

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA

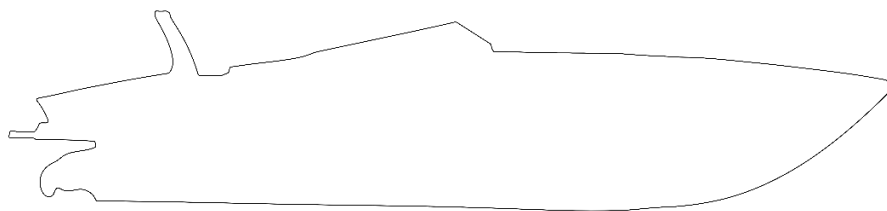
DITEN

Dipartimento di Ingegneria Navale,
Elettronica e delle Telecomunicazioni



TESI DI LAUREA IN YACHT DESIGN

“AlliS70: Progetto preliminare di un’imbarcazione a motore di 21 metri e sviluppo di un simulatore dinamico dell’apparato propulsivo composto da idrogetto e impianto combinato Diesel-Electric”



Relatore: Michele Martelli
Correlatore: Filippo Ponzini

Candidato: Emiliano Acerbi

a.a. 2025/2026

Sommario

Sommario	2
1 Introduzione	10
2 Specifiche di progetto.....	11
2.1 Posizionamento dimensionale	11
2.2 Obiettivo tecnologico: sistema propulsivo CODAE con idrogetti	11
2.3 Profilo operativo e autonomia attesa	12
2.4 Configurazione abitativa.....	12
3 Stato dell'Arte: Sistemi propulsivi combinati Diesel-Elettrico con idrogetti.....	13
3.1 Panorama del mercato	13
3.2 HamiltonJet: Electro-Hybrid Drive System (EHX).....	13
3.3 MJP: Marell M17 Hybrid Electric Interceptor	14
3.4 DOEN: Hybrid-Electric Waterjet	15
3.5 Analisi Comparativa	15
4 Ricerca di mercato.....	17
4.1 Analisi di mercato e specifiche tecniche	17
4.2 Riva 68 Diable	17
4.3 Otam 70HT	19
4.4 Itama 75.....	21
4.5 Magnum 70.....	23
4.6 Confronto specifiche tecniche	25
4.7 Analisi delle aree	26
4.8 Confronto dei profili.....	29
5 Progettazione e modellazione dello scafo	30
5.1 Metodo di modellazione	30
5.2 Piano di costruzione	31
5.3 Geometria della carena e spray rails.....	32
6 Composizione e design.....	35
6.1 Concept e riferimento formale: Vision Mercedes-Maybach 6	35
6.2 Distribuzione degli spazi	36
6.2.1 Main deck	38
6.2.2 Lower deck	38
6.3 Viste esterne e sezioni	38
6.4 Analisi delle aree e confronto con i competitor.....	40
7 Previsione preliminare di resistenza.....	41

7.1	Metodo di previsione di resistenza di Savitsky	41
7.2	Applicazione del metodo	43
7.2.1	Risultati con dislocamento fissato e variazione dell'LCG	44
7.2.2	Risultati con LCG fissato e variazione del dislocamento	47
7.3	Analisi dei risultati	50
7.4	Presenza degli spray rails	51
8	Dimensionamento strutturale	52
8.1	Introduzione	52
8.2	Materiale e composizione	52
8.3	Configurazioni strutturali del laminato	52
8.4	Tipologie di rinforzo	53
8.5	Tecniche di produzione e laminazione	53
8.6	Layout Strutturale	53
8.6.1	Intervallo di ossatura	55
8.7	Applicazione delle normative ISO	55
8.7.1	Quadro normativo di riferimento	55
8.7.2	Scelta del metodo di analisi	55
8.7.3	Dati di ingresso, aree e geometria degli elementi	56
8.7.4	Suddivisione in aree	56
8.7.5	Dimensioni di pannelli e rinforzi	57
8.7.6	Fattori di correzione della pressione	58
8.7.7	Pressioni di progetto per unità a motore	59
8.7.8	Coperta e sovrastrutture	59
8.7.9	Pressioni minime	59
8.7.10	Proprietà meccaniche e tensioni di progetto	60
8.7.11	Dimensionamento dei pannelli di fasciame	60
8.7.12	Paratie stagne, casse integrate e paratie strutturali	62
8.8	Applicazione della normativa ad AlliS70	63
9	Assetto e stabilità	99
9.1	Riferimenti e criteri di accettabilità	99
9.2	Tavola delle carene dritte	100
9.3	Pesata	103
9.4	Il pacco batterie come elemento di progetto	104
9.5	Condizioni di carico	105
9.6	Verifica dell'assetto longitudinale	105
9.7	Stabilità trasversale iniziale	106

9.8	Gestione del combustibile in casse indipendenti	108
9.9	Stabilità a grandi angoli	108
9.10	Verifica dei criteri.....	110
10	Previsione finale di resistenza	111
10.1	Condizioni di carico e parametri adimensionali	111
10.2	Regime di pre-planata: correzione di Blount e Fox.....	112
10.3	Raccordo a bassa velocità ($Fr\nabla < 1$)	113
10.4	Ramo di retromarcia	114
10.5	Curve di resistenza finali	114
10.6	Assetto di equilibrio e assetto critico.....	116
10.7	Potenza effettiva	117
10.8	Affidabilità della previsione e possibili sviluppi.....	118
11	Impianto propulsivo.....	119
11.1	Introduzione.....	119
11.2	Architettura propulsiva	119
11.3	Idrogetto	120
11.4	Matching idrogetto-carena e potenza richiesta.....	121
11.4.1	Spinta richiesta	121
11.4.2	Metodo delle performance map	121
11.4.3	Verifica con il calcolo diretto	124
11.5	Dimensionamento in funzionamento combinato (AND).....	128
11.5.1	Potenza totale e scelta dei motori	128
11.5.2	Matching in AND e rapporto di riduzione ideale	129
11.6	Verifica del funzionamento separato (OR).....	131
11.6.1	Propulsione diesel.....	132
11.6.2	Propulsione elettrica	132
11.7	Scelta del riduttore e rapporto adottato.....	133
11.7.1	Matching con il rapporto adottato	134
11.8	Dimensionamento della batteria	136
11.9	Gruppi elettrogeni.....	138
11.10	Dimensionamento della linea d'assi	138
11.11	Consumi e autonomia	139
11.12	Riepilogo dei parametri principali.....	141
12	Simulazione dinamica dell'impianto di propulsione	142
12.1	Introduzione.....	142
12.2	Struttura del modello	144

12.3	Sottosistemi	145
12.3.1	Nave.....	145
12.3.2	Idrogetto	146
12.3.3	Motore diesel	146
12.3.4	Macchina elettrica.....	147
12.3.5	Linea d'assi.....	148
12.3.6	Comando dell'asse e limite di potenza	150
12.3.7	Batteria	152
12.3.8	Gruppi elettrogeni e serbatoio	153
12.4	Blocco di supervisione	153
12.4.1	Curve combinate.....	154
12.5	Energy Management System	156
12.6	Selezione della modalità operativa	159
13	Risultati della simulazione.....	161
13.1	Simulazione e profilo operativo	161
13.1.1	Prova di velocità progressiva.....	161
13.1.2	Prova di arresto	164
13.1.3	Profilo operativo La Spezia - Cannes	169
13.1.4	Limitazioni	171
14	Impianti di bordo	171
14.1	Casse e piano di capacità	172
14.2	Impianto antincendio	172
14.3	Impianto di sentina	173
14.3.1	Curva richiesta dal circuito.....	173
14.3.2	Scelta della pompa e punto di funzionamento.....	175
14.3.3	Potenza assorbita	176
14.3.4	Spessore delle tubolature	176
14.4	Impianto acqua dolce.....	177
14.5	Impianto acque grigie	177
14.6	Impianto acque nere.....	178
14.7	Impianto acqua mare	178
14.8	Impianto combustibile	178
14.9	Impianto di scarico	179
14.10	Ventilazione della sala macchine e raffreddamento del pacco batterie.....	179
15	Conclusioni.....	180
16	Bibliografia e sitografia	181

Figura 3.1. Schema propulsivo HamiltonJet Electrification.....	14
Figura 3.2. Schema propulsivo Marell M17.....	14
Figura 3.3. Schema propulsivo DOEN Hybrid Electric Waterjet.	15
Figura 4.1. Piani generali Riva 68 Diable.	18
Figura 4.2. Interni ed esterni Riva 68 Diable.	19
Figura 4.3. Piani generali Otam 70HT.	20
Figura 4.4. Interni ed esterni Otam 70HT.	21
Figura 4.5. Piani generali Itama 75.	22
Figura 4.6. Interni ed esterni Itama 75.....	23
Figura 4.7. Piani generali Magnum 70.	24
Figura 4.8. Interni ed esterni Magnum 70.	25
Figura 4.9. Analisi aree Riva 68 Diable.	27
Figura 4.10. Analisi aree Otam 70HT.	28
Figura 4.11. Analisi aree Itama 75.	28
Figura 4.12. Analisi aree Magnum 70.	29
Figura 4.13. Confronto profili.	29
Figura 5.1. Analisi curvature superficie carena con raggio minimo.	31
Figura 5.2. Focus geometria spray rails.....	33
Figura 5.3. Sezione trasversale geometria spray rails.	33
Figura 5.4. Piano di costruzione (Tavola 07)	34
Figura 6.1. Confronto tra gli esterni: a sinistra la Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet (fonte: Mercedes-Benz), a destra Allis70.	35
Figura 6.2. Confronto tra gli interni: a sinistra l'abitacolo della Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet (fonte: Mercedes-Benz), a destra la cabina armatoriale di Allis70.....	36
Figura 6.3. Piani Generali Allis70 (Tavola 01).....	37
Figura 6.4. Ambienti di Allis70: a sinistra il pozzetto conviviale del main deck, a destra il living del lower deck aperto sulla cucina.	38
Figura 6.5. Viste esterne Allis70 (Tavola 02).....	39
Figura 6.6. Analisi aree Allis70.	40
Figura 6.7. Ripartizione percentuale delle superfici: confronto tra Allis70 e competitor. .	41
Figura 6.8. Confronto delle superfici per macroarea funzionale.	41
Figura 7.1. Resistenza LCG variabile.....	46
Figura 7.2. Potenza effettiva LCG variabile.....	47
Figura 7.3. Assetto LCG variabile.....	47
Figura 7.4. Resistenza dislocamento variabile.	49
Figura 7.5. Potenza effettiva dislocamento variabile.	50
Figura 7.6. Assetto dislocamento variabile.	50
Figura 8.1. Layout strutturale completo (Tavola 11).....	54
Figura 8.2. Suddivisione in aree.	57
Figura 8.3. ISO 12215-5:2019, Figura 4: misura di b, s e lu [25].	58
Figura 8.4. Schema del sandwich e definizione di t_c , t_o , t_i , t_s	61
Figura 8.5. Misura del battente h_B per paratie stagne e casse.....	62
Figura 8.6 . File di input dell'applicazione: foglio di definizione dei rinforzi.....	64
Figura 9.1. Tavola delle carene dritte: andamento delle grandezze idrostatiche in funzione dell'immersione.....	102
Figura 9.2. Andamento di LCB e LCF.	102
Figura 9.3. Curve dei bracci di stabilità GZ nelle tre condizioni di carico	109

Figura 10.1. Resistenza al moto RT in funzione della velocità V per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.....	115
Figura 10.2. Resistenza adimensionale RT/Δ in funzione del numero di Froude volumetrico FnV per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.	115
Figura 10.3. Assetto di equilibrio τ e assetto critico τ_{crit} in funzione della velocità per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili, nel campo calcolato con Savitsky e Blount-Fox.....	117
Figura 10.4. Potenza effettiva PE in funzione della velocità V per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.....	118
Figura 11.1. Architettura dell'impianto propulsivo.....	120
Figura 11.2. Idrogetto Marine Jet Power MJP450X.....	121
Figura 11.3. Performance map MJP450X: spinta totale dei due idrogetti per livelli di potenza costante, limite di cavitazione, spinta richiesta dalla carena e punti di equilibrio. I punti vuoti cadono nel tratto parabolico della curva di resistenza ($V < 12$ kn).	122
Figura 11.4. Performance map MJP450X: regime della girante per livelli di potenza costante, limite di cavitazione e punti di equilibrio con la carena.....	123
Figura 11.5. Curva di funzionamento del sistema carena-idrogetto: potenza totale dei due idrogetti in funzione del regime della girante, con la velocità di equilibrio di ciascun livello di potenza.....	124
Figura 11.6. Piano H-Q a 20, 30 e 40 kn: curve richieste dal circuito, curve della pompa al regime di equilibrio e punti di lavoro (Q^* , H^*), per singolo idrogetto.	125
Figura 11.7. Controllo di coerenza delle ipotesi del circuito: rendimento implicito della pompa sui punti della performance map.	126
Figura 11.8. Potenza per idrogetto in funzione della velocità: performance map e calcolo diretto con rendimento della pompa tarato (0,79) e di primo tentativo (0,80).	127
Figura 11.9. Diagramma di carico in funzionamento combinato (AND): potenza e coppia del motore MAN V8-1300 e della macchina elettrica da 200 kW.	129
Figura 11.10. Matching in funzionamento combinato con rapporto ideale $i_{id} = 1,387$: inviluppo AND, curva di funzionamento dell'idrogetto senza riduttore e riportata al motore, punto di funzionamento coincidente con il punto MCR.....	130
Figura 11.11. Diagrammi di carico in funzionamento separato (OR): potenza e coppia del motore diesel e della macchina elettrica, con la velocità base di quest'ultima.	131
Figura 11.12. Matching in funzionamento separato con rapporto ideale $i_{id} = 1,387$: inviluppi OR e punti di funzionamento in propulsione diesel e in propulsione elettrica.....	132
Figura 11.13. Riduttore ZF 2050.	134
Figura 11.14. Matching con il rapporto adottato $i = 1,436$: inviluppi AND e OR, curva di funzionamento dell'idrogetto e punti di funzionamento nelle tre modalità.	135
Figura 11.15. Pacco batterie Corvus Orca ESS 15Sx2P.	137
Figura 11.16. Curve di scarica del pacco Corvus Orca ESS 15Sx2P secondo il modello di Shepherd.	137
Figura 11.17. Gruppo elettrogeno Kohler 13.5EFKOZD: consumo specifico e consumo orario in funzione della potenza elettrica.	138
Figura 12.1. Interfaccia di comando e monitoraggio della simulazione.	143
Figura 12.2. Struttura del modello Simulink a livello sistema.	145
Figura 12.3. Sottosistema di dinamica di avanzo della nave (ship_surge_dynamics).	146
Figura 12.4. Sottosistema dell'idrogetto (waterjet_1).	146
Figura 12.5. Sottosistema del motore diesel (diesel_engine).	147
Figura 12.6. Sottosistema della macchina elettrica (EPM).	148
Figura 12.7. Sottosistema di dinamica della linea d'assi (shaftline).	150

Figura 12.8. Sottosistema di comando dell'asse (axis_control_i-esimo).....	152
Figura 12.9. Sottosistema della batteria (ESS).....	153
Figura 12.10. Blocco di supervisione (control).....	154
Figura 12.11. Curva combinata di minimo consumo: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta.....	155
Figura 12.12. Curva combinata di minima potenza elettrica: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta.....	155
Figura 12.13. Curva combinata performance: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta.....	156
Figura 12.14. Diagramma di flusso della logica dell'EMS.....	158
Figura 12.15. Sottosistema di selezione della modalità operativa (mode_manager).....	160
Figura 13.1. Prova di velocità progressiva nelle quattro modalità.....	163
Figura 13.2. Confronto regimi set-feedback.....	164
Figura 13.3. Prova di arresto da BOOST: posizione, velocità e accelerazione.....	166
Figura 13.4. Prova di arresto da BOOST.....	167
Figura 13.5. Regimi set-feedback per crash-stop.....	168
Figura 13.6. Rotta La Spezia - Cannes.....	169
Figura 13.7. Profilo operativo La Spezia - Cannes: manette, velocità, modalità operativa, stato di carica e gasolio consumato. Le linee verticali separano le tratte.....	170
Figura 14.1. Matching circuito-pompa: curve richieste dai circuiti delle due pigne, curva caratteristica della pompa CEM 025-INOX e punto di funzionamento (Q^* , H^*).....	176

Tabella 3.1. Confronto tra i sistemi ibridi con idrogetto disponibili sul mercato.....	16
Tabella 4.1. Caratteristiche principali del Riva 68 Diable.....	18
Tabella 4.2. Caratteristiche principali dell'Otam 70HT.....	20
Tabella 4.3. Caratteristiche principali dell'Itama 75.....	22
Tabella 4.4. Caratteristiche principali del Magnum 70.....	24
Tabella 4.5. Confronto dei parametri adimensionali delle unità comparabili.....	26
Tabella 4.6. Confronto aree.....	27
Tabella 6.1. Confronto delle superfici per macroarea funzionale [m^2].....	40
Tabella 7.1. Valori input metodo di Savitsky.....	43
Tabella 7.2. LCG= 7,6 m Dislocamento= 45 t.....	44
Tabella 7.3. LCG=7,9 m Dislocamento= 45 t.....	45
Tabella 7.4. LCG=7,3 m Dislocamento= 45 t.....	46
Tabella 7.5. LCG= 7,6 m Dislocamento= 49,5 t.....	48
Tabella 7.6. LCG= 7,6 m Dislocamento= 40,5 t.....	49
Tabella 8.1. Dati di ingresso del calcolo secondo ISO 12215-5:2019.....	56
Tabella 9.1. Criteri di accettabilità adottati.....	99
Tabella 9.2. Tavola delle carene.....	101
Tabella 9.3. Pesata: riepilogo per zona e determinazione della nave scarica e asciutta....	104
Tabella 9.4. Condizioni di carico.....	105
Tabella 9.5. Verifica dell'assetto longitudinale.....	106
Tabella 9.6. Geometria delle casse e inerzia degli specchi liberi.....	107
Tabella 9.7. Altezza metacentrica trasversale nelle tre condizioni di carico.....	107
Tabella 9.8. Effetto di un consumo asimmetrico fra le due casse del combustibile.....	108
Tabella 9.9. Grandezze caratteristiche della curva dei bracci di stabilità.....	109
Tabella 9.10. Verifica complessiva dei criteri di stabilità.....	110
Tabella 10.1. Dati di calcolo dipendenti dalla condizione di carico.....	111

Tabella 10.2. Velocità caratteristiche dei regimi di moto nelle tre condizioni di carico...	112
Tabella 10.3. Coefficienti del raccordo parabolico nelle tre condizioni di carico.....	113
Tabella 10.4. Tratti che compongono le curve di resistenza finali.....	114
Tabella 10.5. Valori caratteristici delle curve di resistenza e della potenza effettiva in marcia avanti.	116
Tabella 11.1. Matching per calcolo diretto e confronto con la performance map (pieno carico, valori per idrogetto, $w = 0,2$, $\eta_{\text{pump}} = 0,79$).	127
Tabella 11.2. Regime della pompa al regime massimo del motore (2300 rpm) per i rapporti di riduzione considerati.	130
Tabella 11.3. Riduttori ZF esaminati: rapporto disponibile e potenza ammissibile a 2300 rpm (servizio da diporto).....	133
Tabella 11.4. Punti di funzionamento statici con rapporto ideale e con rapporto adottato.	134
Tabella 11.5. Consumi e autonomia nelle tre modalità propulsive.	140
Tabella 11.6. Parametri principali di dimensionamento e prestazione dell'impianto propulsivo.	141
Tabella 12.1. Parametri del modello della macchina elettrica (200 kW).	148
Tabella 12.2. Contributi all'inerzia della linea d'assi, riferiti all'asse lento.	149
Tabella 12.3. Comandi generati dal controllo dell'asse per ciascuno stato.....	151
Tabella 12.4. Modalità operative e stati d'asse.	159
Tabella 13.1. Valori stazionari della prova di velocità progressiva.	161
Tabella 13.2. Risultati prova d'arresto.	165
Tabella 13.3. Tratte del profilo operativo: modalità, distanza sulla rotta, durata, velocità media, consumo specifico e stato di carica in ingresso e in uscita.	171
Tabella 14.1. Casse di bordo e relative capacità.....	172
Tabella 14.2. Dati geometrici dei due percorsi di aspirazione considerati.....	173
Tabella 14.3. Coefficienti di perdita concentrata e numero di discontinuità lungo i due percorsi.	175
Tabella 14.4. Curve richieste dai circuiti delle due pigne.	175
Tabella 14.5. Calcolo iterativo dello spessore della tubolatura secondo RINA.	177

1 Introduzione

Il presente lavoro di tesi si pone l'obiettivo di delineare una sintesi progettuale nel panorama della nautica da diporto attraverso lo sviluppo di AlliS70, un'imbarcazione fondata sul concetto di equilibrio tra dinamismo e stasi. La filosofia adottata rifiuta la tradizionale scelta netta tra prestazioni velocistiche o comfort stanziale, cercando invece una fusione bilanciata che permetta di vivere appieno ogni sfumatura della vita in mare. Il progetto viene concepito per assecondare sia i momenti di adrenalina legati alla velocità in navigazione, sia la dimensione del relax assoluto durante la sosta. Questa dualità si traduce in una struttura capace di garantire velocità elevate senza rinunciare a spazi interni comodi, caratterizzati da cabine ampie e un living conviviale studiato per favorire la socialità e il benessere privato.

L'elaborato si divide in due parti principali che riflettono questo approccio. La prima parte è dedicata allo sviluppo del progetto preliminare dell'imbarcazione, dove vengono definite l'architettura e l'ingegnerizzazione della stessa. La particolarità di AlliS70, oltre ad avere linee e forme che si allontanano dai competitor sul mercato, è l'apparato propulsivo che prevede un impianto combinato diesel-elettrico e propulsori ad idrogetto. L'utilizzo combinato di questi elementi classifica questa imbarcazione come un progetto innovativo e direzionato alla sostenibilità.

La seconda parte consiste invece in un approfondimento di carattere tecnico sulla valutazione del sistema ibrido diesel-elettrico. In particolare, è stato sviluppato un modello dinamico dell'impianto propulsivo, finalizzato allo studio del comportamento della propulsione in condizioni di moto di avanzo. Il modello consente di analizzare le diverse modalità operative della configurazione CODAE (COMbined Diesel And Electric) e di sperimentare in tempo reale il comportamento della propulsione, includendo anche gli aspetti legati ai consumi e alla gestione energetica.

L'approccio utilizzato si inserisce sulla scia della transizione ecologica, orientando la ricerca progettuale verso una sensibile riduzione dell'impatto sull'ambiente. L'adozione di un determinato impianto di propulsione testimonia la volontà di esplorare soluzioni che puntino alla riduzione dei consumi e delle emissioni di agenti inquinanti. In quest'ottica, la sostenibilità non è intesa solo come efficienza energetica in fase di utilizzo, ma coinvolge l'intero ciclo di vita del mezzo nautico; dalla scelta delle tecnologie di produzione a quella dei materiali stessi e del loro smaltimento.

Il progetto si pone dunque anche come banco di prova per testare come l'innovazione tecnologica possa rispondere alle crescenti esigenze di tutela dell'ecosistema marino.

2 Specifiche di progetto

La specifica tecnica raccoglie i requisiti di progetto che fungono da riferimento per lo sviluppo dell'imbarcazione oggetto della presente tesi. In un processo di progettazione preliminare reale, questo documento traduce le esigenze dell'armatore in vincoli quantitativi e normativi; in ambito accademico, assolve la stessa funzione metodologica, definendo a priori i parametri prestazionali, abitativi e tecnologici rispetto ai quali le scelte progettuali sviluppate nei capitoli successivi vengono giustificate e valutate. I valori riportati sono da intendersi come obiettivi attesi e riferimenti di dimensionamento, coerenti con le caratteristiche del segmento di mercato analizzato.

2.1 Posizionamento dimensionale

L'imbarcazione in oggetto si inserisce nel segmento degli open yacht ad alte prestazioni con una lunghezza fuori tutto di 21-23 m e un dislocamento a pieno carico atteso di circa 45 t. Tali valori rappresentano la taglia coerente con i requisiti abitativi, prestazionali e di sistema propulsivo che definiscono il progetto, e sono stati calibrati per garantire competitività con i principali modelli presenti sul mercato nella fascia compresa tra i 68 e i 75 piedi, segmento di riferimento per il fast open di lusso.

Il requisito prestazionale primario è il raggiungimento di una velocità massima nell'ordine dei 40 nodi, condizione che classifica l'imbarcazione nel regime di planata consolidata. La velocità di crociera attesa in modalità diesel si colloca nel range dei 30-32 nodi, valore che coniuga l'efficienza propulsiva con la riduzione dei consumi specifici rispetto alla condizione di piena potenza. Il sistema propulsivo ibrido dovrà consentire la navigazione in modalità *Full Electric* a velocità attese nell'ordine dei 10-13 nodi, condizione operativa che risponde all'esigenza di accesso silenzioso e a zero emissioni in aree portuali, aree marine protette e fondali sensibili. Tali intervalli di velocità non sono imposti come valori progettuali fissi, bensì come riferimento per il dimensionamento del sistema propulsivo e per la valutazione della fattibilità tecnica dell'architettura ibrida.

2.2 Obiettivo tecnologico: sistema propulsivo CODAE con idrogetti

Il requisito centrale e distintivo del progetto è la realizzazione di un sistema propulsivo ibrido diesel-elettrico con propulsori ad idrogetto. Si tratta di una configurazione assente nel panorama del diporto ad alte prestazioni nella fascia dimensionale considerata: la presente tesi si configura pertanto come un progetto di sviluppo tecnico finalizzato a verificarne la fattibilità, a costruirne il modello dinamico e a valutarne le prestazioni su una carena planante di queste dimensioni. L'architettura propulsiva prevede motori diesel abbinati a motori elettrici in configurazione ibrida e propulsori ad idrogetto in luogo delle tradizionali eliche o eliche di superficie. Questa configurazione consente di operare nelle modalità solo diesel, solo elettrico e combinata, con la gestione del flusso di potenza elettrica affidata a un sistema di controllo integrato. La potenza installata per asse, la componentistica elettrica e il sistema di accumulo energetico non sono definiti nella presente specifica bensì costituiscono l'incognita progettuale affrontata nel capitolo dedicato all'impianto propulsivo e nell'approfondimento sulla simulazione dinamica.

2.3 Profilo operativo e autonomia attesa

Il profilo di missione di riferimento si articola in fasi operative distinte, coerenti con le modalità di utilizzo tipiche nel contesto mediterraneo. La fase di navigazione di trasferimento avviene in modalità diesel a velocità di crociera, con un'autonomia attesa nell'ordine delle 250-300 miglia nautiche. Le fasi di uscita e ingresso porto, di transito in aree ad accesso regolamentato e di navigazione in prossimità di fondali sensibili avvengono in modalità *Full Electric*, con un'autonomia attesa per singola missione nell'ordine delle 10-20 nm. La fase di prestazione massima in configurazione CODAE, con la somma delle potenze termica ed elettrica, è riservata a tratti di durata limitata e non costituisce il dimensionamento dell'autonomia. Il bilanciamento tra i requisiti di autonomia, l'incremento di peso derivante dal sistema di accumulo e le prestazioni idrodinamiche della carena planante rappresenta uno dei compromessi fondamentali che la presente tesi intende indagare e quantificare.

2.4 Configurazione abitativa

L'imbarcazione è concepita per un utilizzo privato con gestione ridotta dell'equipaggio. La configurazione sottocoperta prevede una cabina armatoriale e una cabina VIP, e un locale equipaggio con cabina singola, per un totale di quattro posti letto ospiti e un posto letto crew. La distribuzione degli spazi si articola su coperta e sottocoperta garantendo la separazione funzionale tra zona ospiti, zona timoneria e zona tecnica, compatibilmente con i vincoli volumetrici imposti dall'impianto propulsivo e dalla sala macchine.

3 Stato dell'Arte: Sistemi propulsivi combinati Diesel-Elettrico con idrogetti

3.1 Panorama del mercato

Un sistema di propulsione ibrido-elettrico con idrogetti combina due tecnologie: un motore termico tradizionale, tipicamente diesel, e uno o più motori elettrici alimentati da batterie, entrambi collegati a propulsori ad idrogetto al posto delle tradizionali eliche. L'idrogetto è un propulsore che accelera un flusso d'acqua attraverso una girante e lo espelle ad alta velocità per generare spinta; a differenza dell'elica, non ha organi rotanti esposti sotto la carena, e si presta con facilità all'integrazione con motorizzazioni elettriche. La possibilità di navigare in modalità puramente elettrica, con motori diesel spenti e quindi senza rumore né emissioni, ha reso questa combinazione particolarmente interessante per due segmenti distinti: quello professionale e governativo, dove forze dell'ordine e agenzie marittime necessitano di avvicinarsi a obiettivi senza essere rilevate acusticamente, e quello del diporto di lusso, dove navigazione silenziosa e sostenibilità rappresentano valori emergenti. I tre sistemi analizzati nei paragrafi seguenti coprono l'intero spettro dell'offerta disponibile. HamiltonJet ha sviluppato una piattaforma ibrida modulare applicabile a tutta la propria gamma di idrogetti, con numerose installazioni operative su natanti di vario tipo e dimensione. MJP ha integrato i propri idrogetti in un natante ibrido ad alte prestazioni già consegnato e in servizio, il Marell M17, che costituisce la referenza tecnica più avanzata della categoria. DOEN ha scelto un percorso diverso, incorporando l'interfaccia elettrica direttamente all'interno del corpo dell'idrogetto, così da rendere possibile l'aggiornamento ibrido di imbarcazioni già esistenti senza modificare il resto dell'apparato propulsivo.

3.2 HamiltonJet: Electro-Hybrid Drive System (EHX)

HamiltonJet ha sviluppato il sistema EHX (Electro-Hybrid Drive) come piattaforma modulare e scalabile per la propulsione a basse emissioni. L'architettura supporta sia la configurazione ibrida parallela, in cui i motori elettrici agiscono sulla stessa linea d'asse dei motori termici, sia quella in serie, in cui i diesel fungono da generatori. La fornitura EHX comprende i motori a magneti permanenti, gli inverter, un DC Link switchboard e un Energy Management System per la gestione del flusso di energia. Le quattro modalità operative, Diesel Only, Electric Only, Charging ed Electric Boost, sono selezionabili attraverso i controlli AVX della gamma HamiltonJet. In modalità automatica la gestione avviene in modo trasparente per l'operatore. Il sistema è compatibile con tutti i principali modelli della gamma (HJ, HJX, HTX, LTX, HM, HT) ed è configurabile anche in versione *full-electric* con *shore charging*. Le referenze documentate coprono un arco dal 2019 al 2025 su oltre quindici imbarcazioni: eco-tender ibrido (Italia, 2019), unità di pattuglia (Norvegia 2021, Corea del Sud 2023), imbarcazioni offshore in serie ibrida (Brasile, 2020), supporto a wind farm (Danimarca, 2022) e traghetti elettrici per Auckland Transport (2025). La scalabilità copre scafi da circa 9 m a 40 m. Potenza installata e velocità massima non sono dichiarate in forma generalizzata, essendo interamente dipendenti dall'imbarcazione e dai motori abbinati [5].

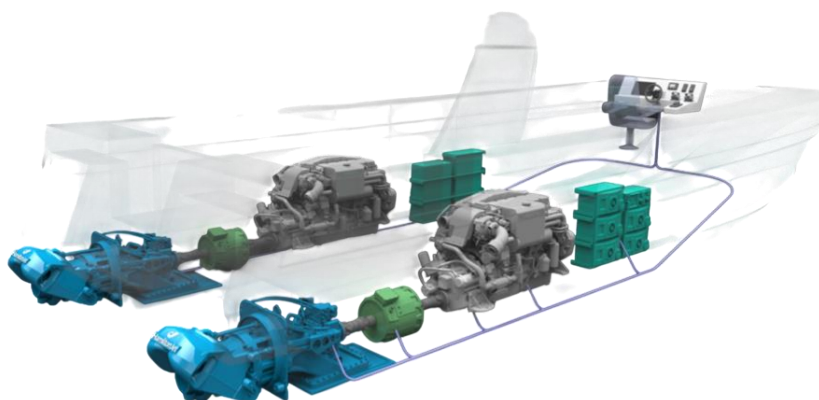


Figura 3.1. Schema propulsivo HamiltonJet Electrification.

3.3 MJP: Marell M17 Hybrid Electric Interceptor

Il Marell M17 Hybrid Electric Interceptor, consegnato nel 2024 dal cantiere svedese Marell Boats, è uno dei primi intercettori ibridi entrati in servizio operativo. Le dimensioni principali sono LOA 17 m e baglio 4,56 m. L'architettura propulsiva è di tipo CODAE in configurazione ibrida parallela: due motori Scania Diesel V8 da 1.150 HP ciascuno (circa 858 kW/asse) affiancati da due motori elettrici da 30 kW ciascuno. Il sistema di accumulo è composto da quattro pacchi batterie da 104 kWh, per una capacità totale di 416 kWh. I propulsori sono due idrogetti MJP 350X della medesima famiglia X di MJP. La velocità massima dichiarata supera i 55 nodi in modalità diesel. Il profilo di missione si articola in due fasi complementari: il transito rapido e l'inseguimento ad alta velocità in modalità diesel, e la pattuglia silenziosa costiera in modalità *electric only*. In modalità elettrica i 60 kW disponibili consentono velocità di crociera a basso regime con impatto acustico ridotto, condizione operativa critica per forze dell'ordine marittime e agenzie doganali [6].

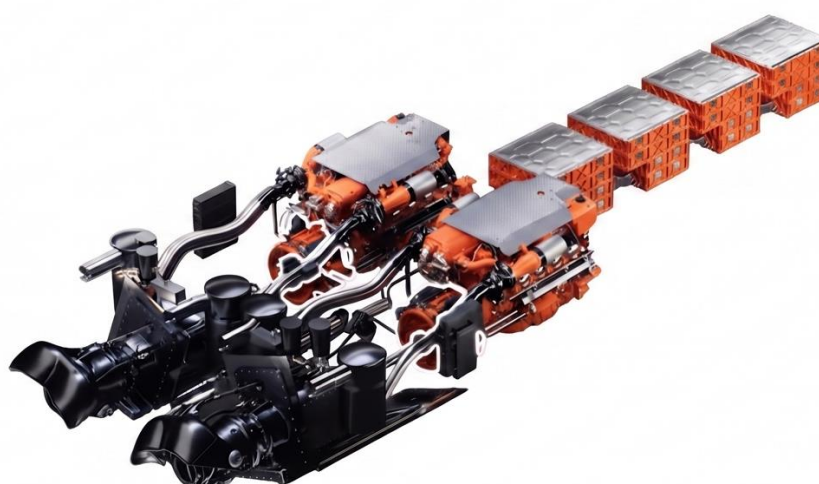


Figura 3.2. Schema propulsivo Marell M17.

3.4 DOEN: Hybrid-Electric Waterjet

DOEN WaterJets ha sviluppato una soluzione ibrida con un approccio architetturale distinto: l'interfaccia elettrica è integrata direttamente nel corpo dell'idrogetto attraverso un funzionamento Power Take-In (PTI) dotato di frizione integrata. Il PTI accetta un motore elettrico in corrente alternata fino a 300 kW in servizio continuo, senza richiedere modifiche al gruppo motore-riduttore esistente. Il sistema è disponibile su modelli selezionati delle serie Kompakt e Optima e può essere fornito in fase di costruzione oppure installato in retrofit su natanti già equipaggiati con idrogetti DOEN compatibili. Le modalità operative supportate sono quattro: Diesel Only (motore termico, elettrico disconnesso dalla frizione), Electric Only (propulsione silenziosa a zero emissioni), Electric Boost (diesel ed elettrico in parallelo per la massima potenza) e Regeneration, in cui il motore elettrico funziona reversibilmente come PTO, permettendo ai motori elettrici di generare energia per le batterie o i carichi di bordo ed eliminando la necessità di genset ausiliari. Velocità massima e L_{OA} di riferimento non sono dichiarati, essendo dipendenti dallo scafo abbinato [7].

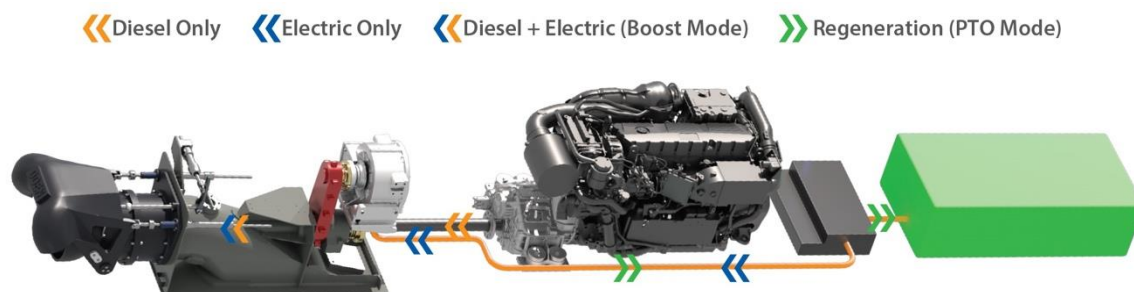


Figura 3.3. Schema propulsivo DOEN Hybrid Electric Waterjet.

3.5 Analisi Comparativa

I tre sistemi si differenziano per architettura, scala di potenza e filosofia progettuale, come riassunto in Tabella 3.1. HamiltonJet EHX è la soluzione più scalabile e versatile, con il maggior numero di referenze operative e la capacità di coprire configurazioni ibride parallele e in serie su un'ampia gamma di imbarcazioni; la sua offerta è orientata al mercato professionale e commerciale senza applicazioni documentate ad alte velocità nel diporto. Il Marell M17 si posiziona come il riferimento tecnico di maggiore prestazione, con una velocità massima superiore ai 55 nodi e l'impiego di idrogetti MJP della serie X, validando l'integrazione ibrida su mezzi operativi ad alte performance. DOEN adotta l'approccio più radicale in termini di semplicità di integrazione, eliminando la necessità di trasmissioni ibride dedicate grazie al PTI montato sull'idrogetto, con un limite di 300 kW che lo colloca su applicazioni di fascia media.

La configurazione ibrida-elettrica con idrogetti rappresenta allo stato attuale una soluzione di nicchia nel panorama propulsivo navale, con un numero limitato di installazioni operative e nessuna applicazione documentata nel segmento del diporto ad alte prestazioni. I vantaggi tecnici principali si identificano nella possibilità di operare in modalità a zero emissioni e inquinamento acustico ridotto, nella sommabilità delle potenze termica ed elettrica durante le fasi di accelerazione e nella riduzione dei consumi specifici in crociera. Le criticità più rilevanti sono riconducibili all'incremento di peso e volume derivante dal sistema di

accumulo, particolarmente penalizzante su carene plananti dove la variazione di dislocamento influisce direttamente sulle prestazioni idrodinamiche, e alla complessità dell'architettura di gestione dell'energia, che richiede componenti dedicati e competenze di integrazione non ancora standardizzate nel settore.

Tabella 3.1. Confronto tra i sistemi ibridi con idrogetto disponibili sul mercato.

Parametro	HamiltonJet EHX	MJP Marell M17	DOEN Hybrid-Electric WJ
Architettura e componenti	Modulare (parallela o serie), magneti permanenti, inverter, EMS; gamme HJ, HJX, HTX, LTX, HM, HT.	Parallela CODAE, 2 × MJP 350X, 4 pacchi batterie da 104 kWh (416 kWh totali).	PTI con frizione integrata nell'idrogetto, piattaforma ECS400; serie Kompakt e Optima (supporta retrofit).
Dimensioni e potenza	Scafi da 9 a 40 m circa. Potenza e velocità massima non dichiarate (variabili).	Lunghezza fuori tutto 17 m, baglio 4,56 m. Termici: 2 × Scania V8 da 1.150 HP. Elettrici: 2 × 30 kW (60 kW totali). Velocità massima superiore a 55 nodi.	Motore elettrico fino a 300 kW continui. Lunghezza fuori tutto e velocità massima non dichiarate.
Modalità operative	Diesel only, electric only, charging, electric boost.	Electric only, hybrid, diesel only.	Diesel only, electric only, electric boost, regeneration (PTO).
Applicazioni e referenze	15 unità tra il 2019 e il 2025: eco-tender, pattugliatori, unità offshore, wind farm, traghetti.	Intercettore operativo dal 2024 per forze dell'ordine e agenzie doganali (pattuglia silenziosa e transito rapido).	Fascia media per nuove costruzioni o retrofit su imbarcazioni esistenti con idrogetti DOEN compatibili.

4 Ricerca di mercato

4.1 Analisi di mercato e specifiche tecniche

Il processo di genesi di una nuova imbarcazione non può prescindere da un'analisi di mercato, che rappresenta il punto di partenza delle scelte progettuali. In ambito nautico, questa fase non si limita a un'indagine statistica, ma si configura come uno strumento di benchmarking: analizzare i competitor esistenti permette di identificare gli standard prestazionali, gli ingombri ergonomici e le soluzioni tecnologiche che il mercato offre e richiede. Per la definizione del concept oggetto di questa tesi, l'analisi si focalizza sul segmento degli open yacht ad alte prestazioni in una fascia dimensionale compresa tra i 68 e i 75 piedi. L'obiettivo è individuare il range progettuale per determinare le dimensioni principali (lunghezza fuori tutto, baglio massimo, dislocamento) e le potenze installate che garantiscano competitività.

Inoltre, la seguente analisi permette di identificare le scelte di diversificazione e osservare dove l'offerta attuale eccelle e dove, invece, vi è spazio per l'innovazione in termini di layout distributivo o efficienza propulsiva.

Per l'analisi sono stati selezionati quattro modelli iconici che rappresentano l'eccellenza e lo stato dell'arte della categoria "Fast Open": il Riva 68 Diable, l'Otam 70HT, l'Itama 75 e il Magnum 70. Sebbene appartenenti alla stessa classe dimensionale, queste imbarcazioni interpretano il concetto di "vivere il mare" con sfumature tecniche differenti.

Il confronto sistematico tra le caratteristiche tecniche di questi quattro modelli serve a fornire i vincoli progettuali in input da cui derivano le scelte architettoniche del progetto, garantendo coerenza con le aspettative e le richieste del mercato.

4.2 Riva 68 Diable

Il Riva 68 Diable è costruito in composito di vetroresina con hard top in carbonio, scelta che abbassa il centro di gravità e conferisce al profilo la caratteristica linea compatta. La carena è a V con prua fine e svasata, progettata per ridurre le accelerazioni verticali in mare formato; le sezioni di poppa si allargano progressivamente per incrementare la portanza idrodinamica in regime planante e garantire stabilità trasversale. La motorizzazione di riferimento per l'analisi è la configurazione opzionale con due MAN V12 da 1.650 HP per asse, con trasmissione tradizionale in linea d'assi, che consente di raggiungere 40 nodi di velocità massima e 34 nodi di crociera. Il layout sottocoperta ospita tre cabine per sei ospiti in una zona living sviluppata in open space tra cucina e dinette, con superfici specchiate e tonalità chiare. Nel panorama dei competitor analizzati il Riva 68 Diable si distingue non per le prestazioni di punta, che rimangono inferiori all'Otam e al Magnum, bensì per il posizionamento di brand più consolidato nel segmento del fast open italiano, dove identità stilistica e qualità costruttiva costituiscono le leve competitive primarie [1], [23].

Tabella 4.1. Caratteristiche principali del Riva 68 Diabie.

Parametro	Unità	Valore
Lunghezza fuori tutto	[m]	20,67
Lunghezza scafo	[m]	20,06
Lunghezza al galleggiamento	[m]	16,97
Baglio massimo	[m]	5,29
Immersione di progetto	[m]	1,78
Dislocamento a pieno carico	[t]	44
Motorizzazione	[CV]	2 × MAN V12 1650
Velocità massima di progetto	[nodi]	40
Capacità serbatoi carburante	[litri]	3.800
Capacità serbatoi acqua dolce	[litri]	600
Numero di cabine	[-]	3+1
Numero di posti letto	[-]	6+1
Numero di bagni	[-]	3+1
Materiale di costruzione	[-]	VTR
Propulsione	[-]	Linea d'asse con V-drive



Figura 4.1. Piani generali Riva 68 Diabie.



Figura 4.2. Interni ed esterni Riva 68 Diable.

4.3 Otam 70HT

L'Otam 70HT è realizzato in composito ibrido aramide e vetroresina, una scelta costruttiva che privilegia la resistenza all'impatto e la riduzione del peso strutturale rispetto alla sola vetroresina convenzionale. Il processo di progettazione ha preso avvio dalla definizione della sala macchine, il cui volume ha determinato le proporzioni dell'intera struttura; questo approccio inside-out è inusuale nel segmento e produce un'architettura in cui le prese d'aria in coperta e nell'hard top non sono elementi decorativi ma funzionali al raffreddamento dell'apparato propulsivo. La carena è a V con angolo di deadrise di 21° , tra i più accentuati della categoria, con effetti positivi sulla tenuta del mare e sull'assetto dinamico in accelerazione. La configurazione propulsiva di riferimento prevede due MTU da 2000 HP abbinati ad Arneson Surface Drives, con una versione opzionale CAT da 2400 HP che spinge l'imbarcazione oltre i 53 nodi. Il layout interno è interamente personalizzabile in filosofia full-custom, senza soluzioni predefinite, tratto distintivo del cantiere. Rispetto ai competitor, l'Otam 70HT è il modello con la maggiore enfasi sull'ingegnerizzazione propulsiva e la più alta velocità di punta della selezione [2].

Tabella 4.2. Caratteristiche principali dell'Otam 70HT.

Parametro	Unità	Valore
Lunghezza fuori tutto	[m]	22,27
Lunghezza scafo	[m]	19,88
Lunghezza al galleggiamento	[m]	17,56
Baglio massimo	[m]	5,30
Immersione di progetto	[m]	1,30
Dislocamento a pieno carico	[t]	54
Motorizzazione	[CV]	2 × MTU 12V2000M96X 2000 HP
Velocità massima di progetto	[nodi]	50
Capacità serbatoi carburante	[litri]	6.000
Capacità serbatoi acqua dolce	[litri]	1.000
Numero di cabine	[-]	3+1
Numero di posti letto	[-]	6+2
Numero di bagni	[-]	2+1
Materiale di costruzione	[-]	Aramat e VTR
Propulsione	[-]	Surface Propeller Drive

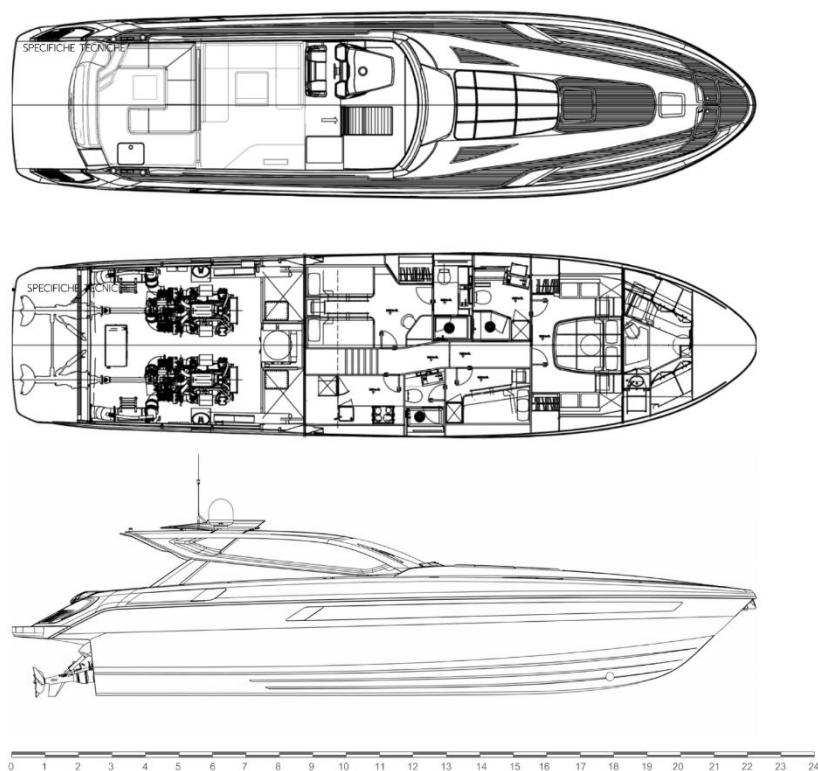


Figura 4.3. Piani generali Otam 70HT.



Figura 4.4. Interni ed esterni Otam 70HT.

4.4 Itama 75

L'Itama 75 è costruito con un utilizzo estensivo di materiali compositi avanzati: l'adozione del carbonio nella struttura del parabrezza e nel tettuccio centrale comporta una riduzione ponderale stimata del 60% rispetto alle soluzioni convenzionali in alluminio e vetroresina, con benefici diretti sul rapporto peso-potenza e sull'efficienza idrodinamica in termini di consumi specifici. La geometria della carena è caratterizzata da una prua rilevante e da una linea di profilo accentuata, progettata per combinare un assetto sportivo con la stabilità longitudinale necessaria alla navigazione impegnativa. La motorizzazione prevede due unità MTU 12V2000 M96 nella configurazione standard, con versione opzionale più potente; la velocità massima raggiunge circa 42,5 nodi nella configurazione di base. Il layout interno privilegia il rapporto spazio-leggerezza, con ambienti sottocoperta che sfruttano i volumi liberati dalla riduzione strutturale. Nel confronto con i competitor, l'Itama 75 è il modello che spinge più esplicitamente verso l'ottimizzazione strutturale come strategia progettuale: la riduzione del peso non è un obiettivo accessorio ma il filo conduttore dell'intera architettura, con ricadute misurabili sulle prestazioni e sui consumi [3].

Tabella 4.3. Caratteristiche principali dell'Itama 75.

Parametro	Unità	Valore
Lunghezza fuori tutto	[m]	23,54
Lunghezza scafo	[m]	21,53
Lunghezza al galleggiamento	[m]	18,74
Baglio massimo	[m]	5,92
Immersione di progetto	[m]	1,40
Dislocamento a pieno carico	[t]	52,2
Motorizzazione	[CV]	2 × MTU 12V2000M96
Velocità massima di progetto	[nodi]	42,5
Capacità serbatoi carburante	[litri]	5.500
Capacità serbatoi acqua dolce	[litri]	1.000
Numero di cabine	[-]	3+1
Numero di posti letto	[-]	6+2
Numero di bagni	[-]	3+1
Materiale di costruzione	[-]	VTR
Propulsione	[-]	Surface Propeller Drive

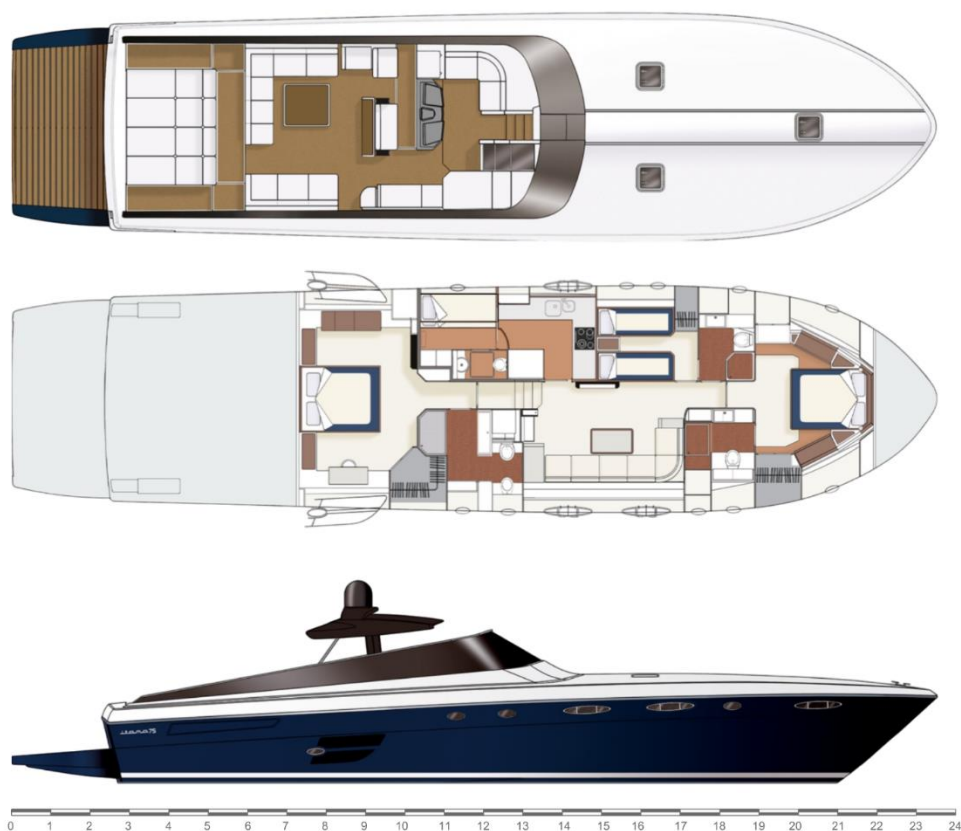


Figura 4.5. Piani generali Itama 75.



Figura 4.6. Interni ed esterni Itama 75.

4.5 Magnum 70

Il Magnum 70 è costruito in composito di vetroresina con rinforzi localizzati nelle zone ad alta sollecitazione; la filosofia costruttiva del cantiere americano privilegia la robustezza e la rigidità strutturale rispetto alla riduzione di peso, in coerenza con l'origine racing del brand. La carena è a V profonda con angolo di deadrise moderato a poppa per massimizzare la portanza ad alte velocità. La motorizzazione è affidata a due MTU 12V2000 abbinati ad Arneson Surface Drives, una trasmissione che riduce la resistenza parassita eliminando il piede poppiero dalla linea d'acqua e consente velocità prossime ai 52 nodi. Il layout interno è impostato su un minimalismo radicale: spazio aperto e continuo senza divisioni visibili tra gli ambienti, rivestimenti in pelle e tonalità chiare, che traducono in estetica la stessa essenzialità performativa dello scafo. Rispetto agli altri competitor, il Magnum 70 è l'unico modello con una storia diretta nella competizione offshore, e questa origine si riflette tanto nelle scelte motoristiche, la trasmissione Arneson non è comune nel diporto di lusso, quanto nell'impostazione degli spazi interni, dove il comfort è una conseguenza del progetto e non il punto di partenza [1], [4].

Tabella 4.4. Caratteristiche principali del Magnum 70.

Parametro	Unità	Valore
Lunghezza fuori tutto	[m]	21,50
Lunghezza scafo	[m]	20,40
Lunghezza al galleggiamento	[m]	17,90
Baglio massimo	[m]	5,20
Immersione di progetto	[m]	1,45
Dislocamento a pieno carico	[t]	43,00
Motorizzazione	[CV]	2 × MTU 16V2000 M93
Velocità massima di progetto	[nodi]	48
Capacità serbatoi carburante	[litri]	5.500
Capacità serbatoi acqua dolce	[litri]	1.000
Numero di cabine	[-]	3+1
Numero di posti letto	[-]	6+1
Numero di bagni	[-]	3+1
Materiale di costruzione	[-]	VTR e kevlar
Propulsione	[-]	Surface Propeller Drive

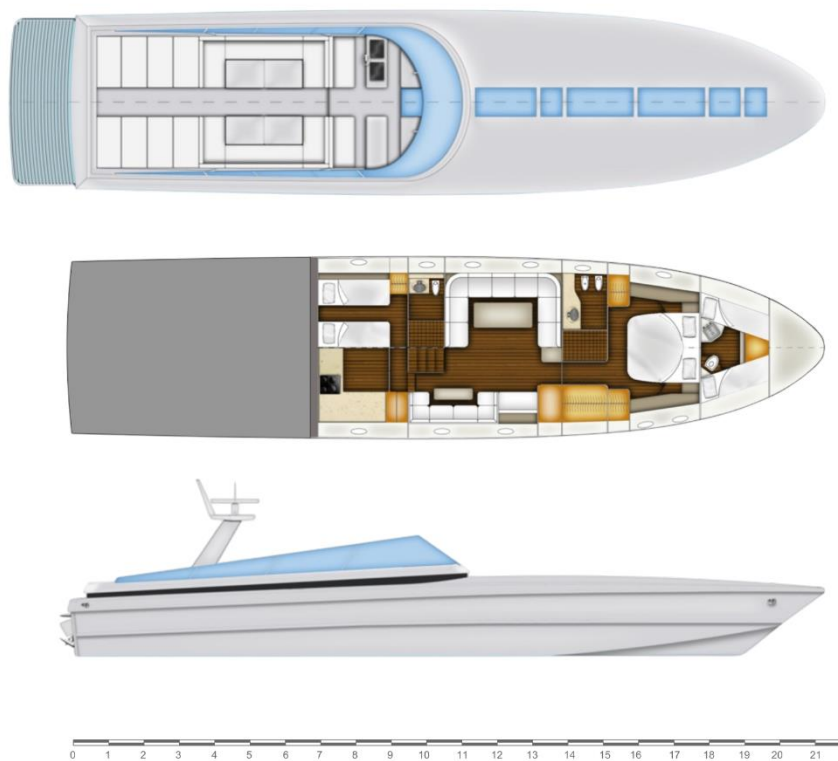


Figura 4.7. Piani generali Magnum 70.



Figura 4.8. Interni ed esterni Magnum 70.

4.6 Confronto specifiche tecniche

I parametri adimensionali consentono di confrontare le quattro imbarcazioni a prescindere dalle differenze assolute di taglia, isolando le caratteristiche di forma della carena e il relativo posizionamento all'interno del segmento. Il coefficiente di snellezza L/B si mantiene in un intervallo relativamente contenuto per tutti e quattro i modelli, a conferma di un'impostazione dimensionale condivisa dall'intera categoria. Il coefficiente di stabilità B/T evidenzia invece una netta separazione: il Riva 68 Diabale si ferma a 2,97, un valore nettamente più basso degli altri tre modelli, a indicare una carena proporzionalmente più stretta o più immersa rispetto alla tendenza del segmento. Lo stesso scarto si ritrova nel coefficiente di finezza totale C_B , dove il Riva registra ancora il valore più contenuto 0,27 a fronte dello 0,44 dell'Otam 70HT, riconducibile all'impostazione inside-out di quest'ultimo e alla maggiore volumetria richiesta dalla sala macchine; il volume relativo C_V conferma la stessa lettura, con l'Otam al valore più alto della selezione e il Magnum 70 al più basso.

Sul piano prestazionale, il numero di Froude volumetrico separa nettamente Otam e Magnum dal Riva e dall'Itama, con il Magnum che tocca il valore più alto della selezione 4,62 contro il 3,51 del Riva: un divario coerente con le velocità massime dichiarate, che colloca

comunque tutte e quattro le imbarcazioni in un regime di planata pienamente sviluppata. Parte di questo divario è riconducibile alla configurazione del sistema propulsivo: tre dei quattro modelli adottano soluzioni di propulsione di superficie, Arneson Surface Drives per Otam 70HT e Magnum 70, eliche di superficie per l'Itama 75, mentre il Riva 68 Diable resta l'unico a mantenere una linea d'asse tradizionale. L'utilizzo di eliche di superficie si riflette nelle velocità massime più elevate di Otam e Magnum; l'Itama, pur adottando la medesima filosofia propulsiva, si attesta su un incremento più contenuto rispetto al Riva, a indicare che la sola configurazione della trasmissione non è sufficiente a spiegare il divario prestazionale, legato anche alla forma della carena e all'impostazione strutturale di ciascun modello. Il rapporto potenza-dislocamento conferma questa lettura, pur restituendo una suddivisione diversa da quella osservata per i numeri di Froude: l'Otam 70HT si ferma al valore più basso della selezione 0,074 CV/kg, in compagnia del Riva, mentre l'Itama 75 tocca il valore più alto 0,094 CV/kg, seguito a breve distanza dal Magnum 70. Il caso più indicativo è quello dell'Otam 70HT che, pur partendo dal rapporto potenza-dislocamento più basso, ottiene il secondo numero di Froude più elevato, superato solo dal Magnum 70: un risultato coerente con l'impostazione progettuale orientata fin dalla sala macchine all'efficienza dell'apparato propulsivo. L'Itama 75 mostra l'andamento opposto: al rapporto più alto della selezione corrisponde il secondo numero di Froude più basso, appena superiore a quello del Riva; un divario che conferma come la configurazione propulsiva e la forma della carena incidano sulle prestazioni di punta almeno quanto la potenza specifica installata.

Tabella 4.5. Confronto dei parametri adimensionali delle unità comparabili.

Parametro	Formula	Riva 68 Diable	Otam 70HT	Itama 75	Magnum 70
Coefficiente di snellezza	L/B	3,21	3,31	3,17	3,35
Coefficiente di stabilità	B/T	2,97	4,08	4,23	4,25
Coefficiente di finezza totale, C_B	∇/BLT	0,27	0,44	0,33	0,36
Volume relativo, C_V	∇/L^3	0,01670	0,02027	0,01917	0,01538
Numero di Froude, Fr	$V/\sqrt{gL}$	1,59	1,96	1,61	2,05
Numero di Froude volumetrico, Fr_V	$V/\sqrt{g\nabla^{1/3}}$	3,51	4,24	3,63	4,62
Rapporto potenza-dislocamento	CV/kg	0,075	0,074	0,094	0,093

4.7 Analisi delle aree

Lo studio preliminare del mercato è finalizzato alla comprensione delle strategie di organizzazione degli spazi dei competitor. Questo passaggio è essenziale per definire le dimensioni reali e le scelte di layout necessarie alla stesura dei primi schizzi progettuali di Allis70.

Il confronto è supportato dalla scomposizione delle imbarcazioni in macroaree funzionali, misurate in metri quadrati per valutarne la distribuzione. I seguenti piani generali illustrano

la suddivisione delle aree dei modelli selezionati, permettendo un confronto diretto tra i diversi standard abitativi e tecnici.

Tabella 4.6. Confronto aree

Ambienti					SUPERFICI IN M²			
	Bagni	Cabina Owner	Cabina VIP	Cabina ospiti	Cucina	Living	Prendisole	Crew
Riva 68 Diable	7.6	9.44	6.86	10.45	2.87	21.16	8.9	-
Otam 70HT	9.49	13.22	-	15.11	5.32	20.80	5.52	8.03
Itama 75	13.80	18.87	14.78	6.08	5.78	26.11	6.80	5.03
Magnum 70	6.35	14.45	-	6.60	6.54	28.88	8.30	7.11

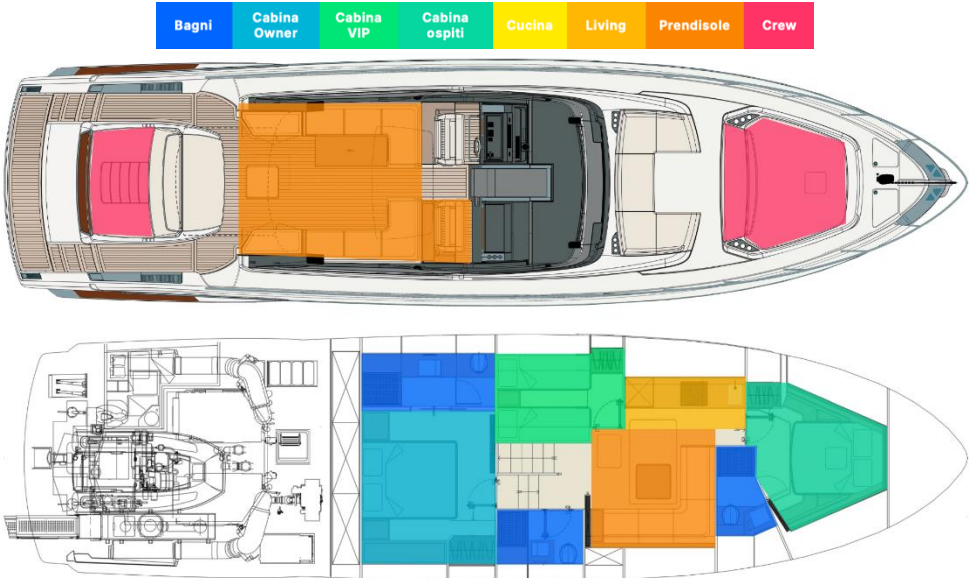


Figura 4.9. Analisi aree Riva 68 Diable.

