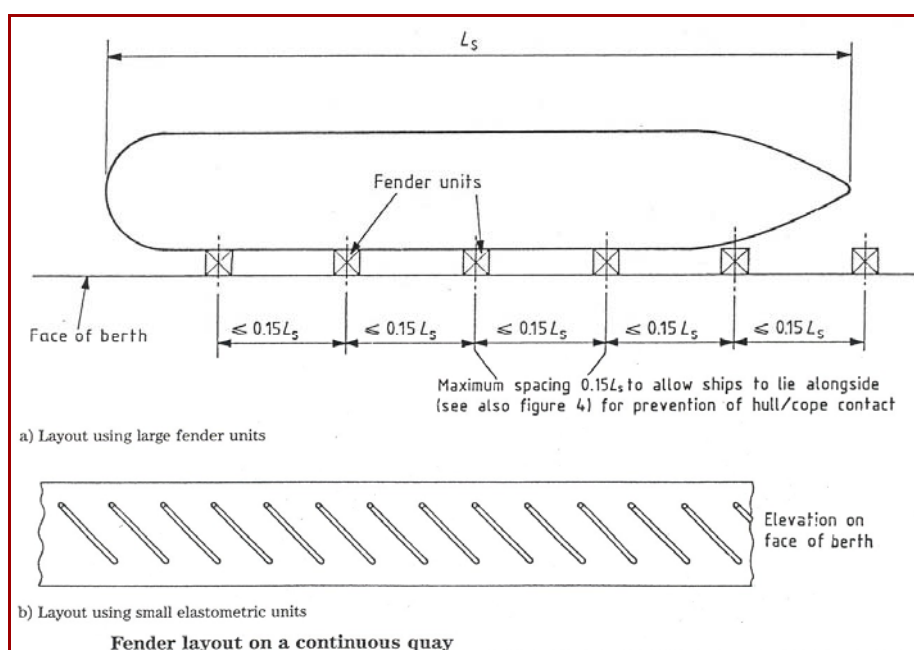


Figura 3 Disposizione dei parabordi in una banchina continua.

I parabordi sono posti, nella zona di ormeggio dei pescherecci, ad un interasse di 3m, da cui deriva che la lunghezza minima delle navi che possono ormeggiare in quel tratto di banchina è $L_{OA} = Fns/0,15 = 3/0,15 = 20m$.

Nel tratto di banchina in cui ormeggiano i traghetti i parabordi sono posti ad un interasse di 2m, da cui deriva che la lunghezza minima delle navi che possono ormeggiare in quel tratto di banchina è $L_{OA} = Fns/0,15 = 2/0,15 = 13,0m$.

1.2.12 Caratteristiche Parabordi

I parabordi scelti, del tipo a V, sono in grado di assorbire 53,8 kNm con una forza di reazione di 292N (vedi PT03). I suddetti parabordi sono costituiti da due elementi, in gomma dura ad alte prestazioni resistenti ai raggi UV, ozono, acqua marina, installati in modo da formare una V sulla cui parte frontale viene installato un pannello in UHMW PE. La scelta del suddetto tipo di parabordo è stata dettata dalle seguenti considerazioni:

- Lunga durata;

- Bassa necessità di manutenzione;
- Grande energia assorbita con forze di reazione basse;
- Facilità di installazione;
- Economicità;
- Grande efficienza;
- Utilizzo di pannello PE UHMW spessore 80mm che garantisce un basso attrito e basse sollecitazioni nei sistemi di fissaggio.

1.3 ZONA DI ORMEGGIO PICCOLE IMBARCAZIONI

1.3.1 Caratteristiche delle navi

Le navi prese a riferimento per il calcolo dei parabordi sono piccole navi a motore da pesca, le cui caratteristiche sono di seguito riportate:

CARATTERISTICHE IMBARCAZIONE DI PROGETTO	
Lunghezza fuori tutto	6m
Larghezza fuori ossatura	2,50m
Immersione massima	0,50m

Tabella 3

1.3.2 Dislocamento delle navi

Il dislocamento della nave bulk viene calcolato con la seguente formula:

$$M = L_{BP} \cdot B \cdot T \cdot C_B \cdot C_M \cdot \gamma_w$$

Dove:

$$L_{BP} = 6,00\text{m};$$

$$B = 2,50\text{m};$$

$$T = 0,50\text{m};$$

$$C_B = 0,65 \text{ (coefficiente di blocco assunto nei calcoli secondo le indicazioni del PIANC Permanent International Association of Navigation Congress);}$$

$$\gamma_w = 1.026\text{t/m}^3.$$

Si ha, quindi, $M = 5\text{t}$.

