

## 원심펌프의 회전차 출구 유동에 관한 실험적 연구

강신형\* · 홍순삼\*\*

### An Experimental Study on the Flow at the Impeller Exit of a Centrifugal Pump

Shin-Hyoung Kang\*, Soon-Sam Hong\*\*

Key Words: Centrifugal pump(원심펌프), Impeller exit(회전차 출구), Vaneless diffuser(깃 없는 디퓨저),  
Collector (컬렉터)

#### ABSTRACT

The flow at the impeller exit is important to validate engineering design and numerical analysis of pumps. However, it is not easy to measure the flow at the impeller exit and evaluate the impeller performance since there is usually strong interaction between the impeller and the volute casing. We installed axisymmetric collector instead of the volute casing, so there is no interaction between the impeller and casing. A 3-hole Cobra probe is used to investigate the flow at impeller exit and vaneless diffuser region for design and off design flow rate. For a single suction centrifugal pump of low specific speed, the flow field such as velocity, flow angle, and total pressure are measured by traversing the probe across the vaneless diffuser. These data can be used for performance prediction, design, and numerical analysis of pumps.

#### 1. 서 론

펌프의 전양정은 펌프의 입구와 출구에서의 압력차이로부터 쉽게 구할 수 있지만 회전차 출구까지의 양정과 그 이후 볼류트에서의 손실을 분리하기는 쉽지 않다. 또한 회전차 출구에서의 유동은 펌프를 설계하고 펌프의 성능을 예측하거나 CFD 등을 수행할 때 매우 중요하고 꼭 필요한 정보를 제공해준다. 본 연구에서는 코브라형 3공 튜브로 회전차 출구에서의 유동장을 측정했다. 원심압축기 분야에서는 회전차 출구 유동에

대해 많은 연구가 이루어졌는데, Yoshinaga 등<sup>(1)</sup>은 3공 튜브를 이용하여 회전차 출구와 깃 있는 디퓨저에서의 유동을 연구했고, Eckardt<sup>(2)</sup>는 레이저 속도계를 이용하여 회전차 내부의 유동장을 측정하였다. 원심펌프에서도 이와 비슷하게, Murakami 등<sup>(3)</sup>은 실린더형 튜브를 이용하여 회전차 통로의 유동을 측정하였으며 Flack<sup>(4)</sup>은 레이저 속도계를 이용하여 회전차와 볼류트에서의 유동을 연구하였다

#### 2. 회전차 출구 유동 측정 장치

\* 서울대학교 기계항공공학부

\*\* 서울대학교 대학원 기계공학과

보통 원심압축기에서는 긴 디퓨저를 부착하여

회전차에서 나온 유동의 동압성분을 정압성분으로 바꾸어주지만 소형 원심펌프에서는 디퓨저를 사용하지 않으며, 회전차와 볼류트 사이의 간격이 매우 좁다. 따라서 연구하고자 하는 회전차 출구 유동이 볼류트에서의 매우 복잡한 유동에 간섭을 받기 쉽다. 그래서 Fig. 1과 같이 회전차는 그대로 둔 상태로 볼류트 대신에 컬렉터를 설치하였다. 이 컬렉터를 설치하기 전에는 회전차에 비해 큰 볼류트를 사용했으나 원주방향으로 유동이 균일하지는 않았다.

컬렉터의 목적은 전 유량에 걸쳐 회전차 출구에서 원주방향으로 균일한 유동이 나오도록 하는 것이다. 회전차 성능 측정 및 개발 과정에서 축대칭의 컬렉터는 매우 중요한 역할을 하며 꼭 필요한 장치이다. 가끔 컬렉터는 실제 펌프의 볼류트 대신 사용되는 경우도 있었으나 요즘에는 그런 용도로 쓰이는 경우는 드물다. 원주 방향으로 균일한 유동을 얻기 위해서는 가급적 컬렉터는 축대칭 형상이 되어야 한다. 컬렉터 출구 파이프도 보통 3~4 개를 두어서 유체가 고루 배출되도록 한다. 그리고 그 출구 끝을 하나로 묶어서 최종 배출구를 만들게 된다.

