

대형캐비테이션터널(LCT) 실물 구동펌프 성능시운전

안종우[†] · 김건도 · 김기섭 · 박영하
한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Performance Trial-Test of the Full-Scale Driving Pump for the Large Cavitation Tunnel(LCT)

Jong-Woo Ahn[†] · Gun-Do Kim · Ki-Sup Kim · Young-Ha Park
Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering(KRISO), KIOST

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The objective of the present study is to analyze the results of the trial-test for the full-scale driving pump, which is arranged in the LCT (Large Cavitation Tunnel). Firstly, the reasons of selecting the final design pump are introduced in terms of the performance analysis in model tests. The trial-test items for the full-scale driving pump are measurements of output current/voltage at the inverter of the main motor and the flow velocity in the LCT test section. The test results show the increase in flow rate of about 10.7% and the decrease in pump head of about 26%, compared with those of final design-pump specification. The motor power has the margin of about 22%. The performance analysis for the full-scale pump is conducted using the commercial code (CFX-10). The delivered power calculated with CFX-10 shows good agreement with that extracted from the full-scale pump test. It is found that CFX-10 is useful to analyze a full-scale pump.

Keywords : Performance trial-test(성능 시운전), Driving pump design(구동펌프 설계), Large cavitation tunnel(대형캐비테이션터널), Full-scale pump(실물 펌프)

1. 서론

한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소(KRISO)가 보유한 대형캐비테이션터널(Large Cavitation Tunnel, LCT)은 저소음 및 고효율 운용이 요구된다. 이런 요구들을 만족하기 위하여 우선 검토해야 할 분야가 본체 수력설계 분야이다. 수력설계 분야에서는 유동손실을 최소화하면서 캐비테이션이 어디에서도 발생하지 않도록 하기 위한 터널 내부 형상 및 구동펌프 설계를 수행하여야 한다. CFD 계산 및 모형시험을 통하여 최적의 터널 내부 형상을 결정하고 수두손실 계산을 통한 구동펌프의 요구양정을 구하게 되면 펌프 설계를 수행할 수 있다. 구동펌프는 대형캐비테이션터널에 배경소음을 높일 수 있는 주요 소음원으로 높은 효율과 함께 어떤 운용 조건에서도 캐비테이션이 발생하지 않도록 설계되어야 한다. 외국의 대형터널인 LCC (Wilson & Etter, 1992), HYKAT (Friesch, 1991), FNS (Miyagawa & Sato, 2003) 등도 유동소음을 감소시키기 위하여 수력설계 및 구동펌프 개발에 많은 연구를 수행한 바 있다. 구동펌프 임펠러 날개수만 보더라도 LCC 7개, HYKAT 11개, FNS 7개로 나타나는데, 일반적인 공업용 펌프보다 날개수가 많다. 기존 대형터널들에 구동펌프 자료조사를 기반으로

LCT는 임펠러 7개 스테이터 9개로 날개수가 결정된 바 있다. 날개 수와 직경이 결정된 상태에서 요구양정에 따라 임펠러/스테이터 형상설계를 수행한 바, 상용 CFD 코드(CFX-10)와 모형시험을 통하여 최종 구동펌프를 결정하였다 (Ahn, et al., 2008).

본 논문의 목적은 최종적으로 결정된 임펠러/스테이터 형상에 따라 실물(full-scale) 구동펌프는 제작하고 LCT에 설치하여 성능 시운전을 수행하고 그 결과를 분석하는 것이다. 우선 설계 단계에서 모형시험과 성능추정 결과를 바탕으로 예측하였던 펌프 소요마력 등을 언급하고, 최종 펌프(LP-11)가 선정된 배경을 소개하고자 한다. 또한 설계 단계에서 모형 펌프의 양정을 정도 높게 추정하였던 상용 CFD 코드(CFX-10)를 이용하여 LCT 성능시운전 조건에 맞추어 실물 펌프의 성능을 계산하고 성능시운전 결과와 비교를 수행하였다. 최종적으로 설계 단계에서 추정된 결과와 실물펌프 성능시운전 결과의 차이를 언급하고, 그 차이가 어디에서 유발되었는지 그 원인을 분석하고자 한다.

2. 설계펌프의 성능분석

Fig. 1은 수력 설계된 대형캐비테이션터널의 정면도를 보여준

다. 본체의 제원은 60 m(L) × 6.5 m(B) × 19.8 m(H)이며, 시험부의 제원은 12.5 m(L) × 2.8 m(B) × 1.8 m(H)이다. 설치 가능한 모형선 최대 길이는 10.5m 이며, 내부 절대압력 조절 범위는 0.03~3.5 bar 이다. LCT 내부에는 2,370톤의 시험용수가 채워지게 된다. 임펠러와 스테이터로 구성되는 구동펌프는 축류형(axial type)이며, LCT 하부에 위치한다. 펌프 설계 사양을 결정하기 위하여 수두손실은 최대유속인 15.0 m/s를 기준으로 LCT 내부 형상 분석을 통하여 도출되었다. 실물 구동펌프의 설계 사양은 Table 1과 같으며, 유량계수(J_Q)와 양정계수(C_H)는 다음과 같다. (Kim & Ahn, 2006)

$$J_Q = \frac{Q}{nD^3} = 0.7111 \quad (1)$$

$$C_H = \frac{gH_P}{n^2 D^2} = 1.3946 \quad (2)$$

여기서, g는 중력가속도, n은 임펠러 회전수 (rpm)이다.

