

디퓨저 베인각의 변화에 따른 압축기 성능 특성

신유환* · 김광호* · 배명형* · 김진형**

Compressor Performance with Variation of Diffuser Vane Angle

Y. H. Shin*, K. H. Kim*, M. H. Bae*, J. H. Kim**

Key Words: Vaned Diffuser(베인 디퓨저), Centrifugal Compressor(원심압축기), Flow Coefficient(유량계수), Static Pressure Rise Coefficient(정압상승계수), Vaneless Space(베인리스 공간), Stability(안정성)

ABSTRACT

This study presents the centrifugal compressor performance for three different vane stagger angles and wall pressure distribution within vaned diffuser channels, and is also discussed about the stability with respect to the compressor components. As the vane stagger angle decreases, the flow rate for the stall onset decreases, and higher pressure can be obtained at the low flow rate region, however, the effective operation range of the compressor decreases because of the blockage effect of the diffuser vane. Low pressure pocket within the vaned diffuser channel moves from the pressure side of leading edge to the suction side as the flow rate decreases. The compressor system stability mainly depends on that of the diffuser.

1. 서 론

원심 압축기 임펠러에서 유출되는 유동은 임펠러 날개의 영향으로 원주 방향에 대해서 균일하지 않은 속도분포를 가지며 이것은 날개를 따라 발생하는 경계층의 영향으로 더욱 심화된다. 압축기 내에서 적절한 압축과정이 실현되기 위해서는 임펠러에서 토출된 유체의 운동에너지가 디퓨저를 지나면서, 압력이 효율적으로 회복되어야 한다. 그러나 디퓨저 내부에서의 압력변환 과정은 벽면 경계층의 영향과 박리, 실속 현상 등의 존재로 손실을 야기시키게 된다. 또한 디퓨저 입구에서의 비대칭 속도분포와 엇갈림(skew) 현상은 디퓨저 내부유동의 안정성에 영향을 준다. 특히, 저유량

조건에서 이러한 유동특성은 디퓨저 벽에서 발생하는 국부적 역류와 직접적인 관련이 있다. 또한 이러한 국부적 역류현상은 디퓨저에서의 선회실속 현상과 관련이 있다고 할 수 있다.⁽¹⁾

디퓨저에서 압력 회복 능력과 유동의 안정성을 확립하는 것은 원심 압축기의 성능과 직결된다고 볼 수 있으므로 원심 압축기 디퓨저에서의 유동 안정성과 효율 향상을 위해서 디퓨저 내의 유동현상 및 성능을 정확히 이해하는 것은 매우 중요한 과제라 할 수 있다. 특히 베인 디퓨저를 장착한 경우 작동조건에 따라 압축기 성능이 상대적으로 훨씬 민감하기 때문에 베인 설치각 등과 같은 중요 설계변수에 대한 보다 체계적인 실험데이터가 필요하다.

베인 디퓨저는 일반적으로 베인리스 디퓨저에 비해 확산율이 높아 출구 직경을 작게 하는 것이 가능하여 마찰손실을 줄일 수 있으며 따라서, 베인리스 디퓨저에 비해 압력회복과 압축기 효율의 향상이 가능하지만

* KIST 열·유동제어연구센터

** Siemens Building Technologies Ltd.

E-mail : yhshin@kist.re.kr

유량범위가 좁다는 단점을 가지고 있다. 따라서 유량 변화가 크지 않은 고효율의 압축기에는 주로 베인 디퓨저가 사용되고 있다.