본 실험에 쓰인 컬렉터의 경우는 출구 파이프를 한 개만을 두었다. 균일한 회전차 출구 유동을 얻기 위하여, 또는 여러 가지 형상의 회전차의 성능측정이 가능하도록 하기 위하여 컬렉터 단면적은 가급적 커야 한다. 컬렉터 설계 전에 STAR-CD를 이용하여 단면의 형상 및 크기를 여러 가지로 바꾸어 가며 원주방향으로 균일한 유동이 형성되는지의 여부를 시험해 보았다. 그 결과 단면이 300mm\*300mm의 정사각형 형상이 되도록 하는 것이 가장 적당하다는 결론을 내렸다. 그리고 이 단면 형상에서는 굳이 출구를 여러 개 설치할 필요가 없어서 출구를 한 개만 두게 되었다. 물론 여러 개 두면 좋지만, 그러면 전체 크기가 너무 커져서 설치작업과 조립이 용이하지 않을 것으로 예상되었다. 이 형상으로 STAR-CD 계산을 수행한 결과 회전차 출구에서 절대 유동각이  $7^\circ$ , 정압이 24mAq의 유동이 배출될 때 디퓨저 입구에서 원주 방향으로 압력의 최대 편차 0.08mAq였다. 즉 회전차 출구 정압의 약 0.3%의 비균일도를 보이는데 충분히 균일한 것으로 판단되었다.

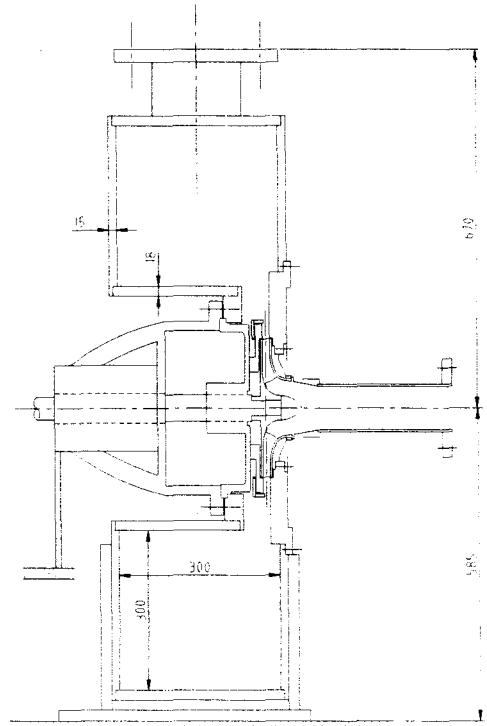


Fig. 1 Collector for measurement of the flow at the impeller exit and vaneless diffuser

이러한 과정으로 유동계산이 이루어진 후 제작된 컬렉터에는 토크미터 및 기존 상용펌프에 쓰이던 축수대, 모터가 부착되었다. 그리고 회전차는 HES 65-250 모델을 사용했고 1750rpm으로 실험하였다. 하지만 이 컬렉터로 실험을 수행해보니 예상하지 않았던 문제가 발생하였다. 내부 압력으로 인하여 컬렉터에 변형이 생겨서 앞뒤판 사이의 간격이 벌어지게 된 것이다. 굽힘 하중으로 인하여 각 판의 중심부분이 볼록하게 돌출하게 되었는데 측정 위치인 회전차 출구에서는 제일 많은 변형이 생기게 된다. 그래서 보강재를 앞뒤판에 대기로 하였다. 보강재는 단면이 20mm\*100mm이고 재질은 일반 철판이다. 펌프 입구에서 볼 때 큰 사각형 모양으로 앞 원판 바깥에 보강재를 용접하여 부착하였고, 동일한 방법으로 뒤 원판에도 보강재를 부착했다. 다음

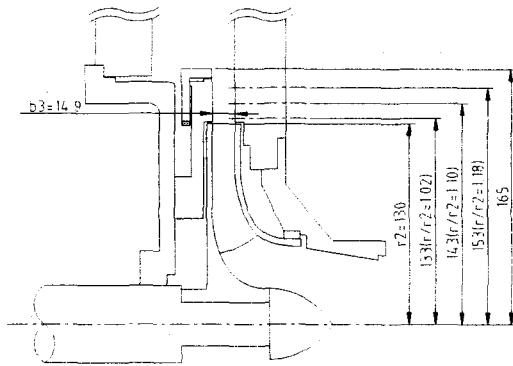


Fig. 2 Measuring position of the flow field

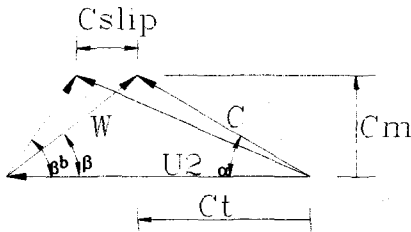


Fig. 3 Velocity triangle of the flow

으로 선반가공으로 회전차 출구 반경의 앞뒤

판 사이 간격 및 평행도를 맞추어서 이후 조립에 문제가 없도록 하였다. 그리고 실험을 다시 수행하였다. 또한 컬렉터 내부 압력을 조금씩 높여가며 다이얼 게이지를 써서 변형량을 측정하였다. 내부 압력이 10mAq일 때 앞뒤판의 간격은 회전차 출구 위치에서 0.4mm였다. 디퓨저 간격이 14.9mm이므로 디퓨저 간격의 2.7%의 변형량이었다. 그리고 HES 65-250 모델을 700rpm으로 구동할 때 회전차 출구 압력은 약 5mAq인데, 이때의 변형량은 0.2mm 정도로서 디퓨저 간격의 약 1.4%에 해당되는데 충분히 작은 양으로 판단되었기에 이후 HES 65-250 모델의 실험은 700rpm에서 수행하기로 결정하였다.

