

本調査研究はモーターボート競走公益資金による
(財)日本船舶振興会の補助金を受けて実施したものである

研究資料No.377

第186 研究部会

氷海用船舶・海洋構造物の設計・ 建造に関する研究 報告書

昭和60年3月

社団法人
日本造船研究協会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会昭和59年度補助事業として日本造船研究協会第186研究部会において実施した「氷海用船舶・海洋構造物の設計・建造に関する研究」の成果をまとめたものである。

なお、船舶技術研究所と本会の間で共同研究契約を締結し、研究を効率的に進めた。

本研究部会委員ならびに関係者は次のとおりである。(敬称略、順不同)

第186研究部会委員名簿

部会長	藤田 謙 (東京大学)			
幹事	北川 弘光 (船舶技術研究所)	新田 頭 (日本海事協会)		
	成田 仁 (三井造船)	木村 峻久 (石川島播磨重工業)		
	城野 隆史 (日立造船)	吉田 昌平 (川崎重工業)		
	須藤 正信 (日本鋼管)	山本 崇也 (三菱重工業)		
	橋本 泰明 (住友重機械工業)			
委員	高橋 肇 (船舶技術研究所)	手塚 登 (石油公団)		
	鈴木 勲 (日本造船振興財団)	三宅 淳達 (日本作業船協会)		
	藤井 正樹 (日本郵船)	松尾 稔 (大阪商船三井船舶)		
	木村 哲夫 (新日本製鉄)	川口 昇 (三菱重工業)		
	久富 吉弘 (日立造船)	佐藤 守 (日本鋼管)		
	渡辺 稔浩 (日本鋼管)	江口 嘉昌 (日立造船)		
	渋谷 成人 (住友重機械工業)	小野山 久 (日本鋼管)		

第186研究部会船型小委員会委員名簿

主査	成田 仁 (三井造船)		
幹事	北川 弘光 (船舶技術研究所)	川口 昇 (三菱重工業)	
	田淵 寛 (三井造船)	片桐 徳二 (石川島播磨重工業)	
	藤井 克哉 (石川島播磨重工業)	吉田 昌平 (川崎重工業)	
	村上 延夫 (日立造船)	江口 嘉昌 (日立造船)	
	永松 秀一 (住友重機械工業)	須藤 正信 (日本鋼管)	
	福島 雅博 (三井造船)	城野 隆史 (日立造船)	
	加戸 正治 (住友重機械工業)	渋谷 成人 (住友重機械工業)	
	小野山 久 (日本鋼管)	藤井 正樹 (日本郵船)	
	松尾 稔 (大阪商船三井船舶)		
委員	佐藤 守 (日本鋼管)	中間 隆三郎 (函館トック)	
	貞光 勝 (来島どっく)	山本 規雄 (日本海事協会)	
	星野 久雄 (新潟鉄工所)	渡辺 明 (山下新日本汽船)	
	柴田 幸夫 (ジャパンライン)	三宅 淳達 (日本作業船協会)	
	堤 弘 (日本船舶品質管理協会)	板沢 順 (かもめプロペラ)	
	海津 源治 (ナカシマプロペラ)	伊藤 政光 (神戸製鋼所)	

木村哲夫 (新日本製鉄)	青木真一 (川崎製鉄)
鎌田晃郎 (川崎製鉄)	高橋智 (キーパー)
河井清高 (大阪造船所)	大東俊一 (小野測器)
石田富之輔 (日本ペイント)	今野茂 (関西ペイント)
岩上彰夫 (中央工産)	田中陽 (川崎重工業)
立花康夫 (富士電機)	山口栄三 (日立造船)

第186研究部会リグ小委員会委員名簿

主査 北川弘光 (船舶技術研究所)	
委員 成田仁 (三井造船)	山本崇也 (三菱重工業)
八島信良 (三井造船)	桑子寛 (石川島播磨重工業)
山中直樹 (川崎重工業)	久富吉弘 (日立造船)
砂原誠一 (住友重機械工業)	藤田忠熙 (日本鋼管)

第186研究部会船型小委員会船体機装ワーキング・グループ委員会委員名簿

小野山久 (日本鋼管)	上谷秀雄 (三井造船)
安孫子玲一郎 (日立造船)	

第186研究部会船型小委員会構造ワーキング・グループ委員会委員名簿

渡田成人 (住友重機械工業)	川口昇 (三菱重工業)
松島義男 (石川島播磨重工業)	末岡英利 (三菱重工業)

第186研究部会船型小委員会機関ワーキング・グループ委員会委員名簿

江口嘉昌 (日立造船)	高木賀建 (日本鋼管)
島本道男 (三菱重工業)	館野寛三 (石川島播磨重工業)
矢吹捷一 (三井造船)	大谷紳一 (川崎重工業)
山本益雄 (住友重機械工業)	

“しらせ”実船試験小委員会委員名簿

主査	北川弘光	(船舶技術研究所)			
委員	泉山耕	(船舶技術研究所)	成田仁	(三井造船)	
	田淵寛	(三井造船)	川口昇	(三菱重工業)	
	片桐徳二	(石川島播磨重工業)	藤井克哉	(石川島播磨重工業)	
	城野隆史	(日立造船)	吉田昌平	(川崎重工業)	
	永松秀一	(住友重機械工業)	加戸正治	(住友重機械工業)	
	須藤正信	(日本鋼管)	佐藤守	(日本鋼管)	
	福島雅博	(三井造船)	水原修平	(三井造船)	
	大塚国昭	(三井造船)	立花康夫	(富士電機)	
	関本貢	(富士電機)	波江唯司	(石川島播磨重工業)	
	オブザーバ	岩波圭祐	(海上保安庁)		

討議参加等関係者名簿

宮沢徹	(運輸省)	宮島進	(運輸省)
松本一成	(運輸省)	浜田哲	(運輸省)
安田優人	(石油公団)	高田光芳	(日立造船)
柳沢一郎	(石川島播磨重工業)	土屋貞光	(日本鋼管)
成田秀明	(日本鋼管)	藤永隆志	(川崎重工業)
矢木常之	(川崎重工業)	神蔵義光	(ジャパンライン)
浅井孝雄	(日本郵船)	阿久津幸雄	(三井造船)
出口一彦	(住友重機械工業)	戸谷裕造	(石油公団)
草野忠夫	(石川島播磨重工業)	村本英久	(富士電機)
楠田昌孝	(三井造船)	北野茂一	(日立造船)
龍田昌毅	(新日本製鉄)	増本彰	(川崎重工業)
有田正夫	(日立造船)	越野隆弘	(日本海事協会)
竹口順啓	(大阪商船三井船舶)	財津優	(日本鋼管)
小林勝	(日本鋼管)	山本隆夫	(日立造船)
広瀬春樹	(日本鋼管)		

目 次

緒 言	1
第1部 氷海用船舶の研究	2
1. 全体概要	2
1.1 研究の目的	2
1.2 研究実施概要	2
1.3 研究成果の総括	3
1.3.1 調査研究	3
1.3.2 氷海船舶試験水槽における模型試験	6
1.3.3 200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計と運航経済性の検討	7
2. 200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計	9
2.1 基本計画	9
2.1.1 概 要	9
2.1.2 設計条件及び要求性能	9
2.1.3 主 要 目	10
2.1.4 基 本 図	13
2.1.5 最終船型の氷中性能	25
2.2 船 殻 構 造	41
2.2.1 概 要	41
2.2.2 設 計 検 討	44
2.2.3 設 計 結 果	60
2.3 船 体 籬 装	63
2.3.1 概 要	63
2.3.2 タンク凍結防止	70
2.3.3 Mooring Winch	76
2.3.4 ヒーリングシステム	78
2.3.5 諸管装置の問題点とその対策	79
2.4 機関および電気部	82
2.4.1 機関部の概要	82
2.4.2 推進装置の選定	90
2.4.3 推進装置の構成	99
2.4.4 軸 系	105
2.4.5 プ ロ ペ ラ	108
2.4.6 蒸気発生装置	109
2.4.7 一般用発電装置	111
2.4.8 補 機	113
2.4.9 保 守	116
2.4.10 氷海特有事項	116
2.4.11 諸 デ ー タ	118
2.4.12 機関室内配置	120

3. 運航経済性及び運航上の諸問題	121
3.1 概 要	121
3.2 運航採算	121
3.2.1 運航採算計算条件	121
3.2.2 月別輸送コスト計算	129
3.2.3 年間運航シミュレーション計算	136
3.2.4 運航コストに与える変数の影響	142
3.3 氷海商船の運航上の諸問題	148
4. 氷中シリーズテスト	149
4.1 はしがき	149
4.2 供試模型船等	149
4.3 L/Bシリーズ	150
4.4 B/dシリーズ	152
4.5 midshipシリーズ	153
4.5.1 side flareシリーズ	153
4.5.2 rise of floorシリーズ	155
4.6 船首形状シリーズ	156
4.7 C _B シリーズ	158
4.8 そ の 他	159
4.8.1 流氷中の抵抗	159
4.8.2 抵抗変動	159
4.8.3 スラスト及びトルクの変動	161
4.8.4 船尾シリーズ	163
5. 今後の課題	165
第2部 氷海用海洋構造物に関する調査研究	168
1. はじめに	168
2. 概念設計	168
2.1 浮遊式リグ	168
2.1.1 設計条件	168
2.1.2 浮体計画	169
2.1.3 浮体に作用する力	173
2.1.4 構造計画	177
2.1.5 係留計画	191
2.1.6 曳航・据付	195
2.2 モノコーン型氷海リグ	197
2.2.1 適用規則	197
2.2.2 設計条件	197
2.2.3 設計外力の算定	198
2.2.4 モノコーン型氷海リグの基本計画	206
2.2.5 基礎構造物の検討	206
2.2.6 曳航・輸送の検討	211
2.2.7 設置方法の検討	212

2.3 着底式リグ	214
2.3.1 まえがき	214
2.3.2 設計条件	214
2.3.3 基本計画	215
3. 氷荷重について	224
3.1 展 望	224
3.2 氷水槽における模型実験	224
3.2.1 円柱群に働く氷圧力	224
3.2.2 複合モデルに働く氷圧力	229
4. おわりに	231
第3部 南極観測船「しらせ」による氷海域実船試験	232
1. 緒 論	232
1.1 目的等	232
1.2 実船計測	232
1.3 航 程	232
1.4 性能計測概要	233
1.5 氷状計測概要	233
2. 性能計測結果	242
2.1 計測システム	242
2.2 キャリブレーション	242
2.3 船速計測	242
2.4 スラスト・トルクの計測	243
2.5 動揺計測	243
2.6 加速度計測	243
2.7 氷厚の測定	244
2.8 チャージング	244
3. 氷質計測結果	259
3.1 実施地点	259
3.2 計測方法	259
3.3 氷厚・積雪	263
3.4 氷温・塩分濃度・比重・曲げ強度	263
3.5 三点曲げ試験	263
3.6 圧縮試験	264
4. おわりに	268
結 言	269

緒 言

北極海周辺に豊富なエネルギー資源の埋蔵が予測されたのは、1950年代のことであり、エネルギー情勢の悪化に伴って、1968年、アラスカ・ノーススロープでの石油試掘成功以後、資源調査の対象は、更に厳しい自然環境にある、ボーフォート海、メルビル島、カナダ多島海と広げられてきた。これらの海域においては、既に、ドーム、エッソ、パナクティックなどの各社が、天然ガス又は石油の試掘に成功を収めている。

このような情勢により、日本造船研究協会では、これらのエネルギー資源輸送を担う氷海商船の、来るべき就航に備えて、昭和50年、第160研究部会を発足させ、北極諸海周辺の気象、氷況、資源開発状況、砕氷船建造実績、砕氷船建造技術、氷海実験法、海水の諸性状など、広範囲な調査研究を行った。

昭和54年以降では、第2次石油危機により、北極海周辺に眠るエネルギー資源開発の機運は急速に高まり、石油掘削用の氷海用海洋構造物や氷海タンカーあるいは氷海LNG船建造に対して、具体的な関心が生まれるに至った。

本研究部会は、このような情勢に対応して、従来行ってきた氷海船舶に加え、氷海用海洋構造物についても取扱うこととし、特に、設計および建造に係る技術についての研究開発に重点を置くこととした。又、これらの問題を具体的に研究することで、最も重要である研究施設、氷海船舶試験水槽が昭和56年3月完成の運びとなった。

このため、研究課題名を昭和55年度の「氷海域における船舶・海洋構造物の挙動に関する研究」より、昭和56年度以降は、「氷海用船舶・海洋構造物の設計・建造に関する研究」に改め（部会番はそのまゝ）、また委員会の構成についても、本委員会の下に、氷海用船舶および海洋構造物について、それぞれ小委員会を設置することとして組織の改変を行った。又、氷海用船舶に関する小委員会は、船体機装、構造、および機関の各ワーキンググループを置き、調査・研究の効率化を図った。

昭和58年度には、砕氷船「しらせ」の南極域における氷海航行性能を調査する実船計測を実施するため、「しらせ」実船試験小委員会を組織した。

本年度は、氷海用船舶ならびに氷海用海洋構造物については、最終年度であり、それぞれ、概念設計ととりまとめを行った。

第1部 氷海用船舶の研究

1. 全体概要

1.1 研究の目的

本研究の目的はアラスカ、カナダ周辺などの北極圏から日本への原油輸送にたずさわる氷海用船舶の抵抗推進性能面を中心とした研究開発と、加えてその原油輸送システム主要素たる氷海用船舶全体の技術的ならびに経済的なフィージビリティの調査である。

1.2 研究実施概要

上記目的を達成するため具体的には下記に列挙する調査ならびに研究を行なった。

(1) 調査研究

(イ) 想定航路における氷象・気象に関する文献調査

(ロ) 氷海開発全般に関する文献調査

(2) 氷海船舶試験水槽における模型試験

(3) 200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計と運航経済性検討

表 1.2.1 に船型小委員会にて行われた年次毎の研究内容を示す。55年度においては原油輸送の手段（氷海域における石油輸送システム）として産油地より日本までの直接海上輸送を考え、本小委員会と別個に組

表 1.2.1 研究年次計画

項目 \ 年度	55	56	57	58	59
調査研究	ソ連文献の調査 翻訳	・氷象データの 購入 ・海外調査	氷象データの購 入	氷象補足データ の購入	
氷海用船舶の 模型実験	—	L/B シリーズ	B/d シリーズ midshipシリーズ	船首形状シリー ズ、C _B シリーズ	各種氷海中の性 能
氷海用船舶の 概略試設計	(概念設計)	—	文献調査	文献調査 設計条件の設定	概略試設計 輸送コスト

織された概念設計小委員会において独航型砕氷タンカー方式、砕氷船/随伴耐氷タンカー方式、砕氷構造タンカー/ブッシャー方式の3方式をとりあげた。また船のサイズとしては10万DWT、20万DWT及び30万DWTの3船型が選ばれ、これらの異なる方式と船型についてそれぞれ概念設計が行なわれた。本小委員会においてはこの結果をふまえ、56年度以降に実施された船型シリーズテストの母船型を決定し、模型試験計画を立案した。その際まず船種として上記3方式のうち技術的観点から砕氷・耐氷タンカーの基本になると考えられる独航砕氷タンカーを選んだ。またスケールメリットの観点からは出来るだけ大型船が望ましいが、サイズ選定にあたっては砕氷タンカーの場合、船型の超大型化の問題（建造・修繕ドック能力の問題も含め）船型の大型化に伴う主機馬力の超大出力化の問題等の製造限界その他運航上の諸問題をも考慮して、船型として20万DWT型とした。

またこれらの船種船型検討に並行して海外文献の調査を行い、氷海域の氷象、氷海航行および氷海域での資源開発に関する一般的な情報収集を行った。

56年度以降は表1.2.1に示すように調査研究、氷海用船舶のシリーズ模型試験、及び20万DWT砕氷タンカーの概略試設計の3分野においてそれぞれ年次を追って調査、試験研究及び試設計作業を行った。

調査研究においては主として北極圏-日本間の想定航路ぞいの氷象データの調査に焦点を絞り(気象、海象データも含む)米国およびカナダのコンサルタントに委託し調査を実施した。

模型試験についてはまず第1ステップとして56年から58年度までの3年間にわたり各種シリーズ船型模型による平坦氷中の抵抗・自航試験を行ったあと性能以外の設計上の各要素も加味して最終船型を決定した。つぎに59年度においてその最終船型模型により総合的な氷海性能テスト、すなわち平坦氷、氷丘脈、再凍結水路等各種氷象中での抵抗、自航、旋回、後進テストを実施した。

概略試設計については作業内容が多岐多量となるため、57年度以降本小委員会の下に構造及び船体繊装の各ワーキング・グループを、また58年度よりさらに機関ワーキング・グループを組織して作業を進めた。すなわち各分野毎にそれぞれの文献調査と、それにひきつづく設計作業を本小委員会で決定された基本計画に基づき実施し、最終年度においてその成果を本小委員会にて集約する事により概略試設計を完成した。さらに最終年度においては上記の氷象調査研究、模型試験及び概略試設計の結果を用い、北極圏-日本間の砕氷タンカー輸送のシミュレーションモデルを開発し運航採算計算を行った。

1.3 研究成果の総括

1.3.1 調査研究

(1) 氷象、海気象に関する文献調査

厳しい自然環境下にある北極圏より地下資源を輸送する氷海用船舶の技術開発にあたっては、まず氷象・海気象など自然環境条件を明確にする必要があり、ことに氷海域、寒冷地というような北極圏特有の自然環境についてその概念を把握することは勿論のこと、氷海用船舶の航行が予想される航路に沿った氷象・海気象条件を、より具体的に且つ定量的に把握することが重要である。

このため本研究では、氷海用船舶の航路を日本~ポーフォート海と想定し、この想定航路上における氷象、気象及び海象について次の通り調査した。即ち想定航路をいくつかの区間に分割し、各区间における月別の氷象(密接度、多年氷の割合、1年氷の氷厚及び氷丘脈の分布)と海気象(外気温度、降水頻度、風速、視界及び波高)及び北極海域における海水の機械的特性(圧縮強度、引張り強度、曲げ強度、剪断強度、ヤング率、剪断弾性率、ポアソン比及び摩擦係数)に関するデータの収集、調査、編集をカナダのArctec Canada Ltd.に依頼し、調査結果レポートを入手した。また、氷象の重要性に鑑み、上記全般的調査を補足するため、想定航路上における氷象のうち特にポーフォート海とチュクチ海における多年氷と氷丘脈の分布状況および氷厚推定に関して、同じくカナダのArctec Canada Ltd.に依頼して調査した。

さらに、北極圏からの資源輸送ルートとしては、前述の日本~ポーフォート海航路の他に、ポーフォート海~カナダ東岸航路も考えられるので、この航路上における氷象・気象も調査することとし、次のようなデータの収集、調査、編集を米国のArctec Inc.に依頼した。即ち、ポーフォート海~カナダ東岸間の想定航路上における区間別、月別の氷象(密接度、氷厚、氷丘脈の大きさと分布、氷山の出現頻度、氷盤の移動速度等)と気象(外気温度、風向風速、降水量、湿度、大気圧、視界、日照時間)及び同海域における海水の機械的特性(圧縮強度、曲げ強度等)に関するデータの調査と、これら調査結果にもとづいた、氷海用船舶の設計に対する環境条件・航海上特記すべき環境条件についての一般的考察を行わせた。

氷象、海気象に関するこれら一連の調査研究により、北極圏からの資源輸送ルートにおける氷象・海気象条件を、海域別相違や時期的変化を含めて定量的に把握することができ、氷海用船舶の技術開発にとって有益なデータが得られた。調査結果によると、日本~ポーフォート海間想定航路中最も厳しい氷状を呈するのは、チュクチ海からポーフォート海にかけての海域であり、1年氷の平均最大氷厚(各年

の最大氷厚の平均値)は1.7 m程度、多年氷では3.5 m程度になる。さらに調査結果の一例として、日本～ポーフォート海間想定航路上における平均的な(年によって氷状は変化するが、これらの平均的な値をとった場合の) level ice の密接度及び氷丘脈個数を図1.3.1及び図1.3.2に示す。これにより同想定航路上における氷状を海域別、時期別に把握することができる。

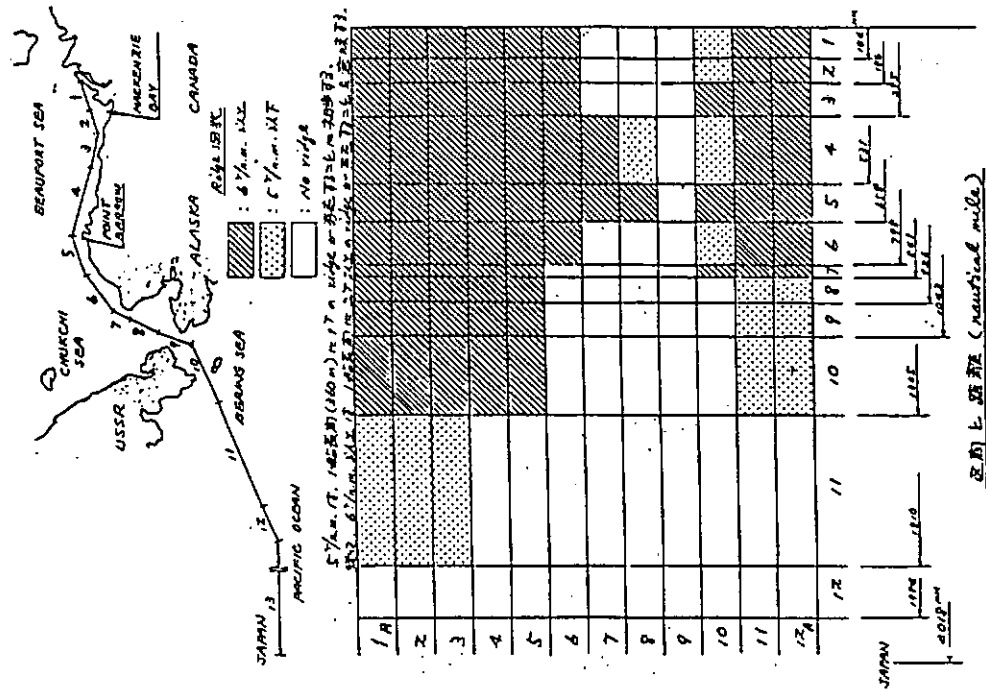


図 1.3.2 氷丘脈個数

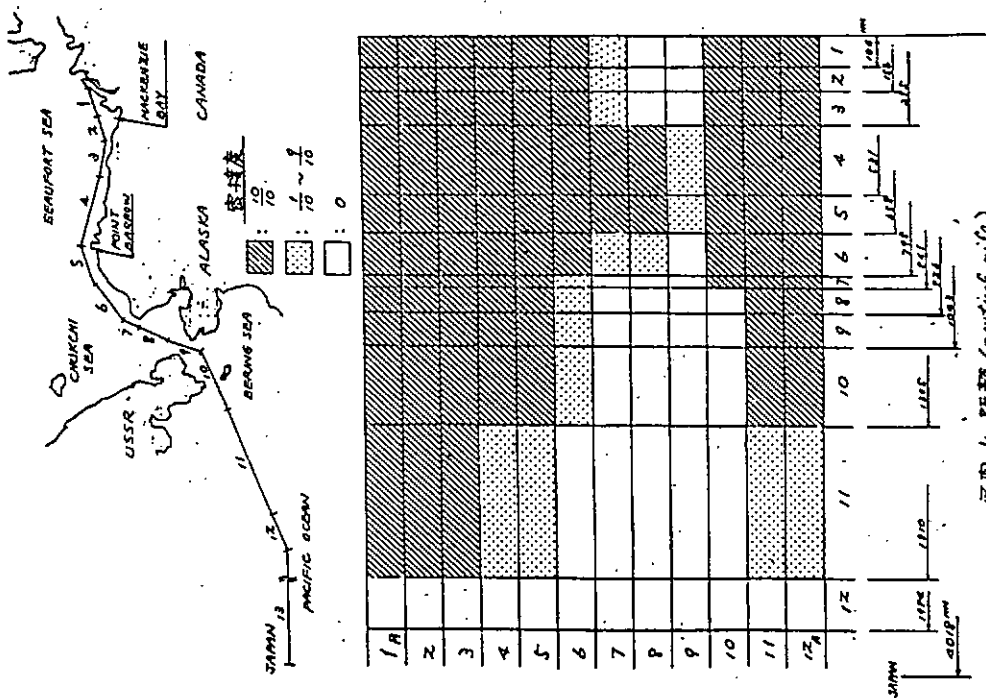


図 1.3.1 Level Ice の密接度

これら調査結果は、本研究における200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計と運航経済性検討においても、設計条件の設定や運航計算条件の設定などに活用され、また、リグ小委員会における氷海用海洋構造物の曳航ルート上における氷象・海気象の把握にも使用されている。

ただ、北極圏の特に冬期における氷象データについては、氷象観測例が極めて少なく、統計的な扱いをするにはまだまだ不十分であると言える。北極圏における資源開発の進展とともに、これら現在不足しているデータも徐々に蓄積されていくものと期待でき、今後とも氷象・海気象データの収集・調査を続け、これまでに得られたデータをさらに充実させていく必要がある。

(2) 氷海開発全般に関する文献調査

北氷洋の気象、氷象、氷海中の海洋構造物及び人工島に働く氷荷重、氷海用海洋構造物設計例、氷海船舶の水中性能などについては、欧米の様々な技術誌、学会誌、シンポジウム等に散見される。ここでは、文献調査の対象を購入手続を要するものに限り、APOA 及びNVの文献の一部を購入、調査した。

(a) APOA 文献*

APOA は、カナダ、Calgary に事務局を持つ、Arctic Petroleum Operators' Association の略称で、年3回APOA Review を発刊する。協会は、Gulf, Panarctic, Petro-Canada, Esso, Dome など、石油開発会社によって運営され、文字通り、極地における石油開発に伴う様々な問題が調査、研究され、報告書は古いものから順次公開され、入手が可能となる。

本部会として購入したAPOA 文献については、前年度までの本部会研究資料を参照されたい。

* APOA 文献の入手は、いくつかの機関から可能であるが、Pallister Resource Management Ltd. (Bay 105, 4116-6th Avenue S.E., Calgary, Alberta, Canada T2C 2B3) が便利であろう。ここでは、APOA 文献を含め、下記の文献の入手が可能である。

- 1) The Arctic Petroleum Operators' Association (APOA) Research Project Reports
- 2) The Canadian Offshore Oil Spill Research Association (COOSRA) Study Reports
- 3) 1982 Beaufort Sea - Mackenzie Delta Environmental Impact Statement and Supporting Documents, Reference Works and Supplementary Information
- 4) The Eastern Arctic Marine Environmental Studies (EAMES)
- 5) Offshore Labrador Biological Studies (OLABS) Reports
- 6) Resource Management Plan for Lancaster Sound Hydrocarbon Development and Supporting Documentation
- 7) Norlands Petroleum Operators' Association (EPOA) Reports
- 8) Arctic Gas Biological Report Series
- 9) Arctic Pilot Project, Selected NEB Exhibits
- 10) Offshore Safety Task Force Report to the EPOA/APOA Safety Committee

(b) NV文献

ノルウェーのAker Group, Det Norske Veritasらが協力して調査を行い、とりまとめた、“Marine Structures and Ships in Ice”(Joint Norwegian Research Project Report)を購入し調査を行った。これは、極海域での船舶及び海洋構造物に働く氷荷重の計算法ならびに実験法を開発すること、及び、北極海域における自然環境、氷況、氷質の情報収集を意図したもので、1978年に着手、1981年に完了した。

報告書(昭和58年度本部会研究資料参照)の内容項目は下記の通りである。

- 1) Mechanical properties of ice
- 2) Ice and environmental data from the Arctic
- 3) Resistance in ice
- 4) Ice loads on marine structures
- 5) Ice modelling techniques
- 6) Model testing with artificial ice
- 7) Icing
- 8) Mooring and loading systems
- 9) Means to reduce loads and resistance in ice
- 10) Form design
- 11) Ice loads on rudder and screws
- 12) Structural vibration in ice
- 13) Global/local loads on offshore structures due to ridges
- 14) Design case, example of application

(c) ソ連文献

ソ連は海水や氷工学の研究においては、先進国であり、研究実績も豊富であるが、研究報告等の入手が難しい。本部会では、氷況、海水の物性、及び氷工学一般に関する文献を、北極南極研究所(AARI)紀要を中心に調査し、一部を翻訳し、利用に供した。

1.3.2 氷海船舶試験水槽における模型試験

昭和52年度より建設中であった船舶技術研究所氷海船舶試験水槽の稼働開始に合わせて、昭和55年に計画・設計された載貨重量20万DWT相当の砕氷タンカー模型船群による氷中の系統的模型試験を昭和56年度より開始した。

我が国においても、又、欧米においても、大型砕氷タンカー船型に関する氷中性能については公開あるいは非公式に公開された資料が殆んどなく、研究としては零レベルから開始せざるを得なかった。氷水槽施設としては、我が国初のものであり、かつ又、実験開始当時氷水槽における模型試験法も確立されていないとあって、系統的試験としては、優先順位の低いパラメータや細部の船型変化の影響や、ダクトを含む船尾形状シリーズについては、将来、改めて研究を行うこととし、最も基本的なパラメータ

について水中試験を行うこととした。

実際に船舶が航行する氷野は、氷水槽において見られるような理想的な平坦氷から程遠い状況のものである。平坦氷中の性能が、無氷域船舶の平水中性能と同様、氷中性能の基本と考えられていること、平坦氷以外の氷況については、このような氷況下での模型試験法が未開発であることなどから、系統的模型試験は平坦氷中の抵抗試験を中心に展開し、最終船型についてのみ、ridgeやhummocked ice中の試験、氷中の旋回試験を行うこととした。

氷板の破壊は確率的現象であり、又、氷板、砕氷片、船体あるいはプロペラの相互干渉も確率的なものである。従って、氷中性能を厳密に把握するためには模型船の十分な長さの航走（例えば、 $20L$ 、 L ：船長）が保証されなければならない。各模型船、船速、氷厚、氷質について、このような条件を満足させるためには、系統的試験完了までに、天文学的日時を要し、実際上は不可能に近い。そこで、別途実施した研究の成果を利用し、航走距離は $3L$ 、又は $5L$ とし、従来のITTC（International Towing Tank Conference）の勧告、 $1L$ 以上を十分満足する長さとした。

載貨状態はice beltの観点から吃水が大幅に変化することは得策ではないこともあって、満載1状態とした。

氷中試験用の模型船は十分な表面硬度、強度を持つものでなければならないが、模型船製作者と協力して、特殊なエポキシ樹脂塗膜の氷中模型船製作法を開発した。

模型船表面と模型氷間の氷摩擦については、模型船は滑面であって、氷摩擦係数が $0.03 \sim 0.1$ であるのに対し、実船では、 $0.2 \sim 0.4$ と高い。この氷摩擦係数の差違による影響は、砕氷タンカー船型にとって、かなり重要な問題ではあるが、この問題を実用的なレベルで解決するためには、冠雪の影響や、粗面粗度の定義など、付随する未解決の問題が多く、長期の研究展望が必要となる。ここでは、氷摩擦の問題は将来の課題として残すこととした。

氷中試験を行った船型パラメータは下記の通りである。

- | | |
|-------------------|-------|
| (1) 長さ・幅比： | 昭和56年 |
| (2) 幅・吃水比： | 昭和57年 |
| (3) 中央横断面形状： | 昭和57年 |
| (4) 方形係数： | 昭和58年 |
| (5) 船首形状（スプーン船首）： | 昭和58年 |

1.3.3 200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計と運航経済性の検討

(1) 概略試設計

前述のように本小委員会と、その下に組織された構造、船体機装、機関の各ワーキング・グループにより、氷象調査により得られた航路条件と、模型試験により得られた最終船型と所要主機出力を有する200,000 DWT 砕氷タンカーが設計され、一般配置、軽荷重量及び重心位置、燃料消費率及び建造コストがも定められた。

(2) 運航経済性の検討

試設計された200,000 DWT 砕氷タンカーの運航パターンや運航経済性を検討するために、1.3.1 (1)氷象、海気象に関する文献調査で述べた氷象条件データや概略試設計の結果として得られた設計データ及び運航費計算用データを入力として、同砕氷タンカーを北極圏（ポーフォート海）～日本間で運航する場合の運航採算計算を実施した。

まず、各月別の氷象に対してそれぞれ運航計算を行い、各氷象が船速配分・主機出力配分、航海日数や総運航費・カーゴ輸送量・輸送コストに与える影響について検討した。これによると、例えば、氷象の厳しい4月、5月、6月あるいは7月における氷象下で航海する場合の1航海当り輸送コストは、氷象の最も緩やかな9月に航海する場合の約2倍強となるなど、氷象の違いによる輸送コストの違いが大

きいことが判った。

次に、1年間を通じて連続して運航する年間運航シミュレーションを行い、年間運航パターンや輸送コストなどを検討した。その結果、200,000 DWT 砕氷タンカーを北極圏（ポーフォート海）～日本間で運航した場合、例えば、1隻当りの年間カーゴ輸送量は170万～180万トンのオーダーとなり、また年間平均輸送コストは40～50 \$/LTというオーダーになることが判った。ただし、これらの結果はある仮定した条件のもとでのものであり、特に氷象については平均的な（年によって氷状は変化するが、これらの平均的な値をとった場合の）氷象条件を設定したものである。氷象は年によって様々に変化し、氷象が異なると上記結果も違ってくることに注意する必要がある。今後の課題として氷象の各年ごとの変化も織り込んだ運航計算も行ってみる必要がある。

さらに、輸送コストに与える変数の影響をみるため、主機システムの影響、F・O・単価の影響、氷海中制限船速の影響、積雪影響について検討した。前記運航計算は主機システムが固定ピッチプロペラ装備のディーゼル電気推進（E方式と略称する）の場合のものであるが、これを可変ピッチプロペラ装備の減速機付ディーゼル直結推進（D方式と略称する）とした場合の輸送コストは、E方式に比べ約20%減少するという結果が得られた。ただ、これらの計算ではアイストルクによる推進性能低下を考慮していないが、実際には特に氷丘脈中通過時などにアイストルクが発生し、アイストルクによる船速低下を招くことになるので、アイストルク発生条件や推進性能に与える影響、E方式とD方式に与える影響度合の相違を定量的に把握し、運航採算に反映させる必要がある。また、氷海中制限船速を変えた場合の輸送コストに与える影響をみると、氷海中制限船速を試設計ベースの5ノットより、7～9ノットと高くすると、輸送コストはわずか数%ではあるが低下する傾向があることが判った。

入力された計算条件はまだ確定されたものではなく、これまでも述べたように、条件が異なると結果も変わることになるが、これら一連の運航採算計算により、200,000 DWT 砕氷タンカーの運航経済性の概要が把握でき、また砕氷タンカーの設計条件や運航法などが運航採算面にどのように影響するかを認識することができた。

(3) 運航上の諸問題

氷海商船を実際に運航する場合を考えた運航上の諸問題についても、通常船舶の運航と対比した氷海商船運航の特異性という観点から、文献・資料や通常船舶の運航経験などにもとづき調査した。

その結果、北極圏の厳しい自然環境下で、船舶が安全に運航し荷役するにあたって、十分な検討を行い対策を立てる必要がある問題点が、氷海航行、寒冷対策、地理的隔離、運航ノウハウという分野から抽出され、今後の検討方向が明確になった。

2. 200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計

2.1 基本計画

2.1.1 概要

本船はNK及びカナダのASPPR "ARCTIC CLASS 10" に準拠して設計された載荷重量 200,000 DWT, 3軸1舵, 軸出力合計180,000馬力の砕氷タンカーである。まず本船の概略試設計を行うにあたっての主要寸法および配置決定における主たる留意点は以下の通りである。

- 吃水についてはベーリング海峡通行及び速浅のポーフォート海を沖合の多年氷を避けて航行する必要上できるだけ小さい事が望ましいが、その他の制約条件も考慮の上20mと決定した。
- 北極海における厳しい環境維持に対する要求を考慮し(現時点では未だルール化はされていないが)船側, 船底共二重構造とする。同時にバラストタンクはすべて分離バラストタンク(SBT)としウィングバラストタンクの中はB/5以上, 二重底高さはB/15以上とする。またカーゴタンクはすべてセンターに配置し, 容積は50,000 m^3 以下とした。以上により1973 Marpol 及びプロトコール78の分離バラストベースの防護的配置(PL)の要求条件を満たしている。

主機及び推進器の型式としては当初様々な組合せにより13種類の主機-推進器システムが検討に付されたが, 最終的にはE方式とD方式の2方式が選ばれ, それらについてより詳細な設計検討がなされた。

船型としては氷海船舶試験水槽における各種船型のシリーズテストの結果最終船型を決定した。すなわち, 船首形状については通常型砕氷船首といわゆるスプーンバウの2系統について諸元を変えつつテストを行い, 耐航性の観点をも考慮して現状の通常型砕氷船首形状を選んだ。中央断面形状については傾斜船型を選んだが, その理由は本船型が各船型中で最も安定した砕氷運動を示し総合的にみて良好な氷海抵抗性能を有すると判断されたためである。船尾については砕氷片のプロペラ付近の挙動観察の結果, プロペラと氷片との接触を少なくするため船尾端にいくにしたがい水線直下にはりだしを有する形状を採用した。また船尾下部は機関配置の観点よりの検討も行い最終形状を決定した。

スタビリティについては通常船舶に要求される諸検討に加えて, 5ノットで氷盤に乗りあげる場合についての挙動のシミュレーションを行い, 最大乗りあげ点での復元性確認を行った。さらに7ノットの場合にも同様の検討を加えたがいずれも十分なスタビリティがある事が確認された。

船殻構造はまず縦強度について通常海域で要求される縦強度に加えて速力5ノットで氷盤に乗り上げる際の過渡的サギングモーメントを考慮した設計とした。また7ノットの場合も検討したが船殻重量としては5ノットの場合を採用している。また横強度としてはClass 10の要求を満たすと共に後述の設計条件に示す氷の強度に耐えうる局部外板強度をもたせている。

船体装束としては暴露装束品のすべてについて後述の設計条件をみたす耐寒仕様としている。またタンク凍結防止のためタンクヒーティング装置を適宜ほどこしている。さらに氷海航行関連装置としてはヒーリングシステムを有しているがエアバルブ, ウォータージェット等の特殊システムについては今後の検討課題として本船には装備していない。

2.1.2 設計条件及び要求性能

- 航海距離： 4,000 海里(片航)
(ポーフォート海～横浜)
- 氷海距離： 1,500 海里(片航)
(冬期)
- 氷 厚： 平均値としては6フィート, 部分的には8フィートとする。主機馬力との関連において前者は連続常用出力, 後者は連続最大出力に対応するものとする。

- 氷の曲げ強度： 推進計算用 6 kg/cm²
強度計算用 10 kg/cm²
- 氷の圧縮強度： 推進計算用 17 kg/cm²
強度計算用 22 kg/cm²
- 気象・海象条件： 気温 最低 - 55℃
(サバイバル, オペレーション共) 氷海常用 - 15℃
水温 最低 - 2℃
最高 27℃
平均最大風速 70 kt
- 吃 水： 20 m以下
- 載 荷 重 量： 200,000 DWT
- 速 力： 開 水 域 約 15 kt
氷 海 域 約 5 kt (氷厚6フィート, 連続常用出力)
- 船 級 等： NK
ASPPR "ARCTIC CLASS 10"

2.1.3 主 要 目

(1) 主要寸法等

◦ 主要寸法

垂線間長 = 360 m
型 幅 = 52 m (水線面)
型 深 さ = 37 m
型 吃 水 = 20 m

設計条件に示された砕氷性能および船速を実現し、排水量、トリム、復原性および配置上の要求を満たす主要寸法値として上記の数値を決定した。

- 載荷重量 D.W. = 200,000 MT
- 軽荷重量 Δ_L = 88,000 MT (E方式)
 Δ_L = 84,000 MT (D方式)

◦ タンク容積

カーゴタンク : ABT. 246,000 m³
バラストタンク : ABT. 191,000 m³
F.O.タンク : ABT. 38,000 m³

ただし原油の比重は0.83とした。

バラストタンクについてはすべて分離バラストタンク (SBT)とし、満載とバラスト時の吃水を同じにするだけの容積をもたせた (アイスベルト節約のため)。

(2) 船殻構造

- 構造方式 機関室前端隔壁より前方、及び船尾部の上甲板は縦肋骨構造とし、その他は横肋骨構造とする。機関室には二重底を設け、船側はタンク部を除き二重殻とする。またジェネレータが搭載されるブラットホームデッキは二重床とし強固なものとする。
- 構造材料 降伏応力が32及び36 kg/cm²級の高張力鋼を広範囲に使用し、重量軽減に努める。
- 構造強度 構造部材は日本海事協会規則 (オイルタンカー) 及びASPPRの CLASS 10 を満足する他にピセット、氷塊衝突時においても十分な強度を確保する。

(3) 船体機装

(a) 貨物油, バラスト関係

貨物油ポンプ	蒸気タービン駆動渦巻立型ポンプ	4 台
	定格容量 3,500 m ³ /h × 15 kg/cm ²	
ストリップポンプ	蒸気駆動往復運動型ポンプ	1 台
	定格容量 300 m ³ /h × 15 kg/cm ²	
バラストポンプ	蒸気タービン駆動渦巻立型ポンプ	4 台
	定格容量 3,500 m ³ /h × 3.5 kg/cm ²	
液面計	フロート型	各タンク毎 1 台
イナートガスシステム	定格容量 18,000 m ³ /h	1 基

(b) 甲板機械

操舵機	電動油圧式	1 基
	定格出力 660 ton-m	
揚錨機	定格出力 60 ton × 9 m/min	2 台
	(1ジブシーホイール, 2ドラム, 1ワーピングエンド付)(ドラム出力は係船機と同じ)	
係船機	定格出力 30 ton × 15 m/min	9 台
	(4ドラム, 2ワーピングエンド付)	
ホースハンドリングクレーン	電動油圧式	2 台
	定格出力 20 ton	
プロビジョンクレーン	電動式	2 台
	定格出力 5 ton	
バウスラスタ	定格出力 2,500 ps	2 基

(c) 錨及び錨鎖

錨	高把駐力型	3 錨
	重量 18.375 kg	
錨鎖	第3種	770 m
	直径 122 mm	
係船索	鋼線索(6×37, IWRC)	40 本
	直径 42 mm	
	長さ 200 m	

(d) 消火装置

	対象区域
固定式炭酸ガス消火装置	機関室, 主ポンプ室
固定式泡消火装置	上甲板上貨物区域

(e) タンク加熱装置

	(加熱管表面積/タンク容積)比	加熱管材質
貨物油タンク	0.002 m ² /m ³	アルミブラスタ管
1次スロップタンク	0.04 "	"
2次スロップタンク	0.002 "	"
バラストタンク	0.002 "	"
燃料油タンク	0.04 "	"

(f) 塗 装

船底外板及びアイスペルト	耐氷ペイント
外 舷 外 板	ビュアエポキシ4回塗
暴 露 甲 板	ビュアエポキシ4回塗
暴 露 壁	ビュアエポキシ4回塗
バラストタンク	ビュアエポキシ2回塗
スロップタンク	ビュアエポキシ2回塗

(4) 機関機装

(a) 電気推進方式

推進発電機用原動機	4サイクルトランクピストン型ディーゼル機関	9 基
	定格出力 22,500ps × 400 rpm / 基	
	使用燃料 600 cst at 50℃のC重油まで	
推 進 発 電 機	全閉水冷同期発電機	9 基
	定格出力 21,000kVA (15,750kW) / 基	
	電圧, 位相, 周波数: 7 kV, 3相, 60 Hz	
推 進 電 動 機	全閉水冷同期電動機	6 基
	定格出力 30,000ps / 基	
	60,000ps / 軸	
	180,000ps / 船(3軸)	
	電 圧 11 kV	
	定格回転数 70 rpm	
ブ ロ ペ ラ	4翼固定ピッチ組立型プロペラ	3 組
	直 径 10 m	
補 助 ボ イ ラ	2胴水管型	2 基
	定格蒸発量 60,000 kg/h × 16 kg/cm ² 飽和 / 基	
排ガスエコノマイザ	強制循環予熱器付単圧スパイラルフィン型	9 基
	定格蒸発量 8,560 kg/h × 7 kg/cm ² 飽和 / 基	
	(氷海常用合計出力100,000ps時, 外気-15℃にて)	
発 電 装 置	主発電機ディーゼル駆動	4 基
	定格容量 2,400 kW, 450 v / 基	
	補助発電機ディーゼル駆動	1 基
	定格容量 500 kW, 450 v	
	非常用発電機ディーゼル駆動	1 基
	定格容量 300 kW, 450 v	

(b) 直結推進方式

主 機 械	4サイクルトランクピストン型ディーゼル機関	6 基
	連続最大出力(機関出力端にて) 29,700ps × 400 rpm / 基	
	使用燃料: 600 cst at 50℃ C重油まで	
減 速 機	一段減速ダブルヘリカル歯車式	3 基
	クラッチおよび弾性接手付	
	定格軸出力 58,800ps / 軸	
	定格回転数(出力側) 70 rpm	
	合計軸出力 176,400ps / 3軸	

ブ　ロ　ペ　ラ	4翼可変ピッチプロペラ 直径 10 m	3 組
補　助　ボ　イ　ラ	2胴水管型 定格蒸発量 60,000kg/h×16kg/cm ² 飽和/基	2 基
排ガスエコノマイザ	強制循環予熱器付, 単圧, スパイラルフィン型 定格蒸発量 6,480kg/h×7kg/cm ² 飽和/基 (氷海常用出力, 外気-15℃にて)	6 基
発　電　装　置	主発電機ディーゼル駆動 定格容量 2,100kW, 450v/基	4 基
	補助発電機ディーゼル駆動 定格容量 500kW, 450v	1 基
	非常用発電機ディーゼル駆動 定格容量 300kW, 450v	1 基

2.1.4 基本図

各ワーキング・グループで作成した基本図を図2.1.1～図2.1.11に示す。

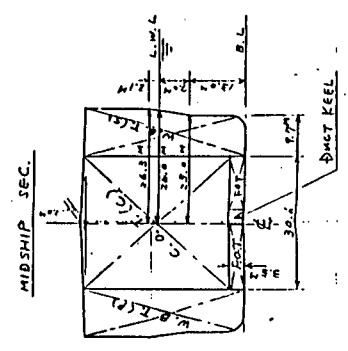
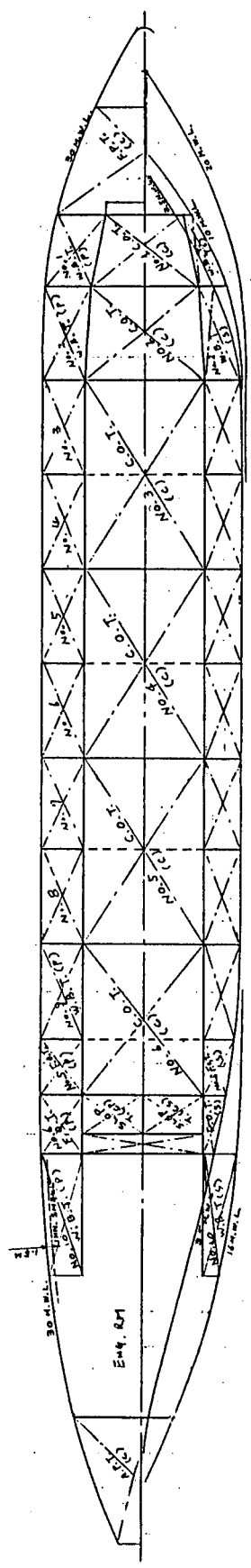
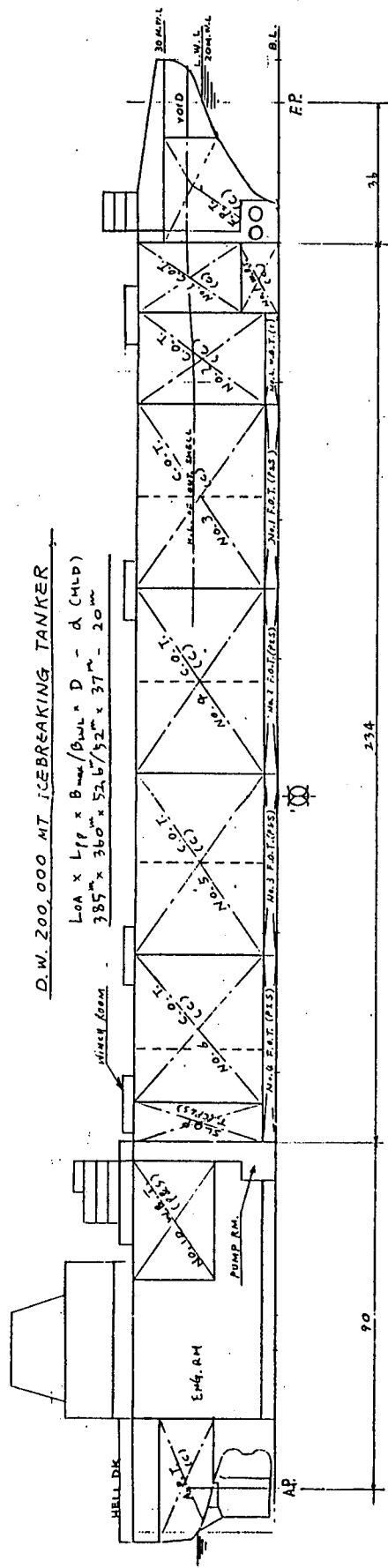


図 2.1.1 一般配置図

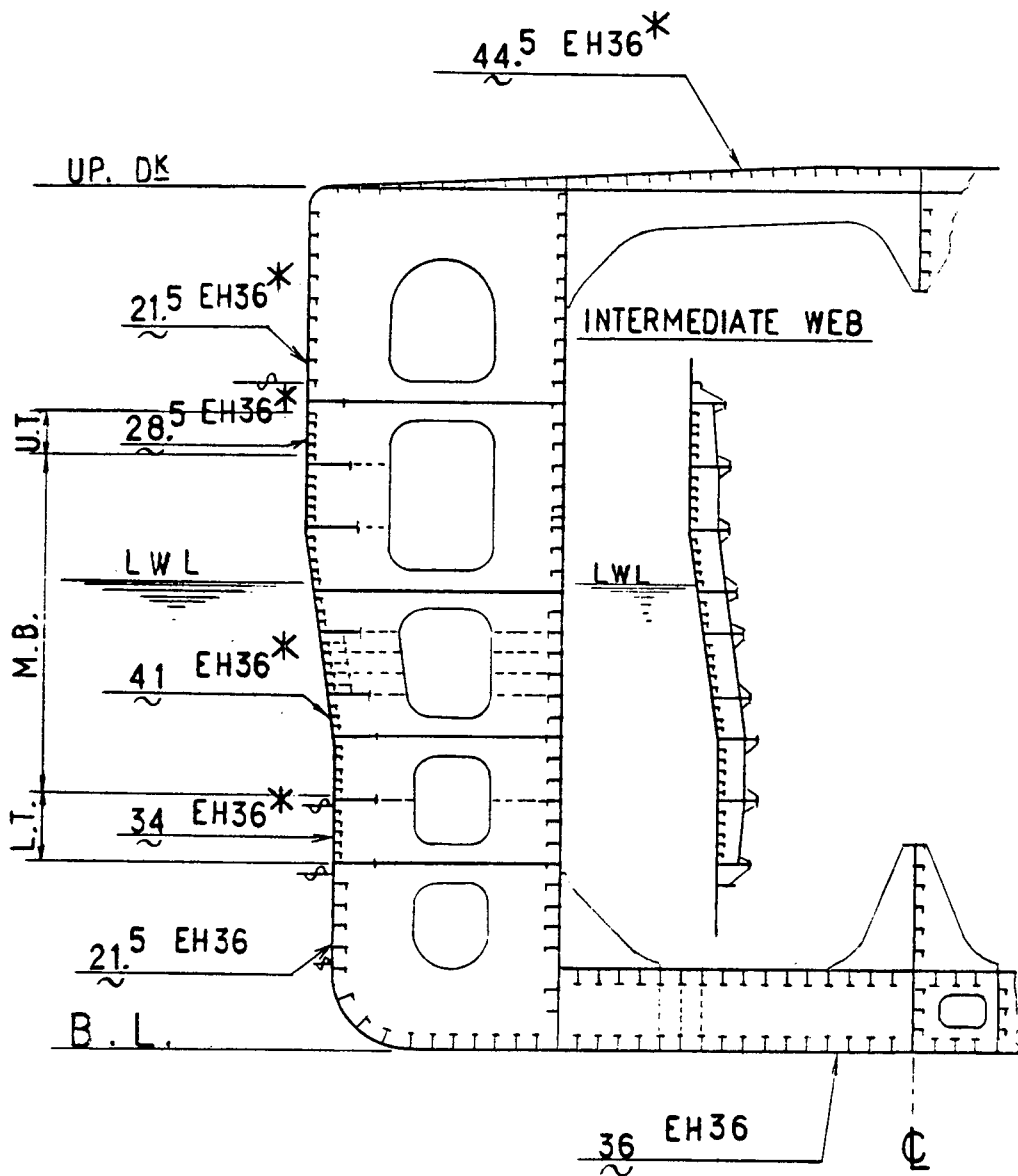


图 2.1.2 中央切断图

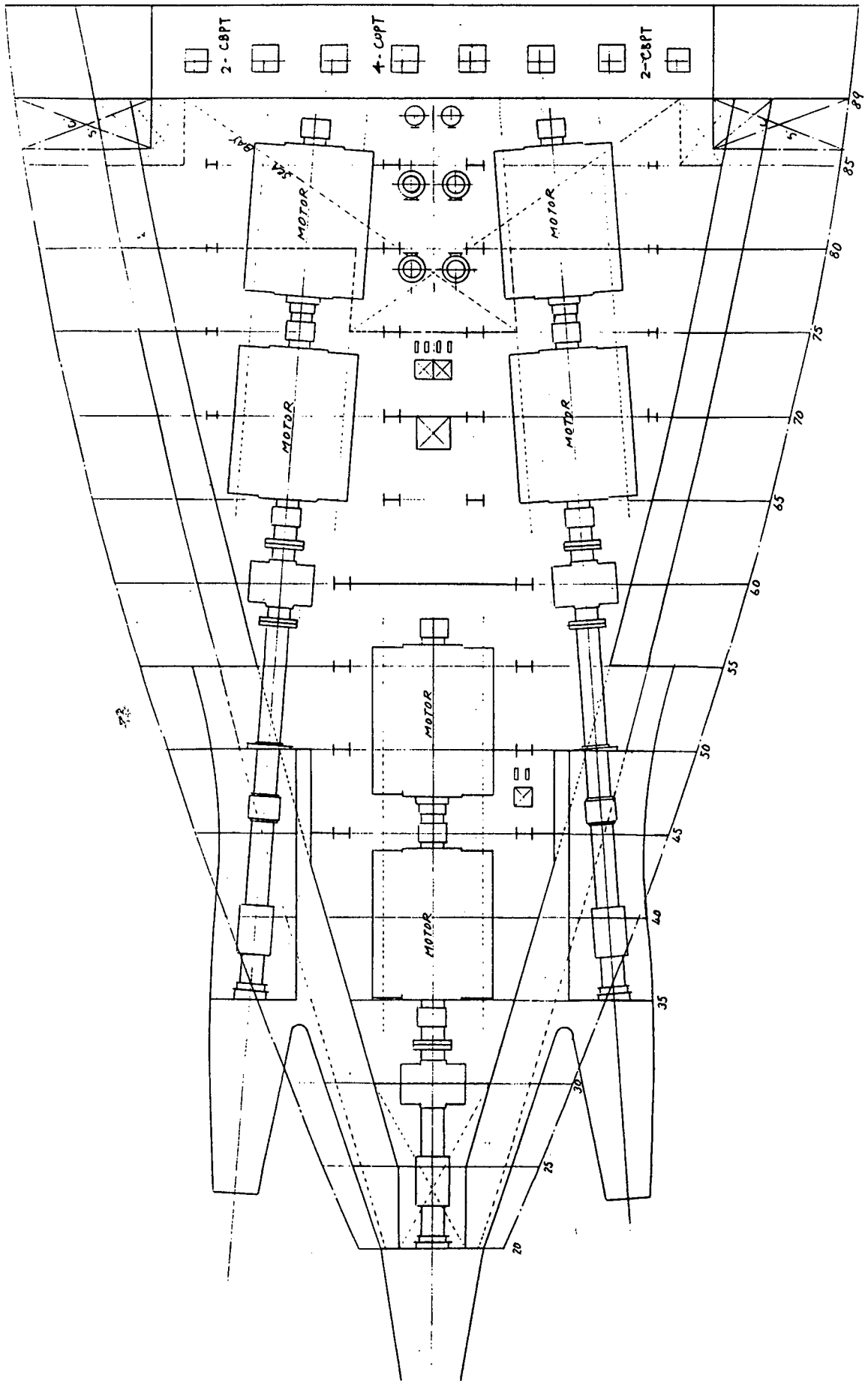


图 2.1.3 E方式 INNER BOTTOM PLAN

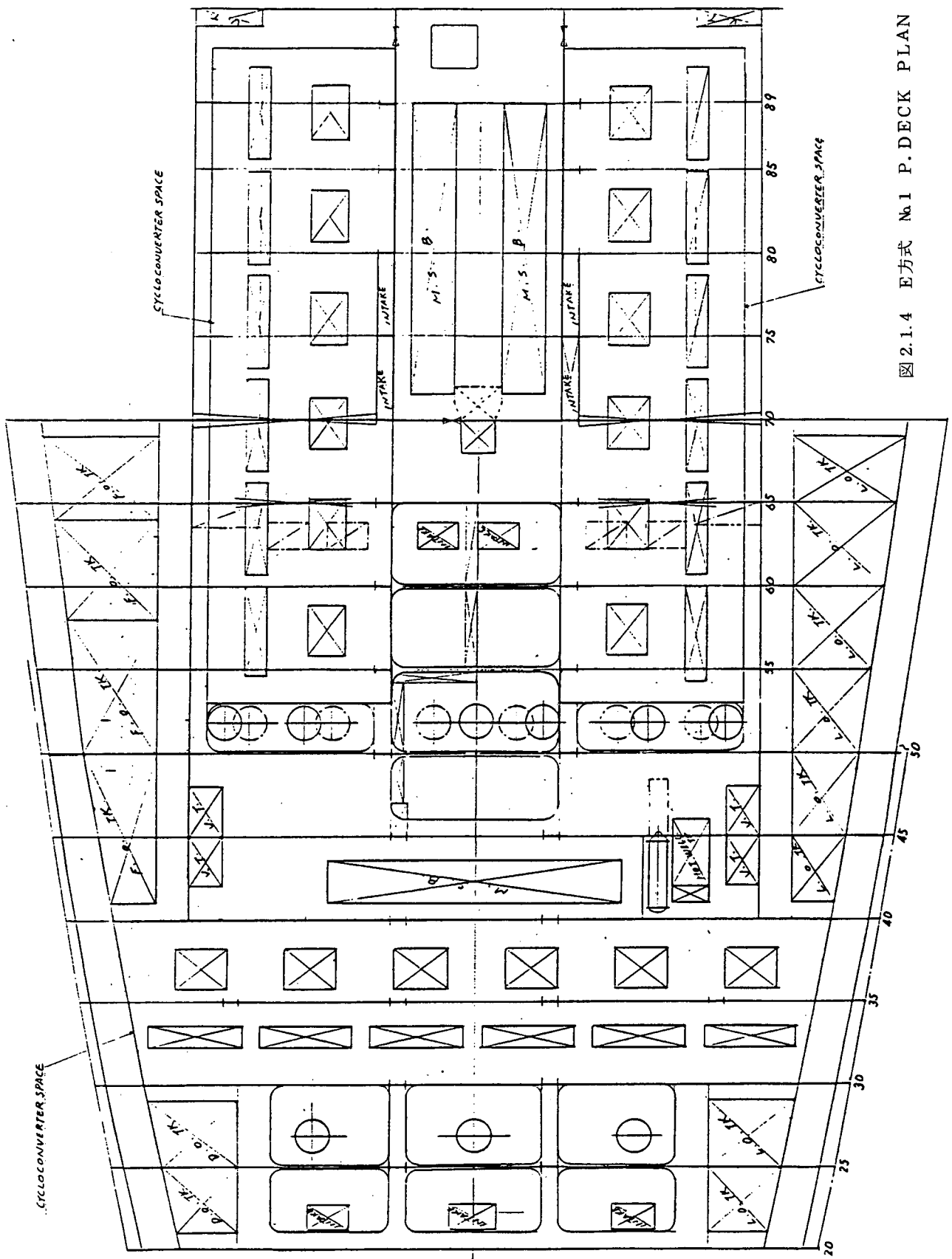


图 2.1.4 E 方式 No. 1 P. DECK PLAN

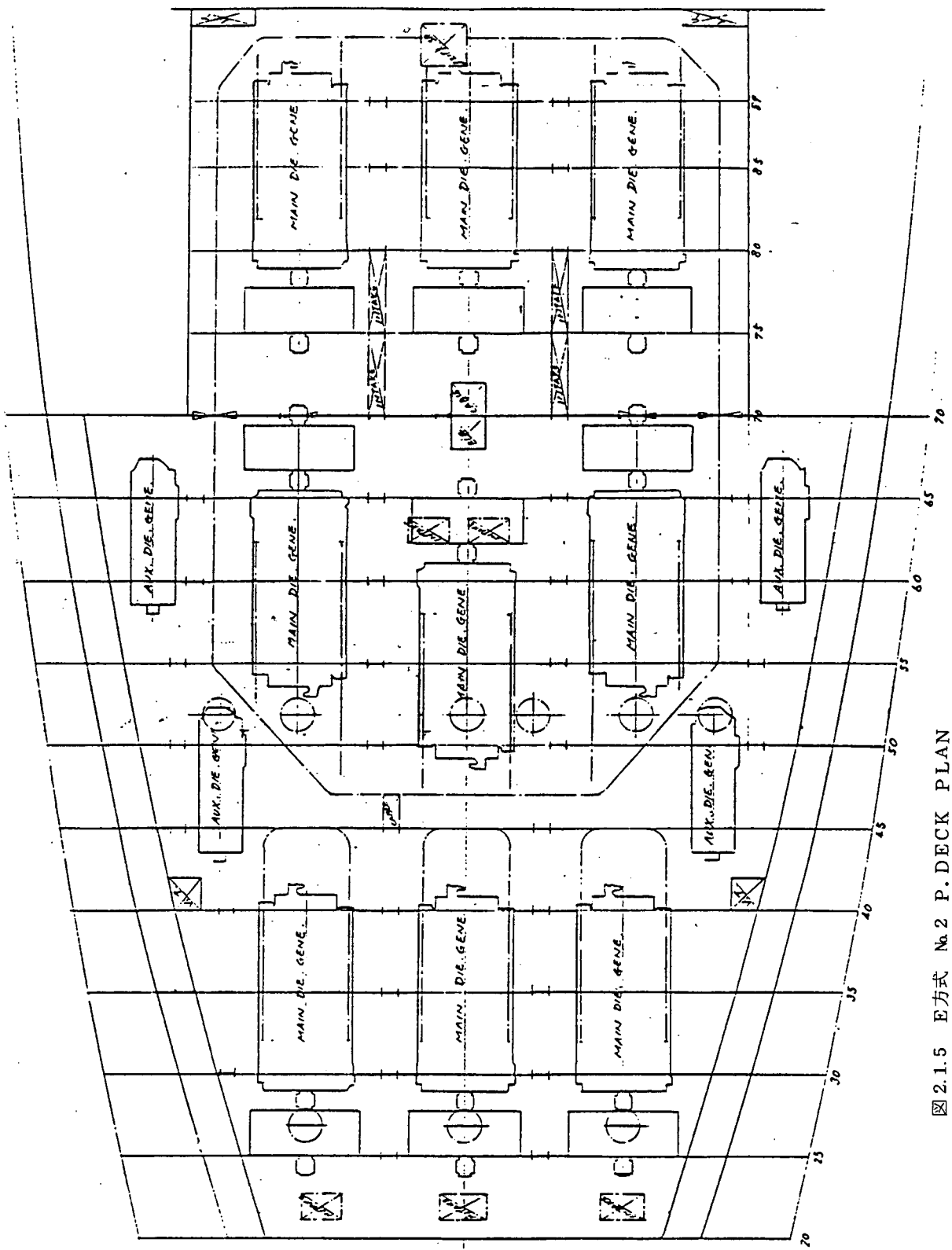


图 2.1.5 E方式 №2 P. DECK PLAN

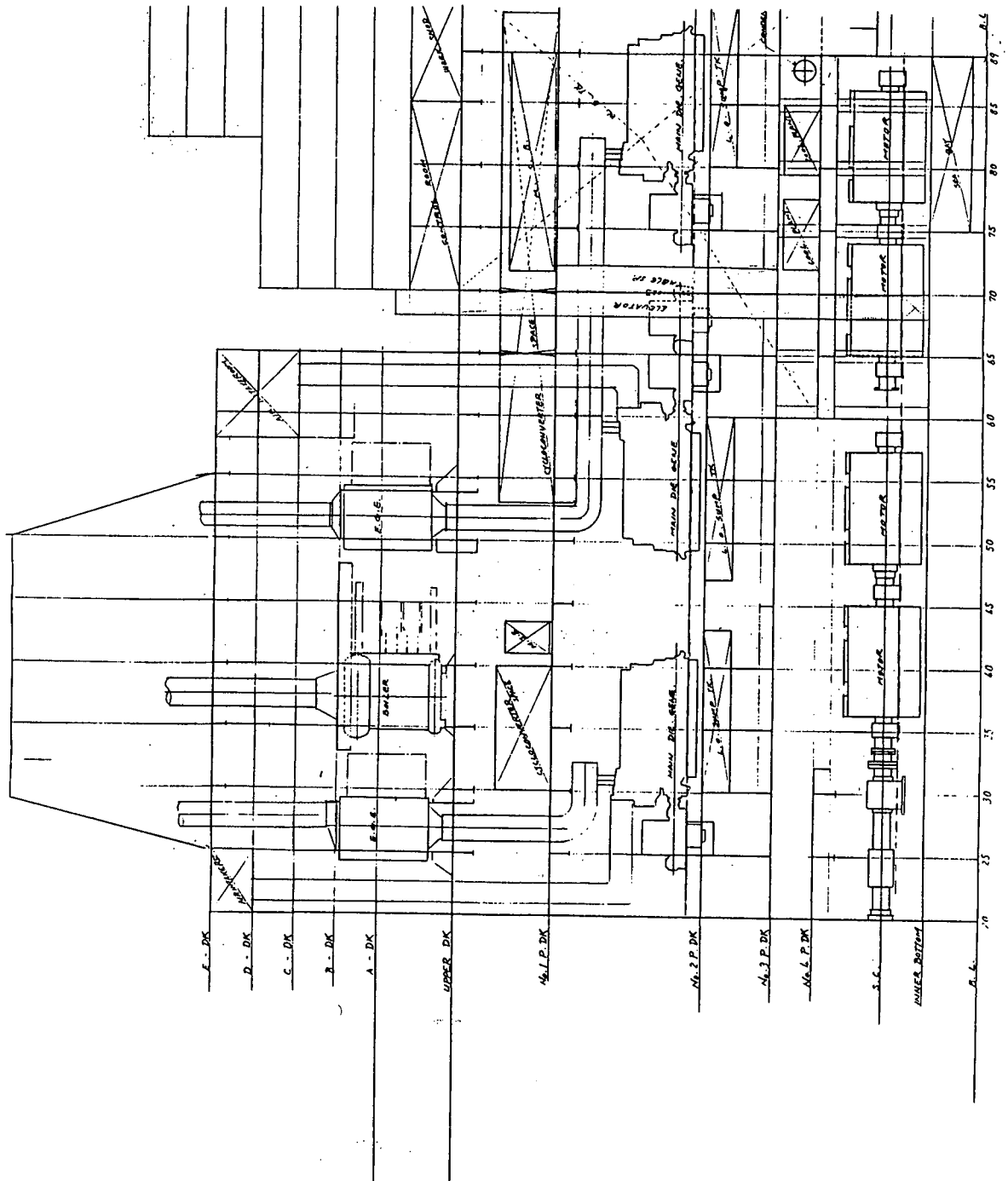


图 2.1.6 E 方式 ELEVATION(PORT SIDE)

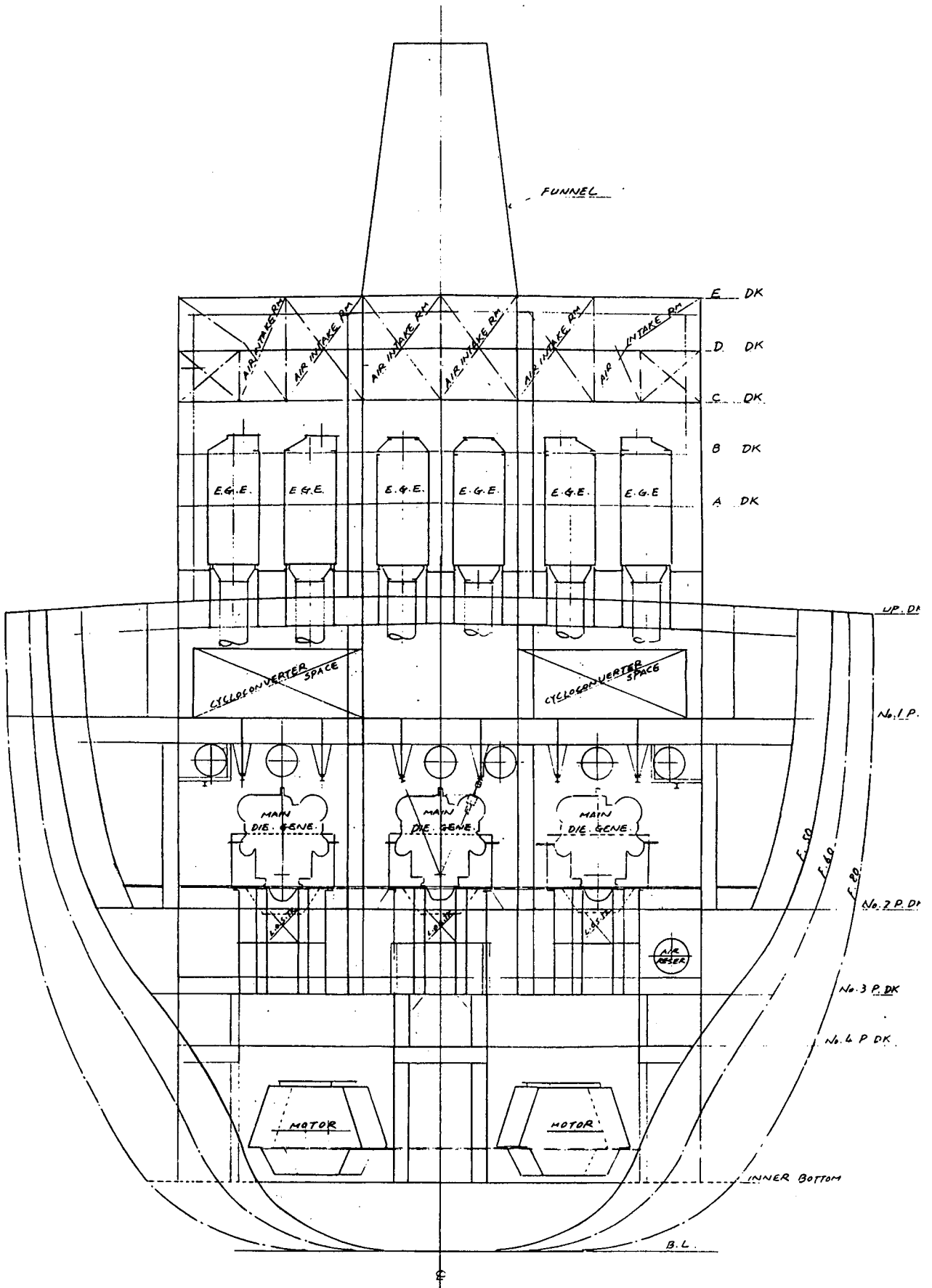


图 2.1.7 E方式 F.50 SECTION (LOOK FORE)

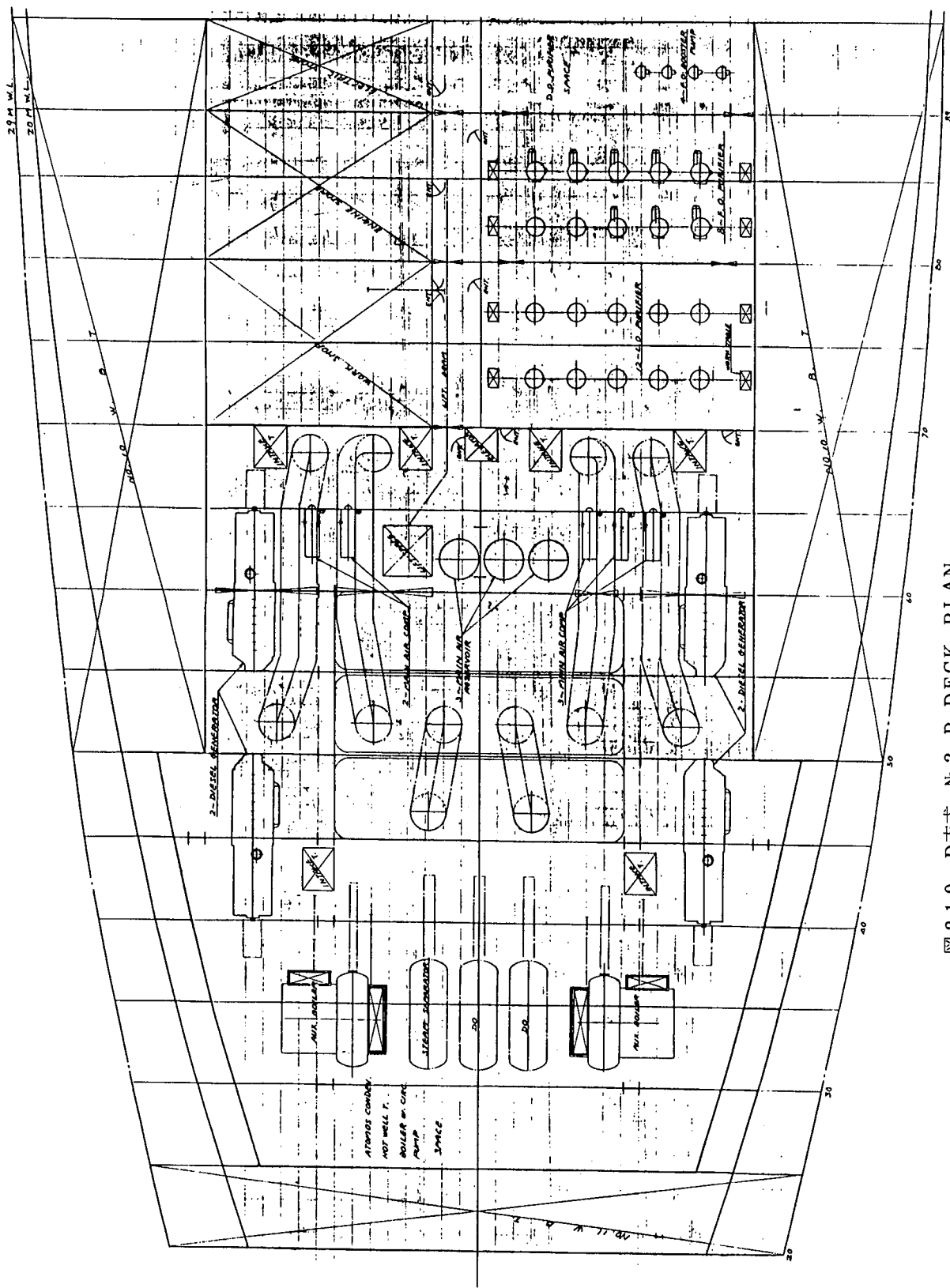


図 2.1.9 D方式 №2 P. DECK PLAN

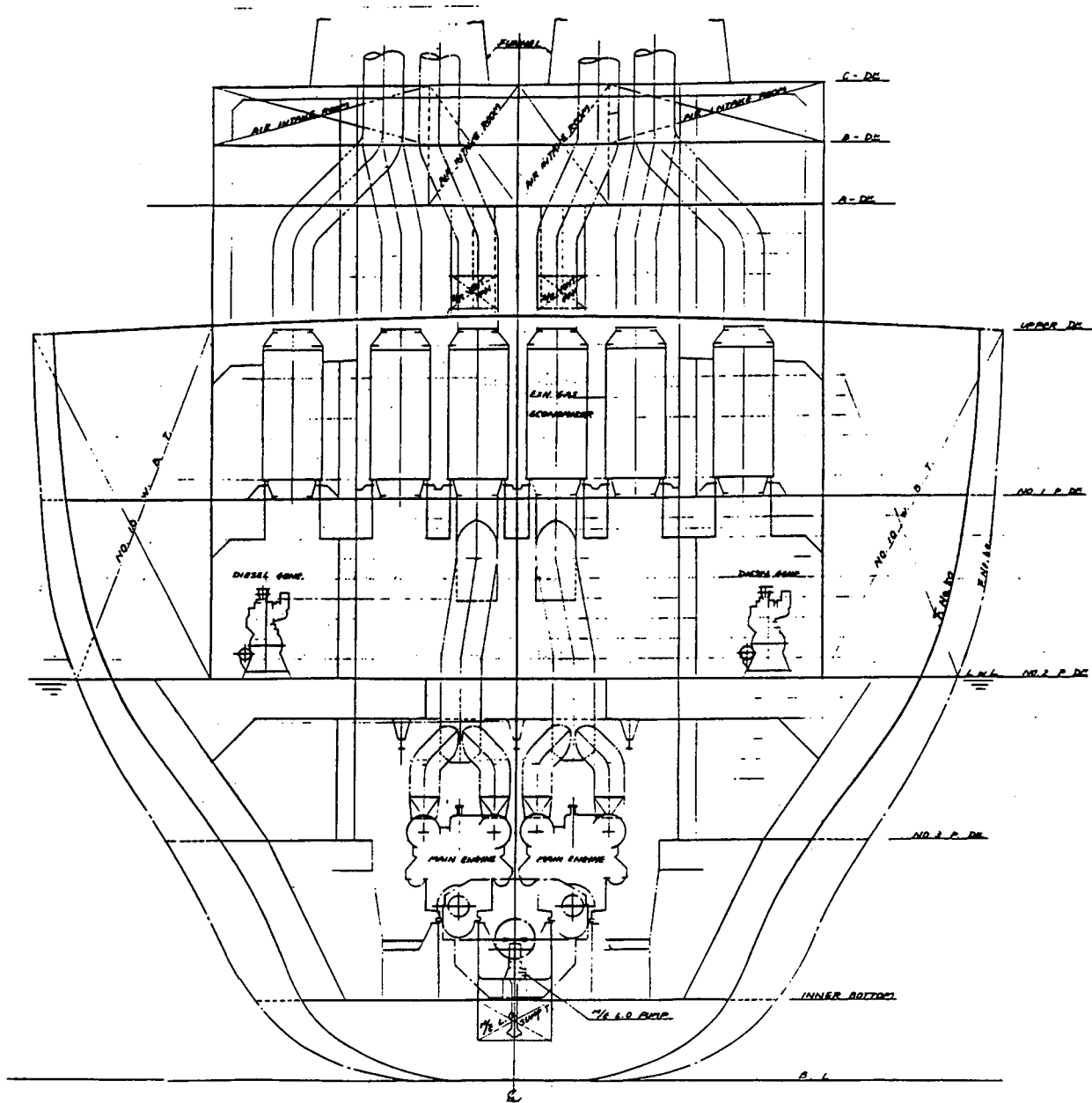


图 2.1.11 D方式 F.No. 50 SECTION (LOOK FORE)

2.1.5 最終船型の水中性能

(1) 船型等

水中の系統的試験結果、一般配置、機関室配置、船体構造、艤装等を勘案して、最終船型を決定し、模型船を製作した。プロペラについては、母型(M.NoB-003)と同一のものを採用することとした。

最終船型(M.NoB-030及びM.P.NoB-001 CRL)の主要目及び正面線図等を表2.1.1及び図2.1.1 2に示す。一般的な砕氷型船首形状、side flare、平底、比較的小型のice hornを有する通常型船尾、3軸1舵が特徴である。

(2) 平水中の性能

最終船型について、船舶技術研究所第2船舶試験水槽(400m水槽)において、平水中の抵抗・自航試験、及び第3船舶試験水槽において、プロペラ単独性能試験を行った。模型船の乱流促進にはtrip wireを用いた。乱流促進は、やや過剰気味である。

抵抗試験結果を図2.1.13及び2.1.14に示す。form factorは0.21である。試験時の水温は23.8℃で、0℃付近の氷水槽水温に比してかなり高い。

プロペラ単独性能試験結果を図2.1.15に示す。異なるReynolds数についても実験を行ったが、有意な差違は認められなかった。

自航要素を図2.1.16に示す。自航試験は、模型船の自航点($\Delta R \sim 0$)で行った。模型船及びプロペラが小さいこと、模型プロペラが重いことなどから、やや荒れ気味である。伝達馬力を図2.1.17に示す。

(3) 平坦氷中の抵抗試験

平坦氷中の抵抗試験結果を図2.1.18に示す。シリーズ模型船の多くに共通する抵抗特性を示している。

(4) 平坦氷中の自航試験

自航試験は模型船の自航点で行った。氷中の自航試験については、氷質とプロペラ負荷の整合の問題があり、一状態だけの自航試験からだけでは、十分な精度で馬力推定を行うことはできない。尚、平水中の過負荷試験結果を用いる方法もあるが、ice interactionについて補正が難しく、便法と考えるべきであろう。

自航試験結果を図2.1.19～2.1.21に示す。自航試験結果から求めた伝達馬力を参考のため図2.1.22に示す。

(5) 流氷中の抵抗

平坦氷を人為的に砕破した流氷中(broken ice floe, brash ice)での抵抗試験結果を図2.1.23に示す。図中の氷厚とは、砕破前の平坦氷の氷厚である。密接度は、98～100%である。抵抗値は、模型船まわりの氷の運動の差違によって、higher levelかlower levelとなる。時間的にはこれらのlevelの中間的な値も存在するが、過渡的である。密接度がある限度以下となれば、higher levelをとる確立は急減する。

(6) 氷丘脈中の抵抗

model ridgeの製法及びridge中の試験方法については、確立されたものがない。従来model ridgeは、砕氷片をpile-upしたものでridgeの形態上のsimulationは可能であるが、その力学的性質を推定し難い欠点がある。船舶技術研究所では、図2.1.24に示すようなmodel ridgeの製法を考案し、良好な結果を得ている。ridgeでは、ridgeのconsolidationの度合いが重要であるが、この方法では、冷凍時間等の調整により、consolidationを任意に調整できる。

図2.1.24に示すfull consolidationのridge中の抵抗試験結果を図2.1.25に示す。模型船速度は、0.182m/s、実船3kts相当である。ridge通過時の最大抵抗は68.1kg、平均抵抗は

22.1kgである。

ridge の平均氷厚は65mm,このような大氷厚での抵抗値の計測例はないが,実験値から外挿して推定すると,厚さ65mmの平坦氷中の抵抗値は29.9kgとなる。

ridge 通過時に,かなり大きな横揺,横傾斜が見られたが,ridge 中では,2次元的なridge であっても,復原性等について注意が必要であろう。

(7) 再結氷中の抵抗^{*)}

人為的に破碎した流水を再結氷した場合 (refrozen broken ice floe) と,一旦,模型船が通過した開水路を再凍結した場合 (refrozen ice-clogged channel) との2例について実験を行った。

氷の厚さと強度は,再凍結時間に関係するから,元々の level ice 中の抵抗に比して,再凍結時間の増加と共に,抵抗がどのように変化するかを調べたのが,図2.1.26 (refrozen channel) 及び2.1.27 (refrozen broken ice floe) である。図2.1.26では,最初の level ice が20mm であるが,その後,冷却により,破壊せずに残っている平坦氷部分の厚さも増厚することを示している。尚,冷却温度-20℃であり,冷却後の tempering は行っていない。tempering を行えば,再凍結時間と共に増加する抵抗の増加率はかなり減少する筈である。

いずれにしても,再結氷した氷野は船にとって,少くとも航行容易な存在ではないことが判る。

(8) 後進性能

平坦氷中で,低速域の後進自航試験を行った。試験結果を図2.1.28~2.1.30に示す。前進性能と比較すると,低速時には,前進時とほぼ同等又はやや良好であるが,速度の増加と共に急速に悪くなる。氷厚が薄い場合の低速域は,後進性能が前進性能に優る。但し,舵にはかなりの氷荷重があり,しばしば補修を行った。後進性能の点では本船の ice horn はやや小さ過ぎるように思われる。

(9) 操縦性能

平坦氷中の自由航走試験を行った。舵角は,ほぼ step 状に変化したと考えてよい。模型船の航跡図を図2.1.31~2.1.33に示す。船体,氷縁及び砕氷片との相互干渉があり,氷厚が厚く,強度の高い場合には,航路は一定しない。

重心軌跡を図2.1.34~2.1.36に示す。水中では舵角の小さな場合や氷厚の厚い場合には,長い平行部を持つ砕氷タンカー船型では,期待するような旋回が得られない恐れがある。平水中の旋回と同様氷中の旋回においても,船速の影響は少ないものと思われる。

これらの重心軌跡から定常旋回半径を求めるのは難しいが,旋回横距に比して,旋回縦距を推定することはある程度可能であるので,これを求めたものが図2.1.37及び2.1.38である。平水中のように,旋回径と旋回縦距とがほぼ等しいものとするれば,本図から,旋回径の概略の傾向を知ることができよう。

平水中では,試運転状態の全力時に,旋回径は,船長の4倍弱であるから,平坦氷中では平均的には平水中に比して多少旋回径が大きくなる傾向があると言えよう。ただし,個々の旋回径については,図2.1.38や実船試験に見られるように,平水中の値より小さくなる場合もある。これは確率的な船体・氷縁・砕氷片の相互干渉効果によるものと考えられる。

表 2.1.1

PARTICULARS OF THE MODEL	
MODEL NUMBER	B-030
LENGTH BETWEEN PP.	5.000 m
BEADTH	0.722 m
DRAFT	0.278 m
VOLUME OF DISPLACEMENT	0.7437 m ³
WETTED SURFACE AREA	5.2617 m ²
LONG. CENTER OF BUOYANCY	-0.6621 % of Lpp
SCALE RATIO	72
MODEL PROPELLER NUMBER	BP-001C,R,L
DIAMETER	0.139 m
PITCH RATIO, P/D	0.800
EXPANDED AREA RATIO	0.810
NUMBER OF BLADE	4

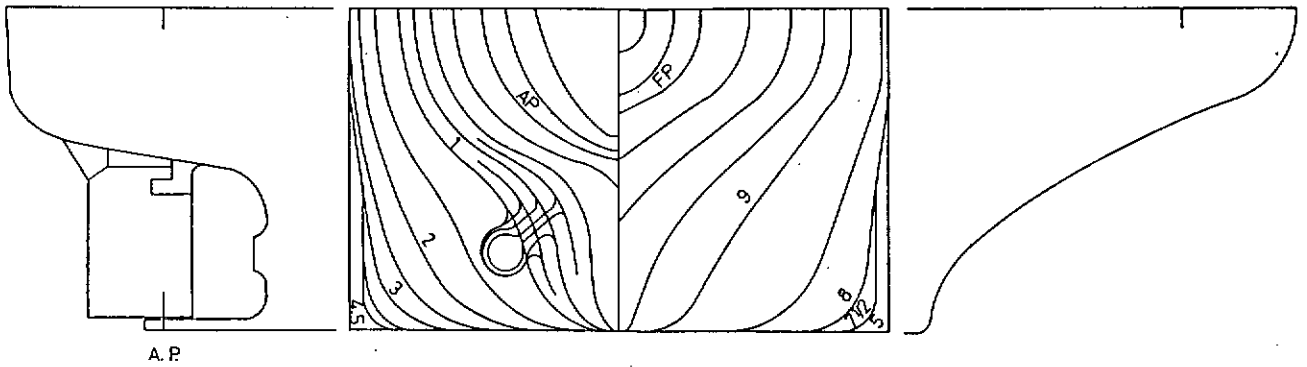


图 2.1.12

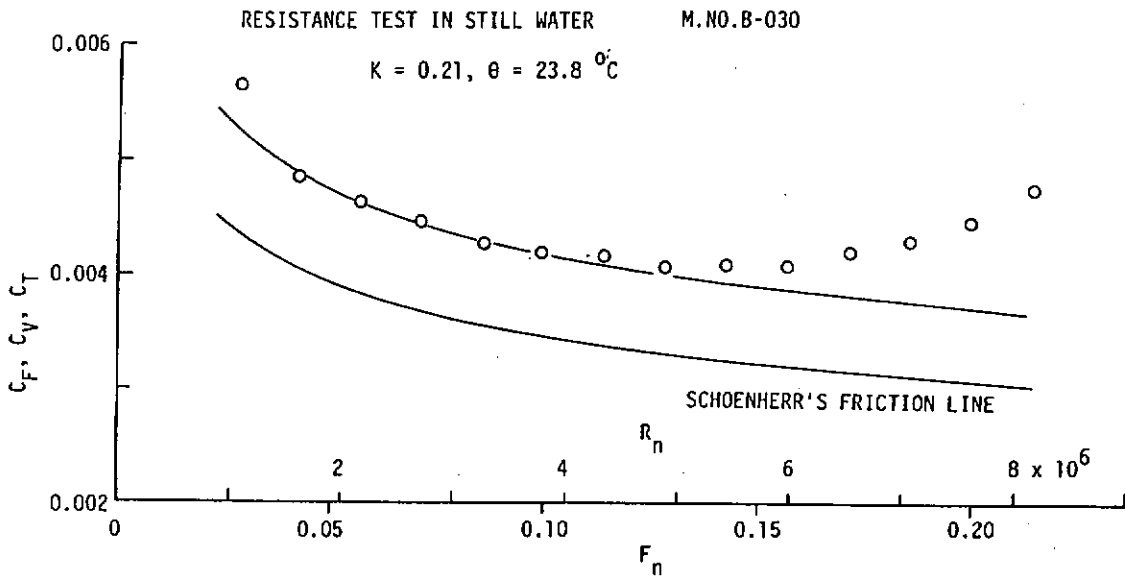
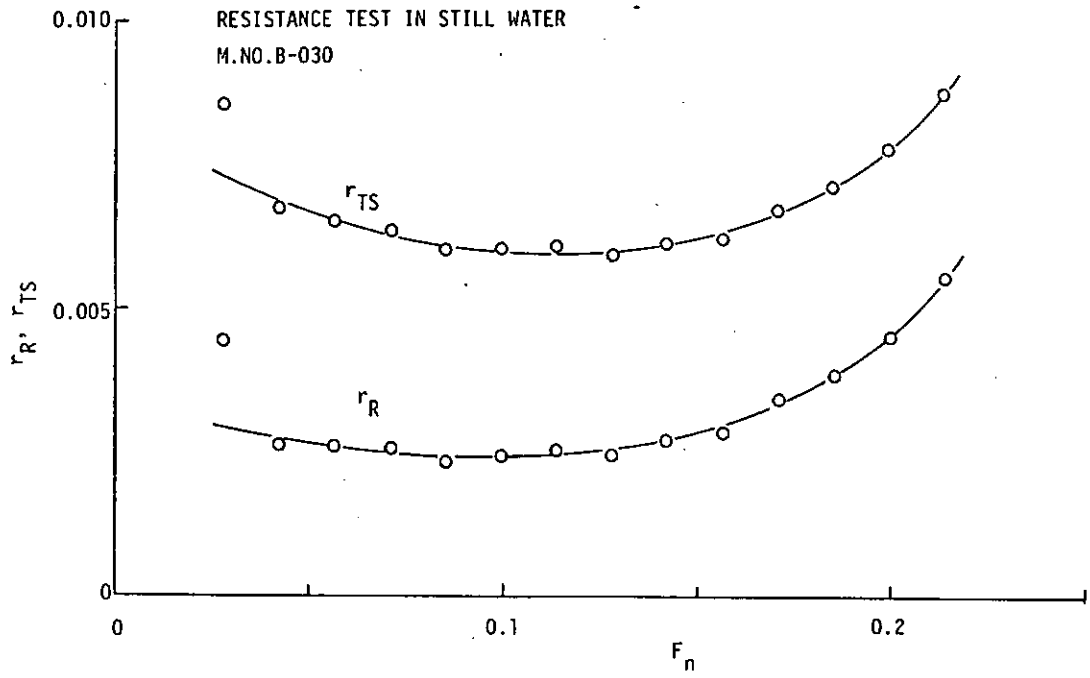
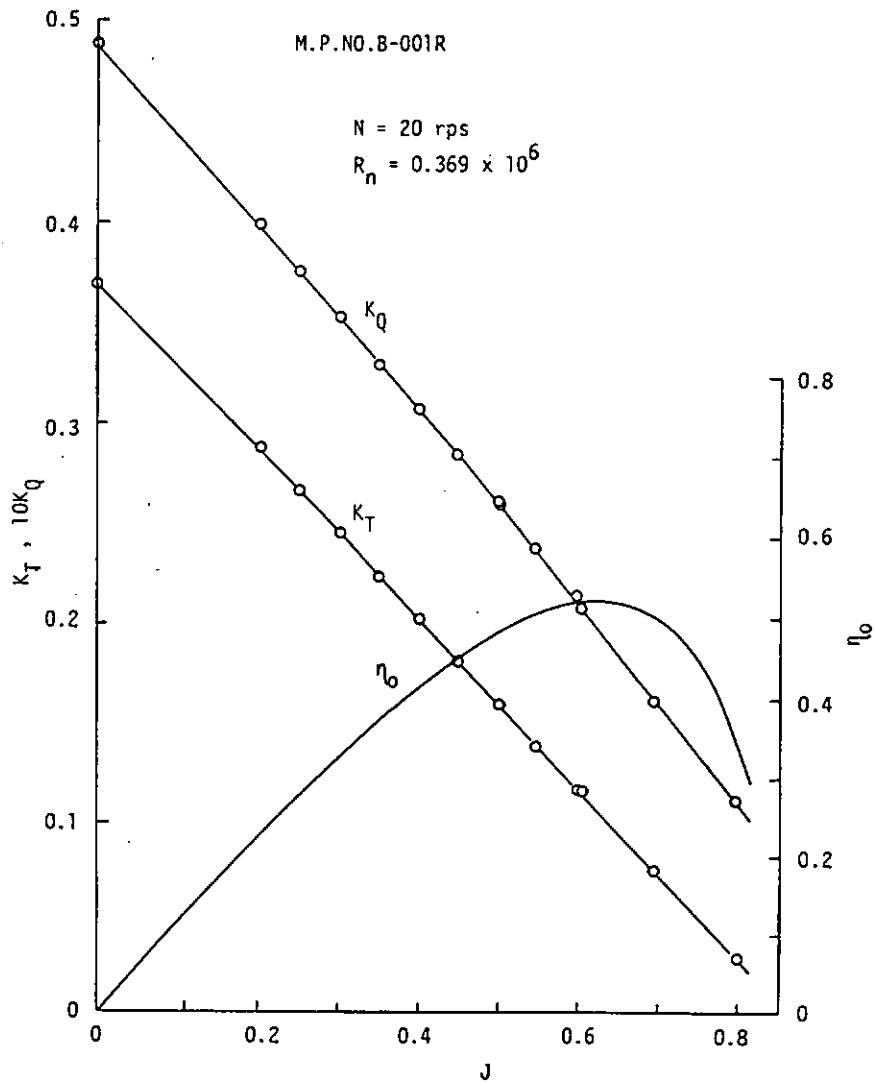


图 2.1.13



2.1.14



2.1.15

SELF-PROPULSION TEST IN STILL WATER

M.NO.B-030 x M.P.NO.B-001RLC

R = 0

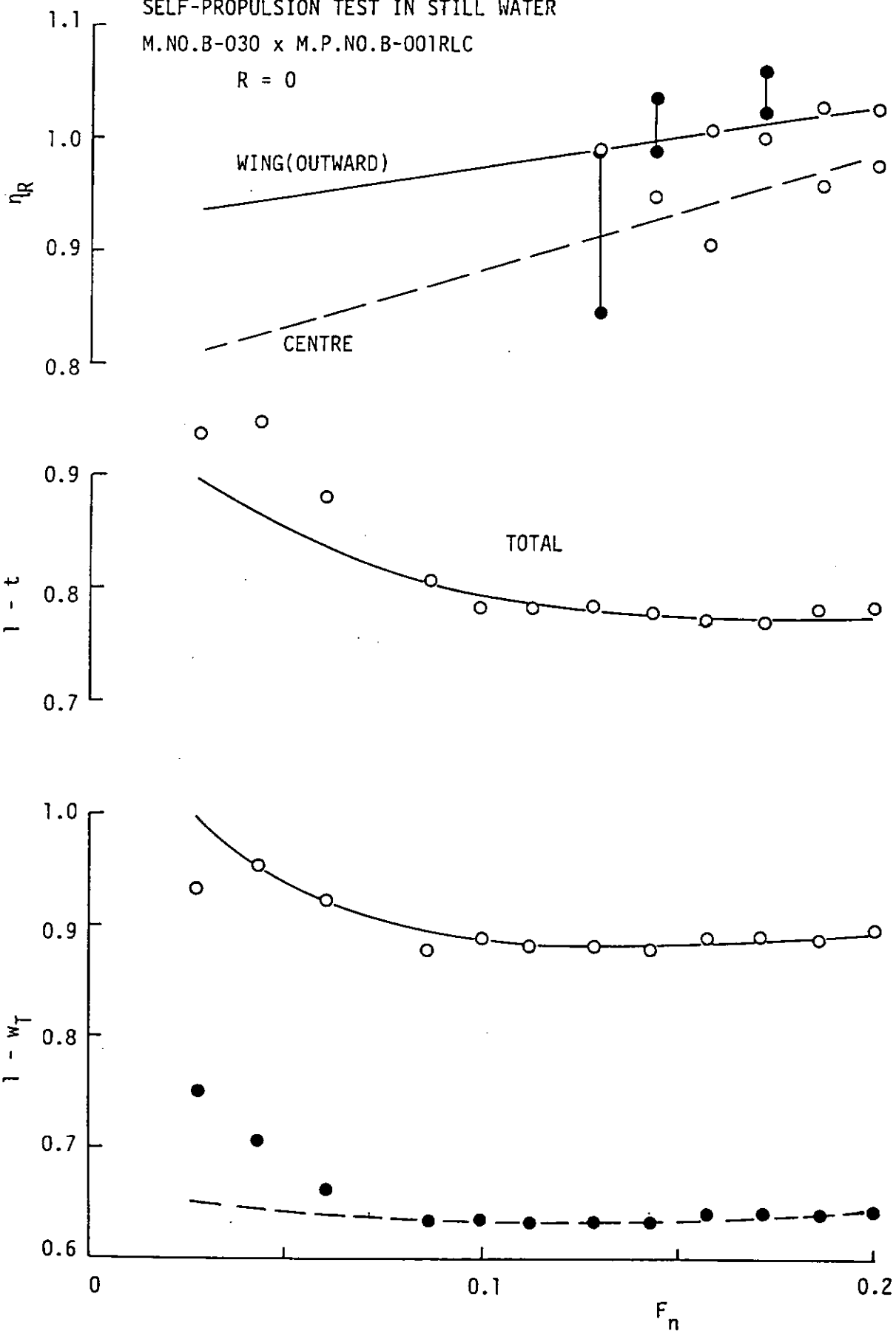
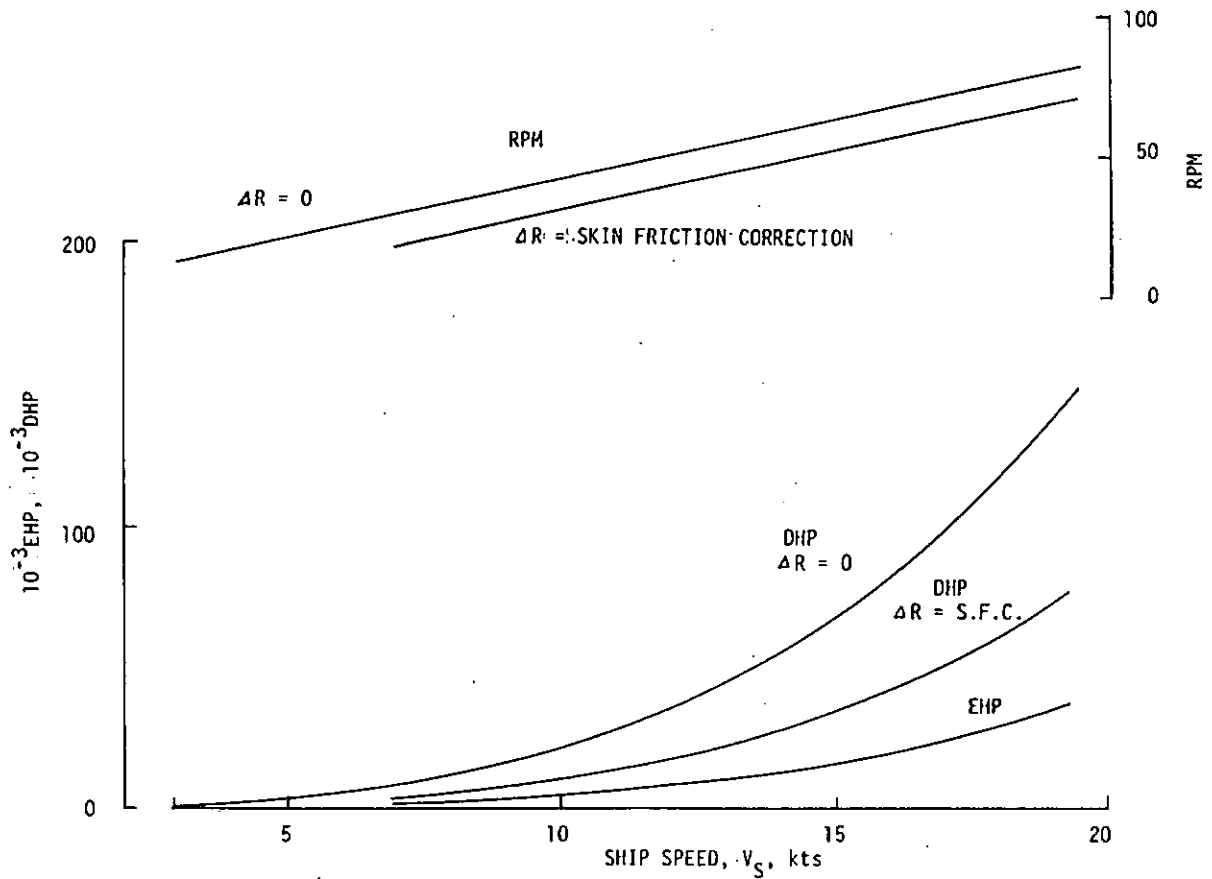
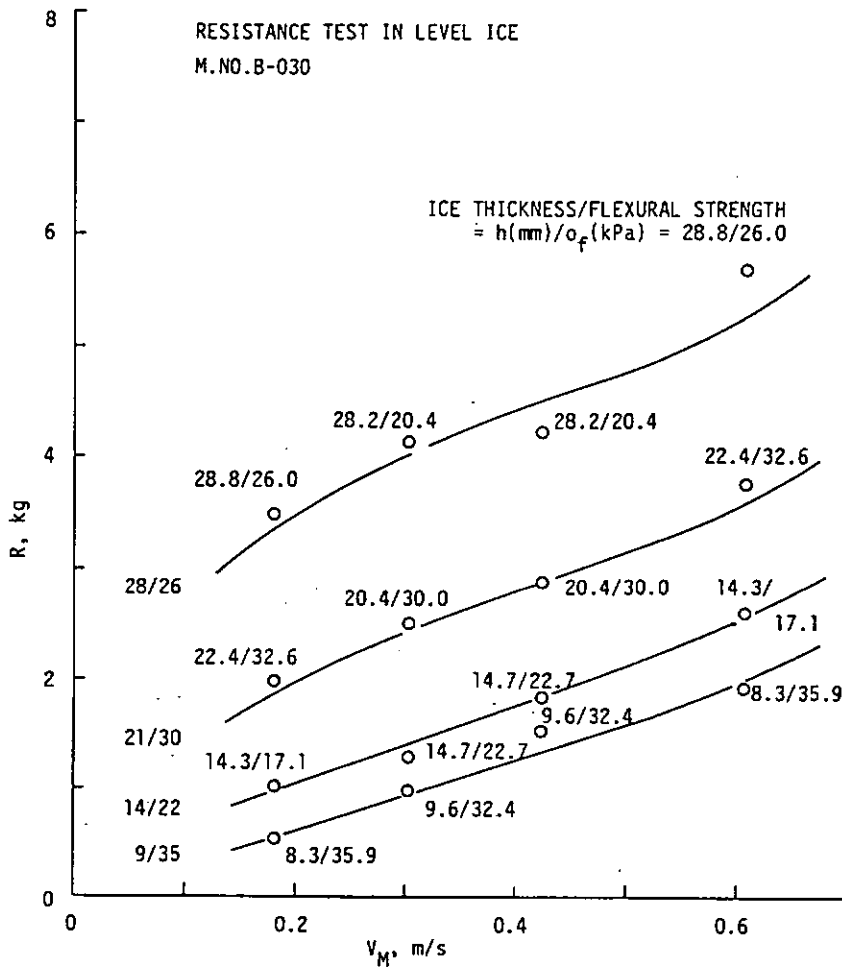