Pertanto, il dislocamento assunto alla base del calcolo dei parabordi è 5 tonnellate.

1.3.3 Velocità della nave in accosto

Tenuto conto delle stazze delle navi e delle condizioni meteo marine della zona di ormeggio, in assenza di sfavorevoli correnti, è stato assunto un valore di velocità di accosto pari a 0,30m/s.

1.3.4 Fattore di eccentricità

Il fattore di eccentricità tiene conto della riduzione dell'energia trasmessa dalla nave al parabordo, quando il punto di impatto non è opposto al centro di massa della nave stessa.

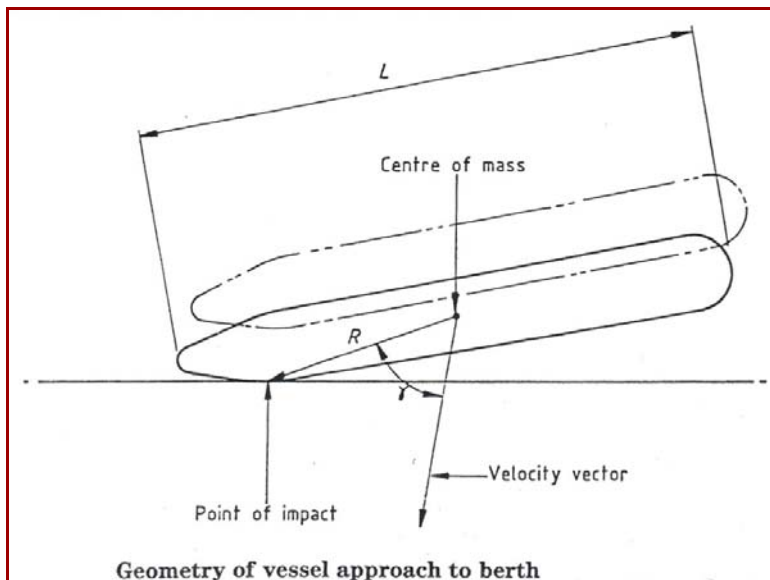


Figura 4

Il coefficiente C_e è stato assunto, cautelativamente, pari a 1, che corrisponde ad un condizione di "Midship berthing" in accordo a quanto indicato dalle Guidelines for the Design of Fender Systems 2002", emesse dalla International Navigation Association.

1.3.5 Fattore di massa

Si tratta di tenere conto della massa virtuale dell'acqua coinvolta nel movimento della nave, in aggiunta a quella vera e propria della nave stessa.

Difatti, assieme alla nave si muove anche una massa d'acqua M_w , ed, in genere, per il coefficiente suddetto viene fornita la formula seguente:

$$C_m = (M_s + M_w) / M_s$$

in cui M_s è la massa della nave;

M_w è la massa dell'acqua.

Tale coefficiente dipende dalle dimensioni della nave ed in particolare con la larghezza, il pescaggio ed il franco sottochiglia.

La trattazione teorica consente di assegnare a C_m valori di poco superiori a 1,3.

Per il calcolo di C_m si è fatto riferimento alle indicazioni del PIANC Permanent International Association of Navigation Congress, che suggerisce di scegliere tra i seguenti:

CM – PIANC 2002
Per $\frac{K_C}{D} \leq 0,1$ $C_M = 1,8$
Per $0,1 \leq \frac{K_C}{D} \leq 0,5$ $C_{MJ} = 1,875 - 0,75 \frac{K_C}{D}$
Per $\frac{K_C}{D} \geq 0,5$ $C_M = 1,5$

Tabella 4

Nel caso in oggetto:

$D = 0,5m$ è il pescaggio della nave;

K_C è la distanza tra fondale naturale e fondo nave, mediamente pari a circa $1,5m$;

e quindi, C_m è pari a $1,50$.

