◎ 논 문

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2012.15.4.061
ISSN (Print): 1226-9883

임펠러 외경 변경에 따른 사류펌프의 성능변화에 관한 연구

이헌덕* · 허효원* · 서용권**†

Study on the Effect of the Impeller Diameter on the Performance of a Mixed-flow Pump

Heon-deok Lee*, Hyo Weon Heo*, Yong Kweon Suh**†

Key Words : Mixed-flow-pump(사류펌프), CFD(전산유체역학), Impeller diameter(임펠러 직경), Pump performance(펌프 성능)

ABSTRACT

Nowadays, precise prediction of the pump performance becomes more important than ever before in high-value industries such as power plants and large ships. The power consumed in such pumps of large head and capacity definitely affects the efficiency of the entire system. In this study, we report the theoretical and CFD results used in prediction of the performance change caused by the reduction of impeller diameter. We have found that the theoretical calculation is somehow useful at least in estimating the very beginning condition for the CFD main calculation

1. 서 론

최근 발전소, 선박과 같은 고 부가가치 산업에서 대 용량 고양정 펌프의 정확한 성능예측이 중요시 되고 있다. 유체에 높은 에너지를 전달하는 펌프를 운전하는 만큼 임펠러를 움직이는 모터의 소비 전력은 전체 시스템의 효율에 지대한 영향을 미치므로 정확한 성능 예측이 동반되어야 한다. 이를 위한 연구는 계속되어 왔으며, 그 결과로 펌프의 형상 정보를 이용해 이론적으로 계산하는 방법을 다룬 문헌[1-3]도 많이 나와 있다. 또한 이론 계산 결과를 기초로 CFD계산 결과와 병행하여 펌프의 특성을 자세히 밝혀내는 연구[4,5]가 활발히 진행되고 있다.

본 연구는 발전소에서 실제로 사용되고 있는 냉각수 순환용 펌프를 대상으로 하여 임펠러 직경감소에 따른 펌프의 성능변화를 CFD로 예측하고자 한다.

우선, 현재 사용중인 펌프의 설계데이터를 바탕으로 하여 이론해석을 통해 요구되는 임펠러의 외경을 추측하고, 이를 상용 CFD 툴을 사용한 수치해석을 통해 나온 결과를 분석하여 임펠러의 외경 변화에 따른 펌프의 성능 변화를 살펴보았다.

* 동아대학교 기계공학과 대학원
** 동아대학교 기계공학과
† 교신저자, E-mail : yksuh@dau.ac.kr

본 연구의 목표는 임펠러 외경의 축소를 통해 전동기 소비 동력을 감소시키려는 경우 이론해석에 의한 예측이 얼마나 CFD의 해석결과를 잘 따르는지 파악하고자 하는 것이다.

2. 이론해석

현재 냉각수 순환용으로 사용중인 냉각 해수 펌프의 양정은 충분히 만족되나 펌프 가동용 전동기의 동력 소모가 심하여, 적절한 설계변경을 통하여 전동기 소비 동력을 줄이고자 한다. 펌프의 임펠러 외경만을 축소시킴으로써 원하는 양정이 얻어지고 그에 따라 동력의 절감이 달성될 수 있도록 하고자 하며, 이를 위해 임펠러 외경을 얼마로 축소시켜야 하는지 그리고 그에 따른 동력의 절감은 얼마나 되는지를 이론계산을 통해 우선적으로 검토하였다. CFD해석을 통해 기존 제품은 설계유량 2.08 m^3/s에서 전압력 상승(total pressure rise)이 수치해석결과 5.15 bar로 확인되었다. 단 여기서 전압력 상승이란 펌프 입구와 출구의 전압력차이다. 임펠러 외경을 감소시킴으로써 동력을 줄이되 그로인해 실제 운전시 전압력이 4.3 bar까지 감소하도록 목표를 정했다.

임펠러 직경변화에 따른 전압력 상승치의 변화를 이론적으로 해석하기 위해 유체기계 관련 기초공식[1]을 사용하여 필요한 공식을 유도한다. 이를 위해 현재 사용중인 펌프의 설계 데이터를 정리하면 아래와 같다.

