

기화해수펌프 성능 개선에 대한 연구

김양익* · 정경남*

A Study of Performance Improvement of a Vaporizer Sea-Water Pump

Yang-Ik Kim*, Kyung-Nam Chung*

Key Words : Vaporizer Sea-Water Pump(기화해수펌프), CFD(전산유체역학), Full Pump Model(펌프전체모형), recirculation(유동재순환), head(양정), efficiency(효율)

ABSTRACT

In this study, redesign of a vaporizer sea-water pump has been carried out using computational fluid dynamics. The flow field of the specified pump model is simulated and analyzed. In the flow analysis full pump model has been used, and multi-block grids are employed to solve the governing equations. In order to improve pump efficiency, systematic redesign has been performed to remove the flow recirculation near the hub of the diffuser vanes. The modified model shows about 4% improvement in pump efficiency compared to the given model.

1. 서 론

과거 펌프설계는 설계상수를 사용하여 설계한 후 모형시험을 수행하여 그 성능을 확인하는 일련의 작업을 통하여 펌프 설계가 완성되었지만 최근에는 전산유체역학(CFD)의 발달로 수치적으로 펌프의 성능을 확인하고 있으며 설계 수정이 이루어지고 있다. 따라서, 전산유체역학이 펌프설계에 유용한 도구로 사용되고 있다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾.

기화해수펌프는 액체 상태로 저장되어 있는 LNG를 해수를 이용하여 기화시킬 수 있도록 LNG 기지에 해수를 공급하는 펌프이다. 본 연구에서는 비속도가 약 405로서 원심형 임펠러를 갖는 보울형 수직펌프인 기화해수펌프에 대하여 전산유체역학을 사용하여 성능을 개선하고자 한다. 펌프 유동해석에는 펌프 전체의 형상을 고려하였으며 펌프 유동장을 수치적으로 재현하

* 현대중공업(주)

고 그 유동장을 분석한 결과 디퓨저 베인의 허브 부근에서 발생하는 유동 재순환이 펌프 효율 감소의 주요 원인을 알 수 있었다. 유동해석 결과를 토대로 펌프의 성능 개선을 위한 방안을 도출하였으며 도출된 방안 아래 따라 기존의 모델을 체계적으로 변화시켜 3가지 수정모델을 설계하였다. 수정모델에 대한 성능해석 결과를 기존모델에 대한 값과 비교한 결과 정격유량에서 수정모델의 양정은 거의 변화가 없는 반면 효율은 약 4.0% 향상되는 것으로 예측되었다.

2. 펌프 형상 및 계산 방법

2.1 펌프 형상

Fig. 1은 본 연구의 대상인 기화해수펌프의 개략적인 형상을 보여주고 있다. 그림의 오른쪽은 펌프의 흡입구(bell mouth)를 나타내고 있으며 화살표는 유체가 흐르는 방향을 표시한다. 흡입구를 통과한 유체는 모

E-mail : daroo@hhi.co.kr

터의 동력을 유체에 전달하는 임펠러를 통과하면서 유동의 방향은 거의 직각으로 바뀌게 되며 유속은 크게 증가하게 된다. 임펠러 출구에서 이와 같이 큰 유속을 갖는 유체는 임펠러 뒤에 위치한 디퓨저를 통과하면서 유동의 방향이 축방향과 같도록 정렬되며 디퓨저 단면적의 증가로 운동에너지는 압력에너지로 전환되게 된다.

펌프의 회전부와 정지부 사이 즉, 임펠러 출구와 디퓨저 입구 사이에 챔버(chamber)가 설치되어 있는데 본 연구에서는 이 챔버도 고려하였다. 펌프의 정격 유량과 양정은 5,000 m³/hr, 31.5m이며 이때의 회전수는 592 rpm이다. 따라서 펌프의 비속도는 406이며 이 값은 (m³/min, m, rpm)에 근거한 값이다. 임펠러 날개 수는 6개이며 디퓨저 날개 수는 7개다.

