

180톤 어업지도선 물분사 추진기의 성능시험 연구

정운화*, 김문찬^{†**}, 전호환**, 이승호**

국방기술품질원*
부산대학교 조선해양공학과**

Study on the Performance of Waterjet Propulsion System for 180ton class Fishing Guard Ship

Un-Hwa Jung*, Moon-Chan Kim^{†**}, Ho-Hwan Chun** and Seung-Ho Lee**

Defence Technology and Quality Agency*
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University**

Abstract

The performance of the waterjet system of 180 ton class fishing guard ship has been experimentally studied. A waterjet propulsion system has many advantages in comparison with a conventional screw propeller especially for high speed craft because of its good cavitation performance. Recently waterjet system has been applied to fishing boats and fishing guard ship because of avoiding a net problem although their speeds are not so high. This paper describes experimental procedure and analysis method of resistance and self-propulsion tests with a 1/14.46-scale model. Experimental results were analyzed according to ITTC 96 standard method. The full-scale effective power and delivered power of the ship were also analyzed and the full-scale speed predicted from the model test results shows a good agreement with the full-scale result from the sea trial tests.

※Keywords: Waterjet propulsion system(물분사 추진 장치), Resistance and Self-propulsion test(저항 및 자항시험), ITTC96 momentum method(ITTC96 모멘텀 방법)

1. 서론

일반적인 해상운송방법은 신속 및 고가의 운임을 특징으로 하는 항공운송과 대량운송 및 저렴한 운임을 특징으로 하는 선박운송이 있다. 21세기 들

어 해상 물류비용 절약 및 여객의 시간가치 증대로 해상교통수단의 고속화가 절실히 요구되어 이런 고속용 선박에 적합한 선형 및 대용량 추진체계 개발이 국내 진행되어 왔다. 그 중 하나가 물분사 추진체계이다. 물분사 추진체계는 물을 선체 바닥으로부터 흡입하여 유도관 속에 있는 임펠러, 스테이터를 지나면서 회전동력을 압력 에너지로 변환시켜 노즐을 통하여 물을 고속으로 분사시킴으로써 추력

접수일: 2008년 11월 8일, 승인일: 2009년 3월 9일

† 교신저자: kmcprop@pusan.ac.kr, 051-510-2401

을 발생시키는 추진이며 물분사 추진체계는 크게 추진기와 제어체계로 이루어져 있다. 이러한 물분사 추진기는 유도관의 내부압력이 증가되어 프로펠러에 비해 캐비테이션 발생 여유를 충분히 확보할 수 있기 때문에 고속에 적합한 추진기이며 저속 또는 정지상태에서 조종 성능이 우수하며 덕트로 둘러싸여 있어 파손의 위험이 적어 고속선과 특수선박에의 응용이 날로 증가하고 있는 추세이다. 물분사 추진기의 추력을 정확히 정의하는 것은 선체의 일부인 인넷덕트, 임펠러내부, 노즐 등으로 인해 어려운 점이 있으며, 그 동안 여러 가지 다른 정의들이(Allison 1993, Dyne and Lindell 1994) 제시되어 왔다. 추력정의를 운동량 변환에 의한 추력해석법과 직접추력을 계측하는 방법이 있으나 직접추력을 계측하는 것은 실험적으로 쉽지가 않아 실제적으로 적용되지 못하고 있다. 운동량 이론에 의한 모멘트 플럭스법 또한 제시된 방법들이 다양하며 여러 가지 불확실한 점도 있지만 ITTC(1996)에서는 운동량 플럭스법을 정리하여 표준 실험법으로 제시하고 있다.

한편, 국내에서는 1998년 이후 수차례 물분사 추진기에 대한 연구가(Chun et al. 2001, Kim et al. 2002, Chun et al. 2003) 있었으나 실선과의 상관관계는 실선확장이 늦어지는 관계로 거의 이루어지지 못하고 있다. 본 논문에서는 최근 개발된 물분사 추진기를 탑재한 180톤 선박에 대해 ITTC96 표준방법으로 모형시험 해석결과와 실해역에서 해상시운전결과를 가지고 상호관계를 비교하여 보았다.