2011 유체기계 연구개발 발표회 발표 논문, 2011년 11월 30일-12월 2일, 경주
유체기계저널:제15권, 제4호, pp. 61~66, 2012(논문접수일자: 2011.09.22, 심사완료일자: 2012.03.07)

설계유량	$Q_d = 2.08\,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$
외경	$D_2 = 0.935\,\mathrm{m}$
출구나선각	$\beta_2 = 30.9^\circ$
회전속도	$N = 709\,\mathrm{rpm}$
날개수	$Z = 5$개
유체의 밀도	$\rho = 1025\,\mathrm{kg/m}^3$

우선, 출구에서의 유체의 원주 방향 속도를 다음 식으로 구한다.

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \tag{1}$$

임펠러와 임펠러 사이의 공간에서 유체의 미끄럼이 없는 경우에 펌프가 유체의 단위 중량유량에 대해 수행한 일률 E는 다음과 같다.

$$E = L/\dot{m}g = (U_2 C_{x2} - U_1 C_{x1})/g = U_2 C_{x2}/g \tag{2}$$

여기서, L은 동력, $\dot{m}$은 질량 유량, g는 중력가속도를 나타낸다. 그리고 U는 유체의 원주방향 속도, C_x는 절대 속도 C의 원주방향 성분이다(Fig. 1 참조). 위 식에서 입구에서 유체는 반경 방향으로 유입이 된다고 가정하고 $U_1 C_{x1}$은 0으로 두었다. 그러면, 입출구 사이의 전압력 상승 $\triangle P_t$은 유체밀도를 ρ라 할 때

$$\triangle P_t = \rho g E = \rho U_2 C_{x2} \tag{3}$$

으로 구해진다. 날개와 날개사이 공간에서 미끄럼이 발생하지 않는 경우 다음 관계를 얻을 수 있다(Fig. 1참조).

$$C_{x2} = U_2 - C_{r2}\cot\beta_2 \tag{4}$$

이 식에서 C_r은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 임펠러 부의 유로 한 가운데를 지나는 원추면의 유출부에서 원추면에 대해 수직으로 본 평면에 있고 원주방향 x에 대해 수직인 방향의 속도성분을 의미한다. 한편, 유량의 식 $Q = \pi D_2 b_2 C_{r2}$을 적용하면 식 (4)는

$$C_{x2} = U_2 - \frac{\cot\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q = U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \tan\beta_2} \tag{5}$$

이 된다. 이것을 식 (3)에 대입하면

$$\triangle P_t = \rho U_2 \left(U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \tan\beta_2} \right) \tag{6}$$

이 된다. 최대유량은 $\triangle P_t = 0$일 때 얻어지며, 계산식은

$$Q_c = (\pi D_2 b_2 \tan\beta_2) U_2 \tag{7}$$

와 같다. 유량과 전압력 상승과의 관계식 (6)은 아래와 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\triangle P_t = \rho U_2 \left(U_2 - \frac{Q}{Q_c} U_2 \right) = \rho U_2^2 \left(1 - \frac{Q}{Q_c} \right) \tag{8}$$

여기서, $\triangle P_{t0} = \rho U_2^2$은 체절운전시($Q = 0$)의 전압력 상승이다. 그러면, 위 식은

$$\triangle P_t = \Delta P_{t0} \left(1 - \frac{Q}{Q_c} \right) \tag{9}$$

으로도 쓸 수 있다. Fig. 2는 미끄럼이 없는 경우의 유량-전압력상승 관계를 나타내는 그래프이다.

미끄럼 계수 σ_s를 고려하면, 전압력 상승의 식 (3)은 아래와 같이 수정된다.

$$\triangle P_t = \sigma_s \rho U_2 C_{x2} \tag{10}$$

여기서 $\sigma_s = C_{x2}'/C_{x2}$ 이며, C_{x2}'는 실제의 원주방향 속도성분으로서 C_{x2}와 C_{x2}'의 차이를 $\triangle C_{x2}$라 두면, $C_{x2}' = C_{x2} - \triangle C_{x2}$이다. 참고문헌[1]에 의하면

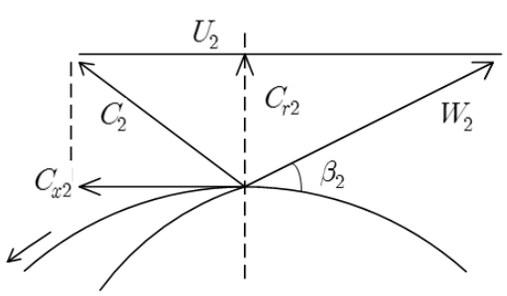


Fig. 1 Velocity triangle at the impeller outlet.