2.2 계산 방법

통상 우리가 다루는 펌프 유동은 난류 유동으로서 그 거동은 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 방정식으로 표현되는데 지배방정식을 풀기 위하여 본 연구에서는 상용 CFD 프로그램인 TASCflow⁽⁴⁾를 사용하였다. 이 수치해석 프로그램은 다음과 같은 특징을 갖고 있다. 즉, 편미분 방정식의 형태로 표현되는 지배방정식을 이산화하기 위하여 유한체적법을 사용하고 있으며 질량방정식과 운동량방정식을 함께 푸는 coupled solver이다. 이산화된 연립대수방정식은 incomplete lower/upper factorization 기법을 사용하여 풀고 있으며 해의 수렴속도를 가속시키기 위하여 다중 격자 방법(multigrid method)을 사용하고 있다. 본 수치계산에서 RANS 방정식의 대류항의 처리는 2차의 정도를 갖고 있는 modified linear profile skew-upwind 방법을 physical advection correction과 같이 적용하였으며 난류 모형으로는 표준 k-ε 모형을 적용

하였다.

유동해석에 사용된 수치 격자는 블록 구조의 격자로서 크게 벨 마우스, 임펠러, 챔버, 디퓨저 블록으로 나눌 수 있다. 여기서 임펠러와 디퓨저는 TurboGrid를 이용하여 격자를 생성하였고 전체 날개에 대한 계산을 수행하였기 때문에 한 개의 날개에 대한 격자를 생성하고 날개 수만큼 회전축을 중심으로 격자를 회전 배치시켰다. 벨 마우스와 챔버의 격자는 ICEM-CFD HEXA를 이용하여 생성하였다. Fig. 2는 계산에 사용된 기존 모델에 대한 펌프전체모형의 일부 표면격자를 보여주고 있다. 계산에 사용된 전체 격자 수는 대략 44 만개이다.

한편 수치계산에 사용된 경계조건으로 입구 경계에서는 총 압력을 주었으며 출구 경계에서는 유량을 지정하였다. 본 수치계산에서는 계산 영역 안에 회전부와 정지부를 갖고 있으므로 MFR(Multiple Frame of Reference)를 사용하였다. 따라서 임펠러를 포함하는 회전부의 벽은 상대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 처리하였으며 디퓨저를 포함하는 정지부의 벽은 절대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 취급하였다. 여기서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법은 “frozen rotor” 방식을 사용하였다. 작동유체는 섭씨 20도의 물로써 밀도와 점성계수는 각각 998.2 kg/m³, 0.000993 kg/(ms)이다. 수치해는 최대 오차가 5x10⁻⁴이고 평균 오차가 1x10⁻⁵ 이하인 경우 수렴하였다고 가정하였다.

