

222,000 DWT 쌍동 선미 선형의 개발 보고

김두균* · 강동식* · 홍호택* · 김태환*

Twin Skeg Hull Form on a 222,000 DWT VLBC

by

D.K. Kim* · D.S. Kang* · H.T. Hong* · T.W. Kim*

Abstract

The world's largest twin skeg VLBC developed at Samsung shipyard for BHP, Australian owner, has been proven as a successful vessel through 1 year's operation record in view of the superior propulsion performances, maneuverability in extremely shallow water and all ship's systems, especially, ship's vibration.

The principal technical matter during the design development from the initial design stage to the sea trial has been summarized on this report.

세계 최대 쌍동 선미형의 222,000DWT톤급 산적 화물선을 당사의 순수한 자체기술로서 설계 및 건조, 인도한 후 지난 1년간 큰 무리없이 운항되어 왔다. 이에 본 사업 계획을 잘 마무리하게 됨에 따라 그 동안의 초기 영업 설계 단계로 부터의 주요 기술적인 사항을 요약 정리 하고자 한다.

1. 초기 영업 설계 단계의 검토

호주의 최대그룹 기업인 선주측에서 자국내에 무진장하게 매장되어 있는 철광석 및 석탄을 자국선대에

의해 수출하기 위하여 건조 계획이 구상되었다.

초기에 IHI와 경합을 벌리면서 산적 화물선을 IHI에서 147,000DWT 2척, SHI에서 222,000DWT 1척을 건조하는 계획이 확정됨에 따라 본 사업의 기술 개발이 본격화 되었다.

사업을 추진하기에 앞서 경제성 검토는, 선주측의 예상 항로에 따라 연간 700만톤의 석탄과 철광석을 자국내와 한국, 일본등지에 수송하는 것을 전제로 선주에 의거 수행되었고 이 결과로 국제 입찰에 불여지게 되었다. 운송항로가 Fig. 1과 같이 결정됨에 따라 Table 1과 같은 제한 조건이 따르게 되었다.

Table 1 Basic design criteria established by ship owner

—Length overall	max. 315.0m
—Breadth overall	max. 55.0m
—Depth	max. 25.0m
—Deadweight, designed	appx. 220,000ton
—Ballast draft (air draft 관련)	min. 12.0m
—Main engine	2 sets of slow speed diesel engine
—Service speed, loaded	14.25knots at point of lowest SFOC of M/E
—Cruising range	not less than 15,000N. miles
—Propeller	2 sets of CPP.

- 1) Tip clearance between hull and propeller should not be less than 2 (two) times of class recommendation
- 2) Manoeuvrability simulation 결과에 따라 FPP사용도 고려가능하다.

본 기술보고는 대한조선학회 1987년도 춘계 연구발표회에서 발표된 내용임.

접수일자 : 1987년 5월 20일, 재접수일자 : 1987년 9월 21일

* 경희원, 삼성중공업(주)

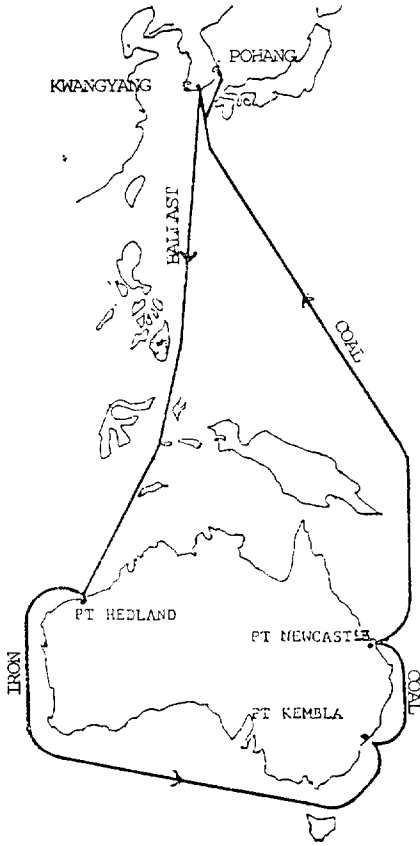


Fig. 1 Trade route

1) 조타 성능 조건 (Manoeuvrability)

Kembla항구의 지형 조건에 따라(항구의 수심 : 16.7 m, 수로의 폭 : 150m) Tug boat의 도움없이 105°회전하여 자항 입항해야 하므로 항구의 수심을 고려 twin CPP propeller, twin rudder를 부착한 카타마란 선미 형상을 채택하였으며 이 조타 성능의 특성을 파악키 위하여 계약전 본선에 대한 computer simulation을 수행하도록 되어 있었다.

이때의 제한 조건은 평형흘수 15.1m, 수심은 흘수의 1.1배(조석간만차 1.6m), 해상상태는 잔잔하고 무풍 상태이며, 진입 속도는 3.5~4.0knot이었다.

함수로에서의 항구 진입가능성을 수조에 의뢰하였으며, 수학적 모델에 의한 computer simulation 결과는 긍정적으로 나왔다(Fig. 2 참조).

Port Kembla는 입항 가능 조건으로 선박 최대폭을 48m로 규제하고 있으며, 48m를 초과한 선박은 당해 관청에 건조 승인 신청시 사전 조타 성능이 입증되어 야만 하였다.

2) 하역 작업 제한 조건

항만 하역설비 여건상 ballast상태에서 수선상부로부터 hatch cover top까지의 높이는 15.75m가 유지 되어야 하는 제한 조건이 제시 되었다.

3) 거주 설비 및 자동화 장치

운항비를 절감시키기 위하여 승무원의 수를 최소한으로 줄이도록 항해자동화 시설을 구비하면서 호주 해

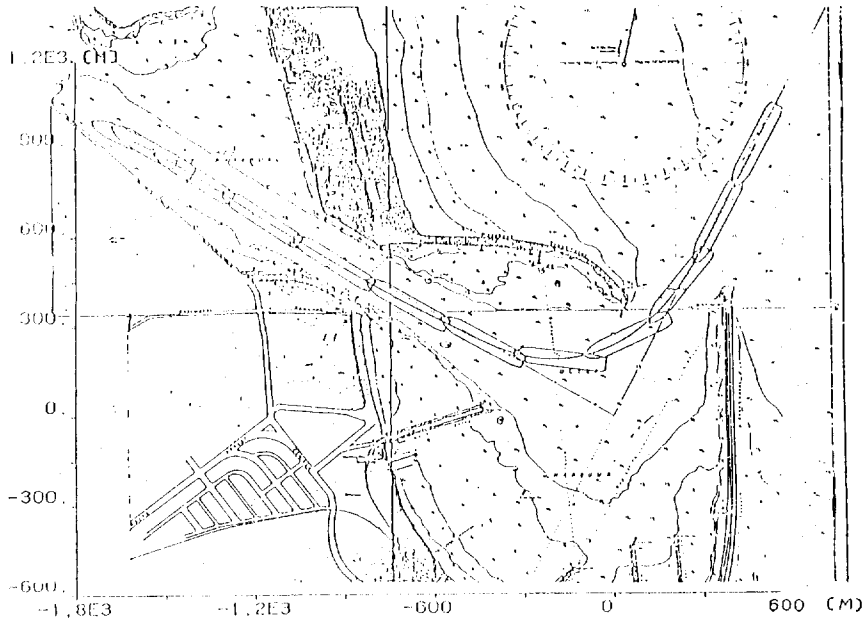


Fig. 2 5 minutes between ship contours

Table 2 Comparison of principal dimension

Items \ Shipyard	A	B	C	SHI
1. Ship's Dimension				
L.O.A.	315.0m	315.0m	315.0m	315.0m
L.B.P.	306.0m	302.5m	304.0m	302.5m
Breadth	54.2m	55.0m	55.0m	55.0m
Depth	25.0m	25.0m	25.0m	25.0m
Draft(design)	18.5m	18.2m	18.2m	18.2m
2. Main engine				
Type	6L 90MCE×1	—	5L 70MC×2	4RTA 84×2
M.C.R.	24,360bhp×74rpm	—	14,150bhp×95rpm	18,000bhp×90rpm
C.M.C.R.(Derated)	—	11,740bhp×70rpm	13,400bhp×—rpm	12,400bhp×74rpm
3. Speed	14.25kts	14.25kts	14.25kts	14.25kts
	20,010bhp	19,980bhp	20,780bhp	21,080bhp

운 노조의 거센요구와 반발을 무마하기 위한 방법으로 사양상에 다음과 같은 별도의 고려사항이 있었다.