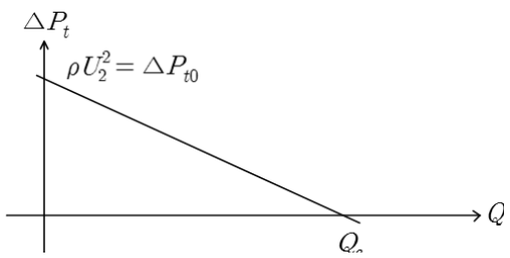


Fig. 2 Theoretical result of the relation between the flow rate Q and the total pressure rise ΔP_t

$$\triangle C_{r2} = \frac{U_2 \pi \sin\beta_2}{Z} \tag{11}$$

로 둘 수 있으므로 미끄럼 계수의 식으로 다음 결과를 얻을 수 있다.

$$\sigma_s = 1 - (\pi \sin\beta_2)/\{Z[1 - (C_{r2}/U_2)\cot\beta_2]\} \tag{12}$$

그러면 식 (8)은 다음과 같이 된다.

$$\triangle P_t = \rho U_2^2 \left(1 - \frac{Q}{Q_c} - \frac{\pi \sin\beta_2}{Z}\right) \tag{13}$$

위의 식으로부터 설계 유량 $Q = Q_D$에서 기대되는 전압력 차이 ΔP_{tD}를 구할 수 있다. 한편 기존의 임펠러 설계에서 임펠러 외경 D_2만을 변경할 때 예측되는 ΔP_{tD}를 구하기 위해서는 임펠러 외경이 변할 때 어떤 변수가 변하는지를 확인할 필요가 있다. 먼저, U_2는 식 (1)로 구하므로 D_2의 영향을 받는다. 다음으로 Q_c는 식 (7)에 의해 정해지므로 역시 D_2의 영향을 받는다. 그러나 식 (13)의 괄호 내 마지막 항 $(\pi \sin\beta_2)/Z$는 D_2와 거의 무관한 것으로 가정할 수 있다. 여기서는 이 양을 S로 둔다.

$$S = (\pi \sin\beta_2)/Z \tag{14}$$

그러면 식 (13)은

$$\triangle P_t = \rho U_2^2 \left(1 - \frac{Q_D}{Q_c} - S\right) \tag{15}$$

이 된다. 변수 S를 여기서는 이전의 설계에서 CFD로 계산한 ΔP_t가 도출될 수 있도록 정한 뒤에 임펠러 외경의 변화를 검토할 때는 변하지 않는 상수로 가정할 것이다. 기존의 설계대로 하여 Q_c와 S를 구하면, $\Delta P_t = 5.15$ bar에서, $Q_c = 8.79$ m^3/s, $S = 0.346$을 얻는다. 참고로, 식(15)에 대입하면,

$$S = \pi \sin\beta_2/Z = \pi \sin 30.9^\circ/5 = 0.323$$

을 얻는다.

위의 계산 과정을 통해 나온 결과를 Fig. 3으로 나타내었다. 전압력 상승의 목표치를 $\Delta P_{tD} = 4.3$bar로 잡을 때, 직경을 $D_2 = 885$ mm로 취하면 된다는 것을 알 수 있다. 즉, 현재의 직경 935 mm을 50 mm 만큼 축소시키면 원하는 사양이 얻어질 것임을 예측할 수 있다.

