

흡입 유로 형상이 터보펌프의 성능 및 캐비테이션에 미치는 영향에 관한 실험적 연구

강병윤* · 추성한* · 강신형**†

An Experimental Study on Influence of Suction Path to Performance and Cavitation for Turbopump

Byung Yun Kang*, Sung Han Chu*, Shing-Hyoung Kang**†

Key Words : Turbopump(터보펌프), Inducer(인듀서) Cavitation(캐비테이션), NPSH(유효흡입양정)

ABSTRACT

Super-cavitating vehicle which is operating under water speeds up to 100m/s. In this process super-cavitation around body reduces frictional resistance. This paper introduces experimental study on different width of suction path as there is a warhead in the torpedo. Hydraulic performances of turbopump at non-cavitating condition does not display a significant differences depending on different width of suction path. However, cavitation performance of each model shows obvious differences in the same condition of experience. In case of radial inlet, the value of critical NPSH(which indicates 3% head drop) increases about 20% in comparison of axial inlet.

1. 서론

초공동 수중운동체는 평균 100m/s의 속도로 진행되는 어뢰의 한 종류로서, 기존 어뢰의 평균속도가 25m/s임을 감안하면 매우 빠른 속도로 진행되는 것을 알 수 있다. 초공동 수중운동체의 기본 원리는 다음과 같다. 고속으로 운전하는 어뢰 몸통은 해수와 마찰로 손실이 발생하게 되는데, 어뢰에 초월공동현상(Super-cavitation)을 발생시켜 몸통 전체를 기체가 감싸게 만들어 해수와 직접적인 마찰 저항을 최소화하는 것이다. Fig. 1은 초공동 수중운동체의 도식도이며 주요 구성품은 그림에서와 같이 캐비테이터, 탄두, 터보펌프 및 연소실로 구성된다. 고속으로 운전하는 초공동 수중운동체는 높은 추력이 필요하다. 높은 추력을 얻기 위해서는 연소실에 고압의 유체가 유입되어야 하는데, 이를 위하여 어뢰에 터보펌프가 장착된다. 터보펌프는 연소실의 위치로 인하여 어뢰의 뒷부분에 위치하게 된다. 어뢰의 앞부분에는 탄두를 장착하기 때문에, 어뢰 내부 공간상의 제약으로 인하여

탄두 앞 뒤에 챔버(Chamber)를 설치하여 유체는 챔버를 통해 탄두 주위를 우회하여 터보펌프로 들어오게 된다. 이러한 흡입구의 형상으로 인하여 터보펌프의 입구 유동은 달라진다. 따라서 본 연구는 이렇게 달라진 입구 유동이 터보펌프의 성능 및 캐비테이션 특성에 어떠한 영향을 미치는지 평가하고, 또한 챔버의 여러 설계 변수 중에서 챔버 두께의 변화가 터보펌프의 성능 및 캐비테이션 특성에 어떠한 영향을 미치는지에 대하여 자세히 알아보려고 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1. 실험장치

Fig. 2는 전체 시험장치의 도식도이며 용량 2500 L의 탱크 앞부분에서 물을 흡입하여 뒷부분으로 배출하는 구조이다. 유량은 상부 배관에 설치된 전자기 방식의 유량계를 통해 측정하며, 유량 조절은 상부의 게이트 밸브를 이용하였다. 터보펌프는 인버터로 제어되며 성능시험의 경우 2000 ~ 3000 rpm, 캐비테이션 시험의 경우 3200 rpm에서 수행하였다. 축 동력 계산을 위해 토크미터를 이용하였고, 캐비테이션 시험에서는 진공펌프를 이용하여 입구압력을 낮춰가며

* 서울대학교 기계항공공학부 대학원

** 서울대학교 기계항공공학부

† 교신저자, E-mail : acekby@snu.ac.kr

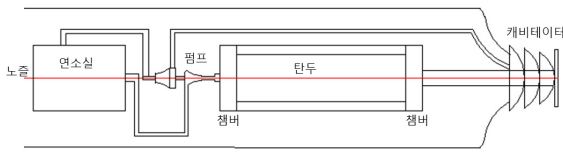
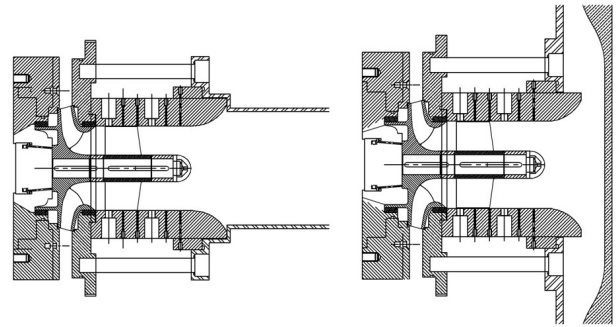


