

볼류트 형상이 원심 펌프의 성능에 미치는 영향에 대한 수치 해석적 연구

김덕수* · 최영석** · 전상규*** · 윤준용****

A Numerical Study on the effect of Volute Geometry on the Performance of Centrifugal Pump

Deok-Su Kim*, Young-Seok Choi**, Sang-Gyu Jeon*** and Joon-Yong Yoon****

Key Words : Centrifugal pump (원심 펌프), Volute (볼류트), Performance characteristic curve (성능 특성 곡선), CFD (전산 유체 역학)

ABSTRACT

In this study, the effect of volute area distribution on the performance of a centrifugal pump were numerically studied using a commercial CFD code. To reduce the shutoff head, maintaining head and efficiency at a design flow rate, the flat head-capacity characteristic curves in which the head varies only slightly with capacity from shutoff to design capacity are frequently required. In order to control the shutoff head of a pump, several volute cross-sectional area distributions were proposed as a main parameter with the same impeller geometry. The calculation results show that the slope of the performance characteristic curve of the centrifugal pump can be controlled by modifying the area distribution from volute tongue to volute outlet with fixed volute outlet area and also varied volute outlet area.

1. 서론

원심 펌프는 외부로부터 동력을 받아 회전하는 임펠러를 통하여 기계적 에너지를 유체의 압력 및 운동에너지로 변환하는 대표적인 원심형 유체기계중의 하나이다. 원심 펌프는 19세기에 발명된 이래로 꾸준한 성능개선이 이루어져 왔으며 국내 대부분의 펌프 제조업체에서 가장 많이 생산하는 펌프 품목 중의 하나이다.

원심 펌프에 대한 연구는 그 동안 많은 연구자들에 의해서 수행되어 왔다. 기존에는 주로 펌프의 성능개선을 위하여 실제 및 모형시험을 통한 실험적 연구가 활발히 진행되어왔지만 최근의 컴퓨터 발달과 더불어 전산 유체 역학(CFD)을 응용하여 펌프의 3차원 점성 유동장에 대한 해석 및 결과 분석⁽¹⁾⁽²⁾을 통한 설계에의 적용 등에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 또한 기존의 경험적 설계 방법이 아닌 역설계(Inverse design)⁽³⁾ 방법을 이용하여 최적 설계 방법도 CFD의 발전과 더불어 새로운 분야로 발전하고 있다.

최근에는 펌프의 고효율 뿐 만 아니라 탈 설계점에서의 성능 특성이 중요한 성능지표로 다루어지고 있다. 이러한 탈 설계점 특성 중에서 체절점 양정(shut-off head) 역시 중요한 성능항목으로 취급되어진다. 체절점

* 한양대학교 대학원, 한국생산기술연구원

** 한국생산기술연구원

*** 효성 에바라

**** 한양대학교 기계공학부

E-mail : yschoi@kitech.re.kr

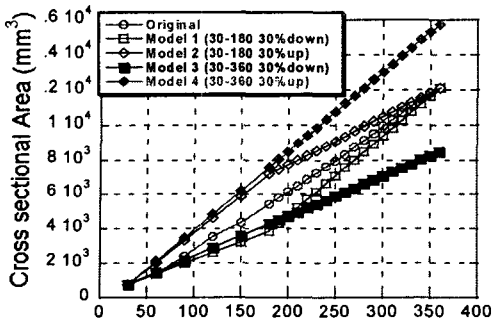


Fig. 1 Cross sectional area distributions of various volute models

양정비(shut-off head ratio)는 체절점 양정에 대한 설계점 양정을 나타낸 값으로써 체절점 양정비가 낮은 펌프를 선호하고 있다. 이는 운전 중인 펌프가 급격한 밸브 닫힘으로 인한 수격 현상 발생, 그리고 이로 인한 밸브나 배관에 가해지는 무리한 힘을 최소화해야 하기 때문이다. 본 연구에서는 양쪽 흡입 원심 펌프를 대상으로 임펠러 형상을 고정시킨 상태에서 볼류트 단면적 분포에 따른 원심 펌프의 성능곡선의 변화 특성을 수치해석을 통하여 예측하여 볼류트 형상 변화가 원심 펌프의 성능 곡선에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