- i) 거주 설비는 Australian D.O.T.를 만족한다.
 - Dirty linen trunk를 설치한다.
 - Garbage disposal 장치를 구비한다.
- ii) Oil tanker선의 cleaning gun과 유사한 자동 갑판 세척기를 설치한다.
- iii) 자동화 장치로 Integrated computer process unit를 활용한다.
- iv) 주보기는 총 시린더 수를 20개로 제한한다.
- v) 주기 및 보기는 같은 종류의 저질유를 사용할 수 있어야 한다.

4) 연료비 절감

연료비 및 윤활유의 소비절감을 위하여 주보기는 bore size가 크며 시린더 수가 적은 것을 택하도록 되어 있었다.

2. 입찰시 초기설계와 주요 촌법

선주측에서 제시한 사양조건에 의거하여 작성된 선박의 주요 제원에 관한 자사의 안은 Table 2와 같다. SHI에서는 최대의 재화 중량을 갖도록 선폭을 최대로 하고 bulbous bow를 갖는 천홀수형을 채택하여 주요 치수를 결정하였다.

주기와 보기의 시린더 수 결정은 전체의 진동과 소음을 과도하게 유도할 수 있는 위험성이 있었음에도 불구하고 연료 절감을 최우선으로 하여 주기 4시린더형 2대, 보기(발전기)는 4시린더형 3대로 총 20시린더가 되도록 결정하였다.

Table 3 Production schedule

Contract Signed	2nd August, 1984.
First Steel Cut	1st April, 1985.
Keel Lay	10th August, 1985.
Launched	1st February, 1986.
Naming	15th May, 1986.
Delivery	30th May, 1986.

3. 주요 건조기간 및 설계기간

Table 3과 같이 84년 8월 2일 계약과 함께 기본설계를 착수, 선형 개발과 함께 주요 도면이 작성되었고, 84년 10월 8일 최종선형이 결정되므로서 기본설계 작업이 일단락 되었다.

4. 기본설계(basic design)

1) 주요 촌법 및 적용 법률(Table 4 참조)

본정은 B-60건현을 갖는 배로서 로이드 선급에 선급 등록기호, "LRS +100A1 'Bulk Carrier' (Strengthened for heavy cargoes, Holds NOS 2, 4, 6 and 8 may be empty), +LMC, UMS, PT-HT, Floodable hold No. 6 for sea going and/or port use, Floodable hold No. 4 for port use only"로 등록되었다.

국적이 호주인 관계로 건조시 Australian D.O.T. Marine Standards Division Specification과 the Australian Navigation Act 1912-1973 및 그 수정안을 적용 받게 되었다.

Table 4 Principal particulars

Length o.a.	315.00m
Length b.p.	305.00m
Breath mld	53.00m
Death mld	25.00m
Design draught mld	18.20m
Summer load draught mld	18.42m
Deadweight	
at design draught	228,690MT
at summer load draught	231,850MT
Capacity	
Cargo grain	244,963m ³
—Hold No. 1	24,752m ³
—Hold No. 2	26,966m ³
—Hold No. 3	29,013m ³
*—Hold No. 4	26,689m ³
—Hold No. 5	28,873m ³
*—Hold No. 6	26,695m ³
—Hold No. 7	28,997m ³
—Hold No. 8	25,854m ³
—Hold No. 9	26,124m ³
Water pallast including 2 holds(*)	135,700m ³
Heavy fuel oil	3,210m ³
Diesel oil	370m ³
Lube oil	210m ³
Fresh water	520m ³
Gross tonnage	148,490ton
Main engine	SULZER 4RTA84, 2 sets
derated MCR	12,400BHP at 74RPM
Trial speed at 85% MCR on design draught	14.7knots

SOLAS, MARPOL, ICLL 등 해양 관련 국제법은 1984년 8월 2일 현재로 IMO 등 국제 해사 관련 기구에서 공포된 수정안까지 다 적용되었다.

특별히 DNV선급의 등록기호 F-A, F-M, Nautical safety와 관련된 적용 법규를 선실, 기관실 및 조타실의 배치시 적용시켰다.

2) 선형 설계(hull form design)

초기 설계 단계에서의 선형은 호주 국내항해 홀수인 15.10m의 평형 홀수 상태에서 형배수 용적 202,070m³ 및 LCB 3.25% FWD LBP(302.5m)를 기준하였고 주요 설계인자는 다음과 같이 하였다.

- i) 선미의 twin skeg의 수직 경사각은 각각 중심선 바깥쪽으로 20°로 한다.
- ii) skeg간의 선저의 모양은 수평으로 수선과 평행하게 하고, 추진축의 중심선은 각각 3.7°의 경사각을 가지며 배의 중심쪽으로 수렴하는 형태를 취한다.
- iii) Transom의 침수면적은 계획 홀수 18.20m를 기준하여 최소화 한다.
- iv) 구상선수의 단면적비는 약 10%로 하고 구상 선수부의 수선을 크게 퍼서 배수 용적이 앞으로 이동되는 효과를 갖게 한다.
- v) Rudder는 추진기를 사전 추진축의 제거없이 선미쪽으로 뺄 수 있도록 추진축과 동일한 경사각 선상에 놓되 수평거리 1,450mm를 띄어서 배치한다.

— 최종 lines
 초기 lines

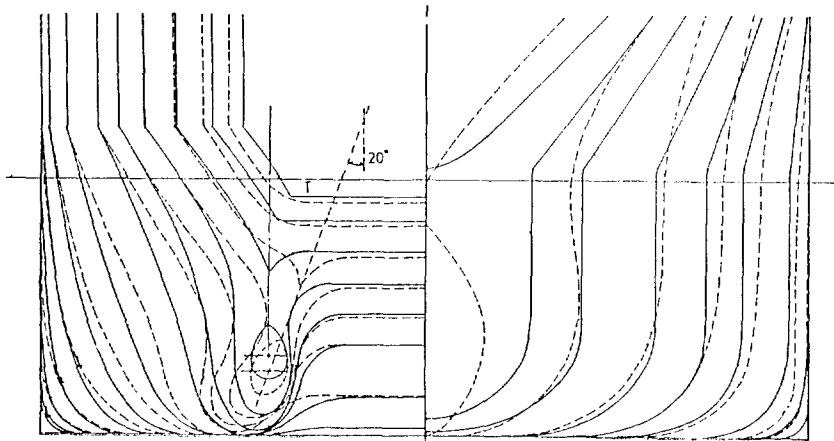


Fig. 3A Body plan

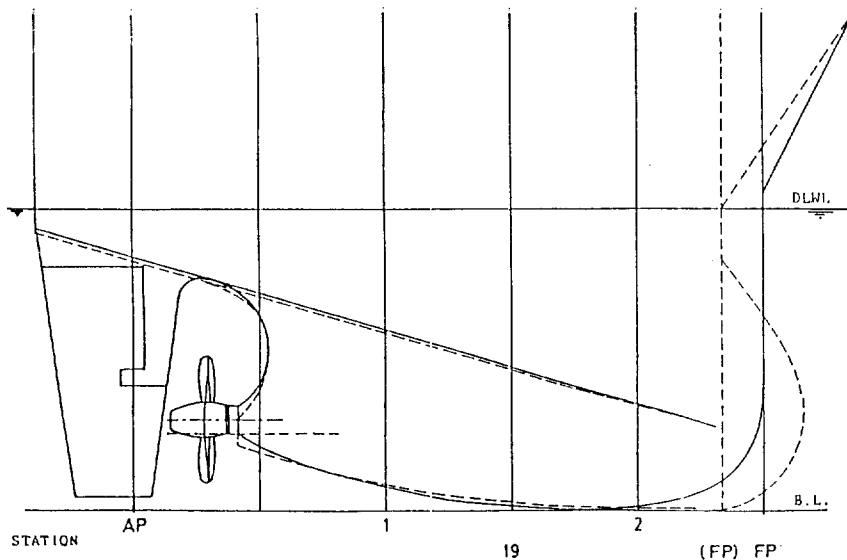


Fig. 3B Contour lines

HULL FORM	DRAFT	LBP	∇ (M ³)	CB	CP	CM	WSA (M ²)
—	18.20	302.5	252.280	0.8331	0.8348	0.9980	24,880
.....	18.20	305.0	255.240	0.8360	0.8387	0.9980	24,755

HULL FORM	LCB (AP)	LCF (AP)	RUN (%)	PARALLEL (%)	ENT. (%)	BULB LENGTH	BULB AREA
—	159.31	149.67	40.0	37.0	23.0	5.0 M	8.9 %
.....	159.04	150.42	45.0	30.0	25.0	CYLINDRICAL	-