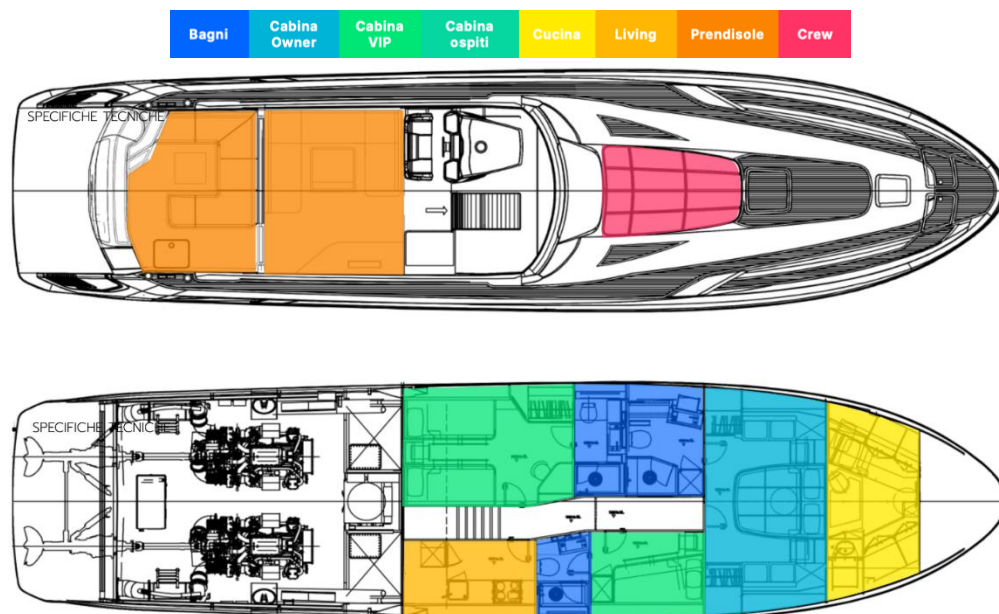


Figura 4.10. Analisi aree Otam 70HT.



Figura 4.11. Analisi aree Itama 75.

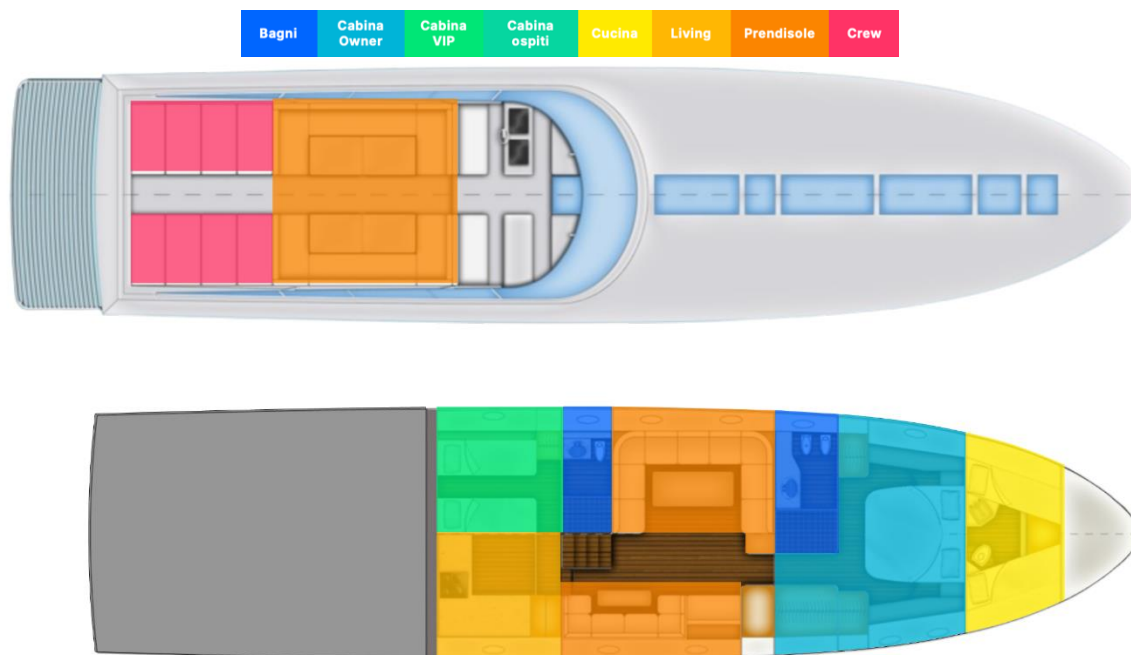


Figura 4.12. Analisi aree Magnum 70.

4.8 Confronto dei profili

La sovrapposizione in scala dei profili laterali, allineati a centro nave, restituisce con immediatezza le diverse filosofie progettuali dei competitor. Magnum 70 e Itama 75 condividono l'impostazione più estrema: bordo libero contenuto, insellatura quasi rettilinea e sovrastruttura ridotta al solo parabrezza, con un rapporto tra altezza della tuga e lunghezza fuori tutto minimo. Ne deriva una silhouette filante e una superficie laterale esposta al vento ridotta, a prezzo di altezze interne limitate e di una postazione di guida completamente aperta. Il Riva 68 Diable si colloca su un livello intermedio, con un profilo di coperta più marcato a prua e un parabrezza dall'inclinazione più accentuata, che raccorda visivamente la zona di guida al volume di poppa. L'Otam 70HT rappresenta invece l'estremo opposto: la presenza dell'hard-top aumenta sensibilmente l'ingombro verticale e la continuità della sovrastruttura, privilegiando protezione e abitabilità rispetto alla compattezza dell'insieme. Il confronto evidenzia quindi come, a parità di lunghezza e destinazione d'uso, la variabile non sia tanto la carena quanto la quota di coperta e il trattamento della sovrastruttura.

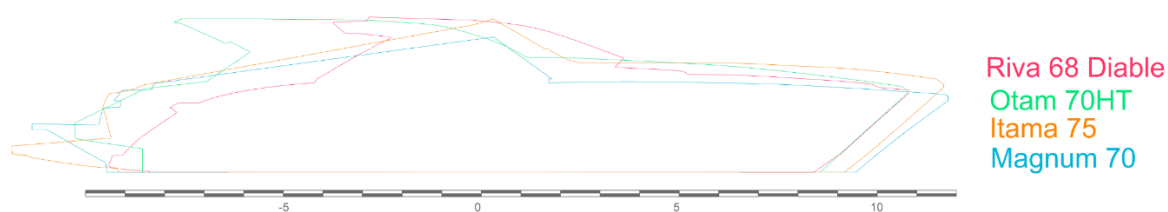


Figura 4.13. Confronto profili.

5 Progettazione e modellazione dello scafo

5.1 Metodo di modellazione

La modellazione geometrica dello scafo dell'AlliS70 è stata condotta nell'ambiente CAD Rhinoceros 3D seguendo un approccio per fasi successive, che ha consentito di integrare fin dalle prime fasi i requisiti idrodinamici con quelli formali e costruttivi. Il processo ha preso avvio dalla generazione di un modello base in Maxsurf, software specializzato nell'architettura navale, dal quale sono state estratte le superfici iniziali coerenti con i parametri idrostatici di progetto: lunghezza al galleggiamento, larghezza massima, immersione e angolo di deadrise. Questo primo modello ha rappresentato il riferimento quantitativo entro cui sviluppare la geometria definitiva.

Le superfici sono state successivamente importate e rielaborate in Rhinoceros, dove si è intervenuti sul profilo di prua, sulla geometria della coperta e sulla continuità delle superfici esterne, adeguando la forma alle esigenze estetiche e alle linee caratteristiche del progetto. La qualità geometrica delle superfici ottenute è stata verificata attraverso analisi zebra, utile per individuare discontinuità di tangenza tra superfici adiacenti, e attraverso l'analisi del raggio minimo, che ha permesso di rilevare e correggere eventuali flessi, avvallamenti o irregolarità nella distribuzione della curvatura. La mappa cromatica risultante, nel range tra 500 mm e 10000 mm, mostra una distribuzione uniforme nella zona centrale dello scafo e gradienti più marcati solo in corrispondenza della prua dove la geometria converge, confermando la qualità e la continuità delle superfici modellate.

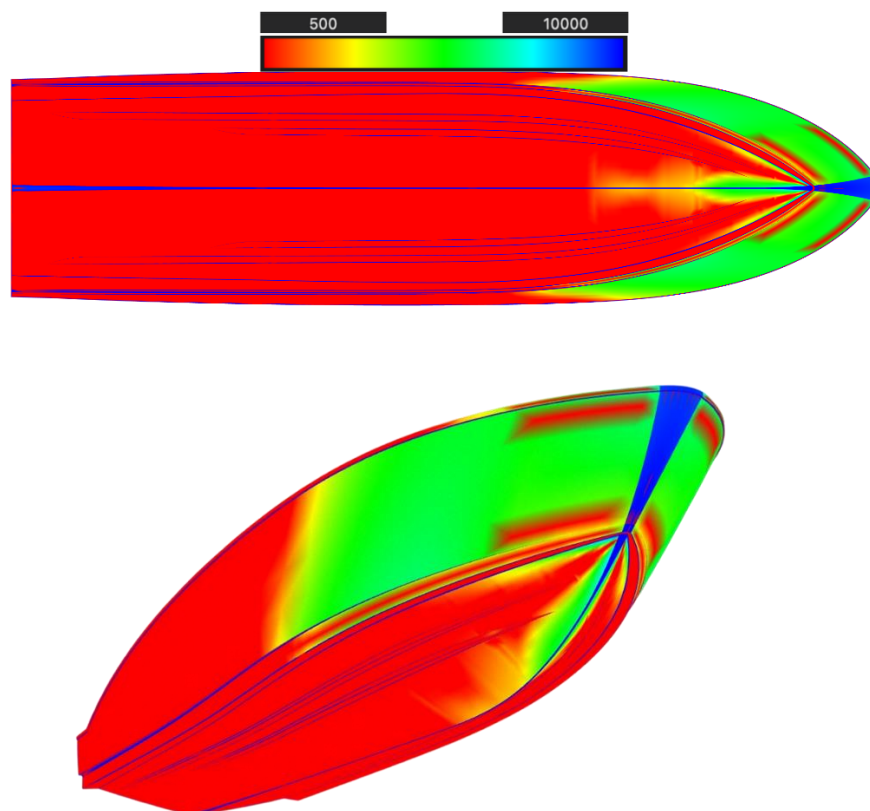


Figura 5.1. Analisi curvature superficie carena con raggio minimo.

5.2 Piano di costruzione

Una volta consolidata la superficie, è stato definito il piano di costruzione dello scafo secondo la convenzione tradizionale dell'architettura navale. Lo scafo è stato suddiviso in 20 ordinate equidistanti, numerate progressivamente da 0 a 20, le quali rappresentano le sezioni trasversali dell'opera viva e ne descrivono l'evoluzione formale dalla poppa alla prua. Sono state inoltre tracciate 8 linee d'acqua a cui si aggiunge il piano di galleggiamento di progetto: queste sezioni orizzontali, ricavate a quote di immersione crescenti, forniscono informazioni sull'area della superficie di galleggiamento e sull'andamento dei volumi immersi. Le 5 buttock simmetriche rispetto alla mezzeria completano il sistema di riferimento, rappresentando le sezioni verticali longitudinali dello scafo e consentendo di analizzarne la curvatura e la struttura in senso longitudinale.

Il sistema di riferimento è stato completato con la definizione delle due perpendicolari fondamentali: la Perpendicolare Addietro (PP_{AD}), corrispondente alla retta verticale passante per il punto di intersezione tra linea di galleggiamento e spigolo inferiore dello specchio di poppa, e la Perpendicolare Avanti (PP_{AV}), corrispondente alla retta verticale passante per il punto di intersezione tra la linea di galleggiamento e la faccia interna del profilo di prora. La distanza tra le due perpendicolari definisce la lunghezza tra le perpendicolari L_{PP} grandezza di riferimento per il calcolo delle principali caratteristiche idrostatiche e idrodinamiche dell'imbarcazione.

5.3 Geometria della carena e spray rails

La carena dell'AlliS70 è una carena a V profonda con doppio spigolo longitudinale, concepita per operare in regime di planata ad alte velocità garantendo al contempo un comportamento stabile e prevedibile anche in mare formato. L'angolo di deadrise non è costante lungo la lunghezza dello scafo: aumenta progressivamente da poppa verso prua, con valori più contenuti in corrispondenza dello specchio di poppa per favorire la portanza e la stabilità trasversale in planata, e angoli più accentuati a prua per consentire all'imbarcazione di tagliare l'onda riducendo gli impatti e il beccheggio. Questa variazione progressiva rappresenta uno dei compromessi fondamentali nella progettazione di carene ad alte prestazioni, dove la tenuta del mare non deve penalizzare l'efficienza in regime planante.

Il profilo longitudinale della linea di chiglia è stato modellato introducendo un rocker accentuato nella zona compresa intorno a 0,15 LPP creando una convessità che aumenta il trim dinamico e facilita l'ingresso dell'imbarcazione nella fase di planata, riducendo la resistenza durante la transizione dal regime di dislocamento a quello planante [8].

Sulla carena sono stati ricavati due spray rails per lato, posizionati simmetricamente rispetto alla mezzeria e allineati con lo spigolo longitudinale secondo un orientamento intermedio tra quello delle waterline e quello delle buttock. L'allineamento con le waterline tenderebbe a favorire la stabilità di rotta ma risulta meno efficace nella deviazione laterale del flusso; l'allineamento con le buttock produce l'effetto contrario. La soluzione adottata ricerca un equilibrio tra i due comportamenti, ottimizzando l'efficacia idrodinamica complessiva.

Il profilo trasversale degli spray rails è caratterizzato da un angolo di break-off maggiore di 90° rispetto alla superficie della carena, che forza il distacco netto dell'acqua impedendone la risalita lungo il fianco, e da un angolo di deadrise locale negativo di circa 8° . La larghezza di ciascuno spray rail è pari a circa lo 0,5% della lunghezza al galleggiamento, valore in linea con la pratica consolidata per imbarcazioni di questa categoria. Il bordo spigoloso e squadrato è elemento essenziale della geometria per produrre una linea di distacco definita al variare della velocità e delle condizioni di moto, condizione necessaria per garantire un comportamento idrodinamico stabile e prevedibile.

Longitudinalmente, gli spray rails si estendono su gran parte della lunghezza dello scafo per ragioni di semplicità costruttiva, sebbene il loro contributo idrodinamico effettivo sia concentrato principalmente nella zona compresa tra la linea di stagnazione e il bordo dello spray edge, dove il flusso è ancora in contatto con la superficie della carena. Oltre alla riduzione della resistenza per attrito e bagnatura, la presenza degli spray rails apporta benefici sulla stabilità trasversale, sulla resistenza d'onda e sul comfort di marcia, contribuendo a distribuire lateralmente l'acqua prima che raggiunga i fianchi.

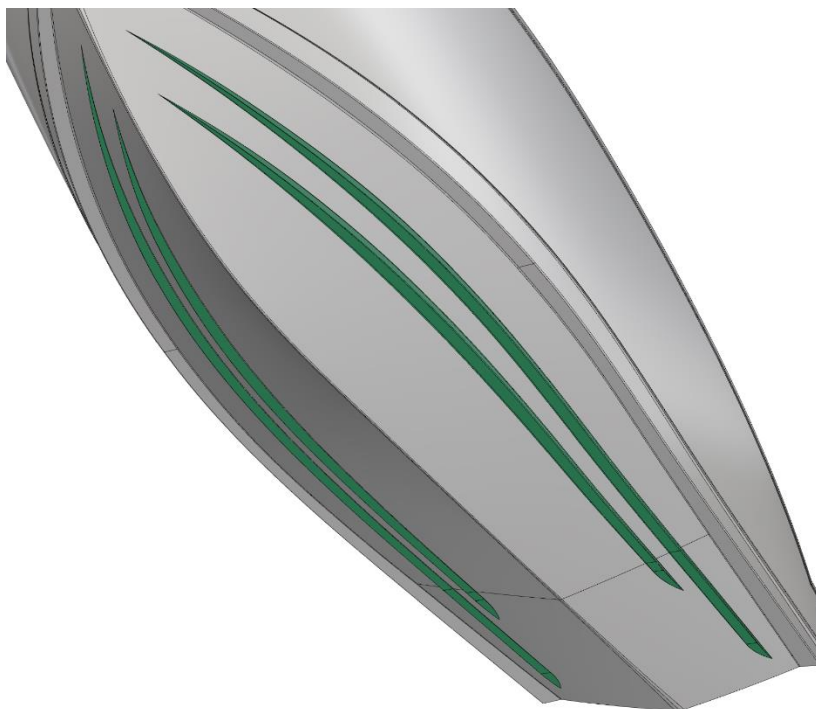


Figura 5.2. Focus geometria spray rails.

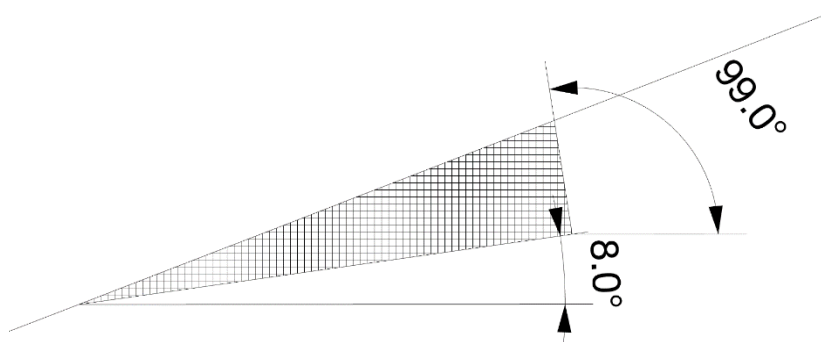


Figura 5.3. Sezione trasversale geometria spray rails.

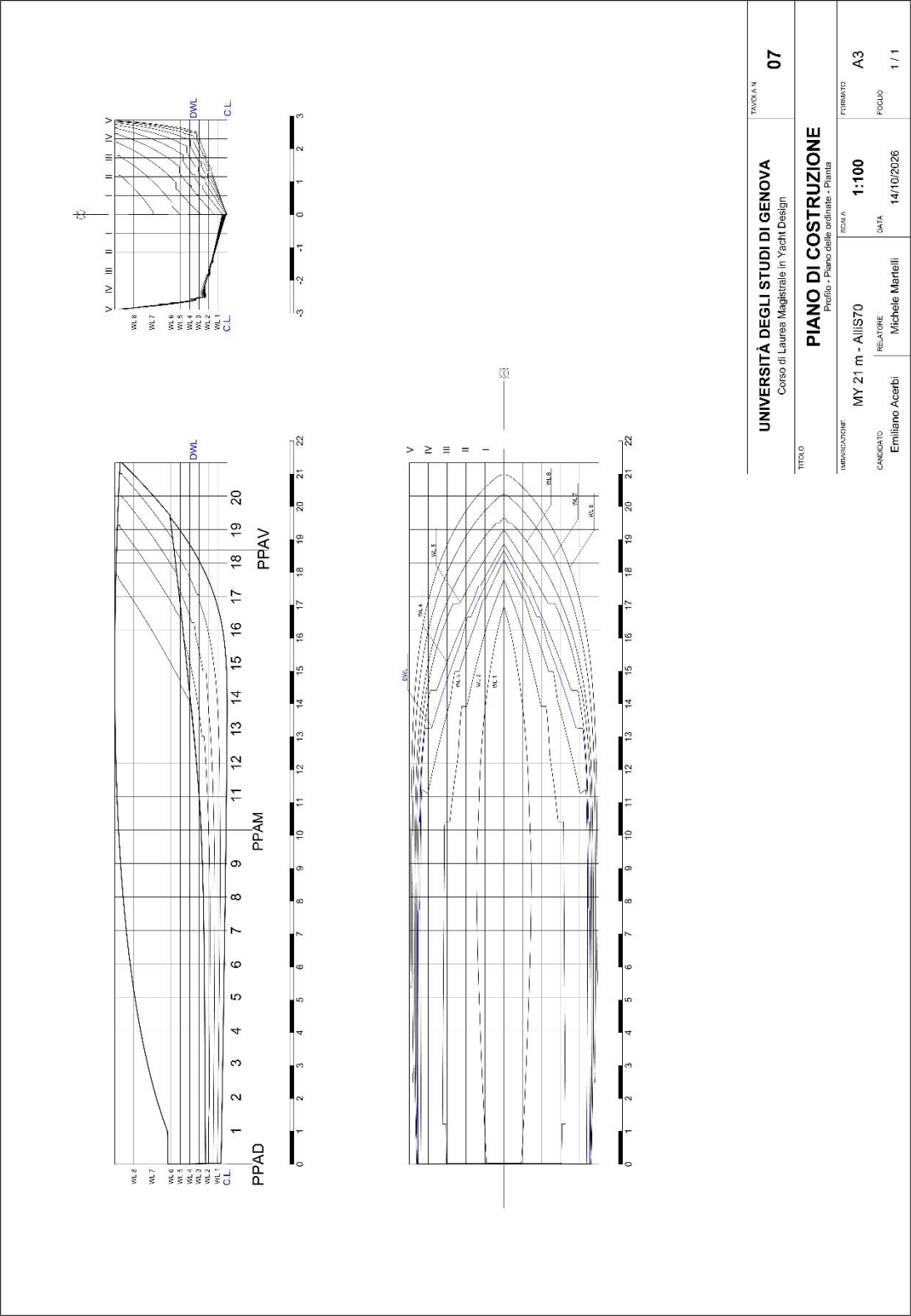


Figura 5.4. Piano di costruzione (Tavola 07)

6 Composizione e design

Il progetto estetico e distributivo di Allis70 nasce dalla volontà di esprimere anche nella forma il carattere tecnico dell'imbarcazione. Un open yacht ad alte prestazioni con propulsione ibrida diesel-elettrica non può limitarsi a riprendere i codici stilistici del segmento, ma deve comunicare la propria innovazione anche attraverso linee, colori e materiali. Il capitolo descrive il riferimento da cui è nato il linguaggio formale, l'organizzazione degli spazi su main deck e lower deck e il confronto delle superfici con le unità analizzate nella ricerca di mercato.

6.1 Concept e riferimento formale: Vision Mercedes-Maybach 6

Il riferimento concettuale e formale del progetto è la Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet, show car presentata a Pebble Beach nel 2017. Si tratta di una cabriolet a trazione completamente elettrica [24]. La scelta non è soltanto estetica: la Vision 6 rappresenta un'idea di lusso legata all'elettrico, in cui la guida silenziosa e a emissioni nulle diventa parte dell'esperienza di esclusività. Lo stesso principio è alla base di Allis70, dove la modalità *Full Electric* consente di entrare in porto, in rada o in aree protette in silenzio e diventa un elemento distintivo del progetto, oltre che un requisito tecnico.

Sul piano formale, l'ispirazione si ritrova nello stile futuristico e nelle proporzioni della vettura. Il lungo cofano e la coda rastremata a boat-tail della Vision 6, che già richiamano il mondo nautico, sono stati reinterpretati nella lunga coperta prodiera di Allis70, priva di sovrastrutture, e in una poppa dalle linee tese. La linea cromata che percorre la fiancata dell'auto ritorna nel profilo metallico che segue il parabrezza avvolgente e definisce il perimetro del pozzetto, mentre il roll-bar poppiero riprende le superfici sinuose e scolpite della vettura. Anche la palette cromatica deriva dal riferimento: il blu notte metallizzato della carrozzeria è stato adottato per lo scafo, in contrasto con il teak chiaro della coperta e con le sedute bianche, così come nella Vision 6 il blu esterno si contrappone agli interni in pelle bianca e al pavimento in legno.



Figura 6.1. Confronto tra gli esterni: a sinistra la Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet (fonte: Mercedes-Benz), a destra Allis70.

Il richiamo alla vettura prosegue negli interni. L'abitacolo della Vision 6 è caratterizzato da pelle bianca trapuntata, dettagli in oro rosa, un pavimento in legno con filettature chiare che ricorda il ponte di uno yacht e una fascia luminosa blu che avvolge l'intero abitacolo. Questi elementi sono stati ripresi sottocoperta su Allis70: rivestimenti chiari, pagliolo in legno

scuro lucidato, tessuti blu e illuminazione indiretta a LED blu lungo il pagliolo e il cielino restituiscono la stessa atmosfera, elegante e tecnologica allo stesso tempo.



Figura 6.2. Confronto tra gli interni: a sinistra l'abitacolo della Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet (fonte: Mercedes-Benz), a destra la cabina armatoriale di Allis70.

6.2 Distribuzione degli spazi

La distribuzione degli spazi è riportata nei piani generali (Tavola 01), che comprendono il profilo, il main deck e il lower deck. In linea con la filosofia di progetto descritta nell'introduzione, basata sull'equilibrio tra dinamismo e stasi, il layout privilegia gli spazi di convivialità rispetto al numero di posti letto.

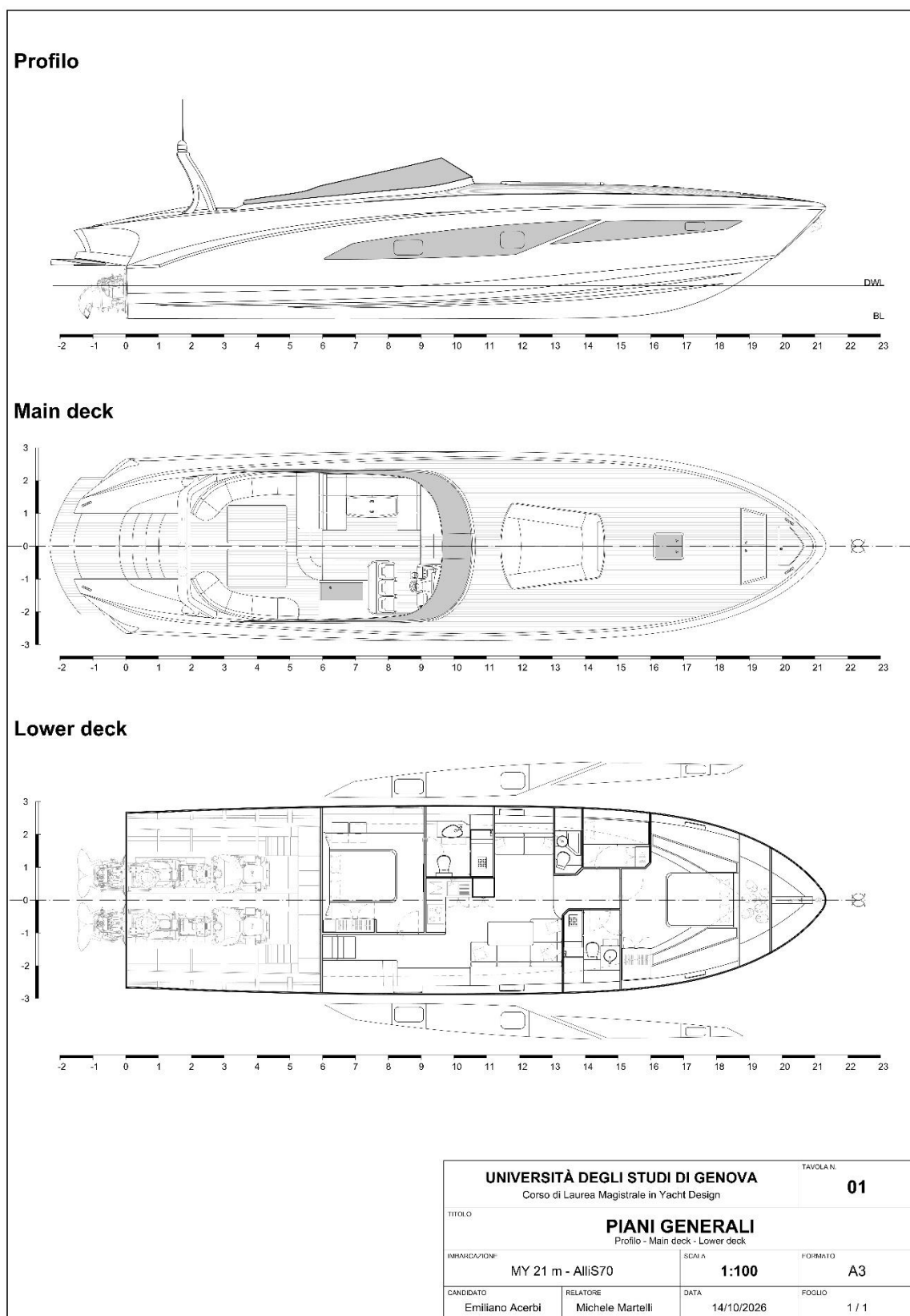


Figura 6.3. Piani Generali Allis70 (Tavola 01).

6.2.1 Main deck

Il main deck è progettato secondo una configurazione flush deck: la coperta si sviluppa su un unico livello continuo dalla plancetta di poppa fino alla prua, senza tughe né dislivelli. Questa scelta rende il profilo più pulito e gli spazi più fruibili. Il pozzetto, racchiuso dal parabrezza avvolgente, è dedicato alla socialità: due ampi divani a C contrapposti a poppa, una dinette con tavolo e una zona bar formano un'unica area conviviale, mentre la postazione di guida con tre sedute è collocata a lato senza interrompere la continuità dello spazio. A poppa una scala centrale conduce alla plancetta bagno. La coperta prodiera, completamente libera e rivestita in teak, ospita un ampio prendisole e costituisce una seconda area di relax, separata dal pozzetto e sfruttabile per intero grazie all'assenza di sovrastrutture.

6.2.2 Lower deck

Il lower deck si sviluppa a proravia della sala macchine, che occupa la zona poppiera dello scafo. Scendendo dal pozzetto si accede direttamente al living, vero cuore dell'imbarcazione: una dinette con divano e un salotto si sviluppano lungo il fianco e sono aperti sulla cucina, collocata in posizione centrale. La cabina armatoriale si trova a poppa, nella zona di minor movimento dello scafo, ed è dotata di bagno privato; la cabina VIP occupa invece la prua, con letto matrimoniale centrale. I bagni sono complessivamente due, uno per la cabina armatoriale e uno per la VIP. Il locale equipaggio, con cabina singola e servizio dedicato, è ricavato verso prua, separato dalla zona ospiti.

Figura 6.4. Ambienti di Allis70: a sinistra il pozzetto conviviale del main deck, a destra il living del lower deck aperto sulla cucina.

6.3 Viste esterne e sezioni

Le viste esterne (Tavola 02) riportano il profilo, la pianta e le viste di prua e di poppa dell'imbarcazione. Il profilo mette in evidenza il bordo libero contenuto, il parabrezza basso e inclinato e le finestrature allungate sullo scafo, che contribuiscono a una silhouette filante e coerente con il riferimento automobilistico.

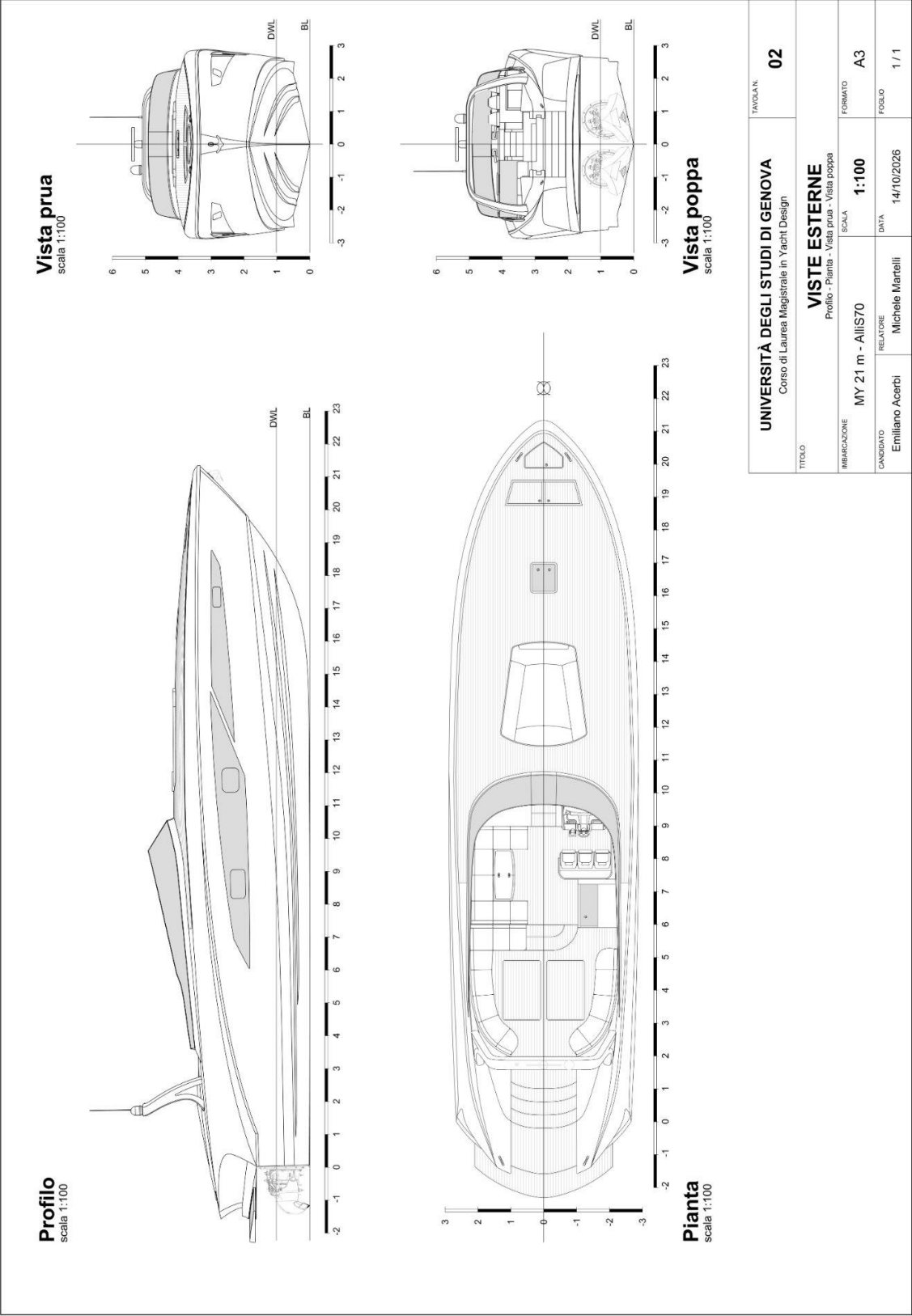


Figura 6.5. Viste esterne AlliS70 (Tavola 02).

6.4 Analisi delle aree e confronto con i competitor

Per valutare la distribuzione degli spazi, le superfici di Allis70 sono state suddivise nelle stesse macroaree funzionali adottate nell'analisi di mercato: bagni, cabina armatoriale, cabina VIP, cabine ospiti, cucina, living, prendisole e zona equipaggio.

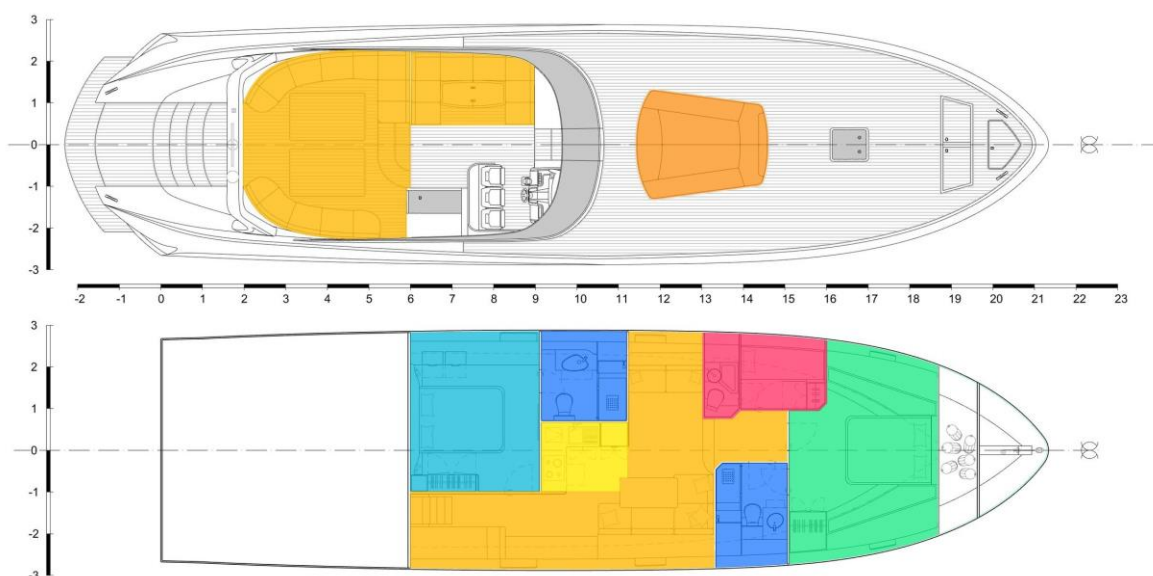


Figura 6.6. Analisi aree Allis70.

Tabella 6.1. Confronto delle superfici per macroarea funzionale [m²].

Macroarea	Riva 68 Diable	Otam 70HT	Itama 75	Magnum 70	Allis70
Bagni	7,6	9,5	13,8	6,4	8,6
Cabina Owner	9,4	13,2	18,9	14,5	11,9
Cabina VIP	6,9	-	14,8	-	10,3
Cabina ospiti	10,5	15,1	6,1	6,6	-
Cucina	2,9	5,3	5,8	6,5	3,4
Living	21,2	20,8	26,1	28,9	43,5
Prendisole	8,9	5,5	6,8	8,3	6,9
Crew	-	8,0	5,0	7,1	5,5
Totale	67,3	77,5	97,2	78,2	90,0

Con una superficie complessiva di circa 90 m², Allis70 si colloca nella parte alta del segmento, preceduto soltanto dall'Itama 75, che ha però una lunghezza fuori tutto maggiore. La differenza principale riguarda la ripartizione delle superfici. Rispetto al Riva 68 Diable e all'Itama 75, che dispongono di tre cabine ospiti, Allis70 prevede una cabina ospiti in meno, con una cabina armatoriale a poppa e una VIP a prua. Lo spazio recuperato è stato destinato al living, che raggiunge circa 43,5 m², quasi la metà della superficie totale. Nei competitor il living varia invece tra 21 e 29 m², pari al 27-37% del totale. Il living di Allis70 risulta

quindi superiore di circa il 50% rispetto a quello del Magnum 70, il più ampio tra le unità di confronto.

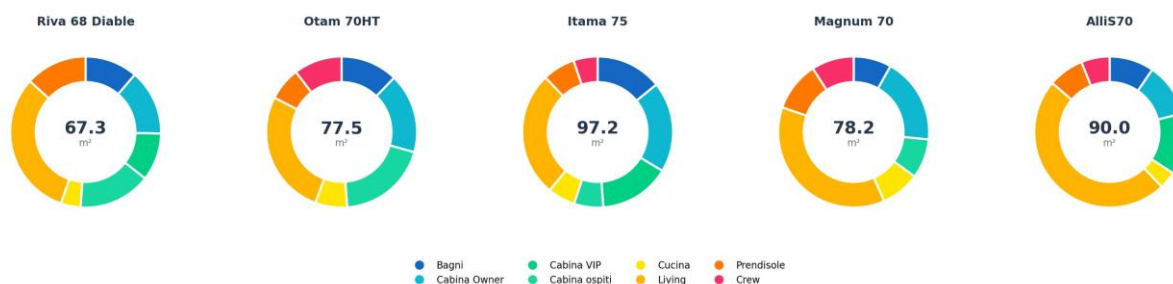


Figura 6.7. Ripartizione percentuale delle superfici: confronto tra Allis70 e competitor.

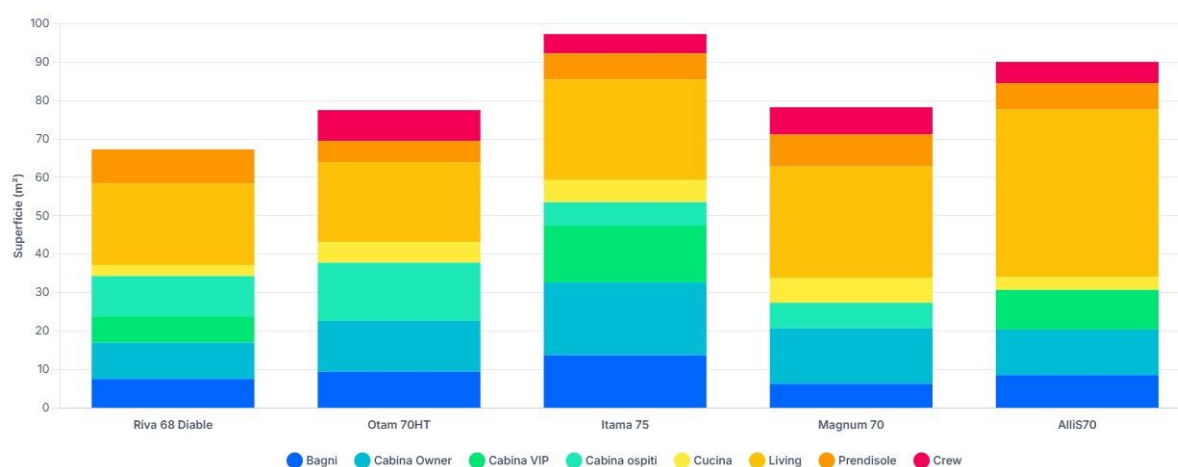


Figura 6.8. Confronto delle superfici per macroarea funzionale.

I grafici mostrano come questa scelta sia coerente con l'uso previsto dell'imbarcazione: un day cruiser di lusso con pernottamento per quattro ospiti e un membro di equipaggio, in cui la vita a bordo si svolge soprattutto negli spazi comuni. Il main deck flush deck, con il pozzetto dedicato alla convivialità e l'ampio prendisole di prua, insieme a un living sottocoperta superiore alla media del segmento, rendono Allis70 un'imbarcazione orientata alla socialità. La rinuncia a una cabina ospiti è così compensata da spazi comuni che i competitor della stessa fascia non offrono.

7 Previsione preliminare di resistenza

7.1 Metodo di previsione di resistenza di Savitsky

Nella fase iniziale della progettazione di un'imbarcazione, prima ancora di definire nel dettaglio la geometria dello scafo o l'apparato propulsivo, è necessario disporre di una stima attendibile della resistenza al moto. Questa informazione costituisce il punto di partenza per dimensionare la potenza installata e per orientare le scelte progettuali fondamentali.

Lo strumento più rigoroso per ottenere tale stima è la prova in vasca navale su modello scalato, che consente di misurare direttamente la resistenza in condizioni controllate e di estrapolare i risultati alla scala reale attraverso le leggi di similitudine. In assenza di questa possibilità, come nel caso dell'AlliS70, si ricorre alle serie sistematiche, metodologia consolidata nell'architettura navale che sfrutta i risultati di campagne sperimentali condotte su famiglie di carene geometricamente affini, facendo variare sistematicamente i parametri di forma. Per una carena planante come quella in esame, il riferimento adottato è il metodo di Savitsky, sviluppato appositamente per questo regime di moto e ampiamente validato nella letteratura tecnica del settore.

Il metodo di Savitsky, sviluppato da Daniel Savitsky [8], rappresenta uno degli strumenti più diffusi per la previsione delle prestazioni di carene plananti prismatiche.

Il metodo si fonda sulla schematizzazione della carena planante come una superficie piana inclinata che scivola sull'acqua, caratterizzata da un angolo di deadrise costante, una lunghezza di contatto con la superficie libera e un angolo di trim dinamico. A partire da questi parametri geometrici, Savitsky ha ricavato per via sperimentale una serie di equazioni semi-empiriche che descrivono le forze idrodinamiche agenti sulla carena in regime planante, distinguendo il contributo della portanza, della resistenza e del momento risultante.

Il regime planante si instaura quando la portanza idrodinamica generata dalla carena è sufficiente a sostenere gran parte del peso dell'imbarcazione, riducendo drasticamente la superficie bagnata rispetto al regime dislocante. In questa condizione la resistenza è dominata dall'attrito viscoso sulla superficie bagnata residua e dalla resistenza indotta dall'angolo di trim, mentre il contributo della resistenza d'onda diventa secondario. Il metodo di Savitsky consente di determinare, per ciascuna velocità, l'assetto di equilibrio dell'imbarcazione, ovvero la combinazione di trim e immersione che bilancia le forze in gioco, e di ricavarne la resistenza totale e la potenza richiesta.

Uno dei parametri centrali del metodo è il numero di Froude volumetrico, definito come:

$$Fr_V = \frac{V}{\sqrt{g\nabla^{1/3}}} \quad (7.1)$$

dove V è la velocità, g l'accelerazione di gravità e ∇ il volume di carena. Questo parametro adimensionale descrive il regime di moto dell'imbarcazione: valori inferiori a 1 identificano il regime dislocante, valori compresi tra 1 e 3 il regime di pre-planata, idrodinamicamente più complesso, e valori superiori a 3 il regime di planata.

Il metodo presenta alcune ipotesi semplificative che ne delimitano il campo di applicazione: la carena è assunta prismatica, ovvero con deadrise costante lungo la lunghezza, e i calcoli sono condotti in acqua piatta e in condizioni di moto rettilineo uniforme. Nonostante queste limitazioni, i risultati si sono dimostrati sufficientemente accurati per le fasi preliminari di progetto, e il metodo rimane un riferimento consolidato nella letteratura tecnica e nella pratica professionale dell'architettura navale. [8]

7.2 Applicazione del metodo

L'analisi è stata condotta tramite un foglio di calcolo sviluppato in VBA per Excel, implementando il metodo di Savitsky semplificato (short-form) in condizioni di acqua tranquilla. Per valutare la sensibilità delle prestazioni rispetto alle principali variabili di progetto, i calcoli sono stati ripetuti secondo due approcci distinti. Nel primo il dislocamento è stato mantenuto costante, ricavato dall'analisi di mercato e dalla modellazione geometrica dello scafo, facendo variare la posizione longitudinale del centro di gravità LCG di 30 cm verso prua e verso poppa rispetto alla posizione di riferimento. Nel secondo approccio l'LCG è stato fissato in corrispondenza della coordinata longitudinale del centro di carena LCB, facendo invece variare il dislocamento di $\pm 10\%$ rispetto al valore nominale. I risultati principali restituiti dall'analisi sono la curva di resistenza al moto, la curva di potenza effettiva e la curva di assetto longitudinale, tutte in funzione della velocità. Inoltre, viene calcolato e graficato il valore del trim critico (τ_c), limite teorico per non entrare in condizioni di instabilità dinamiche, come il porpoising, secondo Savitsky. Il confronto tra le diverse configurazioni analizzate consente di apprezzare come variazioni anche contenute del dislocamento o della posizione del baricentro producano effetti significativi sull'assetto dinamico e sulle prestazioni complessive, fornendo indicazioni utili per le fasi successive del progetto.

Di seguito vengono riportati i dati in input per il foglio di calcolo utilizzato:

Tabella 7.1. Valori input metodo di Savitsky

**** METODO DI SAVITSKY (SHORT FORM) - Cf = ATTC 1947			
Carena			45 t
Caso			1
Dislocamento		[kg] =	45000
β	(angolo di deadrise al mezzo)	[°] =	17.3
β_t	(angolo di deadrise al transom)	[°] =	10.5
LCG		[m] =	7.6
B	(massima larghezza al chine)	[m] =	4.643
B_T	(larghezza al chine al transom)	[m] =	4.283
Superficie frontale esposta all'aria		[m ²] =	18
Superficie bagnata dello skeg		[m ²] =	0
Lunghezza bagnata dello skeg		[m] =	0
Numero di flaps		-	0
Flap Span		[m] =	0
Flap Chord		[m] =	0
Flap Location	(+ = AD rispetto al transom)	[m] =	0
Flap Angle		[°] =	0
Addendo per ruvidezza di carena		-	0.0004
Appendici di carena (bielica conv.)	{ 1=incluse 0=escluse}	-	0
Altezza significativa delle onde H_s		[m] =	0
Lunghezza della proiezione del chine L_p		[m] =	19.646
Velocità del vento		[kn] =	0
Velocità iniziale		[kn] =	15
Velocità finale		[kn] =	40
Intervallo Velocità		[kn] =	1

7.2.1 Risultati con dislocamento fissato e variazione dell'LCG

Tabella 7.2. LCG= 7,6 m Dislocamento= 45 t

V	V	Cv	Fn _v	τ	τ _C	R _T	R _T	EHP	EHP
[kn]	[m/s]			[°]	[°]	[kg]	[kN]	[CV]	[kW]
15.0	7.7	1.144	1.312	3.8	19.6	4414	43.29	454	334
16.0	8.2	1.220	1.399	3.9	17.8	4684	45.93	514	378
17.0	8.7	1.296	1.487	4.1	16.4	4918	48.23	574	422
18.0	9.3	1.372	1.574	4.2	15.1	5125	50.26	633	465
19.0	9.8	1.449	1.662	4.4	14.0	5311	52.08	692	509
20.0	10.3	1.525	1.749	4.6	13.0	5478	53.73	752	553
21.0	10.8	1.601	1.837	4.7	12.2	5629	55.20	811	596
22.0	11.3	1.677	1.924	4.9	11.4	5762	56.51	870	640
23.0	11.8	1.754	2.012	5.0	10.7	5879	57.65	927	682
24.0	12.3	1.830	2.099	5.1	10.1	5978	58.62	984	724
25.0	12.9	1.906	2.187	5.2	9.6	6060	59.43	1039	764
26.0	13.4	1.982	2.274	5.2	9.1	6127	60.08	1093	804
27.0	13.9	2.058	2.362	5.3	8.6	6179	60.59	1144	842
28.0	14.4	2.135	2.449	5.3	8.2	6219	60.99	1194	879
29.0	14.9	2.211	2.536	5.2	7.8	6250	61.30	1243	914
30.0	15.4	2.287	2.624	5.2	7.5	6275	61.53	1291	950
31.0	15.9	2.363	2.711	5.2	7.1	6294	61.72	1338	984
32.0	16.5	2.440	2.799	5.1	6.8	6311	61.89	1385	1019
33.0	17.0	2.516	2.886	5.0	6.6	6327	62.04	1432	1053
34.0	17.5	2.592	2.974	5.0	6.3	6343	62.21	1479	1088
35.0	18.0	2.668	3.061	4.9	6.1	6362	62.39	1527	1123
36.0	18.5	2.745	3.149	4.8	5.8	6383	62.59	1576	1159
37.0	19.0	2.821	3.236	4.7	5.6	6407	62.83	1626	1196
38.0	19.5	2.897	3.324	4.6	5.4	6436	63.12	1678	1234
39.0	20.1	2.973	3.411	4.5	5.2	6469	63.44	1731	1273
40.0	20.6	3.050	3.499	4.4	5.1	6508	63.82	1785	1313

Tabella 7.3. LCG=7,9 m Dislocamento= 45 t

V [kn]	V [m/s]	Cv	Fn _v	τ [°]	τ _c [°]	R _T [kg]	R _T [kN]	EHP [CV]	EHP [kW]
15.0	7.7	1.144	1.312	3.4	19.1	4178	40.98	430	316
16.0	8.2	1.220	1.399	3.5	17.5	4429	43.43	486	358
17.0	8.7	1.296	1.487	3.7	16.0	4646	45.56	542	398
18.0	9.3	1.372	1.574	3.8	14.8	4839	47.45	597	439
19.0	9.8	1.449	1.662	3.9	13.7	5012	49.16	653	480
20.0	10.3	1.525	1.749	4.1	12.8	5171	50.71	709	522
21.0	10.8	1.601	1.837	4.2	11.9	5318	52.15	766	563
22.0	11.3	1.677	1.924	4.4	11.2	5452	53.46	823	605
23.0	11.8	1.754	2.012	4.5	10.5	5573	54.66	879	647
24.0	12.3	1.830	2.099	4.6	9.9	5682	55.73	935	688
25.0	12.9	1.906	2.187	4.7	9.4	5779	56.67	991	729
26.0	13.4	1.982	2.274	4.8	8.9	5862	57.49	1046	769
27.0	13.9	2.058	2.362	4.8	8.4	5934	58.20	1099	808
28.0	14.4	2.135	2.449	4.8	8.0	5996	58.80	1151	847
29.0	14.9	2.211	2.536	4.8	7.6	6048	59.31	1203	885
30.0	15.4	2.287	2.624	4.8	7.3	6093	59.75	1254	922
31.0	15.9	2.363	2.711	4.8	7.0	6133	60.14	1304	959
32.0	16.5	2.440	2.799	4.8	6.7	6170	60.50	1354	996
33.0	17.0	2.516	2.886	4.7	6.4	6204	60.84	1404	1033
34.0	17.5	2.592	2.974	4.7	6.2	6239	61.18	1455	1070
35.0	18.0	2.668	3.061	4.6	5.9	6274	61.52	1506	1108
36.0	18.5	2.745	3.149	4.5	5.7	6311	61.89	1558	1146
37.0	19.0	2.821	3.236	4.4	5.5	6350	62.27	1612	1185
38.0	19.5	2.897	3.324	4.4	5.3	6393	62.69	1666	1226
39.0	20.1	2.973	3.411	4.3	5.1	6439	63.15	1723	1267
40.0	20.6	3.050	3.499	4.2	5.0	6490	63.65	1781	1310

Tabella 7.4. LCG=7,3 m Dislocamento= 45 t

V	V	Cv	Fn _v	τ	τ _c	R _T	R _T	EHP	EHP
[kn]	[m/s]			[°]	[°]	[kg]	[kN]	[CV]	[kW]
15.0	7.7	1.144	1.312	4.2	20.0	4700	46.09	484	356
16.0	8.2	1.220	1.399	4.4	18.3	4994	48.97	548	403
17.0	8.7	1.296	1.487	4.6	16.8	5249	51.47	612	450
18.0	9.3	1.372	1.574	4.8	15.5	5473	53.67	676	497
19.0	9.8	1.449	1.662	4.9	14.3	5672	55.62	739	544
20.0	10.3	1.525	1.749	5.1	13.3	5847	57.34	802	590
21.0	10.8	1.601	1.837	5.3	12.5	5999	58.83	864	636
22.0	11.3	1.677	1.924	5.4	11.7	6128	60.10	925	680
23.0	11.8	1.754	2.012	5.5	11.0	6234	61.13	983	723
24.0	12.3	1.830	2.099	5.6	10.4	6317	61.95	1040	765
25.0	12.9	1.906	2.187	5.7	9.8	6380	62.56	1094	805
26.0	13.4	1.982	2.274	5.7	9.3	6423	62.99	1146	843
27.0	13.9	2.058	2.362	5.7	8.8	6451	63.27	1195	879
28.0	14.4	2.135	2.449	5.7	8.4	6467	63.42	1242	914
29.0	14.9	2.211	2.536	5.7	8.0	6474	63.48	1288	947
30.0	15.4	2.287	2.624	5.6	7.6	6474	63.49	1332	980
31.0	15.9	2.363	2.711	5.5	7.3	6471	63.46	1376	1012
32.0	16.5	2.440	2.799	5.4	7.0	6466	63.41	1419	1044
33.0	17.0	2.516	2.886	5.3	6.7	6462	63.37	1463	1076
34.0	17.5	2.592	2.974	5.2	6.4	6459	63.35	1506	1108
35.0	18.0	2.668	3.061	5.1	6.2	6460	63.35	1551	1141
36.0	18.5	2.745	3.149	5.0	6.0	6465	63.40	1596	1174
37.0	19.0	2.821	3.236	4.9	5.8	6474	63.49	1643	1208
38.0	19.5	2.897	3.324	4.8	5.6	6488	63.63	1691	1244
39.0	20.1	2.973	3.411	4.7	5.4	6508	63.82	1741	1280
40.0	20.6	3.050	3.499	4.6	5.2	6533	64.06	1792	1318

Carena: 45 t

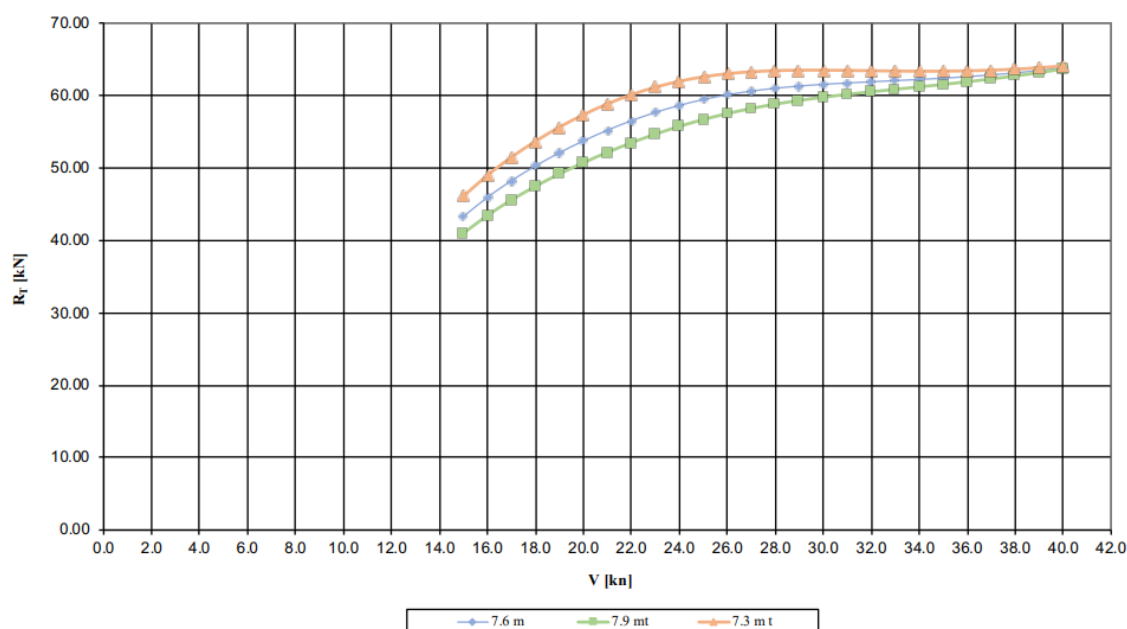


Figura 7.1. Resistenza LCG variabile.

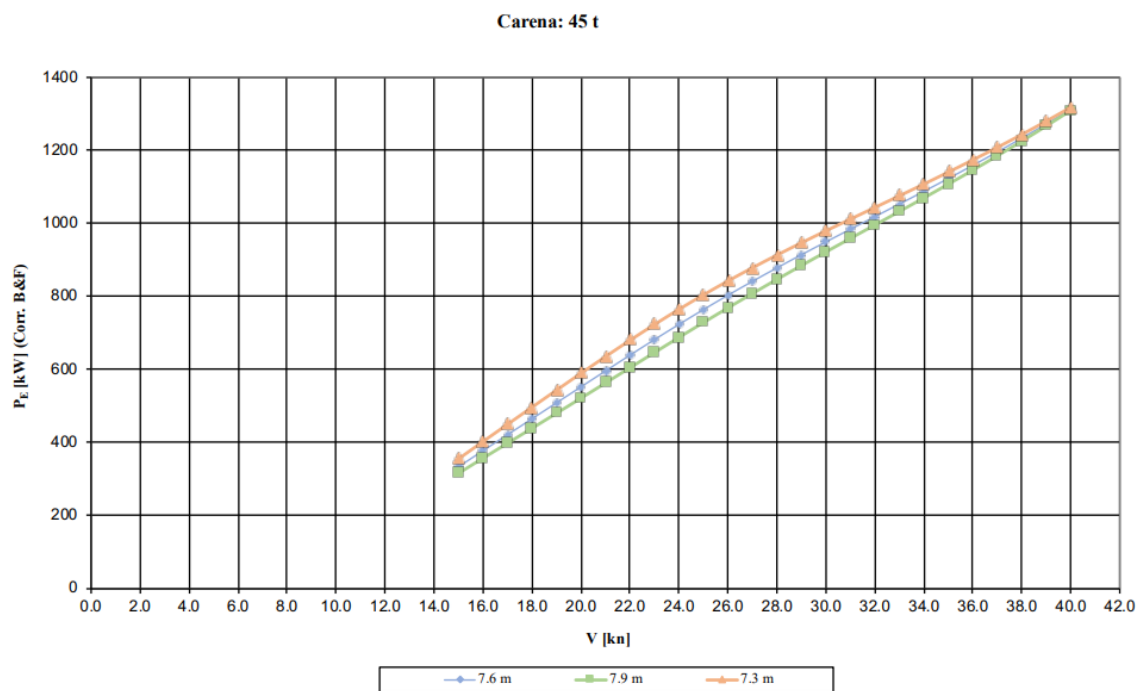


Figura 7.2. Potenza effettiva LCG variabile.

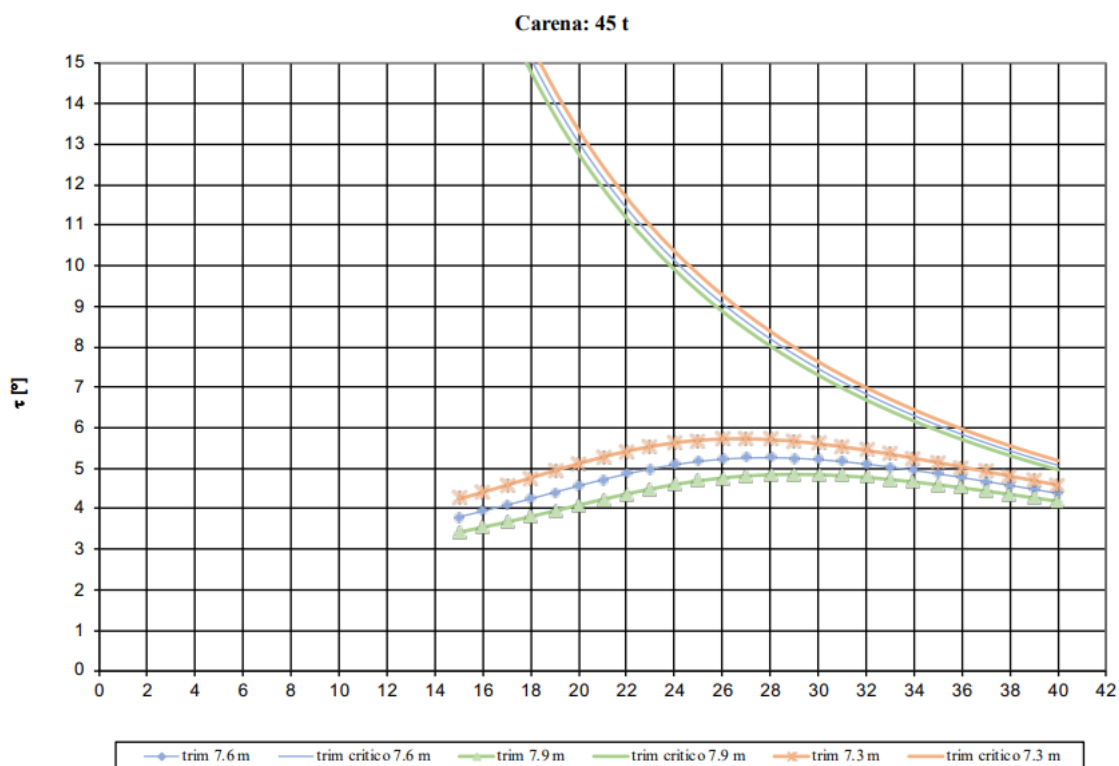


Figura 7.3. Assetto LCG variabile.

7.2.2 Risultati con LCG fissato e variazione del dislocamento

Il caso di riferimento (LCG = 7,6 m, $\Delta = 45$ t) coincide con quello della Tabella 7.2 e non viene ripetuto; di seguito sono riportati i due casi con dislocamento variato.