2. 수치 해석 방법

2.1 해석대상 및 격자제

본 연구에서 해석에 사용된 펌프는 날개수가 6개이고 비속도 ($rpm, m^3/min, m$) 가 315인 양쪽 흡입 원심 펌프이다. 볼류트를 포함한 양 흡입 원심 펌프는 좌우 대칭이므로 격자수와 해석시간을 고려하여 반쪽 면에 대하여 해석을 수행하였다. 해석에 사용된 임펠러는 상용 프로그램인 Blade-Gen을 통하여 형상을 만들었으며 수치해석 격자로는 임펠러 부분은 Turbo-Grid에서 제공하는 정렬 격자를 사용하였으며, 볼류트 부분은 ICEM에서 제공하는 비 정렬 격자를 사용하였다. 격자 테스트를 수행해본 결과 임펠러 한 개당 노드수가 6만개 이상부터는 결과 값에 큰 변화가 없음을 확인하여 6만개로 고정시켰고 볼류트 격자수는 약 20만개로 고정시켰다.

임펠러 단독 모형으로 해석을 수행할 경우 주기 조건 (Periodic condition)을 사용하여 임펠러 하나만 해석이 가능하지만 볼류트와 같이 해석을 수행할 경우 볼류트 케이싱의 비대칭성 때문에 임펠러 단독 모형과 달리 임펠러 전체를 대

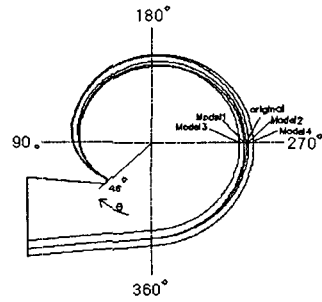


Fig. 2 Volute geometry of the centrifugal pump

상으로 해석을 수행해야 한다. 따라서 펌프 전체 해석을 위해서 임펠러 6개와 볼류트를 포함한 격자수 약 56만개가 해석에 사용되었다.

해석에 사용된 볼류트 단면적은 기존 모델을 기준으로 각도 (θ) 30~180도까지 180도에서의 단면적을 기준으로 30%의 단면적을 증가 또는 감소시켜서 일정하게 변화하는 형태를 만들었으며, 이때 볼류트 출구의 단면적을 동일하게 고정시킨 경우 (Model 1, Model 2)와 기존 모델을 기준으로 각도 (θ) 30~360도까지 360도에서의 기존 모델 단면적을 기준으로 30%의 단면적을 증가 또는 감소시켜서 일정하게 변화시켰다. 이때 볼류트 출구의 단면적은 기존 모델의 출구 확장각과 동일하게 축소 또는 확대하여 만들었다 (Model 3, Model 4). 해석에 사용된 볼류트 단면적 분포는 Fig. 1에 나타내었으며 이때의 볼류트 형상을 Fig. 2에 비교하여 나타내었다. 볼류트 형상 중에서 볼류트 혀 (tongue)의 위치는 펌프의 성능에 중요한 영향을 미친다고 알려져 있으나, 본 연구에서는 볼류트 혀의 위치를 46도로 동일하게 고정시킨 후 단지 볼류트 단면적의 변화 영향만을 살펴보고자 해석을 수행하였다.

2.2 지배 방정식 및 해석 기법

본 연구에서는 비압축성 난류유동의 해석을 위해 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며 상용프로그램인 CFX 10을 사용하여 해석을 수행하였다. 이산화 기법으로는 2차 이상의 정확도를 가지는 high resolution scheme을 사용하였으며 난류모델로는 유동의 박리(separation) 현상 및 제트 유동 해석에 적절한 Shear Stress Transport(SST) k- ω 모델을 사용하였다.

