

## 상용 CFD 코드를 이용한 가정용 연료전지의 배열회수용 원심펌프 유동해석에 관한 연구

황승식\* · 조지훈\*\* · 진경민\*\* · 이송규\*\* · 신동훈\*\*\* · 정태용\*\*\*† · 박창권\*\*\*\*

\*국민대 기계시스템공학부, \*\*국민대 대학원 기계공학과, \*\*\*국민대학교 기계공학과, \*\*\*\*경동 에버런  
(2011년 5월 12일 접수, 2011년 8월 3일 수정, 2011년 8월 3일 채택)

### A Study on Flow Analysis of Centrifugal Pump for Exhaust Heat Recovery in Residential Fuel Cell Using A Commercial CFD code

Seung Sik Hwang\*, Ji Hoon Jo\*\*, Kyoung Min Jin\*\*, Song Kyu Lee\*\* ,  
Donghoon Shin\*\*\*, Tae Yong Chung\*\*\*†, and Chang Kwon Park\*\*\*\*

\*School of Mechanical Engineering, Kookmin Univ., \*\*Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School of Kookmin Univ.,  
\*\*\*Dept. of Mechanical Engineering, Kookmin Univ., \*\*\*\*KD Everon  
(Received 12 May 2011, Revised 3 August 2011, Accepted 3 August 2011)

#### 요 약

우수한 성능의 연료전지 시스템을 개발하기 위해서는 연료전지의 주변장치 및 핵심부품을 중점적으로 연구해야 한다. 따라서 본 연구에서는 연료전지 시스템 내에서 배열 회수를 목적으로 사용될 원심펌프에 대해서 연구를 하였다. 본 연구를 위해 임펠러 수가 4개인 원심펌프를 설계, 제작하여 실험을 하였고, 상용모델 (IWAKI) 결과와 비교, 분석하였다. 또한 임펠러 수가 4, 6, 8개인 원심펌프를 설계하여 CFD 해석기법을 통해 해석해 보았다. 실험결과와 전산해석은 동일한 조건하에 진행 되었으며 정량적인 차이를 비교 하였을 경우 30[%] 이내의 차이를 보여주었다. 또한 실험을 통해 얻어진 결과는 전산해석을 수행하는데 중요한 자료로 사용될 수 있었고 향후, 실험에 대한 정확성 향상 및 CFD 해석에서 가정된 부분을 줄인다면 더 정확한 결과를 확보할 수 있을 것이다.

**주요어** : 임펠러, 원심펌프, 연료전지, 난류운동에너지, 소산율, 전산유체역학

**Abstract**— For developing high performance fuel cell, peripheral devices and key components have to be studied in priority. In this study, centrifugal pump was studied for heat recovery. For PEM fuel cell system, a four-impeller centrifugal pump was designed, tested and compared with result of commercial product (IWAKI). In addition, effects of number of impeller were analyzed by CFD. The experiment and analysis were progressed in the same conditions. The results showed the quantitative difference under 30% between the numerical and the experimental pressure difference and mass flow rate.

**Key words** : Impeller, Centrifugal pump, Fuel cell, Turbulent kinetic energy, Dissipation rate, Computational fluid dynamics

#### 1. 서 론

†To whom corresponding should be addressed.  
Kookmin Univ., Jeongneung 3-dong, Seongbuk-gu, Seoul,  
136-702, Korea  
Tel : 02-910-5036; E-mail : tychung@kookmin.ac.kr

현재의 연료전지 시스템은 고성능, 특수 사양의 주변  
장치(balance of plant, BOP) 핵심부품을 많이 사용

하기 때문에 주변장치가 연료전지 시스템 전체 비용에 가장 큰 비용을 차지하는 것으로 알려져 있다. 이에 따라 효율적인 연료전지 시스템을 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 여러 유체기계 중에서 유체를 이송하는데 비교적 간단한 구조의 원심펌프는 다양한 분야에 이용되고 있으며 이러한 이유로 현재 유체기계 분야의 유동 해석 및 성능평가를 위한 많은 상용 CFD 코드들이 개발되어 최적설계단계에서 적용되고 있으며, 설계검증에 대한 비중이 실용적인 데이터 비교에서 전산해석을 통한 비교로 전환되어 지고 있는 추세이다.