2. ITTC 96 표준법

1996년 ITTC에서 제안된 모멘텀 플럭스 변화에 의한 추력의 정의는 펌프에서 발생시키는 추력, 그리고 덕트 내부의 힘, 트림효과를 포함하는 추진장치의 작동으로 인한 선체 저항의 변화를 포함하고 있다. 모멘텀 플럭스 방법은 물분사 추진기 내부를 통과하는 유관에 대하여 각 위치에서 갖는 총 에너지를 정의함으로써 전체적인 성능을 해석한다. 여기서 사용되는 각 위치의 정의는 Fig. 1과 Table 1에 보인 바와 같은 ITTC 정의를 사용하였다.

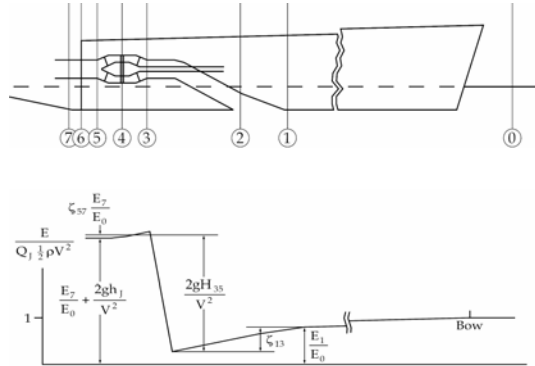


Fig. 1 Definition of station number and normalized energy flux

Table 1 Definition of station numbers

번호	위 치
0	선수앞쪽의 교란되지 않은 유동 중의 지점
1	인렛에서 앞쪽으로 충분히 떨어진 인렛 손실이 발생하기 전의 지점
2	인렛 립 뒤쪽에서 내부유동에 법선방향의 단면
3	펌프 바로 앞의 지점
4	펌프와 스테이터 사이의 지점
5	스테이터 뒤쪽
6	노즐 출구 단면
7	노즐 출구 단면뒤쪽의 젓에서 정압계수가 0이되는 지점, 즉 베나 컨트랙타

Fig. 1에서 보는 바와 같이 무차원화된 에너지 플럭스는 상류에서 젓까지의 에너지 플럭스 변화를 나타낸다. 상류(0)에서의 교란되지 않은 에너지 플럭스는 인렛입구(1)에 이르기까지 선체표면과의 마찰로 서서히 줄어들고 인렛(2)으로 들어오면서 인렛 손실에 의해 펌프 앞(3)에 이르기까지 더욱 감소한다. 펌프(4)로 전달된 유체는 임펠러로부터 에너지를 얻고, 스테이터에 의해 정류된 뒤 펌프 뒤쪽(5)으로 보내진다. 노즐(6)에서는 이 유동을 가속시켜 젓(7)형태로 내뿜어 추진에 필요한 힘으로 변환시킨다. 이러한 원리를 이용하여 해석을 하기 위해서는 자항시험 시 계측해야 될 항목은 다음

과 같다.

- 젯의 체적 유량(Volume Flow rate)
- 토오크, 회전수
- 정압계수 : 인렛입구에서의 정압(p_1)과 상류에서의 정압(p_0)와의 차이로 구함
- 국부 에너지 속도, 단면에서의 유속 및 정압
- 인렛입구에서의 속도
- 출구 젯 속도 성분
- 예인력

인렛입구에서의 속도를 한 점에서 추정하고 또한 흡입 유동 면적을 사각형으로 가정한 것은 정도 높은 추정이 되지 못할 수 있으나 인렛면적의 오차나 속도의 오차에 의한 인렛의 모멘텀이 제트의 모멘텀에 비하여 상대적으로 많이 작아 전체 모멘텀의 추정에 미치는 영향이 적기 때문이다.

3. 모형시험 및 성능해석

3.1 모형선

모형의 제원은 수조의 제원과 기존 시험 장비를 활용할 수 있는 범위에서 결정하였다. 축적비 1/14.46로 FRP와 목재를 사용하여 모형을 제작하였다. 펌프 또한 1/14.46로 축소하여 제작하였고 스테이터와 임펠러 및 덕트는 알루미늄으로 가공 제작하여 부식방지를 위하여 diode 처리를 하였다. Table 2와 Fig. 2 는 모형선의 제원과 모습을 보여 주고 있다. 그리고 Table 3와 Fig. 3 에서 워터제트의 제원 및 외형 모습을 보여주고 있다.