지금까지 원심압축기 베인 디퓨저 내부의 유동에 대한 연구는 많은 연구자에 의해 수행되어져 왔다. Baghdadi 등⁽²⁾은 실험을 통하여 베인리스 공간(vaneless space)에서 디퓨저 통로 근방의 박리가 디퓨저에서 높은 손실을 가져오고 서지(surge)를 유발시킴을 밝혀내었고, Yoshinaga 등⁽³⁾은 디퓨저 베인의 선단부 형상이 디퓨저 성능에 미치는 영향을 연구하였으며, Krain⁽⁴⁾은 임펠러와 베인 디퓨저 내에서의 유동장에 대하여 연구하였다. 그리고 Inoue 등⁽⁵⁾은 원심압축기의 베인리스 디퓨저와 베인 디퓨저의 원주방향과 디퓨저 길이방향으로의 유동분포를 측정, 비교하였으며 Dutton 등⁽⁶⁾은 베인 유로에서 압력장과 속도장을 측정, 조사하였으며, Hunziker 등⁽⁷⁾은 압축기 각 부품별 안정성에 대하여 연구하였다.

본 연구에서는 베인 디퓨저를 장착한 저속형 원심 압축기를 대상으로 베인 설치각을 변화시켜가며 압축기의 성능 및 디퓨저 내부의 벽압력을 측정하였으며, 이를 통해 디퓨저 베인 설치각의 변화가 압축기의 성능 및 작동 안정성에 미치는 영향에 대해 고찰하였다.

2. 실험장치 및 측정 시스템

장치의 단면도와 주요 구성은 Fig. 1과 같다. 본 실험장치는 디퓨저 베인각의 변화에 따른 압축기의 성능 고찰이라는 실험목적에 부합하기 위하여 디퓨저 베인 각을 쉽게 변화시킬 수 있도록 설계, 제작하였다.

입구 플레넘(plenum)과 입구 덕트 사이에 벨마우스(bellmouth)를 설치하였고 입구 플레넘에는 스크린 필터를 설치하여 흡입 공기중의 이물질 제거하였다. 디퓨저를 통과한 공기를 모으기 위하여 디퓨저 출구에

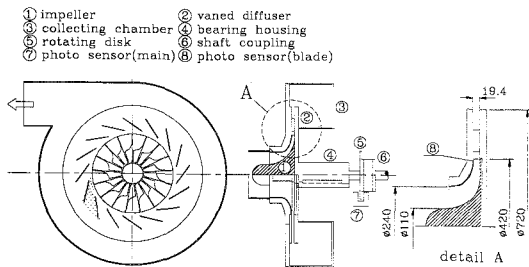


Fig. 1 Test rig of centrifugal compressor with vaned diffuser

Table 1 Geometry of impeller

Impeller exit diameter	418 (mm)
Impeller hub diameter	110 (mm)
Impeller tip diameter	240 (mm)
Number of impeller blade	17 (no splitter)
Impeller exit blade angle	90° (radial type)

Table 2 Geometry of diffuser (unit : mm)

Vane angle	15°	23°	30°
Inlet diameter	420		
Outlet diameter	720		
Inlet width	19.4		
Outlet width	19.4		
Number of vanes	16		
Vane type	plate		
Vane length	120		
Vane thickness	2		

포집실(collecting chamber)을 설치하였고 압축된 공기는 포집실과 출구덕트를 경유하게 된다. 유량 조절 밸브는 출구 덕트 끝단에 설치하였고 밸브에 타이밍 벨트로 장착된 기어를 설치하여 스텝핑 모터로 구동 조절할 수 있도록 제작하였다. 구동모터는 3상 2극(정격 회전수 3560 rpm), 15 KW 용량을 사용하였다. 안전을 위하여 이상 상태 발생시 모터의 전원을 차단할 수 있도록 비상 스위치를 장착하였다.

임펠러는 스피리터(splitter)가 없는 반경류형 임펠러이며, 병류형(parallel wall type) 베인리스 디퓨저를 설치하여 실험한 결과, 최고효율점에서 임펠러 출구 폭을 따라 측정된 평균유동각은 23°였다. 따라서 이 유동각을 기준으로 하여 디퓨저 베인의 설치각을 각각 15°, 23° 및 30°로 설치, 실험을 수행하였다. 디퓨저 쉬라우드면에 직경이 1mm인 압력탭을 설치하여 베인 사이의 정압을 측정할 수 있도록 구성되었다. 임펠러의 기본 제원은 Table 1에 제시하였고 디퓨저의 주요 제원은 Table 2에 나타내었다.

