

원심펌프의 성능에 대한 더블 볼류트의 영향

심현석* · 허만웅* · 김광용**†

Effects of Double Volute on Performance of A Centrifugal Pump

Hyeon-Seok Shim*, Man-Woong Heo*, Kwang-Yong Kim**†

Key Words : Centrifugal Pump(원심 펌프), Double Volute(더블 볼류트), Radial Thrust(반경방향 추력), Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations(레이놀즈평균 나비에-스톡스 방정식)

ABSTRACT

In this study, a parametric study of a centrifugal pump with double volute has been performed numerically using three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The shear stress transport model was selected as turbulence closure through turbulence model test. The finite volume method and unstructured grid system were used for the numerical analysis. The optimal grid system in the computational domain was determined through a grid dependency test. The expansion coefficient, circumferential and radial starting positions and length of divider were selected as the geometric parameters to be tested. And, the hydraulic efficiency and the radial thrust coefficient were considered as performance parameters. It was found that the radial thrust and hydraulic efficiency are more sensitive to the expansion angle and circumferential starting position of the divider than the other geometrical parameters.

1. 서 론

원심펌프는 회전차를 이용하여 액체를 수송하는 터보형 기계로서, 타 펌프에 비해 맥동이 작고 크기에 비하여 높은 성능을 가지는 장점으로 인해 산업체 및 실생활에서 다양한 용도로 사용되고 있다. 원심펌프의 설계 점에서의 효율을 향상시키기 위한 연구들은 이미 폭 넓게 수행되고 있고, 넓은 유량 범위에서 작동안정성을 향상시키기 위한 연구들도 많이 수행되고 있다.

원심펌프에서는 일반적으로 볼류트의 비대칭 형상으로 인해 탈설계(Off-design) 점에서 반경방향 추력(thrust)이 발생하고, 이는 소음과 진동 등의 원인이 되는데, 이러한 현상이 지속될 경우 축 베어링에 극심한 하중이 가해져 펌프에 손상이 초래될 수 있다. 이와 같은 이유로 최근에는 탈설계 점에서의 반경방향 추력이 원심펌프의 성능에 미치는 영향에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다. Baun 등⁽¹⁾은 편심형 볼류트(Eccentric volute)를 가지는 원심펌프에 대해 볼류트

와 임펠러 중심의 상대적인 위치를 변화시켜 위치 변화가 효율과 반경방향 추력에 미치는 영향에 대해 실험적으로 연구하였고, 그 결과 효율의 감소를 줄이면서 탈설계 점에서의 반경방향 추력을 줄이는 형상을 제시하였다. Gonzales 등⁽²⁾은 볼류트와 임펠러 출구 사이의 간격이 반경방향 추력과 정압 섭동에 미치는 영향을 수치해석을 통해 분석하고, 해석 결과를 실험값과 비교하여 수치해석의 타당성을 검증하였다. Jiang 등⁽³⁾은 베인 디퓨저가 장착된 원심펌프에 대하여 비정상 유동해석을 실시하여 베인 디퓨저의 반경 변화가 수력 효율과 반경방향 추력에 대해 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. Alemi 등⁽⁴⁾은 볼류트 단면적의 모양, 확장각 및 베인 디퓨저의 형상이 원심펌프의 수력성능 및 반경방향 추력에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

한편, 반경방향 추력을 줄이기 위한 다양한 방법 중 하나로 볼류트 내부에 벽을 설치함으로써 유체의 운동으로 인해 발생하는 내부의 불균일 압력을 상쇄시키기 위해 더블 볼류트(Double Volute)가 제안되었고⁽⁵⁾, 그와 연관된 연구가 다

* 인하대학교 대학원 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Inha University)

** 인하대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

수 진행되었다⁽⁶⁻⁹⁾. Baun과 Flack⁽⁶⁾은 실험을 통하여 나선형 및 대칭형 더블 볼류트의 형상 및 임펠러 블레이드의 개수가 수력성능 및 반경방향 추력에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 이를 통해 더블 볼류트의 적용으로 원심펌프의 반경방향 추력이 감소하지만 고유량 작동상태에서 효율도 다소 감소하는 것을 확인하였다. Kaupert와 Staubli⁽⁷⁾는 높은 비속도와 나선형 더블 볼류트를 가지는 원심펌프에 대해 임펠러 표면과 볼류트 출구에 압력 변환기(Pressure transducer)를 설치하여 탈설계 점에서의 압력분포와 섭동현상에 대해 고찰하였다.

지금까지의 더블 볼류트 원심펌프의 추력에 대한 연구들에서는, 볼류트 내에 설치된 칸막이 벽이 반경방향 추력에 어떠한 영향을 미치는지에 대해 기본적인 실험과 수치해석이 수행되었다. 그러나, 더블 볼류트의 칸막이 벽의 적용이 원심펌프 성능에 미치는 영향을 체계적으로 분석하기 위해서는 반경방향 추력에 대한 매개변수분석이 반드시 요구된다. 이에 따라 본 연구에서는 더블 볼류트를 적용한 원심펌프에 대하여 삼차원 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 해석을 수행하여, 칸막이 벽의 확장계수, 시작위치, 그리고 길이의 변화가 원심펌프의 효율 및 반경방향 추력에 미치는 영향을 평가하였다.