1.3.6 Coefficiente di deformabilità

Questo fattore è determinato dal rapporto tra l'elasticità del fender e quella dello scafo della nave, che assorbe pertanto una frazione della energia in gioco. Per sicurezza è stato assunto $C_s = 1$.

1.3.7 Coefficiente di configurazione

Si tratta di un fattore che serve a tenere conto dell'eventuale effetto cuscino creato dall'acqua interposta fra la nave e la banchina.

Nel caso di banchina continua, ed in presenza di un basso valore dell'angolo di incidenza della nave in accosto, tenuto, inoltre, conto del basso valore del franco al di sotto della chiglia, l'acqua interposta fra la fiancata della nave e la parete verticale della banchina risulta compressa e riduce l'energia di accosto alla nave.

Pertanto, con riferimento alle PIANC, per banchine continue e per accosto parallelo alla banchina, si assume usualmente:

$$C_c = 0,9$$

1.3.8 Risultati

In base ai valori esposti in precedenza, l'energia che deve essere assorbita dai parabordi è:

$$E_d = f \cdot E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_c = 0,30 kNm$$

1.3.9 Progetto per impatti eccezionali

Il sistema di parabordi non deve essere predisposto solo per impatto normale, dovuto alla nave di progetto sotto le massime condizioni progettuali, ma deve essere anche verificato per un ragionevole impatto eccezionale.

Questo può essere la conseguenza, per esempio, di:

- errori od imprecisioni di manovra;
- difficoltà operativa per cattivo funzionamento oppure avaria;
- condizioni eccezionali di vento avverso;
- condizioni eccezionali di corrente avversa;
- combinazione degli effetti precedenti.

Pertanto, il progetto del sistema di parabordi deve essere effettuato prendendo in considerazione un fattore ragionevole, da applicarsi all'energia calcolata per un impatto normale, e verificando che non ne derivi danneggiamento.

È da notare che la banchina è progettata come equipaggiata con parabordi multipli e, pertanto, essa può continuare ad operare anche se uno di essi o più di essi sono danneggiati.

È anche da considerarsi che la velocità attuale di accosto può essere maggiore del livello assunto, poiché le velocità di progetto hanno un livello di confidenza del 95%.

Sulla base delle considerazioni su esposte e tenendo conto delle raccomandazioni del PIANC – AIPCN si è deciso di assumere in fattore correttivo per impatto eccezionale pari a 1,75.

Come considerazione generale, in aggiunta alle riflessioni già esposte, è da evidenziare che il sistema di parabordi deve essere progettato come una struttura solida e le relative operazioni di manutenzione devono essere semplici.

1.3.10 Scelta degli elementi elastomerici

Sulla base di quanto detto al punto 1.1.10, si ricava l'energia di progetto che deve essere assorbita dai parabordi:

$$E_d = f \cdot E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_c = 0,30 \text{ kNm} ;$$
$$E_{d\text{prog.}} = E_d \cdot 1,75 = 0,30 \cdot 1,75 = 0,53 \text{ kNm} .$$

Il parabordo scelto, di tipo estruso TRELLEBORG o similare, ha un valore nominale dell'energia di deformazione max pari a 1.4kNm per ogni metro di lunghezza.

Dalle allegate schede tecniche relative al parabordo scelto, si ricava che il valore della forza indotta è pari a 77kN per ogni metro lunghezza.

1.3.11 Interasse dei dispositivi di difesa e loro installazione

La spaziatura dei parabordi è definita in modo da assicurare che sia mantenuto un margine positivo tra lo scafo della nave e la superficie della banchina, quando il parabordo è compresso.

Dal punto di vista pratico, l'interasse effettivo dei dispositivi elastomerici va scelto prendendo anche in conto lo spessore del parabordo e la lunghezza dei piccoli mezzi che saranno ormeggiati in banchina.