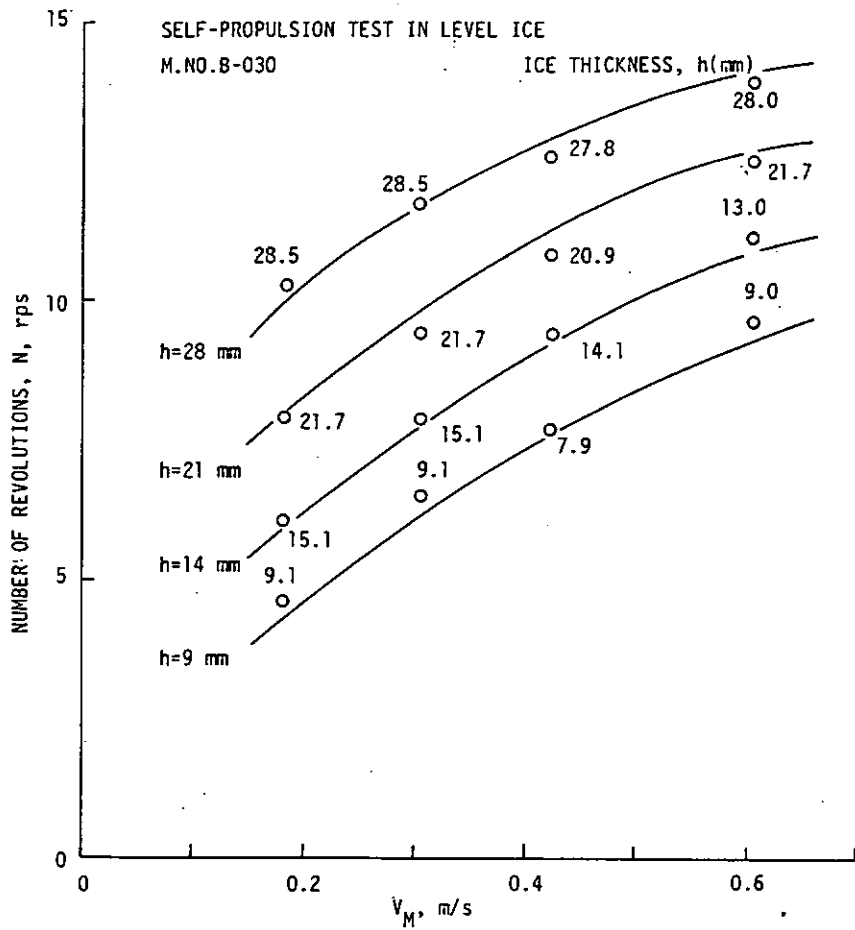
图 2.1.16



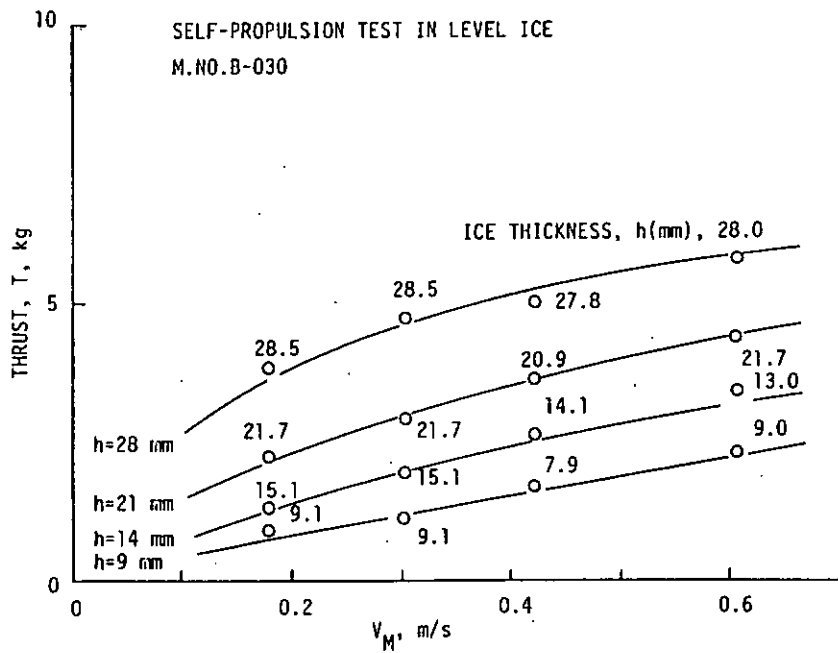
2.1.17



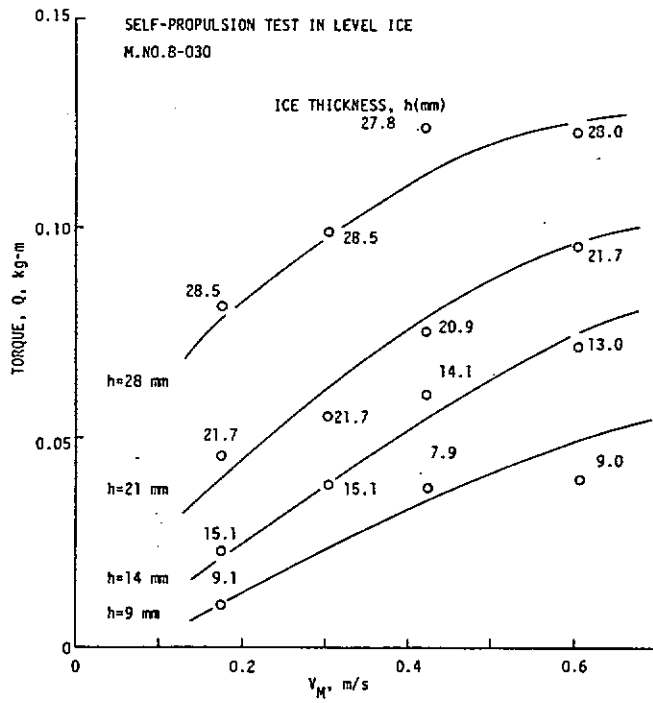
2.1.18



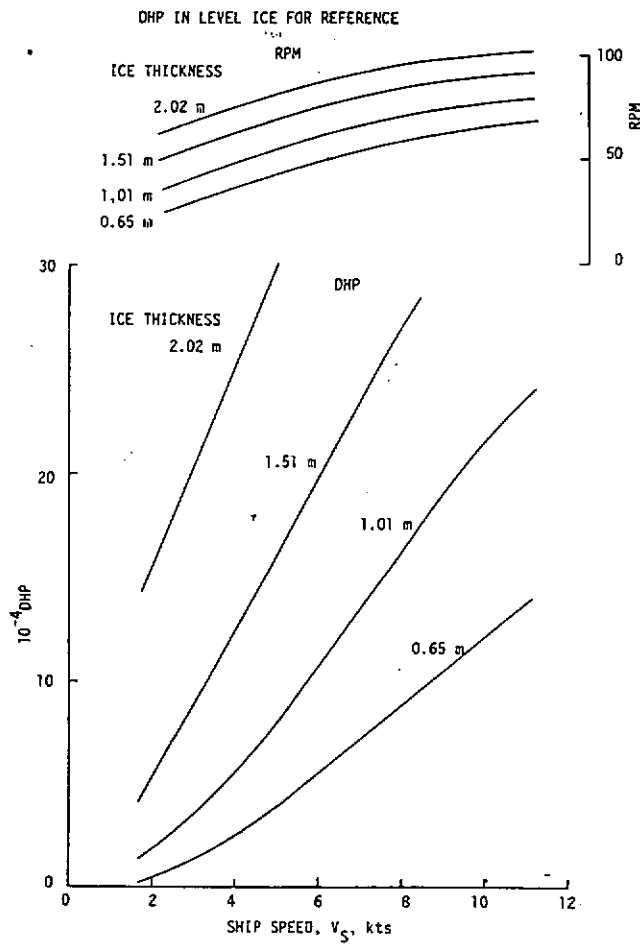
☒ 2.1.19



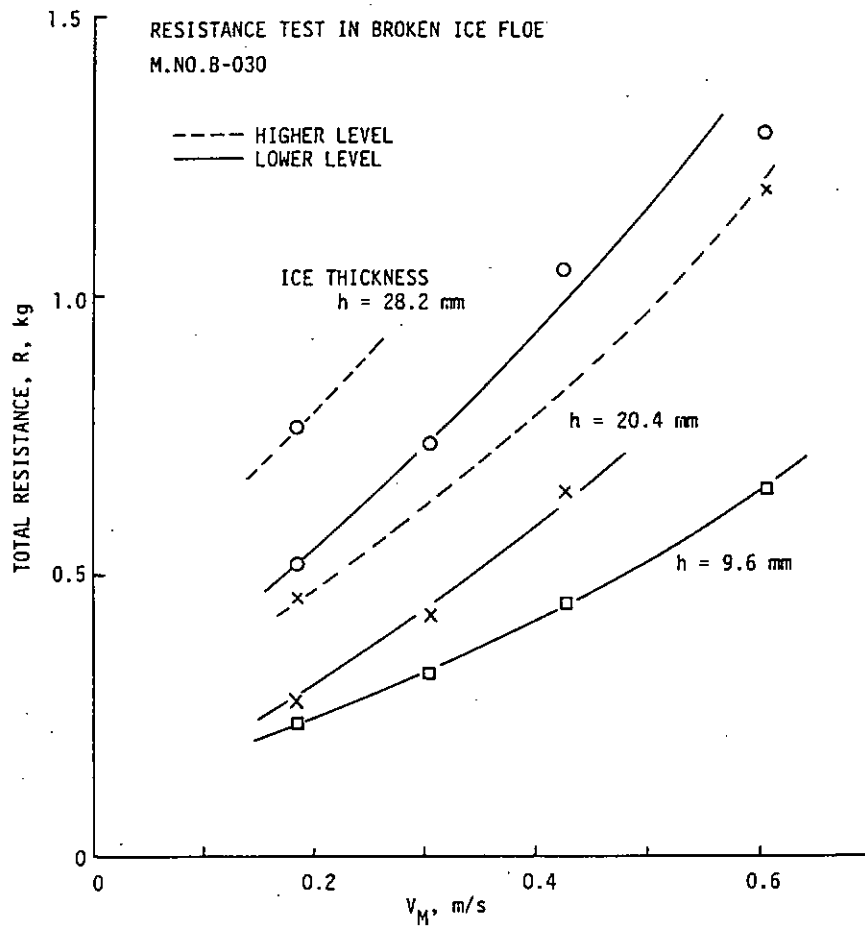
☒ 2.1.20



☒ 2.1.21

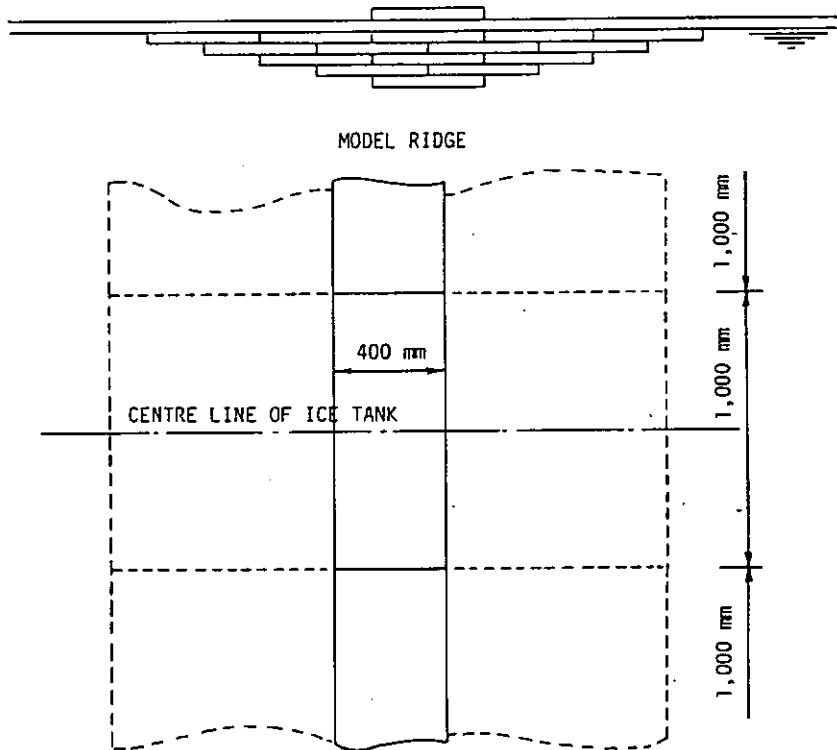


☒ 2.1.22



☒ 2.1.23

THICKNESS OF EACH ICE SHEET 15 mm



☒ 2.1.24

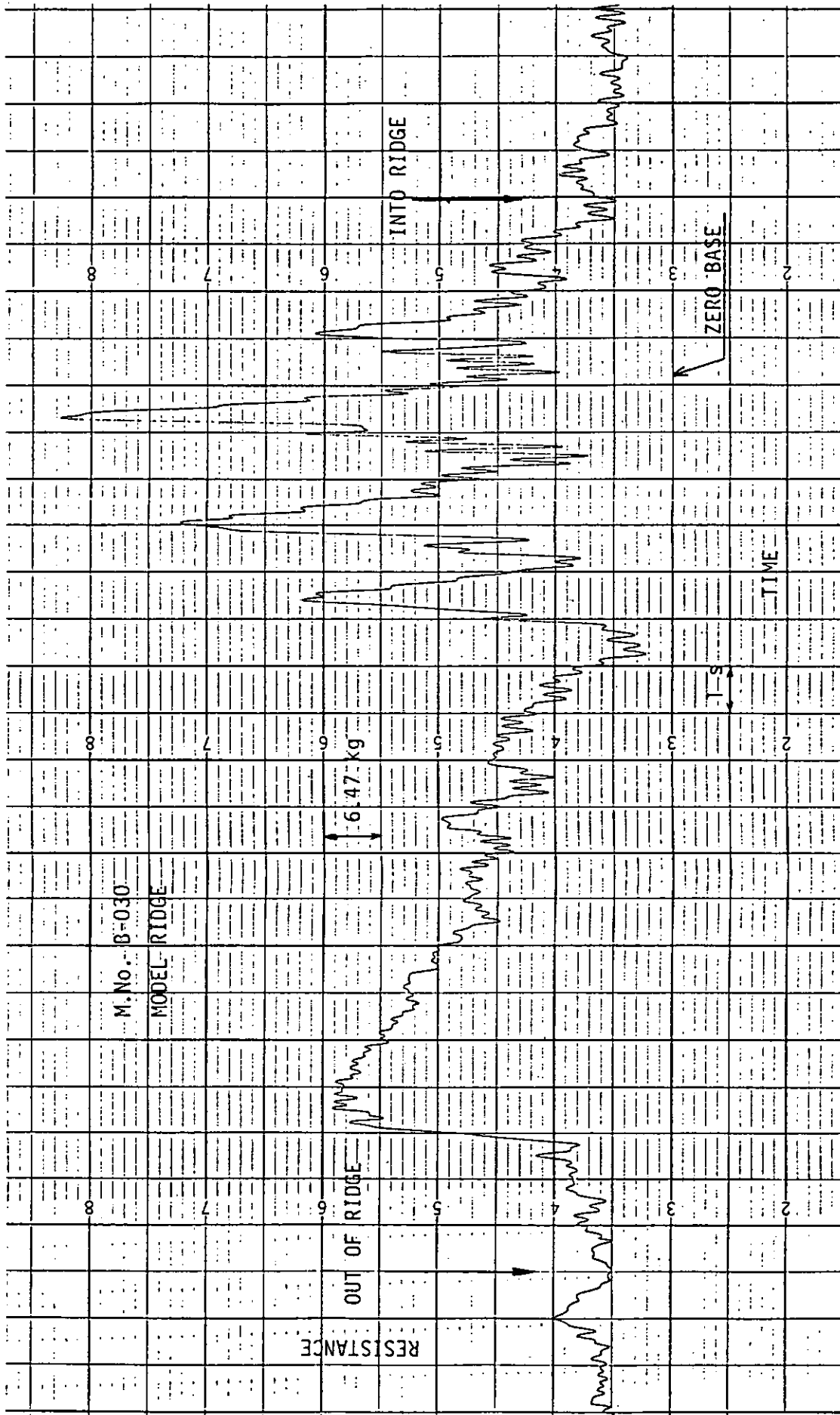
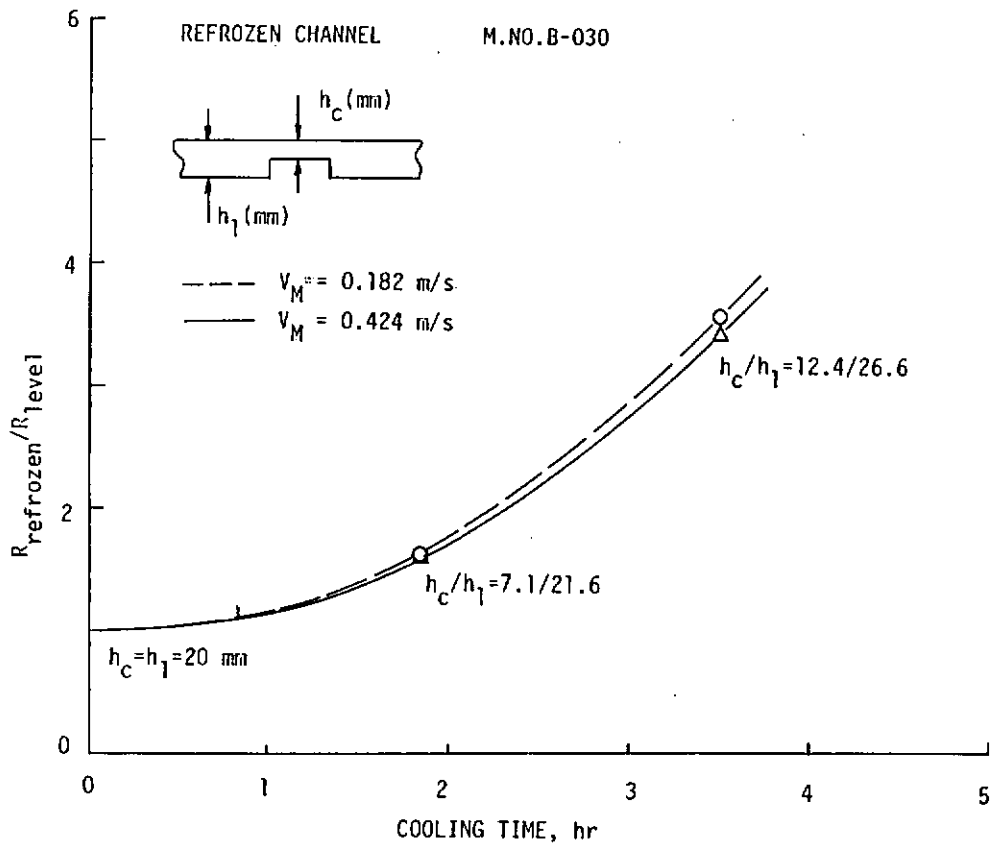
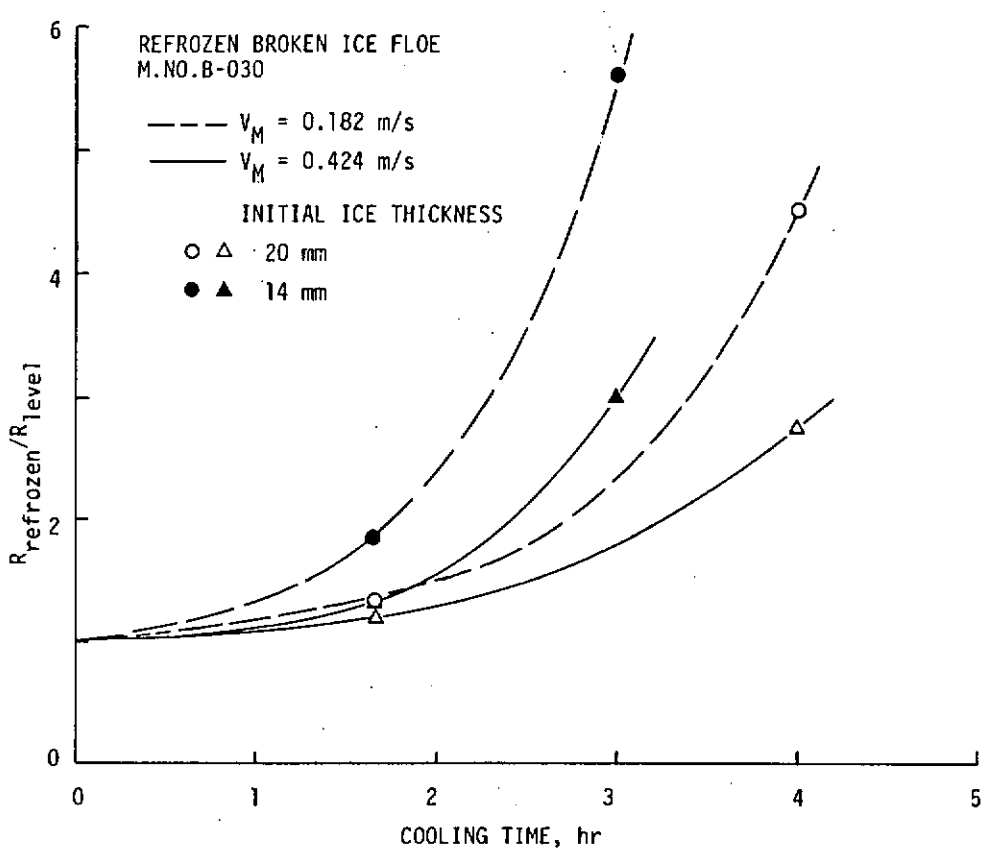


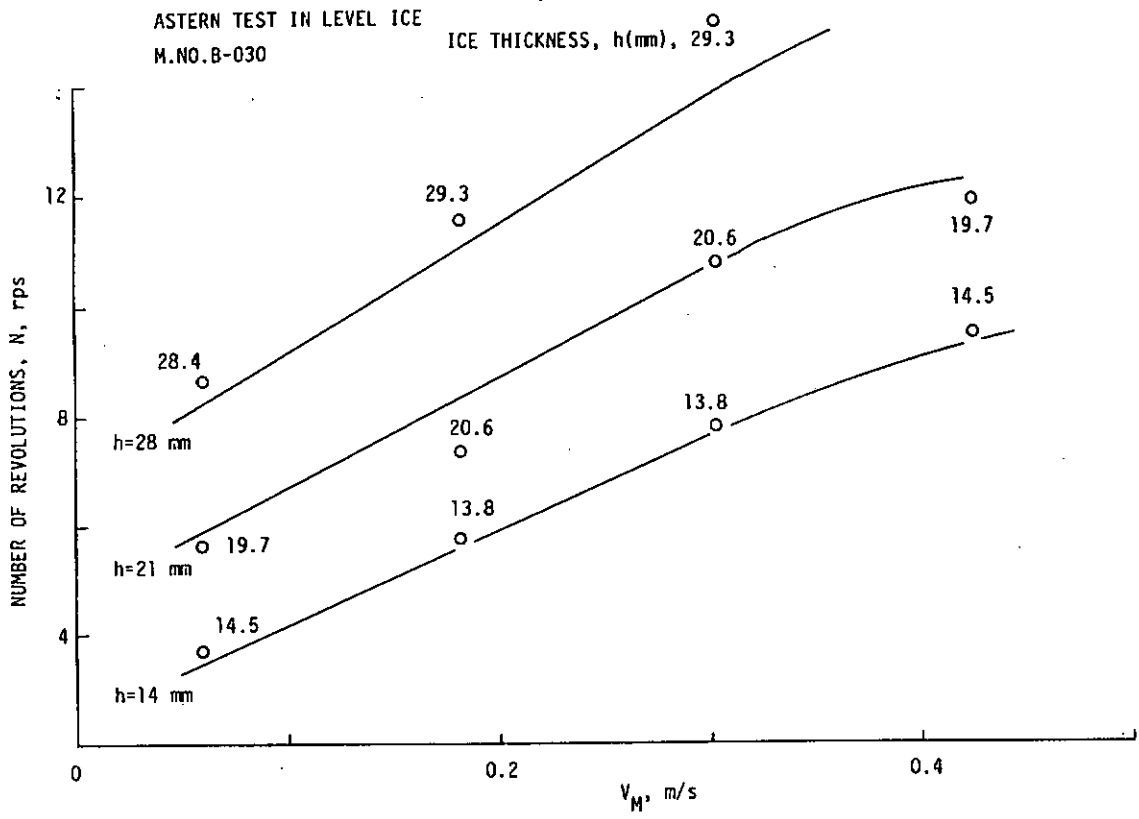
图 2.1.25



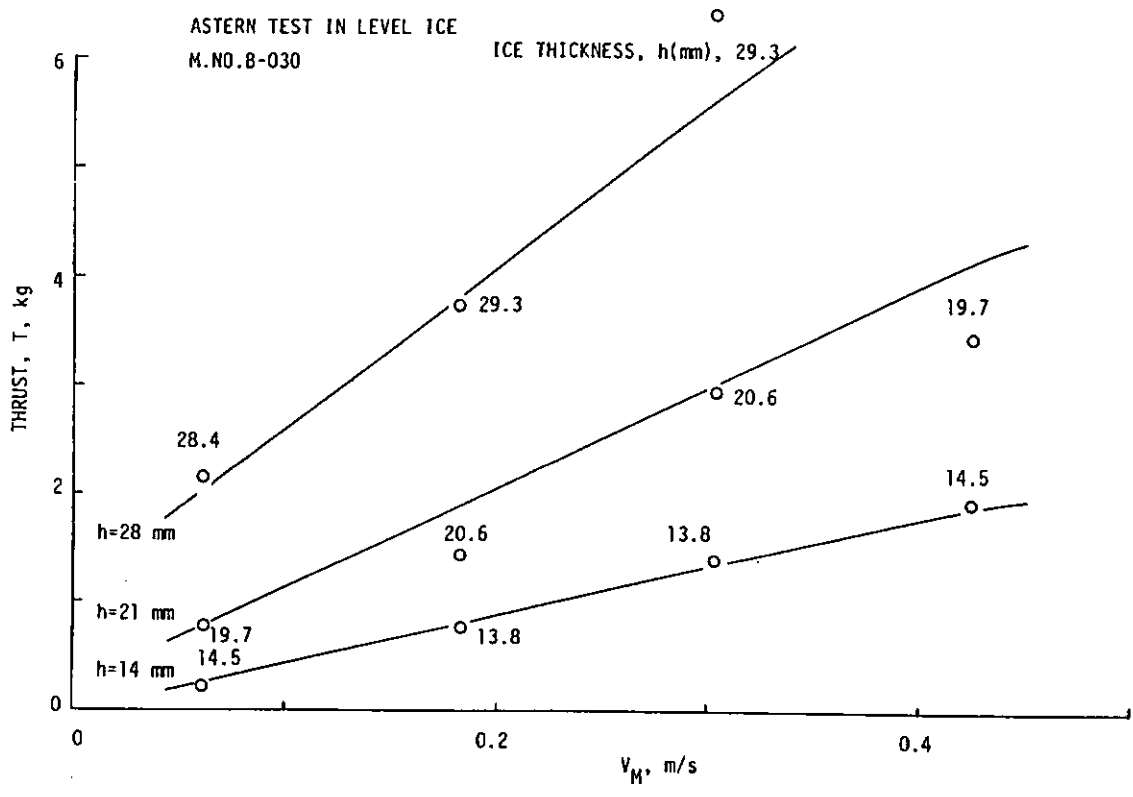
☒ 2.1.26



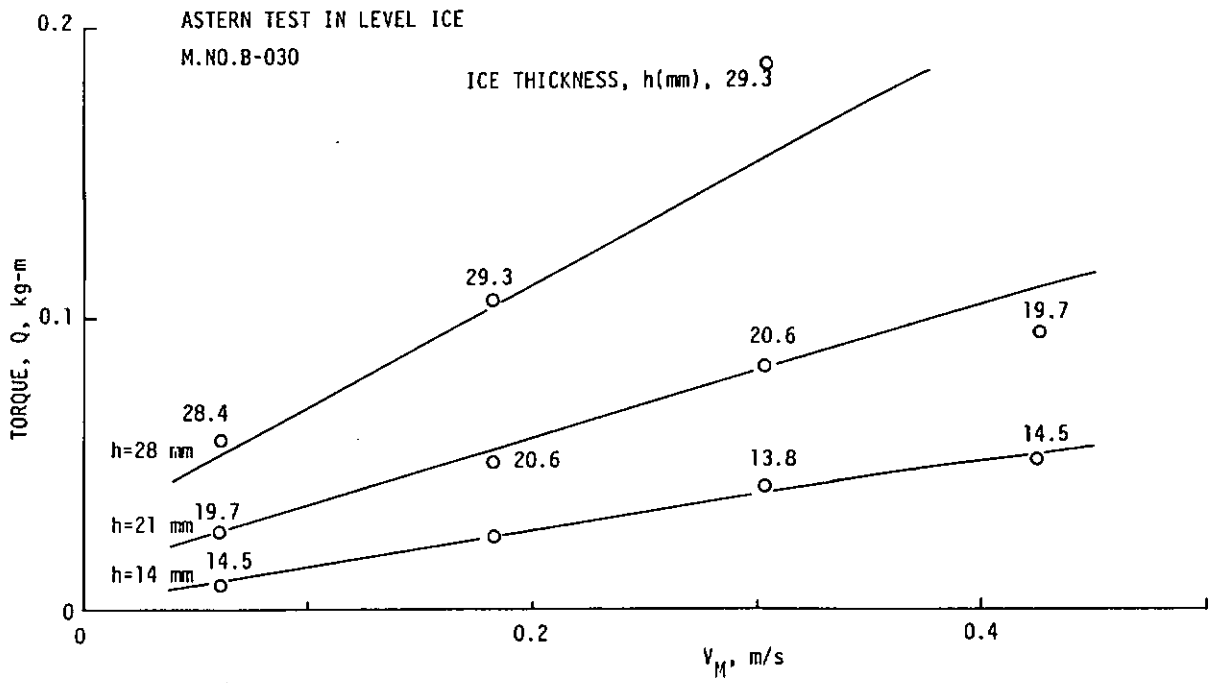
☒ 2.1.27



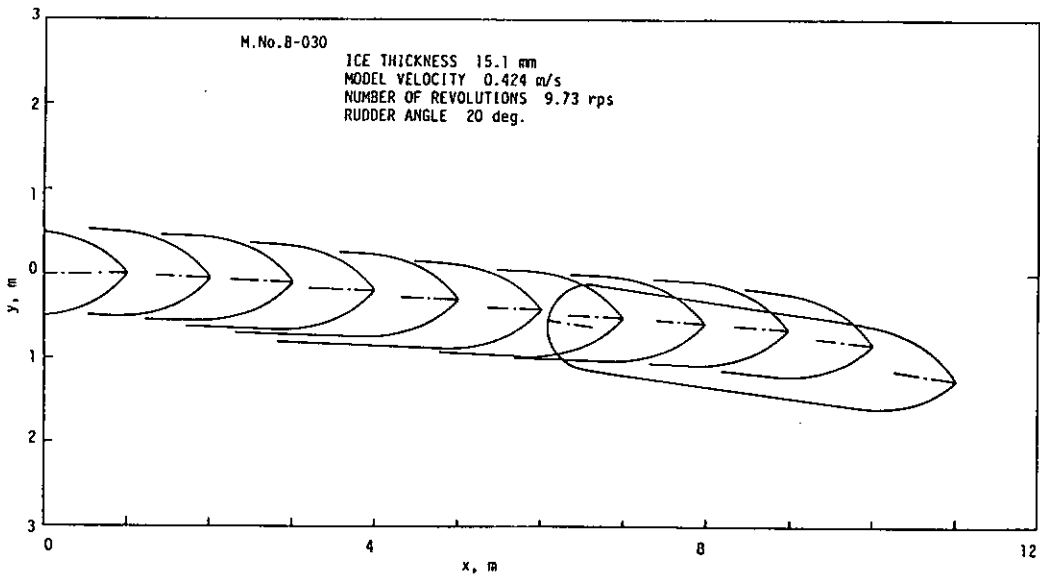
☒ 2.1.28



☒ 2.1.29



☒ 2.1.30



☒ 2.1.31

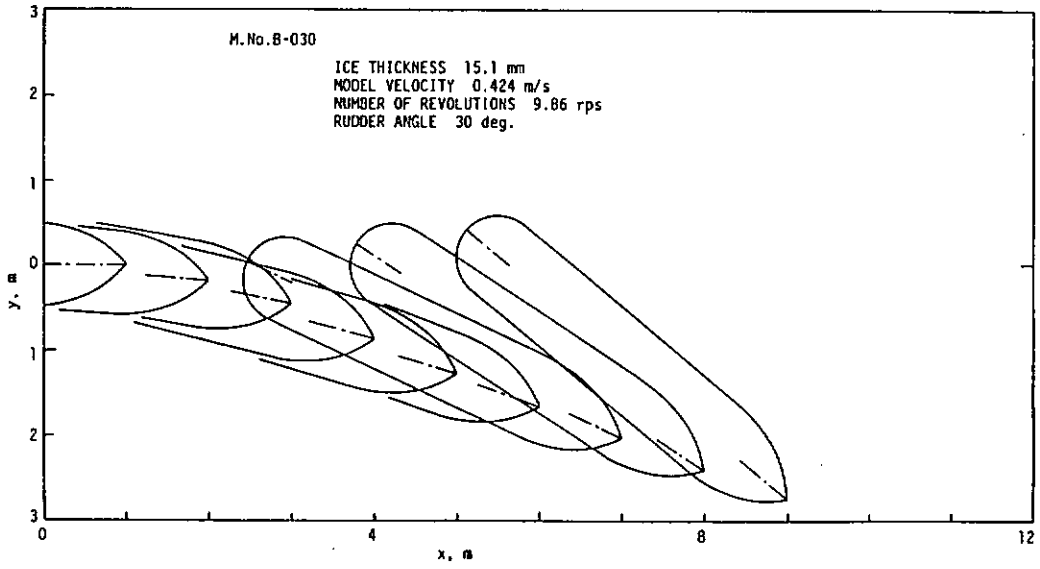


图 2.1.32

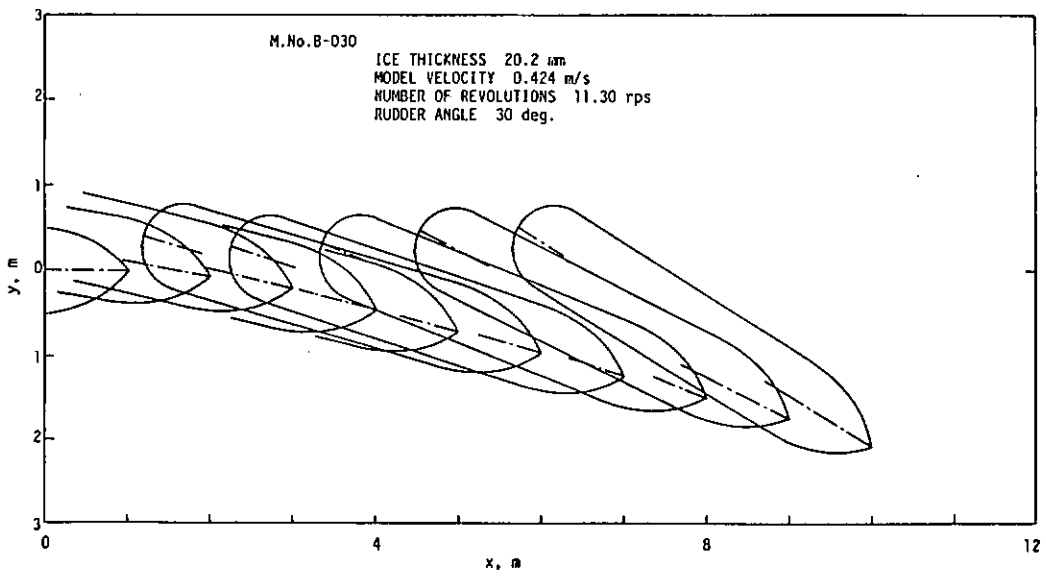
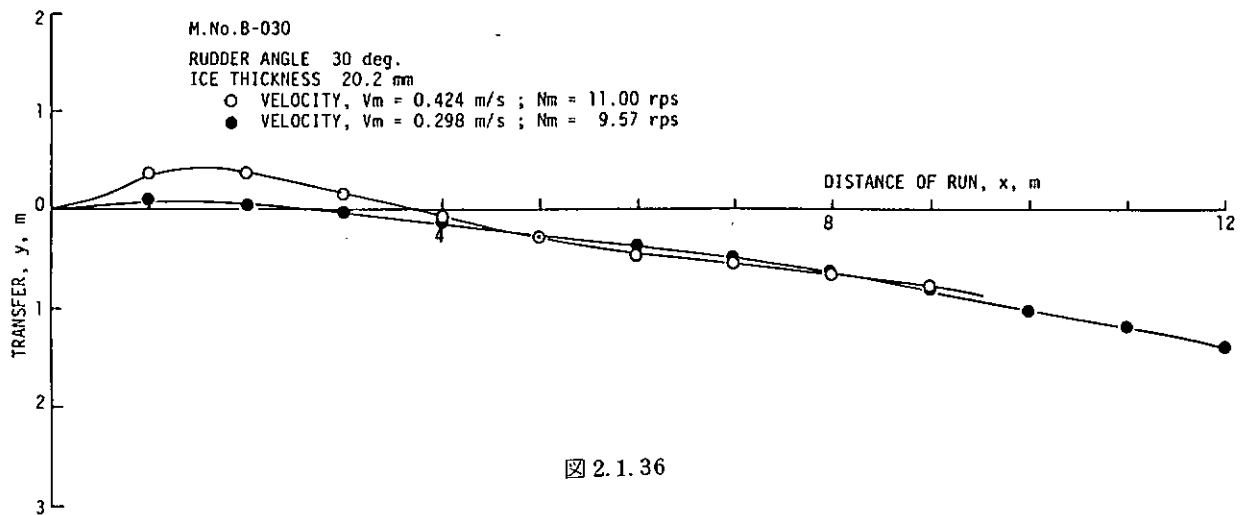
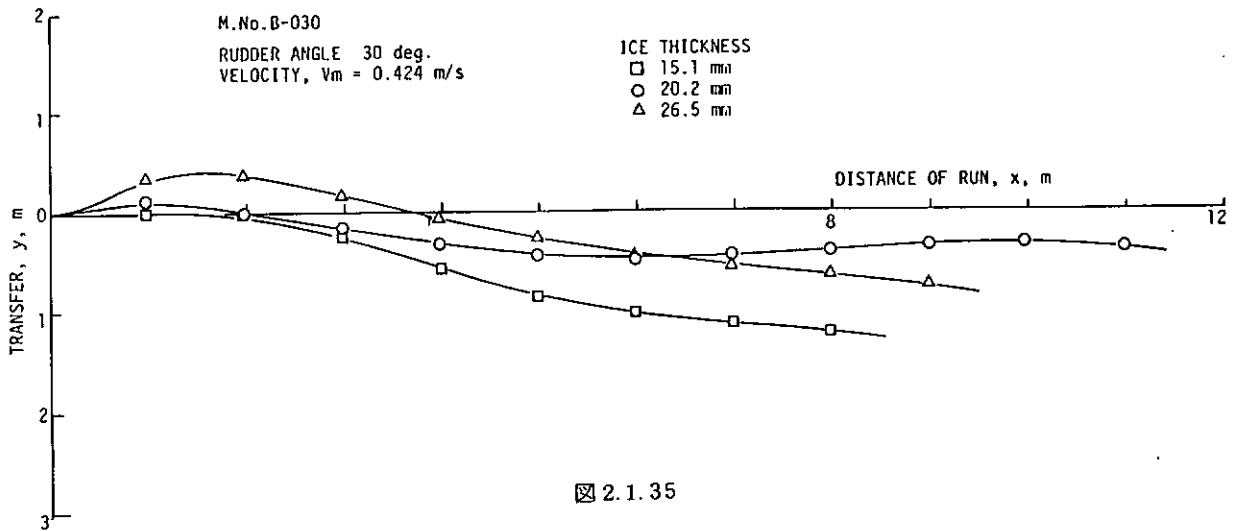
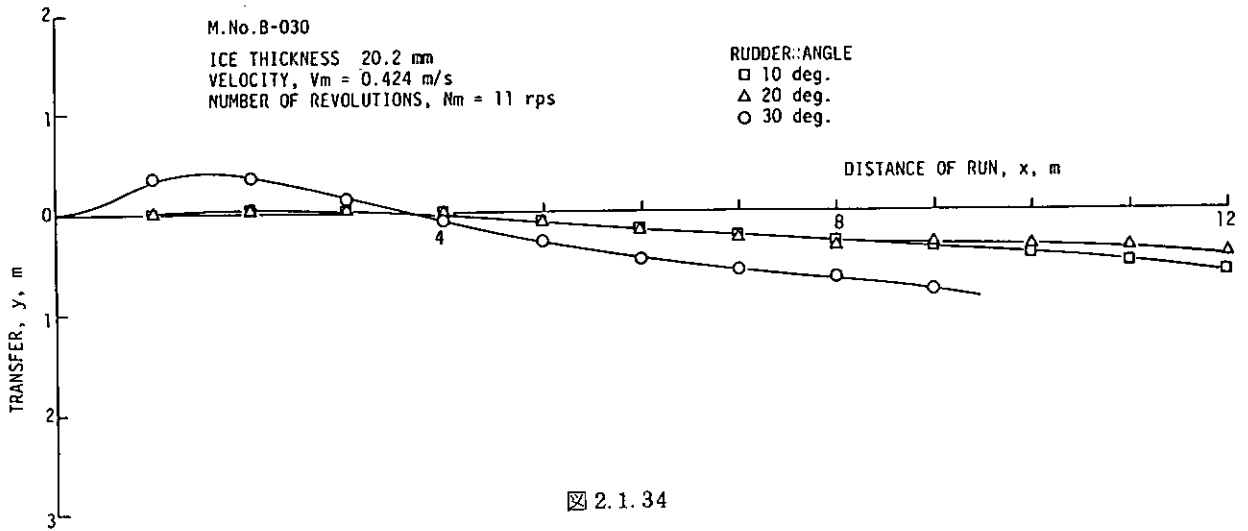
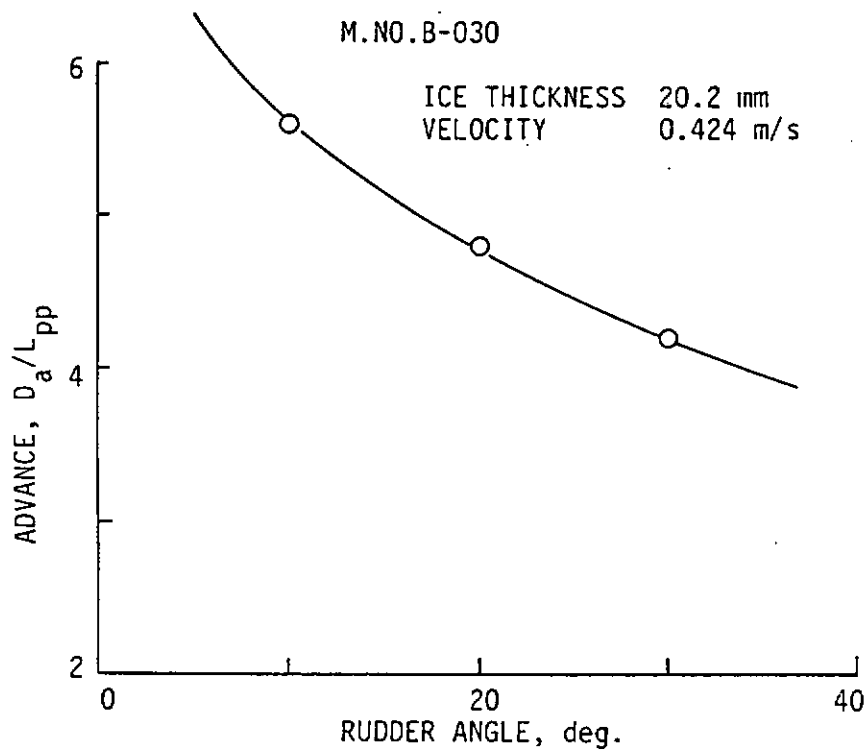
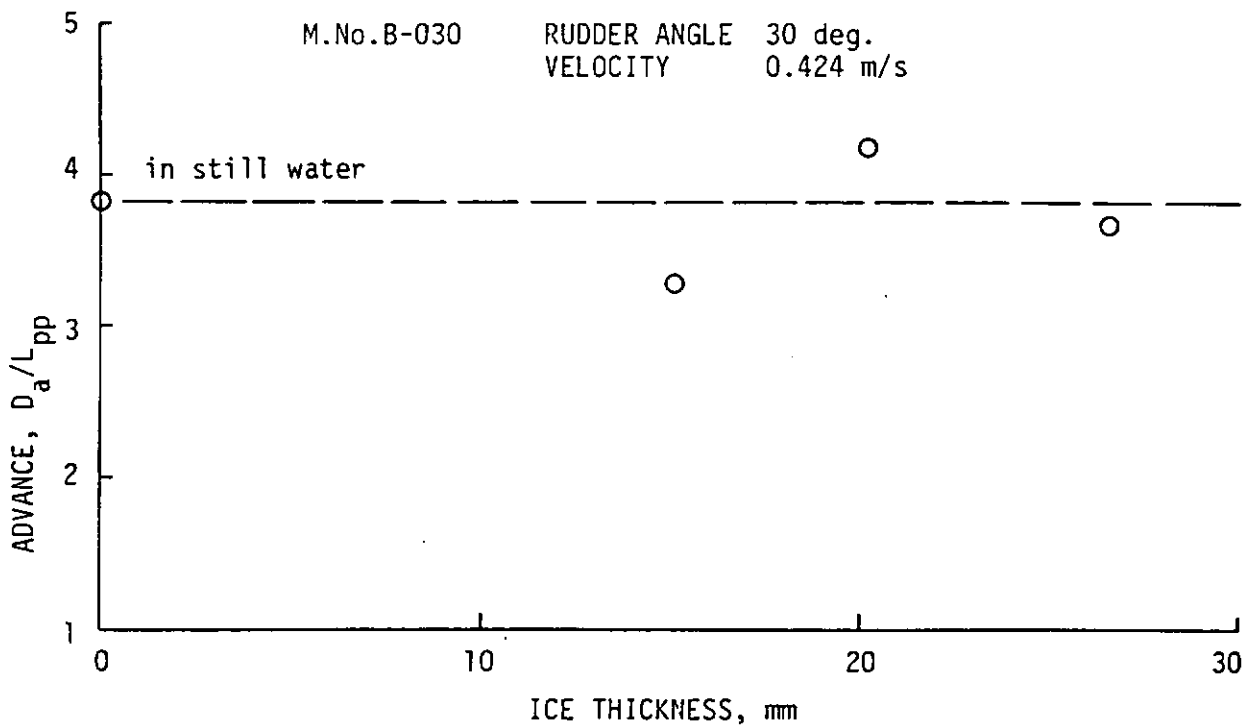


图 2.1.33





☒ 2.1.37



☒ 2.1.38

2.2 船殻構造

2.2.1 概要

(1) 構造ワーキング・グループの活動経過

構造ワーキング・グループは昭和57年度に発足し、以来昭和57・58年度は砕氷船構造に関する文献調査を行い、抄録を作成した。また昭和58年度にはこれら文献を参考にしながら氷海タンカー概略試設計のための設計条件の設定を行い、設計方針を決定した。

昭和59年度は前年度に決定された設計条件・方針に従い、中央部、船首部、船尾部それぞれの試設計を行い、重量・重心の推定、建造コストの推定を行った。また今後の検討課題についても検討した。

(2) 文献調査

(a) 調査方針

文献調査はSNAME¹⁾、ISP²⁾、POAC³⁾、IAHR⁴⁾の公表文献を対象として行ったがUSAとCANADAの文献がほとんどを占めている。

- 1) SNAME (The Society of Naval Architects and Marine Engineers)
- 2) ISP (International Shipbuilding Progress)
- 3) POAC (International conference on Port and Ocean engineering under Arctic Conditions)
- 4) IAHR (International Association of Hydraulic Research)
- 5) ASPPR (Arctic Shipping Pollution Prevention Regulations)

(i) 文献調査

砕氷船構造に関する一般公表文献25件を収集し、抄録を作成、整理した。1部には大型氷海タンカーの試設計例が報告されているが、具体的な内容に乏しく、設計に適用できるほどではない。

(ii) 構造設計に関する動向の整理

現在および将来の動向を探るため、調査文献内容をベースにして、下記項目を調べた。

- CANADA, ASPPR⁵⁾の背景
- USCGの動向
- CANADA (Arctec Canada, Domeなど)の技術的動向

詳細については昭和58年度報告書を参照されたい。

(b) 調査文献一覧表

表2.2.1に調査文献25件の一覧表を載せる。各文献の抄録は昭和58年度の報告書を参照されたい。

(c) 構造設計に関する一般的動向

氷海用船舶の構造設計のアプローチは大別して理論的アプローチ、実船試験的アプローチ、氷海水槽を使ったアプローチがあるがいずれも氷荷重の把握に注力されており、特に実船試験では表2.2.1に示すように氷荷重に関する計測がほとんどである。また寸法計算のためのモデル化、解析方法については一般商船ルールのような一定の要領がなく、過去の損傷実績などを参考に提案されている。その中には例えば氷帯部の外板構造を弾性基礎上の連続梁にモデル化したり、ある程度のたわみを許容する弾塑性解析を行うなど、より詳細に検討した文献も見られる。しかしながら、実際的には損傷実績をもとにした経験設計が行われているのが現状である。

表 2.2.1 調査文献一覧表

文献番号	論文名	著者	発表場所	構造設計手法				理論的アプローチ				実船計測			備考	
				手法全般	設計水荷重提案	設計寸法算式提案	強度判定	氷破壊モード	氷荷重	氷砕機	船体-氷砕機互干渉	構造応答	船体部加速度 etc	水荷重		船体歪
①	Development of Ice Breaking Vessels for the USCG	H.F. Johnson	Trans. SNAME Vol. 54 (1946)	○	○	○	○									。本格的 Ice Breaker の設計・建造 (USCG)
②	On the Ice-Strengthening of ship Hulls.	B.H. Johanson	I.S.P. Vol. 14 No 154 (1967)		○								○			。 Baltic Sea 対象 (氷厚 800mm) 。 現行 Finnish-Swedish Rule の Base 。 基本設計全般
③	The Design of Polar Icebreakers	L.C. Melberg	SNAME Spring Meeting (1970)	○	○	○	○									
④	Advances in the Development of Commercial Ice-Transiting Ships	G.H. Levine	Trans. SNAME (1974)												○	。 Great Lakes Bulker と Arctic Tanker のパフォーマンス検討
⑤	Structural Considerations in the Design of the POLAR-Class of Coast Guard Icebreakers	B.H. Barber	SNAME Ship Structure Symp. (1975)	○	○	○	○									。 過去のデータ解析
⑥	A Model to Predict Hull-Ice Impact Loads in the St. Lawrence.	R.A. Majon D.M. Beranger C.J.R. Lawrie	SNAME ICETECH. '75 (1975)	○				○								。 11000DWT Tanker 対象に Impact Load の Simulation
⑦	Estimation of Ice Forces on the Hull of M.V. Arctic Explorer by Strain Gauge Measurement.	D. Sodhi et al.	POAC '77 (1977)												○	。 ice belt での強計測及び FEM との比較
⑧	Results of Full Scale Ice Impact Load Studies aboard C.C.G.S. Norman McLeod Rogers	M. Dunne P. Noble R. Edwards	POAC 77 (1977)												○	。 強計測及び氷荷重の評価
⑨	Long Term Measurements of Ice Pressure and Ice-Induced Stresses on the Icebreaker Siau in Winter 1978	J. VUORIO K. RISKI P. VARSTA	WINTER NAVIGATION RESEARCH BOARD Report No 28 (1978)												○	。 フィンランド砕氷船による強計測
⑩	Ice Effect Trials in Arctic Waters on CCGS Louis S.St. Laurent	P.G. Noble	Trans. SNAME Vol. 86 (1978)											○		。 ASPPR のバックチャーター 集目的に大がかりな計測
⑪	A New Icebreaking Concept	A. Freitas	5TH IAHR (1978)													。 せん断モードによる砕氷船型のモデルナウスト
⑫	Ice Breaker Trials around Spitzbergen	J. Schwarz	5TH IAHR (1978)												○	。 Air Water Jet 及び Bow THRUSTER 装備砕氷船の実船計測

表 2.2.1 (続 き)

文献番号	論文名	著者	発表場所	構造設計手法				理論的アプローチ				実船計測			備考		
				手法全般	設計氷荷重提案	設計氷荷重提案	設計寸法提案	強度判定	氷破壊モード氷荷重	船体-氷相互作用	構造応答	船体部加速履歴 etc	氷荷重船体歪	船体歪プロベラ			
⑬	Design of Steering Gears, Rudders, Rudderstocks and Propeller Protection for Canadian Arctic Class Vessels	N.V. Laskey	Marine Technology, Vol. 17 (1980)												○	Arctic Class 2の Bulkerの強靱に若づく評価	
⑭	Ice Impact Loads on Steering System Components of Arctic Class Ships	B. MENON P. NOBLE	POAC 79 (1979)	○											○	数学モデルと実船計測値との比較	
⑮	Ice Forces & Accelerations on a Polar Class Icebreaker	P. NOBLE W. TAM B. MENSON I. Bayly	POAC 79 (1979)					○							○	船体-氷盤の相互作用のモデル化, 電算 simulation と実船計測との対応	
⑯	The Ship-Ice Interaction	E. ENKVIST P. VARSTA K. RISKA	POAC 79 (1979)	○												砕氷船の延抗進速, 氷荷重 についての研究及び今後の展望	
⑰	Summary of Selected Technical Results from MANHATTAN Arctic Marine Project.	A.D. Moeckbock R.P. Voelker F.W. Debord	SNAME ICETECH '81 (1981)	○											○	290,000DWT Tanker の試験計列を含む	
⑱	Technical Development of an Environmentally Safe Arctic Tanker	B.M. Johansson A.J. Keinonen	同上 (1981)	○												200,000DWT Tanker の試験計列	
⑲	A Rational Basis for Hull Ice Strengthening Criteria	J.L. Coburn	同上 (1981)	○												板・小骨主体	
⑳	On the Structural Analysis of Ice-Transiting Vessel.	P.E. Xirouchakis R. Storstrom	同上 (1981)													○	船體構造の強度検討
㉑	Results of Full Scale Trials in Ice of CCGS Pierre Radisson (R Class)	R.Y. Edwards M.A. Dunne B. Johnson	同上 (1981)													○	
㉒	Application of Plastic Analysis to USCG Ice Breaker Shell Plating	Richard Chin	ANNUAL MEETING SNAME (1981)	○												○	新しい外板決定法
㉓	Performance of Ice-breaker YMER on the Swedish Arctic Expedition "YMER 80"	G. LILJESTROM K. LINDBERG	POAC 81 (1981)													○	応力分布と船殻の損傷
㉔	Ice Impact Load on Ships	I.F. GLEN	SNAME Arctic Sect. (1982)	○												○	大型船への ASPPR 適用の問題点
㉕	Ship-Ice Interaction Models. Designer's Approach	Vlodek Laskow	SNAME Arctic Sect. (1982)													○	船体と氷との相互干渉の種 種モードに対する物理モデル を考察

2.2.2 設計検討

(1) 設計方針

対象氷海域航行の為、船殻構造設計上の基本的な条件を下表の如く設定した。

項目	設計条件				
氷象	最大氷厚 3 m の平坦氷とする				
氷性	<table style="display: inline-table; border: none;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">圧縮強度 22 kg/cm²</td> <td rowspan="2" style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</td> <td rowspan="2" style="vertical-align: middle;">の機械的性質を有する</td> </tr> <tr> <td>曲げ強度 10 "</td> </tr> </table>	圧縮強度 22 kg/cm ²	}	の機械的性質を有する	曲げ強度 10 "
圧縮強度 22 kg/cm ²	}	の機械的性質を有する			
曲げ強度 10 "					
環境温度	<table style="display: inline-table; border: none;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">大気温 最低 - 55 °C</td> <td rowspan="2" style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</td> <td rowspan="2" style="vertical-align: middle;">とする</td> </tr> <tr> <td>海水温 最低 - 2 °C</td> </tr> </table>	大気温 最低 - 55 °C	}	とする	海水温 最低 - 2 °C
大気温 最低 - 55 °C	}	とする			
海水温 最低 - 2 °C					
船速	平坦氷中最大 5 kt とする				

又、適用規則としては日本海事協会鋼船規則及び Canadian ASPPR Class 10 を考えている。構造部材寸法の評価にあたっては NK 規則により通常のオイルタンカーとしての必要な寸法を定め、氷荷重に対しては下記の方針で、その補強要領を検討する。

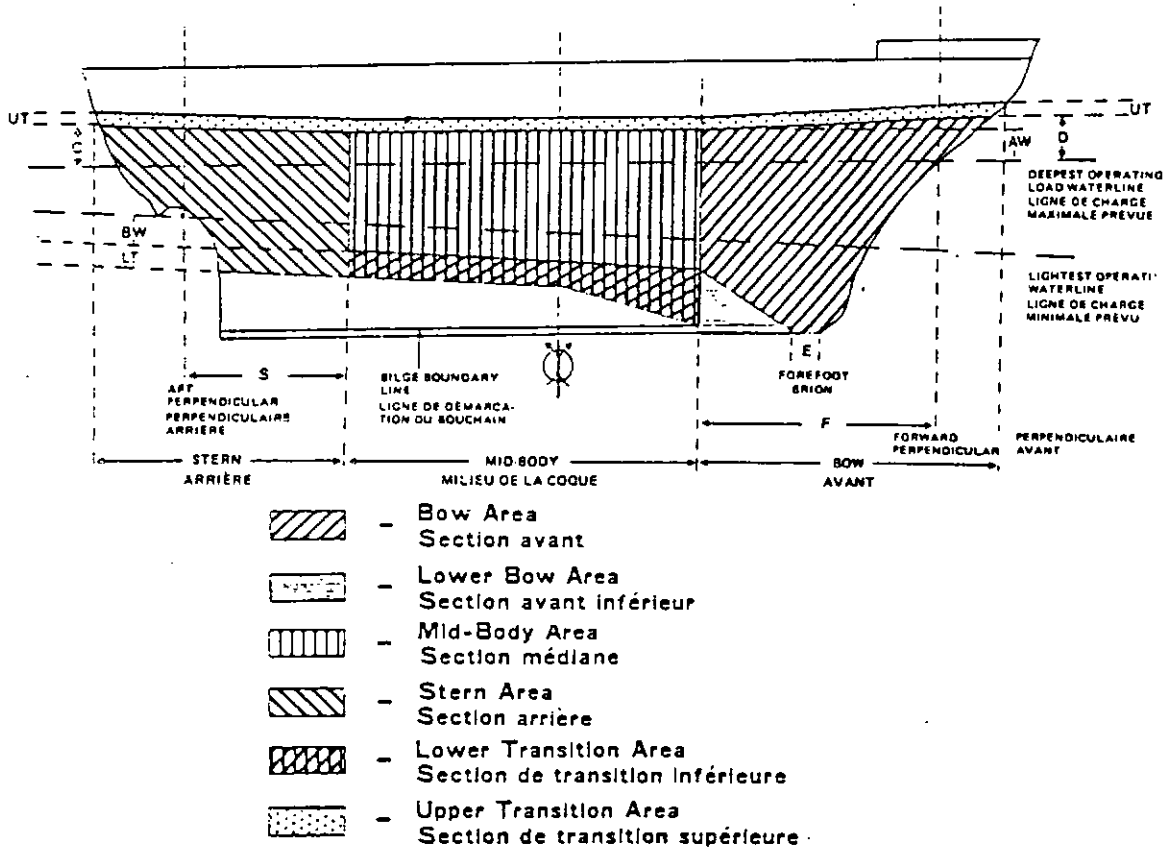
- ① 外板及びフレーム等の小骨の氷荷重及び補強範囲は ASPPR Class 10 の要求に従い設定する。
- ② 外板及びフレーム等の小骨の寸法は ASPPR に規定する寸法とする。
- ③ ストリンガー、トランスウェブ等の大骨については平坦氷の圧縮強度に見あう氷圧が平坦氷の氷厚に相当する範囲に亘って作用する場合の荷重を考える。
- ④ 上記大骨材の寸法は発生応力が、降伏応力を超えないように定める。
- ⑤ 船体梁としては 3 m 厚さの平坦氷に突入する場合の船首部上向きの氷荷重により誘起される縦曲げモーメント及び剪断力を考慮する。

船体の水線上、大気暴露外板は、低温の環境下におかれるので、この温度条件のもとに必要な靱性を有する鋼材を使用する必要がある。ここでは更に高強度の特性もいかして 36 kg/mm²級の低温用高張力鋼を使用する事で考えた。

以上の設計方針のもとに、船殻構造を大きく中央部、船尾部、船首部の三つの構造区分にわけ 2.1 に示す配置をベースにして検討を進めた。

氷帯部の外板及びフレームなどの寸法を規定している ASPPR について以下補足するとともに、図 2.2.1 に試設計船の耐氷補強範囲を示す。

① 下図に示す耐氷補強範囲を決めている。又、その範囲は下表により、各Arctic Class により異なる。



Item	Arctic Class	Values expressed in feet and centimetres										Values expressed as a percentage of the length (L) of the ship.						
		Column II	Column III	Column IV	Column V	Column VI	Column VII	Column VIII	Column IX	Column X								
		'D'	'AW'	'BW'	'UT'	'LT'	'C'	'B'	'F'	'S'								
	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.	ft.	cm.
1	1A	4 (122)	2.5 (76)	3.3 (107)	1 (30)	2 (61)	2.5 (76)	2.3	20	15								
2	2	3 (91)	3 (91)	3 (91)	1.3 (46)	2 (61)	3 (91)	2.3	20	15								
3	3	6 (183)	6.3 (197)	7.3 (222)	1.3 (46)	2 (61)	4.3 (137)	3.3	20	15								
4	4	8 (244)	6 (183)	12 (366)	2 (61)	3 (91)	6 (183)	2.3	20	15								
5	5	12 (366)	9 (274)	13 (457)	3 (91)	4.3 (137)	9 (274)	2.3	21	20								
6	6	16 (488)	12 (366)	20 (610)	4 (122)	6 (183)	12 (366)	2.3	30	23								
7	7	20 (610)	15 (457)	25 (762)	5 (152)	7.3 (229)	15 (457)	2.3	30	23								
8	10	24 (732)	18 (549)	30 (914)	6 (183)	9 (274)	18 (549)	2.3	30	23								

② 耐氷補強範囲にある外板，フレームに対する設計氷荷重は下表の通り決められている。

Ice Pressures in pounds per square inch (kiloponds per square centimetre)

Item	Column I Arctic Class	Column II Bow Area	Column III Lower Bow Area	Column IV Mid-body Area	Column V Lower Transition Area	Column VI Upper Transition Area	Column VII Stern Area
1	1	250* (17.38)	**	100* (7.03)	**	**	100* (7.03)
2	1A	400 (28.12)	210 (14.75)	260 (18.28)	180 (12.45)	130 (9.14)	325 (22.83)
3	2	600 (42.18)	320 (22.50)	400 (28.12)	260 (18.28)	200 (14.06)	500 (33.13)
4	3	800 (56.24)	420 (29.33)	530 (37.26)	370 (26.01)	260 (18.28)	660 (46.40)
5	4	1000 (70.30)	530 (37.26)	660 (46.40)	460 (32.34)	330 (23.22)	820 (57.63)
6	6	1200 (84.36)	640 (44.99)	750 (52.73)	520 (36.56)	370 (26.01)	940 (66.08)
7	7	1400 (98.42)	740 (52.02)	830 (59.76)	600 (42.18)	420 (29.33)	1030 (73.32)
8	8	1500 (105.63)	800 (56.34)	950 (66.79)	660 (46.40)	470 (33.04)	1200 (84.36)
9	10	1500 (105.63)	800 (56.34)	950 (66.79)	660 (46.40)	470 (33.04)	1200 (84.36)

*In an Arctic Class I ship, only that part of

(a) the bow area and stern area lying between the horizontal projections of the upper and lower edges of the mid-body area need be considered; and

(b) the mid-body area forward of amidships need be considered.

**In an Arctic Class I ship, ice pressure need not be considered as a factor in the design of the hull in the lower bow area, lower transition area and upper transition area, and the strength standards usually applied to ocean-going ships shall apply in these areas.

③ 外板，フレームの部材算式はFinnish-Swedish Rule の思想と同じである。以下に算式を示す。

$$\cdot \text{フレームの断面係数 (cm}^3\text{)} \begin{cases} \text{Trans.} & Z = \frac{pS}{8\sigma_y} (\ell - 400) \\ \text{Longl.} & Z = \frac{\ell^2 SpK}{\sigma_y} \end{cases}$$

$$\cdot \text{外板の板厚 (mm)} \quad t = \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{p}{\sigma_y}}$$

ここで、 p = design ice pressure (kg/cm²)
 S = frame space (mm)
 ℓ = frame span (mm)
 σ_y = 使用鋼材の降伏点 (kg/cm²)

$$K = \begin{cases} 1/20300 & \cdots \text{bow area} \\ 1/18600 & \cdots \text{mid-body area and stern area} \end{cases}$$

④ ウェブフレーム、ストリンガーに対する設計氷荷重は下表の通り決められている。

Minimum Ice Loading, expressed in Tons per Foot Run (Tonnes per Metre Run), for Stringers or Web Frames in the Areas Specified in the column headings below

Item	Column I	Column II	Column III	Column IV
	Arctic Class	Bow Area	Mid-body Area	Stern Area
1	I	22 (73.3)	•	•
2	1A	25 (83.3)	20 (66.6)	22 (73.3)
3	2	30 (99.9)	25 (83.3)	27 (89.9)
4	3	40 (133.2)	30 (99.9)	35 (116.6)
5	4	50 (166.5)	35 (116.6)	40 (133.2)
6	6	70 (233.1)	45 (149.9)	55 (182.2)
7	7	80 (266.4)	50 (166.5)	60 (199.8)
8	8	100 (333.3)	60 (199.8)	75 (249.8)
9	10	165 (549.5)	70 (233.1)	80 (266.4)

NOTE: The loading values shown in this Table are based upon a stringer or web frame spacing of 4 feet. For any other spacing, these loading values shall be increased or decreased, respectively, in direct proportion to the amount that the actual spacing is greater than or less than 4 feet.

*In an Arctic Class I ship, ice loads need not be considered as a factor in the design of the hull in the mid-body area and stern area, and the strength standards usually applied to ocean-going ships shall apply in these areas.

⑤ ウェブフレーム、ストリンガー等の各部材の設計ベースはあくまで弾性であり、使用鋼材の降伏点を越えないようにしなければならない。

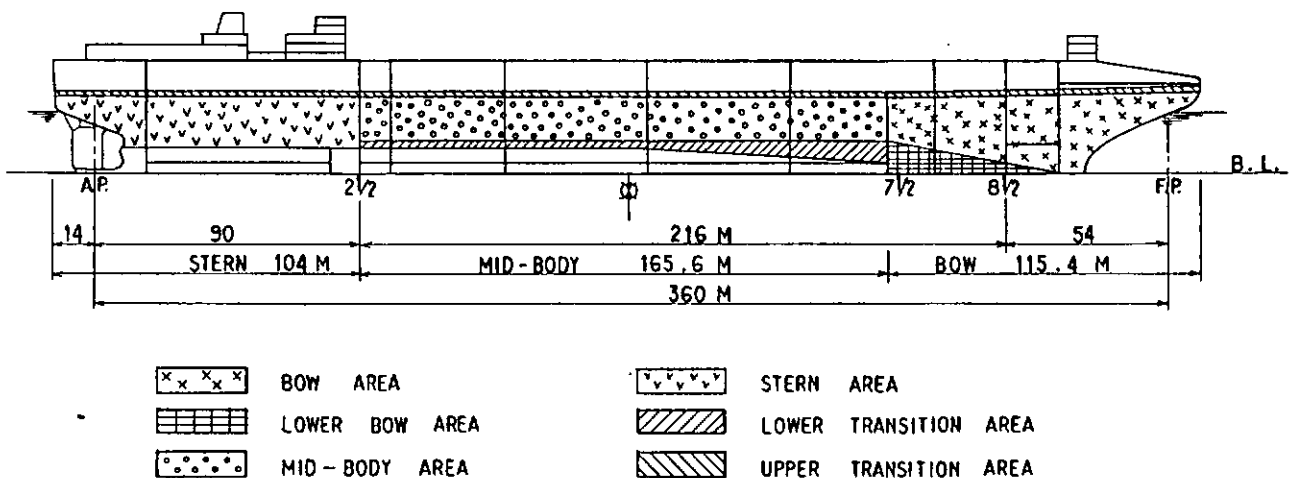


図 2.2.1 試設計船の耐氷補強範囲

(2) 氷塊衝突時の船体強度の検討

氷海航行中、氷が船体に及ぼす作用形態には種々のモードが考えられるが、ここでは船殻構造強度上苛酷な条件を与えると思われる氷塊との衝突時の衝突力及び、それによって誘起される船体縦曲げモーメントにつき、計算により検討した。これらの結果を勘案し、本船に対する船体強度上の設計条件を設定した。

(a) 計算方法

船体と氷塊との衝突問題については幾つかの文献にその手法が紹介されている。(例えば、調査文献番号④⑬)。ここでも同様の手法をとり、図 2.2.2 に示すように、剛な船体が或る圧縮強度を有する円形一様厚さの氷塊に衝突するものとして扱った。衝突接触面に於ては、船体の舷の傾斜を考慮するとともに、圧縮強度以上の力に対しては氷縁は時々刻々と圧砕されていくものとしている。即ち、

〔仮定〕

- ① 船体は剛体とし、重心を通る横断面に対して対称とする。
- ② 氷塊は円盤とし、接触縁の形状は氷縁の局部的な角度或いは氷塊の曲率半径により定義されるものとする。
- ③ 衝突は完全非弾性的とする。即ち氷は塑性破壊し反撥係数は零であるとする。又、氷の機械的性質は衝突の過程で一定とする。
- ④ 船体は 6 自由度、氷塊は回転を除き 3 自由度の運動を考慮する。
- ⑤ 衝突作用力は衝突面に対し垂直であるとし、摩擦力は無視する。
- ⑥ 初期条件として船の初速は船長方向に V_0 、氷塊は静止とする。

〔運動方程式〕

$$\sum_{k=1}^9 \{ (M_{jk} + A_{jk}) \ddot{X}_j + B_{jk} \dot{X}_j + C_{jk} X_j \} = F_j + Q_j$$

- ここに
- 〔 M_{jk} 〕 : 船体及び氷塊の慣性力係数
 - 〔 A_{jk} 〕 : " 付加質量係数
 - 〔 B_{jk} 〕 : " 減衰係数
 - 〔 C_{jk} 〕 : " 復原力係数
 - 〔 F_j 〕 : " 衝突作用力及びモーメント
 - 〔 Q_j 〕 : " プロペラ・スラスト及びモーメント
 - 〔 X_j 〕 : " 変位ベクトル

添字 $j = 1 \sim 6$ 船体運動モード, $j = 7 \sim 9$ 氷塊運動モード

〔衝突力〕

$$F = A \cdot \sigma_c$$

ここに A : 接触面積で船体の貫入量及び氷縁形状、舷の傾斜で決まる。

σ_c : 氷の圧縮強度

以上の計算により、衝突力が求まれば、その作用点及び継続時間を知って、船体に作用する曲げモーメントを算定する事ができる。ここでは船体を簡単の為、一様な弾性梁として扱った。

即ち

$$M_v(\xi, t) = \frac{EI}{L^2} \cdot \frac{\partial^2 Z(\xi, t)}{\partial \xi^2}$$

ここに EI : 船体曲げ剛性 L : 船長

$Z(\xi, t) = \sum q_i(t) \psi_i(\xi)$: 或る時刻(t), 及び或る位置 ($\xi = x/L$)

に於ける船体上下方向たわみ

q_i : 長さの次元を有する一般化座標

ψ_i : モード函数

但し、添字 i は船体の i 節振動モードに対応している。

ここで、船体撓みと衝突力の関係は次式で与えられる。

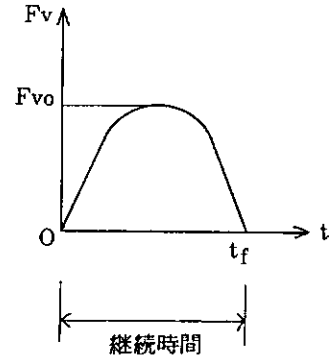
$$\ddot{q}_i + 2a_i \dot{q}_i + w_i^2 q_i = F_v(t) / T_i$$

ここに a_i : i モードの減衰係数

w_i : " 固有円周波数

T_i : " 慣性力係数

$F_v(t)$: 衝突力、但し Sin 半波と仮定している。



(b) 計算結果

本船に対する衝突力の計算結果を図 2.2.3 に示す。衝突点は船首端とし、氷塊の氷厚を 3 m、圧縮強度を 22 kg/cm^2 として船速及び氷塊の大きさ(半径)を変えて計算したものである。

次に船速を 5 kt、氷塊の半径を 10 km とし、上記で得られた衝突力 38,900 ton 及び継続時間 1.1 sec を用いて計算した曲げモーメントの計算例を図 2.2.4 に示す。曲げモーメントの最大値の位置が船長方向に時々刻々と移っていく様子がわかる。

(c) 船体強度上の設計条件

衝突部分に於ける外板・小骨の局部強度は、ASPPR CLASS 10 の氷荷重でカバーされると考え、ここでは特にこういった規則で触れていない船体縦強度上の設計条件を設定する事とした。

氷塊の大きさを本船の船長の 20 倍として計算した衝突力及び、最大曲げモーメントの値と船速との関係を図 2.2.5 に示す。

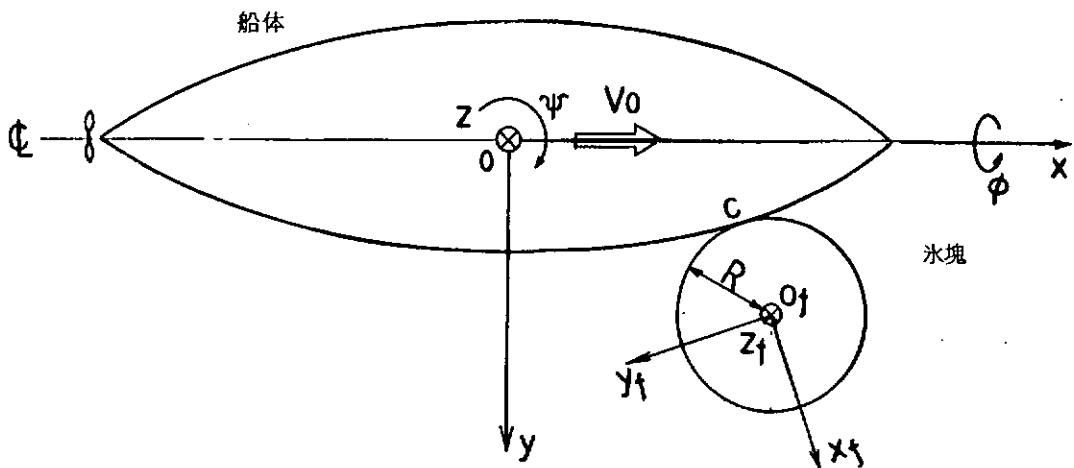
これらの値は略々船速に比例して増えることがわかる。

氷との衝突により生ずる曲げモーメント(いわゆる Ice Bending Mt.)に耐えるような船殻構造とする為には甲板、船底外板を増厚し船体梁としての断面係数を確保する必要があるが、現実的な板厚、及び軽荷重量に与える船殻重量の影響等考慮し、本船に対しては氷海中での設計縦曲げモーメントを $300 \times 10^4 \text{ t-m}$ とした。本船の静水中曲げモーメントは満載時にて約 $50 \times 10^4 \text{ t-m}$ 程度であるので残りが氷塊との衝突により許容できる曲げモーメントとなる。これは波浪により生ずるとされている曲げモーメントの 3 倍弱に相当している。

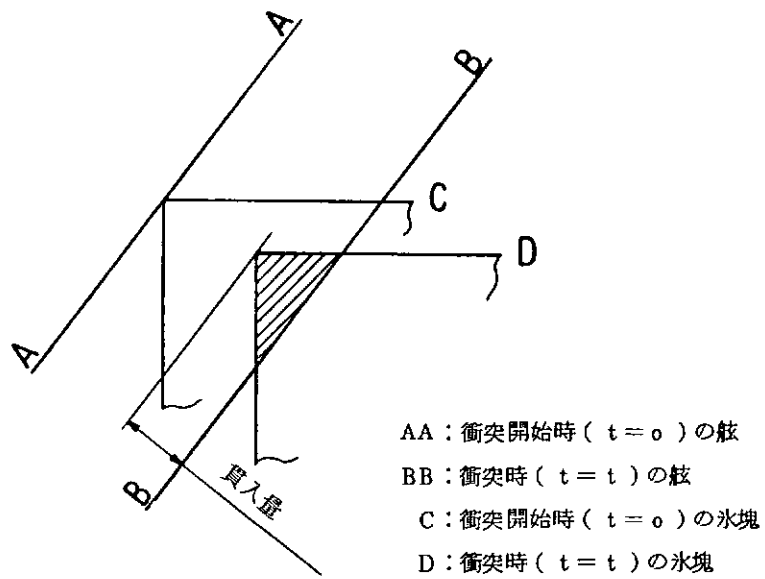
又図 2.2.5 からわかるように、この値は船速が略々 5 ノットで衝突した場合に生ずる曲げモーメントに対応している。

以上とりまとめ、本船に適用した船体縦強度上の設計条件を以下に記す。

- ① 氷海航行中に於ける設計縦曲げモーメントを $300 \times 10^4 \text{ t-m}$ とした。
- ② 曲げモーメントの分布は中央部 0.5 L 間で一定とし、船首尾端で零となるような台形分布とした。
(図 2.2.4 参照)
- ③ 船首部に於ける設計剪断力は上記①に見合う値として $3.5 \times 10^4 \text{ ton}$ とした。



船体と氷塊の衝突モデル



接触面に於ける氷縁圧砕モデル

図 2.2.2 氷塊衝突時の衝突力計算モデル

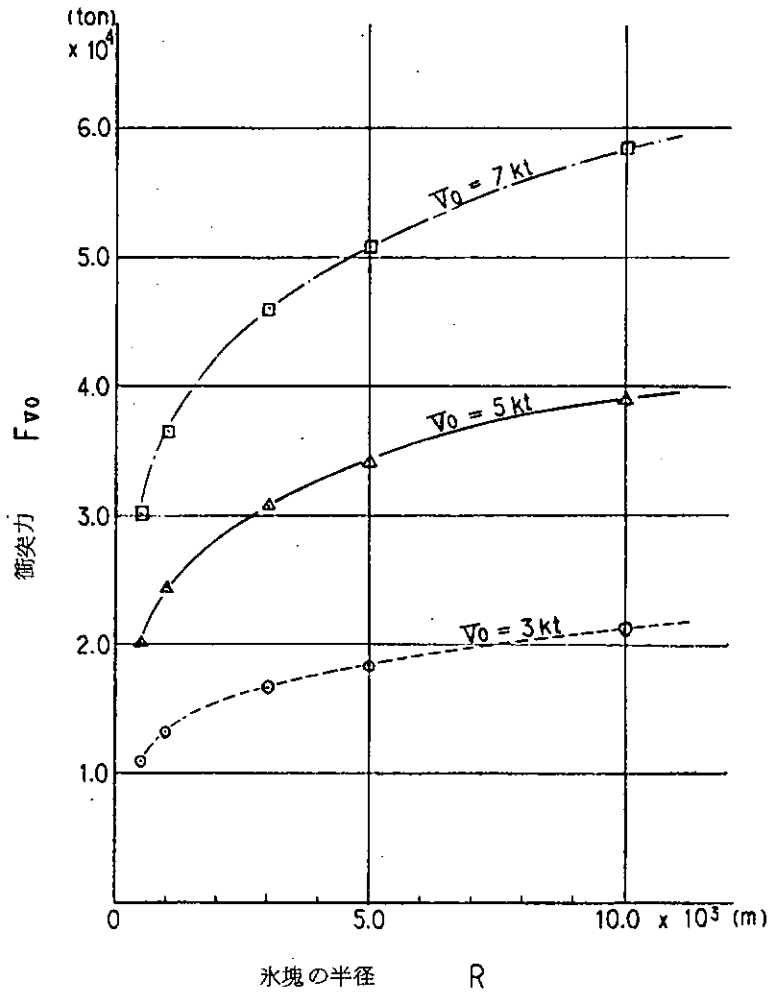


図 2.2.3 衝突力と船速/氷塊の大きさとの関係

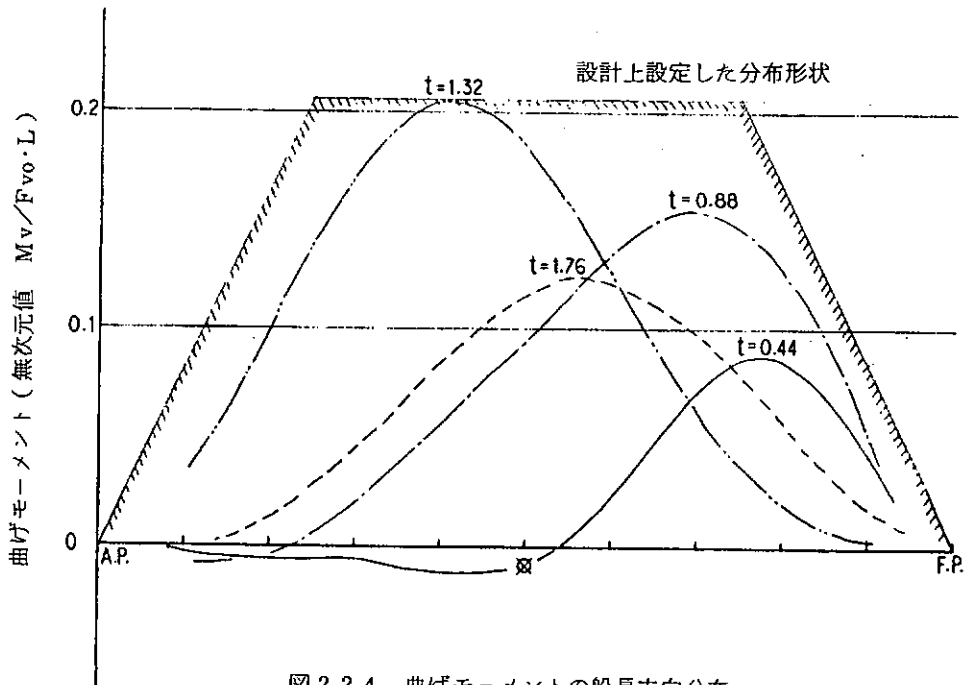


図 2.2.4 曲げモーメントの船長方向分布

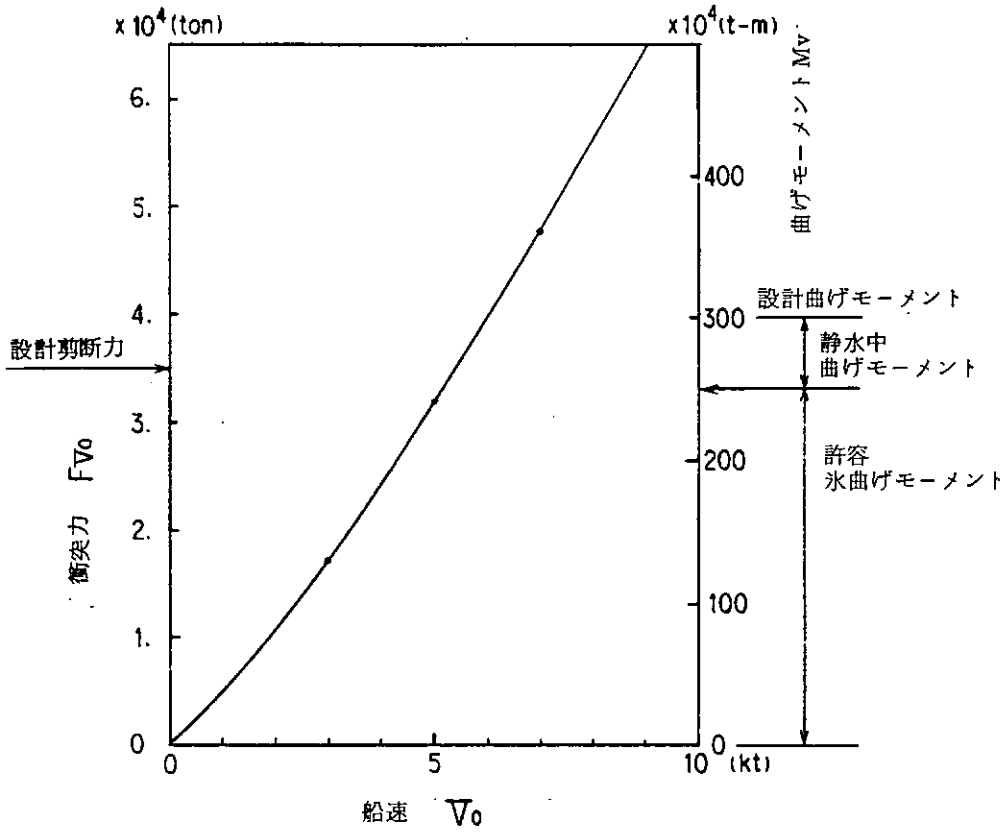


図 2.2.5 船速と衝突力・曲げモーメントの関係

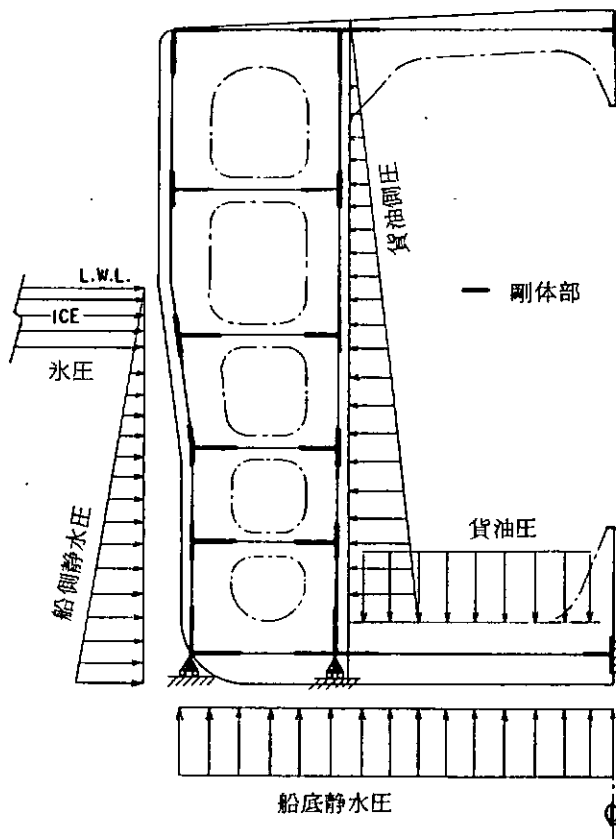


図 2.2.6 構造モデル及び荷重状態の一例

(3) 中央部構造

(a) 構造方式

中央部構造に対しては特にビセット状態に於ける氷荷重への配慮が必要である。その為に船側外板の氷荷重が作用する範囲は、約8℃の傾斜壁を有する形状とし、氷荷重緩和をはかっている。

一方、座礁、衝突等の船体損傷時の貨物油流出による海洋汚染を防止する為サイドタンクをバラストタンクとし、貨物油タンクであるセンタータンク下には二重底を設けている。

このような特徴のもとに本船は下記の如き構造方式とした。

- ① 外板、上甲板、縦通隔壁、内底板は縦通材による防撓方式とする。
- ② 縦通材を支持し、且つ横強度を確保する為、4.8 mおきにトランスリングを配置する。
- ③ 二重底及び横隔壁構造支持の為に船体中心線上にセンターラインリングを設ける。
- ④ 氷荷重が直接作用する船側外板部を補強する為に450 mm間隔に中間縦通材を配置し、これを支持する為に1.6 m間隔でパーティカルウェブを、更に1.8～2.7 m間隔でストリンガーを設計、格子をなす構造とする。

(b) 氷荷重に対する構造寸法

(i) 局部寸法

船側外板及び縦通材(フレーム)の寸法はASPPR CLASS 10の要求に従って決定された。即ちMid-Body Areaにて

・ 外板

$$t = \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{P}{\sigma_y}} = \frac{2}{3} \times 450 \times \sqrt{\frac{66.8}{3600}} = 40.87 \quad (\text{mm})$$

・ フレーム

$$Z = k \cdot \frac{l^2 sp}{\sigma_y} = \frac{1}{18600} \times \frac{1600^2 \times 450 \times 66.8}{3600} = 1149 \quad (\text{cm}^3)$$

ここに S: フレームスペース (mm)

l: フレームスパン (mm)

σ_y : 使用鋼種(36 kg/cm²級高張力鋼)の降伏応力 (kg/cm²)

P: 設計氷荷重 (kg/cm²)

k: 規則に規定する係数

以上の要求値を満足するように、外板を41 mm (EH36^{*})、フレームを350 mm深さの組立形鋼(EH36)とした。

(ii) 縦強度

前節で設定した氷海航行中の最大縦曲げモーメント $M_T = 300 \times 10^4 \text{ t-m}$ に対し、上甲板及び船底外板の縦曲げ応力がNK規則のオイルタンカーに対し要求している許容応力と略々同等となるように上甲板及び船底外板の板厚を決めた。

上甲板板厚44.5 mm (EH36^{*})、船底外板板厚36 mm (EH36) に対し本船の船体梁としての断面係数は上甲板側にて $Z_{DK} = 145 \times 10^6 \text{ cm}^3$ 、船底外板側に対して $Z_{BOTT} = 154 \times 10^6 \text{ cm}^3$ となり、最大縦曲げ応力は20 kg/cm²レベルとなる。

(iii) 横強度

ビセット時の状態に対しトランスリングが降伏崩壊しないよう骨組計算モデルにて強度計算を行いトランスリング形状及び部材寸法を決定した。

計算モデル及び荷重の負荷状態の一例を図2.2.6に示す。計算は貨油満載状態及びバラスト状態のそれぞれに対し氷圧の作用範囲を幾つか変えて実施した。又計算に用いた氷圧は氷の圧縮強度

(22 kg/cm³)とし、氷厚は3 mとした。

計算結果の一例を図2.2.7に示す。

トランスリングのストラットを除けば一般にバラスト状態でピセットされた場合の方が苛酷な応力状態となる。初期に設定したトランスリング形状・部材寸法では非常に高い応力となるのでウェブの増深・増厚を行い、必要強度を確保した。例えば氷荷重が直接作用するサイドトランスでは、ウェブの深さ3500mmとするとともにウェブの板厚を30mm程度とした。

(4) 船首部構造

(a) 構造方式

以下に構造方式の大略を述べる。

- ① 外板、フレームの設計にあたってはASPPRのArctic Class 10に示された耐氷補強範囲、氷荷重、部材算式に従う。
- ② ストリンガー、ウェブの設計では同じくArctic Class 10に該当する氷荷重を用いる。その結果、部材に発生する応力が使用材質の降伏応力を越えないようにする。
又、氷荷重の負荷にあたっては、耐氷補強範囲にあたって設計上最も厳しい荷重位置を考える。
- ③ 外板補強はロンジフレームによる縦防撓方式とする。
- ④ ロンジフレームはオーディナリ・ウェブフレーム間を数等分した位置に設ける中間ウェブフレームで支持する。
- ⑤ 中間ウェブフレームは縦桁をオーディナリ・ウェブフレームで支持する。
- ⑥ 大氷塊との衝突時に、FP近傍で発生する氷荷重に対して十分な配慮を行う。つまり、船体中心線上に隔壁を設け、上下方向剪断力を受け持たせる方式を採る。
- ⑦ ステムの板厚が大きくなった場合にはイモノの使用も考える。

(b) 部材寸法計算

(i) 外板 ($\sigma_y = 36 \text{ kg/cm}^2$)

$$t = \frac{2}{3} S \sqrt{\frac{P}{\sigma_y}} = \frac{2}{3} \times 450 \times \sqrt{\frac{P}{3600}} = 5\sqrt{P} \quad \text{ship}$$

$$= \begin{cases} 5\sqrt{33.04} = 28.7 \text{ mm (UTA)} \rightarrow 28.5 \\ 5\sqrt{105.65} = 51.4 \text{ mm (BA)} \rightarrow 51.5 \\ 5\sqrt{67.49} = 41.1 \text{ mm (LBA)} \rightarrow 41 \end{cases}$$

(ii) フレーム ($\sigma_y = 36 \text{ kg/cm}^2$)

$$Z = k \cdot \frac{l^2 s p}{\sigma_y} = \frac{(1200)^2 \times 450 \times p}{20300 \times 3600} = 8.87 p \quad \text{ship}$$

$$= \begin{cases} 8.87 \times 33.04 = 293 \text{ (UTA)} \rightarrow 250A \\ 8.87 \times 105.65 = 937 \text{ (BA)} \rightarrow 350A \\ 8.87 \times 67.49 = 599 \text{ (LBA)} \rightarrow 300A \end{cases}$$

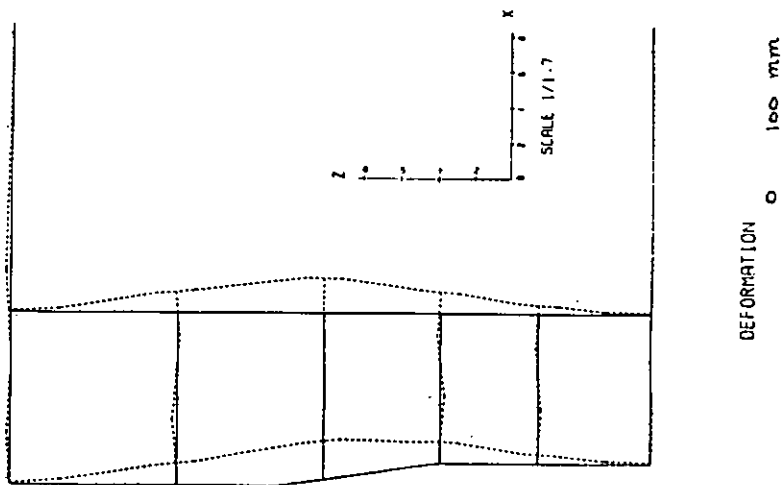
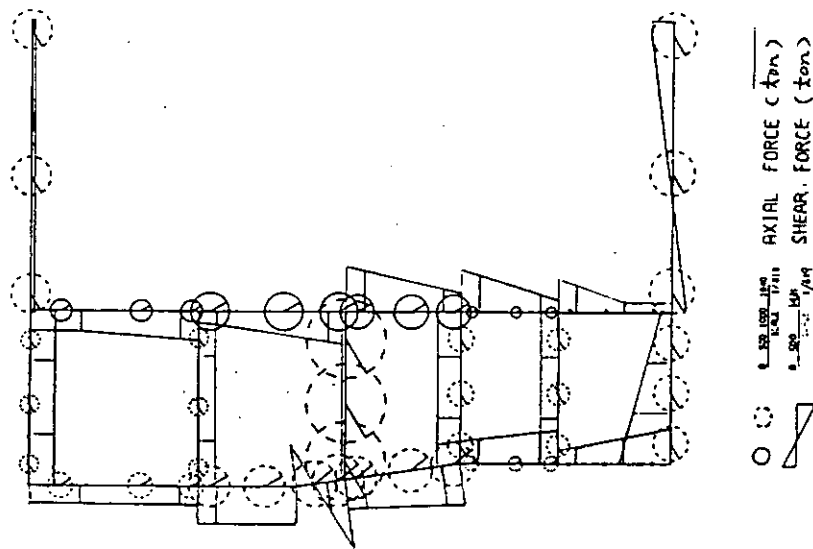
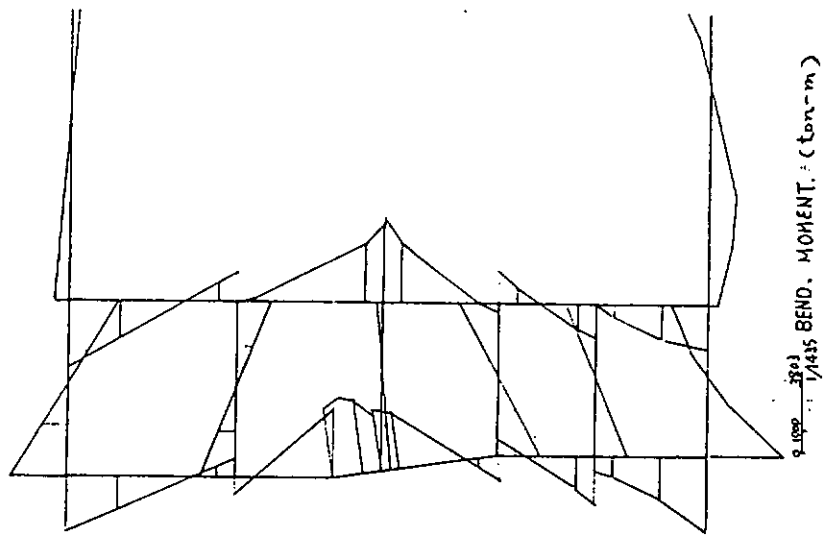
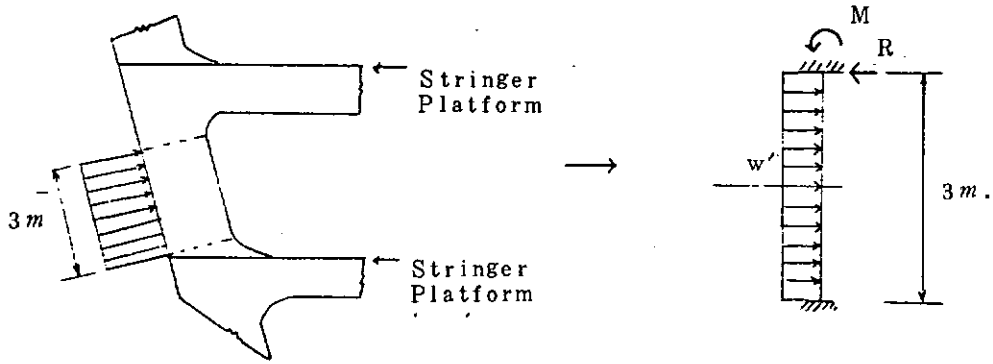


図 2.2.7 計算結果例 (変形及び部材力)

(iii) ストリンガー、ウェブ

• ordinary web frame

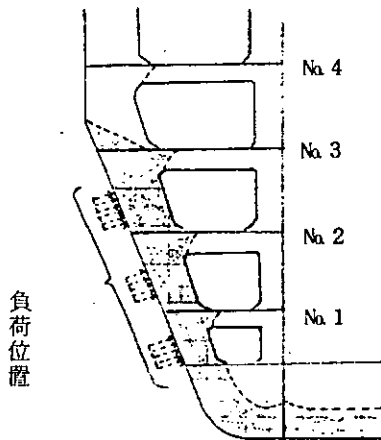


$$W = 549.5 \times \frac{1.5^{*})}{1.22}$$

$$= 675.6 \text{ t/m} \cdot \text{longl. dir}$$

*) ordinary trans. ring

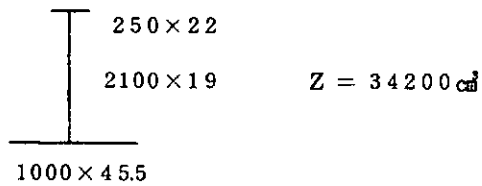
(3 m space)



ただし、1.5 m space に左記黒塗り部の intermediate side trans. を入れる。

$$\begin{aligned} R &= W' \ell / 2 \\ &= \frac{675.6 \times 1.5}{2.4} \times 2.4 / 2 \\ &= 506 \text{ ton} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M &= W' \ell^2 / 12 \\ &= \frac{675.6 \times 1.5}{2.4} \times 2.4^2 / 12 \\ &= 203 \text{ ton-m} \end{aligned}$$

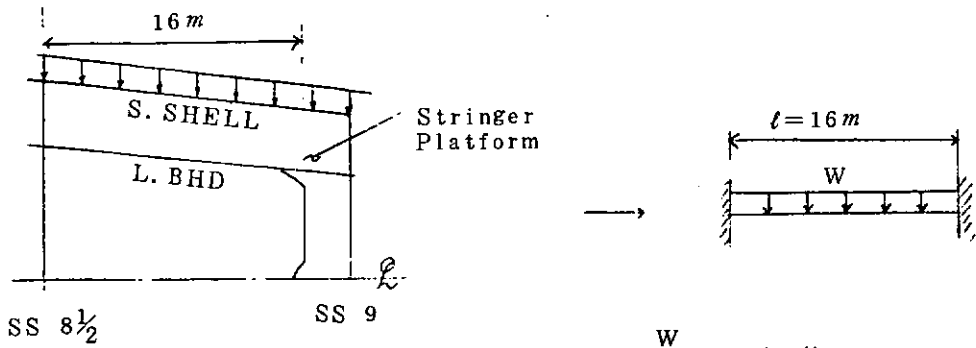


$$\begin{aligned} \tau &= \frac{R}{A_T} \\ &= 12.7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{M}{Z} \\ &= 5.9 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \sqrt{3\tau^2 + \sigma_b^2} \\ &= 22.8 < 24 \end{aligned}$$

• stringer platform



$$W_0 = \frac{W}{2} \quad (\text{2枚のstringer p. で分担するものとする})$$

$$= \frac{675.6}{2}$$

$$= 337.8 \text{ t/m}$$

$$R = \frac{W_0 \ell}{2} = \frac{337.8 \times 16}{2} = 2702 \text{ ton}$$

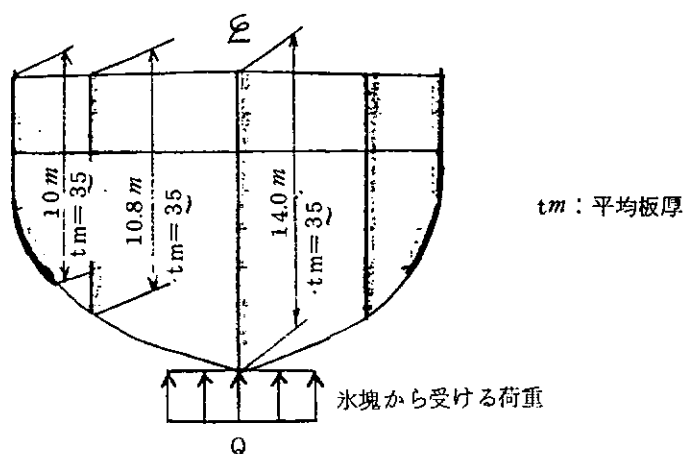
$$M = \frac{W_0 \ell^2}{12} = \frac{337.8 \times 16^2}{12} = 7206 \text{ ton-m}$$

No1 stringer	$\tau = \frac{2702 \times 10^3}{8000 \times 28}$	$\sigma_b = \frac{7206 \times 10^6}{7359 \times 10^5}$	$\therefore \sigma_e = 23.1$
3200 × 45.5 8000×28 3200×20 S. SHELL L. BHD	= 12.1 kgf/cm ²	= 9.8	
No2	$\tau = \frac{2702 \times 10^3}{10400 \times 22}$	$\sigma_b = \frac{7206 \times 10^6}{7514 \times 10^5}$	$\therefore \sigma_e = 22.6$
3200 × 45.5 10400×22 3200×20	= 11.8	= 9.6	
No3	$\tau = \frac{2702 \times 10^3}{12600 \times 19}$	$\sigma_b = \frac{7206 \times 10^6}{7838 \times 10^5}$	$\therefore \sigma_e = 21.6$
3200 × 45.5 12600×19 3200×20	= 11.3	= 9.2	

(iv) F.P. SECTION

次図のように、大氷塊との衝突に対して縦通部材の強度を検討した。即ち、氷塊からうける荷重を中心線隔壁、縦通隔壁、船側外板にて分担するとした。材料は36kg/cm²級の高張力鋼とし、荷重は2.2.2. (2), (c)で決めた35000トン（垂直方向剪断力）を採用した。

<FP断面図>



$$\begin{aligned} \text{縦通部材断面積}(A) &= (10000 \times 35 + 10800 \times 35) \times 2 + 14000 \times 35 \\ &= 1.95 \times 10^6 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{せん断力}(\tau) &= \frac{Q}{A} = \frac{3.5 \times 10^7}{1.95 \times 10^6} \\ &= 17.9 < \sqrt{\frac{36}{3}} = 20.8 \end{aligned}$$

(5) 船尾部構造

(a) 構造方式

船尾構造についてはアイスベルト部の設計も重要であるが、それ以上に振動問題が生じないように配慮しつつ18万馬力の推進装置をうまく配置し、これに合わせて十分な強度・剛性をもつ構造とする必要がある。従って主機形式の選定によって構造方式が大きく変わることが予想される。

機関ワーキング・グループではD方式とE方式の両形式の検討を行っているが、ここでは構造方式が従来と全く異なるE方式の場合について概略検討・試設計を実施した。基本的な考え方は次のとおりである。

(i) 耐氷構造

ASPPR にもとづき、ICE CLASS 10 仕様の構造とする。構造方式はまず吃水線に合わせてブラットホームデッキを全幅にわたって設け、水平メーンとし、トランスウェブ位置では強固なストラットで両舷を結ぶ方式とする。即ち外板構造は甲板とトランスウェブの格子構造とし、順次中間ウェブ、水平・ガーダー、フレーム、パネルの防撓方式とする。氷帯部、外板パネル、フレームの寸法はASPPR に従い、トランスウェブ、水平・ガーダーなどは設計氷圧を用いた弾性設計で求める寸法とする。また、氷帯部の外板は船尾バラストタンク以外では二重殻船側とし、氷片などの衝突時の安全性を確保する。

(ii) 機関室配置に対する配慮

主機出力が18万馬力ということを見ると、主機のスペースのみならず、ジェネレータ、ポンプ、ボイラーなどの補機類、さらに電気推進の場合には各電源パネル類に必要なスペースが膨大なものとなるので、ブラットホームデッキはなるべく多く、かつ広く配置する。ブラットホームデッキは基本的には従来の船舶と同様にデッキトランス、デッキロンジ、ビラーにて支持するが、ジェネレータエンジンが配置されるNo. 2, 3ブラットホームデッキは高さ5mの二重床形式とし、この空間にL・O・サンプタンク、クーラー、ポンプ、ビューリファイヤーなどを格納した。

(iii) 防振対策など

広大な二重底の振動防止あるいは過大な変形防止のために、また上甲板上の居住区、エンジンケーシングの振動防止のために機関室前部に部分的な中心線隔壁を、また居住区後壁とエンジンケーシング前壁に合わせて上甲板下に横隔壁を設けた。機関室の前方にある両舷上部のバラストタンクの縦隔壁を中央部の縦通隔壁と連続させ、かつ居住区の側壁も同じ位置とし居住区の防振に役立たせた。このようにして機関室を縦横の隔壁で構成することにより、また必要個所にはビラーなどを設けることにより、過大な変形の防止、振動防止対策を行った。

特に電気推進の場合にはジェネレータエンジンが配置されるプラットホームデッキは強固なものとする必要がある。

(b) 部材寸法計算

(i) 外板

$$t = 2S/3\sqrt{\rho/\sigma_w}$$

$$S = 450 \text{ mm} \quad \rho = 84.36 \text{ kg/cm}^3 \quad \sigma_w = 3600 \text{ kg/cm}^2$$

$$t = 2 \times 450 / 3 \times \sqrt{84.36 / 3600}$$

$$= 45.92 \text{ mm}$$

"EH36"
ship 46 mm

(ii) フレーム

NO. 1 H. GIR ~ NO. 2 H. GIR. (UT)

$$Z = \rho S(l-400)/(8\sigma_w)$$

$$\rho = 33.04 \text{ kg/cm}^3 \quad S = 450 \text{ mm} \quad l = 1500 \text{ mm}$$

$$Z = 33.04 \times 450 \times (1500 - 400) / (8 \times 3600)$$

$$= 568 \text{ cm}^3$$

"EH36"
ship 300x90x11/18 IA
ess. pl. 360x48
Z = 758 cm³

(iii) ホリゾンタルガーダー

AS END FIXED BEAM.

$$\text{氷荷重} \quad p = 266.4 \times 1.67 / 1.22 = 364.7 \text{ t/m}$$

$$l = 4.50 \text{ m}$$

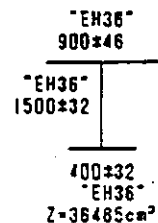
$$\text{曲げモーメント} \quad M = \rho l^2 / 12 = 364.7 \times 4.50^2 / 12 = 615.43 \text{ t-m}$$

$$\text{せん断力} \quad R = \rho l / 2 = 364.7 \times 4.50 / 2 = 820.58 \text{ t}$$

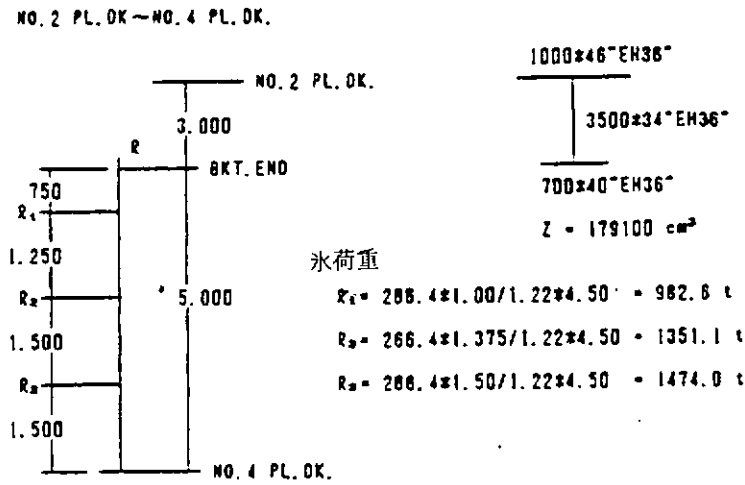
$$\text{曲げ応力} \quad \sigma_w = M / Z = 615.43 \times 10^3 / 36465 = 1688 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{せん断応力} \quad \tau = R / A = 820.58 \times 10^3 / (150 \times 3.2) = 1710 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{合成応力} \quad \sigma_w = \sqrt{\sigma_w^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1688^2 + 3 \times 1710^2} = 3409 \text{ kg/cm}^2 < 3600$$



(iv) トランスウェブ



$$\text{曲げモーメント } M = (982.6 \times 0.75 \times 3.00 + 1351.1 \times 2.00 \times 3.00 + 1474.0 \times 2.00 \times 1.50) / 5.00$$

$$= 2947.9 \text{ t-m}$$

$$\text{せん断力 } R = (982.6 \times 4.25 + 1351.1 \times 3.00 + 1474.0 \times 1.50) / 5.00 = 2088.1 \text{ t}$$

$$\text{曲げ応力 } \sigma_b = 2947.9 \times 10^3 / 179100 = 1648 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{せん断応力 } \tau = 2088.1 \times 10^3 / (350 \times 3.4) = 1755 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{合成応力 } \sigma_c = \sqrt{(1648^2 + 3 \times 1755^2)} = 3457 \text{ kg/cm}^2 < 3800$$

(c) ジェネレータエンジンブラットホームデッキ (No. 2, 3 P. DK.) の強度など

ここでは簡単に周辺単純支持の板が一様分布荷重をうけるとして最大たわみと最大応力を求めた。その結果、最大たわみは約 4 mm (スパンの 1/10,000)，最大応力は 2.7 kg/mm と従来船と同等か小さいので問題ないと考えられる。

2.2.3 設計結果

図 2.2.8 ~ 図 2.2.10 に代表的な構造図を示す。(但し、中央切断図は図 2.2.12 に示してある。) 参考のために氷帯部の範囲、上甲板/外板の板厚を併記した。板はすべて降伏応力 36 kg/mm の E 級鋼を使用しており、氷帯部を含む大気暴露外板は使用外気温 -55℃仕様の低温用高張力鋼を採用した。図中、*印は低温用高張力鋼を示している。

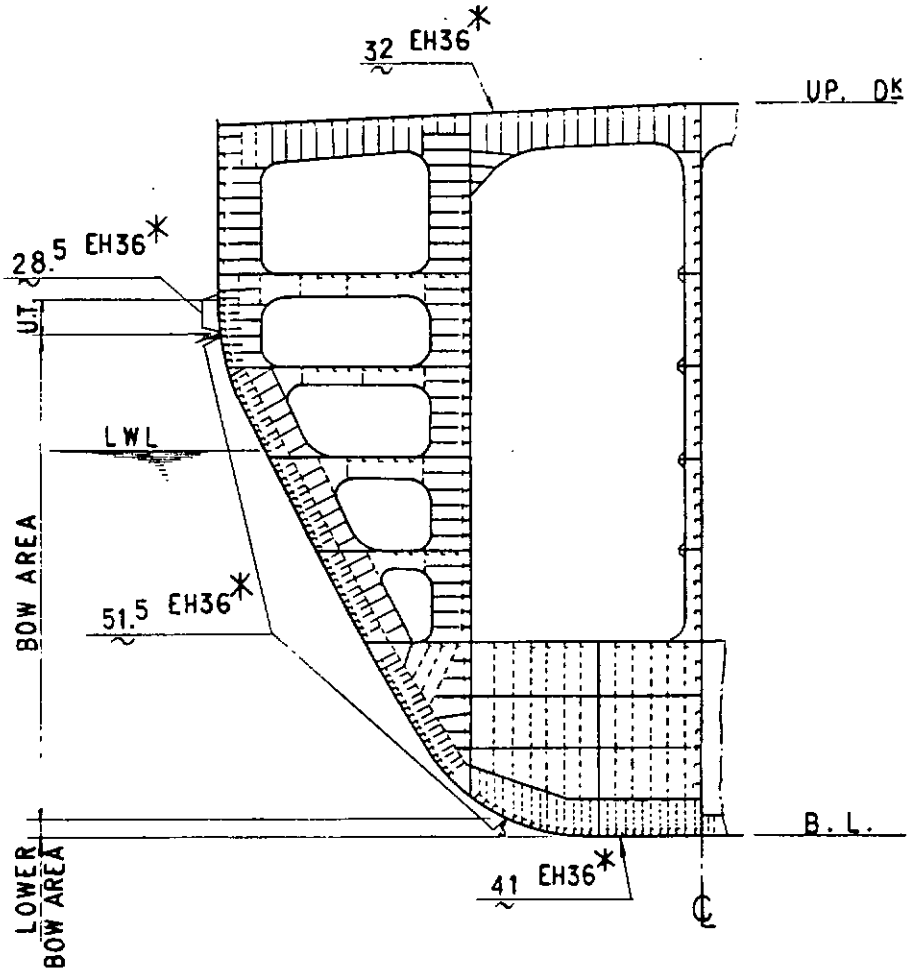


图 2.2.8 船首部断面图 (S.S. 8 3/4)

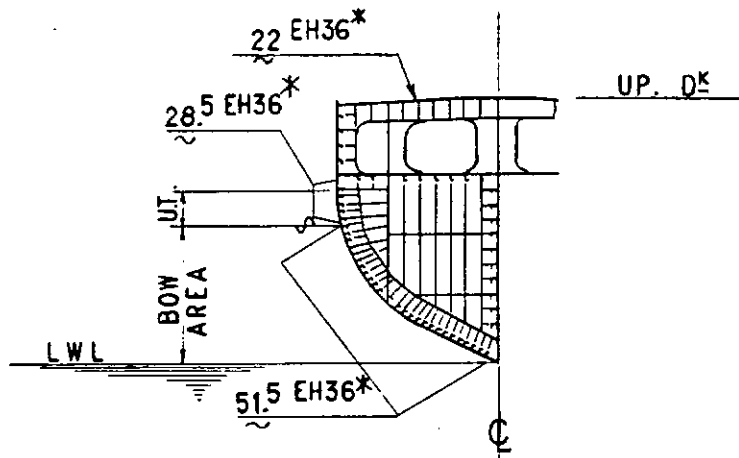


图 2.2.9 船首部断面图 (F.P.)

