

# 초공동 고속 캐비테이션 터널 구동펌프 개발

안종우<sup>†</sup>·김건도·백부근·김경열  
한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

## Development of the Driving Pump for the Super-cavitation & High-speed Cavitation Tunnel

Jong-Woo Ahn<sup>†</sup>·Gun-Do Kim·Bu-Geun Paik·Kyoung-Youl Kim  
Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering (KRISO)

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.

In order to develop the driving pump for High-speed Cavitation Tunnel(HCT) which can experiment the super-cavitating submerged body, KRISO decided on the pump specification, designed the mixed-flow pump on the basis of the existing pump data and predicted the performance of the design pump using commercial CFD code (CFX-10). After the manufacture and installation of the driving pump, KRISO conducted the trial-test for HCT, analyzed the pump performance and compared trial-test results to those of design stage. The trial-test items for the HCT driving pump are measurements of output current/voltage at the inverter of the driving pump and the flow velocity in the HCT test section. The trial-test results showed the decrease in the flow rate of about 4.6% and the increase in pump head of about 8%, compared with those of the pump prediction. After the trial-test, the performance of the driving pump is predicted using CFX-10 with measured flowrates and pump rotational velocities. Though there is some difference between trial-test and prediction results due to inadequate motor data, it is thought that the tendency is reasonable. It is found that CFX-10 is useful to predict a mixed-flow pump.

**Keywords** : High-speed cavitation tunnel(고속 캐비테이션 터널), Driving pump design(구동펌프 설계), Performance trial-test(성능 사운전), Mixed-flow pump(사류형 펌프), CFD prediction(CFD 해석)

## 1. 서론

최근 초고속 운행이 가능한 수중운동체 개발이 요구되면서 초공동(super-cavitation)을 이용하는 기술이 부각되고 있다. 수중에서 속도를 높이기 위해서는 마찰 및 압력항력을 극복하여야 하는 바, 의도적으로 초공동을 발생시켜 수중운동체를 뒤덮게 되면 기체와 물이 접촉하게 되면서 마찰항력을 획기적으로 감소시킬 수 있다. 초고속으로 운행하는 수중운동체를 개발하려면 모형시험을 수행할 수 있는 시험 장비가 요구되는 바, 고속의 유동이 유입되고, 수중운동체 후류로 분사되는 기포들이 시험부로 재유입되는 것을 최소화시킬 수 있는 고속 캐비테이션 터널이 요구된다. 최근까지 초공동 수중운동체를 실험할 수 있는 대표적인 고속 캐비테이션 터널은 미국 미네소타 SAFL(Saint Anthony Falls Laboratory) 이다 (Kawakami & Arndt, 2011; Escobar et al. 2014). SAFL의 시험부 최고 유속은 20 m/s이고, 시험부(test

section) 단면이 0.19 m×0.19 m 인데, SAFL보다 성능이 향상되고 용량이 증가된 고속 캐비테이션 터널 건설이 요구되었다.

선박해양플랜트연구소가 설계-제작한 고속 캐비테이션 터널은 시험부 제원이 0.3 m<sup>H</sup>×0.3 m<sup>W</sup>×3.0 m<sup>L</sup> 이며, 최고 유속은 SAFL과 같이 20 m/s이다. 초공동 실험을 위한 고속 캐비테이션 터널은 고속 유동의 실험 뿐만 아니라 발생된 기포를 효율적으로 포집하는 공기포집장치가 설치됨으로서 유동 생성을 위한 저항이 높을 수 밖에 없다. 이와같은 저항을 극복하면서 원하는 시험부 유속을 생성하려면 고양정 구동펌프가 요구된다. 고속 캐비테이션 터널 운용 조건에 적합한 기존 제품의 구입이 불가함에 따라 설계 사양에 적합한 고양정 펌프를 설계 및 제작하였다.

구동 펌프의 요구양정은 CFD 코드를 이용하여 고속 캐비테이션 터널 내부 유동을 계산한 결과로부터 도출된다. 본 논문에서는 요구양정을 가지고 펌프 종류, 회전수 및 크기 등을 결정하여 설계사양을 도출하였으며, 정도가 검증된 CFX-10 상용코드를 이용하여 성능해석을 수행하면서 펌프 설계를 수행하였다. 최종

적으로 설계된 임펠러/스테이터 형상에 따라 구동펌프를 제작하였으며, 고속 캐비테이션 터널에 설치하여 성능시운전을 실시하고 그 결과를 비교·분석하였다.

## 2. 구동펌프 설계 사양 결정

고속 캐비테이션 터널의 설계 사양은 시험부 유속이 20 m/s 이 상이다. 요구사양을 충족시키기 위하여 설계 유량(Q)은 2.0 m<sup>3</sup>/s (시험부 유속 22.2 m/s)로 정하여 Fig. 1과 같이 고속 캐비테이션 터널을 설계하였다. 시험부의 단면적은 0.3 m<sup>2</sup>×0.3 m<sup>2</sup>이며 상류에는 면적비가 약 45배 정도 큰 공기포집장치(settling chamber)가 설치되어 있고, 그 내부에는 유동의 균일도를 높이기 위하여 3개의 타공판과 허니콤이 설치되어 있다. 가이드 베인 및 구동펌프 축계 등이 모두 설치된 상태에서 CFD 해석을 수행하였다 (Paik et al., 2016). 유동 해석 결과로부터 요구 양정(H)이 약 7.0 m로 도출되었는데, 이를 기반으로 구동펌프가 설계되었다. 선박해양플랜트연구소가 보유한 대형 캐비테이션 터널(시험부 단면 : 2.8 m<sup>2</sup>×1.8 m<sup>2</sup>)의 요구양정이 약 3.92 m 인 것을 감안하면 (Ahn et al., 2015) 고속 캐비테이션 터널 요구양정이 매우 높음을 알 수 있다.