2. 원심펌프 모델

본 연구에서 사용된 원심펌프 모델의 설계점에서의 유량 계수 및 양정 계수는 각각 0.123 및 0.831 이며, 최고 효율점에서의 비속도는 360이다. 이 원심펌프의 자세한 설계 사양은 Table 1에 나타내었다. 볼류트의 경우, Alemi 등⁽⁴⁾에 의해 효과적이라고 검증된 반경방향 디퓨저(Radial diffuser)를 사용하였고, 단면적의 경우 각운동량이 일정하게 유지되도록 한 Pfeleiderer⁽¹⁰⁾에 의해 제안된 다음 식을 사용하였다.

$$rC_{\theta} = \text{constant} \tag{1}$$

여기서, r 과 C_{θ} 는 임펠러 출구의 반지름과 원주방향 속도를 각각 나타낸다. 본 연구에서는 상수 값으로 0.9가 사용되었다.

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 삼차원 비압축성 RANS 방정식을 사용하여 더블 볼류트를 갖는 원심펌프의 유동특성을 해석하였다. 삼차원 유동 해석을 위해 상용 CFD 코드인 CFX 15.0⁽¹¹⁾이 사용되었으며, 임펠러 형상의 정의, 격자생성, 경계조건의 정의, 유동해석 및 후처리는 각각 Blade-Gen, Turbo-Grid, ICEM-CFD, CFX-Pre, CFX-Solver 및 CFX-Post를 사용

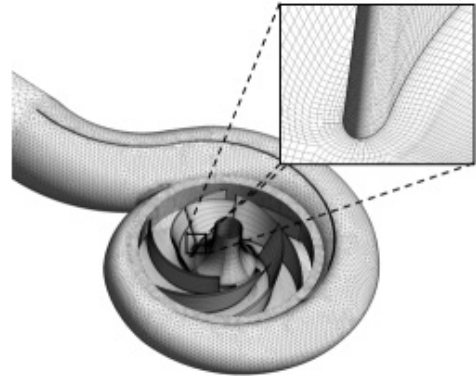


Fig. 1 Computational domain and grid system of the centrifugal pump

Table 1 Design specifications of centrifugal pump

Specific speed	360
Flow Coefficient	0.123
Head Coefficient	0.831
Volute inlet width, mm	64
Blade outlet width, mm	40
Number of Blades, EA	6

해 수행하였다.

수치해석 계산 시 사용된 지배방정식은 유한체적법을 통하여 이산화 되었고, 대류항의 수치도식(numerical scheme)으로는 2차의 수치정확도를 가지는 고해상도 기법을 적용하였다. 난류모델로는 역압력 구배로 인한 유동 박리의 예측에 효과적임이 증명⁽¹²⁾ 되고 특히 터보기계의 유동해석에 있어 다른 2-방정식 난류모델에 비해 성능이 우수하다고 밝혀진 SST(Shear stress transport) 모델을 사용하였다⁽¹³⁾.

해석에 사용된 작동유체는 20°C의 물이며, Fig. 1과 같은 원심펌프 계산영역의 입구와 출구에는 전압력과 유량 조건을 각각 부여하였으며, 벽면에는 점착조건(No-slip condition)과 단열조건을 부여하였다. 또한 회전하는 임펠러와 정지상태의 볼류트 사이의 인접하는 경계면의 처리를 위해 격자 면에서의 계산 값을 그대로 정지좌표계에 입력 값으로 사용하는 방식인 고정회전자(Frozen-Rotor) 방식⁽¹¹⁾을 사용하였다.

본 연구에서 계산격자계는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 임펠러와 볼류트 영역에 대해 각각 육면체 격자와 사면체 격자를 사용하여 구성하였으며, 임펠러 블레이드 부근에서는 O형 격자계를 사용하였고, 전연부에는 H형 격자계, 후연부에는 J형 격자계를 사용하였다. 그리고 임펠러 출구와 볼류트 내부는 복잡한 유동의 해석을 위해 격자를 조밀하게 구성하였으며, 벽면 첫 번째 격자점에서의 y^+ 값은 1이하로 유지하여 낮은 Re수(Low-Re) SST모델이 적용될 수 있도록 하였다. 격자수 변화에 따른 해석결과의 의존성을 배제시키고 계