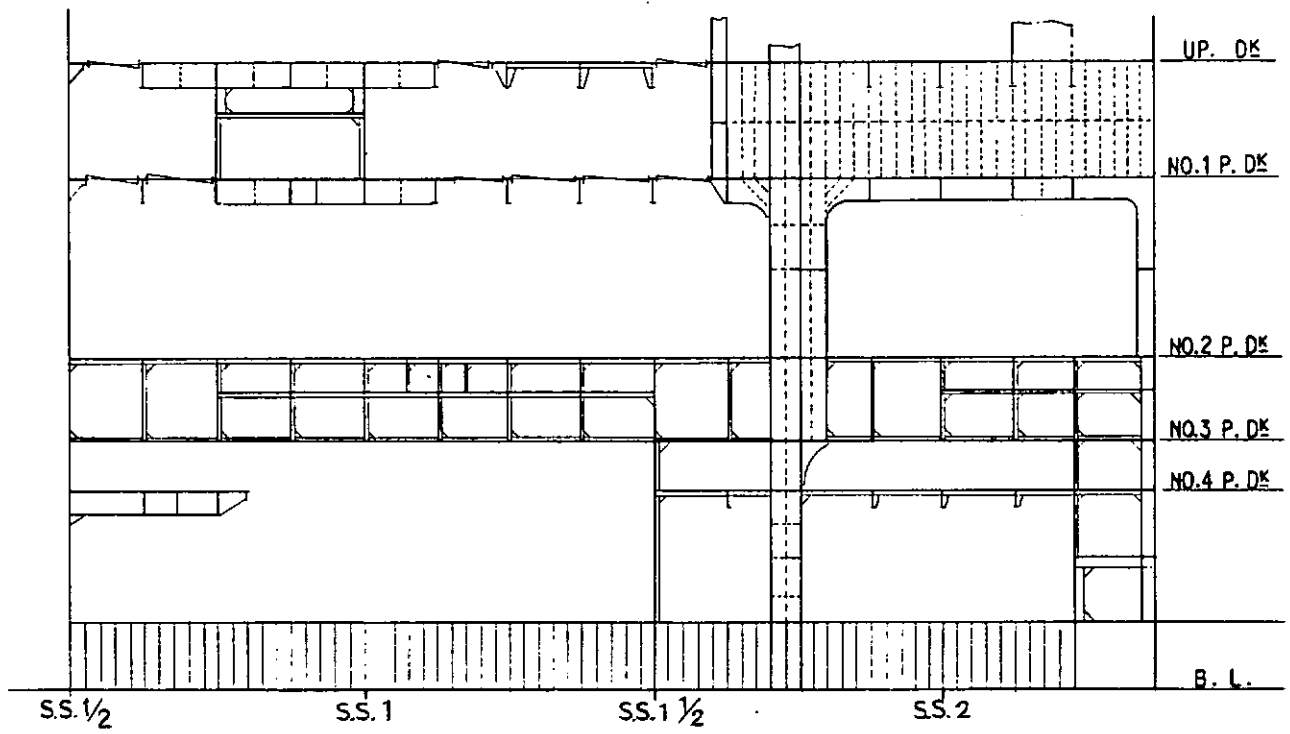


図 2.2.10 船尾部(機関室)中心線断面図)

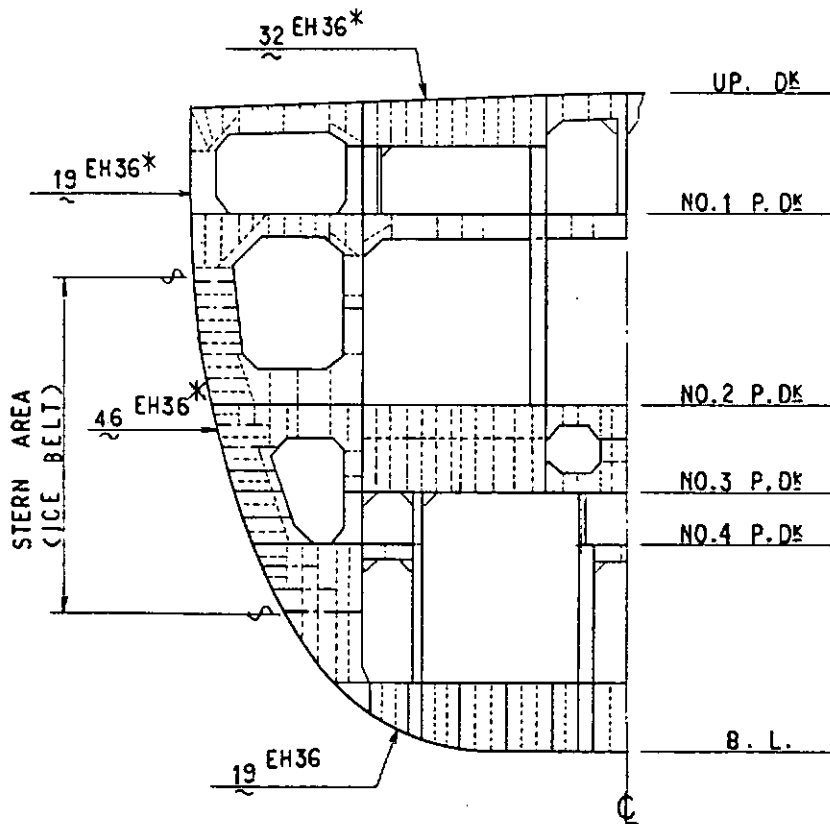


図 2.2.11 船尾部(機関室)断面図(S.S. 2)

2.3 船体機装

2.3.1 概要

本研究の初年度に当る58年度は、59年度に行う200,000 DWT 砕氷タンカーの概略試設計の準備作業として下記2項目について調査・研究を行った。

- 文献調査
- 設計条件の設定及び検討項目の選定

文献調査は試設計に係わる船体機装主要機器仕様及び配置に関する設計例の収集、問題点の把握的を絞って実施した。その概要は表2.3.1に示す分類によって整理し、試設計資料としての活用を図った。しかし具体的内容に乏しく、砕氷タンカーの設計データとしては不十分であった。調査した文献の抄訳集を表2.3.2で紹介する。また設計条件を表2.3.3に示す通り設定し、次年度の検討項目の選定を行った。

59年度は58年度の成果を踏えて、船体機装主要機器及び配置について検討し200,000 DWT 砕氷タンカーの試設計を行った。

主な検討項目は次の通りである。

表 2.3.1 文献調査分類(大区分)

- I. 一般
- II. 実船紹介
- III. タンク凍結防止
- IV. 解凍・凍結・結露防止
- V. 氷海航行関連装置

表 2.3.3 設計条件

周囲条件	温度(最低) 風速(平均最大)	大気 -5.5℃, 海水 -2℃ 70 kts
タンクヒーティング	カーゴオイルタンク	大気2℃, 海水5℃でカーゴ温度を40℃→50℃/6日間でヒートアップ 但し上記氷海最低温度で30℃~60℃に保時可能なものとする。
	スロップタンク (1次側)	大気2℃, 海水5℃で15℃→66℃/1日間でヒートアップ
	バラストタンク	0℃ 保持
	燃料油タンク	3500秒: 20℃保持及び 35℃保持 6000秒: 45℃保持

表 2.3.2 (1)

文献番号	表 題	出 典 及 び 著 者
1	Ice Accretion on Ships with Special Emphasis on Baltic Conditions	By Jain-Erik Lundgrist Ingewar Udin SMHI Rapporter-Meteorologi och Klimatologi Nr.RMK 7 (1977)
2	Alaskan Transportation:An Overview of Some Aspects of Transporting Alaskan Crude Oil	Marine Technology — July, 1979
3	Ice Accretion on Ships with Special Emphasis on Baltic Conditions	By Jain-Erik Lundgrist Ingewar Udin SMHI Rapporter-Meteorologi och Klimatologi Nr.RMK 7 (1977)
4	Technical Development of an Environmentally Safe Arctic Tanker	B.M. Johanson,A.J.Keinonen,B.Mercer — Dome Petroleum Ltd.
5	Technical Development of an Environmentally Safe Arctic Tanker	B.M. Johanson. A.J.Keinonen,B.Mercer — Dome Petroleum Ltd.
6	"ATLE" First of two Finish-built 22,000 SHP Icebreakers for Sweden	Shipping World & Shipbuilder,Jan. 1975
7	First icebreaking product tanker from Nobiskrug	Motor Ship,Oct. 1976
8	"しらせ"	
9	"Thuleland": an icebreaking bulk carrier for Broström	Motor Ship Sep. 1977
10	"Ermak" — a 36,000 SHP polar icebreaker	Motor Ship, 1974
11	"Samotlov" Leads Ice-class Tanker Series for USSR	Motor Ship Jan. 1976
12	"Thuleland" : an icebreaking bulk carrier for Broström	Motor Ship, 1977
13	Designing a bulk carrier for the Canadian Arctic	Motor Ship,March 1976
14	Design,Construction and Operation of Icebreakers.	Canadian Coast Guard. July 1975
15	Protection of Hydraulic Structures from Icing	IAHR 1981
16	"Arctic"	Motor Ship, Oct. 1978
17	"Thuleland" : an icebreaking bulk carrier for Broström	Motor Ship, 1977

一 般		実 船 紹 介	タンク凍結防止		解凍，凍結，結露防止			氷海航行関連装置			備 考
一 般	概念設計，実船実験		ヒーティング	その他	配管， 暴露 繊維製品	配 置	着 氷 除 氷	エアバ ルプシ ステム	トリム ヒール システム	その他	
○											風速及び気温と着氷の関係を説明
○											Prudhoe Bay からの石油輸送に関する概説
○											着氷の因子について説明
	○										KIGORIAK号の 実船テスト紹介
	○										VLCCタンカーの概念設計紹介
		○									砕氷船「ATLE」の仕様全般について紹介
		○									砕氷船プロダクトキャリアの仕様全般について紹介
		○									砕氷艦「しらせ」の仕様全般について紹介
		○									砕氷船「Thuleland」の仕様上の特徴について紹介
		○									砕氷船「Ermak」の仕様上の特徴について紹介
			○								Cargo oil tankのヒーティング設計条件を紹介
			○								燃料タンク，バラストタンクにヒーティング装置を設置
				○							バラストタンクのAir bubble gunについて紹介
					○						大型Box type sea chestの有効性を概説
					○						発電所等の陸上設備におけるdeicing方法を紹介
					○						ウィンドラス，ホースパイプの着氷防止法の紹介
						○					暖房された上甲板下交通路の配置例

表 2. 3. 2 (2)

文献番号	表 題	出 典 及 び 番 号
18	"Thuleland" : an icebreaking bulk carrier for Broström	Motor Ship, 1977
19	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974
20	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974
21	The Meteorological Aspects of Ice Accretion on Ships.	WMO-No.397
22	Research on Prevention of Ship Icing	by 田畑忠司 1968.6 — Defence Research Board
23	Atmospheric Superstructure Ice Accumulation Measurement	POAC 1981 Wilfred R.Mcleod
24	船体着氷とその防除	日本機械学会誌 80巻 709号 福迫 尚一郎
25	船体着氷とその防除	日本機械学会誌 80巻 709号 福迫 尚一郎
26	船体着氷とその防除	日本機械学会誌 80巻 709号 福迫 尚一郎
27	Notes regarding marine engineering concepts for machinery of ice-capable ships and icebreakers.	Roger E, Morris.C, Eng.F.I.,Mar.E
28	Designing a bulk carrier for the Canadian Arctic	Motor Ship, 1976
29	"Arctic"	Motor Ship,Oct. 1978
30	Polar Icebreaker "Yermak"	Shipbuilding & Marine Eng.International Sep. 1974
31	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974
32	Design, Construction and Operation of Icebreakers	Canadian Coast Guard.July 1975
33	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974
34	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974

一般		実船 紹介	タンク凍結防止		解凍，凍結，結露防止			水海航行関連装置			備考
一般	概念設計，実船実験		ヒーティング	その他	配管， 暴露 機装品	配置	着氷 除氷	エアバ ブルシ ステム	トリム ヒール システム	その他	
						○					船尾部油圧ポンプ室及びロープストア内側の防熱例を紹介
						○					Windlassの凍結防止例を紹介
						○					Winchの凍結防止例を紹介
							○				遭難した小型船の着氷要因，着氷量等を取りまとめたもの
							○				不着氷材の海上除氷実験を紹介
							○				着氷に関する気象学的検討を概説
							○				着氷海難の調査・研究成果を解説
							○				着氷要因を解説
							○				着氷の防除例を紹介
								○			フィンランド，ロシアの砕氷船につけられている例の紹介
								○			Air bubble system仕様，テスト内容，結果を紹介
								○			Air bubble systemの仕様紹介
								○			Air bubble systemの仕様紹介
								○			Air bubble systemの仕様紹介
								○			Air bubble systemとLow friction coatingの比較
									○		Heeling systemの仕様紹介
									○		Trimming systemの概説

表 2.3.2 (3)

文献番号	表 題	出 典 及 び 著 者
35	Notes regarding marine engineering concepts for machinery of ice-capable ships and ice-breakers	Roger E. Morris C., Eng., F.I., Mar.E
36	"Thuleland": an icebreaking bulk carrier for Broström	Motor Ship, 1977
37	Notes regarding marine engineering concepts for machinery of ice-capable ships and ice-breakers	Roger E. Morris C., Eng., F.I., Mar.E
38	"Ermak" — a 36,000 shp polar icebreaker	Motor Ship, 1974

一 般		実 船 紹 介	タンク凍結防止		解凍，凍結，結露防止			氷海航行関連装置			備 考
一 般	概念設計，実船実験		ヒーター イング	その他	配管， 暴露 機装品	配 置	着 氷 除 氷	エアバ ブルシ ステム	トリム ヒール システム	その他	
										○	バウスラスターのポンプ形成について解説
										○	バウスラスターの目的，効果を解説
										○	操舵機の仕様紹介
										○	ヘリコプターデッキ，格納庫の配置を概説

- (a) タンク凍結防止
- (b) 甲板機械
- (c) ヒーリング装置
- (d) ポンプ室配置
- (e) 重量, 重心

なお、氷海航行特殊装置についてはヒーリング装置のみを検討し、エアブLOWER及びウォータージェットシステムについては今回の研究課題から除外した。

各検討項目の概要は次の通りである。

- (a) タンク凍結防止

カーゴオイルタンク、バラストタンク、燃料油タンクの加温による凍結防止について表 2.3.3 の設計条件をベースに検討した。

通常タンカーと大きく異なる点はバラストタンクのヒーティングであるが、設備的にはカーゴオイルタンク並みのヒーティングコイルで凍結防止が可能である。

また、加温方式の他に攪拌方式についても検討を加えたが、試設計するまでには至らず実例を示すにとどめた。

- (b) ムアリングウインチ

駆動方式としては、電動、電動油圧、蒸気の3方式が考えられるが、保守性、安全性、操作性、寒冷地対策の面から判断して電動油圧方式が最適である。しかし機器の低温対策のため係船機は暖房された閉囲区画に設置する必要がある。

一方、表 2.3.3 の風速ベースで計算すると、40本のムアリングロープが必要となり、極寒中の作業を考えると現実的でない。

氷海域での係船方法の開発が本船就航実現のための条件の一つとなろう。

- (c) ヒーリング装置

バラストポンプを利用し専用ポンプは設けないこととした。

- (d) ポンプ室配置

氷海航行の要件から本船のバラスト容量は通常タンカーより大きく、バラストポンプ台数が増加する。この結果ポンプ室の大きさが船型に影響することが心配されたので、概略配置を検討したところ、所期の大きさに配置出来ることが分った。(図 2.3.1(1)~(3))

- (e) 重量, 重心

概略試設計の総まとめの一部として、船体機装主要機器要目を決定し、重量、重心等の算出を行った。

2.3.2 タンク凍結防止

凍結防止の対象となるタンクはカーゴオイルタンク、バラストタンク、スロップタンク、清水タンク、燃料油タンク等である。通常タンカーに於いては、一般的にバラストタンク等の水タンクはヒーティングの設備は行わない。しかし本船の如くバラストタンクにも凍結防止策を施すことが特異とするところである。

こゝではこれらを踏えて蒸気に依る加熱管方式と海水攪拌方式について報告する。この他にも有効な方式が考えられようが、実船の航路条件等を考慮の上、検討、設計することが大切である。

- (1) 加熱管方式

在来船の燃料油タンクやスロップタンクの加熱管方式として数多くの実績を有する既知の方式である。今回はカーゴオイルタンク、バラストタンク、スロップタンク及び燃料油タンクについて所定の設計条件をベースに熱量計算を行ったので報告する。(a)~(f)参照)

結局、加熱面積比を夫々比較した場合、バラスタンの加熱についてもカーゴオイルタンク程度のヒーティングコイルを設備すれば、凍結防止策として充分であることが判った。

(2) 加熱管方式に係る熱量計算

(a) 対象タンク

C.O.T. abt 246,000 m³ (内slop abt 5100 m³/片舷)
 W.B.T. " 191,000 m³
 F.O.T. " 38,000 m³

(b) 計算条件

	平水域最低	氷海常用	氷海最低
(i) 周囲温度			
外気/海水(°C)	2/5	-15/-2	-55/-2
(ii) C.O.T.			
i) Heat up (40°C→50°C) 6日間	○	○	-
ii) Maintain(30°C~60°C)	○	○	○
(iii) Slop tank(1次側)			
15°C→66°C/1日間	○	○	-
(iv) W.B.T.(0°C保持)	-	○	○
(v) F.O.T.(C重油)			
3500" 20°C, 35°C保持	○	○	○
6000" 45°C保持	○	○	○

(注) Kerosene は検討対象に加えない。

(vi) 蒸気:

Inlet 9.5 kg/cm²A, Outlet 5.0 kg/cm²A

Enthalpy 510.4 kcal/kg, Temp. 163.95°C

(vii) Cargo oil: ρ = 0.83 . 比熱 0.45 kcal/kg °C

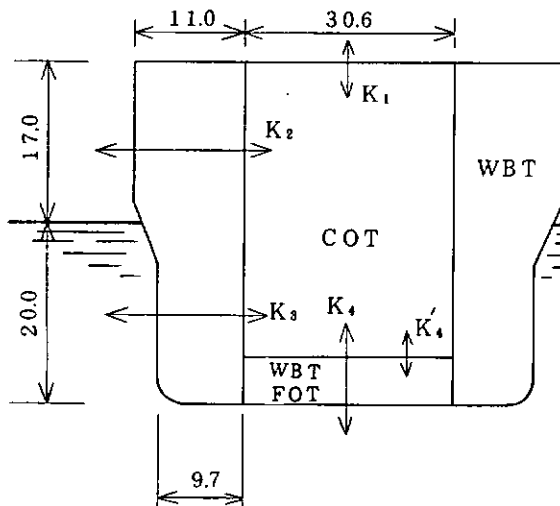
(c) 計算式

関西造船設計便覧による。

(d) 熱貫流率(kcal/m² h °C)

関西造船設計便覧に従い次の値を使用する。

(i) C.O.T Heating



$K_1 = 5$

$K_2 = 2.5 \left(\frac{1}{K_2} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{35} \right), K_2 = 2.1 \rightarrow 2.5$

$K_3 = 2.5 \left(\frac{1}{K_3} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{5} \right), K_3 = 2.3 \rightarrow 2.5$

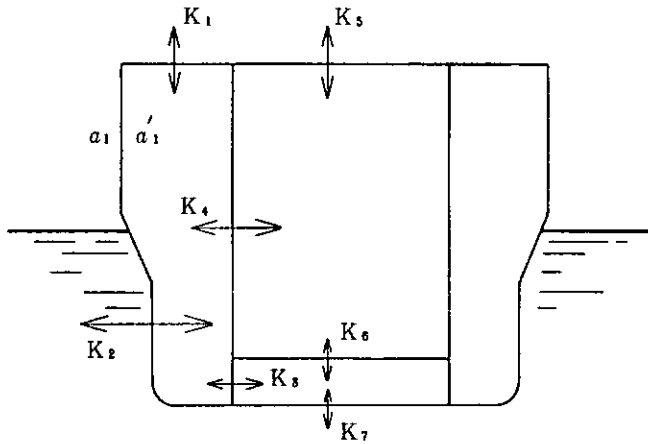
$K_4 = 2$ (W.B.T.(空))

$K'_4 = 4$ (F.O.T.(C重油))

$K_{FW} = 4$

$K_{AW} = 4$

(ii) W.B.T. Heating



$$K_1 = 1 / \left(\frac{1}{35} + \frac{1}{150} \right) = 28.3 \rightarrow 30$$

α_1 (強制対流熱伝達率)

$$\begin{aligned} &= \frac{\lambda}{\ell} (0.036 Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}) \\ &= 5.41 \ell^{-1/5} \cdot v^{4/5} \quad (-20^\circ\text{C物性}) \\ &\quad \left(v = 70 \text{ kt} = 36 \text{ m/s} \right. \\ &\quad \left. \ell = 150 \text{ m (船端} \sim \text{WBTの中央)} \right) \\ &= 349 \rightarrow 35 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

α'_1 (自然対流熱伝達率, 垂直平板)

$$= \frac{\lambda}{\ell} (0.129 (Gr Pr)^{1/4}) \times \eta$$

$$\left(\begin{array}{l} \lambda = 0.48 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} \\ \beta = 8 \times 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C} \\ \ell = 0.8 \text{ m} \\ \Delta\theta = 1.5^\circ\text{Cと} \text{する} \\ \nu = 1.83 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec} \\ Pr = 14 \\ \eta = 1.4 \text{ とする} \end{array} \right) \quad \begin{array}{l} 0^\circ\text{Cの} \\ \text{物性} \end{array}$$

$$= 147 \rightarrow 150$$

$$K_2 = 150$$

$$K_3 = 75 \quad (\text{W.B.T.}), 15 (\text{F.O.T. (C重油)})$$

$$K_4 = 5$$

$$K_5 = 5$$

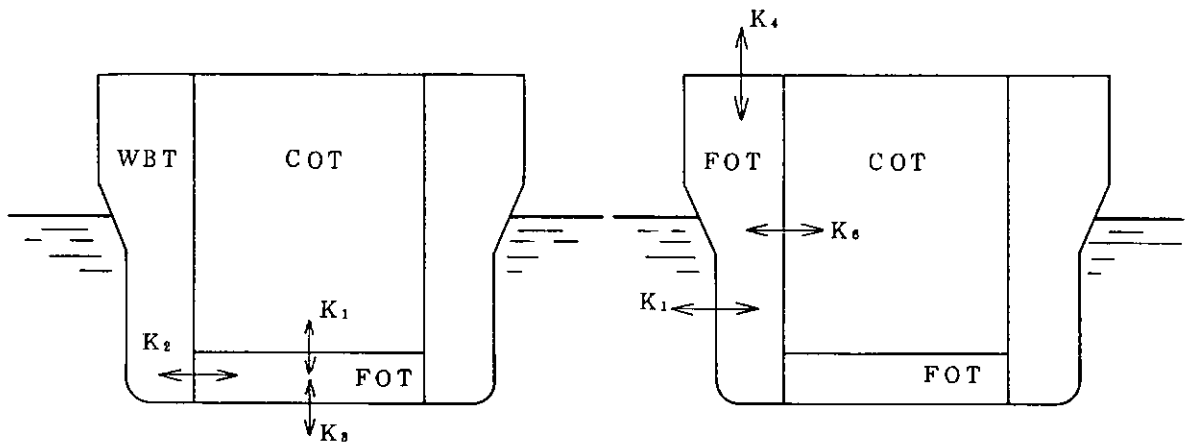
$$K_6 = 5$$

$$K_7 = 150 \quad (\text{W.B.T.}), 4 (\text{F.O.T. (C重油)})$$

$$K_{FW} = 75 \quad (\text{F.P.T.})$$

$$K_{AW} = 15 \quad (\text{F.O.T. (C重油)})$$

(iii) F.O.T. Heating (C重油)



$$K_1 = 5$$

$$K_2 = 15 \text{ (Ballast cond.)} , 5 \text{ (Full cond.)}$$

$$K_3 = 4$$

$$K_4 = 11 \text{ (Top と Side の K 値の加重平均)}$$

$$K_5 = 11 \text{ (Bottom と Side の ")}$$

$$K_6 = 5 \text{ (Ballast cond.)} , 7.5 \text{ (Full cond.)}$$

$$K_{FW} = 15 \text{ (Ballast cond.)} , 5 \text{ (Full cond.)}$$

(e) 蒸気消費量

満載, バラストにおける蒸気消費量は次の通りである。

(単位: Ton/h)

C 重油 タンク, 条件		周囲温度 (外気/海水)			2℃/5℃			-15℃/-2℃			-55℃/-2℃		
		重油 (保持 温度)			3500"		6000"	3500"		6000"	3500"		6000"
		20℃	35℃	45℃	20℃	35℃	45℃	20℃	35℃	45℃	20℃	35℃	45℃
満 載 時	C.O.T. Heating												
	(1) Heat up (40℃→50℃/6日)		19.5	18.8	18.3	21.7	21.0	20.5	—	—	—		
	(2) Maintain												
	30℃		4.8	4.1	3.7	7.0	6.3	5.9	11.7	11.0	10.5		
	40℃		6.9	6.2	5.8	9.1	8.4	8.0	13.8	13.1	12.6		
	50℃		9.0	8.3	7.9	11.2	10.5	10.1	15.9	15.2	14.8		
60℃		11.1	10.4	10.0	13.3	12.6	12.2	18.0	17.3	16.9			
F.O.T. Heating (Maintain)		0.6	3.7	6.1	1.5	5.0	7.4	3.1	6.7	9.1			
バ ラ ス ト 時	W.B.T. Heating (0℃Maintain)		—	—	—	20.7	19.3	14.4	57.6	56.2	43.8		
	F.O.T. Heating (Maintain)		3.5	7.0	9.5	5.5	9.0	11.3	7.6	11.1	13.5		
	Slop Tk Heating (1次側のみ) 15℃→66℃/1日 (海水/油=50/50)		16.0	15.8	15.7	16.1	15.9	15.8	—	—	—		

(f) 加熱面積比

(i) 加熱管

タンク	材 質	熱 貫 流 率
C.O.T.	アルミニウム プラスチック管 (O.D=41.0m/m)	$K_s=6.2 \theta_{sf}-415$ $=6.2 \times (163.95+40)/2-415$ $=217 \rightarrow 200 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
Slop Tk	" (")	$K_s=300 \sim 600$ $450 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
F.O.T.	鋼 管 (50A)	$K_s=100 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
W.B.T.	アルミニウム プラスチック管 (O.D=41.0m/m)	加熱管外面の自然対流熱伝達率より $K=0.53 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \lambda / \alpha$ としてよい。(内面の熱伝達率を無視) $Gr = g \beta (\theta_s - \theta_\infty) \alpha^3 / \nu^2$ $= \frac{9.8 \times 0.06 \times 10^{-3} \times (163.95-0) \times 0.041^3}{(1.79 \times 10^{-6})^2}$ $= 2.074 \times 10^6$ $Pr = 13.3$ $K=0.53 \times (2.074 \times 10^6 \times 13.3)^{1/4} \times 0.489 / 0.041$ $= 458 \rightarrow 450 \text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

(ii) 加熱面積比

(単位 : m^2/m^2)

C 重油 (保持 温度) タンク, 条件	2°C/5°C			-15°C/-2°C			-55°C/-2°C		
	3500"		6000"	3500"		6000"	3500"		6000"
	20°C	35°C	45°C	20°C	35°C	45°C	20°C	35°C	45°C
C.O.T. (Heat up)	0.00164	0.00158	0.00154	0.00183	0.00177	0.00173			
W.B.T. (バラスト時 0°C maintain)				0.00075	0.00070	0.00053	0.00209	0.00204	0.00159
F.O.T. (バラスト時 maintain)				0.0052	0.0094	0.013	0.0071	0.012	0.016
SLOP Tk (1次側のみ) Heat up	0.037	0.036	0.036	0.037	0.037	0.036			

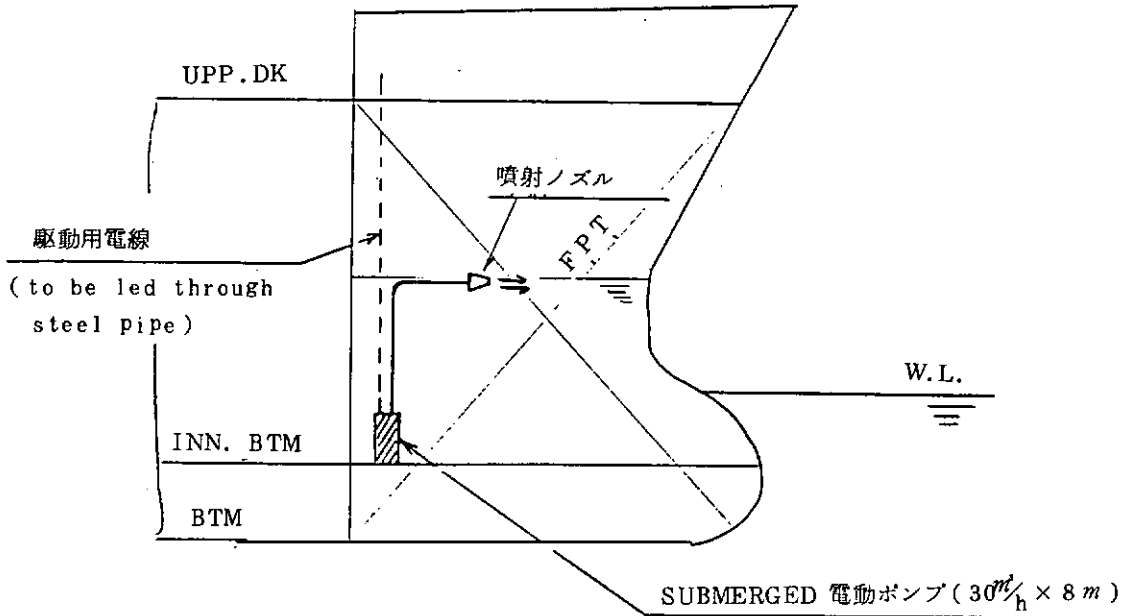
以上より加熱面積比を次の通りとする。

C.O.T.	0.002 m^2/m^2	アルミプラスチック管
Slop Tk (1次)	0.04 "	"
(2次)	0.002 "	"
W.B.T.	0.002 "	"
	0.02 "	銅 管

F.O.T. (各 Long. space に配置する必要があるので, 実際には 0.04~0.06 m^2/m^2 となろう。)

(3) 攪拌方式

本方式についても検討を加えたが、試設計するまでには至らなかった。従って北欧船主向けの38,000 DWT MPCのFPTに装備した実績例の簡単な系統図の紹介のみにとどめる。



註) 本方式の実績に於ける情報、例えば実際に使用しなければならないような環境に遭遇したか、又その場合の有効性、或いは問題点についての収集はしていない。しかしながら理論的には或る程度の効果は期待できそうである。

2.3.3 Mooring winch

(1) Mooring winch の要目

Mooring winch の要目は次に示す係船力計算により決定した。この計算は、Ballast 状態での接岸移動時と、係船中におけるものである。この時の条件は下記の通りである。

平均吃水：20 m

側面積：6920 m²

空気密度：0℃ … 1.2 kg/m³， -55℃ … 1.58 kg/m³

a) 接岸移動時

風速 = 10 m/sec と考える。

$$\text{風圧抵抗} = \frac{0.0735 \times \frac{1.58}{1.2} \times 6920 \times (10)^2}{1000} = 67 \text{ Ton}$$

ロープ角度を 45° とし、ロープにかかる総張力 = 95 Ton

ロープに均等に荷重がかからぬ事を考え 25% 増しの総張力 = 119 Ton

4本のロープを使用するとして、1本のロープにかかる張力 = 30 Ton

ワイヤロープの安全率を 2.5 として切断荷重 = 7.5 Ton

従って接岸移動時には、30 Ton の定格荷重のドラムが 4 台必要となり、その時のワイヤロープ径は 35.5 mm (6×37, IWRC) となる。

b) 係船中

風速 = 36 m/sec (70 knots) と考える。

$$\text{風圧抵抗} = \frac{0.0735 \times \frac{1.58}{1.2} \times 6920 \times (36)^2}{1000} = 868 \text{ Ton}$$

ロープ角度を 60° としてロープにかかる総張力 = 1736 Ton

ムアリングロープを 40 本として 1本のロープにかかる張力 = 43.4 Ton

ワイヤロープの安全率を 2.5 として切断荷重 = 108.5 Ton

従って、係船中には 43.4 Ton のブレーキ力のドラムが 40 台必要となり、その時のワイヤロープ径は 42 mm (6×37, IWRC) となる。

c) 要目

a), b) より必要ドラム数, 力量, ワイヤロープは下記の通りである。

ドラム数：40 台

ドラム力量：30 Ton

ドラムのブレーキ力：43.4 Ton

ワイヤロープ径：42 mm (6×37, IWRC)

(2) Mooring winch の駆動方式

本船用の Mooring winch の駆動方式としては、安全性、制御性、価格、操作性等を考慮して、電動油圧方式とし、ウィンチルーム内を -20℃ 以上に保温する方式が最適であると考えられる。

(表 2.3.4, 2.3.5, 2.3.6 参照)

表 2.3.4 駆動方式の比較表

駆動方式 特 性	電 動	電 動 油 圧	蒸 気
制 御 性	△	○	×
安 全 性	×	○	○
価 格	×	△	○
操 作 性	○	○	×

表 2.3.5 Mooring winch の使用条件と材質

項 目	電 動	油 圧	蒸 気	使用温度条件				
				-20℃	-30℃	-40℃	-50℃	-55℃
鋼 構 造 部 材	○	○	○	標 準	低 温 用 鋼			
高 圧 配 管 材 料 (パイプ, フランジ等)		○	○	標 準	低 温 用 鋼			
低 圧 配 管 材 料 (パイプ, フランジ等)		○	○	標 準		低 温 用 鋼		
作 動 油		○		標 準	流 動 点 が -35℃ 以 下 ヒ ー タ ー が 必 要			
潤 滑 油	○	○	○	標 準	同 上			
電 動 機	○	○		標 準	ウ ィ ン チ ル ル ー ム 内 全 体 の 保 温 必 要			
ペ イ ン ト	○	○	○	標 準	低 温 用 ペ イ ン ト			

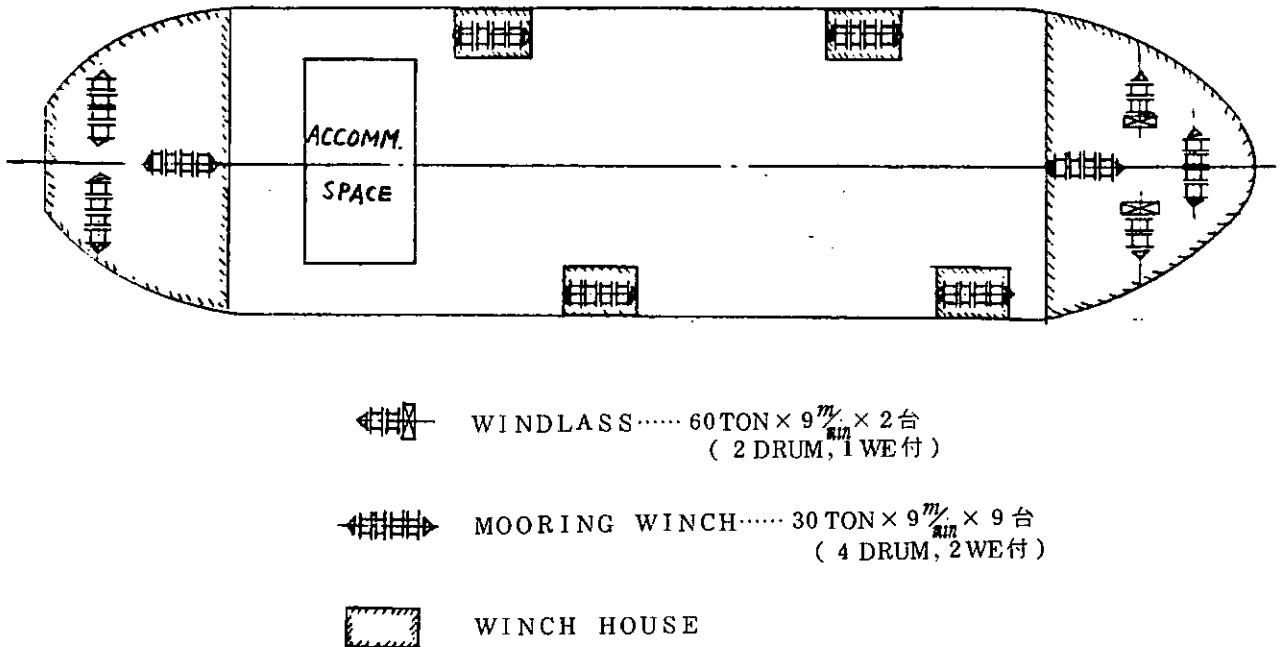
表 2.3.6 Mooring winch の使用条件と価格比

駆 動 方 式	使用温度条件				
	-20℃	-30℃	-40℃	-50℃	-55℃
電 動	130	*130	*130	*130	
電 動 油 圧	100	120	140	140	
蒸 気	80	96	112	112	

* ウィンチルームを保温する事を条件とする。

(3) Mooring winch の配置

Mooring winch の配置の下図の様に考える。



(4) Mooring winch の寒冷地対策

Mooring winch を寒冷地 (外気温 -5.5°C) で正常運転する場合、下記のような対策が必要となる。

- 構造部材 (ギヤ、ケーシング、ドラム、ジブシーホイール等)、配管材料 (パイプ、フランジ等) に低温用鋼材を使用する。
- 作動油、潤滑油は、流動点の低い油を使用し、更に、油タンク内にヒータを取り付ける。
- ギヤ、クラッチを密閉型とする。
- ペイントは低温用ペイントを使用する。
- ロープは低温用グリースを充分しみ込ませたものを使用する。
- 電動機は全体を -20°C 以上に保持する。

上記のような対策を施していない Mooring winch を寒冷地で正常運転する場合 Mooring winch を閉区画内 (例えば WINCH HOUSE) に設置し、閉区画を -20°C 以上に保温すれば使用可能である。

2.3.4 ヒーリングシステム

氷海域を航行中の船体に働く抵抗のうち、その 50% 以上は、氷と船体間の摩擦に起因する抵抗と言われている。従って、主機馬力を小さくするためには、この抵抗を減少させることが必要であり、その為に船型の改良をはじめとしての種々の考案がなされている。例えば、

- 氷との激しい衝突を繰り返しても剝離しにくい氷海塗料
- 船体と氷の間に空気を送り込んで摩擦力を小さくするための Air Bubbling System
- 空気の代わりに海水を送り込む Water Jet System
- 船体から逸早く砕氷片を離すための Heeling System

等である。これらのうちどの装置を採用するかについては、実際の航路条件等をも考慮の上決定されるであろうが、各国の間でも意見が別れている様である。

例えば、ソ連では Air bubbler が他の方式に比し、有効であり、簡単であるとし、特に heeling system は Air bubbler があれば余分であるとしている。(実績でも heeling system はつけても使用していないとのことである。)

一方フィンランド(ベリツラ)では Low friction coating については過去に実績があることから重要な Factor としている。特に low friction coating である solvent free epoxy は冬期航海中 600 時間以上でも完全であるとしている。

以上の如く船体抵抗減少装置の選択について種々苦慮するところではあるが、ここではヒーリングシステムについて検討を行ったのでその結果のみを報告する。

即ち、決定されたバラストポンプ 4 台の要目でヒーリング能力を検討した結果 0.85°/min となる。この値は運行面から判断して、一応評価できるものである。従って専用ヒーリングポンプは設けないこととした。

2.3.5 諸管装置の問題点とその対策

低温域での operation に支障をきたさない様、在来型タンカーでは要求されなかった様な事項についても、検討しなければならない。以下にそのいくつかの項目について簡単に触れるが、実船の設計に於ては実際の航路条件等を考慮の上、その採否を決定すべきであろうと思われる。

- (1) 残留水分の凍結・膨張に依り、配管接手や弁が損傷を受けることが懸念される。これらを防ぐには、配管系統そのものを閉囲区画内に配置することも一つの有効な手段と考えられるが、凍結・膨張に耐え得る様な配管接手及び弁の開発が望まれる。
- (2) 砕氷に依り、在来型タンカーでは経験することの出来なかった様な衝撃力・振動を受けるので、それに十分耐える繕装方法の検討・開発が必要であろう。
- (3) 清水・海水タンク及びそれらの配管系の凍結を防止しなければならないことは広く知られているが、その為の実行可能な方法として下記が考えられる。
 - a) 配管を傾斜させることにより、ドレン抜きが容易に出来る様考慮する。ドレン抜きも数多く装備することが望ましい。
 - b) 清・海水を、管内に常時流すことに依り管内凍結を防ぐ。この場合、清水は清水タンクとの間を循環させることになるが、海水は流し放しで良い。
 - c) 配管系を防熱する。更には、オートヒーティングを施行したり、又は、スチームトレーシングを行う。例えばダクトキール内の燃料移送管にスチームトレーシングをして、その上を防熱する方法は良く知られている。
 - d) 清・海水タンク内の凍結防止を目的として、タンク内にヒーティングコイルを設けたり或いは清・海水攪伴装置を設備することが考えられる。その他、これは基本計画の時点で検討しなければならないことであるが、氷海航行時に船体姿勢・縦強度をコントロールする為に脹水しなければならない様な清・海水タンクは、可能な限り奥水線下に配置すべきであろう。
- (4) 電動油圧駆動方式の甲板機械を採用する場合には、油圧管系統に対する考慮も忘れてはならない点である。低温域での使用に耐えるべく低温作動油を使用することが考えられるが、この時は反対に高温域での油性能が落ちるので、これを補うべくオイル・クーラーの装備が必要になることがあるので注意を要する。
- (5) シーチェストへの附着物防止の為に、シーチェストに圧縮空気又はスチームを吹きつける装置は、在来型タンカーでも設備しているが、氷海タンカーの場合は特に下記事項に対する考慮も忘れてはならない。

○シーチェストに氷が附着して使用出来なくなることを考え、主機等のクーリングラインは海水タンクの海水をも吸入出来る様にすべきである。

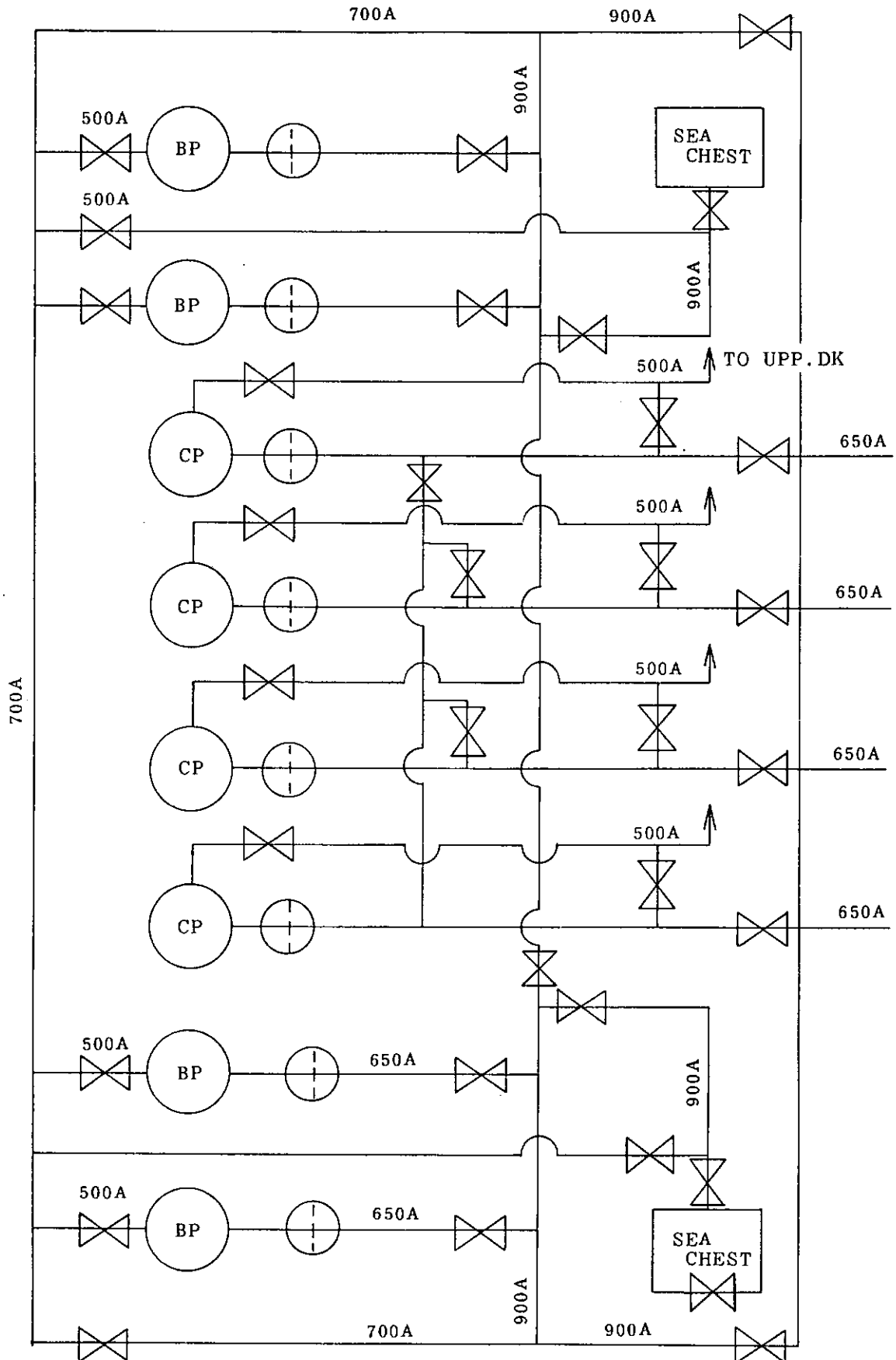


図 2.3.1(1) カargoポンプ室配置

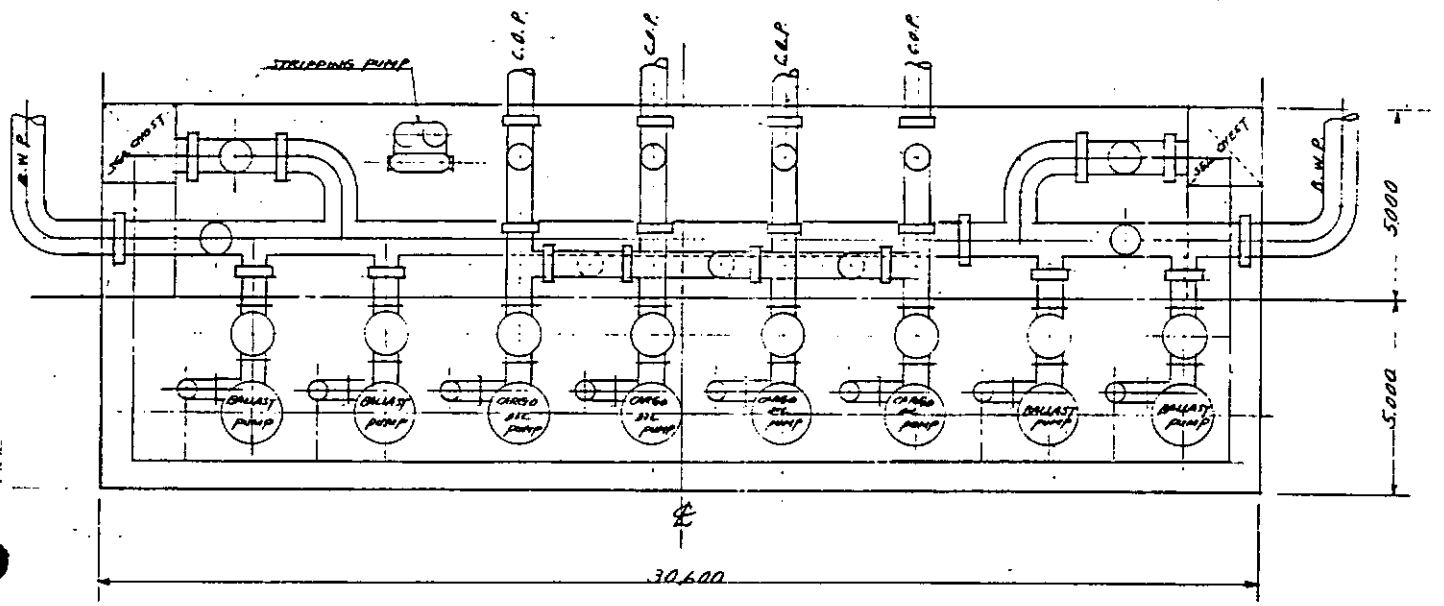


図 2.3.1(2) カargoポンプ室配置 (平面)

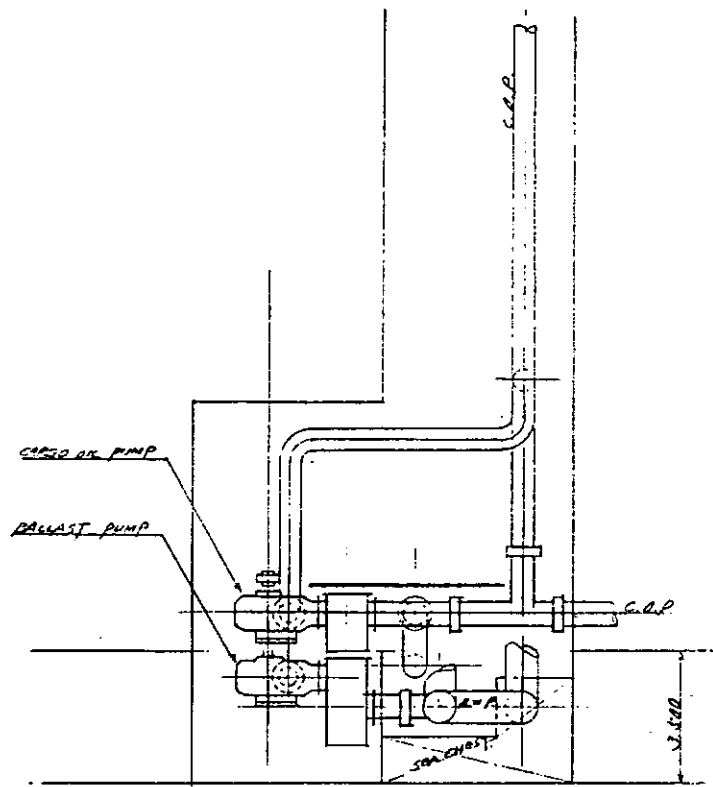


図 2.3.1(3) カargoポンプ室配置 (断面)

2.4 機関および電気部

2.4.1 機関部の概要

(1) 文献調査

超大型氷海タンカーの機関部概要設計に先立って、まず内外の関連文献調査を行った。その結果を表 2.4.1 に示す。

何ぶん本砕氷タンカーへの推進プラントは、一軸約 60,000 PS、三軸という超大出力プラントであるため、機関部初期計画に直接参考となる文献は無かった。

しかしながら、砕氷船における一般的な技術の現状及びその問題点について、ある程度把握することには役立った。

特にプロペラ、軸系の製造限界及び砕氷船に必要な低温対策については、この調査から有益なデータを得ることが出来、本初期計画の基礎になっている。

(2) 機関部計画方針

北極海通年航行可能な、大量の貨油輸送に当る商船として、具備すべき機関部の条件は数多くあるが、本研究の対象船にとって最重要条件を下記 2 点と定めた。

(a) カーゴオイル量を意図しただけ積付けに必要で、かつ船首尾吃水差上許し得る機関室長さに推進プラントが納まること。

(b) 燃料費が少ないこと。

次に下記にも考慮を払いながら計画を進めた。

(c) 氷海における低速、大出力から平水における高船速、小出力までの広い運転範囲に涉って良好な性能が発揮出来ること。

(d) 現有の技術と、若干の設備増強で製造が可能であること。

(e) 信頼性、安全性が高いこと。

(f) アイストルクに対する適応性があること。

なおルール、環境条件、必要な出力、船体全体配置上の制約などは 2.1 に示すとおりである。

(3) 機関システム

検討の結果、主機システムとして、後述するよりに 3 軸共同一形式、同一出力とし、

第 1 方式：固定ピッチプロペラ装備のディーゼル電気推進。(E 方式)

第 2 方式：可変ピッチプロペラ装備の減速機付ディーゼル直結推進。(D 方式)

を選定した。

E 方式は定格出力で、プロペラ回転数に逆比例した過トルクまで広い範囲で対応できるが、船価が E 方式の 40% 高、燃料費が 10% 増となる欠点がある。一方 D 方式は、プロペラピッチを調整することによって、全域で定格トルクまでは対応出来るが、定格トルクを越す状況での運転は出来ない。しかし、運航コスト面で E 方式に勝っている。

上記二方式を残した理由は、現時点では氷海水槽試験によるプロペラへの氷流入状況、アイストルクの大きさ、発生頻度などと実船の対応が必ずしも十分な精度で推定出来ず、今後の研究に待つ必要があること、および実プロジェクトでの運航経済性上の判断が予測しがたいために、いずれの採用の可能性もあると考えたからである。

機関部の諸システムの概略設計は、上記二方式に共通な設計思想と各方式によって異なる部分とに分けて、動力装置、軸系、プロペラ、蒸気発生装置、一般用電力装置、補機などについて行い、更に寒冷対策、性能特性、機関部配置についての考え方をまとめた。

(4) 本プラントの規模

本プラントは貨物船として例のない大出力であり、その規模を適切に表わすことはむづかしいが、参考までに主な指標の概略倍数を最近の一般的な低速ディーゼル直結駆動の VLCC と比較して表 2.4.2

に示す。

表 2.4.2 本船の機関部規模

(()付併記のものは()無しが電気推進, ()内が直結式を示す)

項 目	倍 数	項 目	倍 数
機関電気部合計重量	5 (3)	軸 系 数	3
主機出力合計	7~8	軸系, プロペラ合計重量	12 (15)
主ディーゼル台数	9 (6)	機関室長さ	2
一般発電機合計容量	4	機関室容積	2.5
ボイラ合計蒸発量	1.4	機関室内タンク容量	3
排ガスエコノマイザ定格蒸発量	7.5	通風機合計容量	4
カーゴポンプ合計容量	1.1	配管重量	4.5
		電 線 長	7 (5)

表 2.4.2 から分かるように、プラントの規模はシステム間で従来の VLCC と異ったバランスとなっている。

合計重量がたとえ大きくても多数台の並列運転で構成されるものは、現在の機器の製造型番を超えるものを必要としない。軸系、プロペラは従来の大きさを大巾に上廻るものとなるが、文献などの調査によれば、軸系の大型部品の製造は一応可能である。

表 2.4.1 (1)

文献 番号	表 題	出典及び著者	一般	
			一般	推進プラント 比較評価
1	砕氷船の特質	世界の艦船 No.220 (1975.12) 山川 健 郎 (防衛庁海幕技術部 副部長)	○	
2	世界の氷海用船舶 砕氷船をとりまく環境と技術の現状	船舶Vol.49. No.11 (1976.11) 矢 吹 捷 一 (三井造船 基本設計本部)	○	
3	氷海商船の開発と技術的諸問題	運輸省船舶局技術課	○	
4	Conceptional Machinery Arrangement for Canadian Arctic Class 7 Icebreakers	Marine Propulsion (1983年8月)	○	
5	Influence of Major Characteristics of Icebreaker Hulls on Their Powering Requirement and Maneuverability in Ice	R.Y. Edwards R.A. Major 他	○	
6	Arctic Transportation	Sydney Wire	○	
7	砕氷艦「しらせ」について	日本船用機関学会誌, 第17巻, 第1号 深野 孝 慈, 寺 本 靖 佐藤 守, 兵 藤 裕		
8	原子力砕氷船 "レーニン号"の機関部	造船協会誌第356号 Alexandro A.P. 他6名 翻訳:天野 牧 男, 網 沢 衛		
9	SA-15: a 14 ship series of icebreaking multipurpose cargo ships from Finland for Soviet Arctic service	The Motor Ship (1983.4)		
10	"Polarstern" an icebreaking research ship for West Germany	The Motor Ship, April 1983		
11	Developing Arctic Icebreaker	The Motor Ship (1983.4)		○
12	Shallow-draught Polar Icebreaker "KAPITAN SOROKIN"	Shipbuilding & Marine Engineering International, October 1977		
13	南極観測船「ふじ」による氷海航行に関する実態調査	船舶技術研究所報告 第13巻第2号研究報告 (S51年3月) 小 林 佑 規		

実船紹介		推進プラント			プロペラ，軸受			機装，その他				備考
実船紹介	就航記録	電気推進方式	直結減速歯車方式	構成要素	FPP	CPP	軸，軸受，シールその他	低温対策	衝撃対策	海洋汚染防止	その他	
												砕氷船の特質についての一般的な概説
○		○	○									主要国の水海用船舶の紹介。推進プラント等に関する技術の現状の紹介
												北極圏の自然条件，氷海用船舶に関する各国の現状，将来の砕氷商船の計画
		○										カナダコスタガード計画の砕氷商船用推進プラント
												カナダコスタガード向大型砕氷船の主要目を実験的に求めた報告
												砕氷タンカーの従来型タンカーとの比較
○		○		○	○		○					砕氷艦「しらせ」の主機・軸系・プロペラの計画概要
○		○										「レーニン号」の仕様上の特徴についての紹介
○			○	○			○					フィンランド Wärtsilä 建造のソ連向 20 型砕氷 MPC の紹介
○			○				○					西独建造の砕氷多目的海洋調査船の紹介
○		○										Wärtsilä 建造の砕氷船の紹介 将来の推進システムの予測
○		○										Shallow-draught 砕氷船の紹介
	○											「ふじ」の第 16 次南極観測支援行動中の実船計測記録

表 2. 4. 1 (2)

文献 番号	表 題	出 典 及 び 著 者	一 般	
			一 般	推進 プラ ント 数値 比評
14	砕氷艦「ふじ」の水海域行動調査	船舶技術研究所報告 第14巻第3号研究報告(昭52.5) 植田 靖夫, 竹澤 節雄		
15	The Manhattan story(continued) A return voyage to the Arctic	March, 1970		
16	最近の電気推進について	日本造船学会誌 第539号 (1974.5) 糸井 宇生		
17	船用電気推進方式の特質と動向について	日本船用機関学会誌第16巻, 第9号 井上 馨		
18	砕氷船 - 砕氷のための堅牢な船体と強力な電気推進装置	応用機械工学 (1982.1) 佐藤 守		○
19	南極観測船「ふじ」 電気推進装置の概要について	日本船用機関学会誌 第1巻 第1号 (S41.4) 露木 正		
20	氷海航海時の電気推進船の デジタルシミュレーション	日本船用機関学会誌第18巻, 第4号 武田 幸男, 寺下 伸也 片木 威, 坂本 研也		
21	各国砕氷船の動向と砕氷艦「しらせ」の電気推進装置	富士時報 Vol.56 No.2 1983. 鈴木 慶三, 官上行生 田中 帆, 立花 康夫		
22	Direct-drive diesel propulsion for icebreakers	Shipbuilding & Marine Engineering International (1983.4)		
23	The Control System for the U.S. Coast Guard Icebreaker Propulsion Plant	ASME Publication, 1974 F.W. Johnson C. Stasiowski		
24	U.S.C.G. POLAR STAR -Combination of a Diesel Electric Propulsion Plant with a Geared Gas Turbine Boost Plant	ASME Publication, 1974 - A.F. FINIZIO		
25	砕氷船の機関の話 (その1「ふじ」について)	日本船用機関学会誌 (1977.11月) 植田 靖夫		
26	砕氷船の機関の話 (その2 カナダと米国の砕氷船)	日本船用機関学会誌 (1977.12月) 植田 靖夫		

実船紹介		推進プラント			プロペラ，軸系			機装，その他				備考
実船紹介	就航記録	電気推進方式	直結減速歯車方式	構成要素	FPP	CPP	軸受， 軸シール その他	低温対策	衝撃対策	海洋汚染防止	その他	
	○											「ふじ」の第17次南極観測支援行動中の実船計測記録
	○											米国の砕氷船「Manhattan」の処女航海記録
		○										電気推進方式の一般的な概説
		○										電気推進方式の特質とその適用状況についての説明
		○	○				○					砕氷船の設計とその性能の紹介
○		○										「ふじ」の電気推進方式の仕様についての説明
		○										電気推進方式のアイストルク性能についてのシミュレーション結果の報告
○		○										電気推進方式についての各国の動向と「しらせ」の電気推進装置の概要についての紹介
			○				○					2サイクル低速ディーゼルをタンデムに連結配置したCPP直結プラントの提案
		○	○				○					「POLAR STAR」用推進プラントの制御についての説明
○		○	○									「POLAR STAR」用推進プラントの選定及び設計についての概略
				○	○							「ふじ」のプロペラ翼折損事故の技術周辺と実船調査結果の概要
○				○		○						カナダ・米国の砕氷船事情の調査結果の紹介

表 2.4.1 (3)

文献 番号	表 題	出 典 及 び 著 者	一 般	
			一 般	推進ブ ラント 比評 較価
27	特にガスタービンを使った大形砕氷船の推進プラントの利点について	造船技術の道しるべ 「世界各国の海運造船の新技术とこれから(11)」 日本船用機器開発協会		
28	砕氷船「ふじ」のプロペラ負荷	日本船用機関学会 第22回 学術講演集 植田 靖夫 , 竹 澤 節 雄		
29	氷海商船用プロペラ強度の実験的研究 (第1報:氷荷重模型実験)	日本造船学会論文集 第149号 (1981年) 岡 本 洋 等他5名		
30	氷海商船用プロペラ強度の実験的研究 (第2報:静的荷重試験とFEM解析)	日本造船学会論文集 第150号 (1981年) 岡 本 洋 等他5名		
31	Methods for predicting forces encountered by Propellers during interactions with ice	3rd. Lips Propeller Symposium (1976) R.Y. Edwards, Jr.		
32	MESJ研究委員会報告 一軸高出力軸系の限界	日本船用機関学会誌 第9巻 第11号 (昭49.11) 日本船用機関学会軸系研究委員会		
33	耐氷商船における機関部寒冷地対策	日本船用機関学会 機関研究委員会第1研究部会 資料No.136-2-1 (S54年2月)		
34	Compressed Gas Cracks the Ice for Ships	16/Design News - OEM 5-21-73		

実船紹介		推進プラント			プロペラ，軸系			機装，その他				備考
実船紹介	就航記録	電気推進方式	直結減速歯車方式	構成要素	FPP	CPP	軸，軸受，シールその他	低温対策	衝撃対策	海洋汚染防止	その他	
				○								砕氷船用主機としてガスタービン採用の提案
	○			○	○							「ふじ」の第17次南極観測支援行動中の実船計測記録
					○	○						プロペラ水荷重の評価のための模型実験の結果報告
					○	○						水荷重により生じるプロペラ各部の応力レベルについての実験及び数値解析の結果報告
						○						プロペラと氷塊の相互作用についての模型実験結果報告
					○		○					大出力軸系の技術的問題点及び製造限界についての考察
								○				耐氷船において考慮すべき事項の考察
											○	高温燃焼ガスによる砕氷装置の説明

2.4.2 推進装置の選定

まず船型小委員会より示された条件を満足すると思われる、プラント案を相当数づつワーキンググループ各委員が持ち寄り、整理、統合して数種のプラントの候補を設定した。

また、砕氷タンカとして、具備すべき条件などを整理して評価項目を決定、それにウェイト付けを行った。

これらをもとに、各候補に対し、各ワーキンググループメンバーがそれぞれ評価を加え、点数化して、最高得点のものをE方式、D方式についてひとつずつ選定することとした。

(1) 設計条件

船型小委員会で設定した設計条件を表2.4.3、表2.4.4に示す。

本設計条件の特色は、推進システムの出力特性としてE方式では低回転時における高トルクを得やすいことにより、FPPを採用して150%の高トルク発生能力を求めたことに対し、D方式は低回転時に高トルクを出すことが必ずしも容易でないためにCPPを採用することで対応したことである。

なお、瞬間的な衝撃を考慮して強度的には両方式とも150%のトルクに耐えるように設計することとした。

表2.4.3 出力等の設計条件

推進システム	E方式	D方式	
船速および合計軸馬力			
氷海最大	5ktにて約180,000ps	同左	*1
氷海常用	5ktにて100,000ps	同左	*2
開水常用	15ktにて45,000ps	同左	*2
一軸当りの軸出力とプロペラ回転数			*3
氷海最大	60,000ps at 70rpm	同左	
氷海常用	33,333ps at 58rpm	同左	
開水常用	15,000ps at 46rpm	15,000ps at 54rpm	中心軸
	同上 48rpm	同上 57rpm	両端軸
プロペラ直径	約10m	約10m	
性能設計上の最大トルク	1軸60,000ps出力時のボラードトルクの1.5倍	同左 ボラードトルクの1倍	
強度設計上の最大トルク	同上	同上 ボラードトルクの1.5倍	

注 *1：原動機の連続最大出力(MCO)でこの氷海最大軸出力が出せれば良い。この出力は目標値であり、若干の不足は許容されるものとした。

*2：原動機の常用出力(CSO=0.9×MCO)にてこの軸出力が出せること。

*3：常に3軸、均等出力配分の同時駆動とし、遊転など行わないとした。

表2.4.4 環境条件

・機関室周囲空気温度 (吸入孔入口温度)	最低	-55℃
	氷海通常(性能計画点)	-15℃
・海水温度	最低	-2℃
	最高	27℃

(2) 選定候補システム

ワーキング・グループメンバーでいくつかのアイデアを持ち寄り、3軸とも常時使用するという条件を加味して、E方式6種類、D方式7種類に整理したもの及びそれぞれの特徴の概略を表2.4.5、表2.4.6に示す。

なお、前述のように、D方式に於る低回転時のトルクの問題はCPPで対処するという方針で、特徴の中では特に説明していない。

(3) 候補システム中の原動機について

表2.4.5、表2.4.6の各候補システムに使用される各種原動機の概略特徴を表2.4.7に示す。

表 2.4.5 D 方式 候 補

No.	システムの構成	構成の概要	運転モード
1		<p>1軸あたり中速ディーゼル機関2基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：1基/軸 氷海NOR以上：2基/軸</p>
2		<p>1軸あたり中速ディーゼル機関1基，ガスタービン2基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：ディーゼル機関のみ 氷海NOR：ディーゼル機関+ガスタービン1基 氷海MAX：全基</p>
3		<p>1軸あたりガスタービン3基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：1基/軸 氷海NOR：2基/軸 氷海MAX：全基</p>
4		<p>1軸あたり中速ディーゼル機関2基，ガスタービン1基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：ディーゼル機関 1基/軸 氷海NOR：ディーゼル機関 2基/軸 氷海MAX：全基</p>
5		<p>1軸あたり中速ディーゼル機関1基，低速ディーゼル機関1基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：中速ディーゼル機関 1基/軸 氷海NOR：低速ディーゼル機関 氷海MAX：全基</p>
6		<p>1軸あたり低速ディーゼル2基を減速機を介して結合</p>	<p>平水：1基/軸 氷海NOR以上：全基</p>
7		<p>1軸あたりボイラ蒸気タービン，減速機各1機</p>	

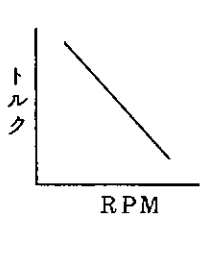
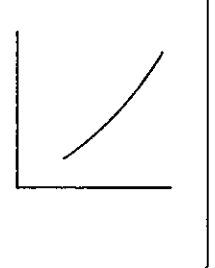
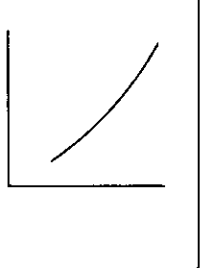
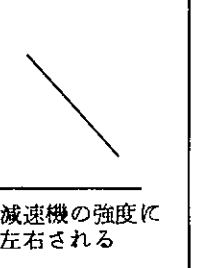
特	徴
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 1軸のみについて見れば、現在すでに実船に採用されているシステムである。 2) 機関自体比較的小型である。 3) 熱料消費量の点からもすぐれている。 4) 多気筒となり、またトランクピストン型であるため保守、管理上難点がある。 5) 冬期に寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) ガスタービン船（航空機転用型）は既に存在し、中速ディーゼル機関との組み合わせのシステムであり実現性は高い。 2) 機関自体比較的小型である。 3) 燃料消費量の点では平水中で優れているが、氷海中高価な軽油、灯油を使うため全体としては良くない。 4) 中速エンジンの保守、管理上の問題はかなり緩和される。 5) ディーゼル機関に寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) ガスタービン船は既に存在し、実現性は高い。 2) ディーゼル船に比べ燃料消費率が悪く、且つ、現状の航空機転用型では軽油、灯油を使用するため商船用の主機としては運航採算上の問題が大きい。 3) 操作性が良く、保守作業が少ない。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 上記2とほぼ同一のシステムである。 2) 氷海NOR域まで中速ディーゼル機関を使用できるため燃料消費上の問題は2.に比べて改善されているが、その分、保守、管理上の問題が増える。 3) ディーゼル機関に寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 既存のディーゼル機関の組み合わせであり、実現性は高い。 2) 燃料消費率のもともと良いディーゼルの組み合わせであり、運航採算的にも優れている。 3) 1.に比べ保守、管理もいくらか緩和される。 4) 低速機関が寸法的に大きいため、スペース的にも苦しいものになる。 5) 寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 既存のディーゼル機関の組み合わせである。 2) 燃料消費率も良く、且つ粗悪油の使用が可能であるため、運航採算的には最も優れている。 3) 機関の寸法、重量が大であるため配置上問題が大きい。 4) 寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 1軸あたりで見ると大型タービン船そのものであり、実現性は高い。 2) タービン自体は比較的小型であるが、復水器が大きく且つ、船底近くに配置する必要があり、配置上の問題が大きい。 3) 粗悪油使用も可能であるが、燃料消費率が最も悪く、運航採算的にも問題が大きい。

表 2.4.6 E 方式

No.	システムの構成	構成の概要	運転モード
1		<p>1軸あたりガスタービン3基の組み合わせによる全電動型</p>	<p>平水：タービン1基/軸 氷海NOR：タービン2基/軸 氷海MAX：タービン3台/軸</p>
2		<p>1軸あたりガスタービン1基中速ディーゼル機関2基の組み合わせによる全電動型</p>	<p>平水：ディーゼル1基/軸 氷海NOR：ディーゼル2台/軸 氷海MAX：ディーゼル2台+タービン/軸</p>
3		<p>3軸に対し、3基の大型ガスタービンによる全電動型</p>	<p>平水：1台/3軸 氷海NOR：2台/3軸 氷海MAX：3台/3軸</p>
4		<p>1軸あたり3基の中速ディーゼル機関による全電動型</p>	<p>平水：ディーゼル1基/軸 氷海NOR：ディーゼル2基/軸 氷海MAX：全基</p>
5		<p>1軸あたり2基のガスタービンによる電動型と中速ディーゼル機関直結推進方式の組み合わせ</p>	<p>平水：ディーゼル/軸 氷海NOR：ディーゼル+タービン1基/軸 氷海MAX：全基</p>
6		<p>1軸あたり2基の中速ディーゼル機関による電動型とガスタービン直結推進型の組み合わせ</p>	<p>平水：ディーゼル1基/軸 氷海NOR：ディーゼル2基/軸 氷海MAX：全基</p>

特	徴
	<ul style="list-style-type: none"> 1) ガスタービンによる発電プラントは陸に於て進んでおり、航空機タービンの船用転用の実績もあり、その技術の応用で実現性はある。 2) ガスタービンの燃料消費率は比較的悪く、且つ、航空機転用型タービンは軽油、灯油を使用するため運航採算的には悪い。 3) 保守作業が少ない。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 平水および氷海NORまでを中速ディーゼルで賄うため、運航採算的には優れているが、保守、管理上の問題が多い。 2) ガスタービン、ディーゼルともすでに実績あるが、発電機としての組み合わせ上回転数の制御等に問題が残る。 3) ディーゼル機関に寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 大型タービンの船用への転用は進んでいない。 2) 重油の使用が可能であるため、1.に比べ運航採算的には改善される。 3) 保守作業が少ない。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 類似の実績多く、現在の技術が比較的容易に流用可能である。 2) 多気筒トランクピストン型機関であるため、保守、管理上の問題が多い。 3) 燃料消費の点からは最も優れている。 4) 寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 1.と4.の欠点を補うものであるが、ディーゼル直結方式と電動モータの組み合わせであるため、回転数制御等の問題が残る。 2) エンジンおよび減速機をフロアに配置するため1.~4.に比べ配置上制約が大きい。 3) 1.~4.の全電動に比べ氷海MAX時の低回転トルクに余裕がなく、場合によってはCPPの装備が必要である。 4) ディーゼル機関の寒冷対策が必要。
	<ul style="list-style-type: none"> 1) 5.と同様直結型と電気推進型の組み合わせであり、制御上の難点がある。 2) 4.程ではないがエンジンの運転時間が長く、その分保守、管理上の問題も多い。 3) 5.と同様タービンおよび減速機をフロアに配置するため、配置上の問題が大きい。 4) 1.~4.の全電動に比べ氷海MAX時の低回転トルクに余裕がなく、場合によってはCPP装備が必要である。 5) ディーゼル機関に寒冷対策が必要。

表 2.4.7 各種原動機

機 種	ガスタービン	中速ディーゼル	低速ディーゼル	蒸気タービン
最大出力 (ps/基)	50,500 *1	29,700 *2	60,480 *3	60,000ps可能 *4
原動機回転数 (rpm)	3,600	400	74	—
使用燃料油	軽油, 灯油	C 重油	C 重油 6000~7000	C 重油
燃料消費率 定格にて (g/ps・H)	165	131	121	約 200
軸回転対トルク (FPPの場合)				 減速機の強度に 左右される
将来の動向	① 陸用では大型でC重油焚き可能なものもあるが船用への転用は進んでいない。	① 燃料消費率は将来もう少し改善されよう。 ② これ以上極端な大出力化は想定しがたい。	① 燃料消費率は将来もう少し改善されよう。 ② これ以上極端な大出力化は想定しがたい。	① タービン船技術は、この10年ほどとんど変わっていないが、再熱サイクルは可能で燃費も10%程は改善される。
① * 1 次に大きい機種は 29,000ps, 燃費 170g/ps・h あるいは 22,000ps 180g/ps・h 等があり 50,000ps との中間機種は無い。 * 2 次に大きい機種は本機より 3,300ps (V型2シリンダ分)を減ずることにより製造しうる。 * 3 次に大きい機種は 5,040ps (1シリンダ分)を減ずることにより製造可能。またシリンダ径を変えることにより各種の系列がある。 * 4 船用タービンの上限は定かでないが、60,000ps 程度のもは一基で必要馬力のものが製造可能。				

(4) 評価法

候補に上がった各システムを評価すべき項目には

○寸法上の制約 ○信頼性 ○製造可能性 ○経済性 ○操作性・保守性 などさまざまなものがある。

そして、経済性(燃料消費量)のようにほぼ定量的に比較可能なもの、操作性・保守性のように相対的なもの、製造可能性のように判断の難しいものがあり、評価項目の取扱いは複雑である。

機関ワーキング・グループではそれらを整理統合して10項目とし、それぞれの重要性についてウェイト付けを行った。

表 2.4.8 及び表 2.4.9 の①欄が評価項目、②欄の配分点がウェイト付けの結果である。

与えられた機関室スペースに収めること、及び商船として運航採算の良いこと、は重要な要素であるので評価項目 No. (1, 2), No. 7 に 20 点を配分し、逆に No. 6 の低負荷運転の適応性, No. 8 寒冷対策については運転上の配慮, 多少の設備追加によりカバーできる問題なので 5 点を配分した。その他の項目については各 10 点とし同一の取扱いをした。

表 2.4.8 E方式主推進システム評価

評価項目		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	①	②
評価項目	配分点	機関(Cb)変更の適合率	水垂直一軸心位置	機関、電、気部材料費	現在の技術、設備での可能性	ラミング性能 (前後進切換、加速性)	低負荷運転の適応性	燃料費用	寒冷対策の要否	プラットフォームの複雑さ	メンテナンスの容易さ	合計評価点	順位
		20	10	10	10	10	5	20	5	10	10		
③ 主推進システムの 組合わせ		◎			◎	◎	◎		◎	◎	◎	100	
1	◎ 3-ガスタービン/軸全電動 ◎ FPP	◎	18	3	8	10	5	5	4	10	9	72	2
2	◎ 2-中速ディーゼル+1-ガスタービン/軸全電動 ◎ FPP	○	17	△	7	△	△	△	3	7	5	72	2
3	△ 3-大型ガスタービン/3軸共通全電動 ◎ FPP	△	17	3	6	○	4	6	○	○	8	66	4
4	◎ 3-中速ディーゼル/軸全電動 ◎ CPP or FPP		16	◎	8	8	3	◎	2	△	3	75	1
5	◎ 1-中速D直結+2-ガスタービン電動/軸 ◎ CPP or FPP		6	△	5	5	4	11	△	3	5	49	6
6	◎ 1-ガスタービン直結+2-中速D電動/軸 ◎ CPP or FPP		6	○	△	6	○	○	3	3	4	54	5

注 評価点欄内の◎, ○, △印はそれぞれの評価項目内での1, 2, 3, 位を示す。
同点の場合は素点で小数以下1桁までで於けるm単位によった。

表2.4.9 D方式主推進システム評価

評価項目	評価項目別										⑩ 合計評価点	⑪ 順位	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
④ 評価項目 ⑤ 配分点 ⑥ 主機関, プロペラの減速機, プロペラの組み合わせ	機船型 (Cb) 室変更の長さ	水垂直一軸心位置	機関部材料費	現在の技術、設備で可能	ラミニング性能 (前後進切換、加速性)	低負荷運転の適応性	燃料費用	寒冷対策の要否	プラットフォームの複雑さ	メンテナンスの容易さ			
①	○	○	◎	◎	○	○	○	△	△	○	◎	70	1
②	△	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	58	6
③	◎	◎	○	○	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	69	2
④	○	○	○	△	△	△	△	△	△	△	△	63	3
⑤	○	○	△	○	○	○	○	○	○	○	○	57	7
⑥	○	○	△	△	△	△	△	△	△	△	△	60	4
⑦	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	59	5

注 ◎, ○, △印については表2.4.8参照

(5) 主機システムの決定

(4)で述べた評価項目に対し各委員がそれぞれ行った評価を合計して総合点を出し、100点満点に換算しなおした結果を表2.4.8及び表2.4.9の①欄に、またその順位を②欄に示す。

(a) E方式

表2.4.8の結果を基にして、さらにE方式では二重底上には推進モータのみのスペースしか無く原動機はより上のデッキに搭載せざるを得ないことに対する荷重及び振動起振力を検討しどの候補機種についても搭載可能と判断した。

また過トルク特性についてはE方式とすれば原動機側に過トルクの発生能力を必要としないと考えた。

以上より中速ディーゼル駆動発電機方式を選定した。

(b) D方式

表2.4.9に示すように中速ディーゼル方式が最も高い評価となり、わずか1点の差でガスタービン方式が2位となった。この結果を基に討論を行い、ガスタービンは多くの評価項目で利点はあるものの燃料費用の高さがいかんともし難いので、中速ギヤードディーゼル2機/1軸をD方式として選定した。

参考までに各評価項目毎に一位の得点に◎印を付し、2位に○印、3位に△印をつけてある。プラントに要求される評価のウエイト付が異なる場合には配分点を変えることによって、これら◎、○、△印の多い他のプラントが浮上して来ることがあり得る。

2.4.3 推進装置の構成

(1) E方式

(a) 特性

E方式のトルク特性は図2.4.1の通りとする。

- 最大トルクはボラード時トルク比50%増。
- 超過トルク耐量は150%トルク；1分間、ストール；30秒とする。

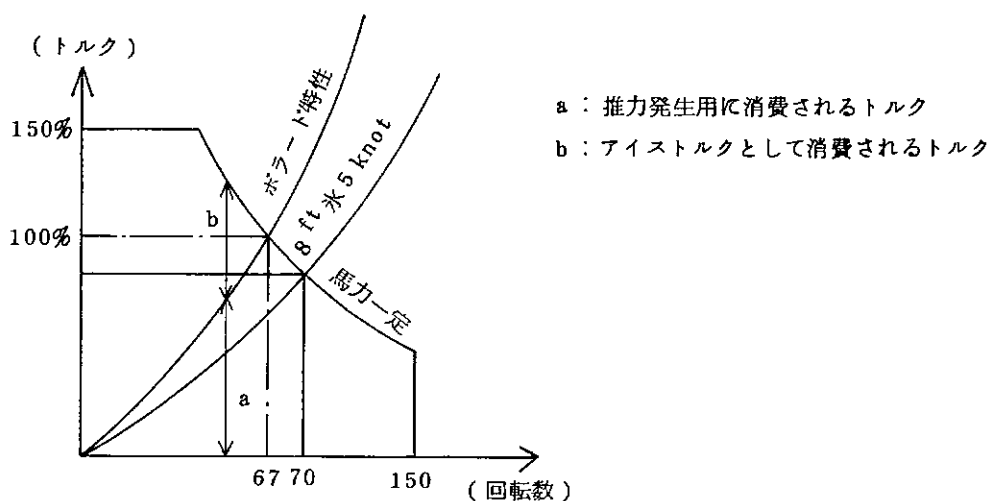


図2.4.1 E方式のトルク特性

(b) 機種

E方式としては、大別して①DC-DC方式 ②AC-R-DC方式 ③AC-サイリスターDC方式

④ AC-サイクロコンバーター-AC方式の4種類が考えられる。

実績的には①又は②方式が優位である。しかし本ワーキング・グループで検討している砕氷タンカは60,000ps/軸(3軸船)と非常に大きく、従来の実績をそのまま採否評価の対象に含めること自体困難である。

まずDC電動機は製作能力上、この様な大出力のものを現在製作することは困難である。従ってDC電動機を採用する①、②又は③方式は削除せざるを得ず、本ワーキング・グループでは④方式を採用することとした。

(c) 推進発電機の台数及び形式

本船の推進に必要な出力は60,000ps/軸(合計180,000ps/3軸)と非常に大きい。電気推進の場合、更に電気関係効率を考えると、1軸当り約67,000ps 推進発電機を装備する必要がある。

i) 推進発電機用原動機

現在における、中速ディーゼル機関の1シリンダ当り最大出力はSEMT-PIELSTICK PC4-2型の1650psであり、この機関を採用した場合、14PC4-2型(23,100ps/基)が1軸当り3基必要となる。

従って、原動機としてはSEMT-PIELSTICK 14PC4-2型を9基採用することとする。

本機の主要目を表2.4.10に示す。

ii) 推進発電機

推進発電機は通常の交流発電機を採用する。但し容量が大きいことより水冷方式とする。

iii) 推進電動機

推進電動機の台数を1軸当り1台にするか2台にするか、又推進電動機を誘導電動機とするか同期電動機とするかは意見の分かれる所である。

いずれを採用しても優劣に差はなく又後で変更しても船の計画に根本的に影響をあたえる程のものではないので、本ワーキング・グループでは1軸2台案で同期電動方式を一例として検討することとした。

(d) 使用モード

本船の推進出力は大きく①180,000ps(8ft氷at5kt)、②100,000ps(6ft氷at5kt)③45,000ps(Open Water 15kt)の3ケースに分けられる。

①の場合は推進電動機×2台/軸(計6台)、推進発電機×3台/軸(計9台)で運航される。②の場合は推進電動機×2台/軸(計6台)、推進発電機×2台/軸(計6台)で運転される。推進発電機は計5台運転すれば、出力的には十分であるが、使い勝手を考えて計6台運転とした。③の場合は推進電動機×1台/軸(計3台)、推進発電機×1台/軸(計3台)で運転される。

(e) 結線図

推進発電機-サイクロコンバーター-推進電動機間の結線図を参考までに図2.4.2に示す。

E方式の場合、船の停止時におけるプロペラ水車効果によるバックパワーが問題となるが、バックパワーは電氣的に遮断することで原動機側には特に問題をおきない様にした。

注) E方式の電気関係については富士電機㈱の協力により検討を行った。

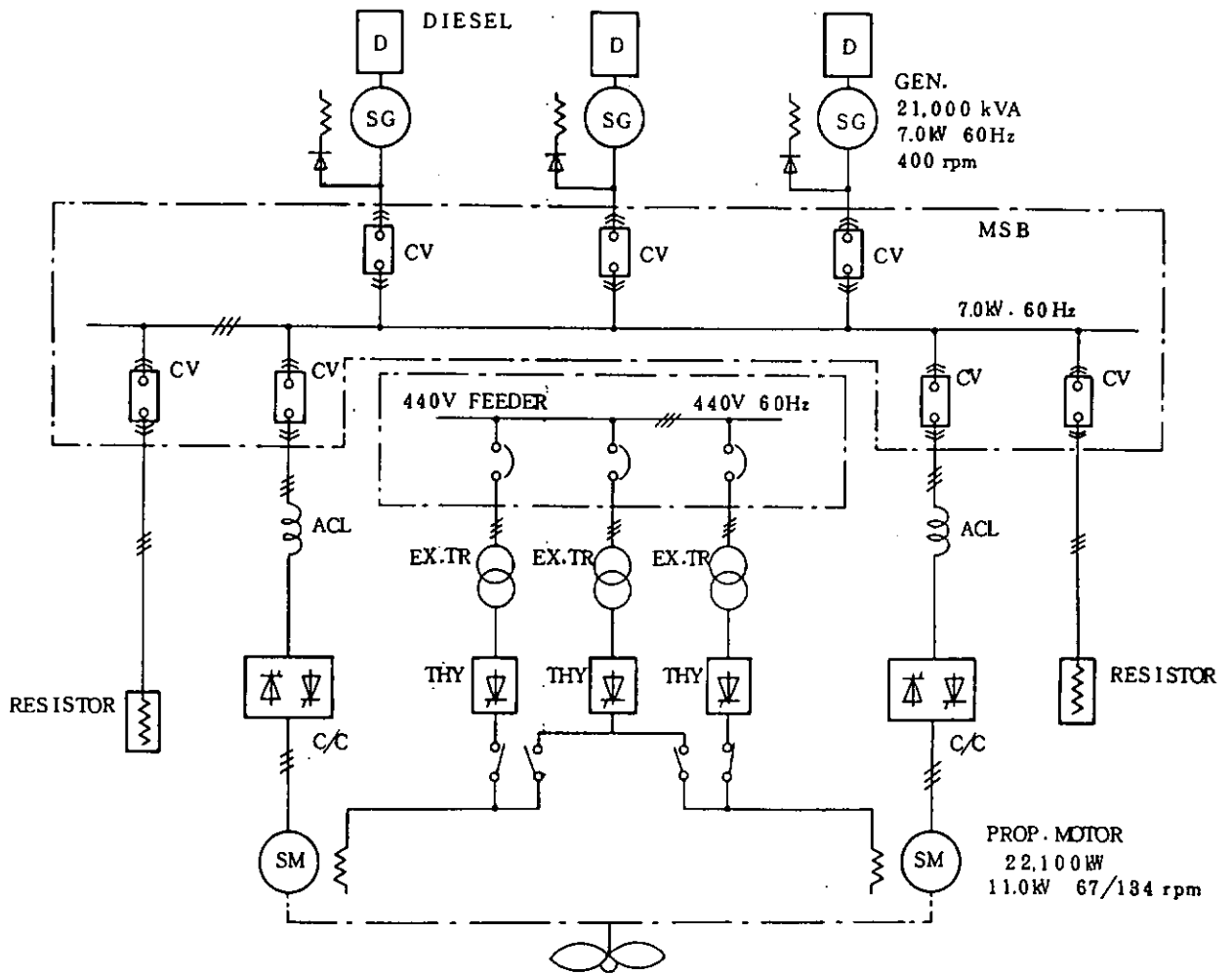


図 2.4.2 砕氷タンカ用電気推進装置単線系統図（推電 2 台／軸案） 1 軸分

(2) D方式

2.4.2 項の主機システムの評価で最も経済性に優れたシステムとして選定された中速ディーゼル機関 2 基 1 軸，CPP 直結方式について検討を行った。

(a) 特 性

D方式のトルク特性は，E方式の様に低回転域で定格トルクを超える過大トルクを発生するアイストトルク特性をもたせることは出来ないが，原動機を定格回転に保って CPP の翼角を調整することで低推力域においても原動機の定格（最大トルク）を発生させることが可能であり，一定トルク特性となる。（図 2.4.3 参照）

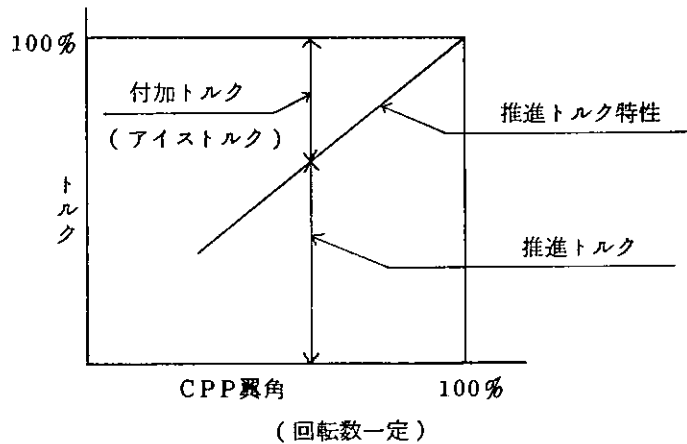


図 2.4.3 D方式のトルク特性

(b) 原動機を選定

現有の最大出力の中速ディーゼル機関は、SEMT-PIELSTICK, 18PC4-2V(29,700 BHP)であり、D方式において、2基1軸×3軸とした場合の合計最大出力は、178,200 BHP(減速機出力端176,400ps)となり、表2.4.3の設計条件に対してわずか不足する。1基当りのシリンダ数を減らし、各軸の機関台数を増やすことによって設計条件を満たすことも可能であるが、機関室配置が成立しなくなる(非現実的な機関室長さが必要)ため、18PC4-2Vを採用した。本機関の主要目を表2.4.10に示す。

(c) 運転モード

推進装置の運転モードについては、氷海中および開水中の各運航状態における所要出力は、すべて3軸等出力で運転するものとし、2基1軸の主機システムとしては、部分負荷時の燃料消費量を少なくするため推進装置合計出力の50%までは1基1軸運転とし、50%~100%出力では2基1軸運転を行うものとした。

(d) 減速機

減速機は、入力軸2、出力軸1、所要減速比(約5.7)及び機関室配置等の諸要求条件を考慮して、平行歯車型1段減速歯車装置とし、機関部概略計画のための試設計を行い外形寸法、重量、補機要目、軸系アライメント検討用データ等を作製した。

減速歯車の試設計は、現有の歯車製造設備で製造が可能なものとする事、また歯車設計トルクはASPPR(ARCTIC CLASS-10)の要求する付加率を加えたものとする事を条件として検討した。但し本試設計船の場合、付加率は深く水没するプロペラの条項が適用されるので歯車設計トルクは、機関が発生する最大トルクの150%を入力軸トルクとした。

歯車の強度は、上記のトルクに対してNKの許容値を満足するものとした。また、機関室配置に対しては据付面積の極小化、推進装置の水平据付(軸系縦レーキなし)を可能とする様考慮した。

主推力軸受は大出力、大推力であることを考慮して減速機と別置きのミッチェル型推力軸受とし、設計推力荷重は十分余裕のあるものとした。

ディーゼル機関と減速機の間にはディーゼル機関の過トルク防止とディーゼル機関のトルク変動に対する歯車の保護のため、嵌脱クラッチは弾性継手を装備した。

同継手の伝達トルクは歯車設計トルクと同様に機関の発生する最大トルクの150%以上の定格トルクを有するもの、また嵌脱クラッチは遠隔及び自動嵌脱が出来る形式とし、これらの仕様を満足する継手を現在の資料より選定した。

表 2.4.10 主機要目表

			E 方式	D 方式
型 式			SEMT-PIELSTICK PC4-2型	
呼 称			4 サイクル単動排気ターボ過給機付トランクピストン型ディーゼル機関	
シリンダ配列および数			V型, 18	V型, 14
シリンダ径 × 行程		mm	570 × 620	
船 用 特 性	連 統 最 大 出 力	機 関 出 力	PS	29700
			KW	21840
		毎 分 回 転 数	rpm	400
		平 均 ピ ス ト ン 速 度	m/s	8.27
		正 味 平 均 有 効 圧 力	kg/cm ²	23.5
	常 用 出 力	機 関 出 力	PS	26730
			KW	19650
		毎 分 回 転 数	rpm	386
		平 均 ピ ス ト ン 速 度	m/s	7.98
		正 味 平 均 有 効 圧 力	kg/cm ²	21.9
発 電 機 特 性	60 サ イ ク ル	発 電 機 端 出 力	KW	16570
		機 関 出 力	PS	23100
		毎 分 回 転 数	rpm	400
		平 均 ピ ス ト ン 速 度	m/s	8.27
		正 味 平 均 有 効 圧 力	kg/cm ²	23.5
過 負 荷 率			10% (1時間)	
始 動 方 式			圧縮空気	
燃 焼 方 式			直接噴射方式	
調 速 方 式			調速機制御	
潤 滑 方 式			強制潤滑	
冷 却 方 式	シ リ ン ダ		清水	
	燃 料 噴 射 弁		清水	
	過 給 機		清水	
	ピ ス ト ン		潤滑油	
	空 気 冷 却 器		海水	
過 給 方 式			排気ターボ過給 (空気冷却器付)	
使 用 燃 料 油			重油	

減速機の計画条件を表 2.4.11 に、主要目を表 2.4.12 に示す。

表 2.4.11 減速機設計条件

項 目	計 画 条 件
適 用 規 則	NK, ASPPR ARCTIC CLASS-10
入 力 軸 数	2
入力軸最大出力	29,700ps (連続最大出力時)
入力軸回転数	400rpm (同上)
入力軸軸芯距離	最小 5,500mm
出 力 軸 数	1
出力軸回転数	70rpm
歯車設計トルク	入力軸最大トルクの150%
プロペラ最大推力	468 Ton (ボラード推力)
弾性継手伝達トルク	入力軸最大トルクの150%
嵌脱クラッチ	遠隔/自動嵌脱

表 2.4.12 減速機主要目表

項 目	要 目	
型 式	平行歯車型1段減速歯車	
	小 歯 車	大 歯 車
計画入力軸出力	29,700ps × 1.5	
回 転 数	400rpm	70rpm
歯 数	52	297
ピ ッ チ 円 径	968.48mm	5,531.52mm
モ ジ ュ ー ル	16	
圧 力 角	20°	
ネ ジ レ 角	30°-47'-128"	
歯 巾	2×1100mm+160mm	
材 料	3% Cr.Mo鋼	SNCM 439
硬 度	HB600	HB300
熱 処 理	窒 化	調 質
仕 上 方 法	シェーピング	
歯推力軸受推力	468 Ton	
" 面 圧	24 kg/cm ²	
継 手 型 式	嵌脱クラッチ付高弾性継手 (KAE-520N)	
" 定 格 ト ル ク	88,800kg-m	
" 最 大 ト ル ク	266,400kg-m (瞬時)	
クラッチ嵌脱操作	圧縮空気	
損 失 動 力	580 ps (約1%)	
合 計 出 力	58,800 ps	
合 計 重 量	410 Ton	

2.4.4 軸系

(1) 設計条件

両方式とも基本的強度設計条件は

軸出力(一軸当り) 60,000 SHP × 70 RPM
ASPPR "ARCTIC CLASS 10"

であり、同時に氷との干渉を考慮して150%トルクに耐え得ることである。

しかしながら、一般的に砕氷船に採用されているPyramid strength theoryに従ったため、最終的には強度の設計条件として、翼が破断する荷重状態となっている。これは上記の条件を強度的に上まっている。

本船の軸系の規模は今までの経験の範囲を越えているため、その他の詳細設計条件についてはワーキング・グループ参加造船7社に対してアンケートを求めた。その結果はかなりのバラツキを示したが、調整の上以後の試設計の基とした。

(2) 軸系配置

軸系配置は一般商船とかわらない。

プロペラ、プロペラ軸とも、かつてない重量のためプロペラ前後に軸受が必要であろうとの意見があった。従来どおりプロペラ前部の軸受(船尾管船尾側軸受)にてオーバーハングの形で支えた場合での軸受の公称面圧は今までの実績値を越えているが、可能な範囲にあるとの判断及びウィング軸系には舵がなく、軸受を配する適当な場所がなく、且つ前後軸受を設けることは船尾船型への影響が非常に大きいことを考慮して、従来どおりプロペラをオーバーハングで支え、且つジャーナル軸受の船尾管軸受とした。中間軸受は、船体変形の影響を受けにくいよう可能な限り数を少なくし、軸系アライメント計算に基づき配置した。

なお、スペース上の制限及びプロペラ取付部の構造を考慮してプロペラ軸は船尾抜きとした。

(3) 軸の強度

(a) 軸の径

軸に伝わる最大荷重は、翼破断の時としたが、翼と荷重の方向によってその大きさは変化する。

E、D両方式とも、翼の破断が生じない場合には翼取付ボルトが破断するというように、軸に伝わる荷重の大きさを限定的にすることが可能である。現在氷との干渉による荷重の大きさが正確に把握できないとは云え過大な評価は必要以上の軸径の増大になること、又、ASPPR ARCTIC CLASS 10に従った軸の径よりも、大きい径を与えることから軸の径は翼に垂直に破断荷重がかかる時とした。

ASPPRでは、プロペラ軸径は約1,150mm、中間軸径は約980mm(いずれも中実)となるが、前記の翼破断時、プロペラ軸表面応力が降伏応力になるのは、E、D両方式(F.P.P. & C.P.P.)とも約1,380mmであり、実際の降伏を考慮して、表面応力が前記の約1.5倍で降伏するとすると、約1,200mmとなる。

ここでは、軸受性能を評価する一つの目安としての公称面圧を下げるため、中空軸とすることとし、安全側を採用しプロペラ軸径は1,450mmとした。中間軸径は振動との関連から決定されるものとして特定せず1,000mm以上とした。

(b) 軸材料

軸の使用環境を考えると、低温に対する軸材そのものへの配慮はあまり必要ないと思われるが、ASPPRの規定値を満足するSF50相当材をプロペラ軸に採用した。

(4) 軸受

(a) 船尾管軸受

実績から判断すると、かなり厳しい条件下になるが、先にのべたようにプロペラ前後軸受を設ける

適当なスペースがないこと、又想定許容最大面圧（ 8 kg/cm^2 ）以下であることから従来どおりオーバーハングの形で船尾管軸受を考えた。軸受型式については、実績、耐衝撃及び据付けスペースの点からジャーナルタイプとした。軸受材については、その潤滑方法とともに意見は、フェノール樹脂材と海水、ホワイトメタルと油潤滑とにわかれたが、ホワイトの実績の示す有効性をもって油潤滑とした。

(b) 中間軸受

アライメント計算からも特に厳しい条件下にはならぬため、ホワイト材ジャーナル型軸受とした。

(5) シール装置

海水温度が -2°C 止りであること及び本船のプロペラ没水度が深いことから特別の配慮は不要と考えた。

(6) 軸系アライメント

(a) 検討条件

E方式及び、D方式について下記条件のもと、各プロペラ軸径に対しアライメントの検討を行った。アライメントの検討では、各支点を単純支持とし線形計画法を用いて、船尾管船尾側軸受荷重を最少にする軸受高さを求めた。計算にあたって設定した条件の内主なものは、次の通りである。

船尾管船尾側軸受幅	2 D
同 上 公称面圧	$\leq 8 \text{ kg/cm}^2$
推進モーター軸受公称面圧（圧力給油）	$\leq 7.0 \text{ kg/cm}^2$

プロペラ軸径は $1,200 \sim 1,500 \text{ mm}$ の間で9ケース、中間軸径は $1,000 \sim 1,200 \text{ mm}$ の間で3ケース選択し、上記のプロペラ軸、中間軸の組合せでE方式については10ケース、D方式については14ケース検討した。E、D方式の例を図2.4.4～5に示す。