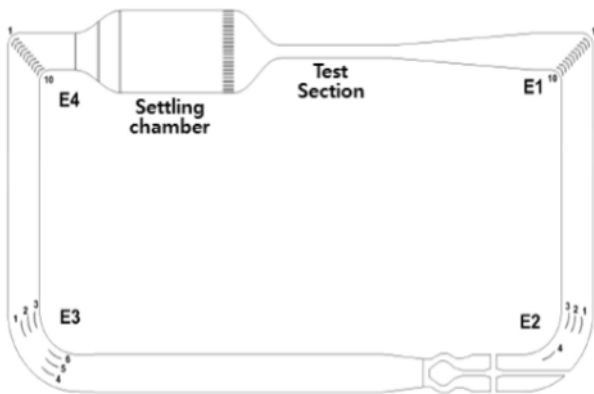


Fig. 1 CFD model for HCT flowfield prediction

일반적인 캐비테이션터널 시험부 유속은 10.0 m/s 내외인데, 초공동 고속 캐비테이션 터널의 시험부 유속은 20.0 m/s 이상을 요구한다. 그러나, 기존 터널들은 진동 및 소음 문제가 발생하면서 설계 유속을 제대로 사용하지 못하고 있는 것으로 알려져 있다. 구동펌프가 진동과 소음을 유발하는 기진력을 제공하는 주요 원인이어서 기진력 전달을 최소화 할 수 있는 방안이 고려되어야 한다. 일반적인 캐비테이션 터널의 구동펌프는 유동방향과 평행하게 설치되는 축류형 펌프이다. 고양정의 경우 축류형 펌프를 사용하게 되면 펌프 회전수가 높아져 진동을 높일 수 있다. 회전수를 낮추면서 고양정에 대처하려면 경사각이 크지 않은 사류형 펌프(mixed-flow pump)를 사용하는 것이 유리할 수 있다. 펌프는 비속도( $n_s$ )를 가지고 선정하는데 비속도는 다음과 같이 계산 된다.

$$n_s = \frac{N \times Q_m^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (1)$$

여기서, N[RPM]은 펌프 회전수,  $Q_m$ [m<sup>3</sup>/min]는 유량, H[m]는 양정을 나타낸다.

유량과 양정이 결정되었으므로 펌프 회전수에 따라 비속도를 결정할 수 있다. 기진력에 의한 본체 진동을 낮추려면 펌프 회전수가 낮을수록 유리한 바, 10 rps 이하로 고려한다. Table 1은 펌프 회전수 4.0~10.0에서 계산된 비속도를 보여준다. 비속도 범위는 600~1500 사이에 형성되는데, 기존 펌프 비속도 선도에 따르면 사류형펌프가 이 영역에서 작동되며, 900 근처에서 최고의 효율이 도출된다 (Ha & Son, 1996). 따라서, 펌프 회전수 6.0 rps가 효율과 진동 측면에서 적합할 것으로 사료된다. 축류형 펌프로 구동되는 기존 고속터널의 경우 펌프 최대 회전수가 약 15 rps 인데, 터널 자체 진동이 심해 높은 유속에서 실험이 어려운 것으로 알려져 있다.

Table 1 Pump specific speed (ns)

pump rps (n)	pump rpm (N)	$n_s$
4.0	240	611
5.0	300	764
6.0	360	916
7.0	420	1069
8.0	480	1222
9.0	540	1375
10.0	600	1527

사류형 펌프의 최대 직경은 펌프 입구(Inlet) 직경(D)에 비하여 약 35~40% 증가하게 된다. 따라서, 입구 직경이 작을수록 유리하다. 입구 직경이 커지게 되면 펌프길이 및 최대 직경이 증가되어 배치에 문제가 될 수 있다. 기존에 함정용 waterjet 추진시스템을 개발하면서 다양한 사류형 펌프를 설계한 바, 그 중 성능이 검증된 펌프를 대상으로 입구 직경을 조사하기로 하였다. 펌프 성능 등을 고려하여선정된 기존 사류형 펌프의 설계 유량계수( $J_Q$ ) 및 양정계수( $C_H$ )는 다음과 같다 (Ahn et al., 2010).

$$J_Q = \frac{Q}{nD^3} = 0.9087, C_H = \frac{gH}{n^2D^2} = 3.31 \quad (2)$$

펌프 입구 직경에 따른 펌프 설계 조건은 Table 2에 정리되어 있다. 고속 캐비테이션 터널 하부의 관로 직경이 900 mm이므로 이보다 증가되면 배치상에 문제가 발생하므로 입구직경 선정에 제한이 있었다. 식 (2)에 양정계수( $C_H$ )에 가장 근접한 설계 조건은 750 mm로 보여지는데, 유량계수가 약 10% 정도 낮은 영역에

서 조건이 형성된다. 따라서, 기존 펌프를 기반으로 임펠러 피치를 감소시키는 설계를 수행하여야 한다. 기존 waterjet 펌프의 날개수는 임펠러 7, 스테이터 9개지만 고속 캐비테이션 터널용 구동 펌프는 제작성을 고려하여 임펠러 5, 스테이터 7개로 결정하였다. 펌프 설계 사양은 Table 3에 정리하였다.

