

극저비속도 영역에서 임펠러 관련인자 변화에 따른 원심펌프 성능 평가

정영대* · 이계복**†

Performance Evaluation on Impeller Related Parameters Change in Centrifugal Pump of very Low Specific Speed

Young-Dae Choung*, Kye-Bock Lee**†

Key Words : Centrifugal pump(원심 펌프), Specific speed(비속도), Impeller related parameters(임펠러 관련인자), Pump performance(펌프 성능)

ABSTRACT

The numerical study was conducted to investigate the pump performance due to impeller related parameters change in centrifugal pump of very low specific speed by using CFD code. A small centrifugal pump whose specific speed is $N_s = 76.2$ was used, and the performance characteristics were discussed for different number of vanes, rotational speed, and the length and height of vane.

The numerical results at a very low specific speed show that the increase of the number of vanes has little effect on improvement of output pressure but results in the reduction of pressure fluctuation, and that the head increases with the increase in the rotational speed. The decreasing the length of vane has a considerable reduction of the capacity coefficient in comparison with decreasing the height of vane.

1. 서 론

양방향 와셔모터는 자동차용 windshield washer system의 부품 군에 해당되며 안전에 중요한 역할을 하는 관계로 보안부품으로 규정하고 있다. 와셔모터는 극저비속도 영역에서 작동하고 자동차에 조립한 후 제품에 결함이 발생할 시 원인 규명에 어려움이 있어 와셔모터 펌프 기능에 대한 유동 원리 규명 및 구조 개선이 요구된다.

고양정과 저유량을 특징으로 하는 극저비속도 영역($N_s < 100$)에서 작동하는 펌프는 실험 및 이론적인 연구를 통하여 일반비속도 원심펌프에 비하여 매우 다른 성능 특성을 가지며, 펌프효율은 비속도가 저하함에 따라 급격히 떨어지고 극저비속도 원심펌프의 최고 효율점을 결정하는 것은 임펠러 보다는 볼류트 성능이 지배적이라고 알려져 있다⁽¹⁻²⁾. 따라서 극저비속도 원심펌프를 실제 산업현장에서 사용하기 위해서

는 원심펌프 성능에 대한 기본적인 자료를 확보하는 것이 중요하다. 극저비속도 영역에서의 내부 유동장 및 성능에 대해서는 연구 결과가 보고된 것이 미비하다. 이봉주⁽³⁾ 등은 $N_s = 82$ 인 낮은 비속도 원심펌프의 임펠러 바깥지름에 따른 효율, 양정, 축동력 등이 감소함을 실험연구를 통하여 확인하였고, 조종현⁽⁴⁾ 등은 수치해석연구를 통해 낮은 비속도 터보펌프에서 최적 설계변수에 대한 연구를 수행하였다. 고양정과 저유량을 특징으로 하는 극저비속도 영역에서의 펌프에서는 종래의 Stepanoff⁽⁵⁾ 등이 제안한 펌프 설계법을 적용할 경우 펌프의 성능은 일반비속도 영역의 원심펌프 성능과 매우 큰 차이를 나타내며, Kurokawa⁽⁶⁻⁷⁾ 등은 실험 및 이론적인 연구를 통하여 극저비속도 원심펌프의 성능은 일반비속도 원심펌프에 비하여 매우 다른 성능 특성을 가지며, 펌프효율은 비속도가 저하함에 따라 급격히 떨어지게 됨과 극저비속도 원심펌프의 최고 효율점을 결정하는 것은 임펠러 보다는 볼류트 성능이 지배적임을 확인하였다. 또한 최영도⁽⁸⁾ 등은 극저비속도 영역($N_s < 100$)에서 원형 케이싱이 볼류트 케이스보다 성능을 향상시킴을 확인하였다.