결과에 의하면, 당연한 것이지만, 직경을 감소시킬수록 전압력 상승치는 줄어든다. 참고로, 80 mm 만큼 축소시킬 경우에는 3.83 bar가 예측된다. 그러나 이러한 예측치는 어디

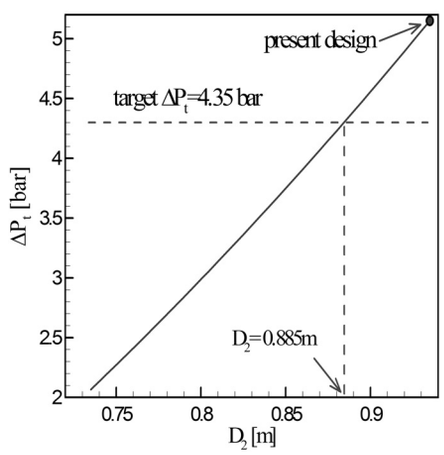
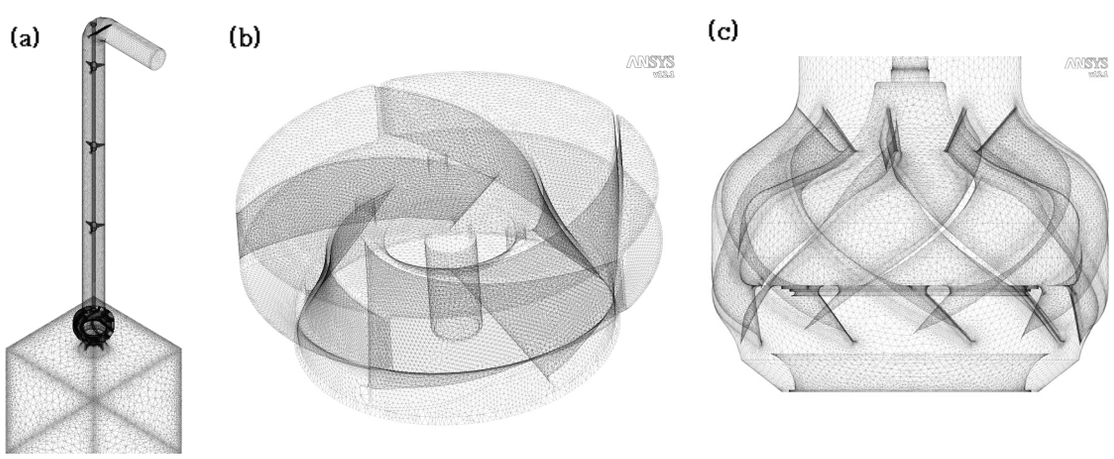


Fig. 3 Theoretical result of the relation between the total pressure rise ΔP_t and the impeller diameter D_2.



(a) Entire surface, (b) impeller, (c) guide vanes

Fig. 4 Mesh configuration

까지나 이론적이고 근사적이며, 보다 정밀한 계산을 위해서는 CFD를 수행해 보아야 알 수 있을 것이다.

3. 수치해석 개요와 격자계 구성

냉각 해수 펌프의 시방서와 CAD 설계도면 및 임펠러모델링 파일을 기초로 하여 유체 유동 영역과 확장 유로를 생성하였다. 입구에는 유체의 유입공간을 생성하고 유입면에는 압력을 0으로 설정하였다. 출구에는 수치해석의 안정을 도모하기 위해 내경 0.732 m, 길이 2 m의 덕트를 추가로 부착시켰다.

Fig. 4는 펌프 전체의 표면, 임펠러와 가이드 베인 영역의 격자구성 모양을 보여주고 있다. 격자계는 모두 비정렬 사면체 격자를 채택하였으며, 사용된 요소 수는 약 8백 7십만 개로서 임펠러 영역에 4백 8십만 개, 가이트 베인 영역에 2백 5십만 개의 격자를 배치시켰다. 사용된 node수는 약 1백 6십만 개이다.

사용한 수치해석 프로그램은 Ansys CFX이며 사용한 난류모델은 $k-\varepsilon$이고, 모든 벽면에는 no-slip 조건을 적용하였으며 정상상태로 해석을 수행하였다. 잔여 오차의 수렴성을 보아가면서 1000시간 스텝 동안 계산하도록 하였다. 그 결과 1000회의 시간 스텝 뒤에는 잔여 오차가 10^{-4} 정도가 되었다.