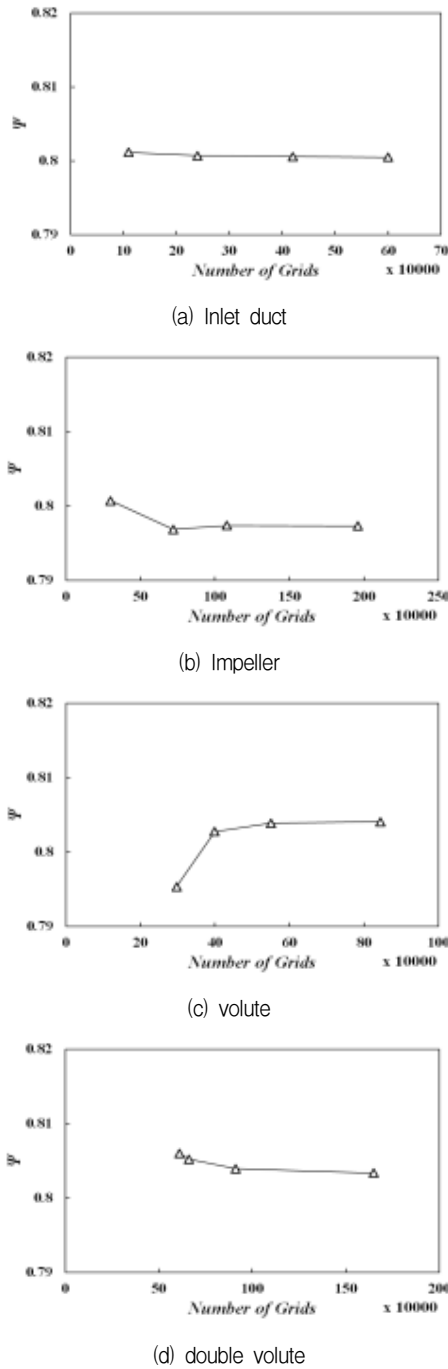


Fig. 2 Grid dependency test for each domain

산 시간의 경제성을 확보하기 위하여 Fig. 2와 같이 격자의 존성 시험을 네 개의 영역(입구부, 임펠러, 볼류트, 그리고 출구부) 각각에 대하여 수행하였다. 이 격자의존성 시험 결과를 통해 입구부, 임펠러, 볼류트, 그리고 출구부에 대해 각각 24만개, 108만개, 55만개, 그리고 91만개를 최적의 격자수로 결정하였다.

본 수치계산에서는 수렴조건으로 모든 변수의 잉여값 (Residual)이 10^{-4} 이하가 되도록 설정하였으며, 평균 700번

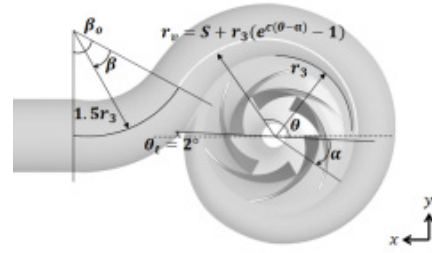


Fig. 3 Geometry of a double volute

의 반복 계산으로 값이 수렴되었으며, 한 번 해석의 계산시간으로 Intel i7 2.67 GHz CPU를 사용하여 약 7시간이 소요되었다.

4. 형상변수 및 성능함수

본 연구에서는 더블 볼류트의 형상이 원심펌프 성능에 미치는 영향을 분석하기 위한 연구를 수행하였다. Fig. 3은 본 연구의 대상인 더블 볼류트의 구조 및 형상 변수를 나타낸 것으로, θ_t 는 볼류트 설부(cut-off)의 위치를 나타내며, 칸막이 벽의 시작위치는 이로부터 원주방향으로 180° 떨어진 곳에 위치시켰다. 형상변수들이 수력학적 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 Fig. 3에 표시된 칸막이 벽의 확장계수 (C), 반경방향 시작위치와 임펠러 출구 지름의 비(S/D_2), 회전방향 시작위치(α), 그리고 길이를 결정하는 각(β/β_0)을 매개변수로 선정하였으며, 이들의 기준치는 각각 $C=0.1$, $\beta/\beta_0=1$, $S/D_2=0$, 그리고 $\alpha=0^\circ$ 이다.

원심펌프의 성능을 평가하기 위해 다음과 같이 각각 정의된 효율(η), 반경방향 추력계수(F_r^*), 그리고 압력계수(C_P)를 성능함수로 고려하였다.

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P} \quad (1)$$

$$F_r^* = \frac{F_r}{\rho r_2^3 \omega^2 \pi b_2} \quad (2)$$

$$C_P = \frac{p - p_{atm}}{0.5 \rho r_2^2 \omega^2} \quad (3)$$

여기서, ρ , Q , H , 그리고 P 는 밀도, 유량, 전양정 그리고 축 동력을 나타내며, F_r , ω , r_2 및 b_2 는 반경방향 추력, 원심펌프의 각속도, 임펠러 출구 반지름, 그리고 임펠러 출구 너비를 나타낸다. 또한, 하첨자 atm은 대기압 상태를 나타낸다.

5. 결과 및 고찰

수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 더블 볼류트가 적

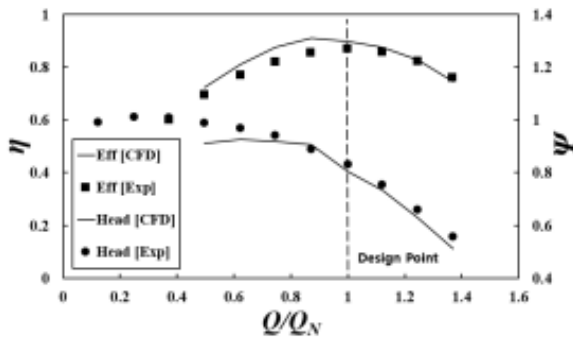


Fig. 4 Validation of numerical results with experimental data

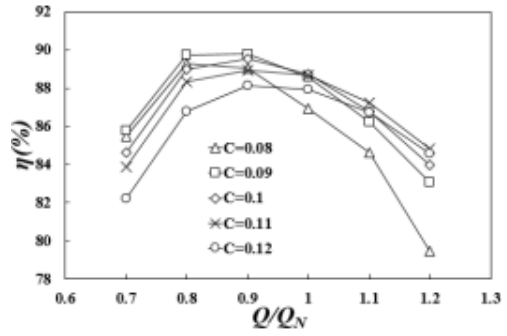
용되지 않은 원심펌프에 대한 수치해석 결과와 성능시험 결과를 비교하였다. Fig. 4에서 나타난 바와 같이 저 유량영역에서 양정의 오차가 있는 것을 제외하면 설계점을 포함한 고 유량 영역에서 효율과 양정계수에 대한 계산치와 성능시험 결과가 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 3과 같이 더블 볼류트가 적용된 원심 펌프에 대해 칸막이 벽의 매개변수 분석을 통해 형상변수들이 수력성능과 반경방향 추력에 미치는 영향에 대해 평가하였다.

