

원심펌프 임펠러와 케이싱 사이의 상호 작용에 대한 연구

정경남*.박편구**

A Study of Impeller-Casing Interactions in a Centrifugal Pump

Kyung-Nam Chung* and Pyun-Gu Park**

Key Words : Centrifugal Pump(원심펌프), Multiblock Grid(다블록 격자), Full Pump Model(펌프전체모형), Impeller-Casing Interaction(임펠러-케이싱 상호작용)

Abstract

Pump casing has blockage effects on impeller flow in a centrifugal pump such that the flow field around volute tongue has quite large change when the impeller rotates. A double suction pump is widely used in industrial world because it has lower NPSH required than a single suction pump. Thus, in this study, the interaction between impeller and volute casing has been investigated by using CFD for a double-suction centrifugal pump. Quasi-steady method and full pump model has been employed for the numerical calculation.

1. 서언

펌프 유동은 케이싱 안을 유체가 흘러가기 때문에 비행기나 선박 주위의 유동보다는 강한 점성효과를 갖고 있으며 내부에 회전하는 임펠러가 존재하므로 그 유동장은 3차원적이며 여러 보오텍스 유동을 포함하기 때문에 상당히 복잡한 특성을 갖고 있다. 따라서, 다른 터보기계에서와 마찬가지로 펌프 유동에 대한 전산유체역학의 적용이 최근 점차 활발히 이루어지고 있다. 외국의 선진업체의 경우 전산유체역학을 성능이 우수한 펌프를 설계하기 위한 유용한 도구로 사용하고 있으며[1][2] 국내에서도 이러한 추세에 맞추어 전산유체역학을 이용한 펌프 성능해석을 실제 산업 현장에서 사용하고 있는 양쪽 흡입 원심펌프에 대하여 적용하고 수치계산을 통하여 예측된 펌프의 성능을 시험 결과와 비교함으로서 설계 도구로서의 가능성을 살펴보았다[3].

원심펌프에서 벌루트 혀는 임펠러 출구 유동에 대하여 봉쇄 효과를 가지게 되어 벌루트 혀에 대한 임펠러 날개의 상대 위치에 따라 벌루트 케이싱 내의 유동이 변하게 된다. 이러한 임펠러와 벌루트 사이의 상호작용에 의한 유동장의 변화는 펌프의 진동과 소음 문제의 한 원인이 된다. 이에 여러 연구자가 임펠러와 벌루트 사이의 상호작용에 대하여 실험적으로 또는 수치적으로 연구한 바 있다[4][5]. 한편, 양쪽 흡입 원심펌프는 동일 유량의 한쪽 흡입 원심펌프에 비하여 낮은 필요 유효흡입양정(NPSH required)을 갖고 이론적으로 축 방향으로 힘의 균형을 갖기 때문에 산업계에서 널리 사용하고 있다. 따라서, 본 연구에서는 양쪽 흡입 원심펌프에 대하여 임펠러와 케이싱 사이의 상호작용에 대하여 살펴보기로 하겠다. 이러한 임펠러와 케이싱 사이의 상호작용은 비정상 문제이나 본 연구에서는 준 정상 방법을 사용하였다.

2. 계산 방법

본 연구에서는 유동장 전체가 난류라 가정하고 수치계산을 진행하였다. 따라서, 유체의 거동은 비압축성 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식으로 표현되는데 이 지배방정식을 풀기 위하여 TASCflow[6]를 사용하였다. 수치계산에서 RANS 방정식의 대류항의 처리는 2차의 정도를 갖고 있는 modified linear profile skew-upwind 방법을 physical advection correction과 같이 적용하였으며 난류 모형으로는 표준 $k-\epsilon$ 모형을 적용하였다. 또한, 해의 수렴 속도를 가속시키기 위하여 다중격자 방법(multigrid method)을 사용하였다.