Table 2 Principal dimensions of the model vehicle (scale ratio = 14.46)

Items	Light weight	Full weight
Length between perpendiculars (m)	2.48	2.48
Length at designed water line (m)	2.48	2.48
Breadth moulded (m)	0.57	0.57
Draught (m)	0.10	0.11



Fig. 2 Profile of model ship equipped with waterjet system

Table 3 Principal particulars of the model waterjet pump

Items	Impeller	Stator
Diameter (mm)	56	56
No. of blades	4	9
Expanded area ratio	0.698	1.01
Mean pitch ratio	1.73	1.10
Hub ratio	0.5	0.5



Fig. 3 Waterjet model with pressure tabs

3.2 시험 준비 및 설치

설계 회전수 887RPM을 만족시키기 위해서는 푸르드 상사조건에 의하여 모형에서 대략 3372RPM의 고속 회전이 요구된다. 이 조건을 만족시키기 위하여 1kw용량의 서보모터(servo motor)에 증속기어를 연결하여 회전수를 2배로 증폭하는 방법을 사용하였다.

증속기어 이후에 2 N-m 용량의 토오크 미터 (torquemeter)를 장착하여 토오크를 계측하고 임펠러로 들어가는 축에서 실제로 입력되는 회전수는 Ono Sokki사의 HT-441 모델 디지털 타코미터 (tachometer)를 사용하여 직접 계측하였다. 확인 결과, 모터로 입력된 회전수와 임펠러에 입력되는 회전수는 5RPM 이내에서 일치하였다. Fig. 4는 모형에 설치된 서보모터, 기어 증폭기를 보여주고 있다.

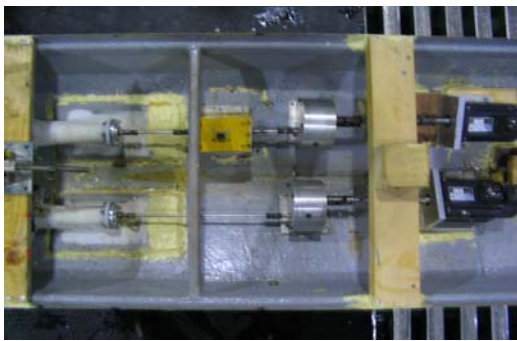


Fig. 4 Profile of Waterjet set-up in the model ship

2기의 추진기는 같은 사양의 서보모터와 증속기어를 통해 독립적으로 작동시키고 두 축 사이의 회전수 오차는 5RPM 이내로 유지시켰다.

덕트 표면에서의 압력은 Validyne사의 증폭기 내장형 P305D모델로서 노즐출구에서는 최대 3.2psi, 임펠러 앞 덕트에서는 최대수두 2psi 용량의 압력센서를 사용하였다. 압력계측점은 노즐 출구 4곳에서 차압을 계측하여 평균값으로 유량을 계산하였다. 유량과 제트 유속의 검증은 압력탭을 제트출구 단면에 설치하여 압력을 얻어 이를 이용하여 유속을 결정하여 적분함으로써 덕트면 압력계측에 의한 유량을 검증하였다. 압력 Tab은 단면 5에서 4점, 단면 3에서 3점, Fig. 5에 보인 바와 같이 덕트 램프를 따라서 15 지점, 총15지점에 설치하였다. 노즐부 단면 5와 7에서의 4곳 차압의 평균값은 유량을 계산하기 위해 사용된다. 또한 단면 3과 5에서의 압력계측은 펌프의 효율을 계산하기 위해 사용되고 램프면을 따르는 압력은 흡입구의 손실을 계산하기 위해 사용된다. Fig. 6은 물분사 추진기에 설치된 압력탭을 보여주고