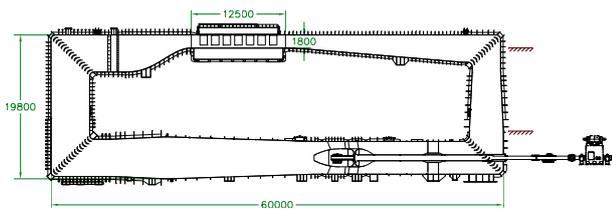


Fig. 1 Front view of large cavitation tunnel (LCT)

Table 1 Specification of the driving pump

	Impeller	Stator
Diameter(D), m	4.5	4.5
Number of Blades	7	9
Hub Ratio	0.55	0.55
N, RPM	70(c.w.)	fixed
Tip Clearance	0.001D~0.0015D	
Head Rise(H_P), m	3.92	
Flowrate(Q), m ³ /s	75.6(15 m/s at test section)	

구동펌프 설계를 위하여 임펠러/스테이터 날개단면은 NACA66을 선정하였으며, 허브와 날개끝 사이를 등간격으로 나눈 반경에서의 단면을 기준으로 두께 형상, 캠버 및 피치를 정의한다. 날개수와 직경 만이 결정된 상태에서 총 11번의 형상을 변경시키면서 설계 및 성능해석을 반복적으로 수행하였으며, 그중 2개의 펌프를 선정하여 모형시험을 수행하였다. 모형시험은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 중형 캐비테이션 터널 시험부에 설치되는 펌프 단독 성능 시험장치를 이용하여 설계 및 제작된 구동펌프의 모형시험을 수행하였다 (Ahn, et al., 2005). 펌프 시험장치에서는 유량계측, 양정계측, 추력 및 토크 계측, 캐비테이션 발생시험을 수행할 수 있다. 모형 펌프의 직경은 190 mm로 축적비(λ)는 23.68이다.

모형시험에서 임펠러 회전수는 30 rps 이며, 임펠러 날개끝과 케이싱과의 간격은 0.5 mm 이다. 2개의 모형펌프(LP-9, LP-11)에 대하여 성능시험 및 해석을 수행하였다 (Ahn, et al., 2008).

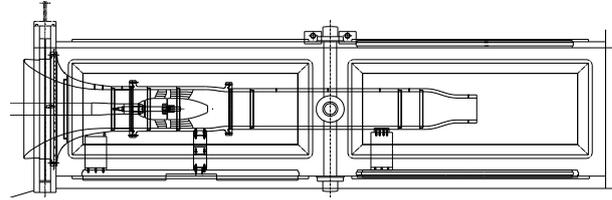
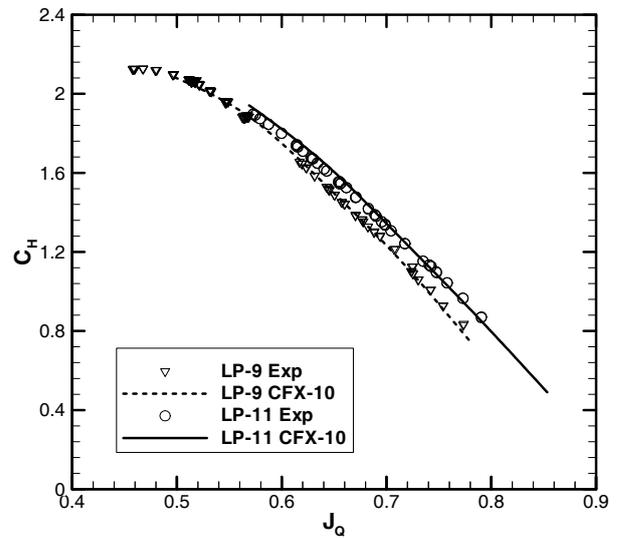
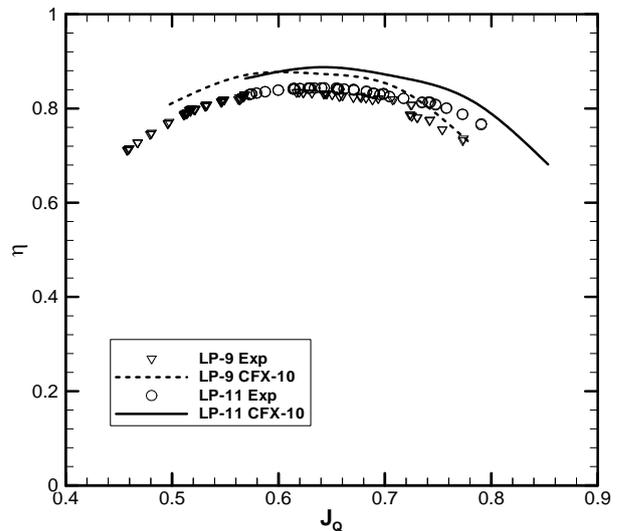


Fig. 2 Schematics of the experimental device



(a) Head coefficient



(b) Pump Efficiency

Fig. 3 Comparison of model test and CFX-10

최종 설계단계에서의 모형펌프 성능해석은 임펠러와 스테이터를 동시에 해석할 수 있고, 날개끝 간격을 고려할 수 있는 CFX-10 상용코드를 이용하여 수행하였다. 2개의 모형펌프의 성능해석 결과는 모형시험 결과와 성능을 비교하였다. Fig. 3-(a)