여기서는 벌루트 케이싱의 영향에 대하여 살펴는 것이 주 목적이지만 보다 정확한 유동장을 재현하기 위하여 케이싱 전체를 포함하여 다루는 펌프 전체 모형을 사용하였다. 현재 사용하고 있는 컴퓨터(SUN Ultra60)의 용량 제약과 계산시간을 줄이기 위하여 대칭면을 도입하여 양쪽 흡입 원심펌프의 반쪽만 계산영역으로 취하는 계산 방법을택하였다.

한편, 수치계산에 사용된 경계조건으로 입구 경계에서는 총 압력을 주었으며 출구 경계에서는 유량을 지정하였다. 또한, 계산 영역 안에 회전부와 정지부를 함께 갖고 있으므로 MFR (multiple frame of reference)를 사용하였다. 임펠러를 포함하는 회전부의 벽은 상대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 처리하였으며 케이싱을 나타내는 정지부의 벽은 절대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 취급하였다. 여기서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법은 "frozen rotor" 방식을 사용하였다.

3. 펌프형상 및 수치격자

3.1 펌프 형상

Fig. 1은 유동해석 대상펌프의 형상을 보여주고 있다. 이 원

* 현대중공업 유체기계연구실, knchung@hhi.co.kr

** 현대중공업 유체기계연구실, pyun9@hhi.co.kr

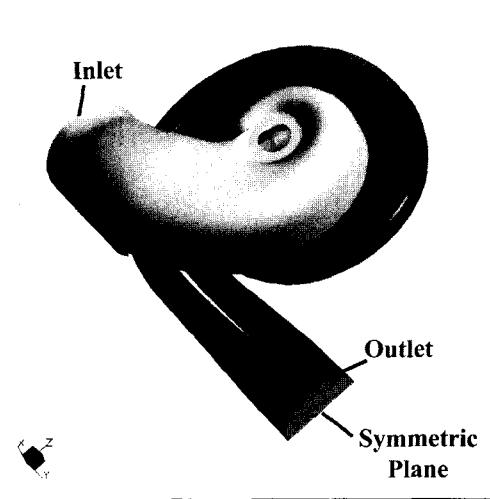


Figure 1. Pump Geometry

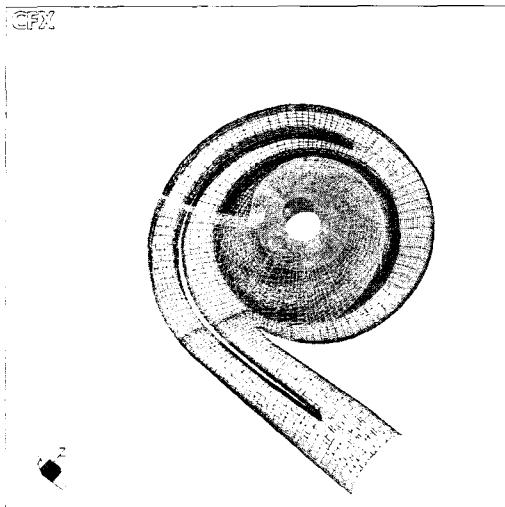


Figure 2. Computational Grid of the Pump

심펌프의 임펠러는 5개의 날개를 갖고 있으며 출구 반경의 약 50%되는 지점에서 허브가 끝나면서 양쪽으로 유입된 유동이 만나게 되어 있다. 또한, 이 펌프는 반경방향 추력(radial thrust)의 큰 변화를 피하기 위하여 토출 벌루트 내에 스플리터를 갖고 있다. 한편, 이 원심펌프의 주요 정격 특성으로는 유량이 2,500 m³/hr, 양정이 125.0 m, 회전수는 1,154 rpm이다. 따라서, 펌프의 비속도는 141이며 이 값은 (m³/min, m, rpm)에 근거한 값이다.