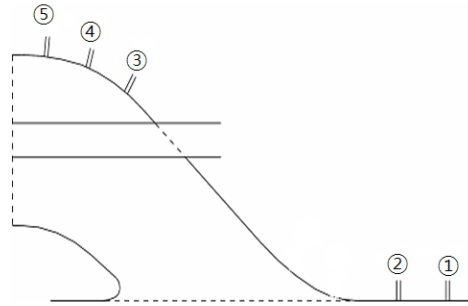


Fig. 5 Pressure tab positions along the ramp



Fig. 6 Profile of waterjet nozzle and pressure tabs

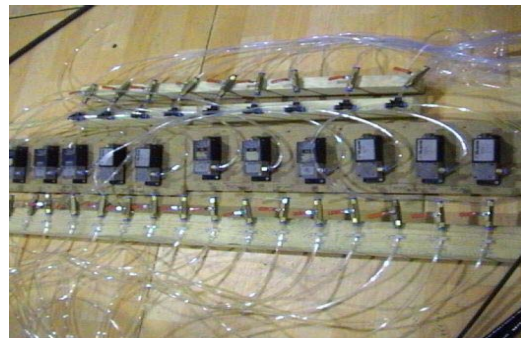


Fig. 7 Installed differential type validyne pressure sensors

있으며, Fig. 7에서는 압력센서가 설치된 상태를 보여주고 있다. 저항의 계측은 200N 용량의 저항동력 계로 계측하였다.

3.3 저항시험

ITTC96 모멘텀 방법을 사용하여 성능을 추정할 경우 저항시험이 성능 평가를 위해서 반드시 필요한 것은 아니지만 선형에 대한 기초적인 자료를 제공하고 참고로 활용되기 때문에 본 시험에서는 먼저 속력별 저항을 수행하였다. Fig. 8과 Fig. 9는 수행한 저항 시험의 결과를 보여준다. 선속이 증가함에 따라 저항은 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 실험은 여러 가지 흘수와 파랑조건에서 수행하였으나 본 논문에서는 시운전 결과와의 비교에 초점을 맞추어 설계 흘수에서 정수 중에서 시험을 수행한 결과를 보이도록 한다.

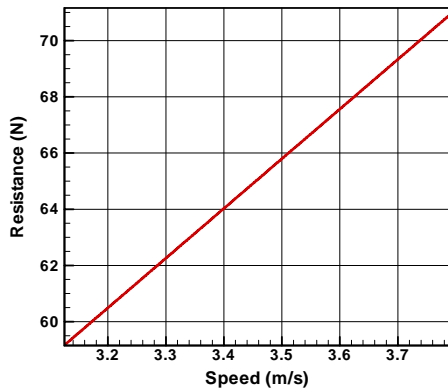


Fig. 8 Resistance test results at full load

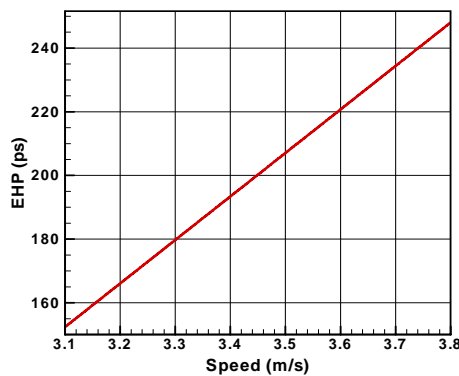


Fig. 9 Effective horse power of model test

3.4 저항시험

저항시험에서는 젯을 통해 유출되는 유량을 정의

하기 위하여 노즐 입출구에서의 압력을 계측하고 동시에 저항과 토오크를 함께 계측하였다. 시험의 결과 및 분석은 Full weight에 대해 Table 5에 보여주고 있다. 저항시험의 결과를 실선으로 확장하기 위해서는 먼저 예인력이 결정되어야 하는데 물 분사 추진기 탑재 선박에서는 모형과 실선에서의 서로 다른 마찰 조건의 영향 때문에 정확한 예인력을 결정하기가 쉽지 않고 일반선박의 경우와 같이 일반적으로 사용하는 방법도 아직 없다. 따라서 본 연구에서는 ITTC78 방법의 ΔC_T 값을 기준으로 결정하여 저항 시험을 해석하였다. 속력은 6개의 모형속력(full load)에서 3.11, 3.25, 3.38, 3.52, 3.62, 3.79m/s에서 저항시험을 수행하였으며, 이는 실선의 23, 24, 25, 26, 27, 28knots에 해당된다. 순 추력의 정의는 저항 시 추진력에 의해 이론적으로 극복되어야 할 총 저항이다. 즉 나선 상태의 저항과 저항 시 예인력의 합이고 전통적인 개념의 순 추진력을 의미한다. 총 추력은 운동량이론에 의한 모멘트 플럭스이다. 이 두 값으로부터 추력감소계수를 구할 수 있다. 압력계측치의 신뢰성을 위해서 Bollard Test를 시행하였다. 이 시험에서 운동량이론에 의해 구한 총 추력은 저항동력계로 계측한 저항 값, 즉 순 추력과 이론적으로 같아야 한다. Table 4에서 두 결과가 오차범위(5%) 내에 잘 일치함을 보여준다.