에서는 2개의 모형펌프에 대한 양정비교를 보여주는데, 모형시험과 해석결과가 잘 일치하는 것으로 나타난다. Fig. 3-(b)는 펌프 효율 비교를 보여주는데, 모형시험과 CFX-10 해석 결과는 차이를 보여주지만 경향은 일치한다. LP-11은 설계유량에서 요구양정을 만족하였고, 효율도 설계유량 ($J_0 = 0.7111$) 이상 영역에서 LP-9보다 높게 나타난다. 또한 LP-11의 효율은 설계유량 이상에서 일정하게 유지된다. 이는 펌프 성능 항상 관점에서 중요한 효과라고 보여진다. LCT 수두손실이 실제보다 더 크게 추정되었다면, 같은 임펠러 회전수에서 유량이 증가될 것이다. 즉 설계유량이 증가되는 방향으로 이동하므로 높은 유량에서 펌프효율 감소가 크지 않은 것은 매우 유리한 성능향상이라 사료된다. 최종 설계펌프는 LP-11으로 결정되었으며 (Ahn, et al., 2008), 실물 펌프를 제작하여 성능평가를 수행하였다.

3. 실물 구동펌프 성능시운전 및 분석

임펠러 및 스테이터로 구성되는 실물 구동펌프는 직경 4.5 m 로 물에 의한 부식을 방지하기 위하여 스테인레스 스틸로 제작되었다. 구동축계에 설치된 실물펌프는 Fig. 4에 나타나 있다. 실물 펌프의 성능시운전은 대형터널 본체, 축계시스템, 관로 및 각종 펌프장치 연결, 구동모터 시스템 등의 조립 및 설치가 완료된 후에 수행이 가능하다. 설치 완료 후 2,370톤의 용수를 채우고, LCT 내부에 포함된 공기를 제거한 후에 성능시험을 수행하였다. 임펠러 회전수를 변화시키면서 시험부의 유속분포를 계측하였다. 유속분포는 Fig. 5에 나타난 제 1 관측창(1st window) 중심면 위치에서 계측하였는데, 시험부 중심에서 상하좌우 방향으로 ± 20 cm 범위에서 LDV(Laser Doppler Velocimetry)를 이용하였다. 시험부 유속은 시험부 상류에 위치한 수축부(contraction)의 상류와 하류에 설치된 압력센서를 이용하여 계측할 수 있다. Fig. 5에서 보여 지듯이 수축부 상류와 하류면 상하좌우에 각각 4개씩 설치된 압력센서들을 이용한 유속계측 방법은 다음과 같다. 우선 수축부 상류와 하류의 평균압력 P_1 과 P_2 및 압력차 ΔP 는 다음과 같다.

$$P_1 = \frac{P_{A1} + P_{B1} + P_{C1} + P_{D1}}{4} \quad (3)$$

$$P_2 = \frac{P_{A2} + P_{B2} + P_{C2} + P_{D2}}{4}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

수축부 상류와 하류면의 임펠러 회전수 변화에 대한 압력차는 Fig.6에서 보여진다. 임펠러 회전수별 평균압력을 이용하여 계산되는 시험부 입구(수축부 하류)의 유속 V_2 는 다음과 같다.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(\Delta P - \rho gh)}{\rho \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)}} \quad (4)$$

여기서 ρ 는 청수의 밀도이며, g 는 중력가속도이다. A_1 과 A_2 는 각각 수축부 상류와 하류부 단면적을 나타낸다.

LDV와 수축부 상류와 하류의 압력차를 이용하여 얻어진 시험부 유속은 Fig. 7에 나타나 있다. 압력차를 이용하여 얻어진 시험부 유속이 LDV 계측 결과보다 약간 작게 나타난다. 시험부 벽면에는 경계층이 존재하면서 평균유속은 감소된다. LDV로 계측된 유속 구간이 시험부 중심근처이므로 경계층이 발달한 시험부 중심은 벽면에서 보다 유속이 빠르다. 그러나, 경계층 영향을 감안하더라도 Fig. 7에서 보는 바와 같이 압력차로 계산한 유속은 LDV로 계측한 유속과 비교하여 잘 일치한다. 수축부 상류와 하류 사이에 압력차를 이용하여 정도높은 시험부 유속을 얻을 수 있다는 것은 여러가지 모형실험 관점에서 큰 장점이다. 현재 이 압력차를 이용하여 얻어진 시험부 유속이 모형선 등이 설치된 상태에서 시험을 수행할 때 공인된 기준 유속으로 사용되고 있다.