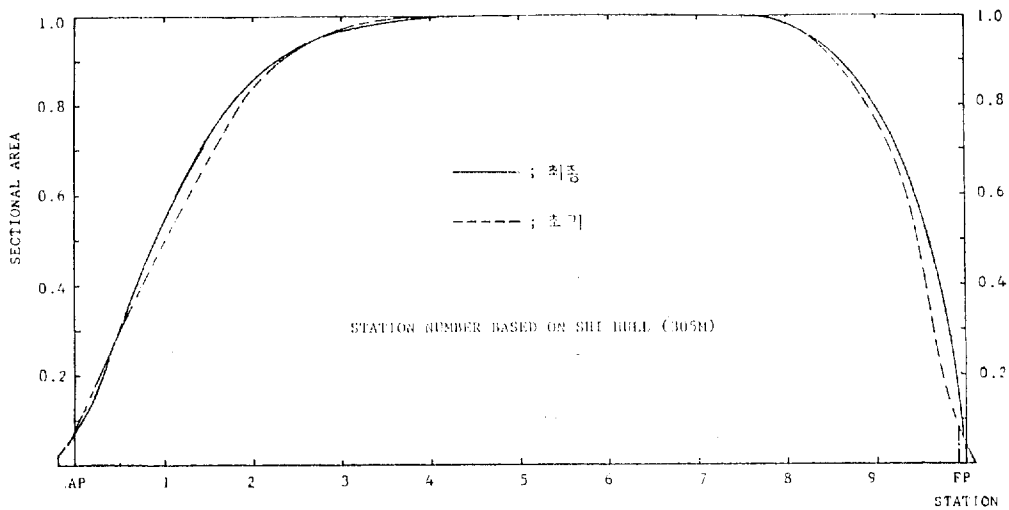


Fig. 4 Sectional area curve and hull form particulars

그러나 초기의 선형은 기관실내에 주기관 배치가 불가능하고 일반 배치상의 관점에서 적당치 못하여 기관실의 용적을 증가시켰고 선박의 적절한 트림 상태를 유지시키기 위하여 끝이 선수부의 용적도 같이 증가시켰다.

본선은 $F_n=0.13$ 의 저속 비대선 이므로 구상선수의 쇄파 효과가 거의 없어 저속에서 성능이 우수하고 LCB의 선수 이동이 용이한 주상 선수 형상을 채택케 되었다(Fig. 3 참조). 이에 따라 LBP가 305.0m로 수정 확정되었다.

선미의 선형은 docking 상태에서 skeg 하부의 반목이 기관실내 중량물과 선미 overhang부에 의한 과도한 집중하중을 받게 되어 선체 자체의 변형 및 손상 방지와 반목의 단위 허용 하중내에 설제되도록 하기 위하여 stern contour가 수정 되었다.

초기 선형대비 최종 선형의 선형특성 곡선 및 주요寸법은 Fig. 4와 같다.

3) 모형선 수조 시험과 속력 시운전 결과

모형선 시험은 척도비 $\lambda=41.3$ 의 파라핀 model로서 스웨덴의 SSPA에서 수행하였다.

시험 결과의 해석은 ITTC 78 method에 따랐으며

보정 계수 $CP=0.96$, $CN=0.99$ 가 사용 되었다.

실선 평가는 해상속력 시운전을 ballast상태에서 평균수심 95m되는 기제도와 대마도 사이를 왕래하면서 수행하였다.

홀수는 선수 10.702m, 선미 10.648m, 중앙 10.800m로서 배수량은 149,252톤이었다.

주기의 부하는 50%, 75%, 85%, 100%에서 방위각 313°와 133°로 왕복 계측하였으며 속력은 평균값을 취하였다.

해상 상태는 beaufort scale 2로서 계측장비로는 radio log와 torsion meter를 사용하였다. 실선의 속력 해석은 SSPA Report No. 2548-2의 해석법을 따랐고 파고에 대한 수정은 하지 않았으며 풍속 교정은 Isherwood방법, 칠수 교정은 Lackenby방법, 라더운동에 따른 교정은 Norrbinn방법에 따랐다.

해석된 결과는 Fig. 5와 같다. 특별히 본선은 1대의 주기로 운항할 때를 대비한 시운전을 아래의 3가지 상태에서 실시하였다.

- i) STBD M/E 50% MCR, PORT M/E stopped with full feathered
- ii) STBD M/E 85% MCR, PORT M/E stopped

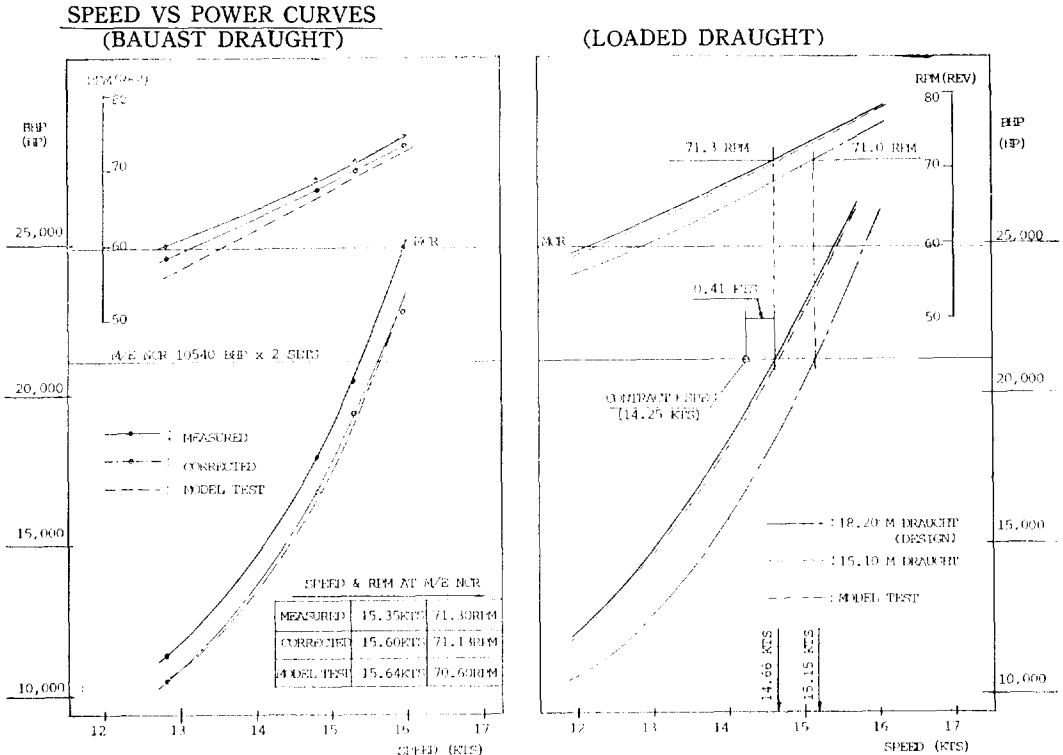


Fig. 5 Sea trial results

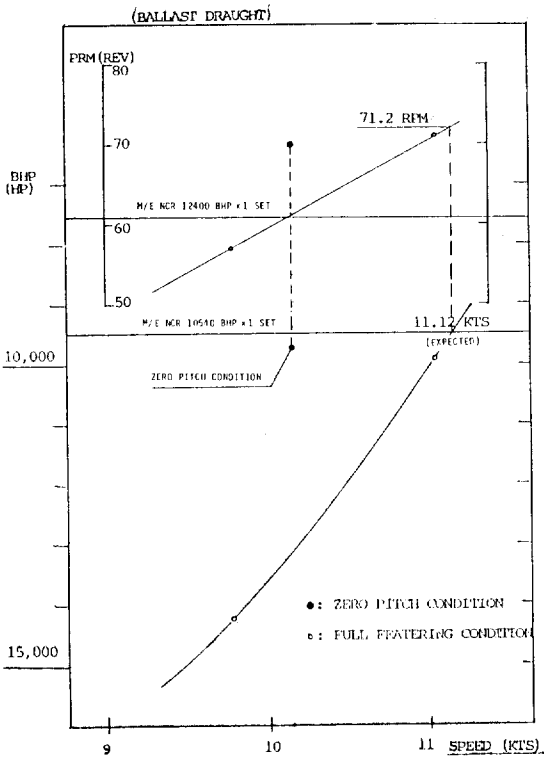


Fig. 6 Speed trial results with one engine operating

RUDDER AREA (MOVABLE): 75.17 M²
 AREA RATIO : 1/74.5
 BALANCE RATIO : 0.217

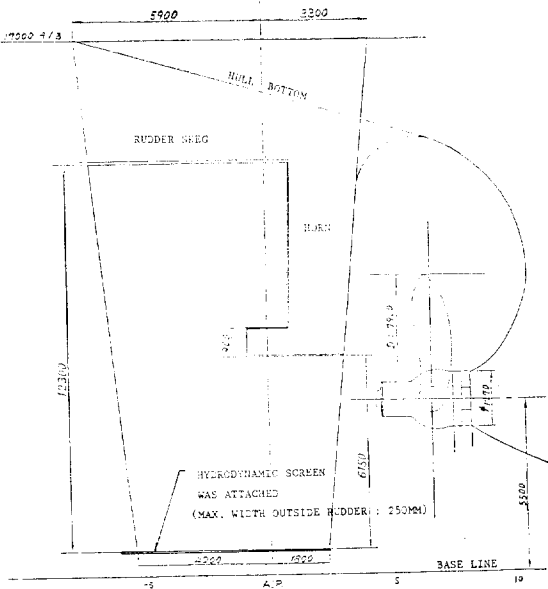


Fig. 7 Rudder arrangement

with full feathered

- iii) STBD M/E 85% MCR, PORT M/E stopped with zero pitch

이때 직진을 위한 rudder의 각도는 각각 S2°, S4°, S7°였다. 예측된 속력과 마력은 Fig. 6과 같다.