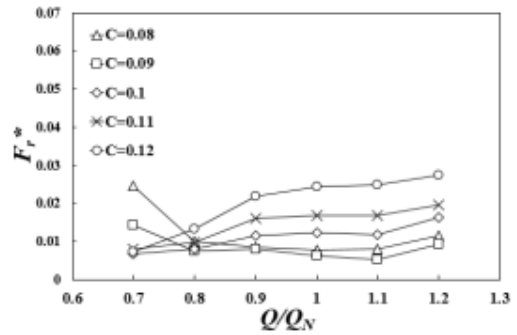
5.1 칸막이 벽 확장계수

Fig. 5은 칸막이 벽의 확장계수 C (Fig. 3 참조)의 변화에 대한 효율과 반경방향 추력의 변화를 비교하여 나타난 것이다. 효율 곡선과 추력계수 곡선에서 확인할 수 있는 바와 같이 확장계수는 효율과 추력계수 모두에 미치는 영향이 큰 것을 확인할 수 있다. 효율의 경우, $C=0.08$ 일 때 저유량 영역에서는 기준 형상($C=0.1$)과 큰 차이를 보이지 않았으나, 고 유량 영역에서는 급격히 감소하는 것을 확인할 수 있다. 반면, $C=0.12$ 의 경우에는 고유량 영역에서의 효율은 기준 형상 ($C=0.1$) 보다 높았으나, 설계점 이하 저유량 영역에서의 손실이 커 낮은 효율을 나타냄을 확인할 수 있다. 추력계수의 경우, $C=0.08$ 및 0.09 의 경우 Q/Q_N 이 0.8 이상에서는 기준 형상보다 추력계수 값이 작은 값을 보이고 있으나, 확장계수가 0.1 보다 커지면 확장계수가 커짐에 따라 평균 추력계수 역시 커짐을 확인할 수 있다.

탈설계 점에서의 유동 특성을 파악하기 위해 $C=0.08$ 및 0.12 일 때 50% 스펠에서의 속도 벡터 분포를 Fig. 6 및 7에 나타내었다. Fig. 6은 $Q/Q_N=0.7$ 에서의 속도 벡터 분포를 나타낸 것으로, 칸막이 벽을 기준으로 하여 내측과 외측에서 공히 볼류트 방향으로 진행되는 속도벡터 분포를 보이는 $C=0.08$ 의 경우와 달리 $C=0.12$ 에서는 Fig. 6(b)에서와 같이 칸막이 벽 내측 유로의 급격한 확장으로 인해 유동이 다시 임펠러 출구부로 유입되는 유동의 재순환이 발생함을 확인할 수 있다. 이 것이 Fig. 5(a)에서 보여지는 $C=0.12$ 인 경우

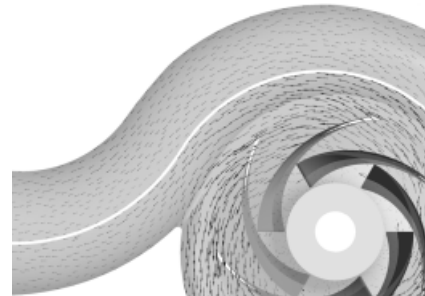


(a) Efficiency

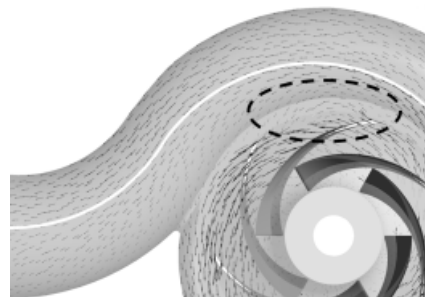


(b) Radial thrust coefficient

Fig. 5 Variations of efficiency and radial thrust coefficient with mass flow rate for different expansion coefficients of divider (C)



(a) $C=0.08$



(b) $C=0.12$

Fig. 6 Velocity vectors on the mid-span ($Q/Q_N=0.7$) mass flow rate for different expansion coefficients of divider (C)

의 저유량 영역에서의 효율저하 원인으로 사료된다.

Fig. 7은 $Q/Q_N=1.2$ 에서의 속도 벡터 분포를 나타낸 것으로, $C=0.08$ 의 경우 볼류트 목 이후의 칸막이 벽 외측 유로에

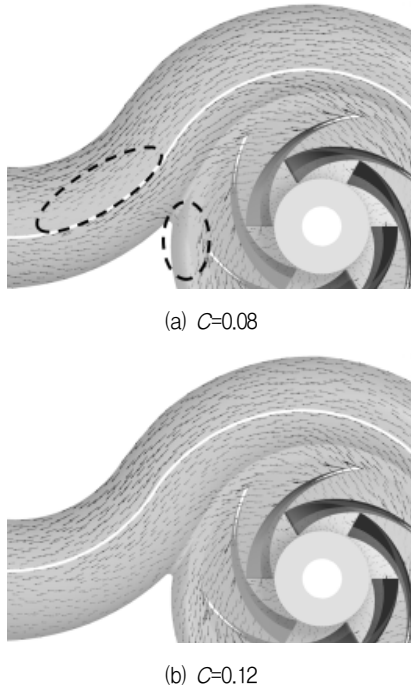


Fig. 7 Velocity vectors on the mid-span ($Q/Q_N=1.2$)