측정시스템은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 구성되었다. 압력 및 온도측정을 위하여 압력측정시스템과 온도스캐너로 이루어져 있는데, 압력측정용 시스템은 PSI의 system 8400을 이용하였으며, 온도는 K형 열전대를 사용하였다. 측정된 각 신호 값은 컴퓨터로 입력되어 후처리 과정을 거치게 된다.

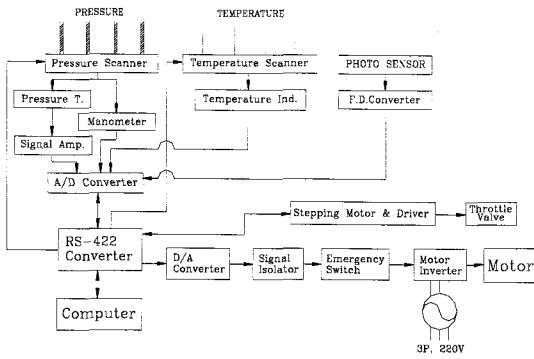


Fig. 2 Measurement system

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 압축기 전체, 임펠러 그리고 디퓨저의 성능을 측정하기 위해 3,000 rpm의 회전수에서 고유량에서 저유량으로 유량을 줄여가면서 여러 유량조건에서 실험을 수행하였다. 실험 결과를 통하여 베인각의 변화에 따른 성능곡선 및 효율을 Fig. 3 및 Fig. 4에 각각 나타내었다. 이 때 유량계수, 정압상승계수 및 효율 (total-to-static)은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (1)$$

$$C_p = \frac{\Delta p}{1/2 \rho_\infty U_2^2} \quad (2)$$

$$\eta_{ts} = \frac{(\frac{p_4}{p_{01}})^{\frac{x-1}{\gamma}} - 1}{(\frac{T_{04}}{T_{01}}) - 1} \quad (3)$$

유량은 출구덕트의 오리피스 전후에서 측정된 압력의 차이로부터 계산하였고, 정압상승계수에서 Δp 는 압축기 입구 플레넵과 임펠러 출구 사이의 정압차를 임펠러에서의 Δp 로, 디퓨저 입구와 압축기 출구 덕트 사이의 정압차를 디퓨저에서의 Δp 로, 각각의 정압차의 합을 압축기 전체의 Δp 로 보고 계산하였다.

Fig. 3을 살펴보면 유량이 감소하면서 정압상승계수가 증가하다 베인각이 15°인 경우 $\phi=0.27$, 23°인 경우는 $\phi=0.34$, 및 30°인 경우는 $\phi=0.37$ 부근에서 정압상승계수가 감소함을 볼 수 있는데 이 부근에서 선회실속이 발생하면서 불안정 운전영역으로 접어들게 된다. 이러한 선회실속 발생 및 불안정 작동영역에 대한 관

