

**UniGe | DIME**



## UNIVERSITÀ DI GENOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA, ENERGETICA,  
GESTIONALE E DEI TRASPORTI



TESI DI LAUREA TRIENNALE  
IN  
INGEGNERIA MECCANICA

# Progetto preliminare di un catamarano ASV modulare con cuscino d'aria per operazioni in ambienti marini poco profondi

**Relatori:**

Chiar.mo Prof. Alessandro Bottaro

Dr. Angelo Odetti PhD

**Studente:**

Andrea Angelo Macciò

---

Anno accademico 2024/2025

*Le risposte non vengono ogniqualvolta sono necessarie, come del resto succede molte volte che il rimanere semplicemente ad aspettarle sia l'unica risposta possibile.*

*La certezza crea l'errore, l'errore produce la certezza.*

*José Saramago*

## Sinossi

In questo elaborato ci si occuperà della progettazione preliminare di un catamarano ASV (*Autonomous Surface Vehicle*) destinato a operare in presenza di fondali poco profondi. Il catamarano di partenza è SWAMP, un veicolo modulare realizzato dall'Ing. Odetti presso il CNR-INM. SWAMP è stato studiato per avere un pescaggio estremamente ridotto: minore di 15 cm.

L'idea che sta alla base di questo elaborato è trasformare SWAMP in un SES (una tipologia di *hovercraft*) attraverso la generazione di un cuscino d'aria tra i due scafi e l'installazione di gonnelle a prua e a poppa, oltre all'utilizzo di un sistema di contenimento del cuscino posto superiormente. L'obiettivo fondamentale è ridurre a 5 cm il pescaggio in condizioni di carico utile uguale a 20 kg. Malgrado il peso aggiuntivo e le nuove resistenze che questo sistema comporterà, vedremo in quali condizioni la modifica porterà a un minore consumo energetico. In ogni caso, la modifica permetterà a SWAMP di spingersi a velocità maggiori e di raggiungere zone caratterizzate da fondali ancora meno profondi. Infatti, le curve di resistenza di SWAMP saranno scalate: grazie alla diminuzione della superficie bagnata, ogni curva di resistenza - a esclusione del contributo aggiuntivo causato dal cuscino - risulterà modificata.

Inoltre, a parità di rapporto tra altezza del fondale e pescaggio, e quindi a parità di curva di resistenza, dopo la modifica si avrà una profondità del fondale minore. Bisogna però tenere in conto le resistenze aggiuntive create dal cuscino e dal sistema di generazione e mantenimento dello stesso, che si opporranno alla riduzione della resistenza o - in certe situazioni - aumenteranno la resistenza totale, rendendo vana la modifica.

Infine, è altresì necessario considerare la potenza necessaria per il mantenimento del cuscino: uno degli obiettivi della modifica è diminuire il consumo energetico totale dell'imbarcazione, e pertanto bisogna fare attenzione a non creare l'effetto opposto.

# Indice

<b>Sinossi</b>	<b>i</b>
<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
0.1 Cosa sono gli <i>hovercraft</i> . . . . .	1
0.2 Tipologie di <i>hovercraft</i> . . . . .	2
0.2.1 Amphibious Hovercraft (ACV) . . . . .	2
0.2.2 Surface Effect Ships (SES) . . . . .	3
0.2.3 Wing-in-Ground Effect Craft (WIG) . . . . .	3
0.3 Storia del cuscino d'aria . . . . .	4
0.3.1 Sviluppo degli ACV e dei SES nel Regno Unito . . . . .	4
0.3.2 Sviluppo degli <i>hovercraft</i> nell'Unione Sovietica . . . . .	6
0.3.3 Sviluppo degli <i>hovercraft</i> negli Stati Uniti d'America . . . . .	7
0.3.4 Sviluppo degli ACV e dei SES in Cina . . . . .	8
0.3.5 Sviluppo dei SES e degli ACV negli anni '90 . . . . .	9
0.4 Applicazioni degli ACV e dei SES . . . . .	10
<b>1 Teoria del cuscino d'aria</b>	<b>11</b>
1.1 Funzionamento del cuscino d'aria . . . . .	11
1.1.1 Sviluppi iniziali della teoria del cuscino d'aria . . . . .	11
1.1.2 Caratteristiche statiche del cuscino d'aria su una superficie d'acqua	19
1.1.3 Metodo del coefficiente di portata volumetrica . . . . .	24
1.1.4 Il concetto di <i>wave pumping</i> . . . . .	26
1.2 Forze di resistenza idrodinamica in regime stazionario . . . . .	31
1.2.1 Classificazione delle componenti della resistenza idrodinamica .	31
1.2.2 Resistenza di <i>wave-making</i> del cuscino ( $R_w$ ) . . . . .	33
1.2.3 Resistenza aerodinamica del profilo . . . . .	34

1.2.4	Resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto . . . . .	35
1.2.5	Resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle di prua e di poppa . . . . .	36
1.2.6	Resistenza delle gonnelle . . . . .	38
1.2.7	Resistenza di attrito con l'acqua delle pareti laterali . . . . .	48
1.2.8	Resistenza di <i>wave-making</i> delle pareti laterali . . . . .	58
1.2.9	Resistenza idrodinamica della variazione della quantità di moto dell'acqua di raffreddamento . . . . .	64
1.2.10	Resistenza delle appendici sommerse . . . . .	65
1.2.11	Problemi durante il decollo di un ACV o di un SES . . . . .	67
<b>2</b>	<b>Progettazione e dimensionamento</b>	<b>70</b>
2.1	Considerazioni preliminari . . . . .	70
2.1.1	Cos'è SWAMP . . . . .	70
2.1.2	Obiettivi . . . . .	73
2.2	Dimensionamento del cuscino . . . . .	75
2.2.1	Calcolo della pressione del cuscino . . . . .	75
2.2.2	Calcolo della resistenza aggiuntiva dovuta al cuscino d'aria . . .	78
2.2.3	Modifica delle curve di resistenza di SWAMP . . . . .	92
2.2.4	Calcolo della resistenza totale di SWAMP dopo la modifica . . .	96
2.2.5	Confronto a fondale infinito . . . . .	98
	<b>Conclusioni</b>	<b>100</b>
	<b>Ringraziamenti</b>	<b>103</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>104</b>

# Introduzione

## 0.1 Cosa sono gli *hovercraft*

Nel corso dell'ultimo secolo, i mezzi di trasporto hanno registrato notevoli aumenti di velocità: le automobili sono diventate circa tre volte più rapide, gli aerei hanno moltiplicato la loro velocità di crociera di un ordine di grandezza, mentre le navi sono progredite molto più lentamente, con un incremento inferiore al doppio. Questo ritardo tecnologico nel settore navale si spiega, in parte, con la presenza di un ostacolo fisico fondamentale: la formazione delle onde.

Sono state cercate soluzioni alternative per ridurre l'attrito e contenere i fenomeni di impatto violento con la superficie del mare, noti come *slamming*.

Tra le tecnologie più promettenti sviluppate per affrontare questo problema si trovano gli *amphibious hovercraft* (ACV) e i *surface effect ships* (SES). Entrambi i concetti si basano sull'idea di sollevare la struttura dello scafo dalla superficie dell'acqua, creando un cuscino d'aria tra carena e mare. In questo modo si riduce l'area bagnata e, con essa, l'attrito idrodinamico, mantenendo però una distanza dal pelo libero tale da evitare la dispersione incontrollata dell'aria compressa.

L'idea dell'*air cushion* ha più di cent'anni e si è evoluta notevolmente nel tempo. Nei primi esperimenti, tuttavia, si sono dovute affrontare numerose difficoltà: l'interazione turbolenta tra l'aria soffiata e la superficie dell'acqua generava una miscela caotica di bolle, che non solo non riduceva la resistenza, ma anzi contribuiva ad aumentarla. Furono proprio questi fallimenti a portare allo sviluppo del concetto di *captured air bubble*, ossia una bolla d'aria confinata e stabilizzata sotto lo scafo, capace di sostenere il peso dell'imbarcazione in modo più ordinato e prevedibile.

Questo principio ha aperto la strada a nuove configurazioni navali, capaci di combinare velocità elevate e migliore efficienza, rappresentando oggi un campo di grande interesse per l'innovazione nel trasporto marittimo.

## 0.2 Tipologie di *hovercraft*

Negli anni, il concetto di cuscino d'aria si è evoluto in diverse configurazioni, ciascuna con caratteristiche specifiche, vantaggi e limiti operativi. Le principali tipologie comprendono gli *amphibious hovercraft* (ACV), le *surface effect ships* (SES) e i veicoli ad effetto suolo, detti anche *wing-in-ground effect craft* (WIG).

### 0.2.1 Amphibious Hovercraft (ACV)

Gli *amphibious hovercraft* sono veicoli il cui sostentamento è garantito interamente dal cuscino d'aria: il loro pescaggio è estremamente ridotto o addirittura nullo, rendendoli capaci di operare sia su acqua che su superfici terrestri. Possono presentarsi in due varianti principali:

- passivi, ovvero trainati da un'altra imbarcazione;
- attivi, ovvero dotati di un proprio sistema di propulsione e controllo.

Un esempio di ACV è rappresentato nella figura 0.2.1.



Figura 0.2.1 N500: ACV per trasporto passeggeri costruito dalla *Société d'Étude et de Développement des Aéroglisseurs Marins* (SEDAM).

### 0.2.2 Surface Effect Ships (SES)

I *surface effect ships* rappresentano un'evoluzione del concetto di cuscino d'aria. In questo caso, la configurazione prevede l'uso di due scafi laterali rigidi, che fungono da pareti laterali stagne (*sidewalls*), mentre alle estremità di prua e di poppa sono presenti delle gonnelle flessibili (*flexible skirts*). Questa disposizione permette di confinare il cuscino d'aria, riducendo drasticamente la perdita d'aria laterale. In pratica, la dispersione dell'aria avviene soltanto a prua e a poppa. Un esempio di SES è rappresentato nella figura 0.2.2.



Figura 0.2.2 SES 100B: hovercraft della Marina degli Stati Uniti.

### 0.2.3 Wing-in-Ground Effect Craft (WIG)

I *wing-in-ground effect craft*, operano secondo un principio radicalmente diverso: invece di essere sostenuti da un cuscino d'aria statico, sfruttano una forza di sollevamento dinamica generata dall'interazione tra le ali e la superficie dell'acqua. Quando volano a bassa quota, in prossimità del pelo libero, l'aria compressa tra le ali e il mare genera una sovrappressione che aumenta la portanza. La configurazione aerodinamica di questi veicoli, spesso simile a quella degli aerei, consente grandi velocità e un'elevata efficienza aerodinamica.

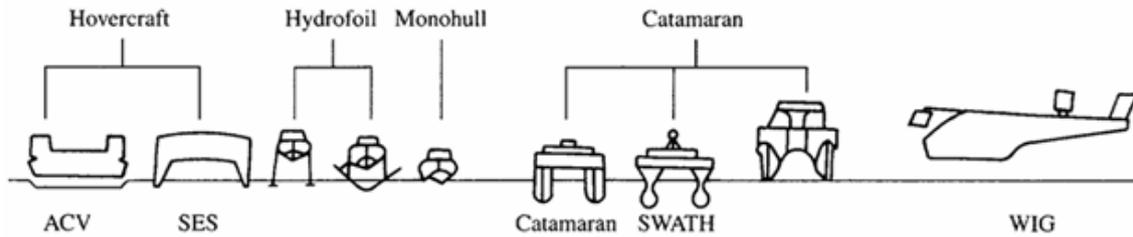


Figura 0.2.3 Classificazione degli hovercraft.

## 0.3 Storia del cuscino d'aria

### 0.3.1 Sviluppo degli ACV e dei SES nel Regno Unito

#### Prima degli anni '60

La nascita dell'hovercraft è legata alla figura dell'ingegnere elettronico britannico Sir Christopher Cockerell che nel 1953 introdusse il concetto di *air curtain*, un velo d'aria periferico in grado di confinare il cuscino d'aria centrale, aumentando così la spinta di sollevamento e riducendo le perdite laterali. Tuttavia, le prime fasi dello sviluppo furono complesse e incontrarono diversi ostacoli, sia tecnici sia istituzionali.

Fu grazie al sostegno di R. A. Shaw, rappresentante del *Ministry of Supply*, che il progetto ricevette una prima attenzione ufficiale. Nel 1957, il Ministero contattò l'azienda britannica *Saunders-Roe*, specializzata in costruzioni aeronautiche, affidandole un contratto per la realizzazione di uno studio di fattibilità e la sperimentazione su modelli in scala.

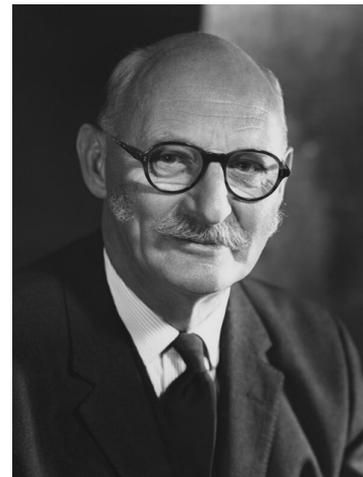


Figura 0.3.1 Sir Christopher Cockerell (1910-1999).

Il team di progettazione che si occupò di questo studio avrebbe poi costituito il nucleo tecnico della *British Hovercraft Corporation* negli anni successivi. Nel frattempo, Cockerell aveva ottenuto il sostegno della *National Research Development Corporation* (N.R.D.C.), che intuì il potenziale rivoluzionario del nuovo mezzo di trasporto. Fu così

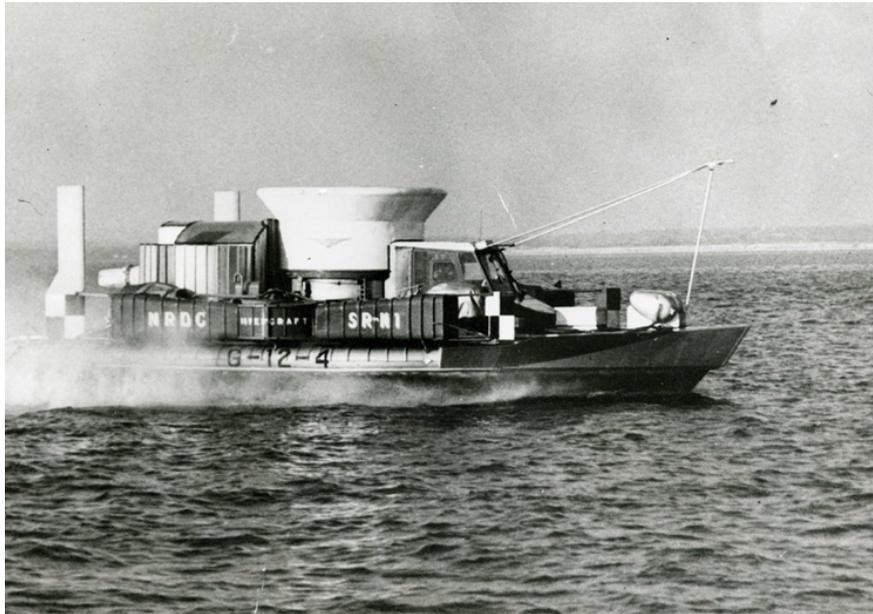


Figura 0.3.2 Il Saunders-Roe SR.N1.

che, nel gennaio del 1958, venne fondata la *Hovercraft Development Limited* (H.D.L.), con Cockerell alla guida come direttore tecnico.

I risultati dello studio condotto da *Saunders-Roe* furono favorevoli e portarono alla stipula di un nuovo contratto con la N.R.D.C. per lo sviluppo di un prototipo con equipaggio: nacque così l'SR.N1 (*Saunders-Roe Nautical 1*). Completato il 28 maggio 1959, l'SR.N1 effettuò poco dopo una storica traversata della Manica con lo stesso Cockerell a bordo.

Nonostante il successo iniziale su acque relativamente calme, le prime versioni dell'SR.N1 mostrarono limiti evidenti: prestazioni modeste, manovrabilità scarsa, bassa tenuta al mare ed efficienza propulsiva ridotta. Costruito in un impianto aeronautico e realizzato con componenti e tecnologie del settore aerospaziale, l'SR.N1 risultava anche costoso, sia in termini di produzione che di esercizio, rispetto alle imbarcazioni tradizionali.

Negli anni successivi, una serie di modifiche migliorò radicalmente le prestazioni del veicolo, aumentando la velocità massima da 25 a 60 nodi. Tuttavia, l'innovazione più significativa fu l'adozione delle *flexible skirts*, gonnelle flessibili che permisero all'*hovercraft* di affrontare onde di altezza fino a 4-5 piedi, a fronte di un limite iniziale di appena 1,5 piedi.

### **Sviluppo del concetto: dagli anni '60 ai '70**

I risultati dei test con l'SR.N1 suggerirono che un hovercraft commerciale competitivo dovesse pesare tra 125 e 150 tonnellate, con una lunghezza e larghezza quattro volte superiori al modello SR.N1. Questo richiese un approccio in tre fasi, che includeva l'SR.N2 da 27 tonnellate, l'SR.N3, e infine l'SR.N4 da 125 tonnellate. L'SR.N4 fu il primo hovercraft passeggeri in grado di operare tutto l'anno in acque con onde alte fino a 12 piedi, raggiunse i 90 nodi di velocità ed era capace di trasportare passeggeri e auto attraverso il canale della Manica più velocemente del tunnel sottomarino. Le versioni successive dell'SR.N4 cercarono di estendere le capacità di carico e la velocità, ma la crisi del petrolio del 1974 ridusse l'interesse economico per questi progetti, rallentando in generale lo sviluppo degli *hoverferry* per grandi distanze.

### **Sviluppo del mercato: dagli anni '80 a oggi**

Negli anni '80, sebbene la tecnologia degli hovercraft fosse avanzata, restava difficile per questi veicoli competere con altri sistemi di trasporto. Nonostante ciò, furono sviluppati dei SES che dimostrarono affidabilità e vantaggi economici rispetto ai traghetti convenzionali, ottenendo un buon successo commerciale.

### **0.3.2 Sviluppo degli *hovercraft* nell'Unione Sovietica**

All'inizio degli anni '60 anche l'Unione Sovietica si era occupata dello sviluppo di ACV e SES, sia per scopi militari sia per il trasporto passeggeri, oltre che per l'industria petrolifera.

Tra il 1988 e il 1994 sono stati costruiti circa cento ACV militari, inclusi i cinque più grandi mezzi da sbarco anfibi del mondo, chiamati in codice NATO *Pormornik* (550 tonnellate, 57,6 m, 65 nodi, capacità di carico 120 tonnellate). L'URSS ha anche sviluppato il più grande WIG al mondo, chiamato "Mostro del Mar Caspio".

Dal 1993, con la nascita della Federazione Russa, il Governo ha perseguito una politica di conversione delle strutture militari in iniziative commerciali, sviluppando nuovi SES per il trasporto passeggeri.

### 0.3.3 Sviluppo degli *hovercraft* negli Stati Uniti d'America

#### Sviluppo degli ACV

Il Governo degli Stati Uniti ha sostenuto lo sviluppo della tecnologia a cuscino d'aria principalmente per scopi militari. I primi prototipi sono stati realizzati all'inizio degli anni '60, come ad esempio l'SKMR-1.

Negli anni '70, alcuni *hovercraft* britannici SR.N5 furono prodotti su licenza negli Stati Uniti e utilizzati nella guerra in Vietnam. Successivamente, l'attenzione si spostò sullo sviluppo di mezzi anfibi per il trasporto diretto di personale e merci, aumentando significativamente le aree costiere utilizzabili per gli sbarchi rispetto ai mezzi convenzionali. Vennero progettati i prototipi JEFF(A) e JEFF(B), ciascuno capace di trasportare 60 tonnellate di carico, con costi di produzione di 18 milioni di dollari ciascuno.

Negli anni '80, diverse imprese americane iniziarono a produrre *hovercraft* utilitari, ispirandosi a modelli britannici. Sebbene la crescita economica del settore sia stata lenta, le applicazioni includevano supporto logistico nei campi petroliferi, operazioni polari e pattugliamenti costieri. Potenziali aree di sviluppo economico rimangono il Golfo del Messico orientale e l'Alaska.

#### Sviluppo dei SES

La Marina degli Stati Uniti si è anche occupata dello sviluppo di SES come navi da combattimento ad alta velocità. Nel 1963, sotto la guida dell'ammiraglio Zumwalt, vennero progettate navi da guerra ad alta velocità, con obiettivi di oltre 80 nodi.

Nel 1971 furono completati due prototipi:

- SES-100A (Aerojet General), con una velocità di 70 nodi
- SES-100B (Bell Aerospace), con una velocità di 90,3 nodi.

Nel 1974 fu proposto il progetto 3K-SES, un *guided missile destroyer* a cuscino d'aria di 3000 tonnellate con una velocità di 80 nodi, integrabile anche come mini-portaerei. Con la crisi energetica del 1974, l'attenzione si spostò verso la riduzione dei consumi, riducendo l'interesse per i SES ad alta velocità fino agli anni '90, quando furono riadottati per la realizzazione di traghetti commerciali per il trasporto di veicoli.

### Sviluppo di SES dragamine (SES MCM)

I SES dragamine (SES MCM) sono stati sviluppati dagli Stati Uniti a partire dal 1982 per sfruttare i vantaggi dell'*air cushion*, che riduce fino all'80% le vibrazioni da esplosioni subacquee e offre una maggiore stabilità rispetto alle navi convenzionali. Nel 1984, la US Navy ha affidato alla Bell Helter Corporation la costruzione della classe Cardinal, con uno scafo in vetroresina (*glass reinforced plastic*) e una lunghezza di 57,6 metri. I Cardinal avrebbero dovuto essere dotati di

- due motori diesel da 1600 kW, che azionavano eliche a cinque pale tramite riduttori, garantendo basse emissioni acustiche;
- un sonar a profondità variabile;
- un sistema di propulsione supplementare con eliche e motori idraulici per il dragaggio delle mine;
- un ponte superiore con un'ampia area di lavoro e una gru retrattile da 2 tonnellate.

Tuttavia, il programma fu cancellato prima dell'inizio della costruzione. Comunque, questa tecnologia è stata sviluppata successivamente dalla Norvegia, che ha commissionato nove unità SES MCM tra il 1994 e il 1997.

### 0.3.4 Sviluppo degli ACV e dei SES in Cina

Nel 1957, l'Harbin Shipbuilding Engineering Institute (HSEI), un'università della Repubblica Popolare Cinese, iniziò lo sviluppo degli hovercraft con cuscino d'aria di tipo plenum, un sistema più semplice ma meno efficiente delle gonnelle flessibili. Il prototipo, realizzato in legno e lega di alluminio, utilizzava un motore elettrico aeronautico per la generazione della forza di sollevamento. Data l'assenza di strutture per i test ad alta velocità, le prove furono condotte su un lago naturale, trainando il modello con un aliscafo per ridurre le interferenze delle onde.

Nel 1958, fu progettato un *hovercraft* con equipaggio, il modello "33", costruito presso lo stabilimento aeronautico di Harbin e testato sul fiume Soon Hua. Dopo alcune modifiche, il mezzo riuscì a decollare e fu testato con successo vicino al porto di Lu Shun, raggiungendo la velocità di 50 km/h.

Nel 1960, il settore raggiunse il suo apice con lo sviluppo di un ACV da parte della Sheng Yang Aviation Engineering Industry School. Quell'anno, si tenne la prima conferenza cinese sulla tecnologia del cuscino d'aria a Pechino, ma lo sviluppo fu

interrotto dalla carestia del periodo.

Dopo una breve interruzione dello sviluppo causata dalla Grande Carestia Cinese, nel 1963 vennero riprese le ricerche dalla Marine Design & Research Institute of China (MARIC), che portarono alla realizzazione del primo ACV cinese nel 1965; il 711-1. Questo veicolo raggiunse la velocità di 90 km/h.

Nei successivi anni, la MARIC sviluppò vari *hovercraft*, tra cui:

- il 711-II, un modello migliorato del 711-1, con maggiore manovrabilità;
- il 711-III, con uno scafo in compensato rivestito in fibra di vetro e velocità massima di 58 km/h;
- il Jin Sah River, primo SES commerciale cinese, con capacità di 70-80 passeggeri e una velocità massima di 57 km/h.

Tra il 1971 e il 1974, la MARIC fondò la divisione di ricerca sugli hovercraft, il SES 717 e l'ACV 722, in grado di trasportare 150 passeggeri. Tuttavia, lo sviluppo di questi veicoli fu ostacolato dalla mancanza di motori leggeri e di materiali avanzati.

Ad oggi, la Cina ha costruito oltre 100 ACV e SES in 15 diverse varianti, inclusi veicoli per l'esplorazione petrolifera. Il futuro di questa tecnologia è promettente per applicazioni in vari campi, come il trasporto passeggeri, il turismo, l'esplorazione marina e i servizi costieri.

### 0.3.5 Sviluppo dei SES e degli ACV negli anni '90

Tra il 1984 e il 1985, il cantiere navale norvegese Bradrene Aa si unì con la società Cirrus per progettare un grande SES passeggeri, ispirato dalle buone performance del SES200 della Marina degli Stati Uniti, che aveva impressionato durante le dimostrazioni in Europa. Il design prevedeva uno scafo in GRP (*glass-reinforced plastic*) e motori diesel, utilizzando eliche per la propulsione. Il SES, messo in servizio tra Harstad e Tromsø, aveva una capacità passeggeri di 264 e raggiungeva una velocità di 42 nodi in condizioni meteorologiche favorevoli.

A partire dal 1990, il Giappone avviò un programma nazionale per lo sviluppo di navi cargo ad alta velocità, realizzando un SES lungo 70 metri in grado di raggiungere una velocità di 42 nodi.

## 0.4 Applicazioni degli ACV e dei SES

Gli ACV e i SES moderni offrono capacità versatili grazie alle loro caratteristiche uniche.

- **Capacità anfibia:** Gli ACV sono particolarmente efficaci in ambienti dove i veicoli devono passare facilmente tra terra e acqua. Il loro basso pescaggio consente di attraversare terreni diversi come spiagge, paludi e acque poco profonde, rendendoli adatti per operazioni anfibia, pattugliamenti costieri e logistica militare.
- **Assorbimento delle vibrazioni e del rumore:** Il cuscino fornisce una protezione naturale contro le mine sottomarine, migliorando l'efficacia degli ACV e SES nelle operazioni di bonifica delle mine e nella guerra antisommergibile, rendendoli molto utili in contesti militari.
- **Trasporto passeggeri o merci:** Grazie ai loro ampi spazi per il ponte e le cabine, gli ACV e le SES sono adatti per il trasporto di passeggeri, veicoli o carichi pesanti.
- **Applicazioni militari:** Come è stato anticipato prima, gli ACV vengono ampiamente utilizzati per gli sbarchi anfibi, la bonifica delle mine, le pattuglie costiere e il trasporto di equipaggiamenti militari. I SES sono ideali per missioni militari veloci e pattuglie aeree.
- **Applicazioni nei campi petroliferi:** Gli ACV sono utilizzati nell'esplorazione e nella trivellazione petrolifera nelle regioni costiere e in terreni paludosi. La loro capacità di operare su ghiaccio o acqua li rende adatti al trasporto nell'Artico e alle operazioni di sfondamento del ghiaccio, cruciali per l'industria petrolifera.

# Capitolo 1

## Teoria del cuscino d'aria

### 1.1 Funzionamento del cuscino d'aria

#### 1.1.1 Sviluppi iniziali della teoria del cuscino d'aria

Teoria del cuscino d'aria a getto periferico sottile sospeso su una superficie rigida.

Analizzeremo un ACV la cui sezione trasversale è raffigurata nella figura 1.1.1, utilizzando le seguenti ipotesi semplificative:

- ugelli infinitamente sottili;
- il flusso d'aria emesso dagli ugelli è non viscoso e incompressibile;
- il flusso d'aria emesso dagli ugelli non si combina con il fluido circostante;
- il cuscino è supportato da una superficie rigida.

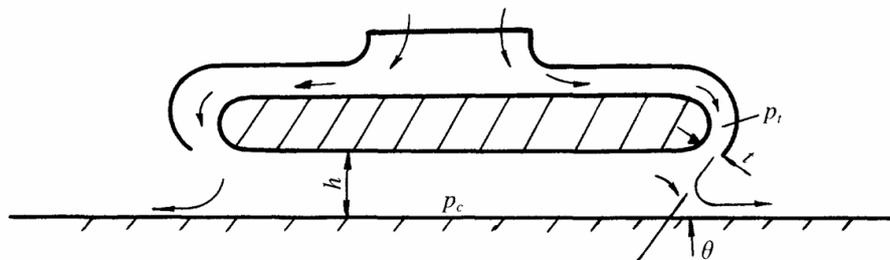


Figura 1.1.1 Sezione trasversale di un ACV.

Dal bilancio di quantità di moto in forma integrale del flusso,

$$hp_c = \rho_a V_j^2 t (1 + \cos \theta) = \rho_a V_j^2 x h \quad (1.1)$$

dove:

- $p_c$  è la pressione del cuscino ( $N/m^2$ );
- $\rho_a$  è la densità dell'aria ( $Ns^2/m^4$ );
- $t$  è la larghezza dell'ugello ( $m$ );
- $h$  è l'altezza di passaggio dell'aria ( $m$ );
- $V_j$  è la velocità media dei getti ( $m/s$ );
- $\theta$  è l'angolo tra l'asse dell'ugello e la linea di base del veicolo ( $^\circ$ );
- definiamo

$$x = \frac{(1 + \cos \theta) t}{h} \quad (1.2)$$

La pressione totale del getto ( $N/m^2$ ) può essere espressa come

$$P_t = \frac{1}{2} \rho_a V_j^2 + f p_c \quad (1.3)$$

dove  $f$  è il coefficiente di altezza libera relativa dell'aria. I valori di  $f$  si trovano in tabella 1.1.1.