Table 2 Design condition for pump inlet diameter

D (mm)	n (rps)	$J_0$	$C_H$
900	6.0	0.457	2.354
850	6.0	0.543	2.639
800	6.0	0.651	2.979
750	6.0	0.790	3.390
700	6.0	0.972	3.891
650	6.0	1.214	4.513
600	6.0	1.543	5.296

Table 3 Design specification of HCT driving pump

Item	Impeller	Stator
Diameter(D), mm	750	750
Blade No.	5	7
N, rpm	360 (c.w)	Fixed
Head(H), m	7.00	
Flowrate(Q), m	2.0	
Design $J_0$	0.790	
Design $C_H$	3.390	

### 3. 구동펌프의 설계 및 성능해석

기존의 waterjet 펌프는 효율 및 캐비테이션 특성이 우수한 것으로 평가된 바 있다, 이는 기존 선박 프로펠러에서 캐비테이션 성능 및 효율이 우수하다고 알려진 NACA66 단면을 기반으로 임펠러 토오크를 최소화 하는 펌프 설계를 수행한 결과이다 (Ahn et al., 2010). 당소에서 개발한 펌프설계 기법은 단면 및 전체 날개각도 변경이 용이한 특징을 가지고 있는 바 (Ahn et al., 2008), Table 3의 설계 사양에 따라 기존 사류형 펌프를 기반으로 날개수를 줄이고 날개각도 분포를 변경하여 설계 요건을 충족하는 구동 펌프를 설계하였다. 사류형 펌프를 표현하기 위한 날개 단면은 동등한 간격으로 구분된 5개 반경에서 정의된다. 설계 방법은 기존에 개발된 과정을 따라가게 된다 (Ahn et al., 2010). 기존의 방법은 각각의 반경에서 두께, 캠버, 피치분포를 정의하고, 날개형상 생성프로그램을 이용하여 임펠러 및 스테이터의 날

개 형상을 도출한다. 임펠러 및 스테이터 날개 형상은 설계 유량에서 요구된 양정이 도출될 때까지 변경된다. 요구된 성능이 도달된 후 효율을 증가시키고 펌프 하류에서의 회전유동을 최소화하기 위한 날개 형상변경 및 성능계산을 반복적으로 수행하였다.

날개형상 변화와 함께 수행되는 펌프 성능해석은 기존 펌프 연구에서 정도가 검증된 상용코드 CFX-10을 활용하였다. 반복적인 형상변경과 성능해석을 수행하여 최종적으로 도출된 펌프 형상은 Fig. 2에 나타나 있다. 설계펌프의 압력분포 및 유선 해석 결과는 Fig. 3에 나타나 있다. 압력이 크게 감소된 부분이 없어 캐비테이션 발생 가능성이 낮으며, 스테이터를 지난 유선이 직진하는 방향으로 나타나 회전유동이 최소화 된 것으로 보인다. Fig. 4는 설계 유량( $J_0=0.79$ )을 중심으로  $\pm 20\%$  범위에서 해석된 펌프 성능 특성을 보여준다. 유량  $\pm 10\%$  범위에서 펌프 효율의 변화는 크게 나타나지 않는다. 설계 유량에서 최종 도출된 양정은 약 7.1 m이며, 효율은 약 91.5%이다. 임펠러에 걸리는 토오크로부터 계산된 전달동력은 약 152.6 kW이다. 설치된 구동모터 최대 출력이 250 kW이므로 모터 역률, 효율 및 축계손실 등을 고려해도 펌프 구동에는 큰 문제가 없으리라 사료된다.

고속 캐비테이션 터널 하부에 설치된 설계 펌프는 Fig. 5에 나타나 있다. 구동축을 지지를 위하여 스트럿(strut)이 설치된다. Fig. 6는 설계펌프가 설치된 고속 캐비테이션 터널의 정면도를 보여준다. 시험부 상류에 거대한 공기포집장치를 볼 수 있다.

