

Swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프의 형상 변수가 수력학적 성능에 미치는 영향

김윤성^{*,**} · 김광용^{**} · 허만웅^{***†}

Effects of Geometric Parameters on Hydraulic Performance of a Submersible Axial Flow Pump with Swept Impeller

Youn-Sung Kim^{*,**}, Kwang-Yong Kim^{**}, Man-Woong Heo^{***†}

Key Words : Submersible axial flow pump(수중축류펌프), Sweep angle(스윙각도), Pitch angle(피치각도), Hub inlet angle(허브입구각도), Efficiency(효율), RANS equations(레이놀즈 평균 나비에-스톡스 방정식)

ABSTRACT

This study investigates the effects of sweep angle, blade pitch angle, and inlet angle of the propeller hub on the hydraulic characteristics of a submersible axial flow pump by using three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The shear stress transport turbulence model was used for the analysis of turbulence. The finite volume method and unstructured hexahedral grids were used in the numerical analysis. The optimal grid system in the computational domain was selected through a grid-dependency test. A performance test was conducted for the submersible axial flow pump, and their results were compared with the numerical analysis results. Effects of geometric parameters of the rotor blades on the efficiency and total head of the submersible axial-flow pump were evaluated.

1. 서론

수중축류펌프는 국내에 1980년대에 도입되어 대용량의 빗물배수펌프장과 하수처리장과 같은 배수시설 그리고 관개용수 공급시설 등에 사용되고 있다. 최근에는 수자원 이용의 연속성이 강조되면서 재이용수나 담수화 등과 관련된 산업이 지속적으로 성장하고 있어 수중축류펌프에 대한 수요도 증가하는 추세이다. 일반적으로 수중축류펌프는 입구 가이드 베인(inlet guide vane, IGV)과 정압 회복을 위한 디퓨저(diffuser)를 가지며, 설계 시 토출량과 전압정을 고려하여 회전수와 토출구경을 결정하고 설계 점에서의 최고 효율을 고려하여 모터의 동력과 회전수 등을 선정한다. 배수펌프장에 사용되는 수중축류펌프는 운전시간이 비교적 짧고

임펠러가 수중에서 정지되어 있는 시간이 많기 때문에 양액과 함께 혼입된 토사와 슬러지 등 이물질이 임펠러의 표면에 흡착되거나 고착될 가능성이 크다. 이는 펌프효율의 감소를 가져올 수 있으며 또 다른 이물질의 걸림을 초래하여 임펠러가 구속되거나 모터절연의 파괴로 이어지는 등 고장의 주요 원인이 될 수 있다. 이러한 이유로 최근 임펠러의 형상을 변화시켜 임펠러 회전시 내부유동을 개선하고 임펠러 표면유속을 증가시켜 표면에 흡착된 이물질을 제거하기 위한 노력이 이어지고 있는데 이를 위해서는 체계적인 분석을 통한 수중펌프의 특성을 이해하는 것이 요구된다.

Kim 등⁽¹⁾은 수중축류펌프의 수력성능에 대한 IGV 각도 변화의 영향을 분석하였으며, IGV 각도의 증가에 따라 전유량구간에서 Incidence loss가 감소하고 이 각도는 특히 과유

2018 한국유체기계학회 동계 학술대회 발표 논문, 2018년 11월 28일~11월 30일, 여수 베네치아 호텔&리조트

* 플릭시스 (Fluxys Pump)

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

*** 한국해양과학기술원 연안개발 에너지연구센터 (Coastal Development and Ocean Energy Research Center, Korea Institute of Ocean Science & Technology)

† 교신저자, E-mail : mwheo@kiost.ac.kr

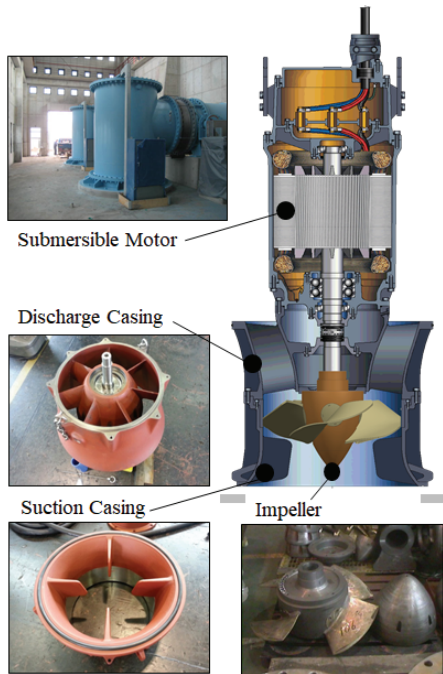


Fig. 1 Submersible axial-flow pump

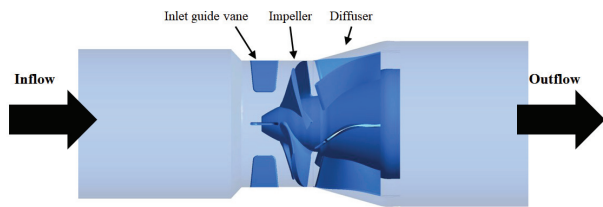


Fig. 2 Computational domain

Table 1 Design specifications of submersible axial flow pump

| | |
|---|-------|
| Flow coefficient ($\Phi=Q/\omega D^3$) | 0.047 |
| Head coefficient ($\Psi=gH/\omega^2 D^2$) | 0.034 |
| Rotational speed, rpm | 700 |
| Impeller diameter, mm | 550 |
| Tip clearance, mm | 1 |
| Number of IGVs, EA | 4 |
| Number of blades, EA | 4 |