Tabella 1.1.1 Coefficiente  $f$  relativo a  $h/t$

$h/t$	$f$
1	0.75
2	0.65
3	0.54
$\geq 4$	0.50

Trascurando i problemi relativi al flusso tridimensionale e al flusso proveniente dagli *stability trunks* (*skirt interni* per dividere il cuscino d'aria e rendere il veicolo più stabile), la portata d'aria dagli ugelli ( $m^3/s$ ) del veicolo potrebbe essere scritta come

$$Q = V_j t L_j \quad (1.4)$$

dove  $L_j$  è la lunghezza del perimetro dell'ugello.  
La potenza della forza di sollevamento ( $W$ ) risulta

$$N_{el} = \frac{QP_t}{\eta_f \eta_d} \quad (1.5)$$

dove:

- $P_t$  è definita nell'equazione (1.3);
- $\eta_f$  è l'efficienza della ventola;
- $\eta_d$  è l'efficienza del condotto dell'aria.

Il peso dell'imbarcazione sostenuto dalla forza di sollevamento ( $N$ ) può essere espresso come

$$W = p_c S_c \quad (1.6)$$

con  $S_c$  area del cuscino d'aria ( $m^2$ ).

### **Teoria esponenziale per le prestazioni del cuscino d'aria su una superficie rigida**

La variazione della contropressione del flusso del getto lungo la direzione del bordo dell'ugello ci impedisce di considerare uniforme la variazione di velocità.

L'ing. Stanton-Jones della British Hovercraft Corporation sviluppò una relazione basata sull'assunzione che la contropressione al bordo esterno dell'ugello, ovvero il lato vicino all'esterno, fosse uguale alla pressione atmosferica, mentre la contropressione al bordo interno dell'ugello fosse pari a  $p_c$ .

Da queste ipotesi, è possibile derivare che il rapporto tra la portata d'aria e la pressione totale della ventola segue un andamento esponenziale.

$$\frac{p_c}{p_t} = 1 - e^{-2x} \quad (1.7)$$

dove  $x$  è definito nell'equazione (1.2).

### Teoria per la camera di *plenum* su una superficie rigida

Come nella teoria del getto periferico sottile, assumiamo che il flusso d'aria sia incomprimibile e non viscoso (Benya and Dyachenko, 1971), ma in questo caso le *streamlines* del flusso dell'aria che fuoriesce dalla periferia del cuscino sono piuttosto diverse da quelle del caso precedente, a causa della diversa configurazione dei condotti.

Una sezione tipica di questa tipologia è mostrata in figura 1.1.2, dove il flusso d'aria viene pompato direttamente dai condotti nel cuscino, anziché dai getti periferici come nel caso precedente. Il flusso si diffonde nella camera di *plenum* e forma il cuscino d'aria. La pressione nella camera di *plenum* può essere considerata come una distribuzione uniforme (ipotesi convalidata sperimentalmente su velocità non troppo elevate) e pertanto la relazione può essere derivata semplicemente.

Date le grandezze  $\mu(j)$ , coefficiente di scarico per le gonnelle periferiche, generalmente compreso tra 0.5 e 1 e  $h(j)$ , spazio d'aria lungo la periferia del veicolo, e assumendo  $\mu(j)$  e  $h(j)$  come costanti lungo  $j$ , possiamo esprimere la portata del flusso intorno alla periferia del veicolo come segue:

$$Q = 2 \frac{p_c}{\rho_a} l_j \mu h \quad (1.8)$$

### Teoria della parete singola di A. A. West

Le configurazioni di gonnelle flessibili sono evolute dai getti periferici, passando per le *jetted bag skirts* fino alle *finger type skirts*. Le sezioni trasversali che mostrano queste gonnelle sono riportate nella figura 1.1.3.

Il fenomeno fisico delle gonnelle di tipo *bag-finger*, ora ampiamente utilizzate negli ACV e nei SES, non è adatto ad essere spiegato dalle teorie sopra menzionate.

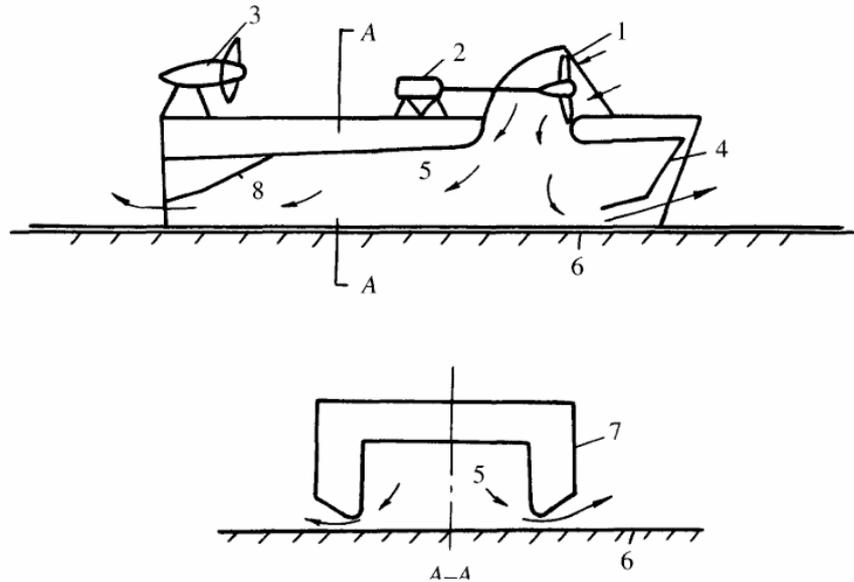


Figura 1.1.2 Sezione trasversale di un SES con camera a cuscino d'aria. 1: ventola di sollevamento, 2: motore di sollevamento, 3: motore di propulsione ed elica, 4: guarnizione di prua, 5: camera di *plenum* del cuscino d'aria, 6: superficie libera, 7: parete laterale (*sidewall*), 8: guarnizione di poppa.

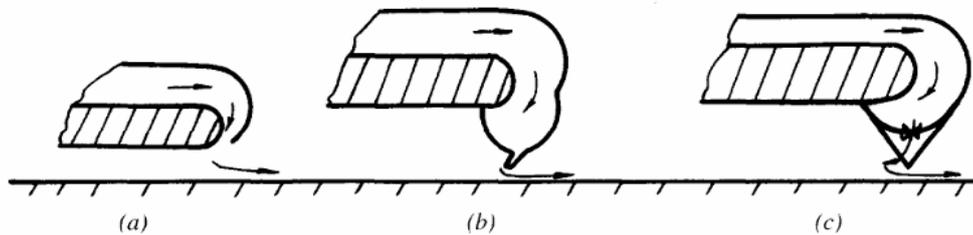


Figura 1.1.3 Configurazioni di gonna: (a) getto periferico rigido; (b) *bag* gonfiata con ugelli corti; (c) *bag and finger type skirt*.

Ipotizziamo che il flusso aderisca perfettamente alla superficie interna delle gonnelle non appena viene espulso dagli ugelli (West, 1967), come mostrato nella figura 1.1.4. Inoltre, ha fatto le seguenti assunzioni:

- Le pressioni totali lungo la sezione del getto sono costanti.
- Alla sezione  $e$  una parte del flusso si disperde nell'atmosfera e una entra nel cuscino d'aria.
- Il punto  $B'$  è il punto di separazione.

- La pressione statica lungo l'ugello (sezione  $j$ ) è costante.

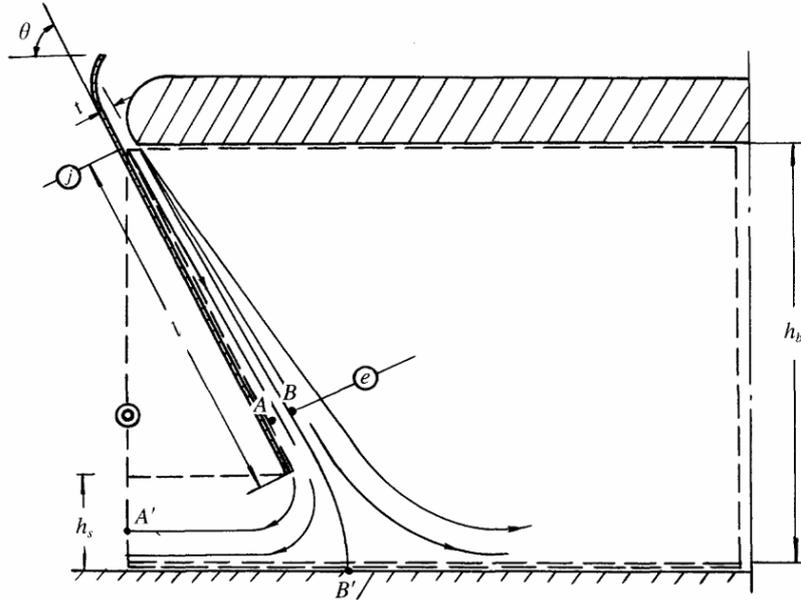


Figura 1.1.4 Ipotesi per le *streamlines* del getto d'aria basate sulla teoria di A. A. West.

Pertanto, la quantità di moto del flusso d'aria entrante nel cuscinio per unità di lunghezza dell'ugello può essere scritta come segue:

$$M_j = \rho_a V_j^2 t \quad (1.9)$$

Dall'equazione di Bernoulli, la pressione totale del getto all'ugello è la somma della pressione statica e di quella dinamica. Pertanto risulta

$$p_t = p_c + \frac{1}{2} \rho_a V_j^2 \quad (1.10)$$

Dalle equazioni (1.9) e (1.10) si ottiene

$$M_j = 2(p_t - p_c)t \quad (1.11)$$

I risultati sperimentali ci permettono di assumere, con una buona approssimazione, che la quantità di moto lungo le *streamlines* AA' e BB' rimanga costante tra le sezioni  $e$  e  $o$ :

$$M_j \cos \theta + M_e = p_c h_b - p_0 h_s - \int_0^l p \sin \theta dl \quad (1.12)$$

dove:

- $h_b$  è la distanza verticale tra la parte rigida inferiore dell'imbarcazione e la superficie rigida;
- $h_s$  è la distanza verticale tra la punta inferiore della gonnella e la superficie rigida;
- $p$  è la pressione statica del cuscino d'aria sulla parete interna della gonnella;
- $p_0$  è la pressione atmosferica;
- $l$  è la lunghezza della parete inclinata della gonnella.

La pressione statica lungo la parete interna della gonnella è variabile localmente, quindi è stato usato l'integrale nell'ultimo termine dell'equazione (1.12). Più ci si avvicina alla parte inferiore della gonnella, più bassa sarà la pressione, che tenderà al valore di quella atmosferica. Tuttavia, globalmente è ragionevole assumere che la pressione statica di cui si parla sopra sia costante, ovvero la pressione del cuscino  $p_c$ , e quindi l'equazione (1.12) può essere semplificata come segue:

$$M_j \left( \cos \theta + \frac{M_e}{M_j} \right) = (p_c - p_0) h_s \quad (1.13)$$

Basandosi sulla distribuzione di velocità di Mayer e sullo spessore dello strato limite per un getto bidimensionale con parete di contenimento e flusso turbolento, il rapporto della quantità di moto del flusso alla sezione  $e$  rispetto a quella alla sezione  $j$  è stato derivato da A. A. West come segue:

$$\frac{M_e}{M_j} = 2.75 \left( \frac{l}{t} \right)^{-0.45} = 2.75 \left( \frac{h_b - h_s}{t \sin \theta} \right)^{-0.45} \quad (1.14)$$

Dalla sostituzione delle equazioni (1.11) e (1.14) nella (1.13) si ha

$$\frac{p_c - p_0}{p_t - p_0} = \frac{1}{1 + \frac{h_s}{2t \left[ \cos \theta + 2.75 \left( \frac{h_b - h_s}{t \sin \theta} \right)^{-0.45} \right]}} \quad (1.15)$$

Quindi, la portata massica per unità di lunghezza  $m$  può essere scritta come

$$m = \rho_a \sqrt{2 \frac{p_t - p_c}{\rho_a} \frac{t}{h_s}} \quad (1.16)$$

dove il radicando rappresenta la velocità ed è ricavato dall'equazione (1.10). Considerando sempre la sostituzione delle equazioni (1.11) e (1.14) nella (1.13) e facendo le opportune semplificazioni, l'equazione della portata può essere anche espressa come segue:

$$\frac{m}{\sqrt{\rho_a (p_c - p_0)}} = \sqrt{\frac{t}{h_s \left[ \cos \theta + 2.75 \left( \frac{h_b - h_s}{t \sin \theta} \right)^{-0.45} \right]}} \quad (1.17)$$

Possiamo inoltre scrivere la potenza della forza di sollevamento per unità di area della gonnella come

$$N \sqrt{\frac{\rho_a}{(p_c - p_0)^3}} = \sqrt{\frac{t}{h_s \left[ \cos \theta + 2.75 \left( \frac{h_b - h_s}{t \sin \theta} \right)^{-0.45} \right]}} \quad (1.18)$$

Questo approccio presenta alcune imprecisioni:

- la semplificazione del *bag and finger type skirt* come una *skirt* a parete singola non è verificata nella pratica;
- la teoria non considera l'effetto della viscosità dell'aria, che modifica l'andamento delle *streamlines* come mostrato nella figura 1.1.5;
- la teoria non considera le perdite di energia del flusso dagli ugelli alla *bag*;
- non è ragionevole considerare nulle le perdite di energia nelle *streamlines* AA' e BB'.

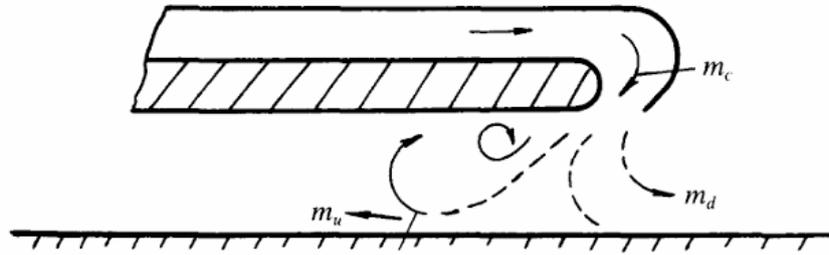


Figura 1.1.5 Andamento reale delle *streamlines* considerando la viscosità dell'aria.

### 1.1.2 Caratteristiche statiche del cuscino d'aria su una superficie d'acqua

#### Prestazioni di sospensione statica dei SES sull'acqua

Le varie forme delle sezioni trasversali delle pareti laterali sono mostrate nella figura 1.1.6. Il peso totale dell'imbarcazione è supportato dalla forza di sollevamento del cuscino d'aria e da quella di galleggiamento agente sulla parete laterale:

$$W = F_{\text{sollevamento}} + F_{\text{Archimede}} = p_c S_c + 2V_0 \gamma_w \quad (1.19)$$

dove:

- $W$  è il peso ( $N$ );
- $p_c$  è la pressione del cuscino ( $N/m^2$ );
- $S_c$  è l'area del cuscino ( $m^2$ );
- $V_0$  è il volume di acqua spostato da ognuna delle pareti laterali ( $m^3$ ), come raffigurato nella figura 1.1.6;
- $\gamma_w$  è il peso specifico dell'acqua ( $N/m^3$ ).

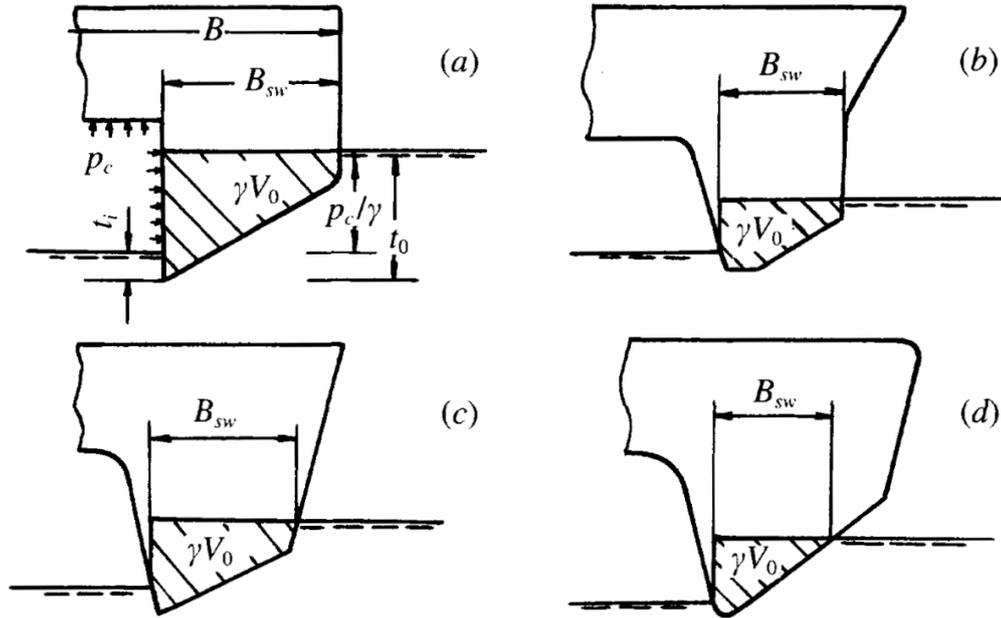


Figura 1.1.6 Spessore della parete laterale in varie configurazioni.

Secondo il principio di Archimede, la relazione tra la larghezza del cuscino d'aria, i pescaggi interni ed esterni e la larghezza delle pareti laterali può essere determinata dalle seguenti espressioni:

$$S_c = B_c l_c \quad (1.20)$$

$$t_0 - t_i = \frac{p_c}{\gamma_w} \quad (1.21)$$

dove:

- $t_0$  e  $t_i$  sono rispettivamente il pescaggio esterno e interno delle pareti laterali ( $m$ ), come raffigurato nella figura 1.1.6;
- $l_c$  è la lunghezza del cuscino d'aria ( $m$ );
- $B_c$  è la larghezza del cuscino d'aria ( $m$ ).

Il pescaggio interno delle pareti laterali si riduce progressivamente con l'aumento della potenza di sollevamento e, se  $t_i < 0$ , l'aria del cuscino comincerà a fuoriuscire da sotto

a entrambe le pareti laterali e alle gonnelle di prua e di poppa, come mostrato nella figura 1.1.7, formando il tipo di imbarcazione a *plenum*, simile al modello "33" dell'HSEI (Harbin Shipbuilding Engineering Institute) e al SES-100B della Marina degli Stati Uniti. La resistenza (*drag*) di questo tipo di imbarcazione diminuisce drasticamente all'aumentare della potenza di sollevamento.

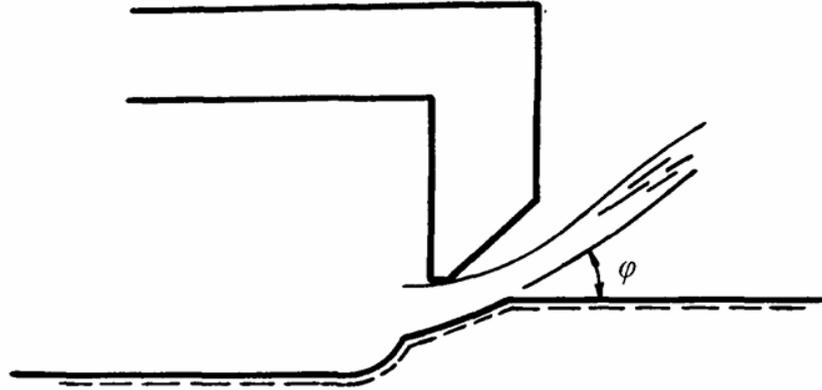


Figura 1.1.7 Perdita d'aria sotto la parete laterale del SES con elevato flusso d'aria, in sospensione statica sull'acqua.

Tenendo in conto che il pescaggio esterno delle pareti laterali  $t_0$  dipende dal flusso delle eliche di sollevamento, il pescaggio interno  $t_i$  dipende dalla pressione del cuscino  $p_c$ , le linee del flusso d'aria in uscita dalle gonnelle di prua e di poppa sono mostrate nella figura 1.1.8 e l'asse delle ordinate  $\eta$  ha origine nel punto B e punta verso l'alto, possiamo calcolare il flusso d'aria di un SES in sospensione statica su una superficie d'acqua utilizzando le seguenti ipotesi:

1. il flusso d'aria è non viscoso e incomprimibile;
2. la distribuzione della pressione statica per il flusso d'aria in uscita è una funzione lineare e vale  $p_\eta = p_c$  per  $\eta = 0$  e  $p_\eta = 0$  per  $\eta = \phi(z_b - t_i)$ ;
3. lo spazio d'aria effettivo è  $\phi(z_b - t_i)$ , dove:
  - $z_b$  è la distanza verticale tra la linea di base del veicolo e la punta inferiore della gonnella di prua;
  - $\phi$  è il coefficiente di contrazione del flusso d'aria che fuoriesce dalla gonnella di prua.

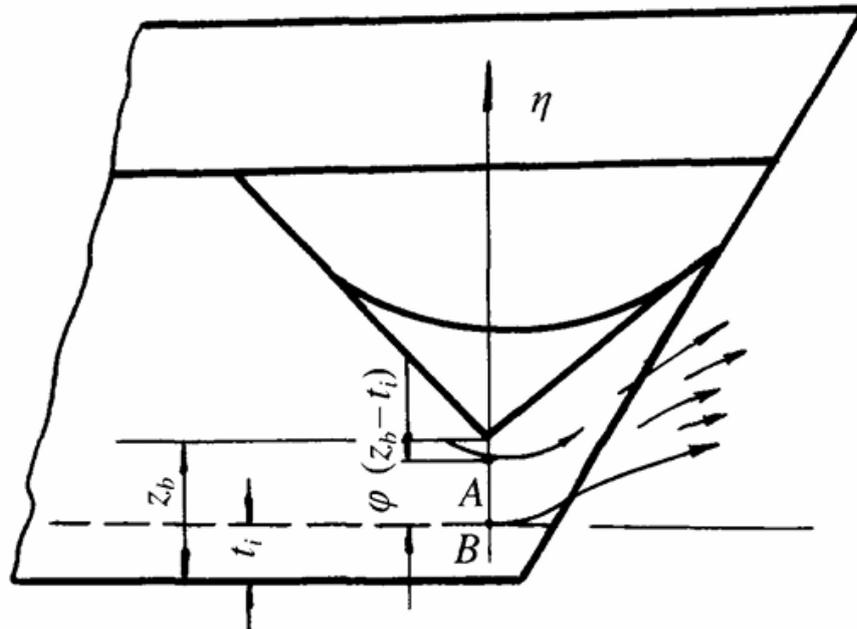


Figura 1.1.8 Perdita d'aria sotto la gonnella di prua del SES in sospensione statica sull'acqua.

In base a queste ipotesi, la pressione statica del flusso d'aria in uscita in un qualsiasi punto su  $\eta$  vale

$$p_\eta = p_c \left[ 1 - \frac{\eta}{\phi(z_b - t_i)} \right] \quad (1.22)$$

Applicando l'equazione di Bernoulli tra l'interno del cuscino e un qualsiasi punto dell'asse  $\eta$  otteniamo:

$$\frac{1}{2} \rho_a U_\eta^2 = p_c - p_\eta = p_c - p_c \left[ 1 - \frac{\eta}{\phi(z_b - t_i)} \right] = \frac{p_c \eta}{\phi(z_b - t_i)} \quad (1.23)$$

dove  $U_\eta$  è la velocità orizzontale del flusso d'aria disperso in un qualsiasi punto tra A e B e, risolvendo l'equazione (1.23), vale

$$U_\eta = \sqrt{\frac{2p_c \eta}{\rho_a \phi(z_b - t_i)}} \quad (1.24)$$

Possiamo pertanto calcolare la portata volumetrica:

$$Q_b = B_c \int_0^{\phi(z_b - t_i)} U_\eta d\eta = \frac{2}{3} B_c \phi (z_b - t_i) \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}} \quad (1.25)$$

### Curve caratteristiche degli ACV e dei SES

Le curve caratteristiche degli ACV e dei SES sono mostrate nella figura 1.1.9, dove:

- $H_j-Q$  rappresenta la curva caratteristica delle ventole di sollevamento,  $p_t-Q$  rappresenta la curva caratteristica del condotto dell'aria, cioè la curva caratteristica di una ventola a una data velocità di rotazione meno la perdita di pressione dovuta alla rugosità del condotto. Dato che  $p_t$  rappresenta la pressione della *bag* della gonnella,  $p_t-Q$  rappresenta anche la caratteristica della *bag*.
- $p-Q$  rappresenta la curva caratteristica del cuscino d'aria in condizione statica, cioè la relazione tra la portata volumetrica e la pressione della *bag* a varie altezze di stazionamento, che può essere ottenuta dall'equazione (1.25).

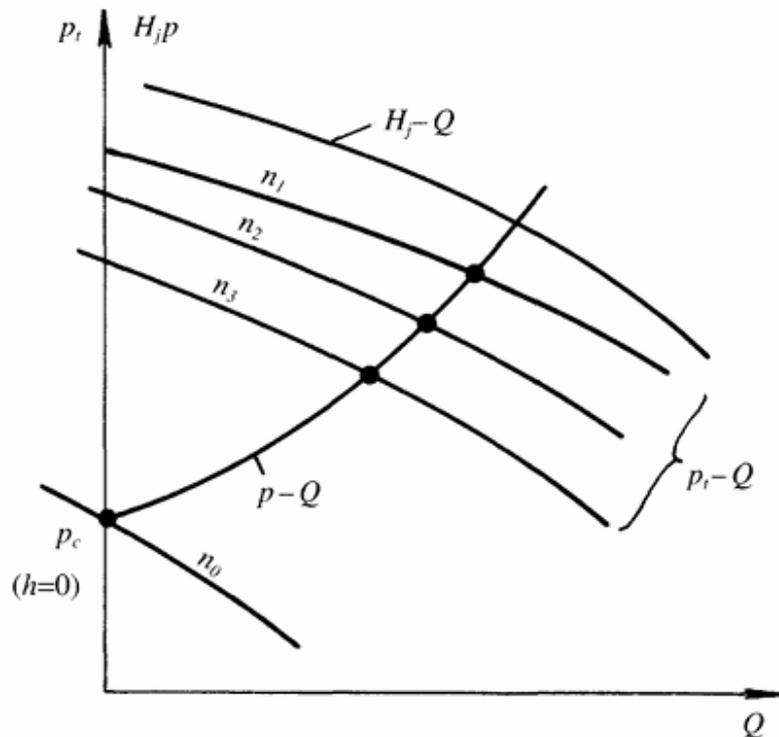


Figura 1.1.9 Curve caratteristiche del condotto dell'aria e del cuscino d'aria degli ACV e dei SES.

Il punto di intersezione delle due curve rappresenta l'altezza di sospensione del veicolo a un dato peso del veicolo (ovvero una determinata pressione del cuscino) e a una determinata velocità di rotazione della ventola. La velocità minima della ventola per mantenere il veicolo sollevato staticamente può essere definita: la condizione di portata nulla equivale alla situazione in cui il pescaggio interno delle pareti laterali  $t_i$  è uguale allo spazio d'aria a prua e a poppa.

Inoltre, facendo l'equilibrio delle forze, vale la seguente equazione

$$W = p_{c0}S_c + 2V_0\gamma \quad (1.26)$$

dove:

- $p_{c0}$  è la pressione del cuscino, ovvero la pressione totale del ventilatore alla velocità considerata e in assenza di portata d'aria;
- $S_c$  è l'area del cuscino, riferita all'immersione delle paratie laterali in condizione di portata nulla da prua e poppa;
- $V_0$  è il volume di liquido spostato da ognuna delle pareti laterali (si rimanda alla figura 1.1.6);
- $W$  è il peso del veicolo.

La condizione necessaria affinché un SES possa stare in sospensione statica è che l'aria del cuscino fuoriesca solo da sotto le gonnelle di prua e poppa, cioè non da sotto le pareti laterali, e quindi  $t_i > 0$ . L'esperienza suggerisce che  $t_i$  debba essere il 15-20% di  $t_0$ . Al di sotto del 15%, l'aria inizierà a fuoriuscire sotto le chiglie anche in condizioni di mare relativamente tranquille, limitando le prestazioni. I SES potrebbero anche necessitare di una profondità maggiore delle pareti laterali e di  $t_i$  a poppa per evitare la cavitazione delle eliche o l'ingresso d'aria dal cuscino nell'idrogetto. Si può risolvere questo problema allungando leggermente le chiglie.

### 1.1.3 Metodo del coefficiente di portata volumetrica

Al fine di migliorare la resistenza delle *bag* della gonnella riducendo le concentrazioni di tensione e quindi la tendenza a strapparsi per fatica durante il funzionamento, è

preferibile alimentare il cuscino d'aria con un grande numero di piccoli fori rispetto a un numero ridotto di grandi fori. Inoltre, in questo modo, le caratteristiche del cuscino d'aria di tali gonnelle sono più vicine a quelle rappresentate dalla teoria della camera di *plenum*. In questo modo sono anche migliorate le prestazioni di decollo e la capacità di superare ostacoli, quindi la portata d'aria per raggiungere la condizione di planata sull'acqua non è più un parametro così importante come lo era per i progettisti nelle prime fasi dello sviluppo degli ACV e dei SES. Per questa ragione, piuttosto che spendere tempo per derivare le espressioni matematiche per prevedere le prestazioni statiche del cuscino d'aria, le rappresenteremo il coefficiente di portata  $\bar{Q}$ :

$$Q = \bar{Q} S_c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}} \quad (1.27)$$

Valori tipici di  $\bar{Q}$  sono (Barratt et al., 1969)

$$\bar{Q} = 0.015 - 0.050 \quad \text{per gli ACV}$$

$$\bar{Q} = 0.005 - 0.010 \quad \text{per i SES}$$

Il valore richiesto di  $\bar{Q}$  dipende principalmente dai seguenti fattori prestazionali:

1. resistenza dell'imbarcazione alla velocità massima o alla velocità di crociera su acqua calma;
2. capacità di decollo;
3. *seaworthiness*;
4. stabilità longitudinale e trasversale dell'imbarcazione;
5. resistenza al *plough-in*.