2.3 경계조건

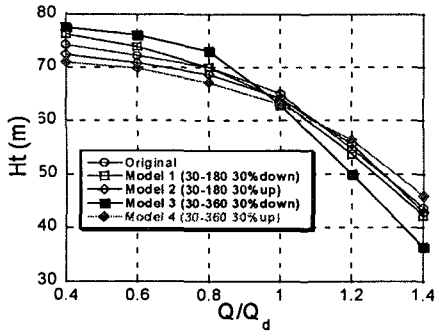


Fig. 3 Comparison of performance characteristic curve of various volute models

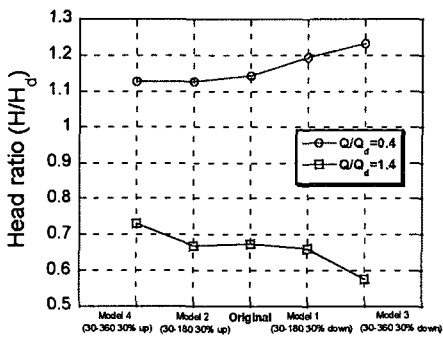


Fig. 4 Comparison of head ratio of various volute models ($Q/Q_d=0.4$, $Q/Q_d=1.4$)

수치해석에 사용된 경계조건으로는 입구 경계 조건은 기압으로 주었으며 출구 경계 조건은 질량 유량을 주었다. 유량은 설계점 기준으로 Q/Q_d 가 0.4~1.4까지 0.2 간격으로 유량을 감소 혹은 증가하면서 해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러와 정지해 있는 볼류트의 영향을 고려하기 위하여 MFR(multiple frame of reference)을 사용하였으며 Frozen rotor 방법을 사용하였다.

3. 해석 결과 및 분석

여러 가지 볼류트 모델에 대하여 설계점 및 탈 설계점에 대한 볼류트 출구에서의 양정을 Fig. 3에 나타내었다. 볼류트를 포함한 해석에 있어 설계점 기준으로 유량이 $Q/Q_d < 0.4$ 인 곳에서는 해석의 수렴성 문제로 정확한 결과 값을 얻을 수 없었다. 펌프 성능 곡선의 전체적인 경향을 살펴보면 해석대상 모델에 따라서 설계점을 기준으로 양정곡선의 기울기가 바뀌는 것을 대략적으로 확인할 수 있다. 볼류트 출구 및 180도 지점에서의 단면적을 감소시킨 모델(Model 1,3)에 비

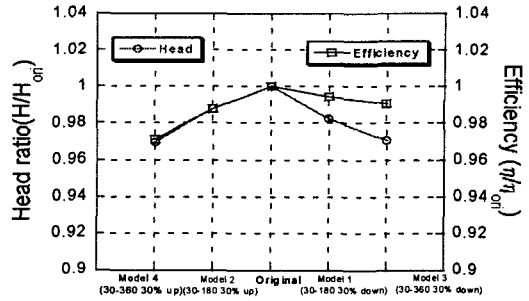


Fig. 5 Comparison of head and efficiency of various volute models ($Q/Q_d=1.0$)

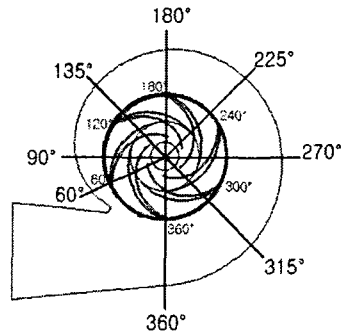
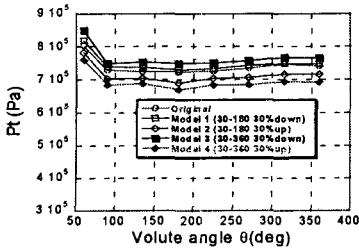


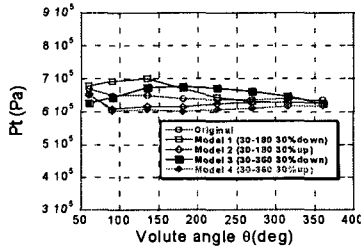
Fig. 6 Volute angle definition and relative position between Volute and impeller in MFR frozen rotor calculations.

하여 볼류트 출구 및 180도 지점에서 단면적을 증가시킨 모델(Model 2,4)이 전체적인 양정의 기울기가 감소하는 경향을 보이고 있으며, 이로부터 체절점에서의 양정의 절대값은 감소할 것으로 예측할 수 있다. 이 결과로부터 볼류트 단면적 분포가 체절점 특성을 포함한 펌프의 성능 곡선에 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있다.