4) 조정 성능 (manoeuvrability)

rudder의 형상은 Fig. 7과 같으며 semi-balanced horn 형으로 단면의 모양은 MP71-18로 설계되었다.

선회 성능을 향상시키기 위하여 실선 rudder에는 hydrodynamic screen을 부착시켰다. 이는 rudder 끝단에서의 flow vortex를 억제시켜 rudder의 aspect ratio 증가 효과를 가져와 rudder의 lift force를 증가시켜 줄 것으로 기대 하였다.

조종 성능에 대한 모형선 수조시험과 실선 평가가 수행되었다.

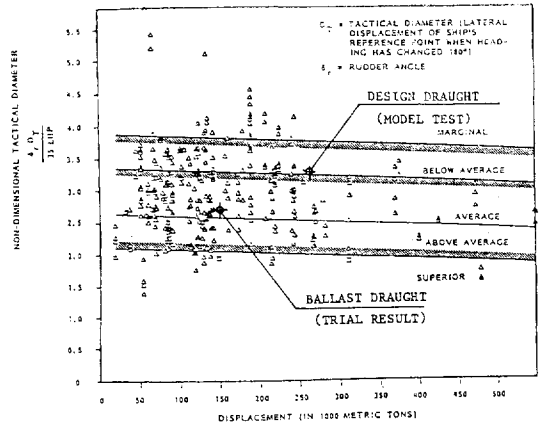


Fig. 8A Performance ratings of tankers based on turning circle tactical diameter with maximum rudder angle

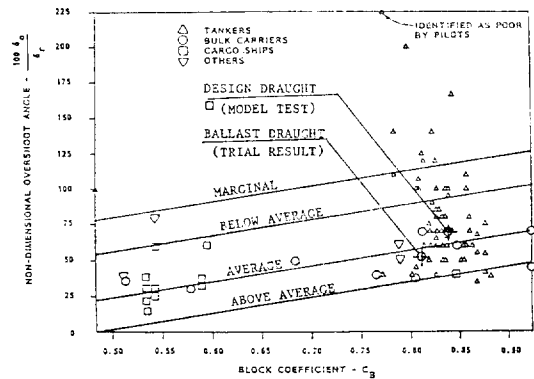


Fig. 8B Nondimensional overshoot angles for various ship types

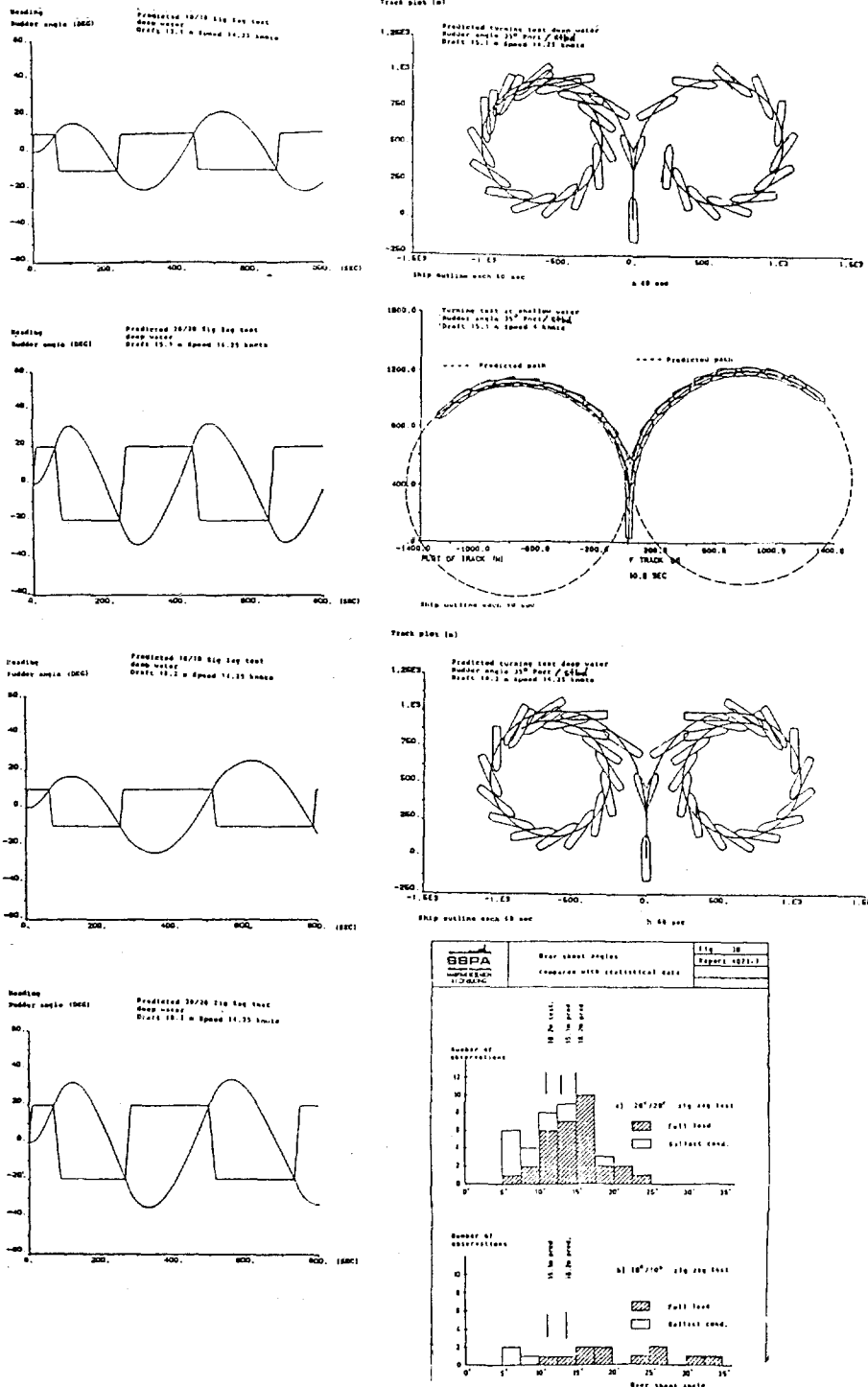


Fig. 9 Manoeuvrability prediction

모형선 수조 시험은 deep water 및 shallow water에서 loaded draughts(18.20m, 15.10m)로 각각 실시되었으며, 저항시험시 사용된 model을 사용하여 free-running시험이 다음과 같이 수행되었다.

—deep water

zig-zag test (10°/10°, 20°/20°, 20°/10°, 5°/1°)

turning test (35° & 20°, starboard & port)

reversed spiral test

—shallow water

zig-zag test (10°/10°, 20°/20°, 20°/10°, 5°/1°)

turning test (35° & 20°, starboard & port)

turning test with separated propellers

실선의 성능평가는 ballast 항해용수 deep water상태에서 turning test, zig-zag test가 수행되었으며 추진기의 추력을 이용한 선회 시험도 실시되었다(Fig. 8, 9 참조).

모형시험 결과와 실선 성능의 직접적 비교는 어려우나, 선회성능은 거의 동일하며 zig-zag test 결과는 실선 성능이 상당히 양호함을 알 수 있었다. 또한, 쌍축선의 장점을 살려 주기관의 추력을 이용하여 선회할 경우 회전 반경은 거의 반으로 축소됨을 알 수 있었다(Table 5, 6 참조).

