

양쪽 흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구

정경남* · 박편구* · 조현준** · 이상구**

A Study of Performance Analysis for a Double-Suction Centrifugal Pump

Kyung-Nam Chung*, Pyun-Goo Park*, Hyun-Jun Cho**, Sang-Gu Lee**

Key Words: Double-Suction Centrifugal Pump(양쪽 흡입 원심펌프), CFD(전산유체역학), Full Pump Model(펌프 전체 모형), Capacity-Head Curve(유량-양정 곡선), Efficiency(효율), Slip Factor(미끄럼 계수)

ABSTRACT

Flow analysis was carried out for a double-suction centrifugal pump. Impeller-only models and a full pump model were used to simulate the velocity field and the pressure field of the pump. Heads and efficiencies were calculated with flow rates in order to obtain general performance of the pump. The calculation results were compared to the experimental data, and satisfactory results were obtained. Thus, it may be said that the CFD serves as a useful tool for pump designs.

1. 서 언

펌프 설계는 1980년대 중반까지도 주로 설계상수를 사용하는 방법⁽¹⁾이 펌프 시험과 결합되어 사용되었다. 이 설계방법에서는 Euler의 속도삼각형을 구하여 펌프 임펠러를 설계하고 있는데 설계상수는 과거에 성공적으로 설계된 펌프들에 대한 시험을 통하여 얻은 도표로서 이를 이용하여 설계 펌프의 임펠러 입·출구에서의 속도를 추정할 수 있다. 펌프설계의 완성은 최적 효율을 갖는 펌프를 얻는 것이므로 시행오차법을 사용하여 최종 펌프를 얻게되며 이러한 과정에서 설계자의 경험이 중요하였다. 국내 산업 현장에서는 아직까지 이 방법을 주된 설계방법으로 사용하고 있다. 위와 같이 펌프 설계에 있어 시험을 통한 펌프 성능 예측이

주된 방법이나 해석적인 방법을 통하여 펌프의 성능을 예측하려는 많은 시도가 이루어져 왔다. 이러한 시도는 크게 2가지 방법으로 나눌 수 있는데 첫째 방법은 평균유선 해석법(meanline analysis method)으로서 전적으로 또는 부분적으로 손실 모형을 사용하여 펌프의 성능을 예측한다. 펌프의 여러 손실 모형은 많은 시험을 통하여 얻은 실험식이나 경험식으로부터 얻는다. 최근 오형우⁽²⁾는 손실모형만을 사용하여 혼류펌프에 대하여 정격 유량의 60~130%의 범위에서 성공적인 성능예측을 보여 주었다. 이와 달리 임펠러에 의한 손실을 이론적인 방법을 통하여 예측할 수 있는데 Japikse⁽³⁾는 두 영역 모형과 직렬 두 요소 모형을 사용하여 임펠러의 성능예측을 탈 설계점까지 확장시켰다. 한편, 두번째 방법은 수치적으로 펌프의 성능을 예측하는 방법이다. 이상유체 이론이나 Euler 방정식을 이용하는 방법이 사용되어 왔으나 최근 Navier-Stokes 방정식을 푸는 전산유체역학이 크게 주목받고 있다.

* 현대중공업(주) 기술개발본부 선박해양연구소

** 현대중공업(주) 펌프설계부

E-mail : knchung@bhi.co.kr

펌프 유동에 대한 전산유체역학의 적용은 1980년대 중반 이후 컴퓨터와 수치기법의 발달과 더불어 점차 활발히 이루어져 왔다. 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 복잡하다. 따라서, 이러한 특징을 갖는 펌프 유동장을 보다 정확히 풀기 위해서는 전산유체역학을 사용하여야 한다. 최근 외국의 선진업체의 경우 전산유체역학을 성능이 우수한 펌프를 설계하기 위한 유용한 도구로 사용하고 있다^{(4),(5)}. 본 연구에서는 이러한 추세에 맞추어 전산유체역학을 이용한 펌프 성능해석을 실제 산업 현장에서 사용하고 있는 양쪽 흡입 원심펌프에 대하여 적용하고 수치계산을 통하여 예측된 펌프의 성능을 시험 결과와 비교함으로써 설계 도구로서의 가능성을 살펴보았다.

2. 계산 방법

통상 우리가 다루는 펌프 유동은 난류 유동으로서 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식으로 표현되는데 이 지배방정식을 풀기 위하여 본 연구에서는 TASCflow⁽⁶⁾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 연립 대수방정식은 incomplete lower/upper factorization 기법을 사용하여 풀고 있으며 해의 수렴속도를 가속시키기 위하여 다중격자 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 $k-\epsilon$ 모형을 적용하였다.