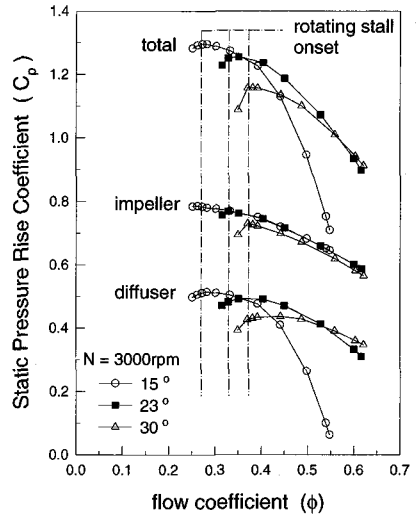


Fig. 3 Compressor pressure performance

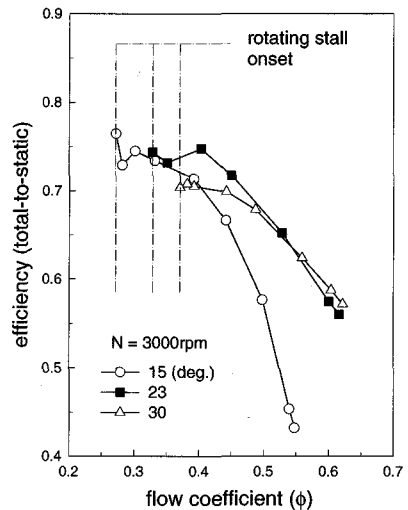


Fig. 4 Compressor efficiency

찰은 고주파수용 압력센서(Kulite XCS-062) 및 열선(Dantec 55P11)을 디퓨저($r/r_2=1.56$)에 설치하고, 측정된 신호를 분석한 결과 정압상승계수가 감소하기 시작하는 유량에서 선회실속이 발생하였으며, 이러한 특성은 디퓨저 베인 설치각과는 무관한 것을 알 수 있다. 또한 선회실속 시작유량보다 적은 전 유량영역에서 선회실속은 관찰되고, 따라서 정압상승계수도 감소한다.

이는 선회실속 발생으로 인한 손실 증가로 디퓨저의 정압력회복이 크게 감소하는 것으로 생각되며, 이러한 손실에는 디퓨저 양 벽면에서의 국부적인 역류 및 디퓨저 출구로부터의 재유입 유동이 큰 영향을 미

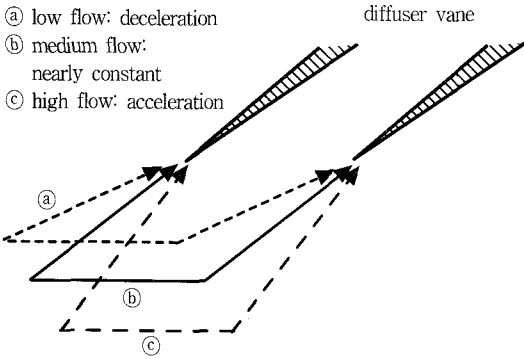


Fig. 5 Flow at diffuser vane inlet

치는 것으로 생각된다.⁽⁸⁾

상대적으로 베인각이 작을수록 작은 유량에서 높은 정압상승계수를 얻을 수 있음을 확인할 수 있다. 베인각이 15°인 경우 고유량 영역에서의 정압상승계수가 다른 두 경우에 비해 상대적으로 작음을 볼 수 있는데 이는 고유량 영역에서 디퓨저 베인의 흡입면이 임펠러에서 유출되는 유동을 막는 차폐(blockage) 역할을 한다는 것을 의미한다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 유량이 감소하게 되면 디퓨저에서의 반경 방향 속도성분은 감소하는데 비해 접선방향의 속도성분은 비교적 일정하게 유지되므로 유동각은 상대적으로 감소하게 된다. 따라서, 디퓨저 베인각과 유동각의 차이는 줄어들게 되며 디퓨저 베인의 흡입면에 의한 차폐효과는 점차 감소하게 된다. 이러한 차폐효과의 감소는 에너지 손실의 감소를 의미하는 것으로, 임펠러로부터 유입된 유동의 속도에너지가 베인 유동통로를 통과하면서 보