회전차 출구 유동장 측정에는 3공 튜브를 사용하였는데, United Sensor사의 CT 156 모델이며 코브라 튜브라고도 부른다. 튜브 스템 직경은

0.156 인치 (3.96mm) 이고 스템의 길이는 12인치 (305mm)이다. 풍동에서 유속 30m/s의 공기로 튜브를 검정하여 사용했다. 물에서 실험하려면 레이놀즈수를 맞추어야 하는데 본 실험의 경우 700rpm에서 절대속도가 약 5.5m/s이므로 검정할 때의 레이놀즈수의 약 2.7배의 레이놀즈수에서 실험하는 셈이다. 요각 (yaw angle)을 작게 하면 레이놀즈수의 영향이 적으므로 유동 측정할 때 요각을 작게 하기 위하여 주유동 방향과 튜브의 방향을 일치되도록 하면서 실험을 수행했다. 그리고 보통 3공 튜브로 유동 측정할 때는 널링 (nulling)을 하는데, 본 실험의 경우 튜브의 밀봉 문제 때문에 널링이 용이하지 않아서 고정된 요각에서 유동을 측정하였다. 그리고 널링하지 않는 것이 유동장 측정에 미치는 영향을 조사하기 위해 여러 유량 조건으로 회전차 출구 위치에서 3공 튜브를 회전시켜가며 유동을 측정해 보았다. 시험 결과 요각이 주유동 방향의  $\pm 15^\circ$  이내에서는 유동이 매우 불안정한 설계 유량의 1/3 유량에서조차 유동각을 포함한 각종 유동량이 3% 미만의 편차를 보였다. 그래서 주유동 방향과  $\pm 15^\circ$  미만의 요각을 유지하면 널링을 하지 않아도 큰 문제는 없을 것으로 판단되었다.

### 3. 회전차 출구 유동장

본 실험에 사용된 회전차는 HES 65-250 모델인데 비교적 낮은 비속도의 원심펌프 회전차이다. 이 펌프는 실제 현장에서 많이 사용되는 볼류트형 편흡입 원심펌프로서 성능향상에 의한 파급효과가 클 것으로 기대되는데 그 기본 사양은 다음과 같다.

회전차 출구 직경,  $D2 = 260\text{mm}$

회전차 입구 직경,  $D1 = 100\text{mm}$

출구 날개각,  $\beta b = 25^\circ$

날개수,  $Zn = 6\text{개}$

양정,  $H = 28\text{m}(n=1750\text{rpm}, Q=1.2\text{m}^3/\text{min}\text{에서})$

비속도,  $Ns = 157 [\text{m}^3/\text{min}, \text{rpm}, \text{m}]$

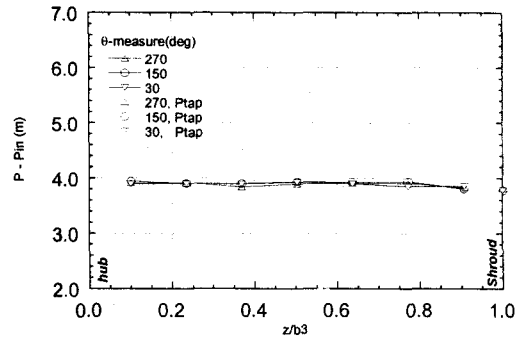
유동 측정 위치는 Fig. 2에 나타냈는데 회전차 출구 유동 측정은, 회전차 출구 반경이 130mm이므로 3공 튜브와 회전차의 접촉을 감안하여 약간