최근에는 컴퓨터 성능과 난류해석기법의 발달로 동특성 해석에 상용 패키지의 사용이 활발해지고 있으며 3D CFD 해석을 통한 펌프성능 해석이 빠르게 성장해 나가고 있는 실정이다 [1]. 원심펌프의 흐름은 발생하는 난류, 비정상상태 등의 복잡한 3차원 현상을 발생시킨다. 이러한 현상은 볼류트 부분과 임펠러 사이의 상호작용으로 인하여 진동 및 소음이 발생하여 기계부품의 성능저하를 일으키는 부분 중 하나이다 [2]. 이에 여러 연구자들은 펌프 내부의 흐름 메커니즘을 연구했는데 Kergourlay et al.은 유압 원심펌프의 임펠러에 스플리터 블레이드(splitter blades)를 추가하고 스플리터와 임펠러 사이에서의 펌프특성곡선을 제시하여 유동 특성을 비교하였다 [3]. Gonzalez et al.은 서로 다른 출구 지름이 원심펌프에 미치는 영향을 상세하게 연구하였다 [4-6].

본 연구에서는 연료전지 시스템에 사용될 배열회수용 원심 펌프를 설계하였고 이에 따른 시작품(impeller-4)을 제작하여 상용 모델(IWAKI)과 실험 및 CFD 해석을 통해 제품 성능을 분석해 보았다. 또한, 임펠러의 수(4, 6, 8개)에 따른 원심펌프 내부유동 특성을 CFD 해석을 통해 확인하였다.

## 2. 실험

설계에 따른 펌프 시작품을 제작하여 펌프의 실제 운영조건과 같게 펌프를 구동하여 압력과 유량에 대한 실험 데이터를 수집하였다. 실험장치는 Fig. 1과 같이 P&ID(piping and instrumentation diagram)를 나타낼 수 있으며, 임펠러 형상과 회전속도를 변화시키고 그에 따른 출구에서의 압력과 유량 및 모터에 전달되는 전압과 동력을 수집하여 펌프의 효율을 계산하였다. Fig. 2는 시작품 임펠러, 펌프 케이싱 및 BLDC 모터

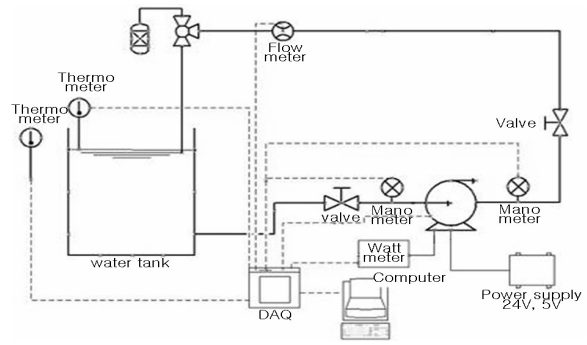


Fig. 1. Piping and instrumentation diagram of centrifugal pump experimental apparatus.

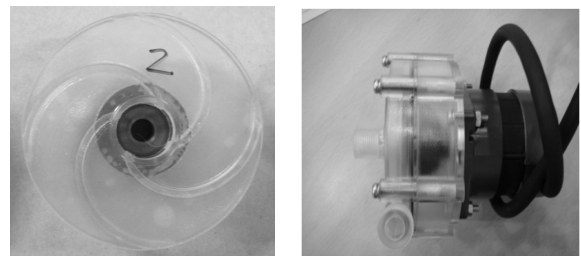


Fig. 2. Centrifugal pump for experiment.

Table 1. Specification of the commercial pump.

Model	IWAKI RD_12
Manufacturer	IWAKI
Kind	DC Brushless motor
Rated voltage	24 ± 5%
Max. capacity	10 [lpm]
Max. Head	6 m or more

의 결합상태를 보여주고 있다. 원심펌프 내부유동을 관찰하기 위하여 투명 아크릴을 재료로 한 원심펌프를 제작하였다. 성능 비교를 위하여 일본의 펌프생산 전문업체에서 생산된 상용 제품을 선정하여 실험하였으며 Table 1은 그 제원을 나타낸다. 실험 장치를 이용하여 원심펌프의 성능을 평가하기 위하여 회전속도를 1000[rpm]에서 2500[rpm]까지 500[rpm]씩 증가시켰다. 상용제품의 경우는 회전속도 제어가 어려운 관계로 전압 컨트롤 시스템을 이용하여 회전속도를 조정하였으며 오실로스코프를 이용하여 검출되는 주파수를 이용하여 회전속도를 산출하였다.