다 효과적으로 압력에너지를 변환되는 것을 말한다. 따라서 유량 감소에 따른 정압상승계수의 증가는 이러한 차폐효과의 감소가 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 이러한 차폐효과의 감소는 Fig. 4에 나타난 압축기 효율을 통해서도 관찰될 수 있다. 베인 설치각이 30°인 경우 고유량 영역에서 상대적으로 양호한 효율을 나타내고 있다. 설치각 23°인 경우, 고유량 영역에서는 설치각 30°인 경우보다 효율이 불리하지만 유량이 감소함에 따라 효율은 급격히 증가하여 상대적으로 양호한 성능을 보여주고 있다. 이 때 최고 효율은 약 74%이다. 이러한 유량에 따른 효율의 변화는 디퓨저 베인에서의 차폐효과에 따른 손실 등에 큰 영향을 받는 것을 알 수 있다. 베인각이 작을수록 선회실속 시작점은 저유량으로 이동하는 결과를 얻을 수 있지만 차폐효과의 영향으로 유효작동영역의 범위가 줄어드는 결과를 초래한다. 최대유량과 선회실속 발생 지점까지의 유량계수차($\Delta\phi = \phi_{max} - \phi_{so}$, 유효작동영역)를 고찰해보면 디퓨저 베인각이 15°인 경우 $\Delta\phi=0.27$, 23°인 경우는 $\Delta\phi=0.3$, 또한 30°인 경우는 $\Delta\phi=0.25$ 로 평균유동각을 기준으로 베인을 설치한 베인각 23°인 경우의 작동영역이 가장 양호함을 확인할 수 있다. 유효작동영역에서 임펠러의 특성곡선은 디퓨저 베인각에 관계없이 비교적 동일한 특성을 나타내지만 압축기 전체의 성능 특성곡선은 디퓨저의 성능특성과 유사하게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 6은 베인각이 각각 15°, 23°, 30°인 경우 유량계수에 대한 정압상승계수의 변화량, 즉 $\Delta C_p / \Delta\phi$ 를 나타낸 것이다. $\Delta C_p / \Delta\phi$ 는 Greitzer⁽⁹⁾가 언급했듯이 유체가