* 충북대학교 기계공학부

** 충북대학교 기계공학부(산업과학기술연구소)

† 교신저자, E-mail : kblee@chungbuk.ac.kr

본 연구에서는 국내에서 생산되고 있는 비속도 $N_s=76.2$ 인 극저비속도의 양방향 원심펌프에 대해 수치해석을 통해 임펠러의 형상과 회전수(rpm) 등의 관련 인자가 펌프 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 극저비속도의 영역에서 펌프의 설계변수(임펠러의 개수, 임펠러의 회전수, 임펠러의 길이와 높이)가 성능 및 내부 유동장에 미치는 영향을 평가하였다.

2. 유동해석

2.1. 수치해석과 지배방정식

3차원 원심펌프의 성능 특성을 상용 CFD 코드인 FLUENT V6.3.26을 사용하여 수치적으로 해석하였다. 유동장의 격자생성은 Gambit 2.4.6으로 비구조 격자계를 사용하였다. 수치알고리즘은 SIMPLE을 대류항은 2차 상류도식(second order upwind scheme)을 사용하였다. 3차원 비정상 유동에 대한 연속방정식, 운동방정식(Navier-Stokes Equation) 들은 직교 좌표계(Cartesian coordinates, x, y, z)에서 다음과 같은 형태를 갖는다⁽⁹⁾.

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

운동방정식

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j}) + g_i + F_i \quad (2)$$

ρ 는 밀도, t 는 시간, u_i 는 속도성분을 각각 나타내며, p 는 정압을 g_i 와 F_i 는 각각 중력과 외부힘에 의한 체적력을 나타낸다.

원심 펌프와 같이 유동장의 선회로 인한 유선의 휨이 존재하는 유동의 경우에 타당하다고 알려진 전단응력이송(shear stress transport) $k-w$ 난류 모델을 사용하였고 그 식은 다음과 같다⁽¹⁰⁾.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j}) + G_w - Y_w + D_w + S_w \quad (4)$$

여기서,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_w = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w}, \quad \mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (5)$$

위의 방정식에서 k 는 난류 운동에너지(turbulence kinetic

energy)를 말하며, w 는 비소멸률(specific dissipation rate)을 나타낸다. \tilde{G}_k 은 평균 속도 구배에 의한 난류 운동에너지의 발생을 나타내며, G_w 은 비소멸률 w 의 생성을 나타내고, Y_k 와 Y_w 은 난류에 의한 각각 k 와 ω 의 소멸을 의미한다. 또한, D_k 는 Cross-diffusion term을 나타내며, S_k 와 S_w 은 사용자 정의 소스 항을 나타낸다. α^* 는 벽 근처인 저 Reynolds 수에서의 영향을 고려한 변수이다.

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{0.024 + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right)$$

여기서

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}, \quad R_k = 6, \quad \alpha_\infty^* = 1$$

2.2. 모델링과 격자생성

본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 단단 편흡입 양방향 원심형 펌프를 대상으로 해석을 수행하였다. Fig. 2는 임펠러의 깃수가 3개일 때의 모양을, 펌프의 전체 제원은 Table 1에, 또한 임펠러의 상세 치수는 Table 2에 나타냈다. 단단 편흡입 양방향 원심형 펌프는 한쪽의 축방향으로 작동유체가 들어와서 전류의 흐름 방향에 따라 정방향과 역방향으로 회전하는 원심형 펌프를 말하며, 정방향 회전시의 정방향 토출구(부)와 역방향 회전시의 역방향 토출구(부)를 동시에 가지고 있는 형태로서, 임펠러의 회전 방향에 따라 정방향 회전 시