본 연구에서는 유량과 압력 측정 데이터로부터 전달되는 동력을 계산하여 모터에 투입되는 전력의 손실 정도를 파악하였다. 펌프의 효율은 실험적 데이터를 바탕으로 산출되었으며 식 (1)과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{\text{experiment}} = \frac{Q \cdot \Delta P}{P} \quad (1)$$

여기에서,  $Q$ [kg/s]는 토출되는 유량을,  $\Delta P$ [Pa]는 출구와 입구에서의 압력차,  $P$ [W]는 모터에서 전달되는 동력(전력)을 나타낸다 [7].

### 3. 전산해석

#### 3-1. 펌프 형상 및 전산해석 방법

본 연구에서는 전산해석을 수행하기 위해 Fig. 3에 나타낸 임펠러 개수가 4개, 6개, 8개인 설계모델과 상용모델을 선정하였다.

격자구성은 설계 모델의 경우 사각격자(hex.)를 적용하였고 상용제품의 경우에는 사각격자와 삼각격자(tet.)를 병용하였다. 격자의 수는 시작품의 경우는 평균 160,000개이고 상용제품의 경우는 253,051개의 격자수를 생성하여 전산해석을 진행하였다.

본 논문에서는 상용 CFD 코드인 Fluent 6.3를 이용하여 펌프 내부의 정상 및 비정상 상태 유동을 해석하였다. 해석기법으로는 Fluent 6.3에서 제공되는 MRF (Multiple Reference Frame)를 이용하였고, 난류 모델은  $k-\epsilon$ , standard를 사용하였다. Table 2에 작동유체 및 작동조건을 나타내었다. 입구 압력은 대기압(0[pa])으로 가정하였고 출구는 outlet vent pressure로 해석을 수행하였다. 전산해석에서 출구경계조건을 위하여 다음과 같은 식 (2)를 이용하여 전산해석을 수행하였다.

$$\Delta P = k_L \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2)$$

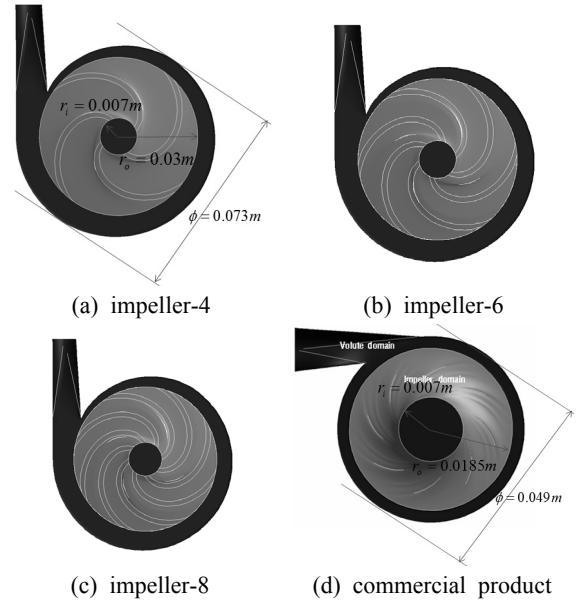
위 식에서  $\Delta P$ 는 출구와 입구에서의 압력차를 나타내며  $k_L$ 은 손실계수,  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $v$ 는 출구에서의 속도를 나타낸다 [8]. 또한, 속도 대신 유량( $Q$ )을 기준으로 식 (2)를 변형하면 식 (3)과 같이 된다.

$$P_{\text{outlet}} = k_L \frac{1}{2} \frac{Q^2}{\rho A^2} + P_{\text{static}} \quad (3)$$