량구간에서의 효율증가에 많은 영향을 미치는 것을 확인하였다. Pessoa와 Prado⁽²⁾는 수중펌프 내부에서 발생할 수 있는 이상유동(two-phase flow)을 실험을 통해 분석하였고, Shi 등⁽³⁾은 다단 수중펌프에 대한 설계 이론 및 방법을 제시하였다. 아울러, Zhou 등⁽⁴⁾은 2단 수중펌프의 IGV 형상에 대한 매개변수분석을 수행하고, 효율 및 양정을 고려한 최적설계를 수행하였다. 그리고 Barrios와 Prado⁽⁵⁾는 수중펌프 내부에서 발생하는 이상유동에 대해 실험을 통한 가시화분석 연구를 수행하여 펌프 내부에서 발생하는 기포와 와류를 확인하였다. 또한 Song 등⁽⁶⁾은 단일채널펌프에서 발생하는

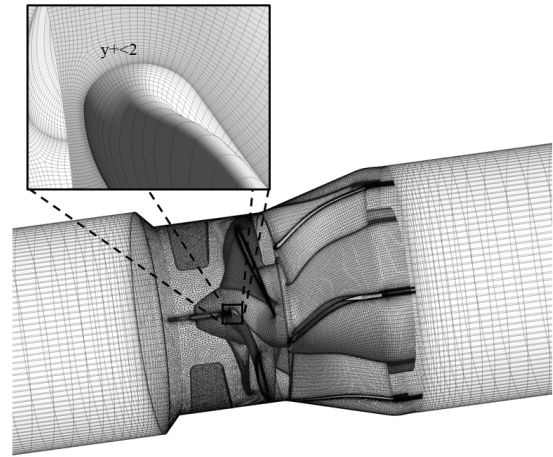


Fig. 3 Structure of the grid system

반경방향 힘의 합력을 목적함수에 포함하여 효율과 진동을 함께 고려한 최적설계를 진행하였다. 이상과 같이 수중펌프에 대한 다양한 연구들이 수행되었지만 일반적인 수중펌프에 대한 연구들로 내부유동을 개선하여 임펠러 표면의 유속을 증가시키기 위한 swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프에 대한 연구는 미비하다.

본 연구에서는 수중축류펌프의 형상변수들이 수력학적 성능에 미치는 영향을 평가하기 위하여 삼차원 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 해석을 수행하였다. 이를 위해 동익(rotor)의 스윙각도(sweep angle), 피치각도(blade pitch angle), 허브 입구각도(β_{in})를 세 개의 형상변수로 고려하여 swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프의 전양정 및 효율에 대한 영향을 분석하였다.

2. 수중축류펌프 모델

일반적으로 사용하는 수중축류펌프는 Fig. 1과 같이 수중모터, 디퓨저 베인을 갖는 discharge casing, 임펠러, 그리고 vane를 갖는 입구부로 구성된다. 본 연구에서는 Fig. 2에 나타난 바와 같은 swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프 모델에 대해 삼차원 RANS 해석을 수행하여 형상 변화에 따른 유동특성을 분석하였다. 해석의 대상인 수중축류펌프의 임펠러는 550 mm의 직경과 1 mm의 팁 간극(tip clearance)을 가지며, 설계 점에서의 유량계수(Φ)와 양정계수는 각각 0.047와 0.034이다. IGV와 동익은 각각 4매의 날개 수를 갖고, 디퓨저의 날개 수는 6매이다. 자세한 설계사양은 Table 1에 나타내었다. 여기서, Q , ω , D , g , 그리고 H 는 각각 유량, 각속도, 직경, 중력가속도 그리고 전양정을 의미한다.