Fig. 1 Schematic of super-cavitation torpedo



(a) (b)

Fig. 4 Inlet test section of (a)Axial inlet, and (b)Radial inlet

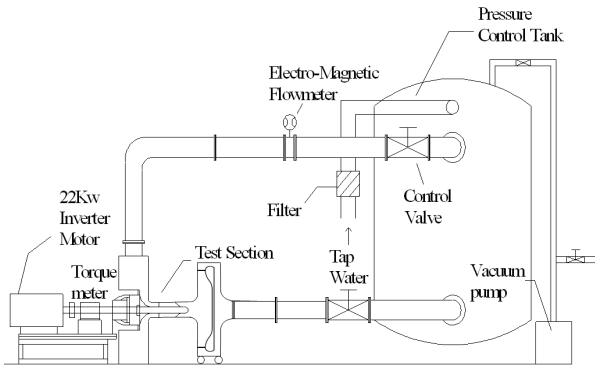
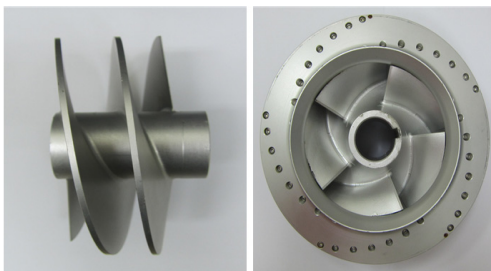


Fig. 2 Schematic of turbopump test rig



(a) (b)

Fig. 3 Test (a)inducer, and (b)impeller

진행하였다. 캐비테이션 유동가시화를 위해 인두서 케이싱은 투명 아크릴로 제작하였으며, 입구 섹션 압력은 인두서 입구 날개 팁으로부터 20 mm 떨어진 지점에 압력 탭을 내어 측정하였다. Fig. 3 은 시험에 사용 된 터보펌프의 구성품인 인두서와 회전차이다. 캐비테이션 가시화를 위해 스트로보스코프와 카메라를 이용해 진행과정을 촬영하였으며 비정상 유동의 신호를 계측하기 위해 고속 응답 압력 변환기 Kyowa PGMC-A-1 MP 모델을 이용하였다. 입구 정압 측정에는 정압계(FPA, Honeywell)를 사용하였고, 인두서 입구와 출구의 압력차 및 회전차 입구와 출구의 차이는 차압계(FDW, Honeywell)를 이용하여 측정하였다.

2.2. 실험방법

터보펌프에 챔버를 적용시킨 흡입구는 유동이 축 방향으로 수직으로 유입된다. 유체의 유동 방향에 의하여 챔버를 장착한 흡입구는 반경류 흡입구(Radial inlet, RI)로 정하였다.

반경류 흡입구에 대한 영향을 비교 평가하기 위하여 일반적인 직관을 적용한 흡입구에 대한 시험을 수행하여 비교 평가하였고, 이를 축류 흡입구(Axial inlet, AI)로 정하였다. Fig. 4 는 축류 흡입구와 반경류 흡입구의 시험 형상을 나타낸 그림이다. 성능시험의 경우 설계 유량의 0.6 ~ 1.4 배 범위에서 수행하였다. 캐비테이션 시험의 경우 발생하는 기포의 발생을 최대화하기 위해 3200 rpm 의 큰 회전수와 설계 유량의 0.8, 1.0, 그리고 1.2 배의 조건에서 수행하였다. 또한 캐비테이션의 불안정성(Instability)을 분석하기 위해 각각의 캐비테이션 계수에 인두서 날개에 회전 방향에 따라 30 초 동안 2.4 kHz의 간격으로 72,000 개의 압력 데이터를 측정하여 주파수 분석하였다.