3.2 수치격자

다음 유동계산에 사용된 수치격자에 대하여 살펴보기로 하자. 임펠러와 케이싱을 함께 취급하는 경우 한 개의 블록으로 된 수치격자로는 펌프의 복잡한 형상을 제대로 표현하기 어렵다. 따라서, 유동계산에 사용된 수치격자는 크게 입구 스크롤(inlet scroll) 블록, 임펠러 블록, 토출 벌루트 블록의 세 부분으로 구성되는 블록 구조의 수치격자이다. 이를 각 블록은 다시 보다 작은 블록의 결합으로 되어있으며 입구 스크롤 블록은 물의 흐름을 유도하는 물받이도 포함하고 있다. 수치격자의 전체 격자 점 수는 약 32만 개다. 한편, Fig. 2는 본 연구에서 사용된 수치격자의 일부 표면격자를 보여주고 있다. 그림에서 유체는 원쪽에 위치한 펌프 입구를 통하여 유입되어 임펠러를 거쳐 오른쪽의 출구로 토출된다.

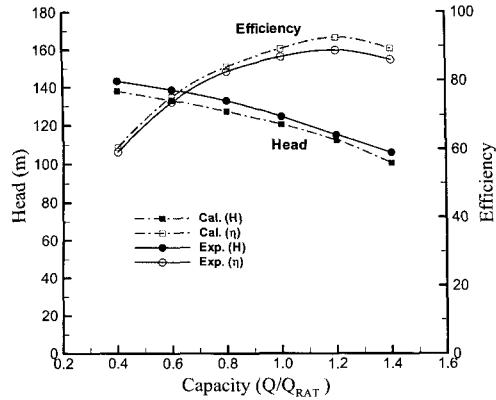


Figure 3. Performance Curves with Flow Rates

4. 계산 결과

준 정상 방법은 기준 날개의 위치를 변화시켜가면서 해당 위치에 임펠러를 고정시킨 후 정상 유동장을 푸는 방법이다. 하지만, 날개의 위치 변화에 따른 유동장의 변화를 구하기 위하여 날개의 회전방향으로 360도 전체에 대하여 고려해야 할 필요는 없다. 즉, 대상 펌프의 임펠러가 5개의 날개 수를 갖고 있으므로 72도를 회전시키고 나면 날개의 위치에 따른 유동장의 변화는 되풀이되게 된다. 본 연구에서는 18도 간격으로 임펠러를 회전 시켜 유동장의 변화를 구하였다. 또한, 유량에 따른 변화를 살펴보기 위하여 출구 유량을 변화시켜 가며 유동계산을 수행하였다. 즉, 유동계산은 정격점 유량인 Q_{RAT} 를 기준으로 0.6* Q_{RAT} 에서 1.4* Q_{RAT} 까지 0.2* Q_{RAT} 간격으로 수행하였다. 탈 설계점에서의 유동계산은 수렴을 보다 빠르게 하기 위하여 정격점 유량에 보다 가까운 유량 점에서의 계산 결과를 초기 값으로 사용하였다.

4.1 양정 및 효율

수치계산을 통하여 해석된 펌프의 양정과 효율에 대하여 살펴보기로 하자. Fig. 3은 계산된 펌프의 성능을 보여주고 있는데 시험 결과도 그림에 함께 나타내었다. 양정의 경우 정격점에서 시험치보다 약 3% 작게 예측되었으며 전반적으로 시험치 보다 3~5% 작은 값을 주고 있다. 따라서, 계산된 양정 값은 시험치와 마찬가지로 유량이 감소하면서 완만하게 증가하고 있으며 유량-양정 곡선의 기울기를 정성적으로 예측하고 있음을 알 수 있다. 한편, 효율의 경우 계산치가 정격점에서 시험치보다 약 3% 큰 값을 주고 있으며 전반적으로 시험치와 4% 이내의 차이를 주고 있다. 또한, 시험치가 유량이 증가함에 따라 증가하여 1.2* Q_{RAT} 에서 가장 큰 값을 주고 있는데 계산치도 마찬가지 경향을 보이고 있다.

한편, 펌프의 성능은 기준 날개의 위치에 따라 변화하게 된다. 수치격자에서 벌루트 혀와 제일 가까운 임펠러 날개를 기준 날개로 정한 후 이 날개의 회전방향 위치를 0도 정의하기로 하자. Figure 4는 정격유량에서 임펠러 위치가 0도에서 18도 간격으로 144도까지 계산한 결과를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 양정이 주기적으로(1 주기가 72도임.) 변하는 것을 확인할 수 있다. 즉, 양정 값은 120.7 m에서 122.3 m까지 약 1.3%의 변화를 보여주고 있다. 이러한 양정 변화는 예상보다 작은 값인데 이는 해석 대상 펌프가 벌루트 내에 스플리터를 갖고 있어 벌루트 내의 압력 변화가 상대적으로 감소하였기 때문으로 생각된다.