3. 수치해석방법

본 연구에서는 수중축류펌프의 동익 및 디퓨저의 형상변

Swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프의 형상 변수가 수력학적 성능에 미치는 영향

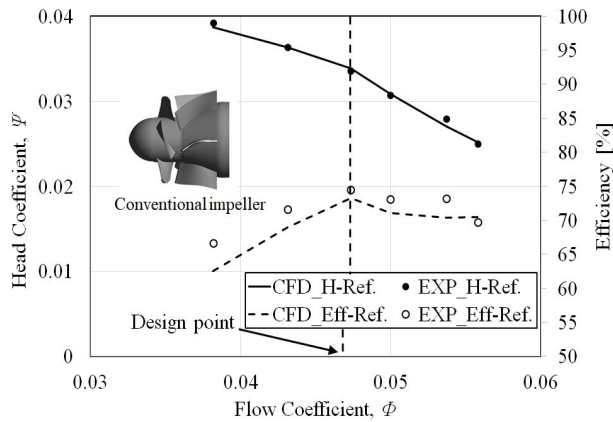


Fig. 4 Comparison between numerical results and experimental data

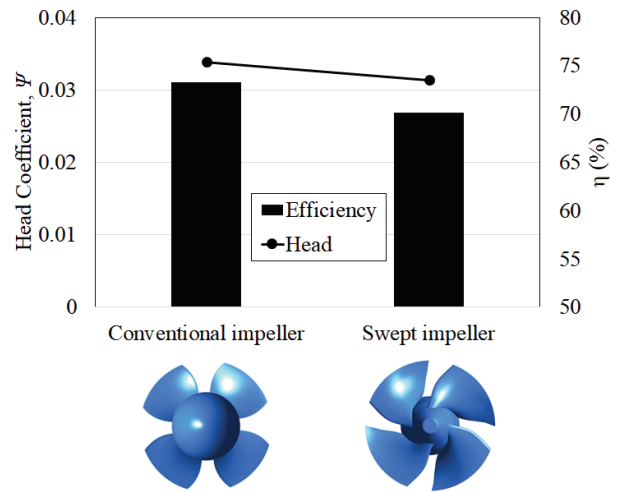


Fig. 6 Comparison of performance function between conventional and swept impellers

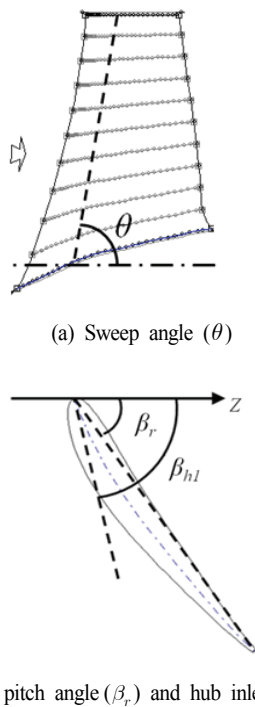


Fig. 5 Geometrical parameters of swept impeller

화에 따른 수력학적 특성을 분석하기 위하여 유동장을 비압축성 삼차원 정상상태로 가정하고 상용 CFD 코드인 ANSYS CFX-16.0⁽⁷⁾을 사용하여 삼차원 정밀 유동해석을 수행하였다. 본 연구 대상인 수중축류펌프의 유동해석을 위한 계산영역은 Fig. 2에 도식화하였다. 수중축류펌프는 IGV, 동익과 디퓨저로 구성되며, 계산영역은 동익인 회전영역과 IGV 및 디퓨저의 정지영역을 구분하여 구성하였다.

유동해석을 위해 작동유체는 물로 가정하였으며, 계산 영역의 입구와 출구에는 각각 전압력(total pressure)과 유량(mass flow rate) 경계조건을 적용하였다. 회전영역과 고정영역 상이의 경계면 처리는 stage interface 기법을 적용하였고, 모든 벽면에는 점착조건(no-slip condition)을 적용하

였다. 난류해석을 위해서는 SST(shear stress transport) k- ω 난류모델을 사용하였다. SST 모델은 k- ω 모델과 k- ϵ 모델의 장점만을 결합한 것으로 벽 근처 영역에는 k- ω 모델을 사용하고 벽 근처를 제외한 영역에서는 k- ϵ 모델을 사용하게 된다.

본 연구의 수치해석을 위한 계산영역에 대한 격자계는 Fig. 3에 나타내었다. 격자계는 사면체(IGV 영역) 및 육면체(입구부, 동익, 디퓨저, 그리고 출구부) 격자들을 사용하여 구성하였으며, 벽면의 첫 번째 격자점에서의 y^+ 를 2이하로 유지하여 저레이놀즈수 SST모델이 적용되도록 하였다. 격자 수 1,500,000~12,000,000 개 범위에서 격자의존성시험을 수행하였으며, 그 결과를 바탕으로 약 3,020,000 개의 노드(node) 수를 갖는 격자를 계산에 위한 최적의 격자 크기로 결정하였다. 모든 해석은 질량보존방정식의 RMS(root mean square) 잉여값(residual)이 10^{-5} 이하가 되었을 때 수렴하였다고 판정하였다.