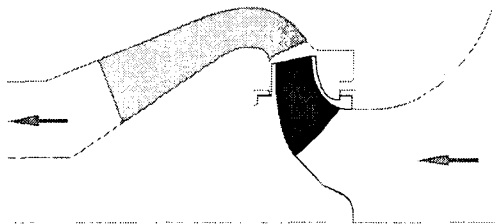


Fig. 1 Geometry of Diffuser Pump

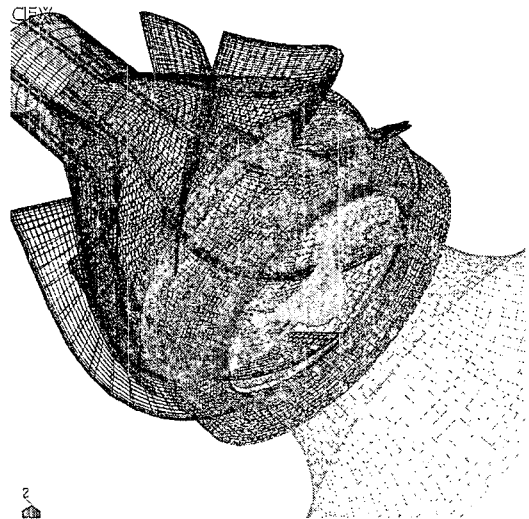


Fig. 2 Parts of computational grid

3. 성능해석 결과

3.1 수직 사류펌프에 대한 성능해석

본 연구에서 다루고 있는 기화해수펌프의 경우 기존 모델에 대한 성능시험이 정격점에 대해서만 이루어져 있어 탈 설계점에서의 성능에 대하여 계산치와 시험치를 비교할 수 없다. 따라서 기화해수펌프에 대한 유동해석을 수행하기 전에 정격점을 포함하여 넓은 범위에 걸쳐 성능시험이 수행된 펌프 모델에 대하여 성능해석을 수행하고 계산 결과를 시험치와 비교하였다.

성능 비교 대상 모델은 발전용 수직펌프로써 비속도가 약 1,400인 사류형 펌프이며(이하 Pump 1이라 칭한다) 임펠러 날개 수는 4 개이고 디퓨저 날개 수는 7 개다. Fig. 3은 Pump 1에 대하여 전산유체역학을 이용한 성능해석 결과를 실물 펌프에 대한 성능시험 결과와 비교한 성능곡선을 보여주고 있는데 정격점(그림에서는 RAT로 표기되었음) 뿐 아니라 체절점에 가까운 탈 설계점에서도 시험치와 비슷한 값을 주고 있으며 유량-양정 곡선의 경향도 잘 예측하고 있다.

Fig. 3의 그림에 보인 Pump 1에 대한 계산 결과와 참고문헌 2에서 다룬 원심펌프에 대한 성능해석 결과를 생각하면 본 유동해석 방법이 펌프 설계에 적용할 수 있을 만큼 충분히 정성적인 결과를 주고 있다고 말할 수 있다.

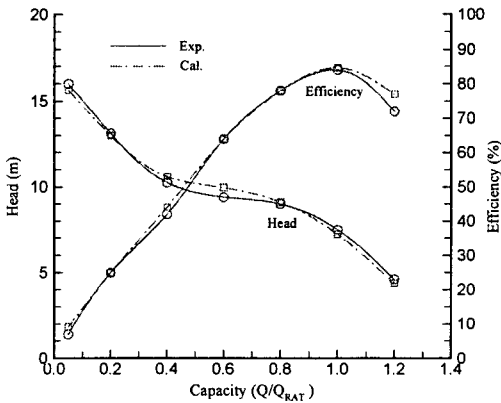


Fig. 3 Performance curves of Pump 1

3.2 기존 모델에 대한 성능해석

기화해수펌프(이하 Pump 2라 칭한다)의 기존 모델에 대한 유동해석 결과에 대하여 살펴보기로 하자. 앞에서 언급한 바와 같이 Pump 2 기존 모델에 대한 성능시험은 정격점에 대해서만 수행되었다. 성능곡선은 Fig. 8에 표시되어 있는데 재설계를 위한 기본 모델이라는 의미에서 그림에는 HOS0로 표시되어 있다(이하 Pump 2 기존모델을 HOS0라 칭하기로 한다). 그림에서 보듯이 정격점에서 계산치는 시험치보다 양정은 약 2% 적게 효율은 약 2% 크게 예측되고 있다.

한편, Fig. 4와 Fig. 5는 기존 모델에서 문제가 되는 유동 영역을 보여주고 있다. Fig. 4는 자오면을 따라 가면서 본 속도장을 보여주고 있는데 디퓨저 입구의 허브 근처에서 유동 재순환(recirculation)영역이 나타

