
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 33 卷 第 1 號 1996年 2月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 33, No. 1, February 1996

쌍동선의 워터제트 추진 모형시험

최군일*, 민계식*, 안유원**

Waterjet Propulsion Model Experiment for Catamaran Ship

by

G. I. Choi*, K. S. Min* and Y. W. Ann**

요 약

현재 다양한 형태의 선박에서 채용되고 있는 프로펠러에 의한 추진 방법은 선박의 속력이 고속 이 되면 프로펠러 날개 상에 발생하는 캐비테이션을 피할 수 없기 때문에 이로 인하여 프로펠러 의 효율이 저하 되거나 날개 자체에 손상이 발생하게 된다. 이러한 현상을 예방하고자 고속으로 항해하는 선박에서는 초월공동 프로펠러나 워터제트 등이 많이 사용되고 있다. 본고에서는 현대선 박해양연구소에서 초고속선 개발의 일환으로 추진되고 있는 워터제트 추진 모형시험에 대하여 간 략하게 논 하고자 한다. 대상 모형선박은 길이가 5.3m인 쌍동선으로서 내부에 워터제트를 설치 하였다. 모형시험시 흔히 발생할 수 있는 오차를 최소화 하기 위하여 하나의 모터에 2개의 축을 연결하여 워터제트 내부의 임펠라를 구동하는 방식을 채용하였으며 워터제트 출구에서의 압력을 계측하여 유량으로 환산한 후 발생하는 추력을 계산하였다. 압력은 출구 주위에 pressure tab을 설치한 후 이를 비닐튜브를 사용하여 압력센서에 연결하여 계측하였다.

Abstract

A screw propeller is usually accepted as a propulsor of many kinds of ships. However, for high speed vessels, screw propeller has large cavitation area on the blades

발 표 : 1995년도 대한조선학회 추계연구발표회('95. 11. 9)

접수일자 : 1995년 11월 29일, 재접수일자 : 1996년 1월 19일

* 정회원, 현대중공업(주) 선박해양연구소

** 현대중공업(주) 선박해양연구소

so propeller efficiency is decreased and erosion can be happened. To avoid this problem, supercavitating propeller and waterjet are generally used for high speed vessels. In this paper, we introduced the self-propulsion test procedure which has been developed for high speed vessels in Hyundai Maritime Research Institute. The model ship used in experiment represents catamaran about 5.3 m in length. To minimize the experimental errors, two impellers were driven by a single motor. Thrust was calculated by converting the measured pressure to flow rates at the nozzle exit. The test procedure is composed of resistance test, self propulsion test and analysis. In order to measure the pressure, pressure tabs were installed around the nozzle exit and connected to the pressure sensor by vinyl tube.

1. 서 언

문헌에 의하면 워터제트 추진방식이 선박에 적용된 것은 1600년경인 것으로 전하고 있다. 19세기에 들어와서 유럽을 중심으로 축류 펌프, 로터리 펌프, 원심 펌프 및 스크류 펌프 등 각종 펌프를 이용한 워터제트 추진방식이 연구되어 왔으며 펌프의 성능개선에 힘입어 소규모적이지만 소형선박에 이러한 워터제트 추진방식이 채용되기 시작하였다. 일반적으로 워터제트를 장착한 선박의 추진효율이 프로펠러를 장착한 선박의 추진효율보다 떨어지는 것으로 알려져 있는데 이는 전자의 경우 작동 유체가 선체 내부를 통과함으로써 생기는 덕트내부의 마찰과 덕트내 유체 중량 및 덕트입구에서의 손실 등에 의한 것이다. 그러나 고속운항 및 천수지역의 운항, 레저용, 군사용과 같이 특수한 목적에 사용되는 선박의 경우에는 워터제트 추진방식의 사용이 브라켓 등과 같은 수중 부가물의 제거 및 수중소음이나 진동의 감소관점에서는 유리한 점이 있다. 워터제트 추진방식의 장단점을 요약해 보면 다음과 같다[4,9].

☼ 장 점 ☼

- 프로펠러 보다 적은 직경으로 고효율 생산이 가능하다.
- 고속구간에서 추진효율이 상승된다.
- 샵트나 브라켓 등의 선외 돌출물 제거로 저항감소가 가능하다.
- 타(Rudder)를 제거할 수 있다.

- 가속능력, 조종성 및 정지능력이 우수하다.
- 천수지역에서 운항성능이 우수하다.
- 캐비테이션에 의한 수중소음 및 진동을 감소시킨다.

☼ 단 점 ☼

- 저속구간에서는 추진효율이 저하된다.
- 선박의 부가중량 증가 및 장착 초기에 많은 투자를 필요로 한다.
- 캐비테이션에 의한 펌프 임펠러의 손상이 발생한다.
- 항해중 유체박리 및 캐비테이션에 의한 덕트 내부 유체흐름 차단의 위험성이 있다.