Tabella 7.5. LCG= 7,6 m Dislocamento= 49,5 t

V	V	Cv	F _{nV}	τ	τ _C	R _T	R _T	EHP	EHP
[kn]	[m/s]			[°]	[°]	[kg]	[kN]	[CV]	[kW]
15.0	7.7	1.144	1.291	4.1	20.9	5081	49.83	523	384
16.0	8.2	1.220	1.377	4.3	19.1	5397	52.92	592	436
17.0	8.7	1.296	1.463	4.4	17.5	5669	55.59	661	486
18.0	9.3	1.372	1.550	4.6	16.2	5908	57.93	729	536
19.0	9.8	1.449	1.636	4.8	15.0	6120	60.01	798	587
20.0	10.3	1.525	1.722	5.0	13.9	6309	61.87	865	637
21.0	10.8	1.601	1.808	5.1	13.0	6477	63.52	933	686
22.0	11.3	1.677	1.894	5.3	12.2	6624	64.96	1000	735
23.0	11.8	1.754	1.980	5.4	11.5	6750	66.19	1065	783
24.0	12.3	1.830	2.066	5.5	10.8	6854	67.21	1128	830
25.0	12.9	1.906	2.152	5.6	10.2	6937	68.03	1190	875
26.0	13.4	1.982	2.238	5.7	9.7	7000	68.65	1248	918
27.0	13.9	2.058	2.324	5.7	9.2	7045	69.09	1305	960
28.0	14.4	2.135	2.410	5.7	8.7	7076	69.39	1359	1000
29.0	14.9	2.211	2.496	5.7	8.3	7094	69.57	1411	1038
30.0	15.4	2.287	2.583	5.6	8.0	7104	69.66	1462	1075
31.0	15.9	2.363	2.669	5.6	7.6	7107	69.69	1511	1111
32.0	16.5	2.440	2.755	5.5	7.3	7106	69.69	1560	1147
33.0	17.0	2.516	2.841	5.4	7.0	7104	69.67	1608	1183
34.0	17.5	2.592	2.927	5.3	6.7	7102	69.64	1656	1218
35.0	18.0	2.668	3.013	5.3	6.5	7101	69.64	1705	1254
36.0	18.5	2.745	3.099	5.2	6.2	7103	69.66	1754	1290
37.0	19.0	2.821	3.185	5.1	6.0	7109	69.72	1804	1327
38.0	19.5	2.897	3.271	4.9	5.8	7120	69.82	1856	1365
39.0	20.1	2.973	3.357	4.8	5.6	7135	69.97	1909	1404
40.0	20.6	3.050	3.443	4.7	5.4	7155	70.17	1963	1444

Tabella 7.6. LCG= 7,6 m Dislocamento= 40,5 t

V [kn]	V [m/s]	Cv	Fn _v	τ [°]	τ _c [°]	R _T [kg]	R _T [kN]	EHP [CV]	EHP [kW]
15.0	7.7	1.144	1.335	3.5	18.1	3798	37.24	391	287
16.0	8.2	1.220	1.424	3.6	16.6	4028	39.50	442	325
17.0	8.7	1.296	1.513	3.7	15.2	4229	41.47	493	363
18.0	9.3	1.372	1.602	3.9	14.0	4408	43.23	544	400
19.0	9.8	1.449	1.691	4.0	13.0	4571	44.82	596	438
20.0	10.3	1.525	1.780	4.2	12.1	4719	46.27	647	476
21.0	10.8	1.601	1.869	4.3	11.3	4853	47.59	699	514
22.0	11.3	1.677	1.958	4.4	10.6	4975	48.79	751	552
23.0	11.8	1.754	2.047	4.6	10.0	5083	49.85	802	590
24.0	12.3	1.830	2.136	4.7	9.4	5178	50.78	852	627
25.0	12.9	1.906	2.225	4.7	8.9	5259	51.57	902	663
26.0	13.4	1.982	2.314	4.8	8.4	5328	52.25	950	699
27.0	13.9	2.058	2.403	4.8	8.0	5387	52.83	998	734
28.0	14.4	2.135	2.492	4.8	7.6	5436	53.31	1044	768
29.0	14.9	2.211	2.581	4.8	7.3	5479	53.73	1090	802
30.0	15.4	2.287	2.670	4.8	6.9	5516	54.09	1135	835
31.0	15.9	2.363	2.759	4.7	6.6	5550	54.43	1180	868
32.0	16.5	2.440	2.848	4.7	6.4	5582	54.74	1225	901
33.0	17.0	2.516	2.937	4.6	6.1	5615	55.06	1271	935
34.0	17.5	2.592	3.026	4.5	5.9	5648	55.39	1317	969
35.0	18.0	2.668	3.115	4.5	5.6	5684	55.74	1364	1004
36.0	18.5	2.745	3.204	4.4	5.4	5722	56.11	1413	1039
37.0	19.0	2.821	3.294	4.3	5.2	5763	56.52	1463	1076
38.0	19.5	2.897	3.383	4.2	5.1	5809	56.97	1514	1114
39.0	20.1	2.973	3.472	4.1	4.9	5859	57.45	1567	1153
40.0	20.6	3.050	3.561	4.0	4.7	5913	57.99	1622	1193

LCG= 7.6 m

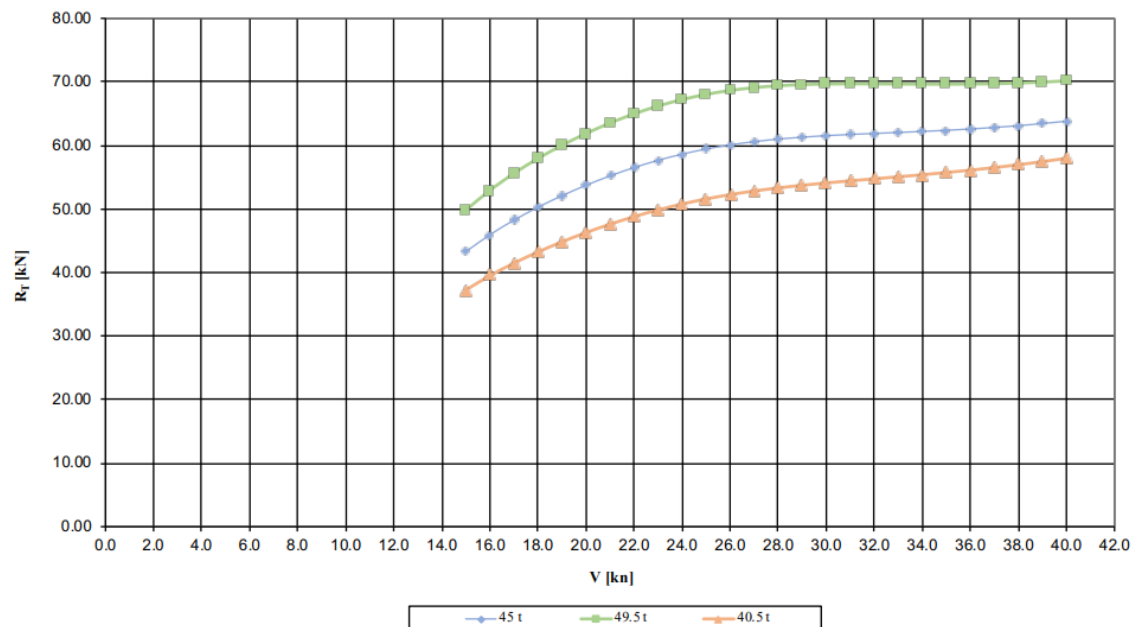


Figura 7.4. Resistenza dislocamento variabile.

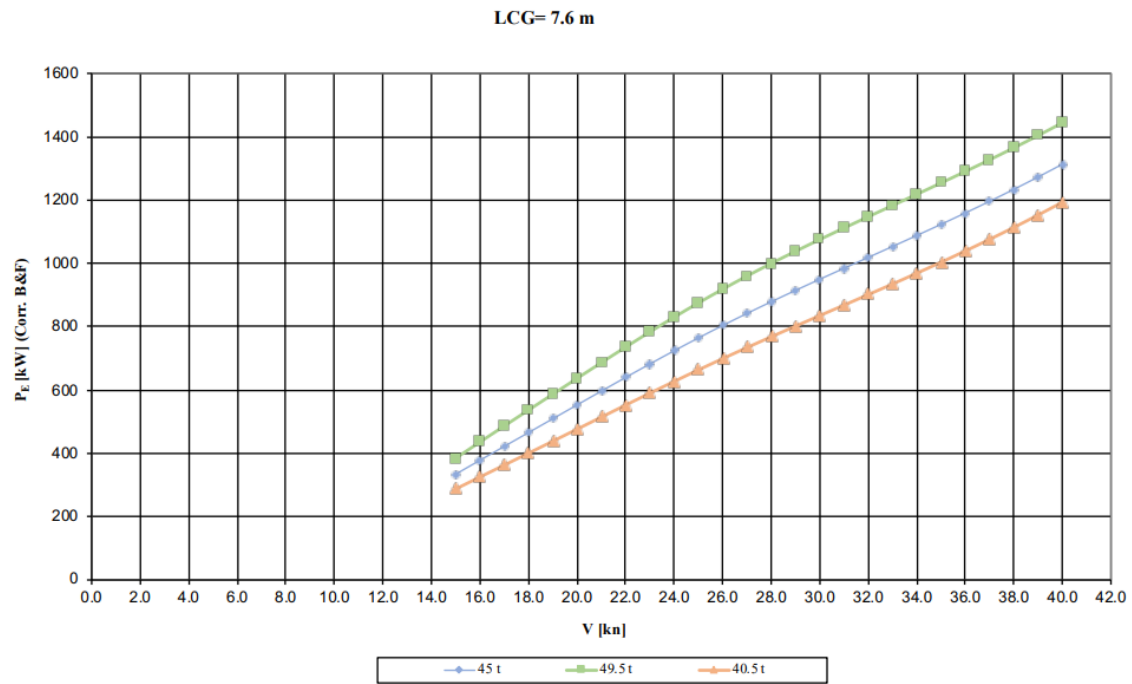


Figura 7.5. Potenza effettiva dislocamento variabile.

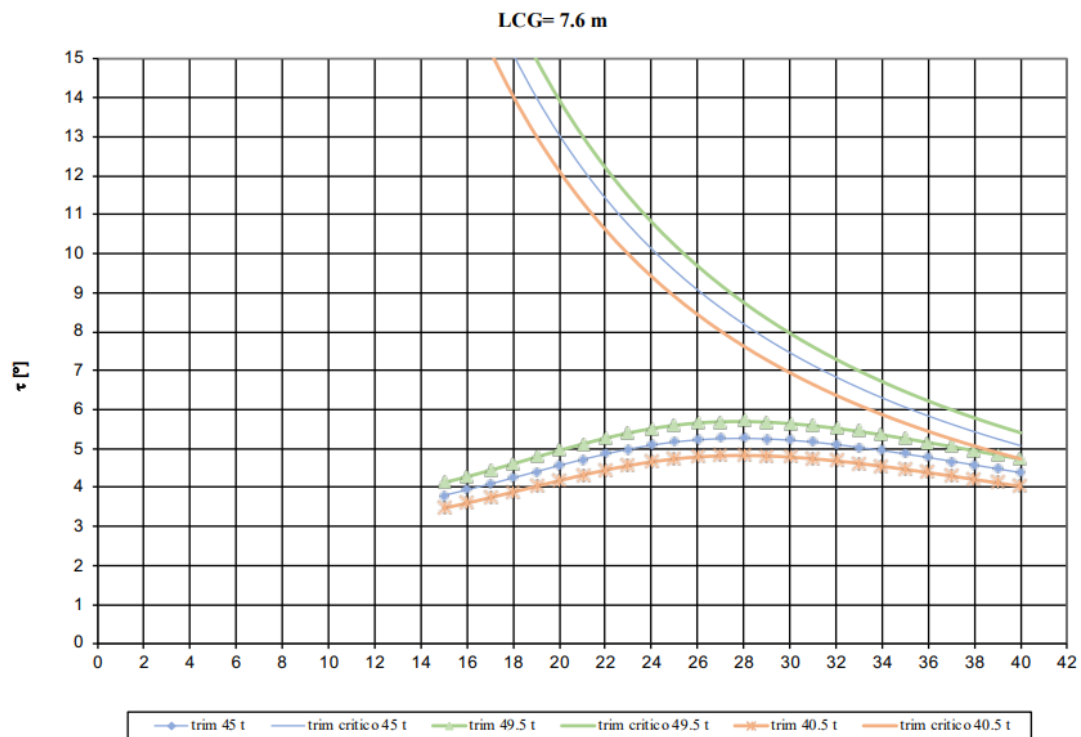


Figura 7.6. Assetto dislocamento variabile.

7.3 Analisi dei risultati

I risultati ottenuti dalle due analisi consentono di valutare l'influenza delle principali variabili di progetto sulle prestazioni idrodinamiche.

Per quanto riguarda la variazione del dislocamento a LCG fissato a 7,6 m, i tre casi analizzati mostrano una dipendenza marcata della resistenza e della potenza effettiva dal peso dell'imbarcazione. Alla velocità di progetto di 40 nodi, la resistenza totale R_T varia da circa 58,0 kN a 63,8 kN fino a 70,2 kN, con un incremento complessivo di circa il 21% tra il caso -10% e quello +10%. La potenza effettiva P_E segue lo stesso andamento, passando rispettivamente da 1193 kW a 1313 kW fino a 1444 kW. È interessante osservare che il divario tra le curve tende ad attenuarsi alle velocità più elevate, suggerendo che a planata pienamente sviluppata l'effetto del dislocamento risulta relativamente meno penalizzante rispetto alla zona di pre-planata. Dal grafico del trim longitudinale si verifica che, in tutte e tre le configurazioni, l'angolo di assetto dinamico rimane sempre al di sotto del trim critico nell'intero campo di velocità, confermando l'assenza di rischio di porpoising. Il caso a 49,5 t mostra trim dinamici più elevati e una maggiore vicinanza alla soglia critica nella zona di transizione, tra circa 16 e 22 nodi.

Invece, per quanto riguarda la variazione dell'LCG a dislocamento fissato a 45 t, i risultati evidenziano come uno spostamento anche contenuto del centro di gravità, di 30 cm verso prua o verso poppa rispetto alla posizione di riferimento, produca effetti apprezzabili sull'assetto dinamico e, di conseguenza, sulle prestazioni. Uno spostamento verso poppa dell'LCG determina un aumento del trim dinamico, con effetti peggiorativi sulla resistenza perché l'assetto risulta già superiore a quello ottimale (circa 4°), mentre uno spostamento verso prua tende a ridurre l'angolo di assetto con un beneficio in termini di R_T e P_E , pur avvicinando la carena a condizioni di assetto che potrebbero risultare sfavorevoli a velocità intermedie. In entrambi i casi il trim critico non viene raggiunto, confermando la robustezza della configurazione rispetto al rischio di instabilità dinamiche.

7.4 Presenza degli spray rails

La resistenza calcolata con il metodo Savitsky [8] non include la componente da whisker spray, che per uno scafo con deadrise $\beta = 10,5^\circ$ operante a 40 nodi è stimabile nel 3-4% della resistenza totale [9]. Poiché lo scafo è equipaggiato con spray rails longitudinali dimensionati secondo i criteri geometrici, che consentono di deflettere fino all'88% dell'area di spray [10], la resistenza residua da spray è dell'ordine dello 0,5%. La stima secondo Savitsky rappresenta pertanto una buona approssimazione della resistenza totale dello scafo nella configurazione finale.

8 Dimensionamento strutturale

8.1 Introduzione

A seguito della definizione dei piani generali preliminari e della previsione di resistenza iniziale, l'attività progettuale si focalizza sul dimensionamento strutturale dell'imbarcazione, che prevede la selezione preventiva dei materiali e delle tecnologie costruttive.

L'impostazione del layout strutturale interessa le macro-componenti dello scafo, fondo, fianco e ponte, e richiede l'inserimento e l'ottimizzazione del grigliato strutturale, elemento chiave per la rigidezza complessiva dell'imbarcazione. Nello specifico, l'analisi comprende il calcolo delle pressioni agenti sulle superfici, la determinazione degli spessori minimi del fasciame e la valutazione dei moduli di resistenza per i profili irrigidenti e i pannelli in sandwich. Tali grandezze consentono di dimensionare sezioni idonee a sopportare le sollecitazioni operative previste.

Il completamento della fase di calcolo richiede la stesura delle tabelle di laminazione dedicate a ciascun elemento strutturale. L'intero iter di progettazione viene eseguito in ottemperanza alle prescrizioni della normativa ISO 12215-5:2019 ("Small craft - Hull construction and scantlings") [25] a garanzia della conformità agli standard di sicurezza e affidabilità.

8.2 Materiale e composizione

Per la realizzazione dello scafo di Allis70 è stata selezionata la vetroresina (VTR o GRP, Glass Reinforced Plastic), un materiale composito ampiamente impiegato nella costruzione navale grazie al bilanciamento ottimale tra peso specifico e prestazioni meccaniche. Tale sistema è costituito dall'interazione di due elementi principali: la fibra di vetro, che funge da rinforzo strutturale per sostenere i carichi statici e dinamici, e la matrice polimerica (resina), che ha il compito di inglobare le fibre, assicurare la coesione del materiale e distribuire uniformemente le sollecitazioni.

La matrice protegge inoltre il rinforzo dagli agenti aggressivi dell'ambiente marino, quali l'acqua salata e le escursioni termiche, e conferisce al composito un comportamento isotropo, compensando l'anisotropia intrinseca delle fibre disposte lungo assi preferenziali. Il rapporto ponderale del rinforzo all'interno del composito, definito dal parametro di contenuto in peso G_c , è pari a 0,4.

8.3 Configurazioni strutturali del laminato

A seconda delle specifiche esigenze geometriche e di carico dei componenti dell'imbarcazione, il materiale viene lavorato mediante due principali tipologie costruttive:

- Single skin (laminato monolitico): Consiste nella sovrapposizione di più strati di fibre orientati secondo direzioni specifiche per ottimizzare la risposta meccanica del pannello. Questa configurazione garantisce una struttura solida ed omogenea,

impiegata preferibilmente nelle aree soggette a forti sollecitazioni locali dove non si richiedono particolari riduzioni di peso.

- Struttura a sandwich: Soluzione avanzata che prevede l'inserimento di un'anima leggera interposta tra due pelli esterne in laminato resistente alla flessione. Nel progetto AlliS70 l'anima è costituita da pannelli in PVC con densità di 75 kg/m^3 e resistenza pari a $1,4 \text{ N/mm}^2$. Tale stratigrafia incrementa sensibilmente lo spessore complessivo e il modulo di resistenza a flessione del pannello, massimizzando la rigidità strutturale senza gravare sul peso complessivo dell'imbarcazione.

8.4 Tipologie di rinforzo

Le proprietà meccaniche finali del laminato dipendono in modo determinante dalla morfologia e dall'orientamento del rinforzo fibroso. Nel progetto sono state considerate diverse tipologie di rinforzo commerciale:

- Mat: costituito da filamenti di vetro corti disposti in modo casuale, assicura proprietà meccaniche quasi isotrope ed è indicato per componenti con stati di sforzo multiasse non definibili a priori.
- Stuoie e tessuti: formati da fili disposti in due o più direzioni ortogonali (trama e ordito), consentono di orientare la resistenza del materiale lungo linee di carico preferenziali.
- Rovimat: unione ibrida tra uno strato di tessuto (o stuoia) e un mat, capace di coniugare elevate prestazioni meccaniche e buone doti di impregnazione.
- Rinforzi unidirezionali: caratterizzati dall'allineamento parallelo delle fibre, offrono massima efficienza strutturale lungo l'asse di sollecitazione principale.

8.5 Tecniche di produzione e laminazione

La trasformazione dei materiali compositi in manufatti strutturali richiede l'adozione di specifiche metodologie produttive. La formatura per contatto in stampo aperto rappresenta il processo di riferimento tradizionale, basato sulla stratificazione manuale e sulla successiva polimerizzazione a freddo o a caldo. Per produzioni seriali o componenti secondari è possibile ricorrere alla formatura a spruzzo, mentre per elementi ad alte prestazioni si utilizzano tecnologie avanzate come l'infusione sottovuoto, che garantisce un migliore rapporto fibra-resina e tolleranze ristrette, a fronte di una maggiore complessità impiantistica.

8.6 Layout Strutturale

Il layout strutturale costituisce la base per il dimensionamento complessivo dell'imbarcazione. Per il progetto AlliS70 è stata adottata una configurazione a struttura longitudinale, caratterizzata da correnti longitudinali sul fondo interrotti da elementi trasversali primari, al fine di assicurare una distribuzione equilibrata delle sollecitazioni. La definizione preliminare prevede la suddivisione dello scafo in due trancie individuate da un madiere rinforzato, nella zona in cui le pressioni agenti sul fondo aumentano e sono più gravose, alla posizione $x=10,18 \text{ m}$.

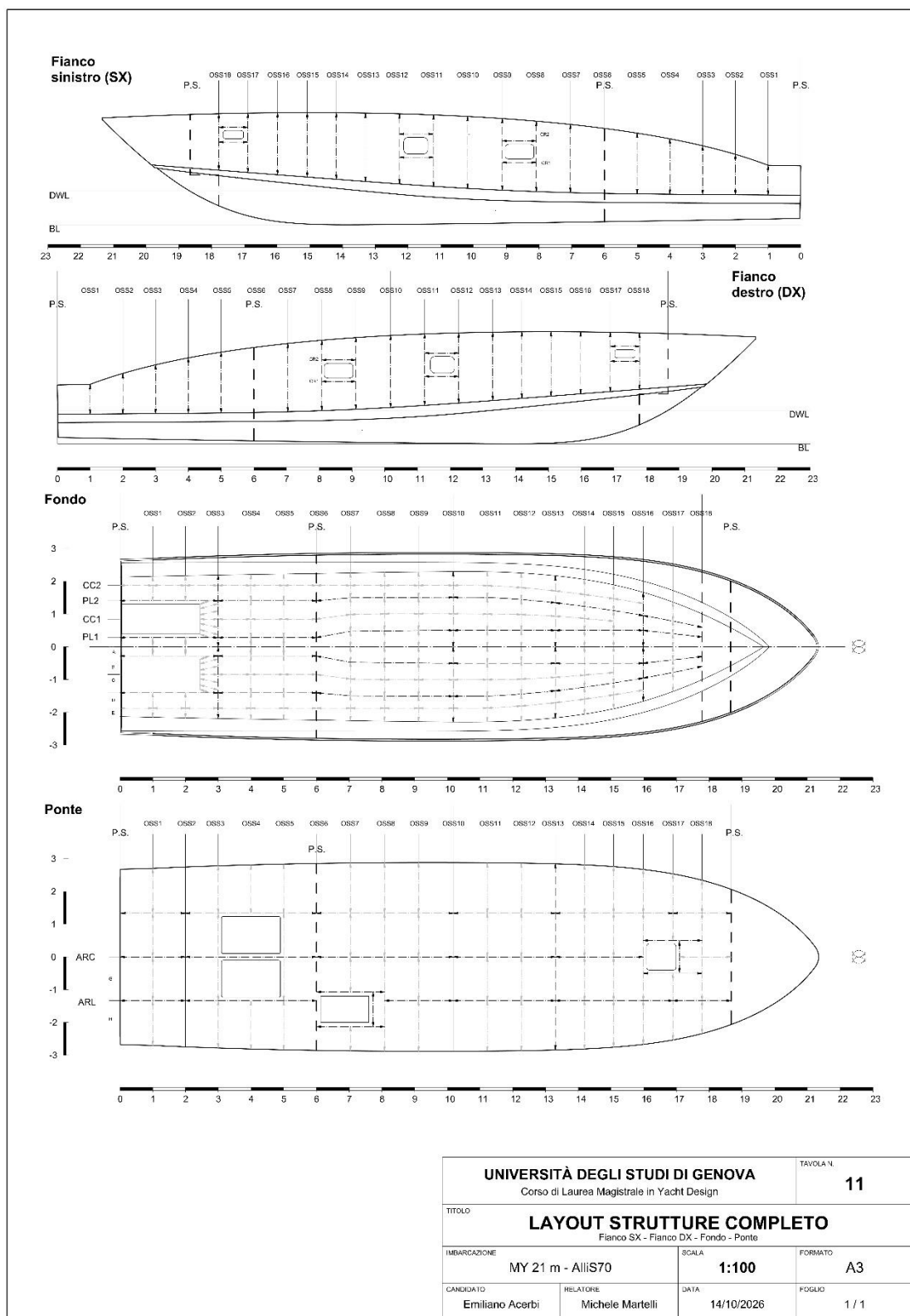


Figura 8.1. Layout strutturale completo (Tavola 11)

8.6.1 Intervallo di ossatura

L'intervallo di ossatura (s_r) è stato calcolato in funzione della lunghezza dello scafo L_H mediante la formula di riferimento:

$$s_r = 0,350 + 0,005L = 456 \text{ mm} \quad (8.1)$$

Il valore ottenuto rientra nell'intervallo di tolleranza raccomandato tra l'80% e il 120% (compreso tra 365 mm e 547 mm).

Per quanto riguarda i sistemi di laminazione del fasciame, le scelte tecnologiche variano in base alla zona funzionale:

- Fondo: realizzato in configurazione monolitica (single skin), soluzione che garantisce un'elevata resistenza strutturale per fronteggiare le pressioni idrodinamiche, gli urti e le vibrazioni trasmesse dalla sala macchine.
- Fianchi e Ponte: realizzati mediante tecnologia a sandwich, impiegando un'anima in PVC associata a pelli esterne in fibra di vetro. Questa stratigrafia ottimizza il rapporto peso-resistenza e incrementa l'isolamento termoacustico.

8.7 Applicazione delle normative ISO

8.7.1 Quadro normativo di riferimento

Il dimensionamento strutturale dello scafo è condotto secondo la ISO 12215-5:2019 “*Small craft - Hull construction and scantlings - Part 5: Design pressures for monohulls, design stresses, scantlings determination*”, che si applica a monoscafi di lunghezza dello scafo compresa tra 2,5 m e 24 m.

La norma non fornisce un modello strutturale globale della nave: definisce un metodo di verifica locale, elemento per elemento. Per ogni pannello di fasciame e per ogni rinforzo si calcola una pressione di progetto, la si confronta con le tensioni ammissibili del materiale e se ne ricava lo spessore o il modulo di resistenza minimo.

La logica della norma si articola nei sei passi del Prospetto 2:

1. Determinazione delle dimensioni principali, dei dati di progetto e delle aree (Cap. 6);
2. Determinazione delle dimensioni di pannelli e rinforzi (Cap. 7);
3. Determinazione dei fattori di correzione della pressione (Cap. 8);
4. Determinazione delle pressioni di progetto (Cap. 9);
5. Determinazione delle proprietà meccaniche e delle tensioni di progetto (Cap. 10);
6. Analisi strutturale e determinazione degli scantlings (Cap. 11);

8.7.2 Scelta del metodo di analisi

Il Prospetto 18 elenca sei metodi di analisi, ordinati per complessità crescente: 1- *Simplified*, 2-*Enhanced* con analisi lamina per lamina, 3-*Developed* con teoria classica della laminazione (CLT), 4-*Direct test*, 5-FEM, 6-*Drop test* (solo per unità con $L_H < 6$ m).

Il presente lavoro adotta il Metodo 1 “semplificato”, applicabile a laminati in vetroresina, monolitici o sandwich, con proprietà equivalenti nelle due direzioni del pannello, realizzati con i tessuti elencati nei Prospetti da C.5 a C.10. Il metodo lavora su formule specifiche: spessore richiesto per il monolitico, modulo di resistenza richiesto per il sandwich e per i rinforzi.

La norma compensa la minore precisione del metodo attraverso il fattore di metodo di valutazione k_{AM} (Prospetto 16), che per i compositi vale 0,90 nel Metodo 1, 0,95 nel Metodo 2 e 1,00 nei metodi più sviluppati. Il Metodo 1 risulta quindi sistematicamente il più conservativo: a parità di materiale e di pressione, le tensioni ammissibili sono ridotte del 10 %.

8.7.3 Dati di ingresso, aree e geometria degli elementi

Tutte le grandezze geometriche sono misurate secondo la ISO 8666 nella condizione di pieno carico m_{LDC} . I dati utilizzati per l'intero calcolo sono pochi e restano fissi per tutte le verifiche:

Tabella 8.1. Dati di ingresso del calcolo secondo ISO 12215-5:2019.

Grandezza	Simbolo	Ruolo nel calcolo
Lunghezza al galleggiamento	L_{WL}	pressioni base, k_L , k_{DYN}
Larghezza al ginocchio a $0,4 L_{WL}$	B_C	pressione di planata, k_{DYN}
Massa in pieno carico	m_{LDC}	tutte le pressioni base, k_{AR}
Velocità massima	V	k_{DYN} (max 50 nodi per unità da diporto)
Deadrise a $0,4 L_{WL}$	$\beta_{0,4}$	k_{DYN} (limitato tra 10° e 30°)
Categoria di progetto	-	fattore k_{DC}
Immersione di carena	T_C	pressioni minime di fondo

8.7.4 Suddivisione in aree

Scafo, coperta e sovrastrutture sono suddivisi in fondo, fianco, coperta e sovrastrutture (Prospetti 3 e 4, Figure 2 e 6). Il limite fra area di fondo e area di fianco è il ginocchio quando il deadrise locale è $\beta \leq 30^\circ$, altrimenti il galleggiamento. Il limite fra fianco e coperta è la quota teorica Z_{SDT} , definita al Prospetto 3 in funzione di L_{WL} : il suo scopo è evitare di penalizzare le unità con bordo libero elevato, per le quali la porzione di fiancata al di sopra di Z_{SDT} non risente di carichi alti. Dove invece la quota reale Z_{SDA} è inferiore a quella teorica, è la pressione di coperta a essere incrementata.

Ogni elemento è quindi individuato da due coordinate: la posizione longitudinale x misurata dall'estremità poppiera del galleggiamento e la quota Z_Q del centro del pannello (o di mezzeria del rinforzo) sopra il galleggiamento. Per le unità plananti entra anche Z_C , quota del ginocchio; se il ginocchio è immerso, Z_C è negativo e le differenze $Z_Q - Z_C$ si sommano in valore assoluto.

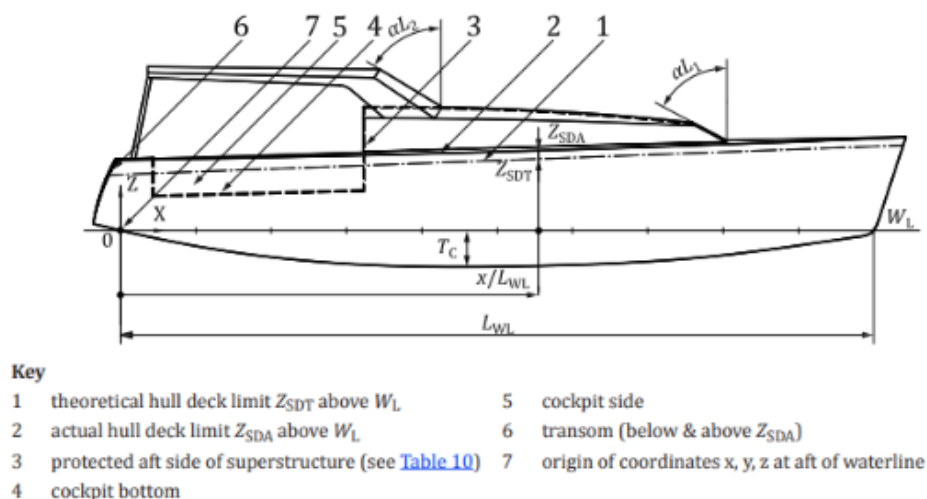


Figura 8.2. Suddivisione in aree.

8.7.5 Dimensioni di pannelli e rinforzi

Per un pannello di fasciame si definiscono il lato corto b e il lato lungo l (per convenzione $b \leq l$, quindi il rapporto d'aspetto geometrico $AR = l/b$ è sempre ≥ 1). Per un rinforzo si definiscono il passo s fra rinforzi adiacenti e la luce non supportata l_u fra due supporti consecutivi (paratie, madieri, puntelli).

I pannelli non rettangolari sono ricondotti a un rettangolo equivalente di pari area: per trapezi e triangoli secondo gli schemi della Figura 5, per forme irregolari assumendo la dimensione maggiore l e ricavando $b = A_D/l$.

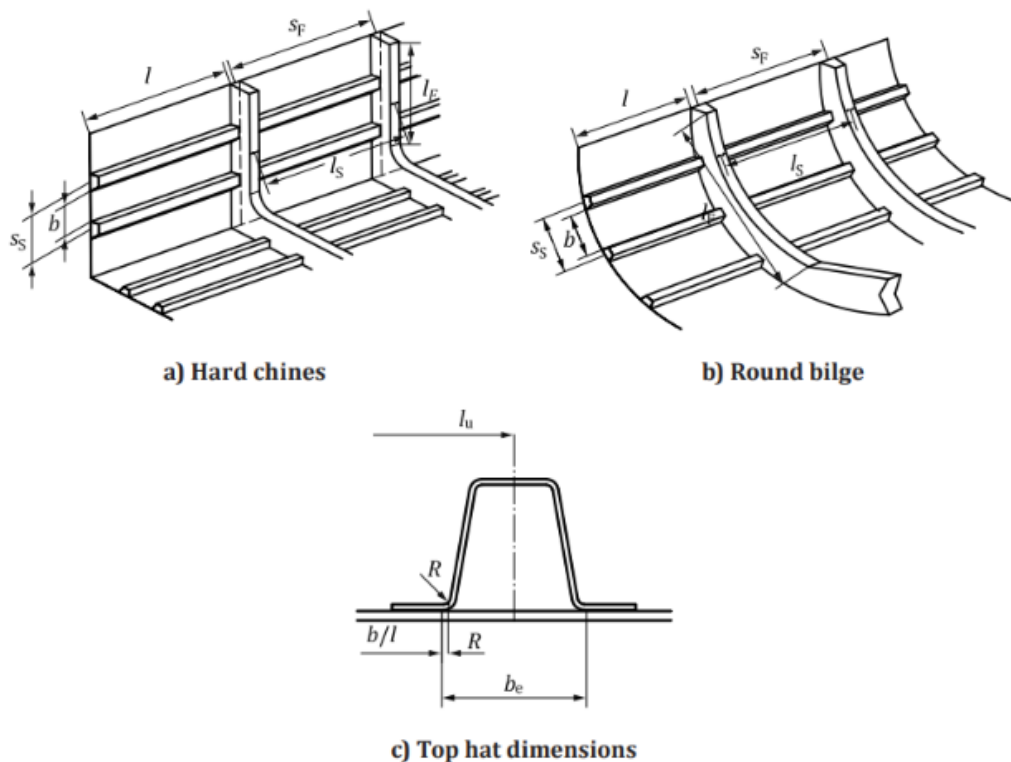


Figura 8.3. ISO 12215-5:2019, Figura 4: misura di b , s e l_u [25].

8.7.6 Fattori di correzione della pressione

Le pressioni base dipendono solo da dislocamento e dimensioni principali. I fattori del Capitolo 8 le modulano in funzione della categoria di navigazione, della velocità, della posizione longitudinale dell'elemento e della sua estensione.

Fattore di categoria di progetto k_{DC}

Vale 1,0 in categoria A, 0,8 in B, 0,6 in C e 0,4 in D (Prospetto 6). Rappresenta la severità dello stato di mare atteso.

Fattore di carico dinamico k_{DYN}

Per un monoscafo a motore in fase di planata si assume il minore fra due valori (Prospetto 7):

$$k_{DYN1} = 0,32 \left(\frac{L_{WL}}{10 B_C} + 0,084 \right) (50 - \beta_{0,4}) \frac{V^2 B_C^2}{m_{LDC}} \quad (8.2)$$

$$k_{DYN2} = 0,5 \frac{V}{m_{LDC}^{0,17}} \quad (8.3)$$

k_{DYN2} si applica quando $k_{DYN1} > 3$ e non può essere assunto maggiore di 6 né minore o uguale a 3. Fisicamente k_{DYN} corrisponde all'accelerazione verticale nel baricentro n_{CG} , espressa in g. Per le unità dislocanti k_{DYN} non entra nel calcolo delle pressioni, ma solo nella determinazione di k_L con valore 3.

Fattore di distribuzione longitudinale k_L

$$k_L = (1,667 - 0,222 k_{DYN}) \frac{x}{L_{WL}} + 0,133 k_{DYN} \quad k_L \leq 1 \quad (8.4)$$

dove x è la distanza longitudinale del centro del pannello (o del centro del rinforzo) dalla perpendicolare addietro. Il fattore riproduce l'aumento delle pressioni verso prora: a poppa vale 0,4 / 0,6 / 0,8 rispettivamente per $k_{DYN} = 3 / 4,5 / 6$ e raggiunge l'unità in corrispondenza della zona prodiera.

Fattore di riduzione per area k_{AR}

$$k_{AR} = \frac{k_R \cdot 0,1 \cdot m_{LDC}^{0,15}}{A_D^{0,3}} \quad 0 \leq k_{AR} \leq 1 \quad (8.5)$$

Durante l'impatto la pressione massima si concentra su una zona limitata dello scafo: un pannello piccolo vi ricade per intero ed è caricato dal valore di picco, mentre su un pannello esteso il picco agisce solo su una porzione della superficie e la pressione media risulta inferiore. L'area di progetto A_D vale $(l \times b) \times 10^{-6}$ per i pannelli e $(l_u \times s) \times 10^{-6}$ per i rinforzi, quest'ultima non minore di $0,33 l_u^2 \times 10^{-6}$. Il fattore k_R vale 1 per unità plananti in assetto di planata, mentre in assetto dislocante vale $1,5 - 3 \times 10^{-4} b$ per i pannelli e $1 - 2 \times 10^{-4} l_u$ per i rinforzi.

k_{AR} è diverso per pannelli e rinforzi: lo stesso punto dello scafo genera quindi due pressioni di progetto distinte, una per il fasciame e una per la struttura che lo sostiene.

8.7.7 Pressioni di progetto per unità a motore

Il Prospetto 12 definisce le pressioni di progetto, espresse in kN/m². Tutte le pressioni di progetto seguono lo stesso schema: una pressione base, funzione del dislocamento e, in planata, anche della velocità e della geometria di carena, viene moltiplicata per i fattori di correzione del Capitolo 8 della norma e confrontata con un valore minimo prescritto, di cui si assume il maggiore.

Pressioni base

$$P_{BMD\ BASE} = 2,4 m_{LDC}^{0,33} + 20 \quad (8.6)$$

$$P_{BMP\ BASE} = \frac{0,1 m_{LDC}}{L_{WL} B_C} (1 + k_{DC}^{0,5} k_{DYN}) \quad (8.7)$$

$$P_{DM\ BASE} = 0,31 m_{LDC}^{0,33} + 12 \quad (8.8)$$

Fondo

$$P_{BMD} = \max[P_{BMD\ BASE} k_{AR} k_{DC} k_L ; P_{BM\ MIN}] \quad (8.9)$$

$$P_{BMP} = \max[P_{BMP\ BASE} k_{AR} k_L ; P_{BM\ MIN}] \quad (8.10)$$

Fianco

La pressione sul fianco è ottenuta per interpolazione verticale fra una quota parte della pressione di fondo e la pressione di coperta, usando gli stessi fattori di riduzione del pannello:

$$P_{SMD} = \left[0,8 P_{BMD\ BASE} - (0,8 P_{BMD\ BASE} - P_{DM\ BASE}) \min\left(\frac{Z_Q}{Z_{SDT}}; 1\right) \right] k_{AR} k_{DC} k_L \quad (8.11)$$

$$P_{SMP} = \left[0,25 P_{BMP\ BASE} - (0,25 P_{BMP\ BASE} - P_{DM\ BASE}) \min\left(\frac{Z_Q - Z_C}{Z_{SDT} - Z_C}; 1\right) \right] k_{AR} k_{DC} k_L \quad (8.12)$$

In categoria A e B la fiancata di un'unità planante va verificata in entrambi gli assetti, assumendo il caso peggiore: in planata l'interpolazione parte da 0,25 P_{BMP}, in dislocamento da 0,8 P_{BMD}, per cui non è detto a priori quale dei due governi.

8.7.8 Coperta e sovrastrutture

La pressione di coperta segue la stessa forma interpolata, con Z_Q riferito al punto di mezzzeria del pannello, e non può essere assunta minore di 5 kN/m² nelle zone calpestabili e 3,5 kN/m² in quelle non calpestabili. Per le sovrastrutture l'espressione è analoga con Z_{SDA} al posto di Z_Q e moltiplicata per k_{SUP}.

8.7.9 Pressioni minime

A ogni zona la norma associa una pressione minima (P_{BM MIN}, P_{SMD MIN}, P_{SMP MIN}) funzione di m_{LDC}, L_{WL}, k_{DC}, k_L e dell'immersione T_C, con una soglia assoluta. I minimi per i rinforzi sono legati a quelli del fasciame da un coefficiente riduttivo, con un proprio valore di soglia. Servono a garantire una robustezza minima indipendentemente dalla riduzione per area, che per pannelli molto estesi potrebbe altrimenti portare a pressioni non realistiche.

8.7.10 Proprietà meccaniche e tensioni di progetto

Le proprietà meccaniche dei laminati in vetroresina si ricavano dall'Appendice C a partire dal contenuto di fibra in massa ψ o in volume ϕ di ciascuna lamina, ottenendo modulo elastico, tensione ultima a trazione σ_{ut} , a compressione σ_{uc} , a flessione σ_{uf} e a taglio τ_u del laminato complessivo.

Le tensioni di progetto (Prospetto 17) sono frazioni delle tensioni ultime, corrette da due fattori moltiplicativi:

- k_{BB} , boat building factor (Prospetto 15), che tiene conto della qualità del processo produttivo e del livello di controllo: laminati con caratteristiche verificate sperimentalmente ammettono $k_{BB} = 1$, in assenza di verifiche il fattore penalizza le tensioni ammissibili;
- k_{AM} , fattore di metodo, pari a 0,9 per il Metodo 1.

Per i compositi:

$$\sigma_d = 0,5 \sigma_{uf} k_{BB} k_{AM} \quad (\text{fasciame single skin}) \quad (8.13)$$

$$\sigma_d = 0,5 \sigma_{ut} k_{BB} k_{AM} \quad (\text{rinforzi e pelle esterna del sandwich}) \quad (8.14)$$

$$\sigma_{di} = \min[0,5 \sigma_{uc} ; 0,3(E_c E_{co} G_{co})^{0,33}] k_{BB} k_{AM} \quad (8.15)$$

$$\tau_d = 0,5 \tau_u k_{BB} k_{AM} \quad (8.16)$$

Per il core le tensioni di progetto sono ricavate dai valori minimi dichiarati dal fornitore, con coefficienti che dipendono dall'allungamento a rottura (0,5 per balsa e schiume con allungamento ≤ 35 %, fino a 0,65 per schiume più duttili).

Per i rinforzi la verifica va condotta su entrambe le fibre estreme: la flangia superiore lavora in compressione (σ_{uc}), il fasciame collaborante in trazione (σ_{ut}). Poiché in un laminato in vetroresina le due tensioni ultime differiscono sensibilmente, il modulo di resistenza richiesto è diverso ai due lembi.

8.7.11 Dimensionamento dei pannelli di fasciame

Il pannello è schematizzato come piastra rettangolare incastrata sui quattro lati, caricata uniformemente dalla pressione di progetto. Il momento flettente massimo si ha quindi in corrispondenza degli incastri.

Laminato monolitico

Lo spessore richiesto deriva direttamente dall'uguaglianza fra tensione flessionale e tensione di progetto:

$$t = b k_c \sqrt{\frac{P k_{2b}}{1000 \sigma_d}} \quad [mm] \quad (8.17)$$

Nella vetroresina lo spessore così ottenuto non è una quantità da misurare: va convertito nella massa di fibra secca w_f (kg/m²) tramite il contenuto di fibra dell'Appendice C e confrontato con la sequenza di laminazione effettivamente prevista. È questo il passaggio che

Emiliano Acerbi

rende il risultato verificabile in produzione, dove si controllano le grammature dei tessuti e non lo spessore finale.

Laminato sandwich

Per il sandwich si dimensiona il modulo di resistenza di ciascuna pelle:

$$SM_{o,i} \geq \frac{P b^2 k_{2b} k_C \times 10^{-5}}{6 \sigma_{d o,i}} \quad [\text{cm}^3/\text{cm}] \quad (8.18)$$

Il core è considerato inefficace a flessione e capace di trasmettere il solo taglio; il modulo di resistenza effettivo si calcola con le formule dell'Appendice E a partire da spessori delle pelli e del core. Le verifiche sul core sono tre:

$$t_s = t_c + \frac{t_o + t_i}{2} \geq \frac{k_C k_{SHb} P b}{1000 \tau_{dco}} \quad [\text{mm}] \quad (8.19)$$

$$\sigma_{dcco} \geq 0,008 P_{BASE} \quad (8.20)$$

A cui si aggiunge un requisito di resistenza minima a taglio del core, funzione di L_{WL} . La prima verifica controlla che la tensione tangenziale nel core resti sotto l'ammissibile; la seconda, applicabile al fondo (ridotta al 70 % per le fiancate), garantisce che il core resista alla compressione locale da impatto senza innescare delaminazione.

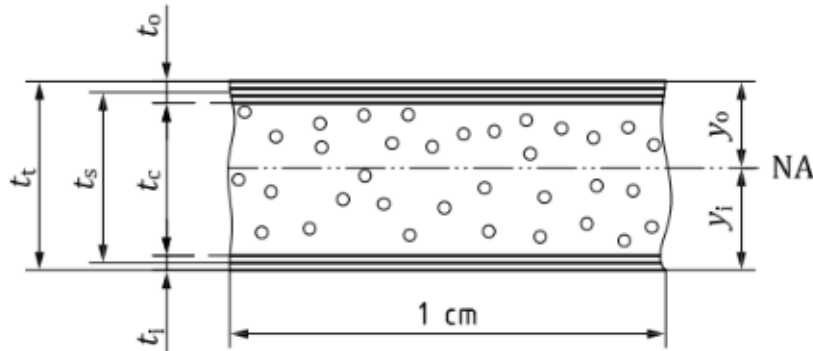


Figura 8.4. Schema del sandwich e definizione di t_c , t_o , t_i , t_s .

Dimensionamento dei rinforzi

Il rinforzo è schematizzato come trave caricata dalla pressione agente sulla striscia di fasciame di larghezza pari al passo s e di lunghezza pari alla luce l_u .

Modulo di resistenza e area a taglio

$$SM \geq \frac{0,083 k_{CS} P s l_u^2 \times 10^{-6}}{\sigma_d} \quad [\text{cm}^3] \quad (8.21)$$

$$A_{wd} \geq \frac{k_{SA} P s l_u \times 10^{-6}}{\tau_d} \quad [\text{cm}^2] \quad (8.22)$$

con $k_{SA} = 5$ per rinforzi collegati al fasciame e 7,5 per rinforzi isolati. L'area a taglio A_w è l'altezza dell'anima moltiplicata per la somma degli spessori delle anime (due, nel caso di un profilo a cappello). Le due verifiche sono indipendenti: l'elemento che governa il modulo di resistenza non è necessariamente quello che governa l'area a taglio.

Il modulo di resistenza va calcolato ai due lembi, usando σ_{uc} per la flangia compressa e σ_{ut} per il fasciame teso.

Fasciame di striscia associata

La flangia inferiore della trave è costituita da una striscia di fasciame, la cui larghezza efficace vale (Prospetto A.11, caso incastrato):

$$\frac{b_e}{s} = \frac{1}{1 + 2,478 \frac{E}{G} \left(\frac{s}{l_u} \right)^2} \quad (8.23)$$

non minore di 0,1. Per i profili top-hat alla larghezza b_e si somma la base del profilo, mantenendo il limite $b_e \leq s$. Per la vetroresina $E/G \approx 3,3$. Senza il fasciame collaborante la trave non lavorerebbe come sezione a doppio T e la sua resistenza risulterebbe sensibilmente inferiore.

8.7.12 Paratie stagne, casse integrate e paratie strutturali

Le paratie non sono caricate dalle pressioni idrodinamiche dello scafo ma dal battente idrostatico che sarebbero chiamate a sostenere in caso di allagamento o di riempimento (Prospetto 14):

$$P_{WB} = 7 h_B \quad (\text{paratia stagna}) \quad P_{TB} = 10 h_B \quad (\text{cassa integrata}) \quad (8.24)$$

Il battente h_B (m) si misura in modo diverso secondo l'elemento verificato:

- per il fasciame, dal punto posto a $2/3$ dell'altezza del pannello al di sotto del bordo superiore della paratia;
- per i rinforzi verticali, dal punto posto a $2/3$ dell'altezza dell'irrigidimento al di sotto del bordo superiore;
- per i rinforzi orizzontali, dal rinforzo stesso al bordo superiore.

Dove il fasciame ha spessori diversi, h_B di ciascun pannello si misura al punto più basso del pannello. Per le casse integrate la quota di troppopieno non può essere assunta a meno di 2 m sopra il cielo della cassa.

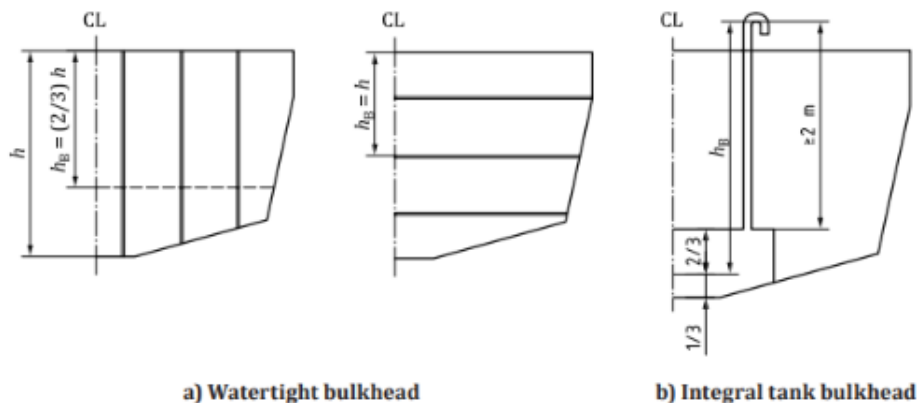


Figura 8.5. Misura del battente h_B per paratie stagne e casse.

8.8 Applicazione della normativa ad AlliS70

Il procedimento della ISO 12215-5:2019 descritto nel paragrafo precedente è stato applicato ad AlliS70, imbarcazione a motore planante di categoria di progettazione A, con $L_H = 21,33$ m, $m_{LDC} = 45000$ kg, $V = 40$ nodi e $\beta_{@0,4} = 14,1^\circ$. Trattandosi di una verifica condotta elemento per elemento, gli elementi da dimensionare, tra pannelli di fasciame in single skin e in sandwich, rinforzi (correnti longitudinali, madieri, paramezzali, bagli, costole e anguille) e paratie stagne e strutturali, superano il centinaio.

Il dimensionamento secondo questo metodo resta tuttavia un processo iterativo: ogni variazione nel raggruppamento degli elementi, o nel loro numero e passo, comporta il ricalcolo dell'intera pesata strutturale. Condotta a mano, la ripetizione di questo ciclo su centinaia di elementi rende oneroso ogni confronto tra configurazioni alternative. Per gestire questa iterazione è stato sviluppato “*Scantling Calc App*”, uno strumento che, a partire da un raggruppamento degli elementi definito in input, restituisce la pesata aggiornata e il numero di travi risultante; la ricerca del raggruppamento ottimale non rientra tra le sue funzionalità, che si limitano alla valutazione della configurazione fornita.

“*Scantling Calc App*” è un'applicazione web (file HTML/JavaScript) che implementa le formule del Metodo Semplificato per pannelli in single skin, pannelli sandwich, rinforzi e paratie. Per ciascun elemento la procedura di calcolo segue la stessa sequenza: alla posizione sullo scafo, alla categoria di progettazione e ai parametri cinematici e geometrici dell'imbarcazione corrisponde una pressione di progetto, da cui si ricavano lo spessore di laminato richiesto per i pannelli e le proprietà di sezione, modulo di resistenza e spessore d'anima, richieste per i rinforzi. Ciascun valore calcolato viene confrontato con quello effettivamente proposto per l'elemento, restituendo per ognuno un verdetto di verifica.

I dati di ingresso sono organizzati in un file Excel dedicato (ISO12215_Input.xlsx), articolato in quattro fogli: “SS” e “SW” raccolgono rispettivamente la geometria dei pannelli in single skin e in sandwich, “RINFORZI” le caratteristiche di sezione di correnti e travi, “PARATIE” i dati delle paratie stagne e strutturali; a ciascun elemento è inoltre associato un coefficiente moltiplicativo che consente di gestire le eventuali asimmetrie dello scafo.

ISO 12215-5:2019 — RINFORZI / TRAVI (FRP)									
IDENTIFICAZIONE			GEOMETRIA			POSIZIONE VERTICALE		LAMINAZIONE	SIMMETRIA
nome	zona	x [m]	s [mm]	l [mm]	cl [mm]	zQ [m]	zC [m]	processo	Sym
MC3-1	bottom	1	1000	751	1	-	-	hand	2
MC3-2	bottom	2	1000	764	1	-	-	hand	2
MC3-4	bottom	4	1000	801	1	-	-	hand	2
MC3-5	bottom	5	1000	816	1	-	-	hand	2
MC3-7	bottom	7,04	1120	760	1	-	-	hand	2
MC3-8	bottom	8,08	1050	764	1	-	-	hand	2
MC3-9	bottom	9,12	900	786	1	-	-	hand	2
MC3-11	bottom	11,22	900	789	1	-	-	hand	2
MC3-12	bottom	12,26	1130	810	1	-	-	hand	2
MC3-14	bottom	14,26	900	822	1	-	-	hand	2
MC3-15	bottom	15,08	900	797	1	-	-	hand	2
MC3-16	bottom	16,9	1020	581	1	-	-	hand	2
CS1	side	1	1000	906	1	0,38	0,427	hand	2
CS2	side	2	1000	1234	1	0,505	0,54	hand	2
CS3	side	3	1000	1489	1	0,637	0,667	hand	2
CS4	side	4	1000	1693	1	0,735	0,769	hand	2
CS5	side	5	1000	1896	1	0,789	0,842	hand	2
CS7	side	6,04	1040	2083	1	0,874	0,915	hand	2
CS8	side	8,08	1040	2150	1	1,049	1,004	hand	2
CS9	side	9,12	1050	2187	1	1,108	1,029	hand	2
CS11	side	11,22	1040	2180	1	1,217	1,031	hand	2
CS12	side	12,26	1040	2142	1	1,289	0,996	hand	2
CS14	side	14,19	890	2030	1	1,369	0,936	hand	2
CS15	side	15,08	898	1965	1	1,402	0,907	hand	2
CS16	side	15,995	905	1891	1	1,443	0,877	hand	2
CS17	side	16,89	898	1811	1	1,465	0,846	hand	2
CS18	side	17,78	890	1724	1	1,484	0,812	hand	2
CS19	side	18,67	920	1631	1	1,514	0,761	hand	2
CR1-1	side	9,12	873	2100	1	1,108	1,029	hand	2
CR1-2	side	11,74	960	1040	1	1,247	1,021	hand	2
CR1-3	side	14,63	610	890	1	1,379	0,921	hand	2
CR1-4	side	17,34	430	890	1	1,47	0,831	hand	2

Figura 8.6 . File di input dell'applicazione: foglio di definizione dei rinforzi

Per contenere la mole di elementi da dimensionare senza doverli verificare a uno a uno, i pannelli vengono raggruppati per trince e zona di pressione, e i rinforzi per zona e tipologia, assegnando a ciascun raggruppamento un'unica sezione dimensionata sul caso più gravoso del gruppo: un criterio di involuppo, comune nel dimensionamento strutturale, che riduce il numero di sezioni distinte a fronte di un possibile sovradimensionamento degli elementi meno sollecitati del gruppo. L'ampiezza della tolleranza percentuale con cui si definisce un raggruppamento è dunque un parametro delicato, che governa il compromesso tra numero di sezioni prodotte e peso strutturale complessivo: se troppo ampia, rischia di accorpare elementi il cui fabbisogno reale differisce anche solo di pochi cm³, portando ad assegnare a tutti la sezione più gravosa del gruppo e quindi un peso strutturale complessivo superiore al necessario; se troppo stretta, moltiplica il numero di raggruppamenti, e con esso il numero di travi distinte, vanificando il vantaggio in termini di tempo che la strategia di raggruppamento dovrebbe garantire.

Il dimensionamento di ciascun elemento confluisce in un report finale che riporta pressione di progetto, spessore o sezione richiesta e adottata, verdetto di verifica e peso strutturale complessivo. Il report ottenuto per la configurazione descritta in questa tesi è presentato di seguito.

AlliS70

Motor yacht FRP Hull - Relazione di dimensionamento strutturale

Categoria progetto **A - Ocean**
Metodo **Metodo 1 Simplified (Annex A) - $k_{AM} = 0.9$**
Applicazione **Scantling Calc ISO 12215-5:2019 v25**
Data generazione **14/10/2026 - 09:00**

Lunghezza fuori tutto L_H	21.33 m
Lunghezza al galleggiamento L_{WL}	18.73 m
Larghezza al galleggiamento B_{WL}	5.24 m
Massa a pieno carico m_{LDC}	45000 kg
Velocità di progetto V	40 kn
Angolo di deadrise β	14.1 °

Indice

L. Annex L - Application Sheet	§ L
1. Pressioni di progetto	§ 1
2. Zoning strutturale	§ 2
3. Laminazioni adottate	§ 3
4. Sezioni travi adottate	§ 4
5. Paratie	§ 5
6. Distinta pesi e baricentro	§ 6

L. Annex L - Application Sheet

ISO 12215-5:2019 - Small craft - Hull construction and scantlings - Part 5: Design pressures for monohulls, design stresses, scantlings determination

Type of craft	Description	Tick valid cell
Type of craft	Monohull	✓
	Multihull	☐
Motor craft	Displacement	☐
	Planing	✓
Sailing craft	Monohull	☐
	Multihull	☐
Design category (k_{DC})	A - Ocean ($k_{DC}=1.0$)	✓
	B - Offshore ($k_{DC}=0.8$)	☐
	C - Inshore ($k_{DC}=0.6$)	☐
	D - Sheltered ($k_{DC}=0.4$)	☐
Boat building quality (k_{BB})	$k_{BB} = 1.00$	applied

Dati nave

Lunghezza fuori tutto - L_H	21.33	m
Lunghezza al galleggiamento - L_{WL}	18.73	m
Larghezza al galleggiamento - B_{WL}	5.24	m
Larghezza di carena - B_C	5.03	m
Immersione media - T_C	1.01	m
Massa a pieno carico - m_{LDC}	45000	kg
Velocità di progetto - V	40	kn
Angolo di deadrise - β	14.1	°

Parametri derivati

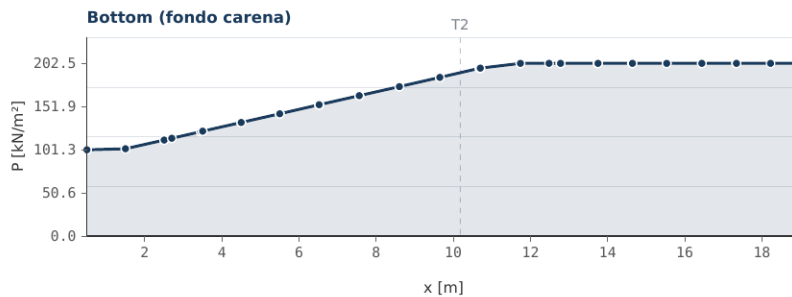
1. Pressioni di progetto

Distribuzione della pressione di progetto P [kN/m²] lungo la coordinata longitudinale x [m] - ISO 12215-5:2019 Tabelle 12 & 13.

I diagrammi seguenti presentano la distribuzione della pressione di progetto separatamente per **tipo di elemento** (Single Skin, Sandwich, Rinforzi) e per **zona funzionale** (fondo, fianco, coperta, paratie), riproducendo la lettura degli Step 4/5/6 dell'applicativo.

Pannelli Single Skin - 82 elementi

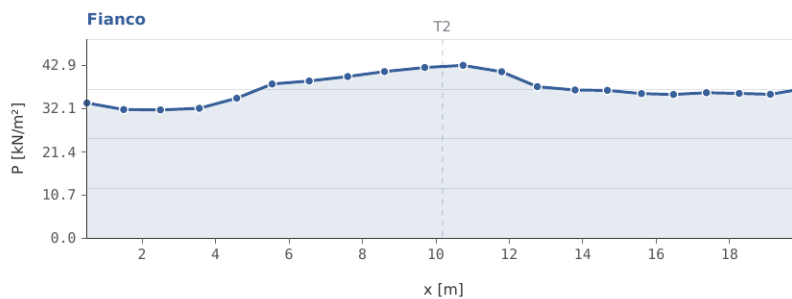
Pressione applicata ai pannelli monolitici - coordinata x centro pannello.



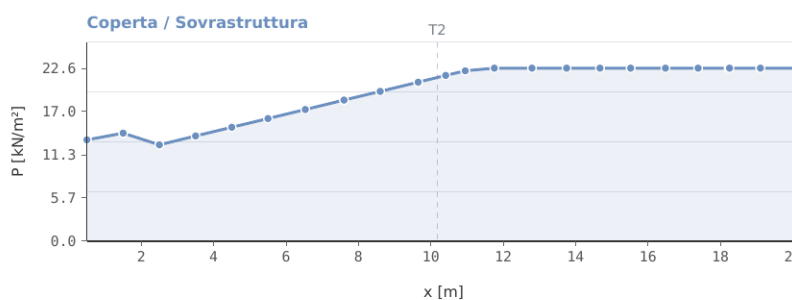
$$P_{\max} = 202.516 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 169.881 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 0.50 - 19.00 \text{ m} \cdot n = 82$$

Pannelli Sandwich - 62 elementi

Pressione applicata ai pannelli sandwich - coordinata x centro pannello.



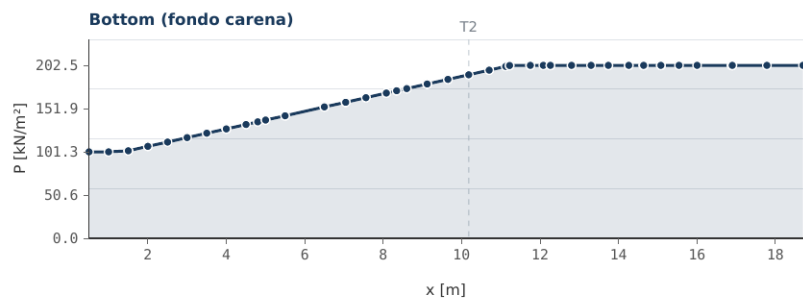
$$P_{\max} = 42.855 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 36.968 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 0.50 - 19.93 \text{ m} \cdot n = 21$$



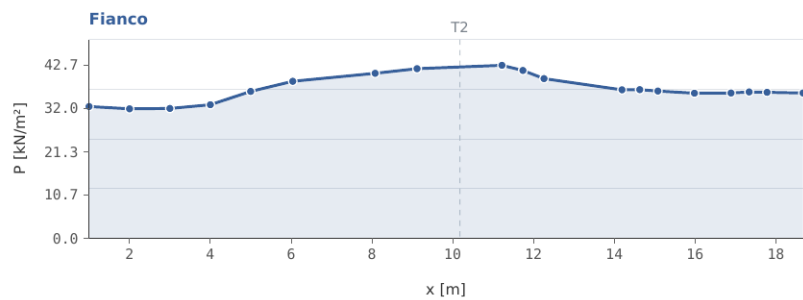
$$P_{\max} = 22.640 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 19.783 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 0.50 - 20.21 \text{ m} \cdot n = 41$$

Rinforzi (Travi) - 150 elementi

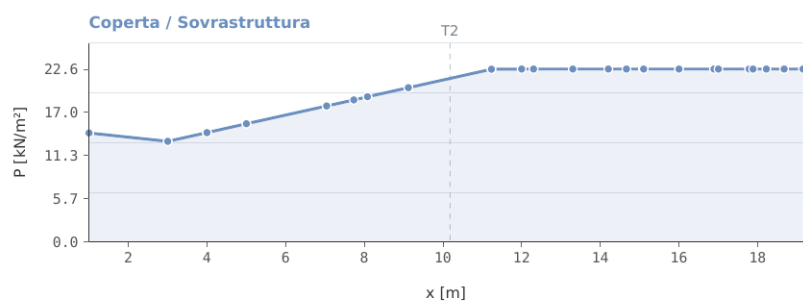
Pressione applicata alle travi (ordinate, correnti, madieri, paramezzali) - coordinata x centro campata.



$$P_{\max} = 202.516 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 170.441 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 0.50 - 18.70 \text{ m} \cdot n = 80$$



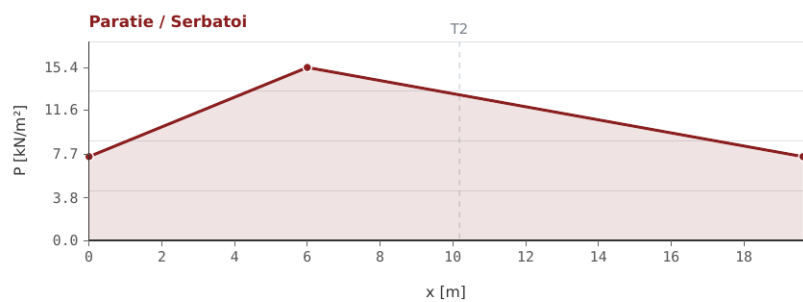
$$P_{\max} = 42.652 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 37.376 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 1.00 - 18.67 \text{ m} \cdot n = 24$$



$$P_{\max} = 22.640 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 19.823 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 1.00 - 19.15 \text{ m} \cdot n = 46$$

Paratie e serbatoi - 3 elementi

Pressioni idrostatiche di progetto sulle paratie strutturali e sui serbatoi (ISO 12215-5:2019 §11).



$$P_{\max} = 15.400 \text{ kN/m}^2 \cdot P_{\text{medio}} = 10.111 \text{ kN/m}^2 \cdot x: 0.00 - 19.62 \text{ m} \cdot n = 3$$

2. Zoning strutturale

Suddivisione longitudinale della carena in trance e definizione dei cluster di elementi condivisi per famiglia di laminazione e sezione trave.

La carena è stata suddivisa in 2 trance longitudinali i cui limiti coincidono con posizioni notevoli di giunti e paratie strutturali. All'interno di ogni trancia, i pannelli (Single Skin e Sandwich) sono raggruppati per zona funzionale e ricevono una singola famiglia di laminazione. I rinforzi (travi) sono invece clusterizzati **globalmente per zona funzionale** (fondo, fianco, coperta, ...) indipendentemente dalla trancia: ogni cluster rappresenta un unico tipo trave in produzione, dimensionato sulla trave con SM richiesto massimo del gruppo. L'obiettivo è minimizzare il numero di sezioni-tipo necessarie mantenendo la copertura delle verifiche ISO 12215-5:2019.