4. 결과 및 검토

4.1. 계산결과의 타당성 검증

수중축류펌프의 성능시험 결과를 수치해석 결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 수중축류펌프에 대한 유동해석의 신뢰성을 검증하기 위해 일반적인 non-swept impeller를 갖는 수중축류펌프에 대해 실험(1)에 기반한 실험치와 수치해석 결과 값을 비교하였다. Non-swept impeller는 swept impeller와 비교하여 같은 허브 비(hub ratio)를 나타내지만 입구부에 반구형을 갖는 원기둥 허브 모양을 갖는다. 이러한 허브형상은 impeller가 회전하면서 허브 근처에 와류 및 2차유동이 발생할 수 있으며, 이를 고려하여 swept impeller는 원추형 허브를

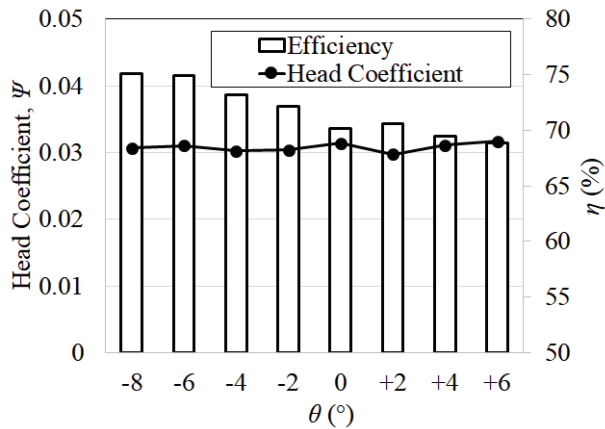


Fig. 7 Performance functions of the submersible axial pump for the different θ

갖는다. 유량의 변화에 따른 전양정과 효율을 비교하였으며, Fig. 4에 나타난 것과 같이 정성적으로 잘 일치하는 경향을 보였다. 설계 유량점(design point)에서 전양정과 효율 값을 비교할 경우 각각 약 0.7%와 1.6%의 오차를 보이며 수치해석 결과는 실험치와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

4.2. 형상변수와 성능함수

본 연구에서는 수중축류펌프의 형상 변화가 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 동익의 sweep angle(θ), blade pitch angle(β_b), 허브 입구각도(β_h)를 세 개의 형상변수로서 고려하였다. 기준형상의 swept 임펠러(Fig. 2)에 대한 형상변수들은 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)는 swept 임펠러의 자오면(meridional plane)을 보여주며, θ 는 날개의 허브와 쉬라우드(shroud)의 25% chord를 잇는 선과 축 사이의 chord 방향으로의 기울임 각을 의미한다. 일반적인 수중축류펌프와 비교하여 backward swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프의 경우 허브의 모양과 임펠러의 모양이 Fig. 6에 나타난 것과 같이 임펠러가 후퇴형 날개를 갖고 허브의 형상이 원추형으로 변하며, 이에 따른 성능 변화를 비교하였다.

같은 유량에서 swept 임펠러의 경우 일반 임펠러와 비교하여 효율과 양정이 각각 약 4.2%와 7.2% 감소하는 경향을 보였다.

수중축류펌프의 수력학적 성능에 대한 형상변수들의 영향을 분석하기 위하여 아래와 같이 정의한 효율(η)과 전양정을 성능함수로서 고려하였다.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\left(\frac{2\pi T N}{60} \right)} \quad (1)$$

여기서, Q , H , T , 그리고 N 은 각각 유량, 양정, 토크, 그

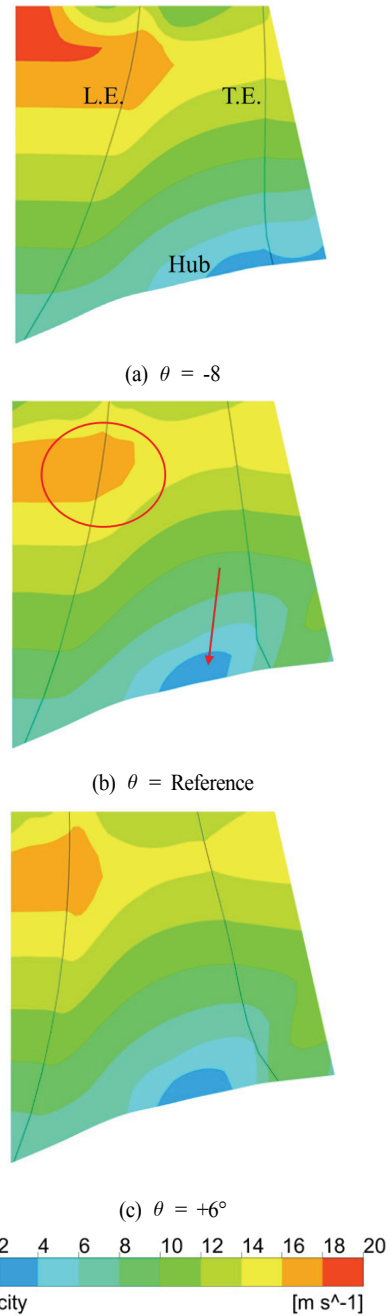


Fig. 8 Relative velocity contours on the meridional plane of impeller for different θ

리고 회전수를 의미한다.