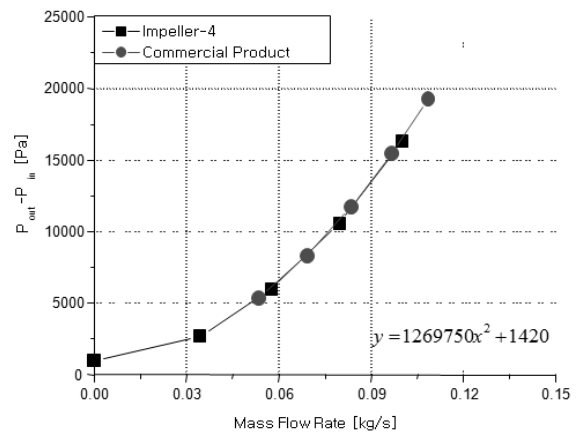
실험 결과를 바탕으로 손실계수와 정지압력( $P_{\text{static}}$ )은 각각  $k_L=60.12$ 와  $P_{\text{static}}=1420$ [Pa]로 산출되었으며, CFD 해석 결과 중 토출되는 유량( $Q$ ) 및 임펠러에 걸리는 토크, 입출구 압력차 값과 식 (3)을 이용하여 식 (4)에 의해 전산 해석에서의 효율( $\eta_{\text{numerical}}$ )을 산출하였다.

**Table 2.** Fluid properties and operation conditions.

Property	Parameter
Working fluid	H <sub>2</sub> O (liq)
Density	998.2 [kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosity	0.001003 [kg/m·s]
Inlet pressure	0 [pa]
Outlet pressure	Outlet Vent Pressure



**Fig. 3.** Geometry of the centrifugal pumps.



**Fig. 4.** Experimental results of pressure difference between outlet and inlet according to mass flow rate.

$$\eta_{\text{numerical}} = \frac{Q \cdot \Delta P}{P_{\text{shaft}}} \quad (4)$$

$P_{\text{shaft}}$ [W]는 CFD 해석을 통해 산출된 토크와 회전 속도의 곱으로 구해진다.

### 3-2. 비교인자

CFD 해석의 결과를 도출하기 위하여 Navier-stokes 방정식을 기반으로 회전에 의한 유동현상을 해석하기 위해서 아래와 같은  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하였다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) \\ & \quad - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \end{aligned} \quad (6)$$

where,

$G_k$ : generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients,

$G_b$ : generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy,

$Y_M$ : contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence,

$\alpha_k, \alpha_\epsilon$ : inverse effective Prandtl numbers for  $k$  and  $\epsilon$ ,

$S_k, S_\epsilon$ : user-defined source terms.

위 식 (5)와 (6)은 각각 난류운동에너지( $k$ )와 소산율(dissipation rate,  $\epsilon$ )의 지배방정식으로서, 원심펌프 내부에서 발생하는 난류운동에너지 및 소산율이 원심펌프 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 아래 식 (7)과 같이 체적적분을 사용하였다.

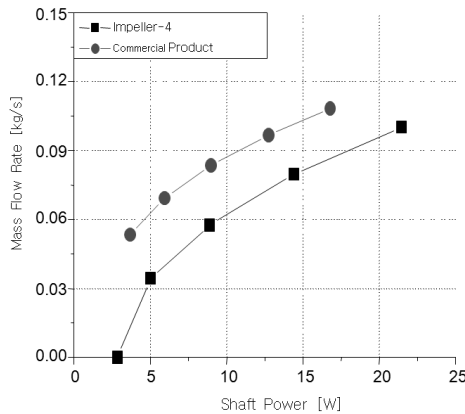


Fig. 5. Comparison of mass flow rate at outlet according to shaft power.

$$\int \phi dV = \sum_{i=1}^n \phi_i |V_i| \quad (7)$$

여기서, 체적적분은 선택된 영역의 변수 및 셀(cell)의 합으로 계산될 수 있으며, 임펠러와 벌류트(volute) 전체영역에 대한 난류운동에너지, 소산율을 산출하여 각 임펠러 조건에 따른 특성을 비교하였다.

## 4. 결 과

### 4-1. 실험결과와 CFD 결과의 비교

Fig. 5는 실제로 펌프에 전달되는 전력에 따라 출구에서 토출되는 유량의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 보는 것과 같이 상용제품의 경우가 동일한 동력이 전달되면 더 큰 유량을 토출하는 것으로 판단할 수 있었다. Fig. 6은 토출되는 유량에 따른 각 펌프의 효율( $\eta_{experiment}$ )을 나타낸 것이며 상용제품의 경우가 더

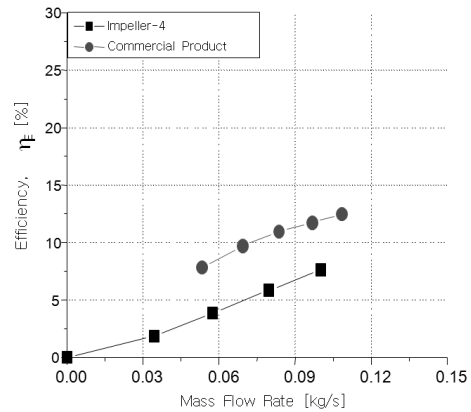


Fig. 6. Comparison of experimental efficiency according to mass flow rate.