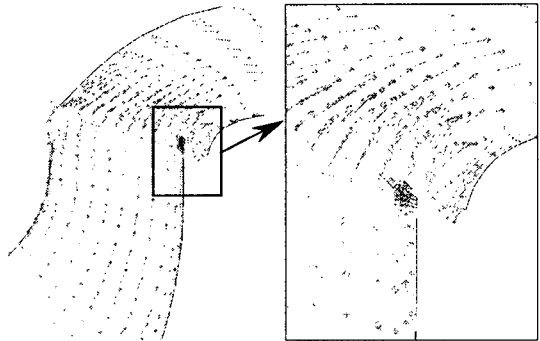


Fig. 4 Meridional View of velocity vectors for Pump 2a

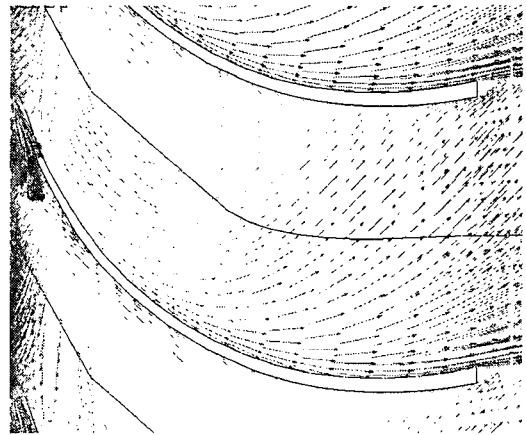


Fig. 5 Blade to Blade view of velocity vector for Pump 2a

나고 있는 것을 알 수 있다. 이는 임펠러의 출구에서 토출되는 유동이 디퓨저로 유입되지만 디퓨저가 임펠러 출구 보다 큰 입구를 갖고 있기 때문에 허브 근처에서 재순환 유동이 발생하고 있다. Fig. 5는 스펙방향으로 10%되는 위치에서 날개와 날개 사이의 속도분포를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 허브에서 어느 정도 떨어진 위치인데도 불구하고 상당히 큰 영역에서 유체가 역류하는 재순환 영역이 존재하고 있다. 이러한 재순환 유동의 존재는 펌프 성능의 측면에서 손실을 의미하기 때문에 펌프의 형상을 수정하여 재순환 유동을 제거하거나 크게 줄여줌으로써 펌프 효율을 향상시킬 수 있다.

3.3 기존 모델의 재설계

다음에서는 모델 H0S0를 기준모델로 하고 펌프의 효율 향상을 위하여 재설계한 과정에 대하여 살펴보기로 한다. 앞에서 보았듯이 Pump 2 기존 모델의 경우 디퓨저 입구의 허브 부근에서 상당히 큰 유동 재순환이 발생하고 있는데 이는 두 가지 이유 때문인 것으로 생각된다. 첫째는 임펠러와 디퓨저 사이에서 유로가 서로 매끄럽게 연결되지 않고 급격히 확대됨으로써 임펠러 후류에서 유동 박리가 발생하고 있으며 두 번째로는 기존모델에서 원심형 임펠러에 의해 유동의 방향이 직각으로 꺾이는 데 반하여 디퓨저에서의 유로 형상이 임펠러 출구 유동의 방향을 효과적으로 바꾸기에 적합하지 않다는 것이다. 따라서 유로를 가급적 짧게 유지하기 위하여 현재의 디퓨저 유로 형상은 유지하면서 유동 재순환이 발생하지 않도록 하기 위하여 임펠러 유로와 디퓨저 유로의 곡률이 비슷한 값을 갖도록 임펠러 허브의 형상과 디퓨저 허브의 형상을 변화시켜 유로가 매끄럽게 연결되도록 재설계하였다. 또한, 유동방향이 급격히 바뀌는 것을 피하기 위하여 임펠러 출구에서 약간의 축방향 속도를 갖도록 임펠러 허브면의 형상을 수정하였다. 한편, 슈라우드에서는 임펠러와 디퓨저의 유로 면적의 차이를 줄이고 유로가 서로 매끄럽게 연결되도록 형상을 수정하였다. 따라서 그림에서 실선으로 표시된 기본모델의 허브면과 슈라우드면의 형상은 점선으로 표현된 수정된 허브면과 슈라우드면 형상을 갖게 된다. 본 연구에서는 형상에 따른 영향을 분석하기 위하여 허브만을 변경하였을 경우와 슈라우드만을 변경하였을 경우 그리고 허브와 슈라우드