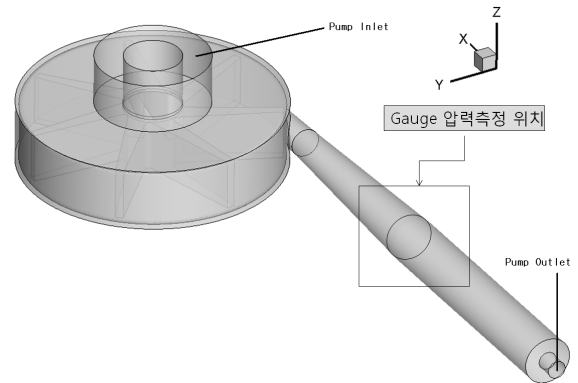


Fig. 1 Geometry of the centrifugal pump

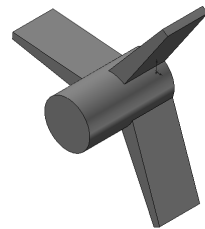


Fig. 2 Geometry of the impeller with 3 blades

Table 1 Description of the centrifugal pump

Pump			
Inlet volume	Radius	r	4.45 mm
	Height	h	4 mm
Case volume	Radius	r	10.35 mm
	Height	h	5 mm
Exit volume	Radius of Inlet	r	1.45 mm
	Radius of Outlet	r	1.84 mm
	Length	l	13.78 mm
	Expansion Angle	θ	2.5°
Expanded Pipe	Radius	r	1.84 mm
	Length	l	13.78 mm
Nozzle	Radius	r	0.71 mm
	Length	l	1.5 mm

Table 2 Basic specifications of impeller

Blade Outlet Radius	r_2	9.85 mm
Blade Outlet Angle	β_2	84°
Blade Number	z	3
Blade Height	h_0	4 mm
Design Rotational Speed	n	22,000 rpm
Design Mass Flow Rate	\dot{m}	2.50E-02 kg/s
Gauge Static Pressure	P_g	245166.3 Pa
Specific Speed $N_s = N\sqrt{Q}/H^{3/4}$ (rpm, m ³ /min, m)	N_s	76.2

역방향 토출구가 닫혀서 정방향 토출구로 유량을 이송시키고, 역방향 회전 시 정방향 토출부가 닫혀서 역방향 토출구로만 작동유체를 송출하게 된다. 펌프의 회전 방향과 관계없이 작동유체를 송출할 수 있는 이유는 임펠러의 형상 구조로 인해 정방향이 아닌 역방향으로 회전을 해도 작동유체가 역류하지 않고 반경방향으로 작동유체를 가압할 수 있기 때문이다. 또한 볼류트의 형상이 원형 볼류트 구조를 가지고 있으므로 양방향 임펠러의 회전방향으로 인한 작동유체의 역류가 발생하지 않는다. 양방향 원심펌프의 성능 평가는 임펠러의 정방향 회전 시 토출압과 유량으로 평가하므로, 역방향 회전 시 출구가 되는 부분의 출구 파이프를 제거하여 해석영역으로 정하였다.

따라서 해석영역 내부는 임펠러를 포함하는 회전부와 입구, 케이스 및 출구 파이프의 정지부를 갖는 미끄럼 격자(sliding mesh modeling)를 사용하여 회전부에 일정 회전수를 부여하여 임펠러가 회전하는 것을 모사하였다. 따라서 회전부 임펠러의 면들은 상대좌표계에서 정지된 no-slip 조건의 벽으로 설정하였고, 정지부의 면들은 no-slip 조건의 벽으로 처리하였으며, 회전부와 정지부의 경계면은 인터페이스 처리를 하여 경계면에서의 정보전달 방식을 사용하였다.

2.3. 경계조건

타원형 편미분 방정식(elliptic partial differential equation)인 Navier-Stokes 방정식을 풀기 위해서는 모든 계산영역의 경계면에 경계조건(boundary condition)을 주어야 한다. 본 연구에서 대상으로 하는 유동의 계산영역 경계면은 입구 경계면(inlet boundary), 출구경계면(outlet boundary), 벽 경계면으로 나눌 수 있는데, 펌프의 성능을 평가하기 위한 수치해석을 수행하기 위해서 실제 펌프성능을 평가하는 조건과 일치하도록 경계 조건을 주었다. 경계면에서의 조건으로 입구 조건은 100 Pa의 전압을 주었고, 출구조건은 대기압을 주었다. 그리고 회전하는 임펠러를 모사하기 위해서 수치 해석 경우별로 회전부에 회전수를 설정하였고, 임펠러의 벽은 상대좌표계에서 정지된 no-slip 조건의 벽으로 설정하였다. 또한 정지부의 벽면들은 no-slip 조건의 벽으로 처리하였다.