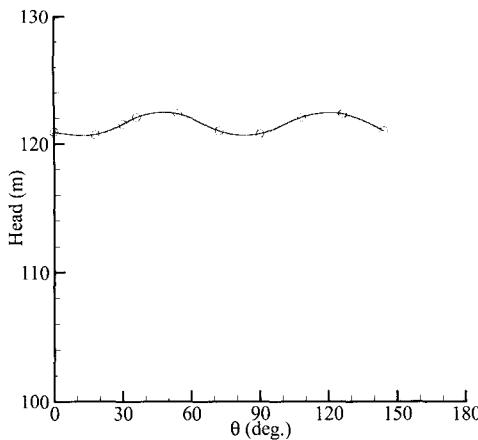


Figure 4. Pump Head with Impeller Position

4.2 유동장

임펠러의 위치가 0도인 경우 유동장에 대한 특성은 앞서 발표한 논문[3]에 자세히 언급되어 있다. 따라서 여기서는 임펠러와 벌루트 케이싱 사이의 상호작용에 대하여 살펴보기로 하자. 즉, 임펠러의 회전방향 위치에 따라서 압력장이 어떻게 변하는지 살펴보기로 하자. 먼저 기준 날개가 0도인 위치에 있을 때 임펠러 허브와 펌프의 대칭면에서의 압력 분포를 그려보면 Figure 5와 같다. 그림에서 압력 값은 대기압으로 무차원화된 값인데 스플리터와 벌루트 혀 부근에서 상대적으로 저압 지역이 발생하고 있는 것을 볼 수 있다. 이는 이 부분에서 스플리터와 벌루트 혀의 봉쇄효과 때문에 유체가 가속되는 것을 나타낸다. Figure 6는 임펠러가 36도 회전한 상태에 놓여 있는 경우에 대한 압력장을 보여주고 있다. 이 경우 임펠러가 0도 위치에 놓여 있는 경우와 비교하여 뚜렷한 차이를 보여주고 있다. 즉, 임펠러가 0도 위치에 있을 때는 벌루트 혀의 출구 쪽 압력이 임펠러가 36도 위치에 있을 때보다 상대적으로 높게 나타나고 있다.

임펠러 출구에서의 압력 변화를 살펴보기 위하여 임펠러 출구 바로 뒤의 대칭면에서 회전방향으로의 압력 변화를 그림으로 나타내었다. Figure 7에서 θ 는 임펠러가 회전된 각도를 나타내고 있는데 날개와 날개 사이의 변화를 보여주기 위하여 포개어 그린 그림이다. 그림에서 임펠러의 위치가 0도인 경우는 실선과 원으로 나타내었으며 임펠러 위치가 36도인 경우는 일점 채선과

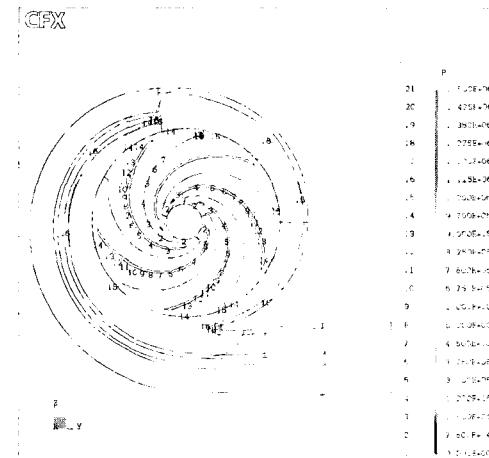


Figure 6. Pressure Distribution with Impeller Position
(36 deg.)