모멘텀 플럭스 방법에서는 앞에서 보여준 불확실한 추력 감소의 정의 대신 정압의 계측을 통해 그 문제를 해결하고 있다. 정압의 계측은 추력감소에 직접적으로 관계하는 배수량 효과의 정의를 의미한다. 그러나 자유표면을 항주하는 선박에 대한 정압의 계측은 쉽지가 않다. 저항 시험에서의 정압 계측의 어려움은 항해 중 선체의 자세변화와 파도에 의한 정압

Table 4 Comparison of gross momentum and net thrust at bollard test

RPM	Momentum (N)	Net thrust (N)	Error (%)
4600	72.02	70.83	-1.68
4800	76.30	75.28	-1.35
5000	82.95	80.84	-2.61
5200	89.59	87.30	-2.62

Table 5 Self-propulsion test analysis results (ITTC 1996 method) by adjusting towing force (F_D)

Model speed	Ship speed	Rev. n	Area	Momentum flux (N)					Jet system power(N)	Effective pump power(N)	Flow rate per unit	IVR
				V_1	M_1	V_7	M_7	M_7-M_1				
V_M (m/s)	V_S (kts)	(rpm)	A_3 (m ²)						E_7-E_1	$P_{PE} = E_5-E_3$	Q_J (m ³ /sec)	
3.11	23	4356	0.0017	2.69	30.18	7.57	79.24	49.07	251.08	248.13	0.00535	1.01
3.25	24	4484	0.0017	2.72	33.76	7.99	88.24	54.48	294.27	290.01	0.00566	1.02
3.38	25	4571	0.0017	2.73	35.26	8.17	92.11	56.85	313.92	309.34	0.00576	1.00
3.52	26	4599	0.0017	2.74	35.91	8.24	93.85	57.94	322.71	317.54	0.00582	0.97
3.65	27	4649	0.0017	2.76	38.04	8.47	99.42	61.38	352.36	346.17	0.00600	0.97
3.79	28	4808	0.0017	2.79	41.20	8.82	107.59	66.38	396.37	388.86	0.00623	0.97
Model speed	Ship speed	Rev. n	Q_J/A_3	Pump Efficiency	Eff. Overall	Effective power	Shaft power	Full scale				
								$(E_5-E_3)/P_D$	η_{oa}	$P_E(W)$	$2\pi Qn(W)$	Momentum flux
V_M (m/s)	V_S (kts)	(rpm)	(m/sec)					$M_7-M_1(N)$	$P_E(ps)$	$P_D(ps)$		
3.11	23	4356	3.147	0.682	0.420	152.599	363.74	148353	2387.00	5689.74		
3.25	24	4484	3.331	0.783	0.478	177.061	370.40	164720	2769.65	5793.87		
3.38	25	4571	3.391	0.821	0.510	192.158	376.58	171889	3005.81	5890.56		
3.52	26	4599	3.426	0.829	0.532	203.938	383.23	175171	3190.07	5994.69		
3.65	27	4649	3.527	0.871	0.564	224.032	397.41	185576	3504.39	6216.35		
3.79	28	4808	3.662	0.880	0.570	251.586	441.70	200702	3935.39	6909.19		

기준 값이 변하기 때문에 이의 보정이 필요하다. 따라서 선체의 트림과 침하량은 물론 선체 주위의 파형을 엄밀히 관측하는 것이 필요하나 실질적으로 어려운 일이다. 펌프 효율은 펌프 자체의 효율과 설치 효율로 나누어지며 이를 정확히 정의하기 위해서는 자항 시험을 위한 작은 모형과 펌프 시험을 위한 큰 모형의 두 가지 모형을 제작하여야 하는 현실적인 문제가 있다. 따라서 본 시험에서는 모형의 축 동력추정을 위해서 자항시험에서 단면 3과 5에서의 평균 에너지 속도로 구한 수두 상승을 구하는 방법으로 모형의 펌프 효율을 정의하며 이렇게 구한 펌프 효율은 설치 효율을 포함하게 된다. ITTC96 방법에 의해 해석되어진 결과를 Table 5와 Fig. 10~12에서 보였으며 속도가 증가할수록 효율이 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있으며 전형적인 혼합형 워터제트의 비속도를 보이고 있으며 식(1)과 같이 계산되어진다.