TRANCE LONGITUDINALI

T1 0 - 10.18 m	T2 > 10.18 m
--------------------------	------------------------

CLUSTER CHIGLIA (GLOBALE, TUTTE LE TRANCE)

Cluster	n	t _{min} [mm]	P _{max} [kN/m ²]	Elementi
SS_CHIGLIA	20	16.77	202.52	A1A2A3A4A5A6A7A8 A9A10A11A12A13A14A15 A16A17A18A19A20

CLUSTER RINFORZI (GLOBALI PER ZONA FUNZIONALE)

Cluster	Zona funz.	n	SM _{min} PROG [cm ³]	Elem. dominante	Elementi
PL_Fondo_17	Fondo	2	1879.01	PL1-3	PL2-3PL1-3
PL_Fondo_16	Fondo	4	1300.83	MR2	PL2-4MR3PL1-4MR2
PL_Fondo_15	Fondo	2	796.73	PL1-1	PL2-2PL1-1
PL_Fondo_14	Fondo	6	738.19	PL1-5	PL2-1PL1-2MR4PL2-5 MR1PL1-5
MC_Fondo_13	Fondo	2	401.34	PL2-6	MC1-14PL2-6
MC_Fondo_12	Fondo	4	317.94	PL1-6	MC2-9MC2-11MC1-15 PL1-6
MC_Fondo_11	Fondo	8	237.44	MC2-8	MC3-12MC2-12MC2-4 MR5MC2-7MC2-5 MC1-16MC2-8
MC_Fondo_10	Fondo	1	151.65	MC3-14	MC3-14
MC_Fondo_9	Fondo	7	139.53	MC3-11	MC3-4MC3-5MC3-9 MC3-7MC3-8MC3-15 MC3-11
CC_Fondo_3	Fondo	11	134.93	CC1-12	CC1-6CC2-10CC2-11 CC2-12CC1-8CC1-7 CC1-9CC1-13CC1-10 CC1-11CC1-12

Cluster	Zona funz.	n	SM _{min} PROG [cm ³]	Elem. dominante	Elementi
CC_Fondo_2	Fondo	13	93.48	CC2-9	CC2-5 CC2-6 CC2-16 CC1-14 CC1-15 CC2-13 CC2-14 CC2-15 CC2-7 CC1-4 CC2-8 CC1-5 CC2-9
MC_Fondo_8	Fondo	6	85.79	MC3-16	MC1-11 MC3-1 MC1-17 MC3-2 MC2-15 MC3-16
CC_Fondo_1	Fondo	4	60.64	CC2-4	CC2-1 CC2-2 CC2-3 CC2-4
MC_Fondo_7	Fondo	4	56.03	MC1-12	MC1-7 MC1-8 MC1-9 MC1-12
MC_Fondo_6	Fondo	2	33.19	MC2-14	MC2-14 MC2-16
MC_Fondo_5	Fondo	2	13.31	MC1-5	MC1-4 MC1-5
MC_Fondo_4	Fondo	2	10.35	MC1-2	MC1-1 MC1-2
CS_Fianco_8	Fianco	7	259.93	CS11	CR1-1 CR2-1 CS7 CS12 CS8 CS9 CS11
CS_Fianco_7	Fianco	4	165.55	CS14	CS16 CS5 CS15 CS14
CS_Fianco_6	Fianco	4	130.15	CS17	CS19 CS4 CS18 CS17
CS_Fianco_5	Fianco	1	87.50	CS3	CS3
CR_Fianco_4	Fianco	3	59.88	CS2	CR1-2 CR2-2 CS2
CS_Fianco_3	Fianco	1	32.86	CS1	CS1
CR_Fianco_2	Fianco	2	21.82	CR1-3	CR1-3 CR2-3
CR_Fianco_1	Fianco	2	15.13	CR1-4	CR1-4 CR2-4
BR_Coperta_13	Coperta	1	871.03	BR2	BR2
A_Coperta_12	Coperta	2	546.94	ARC3	ARL5 ARC3
A_Coperta_11	Coperta	4	388.67	ARL4	ARC4 ARC2 ARL2 ARL4
A_Coperta_10	Coperta	2	268.70	ARC5	ARL6 ARC5
B_Coperta_9	Coperta	2	202.23	B1-8	B1-16 B1-8
A_Coperta_8	Coperta	2	158.18	ARL3-B	ARL3-A ARL3-B
A_Coperta_7	Coperta	5	106.45	ARL3-C	ARC7 ARC1 ARL1 BR3 ARL3-C
B_Coperta_6	Coperta	6	67.85	B2-12	B2-11 B2-7 B2-14 B2-9 ARC6 B2-12
B_Coperta_5	Coperta	12	51.72	B1-12	B1-5 B2-4 B1-11 B2-5 B1-15 B1-14 B1-18 B2-16 B1-19 B1-9 B2-15 B1-12
B_Coperta_4	Coperta	6	33.98	B2-3	B2-18 B1-7 B1-1 B1-3 B2-1 B2-3

Cluster	Zona funz.	n	SM _{min} PROG [cm ³]	Elem. dominante	Elementi
A_Coperta_3	Coperta	1	20.51	ARC8	ARC8
BR_Coperta_2	Coperta	2	13.66	B2 - 19	BR4 B2 - 19
BR_Coperta_1	Coperta	1	9.02	BR1	BR1

2 trance · 38 tipi trave (globali per zona) · 20 pannelli in cluster Chiglia · tolleranza clustering ±20%.

3. Laminazioni adottate

Famiglie di laminazione impostate al Step 9 e assegnate ai cluster del Cap. 2. Ciascuna scheda riporta lo stack di tessuti/core, le verifiche normative e le zone di applicazione.

CHIGLIA

SS_CHIGLIA

Single skin · Chiglia · 20 pannelli

18.40 mm · 44.3%

Gelcoat	0.50 mm	
MAT 300	0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+-]	17.00 mm	×10
MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 18.90 mm		

Elementi (20):

A1A9A17A18A19A20A12A11A10A2A4A3A5A6A13A14A15A7A8A16

✓ VERIFICATO

VERIFICA STRATIGRAFIA	
t tot	18.40 mm
t req	16.77 mm
Δt (margine)	1.64 mm
CONTENUTO FIBRA	
G _c medio	44.3%
G _c target	40.0%
COMPOSIZIONE	
n. strati	3
Peso fibra	12.60 kg/m ²

PARATIE

BHD_P-T

Single skin · Paratia

4.80 mm · 42.0%

Gelcoat	0.50 mm	
MAT 300	0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+-]	3.40 mm	×2
MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 5.30 mm		

Elementi (20):

A1A9A17A18A19A20A12A11A10A2A4A3A5A6A13A14A15A7A8A16

✓ VERIFICATO

VERIFICA STRATIGRAFIA	
t tot	4.80 mm
CONTENUTO FIBRA	
G _c medio	42.0%
G _c target	40.0%
COMPOSIZIONE	
n. strati	3
Peso fibra	3.00 kg/m ²

BHD_P-AM

Single skin · Paratia

8.20 mm · 43.3%

Gelcoat	0.50 mm	
MAT 300	0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+-]	6.80 mm	×4
MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 8.70 mm		

Elementi (20):

A1A9A17A18A19A20A12A11A10A2A4A3A5A6A13A14A15A7A8A16

✓ VERIFICATO

VERIFICA STRATIGRAFIA	
t tot	8.20 mm
CONTENUTO FIBRA	
G _c medio	43.3%
G _c target	40.0%
COMPOSIZIONE	
n. strati	3
Peso fibra	5.40 kg/m ²

BHD_P-C

Single skin · Paratia

8.20 mm · 43.3%

Gelcoat	0.50 mm	
MAT 300	0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+-]	6.80 mm	×4
MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 8.70 mm		

Elementi (20):

A1A9A17A18A19A20A12A11A10A2A4A3A5A6A13A14A15A7A8A16

✓ VERIFICATO

VERIFICA STRATIGRAFIA	
t tot	8.20 mm
CONTENUTO FIBRA	
G _c medio	43.3%
G _c target	40.0%
COMPOSIZIONE	
n. strati	3
Peso fibra	5.40 kg/m ²

SS_T1_Fondo

SS_T1_Fondo

Single skin · T1 · Fondo · 35 pannelli

11.60 mm · 43.8%

Gelcoat 0.50 mm	
MAT 300 0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+ -] 10.20 mm ×6	
MAT 300 0.70 mm	
Spessore totale 12.10 mm	

VERIFICA STRATIGRAFIA

t tot	11.60 mm
t req	11.44 mm
Δt (margine)	0.16 mm

CONTENUTO FIBRA

G _c medio	43.8%
G _c target	40.0%

COMPOSIZIONE

n. strati	3
Peso fibra	7.80 kg/m²

Elementi (35):

D1

E1

D2

E2

D3

E3

B3

B4

C4

D4

E4

B5

C5

D5

E5

B6

C6

D6

E6

B7

C7

D7

E7

B8

C8

D8

E8

B9

C9

D9

E9

B10

C10

D10

E10

✓ VERIFICATO

SS_T2_Fondo

SS_T2_Fondo

Single skin · T2 · Fondo · 27 pannelli

16.70 mm · 44.2%

Gelcoat 0.50 mm	
MAT 300 0.70 mm	
Rovimat 1200 [0/90+ -] 15.30 mm ×9	
MAT 300 0.70 mm	
Spessore totale 17.20 mm	

VERIFICA STRATIGRAFIA

t tot	16.70 mm
t req	16.63 mm
Δt (margine)	0.07 mm

CONTENUTO FIBRA

G _c medio	44.2%
G _c target	40.0%

COMPOSIZIONE

n. strati	3
Peso fibra	11.40 kg/m²

Elementi (27):

B11

C11

D11

E11

B12

C12

D12

E12

C13

B13

D13

E13

B14

C14

D14

E14

B15

C15

D15

E15

B16

D16

E16

B17

D17

B18

D18

✓ VERIFICATO

SW_T1_Coperta

SW_T1_Coperta

Sandwich · T1 · Coperta · 18 pannelli

20.74 mm · core 15

PELLE ESTERNA	
Gelcoat 0.50 mm	
MAT 300 0.70 mm	
BX 600 0/90 [0/90] 1.47 mm ×2	
MAT 300 0.70 mm	
CORE - LINEAR PVC	
Core 15.00 mm	
PELLE INTERNA	
MAT 300 0.70 mm	
BX 600 0/90 [0/90] 1.47 mm ×2	
MAT 300 0.70 mm	
Spessore totale 21.24 mm	

SPESSORI

t pelle est.	2.87 mm
t core	15 mm
t pelle int.	2.87 mm
t tot	20.74 mm

CONTENUTO FIBRA

G _c est.	43.3%
G _c int.	43.3%

VERIFICA SM (ANNEX A.5)

SM real. est.	0.45 cm³/cm
SM min est.	0.38 cm³/cm
SM real. int.	0.45 cm³/cm
SM min int.	0.38 cm³/cm

PESO

Peso laminato	3.60 kg/m²
---------------	------------

Elementi (18):

G1

H1

G2

H2

G3

H3

H4

H5

G6

H6

G7

H7

G8

H8

G9

H9

G10

H10

✓ VERIFICATO

SW_T2_Coperta

SW_T2_Coperta		15.74 mm · core 10	
Sandwich · T2 · Coperta · 23 pannelli			
PELLE ESTERNA		SPESSORI	
 Gelcoat	0.50 mm	t pelle est.	2.87 mm
 MAT 300	0.70 mm	t core	10 mm
 BX 600 0/90 [0/90]	1.47 mm ×2	t pelle int.	2.87 mm
 MAT 300	0.70 mm	t tot	15.74 mm
CORE - LINEAR PVC		CONTENUTO FIBRA	
 Core	10.00 mm	G _c est.	43.3%
PELLE INTERNA		G _c int.	43.3%
 MAT 300	0.70 mm	VERIFICA SM (ANNEX A.5)	
 BX 600 0/90 [0/90]	1.47 mm ×2	SM real. est.	0.31 cm ³ /cm
 MAT 300	0.70 mm	SM min est.	0.23 cm ³ /cm
Spessore totale 16.24 mm		SM real. int.	0.31 cm ³ /cm
		SM min int.	0.23 cm ³ /cm
		PESO	
		Peso laminato 3.60 kg/m ²	
Elementi (23):			
G11 H11 G12 H12 G13 H13 G14 H14 G15 H15 G16 H16 G17 H17 G18 H18			
G19 H19 H20 G20 G21 H21 G22			
		✓ VERIFICATO	

SW_T1_Fianco

SW_T1_Fianco		20.08 mm · core 15	
Sandwich · T1 · Fianco · 10 pannelli			
PELLE ESTERNA		SPESSORI	
 Gelcoat	0.50 mm	t pelle est.	2.54 mm
 MAT 300	0.70 mm	t core	15 mm
 BX 600 ±45 [±45]	1.14 mm ×2	t pelle int.	2.54 mm
 MAT 300	0.70 mm	t tot	20.08 mm
CORE - LINEAR PVC		CONTENUTO FIBRA	
 Core	15.00 mm	G _c est.	50.0%
PELLE INTERNA		G _c int.	50.0%
 MAT 300	0.70 mm	VERIFICA SM (ANNEX A.5)	
 BX 600 ±45 [±45]	1.14 mm ×2	SM real. est.	0.39 cm ³ /cm
 MAT 300	0.70 mm	SM min est.	0.33 cm ³ /cm
Spessore totale 20.58 mm		SM real. int.	0.39 cm ³ /cm
		SM min int.	0.33 cm ³ /cm
		PESO	
		Peso laminato 3.60 kg/m ²	
Elementi (10):			
F1 F2 F3 F4 F5 F6 F7 F8 F9 F10			
		✓ VERIFICATO	

SW_T2_Fianco

SW_T2_Fianco

Sandwich · T2 · Fianco · 11 pannelli

20.08 mm · core 15

PELLE ESTERNA

Gelcoat

0.50 mm

MAT 300

0.70 mm

BX 600 ±45 [±45]

1.14 mm ×2

MAT 300

0.70 mm

CORE - LINEAR PVC

Core

15.00 mm

PELLE INTERNA

MAT 300

0.70 mm

BX 600 ±45 [±45]

1.14 mm ×2

MAT 300

0.70 mm

Spessore totale 20.58 mm

SPESSORI

t pelle est.

2.54 mm

t core

15 mm

t pelle int.

2.54 mm

t tot

20.08 mm

CONTENUTO FIBRA

G_C est.

50.0%

G_C int.

50.0%

VERIFICA SM (ANNEX A.5)

SM real. est.

0.39 cm³/cm

SM min est.

0.32 cm³/cm

SM real. int.

0.39 cm³/cm

SM min int.

0.32 cm³/cm

PESO

Peso laminato

3.60 kg/m²

Elementi (11):

F11

F12

F13

F14

F15

F16

F17

F18

F19

F20

F21

✓ VERIFICATO

4. Sezioni travi adottate

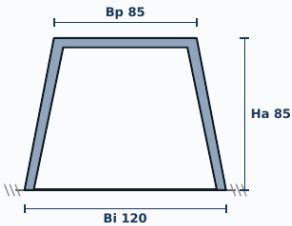
38 sezioni salvate - profilo, stack laminazione e verifica ISO 12215-5:2019 Table A.5 (SM).

L'ordine di presentazione segue lo zoning definito al Cap. 2 (trancia × zona funzionale). Le sezioni con badge **CON RISERVA** hanno geometria valida solo in presenza dell'accorgimento riportato in didascalia.

Altri

CC1
Omega · CC1

W 67 cm³ · SM 60.64



sa 6.1 · sp 6.9 mm

STRATIGRAFIA TRAVE
ANIMA

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm

Spessore totale 3.56 mm

GEOMETRIA

Ha	85 mm
Bp	85 mm
Bi	120 mm
sa	6.1 mm
sp	6.9 mm
θ	11.6 °

VERIFICA MODULO RESISTENTE

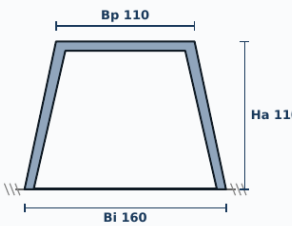
W realizzato	67 cm ³
SM minimo	60.64 cm ³
margine	10.7 %

Elementi (4): CC2-1 CC2-2 CC2-3 CC2-4

✓ VERIFICATO

CC3
Omega · CC3

W 142 cm³ · SM 134.93



sa 7.2 · sp 8.8 mm

STRATIGRAFIA TRAVE
ANIMA

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	1.10 mm ×2
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm

Spessore totale 4.11 mm

GEOMETRIA

Ha	110 mm
Bp	110 mm
Bi	160 mm
sa	7.2 mm
sp	8.8 mm
θ	12.8 °

VERIFICA MODULO RESISTENTE

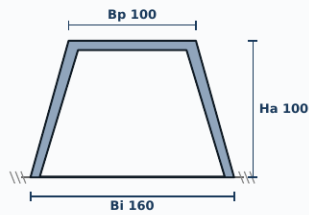
W realizzato	142 cm ³
SM minimo	134.93 cm ³
margine	5.1 %

Elementi (11): CC1-6 CC2-10 CC2-11 CC2-12 CC1-8 CC1-7 CC1-9 CC1-13 CC1-10 CC1-11 CC1-12

✓ VERIFICATO

CC2

Omega · CC2

W 105 cm³ · SM 93.48

sa 6.1 · sp 8.2 mm

STRATIGRAFIA TRAVE**ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 8.70 mm	

GEOMETRIA

Ha	100 mm
Bp	100 mm
Bi	160 mm
sa	6.1 mm
sp	8.2 mm
θ	16.7 °

VERIFICA MODULO RESISTENTE

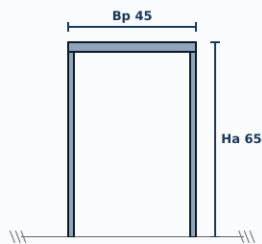
W realizzato	105 cm³
SM minimo	93.48 cm ³
margine	12.0 %

Elementi (13): CC2-5 CC2-6 CC2-16 CC1-14 CC1-15 CC2-13 CC2-14 CC2-15 CC2-7 CC1-4 CC2-8
CC1-5 CC2-9

✓ VERIFICATO

MC1

Top-hat · MC1

W 11 cm³ · SM 10.35

sa 2.1 · sp 2.4 mm

STRATIGRAFIA TRAVE**ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 1.57 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	1.29 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.85 mm	

GEOMETRIA

Ha	65 mm
Bp	45 mm
sa	2.1 mm
sp	2.4 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

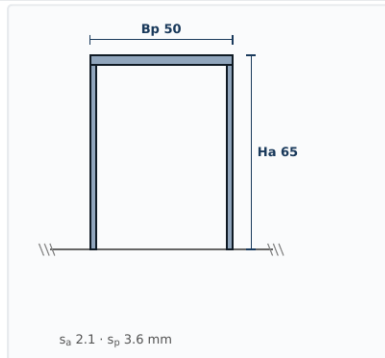
W realizzato	11 cm³
SM minimo	10.35 cm ³
margine	6.9 %

Elementi (2): MC1-1 MC1-2

✓ VERIFICATO

MC2

Top-hat · MC2

W 16 cm³ · SM 13.31**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 1.57 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.14 mm	

GEOMETRIA

H_a	65 mm
B_p	50 mm
s_a	2.1 mm
s_p	3.6 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

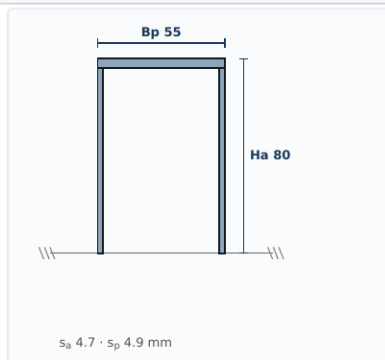
W realizzato	16 cm³
SM minimo	13.31 cm ³
marginale	22.5 %

Elementi (2): MC1-4 MC1-5

✓ VERIFICATO

MC3

Top-hat · MC3

W 35 cm³ · SM 33.19**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.73 mm ×2
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.85 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
BX 300 ±45 [±45]	0.73 mm ×2
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 5.43 mm	

GEOMETRIA

H_a	80 mm
B_p	55 mm
s_a	4.7 mm
s_p	4.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

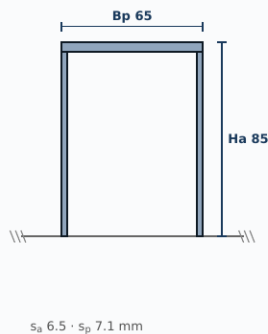
W realizzato	35 cm³
SM minimo	33.19 cm ³
marginale	5.6 %

Elementi (2): MC2-14 MC2-16

✓ VERIFICATO

MC4

Top-hat · MC4

W 58 cm³ · SM 56.03**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.74 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.60 mm	

GEOMETRIA

Ha	85 mm
Bp	65 mm
sa	6.5 mm
sp	7.1 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

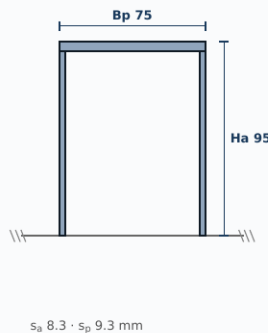
W realizzato	58 cm ³
SM minimo	56.03 cm ³
margine	3.9 %

Elementi (4): MC1-7 MC1-8 MC1-9 MC1-12

✓ VERIFICATO

MC5

Top-hat · MC5

W 93 cm³ · SM 85.79**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	95 mm
Bp	75 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

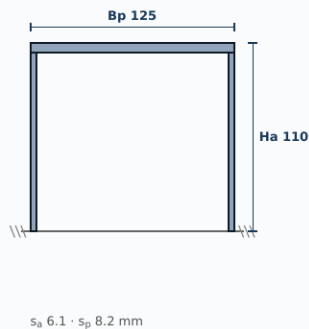
W realizzato	93 cm ³
SM minimo	85.79 cm ³
margine	8.7 %

Elementi (6): MC1-11 MC3-1 MC1-17 MC3-2 MC2-15 MC3-16

✓ VERIFICATO

MC6

Top-hat · MC6

W 142 cm³ · SM 139.53**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 8.70 mm	

GEOMETRIA

H_a	110 mm
B_p	125 mm
s_a	6.1 mm
s_p	8.2 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

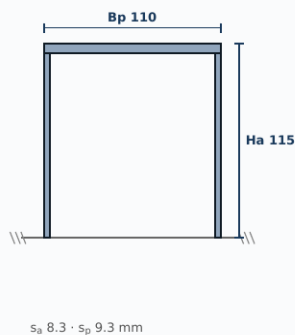
W realizzato	142 cm³
SM minimo	139.53 cm ³
marginale	1.5 %

Elementi (7): MC3-4 MC3-5 MC3-9 MC3-7 MC3-8 MC3-15 MC3-11

✓ VERIFICATO

MC7

Top-hat · MC7

W 154 cm³ · SM 151.65**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	115 mm
B_p	110 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

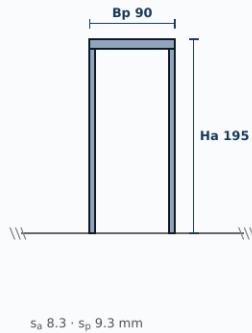
W realizzato	154 cm³
SM minimo	151.65 cm ³
marginale	1.8 %

Elementi (1): MC3-14

✓ VERIFICATO

MC8

Top-hat · MC8

W 239 cm³ · SM 237.44**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	195 mm
Bp	90 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

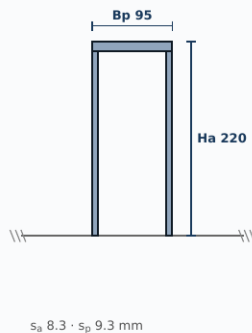
W realizzato	239 cm³
SM minimo	237.44 cm ³
marginale	0.9 %

Elementi (8): MC3-12 MC2-12 MC2-4 MR5 MC2-7 MC2-5 MC1-16 MC2-8

✓ VERIFICATO

MC9

Top-hat · MC9

W 320 cm³ · SM 317.94**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	220 mm
Bp	95 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

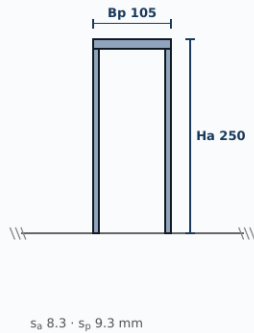
W realizzato	320 cm³
SM minimo	317.94 cm ³
marginale	0.6 %

Elementi (4): MC2-9 MC2-11 MC1-15 PL1-6

✓ VERIFICATO

MC10

Top-hat · MC10

W 404 cm³ · SM 401.34**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	250 mm
B_p	105 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

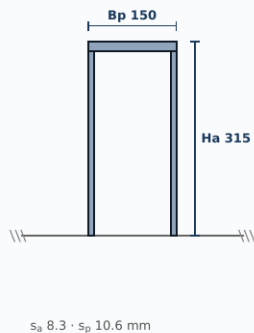
W realizzato	404 cm³
SM minimo	401.34 cm ³
margine	0.6 %

Elementi (2): MC1-14 PL2-6

✓ VERIFICATO

PL1

Top-hat · PL1

W 743 cm³ · SM 738.19**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	6.43 mm ×5
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 11.07 mm	

GEOMETRIA

H_a	315 mm
B_p	150 mm
s_a	8.3 mm
s_p	10.6 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

W realizzato	743 cm³
SM minimo	738.19 cm ³
margine	0.7 %

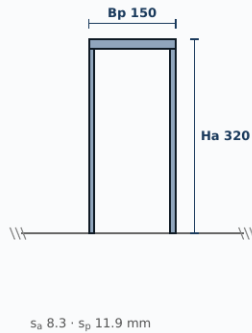
Elementi (6): PL2-1 PL1-2 MR4 PL2-5 MR1 PL1-5

✓ VERIFICATO

PL2

Top-hat · PL2

W 803 cm³ · SM 796.73



STRATIGRAFIA TRAVE

ANIMA

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	7.72 mm ×6
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 12.36 mm	

GEOMETRIA

Ha	320 mm
Bp	150 mm
sa	8.3 mm
sp	11.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

W realizzato	803 cm ³
SM minimo	796.73 cm ³
marginale	0.8 %

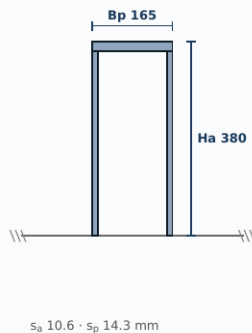
Elementi (2): PL2-2 PL1-1

✓ VERIFICATO

PL3

Top-hat · PL3

W 1310 cm³ · SM 1300.83



STRATIGRAFIA TRAVE

ANIMA

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	1.70 mm ×3
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 5.77 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	9.01 mm ×7
BX 600 ±45 [±45]	1.70 mm ×3
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 14.78 mm	

GEOMETRIA

Ha	380 mm
Bp	165 mm
sa	10.6 mm
sp	14.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

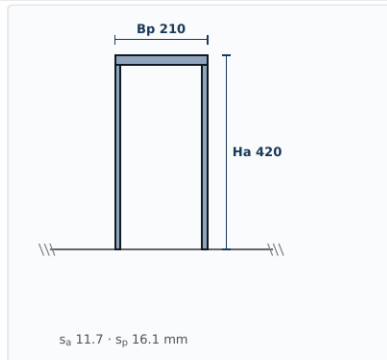
W realizzato	1310 cm ³
SM minimo	1300.83 cm ³
marginale	0.7 %

Elementi (4): PL2-4 MR3 PL1-4 MR2

✓ VERIFICATO

PL4

Top-hat · PL4

W 1892 cm³ · SM 1879.01**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	2.27 mm ×4
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 6.34 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	10.30 mm ×8
BX 600 ±45 [±45]	2.27 mm ×4
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 16.64 mm	

GEOMETRIA

Ha	420 mm
Bp	210 mm
sa	11.7 mm
sp	16.1 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

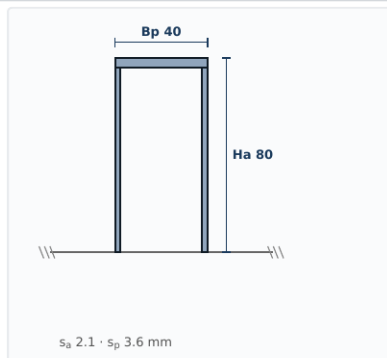
W realizzato	1892 cm³
SM minimo	1879.01 cm ³
margine	0.7 %

Elementi (2): PL2-3 PL1-3

✓ VERIFICATO

CR1

Top-hat · CR1

W 20 cm³ · SM 15.13**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 1.57 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.14 mm	

GEOMETRIA

Ha	80 mm
Bp	40 mm
sa	2.1 mm
sp	3.6 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

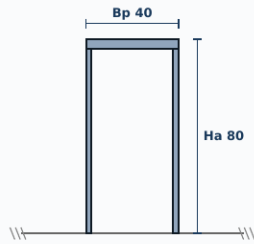
W realizzato	20 cm³
SM minimo	15.13 cm ³
margine	32.5 %

Elementi (2): CR1-4 CR2-4

✓ VERIFICATO

CR2

Top-hat · CR2

W 26 cm³ · SM 21.82s_a 3.6 · s_p 4.4 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.30 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.87 mm	

GEOMETRIA

H _a	80 mm
B _p	40 mm
s _a	3.6 mm
s _p	4.4 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

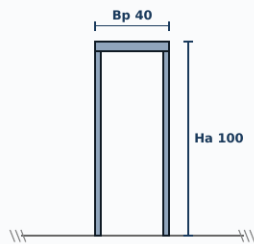
W realizzato	26 cm³
SM minimo	21.82 cm ³
marginale	19.3 %

Elementi (2): CR1-3 CR2-3

✓ VERIFICATO

CS-1

Top-hat · CS-1

W 33 cm³ · SM 32.86s_a 3.6 · s_p 4.4 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.30 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.87 mm	

GEOMETRIA

H _a	100 mm
B _p	40 mm
s _a	3.6 mm
s _p	4.4 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

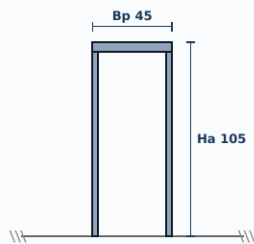
W realizzato	33 cm³
SM minimo	32.86 cm ³
marginale	1.8 %

Elementi (1): CS1

✓ VERIFICATO

CR3

Top-hat · CR3

W 61 cm³ · SM 59.88s_a 6.1 · s_p 6.9 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

H _a	105 mm
B _p	45 mm
s _a	6.1 mm
s _p	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

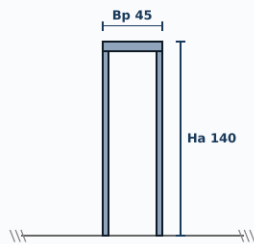
W realizzato	61 cm³
SM minimo	59.88 cm ³
margine	1.0 %

Elementi (3): CR1-2 CR2-2 CS2

✓ VERIFICATO

CS-2

Top-hat · CS-2

W 89 cm³ · SM 87.50s_a 6.1 · s_p 6.9 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

H _a	140 mm
B _p	45 mm
s _a	6.1 mm
s _p	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

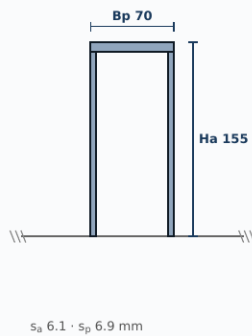
W realizzato	89 cm³
SM minimo	87.50 cm ³
margine	1.3 %

Elementi (1): CS3

✓ VERIFICATO

CS-3

Top-hat · CS-3

W 131 cm³ · SM 130.15**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

H_a	155 mm
B_p	70 mm
s_a	6.1 mm
s_p	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

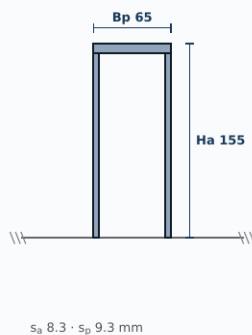
W realizzato	131 cm³
SM minimo	130.15 cm ³
margine	0.6 %

Elementi (4): CS19 CS4 CS18 CS17

✓ VERIFICATO

CS-4

Top-hat · CS-4

W 167 cm³ · SM 165.55**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	155 mm
B_p	65 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

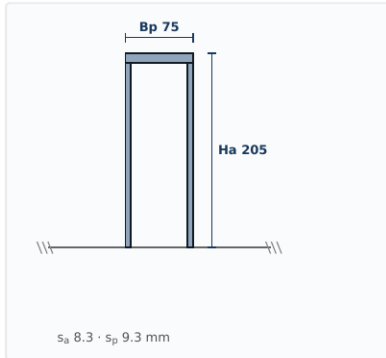
W realizzato	167 cm³
SM minimo	165.55 cm ³
margine	0.6 %

Elementi (4): CS16 CS5 CS15 CS14

✓ VERIFICATO

CS-5

Top-hat · CS-5

W 262 cm³ · SM 259.93**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	205 mm
Bp	75 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

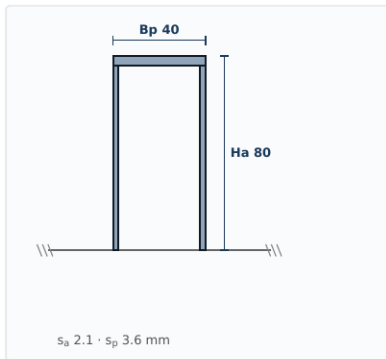
W realizzato	262 cm ³
SM minimo	259.93 cm ³
margine	0.8 %

Elementi (7): CR1-1 CR2-1 CS7 CS12 CS8 CS9 CS11

✓ VERIFICATO

BR-1

Top-hat · BR-1

W 21 cm³ · SM 9.02**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 1.57 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.14 mm	

GEOMETRIA

Ha	80 mm
Bp	40 mm
sa	2.1 mm
sp	3.6 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

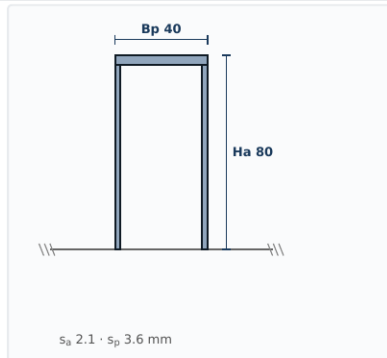
W realizzato	21 cm ³
SM minimo	9.02 cm ³
margine	128.5 %

Elementi (1): BR1

✓ VERIFICATO

BR-2

Top-hat · BR-2

W 18 cm³ · SM 13.66**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 1.57 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.14 mm	

GEOMETRIA

H_a	80 mm
B_p	40 mm
s_a	2.1 mm
s_p	3.6 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

W realizzato	18 cm³
SM minimo	13.66 cm ³
marginale	34.4 %

Elementi (2):

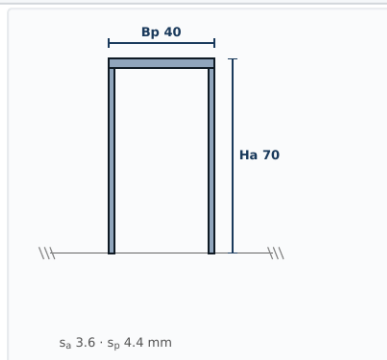
BR4

B2-19

✓ VERIFICATO

AR1

Top-hat · AR1

W 21 cm³ · SM 20.51**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.30 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.87 mm	

GEOMETRIA

H_a	70 mm
B_p	40 mm
s_a	3.6 mm
s_p	4.4 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

W realizzato	21 cm³
SM minimo	20.51 cm ³
marginale	1.7 %

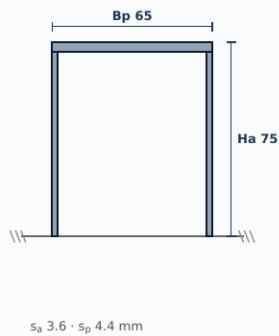
Elementi (1):

ARC8

✓ VERIFICATO

B1

Top-hat · B1

W 35 cm³ · SM 33.98**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 2.30 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 150	0.35 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
Glass UD 1200 [0°]	2.57 mm ×2
BX 300 ±45 [±45]	0.37 mm
BX 300 0/90 [0/90]	0.37 mm
MAT 150	0.35 mm
Spessore totale 4.87 mm	

GEOMETRIA

Ha	75 mm
Bp	65 mm
sa	3.6 mm
sp	4.4 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

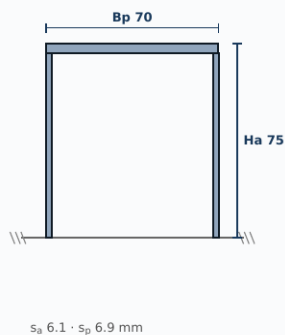
W realizzato	35 cm ³
SM minimo	33.98 cm ³
margine	1.8 %

Elementi (6): B2-18 B1-7 B1-1 B1-3 B2-1 B2-3

✓ VERIFICATO

B2

Top-hat · B2

W 52 cm³ · SM 51.72**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

Ha	75 mm
Bp	70 mm
sa	6.1 mm
sp	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

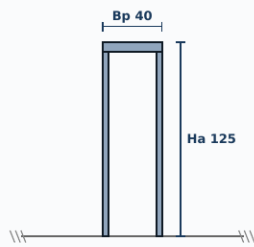
W realizzato	52 cm ³
SM minimo	51.72 cm ³
margine	1.4 %

Elementi (12): B1-5 B2-4 B1-11 B2-5 B1-15 B1-14 B1-18 B2-16 B1-19 B1-9 B2-15 B1-12

✓ VERIFICATO

B3

Top-hat · B3

W 69 cm³ · SM 67.85s_a 6.1 · s_p 6.9 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

H _a	125 mm
B _p	40 mm
s _a	6.1 mm
s _p	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

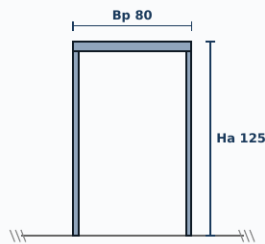
W realizzato	69 cm³
SM minimo	67.85 cm ³
margine	1.5 %

Elementi (6): B2-11 B2-7 B2-14 B2-9 ARC6 B2-12

✓ VERIFICATO

AR2

Top-hat · AR2

W 110 cm³ · SM 106.45s_a 6.1 · s_p 6.9 mm**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 3.56 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 300	0.70 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
Glass UD 1200 [0°]	3.86 mm ×3
BX 450 ±45 [±45]	0.55 mm
BX 450 0/90 [0/90]	0.55 mm
MAT 300	0.70 mm
Spessore totale 7.42 mm	

GEOMETRIA

H _a	125 mm
B _p	80 mm
s _a	6.1 mm
s _p	6.9 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

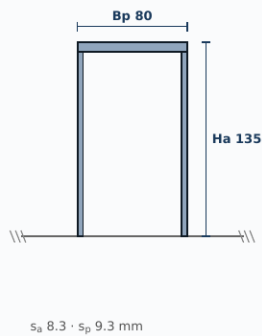
W realizzato	110 cm³
SM minimo	106.45 cm ³
margine	3.7 %

Elementi (5): ARC7 ARC1 ARL1 BR3 ARL3-C

✓ VERIFICATO

AR3

Top-hat · AR3

W 159 cm³ · SM 158.18**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	135 mm
Bp	80 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

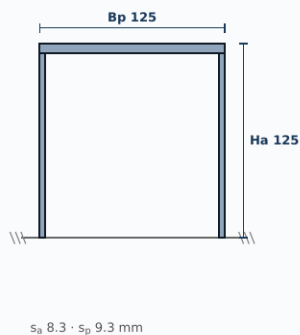
W realizzato	159 cm³
SM minimo	158.18 cm ³
margine	0.7 %

Elementi (2): ARL3-A ARL3-B

✓ VERIFICATO

B4

Top-hat · B4

W 204 cm³ · SM 202.23**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

Ha	125 mm
Bp	125 mm
sa	8.3 mm
sp	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

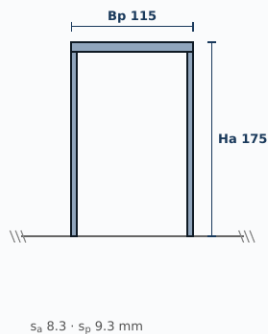
W realizzato	204 cm³
SM minimo	202.23 cm ³
margine	0.9 %

Elementi (2): B1-16 B1-8

✓ VERIFICATO

AR4

Top-hat · AR4

W 274 cm³ · SM 268.70**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	175 mm
B_p	115 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

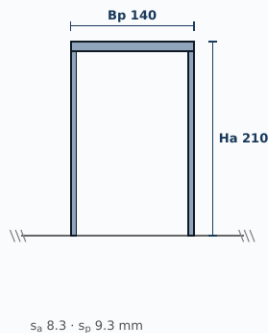
W realizzato	274 cm³
SM minimo	268.70 cm ³
margine	1.9 %

Elementi (2): ARL6 ARC5

✓ VERIFICATO

AR5

Top-hat · AR5

W 396 cm³ · SM 388.67**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	210 mm
B_p	140 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

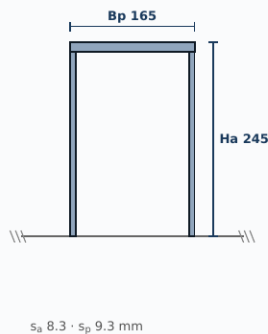
W realizzato	396 cm³
SM minimo	388.67 cm ³
margine	1.8 %

Elementi (4): ARC4 ARC2 ARL2 ARL4

✓ VERIFICATO

AR6

Top-hat · AR6

W 554 cm³ · SM 546.94**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	5.15 mm ×4
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 9.79 mm	

GEOMETRIA

H_a	245 mm
B_p	165 mm
s_a	8.3 mm
s_p	9.3 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

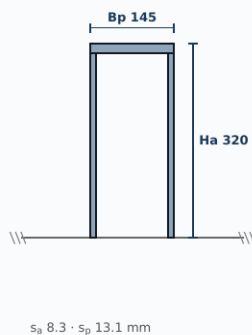
W realizzato	554 cm ³
SM minimo	546.94 cm ³
margine	1.4 %

Elementi (2): ARL5 ARC3

✓ VERIFICATO

BR-3

Top-hat · BR-3

W 877 cm³ · SM 871.03**STRATIGRAFIA TRAVE****ANIMA**

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 4.64 mm	

PIATT.

Gelcoat	0.50 mm
MAT 450	1.05 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
Glass UD 1200 [0°]	9.01 mm ×7
BX 600 ±45 [±45]	0.57 mm
BX 600 0/90 [0/90]	0.73 mm
MAT 450	1.05 mm
Spessore totale 13.65 mm	

GEOMETRIA

H_a	320 mm
B_p	145 mm
s_a	8.3 mm
s_p	13.1 mm

VERIFICA MODULO RESISTENTE

W realizzato	877 cm ³
SM minimo	871.03 cm ³
margine	0.7 %

Elementi (1): BR2

✓ VERIFICATO

5. Paratie

Paratie stagne, strutturali e serbatoi - verifica ISO 12215-5:2019 §9.3 + Annex A.13.

P-T			x = 0.00 m
watertight			
	Gelcoat	0.50 mm	GEOMETRIA PANNELLO b 800 mm l 1350 mm h pannello 1.60 m CARICO D _b 1.60 m P 7.47 kN/m ² VERIFICA PELLE t richiesto 3.74 mm t laminato 4.80 mm
	MAT 300	0.70 mm	
	Rovimat 1200 [0/90+-]	3.40 mm ×2	
	MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 5.30 mm			✓ VERIFICATO
P-AM			x = 6.00 m
watertight			
	Gelcoat	0.50 mm	GEOMETRIA PANNELLO b 1350 mm l 3300 mm h pannello 3.30 m CARICO D _b 3.30 m P 15.40 kN/m ² VERIFICA PELLE t richiesto 6.98 mm t laminato 8.20 mm
	MAT 300	0.70 mm	
	Rovimat 1200 [0/90+-]	6.80 mm ×4	
	MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 8.70 mm			✓ VERIFICATO
P-C			x = 19.62 m
watertight			
	Gelcoat	0.50 mm	GEOMETRIA PANNELLO b 1600 mm l 3000 mm h pannello 1.60 m CARICO D _b 1.60 m P 7.47 kN/m ² VERIFICA PELLE t richiesto 7.12 mm t laminato 8.20 mm
	MAT 300	0.70 mm	
	Rovimat 1200 [0/90+-]	6.80 mm ×4	
	MAT 300	0.70 mm	
Spessore totale 8.70 mm			✓ VERIFICATO

6. Distinta pesi e baricentro

Peso strutturale complessivo (imprevisti 15%) - ripartizione per gruppo strutturale, per trancia e per materiale, con baricentro globale.

TOTALI E BARICENTRO

Massa strutturale teorica	6702.4	kg
Massa strutturale con imprevisti 15%	7707.8	kg
Massa a pieno carico m_{LDC}	45000	kg
% massa struttura su m_{LDC}	17.1	%
Baricentro longitudinale X_g	9.65	m
Baricentro trasversale Y_g	4.1	mm
Baricentro verticale Z_g	1.12	m

VETRORESINA - VOLUME, MASSA E DENSITÀ

Vetroresina = fibra + resina (esclusi gelcoat e core PVC). Volume calcolato integrando lo spessore laminato su ciascun elemento; densità come rapporto massa/volume, indicativa del contenuto di fibra medio effettivo (target $G_c \approx 40\%$).

Volume vetroresina laminata	3.635	m ³
Massa vetroresina (fibra + resina)	5682.6	kg
di cui fibra di vetro	2499.8	kg
di cui resina	3182.8	kg
Densità media vetroresina	1563	kg/m ³
Contenuto fibra medio (G_c)	44.0	%

RIPARTIZIONE PER GRUPPO STRUTTURALE

Gruppo	n	kg teorico	kg imprevisti	% imprevisti
Chiglia (SS)	20	468.7	539.0	7.0
Coperta SW	41	1214.6	1396.8	18.1
Fianco SW	21	687.2	790.2	10.3
Fondo SS	62	1210.2	1391.8	18.1
Paratie stagne SS	3	323.9	372.5	4.8
Travi AR1	1	2.7	3.1	0.0
Travi AR2	5	51.2	58.9	0.8
Travi AR3	2	31.1	35.7	0.5
Travi AR4	2	54.6	62.8	0.8
Travi AR5	4	174.3	200.4	2.6
Travi AR6	2	110.0	126.5	1.6
Travi B1	6	25.3	29.1	0.4
Travi B2	12	91.2	104.9	1.4
Travi B3	6	48.9	56.3	0.7
Travi B4	2	50.9	58.5	0.8
Travi BR-1	1	1.2	1.4	0.0
Travi BR-2	2	2.8	3.2	0.0
Travi BR-3	1	65.3	75.1	1.0

Gruppo	n	kg teorico	kg imprevisti	% imprevisti
Travi CC1	4	26.8	30.8	0.4
Travi CC2	13	104.9	120.6	1.6
Travi CC3	11	116.0	133.4	1.7
Travi CR1	2	4.0	4.6	0.1
Travi CR2	2	5.4	6.2	0.1
Travi CR3	3	17.8	20.5	0.3
Travi CS-1	1	3.1	3.5	0.0
Travi CS-2	1	9.3	10.7	0.1
Travi CS-3	4	53.7	61.8	0.8
Travi CS-4	4	75.2	86.5	1.1
Travi CS-5	7	179.9	206.9	2.7
Travi MC1	2	1.1	1.3	0.0
Travi MC10	2	47.8	54.9	0.7
Travi MC2	2	1.3	1.5	0.0
Travi MC3	2	3.2	3.7	0.0
Travi MC4	4	11.3	13.0	0.2
Travi MC5	6	30.9	35.6	0.5
Travi MC6	7	52.6	60.4	0.8
Travi MC7	1	8.9	10.3	0.1
Travi MC8	8	101.4	116.7	1.5
Travi MC9	4	68.2	78.4	1.0
Travi PL1	6	333.8	383.9	5.0
Travi PL2	2	136.5	156.9	2.0
Travi PL3	4	342.0	393.4	5.1
Travi PL4	2	353.2	406.2	5.3

RIPARTIZIONE PER TRANCIA

Trancia	n	kg teorico	kg imprevisti	% imprevisti
T1	149	3540.5	4071.6	52.8
T2	148	3162.0	3636.3	47.2

RIPARTIZIONE PER MATERIALE

Materiale	kg	%
Vetro (fibra)	2499.8	37.3
Resina	3182.8	47.5
Gelcoat	450.6	6.7
Core (PVC)	569.2	8.5
Totale laminato + core + gelcoat	6702.4	100.0

Sintesi finale

82 pannelli single skin diventano **3** laminazioni, **62** pannelli sandwich diventano **4** laminazioni, **150** travi diventano **38** travi raggruppate.

La struttura pesa il **17.1%** di m_{LDC} .

9 Assetto e stabilità

Il presente capitolo raccoglie la verifica delle caratteristiche di statica dell'imbarcazione. Il percorso seguito parte dalla geometria della carena, di cui si estraggono le caratteristiche idrostatiche al variare dell'immersione, prosegue con la stima dei pesi di bordo e dei rispettivi baricentri, e si conclude con la verifica dell'assetto longitudinale, della stabilità trasversale iniziale e della stabilità a grandi angoli nelle condizioni di carico previste.

9.1 Riferimenti e criteri di accettabilità

Tutte le grandezze longitudinali sono riferite alla perpendicolare addietro, assunta come origine del sistema di riferimento, con asse x positivo verso prua. Le quote verticali sono misurate a partire dalla linea di base, con asse z positivo verso l'alto. Le distanze trasversali sono riferite al piano diametrale, con asse y positivo verso sinistra.

I calcoli idrostatici e di stabilità sono stati condotti in Maxsurf Stability, importando il modello tridimensionale della carena sviluppato nella fase di definizione delle forme. Le analisi a nave dritta forniscono la tavola delle carene dritte; quelle a nave inclinata, i bracci di stabilità a grandi angoli.

La verifica è condotta a nave integra. Per ciascuna grandezza si è definito preliminarmente un criterio di accettabilità, riportato nella tabella seguente. I limiti relativi alle aree sottese alla curva dei bracci di stabilità, al valore di GZ a 30° e alla posizione del massimo derivano dai criteri generali di stabilità intatta (ISC- Part A); il limite sull'altezza metacentrica e quello sull'assetto longitudinale rispondono a esigenze di operatività e di buona pratica progettuale.

Tabella 9.1. Criteri di accettabilità adottati

Grandezza	Criterio
$\tan \theta_L$	$-0,010 \leq \tan \theta_L \leq 0$
GM_T	$\geq 0,15 \text{ m}$
Area 0-30°	$\geq 0,055 \text{ m} \cdot \text{rad}$
Area 0-40°	$\geq 0,090 \text{ m} \cdot \text{rad}$
Area 30-40°	$\geq 0,030 \text{ m} \cdot \text{rad}$
GZ a 30°	$\geq 0,20 \text{ m}$
Angolo di $GZ_{\max}$	$\geq 25^\circ$

9.2 Tavola delle carene dritte

Il calcolo delle caratteristiche di statica richiede come primo passo l'estrazione della tavola delle carene dritte. Le carene dritte sono configurazioni isocline della carena, individuate da piani di galleggiamento paralleli al piano di galleggiamento di progetto: al variare dell'immersione, e a inclinazione longitudinale e trasversale nulle, si ricavano le grandezze geometriche e idrostatiche che descrivono il volume immerso.

Definendo un intervallo di immersioni compreso fra 0 e 2,00 m con passo pari a 0,02 m, sono state estratte le seguenti grandezze in funzione dell'immersione:

- Volume di carena ∇ [m³]
- Dislocamento Δ [t]
- Centro longitudinale di spinta LCB [m]
- Centro verticale di spinta VCB [m]
- Area della figura di galleggiamento A_w [m²]
- Centro longitudinale della figura di galleggiamento LCF [m]
- Raggio metacentrico trasversale BM_T [m]
- Raggio metacentrico longitudinale BM_L [m]
- Superficie di carena S [m²]

Tabella 9.2. Tavola delle carene.

T [m]	∇ [m³]	Δ [t]	LCB [m]	VCB [m]	A _w [m²]	LCF [m]	BM _T [m]	BM _L [m]	S [m²]
0,00	0,003	0,003	13,412	-0,007	0,280	13,236	0,062	81,47	0,31
0,10	0,201	0,206	11,488	0,067	4,506	10,629	0,395	169,81	4,87
0,20	1,069	1,096	9,690	0,142	13,494	8,464	0,911	205,41	14,40
0,30	2,920	2,993	8,632	0,213	23,448	7,772	1,541	148,08	25,05
0,40	5,756	5,900	8,143	0,282	33,185	7,544	2,180	110,59	35,61
0,50	9,601	9,841	7,886	0,350	43,108	7,488	2,850	87,98	46,88
0,60	14,439	14,800	7,737	0,418	53,202	7,421	3,551	73,64	58,81
0,70	20,146	20,650	7,658	0,484	62,194	7,382	4,071	63,94	68,38
0,80	27,005	27,680	7,568	0,552	72,267	7,413	4,707	55,09	80,71
0,90	34,420	35,280	7,560	0,616	75,657	7,632	4,060	46,40	86,69
1,00	42,127	43,180	7,593	0,677	78,538	7,837	3,556	40,73	92,27
1,010	42,917	43,990	7,598	0,683	78,944	7,831	3,540	40,38	93,05
1,10	50,156	51,410	7,638	0,737	81,634	7,936	3,260	36,61	98,55
1,20	58,449	59,910	7,692	0,796	83,885	8,073	2,936	33,24	103,73
1,30	66,946	68,620	7,749	0,853	85,923	8,211	2,677	30,51	108,71
1,40	75,620	77,510	7,809	0,910	87,560	8,324	2,446	28,17	113,32
1,50	84,468	86,580	7,870	0,967	89,294	8,448	2,259	26,40	118,08
1,60	93,463	95,800	7,930	1,023	90,648	8,539	2,093	24,70	122,51
1,70	102,634	105,200	7,988	1,079	92,091	8,643	1,951	23,40	127,08
1,80	111,902	114,700	8,046	1,135	93,311	8,725	1,828	22,13	131,45
1,90	121,268	124,300	8,102	1,190	94,543	8,803	1,722	21,07	135,86
2,00	130,537	133,800	8,173	1,244	89,916	9,394	1,527	16,83	145,61

Riportando in un foglio di calcolo i valori restituiti dal programma è possibile costruire il grafico corrispondente. Poiché le grandezze rappresentate hanno ordini di grandezza molto diversi fra loro, alcune curve sono state moltiplicate per opportuni fattori di scala, indicati in legenda, che ne consentono la lettura su un unico diagramma.

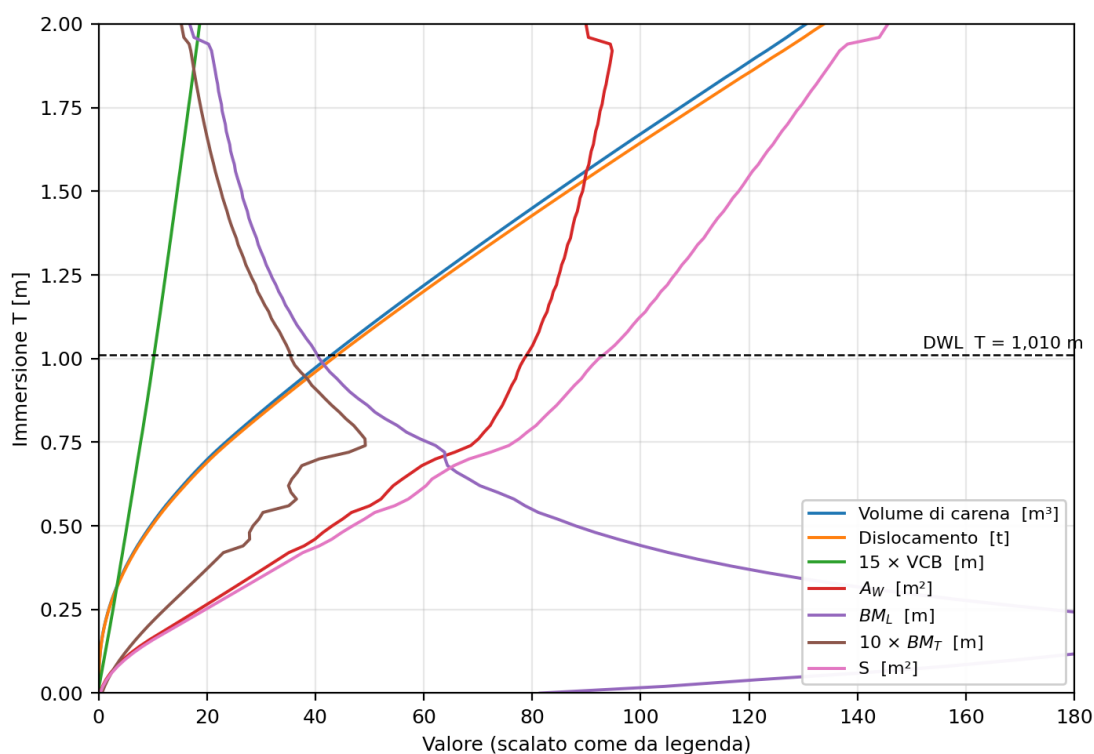


Figura 9.1. Tavola delle carene dritte: andamento delle grandezze idrostatiche in funzione dell'immersione

Il secondo diagramma riporta l'andamento del centro di carena LCB e del centro della figura di galleggiamento LCF, espressi come distanza dalla perpendicolare al mezzo.

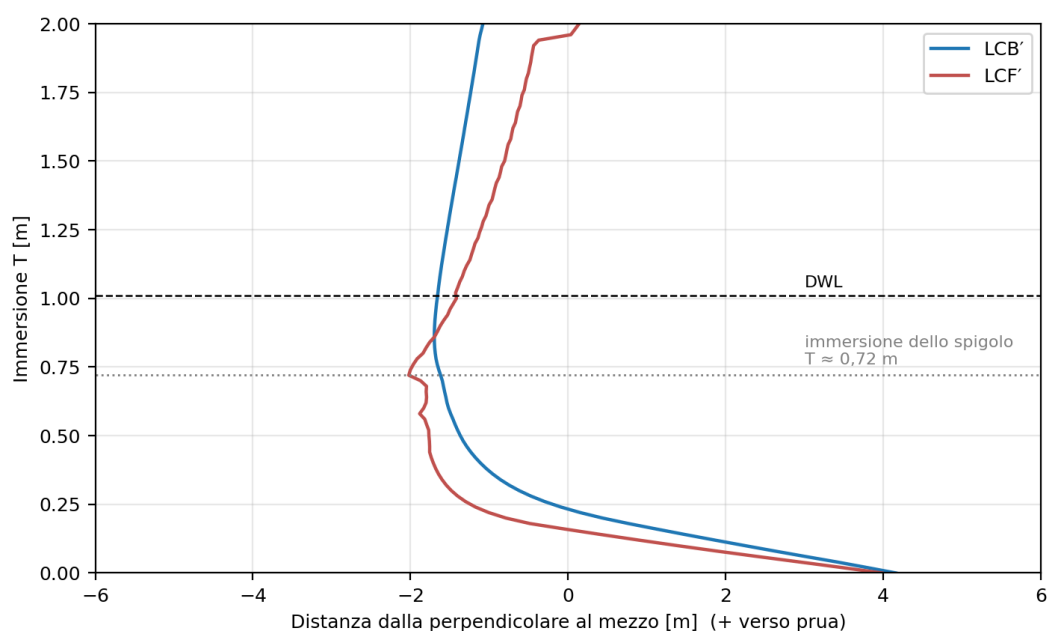


Figura 9.2. Andamento di LCB e LCF.

La discontinuità che si osserva nelle curve in corrispondenza di $T \approx 0,72$ m è determinata dalla presenza dello spigolo longitudinale. All'ingresso in acqua dello spigolo la larghezza della figura di galleggiamento aumenta bruscamente: l'area A_w passa da 59,6 a 68,7 m² nell'arco di quattro centimetri di immersione, il raggio metacentrico trasversale da 3,75 a

4,92 m, e il centro della figura di galleggiamento arretra di circa 0,22 m verso poppa. Il fatto che le tre grandezze presentino il ginocchio alla medesima immersione conferma l'origine geometrica del fenomeno e ne esclude la natura di artefatto numerico.

Al di sopra di $T = 1,94$ m si osserva una seconda discontinuità, di segno opposto, dovuta al superamento del bordo dello specchio di poppa da parte del piano di galleggiamento. Tale immersione è ampiamente superiore a quelle di interesse e non influenza le verifiche che seguono.

9.3 Pesata

Completato il progetto delle strutture e determinato il relativo peso, si è proceduto alla stima degli allestimenti e degli impianti presenti a bordo. Per agevolare l'analisi l'imbarcazione è stata suddivisa in quattro zone: lower deck, main deck, sala macchine e impianti.

Per ciascun elemento è stata condotta una stima del peso, selezionando i prodotti dai cataloghi dei fornitori. Ove possibile si è risaliti al volume a partire da spessori e aree, associando al componente un materiale di densità nota e ricavando il peso con maggiore accuratezza. Il modello tridimensionale dell'imbarcazione e dei suoi allestimenti ha inoltre consentito di stimare la posizione dei baricentri dei singoli elementi e di quantificare i momenti statici rispetto ai tre piani di riferimento:

$$M_{yz} = P \cdot x_G \quad M_{xz} = P \cdot y_G \quad M_{xy} = P \cdot z_G \quad [kg \cdot m] \quad (9.1)$$

Per ciascuna zona sono stati sommati i pesi e i momenti statici degli elementi presenti, ricavando le coordinate del baricentro di zona e, per somma, quelle dell'insieme degli allestimenti.

Per tenere conto di imprevisti e di variazioni nelle fasi successive del progetto è stato applicato agli allestimenti e agli impianti un margine del 15%, assunto uniformemente distribuito e quindi tale da non modificare la posizione del baricentro della quota a cui si applica. Il peso delle strutture e quello delle vetrature sono già comprensivi del rispettivo margine.

Tabella 9.3. Pesata: riepilogo per zona e determinazione della nave scarica e asciutta

Zona	Peso [kg]	x_G [m]	y_G [m]	z_G [m]
LOWER DECK	4271,9	11,662	0,1280	2,181
MAIN DECK	5751,8	11,638	0,0285	3,309
SALA MACCHINE	12161,4	3,208	0,0199	1,047
IMPIANTI	2679,7	5,191	0,0026	1,019
TOTALE ALLESTIMENTO	24864,8	6,645	0,0353	1,747
TOTALE + MARGINE 15%	28594,52	6,645	0,0353	1,747
SCAFO E STRUTTURE	7707	9,650	0,0410	1,120
VETRATE	2382,9	11,081	0,0580	4,180
NAVE SCARICA E ASCIUTTA	38551,1	7,589	0,0380	1,748
PASSEGGERI	500,0	9,500	0,0000	3,000
NAVE SCARICA + PASSEGGERI	39051,1	7,614	0,0375	1,764

La condizione di nave scarica e asciutta comprende l'equipaggiamento fisso, le strutture, le vetrate e il pacco batterie, ed esclude combustibile, acqua dolce e carico. A essa è stata aggiunta una seconda condizione comprendente le persone a bordo: il numero considerato è pari a cinque, coerente con i posti letto disponibili, e a ciascuna persona è stato attribuito un peso convenzionale di 75 kg maggiorato di 25 kg per bagagli e viveri al seguito. La quota di applicazione è stata fissata a 1 m sopra il calpestio del main deck, in modo da riprodurre la posizione effettiva dei baricentri in condizioni di esercizio.

9.4 Il pacco batterie come elemento di progetto

L'architettura di propulsione ibrida adottata comporta la presenza a bordo di un pacco di accumulatori del peso di 2.350 kg, pari al 5,3% del dislocamento a pieno carico. Si tratta della massa concentrata più significativa dopo i motori termici e i gruppi propulsori, ed è l'unica di quell'ordine di grandezza la cui collocazione non sia vincolata dalla linea d'asse o dalla geometria dei locali.

Questa circostanza è stata sfruttata in fase di progetto. La distribuzione dei pesi risultante dal primo assetto del layout collocava il baricentro longitudinale a proravia del centro di carena in tutte le condizioni di carico, con un conseguente appruamento statico non conforme al criterio adottato. Anziché ricorrere a zavorra fissa, come è pratica corrente su unità di questa taglia, si è agito sulla collocazione del pacco batterie e delle casse del combustibile, ottenendo la correzione dell'assetto senza alcuna penalizzazione in termini di peso morto. Il pacco batterie, posizionato a $x = 5,63$ m e a quota $z = 0,88$ m, contribuisce inoltre ad abbassare il baricentro verticale della nave.

9.5 Condizioni di carico

Definita la condizione di nave scarica e asciutta, sono stati introdotti i pesi dei consumabili. Il combustibile è contenuto in due casse indipendenti, simmetriche rispetto al piano diametrale, di dimensioni $0,530 \times 1,200 \times 3,600$ m e capacità utile pari a 2.250 litri ciascuna, per un totale di 4.500 litri. L'acqua dolce è contenuta in un'unica cassa di capacità pari a 1.200 litri. Sono state definite tre condizioni di carico, corrispondenti rispettivamente al 100%, al 50% e al 10% dei consumabili.