2.4. 격자 민감도

수치해(numerical solution)의 정확성에 영향을 미치는 인자로는 계산격자수, 격자계의 구조, 수치도식(numerical scheme) 등을 비롯한 여러 가지가 있으나, 복잡한 3차원 유동해석에서는 격자계의 구조와 계산격자수가 계산의 정확성에 미치는 영향이 크다고 알려져 있다. 따라서 수치해석을 하는 분야의 특성에 따라 달라질 수는 있으나 본 연구에서 해석하고자 하는 펌프에 타당하다고 판단되는 육면체 격자(hexahedron mesh)를 사용하여 해석해의 정확도를 확보하는 동시에 격자수를 최소화하여 수치해석을 수행하였다. 일반적으로 격자의 수가 많을수록 수치해의 정확도가 높으나, 해석시간은 격자수가 많아짐에 따라 비례적으로 늘어나므로 효율적 경제적인 격자수를 파악하기 위해서 펌프 성능 제원이 밝혀져 있는 임펠러의 깃수가 3개인 펌프를 모사하여 격자수를 전체 해석영역에 최소 38만개에서 최대 170만개로 구성하여 격자 민감도를 수행하였다. Fig. 3은 임펠러에 대한 격자구성을 보여주고 펌프 전체에 대한 격자 구성을 Fig. 4에 나타냈다. 수치해석 결과와 펌프 성능 제원의 실측값과

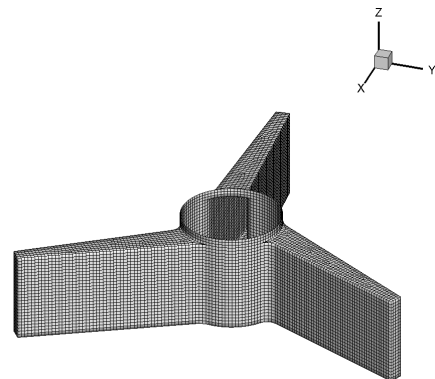


Fig. 3 Meshed impeller with 3 blades

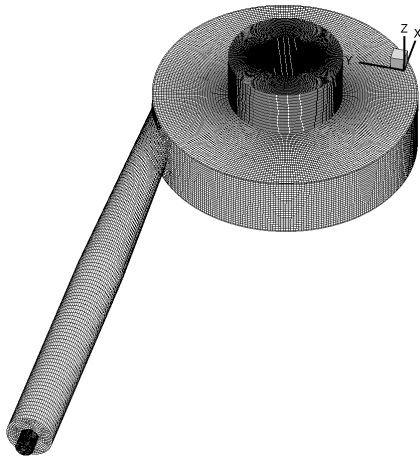


Fig. 4 Overview of meshed pump

Table 3 Grid dependence test on different mesh number

	Number of mesh (numerical analysis)			Exp.
	387,142	656,597	1,653,650	
pressure p_g (Pa)	267988.2	251458.5	253998.9	254972.9
Mass flow rate \dot{m}_g (kg/s)	0.0263	0.0254	0.0258	0.025

의 비교는 Table 3에 나타나 있다. 격자의 수가 최소 65만개 이상일 때 Fig.1 에 나타낸 측정점에서 압력 오차는 1.4%이며, 질량유량 오차는 2%로 수치해석이 펌프의 성능을 정확히 예측함을 확인하였다. 따라서 각각의 수치해석 과정에서 이 조건을 충족시켜 해석을 수행하였다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

비속도가 $N_s=76.2$ 인 극저비속도 영역에서 작동하는 임펠러의 깃수가 3개인 펌프 제원을 바탕으로 산업현장에서 제안하는 임펠러 깃수, 회전수와 같은 설계 변수의 변화가 펌프의 성능에 미치는 영향을 평가하기 위하여 수치해석을 수행하였다.