펌프에 대한 유동계산은 임펠러만 다루는 임펠러 단독 모형의 경우와 케이싱까지 포함하는 펌프 전체 모형의 경우로 구분할 수 있다. 임펠러 단독 모형의 경우 유동장은 회전 대칭이므로 보통 임펠러 전체를 푸는 대신 주기 조건을 사용하여 날개 1개 주위의 유동장만을 계산하는 방법을 택한다. 하지만, 원심펌프에 있어서 펌프의 케이싱을 포함하여 다루는 경우 케이싱의 비 대칭성 때문에 위의 임펠러 단독 모형에서

와 같이 임펠러 날개 1개만 포함하는 영역을 계산 영역으로 택할 수 없으며 임펠러 전체를 고려하는 펌프 전체 모형을 사용하여야 한다. 펌프 전체 모형의 경우 수치계산 영역으로 본 연구에서 다루고 있는 양쪽 흡입 원심펌프의 전체 영역을 사용할 수도 있지만 이 경우 수치격자의 격자수가 약 60만 개를 넘어 현재 사용하고 있는 컴퓨터(SUN Ultra60)로 취급하기 어렵고 계산시간 또한 비례하여 증가하는 단점이 있으므로 본 연구에서는 양쪽 흡입 원심펌프의 구조를 고려하여 대칭면을 기준으로 반쪽만 계산영역으로 취하고 대칭면에서 대칭조건을 사용하여 유동장을 계산하는 방법을 택하였다.

한편, 수치계산에 사용된 경계조건으로 입구 경계에서는 총 압력을 주었으며 출구 경계에서는 유량을 지정하였다. 본 수치계산에서는 임펠러 단독 모형의 경우나 펌프 전체 모형의 경우 모두 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 케이싱을 나타내는 정지부의 벽은 절대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 취급하였다. 여기서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법은 "frozen rotor" 방식을 사용하였다. 이 방법은 경계면에서 두 블록이 상대적으로 동일한 격자점을 가지며 두 좌표계 사이의 변환이 고려된다.

3. 펌프 형상 및 수치 격자

3.1 펌프 형상

Fig. 1은 유동해석 대상 펌프(이하 펌프 1이라고 표현하기로 한다.)의 임펠러 형상을 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 펌프 1은 임펠러 출구 반경의 약 50%되는 지점에서 허브가 끝나면서 양쪽으로 유입된 유동이 만나게 되어 있다. 또한, 이 펌프는 Fig. 2에서 보듯이 토출 볼류트(discharge volute) 내에 스플리터(splitter)를 갖고 있다. 양쪽 흡입 펌프의 경우 반경방향 추력(radial thrust)의 큰 변화는 웨어링 링(wearing ring)의 급속한 마모와 축의 피로 파괴를 일으킬 수 있으므로 이와 같이 스플리터에 의한 이중 볼류트 구조를 갖게 된다. 한편, 펌프 1의 정격점에서의 주요 특성은 Table 1에 나타내었다. 펌프 1의 비속도는 141이며 이 값은 (m^3/min , m , rpm)에 근거한 값이다.



Fig. 1 Impeller Geometry of Pump 1

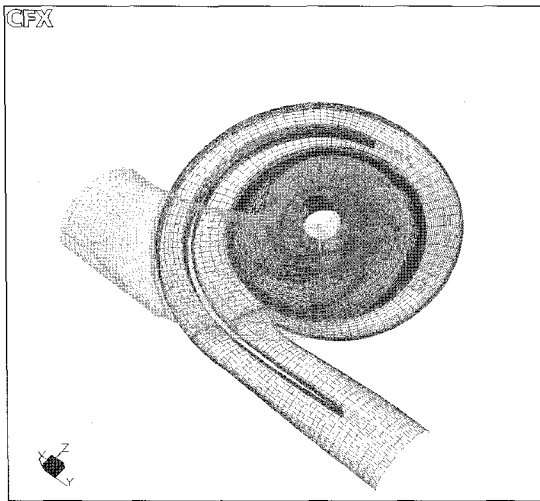


Fig. 2 Computational Grid of Pump 1

Table 1 Main Particulars of Pump 1

	Pump 1
유 량(m ³ /hr)	2,500.0
양 정(m)	125.0
회 전 수(rpm)	1,154.0
임펠러 날개 수	5

3.2 수치 격자

유동계산에 사용된 수치격자에 대하여 살펴보기로 하자. 임펠러 단독 모형의 경우 두 개의 수치격자(즉,

성긴 격자와 미세 격자)를 사용하였는데 성긴 격자의 경우 약 3만 5천 개의 격자 점을 갖고 있으며 미세 격자는 약 17만 개의 격자 점을 갖는다. 임펠러만 고려한 경우 입구 경계의 위치가 임펠러와 너무 가까운 경우 부정확한 해를 줄 수 있으므로 입구 경계를 충분히 떨어뜨리기 위하여 입구 블록을 도입하였다. 따라서 전체 계산 영역은 두 개의 블록으로 구성되어 있다. 또한 임펠러만 고려하는 경우 앞에서 언급하였듯이 날개 5개인 임펠러 전체를 푸는 대신 주기 조건을 사용하여 날개 1개 주위의 유동장만을 계산하였다. 한편, 임펠러 단독 모형의 입구 경계는 앞 슈라우드에서 임펠러 날개 앞날로부터 약 0.70R(여기서 R은 임펠러 출구 반경임.) 앞에 놓여 있으며 출구 경계의 위치는 축 중심으로부터 약 1.20R 떨어진 곳에 위치하고 있다.