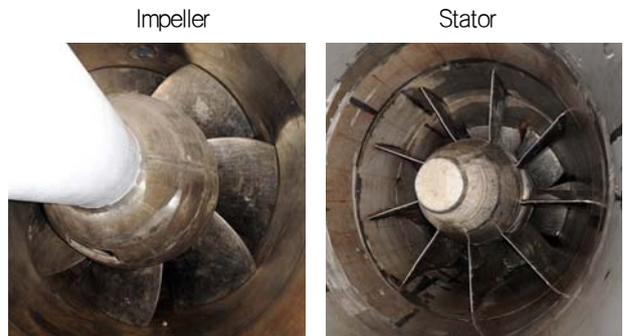


Fig. 4 Full-scale driving pump

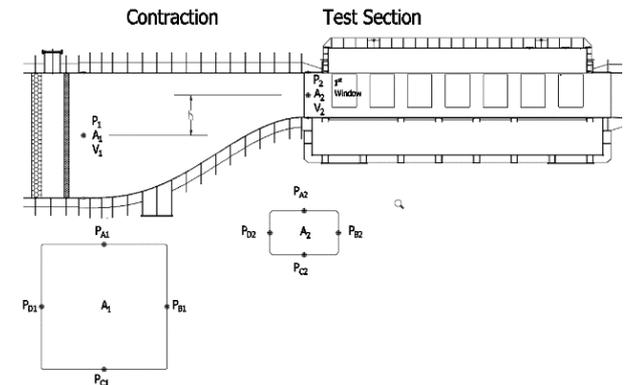


Fig. 5 Pressure sensor position for velocity measurement

구동모터 회전수를 7.0 RPM 간격으로 조절하면서 구동모터 인버터에서 출력 전류와 전압을 측정하고, Fig. 6에 나타난 압력차를 이용하여 Fig. 7에 나타난 시험부 유속을 계산하였다. 최대 임펠러 회전수 70 RPM에서 설계 당시에 최대 유속은 15.0 m/s 이지만 실물 펌프 성능시험에서는 16.6 m/s가 계측되어 10% 이상 유속이 증가된 것으로 나타났다. Fig. 8은 Fig. 7에 나타난 시험부 유속으로부터 도출된 유량을 보여준다. 유량 역시 유속과 마찬가지로 임펠러 최대 회전수에서 10%이상 증가되었다. 임펠러는 구동모터와 직결되어 있어 구동모터 및 임펠러 회전수는 동일하다.

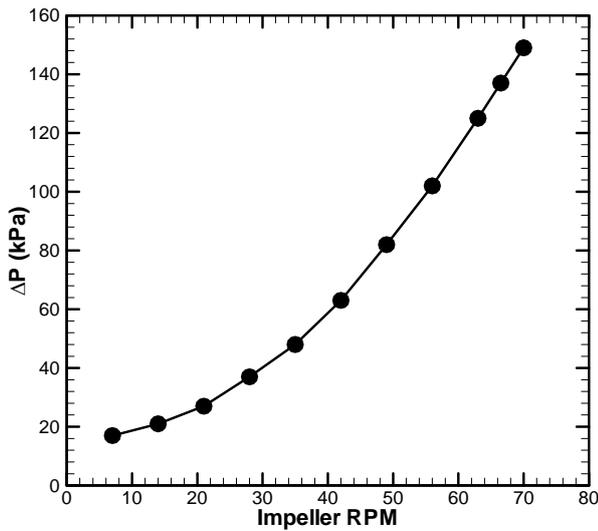


Fig. 6 Pressure difference at the contraction

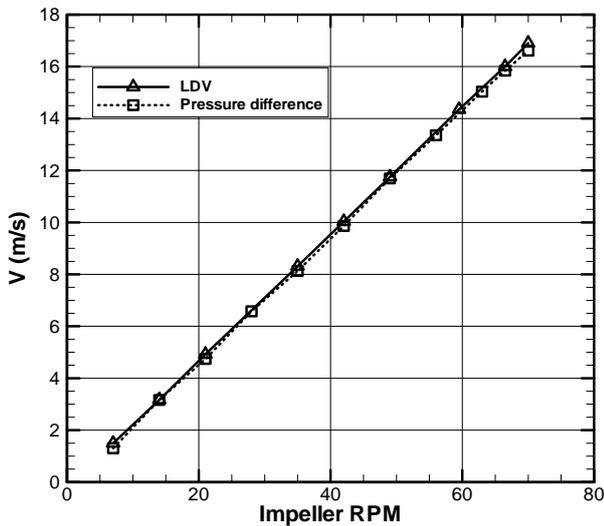


Fig. 7 Comparison of test section velocity

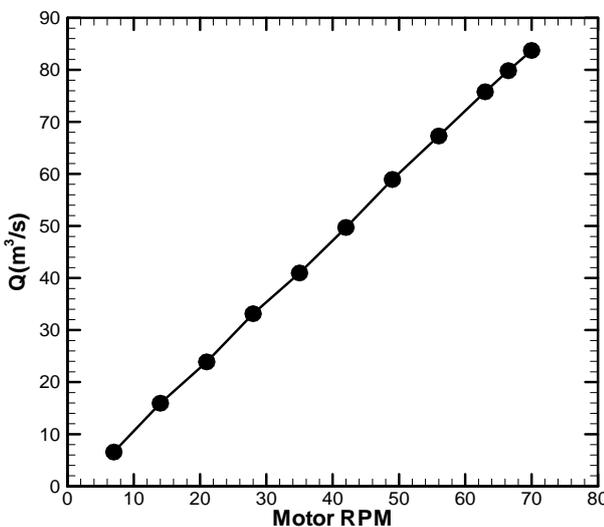


Fig. 8 Flowrate of the test section

모터 회전수 변화에 대한 인버터 출력 전압과 전류 분포는 Fig. 9에 나타난다. 출력전압은 모터 회전수 변화에 대하여 비례적 변화를 보여주는 반면에 출력전류는 30 RPM 이하의 저속 구간에서 거의 일정한 값을 보여준다. Fig. 10은 계측된 출력 전류 및 전압을 가지고 산정된 구동 모터 출력 동력(P_M)을 보여준다. 3상 교류 전력을 사용하는 모터 출력 동력은 출력전압(V)과 출력전류(I)를 이용해서 다음과 같이 계산된다.