3.1. 임펠러 깃수에 따른 펌프 성능

임펠러의 회전수가 2,200 rpm 그리고 22,000 rpm일 때, 깃의 수를 3개에서 16개까지 변경하여 수치해석을 수행하였으며, 비정상 해석의 정확도를 확보하기 위하여 압력을 측정하는 측정부에서 압력과 질량유량의 변동이 사라지는 임펠러 11회전 이상의 데이터 값들을 평균하여 사용하였다. 펌프의 성능을 비교하기 위하여 펌프의 정압상승량, 질량유량 등을 살펴보았으며, 임펠러 베인 수에 따른 토출압 요동량으로 펌프의 안정성을 살펴보았다. Fig. 5 와 6은 회전수를 2,200

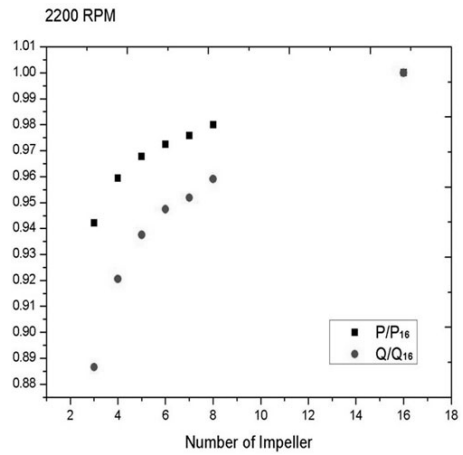


Fig. 5 The effect of number of impellers on pressure and flow rate

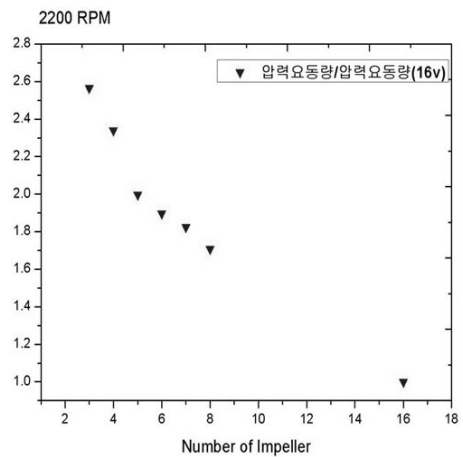


Fig. 6 The effect of number of impellers on pressure fluctuation

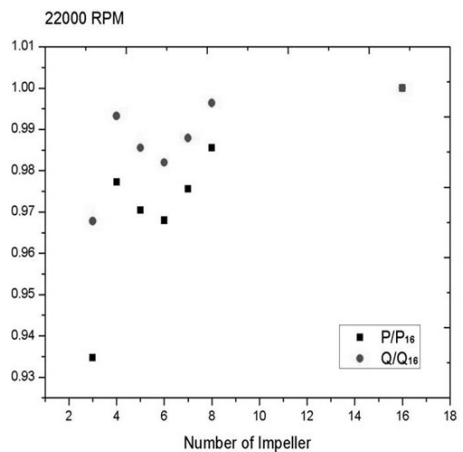


Fig. 7 The effect of number of impellers on pressure and flow rate

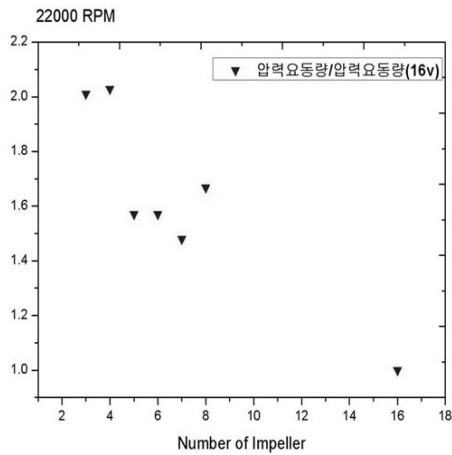