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

4. 계산 결과

수치계산은 펌프의 성능을 예측하기 위하여 유량을 변화시켜 가며 수행하였다. 임펠러 단독 모형의 경우 유동계산은 정격점 유량인 Q_{RAT} 를 기준으로 $0.4*Q_{RAT}$ 에서 $1.2*Q_{RAT}$ 까지 $0.2*Q_{RAT}$ 간격으로 수행하였으며 펌프 전체 모형의 경우 $0.2*Q_{RAT}$ 에서 $1.2*Q_{RAT}$ 까지 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 얻은 펌프의 양정과 효율을 Fig. 3에 나타내었다.

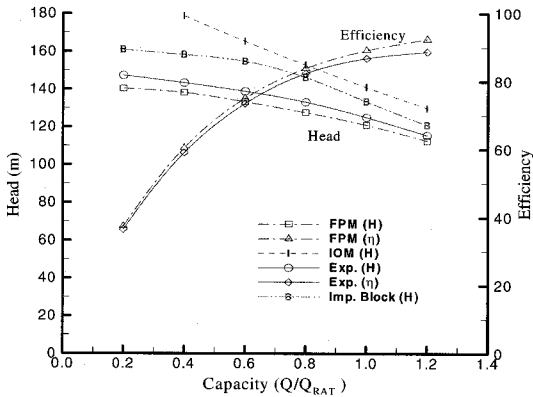


Fig. 3 Performance Curves with Flow Rates

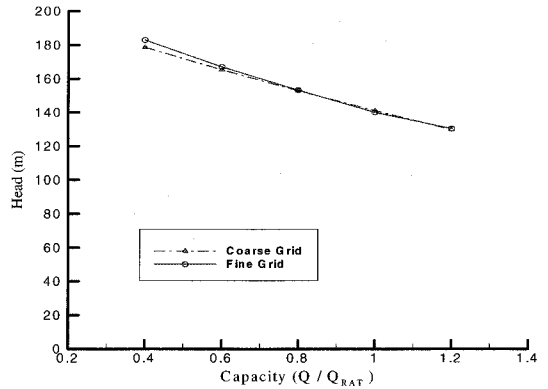


Fig. 4 Total Heads with Flow Rates for IOMs

그림에는 펌프 전체 모형에 대한 계산 결과와 임펠러 단독 모형에 대한 계산 결과를 시험 결과와 함께 정리하였다. 그림에서 FPM과 IOM은 펌프 전체 모형과 임펠러 단독 모형을 각각 나타낸다. 먼저 양정에 대하여 살펴보면 펌프 전체 모형의 경우 정격점에서 시험치와 약 3%의 오차를 보이고 있으며 전반적으로 시험치 보다 3~5% 작은 값을 주고 있다. 계산된 양정 값은 시험치와 마찬가지로 유량이 감소하면서 완만하게 증가하고 있다. 이에 반하여 임펠러만 고려한 경우는 정격점에서 시험치 보다 약 13% 높은 값을 주고 있으며 유량에 따라 양정은 거의 직선적으로 증가하고 있다. 따라서 임펠러 단독 모형의 경우 정격점 부근에서만 유량-양정 곡선의 기울기를 정성적으로 예측하고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 임펠러 단독 모형의 경우 계산치가 시험치 보다 크게 예측된 주된 이유는 접선방향 절대속도가 상대적으로 크게 예측되고 있지만(Fig. 6 참조) 임펠러에 의한 유동손실만을 고려하고 있기 때문이다. 또한, 정격점 유량 부근에서는 실제의 경우와 달리 임펠러 앞에 직판의 입구 블록을 두어서 임펠러 눈에서의 예선회가 거의 없다는 것이 다른 한 요인이 된다. 한편, 펌프 전체 모형의 경우 임펠러 단독 모형에 비하여 보다 정확히 접선방향 절대속도와 예선회를 계산하고 있고 케이싱에 의한 손실(즉, 케이싱의 마찰손실, 케이싱 내의 2차유동 손실 등)을 포함하고 있기 때문에 시험치에 가까운 결과를 주고 있다. 하지만, 케이싱의 고려에 따른 유동 손실이 실제보다 다소 크게 예측되고 있어 수력학적 손실만을 고려하였음에도 시험치 보다 작은 양정 값을 주고 있다. 그림에서 기호 B를 사용하여 표시된 곡선은 FPM에서 임펠러 블록이 주는 양정 값을 나타내고 있는데 이 값에는 임펠러와 벌루트 사이의 상호작용에 의한 영향이 포함되어 있다.

격자 수에 따른 양정의 변화를 살펴보기로 하자. 펌프 전체 모형의 경우 격자 수에 따른 영향을 살펴기 위해서는 적어도 60만개 이상의 격자 수를 갖는 수치 격자가 필요하므로 유동계산에 사용된 컴퓨터로 취급이 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 임펠러 단독모형에 대하여 격자 수에 따른 영향을 살펴보았다. 앞에서 언급한바와 같이 임펠러 단독 모형의 경우 두 가지 수치격자가 사용되었는데 Fig. 4는 두 수치격자에 대하여 펌프의 양정 값을 비교하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 격자 수가 약 4배 증가하였음에도 불구하고 양정 값의 변화는 $0.4 \cdot Q_{RAT}$ 를 제외하고는 약 1% 이내였다. 그러므로 성긴격자의 임펠러 모형을 사용하더라도 충분히 공학적으로 유용한 결과를 얻을 수 있다고 말할 수 있다.