근래에는 소형어선이나 모터보트 등에 소형 워터제트가 사용되고 있으며 KAWASAKI, YAHAMA 등의 일본기업에서는 수상용 스쿠터에 워터제트를 장착한 레저용 제품을 시판하고 있다. 고속선박에서 워터제트 추진방식의 채용은 펌프 제작사의 펌프 성능개선과 대용량 펌프의 개발로 점점 증가 추세에 있다[5]. 증가일로에 있는 국내외 고속선 시장에 대처하기 위하여 현대중공업에서는 3단계 중장기 고속선 개발계획을 수립한 바 있으며 1단계로 300인승 고속 쌍동 여객선을 자체 기술로 설계, 건조하여 부산-울산간 항로를 운항 중에 있다[4].

워터제트의 추력은 프로펠러와 마찬가지로 유체의 가속으로부터 발생한다. 따라서 워터제트는 긴 튜브내에 로터가 놓여 있는 특수한 형태의 박용 프로펠러의 경우로 생각될 수 있으며 워터제트 입

구에서 펌프로 끌어들이는 유체를 출구에서 고속으로 분출시킴에 따라 생기는 모멘텀 변화에 의해 추력을 얻게 된다. 이와 같이 선체와 워터제트가 결합되어 있는 경우에는 선체에 의한 입구, 펌프 및 출구 등의 영향을 고려한 계산 결과에 근거하여 실선의 성능을 추정해야 하는데 반하여 워터제트에 대한 모형시험이나 모형시험 해석법은 국제적으로 표준화되거나 널리 알려진 것이 없으며 이에 대한 문헌도 극히 제한적이다[3,8]. 따라서 워터제트로 추진되는 선박의 실선성능 추정의 경우 프로펠러 추진의 실선 성능의 추정과 같이(예를 들면 ITTC78 해석방법등) 비교적 쉽게 해결할 수 있는 문제는 아니다. 본고에서는 현대선박해양연구소에서 행해진 쌍동선의 워터제트 추진의 모형시험에 대하여 소개하고자 한다. 워터제트의 기본 원리나 이와 관련된 각종 펌프계수 및 적용예 등에 대해서는 이미 문헌 [1,9]등에 광범위하게 소개된 바 있으나 서로 표시하는 바가 상이하여 기본적인 사항 즉 추력, 펌프 수두(HEAD), 효율 등에 대하여 부록A에 간략히 요약하였다.

2. 모형선 및 시험 준비

고속선 시험에 있어서 가장 주의해야 할 것은 모형선의 중량이 설계 흘수를 초과하지 말아야 한다는 것이다. 이는 모형선의 크기, 구동모터의 중량, 워터제트의 중량 및 조절중량의 무게를 모두 고려하여야 하기 때문에 모형선의 선정 초기단계에서부터 신경을 써야 한다. 시험에 사용된 모형선(Fig. 9)은 신규 제작된 것이 아니고 기존에 제작된 쌍동모형선 중에서 선택하였으며 Table 1에 나타낸바와 같이 축척비는 1/15이고 길이는 5.3m이다. 쌍동선 내부에는 두 개의 워터제트를 각각 좌우에 설치하였고 펌프내부의 임펠러 구동시 발생할 수 있는 회전수 차이를 최소화하기 위하여 모터 하나에 두 개의 구동축을 연결하였다. 시험 계획 초기에는 모터의 중량 때문에 경량모터의 구매를 고려하였으나 중량 계산 결과 문제가 없는 것으로 판단되어 기존에 프로펠러 모형시험에 사용하고 있던 직류모터를 사용하였다. 모형시험에

사용된 워터제트 펌프는 축류형(Table 2 참조)으로 중량의 감소를 위하여 강화 플라스틱으로 제작되었으며 임펠러는 캐비테이션에 의한 부식방지를 위해 스테인레스 스틸로 제작되었다. 구동축의 길이 및 연결상태 등에 대해서도 손실이 최소화되도록 주의를 기울였다.

워터제트 추진에 있어서 펌프 덕트(duct)에서의 손실은 최소로 해야 하며 관 내부 및 Inlet에서의 캐비테이션은 가능하면 피해야 하는 것이 원칙이다. 일반적으로 저속시에는 관내손실을, 고속시에는 외부저항에 주의하여야 하며 특히 캐비테이션 수가 상대적으로 작아지는 고속선박에서는 캐비테이션 발생이 심히 우려되기 때문에 Inlet의 형상 설계가 중요한 과제로 되어 있다. IVR(Inlet Velocity Ratio, 부록A 참조)이 크게되면 Inlet에서 정압이 상대적으로 낮아지게 되어 캐비테이션이 쉽게 발생되므로 IVR의 선택이 매우 중요하다고 할 수 있다. 이와 같이 Inlet에서의 외부저항과 유동현상은 설계상 극히 중요하나 현재까지 설계에 사용할 수 있는 정도의 자료는 없는 현실이다. 이제까지 알려진 바에 의하면 배수량형 선박과 같이 선저가 수중에 있는 경우 Inlet 내부 및 외부에 가장 큰 영향을 미치는 것은 Inlet 덕트에서 입구부 하부의 경사도이다. 본 모형선에 설치된 Inlet(Fig. 10)은 하부의 경사도와 제작의 편리성에 중점을 두어 설계되었으며 교환 및 취부가 용이하도록 우레탄 재질로 제작하였다. 펌프와 Inlet의 연결은 Fig. 11에서 볼 수 있으며 개략적인 일반배치도는 Fig. 1과 같다.