Scegliendo un valore di  $Q$  all'interno dell'intervallo dato si otterrà una prestazione accettabile dell'imbarcazione. Dato che però questo intervallo è piuttosto ampio, pertanto è generalmente consigliabile iniziare con il valore più basso (adatto per operazioni su acque calme e imbarcazioni a velocità media) e successivamente valutare il flusso aggiuntivo richiesto per i punti da 2 a 5.

In alternativa, soprattutto per gli ACV, si considera spesso la distanza tra il bordo inferiore della gonnella e la superficie rigida su cui viene appoggiata l'imbarcazione come parametro per caratterizzare la sua capacità di sollevamento. Questo approccio è

meno preciso, ma comune tra i progettisti poiché molto facile da usare.

Per gli ACV più piccoli è invece comunemente usata la seguente relazione:

$$Q = V_c D_c h L \quad (1.28)$$

in cui:

- $V_c = \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}}$
- $D_c$  è il coefficiente di scarico dell'ugello e vale  $D_c = 0.53$  per un segmento della *segmented skirt* inclinato di  $45^\circ$ ;
- $L$  è la lunghezza del perimetro del cuscino alla quota di contatto con la superficie;
- $h$  è l'altezza efficace dello spazio libero d'aria, tipicamente pari a 0.125 volte la larghezza del segmento della gonnella.

#### 1.1.4 Il concetto di *wave pumping*

La portata volumetrica, calcolata tramite l'equazione (1.28), può soddisfare i requisiti solo per un veicolo in sospensione statica su acque calme. Le imbarcazioni, però, operano spesso in mare agitato, dove ci sono movimenti lungo l'asse verticale, che devono essere calcolati dai progettisti al fine di determinare la portata media richiesta. Introduciamo quindi il concetto di *wave pumping*, che riguarda l'atteggiamento estremo di stazionamento delle imbarcazioni nelle onde. Supponiamo che la portata in ingresso nel cuscino del veicolo che opera nelle onde rimanga costante, come abbiamo visto nella condizione di stazionamento statico. La portata d'aria in uscita dal cuscino, invece, varia a mano a mano che il volume occupato dall'onda che attraversa il catamarano cambia, come mostrato nella figura 1.1.10, facendo variare la pressione del cuscino. Il movimento causato dalla fluttuazione della pressione è chiamato movimento di *wave pumping*. Per semplificare il calcolo, assumiamo quanto segue:

- l'aria del cuscino è incomprimibile;
- le onde sono sinusoidali;
- lo spazio d'aria sotto alle gonnelle di prua e di poppa è costante, mentre l'imbarcazione opera in condizione di onde in prua;

- la cresta dell'onda non entrerà mai in contatto con il *wet deck* del catamarano;
- la linea di base delle pareti laterali coincide con la linea orizzontale della valle, cioè non c'è perdita d'aria sotto le pareti laterali.

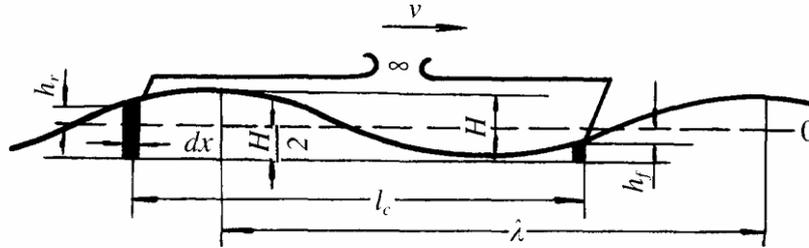


Figura 1.1.10 Assetto di un SES durante la navigazione in presenza di onde.

Due situazioni tipiche per il movimento di *wave pumping* di un catamarano sono mostrate nella tabella 1.1.2. Infatti, possiamo supporre che il SES possa operare in una delle tre modalità seguenti.

Tabella 1.1.2 Modalità operative del mezzo in relazione al moto di *wave-pumping*

Modalità operativa dovuta al <i>wave pumping</i>	Assetto di marcia	Cuscino sopra la cresta dell'onda	Cuscino sopra la valle dell'onda
Modalità 1	<i>platforming</i>	Aria espulsa dal cuscino	Il cuscino viene alimentato per riempire il vuoto
Modalità 2	Volume del cuscino costante	Il veicolo si solleva	Il veicolo si abbassa

**Prima modalità operativa: *platforming*** In questa modalità operativa, l'ACV o il SES non riesce a rispondere alle onde, solitamente corte e ripide, e quindi, quando i picchi d'onda attraversano il cuscino, la pressione al suo interno aumenta; quando invece passa una valle, lo spazio d'aria sotto le gonnelle si amplia e la portata in uscita cresce.

Il risultato è una rapida oscillazione della curva caratteristica della ventola e a bordo si percepiscono costanti vibrazioni. Se la potenza di sollevamento non viene aumentata, il *drag* delle gonnelle aumenta, la velocità si riduce e spesso si genera un assetto con la prua abbassata. In caso di acque poco profonde può manifestarsi una tendenza al *plough-in*. Se il mare è molto calmo si possono percepire leggere vibrazioni simili a quelle di un'auto che percorre un pavé: questo effetto viene detto *cobblestoning*.

**Seconda modalità operativa: volume del cuscino costante** Se la portata d'aria netta e il volume del cuscino sono mantenuti costanti, limitando al minimo la potenza di sollevamento, un'accelerazione verticale definita si eserciterà sul mezzo a causa del movimento di *wave pumping*.

**Terza modalità operativa: combinazione della prima e della seconda modalità** La pressione del cuscino, il volume del cuscino e l'altezza del *wet deck* rispetto alla superficie dell'acqua variano; questa è la modalità in cui operano gli ACV reali.

### Analisi del *platforming*

La prima modalità è il *platforming*, cioè la pressione del cuscino e la posizione verticale del *wet deck* rimangono costanti, quindi anche l'accelerazione verticale sarà costante. Questa rappresenta la condizione operativa ideale del catamarano ed è quella a cui ci si cerca di avvicinare regolando la potenza di sollevamento e la portata d'aria in ingresso. Questa condizione è anche quella che richiede il maggior volume d'aria, pertanto verrà effettuata un'analisi di questo caso. Quando l'imbarcazione si muove lungo l'asse  $x$  per una distanza  $dx$ , la variazione del volume d'acqua nel cuscino può essere espressa dalla variazione di volume d'acqua a prua e a poppa del catamarano, come illustrato nella figura 1.1.10.

$$dV = B_c \left[ \left( \frac{H}{2} + h_f \right) dx - \left( \frac{H}{2} + h_r \right) dx \right] \quad (1.29)$$

dove:

- $H$  è l'altezza dell'onda;
- $h_f$  e  $h_r$  sono rispettivamente l'ampiezza del beccheggio a prua e a poppa rispetto alla linea centrale delle onde;
- $B_c$  è la larghezza del cuscino.

Derivando l'equazione (1.29) rispetto al tempo si ottiene

$$\frac{dV}{dt} = B_c \left[ \left( \frac{H}{2} + h_f \right) - \left( \frac{H}{2} + h_r \right) \right] \frac{dx}{dt} \quad (1.30)$$

Semplificando e sapendo che  $\frac{dx}{dt} = v$ , dove  $v$  è la velocità relativa dell'imbarcazione rispetto alle onde, si giunge alla seguente equazione:

$$\frac{dV}{dt} = B_c(h_f - h_r)v \quad (1.31)$$

Avendo considerato nelle ipotesi il profilo dell'onda come sinusoidale, esso vale

$$h = \frac{H}{2} \sin \alpha$$

dove:

- $h$  è l'altezza dell'onda;
- $\alpha = \frac{2\pi x}{\lambda}$ ;
- $\lambda$  è la lunghezza d'onda.

Di conseguenza:

$$\alpha_f = \alpha_r + \frac{2\pi l_c}{\lambda}$$

dove  $l_c$  è la lunghezza del cuscino.

In base a queste considerazioni possiamo scrivere le seguenti equazioni:

$$h_r = \frac{H}{2} \sin \alpha_r \quad (1.32)$$

$$h_f = \frac{H}{2} \sin \alpha_f = \frac{H}{2} \sin \left( \alpha_r + \frac{2\pi l_c}{\lambda} \right) \quad (1.33)$$

Sostituendo nell'equazione (1.31) le equazioni (1.32) e (1.33) otteniamo

$$\frac{dV}{dt} = B_c \frac{H}{2} \left[ \sin \left( \alpha_r + \frac{2\pi l_c}{\lambda} \right) - \sin \alpha_r \right] v$$

Sviluppando e raccogliendo otteniamo

$$\frac{dV}{dt} = \frac{B_c H v}{2} \left[ \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1 \right) \sin \alpha_r - \sin \frac{2\pi l_c}{\lambda} \cos \alpha_r \right] \quad (1.34)$$

Per determinare la massima portata di *wave-pumping* si prende la derivata prima della funzione  $dV/dt$  rispetto ad  $\alpha$  e la si pone uguale a zero:

$$\frac{d}{d\alpha} \frac{dV}{dt} = \frac{B_c H v}{2} \left[ \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1 \right) \cos a_r - \sin \frac{2\pi l_c}{\lambda} \sin a_r \right] = 0$$

Dividendo entrambi i membri per  $\cos \alpha_r$  e riordinando si ottiene la seguente equazione:

$$\tan a_r = \frac{\cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1}{\sin \frac{2\pi l_c}{\lambda}} \quad (1.35)$$

Che equivale a

$$\cos \alpha_r = \frac{\sin \frac{2\pi l_c}{\lambda} \sin a_r}{\cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1} \quad (1.36)$$

Sostituendo l'equazione (1.36) nell'equazione (1.34) si ottiene

$$\frac{dV}{dt} \Big|_{\max} = \frac{B_c H v}{2} \left[ \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1 \right) \sin a_r - \left( \frac{\sin^2 \frac{2\pi l_c}{\lambda}}{\cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1} \right) \sin a_r \right]$$

Sapendo che per un generico angolo  $\alpha$  vale  $-\sin^2 \alpha = \cos^2 \alpha - 1$

$$\frac{dV}{dt} \Big|_{\max} = \frac{B_c H v}{2} \left[ \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1 \right) \sin a_r + \left( \frac{\cos^2 \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1}{\cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1} \right) \sin a_r \right]$$

Scomponendo in fattori la differenza di quadrati e semplificando il denominatore si ottiene

$$\frac{dV}{dt} \Big|_{\max} = \frac{B_c H v}{2} \left[ \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} - 1 \right) \sin a_r + \left( \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} + 1 \right) \sin a_r \right]$$

Semplificando:

$$\frac{dV}{dt} \Big|_{\max} = B_c H v \cos \frac{2\pi l_c}{\lambda} \sin a_r \quad (1.37)$$

## 1.2 Forze di resistenza idrodinamica in regime stazionario

Gli ACV e i SES subiscono forze di resistenza mentre si muovono sulla superficie dell'acqua. Le componenti più importanti della resistenza sono quelle dovute all'attrito dell'acqua con le parti immerse (*sidewalls*, gonnelle, eliche e timone) e quelle di *wave-making* del cuscino d'aria e dalle pareti laterali.

Inoltre, a velocità elevate, diventano importanti anche la resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria in ingresso nel cuscino e la resistenza aerodinamica del profilo dell'ACV o del SES.

### 1.2.1 Classificazione delle componenti della resistenza idrodinamica

Il metodo per calcolare le forze di resistenza su un ACV o un SES è simile a quello utilizzato per prevedere la resistenza di uno scafo in condizione di planata o di un idrovolante prima del decollo. Gli ACV e i SES generano anche *spray drag*, resistenza d'attrito della gonnella e resistenza inerziale della gonnella, oltre alle componenti di resistenza associate a una nave convenzionale. Per questo motivo, i calcoli della resistenza risultano più complessi rispetto a quelli per altre imbarcazioni.

Basandosi sui metodi di calcolo per prevedere la resistenza di uno scafo planante, gli ingegneri della MARIC hanno sviluppato una metodologia per la previsione della resistenza degli ACV e dei SES che può essere riassunta come segue:

1. Si ottengono la resistenza totale e alcune delle principali componenti della resistenza dai test di un modello in vasca e usando metodi pratici, come ad esempio la similitudine di Reynolds per ottenere risultati in galleria del vento utili a prevedere la resistenza aerodinamica di profilo.
2. La resistenza residua dei modelli può essere determinata sottraendo le principali componenti di resistenza, calcolate nel punto precedente, dalla resistenza totale misurata sul modello.

Secondo la similitudine di Froude, possiamo ricavare la resistenza residua delle navi a grandezza naturale a partire da quella dei modelli. Di conseguenza, la resistenza totale di una nave a grandezza naturale può essere ottenuta aggiungendo la resistenza residua della nave alle principali componenti di resistenza che possono essere determinate con i

calcoli.

In generale, la resistenza totale di un'imbarcazione può essere espressa come segue:

$$R_{acv} = R_w + R_a + R_m + R_{sk} + R_{\alpha''} \quad (1.38)$$

$$R_{ses} = R_w + R_a + R_m + R_{sk} + R_{swf} + R_{ap} + R_{mw} + R_{\alpha''} \quad (1.39)$$

dove:

- $R_{acv}$  è la resistenza totale di un ACV;
- $R_{ses}$  è la resistenza totale di un SES;
- $R_w$  è la resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria;
- $R_a$  è la resistenza aerodinamica del profilo;
- $R_m$  è la resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria;
- $R_{sk}$  è la resistenza dovuta al trascinamento della gonnella negli ACV e delle gonnelle di prua e poppa nei SES;
- $R_{swf}$  è la resistenza dovuta all'attrito delle pareti laterali;
- $R_{ap}$  è la resistenza delle appendici sommerse, come timone ed eliche;
- $R_{mw}$  è la resistenza idrodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto dell'acqua usata per raffreddare i motori;
- $R_{\alpha''}$  è la resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle.

La figura 1.2.1 mostra le varie componenti della resistenza del SES-100A costruito negli Stati Uniti. Le principali dimensioni e parametri del SES-100A sono:  $L/B = 2.16$ ,  $\frac{p_e}{L_c} = 19.5 \frac{kgf}{m^3}$ ,  $v_{max} = 76$  nodi.

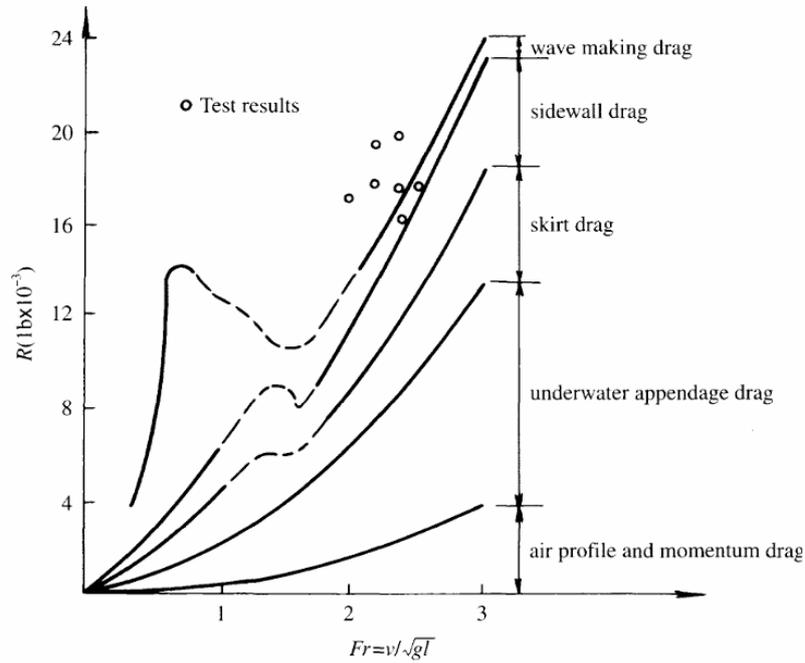


Figura 1.2.1 Resistenza del SES-100A in funzione del numero di Froude.

### 1.2.2 Resistenza di *wave-making* del cuscino ( $R_w$ )

Kolyzaev et al. (1980) ci offre la seguente equazione per stimare la resistenza di *wave-making*:

$$R_w = C_w \frac{4 p_c W}{\rho_w g l_c} \quad (1.40)$$

dove:

- $l_c$  è la lunghezza equivalente del cuscino, ossia  $l_c = \frac{S_c}{B_c}$ ;
- $S_c$  è l'area del cuscino;
- $B_c$  è la larghezza del cuscino;
- $C_w$  è il coefficiente della resistenza di *wave-making*;
- $p_c$  è la pressione nel cuscino;
- $W$  è il peso;
- $\rho_w$  è la densità dell'acqua;

- $g$  è l'accelerazione di gravità.

Nell'utilizzare questa formula è conveniente ricavare  $C_w$  dalla figura 1.2.2.

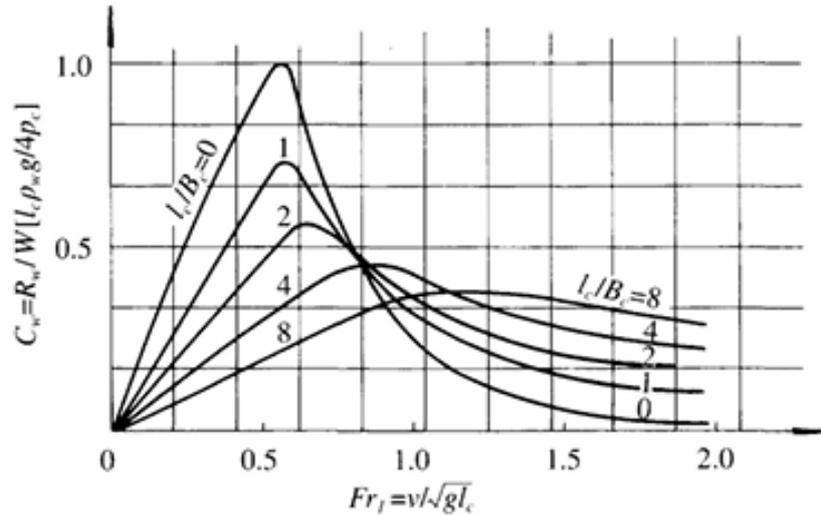


Figura 1.2.2 Coefficiente di resistenza dovuta alla generazione dell'onda  $C_w$  in funzione del numero di Froude  $Fr$ , per  $l_c/B_c$  costante.

### 1.2.3 Resistenza aerodinamica del profilo

La resistenza aerodinamica del profilo può essere scritta come

$$R_a = \frac{1}{2} C_a \rho_a S_a v^2 \quad (1.41)$$

dove:

- $R_a$  è la resistenza aerodinamica di profilo ( $N$ );
- $C_a$  è il coefficiente di resistenza aerodinamica di profilo;
- $S_a$  è l'area frontale proiettata della parte di scafo fuori dall'acqua ( $m^2$ ) e dipende profilo aerodinamico del mezzo e della gonnella. Il suo valore è generalmente ottenuto sperimentalmente con delle prove in galleria del vento. La tabella 1.2.1 fornisce una selezione di valori di  $C_a$  per vari modelli.

Per un nuovo mezzo,  $C_a$  può essere stimato in base alla geometria, utilizzando dati come quelli presentati da Hoerner (1965) e confrontando con dati noti come quelli nella tabella 1.2.1.

La resistenza aerodinamica degli ACV è generalmente una porzione significativa della resistenza totale a causa dell'elevata velocità di progetto del mezzo e della bassa resistenza all'acqua. Per esempio, a una velocità di 85 km/h, la resistenza aerodinamica dell'ACV 711-B costruito in Cina è il 30% della resistenza totale di questo mezzo. Pertanto, è molto importante progettare il di un mezzo ACV con cura. In generale, il  $C_a$  può essere considerato tra 0.4 e 0.6 per gli ACV e tra 0.5 e 0.7 per i SES.

Tabella 1.2.1 Coefficiente di resistenza aerodinamica di profilo  $C_a$  per vari modelli di veicoli

Numero	Nome del veicolo	Tipo di veicolo	$C_a$	Fonte dei dati
1	SR.N2	ACV	0.25	ADAO 22583
2	SR.N4	ACV	0.30	ADAO 22583
3	SR.N5	ACV	0.38	ADAO 22583
4	SKMR.1	ACV	0.398	AIAA 73-318
5	SK-5	ACV	0.28	AIAA 73-318
6	JEFF(B)	ACV	0.495	AIAA 73-318
7	<i>Voyageur</i>	ACV	0.75	AIAA 73-318
8	N500	ACV	0.30	AIAA 73-318
9	SES-100B	SES	0.32	ADAO 22583
10	Model 719	SES	0.63	Maric Report

#### 1.2.4 Resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto

Per compensare le perdite d'aria che fuoriescono da sotto la gonnella bisogna immettere nell'*air cushion* dell'aria in pressione. La massa d'aria in pressione contenuta nel cuscino verrà quindi accelerata alla velocità del mezzo. La resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto di questa massa d'aria è detta *aerodynamic momentum drag* e può essere calcolata come segue:

$$R_m = Q \rho_a v \quad (1.42)$$

dove:

- $R_m$  rappresenta la resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto ( $N$ );
- $Q$  è la portata d'aria in ingresso nel cuscino ( $m^3/s$ );
- $\rho_a$  indica la densità dell'aria ( $kg/m^3$ );
- $v$  è la velocità del mezzo ( $m/s$ ).

La portata d'aria in ingresso viene generalmente calcolata tenendo conto anche della portata per i sistemi di raffreddamento dei motori.

### 1.2.5 Resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle di prua e di poppa

Secondo la teoria della quantità di moto, questa resistenza può essere scritta come segue:

$$R_{\alpha''} = \rho_a(\phi_1 h_1 B_c P^2 - \phi_2 h_2 B_c P^2) \approx W \alpha'' \quad (1.43)$$

dove:

- $R_{\alpha''}$  è la resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle di prua e di poppa;
- $\phi$  è il coefficiente di perdita d'aria e vale 0.5-0.6;
- $h_1$  è lo spazio libero d'aria di prua, ovvero la distanza verticale tra l'estremità inferiore della gonnella di prua e la corrispondente linea di galleggiamento interna;
- $h_2$  è lo spazio libero d'aria di poppa;
- $\alpha''$  è l'angolo tra la linea di galleggiamento interna e la linea che collega le estremità inferiori delle gonnelle di prua e di poppa ( $^\circ$ );
- $P = \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}}$ ;
- $p_c$  è la pressione dell'aria nel cuscino ( $N/m^2$ ).

Facendo riferimento alla figura 1.2.3, possiamo riscrivere l'equazione (1.43) approssimando  $\alpha$  con la sua tangente:

$$R_{\alpha''} = \frac{W}{l_c} [(z_b - t_{bi}) - (z_s - t_{si})] \quad (1.44)$$

dove:

- $z_b$  e  $z_s$  sono rispettivamente le distanze verticali tra le estremità inferiori delle gonnelle di prua (*bow*) e di poppa (*stern*) e la linea di base del mezzo ( $m$ );
- $t_{bi}$  e  $t_{si}$  sono rispettivamente le distanze verticali tra le linee di galleggiamento interne di prua e di poppa e la linea di base ( $m$ ).

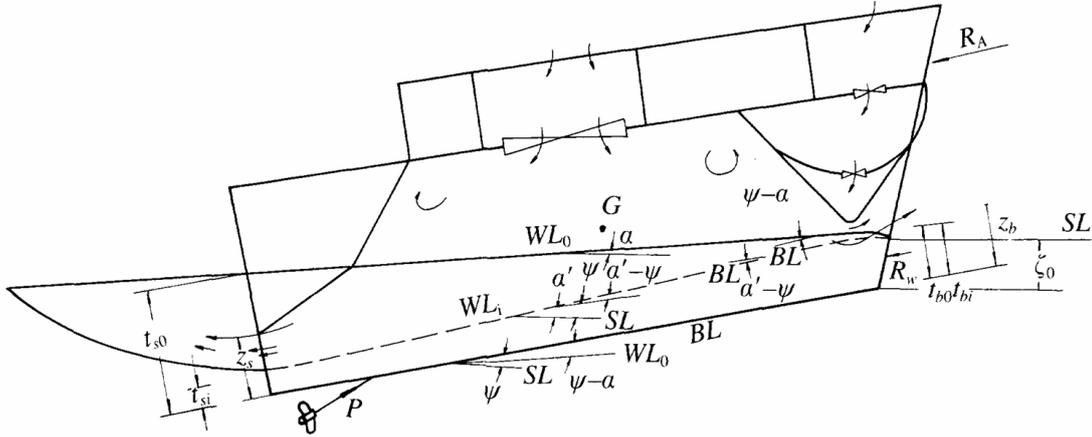


Figura 1.2.3 Schema dell'assetto di marcia di un SES in navigazione su acque calme.

$R_{\alpha''}$  è dipende dal rapporto tra la lunghezza e la larghezza del cuscino, dal numero di Froude, dal rapporto tra la pressione e la lunghezza del cuscino, dalla posizione del centro di gravità (CG), da  $z_b$  e da  $z_s$ .

Per rendere  $R_{\alpha''} < 0$ , o comunque cercare di ridurla aumentando la spinta posteriore, si può cercare di massimizzare lo spazio libero di poppa. Pertanto, spesso si prende  $\alpha'' = 0.25 - 0.5^\circ$  negli ACV, e si trascura questo termine di resistenza nei SES. Questo è stato verificato con dei test sui prototipi, nei quali un grande spruzzo dietro alla gonnella di poppa ha dato anche una conferma visibile della grande spinta posteriore.

Possiamo dimostrare questo concetto facendo riferimento alla figura 1.2.4, dove:

- AB è la linea che collega l'estremità inferiore delle gonnelle;

- $\psi'$  l'angolo tra la linea del livello del mare (SL) e AB;
- $\alpha'$  è l'angolo di inclinazione della superficie dell'onda;
- $R_w$  la resistenza di *wave-making*.

Si noti che  $\psi'$  non coincide con l'angolo di assetto del mezzo, tranne nel caso in cui la linea AB sia parallela alla linea di base del mezzo. Basandoci sui due casi della figura 1.2.4 possiamo affermare quanto segue:

- Quando  $\psi' > 0$ , cioè il mezzo opera con la prua alzata, allora

$$R_{\alpha''} = W \tan \psi' - R_w \quad (1.45)$$

Se la linea AB è parallela alla linea di base del mezzo, allora la resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria che fuoriesce dalle gonnelle  $R_{\alpha''}$  è uguale alla resistenza di assetto (*trim drag*) meno la resistenza di *wave-making*.

- Quando  $\psi' < 0$ , cioè il mezzo opera con la prua abbassata, allora

$$R_{\alpha''} = -W \tan \psi' - R_w < 0 \quad (1.46)$$

il che significa che  $R_{\alpha''}$  non si oppone al moto e produce una spinta netta di  $W \tan \psi'$ .

### 1.2.6 Resistenza delle gonnelle

La resistenza totale delle gonnelle può essere scritta come:

$$R_{sk} = R_{sf} + R_{sp} + R_{ss} + R_{si} \quad (1.47)$$

dove:

- $R_{sk}$  è la resistenza totale delle gonnelle ( $N$ );
- $R_{sf}$  è la resistenza dovuta all'attrito con l'acqua ( $N$ );
- $R_{sp}$  è la resistenza di pressione delle gonnelle ( $N$ );
- $R_{ss}$  è la resistenza di spruzzo delle gonnelle ( $N$ );

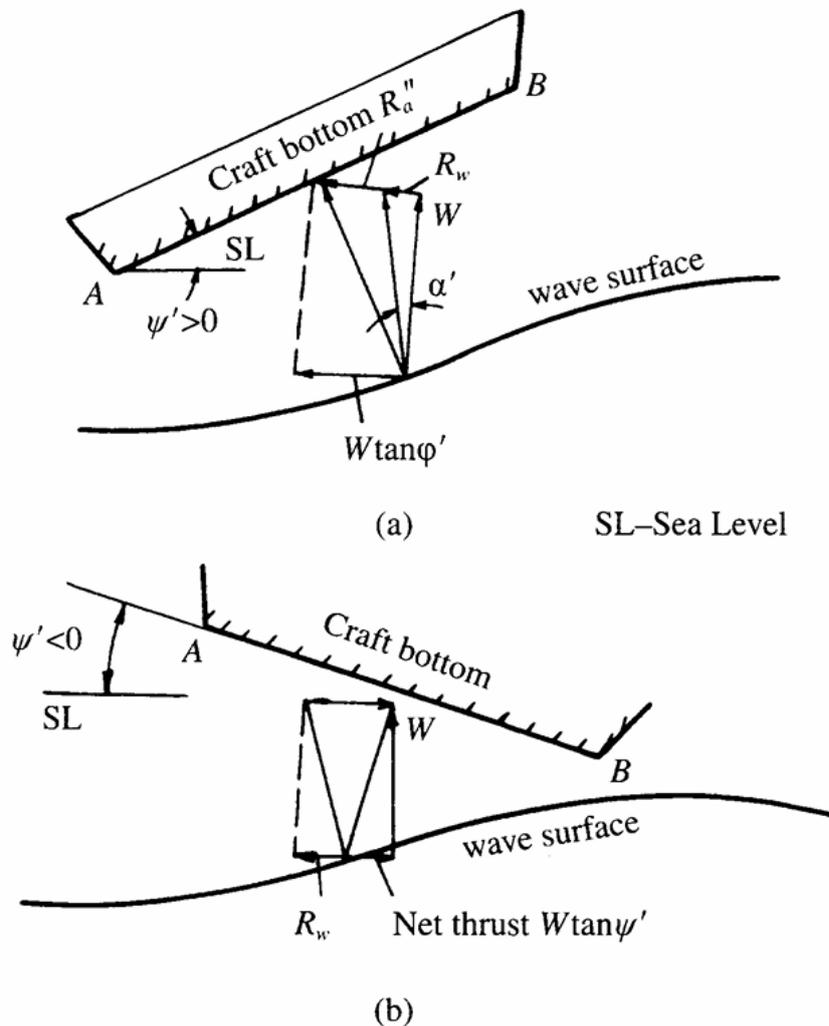


Figura 1.2.4 Resistenza di *wave-making* del cuscino e resistenza dovuta alla differenza di quantità di moto dell'aria che fuoriesce dalla prua e dalla poppa del cuscino.