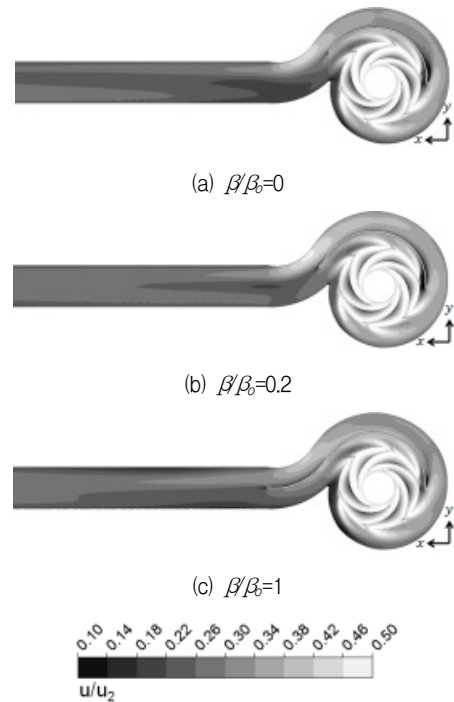
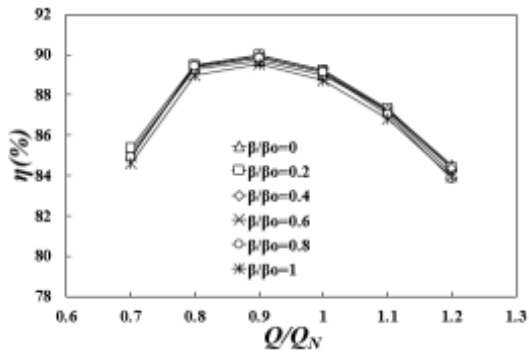
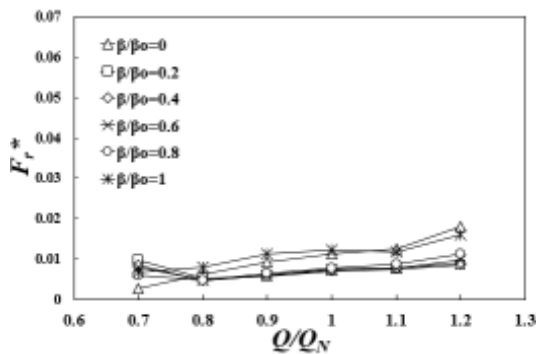


Fig. 9 Velocity distributions on the mid-span for different β/β_0



(a) Efficiency



(b) Radial thrust coefficient

Fig. 8 Variations of efficiency and radial thrust coefficient for different lengths of divider (β/β_0)

서 정체 구간이 생긴 것을 확인할 수 있는데, 이는 볼류트 외벽의 곡률 변화로 인해 볼류트 외벽 근처의 유동이 가속됨에 따라 발생한 것으로 판단된다. 또한, 볼류트 설부 근처에 또

다른 정체영역이 생긴 것을 확인할 수 있다. 그러나 $C=0.12$ 에서는 이러한 정체구역이 사라짐을 알 수 있다. 이 것이 Fig. 5(a)에 나타난 두 경우의 효율 차이를 설명한다고 볼 수 있다.

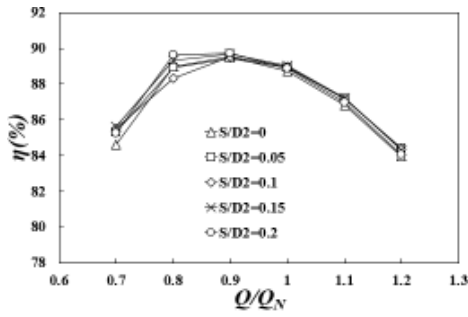
5.2 칸막이 벽의 길이

칸막이 벽의 길이에 대한 형상변수인 β/β_0 의 변화에 대한 원심펌프 성능곡선의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 이 그림에서 β/β_0 의 감소에 따라 효율은 증가하고 추력계수는 감소함을 알 수 있다. $\beta/\beta_0=0.2$ 의 경우, 주어진 유량범위에서 최고 효율 89.96%, 평균 효율은 87.63%, 평균 추력계수는 0.007로, 더블 볼류트 기준 형상($\beta/\beta_0=1$)과 비교하여 최대 및 평균효율은 각각 0.4% 및 0.5% 상승하고, 평균 추력계수는 0.004 감소하여 향상된 결과를 보인다.

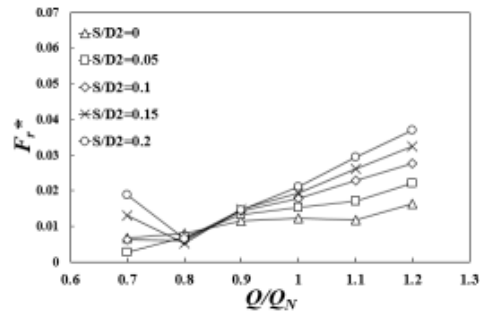
Fig. 9는 50% 스펠에서 β/β_0 변화에 따른 설계유량에서의 속도분포를 보여주고 있다. 가장 높은 효율 값을 가지는 $\beta/\beta_0=0.2$ 의 경우, 볼류트 출구부 내에서 속도가 상대적으로 균일한 분포를 보이는 반면, $\beta/\beta_0=0$ 에서는 출구부 중심에서 저 유속 구간이 발생하고, $\beta/\beta_0=1$ 에서는 볼류트 출구부 벽면 근처에서 저 유속 구간이 발견된다.