나선형 시험 결과는 loop width $2 \times 1.5^\circ$ 및 loop height $2 \times 0.2^\circ/\text{sec}$ 를 갖는 marginally unstable한 값을

보여주었다.

쌍축선 이므로 직전 항해시 rudder의 중립 위치는 0° 로 예측되었다.

5) 프로펠러 및 캐비테이션 실험

프로펠러는 네델란드의 LIPS사에 의해 설계 제작 공급되었다. CPP로서 날개수는 거주구 고유 진동수와 관련 초기 계획시 날개수 4개와 5개짜리가 같이 검토되었다. 거주구의 전후 진동 1차 모드의 고유진동수가 9.0Hz로 추정됨에 따라 항해 상태에서 거주구가 프로펠러 진동의 제 2차 모드 공진을 피하기 위하여 날개수는 5개로 결정하였다.

회전수에 대한 여유는 CPP인 관계로 고려하지 않았다.

Fig. 10과 Fig. 11, 12는 18.2m 계획 용수와 14knot에서 prandtl tube로 계측한 반류 분포도와 프로펠러 평면상의 접선 방향에서의 속도를 보여 준다. 본 계측 반류에 잘 맞게끔 설계된 실제 프로펠러 모형으로, 캐비테이션 관측 실험전에 실험의 정도를 높이기 위하여 대기압 상태로 KT , QK 계측을 실시하였다.

관측 시험시 적용시키는 부하는 발라스트 용수($T=10.7\text{m}$)에서 7.639MW/prop., 및 trial speed $V_s=15.64$ knot를 기준으로 하였으며 이때 $J=0.558$, 캐비테이션 수 $\sigma=10.93$ 로 추정 하였다.

Aftbody dummy model로서 관측된 값과 캐비테이션

Table 5 Turing test results (35° turn)

Sea condition		Deep water					Shallow
Condition No.		1(note 4)	2	3	4(note 1)	5(note 2)	6(note 3)
Measured by		model test		sea trial			model test
Ship's draught		18.20(even)	15.10(even)	10.75(0.05m trim by stern)			15.10(even)
Displacement (ton)		261,700	213,800	149,300			213,800
Initial ship's speed (knots)		14.25		15.1	4.0	3.8	4.0
Advance(m)	P 35°	950 (820)	940	645	—	—	1,100
	S 35°	950 (834)	940	656	486	427	1,200
Tactical diameter(m)	P 35°	1,010(1,050)	960	836	—	—	1,490
	S 35°	1,010(1,110)	960	875	773	462	1,490
Steady turning diameter(m)	P 35°	820 (860)	815	610	—	—	1,480
	S 35°	820 (900)	815	560	450	350	1,480

Note: 1. Separate propeller condition (full pitch+minimum pitch)

2. Separate propeller condition (maximum pitch ahead+half pitch astern)

3. Shallow water depth: $1.1 \times \text{ship's draught} = 16.60\text{m}$

4. Figures within bracket represent prediction from sea trial results.

Table 6 Zig-zag test results

Sea condition		Deep water			Shallow water		
Test condition		10°~10°	10°~10°	10°~10°	10°~10°	20°~10°	5°~1°
Measured by		model test		sea trial	model test		
Ship's draught		18.20m	15.10m	10.75m	15.10m		
Displacement (ton)		261,700	213,800	149,300	213,800		
Initial ship's speed		14.25kts		15.53kts	4.0kts		
Overshoot angle (deg)	1st	6.8	6.0	5.1	2.0	3.0	0.6
	2nd	13.4	11.0	6.7	3.0	4.0	1.0
	3rd	15.5	12.0	6.6	3.0	4.0	1.2
Initial turning time		65.0''	60.0''	58.4''	200.0''	146''	67.0''
Yaw checking time		60.0''	40.0''	33.6''	80.0''	68.0''	53.0''
Steady state period*		12.0	10.8	—	5.25	4.00	2.13

*: Steady state period as the number of ship lengths is predicted from computer simulations
 *: Free running tests with a model of abt. 7.5m length was carried out.
 Due to geometrical limits of the test basin, the tests are supplemented with computer simulations.

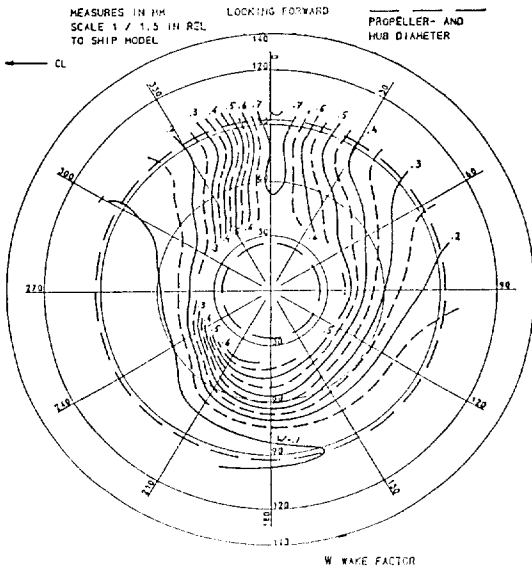


Fig. 10 Level curves for constant wake

모양은 Fig. 13, 14, 15와 같다.

본 실험 결과로 프로펠러 진동의 진동 측면이나 캐비테이션의 부식면에서 안전하다는 결론을 얻었다.

6) 선체구조 해석

본선의 선체구조는 일반 bulk carrier와 같은 구조형을 갖고 있으나 세계적으로 같은 크기의 대형 bulk

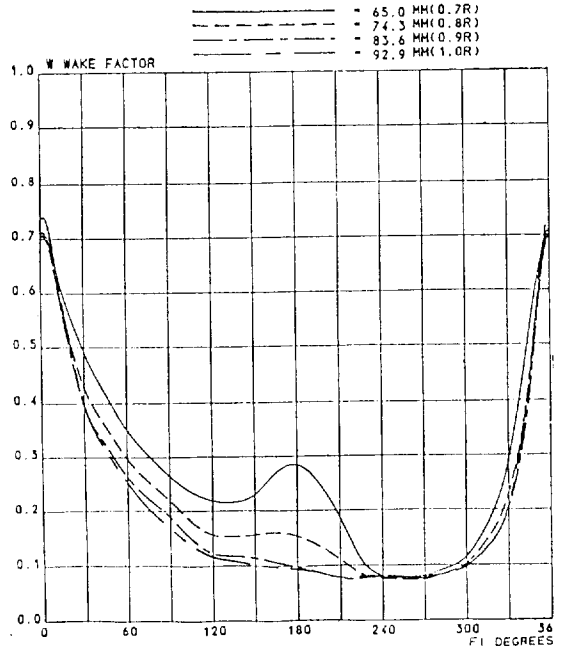


Fig. 11 Peripheral wake distribution

carrier 실적선 자료가 충분치 못하므로 본선의 선급인 로이드 선급 rule에 의해 결정된 선체 구조의 부재 치수를 직접 계산법에 의한 overall strength analysis를 수행하여 구조 강도를 평가하였다.

Table 7 Propeller characteristics

	stock	final
직 경	7.670m	7.900m
면적비 (AE/AO)	0.474	0.480
$P/D_{0.7R}$	0.910	0.805
blade profile	NACA 16	—
model nr	P 1800	P 1994

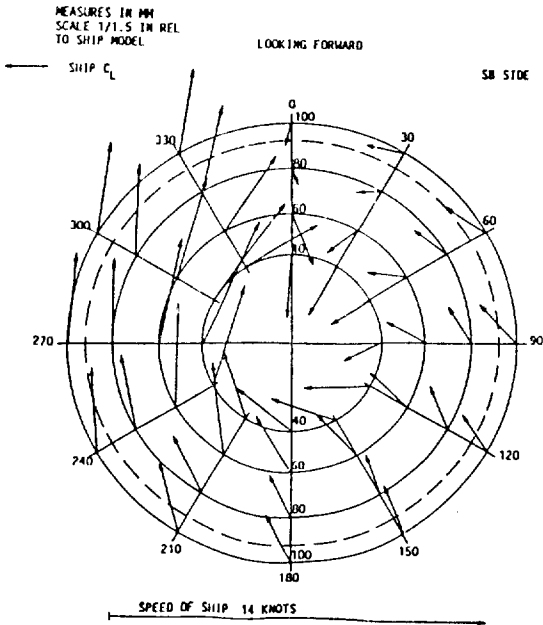


Fig. 12 Transversal velocity V_{TR}

본선의 구조 해석에 사용된 F.E. model은 Fig. 17과 같이 membrane, truss, beam elements로 구성되어있고, 파랑하중에 의한 강도 해석시 사용된 파고와 파장은 다음과 같다.