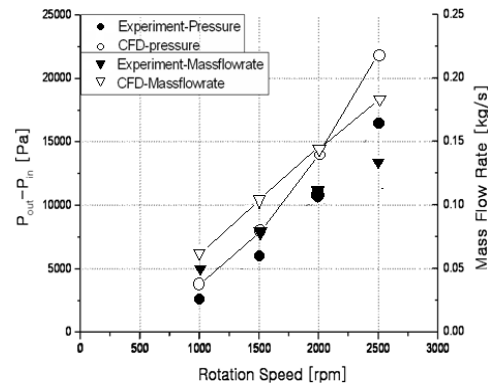


Fig. 7. Comparison of pressure difference and mass flow rate by experiment and CFD according to rotation speed (Impeller-4).

높은 효율을 보이고 있는 것으로 판단할 수 있었다.

실험결과와 CFD 해석결과의 오차범위를 파악하기 위하여 Fig. 7에 나타난 바와 같이 회전속도에 따른 토출 유량 및 압력차를 비교하여 CFD 해석의 신뢰성을 평가할 수 있는 자료를 확보할 수 있었다. CFD의 결과가 압력 및 유량을 실험보다 크게 예측하는 것으로 나타났다. 이는 이상적인 CFD 결과의 한계로서, 표면거칠기, 형상의 오차, 난류모델 선정 등의 인자들이 오차의 원인으로 파악된다. 향후, 다양한 난류모델의 평가를 통해 펌프 해석에 효과적인 모델로 선정하는 연구가 필요하다.

### 4.2. 임펠러 개수의 효과

본 연구에서는 원심펌프의 임펠러 수를 4개에서 6, 8개로 증가시켜 CFD 해석을 수행하였다. 입구 면적 및 출구 면적은 3개의 형상이 모두 동일한 조건으로 해석을 진행하였다. 회전속도는 2000[rpm]으로 고정하고 3가지 형상에 대하여 속도분포와 압력분포의 특성을 파악하였다. Fig. 8과 9는 Z= 0.00075[m] 단면(임펠러 출구 중심면)을 생성하여 압력분포와 속도벡터를 검토하였다.

Fig. 10에 나타난 압력은 회전속도가 증가할수록 점

차 증가하였으며, 임펠러의 수가 4개인 경우보다 6, 8개인 경우에 더 증가된 압력분포를 확인할 수 있었다.

### 4.3. 난류운동에너지 및 소산을 비교

난류운동에너지 및 소산율은 3.2 비교 인자에서 언급하였듯이 원심펌프의 성능을 저하시키는 요소로 작용될 수 있다. 이에 따라 CFD 해석을 통해서 원심펌프 내부에서 성능을 저하시킬 수 있는 요소들을 파악

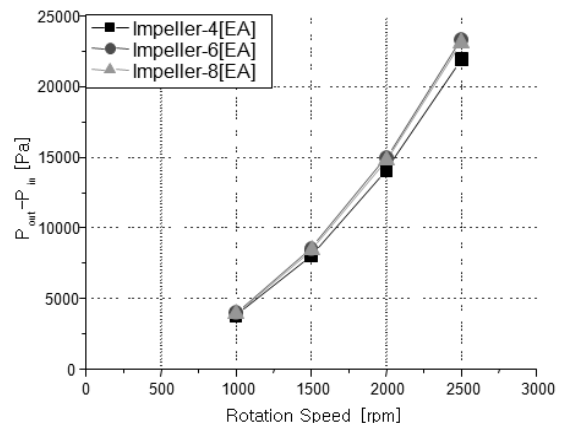


Fig. 10. Comparison of pressure difference by number of impeller according to rotation speed.