3. 터보펌프의 성능 특성

Fig. 5 는 터보펌프의 유량별 성능 결과를 무차원하여 나타낸 그래프이다. 유량계수와 양정계수는 식(1)에 따라 정의하였다. 유량계수에서 면적은 회전차 출구를 이용하였고, 속도는 회전차 팁 속도를 사용하였다. 양정계수에서 양정은 입구에서의 전압과 출구에서의 정압을 이용하였다. 반경류 흡입구의 경우 축류 흡입구 대비 양정계수가 평균 2% 정도 감소하였다. Fig. 6 은 인두서의 압력회복 계수를 유동방향에 따라 나타낸 그래프이다. 압력회복 계수는 입구 대비 정압 상승에 대한 정압으로 무차원하여 나타낸 것으로 식(2)에 나타내었다. 인두서 출구에서의 압력회복 계수는 축류 흡입구보다 반경류 흡입구의 결과가 9.65% 낮게 나왔다. 이러한 결과는 흡입 유로 변화에 의한 영향으로 인두서와 터보펌프의 성능 차이가 발생 한 것으로 생각 할 수 있다. 상대적으로 터보펌프의 전체 성능보다 인두서가 더 크게 감소한 것으로 확인 되었다. 이는 흡입구에 가까이 있는 인두서가 흡입 유로 변화에 대한 영향을 더 크게 받는 것으로 파악 되고, 인두서를 지나 회전차로 가면서 그 영향이 일정부분 상쇄되어 전체적으로는 미비하게 미치는 것으로 파악된다.

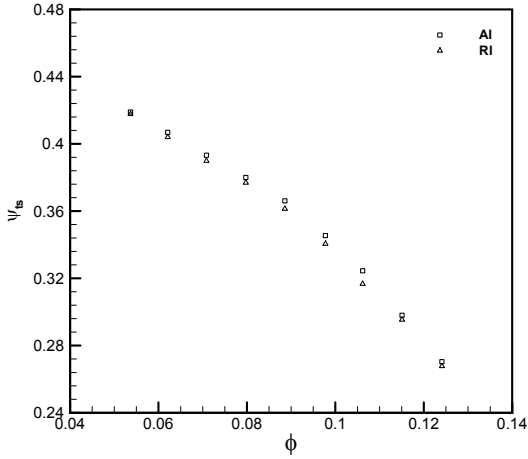


Fig. 5 Comparison of head performance in turbopump

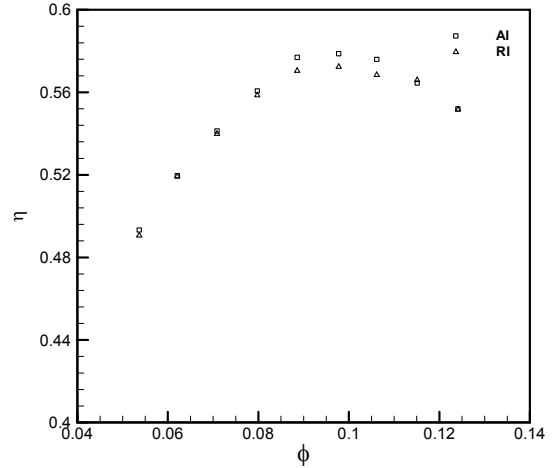


Fig. 7 Comparison of efficiency in turbopump

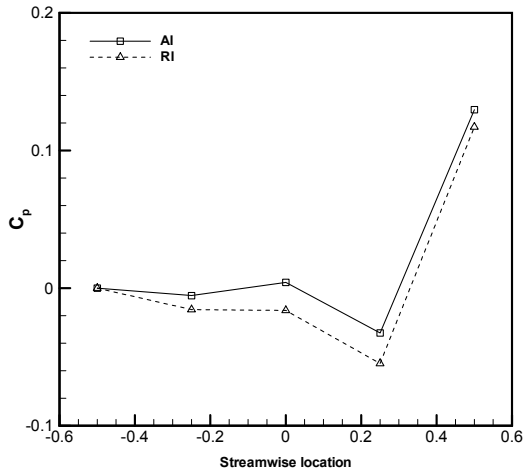


Fig. 6 Comparison of static pressure coefficient at inducer

4. 터보펌프의 캐비테이션 특성

Fig.8 은 축류 흡입구와 반경류 흡입구에 대한 캐비테이션 시험 결과를 나타낸 그래프이다. 설계 유량대비 20% 증감 유량에서의 NPSH를 보여주고 있다. NPSHr 값은 양정의 3% 감소하는 입구압력에 해당하는 값으로 나타내었고, 식 (4)와 같이 정의하였다.