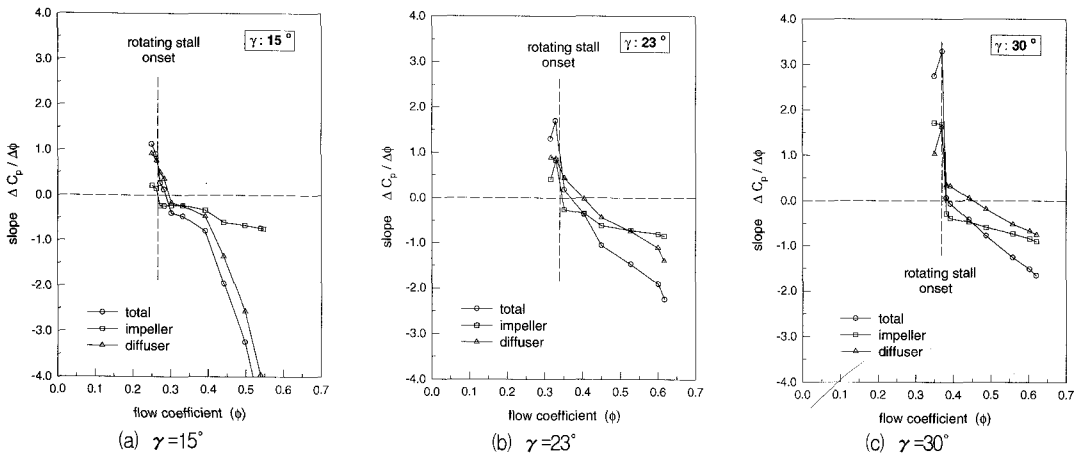


Fig. 6 Slopes of static pressure rise coefficients with flow coefficients

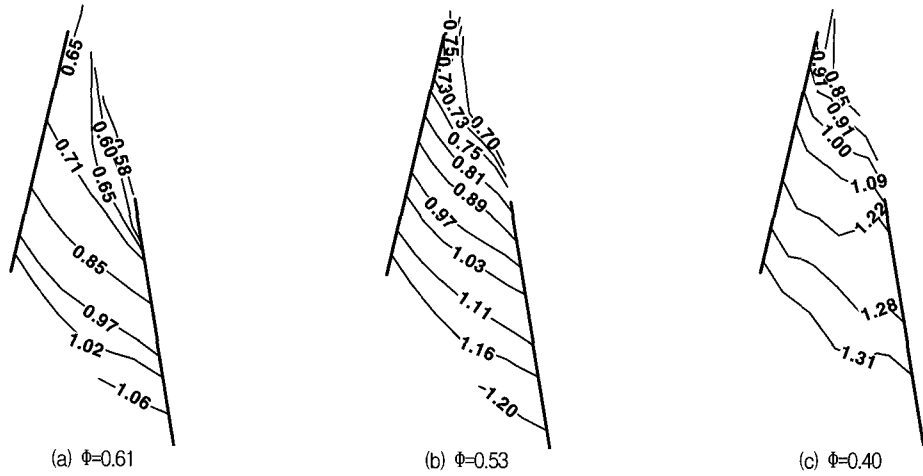


Fig. 7 Static pressure rise coefficient contours with flow coefficients ($\gamma=23^\circ$)

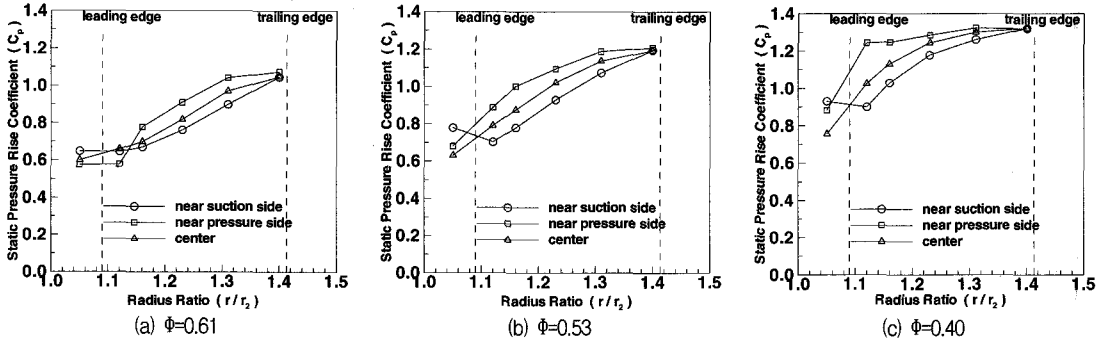


Fig. 8 Variations of static pressure rise coefficients with radius ratio ($\gamma=23^\circ$)

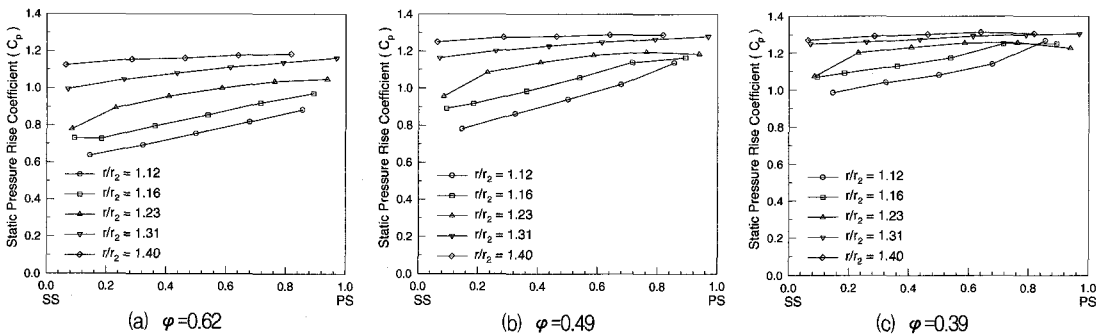


Fig. 9 Variations of static pressure rise coefficients within diffuser vane ($\gamma=23^\circ$)