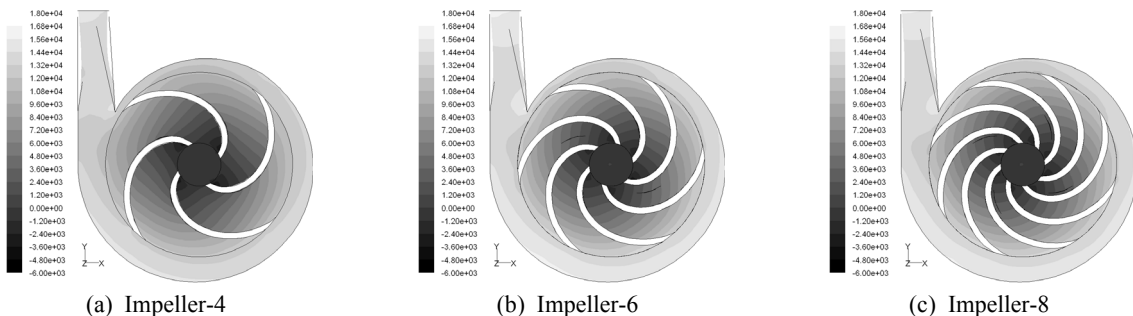


Fig. 8. Contours of static pressure (Pa) - Z 0.00075 (m), rotation speed - 2000 rpm.

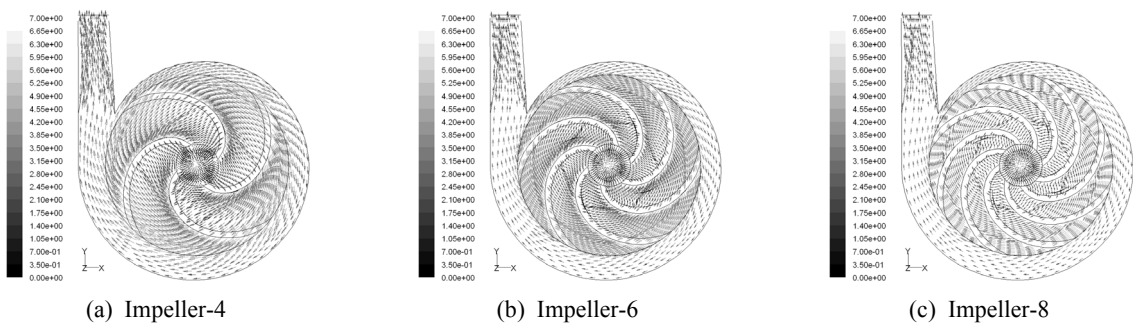


Fig. 9. Vector of velocity magnitude (m/s) - Z 0.00075 (m), rotation speed - 2000 rpm.

하였다. Fig. 11에 나타난 난류에너지분포는 설계모델의 경우 벌루트 부분에서 높게 나타나고 있는데 이는 임펠러를 빠져나가는 유체가 벌루트에서 강한 전단응력을 받음으로 인해 발생하는 것이다. 소산율 또한 Fig. 12에 나타난 바와 같이 벌루트에서 손실이 많은데 이는 유체 에너지가 열에너지로 전환되는 양이 많음을 나타낸다. 한편 상용제품의 경우, 벌루트에서의 난류 생성 및 소산율이 설계모델보다 낮게 나타남으로 좋은 효율을 가질 수 있음을 보여준다.

Fig. 13에서는 회전속도와 임펠러 수에 따른 난류운동에너지 체적 적분값을 비교하였다. 회전속도가 증가하면 난류운동에너지도 증가되는 경향을 확인할 수 있었으며 이것은 회전속도가 증가함에 따라 내부에서의 유체속도가 증가됨에 따라 난류운동에너지가 증가되는 것으로 판단할 수 있다. 또한, 임펠러 수가 증가하면 난류운동에너지는 미소한 감소를 보이고 있었다. 하지만 임펠러가 8개인 경우와 6개인 경우를 비교하였을 때, 거의 유사한 경향을 보이고 있었으며 6개인 경우가 더 안정된 특성을 보이고 있다고 판단할 수 있다. 소산율이란 난류운동에너지의 시간에 따른 소멸율이며, 소멸된 난류운동에너지는 열에너지로 변화한다. 이 과정에서 엔트로피가 증가하여 시스템의 효율을 감소시킨다. 따라서 소산율이 증가함에 따라 원심펌프의 성능을 저하시키는 원인이 될 것이다.