하류위치인  $r=133\text{mm}$ 에서 수행되었다. 또한 반경을  $10\text{mm}$ 씩 증가시켜  $r=143\text{mm}$ ,  $r=153\text{mm}$  에서도 유동을 측정하였다. 회전수는 전술한 바와 같이 컬렉터의 강도를 고려하여  $700\text{rpm}$ 으로 고정하였다. 깃 없는 디퓨저는 가급적 회전차 출구와 가깝게 되도록 입구반경을  $130.5\text{mm}$ 로 하였으며 출구 반경은  $165\text{mm}$ 이다. 폭은  $14.9\text{mm}$ 로 일정하도록 하였다. 디퓨저 폭방향으로 3공 튜브를  $1.5\text{mm}$ 씩 허브에서 쉬라우드쪽으로 이송시키며 총 7 군데에서 유동을 측정하게 된다. 이후 제시되는 유동장에 적용되는 전형적인 속도 삼각형을 Fig. 3에 나타냈는데 각도는 모두 접선방향을 기준으로 삼았다 여기서  $\beta$ 는 회전차 출구 날개각을 나타내며  $C_{slip}$ 은 미끄럼 속도인데 미끄럼계수를 구하는 과정에서 필요한 값이다.

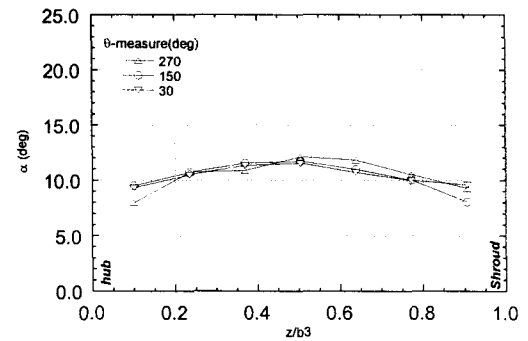
측정되는 회전차 출구 유동은 원주방향으로 균일한 분포를 보여야 하며 그러한 목적으로 컬렉터가 제작되었었다. 그래서 회전차 출구 위치에서 원주방향으로 세 곳에서 유동을 측정하여 서로 비교하여 보았다. 설계유량에서 측정된 회전차 출구 유동을 Fig. 4에 도시했는데, 이 그림에 표시된 측정 각도는 컬렉터 출구를 기준으로 삼아 회전차의 회전방향으로의 각도인데  $120^\circ$  간격으로 형성되어 있다. 이 그림들을 살펴보면 원주 방향 세 곳의 유동이 거의 동일함을 알 수 있다. 이 결과로부터 컬렉터가 유동 측정 목적에 부합되게 제작되었으며 출구 유동측정에 문제가 없음을 확인 할 수 있다.

Fig. 4(a)에 제시된 정압은, 3공 튜브로 측정된 정압에서 펌프 입구 배관(회전차 입구로부터  $365\text{mm}$  상류 위치)에서 측정된 정압 ( $P_{in}$ )을 뺀 양이다. 그리고  $z/b_3=1.0$ 에 나타낸 값은 동일 반경에 설치된 압력탭으로부터 구한 압력으로서 3공 튜브로 측정한 디퓨저 내부 압력과 거의 동일한 수준의 압력을 보이는 것을 알 수 있으며 이는 3공 튜브로 측정한 유동장의 신빙성을 간접적으로 보여주고 있다. 정압은 디퓨저 폭방향으로 균일한 분포를 보이므로 폭방향의 압력구배는 없는 것을 알 수 있다. 절대 유동각  $\alpha$ 는 좌우 대칭의 분포를 보이는데 디퓨저 폭 중간에서도  $12^\circ$  가량의 매우 작은 값을 갖는다. 즉 접선 방향과 거의 평행할 정도로 작은 유동각을 보이는 것이다. 작은 값의 절대 유동각  $\alpha$ 는 자오면

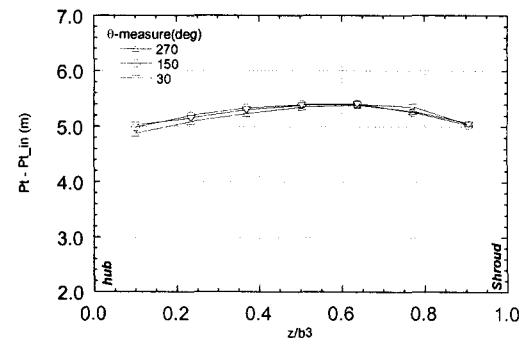
속도가 유동각에 매우 민감한 양이 될 것임을 시사한다. 다시 말해서 절대 유동각이  $1^\circ$  만 변화여도 자오면 속도는 약 10%가량이 변하게 되는 것이다. 그리고 쉬라우드 및 허브 벽에서 세 유