Tenendo conto che le piccole imbarcazioni ormeggiano, usualmente, nel tratto di banchina in questione di prora e non di fianco, si è deciso di installare i parabordi di "tipo estruso" in doppia fila, una sovrapposta all'altra, in modo da compensare l'oscillazione di marea.

2. ZONA DI ORMEGGIO PESCHERECCI E TRAGHETTI: BITTE

2.1 CALCOLO DEL TIRO SULLE BITTE

Il dimensionamento delle bitte di ormeggio va eseguito seguendo gli standard fissati dalle seguenti normative e raccomandazioni:

- BS 5950:2000 Structural Use of Steelwork;
- BS 6349 Marine Structure;
- As 3390:1993 Mechanical Equipment Design

La norma BS6349 suggerisce, come riportato nella seguente tabella estratta, per navi di dislocamento inferiore a 2.000t, valore di gran lunga superiore a quello delle navi che ormeggeranno in banchina Millo, di utilizzare bitte di ormeggio da 10t.

Displacement	Approx, bollard rating
Up to 2,000 tonnes	10 tonnes
2,000 – 10,000 tonnes	30 tonnes
10,000 – 20,000 tonnes	60 tonnes
20,000 – 50,000 tonnes	80 tonnes
50,000 – 100,000 tonnes	100 tonnes
100,000 – 200,000 tonnes	150 tonnes
over 200,000 tonnes	200 tonnes

Tabella 5

Tale valore di riferimento trova conforto nel calcolo, riportato nei paragrafi successivi, del tiro delle bitte.

Il suddetto dimensionamento è stato effettuato assumendo, in mancanza di dati certi riguardanti alcuni parametri geometrici delle imbarcazioni che ormeggeranno in banchina, valori più che cautelativi.

2.1.1 Forze risultanti dovute alla pressione del vento sulle navi

L'azione del vento sulla nave può essere calcolata usando la formula seguente:

$$R_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot A_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot (A_{TW} \cos^2 \alpha + A_{LW} \sin^2 \alpha)$$

Dove:

C_w = Fattore di forma (adimensionale), che varia fra 1,0 e 1,3.

In mancanza di più precisa determinazione a mezzo di studi su modello, sarà adottato un valore di 1,3 per ogni tipo di nave e direzione dell'azione del vento.

C_1 = fattore di raffica variabile tra 1,25 e 1,45, con l'accortezza di assumere valori inferiori per navi grandi; nel nostro caso si assume pari a 1,45.

α = Angolo fra l'asse longitudinale della nave, considerato dalla prua alla poppa, e la direzione del vento (gradi).

A_w = Area della superficie laterale della nave, che è sottoposta all'azione del vento, intesa sopra il livello del mare.

V_w = Velocità di progetto del vento ad una altezza di 10 metri (espressa in m/s), considerata costante sull'altezza.

$p = \gamma_w \cdot V_w^2 / 2g$ = energia cinetica del vento, che dipende dal peso specifico γ_w dell'aria (= 1.225×10^{-3} t/m³), la velocità V_w del vento e l'accelerazione di gravità g (= 9.81 m/s²).

Come conseguenza la pressione (in t/m²) del vento sarà:

$$p = 1,225 \times 10^{-3} \cdot V_w^2 / (2 \times 9,81) = V_w^2 / 16.020 \cong V_w^2 / 16.000$$

E' anche:

Φ = Angolo tra l'asse longitudinale della nave, considerato dalla prua alla poppa, e la forza risultante del vento sulla nave (gradi);

$F_{LW} = R_w \cdot \cos \Phi$, componente longitudinale della forza del vento;

$F_{TW} = R_w \cdot \sin \Phi$, componente trasversale della forza del vento;

$\tan \Phi = (A_{LW} / A_{TW}) \cdot \tan \alpha$;

A_{LW} = proiezione longitudinale della superficie della nave esposta al vento (m²);

A_{TW} = proiezione trasversale della superficie della nave esposta al vento (m²).

I valori registrati delle velocità, riassunti nella rosa dei venti di seguito riportata, sono inferiori ai valori suggeriti dalla normativa BS, a cui, quindi, facciamo riferimento.