Fig. 14에 나타난 것과 같이 소산율 적분 값은 난류

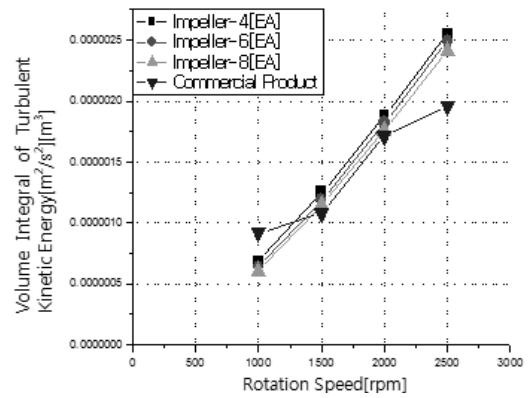


Fig. 13. Volumetric Integration of turbulent kinetic energy (k) by number of impeller according to rotation speed.

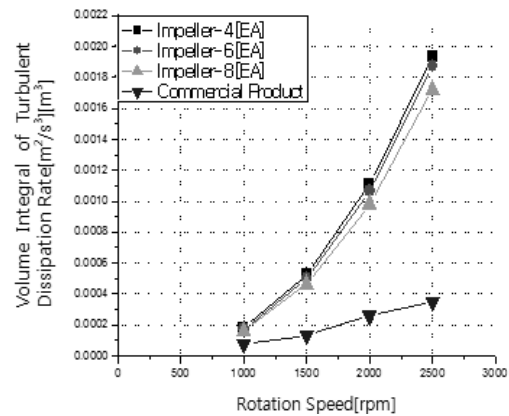


Fig. 14. Volumetric integration of turbulent dissipation rate (ε) by number of impeller according to rotation speed.

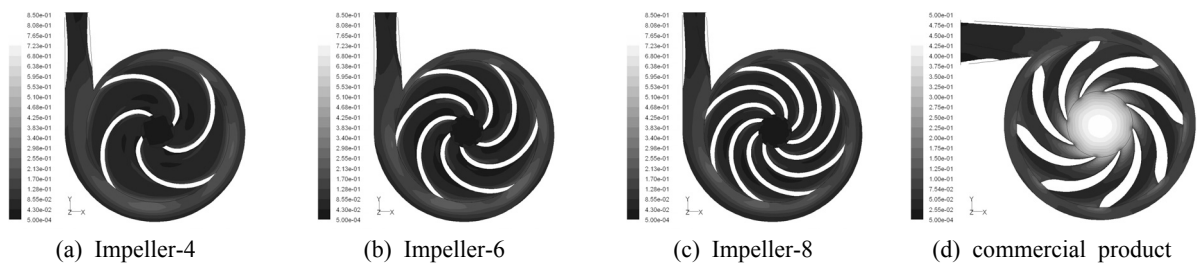


Fig. 11. Contours of turbulent kinetic energy (k) ( $m^2/s^2$ ) - Z 0.00075 (m), rotation speed - 2000 rpm.

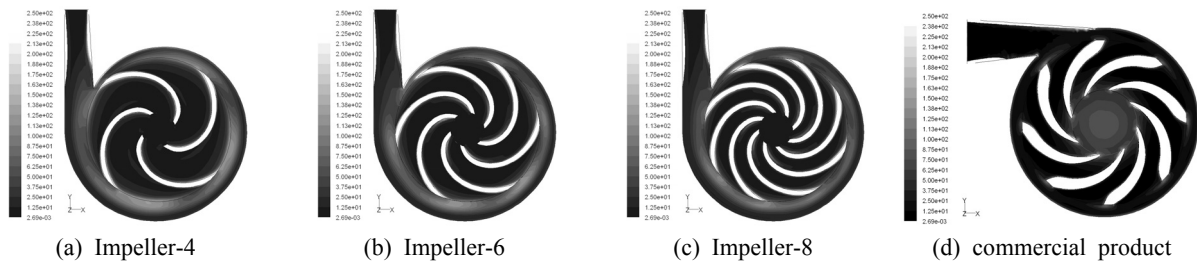


Fig. 12. Contours of turbulent dissipation rate (ε) ( $m^2/s^3$ ) - Z 0.00075 (m), rotation speed - 2000 rpm.