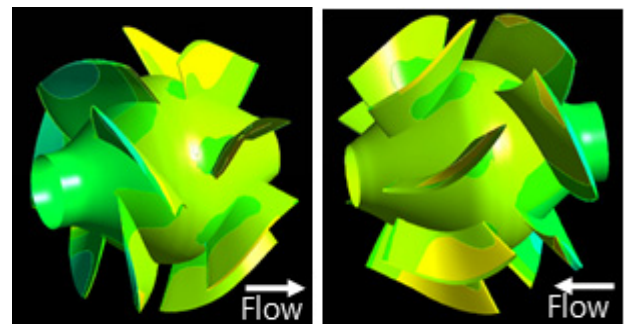


Fig. 2 Design mixed pump for HCT

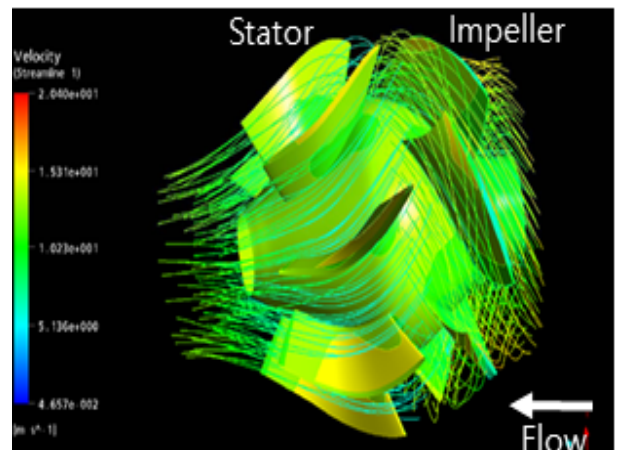


Fig. 3 Pressure distribution & streamline for the design pump

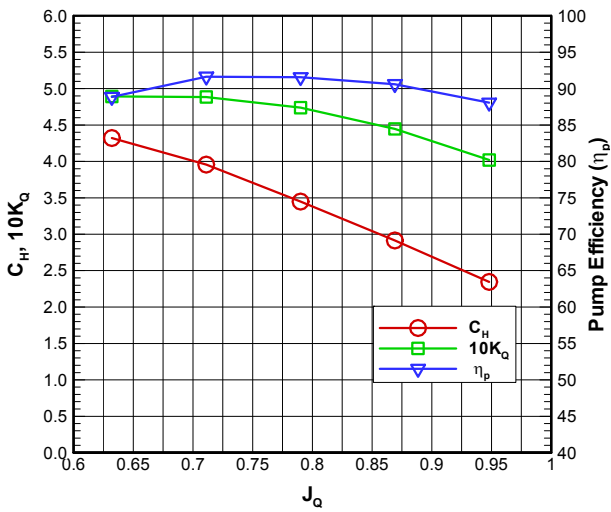


Fig. 4 Performance prediction for the design pump

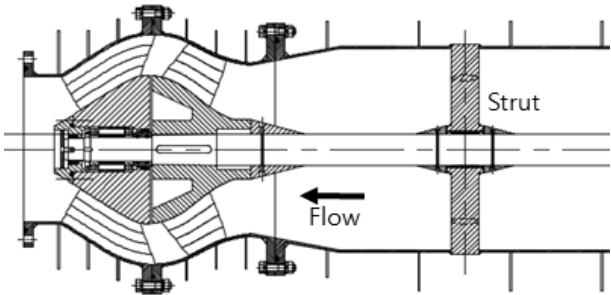


Fig. 5 The design pump installed at lower part of HCT

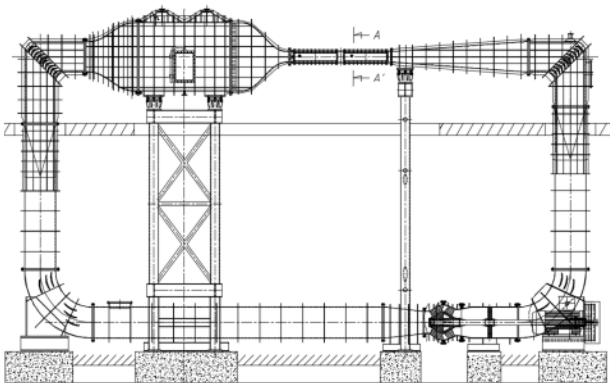


Fig. 6 Front view of HCT

#### 4. 고속 캐비테이션 터널 성능시운전

고속 캐비테이션 터널용 구동펌프는 사류형으로서 임펠러 및 스테이터로 구성된다. 물속에서 작동하므로 부식을 방지하기 위하여 스테인레스 스틸로 제작되는데, 입구직경이 750 mm 정도여서 주물로 제작되었다. 펌프 성능시운전은 고속터널 본체, 축계 및 각종 관로시스템 등의 조립 및 설치가 완료된 후 수행되었다. 구동모터는 용량 250 kW의 6극(pole)으로 최대 회전수는 1,185

rpm이다. 펌프 설계 회전수가 360 rpm 이므로 모터 회전수 감속을 위하여 3 : 1 벨트 풀리 시스템을 사용하였다. 설치 완료 후 관로시스템 누수, 각종 기계류 작동상태 등을 확인한 후 고속 캐비테이션 터널 성능시운전을 수행하였다.

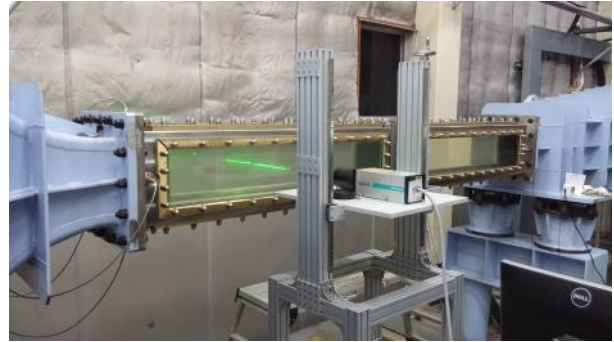


Fig. 7 Flow velocity measurements using 1-D LDV

성능시운전은 구동모터 회전수를 50~345 rpm 범위에서 50 rpm 간격으로 조절하면서 수행되었다. 펌프 회전수가 조절되면 Fig. 7에서 보여지는 바와 같이 LDV(Laser Doppler Velocimetry) 시스템을 이용하여 제 1 관측창(1st window)에서 유속을 측정하고, 동시에 구동모터 인버터에서 출력 전류와 전압을 측정하였다. LDV 시스템을 이용하여 시험부 중심에서 측정된 유속은 Fig.8에 나타나 있다. 시험부 유속분포를 측정할 바 있는데, 유동 균일도 0.5%, 난류강도 0.4% 정도로 특성이 우수한 것으로 나타나 (Paik et al., 2017), 시험부 중심부에서 측정된 유속을 대표값으로 사용해도 문제는 없는 것으로 나타났다. 본 고속 캐비테이션 터널의 요구 최고 유속이 20.0 m/s이므로 펌프 회전수 345 rpm까지만 시운전을 수행하였다. 시험부 유속은 펌프 회전수와 선형적인 관계를 보여준다. 펌프 회전수 345 rpm에서 시험부 유속은 약 20.3 m/s이다. 시험부를 지나는 유량은 Fig. 9에 나타나 있는데, 단순히 시험부 면적을 이용하여 계산하였다. 345 rpm에서의 유량은 약 1.827 m³/s이다.