- $R_{si}$  è la resistenza di inerzia delle gonnelle ( $N$ ).

In particolare:

- $R_{sp}$  è dovuta alla pressione del cuscino e alle tensioni presenti nella parte deformata della gonnella fuori dall'acqua che bilanciano localmente la pressione dell'acqua agente sulla parte immersa.
- $R_{si}$  è la resistenza di *wave-making* indotta dalla vibrazione ad alta frequenza della gonnella, è relativa alla massa della gonnella e pertanto si chiama resistenza di inerzia.

La resistenza delle gonnelle non dipende solo dalla loro profondità di immersione e dalla formazione di spruzzi, ma anche dalla densità del materiale con cui sono fatte. Pertanto, è molto difficile prevedere questa resistenza tramite calcoli teorici: può essere stimata con precisione solo da metodi sperimentali su vasta scala o sulla base dei risultati delle prove fatte sui modelli.

### **Resistenza totale delle gonnelle ( $R_{sk}$ )**

In un ACV l'attrito della gonnella con la superficie dell'acqua rappresenta una componente significativa della resistenza totale a causa dell'elevata densità dell'acqua, circa 800 volte superiore a quella dell'aria.

La maggior parte delle gonnelle entra solo leggermente in contatto con l'acqua, ma a poppa le gonnelle segmentate possono causare un notevole *scooping drag* a basse velocità, in particolare al di sotto della *hump speed*, ovvero per  $Fr < 0.75$ . Al di sopra della *hump speed*, la gonnella di poppa è quella che provoca più resistenza, per questo si cerca di sollevarla leggermente. Un assetto errato può aumentare drasticamente la resistenza delle gonnelle, infatti, quando essa viene su un modello in vasca (dove vale circa il 35% della resistenza totale) avrà un valore inferiore rispetto a quello riscontrato durante la navigazione (dove, in condizioni di assetto sfavorevole, arriva al 55% della resistenza totale).

### **Resistenza dovuta all'attrito con l'acqua ( $R_{sf}$ )**

Analizzeremo le forze che agiscono sulla gonnella di prua di tipo *bag and finger* assumendo il suo tessuto perfettamente flessibile (Plackett and Wade, 1978). Ciò significa che la gonnella si appiattirà nella zona dove entrerà in contatto con la superficie dell'acqua. Dalla figura 1.2.5, che rappresenta questo fenomeno, possiamo ricavare la seguente relazione:

$$l_1 + l_2 = \frac{d + R(1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \quad (1.48)$$

dove:

- $l_1$  è la lunghezza dell'arco della parte della gonnella in contatto con la superficie dell'acqua ( $m$ );
- $l_2$  è la lunghezza della parte della gonnella che si appiattisce ( $m$ );

- $R$  è il raggio di curvatura della parte deflessa della gonnella ( $m$ );
- $d$  è la profondità di immersione della gonnella ( $m$ );
- $\theta$  è l'angolo di inclinazione della gonnella ( $^\circ$ ).

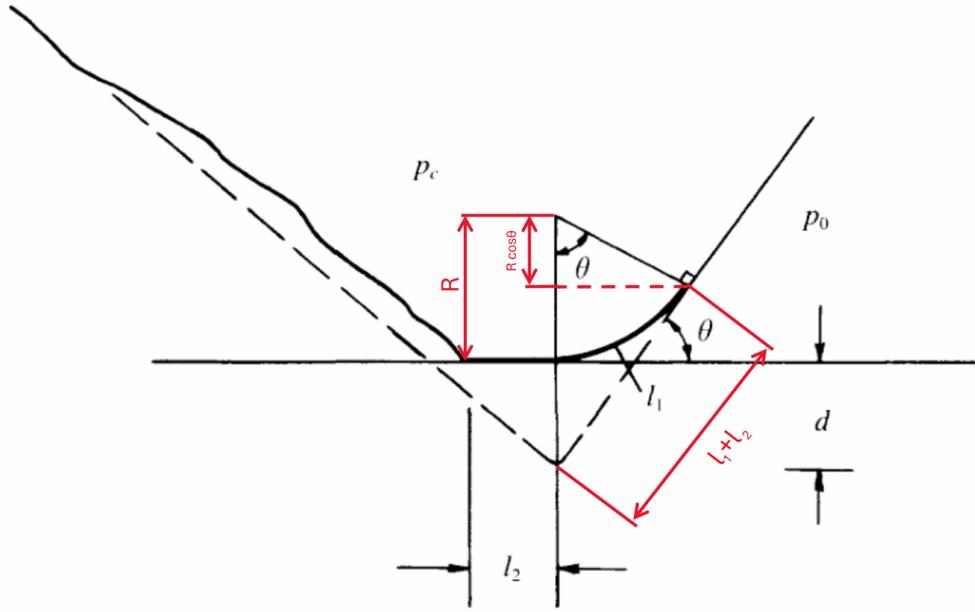


Figura 1.2.5 Deflessione delle gonnelle flessibili a contatto con la superficie dell'acqua.

L'attrito dell'acqua si bilancia con la tensione nel tessuto della gonnella, che, confrontando il raggio con la lunghezza dell'arco, può essere espressa come

$$D = (p_c - p_0)R = p_c R = R_{sf} \quad (1.49)$$

dove:

- $D$  è la tensione nel tessuto della gonnella per unità di larghezza ( $N/m$ );
- $p_c$  è la pressione del cuscino ( $N/m^2$ );
- $p_0$  è la pressione atmosferica e vale zero perché stiamo lavorando con le pressioni relative;
- $R_{sf}$  è la forza di attrito idrodinamico della gonnella per unità di larghezza ( $N/m$ ).

Dato che il numero di Reynolds  $Re$  è elevato per la gonnella, questa può essere considerata come una superficie a elevata rugosità; pertanto vale la seguente formula (Hoerner, 1965):

$$R_{sf} = 0.032 \left( \frac{k}{p_z} \right)^{0.2} p_z q_w \quad (1.50)$$

dove:

- $k$  è la rugosità equivalente;
- $q_w = 0.5 \rho_w v^2$  è la pressione idrodinamica ( $N/m^2$ ).

Riscrivendo l'equazione (1.48):

$$l_2 = \frac{d}{\sin \theta} + R \left( \frac{1 - \cos \theta}{\sin \theta} \right) - l_1$$

Sapendo che  $l_1 = R \theta$  nel caso in cui  $\theta$  sia in radianti e applicando l'equazione (1.49) otteniamo

$$l_2 = \frac{d}{\sin \theta} + \frac{R_{sf}}{p_c} \left( \frac{1 - \cos \theta}{\sin \theta} - \frac{\theta}{57.30} \right) \quad (1.51)$$

dove  $57.30 = \frac{360}{2\pi}$  è il coefficiente per passare da radianti a gradi, da utilizzare nella formula nel caso in cui  $\theta$  sia in gradi (come l'abbiamo definito in precedenza).

Riassumendo, per calcolare  $R_{sf}$  e  $l_2$  possiamo usare rispettivamente le equazioni (1.50) e (1.51). Per calcolare la superficie bagnata della gonnella possiamo assumere che  $d$  sia uguale a  $l_2$ , anche se ciò crea delle leggere imprecisioni nei calcoli.

La determinazione del coefficiente d'attrito della gonnella di poppa è molto complicata perché quest'ultima ha una profondità di immersione molto piccola e ciò comporta una grande quantità di spruzzi.

**Resistenza di pressione delle gonnelle ( $R_{sp}$ )**

La resistenza di pressione delle gonnelle rappresenta la loro tendenza ad opporsi alla formazione del cuscino e vale

$$R_{sp} = (p_c - p_0)d = p_c d \quad (1.52)$$

dove  $d$  è l'area delle gonnelle ed equivale al loro perimetro per la loro altezza. Nella progettazione del cuscino d'aria per SWAMP non terremo in conto di questa resistenza in quanto essa è trascurabile per piccole imbarcazioni.

**Formule empiriche per il calcolo della resistenza totale delle gonnelle ( $R_{sk}$ )**

La resistenza totale delle gonnelle è una funzione con diverse variabili:

$$R_{sk} = f \left( Re_j, \Pi_Q, \frac{d}{p_c}, We, Fr_j, \dots \right) \quad (1.53)$$

dove:

- $Re_j$  è il numero di Reynolds del getto d'aria;
- $\Pi_Q$  è il parametro di portata, da cui dipende lo spruzzo;
- $We = \frac{\rho_w v_j^2 t}{\sigma_t}$  è il numero di Weber, numero adimensionale che mette in relazione la forza d'inerzia e la forza di tensione superficiale e dal quale dipende l'inizio dello spruzzo;
- $v_j$  è la velocità del getto in uscita dal cuscino a poppa;
- $t$  lo spessore di tale getto;
- $\sigma_t$  la tensione superficiale dell'acqua.

Come abbiamo visto, le varie componenti della resistenza della gonnella sono difficili da calcolare. Per questa ragione, la resistenza totale può essere stimata anche attraverso delle formule empiriche (Plackett and Wade, 1978) (Chaplin, 1974):

$$R_{sk} = R_{sk1} + R_{sk2} \quad (1.54)$$

$$R_{sk1} = C_{sk1} \cdot 10^{-6} \left( \frac{h}{l_j} \right)^{-0.34} l_j \sqrt{S_c} q_w \quad (1.55)$$

$$R_{sk2} = C_{sk2} R_w \quad (1.56)$$

$$C_{sk2} = 2.8167 \left( \frac{p_c}{l_c} \right)^{-0.259} - 1 \quad (1.57)$$

dove:

- $R_{sk}$  è la resistenza totale delle gonnelle;
- $R_{sk1}$  è la resistenza di attrito delle gonnelle;
- $R_{sk2}$  è la resistenza di *wave-making* delle gonnelle;
- $h$  è l'altezza media dello spazio libero sotto alle gonnelle e vale  $h = S_j/l_j$  quando l'imbarcazione è in sospensione statica;
- $S_j$  è l'area dello spazio libero sotto alle gonnelle;
- $l_j$  è la lunghezza periferica totale delle gonnelle;
- $R_w$  è la resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria;
- $S_c$  è l'area del cuscino d'aria;
- $q_w = \frac{1}{2} \rho_w V^2$  è la pressione idrodinamica;
- $C_{sk1}$  è il coefficiente di resistenza idrodinamica;
- $C_{sk} = 2.5 - 3.5$  o  $C_{sk} = 1.35 + 0.112 \frac{p_c}{l_c}$  ;
- $C_{sk2}$  è il coefficiente di *wave-making* della gonnella e può essere calcolato con l'equazione (1.57) o ricavato graficamente dalla figura 1.2.6.

Dividendo l'equazione (1.55) per il peso dell'imbarcazione ( $W = p_c S_c$ ) si ottiene

$$\frac{R_{sk1}}{W} = C_{sk1} \cdot 10^{-6} \left( \frac{h}{l_j} \right)^{-0.34} \frac{l_j}{p_c} \cdot \frac{q_w}{\sqrt{S_c}} \quad (1.58)$$

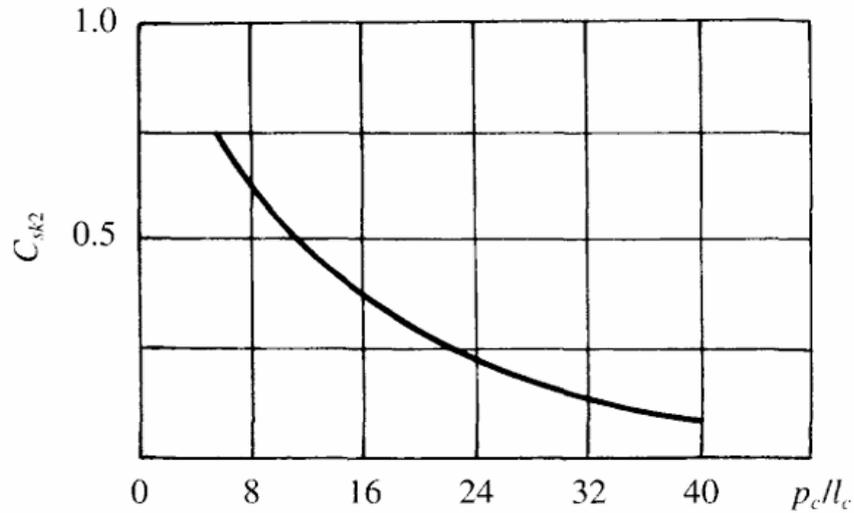


Figura 1.2.6 Variazione del coefficiente della resistenza di *wave-making* della gonnella  $C_{sk2}$  con il rapporto  $p_c/l_c$ .

### Resistenza delle gonnelle di prua e di poppa in un SES ( $R_{sb}$ ed $R_{ss}$ )

Per il calcolo della resistenza delle gonnelle di prua e di poppa utilizzeremo i metodi empirici che seguono.

**Metodo MARIC** Presso la MARIC (Hua et al., 1989) è stata condotta un'analisi statistica su una serie di prove su modelli. La resistenza delle gonnelle di prua e di poppa, la resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle e la resistenza delle pareti laterali, sono state tutte raggruppate in un singolo termine chiamato resistenza residua ed elaborate mediante un'analisi di regressione, ottenendo la seguente equazione:

$$R_r = C'_r B_c h_c q_w \quad (1.59)$$

dove:

- $R_r$  è la resistenza residua di un SES ( $N$ );
- $C'_r$  è il coefficiente di resistenza residua;
- $h_c$  è l'abbassamento della superficie dell'acqua causato dalla pressione del cuscino d'aria.

Inoltre, affinché l'equazione (1.59) sia valida, devono essere verificate le seguenti condizioni:

- $\frac{l_c}{B_c} = 3.5 - 4.0$
- $\frac{v_c}{l_c} = 15 - 18.5 \frac{kgf}{m^3}$
- $0.7 < Fr_l < 1.2$

$C'_r$  può essere ottenuto dalla figura 1.2.7, prendendone un valore intermedio.

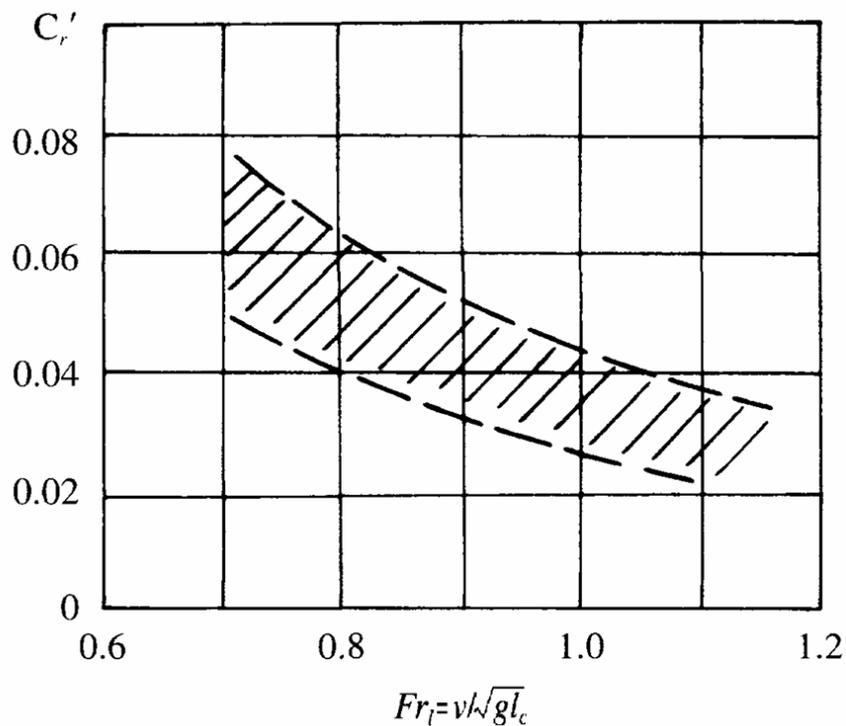


Figura 1.2.7 Coefficiente di resistenza delle gonnelle di prua e di poppa in funzione del numero di Froude.

Il valore minore di  $C'_r$  si riferisce al miglior assetto di navigazione del mezzo e alle gonnelle con le prestazioni più elevate, cioè aventi il flusso d'aria in uscita a poppa significativamente maggiore di quello a prua. Il suo valore maggiore, invece, si riferisce alle gonnelle con prestazioni peggiori e a un assetto di navigazione con la prua sollevata.

**Metodo di Rinichi Murao** Murao (1979) ha condotto una serie di esperimenti su un SES con pareti laterali sottili (e quindi aventi resistenza di forma trascurabile),

$l_c/B_c \approx 2$  e di cui era nota la resistenza aerodinamica. La resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto aerodinamica e la resistenza di *wave-making* erano state dedotte da un'analisi del profilo dell'onda. Queste componenti sono state quindi sottratte dalla resistenza totale del modello per ottenere la resistenza residua. Dato che possiamo trascurare la resistenza di forma delle pareti laterali, la resistenza residua può essere approssimata direttamente alla resistenza delle gonnelle di prua e di poppa:

$$R_{sk} \approx R_r = C_{sk} B_c h_c q_w \quad (1.60)$$

dove:

- $R_{sk}$  è la resistenza delle gonnelle di prua e di poppa di un SES;
- $C_{sk}$  è il coefficiente di tale resistenza, come mostrato nella figura 1.2.8;
- $q_w$  è la pressione idrodinamica del mezzo in movimento.

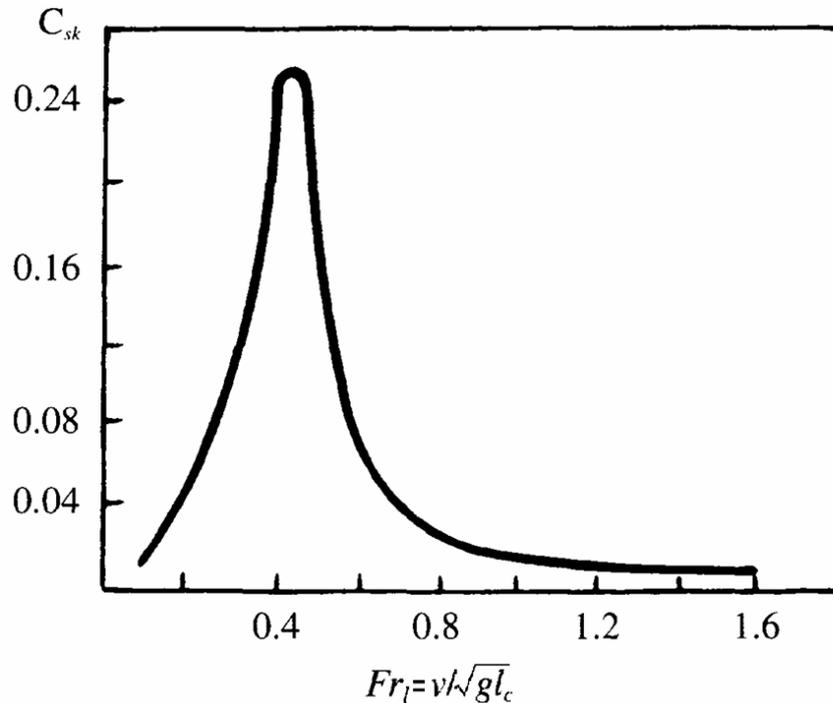


Figura 1.2.8 Coefficiente di resistenza delle gonnelle di prua e di poppa in funzione di  $Fr$  in condizione di angolo di assetto ottimale.

**Metodo di B. A. Kolyzaev** Secondo gli studi del capitano sovietico (Kolyzaev et al., 1980) la resistenza delle gonnelle può essere calcolata come segue:

$$R_{sk} = (a + b Fr_d) B_c p_c v \quad (1.61)$$

dove:

- $Fr_d = \frac{v}{\sqrt{gD^{\frac{1}{3}}}}$  è il numero di Froude dello spostamento volumetrico;
- $D$  è lo spostamento volumetrico del mezzo ( $m^3$ );
- $v$  la velocità ( $m/s$ );
- $a$  e  $b$  sono coefficienti sperimentali e dipendono dal materiale e dalle prestazioni aerodinamiche delle gonnelle di prua e poppa. Valori indicativi di  $a$  e  $b$  sono rispettivamente  $0.00225 \leq a \leq 0.021$  e  $0.0015 \leq b \leq 0.0087$ .

### 1.2.7 Resistenza di attrito con l'acqua delle pareti laterali

La resistenza d'attrito può arrivare a essere il 40% della resistenza totale e deve pertanto essere calcolata con attenzione. Essa vale

$$R_{swf} = (C_f + \Delta C_f) S_f q_w \quad (1.62)$$

dove:

- $R_{swf}$  è la resistenza di attrito con l'acqua delle pareti laterali ( $N$ );
- $C_f = \frac{0.455}{(l_s Re)^{2.58}}$  è il coefficiente di attrito della piastra;
- $\Delta C_f$  è il coefficiente aggiuntivo legato alla rugosità delle pareti laterali, compreso tra 0.3 e  $0.4 \cdot 10^{-3}$ ;
- $Re = \frac{l_s v}{\nu}$  è il numero di Reynolds;
- $l_s$  è la lunghezza bagnata delle pareti laterali ( $m$ );
- $v$  è la velocità dell'imbarcazione ( $m/s$ );
- $\nu$  è la viscosità cinematica del fluido ( $m^2/s$ );

- $S_f$  è la superficie bagnata dell'imbarcazione in condizioni di navigazione sul cuscino ( $m^2$ ).

La principale difficoltà è determinare con precisione la superficie bagnata delle pareti laterali: essa dipende dal tipo di imbarcazione, dal moto ondoso generato dal cuscino d'aria, dalle pareti laterali e dalla loro interferenza reciproca, dalle caratteristiche del sistema di sollevamento, dallo spazio d'aria sotto alle gonnelle e da altri fattori. La coesistenza di tutte queste variabili rende molto difficile l'utilizzo del metodo teorico esistente per calcolare la superficie bagnata. Per questo motivo, useremo uno dei metodi pratici descritti nei prossimi paragrafi.

È importante notare che, al fine di evitare errori, le espressioni che vedremo devono essere utilizzate insieme alle altre usate dagli autori per prevedere gli altri componenti di resistenza.

### **Metodo MARIC**

Il metodo ideato dalla MARIC (Lee, 1987), così come gli altri metodi pratici, si basa su misure fotografiche. Le figure 1.2.9(a) e 1.2.9(b) mostrano la superficie dello scafo di un SES in movimento rispettivamente al di sotto ( $Fr = 0.239$ ) e al di sopra ( $Fr = 2.15$ ) della velocità di *hump*. Con il metodo fotografico si può ottenere la curva che mostra la relazione tra la superficie bagnata delle pareti laterali interne ed esterne e il numero di Froude  $Fr$ .

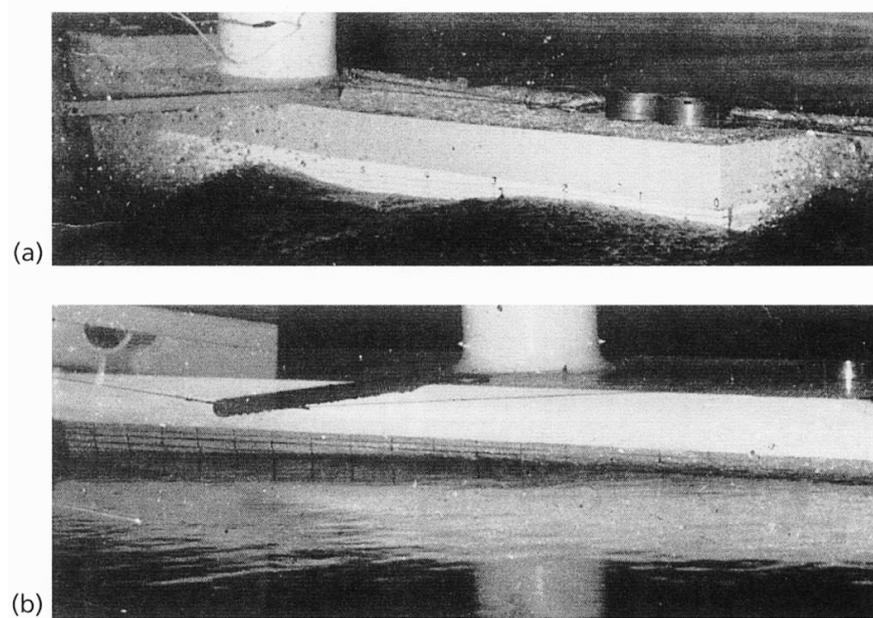


Figura 1.2.9 Assetto di un SES in navigazione sul cuscino: (a)  $Fr = 0.239$  (durante il decollo); (b)  $Fr = 2.15$  (dopo il decollo).

La superficie bagnata delle pareti laterali in condizioni di normale funzionamento può essere scritta come:

$$S_f = K_{in}S_{in0} + K_{out}S_{out0} \quad (1.63)$$

dove:

- $S_{in0}$  ed  $S_{out0}$  sono le larghezze medie bagnate interna ed esterna delle pareti laterali dell'imbarcazione in condizione di sospensione statica (come si può vedere nella figura 1.2.10);
- $S_{in}$  ed  $S_{out}$  sono le superfici bagnate interna ed esterna delle pareti laterali in condizione di normale funzionamento sul cuscino;
- $K_{in} = \frac{S_{in}}{S_{in0}}$  e  $K_{out} = \frac{S_{out}}{S_{out0}}$  sono i coefficienti correttivi delle superfici bagnate interna ed esterna delle pareti laterali, e possono essere determinati tramite fotografie o risultati sperimentali ottenuti da imbarcazioni simili.

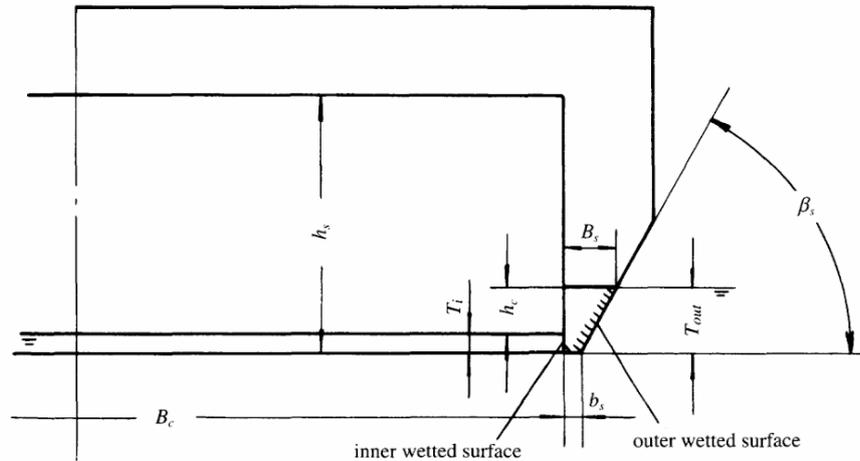


Figura 1.2.10 Schema della superficie bagnata di un SES.

Dato che la superficie bagnata interna è minore rispetto a quella esterna e molto difficile da fotografare, l'area totale della superficie bagnata può essere stimata come segue:

$$S_f = S_{in0} + S_{out0} K_{out} \quad (1.64)$$

dove  $K_{out}$  può essere ricavato dalla figura 1.2.11, ottenuta tramite analisi statistica delle fotografie del modello 4 della MARIC. Nella curva possiamo notare due avvallamenti:

1. il primo è dovuto alla velocità di *hump*, che causa una notevole fuoriuscita d'aria;
2. il secondo è causato dal ridotto angolo di assetto a velocità più elevate.

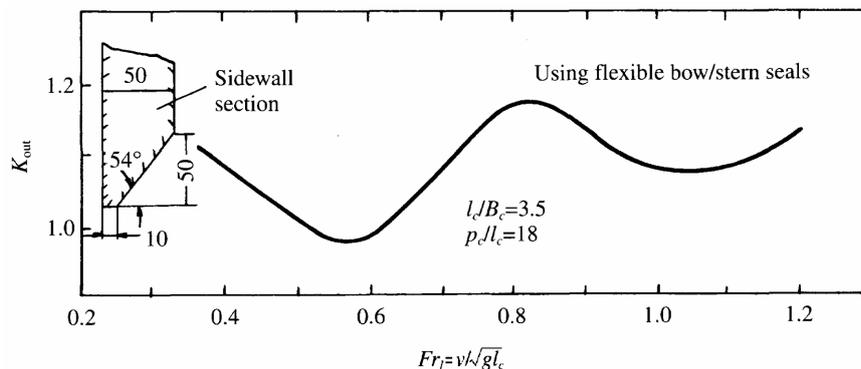


Figura 1.2.11 Coefficiente correttivo della superficie bagnata esterna in funzione del numero di Froude.

**Metodo di Rinichi Murao**

Gli studi effettuati su un SES con pareti laterali sottili e  $l_c/B_c \approx 2$  hanno anche espresso la misurazione delle superfici bagnate interna ed esterna come segue (Murao, 1979):

$$S_f = S_{fx} + (S_{f0} - S_{f\infty})e^{-Fr} + 4h_c l_s f_s \quad (1.65)$$

dove, facendo anche riferimento alla figura 1.2.12,

- $S_f$  è l'area della superficie bagnata delle pareti laterali ( $m^2$ );
- $S_{f\infty}$  è l'area della superficie bagnata delle pareti laterali ad alta velocità ( $m^2$ );
- $S_{f0}$  è l'area della superficie bagnata delle pareti laterali in sospensione statica ( $m^2$ );
- $l_s$  è la lunghezza delle pareti laterali ( $m$ );
- $h_c$  è l'abbassamento del livello dell'acqua all'interno del cuscino in sospensione statica ( $m$ );
- $f_s$  è il coefficiente correttivo dell'area bagnata e può essere ricavato dalla figura 1.2.13, ottenuta mettendo insieme i risultati dei test su modello.