- wave type : sine wave
- wave amplitude : 4.2m
- wave length : 275m (0.9L)

강도 해석결과 전반적으로 만족할 만한 응력수준을 보이고 있으나 화물창(hold) 구역이 끝나는 부위인 기관실 앞부분과 선수화물창 부분이 전단응력에 의한 높은 응력 수준으로 평가되었고, 기관실 내부의 종격벽의 large opening 등에 의한 전단 강도 부족으로 보강을 실시하였다.

또한 파랑 비틀 모멘트에 의한 강도는 상갑판의 cross deck 부위에 높은 응력 수준을 보여 적절한 보강 조치를 하게 되었다.

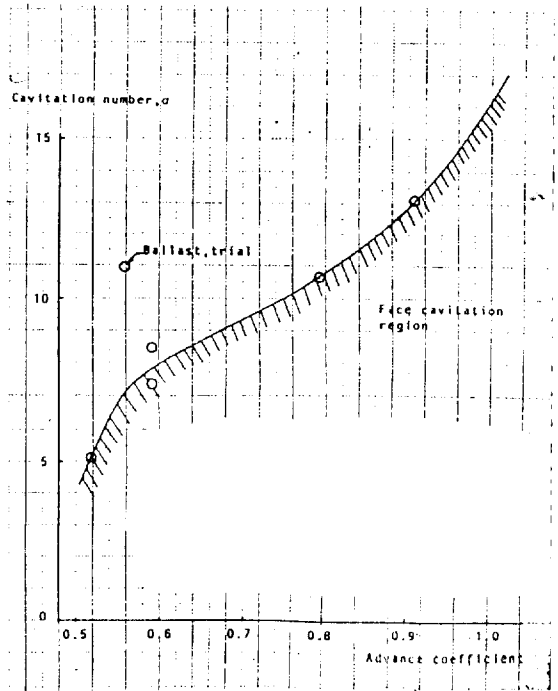


Fig. 13 Limit curve for incipient face cavitation
 Propeller model P1994V
 Pitch ratio, $P_{0.75R}/D=0.806$
 Aft body dummy model 1715-F4
 Net arrangement acc. to 2282/S16

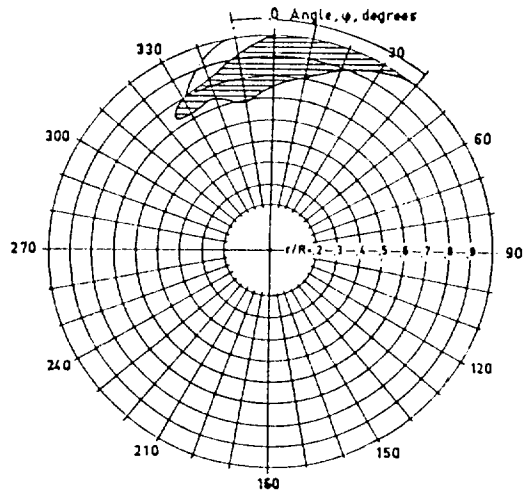


Fig. 14 The maximal radial extension of the cavitation during one revolution
 Ballasted ship, Trial
 Propeller model P1994

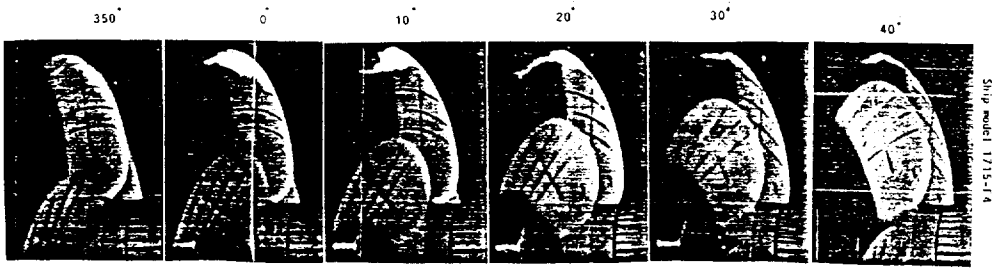


Fig. 15 Cavitation patterns, photographs
 Propeller model P1994, $P_{0.75R}/D=0.805$
 Ballasted ship, trial cond.
 $J=0.558$ $\sigma=10.93$

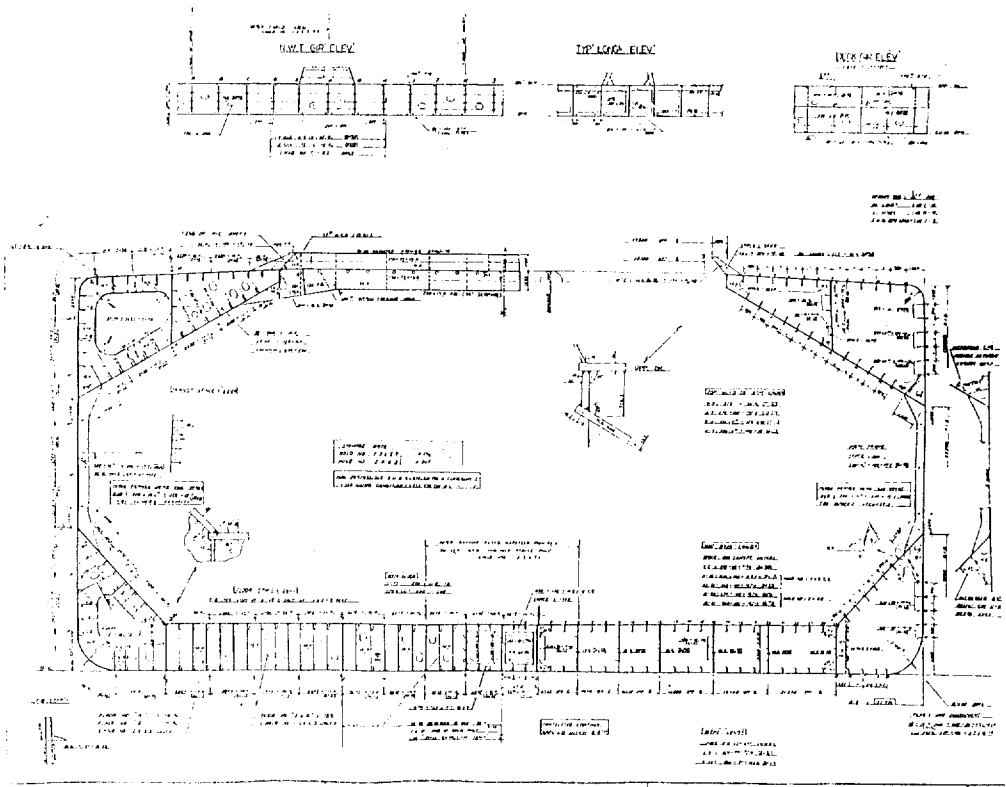


Fig. 16 Midship section

Fig. 16는 최종의 중앙 횡단면도를 보여주고 있고, Fig. 18과 Fig. 19에 상갑판과 외판의 응력계산 결과를 보여주고 있다.

그밖에 특별한 선미의 twin skeg형상 때문에 docking condition에서의 강도에 주의를 기울였다.

7) 선체진동 특성

본선의 선체 진동에 관련된 주요 특성은 다음과 같다.

—twin skeg 선형에 의한 프로펠러의 기진력 영향
 —불평형 기진력이 큰 4 시린더형 주기 2대 설치에 따른 영향

따라서 본선의 진동 특성을 해석하여 적절한 보완 조치를 강구키 위하여 선박 전체를 나타낸 3 dimensional F.E. model을 이용, 선체 진동해석을 수행하였고 시운전 기간중 진동특성을 입증키 위한 global vibration measurement를 수행하였다.