다음 효율에 대하여 살펴보기로 하자. 임펠러 단독 모형의 경우 효율 값은 시험치와 큰 차이를 보이고 있기 때문에 그림에 나타내지 않았으며 여기서는 펌프 전체 모형의 경우만 다루었다. 그림에서 보듯이 펌프 전체 모형의 경우 정격점에서 시험치와 약 3%의 오차를 보이고 있으며 전반적으로 시험치와 4% 이내의 차이를 주고 있다. 효율은 유량이 증가함에 따라 증가하여 $1.2 \cdot Q_{RAT}$ 에서 가장 큰 값을 주고 있는데 시험치도 마찬가지로 경향을 보이고 있다.

4.2 유동장

먼저 임펠러 단독 모형과 펌프 전체 모형의 유동장의 전반적 특성에 대하여 살펴보기로 하자. Fig. 5는 임펠러 입구에서 절대속도의 접선방향 성분 평균값과 자오방향 속도의 평균값을 유량의 함수로 보여주고 있다.

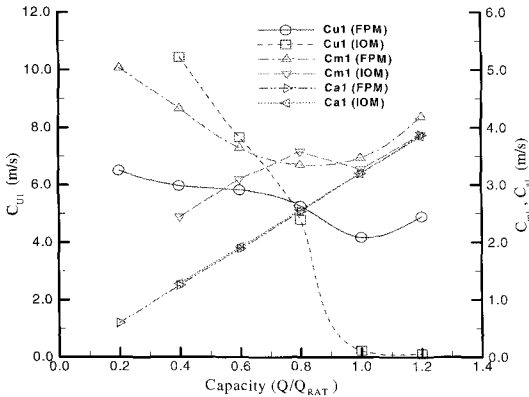


Fig. 5 Tangential and Meridional Velocities at Impeller Eye

여기서 각 속도의 평균값은 면적평균을 하여 구한 값이며 자오방향 속도는 아래의 식과 같이 정의된다.

$$\vec{C}_m = \vec{C}_a + \vec{C}_r \quad (1)$$

즉, 자오방향 속도는 축방향 속도와 반경방향 속도의 합으로 표현된다. 그림에서 보듯이 임펠러 단독 모형의 경우 접선방향 절대속도는 정격점 부근에서 거의 0에 가깝지만 유량이 감소함에 따라 급격히 증가하고 있다. 하지만 펌프 전체 모형의 경우 Fig. 2에서 보듯이 입구 스크롤의 영향 때문에 정격점 부근에서도 상당히 큰 값을 갖고 있음을 알 수 있다. 자오방향 속도 성분의 경우 정격점 부근에서는 두 모형이 비슷한 값을 보이고 있지만 저 유량에서는 서로 상반되는 경향을 보이고 있다. 이는 IOM의 경우 $0.8 \cdot Q_{RAT}$ 이하에서 거의 비슷한 크기의 반경방향 속도성분을 주고 있으나 FPM의 경우 유량이 감소함에 따라 반경방향 속도성분의 크기가 점차 증가하고 있기 때문이다. 그림에 함께 보인 축방향 속도 성분 C_a 는 유량이 변함에 따라 FPM과 IOM 모두 선형적인 변화를 보여주고 있는데 자오방향 속도 성분 C_m 과의 차이는 반경방향 속도 성분 C_r 의 변화를 암시하고 있다. FPM을 사용하였을 때 임펠러 입구에서 C_r 은 정격유량에서 C_a 의 약 20%의 크기를 가지고 있으나 $0.6 \cdot Q_{RAT}$ 에서는 C_r 이 C_a 의 약 50%의 크기로 증가하고 있다.

Fig. 6은 임펠러 출구에서 자오방향 속도와 접선방향 절대속도의 평균값을 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 임펠러 단독모형의 경우 접선방향 절대속도는 유량이 감소함에 따라 단조 증가하고 있으며 자오방향