5.3 칸막이 벽의 반경방향 시작위치

칸막이 벽의 반경방향 시작위치에 관한 형상변수 S/D_2 의 변화에 따른 성능곡선의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 효율

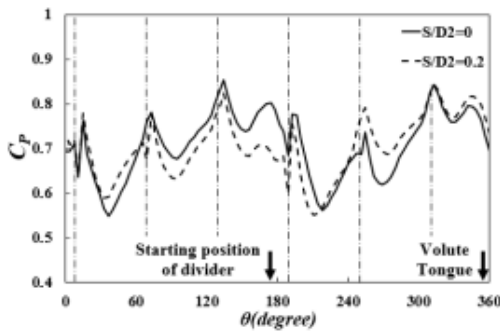


(a) Efficiency

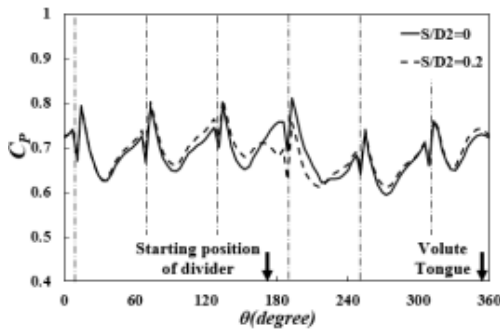


(b) Radial thrust coefficient

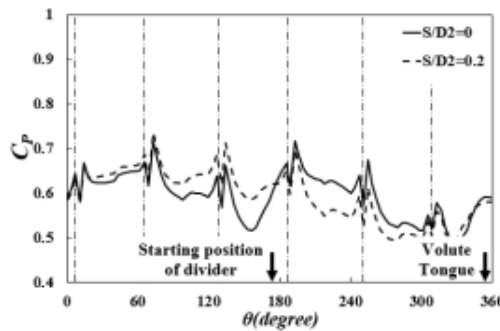
Fig. 10 Variations of efficiency and radial thrust coefficient for different starting positions of divider in radial direction (S/D2)



(a) $Q/Q_N=0.7$



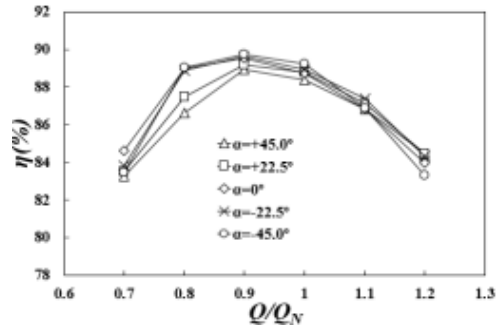
(b) $Q/Q_N=1.0$



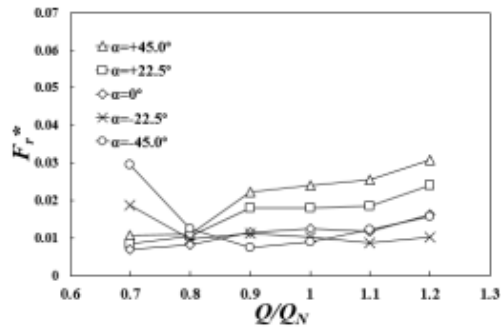
(c) $Q/Q_N=1.2$

Fig. 11 Circumferential pressure distributions on the mid-span at Impeller exit for $S/D_2=0$ and 0.2

의 경우, 대체적으로 S/D_2 의 변화에 따라 큰 차이를 보이지 않으나, 추력계수의 경우 차이가 뚜렷하게 나타났다. 특히



(a) Efficiency



(b) Radial thrust coefficient

Fig. 12 Variations of efficiency and radial thrust coefficient for different starting positions of divider in circumferential direction (a)

고유량 영역에서는 S/D_2 가 증가할수록 추력계수가 선형적으로 증가하는 경향이 보이는데, 이는 시작 위치가 볼류트 외벽에 가까워짐에 따라 칸막이 벽 또한 전반적으로 볼류트 외벽에 가까워지고, 결국 비대칭인 기존 볼류트의 형상에 근접하게 되어 압력의 불균형이 커지기 때문이라고 사료된다.