$$\begin{aligned}
 N_s &= N \cdot Q^{\frac{1}{2}} / H^{\frac{3}{4}} \quad (1) \\
 &= 970 \times (4.77 \times 60)^{\frac{1}{2}} / 43.99^{\frac{3}{4}} \\
 &= 960.71 (rpm, m^3/min, m)
 \end{aligned}$$

여기서, N은 회전수(rpm), Q는 분당유량(m^3/min), H는 수두(m)를 의미한다.

이러한 비속도에서 효율은 문헌(Terwisga 2000)에서 볼 수 있는 바와 같이 대략 80%정도의 펌프효율과 평균적으로는 비슷하나 속도에 따른 편차가 다소 큰 모습을 보이고 있다. 전체효율은 덕트에 의한 효율 감소에 의해 더 낮아진 모습을 보이고 있다. Fig. 12에 보인 바와 같이 최종적으로 MCR power의 전달마력(DHP) 6141ps에서 26.6kts의 속도를 얻었다.



Fig. 10 Overall efficiency vs. speed

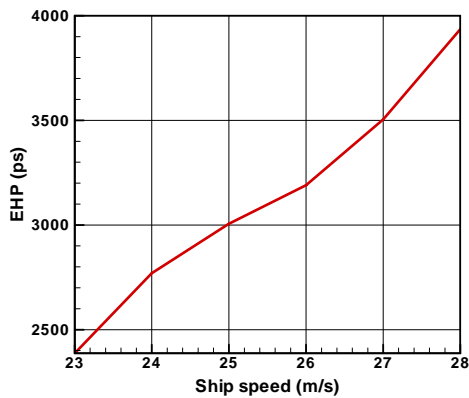


Fig. 11 Effective power vs. speed

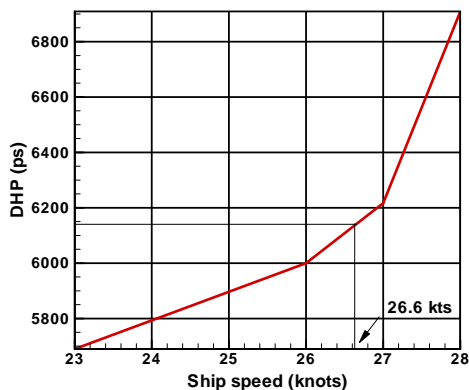


Fig. 12 Delivered power vs. speed

4. 실선 시운전 결과

본 선박은 남해안 연근해를 운항하는 180톤 어업 지도선으로 Figs. 13~14에서와 같이 2007년에 시운전을 수행하였으며 실선의 주요 요목 및 시운전 조건은 각각 Table 6과 Table 7과 같다.

일반적으로 해상시운전 조건은 모형시험과 같은 완전한 정수상태는 없으며 연중해상 상태가 일정한 지역을 정해서 실선시운전 시험을 하며, 항정의 경우는 군작전지역에서 허가를 받은 후 실선시운전을 수행한다. 해상시운전에서 측정하는 항목은 전후 진행방향(180 DEG), 조류방향, 속력(knots), 주기회전수(rpm), 주기마력(BHP) 등을 측정하여 계약 선속 이상이면 선박의 수락여부를 확인하는 것이 일반적인 방법이다. 그리고 고가의 고속선의 경우는 추가적으로 토크오크를 측정 계속하지만 저가의 경우 토크 설비가 없어 측정은 불가한 상태이며 본 선의 경우도 토크 설비가 없어 설계 선속에서 주기회전수에 따른 주기마력(제동마력, BHP)으로만 확인하였다.

Fig. 12에서 모형시험 조건(Full load)에서 추정된 실선확장 속도는 전달마력(DHP) 6141ps에서 26.6knots이었으며, 실선의 전달효율(감속기어 등 포함)을 0.97로 추정하여 6331ps 제동마력 (BHP)으로 앞서 언급한바와 같이 ITTC78방법에서 사용하는 실선-모형선 표준상관 관계의 계수를 사용한 결과이다.