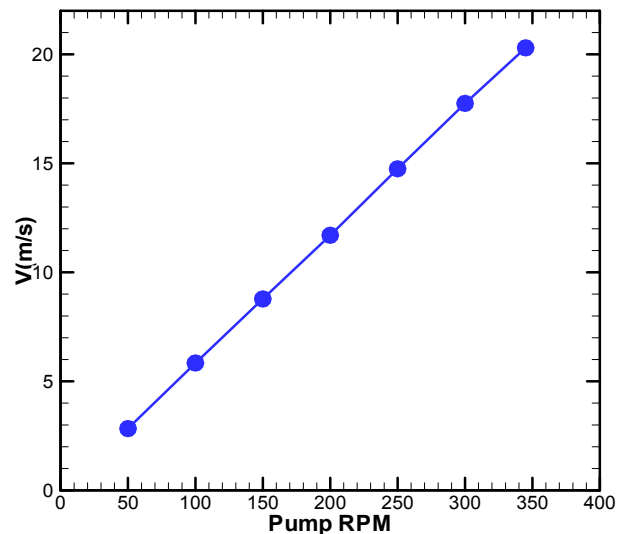


Fig. 8 Test section velocity

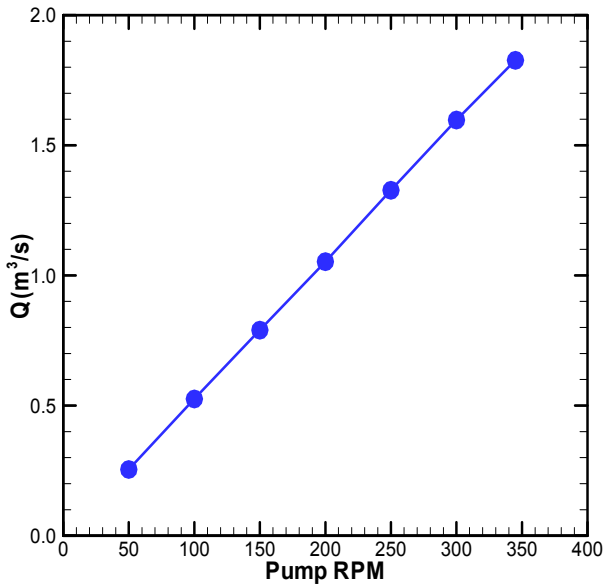


Fig. 9 Flowrate of the test section

모터 회전수 변화에 대한 인버터 출력 전압과 전류 분포는 Fig. 10에 나타난다. 출력전압은 모터 회전수 변화에 대하여 선형적인 변화를 보여주는 반면에 출력전류는 회전수 증가함에 따라 값이 증가하지만 비선형적인 경향을 보여준다. Fig. 10과 같은 경향은 기존 대형 캐비테이션 터널 구동모터와 거의 유사한 경향이다 (Ahn et al., 2015). Fig. 11은 예측된 출력 전류 및 전압을 가지고 산정된 구동 모터 출력 동력을 보여준다. 3상 교류 전력을 사용하는 모터 출력 동력은 출력전압(V)과 출력전류(I)를 이용해서 다음과 같이 계산된다.