Le British Standards raccomandano di effettuare calcoli sulla base di quanto segue:

$V_{w \max} = 22,0$ m/s (velocità limite di permanenza finché sono disponibili i rimorchiatori con un tiro totale sulle bitte del 150% della forza massima risultante dall'azione del vento sulla nave).

$V_{w \max} = 17,0$ m/s (ormeggio in condizioni normali, cioè a carico e scarico, ecc).

Pertanto, si ritiene appropriato eseguire i calcoli della forza del vento, facendo riferimento ai seguenti valori:

$V_{w \max} = 17,0$ m/s ,

$p = V_w^2 / 16.000 = 0,018$ t / m² .

Per quanto concerne i valori della superficie esposta al vento, non avendo a disposizione dati precisi, sono assunti, in maniera cautelativa, pari a:

$$A_{WT} = B \cdot H \cdot 1.5 = 5,60 \cdot 2,50 \cdot 1.5 = 21,0 \text{ m}^2 ; A_{WL} = L_{OA} \cdot H = 32 \cdot 2,50 \cdot 1.25 = 100 \text{ m}^2$$

I coefficienti 1.5 e 1.25 sono coefficienti di sicurezza assunti per tener conto dei cabinati di cui i pescherecci sono provvisti.

Sulla base dell'orientamento della banchina Millo (vedi PR02) si ricava il valore dell'angolo α :

$$\alpha = 90 - 22,5 = 67,5^\circ ;$$

Il valore della forza del vento, relativo ai valori dell'angolo α calcolato in precedenza è:

$$R_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot (A_{WT} \cos^2 \alpha + A_{WL} \sin^2 \alpha) = 3,0t$$

$R_w = 3,12t = 31,20kN$ rappresenta la sollecitazione di taglio sulle bitte.

Si ha anche $\tan \Phi = (A_{WL} / A_{WT}) \cdot \tan \alpha = 11,50$, ovvero $\Phi = 85^\circ$.

Le componenti associate della forza del vento sono le seguenti:

$$F_{WL} = 3,0 \cdot \cos 85^\circ = 0,26t \text{ in direzione parallela al filo banchina;}$$

$$F_{WT} = 3,0 \cdot \sin 85^\circ = 2,98t \text{ in direzione perpendicolare al filo banchina.}$$

Per risalire al tiro di ormeggio e, quindi, all'azione V che tende a sfilare le bitte, occorre valutare l'angolo β , come illustrato nella figura seguente.

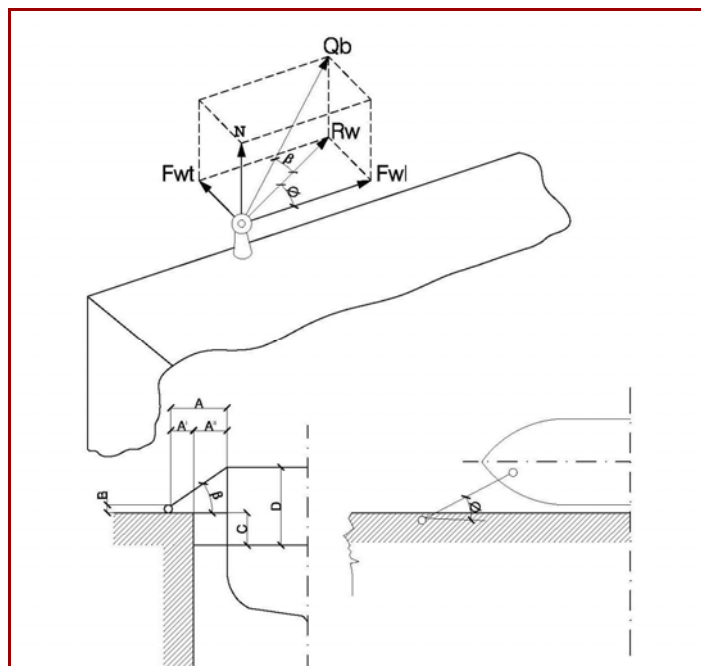


Figura 5 Forze di ormeggio.

dove:

$$A' \cong 2,50m ;$$

$$A'' \cong 0,40m ;$$

$$B \cong 0,20m \quad \text{altezza naso della bitta;}$$

$$C \cong 0,5m \quad \text{quota piano banchina s.l.m.m.;}$$

$$D \cong 2,0m \quad \text{altezza di fuoribordo della nave;}$$

da cui risulta $\tan \beta = (D - C - B) / A = 0,45$, e quindi $\beta = 24^\circ$.