운동에너지의 변화와 비슷한 경향을 보이고 있었으며, 임펠러와 벌류트의 경계면에서 가장 높은 수치를 보이고 있었다. 이에 따라 임펠러 수를 적절히 증가한다면 이 영향을 감소시킬 수 있을 것으로 사료된다. 난류운동에너지의 정량적인 비교를 위하여 Fig. 13에 회전속도에 따른 난류운동에너지의 체적적분을 통하여 산출된 값을 비교하였다. 회전속도가 증가함에 따라 운동에너지의 값이 증가되는 경향을 보이고 있다. Fig. 14에 나타낸 소산을 또한 회전속도가 증가 할수록 증가되는 경향을 보였다. 이것은 회전속도가 증가함에 따라 난류운동에너지가 열에너지로 소산하는 비율이 증가한다는 것으로 판단할 수 있으며, 높은 회전속도에서 펌프의 소산율이 증가되어 성능이 저하될 수 있다고 판단할 수 있었다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 원심펌프의 실험 결과와 CFD 해석 결과를 비교 분석하고 임펠러 수에 따라 펌프 성능에 미치는 영향에 대해 논의 하였다. 또한, 현재 판매되는 상용제품과의 비교를 통해 성능향상을 위한 요소를 평가하였다.

- (1) 시작품(impeller-4)과 상용모델(IWAKI)의 신뢰성 있는 CFD 해석 결과를 확보하기 위해 실험 결과를 바탕으로 출구와 입구의 압력차에 대해서 손실계수를 산출하였고 해석을 진행하였다. 해석결과에서 압력과 유량의 차이가 30% 이하로 나타났다. 향후, 실험에 대한 정확성 향상 및 CFD 해석에서 가정한 부분을 줄인다면 더 정확한 결과를 확보할 수 있을 것이라 사료된다.
- (2) 시작품의 성능향상을 위한 수단으로 임펠러 수에 따른 CFD 해석을 수행하였다. 임펠러 수는 4개, 6개, 8개로 선정하여 해석을 수행하였다. 임펠러의 수가 증가하면 효율 및 유량의 향상은 비선형적 관계라는 것을 도출하였다. 이에 따라 원심펌프의 효율 향상을 위해서 본 연구에서는 6개의 임펠러가 더 효율적인 것으로 판단할 수 있었다.
- (3) 원심펌프 내부에서의 난류운동에너지와 소산을 비교하여 펌프성능을 저하 시키는 요소를 파악하였다. 시작품과 상용제품 모두 유체가 임펠러를 지나 벌류트로 빠져나가는 순간 큰 난류운동에너지가 발생되고 소산을 또한 증가되는 경

향을 확보하였다. 또한, 상용제품에 비해서 시작품의 경우가 더 큰 영향을 미치고 있었다. 따라서 펌프 내 입구면적과 임펠러 수는 난류에 의한 에너지 손실에 상당한 영향을 미칠 수 있다는 결과를 도출할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 2010년도 국민대학교 교내 연구 지원비와 산업자원부 신재생에너지기술개발사업의 일환(2009301003002A-12-3-510)으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Y. S. Choi, S. J. Kim, H. Kim, and J. Y. Yoon, "Effect of impeller geometrical parameter on the performance of a centrifugal pump", The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Summer Conference, pp. 1303-1308 (2008).
2. D. R. Adkins, and C. E. Brennen, "Analysis of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impellers", ASME J. Fluids Eng., Vol. 110, pp. 22-28 (1988).
3. G. Kergourlay, M. Younsi, F. Bakir and R. Rey, "Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison", International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2007, pp. 13 (2007).
4. J. Gonzalez, J. Fernandez, E. Blanco, and C. Santolaria, "Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller volute interaction in a centrifugal pump", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 348-355 (2002).
5. J. Gonzalez, J. Parrondo, C. Santolaria, and E. Blanco, "Steady and unsteady forces for a centrifugal pump with impeller to tongue pump variation", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, pp. 454-462 (2006).
6. J. Gonzalez, and C. Santolaria, "Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, pp. 937-946 (2006).
7. A. T. Sayers, "Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines", Mc Graw Hill (2007).
8. Fluent 6.3 User Guide, Fluent Inc (2006).