$$P_M = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos\theta \times \eta_M \quad (5)$$

여기서 $\cos\theta$ 는 모터역률(power factor)이며, η_M 은 모터 효율이다. 역률이란 피상전력에 대한 유효전력의 비를 말하는데, 실제로 걸리는 전압과 전류가 얼마나 유효하게 일을 하는가 하는 비율을 의미한다. 이는 직류에서는 나타나지 않는데, 교류에서는 회로 중 코일이나 콘덴서 성분에 의해 전압과 전류 사이에 위상차로 무효전력이 발생하면서 나타난다. 모터 효율은 모터 자체 기계적 손실에 의하여 나타난다. 모터가 제조되면 제조사가 각종 시험을 수행하는데, 그 중 하중시험을 수행하여 모터 역률과 효율을 얻을 수 있다. Fig. 11은 모터 제조사에서 25% 하중로부터 125% 하중까지 25% 간격으로 하중시험을 수행하여 얻은 모터 역률 및 효율을 보여준다. 25% 하중에서 전류는 약 115A이므로 그 이하의 하중은 Fig. 11에 나타나 것과 같이 외삽(extrapolation) 한 값을 사용하였다. Fig. 10에 나타난 모터 출력 동력은 회전수별 계측된 전류값을 이용하여 Fig. 11에서 보간법(interpolation)으로 얻어진 모터 역률과 효율을 적용하여 식 (5)로 계산하였다.

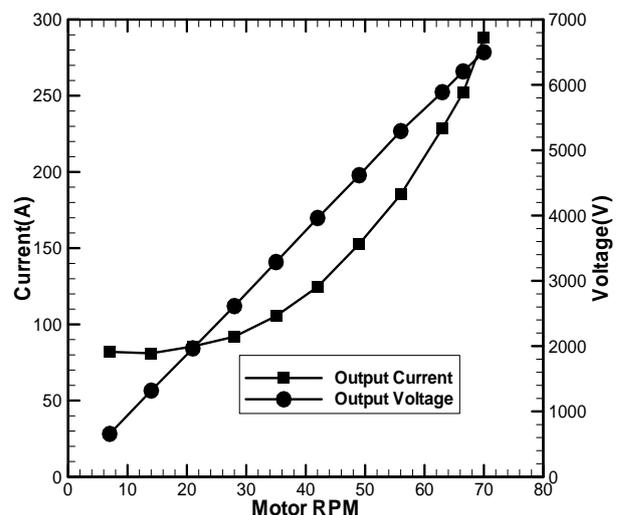


Fig. 9 Output current & voltage of the driving motor

Fig. 10에서 보여지는 모터 출력 동력(P_M)은 모터 회전수 변화에 따라 증가하는 분포를 보이는데, 최대 모터 회전수 70 RPM에서 2,746 kW가 도출되었다. 설계 당시에 예측한 3,412 kW와 비교해 보면 약 20% 동력이 감소하였다. 설계 당시에 시험부에 실험 모형이 설치될 것을 고려하여 수두손실 보다 약 5% 여유를 두고 펌프를 설계하였다. 그러나, 성능시험 중에는 실험 모형이

설치되지 않기 때문에 약 15% 정도 모터 출력동력이 감소한 것으로 볼 수 있다. 수두 손실 산정은 최종 수력 설계된 LCT 내부 형상을 기반으로 경험식으로 산정하게 되는데 (Arndt & Song, 2007), 경험식 자체가 안전율을 고려하여 설계 마진을 포함한 값을 제공할 가능성이 있다.