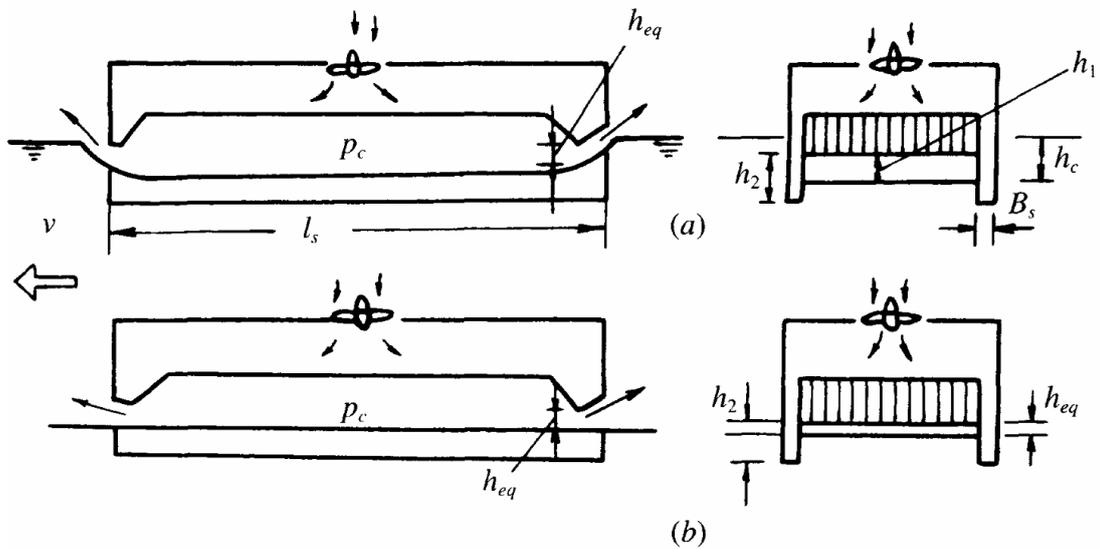


Figura 1.2.12 Schema di un SES in funzionamento a  $Fr = 0$  nel caso (a) e  $Fr = \infty$  nel caso (b).

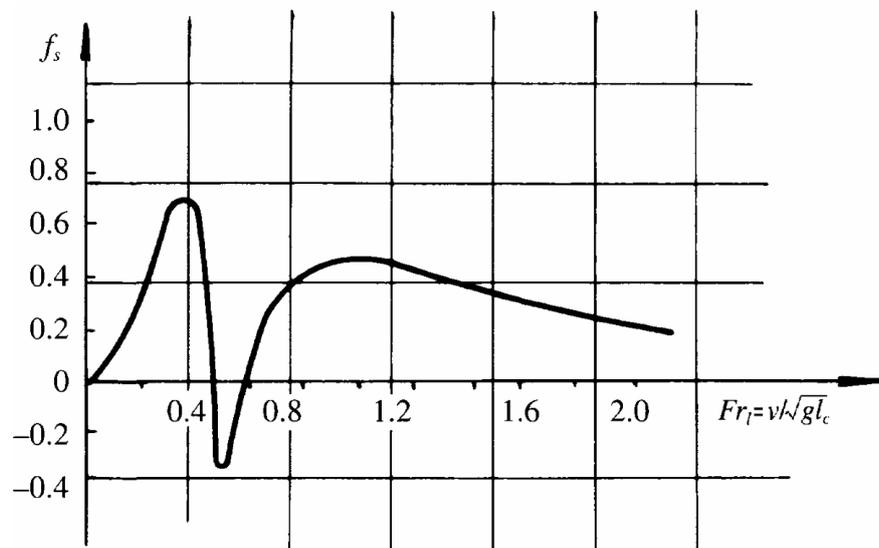


Figura 1.2.13 Coefficiente correttivo dell'area bagnata delle pareti laterali di un SES in funzione del numero di Froude.

Nel caso di velocità molto elevate (superiori al doppio della velocità di *hump*), la superficie bagnata è quasi piatta sia all'interno che all'esterno ed è anche uguale. Con riferimento alla sezione trasversale rettangolare delle pareti laterali l'area bagnata può essere scritta come:

$$S_{f\infty} = [4(h_2 - h_{eq}) + 2B_s]l_s \quad (1.66)$$

$$S_{f0} = [4(h_2 - h_1) + 2h_c + 2B_s]l_s = (4T_i + 2h_c + 2B_s)l_s \quad (1.67)$$

dove:

- $B_s$  è la larghezza delle pareti laterali con sezione trasversale rettangolare ( $m$ );
- $h_2$  è la distanza verticale tra la punta inferiore delle gonnelle e la linea base dell'imbarcazione ( $m$ );
- $T_i$  è il pescaggio interno delle pareti laterali in condizione di sospensione statica ( $m$ );
- $h_1 = h_2 - T_i$  è la distanza verticale tra la punta inferiore delle gonnelle e la superficie dell'acqua all'interno del cuscino ( $m$ );
- $h_{eq} = \frac{Q}{l_j \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}}}$  è lo spazio d'aria equivalente;
- $Q$  è la portata d'aria del cuscino ( $m^3/s$ );
- $p_c$  è la pressione del cuscino ( $N/m$ );
- $\rho_a$  è la densità dell'aria ( $kg/m^3$ );
- $l_j$  la lunghezza totale della perdita d'aria dalle gonnelle di prua e di poppa ( $m$ );
- $B_c$  è la larghezza del cuscino ( $m$ ).

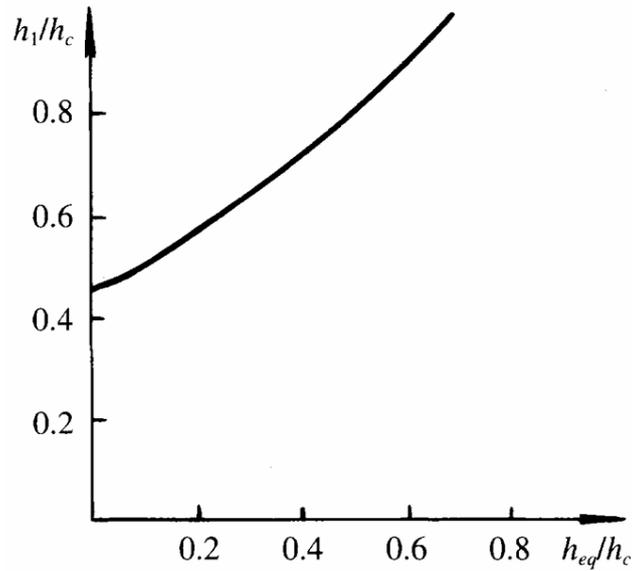


Figura 1.2.14 Relazione tra  $h_{eq}$  e  $h_1$ .

Dalle equazione (1.66) e (1.67) l'area della superficie bagnata a un qualunque numero di Froued può essere interpolata tra quella massima a  $Fr = 0$  e quella minima a  $Fr = \infty$ , ossia  $S_{f\infty} < S_f < S_{f0}$ .

### Metodo NPL

Basandosi sui suoi test, l'NPL (Barratt et al., 1969) ha ottenuto il seguente metodo:

$$S_f = (S_{f0} + \Delta S_f) \left( 1 + 5 \frac{B_{s\max}}{l_s} \right) \quad (1.68)$$

dove:

- $B_{s\max}$  è la larghezza massima delle pareti laterali alla linea di galleggiamento di progetto ( $m$ );
- $\Delta S_f$  è la correzione all'area bagnata dovuta al cambiamento di velocità e può essere ricavata dalla figura 1.2.15 ( $m^2$ );
- $S_{f0}$  è l'area bagnata delle pareti laterali in condizione di sospensione statica ( $m^2$ ).

L'equazione (1.68) è valida se sono verificate entrambe le seguenti condizioni:

- $8 < \frac{p_c}{l_c} < 16$

- $Fr \geq 1.2$

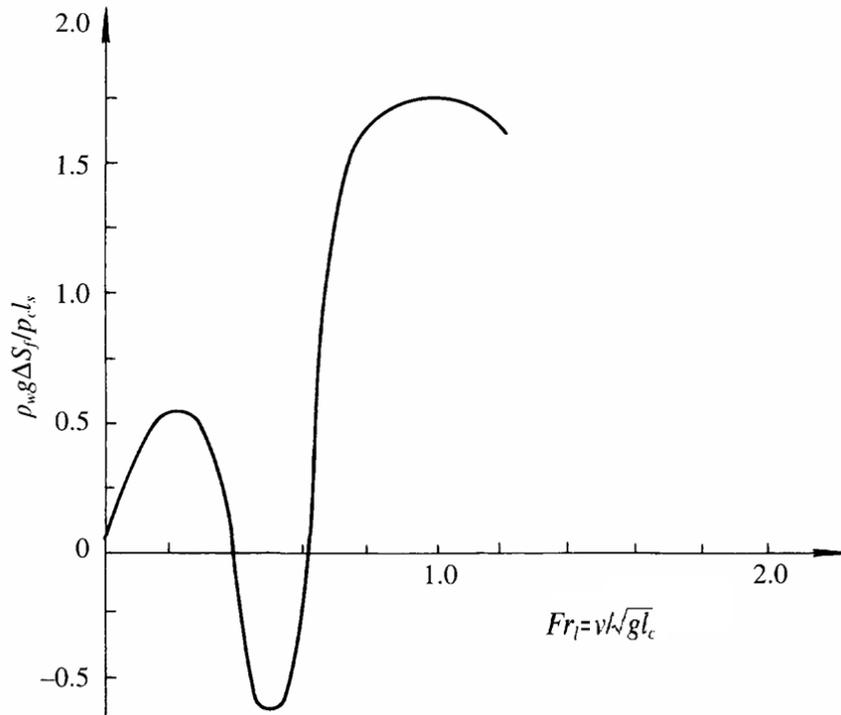


Figura 1.2.15 Coefficiente correttivo dell'area bagnata delle pareti laterali in funzione del numero di Froude.

### Metodo B. A. Kolyzaev (URSS)

Kolyzaev et al. (1980) hanno derivato la seguente espressione per la resistenza delle pareti laterali:

$$S_f = K_f S_{f0} \quad (1.69)$$

dove:

- $S_f$  è l'area bagnata in condizioni di sospensione statica;
- $K_f$  è il coefficiente correttivo dell'area bagnata, ed è una funzione del numero di Froude ( $Fr$ ), come mostrato nella figura 1.2.17;
- $S_{f0}$  può anche essere scritto come:

$$S_{f0} \approx 2l_s \left[ T_i + T_o + b_s + (B_s - b_s) \left( 1 - \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \right) \right] \quad (1.70)$$

dove, come si può anche vedere nella figura 1.2.16,

- $T_i$  e  $T_o$  sono i pescaggi interno ed esterno in condizioni statiche ( $m$ );
- $b_s$  è la larghezza dello smusso di base delle pareti laterali ( $m$ );
- $B_s$  è la larghezza delle pareti laterali in corrispondenza del pescaggio esterno di progetto ( $m$ );
- $\beta$  è l'angolo di *deadrise* delle pareti laterali ( $^\circ$ ).

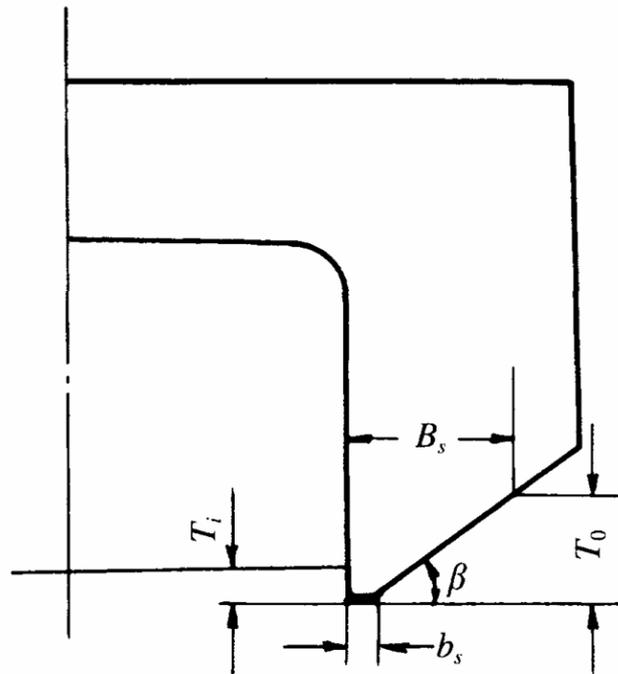


Figura 1.2.16 Dimensioni caratteristiche delle pareti laterali.

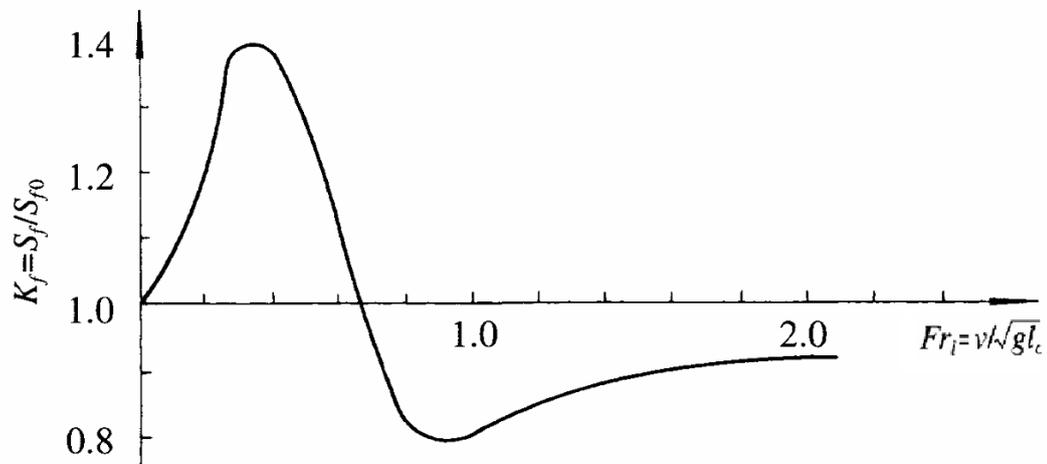


Figura 1.2.17 Coefficiente correttivo dell'area bagnata delle pareti laterali in funzione del numero di Froude.

### 1.2.8 Resistenza di *wave-making* delle pareti laterali

#### Metodo della larghezza equivalente del cuscino d'aria

I SES con pareti laterali sottili generano pochissima resistenza di *wave-making*, grazie al loro elevato rapporto lunghezza/larghezza, che può arrivare a 30 - 40. Per semplificare i calcoli, questa resistenza può essere inclusa nella resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria e calcolata complessivamente utilizzando una larghezza equivalente del cuscino  $\tilde{B}_c$  che sostituisca  $B_c$  nel calcolo della resistenza d'onda totale. Il concetto di larghezza equivalente del cuscino può essere spiegato come la forza di galleggiamento delle pareti laterali resa equivalente alla forza di sollevamento. La forza totale ipotetica di solo sollevamento è ottenuta con una superficie aggiuntiva del cuscino, e quindi con una larghezza aggiuntiva.

Data l'equazione per il calcolo della resistenza di *wave-making* proposta da Newman (1962):

$$R_w = C_w \frac{p_c^2 B_c}{\rho_w g} \quad (1.71)$$

sulla base delle precedenti considerazioni l'equazione (1.71) può essere riscritta come:

$$R_w = \tilde{C}_w \frac{p_c^2 \tilde{B}_c}{\rho_w g} \quad (1.72)$$

dove:

- $R_w$  è la resistenza di *wave-making* dovuta al cuscino e alle pareti laterali;
- $\tilde{C}_w = f(Fr, \frac{l_c}{\tilde{B}_c})$  è il coefficiente di resistenza di *wave-making*;
- $\tilde{B}_c$  è la larghezza equivalente del cuscino d'aria;
- $p_c = \frac{W-W_s}{l_c B_c}$  è la pressione del cuscino;
- $W_s$  è la forza di galleggiamento delle pareti laterali;
- $W$  è il peso del veicolo.

Quindi, la larghezza equivalente del cuscino può essere scritta come:

$$\tilde{B}_c = \frac{W}{p_c l_c} = \frac{W}{\frac{W-W_s}{l_c B_c} l_c} = \frac{B_c}{1 - \frac{W_s}{W}} \quad (1.73)$$

Questo metodo è stato ampiamente applicato in Cina dalla MARIC per la progettazione di SES con pareti laterali sottili e ha fornito risultati accurati. Al contrario, nel caso di pareti laterali più larghe, questo metodo non si è dimostrato molto preciso. Per questa ragione, sono state discusse alcune alternative (Lee, 1987).

Sostituendo in essa la (1.73), l'equazione (1.72) può essere riscritta come segue:

$$R_w = \frac{C_w p_c^2 B_c}{\rho_w g} \cdot \frac{\tilde{C}_w}{C_w} \cdot \frac{\tilde{B}_c}{B_c} = \frac{\tilde{C}_w}{C_w} \cdot \frac{R_{wc}}{1 - \frac{W_s}{W}} \quad (1.74)$$

dove:

- $R_{wc} = \frac{C_w p_c^2 B_c}{\rho_w g}$  è la resistenza di *wave-making* di un cuscino d'aria di larghezza  $B_c$  (quindi non tiene in conto il *wave-making* delle pareti laterali);
- $\tilde{C}_w = f(Fr, \frac{l_c}{\tilde{B}_c})$  è il coefficiente di *wave-making* delle pareti laterali;
- $C_w = f(Fr, \frac{l_c}{B_c})$  è il coefficiente di *wave-making* del cuscino.

La resistenza totale di *wave-making* di un SES può essere scritta come segue:

$$R_w = R_{wc} + R_{sww} + R_{wi} \quad (1.75)$$

dove:

- $R_{wc}$  è la resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria;
- $R_{sww}$  la resistenza di *wave-making* delle pareti laterali;
- $R_{wi}$  la resistenza dovuta all'interferenza tra le onde causate dal cuscino d'aria e quelle causate dalle pareti laterali.

Quindi riscrivendo l'equazione (1.75):

$$R_{sww} + R_{wi} = R_w - R_{wc} \quad (1.76)$$

Dato che

$$R_{wc} = C_w \frac{p_c^2 B_c}{\rho_w g} \quad (1.77)$$

e

$$p_c = \frac{w - W_s}{l_c B_c} \quad (1.78)$$

Allora

$$R_{wc} = \frac{C_w B_c}{\rho_w g} \cdot \left( \frac{W - W_s}{l_c B_c} \right)^2 \quad (1.79)$$

Sostituendo l'equazione (1.77) nella (1.76) si ottiene quanto segue:

$$R_{sww} + R_{wi} = \frac{\tilde{C}_w}{C_w} \cdot \frac{R_{wc}}{1 - \frac{W_s}{W}} - R_{wc} = R_{wc} \left( \frac{\tilde{C}_w}{C_w} \cdot \frac{1}{1 - \frac{W_s}{W}} - 1 \right) \quad (1.80)$$

Se  $W_s = 0$ , allora l'intero peso dell'imbarcazione sarà sostenuto interamente dal cuscino d'aria di area  $S_c = l_c B_c$  e, dall'equazione (1.79), la resistenza di *wave-making* può essere scritta come:

$$R_{wc} = \frac{C_w B_c}{\rho_w g} \cdot \left( \frac{W}{l_c B_c} \right)^2 \quad (1.81)$$

Dalle equazioni (1.79) e (1.81) si ottiene

$$\frac{R_{wc}}{R_{wc0}} = \left(1 - \frac{W_s}{W}\right)^2 \quad (1.82)$$

Sostituendo le equazioni (1.81) e (1.82) nella (1.80):

$$R_{sww} + R_{wi} = R_{wc0} \left[ \frac{\tilde{C}_w}{C_w} \cdot \left(1 - \frac{W_s}{W}\right) - \left(1 - \frac{W_s}{W}\right)^2 \right] \quad (1.83)$$

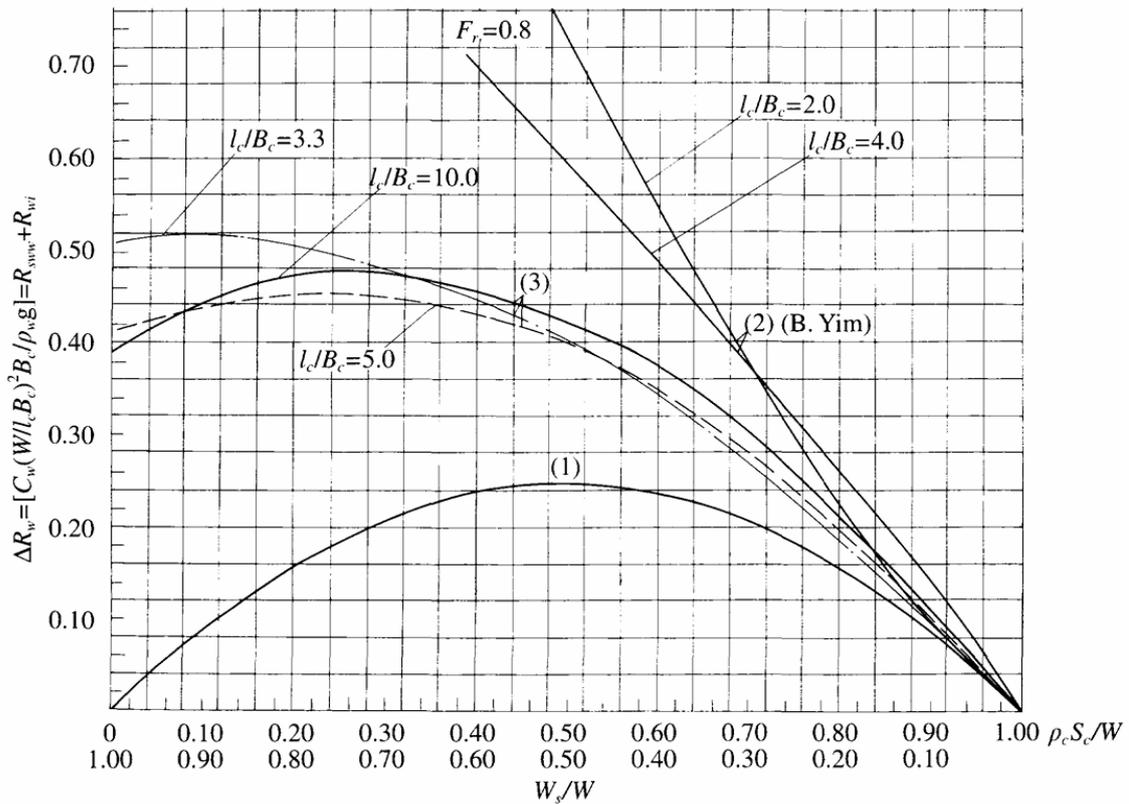


Figura 1.2.18 Confronto dei calcoli della resistenza di *wave-making* delle pareti laterali ottenuti mediante diversi metodi.

I risultati del calcolo sono mostrati nella figura 1.2.18. Si può vedere che al diminuire del rapporto  $\frac{W_s}{W}$  diminuisce la resistenza di *wave-making* delle pareti laterali ( $R_{sww} + R_{wi}$ ), e ciò è ragionevole: gli studi fatti dalla MARIC (Rong, 1982) hanno mostrato che la resistenza d'onda delle pareti laterali può essere trascurata nel caso in cui  $\frac{W_s}{W}$  sia inferiore al 15%.

Si può anche notare, però, che la resistenza di *wave-making* decresce quando  $\frac{W_s}{W}$  supera 0.50, cosa che sembra irragionevole: i risultati dei calcoli (Yim, 1971) (Ozawa et al., 1979) mostrano che la resistenza di *wave-making* aumenta significativamente al crescere di  $\frac{W_s}{W}$ . Il metodo della larghezza equivalente del cuscino è adatto solo per l'applicazione a SES con pareti laterali sottili. È irragionevole usare questo metodo per SES con pareti laterali spesse o per catamarani a cuscino d'aria (ad esempio con  $W_s/W \approx 0.3 - 0.4$ ). Yim (1971) ha calcolato la resistenza di *wave-making* delle pareti laterali utilizzando un metodo ancora più semplice. Egli ha considerato che la resistenza di *wave-making* totale di un SES sia uguale a quella di un ACV con la stessa lunghezza e larghezza del cuscino, cioè ha considerato che le pareti laterali non forniscano alcuna forza di galleggiamento, e che quindi il peso totale dell'imbarcazione sia sostenuto solo dal cuscino d'aria. Il coefficiente effettivo di *wave-making* delle pareti laterali calcolato con questo metodo è simile a quello per  $W_s/W > 0.5$  calcolato con altri metodi, come si può vedere nella figura 1.2.18.

### Metodo di Hiroomi Ozawa

Il calcolo teorico e i risultati sperimentali della resistenza d'onda di catamarani a cuscino d'aria condotti in Giappone (Ozawa et al., 1979) hanno fornito l'equazione finale per prevedere la resistenza di *wave-making* totale  $R_w = R_{wc} + R_{sww} + R_{wi}$  a  $Fr = 0.8$ :

$$R_w = \left[ 1 - 0.96 \frac{W_s}{W} + 0.48 \left( \frac{W_s}{W} \right)^2 \right] \cdot C_w \frac{B_c}{\rho_w g} \cdot \left( \frac{W}{l_c B_c} \right)^2 \quad (1.84)$$

Un confronto tra il metodo della larghezza equivalente del cuscino, il metodo di Ozawa e quello di Yim è mostrato nella figura 1.2.18, dove possiamo osservare che è possibile ottenere un'accuratezza soddisfacente utilizzando uno qualsiasi dei tre metodi.

### Metodo di calcolo per pareti laterali a forma di parabola

Nel caso in cui la forma delle pareti laterali sia simile a quella parabolica, la loro resistenza di *wave-making* può essere scritta come (Chaplin and Ford, 1966):

$$R_{sww} = C_{sww} \cdot \frac{8\rho_w g}{\pi} \cdot \frac{B_s^2 T_o^2}{l_s} \quad (1.85)$$

dove:

- $R_{sww}$  è la resistenza di *wave-making* delle pareti laterali ( $N$ );
- $C_{sww}$  è il coefficiente di *wave-making* e si può ricavare dalla figura 1.2.19);
- $\rho_w$  è la densità dell'acqua ( $\frac{kg}{m^3}$ );
- $B_s$  è la larghezza massima delle pareti laterali ( $m$ );
- $T_o$  è il pescaggio esterno delle pareti laterali ( $m$ );
- $l_s$  è la lunghezza delle pareti laterali ( $m$ ).

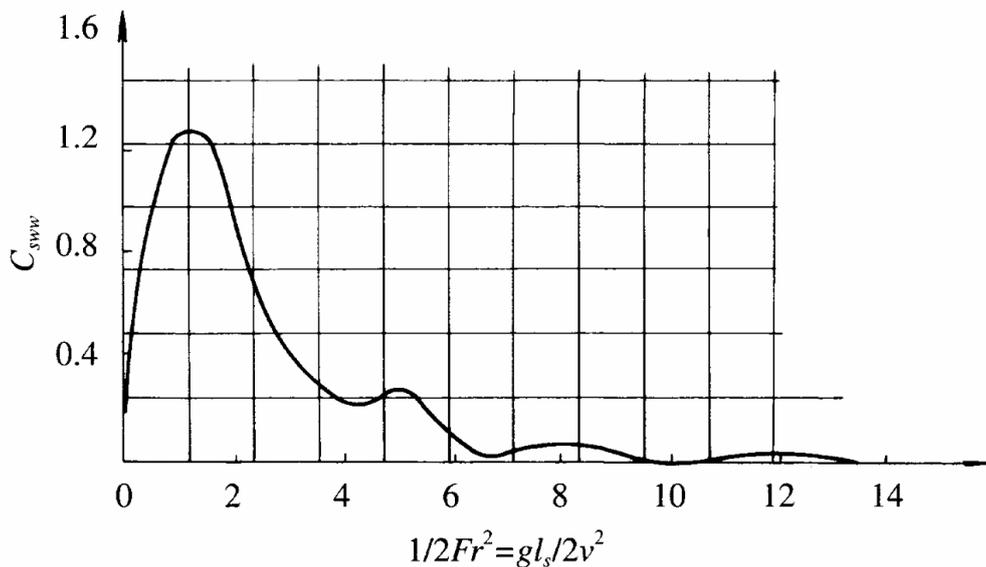


Figura 1.2.19 Coefficiente di *wave-making* di un SES con pareti laterali sottili di forma parabolica.

### Metodo di B. A. Kolyzaev

Kolyzaev et al. (1980) hanno definito la resistenza residua delle pareti laterali come funzione del peso dell'imbarcazione:

$$R_{sww} = K_r W \tag{1.86}$$

dove:

- $R_{sww}$  è la resistenza residua delle pareti laterali ( $N$ );
- $K_r$  è il coefficiente di resistenza residua delle pareti laterali e si può ricavare dalla figura 1.2.20);
- $W$  è il peso dell'imbarcazione ( $N$ ).

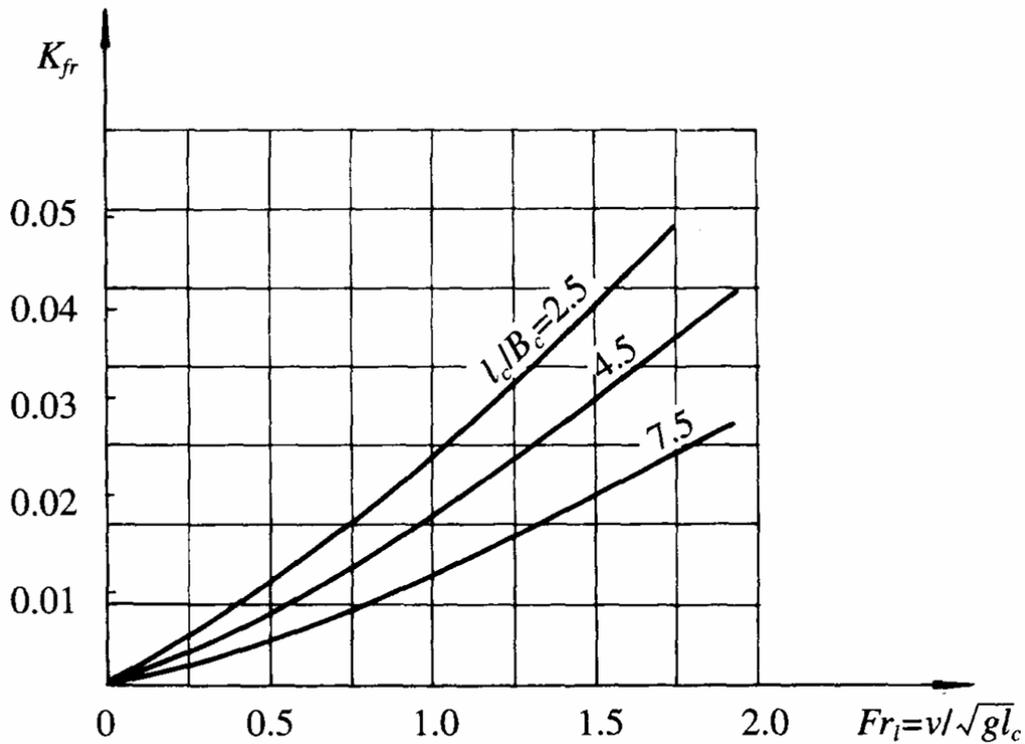


Figura 1.2.20 Coefficiente di resistenza residua delle pareti laterali in funzione di  $l_c/B_c$  e del numero di Froude.