Fig. 8 The effect of number of impellers on pressure fluctuation

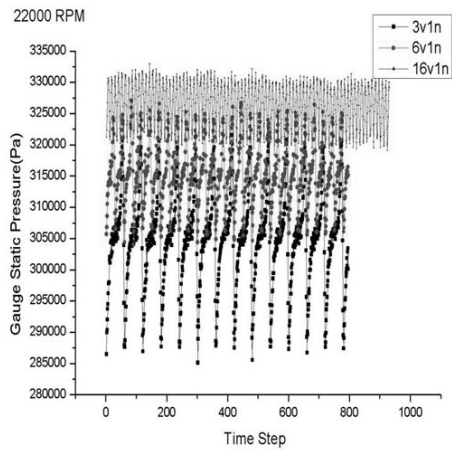


Fig. 9 Pressure variation for different number of impeller vanes

rpm으로 하고 다른 조건들은 동일하게 하여 임펠러 수가 16개인 경우를 기준으로 나타낸 수치해석 결과이다. 깃의 증가에 따라 토출압과 유량이 증가하며, 그 증가 폭은 줄어드는 것을 확인하였다. 22,000 rpm이라는 고회전에서 임펠러의 깃수에 따른 펌프의 성능을 Fig. 7과 8에 나타냈다. 고회전수 영역인 22,000 rpm에서 깃의 증가가 성능 상에 미치는 영향이 낮은 것은 토출유량이 낮은 반면 높은 토출압을 발생시키는 극저비속도 영역의 특징으로 판단된다. Fig. 9는 압력요동량 측면에서는 임펠러의 깃수 증가가 압력 요동량의 폭을 감소시키므로 펌프의 안정적인 토출압 유지에 효과적임을 보여준다.

3.2. 회전수에 따른 펌프 성능

극저비속도 영역에서 임펠러의 회전수에 따른 성능을 평가하기 위해서 깃수가 6개인 임펠러에 대해 각각 20,000, 22,000, 24,000 rpm의 회전수에서 수치해석을 수행하여 양정은 Fig. 10에 나타냈고 전반적인 성능은 Table 4에 나타냈