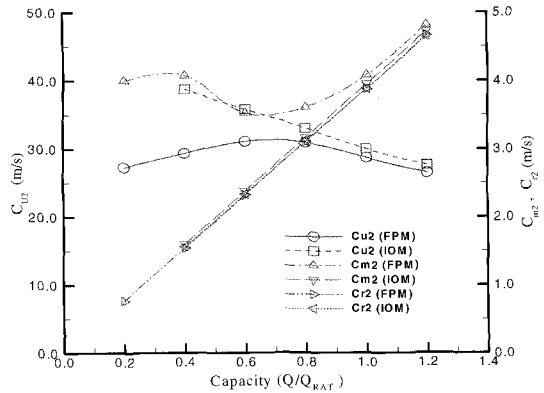


Fig. 6 Tangential and Meridional Velocities at Impeller Exit

속도는 단조 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이에 비하여 펌프 전체 모형의 경우 유량이 감소함에 따라 접선방향 절대속도는 증가하다가 감소하고 있으며 자오방향 속도는 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 출구에서의 반경방향 속도 성분 C_r 의 변화와 Fig. 7에 보인 임펠러 주위의 펌프 형상을 살펴보면 이해할 수 있다. 앞의 임펠러 입구의 경우와 마찬가지로 자오방향 속도 성분과 반경방향 속도 성분의 차이는 축방향 속도성분의 변화를 내포하고 있는데 FPM의 경우 IOM과는 달리 실제형상을 따르는 계산 영역을 가지므로 저 유량에서 상대적으로 큰 값의 축방향 속도성분을 갖게 된다. 즉, FPM의 경우 임펠러 출구에서 축방향 속도 성분 C_a 는 정격유량에서 C_r 의 약 10%에 불과하나 $0.6 \cdot Q_{RAT}$ 에서는 그 크기가 C_r 의 약 35%까지 증가하고 있다. FPM과 IOM 모두 임펠러 출구에서 반경방향 속도 성분은 유량에 대하여 선형적인 변화를 보여주고 있다.

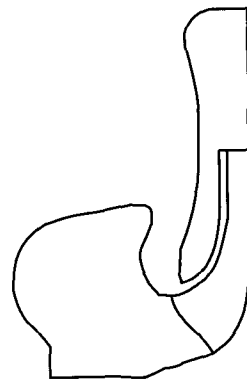


Fig. 7 Schematic View around the Impeller

한편, 앞에서 구한 속도 값을 사용하여 임펠러 출구에서 미끄럼 계수(slip factor)를 계산하여 그 결과를 유량의 함수로 정리하면 Fig. 8과 같다. 미끄럼 계수 σ 는 여러 가지로 정의되어 사용되고 있는데^{(7),(8)} 본 논문에서는 아래와 같은 정의를 사용하였다.

$$\sigma = 1 - C_{slip} / U_2 \quad (2)$$

위 식에서 C_{slip} 은 미끄럼 속도이며 U_2 는 임펠러 출구에서의 회전속도이다. 그림에서 보듯이 임펠러 단독 모형의 경우 펌프 전체 모형보다 큰 미끄럼 계수를 주고 있으며 유량이 감소함에 따라 단독 모형은 단조 증가하는 경향을 보여주고 있으나 펌프 전체 모형은 미끄럼 계수가 증가하다가 $0.7 * Q_{RAT}$ 이하에서 다시 감소하고 있다. 즉, 저 유량으로 갈수록 두 값의 차이가 증가하고 있는데 이는 임펠러 단독 모형의 경우 Fig. 6에서 보듯이 저 유량에서 상대적으로 작은 자오방향 평균속도를 갖기 때문이다.

위의 결과로부터 다음과 같은 사항을 알 수 있다. 펌프 전체 모형의 경우 유량이 감소함에 따라 임펠러 입구에서 반경방향 속도는 증가하는 경향을 보이며 임펠러 출구에서 무시할 수 없는 크기의 축방향 속도를 갖는다.

따라서 정격점 부근에서 임펠러 단독 모형의 경우 유동장의 전반적 특성은 펌프 전체 모형의 결과와 비슷한 경향을 주고 있으나 저 유량에서는 임펠러와 케이싱 사이의 상호작용이 커짐에 따라 큰 차이를 보일 수 있다.

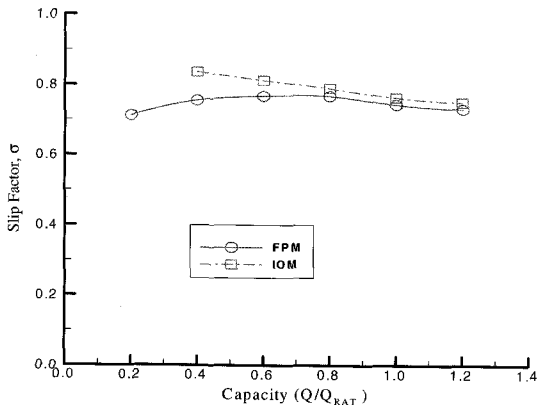


Fig. 8 Slip Factor Distributions

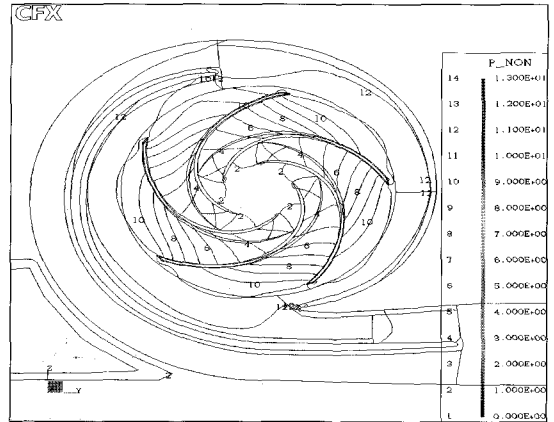


Fig. 9 Pressure Distribution at Symmetry Plane

다음에서는 펌프 전체 모형의 결과를 중심으로 펌프의 국부적인 유동장에 대하여 자세히 살펴보기로 하겠다. 이에 앞서 펌프 내부 압력장의 변화에 대한 한 측면을 Fig. 9를 통하여 볼 수 있다. 이 그림은 정격점에서 펌프 대칭면과 임펠러 허브면에서의 정압력 분포를 보여주고 있는데 펌프 입구 스크롤에서의 낮은 압력장이 임펠러 날개를 통하여 에너지 전달받음으로서 임펠러 날개 뒤에서 높은 압력장으로 변하는 것을 확인할 수 있다. 그림에서 압력 값은 대기압으로 무차원화된 값이다. 한편, 별루트 허브 부분에서 압력 분포가 큰 변화가 없는 것은 이 부근에서 유체가 순조롭게 흘러가는 것을 뜻하고 있다.