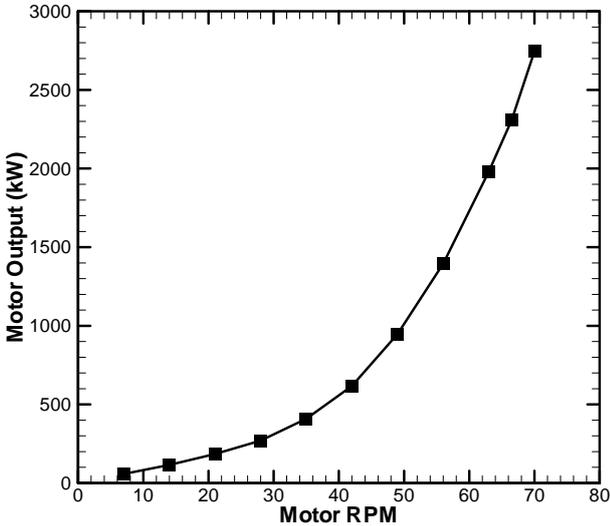


Fig. 10 Output power of the driving motor

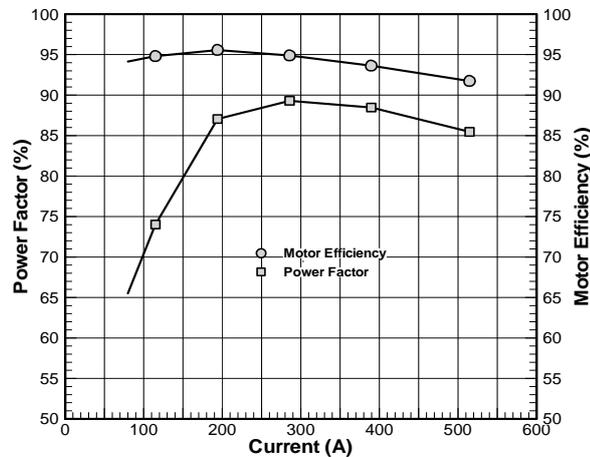


Fig. 11 Load test results of the driving motor

4. 결과 및 고찰

실물 펌프의 성능시운전을 수행한 바, 설계 단계에서 성능계산을 수행한 상용코드 CFX-10을 사용하여 실물 펌프 시험조건에서 성능 계산을 수행해 보고자 한다. CFX-10은 모형펌프의 양정은 잘 예측하였지만, 토오크는 모형시험보다 작게 예측하여 펌프 효율이 모형시험보다 높은 것으로 나타났다. 실물 펌프에서 CFX-10을 이용한 성능예측 결과는 성능시험 결과와 어떤 차이를 보여주는지 검토해 볼 필요가 있다. 임펠러 회전수와 성능시험에서 도출된 유량을 CFX-10 입력자료로 사용하여 얻어진 펌프 양정과 토오크는 Fig. 12와 Fig. 13에서 볼 수 있다. 펌프효율

(η_p)은 0.89~0.90 정도로 나타났으며, 임펠러 회전수가 높을수록 효율이 높아지는 경향을 보여주었다. 70 RPM에서 펌프 양정은 약 2.91 m로 설계시양에 나타난 3.92 m보다 약 25% 작게 나타났다. 유량이 약 10% 증가했기 때문에 양정이 감소하는 것은 당연한 결과인데, 유량과 양정과의 관계를 검토해 볼 필요가 있다.

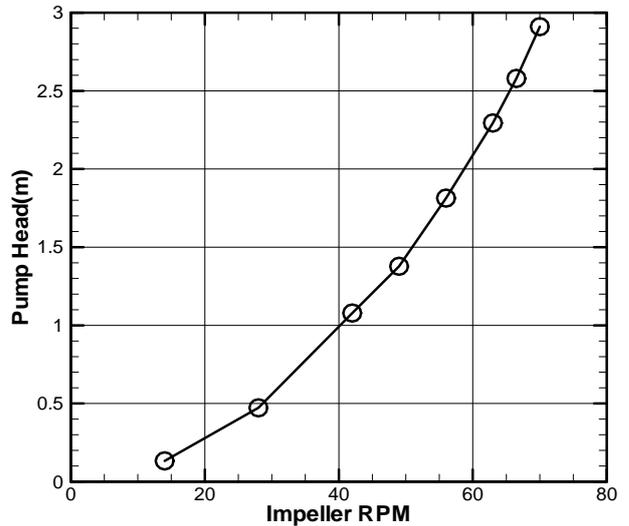


Fig. 12 Head of full-scale pump predicted by CFX-10

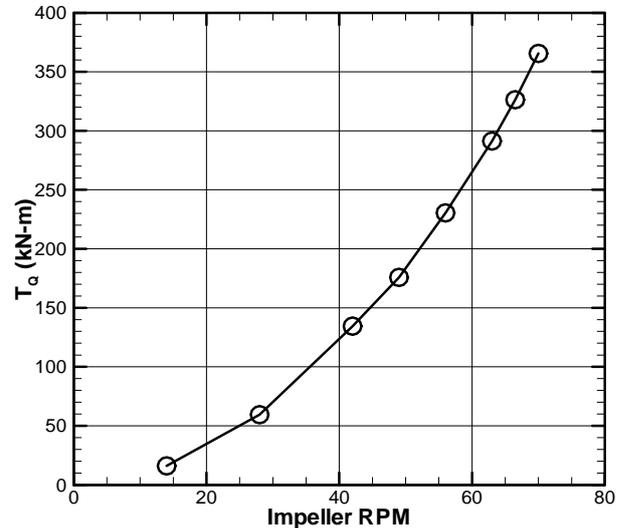


Fig. 13 Torque of full-scale pump predicted by CFX-10

Fig. 13에 나타난 토오크를 이용하여 축 전달동력을 계산할 수 있다. 계산된 축 전달동력(P_c)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_c = 2 \times \pi \times n / 60 \times T_Q \tag{6}$$