해상시운전 결과 제동마력(BHP) 6300에서 26.6 knots로 0.5% 차이로 거의 일치하는 결과를 얻을 수 있어 물분사 추진기 모형시험 방법인 ITTC96방법이 신뢰성을 검증할 수 있었다. 앞으로 실선의 회전수 및 토크오크를 정확히 예측할 수 있으면 보다 정도 높은 실선-모형선 상관관계가 정립될 수 있으리라 생각된다.

Table 6 Principal dimensions and conditions

L.B.P	36.00m
Breadth	8.30m
Depth	3.60m
Displacement	194.91 tons
Engine(MCR)	3150BHP×1800RPM(1축)
R.G.ratio	2.028 : 1
Type	Waterjet Propulsion

Table 7 Sea trial conditions

Location	Southern sea
Weather	Cloud
Sea state	Favorable
Wind speed	0.5m/sec
Water depth	20m
Sea density	1.025



Fig. 13 Profile of sea trial at the southern sea of Korea - 1



Fig. 14 Profile of sea trial at the southern sea of Korea - 2

5. 결론

180톤 어업지도선용 물분사 추진기의 자항성능 시험 및 해석을 위한 일련 연구를 수행하였고 이를 해상시운전 결과와 비교 검증하였으며 다음과 같이

결과를 도출하였다.

- ITTC96방법에서 중요한 압력 계측에 대한 검증으로써 Bollard상태에서 실험을 수행하여 저항 계측값(Gross thrust)과 압력에 의한 모멘텀 값(Net thrust)을 비교하였으며, 5% 이내로 일치함을 보였다.

- 각각의 속도에서 ITTC96방법을 기준으로 압력, 힘과 토크 등을 각각 계측하여 유효마력과 필요동력을 산출하였으며, 모형 값을 토대로 실선의 성능을 추정하였다. MCR 마력 상태의 설계 흡수(Full load)에서 추정된 실선속도는 26.6knots, 제동마력(BHP) 6331ps(전달효율 0.97추정)로 나타났고, 실제 실선 해상시운전 결과도 26.6knots, 제동마력(BHP) 6300ps로 나타나, 제동마력(BHP)대비 0.5%차이로 거의 같은 결과를 얻음으로써 이로써 ITTC96방법과 본 실험에 대한 신뢰도를 검증했다고 생각한다. 본 연구에서 사용한 전달 효율인 97%는 실선에서의 토크 계측이 수행되지 못하여 추정된 예측치이며 앞으로 보다 많은 유사선의 자료 및 실선 계측을 통하여 보완되어야 할 것이다.

- 본 연구가 모형-실선 상관관계에 관한 연구에 기여할 수 있으리라 생각되며 좀 더 정확한 실선 성능 추정을 위해 앞으로 보다 많은 연구와 실선의 데이터가 있어야 하리라 생각된다.

참 고 문 헌

- Allison, J.L., 1993, "Marine Waterjet Propulsion," SNAME Transactions, Vol. 101, pp. 275-335.
- Chun, H.H., An, B.H. and Cha, S.M., 2001, "Self-Propulsion Test and Analysis of an Amphibious Tracked Vehicle with Waterjet," Proceedings of the Annual meeting, SNAK, pp. 146-150.
- Chun, H.H., Kim, M.C., An, B.H. and Cha, S.M., 2003, 10. "Self-Propulsion Test and Analysis of an Amphibious of Tracked Vehicle with Waterjet," SANME, San Francisco.
- Dyne, G. and Lindell, P., 1994, "Waterjet Testing in the SSPA Towing Tank," RINA

International Symposium on Waterjet Propulsion, London.

- ITTC, 1996, "Waterjet Group: Final Report and Recommendations to the 21st ITTC," Proc. 21st International Towing Tank Conference, Vol. 1, pp. 189-209.
- Kim, M.C., Chun, H.H., Park, W.G., 2002, "A Study on the Design of Waterjet for Tracked Vehicle," Proceedings of the Annual meeting, SNAK, pp. 281-286.
- Terwisga, 2000, "Waterjet propulsion," MARIN, Training Course on Propulsion Hydrodynamics, Netherlands.



< 정운화 > < 김문찬 >



< 전호환 > < 이승호 >