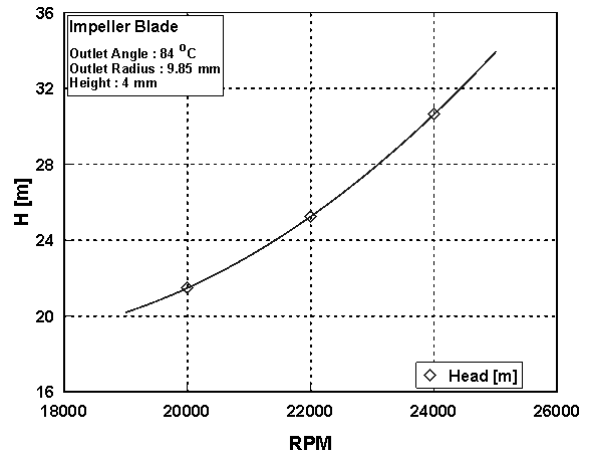


Fig. 10 The effect of rotational speed on head

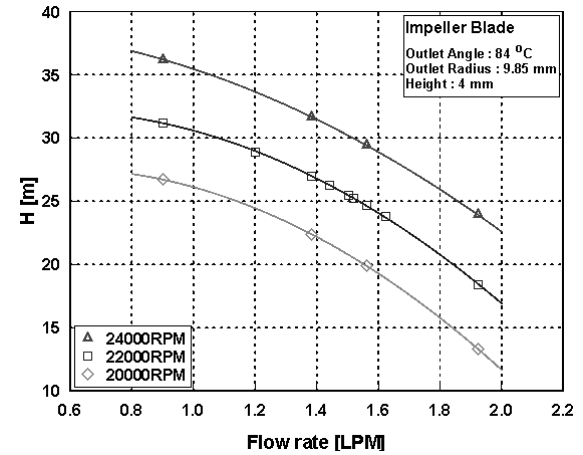


Fig. 11 Pump Characteristic Curves

Table 4 Performance of pump for different rotational speed

Rotational speed (rpm)	2,000	22,000	24,000
Head (m)	21.48	25.25	30.63
Pressure, ΔP (kPa)	209.37	246.15	298.72
Mass Flow Rate \dot{m} (kg/s)	0.0232	0.0253	0.0279
Capacity coefficient C_Q (x0.001)	0.1520	0.1506	0.1518
Head coefficient C_H (x0.001)	0.1384	0.1344	0.1370

다. 회전수 증가에 따른 양정의 증가는 원주방향 속도 u_2 가 증가하면 양정이 증가하기 때문이다. 그리고 그 원주방향 속도는 임펠러의 회전과 비례하기 때문에 회전수가 증가함에 따라 양정이 증가하는 것은 타당하다. 펌프 상사성에 의하면 회전수가 증가하면 동일한 형상의 펌프의 경우 유량은 회전수에 비례하고, 양정은 회전수의 제곱에 비례한다. Fig. 11은 펌프의 양정과 유량의 관계를 나타내는 펌프 성능곡선을 나타낸다.

3.3. 임펠러 블레이드의 반경방향 길이와 높이변화에 따른 펌프 성능

임펠러의 반경방향 길이변화 및 높이변화에 따른 경향을 확인하기 위하여 입구조건은 100Pa의 전압, 출구조건은 대기압으로 하였으며, 22000rpm의 동일한 회전수로 고정된 후 수치해석을 수행하였다. 임펠러의 반경방향 길이인 ($r_2 - r_1$)를 s 로 정의하여 임펠러 길이를 나타내었다.

임펠러의 높이가 증가함에 따른 유량계수(capacity coefficient) 특성을 Fig. 12에 나타냈다. 유량계수의 경향은 반경방향 변화를 고정하였을 때 높이가 증가함에 따라 유량계수가 증가하는 것을 확인하였고, 임펠러 길이비 s/s_0 가 0.9일 때 가장 큰 값을 나타내었고, 1일 때 가장 작은 값을 보였다.

축방향 길이비를 h/h_0 가 0.9, 0.95 및 1로 고정하였을 때, 임펠러의 길이비 s/s_0 가 늘어남에 따라 Fig. 13과 같이 유량계수는 선형적으로 감소하는 경향을 확인하였다.