여기서 n은 임펠러 회전수(RPM)이다. 실물 펌프의 성능시험에서 얻어진 모터 출력 동력(P_M)도 축

전달동력으로 변환하려면 축 전달효율(η_t)을 고려하여야 한다. LCT 구동축계는 'thordon 베어링'을 사용하는 등 선박 프로펠러 축계와 유사하게 구성되어 있는데, 상선이 보통 0.99, 함정 및 waterjet이 약 0.97을 적용한다. 상선과 유사한 축계 구성을 가지고 있지만 축에 대부분이 청수 내에서 작동하므로 약 3% 축계 손실을 고려한다. 축계손실을 고려하여 모터동력으로부터 얻어진 축전달동력(delivered power)과 CFX-10 으로부터 얻어진 축전달 동력(calculated power)의 비교는 Fig. 14에 나타나 있다. 실물 펌프 성능시험 결과와 계산 결과는 임펠러 회전수 42 RPM 이상에서 잘 일치하고 있지만, 36 RPM 이하부터 저속으로 갈수록 차이가 커지고 있다. 즉 Fig. 11에 나타난 하중시험 자료가 있는 영역에서 모터 역률 및 효율을 도출하여 얻은 모터 동력은 계산 결과와 잘 일치하는 반면에, 자료가 없는 저속 영역에서의 값은 차이를 보이고 있다. 차이가 발생하는 가장 큰 이유는 25% 하중 이하의 측정된 자료가 없다는 점이지만 Fig. 9에 나타난 전류가 저회전 영역(저하중 영역)에서 거의 일정한 값을 유지하고 있기 때문인 것으로 판단된다. 저회전 영역에서는 모터 회전수가 감소될수록 모터 역률이 급격히 떨어지는 경향을 나타내고 있는데, 측정된 출력전류를 이용하여 모터 역률을 도출함에 따라 30 RPM 이하의 회전수에서는 거의 비슷한 모터 역률이 나타나고 있다. 실제적으로는 저회전수 영역으로 갈수록 모터 역률이 떨어지게 되면 Fig. 14에 나타난 차이는 줄어들 것이다. 만약 25% 하중 이하에서 모터 성능시험이 수행되어 모터 역률 및 효율을 구할 수 있다면 전 영역에서 전력계측으로부터 얻은 전달 동력과 CFX-10 계산결과로부터 얻은 전달동력은 거의 비슷할 것으로 사료된다.

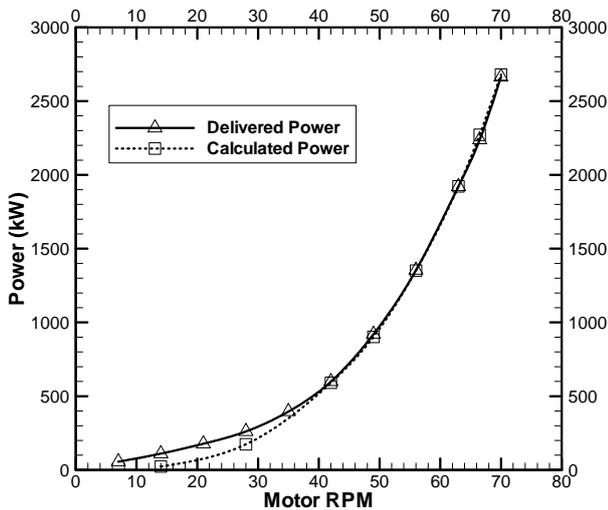


Fig. 14 Delivered power and calculated power

Fig. 15는 실물펌프 임펠러 회전수를 70 RPM으로 고정하고, 유량을 변화시키면서 계산한 CFX-10 결과를 보여준다. 여기에 설계 양정과 성능시험 유량으로 계산된 양정을 함께 표시하였다. 앞서 언급했듯이 설계양정과 실제 작동상태의 양정은 차이가 크다. 설계단계에서는 시험부 최고 유속은 15.0 m/s였는데, 실제

계측한 값이 16.6 m/s 였다는 것이 이런 차이를 유발한다. 실제적으로 유량은 약 10.7% 증가하였으며, 펌프 양정은 약 26% 감소하였다. 유량이 증가하면서 펌프 효율은 약 3% 감소된 것으로 나타났지만, 현재의 결과는 많은 장점이 있다. 실물펌프는 시험부 면적에 약 10%를 차지하는 실험모형의 설치를 고려하여 약 5%의 수두손실을 추가로 고려하였다. 설계 당시에 모형설치를 고려한 모터 동력의 여유 마진은 거의 없었으나, 현재 약 22% 정도 모터 동력에 여유를 가지고 있다. 임펠러가 70 RPM 이상의 회전수에서 작동하게 되면 더 높은 시험부 속도를 얻을 수 있지만, 대형터널의 모든 설계가 15.0 m/s를 기준으로 설계되면서 모터의 최고 회전수는 70 RPM으로 고정하였다.