Tabella 9.4. Condizioni di carico

Voce	Peso [kg]	x_G [m]	y_G [m]	z_G [m]
Nave scarica e asciutta + passeggeri	39.051	7,614	0,0375	1,764
Combustibile (100%)	3.758	2,850	0,0000	1,433
Acqua dolce (100%)	1.200	8,180	0,0000	0,420
TOTALE 100% CONSUMABILI	44.009	7,222	0,0333	1,699
Combustibile (50%)	1.879	2,850	0,0000	1,433
Acqua dolce (50%)	600	8,180	0,0000	0,420
TOTALE 50% CONSUMABILI	41.530	7,406	0,0352	1,730
Combustibile (10%)	376	2,850	0,0000	1,433
Acqua dolce (10%)	120	8,180	0,0000	0,420
TOTALE 10% CONSUMABILI	39.547	7,570	0,0370	1,757

Si osserva che il baricentro longitudinale arretra all'aumentare della quantità di combustibile imbarcato, poiché le casse sono collocate a poppavia del centro di carena. Questa scelta, come si vedrà nel paragrafo seguente, determina un assetto più appoppato a pieno carico, cioè nella condizione di partenza in navigazione, e un assetto praticamente neutro a serbatoi quasi vuoti.

9.6 Verifica dell'assetto longitudinale

L'assetto longitudinale è stato verificato per ciascuno degli scenari di carico definiti, ricavandolo dal calcolo della tangente dell'angolo di inclinazione longitudinale:

$$\tan \theta_L = \frac{LCG - LCB}{BM_L + VCB - VCG - \varepsilon_y} \quad (9.2)$$

dove:

- LCG [m]: posizione longitudinale del baricentro;
- LCB [m]: posizione longitudinale del centro di carena;
- BM_L [m]: raggio metacentrico longitudinale;
- VCB [m]: posizione verticale del centro di carena;

- VCG [m]: posizione verticale del baricentro;
- ε_y [m]: correzione longitudinale per specchi liquidi.

I valori di LCG e VCG derivano dalla pesata nelle tre condizioni di carico. I valori di LCB, VCB e BM_L sono stati ricavati per interpolazione lineare dalla tavola delle carene dritte, utilizzando come variabile di ingresso il dislocamento. La correzione longitudinale per specchi liquidi risulta trascurabile, essendo BM_L di oltre tre ordini di grandezza superiore a ε_y .

Tabella 9.5. Verifica dell'assetto longitudinale.

Grandezza	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili
Δ [t]	44,009	41,530	39,547
T [m]	1,010	0,979	0,954
LCG [m]	7,222	7,406	7,570
LCB [m]	7,598	7,584	7,575
VCG [m]	1,699	1,730	1,757
VCB [m]	0,683	0,665	0,650
BM_L [m]	40,368	41,680	43,030
$\tan \theta_L$	-0,00953	-0,00437	-0,00012
θ_L [°]	-0,546	-0,250	-0,007
Differenza di immersione [mm]	-176	-81	-2
Verifica	OK	OK	OK

I valori ottenuti soddisfano il criterio di accettabilità in tutte le condizioni di carico. L'imbarcazione risulta appoppata di $0,55^\circ$ a pieno carico, corrispondenti a una differenza di immersione fra le due perpendicolari pari a 176 mm su 18,45 m di lunghezza al galleggiamento, e assume un assetto praticamente neutro con i serbatoi al 10%. L'appoppamento a pieno carico è coerente con le esigenze di una carena planante, per la quale una poppa adeguatamente immersa a nave ferma favorisce l'uscita in planata e il regolare adescamento degli idrogetti.

9.7 Stabilità trasversale iniziale

Verificato l'assetto longitudinale, si è passati alla valutazione della stabilità trasversale iniziale attraverso il calcolo dell'altezza metacentrica trasversale GM_T , ovvero della distanza verticale fra il baricentro G dell'imbarcazione e il metacentro trasversale:

$$GM_T = BM_T + VCB - VCG - \varepsilon_x \quad (9.3)$$

La correzione trasversale per specchi liquidi ε_x tiene conto dello spostamento del baricentro del liquido contenuto nelle casse parzialmente riempite:

$$\varepsilon_x = \frac{\sum \gamma_{li} \cdot i_{Ti}}{\Delta} \quad (9.4)$$

dove γ_{li} è la densità del liquido contenuto nella cassa i-esima, i_{Ti} l'inerzia trasversale della figura del suo specchio libero e Δ il dislocamento.

Le due casse del combustibile sono indipendenti e non comunicanti. Questa scelta, discussa nel seguito, comporta che l'inerzia della figura dello specchio libero coincida con la sola inerzia propria di ciascuna cassa, senza termine di trasporto:

$$i_T = \frac{1}{12} l b^3 \quad (9.5)$$

con l lunghezza e b larghezza della cassa allo specchio libero. Qualora le casse fossero rese comunicanti, l'inerzia andrebbe invece calcolata come $i_T = \sum (l \cdot b^3/12 + l \cdot b \cdot y_c^2)$, con y_c distanza del baricentro della cassa dal piano diametrale: con $y_c = 2,28$ m il termine di trasporto risulterebbe dominante e l'inerzia complessiva aumenterebbe di oltre due ordini di grandezza. La scelta di casse indipendenti riduce quindi in modo sostanziale l'effetto degli specchi liquidi.

La correzione è stata calcolata per tutte le condizioni di carico, inclusa quella al 100% dei consumabili: con una capacità utile di 2.250 litri a fronte di un volume geometrico di 2,290 m³, il grado di riempimento massimo delle casse è pari al 98,3%, e lo specchio libero risulta pertanto presente in ogni condizione di esercizio.

Tabella 9.6. Geometria delle casse e inerzia degli specchi liberi

Cassa	l [m]	b [m]	y _c [m]	γ [kg/m ³]	i _T [m ⁴]
Combustibile sinistra	3,600	0,530	2,280	835	0,0447
Combustibile dritta	3,600	0,530	2,280	835	0,0447
Acqua dolce	2,000	0,800	0,000	1.000	0,0853
Σ γ · i _T [kg·m]					160,0

Tabella 9.7. Altezza metacentrica trasversale nelle tre condizioni di carico

Grandezza	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili
Δ [kg]	44.009	41.530	39.547
VCB [m]	0,683	0,665	0,650
BM _T [m]	3,539	3,624	3,761
VCG [m]	1,699	1,730	1,757
ε _x [m]	0,0022	0,0023	0,0024
GM _T [m]	2,521	2,557	2,652
Verifica (≥ 0,15 m)	OK	OK	OK

Il criterio è ampiamente soddisfatto: il valore minimo di GM_T , pari a 2,519 m nella condizione a pieno carico, supera di oltre sedici volte il limite adottato. La correzione per specchi liquidi incide per meno del 2% sul valore finale.

La distribuzione dei pesi non è perfettamente simmetrica rispetto al piano diametrale: il baricentro trasversale risulta spostato a dritta di 33-37 mm, dando luogo a un angolo di sbandamento statico compreso fra $0,76^\circ$ e $0,80^\circ$. Il valore è confermato dall'analisi di equilibrio condotta in Maxsurf, che restituisce angoli compresi fra $0,68^\circ$ e $0,80^\circ$, e risulta di entità tale da non richiedere interventi correttivi.

9.8 Gestione del combustibile in casse indipendenti

La scelta di casse indipendenti, se da un lato riduce sensibilmente l'effetto degli specchi liquidi, dall'altro introduce la possibilità di uno sbandamento permanente dovuto a un consumo asimmetrico. Con un braccio y_c pari a 2,28 m, uno squilibrio di riempimento fra le due casse produce gli effetti riportati di seguito, calcolati nella condizione al 50% dei consumi.

Tabella 9.8. Effetto di un consumo asimmetrico fra le due casse del combustibile

Squilibrio	Massa differenziale [kg]	Momento sbandante [kg·m]	Sbandamento [°]
10%	191	436	0,24
25%	478	1.090	0,59
50%	956	2.180	1,18
100%	1.912	4.359	2,36

Le due casse sono normalmente non comunicanti. Per riequilibrare i livelli in caso di consumo asimmetrico l'impianto combustibile prevede una traversa di bilanciamento con valvola: la condizione più gravosa ai fini della stabilità si ha quindi a valvola aperta, con casse comunicanti, ed è in questa condizione che è stata calcolata la correzione per gli specchi liberi.

9.9 Stabilità a grandi angoli

Il braccio di stabilità GZ rappresenta la distanza fra il baricentro G dell'imbarcazione e la retta di azione della spinta idrostatica. Esso dipende dall'angolo di inclinazione trasversale e descrive la capacità dell'unità di tornare alla posizione di equilibrio a seguito di uno sbandamento.

Il calcolo è stato eseguito in Maxsurf Stability per le tre condizioni di carico, in condizione di nave integra, con sbandamento a dritta fra 0° e 180° e passo di 2° . L'analisi è stata condotta lasciando l'imbarcazione libera di ruotare longitudinalmente (free to trim): tale impostazione è necessaria su una carena planante con ampio specchio di poppa, per la quale l'assetto longitudinale varia in modo significativo al crescere dello sbandamento e un vincolo sull'assetto

porterebbe a sovrastimare la riserva di stabilità agli alti angoli. Come dati di ingresso sono stati forniti il dislocamento e le coordinate del baricentro di ciascuna condizione, oltre al modello tridimensionale della carena.

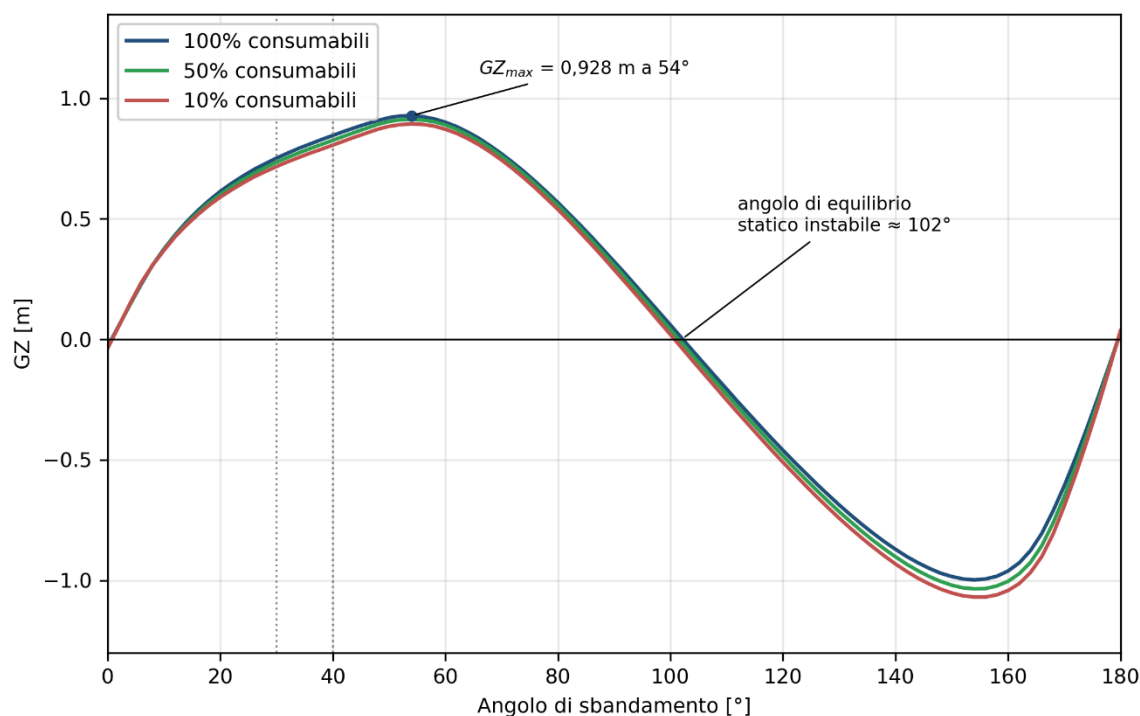


Figura 9.3. Curve dei bracci di stabilità GZ nelle tre condizioni di carico

Tabella 9.9. Grandezze caratteristiche della curva dei bracci di stabilità

Grandezza	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili
Angolo di equilibrio statico stabile [°]	0,68	0,77	0,80
GZ_{max} [m]	0,928	0,913	0,894
Angolo di GZ_{max} [°]	54	54	54
Angolo di capovolgimento [°]	102,2	101,5	100,7
GZ a 30° [m]	0,752	0,735	0,717
Area 0-30° [m·rad]	0,2402	0,2362	0,2325
Area 0-40° [m·rad]	0,3800	0,3727	0,3657
Area 30-40° [m·rad]	0,1398	0,1365	0,1332

Le tre curve risultano pressoché sovrapposte, coerentemente con una variazione del dislocamento contenuta entro l'11% fra la condizione a pieno carico e quella a serbatoi quasi vuoti. Il massimo del braccio raddrizzante si colloca in tutte le condizioni a 54° di sbandamento, con valori compresi fra 0,894 e 0,928 m; l'angolo di stabilità nulla si attesta intorno ai 101°.

La condizione più sfavorevole è quella al 10% dei consumabili, per la quale tutte le grandezze caratteristiche assumono il valore minimo: è pertanto questa la condizione dimensionante ai fini della verifica.

Il valore leggermente negativo assunto da GZ a sbandamento nullo, pari a $-0,030$ m nella condizione a pieno carico, riflette lo sbandamento statico dovuto all'asimmetria della distribuzione dei pesi già discussa; la curva attraversa lo zero in corrispondenza dell'angolo di equilibrio. Oltre l'angolo di stabilità nulla il braccio assume valori negativi, con un minimo compreso fra $-0,998$ e $-1,075$ m in corrispondenza di circa 154° : in tale intervallo la coppia agisce nel verso dello sbandamento e l'unità tende al capovolgimento.

Si precisa che la verifica è condotta in condizione di nave integra e non considera l'allagamento progressivo attraverso aperture non stagne; le grandezze riportate si riferiscono pertanto alla curva non troncata.

9.10 Verifica dei criteri

Nella tabella seguente si confrontano i valori ottenuti con i criteri di accettabilità definiti al paragrafo 9.1. Per ciascuna grandezza è riportato il valore relativo alla condizione più sfavorevole fra le tre analizzate.

Tabella 9.10. Verifica complessiva dei criteri di stabilità

Grandezza	Criterio	Valore più sfavorevole	Esito
$\tan \theta_L$	$-0,010 \div 0$	$-0,00953$	OK
GM_T [m]	$\geq 0,150$	$2,521$	OK
Area $0-30^\circ$ [m·rad]	$\geq 0,055$	$0,2325$	OK
Area $0-40^\circ$ [m·rad]	$\geq 0,090$	$0,3657$	OK
Area $30-40^\circ$ [m·rad]	$\geq 0,030$	$0,1332$	OK
GZ a 30° [m]	$\geq 0,200$	$0,717$	OK
Angolo di $GZ_{\max}$ [$^\circ$]	≥ 25	54	OK

Tutti i criteri risultano soddisfatti. È opportuno osservare che i margini rispetto ai limiti sulle aree sottese alla curva dei bracci di stabilità sono molto ampi, compresi fra un fattore quattro e un fattore sedici. Con un baglio al galleggiamento di $5,16$ m e un'immersione di $1,01$ m, il rapporto B/T dell'unità in esame è pari a $5,1$: ne consegue un raggio metacentrico trasversale elevato e, di conseguenza, una riserva di stabilità largamente eccedente i minimi normativi.

Il margine sull'assetto longitudinale è invece contenuto: il valore a pieno carico, pari a $-0,00953$, si colloca in prossimità del limite inferiore. Eventuali modifiche della distribuzione dei pesi nelle fasi successive del progetto dovranno pertanto essere verificate rispetto a questo criterio.

10 Previsione finale di resistenza

Il presente capitolo riporta la previsione finale della resistenza al moto in acqua calma di Allis70 per tre condizioni di carico: 100% dei consumabili, 50% dei consumabili e 10% dei consumabili. Per ciascuna condizione la curva $R_T(V)$ è definita con continuità su un campo di velocità esteso da -10 kn in retromarcia a 50 kn in marcia avanti.

Nel campo di velocità in cui il sostentamento è prevalentemente idrodinamico la resistenza è ottenuta con il metodo di Savitsky illustrato in precedenza, completato dalla correzione di Blount e Fox (1976) [11] per il regime di pre-planata con la correzione di Blount e Bartee (1997) [12]. Alla resistenza idrodinamica così calcolata si somma la resistenza aerodinamica delle parti emerse. A bassa velocità, dove nessuno dei due metodi è applicabile, la curva è completata con una legge quadratica di raccordo, estesa alla retromarcia mediante un coefficiente di maggiorazione. Oltre alla resistenza, il capitolo presenta l'assetto di equilibrio con il relativo limite di stabilità longitudinale e la potenza effettiva.

10.1 Condizioni di carico e parametri adimensionali

Le tre condizioni si differenziano per la quantità di consumabili imbarcati. I dati di calcolo che variano da una condizione all'altra sono il dislocamento e la posizione longitudinale del baricentro, ricavati dalla pesata e riportati in Tabella 10.1; tutti gli altri dati di carena sono comuni alle tre condizioni.

Tabella 10.1. Dati di calcolo dipendenti dalla condizione di carico.

Grandezza	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili
Dislocamento Δ [t]	44,01	41,53	39,55
LCG [m]	7,22	7,41	7,57

Il parametro che governa la transizione tra i regimi di moto è il numero di Froude volumetrico

$$Fr_{\nabla} = \frac{V}{\sqrt{g \nabla^{1/3}}} \quad (10.1)$$

dove ∇ è il volume di carena corrispondente al dislocamento della condizione. Poiché la velocità di riferimento al denominatore dipende da ∇ , le soglie tra i regimi cadono a velocità leggermente diverse nelle tre condizioni: al ridursi del dislocamento si spostano verso velocità inferiori e il numero di Froude alla velocità di progetto aumenta (Tabella 10.2). V_0 indica il primo valore intero di velocità per cui $Fr_{\nabla} \geq 1$.

Tabella 10.2. Velocità caratteristiche dei regimi di moto nelle tre condizioni di carico.

Grandezza	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili
Velocità a $Fr_V = 1$	11,4 kn	11,3 kn	11,2 kn
Velocità a $Fr_V = 2$	22,8 kn	22,6 kn	22,4 kn
Primo punto calcolato V_0	12 kn	12 kn	12 kn
Fr_V a 40 kn	3,51	3,55	3,57

10.2 Regime di pre-planata: correzione di Blount e Fox

Per ciascuna condizione di carico il metodo di Savitsky fornisce la resistenza idrodinamica $R_{T,Sav}$. Al diminuire della velocità una quota crescente del peso è sostenuta dalla spinta idrostatica e l'ipotesi di sostentamento prevalentemente dinamico, su cui si fonda il metodo di Savitsky, perde progressivamente validità. In questo intervallo, che comprende la zona di transizione tra moto dislocante e planata, il metodo tende a sottostimare la resistenza. Blount e Fox [11] hanno proposto un fattore correttivo empirico, ricavato dal confronto con risultati sperimentali. Nel foglio di calcolo la resistenza totale è ottenuta come

$$R_T = M^* \cdot R_{T,Sav} + R_{AA} \quad (10.2)$$

dove R_{AA} è la resistenza aerodinamica e il fattore di Blount e Fox è

$$M = 0,98 + 2 \left(\frac{LCG}{b} \right)^{1,45} e^{-2(Fr_V - 0,85)} - 3 \left(\frac{LCG}{b} \right) e^{-3(Fr_V - 0,85)} \quad (10.3)$$

con b larghezza di riferimento della carena. Viene inoltre utilizzata la correzione di Blount e Bartee [12] moltiplicando per un fattore k (per carene plananti solitamente $k=0,5$):

$$M^* = 1 + \frac{M - 1}{2} \quad (10.4)$$

Il fattore M^* dipende dal numero di Froude volumetrico e , attraverso LCG e V , dalla condizione di carico. Il suo andamento è simile nelle tre condizioni: vale 1,02 a 12 kn a pieno carico (1,06 al 10% dei consumabili), raggiunge il massimo di circa 1,20 a 16 kn e al crescere di Fr_V tende a un valore prossimo all'unità, pari a 0,992 a 50 kn. La correzione è quindi applicata sull'intero campo di velocità calcolato, ma è significativa solo nel regime di pre-planata.

La resistenza aerodinamica cresce con il quadrato della velocità e diventa rilevante solo alle velocità più elevate: a 40 kn rappresenta circa il 4,1% della resistenza totale a pieno carico e a 50 kn circa il 5,8%.

La procedura non è applicabile per $Fr_V < 1$: al di sotto di tale soglia l'equilibrio di assetto del metodo di Savitsky non ammette una soluzione fisicamente significativa e il foglio di calcolo esclude esplicitamente questo intervallo. In tutte e tre le condizioni il primo valore intero di

velocità ammissibile è $V_0 = 12$ kn; la resistenza è stata calcolata con passo di 1 kn da 12 a 50 kn.

Nella presentazione dei risultati si attribuisce convenzionalmente al regime di Blount e Fox l'intervallo $1 \leq Fr_V < 2$ e al regime di planata di Savitsky l'intervallo $Fr_V \geq 2$. Si tratta di una distinzione descrittiva, basata sul campo in cui la correzione ha effetto significativo: le curve calcolate non presentano discontinuità in corrispondenza di $Fr_V = 2$.

10.3 Raccordo a bassa velocità ($Fr_V < 1$)

Tra 0 kn e V_0 non è disponibile alcuna stima derivante dai metodi descritti, ma la curva di resistenza deve comunque essere definita con continuità fino a nave ferma. Il tratto è stato descritto con una parabola con vertice nell'origine, scritta nella forma

$$R_T(V) = k V |V| \quad (10.5)$$

che restituisce automaticamente il segno corretto della resistenza anche per velocità negative. Per ciascuna condizione di carico il coefficiente k è determinato imponendo il passaggio per il primo punto calcolato:

$$k = \frac{R_T(V_0)}{V_0^2} \quad (10.6)$$

Il coefficiente così ottenuto è il coefficiente di marcia avanti k_a ; il coefficiente di retromarcia k_r è definito nel paragrafo successivo. I valori per le tre condizioni sono riportati in Tabella 10.3.

Tabella 10.3. Coefficienti del raccordo parabolico nelle tre condizioni di carico.

Coefficiente	100% consumabili	50% consumabili	10% consumabili	Unità
Marcia avanti k_a	805,6	736,0	682,1	$N \cdot s^2/m^2$
Retromarcia k_r	1450,1	1324,8	1227,9	$N \cdot s^2/m^2$

La scelta è motivata da due considerazioni. La prima è di natura fisica: a bassa velocità il comportamento della carena è più simile a quello di una carena dislocante, e per garantire la continuità della curva si adotta una parabola passante per l'origine e per il primo punto calcolato. Una legge quadratica restituisce inoltre $R_T(0) = 0$ con tangente orizzontale, coerentemente con l'assenza di forze resistenti proporzionali alla velocità. La seconda riguarda la coerenza con i dati: la parabola passa esattamente per il primo punto calcolato e garantisce la continuità della curva nel punto di raccordo.

Il raccordo parabolico assicura la continuità della resistenza ma non quella della sua derivata. A 12 kn la pendenza della parabola supera quella del primo intervallo di dati calcolati del 16% a pieno carico, del 19% al 50% e del 22% al 10% dei consumabili. Poiché la curva è interpolata linearmente su punti spazati di 1 kn, lo scarto non genera effetti numerici apprezzabili. Occorre invece osservare che, con una resistenza proporzionale a V^2 , la

decelerazione della nave in assenza di spinta tende asintoticamente a zero: nella valutazione dei tempi di arresto è pertanto necessario adottare una soglia convenzionale di velocità.

10.4 Ramo di retromarcia

La resistenza si oppone sempre al moto ed è assunta con il segno della velocità, per cui $R_T < 0$ quando $V < 0$. Con questa convenzione la stessa curva descrive il moto in entrambe le direzioni, senza necessità di logiche di commutazione.

In retromarcia la carena avanza con lo specchio di poppa come estremità di ingresso e il getto deviato dal bucket interagisce con lo scafo; entrambi gli effetti incrementano la resistenza rispetto alla marcia avanti a parità di velocità in modulo. In assenza di dati sperimentali, la resistenza in retromarcia è stata ricavata da quella in marcia avanti alla stessa velocità in modulo mediante un coefficiente di maggiorazione costante:

$$R_T(-|V|) = -c_r R_T(|V|), \quad c_r = 1,8 \quad (10.7)$$

Il ramo di retromarcia è limitato a -10 kn, ipotizzando che per manovre l'imbarcazione rimarrà ben al di sotto di questo limite. L'intero intervallo è quindi compreso nel tratto a bassa velocità, dove la resistenza in marcia avanti segue la legge (10.5): applicando la (10.7) si ottiene una parabola con coefficiente $k_r = c_r k_a$, riportato in Tabella 10.3 per le tre condizioni. Con lo stesso valore di c_r per tutte le condizioni, a -10 kn la resistenza vale -38,4 kN a pieno carico, -35,1 kN al 50% e -32,5 kN al 10% dei consumabili.

10.5 Curve di resistenza finali

Per ciascuna condizione di carico la curva è composta dai quattro tratti riepilogati in Tabella 10.4, definiti in termini di velocità di raccordo e di numero di Froude volumetrico; le velocità corrispondenti alle soglie sono quelle di Tabella 10.2.

Tabella 10.4. Tratti che compongono le curve di resistenza finali.

Tratto	Intervallo	Modello
Retromarcia	da -10 kn a 0	Raccordo parabolico con $k_r = c_r k_a$
Basse velocità	da 0 a V_0 ($Fr_V < 1$)	Raccordo parabolico con k_a
Pre-planata	da V_0 a $Fr_V = 2$	Savitsky e Blount-Fox
Planata	da $Fr_V = 2$ a 50 kn	Savitsky

La Figura 10.1 riporta le curve di resistenza delle tre condizioni in forma dimensionale e la Figura 10.2 le stesse curve in forma adimensionale, come rapporto tra resistenza e peso di dislocamento in funzione del numero di Froude volumetrico. Alcuni valori caratteristici sono raccolti in Tabella 10.5.

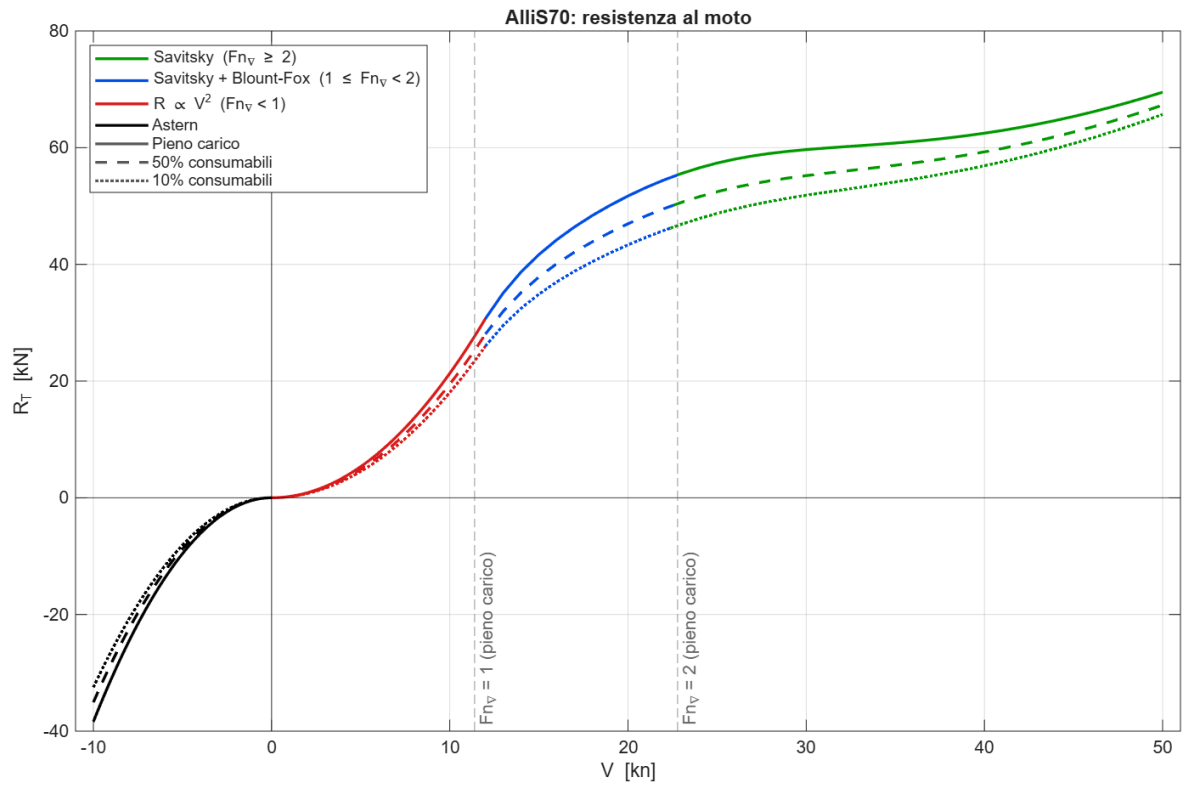


Figura 10.1. Resistenza al moto R_T in funzione della velocità V per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.

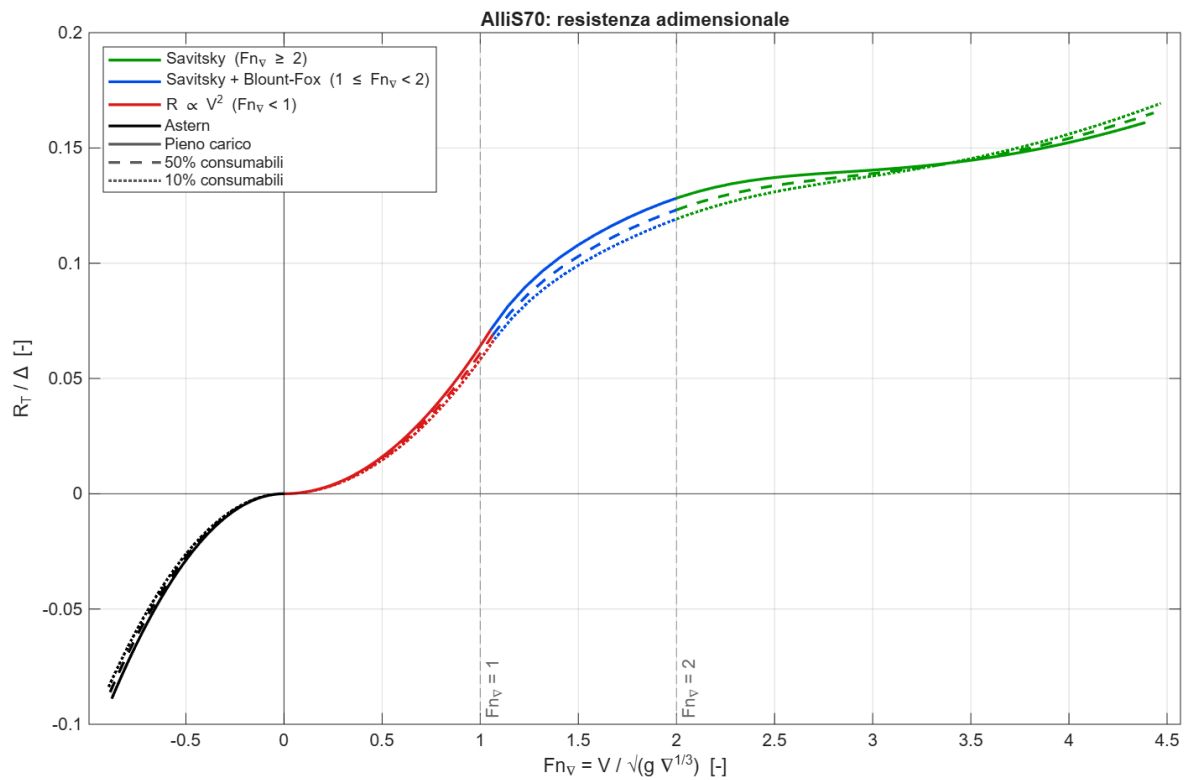


Figura 10.2. Resistenza adimensionale R_T/Δ in funzione del numero di Froude volumetrico Fn_V per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.

Tabella 10.5. Valori caratteristici delle curve di resistenza e della potenza effettiva in marcia avanti.

V [kn]	R _T 100% [kN]	R _T 50% [kN]	R _T 10% [kN]	P _E 100% [kW]	P _E 50% [kW]	P _E 10% [kW]
6	7,68	7,01	6,50	24	22	20
12	30,70	28,05	26,00	190	173	160
15	41,67	37,83	34,90	322	292	269
20	51,72	46,95	43,34	532	483	446
25	57,36	52,45	48,73	738	675	627
30	59,66	55,21	51,84	921	852	800
32,5	60,23	56,09	52,98	1007	938	886
35	60,79	56,98	54,12	1095	1026	974
40	62,48	59,28	56,90	1286	1220	1171
45	65,34	62,67	60,71	1513	1451	1405
50	69,50	67,28	65,68	1788	1731	1689

In tutte le condizioni la resistenza cresce rapidamente nel regime di pre-planata e rallenta in modo marcato oltre $Fr_V \approx 2$: a pieno carico passa da 30,70 kN a 12 kn a 51,72 kN a 20 kn, mentre tra 25 e 35 kn aumenta soltanto da 57,36 a 60,79 kN. In questo intervallo l'aumento della pressione dinamica è compensato dalla riduzione dell'assetto e della lunghezza bagnata. Alle velocità più elevate torna a prevalere la crescita della resistenza d'attrito, a cui si aggiunge quella aerodinamica, e la curva riprende a salire fino a 69,50 kN a 50 kn. Le curve non presentano un massimo relativo della resistenza specifica.

10.6 Assetto di equilibrio e assetto critico

Il metodo di Savitsky determina, per ogni velocità, l'assetto dinamico di equilibrio τ per il quale il centro di pressione coincide con la posizione longitudinale del baricentro. L'assetto è quindi definito solo nel campo calcolato, da $V_0 = 12$ kn a 50 kn. Nel tratto a bassa velocità descritto dalla legge quadratica di raccordo non è calcolato alcun equilibrio idrodinamico e l'assetto non viene riportato.

L'assetto di equilibrio è confrontato con un assetto critico τ_{crit} , al di sopra del quale la carena è soggetta a instabilità longitudinale dinamica (porpoising). Nel foglio di calcolo l'assetto critico è stimato con la relazione empirica

$$\tau_{crit} = \left[\frac{k_p}{Fr_V^2 x_p y_p \frac{C_{L\beta}}{C_{L0}}} \right]^{0,75} \quad (10.8)$$

$$k_p = \left(106 + 85 \frac{b_t}{b} \right) \left(1 + 0,2 \frac{\beta - \beta_t}{\beta} \right) \left(\frac{x_p}{y_p} \right)^{0,25}, \quad x_p = \frac{LCG}{V^{1/3}}, \quad y_p = \frac{b}{V^{1/3}} \quad (10.9)$$

dove b_t e β_t sono larghezza e angolo di deadrise allo specchio di poppa, β l'angolo di deadrise a LCG, e $C_{L\beta}$ e C_{L0} i coefficienti di portanza del metodo di Savitsky. La Figura 10.3 riporta i due assetti in funzione della velocità per le tre condizioni.

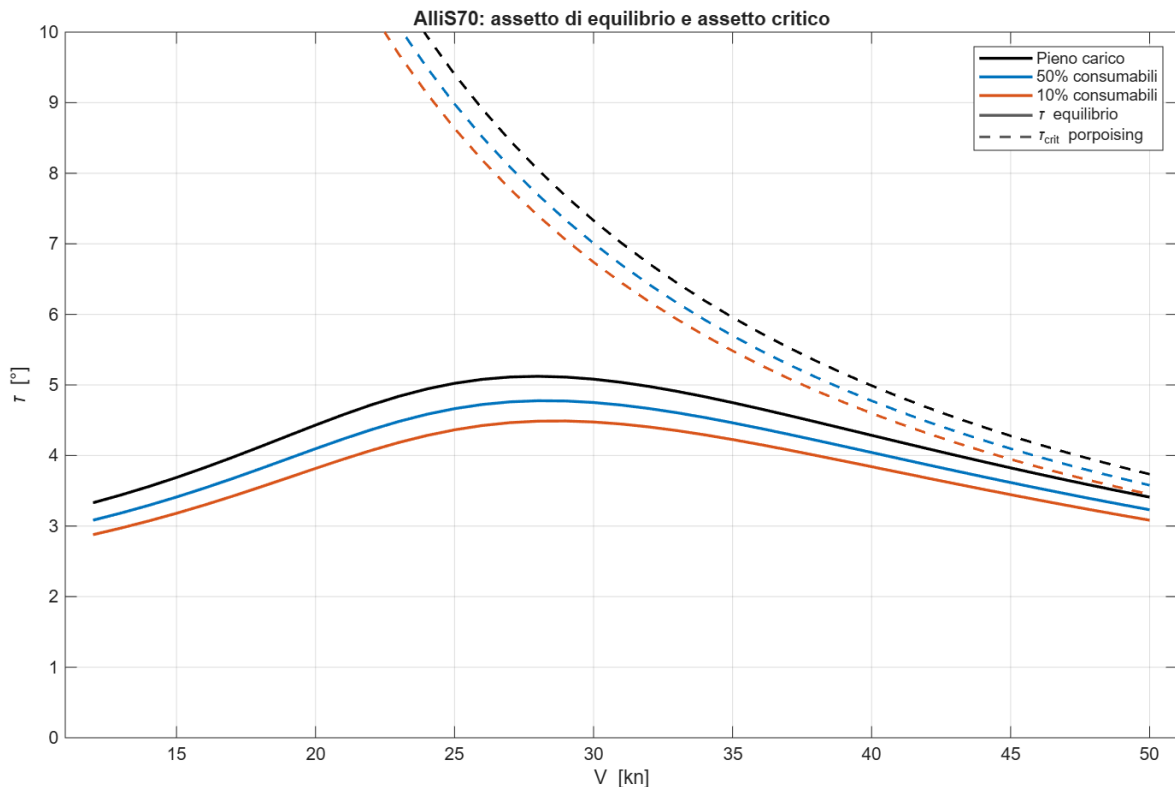


Figura 10.3. Assetto di equilibrio τ e assetto critico τ_{crit} in funzione della velocità per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili, nel campo calcolato con Savitsky e Blount-Fox.

10.7 Potenza effettiva

La potenza effettiva, necessaria a vincere la resistenza al moto alla velocità V , è

$$P_E = R_T \cdot V \quad (10.10)$$

ed è riportata in Figura 10.4 per le tre condizioni di carico in marcia avanti. Alla velocità di crociera di 32,5 kn si ottengono 1007 kW a pieno carico, 938 kW al 50% e 886 kW al 10% dei consumabili; alla velocità di progetto di 40 kn rispettivamente 1286, 1220 e 1171 kW; a 50 kn 1788, 1731 e 1689 kW. Poiché la resistenza cresce lentamente in planata, la potenza effettiva aumenta in modo quasi lineare con la velocità tra 25 e 40 kn e più rapidamente oltre, dove la resistenza torna a crescere. La potenza richiesta agli assi si ricava da questi valori attraverso il rendimento propulsivo degli idrogetti e le perdite di trasmissione, trattati nel capitolo dedicato all'impianto di propulsione.

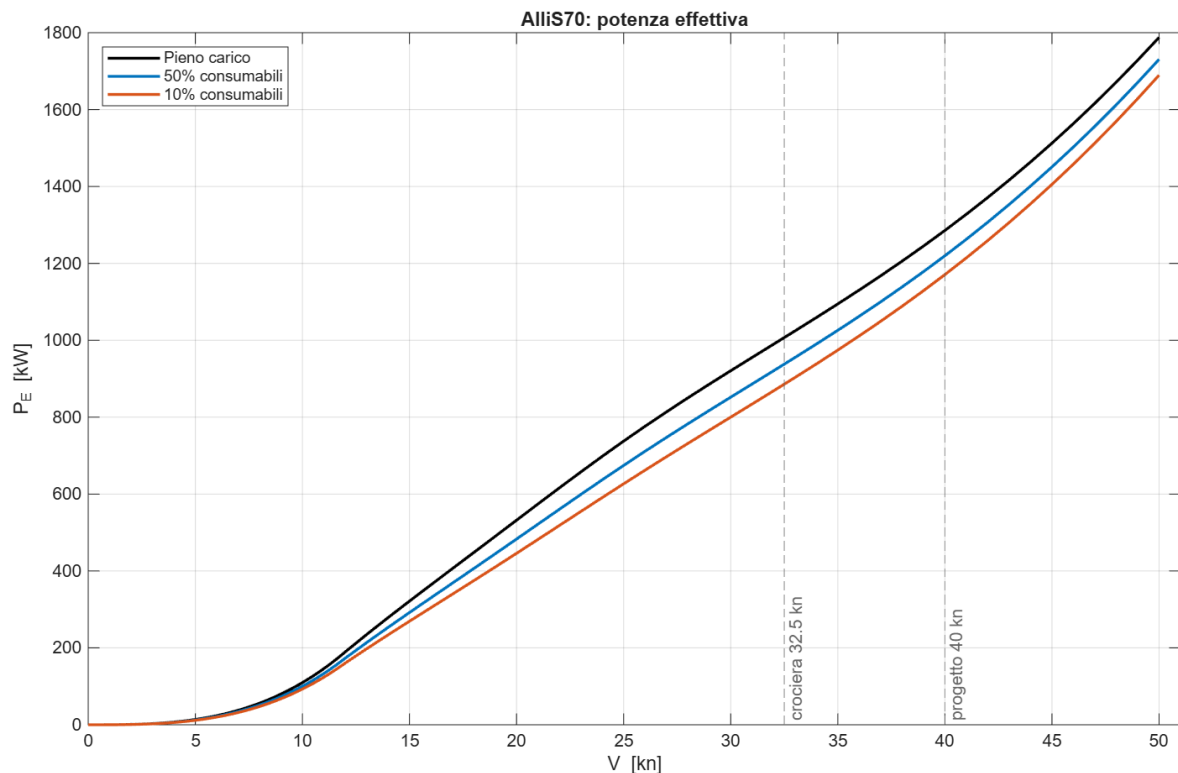


Figura 10.4. Potenza effettiva P_E in funzione della velocità V per le condizioni di pieno carico, 50% e 10% dei consumabili.

10.8 Affidabilità della previsione e possibili sviluppi

Le curve ottenute devono essere considerate stime di progetto preliminare. I dislocamenti delle tre condizioni derivano dalla pesata, che include un margine del 15% sulle voci di allestimento e impianti e strutture. I metodi di Savitsky e di Blount e Fox sono formulati per carene prismatiche con angolo di deadrise costante, mentre AlliS70 presenta un fondo con deadrise variabile lungo la lunghezza; la scelta di valori rappresentativi introduce un'incertezza aggiuntiva, in particolare nel regime di planata.

Il raccordo a bassa velocità non ha valore predittivo: rappresenta una legge fisicamente coerente che consente di descrivere con continuità il moto fino a nave ferma, ma i valori intermedi non derivano da alcun calcolo idrodinamico. Analogamente, il ramo di retromarcia deriva interamente dal raccordo parabolico e da un coefficiente di maggiorazione assunto e non verificato, applicato in modo uniforme alle tre condizioni. Queste parti delle curve influenzano principalmente le manovre, le fasi di avvio e l'arresto d'emergenza, mentre i risultati nel campo di velocità di esercizio dipendono dal tratto calcolato.

11 Impianto propulsivo

11.1 Introduzione

A partire dalla stima dei pesi e dalla previsione di resistenza idrodinamica sviluppate nei capitoli precedenti, è stato possibile dimensionare l'impianto di propulsione di Allis70 secondo le specifiche di progetto: velocità massima di 40 kn, velocità di crociera di 32,5 kn, propulsione a idrogetto su due linee d'assi e architettura ibrida diesel-elettrica di tipo CODAE (COmbined Diesel And Electric). Il dimensionamento è stato condotto sul dislocamento di progetto di 45,0 t, obiettivo della stima dei pesi, successivamente confermato dalla pesata definitiva (44,0 t a pieno carico).

Il processo di scelta dei componenti ha seguito la catena propulsiva a ritroso [13], dal carico al motore primo. La spinta richiesta dalla carena alla velocità di progetto, incrociata con le mappe di funzionamento dell'idrogetto, ha fornito la potenza da installare su ciascun asse. Poiché la velocità di progetto richiede il funzionamento combinato di diesel e macchina elettrica, l'impianto è stato dimensionato in AND: scelta della potenza totale e dei due motori, matching tra involucro combinato e idrogetto, da cui il rapporto di riduzione ideale. Il funzionamento con una sola macchina (OR) è stato poi verificato, e la scelta del riduttore a catalogo ha fissato il rapporto adottato. Chiudono il capitolo il dimensionamento della batteria sul fabbisogno elettrico in modalità combinata, la scelta dei gruppi elettrogeni ausiliari e il dimensionamento della linea d'assi secondo il regolamento RINA.

L'impianto è stato definito in due fasi successive: dapprima l'analisi statica degli equilibri alle diverse velocità, descritta in questo capitolo, e solo in seguito l'impostazione del problema dinamico, presentata nel capitolo che segue.

11.2 Architettura propulsiva

L'impianto prevede due linee d'assi indipendenti e simmetriche, ciascuna secondo un'architettura CODAE in serie. Su ogni linea, a monte del riduttore, sono calettati in serie sull'asse veloce un motore diesel e una macchina elettrica sincrona a magneti permanenti, separati da una frizione che consente di disinserire il motore termico. Il riduttore trasmette la coppia risultante all'asse lento e da questo all'idrogetto; una seconda frizione, integrata nel riduttore, permette di disaccoppiare meccanicamente la pompa dal resto della linea, condizione sfruttata quando la macchina elettrica opera da generatore trascinata dal solo diesel.

Le due macchine elettriche sono collegate, tramite i rispettivi inverter, a un unico bus in corrente continua, sul quale confluiscono anche il pacco batterie agli ioni di litio, i due gruppi elettrogeni ausiliari e il carico hotel di bordo. Ciascuna macchina elettrica può quindi operare da motore, prelevando energia dal bus, oppure da generatore, trascinata dal diesel della propria linea, restituendo energia al bus.

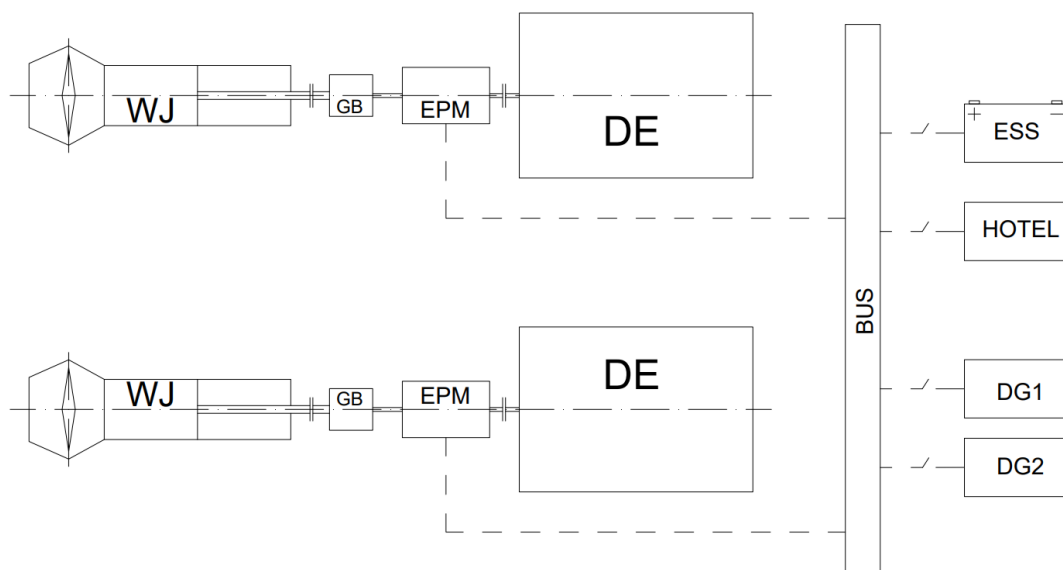


Figura 11.1. Architettura dell'impianto propulsivo

La ripartizione della potenza tra motori termici, macchine elettriche, batteria e gruppi elettrogeni non è affidata a un comando diretto dell'operatore, che seleziona soltanto la modalità operativa e agisce sulle leve di manetta. È un sistema di gestione energetica (Energy Management System, EMS) che ripartisce il carico, in funzione della modalità richiesta e dello stato di carica della batteria, secondo criteri di minimo consumo specifico; la logica è descritta nel capitolo sulla simulazione dinamica.

11.3 Idrogetto

La propulsione è affidata a due idrogetti MJP450X. La scelta dell'idrogetto rispetto all'elica convenzionale trova giustificazione in una serie di vantaggi particolarmente rilevanti per un'imbarcazione planante ad alta velocità. Il rendimento propulsivo risulta superiore a quello di un'elica alle alte velocità, e l'assenza di appendici sotto la carena (asse portaelica, braccetti, timone) riduce la resistenza d'attrito e di forma. La manovrabilità è migliorata dalla natura attiva del getto, orientabile nella direzione desiderata, a differenza del timone, dispositivo passivo efficace solo in presenza di flusso. L'idrogetto elimina inoltre il rischio di contatto con organi in rotazione, aumentandone la sicurezza, consente un pescaggio ridotto e, grazie all'ampio campo di regimi della pompa, in alcuni casi l'accoppiamento diretto al motore senza necessità di installazione di un riduttore. Un invertitore meccanico, se installato, consente inoltre di invertire il flusso per pulire la griglia della presa.

Di contro comporta costi di acquisizione e di manutenzione più elevati, un rendimento propulsivo inferiore alle basse velocità, al di fuori del regime per cui è ottimizzato, e un vincolo sulla geometria di poppa, che deve essere a transom per alloggiare la presa d'acqua e l'ugello.

Il MJP450X è un'unità a flusso misto con girante in acciaio inossidabile e diametro di circa 450 mm, per una potenza massima installabile a catalogo di 1680 kW. L'ugello è dotato di un deflettore direzionale per il governo e di una cucchiaina di inversione (bucket) che,

abbassandosi, devia il getto verso prua producendo spinta retrograda senza invertire il senso di rotazione della linea d’assi. La posizione del bucket, espressa in percentuale di corsa tra 0 (spinta piena avanti) e 100 (spinta piena indietro), permette anche di annullare la spinta mantenendo il regime, funzione essenziale nelle manovre a bassa velocità.

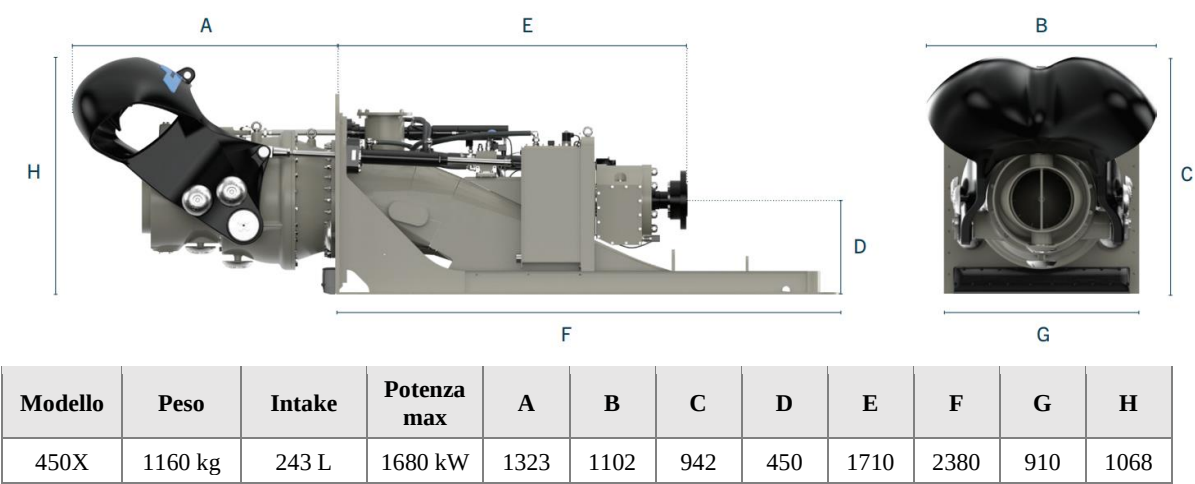


Figura 11.2. Idrogetto Marine Jet Power MJP450X.

11.4 Matching idrogetto-carena e potenza richiesta

L’accoppiamento tra carena e idrogetto può essere condotto per via diretta, calcolando la portata e la prevalenza necessarie a produrre la spinta richiesta, oppure attraverso le mappe di funzionamento del costruttore (performance map). Per AlliS70 è stato adottato il secondo approccio come metodo principale, con il calcolo diretto come verifica incrociata.

11.4.1 Spinta richiesta

La spinta che i due idrogetti devono complessivamente fornire a una data velocità è la resistenza al moto maggiorata dalla deduzione di spinta:

$$T_{req} = \frac{R_T(V)}{1 - t} \tag{11.1}$$

con R_T dalla previsione di resistenza e t coefficiente di deduzione di spinta, assunto pari a 0,02. Con la previsione di resistenza finale a pieno carico (44,0 t), alla velocità di 40 kn la spinta richiesta vale 63,75 kN complessivi.

11.4.2 Metodo delle performance map

La mappa del costruttore riporta, per livelli di potenza costante, la spinta e il regime della pompa in funzione della velocità nave, insieme al limite di cavitazione. Sovrapponendo alla mappa la curva $T_{req}(V)$ si ottiene, per ogni livello di potenza, la velocità di equilibrio; entrando alla velocità di progetto si ricava la potenza da installare.

L’impiego della mappa ha richiesto alcune attenzioni sulle sue convenzioni. La potenza dei livelli è riferita al motore e comprende già le perdite di trasmissione (circa il 3%), mentre il regime tabulato è quello della pompa; la mappa resta quindi valida per qualsiasi rapporto di riduzione, che cambia soltanto la corrispondenza tra regime del motore e regime della

pompa. Il grafico è tracciato per un'installazione di riferimento da 2×1015 kW, per cui i livelli superiori a 1015 kW, necessari al funzionamento combinato, sono stati ottenuti per estrapolazione delle tendenze misurate sui livelli nativi: a ogni velocità il regime segue con buona approssimazione la legge di affinità $n \propto P^{1/3}$, mentre la spinta cresce come P^a , con esponente a compreso tra 0,77 a 20 kn e 0,99 a 40 kn. Il limite di cavitazione, fornito per quattro punti, è stato esteso all'intero campo di velocità con una curva quadratica, e i punti di mappa oltre tale limite sono stati esclusi.

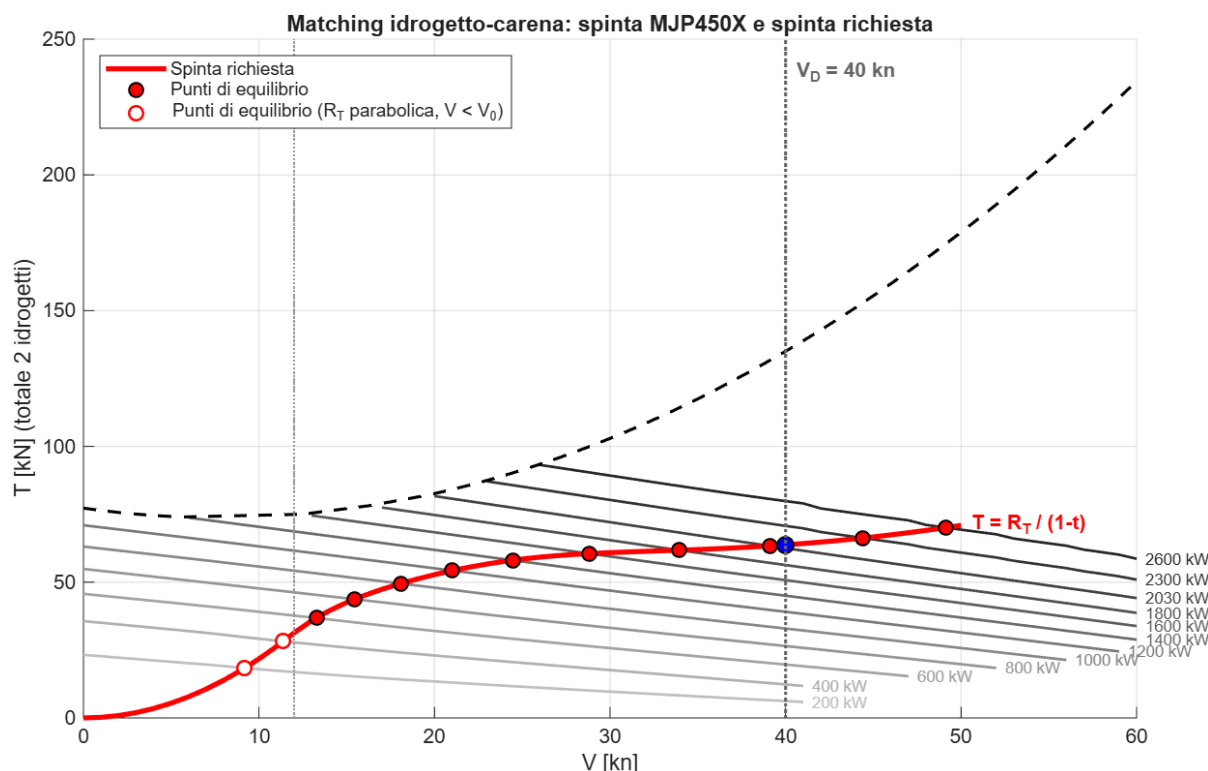


Figura 11.3. Performance map MJP450X: spinta totale dei due idrogetti per livelli di potenza costante, limite di cavitazione, spinta richiesta dalla carena e punti di equilibrio. I punti vuoti cadono nel tratto parabolico della curva di resistenza ($V < 12$ kn).

Alla velocità di progetto la spinta disponibile al livello nativo più alto (1015 kW per asse) vale 62,52 kN complessivi, inferiore ai 63,75 kN richiesti, mentre al livello estrapolato di 1150 kW vale circa 70,7 kN. Interpolando tra i due livelli, la potenza che eguaglia la spinta richiesta risulta di circa 2076 kW complessivi, cioè 1038 kW per asse. Per valutare la sensibilità all'extrapolazione, il calcolo è stato ripetuto ricostruendo il livello da 1150 kW con una legge lineare in potenza anziché logaritmica: i due risultati coincidono entro lo 0,1%, a conferma che a 40 kn l'extrapolazione non introduce incertezze significative. Nella fase preliminare, con la curva di resistenza a 45 t, il fabbisogno risultava di 1058 kW per asse: la previsione finale lo riduce del 2%.

Il rendimento propulsivo al punto di progetto, definito come rapporto tra potenza di spinta e potenza al motore,

$$\eta_D = \frac{T_{req} V}{P_{B,tot}} \quad (11.2)$$

vale 0,63, valore coerente con quello atteso per un idrogetto a piena velocità. Il regime della pompa corrispondente, letto sulla stessa mappa (Figura 11.4), è di circa 1600 rpm. Il regime Emiliano Acerbi

della girante varia poco con la velocità lungo ciascun livello di potenza ed è determinato essenzialmente dalla potenza assorbita.

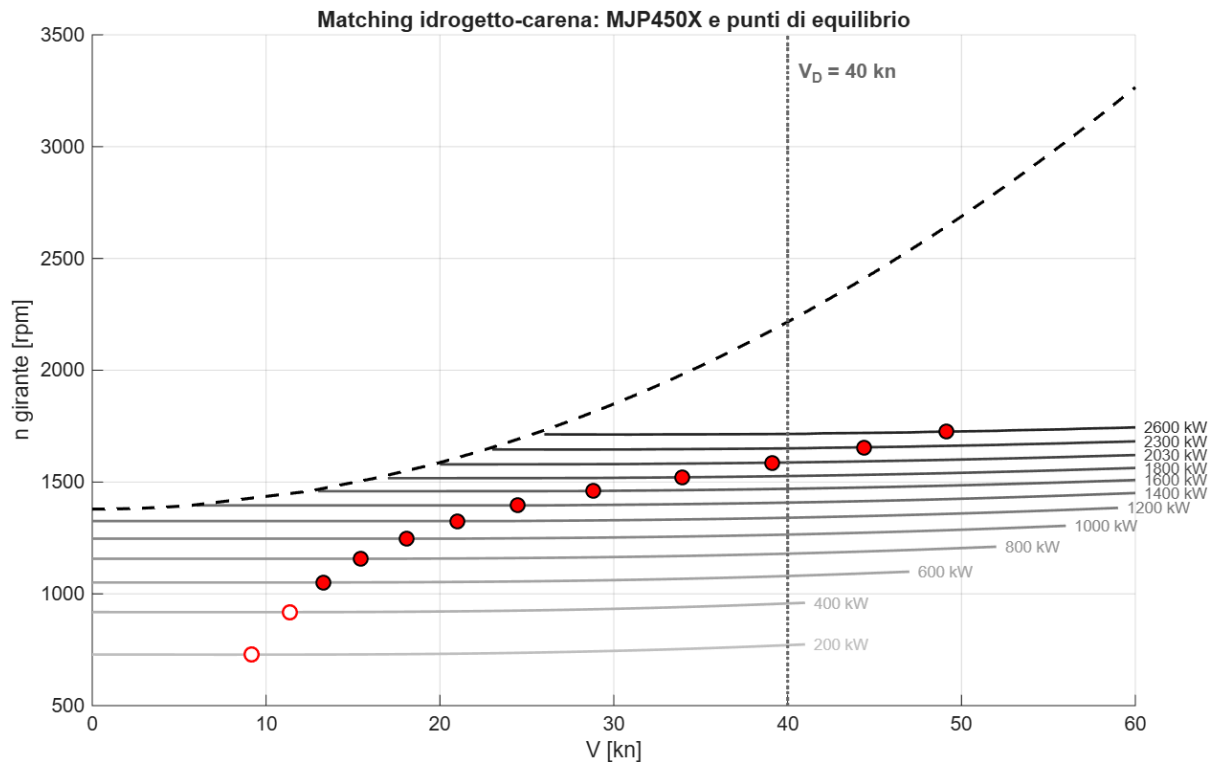


Figura 11.4. Performance map MJP450X: regime della girante per livelli di potenza costante, limite di cavitazione e punti di equilibrio con la carena.

Ripetendo l'intersezione per tutti i livelli della mappa si ottiene la curva di funzionamento del sistema carena-idrogetto (Figura 11.5), cioè la potenza e il regime della pompa necessari a mantenere ciascuna velocità a regime. Il livello nativo più alto, 2×1015 kW, è in equilibrio a 39,1 kn con la girante a circa 1585 rpm; i livelli estrapolati di 1150 e 1300 kW per asse portano l'equilibrio rispettivamente a 44,4 e 49,1 kn. È questa curva, riportata al motore tramite il rapporto di riduzione, a costituire la base del matching con i motori primi.

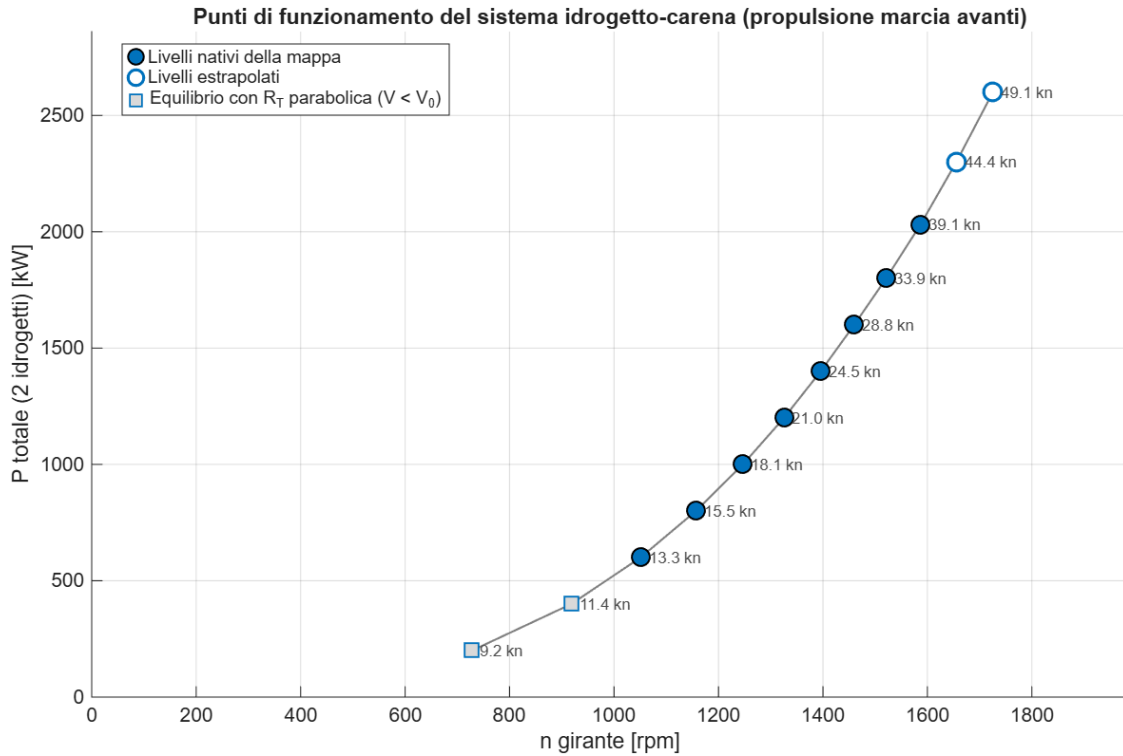


Figura 11.5. Curva di funzionamento del sistema carena-idrogetto: potenza totale dei due idrogetti in funzione del regime della girante, con la velocità di equilibrio di ciascun livello di potenza.