### 1.2.9 Resistenza idrodinamica della variazione della quantità di moto dell'acqua di raffreddamento

I motori principali installati sui SES devono essere raffreddati con acqua di mare, che viene aspirata attraverso valvole Kingston o prese d'acqua montate sui supporti dell'elica, tramite il sistema di raffreddamento, e successivamente espulsa lateralmente dalle pareti laterali in direzione trasversale. La resistenza idrodinamica della variazione della quantità di moto dell'acqua di raffreddamento può essere espressa come

$$R_{mw} = \rho_w V_j Q_w \quad (1.87)$$

dove:

- $R_{mw}$  è la resistenza idrodinamica della variazione della quantità di moto dell'acqua di raffreddamento ( $N$ );
- $V_j$  è la velocità dell'acqua in ingresso e può essere considerata uguale alla velocità dell'imbarcazione ( $m/s$ );
- $Q_w$  è la portata dell'acqua di raffreddamento ( $m^3/s$ ).

### 1.2.10 Resistenza delle appendici sommerse

#### Resistenza del timone

La resistenza del timone e di altre appendici sommerse a profilo alare, come piastre per prevenire l'ingestione d'aria, e supporti di eliche e degli alberi, può essere espressa come segue (Blount and Fox, 1976):

$$R_r = C_{fr} \left(1 + \frac{\delta v}{v}\right)^2 (1 + r) S_r q_w \quad (1.88)$$

dove:

- $R_r$  è la resistenza del timone ( $N$ );
- $C_{fr}$  è il coefficiente di attrito, funzione del numero di Reynolds ( $Re$ ) e della rugosità del timone;
- $Re = \frac{vc}{\nu}$  è numero di Reynolds, dove  $c$  è la lunghezza della corda del timone o di altre appendici di profilo alare ( $m$ );
- $\frac{\delta v}{v}$  è il fattore che considera l'influenza del flusso di scia della pala del propulsore;

#### Resistenza di alberi, alberi cavi o mozzi delle eliche

Questa resistenza può essere scritta come (Hadler, 1966):

$$R_{sh} = C_{sh} (d_1 l_1 + d_2 l_2) q_w \quad (1.89)$$

dove:

- $R_{sh}$  è la resistenza dell'albero (o albero cavo) ( $N$ );
- $d_1$  è il diametro dell'albero (o albero cavo) ( $m$ );
- $d_2$  è il diametro del mozzo dell'elica ( $m$ );
- $l_1$  è la lunghezza bagnata degli alberi (o alberi cavi) ( $m$ );
- $l_2$  è la lunghezza bagnata del mozzo ( $m$ );
- $C_{sh}$  è il coefficiente di resistenza dell'albero (o albero cavo) e del mozzo;
- $q_w$  è la testa idrodinamica dovuta alla velocità della nave.

Per un albero (o albero cavo) e un mozzo perfettamente immersi, con  $10^3 < Re_m < 5.5 \cdot 10^5$ , può essere scritto:

$$C_{sh} = 1.1 \sin^2 \beta_{sh} + \pi C f_{sh} \quad (1.90)$$

dove:

- $\beta_{sh}$  è l'angolo tra l'albero (o albero cavo) o il mozzo e il flusso in arrivo;
- $C f_{sh}$  è il coefficiente d'attrito, funzione del numero di Reynolds  $Re_m = \frac{v(l_1 + l_2)}{\nu}$  e della rugosità.

### Resistenza degli *strut palms*

La resistenza degli *strut palms* può essere scritta come (Blount and Fox, 1976):

$$R_{pa} = 0.75 C_{pa} \left( \frac{h_p}{\delta} \right)^{0.33} y h_p \frac{\rho_w}{2} v^2 \quad (1.91)$$

dove:

- $R_{pa}$  è la resistenza degli *strut palms* ( $N$ );
- $C_{pa} \approx 0.65$  è il coefficiente di resistenza degli *strut palms*;
- $y$  è la larghezza degli *strut palms* ( $m$ );
- $h_p$  è lo spessore degli *strut palms* ( $m$ );

- $\delta = 0.016 x_p$  è lo spessore dello strato limite sugli *strut palms* ( $m$ );
- $x_p$  è la distanza tra la linea di galleggiamento e gli *strut palms* ( $m$ ).

### Resistenza dei filtri dell'acqua di mare

La resistenza dei filtri dell'acqua di mare (nel caso in cui essi siano sporgenti) può essere scritta come (Blount and Fox, 1976):

$$R_0 = S_0 C_0 \frac{\rho_w}{2} v^2 \quad (1.92)$$

dove:

- $R_0$  è la resistenza dei filtri dell'acqua di mare ( $N$ );
- $S_0$  è l'area frontale proiettata dell'ingresso dell'acqua di mare ( $m^2$ );
- $C_0$  è il coefficiente della resistenza del filtro;
- $v$  è la velocità dell'imbarcazione ( $m/s$ ).

#### 1.2.11 Problemi durante il decollo di un ACV o di un SES

La capacità di accelerazione degli ACV e dei SES attraverso la velocità di *hump* è una caratteristica di progetto molto importante: dato che la velocità di *hump* è solo da un quinto a un terzo della velocità normale di progetto ci possono essere dei problemi durante il decollo.

Quando la velocità del mezzo aumenta, per un numero di Froude  $Fr$  di circa 0.38 il mezzo comincia a galleggiare tra due creste d'onda situate a prua e a poppa. La parte centrale dello scafo si trova pertanto in corrispondenza della valle dell'onda, dove si ha la fuoriuscita un grande flusso d'aria del cuscano che solleva spruzzi d'acqua, come mostrato in figura 1.2.21. Questa fuoriuscita aumenta il pescaggio e di conseguenza la resistenza delle gonnelle di prua e poppa.

Questa condizione è stata studiata dalla MARIC con esperimenti su modelli in vasca. Il profilo della superficie è stato ottenuto con metodi fotografici.

La resistenza delle gonnelle è costituita da due componenti. Una è la resistenza di *wave-making* delle gonnelle e l'altra è la resistenza d'attrito delle superfici immerse.

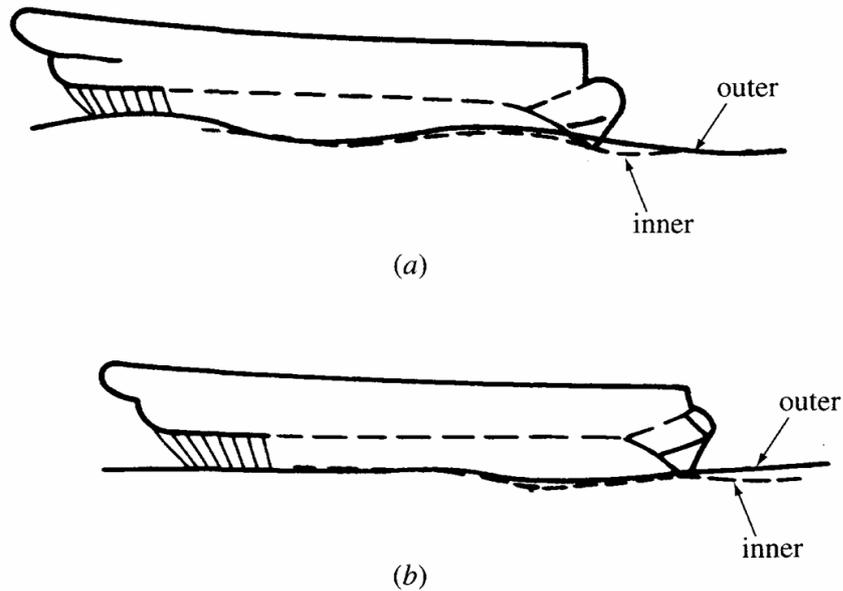


Figura 1.2.21 Linee d'acqua a  $Fr = 0.38$  (a) e  $Fr = 0.51$  (b)

Una grande quantità di resistenza di *wave-making* indotta può svilupparsi quando le gonnelle sono profondamente immerse nell'acqua.

Le onde indotte dalle gonnelle si sovrappongono a quelle generate dalla pressione interna del cuscano e provocano una resistenza secondaria. Se le gonnelle sono progettate male il picco di resistenza a  $Fr = 0.38$  (velocità di *hump* secondaria) può essere maggiore rispetto a quello a  $Fr = 0.56$  (velocità di *hump* principale).

Quando ha una chiusura rigida a poppa e una gonnella di prua relativamente flessibile, il mezzo tenderà ad inclinarsi verso la prua e sarà più difficile da controllare, i motori di propulsione possono essere sovraccaricati e una grande quantità di spruzzi d'acqua può essere sollevata dal cuscano d'aria e dispersa attorno al mezzo, interferendo con la visione del pilota.

Se la spinta delle eliche è maggiore della resistenza del mezzo, la velocità e il numero di Froude aumenteranno. Il principale picco di resistenza si verifica a  $Fr = 0.56$ . In questo caso, il mezzo si trova sull'onda con la cresta a prua e la valle a poppa (la lunghezza d'onda è il doppio della lunghezza del mezzo) e presenta l'angolo di assetto massimo. La resistenza del mezzo generalmente diminuirà una volta superata la velocità di *hump* secondaria (cioè  $Fr = 0.38$ ) e il mezzo accelererà fino a superare la velocità di *hump* principale ( $Fr = 0.56$ ).

Su un SES, i motori di propulsione principali normalmente non riescono a fornire tutta la spinta a causa della minore velocità di avanzamento in prossimità del primo picco di resistenza ( $Fr = 0.38$ ). Il passaggio attraverso la velocità di *hump* secondaria dipende quindi dal margine di spinta previsto dal progettista, che costituirà l'accelerazione. Se questa è troppo bassa, la transizione sarà molto lenta, come avveniva nei primi SES.

Quando il mezzo accelera continuamente, la valle dell'onda si sposta verso poppa e il mezzo naviga con buona stabilità, sollevando pochi spruzzi e mantenendo un buon assetto di marcia, come possiamo vedere nella figura 1.2.9b.

I fattori che influenzano la resistenza del mezzo e il decollo sono i seguenti:

- valore del picco di resistenza, in particolare alla velocità di *hump* secondaria ( $Fr = 0.38$ );
- la resistenza aggiuntiva di *wave-making* delle gonnelle alla velocità di *hump* secondaria e la capacità delle gonnelle di flettersi seguendo il moto delle onde;
- la capacità del mezzo di mantenere una buona stabilità di rotta e stabilità trasversale durante il decollo attraverso la velocità di *hump*.

Se si tengono in conto questi fattori non è difficile evitare i problemi relativi ai picchi di resistenza.

# Capitolo 2

## Progettazione e dimensionamento

### 2.1 Considerazioni preliminari

#### 2.1.1 Cos'è SWAMP

SWAMP (Shallow Water Autonomous Multipurpose Platform) è un catamarano sviluppato dall'Istituto di Ingegneria del Mare (INM) del Consiglio Nazionale delle Ricerche (CNR) (Odetti, 2019) (Odetti et al., 2020). Si tratta di una piattaforma robotica modulare progettata specificamente per il monitoraggio e la raccolta dati in ambienti acquatici caratterizzati da bassissimi fondali, come zone umide, foci fluviali, paludi, e, in generale, aree inaccessibili ai tradizionali mezzi idrografici. Il progetto nasce dall'esigenza di disporre di strumenti in grado di operare in contesti ambientali estremi, in cui la logistica è complessa, la profondità dell'acqua è inferiore a mezzo metro e la presenza di vegetazione, detriti o correnti rende rischioso o impossibile l'impiego di imbarcazioni convenzionali. Uno schema generale del veicolo è rappresentato nella figura 2.1.1.

SWAMP si configura come un catamarano *full-electric*, smontabile, leggero (la massa a vuoto è circa 5 kg) e altamente manovrabile grazie all'impiego di quattro propulsori *pump-Jet* azimutali completamente integrati nello scafo. Questa soluzione propulsiva garantisce una spinta bidirezionale e una manovrabilità omnidirezionale senza parti esposte, minimizzando così il rischio di danni da impatto o incaglio. Come si può vedere nella figura 2.1.2, il corpo del veicolo è realizzato con materiali polimerici inerti e strutture sandwich in schiuma di polietilene espanso ad alta densità, che conferiscono

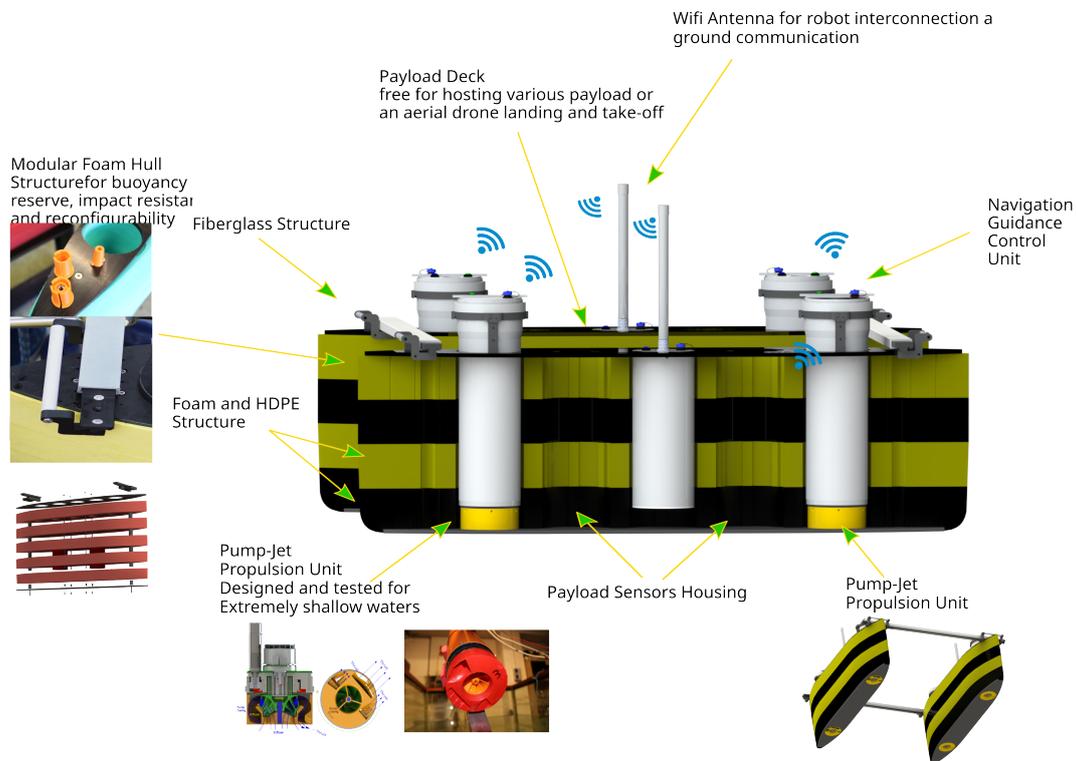


Figura 2.1.1 Schema del veicolo SWAMP.

al mezzo un'ottima galleggiabilità, una grande capacità di assorbimento degli urti e una buona resistenza strutturale anche in caso di contatto accidentale con il fondale o con ostacoli di vario genere.

A livello di architettura del sistema, ogni scafo è autonomo e dotato di un pacchetto completo di navigazione, guida e controllo (NGC), oltre che di un sistema di comunicazione Wi-Fi e di un'alimentazione indipendente e moduli computazionali basati su SBC (Single Board Computers). L'architettura hardware e software distribuita e la comunicazione wireless a 2.4 GHz permettono il funzionamento ridondante e la riconfigurazione del sistema anche in caso di guasti.

Come possiamo vedere nella figura 2.1.3, infatti, la modularità di SWAMP consente di adattare la configurazione del veicolo alle esigenze operative: ciascuno scafo può essere impiegato come veicolo indipendente oppure assemblato per realizzare un catamarano di larghezza variabile.

I requisiti principali che hanno guidato la progettazione di SWAMP sono i seguenti:



Figura 2.1.2 Vista esplosa dello scafo a sandwich e della struttura rigida di SWAMP.

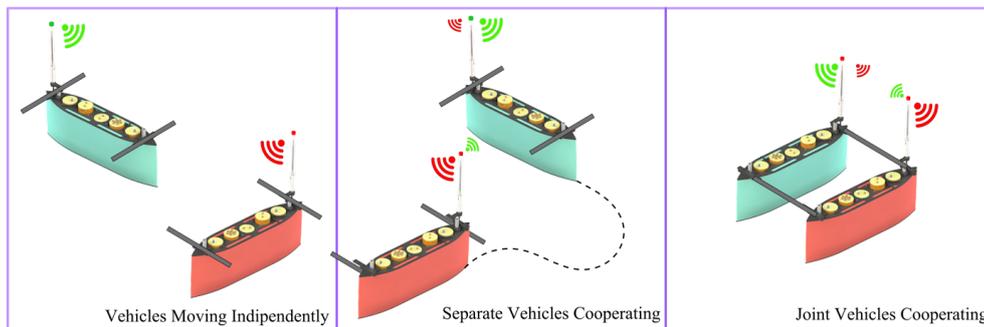


Figura 2.1.3 Possibili scenari di comunicazione con SWAMP nella configurazione con scafi separati.

- ridotto pescaggio ( $T \leq 0.15$  m);
- elevata stabilità trasversale;
- resistenza all'impatto;
- compatibilità con carichi utili modulari, come sonar per lo studio della batimetria, sistemi di campionamento e sensori di vario genere;
- basso impatto ambientale;
- semplicità di trasporto;
- assemblaggio sul campo.

Le prove sperimentali, effettuate su una vasca poco profonda (*shallow water towing tank*) e in mare aperto, hanno validato le prestazioni idrodinamiche, la manovrabilità e l'efficienza propulsiva anche in condizioni di forte *squat* (cioè l'aumento del pescaggio

causato dall'aumento della velocità dell'acqua in acque poco profonde) e di distanza ridotta tra carena e fondale.

### 2.1.2 Obiettivi

SWAMP ha attualmente un peso a vuoto di 35 kg, corrispondente a un pescaggio di 0,1 m, e un carico utile di progetto pari a 20 kg, che corrisponde a un pescaggio di progetto di 0,14 m. Il carico utile massimo, con un pescaggio di 0,15 m, è di 25 kg.

L'obiettivo del progetto è trasformare SWAMP in un SES. Sulla base della teoria discussa nei capitoli precedenti, dimensioneremo il cuscino d'aria affinché SWAMP possa aumentare il proprio carico utile e la propria velocità e diminuire il pescaggio.

Fissiamo come obiettivo quanto segue:

- pescaggio di 5 cm;
- carico utile di 20 kg ad esclusione del sistema di generazione del cuscino;
- velocità da definirsi (analizzeremo le curve di resistenza).

In seguito si dimostrerà che dopo la modifica il carico utile potrà essere sensibilmente più alto, a costo solo di un leggero incremento della pressione del cuscino.

Della versione attuale di SWAMP abbiamo i dati fisici (peso e dimensioni), la modellazione dei propulsori, il CAD e le curve di resistenza (del sistema senza *air cushion*).

A partire da tutto ciò vogliamo ricavare la pressione del cuscino, la portata della pompa di alimentazione, e la resistenza totale in funzione della velocità e del rapporto tra pescaggio e altezza del fondale.

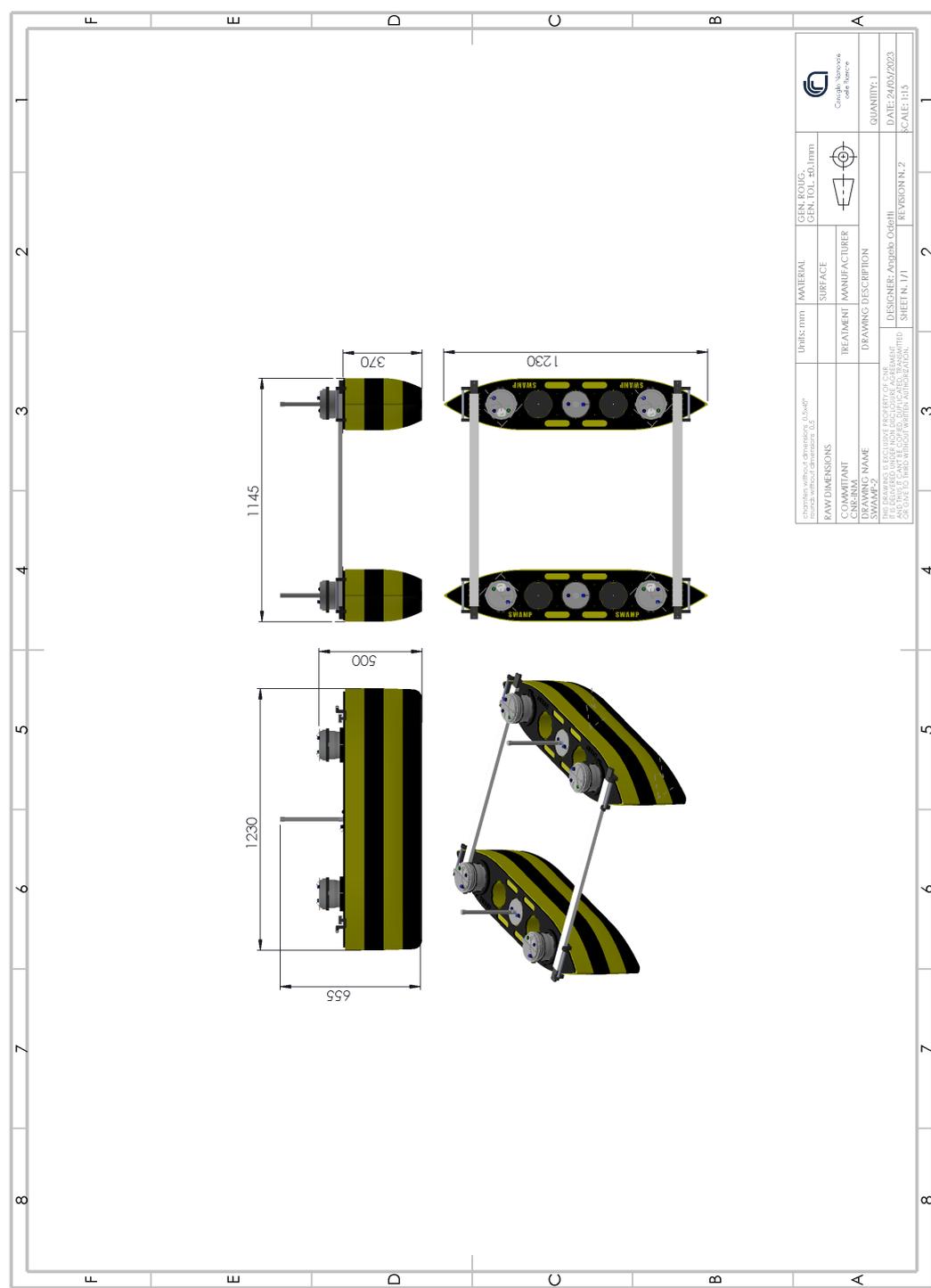


Figura 2.1.4 Proiezione ortogonale di SWAMP.

## 2.2 Dimensionamento del cuscino

### 2.2.1 Calcolo della pressione del cuscino

Per calcolare la pressione del cuscino ( $p_c$ ) dobbiamo partire dall'equazione (1.19), che si riporta di seguito:

$$W = F_{\text{sollevamento}} + F_{\text{Archimede}} = p_c S_c + 2V_0 \gamma_w$$

La tabella 2.2.1 ci fornisce una serie di dati relativi a SWAMP. I 4 kg della voce *payload* derivano dalla tabella 2.2.2. Sulla base di queste informazioni, e sapendo che, come detto in precedenza, si vuole un carico utile di 20 kg, possiamo ricavare il peso totale come segue:

$$W = W_{\text{actual}} + 20 \text{ kg} = 59 \text{ kg}$$

Tabella 2.2.1 Specifiche tecniche del catamarano SWAMP.

Parametro	Valore	Note	Valore (unità SI)
Hull Type	Catamaran Wigley		
Overall Length	1230 [mm]		1,23 [m]
Minimum Width	700 [mm]		0,7 [m]
Maximum Width	1250 [mm]		1,25 [m]
Distance Between Hulls	900 [mm]		0,9 [m]
Construction Height	500 [mm]		0,5 [m]
Maximum Draft	150 [mm]		0,15 [m]
Light Weight	35 [kg]		
Payload	4 [kg]		
Actual Weight	39 [kg]		
Buoyancy Reserve	120 [kg]		
Operating Speed	1 [kts]		0,51 [m/s]
Maximum Speed	3 [kts]		1,54 [m/s]
360° Azimuth Thrusters	4 × 15 [N]	2 each hull	
IMU	4 [nr]	1 each hull	
GPS	4 [nr]	1 each hull	
Cameras	1 [nr]	1 each hull	

Tabella 2.2.2 Composizione del *payload*.

Componente	Massa [kg]
Structure	1
Air Cushion	1
Skirts	1
Other components	1
<b>Totale</b>	<b>4</b>

Per il calcolo di  $V_0$  facciamo riferimento al valore della tabella 2.2.3 relativo a un'immersione di 5 cm.

A questo punto rimane da ricavare l'area del cuscino, ossia la superficie d'acqua tra i due scafi. Dato che essi non hanno larghezza costante, cioè non hanno sezione rettangolare, la superficie del cuscino varia con la linea di galleggiamento interna. Il pescaggio interno, però, dipende dalla pressione del cuscino, come si può vedere nell'equazione che segue:

$$t_0 - t_i = \frac{p_c}{\gamma_w} \quad (1.21)$$

Pertanto, la pressione del cuscino dovrà essere calcolata con un metodo iterativo. Per il calcolo dell'area in vari punti utilizzeremo la tabella 2.2.4, i cui valori verranno estrapolati linearmente quando necessario con la formula che segue:

$$\frac{y - y_0}{y_1 - y_0} = \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \quad (2.1)$$

dove, nel nostro caso,

- $y$  è l'immersione da determinare;
- $x$  è l'area nota per cui si vuole trovare l'immersione corrispondente;
- $x_0$  e  $x_1$  sono due valori noti dell'area;
- $y_0$  e  $y_1$  sono le immersioni corrispondenti rispettivamente a  $x_0$  e  $x_1$ .

Tabella 2.2.3 Volume di liquido spostato in funzione dell'immersione.

Volume di Archimede	Immersione	Peso del veicolo
[m <sup>3</sup> ]	[m]	[kg]
0,000	-0,0005	0,0
0,000	0	0,1
0,003	0,01	2,9
0,006	0,02	6,0
0,009	0,03	9,4
0,013	0,04	13,0
0,016	0,05	16,8
0,020	0,06	20,9
0,025	0,07	25,1
0,029	0,08	29,5
0,033	0,09	34,1
0,038	0,10	38,8
0,042	0,11	43,5
0,047	0,12	48,4
0,052	0,13	53,3
0,057	0,14	58,3
0,062	0,15	63,3
0,067	0,16	68,3
0,071	0,17	73,3
0,076	0,18	78,2
0,081	0,19	83,2
0,086	0,20	88,2
0,091	0,21	93,2
0,096	0,22	98,2
0,101	0,23	103,2

Il ragionamento consiste nel partire da una data  $p_c$  e calcolare il corrispondente pescaggio interno dall'equazione (1.21). In seguito, usando la tabella 2.2.4 e l'equazione (2.1) otterremo l'area del cuscino, che ci permetterà di ricalcolare  $p_c$  con l'equazione (1.19). Il processo continua fino a quando non si arriva a convergenza. I risultati dei calcoli sono riportati nelle tabelle 2.2.5 e 2.2.6. La prima ci fornisce i risultati relativi all'acqua salata, mentre la seconda si riferisce all'acqua dolce.

Tabella 2.2.4 Area tra i due scafi in funzione dell'immersione.

<b>Immersione</b> [mm]	<b>Area</b> [mm <sup>2</sup> ]
25	920081
50	907410
75	891654
100	891654
125	891654
150	871072
175	865081
200	865238
225	865238
250	865238

Tabella 2.2.5 Pressione del cuscino in acqua salata. Parametri:  $t_0 = 0.05$  m,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>,  $\rho = 1025$  kg/m<sup>3</sup>,  $W = 578.79$  N,  $2V_0 = 0.016$  m<sup>3</sup>.

Iterazione	$p_c$ [Pa]	$t_i$ [m]	$S_c$ [m <sup>2</sup> ]	$p_c$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]
1	0	0.05	0.90741	460.5481535	-460.5481535
2	460.5481535	0.004198239	0.930624286	449.0598477	11.48830584
3	449.0598477	0.005340758	0.930044968	449.3395637	-0.279716043
4	449.3395637	0.00531294	0.930059159	449.3327074	0.006856341

Tabella 2.2.6 Pressione del cuscino in acqua dolce. Parametri:  $t_0 = 0.05$  m,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>,  $\rho = 998$  kg/m<sup>3</sup>,  $W = 578.79$  N,  $2V_0 = 0.016$  m<sup>3</sup>.