Tale angolo, in accordo alle indicazioni della Bs 6349, risulta essere minore di 30° .

È ora possibile calcolare l'azione V di sfilamento dei tirafondi di ancoraggio delle bitte.

Infatti:

$$Q_{bTOT} = R_w / \cos \beta = 3 / \cos 24^\circ = 3,26t \text{ è il tiro di ormeggio;}$$

$$N_{TOT} = Q_b \cdot \sin \beta = 3,26 \cdot \sin 24^\circ = 1,27t \text{ è la forza di sfilamento dei tirafondi delle bitte.}$$

La banchina sarà, dunque, equipaggiata con bitte in ghisa da 5t.

Come detto in precedenza, il tipo e il posizionamento di elementi elastici di difesa adottati per l'arredo della banchina Millo consentono l'attracco di pescherecci di lunghezza minima pari a 20m e traghetti di lunghezza minima 13m.

L'interasse previsto per le bitte è pari a 10 metri, interasse che consente l'attracco di pescherecci e traghetti delle suddette dimensioni minime.

Il posizionamento delle bitte secondo quanto su esposto garantisce i valori degli angoli suggeriti dalle BS6349 e PIANC e di seguito riportati:

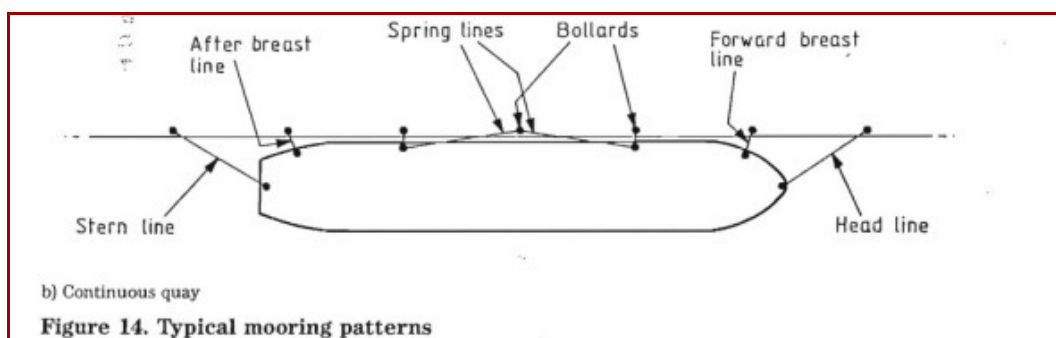


Figura 5

- Head e stern lines: $45^\circ \pm 15^\circ$;
- Breast lines: $90^\circ \pm 30^\circ$;
- Spring lines: $45^\circ \pm 15^\circ$;
- Vertical line: $< 30^\circ$.

Tutte le bitte di nuova realizzazione dovranno sopportare il tiro di 5t con un coefficiente di sicurezza non inferiore a 3 (carico di rottura 15t). Tutte le bitte, per le quali è previsto il recupero, dovranno essere sottoposte a prova di tiro in modo da verificare la capacità di sopportare le sollecitazioni di progetto.

3. ZONA DI ORMEGGIO PICCOLE IMBARCAZIONI: ANELLI DI ANCORAGGIO

Nel tratto di banchina in cui ormeggeranno le piccole imbarcazioni è prevista l'installazione di anelli di ancoraggio, disposti con interasse di circa 2m. Tali anelli verranno installati in sostituzione degli attuali chiodi che consentono l'ancoraggio delle piccole imbarcazioni che ormeggiano nel tratto di banchina in questione. Forze risultanti dovute alla pressione del vento sulle navi e caratteristiche degli anelli di ancoraggio.