4. 수치해석 결과 및 성능 분석

현재 목표로 하고 있는 펌프의 전압력 상승은 4.3 bar이다. 이를 이론 계산을 통해 추측해본 결과, 885 mm 근처에서 목표로 하는 전압력 상승이 나올 것으로 예측되어, 임펠러의 외경을 855 mm, 875 mm, 895 mm, 935 mm 등 4가지로 변경시켜 가며 계산을 수행하였다. 그리고 각각의 경우에서 유량은 1.6 m^3/s에서 2.4 m^3/s까지 총 5가지에 대해 수치해석을 실시하였으며, 그 결과를 토대로 펌프의 성능 즉, 전압력 상승(ΔP_t), 수동력(L_w), 토크(T), 축동력(L_s), 및 수력효율(η_h)에 대한 데이터를 추출하였다(Table 2). Table 2를 살펴보면 전체적으로 임펠러 직경이 감소하여도 효율에는 크게 변화가 없는 것을 볼 수 있었다. 이에 비해 전압력상승과 동력은 직경이 감소할수록 줄어드는 경향을 보이고 있다.

Table 2 CFD results showing the pump performance at the design flow rate, 2.08 m^3/s

D_2 [mm]	ΔP_t [bar]	L_w [kW]	T [N-m]	L_s [kW]	η_h [%]
855	3.99	829	13300	988	84.0
875	4.29	891	14400	1065	83.7
895	4.55	946	15200	1131	83.6
935	5.15	1070	17500	1300	82.4

CFD를 통해 얻은 전압력 상승에 대한 데이터와 이론 계산을 통해 얻은 전압력 상승 데이터를 비교하면 Fig. 5와 같다. Fig. 5에 의하면 직경이 감소할수록 전압력 상승치가 감소하며 이를 이론해석이 잘 예측하고 있다. 그러나 직경 감소의 정도가 클수록 두 결과의 차이도 증가하는데, 이는 이론해석의 한계로서 피할 수 없는 결과이다. 보다 정확한 이론해석의 결과를 위해서는 임펠러 형상에 대해 다양한 임펠러 깃과 깃 사이 공간에서의 와류현상 및 이로 인한 깃출구에서의 미끄럼현상과 그에 따른 성능감소를 데이터베이스화 할 필요가 있을 것이다. 하지만 이론 계산으로 추측한 875 mm에서 전압력 상승이 4.15bar이고 CFD 계산 결과로부터 동일 직경에서의 전압력 상승은 4.29bar로 0.14bar(약 3 %)의 차이를 보이고 있어 이론 계산을 근거로 직경을 결정한 것이 어느 정도 타당하며, 본격적인 CFD 해석 이전에 하나의 가이드로

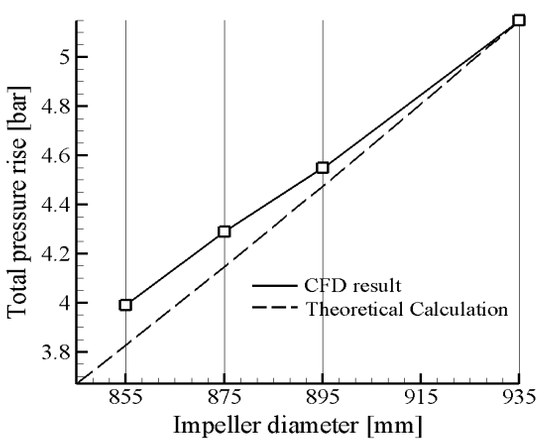


Fig. 5 Comparison between the theoretical(--) and CFD(—) results in the relation between the total pressure rise and the impeller diameter at the design flow rate 2.08 m^3/s