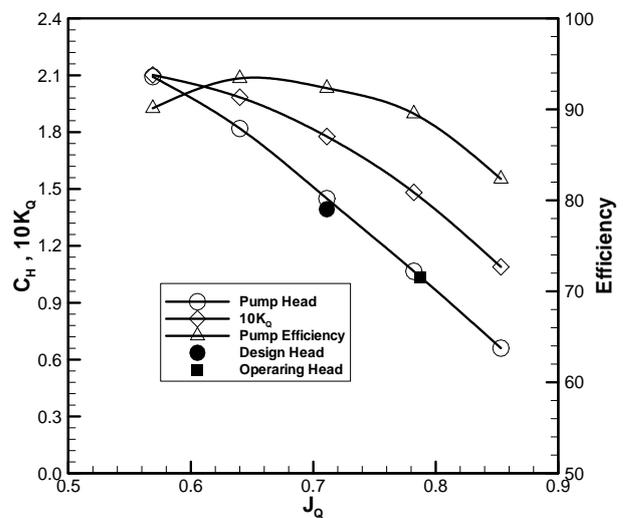


Fig. 15 CFX-10 results and design & operating head

최종 설계펌프는 대형터널 손실 수두가 실제보다 높게 추정될 가능성을 고려하여 설계유량보다 높은 유량에서 펌프 효율이 크게 감소되지 않도록 설계되었다. 수두손실을 정확하게 예측하여 작동 유량에서 최대 펌프효율이 도출되도록 설계하는 것이 최적이지만 실제적으로 가능성이 희박하다. 펌프 설계 측면에서는 수두손실을 작게 예측하는 것보다 크게 예측하는 것이 유리하리라 사료된다. 그러나, 수두손실에 너무 크게 예측하여 실제 유량이 20% 정도 증가되면 펌프 효율이 급격히 떨어지는 문제가 발생하게 되므로 약 10% 정도의 유량 증가 범위 내에서 수두손실을 예측하는 것이 유리하리라 사료된다. 펌프 설계도 10% 유량 증가 범위에서 펌프 효율이 크게 감소되지 않도록 설계하는 것이 타당하다고 사료된다. 이런 관점에서 미네소타 대학교에서 제공한 수두손실 추정 방법이 매우 효과적임을 알 수 있다 (Arndt & Song, 2007).

5. 결론

본 연구에서는 대형 캐비테이션 터널(LCT)을 구동하기 위한 최종 구동펌프의 선정 과정을 설명하고, 실물 펌프를 제작하여 성능시험을 수행과정 및 결과를 정리하였다. 또한 설계 단계에서

정도가 확인된 성능 추정 코드인 CFX-10을 이용하여 실물펌프의 성능평가를 수행하였다. 최종 설계 펌프의 설계 개념은 LCT 수두손실이 실제보다 더 크게 추정될 가능성이 있으므로 설계유량보다 증가된 유량에서 펌프효율 감소가 크지 않도록 하는 것이다. 실물펌프 성능시운전에서는 유량이 증가하면서 펌프 양정이 감소하는 현상이 그대로 나타났다. 유량은 설계사양보다 약 10.7% 증가하였으며, 양정은 약 26% 낮아졌다. 실제 펌프 작동 유량이 설계유량보다 증가하면서 펌프 효율은 약 3% 낮아졌지만 전력소모량은 설계 당시보다 상당히 낮아졌다. 설계 당시에 최대 시험부 유속은 임펠러 회전수 70 RPM에서 15.0 m/s 였으나, 성능시험에서는 약 63 RPM에서 설계 최대 유속을 만족하고 있어 실제 소요동력은 약 60% 수준으로 감소하였다. 최대 모터회전수 70 RPM에서도 약 22% 정도의 동력 여유가 있어 모터 회전수를 높일 수는 있으나, 모터 및 대형터널 구조물들이 70 RPM, 15.0m/s에서 설계되었으므로 모터 최대 회전수는 70 RPM으로 고정하였다. 앞서 언급된 결과로 미루어 구동펌프 설계를 위한 수두손실의 계산은 펌프 효율 측면에서는 되도록 정확하게 예측하는 것이 가장 좋지만, 약간에 여유를 가지고 추정하는 것이 유리하리라 사료된다.

실물펌프 성능시운전에서 도출된 임펠러 회전수와 유량을 입력하여 CFX-10에서 계산된 전달동력은 거의 전 영역에서 시운전 결과와 거의 일치하였다. 특히 모터 제조사의 하중시험 결과 범위에서 도출된 모터 역률(power factor)과 효율을 적용하여 얻은 전달마력이 CFX-10 추정결과와 거의 일치하는 것으로 보아 CFX-10이 실물펌프 분석을 위하여도 사용 가능함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 방위사업청이 지원하는 민군기술협력사업 민군기술개발과제 '선박용 CPP 캐비테이션 초생선속 최적 설계기술 개발' 과제(PNS2540)의 지원으로 수행되었으며 이에 감사 드립니다. 실물펌프 성능시운전 자료취득에 도움을 주신 분들께 깊은 감사를 드립니다.

References

Ahn, J.W. Kim, K.D. Kim, K.S. Lee, J.T. & Seol, H.S., 2008. Development of the Driving Pump for the Low Noise Large Cavitation Tunnel. *Journal of Society of Naval Architects of Korea*, 45(4), pp.370-378.

Ahn, J.W. Kim, K.S. Park, Y.H. Kim, K.Y. & Oh, H.W., 2005. Performance Analysis of a Mixed-Flow Pump for Waterjet Propulsion. *Journal of Ship and Ocean Technology*, 9(2), pp.11-20.

Arndt, R.E.A. Mohensi, O. & Song, C.C.S., 2007. *Hydrodynamics design of the low noise large cavitation tunnel, final report*. Minnesota: University of Minnesota.

Friesch, J., 1991. HYKAT, The new cavitation test facility of hamburg ship model basin. *International Symposium on Hydro- and Aerodynamics in Marine Engineering: HADMAR '91*, Varna, Bulgaria, 28-30 October 1991.

Kim, K.S. & Ahn, J.W., 2006. *Construction of the low noise large cavitation tunnel (2nd Year Report)*, KRISO Report, Report No. UCG01260-06049. Deajeon: KRISO.

Miyagawa, K. & Sato, R., 2003. Development of a low noise pump by new design concept. *Proceedings of FEDSM'03, FEDSM2003-45306*, Hawaii, USA, 6-10 July 2003.

Wilson, M.B. & Etter, R.J., 1992. Hydrodynamic and hydroacoustic characteristics of the new david taylor model basin large cavitation channel. *Proceedings of the 2nd international Symposium on Propellers and Cavitation*, Hangzhou, China, 1-4 September 1992, pp.305-311.



안종우

김건도

김기섭

박영하