$$NPSH = \frac{P_t - P_v}{\rho g} \quad (4)$$

저 유량($\phi=0.071$)에서는 양정의 3% 하락지점이 나타나지 않았다. 이는 진공펌프의 용량 한계로 흡입구에서의 압력을 충분히 떨어뜨리지 못한 것으로 판단되었다. 설계 유량

$$\phi = \frac{Q}{A U_t} \quad \psi = \frac{gH}{U_t^2} \quad (1)$$

$$C_p = \frac{P - P_{in}}{1/2 \rho U_t^2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{T w} \quad (3)$$

Fig. 7 은 터보펌프의 효율을 나타낸 것으로 식(3)으로 정의 하였다. 회전차 출구 기준으로 축류 흡입구 보다 반경류 흡입구를 장착한 터보펌프의 효율이 설계 유량에서 2.1% 감소한 것으로 나타났다. 양정과 효율의 결과로 보아 흡입 유로의 변화에 의하여 터보펌프의 성능이 변하는 것을 확인 하였다.

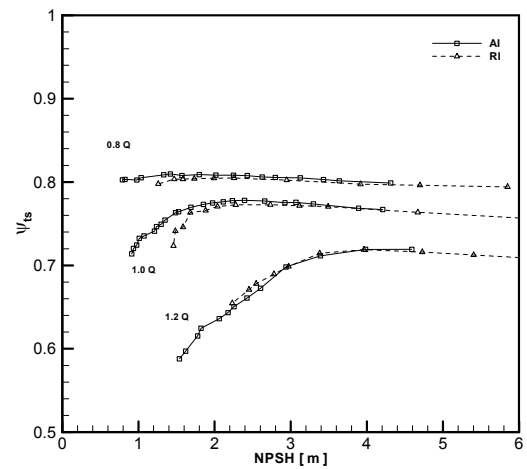


Fig. 8 Comparison of NPSH in turbopump

Table 1 Comparison of NPSHr in turbopump

Turbopump	NPSHr [m]	Rate [%]
AI	1.21	-
RI	1.48	22.31

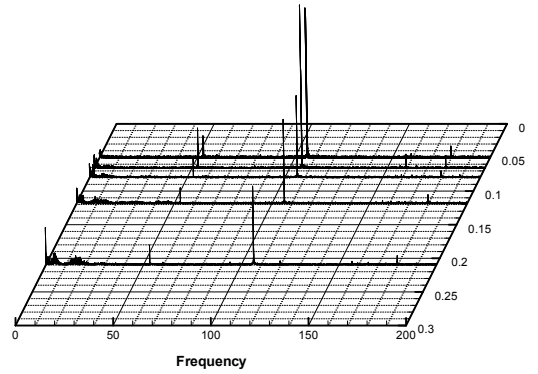
($\phi=0.088$)에서는 흡입 유로에 의한 특성 차이가 가장 명확하게 나타났다. 축류 흡입구보다 반경류 흡입구에서 양정이 낮은 것을 확인 할 수 있고, NPSHr 값 역시 높게 측정 되었다. 설계 유량에서의 정량적인 값은 Table 1에 표시하였다. 축류 흡입구와 비교하면 NPSHr 값이 0.27 m 커졌다. 이는 22.31% 증가한 것으로 축소형 모델이 아닌 실제 크기의 터보펌프 NPSHr 값을 NPSH 상사로 예측하면 NPSHr 값은 더 커진다는 것을 의미한다. 반경류 흡입구의 특성상 입구 압력이 낮아지면 입구로 유입된 기포가 인두서 팁 쪽에서 빠르게 성장하며 흡입성능이 악화된 것으로 설명 할 수 있다. 전체적으로 고 유량에서는 양정이 빨리 떨어지는 경향을 나타내는데 이는 고 유량에서 인두서가 충분한 압력상승을 제공하지 못하여 발생한 것으로 파악 되었다.

Fig. 9는 설계 유량에서 축류 흡입구와 반경류 흡입구에 대한 주파수 분석을 나타낸 그래프이다. 세로축은 캐비테이션 계수에 대한 값이며 입구 전압과 증기압의 차를 입구의 동압으로 무차원한 식이다. 캐비테이션 계수의 정의는 식(5)에 나타내었다.