NUMBER OF NODES : 3497
 NUMBER OF MEMBRANE ELEMENTS : 7200
 NUMBER OF TRUSSES : 2830
 NUMBER OF BEAMS : 484
 NUMBER OF D.O.F. : 11037

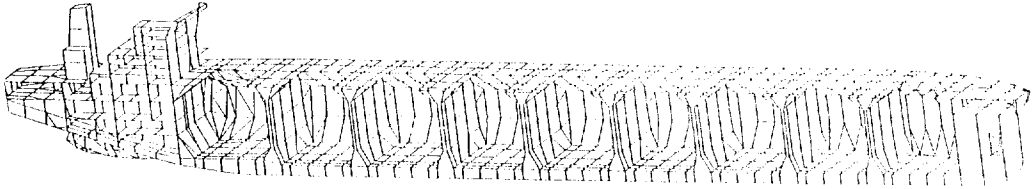
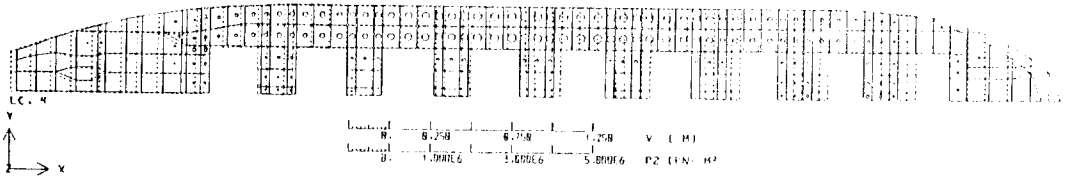
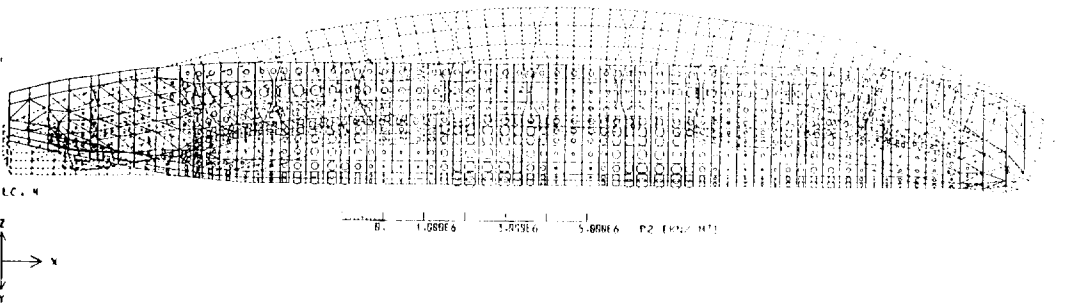


Fig. 17 F.E. Model for the overall strength analysis



21 UPPER DECK LC 4



20 SHELL LC 4

Fig. 18 Longitudinal and torsional load cases for heavy cargo at wave hogging condition

i) 진동해석

Fig. 17의 F.E. model을 이용 subspace-iteration method에 의한 고유 진동해석을 하였고, 이 결과를 사용하여 주기와 프로펠러의 기진력에 대한 강제 진동 해석을 하였다.

강제 진동시 계산에 사용된 기진력은 다음과 같다.

- M/E 1st/2nd order unbalanced moment: $M_{1v}=1,041\text{KNm}$, $M_{2v}=2,044\text{KNm}$, $M_{1H}=1,036\text{KNm}$ (with standard and nonstandard counter-weight)
- M/E ignition force (in cases of phase and out of phase): $F_{4H}=245\text{KN}$

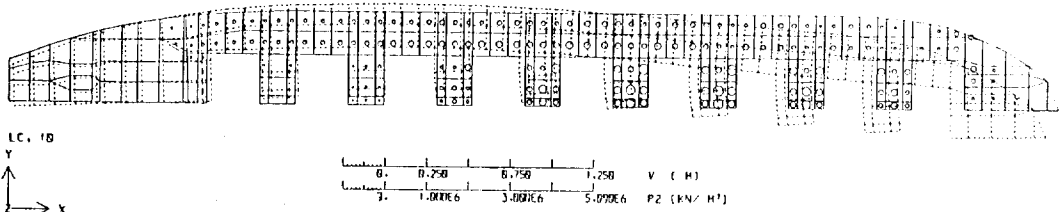
- Propeller bearing force and fluctuating surface force at ballast condition : $F_x=26.3\text{KN}$ $F_y=7.8\text{KN}$ $F_z=4.3\text{KN}$ $M_x=17.3\text{KNm}$ $M_y=137.5\text{KNm}$ $M_z=62.3\text{KNm}$

ii) 진동 계측 결과

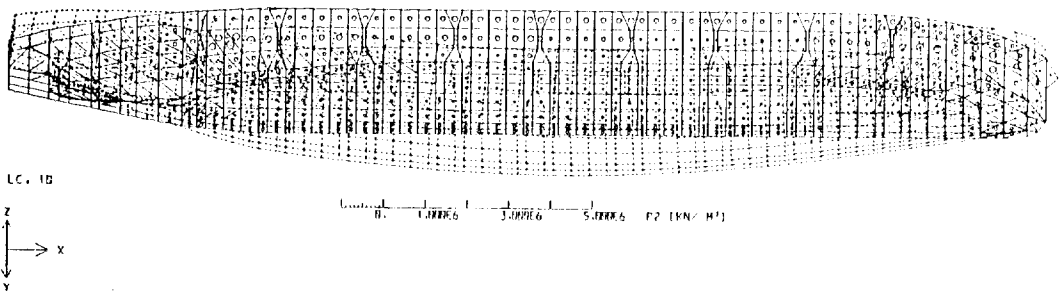
본선에 실시된 진동 계측 방법은 다음과 같다.

- Stepwise rpm sweep test
- Anchor drop-and-snub test
- One engine operating test

진동 계측 및 해석에 의해 구한 선체의 상하방향 고유 진동수와 진동 수준은 Table 8, Fig. 20, 21과 같다.



21 UPPER DECK LC 10



20 SHELL LC 10

Fig. 19 Longitudinal and torsional load cases for homogenous loading at wave sagging/torsion condition

Table 8 Natural frequencies and critical speeds for the sea trial conditions

Structure	Order	Natural freq. (Hz)		Critical speed (RPM)				
		Calculated	Measured	1st*	2nd	4th	5th	8th
Hull girder	1	0.48	0.50					
	2	0.97	1.04	62				
	3	1.43	1.52		46			
	4	1.82	2.00		60			
	5	2.14	2.24		67			
	6	2.44	2.56			38		
	7	2.70	2.88			43		
	8	2.96	3.04			46		
Superstructure	1	8.30	8.80					66

*Order of the propeller rotational speed

결론적으로 진동해석 결과와 실선계측 결과가 비교적 잘 일치하며 설계 단계에서의 진동 해석에 의한 적절한 보완조치를 통해 본선의 진동 문제를 최소화 시킬 수 있었다.

8) 축계진동(Axial and torsional vibration)

축계 system 특성상 다음과 같은 이유로 초기부터 상당한 문제점이 예상되었다.

- i) CPP로써 프로펠러 M.O.I.값이 크다,

Table 9 Main engine load with propeller

—zero pitch/74rpm : 1,807KW (2457PS)
—max pitch/74rpm : 9,120KW (12,400PS)
(20.1°)
—M.O.I.: zero pitch : 13,100kg/m²
max pitch : 23,000kg/m²

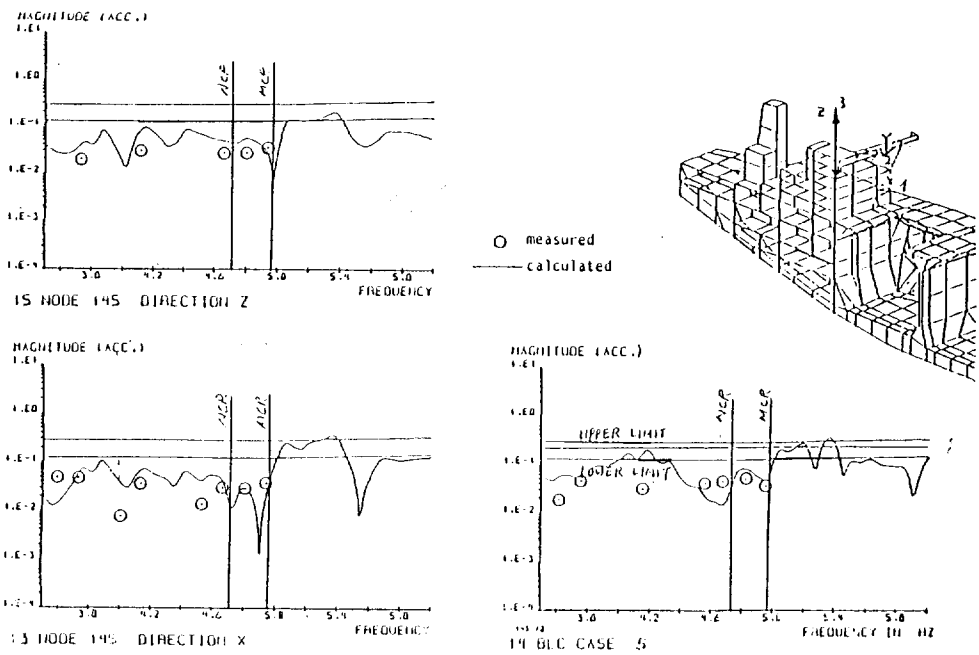


Fig. 20 Measured and calculated acceleration levels due to ignition frequency forces at the wheelhouse top