Fig. 11은 유량의 변화에 따른 정압 특성을 파악하기 위해 50% 스패의 임펠러 출구에서의 회전방향의 압력 분포를 유량에 따라 나타내었다. 그래프에서 수직 이중 패선은 임펠러 날개의 위치를 나타내고, 화살표는 볼류트 설부와 칸막이 벽의 시작 위치를 각각 나타낸다. $Q/Q_N=0.7$ 에서의 압력 분포는 다른 경우들에 비해 위치에 따라 큰 변동을 보여주고 있고, 이는 Kaupert와 Staubli⁽⁷⁾이 밝힌 연구 결과와 일치한

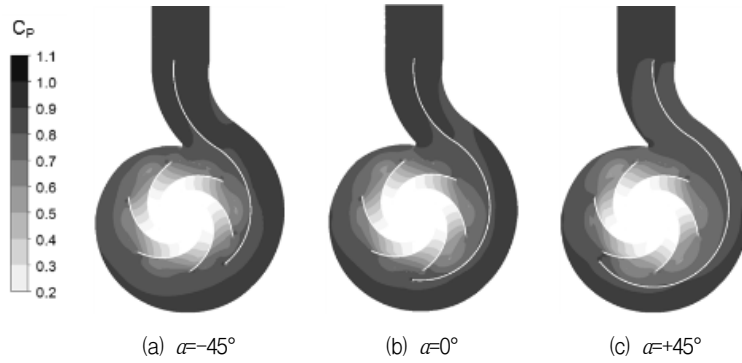


Fig. 13 Pressure distribution on the mid-span ($Q/Q_N=0.8$)

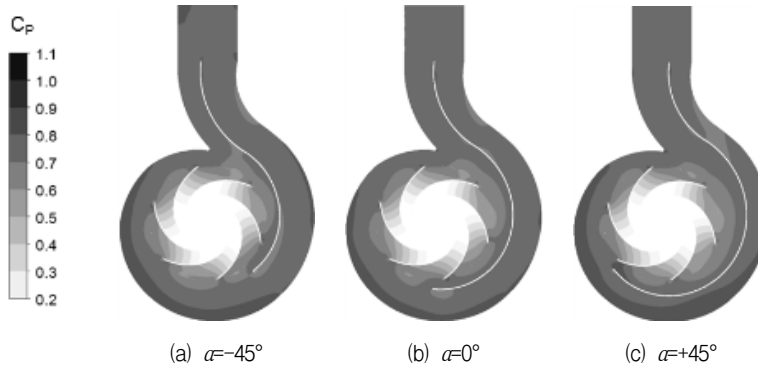


Fig. 14 Pressure distribution on the mid-span ($Q/Q_N=1.0$)

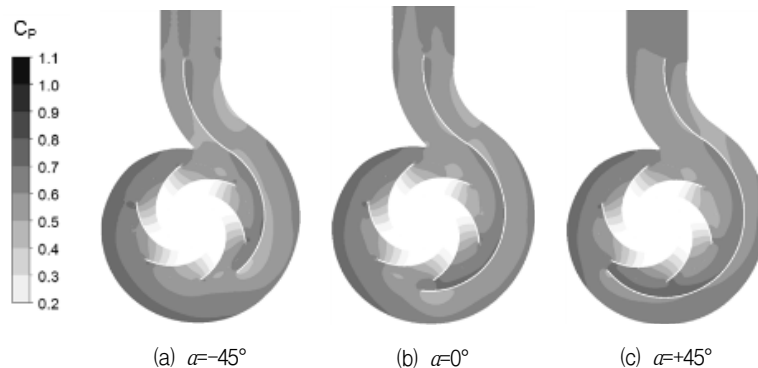


Fig. 15 Pressure distribution on the mid-span ($Q/Q_N=1.2$)

다. 또한, 볼류트 설부를 기준으로 임펠러 회전 방향을 따라 압력계수가 변하는데, $Q/Q_N=0.7$, $Q/Q_N=1.0$ 의 경우는 평균적인 압력계수의 감소 폭이 크지 않지만 $Q/Q_N=1.2$ 의 경우 상대적으로 큰 감소 폭으로 인하여 원주방향 압력분포가 비대칭적인 구조를 보인다. 이러한 영향으로 유량이 증가함에 따라 반경방향 추력이 증가하는 것으로 사료된다.

5.4 칸막이 벽의 회전방향 시작위치

칸막이 벽의 회전방향 시작 위치에 관한 형상변수 a 의 변화에 따른 원심펌프 성능함수의 변화를 Fig. 12에 나타내었다. 칸막이 벽의 회전방향 시작위치의 경우 시작위치의 변화

에 따라 고정된 칸막이 벽 끝단에서의 위치로 인해 칸막이 벽의 전체 길이가 변하여 복합적인 특성을 가진다. 효율의 경우 전반적으로 a 에 따른 차이가 크지 않으나 $Q/Q_N=0.8$ 에서만 $a=22.5^\circ$ 와 45.0° 가 다른 경우와 큰 차이를 보이고 있다. $a=-22.5^\circ$ 와 -45.0° 의 경우 추력계수가 고유량 영역에서는 상대적으로 낮은 값을 유지하다가 가장 낮은 유량인 $Q/Q_N=0.7$ 에서 급격하게 큰 값을 보인다. 반면, $a=22.5^\circ$ 와 45.0° 의 경우 추력계수가 고유량 영역에서 높은 값을 유지하다가 0.8 이하의 저유량 영역에서 급격히 감소하여 낮은 값을 보인다. $a=0^\circ$ 의 경우에는 유량의 증가에 따라 추력계수가 증가하기는 하나 대체적으로 그 변화의 폭이 작다.