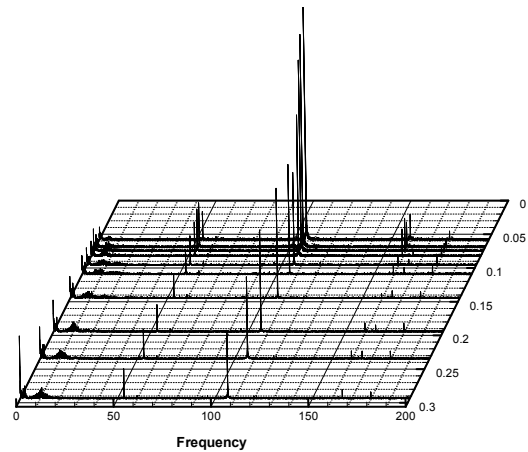
$$\sigma = \frac{P_t - P_v}{\frac{1}{2}\rho U_{t,ind}^2} \quad (5)$$

전체적으로 반경류 흡입구에서는 챔버 효과로 인하여 인두서 입구 유동이 축류 흡입구보다 불 안정적이며 캐비테이션 서지(surge)가 크게 검출되었다. 그리고 회전 주파수에서 발생하는 비대칭 캐비테이션(Asymmetry Cavitation)과 회전 주파수의 1~1.2 배에서 발생하는 회전 캐비테이션(Rotating Cavitation)의 강도 역시 강해진 것을 알 수 있다.

Fig.10은 축류 흡입구와 반경류 흡입구의 경우에 대한 캐비테이션 가시화를 나타낸 사진이다. 캐비테이션 계수가 작아지면서 인두서 팁에서 기포(Cavity)가 발생하여 성장하는 모습이 관찰되었고, 축류 흡입구 보다 반경류 흡입구에서 기포가 크게 나타나는 것으로 보아 흡입구의 형상이 기포의 성장 및 발달에 영향을 미치는 것으로 판단되었다.

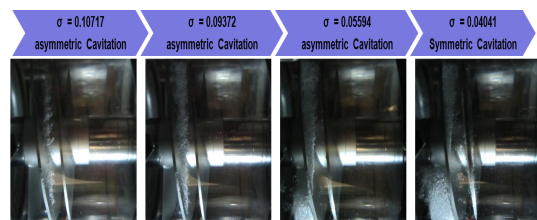


(a)

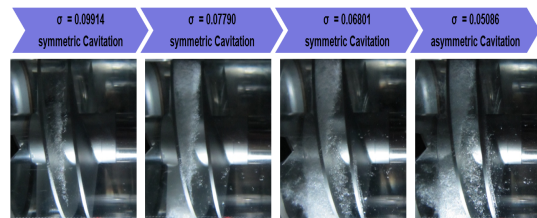


(b)

Fig. 9 Comparison of FFT (a)AI, and (b)RI



(a)



(b)

Fig. 10 Cavitation visualization (a)AI, and (b)RI

5. 챔버 두께 변화에 의한 터보펌프 특성

터보펌프 앞에 장착되는 챔버의 여러 변수 중에 가장 민감할 것으로 보이는 챔버 두께를 변화시켜 가면서 터보펌프의 성능 변화를 평가해 보았다. 챔버 두께는 흡입 배관의 직경을 고려하여 20 mm, 30 mm, 그리고 40 mm 로 설정하였고, 인듀서의 직경으로 무차원하여 B/D 라는 변수를 사용하였다. Fig. 12 는 흡입구에서 챔버를 지나 인듀서 입구까지의 압력 손실계수를 나타낸 그래프이다. 압력 손실 계수는 인듀서 입구에서의 동압에 대한 흡입구 출구에서 인듀서 입구까지의 전압 차의 비율로 정의하였고, 식(6)과 같이 나타내었다. 무차원 된 변수와 손실계수의 위치를 Fig. 11 에 나타내었다.

$$K = \frac{P_{t,\infty} - P_{t,in}}{1/2 \rho U_i^2} \quad (6)$$

챔버 두께가 얇아질수록 흡입구에서의 손실계수가 더 큰 것을 확인 하였다. 유량별로는 약간의 편차가 있지만 전반적으로 동일한 값을 가지는 것으로 확인 하였고, 저 유량에서