4.3. 동익 스윙각도의 영향 분석

본 연구에서는 수중축류펌프의 동익 스윙각도(θ)가 성능 함수에 미치는 영향을 분석하여 Fig. 7에 나타내었다. 기준형상의 초기설계값 θ 를 기준으로 $-8^\circ \sim +6^\circ$ 범위에서 변화시켰으며, θ 가 변할 때 임펠러의 직경은 변하지 않고 일정하게 유지시켰다. 시험 범위 내에서 θ 가 감소할수록 효율 값은

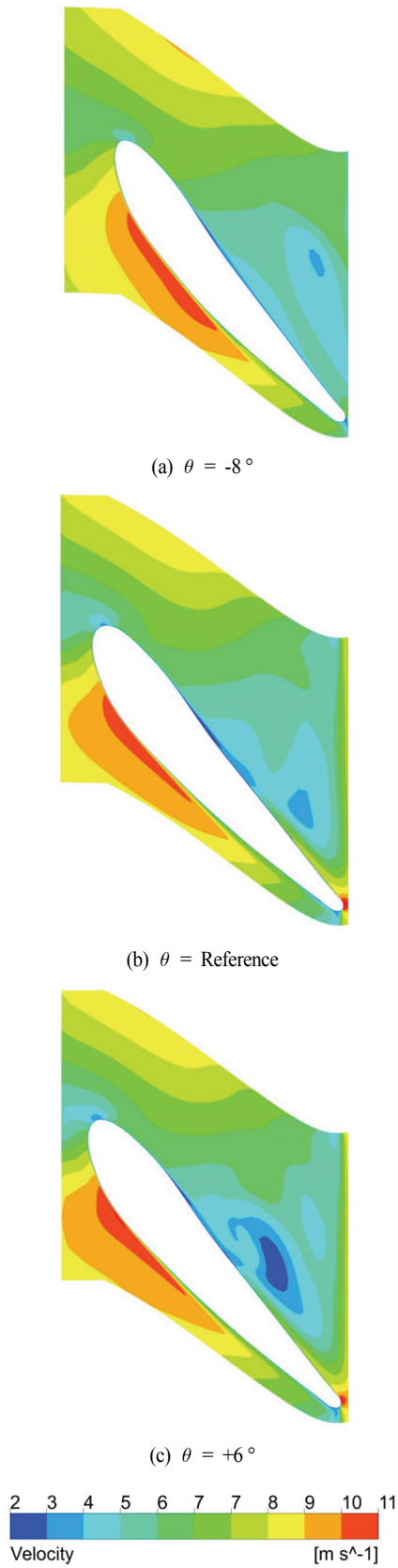


Fig. 9 Relative velocity contours at 10 % span of impeller for different θ

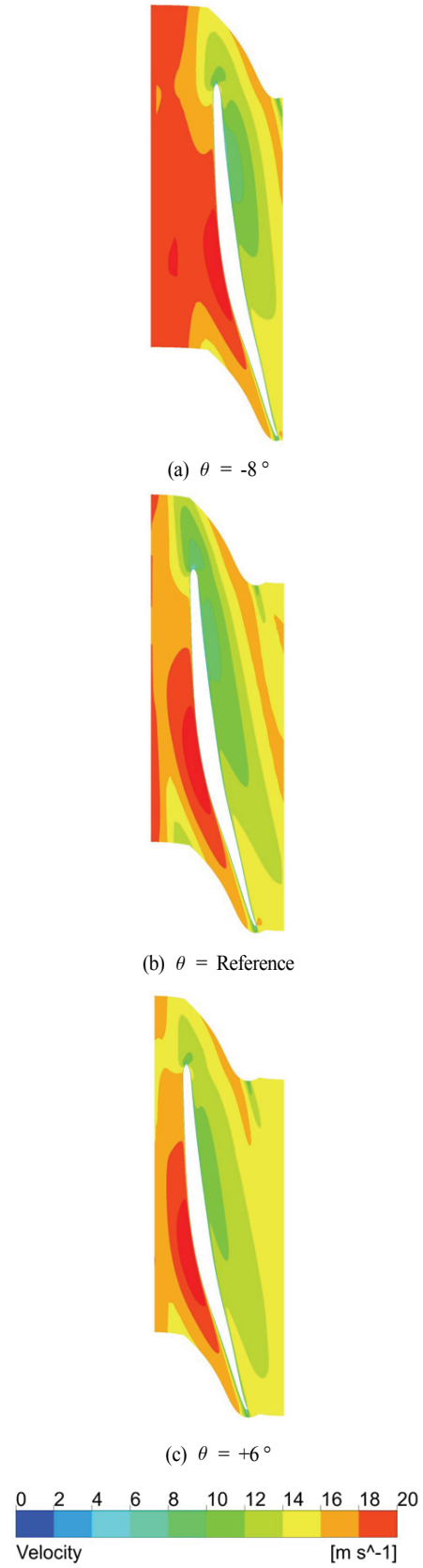


Fig. 10 Relative velocity contours at 90 % span of impeller for different θ

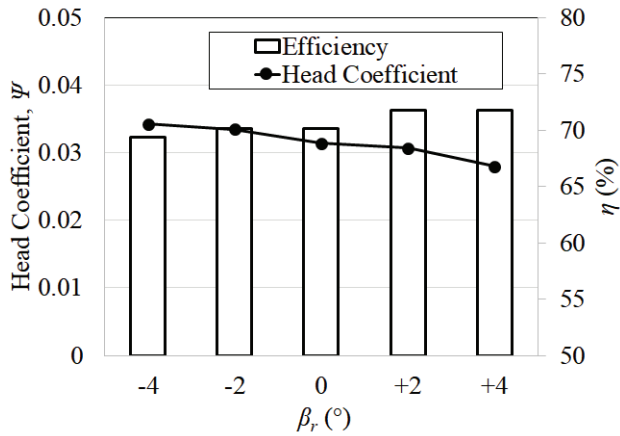


Fig. 11 Performances of the submersible axial pump for different β_r

대체적으로 증가하는 경향을 보이고, -6° 이하에서는 효율 값이 거의 변하지 않는다. 양정의 경우에는 θ 가 변함에 따라 크게 변하지 않는다.

Fig. 8은 θ 의 변화에 따른 임펠러 자오면 상의 속도 분포의 변화를 나타내는데, 공히 허브 부근에 낮은 속도를 갖는 영역이 관찰되고 반경 방향으로 속도가 증가하는 경향을 보인다. 임펠러 입구부 약 80~90% span 부근(빨간색 타원)에서 가장 높은 속도 분포를 갖는 것을 확인할 수 있으며, θ 를 감소시킬수록 이 영역에서의 속도가 증가하는 것을 알 수 있었다. 아울러, θ 의 감소가 임펠러 날개의 허브에서 관찰되는 저속도 영역(빨간색 화살표)을 후류로 이동시키는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 swept 임펠러의 10% span에서의 속도분포를 보여준다. 