Fig. 10은 임펠러 입구에서 축방향 속도성분 C_a 의 분포를 보여주고 있는데 이는 단면에 수직인 속도성분이다. 먼저 정격유량에 대하여 살펴보기로 하자. 그림에서 보듯이 입구 스크롤의 영향 때문에 유속이 회전대칭적인 분포를 갖고 있지 않는데 허브지역 보다는 슈라우드 지역에서 유속이 빠름을 알 수 있다. 이는 Fig. 7에서 보듯이 임펠러 입구에서 슈라우드 지역이 임펠러 날개와 상대적으로 가까워 임펠러의 회전에 의한 유체의 가속 효과가 크게 나타나기 때문이다. 그러나 임펠러 날개에 의해 가속되는 영역 사이의 중간 부분에서는 유속이 떨어져 평균값보다 낮은 값을 주고 있다. 그림에서 임펠러의 회전방향은 반 시계방향이다. 한편, 저 유량점인 $0.6 * Q_{RAT}$ 에서 유속을 살펴보면 앞의 정격점의 경우와는 반대로 슈라우드 지역에서 상당히 큰 세기의 역류가 발생하고 있음을 알 수 있는데 이러한 유동 재순환 현상은 IOM에서도 확인되었다.

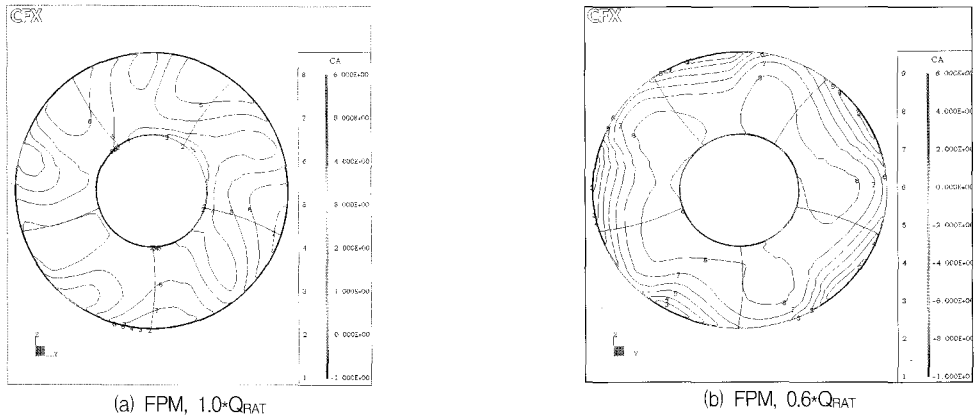


Fig. 10 Axial Velocity Distributions at Impeller Eye

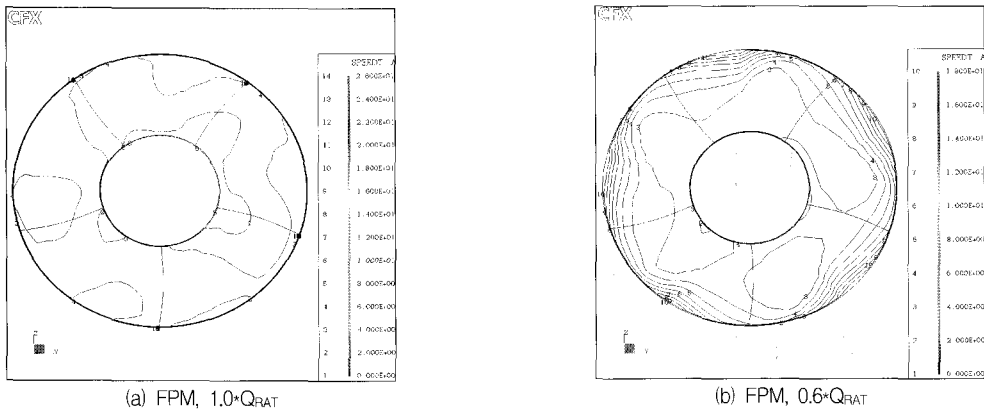


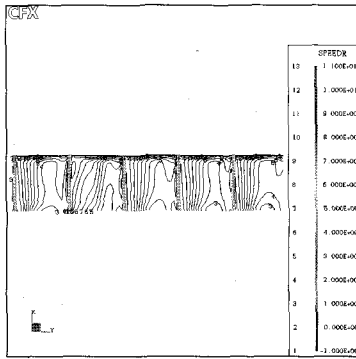
Fig. 11 Tang. Velocity Distributions at Impeller Eye

Fig. 11은 임펠러 입구에서 접선방향 속도성분 C_u 의 분포를 보여주고 있다. 정격 유량에서는 허브와 슈라우드 중간 부분에서 C_u 가 대략 평균값을 갖고 있으나 허브와 슈라우드 근처에서는 축과 임펠러의 회전으로 인하여 큰 값을 가지고 있다. 유량이 $0.6 * Q_{RAT}$ 인 경우 C_u 의 분포에 대한 기본적인 특성은 정격유량에서의 유속분포와 같으나 슈라우드 부근 역류가 발생하는 지역에서 C_u 의 크기가 큰 것을 알 수 있다.