3. 예인수조에서 저항 및 저항시험

3.1 저항시험

예인수조에서의 쌍동모형선에 대한 저항시험은 ITTC 제안[3]에 따라 워터제트 Inlet부분에 물이 들어가지 못하도록 완전히 밀폐하고 펌프내부의 유체중량을 고려 저항시험시의 상태와 같게 선수미의 흘수를 일치시킨 후 수행하였으며 주행중 모형선이 히브와 트림에 자유스럽도록 구속을 가

하지 않았다. 다만 장비상의 문제로 Towing point 가 실제보다 약간 높은 위치를 설정하였으며 저항 시험시에 필요한 예인력 추정을 위하여 실선해석 시에는 ITTC 78 해석방법을 이용하였다. 이때 계측된 저항시험결과는 Fig. 3에 나타나고 있다.

3.2 저항시험

저항시험에서는 추력의 계측이 핵심이지만 추력의 직접적인 계측이 어렵기 때문에 아래와 같은 방법이 제안되고 있다.

- 1) 노즐출구에서의 물을 직접 호스를 통해 물통에 받아서 추력을 계산
- 2) 노즐출구에서의 제트속도를 피토 튜브로 계측하여 추력을 계산
- 3) 노즐출구사이의 압력차로 유량을 계산

본 시험에서는 시험의 간편성과 계측의 정확성을 기하기 위하여 3)의 방법을 채택하였다. 노즐출구에서의 압력계측은 Fig. 2에 나타난 것과 같이 pressure tab P_1 과 P_2 에 압력센서를 연결하여 계측하였으며 추력은 다음식을 사용하여 계산 하였다.

$$T_M = \rho_M Q_M (V_{jetM} - V_{IM}) \quad (1)$$

연속방정식과 베르누이방정식으로부터 모형선의 노즐 출구에서의 유량은 식(2)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_M = \sqrt{\frac{\Delta P}{\frac{\rho_M}{2} \left(\left(\frac{1}{A_1} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_2} \right)^2 \right)}} \quad (2)$$

단, ΔP 는 P_1 및 P_2 에서의 압력차

여기에서 A_1 과 A_2 는 P_1 및 P_2 에서의 노즐의 단면적이고 M 은 Model을 나타낸다.

노즐 출구에서의 속도는 식(3)과 같이 된다.

$$V_{jetM} = \frac{Q_M}{A_1} \quad (3)$$

Inlet에서의 평균 유입속도(V_{IM})를 단순한 2차원 난류 경계층의 계산으로 부터 추정하면 inlet에서의 유량은 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$Q_{IM} = 1.3b h V_{IM} \quad (4)$$

여기에서 b 는 Inlet의 폭, h 는 가상 stream tube의 두께를 나타낸다. 유입 면적은 직사각형태로 가정하였으며 계수 1.3은 경험적인 숫자이다. 가상 stream tube 두께 h 는 식(2)와 식(4)가 같아질때까지의 반복계산에 의해 얻어진다.

유체압계측에 사용된 압력센서(Fig. 12)는 Validyne사의 증폭기 내장형 P305D 모델로서 노즐 출구에 설치한 pressure tab P_2 에는 최대수두 14m, P_1 에는 2.25m 용량의 압력센서를 사용하였다. P305D는 차압을 계측할 수 있는 것이지만 계측의 정확도를 고려 하여 서로 다른 용량의 압력센서를 사용하였다. 추후에 P305D의 차압 계측값과 비교하여 보았으나 결과에는 큰 차이가 없었다. 계측시에는 워터제트 출구의 반쪽이 수면위로 나오게 되므로 출구와 센서를 연결한 관내의 공기유입으로 인한 센서의 오동작을 막기 위하여 관내의 공기를 지속적으로 제거 하였으며 정지시에도 임펠러를 10rpm 정도는 연속으로 가동시켜 펌프내부에 공기가 유입되지 않도록 하였다. 저항시험시 밀폐했던 Inlet은 개방한후 저항시험을 수행하였으며 저항시험전에 워터제트의 작동시험을 먼저 수행하였는데 60rpm까지 좌우현 모두 정상적으로 작동하였다. 예인수조에서 정지상태에서 출구에서의 임펠러의 회전수에 대한 수두 변화량을 Fig. 4에 보여주고 있다. Fig. 5에서는 임펠러 회전수에 따른 정지시에 유량을 나타내고 있다. 노즐 출구에서 토출되는 유량과 식(2)에 의해 계산되는 유량의 관계식을 구하기 위하여 정지시에 3톤용량의 물통에 물을 받아가면서 캘리브레이션 시험을 실시 하였다. 시험결과 캘리브레이션 계수는 1.0(일)로 계산 되었다. 저항시험시 워터제트의 임펠러의 회전수 뿐만 아니라 선박이 제반성능을 발휘할 수 있도록 충분히 가속을 한후 계측을 하였으나 아주