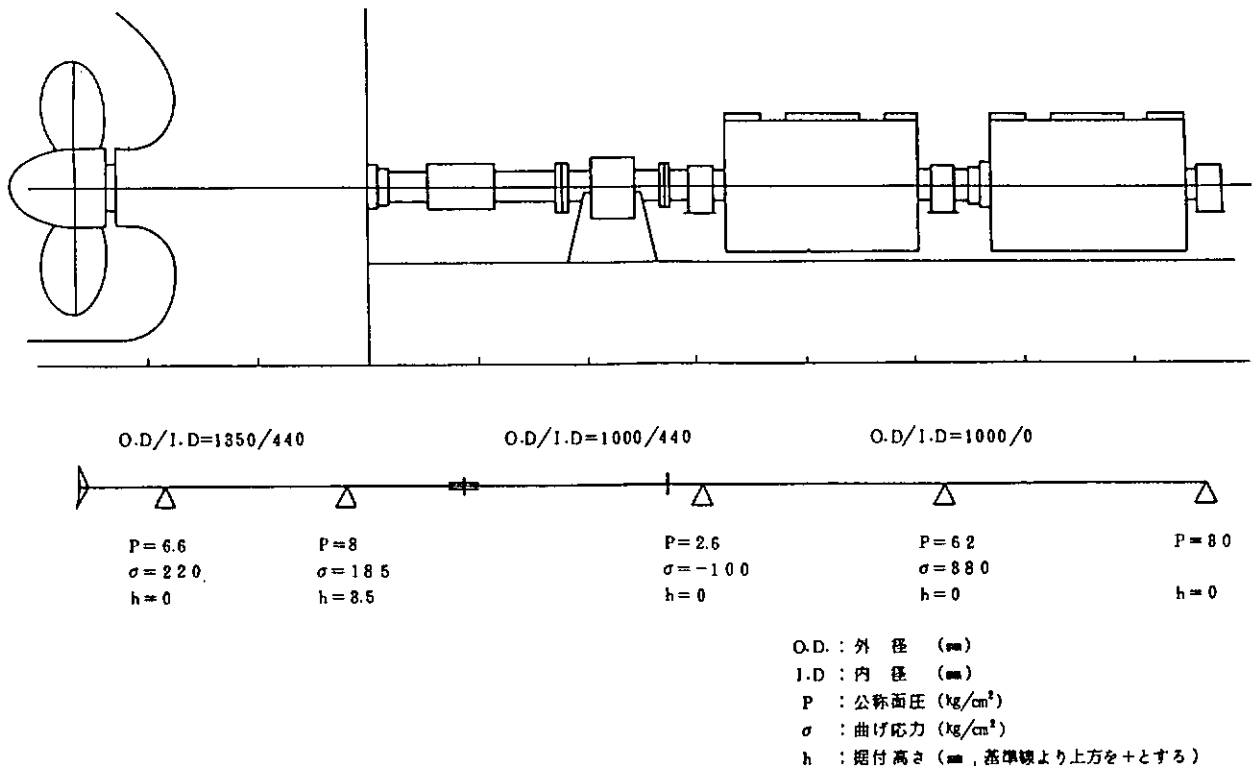


図2.4.4 E方式 センター軸系

(b) E方式の場合

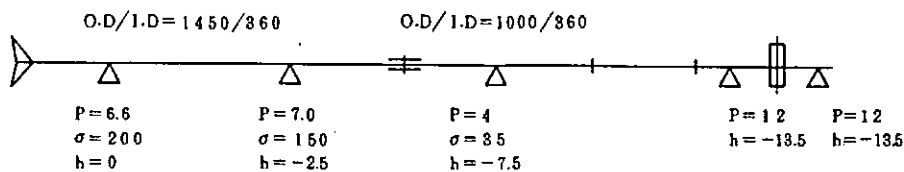
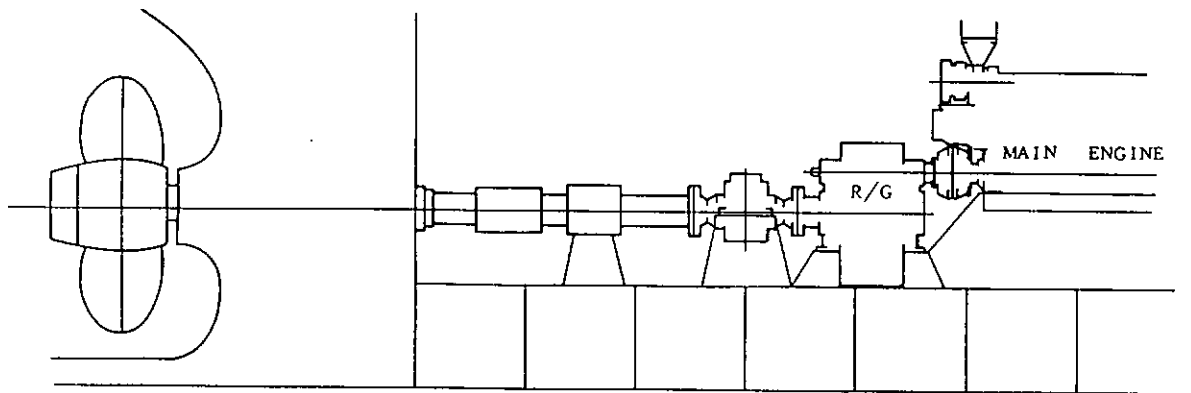
(i) 船尾管軸受

船尾管軸受，中間軸受の面圧はD方式と同様に，すべてのケースにおいて前述の面圧以下に納めることができる。プロペラ（F.P.P.）が軽い分だけ，D方式に比較し，船尾管軸受の面圧は小さく，船首尾ともに約 7 kg/cm^2 （公称面圧）であり，プロペラ軸の径の変化に影響されない。従ってプロペラ軸径を大きくし（ 1450 mm ）片当りを軽減することにより，約 7 kg/cm^2 は実績の範囲を越えているが可能であるとした。

(ii) 推進モーターロータ軸受

D方式と異なる点は，ロータ軸受である。非常に重い2つのロータを3つの軸受で受けているため中間の軸受の面圧は前後の軸受面圧の約2倍であり約 60 kg/cm^2 である。これを軽減していくとこの位置の軸の曲げ応力が増加していく。中間の軸受面圧約 60 kg/cm^2 は曲げ応力を約 400 kg/cm^2 におさえた場合であり，材料強度から 400 kg/cm^2 を限度とした。なおロータ軸受は，プロペラからの外乱の影響が少ないこと，面圧の面から静圧軸受を考慮し，給油圧力は 200 kg/cm^2 以上とした。

(c) D方式の場合



O.D ; 外径 (mm)
 I.D ; 内径 (mm)
 P ; 公称面圧 (kg/cm^2)
 σ ; 曲げ応力 (kg/cm^2)
 h ; 据付高さ (mm) (基準線より上方を+とする)
 (各軸受位置での値を示す)

図 2.4.5 D方式 センター軸系

(i) 船尾管軸受

どのケースに於ても，船尾管船首側軸受面圧は限度の 7 kg/cm^2 となり，船尾側は $6.5 \sim 8 \text{ kg/cm}^2$ の範囲となっている。

中間軸受の増加は何ら面圧の軽減に寄与しない。

(ii) その他

E方式と異なり、軸の曲げ応力は船尾管船尾軸受船尾端がどのケースも最大であり、それは250 kg/cm²である。

(7) 振動

現試設計段階では、有意な検討結果を得るための軸系及び船体構造に関するデータがないため、検討は行っていない。E、D両方式ともにセンターとウィングで軸長さが異なり、且つ、氷海域、開水域と運航パターンが多様であるので、それらと共振点との重りがないよう、詳細設計段階に於ては十分な配慮と検討が必要である。

2.4.5 プロペラ

(1) 共通の設計思想

プロペラは固定ピッチプロペラ(FPP)、可変ピッチプロペラ(CPP)とも20万トンタンカーの機関室軸系装置が検討できる程度の概略設計を行った。翼断面形状の詳細、FPP組立翼の取付部、CPPの油圧システム、制御システム等については、実機設計時に更に検討が必要である。

翼の材質は、北欧・ソ連の砕氷船ではステンレスが、カナダではニッケルアルミブロンズが主に使用されている。ステンレスの降伏点の高さ及び、ブロンズの耐蝕性、鋳造性の良さが夫々採用の理由になっているが、いずれも実績があり、現在のところ優劣の判断は下し難い。ここではFPPはステンレス、CPPはニッケルアルミブロンズとして試設計した。

アイストルクについてはボラードブルトルクの150%程度とした。

(2) FPP

a) 材質

ステンレスには各種のものがあり、抗張力80 kg/cm²級のものも使われているが、本船のような大型の鋳物では鋳造性、大型化による強度の低下などが考えられるので、低めに設定し、外国船級協会規則にあるステンレス鋼の抗張力52 kg/cm²とした。

b) 翼断面

最終的にはキャビテーション試験等により決定すべきものであるが、ここでは一般商船に広く使われているエアロfoil型とした。

c) 翼輪郭

組立式プロペラとして翼根部が収まり易いようCPPに近い型を採用した。

d) 展開面積比

砕氷船プロペラの基準として一般に使われている判定式に従い0.625とした。

e) ボス比

羽根の植付け及び従来の砕氷船用プロペラの実績を考慮して0.3とした。

f) 羽根厚さ

ASPPR CLASS 10を満足するように決定した。

g) 軸との取合

砕氷船の実績に従い、フランジ式とした。

h) 主要目

直 径	10.00 m	翼 数	4
ピッチ比	0.800	材 質	ステンレス鋼
展開面積比	0.625	重 量	約176 Ton
ボス比	0.300		

(3) CPP

a) 材質

プロペラ翼及びボスの材質として、ここでは大きさ、形状を考慮し製造性に優れたニッケルアルミ

ブロンズを一例として選定した。

b) 翼断面

一般商船に使われているエアロfoil型とした。

c) 翼輪郭

通常、可変ピッチプロペラに採用している設計手法により各半径断面における翼弦長及び分布を算出し翼輪郭を選定した。

d) 展開面積比

プロペラ翼面上の圧力分布を計算し、キャビテーション・マージンを考慮して選定した。

e) プロペラ・ボス

プロペラ・ボス径の選定にあたっては、プロペラ翼が氷から受ける荷重に対し強度的に充分なるよう考慮した。これは過去の実績、経験にもとづいた計算方式により算出したものである。また必要な変節機構を内蔵可能なるよう長さ方向の寸法を選定した。

f) 羽根厚さ

ASPPR CLASS 10 を満足し、かつ過去の実績、経験にもとづいた計算方式により余裕を考慮し選定した。

g) 関連補機

プロペラ変節用油圧ポンプの計画ベースとなる変節時間については、種々議論の有るところではあるが、ここでは一例として、全速前進から全速後進へのピッチ変更に必要な時間を約60秒と設定し、ポンプ要目を選定した。

プロペラ主要目

直 径	: 10 m	翼 数	: 4
ピ ッ チ 比	: 0.800 (氷海時)	材 質	: ニッケルアルミブロンズ
展開面積比	: 0.540	重 量	: 約200 Ton
ボ ス 比	: 0.35	一翼重量	: 約20 Ton

2.4.6 蒸気発生装置

(1) 共通の設計思想

一般商船用と同様に排ガスエコノマイザ及び補助ボイラより構成することとした。一般商船用と相違する点は、氷海航行時の周囲温度条件が非常に低いため、体格が大きくなることである。

(a) 前提条件

設計するに当たり、下記の前提条件を考慮した。

(i) 排エコターボ発電機の装備は考えない。

省燃費対策として有効であり、余剰蒸気の処理法の1つとなり、1,000kw程度のターボ発電機は装備可能であるが、氷海航行時の主機負荷変動の影響を受けやすく、排エコの構造やプラントが複雑となるので、この概略設計では考えないこととした。

(ii) 主機使用燃料油は600 cst at 50℃のC重油及び発電機エンジンは600 cst at 50℃のC重油とA重油のブレンドとする。

燃料費の節減は砕氷油タンカといえども当然要求される項目である。氷海航行を考慮すると流動性の良いA重油が好ましいが、十分な加熱保護対策を行えば可能とした。

(iii) 外気及び海水温度

表2.4.13の様に設定した。尚、氷海常用時の外気温度は、バラスト常用出力時の必要蒸気を非常識でない程度の大きな体格の排エコからの蒸気のみで賄い得る限度が-15℃である所から、これをもって計画ベースとし、-15℃より寒冷な状態では補助ボイラの追焚き併用で良いとした。

(c)(i)参照)

表 2.4.13 蒸気発生装置計画用周囲条件

条 件	開 水	氷 海	
		常 用	最 低
外 気	2℃	-15℃	-55℃
海 水	5℃	-2℃	-2℃
機 関 室	20℃	2℃	2℃

(ⅳ) 排ガスエコノマイザを全てのエンジンに装備する。

推進用原動機の運転方法は氷海中はE方式の場合は、3軸9基等出力、D方式の場合は3軸6基等出力とし、開水中は、両方式とも3軸3基等出力であることから、氷海中の合計蒸気量を出来るだけ大きくすること、開水中いずれの主機を使用した場合でも、排エコ使用可能であることを考慮し、各エンジンに装備する。

(b) 必要蒸気量

氷海での最大出力時、氷海常用出力時、開水常用出力時の満載、バラスト各状態、氷海での積荷及び開水での揚荷状態における必要蒸気量を算出した。砕氷油タンカ特有の項目は、バラストタンク、貨油タンクの加熱、機関室の加熱及び居住区の暖房等の寒冷対策、主機吸気の加熱があげられる。

(c) 設計点

(i) 排ガスエコノマイザ

省エネの観点から、最大級の伝熱面積とすることで次の様に設定した。

運航状態 バラスト

主機出力 氷海常用(3軸合計軸出力:100,000ps)

外気及び海水温度 表2.4.13 氷海常用

(ii) 補助ボイラ

氷海航行時の排エコの不足蒸気量及び、積荷時の必要蒸気量の最大必要量を1缶で賄い、1缶は予備とし、合計2缶装備する。開水揚荷時の必要量が最大となるが、この時は2缶使用し予備なしとする。

(d) 余剰蒸気及び不足蒸気対策

(i) 余剰蒸気対策

排エコを(c)の条件で設計すると、主として下記状態で余剰蒸気が発生する。

開水常用時(満載/バラスト)、氷海最大時(満載/バラスト)、氷海常用時(満載、外気温度が-15℃以上)

特に氷海最大、満載時、外気温度-15℃以上で最大となり、余剰蒸気量は約50Ton/H(ガス量で約100Ton/H)である。余剰蒸気対策として下記を検討した。

(イ) 排ガスバイパス法

(ロ) 蒸気管を1部シャットし、発生蒸気量を制御する方法

(ハ) ダンプ用復水器または貨油ポンプタービン用復水器にダンプさせる方法

外形寸法、信頼性、価格等で一長一短があり、(ロ)については、排エコを上下2分割する方法があるが、詳細の検討を要するので、今回は実績の多い(イ)と貨油ポンプタービン用復水器にダンプさせる(ハ)を採用した。

(ii) 不足蒸気対策

補助ボイラにて追焚きする。

(2) E方式の場合

前章で述べたように排エコ及び補助ボイラより構成する。

(i) 排エコ

(イ) 形式は強制循環スパイラルフィン付単段圧力式 ($7 \text{ kg/cm}^2 \times \text{飽和温度}$) とし、発生蒸気量を出
来るだけ大きくするために給水予熱部付とする。主機排ガス条件は外気直接吸入時の値とする。ま
た氷海航行を考慮して、耐振性を有する構造とする。

(ロ) 汽水分離ドラムは、発生蒸気量が大きいので専用別置とし、各推進軸毎に1缶装備する。本方式
の場合、主機3基に対し1缶となる。

(ハ) 蒸気量は各基同一容量とし、氷海常用バラスト時、補助ボイラの追焚き無しで運航可能となるよ
う、最大級の伝熱面積を持たせる。その場合の氷海常用時の主機吸入外気温度は大略 (-) 15°C に
相当する。氷海最大時の主機の可能吸入空気は同じく (-) 15°C なので、外気温度がそれ以下の場
合は、蒸気にて吸入空気を加熱する。

(ニ) 冬期の開水常用時の吸入外気温度は (+) 15°C とする。

(ii) 補助ボイラ

形式は実績が多い重油焚き2胴水管式とし、蒸気条件は $16 \text{ kg/cm}^2 \times \text{飽和温度}$ とする。設計点、
缶数は(c)(ii)による。

(3) D方式の場合

排エコ及び補助ボイラはE方式と同様の考え方をする。従って排エコの汽水分離ドラムは原動機2基
に対し1缶となる。

諸要目を2.1.3に示す。

2.4.7 一般用発電装置

砕氷タンカーの一般船内電源用発電装置としては以下の方式の採用が考えられる。

(方式1) 推進用発電装置から一部分岐して給電する方式

(電気推進方式の場合のみ)

(方式2) 主機駆動発電装置(軸発)から主として給電する方式

(直結, CPP方式の場合のみ)

(方式3) 主機排ガスの熱回収によるターボ発電機から主として給電する方式

(方式4) 独立のディーゼル発電機のみで給電する方式

このうち方式1, 2, 3は方式4と比べより省エネルギー省燃費を考慮に入れた方式であると云える。しか
し、これ等の方式を本砕氷タンカーに適用しようとすると、種々の問題の発生が考えられる。これ等の問
題点を方式4の場合も含めて整理すると表2.4.14の如くとなる。

一方、省燃費効果の面では方式4に粗悪油焚きディーゼルを採用した場合と比べると、方式1及び2の
効果はそれ程大きくない。

また、方式3は本砕氷タンカーの運航条件、環境条件に未だ不確定な要素の多いことから、期待通りの
性能を充分に発揮し得るかどうかも不明である。

以上のことから、方式1, 2, 3の採用は見送り、本砕氷タンカーには最もオーソドックスな方式4を採用
することとした。

表 2.4.14 船内電源用発電装置各方式の問題点

方 式	問 題 点
(方式1) 推進用発電装置からの 分岐、給電 (E方式のみ)	1. 主機及び推進用発電機の合計出力が増大する。 2. 電気推進装置が複雑になる。 3. ディーゼル発電機も設ける必要があるので INITIAL COSTが増大する。
(方式2) 主機駆動発電装置 (軸発)からの給電 (D方式のみ)	1. 主機の合計出力が増大するが、配置上の制約からこれ以上の大出力化は難しい。 2. 主機周りに軸発を設ける必要があるが、配置上の制約から困難。 3. ディーゼル発電機とのバラランが難しい。 4. 氷海中の安定した回転数一定運転が可能か不明。 5. (方式1)の3項と同じ。
(方式3) 主機排ガス利用による ターボ発電機からの給電	1. 外気が非常に低温の場合、多量の加熱用蒸気を必要とすることから、排ガスエコマイザの発生蒸気だけでは、これを賄い切れず、補助ボイラの追焚きを要する事態も考えられる。このような事態の発生が多い場合、排ガス・ターボ発電システムのメリットは少ない。 2. 主機の負荷変動、変化に対し発電能力が変動、変化するが、これが頻繁にあるとシステムが安定しない。 3. (方式1)の3項と同じ。
(方式4) ディーゼル発電機のみ で給電	1. 省エネルギー、省燃費を考慮したとは云いにくい。 2. ディーゼル原動機の保守作業が比較的煩雑。

但し、発電機用ディーゼル機関の使用燃料としては、最近の技術レベルに合わせ 380cst at 50℃C 重油を設定している。従って、主機ディーゼル機関用燃料として 600cst at 50℃C 重油を搭載した場合は、性状が 380cst at 50℃C 重油相当の A-Cブレンド油を使用することになる。

ディーゼル発電機セットの容量と台数については次の如き電力消費モードについて必要電力を推定し、

- 氷海 航行時
- 開水 //
- 氷海出入港時
- 積荷時
- 揚荷時
- 氷海 航行+イナータガス補給時
- 純停泊時

以下の基本方針の下に決定した。

- 1) 原則として考えられる全部の電力消費モードにおいて予備機を1台以上確保する。
- 2) 氷海航行時、又は氷海出入港時にバウスラスターを使用する場合は、予備機は確保出来なくても良い。(全機で必要電力を賄うものとする。)

非常用発電機については、1台とし容量は下記の二通りの考え方の大なる方をベースに決定した。

- 1) 通常船と同様の考え方で操舵機、非常用消火ポンプ及び通信電灯関連の電力を賄い得るものとする。
- 2) 氷海非常時のサバイバルを考慮し操舵機、通信、電灯関連の電力に加え、最低限必要な暖房関連の電力を賄い得るものとする。

発電装置の要目は2.1.3に示す。

2.4.8 補 機

(1) 推進補機

(a) 一 般

特に一般商船と変わるところはない。

ただし冷却器に関連し、本船は氷海中の航行が主であり、且つ最大馬力を必要とするのは氷海中であることから海水温度27℃にて計画した。

又主機は舷外吸気とし、寒冷時最大出力でエンジンシリンダ内圧力の過上昇を防止するため給気加熱を行うこととした。

E、D方式とも、氷海最大出力を計画ベースとしたが、補機については、用途に応じてその台数がいたずらに多くならないように考慮した。

使用燃料油は600cst at 50℃ C重油とした。

(b) E方式の場合

(i) 始動空気

発電機駆動用であるため、起動が容易であることを考慮し、必要起動回数を24回/隻として空気槽容量をきめた。圧縮機は上記空気槽を最低起動圧から定格まで1時間で充填する容量とした。

(ii) 冷却水

原則的に、1軸当りに1冷却水系統(3エンジンに対して1系統)とし、冷却清水では常用、予備ポンプ各1台、冷却海水では予備1台(1船当り)とした。

冷却器は各エンジン各1基とした。

(iii) 潤滑油

エンジン、推進モータ各1基に対し常用(機付)、予備ポンプ及び冷却器を各々1基持つようにした。

(iv) 燃料油

冷却水と同様に、1軸1系統とした。

(v) 清浄機

1) 燃料油

氷海最大出力時の消費量をパラレル清浄にて常用6台で処理するように計画した。左右舷に系統を分け、予備は左右舷系統に1台づつとした。

シリーズ清浄時は、氷海最大は処理できない。

2) 潤滑油

1サンブタンクについて、1回/2hrsの清浄ができる容量とし、常用12台装備する。

何台かの清浄機が万一故障したとしても、すぐに潤滑油が劣化し、エンジンが運転不能となるとは考えられず、従って、予備の清浄機は設けていない。

(vi) タンク

燃料油サービス、セッティングタンク容量は氷海最大出力の10時間分とした左右舷に分けて配置した。

(vii) 舷外給気

氷海最大出力に対して十分な容量とし、 -15°C 以上たもてるよう加熱装置を設けた。

(c) D方式の場合

(i) 始動空気

ASPPR（非自己逆転，C.P.P.）に従い必要起動空気槽総容量は6回起動/1機当たりとした。圧縮機は上記空気槽を0から定格まで30分で充填可能な容量とした。

(ii) 冷却清水，潤滑油

各主機に対し常用ポンプ，クーラを各1台とした。予備ポンプについては，多数になるため主機2台に対し1台とした。減速機については常用，予備各1台である。

(iii) 冷却海水

ポンプ1台当りの容量が大きすぎぬよう考慮し，氷海最大出力に対し50%容量のポンプ3台を持つこととした。

(iv) その他

燃料油，清浄機，タンクについてはE方式と同様である。

(2) 一般補機

氷海商船特有の補機は特にないが，一般商船と比較して，寒冷時の対策として，加熱する部分が多い。機関室換気は，エンジンが舷外吸気になっているため，単に20回換気とした。

(3) 蒸気発生装置関連補機

氷海商船特有の補機は特に無いが，開水航行，氷海航行によって，いずれの主機を使用した場合でも排エコ使用可能であることを考慮して，排エコ関連補機は各排エコに独立に2台ずつ装備し，内1台は予備とする。補助ボイラ関連補機は最大必要蒸発量（本船の場合は開水揚荷時）2缶使用の場合，1台で供給しうる容量とし，常用1台，予備1台の計2台装備する。但し，排エコ及び補助ボイラ用給水ヒータは信頼性が高いので，排エコ用は主機1台に対し，補助ボイラ用は2缶に対し，常用1台，予備1台計2台装備する。参考として図2.4.6にD方式の場合の給水系統フローダイアグラムを示す。

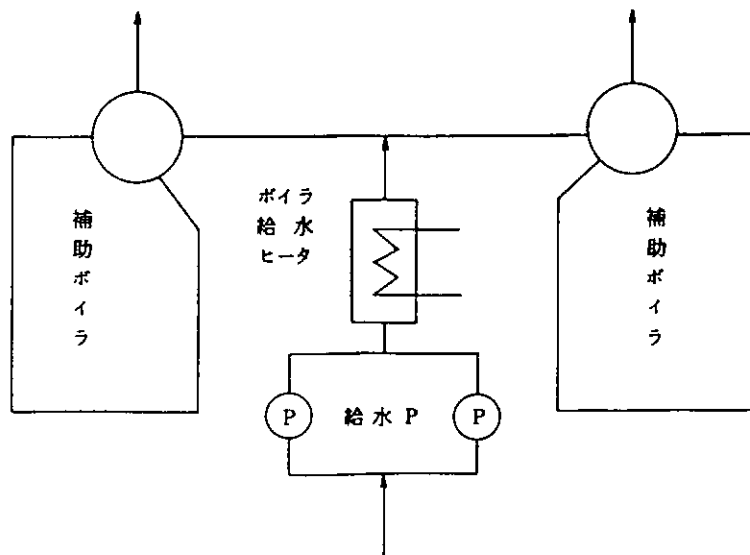
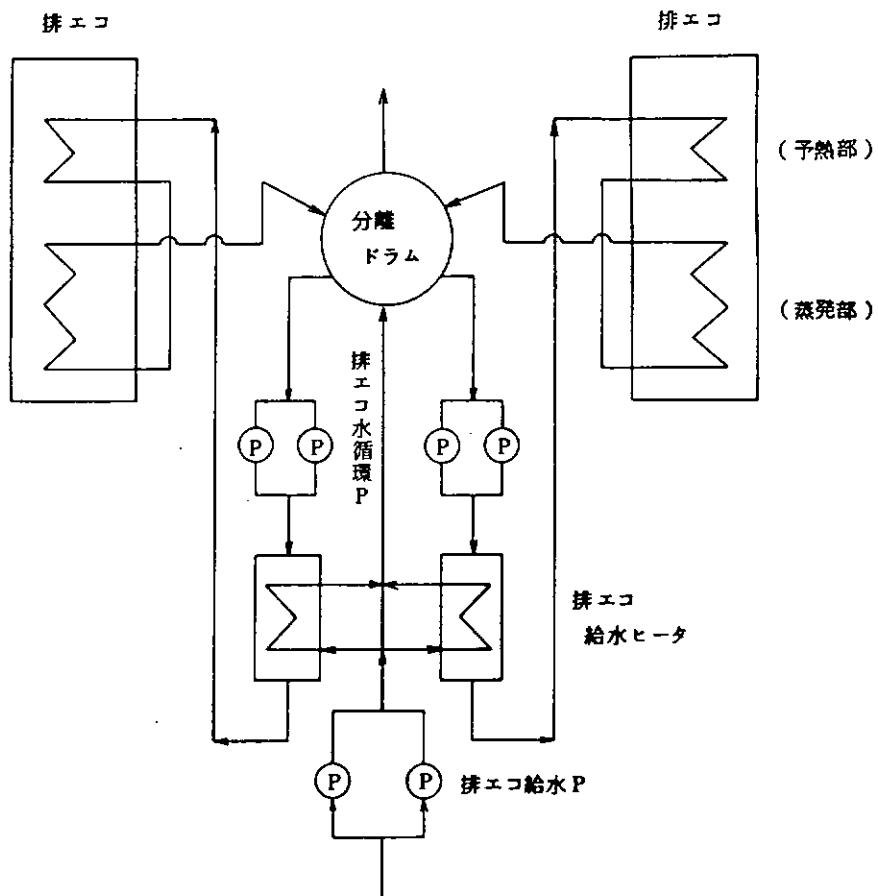


図 2.4.6 直結推進方式の場合の給水系統フローダイアグラム

2.4.9. 保守

1) 原動機

E方式、D方式いずれも多気筒の中速ディーゼル機関で構成されているため、その保守作業が問題となる。しかし、機関1台あたりについて見れば年間の稼働時間は

E方式：約 3,800 Hr

D方式：約 5,000 Hr

である。これは、燃料噴射系を約2回/年、排気弁を1回/年程度、その他は入渠時に保守作業を行えばほぼ満足できる時間である。実際には保守・整備を必要とする時期が集中し計算どおりには行えない可能性があるため次のような配慮が必要であろう。

(1) 陸上支援体制

本船上では交換のみとし、整備作業は陸上にて実施

(2) 完備予備の充実

1機関/1航海の割合で交換作業が行える程度の予備を保有する。

2.4.10. 氷海特有事項

氷海特有事項として氷海航行時に必要な寒冷対策を調査し、蒸気装置、発電装置等の主要機器および機関室配置の計画に考慮すべき点を示した。表2.4.14に、特に留意すべき項目は重要度欄に示してある。

なお、機関室温度は機関室内の清水が結氷しないよう(+) 2°C とした。

表2.4.14 主要寒冷対策

項目	方法		重要度 (○:非常に高い) (△:必要に応じて対策する)		
	内容	具体例	蒸気装置	主発電装置	機関室
空気加熱	居住区暖房容量の増加	蒸気式または電気式	○	○	
	機関室にスチームラジエタを装備する	機関室内の作業または操作を行う附近の適当な位置に配置する	△ (間欠使用)		
	機関室通風の予熱		○		
	主機, 発電機エンジンの吸入空気の予熱		○		
機器加熱	主機, 発電機エンジンの起動前暖機	清水, LO系統 空気冷却器の暖機	△ (起動時)	△	
	海水吸入口および吐出口に蒸気吹込み装置を設ける	氷結, 閉塞の防止	△ (間欠使用)		
	冷却海水フィンにCRE-CIRCULATION LINEを装備する	内部結氷を防止する吸入口閉塞時の対策		○	
	FO移送ラインにスチームトレース適用	低粘度油使用時は特に重要	△		
	清水タンクに加熱装置	タンク内清水の氷結防止	○		
	FOディーブタンクに加熱装置	FOディーブタンクを喫水線下に設け, 必要な加熱装置を設ける	○		○
	バラスタタンクに加熱装置	バラスタタンクを喫水線下に設ける。上に出る時は, 加熱装置を装備する	○		○
その他	海水吸入口の構造	砕氷の混入, 内部結氷による閉塞を防止する構造			○
	A重油の使用	<ul style="list-style-type: none"> ・主機, 発電機のコールドスタート可能とする ・加熱不要で, 保守が容易だが, 経済性に難点あり 		△	
	室温以外になる海水管, 通風ダクトのANTI-SWEAT				
	加熱および暖房用のボイラは予備機を考慮		排エコは各主機に装備するボイラ2缶	○	

2.4.11 諸データ

運航経済性計算に用いた主原動機の燃料および潤滑油消費量を図2.4.7～9に示す。

主機型式 PC4-2V

- 注) 1. ISO条件、10,200 kcal/kg
2. Gen. 特性は 400 RPM時とする。
3. LCV = 10,200 kcal/kg

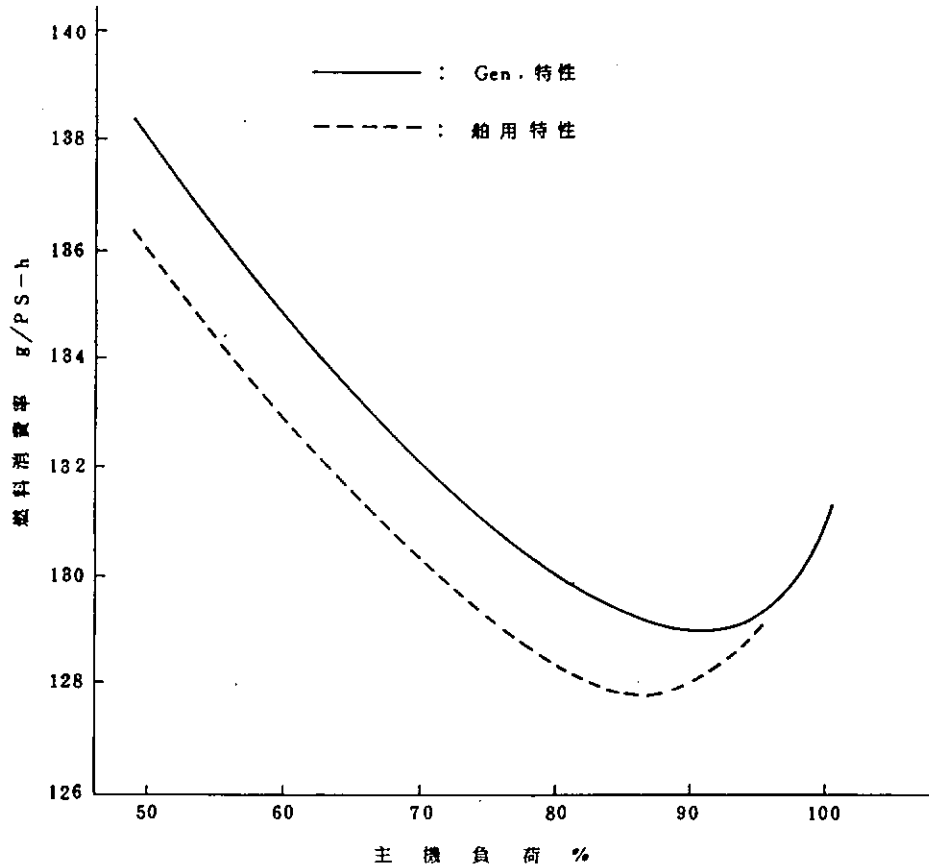


図2.4.7 主機燃料消費率

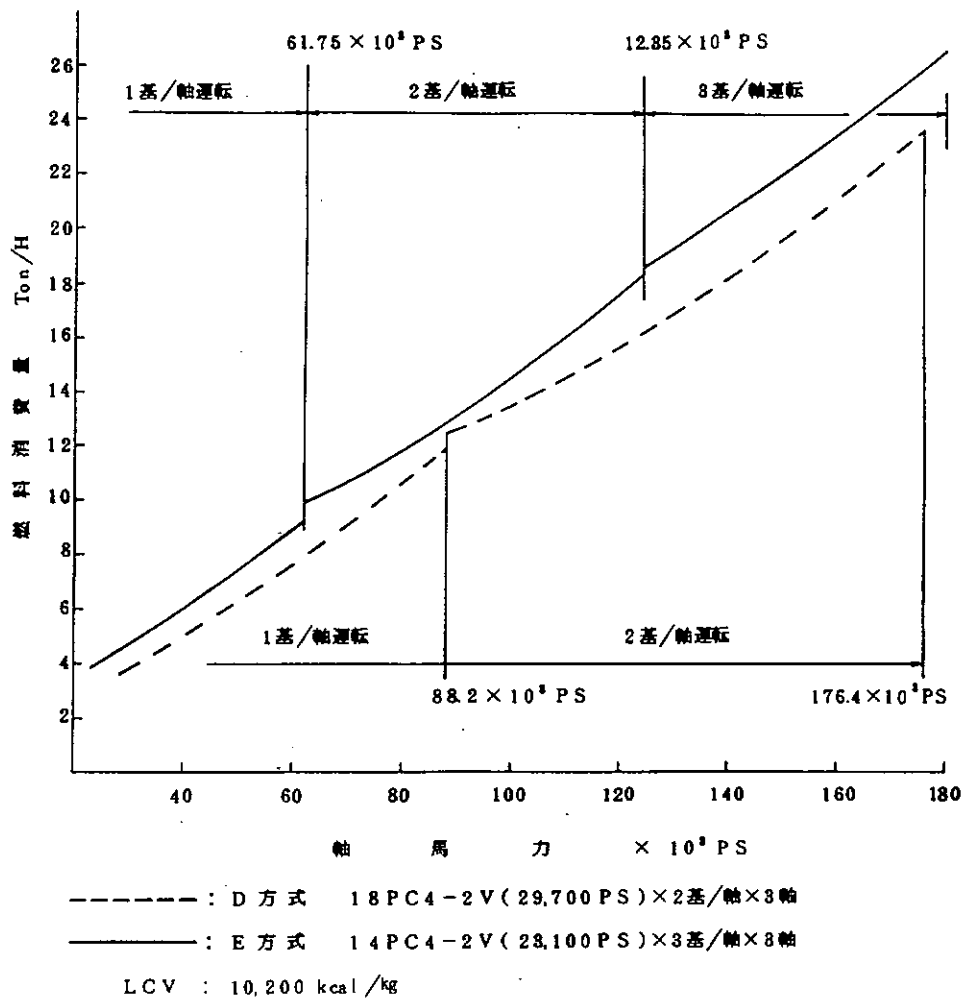


圖 2.4.8 主機燃料消費量

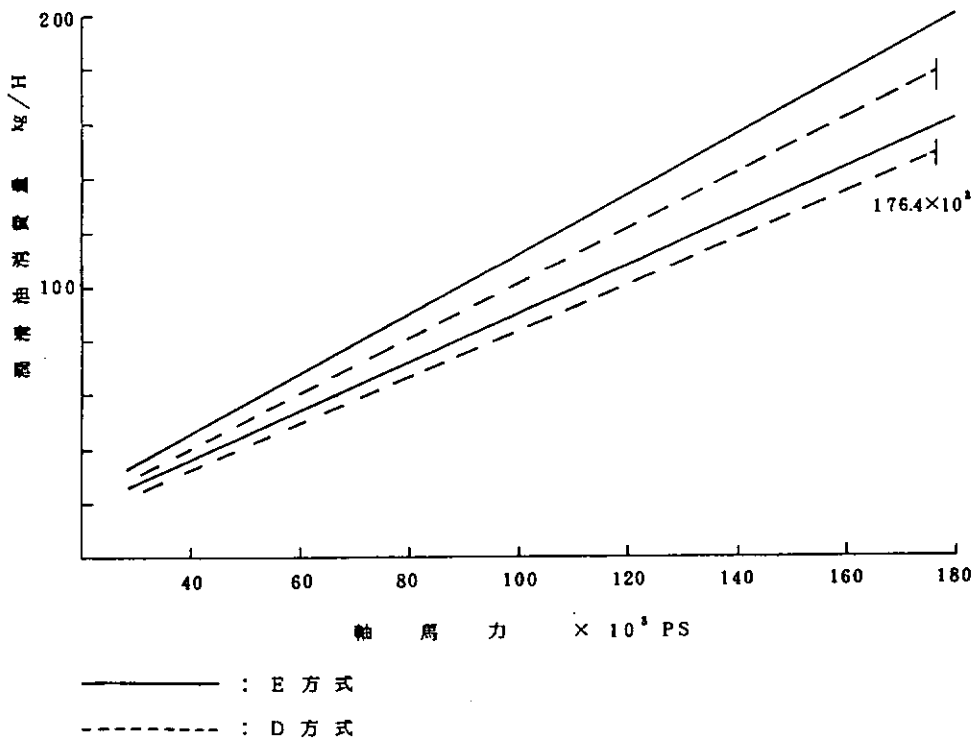


圖 2.4.9 主機潤滑油消費量

2.4.12 機関室内配置

船尾船型(LINES)は、E方式およびD方式共通である。かつ機関室まわりの船殻外板部分は、浸水に対する安全性、寒冷外気に対する保護および構造部材の機関室内への張出しを最少限にする、などの目的で、二重殻構造としている。

機関室船首側隔壁位置は、両方式共同とし荷油およびバラストポンプは立型として船首端に置いた。軸系の軸心は両方式および、三軸共上下レーキは無く、左右舷軸は同一の水平方向外開きのレーキ付とした。

機関室内の中間デッキ高さは氷に対する強度上の要求からBLより20mの高さに両方式ともデッキを設けたこと以外は、機器構成上の差により異り、電気推進方式四層、直結推進方式三層とした。上甲板上のエンジンケーシングは居住区と分離し、船尾に独立に設け、その大きさは両方式で異っている。

以下に各推進方式別に機関室内配置方針を述べる。E方式の機関室配置図は図2.1.3～図2.1.7に、D方式の機関室配置図を図2.1.8～図2.1.11に示した。

(1) E方式

a) 中間デッキ高さを図2.4.10に示す。

b) 二重底内船首部にSEA BAYを設け、寒冷時の冷却用海水の温度保持、および吸入される氷片の分離などを行う。二重底上には3軸合計6基のタンデム配置推進モータと最少限の海水およびLOポンプ類を置く。

c) 第4甲板は推進モータの直上で開口が広いので、推進用モータの冷却装置程度を置くにとどめる。

d) 推進用主電路とディーゼルの吸排気管を錯綜させずかつ最短にするには、上からディーゼル発電機—電源制御装置—主推進モータと縦に配列させるのが得策であるが、本船は例のない高出力プラントであるので、第3、第2甲板を一体のBoxとして構成し、この上に防振、防音上最も注意を要する推進用ディーゼル発電機セットを置くこととした。Boxの中第3甲板には発電機ディーゼル用のFOおよびLO処理装置、冷却清水、および圧縮空気用機器などを配置する。

e) 第1甲板には電気推進用電源制御装置を主として配置する。

f) 上甲板上の居住区側には機関制御室、工作室を入れ、エンジンケーシング内には補助ボイラ、排ガスエコノマイザを納める。

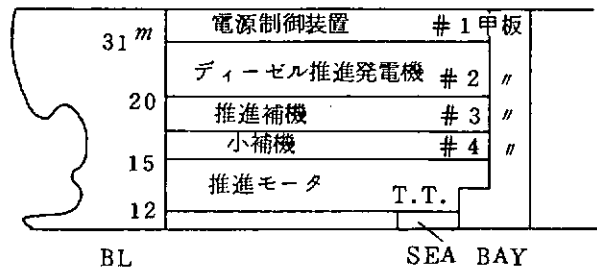


図2.4.10 電気推進方式の中間デッキ配置

(2) D方式

a) 中間デッキ高さを図2.4.11に示す。

機関室最後尾にバラストタンクを置いて、E方式に比べ、機関部重量の軽いことに起因するトリム調整の便を計る。

b) 二重底内にはE方式と同一趣旨のSea bayを配置する。二重底上には3軸6基のディーゼルエンジン、減速装置、CPPユニットおよび最少限のポンプ類を配置する。

c) 第3甲板は主機直上の開口が広いので、主機用FO・LO関係補機程度を置くにとどめる。

d) 第2甲板には補助ボイラ、ディーゼル発電機、FO・LO清浄装置、工作室、倉庫などを置く。

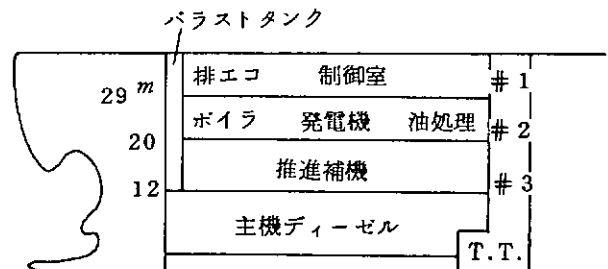


図2.4.11

- e) 第1甲板には排ガスエコノマイザ、制御室、諸タンクなどを配置する。
- f) 以上のように直結方式の場合通常のVLCCに近い配置が可能で、ほとんどの補機器は上甲板下に入りうる。従ってエンジンケーシング内は吸排気装置を主として配置する。

3. 運航経済性及び運航上の諸問題

3.1 概要

北極圏から地下資源を輸送する氷海タンカーの運航パターンや運航経済性を把握するために、独航型砕氷タンカー方式による運航採算計算を実施し、航海中の船速配分・主機出力配分、航海日数、総運航費・Cargo輸送量・輸送コストなどについて検討した。更に、運航コストに与える変数の影響をみるために、主機システム、F.O.単価、氷海中制限船速、積雪などの影響について検討を加えた。運航採算においては、氷海タンカーによる海上輸送をできるだけ現実に近い状態にモデル化するために、航路をいくつかに分けて各区分ごとに月別に変化させた氷象を与えた。各氷象での氷海タンカーの推進性能は運輸省船舶技術研究所氷海再現・船舶性能試験水槽での模型試験結果を基に推定した。運航採算性を検討する上で、今回実施した計算は次に示すように月別輸送コスト計算と年間運航シミュレーション計算の2種類である。

a) 月別輸送コスト計算

各月別に与えられた氷象下で一航海する場合の全航程における平均船速を与えて、一航海中の総燃料消費量が最小となるような各区分での船速、主機出力を求めた。更に平均船速を変化させてこのような計算を行い、輸送コストが最小となる最適平均船速を求め、これに対応する各区分での最適船速、主機出力を求めた。

b) 年間運航シミュレーション計算

1年間を通じて連続して運航する年間運航シミュレーションとして、次に示す2つの計算法により、年間の運航パターンや輸送コストなどを求めた。

i) シミュレーション計算A

年間の最小輸送コストを与える運航形態に近いと思われるシミュレーションとして、a)で得られた各月の最適平均船速に対応する各区分での船速で運航した場合の計算を行った。

ii) シミュレーション計算B

実際の運航形態に比較的近いと思われるシミュレーションとして、開水中では一定船速を与える馬力とし、氷海中では常用出力(一定)とする計算を行った。

更に、氷海商船を実際に運航する場合を考えた運航上の諸問題についても調査し、今後十分な検討を行い対策をたてる必要のある問題点を抽出した。

3.2 運航採算

3.2.1 運航採算計算条件

(1) 想定航路上氷象条件

運航採算で対象とする航路を、日本～ポーフォート海と想定して、図3.2.1に示すような航路のモデル化を行い、本航路上における氷象条件を表3.2.1の通り設定した。区分別月別氷象としては、航路を13の区分(Reach)に分割し、各々の区分に対して先に行なった氷象・海気象に関する文献調査結果に基づいて、表3.2.2a～表3.2.2eに示す氷象を設定した。氷状を平坦氷(Level ice)と氷丘脈(Ridge)に分け、平坦氷の場合は密接度と氷盤サイズ、氷厚、1年氷と多年氷の区別を、氷丘脈の場合はSail height、出現頻度、1年氷と多年氷の区別をデータとして与えた。なおRidge Profileは図3.2.2に示すようにSail heightより計算されるものとした。また積雪の有無については、まず積雪のない場合を基準として計算し、これに対して積雪影響の検討を加えた。

ただし、これらの氷象は想定航路上における平均的な値として（氷象は年によって変化するが、これらの平均的な値をとった場合として）設定したものである。

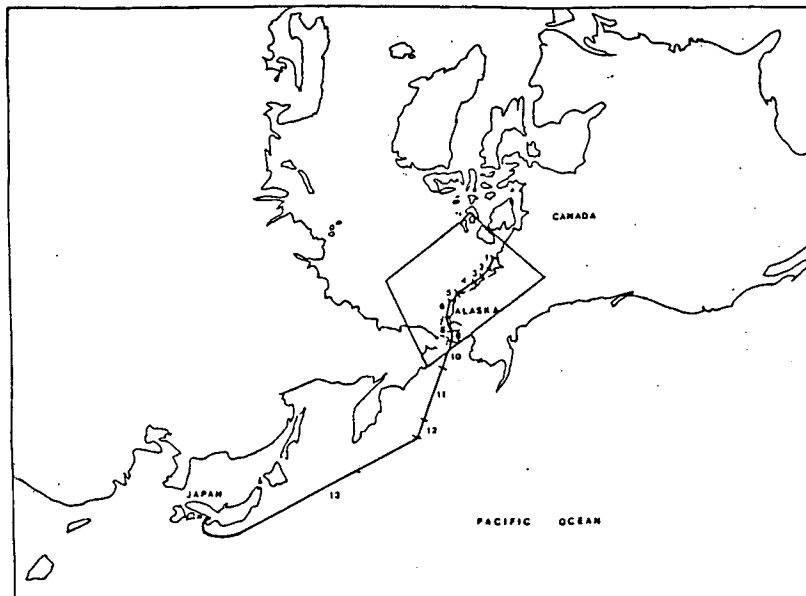
(2) 計算条件

運航採算計算は次に示す基準・条件に依って実施した。

- 対象とした氷海タンカーは先に試設計した200,000 DWT 砕氷タンカーであり、本船の船型主要目等は前章に示される通りである。
- 主機システムは、E方式を基準として計算し、これに加えてD方式の輸送コストに与える影響も調査した。
- 主機出力は、定格出力(MCO)ではなく常用出力(90% MCO)を上限とし、氷海中では制限船速を設けた。
- 輸送コストは次のように計算した。

輸送コスト=総運航費/Cargo輸送量

- 輸送条件は表3.2.3に示す通りとした。港泊日数は積地2日、揚地3日として各航海で一定とし、不稼働期間(25日/年)の取り扱いは月別輸送コスト計算の場合には、各月に均等に不稼働日を振り分けて計算を行い、年間運航シミュレーション計算では基準計算は365日で実施し、不稼働期間の設定時期が輸送コストにどのような影響を与えるかの検討を併せて実施した。
- 船速、主機馬力計算用データを表3.2.4に示す。各氷象に対する抵抗・自航要素等は水槽試験結果を基に推定し、シーマージンは開水中では15%と年間を通して一定値とした。
- 氷海中制限船速は7ノットを基準値として計算を実施したが、制限船速を変えた影響をみるためにパラメータスタディを行った。
- 金利、燃料費等の輸送コストの計算条件を表3.2.5に示す。



REACH	LOCATION	TURNING POINT	APPROX. LENGTH (Nautical Miles)
1	Beaufort Shelf	70°N 131°W - 70°N 136°W	104
2	Mackenzie Bay	70°N 136°W - 70°N 140°W	82
3	Demarcation Point	70°N 140°W - 70°N 43'N 145°W	109
4	Alaska North Slope	70°N 43'N 145°W - 71°44'N 156°30'N	236
5	Arctic Ocean East	71°44'N 156°30'N - 70°39'N 162°W	127
6	Arctic Ocean West	70°39'N 162°W - 69°N 167°W	140
7	Chukchi Sea	69°N 167°W - 68°20'N 167° 47'W	43
8	Korzebue	68°20'N 167° 47'W - 67°N 168°20'W	65
9	Bering Strait	67°N 168°20'W - 65°N 169°W	117
10	St. Lawrence Island	65°N 169°W - 62°N 176°W	262
11	Bering Sea	62°N 176°W - 55°N 175°E	505
12	Aleutian Islands	55°N 175°E - 52°30'N 172°30'E	174
13	Pacific Ocean	52°30'N 172°30'E - 32°N 135°E	2034
TOTAL NAUTICAL MILES			4018

図 3.2.1 想定航路と航路区間

表 3.2.1 氷象条件

項目	データ	
氷曲げ強度	1年氷	6 kg/cm ²
	多年氷	15 kg/cm ²
氷比重	1年氷	0.9
	多年氷	0.9
区間別・月別氷象	表 3.2.2 a-l 参照	
Ridge Profile	図 3.2.2 参照	

表 3.2.2 a 区間別・月別氷象

(1 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷柱 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/MN)
1	104	10	-	0.9	F	有	1.0	F	10
2	82	10	-	1.0	F	有	1.0	F	20
3	109	10	-	1.1	F	有	1.0	F	15
4	236	10	-	1.2	F	有	1.0	F	10
5	127	10	-	1.0	F	有	1.0	F	20
6	140	10	-	1.0	F	有	1.0	F	10
7	43	10	-	0.9	F	有	1.0	F	20
8	85	10	-	0.9	F	有	1.0	F	10
9	117	10	-	0.7	F	有	0.8	F	10
10	262	10	-	0.6	F	有	0.8	F	10
11	505	10	-	0.6	F	有	0.8	F	5
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 b 区間別・月別氷象

(2 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷柱 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/MN)
1	104	10	-	1.1	F	有	1.1	F	10
2	82	10	-	1.2	F	有	1.1	F	20
3	109	10	-	1.3	F	有	1.1	F	15
4	236	10	-	1.4	F	有	1.1	F	10
5	127	10	-	1.3	F	有	1.1	F	20
6	140	10	-	1.3	F	有	1.1	F	10
7	43	10	-	1.0	F	有	1.1	F	20
8	85	10	-	1.0	F	有	1.1	F	10
9	117	10	-	0.9	F	有	0.9	F	10
10	262	10	-	0.8	F	有	0.9	F	10
11	505	10	-	0.8	F	有	0.9	F	5
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 c 区間別・月別氷象

(3 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷柱 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/MN)
1	104	10	-	1.2	F	有	1.1	F	10
2	82	10	-	1.4	F	有	1.1	F	20
3	109	10	-	1.5	F	有	1.1	F	15
4	236	10	-	1.6	F	有	1.1	F	10
5	127	10	-	1.5	F	有	1.1	F	20
6	140	10	-	1.5	F	有	1.1	F	10
7	43	10	-	1.2	F	有	1.1	F	20
8	85	10	-	1.2	F	有	1.1	F	10
9	117	10	-	1.2	F	有	1.1	F	10
10	262	10	-	1.0	F	有	0.9	F	10
11	505	10	-	1.0	F	有	0.9	F	5
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 d 区間別・月別氷象

(4 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/NM)
1	104	10	-	1.3	F	有	1.2	F	10
2	82	10	-	1.4	F	有	1.2	F	20
3	109	10	-	1.6	F	有	1.2	F	15
4	236	10	-	1.7	F	有	1.2	F	10
5	127	10	-	1.7	F	有	1.2	F	20
6	140	10	-	1.7	F	有	1.2	F	10
7	43	10	-	1.3	F	有	1.2	F	20
8	85	10	-	1.3	F	有	1.2	F	10
9	117	10	-	1.3	F	有	1.2	F	10
10	262	10	-	1.1	F	有	1.0	F	10
11	505	7	10.0	1.2	F	有	-	-	-
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 e 区間別・月別氷象

(5 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/NM)
1	104	10	-	1.3	F	有	1.2	F	10
2	82	10	-	1.4	F	有	1.2	F	20
3	109	10	-	1.6	F	有	1.2	F	15
4	236	10	-	1.7	F	有	1.2	F	10
5	127	10	-	1.7	F	有	1.2	F	20
6	140	10	-	1.7	F	有	1.2	F	10
7	43	10	-	1.6	F	有	1.2	F	20
8	85	10	-	1.6	F	有	1.2	F	10
9	117	10	-	1.3	F	有	1.0	F	10
10	262	10	-	1.4	F	有	1.0	F	10
11	505	7	10.0	1.0	F	有	-	-	-
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 f 区間別・月別氷象

(6 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (回/NM)
1	104	10	-	1.1	F	無	1.2	F	10
2	82	10	-	1.3	F	無	1.2	F	20
3	109	10	-	1.5	F	無	1.2	F	15
4	236	10	-	1.8	M(6/10)	無	1.2	M	10
5	127	10	-	1.7	F	無	1.2	F	20
6	140	10	-	1.6	F	無	1.2	F	10
7	43	7	10.0	1.0	F	無	-	-	-
8	85	5	5.0	1.0	F	無	-	-	-
9	117	7	10.0	0.8	F	無	-	-	-
10	262	4	5.0	0.7	F	無	-	-	-
11	505	0							
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 g 区間別・月別氷象

(7 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1.	104	5	5.0	0.7	F	無	-	-	-
2	82	5	5.0	1.0	F	無	-	-	-
3	109	5	5.0	1.3	F	無	-	-	-
4	236	10	-	1.75	M(6/10)	無	1.2	M	10
5.	127	10	-	1.75	M(6/10)	無	1.2	M	20
6	140	7	10.0	1.4	F	無	-	-	-
7	43	0							
8	85	0							
9	117	0							
10	262	0							
11	505	0							
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 h 区間別・月別氷象

(8 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1	104	0							
2	82	0							
3	109	0							
4	236	10	-	1.55	M(5/10)	無	1.2	M	5
5	127	10	-	1.1	F	無	1.2	F	20
6	140	5	5.0	1.1	F	無	-	-	-
7	43	0							
8	85	0							
9	117	0							
10	262	0							
11	505	0							
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 i 区間別・月別氷象

(9 月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or 多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1	104	0							
2	82	0							
3	109	0							
4	236	5	5.0	2.0	M(5/10)	無	-	-	-
5	127	5	5.0	2.0	M(5/10)	無	-	-	-
6	140	0							
7	43	0							
8	85	0							
9	117	0							
10	262	0							
11	505	0							
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 j 区間別・月別氷象

(10月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1	104	10	-	0.2	F	有	0.8	F	5
2	82	10	-	0.3	F	有	0.8	F	5
3	109	10	-	0.4	F	有	0.8	F	10
4	236	10	-	1.2	M(5/10)	有	0.8	M	5
5	127	10	-	0.3	F	有	0.8	F	15
6	140	10	-	0.3	F	有	0.8	F	5
7	43	10	-	0.2	F	有	0.8	F	10
8	85	0							
9	117	0							
10	262	0							
11	505	0							
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 k 区間別・月別氷象

(11月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1	104	10	-	0.4	F	有	0.9	F	10
2	82	10	-	0.5	F	有	0.9	F	15
3	109	10	-	0.6	F	有	0.9	F	10
4	236	10	-	1.6	M(7/10)	有	0.9	M	8
5	127	10	-	0.5	F	有	0.9	F	20
6	140	10	-	0.5	F	有	0.9	F	10
7	43	10	-	0.3	F	有	0.7	F	10
8	85	10	-	0.3	F	有	0.7	F	5
9	117	10	-	0.2	F	有	0.7	F	5
10	262	10	-	0.2	F	有	0.7	F	5
11	505	4	5.0	0.2	F	有	-		
12	174	0							
13	2,034	0							

表 3.2.2 l 区間別・月別氷象

(12月)

航路区間	距離 (NM)	Level Ice					Ridge		
		密接度 (/10)	氷盤 サイズ (m)	氷厚 (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	積雪の 有無	Sail Height (m)	1年氷(F) or多年氷(M)	出現頻度 (個/NM)
1	104	10	-	0.6	F	有	1.0	F	10
2	82	10	-	0.7	F	有	1.0	F	20
3	109	10	-	0.9	F	有	1.0	F	10
4	236	10	-	1.0	F	有	1.0	F	10
5	127	10	-	0.9	F	有	1.0	F	20
6	140	10	-	0.9	F	有	1.0	F	10
7	43	10	-	0.6	F	有	0.8	F	10
8	85	10	-	0.6	F	有	0.8	F	5
9	117	10	-	0.5	F	有	0.8	F	5
10	262	10	-	0.4	F	有	0.8	F	5
11	505	7	10.0	0.4	F	有	-	-	-
12	174	0							
13	2,034	0							

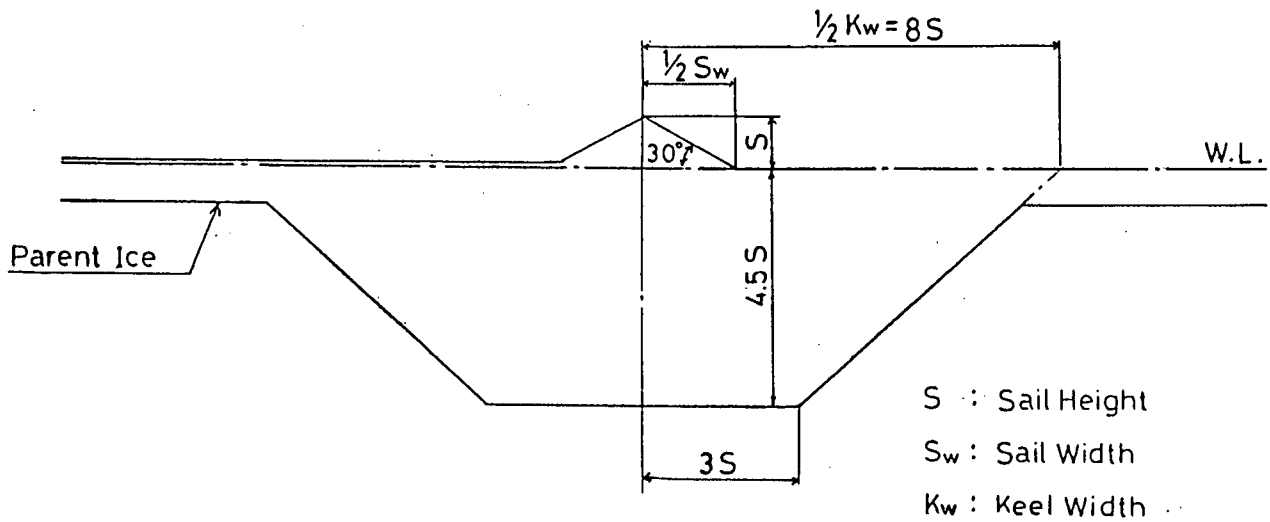


図 3.2.2 1年氷 Ridge Profile

表 3.2.3 輸送条件

項目	データ
輸送ルート	日本←→ボフオート海
輸送距離	4,018 (N. M.)
年間稼働日数	340日
港泊日数	5日 / 1 Round (積2日 / 揚3日)
氷海中Ballast Cond. 吃水	20 m

表 3.2.4 船速・主機馬力計算用データ

項目	データ	
抵抗	Open Sea	船研Model Test (B-030)
	Level Ice	船研Model Test (B-030)
	Broken Ice	船研Model Test (B-011)
	Ridge	抵抗等価のLevel Iceに置換
自航要素	Open Water	船研Model Test (B-030)
	氷海	船研Model Test (B-030) *
FULL/BALLAST船速差	1.0 KNOT	
Sea Margin	Open Water	15 %
	氷海	0 %
プロペラ特性	Troost B4-70 Chart	
氷海中制限船速	7 KNOTS **	

* Over Load Test 結果より推定

** 基準値 (パラメータスタディにより他の船速の影響も調査している。)

表 3.2.5 輸送コスト計算条件

項目		データ
金利	融資比率 (%)	100
	利率 (%)	8
	返済期間 (年)	13 (均等)
償還方法		定額
償却年数 (年)		13
為替レート (円/\$)		240
乗組員数 (人)		30
主機燃料費 (\$/t)		190 (45.6 千円/t)
発電機燃料費 (\$/t)		247 (59.3 千円/t)
ボイラー燃料費 (\$/t)		190 (45.6 千円/t)
潤滑油費 (\$/t)		938 (225 千円/t)

3.2.2 月別輸送コスト計算

(1) 平均船速と月別、区間別の船速

最小輸送コストに対応する最適平均船速と、その時の各区間での最適船速を求めるために、まず月別に一航海中の平均船速を変えた計算を実施した。ここでは計算結果の一例として、平均船速の変化に対する各区間での船速変化の関係を図 3.2.3 a に示す。ただし氷象は 2 月の場合に対応しており、図示した区間は Reach 2, 5, 8, 13 の 4 ケースである。Reach 13 は年間を通して開水域である。更にこれに対応する主機出力の計算例として同様に 2 月の氷象に対するものを図 3.2.3 b に示す。ここで、可能最大平均船速とは全区間を常用主機出力 (162,000 SHP) で航海した場合の船速であり、平均船速が増加すると Reach 2, 5, 13 での船速は常用主機出力で上限が押えられる。ただし Reach 8 ではあらかじめ設定した氷海中での制限船速で上限が決まることになる。

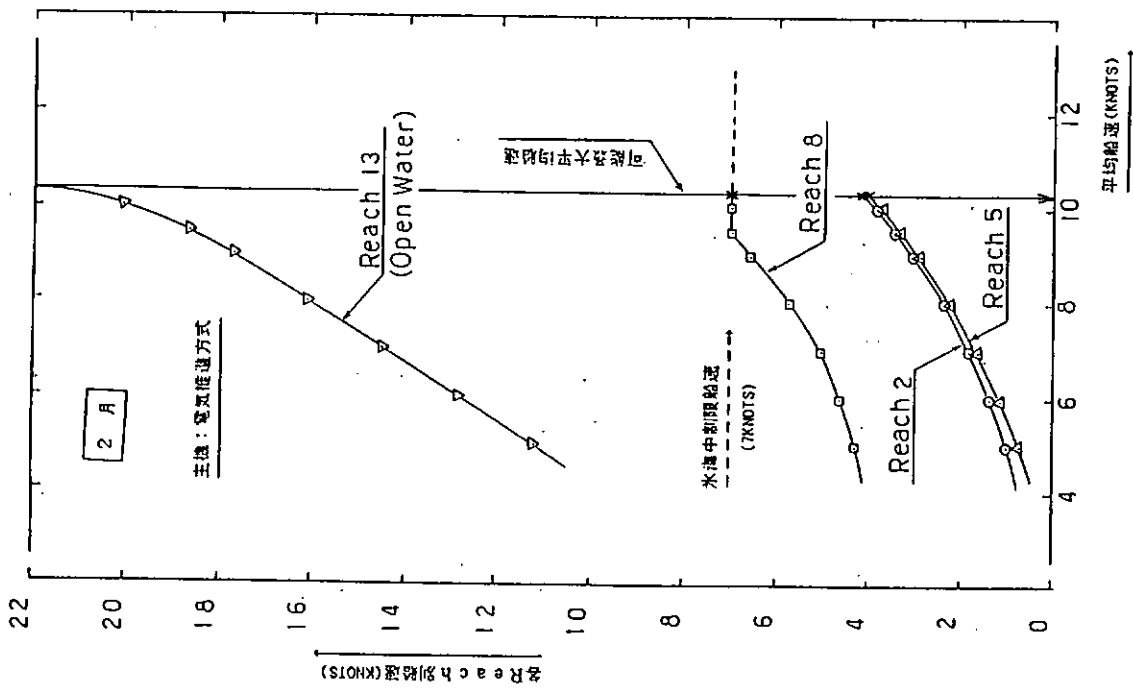


図 3.2.3 a 平均船速と各 Reach 別の船速

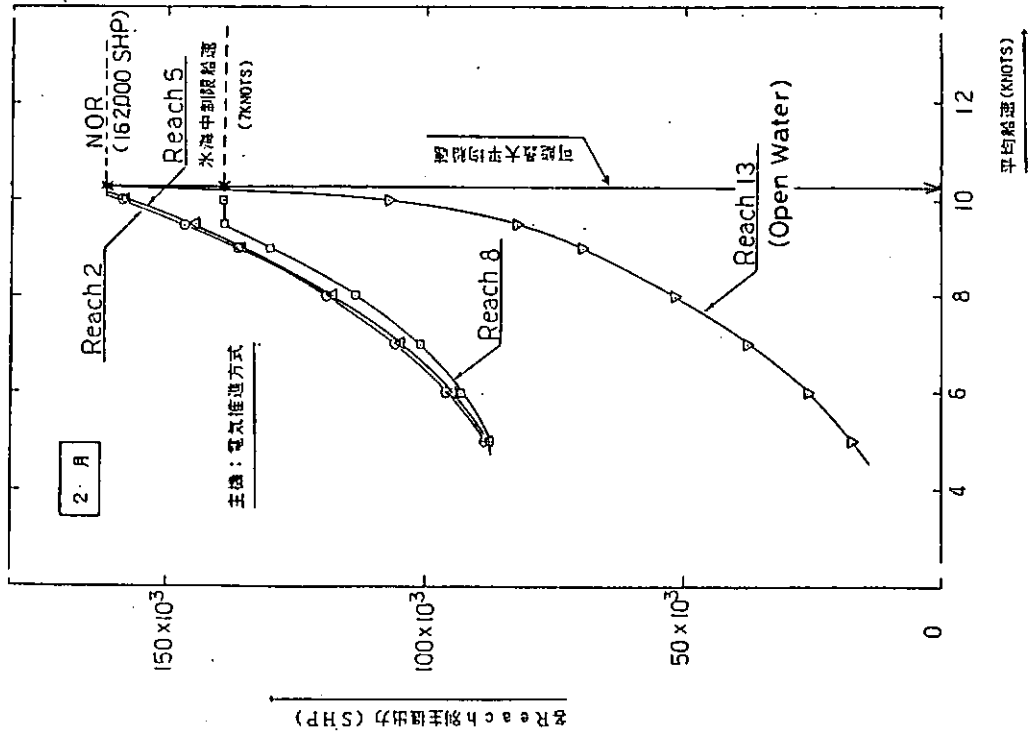


図 3.2.3 b 平均船速と各 Reach 別の主機出力

(2) 月別最適平均船速と輸送コスト

前項と同様に月別に一航海中の平均船速を変えた計算結果のうち、平均船速に対する総運航費と Cargo 輸送量の関係を例として、2月、9月、11月の各氷象の場合について図3.2.4 a, b に比較して示す。各月別の氷象に対する計算では、一航海の所要日数が異なるので、比較のベースを揃えるために月単位の値に換算してある。このようにして計算したすべての月の氷象に対する月別平均船速と輸送コストとの関係を図3.2.5に示す。図中○、×の記号で最適平均船速と可能最大平均船速を示した。同図より氷象の厳しい月ほど最適平均船速は低下する傾向にあることがわかる。

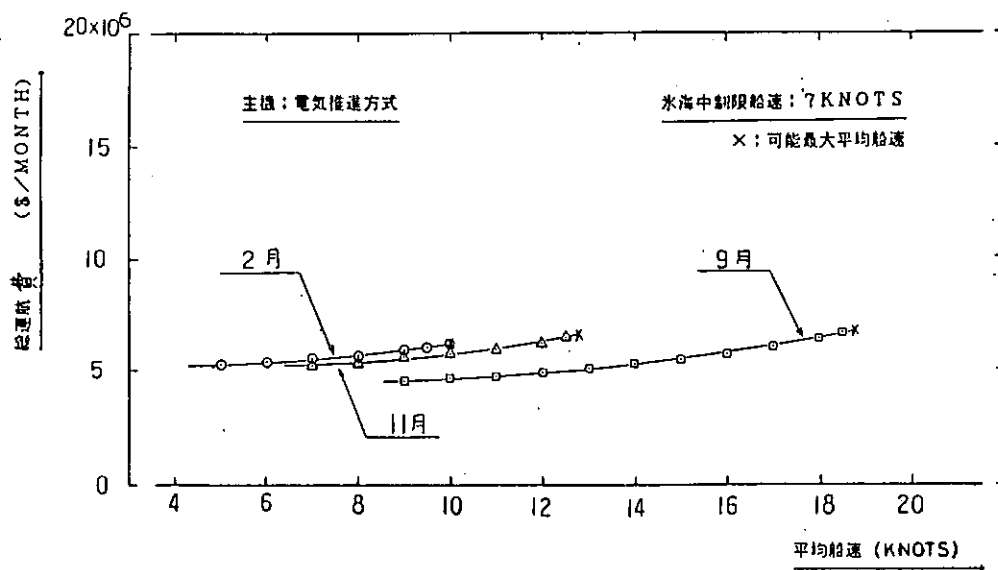


図 3.2.4 a 平均船速と総運航費

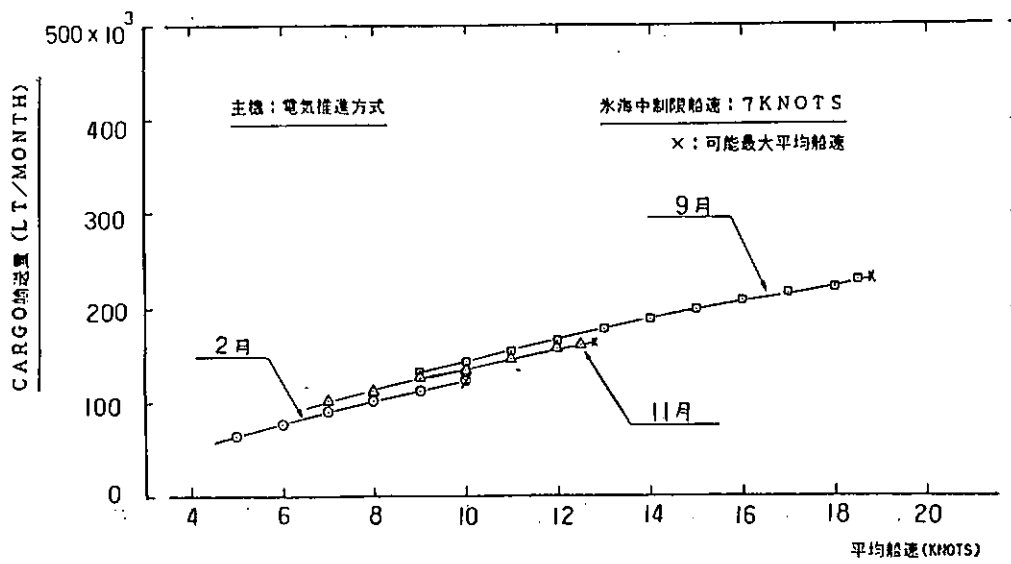


図 3.2.4 b 平均船速と Cargo 輸送量

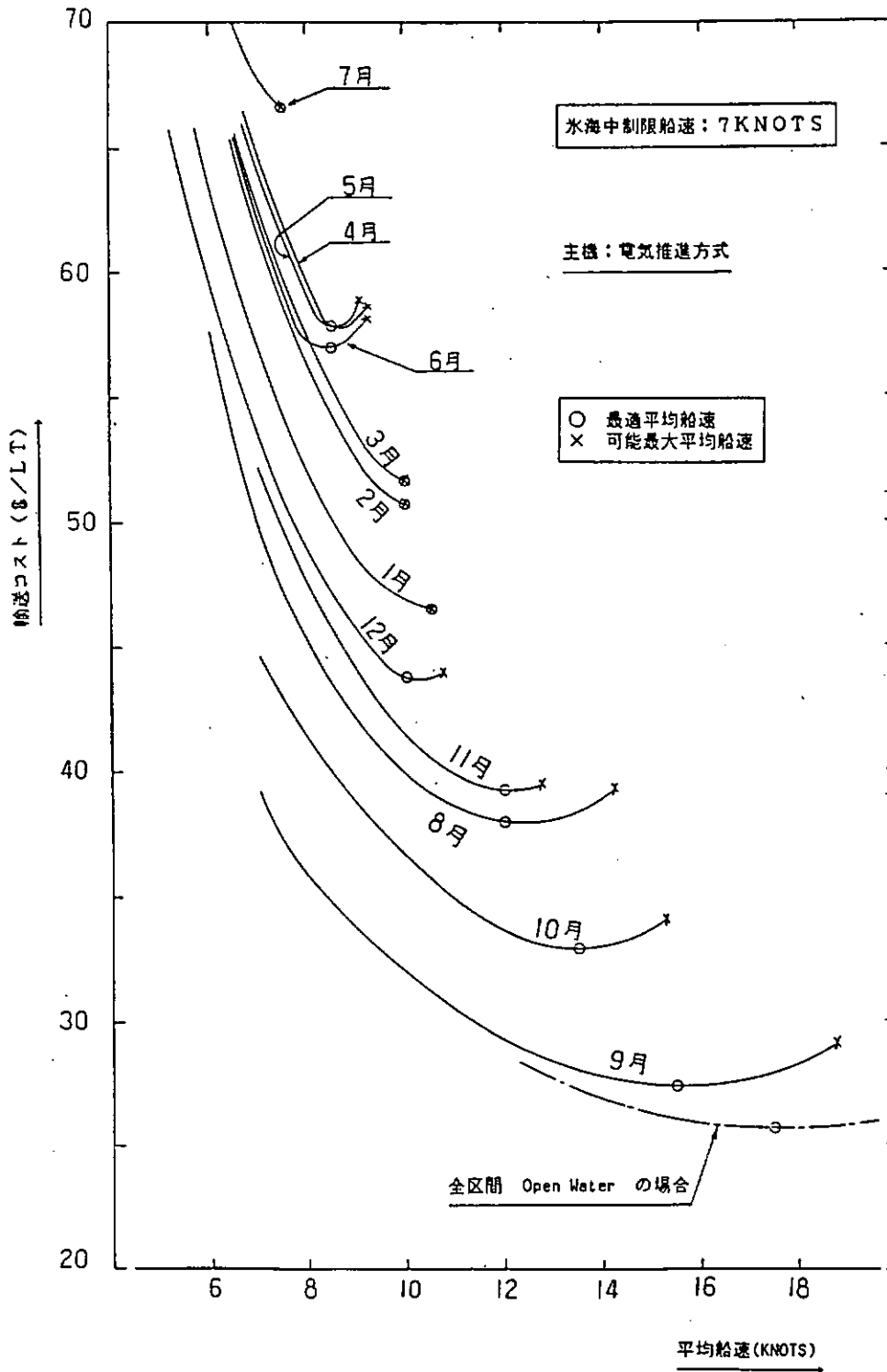


図 3.2.5 月別平均船速と輸送コスト

次に、図 3.2.5 より求めた各月別氷象での最適平均船速に対応する区間別の船速とその時の主機出力を、例として Reach 2, 5, 8, 13 の場合について図 3.2.6 a 及び図 3.2.6 b に示す。Reach 2 では 8 月から 9 月、Reach 8 では 7 月から 10 月にかけて開水域となり、開水域では制限船速を設けていないので船速が増加する。Reach 5 については 9 月の Broken Ice 中の航海を含めて年間氷海中での航海となる。図 3.2.6 b で主機出力の特に小さな月は Broken Ice 中 (制限船速 7 ノット) に対応している。

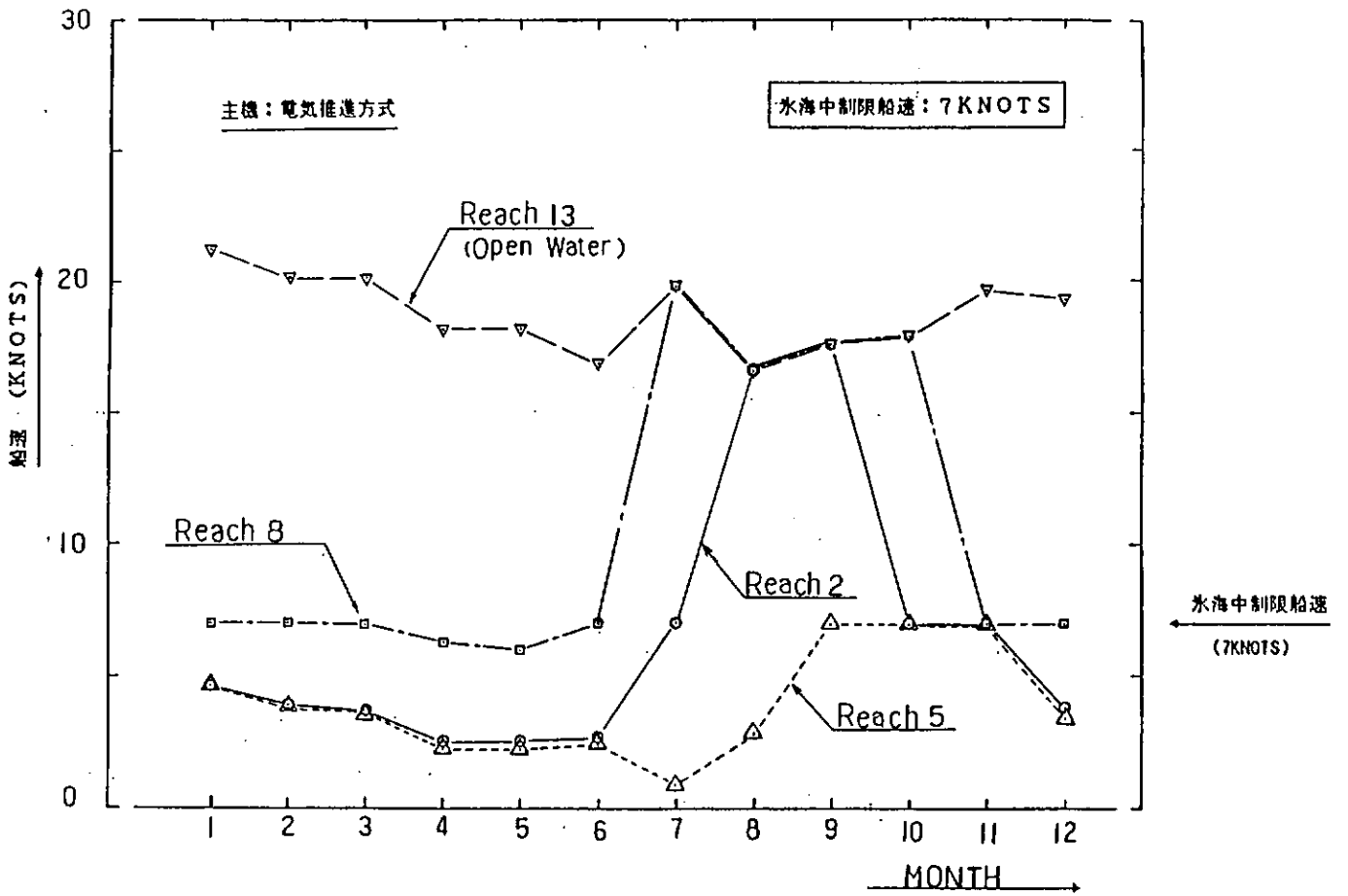


図 3.2.6 a 最適平均船速を与える各月、各海域別の船速

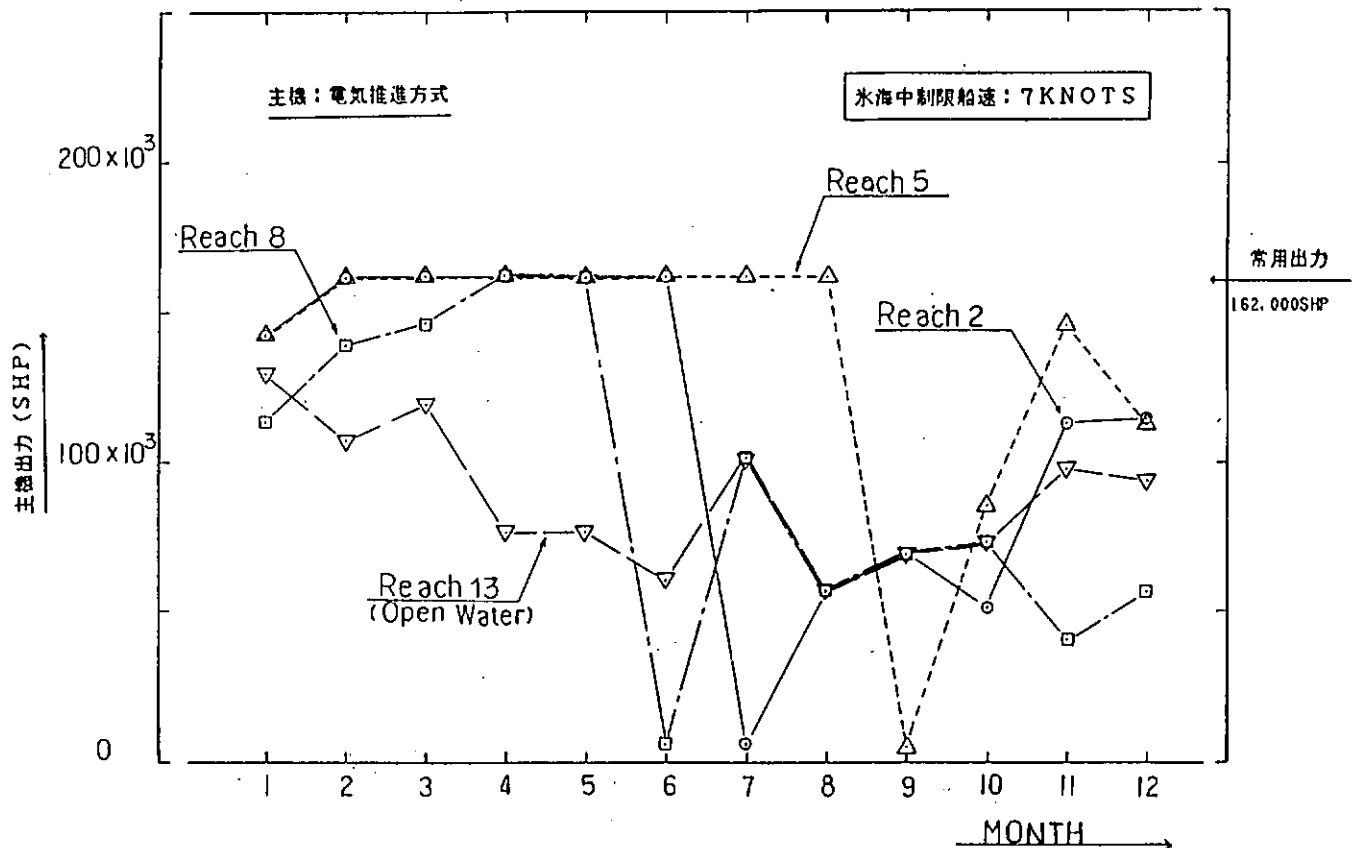


図 3.2.6 b 最適平均船速を与える各月、各海域別の主機出力

図3.2.7には、最適平均船速で航海する時の、総運航費とCargo 輸送量を月単位の値に換算して、各月別の変化のグラフとして示す。総運航費は9月で最小値を取るが、各月別の変化率はCargo 輸送量の変化率に比べて小さい。月単位の値に換算した9月のCargo 輸送量は7月の約2倍となる。これらの結果より氷象の変化に対する輸送コストの違いが大きいことがわかる。

ここで、図3.2.5を各月を横軸に整理し直したものとして、各月の最適平均船速とその時の輸送コストの関係を図3.2.8に示す。各月別輸送コストをみると、9月の氷象に対してもっとも低く、7月の氷象に対して最高となる。9月は氷海域が減少して開水の領域がもっとも拡大する時期である。輸送コストが7月で最高値を示す理由は氷象データに示すように多年氷Ridge が7月に多いためである。

図3.2.7に示す各月別の最適平均船速に対する総運航費とCargo 輸送量より年間輸送コストを求めると44 \$/LTとなる。

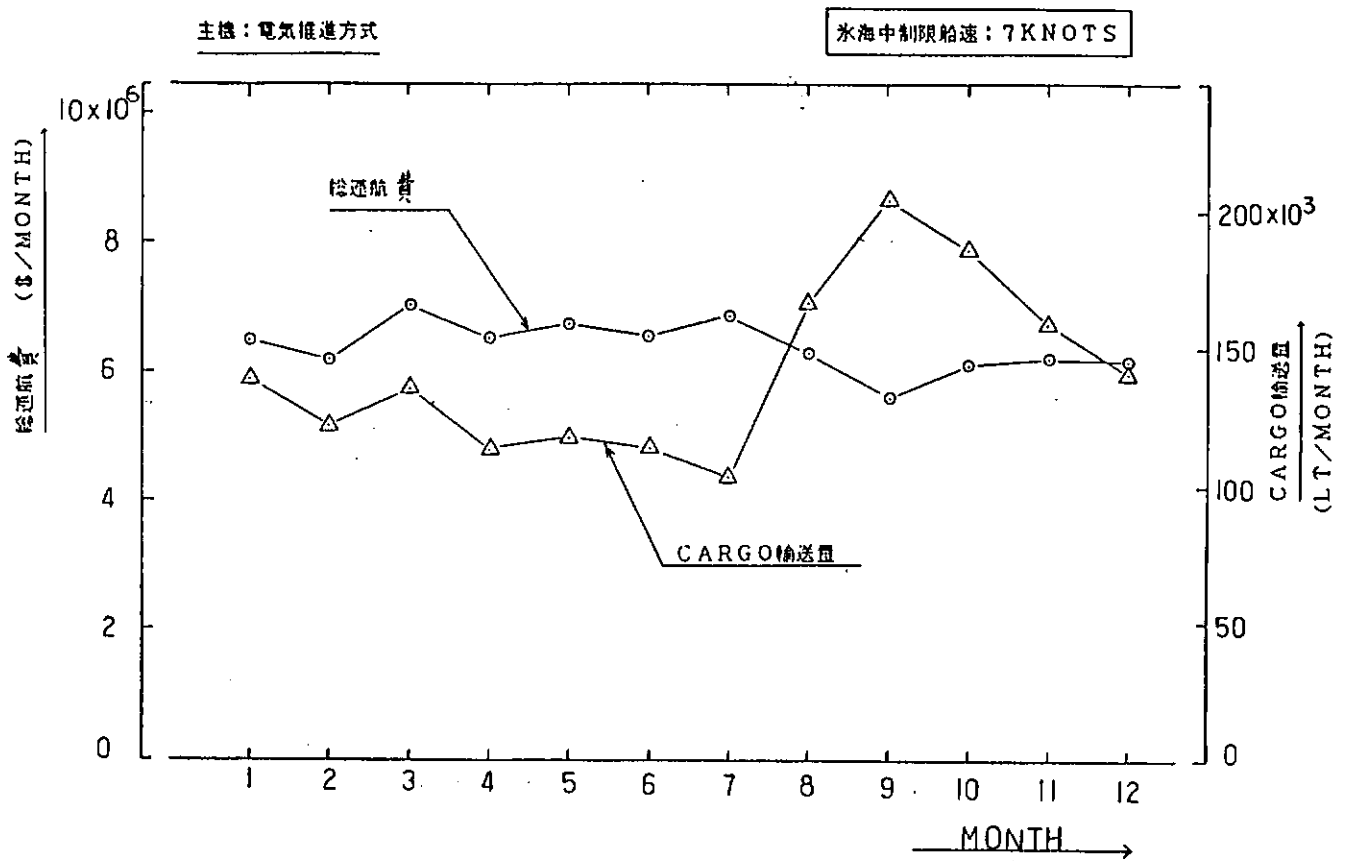


図3.2.7 最適船速での各月の総運航費とCargo 輸送量

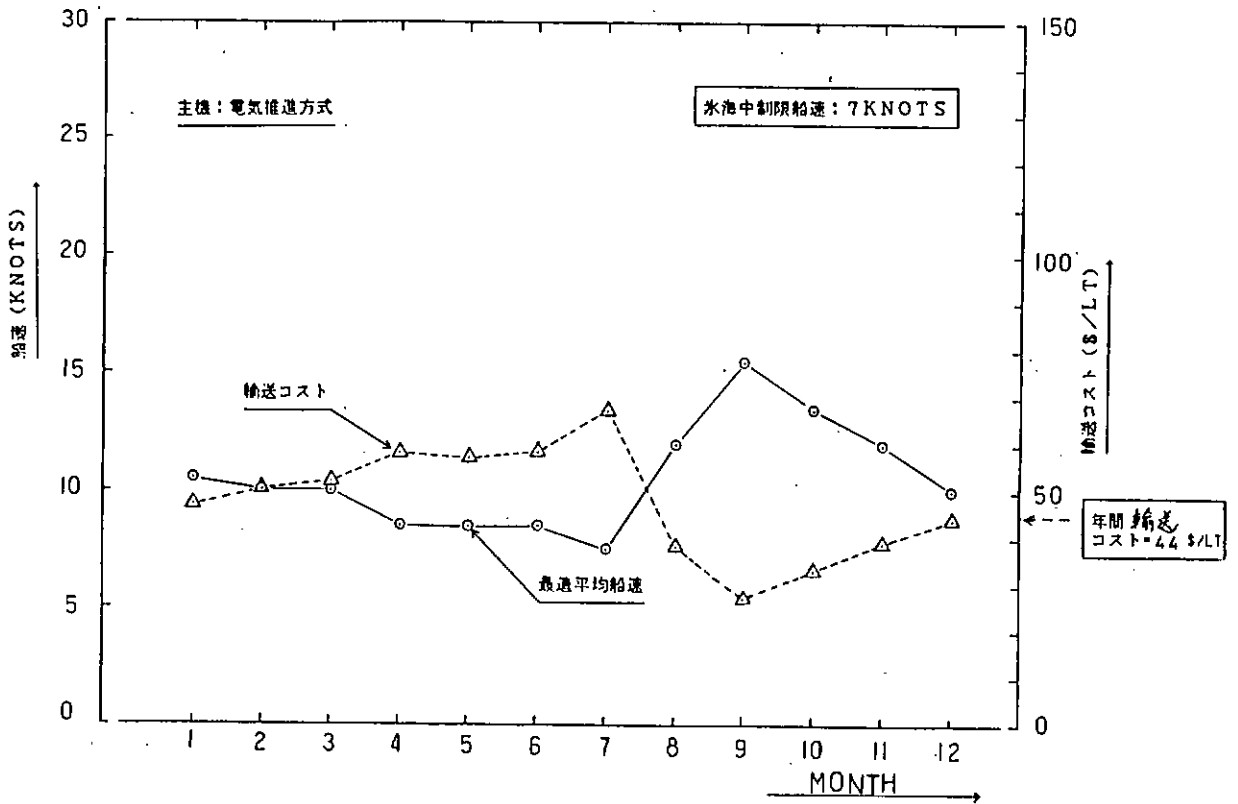


図 3.2.8 各月の最適平均船速と輸送コスト

図 3.2.9 には、同様に最適平均船速で航海する時の一航海あたりの所要日数と一航海あたりの主機の燃料消費量並びに月単位の値に換算した主機の燃料消費量を比較して示す。9月の氷象に対して航海所要日数、燃料消費量は共に最小となり、10月から7月迄の氷象に対しては、共にほぼ一様に増加し、7月の氷象で最大となる。

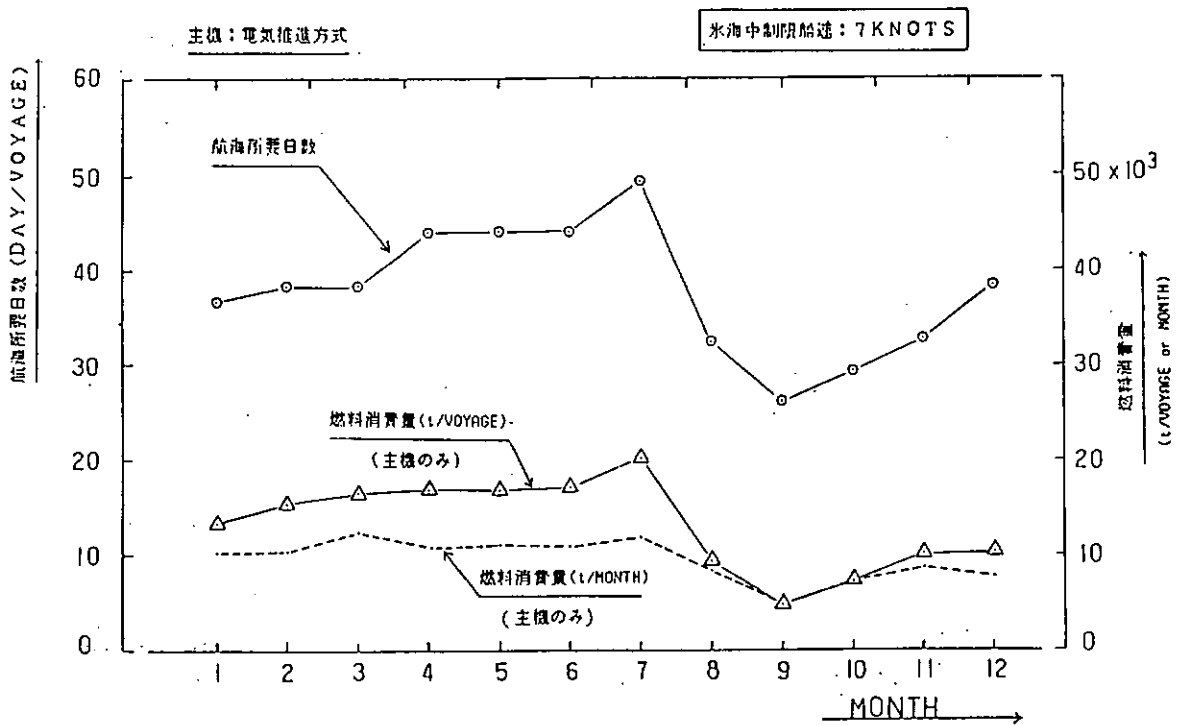


図 3.2.9 最適船速での各月の航海所要日数と燃料消費量

3.2.3 年間運航シミュレーション計算

運航開始日を1月1日として、1年間に亘る運航シミュレーション計算を実施した。ただし最後の航海が次年度に跨る場合は、運航費用に関係する項目のうち、燃料費は12月内に消費する量とし、その他の経費は12月の航海日数と次年度に跨る航海日数との比で修正してある。

(1) 月別、区間別最適船速にて運航する場合(シミュレーション計算A)

ここでは、前節の月別輸送コスト計算で得られた各月の最適平均船速を与える区間別の船速で年間運航する場合の計算結果を示す。図3.2.10に年間運航パターンを、各航海毎の所要日数と輸送コストと共に示す。年間輸送コストは42\$/LTとなり、図3.2.8に示した年間平均輸送コストと比べて多少差がみられる。これは図3.2.10に示す年間シミュレーション計算では、7月のもっとも氷象が厳しい時期は片航のみとなるなど運航パターンの相異が一因として考えられる。また図3.2.10では不稼働期間を考慮していないが、図3.2.8の月別最適計算では年間25日の不稼働期間を各月に均等に分散しているため、その影響もあると考えられる。不稼働期間の影響については次項で述べる。

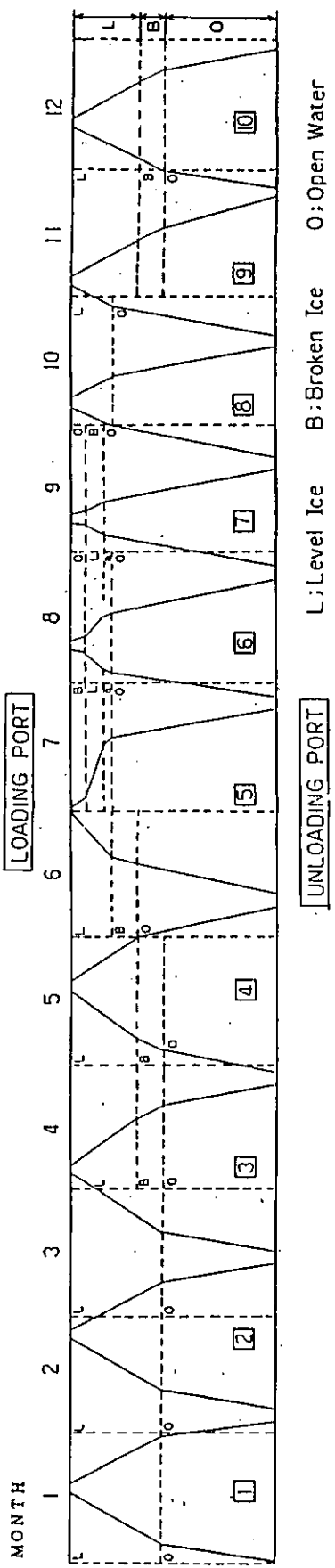
(2) 主機出力一定で運航する場合(シミュレーション計算B)

開水中での船速を15ノット、氷海中での制限船速を7ノットとして、船速が7ノットを越えない場合の主機出力を常用出力(90%MC0)一定とした場合の年間運航パターンを図3.2.11に示す。参考として航海日数と各航海毎の輸送コストを同図に併記した。また図3.2.12には各航海毎の運航時間の内訳を示す。

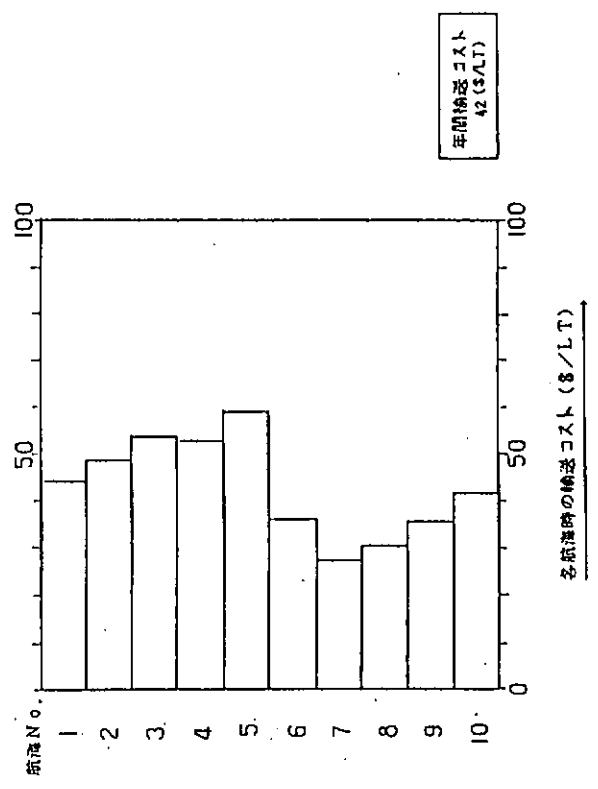
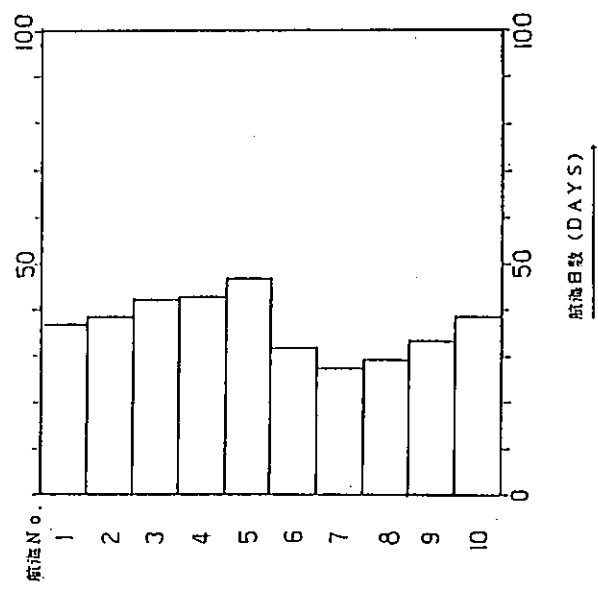
以上の計算では不稼働期間を考慮していないが、25日間の不稼働期間を考慮した場合の輸送コストの値を図3.2.13に示す。9月に不稼働期間を取る場合と、7月に取る場合とで年間輸送コストに約3.5\$/LTの差を生じる。従って、定検のような長期の不稼働期間は、今回検討の対象とした氷象では7月に取るのが良いことになる。

ここで、上述したシミュレーション計算Bによる方法で、開水中での船速をパラメータとして変化させた時の輸送コストと、前項で示した月別最適平均船速によるシミュレーション計算Aの結果の比較を図3.2.14に示す。なお後者の場合は開水中船速として、年間の開水中での平均船速を取ってある。シミュレーション計算Aの輸送コストの計算値は、シミュレーション計算Bで開水中船速を変化させた計算での最適点に略対応していると言える。図3.2.14より、氷海中制限船速を7ノットとした場合の年間運航計算では、開水中での最適船速は18ノット付近にあることが判る。

次に、例として2月と5月の氷象に対応した各区間の船速分布と主機出力分布をシミュレーション計算A、Bで計算した場合について図3.2.15 a, bと図3.2.16 a, bに示す。

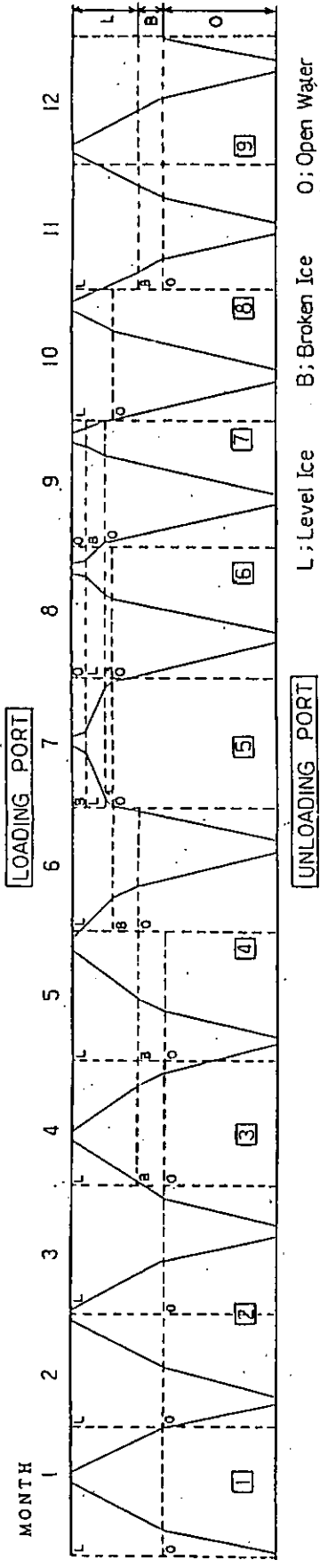


主選: 電式推進方式

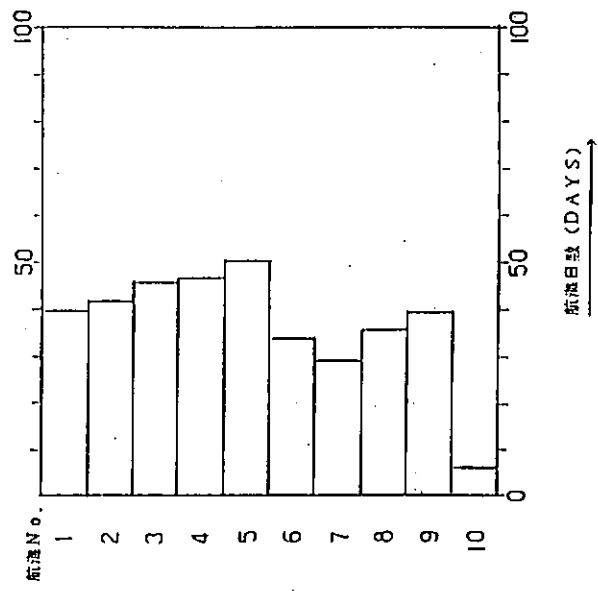
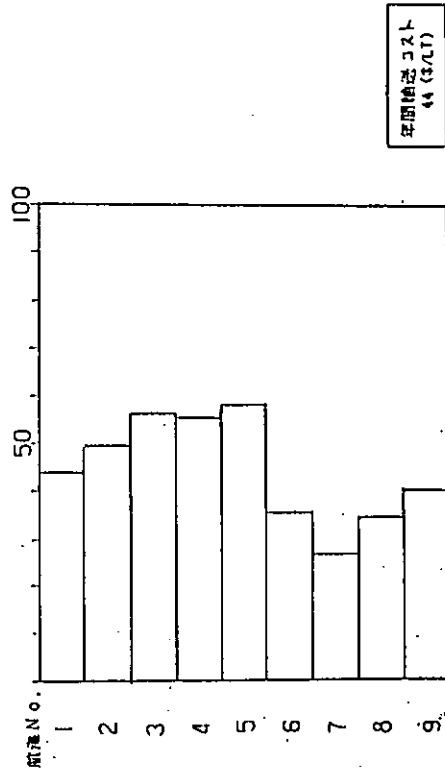


シミュレーション用データ(最適船速)

図 3.2.10 年間運航パターン



主機：電気推進方式
 氷中航行船速：7 KNOTS
 Open Water中船速：15 KNOTS



シミュレーション計算B (一定馬力)