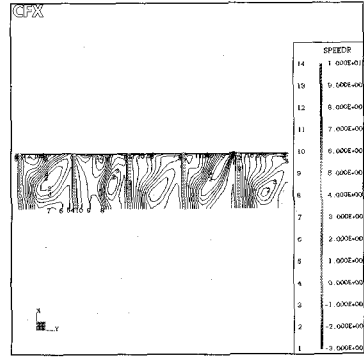
Fig. 12는 임펠러 출구에서 반경방향 속도 분포를 보여주고 있다. 그림에서 아래쪽은 허브를 위쪽은 슈라우드를 나타내고 있으며 임펠러의 회전 방향은 왼쪽에서 오른쪽으로 가는 방향이다. 또한, 임펠러 출구에서 임펠러 날개의 두께에 해당하는 부분을 회색면으로 처리하여 그림에 함께 나타내었다. 여기서 날개의 왼쪽은 흡입면을 오른쪽은 압력면을 각각 나타내고 있다.

먼저 정격유량에서 C_r 의 분포를 보면 흡입면보다 압력면 쪽의 유속이 빠른 것을 알 수 있는데 이는 압력면 쪽의 경계층은 얇은 대신에 흡입면 쪽의 경계층이 두껍게 발달하였기 때문이다.

또한, 아래쪽의 허브면 근처에서 상대적으로 유속이 느린 구간이 나타나고 있는데 허브면은 유동에 대한 대칭면으로서 이 부근의 유속분포는 임펠러 중간부분에서 시작되는 허브의 후류의 영향으로 벽의 영향을 받는 위쪽의 슈라우드 부근과 다른 분포를 보이고 있다. 한편, 그림에서 왼쪽의 날개를 날개 1이라 하고 차례로 번호를 매기면 날개 2와 날개 3 사이의 구간에서 압력면 쪽의 높은 C_r 값을 갖는 영역이 다른 날개 구간과 달리 흡입면 쪽으로 넓게 확장되고 있는데 이는 임펠러와 스플리터 사이의 상호작용으로 이 부분에서 유속이 가속되었기 때문이다.

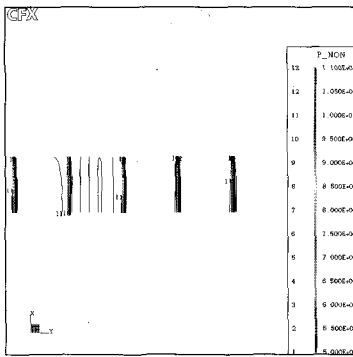


(a) FPM, 1.0*QRAT

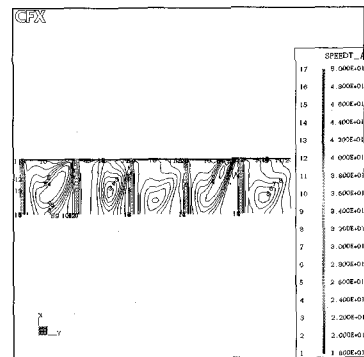


(b) FPM, 0.6*QRAT

Fig. 12 Radial Velocity Distributions at Impeller Exit

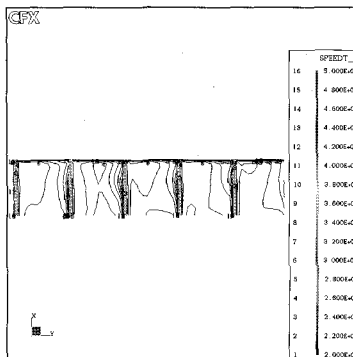


(a) FPM, 1.0*QRAT

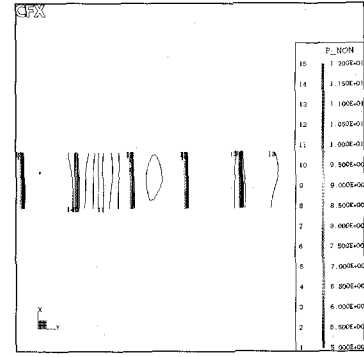


(b) FPM, 0.6*QRAT

Fig. 13 Tang. Velocity Distributions at Impeller Exit



(a) FPM, 1.0*QRAT



(b) FPM, 0.6*QRAT

Fig. 14 Static Pressure Distributions at Impeller Exit

한편, $0.6 \cdot Q_{RAT}$ 에서 속도분포는 정격 유량점에서처럼 압력면 쪽의 유속이 흡입면 쪽 유속보다 상대적으로 크며 압력면 쪽의 높은 유속구간이 흡입면쪽으로 이동하였지만 저속구간이 허브와 슈라우드의 중간부분

으로 이동하였고 역류가 발생하고 있음을 알 수 있다.