고속에서는 충분한 가속거리 확보의 어려움이 예상되었다. 고속시험시 정지상태에서 가속되어 계측에 이르기까지의 문제점을 파악 하기 위하여 전과정을 노즐 출구에서의 수두를 계측한 예를 Fig. 6에 보여주고 있는데 비교적 짧은 시간내에 충분히 가속됨을 알 수 있으며 시험결과가 매우 만족함을 알 수 있다. 이때 출발에서 선박이 정지할때 까지의 과정을 Fig. 13, 14에서 보여주고 있다. 저항점은 실선과 모형선사이 마찰저항의차 (F_D)를 고려하여 예인력을 결정하였고 저항시험 시에는 각 선속별로 저항점 근처에서 임펠러의 회전수를 변경해가면서 3회의 계측을 수행하였다. 보통 각선속별로 저항점 근처에서 $\pm 1rps$ 간격으로 계측하였다. 선속이 증가할수록 펌프에서 토출되는 유량이 많고 노즐 분사속도가 빨라서 수조수의 교란으로 인한 시험 대기시간이 길어지는 현상이 나타났다. 펌프에서 토출되는 유량은 예인전차에 의해 증가 되는 속도증가 즉 톱트내 유체 유입속도 증가보다 임펠러회전수의 증가에 지배되는것으로 나타나 시험시 펌프의 임펠러 회전수 조정 및 계측에 더욱 신중을 기하였다.

4. 실선 추력 및 추진효율의 추정

실선에서의 추력은 아래와 같이 계산할수 있다. 즉,

$$T_s = \rho_s Q_s (V_{Jes} - V_{IS}) \tag{5}$$

실선에서의 유량과 노즐속도는 다음과 같이 나타낸다.

$$Q_s = Q_M \lambda^{2.5} \tag{6}$$

$$V_{Jes} = V_{JEM} \lambda^{0.5} \tag{7}$$

여기에서 λ 는 축척비(scale ratio), S는 실선(Full scale)을 나타낸다.

실선 반류계수는 다음과 같이 나타낸다.

$$w_s = \frac{(V_s - V_{IS})}{V_s} \tag{8}$$

여기에서 V_s 는 선속이며 실선 Inlet에서의 속도 V_{IS} 는 모형선에서의와 같이 경계층 계산에 의하여 추정할 수 있다.

추력감소계수는 다음의 관계식으로 부터 계산한다

$$t_M = \frac{T_M - R_M + F_R}{T_M} \tag{9}$$

단,

T_M : 식(1)로 부터

R_M : 저항시험 결과

F_R : 저항시험시 계측된 값

모형선 결과로부터 실선 확장은 모형선과 실선에서 추력감소계수가 동일하다는 가정하에서 이루어지게 된다. 즉,

$$t_M = t_s \tag{10}$$

실선에서의 선각효율(Hull efficiency)은 아래와 같이 나타낸다.

$$\eta_{HS} = \frac{1 - t_s}{1 - w_s} \tag{11}$$

최종적으로 추진효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_D = \eta_{PS} \eta_{Jes} \eta_{HS} \tag{12}$$

단,

η_{PS} : 실제 펌프효율

$$\eta_{Jes} = \eta_{JEM}$$

5. 시험결과

워터제트 저항추진시험은 추력과 워터제트와 선

체와의 간섭효과 즉, 선각효율을 얻어내는데 있다. 하지만 아직 모형시험 해석에 대한 확고한 이론적 모델이 제시되어 있지 못한 상태이기 때문에 해석방법에 따라 결과치에 다소 차이를 보이고 있다. 특히 워터제트 Inlet에서의 속도분포를 알아내기가 쉽지 않기 때문에 경우에 따라서는 선속과 동일하다고 가정하는 때도 있다[2]. Inlet의 속도분포 계측은 LASER를 이용해볼 수도 있으나 아직 계측된 사례가 보고되고 있지 않고 현실적으로 대부분 시험결과 해석에는 Inlet에서의 흐름이 유선(streamline)이라는 가정하에 가장 간단한 형태의 경계층계산에 의존하고 있다[3]. 본 연구에서도 Inlet에서의 속도는 모형 및 실선 공히 경계층계산으로 추정하였으며 유입면적은 가장 간단한 형태의 직사각형으로 가정하였다. 실선 추력계산은 모형선에서 추정된 추력은 축척효과를 전부 고려치 않고 유량과 제트속도만 축척효과를 고려하였고 전술한바와 같이 Inlet속도는 경계층계산을 이용하였다. 모형과 실선에서 예측된 추력곡선과 선각효율을 Fig. 7과 Fig. 8에 보여주고 있는데 추력은 선속에 대하여 일정한 경향을 보이는 반면 선각효율은 선속에 따라 산포가 있음을 나타내고 있다. 이는 반류보다 추력감소계수의 산포에 기인된 것이다. 선각 효율이 조금 낮은 값으로 예측된 것은 모형시험에서 추력감소계수 값이 예상보다 크게 계측되었기 때문이다.