계의 안정성에 대한 척도로 이용된다. 즉, $\Delta C_p / \Delta \phi$ 가 양의 값을 가지면 불안정 영역이고, 음의 값을 가지면 안정 영역이라 볼 수 있다. Fig. 6에서 확인할 수 있듯이 임펠러는 선회실속이 발생하는 지점까지 안정적인 양을 보이는 반면, 디퓨저는 고유량에서는 상당한 안정

성을 보이지만 유량이 감소할수록 $\Delta C_p / \Delta \phi$ 는 급격히 증가하게 되어 임펠러보다 먼저 불안정성을 보이게 되며, 결국은 압축기 전체의 불안정성을 지배하는 결과를 초래한다. 또한 이러한 특성은 디퓨저 베인각에 관계없이 동일한 경향을 보임을 알 수 있다.

Fig. 7은 베인각이 23°인 경우 유량에 따른 정압상승계수의 분포를 나타낸 것이다. 유량계수가 큰 경우 ($\phi=0.61$) 압력분포가 최소인 지점은 베인의 압력면 선단부 부근에서 존재하며, 베인 유로를 따라 후류로 갈수록 점차적으로 일정한 형태의 압력분포를 보임을 확인할 수 있다. 또한 유량이 큰 경우($\phi=0.61$) 상대적으로 유동각이 크기 때문에 임펠러에서 유출된 유동이 디퓨저 베인의 압력면 선단부에서 방해받아서 이 부분에서의 압력이 상대적으로 작아지게 되며, 유량이 감소할수록 ($\phi=0.53, 0.40$) 베인각과 유동각의 차이도 줄어들면서 최소압력 지점이 베인 영역을 기준으로 베인의 압력면 선단부에서 흡입면 선단부로 이동하게 된다. 전반적으로 베인리스 공간(vaneless space)에서의 정압은 유량의 변화에 따라 원주방향으로 변화의 폭이 심함을 볼 수 있는데 이는 임펠러 출구와 디퓨저 베인의 상호작용(interaction)에 그 원인이 있다고 볼 수 있다.^{(6),(7)}

Fig. 8과 Fig. 9는 반경방향과 원주방향의 정압상승계수의 분포를 유량에 따라 나타낸 것이다. 고유량 부근($\phi=0.61$)에서는 압력면의 선단부 근처에서 최소압력이 존재하고 (Fig. 8(a), Fig. 9(a)), 유량이 감소할수록 ($\phi=0.53, 0.40$) 베인 영역을 기준으로 흡입면의 선단부 근처에서 최소압력이 나타남을 확인할 수 있으며 (Fig. 8 (b), (c)), 베인 유로의 후류로 갈수록 압력분포가 원주 방향을 따라 거의 변화가 없음을 볼 수 있다 (Fig. 9 (a), (b), 및 (c)). 또한 유량이 감소할수록 유동통로에서의 압력 분포는 베인의 흡입면에서 압력면까지 점차적으로 증가하며, 정압이 점차 높아짐을 확인할 수 있다. 베인리스 공간($r/r_2=1.05$)에서의 정압분포(Fig. 9)는 고유량 영역에서 저유량 영역으로 갈수록 최소압력 지점이 압력면 부근에서 흡입면 부근으로 이동함을 볼 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 각각 베인각이 15°인 경우 유량