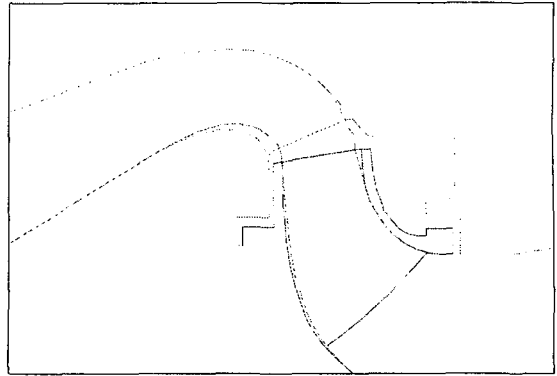


Fig. 6 Redesigned hub and shroud(dashed line)

모두 변경하였을 경우로 나누어 재설계를 수행하고 그 성능을 구하였다. 즉, 3 개의 수정모델에 대하여 성능 해석을 수행하였는데 기본 모델의 허브 형상과 슈라우드 형상을 H0와 S0로 놓고 재설계된 허브 형상과 슈라우드 형상을 H1과 S1이라 표현하면 기본 모델은 H0S0가 되며 수정모델은 각각 H1S0, H0S1, H1S1으로 표시된다.

3.4 수정모델에 대한 성능해석

Fig. 7은 3 가지 수정모델에 대한 정격점에서의 성능해석 결과를 기본모델의 성능과 비교하고 있다. 그림에서 보듯이 허브만 변경한 경우 양정과 효율이 기준모델에 비하여 증가하고 있는데 이는 수정모델 H1S0의 디퓨저 허브부근에서 유동박리가 거의 제거되었기 때문에 손실이 크게 감소하면서 발생한 것이다. 이와는 달리 슈라우드만 변경한 경우에는 효율은 거의 변화가 없으나 양정이 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 주로 임펠러 슈라우드의 형상 변화에 따라 정압

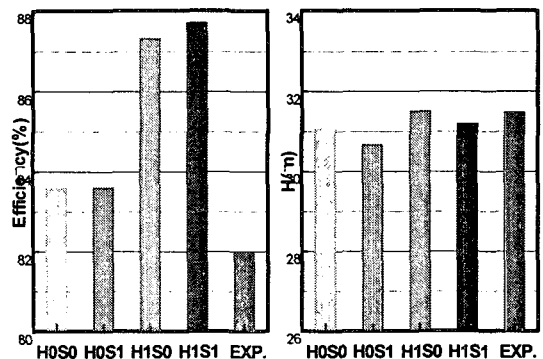


Fig. 7 Respectively results of redesigned model

력이 감소한 때문이다. 또한, 유로가 좁아지면서 자오 방향 속도 성분이 약 10% 증가되었다. 한편, 허브와 슈라우드 형상을 모두 바꾼 HIS1 모델의 경우 양정은 기본모델과 비슷하면서 효율은 증가한 결과를 얻었다. 따라서 HIS1의 경우 기본모델과 거의 같은 비속도를 가지면서 약 4%의 효율 개선효과가 예측되어 HIS1 모델에 대한 모형시험을 계획하고 있다. 한편, Fig. 8은 HIS1 수정모델에 대하여 정격유량의 60%에서 120% 유량점까지의 성능곡선을 보여주고 있는데