6. 결론

워터제트의 자항시험에 대하여 간략하게 서술하고 결과해석에 대하여 토론하였다 특히 모형선이 길이가 5.3m의 대형모형선이기 때문에 시험준비 및 자항시험에 많은 어려움이 있었다. 제시된 방법은 완전하지는 않으나 실제적인 모형시험의 이론적 모델로서 사용될 수 있으리라 사료된다. 본 방법에서 뜻하는 바는 가장 간략한 모형시험으로 최대한의 성과를 얻고자 하는 것이다. 워터제트 모형시험에서 실선의 마력추정은 실선에 설치될 펌프의 효율 및 제트효율 등을 정확히 추정할 수 있어야 하기 때문에 펌프제작사와의 긴밀한 협조

가 요구되며 또한 이들의 추정방법에 대한 연구가 필요하다. 실선에서 Inlet에서의 평균속도는 실제적으로 예측이 어려우나 수치계산에 의한 방법으로 향후 더욱 개선해야 할 사항이라 하겠다. 모형시험 결과에 의하면 추력은 선속에 따라 일정한 곡선형태를 보여주고 있는 반면 선각효율은 산포가 있음을 알 수 있었다. 워터제트 시험에서 얻고자 하는 것은 추력임을 고려할 때 일차적인 목표는 어느정도 이루어졌다고 할 수 있다.

Table 1 Principal Particulars of Catamaran

Model Ship	Catamaran
Length	5.333 m
Breadth	1.3867 m
Depth	0.42 m
Draft	0.138 m
Δ	0.3 m ³
Scale ratio(λ)	15
Total weight	180 kg

Table 2 Specification of Waterjet Pumps

Type	Axial Flow
Max. Power	3.5 kW
Nozzle Exit Dia.	60 mm
Impeller Dia.	118 mm
No. of Blade	3
Material of Pump	Reinforced Plastic
Material of Impeller	Stainless Steel
Weight	6 kg
Motor Weight	81.5 kg