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

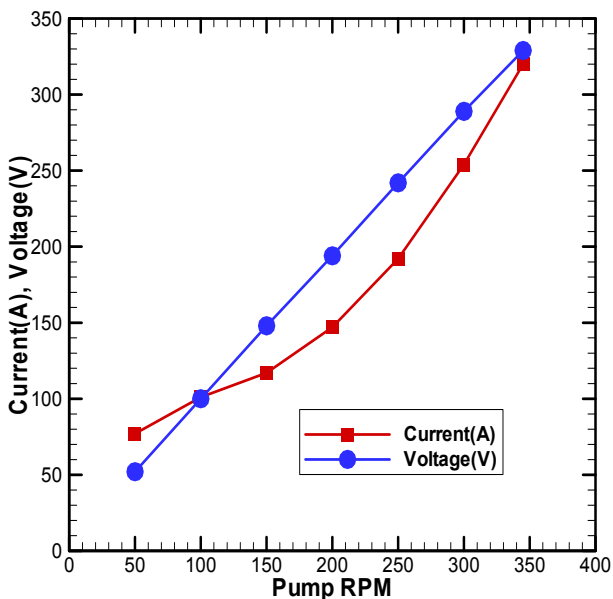


Fig. 10 Output current & voltage of the driving motor

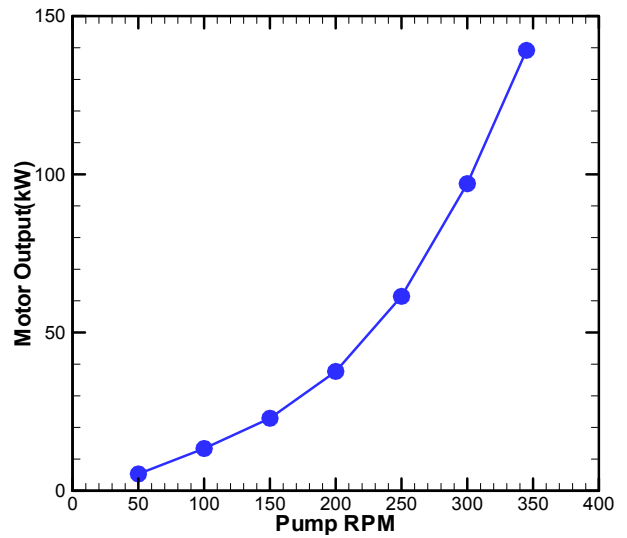


Fig. 11 Output power of the driving motor

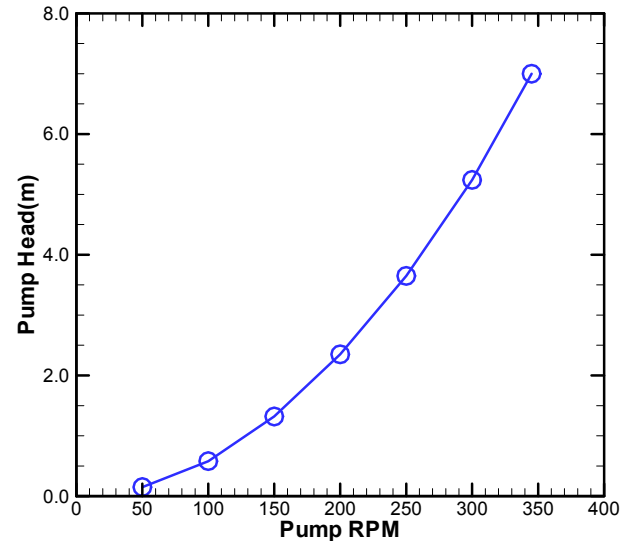


Fig. 12 Head of the driving pump predicted by CFX-10

여기서  $\cos\theta$ 는 모터 역률(power factor)이며,  $\eta_M$ 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 위상 차로 무효전력이 발생하면서 나타난다. 모터 효율은 모터 자체 기계적 손실에 의하여 나타난다. 이 값들은 모터 제조사가 하중 시험을 수행하여 제공한다. 기존 대형캐비테이션 터널 구동 모터의 경우 25%~125% 하중조건에서 역률과 효율을 제공한 바 있는데, 50% 이하에서 역률이 급격히 감소하는 경향을 보여주었다 (Ahn et al., 2015). 현재의 구동모터는 100% 하중조건에서만 이 값들을 제공하였는데, 모터 역률은 81.8%이며, 효율은 93.3%이다. 제공된 역률과 효율을 모든 성능시험 영역에서 일괄 적용하여 얻은 모터 출력동력은 Fig. 11에 나타나 있다. 모터 회

전수 변화에 따라 선형적으로 증가하는 경향을 보여줌에 따라, 설계 회전수인 360 rpm 까지 외삽(extrapolation)하여 얻은 모터 출력동력은 약 156.7 kW이다. CFX-10 코드를 이용하여 얻은 임펠러 토오크로부터 계산된 전달동력은 약 152.6 kW이다. 모터 출력동력에 축 전달손실을 약 3% 고려하면 거의 유사한 값을 얻을 수 있다.

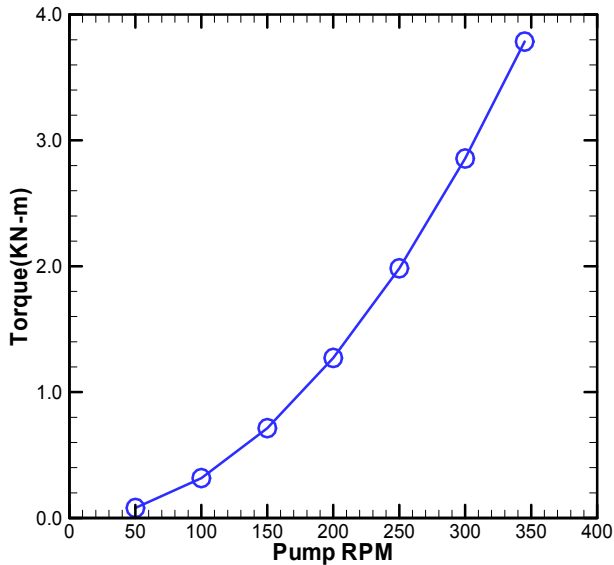


Fig. 13 Torque of the driving pump predicted by CFX-10

### 5. 결과 및 고찰

펌프 회전수를 변화시키면서 성능시운전을 수행한 바, 설계 단계에서 성능계산을 수행한 상용코드 CFX-10을 사용하여 시운전 조건에서 성능 계산을 수행하였다. CFX-10은 기존에 대형 캐비테이션 터널 구동펌프인 축류형 펌프의 전달동력 등을 잘 예측한 바 있지만, 본 연구에서 적용된 사류형 펌프에서는 어떤 차이를 보여주는지 검토해 볼 필요가 있다. 임펠러 회전수와 성능실험에서 도출된 유량을 CFX-10 입력자료로 사용하여 얻어진 펌프 양정과 토오크는 Fig. 12와 Fig. 13에서 볼 수 있다. 펌프효율( $\eta_p$ )은 펌프 회전수 100 rpm 이상에서 90.5~91.7% 범위로 나타났으며, 임펠러 회전수가 높을수록 효율이 높아지는 경향을 보여주었다. 대형 캐비테이션 터널 구동펌프에서도 유사한 경향이 나타난 바 있다. 설계 당시에 펌프 양정은 360 rpm에서 약 7.1 m 였으나, 성능시운전에서는 약 7.6 m 정도로 약 7.4% 크게 나타났다. 유량이 약 4.6% 감소함으로써 양정이 증가하는 것은 당연한 결과인데, 유량과 양정과의 관계를 검토해 볼 필요가 있다.

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

$$P_C = 2 \times \pi \times N/60 \times T_Q \tag{4}$$

여기서 N은 임펠러 회전수(rpm) 이다.

구동펌프의 성능시험에서 얻어진 모터 출력 동력( $P_M$ )을 축 전달동력으로 변환하려면 축 전달효율( $\eta_t$ )을 고려하여야 한다. 고속 캐비테이션 터널 펌프를 구동하는 구동축계는 waterjet 추진 시스템 축계와 유사하게 구성되어 있는데, 상선이 보통 0.99, 함정 및 waterjet이 약 0.97을 적용한다. 따라서, 축계 손실은 약 3% 고려한다. 이런 방식으로 얻어진 축 전달동력(delivered power)은 Fig. 14에 나타나 있다.