임펠러 날개 전연(leading edge) 부근의 유속이 θ 의 증가에 따라 감소하는 경향을 보이고, 압력 면(pressure surface) 근처에 저속도 분포를 갖는 영역이 증가하는 것을 확인하였다. 흡입 면(suction surface) 상에서 관찰되는 높은 속도의 크기는 θ 의 증가에 따라 커졌으며, θ 의 증가가 임펠러 10% span의 출구부의 속도를 증가시키는 것을 알 수 있다.

θ 의 변화가 impeller의 90% span 속도 분포에 미치는 영향을 Fig. 10에 나타내었다. 기준형상의 경우 임펠러 입구부에 높은 속도 분포를 보였으며, 이 영역은 기준형상의 θ 보다 8° 감소시킬 경우 매우 넓게 분포하게 되는 것을 확인할 수 있다. 아울러, θ 를 기준형상보다 6° 증가시킬 경우 이 속도의 크기가 줄어든다. 이러한 분포는 Fig. 8에서 보인 것과 같은 경향을 보이며, θ 의 감소가 대체적으로 임펠러 내부 유동에 민감하게 영향을 주는 것을 알 수 있다.

θ 가 감소할수록 임펠러 쉬라우드 부근의 유속은 증가하며 임펠러 날개 유로에서 관찰되는 허브 부근의 저속도 구간은 줄어든다. 이와 같이 θ 의 감소는 임펠러 내부 유로의 속도를 전반적으로 증가시키는 것을 확인할 수 있으며, 이로 인해



(a) $\beta_r = -4^\circ$



(b) $\beta_r = \text{Reference}$



(c) $\beta_r = +4^\circ$

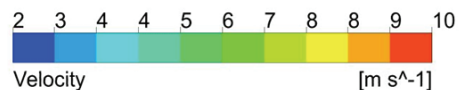


Fig. 12 Relative velocity contours at 10% span of impeller for different β_r .

수중축류펌프의 효율이 증가한다고 판단된다.