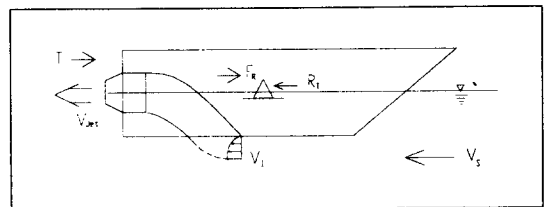


Fig.1 Arrangement of Test Set-up

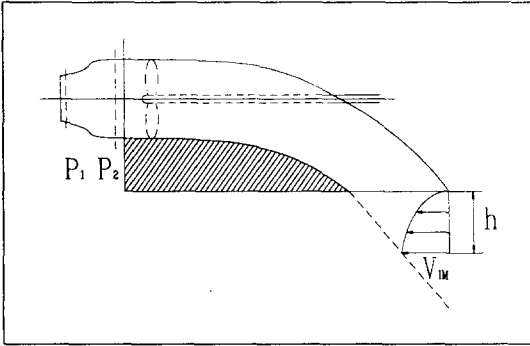


Fig. 2 Position of pressure tap

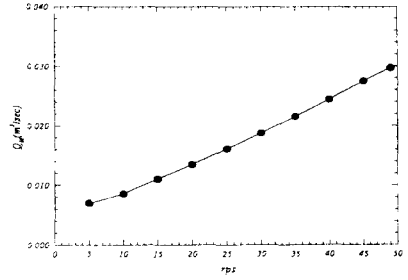


Fig. 5 Flow Rate

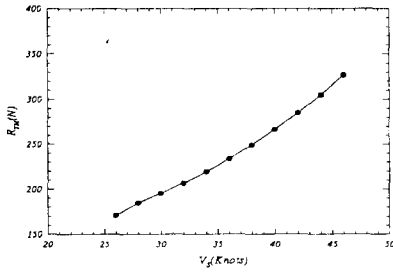


Fig. 3 Resistance Test Result

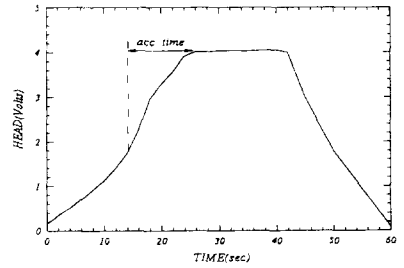


Fig. 6 Acceleration time at 6.11m/sec

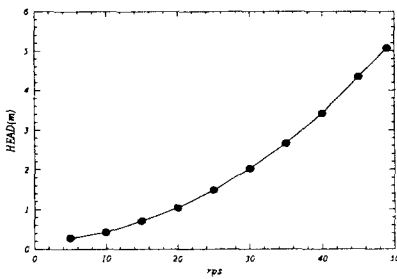


Fig. 4 Pressure Values

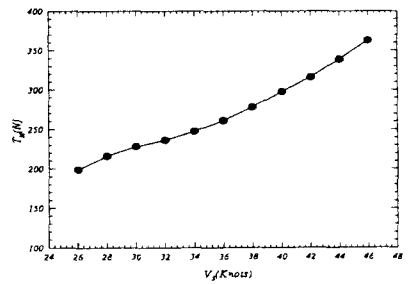


Fig. 7 Thrust for Model Ship

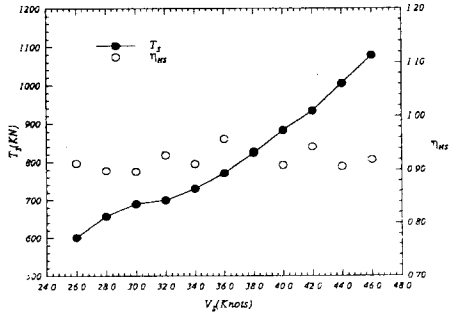


Fig. 8 Estimated Thrust for Full Scale

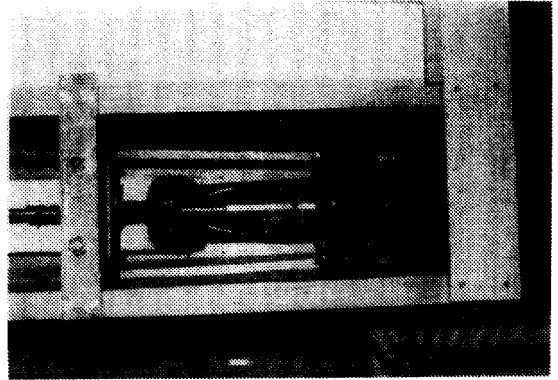


Fig. 11 Connection of Inlet and Waterjet

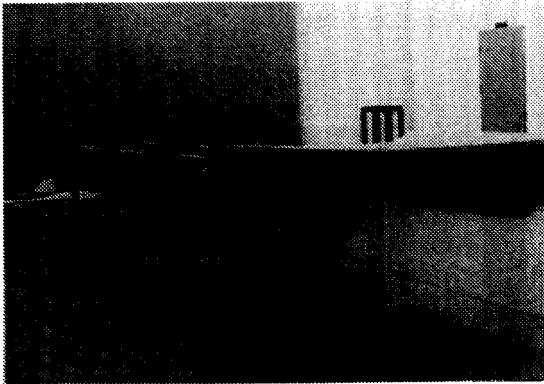


Fig. 9 Model Ship

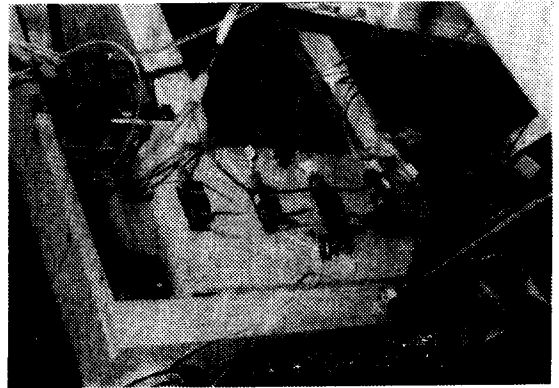


Fig. 12 Arrangement of Pressure Sensors



Fig. 10 Inlet Part of Model Ship

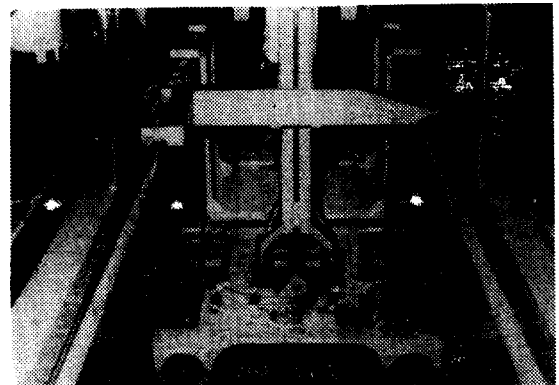


Fig. 13 Start of Waterjet Propulsion



Fig. 14 Stopping of Waterjet Propulsion

참 고 문 헌

[1] Apollonio, H. R., "A Review of Practical Water-Jet Propulsion", Society of Automotive Engineers, 1972.

[2] Hoshino, T. and Baba, E., " Self-propulsion Test of a Semi-Displacement Craft Model with Waterjet Propulsor", *Journal of the Society of Naval-Architects of Japan*, 1984.

[3] 18th ITTC., "Waterjet Test Procedures", *Proceed of 18th ITTC*, 1987.

[4] Min, K. S., " Design and Construction of the Long-Range High-Speed Foil-Catamaran Passenger Ship", *Nineteenth Symposium on Naval Hydrodynamics, Seoul, Korea, 1992*

[5] Svensson, R., "Experience from Operation of Large Water Jet Units", *Second International Conference on Fast Sea Transportation, Yokohama, Japan, Dec. 1993*.

[6] Matsumoto, K., Tanaka, H. and Ozawa, H., " Optimization of Design Parameters of Water Jet Propulsion System", *Second International Conference on Fast Sea Transportation, Yokohama, Japan, Dec. 1993*.

[7] Kawakami, T., et al. "Water-Jet Propulsion Unit For High Speed Hydrofoil Catamaran", *Second International Conference on Fast Sea Transportation, Yokohama, Japan, Dec. 1993*.

[8] Trewisga, T. V., "A theoretical Model for the Powering Characteristics of Waterjethull

systems", *Second International Conference on Fast Sea Transportation, Yokohama, Japan, Dec. 1993*.

[9] Allison, J., "Marine Waterjet Propulsion", *SNAME Transactions, vol. 101, 1993, pp275-335*.