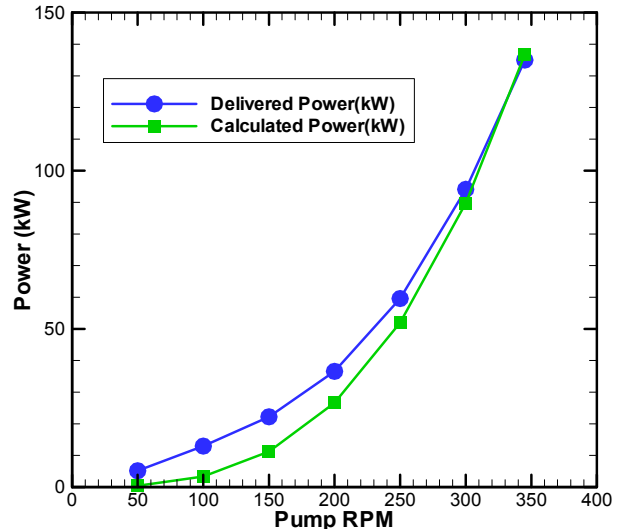


Fig. 14 Delivered power and calculated power

성능시운전 결과로부터 얻은 축전달동력(delivered power)과 CFX-10 으로부터 얻어진 축전달동력(calculated power)의 비교는 Fig. 14에 나타나 있다. 성능시험 결과와 계산 결과는 임펠러 회전수 345 rpm에서는 비교적 잘 일치하고 있지만, 300 rpm 이하부터 저속으로 갈수록 차이가 커지고 있다. 이는 모터 역률 자료가 최대하중 조건에서만 제공되면서 최고 하중 조건에 가까운 345 rpm 에서는 비교적 일치하지만 그 이하에서 차이가 나타나고 있다. 대형캐비테이션 터널 구동모터의 역률 자료를 검토해보면 50% 하중까지는 비슷한 역률을 유지하다가 50% 이하에서는 급격하게 감소하는 현상이 나타난다 (Ahn et al., 2015). 이때 역률 분포를 이용하여 얻은 성능시운전 결과는 계산 결과와 거의 일치된 결과를 보여준 바 있다. Fig. 14에 나타난 300 rpm 이하의 모터 하중은 50% 미만으로 나타나고 있다. 모터 하중 변화에 따른 모터역률 자료가 제공된다면 Fig. 14에 나타난 차이는 줄어들 것이다. 따라서, 모터 역률만 제대로 적용되면 모터 전압 및 전류 계측으로부터 얻은 전달 동력과 CFX-10 계산결과로부터 얻은 전달동력은 유사할 것으로 사료된다.

Fig. 15는 설계단계에서 임펠러 회전수를 360 rpm으로 고정하고, 유량을 변화시키면서 계산한 CFX-10 결과와 성능시운전 시 얻은 유량을 이용하여 계산된 결과의 비교를 보여준다. 설계 유량계수는 약 0.79이지만, 성능시운전 결과 유량계수는 약 0.75가 도출되었다. 이는 펌프 양정이 증가되는 방향으로 설계조건이 이동한 것을 나타내는데, 설계 양정은 모터회전수 360 rpm,



유량 2.0 m<sup>3</sup>/s에서 약 7.0 m이다. Fig. 12의 성능시운전 결과를 외삽하여 얻은 360 rpm에서의 양정은 약 7.6 m이다. Fig. 1의 CFD 해석모델로부터 얻은 설계 양정이 실제보다 약 8% 정도 작게 도출되었음을 알 수 있다. 이는 3개의 다공판과 허니콤을 포함하는 공기포집장치에서의 수두 손실량 예측에 문제가 있다고 사료되는데, CFD 해석시 다공판과 허니콤은 경험식에 의한 고려를 하게 된다 (Paik et al. 2016). 정도 높은 CFD 해석을 위하여는 이와같은 경험식들의 수정이 요구된다. 그러나, 다공판, 가이드베인 등 다양한 부가물들이 설치된 초공동 실험을 위한 고속 캐비테이션 터널의 경우 양정손실 8% 정도의 예측 차이는 그리 큰 오차는 아니다. 대형 캐비테이션 터널의 경우 성능시운전 결과 설계양정에 비하여 약 26% 작게 나타났는데, 양정이 작아지면서 효율은 약간 감소했지만 모터 동력이 충분하여 설계 사양보다 시험부 유속이 더 높게 나오는 경우도 있었다 (Ahn et al., 2015). 설계 유량보다 감소한 유량 영역에서 작동하는 경우 펌프 하중이 증가되어 캐비테이션 발생 가능성이 있으며, 증가된 유량 영역에서 작동하게 되면 펌프 효율이 감소되는 문제가 있다. 고속 캐비테이션 터널 구동모터 용량은 250 kW로서 설계 유량에서 ±10% 범위에서만 작동될 수 있다면 문제는 없으리라 사료된다. 계측 유량이 설계 유량에 비하여 약 4.6% 감소됨에 따라 모터 동력은 약 2% 정도 증가되는 것으로 나타났다.