Fig. 13~15는 a 의 변화에 따른 압력 분포를 50% span에

서 나타낸 것이다. Fig. 13와 14는 $Q/Q_N=0.8$ 와 1.0에서의 압력분포를 나타낸 것으로, α 의 값이 작아질수록 볼류트 출구에서의 압력이 더 높은 것을 확인할 수 있으며, 이 때 임펠러 출구에서의 압력은 모두 비교적 고른 분포를 갖는 것을 확인할 수 있다. 반면, 고유량($Q/Q_N=1.2$)인 Fig. 15의 경우 α 가 커질수록 볼류트 출구에서의 압력이 높아지는 것을 확인할 수 있다. 또한, $\alpha=-45.0^\circ$ 의 경우는 $\alpha=+45.0^\circ$ 에 비해 칸막이 벽 시작 위치로부터 칸막이 벽 외측을 따른 저압력 구간이 상대적으로 큰 것을 확인할 수 있는데 이 또한 효율 감소에 영향을 미치는 요인으로 판단된다. $\alpha=+45.0^\circ$ 일 경우에는 길어진 칸막이 벽으로 인해 내측에서의 압력 증가가 반경 방향 추력 증가에 보다 더 기여하는 것으로 사료된다.

6. 결론

본 연구에서는 더블 볼류트가 적용된 원심펌프에 대해 삼차원 RANS 유동 해석을 수행하여 칸막이 벽과 관련된 형상 변수가 원심펌프의 성능특성에 미치는 영향을 분석하였다. 수치해석 결과는 효율과 양정에 대한 성능시험 결과와 비교하여 타당성을 검증하였다. 본 연구의 결론을 다음과 같이 정리하였다.

- 1) 더블 볼류트 칸막이 벽의 확장계수는 모든 변수들 중 원심펌프의 성능에 가장 민감한 영향을 미치는 인자로 확인되었다. $C=0.09$ 일 때 고유량에서는 상대적으로 낮은 효율을 보이고 있으나, 평균효율은 87.19%으로 가장 높고, 평균 추력계수도 0.008로 가장 낮다.
- 2) 칸막이 벽의 길이가 변함에 따라 효율과 추력계수의 성능곡선들은 공히 상대적으로 가장 작은 변화를 보인다.
- 3) S/D_2 가 증가함에 따라 고유량 영역에서의 효율변화는 크지 않은 대신, 추력계수는 크게 선형적으로 증가하는 경향을 보여 주었다.
- 4) 효율의 경우 전반적으로 α 에 따른 차이가 크지 않으나 $Q/Q_N=0.8$ 에서만 큰 차이를 보이고 있다. α 가 양의 값을 갖는 경우($\alpha=22.5^\circ$ 와 45.0°)는 고유량 영역에서 높은 추력계수를 저유량 영역에서 낮은 추력계수를 가지나 음의 값을 갖는 경우에는 이와 정반대의 경향을 보인다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업융합원천기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행되었음을 밝힌다(No.10044860).

References

(1) Baun, D. O., Köstner, L., and Flack, R. D., 2000, "Effect of Relative Impeller-to-Volute Position on Hydraulic

Efficiency and Static Radial Force Distribution in a Circular Volute Centrifugal Pump," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 122, No. 4, pp. 598~605.

- (2) González, J., Parrondo, J., Santolaria, C., and Blanco, E., 2006, "Steady and Unsteady Radial Forces for a Centrifugal Pump With Impeller to Tongue Gap Variation," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 128, No. 3, pp. 454~462.
- (3) Jiang, W., Li, G., Liu, P., Zhang, L., and Qing, H., 2014, "Numerical Research of the Effect of the Outlet Diameter of Diffuser on the Performance and the Radial Force in a Single-Stage Centrifugal Pump," ASME 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, Chicago, Illinois, USA, Aug. 3~7, FEDSM2014-21299.
- (4) Alemi, H., Nourbakhsh, S. A., Raisee, M., and Najafi, A. F., 2015, "Effects of Volute Curvature on Performance of a Low Specific-Speed Centrifugal pump at Design and Off-Design Conditions," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, pp. 243~254.
- (5) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Wiley, New York, USA.
- (6) Baun, D. O. and Flack, R. D., 2003, "Effects of Volute Design and Number of Impeller Blades on Lateral Impeller Forces and Hydraulic Performance," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 9, No. 2, pp. 145~152.
- (7) Kaupert, K. A. and Staubli, T., 1999, "The Unsteady Pressure Field in a High Specific Speed Centrifugal Pump Impeller-Part I : Influence of the Volute," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, No. 4, pp. 621~626.
- (8) Kurokawa, J., Fujii, T., Matsui, J., and Kitahora, T., 1997, "Experimental Determination of Flow Characteristics in Double Volute," The 5th Asian International Conference on Fluid Machinery, Seoul, Korea, Oct. 6~8, pp. 825~832.
- (9) Kim, J. Y., Chung, K. N., and Kim, Y. K., 2011, "A Numerical Study of Pump Characteristics of a Concrete Volute Pump with Various Types of Volutes," ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, Hamamatsu, Shizuoka, Japan, Jul. 24~29, AJK2011-06053.
- (10) Pfleiderer, C., 1949, *Centrifugal Pump for Liquids and Gases*, Springer, Berlin, Germany.
- (11) ANSYS CFX-15.0 Solver Theory, 2014, Ansys Inc.
- (12) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence model for Engineering Applications," *AIAA Journal*, No. 32, Vol. 8, pp. 1598~1606.
- (13) Lee, Y. G., Yuk, J. H., and Kang, M. H., 2004, "Flow Analysis of Fluid Machinery using CFX Pressure-Based Coupled and Various Turbulence model," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 7, No. 5, pp. 82~90.