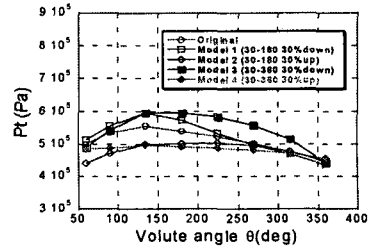
체절점에서의 양정을 낮추는 것만이 중요한 것이 아니라 체절점에서의 양정을 낮추면서 설계점에서의 필요 양정은 유지하는 것이 매우 중요하다. 이러한 항목을 정량적으로 나타낸 것이 체절점 양정비(shut-off head ratio)이다. 펌프를 설계하는데 중요한 항목 중의 하나인 체절점 양정비는 체절점에서의 양정과 설계점에서의 양정비를 나타낸 것이다. 본 연구에서의 해석결과로는 체절점에서의 양정을 얻을 수 없었으므로 유량비(Q/Q_d)가 0.4인 지점의 양정비를 비교하여 체절점에서의 양정비를 간접적으로 유추해 보았다. 유량비가 0.4인 경우와 1.4인 경우에 설계점 양정에 대한 양정비를 Fig. 4에 나타내었다. 전반적으로 볼류트 단면적을 증가 시키면 체절점 근처에서의 양정비가 낮아지는 것을 확인할 수 있었



(a) $Q/Q_d=0.4$

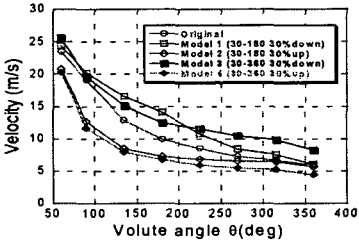


(b) $Q/Q_d=1.0$

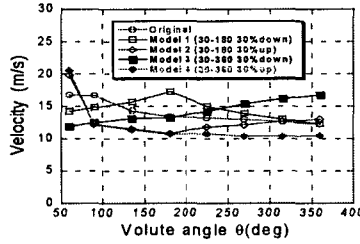


(c) $Q/Q_d=1.4$

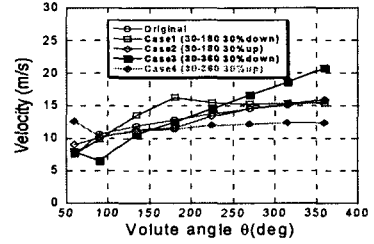
Fig 7 Averaged total pressure distributions along the volute at each volute cross section



(a) $Q/Q_d=0.4$



(b) $Q/Q_d=1.0$



(c) $Q/Q_d=1.4$

Fig 8 Averaged velocity distributions along the volute at each volute cross section

다. 특히 유량비가 0.4인 경우 Model 2(출구 단면적을 고정시키고 30~180도까지 단면적을 30% 증가)와 Model 4(출구 단면적을 변화시키고 30~360도까지 단면적을 30% 증가)를 비교해 보면 기존모델에 비해서는 낮은 값을 나타내고 있으나, 양정비는 거의 동일한 값을 보이고 있다. 이는 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 Model 4인 경우 유량비가 0.4인 지점에서의 양정이 비록 Model 2보다는 낮았지만 설계점 유량이 Model 2보다 낮아서 양정비가 Model 2와 거의 비슷한 경향을 보이기 때문이다. 유량비가 1.4인 경우 Model 4가 Model 2보다 양정비가 큰 것으로 보아 Model 4가 Model 2보다 기울기가 좀 더 완만한 성능곡선임을 알 수 있다.

체적비 특성이 중요한 펌프 성능항목으로 다루어지기는 하지만, 체적비 특성을 만족시키기 위해서 설계점에서의 양정이나 효율이 기존 모델에 비하여 심각할 정도로 떨어지게 되면 안 된다. 각 모델에 대하여 설계점 유량에서의 양정 및 효율을 무차원화 하여 Fig. 5에 나타내었다. 모든 해석 대상 Model의 경우가 기존 모델(Original model)보다 헤드와 효율 면에서 약간 낮은 값을 보였다. 볼류트 출구면적을 변화시킨 모델(Model 3,4)이 출구면적을 고정시킨 모델(Model 1,2)보다 헤드와 효율이 조금 더 낮은 값을 보였다. Model 1,2인 경우 헤드 및 효율 감소는 2% 이내이지만 Model 3,4인 경우