11.4.3 Verifica con il calcolo diretto

Il matching tramite performance map è stato verificato con il calcolo diretto [17], [18], che descrive il funzionamento dell'idrogetto come l'accoppiamento tra una pompa e il circuito idraulico in cui è inserita. Il punto di lavoro si trova sul piano prevalenza-portata (H-Q), all'intersezione di due curve: la curva richiesta dal circuito, cioè la prevalenza necessaria a far passare una data portata attraverso presa, condotta e ugello, e la curva caratteristica della pompa al regime di rotazione considerato.

Applicando il teorema della quantità di moto alla vena fluida tra la presa e l'ugello, la spinta di un idrogetto si esprime come

$$T = \rho Q \left(\frac{Q}{A_J} - V_A \right) \quad (11.3)$$

dove Q è la portata elaborata, A_J l'area di uscita del getto e V_A la velocità del flusso che entra nella presa. Imponendo che la spinta eguagli la quota della spinta richiesta dalla carena spettante al singolo idrogetto, $T_j = T_{\text{req}}/2$, si ottiene un'equazione di secondo grado in Q , la cui soluzione fisicamente accettabile è

$$Q^* = \frac{\rho V_A + \sqrt{\rho^2 V_A^2 + 4 \frac{\rho}{A_J} T_j}}{2 \rho / A_J} \quad (11.4)$$

La portata così determinata è l'unica compatibile con l'equilibrio propulsivo alla velocità considerata. La prevalenza corrispondente si legge sulla curva richiesta dal circuito, che tiene conto delle perdite nella presa e nella condotta (coefficiente ζ) e del rendimento dell'ugello:

$$H_c(Q) = \frac{Q^2}{2 g \eta_{noz} A_j^2} + (\zeta - 1) \frac{V_A^2}{2 g} \quad (11.5)$$

Il secondo termine, negativo, rappresenta il recupero di pressione dinamica nella presa: al crescere della velocità la curva richiesta si abbassa e si sposta verso portate maggiori. Per la pompa, in assenza della caratteristica del costruttore, è stata adottata la forma parabolica coerente con le leggi di similitudine delle turbomacchine ($H \propto n^2$, $Q \propto n$) [16]:

$$H_p(Q, n) = a n^2 - b Q^2 \quad (11.6)$$

Il punto di lavoro (Q^* , H^*) deve appartenere a entrambe le curve. La curva richiesta fornisce H^* , e il regime di rotazione è quello per cui la curva della pompa passa per il punto di lavoro:

$$n^* = \sqrt{\frac{H^* + b Q^{*2}}{a}} \quad (11.7)$$

La potenza al motore segue dalla potenza idraulica trasferita al fluido e dai rendimenti di pompa, linea d'assi e riduttore:

$$P_B = \frac{\rho g Q^* H^*}{\eta_{pump} \eta_R \eta_S \eta_G} \quad (11.8)$$

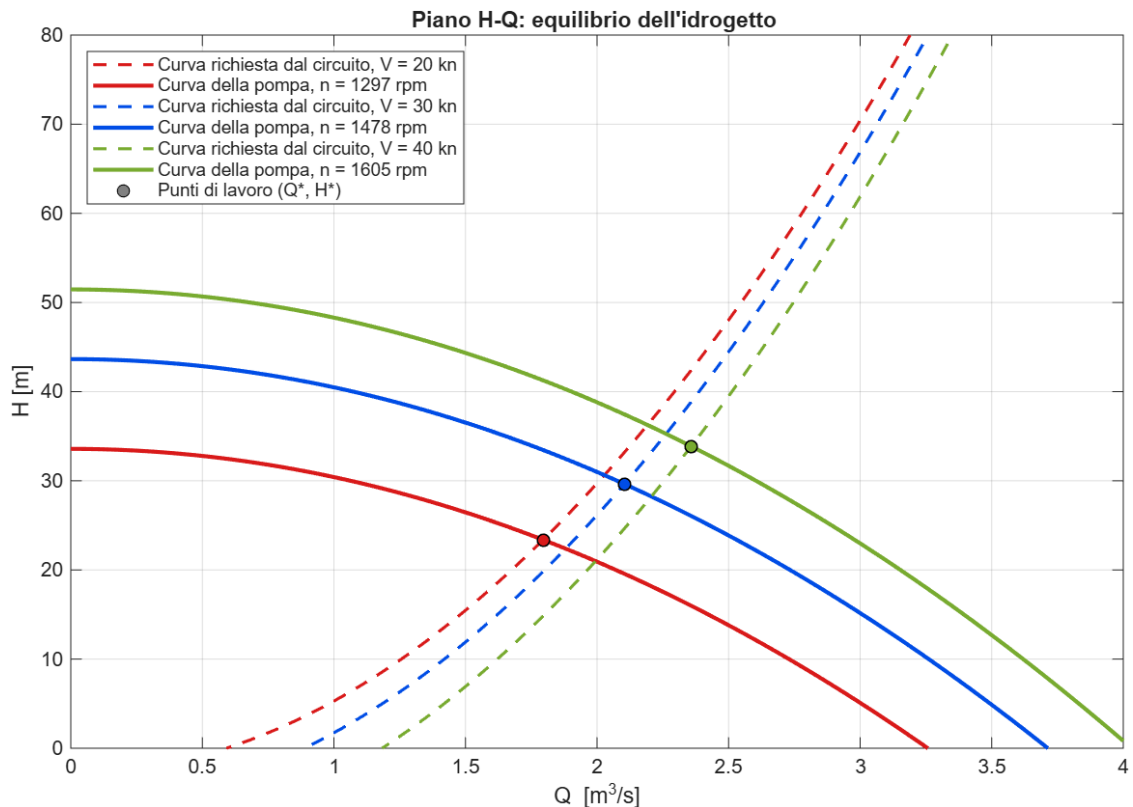


Figura 11.6. Piano H-Q a 20, 30 e 40 kn: curve richieste dal circuito, curve della pompa al regime di equilibrio e punti di lavoro (Q^* , H^*), per singolo idrogetto.

I coefficienti a e b della curva della pompa sono stati tarati sulla performance map. Ciascuno dei 60 punti di mappa considerati (livelli di potenza da 200 a 1015 kW, velocità da 20 a 50 kn), noti spinta e regime, è stato riportato sul piano H-Q con le relazioni precedenti; a e b

sono i coefficienti che meglio descrivono questi punti ai minimi quadrati, con uno scarto quadratico medio sulla prevalenza di circa 0,4 m su valori di 20÷40 m. Per l'area di uscita del getto è stata assunta metà dell'area della girante ($A_J = 0,080 \text{ m}^2$ con diametro di 450 mm), con $\zeta = 0,175$, $\eta_{noz} = 0,99$, $\eta_S = 0,99$ ed $\eta_G = 0,98$.

La stessa operazione fornisce un controllo di coerenza delle ipotesi. Per ogni punto di mappa il rapporto

$$\eta_{pump,implicito} = \frac{\rho g Q H}{P_{mappa} \eta_R \eta_S \eta_G} \quad (11.9)$$

è il rendimento che la pompa dovrebbe avere per assorbire la potenza dichiarata dal costruttore. Se le ipotesi sul circuito sono corrette, deve risultare circa costante e inferiore all'unità. Assumendo che il flusso entri nella presa alla velocità della nave ($V_A = V$), il rendimento implicito cresce invece con la velocità, da 0,80 a valori superiori a 1 intorno a 50 kn: il modello attribuisce al circuito una prevalenza eccessiva alle alte velocità. La presa di un idrogetto aspira infatti lo strato limite della carena, e il flusso vi entra con una velocità media inferiore a quella della nave. Introducendo una frazione di scia in presa, $V_A = V \cdot (1 - w)$, con $w = 0,2$, il rendimento implicito diventa praticamente indipendente dalla velocità e dal livello di potenza, con valore medio 0,79 e deviazione standard 0,02, valore plausibile per la pompa di un idrogetto. Questa è la taratura adottata.

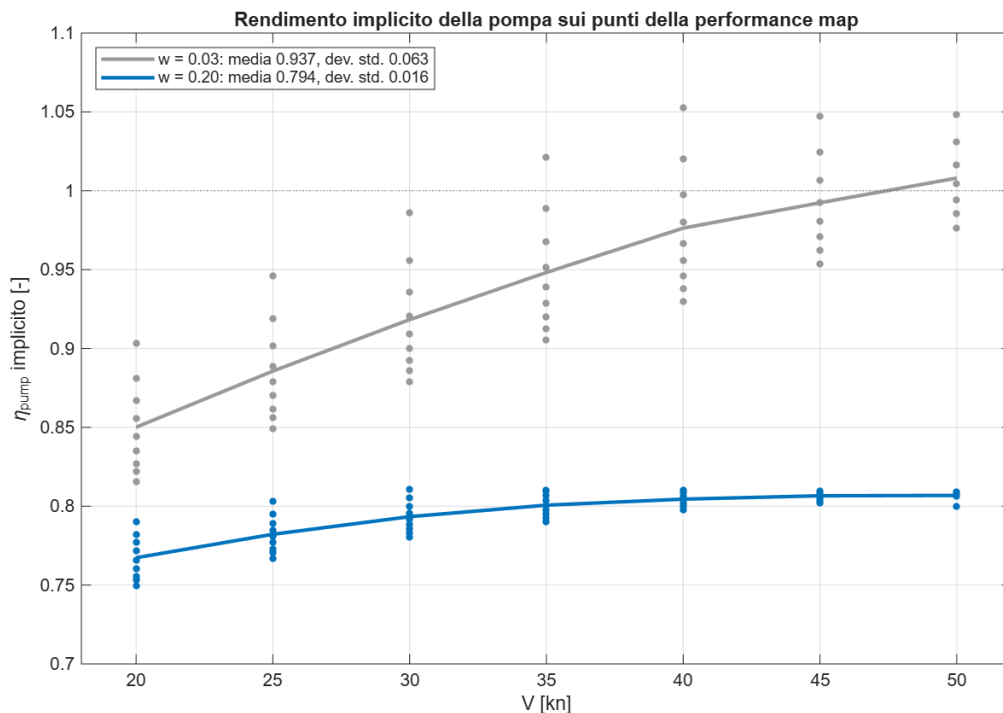


Figura 11.7. Controllo di coerenza delle ipotesi del circuito: rendimento implicito della pompa sui punti della performance map.

Con la pompa così tarata, il matching diretto è stato ripetuto sulla curva di resistenza finale a pieno carico (44,0 t), confrontandolo con il matching sulla performance map nelle stesse condizioni (Tabella 11.1).

Tabella 11.1. Matching per calcolo diretto e confronto con la performance map (pieno carico, valori per idrogetto, $w = 0,2$, $\eta_{pump} = 0,79$).

V [kn]	Q* [m³/s]	H* [m]	n* diretto [rpm]	n mappa [rpm]	P _B diretto [kW]	P mappa [kW]	Δ P _B [%]
15	1,55	18,0	1136	1139	366	381	-4,0
20	1,80	23,4	1299	1300	549	567	-3,2
25	1,97	27,2	1408	1405	700	715	-2,1
30	2,10	29,6	1481	1475	815	823	-1,0
35	2,23	31,6	1541	1534	921	921	-0,1
40	2,36	33,9	1607	1599	1044	1038	+0,6

Il regime di rotazione ricavato dall'intersezione sul piano H-Q coincide con quello della performance map entro lo 0,5% su tutto il campo di velocità, e la potenza entro il 4%. Lo scarto maggiore si ha alle basse velocità, dove anche i punti di mappa derivano da un'interpolazione su intervalli ampi; alla velocità di progetto la differenza è inferiore all'1%. Il rendimento propulsivo del singolo idrogetto cresce da 0,45 a 15 kn a 0,63 a 40 kn, in accordo con la diminuzione del rapporto tra velocità del getto e velocità di afflusso, che governa il rendimento ideale del getto $2/(1 + V_J/V_A)$: è la ragione fisica del basso rendimento dell'idrogetto alle basse velocità richiamata in precedenza.

Il confronto mette in evidenza anche la sensibilità del metodo alle ipotesi. Con il flusso in presa alla velocità della nave e $\eta_{pump} = 0,80$ la potenza a 40 kn risulterebbe di 1205 kW, il 16% oltre la mappa, pur con un regime ancora corretto entro l'1%. Una volta introdotta la frazione di scia, lo stesso rendimento di primo tentativo di 0,80 riproduce invece la mappa quasi esattamente (curva tratteggiata di Figura 11.8): la correzione determinante riguarda la velocità di afflusso nella presa, non il rendimento della pompa. Oltre la velocità di progetto il calcolo diretto si discosta di qualche punto percentuale dalla mappa, nel campo in cui quest'ultima deriva dall'estrapolazione dei livelli di potenza. Il calcolo diretto non sostituisce quindi la performance map come metodo di progetto, ma ne conferma la coerenza fisica e restituisce grandezze che la mappa non fornisce, come portata, prevalenza e velocità del getto.

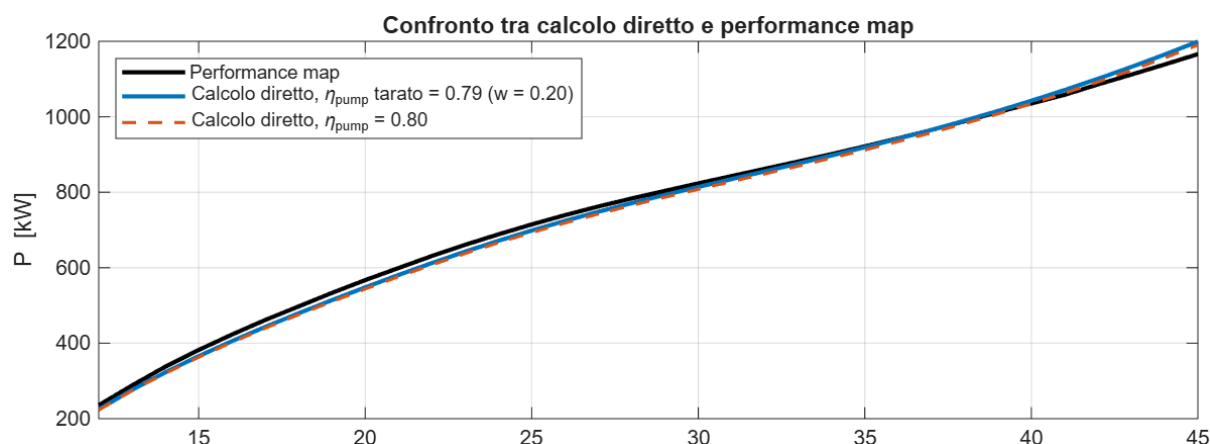


Figura 11.8. Potenza per idrogetto in funzione della velocità: performance map e calcolo diretto con rendimento della pompa tarato (0,79) e di primo tentativo (0,80).

11.5 Dimensionamento in funzionamento combinato (AND)

La velocità di progetto di 40 kn deve essere raggiungibile, da specifica tecnica, soltanto con motore diesel e macchina elettrica in propulsione contemporanea sulla stessa linea d'assi (funzionamento AND). Il dimensionamento è stato quindi condotto a partire da questa condizione: prima la scelta della potenza totale e dei due motori, poi il matching tra l'involuppo combinato e l'idrogetto, che definisce il rapporto di riduzione ideale. Il funzionamento con una sola macchina (OR) è verificato nel paragrafo successivo, e la scelta del riduttore chiude il processo.

11.5.1 Potenza totale e scelta dei motori

Il matching sulla performance map fornisce la potenza da installare: circa 1038 kW per asse alla velocità di progetto. La scelta del motore diesel è ricaduta sul MAN V8-1300, motore marino ad alte prestazioni con potenza massima di 956 kW, disponibile tra 2092 e 2300 rpm, e coppia massima di circa 4320 N·m tra 1300 e 2100 rpm; il consumo specifico minimo, 196 g/kWh, si ha intorno a 1200 rpm. Il motore è disponibile nel pacchetto ibrido MAN Smart Hybrid, che integra frizione e macchina elettrica in una configurazione in serie già ingegnerizzata, nelle taglie elettriche da 200 e 400 kW [27].

Poiché diesel e macchina elettrica sono calettati sullo stesso asse veloce e girano allo stesso regime, l'involuppo di funzionamento combinato si ottiene sommando, a ogni regime, le coppie massime delle due macchine; la potenza combinata è il prodotto della coppia totale per la velocità angolare:

$$Q_{AND}(n) = Q_{D,max}(n) + Q_{EM,max}(n), \quad P_{AND}(n) = Q_{AND}(n) \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (11.10)$$

Il fabbisogno eccede la potenza del diesel di circa 82 kW per asse. Con la macchina elettrica da 200 kW la potenza combinata al regime massimo, cioè il punto MCR (Maximum Continuous Rating) dell'involuppo AND, vale $956 + 200 = 1156$ kW per asse, con un margine dell'11% sul fabbisogno; la taglia da 400 kW porterebbe la potenza combinata a 1356 kW, il 31% oltre il necessario.

Per la macchina da 200 kW il fornitore ha reso disponibile la curva caratteristica reale: coppia costante di 1140 N·m fino alla velocità base di 1675 rpm e potenza costante di 200 kW fino al regime massimo del diesel, documentata sperimentalmente fino a 2300 rpm. Sommata al diagramma di carico del diesel fornisce l'involuppo AND di Figura 11.9: la coppia combinata raggiunge circa 5500 N·m tra 1300 e 1700 rpm, e la potenza cresce fino al punto MCR di 1156 kW, con un tratto quasi piatto da circa 2090 rpm al regime massimo.

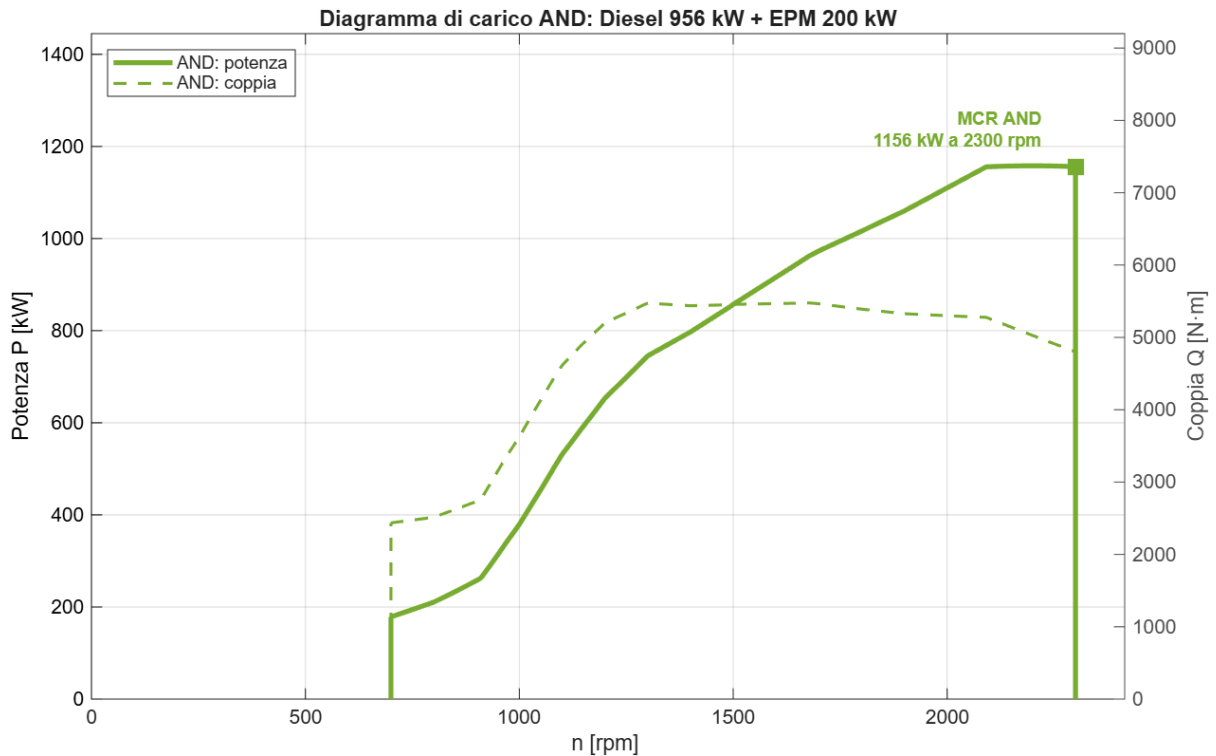


Figura 11.9. Diagramma di carico in funzionamento combinato (AND): potenza e coppia del motore MAN V8-1300 e della macchina elettrica da 200 kW.

11.5.2 Matching in AND e rapporto di riduzione ideale

Il rapporto di riduzione lega il regime del motore n_E a quello della pompa n_P :

$$i = \frac{n_E}{n_P} \quad (11.11)$$

Moltiplicando per i il regime di ciascun punto della curva di funzionamento dell'idrogetto, la curva si trasferisce dal regime della girante al regime del motore, dove può essere confrontata direttamente con l'involuppo AND. Il rapporto ideale è quello per cui la curva riportata al motore passa esattamente per il punto MCR, cioè per cui l'idrogetto assorbe tutta la potenza combinata al regime massimo del motore:

$$i_{id} = \frac{n_{E,MCR}}{n_{P,MAX}} \quad (11.12)$$

dove $n_{P,MAX}$ è il regime della girante sulla curva di funzionamento alla potenza MCR. Con la previsione di resistenza finale la girante assorbe 1156 kW a circa 1658 rpm, da cui $i_{id} = 2300/1658 = 1,387$. La Figura 11.10 mostra il risultato: la curva senza riduttore ($i = 1$) si sviluppa a regimi troppo bassi per il motore, mentre con i_{id} la curva raggiunge l'involuppo AND proprio nel punto MCR, a cui corrisponde una velocità di equilibrio di 44,6 kn. È la condizione di pieno sfruttamento della potenza installata.

La scheda del costruttore dell'idrogetto indica un rapporto ottimale di circa $2450/1616 = 1,516$, riferito però a un motore con regime massimo di 2450 rpm; applicato al V8-1300 porterebbe la pompa a soli 1517 rpm, ben al di sotto del regime necessario a 40 kn, e il valore non è quindi trasferibile. La Tabella 11.2 riporta il regime della pompa a pieno regime del motore per i rapporti considerati durante il progetto.

Tabella 11.2. Regime della pompa al regime massimo del motore (2300 rpm) per i rapporti di riduzione considerati.

Rapporto i	n_p [rpm]	Osservazioni
1,516	1517	Rapporto ottimale indicato dal costruttore per motori a 2450 rpm
1,436	1602	Rapporto adottato (ZF 2050)
1,387	1658	Rapporto ideale: curva di funzionamento passante per il punto MCR
1,350	1704	Rapporto a catalogo ZF 2050 inferiore all'ideale

La sensibilità al rapporto è elevata, perché il regime della pompa varia in proporzione inversa al rapporto e la potenza assorbita cresce approssimativamente con il cubo del regime. Un rapporto superiore a quello ideale fa girare la pompa più lentamente e lascia inutilizzata una parte della potenza installata. Un rapporto inferiore porta invece la curva di funzionamento a raggiungere la potenza MCR prima del regime massimo: il motore lavora a piena potenza a un regime più basso e il carico si sposta verso il limite di coppia.

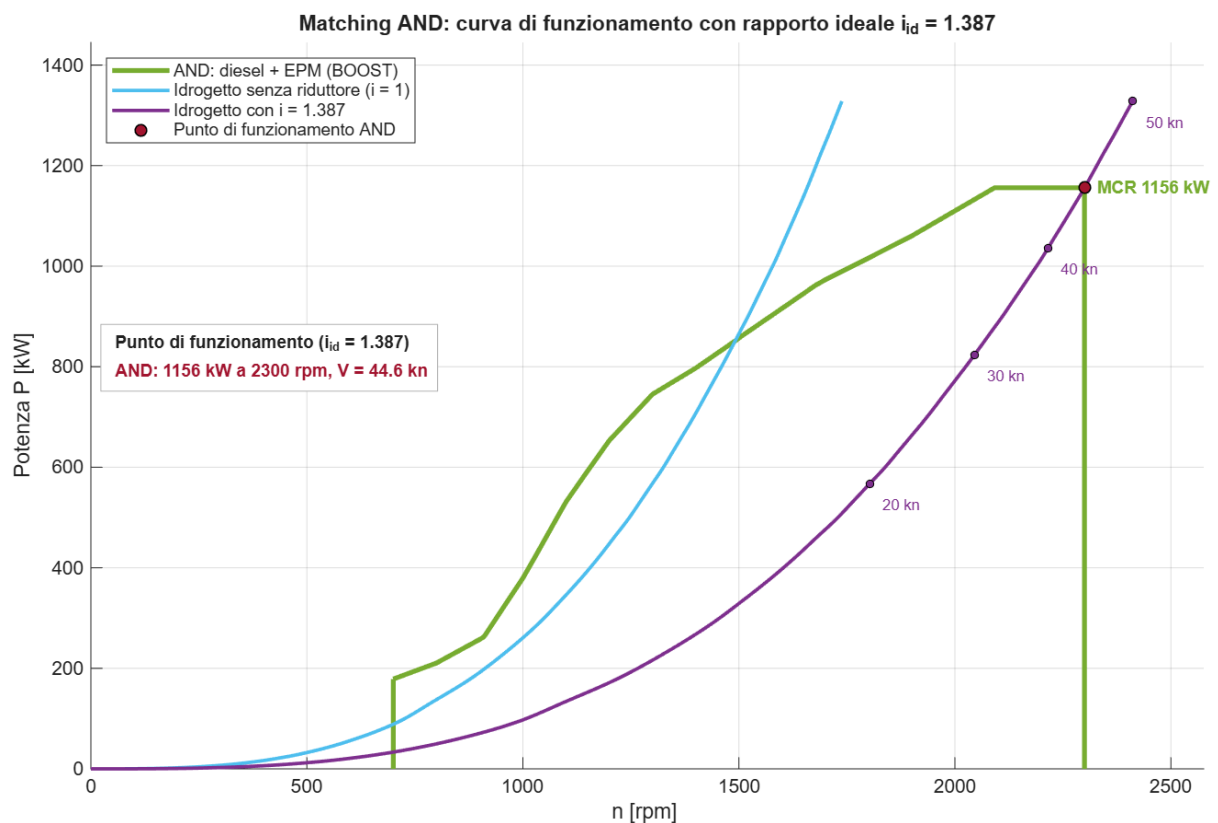


Figura 11.10. Matching in funzionamento combinato con rapporto ideale $i_{id} = 1,387$: inviluppo AND, curva di funzionamento dell'idrogetto senza riduttore e riportata al motore, punto di funzionamento coincidente con il punto MCR.

11.6 Verifica del funzionamento separato (OR)

Con una sola macchina in propulsione (funzionamento OR) gli inviluppi del diesel e della macchina elettrica sono alternativi (Figura 11.11). Il rapporto di riduzione è unico, quindi la curva di funzionamento riportata al motore è la stessa del funzionamento combinato, e il punto di funzionamento di ciascuna modalità è l'intersezione tra questa curva e l'inviluppo della macchina attiva (Figura 11.12).

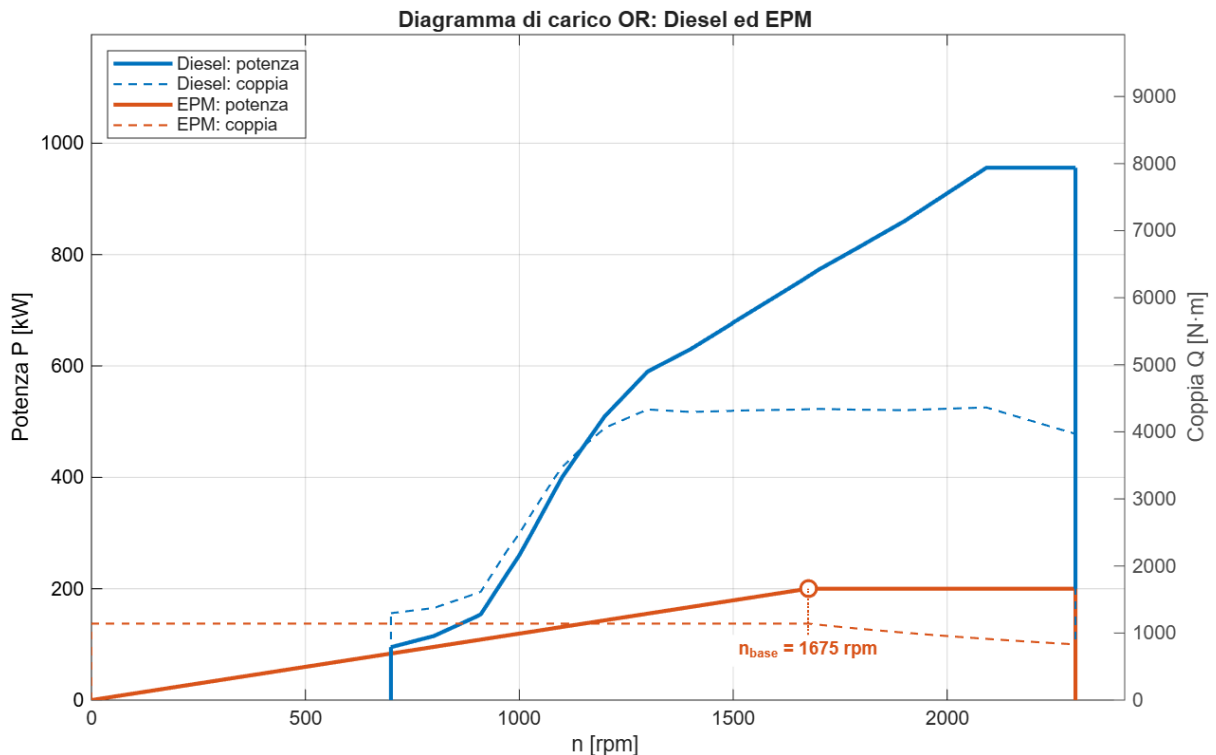


Figura 11.11. Diagrammi di carico in funzionamento separato (OR): potenza e coppia del motore diesel e della macchina elettrica, con la velocità base di quest'ultima.

Con il rapporto ideale la curva incontra l'inviluppo del diesel sul tratto a potenza costante, a 2154 rpm e 956 kW, con una velocità di equilibrio di 36,6 kn; il punto cade però appena oltre l'inizio della curva a potenza costante (circa 2090 rpm), con margine ridotto rispetto al tratto limitato dalla coppia. L'inviluppo della macchina elettrica è intersecato nel tratto a coppia costante, a 1089 rpm, dove la macchina rende disponibili circa 130 kW per asse, con una velocità di equilibrio di circa 9,9 kn.

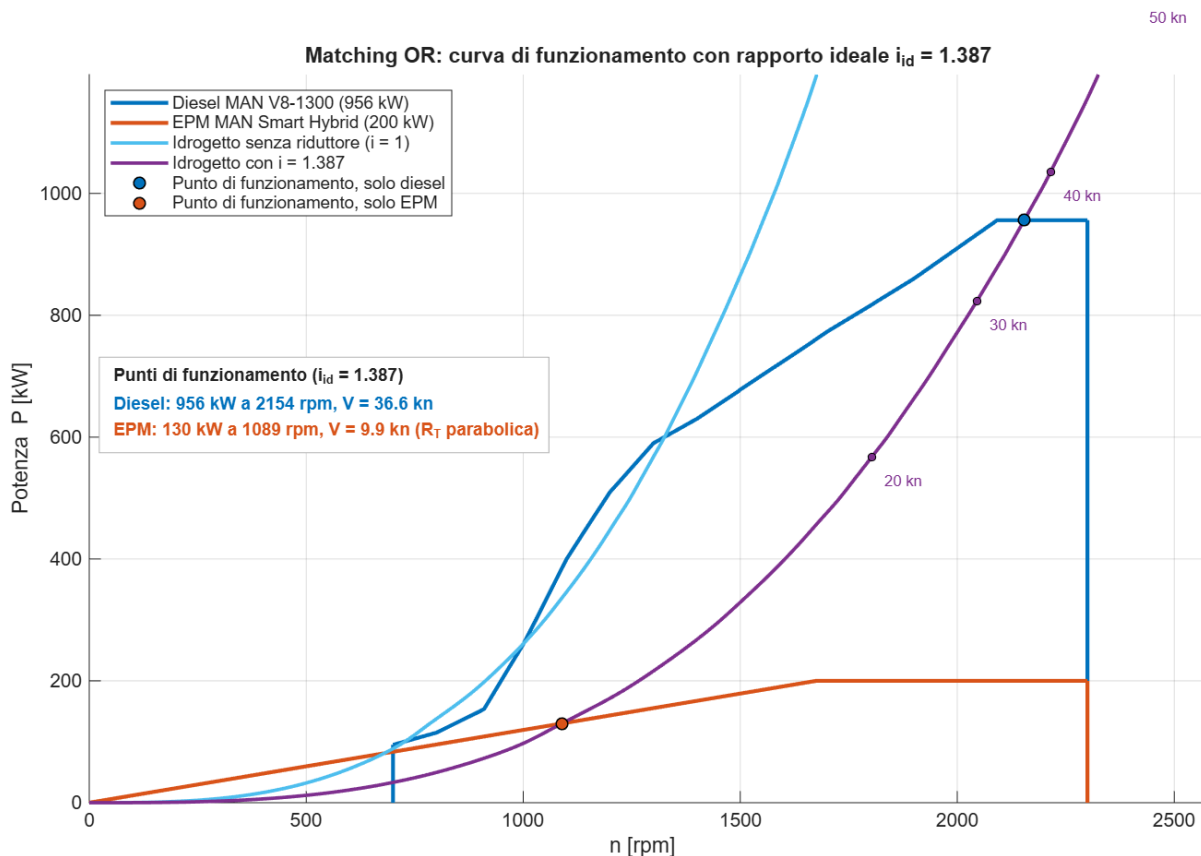


Figura 11.12. Matching in funzionamento separato con rapporto ideale $i_{id} = 1,387$: inviluppi OR e punti di funzionamento in propulsione diesel e in propulsione elettrica.

11.6.1 Propulsione diesel

In propulsione diesel pura il motore eroga la propria potenza massima prima di raggiungere il regime nominale. La velocità di equilibrio, 36,6 kn con la resistenza finale a pieno carico, dipende dalla sola potenza del motore e non dal rapporto di riduzione, che sposta invece il regime a cui il diesel la eroga. Rispetto ai 34,6 kn ottenuti con la curva di resistenza preliminare a 45 t, la differenza di 2 kn a fronte di una riduzione di resistenza del 4% si spiega con l'andamento quasi piatto della resistenza in planata, lungo il quale anche piccole variazioni spostano sensibilmente l'equilibrio.

11.6.2 Propulsione elettrica

In propulsione elettrica pura la macchina non raggiunge la propria potenza nominale. Per entrare nel tratto a potenza costante dovrebbe superare la velocità base di 1675 rpm, cui corrisponde un regime della pompa di circa 1208 rpm; a quel regime l'idrogetto in equilibrio con la carena richiederebbe però circa 410 kW, più del doppio della potenza disponibile. La macchina resta quindi limitata dalla coppia e l'equilibrio si stabilisce intorno ai 10 kn, al di sotto del primo punto calcolato della curva di resistenza (12 kn), nel tratto descritto dal raccordo parabolico: il valore è da considerarsi indicativo. Il risultato è coerente con il ruolo della propulsione elettrica nell'architettura CODAE, destinata a manovre, navigazione silenziosa e ingresso in aree a emissioni controllate; un campo di velocità elettrica più ampio richiederebbe un rapporto dedicato, non compatibile con un riduttore a rapporto fisso.

11.7 Scelta del riduttore e rapporto adottato

La selezione del riduttore ha seguito i due criteri di compatibilità con il motore: la potenza, o equivalentemente la coppia, ammissibile dal riduttore al regime massimo deve essere non inferiore alla massima potenza trasmessa, che in modalità combinata vale 1156 kW per asse; il regime massimo ammissibile deve essere non inferiore a quello del motore, 2300 rpm. Per le applicazioni da diporto il costruttore indica una potenza ammissibile proporzionale al regime secondo il fattore di potenza di ciascun modello [28]. Tra i rapporti disponibili è stato cercato il più vicino al rapporto ideale che rispettasse entrambi i criteri; i modelli esaminati sono riassunti in Tabella 11.3.

Tabella 11.3. Riduttori ZF esaminati: rapporto disponibile e potenza ammissibile a 2300 rpm (servizio da diporto).

Modello	Rapporto	P ammissibile a 2300 rpm [kW]	Idoneità
ZF 665	1,400	1029	Non idoneo: potenza inferiore dell'11%
ZF 2000	1,436	1053	Non idoneo: potenza inferiore del 9%
ZF 2050	1,350	1156	Non idoneo: rapporto inferiore all'ideale, sovraccarico in AND
ZF 2050	1,436	1156	Idoneo: primo rapporto non inferiore all'ideale
ZF 3050 D	1,441	1418	Idoneo ma sovradimensionato (+23%)

Il riduttore nativo del pacchetto Smart Hybrid per il V8-1300, lo ZF 665, dispone di un rapporto vicino all'ideale ma non della potenza necessaria in modalità combinata; lo stesso vale per lo ZF 2000. Lo ZF 2050 ammette la potenza richiesta e offre due rapporti nell'intorno dell'ideale. Il rapporto 1,350, inferiore all'ideale, porterebbe la curva di funzionamento a raggiungere la potenza MCR a circa 2240 rpm: il riduttore, la cui potenza ammissibile cresce con il regime, trasmetterebbe 1156 kW a un regime al quale ne ammette circa 1127, e in propulsione diesel il punto di funzionamento cadrebbe al limite inferiore del plateau di potenza. La scelta è quindi ricaduta sullo ZF 2050 con rapporto 1,436, il primo non inferiore al rapporto ideale: la potenza ammissibile a 2300 rpm coincide con la potenza combinata installata, con un margine del 6,5% sulla potenza massima del riduttore (1231 kW), e il regime massimo continuativo di 2600 rpm offre un margine del 13% sul regime del motore. Il riduttore integra la frizione di propulsione e ha una massa di 342 kg.

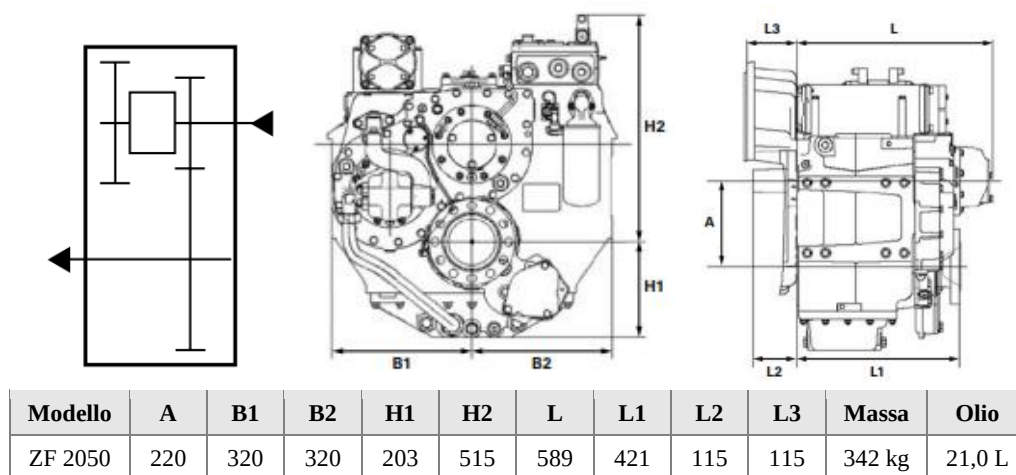


Figura 11.13. Riduttore ZF 2050.

11.7.1 Matching con il rapporto adottato

La Figura 11.14 riunisce involucri AND e OR e curva di funzionamento con il rapporto adottato, e la Tabella 11.4 confronta i punti di funzionamento con quelli ottenuti con il rapporto ideale. Rispetto a i_{id} , il rapporto 1,436 fa girare la pompa più lentamente al regime massimo del motore, e la curva di funzionamento attraversa la verticale dei 2300 rpm al di sotto del punto MCR.

Tabella 11.4. Punti di funzionamento statici con rapporto ideale e con rapporto adottato.

Modalità	n_E [rpm] i_{id}	P [kW] i_{id}	V [kn] i_{id}	n_E [rpm] i $= 1,436$	P [kW] i $= 1,436$	V [kn] $i = 1,436$
Combinata (AND)	2300	1156	44,6	2300	1045	40,4
Solo diesel	2154	956	36,6	2230	956	36,6
Solo elettrica	1089	130	9,9*	1146	137	10,1*

* velocità nel tratto parabolico della curva di resistenza ($V < 12$ kn), valore indicativo.

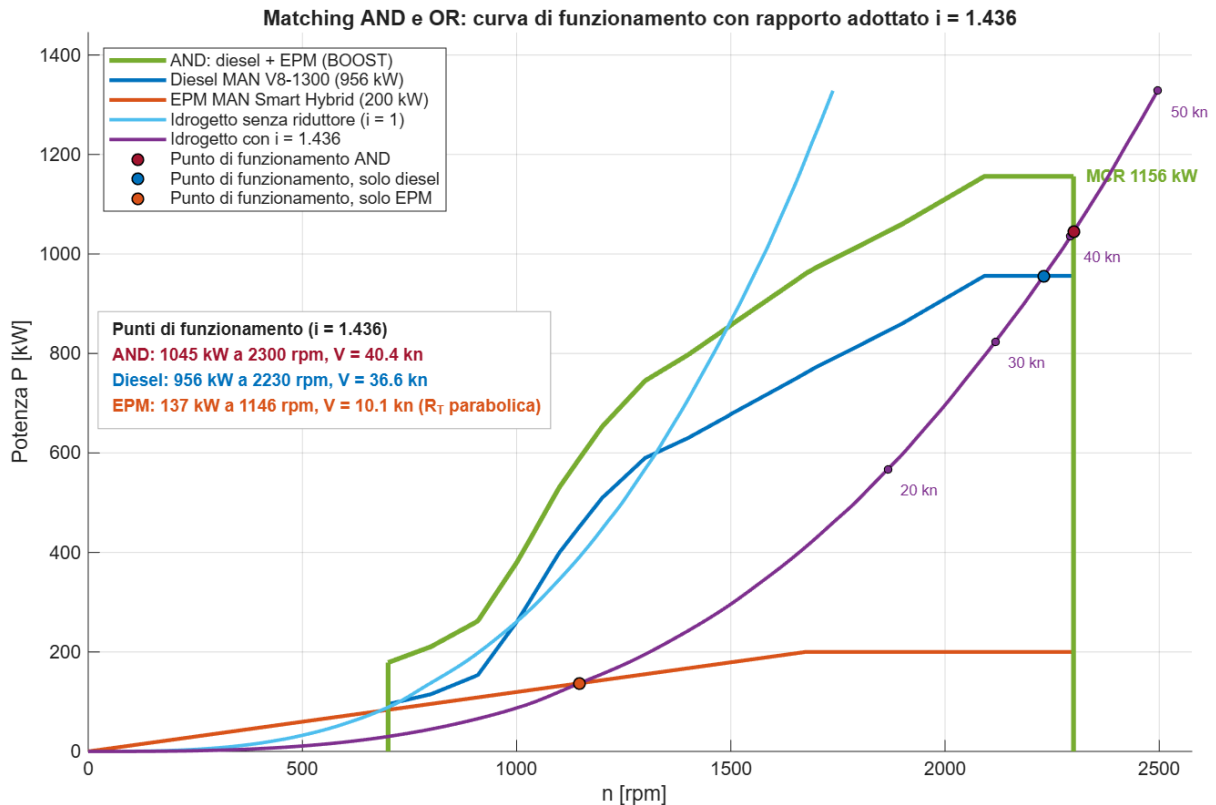


Figura 11.14. Matching con il rapporto adottato $i = 1,436$: involucri AND e OR, curva di funzionamento dell'idrogetto e punti di funzionamento nelle tre modalità.

In modalità combinata, al regime massimo del motore la pompa assorbe 1045 kW per asse, il 90% della potenza MCR, e la velocità di equilibrio statica è di 40,4 kn: la velocità di progetto è raggiunta con un margine di potenza di circa 110 kW per asse, a disposizione delle incertezze della previsione di resistenza e delle condizioni di esercizio più gravose (carena sporca, stato del mare, carico). Rinunciando ai 4 kn teorici del rapporto ideale si ottiene inoltre un funzionamento più equilibrato in propulsione diesel: il punto si sposta da 2154 a 2230 rpm, all'interno della curva a potenza costante, a parità di velocità. In propulsione elettrica la differenza è trascurabile, poiché la macchina resta comunque limitata dalla coppia.

L'incremento di velocità accessibile in configurazione AND può essere stimato in prima approssimazione attraverso la dipendenza asintotica della potenza al freno dalla velocità, $P_B \propto V^3$:

$$\frac{V_{AND}}{V_{Diesel}} = \left(\frac{P_{AND}}{P_{Diesel}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (11.13)$$

Con i 200 kW della macchina elettrica, pari al 20,9% dei 956 kW del diesel per asse, la stima restituisce un incremento del 6,5%. Il matching indica un guadagno maggiore: dai 36,6 kn del punto di funzionamento in sola propulsione diesel si passa ai 40,4 kn della configurazione AND, con un incremento del 10,4%. Lo scarto è dovuto al campo di validità della relazione impiegata, che descrive il comportamento asintotico di una carena dislocante, mentre in prossimità della velocità massima di una carena planante la curva di resistenza è assai più piatta e a parità di incremento di potenza corrisponde un incremento di velocità maggiore. Il beneficio della configurazione AND resta comunque subordinato al rapporto tra le taglie dei

due motori: con una macchina elettrica di taglia molto inferiore, dell'ordine del 10% della potenza del diesel, l'incremento si ridurrebbe a pochi punti percentuali, insufficienti a giustificare la maggiore complessità impiantistica rispetto a una configurazione CODOE (COmbined Diesel Or Electric).

11.8 Dimensionamento della batteria

Il pacco batterie è un Corvus Orca ESS, sistema agli ioni di litio con approvazione dei principali registri di classificazione [29]. Il requisito più gravoso per l'accumulo è l'alimentazione delle due macchine elettriche alla potenza nominale in modalità combinata, a cui si somma il carico hotel quando non coperto dai gruppi elettrogeni. La velocità massima di scarica è espressa come multiplo della capacità nominale (C-rate): una scarica a $n \cdot C$ corrisponde a una potenza

$$P_{max} = n \cdot E_{nom} \quad (11.14)$$

Per il sistema Orca il costruttore dichiara una scarica continuativa fino a 3C. Con due macchine da 200 kW, un rendimento di conversione di circa 0,95 e un carico hotel massimo di 27 kW, la potenza richiesta al bus vale circa 453 kW. La configurazione adottata, 15 moduli in serie per 2 stringhe in parallelo, fornisce 169,5 kWh nominali, con una tensione massima di 750 V, e un limite di scarica a 3C di 508,5 kW, sufficiente con un margine del 12%.

La finestra operativa dello stato di carica è limitata al 10-90% della capacità nominale, prassi per le batterie agli ioni di litio in impiego ciclico gravoso: la scarica profonda aumenta la resistenza interna e induce stress irreversibili sugli elettrodi, mentre la permanenza a carica piena accelera il degrado dell'elettrolita. L'energia utile risulta così di 135,6 kWh, che alla piena potenza elettrica della modalità combinata corrispondono a circa 18 minuti di funzionamento. I 30 moduli sono disposti in due pacchi, uno per stringa, di 5×3 moduli ciascuno, disposti orizzontalmente per contenere l'ingombro in altezza e collocati in un vano dedicato.

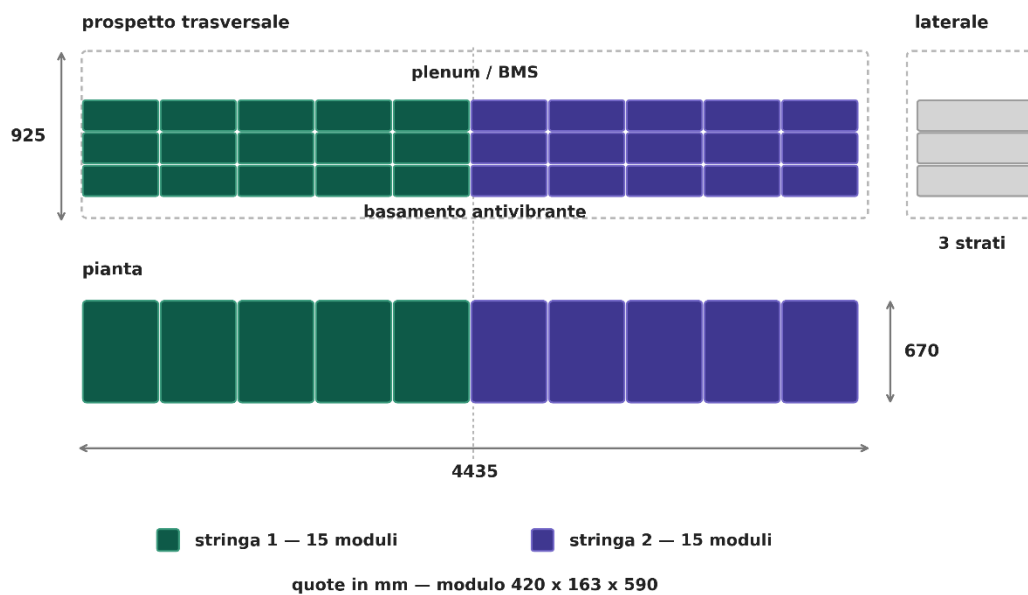


Figura 11.15. Pacco batterie Corvus Orca ESS 15Sx2P.

La Figura 11.16 riporta le curve di scarica del pacco ottenute con il modello di Shepherd impiegato nel simulatore (descritto nel capitolo seguente). All'interno della finestra operativa la tensione ai morsetti resta pressoché costante, tra circa 680 e 575 V a vuoto, mentre fuori dalla finestra le cadute diventano rapide, in particolare verso la scarica completa. A correnti elevate la caduta ohmica abbassa la tensione: a una corrente pari a 3C la potenza ai morsetti scende da circa 480 kW a SOC 90% a circa 400 kW a SOC 10%. Il fabbisogno di 453 kW della modalità combinata è quindi coperto per stati di carica superiori a circa il 25-30%; al di sotto, la gestione energetica (EMS) riduce la quota elettrica della propulsione. La forma delle curve va considerata indicativa, poiché il costruttore non pubblica la curva di scarica e i parametri del modello, a eccezione della tensione a vuoto, sono stime tipiche per celle agli ioni di litio.

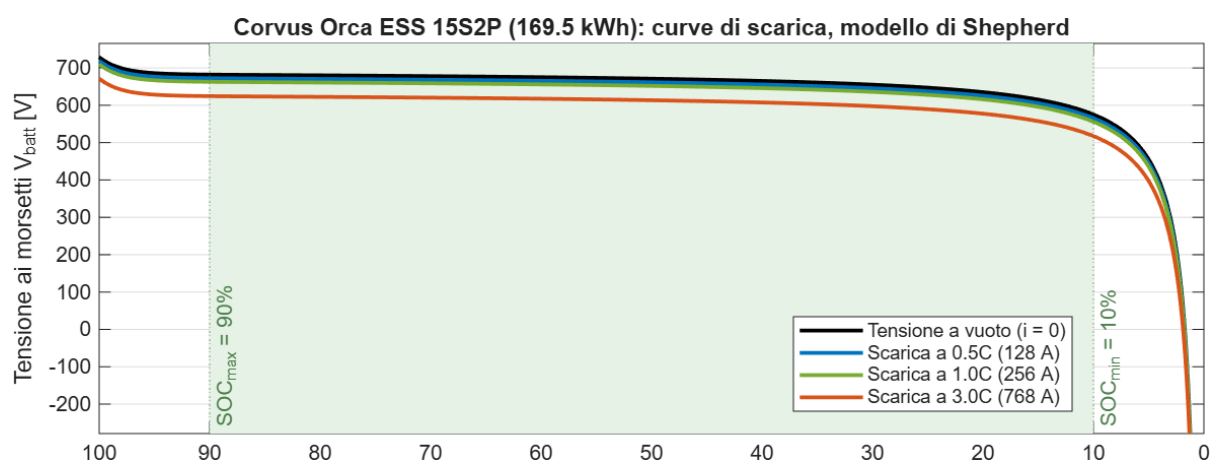


Figura 11.16. Curve di scarica del pacco Corvus Orca ESS 15Sx2P secondo il modello di Shepherd.

11.9 Gruppi elettrogeni

L'alimentazione ausiliaria per il carico hotel e per la ricarica della batteria nelle modalità che lo prevedono è affidata a due gruppi elettrogeni Kohler 13.5EFKOZD da 13,5 kW ciascuno, per 27 kW installati [30]. La scelta di due unità piccole anziché una di pari potenza consente di modulare il numero di unità in funzione del carico, mantenendo ciascuna in un campo di consumo specifico favorevole: la curva di consumo, fornita al 25, 50, 75 e 100% del carico, penalizza fortemente il funzionamento a carico parziale.

La Figura 11.17 riporta la curva del modello. Il consumo orario cresce con il carico, da 1,19 L/h al 25% a 3,90 L/h al 100%, mentre il consumo specifico, che misura il combustibile necessario per ogni kWh prodotto, diminuisce da 293 g/kWh al 25% a circa 240 g/kWh tra il 75 e il 100%, dove la curva è praticamente piatta. La riduzione è dovuta alle perdite quasi indipendenti dal carico che a regime fisso pesano tanto più quanto minore è la potenza prodotta. Ne segue il criterio di dispacciamento adottato dalla gestione energetica: una sola unità a carico elevato è preferibile a due unità a carico parziale, che comporterebbero un maggior consumo fino al 18% a metà carico.

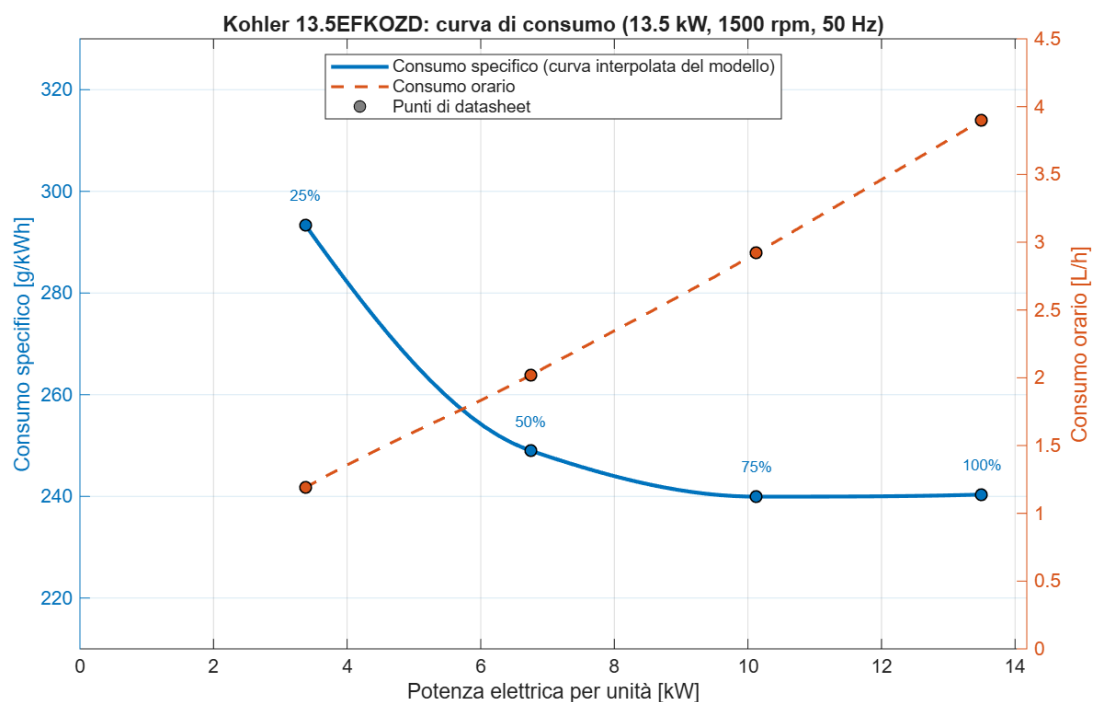


Figura 11.17. Gruppo elettrogeno Kohler 13.5EFKOZD: consumo specifico e consumo orario in funzione della potenza elettrica.

11.10 Dimensionamento della linea d'assi

Il dimensionamento regolamentare riguarda il solo asse lento, tra riduttore e idrogetto: l'asse veloce tra motore diesel e macchina elettrica è interno al pacchetto Smart Hybrid. Il diametro minimo è stato calcolato secondo la formulazione RINA per gli assi di trasmissione [15]:

$$d = 100 k \left[\frac{P}{N} \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3} \quad (11.15)$$

con d in mm, P potenza trasmessa in kW, N regime in rpm, R_m carico di rottura del materiale in N/mm² e k coefficiente dipendente dal tipo di asse, assunto pari a 1,4.

Il caso più gravoso non è la piena potenza, che si ha al regime massimo e quindi con coppia relativamente modesta, ma la condizione di massimo rapporto P/N , cioè di massima coppia. In modalità combinata la coppia sull'asse veloce è la somma di quella del diesel e di quella della macchina elettrica, entrambe massime tra 1300 e 1675 rpm: $4320 + 1140 = 5460 \text{ N}\cdot\text{m}$. Riportata all'asse lento, la coppia vale

$$Q_{LSS} = i (Q_D + Q_{EPM}) = 1,436 \cdot 5460 \approx 7840 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (11.16)$$

pari a un rapporto P/N di 0,821 kW/rpm. Con un acciaio per assi navali con $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$, il diametro minimo risulta di 118 mm. Il diametro adottato è 120 mm, primo valore commerciale superiore al minimo regolamentare; l'asse pieno ha una massa di circa 89 kg/m e la tensione torsionale alla coppia massima vale 23,1 N/mm².

11.11 Consumi e autonomia

Definito l'impianto propulsivo nel suo complesso, si valutano il consumo orario e l'autonomia nei tre modi propulsivi, ciascuno al proprio punto di funzionamento ricavato dal matching statico con il rapporto di riduzione. Il consumo orario complessivo dei motori diesel si ottiene dal consumo specifico al punto di funzionamento e dalla potenza erogata all'asse, moltiplicata per il numero di linee:

$$C.O._{tot} = n \cdot P_{asse} [\text{kW}] \cdot SFOC \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (11.17)$$

Il consumo così ottenuto, espresso in g/h, è convertito in l/h dividendo per la densità del gasolio (0,832 kg/l). L'autonomia oraria deriva dal rapporto tra il volume utilizzabile delle casse e il consumo orario, e l'autonomia in miglia dal prodotto tra autonomia oraria e velocità di avanzamento:

$$A.O. [h] = \frac{\text{Volume Casse}^{imp} [l]}{C.O._{tot} [l/h]} \quad (11.18)$$

$$A.M. [nm] = A.O. [h] \cdot \text{Velocità} [kn] \quad (11.19)$$

Nei modi a propulsione elettrica la potenza all'asse è riportata ai morsetti della batteria attraverso il rendimento della macchina, ricavato dalla mappa $\eta(n, Q)$ [19]:

$$P_{batt} = \frac{n \cdot P_{asse} [\text{kW}]}{\eta_{EPM}} \quad (11.20)$$

L'autonomia è quindi limitata dall'energia utilizzabile del pacco batterie, e la percorrenza segue dalla stessa relazione vista sopra:

$$A.O. [h] = \frac{E_{batt} [kWh]}{P_{batt} [kW]} \quad A.M. [nm] = A.O. [h] \cdot Velocità [kn] \quad (11.21)$$

Il volume utilizzabile delle casse è pari a 4275 l, al netto del 5% di residuo non pompabile sulla capacità installata di 4500 l; con densità del gasolio marino di 0,832 kg/l la massa disponibile è di 3557 kg. L'energia utilizzabile del pacco batterie, nella finestra di carica compresa tra il 10% e il 90%, è pari a 136 kWh sui 169,5 kWh nominali. Il consumo specifico del motore diesel è assunto costante e pari a 210 g/kWh, valore di catalogo in prossimità del punto di potenza massima continuativa; il rendimento delle macchine elettriche, campionato sulla mappa ai rispettivi punti di funzionamento, risulta pari a 0,958 in propulsione elettrica pura e 0,951 in modalità BOOST.

Tabella 11.5. Consumi e autonomia nelle tre modalità propulsive.

Modalità	V [kn]	P asse ×2 [kW]	Consumo	Autonomia	Miglia [nm]
AND (BOOST)	40,4	2089	355 kg/h + 420 kW	≈ 19 min ¹	≈ 13
Solo diesel	36,6	1912	402 kg/h (483 l/h)	8,9 h	≈ 324
Solo elettrico	10,1	274	286 kW	≈ 28 min	≈ 4,8

¹ Autonomia limitata dalla batteria; esaurita la carica la nave prosegue in propulsione diesel a 36,6 nodi.

In propulsione diesel pura la nave raggiunge 36,6 nodi con entrambi i motori al punto di potenza massima continuativa (956 kW per asse). Il consumo risulta di 402 kg/h, pari a 483 l/h, con un'autonomia di 8,9 h e una percorrenza di circa 324 miglia: è il modo che garantisce l'autonomia di trasferimento dell'imbarcazione.

In propulsione elettrica pura il funzionamento è limitato dalla potenza installata delle due macchine elettriche e la velocità di equilibrio si attesta intorno ai 10 nodi. L'autonomia risultante è di circa 28 minuti per 4,8 miglia, coerente con il ruolo previsto per questo modo, manovra portuale e navigazione silenziosa a corto raggio, e non con un impiego di trasferimento. Il valore va inteso come indicativo, poiché a 10 nodi la velocità è inferiore a quella di piena planata e la resistenza ricade nel tratto di raccordo a bassa velocità della curva. Per estendere l'autonomia in questa modalità occorre agire sulla capacità del pacco batterie e non sulla potenza della macchina elettrica, tenendo conto dell'aumento di peso che ne deriva.

In modalità AND si raggiunge la velocità di progetto di 40,4 nodi con le due macchine elettriche alla potenza massima, 200 kW per asse, e i motori diesel che erogano la quota restante, pari a 845 kW per asse. La potenza complessivamente assorbita dai due idrogetti resta quella richiesta dalla curva di funzionamento al regime massimo del motore, 1045 kW per asse. Il modo è vincolato da due riserve energetiche distinte: il combustibile, che al consumo dei soli diesel garantirebbe 10,0 h, e la batteria, che eroga la quota elettrica di 420 kW per circa 19 minuti. È quest'ultima a determinare il limite: l'autonomia alla velocità massima è di circa 19 minuti, pari a 13 miglia, esaurita la quale l'imbarcazione prosegue in propulsione diesel a 36,6 nodi. La modalità AND si configura quindi come un regime di punta a durata limitata e non come una condizione di crociera.

11.12 Riepilogo dei parametri principali

Tabella 11.6. Parametri principali di dimensionamento e prestazione dell'impianto propulsivo.

Componente	Grandezza	Valore
Idrogetto MJP450X	Potenza massima a catalogo	1680 kW
	Potenza richiesta a 40 kn	1038 kW/asse
	Regime pompa a 40 kn	1600 rpm
Motore diesel MAN V8-1300	Potenza massima	956 kW
	Regime massimo	2300 rpm
	Coppia massima	4320 N·m
Macchina elettrica Smart Hybrid	Potenza nominale	200 kW
	Velocità base / coppia massima	1675 rpm / 1140 N·m
Riduttore ZF 2050	Rapporto ideale / adottato	1,387 / 1,436
	Potenza ammissibile a 2300 rpm	1156 kW
Batteria Corvus Orca ESS	Configurazione	15S × 2P
	Capacità nominale / tensione	169,5 kWh / 750 V DC
	Limite di scarica (3C)	508,5 kW
	Finestra SOC	10-90%
Gruppi elettrogeni Kohler	Potenza installata	2 × 13,5 kW
Asse lento	Diametro minimo RINA / adottato	118 mm / 120 mm
Prestazioni statiche	Velocità massima diesel	36,6 kn
	Velocità massima elettrica	10,1 kn
	Velocità massima combinata	40,4 kn

12 Simulazione dinamica dell'impianto di propulsione

12.1 Introduzione

Il matching statico del capitolo precedente definisce i punti di funzionamento a regime, ma non descrive il comportamento dell'impianto nei transitori di manetta, nei cambi di modalità operativa e nell'interazione tra dinamica della linea d'assi e dinamica della carena. Per verificare l'impianto in queste condizioni è stato sviluppato un modello di simulazione dinamica che riproduce l'evoluzione nel tempo delle grandezze significative (velocità nave, regime delle linee d'assi, stato di carica della batteria, ripartizione della potenza tra le sorgenti, consumo di combustibile) a partire dai comandi di manetta, bucket e modalità operativa.