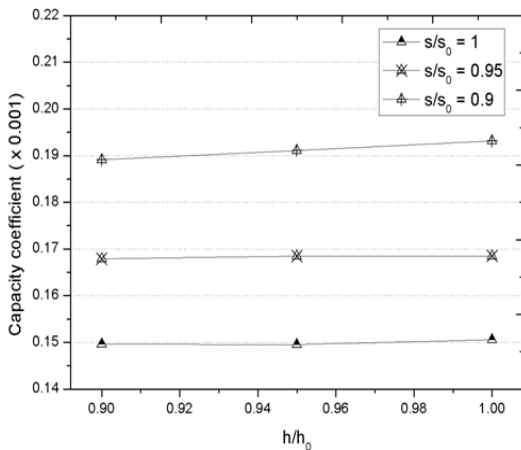


Fig. 12 The effect of axial height ratio, h/h_0 , on capacity coefficient

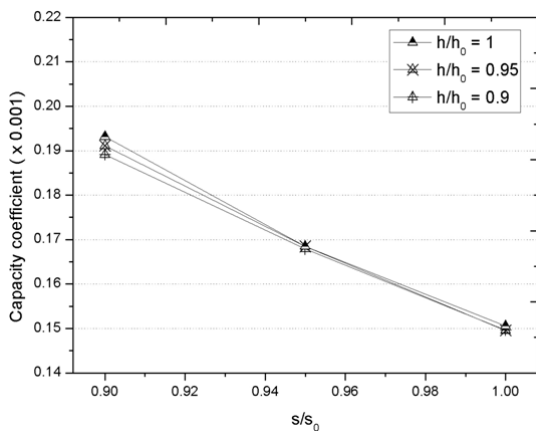


Fig. 13 The effect of blade length ratio, s/s_0 , on capacity coefficient

4. 결 론

극저비속도 $N_s=76.2$ 일 때, 수치해석을 통해 각 설계변수에 의한 펌프의 성능 평가를 수행하였다. 전처리기인 GAMBIT V.2.4에서 해석을 위한 형상과 격자를 생성하였고, CFD 코드인 FLUENT V.6.3을 사용하여 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

임펠러 회전수가 22,000 rpm으로 회전할 때, 임펠러의 깃의 수 증가에 따라 펌프의 성능인 양정, 정압상승 및 질량 유량에 미치는 효과는 미약하여 거의 없는 것으로 확인되었고, 또한 토출압 요동량 측면에서는 깃수의 증가에 따라 요동량은 감소하는 경향을 보였다. 반면 회전수 2,200 rpm일 때는 임펠러 수의 증가가 양정, 정압상승 및 질량유량의 펌프 성능을 향상시키는 것으로 확인되었으며, 토출압 요동량 측면에서도 깃수의 증가는 요동량을 감소시키는 것으로 확인되었다.

임펠러의 회전수에 따른 성능을 평가하기 위해서 회전수 20,000, 22,000 및 24,000 rpm에 따라 각각 수치해석을 수행하였다. 회전수 증가에 따라 양정이 상승하는 것을 확인하였다.

임펠러의 높이 방향 길이와 반경방향 길이가 각각 펌프의 유량계수에 미치는 영향을 평가하였다. 반경방향 길이비와 높이방향 길이비보다 더 큰 영향을 미치는 것을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2009년도 충북대학교 학술연구지원사업의 연구비지원에 의하여 연구되었음

참고문헌

- (1) S. L. Dixon, 1998, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Fourth Ed., Butterworth Heinemann.
- (2) J. Moore, J. G. Moore and P. H. Timmis, 1984, "Performance evaluation of centrifugal compressor impellers using three dimensional viscous flow calculations," J. Eng. Gas Turbines Power, Trans. ASME, Vol. 106, pp. 475-481.
- (3) 이봉주, 2001, 낮은 비속도 원심펌프의 임펠러 바깥지름 절단에 따른 성능특성의 변화, 숭실대학교 대학원 석사학위 논문.
- (4) 조종현, 2006, 낮은 비속도를 갖는 터보펌프의 임펠러형상 최적화에 관한 연구, 경상대학교 대학원 석사학위 논문.
- (5) A. J. Stepanoff, 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Ed, John Wiley & Sons, New York, pp. 69~89.
- (6) J. Kurokawa, K. Matsumoto., J. Matsui, and T. Kitahora. 1998, "Performances of centrifugal Pumps of very low specific speed," Proc. 19th IAHR Symposium

- on Hydraulic Machinery and Vavitation, Singapore, Vol. 2, pp. 838~842.
- (7) J. Kurokawa, K. Matsumoto, J. Matsui, and H. Imamura, 2000, "Development of high efficiency volute pump of very low specific speed," Proc, 6th Asian International Conference on Fluid Machinery, Johor, Malaysia, pp. 250~255.
- (8) 최영도, 2006, "원형케이싱이 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향," 유체기계저널 제9권, 제1호, pp. 32~39.
- (9) 최영석, 2001, "상용CFD코드를 이용한 원심펌프 임펠러의 성능해석," 유체기계저널 제4권, 제1호, pp. 38~45.
- (10) D. C. Wilcox, 1993, Turbulence Modeling for CFD, Wilcox, pp. 83~90.