(a) Static pressure

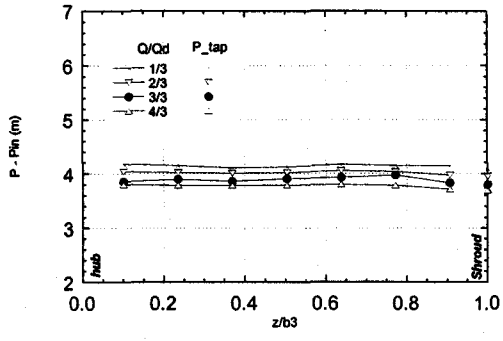


(b) Absolute flow angle

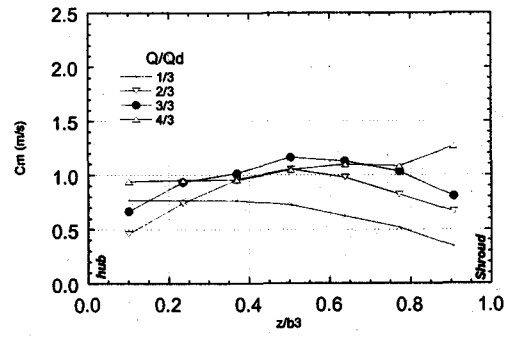


(c) Total pressure

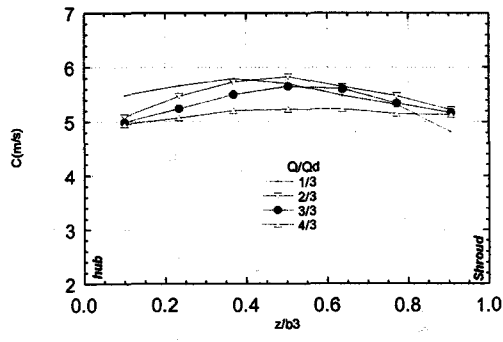
Fig. 4 Flow measured at 3 angular position design flow rate,  $r/r_2=1.02$



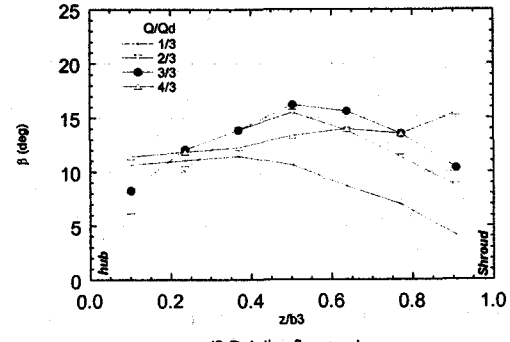
(a) Static pressure



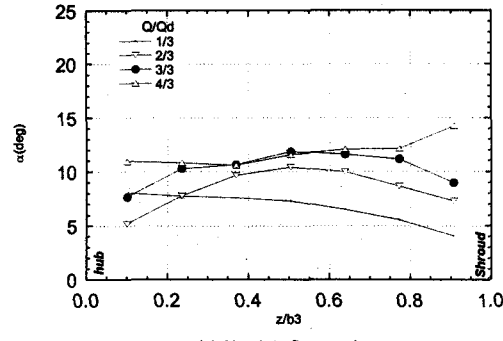
(e) Meridional velocity



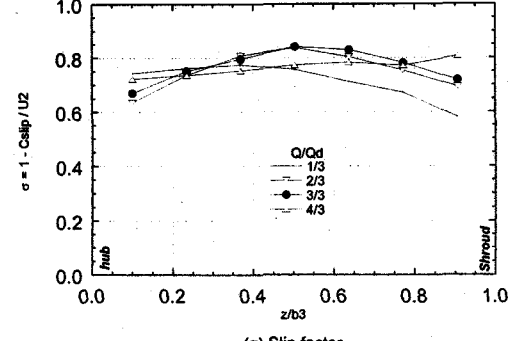
(b) Absolute velocity



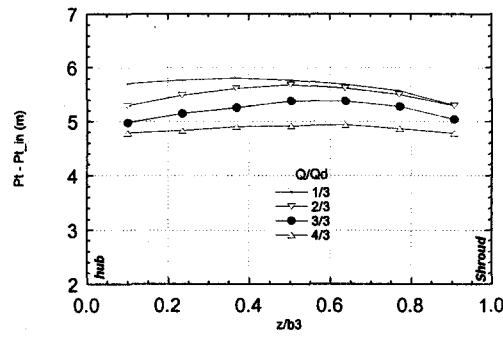
(f) Relative flow angle



(c) Absolute flow angle



(g) Slip factor



(d) Total pressure

Fig. 5 Variation of the flow at impeller exit with flow rate

동각의 편차가 큰 것은, 3공 튜브가 벽에 가까운 영역에서는 오차가 크기 때문으로 해석된다. Fig. 4(c)에 제시된 전압은 정압과 절대속도 수두의 합인데 정압의 경우와 마찬가지로 펌프 입구 배관의 전압(Pt\_in)을 뺀 양이다. 여기서 입구 배관의 전압을 계산하는데 사용되는 속도와 압력은 각각 유량을 입구 배관 단면적으로 나누어 구한