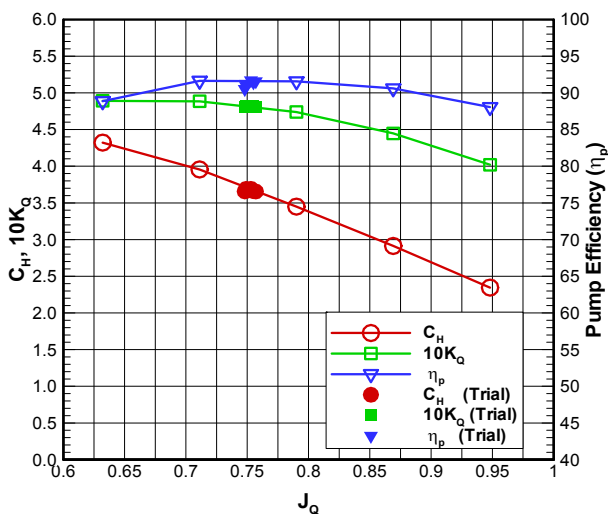


Fig. 15 Comparison with trial test result

## 6. 결론

본 연구에서는 초공동 고속 캐비테이션 터널(HCT)을 구동하기 위한 구동펌프의 선정 과정을 설명하고, 사류형 펌프를 설계·제작하여 성능시운전 수행하고 그 결과를 비교·정리하였다. 또한 기존 waterjet 사류형 펌프 및 대형터널 구동펌프 개발 단계에서 성능 예측 정도가 확인된 CFD 해석 코드인 CFX-10을 이용하여 설계 펌프의 성능평가를 수행하였다. 고속 캐비테이션 터널은 범용 CFD 코드인 STAR-CCM+를 이용하여 수두손실량을 예측한 바 (Paik et al., 2016), 경험식을 이용하여 수두손실량을

예측한 대형 캐비테이션 터널 보다는 예측 오차가 적을 것이라 사료되었다. 대형 캐비테이션 경우 수두손실량이 실제보다 크게 예측되면서 유량은 설계사양보다 약 10% 이상 증가하였으며, 양정은 약 26% 낮아졌다. 고속 캐비테이션 터널의 설계 유속은 22.2 m/s 이상이고, 설계 사양이 20.0 m/s이므로 성능시운전 시 계측유량이 10% 이상 감소되지 않는다면 문제는 없으리라 판단되었다. 따라서, 구동펌프도 ±10% 유량 범위에서 효율 등의 성능이 저하되지 않도록 설계되었다. 설계 펌프의 성능시운전 결과 펌프 회전수 345 rpm에서 시험부 유속이 약 20.3 m/s로 설계 사양은 만족하였다. 유량은 설계 사양보다 약 4.6% 감소하였고, 양정은 약 8% 증가되는 차이를 보여 주었다. 양정 증가에 따른 모터 동력은 약 2% 증가하는 것으로 나타났다. 구동모터 용량이 250 kW 이므로 동력의 여유가 충분하여 양정증가에 따른 영향은 거의 없는 것으로 나타났다.

구동펌프 성능시운전에서 도출된 임펠러 회전수와 유량을 입력하여 CFX-10에서 계산된 전달동력은 시운전 최대 회전수인 345 rpm에서만 유사한 것으로 나타났다. 345 rpm 이하의 영역에서는 시운전 결과가 계산 결과보다 크게 나타났는데, 이는 일반적인 경향이다. 현재의 구동모터의 성적서에는 최대 출력조건에서만 역률 및 효율을 제공하였는데, 출력별로 이 값들은 차이가 있다. 기존 대형 캐비테이션터널 구동모터의 역률은 출력별로 제공된 바, 제공된 자료를 사용하여 모터동력을 산정할 경우 CFX-10 계산 결과와 거의 일치하였다. 이때 제공된 역률은 50% 출력 이하에서 급격히 떨어지는 경향을 보여주었는데, 현재의 구동모터에 이와같은 역률 자료를 반영하면, 시운전 결과와 계산 결과의 차이가 작아질 것이다. 모터 제작사에서 제공한 모터 역률(power factor)과 효율을 적용하여 얻은 전달마력이 CFX-10 추정결과와 높은 출력에서 거의 일치하고 그 이하에서 경향이 일치하는 것으로 보아 CFX-10이 사류형 펌프 분석을 위하여도 충분히 사용할 수 있음을 알 수 있다.

## 후기

본 연구는 미래창조과학부 및 방위사업청의 민간기술협력사업 UM14113RD1 (PNS3100, 초공동 캐비테이션 터널 설계 및 성능 검증) 개발의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## References

Ahn, J.W., Kim, G.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, G.D., Kim, K.S. & Park, Y.H., 2010. Development of the weight reduction pump for waterjet propulsion. *Journal of Society of Naval Architects of Korea*, 47(1), pp.30-37.

Ahn, J.W., Kim, G.D., Kim, K.S. & Park, Y.H., 2015. Performance trial-test of the full-scale driving pump for the large cavitation tunnel(LCT). *Journal of Society of Naval Architects of Korea*, 52(6), pp.428-434.

Escobar, E., Balas, G. & Arndt, R.E.A., 2014. Planing avoidance control for supercavitating vehicles. *American Control Conference*, Portland, OR, 4-6 June 2014, USA.

Ha, J.H. & Son, B.J., 1996. *Fluid machinery*. Bo Moon Dang: Korea, pp.65.

Kawakami, E. & Arndt, R.E.A., 2011. Investigation of the behavior of ventilated supercavities. *Journal of Fluids Engineering*, 133(9), 091305.

Paik, B.G., Park, I.R., Kim, K.S., Lee, K.C., Kim, M.J. & Kim, K.Y., 2017. Design of a bubble collecting section in a high speed water tunnel for ventilated supercavitation experiments. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(9), pp.4227-4235.

Paik, B.G., Park, I.R., Kim, K.S., Lee, K.C., Kim, M.J. & Kim, K.Y., 2016. Study on bubble collecting section of cavitation tunnel for ventilated supercavitation experiments. *Journal of Society of Naval Architects of Korea*, 53(4), pp.300-315.



안종우



김건도



백부근



김경열