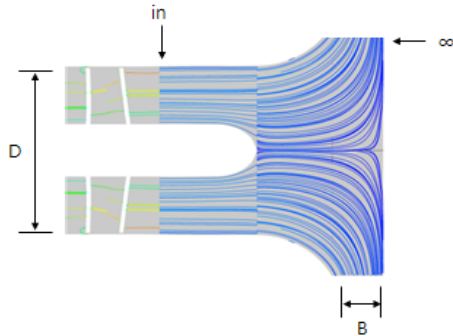


Fig. 11 Chamber width at Radial inlet

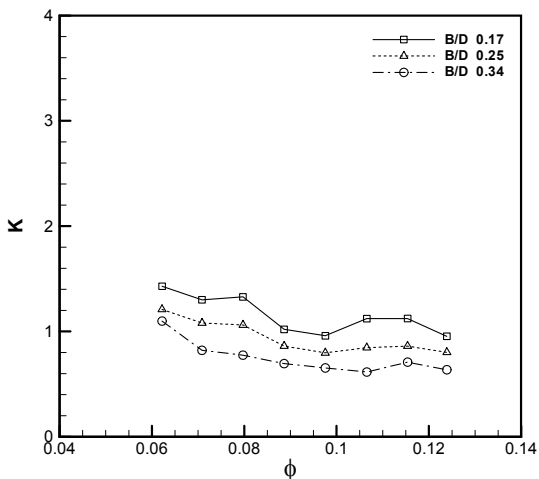


Fig. 12 Comparison of total pressure loss coefficient at intake

는 손실계수가 증가하는 것으로 나타나는데 이는 레이놀즈수에 의한 영향으로 파악되었다.

Fig. 13 과 Fig. 14 는 두께 변화에 따른 터보펌프의 성능 곡선과 효율 곡선을 나타낸 그래프이다. 성능 곡선을 보면 유량계수와 압력계수로 무차원하여 나타내었기 때문에 전체적인 차이가 크게 나타나지 않음을 알 수 있다. 하지만 정량적으로 살펴보면 두께가 얇아질수록 양정이 감소하는 것을 알 수 있다. 효율을 살펴보면 두께가 B/D가 0.25 인 경우 0.34에 비하여 작은 감소를 보였지만, 0.17은 0.25에 비하여 크게 감소한 것을 알 수 있다. 위의 두 결과를 종합하면 챔버 두께 변화에 따른 터보펌프의 성능 및 효율은 챔버 두께가 얇아질수록 서서히 감소하다가 일정 두께 이하가 되면 큰 폭으로 감소하기 시작하는 일정 임계 두께를 가지는 것으로 볼 수 있다. 임계 두께는 인듀서의 직경과 관련이 있을 것이라 판단이 되지만 신뢰성을 확보하기 위해서는 다른 경우에서 시험 및 유동해석을 통하여 결과를 확인해야 할 것이다.