Il modello è realizzato in MATLAB/Simulink (R2026a). Simulink permette di rappresentare l'impianto come insieme di blocchi interconnessi, ciascuno corrispondente a un sottosistema fisico o logico, integrando nello stesso modello elementi quasi-statici (mappe dell'idrogetto, diagramma di carico del diesel) ed elementi dinamici (inerzia della linea d'assi, dinamica elettrica della macchina sincrona, stato di carica della batteria). L'estensione Stateflow è impiegata per la logica di selezione delle modalità, di natura discreta, mentre MATLAB ospita la parametrizzazione dei sottosistemi e le verifiche numeriche.

Il modello integra due equazioni dinamiche principali, la dinamica rotazionale di ciascuna linea d'assi e l'equazione del moto di avanzo della nave a un grado di libertà, alle quali si aggiungono la dinamica elettrica delle due macchine sincrone e l'integrazione della carica della batteria e del combustibile.

Lo sviluppo è stato modulare e incrementale: ogni sottosistema è definito da uno script di inizializzazione (`init_*.m`), che popola una struttura dati con i parametri, e da uno script di verifica (`check_*.m`), che ne controlla coerenza dimensionale e numerica tramite asserzioni automatiche. Ciascun sottosistema è stato verificato singolarmente, seguendo l'ordine della catena propulsiva, prima dell'integrazione nel modello complessivo tramite `init_all.m`.

Per il pilotaggio e il monitoraggio della simulazione è stata sviluppata un'interfaccia grafica in Python (PyQt5 e PyQtWebEngine), che comunica con MATLAB tramite l'Engine API. L'interfaccia replica gli organi di comando della plancia (due leve di manetta con corsa avanti-indietro, due comandi di bucket, un selettore di modalità) e restituisce lo stato dell'impianto tramite tachimetro, contagiri, indicatori di carica della batteria e di livello del combustibile e un display di stato del sistema. Una serie di grafici aggiornati in tempo reale mostra velocità e accelerazione, regimi degli idrogetti, modalità operativa per asse, ripartizione delle potenze, stato di carica, consumo e confronto tra spinta prodotta e spinta richiesta.

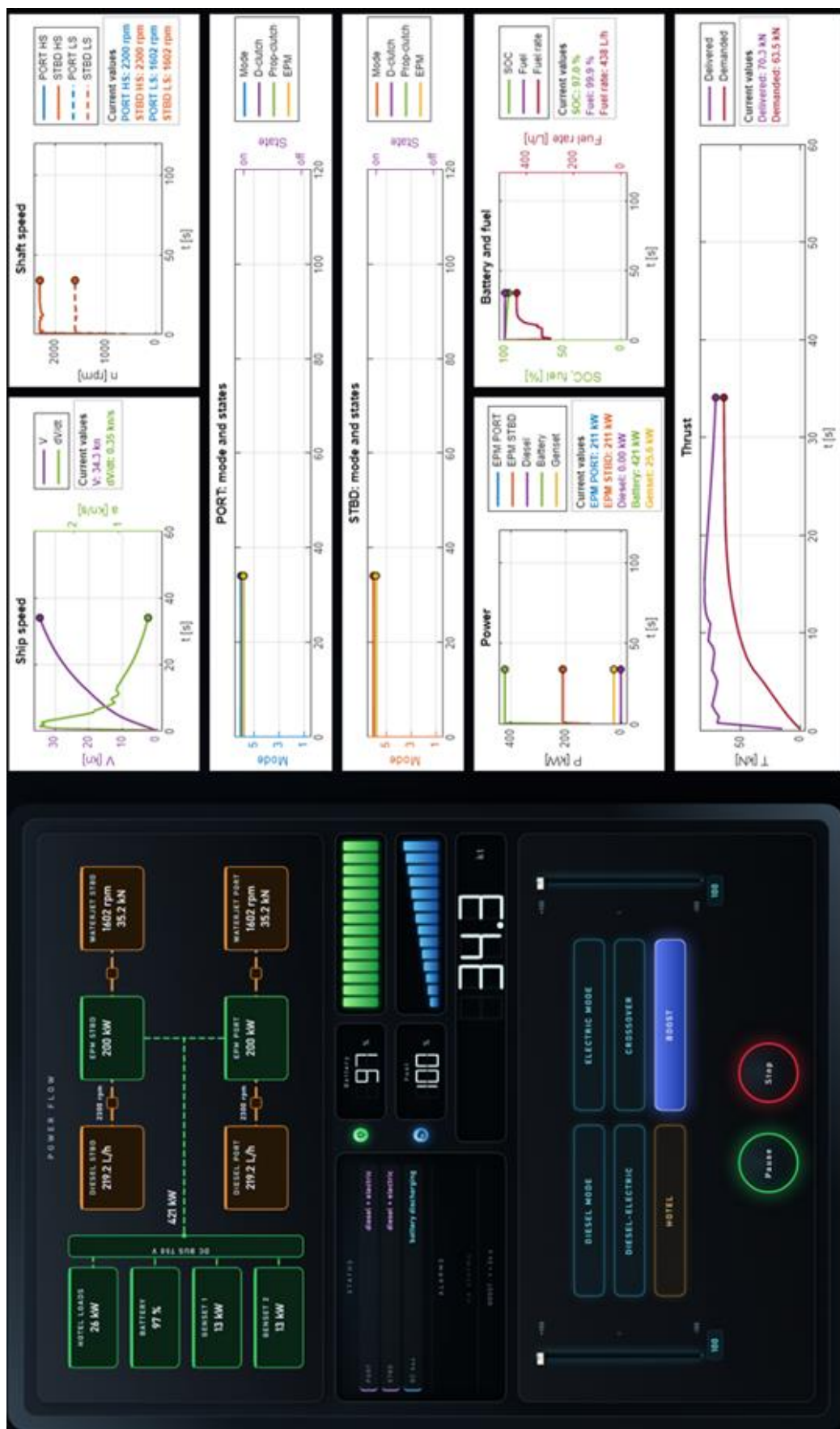


Figura 12.1. Interfaccia di comando e monitoraggio della simulazione.

12.2 Struttura del modello

A livello radice il modello *codae_waterjet_sim.slx* è organizzato in sottosistemi corrispondenti a domini fisici o funzionali: la dinamica di carena (*ship_surge_dynamics*), i due idrogetti (*waterjet_1*, *waterjet_2*), le due linee d'assi, ciascuna suddivisa in un livello di comando (*axis_control_1/2*) e uno di dinamica fisica (*codae_axis_1/2*), l'accumulo (*ESS*), i due gruppi elettrogeni (*genset_1*, *genset_2*), il serbatoio (*fuel_tank*) e un blocco di supervisione (*control*) che racchiude la gestione energetica e la selezione della modalità operativa.

Il flusso dei segnali segue la catena causale della propulsione. I comandi dell'operatore (manette e categoria di modalità) confluiscono in *control*, che li elabora insieme allo stato di carica della batteria. Al suo interno le curve combinate traducono manetta e modalità in riferimenti di regime e di bucket per ciascun asse; questi, con lo stato asse deciso dalla logica di modalità e i riferimenti di potenza dell'EMS, sono distribuiti a valle. Ogni *axis_control* li traduce nei comandi effettivi: il bucket è inviato all'idrogetto, i comandi di diesel, macchina elettrica e frizioni alimentano *codae_axis*, dove avviene l'integrazione della dinamica di linea. Ciascun *codae_axis* riceve dall'idrogetto la coppia richiesta dalla pompa e gli restituisce il regime della pompa; verso *axis_control* restituisce il regime lato motore, chiudendo gli anelli di regolazione. La spinta dei due idrogetti alimenta *ship_surge_dynamics*, la cui uscita, la velocità nave, retroagisce sugli idrogetti.

Sul lato energetico il modello adotta un bilancio di potenza fisico: le potenze elettriche delle due macchine, dei gruppi elettrogeni e del carico hotel confluiscono nel blocco *bus_balance*, la cui somma algebrica è la potenza netta vista dalla batteria. La batteria non riceve quindi un comando diretto dall'EMS, ma assorbe o eroga la differenza residua sul bus, in coerenza con la conservazione dell'energia; lo stato di carica risultante retroagisce su *control*. Il consumo dei diesel e dei gruppi elettrogeni confluisce in *fuel_tank*.

Le uscite dell'EMS destinate al diesel-generatore e la potenza per asse nelle due modalità raggiungono i due *axis_control* attraverso ritardi unitari, descritti nel paragrafo dedicato al blocco di supervisione.

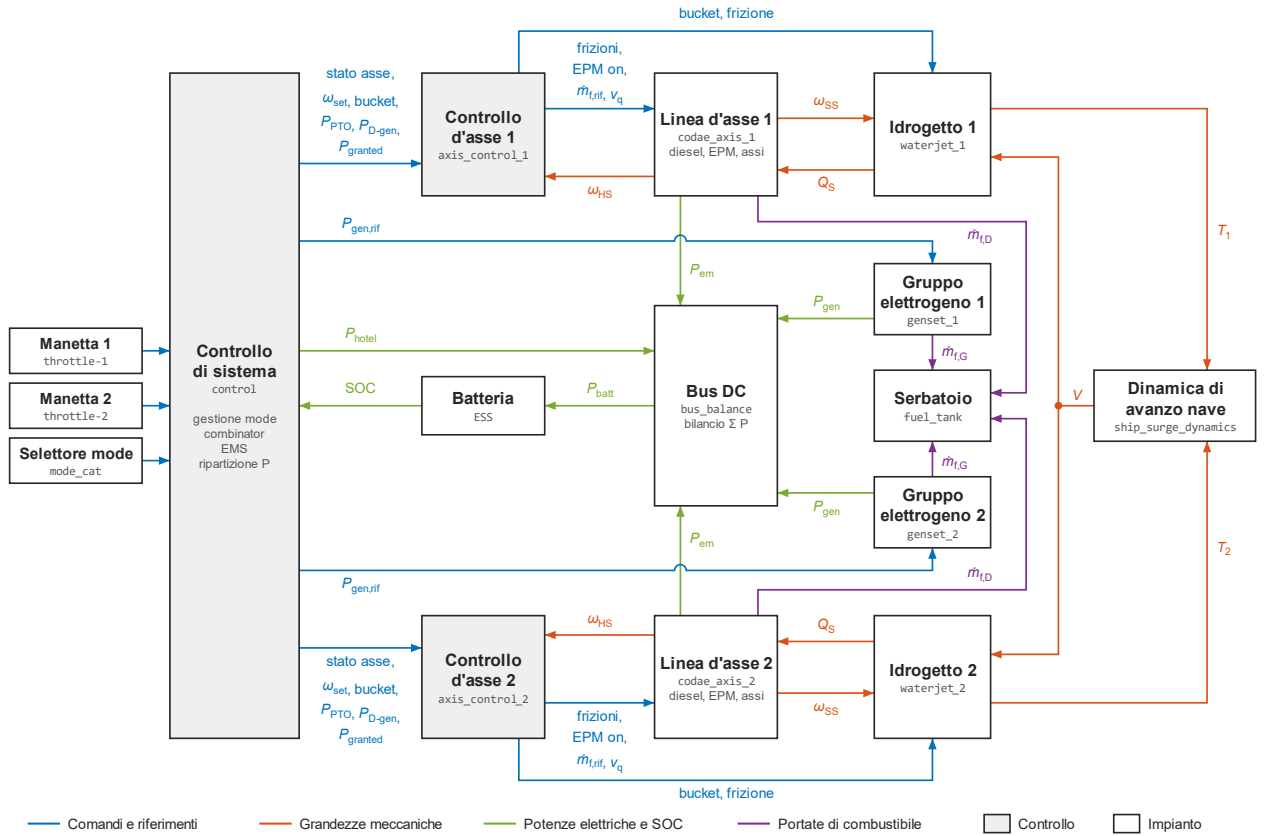


Figura 12.2. Struttura del modello Simulink a livello sistema.

12.3 Sottosistemi

12.3.1 Nave

Il moto della nave è descritto lungo il solo grado di libertà di avanzo, trascurando gli altri cinque, irrilevanti per lo studio del comportamento propulsivo. L'equazione del moto è la seconda legge di Newton applicata al corpo galleggiante:

$$(m + m_a) \frac{dV}{dt} = T_1 + T_2 - \frac{R_T(V)}{1 - t} \quad (12.1)$$

Al primo membro compare la massa effettiva, somma della massa dislocata m e della massa aggiunta m_a , che rappresenta l'inerzia dell'acqua accelerata insieme allo scafo; è assunta pari all'8% della massa dislocata. Al secondo membro la spinta dei due idrogetti si oppone alla resistenza al moto maggiorata dalla deduzione di spinta t , che tiene conto dell'aumento di resistenza dovuto alla presenza del propulsore rispetto alla carena rimorchiata. La massa è quella di pieno carico della pesata definitiva (44010 kg) e la curva $R_T(V)$ è quella della previsione finale di resistenza, estesa con continuità alle basse velocità e alla retromarcia fino a -10 kn.

Nel modello l'equazione è un anello chiuso a singolo stato: la forza netta è scalata per l'inverso della massa effettiva e integrata per ottenere la velocità, che retroagisce sulla tabella di resistenza e sui due idrogetti. Il sottosistema è riportato in Figura 12.3.

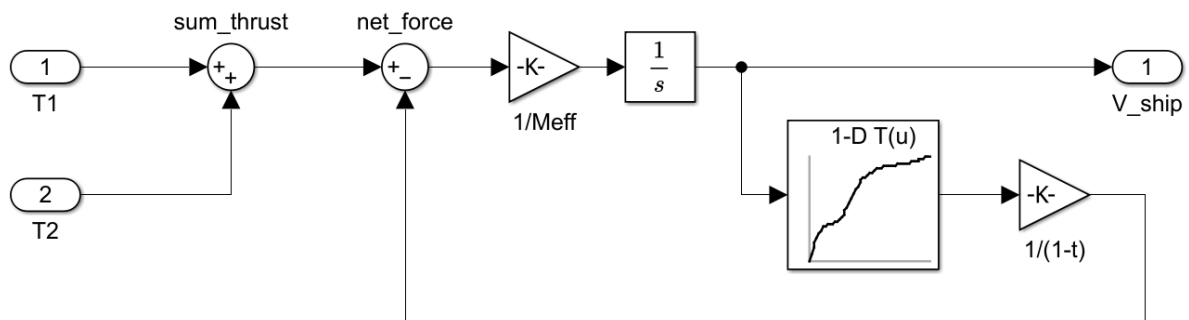


Figura 12.3. Sottosistema di dinamica di avanzo della nave (*ship_surge_dynamics*).

12.3.2 Idrogetto

Spinta e potenza assorbita da ciascun idrogetto sono ottenute dalla performance map del costruttore, trasformata in due tabelle bidimensionali in funzione del regime della pompa e del modulo della velocità nave; il modulo è necessario perché la mappa è definita per velocità di afflusso positive, mentre l'inversione della spinta è gestita dal bucket. Le tabelle includono l'estensione ad alta potenza descritta nel capitolo precedente, un'estensione a basso regime secondo le leggi di affinità della pompa ($P \propto n^3$, $T \propto n^2$), che annulla spinta e potenza a pompa ferma, e un'estrapolazione lineare alle basse velocità. La coppia richiesta all'asse è $Q_P = P_P/\omega_P$. Un canale parallelo confronta il regime con il limite di cavitazione esteso e segnala il funzionamento in cavitazione. Il sottosistema è riportato in Figura 12.4.

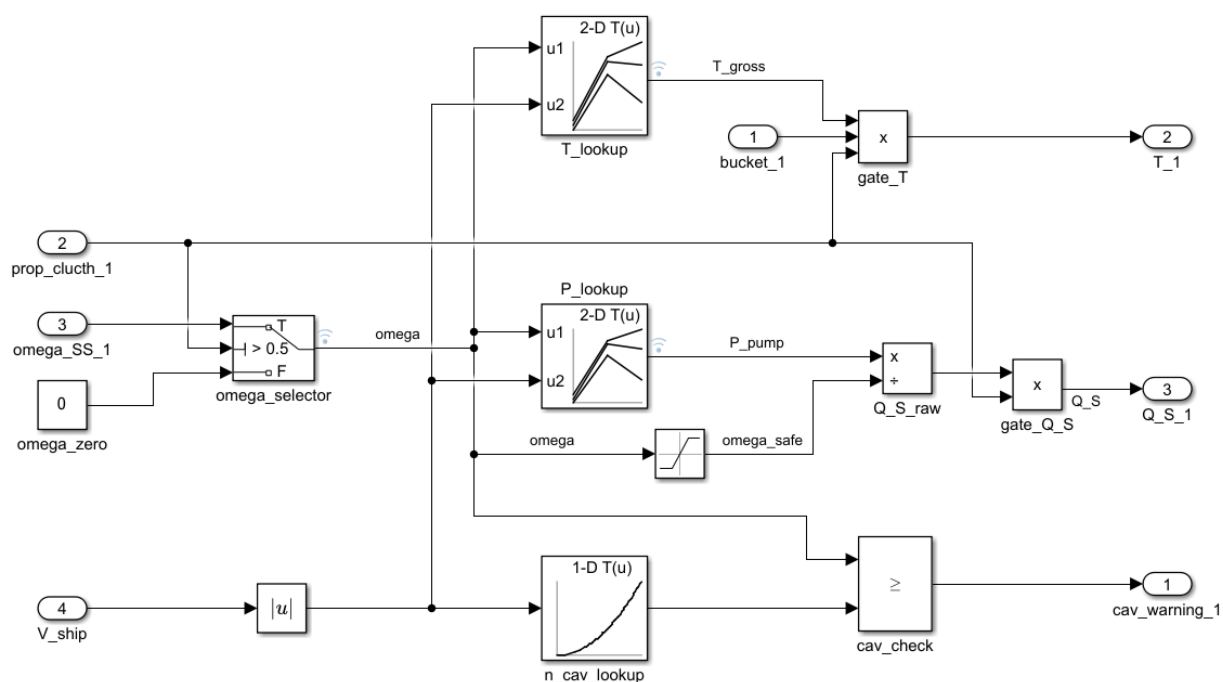


Figura 12.4. Sottosistema dell'idrogetto (*waterjet_1*).

12.3.3 Motore diesel

Il motore diesel è modellato come blocco algebrico quasi-statico. La portata di combustibile comandata è convertita in coppia disponibile tramite il rendimento globale $\eta_E = 0,40$ e il potere calorifico inferiore $H_i = 42$ MJ/kg, e confrontata con l'involuppo di coppia massima del V8-1300:

$$Q_D = \min\left(\frac{\dot{m}_f \eta_E H_i}{\omega}, Q_{max}(\omega)\right) \quad (12.2)$$

con il regime saturato inferiormente per evitare la singolarità a $\omega \rightarrow 0$. Il risultato è abilitato dallo stato della frizione diesel. La scelta di non modellare la dinamica interna del motore (turbocompressore, collettori, combustione) è coerente con l'approccio raccomandato per la simulazione di sistema: l'unico effetto dinamico rilevante alla scala dei transitori di avanzo è l'inerzia del motore, inclusa nella dinamica di linea. Il sottosistema è riportato in Figura 12.5.

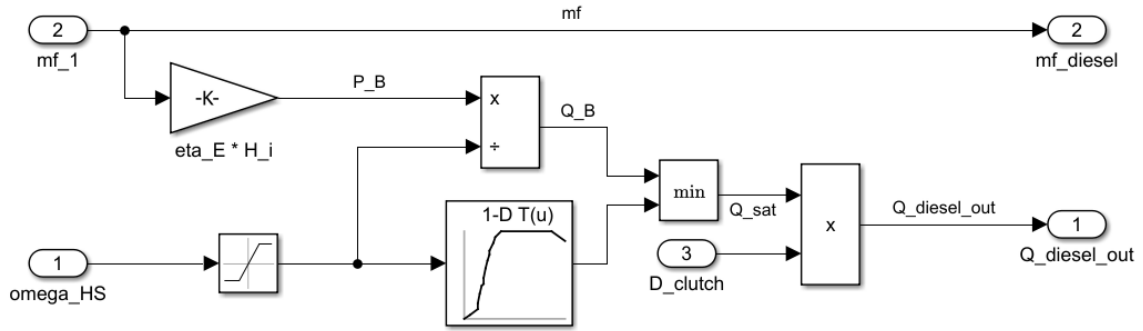


Figura 12.5. Sottosistema del motore diesel (diesel_engine).

12.3.4 Macchina elettrica

La macchina sincrona a magneti permanenti è descritta nel riferimento rotante d-q (asse diretto e asse in quadratura), nel quale le grandezze trifase diventano costanti a regime. Per una macchina isotropa, con controllo a orientamento di campo e corrente diretta nulla, resta la sola equazione sull'asse in quadratura, formalmente analoga a quella di un motore in corrente continua:

$$L \frac{di_q}{dt} = v_q - R i_q - K \omega \quad (12.3)$$

$$Q_{EM} = K i_q, \quad P_{el} = v_q i_q \quad (12.4)$$

dove v_q è la tensione di comando, limitata dall'inverter a $V_{bus}/\sqrt{3}$, R e L resistenza e induttanza sincrona, $K \cdot \omega$ la forza elettromotrice e K la costante di macchina, che raccoglie numero di coppie polari e flusso dei magneti. La potenza elettrica P_{el} è positiva da motore e negativa da generatore, senza logiche di commutazione. In assenza dei parametri di targa, R , K e L sono ricavati dal bilancio di potenza e di tensione al punto nominale:

$$i_{nom} = \frac{P_n}{\eta V_{q,max}}, \quad R = \frac{\eta (1 - \eta) V_{q,max}^2}{P_n}, \quad K = \frac{V_{q,max} - R i_{nom}}{\omega_{base}}, \quad L = R \tau_e \quad (12.5)$$

Con $P_n = 200$ kW, velocità base 1675 rpm, $V_{bus} = 750$ V, rendimento nominale $\eta = 0,95$ e costante di tempo elettrica $\tau_e = 5$ ms si ottengono i valori di Tabella 12.1. Il prodotto $K \cdot i_{nom}$ restituisce 1140 N·m, pari alla coppia costante della curva del fornitore, a conferma della coerenza della parametrizzazione.

Tabella 12.1. Parametri del modello della macchina elettrica (200 kW).

Grandezza	Valore	Origine
Tensione massima sull'asse q, $V_{q,max}$	433 V	$V_{bus}/\sqrt{3}$
Corrente nominale, i_{nom}	486 A	ricavata
Resistenza, R	0,0445 Ω	ricavata
Costante di macchina, K	2,35 N·m/A	ricavata
Induttanza, L	0,223 mH	da $\tau_e = 5$ ms
Coppia massima, $K \cdot i_{nom}$	1140 N·m	coerente con fornitore

Sopra la velocità base la coppia è ridotta dal field weakening, rappresentato come fattore sulla costante di macchina:

$$\frac{K_{eff}}{K} = \min\left(1, \frac{\omega_{base}}{\omega}\right) \quad (12.6)$$

secondo la formulazione proposta in [14], che mantiene costante la potenza erogabile sopra la velocità base. La formulazione corrisponde a un field weakening ideale; la curva sperimentale del fornitore, che mostra potenza costante di 200 kW dalla velocità base fino al limite di prova di 2300 rpm, ne conferma l'adeguatezza nel campo di funzionamento della linea, limitato superiormente dal regime massimo del diesel. La coppia è abilitata dallo stato di attivazione della macchina, che agisce anche da reset sull'integratore di corrente. Il sottosistema è riportato in Figura 12.6.

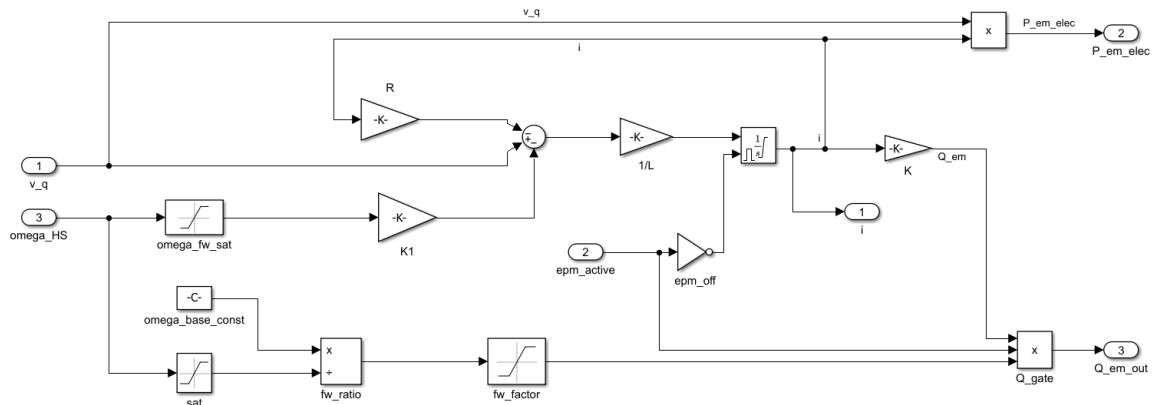


Figura 12.6. Sottosistema della macchina elettrica (EPM).

12.3.5 Linea d'assi

La dinamica della linea d'assi è l'unico grado di libertà rotazionale che accoppia le due sorgenti motrici al carico della pompa. Riferendo tutte le grandezze all'asse lento, il bilancio delle coppie si scrive

$$J_{tot} \frac{d\omega_P}{dt} = i(Q_D + Q_{EM}) - Q_P \quad (12.7)$$

dove Q_D e Q_{EM} sono le coppie di diesel e macchina elettrica sull'asse veloce, moltiplicate per il rapporto di riduzione, e Q_P è la coppia richiesta dalla pompa, azzerata quando la

frizione di propulsione è disinnestata. La coppia della macchina elettrica è negativa quando opera da generatore. Le perdite meccaniche di trasmissione non compaiono come termine esplicito: la potenza della mappa del costruttore è riferita al motore e le comprende già, e un termine separato le conterebbe due volte.

L'inerzia totale riferita all'asse lento è

$$J_{tot} = (J_D + J_{EM} + J_G) i^2 + J_{LSS} + J_{P0} (1 + k_A) \quad (12.8)$$

in cui le inerzie a monte del riduttore sono riportate all'asse lento con il quadrato del rapporto di riduzione, per conservazione dell'energia cinetica. J_G è l'inerzia equivalente del riduttore, J_{LSS} quella dell'asse lento, cilindro pieno di diametro 120 mm, e J_{P0} quella propria della girante, stimata come

$$J_{P0} = \frac{m_P D^2}{k}, \quad k = 23 \quad (12.9)$$

con k valore medio di letteratura. Il coefficiente k_A rappresenta l'inerzia aggiunta dell'acqua trascinata dalla girante, analogo rotazionale della massa aggiunta della carena, assunto pari al 35%, valore medio dell'intervallo 20-50% indicato per le eliche. I costruttori non pubblicano le inerzie dei componenti, per cui i singoli contributi sono stimati; i valori adottati sono riportati in Tabella 12.2. L'inerzia totale vale 11,32 kg·m² a frizione di propulsione innestata e 10,31 kg·m² a frizione disinnestata, quando pompa, riduttore e asse lento sono scollegati dal motore. Il contributo prevalente è quello del motore diesel, circa il 73% del totale.

Tabella 12.2. Contributi all'inerzia della linea d'assi, riferiti all'asse lento.

Componente	J proprio [kg·m ²]	Riferito all'asse lento [kg·m ²]	Origine
Motore diesel	4,0	8,25	stima
Macchina elettrica (rotore)	1,0	2,06	stima
Riduttore (equivalente)	0,19	0,39	stima da masse
Asse lento (1 m, 120 mm)	0,16	0,16	calcolato
Girante con inerzia aggiunta	0,38	0,38	$k = 23$, $k_A = 35\%$
Totale, frizione innestata		11,25	
Totale, frizione disinnestata		10,31	solo diesel e macchina elettrica

Il regime della pompa è ottenuto dallo stato integrato e il regime lato motore per rapporto fisso. Quando entrambe le frizioni sono disinnestate, un segnale di arresto azzerà l'integratore: in assenza di coppie motrici e di carico l'asse è fermato anziché lasciato ruotare per inerzia, semplificazione accettabile in un modello che non rappresenta gli attriti a vuoto.

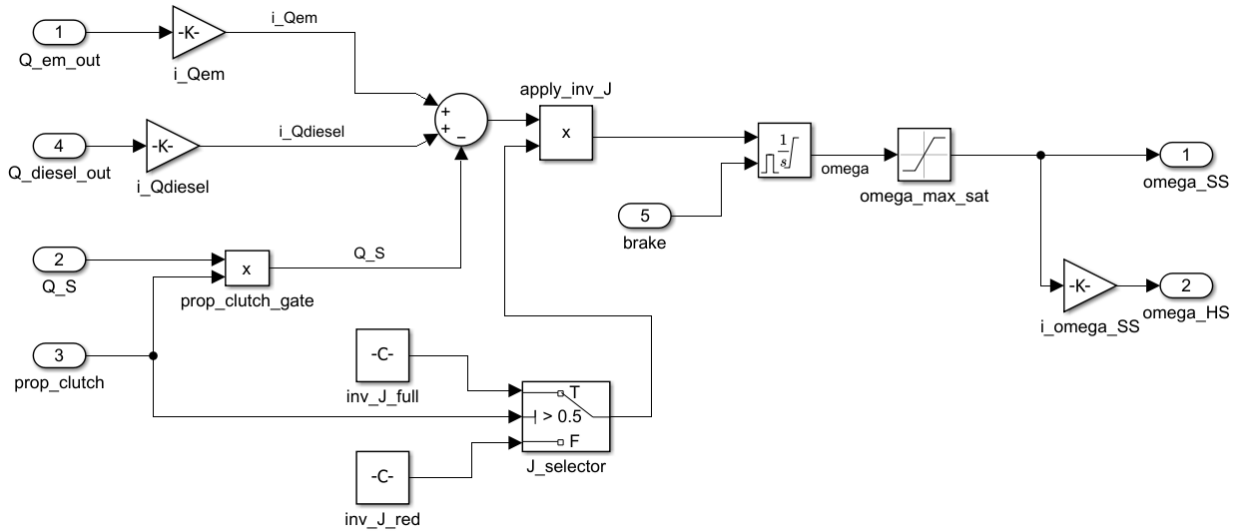


Figura 12.7. Sottosistema di dinamica della linea d'assi (shaftline).

12.3.6 Comando dell'asse e limite di potenza

Il blocco *axis_control* traduce lo stato operativo dell'asse, deciso dalla logica di selezione della modalità, e i riferimenti forniti dalla combinata e dall'EMS nei comandi effettivi dell'asse: portata di combustibile del diesel, tensione di comando della macchina elettrica, stato delle due frizioni, attivazione della macchina elettrica e comando del bucket. Il regime misurato sull'asse veloce, restituito da *codae_axis*, chiude gli anelli di regolazione. Il sottosistema è riportato in Figura 12.8.

Al suo interno cinque leggi di comando sono calcolate in parallelo. Due regolatori PI di velocità, uno per il diesel, che agisce sulla portata di combustibile, e uno per la macchina elettrica, che agisce sulla tensione di comando, portano il regime dell'asse al valore di riferimento fornito dalla combinata. Due leggi in feedforward, per le modalità PTO (con propulsione e senza), fanno inseguire alla macchina elettrica una potenza di riferimento assegnata dall'EMS anziché un regime di rotazione. Una terza legge in feedforward, per la modalità BOOST, fa erogare alla macchina elettrica la propria potenza nominale in assistenza al diesel, che governa il regime.

Le tre leggi in feedforward ricavano la tensione di comando invertendo il modello elettrico della macchina a regime:

$$v_q = R i_{ref} + K \omega, \quad i_{ref} = \frac{P_{ref}}{K \omega} \quad (12.10)$$

La corrente di riferimento è negativa nelle modalità a generatore, PTO in propulsione e diesel-generatore, e positiva nella modalità combinata; un fattore di avviamento graduale, funzione del regime dell'asse, ne modula l'intervento nelle fasi di avvio.

La scelta del feedforward è motivata dalla dinamica elettrica, di due ordini di grandezza più rapida di quella meccanica: un anello chiuso sulla potenza reagirebbe alle variazioni di regime più rapidamente del necessario, con rischio di oscillazioni. Invertendo il modello si ottiene la tensione che a regime realizza la potenza richiesta, lasciando al governatore del diesel la regolazione lenta del regime.

La legge attiva è scelta da un insieme di switch indicizzati dallo stato dell'asse, che per ciascuno stato fissano lo stato delle frizioni e della macchina elettrica e la sorgente della portata di combustibile, della tensione di comando e del bucket (Tabella 12.3). Quando il diesel è innestato la portata di combustibile è sempre fornita dal suo regolatore PI, che governa quindi il regime dell'asse anche quando la macchina elettrica opera da generatore o in assistenza; la tensione della macchina elettrica è invece fornita dalla legge propria della modalità. Negli stati di asse spento e di diesel-generatore il comando del bucket è nullo.

Tabella 12.3. Comandi generati dal controllo dell'asse per ciascuno stato.

Stato	Configurazione	Frizione diesel	Frizione propulsione	Macchina elettrica	Portata combustibile	Tensione v_q	Bucket
0	Asse spento	disinnestata	disinnestata	inattiva	nulla	nulla	nullo
1	diesel in propulsione con PTO	innestata	innestata	attiva	PI diesel	feedforward PTO	combinata
2	Elettrico in propulsione	disinnestata	innestata	attiva	nulla	PI elettrico	combinata
3	diesel-generatore	innestata	disinnestata	attiva	PI diesel	feedforward diesel-generatore	nullo
4	Combinato (BOOST)	innestata	innestata	attiva	PI diesel	feedforward BOOST	combinata
5	diesel in propulsione senza PTO	innestata	innestata	inattiva	PI diesel	nulla	combinata

Indipendentemente dalla legge attiva, la tensione della macchina elettrica attraversa un limitatore. Negli stati in cui la macchina opera da motore, cioè in propulsione elettrica e in modalità combinata, il limite superiore è ricalcolato istante per istante come la tensione che a regime corrisponde alla potenza concessa all'asse dall'EMS, $v_{q,max} = K \omega + R P_{granted}/(K \omega)$; negli altri stati coincide con il limite dell'inverter, che definisce anche, cambiato di segno, il limite inferiore in tutti gli stati. In propulsione nessuna legge può quindi assorbire dal bus più potenza di quella autorizzata dalla gestione energetica. La potenza concessa all'asse è la potenza propulsiva elettrica autorizzata dall'EMS divisa per il numero di assi in propulsione elettrica, pari a due nei modi 5 e 9 e a uno negli altri.

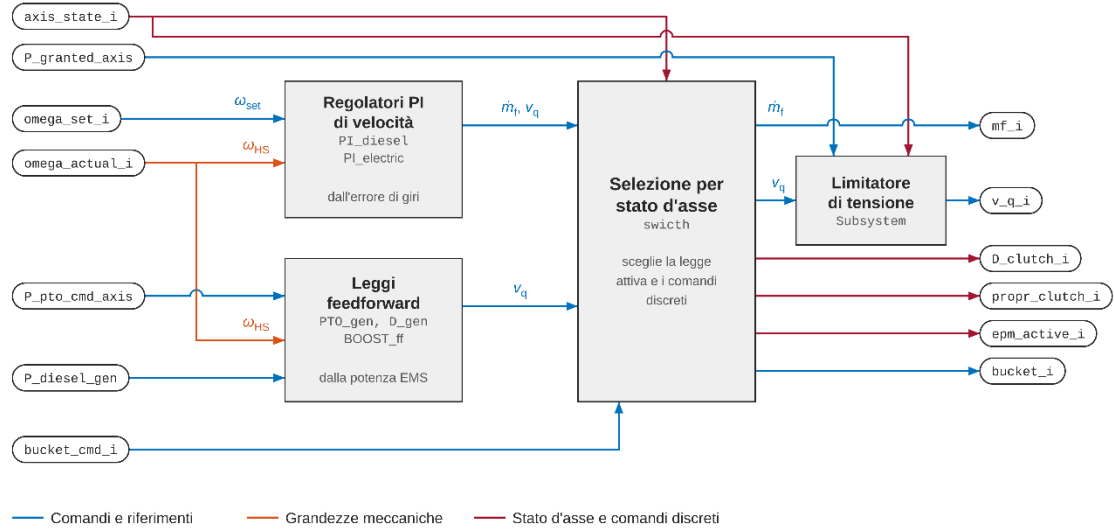


Figura 12.8. Sottosistema di comando dell'asse (*axis_control_i-esimo*).

12.3.7 Batteria

Lo stato di carica della batteria è definito come frazione della carica residua rispetto a quella nominale,

$$SOC = 100 \frac{Q_{nom} - it}{Q_{nom}} [\%] \quad (12.11)$$

dove “it” indica l’integrale nel tempo della corrente. Tra i modelli di batteria per la simulazione di impianto si adottano di norma quelli empirici a circuito equivalente, che con pochi parametri riproducono la tensione ai morsetti in funzione di carica e corrente. Il modello più semplice riduce il pacco a una tensione ideale in serie con una resistenza, ma trascura la dipendenza della tensione a vuoto dallo stato di carica, relativamente piatta al centro della finestra e con cadute marcate agli estremi. Il modello di Shepherd [31], nella forma generalizzata di Tremblay et al. [32], la introduce con due termini correttivi:

$$V_{batt} = E_0 - R i - K \frac{Q}{Q - it} + A \exp(-B \cdot it) \quad (12.12)$$

dove il termine di polarizzazione produce la caduta di tensione in prossimità della scarica completa e il termine esponenziale la caduta iniziale in prossimità della carica completa. Il pacco (15S×2P, 169,5 kWh, 750 V di tensione massima) opera nella finestra 10÷90% con limite di carica e scarica a 3C (508,5 kW). La tensione $E_0 = 695,07$ V è ricalibrata numericamente perché l’energia integrata sulla finestra utile coincida con quella nominale; gli altri parametri sono stime tipiche per celle agli ioni di litio, poiché il costruttore non pubblica la curva di scarica né la resistenza interna del modulo. Il sottosistema è riportato in Figura 12.9.

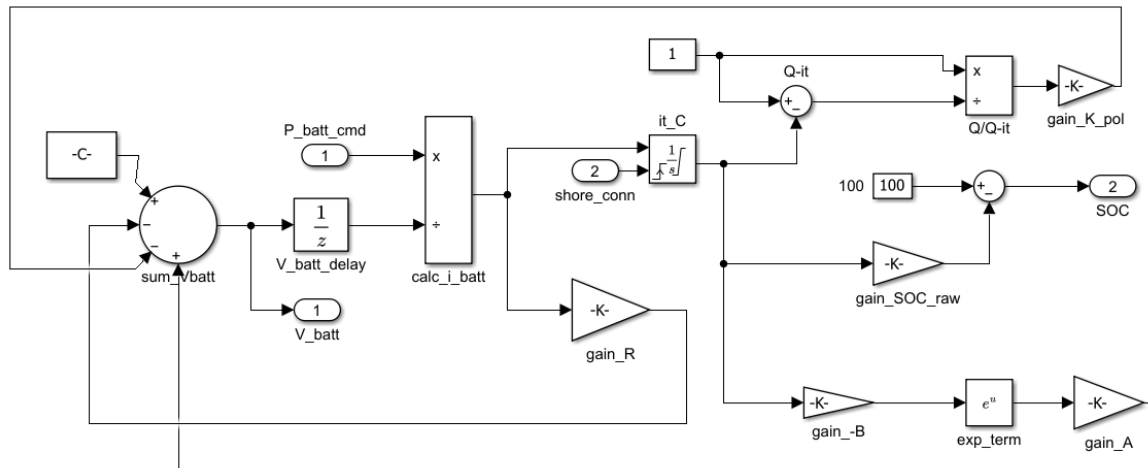


Figura 12.9. Sottosistema della batteria (ESS).

12.3.8 Gruppi elettrogeni e serbatoio

I due gruppi elettrogeni sono sorgenti quasi-statiche a regime fisso, bloccato dal governatore alla velocità di sincronismo (1500 rpm, 50 Hz). Il consumo segue la curva di consumo specifico del costruttore, interpolata dai quattro punti al 25, 50, 75 e 100% del carico; il numero di unità avviate e la ripartizione del carico sono decisi dall'EMS.

Il serbatoio di combustibile è un bilancio di volume che integra il consumo dei due diesel principali e dei gruppi elettrogeni su una capacità di 4500 L di gasolio (832 kg/m³), di cui il 5% trattenuto come residuo non aspirabile; il livello alimenta l'indicazione di plancia e un allarme di riserva sotto il 10%.

12.4 Blocco di supervisione

Il blocco control riunisce le funzioni di supervisione dell'impianto (Figura 12.10). Riceve i comandi dell'interfaccia, cioè la categoria di modalità selezionata e le due leve di manetta, e lo stato di carica della batteria; restituisce per ciascun asse lo stato operativo, il regime di riferimento e il comando del bucket, oltre ai riferimenti di potenza per PTO, diesel-generatore e gruppi elettrogeni e al carico hotel. Al suo interno operano tre sottosistemi: la logica di selezione della modalità (*mode_manager*), che determina la modalità operativa e la coppia di stati d'asse; la logica delle combinate (combinator), che per ciascun asse traduce la posizione della leva e lo stato in regime di riferimento, comando del bucket e potenza elettrica richiesta; l'EMS (*ems_block*), che ripartisce la potenza tra le sorgenti. Un orologio fornisce all'EMS l'ora del giorno, da cui dipende il carico hotel.

I segnali che l'EMS restituisce agli altri blocchi attraversano ritardi unitari: la richiesta di modalità diretta a *mode_manager*, il regime del diesel-generatore diretto a combinator, i riferimenti di potenza per PTO e diesel-generatore diretti ai controlli d'asse e l'indicatore di ricarica, che l'EMS riceve di nuovo in ingresso. Il ritardo di un passo di campionamento è trascurabile rispetto alle costanti di tempo dell'impianto ed evita la formazione di loop algebrici tra blocchi privi di stati interni.

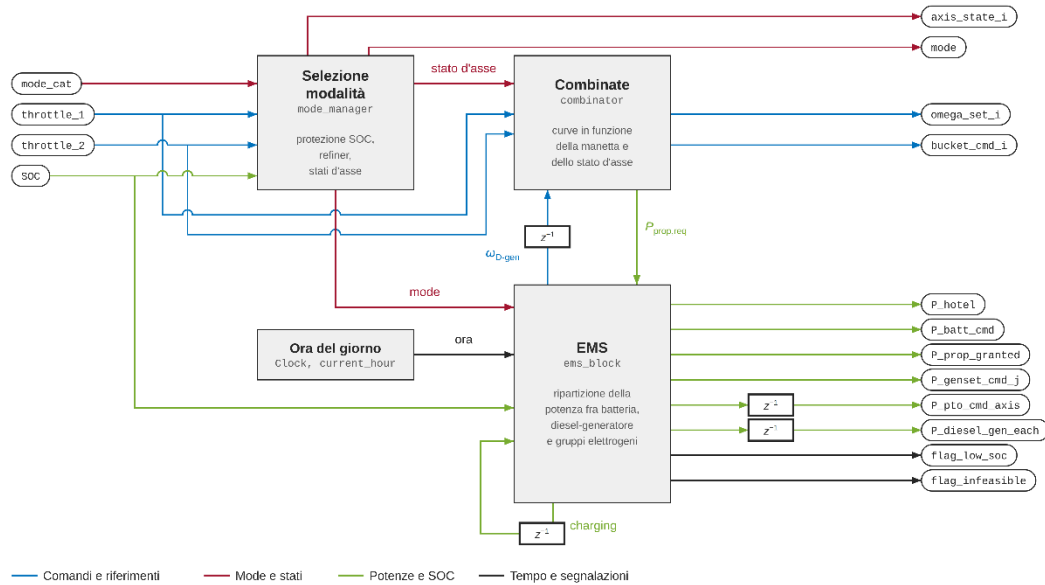


Figura 12.10. Blocco di supervisione (control).

12.4.1 Curve combinate

Le curve combinate svolgono la funzione della leva combinata di una plancia: a ogni posizione della manetta, compresa tra -1 (tutta indietro) e +1 (tutta avanti), associa per ciascun asse un regime di rotazione di riferimento e un comando del bucket. Le relazioni sono tabelle monodimensionali calcolate in fase di progetto e caricate all'inizializzazione del modello. Un selettore indicizzato dallo stato dell'asse sceglie la curva da utilizzare: negli stati di propulsione diesel la curva di minimo consumo, nello stato di propulsione elettrica la curva di minima potenza elettrica e nello stato combinato la curva di massima spinta. Nello stato di diesel-generator il regime di riferimento è quello di minimo consumo specifico fissato dall'EMS, mentre nello stato spento il regime di riferimento è nullo.

La combinata stima, inoltre, la potenza elettrica richiesta dalla propulsione: nello stato elettrico la ricava da una tabella in funzione della manetta, nello stato combinato la pone pari alla potenza nominale della macchina divisa per il suo rendimento nominale, negli altri stati è nulla. La somma sui due assi è la richiesta di potenza propulsiva elettrica inviata all'EMS, che restituisce la potenza effettivamente concessa.

Ciascuna curva associa a ogni tacca della manetta una velocità obiettivo e ne ricava il regime della pompa e il comando del bucket che realizzano l'equilibrio tra la spinta dei due idrogetti e la resistenza della carena, scegliendo la soluzione secondo il criterio proprio della curva. Le Figure 12.11, 12.12 e 12.13 riportano per ciascuna curva, nel pannello superiore, il regime di riferimento e il comando del bucket in funzione della manetta, cioè le tabelle impiegate nel modello, e, nel pannello inferiore, la velocità obiettivo di ciascuna tacca insieme alla grandezza ottimizzata o verificata. La curva di minimo consumo (Figura 12.11) è impiegata nelle modalità a propulsione diesel: tra le soluzioni che realizzano la velocità obiettivo è scelta quella con il minimo consumo orario di combustibile, valutato sul diagramma di consumo specifico del motore.

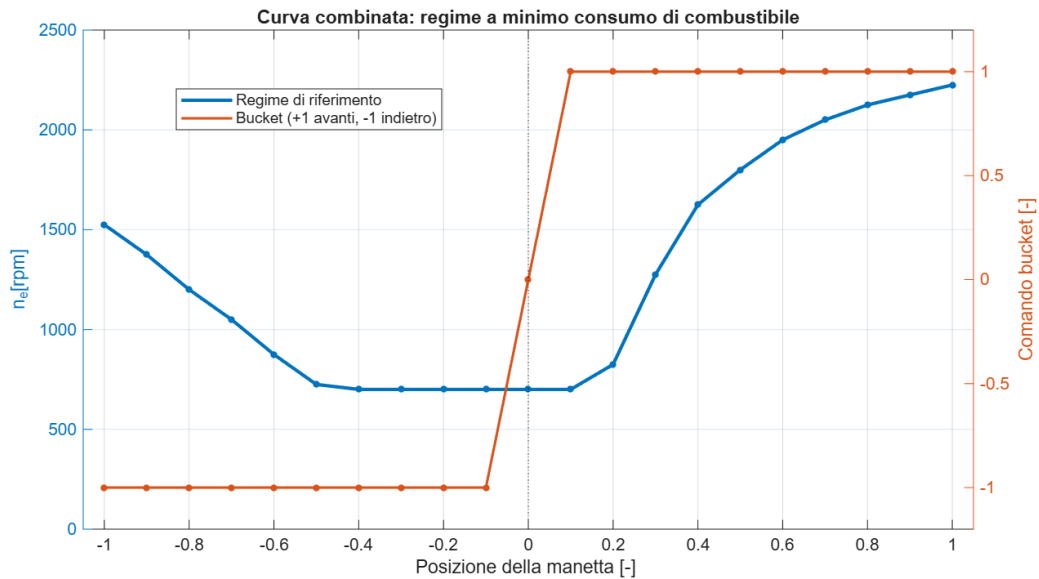


Figura 12.11. Curva combinata di minimo consumo: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta

La curva di minima potenza elettrica (Figura 12.12) è impiegata nella propulsione elettrica: il criterio è la potenza assorbita dal bus, pari alla potenza della pompa divisa per il rendimento della macchina elettrica. La velocità obiettivo massima è limitata dalla coppia della macchina, coerentemente con il matching in propulsione elettrica del capitolo precedente.

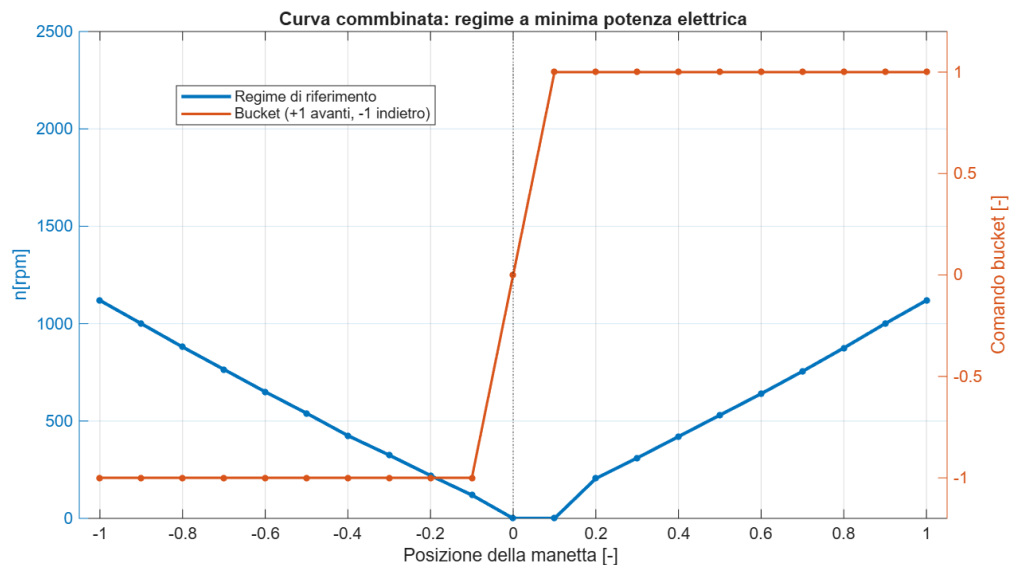


Figura 12.12. Curva combinata di minima potenza elettrica: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta

La curva di prestazione (Figura 12.13) è impiegata nella modalità combinata e privilegia la prontezza di risposta rispetto al consumo. Il pannello inferiore confronta la spinta disponibile al regime di riferimento con quella richiesta dalla carena e mette in evidenza le tacche in cui il regime supera il limite di cavitazione.

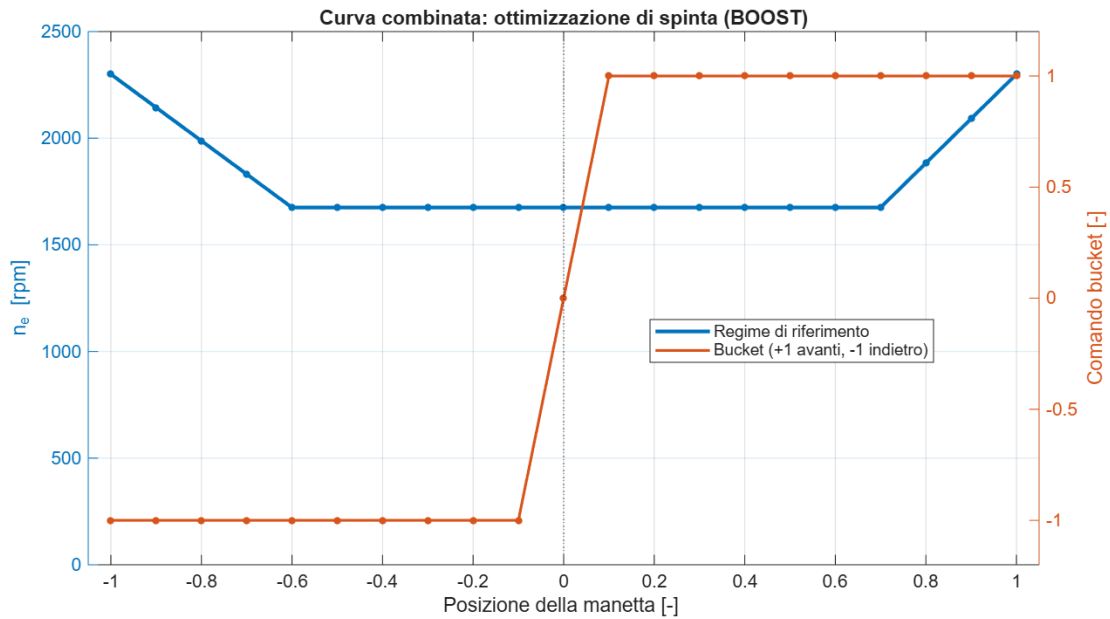


Figura 12.13. Curva combinata performance: regime di riferimento e comando del bucket in funzione della manetta.

12.5 Energy Management System

L'EMS (*ems_block*) è una funzione MATLAB a regole che, per la modalità corrente, ripartisce la potenza elettrica tra le sorgenti disponibili: macchine elettriche in PTO o in diesel-generatore, gruppi elettrogeni e batteria. La ripartizione rispetta per costruzione il bilancio del bus: in ogni modalità la somma delle potenze erogate da PTO, gruppi elettrogeni e batteria eguaglia il carico elettrico, somma della propulsione elettrica concessa e del carico hotel. Il consumo di combustibile non è calcolato dall'EMS, ma a valle, dai sottosistemi di diesel e gruppi elettrogeni, sulla base dei riferimenti di potenza emessi. Il diagramma di flusso della logica è riportato in Figura 12.14.

Prima della ripartizione l'EMS calcola tre grandezze comuni a tutte le modalità. Il carico hotel è ricavato da un profilo orario, come frazione del carico massimo di 27 kW: il 20% nelle ore notturne, fino all'80% tra le 12 e le 14 e tra le 19 e le 21. Il regime del diesel in PTO è fissato al valore di minimo consumo specifico tra quelli ai quali la macchina elettrica può erogare la potenza nominale, vincolo necessario perché sotto la velocità base la coppia limite della macchina ridurrebbe la potenza disponibile; la potenza massima del diesel è il minimo tra quella della macchina elettrica e quella del diesel a quel regime. Infine, la potenza di ricarica disponibile è pari al limite di carica della batteria e si riduce linearmente a zero negli ultimi 5 punti percentuali sotto la carica massima, replicando la fase a tensione costante di un sistema di gestione della batteria reale ed evitando oscillazioni tra ricarica piena e nulla.

Per i gruppi elettrogeni vale il criterio del minimo numero di unità: il carico è ripartito in parti uguali tra le due unità solo quando supera la capacità di una, perché la divisione del carico aumenta sempre il consumo specifico, fino al 18% a metà carico.

Nei modi a propulsione diesel con macchina elettrica in PTO (1 e 2) il carico hotel è coperto dal PTO, che ricarica la batteria con la potenza disponibile entro un limite di 50 kW per asse, per non sottrarre potenza significativa alla propulsione; la batteria assorbe la differenza tra

potenza del PTO e carico hotel. Nelle *mode* a propulsione elettrica e combinata (3, 4, 5 e 9) la potenza propulsiva concessa è la richiesta, limitata dalla potenza nominale delle macchine in propulsione; nella modalità combinata il contributo del diesel è puramente meccanico e l'EMS gestisce la sola quota elettrica. Il carico hotel è coperto dai gruppi elettrogeni nelle *mode* 3 e 9, per preservare l'autonomia della batteria in un funzionamento ibrido, mentre nelle *mode* elettriche pure 4 e 5, a emissioni nulle, i gruppi elettrogeni restano spenti e la batteria copre sia la propulsione sia il carico hotel. Se la potenza richiesta alla batteria supera il limite di scarica, o se la batteria ha raggiunto la carica minima, è ridotta la propulsione e mai il carico hotel.

Nella *mode* 6, con un asse in diesel-generatore e l'altro in propulsione elettrica, il diesel-generatore insegue il carico elettrico complessivo, somma di propulsione e hotel, fino alla propria potenza massima. Al di sotto di questa il margine residuo ricarica la batteria, entro la potenza di ricarica disponibile; al di sopra l'eccesso è coperto dalla batteria, se scaricabile, poi dai gruppi elettrogeni e, in ultima istanza, dalla riduzione della propulsione.

Nella *mode* HOTEL (10) gli assi sono fermi e, finché la carica resta sopra il 40%, la batteria copre l'intero fabbisogno. Quando la carica scende al 40% la logica di selezione commuta automaticamente alla *mode* 8, nel quale un diesel da generatore copre il carico hotel e ricarica la batteria, a gruppi elettrogeni spenti, fino al ritorno della carica al 90%.

Oltre ai riferimenti di potenza, l'EMS restituisce due indicatori, di carica minima raggiunta e di ripartizione non realizzabile, e un canale di richiesta di modalità verso la logica di selezione, attualmente sempre privo di richiesta: la scelta della modalità resta quindi affidata all'operatore e alle protezioni sullo stato di carica.

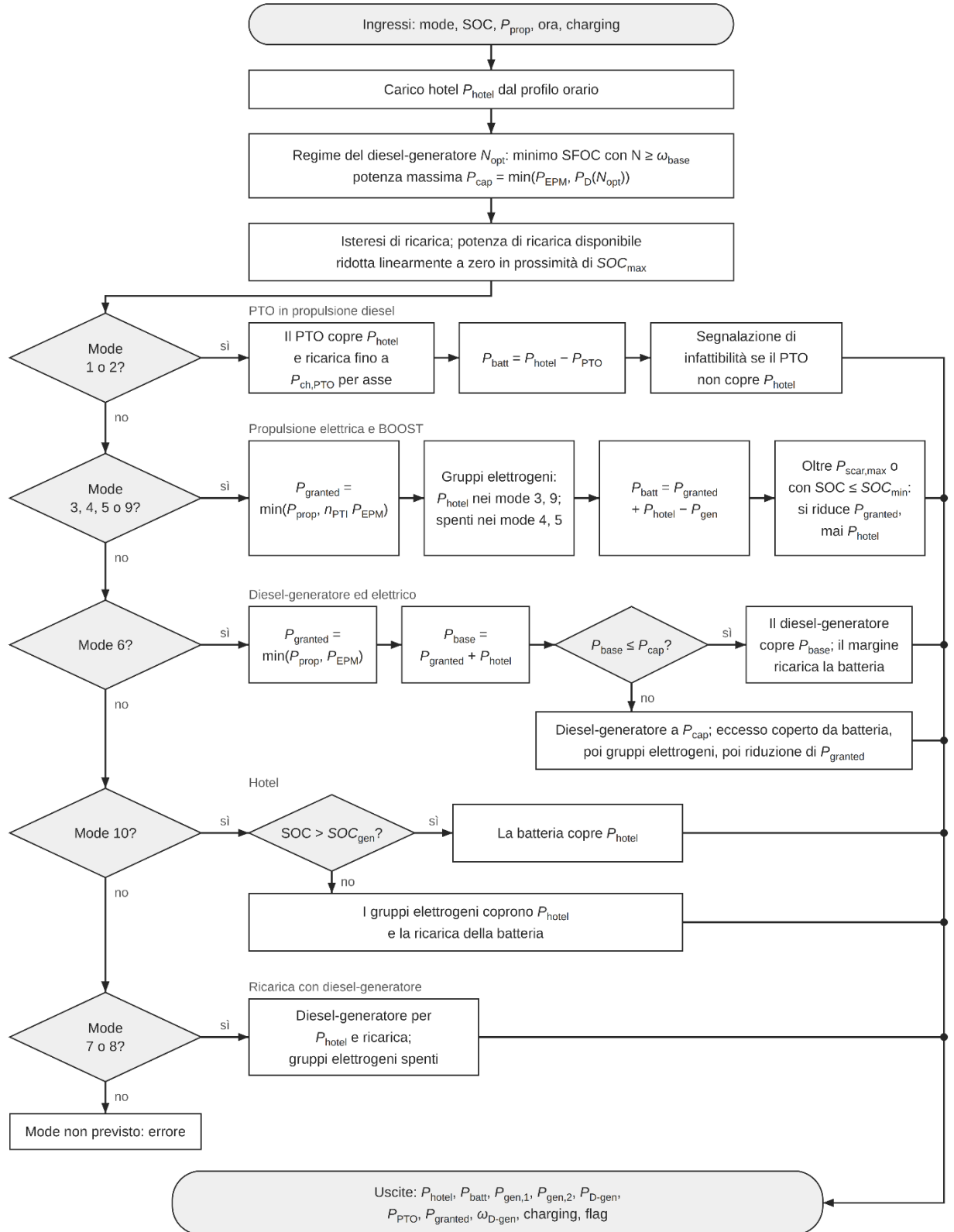


Figura 12.14. Diagramma di flusso della logica dell'EMS.

12.6 Selezione della modalità operativa

La logica di selezione (*mode_manager*, Figura 12.15) si trova a valle dei comandi dell'interfaccia, cioè la categoria di modalità e le due leve di manetta, e ne ricava la modalità operativa e la coppia di stati d'asse attraverso una catena di stadi.

Il primo stadio è una protezione sullo stato di carica, indipendente dalla richiesta dell'operatore. Un relè con isteresi, attivo sopra il 50% e disattivo sotto il 10%, segnala se la batteria può sostenere la propulsione elettrica; quando non può e la categoria richiesta implica consumo elettrico, la categoria è sostituita con la propulsione diesel prima di essere interpretata.

Il secondo stadio, una funzione MATLAB, traduce la categoria, eventualmente corretta, e lo stato delle leve in un numero di modalità: all'interno di una stessa categoria la scelta tra funzionamento su uno o due assi dipende dalle leve impegnate.

Sul numero così ottenuto agisce un secondo relè, con soglie al 40% e al 90%, che interviene sulla sola categoria Hotel: quando la carica scende al 40% la modalità è forzata al modo 8, ricarica con un diesel in generazione, fino al ritorno al 90%. L'ampiezza delle bande dei due relè evita commutazioni ripetute nell'intorno di una soglia. La scelta della modalità resta quindi affidata all'operatore e alle due protezioni sullo stato di carica, senza alcun intervento della gestione energetica.

Il terzo stadio, una macchina a stati Stateflow, traduce il numero di modalità nella coppia di stati d'asse di Tabella 12.4. Nelle modalità simmetriche l'assegnazione è diretta; in quelle asimmetriche uno stadio finale può scambiare gli stati tra i due assi, così da assegnare la configurazione propulsiva all'asse la cui leva è effettivamente impegnata. La scelta dell'asse è memorizzata finché almeno una leva resta impegnata, in modo che il rilascio momentaneo di una leva non provochi scambi indesiderati.

Tabella 12.4. Modalità operative e stati d'asse.

Modo	Asse 1	Asse 2
1	Diesel in propulsione con PTO	Spento
2	Diesel in propulsione con PTO	Diesel in propulsione con PTO
3	Diesel in propulsione	Elettrico in propulsione
4	Elettrico in propulsione	Spento
5	Elettrico in propulsione	Elettrico in propulsione
6	Diesel in generazione	Elettrico in propulsione
7	Diesel in generazione	Diesel in generazione
8	Diesel in generazione	Spento
9	Combinato AND (BOOST)	Combinato AND (BOOST)
10	Spento (Hotel)	Spento (Hotel)

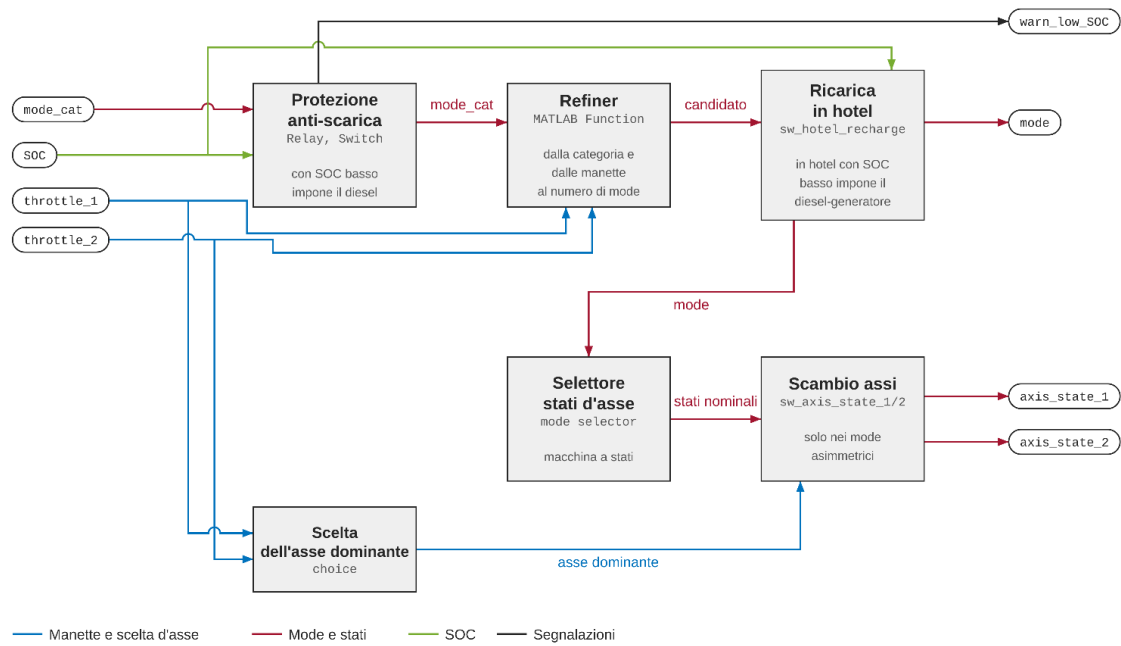


Figura 12.15. Sottosistema di selezione della modalità operativa (mode_manager).