図 3.2.11 年間運航パターン

主機：電気推進方式

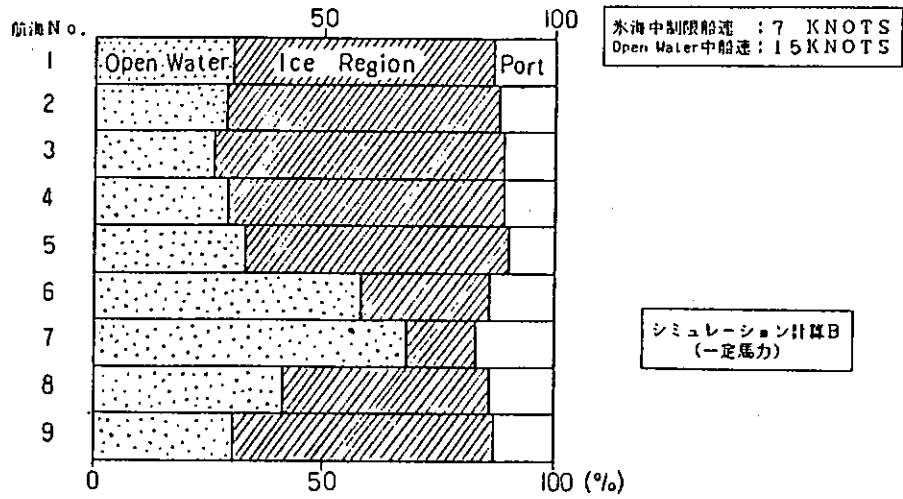


図 3.2.12 運航時間の内訳

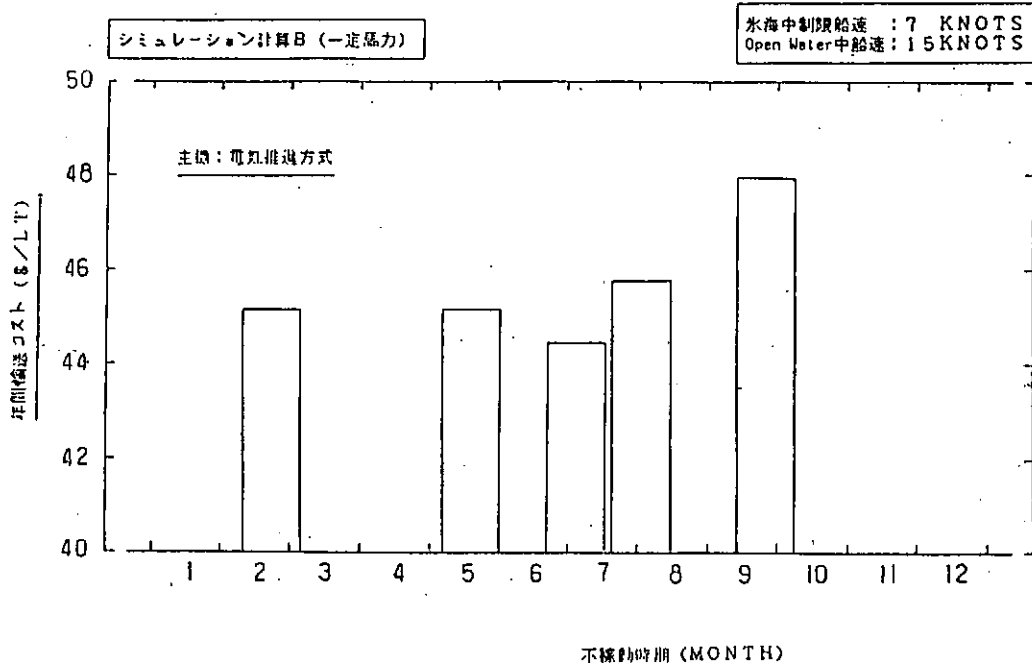


図 3.2.13 不稼動時期の年間輸送コストに対する影響

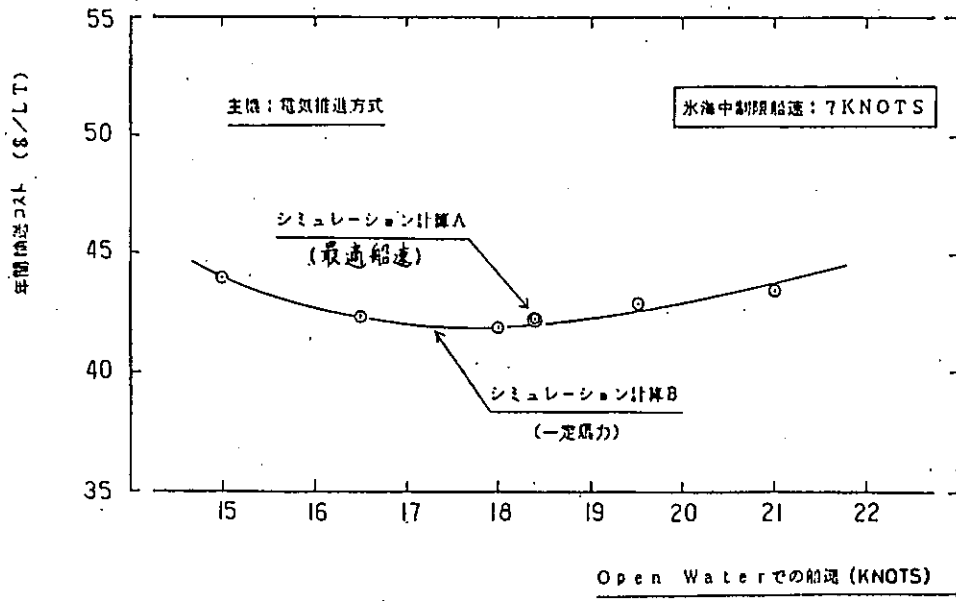


図 3.2.14 Open Water での船速と輸送コスト

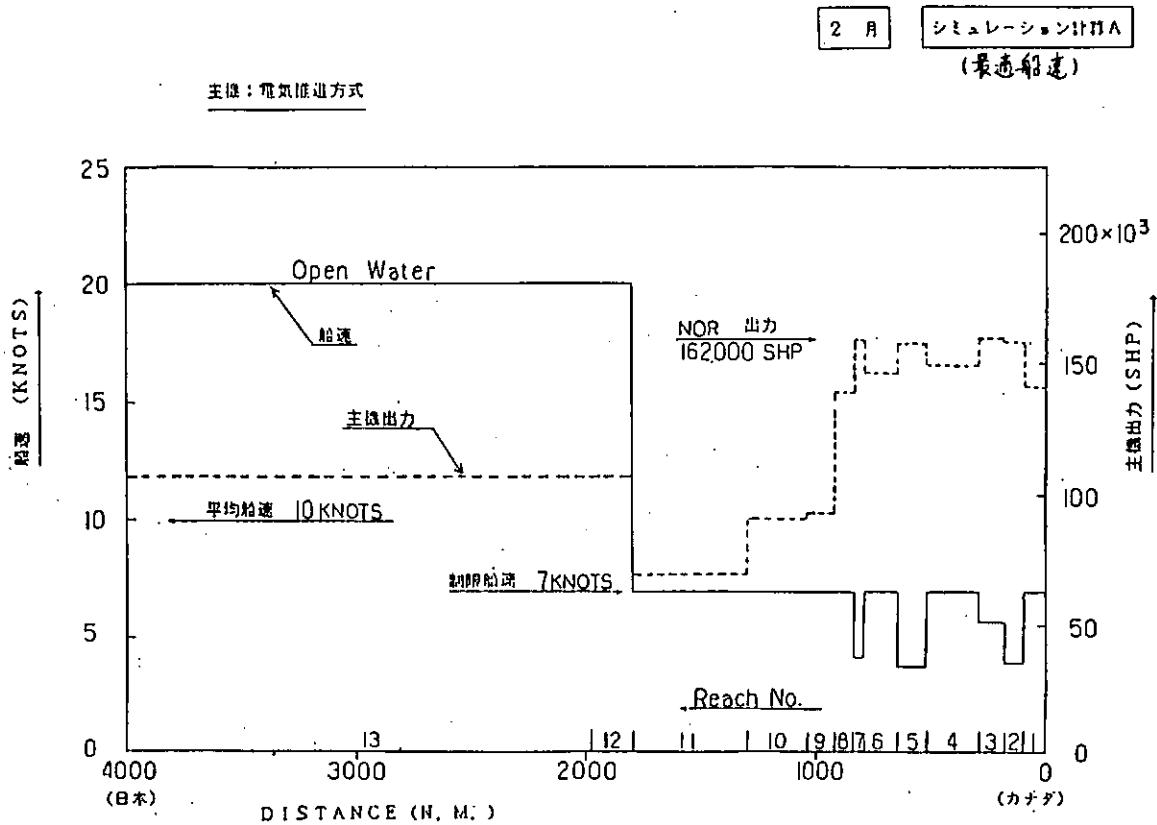


図 3.2.15a 各区間の船速と主機出力分布

2 月

シミュレーション計#B

(一定風力)

主機：電気推進方式

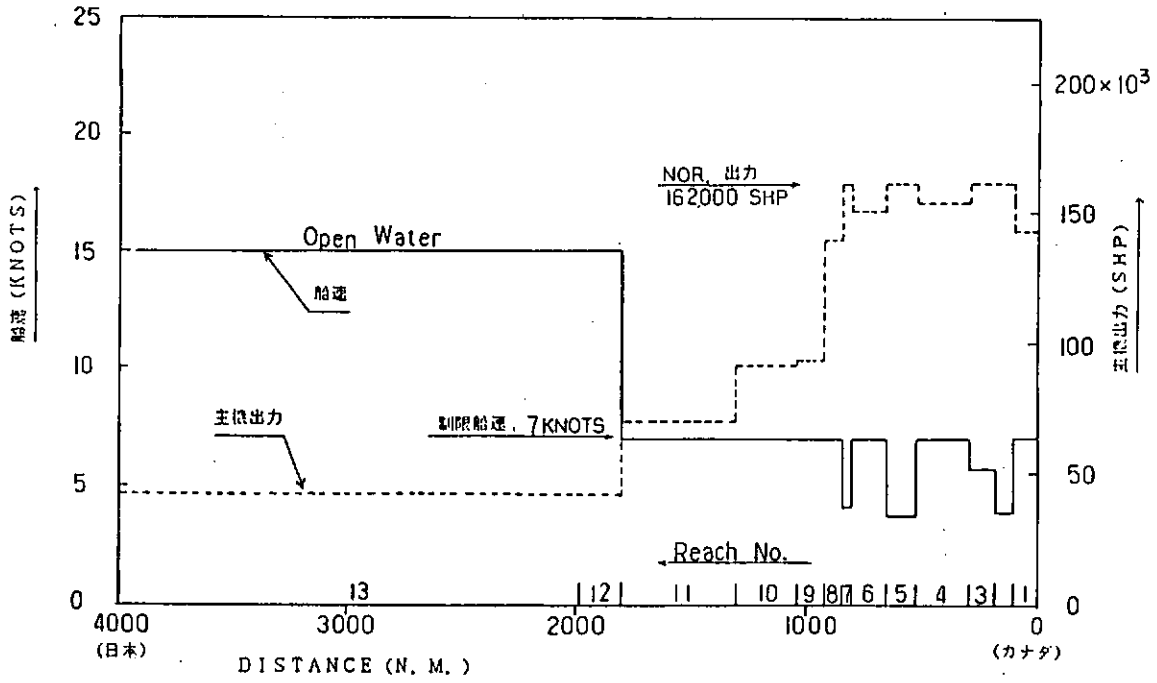


図 3.2.15b 各区間の船速と主機出力分布

5 月

シミュレーション計#A

(最速船速)

主機：電気推進方式

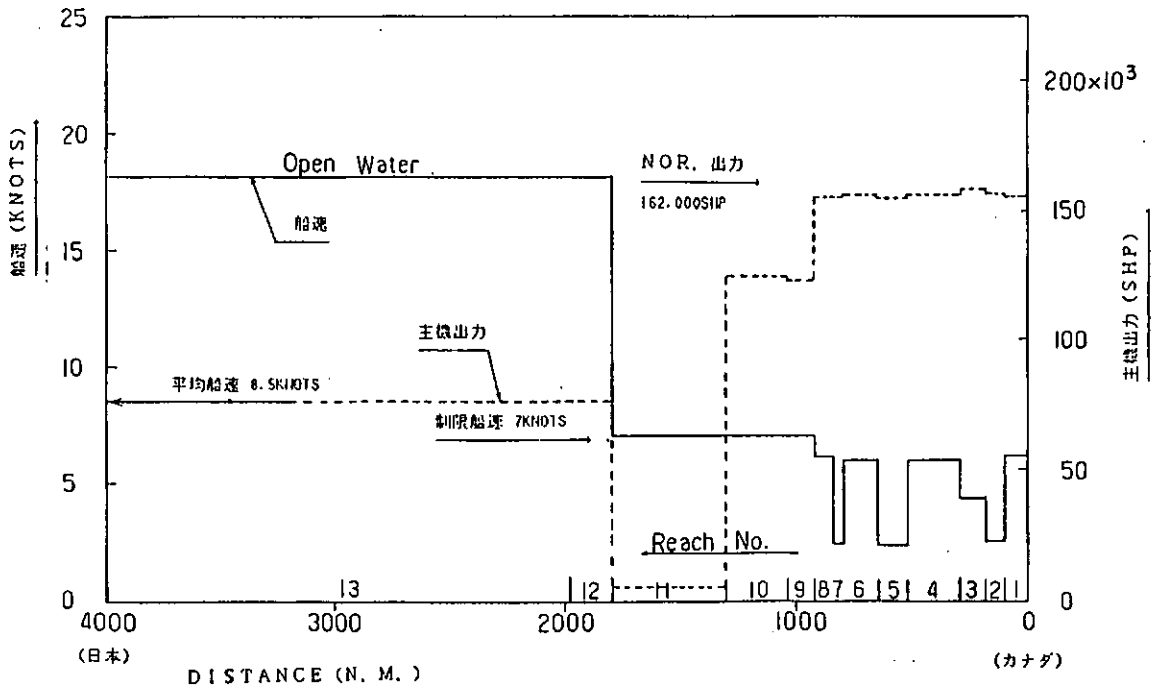


図 3.2.16a 各区間の船速と主機出力分布

3.2.4 運航コストに与える変数の影響

(1) 主機システム

E方式及びD方式の各主機システムについて、2月と9月の氷象について実施した月別輸送コスト計算による計算結果の比較を総運航費、Cargo 輸送量、輸送コストについてFig. 3.2.17 a, b, c に示す。D方式の方が建造コストの減少および伝達効率差による燃料費の減少並びにCargo 輸送量の増加に相当する分だけ輸送コストは安くなる。

シミュレーション計算Bにより求めたE方式、D方式についての年間運航費内訳を図3.2.18に示す。ただし、開水中船速は15ノット、氷海中制限船速は7ノットとして計算してある。同図によれば年間総運航費はD方式の方が、E方式に対して約20%減少する。

(2) F.O.単価影響

F.O.単価の基準値を190\$(ただし換算レートは240円/\$)として、その1.25倍、1.5倍のF.O.単価を与えて月別輸送コスト計算による比較計算を行った。2月の氷象に対する輸送コストの計算結果を図3.2.19に示す。

E方式でF.O.単価が基準値の値を取る場合の燃料費の総運航費に占める割合は図3.2.18より28%であり、他の運航コストが不変とすれば、輸送コストの増分は $\alpha \times 0.28$ となる。ここで α はF.O.単価の上昇率で、今回の計算では $\alpha = 0.25$ 、 $\alpha = 0.5$ である。

(3) 氷海中制限船速影響

氷海中での制限船速の影響をみるために、制限船速を変えて月別最適計算およびシミュレーション計算Bによる年間運航計算を実施した。2月の氷象に対して月別輸送コスト計算による平均船速と輸送コストの関係を、氷海制限船速5ノット、7ノット、9ノットの場合について図3.2.20に示す。可能最大平均船速を最適平均船速とすれば制限船速を増加させるに従って最適平均船速は増加し、輸送コストは減少する傾向にある。

次にシミュレーション計算Bで求めた氷海中での制限船速を変えた時の年間輸送コストの変化を図3.2.21に示す。制限船速が増加するにつれ輸送コストは減少するが10ノットを越えると制限船速の影響は小さくなる。

制限船速の影響は氷象の違いにより月毎に異なるが、図3.2.21に示す年間輸送コストでみると、船速が10ノットを越えると、その影響は小さくなる。また今回の運航採算計算では、船速7ノットを基準値として計算したが、試設計ベースの5ノットに対しては、その差は数%と小さい。

(4) 積雪影響

氷上に積雪があると、氷抵抗が増加することが知られているが、現在の所、積雪量と抵抗増加量の関係については不明な点が多い。

ここでは積雪影響を概略握むため、積雪により氷抵抗が単純に増加するとした場合の氷抵抗の変化に対する年間輸送コストの関係をシミュレーション計算Bにより求めた。結果を図3.2.22に示す。仮に積雪影響のため氷抵抗の大きさが2倍となると年間輸送コストは約1.9倍の増加となる。

5 月

シミュレーション計算B

(一定馬力)

主機：電気推進方式

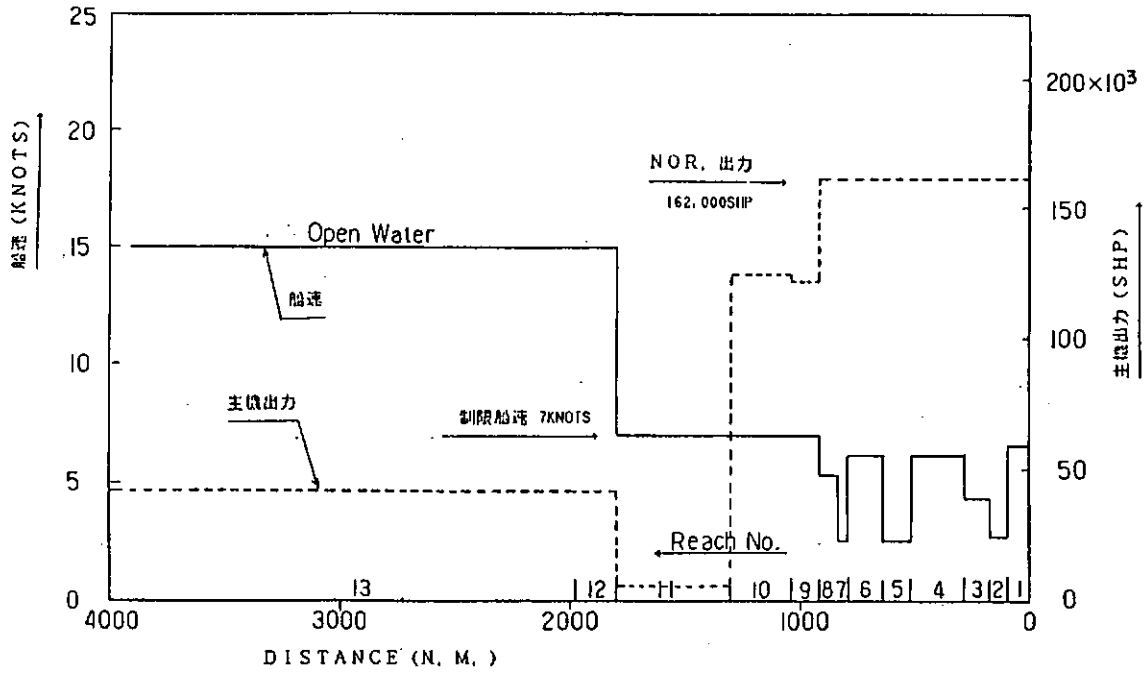


図 3.2.16b 各区間の船速と主機出力分布

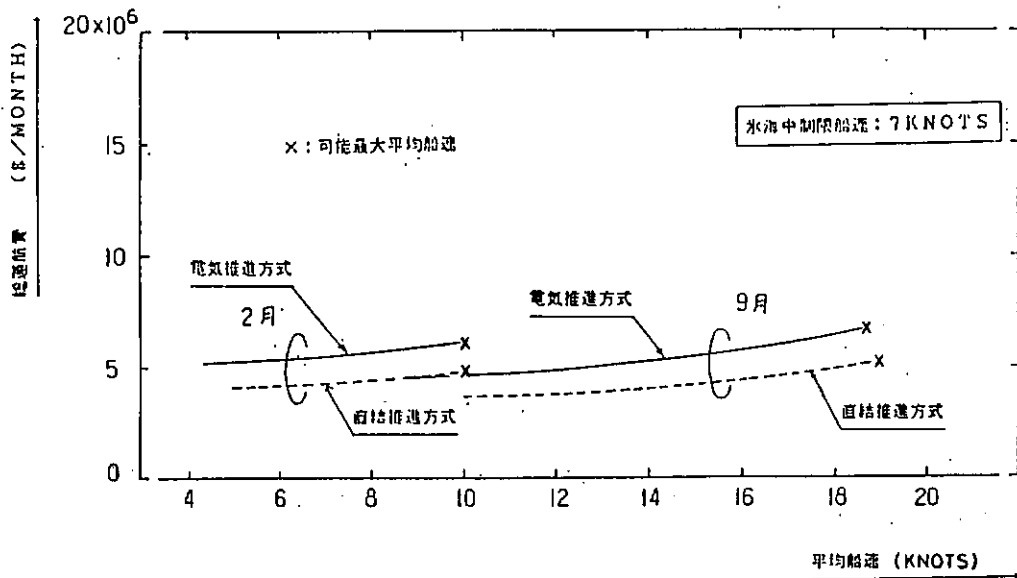


図 3.2.17a 総運航費に対する主機影響

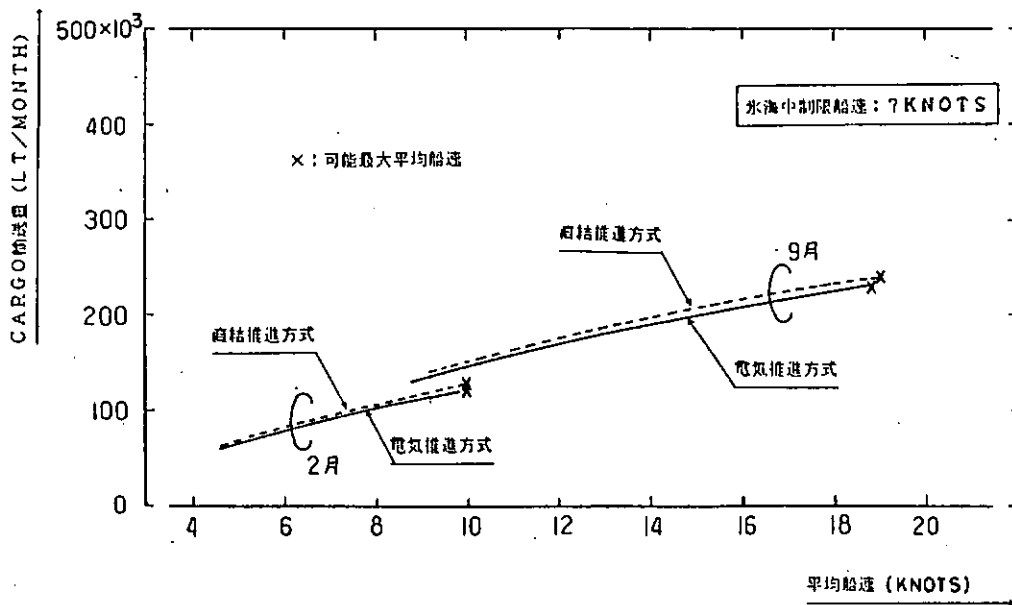


図 3.2.17b Cargo 輸送量に対する主機影響

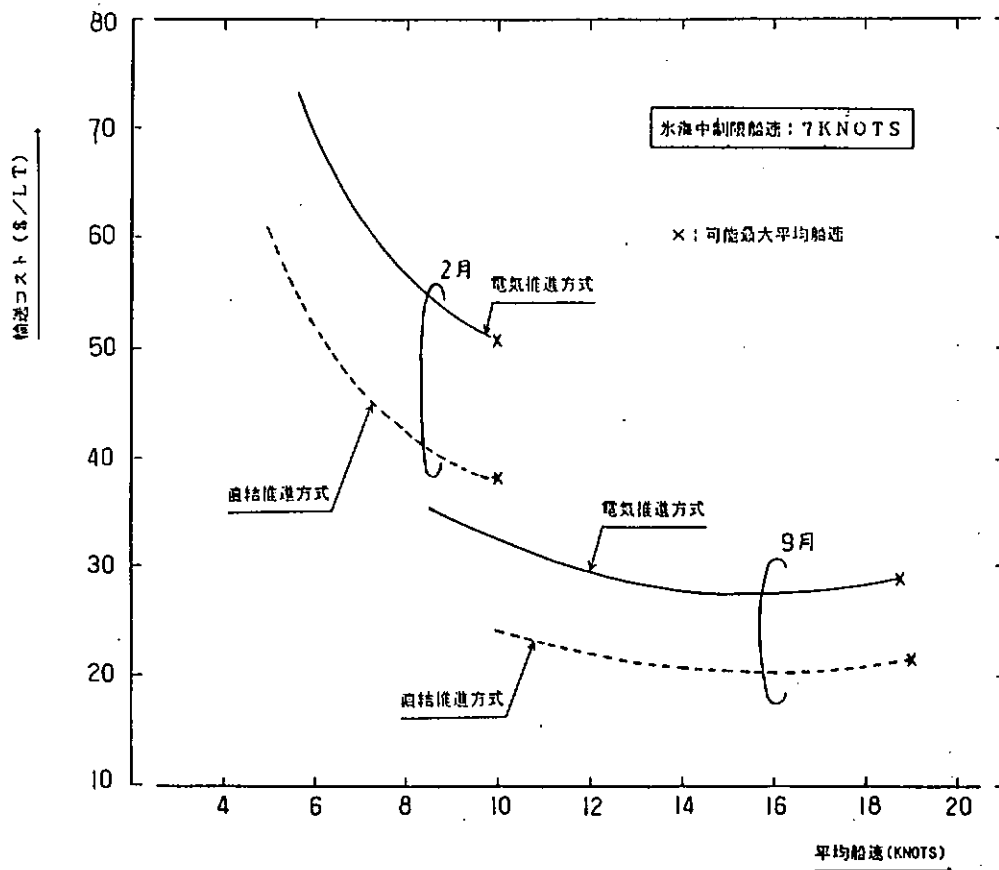


図 3.2.17c 月別輸送コストに対する主機システムの影響

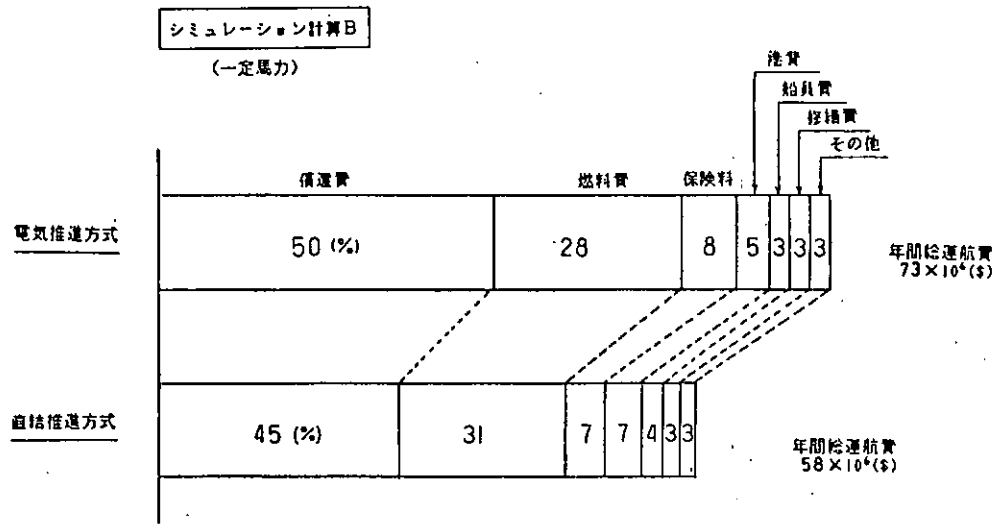


図 3.2.18 年間運航費内訳

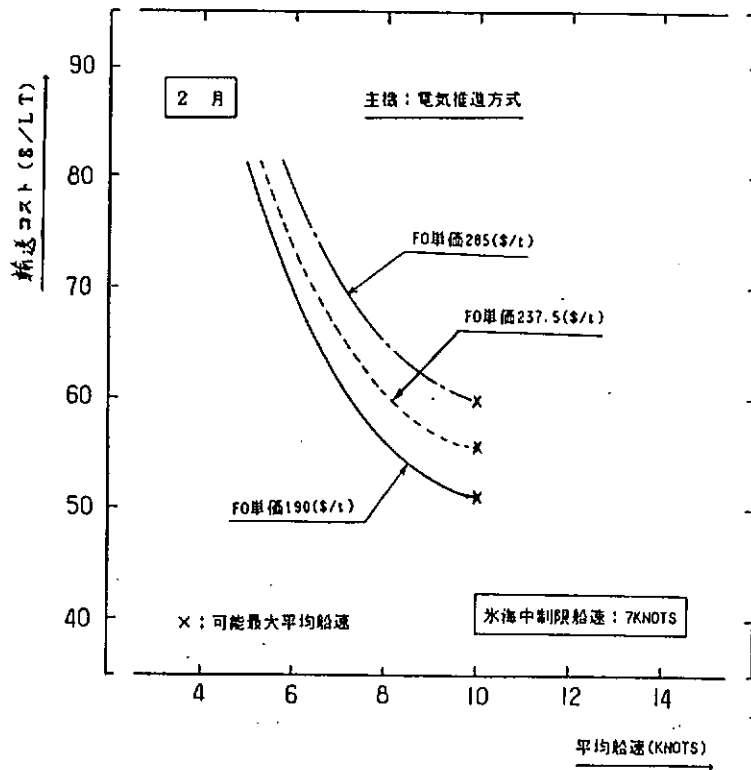


図 3.2.19 平均船速と輸送コストに対するF.O. 単価の影響

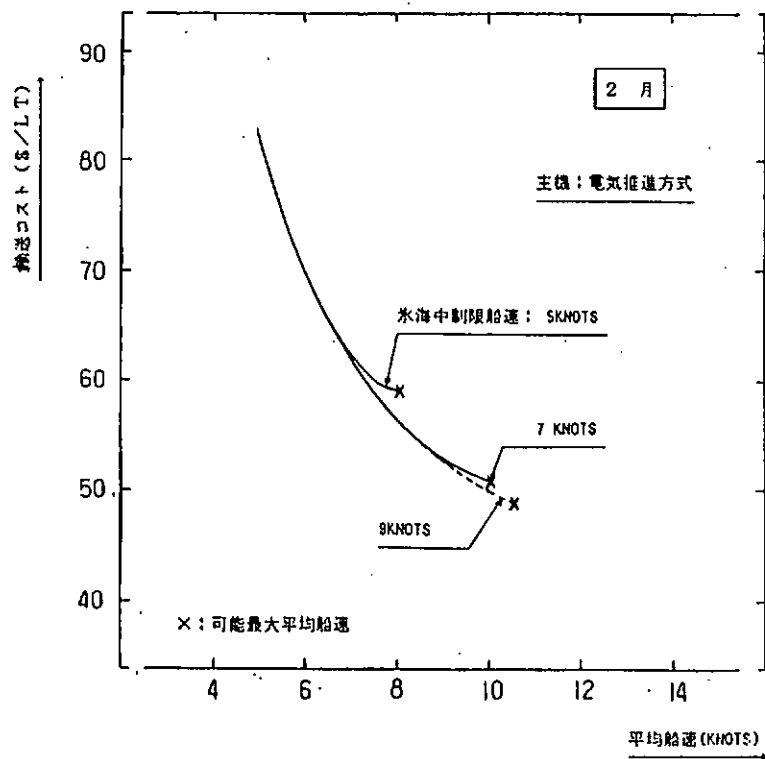


図 3.2.20 平均船速と輸送コストに対する氷海中制限船速影響

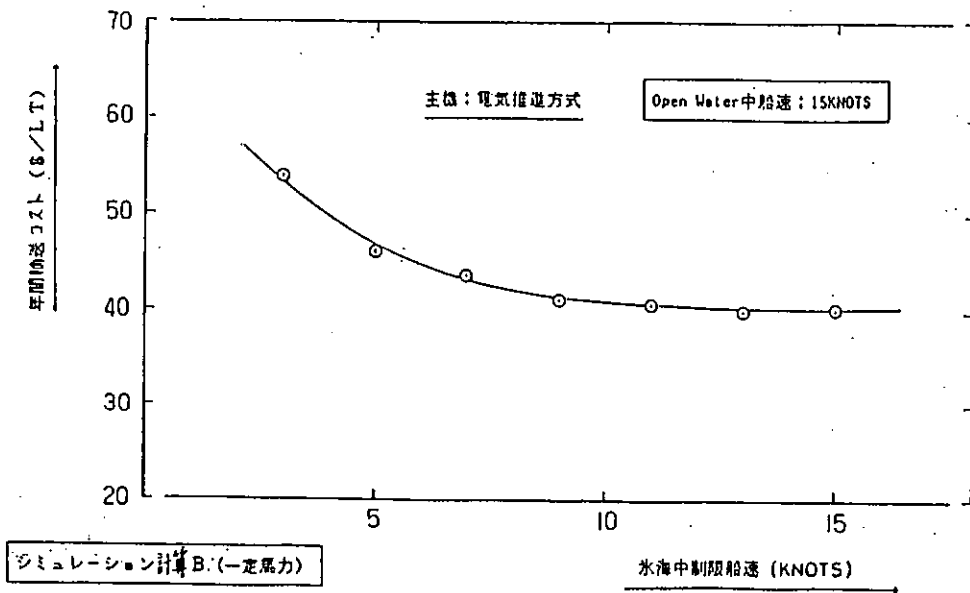


図 3.2.21 輸送コストに対する氷海中制限船速の影響

シミュレーション計算B (一定馬力)

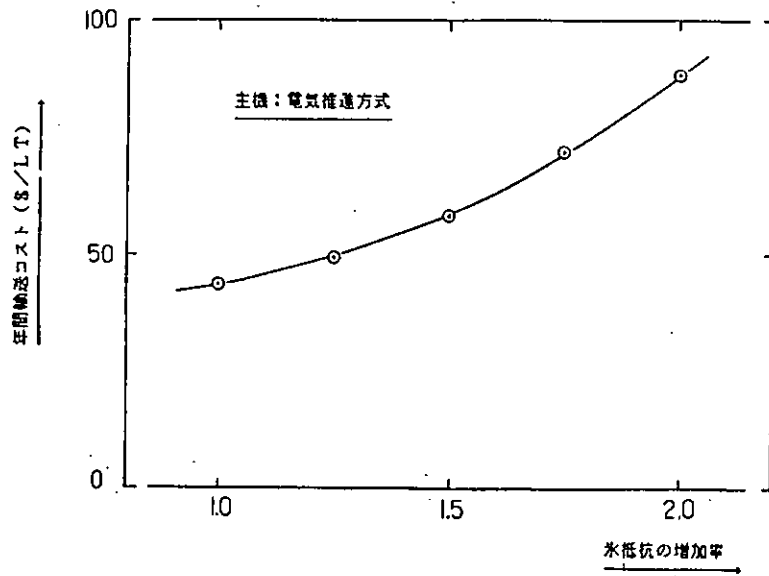


図 3.2.22 輸送コストに対する氷抵抗の影響

3.3 氷海商船の運航上の諸問題

北極圏という海気象ともに厳しい海域を船舶が安全に運航し、荷役するにあたっては次のような問題点に関して十分な検討を行ない、対策を立てる必要がある。

- ① 氷海航行
- ② 寒冷対策（凍結，着氷）
- ③ 地理的な隔離問題
- ④ その他

上記の問題点について簡単に述べる。

(1) 氷海航行

氷海域を航行するに当たっては、氷状（氷の種類、氷の厚さ、氷丘脈の大きさと頻度等）を考慮して航路を決定することが、本船の安全運航及び経済運航に密接に関係するため航路の正確な氷象情報の入手が不可欠である。このような氷象情報は、陸上機関により航空機や衛星を利用したりモートセンシングを解析して本船に提供が行なわれるものと考えられるが、本船上ではさらに氷状偵察のためのヘリコプターや強力な照明装置、赤外線双眼鏡及びレーダー等の利用による入手情報の確認が必要となろう。また正確な船位決定も航路決定においては重要な項目であり従来以上に精度の高い船位測定手段が必要である。

(2) 寒冷対策

北極海の気温は冬期ではマイナス30℃～35℃、最も寒い場合にはマイナス55℃にもなり 繊維品の凍結防止対策、居住区暖房装置の二重化、交通路の凍結によるスリップ防止対策甲板の着氷防止対策等が必要である。また寒冷、寒風下での甲板作業を削減するために、甲板機械や荷役装置のリモコン化、自動化を進める必要がある。

(3) 地理的な隔離問題

北極圏という文明圏から遠くはなれ、かつ極寒、強風、極夜という厳しい自然条件の中での生活を強いられる乗組員の精神衛生対策として、居住区設備の向上、娯楽サービスの提供について十分な配慮が必要である。

船舶の修理については原則として揚地サイドで行われるが、小規模な修理については北極圏の積地でも実施可能なような配慮が必要である。また万一の事故発生により本船よりの離脱が必要となった場合、救助作業の遅延が通常海域より予想されるため、救命設備に関しても十分な配慮が必要である。このような危急時をはじめ、遠隔隔離地においては通信手段の確保もまた重要な問題である。北極圏においては電離層が不安定のため、電離層の反射を利用する通常の無線通信手段は安定したものとは言えない。このため通信衛星を利用した（例：インマルサットシステム）通信の確保が必要である。

(4) その他

氷海域における船舶の運航については、現在のところ国内では南極観測砕氷船「ふじ」、「しらせ」の実績しかなく運航要員を含めたノウハウが乏しいため、実際の運航に先立ち、十分な訓練航海を行いデータの収集、乗組員の訓練を行う必要があるものと考えられる。また訓練航海以外に運航要員の訓練を行うことが可能な操船シュミレーターの開発も必要である。

4. 氷中シリーズテスト

4.1 はしがき

船舶の氷中抵抗が、主として氷板の破壊に基くものであれば、氷中抵抗は、船幅に比例し、氷中抵抗を支配する船型因子は船幅であることになる。しかし、砕氷タンカー船型のように、その経済性の観点から、長い船体平行部を持たざるを得ない場合には、船体と氷間に作用する氷摩擦の影響が大きいことが予想され、従来の砕氷船ベースの氷中性能を転用することは難しい。

氷中性能が、船首における単純な氷板破壊特性だけに支配されるものではないとすれば、砕氷タンカー船型の氷中性能を支配する船型因子も、船首傾斜角や水線角などの船首部の局所的な船型パラメータの外に、長さ・幅比や方形係数と言った、グローバルな船型因子の影響を検討することが必要となる。

もとより、無氷域を航行する一般船舶の百年を越す船型研究に比較すれば、十隻そこそこの系統的模型試験によって得られる船型資料は、微々たるものに過ぎないが、今回実施した系統的試験により、砕氷タンカー船型の氷中性能の概要を明らかにすることはできたと思われる。

本部会で行った系統的試験結果は、各年度研究資料に詳述されているので、ここではその概要を述べることとする。

4.2 供試模型船等

模型船は、全て、エポキシ樹脂コーティングの木製であり、表面処理を統一して、氷摩擦係数が0.07程度になるように調整した。プロペラは全模型船について共通のものを用いた。3軸のプロペラは、ブロンズ製で、その翼端部は、設計時 $r = 0.2 \text{ mm}$ に対して、実際には $r = 0.6 \text{ mm}$ となるように修正して製作した。これは翼強度上の配慮による。

模型船要目を表4.1に、母船(M. NO. B-003)の正面線図等を図4.1に示す。

船尾形状については、将来の研究課題とし、船体後半部を可能な限り一定とし、船首部を交換する分割模型船により、シリーズテストの内容を充実させることを考えた。このため、例えば、船長・幅比 L/B シリーズでは船幅を一定として船長を変えるなど、平水中のシリーズテストとは多少異なる。

表 4.1 模型船主要目

MODEL NO.	$l_{pp}(m)$	$B(m)$	$d(m)$	$C_B^{\#}$	$C_P^{\#}$	$V(m^3)^*$	$S(m^2)^*$	$\eta_{CB}(n)^*$
B-003	5.000	0.7222	0.2778	0.748	0.752	0.7526	5.216	0.051
B-004	6.400	0.7222	0.2778	0.802	0.806	1.0320	6.946	0.057
B-005	3.750	0.7222	0.2778	0.666	0.669	0.5031	3.671	0.039
B-011	5.000	0.7222	0.2778	0.732	0.760	0.7367	5.139	0.045
B-012	5.000	0.6250	0.2778	0.747	0.752	0.6507	4.811	0.050
B-013	5.000	0.8333	0.2778	0.747	0.750	0.8673	5.628	0.051
B-014	5.000	0.7222	0.2778	0.713	0.752	0.7849	5.262	0.193
B-019	5.000	0.7222	0.2778	0.744	0.747	0.7482	5.193	0.041
B-020	5.000	0.7222	0.2778	0.749	0.753	0.7535	5.268	0.058
B-021	5.000	0.7222	0.2778	0.761	0.765	0.7657	5.246	0.085
B-022	5.000	0.7222	0.2778	0.773	0.777	0.7781	5.301	0.115
B-030	5.000	0.7222	0.2778			0.7437	5.262	0.033
B-031	5.000	0.7222	0.2778			0.7487	5.250	0.017

; naked

* ; with all appendages

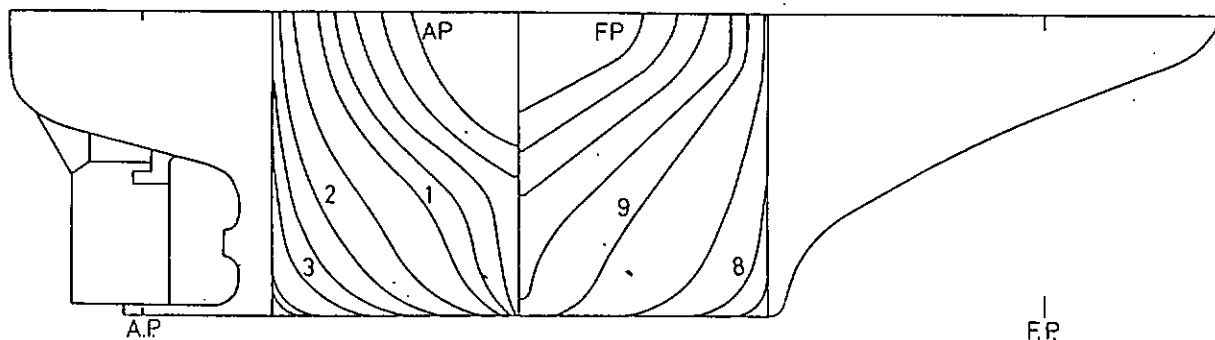


図 4.1

4.3 L/B シリーズ

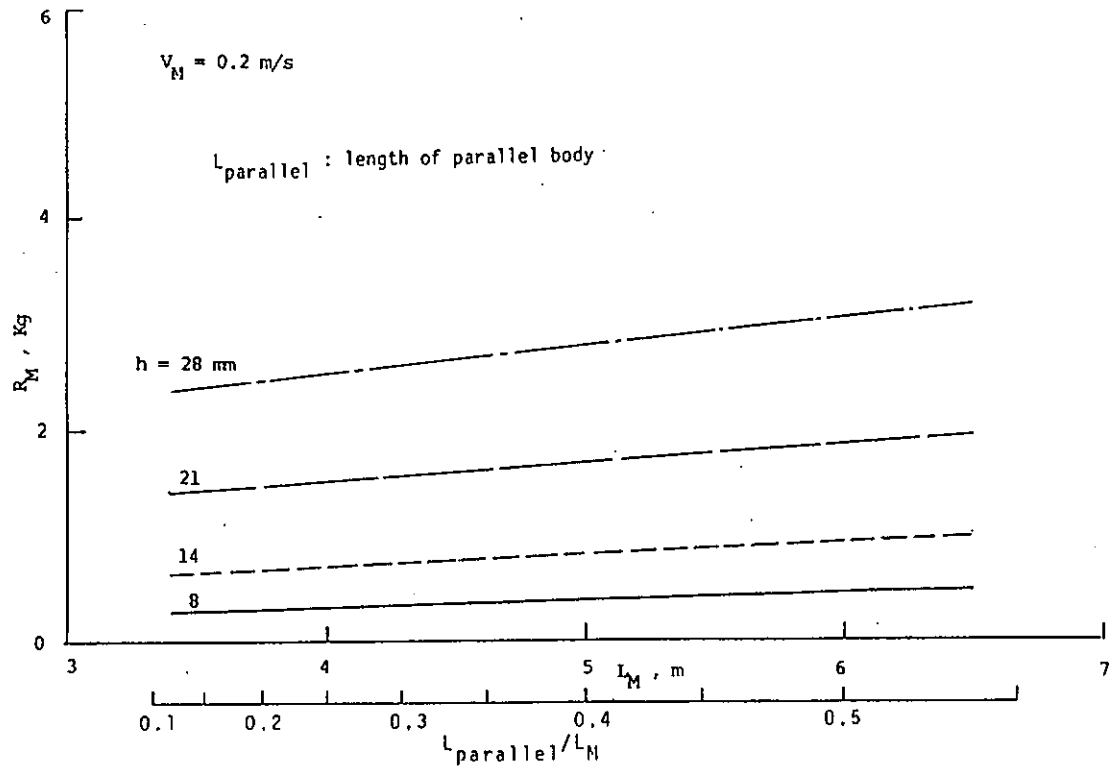
L/BシリーズはM.NO. B-003, B-004, 及びB-005の3隻を用いた。このシリーズでは、船幅を一定とし、船首部及び船体後半部を不変として、船体平行部の長さのみを変化させた。船長及び排水量は、それぞれ、かなり異なる。

実船対応を考えれば、Froude 則を満足する限り模型船速も大幅に変わり、かつ又、氷厚、模型氷の曲げ強度も、それぞれに異なることになる。しかし、これらの水中抵抗に及ぼす影響は、単純でないので、Froude 則に従って模型試験を行っても、補足的なシリーズテストを行わない限り、性能比較が難しい。

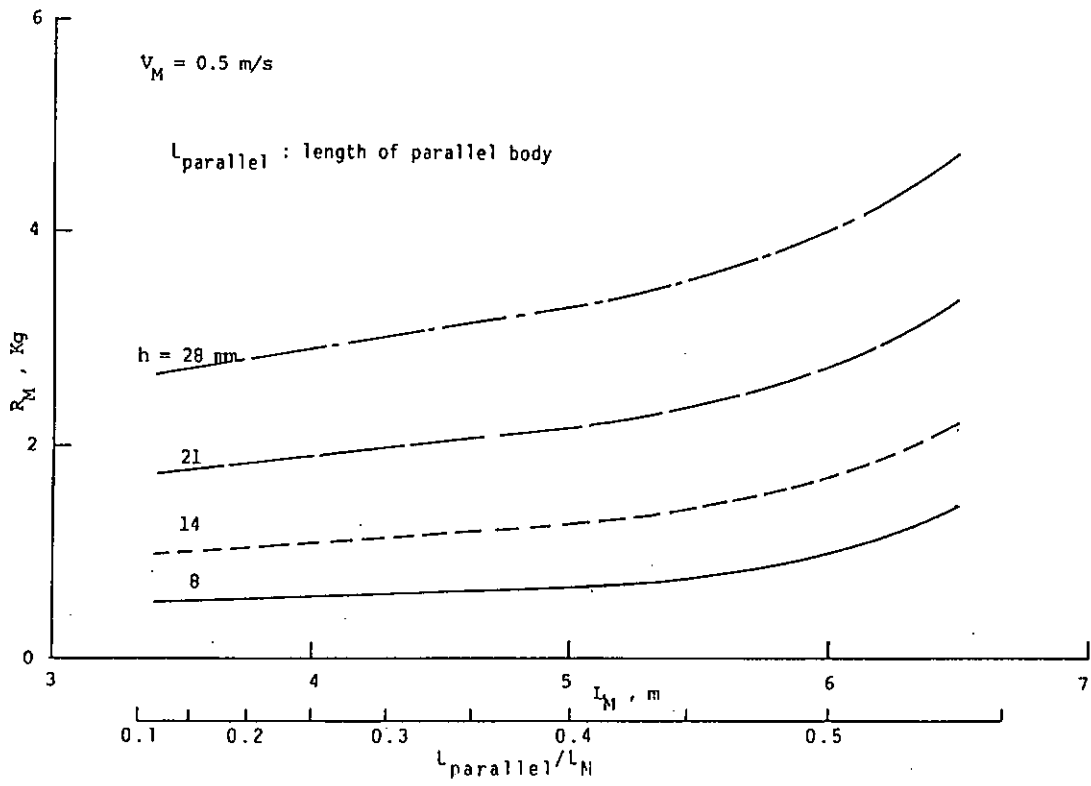
そこで、船体平行部の増長により、同一条件下で、水中抵抗がどのように変化するかを視点を置いて実験を行うことにした。氷と船体との間に働く氷摩擦や、相互干渉が僅かであれば、水中抵抗は単なる船体平行部の増長によって変らない筈である。又、氷摩擦の影響があったとしても、これが、クーロン摩擦的なものであれば、水中抵抗は、船体平行部の増加に比例して漸増する筈である。

試験結果を図 4.2, 4.3 及び 4.4 に示す。低速では船体平行部の増加と氷厚の増加に比例して、水中抵抗は増加し、船体平行部の増長に基く抵抗増加が、氷と船体との接触面積の増加にほぼ比例する、比較的単純な氷摩擦抵抗の増加に起因することが判る。一方、船速が増すと、水中抵抗は、船体平行部の増加に比例せず、新しい抵抗成分、即ち、船体と氷象、砕氷片との複雑な干渉に起因する氷縁抵抗が発生するようになることが判った。氷縁抵抗は、船体平行部の長さがある値を超えて発生し易くなる。本実験では、船体平行部の長さの限界は、船長の 40 % であると言えるが、極端に厚い氷板中では、更に短かくする必要がある。

船体平行部が、短かければ船底部に廻り込んだ砕氷片が、プロペラ面へ浮上流入してくる確率が増加し、比較的軽度ではあっても、アイス・トルクの発生頻度が増加すると共に推進効率の低下を来す。このような意味での船体平行部の下限は、吃水、船速、氷況によっても異なるが、本シリーズの場合には、大約 0.25 L 程度と考えられる。



⊠ 4.2



⊠ 4.3

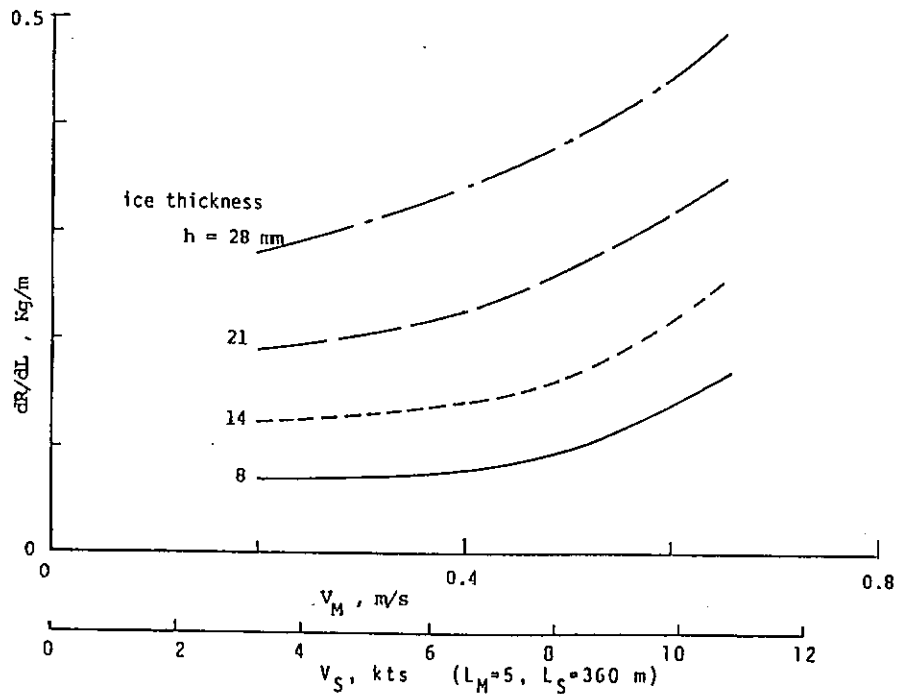


図 4.4

4.4 B/d シリーズ

幅、吃水比 B/d シリーズは、船長及び吃水を一定として船幅を変えた M. NO. B-012 及び B-013 からなる。従ってこれらは船幅シリーズでもあり、又 L/B シリーズでもある。

船体平行部を持たない砕氷船船型については、平坦氷中の抵抗 R は、 V を船速、 C_1 、 C_2 を係数、 h を氷厚として、ほぼ

$$R = (C_1 + C_2 V^2) B h$$

で表わすことができる。即ち、船幅がそれぞれ B_1 、 B_2 の船の氷中抵抗を R_1 、 R_2 とすれば

$$R_1 / R_2 \sim B_1 / B_2$$

となることになる。

両模型船の平坦氷中の抵抗試験結果を図 4.5 に示す。又、排水量で無次元化した抵抗値を図 4.6 に示す。これらの試験結果から明らかなように、長い船体平行部を有する砕氷タンカー船型にあっては、氷中抵抗は船幅に比例しない。砕氷タンカー船型では、単位排水量当りの氷中抵抗を考える場合には最適な船幅が存在することになる。但し、厳密には最適な船幅は氷況及び氷質によって多少異なることが予想される。

尚、氷中抵抗に対しては船首水線角等の影響は少なくないから、 B/d の影響に純粹に検討するためにはこれらのパラメータを変化させた補足的なシリーズテストが必要となる。

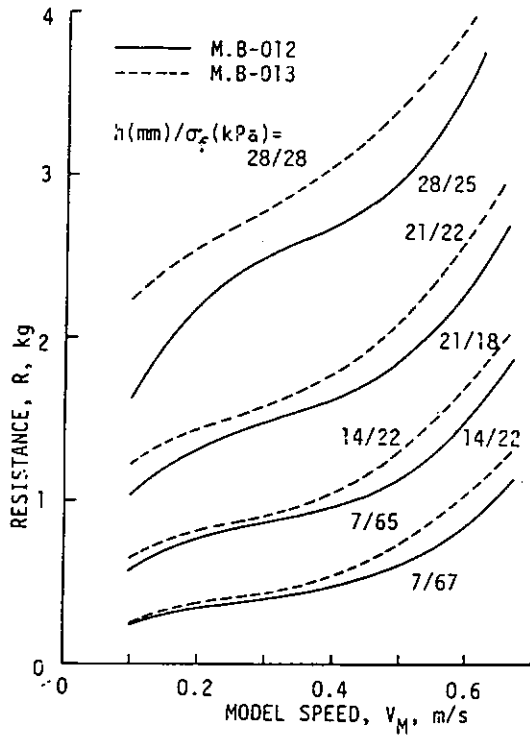


図 4.5

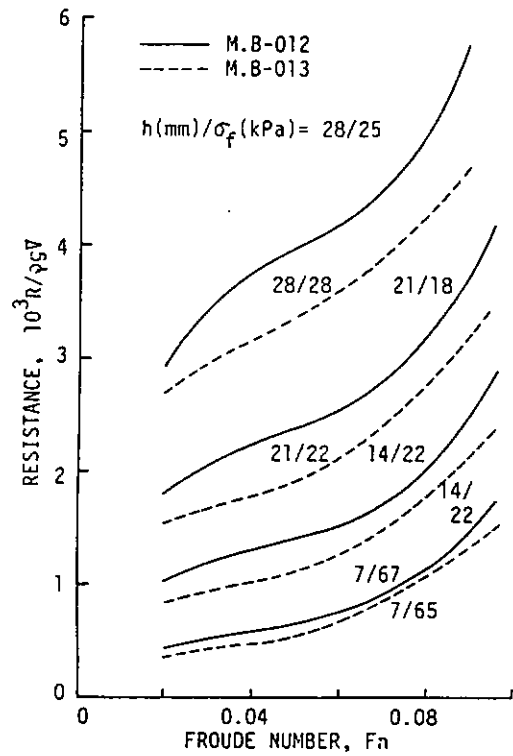


図 4.6

4.5 midship シリーズ

midship シリーズは水中抵抗に対する船体平行部の side flare の有無の影響を検討した side flare シリーズと、船底部の砕氷片の運動に及ぼす船底勾配の影響を調べた rise of floor シリーズとからなる。

4.5.1 side flare シリーズ

side flare は氷海中において beset 状態からの離脱、氷荷重軽減に有効なものとして 砕氷船等に広く利用されている。砕氷船とは異なる砕氷タンカーでは side flare の効果は beset 離脱や氷荷重軽減に関する効用については砕氷船々型と同様と考えられるが、水中抵抗に対する影響については具体的な資料がない。

side flare シリーズは wall sided の母型 (M.NO.B-003) と 8° の side flare をつけた M.NO.B-011 からなる。

試験結果を図 4.7 に示す。side flare は水中抵抗に関しては砕氷に対する有効船幅を増加させる効果を有し、このため平均的な水中抵抗は、wall sided 船型に比して大きくなる。単位排水量当りの水中抵抗と比較した場合には当然のことながら、更にその差違が拡大する。しかし side flare を有する場合には、砕氷抵抗の増大の見返りとして開水路の幅が相対的に広くなり、wall sided 船型に見られたような非対称横揺れ (横傾斜) や、水中抵抗の異常増加が発生せず、抵抗変動量は、wall sided 船型より少なく、安定した航走を示す。又、特に氷厚の大きな場合や、船体平行部の長い場合に、氷縁抵抗成分の増加を押える効果が期待できる。

実際の氷海では氷盤内には様々な要因により内圧が存在し、このような氷盤内を航行する際には船体にはかなりの水平力が働く恐れがある。このような状況下では wall sided 船型では水中抵抗が異常に増大する懸念があり、一方、side flare 付の船型ではこのような可能性が少なく、通常に近い水中航行性能を保持することができる。このような観点から、side flare は内圧のない一様氷板中の抵抗が wall sided 船型に比して多少増加しても、安全な実地的な船型であると言える。

又、乾舷の少ない wall sided 船型では船側での甲板への砕氷片の乗上げの可能性があり、危険である。beset 対策や、氷荷重軽減上では、side flare が重要であることは言うまでもない。

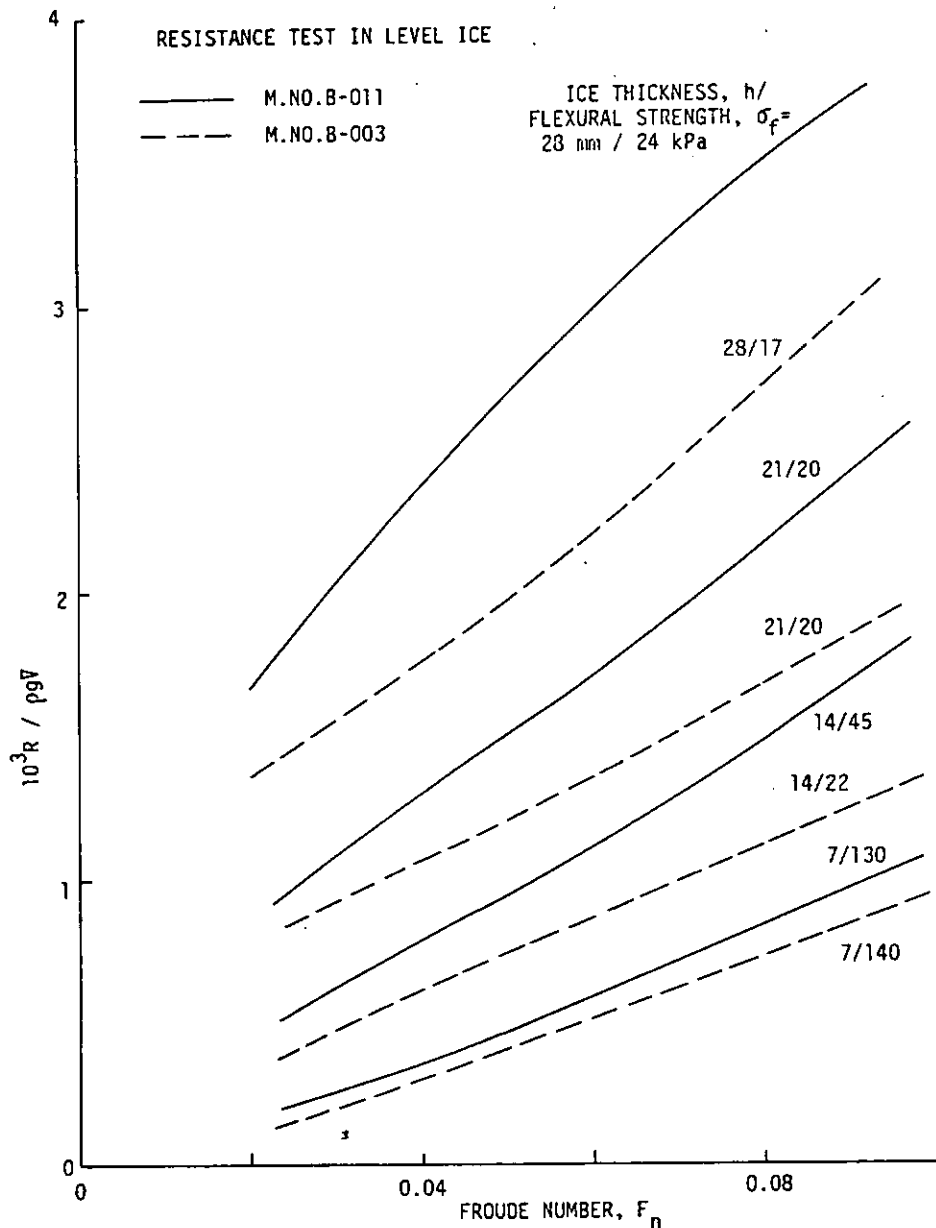


図 4.7

4.5.2 rise of floor シリーズ

砕氷船々型と異なりタンカー船型では平底が一般であり、砕氷タンカーにおいても平底を踏襲した設計となっている。このため、船首部で破壊生成した砕氷片の船底部での挙動は、砕氷船とはかなり異なったものとなっている。船底部での砕氷片の挙動に、船底勾配がどのような効果を有するかを調べたのが本シリーズである。

rise of floor シリーズは平底の母型 (M.NO. B-003) と、母型を臨時に改造してその船底部を増厚して、船底勾配を付けた M.NO. B-014 からなる。M.NO. B-014 は全く便宜的なもので、船底部の形状は Inuid に近い。

船底部に廻り込んだ砕氷片の運動の観測結果を図 4.8 に示す。

平底で、長い船体平行部を有する砕氷タンカーでは、船底部に廻り込んだ砕氷片は、氷片の浮力に基づく底面との摩擦力と底部の厚い境界層によって平底部に停留、もしくは微速で船尾部へ移動する。船尾部に至れば、船尾部の開水面に浮上するか、又はプロペラ面に流入する。船底部の氷片の滞留は、冷却水系の氷閉塞の原因となる外、水中抵抗を微増させ、プロペラ面の流入によって、アイス・トルクやアイス・スラストを発生させ、同時に推進効率を低下させる要因となる。

M.NO. B-014 の船底勾配は 5° であるが、船底部での砕氷片の滞留、浮上にこの程度の船底勾配でもかなり有効であることが判る。但し、砕氷片の船底部からの浮上には図 4.9 に示すように bilge radius の影響もある。

尚、長い船体平行部を有する船型では、船体平行部で船底部から浮上した砕氷片が、船側と氷縁に介在して、非定常な氷縁抵抗を増大させる恐れがあり注意が必要である。

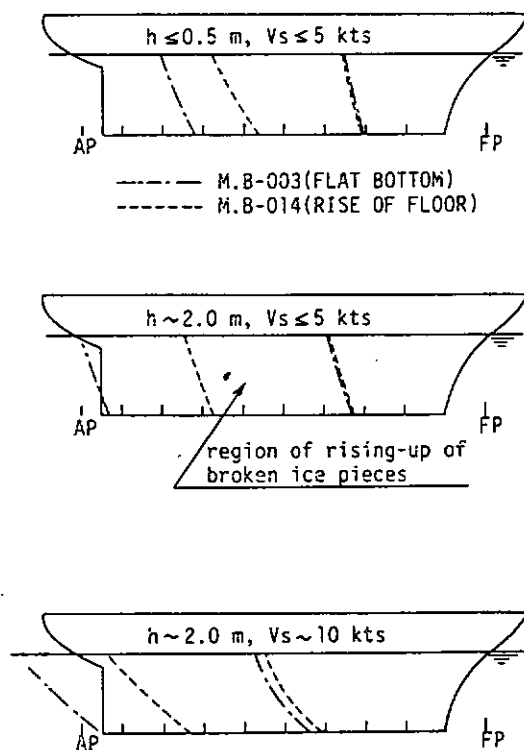


図 4.8 砕氷片の浮上範囲

RISE-UP OF BROKEN ICE

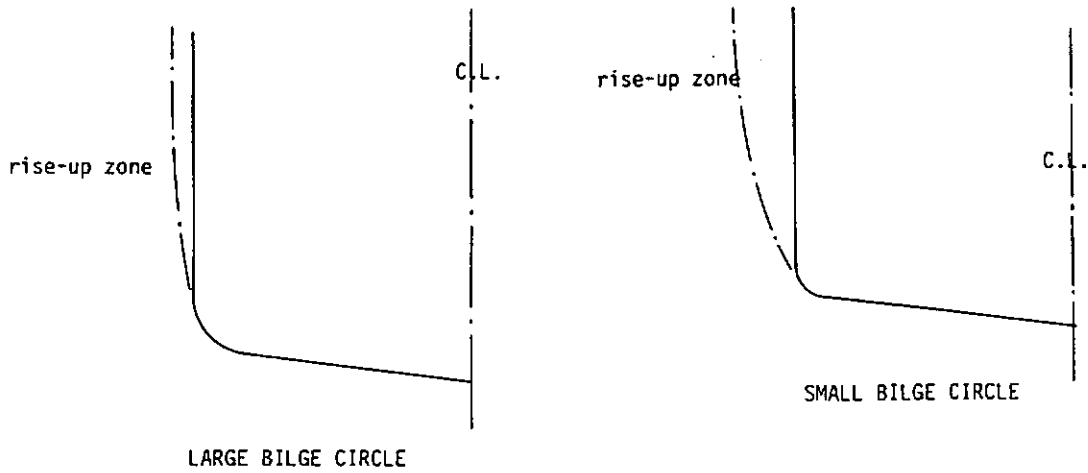


図 4.9

4.6 船首形状シリーズ

砕氷現象にとって、船首部の形状が支配的な影響を持つことは言うまでもない。船体まわりの氷板の破壊は stem 近傍だけでなく、程度の差こそあれ、船首肩部の終端部までの広い範囲で発生するから、本来は単なる entrance angle や stem angle だけでなく、船首部での連続した船型変化が重要となる。

船首シリーズは stem angle を極端に小さく、 15° とした M. NO. B-019 及びスプーン船首の M. NO. B-020 からなる。本シリーズは、船首形状を定める船型因子を系統的に変化させたシリーズではない。各模型船の砕氷現象もかなり性質の異なる部分があり、水中抵抗の詳細な比較を行うことは適切でない。スプーン船首では図 4.10 に示すように、船首部での砕氷パターンは、通常の砕氷船船首形状のものとはかなり異なっている。

両模型船の水中抵抗計測結果を図 4.11 に示す。

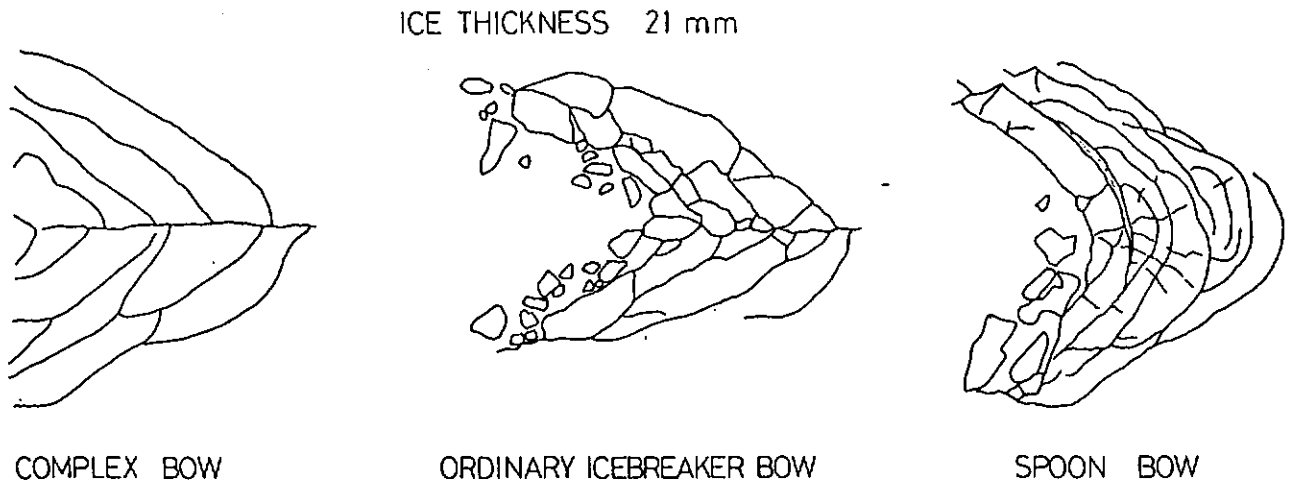


図 4.10

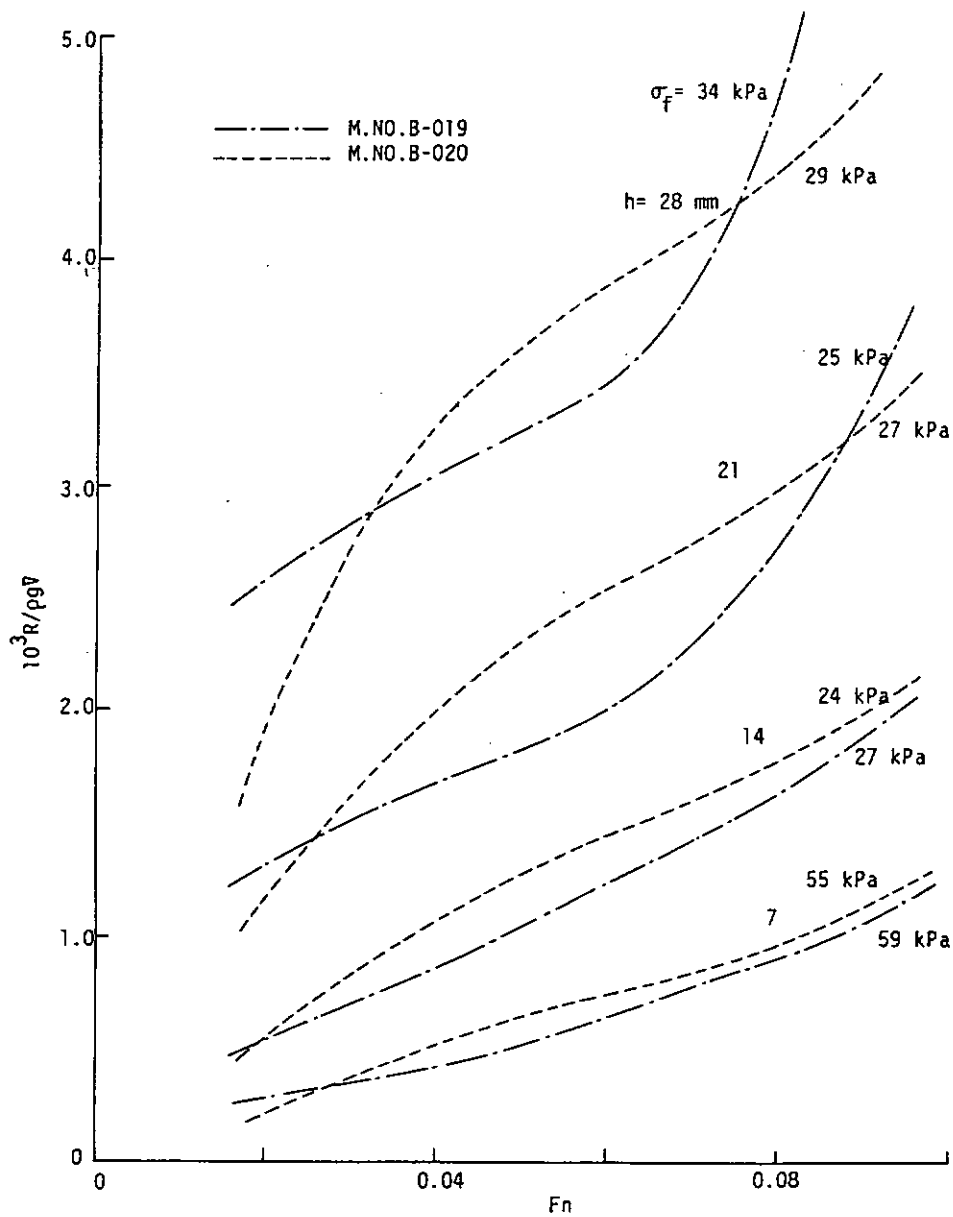


図 4.11 船首形状の影響

stem angle は砕氷船の発達と共に小さくなってきた経緯はあるが、 20° 前後が平坦氷中の性能上も、ridge 通過時の問題や船体構造強度の面からも妥当な角度と考えられる。実験から見る限り、stem angle 15° では母型に比して抵抗が大きく、船体運動も大きくなって安定な航走に欠ける傾向がある。

スプーン船首は、船首部での砕氷片の寸法も小さく、船底部への砕氷片の廻り込みも少ない。航走は安定してはいるが、氷中抵抗は予想外に大きい。又、砕氷パターンや氷中抵抗に対する船速の影響が複雑であり、これは逆に、ある氷況、氷質下で、設計速力付近で氷中抵抗の少ない船首形状を設計しうる可能性を示唆している。長い船体平行部を有する船型では、スプーン船首形状の効用はさほど無いと思われる。

4.7 C_B シリーズ

水中性能が、船首部の局所的な船型因子だけで決まらなるとすれば、グローバルな船型因子である方形係数C_Bについても検討しておく必要がある。

C_Bシリーズはnakedの方形係数が0.761のM.NO. B-021及び0.773のM.NO. B-022からなる。

両模型船の氷中抵抗を図4.12に示す。方形係数本来の影響に基くものかどうかは更に詳細なシリーズテストを行う必要があるが、その他因子の影響が含まれていることは否定できない。形の上では、方形係数についても、氷中性能上妥当な範囲が存在すると思われる。

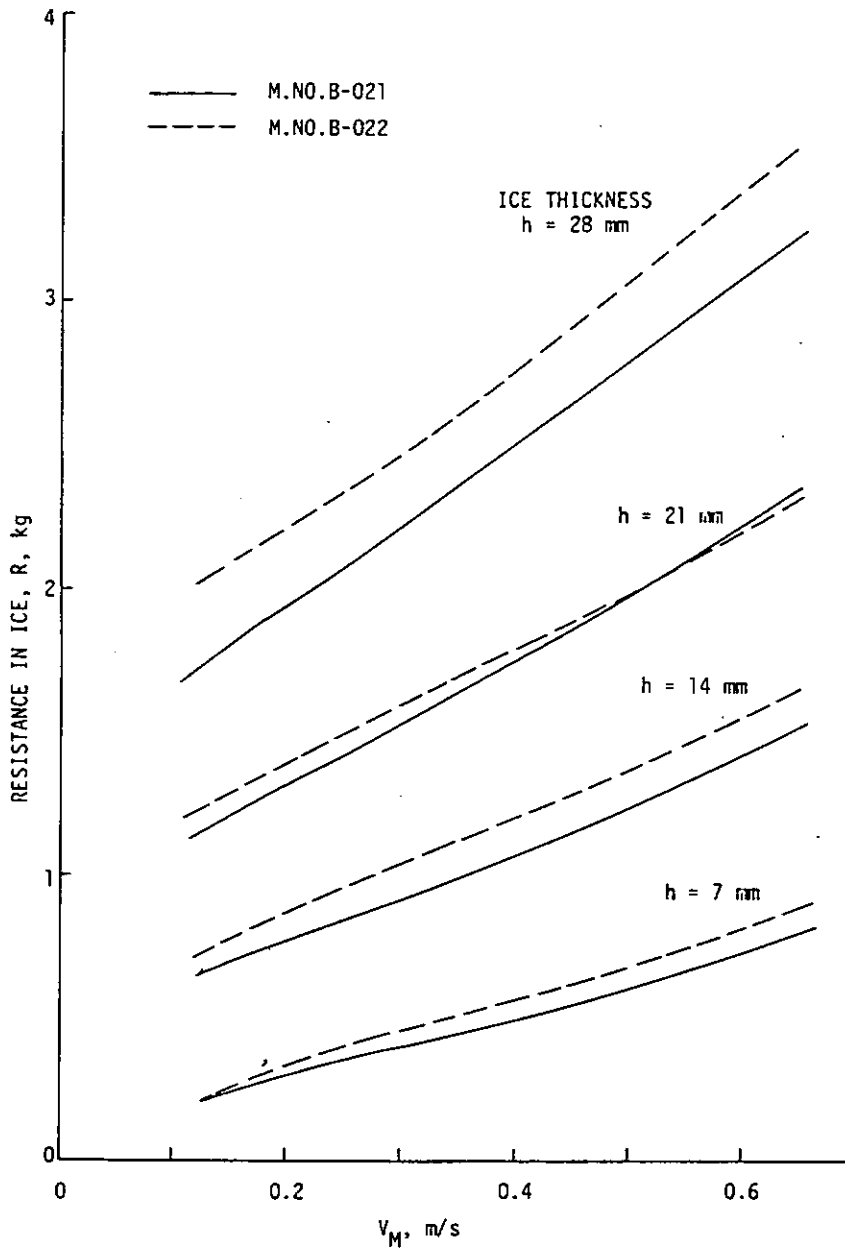


図 4.12

4.8 その他

4.8.1 流水中の抵抗

密接度が10/10に近い流水中 (broken ice floe) を航行する際に、船体まわりの氷片の運動は、砕氷抵抗がほとんど存在しないため、流水中の抵抗の主因となる。流水中の抵抗の計測例を図4.13に示す。

船の航走により、船体まわりの氷片は極めて広い範囲にわたって、船と共に運動する場合と、船体近傍のものだけが運動する場合とがある。何れの状態になるかは密接度、平均氷厚の外、船首における氷片の接触状況によって決まり、船速や船首形状によっても左右される。このように、流水中の抵抗には高低2つの抵抗値が存在する場合がある。

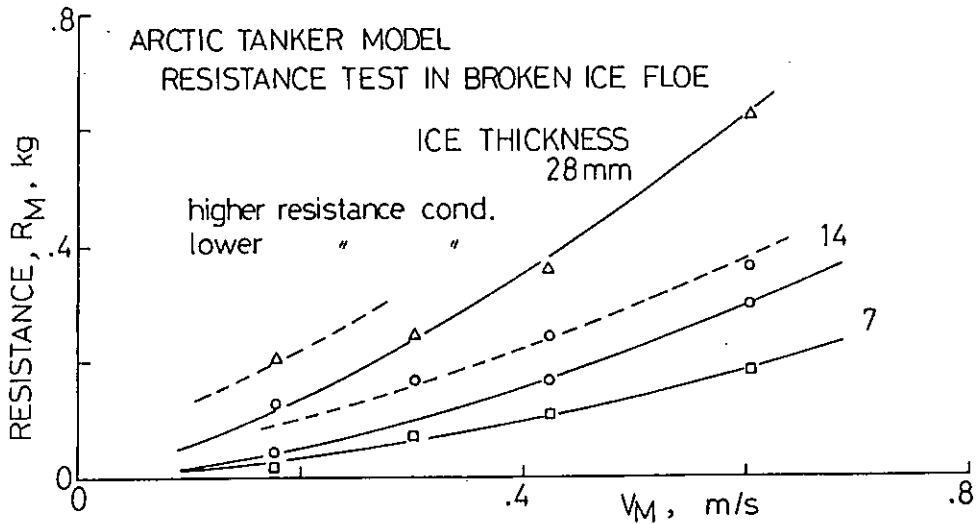
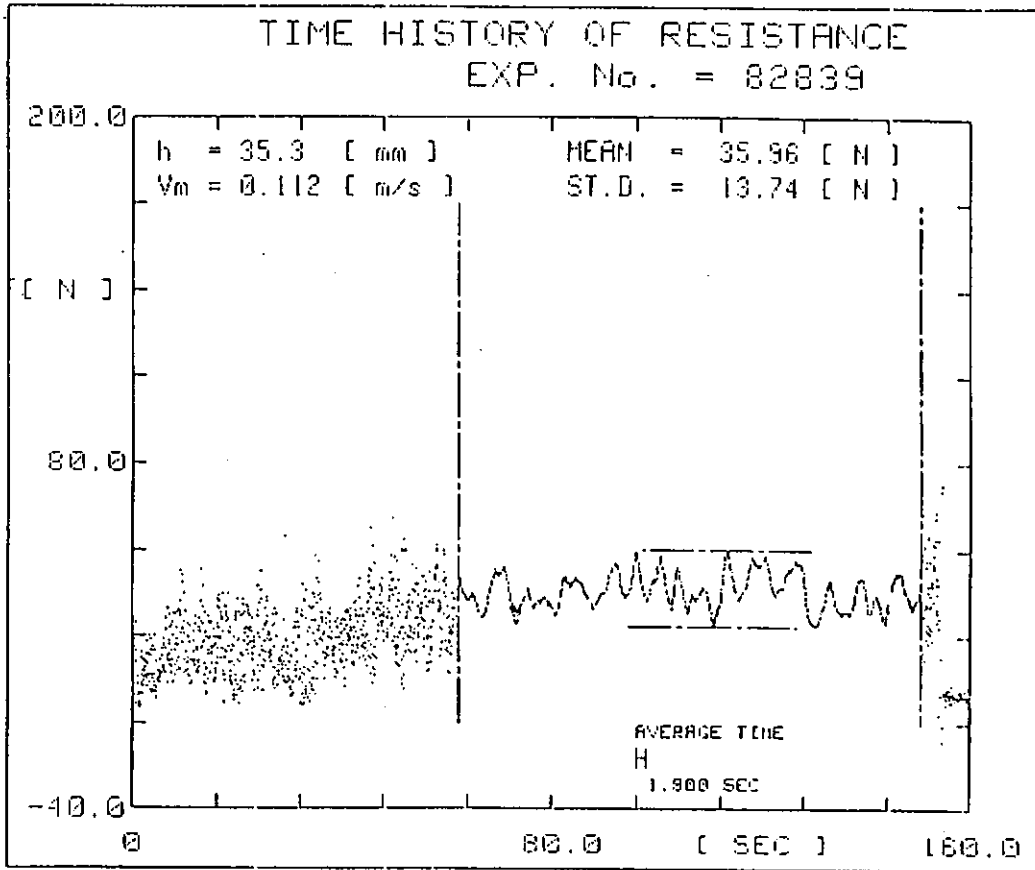


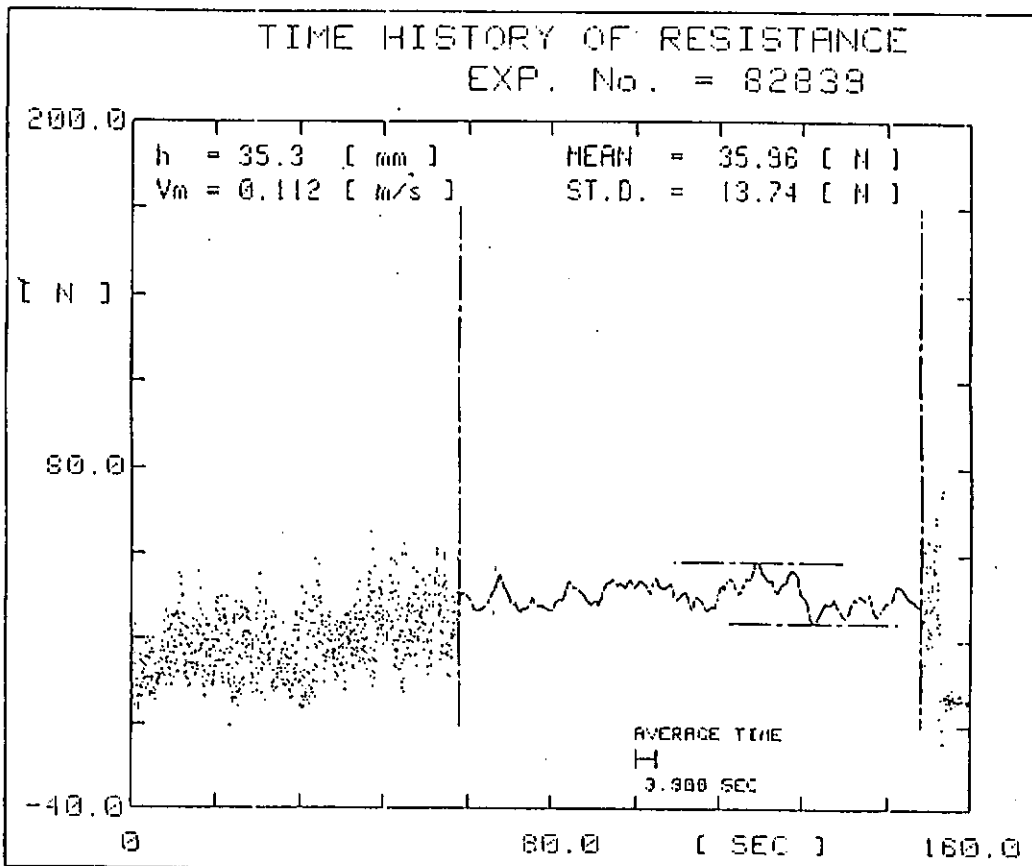
図4.13

4.8.2 抵抗変動

水中性能の評価は単なる平均値のみでは事足らない場合が多く、その変動特性を評価する必要がある。しかし、抵抗変動を正しく計測するのはかなり困難であり、抵抗変動がどのように計測されたものであるかが問題となる。図4.14, 4.15, 4.16に示すように、low pass filterのcutoff frequencyによって、抵抗変動幅はかなり異なる。



⊠ 4.14



⊠ 4.15

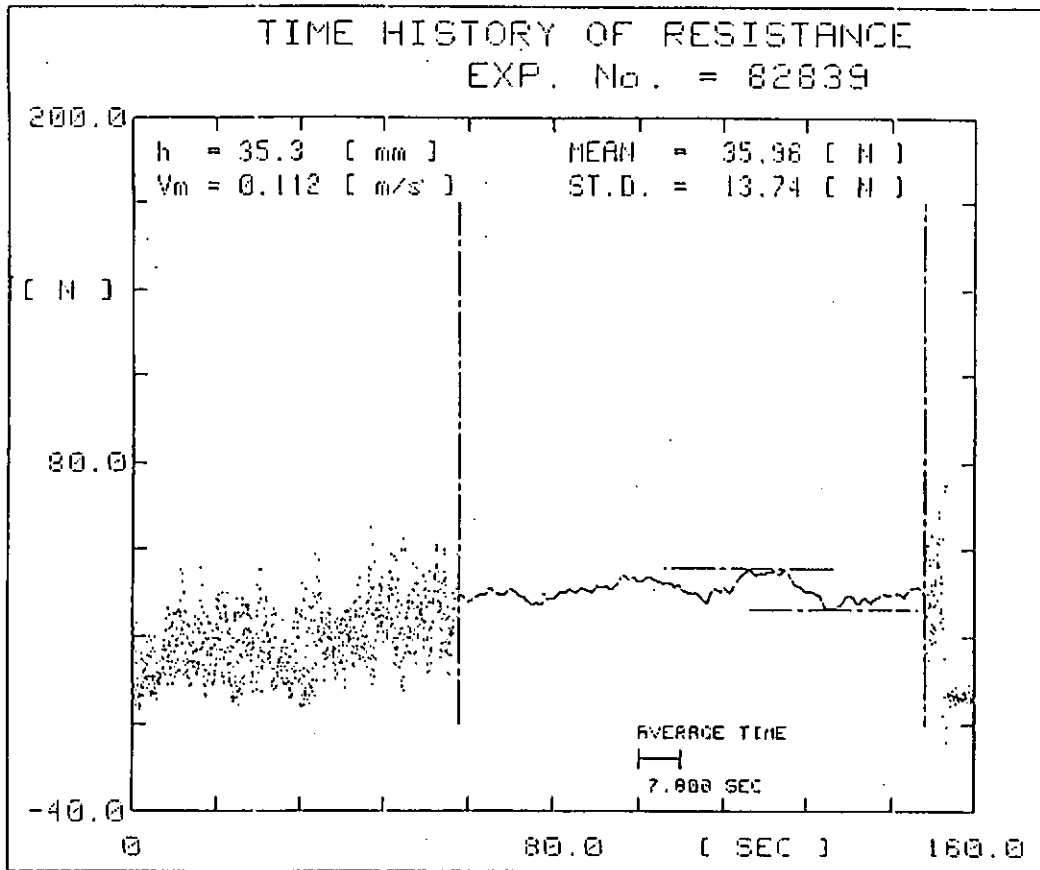
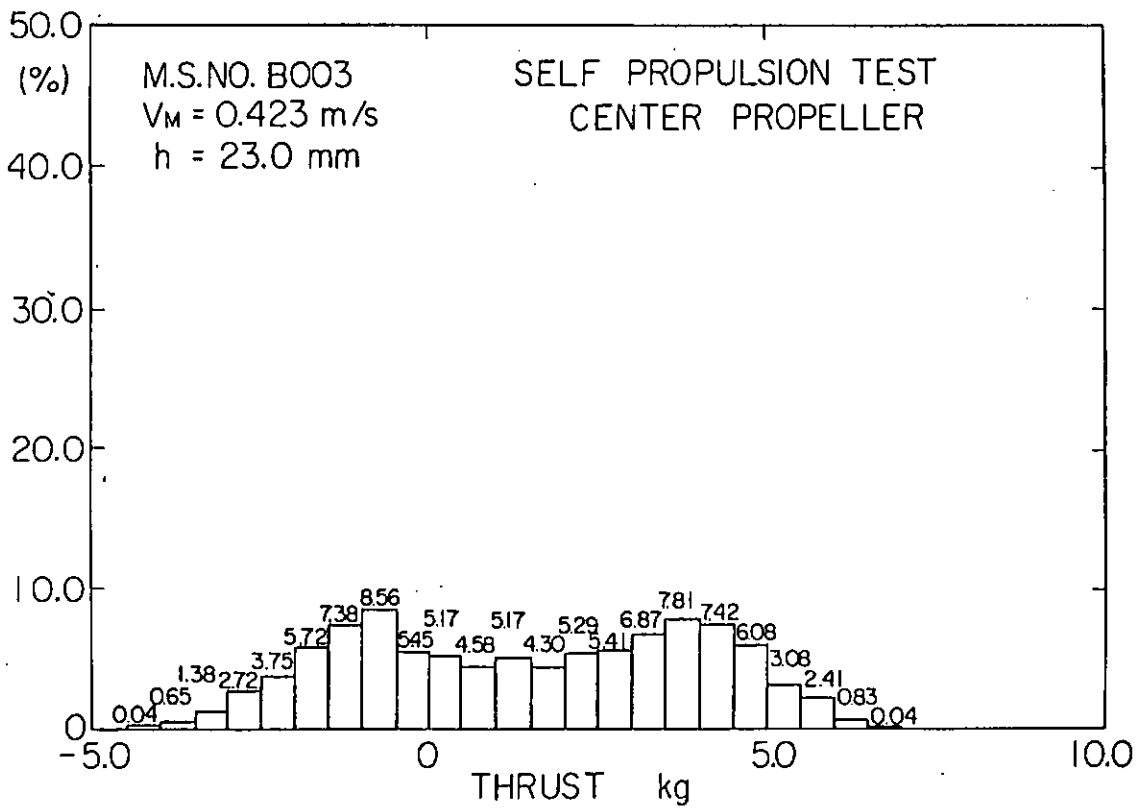


図 4.16

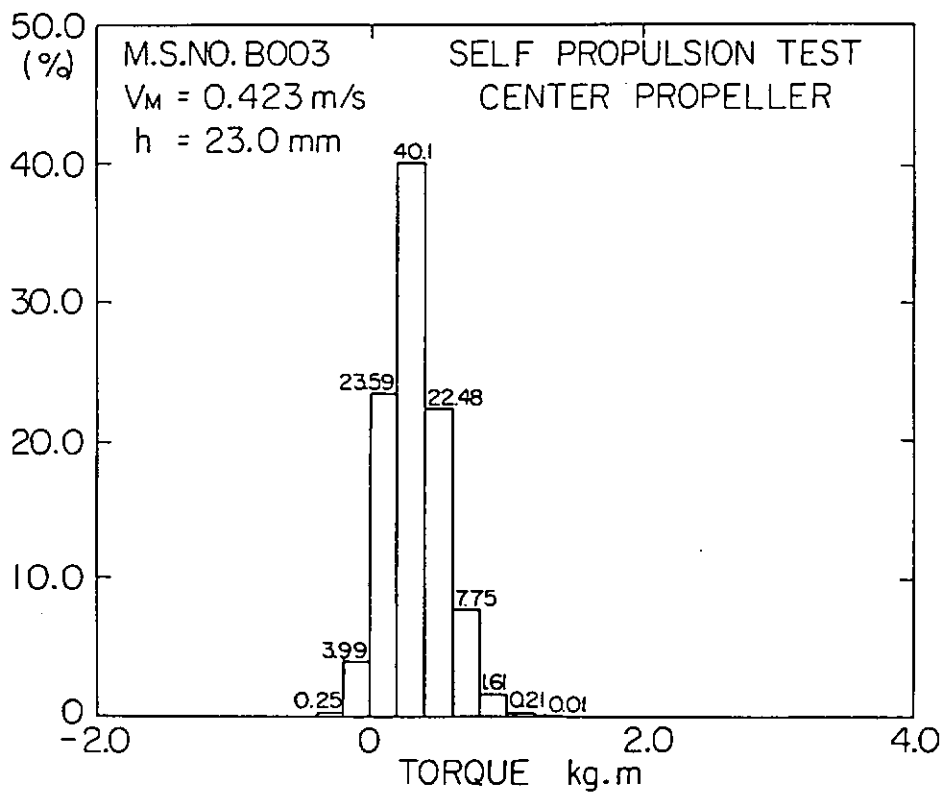
4.8.3 スラスト及びトルクの変動

水中の航走では氷片のプロペラ面への流入等により、スラスト、トルクの変動が大きい。特にプロペラ前縁と氷片との衝突、あるいはmilling時には大きなトルク変動があり、アイス・トルクとして知られている。

プロペラ翼面に沿って氷片が運動する場合には、トルク値にはアイストルクのような変動が見られず、スラスト変動に典型的なパターンが現われる。これを図 4.17, 4.18 に示す。プロペラ近傍での氷片の状況を観察できない場合にも、トルク及びスラストの変動解析によって、アイス・スラストと称すべき状態の発生を知ることができる。



4.17



4.18

4.8.4 船尾シリーズ

船尾形状の変化が水中性能に及ぼす影響については、将来の研究課題としたが、船尾部の増幅によって、砕氷片のプロペラ流入の様相がどのように変わるかを検討したのが、本船尾シリーズである。

船尾シリーズは、最終船型M.NO.B-030と、これをベースに船尾部を増幅したM.NO.B-031からなる。

平坦氷中の自航試験結果の比較を図4.19、4.20及び4.21に示す。

氷厚が薄い(14 mm程度)場合には船尾部増幅の効果は期待通りで、水中性能は向上するが、氷厚20 mm前後を境にして、増幅の逆効果となり速度の増加と共に増大する氷縁抵抗が増加する。プロペラ面への砕氷片流入量もM.NO.B-031が、M.NO.B-30に比して多い。

全ての氷厚、氷質、速度域にわたって、絶対的に優れた船型を求めることは、かなり困難と思われる。

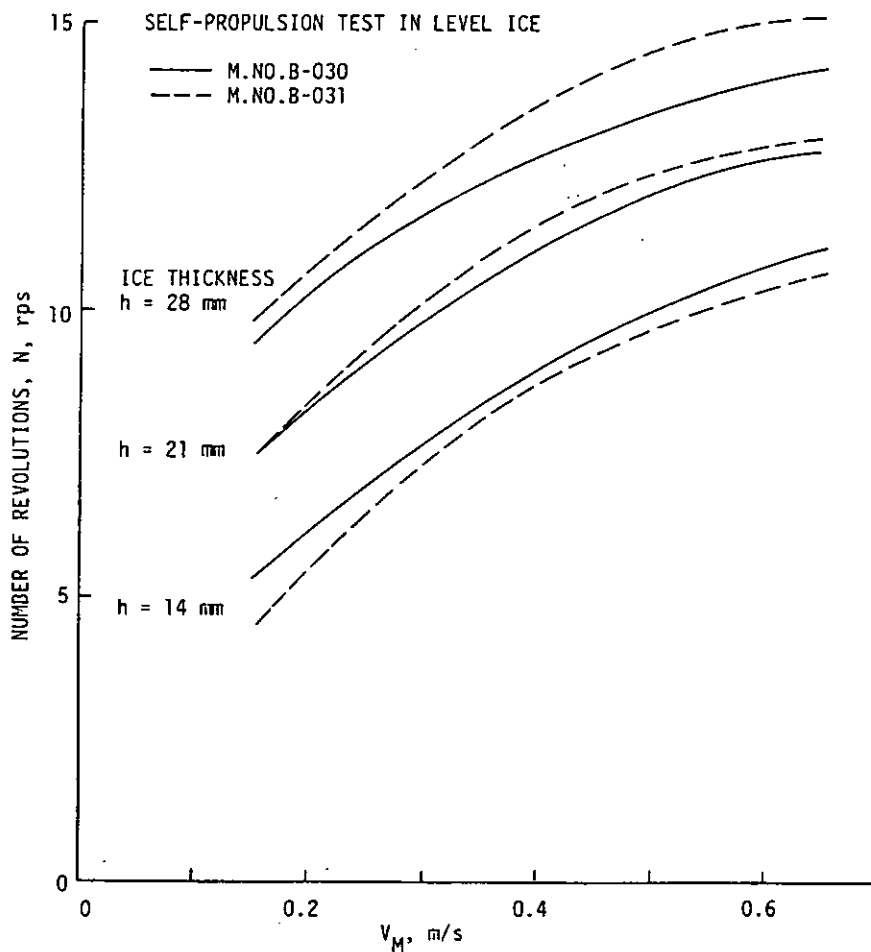
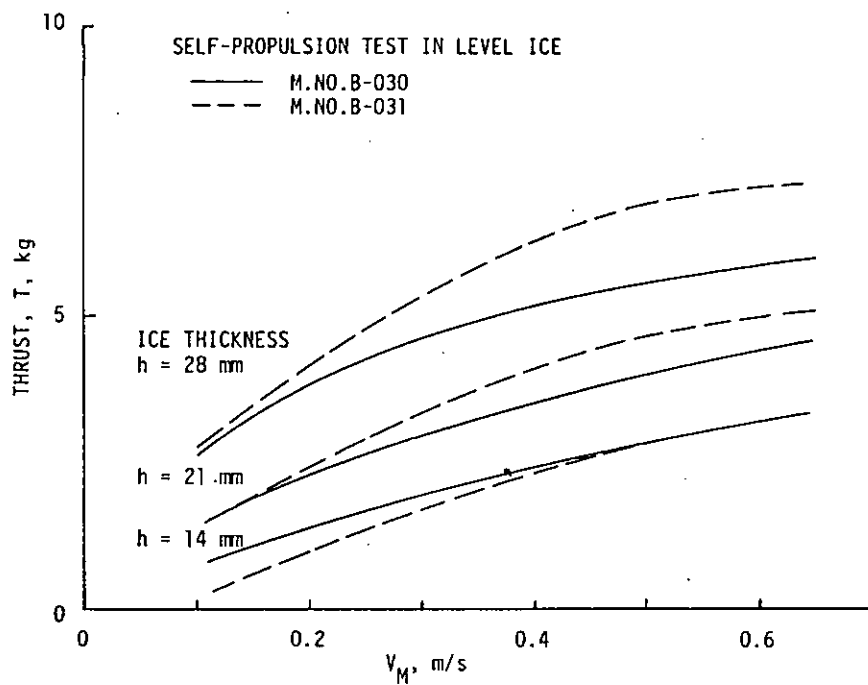
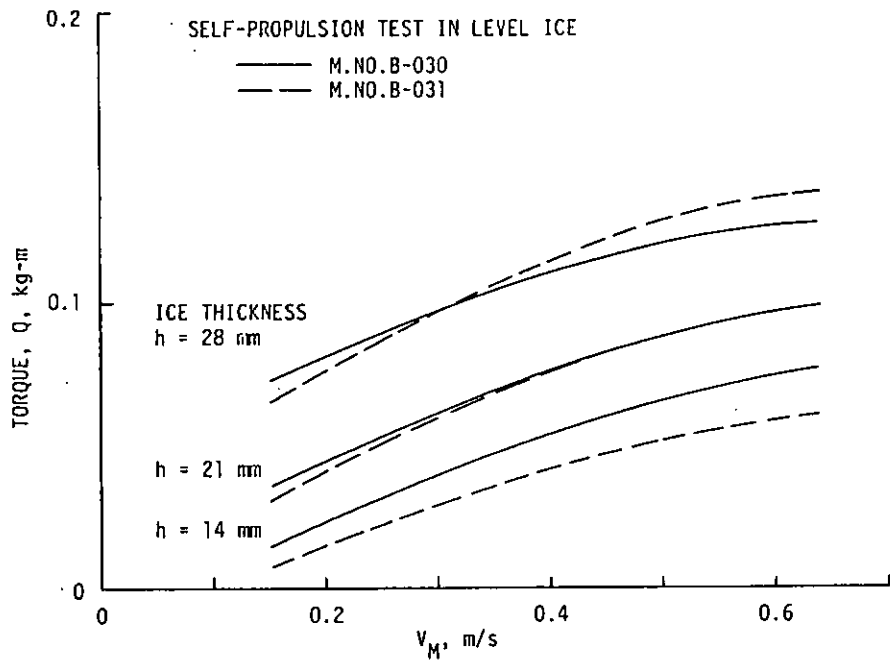


図 4.19



⊠ 4.20



⊠ 4.21

5. 今後の課題

以上、5年間にわたったこれまでの研究調査結果を示したが、今後のこされた主要な課題として各項目別に記すと以下のようなものが挙げられる。

(1) 船型性能

(a) 船尾形状

今回のシリーズ抵抗推進試験では氷海中における船体抵抗に主眼がおかれたが、推進器および舵が氷から受ける氷力を極力小さくする事、さらにはより積極的に氷海中において高い推進性能を発揮する特殊な氷海用船尾の開発も劣らず重要な課題である。この課題はプロペラ軸数および主機システムの選定の問題と密接な関係をもっており、単独で取り組む事が困難な問題であるので、今回深く検討する事は見送られた。

(b) 各種性能改善援用システム

いわゆる、アイスマネージメントシステムとしてはエアバブリングやウォータインジェクションシステムなどが一部ですでに採用されているが、このような副次的な援用機器により氷海性能を改善できる可能性はまだかなり残されている。特に砕氷タンカーのような大型船でのデータはないので、既存システムの定量的評価も含め氷海での性能向上に寄与する各種システムの開発研究が望まれる。

(2) 船体強度及び建造

(a) 設計上の問題

試設計船のような大型砕氷船に対する設計氷荷重の設定には依然として適切な方法がない状態であり、これは氷象の複雑さによることもあるが、それ以上に観測、計測データが少ないことに起因することが多いと思われる。過去にMANHATTAN号の北極海航行実験、CANADA DOME社のKIGORIAK号の氷海実験など積極的なプロジェクトがあったがその後はほとんど行われていない。従って実海域での実船試験及びそれを補間、一般化する氷水増での実験の遂行が重要な課題である。

設計氷荷重が求めれば以降の構造解析、寸法計算は比較的容易に行うことができる。したがって砕氷船“しらせ”などによる実船試験の成果が大いに期待される。

(b) 建造上・引渡し後の問題

建造上については低温用高張力鋼と、氷帯域狂隘部の対策が主たる課題である。前者については温度管理、後者では厚板の溶接・曲げ・精度管理に従来以上の注意が必要となる。大入熱可能な低温用鋼については現在、いずれの製鉄所においても開発されつつあり、一部には、すでに氷海人工島に採用されている。その他、船首尾部の重量が大きくやせていることから、建造ドックの渠底に集中荷重が作用することになり、その対策が必要となる。以上の課題は現在の技術で対応可能ではあるがいずれ取り組むべき重要な課題である。さらに引渡し後の運航時にはできるだけ氷域を避けるための情報を与える衛星航行支援システムや過大な氷荷重を検知し操船にフィードバックするための船体応力監視システムなどを装備して安全な航行を保証し、さらに将来の設計に役立たせる配慮も必要となろう。

(3) 船体機装

(a) アイスマネージメント関連機装

先に船型性能の項で挙げた性能改善援用システムの開発は船体表面の低摩擦特殊コーティングを始めとして見方を変えれば機装上の課題であり、機関機装も含めて機装サイドからの検討、裏づけが必要であり性能サイドの検討に並行して取りくむべき課題である。

(b) 救命設備、消火設備

救命設備等氷海における特殊救難システムの開発も必要となる。すなわち通常船舶が遭遇する自然環境よりかなり厳しい極寒域を航行する本船の救命設備、消火設備については、下記のような研究・開発が必要である。

- (i) 極寒域の救命設備の在り方
 - 極寒用ライフボートの開発
 - 極寒用サバイバルスーツの開発
 - 極寒用作業服の開発
- (ii) 極寒域の消火設備の在り方
 - 極寒用デッキフォームの開発又は代替方法

(4) 機関電気部

(a) 主機システム

(i) 原動機として中速ディーゼルを選んだが、多基・多気筒であるが故の問題としてのスタンバイ作業、保守作業及びオペレーションシステムの自動化、省力化はさらに詳細検討し、何らかの開発をする必要がある。

(ii) 今後可能性のあるプラント

大出力、大燃料タンク、多メンテナンスなどを解決するものとして

- i) 原子力プラント
- ii) HEAVY DUTY型ガスタービンプラント

がある。特に i) は氷象が予期以上に悪化した場合などに、残存燃料不安のないことが氷海船として魅力がある。いずれも今すぐ日本で建造する商船に搭載出来る段階ではないが、今後の開発の進展に伴って検討対象に入れたいものである。

(iii) アイストルク耐性

運航コスト面で勝っているディーゼル直結C P P方式の採用にあたっては、アイストルク発生時の挙動と制御についてさらに研究が必要である。

(iv) 高出力運転

本研究は開水域常用45,000 SHP、氷海常用100,000 SHPにて計画を行った。しかし将来、運航経済性上最適速度がより高出力域にあるとなった場合は、主機のメンテナンス間隔、排ガスエコノマイザの設計点、船底氷片の浮上位置と冷却水取入口、プロペラアイストルク etc. の相関などを再検討する必要がある。

(b) 軸系・プロペラ

軸系に関する諸問題は、すべて軸系の重量が非常に大きいことに起因している。この問題を改善するために今後検討すべき課題を以下列挙する。

- 氷から軸系が受ける外力の正確な把握
(今回は翼破断ベースで試設計しているが、大深度超大型船では条件緩和の余地があろう。)
- 船尾管最後部軸受の形式と局部高荷重対策および氷荷重に起因する振動とシールの挙動、油潤滑方式と海洋汚染防止規則の行方など。
- 軸系の超重量物の加工、取付、開放などの工法
特に大径の中空軸製造は現有設備では種々の制限がある。

(c) 補機

(i) 排ガスエコノマイザは単なる加熱用蒸気源として計画の簡素化を行ったが、運航シミュレーションなどで、主機出力の分布がはっきりすれば、省エネルギーのために T/G システムを再検討すべきである。

(ii) 推進補機などの多数台並列運転システムは、予備機の持ち方と配管上の複雑さの兼ね合いおよび保守整備を詳細検討する必要がある。

(d) 氷海特有事項

(i) 寒冷対策としての加熱エネルギーの最小化検討

(ii) 氷塊と船体またはプロペラ翼との衝突時の衝撃加速度の推定を待って各部機装品の耐振性詳細検討などが必要である。

(e) 建造船価

- (イ) 電気推進方式のコストダウン検討が同方式採用のため必要である。
- (ロ) 開発費、設備投資、工法差（特に機関室下部の建造時支持強度、軸系・プロペラの重量物ハンドリング、電気推進方式の中二階ディーゼル機関据付など）について詳細検討することが精度をあげる上で必要となる。

(f) 居住性

- (イ) 多数台ディーゼル機関の騒音、振動
- (ロ) 寒冷時の機関室内温度保持
などのきめ細い検討が必要である。

(5) 運航経済性

(a) 運航計算条件・方法に関する課題

砕氷タンカーのより実際の運航を反映できるように、氷象・海象や氷海での推進性能など運航シミュレーションモデルを構成する各要素を、さらに正確に現実的に設定することにより、運航計算精度の向上を計ることが重要である。具体的には次のようなことが考えられる。

(イ) 氷象の設定

今回の運航計算では、氷象として平均的な値を使用している。しかし実際には、氷象は年によって大きく変化するものであり、氷象の各年間変化を織り込んだ運航計算を行う必要もあると考えられる。また長期間にわたる氷象の設定を行うためには、今後とも氷象データの収集・調査を行い、これまでに収集してきたデータをさらに充実させていく必要がある。

(ロ) 各種氷象に対するより詳細な推進性能の把握

特に氷丘脈、Ice Pressure、積雪等によって船体が受ける氷抵抗および自航性能にはまだ不明な点が残されていると言える。模型試験や実船試験による基礎研究と、それらの結果を踏えた合理的推定法の確立、およびその運航計算への反映が望まれる。また、氷片がプロペラへ流入する時に発生するアイストルクについて、アイストルク発生条件や推進性能に与える影響、ひいては運航採算に与える影響の定量的把握が重要な問題である。

(b) 運航経済性検討結果の評価

運航経済性の検討により得られた結果を、砕氷タンカーの設計条件や運航方法にどのように反映させていくかも今後検討を要する課題であり、例えば次のようなことが考えられる。

(イ) 運航計算結果の設計条件への反映

より安全で経済的な砕氷タンカーを設計するためには、主機システムの選定や所要主機馬力の設定など、あるいは砕氷補助装置（Air Bubble, Water Injection）の採用などについて、運航採算面からみた評価も重要である。