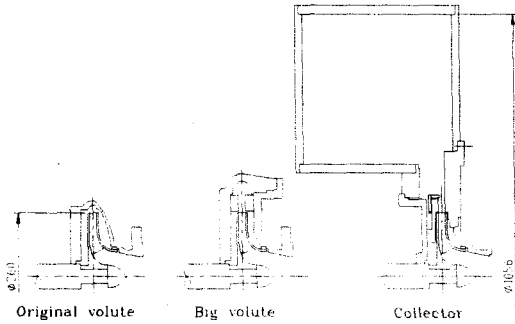


Fig. 6 Shape of the volute and collector

속도와 입구 배관에서 측정된 정압이다.

회전차의 설계 및 수치 해석에서는 설계유량에서의 유동뿐만 아니라 탈설계점에서의 유동도 중요하다. 그래서 유량을 설계유량의 1/3, 2/3, 3/3, 4/3의 비율로 바꾸어 가며 설계유량에서의 경우와 동일한 실험을 수행했고 Fig. 5에 그 분포를 나타내었다. 이 그림에서  $Q_d$ 는 설계유량을 나타낸다. 정압의 경우, 모든 유량에서 폭방향으로 균일한 분포를 보였으며 유량이 커지면 압력이 감소함을 알 수 있다. 이로부터 정압의 경우 펌프의 정상상태 성능 특성곡선에서와 동일한 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 절대 속도의 경우에도 대체적으로 유량이 커질수록 감소하는 경향을 보이는데 1/3 $Q_d$ 에서 쉬라우드에서는 작은 값을 보이고 허브에서는 큰 값을 보이는 것이 특이하다. 또한 유량이 커지면서 디퓨저 폭에 걸쳐 상대적으로 균일한 분포를 보인다. 절대 유동각은 유량이 커지면서 증가하는 경향을 보이는데, 이는 유량이 커지면 자오면 속도가 증가하는데 절대속도는 감소하기 때문이다. 4/3 $Q_d$ 에서는 쉬라우드쪽에서 큰 유동각을 가지는 것과 1/3 $Q_d$ 에서는 쉬라우드쪽에서 작은 유동각을 가지는 것이 특이하다. 1/3 $Q_d$ 에서 쉬라우드쪽에서 작은 유동각을 가지지만 아직 역류는 발생하지 않는 것으로 판단된다. 전압의 경우, 성능 특성곡선에서와 동일하게 유량이 커지면 감소하는 경향을 보이며 또한 유량이 커지면서 절대속도와 마찬가지로 폭방향으로 균일한 분포를 보인다. 자오면 속도는 절대 유동각과 동일한 경향을 보이는데 이는 속도 삼각형을 고려하면 쉽게 예측할 수 있는 결과

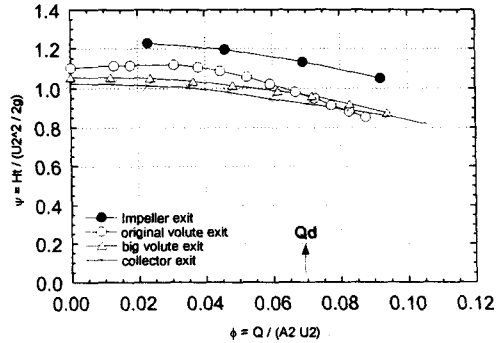


Fig 7 Non-dimensional performance of the volute and collector by using the same impeller HES 65-250

이다. 상대 유동각은 절대 유동각과 비슷한 경향을 보이며 폭 중앙에서는 고유량보다는 중간의 유량에서 약간 더 큰 값을 가지는 것이 절대 유동각과는 달랐다. Fig. 5(g)에 나타난 미끄럼 계수는 속도 삼각형에서 알 수 있듯이 상대 유동각과 비슷한 경향을 보였다. 본 연구에 사용된 회전차에 대해 Wiesner<sup>(5)</sup>의 식을 적용하면 미끄럼 계수는 0.79이고, Noorbakhsh 등<sup>(6)</sup>의 식을 적용하면 0.74인데 설계 유량에서는 실험값의 폭방향 평균이 대체적으로 이 두 값 사이에 있음을 알 수 있다.