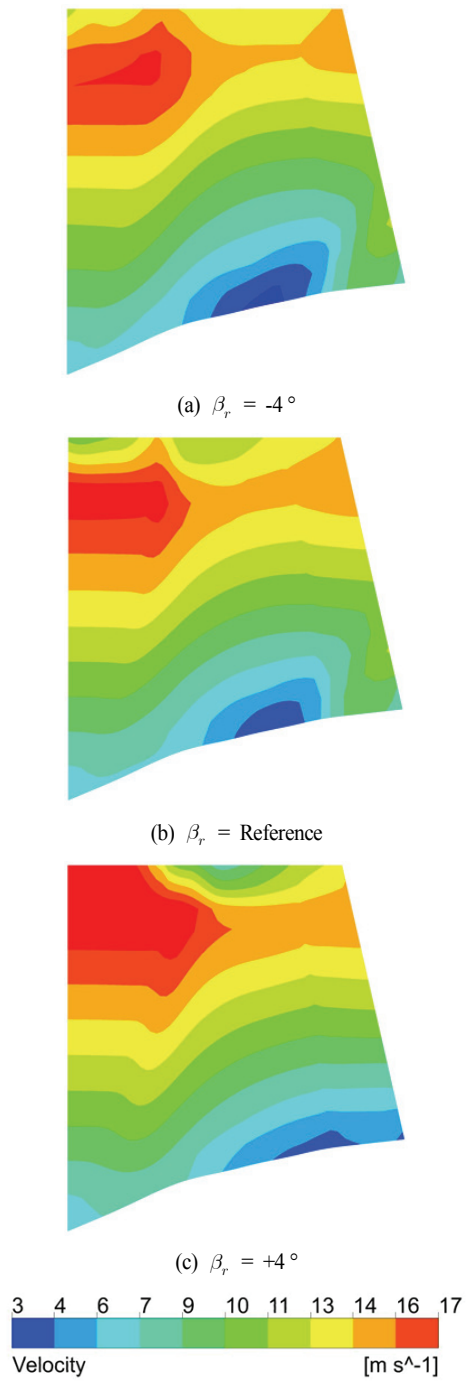


Fig. 13 Velocity contours at the meridional plane of impeller for different β_r

4.4. 동익 피치각도의 영향 분석

β_r 의 변화가 swept 임펠러 수중축류펌프의 성능함수에 미치는 영향을 확인하기 위해 Fig. 11에 β_r 의 변화에 따른 효율과 양정의 변화를 나타내었다. 시험 범위 내(초기 설계값의 β_r 을 기준으로 $-4^\circ \sim +4^\circ$ 로 변화)에서 β_r 의 증가는 수중축류