Iterazione	$p_c$ [Pa]	$t_i$ [m]	$S_c$ [m <sup>2</sup> ]	$p_c$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]
1	0	0.05	0.90741	465.218501	-465.218501
2	465.218501	0.002482079	0.931494023	453.1901542	12.02834677
3	453.1901542	0.003710668	0.930871117	453.4934132	-0.303258955
4	453.4934132	0.003679692	0.930886829	453.4857589	0.007654302

### 2.2.2 Calcolo della resistenza aggiuntiva dovuta al cuscino d'aria

Si vuole ottenere la resistenza totale di SWAMP utilizzando i metodi illustrati in precedenza.

Fortunatamente siamo già in possesso della curva della resistenza totale di SWAMP in assenza del cuscino d'aria. Pertanto, sarà necessario ricavare le curve di resistenza relative alle componenti che permettono la generazione e il mantenimento del cuscino.

Dall'equazione (1.39), riportata di seguito, dobbiamo calcolare le varie componenti

della resistenza.

$$R_{ses} = R_w + R_a + R_m + R_{sk} + R_{swf} + R_{ap} + R_{mw} + R_{\alpha''}$$

definiamo  $R_a = R'_a + R''_a$ . Le resistenze già incluse nelle curve di SWAMP sono le seguenti:

- $R'_a$ , la resistenza aerodinamica del profilo in assenza delle gonnelle;
- $R_{swf}$ , la resistenza d'attrito delle pareti laterali;
- $R_{ap}$ , la resistenza delle appendici sommerse;
- $R_{mw}$ , la resistenza idrodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto dell'acqua usata per raffreddare i motori.

Dobbiamo pertanto calcolare le seguenti resistenze:

- $R''_a$ , la resistenza aerodinamica solo delle gonnelle;
- $R_w$ , la resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria;
- $R_m$ , la resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria;
- $R_{sk}$ , la resistenza delle gonnelle di prua e poppa;
- $R_{\alpha''}$ , la resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle.

### Resistenza aerodinamica delle gonnelle

Si ricorda che la resistenza aerodinamica vale:

$$R_a = \frac{1}{2} C_a \rho_a S_a v^2$$

Dalla tabella 1.2.1 prendiamo un valore intermedio di  $C_a$  tra quelli dei due SES presenti: assumiamo  $C_a = 0.4$ .

Come valore della densità dell'aria useremo  $\rho_a = 1.225 \text{ kg/m}^3$ .

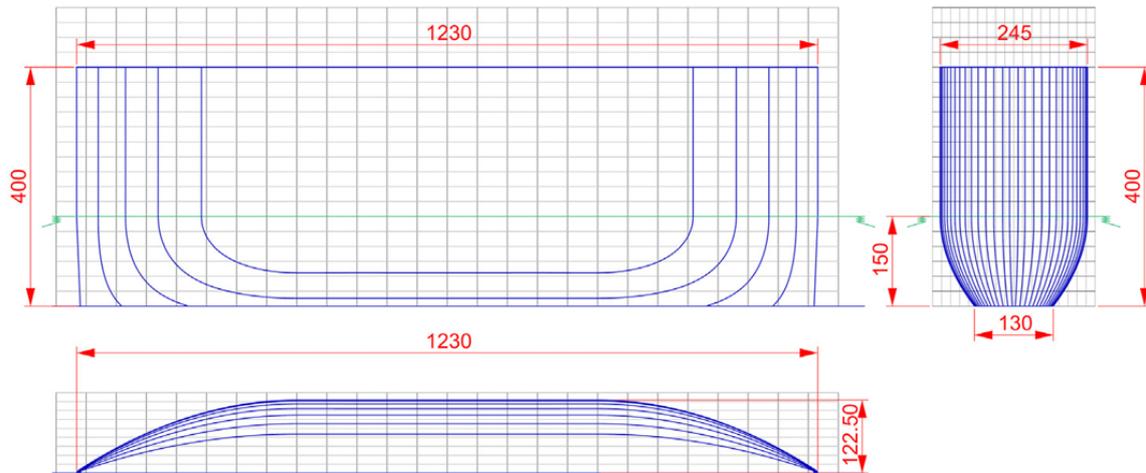


Figura 2.2.1 Quote di SWAMP.

Dato che questa resistenza è piccola rispetto alle altre, approssimiamo la gonnella di prua a un rettangolo, al fine di semplificare il calcolo dell'area proiettata. Dalle figure 2.1.4 e 2.2.1 possiamo ricavare la minima distanza tra i due scafi come segue:

$$d_{min} = 1145 \text{ mm} - 2 \cdot 245 \text{ mm} = 655 \text{ mm} \quad (2.2)$$

Tale valore è confermato anche dalla misurazione effettuata su Solidworks e visualizzabile in figura 2.2.2, dove è anche rappresentata l'area considerata nel calcolo.

Calcoliamo pertanto la superficie della gonnella come segue:

$$S_a = 400 \text{ mm} \cdot 655 \text{ mm} = 262000 \text{ mm}^2 \quad (2.3)$$

Inserendo i dati su MATLAB si ottiene la curva mostrata nella figura 2.2.3.

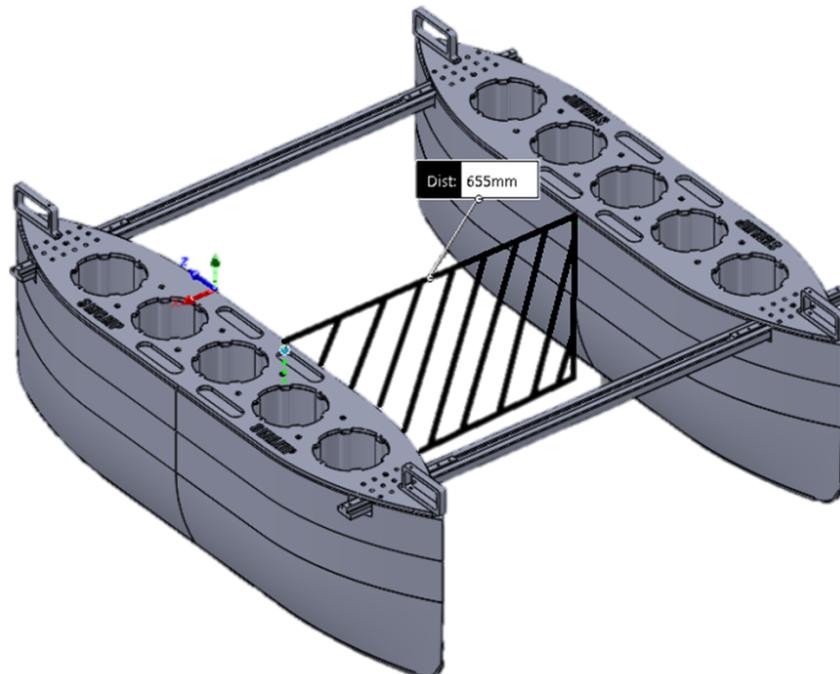


Figura 2.2.2 Distanza tra i due scafi misurata con Solidworks e visualizzazione grafica dell'area usata per il calcolo della resistenza aerodinamica delle gonnelle.

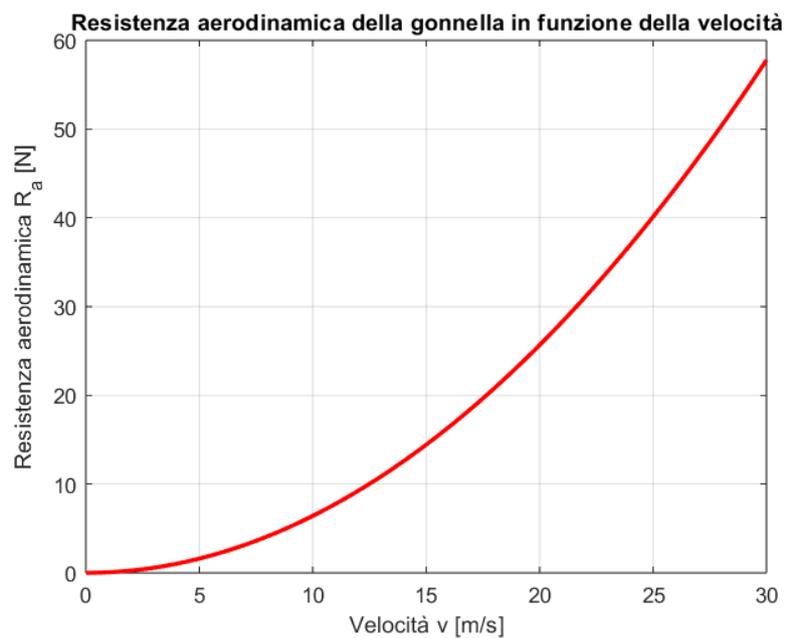


Figura 2.2.3 Resistenza aerodinamica della gonnella in funzione della velocità.

**Resistenza di *wave-making* del cuscino d'aria**

Per calcolare la resistenza di *wave-making* del cuscino adopereremo il metodo di Kolyzaev:

$$R_w = C_w \frac{4 p_c W}{\rho_w g l_c} \quad (1.40)$$

Il cuscino è lungo quanto l'imbarcazione, cioè  $l_c = 1230$  mm e, dato che non ha larghezza costante, possiamo trovare un valore medio di  $B_c$ , esprimendolo come il rapporto tra la superficie del cuscino e la sua lunghezza. La superficie può essere ricavata dalle tabelle 2.2.5 e 2.2.6.

Pertanto nel caso di acqua salata:

- $p_c = 449.33$  Pa
- $\rho_w = 1025$  kg/m<sup>3</sup>
- $B_c = \frac{S_c}{l_c} = \frac{930059 \text{ mm}^2}{1230 \text{ mm}} = 756.15$  mm
- $B_c/l_c = 0.61$

mentre nel caso di acqua dolce:

- $p_c = 453.49$  Pa
- $\rho_w = 998$  kg/m<sup>3</sup>
- $B_c = \frac{S_c}{l_c} = \frac{930887 \text{ mm}^2}{1230 \text{ mm}} = 756.82$  mm
- $B_c/l_c = 0.62$

Conosciamo inoltre  $W = 578.79$  N e  $l_c/B_c = 1.63$ , sia nel caso di acqua dolce sia in quello di acqua salata.

In accordo con gli studi di Kolyzaev,  $C_w$  sarà ricavato dalla figura 1.2.2. I valori estratti da tale grafico sono riportati nella tabella 2.2.7.

Tabella 2.2.7 Valori di  $C_w$  in corrispondenza di determinati valori del numero di Froude derivati dalla figura 1.2.2.

Numero di Froude	Velocità (m/s)	$C_w$	Note
0	0.000	0.000	
0.34	1.223	0.250	
0.5	1.799	0.450	
0.62	2.231	0.570	massimo
1.0	3.598	0.370	
1.5	5.398	0.200	
1.65	5.938	0.180	
1.8	6.477	0.175	

Risolvendo l'equazione (1.40) su MATLAB si ottengono i grafici mostrati nelle figure 2.2.4 e 2.2.5.

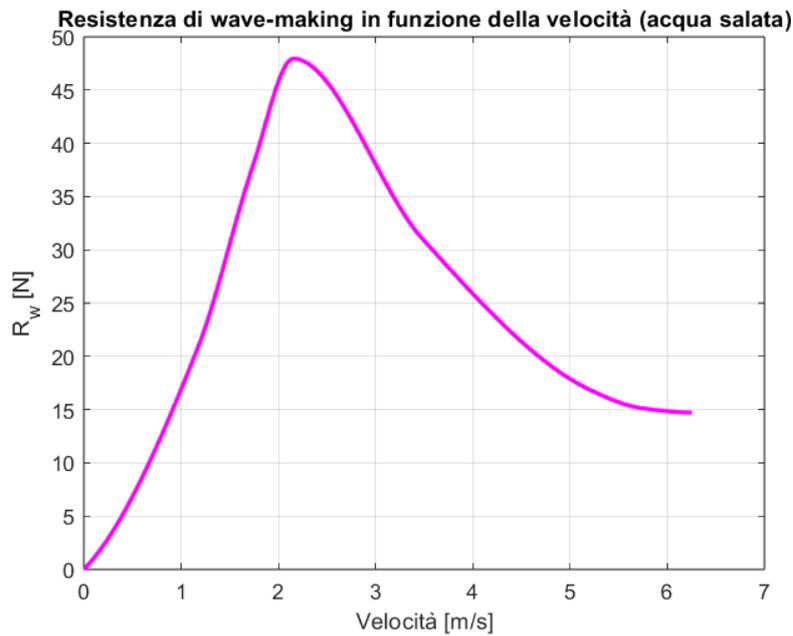


Figura 2.2.4 Resistenza di *wave-making* del cuscino secondo Kolyzaev nel caso di acqua salata.

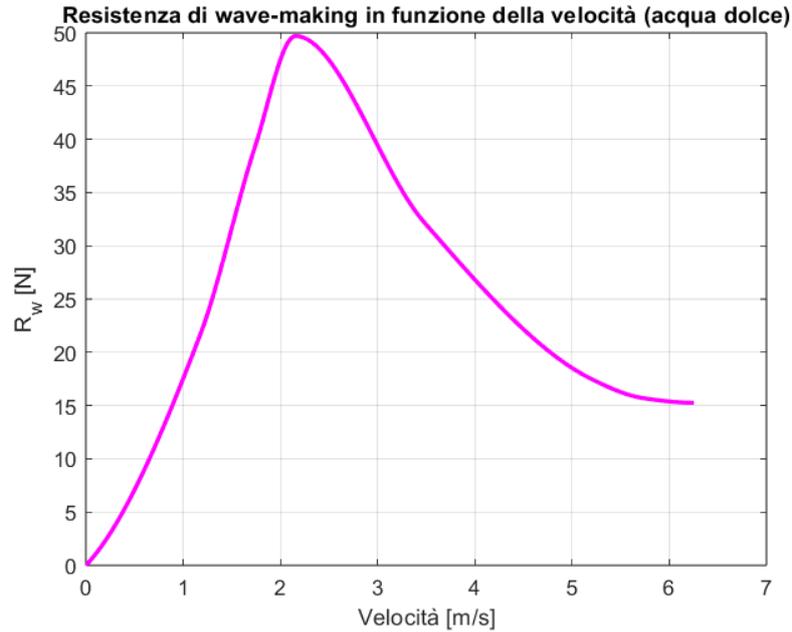


Figura 2.2.5 Resistenza di *wave-making* del cuscino secondo Kolyzaev nel caso di acqua dolce.

### Resistenza aerodinamica dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria

Tale resistenza è espressa dalla seguente formula:

$$R_m = Q \rho_a v \quad (1.42)$$

Per calcolare la portata del cuscino  $Q$ , possiamo fare riferimento alla sezione 1.1.3, applicando come segue l'equazione (1.27):

- Nel caso di acqua salata

$$Q = \bar{Q} S_c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}} = 0.19090 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Nel caso di acqua dolce

$$Q = \bar{Q} S_c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho_a}} = 0.19194 \text{ m}^3/\text{s}$$

Si è assunto  $\bar{Q} = 0.0075$ , cioè un valore intermedio dell'intervallo proposto da [Barratt et al. \(1969\)](#).

I grafici di  $R_m$  sono rappresentati nelle figure 2.2.6 e 2.2.7.

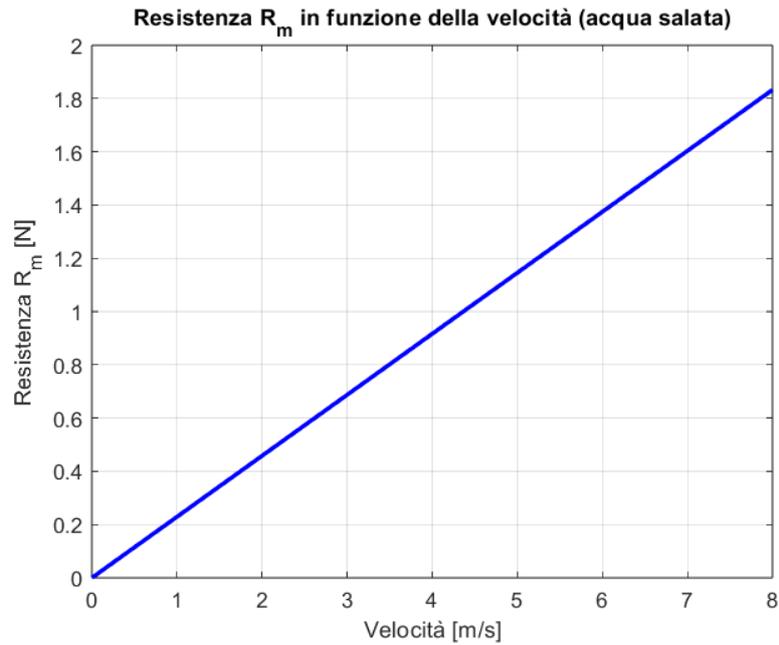


Figura 2.2.6 Resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria nel caso di acqua salata.

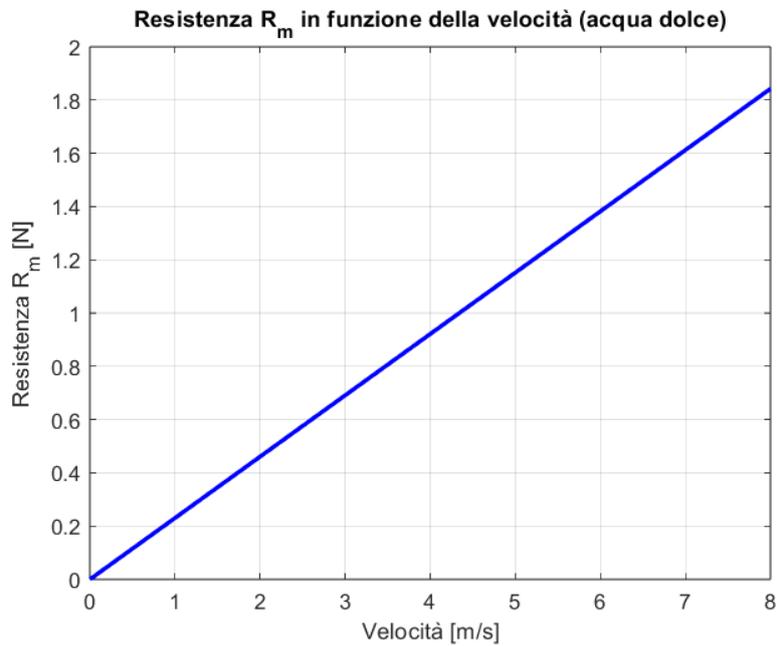


Figura 2.2.7 Resistenza dovuta alla variazione della quantità di moto dell'aria nel caso di acqua dolce.

### Resistenza delle gonnelle di prua e di poppa

Per calcolare la resistenza delle gonnelle di prua e di poppa verrà usato il metodo di Rinichi Murao.

Facendo riferimento al capitolo precedente, si disporrebbe anche del metodo di Kolyzaev, che però non verrà usato visto l'ampio intervallo di valori che possono assumere i coefficienti  $a$  e  $b$  e metodo MARIC, che tuttavia non è adeguato in quanto è valido solo per rapporti  $l_c/B_c$  compresi tra 3,5 e 4 (si ricorda che in SWAMP  $l_c/B_c = 1.63$ ).

Il metodo di Murao è abbastanza preciso nel nostro caso, visto che è derivato da esperimenti su un SES con rapporto  $l_c/B_c \approx 2$ , valore che si avvicina molto a quello di SWAMP. La resistenza di *wave-making* delle gonnelle vale quanto segue:

$$R_{sk} \approx C_{sk} B_c h_c q_w \quad (1.60)$$

dove:

$$q_w = \frac{1}{2} \rho_w v^2 \quad (2.4)$$

Tabella 2.2.8  $C_{sk}$  in corrispondenza di determinati valori del numero di Froude derivati dalla figura 1.2.8.

Numero di Froude	Velocità (m/s)	$C_{sk}$	Note
0.20	0.7197	0.042	
0.36	1.2955	0.16	
0.40	1.4394	0.225	
0.42	1.5114	0.255	massimo
0.50	1.7992	0.16	
0.60	2.1591	0.07	
0.80	2.8788	0.025	
1.00	3.5985	0.015	
1.20	4.3182	0.01	
1.40	5.0379	0.009	
1.60	5.7576	0.009	

Sapendo che  $h_c$  è l'abbassamento del livello dell'acqua causato dalla pressione del cuscinio, vale la seguente equazione:

$$h_c = t_o - t_i \quad (2.5)$$

Sostituendo i dati relativi all'acqua salata e all'acqua dolce, si ottiene

- $h_{c \text{ acqua salata}} = 0.05 \text{ m} - 0.00531294 \text{ m} = 0.04468706 \text{ m}$
- $h_{c \text{ acqua dolce}} = 0.05 \text{ m} - 0.003679692 \text{ m} = 0.046320308 \text{ m}$

Prendendo una serie di valori  $C_{sk}$  dalla figura 1.2.8, sistemandoli nella tabella 2.2.8 e interpolandoli su MATLAB, si ottengono i grafici delle figure 2.2.8 e 2.2.9.

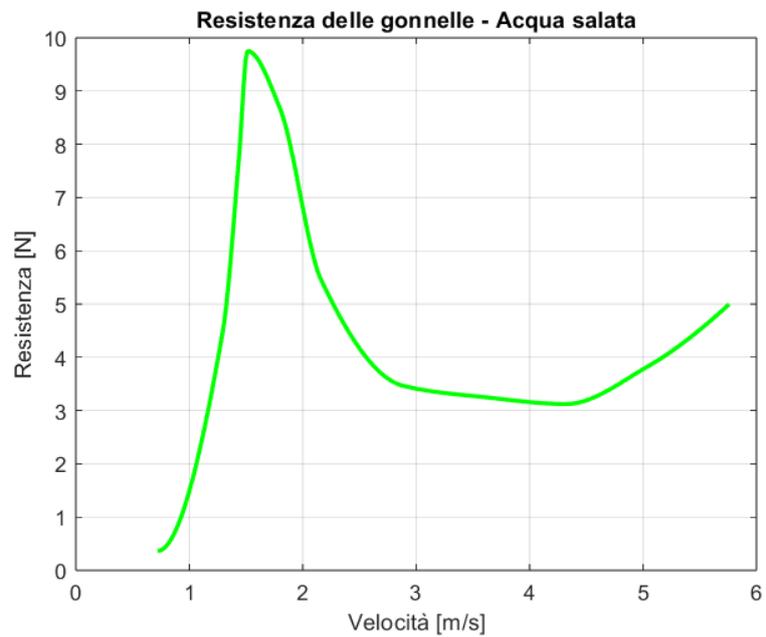


Figura 2.2.8 Resistenza delle gonnelle secondo Muraio per l'acqua salata.

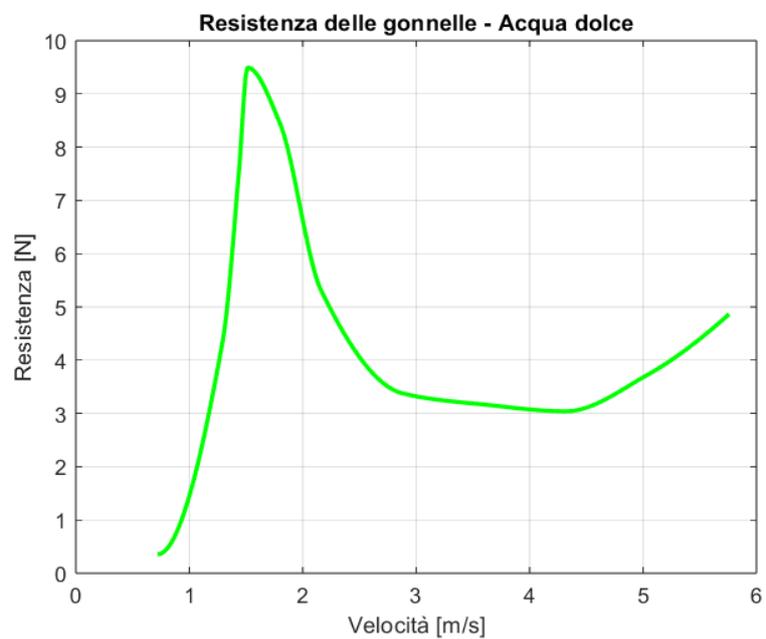


Figura 2.2.9 Resistenza delle gonnelle secondo Muraio per l'acqua dolce.

### Resistenza dovuta alla perdita di quantità di moto dell'aria in uscita da sotto alle gonnelle

Sapendo che lo spazio libero di prua  $h_1$  e lo spazio libero di poppa  $h_2$  hanno valori circa uguali, in particolare:

$$h_1 \approx h_2 \approx 10 \text{ mm} \quad (2.6)$$

Sostituendo l'equazione (2.6) nell'equazione (1.43) e sapendo che  $\phi_1$  e  $\phi_2$ , avendo entrambi un valore compreso tra 0.5 e 0.6, sono dello stesso ordine di grandezza, si ottiene quanto segue:

$$R_{\alpha''} = \rho_a(\phi_1 h_1 B_c P^2 - \phi_2 h_2 B_c P^2) \approx 0 \quad (2.7)$$

### Resistenza totale causata dal cuscino d'aria e dai suoi sistemi di generazione e mantenimento.

La resistenza totale causata dal cuscino d'aria e dalle componenti che ne permettono la generazione e il mantenimento è la somma di tutti i vari contributi che abbiamo appena discusso:

$$R_{tot,cush} = R_a'' + R_w + R_m + R_{sk} + \cancel{R_{\alpha''}} \quad (2.8)$$

Le varie resistenze che compongono  $R_{tot,cush}$  sono rappresentate nelle figure 2.2.10 e 2.2.12.

L'andamento di  $R_{tot,cush}$ , invece, è rappresentato nelle figure 2.2.11 e 2.2.13.

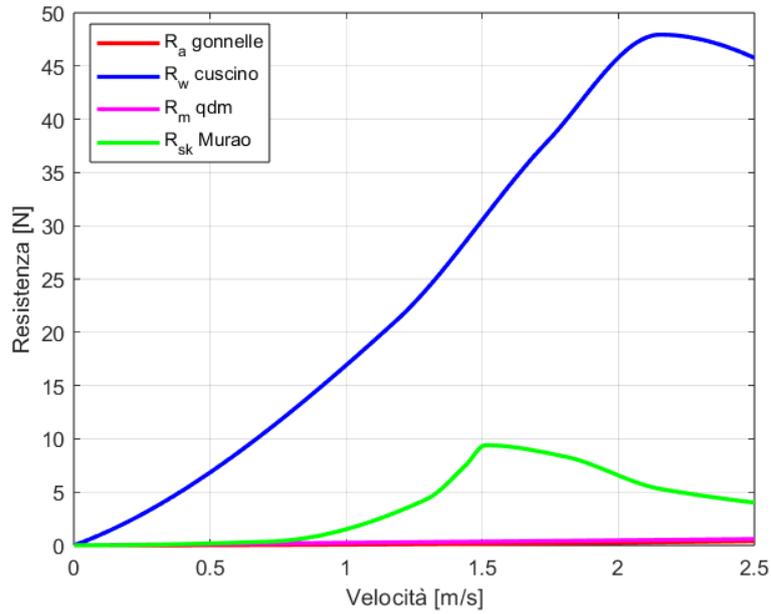


Figura 2.2.10 Resistenze causate dal cuscino d'aria e dai sistemi di generazione e mantenimento dello stesso nel caso di acqua salata.

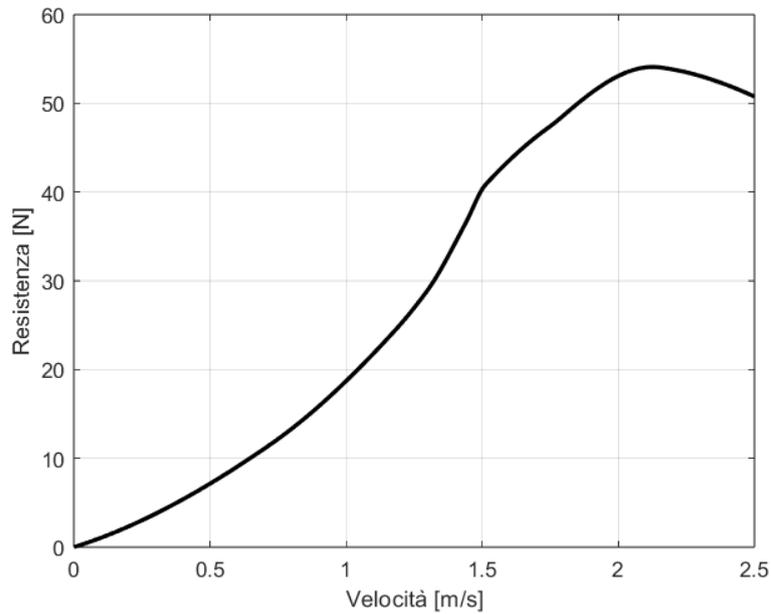


Figura 2.2.11 Resistenza totale causata dal cuscino d'aria e dai sistemi di generazione e mantenimento nel caso di acqua salata.

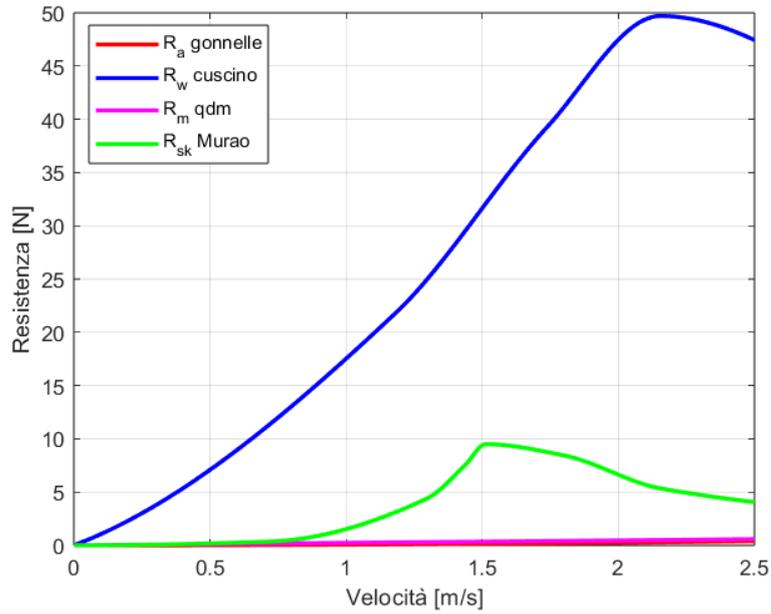


Figura 2.2.12 Resistenze causate dal cuscino d'aria e dai sistemi di generazione e mantenimento dello stesso nel caso di acqua dolce.