다음 Fig. 13에 보인 접선방향 속도성분 C_u 의 분포에 대하여 살펴보기로 하자. 접선방향 속도는 그림에서 보듯이 회전하고 있는 벽 근처에서 높은 값을 갖고

있으나 압력면보다 흡입면 쪽에 고속 구간이 보다 넓게 퍼져있으며 중앙부와 허브 근처에서는 상대적으로 낮은 값을 갖는다. $0.6 * Q_{RAT}$ 에서는 정격유량에서의 비슷한 경향을 주지만 저속 구간이 스펠의 중앙부로 이동하였다. 한편, 임펠러 출구에서 대기압으로 무차원화한 정압력의 분포를 Fig. 14에 나타내었는데 정격유량의 경우 압력면과 흡입면 사이의 날개표면에서 압력의 변화가 크며 날개와 날개 사이에서는 변화가 거의 없다. 하지만 날개 2와 날개 3 사이의 구간에서 정압력이 감소되는 영역이 존재하는데 이러한 저압영역의 존재는 저 유량에서 더욱 뚜렷하다. 이로부터 임펠러에 대한 스플리터의 영향을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 수평 양쪽흡입 원심펌프에 대하여 임펠러 단독 모형과 펌프 전체 모형을 사용하여 유동계산을 수행하였으며 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 양쪽흡입 원심펌프의 경우 임펠러 단독 모형은 정격점 부근에서 유량에 따른 양정의 변화에 대한 정성적인 경향을 예측하는데 사용될 수 있으나 저 유량 쪽으로 갈수록 시험치와 큰 차이를 보이고 있다. 이러한 차이의 주된 원인은 유량이 감소할수록 접선방향 절대속도가 상대적으로 크게 예측되고 있지만 임펠러에 의한 유동손실만을 고려하고 있으며 정격점 유량 부근에서는 임펠러 눈에서의 예선회가 거의 없다는 것이다. 또한, 임펠러 단독 모형에서 미끄럼 계수는 펌프 전체 모형보다 큰 값을 주며 저 유량에서 상대적으로 작은 자오방향 속도를 가짐으로서 유량에 따른 미끄럼 계수의 변화도 펌프 전체 모형과 다른 경향을 갖는다.
- 2) 펌프 전체 모형을 사용하는 경우 정격점 부근 뿐 아니라 저 유량에서도 시험치에 가까운 일반 성능 예측을 주고 있으며 유량-양정 곡선의 기울기도 정성적으로 예측하고 있으므로 전반적으로 만족스러운 결과를 주고 있다. 그러므로 펌프 전체 모형을 사용하는 경우 전산유체역학이 펌프 설계에 보다 유용한 도구로 활용될 수 있다고 하겠다.

- 3) 정격유량에서 임펠러 입구에서의 축방향 속도는 임펠러 회전에 의한 유체의 가속 효과 때문에 슈라우트 부근에서 보다 큰 값을 가지며 출구에서는 흡입면을 따라 두꺼운 경계층의 발달로 압력면의 반경방향 유속이 흡입면보다 큰 것을 알 수 있었다. 스플리터는 국부적으로 정압력을 감소시키고 반경방향 유속을 증가시킨다는 것을 확인할 수 있었다. 한편, 저 유량에서는 임펠러의 입·출구에서 유동 재순환이 발생하는 현상이 재현되었다.
- 4) 펌프의 성능 예측 정도는 펌프마다 다를 수 있는데 앞으로 보다 다양한 원심펌프에 전산유체역학을 적용함으로써 보다 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) A.J. Stepanoff, 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, Inc., pp. 69~137.
- (2) 오형우, 윤의수, 하진수, 정명균, 1998, "혼류 펌프의 성능 해석," 대한기계학회논문집 B권, 제22권 제1호, pp. 70~78.
- (3) D. Japikse, W.D. Marscher and R.B. Furst, 1997, Centrifugal Pump Design and Performance, Concepts ETI, Inc.
- (4) P. Cooper, 1996, "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, pp. 654~664.
- (5) J.P. Pembroke, E.P. Sabini and D. Littlefield, 1998, "CFD Analysis of a Double Suction Cooling Water Pump," Proceedings of the 15th International Pump Users Symposium, Texas A&M University.
- (6) TASCflow, 1999, CFX-TASCflow User Documentation, AEA Technology Engineering Software, Ltd., Waterloo, Ontario, Canada.
- (7) 팽기식, 정명균, 2000, "원심 임펠러의 상대 와류 크기 모델에 근거한 이론적인 미끄럼 계수," 대한기계학회논문집 B권, 제 24권 제 3호, pp. 411~418.
- (8) 윤성호, 백제현, 2000, "탈설계 조건에서의 미끄럼 계수 모델들의 평가," 대한기계학회 2000년도 추계 학술대회 논문집 B, pp. 410~415.