HES 65-250 회전차는 동일하게 사용하더라도 볼류트와 컬렉터 등 유체를 모아 송출시키는 장치에 따라서 펌프의 성능은 달라질 것이다. Fig. 6에 세 가지의 송출 장치를 나타내었는데 원래 이 회전차를 사용하는 기존 볼류트 (original volute), 회전차에 비해 용량이 큰 볼류트 (big volute), 그리고 최근에 제작된 컬렉터의 형상이 나타나 있다. 기존 볼류트를 이용하여 홍순삼 등<sup>(7),(8)</sup>은 펌프의 성능 및 축추력을 구했으며 큰 볼류트를 이용하여 Kang 등<sup>(9)</sup>은 회전차 출구 유동을 측정하였다. 그리고 Fig. 7에는 송출 장치에 따른 펌프 성능변화를 무차원 양으로 나타내었다. 여기서 펌프 회전수는 서로 동일하지 않는데 회전차와 컬렉터의 성능은 700rpm, 기존 볼류트와 큰 볼류트는 1750rpm에서 실험한 결과이다. 회전수가 동일하지는 않지만 무차원으로 표시했으므로 상대 비교가 가능하다. 기존 볼류트에서

는, 저유량에서 ब्ल्यू트 손실이 적고 유량이 증가하면서 손실이 커진다는 것과 ब्ल्यू트 손실은 설계 유량에서는 회전차 출구 양정의 약 15%에 해당된다는 것을 알 수 있었다. 회전차에 비해 용량이 큰 송출 장치를 사용하면 송출장치에서 손실이 증가한다는 것은 쉽게 예측할 수 있다. 설계 유량까지는 기존 ब्ल्यू트가 손실이 가장 작았고 그 이상의 유량에서는 오히려 큰 송출장치의 성능이 더 좋아지는 경향을 보인다. 그리고 큰 송출장치를 사용할 때는 넓은 유량 범위에서 양정이 비교적 균일하게 형성된다는 것을 알 수 있었다. 이 그림에 도시된 유량한도 내에서는 큰 ब्ल्यू트가 컬렉터보다는 손실이 더 작으나 실험 결과의 경향으로 보아서 유량이 그 이상 증가하면 컬렉터가 손실이 더 작아질 것이라는 예측이 가능하다. 이로부터 다음과 같은 두 가지 결과를 얻을 수 있었다. 첫째, 동일한 회전차를 쓰더라도 송출장치의 형상에 따라서 성능 특성곡선의 형상이 달라진다. 둘째, ब्ल्यू트목을 기준으로 한 단면적이 증가하면 그만큼 고유량쪽에서 손실이 작아진다.

측정 위치를 회전차 출구 하류로 이동시키면서 깃 없는 디퓨저에서 회전차 출구에서와 동일한 실험을 수행하였는데 측정 위치는 Fig. 2에 나타냈었다. 설계 유량인 3/3Qd에서 측정한 세 위치 ( $r=133, 143, 153$ )의 유동장을 Fig. 8에 나타내었다. 절대 유동각의 경우, 반경이 증가하면서 중심과 벽에서의 각도 차이가 커지는데 이는 반경이 증가하면서 벽 근처에서는 점성의 영향으로 각도가 감소하기 때문이다. 깃 없는 디퓨저에서는 반경이 커지면서 중심의 유동각과 벽쪽의 유동각의 차이가 커진다고 알려져 있는데 본 실험에서도 동일한 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 전압의 경우, 반경에 따라 감소하는데 허브쪽에서는  $r/r_2=1.18$ 의 경우가 오히려  $r/r_2=1.10$ 의 경우보다 약간 더 큰 것이 특이하다. 한편, 각운동량 보존을 고려하면 깃 없는 디퓨저에서 접선속도는 반경에 반비례해야 한다 ( $r \times C_t = \text{일정}$ ). 각운동량 보존의 원리를 잘 따르는지를 살펴보기 위해 Fig. 8(c)에는 각 반경에서 측정한 접선속도 분포와 함께,  $r/r_2=1.02$ 에서의 최대 접선속도와 이 속도로부터 각운동량 보존을 고려하여 계산되는  $r/r_2=1.10, 1.18$ 에서 예측되는 최대 속도를 곱은