(ロ) 砕氷タンカーの運航方法

砕氷タンカーの航行域には、開水域および種々の氷状を呈する氷海域が含まれるため、安全で経済的な運航を行うためには、通常タンカーに比較してより複雑な運航法が要求されると予想される。例えば運航採算面からみた最適運航のためには各氷状に応じて船速（あるいは主機出力）を変化させていく方法も考えられる。運航採算面からみた最適運航法を、実行の可能性や安全性も考慮しつつ更に検討していく必要がある。またこれに関連して、氷海域を航行するにあたっては、氷状を考慮して航路を決定することが、安全で経済的な運航に密接に関係するため、航路上の正確な氷象情報が不可欠である。陸上からの情報提供システムや本船上での氷状偵察システムについても、今後調査・検討する必要がある。

第2部 氷海用海洋構造物に関する調査研究

1. はじめに

氷海域で用いられる海洋構造物は、就役予定地域での海象、気象、氷況、海底土質の外、操業条件や社会的条件を考慮して計画、設計が行われる。このため、その仕様条件は、極めて個別的であり、操業予定海域が僅かに異っても、海洋構造物仕様が大幅に相異し、その形態・様相が一変してしまうことも稀れではない。このため、氷海用海洋構造物にあつては、一般的な詳細検討や量産的な考慮が極めて難しい。

又、ポーフォート海やベーリング海に操業予定海域を限定した場合でも、統計的に確度のある氷況情報は乏しく、最適設計を行い得る状態には程遠い段階にある。更に、氷海用海洋構造物の設計において、最も重要な情報である氷荷重については、基礎的な平坦水中の問題が研究・検討されたに過ぎず、実際に遭遇するような複雑な氷況下での資料を欠いている。

本部会では、先ず、氷海用海洋構造物の稼働水深別分類より始めて、各種海洋構造物の性能及び設計仕様の概要を調査・検討した。その結果、浮遊式リグ、モノコーン型リグ及び着底式リグの3形式について氷荷重設定、輸送、係留、非常時離脱システム、諸外国等の関係法規などの調査研究を行った。これらの調査結果を踏えて、最終年度（昭和59年）において、上記3形式の氷海用海洋構造物について、概念設計を試みた。

直円柱や円錐等に働く氷圧力については、様々なデータが公表されている。これらの資料を評価・利用する際に有用となるデータを得ることを目的として、氷海用海洋構造物及び人工島に働く氷荷重のstate of artsを調査すると共に、船舶技術研究所氷海船舶試験水種において、円柱、円錐、円柱群、及び八角錐に作用する氷圧力の予備的実験を行った。

2. 概念設計

2.1 浮遊式リグ

2.1.1 設計条件

(1) 計画条件

氷象、海象データが比較的そろっている Beaufort sea の southern portion 中の Mackenzie Delta を稼働海域とする。

当海域での氷象¹⁾は平均的には以下の通りである

break-up : 6～7月上旬, pack ice の移動方向は北西

open water : 7月上旬～10月上旬

freeze-up : 10月上旬～5月

沿岸部から ice formation が始まりゆっくり沖合へ進む。新しい氷は風と潮流によって比較的早く移動する。氷もかなりうすくて、(0.3～0.5 m)

pressure ridges は11月上旬から出現する。

氷はこれ以降成長を続ける。

氷象は年毎に違うので、計画条件は rig と ice management system (ice breaking, etc) を関連づけて設定する必要がある。平均稼働期間を7月上旬から1月上旬迄の6ヶ月間とし、その中 rig 単独での稼働は7月上旬から11月上旬迄の4ヶ月とする。この間の氷厚は0.5 m以下である。これ以外の期間は ice breaking vessels の support によって稼働する。

(2) 設計条件


表 2.1.1 設計条件^{1),2)}

水深 25 ~ 55 m, 気温 -50℃ ~ +20℃	
Operating	(1) Open Water a) 有義波高 2.8 m ピーク周期 8 sec b) 風速 (sustained wind) 25 kts c) 潮流 0.5 m/sec (2) Ice Condition a) 氷厚 1.2 m, 曲げ強度 758 kpa b) 風速 (sustained wind) 30 kts c) 潮流 0.3 m/sec
Survival	(1) Open Water a) 有義波高 6.0 m ピーク周期 125 sec b) 風速 (sustained wind) 60 kts c) 潮流 1.5 m/sec (2) Ice Condition 係留 line の tension が破断強度の 50 % をこえる前に, アンカーから離脱できるように設計されること。

2.1.2 浮体計画

浮体の基本的な形状は Gulf Canada Resources 社保有の Kulluk を参考として開発することとした。基本的な浮体計画の方針は次の通りとした。

○ 適用法規

ABS  A1, Barge Drilling Unit

Canadian Coast Guard

Canada Oil and Gas Drilling Regulations

○ 最大掘削深度 6,100 m

○ 資材貯蔵容量 60 日分

○ 居住区設備 100 名

○ 冬期の作業性を考慮し, 作業区画はすべてシェルターで覆うこととする。

○ 平面形状は 12 角形とする。

(1) 主要目及び一般配置

(a) 主要寸法

全長	85.00 m	掘削甲板高さ	31.00 m
全幅	85.00 m	稼動時最大吃水	10.50 m
主甲板高さ	17.00 m	最大搭載人員	100 名
二重底高さ	3.00 m	最大掘削深度	6,100 m
中間甲板高さ	8.00 m	稼動水深	24 ~ 55 m
甲板室高さ	23.00 m		

b) 資材貯蔵容量

掘削用水	2,250 m ³	液体マッド	300 m ³
燃料油	2,250 m ³	粉体セメント/マッド	500 m ³
飲料用水	620 m ³	サック	5,000 サック

c) 一般配置図

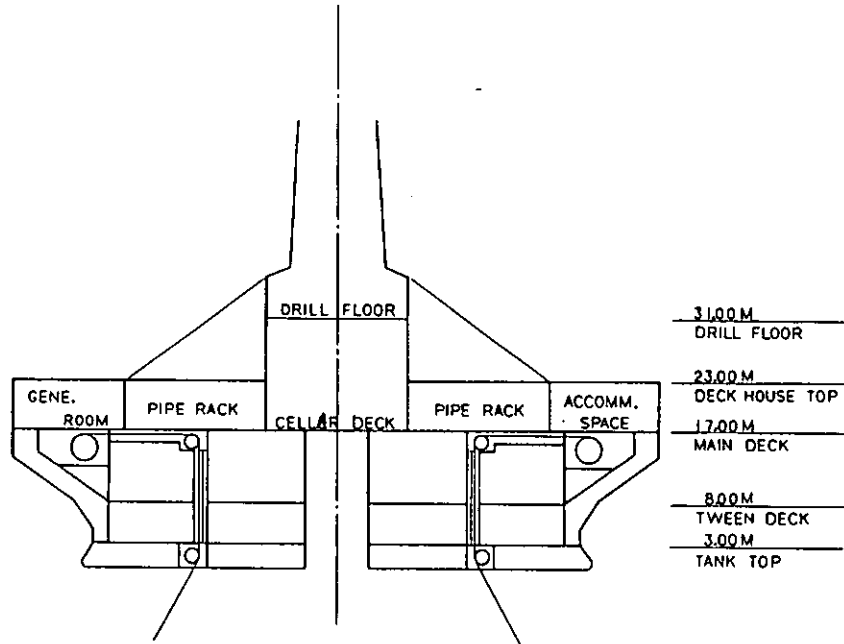


図 2.1.1 船体断面図

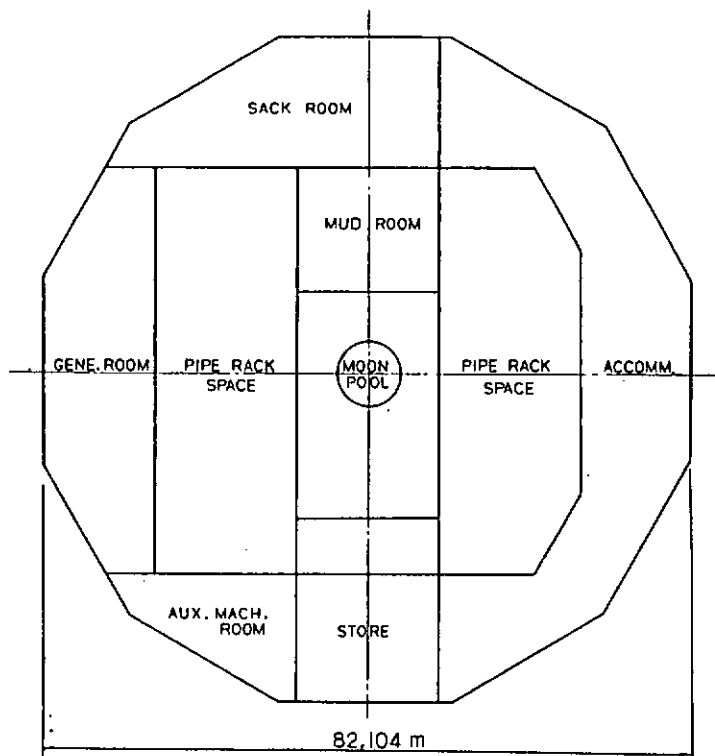


図 2.1.2 主甲板

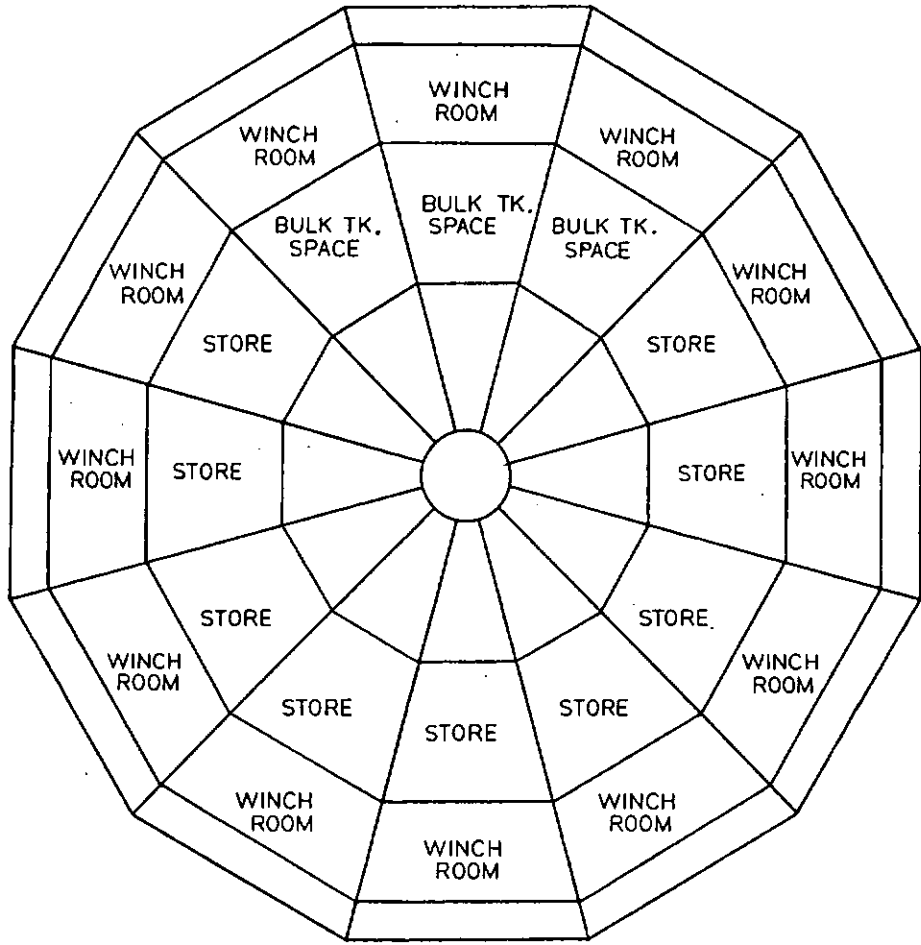


图 2.1.3 第二甲板

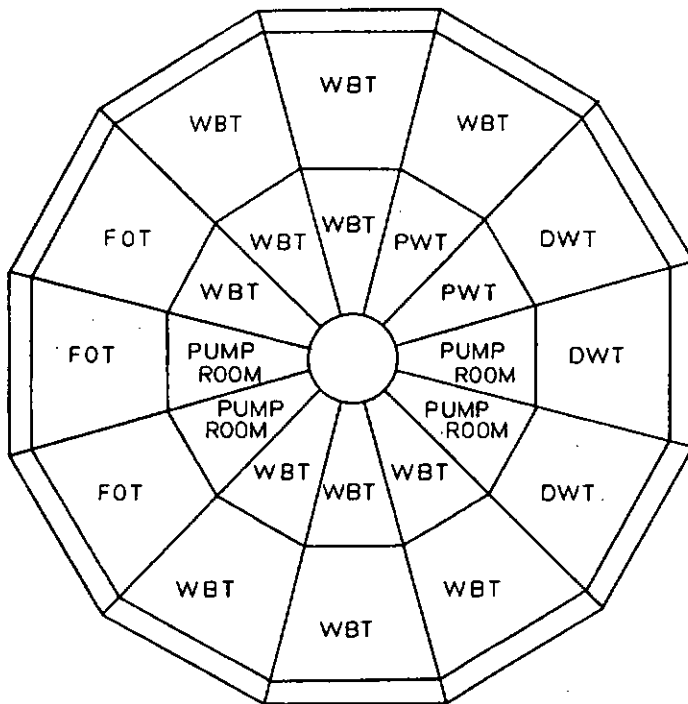


图 2.1.4 二重底

(2) 基本性能

a) 概略重量・重心

	重量 (t)	KG. (m)
主船体鋼材重量	11,220	8.5
その他鋼材重量	2,040	23.7
鋼材重量	13,260	10.8
一般機装重量	1,350	15.7
ハイク機装重量	1,000	17.0
室機, 防熱重量	1,000	20.0
防 蝕 重 量	500	7.5
掘削装置重量	750	34.5
機関機装重量	1,300	19.3
電気機装重量	400	21.0
機装重量	6,300	19.3
鋼 材 重 量	13,260	10.8
機 装 重 量	6,300	19.3
マ ー ジ ン	940	13.5
軽荷重量	20,500	13.5

b) 安定性能 (掘削時)

	重量 (t)	KG. (m)
粉体セメント/マッド	900	12.0
サ ッ ク	225	18.2
液 体 マ ッ ド	850	18.3
主甲板上燃料油	100	19.5
掘削ハイク等吊荷重	500	25.0
掘削用パイプ類等	1,000	18.5
その他主甲板上荷重	500	18.0
掘 削 用 水	2,000	5.2
燃 料 油	1,700	5.2
飲 料 用 水	500	5.0
係留索張力	50	1.5
そ の 他 資 材	1,000	10.0
バラスト水	5,375	5.5
軽 荷 重 量	20,500	13.6
排 水 量	35,200	11.7

KM 46.6 m, KG 11.7 m, GM 34.9 m

2.1.3 浮体に作用する力

(1) 風荷重

a) 風荷重計算式

風荷重の計算は次の算式によった。

$$P = 0.0623 V_k^2 C_b C_s \quad (\text{Kg/m}^2)$$

$$F = PA \quad (\text{Kg})$$

ここに

V_k : wind velocity (m/s)

C_b : height coefficient

C_s : shape coefficient

A : projected area of all exposed surfaces in either the upright or heeled condition (m²)

(Mobile Offshore Drilling Units
American Bureau of Shipping 1980による)

b) 計算条件

計算条件は表 2.1.1 により次のように設定した。

Operating 時	風速	25 kts	Open Water
		30 kts	Ice condition
Survival 時		60 kts	

C_s は、次の数値を用いた。

Rig derrick	1.5
その他の部分	1.0

C_b は、図 2.1.5 に示す数値を用いた。

各部に加わる風荷重

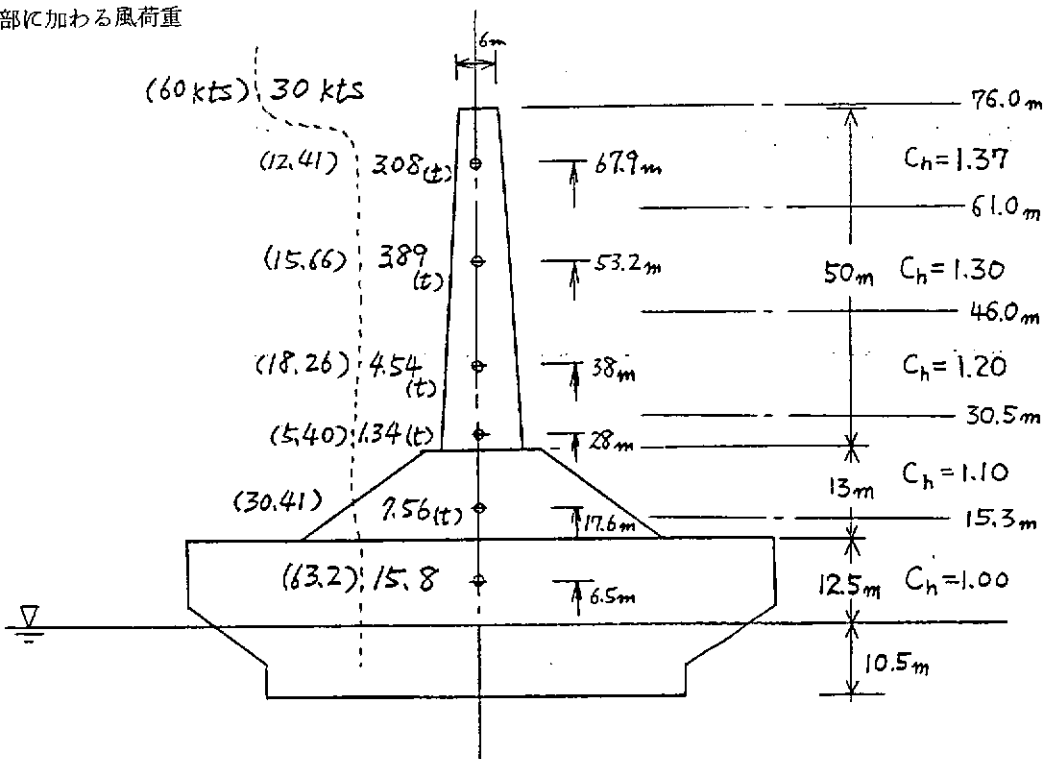


図 2.1.5

c) 風荷重計算結果

風速に応じてリグに加わる水平力を表 2.1.2 に示す。又、リグの各部に加わる水平力を図 2.1.5 に示す。

表 2.1.2

Condition	風速 (kts)	水平力 (ton)
Operating	25	25.2
	30	36.2
Survival	60	145.4

(2) 潮流力

a) 潮流力計算式

潮流力の計算は次の算式によった。

$$F = C_D \frac{\gamma}{2g} A V^2 \quad (t)$$

ここに

C_D : drag coefficient, 1.0

A : projected area (m^2)

γ : weight density of water, 1.025 (t/m^3)

v : velocity of current (m/s)

g : gravitational acceleration, 9.8 (m/s^2)

(Mobile Offshore Drilling Units, ABS 1980による)

b) 計算条件

計算条件は、表 2.1.1 により次のように設定した。

- 稼働時最大吃水 : 10.50 m
- Operating時潮流速 : 0.5 m/s Open Water
0.3 m/s Ice Condition
- Survival時 : 1.5 m/s

c) 潮流力計算結果

潮流力は船体形状を図 2.1.6 のように区分けして計算、その結果を表 2.1.3 に示す。

表 2.1.3 (Unit: ton)

	Operating		Survival
	Open Water	Ice Condition	
A	244	0.88	221
B	314	1.13	282
C	3.03	1.09	27.2
Total	8.61	3.10	77.5

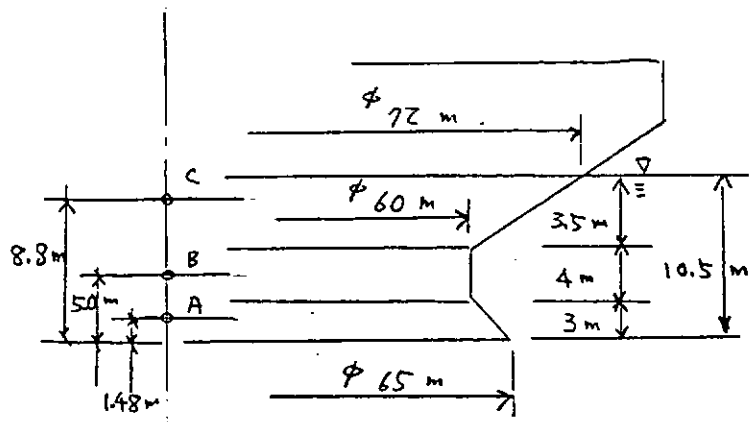


図 2.1.6

(3) 氷圧力

a) 氷圧力の計算式

氷圧力の計算は、Ralstonの方法によった。

係留が強固であり、且つ動的の影響を無視して考えると、氷荷重はRalstonの方法で推定され、level ice load が直接計算されることになる。

ここに

$$R_H = [A_1 \sigma_t t^2 + A_2 r_w t D^2 + A_3 r_w t_R (D^2 - D_T^2)] A_4$$

$$R_V = B_1 R_H + B_2 r_w t_R (D^2 - D_T^2)$$

R_H : Horizontal force on the cone

R_V : Vertical force on the cone

r_w : Unit weight of water

μ : Ice-structure friction coefficient

σ_t : Sheet ice bending stress

t : Ice sheet thickness

t_R : Ice ride-up thickness

D : Water line diameter of the cone

D_T : Throat diameter of the cone

α : Cone angle

$A_1, A_2, A_3, A_4, B_1, B_2$: dimensionless function

$$A_1 = f_1 (r_w D^2 / \sigma_t t)$$

$$A_2 = f_2 (r_w D^2 / \sigma_t t)$$

$$A_3 = f_3 (\alpha, \mu)$$

$$A_4 = f_4 (\alpha, \mu)$$

$$B_1 = f_5 (\alpha, \mu)$$

$$B_2 = f_6 (\alpha, \mu)$$

$$A_1 = \left\{ \frac{2R}{R-1} + \frac{2(1-R+R_1 n R)}{R-1} + 3.422 \frac{R_1 n R}{R-1} \right\} / 6$$

$$A_2 = \frac{0.9}{12} (R^2 + R - 2)$$

$$A_3 = \frac{0.9}{4} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - \frac{\mu E (\sin \alpha)}{\sin \alpha} - \mu \frac{f(\alpha, \mu) g(\alpha, \mu)}{\tan \alpha} \right)$$

$$A_4 = \frac{\tan \alpha}{1 - \mu g(\alpha, \mu)}$$

$$B_1 = \frac{h(\alpha, \mu)}{\frac{\pi}{4} \sin \alpha + \frac{\mu \alpha}{\tan \alpha}}$$

$$B_2 = \frac{0.9}{4} \left\{ \frac{\pi}{2} \cos \alpha - \mu \alpha - \frac{f(\alpha, \mu) h(\alpha, \mu)}{\frac{\pi}{4} \sin \alpha + \frac{\mu \alpha}{\tan \alpha}} \right\}$$

ここにRはトレスカモデルに対する

$$R - 1 n R + 0.0830 \frac{r_w t D^2}{\sigma_t t^2} (2R + 1) (R - 1)^2 = 1.369$$

を満足する解である。

$$g(\alpha, \mu) = \left(\frac{1}{2} + \frac{\alpha}{\sin 2\alpha} \right) / \left(\frac{\pi}{4} \sin \alpha + \frac{\mu \alpha \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)$$

$$f(\alpha, \mu) = \sin \alpha + \mu \cos \alpha F(\sin \alpha)$$

F() : 第1種楕円積分

$$h(\alpha, \mu) = \cos \alpha - \frac{\mu}{\sin \alpha} \{ E(\sin \alpha) - \cos^2 \alpha F(\sin \alpha) \}$$

E() : 第2種楕円積分

なお, Dawn-Ward Cone の場合では, τ_w として

$$\tau_w = 64/9 \div 7.111 \text{ PCF} \left(\frac{1.025}{9} = 0.1139 \text{ ton f/m}^2, \frac{10.045}{9} = 1.116 \text{ KN/m}^2 \right)$$

を用いる。

b) 氷圧力の計算条件(図2.1.7参照)

下記条件を, Ralston の式に用い, Level ice, Broken ice (Concentration 100%とみなす) の場合について, 氷圧力を計算した。

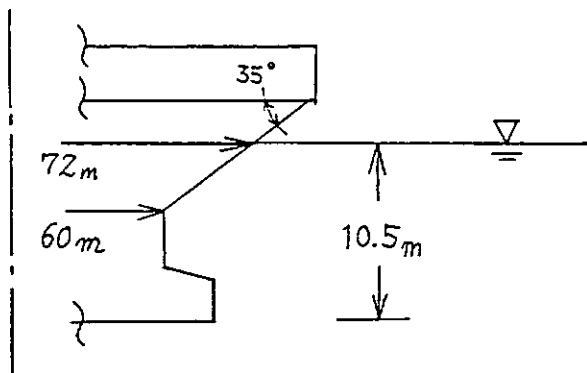


図2.1.7

吃水	10.5 m
傾斜角	35°
氷の曲げ強度	758 (Kpa)
摩擦係数	0.2
τ_w	1116 (N/m ²)
D	72 (m)
D _r	60 (m)

c) 氷圧力の計算結果

氷圧力を、氷厚 1.2 ~ 1.20 (m) について求め、その結果を表 2.1.4 に示す。

表 2.1.4.

VALUES OF ICE RESISTANCE AND UPLIFT FORCES IN LEVEL ICE AND IN BROCKEN ICE FOR VARIOUS ICE THICKNESSES

ICE THICKNESS (M)	LEVEL ICE		BROCKEN ICE	
	RH (KN)	RV (KN)	RHB (KN)	RYB (KN)
1.200	3753.8	4433.0	1440.8	1751.8
2.400	11914.2	13974.1	3398.7	4103.0
3.600	24140.3	28228.2	5816.8	6755.9
4.800	40339.0	47087.3	8003.7	9604.4
6.000	60465.4	70499.3	10530.8	12615.4
7.200	84493.6	98434.3	13153.4	15737.1
8.400	112406.9	130872.9	15848.0	18942.3
9.600	144194.0	167802.0	18614.3	22230.7
10.800	179846.7	209212.1	21440.6	25588.5
12.000	219359.1	255096.3	24322.7	29011.1

2.1.4 構造計画

(1) 設計条件

設計条件の詳細は表 2.1.1 に示されている。本リグは厚さ 1.2 m の氷の中で稼働できることを意図している。しかし、ほぼ静止した構造物に低速で氷が作用するときの構造部材の寸法決定法はまだ確立されていないし、適当なルールもない。

氷の中を動き回る船に関しては古くから研究されてきたし、ルールも定められている。したがって、ここでは厚さ 1.2 m の氷の中を航行する船の船首構造部と同等の強度を有するように構造部材寸法を決めることにする。氷の衝突速度は船の方が大きいので大きい目の氷荷重を使って設計していることとなる。適用ルールは ASPPR (Arctic Shipping Pollution Prevention Regulations, Canada) Arctic Class 4 とする。

(2) 構造配置

リグの中心から放射線状に 12 枚の隔壁、円周方向に 2 枚の水密隔壁を配した。船底、船側およびマン・プール側壁は二重船殻構造とし、外壁に穴が開いても油が海中に流れ出さないように考慮してある。

縦通梁や防撓材のスペースは 400 mm と通常の船と比べ、非常に狭くしてある。これは非常に大きな氷圧力に対して外板が異常な厚さにならないように配慮したためである。

以下に、構造部材寸法計算書、構造図および構造別鋼材重量を示す。

a) 方針

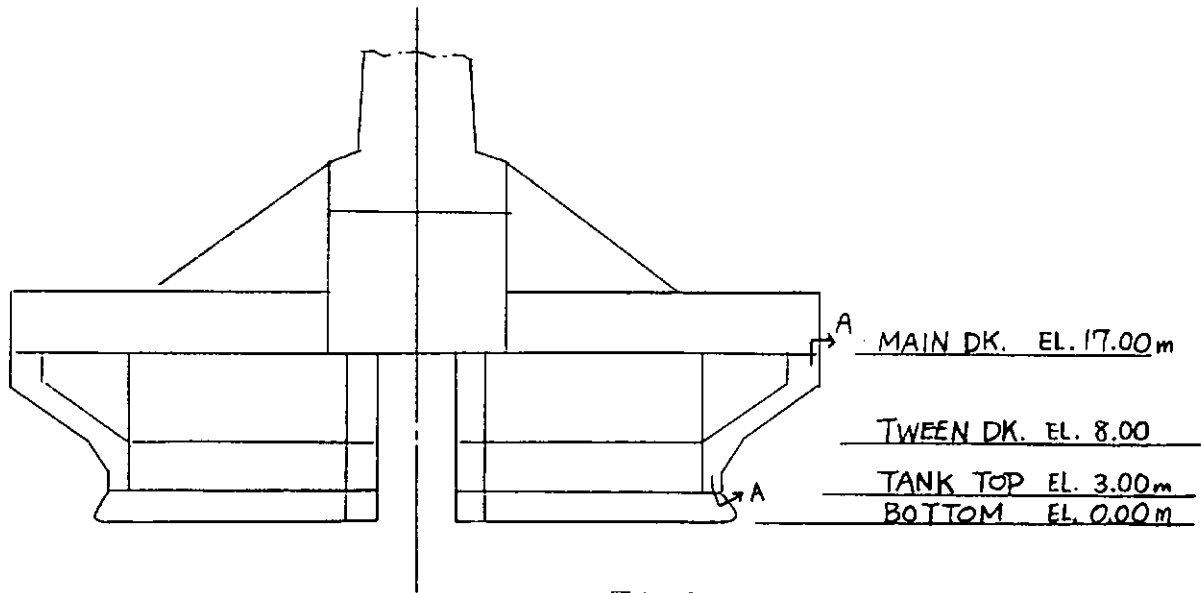
- ① 耐氷部 (Side shell, Bottom の外板, stiffner, stringer) は、ASPPR の Arctic class 4 の Bow structure requirement を満足する。
- ② 内側の構造は、ABS ship rule の Deep tank rule および Water tight bulkhead の requirement を適用する。

③ 周辺付近で氷荷重の影響のあると考えられる部分は、②で要求される寸法を割増して考慮している。

b) 構造図

以下の6枚の構造図を作成した。(図2.1.8参照)

- 図2.1.11 BOTTOM PLAN
- 図2.1.12 TANK TOP PLAN
- 図2.1.13 TWEEN DECK PLAN
- 図2.1.14 MAIN DECK PLAN
- 図2.1.15 SIDE SHELL (A-A expansion)
- 図2.1.16 TYPICAL BULKHEAD



c) 構造部材寸法計算

NO SIGN..... M. S.

EH EH36

① Bottom

i) Plating (ASPPR rule, Arctic Class 4)

$$\text{req. } t = S \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{P}{f}} = 400 \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0.372}{36}} = 27.1 \text{ mm}$$

where, s : stiffner space = 400 mm

p : pressure = 3.65 MPa = 0.372 Kg/mm² (as lower bow area)

f : yield stress = 36 Kg/mm²

actual 28 EH

ii) Stiffner (ASPPR rule, Arctic class 4)

$$\text{req. } z = \frac{PS(b-400)}{8f} = \frac{3.65 \cdot 400 \cdot (2200-400)}{8 \times 353} = 930 \text{ cm}^3$$

where, S, P: same as the above

b : span = 2200 mm

f : yield stress = 36 Kg/mm² = 353 MPa

actual 350 × 100 × 12 / 17 I.A. EH (act. z = 961 cm³)

iii) bottom trans. (formula : ABS Water tight b.hd girder)

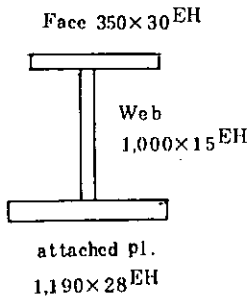
$$\text{req. } Z = 4.74 \text{ chsl}^2 \quad Q = 4.74 \cdot 1.0 \cdot 1331 \cdot 2.2 \cdot 3.6^2 \cdot 0.72 = 12,951 \text{ cm}^3$$

C : coefficient = 1.0 とする。

h : Head (ASPPR ARCTIC CLASS 4 BOW STRUCTURE,
Minimum ice loading for stringers and web frames)
136.5 t/m² → h = 1331 m

S : spacing = 2.2 m, l : span = 3.6 m

Q : high-tensile material reduction = 0.72 for $\sigma_r = 36 \text{ Kg/mm}^2$



$$\frac{\text{Actual } 1,000 \times 15 \text{ EH (W)} + 350 \times 30 \text{ EH (F)}}{(Z = 14,407 \text{ cm}^3)}$$

② Tank. top

i) plating (Deep tank rule)

$$t = (s\sqrt{h}/254) + 254 = (600\sqrt{9.33}/254) + 254 = 9.76 \text{ mm}$$

S : spacing = 600 mm

$$h = \frac{2}{3} \cdot (\text{height to Main DK}) = \frac{2}{3} \cdot (17.0 - 3.0) = 9.33 \text{ m}$$

actual 12

ii) stiffner

$$\text{req. } Z = 7.9 \text{ chsl}^2 = 7.9 \cdot 1.0 \cdot 9.33 \cdot 0.6 \cdot 2.2^2 = 214 \text{ cm}^3$$

c : coefficient = 1.0

h, s : same as the above

l : span = 2.2 m

$$\frac{\text{actual } 200 \times 90 \times 9 / 141.1 \text{ A (act. } Z = 340 \text{ cm}^3)}$$

iii) girder

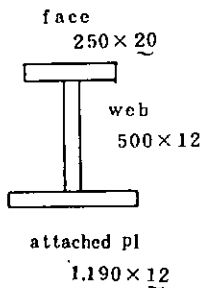
$$\text{req. } Z = 4.74 \cdot c \cdot h \cdot s \cdot l^2 = 4.74 \cdot 1.0 \cdot 9.33 \cdot 2.2 \cdot 3.6^2 = 1,261 \text{ cm}^3$$

c : coefficient = 1.0 とする

h : same as the above

s : spacing = 2.2 m

l : span = 3.6 m



$$\frac{\text{actual } 500 \times 12 \text{ (W)} + 250 \times 20 \text{ (F)}}{(Z = 3,250 \text{ cm}^3)}$$

③ Tween deck

i) plating (Deep tank rule)

$$t = (s\sqrt{h}/254) + 254 + 1.0 = (600\sqrt{6}/254) + 254 + 1.0 = 9.32 \text{ mm}$$

↑
tank top plate

s : spacing = 600 mm

$$h = \frac{2}{3} \cdot (\text{height to Main DK}) = \frac{2}{3} \cdot (17.0 - 8.0) = 6.0 \text{ m}$$

actual 10

ii) stiffner

$$\text{req. } Z = 7.9 \text{ chsl}^2 = 7.9 \cdot 1.0 \cdot 6 \cdot 0.6 \cdot 2.2^2 = 138 \text{ cm}^3$$

c : coefficient = 1.0

h, s : same as the above

l : span = 2.2 m

actual 150 × 90 × 9 I.A. (actual Z = 181 cm³)

iii) trans

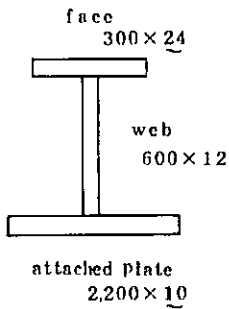
$$\text{req. } Z = 4.74 \text{ chsl}^2 = 4.74 \cdot 1.5 \cdot 6.0 \cdot 2.2 \cdot 7.0^2 = 4,599 \text{ cm}^3$$

c : coefficient = 1.5

h = 6.0 m

s : spacing = 2.2 m

l : span = 7.0 m



Actual 600 × 12 (W) + 300 × 24 (F)
(Z = 5,410 cm³)

iv) girder

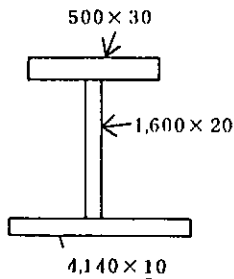
$$\text{req. } Z = 4.74 \text{ chsl}^2 = 4.74 \cdot 1.5 \cdot 6.0 \cdot 6.0 \cdot 11.5^2 = 33,850$$

c : coefficient = 1.5

h = 6.0 m

s : spacing = 6.0 m

l : span = 12.56 m



Actual 1,600 × 20 (W) + 500 × 30 (F)
(Z = 36,100 cm³)

④ Main deck

実際は、Deck Load Plan に従って設計すべきであるが、ここでは以下のように仮定する。

- o plating $t = \underline{10}$
- o stiffner 150 × 90 × 91.A.
- o deck trans. 600 × 12 (W) + 300 × 24 (F)
- o Girder 1,000 × 15 (W) + 450 × 24 (F)

⑤ Side Shell

i) plating (ASPPR, Arctic class 4, bow area)

$$\text{req. } t = s \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{p}{f}} = 400 \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{0.703}{36}} = 37.2$$

where, s : stiffner space = 400 m

p : pressure = 6.89 MPa = 0.703 Kg/mm²

f : yield stress = 36 Kg/mm²

actual 38 EH

ii) stiffner (ASPPR Arctic Class 4, bow area)

$$\text{req. } Z = \frac{P \cdot S(b-400)}{8f} = \frac{6.89 \cdot 400 \cdot (1,670 - 400)}{8 \times 353} = 1,239 \text{ cm}^3$$

where, s.p : same as the above

b : span = 1,670 mm

$$\text{actual } 400 \times 100 \times 13 / 18 \text{ I.A.}^{\text{EH}}$$

(actual Z = 1,300 cm³)

iii) Stringer (formula : ABS Water tight bhd girder)

$$\text{req. } Z = 4.74 \text{ chsl}^2 Q = 4.74 \cdot 1.0 \cdot 1331 \cdot 1.67 \cdot 3.6^2 \cdot 0.72 = 12,137$$

c : coefficient = 1.0 とする

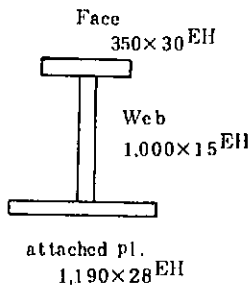
h : head (ASPPR ARCTIC CLASS 4 BOW STRUCTURE, Minimum ice loading for stringers and web frames)

$$136.5 \text{ t/m}^2 \rightarrow h = 1331 \text{ m}$$

s : spacing = 1.67 m

l : span = 36 m

Q : 0.72



$$\text{Actual } 1,000 \times 15^{\text{EH}}(\text{W}) + 350 \times 30^{\text{EH}}(\text{F})$$

(Z = 14,407 cm³)

⑥ Typical bulkhead (図 2.1.9 参照)

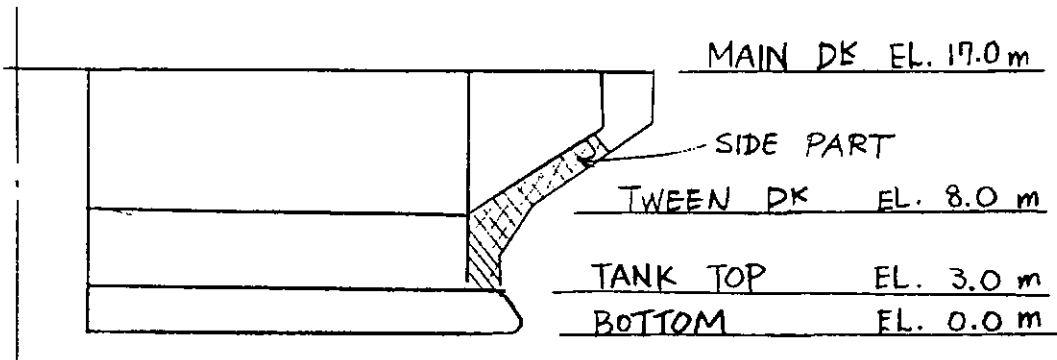


図 2.1.9

i) Plating (deep tank rule)

$$\text{req. } t = (s \sqrt{h} / 254) + 254 \text{ (mm)}$$

	S(mm)	h(m)	req. t	act. t
BOTT. ~ T. T.	400	11.32 (2/3 · 17.0)	7.84	20 ~
T. T. ~ T. DK.	600	9.33 (2/3 · 14.0)	9.76	12 ~
T. DK ~ M. DK.	600	6.00 (2/3 · 9.0)	8.33	9 ~
SIDE PART				20 ~

ii) Stiffner (deep tank rule)

$$\text{req. } Z = 7.9 \text{ chsl}^2 \text{ (cm}^3\text{)}$$

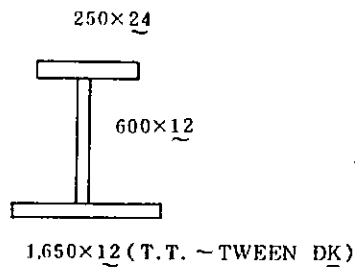
	c	h(m)	s(m)	l(m)	req. Z (cm ³)	actual
BOTT.~T. T.	1.0	11.05	0.4	2.278	181	150×90×9.1.A. (Z=181 cm ³)
T. T.~T. DK	1.0	8.92	0.6	2.278	219	150×90×12.1.A. (Z=230 cm ³)
T. DK~M. DK	1.0	6.10	0.6	2.278	150	150×90×9.1.A. (Z=181 cm ³)
SIDE PART						150×90×9.1.A.

iii) Vertical web (deep tank rule)

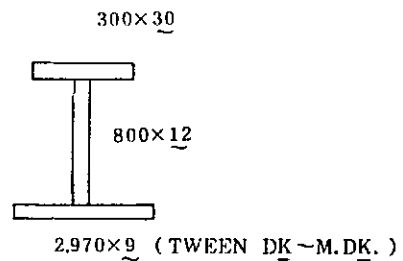
$$\text{req. } Z = 4.74 \cdot \text{chs} l^2$$

	c	h(m)	s(m)	l(m)	req. Z (cm ³)
BOTT.~T. TOP	1.5	10.33	2.278	3.0	1,004
T. T.~T. DK	1.5	7.67	2.278	5.0	3,106
T. DK~M. DK	1.5	6.10	2.278	9.0	8,003

actual



(actual Z = 4,710 cm³)



(actual Z = 9,096 cm³)

d) 鋼材重量 (図 2.1.10, 表 2.1.5)

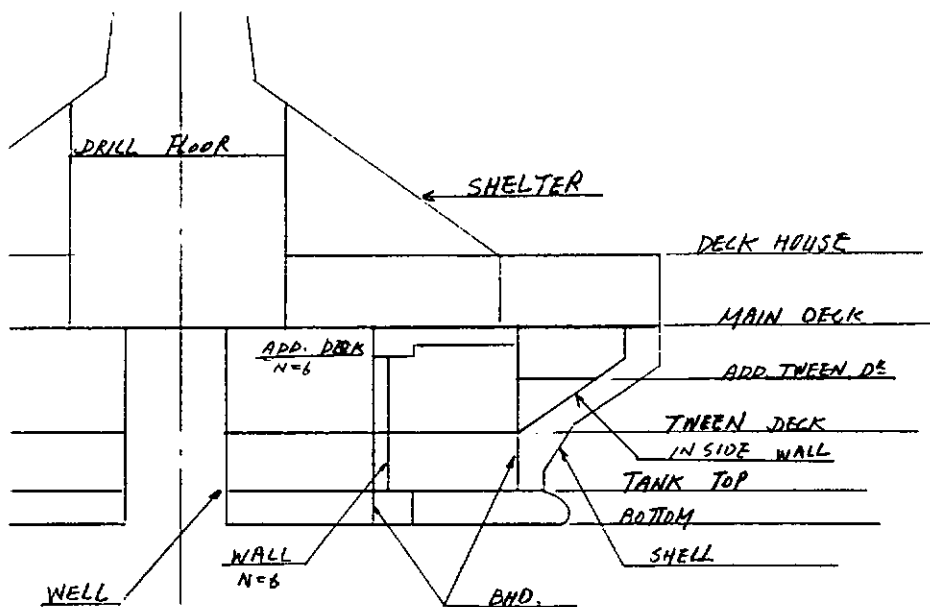


図 2.1.10

BOTTOM (PORT SIDE)
 STARBORD SIDE IS SIMILAR TO THIS.

PLATE THICKNESS ALL $\cdot 28^{EM36}$
 ALL STIFFNES : $350 \times 100 = 12/17$ INKA (EH36)
 (400 SP.)

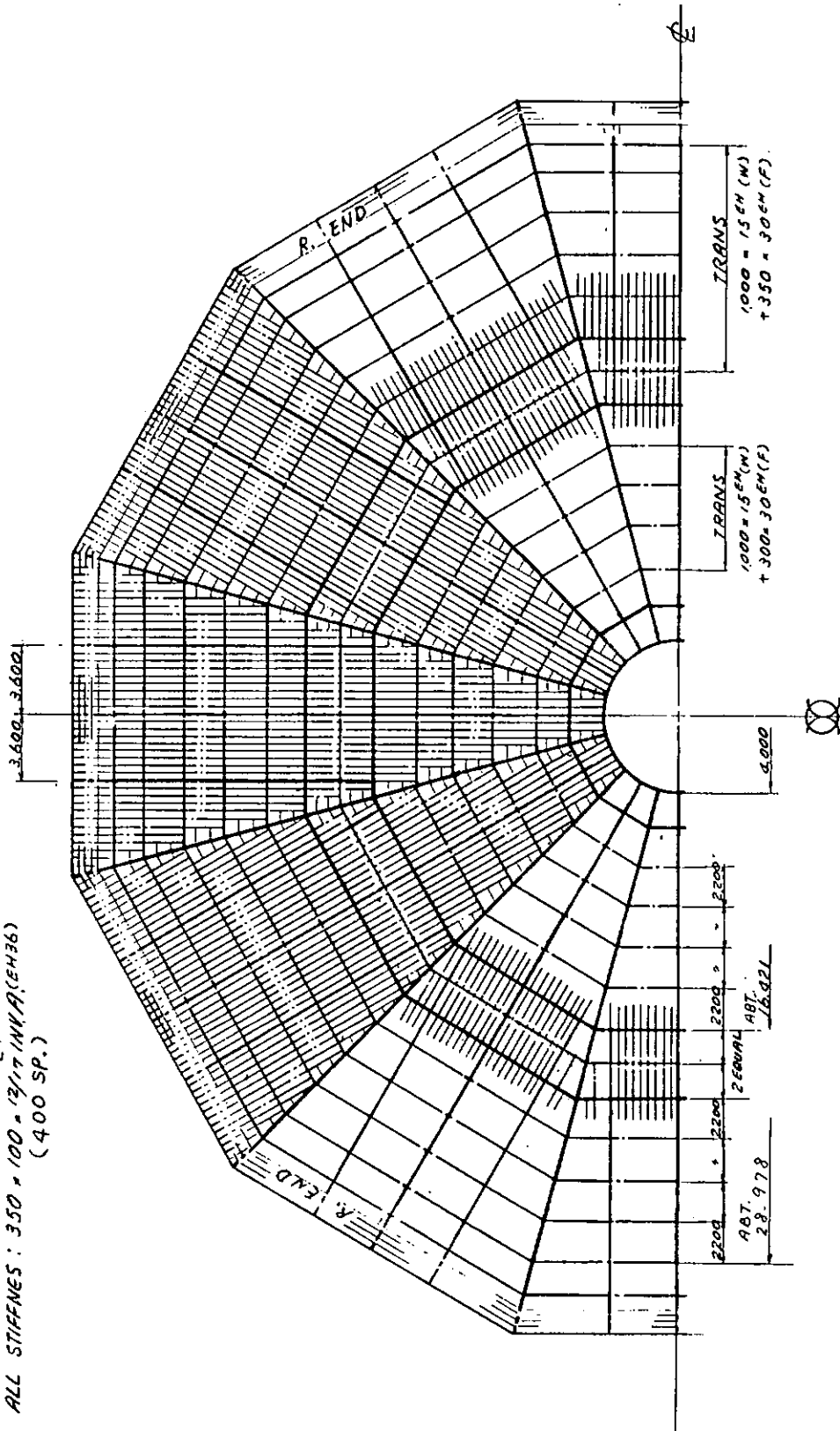


图 2.1.11

TANK TOP (PORT SIDE)
 STARBOARD SIDE IS SIMILAR TO THIS.

DECK PLATE THICKNESS: ALL $\frac{1}{2}$
 ALL STIFFENERS: 200 x 90 x 9/16 INH.A. (600 SP. OR 400 SP.)

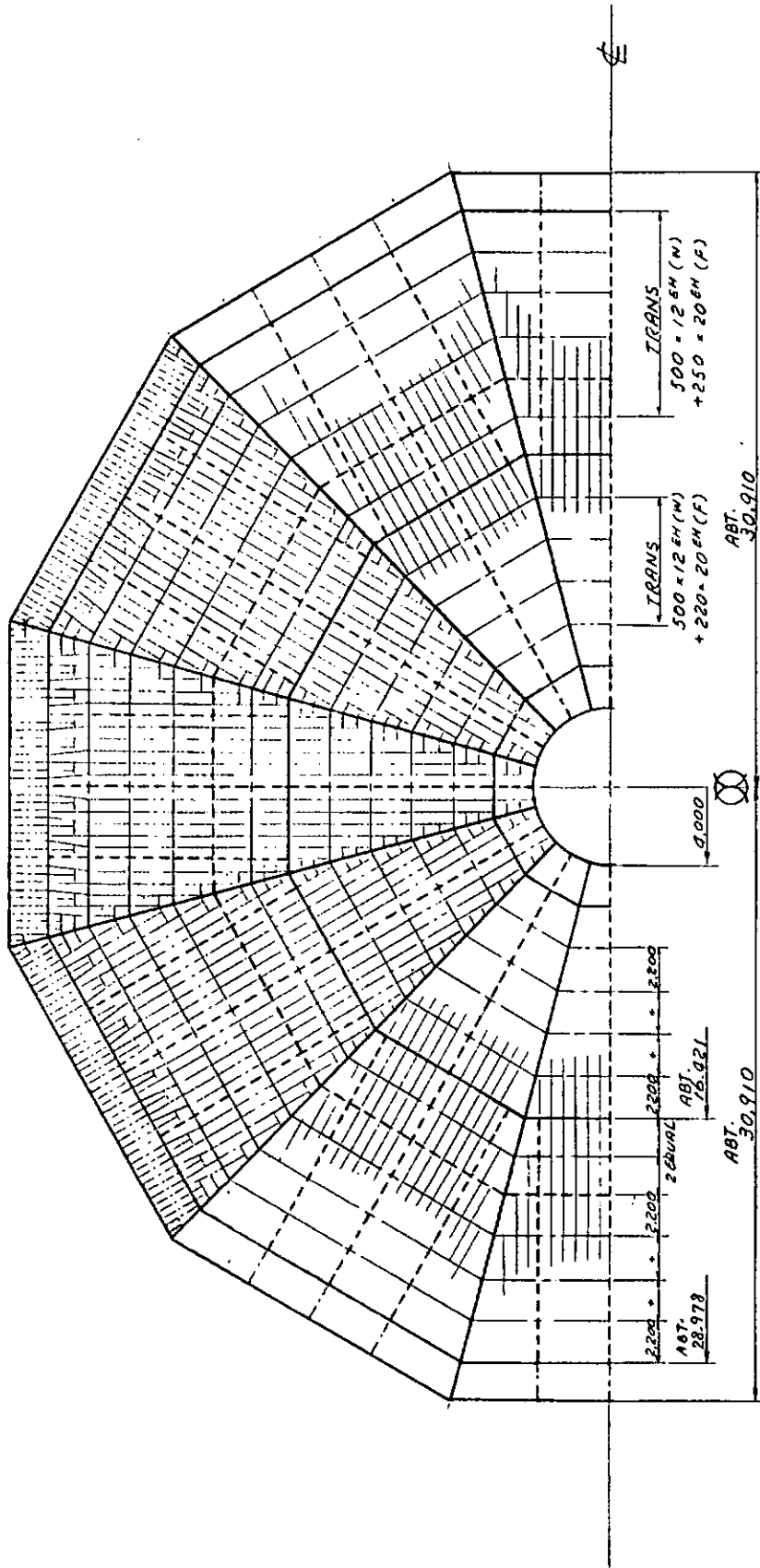


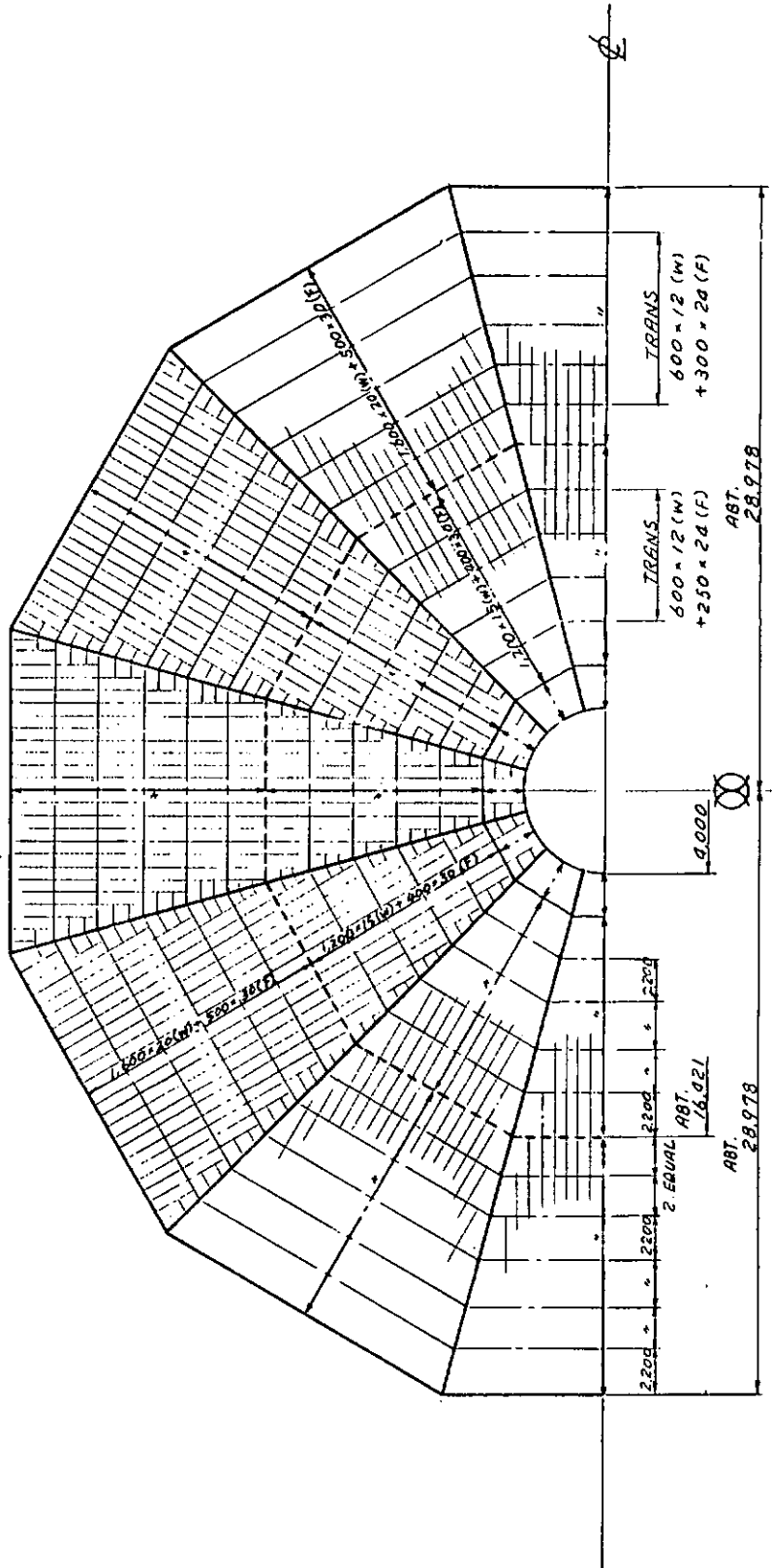
FIG 2.1.12

TWEEN DECK (PORT SIDE)

STARBOARD SIDE IS SIMILAR TO THIS.

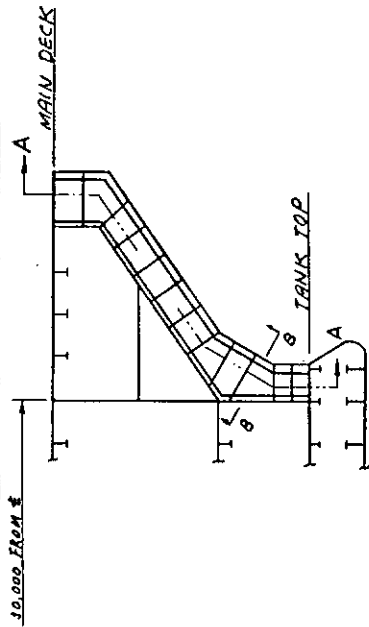
DECK PLATE THICKNESS : ALL 12

ALL STIFFENERS : 150 x 90 x 9 INV. A. (600 SP.)



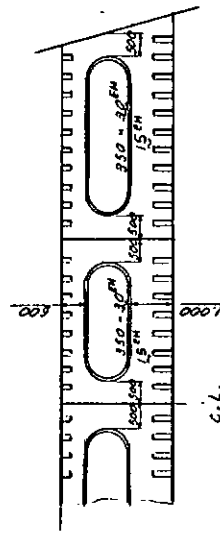
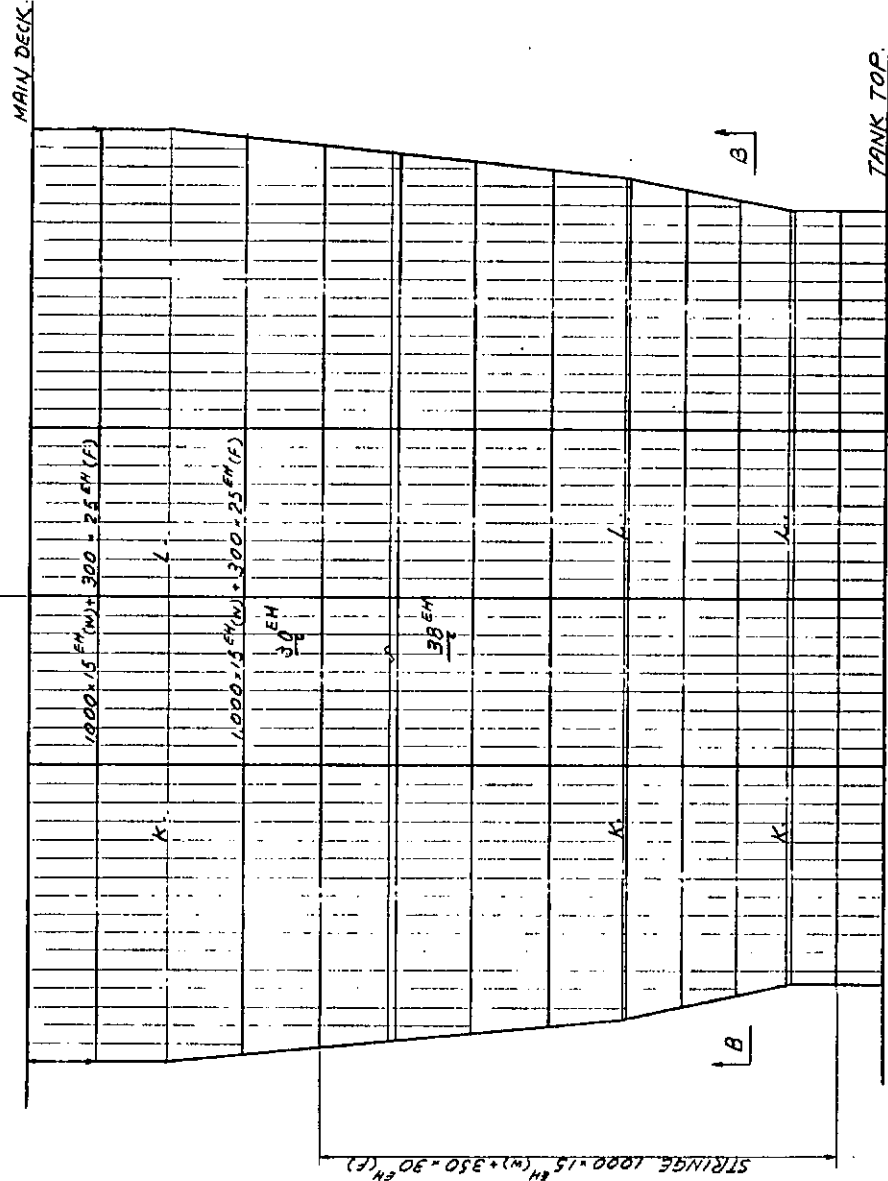
2.1.13

SIDE SHELL EXPANSION



SCALE; 1/250

ALL VERTICAL STIFFENER : $400 \times 100 \times 13/18$ I.A. (EH36)
(400 SP.)



B - B SECTION

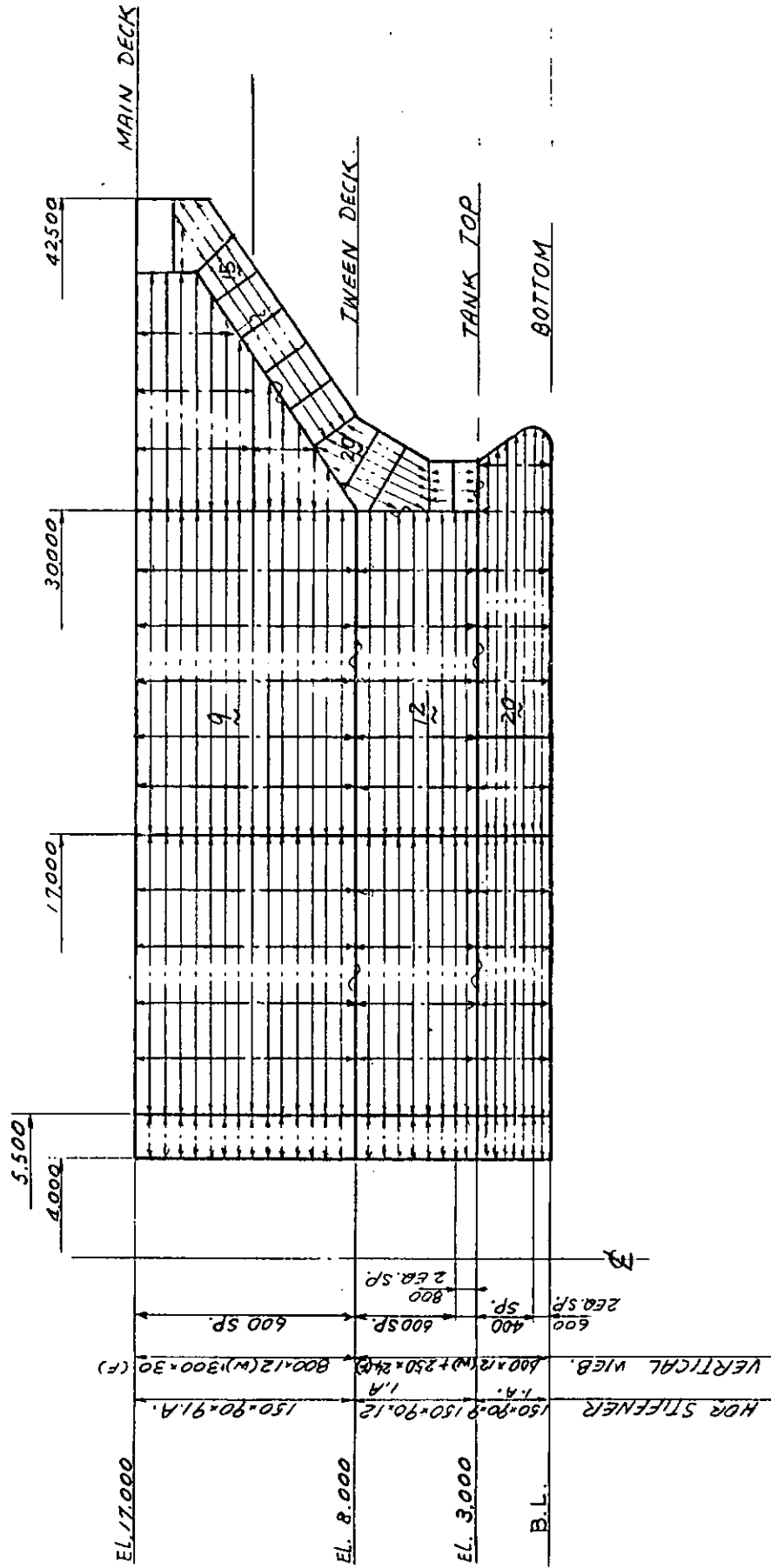
SCALE; 1/100

A - A EXPANSION (ONE SEGMENT)

OTHERS ARE SIMILAR TO THIS.

☑ 2.1.15

TYPICAL BULKHEAD



2.1.16

表 2.1.5

I T E M	W (t)	N	W×N (t)
MAIN DECK	67	12	804
TWEEN DECK & ADD. TWN. DK	63.1	12	757
TANK TOP	103.2	12	1,238
BOTTOM	117	12	1,404
SHELL & WELL	284.9	12	3,419
BHD	227	12	2,724
PARTIAL BHD	23	12	276
ADD. DECK	34.5	6	207
WALL	20	6	120
DECK HOUSE & HELI. DECK	1,077	1	1,077
SUBSTRUCTURE	362	1	362
SHELTER	550	1	550
S. TOTAL			12,938
WELD & TOLERANCE (25%)			322
TOTAL			13,260 t

(3) 防 蝕

a) 塗 装

浮遊式リグの塗装仕様計画に当っては以下の点を考慮した。

- 浮遊氷を考慮し、船底および船側の没水部と水線部については耐氷性能の優れた超厚膜型無溶剤ポリウレタン(ゼブロン)を適用することとした。
なお、本塗料は「Kulluk」などで実績がある。
- 暴露部については、氷や雪の付着しにくい塗料の研究、開発も進められているが、実績もなく、また経済性の点から従来のリグにおいて性能が認められている無機シンク+エポキシ方式を採用することとした。
- 内部の塗装については、氷海リグであっても従来のリグと塗装に関する条件は同一であり、過去の実績どおりとした。

各区面の塗装仕様は以下のとおり。

① 外板外面

i) 船底及び船側没水/水線部

超厚膜型無溶剤ポリウレタン(ゼブロン) 1mm × 1

ii) 外舷部

無機シンクプライマー 75μ × 1

タイコート × 1

厚塗型エポキシプライマー 100μ × 1

エポキシ上塗 40μ × 2

iii) 暴露甲板

無機シンクプライマー 75μ × 1

タイコート × 1

厚塗型エポキシプライマー 100μ × 1

エポキシデッキペイント	40 μ × 2
Ⅳ) 上部構造外面	
無機シンクプライマー	75 μ × 1
タイコート	× 1
厚塗型エポキシプライマー	100 μ × 1
エポキシ上塗	40 μ × 2
② 内 面	
ⅰ) バラストタンク, ドリルウォータータンク	
厚塗型タールエポキシ	200 μ × 1
ⅱ) 清水タンク	
エポキシプライマー	70 μ × 1
エポキシ上塗	70 μ × 2
ⅲ) 泥水タンク	
厚塗型タールエポキシ	200 μ × 1
Ⅳ) 燃料油タンク	
無塗装	
Ⅴ) 機械室, ワークショップ	
天井, 壁	
油性プライマー	35 μ × 2
油性上塗	35 μ × 1
床	
油性プライマー	35 μ × 1
油性デッキペイント	35 μ × 2
(水, 油のたまる所は油性耐油ペイントとする。)	
Ⅵ) 居住区	
露出の天井, 壁	
油性プライマー	35 μ × 2
油性上塗	35 μ × 1
露出の床	
油性プライマー	35 μ × 1
油性デッキペイント	35 μ × 2
内張内天井, 壁	
油性プライマー	35 μ × 2
デッキコンポジション下	
無塗装	
b) 電気防蝕	
バラストタンク内の防蝕のみ塗装と電気防食の併用とする。	
電流密度	10 mA/m ²
寿 命	5 年
材 質	Al 合金

2.1.5 保留計画

外力条件, offset許容量(水深の%), 保留ライン安全率を表2.1.6に示す。

表 2.1.6 保留条件

Condition	External Force (ton)		Total (ton)	offset (%)	保留ライン安全率
Operating in open water	Wind force	25.2	86.1	5	3 2 (one line failure)
	Current force	8.6			
	Wave drifting force	52.3			
Operating in ice condition	Wind force	36.2	120.3	5	3 2 (one line failure)
	Current force	3.1			
	Ice load *	81.0			
Survival in open water	Wind force	145.4	223.5	-	2 1.4 (one line failure)
	Current force	77.5			
	Wave drifting force	0.6			

* N.B Thickness of level ice is 0.5 m

(1) 保留要目

保留装置は, 12台のwinches, $3\frac{1}{2}$ inches径のwire ropeによる保留システムである。保留patternは船底部のswivel fairleadを介して等角放射状に張られている。

Anchor	12 - 15,000 Kg, High holding power type
Line	12 - $3\frac{1}{2}$ inches \times 1,250 m, 6 \times 37 IWRC-EIPS Bright ; breaking strength 520 tons
Auxillary	12 - Rig Anchor Release Units
Mooring Winch	12 - Electric driven, single drum type ; band brake holding 408 tons
Fairlead	12 - Swivel type
Anchor Buoy	12
Pendant line	12

(2) 保留特性

水深25m及び55mの場合について準静的解析を行った。Pretension 80 tonsの場合の保留特性を表2.1.7に示す。尚表2.1.7のopen waterでのoffsetに含まれている動揺に関しては表2.1.8及び図2.1.18, 図2.1.19, 図2.1.20, 図2.1.21に示す。図2.1.17にMooring patternを示す。

表 2 1. 7

Condition (Pretension 80 tons)	Water Depth			
	25 m		55 m	
	Offset (%)	Safety Factor	Offset (%)	Safety Factor
Operating in Open Water	2.1	5.3	1.5	5.1
1 - line failure	4.7	4.4	2.9	4.4
Operating in Ice Condition	2.2	5.2	1.5	5.1
1 - line failure	4.4	4.5	3.1	4.3
Survival in Open Water	18.0	2.0	7.7	2.4
1 - line failure	20.7	2.0	9.7	2.2
Survival in Open Water 2 - line slack	13.9	2.4	5.8	2.9
1 - line failure	16.9	2.3	7.9	2.4

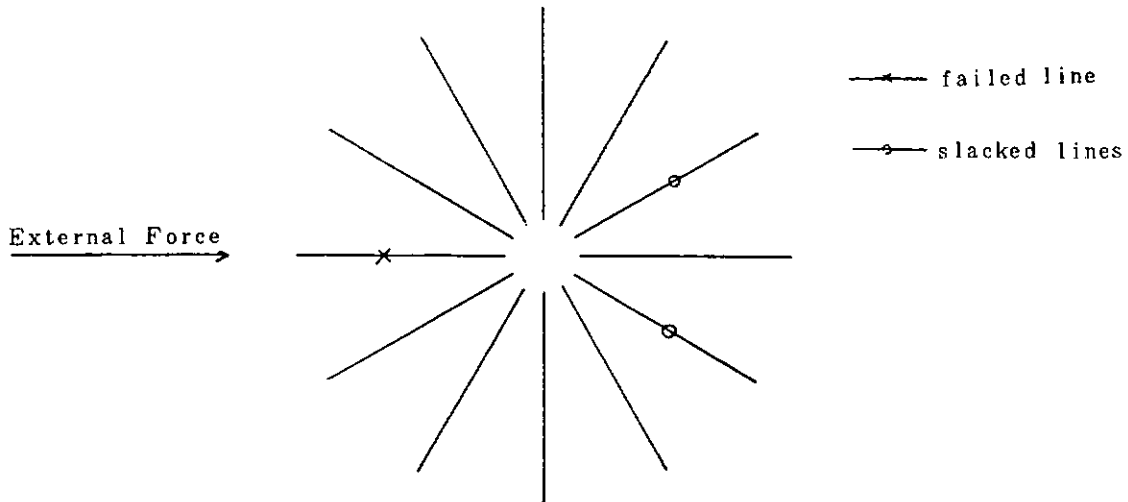


图 2.1.17 Mooring pattern

表 2 1. 8

Condition	Water Depth (m)	Amplitude of Motion			
		Surge (m)	heave (m)	pitch (deg)	
Operating in open water	25.0	0.12	0.27	2.5	
	55.0	0.20	0.26	2.7	
	moored	25.0	0.14	0.27	2.5
		55.0	0.22	0.26	2.7
Survival in open water	25.0	2.95	2.38	4.4	
	55.0	2.45	2.97	2.7	
	moored	25.0	3.47	2.38	4.2
		55.0	2.73	2.97	2.6

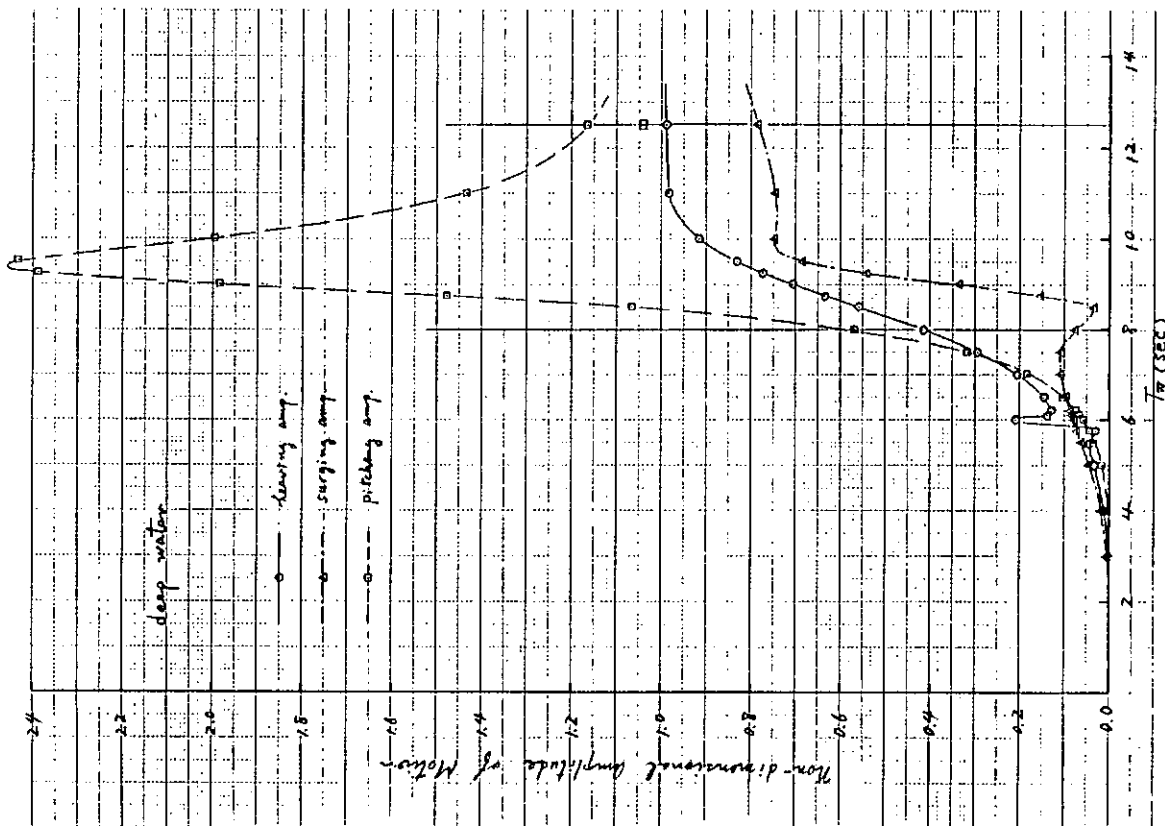


图 2.1.18 Amp. of Motion in Regular Waves

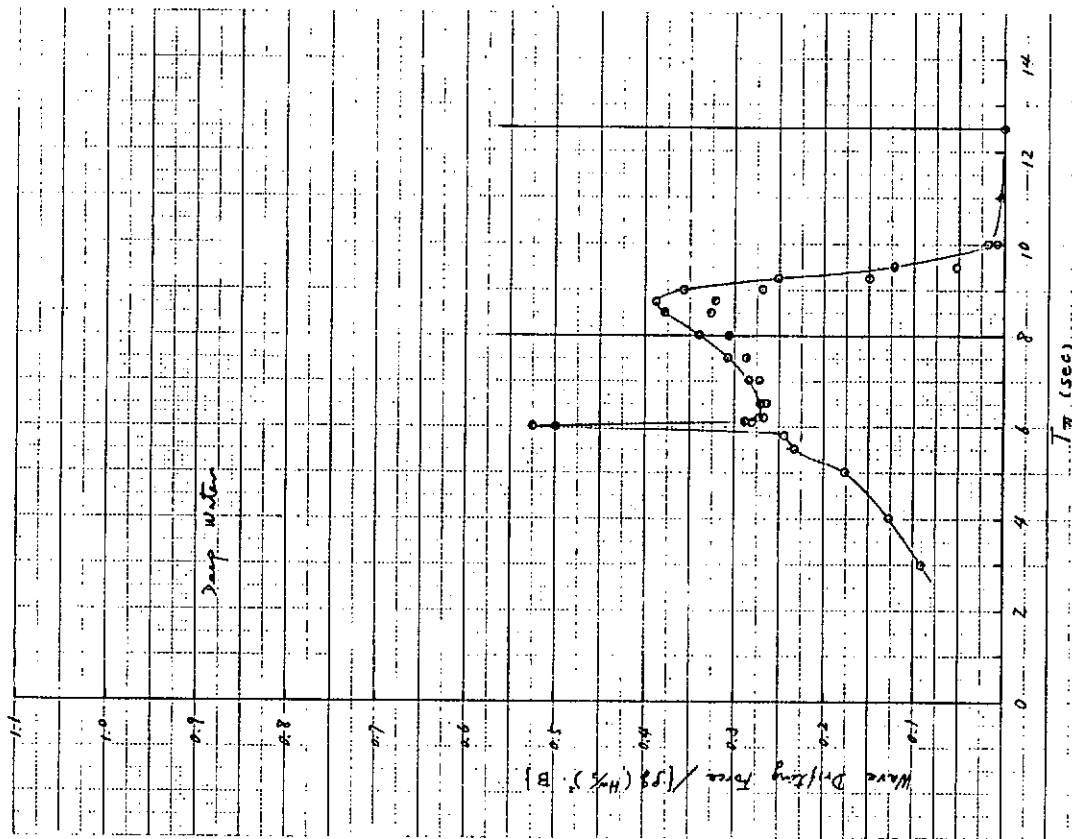
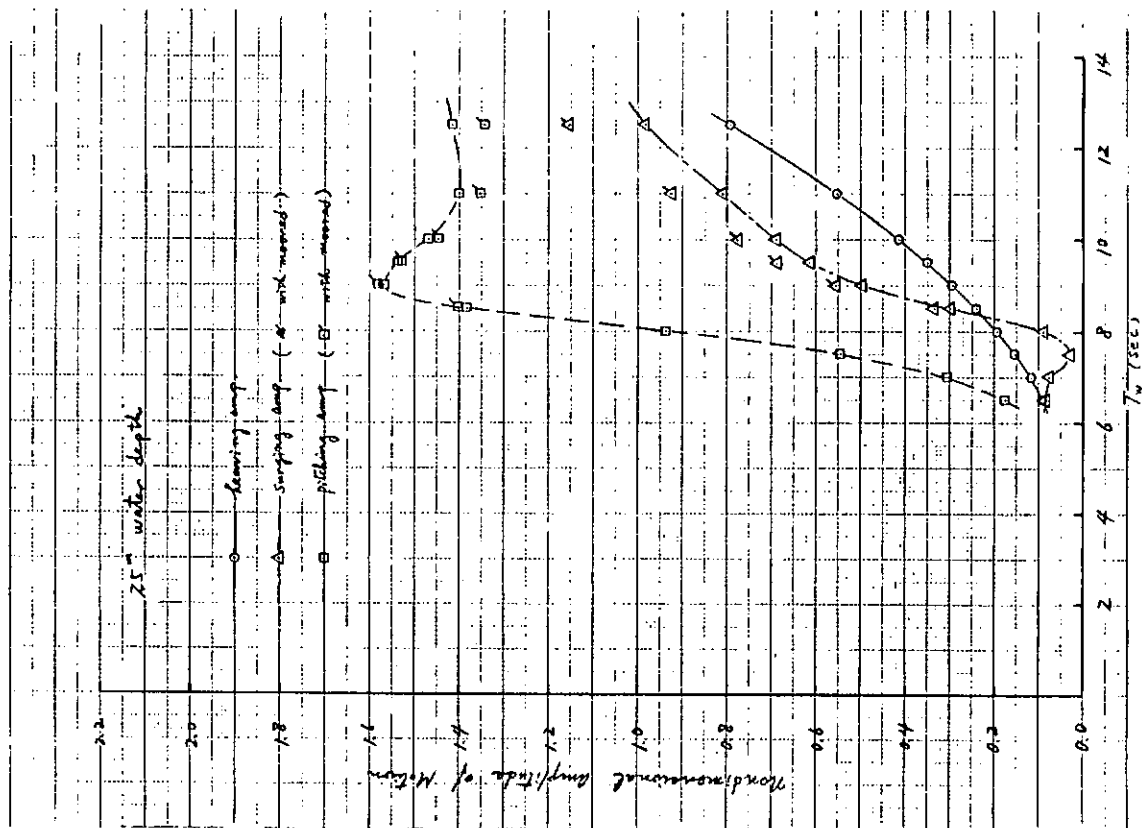
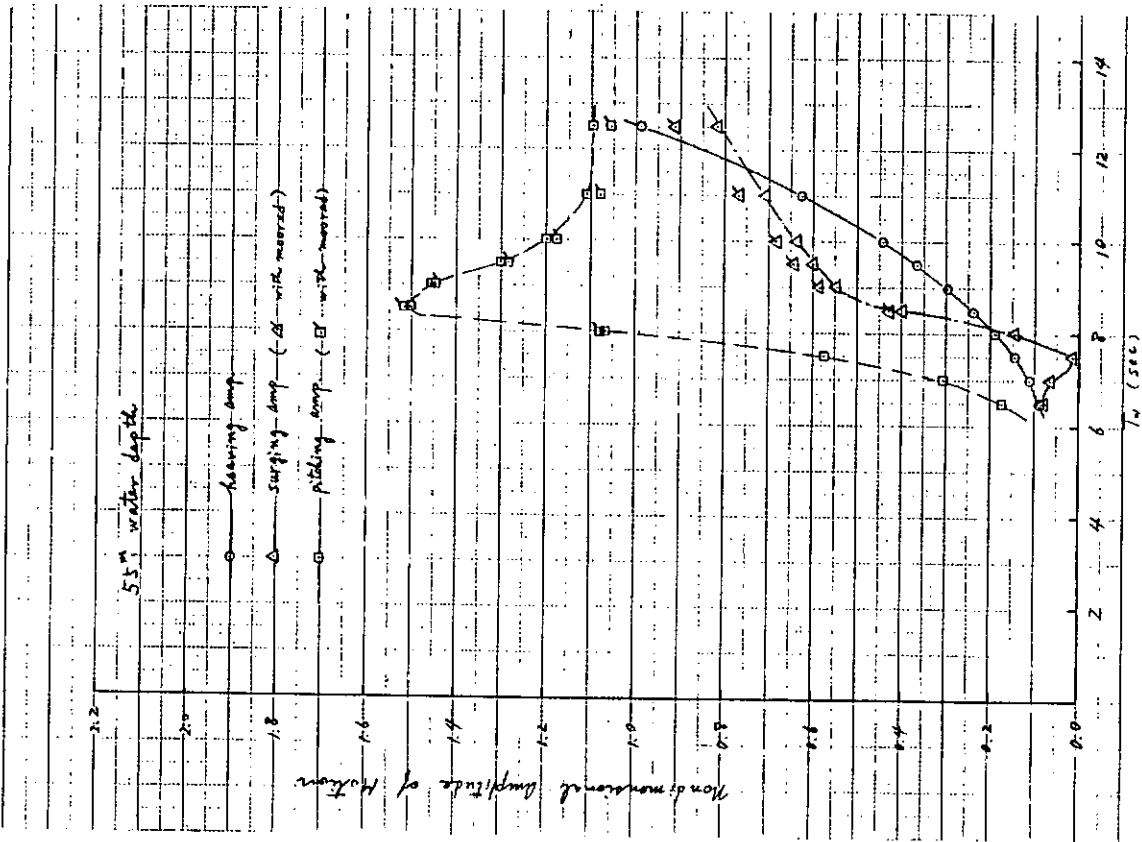


图 2.1.19 Wave Drifting Force in Regular Waves



2.1.20 Amp. of Motion in Regular Waves



2.1.21 Amp. of Motion in Regular Waves

Operating in ice condition の所で ice thickness を 1.2 m とし、Pretension を 120 tons にした場合の係留特性を表 2.1.9 に示す。

表 2.1.9

Condition	Water Depth			
	25 m		55 m	
	Offset (%) Safety Factor	External Force (ton)	Offset (%) Safety Factor	External Force (ton)
Ice Condition (1.2m ice thickness)	7.2 2.7	415	4.2 2.6	415
	4.7 3.1	415	3.1 2.7	415
2-line slack				

表 2.1.9 によれば、本システムは、2-line slack の状態にすれば、1.2 m の氷厚に対しても充分稼働出来ることが分る。

(3) 非常時離脱システム

離脱条件は設計条件の所で示した様に ice condition での survival 時 (line tension が破断強度の 50 % を超える場合) とする。

離脱システムとしては "Kulluk" で実績のある Inter Ocean Systems, Inc. 製の RIG ANCHOR RELEASE Model NO.6600 を採用する。

2.1.6 曳航・据付

(1) 曳航

- a) 日本から北極海までの曳航距離は 4,000 マイル程度である。構造物が大型であり dry tow とならざるを得ない。曳航ルートは図 2.1.22 に示すとおり、カムチャッカを通過し、ベーリング海へ出て、ポイントバローを通過するコースが想定される。
- b) 曳航時期は開氷期を狙ってスケジュールリングするが、氷の動きを支配する外力 (風・潮流) の予想は困難であるためいつがベストかは云い難いが 6 月～8 月までの期間であれば一応大丈夫と思われる。
- c) 北太平洋とベーリング海域の気象は不安定であり、曳航中に少なくとも一回は Summer Storm と呼ばれる嵐にあうことがあると考え、トップサイドの機器類は、ストーム下の動揺加速度に耐えるように設計されていることが条件である。また必要であればバラスト注水により、吃水を深くする操作を行わねばならない。
- d) 北太平洋、南ベーリング海は充分深度があり曳航時の吃水問題はないが、ポイントバロー沖では Polar Pack Ice が陸岸にせまってきている場所があり、これを避けるため深い吃水 (30' が限度) はとれない。
- e) やむを得ず氷海中を曳航するためには、砕氷船で航路を開きながら行わねばならない。砕氷船は比較的弱い氷海で、Arctic Class 3～4 が 3 隻は必要であり、更に沖合通過の場合は Arctic Class 6 の砕氷船が必要になって来る。
- f) 曳航日数は Mackenzie Bay まで、多少の待機日数も含めて 80～90 日は必要である。

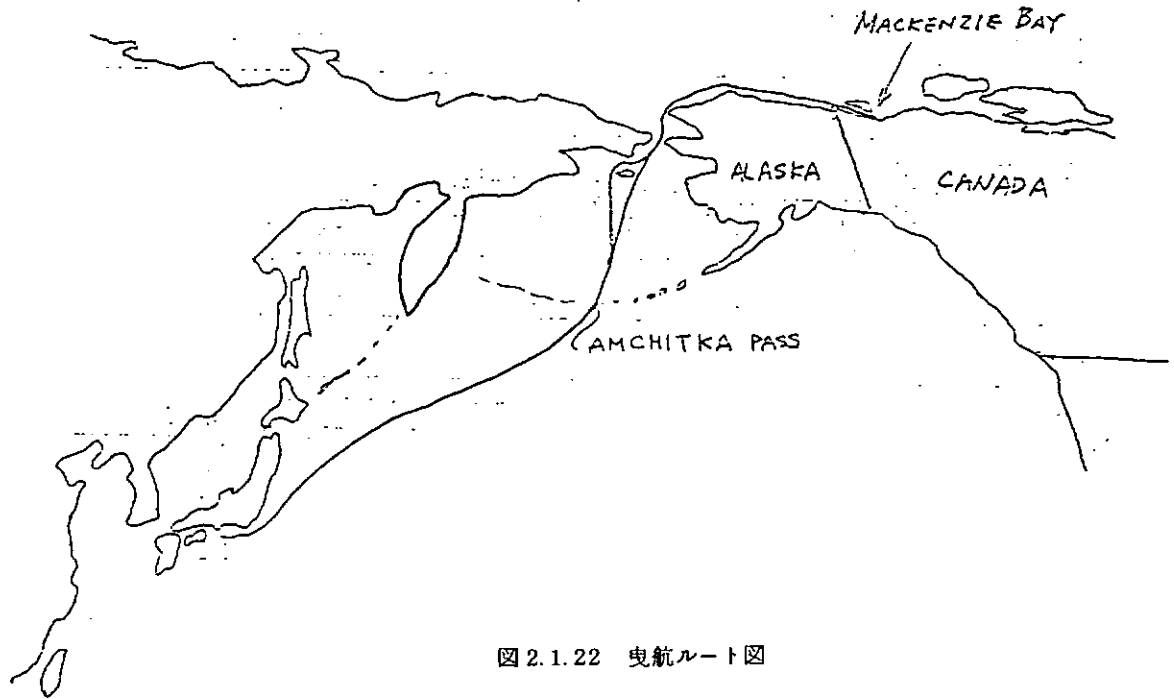


図 2.1.22 曳航ルート図

(2) 据 付

- a) サイトでの据付は通常のセミサブ型式のリグの位置決め作業と同様の手順で行えば良い。
- b) 浮遊式の場合、海水が襲来して来る冬期はタグボートによるアイスマネージメントを行う必要があり、巨大、ぶ厚い海氷の場合は避難する。(2.1.5(3) 非常時離脱システム参照のこと)

このため氷圧から来る横力の大きさは設計思想により異ってくる(2.1.5 (2) 係留特性参照) が、充分大きな把駐力を確保するためにはアンカーを埋設する必要がある(海底土質の調査が必要)。この場合再据付作業を行うに便な様にアンカーとチェーン部の係留に一工夫が必要と思われる。

参 考 文 献

- 1) Kulluk - An Arctic Exploratory Drilling Unit by K.P. Gaida, J.R. Barnes, & B.D.Wright OTC 4481, 1983
- 2) The Present State Future Development of Arctic Offshore Structures by K.R. Croasdale POAC 83, 1983

2.2 モノコン型氷海リグ

2.2.1 適用規則

現在のところ北極海向構造物を対象とした特別なルール、規則等は発表されていない。従って設計に当っては、基本的に下記に示す船級協会規則又はRecommendationの当該事項に従うものとする。

但し、必要に応じて下記以外の規則も考慮するものとする。

1) ABS, Rules for Building and Classing
Offshore Installations, 1983

2) API RP-2A
API Recommended Practice for planning, designing and
constructing fixed offshore platforms

3) API Bul-2N
API Bulletin on planning, designing and constructing
fixed offshore structures in ice environments

4) ABS, Offshore Mobile Drilling Units

5) ASPPR
Arctic Shipping Pollution Prevention Regulations

2.2.2 設計条件

(1) 設置海域

本構造物の設置海域をSmith Bay～Harrison Bayの沖合で水深20～30mの海域と仮定する。

(2) 稼働水深

現在までに発表されているモノコン型氷海リグの概念は、水深20～30mを稼働水深としている。本概念設計に於いても稼働水深は、最大30mとする。

(3) 海象・気象条件

概念設計のための設計条件として、海象・気象条件を以下に示すように決める。

a) 外気温 冬季 -4.5℃

夏季 +2.2℃

b) 風速 9.8 Knots (1分間平均風速)

Wind velocity profile は、API RP-2A 公式(2.3.2-1)による。

c) 潮流 海表面にて 1.5 m/sec

Current velocity profile はAPI RP-2A 公式(2.3.3-1)による。

d) 波浪 $H_{max} = 12.8 \text{ m}$

$T = 13 \text{ sec}$

e) 氷象 冬季：氷厚3.0mの平坦氷と、水深に等しいKeel HeightをもつRidgeを考える。

氷の特性：一軸圧縮強度 $\sigma_c = 30 \text{ kg/cm}^2$

曲げ強度 $\sigma_t = 10 \text{ kg/cm}^2$

弾性率 $E = 30,000 \text{ kg/cm}^2$

ポアソン比 $\nu = 0.3$

f) 土質

モノコンが設置されるSmith Bay～Harrison Bayの沖合の表層土質は、良くしまつた砂層を含む固いシルト層あるいは粘土層であり、その剪断強度は $S_u = 1 \sim 2.5 \text{ kg/cm}^2$ (2～5KSF) である。

従って、以下のモノコン設計用剪断強度としては、安全を考慮し $S_u = 1.0 \text{ kg/cm}^2 (10 \text{ ton/m}^2)$ とする。

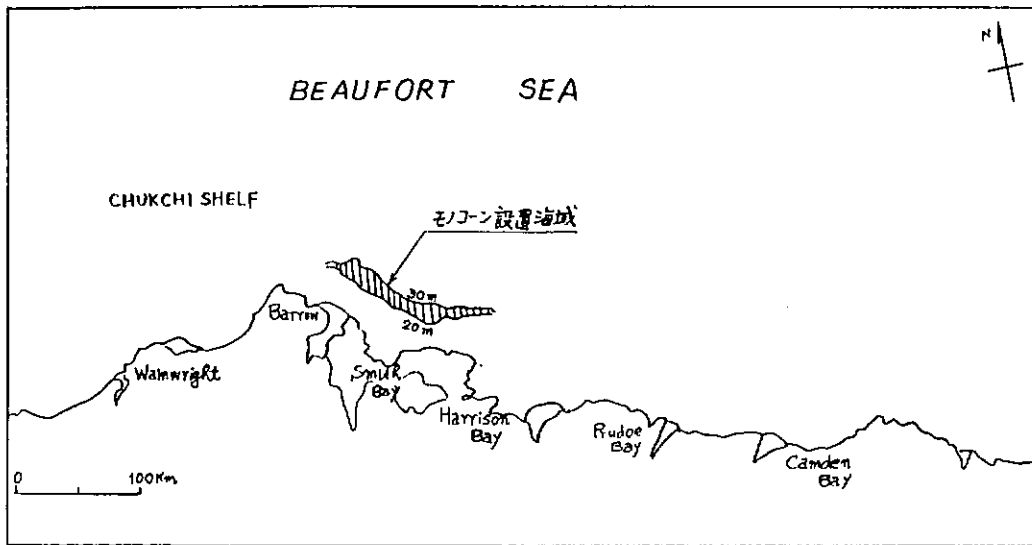


図 2.2.1 設置海域水深

(4) 上載機器の条件

掘削能力；掘削深度 6,000 m

試掘井の数 2本

資材貯蔵容量；結氷期間中無補給で稼働可能な容量とする。

居住設備；100人用

上部構造は、全ての鋼壁にて覆い耐寒仕様とする。

2.2.3 設計外力の算定

(1) 氷荷重の算定

a) 氷厚 3.0 m の平坦氷による氷荷重

モノコン型氷海リグのような傾斜構造をもった構造物に対する氷荷重算定式がいくつか提案されている。

ここでは比較的良く使われる POAC 1977 年で T.D. RALSTON により提案された下記の式を用いて算定する。

$$R_H = A_4 (A_1 \sigma_b h^2 + A_2 \rho_w g h D^2) + A_3 A_4 \rho_w g h (D^2 - D_T^2)$$

$$R_V = B_1 R_H + B_2 \rho_w g h (D^2 - D_T^2)$$

R_H : 水平力

R_V : 鉛直力

$\rho_w \cdot g$: 水の単位体積重量

h : 氷厚

σ_b : 氷の曲げ強度

D : 円錐の水線面直径

D_T : 円錐の頂部直径

α : 円錐の傾斜角

μ : 氷と構造物間の摩擦係数

A_1, A_2, A_3, A_4

B_1, B_2 } : 無次元係数 (図 2.2.2)

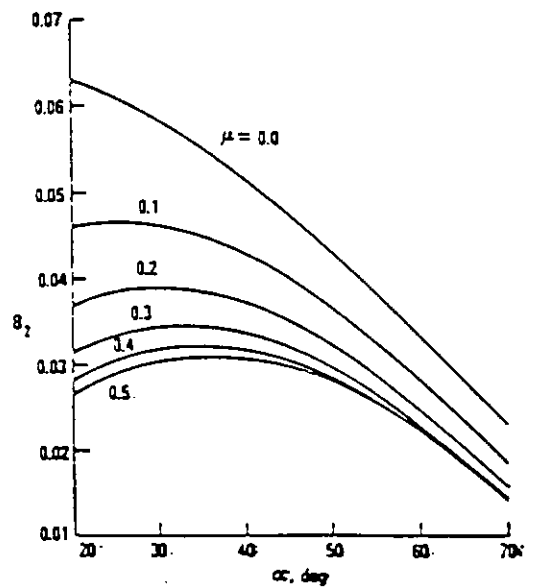
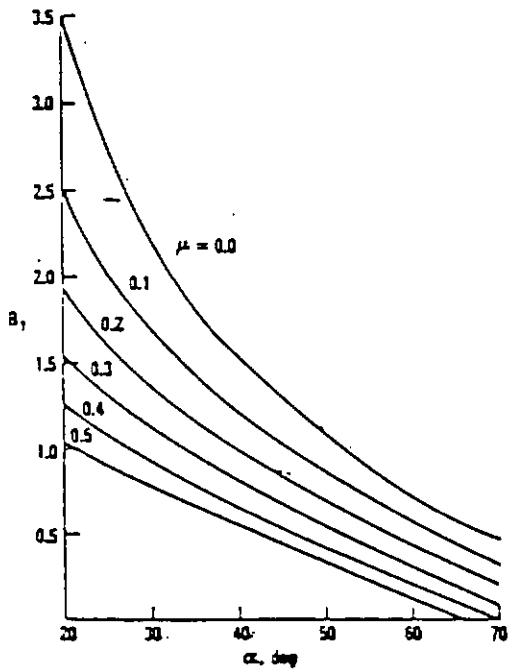
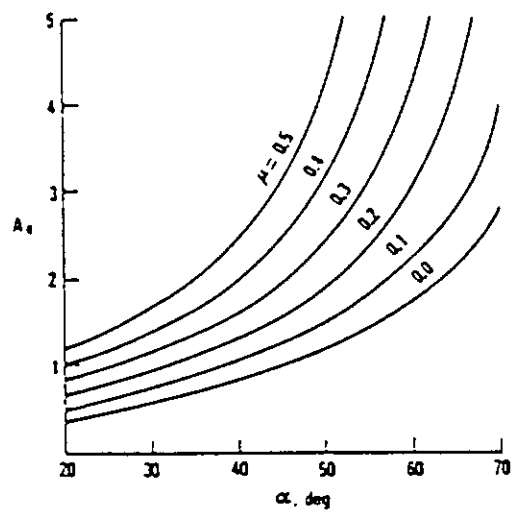
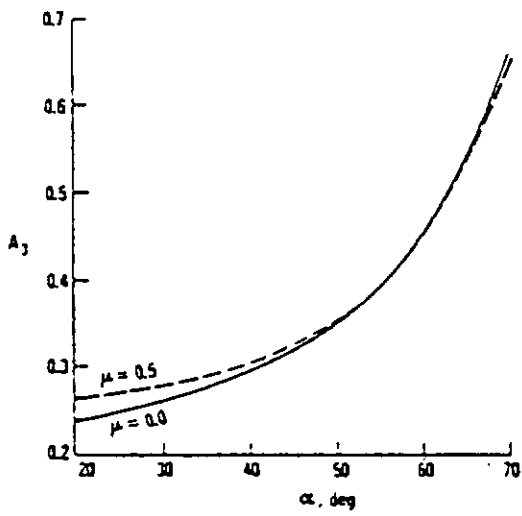
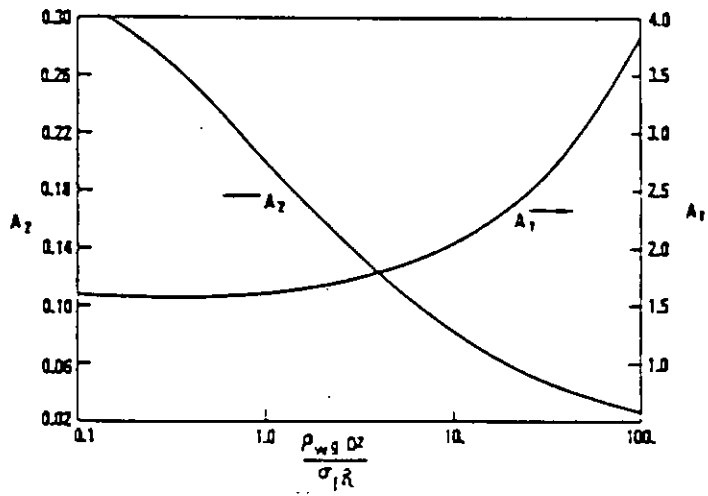


図 2.2.2 氷圧力係数 (Ralston の塑性解)

ここに前述の設計条件及び形状(図2.2.3)を考慮して下記数値を代入する。

$$\rho_w \cdot g = 1.0 \text{ t/m}^3$$

$$h = 3.0 \text{ m}$$

$$\sigma_b = 10 \text{ kg/cm}^2 = 100 \text{ t/m}^2$$

$$D = 4.0 \text{ m}$$

$$D_T = 2.4 \text{ m}$$

$$\frac{\rho_w \cdot g \cdot D^2}{\sigma_b \cdot h} = 5.3$$

$$\mu = 0.15$$

$$\alpha = 38.7^\circ$$

図2.2.2より

$$A_1 = 1.8 \quad A_2 = 0.11$$

$$A_3 = 0.29 \quad A_4 = 1.2$$

$$B_1 = 1.2 \quad B_2 = 0.04$$

上記数値を前式に代入することにより、平担氷の氷荷重として

$$\text{水平力} \quad R_H = 3.660 \text{ ton}$$

$$\text{鉛直力} \quad R_V = 4.510 \text{ ton}$$

を得る。

b) 氷厚3.0mの平担氷による凍着力 ²⁾

凍着力に関する資料は少ないが、Michel(1970)の研究結果によれば、純氷について付着力は1.4~10.5 kg/cm²(20~150 psi)との報告がある。

凍着力を減少させる方法として構造物外表面をヒーティングすることや、氷との付着力の小さい氷海用塗料(ZEBRON, イナータ160等)を塗付することが考えられる。

文献によれば、氷海用塗料を適用した場合の氷への付着力は鋼面へのそれに比べ約1/3になることが示されている。

しかしながら氷海リグの場合塗料の寿命、メンテナンスの困難さを考えると氷海塗料の付着力を設計値として用いるのは妥当でないと考ええる。

ここでは、裸鋼板面への付着力として10 kg/cm²を仮定する。

凍着力は、 $H = \frac{\pi h q D}{\tan \alpha}$ で計算される。

$$\text{氷厚} \quad h = 3.0 \text{ m}$$

$$\text{斜面勾配} \quad \alpha = 38.7^\circ$$

$$\text{直径} \quad D = 4.0 \text{ m}$$

$$\text{付着力} \quad q = 10 \text{ kg/cm}^2 = 100 \text{ t/m}^2$$

以上より凍着力Hは、

$$H = 47,1000 \text{ ton} \quad \text{と計算される。}$$

c) 氷丘脈による氷荷重

傾斜面を有する構造物に作用する氷丘脈による氷荷重の算定式としてLewis-Croasdaleの提案した式を用いる。

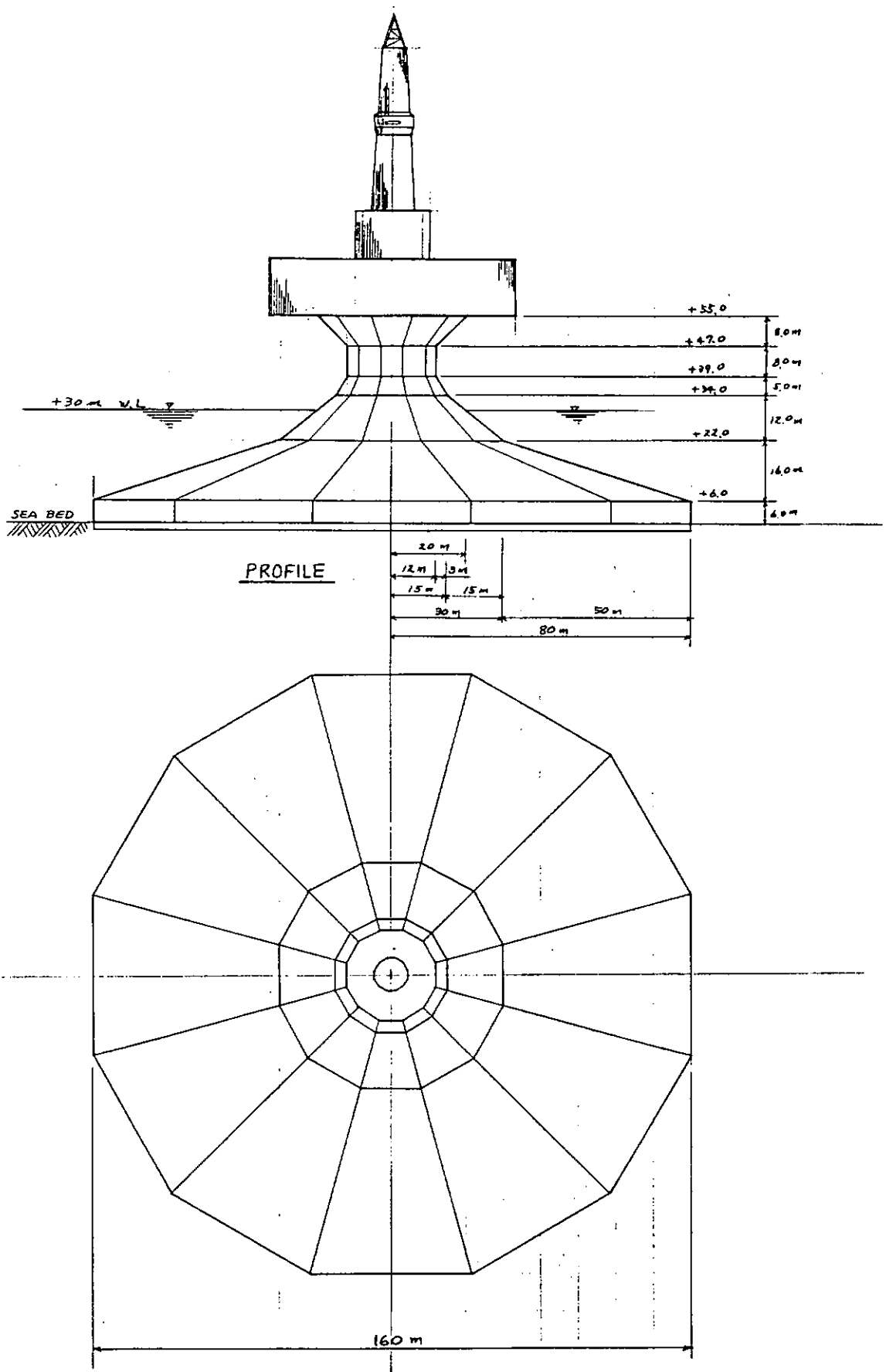
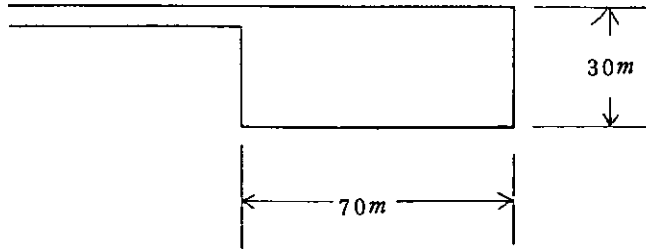