는 헤드 및 효율 감소가 3% 정도로 이는 볼류트 출구의 면적변화는 설계점 유량에서의 헤드와 효율에 보다 많은 영향을 미친다는 것을 알 수 있었고, 본 해석에 사용된 임펠러(NS315)의 최적의 볼류트 단면적 출구면적은 기존 모델(Original Model)의 단면적 출구 면적 근처임을 유추해 볼 수 있다. 또한 볼류트 출구면적은 펌프와 연결되는 덕트의 구경과도 밀접한 관련이 있으므로 실제 설계에서는 많은 제약을 받게 된다. 따라서 가급적 볼류트 출구 면적은 최적화된 값을 도출해 놓고 고정시킨 상태에서 원하는 성능곡선의 기울기를 구현하기 위한 볼류트 단면적 분포를 설계하는 것이 보다 좋은 설계 방향으로 판단된다.

해석결과와 분석을 위해 필요한 원주 방향의 각도 정의와 MFR 해석에서 있어 임펠러와 볼류트의 상대적인 위치에 대하여 Fig. 6에 자세히 나타내었다. 볼류트 혀의 위치가 46도이므로 처음 볼류트 횡단면 위치를 60도에서 시작 후 원주방향으로 90도에서 45도씩 증가하면서 8개의 단면으로 나누어 각 단면에서 면적 평균된 속도와 질량 평균된 전압을 구하였다.

유량비 0.4, 1.0, 1.4에 대하여 볼류트 각 단면에 따른 전압 분포와 속도 분포를 Fig. 7, Fig. 8에 나타내었다. 기존 모델의 경우 전압분포는 설계점 즉 유량비가 1.0인 경우 각 단면

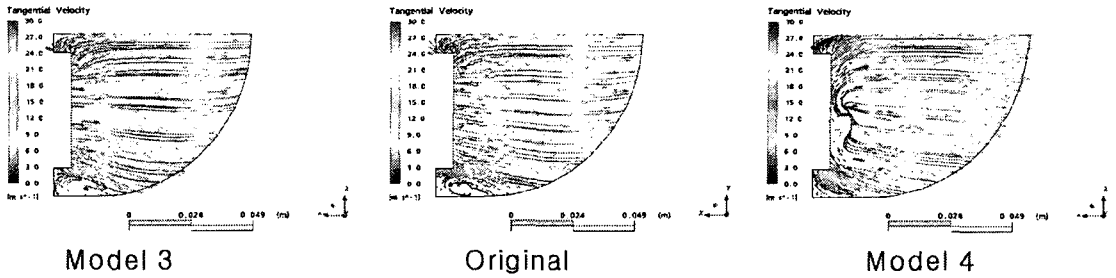


Fig. 9 Velocity vector at cross sectional position 60° ($Q/Q_0=0.4$)

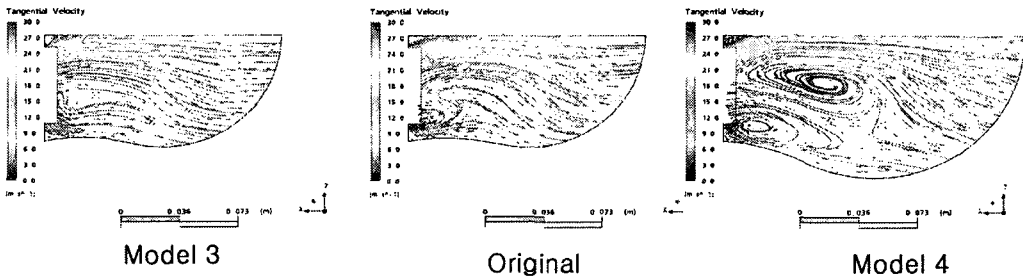


Fig. 10 Velocity vector at cross sectional position 90° ($Q/Q_0=0.4$)

에 대해서 거의 선형적으로 감소하는 경향을 보였다. 속도 분포도 설계점의 경우 전압 분포와 비슷하게 거의 선형적으로 감소하고 있다. 이는 Stepanoff⁽⁴⁾의 볼류트 설계 개념과 거의 비슷한 형태를 보이고 있어서 볼류트의 설계가 비교적 잘 된 경우라고 할 수 있다. 볼류트 단면적을 확대 또는 축소된 모델의 경우는 설계점에서의 속도분포가 기존모델에 비하여 전반적으로 변화가 심하며 특히 면적이 확대된 Model 2, 4의 경우는 볼류트 혀를 지나 60도에서 135도 근처에서 급격한 속도변화를 나타내고 있으며, 이러한 요인으로 Fig. 7b)의 전압분포도 볼류트 출구에서 기존 모델에 비하여 낮은 값을 보이고 있다.