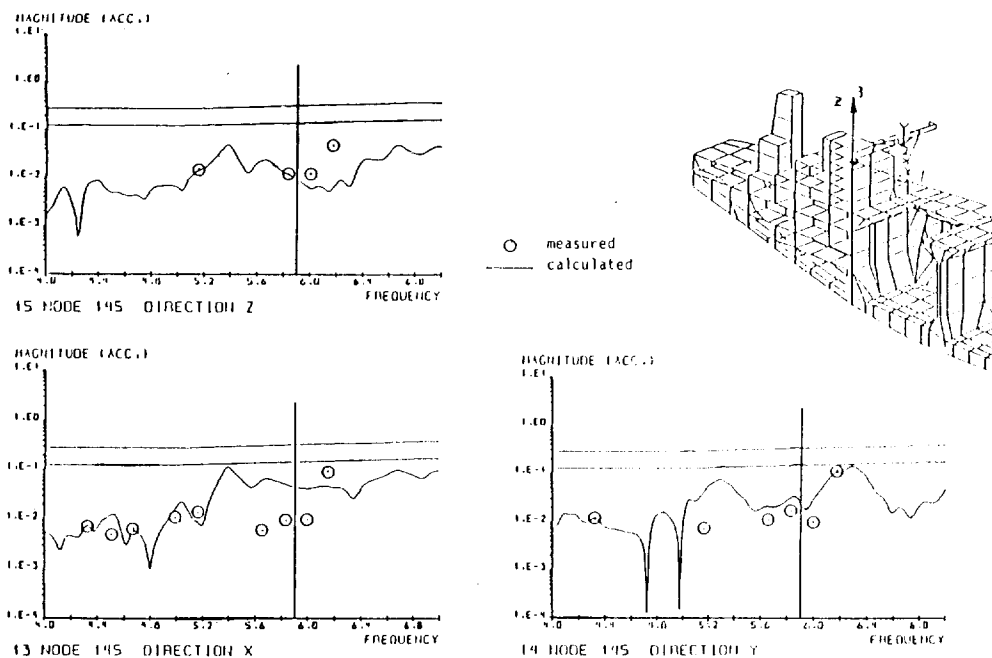


Fig. 21 Measured and calculated acceleration levels due to propeller blade frequency forces at the wheelhouse top

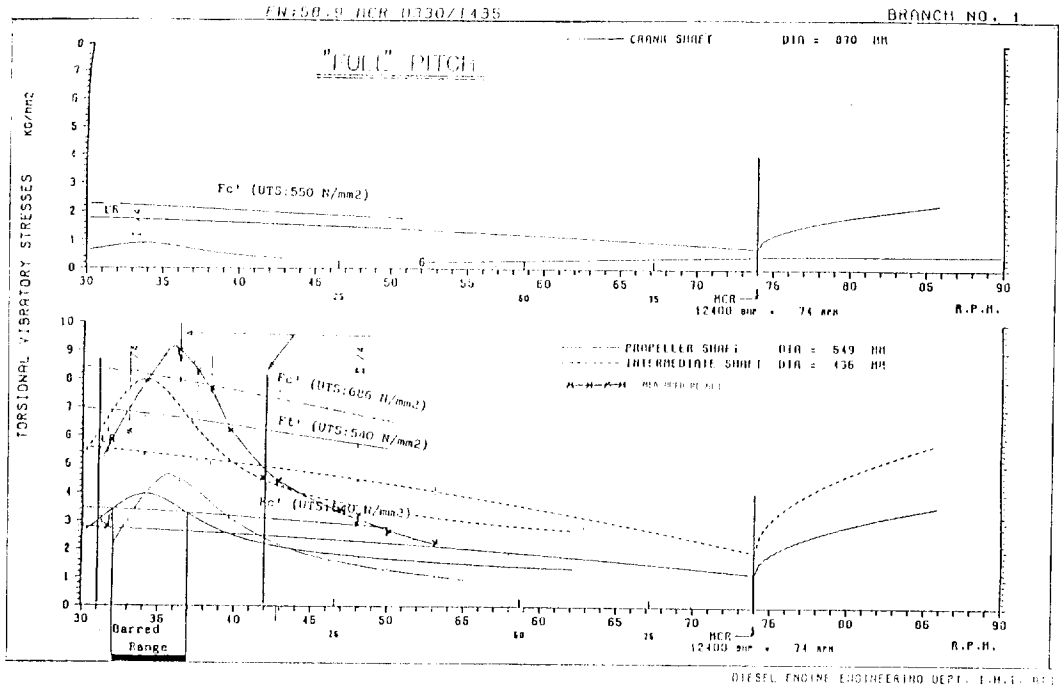


Fig. 22 Torsional vibration of the shafting for full pitch

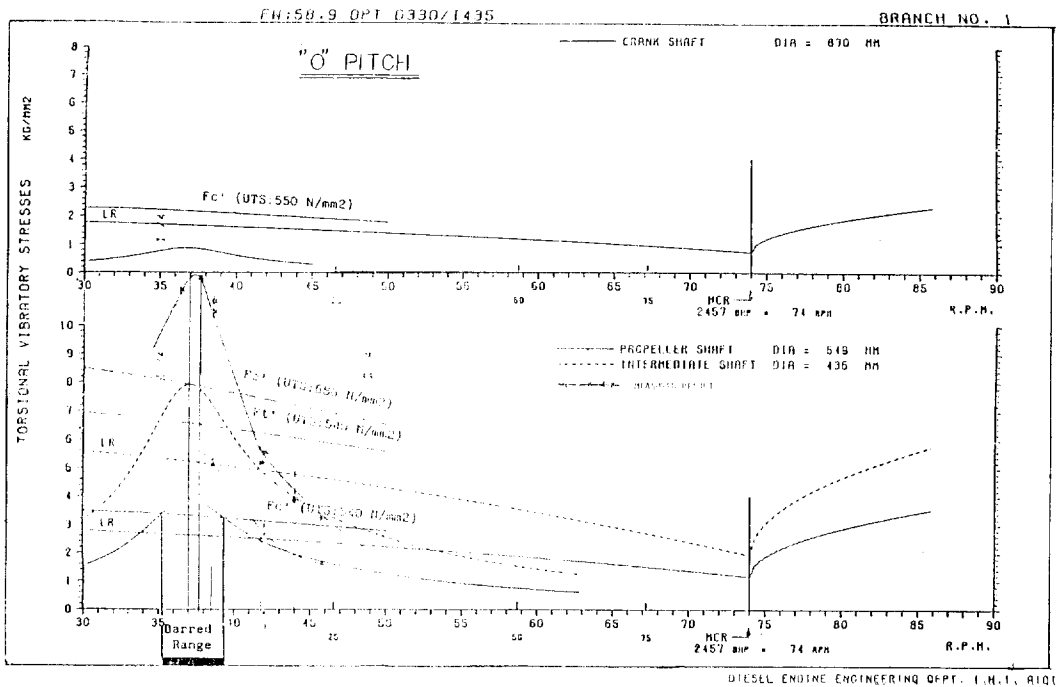


Fig. 23 Torsional vibration of the shafting for zero pitch

를 나타냈으나 엔진 maker의 추천값 1.0mm보다 작아 문제는 없었다. Combinator control로써 0 rpm에서 44 rpm까지 quick pass시켜, 시운전시 계측한 비틀림 진동의 크기는 매우 작았다.

9) 축계 배열 계산(shaft alignment calculation)

축계 배열 방법은 프로펠러의 boss 직경이 크고 날개수가 5개이므로 축계 끝단의 중량이 무겁고, 축계의 길이가 길고 축의 갯수가 많아서 복잡하였다. 축의 갯수에 따라 베어링의 갯수도 많아졌으므로(중간 베어링 2개, stern tube베어링 2개) lateral 진동시에 베어링의 부하가 적절히 되도록 맞추어야 했다.

축계의 system은 DNV pilot program을 이용하여 수행되었다.

계산시 thermal expansion과 프로펠러의 추력편심으로

로 생기는 굽힘 모멘트는 고려하지 않았으나 아무런 문제가 없었다.

5. 결 언

본 사업을 진행하면서 쌍동선미선박이 선박의 조종 성능 및 연료 절약 측면에서 다른 형의 배보다 우수하다는 것을 알았다.

4시린더엔진 사용은 초기부터 진동에 대한 대책을 세우면 시운전시 좋은 결과를 얻을 수 있다고 확신했다.

항해 자동화 문제는 지면관계로 언급하지 못하였으나 본선 적용결과 앞으로 계속 검토 되어야 할 분야라고 생각되었다.