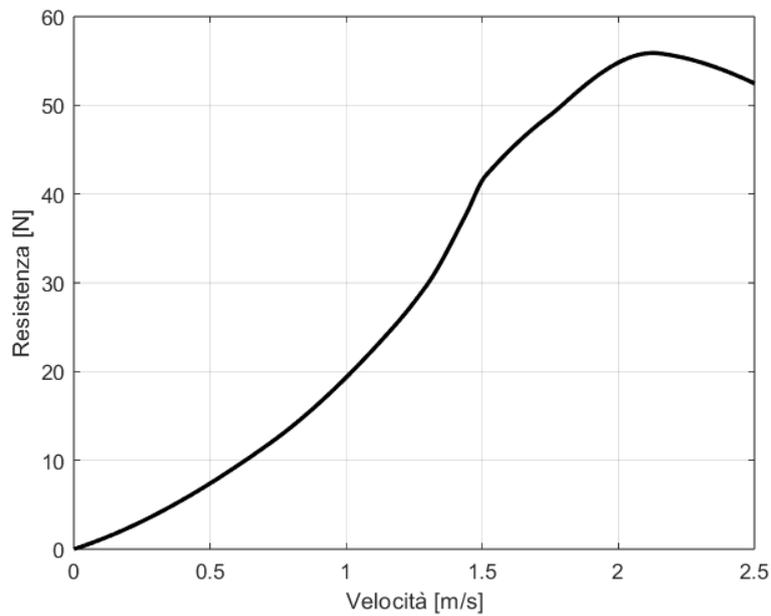


Figura 2.2.13 Resistenza totale causata dal cuscino d'aria e dai sistemi di generazione e mantenimento nel caso di acqua dolce.

### 2.2.3 Modifica delle curve di resistenza di SWAMP

Dato che siamo già in possesso delle curve di resistenza di SWAMP, ci occuperemo di scalarle per adattarle al nuovo pescaggio.

Definiamo la resistenza di SWAMP come segue:

$$R_{\text{SWAMP}} = \frac{1}{2} C_t S_w \rho_w v^2 \quad (2.9)$$

dove:

- $C_t$  è il coefficiente di resistenza totale;
- $S_w$  è la superficie bagnata.

Definiamo il numero di Froude del fondale come segue:

$$Fn_h = \frac{v}{\sqrt{gh}} \quad (2.10)$$

dove  $h$  è la profondità del fondale.

I dati delle tabelle 2.2.9, 2.2.10, 2.2.11, 2.2.12 e 2.2.13 sono rappresentati nelle figure 2.2.14 e 2.2.15 (Odetti, 2019).

Dalla figura 2.2.15, notiamo una sovrapponibilità generale delle curve che uniscono i punti per ogni  $h/t < 9$  (sia  $t$  il pescaggio esterno). Si potrebbe pertanto usare una funzione cubica per approssimare l'andamento di  $C_t$  in funzione di  $Fn_h$  per ogni  $h/t < 9$ , trattando la curva  $h/t = 9$  separatamente.

Per una maggiore precisione, però, si approssimerà a una cubica la funzione  $C_{t(v,h/t)}$ , ossia ognuna delle curve rappresentate nella figura 2.2.14.

Tabella 2.2.9  $C_t \cdot 10^3$  in funzione di  $Fn_h$  e  $V$  per  $h/t = 1.5$ .

$Fn_h$	$V$ [m/s]	$C_t \cdot 10^3$
0.35	0.50	18.28
0.43	0.62	20.30
0.51	0.74	24.04
0.61	0.88	51.27
0.69	1.00	95.16

Tabella 2.2.10  $C_t \cdot 10^3$  in funzione di  $Fn_h$  e  $V$  per  $h/t = 2.0$ .

$Fn_h$	$V$ [m/s]	$C_t \cdot 10^3$
0.30	0.50	14.95
0.45	0.74	17.81
0.53	0.88	24.87
0.60	1.00	34.43
0.76	1.26	79.09

Tabella 2.2.11  $C_t \cdot 10^3$  in funzione di  $Fn_h$  e  $V$  per  $h/t = 2.5$ .

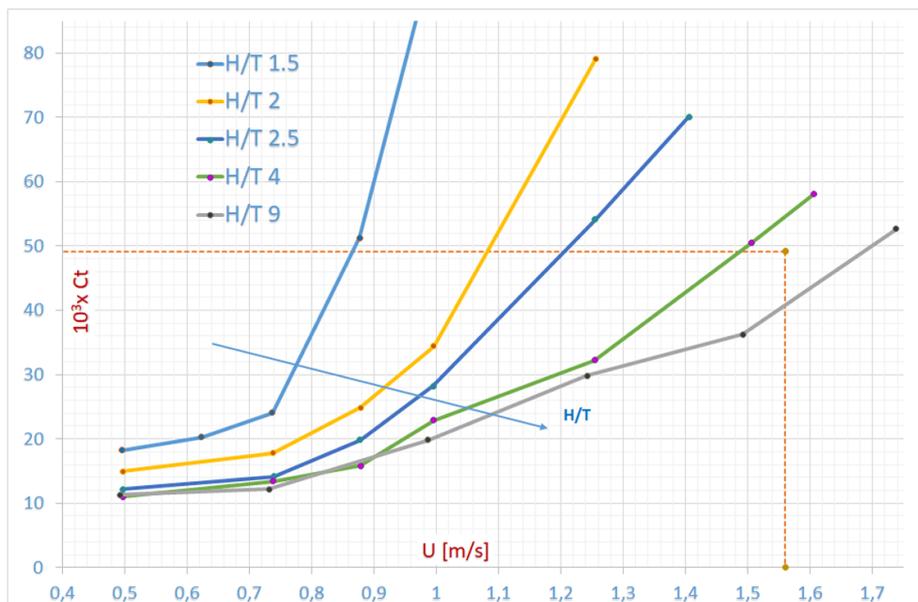
$Fn_h$	$V$ [m/s]	$C_t \cdot 10^3$
0.27	0.50	12.22
0.40	0.74	14.16
0.47	0.88	19.83
0.54	1.00	28.24
0.68	1.26	54.15
0.76	1.41	70.08

Tabella 2.2.12  $C_t \cdot 10^3$  in funzione di  $Fn_h$  e  $V$  per  $h/t = 4.0$ .

$Fn_h$	$V$ [m/s]	$C_t \cdot 10^3$
0.21	0.50	11.04
0.32	0.74	13.43
0.37	0.88	15.83
0.42	1.00	22.90
0.54	1.25	32.27
0.64	1.51	50.48
0.68	1.61	58.02

Tabella 2.2.13  $C_t \cdot 10^3$  in funzione di  $Fn_h$  e  $V$  per  $h/t = 9.0$ .

$Fn_h$	$V$ [m/s]	$C_t \cdot 10^3$
0.14	0.49	11.34
0.21	0.73	12.16
0.28	0.99	19.88
0.35	1.24	29.81
0.42	1.49	36.26
0.49	1.74	52.63

Figura 2.2.14 Coefficiente di resistenza in funzione di  $v$  a diversi valori di  $h/t$ .

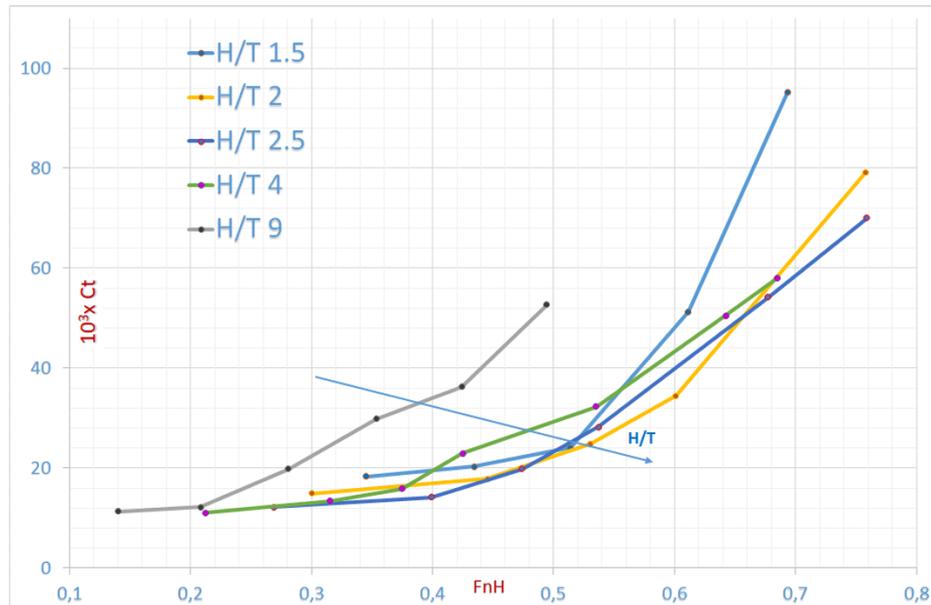


Figura 2.2.15 Coefficiente di resistenza in funzione di  $Fn_h$  a diversi valori di  $h/t$ .

Eseguendo un'interpolazione polinomiale di grado 3 su MATLAB si ottiene un'equazione di terzo grado per ogni valore di  $h/t$ . Si fornisce a titolo di esempio l'equazione relativa a  $h/t = 9$ :

$$C_t(v) = -3.4356 \cdot 10^{-4} v^3 + 2.1786 \cdot 10^{-2} v^2 - 1.4247 \cdot 10^{-2} v + 1.2557 \cdot 10^{-2}$$

### Calcolo della superficie bagnata

Per poter calcolare la resistenza con l'equazione (2.9) è necessario calcolare la superficie bagnata. La tabella 2.2.14 fornisce i valori della superficie bagnata in funzione della linea di galleggiamento. Dato che però dopo la modifica  $t_o \neq t_i$ , non è sufficiente prendere direttamente il valore da questa tabella, ma è necessario ragionare sulla superficie di SWAMP.

Possiamo calcolare la superficie bagnata come segue:

$$S_{W,\text{cushion}(0.05)} = \frac{S_{W(0.05)}}{2} + 1.2 \frac{S_{W(t_i)}}{2} = \begin{cases} 0.444 \text{ m}^2 & (\text{acqua salata}) \\ 0.438 \text{ m}^2 & (\text{acqua dolce}) \end{cases} \quad (2.11)$$

Il coefficiente 1.2 è un fattore correttivo dovuto al fatto che il coefficiente di resistenza totale  $C_t$  è un insieme di diversi termini che non sono solo in funzione di  $S_w$ , e quindi non sarebbe corretto togliere tutta la superficie asciutta interna.

Nell'equazione (2.11) per il calcolo del termine dipendente dal pescaggio interno si è usata un'interpolazione lineare che ha dato i seguenti risultati:

- nel caso di acqua salata  $S_{W(t_i)} = 0.29$ ;
- nel caso di acqua dolce  $S_{W(t_i)} = 0.28$ .

Tabella 2.2.14 Relazione tra immersione e superficie bagnata con e senza cuscino.

Immersione (m)	Area bagnata $S_w$ (m <sup>2</sup> )
0.00	0.26
0.01	0.32
0.02	0.38
0.03	0.43
0.04	0.49
0.05	0.54
0.06	0.60
0.07	0.65
0.08	0.70
0.09	0.75
0.10	0.80
0.11	0.85
0.12	0.90
0.13	0.95
0.14	1.00
0.15	1.05

#### 2.2.4 Calcolo della resistenza totale di SWAMP dopo la modifica

Nota la superficie bagnata dell'equazione (2.11), dalla risoluzione su MATLAB dell'equazione (2.9) si ottiene una curva di resistenza per ogni valore di  $h/t$ . I risultati

relativi all'acqua salata e all'acqua dolce sono rappresentati rispettivamente nelle figure 2.2.16 e 2.2.17.

Avendo diminuito il pescaggio grazie al cuscino d'aria, a parità di rapporto  $h/t$ , diminuisce anche la profondità del fondale: dopo la modifica si può operare in fondali poco profondi come se si stesse operando in fondali più profondi in assenza di cuscino. Ad esempio, se prima la curva per  $h/t = 1,5$  corrispondeva a una profondità di 200 mm, adesso corrisponde a una profondità di 75 mm. Inoltre, le curve sono scalate dal diverso valore di  $S_w$  nell'equazione (2.9), dato che, facendo riferimento alla tabella 2.2.14,  $S_w$  dipende dall'immersione, parametro che è stato ridotto notevolmente dopo la modifica.

In particolare, per  $t = 50$  mm,

- $h/t = 1.5$  corrisponde a  $h = 75$  mm;
- $h/t = 2.0$  corrisponde a  $h = 100$  mm;
- $h/t = 2.5$  corrisponde a  $h = 125$  mm;
- $h/t = 4.0$  corrisponde a  $h = 200$  mm;
- $h/t = 9.0$  corrisponde a  $h = 450$  mm o, in generale, a profondità infinita.

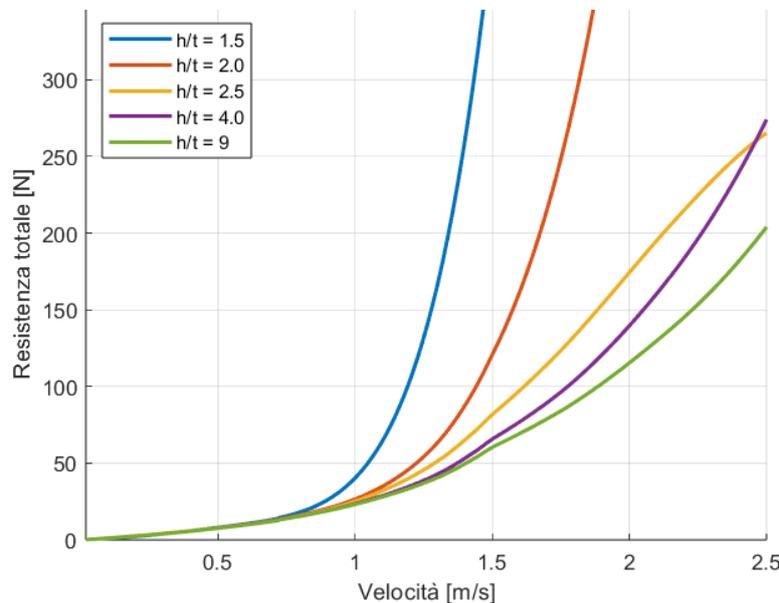


Figura 2.2.16 Resistenza totale di SWAMP dopo la modifica (acqua salata).

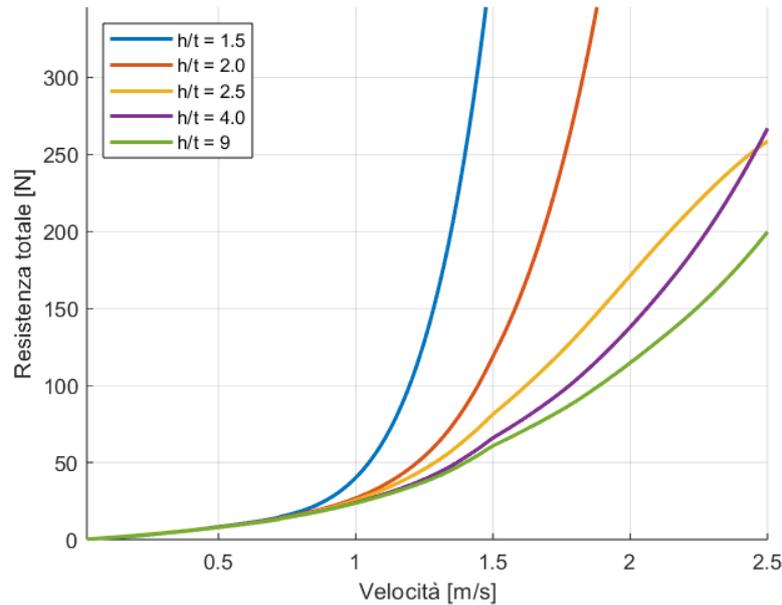


Figura 2.2.17 Resistenza totale di SWAMP dopo la modifica (acqua dolce).

### 2.2.5 Confronto a fondale infinito

Si vogliono ora confrontare le curve (relative alla configurazione prima della modifica) a fondale infinito per vari valori di immersione con la curva a fondale infinito ottenuta dopo la modifica di SWAMP in *hovercraft*.

Dalla tabella 2.2.14 si prendono alcuni valori di  $S_w$ , e, per ognuno di tali valori, si calcola la resistenza totale di SWAMP prima della modifica.

Le curve analizzate sono rappresentate nella figura 2.2.18. Si noti che, se si volesse fare un'analisi dell'energia consumata, bisognerebbe tenere in conto anche la potenza consumata per il mantenimento del cuscino, in quest'analisi non considerata.

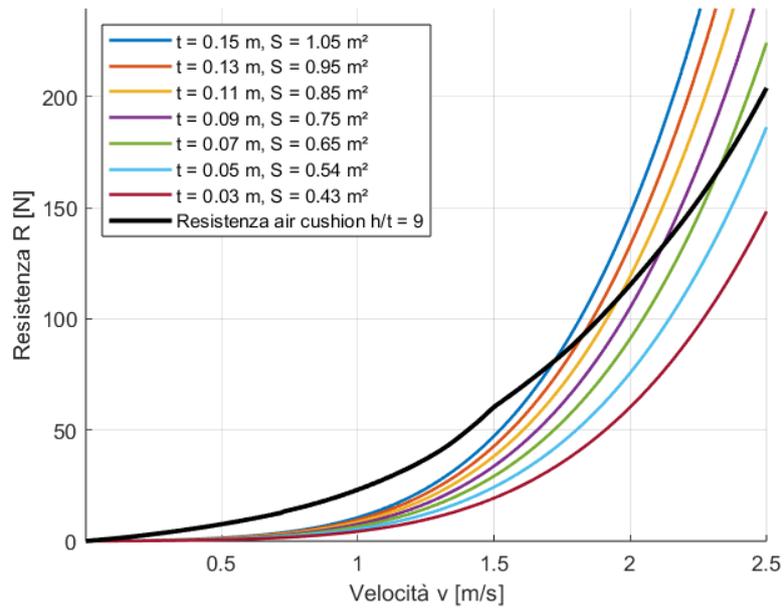


Figura 2.2.18 Curve di resistenza di SWAMP in funzione della velocità a fondale infinito e in acqua salata (prima e dopo la modifica).

# Conclusioni

Come possiamo vedere nella figura 2.2.18, rispetto alle curve di resistenza di SWAMP senza cuscino (si ricorda che SWAMP ha un'immersione di  $t = 0.1$  m a vuoto e  $t = 0.15$  m a massimo carico), notiamo immediatamente una convenienza del cuscino d'aria nel caso di elevate velocità ( $v > 2$ ). Ciò è dovuto al fatto che il *wave-making* del cuscino d'aria crea un certo aumento della resistenza anche a basse velocità.

Nonostante ciò, in determinate situazioni, l'utilizzo del cuscino d'aria rimane conveniente anche a  $v < 2$  m/s, in quanto la riduzione del pescaggio permette, oltre all'esplorazione di zone prima irraggiungibili, di mantenere, a parità di altezza del fondale, un rapporto  $h/t$  maggiore e, quindi, una resistenza minore. Si faccia riferimento per esempio alle figure 2.2.16 e 2.2.17: ivi possiamo notare che ci si può spingere a valori più alti della velocità rispetto a prima della modifica. Ad esempio, infatti, con un fondale di altezza  $h = 7.5$  cm, ossia per  $h/t = 1.5$ , SWAMP potrà muoversi alla velocità di 1.2 m/s senza essere sottoposto a resistenze particolarmente elevate.

Per effettuare un confronto completo, comunque, è necessario calcolare la potenza di generazione del cuscino:

$$N = \frac{Q p_c}{\eta_f \eta_m}$$

Si considerino il rendimento del motore  $\eta_m = 0.95$  e il rendimento della ventola  $\eta_f = 0.5$ .

Si ricava che la potenza vale

- $N = 179.73$  W nel caso di acqua salata;
- $N = 181.40$  W nel caso di acqua dolce.

Si noti che i valori ottenuti sia per  $Q$  sia per  $N$  sono sovradimensionati rispetto a quelli reali. Ciò è dovuto al fatto che l'equazione (1.27) è pensata per imbarcazioni più grandi di SWAMP. Lo studio fatto è corretto in quanto progettazione preliminare ma, nel *design* definitivo, sarà necessario calcolare la velocità del getto e calcolare la portata come

$$Q = \rho_{air} (V_{jet,bow} S_{clearance,bow} + V_{jet,stern} S_{clearance,stern})$$

dove

$$S_{clearance,bow} = S_{clearance,stern} = B_c \cdot h_{clearance}$$

è l'area dello spazio libero di prua o di poppa.

Ipotizziamo ora - nel caso di acqua salata e di fondale infinitamente profondo - di aumentare il carico di 25 kg oltre ai 20 inizialmente ipotizzati:

$$W = W_{actual} + 20 \text{ kg} + 25 \text{ kg} = 84 \text{ kg}$$

e di fare la stessa cosa in assenza del cuscino:

$$W = W_{light} + 20 \text{ kg} + 25 \text{ kg} = 80 \text{ kg}$$

Nel primo caso, la presenza del carico aggiuntivo creerà una sovrappressione nel cuscino:

$$p_{add} = \frac{W_{add}}{S_c} = \frac{25 \text{ kg}}{0.93 \text{ m}^2} = 26.88 \text{ Pa}$$

$$p_{c(45 \text{ kg})} = p_{c(20 \text{ kg})} + p_{add} = 476.2 \text{ Pa}$$

$$N_{(45 \text{ kg})} = \frac{Q_{(45 \text{ kg})} p_{c(45 \text{ kg})}}{\eta_f \eta_m} = 194.49 \text{ W}$$

dove  $Q_{(45 \text{ kg})} = 0.194 \text{ m}^3/\text{s}$  è stata ricalcolata con l'equazione (1.27).

L'incremento di potenza vale

$$N_{add} = N_{(45 \text{ kg})} - N_{(20 \text{ kg})} = 14.76 \text{ W}$$

Come è evidente, gli aumenti di pressione e di potenza non sono particolarmente elevati, soprattutto tenendo in conto che si è più che raddoppiato il carico.

Nel secondo caso, facendo riferimento alla tabella 2.2.3 e applicando un'interpolazione lineare ai dati forniti da essa, l'immersione aumenterà fino a 0,184 metri.

Come mostrato nella figura 2.2.19, la presenza del cuscino permette di trasportare un carico di 45 kg a velocità irraggiungibili senza lo stesso.

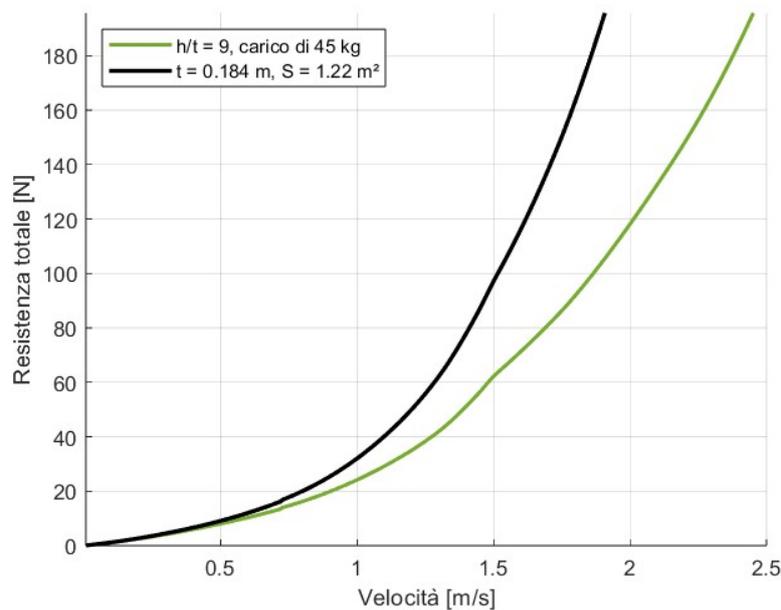


Figura 2.2.19 Confronto a fondale infinito e in acqua salata delle resistenze di SWAMP con e senza cuscino per un *payload* di 45 kg.

## Ringraziamenti

Ringrazio l'Ing. Angelo Odetti, relatore della tesi, per il supporto e la guida che mi ha offerto durante la stesura di questo elaborato, indicandomi con chiarezza la strada da seguire e aiutandomi ad acquisire una conoscenza più profonda della teoria alla base dei calcoli effettuati.

Ringrazio il Prof. Alessandro Bottaro, anch'egli relatore della tesi, per avermi trasmesso la passione per il mondo della fluidodinamica e per tutte le preziose indicazioni che mi ha fornito durante quest'anno accademico.

Ringrazio di tutto cuore i miei genitori, che mi hanno sempre sostenuto e guidato, insegnandomi valori e lezioni di vita che nessun altro avrebbe potuto trasmettermi.

Un particolare ringraziamento va a mia sorella Sofia Diletta, che ha sempre fatto il tifo per me, anche volendo assistere di persona - pur essendo estranea agli argomenti trattati - a diversi esami orali che ho sostenuto.

Ringrazio i miei amici Edoardo e Tommaso per tutti i momenti felici condivisi dentro e fuori dal liceo e dall'università, e i miei compagni di ingegneria Mattia e Matteo per aver percorso con me questi intensi e bellissimi anni.

Agradezco a mis amigos del Erasmus Luis, Santiago, Adlemi, Marlene, Ana y Uvaldo, por haber hecho de mi experiencia internacional la más bonita de mi vida y por haberme enseñado que la amistad no conoce fronteras.

# Bibliografia

- M. J. Barratt, J. T. Everest, N. Hogben, J. C. Shipway, and J. H. W. Wheatley. Estimation of power and drag for marine hovercraft: A review of the state of the art. *National Physical Laboratory, Hovercraft Unit Report*, (10), 1969.
- Yu Yu Benya and VK Dyachenko. Basic theories of air cushion vehicles. 1971.
- Donald L. Blount and David L. Fox. Small-craft power prediction. *Marine Technology and SNAME News*, 13(01):14–45, 01 1976. ISSN 0025-3316. doi: 10.5957/mt1.1976.13.1.14. URL <https://doi.org/10.5957/mt1.1976.13.1.14>.
- HR Chaplin and AG Ford. Some design principles of ground effect machines. section d-drag (ground effect machine drag term derivations). 1966.
- John B Chaplin. Amphibious surface effect vehicle technology—past, present and future. Technical report, 1974.
- J.B. Hadler. *The Prediction of Power Performance on Planing Craft*. Soc/Naval Architects & Marine, 1966.
- S. F. Hoerner. Fluid-dynamic drag. 1965. URL [https://ia800606.us.archive.org/17/items/FluidDynamicDragHoerner1965/Fluid-dynamic\\_drag\\_\\_Hoerner\\_\\_1965\\_text.pdf](https://ia800606.us.archive.org/17/items/FluidDynamicDragHoerner1965/Fluid-dynamic_drag__Hoerner__1965_text.pdf).
- Y. Hua, F.S. Dang, G.L. Lee, and L. Yun. The method for predicting drag of hovercraft on calm water. Technical report, MARIC, 1989.
- B. A. Kolyzaev, A. I. Kosorukov, and V. A. Litvinenko. *Handbook of the Design of Ships with Hydrodynamic Support Principle*. 1980. URL <https://djvu.online/file/GQF8dSNoNXYFg>.
- G. L. Lee. The influence of changing the geometric parameters of sidewalls on the drag of ses. *Jiang Su Ship*, 1987.
- Rinichi Murao. On the propulsion performance of ses on water surface (second part). *Journal of the Japan Society for Aeronautical and Space Science*, 24(26), 1979.
- J Nicholas Newman. Wave resistance of a moving pressure distribution in a canal. *DTMB report*, 1962.

- Angelo Odetti. *Study of innovative autonomous marine vehicles for monitoring in remote areas and shallow waters: The Shallow Water Autonomous Multipurpose Platform (SWAMP)*. Phd thesis, Università degli Studi di Genova, Dipartimento di Ingegneria Navale, Elettrica, Elettronica e delle Telecomunicazioni (DITEN), Genova, Italy, 2019. Dottorato di Ricerca in Scienze e tecnologie per l'Ingegneria Elettrica, l'Ingegneria Navale, i Sistemi complessi per la mobilità, XXXII Ciclo.
- Angelo Odetti, Gabriele Bruzzone, Marco Altosole, Michele Viviani, and Massimo Caccia. Swamp, an autonomous surface vehicle expressly designed for extremely shallow waters. *Ocean Engineering*, 216:108205, 2020. ISSN 0029-8018. doi: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108205>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801820311318>.
- Hiroomi Ozawa, Hiraku Tanaka, and Susumu Yamashita. Evaluation on resistance characteristics of an air cushion catamaran in calm wate. *Transactions of the Japan Society of Naval Architects*, 1979(146):35–42, feb 1979. doi: 10.2534/jjasnaoe1968.1979.146\_35.
- M Plackett and R Wade. Design aspects of seal systems for air cushion vehicles. In *Advanced Marine Vehicles Conference*, 1978. doi: 10.2514/6.1978-755. URL <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.1978-755>.
- H. Z. Rong. Calculation of wave profile induced by moving ses. Master's thesis, MARIC, 1982.
- A. A. West. On the performance of the hovercraft single-wall skirt. *Aeronautical Quarterly*, 18(4):321–331, 1967. doi: 10.1017/S0001925900004315.
- Bohyun Yim. On the wave resistance of surface effect ships. *Journal of Ship Research*, 15(01):22–32, 03 1971. ISSN 0022-4502. doi: 10.5957/jsr.1971.15.1.22. URL <https://doi.org/10.5957/jsr.1971.15.1.22>.