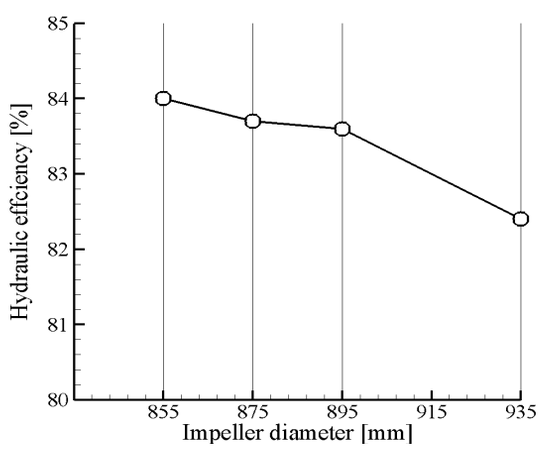


Fig. 6 CFD results of the relation between the hydraulic efficiency and the impeller diameter at the design flow rate, 2.08 m^3/s

서의 역할을 수행할 수 있다고 생각된다.

전체적으로 보았을 때 전압력 상승값은 직경이 감소함에 따라 일정비율로 감소하는 모습을 보인다(Fig. 5). 직경 875 mm에서 $\Delta P_t = 4.29$bar이므로, 최초 목표로 한 4.3 bar와 근소한 차이를 보이고 있으므로 거의 근접했다고 볼 수 있다. 그러나 수력효율은 기존모델과 크게 다르지 않고 오히려 상승하는 모습을 보이고 있다(Fig. 6).

Fig. 7을 살펴보면 직경의 감소에 따라 전압력 상승값이 작아지면서 전동기에서 소비되는 동력은 감소하였다. 동력의 변화를 살펴보면, 임펠러 직경 895 mm에서 13.1 %, 875 mm에서 17.7 %, 855 mm에서 24.0 %의 감소를 보였다. 전압력 상승이 목표에 다다른 875 mm에서는 1300 kW에서 169 kW (13 %)만큼 감소되었다.

Fig. 8은 설계유량으로부터 약간씩 증가된 2.2 m^3/s와 2.4 m^3/s에서 CFD해석으로 구한 임펠러 직경 별 전압력 상

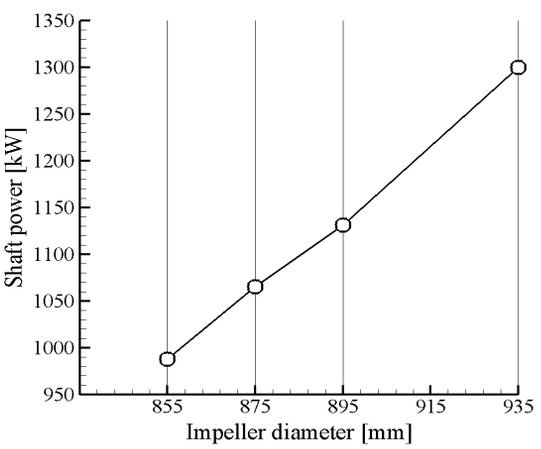


Fig. 7 CFD results of the relation between the shaft power and the impeller diameter at the design flow rate, 2.08 m^3/s

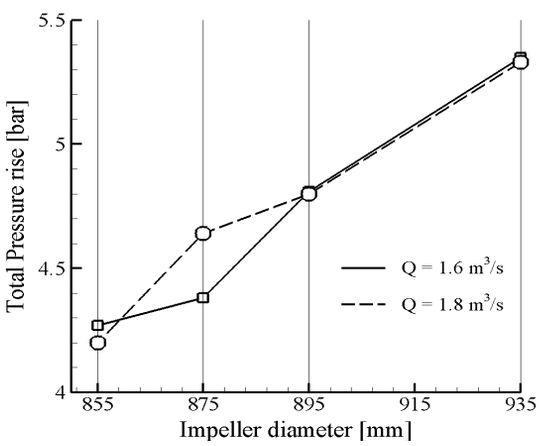


Fig. 8 CFD results of the relation between the total pressure rise and the impeller diameter at the flow rate, 1.6 m^3/s (—), 1.8 m^3/s(--)