L'azione del vento sulla nave può essere calcolata usando la formula seguente:

$$R_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot A_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot (A_{TW} \cos^2 \alpha + A_{LW} \sin^2 \alpha)$$

Dove:

C_w = Fattore di forma (adimensionale), che varia fra 1,0 e 1,3.

In mancanza di più precisa determinazione a mezzo di studi su modello, sarà adottato un valore di 1,3 per ogni tipo di nave e direzione dell'azione del vento.

C_1 = fattore di raffica variabile tra 1,25 e 1,45, con l'accortezza di assumere valori inferiori per navi grandi; nel nostro caso si assume pari a 1,45.

α = Angolo fra l'asse longitudinale della nave, considerato dalla prua alla poppa, e la direzione del vento (gradi).

A_w = Area della superficie laterale della nave, che è sottoposta all'azione del vento, intesa sopra il livello del mare.

V_w = Velocità di progetto del vento ad una altezza di 10 metri (espressa in m/s), considerata costante sull'altezza.

$p = \gamma_w \cdot V_w^2 / 2g$ = energia cinetica del vento, che dipende dal peso specifico γ_w dell'aria (= 1.225×10^{-3} t/m³), la velocità V_w del vento e l'accelerazione di gravità g (= 9.81 m/s²).

Come conseguenza la pressione (in t/m²) del vento sarà:

$$p = 1,225 \times 10^{-3} \cdot V_w^2 / (2 \times 9,81) = V_w^2 / 16.020 \cong V_w^2 / 16.000$$

E' anche:

Φ = Angolo tra l'asse longitudinale della nave, considerato dalla prua alla poppa, e la forza risultante del vento sulla nave (gradi);

$F_{LW} = R_w \cdot \cos \Phi$, componente longitudinale della forza del vento;

$F_{TW} = R_w \cdot \sin \Phi$, componente trasversale della forza del vento;

$\tan \Phi = (A_{LW} / A_{TW}) \cdot \tan \alpha$;

A_{LW} = proiezione longitudinale della superficie della nave esposta al vento (m²);

A_{TW} = proiezione trasversale della superficie della nave esposta al vento (m²).

I valori registrati delle velocità, riassunti nella rosa dei venti di seguito riportata, sono inferiori ai valori suggeriti dalla normativa BS, a cui, quindi, facciamo riferimento. Le British Standards raccomandano di effettuare calcoli sulla base di quanto segue:

$V_{w \max} = 22,0$ m/s (velocità limite di permanenza finché sono disponibili i rimorchiatori con un tiro totale sulle bitte del 150% della forza massima risultante dall'azione del vento sulla nave);

$V_{w\max} = 17,0 \text{ m/s}$ (ormeggio in condizioni normali, cioè a carico e scarico, ecc).

Pertanto, si ritiene appropriato eseguire i calcoli della forza del vento, facendo riferimento ai seguenti valori:

$$V_{w\max} = 17,0 \text{ m/s};$$

$$p = V_w^2 / 16.000 = 0,018 \text{ t/m}^2.$$

Per quanto concerne i valori della superficie esposta al vento, non avendo a disposizione dati precisi, sono assunti, in maniera cautelativa, pari a:

$$A_{WT} = B \cdot H = 2,50 \cdot 0,75 = 1,9 \text{ m}^2; A_{WL} = L_{OA} \cdot H = 6 \cdot 0,75 = 4,5 \text{ m}^2$$

Tenuto conto che le imbarcazioni ormeggiano perpendicolarmente alla banchina si considera, per semplicità, la condizione cautelativa $\alpha = 90^\circ$, e di conseguenza, $\Phi = 90^\circ$.

Il valore della forza del vento, relativo ai valori dell'angolo α calcolato in precedenza è:

$$R_w = C_w \cdot C_1 \cdot p \cdot (A_{WT} \cos^2 \alpha + A_{WL} \sin^2 \alpha) = 0,15 \text{ t}$$

$R_w = 0,15 \text{ t} = 1,50 \text{ kN}$ rappresenta la sollecitazione di taglio.