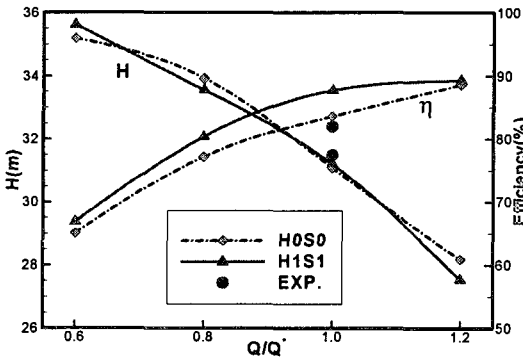


Fig. 8 Performance curves of Pump 2

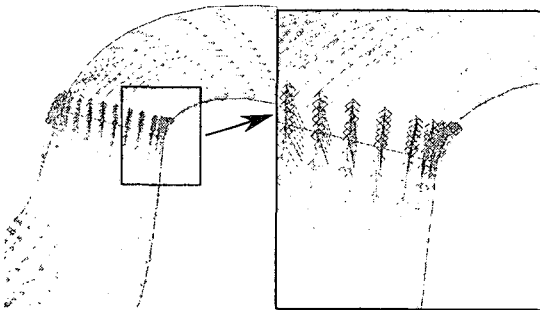


Fig. 9 Meridional view of velocity vector(HIS1)

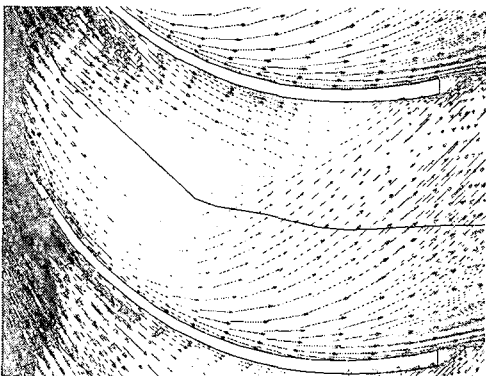


Fig. 10 Blade to blade view of velocity vectors

기본모델의 성능곡선도 함께 나타내었다. 그림에서 보듯이 유량이 감소함에 따라 양정이 단조증가하고 있으며 두 모델 사이에 정격에서 양정의 차이는 거의 없으나 탈설계점에서는 약간의 차이를 주고 있다. 효율의 경우 정격점에서 가장 큰 차이를 보여주고 있는데 이는 아래의 Fig. 9와 10에서 보듯이 유동 재순환이 제거되면서 얻은 결과이다. Fig. 9에서 보듯이 유동이 기본모델의 경우와 달리 디퓨저 입구 허브부근에서 유동이 매끄럽게 흘러가는 것을 볼 수 있으며 스펜방향 10% 위치에서 날개와 날개 사이의 속도장을 보여주고 있는 Fig. 10에서도 이를 확인 할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 전산유체역학을 이용하여 기화해수 펌프의 성능을 해석하고 재설계를 통하여 효율 개선을 이루었으며 다음과 같은 연구 결과를 얻었다. 유동해석 결과 디퓨저 입구 허브 부근에서 상당히 큰 유동 재순환이 발생함을 알 수 있었으며 이는 효율 저하의 주요 원인을 확인하였다. 또한, 유동 재순환은 성능의 측면에서 손실을 의미하므로 유동 재순환 현상을 줄이기 위하여 임펠러와 디퓨저의 허브 및 슈라우드의 형상이 거의 비슷한 곡률을 갖도록 기존의 형상을 변경하였으며 재설계된 펌프 형상에 대한 성능해석 결과를 기존 모델의 성능과 비교한 결과 정격점에서 효율이 약 4% 증가하는 것으로 예측되었다.

참고 문헌

- (1) 정경남, 박편구, 조현준, 이상구, 2001, "양쪽 흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구," 유체기계저널, 제4권 제4호, pp. 7~15.
- (2) 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, 이대성, 2002, "액체로켓용 터보펌프 성능예측에 대한 수치해석적 연구," 유체기계저널, 제5권 제2호, pp. 12~21.
- (3) 윤위수, 오형우, 안종우, 2003, "위터제트 선박추진용 사류펌프의 설계 및 성능해석, 유체기계저널, 제6권 제2호, pp. 41~46.
- (4) TASCflow 2002, CFX-TASCflow User Documentation, AEA Technology Engineering Software, Ltd., Waterloo, Ontario, Canada.