[10] Lannone, L., " An Alternative Procedure for Calculation and Analysis of Flush-Inlet Water Jet Crafts Performance", *International Conference on Hydrodynamics, Nov. 1994, Wuxi, China*

부 록 A

기본원리

1. 추력

Waterjet 추진의 원리는 저속에서 펌프(Pump)로 물을 끌어들여 에너지를 공급하고 고속으로 후방으로 분출시켜 그때 얻어지는 추력(Thrust)에 의해 선박을 추진시키는 것이다. 따라서 전체 추력(Gross Thrust) T_G 는 노즐 출구에서 토출되는 질량 m 또는 유량 Q 에 의해 추진기가 느끼는 힘 (Force)으로서 노즐 출구에서의 속도 V_{jet} 가 균일하다고 가정하면 아래와 같이 나타낼 수 있다[9]. 즉,

$$T_G = m \cdot V_{jet} \tag{A1}$$

전체 추력 T_G 는 선박의 전진 추력(Forward Thrust)뿐만 아니라 조종성능면에서도 중요한 의미를 갖는다. Jet가 발생시키는 측력(Side Force)는 다음과 같이 표시한다.

$$F = T_G \sin \theta \tag{A2}$$

작은 각도에서 전체 추력에는 거의 영향을 주지 않으면서 측력에서는 상당히 큰 힘을 발생시킨다. 이것이 워터제트 추진 선박이 조종성능면에서 다른 여타 선박에 비하여 우수한 이유가 된다. 전진 추력 손실은 아래와 같이 나타낸다.

$$\Delta T = T_G(1 - \cos \theta) \tag{A3}$$

예를 들어 Jet가 15° 옆으로 휘어지게 하여 추진한다고 가정하면 추력은 전체 추력의 26% 정도가 되고 전진 추력손실은 3.4% 밖에 되지 않는다. 실제로 선박을 전진시키는데 소비하는 추력 T는 노즐입구와 출구 사이의 모멘텀 차이로서 나타낼 수 있는데 매질이 같다고 가정하면 노즐입구와 출구에서의 속도차로서 표시되게 된다[9]. 즉,

$$T = mV_{Jet} - mV_i \\ = \rho Q (V_{Jet} - V_i) \tag{A4}$$

단,

- m : Mass flow rate
- ρ : mass density
- Q : Flow rate
- V_{Jet} : Jet velocity
- V_i : Inlet velocity

2 펌프 수두(HEAD)

펌프에서 요구되는 수두 H는 선박의 구조, 기기의 배치, 선속, Inlet 및 노즐형상 등이 결정되면 1차 추정할 수 있는 것으로 다음과 같이 나타낼 수 있다[6].

$$H = \frac{V_{Jet}^2}{2g} \frac{1}{\eta_n} - \eta_i \frac{V_i^2}{2g} + h \tag{A5}$$

단,

- η_n : Exit efficiency
- η_i : Inlet efficiency
- h : Pump center line height above the water level
- g : Gravity

노즐관 내의 어떤 점에서 물의 정압이 그의 수온에 대한 포화증기압 이하가 되면 일반적으로 유체가 비등하는 캐비테이션 현상이 발생한다. 펌프 내부에 캐비테이션이 발생하면 관내의 캐비티가 깨어지면서 반복해서 물체 표면을 때리기 때문에 표면이 깨지거나 또는 펌프 전체가 진동하게 되는

데 이런 캐비티가 심하게 발생하면 Impeller 또는 펌프의 각종 부품 등에 상당한 손상을 가져오게 됨은 물론 펌프효율의 급격한 저하가 오게 되며 펌프자체가 과도하게 흔들리게 되는 현상도 발생한다. 보통 대기압 P_a 상태에서는 유체의 압력이 증기압 이하로 강하되지 않지만 펌프의 작동 및 설계 등에 따라 압력이 변하게 된다. 펌프관 내의 압력이 최저로 되는 지점은 날개로부터 에너지를 완전히 받지 않는 날개 입구 부분이다. 따라서 이곳에서 캐비테이션 현상을 피하기 위하여 펌프에 NPSH를 가해주어야 한다. NPSH는 펌프분야에서 주로 사용되는 용어로서 “Net Positive Suction Head”를 뜻한다. 이것은 펌프 중심을 기준으로 해서 출구 노즐의 측정된 계기값에서 유체의 온도 대응되는 계기증기압을 빼고, 그곳에서의 속도 수두를 더한 값이다. 이는 펌프 중심 압력에서 유체의 포화증기압 P_e를 감산하는 것과 같다. 즉 펌프입구에서 가능한 전체

$$Head = \frac{P_a}{2g} + \eta_i \frac{V_i^2}{2g} - h \tag{A6}$$

$$\Delta P(NPSH) = \frac{P_a - P_e}{2g} + \eta_i \frac{V_i^2}{2g} - h \tag{A7}$$

부연하면 펌프 입구에서 캐비테이션 현상을 피하기 위해서는 워터제트 입구로부터 펌프에서 요구되는 NPSH를 공급할 수 있어야 한다.