저유량 영역인 유량비 0.4에서는 단면적이 확대된 모델인 Model 2, Model 4의 경우는 Fig. 8a)에서 볼 수 있듯이 기존 모델에 비하여 속도분포의 급격한 감소가 주로 볼류트 혀에서 180도 구간에서 발생하며, 이로 인해 전반적으로 손실이 증가하고 전압강하가 발생하게 된다. 단면적이 축소된 모델의 경우는 반대현상을 보여 기존 모델에 비하여 손실이 줄어들어 헤드 상승하게 된다. 저유량, 특히 체절점에서의 양정 감소를 위해서는 단면적 확대 모델의 경우와 같이 저유량 영역에서 손실을 발생시켜 헤드를 감소시키는 설계가 필요함을 알 수 있다.

고유량 영역인 유량비가 1.4인 경우는 저유량 영역에서의

유동패턴과는 다른 양상을 보이고 있으며 단면적이 확대된 Model 2, 4의 경우 Fig. 8c)에서 볼 수 있듯이 기존모델에 비하여 속도분포가 균일한 형태를 보이고 있으며 이로 인해 손실이 줄어들고 전압이 상승하고 있다. 즉 기존 모델의 설계점 근처에서의 유동패턴과 비슷한 경향을 보이게 된다.

저유량 영역(유량비 0.4)에서 볼류트 단면적의 변화에 따른 손실 메커니즘을 살펴보기 위해 볼류트 단면 위치가 60도와 90도인 지점에서의 단면에 접하는 속도 벡터를 Fig. 9, 10에 나타내었다. 단면적이 축소된 Model 3의 경우 60도와 90도 단면에서 기존모델이나 단면적 확대 모델인 Model 4에 비하여 전반적으로 임펠러 출구에서의 흐름도 양호하며 또한 전체적으로 2차 유동이 발생하지 않고 있다. 하지만 단면적 확대된 Model 4의 경우는 60도 단면에서부터 임펠러 출구 유동이 매우 비균일 하며 90도를 지나서도 매우 복잡한 2차유동을 동반하고 있다. 이러한 복잡한 유동은 손실을 발생하게 되고 결과적으로 헤드가 감소하게 된다. 즉 단면적 확대 모델은 저유량 영역에서 기존 모델에 비하여 더욱 더 손실 발생을 크게 하여 헤드를 감소시킬 수 있다.

볼류트 형상 변화가 임펠러 출구에 미치는 영향에 대해 알아보기 위해 임펠러 출구의 자오면 속도 성분을 Fig. 11에 나타내었다. 임펠러의 위치는 0도, 60도, 120도, 180도, 240도, 300도에 위치해 있으면 임펠러와 임펠러 사이를 면적 평균하

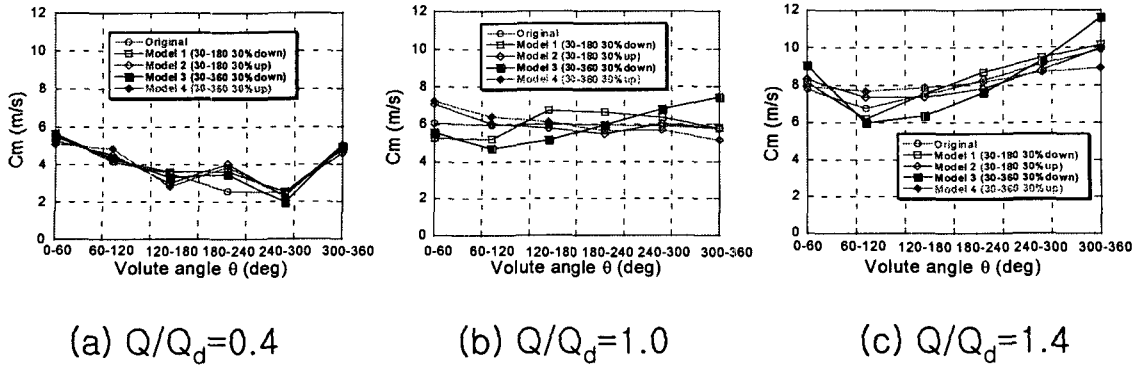


Fig. 11 Averaged meridional velocity distributions at impeller exit along the volute