图 2.2.3 形状图

氷丘脈の断面形状としては、下図の形状を仮定する。



亀裂を氷丘脈に発生させるに必要な鉛直荷重： V_1

$$V_1 = \frac{4 I \sigma}{y \ell}$$

氷丘脈断面2次モーメント $I = 1.575 \times 10^5 \text{ m}^4$

曲げ強度 $\sigma = 100 \text{ t/m}^2$

弾性率 $E = 3 \times 10^5 \text{ t/m}^2$

$y = 15 \text{ m}$

特性長 $\ell = \left(\frac{4 E I}{\rho g b} \right)^{1/4}$

$\ell g = 1.0 \text{ t/m}^2$

$b = 70 \text{ m}$ より $\ell = 228 \text{ m}$

$$V_1 = \frac{4 \times 1.575 \times 10^5 \times 100}{15 \times 228}$$

$$= 18.420 \text{ ton}$$

氷丘脈に中央亀裂が生じた後も、構造物による氷の破壊が続き、回転亀裂 (Hinge cracks) が生ずる。

この回転亀裂を生ずるに要する鉛直力 V_2 は

$$V_2 = \frac{6.17 I \sigma}{y \ell}$$

より求める。

$$V_2 = \frac{6.17 \times 1.575 \times 10^5 \times 100}{15 \times 228}$$

$$= 28.420 \text{ ton}$$

$$R = \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} \quad \alpha = 17.7^\circ$$

$$\mu = 0.15 \text{ より}$$

$$R = 0.493$$

水平力 H は $H_1 = k V_1$ より

$$H_1 = 9,080 \text{ ton}$$

$$H_2 = 14,010 \text{ ton}$$

となる。

以上より氷丘脈による氷荷重として、

$$\text{水平力 } H = 14,010 \text{ ton}$$

$$\text{鉛直力 } V = 28,420 \text{ ton}$$

を得る。

但し、氷丘脈による氷荷重は、Consolidation の状態により異なること、又、今回の形状のモノコーン型氷海リグと今回仮定した氷丘脈の形状の組み合わせでLewis-Croasdale の実験のような破壊モードとなるとは断定できないことなどから前述の水荷重は決定的数値ではなく一つの目安と考える。

(2) 風荷重

風荷重計算は、API RP 2A Planning , Designing , and Constructing Fixed Offshore Platforms による下記式を用いる。

風速分布

$$\frac{V_y}{V_H} = \left(\frac{y}{H} \right)^{1/n}$$

V_y ; 高さ y における風速

V_H ; 高さ $H = 10$ m における風速

風荷重

$$F = 4.82 \times 10^{-3} (V)^2 C_s A$$

V ; 風速 (km/h)

C_s ; 形状係数

A ; 受圧面積 (m²)

F ; 風荷重 (kg·f)

上式に、前章「設計条件」に示された値を代入し、下記結果を得る。(図 2.2.4)

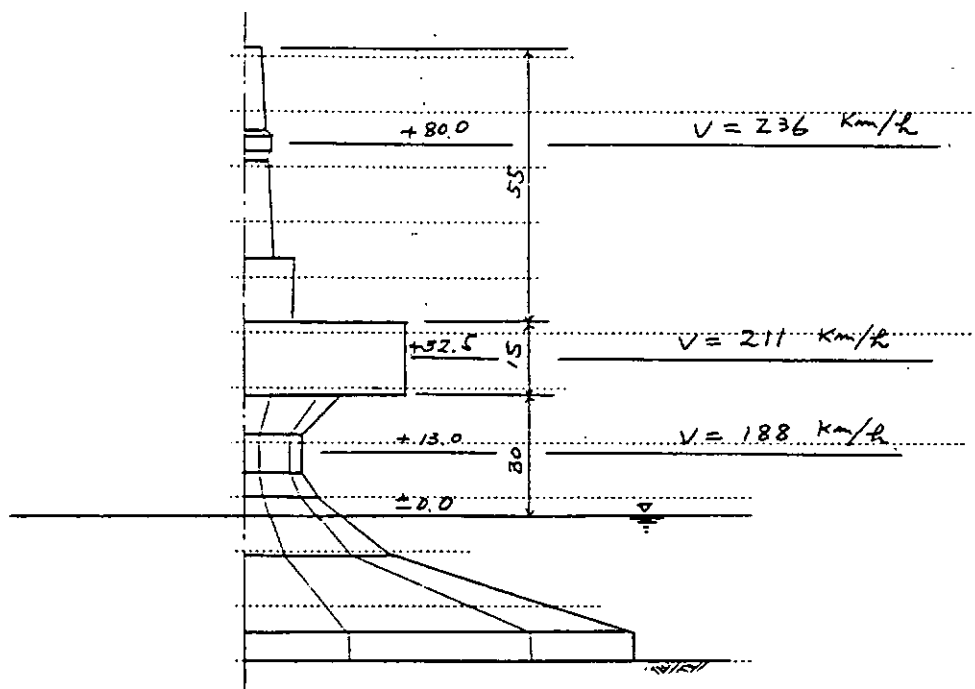


図 2.2.4

W.L ~ デッキ下端

$$C_s = 1.0$$

$$A \approx 750 \text{ m}^2$$

$$V = 188 \text{ km/h}$$

$$F_1 = 128 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{f}$$

デッキ部

$$C_s = 1.5$$

$$A \approx 2,000 \text{ m}^2 \text{ (デッキ上の装置を含む。)}$$

$$V = 211 \text{ km/h}$$

$$F_2 = 644 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{f}$$

デリック部

$$C_s = 1.5$$

$$A \approx 800 \text{ m}^2$$

$$V = 236 \text{ km/h}$$

$$F_3 = 322 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{f}$$

風荷重Fは,

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

$$\approx 1,094 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{f} \quad \text{となる。}$$

(3) 潮流力

潮流力の計算は, API RP 2A Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms による下記式を用いる。

流速分布

$$V_x = V_s \left(\frac{x}{d} \right)^{1/7}$$

V_x ; 海底からの距離 X (m) における流速 (m/s)

V_s ; 海表面における流速 (m/s)

d ; 水深 (m)

潮流速

$$F_D = 0.5 C_D \rho V^2 A$$

C_D ; 抗力係数

ρ ; 海水比重 ($\text{kg}\cdot\text{f}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$)

V ; 流速 (m/s)

A ; 受圧面積 (m^2)

F_D ; 潮流力 ($\text{kg}\cdot\text{f}$)

上式に, 前章 "設計条件" に示された値を代入し, 次の結果を得る。(図 2.2.5)

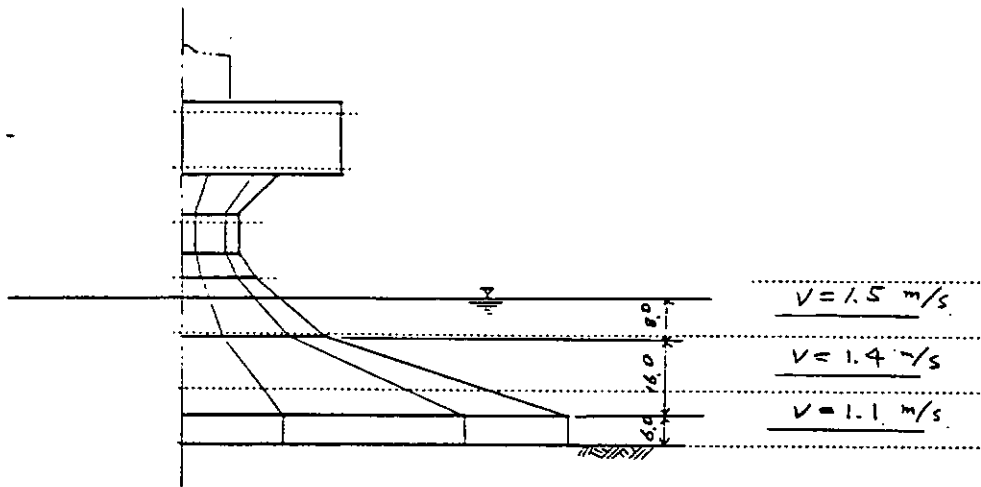


図 2.2.5

W.L ~ -8.0 m

$$C_D = 1.0$$

$$V = 1.5 \text{ m/s}$$

$$A = 400 \text{ m}^2$$

$$F_{D1} = 48 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{f}$$

-8.0 ~ -24.0 m

$$C_D = 1.0$$

$$V = 1.4 \text{ m/s}$$

$$A = 1,760 \text{ m}^2$$

$$F_{D2} = 182 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{f}$$

-24.0 ~ -30.0 (海底面)

$$C_D = 1.0$$

$$V = 1.1 \text{ m/s}$$

$$A = 960 \text{ m}^2$$

$$F_{D3} = 61 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{f}$$

潮流力 F_D は,

$$F_D = F_{D1} + F_{D2} + F_{D3}$$

$$= 291 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{f} \quad \text{となる。}$$

(4) 波荷重

波荷重を考慮しなければならないのは、夏季の開水期であるが、一般にこの値が冬季の氷荷重を超えることは考えられない。

ここでは、構造物を円柱と仮定し、ABS Offshore Mobile Drilling Units. Appendix A. Part 1 Shallow Water Theory により概算値を求めてみる。

結果として、半径 60 m ~ 70 m と仮定した場合、波力として 7,500 ~ 10,000 ton の値を得る。

モノコーン型の場合、傾斜構造であるため、この間で波の形状が変化し、砕波になる可能性があるが、いずれにしても波力が氷荷重を超えることはない と推定される。

2.2.4 モノコーン型氷海リグの基本計画

(1) 形状，一般配置及び機装

一般配置図(図2.2.6)に示すように，モノコーンは12角形平面の下部構造物と掘削装置や居住区画用の上部構造物から成っている。

底部の最大長160m，高さ55mの下部構造物は，氷荷重が作用する吃水線付近では約40°の傾斜角を有し，又39mレベルより下の区画は，着底時安定性のために大部分をバラストタンクとして利用し，さらにその上方の区画にはドリルウォータータンク及び燃料油タンクを配置する。

一方，下部構造物の底部には，モノコーンを他の油井に移動させる場合の地切り用として，Water jet systemを設ける。即ちWater jetはJetting pump(Mud pump兼用)により，底部の全面円周方向に装備されたJet nozzleに送られる。

上部構造は，長さ×幅×高さが66m×34m×15mの箱型トラス構造物で，その周囲は鋼製閉壁で包う。

上部構造物の内部あるいは上甲板には，掘削深度6,000m用の掘削機器，機関室，居住区，ヘリデッキ及びヘリコプター格納庫などを配置する。

モノコーンの凍結防止対策としては，Water ballast tank drill water tankなどはheating coil方式によるtank heating systemを適用すると共に，重要なpiping lineにはheat traceを施工する。

(2) 全体重量の推定

a) 軽荷重量； W_{Lw}

モノコーン鋼構造	}	51,000
機装		
デッキ構造		5,000
モジュール		4,000
(掘削装置含む)		
		$W_{Lw} = 60,000 \text{ t}$

b) 稼働時の重量； W_{ope}

軽荷重量	60,000
資材重量	10,000
浮力	0*
$W_{ope} = 70,000 \text{ t}$	

* 浮力と同量のバラスト水により，浮力=0とする。

(3) 構造

モノコーン型氷海リグの耐氷構造は，放射状に主要隔壁を配置し，この主要隔壁間をSub BHD及びWeb Frameにて分割し氷圧力に耐えるものとする。

底部構造は，二重底方式とし，地盤反力に十分耐える構造とする。

使用鋼材は，耐低温仕様とし，設計条件に示された最低温度-45℃においても十分なじん性を有する鋼材を用いるものとする。

概略構造を図2.2.7一般構造図に示す。

2.2.5. 基礎構造の検討

(1) 支持力の算定

地盤の支持力はAPI RP 2A 2.6 FOUNDATION DESIGNに従って算定する。

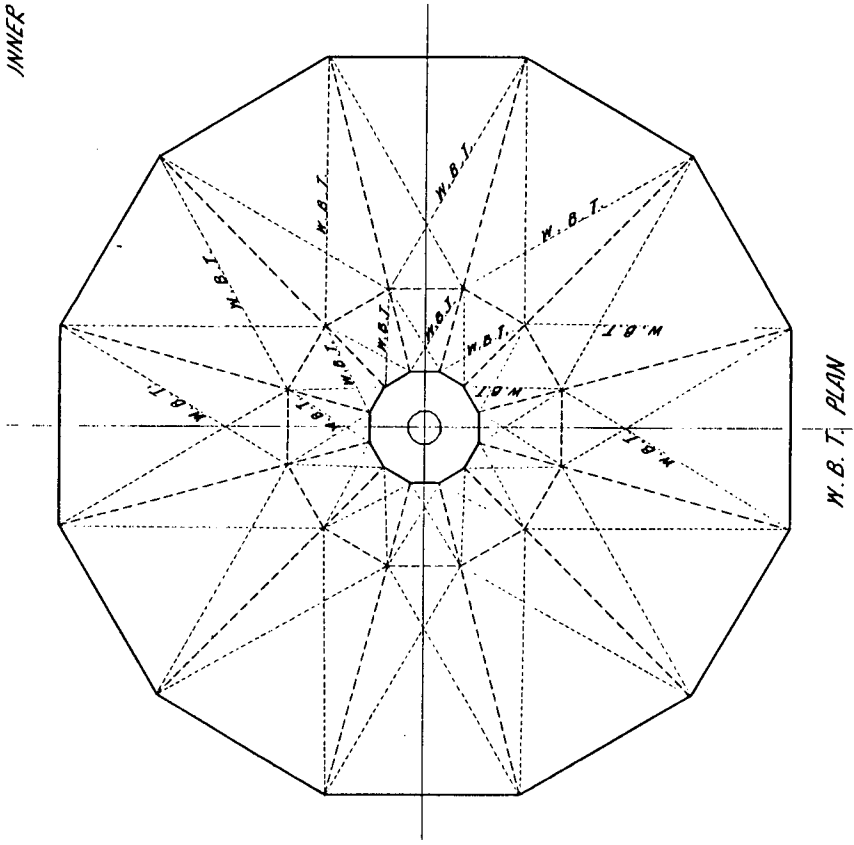
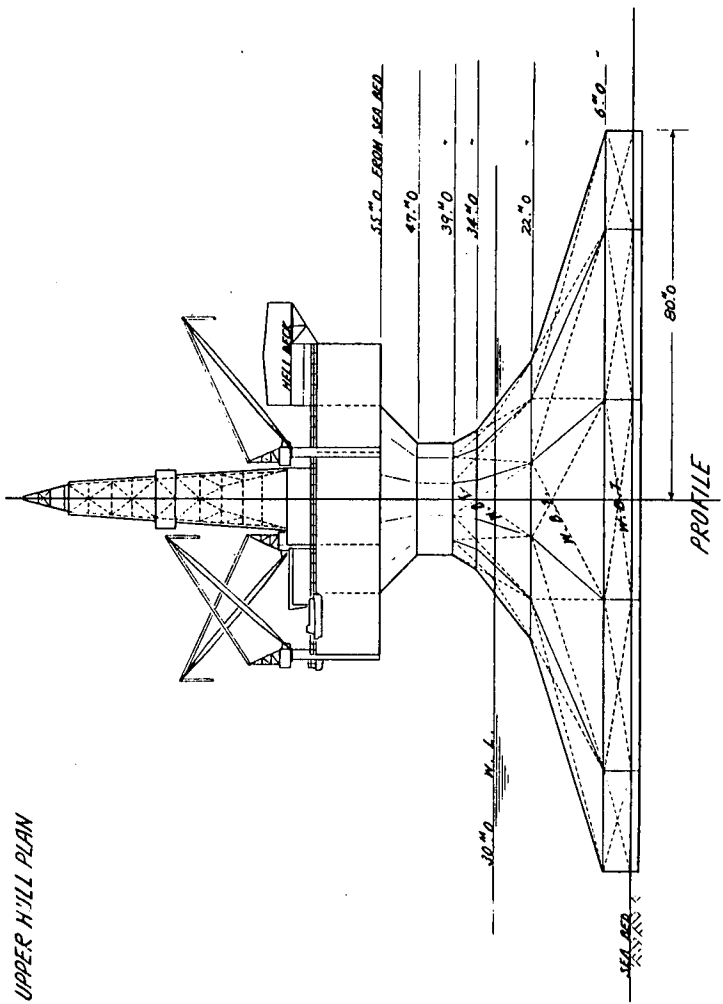
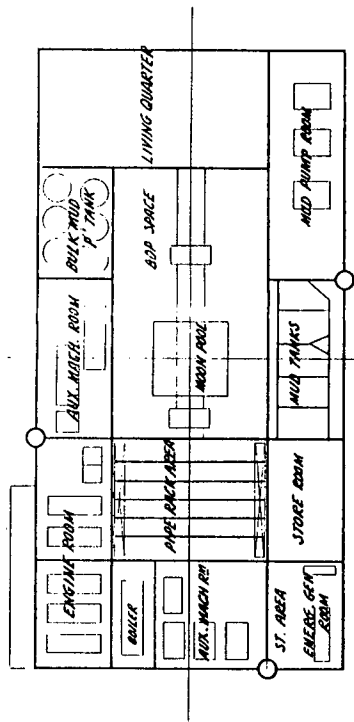


图 2.2.6 一般配置图

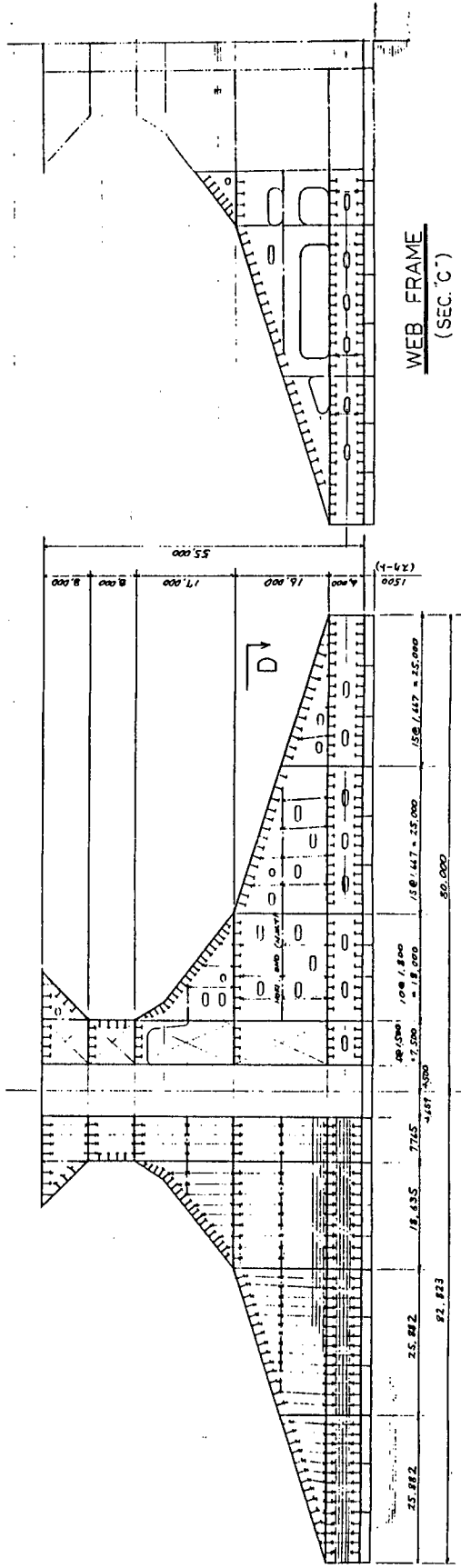
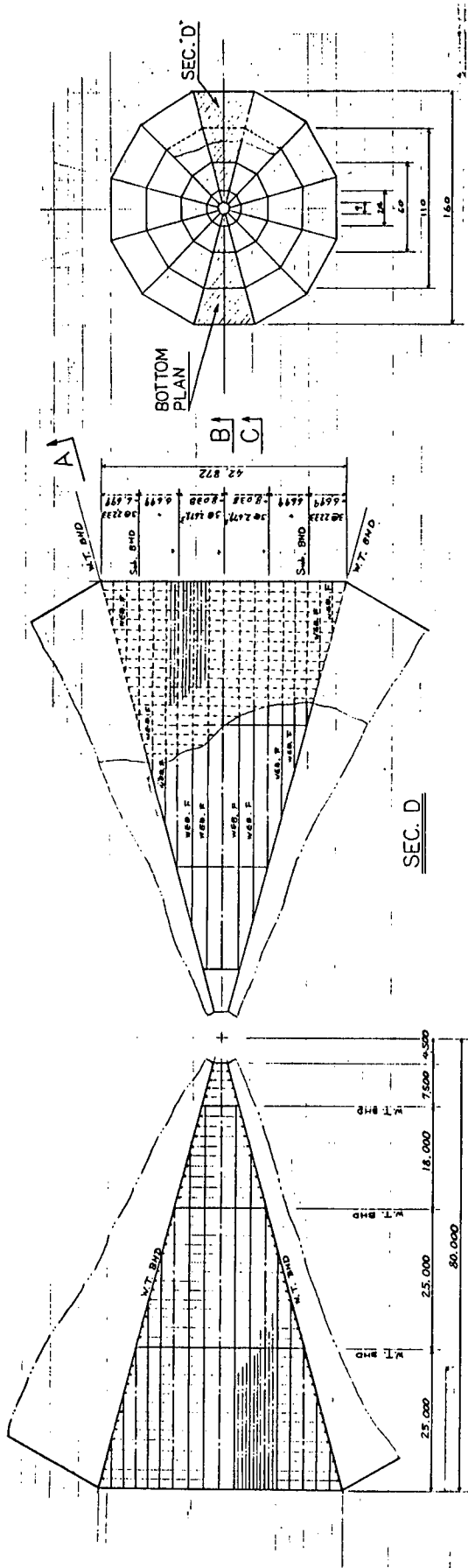


图 2.2.7 一般構造図

a) 鉛直支持力； Q_v

API RP 2A 2.6.12a の式(2.6.12-3)より

$$Q = 6.17 c A$$

Q ；鉛直支持力 (ton)

c ；非排水せん断強度 (t/m²)

A ；基礎面積 (m²)

$$C = 10 \text{ t/m}^2$$

$$A = 20,500 \text{ m}^2 \text{ より}$$

$$Q_v = 1,264,850 \text{ t}$$

b) 水平支持力； H

API RP 2A 2.6.12c の式(2.6.12-7)より

$$H = c A$$

$$= 205,000 \text{ t}$$

(2) 安定性の検討

a) 鉛直方向

稼働時に於ける安全性を検討する。

$$W_{ope} = 70,000 \text{ t}$$

$$Q_v = 1,264,850 \text{ t}$$

$$S.F = \frac{Q_v}{W_{ope}} = 18.0 > 2.0$$

等分布荷重としては十分な安全率がある。さらに外力による転倒モーメントによって増加する接地圧を検討してみる。

転倒モーメント

$$\begin{aligned} M &= 47,100 \times 30 && \text{(凍着力による)} \\ &+ 128 \times 43 && \\ &+ 644 \times 62.5 && \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{(風荷重による)} \\ &+ 322 \times 110.0 && \\ &+ 48 \times 3 && \\ &+ 182 \times 14 && \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{(潮流力による)} \\ &+ 61 \times 26 && \\ &= 1,500,000 \text{ t} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

偏心量 e は、

$$e = \frac{M}{W_{ope}} = 21.4 \text{ m}$$

$A = 20,500 \text{ m}^2$ の面積を持つ円形基礎と考えると、

$$D = 161.6 \text{ m} \text{ となり}$$

$$e/D = 0.13 \text{ と図 2.2.8 より}$$

$$\alpha = 2.1 \text{ を得る。}$$

従って最大接地圧； p は、

$$\begin{aligned} p &= \alpha \cdot \frac{W_{ope}}{A} \\ &= 2.1 \times \frac{70,000}{20,500} \end{aligned}$$

$$= 7.2 \text{ t/m}^2 \text{ となる。}$$

地盤の地耐力 f_c は、

$$f_c = 6.17 C$$

$$= 61.7 \text{ t/m}^2 \text{ より}$$

鉛直力に対する地盤の安全率は、

$$S.F = \frac{f_c}{p} = \frac{61.7}{7.2}$$

$$= 8.5 > 2.0$$

となり十分な安全率を有する。

b) 水平方向

水平力による滑動に対する検討として最悪のケースと考えられる下記の荷重組み合わせにより行う。

$$\text{凍着力} \quad 47,100 \text{ t}$$

$$\text{風荷重} \quad 1,094$$

$$\text{潮流力} \quad 291$$

$$F_H = 48,485 \text{ t}$$

水平支持力 $H = 205,000 \text{ t}$

以上より滑動に対する安全率は、

$$S.F = \frac{H}{F_H} = \frac{205,000}{48,485}$$

$$= 4.2 > 1.5$$

となり、滑動に対しても十分な安全率を有していると考ええる。

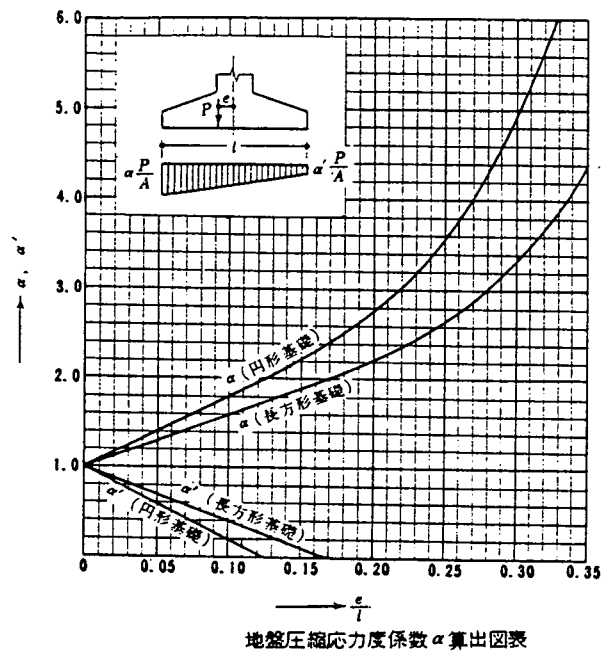


図 2.2.8

2.2.6 曳航・輸送の検討

(1) 輸送方法

現在のところ70,000 tonの大型構造物をDry Towにて輸送できる特殊バージは存在しないためWet Towで行うものとする。

必要曳航馬力は、40,000～45,000 PSで曳航スピードは3～4 Knotsと推定される。

(2) Point Barrow 可航性について

上部構造を含むモノコーンの軽荷重量は、約60,000 tonである。日本よりかなりのVariable Loadsを搭載して行くことを考慮してPoint Barrow通過時重量は、Variable Loadsを含む70,000 tonとする。

このときの吃水は、スカート $h=2.0$ mを含めて約5.33 mである。Bottom Clearance 3.0 mを考慮して必要水深は8.33 mとなる。

Point Barrow通過に関しては、30～35がPolar Pack Iceとの遭遇の危険性の少ない水深と言われている。

本モノコーンの吃水は、スカートを含め8.33 m (27.4 feet)であるので安全に航行可能であると考える。

(3) 曳航ルート

曳航ルートは、日本よりベーリング海、ポイントバロー通過のコースが想定され、約3,500海里の曳航距離となる。(図2.2.9参照)

この曳航は2つに分けて行われる。

最初に、Ocean Going Tugsによって日本よりPoint Barrowの手前Icy Capeまで曳航される。

この後は、Ice Classを持っている砕氷Tugsによって目的地まで曳航されることとなる。

曳航期間は、Icy Capeまで約45日を要し、この後の最終目的地までの曳航日数は、そのときの氷の状態に大きく左右されるものと予想される。

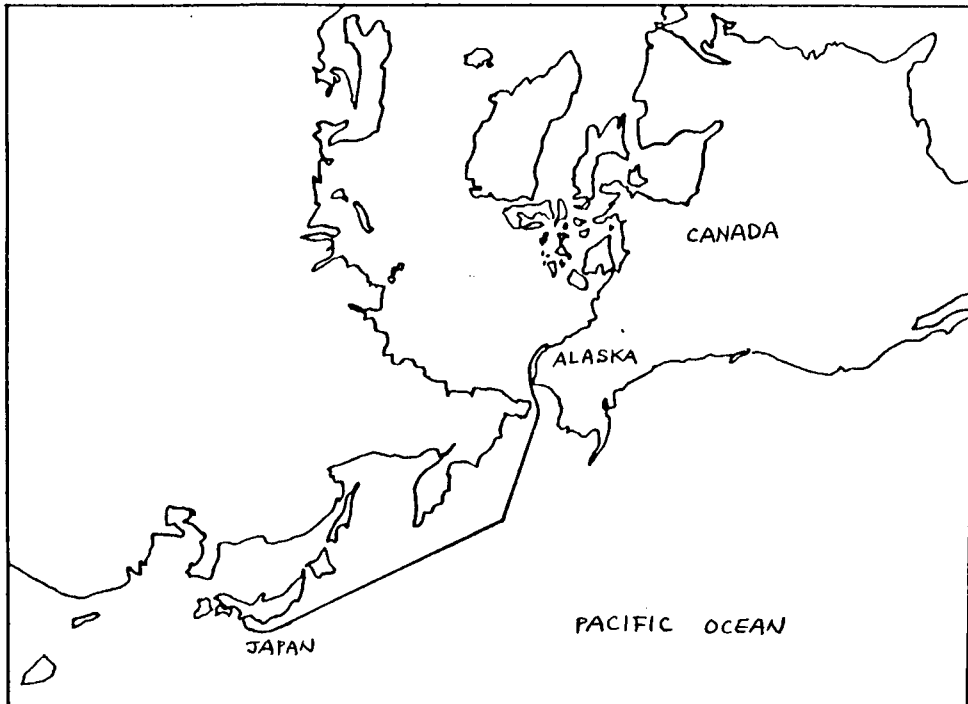


図 2.2.9 予想曳航ルート

2.2.7 設置方法の検討

目的地まで曳航されたモノコーンは、バラスト調整により順次沈降させてゆくが、一様沈下の場合、吃水が約15mになったときメタセンター高さが負になる。

従って、モノコーンのベース部の片舷 toe 部をまず着地させた後、(最大傾斜角約 10°) 反対舷にバラストイングすることによりモノコーン全体を着底させる。云々ゆるTilting方式による沈降法を採用する必要がある。(図2.2.10参照)

モノコーンが着底後は、その自重によりスカートが海底地盤中に貫入させるが、海底面が不均一などの理由によりモノコーン底面と海底との間に間隔が生じる場合は、Sand grout distribution systemにより砂を充填する。

参 考 文 献

- (1) Ralston, T.D., 1977, "Ice Force Design Considerations for Conical Offshore Structures". Fourth AOAC Conference, St. John's, Newfoundland, 1977.
- (2) Michel, B., 1970, "Ice Pressure on Engineering Structures" CRREL Monograph III B1b, Corps of Engineers, U.S. Army, Hanover, New Hampshire, 1970.
- (3) 日本鋼管技報 №97 「氷海構造物・船舶の塗装」
- (4) Lewis, J.W. and Croasdale, K.R., 1978, "Modeling the Interaction Between Pressure Ridges and Conical Structures" IAHR Ice Symposium, Lulea, 1978.

着底概念图

GROUNDING

TILTING

UNIFORM SINKAGE

TOWING CONDITION

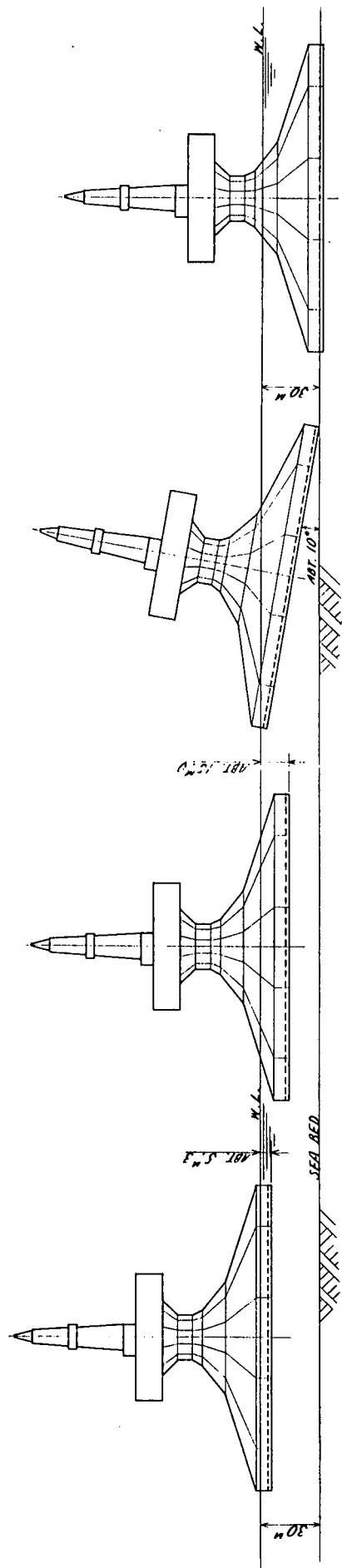


图 2.2.10

2.3 着底式リグ

2.3.1 まえがき

ポーフォート海の水深20mの海域を対象とした氷海リグとしては単純な土盛り人工島では必要土砂量が非常に多くなり、土砂の入手性に問題があること、又、建設費が高くなり経済的でない事から、必要土砂量の少ないケーソンリテインド型人工島を概念設計の対象として選んだ。

2.3.2 設計条件

(1) 計画条件

試掘用鋼製リグとする。

冬期(約8ヶ月間)無補給で稼働可能なものとする。

居住区定員100人とする。

リグは1基とする。

稼働水深は20mとする。

(2) 設置海域(図2.3.1)

ポーフォート海(北緯71°東経145°~148°) 水深20m

(3) 気象・海象条件

1) 波 高(有義波高)

期待年数	波 高
10年	3.0 m
25年	3.7 m
100年	4.3 m

2) 風 速

(1分間平均・最大) 25年 70knots
100年 80knots (40m/s)

3) 気 温

最低 -45℃

最高 25℃

4) 潮 流

1.0 m/sec

5) 潮 差

20 cm

(4) 氷象条件

最大氷厚 平担氷 ※ 2.0 m
いかだ氷 4.0 m
氷 丘 20.0 m (Keel Depth)
多年氷 7.6 m × 500 m^φ
氷 速 風速の2.5% → 1.0 m/sec
一軸圧縮強度 300 psi (= 21 kg/cm²)
(大型サンプル)

(5) 適用法規

ABS

API RP2A

API RP2N

APPR

その他

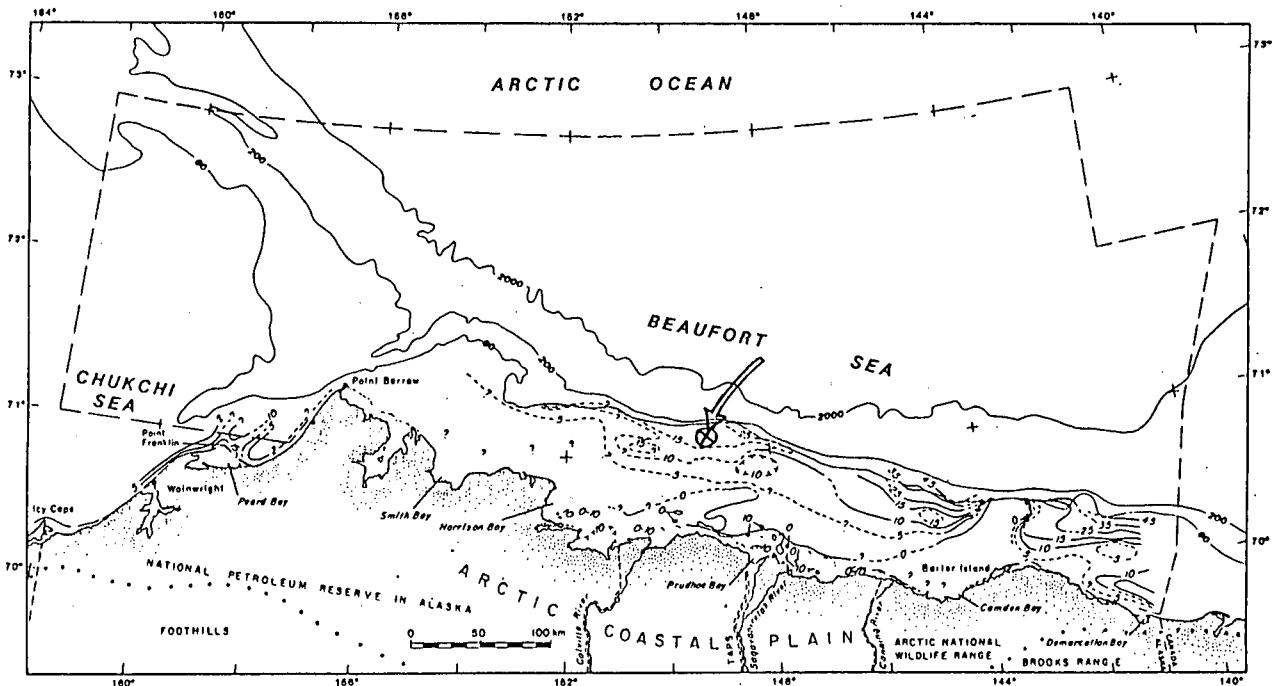


図 2.3.1 設置海域

2.3.3 基本計画

(1) 主要目

図 2.3.2 : 概略全体図

図 2.3.3 : 全体鳥観図

(2) 一般配置

図 2.3.4 : 一般配置図 (平面図)

図 2.3.5 } : " (側面図)

図 2.3.6 }

(3) 基本性能

1) 概略重量重心

構造重量重心 : 重量 16,000 ton

重心 KG = 10.5 m

2) 安定性能

建造場所 → 設置場所

一体構造にした Dry Towing

従って、設置場所での Install 時のみ安定性能については検討予定

※ 構造物の直径が100m以上になり、この場合の平坦氷厚は構造物の周辺数kmの範囲の平均的冰厚が対象となるため、氷厚3.0mでは大き過ぎる。従って、ここでは2.0m氷厚と仮定した。

Unit: m

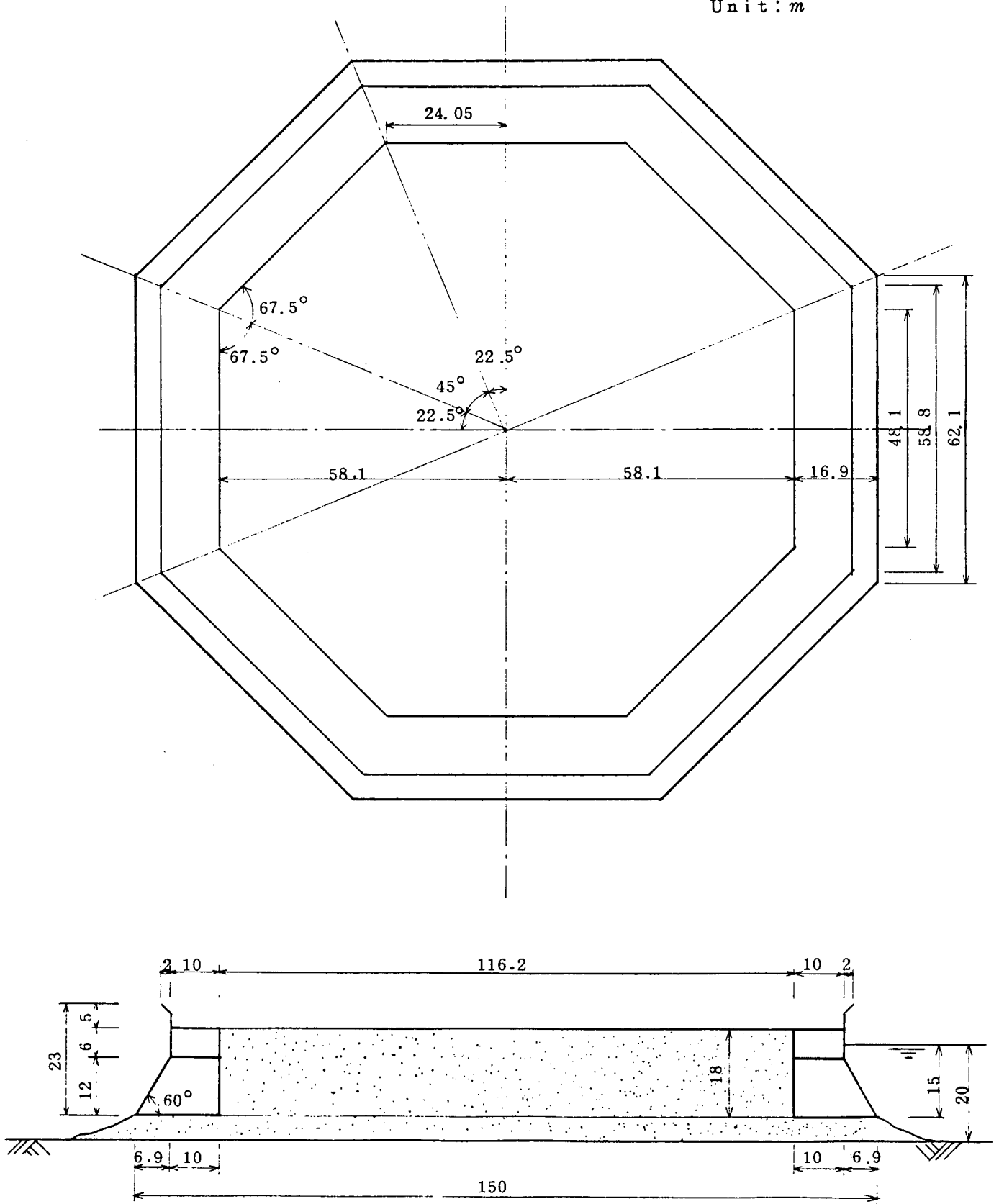


图 2.3.2 概略全体图

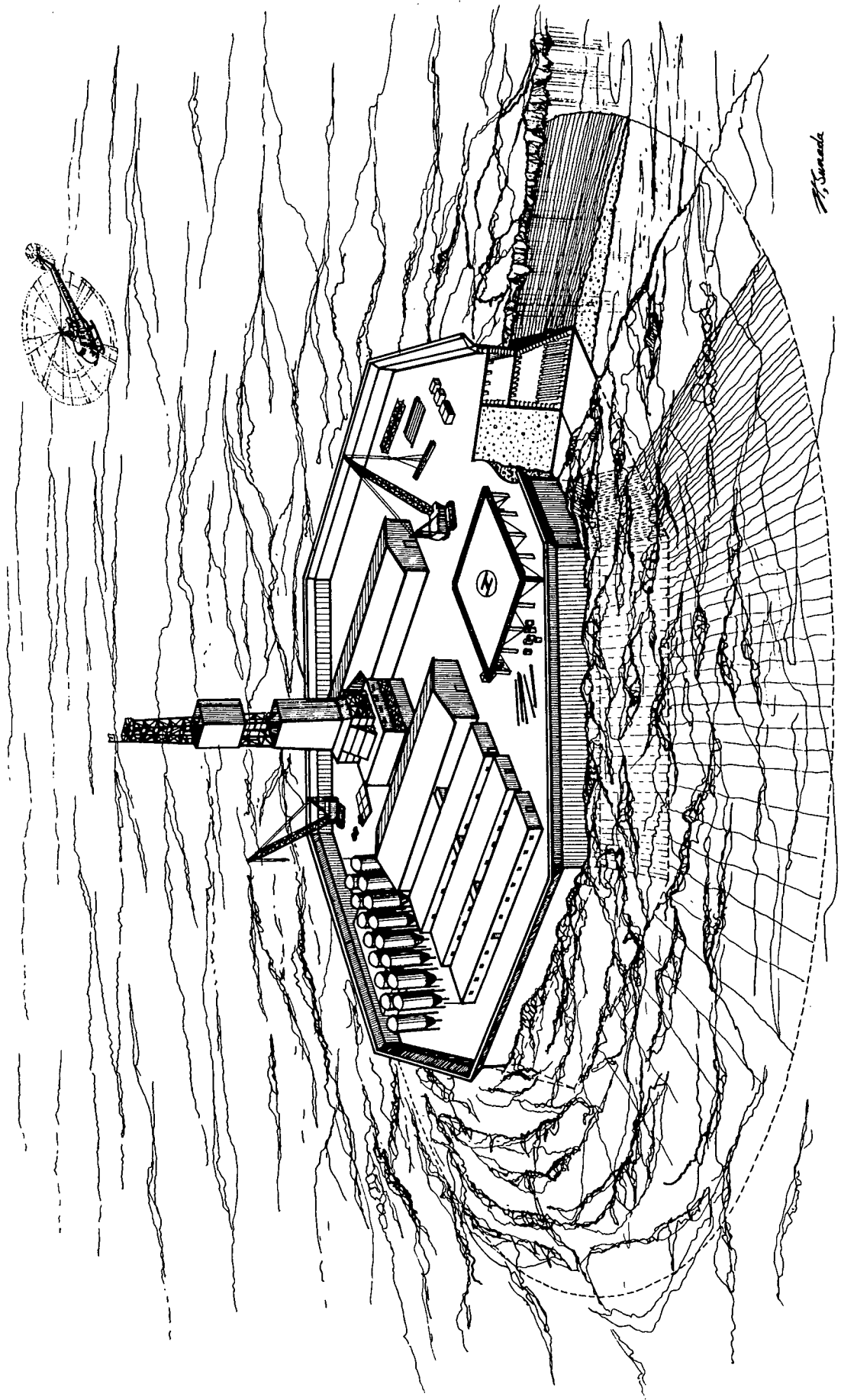


图 2.3.3 全体鳥観図

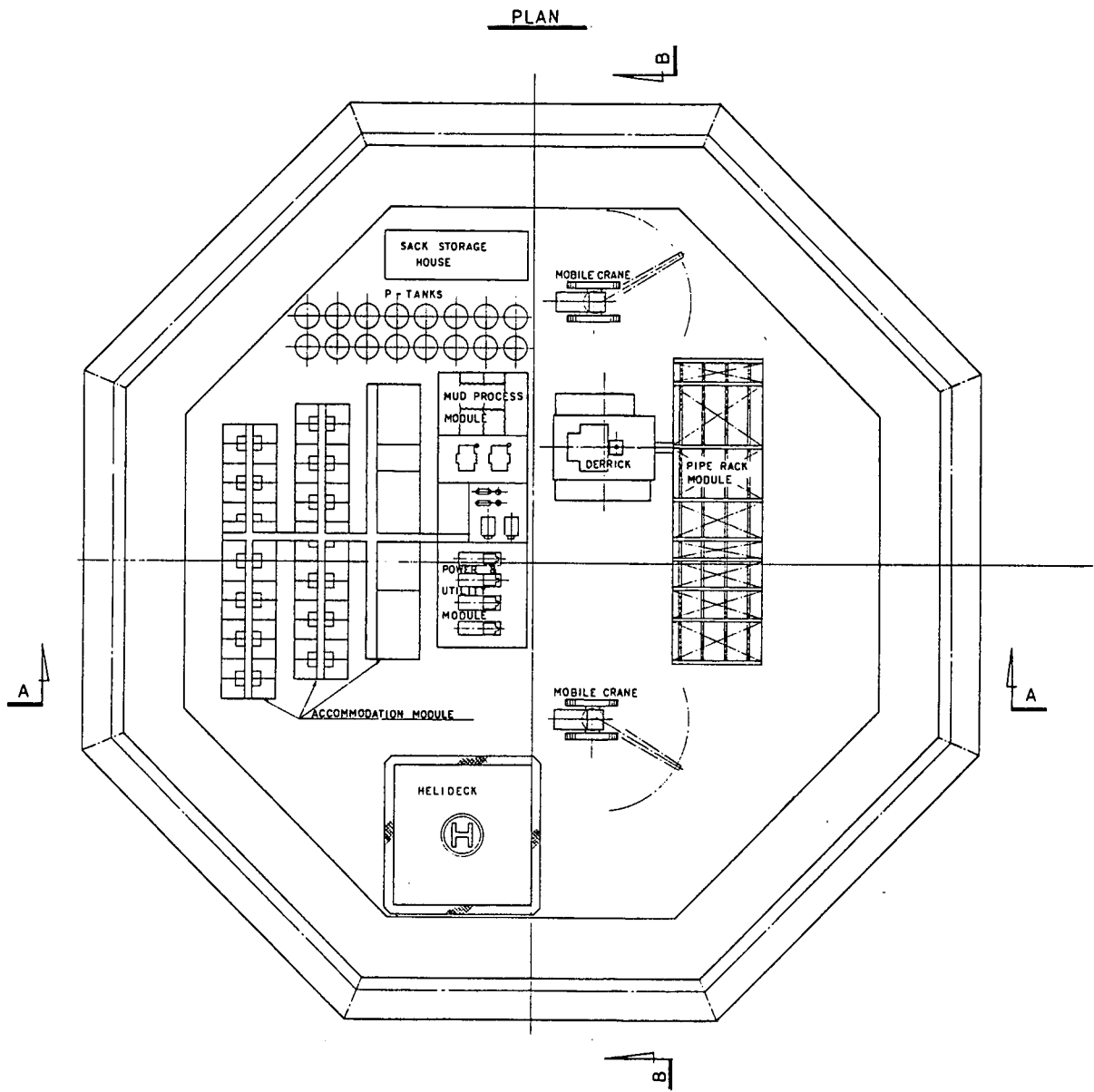


图 2.3.4 一般配置图(平面图)

A~A SECTION

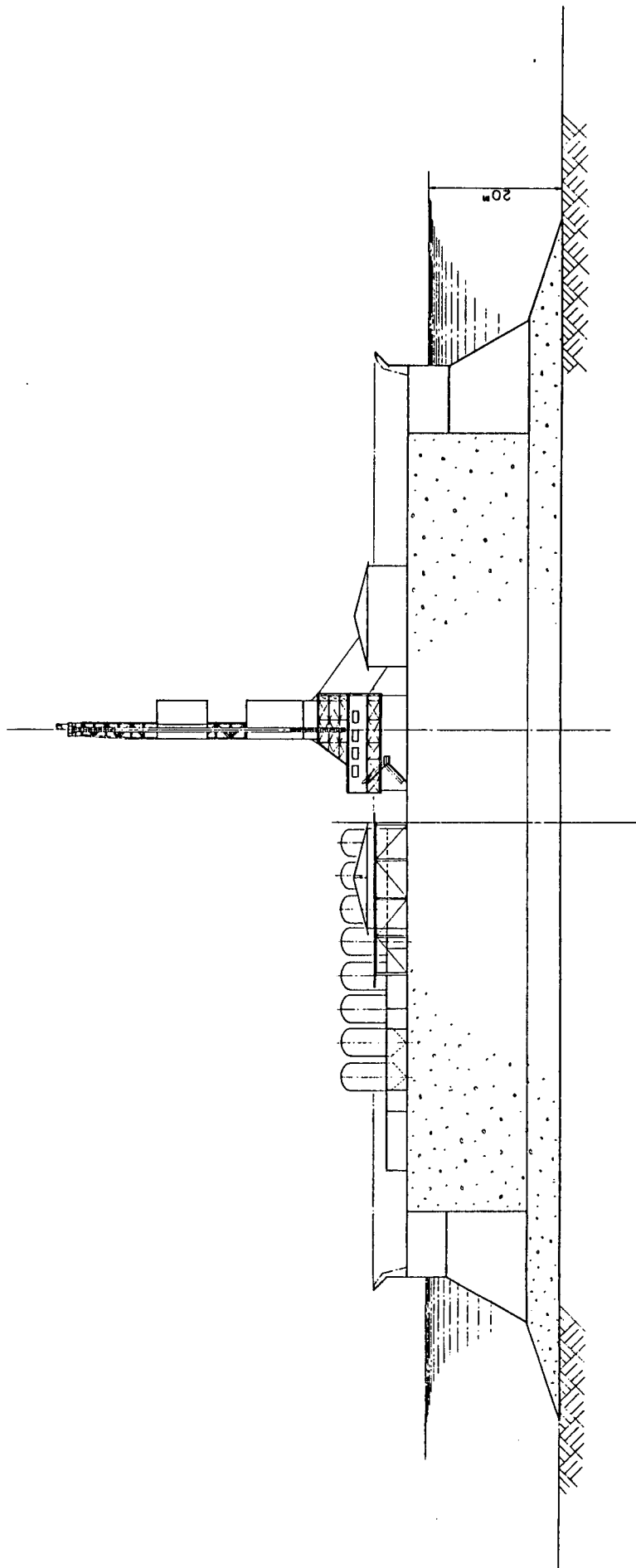


图 2.3.5 一般配置图 (侧面图)

B~B SECTION

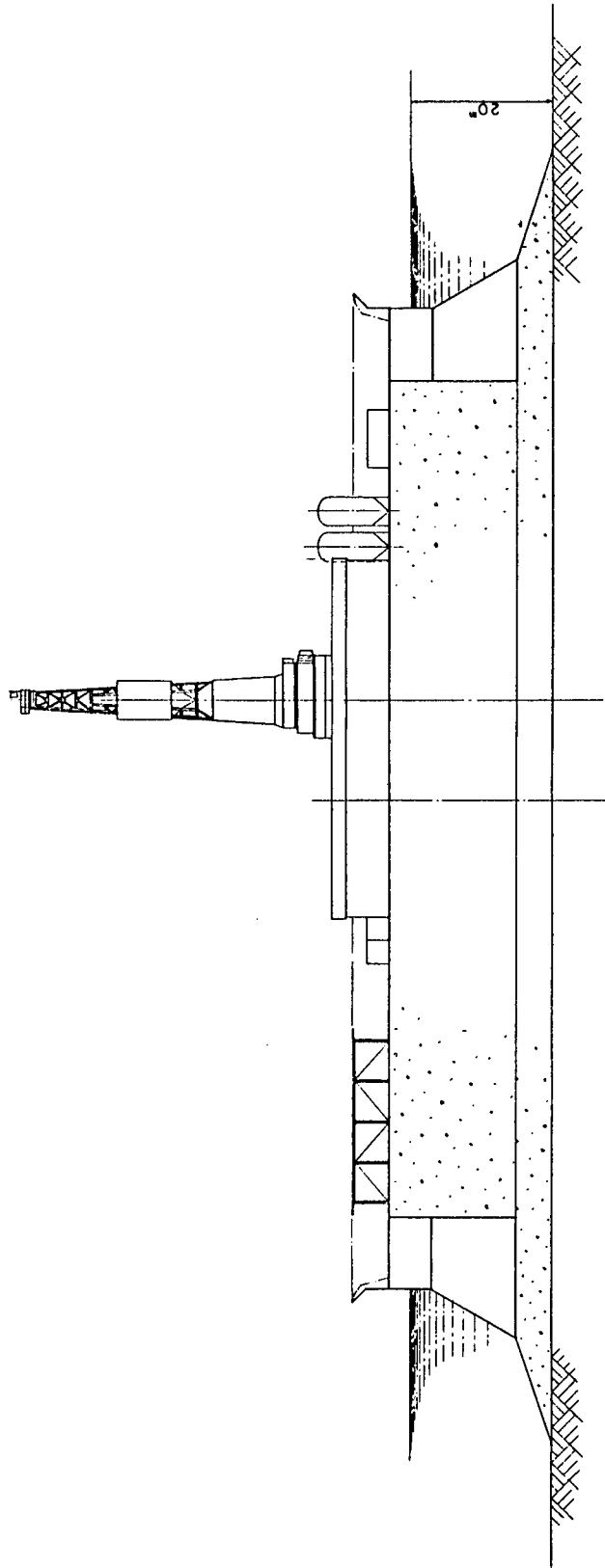


图 2.3.6

(4) 外 力

1) 風 力

ABS MODU RULE による

$$P = 0.0623 V_K^2 C_b C_g$$

$$V_K = 40 \text{ m/sec}$$

$$C_b = 1.00$$

$$C_g = 1.00$$

$$P \approx 100 \text{ kg/m}^2$$

$$F = PA$$

$$A \approx 1,100 \text{ m}^2$$

$$F \approx 110 \text{ TONS (風 力)}$$

2) 潮流力

ABS MODU RULE による

$$f_D = 0.5 C_D \rho V^2 A$$

$$C_D = 1.0$$

$$\rho = 1.025$$

$$V = 1.0 \text{ m/sec}$$

$$A = 2,130 \text{ m}^2$$

$$f_D \approx 1,100 \text{ TONS (潮流力)}$$

3) 氷圧力

a) GLOBAL LOAD

SR186 昭和58年度報告書による。

$$F = I \cdot f_c \cdot \sigma_c \cdot D \cdot t$$

I : Indentation Factor を2とする。

f_c : Contact Factor

$$\dot{\epsilon} = V/4D \text{ (歪速度)}$$

$$= 0.094/4 \times 147.42$$

$$= 1.6 \times 10^{-4}$$

$f_c = 0.9$ とする

σ_c : 一軸圧縮強度

$$\dot{\epsilon} = 1.6 \times 10^{-4}$$

$$\sigma_c = 300 \text{ psi} = 21 \text{ kg/cm}^2 = 210 \text{ TONS/m}^2$$

D : 構造物の巾

$$147.42 \text{ m}$$

t : 4 m厚のいかだ氷が支配的と考えられる為、上記 σ_c の値を有する平均有効厚さを $t = 2 \text{ m}$ とする。

$$F = 2 \times 0.9 \times 210 \times 147.42 \times 2$$

$$= 110,000 \text{ (tons)}$$

b) Impact Load (due to Multi-Year Ice floe)

氷板寸法 氷厚 $7.6 \text{ m} \times 500 \text{ m} \phi$

氷板質量M $156,800 \text{ ton-sec}^2/\text{m}$

水速 V 1.0 m/s
 圧壊強度 σ_c 400 psi = 28 kg/cm² = 280 ton/m²
 構造物半径 R 147.42 m / 2 = 73.71 m

Impact Load $F = 102,000$ ton

$$\left[\begin{array}{l} \text{（氷板の有する）} \\ \text{（運動エネルギー）} \end{array} = \begin{array}{l} \text{（氷板が圧壊に要する）} \\ \text{（エネルギー）} \end{array} + \begin{array}{l} \text{（構造物が変形する）} \\ \text{（に要するエネルギー）} \end{array} \right]$$

として概算

(5) 構造

図 2.3.7 : (概略) 構造 Section 図

図 2.3.8 : B^{HD} 構造配置図

(6) 基礎 (API code)

a) 水平抵抗力

Sliding Capacity $F_s = 179,000$ ton

Allowable Sliding Capacity $\frac{F_s}{1.5} = 119,000$ ton

b) 鉛直抵抗力 (ケーソンの底直下)

Bearing Capacity $q = 170$ ton/m²

Allowable Bearing Capacity $\frac{q}{2.0} = 85$ ton/m²

(但し, 上記計算は Silty sand $\phi = 30^\circ$ と仮定)

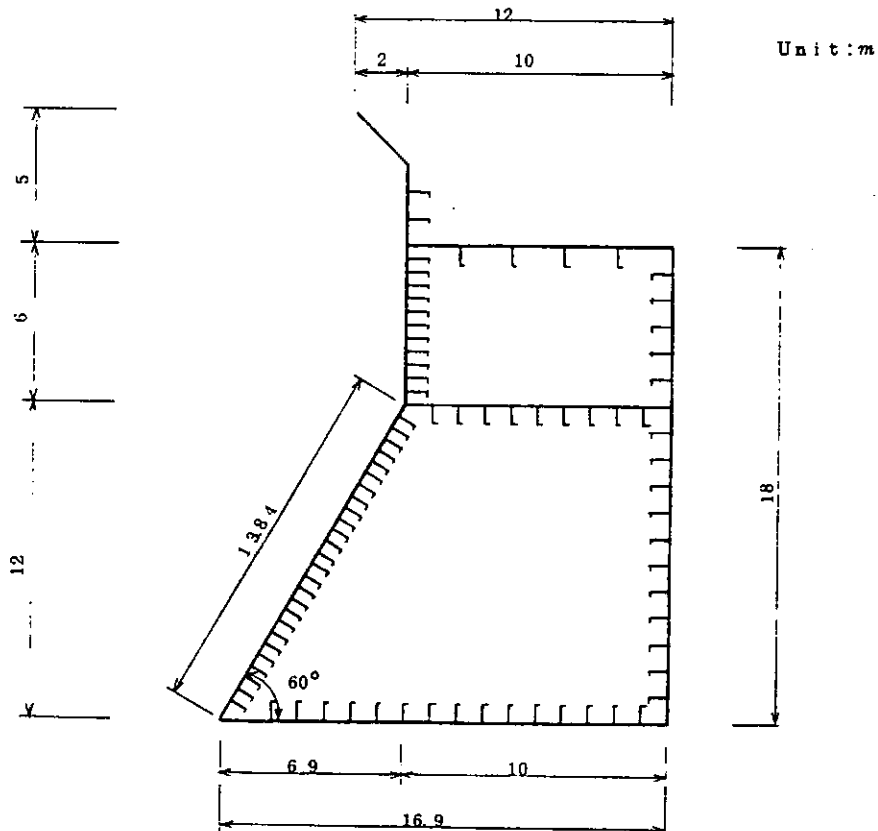


図 2.3.7 概略 Section 図

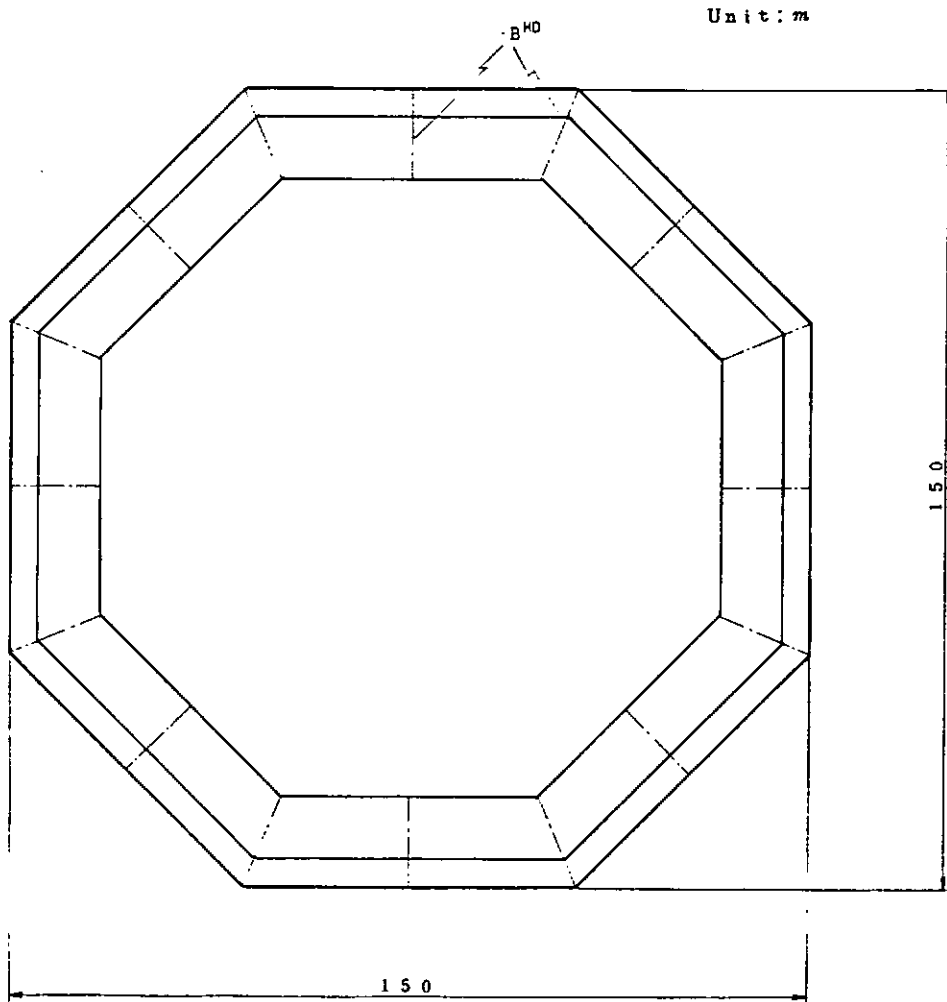


図 2.3.8 B^{HD} 構造配置図

(7) 輸送及び設置方法

水海用大型構造物の曳航方法としては、ドライ曳航とウェット曳航に分けられるが、本リグは直径が 150 m と大型ではあるが、全体にドーナツ状となっており現地での据え付け工事を考慮すると、一体でドライ曳航の方が望ましい。

日本よりアラスカポーフォート海までの輸送ルート及び海象・気象・氷象に関しては、57年度研究部会報告書に記載されているが、砕氷能力のある外洋バージを使用すれば、ポイントバローの通過期間も延長される。

3. 氷荷重について

3.1 展 望

海洋構造物の要素的あるいは基礎的なものについては、様々な実験、理論解析が行われてきた。氷水槽等屋内の実験施設で行われた氷圧力の実験では、氷質の把握・調整は十分行い得るとしても、実験施設の規模の制約から模型寸法に難があり、氷板の初生破壊、構造物・氷板・砕氷片間の相互干渉、pile-upなどに問題がある。一般に、構造物に働く氷圧力を考える場合に、設計荷重を知る上での最大氷圧力を求めることを目的とするならば構造物に働く氷圧力の推定には、Ralston の理論がかなりの範囲で適用できることが判っている。しかし、物体に働く氷圧力は、一般的には極めて変化に富んだ現象であり、本来ならばその最大値なり極値は、統計的な解析によって推定すべきである。但し、実用的な見地から、このような検討を行うためには、平担水中の氷圧力のみでは適当でなく、氷厚変化のある氷板や氷丘脈中の氷圧力や、氷の凍着などの影響を明らかに、幅広い資料を基として解析を進める必要がある。現状では、平担氷以外の氷況下での氷圧力については殆んど知る処がない。

今後研究を行うべき課題は少なくないが、主要なものを挙げれば下記のような課題となる。

- (1) 海洋構造物大型模型による実験
- (2) 氷厚の不均一性が、氷圧力に及ぼす影響
- (3) 氷丘脈による氷圧力
- (4) 表面粗度の影響
- (5) 氷の強度比の影響
- (6) 凍着影響
- (7) rubble field の評価とシミュレーション
- (8) ride-up 防止法とその影響
- (9) 多脚型構造物の ice jamming
- (10) 替底型構造物の海底土質の影響
- (11) 氷圧力分布(局部圧力)
- (12) 構造物の弾塑性影響
- (13) 振 動
- (14) 氷荷重軽減法
- (15) 氷盤の衝突に基づく氷荷重

3.2 氷水槽における模型実験

3.2.1 円柱群に働く氷圧力

一般の海洋構造物は、脚柱を有することが多い。脚柱の形状としては、直円柱が基本となっている。このような多脚型の海洋構造物は、氷況によっては、氷海域への利用拡大が十分考えられる。

円柱等に働く氷圧力については、既に様々な研究がある。しかし、円柱群に働く氷圧力の研究は余り多くない。これは、氷海域においては傾斜面を有する構造物が、氷圧力を減ずる上で有利で、直円柱を要素構造物とする形式のものは、適用可能海域が限られていると考えられ、かつ又、氷圧力については、単円柱に働く氷圧力を想定しておけば、安全側となるからである。

直径 5 cm の円柱群模型を製作し、平担水中の氷圧力実験を行った。円柱は、ステンレス製で、それぞれ取外し可能である。円柱は最大 9 本まで実験可能となっている。円柱模型表面の水摩擦は、等価摩擦板の実験では、0.04～0.06 であるが、小円柱であり曲率の影響があるので、実効値とは多少異なるものと思われる。平担氷の厚さは、1.4 mm、又、曲げ強度は 2.4 と k_p である。

実験は、図 3.2.1 に示すような space factor k を変化させて行った。円柱群に作用する氷圧力は、

単円柱に比較して、更に変化に富む。これは、砕氷片と円柱群との相互干渉が確率的であり複雑であるからである。水平氷圧力の時間的変化について、その典型的パターン数例を図3.2.2～3.2.5に示す。図3.2.2は、圧縮破壊と大小様々なスケールの曲げ破壊が混在するパターンである。図3.2.3では、典型的な圧縮破壊が生じた例である。図3.2.4は、座屈破壊と曲げ破壊が混在する例である。又、図3.2.5は、x, y方向に等間隔に配置した9本柱の例で、初期には座屈的な破壊が起り、前縁で形成される砕氷片が、柱間を円滑に移動しなくなり、破壊モードが変わる場合である。但し、9本柱の場合に、全ての場合に、このようなパターンになる訳ではない。

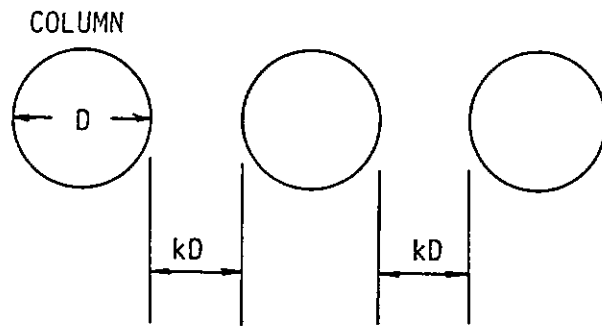


図 3.2.1

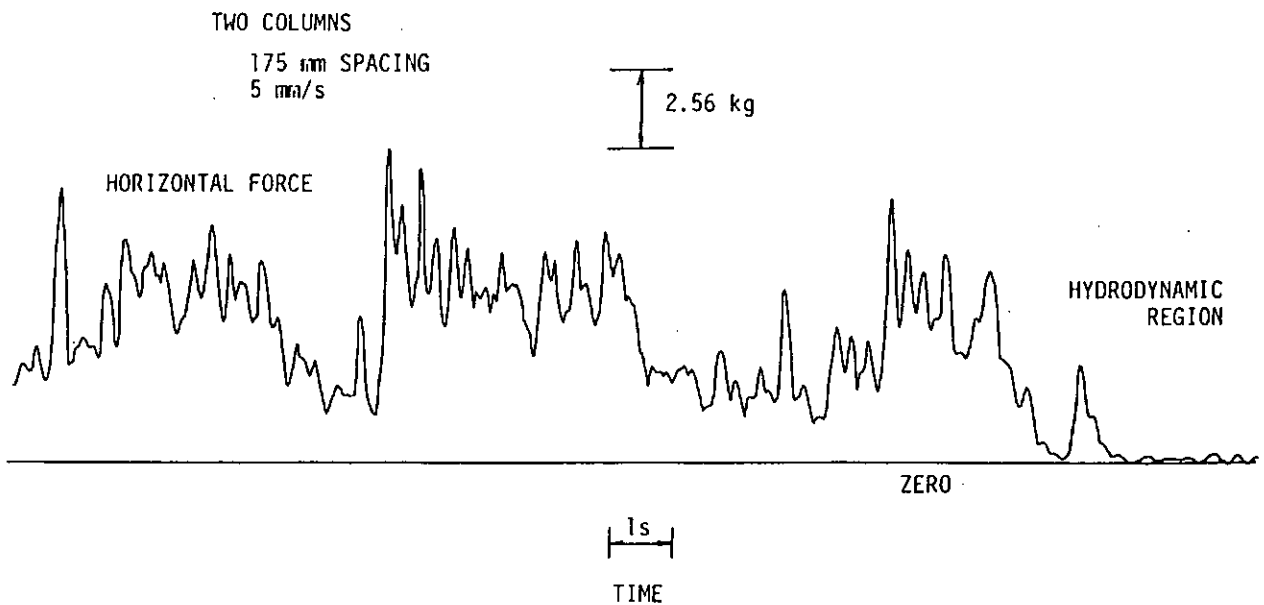
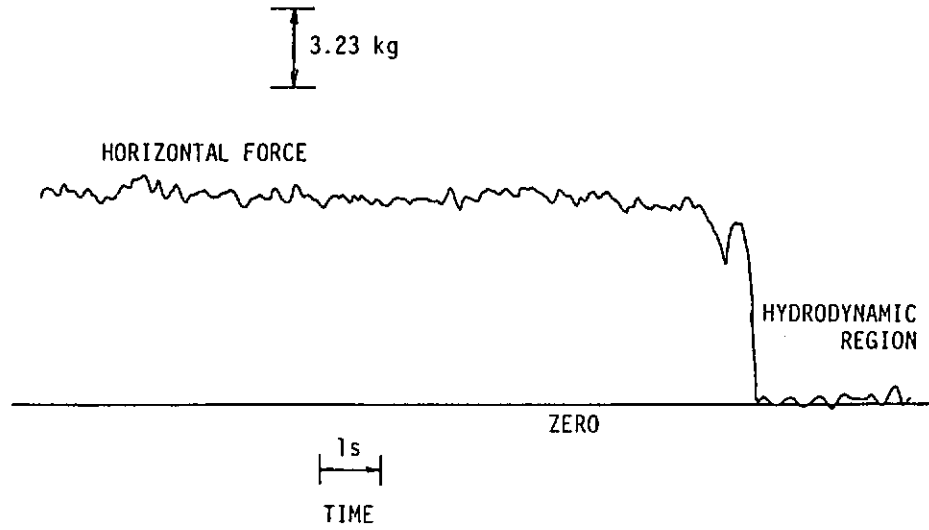


図 3.2.2

THREE COLUMNS

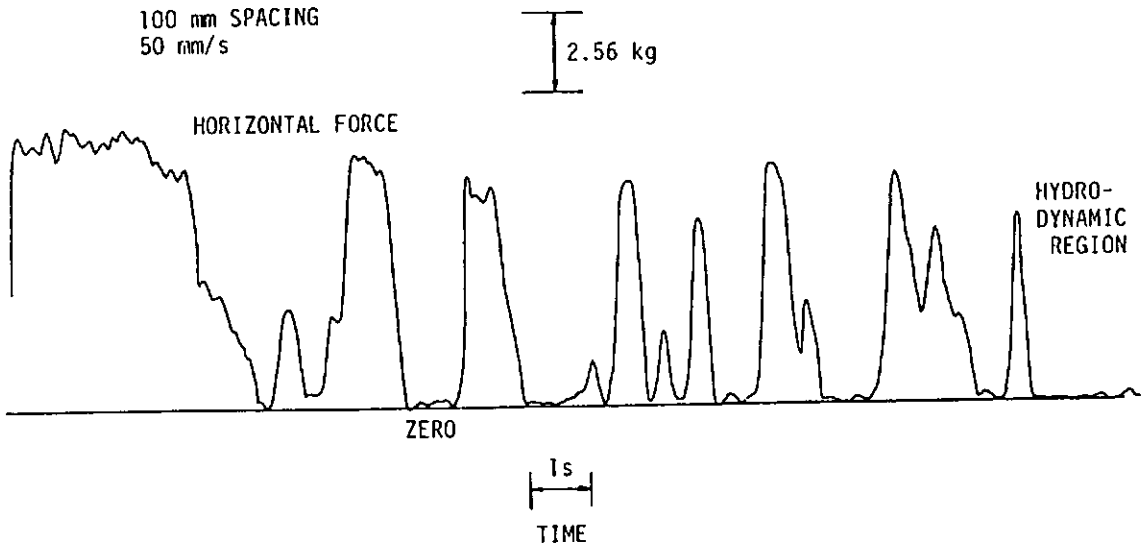
175 mm SPACING
50 mm/s



☒ 3.2.3

TWO COLUMNS

100 mm SPACING
50 mm/s



☒ 3.2.4

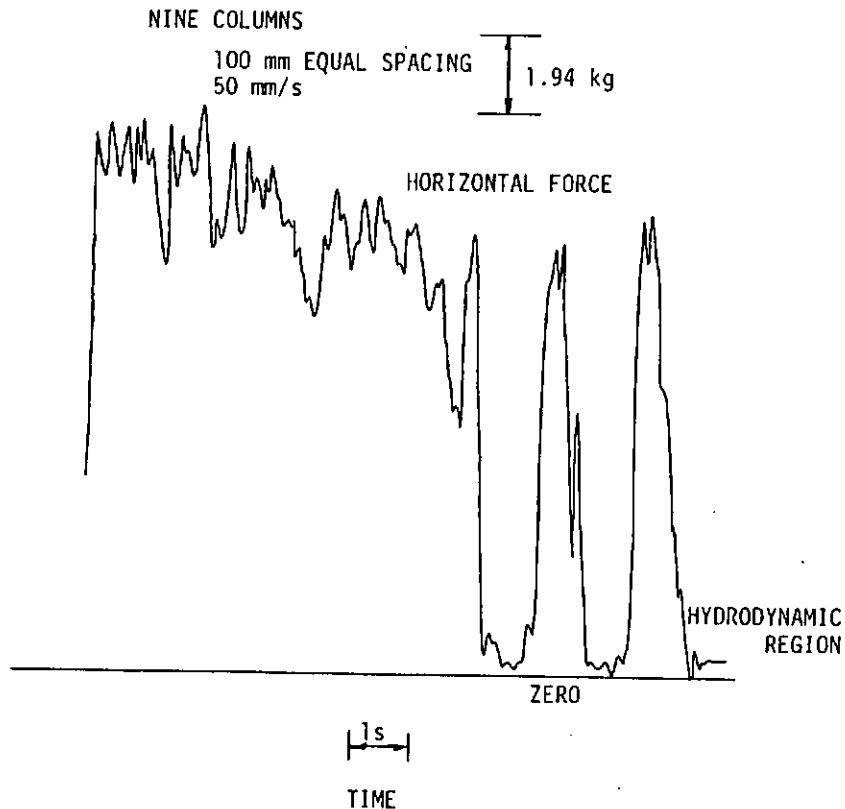


図 3.2.5

実験時の相対速度は、 $5\text{ mm/s} \sim 100\text{ mm/s}$ 、見掛けの歪速度は $0.1 \sim 2.0\text{ 1/s}$ であり、速度域が高い。座屈的な氷板の破壊が生ずる確率は、相対速度が早い程高くなる。

破壊モードの異なる現象を一括して取扱うのは妥当ではないが、本実験は、様々な公表データを評価・検討する上での参考となり、今後の本格的あるいは大規模な実験を計画する上での参考資料を得ることを意図したものであり、破壊モード毎の氷圧力を検討するには、実験が不十分で適当でない。

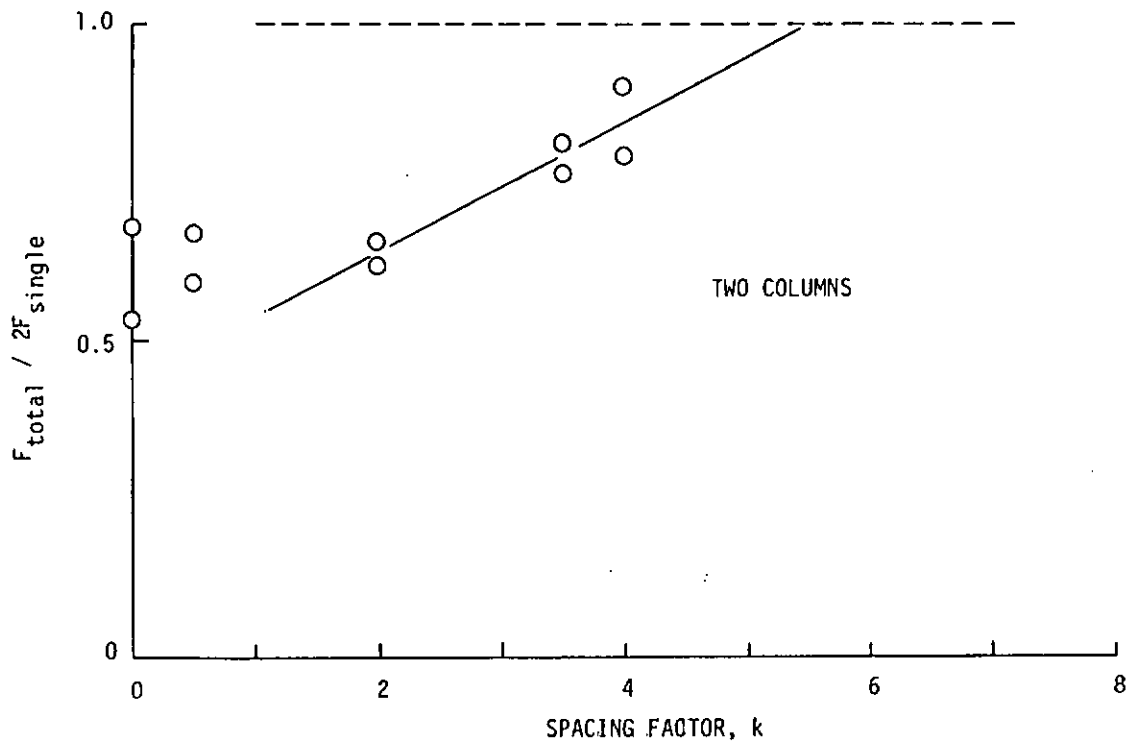
水平氷圧力の計測結果を図 3.2.6 及び 3.2.7 に示す。氷圧力は、いずれも単円柱の氷圧力 F_{single} の値で、無次元化してある。従って、円柱の数を n 、その時の総氷圧力を F_{total} とすれば、

$$F_{\text{total}} / n F_{\text{single}} \sim 1$$

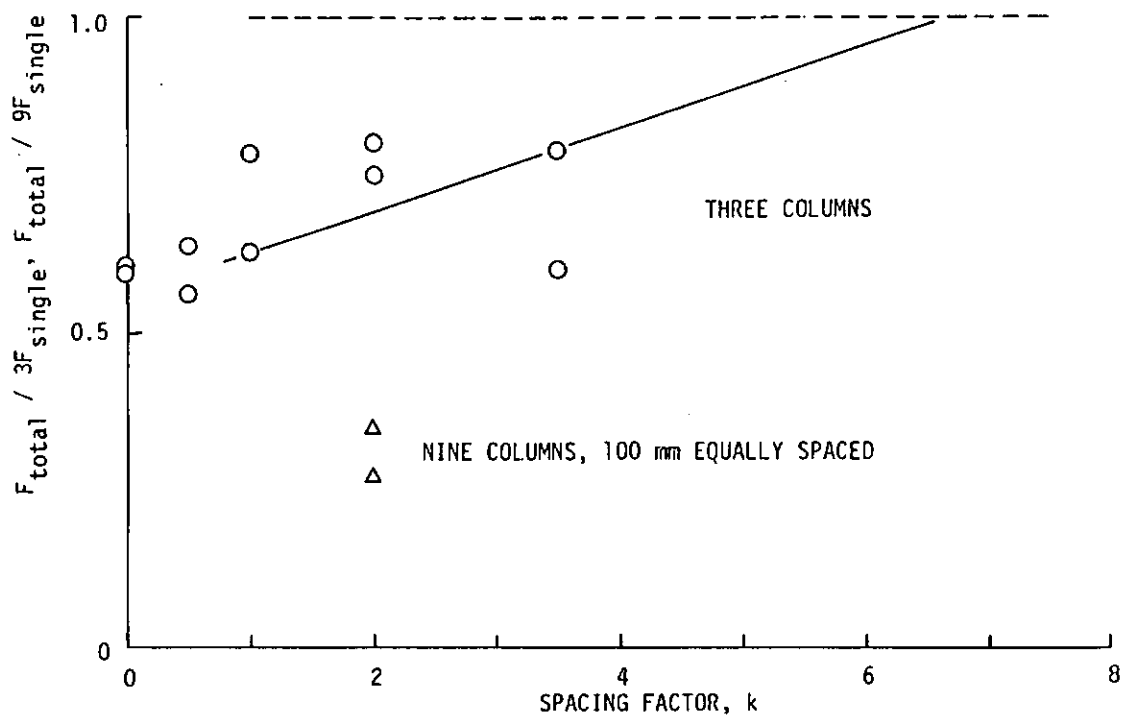
は柱間の相互影響が消滅することを示す。計測点が多くないので、誤差はあろうが、2円柱の場合には、space factor $k > 5.5$ 、3円柱の場合には、 $k > 6.5$ で、円柱は氷圧力上単体として扱わねばならないことになる。

図 3.2.7 では、 x 、 y 方向に等間隔に配置された 9 本柱の値が併記してある。当然のことながら、氷板の移動方向に対して tandem の配列がある場合には、柱間で顕著な砕氷片の pile up (ice jamming) が起らない限り、 $F_{\text{total}} / n F_{\text{single}} < 1$ である。

9 本柱の実験の目的の 1 つは、ice jamming の観察である。今回の実験では、典型的な jamming は発生しなかったが、その前段現象である砕氷片の柱間閉塞が観察された。jamming の研究のためには、氷厚、氷質を広範囲に変え、要素円柱の直径を大きくする必要がある。



☒ 3.2.6



☒ 3.2.7

3.2.2 複合モデルに働く氷圧力

複合モデルの1例としてケーソン型の海洋構造物に実用性のある、八角錐模型に作用する氷圧力の予備的実験を行った。

正八角錐模型は、表面をエポキシ樹脂で被膜した。模型の概要を図3.2.8に示す。側面の傾斜は79°、底面での最大直径60cmである。模型表面の氷摩擦係数は、約0.07である。

実験状態を表3.2.1に示す。実験は、吃水を変えることにより、水線断面積を変化させ、氷厚14mmの平坦氷中で行った。氷板の曲げ強度は26kpaである。

水平氷圧力の時間的変化の一例を図3.2.9に示す。破壊モードは圧縮破壊と小規模曲げ破壊の混在型であり、全ケースについて共通しているが、相対速度が早い場合には、曲げ破壊のスケールがやゝ大きくなる。

氷板の移動方向と模型との出会角は、正八角錐の稜線及び斜面が、それぞれ、移動方向に真向いとなる角度の2ケースを行った。

実験結果を図3.2.10に示す。氷圧力は、斜面が氷板移動方向に面する場合に最大となり、出会角の影響は最大値の15%程度内にある。

正八角錐の水線断面の最大直径（外接円直径）を D_c とすれば、水平氷圧力 F_h は、

$$F_h \sim \sqrt{D_c} = C(\alpha, h, \sigma, f) \sqrt{D_c}$$

で表わされる。ここに、 C は実験係数で、出会角 α 、氷厚 h 、代表強度 σ 、氷摩擦係数 f の関数である。角錐の氷圧力には、縮尺影響が考えられるが、大型の八角錐では、出会角の影響は、多少大きくなるものと思われる。

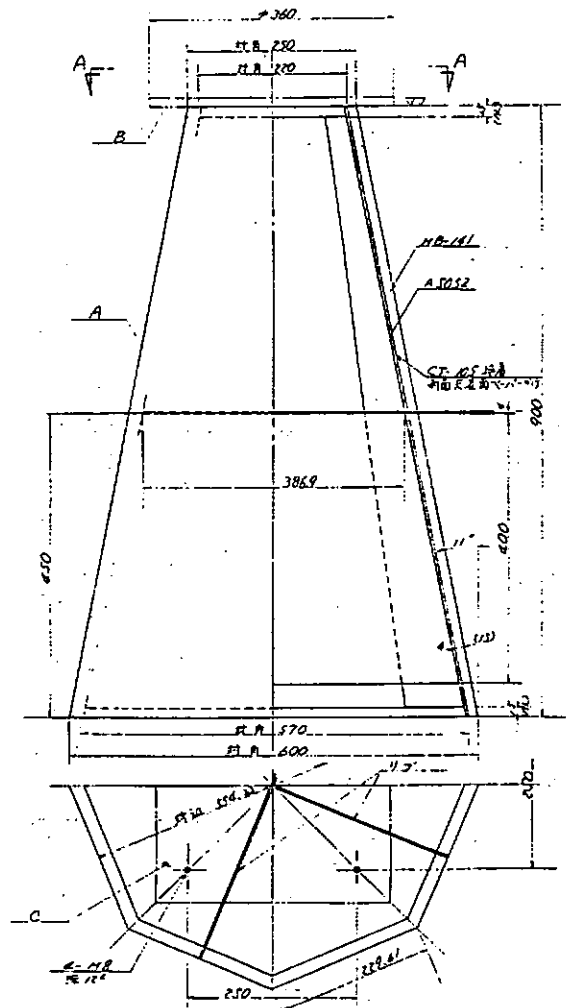


図3.2.8

表 3.2.1

TEST CONDITION OF OCTAGONAL PYRAMID MODEL

CASE	DRAFT cm	FREEBORD cm	DIAMETER OF CIRCUMCIRCLE cm	DIAMETER OF INSCRIBED CIRCLE cm	SECTIONAL AREA cm ²
1	54.9	35.1	38.7	35.7	1056.3
2	45.1	44.9	42.5	39.2	1274.8
3	35.5	54.5	46.2	42.7	1508.6

OCTAGONAL PYRAMID

ICE THICKNESS 14 mm
 FLEXURAL STRENGTH 26 kPa
 RELATIVE VELOCITY 5 mm/s

1.48 kg

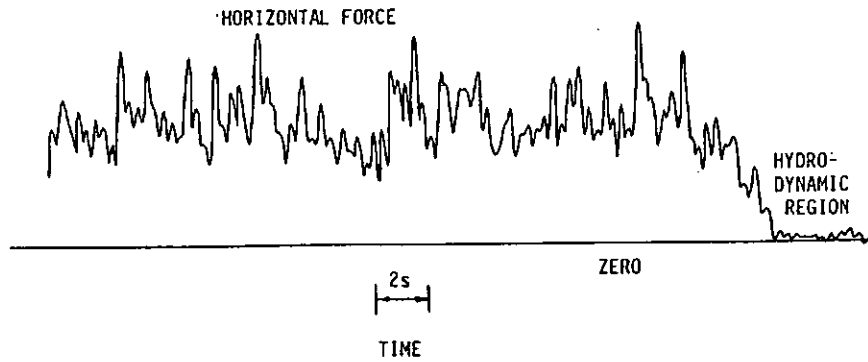


图 3.2.9

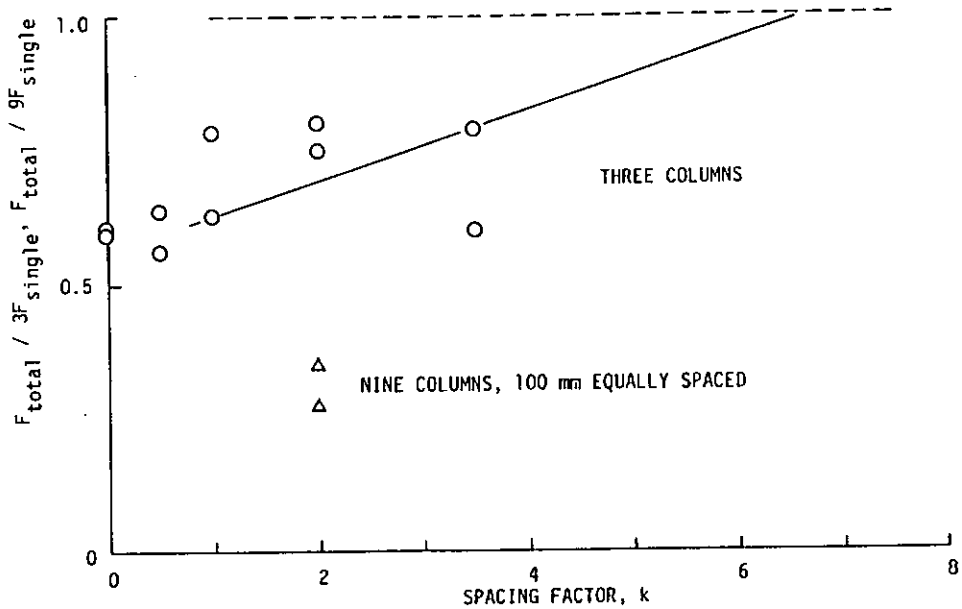


图 3.2.10

4. お わ り に

氷海タンカーと異なり、氷海用海洋構造物の一部は、ポーフォート海で、既に就役しているものがある。これらの海洋構造物では、氷荷重計測や様々な研究が行われているものもあり、研究結果の公表が待たれている。

氷海用海洋構造物の設計には、氷荷重一つをとっても、不詳な部分が多く、設計は安全側にせざるを得ず、経済的な面で問題も多い。今後、氷水槽における大型模型による実験が行われ、様々な氷況下での詳細な模型試験や理論解析が進められて、確立論的考察が可能となる程度の資料の蓄積が重要である。

氷海用構造物の要求耐用年数が長ければ、構造様式も自ら絞られてくると思われるが、構造材料としては、鋼板の外、コンクリートの利用は必須であろうから、コンクリートの凍結融解抵抗を高めて工夫やアイス・エロージョンの研究なども必要となろう。

第3部 南極観測船「しらせ」による氷海域実船試験

1. 緒 論

1.1 目的等

船舶の氷中性能の把握や氷海船舶の設計において、氷海域での実船性能は、必須の情報である。しかし、我が国は本格的な氷海に恵まれず、又、保有する氷海船舶(砕氷船)も極めて少なく、利用しうる実船氷中性能データは皆無に近い。現在、本格的な氷海域を航行する機会を有する砕氷船は我が国においては、南極観測船「しらせ」のみである。南極の氷況は、北氷洋の状況と異なり、又、「しらせ」は船型的にも本部会で研究を行った砕氷型タンカー船型とはかなり異なる。しかし、砕氷型タンカーの氷中性能の把握やその試設計上、「しらせ」の氷海域実船性能データは極めて有用であり、氷中性能について砕氷型タンカーと共通する部分も少なくない。そこで、関係各機関の協力を得て、「しらせ」にとって処女航海でもある、第25次南極観測事業に協力し、南極氷海域での実船計測を計画した。

氷海域での実船試験では、理想的な氷野に恵まれることは極めて稀れであり、同一船による氷海域実船試験が数年にわたって行われるのが一般である。又、「しらせ」に係わる実船計測では、これが「しらせ」の本務行動ではなく、「しらせ」の行動は人間及び物的資材の南極基地への輸送が主務である。このため、氷中性能に関する実船計測は「しらせ」の本務行動に支障を生じないことを前提として、実施されるから、様々な氷況下での各種の実船計測を数年度に分けて行う必要がある。

本年度においては「しらせ」の処女航海でもあり、実船計測は予備実験として実施することとし、主として、下記の各項目について検討を行うこととした。

- (1) 氷中性能計測用機器の作動確認
- (2) 計測システム及び計測方法の検討
- (3) 氷質試験方法の検討
- (4) 計測要員配置の検討
- (5) 予備計測

なお、本実船計測については防衛庁、文部省、国立極地研究所及び運輸省の御指導、御協力を戴いた。

1.2 実 船 計 測

南極観測船「しらせ」の概要、及び計測項目、試験要領等については、本部会前年度報告書(研究資料No. 370, 昭和59年3月)を参照されたい。

本年度の実船計測担当者及び協力者は下記の通りである。

- 宮 島 進 (船舶技術研究所)
- 衛 藤 俊士朗 (防衛庁技術研究本部)
- 須 藤 正 信 (日本鋼管)
- 大 塚 国 昭 (三井造船)
- 関 本 雅 之 (富士電機)

1.3 航 程

今回は「しらせ」にとって氷海を体験する初めての航海であったが、船体、機関、推進器のいずれについても取りあげて言う程のトラブルも無く、観測隊の都合で帰路の一部に変更があった以外はほぼ予定通りの順調な航海であった。往路、昭和基地の手前40マイル付近で厚さが6~10mに達するハンモック状の乱氷帯(幅3~4マイル)に遭遇し、約850回のチャージング砕氷を行ったのが最大の試練であった。定着氷は厚さ0.8~1.2mでかなりの積雪があったが、夏季で日中気温が零度ないしプラスになる日が多く氷質

は軟調であり、「しらせ」は十分な余裕をもって船速5～6ノット以上で連続砕氷航行を行い新鋭としての面目を施した。図1.1に今次航のルートと寄港の日付を、図1.2に航海中の「しらせ」の吃水、排水量の変化のありさまを示す。昭和基地接岸まではeven keelを保っているが、物資輸送を済ませ、排水量が減少した1月21日頃からは船首トリムとし船首吃水を9.0m以上確保して、砕氷性能が充分に発揮できるよう配慮している。図1.3は昭和59年1月上旬の昭和基地周辺の氷況と「しらせ」の進入経路を示す。平坦な定着氷における航行は図1.3に示す範囲で往復各一回と1月22日における水中速力試験と水中旋回試験のみであり、連続砕氷の計測は極めて限定された範囲にとどまった。航海中におけるSR計測班の行動状況を示す資料のうち、氷海行動中の部分を示すものとして計測班の業務日誌を表1.1に、航海日誌を表1.2.1、1.2.2に各々抜粋部分を示す。

1.4 性能計測概要

計測は代表的な航行モード全てをカバーするように限られたあらゆる機会をとらえて実施された。全期間を通じて氷海中で16回、非氷海中で11回、合計27回の計測を行った。その実績のまとめを表1.3に示す。試験番号の頭文字A、B、Cはそれぞれ、

A：非氷海航行時（平水中または波浪中）

B：流氷域または平板氷中で連続砕氷航行時

C：チャージング砕氷時（ハンモックアイス中）

を表している。1回の計測でのデータ収録時間は15～20分にわたり、中には60分を越すものもある。

氷海航行性能を評価するためには氷厚、氷の強度、積雪量等の氷質・氷況に関するデータが必要であるが、この度の航海では、1月22日のレベルアイス中速力試験と2月1日の試験番号B-008の2回の機会に氷厚を計測したにとどまった。しかも氷厚は直接スケールを当てて測るわけにはゆかず、甲板からスケール板を投下し目視直読又はビデオ録画再成像からの割出しによって得ているので誤差が大きい。この結果、今次航で得られたデータから本船の氷海航行性能を氷質・氷況パラメータに照らして評価することは無理がある。しかし個々の計測項目、例えばプロペラトルクについて航行モードによる動的挙動の定性的把握を試みることは可能である。

スラスト、トルク等のデータはデータレコーダで一応正しく記録されたが、後述するように較正值と零点の信頼できる値が得られなかったため測定値としての信頼性が失われたことは残念である。

1.5 氷状計測概要

氷状計測は、性能計測とは全く別個の機会に実施した。従ってここで得られた氷質パラメータは本船の航行性能の評価に直接には使えない。表1.4に氷状計測の内容を概括して示す。機会は大別して12月20日から同30日の間のハンモック帯での計測と、1月7日以後の昭和基地近辺の定着氷域での計測に分けられ、前者の場合は氷の標本の素性が明確でなく計測自体も練習であるのでデータとしての意義は薄い。後者については、現場あるいは船内での測定と圧縮試験用の標本採取が計画的かつ集中的に実施されているので、一つの信頼すべき南極海氷のデータが得られたものと評価すべきであろう。

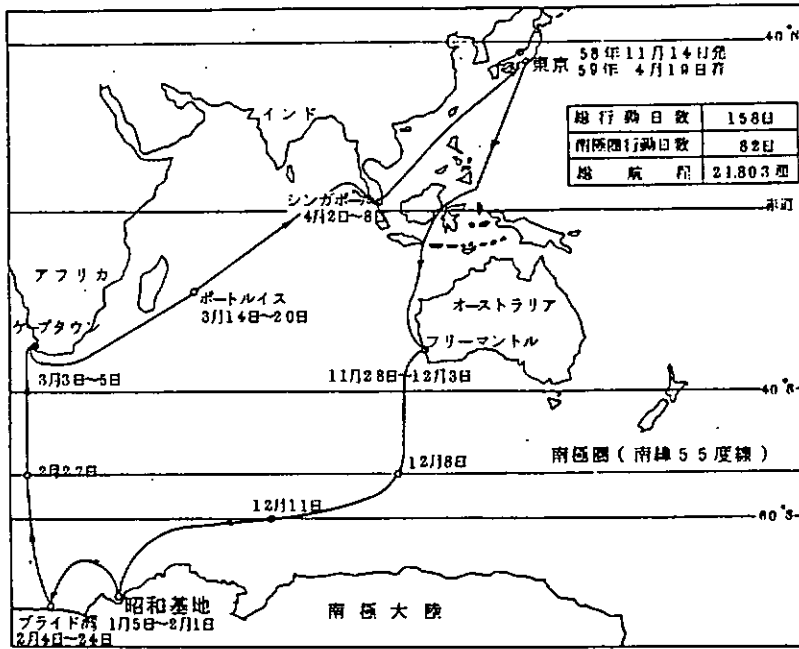


図1.1 第25次南極地域観測「しらせ」処女航海ルート図

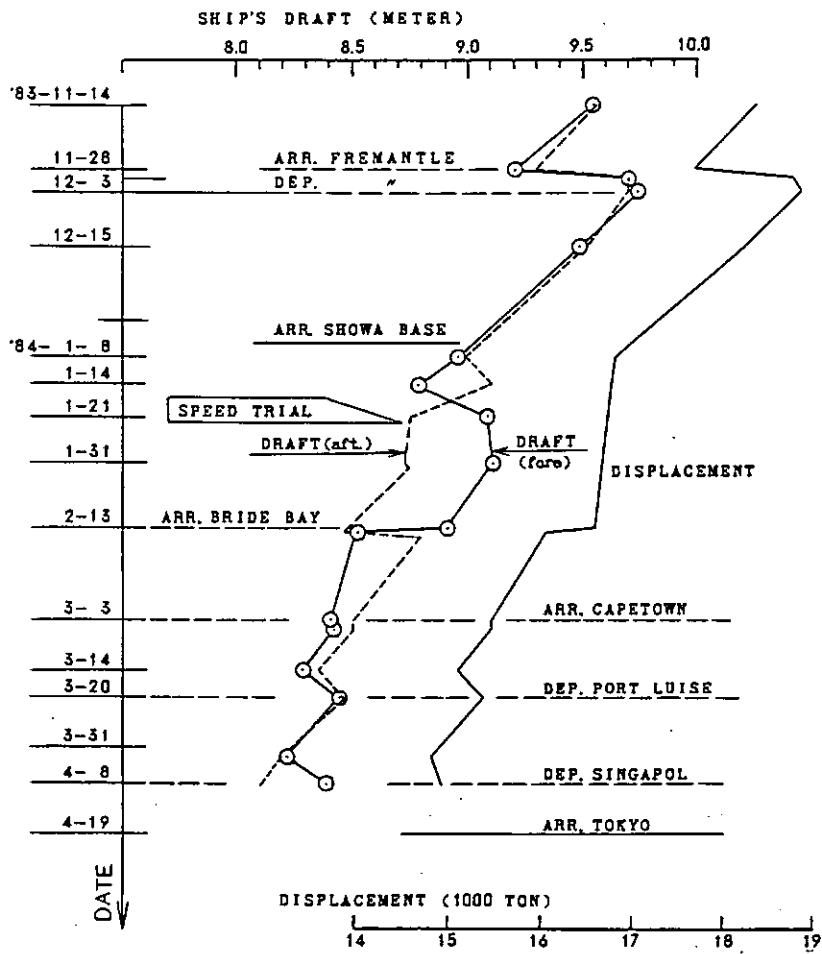


図1.2 Change of Ship's Draft & Displacement during 25th JARE Voyage by "Shirase"

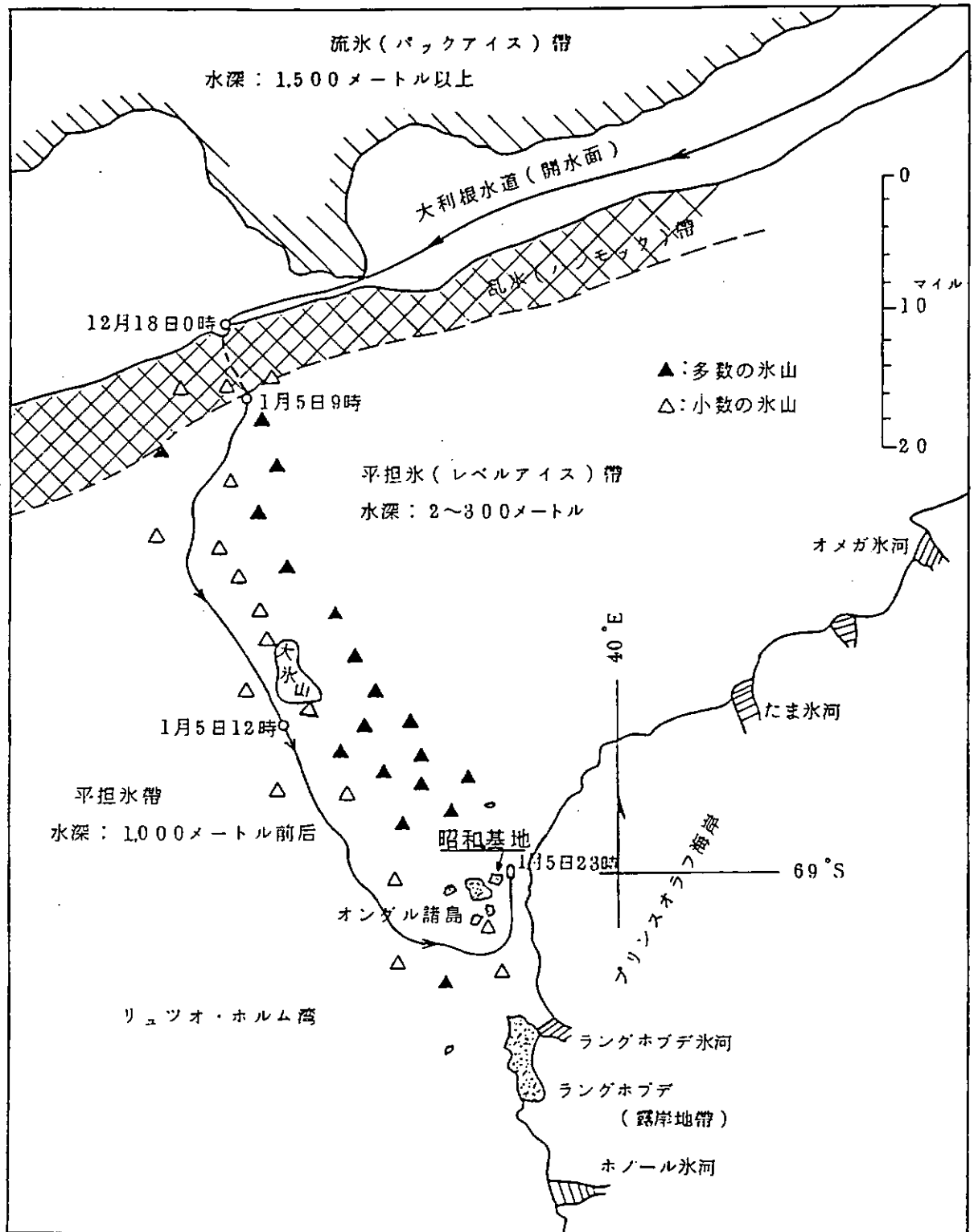


図 1.3 昭和基地周辺の氷況と「しらせ」の航跡

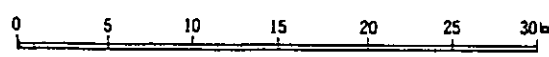
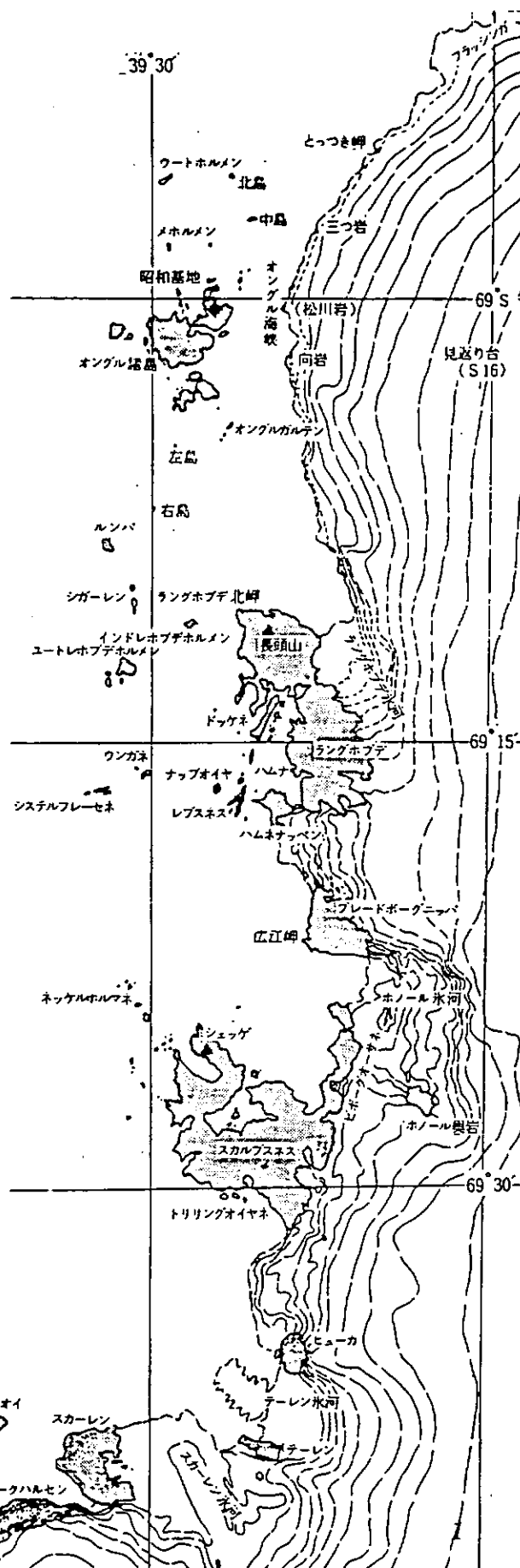