네모로 표시하였다. 그림에서 첫 번째 날개 통로와 다섯 번째 날개 통로에서의 차이는 임펠러와 벌루트 혀와의 상호작용을 나타내고 있으며 세 번째 날개 통로에서의 차이는 임펠러와 스플리터와의 상호작용을 표시한다. 그림에서 알 수 있듯이 본 원심펌프의 경우 임펠러와 벌루트 혀 사이의 상호작용보다는 임펠러와 스플리터 사이의 상호작용이 강하게 나타나고 있는데 압력변화의 폭은 약 5%에 달하고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 수평 양쪽 흡입 원심펌프에 대하여 펌프전체 모형을 사용하여 유동해석을 수행하였다. 앞에서 보인 유동해석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

펌프의 케이싱을 고려하는 경우 케이싱의 봉쇄효과 때문에 펌프 성능은 임펠러의 위치에 따라 변화하는 것을 확인하였다. 따라서, 정상상태의 펌프 성능을 구하기 위해서는 성능 변화의 평균값을 주는 임펠러의 위치 선정이 필요하다. 또한, 반경방향 추력의 변화를 줄이기 위하여 원심펌프에 스플리터를 사용하는 경우 임펠러와 강한 상호작용을 가질 수 있음을 알 수 있었는데 압력 변화가 평균값에 대하여 약 5%에 이르고 있다.

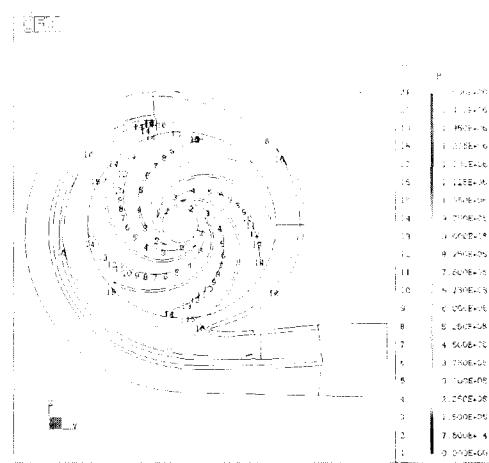


Figure 5. Pressure Distribution with Impeller Position
(0 deg.)

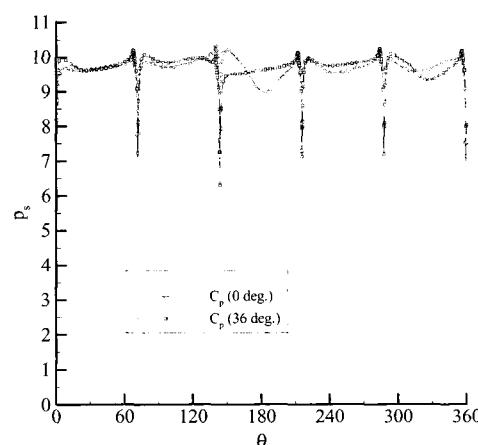


Figure 7. Pump Head with Impeller Position

참고문헌

- [1] P. Cooper, "Perspective: The New Face of R&D-A Case Study of the Pump Industry," *Trans. of the ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 118, No. 4, (1996), pp. 654-664
- [2] J.P. Pembroke, E.P. Sabini and D. Littlefield, "CFD Analysis of a Double Suction Cooling Water Pump," *Proceedings of the 15th International Pump Users Symposium*, Texas A&M University, (1998).
- [3] 정경남, 박편구, 조현준, 이상구, "양쪽 흡입 원심펌프의 성능 해석에 대한 연구," *유체기계저널*, 제 4권 제 4호, (2001), pp. 7-15.
- [4] S. Chu, R. Dong and J. Katz, "Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump-Part B: Effects of Blade-Tongue Interactions," *Trans. of the ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 117, No. 1, (1995), pp. 30-35.
- [5] J. Gonzalez, J. Fernandez, E. Blanco and C. Santolaria, "Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump," *Trans. of the ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 124, No. 2, (2002), pp. 348-355.
- [6] TASCflow, CFX-TASCflow User Documentation, AEA Technology Engineering Software, Ltd., Waterloo, Ontario, Canada, (1999).