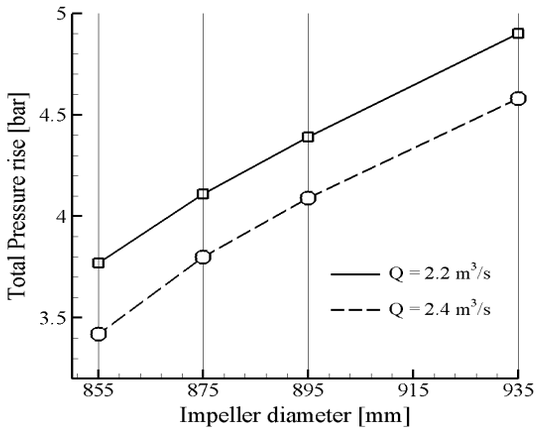


Fig. 9 CFD results of the relation between the total pressure rise and the impeller diameter at the flow rate, 2.2 m^3/s(—), 2.4 m^3/s(--)

승치의 변화를 보여준 것이다. 설계유량의 경우(Fig. 5)와 거의 유사한 경향을 보인다.

하지만 유량이 약간씩 감소된 1.6 m^3/s, 1.8 m^3/s에서는 Fig. 9에서 보인 바와 같이 앞과는 다른 결과를 확인할 수 있다. Fig. 9를 살펴보면 895 mm와 935 mm의 직경에서는 두 가지 유량에 대한 전압력의 차이는 거의 없는 것으로 나타났다. 하지만 875 mm에서는 유량이 낮으면 전압력 상승값은 더 높게 나오는 경향을 보여 왔던 다른 직경들에 비해 오히려 1.8 m^3/s일 때가 1.6 m^3/s일 때보다 전압력 상승 값이 더 높은 것으로 나타났다. 원인을 추정해 본 바로는 1.8m^3/s의 경우 임펠러의 직경이 작아지면서 출구각에 변화를 가져왔고, 이로 인해 임펠러에서 승압된 유체가 가이드 베인을 지나면서 생기는 손실이 875 mm에서는 1.6 m^3/s의 경우에 비해 작은 수치가 나오는 것으로 확인되었다.

6. 결 론

현재 발전소에서 냉각수 급수용으로 사용중인 사류펌프의 전동기 소비전력이 과다하여 펌프의 임펠러 외경의 축소를 통해 원하는 양정과 축동력을 얻어 낼 수 있도록 설계변경을 시도하였다. 수치해석에 들어가기 앞서 현재 사용중인 펌프의 설계 데이터를 사용하여 이론적 계산을 통해 대략적인 외경 감소에 따른 전압력 상승값을 예측하였다. 이어서, 본격적인 CFD해석을 통해 임펠러의 직경변화에 따른 펌프의 성능변화에 대한 데이터를 확보하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 이론 계산결과를 기초로 하여 임펠러 직경을 선정하고 수치해석을 수행한 결과, 이론 계산 결과와 비슷한 경향을 보임으로서, 이론계산을 통한 임펠러 직경 선정이 타당함을 확인했다.

2) 전압력 상승값이 낮아짐에 따라 원동기에서 소비되는 동력은 전압력 상승이 목표에 근접하는 임펠러 직경 875 mm에서 17.7 %의 감소를 보였으며 요구사양을 만족시킨다.
3) 설계유량보다 약간씩 증가된 경우에서는 설계유량과 비슷한 경향의 직경변화–전압력상승의 관계를 보였으나, 약간씩 감소된 유량에서는 설계유량과는 상이한 결과를 보임으로서 설계유량뿐만 아니라 주변의 유량에 대해서도 검토해야 함을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술 평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(*No. 20114030200030*).

참고문헌

(1) 서용권, 예용택, 주원구(번역), 2000.9.1, “Hydraulic and compressible flow turbomachines,” 경문사.
(2) A. J. Stepanoff, 1957, “Centrifugal and Axial Flow Pumps,” john wiley & sons, inc.
(3) J. F. Gulich, 2008, “Centrifugal Pumps,” Springer.
(4) 유일수, 박무룡, 윤의수, 2011, “양정곡선 기울기를 고려한 원자로 냉각재 펌프의 수력설계,” 유체기계저널, 제14권, 제1호, pp. 18~23.
(5) 윤의수, 오형우, 안종우, 2003, “워터제트 선박추진용 사류 펌프의 설계 및 성능해석,” 유체기계저널, 제6권, 제2호, pp. 41~46.