図 1.4

表 1.1

58.12.30	金	水質試験実施-氷温、塩分計測実施(生物観測支援)		59.1.19	木	(観測隊氷山氷採取支援)塩分濃度解析実施-1/17の氷
58.12.31	土	塩分濃度解析実施		59.1.20	金	圧縮試験用氷試料を別の冷凍庫に移す。三点曲げ試験後片付け。
59.1.1	祝日			59.1.21	土	艦側と実船試験打合せ。 テープ30巻に校正値を入力。
59.1.2	月	計測結果の検討会を開く-主にチャージング関係		59.1.22	日	レベルアイス中で、速力試験及び巡回試験を実施-3、5、7ノットの速力試験、舵角左右20°の巡回試験
59.1.3	火	計測実施-[実験C-004]チャージング		59.1.23	月	水質試験実施-氷温、塩分実施。コア2本採取 (昭和基地にて、新発電機建設作業に従事)PM
59.1.4	水	氷状計測計画を検討-観測隊に提出		59.1.24	火	(昭和基地にて、雪上車組立作業に従事)
59.1.5	木	計測実施-[実験B-004,B-005,B-006,B-007] レベルアイス中連続砕氷。計測は深夜に及ぶ。		59.1.25	水	(" 新発電機建設作業に従事)
59.1.6	金	(昭和基地接岸) 使用したテープ23巻に校正値を入力		59.1.26	木	(" ")
59.1.7	土	水質試験実施-氷温、塩分、比重、結晶実施。コア7本採取。 圧縮試験用氷試料採取準備。塩分濃度解析実施。深夜に及ぶ。		59.1.27	金	(" " ")
59.1.8	日	水質試験及び圧縮試験用氷試料採取実施。 氷温、塩分計測でコア1本。サンプル21本採取。		59.1.28	土	(" " ")
59.1.9	月	塩分濃度解析実施-昨日の氷		59.1.29	日	(観測隊全員集会-24次、25次の顔合せ)
59.1.10	火	1/8に同じ、サンプル34本採取		59.1.30	月	塩分濃度解析実施-1/23の氷
59.1.11	水	1/8に同じ、サンプル35本採取。コア2本。 塩分濃度解析実施-昨日の氷		59.1.31	火	水質試験結果まとめ-グラフ書き
59.1.12	木	1/8に同じ、サンプル15本採取。コア1本。 塩分濃度解析実施-昨日の氷		59.2.1	水	計測実施 [実験B-008] level ice
59.1.13	金	1/8に同じ、但し塩分計測は実施していない。 サンプル22本、コア1本採取。塩分濃度解析実施-昨日の氷				
59.1.14	土	多年氷水質試験実施-氷温、塩分、結晶実施。コア3本採取。 (生物観測支援、整備点検作業協力)				
59.1.15	祝日					
59.1.16	月	三点曲げ試験準備-機器の搬出、結線、動作確認、ならし運転。				
59.1.17	火	三点曲げ試験用氷採取-2ブロック。水質試験実施 " " 実施-1ブロック40回				
59.1.18	水	三点曲げ試験実施-1ブロック32回。昨日の氷				

S R 186 寒 務 日 誌 (抄)

表 1.2.1

项目	12月		13月		14月		15月		16月		17月		18月	
	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值
现状	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00
船位	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S
航程	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259
天气	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴
风速	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
海温	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
风向	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE
浪高	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
能见度	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
其他														

项目	12月		13月		14月		15月		16月		17月		18月	
	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值	日期	值
现状	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00
船位	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S	5 21.12° E 67.26' S
航程	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259
天气	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴	晴
风速	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
海温	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
风向	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE	SE
浪高	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
能见度	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
其他														

表1.3 しらせ実船計測サマリー

試験番号	年月日	計測時刻 時分～時分	計測 時間	海象、氷況、使用軸数など	採 否
A-001	83 11 27	0800 0845	45分	波浪あり、計器調査等	×
A-002	83 12 04	0605 0625	20	平穩、 3軸 ログ 15.7 節	○
A-003	83 12 05	1400 1415	15	波浪あり、 " " 14.6 "	○
A-004	83 12 06	1400 1415	15	平穩、 2軸 " 12.0 "	○
A-005	83 12 07	" "	"	ピッチ、ロール収録せず!! 13.5 "	×
A-006	83 12 09	0900 0915	15	波浪高し、横揺大なり 11.3 "	○
A-007	" " "	1155 1210	15	" " 15.5 "	○
A-008	83 12 12	1520 1535	15	平穩、 2軸、 14.0	×
B-001	83 12 16	2000 2015	15	浮氷域 ログ速力なし	○
B-002	83 12 17	1420 1435	15	" "	○
B-003	83 12 17	1600 1615	15	" "	○
C-001	83 12 18	2125 2148	23	ハンモックアイス、ラミング	○
C-002	83 12 22	0945 1008	23	" "	○
C-003	83 12 29	1430 1455	25	" "	○
C-004	84 01 04	1725 1745	20	" "	○
B-004	84 01 05	1457 1305	8	レベルアイス連続砕氷	○
B-005	84 01 05			" " 中止	×
B-006	84 01 05	2110 2130	20	レベルアイス連続砕氷	○
B-007	84 01 05	2235 2255	20	" "	○
—	84 01 22	1230 1330	60	レベルアイス中 速力試験	○
—	84 01 22	1355 1455	60	" 旋回試験	○
B-008	84 02 01	1140 1250	70	" 連続砕氷	○
B-009	84 02 23	2140 2200	20	流氷中航行 1 G 1 M	○
B-010	84 02 23	2300 2315	15	" 2 G 2 M	×
A-009	84 02 27	1300 1320	20	波浪高し 動揺計測	○
A-010	84 02 28	1400 1420	20	" "	○
A-011	84 02 29	1306 1325	19	" "	○

表 1.4 氷状計測サマリー

月 日	氷 質			試 験		圧縮試験用試料採取			備 考
	氷 温	塩 分 濃 度	比 重	結 晶 写 真	鉛 直	水 平	氷 量		
12/20	○	○		○					○内の数字は計測したコアの本数 船が割った氷を網ですくって船上で実施。練習のため。
23	①	①	①	○	不明	8本			ハンモック帯で船が停船中。船の近くで実施。
26	③	②							" " アザラシの穴の近く。
27			①	○					" " " "
28	①								" " 一年氷の所。
30	①	①							" " " "
1/7	⑦	⑥	⑦	○					昭和基地接岸中。定着氷。
8	①	①			18	3			" " " "
10	①	①			24	10			" " " "
11	②	①				35			" " " "
12	①	①				15			" " " "
13	①					22			" " " "
14	①	①	①	○					" " 北の瀬戸で多年氷の氷質を計測。氷厚 2.3m
17	①	①							" " 三点曲げ試験用試料採取及び三点曲げ試験実施。
18									" " 三点曲げ試験実施。(氷上には降りていない)
19	○				方向不明	29			" " 氷山氷。
20	○		○		10	12			" " " "
23	①	①							弁天島の近く。定着氷。

(NOTE) 氷厚、積雪量、気象状況等は随時記録した。

2. 性能計測結果

2.1 計測システム

今回用いた計測システムのハードの仕様や結線については58年度報告書に詳しく報告されている。従ってここではハードについて重複して論ずるのは避け、使用上の問題について若干コメントする。

図2.1に示すように計測システムは、第101倉庫、第4観測室及び操縦室の3ヶ所に分けられ、各々アナログレコーダを中心としてセンサアンプから構成されている。このうち前2者は本船の計測系とは完全に独立しているが、操縦室のシステムは本船の計測系から信号を傍受する形となっているので、それら信号の源泉にまで溯って調整を行うことはできなかった。

又、計測システムが独立した3系統となっているため、計測の同時性を厳密に保つことはできず、ストップウォッチとカウントダウン方式の時刻の音声メモでこの欠陥をカバーした。上記の3ヶ所及び艦橋（航海情報記録）、デッキ（氷厚観測）の合計5ヶ所に最少限1名の人員を置かなければ完全なデータセットを記録することが出来ないと言うことは、行動のフレキシビリティを失わせる結果となった。

図2.2.1～2.2.2は計測項目ごとにセンサーから記録計までの信号伝達経路を示したもので、1～8は本船側にセンサーがあるもの、9以下はSR計測班専用の系統である。

2.2 キャリブレーション

プロペラのトルク、スラストなど本船の計測系から分岐して得られる計測信号については、航海中にゼロ点計測や等価又は実負荷によるキャリブレーション信号の計測を行う機会が無かった。（これを正しく行うためには船を停めプロペラ軸のターニングを行う必要がある。）そのため、これらについては、データレコーダに音声でメモされたスラスト等の指示値とその時の信号の電圧レベルを比較し、 $Y = aX + b$ の形の実験式-Yは物理量、Xは電圧、aとbは未定常数-を定めた。これは以下の18項目について求めた。

軸回転数 × 3	主機給気圧 × 2
軸スラスト × 3	推進電動機 × 1
軸トルク × 3	中軸主回路電流 × 2
主機回転数 × 1	対水速力(電磁ログ) × 1
主機燃料弁指度 × 1	
主機TC回転数 × 3	

又、SRとして独自にセンサーを持ち込んで計測した下記8項目については、出発前と帰国後に行った実負荷較正の結果は全く一致していた。

横揺れ角 × 1, 縦揺れ角 × 1, 加速度 × 5, 対水速力(ドブラーレーダー) × 1

表2.1.1～2.1.3に較正データから得た実験式ならびに本来の設計時の関係式を示す。これらを比較すると軸トルクに関する実験式が設計時の関係式との違いが最も大きく、軸スラスト、軸回転数についても、ゲインやゼロ点のズレが若干認められた。その他の項目については、良好な回帰率を示す実験式が得られた。

4台のデータレコーダによって磁気テープに収録されたデータはペンレコーダのチャート上に出力され、データレコーダ自身の定電圧信号と上記実験式を用いて物理量に変換された。

2.3 船速計測

氷海域では一般に使用される対水ログは使えないので、フィンランド製のドブラーレーダ式船速計を用いた。これはよく知られたドブラー変調効果を応用した速度計であり、図2.3に示すような特性を有する。今回は本船の後尾に取付け、航路の左右後方の氷板をターゲットとして相対速力を検知するようにした。外国では船橋から前方の氷板を狙う様に取付けて使用している例もある。

図2.4は投板による速力計測結果とドブラーレーダによる速力計測結果を比較したものであるが、前進中

も後進中も両者の一致は良好である。

ドブラーレーダの欠点としては船が停止していても、電波が当たっている物体（氷板、氷塊）が動いていると相対速度を検出してしまうことである。従って“比較的動かない氷板”をにらむ様な角度にアンテナを付ける必要がある。但し、船の進行方向とアンテナのビームラインの為す角を余り大きくすると誤差が大きくなる。

2.4 スラスト、トルクの計測

図 2.5 に波浪のある無氷海域を航行中の計測例を示す。計測自体は正常に行われていると判断できる。スラスト、トルク、船速に細かな変動を示す波形が表われているが、これは波浪中船体動揺にもとづくものである。

2.2 で述べたように、軸トルクについては電圧対物理量の換算式の信頼性が低いと判断されたので、水槽試験結果（1/20 モデル使用）を利用して検定を行った。すなわち、

- イ. “実測値”は表 2.1.1, 2.1.2 の実験式を用いて求める。
- ロ. 実測値のうち船速とプロペラ回転数は充分信頼できると考えこれらと水槽における過負荷自航試験の結果を用いてトルク、スラストの値を推定する。
- ハ. 実測値と推定値の相関を調べる。

このようにして図 2.6.1～図 2.6.6 が得られた。これらの図から次のような所見が得られる。

- イ. スラストについては、1月22日や2月1日のデータのように短時間のうちに色々なレベルについて得られたデータは図 2.6.1, 2.6.2, 2.6.3 に示すように45度右上りの直線に沿って良くまとまっている。従ってスラストの計測信号は長期にわたって一定のゲインを維持していたと判断できる。ゼロ点については短時間内でのドリフトは微妙だが、長期的には無視できないほどずれている。その点では中軸が最も顕著である。
- ロ. トルクについては図 2.6.4～2.6.6 から分かるように1月22日のデータ群と2月1日のデータ群とは著しいズレがあり、計測信号のゲイン、ゼロ点は大幅に異っている。それ以外の機会に得られたデータも相関が非常に悪いので、本船装備のトルク計測系そのものの調整不充分と考えられる。

結論として今回の計測では軸トルク、軸スラストについて充分信頼できる値は得られなかった。次年度からは何らかの別の方法により正しい値を求める工夫が必要である。

2.5 動揺計測

無氷域航行中比較的波浪の高い機会をとらえて本船の動揺を測定した。その一例を図 2.7 に示す。この時の海上模様は中～大しけであり、風速 24 ノット、風浪階級 5、波高 3.5 m、うねり階級 9、うねり波高 5 m であった。同様の波浪中計測は表 1.3 に示したように計 6 回（有効なもののみ）行われているが本例の場合が最も海象が厳しい。（もっとも荒れた時は計測不可能であった由）

本例では、ピッチングは両振幅で最大約 4 度、周期約 8 秒、ローリングは両振幅で最大約 14 度、周期約 10 秒、サージング加速度は両振幅で約 0.08 G、周期 6～7 秒であった。本船は減揺装置として受動型のアンチローリングタンクを有しており、荒天海面では常にこれを使用している。なおアンチローリングタンクを止めた状態での動揺計測は安全上問題があるので実施されなかった。

砕氷航行中の船体傾斜は、チャージング砕氷中が一番激しいが、それでも波浪中動揺に比べると遙かに小さい。図 2.8.2 にその一例を示すが、縦傾斜角度で約 1 度、横傾斜角では 1 度未満であった。

2.6 加速度計測

船体動揺と同じように、船体加速度についても荒天の無氷域航行時の方が氷域航行時よりも数倍も大きい値を示した。操縦室で計測した前後加速度は船体動揺や船体振動の影響を受けることが最も少いが、これに

ついですら荒天時の値はチャージング時の値の2倍強となっている。別の言い方をすれば、チャージング時に観測される前後加速度は高々0.04 Gであり、荒天時の値の半分以下である。

船首、船尾において計測された上下、左右方向の加速度に関して言えば、一般的に船首の方が約2倍の大きさを示す。荒天時の値は船体動揺による寄与が大きく、砕氷時の数倍の値を示す。船首部の上下あるいは左右の加速度はチャージングの時最大でそれぞれ0.2 G、0.1 Gのオーダーとなる。平板氷を高速で連続砕氷する際には船体振動が励起され上下加速度に2.5 Hz、左右加速度に4.5 Hzの周期成分が卓越する。いずれにせよ加速度の大きさとしてはチャージング時の約70%~80%のオーダーである。

2.7 氷厚の測定

氷海航行中は氷原上に降りて直接スケールを当てて氷厚を測定することは出来なかったため、舷側から下を見下して、90°回転させられた砕氷片の側面を対象として、この付近に長さ50 cmと100 cmの細長い板で作った十字架を投下して、これを手がかりに氷厚を目視により割り出した。又写真も撮影し帰国後にこの画像上から氷厚を求めた。スケールの十字架を目標とする氷片の近くに落下させ水平に着地(着氷)させることが困難であり、この方法による誤差は5 cm程度はあったであろう。船の速力が小さいうちはまだしも5ノット以上では一瞬のうちに目標が通り過ぎるので、目視で読むことも、写真に撮ることもむずかしかった。なお今回の計測のうち、氷厚計測を一貫して実施できたのは1月22日と2月1日の2回のみであった。又海氷の上には10~20 cmの積雪があり、氷と雪の真の境界がどこにあるのか一見して判らなかったので、氷厚としては全層を含んだ値をとった。

2.8 チャージング

チャージングは1月8日から1月5日の期間中、ハンモック帯のゆるむ機会をとらえて適宜実施された。図2.9にチャージングにより進出した際の航跡図を表2.2にチャージング回数、進出距離などの統計を示す。

ハンモック帯のような密集群氷の中での航路啓開は一船幅だけでは不可で通常は三船幅を開き、ピセットされるのを防いでいる。表2.2記載の進出距離は、一回毎の進出距離の単純和であり、地図上の距離ではない。

チャージングを行うときの主機の運転の仕方、舵の使い方は操船者によって色々とスタイルがある。主機出力レベルは突入時でも全力は出さず50%~80%の間で用いられる。突入時の最大速度は8~12ノット程度である。チャージング時の速度変化の一例を図2.10に示す。前進加速時の速度カーブに一旦たるみが見られるが、これはコース途中でブラッシュアイスに突入したかあるいは急に転舵したかいずれかであろう。なお速度が殆んどゼロの時でもドブラーレーダが正の速度を表示するのはドブラーレーダ固有の欠陥であり、図中の破線で示したのが正しい速度である。

既出の図2.8.1、2.8.2を組合せてみると、チャージング中の船体運動の全体の様子を知ることができる。氷状にもよるが、今回の例ではチャージングのサイクルタイムは6~8分、助走距離は2~3船長であった。

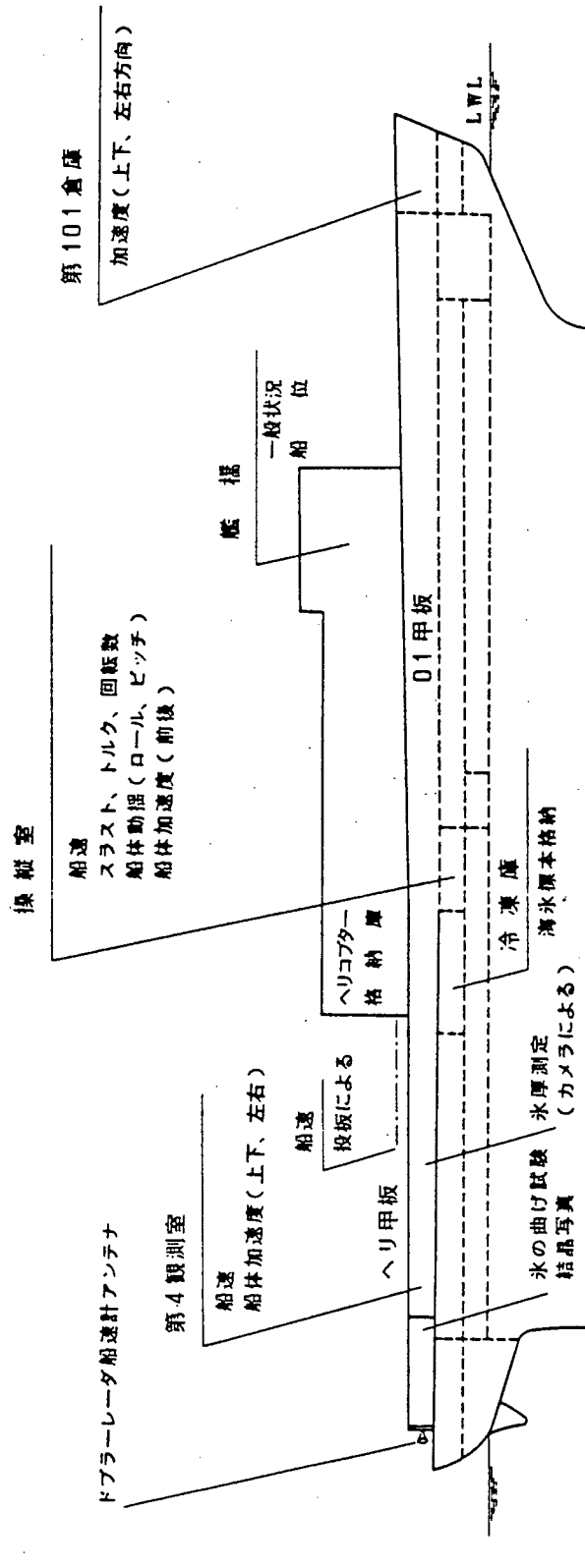


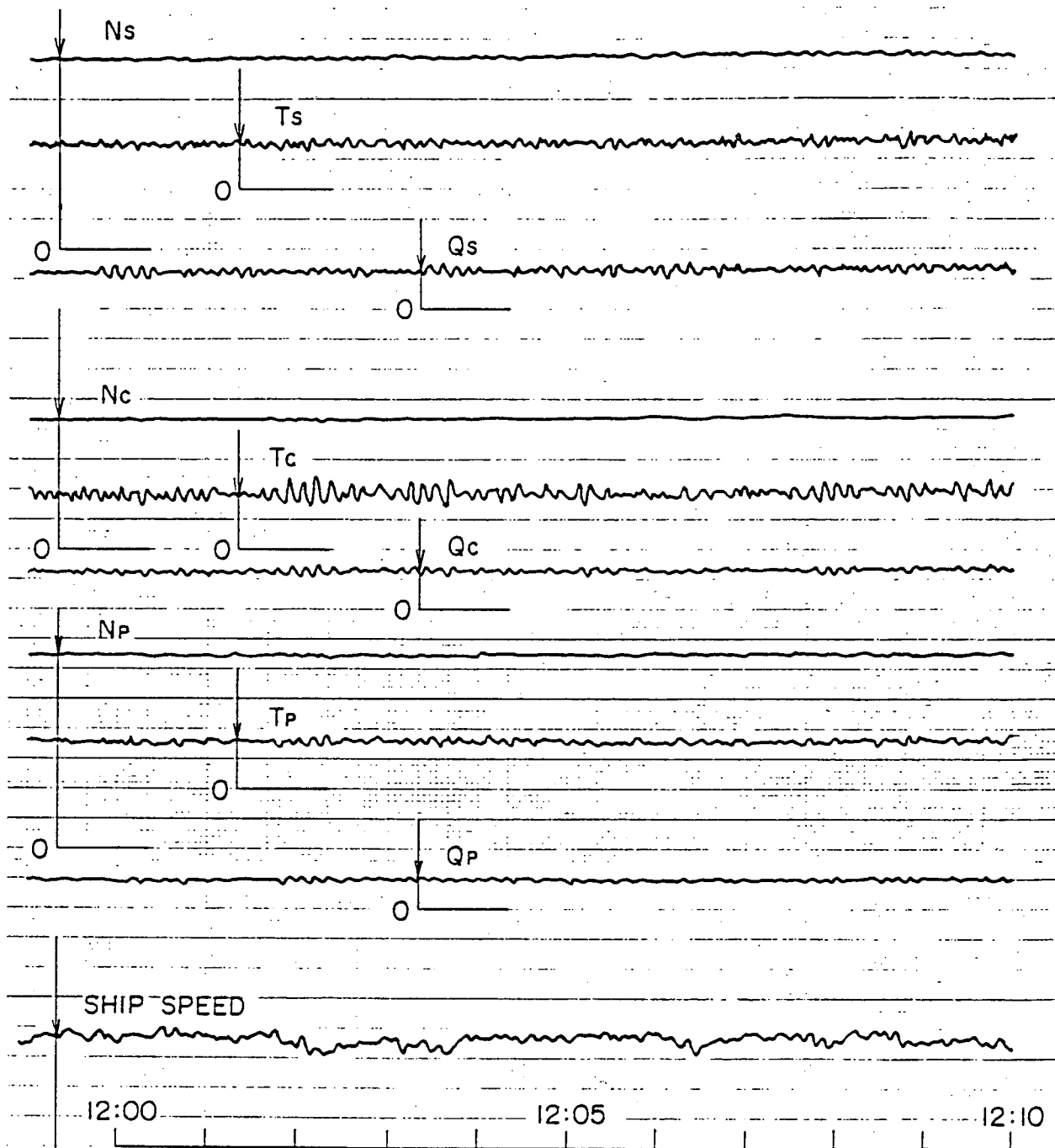
図 2.1

No.	計測項目	物理量CAL.機能		計器ブロックダイヤグラム 及び 信号レベル	備考
		有	無		
1	軸推力	有	軸推力計 軸箱内蔵 T-7 0 & 80% FS (112 TON) (1 V & 4.2 V)		 全軸同一
2	軸トルク	有	推進用計測箱 0° & 2° (200 T-m)		$Q = \frac{\pi d^3 G}{32 L} \theta$ $d = 0.165 (-)$ $G = 9.365 \times 10^3 (N/m^2)$ $L = 1.04 (-)$ $\theta (rad)$ 全軸同一
3	軸回転数	有	推進用計測箱 0° & 2° (200 rpm)		全軸同一
4	船速 (対水速)	無	音声2/電圧		ASTERN 17, 計測不可能.
9	5号 推進電動機 電圧	無	音声2/電圧		
10	中軸 主回路電流	無			
5	5号主機 回転数	無	音声2/電圧		
6	5号主機 燃料角度	無			$\lambda \text{軸}$ $38^\circ \text{ } N=142$ $N=18$ 300° $3:40 \rightarrow 2:10$ $3:0 \rightarrow 2:10$
7	5号主機 過給機 回転数	無			A列 B列 2点
8	5号主機 給気圧力	無			A列 B列 2点

図 2.2.1

No.	計測項目	物理量CAL. 検定		計器ブロックダイアグラム 及び 信号レベル	備考
		有	無		
11 12	ピッチ角 及び ロール角	有	CAL, BOX ピッチ $0 \text{ deg} \pm 5 \text{ deg}$ ロール $0 \text{ deg} \pm 10 \text{ deg}$	<p>ピッチ $\pm 55 \text{ deg}/2\text{KHz}$</p> <p>ロール $\pm 70 \text{ deg}/2\text{KHz}$</p> <p>ピッチ $5.17 \text{ deg}/\text{V max.}$</p> <p>ロール $5.20 \text{ deg}/\text{V max.}$</p>	
13	船速 (対水, 対地)	有	ドップラー ドップラー-ド CAL. スワチ COS補正 0:1 5 knots (180.5Hz)	<p>ドップラー アンテナ1</p> <p>ドップラー アンテナ2</p> <p>ドップラー ユニット</p> <p>0 ~ 20 knot 3桁表示 (XX.X)</p> <p>0 ~ 2V (10 knot/V)</p> <p>アンプ出力 No. 1</p> <p>±1.5V ±2V 入力にセット</p>	$f_d = \frac{2V f_c}{3 \times 10^8} \cos \theta \text{ (Hz)}$ $\approx 36.1 \text{ V} \cos \theta \text{ (Hz)}$ <p>V (Hz) ... 速度 θ (deg) ... 対地対水</p>
14	船上下 及び 船尾上下 加速度	有	動いびび 等価回路 CAL. 3桁 ±10 ~ 1190 μ 210	<p>加速度変換器</p> <p>1000 μ 210</p> <p>2 GF FS (±1G)</p> <p>動いびび</p> <p>max. ±5V</p> <p>1000 μ/V ≡ 2G/V</p> <p>アンプ出力</p> <p>±5V 入力にセット</p>	<p>アンプレンジ 2 (200 μ) に セット</p> <p>(±0.4 GF FS)</p>
15	船左右 及び 船尾左右 加速度	有	"	<p>同上</p> <p>1 GF FS (±0.5G)</p> <p>1000 μ/V ≡ 1G/V</p>	<p>アンプレンジ 1 or 2 に セット</p> <p>(±0.1 GF FS or ±0.2 GF FS)</p>
16	前後 加速度	有	"	<p>同上</p> <p>1 GF FS (±0.5G)</p> <p>1000 μ/V ≡ 1G/V</p>	<p>アンプレンジ 1 にセット</p> <p>(±0.1 GF FS)</p>

図 2.2.2



TIME HISTORY OF N, T, Q & V_s

EXP. NO. A-007

DATE 1983-12-09

图 2.5 TIME HISTORY OF N, T, Q & V_s

EXP. NO. A-007

DATE 1983-12-09

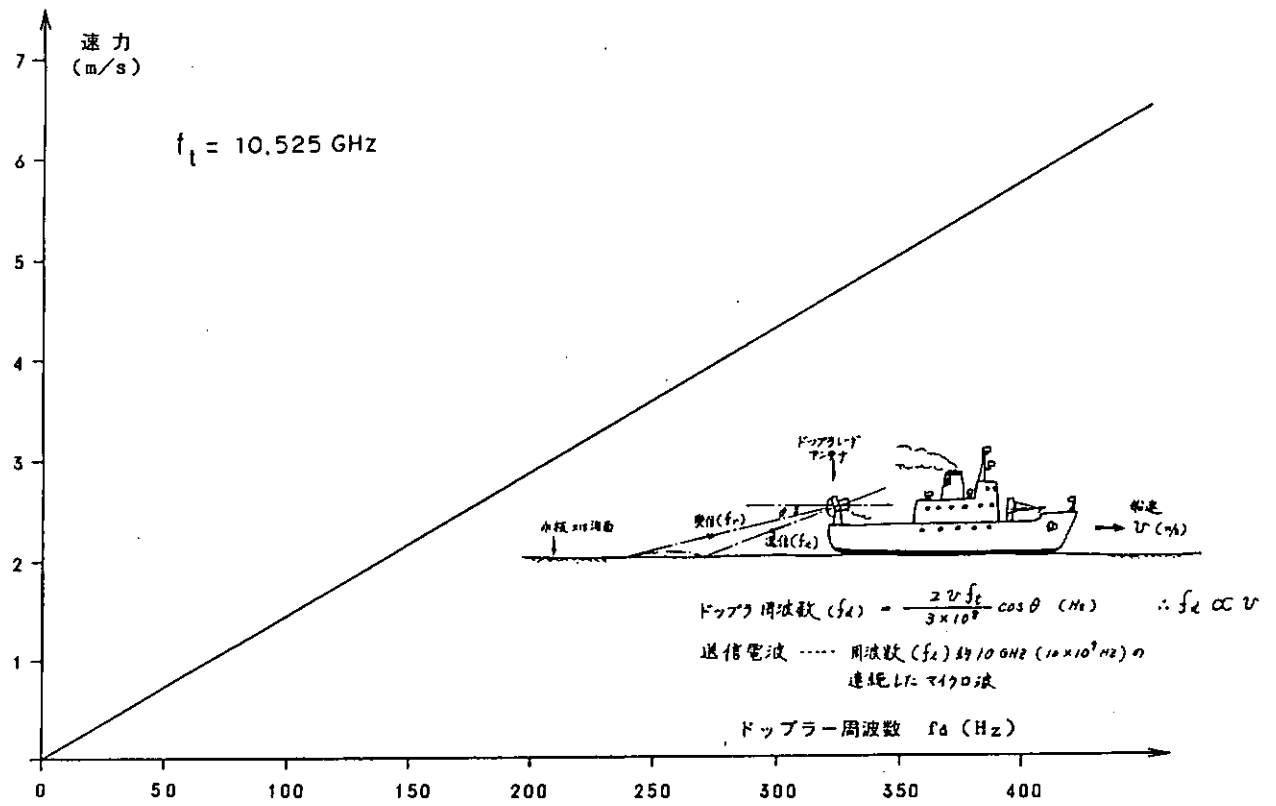


図 2.3

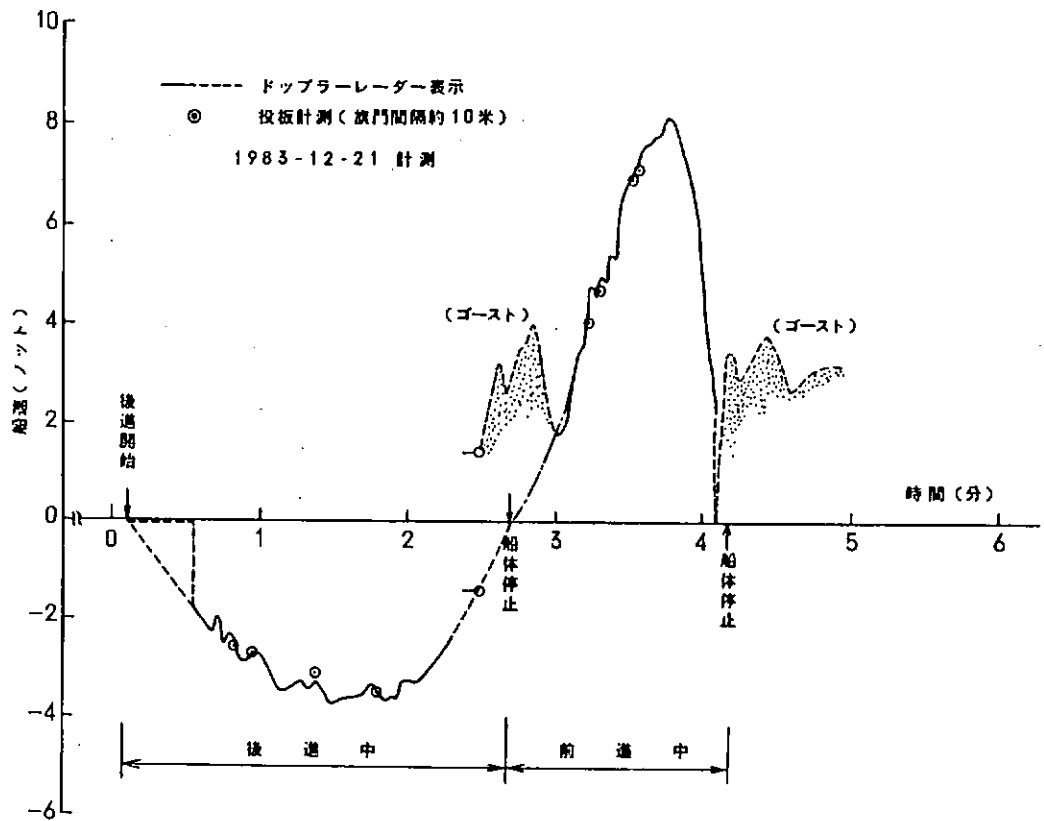
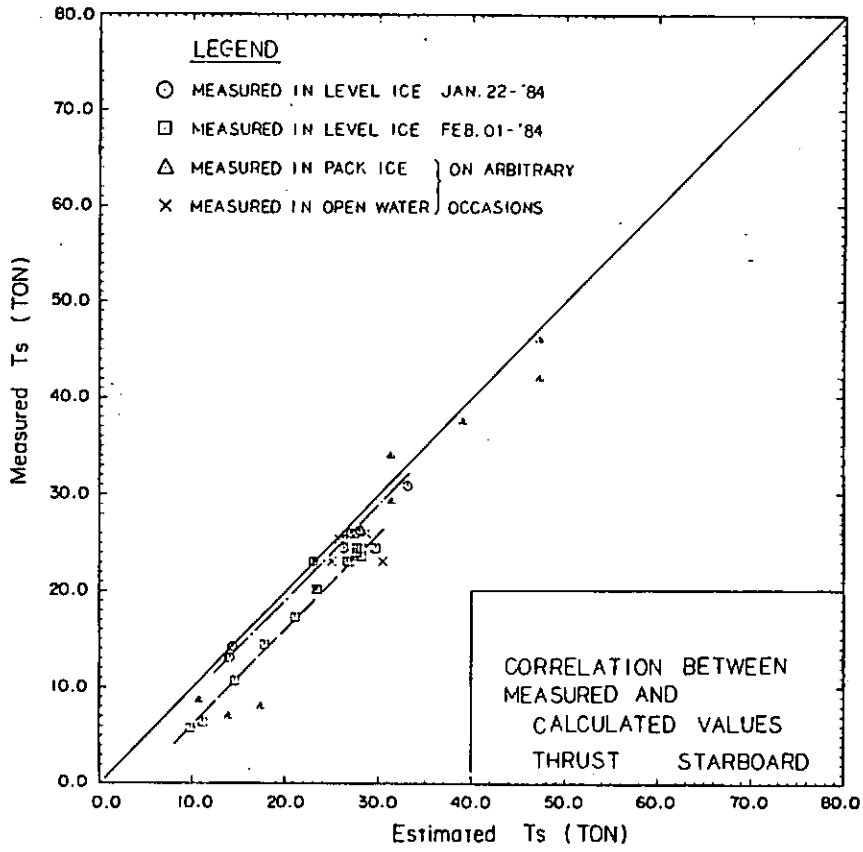
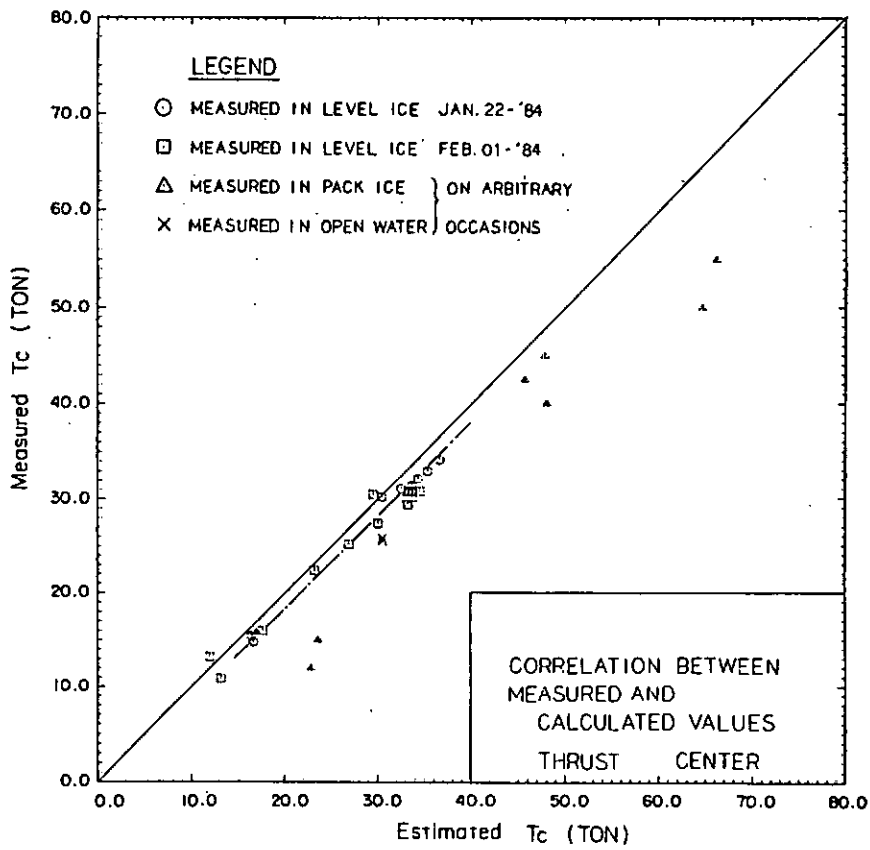


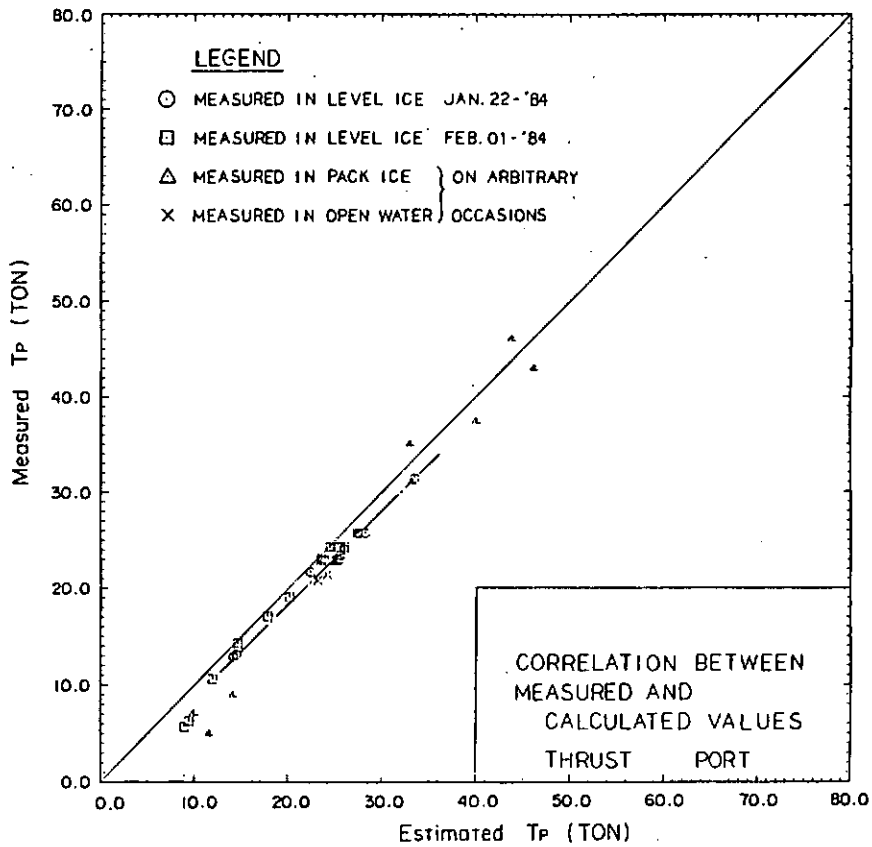
図 2.4



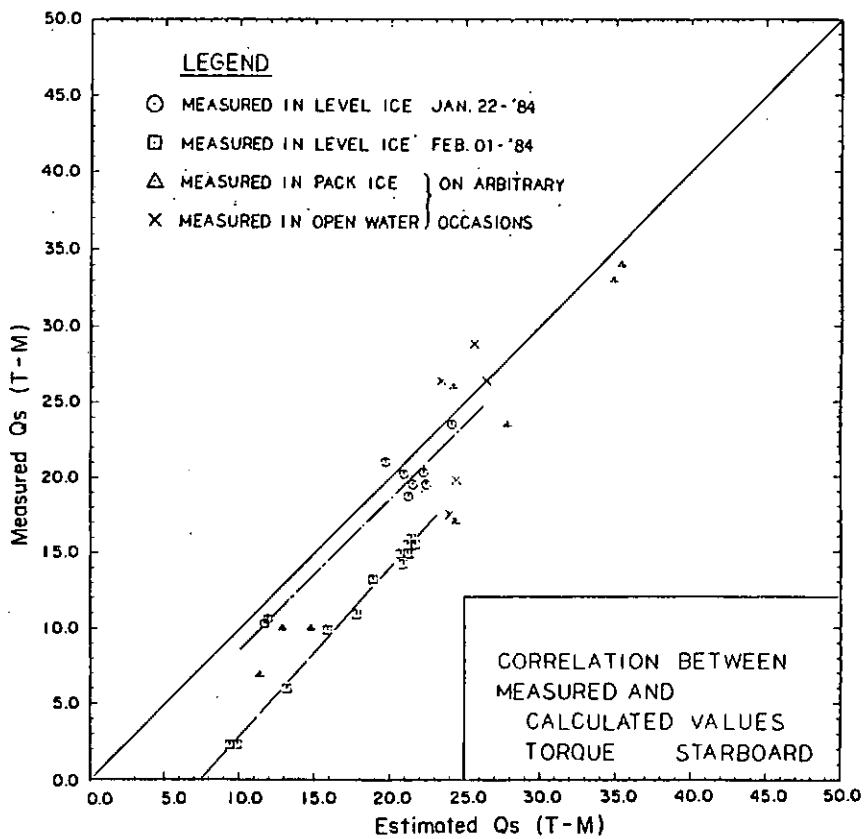
2.6.1



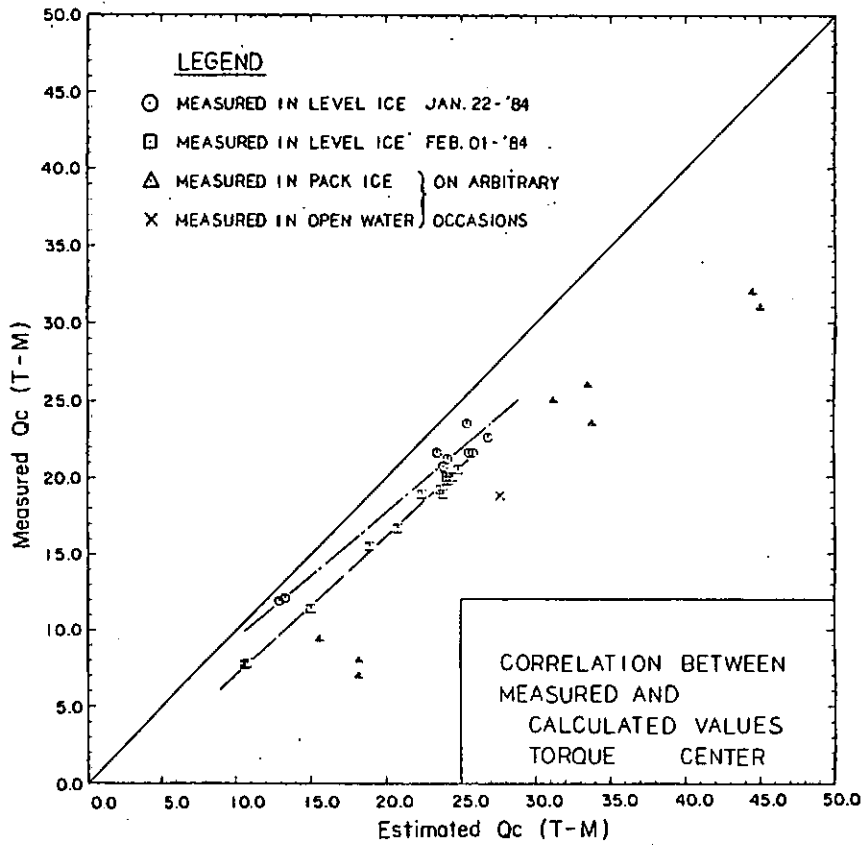
2.6.2



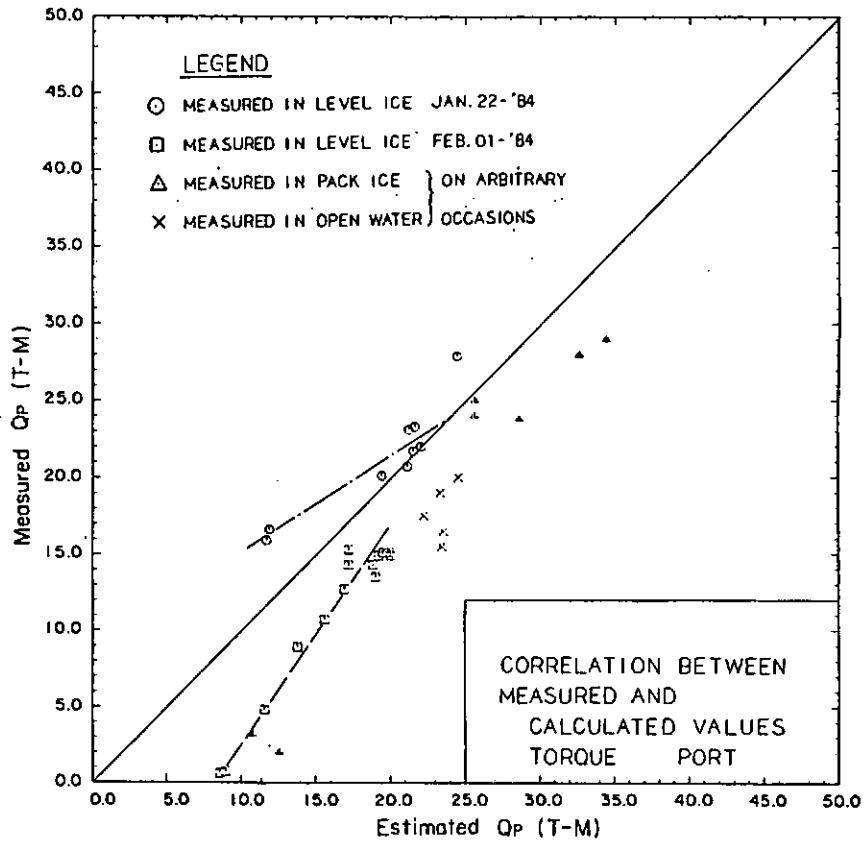
2.6.3



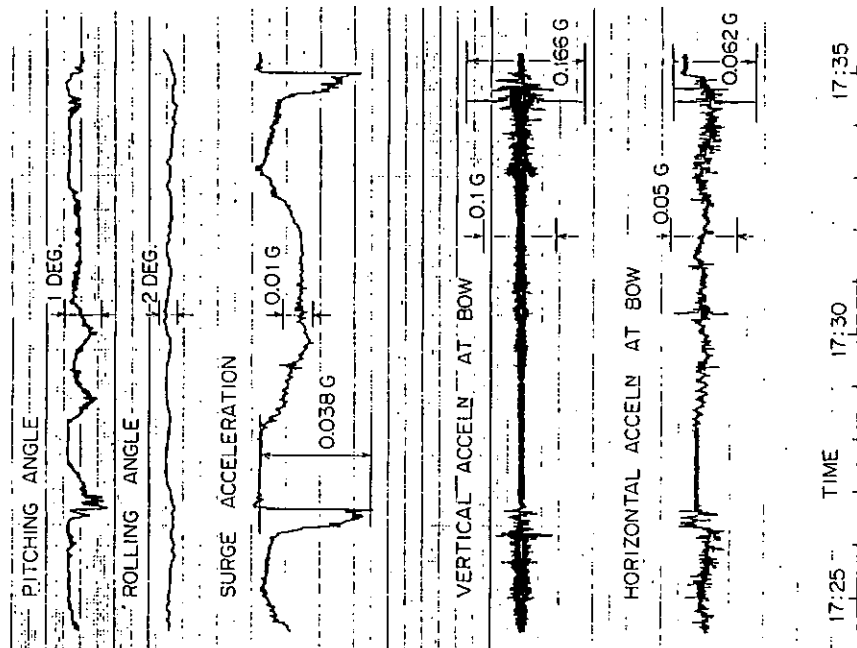
2.6.4



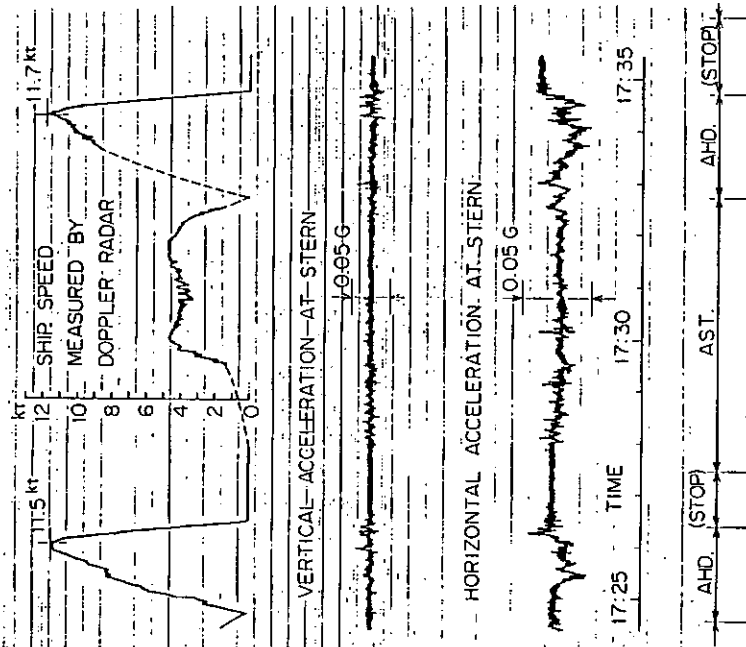
2.6.5



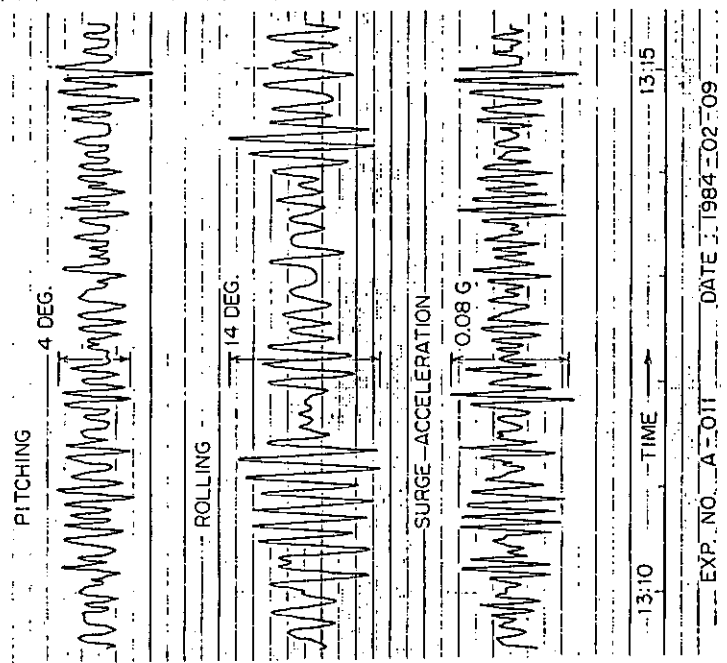
2.6.6



2.8.1



2.8.2



2.7

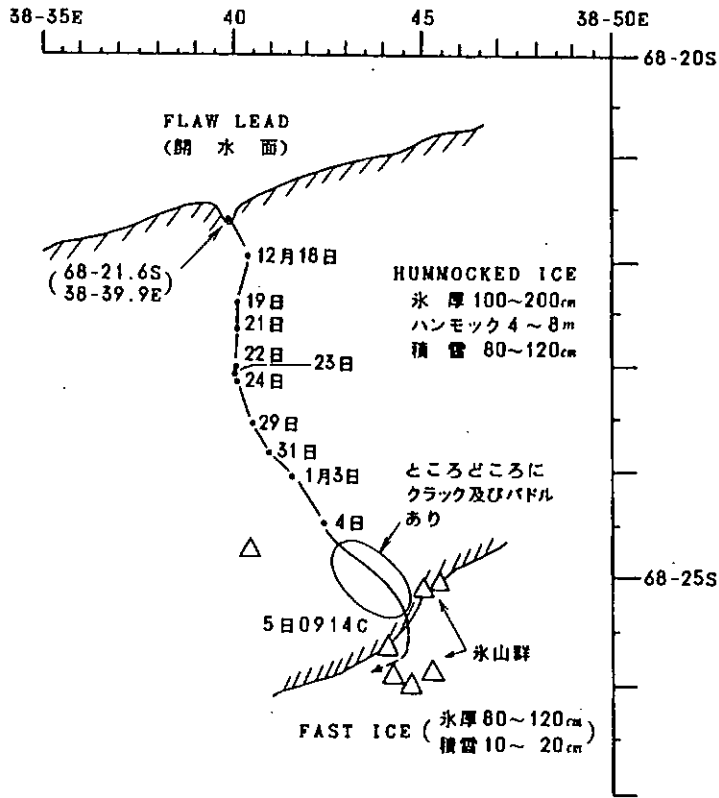


図 2.9 チャージング航跡図 (往路)
(58・12・18 ~ 59・1・5)

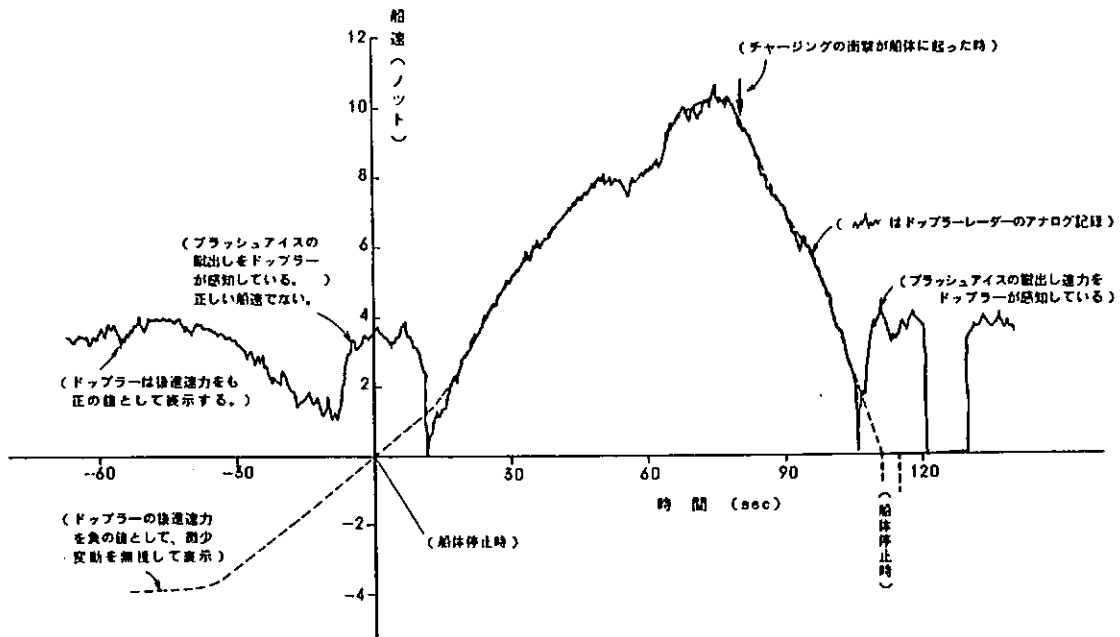


図 2.10

表 2.1.1

計測項目	Voice Memo に基づく 実験式	設計値としての 関係式	コメント
右軸 スラスト	$T_s = 143.13e^{-33.74}$ or $T_s = 155.15e^{-37.96}$ (t_m) $0^{T_m} \approx 0.25 \checkmark$	($T_s = 140e^{-35}$) ゲインの比 MEAS./DESIGN $143.13/140 = 1.022$ $155.15/140 = 1.108 \leftarrow NG.$	実験式データのばらつきが 大きい為解析は、設計値の ゲインを使用した。
中軸 スラスト	$T_c = 138.89e^{-36.61}$ (t_m) $0^{T_m} \approx 0.25 \checkmark$	($T_c = 140e^{-35}$) $138.89/140 = 0.992$	
左軸 スラスト	$T_p = 140.86e^{-35.18}$ (t_m) $0^{T_m} \approx 0.25 \checkmark$	($T_p = 140e^{-35}$) $140.86/140 = 1.006$	
右軸 トルク	$Q_s = 691.1e + 17.25$ (%) $0^{\%} = 0^{t_m} \approx -0.03 \checkmark$	($Q_s(\%) = 668.9e$) ($Q_s(t_m) = 400.0e$) $691.1/668.9 = 1.033$	音声メモの単位が(%)の為、59.8 t/m と 100% として計算した(400 t/m/%) スリッパルが大きい、0 近くの平均値誤差が 大きい。
中軸 トルク	$Q_c(t_m) = 664.24e^{-5.64}$ or $Q_c(\%) = 699.69e^{-9.53}$ $0^{\%} = 0^{t_m} \approx 0.01 \checkmark$	($Q_c(\%) = 668.9e$) ($Q_c(t_m) = 400.0e$) $664.24/668.9 = 0.993$ $699.69/668.9 = 1.046$	
左軸 トルク	$Q_p(\%) = 678.62e + 5.49$ $0^{\%} = 0^{t_m} \approx -0.01 \checkmark$	($Q_p(\%) = 668.9e$) ($Q_p(t_m) = 400.0e$) $678.62/668.9 = 1.0145$	
右軸 回転数	$N_s = 396.51e^{-9.50}$ (rpm) $0^{rpm} \approx 0.01 \checkmark$	($N_s = 400e$) $396.51/400 = 0.991$	解析は設計値のゲインを 使用した。
中軸 回転数	$N_c = 397.13e^{-17.02}$ (rpm) $0^{rpm} \approx 0.043 \checkmark$ or $N_c = 557.36e^{-24.55}$ $0^{rpm} \approx 0.044 \checkmark$	($N_c = 400e$) $397.13/400 = 0.993$ $557.36/400 = 1.393$	途中でゲインが変化している。 (解析データの音声メモに 近い方の実験式を使用した。)
左軸 回転数	$N_p = 395.28e^{-3.12}$ (rpm) $0^{rpm} \approx 0.008 \checkmark$	($N_p = 400e$) $395.28/400 = 0.988$	

表 2.1.2

計測項目	Voice Memo に基づく 実験式	設計値としての 関係式	コメント
ピッチ角	なし	($\theta = 5.17 e$) 帰国後の実較正 $\theta = 3.307 e$ (deg.)	船内, 帰国後共 2次較正值 が一致した為, 解析は 2次較正值を使用。
ロール角		($\varphi = 5.20 e$) 帰国後の実較正 $\varphi = 4.287 e$ (deg.)	
船体中部 前後加速度		($\alpha_{FG} = 0.001096 E$) 船内のCAL. と 帰国後の実較正值 とが一致。	$E \dots 10^{-6} \text{G}$
船首部 上下加速度		($\alpha_{ZF} = 0.001996 E$) (G) "	
船首部 左右加速度		($\alpha_{YF} = 0.001056 E$) (G) "	
船尾部 上下加速度		($\alpha_{ZA} = 0.00203 E$) (G) "	
船尾部 左右加速度		($\alpha_{YA} = 0.001116 E$) (G) "	
船速 (電磁ロケ)	$V_s = 5.838 e - 0.0107$ (knot)	($V_s = 6.024 e$) $5.838 / 6.024 \div 0.969$	良好な実験式が得られず 為 解析は, 実験式を使用。
船速 (F77756-9)	$V_s = 9.7886 e + 0.002$ (knot)	($V_s = 10 e$) $9.7886 / 10 \div 0.979$	

表 2.1.3

計測項目	Voice Memo に基づく 実験式	設計値としての 関係式	コメント
5号主機 回転数	$N = 299.68 e^{-152.77}$ (rpm)	$(N = 300 e^{-150})$ $299.68/300 = 0.999$	良好.
5号主機 燃料指数	$P = 8.325 e^{+0.492}$ (%)	$(P = ? e)$ $6(\text{deg.}/\text{rpm})$ $\text{max.} = 50 \text{ rpm} = 300 \text{ deg.}$	良好な実験式が得られた。
5号主機 A列 T/C 回転数	$N_A = 12058 e^{+9.6}$ (rpm)	$(N_A = 12000 e)$ $12058/12000 = 1.005$	概ね良好.
5号主機 B列 T/C 回転数	$N_B = 11817 e^{-9.2}$ (rpm)	$(N_B = 12000 e)$ $11817/12000 = 0.985$	
5号主機 A列 給気圧力	$P_A = 0.947 e^{-0.474}$ (% \bar{a})	$(P_A = e^{-0.5})$ $0.947/1.0 = 0.947$	
5号主機 B列 給気圧力	$P_B = 1.038 e^{-0.504}$ (% \bar{a})	$(P_B = e^{-0.5})$ $1.038/1.0 = 1.038$	
5号 推進電動機 電圧	$E = 493.07 e^{-0.02}$ (V)	$(E = 500 e)$ $493.07/500 = 0.986$	
中軸 主回路電流	$I = 4975.1 e^{-13.46}$ (A)	$(I = 5000 e)$ $4975.1/5000 = 0.995$	

表 2.2

年月口	艦位 (2400CLII)	チャージング データ				気温 °C L/H/mean	水 温 °C	積 雪 m	氷 厚 m
		回数	進出距離 (m/日)	1回の進出距離 平均					
83. 12. 18	68-21.89 S 38-40.41 E	49	555	22.6 m	-6.8/+2.0/-4.2	-0.8	0.3~0.7	1.0~4.0	
19	68-22.39 S 38-40.09 E	113	926	38.7 m	-9.0/-1.6/-5.2	-1.5	0.3~0.7	1.5~4.5	
21	68-22.66 S 38-40.10 E	134	530	17.9 m	-5.0/-1.0/-2.7	-1.8	0.7~2.0	2.0~3.0	
22	68-22.98 S 38-40.06 E	116	583	18.5 m	-7.6/-0.7/-3.0	-1.6	0.5~1.5	2.0~3.0	
23	68-23.12 E 38-40.03 E	79	274	13.2 m	-7.4/+0.2/-2.8	-1.4	0.5~1.5	2.5~5.0	
24	68-23.16 S 38-40.0.8 E	25	72	14.1 m	-6.4/+3.5/-2.3	-1.2	1.0	4.0	
29	68-23.55 E 38-40.40 E	76	740	28.4 m	-2.5/+3.8/ 0.0	-1.6	0.5~1.0	1.5~3.0	
31	68-23.84 S 38-40.88 E	57	600	25.0 m	-4.2/-0.8/-2.2	-1.6	0.5~1.0	1.5~2.0	
84. 1. 3	68-24.08 S 38-41.54 E	63	640	29.4 m	-5.3/+0.9/-2.0	-1.6	0.5~0.8	1.5~2.0	
1. 4	68-24.50 S 38-42.45 E	107	980	17.1 m	-3.4/+0.8/-1.8	-1.7	0.5~1.0	1.5~3.0	
1. 5	(0914CLII) 68-25.47 S 38-44.70 E	29	2530	57.4 m	-5.0/+1.2/-3.0	-1.7	0.3~1.0	1.0~3.0	
合 計		848	8430						

3. 氷質計測結果

3.1 実施地点

氷質計測は1983年12月23日～1984年1月23日にかけて“しらせ”の周囲の海水を用いて実施された。12月23日～12月30日の測定は定着氷前縁のハンモック帯において実施された。1月7日～1月23日の測定は昭和基地近傍の氷厚が80～90cmの定着氷を用いて実施された。

昭和基地における“しらせ”停泊位置を図3.1に示す。氷質計測と圧縮強度用の試料の採取はこの“しらせ”を中心に100～150mの範囲内で行われた。

今回の航海において実施された氷質関連の計測項目は以下の通りである。

- 1) 氷厚・積雪
- 2) 氷 温
- 3) 海水の塩分濃度
- 4) 海氷の比重
- 5) 海氷の結晶構造
- 6) 圧縮試験

このうち海氷の結晶構造と圧縮試験は、現地において試料を採取して日本まで輸送し、川崎の日本鋼管㈱中央研究所の低温実験室で実施された。

3.2 計測方法

(1) 氷厚・積雪

図3.2に示すように氷板にオーガー又はコアドリルで孔をあけ巻尺を挿入して測定された。海氷の底面はきれいな平面になっているが、表面は積雪等のためデコボコしており、氷厚を決定する場合誤差の要因となる。

(2) 氷 温

図3.3に示すように、氷板よりチェーンソー、又はコアドリルで海氷の試料を氷上へ引き上げ、ドリルで孔をあけ、その孔へ半導体型温度センサーを挿入し計測した。使用した温度計は横河電機製Model 2541-01である。

(3) 海水・海氷の塩分濃度

図3.4に示すように上述の氷温測定に用いた氷試料を5～10cmの長さに切断し、タッパーウェアに入れ、艦内で氷を溶かし、その電導度を測定し、塩分濃度へ換算した。

(4) 海氷の比重

図3.5に示すような装置を用い、比重のわかっている溶液に浮べて試料の重量を求め、試料を沈めて体積を求め、この重量と体積より比重を以下の式で計算し求めた。

$$\rho_i = \frac{b - a}{c - d} \rho_w$$

ここで

- ρ_i : 氷の比重
- a : 目盛管の最初の読み
- b : 氷を浮べたときの目盛管の読み
- c : 氷を沈めたときの "
- d : 氷を取上げた後の "
- ρ_w : 溶液の比重 "

(5) 結晶構造・圧縮試験

3.4, 3.5 で述べる。

(6) 三点曲げ試験

氷板中より幅 10 cm × 長さ 20 cm × 厚さ 5 cm の試料を採取して、図 3.6 に示すような電動式試験機を用いて三点曲げ試験を行った。試験機は艦上に設置し、供試体の整形は卓上型バンドソーを用いた。

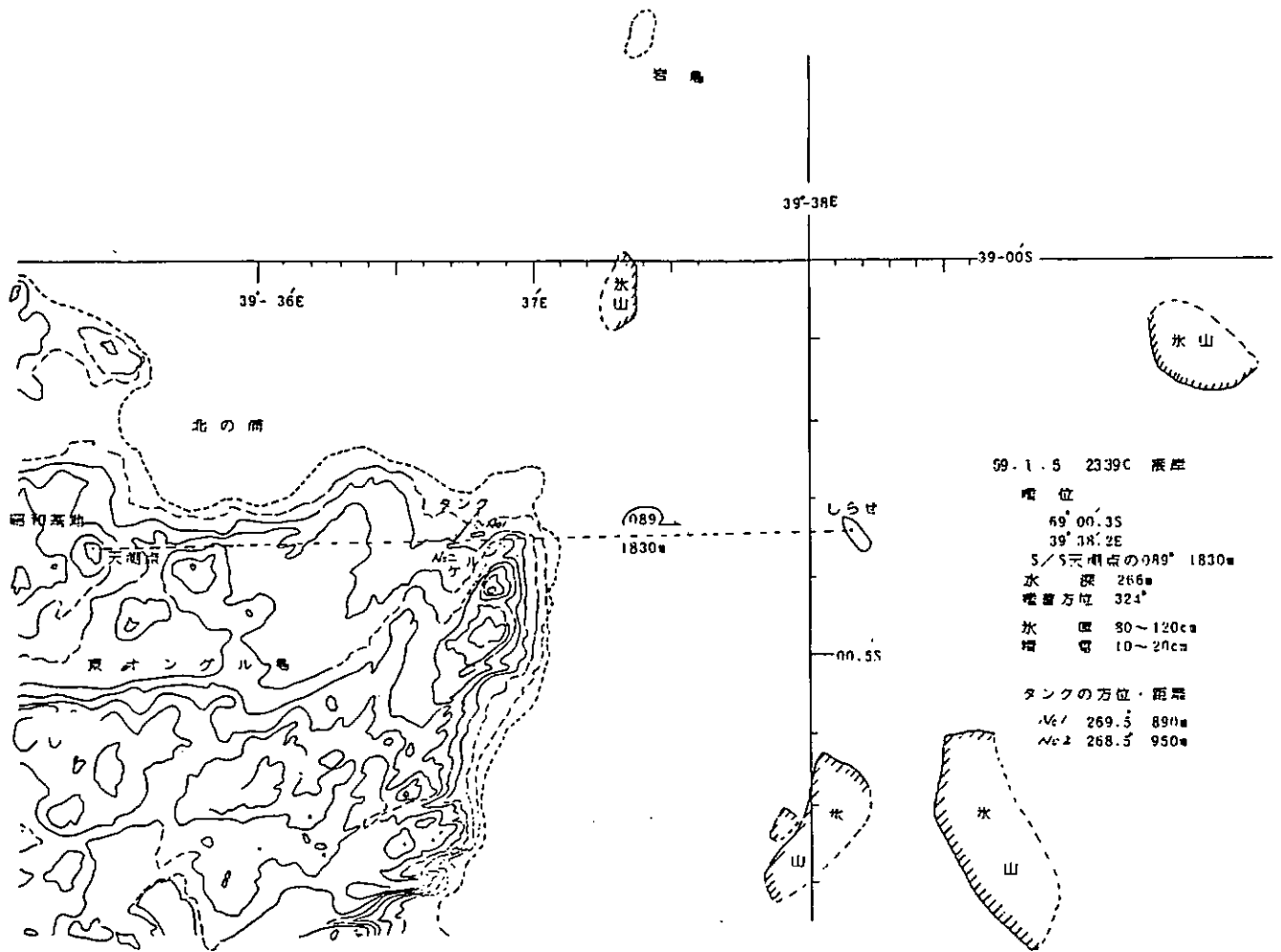


図 3.1 昭和基地接岸図

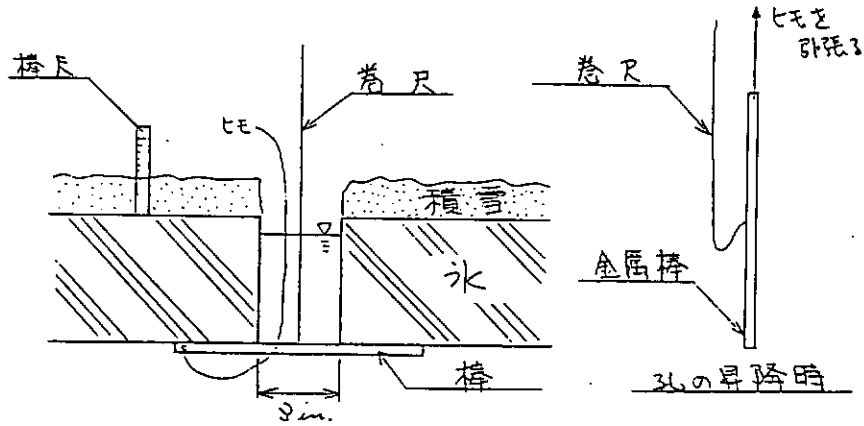


図 3.2. 氷厚・積雪の測定

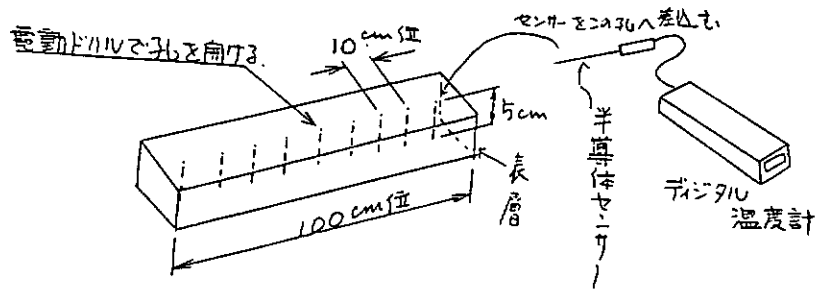


図 3.3 氷温の測定

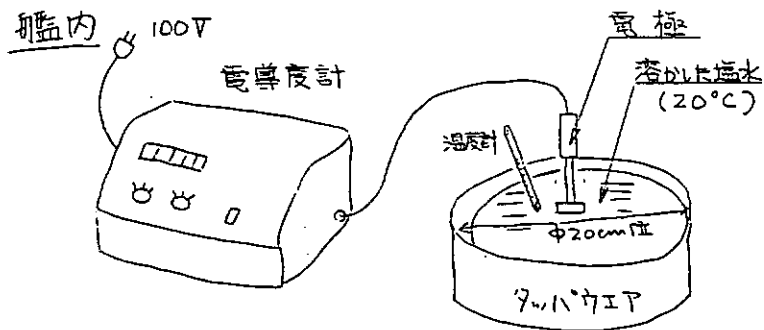
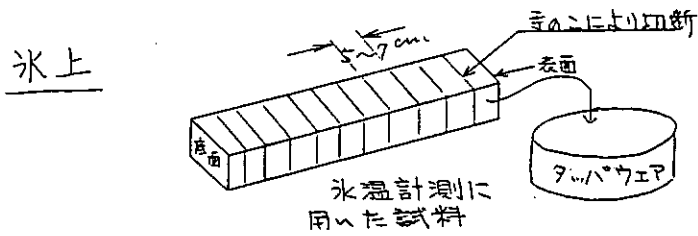


図 3.4 海水の塩分濃度の測定

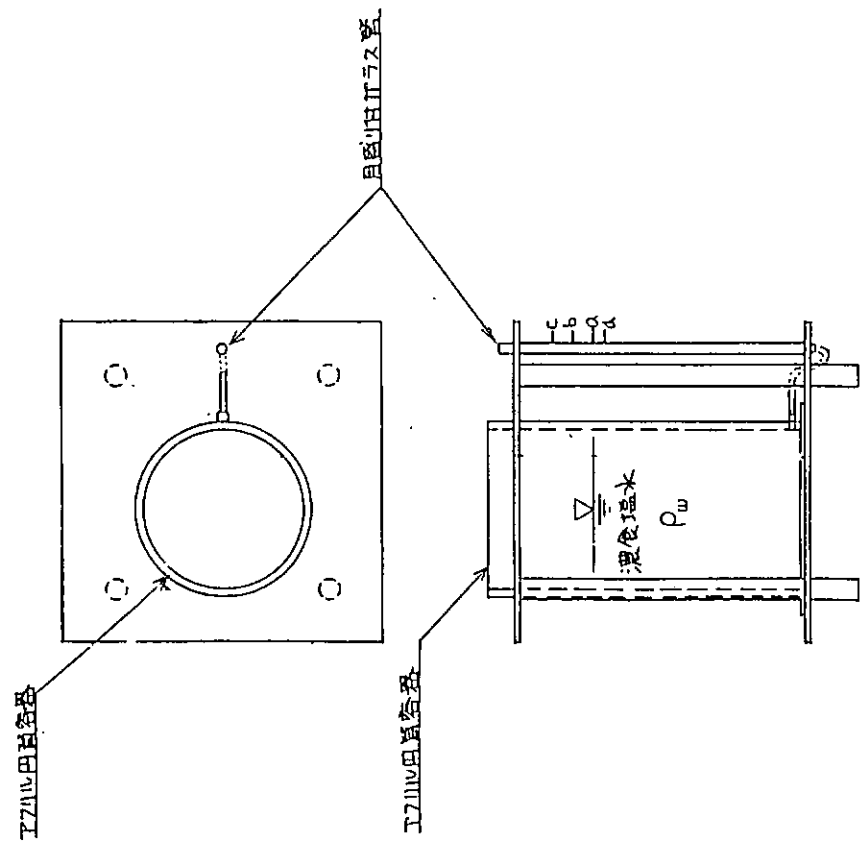
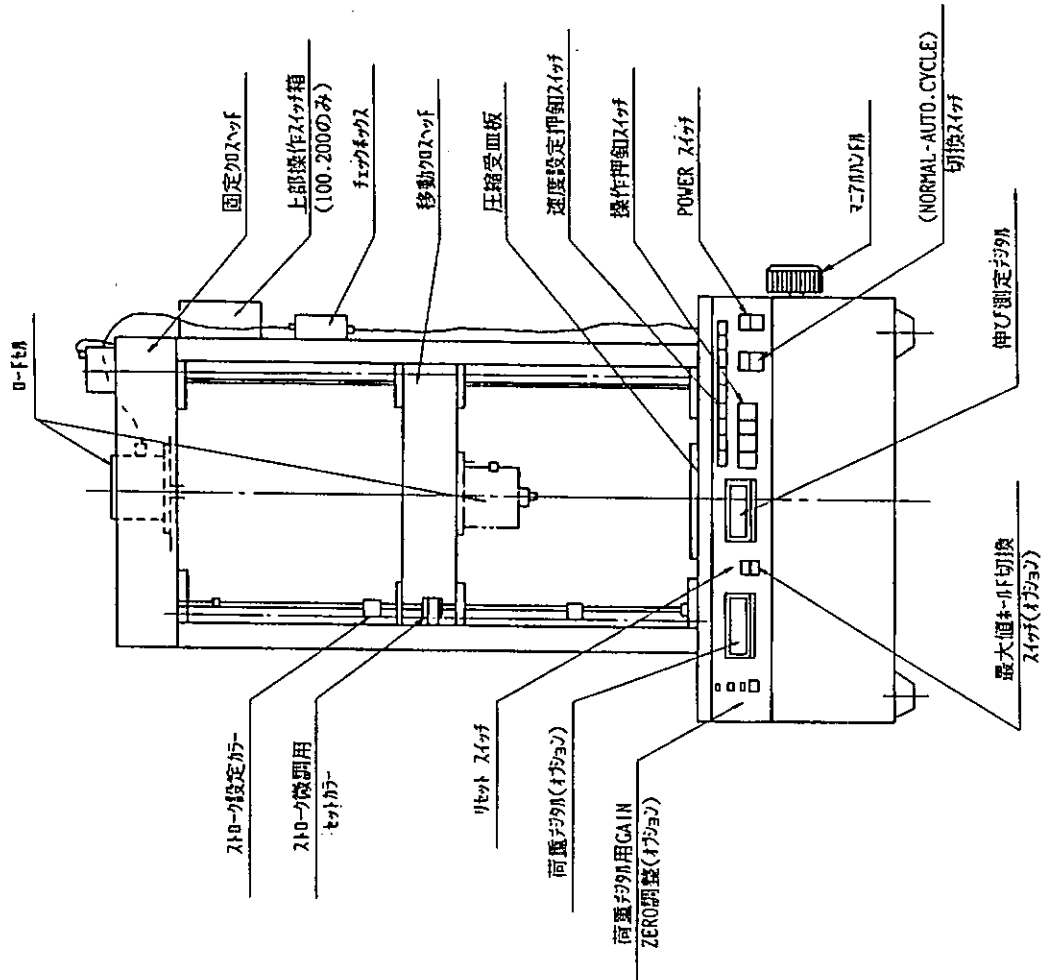


図 3.5 海水の比重測定装置

図 3.6

3.3 氷厚・積雪

ハンモック帯では氷厚・積雪は極めて不規則であった。ハンモック層の厚みは5～10mと思われる。1984年1月6日～1月20日の昭和基地における“しらせ”近傍の氷厚・積雪を図3.7に示す。昭和基地近傍の定着氷は1月上旬の時期で概ね80～90cmということができるとと思われる。

3.4 氷温・塩分濃度・比重・曲げ強度

1984年1月7日～1月23日に測定された氷温・塩分濃度・比重を図3.8～3.10に示す。これらの図には、海水のBrine Volume ν (%)は次式により求められる¹⁾

$$\nu = S \left(\frac{5.256}{T} - 2.28 \right) \quad \text{for } 0.5 \leq T \leq 2.06$$

ここで

S: 塩分濃度 (Salinity) %

T: 氷温の絶対値 °C

このBrine Volumeの値を用いてVaudreyの提案式²⁾により氷板の曲げ強度 (Flexural Strength) を推定した。Vaudreyは海水のBrine Volume ν と曲げ強度 σ_f について以下のような関係式を提案している。

$$\sigma_f = 960 [1 - 0.063\sqrt{\nu}] \text{ KPa}$$

この式により推定した曲げ強度の氷板の深さ方向の分布を図3.11～3.13に示す。

以上の結果より昭和基地近傍の夏季における定着氷の特性について以下のことがわかった。

- 1) 氷温は-0.5～-1.5°Cの範囲にあり、結氷点より高い場合が多いと推定される。又気温が高いため、氷板の底面に近くなるほど、氷温は低くなり、北極海で冬季に測定される値とは定性的に逆の傾向を示している。北極海では冬季気温が低いため、氷温の分布は氷板表面が低く、底面で結氷点近傍に近づき、表面より高くなる。
- 2) 塩分濃度は約2～4%で氷厚方向にわたり一定値を示している。この値は北極海等で測定されている結果と比較すると少し小さ目であるが、夏季の氷は形成されてから時間が経過しているため、Brineの落下等により塩分濃度が低下したと思われる。
- 3) 海水の比重は氷板の深度が深くなるに従い、若干大きくなる傾向があるが、今回の測定からだけでは明確に断言はできない。
- 4) これらの氷温と塩分濃度より推定したBrine Volumeはほぼ100～200%の範囲にある。このBrine VolumeからVaudreyの提案式より求めた海水の曲げ強度は、氷板全体の平均値で、100～230KPaの範囲にあり、冬季の北極海の氷板の曲げ強度に比し $\frac{1}{2}$ ～ $\frac{1}{3}$ である。

3.5 三点曲げ試験

前述の曲げ強度は氷温と塩分濃度から推定したもので、推定に用いたVaudreyの提案式は冬季の北極海の海水について求められたものである。従って夏季の南極の氷に適用するにはVaudreyと同様の手法を用いて南極氷について検証する必要がある。このためには、海水の曲げ強度を片持梁試験などにより求める必要がある。このような厚い海水の片持梁試験を行うためには、大規模な装置が必要であるので今回の航海では実施できなかった。

そこで氷板中より小さな氷片を採取して、艦上に設置した曲げ試験機を用いて、三点曲げ試験により、氷板の曲げ強度を求めてみた。その結果を図3.14、3.15に示す。三点曲げ試験より求めた曲げ強度はばらつきはあるものの、300～800KPaの範囲にあり平均的には500KPa程度である。

この曲げ強度は上述の氷温と塩分濃度より推定した値より2～3倍大きく、北極海の冬季の曲げ強度に匹

敵する。一般に小型試験片より求めた材料の強度は高めの値を示すことが知られているが、この三点曲げより求めた強度と Vaudrey の式から求めた値との差違はやや大き過ぎる。

今後さらにデータを蓄積し、南極の海水の曲げ強度を定量的に評価できるようにする必要がある。

3.6 圧縮試験

「しらせ」が、昭和基地に接岸中の期間を利用して、付近の海水から、圧縮試験用の試料の切り出しを行った。氷厚は、約 90 cm であり、チェーンソーを用いて、15 × 15 × 45 cm の角柱試料を採取した。採取した試料は、採取日、位置、方向、深さを記録し、ビニール袋に密封の上、ダンボール箱に収納し、船内冷蔵庫に保存、持帰った。

帰国後はしばらく、冷凍倉庫に保管された後、昭和 59 年秋までに、一応の圧縮試験を完了した。試験結果は現在、解析中である。

参 考 文 献

- 1) Frankenstein, G.E. and Garner, R. (1967)
: "Equations for Determining the Brine Volume of Sea Ice from -0.5 to -22.9°C ", Journal of Glaciology, Vol.6, No.48.
- 2) Vaudrey, K.D. (1977): "Determination of Mechanical Sea Ice Properties by large-scale Field Beam Experiments", POAC 1977, Vol.1.
- 3) Langway Jr., C.C.: "Tech. Rep. 62, 1958", U.S. Army Snow and Permafrost Research Establishment

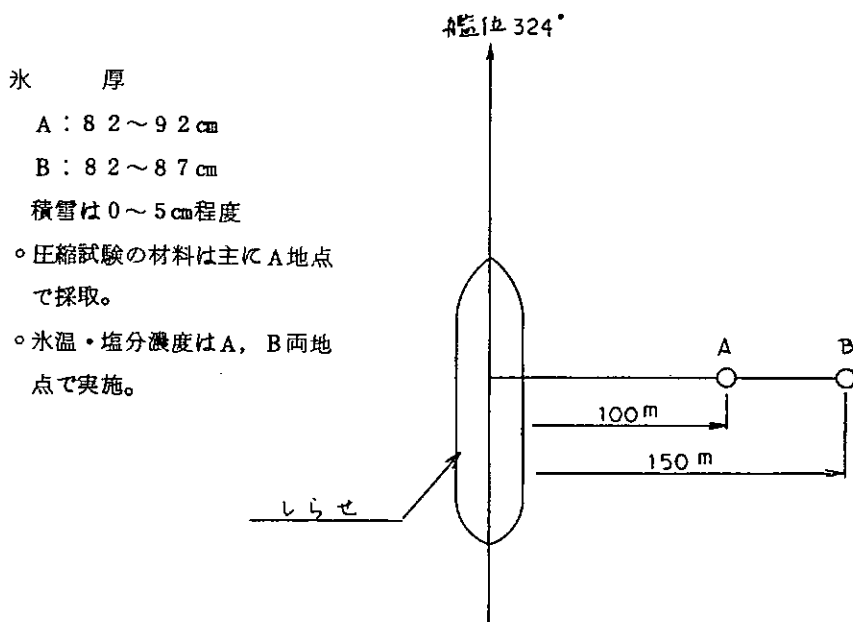


図 3.7 昭和基地近傍における計測地点と氷厚

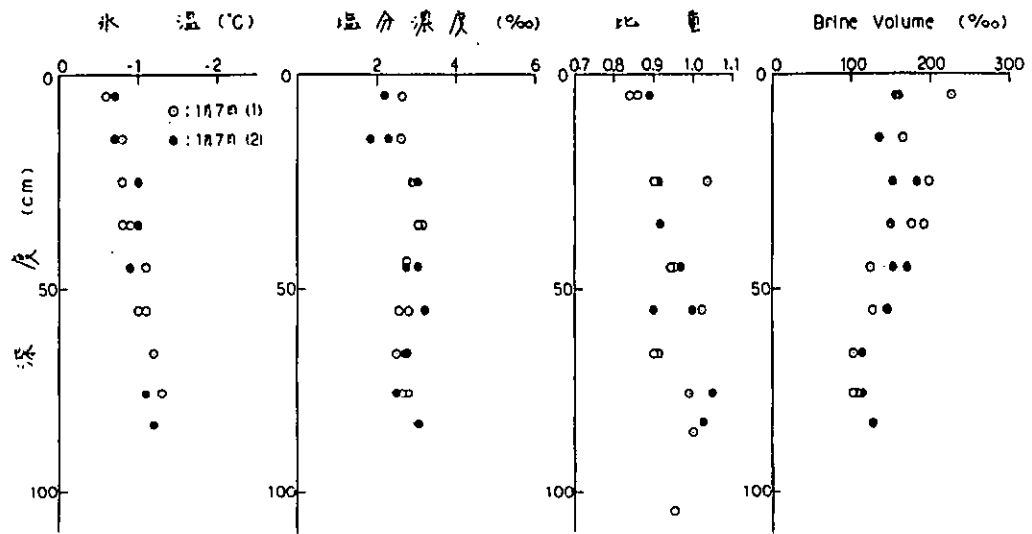


图 3.8 水温·盐分浓度·比重·Brine Volume (1)

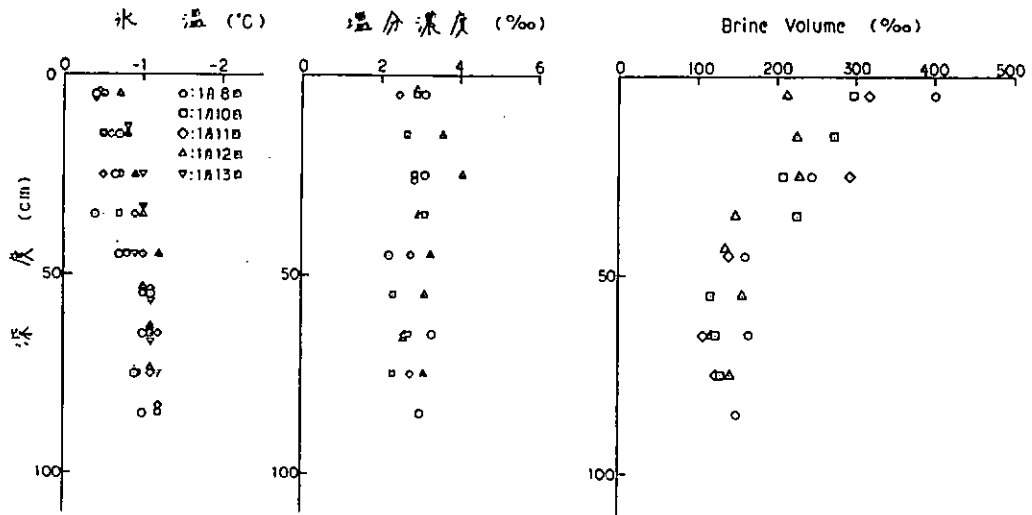


图 3.9 水温·盐分浓度·Brine Volume (2)

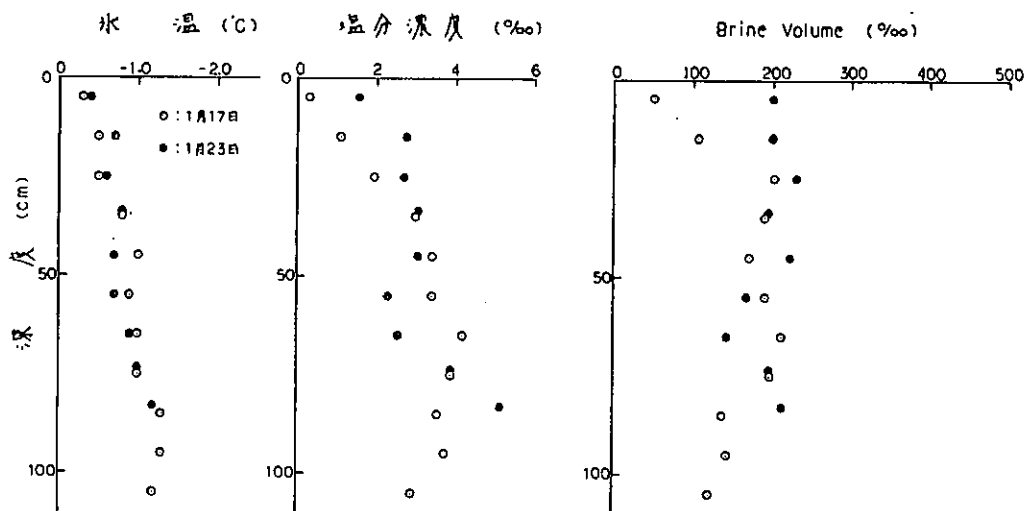


图 3.10 水温·盐分浓度·Brine Volume (3)

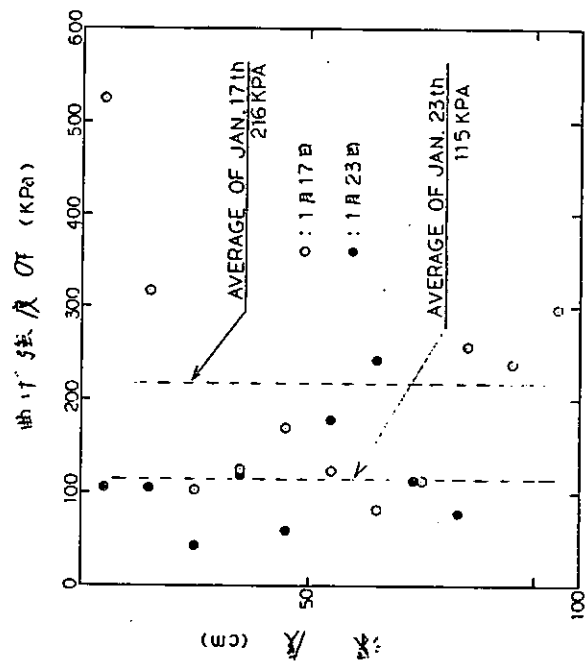


図 3.11 曲げ強度推定値の水厚方向の分布(1)

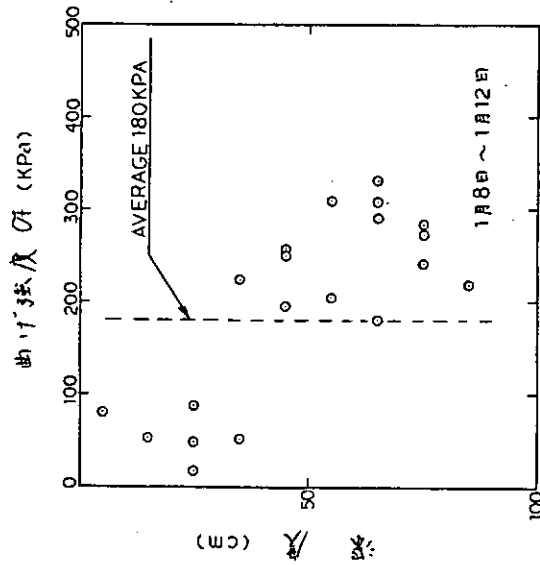


図 3.12 曲げ強度推定値の水厚方向の分布(2)

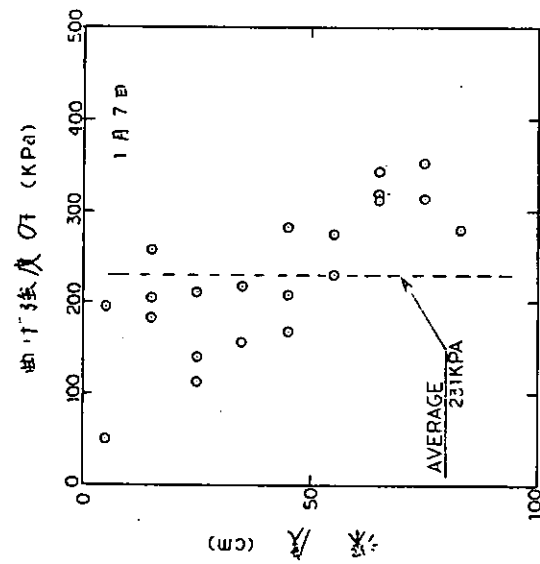


図 3.13 曲げ強度推定値の水厚方向の分布(3)

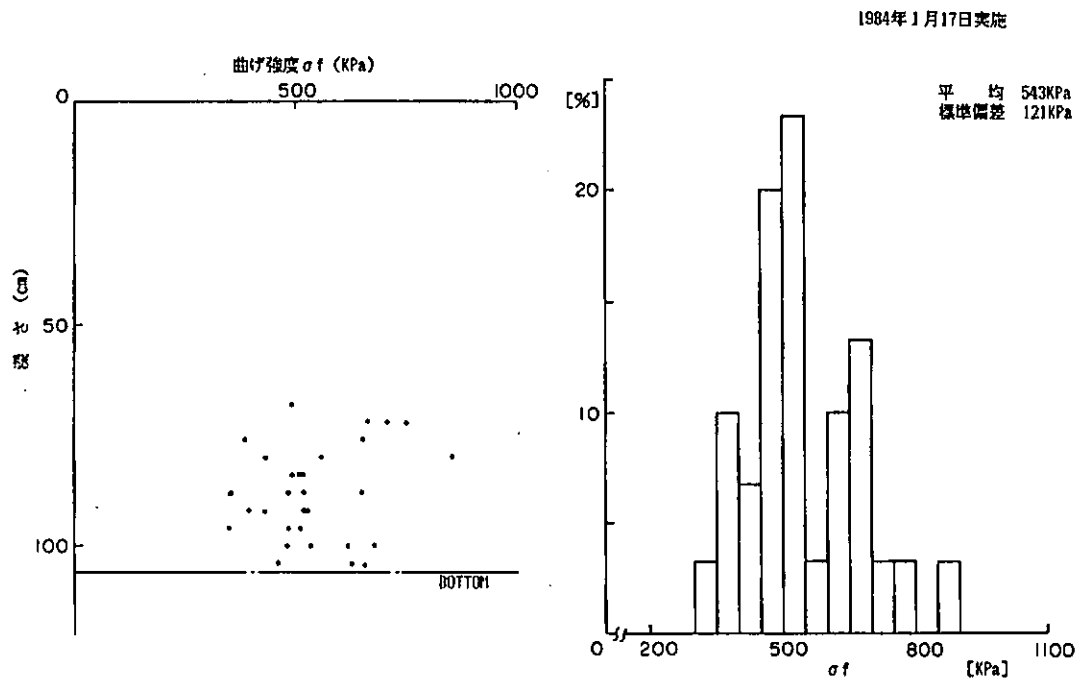


図 3.14 三点曲げ試験による曲げ強度(1)

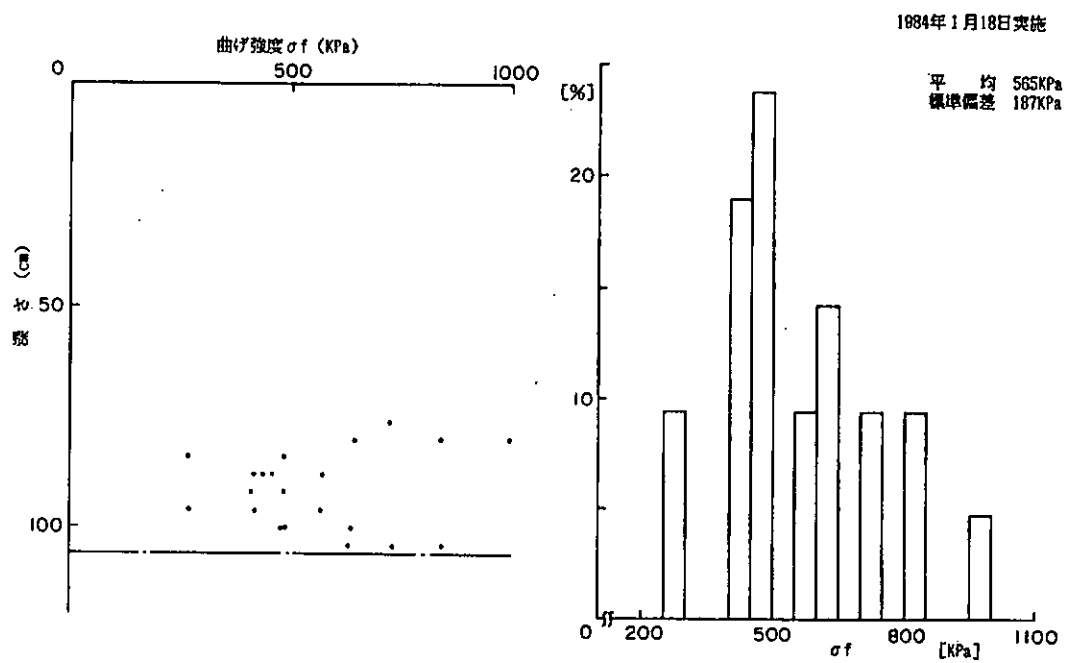


図 3.15 三点曲げ試験による曲げ強度(2)

4. お わ り に

氷海中の実船試験は、可能であれば長年にわたって実施されることが望ましい。これは、氷況の経年変化が大きいことと、実船試験の成果を統計的に確度のあるものにするためには、多くのデータが必要であることによる。

本年度は「しらせ」による氷海域実船試験が本格的な段階に入って初めての年度であり、その成果が期待されている。第25次南極観測事業に協力して実施した前年度の実船計測結果は、本年度に解析・検討を行い、本年度以降の実船計測計画に活用された。

実船計測要員、計測方法、及び計測時間についての制約の中で、効率の良い実船計測を行う手法については更に検討・改良すべき点があり、これらについては、次年度以降の実船試験計画に反映させて行く計画である。

結 言

本年度は氷海用船舶及び氷海用海洋構造物については、最終年度であり、200,000DWT 砕氷タンカーの概略試設計及び氷海用海洋構造物の代表的形式3例についての概念設計を実施し、前年度までの研究・調査成果を総括した。又、氷中の模型試験については、これまでの系統的試験結果のとりまとめを行うと共に、これらの研究結果を基として決定した最終船型について、平水中及び氷中における各種の模型試験を実施し、その性能の確認を行った。氷海用海洋構造物についても、複合モデルについて、氷圧力模型試験を行った。砕氷船「しらせ」による南極域実船試験は本年度が実質的な初年度であり、前年度に実施した予備実験結果の解析を行って、本年度の実船計測実施計画に役立てた。

1. 気象・海象・氷況に関する調査

氷海用船舶の航路を日本～ポーランド海に想定し、この想定航路に沿い適当に分割した区間毎に、月別の気象・海象・氷況の文献調査を行った。調査項目は気温、降水頻度、風速、視界、波高、密接度、多年氷比率、1年氷氷厚、氷丘脈分布の外、北極海域における海水の圧縮強度、引張強度、曲げ強度、剪断強度、弾性率、ポアソン比、氷摩擦係数などである。

これらの調査結果に基づいて、氷海用船舶及び氷海用海洋構造物の概略試設計に必要な環境条件及び航行条件を設定した。又、これらの資料は、概略試設計の行われた200,000DWT 砕氷タンカーの運航経済性の検討に活用されている。

2. 氷海開発全般に関する文献調査

氷海用船舶及び氷海用構造物の概略試設計に関するデータを、ソ連・北極・南極研究所、Arctic Petroleum Operators' Association, NV などから購入、調査した。

3. 最終船型の氷中性能

通常型砕氷船船首、side flare 付、平底、比較的小型のice hornを有する通常型船尾、3軸1舵の特徴を持つ、最終船型につき、平水中及び氷中の模型試験を行って確認した。模型試験により検討した航行性能は下記の通りである。

- (1) 平水中の抵抗性能
- (2) 平水中の自航性能
- (3) 平水中のプロペラ単独性能
- (4) 平坦氷の抵抗性能
- (5) 平坦氷中の自航性能
- (6) 流氷中の抵抗性能
- (7) 氷丘脈中の抵抗
- (8) 再結氷中の抵抗
- (9) 後進性能
- (10) 操縦性能

4. 200,000DWT 砕氷タンカーの概略試設計

200,000DWT 砕氷タンカーの主要目を、垂線間長360m、型幅(水線面)52m、型深さ37m、型吃水20m、3軸1舵、主機総出力180,000馬力に定め、概略試設計を行った。

4.1 船体構造

前年度までに行った調査結果に基づいて、

- (1) 中央部
- (2) 船首部
- (3) 船尾部

の各部について、概略構造を設計し、船殻重量、重心等の推定を行った。

4.2 船体機装

船体機装主要機器の仕様、配置等に関する文献調査を行った。これらの資料を参考として、船体機装主要機器

- (1) タンク凍結防止装置
- (2) 甲板機械
- (3) ヒーリング装置
- (4) ポンプ室配置

について、その設計条件、概要、重量、重心等を検討した。

4.3 機関及び電気部

計画貨物油量を確保し得ること、妥当な機関室長さに納まる、燃料費の少ない推進プラントであることを、最重要設計条件として

- (1) 固定ピッチプロペラ装備のディーゼル電気推進
- (2) 可変ピッチプロペラ装備の減速機付ディーゼル直結推進

の2推進方式について概略試設計を行い、動力装置、軸系、プロペラ、蒸気発生装置、一般用電力装置、補機などの検討を行った。

5. 運航経済性

想定航路の氷象条件、概略試設計データ及び運航費算出資料を入力として、概略試設計を行った200,000 DWT砕氷タンカーを、ポーフォート海～日本間で運航する際の運航採算計算を行い、最適運航パターン及び運航経済性の検討を行った。

即ち、月別及び通年の運航計算を行い、氷象の変化に対する船速配分、主機出力配分、航海日数、総運航費、カーゴ輸送量、輸送コストの変化、輸送コストに対する主機システム、F.O.単価、氷海中制限船速、積雪の影響など、広範囲な検討を実施した。

6. 氷中の系統的模型試験

平坦氷中の抵抗推進性能に及ぼす船型の影響を調査するため、氷海船舶試験水槽において、氷中の系統的模型試験を実施した。模型試験により検討した船型パラメータは下記の通りである。

- (1) 長さ・幅比
- (2) 幅・吃水比
- (3) 中央横断面形状
- (4) 方形係数
- (5) 船首形状
- (6) 船尾形状

7. 氷海用海洋構造物の概念設計

氷海用海洋構造物の稼働水深別分類を行い、各種リグの設計仕様、概要等を調査・検討し、概念設計対象として

- (1) 浮遊式リグ
- (2) モノコーン型リグ
- (3) 着底式リグ

の3形式を選定した。

これらについて、設計条件、主要目及び一般配置、基本性能、氷荷重、風力、潮流力、概略構造、防蝕、係留システム、非常時離脱システム、曳航据付等について検討を行った。

8. 氷 荷 重

氷海用海洋構造物の要素構造物に対する、様々なデータを評価利用するため、氷荷重に関する研究の現状を調査・取りまとめ、更に、氷海船舶試験水槽において、補足的な氷圧力模型実験を行った。

供試模型は円柱、円錐、円柱群及び八角錐である。

9. 砕氷船「しらせ」による南極域実船試験

第25次南極観測事業に協力して、砕氷船「しらせ」による、南極氷海域実船試験を行い、実船の氷中航行性能の予備的調査を行った。

本項目については本年度は、第2年度に当り、引続き南極域における実船試験を行うと共に、昭和58年度に得られた資料について

- (1) 計測システム及び機器の動作・特性の検討
- (2) 氷質試験方法の検討
- (3) 予備計測結果の検討

を行った。

本研究によって、氷海用船舶及び氷海用海洋構造物の基本的な性状、及びその概要を把握することができた。もとより、本研究によって、氷海用船舶等に係わる全ての問題が解決した訳ではなく、本文中で、それぞれ指摘したように、今後の研究に待たねばならない問題も多い。氷海用船舶及び氷海用海洋構造物の諸性能、安全性、経済性等の面で更に進んだ検討、設計を行い得るよう、今後も着実な研究を続けて行く必要がある。

氷海用船舶、及び氷海用海洋構造物はエネルギー資源供給国でもある高緯度諸国の領海内あるいは領海に近接した海域での就役が想定されている。

これらに係わる研究、開発には国際的な視野と協力が望まれる。