13 Risultati della simulazione

13.1 Simulazione e profilo operativo

Il modello è stato verificato con tre prove simulate, ciascuna rivolta alla validazione di una parte diversa del sistema: la prova di velocità progressiva, relativa agli equilibri stazionari nelle diverse modalità; la prova di arresto, necessaria alla verifica della dinamica rapida dell'impianto; il profilo operativo, per validare la logica di gestione dell'energia lungo una missione completa. Le simulazioni sono state condotte a pieno carico, in acqua calma e in assenza di vento, onde e corrente. In tutte le prove la posizione della manetta è normalizzata tra -1 (tutta indietro) e +1 (tutta avanti).

13.1.1 Prova di velocità progressiva

La prova riprende le prove di velocità-potenza al vero ed è ripetuta in quattro modalità: elettrica (*mode 5*), diesel (*mode 2*), BOOST (*mode 9*) e diesel-elettrica (*mode 6*). Quest'ultima rappresenta un assetto degradato con un solo asse propulsivo: l'asse di dritta naviga in propulsione elettrica, mentre il diesel di sinistra lavora in generazione e alimenta la rete di bordo senza fornire spinta. Da nave ferma, con stato di carica al 90%, le manette dei due assi sono portate insieme a 0,25, 0,50, 0,75, 0,85 e 1,00, e ciascun gradino è mantenuto per 120 s; i valori stazionari sono medie sugli ultimi 30 s. Come riferimento si usa l'equilibrio quasi-statico tra idrogetto e carena: per ciascun livello di potenza della mappa dell'idrogetto si cerca la velocità V^* alla quale la spinta dei due idrogetti eguaglia quella richiesta dalla carena,

$$2 T_{WJ}(P_k, V^*) = \frac{R_T(V^*)}{1 - t}$$

Il confronto è fatto a pari potenza assorbita dalle giranti, ed è quindi indipendente dalla sorgente che la fornisce.

Tabella 13.1. Valori stazionari della prova di velocità progressiva.

Modalità	Manetta [-]	V [kn]	n motore / girante [rpm]	P diesel per asse [kW]	P elettrica per asse [kW]	Gasolio [l/h]	Energia [kWh/nm]
Elettrico (<i>mode 5</i>)	0,25	2,4	257 / 179	-	1,5	-	1,3
	0,50	4,9	530 / 369	-	13,1	-	5,5
	0,75	7,4	815 / 568	-	47,7	-	13,7
	0,85	8,4	938 / 653	-	72,7	-	18,5
	1,00	9,8	1119 / 780	-	127,1	-	27,8

Modalità	Manetta [-]	V [kn]	n motore / girante [rpm]	P diesel per asse [kW]	P elettrica per asse [kW]	Gasolio [l/h]	Energia [kWh/nm]
Diesel (<i>mode 2</i>)	0,25	9,2	1050 / 731	110	-8,0	56,7	-
	0,50	18,3	1800 / 1253	517	-8,0	266,1	-
	0,75	28,3	2088 / 1454	799	-8,0	411,3	-
	0,85	31,9	2150 / 1497	869	-8,0	447,6	-
	1,00	36,0	2220 / 1546	951	-8,0	492,5	-
BOOST (<i>mode 9</i>)	0,25	15,7	1675 / 1166	211	200	113,2	26,8
	0,50	15,7	1675 / 1166	211	200	113,2	26,8
	0,75	17,8	1779 / 1239	291	200	154,8	23,6
	0,85	23,8	1988 / 1384	484	200	253,8	17,7
	1,00	40,4	2300 / 1602	858	200	446,5	10,4
Diesel-elettrico (<i>mode 6</i>)	0,25	1,6	257 / 179	18	1,5	4,6	-
	0,50	3,5	530 / 369	30	13,1	7,8	-
	0,75	5,3	815 / 568	70	47,7	18,0	-
	0,85	6,1	937 / 653	98	72,6	25,4	-
	1,00	7,2	1119 / 780	160	127,1	41,3	-

In propulsione elettrica si raggiungono 9,8 nodi con 127 kW per macchina, limitati dal regime della curva combinata e non dalla potenza installata; con i 136 kWh utilizzabili l'autonomia è di circa 25 miglia a 5 nodi e 7 a 8 nodi, coerente con un impiego di manovra e transito breve. In propulsione diesel la velocità massima è di 36,0 nodi, con consumi da 57 a 493 l/h. In BOOST si raggiungono 40,4 nodi, ma la batteria eroga circa 421 kW e a piena potenza la modalità si esaurisce in circa 19 minuti: il limite è l'energia accumulata, non la potenza installata.

Nei gradini intermedi, tuttavia, il BOOST risulta più lento del diesel a pari manetta: 15,7 contro 18,3 nodi a metà corsa, 17,8 contro 28,3 a tre quarti. La curva combinata della modalità BOOST mantiene infatti il diesel a circa 1670 giri/min fino a 0,7 di manetta, e la potenza all'asse, 411 e 491 kW, resta inferiore ai 517 e 799 kW del solo diesel. Il comportamento è coerente con una modalità concepita per la manetta tutta avanti, ma tra 0,1 e 0,7 la manetta non governa la velocità e l'inserimento del BOOST non genera una accelerazione rispetto al diesel.

Nell'assetto diesel-elettrico, con un solo idrogetto in spinta, la velocità massima scende a 7,2 nodi, contro i 9,8 della propulsione elettrica sui due assi, a parità di regime e di potenza per macchina (127 kW): la girante di dritta lavora allo stesso regime, ma da sola deve vincere l'intera resistenza della carena. Il diesel di sinistra resta a 1800 giri/min e copre in generazione sia la propulsione sia il carico delle utenze, da 18 a 160 kW con consumi da 5 a 41 l/h, mentre lo stato di carica resta al 90%: l'autonomia in questo assetto è limitata dal solo

combustibile. La spinta asimmetrica genera un momento d'imbardata, da compensare con l'orientamento del getto attivo, che il modello a un grado di libertà non rappresenta.

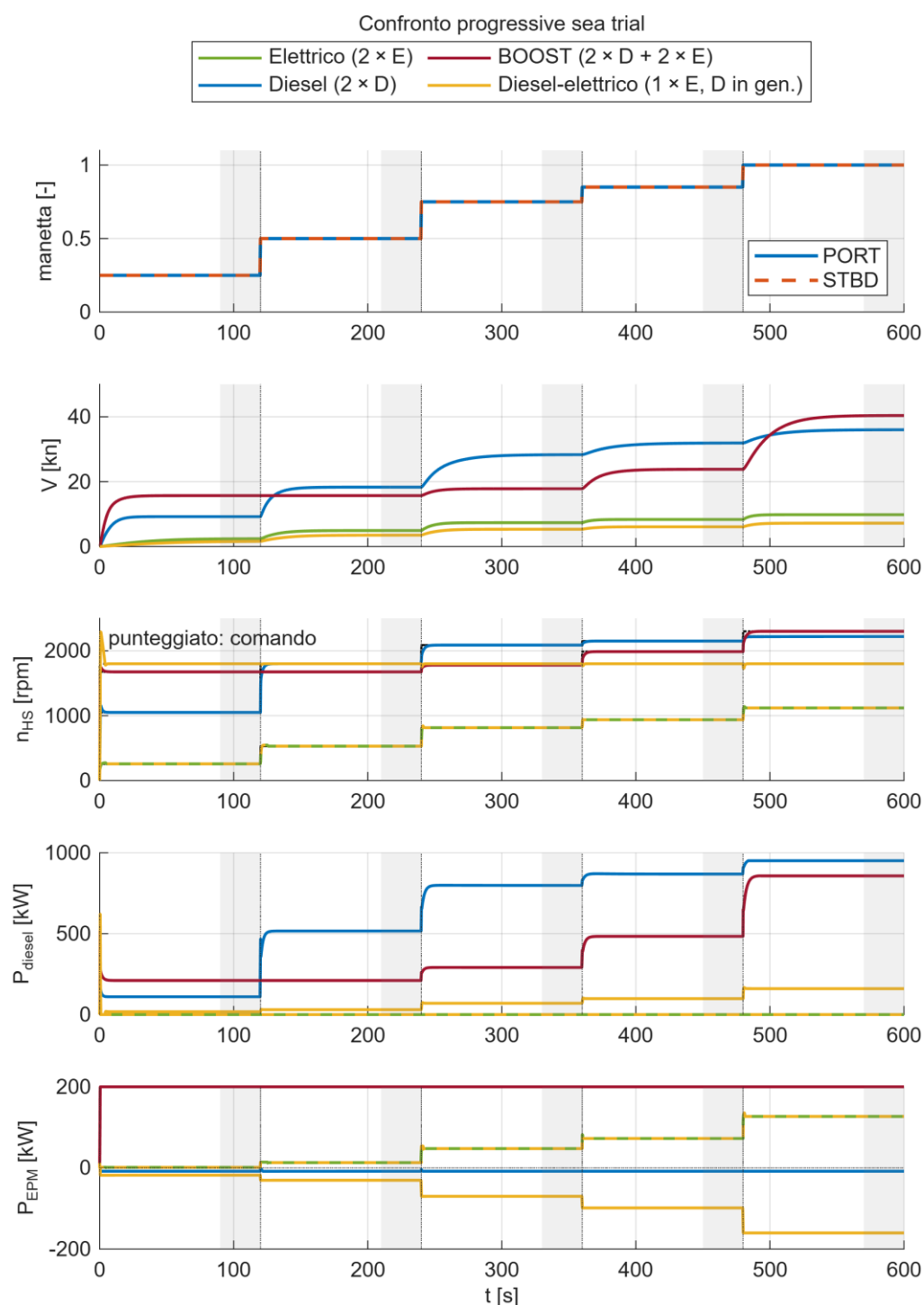


Figura 13.1. Prova di velocità progressiva nelle quattro modalità.

Nel riquadro dei giri il comando del regolatore e il regime misurato si sovrappongono sulla scala della prova; la Figura 13.2 ne riporta il dettaglio a ciascun gradino di manetta. Il regime raggiunge il comando entro circa 5 s, senza errore a regime per l'azione integrale dei regolatori PI. Nei gradini più ampi del diesel e del BOOST la salita è rapida nella prima parte e lenta nella seconda, coerentemente con un regolatore in saturazione, per cui l'asse accelera

con la coppia disponibile. Per la modalità diesel-elettrica è riportato l'asse di dritta, l'unico in propulsione.

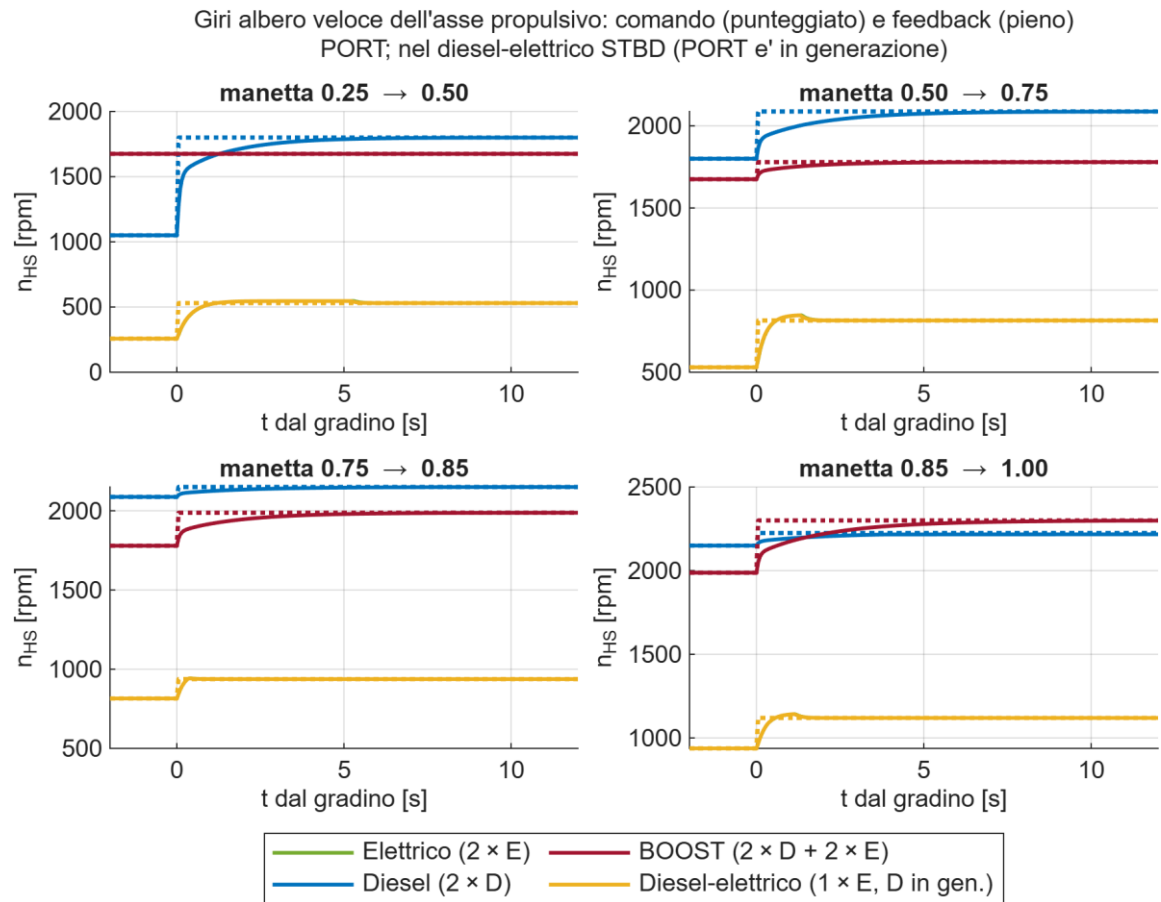


Figura 13.2. Confronto regimi set-feedback

13.1.2 Prova di arresto

La prova riprende il *full astern stopping test (crash stop)* della Resolution MSC.137 (76) [20], eseguito secondo le note esplicative della MSC/Circ.1053 [21]: dopo un avvicinamento stazionario alla velocità di prova si ordina l'arresto con inversione e si misurano il tempo di arresto e la *track reach*, cioè la distanza percorsa fino a nave ferma, da confrontare con il limite di 15 lunghezze nave. La norma non si applica formalmente all'imbarcazione, perché riguarda navi di almeno 100 m, esclude le unità soggette al codice HSC [22] ed è pensata per la propulsione con elica e timone; è quindi adottata per analogia, con il limite di 15 L, pari a 320 m, solo come termine di confronto. Questa simulazione è stata comunque condotta in quanto la manovra di crash stop risulta particolarmente gravosa per l'impianto propulsivo ed è un buon benchmark per la validazione delle logiche di controllo.

La prova parte dalla modalità BOOST a manette tutta avanti (+1), a 40,4 nodi. L'ordine porta le due manette a -1, cioè tutta indietro, restando in BOOST. L'inversione della spinta è ottenuta con il solo bucket: l'asse mantiene il verso di rotazione e, poiché la curva combinata assegna lo stesso regime a manetta tutta avanti e tutta indietro, il regime della girante resta costante durante la manovra. Un comportamento più aderente alla pratica di bordo, con riduzione del regime durante la corsa del bucket e risalita a inversione avvenuta, richiederebbe di modificare le curve combinate nel ramo di inversione, introducendo una legge regime-

bucket dipendente dal tempo o dalla velocità della nave. Nel modello a un grado di libertà la track reach coincide con la head reach.

Tabella 13.2. Risultati prova d'arresto.

Grandezza	Valore
Velocità all'ordine di arresto	40,4 kn
Tempo di arresto	9,1 s
Track reach	82,3 m
Decelerazione massima / media	2,91 / 2,29 m/s ²
Potenza per asse all'ordine, diesel / elettrica	≈ 860 / 200 kW
Regime albero veloce / girante	2300 / 1602 rpm
Coppia per asse, diesel / elettrica	≈ 3570 / 830 N·m
Coppia alla girante, all'ordine / minima	6230 / 3520 N·m

La nave si arresta in 9,1 s percorrendo 82,3 m, pari a 3,86 L e quindi a circa un quarto del limite (Figura 13.3, Tabella 13.2). Nei primi 3 s la decelerazione cresce fino a 2,91 m/s², perché la spinta inversa aumenta in modulo al calare della velocità mentre la resistenza resta elevata; l'andamento a tratti deriva dall'interpolazione lineare della mappa dell'idrogetto. Dopo l'ordine la coppia assorbita dalla girante cala con la velocità, da circa 6200 a 3520 N·m, mentre diesel e macchina elettrica continuano a erogare la stessa coppia (Figura 13.4). Il modello limita infatti il regime dell'asse al massimo del diesel: l'eccesso di coppia non accelera l'asse e il regolatore non riduce l'erogazione, per cui le potenze di diesel e macchina elettrica rappresentate dopo l'ordine sono sovrastimate. Tempo di arresto e track reach non ne risentono, perché dipendono dal regime e dalla velocità della nave. A nave lenta, inoltre, la girante lavora oltre il limite di cavitazione della mappa, e la coppia assorbita in quel tratto è estrapolata.

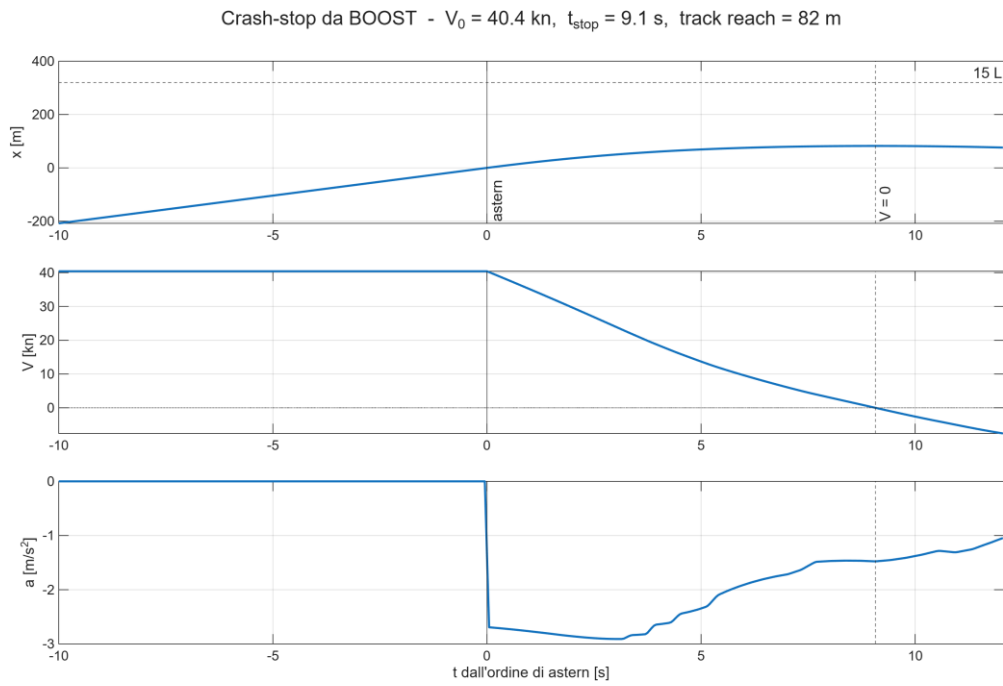


Figura 13.3. Prova di arresto da BOOST: posizione, velocità e accelerazione.

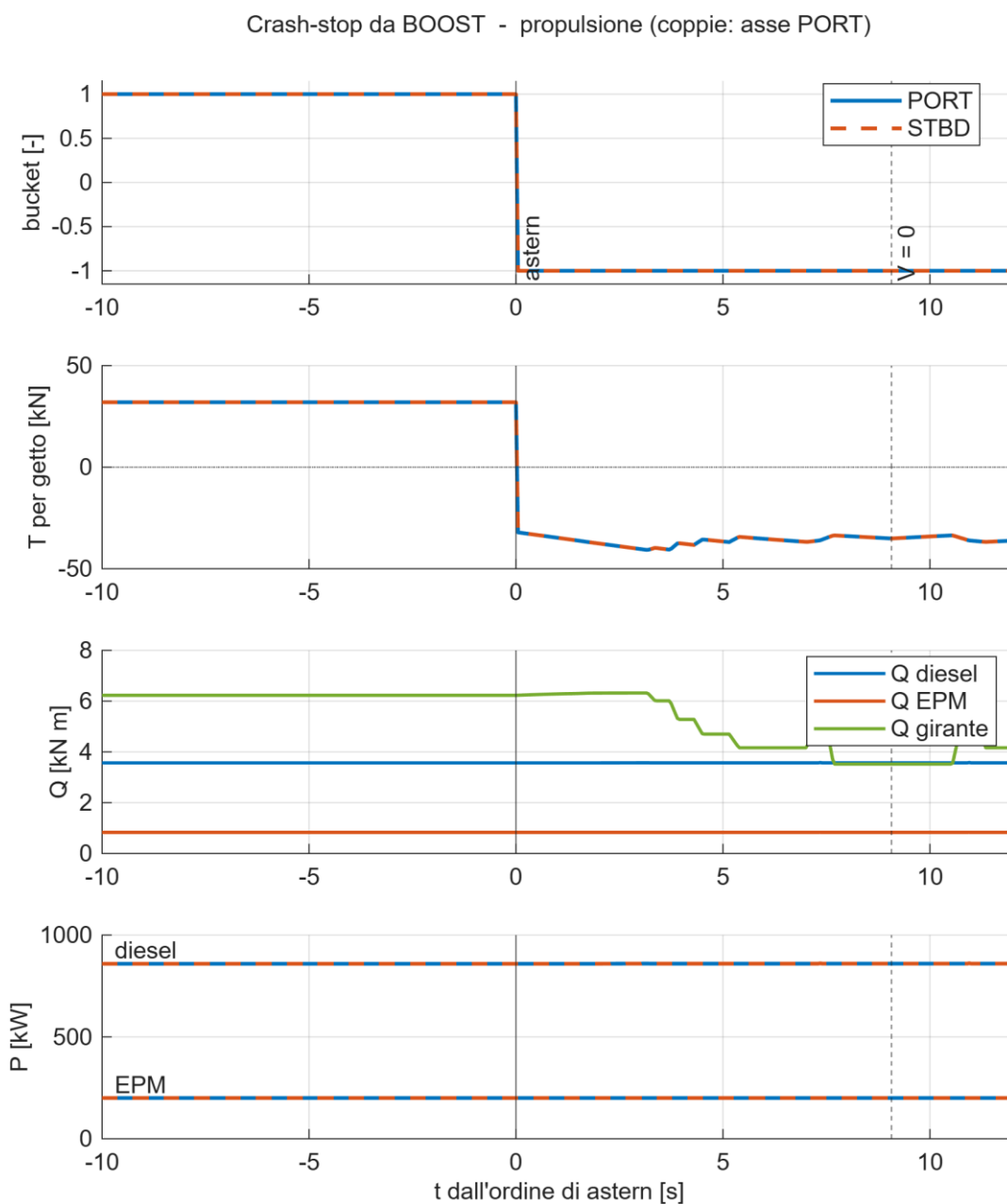


Figura 13.4. Prova di arresto da BOOST.

Il comando di regime resta di 2300 giri/min prima e dopo l'ordine, e il regime misurato se ne discosta al massimo di 2,8 giri/min (Figura 13.5). La lieve flessione nei primi secondi corrisponde all'aumento della coppia assorbita dalla girante al calare della velocità; i due picchi isolati a $|V| \approx 5$ nodi non hanno significato fisico e derivano dall'interpolazione della mappa dell'idrogetto nella regione oltre il limite di cavitazione, in cui la girante lavora dopo l'ordine di inversione.

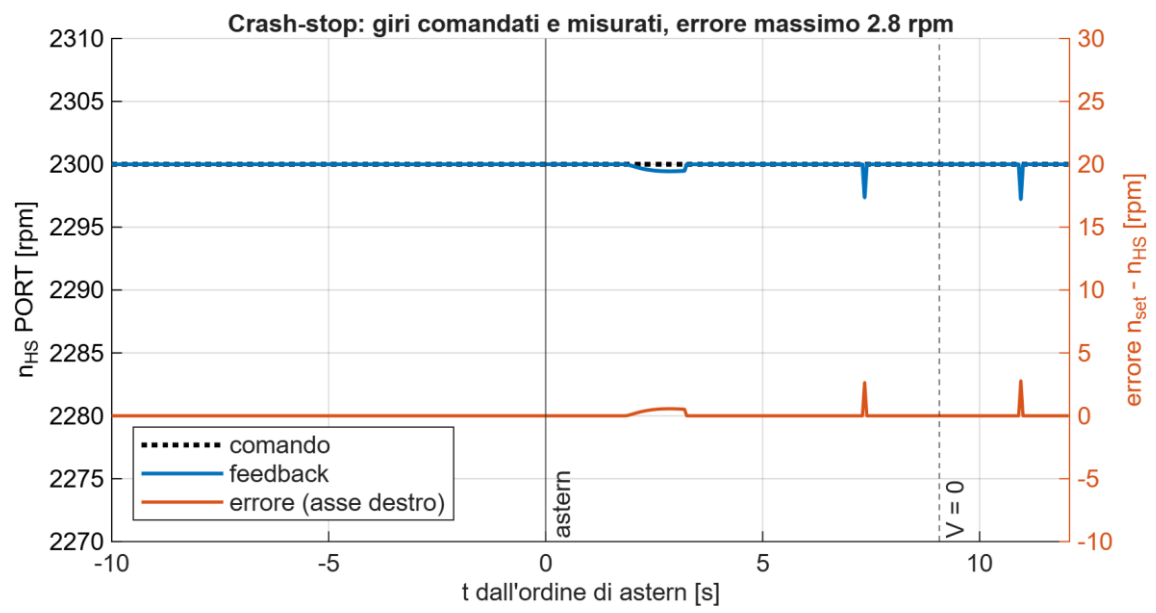


Figura 13.5. Regimi set-feedback per crash-stop

13.1.3 Profilo operativo La Spezia - Cannes

Il profilo operativo riproduce un trasferimento dalla Spezia a Cannes con sosta a Genova, lungo una rotta costiera di 149,8 nm (Figura 13.6) definita da ventuno punti di passaggio in coordinate geografiche e tracciata con il Mapping Toolbox di MATLAB. Le distanze tra i punti sono calcolate come archi di cerchio massimo su una sfera di raggio pari al raggio medio terrestre, con un errore rispetto all'ellissoide entro lo 0,5%, inferiore a un miglio sull'intera rotta. La rotta attraversa le aree marine protette delle Cinque Terre e del Promontorio di Portofino, per 11,0 nm da percorrere in propulsione elettrica.

La missione è divisa in diciannove tratte, ciascuna con la propria modalità operativa e la propria posizione delle manette, e riprodotta come sequenza di diciannove simulazioni concatenate: ogni tratta parte dallo stato finale della precedente, per cui stato di carica, combustibile residuo, regimi e velocità si trasmettono senza discontinuità. Ciascuna tratta termina quando la nave ha percorso la distanza prevista dalla rotta; durata, velocità, consumi, stato di carica e commutazioni di modalità sono risultati della simulazione.



Figura 13.6. Rotta La Spezia - Cannes

La missione si chiude in 10,65 h lungo i 149,8 nm della rotta (Tabella 13.3). Le due traversate protette, di 5,4 e 5,6 nm a 6,9 nodi, avvengono con i diesel arrestati e consumo di gasolio nullo, perché in propulsione elettrica anche il carico delle utenze è alimentato dalla batteria. Ciascuna costa però 43 e 45 punti percentuali di carica, mentre la crociera di 16,3 nm tra le due aree ne restituisce solo 28, con la ricarica in generazione limitata a 50 kW per asse: due traversate consecutive richiedono quindi una tratta di ricarica dedicata. Questo ruolo è affidato agli avvicinamenti in modalità diesel-elettrica (*mode 6*) che precedono ciascuna area, e che risultano anche le tratte più economiche della missione, con 4,6-4,8 l/nm.

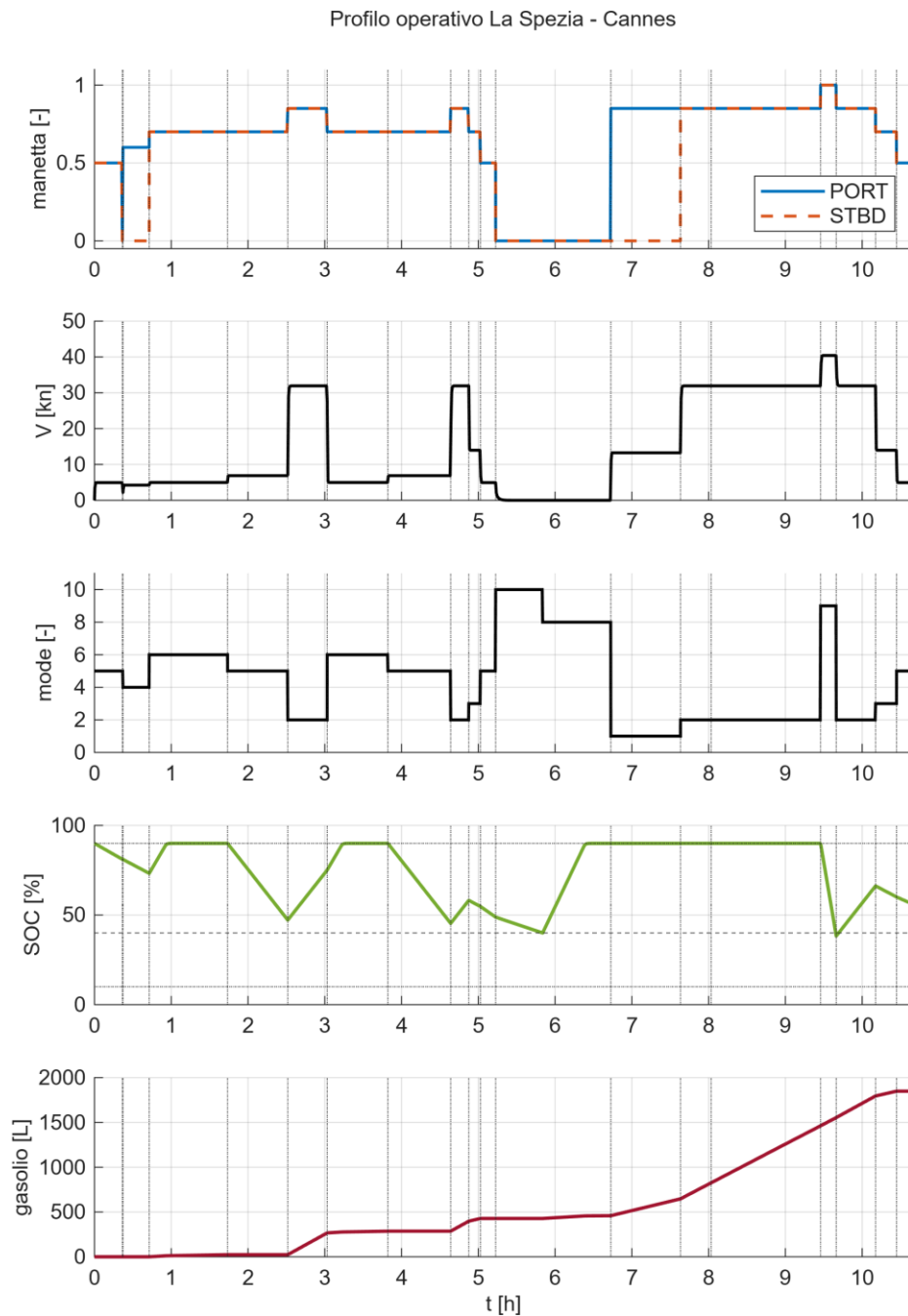


Figura 13.7. Profilo operativo La Spezia - Cannes: manette, velocità, modalità operativa, stato di carica e gasolio consumato. Le linee verticali separano le tratte.

Nella sosta a Genova la nave arriva con il 48,8% di carica e resta 37 minuti in *mode* HOTEL, con il carico utenze sulla batteria; alla soglia del 40% il relè commuta alla *mode* 8 e il diesel in generazione riporta il SOC al 90% (Figura 13.7).

La missione consuma 1849 l di gasolio, pari a 12,34 l/nm medi e al 41% delle casse. Il costo per miglio cresce dal diesel-elettrico (4,6-4,8 l/nm) al BOOST (11,2 l/nm), alla crociera diesel e al cross-over (14,0 l/nm), fino alla crociera economica su un solo asse, con 15,7 l/nm a 13,2 nodi: a questa velocità la carena è nel regime di transizione e il singolo idrogetto lavora lontano dal miglior rendimento.

Tabella 13.3. *Tratte del profilo operativo: modalità, distanza sulla rotta, durata, velocità media, consumo specifico e stato di carica in ingresso e in uscita.*

#	Tratta	Mode	nm	h	V [kn]	l/nm	SOC [%]
1	Uscita porto La Spezia	5	1,8	0,36	4,9	0	90 → 81
2	Folle (reset assi)	5	-	0,01	-	-	81 → 81
3	Golfo e canale Palmaria	4	1,4	0,34	4,2	0	81 → 73
4	Avvicinamento AMP (D-el.)	6	5,1	1,02	5,0	4,63	73 → 90
5	AMP Cinque Terre (elettr.)	5	5,4	0,78	6,9	0	90 → 47
6	Crociera verso Portofino	2	16,3	0,51	31,7	14,92	47 → 75
7	Avvicinamento Portofino	6	4,0	0,79	5,1	4,79	75 → 90
8	AMP Portofino (elettrico)	5	5,6	0,82	6,9	0	90 → 45
9	Costa verso Genova	2	7,4	0,24	31,5	15,04	45 → 58
10	Avvicinamento Genova	3	2,2	0,15	14,3	14,03	58 → 55
11	Ingresso Genova	5	1,0	0,20	5,0	0	55 → 49
12	Sosta a Genova	10 → 8	-	1,50	-	-	49 → 90
13	Crociera economica (1xD)	1	12,0	0,91	13,2	15,67	90 → 90
14	Uscita da Genova (2xD)	2	12,7	0,40	31,7	14,12	90 → 90
15	Crociera verso ponente	2	45,5	1,43	31,9	13,98	90 → 90
16	Sprint (BOOST)	9	8,2	0,20	40,2	11,22	90 → 38
17	Costa verso Cap d'Antibes	2	16,4	0,51	32,0	14,70	38 → 66
18	Avvicinamento Cannes	3	3,9	0,27	14,2	13,79	66 → 60
19	Ingresso Cannes	5	1,0	0,20	5,0	0	60 → 56
	Totale missione		149,8	10,65		12,34	

13.1.4 Limitazioni

Il modello a un grado di libertà non rappresenta deviazione laterale, imbardata e variazioni di assetto; la mappa dell'idrogetto lavora per punti statici e il consumo specifico del diesel è costante, per cui i consumi ai bassi carichi sono stimati per difetto. I punti di passaggio della rotta, scelti sulla cartografia, hanno un'incertezza di qualche centinaio di metri, e il carico delle utenze dipende dall'ora dell'orologio di sistema. Infine, poiché la selezione della modalità nel simulatore memorizza l'asse attivo finché una leva resta impegnata, il passaggio diretto da manette simmetriche a una sola manetta lascia la propulsione sull'asse fermo: per questo le tratte su un solo asse sono precedute da trenta secondi in folle o dalla sosta in porto (tratte #2 e #12).

14 Impianti di bordo

In questo capitolo sono descritti gli impianti ausiliari di bordo di AlliS70, riportati nelle Tavole da 23 a 31, allegate alla tesi. Per ciascun impianto si illustrano la funzione, la disposizione dei componenti principali e le considerazioni che ne hanno guidato il dimensionamento, rimandando alle tavole per il percorso delle tubolature. La maggior parte degli impianti è di tipo idraulico: la distribuzione dell'energia avviene attraverso un fluido incompressibile e richiede una sorgente di energia, una sezione di trasformazione dell'energia

meccanica in idraulica, cioè le pompe, e una rete di trasporto dotata dei necessari organi di controllo. Tra gli impianti trattati è stato dimensionato nel dettaglio l'impianto di sentina.

14.1 Casse e piano di capacità

Il piano di capacità della Tavola 23 riporta la posizione e la sigla di tutte le casse di bordo, riassunte in Tabella 14.1. Le casse del combustibile sono collocate lateralmente in sala macchine; le casse dell'acqua dolce, delle acque grigie e delle acque nere si trovano sotto il pagliolo del lower deck, in mezzeria, mentre la cassetta di sentina è a poppa tra gli idrogetti.

La capacità delle casse dell'acqua dolce è stata determinata a partire dal numero di persone a bordo, dal consumo giornaliero per persona e dall'autonomia richiesta:

$$V_{F.W.T.} = n \cdot c \cdot G = 5 \cdot 60 \cdot 4 = 1200 \text{ l} \quad (14.1)$$

dove $n = 5$ è il numero di persone a bordo, pari ai posti letto disponibili, $c = 60$ l/giorno il consumo per persona, valore superiore dell'intervallo di 30-60 l/giorno tipico delle unità da diporto, e $G = 4$ i giorni di autonomia. Il volume è ripartito su due casse da 600 l. Il dissalatore installato a bordo consente di estendere l'autonomia oltre questo valore senza aumentare la capacità delle casse. Le casse delle acque grigie e delle acque nere sono state dimensionate rispettivamente come $3/5$ e $2/5$ della capacità dell'acqua dolce, ipotesi valida quando il risciacquo dei WC avviene con acqua dolce: si ottengono 720 l per le acque grigie e 480 l per le acque nere. La capacità delle casse del combustibile, pari a 4500 l, deriva dall'autonomia richiesta in propulsione diesel ed è stata verificata nel capitolo dedicato all'impianto propulsivo.

Tabella 14.1. Casse di bordo e relative capacità.

Sigla	Contenuto	Numero	Capacità [l]
F.T.	Combustibile	2	2×2250
F.W.T.	Acqua dolce	2	2×600
G.W.T.	Acque grigie	1	720
B.W.T.	Acque nere	1	480
B.T.	Sentina	1	250

14.2 Impianto antincendio

L'impianto antincendio è riportato nella Tavola 24. La sala macchine è protetta da un impianto fisso costituito da quattro dispositivi estinguenti automatici Pyroff, uno per ciascun motore diesel e uno per ciascun gruppo elettrogeno, che entrano in funzione al superamento della temperatura di attivazione e sono dimensionati sul volume del locale. Estintori portatili sono posizionati nei diversi locali del lower deck e del main deck, in prossimità delle vie di fuga; in cucina è prevista una coperta estinguente, vicino alle fiamme libere, e in sala macchine una sirena di allarme. La disposizione segue i criteri della ISO 9094 [35].

Il pacco batterie, collocato in sala macchine, richiede una protezione dedicata. In caso di fuga termica di una cella agli ioni di litio l'incendio si autoalimenta, poiché la reazione produce calore e ossigeno all'interno della cella: un agente estinguente che si limita a soffocare la fiamma, come la CO₂, non raffredda i moduli e non impedisce la riaccensione. Per il pacco batterie è stato quindi adottato un sistema di allagamento con acqua di mare, che asporta calore e arresta la propagazione tra i moduli. La valvola di allagamento è normalmente chiusa e comandata a distanza; l'acqua è prelevata dalla presa a mare del dissalatore attraverso una valvola a tre vie, come riportato nella Tavola 29.

14.3 Impianto di sentina

Lo scopo dell'impianto di sentina è rimuovere i liquidi che si raccolgono nei punti più bassi dello scafo, come acqua di infiltrazione, condensa e piccole perdite di olio e combustibile, evitandone il ristagno. In ogni compartimento stagno è stata posizionata una pigna di aspirazione nel punto di accumulo, seguita da un filtro che impedisce l'ingresso di corpi estranei nel circuito. Le linee dei singoli compartimenti convergono in un clarinetto in sala macchine, al quale sono collegate due pompe in parallelo: una elettrica e una manuale, da utilizzare in emergenza o in caso di avaria della prima. A valle delle pompe una valvola a tre vie invia il liquido alla cassetta di sentina (B.T.), posta a poppa tra gli idrogetti, allo scarico fuoribordo oppure all'attacco in banchina. Le valvole di non ritorno impediscono il riflusso verso i compartimenti e la cassetta è dotata di sfiato con filtro ai carboni attivi. Lo schema dell'impianto è riportato nella Tavola 25.

Per le unità a motore lo scarico fuoribordo deve restare al di sopra del galleggiamento anche con uno sbandamento trasversale di 7°, condizione verificata nella sezione G-G' della Tavola 25, e deve garantire allo sbocco una contropressione di 10 kPa, pari a circa 1 m di colonna d'acqua. Il dimensionamento è stato condotto secondo la ISO 15083 [34], che per unità di lunghezza compresa tra 12 e 24 m prescrive una portata minima della pompa di 30 l/min.

14.3.1 Curva richiesta dal circuito

Il circuito più gravoso non è noto a priori. La pigna più lontana dalla pompa, nel gavone di prua, ha il percorso più lungo e con più discontinuità; la pigna più bassa, a poppa in sala macchine, ha invece il dislivello maggiore rispetto allo scarico. Sono stati quindi calcolati entrambi i percorsi, dalla pigna allo scarico fuoribordo, sul quale la norma impone la contropressione di 10 kPa (Tabella 14.2).

Tabella 14.2. Dati geometrici dei due percorsi di aspirazione considerati.

	Pigna 1	Pigna 2
Posizione	Gavone di prua ($x \approx 18,8$ m)	Sala macchine ($x \approx 1,0$ m)
Quota della pigna z_1 [m]	1,20	0,13
Quota dello scarico z_2 [m]	1,39	1,39
Dislivello $z_2 - z_1$ [m]	0,19	1,26
Lunghezza della tubolatura L [m]	24,0	14,3
Somma dei coefficienti $\Sigma \xi$ [-]	9,7	8,9

La prevalenza richiesta dal circuito si ricava dal teorema di Bernoulli generalizzato, scritto tra il pelo libero in corrispondenza della pigna (1) e lo sbocco fuoribordo (2):

$$H = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \text{p.c.} + \text{p.d.} \quad (14.2)$$

dove z è la quota rispetto alla linea di base, p la pressione, ρ la densità del liquido e g l'accelerazione di gravità. Alla pigna il liquido è in quiete e a pressione atmosferica, mentre allo sbocco si assume la contropressione di 10 kPa; l'energia cinetica del getto in uscita è compresa nel coefficiente di perdita allo sbocco. Per la densità si è assunto $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$, pari a quella del gasolio: il liquido di sentina può contenere combustibile e la densità più bassa massimizza il termine di pressione, individuando il caso più gravoso. Le perdite distribuite e concentrate valgono

$$\text{p.d.} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (14.3)$$

$$\text{p.c.} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{v^2}{2g} \quad (14.4)$$

dove L è la lunghezza della tubolatura, d il diametro interno, v la velocità del fluido e ξ_i i coefficienti di perdita delle singole discontinuità, riportati in Tabella 14.3. Il coefficiente di attrito λ è stato calcolato con l'equazione di Colebrook [33], su cui si basa il diagramma di Moody:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 d} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (14.5)$$

con $\varepsilon = 0,45 \text{ mm}$ rugosità della tubolatura e $Re = v d / \nu$ numero di Reynolds, per una viscosità cinematica $\nu = 1,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Il diametro interno è stato fissato imponendo la portata minima di norma e una velocità di progetto di 1,5 m/s:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\min}}{\pi v}} = 20,6 \text{ mm} \quad (14.6)$$

Tabella 14.3. Coefficienti di perdita concentrata e numero di discontinuità lungo i due percorsi.

Discontinuità	ξ [-]	n pigna 1	n pigna 2
Imbocco	0,50	1	1
Filtro	1,00	1	1
Gomito	0,20	14	10
Valvola di intercettazione / non ritorno	0,55	4	4
Clarinetto	1,00	1	1
Valvola a tre vie	0,60	2	2
Sbocco	1,00	1	1
$\Sigma \xi$		9,7	8,9

Facendo variare la velocità tra 0 e 3 m/s si ottengono le curve richieste dai due circuiti (Tabella 14.4). Alla portata minima il circuito della pigna di prua richiede 9,4 m, contro i 7,6 m di quello della pigna di sala macchine: nonostante il dislivello minore prevalgono le perdite distribuite lungo i circa 24 m di tubolatura, e il circuito di prua risulta quindi oggetto di dimensionamento.

Tabella 14.4. Curve richieste dai circuiti delle due pigne.

v [m/s]	Q [l/min]	Re [-]	λ [-]	H pigna 1 [m]	H pigna 2 [m]
0,0	0	0	-	1,39	2,46
0,5	10	8880	0,054	2,32	3,05
1,0	20	17760	0,052	4,99	4,76
1,5	30	26640	0,052	9,41	7,59
2,0	40	35519	0,051	15,56	11,54
2,5	50	44399	0,051	23,46	16,60
3,0	60	53279	0,051	33,10	22,78

14.3.2 Scelta della pompa e punto di funzionamento

Per l'impianto è stata scelta la pompa elettrica CEM 025-INOX, la cui curva caratteristica è riportata in Figura 14.1 insieme alle curve richieste dai due circuiti. Il punto di funzionamento, all'intersezione tra la curva della pompa e quella del circuito più gravoso, vale $Q^* = 34,7$ l/min e $H^* = 12,1$ m, con una portata superiore di circa il 16% al minimo di norma. Aspirando dalla pigna di sala macchine la pompa si porta a circa 38 l/min: il requisito è quindi rispettato qualunque sia il compartimento da svuotare.

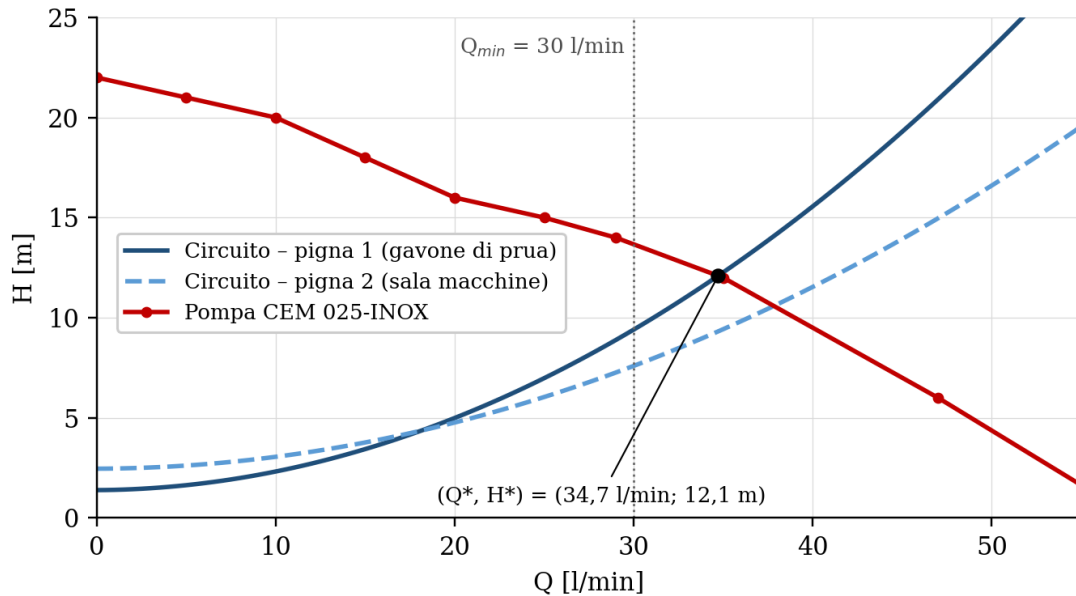


Figura 14.1. Matching circuito-pompa: curve richieste dai circuiti delle due pigne, curva caratteristica della pompa CEM 025-INOX e punto di funzionamento (Q^*, H^*) .

14.3.3 Potenza assorbita

La potenza idraulica trasferita al fluido nel punto di funzionamento è

$$P_{idr} = \rho g Q^* H^* = 70,4 \text{ W} \quad (14.7)$$

calcolata con la densità dell'acqua di mare, $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$, che in questo caso, al contrario del termine di pressione, fornisce la potenza più elevata. La potenza richiesta alla rete di bordo si ottiene dalla catena dei rendimenti:

$$P_B = \frac{P_{idr}}{\eta_p \eta_{el} \eta_t \eta_{alt}} = 126,3 \text{ W} \quad (14.8)$$

con rendimento della pompa $\eta_p = 0,65$, del motore elettrico $\eta_{el} = 0,97$, della distribuzione elettrica $\eta_t = 0,94$ e, nel caso più sfavorevole di alimentazione da gruppo elettrogeno, dell'alternatore $\eta_{alt} = 0,94$. L'assorbimento è trascurabile rispetto alla potenza disponibile a bordo, e la pompa può essere alimentata indifferentemente dal pacco batterie o da uno dei due gruppi elettrogeni da 13,5 kW.

14.3.4 Spessore delle tubolature

Lo spessore delle tubolature è stato determinato con le formule del RINA:

$$t_0 = \frac{p D}{2K e + p} \quad (14.9)$$

$$t = \frac{t_0 + b + c}{1 - \frac{a}{100}} \quad (14.10)$$

dove p è la pressione di calcolo, assunta pari a 1,2 volte la pressione generata dalla pompa a mandata chiusa ($H_0 = 22 \text{ m}$), cioè $0,27 \text{ N/mm}^2$; $D = d + 2t$ è il diametro esterno; $K = 120 \text{ N/mm}^2$ la sollecitazione ammissibile del materiale; $e = 1$ l'efficienza dei giunti longitudinali;

$b = t_0/10$ la riduzione di spessore dovuta alla piegatura; $c = 3$ mm la costante di corrosione; $a = 12,5\%$ la tolleranza di lavorazione. Poiché t_0 dipende dal diametro esterno, e quindi dallo spessore stesso, il calcolo è stato iterato a partire da uno spessore di primo tentativo di 4 mm fino a convergenza (Tabella 14.5).

Tabella 14.5. Calcolo iterativo dello spessore della tubolatura secondo RINA.

Iterazione	t ipotizzato [mm]	t_0 [mm]	t [mm]
1	4,000	0,032	3,468
2	3,468	0,030	3,467
3	3,467	0,030	3,467

Lo spessore risulta $t = 3,47$ mm e il diametro esterno $D = 27,5$ mm. Si adotta quindi il tubo commerciale immediatamente superiore, da 1" (DN 25), con diametro esterno 33,4 mm e spessore 4,55 mm (Schedule 80).

14.4 Impianto acqua dolce

L'impianto acqua dolce, riportato nella Tavola 26, distribuisce acqua fredda e calda alle utenze di bordo: lavabi, docce, lavello della cucina, WC e doccia di poppa. L'acqua è contenuta nelle due casse F.W.T. da 600 l e viene imbarcata da poppa; le casse sono dotate di sfiato. Dalle casse l'acqua è inviata alle utenze da un'autoclave con due pompe in parallelo, che mantiene la rete in pressione e garantisce la continuità del servizio in caso di avaria di una pompa. L'autoclave è installata in sala macchine anziché sotto la cabina armatoriale, per non trasmettere il rumore delle pompe agli ambienti abitati. A valle dell'autoclave la rete si divide nella linea dell'acqua fredda e in quella dell'acqua calda, che passa per il boiler in sala macchine. Il dissalatore, anch'esso in sala macchine, reintegra le casse con acqua prodotta a partire dall'acqua di mare.

14.5 Impianto acque grigie

L'impianto acque grigie, riportato nella Tavola 27, raccoglie gli scarichi di docce, lavabi e lavello della cucina. Su un'imbarcazione di questo tipo gli scarichi delle docce si trovano poco al di sopra del fondo e non possono defluire per gravità verso la cassa; l'impianto è stato quindi realizzato interamente sottovuoto. Le pompe vacuum aspirano i reflui dalle utenze e li convogliano nella cassa G.W.T., di 720 l, dotata di sfiato. Prima dello scarico le acque grigie attraversano un'unità di trattamento dei reflui (D.A.R.) dedicata, separata da quella delle acque nere. Lo svuotamento della cassa avviene fuoribordo oppure all'attacco in banchina, attraverso una valvola a tre vie; lo scarico in mare di reflui non trattati è consentito solo oltre le 3 miglia dalla costa.

14.6 Impianto acque nere

L'impianto acque nere, riportato nella Tavola 28, raccoglie gli scarichi dei WC. Ogni WC è dotato di una pompa maceratrice che tritura i reflui e li invia a una cassetta di raccolta, dalla quale una pompa vacuum li trasferisce nella cassa B.W.T., di 480 l. La cassa è dotata di sfiato con filtro a carboni attivi, per evitare la diffusione di cattivi odori sul ponte. Per lo svuotamento una seconda pompa maceratrice tritura nuovamente i reflui, che possono essersi compattati nella cassa, e li invia all'unità di trattamento (D.A.R.) dedicata alle acque nere; una valvola a tre vie indirizza quindi lo scarico fuoribordo, oltre le 3 miglia dalla costa, oppure all'attacco in banchina. Valvole di non ritorno impediscono il riflusso dei liquami verso i WC e verso la cassa.

14.7 Impianto acqua mare

L'impianto acqua mare, riportato nella Tavola 29, si sviluppa interamente in sala macchine. Le prese a mare sono tre: due laterali, una per lato, alimentano i circuiti di raffreddamento del motore diesel e del gruppo elettrogeno del rispettivo lato, mentre la terza serve il dissalatore. Ciascuna presa è seguita da un filtro acqua mare che trattiene i corpi estranei e da una valvola di intercettazione; le pompe inviano l'acqua agli scambiatori delle utenze, dai quali viene scaricata fuoribordo. Il raffreddamento dei motori avviene per scambio indiretto: l'acqua di mare sottrae calore al circuito chiuso ad acqua dolce interno al motore.

Sulla linea della presa del dissalatore una valvola a tre vie deriva due ulteriori utenze: il ramo antincendio, che alimenta la valvola di allagamento del pacco batterie descritta nella Tavola 24, e il ramo del chiller, il cui condensatore è raffreddato ad acqua di mare e scarica fuoribordo. In questo modo la protezione del pacco batterie e il suo raffreddamento non richiedono prese a mare dedicate.

14.8 Impianto combustibile

L'impianto combustibile, riportato nella Tavola 30, comprende le due casse F.T. da 2250 l, poste lateralmente in sala macchine, e le tubolature che alimentano i due motori diesel e i due gruppi elettrogeni. Il rifornimento può avvenire da entrambe le murate, poiché le casse sono collegate da una traversa di bilanciamento. La valvola sulla traversa è normalmente chiusa, così che le casse lavorino come indipendenti; aprendola, il combustibile passa dalla cassa più piena a quella più vuota e si corregge lo sbandamento dovuto a un consumo asimmetrico, discusso nel capitolo sulla stabilità. Ogni cassa è dotata di sfiato con tagliafiamma, secondo la ISO 10088 [36]. Dalle casse le linee di aspirazione confluiscono in un clarinetto, da cui partono le alimentazioni delle quattro utenze. Su ciascuna linea sono installati una valvola shut-down a chiusura rapida, comandabile a distanza per interrompere il flusso in caso di incendio, un filtro e un separatore acqua/gasolio, che impedisce all'acqua di condensa di raggiungere gli iniettori.

14.9 Impianto di scarico

L'impianto di scarico, riportato nella Tavola 31, ha il compito di condurre fuori dall'imbarcazione i gas combusti, ridurne la temperatura e il rumore ed evitare il ritorno di acqua di mare nel motore. Lo scarico dei motori diesel è di tipo umido: l'acqua di raffreddamento viene iniettata nei gas all'uscita del collettore. La marmitta è posta nel punto più basso della linea, seguita da un collo d'oca che impedisce all'acqua di risalire verso il motore. L'uscita è immersa, allo specchio di poppa accanto agli idrogetti, soluzione che riduce il rumore percepito a bordo; poiché ai bassi regimi la contropressione dell'uscita immersa diventa rilevante, è previsto uno scarico di minima al di sopra del galleggiamento. I gruppi elettrogeni hanno una linea di scarico separata, che esce lateralmente nella zona di estrazione dell'aria.

14.10 Ventilazione della sala macchine e raffreddamento del pacco batterie

La ventilazione della sala macchine deve fornire l'aria comburente ai motori e smaltire il calore irraggiato dalle macchine, mantenendo la temperatura del locale entro i limiti indicati dai costruttori. Le prese d'aria (AIR IN) e le estrazioni (AIR OUT) sono ricavate sulle murate e dotate di ventole. Le prese sono a proravia e le estrazioni sono state spostate verso poppa, in modo che il flusso d'aria attraversi tutta la sala macchine senza creare zone di ristagno.

Il pacco batterie richiede un raffreddamento dedicato, poiché le celle agli ioni di litio devono lavorare in un intervallo di temperatura ristretto per non degradarsi. È stato adottato un sistema ad aria forzata: un chiller, con condensatore raffreddato ad acqua di mare (Tavola 29), raffredda un circuito chiuso di acqua glicolata, che alimenta due fancoil disposti ai lati del pacco batterie. I fancoil soffiano aria refrigerata sui moduli. Il circuito chiuso è indipendente dall'impianto acqua dolce di bordo.

15 Conclusioni

Il lavoro ha portato al progetto preliminare di Allis70, open yacht planante con propulsione ibrida CODAE e due idrogetti MJP450X, e allo sviluppo di un simulatore dinamico dell'impianto propulsivo in MATLAB/Simulink.

Il progetto navale, sviluppato come prima iterazione della spirale di progetto, ha portato alla definizione di carena, layout, struttura, impianti ausiliari e pesi. Le iterazioni successive potranno affinare le forme di carena e la distribuzione dei pesi sulla base dei risultati ottenuti, approfondire il progetto strutturale e degli impianti fino al livello esecutivo e sviluppare gli interni e gli allestimenti in maggiore dettaglio.

Sul piano propulsivo, con il riduttore ZF 2050 e il rapporto 1,436 l'imbarcazione raggiunge 40,4 kn in modalità BOOST e 36,6 kn in sola propulsione diesel, con un'autonomia di circa 324 nm. La modalità BOOST è limitata dall'energia del pacco batterie a circa 19 minuti alla massima potenza. In Full Electric la velocità si attesta intorno ai 10 kn con un'autonomia di circa 5 nm, inferiore all'obiettivo di 10-20 nm fissato nella specifica: per aumentarla, di nuovo, occorre agire sulla capacità della batteria, valutando l'aumento di peso e il suo effetto sulle prestazioni della carena planante.

Il simulatore riproduce gli equilibri stazionari previsti dal matching statico, la manovra di arresto e una missione completa La Spezia - Cannes, confermando il funzionamento della logica di gestione dell'energia e della selezione delle modalità operative.

I principali limiti del lavoro riguardano la previsione di resistenza, ottenuta con metodi semi-empirici senza prove in vasca, il raccordo a bassa velocità e il ramo di retromarcia, basati su ipotesi, e alcuni parametri del modello (deduzione di spinta, inerzie, massa aggiunta, coefficiente di retromarcia) stimati in assenza di dati dei costruttori. Il modello dinamico considera inoltre il solo moto di avanzo e un consumo specifico del diesel costante.

Tra i possibili sviluppi: la validazione della curva di resistenza con prove in vasca o analisi CFD, l'acquisizione dei dati dei costruttori per i parametri stimati, l'estensione del modello a più gradi di libertà per lo studio delle manovre ed effetti legati all'accoppiamento tra i moti, e l'ottimizzazione del dimensionamento della batteria in funzione del profilo operativo.

16 Bibliografia e sitografia

1. www.nauticexpo.it
2. www.otam.it
3. www.itama-yacht.com
4. www.magnummarine.com
5. www.hamiltonjet.com/electrification
6. www.marinejetpower.com
7. www.doen.com
8. Savitsky, D. (1964). Hydrodynamic Design of Planing Hulls. *Marine Technology*, 1(1), 71-95.
9. Savitsky, D., DeLorme, M.F., Datla, R. (2007). Inclusion of Whisker Spray Drag in Performance Prediction Method for High-Speed Planing Hulls. *Marine Technology*, 44(1), 35-56.
10. Clement, E.P. (1964). Effects of Longitudinal Bottom Spray Strips on Planing Boat Resistance. Report 1818, David Taylor Model Basin, Washington D.C.
11. Blount, D.L., Fox, D.L. (1976). Small-Craft Power Prediction. *Marine Technology and SNAME News*, 13(1), 14-45.
12. Blount, D.L., Bartee, R.J. (1997). Design of Propulsion Systems for High-Speed Craft. *Marine Technology and SNAME News*, 34(4), 276-292.
13. Martelli, M., Belvisi, D. Dispense del Corso di Impianti di Propulsione Navale. Università di Genova, DITEN, A.A. 2020/2021.
14. Morimoto, S., Sanada, M., Takeda, Y. (1994). Wide-Speed Operation of Interior Permanent Magnet Synchronous Motors with High-Performance Current Regulator. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 30(4), 920-926.
15. RINA. Parte C, Capitolo 1, Sezione 7
16. Janus, T., Ulanicki, B., Diao, K. (2023). Optimal Scheduling of Variable Speed Pumps Using Mixed Integer Linear Programming. In *Atti della 19th Computing and Control for the Water Industry Conference (CCWI 2023)*, Leicester, Regno Unito. arXiv:2309.04715
17. ITTC (2017). Waterjet Propulsive Performance Prediction - Waterjet Inlet Duct, Pump Loop and Waterjet System Tests and Extrapolation. ITTC Recommended Procedures and Guidelines
18. Altosole, M., Benvenuto, G., Figari, M., Campora, U. (2012). "Dimensionless Numerical Approaches for the Performance Prediction of Marine Waterjet Propulsion Units"
19. Mahmoudi, A., Soong, W.L., Pellegrino, G., Armando, E. (2017). Loss Function Modeling of Efficiency Maps of Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 53(5), 4221-4231.
20. IMO (2002a). Resolution MSC.137(76), Standards for Ship Manoeuvrability. International Maritime Organization, Londra.

21. IMO (2002b). MSC/Circ.1053, Explanatory Notes to the Standards for Ship Manoeuvrability. International Maritime Organization, Londra.
22. IMO (2000). Resolution MSC.97(73), International Code of Safety for High-Speed Craft, 2000 (2000 HSC Code). International Maritime Organization, Londra.
23. Riva Yacht. Riva 68' Diabale - scheda tecnica. www.riva-yacht.com.
24. Mercedes-Benz. Vision Mercedes-Maybach 6 Cabriolet - comunicato stampa, Pebble Beach, 2017. media.mercedes-benz.com.
25. ISO 12215-5:2019. Small craft - Hull construction and scantlings - Part 5: Design pressures for monohulls, design stresses, scantlings determination. International Organization for Standardization, Ginevra.
26. IMO (2008). Resolution MSC.267(85), International Code on Intact Stability, 2008 (2008 IS Code). International Maritime Organization, Londra.
27. MAN Engines. MAN V8-1300 - scheda tecnica e MAN Smart Hybrid. www.man.eu/marine.
28. ZF Friedrichshafen AG. ZF Marine - catalogo riduttori per imbarcazioni da diporto (ZF 665, ZF 2000, ZF 2050). www.zf.com.
29. Corvus Energy. Orca Energy ESS - scheda tecnica. www.corvusenergy.com.
30. Kohler Power. Marine generator 13.5EFKOZD - specification sheet. www.kohlerpower.com.
31. Shepherd, C.M. (1965). Design of Primary and Secondary Cells - II. An Equation Describing Battery Discharge. *Journal of The Electrochemical Society*, 112(7), 657-664.
32. Tremblay, O., Dessaint, L.-A., Dekkiche, A.-I. (2007). A Generic Battery Model for the Dynamic Simulation of Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC 2007)*, 284-289.
33. Colebrook, C.F. (1939). Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers*, 11(4), 133-156.
34. ISO 15083:2020. Small craft - Bilge-pumping systems. International Organization for Standardization, Ginevra.
35. ISO 9094:2015. Small craft - Fire protection. International Organization for Standardization, Ginevra.
36. ISO 10088:2022. Small craft - Permanently installed fuel systems. International Organization for Standardization, Ginevra.