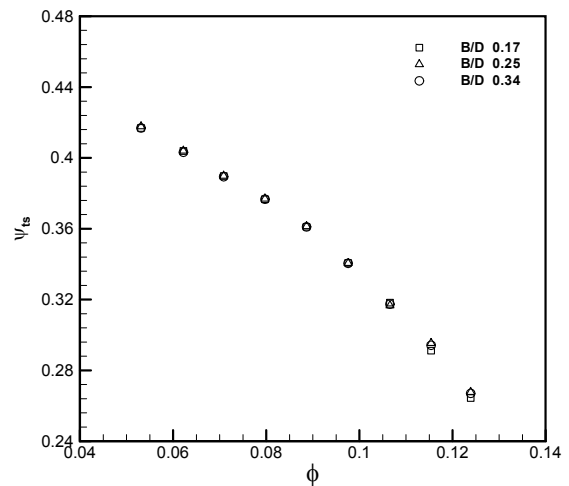


Fig. 13 Comparison of head performance in turbopump

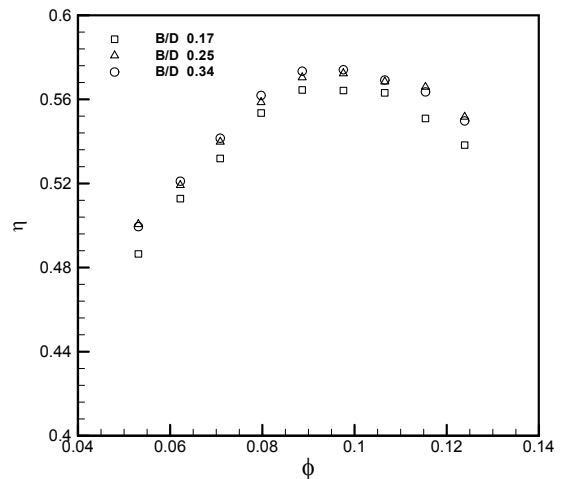


Fig. 14 Comparison of efficiency in turbopump

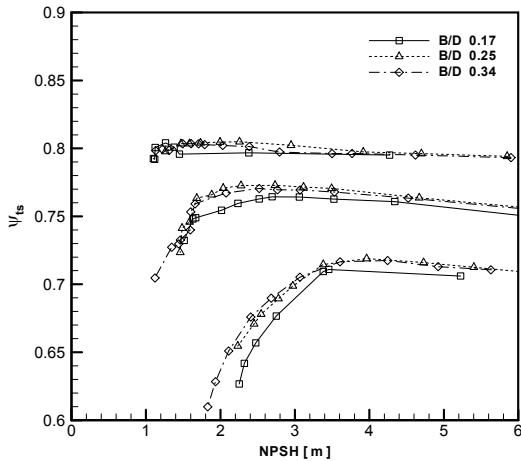


Fig. 15 Comparison of NPSH in turbopump

Fig. 15는 챔버 두께 변화에 따른 NPSH 곡선을 나타낸 그래프이다. 설계 유량에서 3 % NPSHr 값을 살펴보면 두께가 얇아지면서 1.44 m, 1.48 m, 그리고 1.51 m로 증가 하였다. 증가한 비율을 보면 B/D 0.34 를 기준으로 각각 2.78 % 와 4.86 %로 이 결과 역시 앞에서 성능 및 효율 곡선에서 나타난 두께 변화에 대한 일정 임계값을 가지는 것으로 판단되었다. 압력계수의 분포가 0.34 와 0.25 의 차이보다 0.25 와 0.17 의 차이가 더 큰 것을 확인 할 수 있다.

6. 결 론

챔버 장착에 의한 흡입 유로가 터보펌프의 성능 및 캐비테이션 특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 시험을 수행하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 수력성능은 챔버 효과를 적용한 반경류 흡입구의 결과가 챔버 효과가 없는 축류 흡입구인 경우보다 평균 2 % 감소하였으며, 수력효율은 반경류 흡입구의 결과가 축류 흡입구 보다 평균 1~2.3 %의 감소를 보였다.
- 2) 캐비테이션 특성 평가의 경우는 양정이 3% 감소하는 값 (NPSHr)이 반경류 흡입구의 결과가 22.31 % 높게나왔다.

3) 축류 흡입구보다 반경류 흡입구에서 터보펌프의 불안정성이 더 강하게 나타났다. 주파수 분석 결과 비대칭 캐비테이션, 회전 캐비테이션 및 캐비테이션 서지 현상을 관찰 할 수 있었고, 유동 가시화를 통하여 기포의 크기가 더 큰 것을 확인 하였다.

4) 챔버 두께가 얇아짐에 따라 흡입구에서의 손실 계수가 커지는 것을 확인 하였다. 이에 대한 영향으로 터보펌프의 양정 및 효율은 감소하였으나 큰 차이를 보이지는 않았다. 하지만 NPSHr 은 4.86 % 증가하였다.

전반적으로 챔버 효과를 적용한 터보펌프는 양정과 효율보다 캐비테이션 특성에 더 큰 영향을 미친다는 것으로 확인 되었다. 이는 향후 어뢰에 장착되는 터보펌프를 설계 할 때, NPSHr 값은 챔버 효과로 인하여 증가하는 영향을 고려해서 결정해야 할 것이다.

후 기

본 연구는 초공동 수중운동체 통합연구의 일환으로 진행 되었으며 연구에 도움을 주신 국방과학기술원(ADD) 분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이경훈, 유주형, 강신형, 2006, "터보펌프용 인듀서의 캐비테이션 불안정성에 대한 연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 193~198.
- (2) 김준형, 최영석, 이경용, 윤준용, 2007, "입구부 형상이 수중 카고 펌프의 성능에 미치는 영향," 유체기계저널 제10권, 제6호, pp. 44~49.
- (3) Kang, D. H., Toshifumi Watanabe., Koichi Yonezawa., Hironori Horiguchi., Yutaka Kawata., Yoshinobu Tsujimoto, 2009, "Inducer Design to Avoid Cavitation Instabilities," International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 2, No. 4, October-December 2009.