여 자오면 속도성분을 나타내었으며 임펠러의 위치와 임펠러 사이의 구간은 Fig. 6 에 나타내어져 있다. 임펠러 출구에서의 자오면 속도 성분을 보면 기존모델의 경우 유량비 1.0인 경우 임펠러의 각 구간에서 거의 일정한 속도 성분을 보이고 있다. 임펠러 각 구간에서의 동일한 자오면 속도성분은 임펠러 입구에서 들어 온 유체가 임펠러 출구에서 볼류트 전 구간에 걸쳐 균등하게 유체가 송출하는 것을 의미하며 그 결과로 볼류트 각 단면에서의 속도분포와 전압분포가 큰 변동 없이 균일한 분포를 보이고 있다. 유량비가 0.4인 경우 거의 모든 모델이 볼류트 혀 근처에서부터 속도가 감소하여 볼류트 출구 근처에서 급격히 증가하는 경향을 보였으며, 단면적 확대된 모델(Model2,4)의 경우 각 단면에서의 자오면 속도성분의 변동 폭이 기존모델이나 단면적 축소된 모델에 비하여 크게 나타나고 있으며 이러한 불균일한 자오면 속도성분은 볼류트와 임펠러의 상호작용에 의한 결과로서 전체적으로 손실로 작용하게 된다. 유량비가 1.4인 고유량의 경우는 볼류트 단면적이 증가한 모델(Model 2,4)의 경우, 설계점에서 기존모델의 자오면 속도분포 경향과 유사하게 비교적 균일한 자오면 속도 분포를 보여 주고 있다. 즉 고유량 영역에서는 확대된 단면적 형태의 볼류트가 손실발생이 적게 되어 헤드가 상승하게 된다고 할 수 있다.

이상의 결과를 종합하면 임펠러 형상을 고정 시킨 상태에서 볼류트 단면적을 변화 시켜 저유량점 및 고유량점에서 손실성분의 증감을 통하여 전압점으로 표현되는 성능 곡선을 변화 시킬 수 있다. 하지만 단면적 변화를 통해서 성능곡선의 기울기를 변화시킬 때 설계점 유량에서의 양정과 효율 감소가 최소화 될 수 있는 설계를 위해서는 볼류트 뿐 만 아니라 임펠러 설계 변경도 함께 고려되어야 할 것이다.

4. 결론

본 연구에서 볼류트 단면적 변화에 따른 성능곡선의 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 고정된 임펠러에서 볼류트의 단면적 변화만으로 펌프의 성능 곡선의 변화와 탈 설계점에서의 체적 양정비 변화 가능성을 확인 하였다.
- 2) 단면적을 증가 시킨 Model 2,4의 경우 기존 모델에 비하여 저유량에서 감소된 양정비를 보이고 있다. 하지만 Model 4의 경우는 설계점에서의 양정감소와 효율감소가 크고, 볼류트 출구 단면적이 변하는 단점이 있어 Model2의 경우가 체결점 양정 변경에 유리하다고 할 수 있다.
- 3) 저유량영역(유량비 0.4)에서 볼류트 혀 근처의 60도, 90도 단면에서의 유동패턴을 살펴본 결과, 단면적 확대된 Model 4의 경우 기존 모델에 비하여 임펠러 출구 유동이 복잡한 양상을 보이고 있으며, 또한 2차 유동의 발생으로 손실이 증가함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Y.S Choi, Y.K. Lee, S.S Hong, S.H. Kang, 2001, "Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code, J. of Fluid Machinery, Vol.4, No. 1, pp. 33-45.
- (2) K.N Chung, P.G Park, H.J Cho, S.G Lee, 2001, A study of Performance Analysis for a Double-Suction Centrifugal Pump, J. of Fluid Machinery, Vol.4, No. 4, pp. 7-15.
- (3) Goto, A. and Zangeneh, M., 1998, Hydrodynamic Design of Pump Diffuser using Inverse Design Method and CFD, FEDSM98-4854.
- (4) A.J. Stepanoff, 1948, Centrifugal and Axial Flow Pumps.