3 추진효율

일반적으로 선박의 추진효율 η_D는 추진기의 전달 마력중 유효하게 추진출력으로 몇%가 쓰여졌는가를 표시하며 잘 알려진 바와 같이 다음과 같이 나타낸다.

$$\eta_D = \eta_O \times \eta_R \times \eta_H = \frac{RV_S}{P_D} \tag{A8}$$

단,

- η_O : Open water efficiency

$$\eta_H : \text{Hull efficiency} = \frac{1-t}{1-w}$$

η_R : Relative rotative efficiency

R : Ship resistance

V_S : Ship speed

P_D : Delivered horse power

t : Thrust deduction fraction

w : Wake fraction

다음으로 Waterjet 추진의 경우에 대하여 추진 효율을 조사해보자.

이 경우에는 프로펠러 대신에 흡입구 및 출구, 펌프가 있기 때문에 아래와 같이 쓸 수 있다[7]. 즉,

$$\eta_D = \eta_P \times \eta_{Jet} \times \eta_H \tag{A9}$$

단,

$$\eta_P : \text{pump efficiency} = \frac{P_{out}}{P_D}$$

$$\eta_{Jet} : \text{Jet efficiency} = \frac{TV_I}{P_{out}}$$

$$V_I = V_S(1-w)$$

T : Thrust

$$P_{out} = P_{nozzle} - P_{inlet} : \text{output power}$$

P_D : Delivered horse power

$$P_{nozzle} = \frac{1}{2} \rho m V_{Jet}^2$$

$$P_{inlet} = \frac{1}{2} \rho m V_I^2$$

여기에서 η_{Jet} 에 대하여 살펴보면

$$\begin{aligned} \eta_{Jet} &= \frac{TV_I}{P_{out}} = \frac{TV_I}{P_{nozzle} - P_{inlet}} = \frac{TV_I}{\gamma Q H} \\ &= \frac{\rho Q (V_{Jet} - V_I) V_I}{\gamma Q \left[\frac{1}{\eta_n} \frac{V_{Jet}^2}{2g} - \eta_l \frac{V_I^2}{2g} + h \right]} \\ &= \frac{2(V_{Jet} - V_I) V_I}{\frac{1}{\eta_n} V_{Jet}^2 - \eta_l V_I^2 + 2gh} \tag{A10} \end{aligned}$$

노즐출구와 입구에서 손실을 무시하고 $h=0$ 일때

$$\eta_{Jet} = \frac{2V_I}{V_{Jet} + V_I} \tag{A11}$$

$V_I = V_S$ 로 가정하고

$$u = \frac{V_{Jet}}{V_S} \text{로 할 때}$$

Waterjet의 이상효율 η_{Jet} 다음과 같다.

$$\eta_{Jet} = \frac{2}{u+1} \tag{A12}$$

상기의 식(A12)은 다음과 같이 하여도 같은 결과를 얻을 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} \eta_{Jet} &= \frac{TV_S}{P_{nozzle} - P_{inlet}} = \frac{TV_S}{\frac{1}{2} \rho Q (V_{Jet}^2 - V_S^2)} \\ &= \frac{\rho Q (V_{Jet} - V_S) V_S}{\frac{1}{2} \rho Q (V_{Jet}^2 - V_S^2)} = \frac{2V_S}{V_{Jet} + V_S} = \frac{2}{1+u} \tag{A13} \end{aligned}$$

식(A12) 및 (A13)에서 살펴보면 $u=0$ 가 되면 η_{Jet} 가 최대 효율이 되는 것으로 계산되나 식(A4)에서 보여주듯이 $u=0$ 가 되면 V_{Jet} 가 V_S 가 되어 워터제트에서 추력자체가 발생치 않기 때문에 의미가 없다. 추력 T와 효율 η_{Jet} 로 부터 JVR(Jet Velocity Ratio) u값의 최적값은 T와 η_{Jet} 가 최대가 되는 u값을 찾으려면 되는데 추력 T가 u에 대하여 직선적으로 변화된다고 가정할 때 u는 1.7 정도에 최적값이 된다. 펌프내에서의 모든 손실과 기타 여러 가지 사항을 고려할때 경험적으로 얻어진 수치에 의하여 u의 값은 선박의 종류, 펌프중량, 추진조건등에 따라 달라지지만 $u=1.4 \sim 2.0$ 사이에 있게 되는 게 보통이다. 다음에 중요하게 사용되는 계수는 IVR(Inlet Velocity Ratio)가 있는데 이는 다음과 같이 나타낸다.

$$IVR = \frac{V_1}{V_s} = 0.6 \sim 1.0 \quad (A14)$$

위에 나타낸바와 같이 특별한 경우를 제외하고는 상기값을 가지며 IVR의 선정시에는 Inlet 부근에서의 캐비테이션이 중요한 역할을 하게 된다.

Waterjet에 있어서 η_{jet} 의 이상효율을 추력계수(Thrust Coefficient)로 아래와 같이 표시할 수 있다[9].

$$\eta_{jet} = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + C_T}} \quad (A15)$$

$$\text{단, } C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_{jet} V_s^2}$$

프로펠러의 경우

$$\eta_{idea} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}} \quad (A16)$$

$$\text{단, } C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_P V_s^2}$$