Le componenti associate della forza del vento sono le seguenti:

$$F_{WL} = 3,0 \cdot \sin 90^\circ = 0,15 \text{ t} \text{ in direzione parallela al filo banchina};$$

$$F_{WT} = 3,0 \cdot \cos 90^\circ = 0 \text{ t} \text{ in direzione perpendicolare al filo banchina}.$$

Per risalire al tiro di ormeggio e, quindi, all'azione V che tende a sfilare le bitte, occorre valutare l'angolo β , come illustrato nella figura seguente.

dove:

$$A' \cong 0,28 \text{ m};$$

$$A'' \cong 0,07 \text{ m};$$

$$B \cong 0,05 \text{ m} \quad \text{altezza naso della bitta};$$

$$C \cong 0,5 \text{ m} \quad \text{quota piano banchina s.l.m.m.};$$

$$D \cong 0,75 \text{ m} \quad \text{altezza di fuoribordo della nave};$$

da cui risulta $\tan \beta = (D - C - B) / A = 0,57$, e quindi $\beta = 30^\circ$.

Tale angolo, in accordo alle indicazioni della Bs 6349, risulta essere non superiore ai 30° . È ora possibile calcolare l'azione V di sfilamento del tirafondo di ancoraggio dell'anello.

Infatti:

$$Q_{bTOT} = R_w / \cos \beta = 0,15 / \cos 30^\circ = 0,17 \text{ t} \text{ è il tiro di ormeggio};$$

$N_{TOT} = Q_b \cdot \sin \beta = 0,17 \cdot \sin 23^\circ = 0,07 \text{ t}$ è la forza di sfilamento del tirafondo dell'anello di ancoraggio.

Il tratto di banchina in questione sarà, dunque, equipaggiata con anelli di ancoraggio da tiro a rottura di 2t, in acciaio inossidabile AISI 316. Il fissaggio al piano banchina avverrà mediante foratura e fissaggio con materiale chimico, quali resina epossidica, di un golfare, anch'esso in acciaio AISI316, da 20mm di diametro e lunghezza 300mm.

4. PIANO DI MANUTENZIONE

4.1 Bitte, scalette e anelli di ormeggio

I sistemi di ancoraggio, esistenti e di nuova fornitura, nonché le scalette dovranno essere ispezionati, con cadenza annuale, al fine di verificare la persistenza del requisito di resistenza alla corrosione, ai raggi, UV, e all'acqua di mare. Qualora, nel corso dell'ispezione, dovesse emergere il venir meno di tali requisiti si dovrà procedere alla loro pulizia (compresa eventuale rimozione di prodotti di corrosione), e pitturazione eseguita a tre mani, di cui una a piombo e le altre ad olio di lino cotto e colore.

Nel corso delle ispezioni si dovrà verificare, ed eventualmente ripristinare, la perfetta sigillatura in corrispondenza dei tirafondi e bulloni di ancoraggio.

Per quanto riguarda le scalette, inoltre, dovranno essere ispezionate, ed eventualmente ripristinate, le saldature.

4.2 Parabordi

I parabordi dovranno essere ispezionati, con cadenza annuale, al fine di verificare la persistenza del requisito di resistenza alla corrosione, ai raggi, UV, e all'acqua di mare, nonché integrità delle parti in gomma. Qualora, nel corso dell'ispezione, dovesse emergere il venir meno di tali requisiti si dovrà procedere alla loro pulizia (compresa eventuale rimozione di prodotti di corrosione), e zincatura mediante pitturazione eseguita a più mani. Qualora dovesse emergere un deterioramento delle parti in gomma e dei pannelli in UHMW PE tale da compromettere la funzionalità degli stessi, si dovrà procedere alla loro sostituzione con elementi della stessa tipologia e prestazioni. Nel corso delle ispezioni si dovrà verificare, ed eventualmente ripristinare, la perfetta sigillatura in corrispondenza dei tirafondi e bulloni di ancoraggio.

Roma, Febbraio 2010

Il Progettista Responsabile
Dott. Ing. Michelangelo Lentini