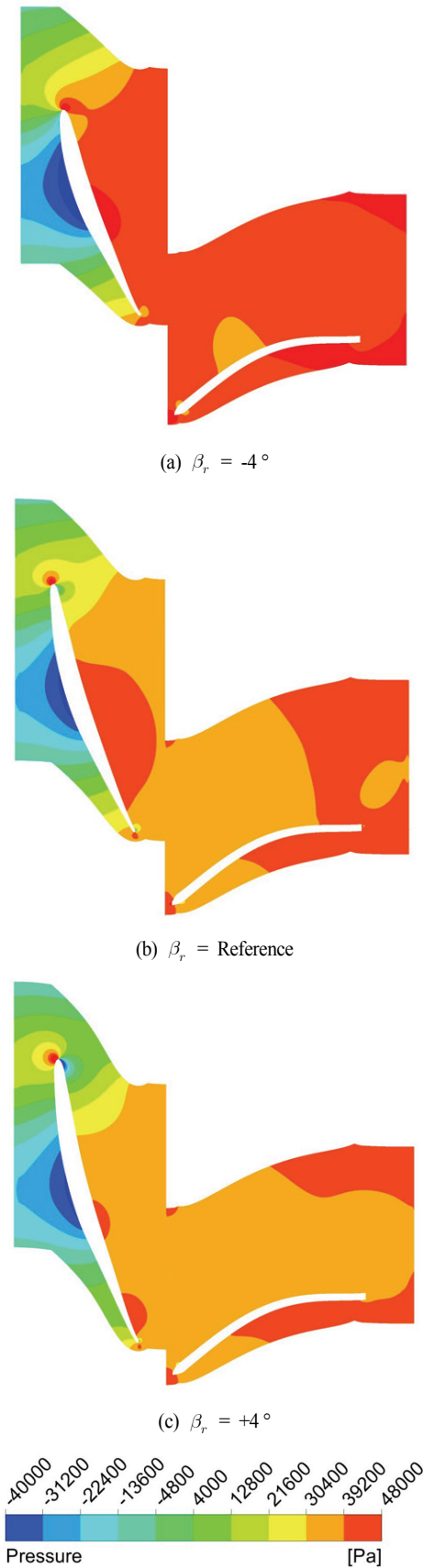


Fig. 14 Pressure contours at 50% of impeller and diffuser for different β_r

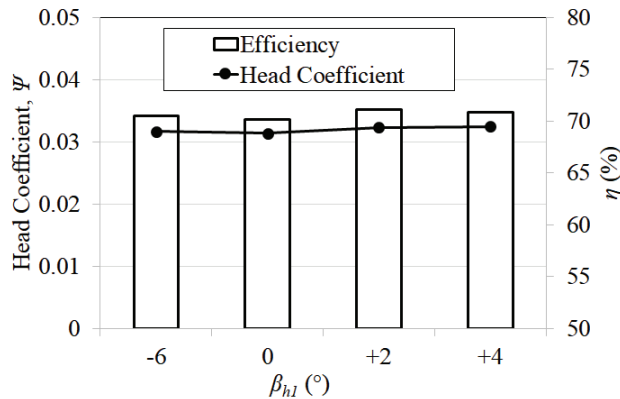


Fig. 15 Performances of the submersible axial pump for different β_{h1}

펌프의 양정을 감소시키면서 효율을 증가시키는 경향을 보인다. β_r 가 기준형상보다 -2° 감소할 경우, 양정이 5.5 m 이상으로 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 12는 β_r 의 변화에 따른 임펠러 10% span에서의 속도분포를 비교해 보여준다. β_r 를 기준형상 대비 4° 감소시킬 경우, 압력 면에 낮은 속도를 갖는 영역이 넓게 분포하는 것을 알 수 있으며 이 영역은 β_r 를 증가시키에 따라 줄어드는 것을 알 수 있다. 그리고 흡입면에 속도가 높은 영역이 분포하는데, β_r 이 증가함에 따라 이 영역은 줄어들고, 임펠러 후류에서의 속도도 줄어드는 것을 알 수 있었다. β_r 의 변화가 임펠러 자오면의 속도분포에 미치는 영향을 Fig. 13에 나타내었다. β_r 의 증가에 따라 임펠러 쉬라우드 입구부 근처에 높은 속도를 갖는 영역이 확장되고 있으며, 허브 부근에서 관찰되는 저속도 영역은 점차 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 이러한 저속도분포 영역의 감소가 효율의 증가에 영향을 미치는 것으로 사료된다.

Fig. 14는 β_r 의 변화에 따른 임펠러와 디퓨저의 50% span에서 압력분포 변화를 나타낸다. 임펠러로 유입된 작동유체는 압력면에서 압력이 증가하고 디퓨저를 지나면서 압력이 회복되면서 증가하는 경향을 보인다. 이러한 경향은 β_r 가 기준형상보다 4° 감소한 형상에서 가장 두드러지게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 기준형상과 비교하여 β_r 가 4° 증가한 형상에서는 임펠러 전연 부근에서 낮은 압력 나타나며, 이것은 β_r 의 증가에 따른 입사각 (incidence angle)의 차이에 의한 것으로 후류에 영향을 미친다.

β_{h1} 의 변화에 따른 swept 임펠러 수중축류펌프의 성능함수 변화를 Fig. 15에 나타내었다. 시험 범위(기준형상의 β_{h1} 를 기준으로 $-6^\circ \sim +4^\circ$ 로 변화) 내에서 β_{h1} 의 변화는 수중축류펌프의 효율 및 전양정의 변화에 크게 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프를 대상으로 삼차원 RANS 해석을 수행하고 동익의 스윙각도(θ), 피치각도(β_r), 그리고 허브 입구각도(β_{h1})를 세 개의 형상변수로 선택하여 이 변수들이 수중축류펌프의 수력학적 성능에 미치는 영향을 평가하였다. 수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 실험값과 비교한 결과, 설계 유량점에서 전양정과 효율은 각각 약 0.7%와 1.6%의 오차를 보이며 잘 일치하였다. 본 연구에서는 수중축류펌프 임펠러를 swept 형상으로 고려하기 위하여 허브 형상을 변경하였다. 수력성능에 대해 매개변수 분석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기준형상 θ 의 $-8^\circ \sim +6^\circ$ 범위에서, θ 의 감소는 수중축류펌프의 효율을 증가시키지만 전양정 변화에는 영향을 크게 미치지 못함을 확인하였다.
- 2) 기준형상 β_r 의 $-4^\circ \sim +4^\circ$ 범위에서, β_r 의 증가는 전양정을 감소시키고 동시에 효율을 증가시키는 경향을 보였다. 그리고 β_{h1} 은 시험 범위(기준형상의 $-6^\circ \sim +4^\circ$) 내에서 성능에 크게 영향을 미치지 않는 것을 확인하였다.

이상의 결과는 향후 swept 임펠러를 갖는 수중축류펌프의 성능을 향상시키기 위한 최적화 설계와 제품 시리즈 개발을 수행하기 위한 설계 자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 중소벤처기업부(MMS)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No.S2522342).

References

- (1) Kim, Y. S., Shim, H. S., and Kim, K. Y., 2018, "Hydraulic Performance Characteristics of a Submersible Axial-Flow Pump with Different Angles of Inlet Guide Vane," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 1, pp. 34-40.
- (2) Pessoa, R., and Prado, M., 2001, "Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages," Proceedings of SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, LA, 30 September-3 October, SPE 71552.
- (3) Shi, W. D., Lu, W. G., Wang, H. L., and Li, Q. F., 2009, "Research on the Theory and Design Methods of the New Type Submersible Pump for Deep Well," ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Colorado, USA, 2-6 August, FEDSM2009-78099.

- (4) Zhoi, L., Shi, W. D., Lu, W. G., Xu, R. J., and Wang, C., 2011, "Orthogonal Test and Optimization Design of Submersible Pump Guide Vanes," *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011-04.
- (5) Barrios, L., and Prado, M. G., 2011, "Experimental Visualization of Two-Phase Flow Inside and Electrical Submersible Pump Stage," *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 133, No. 4, 042901(12 pages)
- (6) Song, W. G., Ma, S. B., Choi, Y. S., Lee, K. Y., Kim, Y. S., Kim, K. Y. and Kim, J. H., 2018, "Multi-Objective Optimization for Designing a High-Efficiency and Low-Fluid-Induced-Vibration Single-Channel Pump," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 21, No. 4, pp. 05-10.
- (7) ANSYS CFX 17.0, ANSYS CFX Tutorials, 2016, ANSYS Inc.