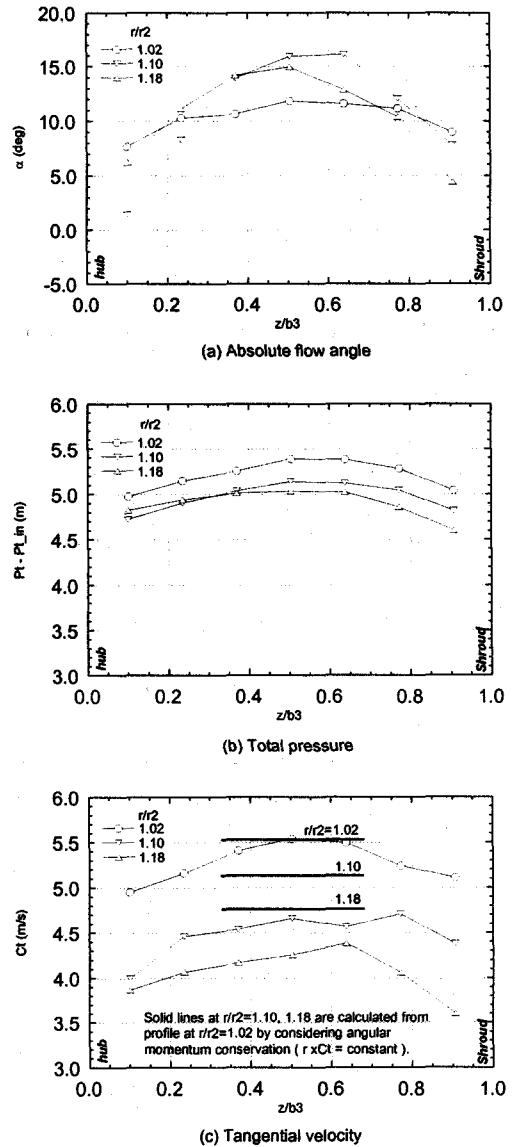


Fig. 8 Variation of the flow at the vaneless diffuser at design flow rate

실선으로 도시했다. 속도분포를 보면 반경이 증가할 때 접선속도가 감소하기는 하지만 반경에 반비례하지는 않는다는 것을 알 수 있다. 이는 디퓨저 통로에서 마찰 손실 등의 손실로 인해 접선 속도 성분의 추가 손실이 발생하기 때문으로 해석된다.

#### 4. 결 론

비교적 낮은 비속도의 원심펌프에서 회전차 출구 및 깃 없는 디퓨저 내부의 유동을 3공 튜브를 써서 측정했는데 다음과 같은 결과를 얻었다. 회전차 출구에서 원주 방향으로 세 곳의 유동이 동일한 것으로 보아 축대칭 형상의 컬렉터가, 회전차와 볼류트 케이싱간의 간섭이 없는 상태에서 회전차 출구 유동 측정이 가능하도록 해준다는 것을 확인할 수 있었다. 유량을 변화시키며 실험한 결과, 정압은 디퓨저 폭에 걸쳐 전유량에서 균일한 분포를 보였고 절대 유동각은 저유량일 때 쉬라우드 벽쪽에서 작은 값을 가졌다. 절대속도와 전압의 경우 유량이 증가할수록 디퓨저 폭에 걸쳐 더 균일한 분포를 보였다. 측정 위치를 회전차 출구 하류로 이동시켜 깃 없는 디퓨저 내부의 유동을 측정했는데 설계 유량에서, 하류로 갈수록 손실로 인하여 전압 및 접선 속도는 감소하였고 절대 유동각은 중심부와 벽쪽의 유동각 값의 차이가 증가하였다.

#### 참고 문헌

- (1) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F., Nishida, H., 1980, "Aerodynamic performance of a centrifugal compressor with vaned diffusers," ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 102, pp. 486 - 493
- (2) Eckardt, D., 1980, "Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, PART 1 : Flow measurements using a laser velocimeter," Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME, pp. 77 - 86
- (3) Murakami, M., Kikuyama, K., Asakura, E., 1980, "Velocity and pressure distributions in the impeller passages of centrifugal pumps," ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 102, pp. 420 - 426
- (4) Flack, R. D., 1996, "Internal flow measurements in centrifugal flow pumps," The 5th Colloquium on Turbomachinery, TPMRC, Korea, pp. 367 - 392
- (5) Wiesner, F. J., 1967, "A review of slip factors for centrifugal impellers," ASME Journal of Engineering for Power, vol. 89, pp. 558 - 572
- (6) Noorbakhsh, A., Kirsch, P. M., 1973, "Theoretical and real slip factor in centrifugal pumps," Von Karman Institute, Technical Note 93
- (7) 홍순삼, 강신형, 1997, "회전차의 축방향 변위가 펌프의 성능과 축추력에 미치는 영향," 대한기계학회 논문집(B), 제21권, 제4호, pp. 562 - 569
- (8) 홍순삼, 강신형, 1999, "벨런싱홀이 펌프의 성능과 축추력에 미치는 영향," 대한기계학회 논문집(B), 제23권, 제4호, pp. 443 - 451
- (9) Kang, S.-H., Hong, S. S., Son, H. S., 1997, "Evaluation of Performance and Flows of a Centrifugal Pump Impeller," Proceedings of the fifth Asian International Conference on Fluid Machinery, Seoul, Korea, pp. 21 - 28