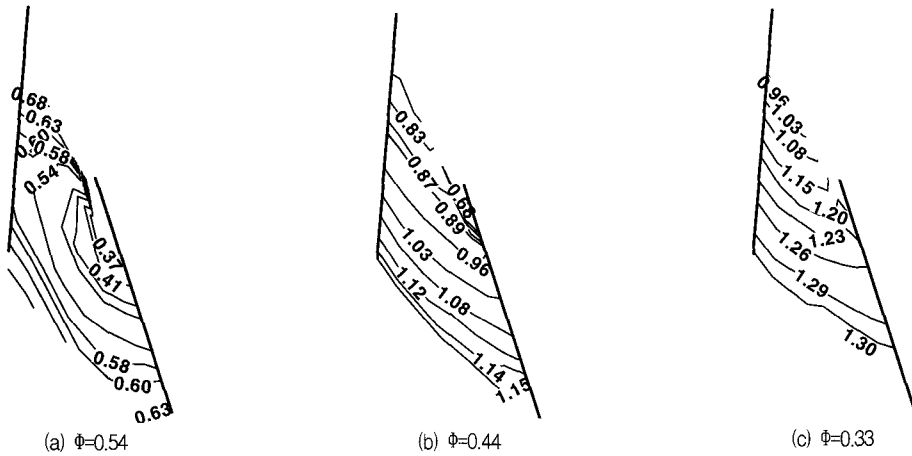


Fig. 10 Static pressure rise coefficient contours with flow coefficients ($\gamma=15^\circ$)

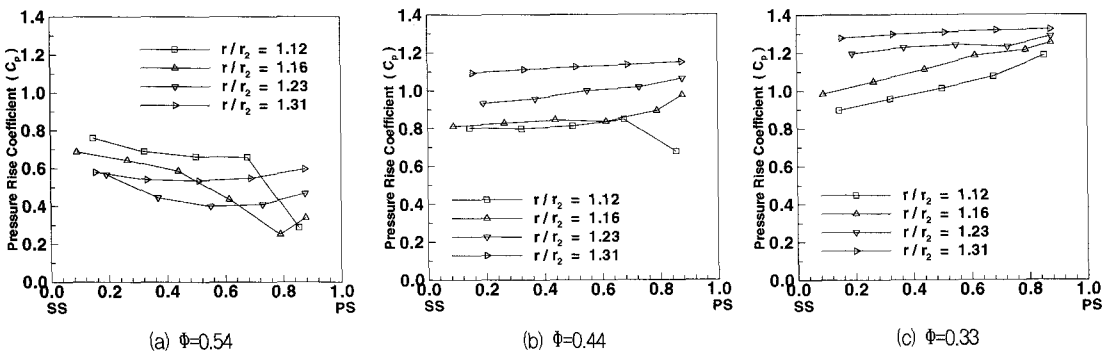


Fig. 11 Variations of static pressure rise coefficients within diffuser vane ($\gamma=15^\circ$)

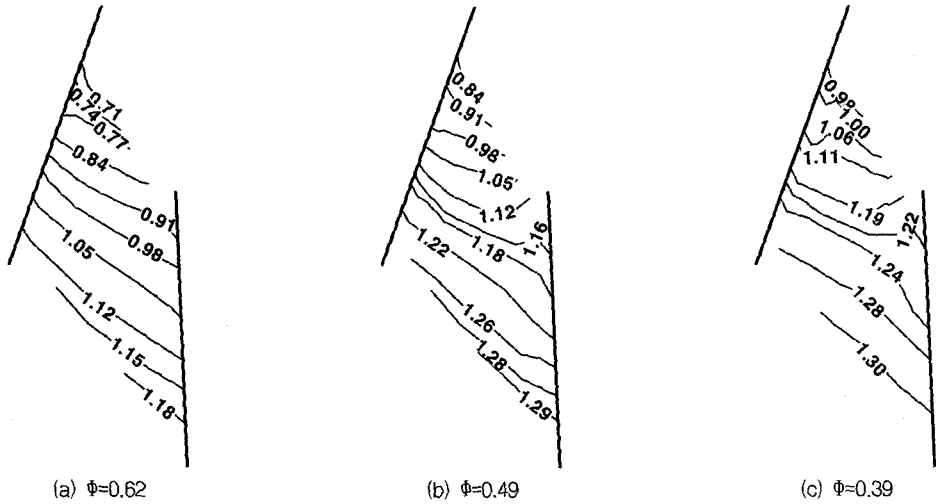


Fig. 12 Static pressure rise coefficient contours with flow coefficients ($\gamma=30^\circ$)

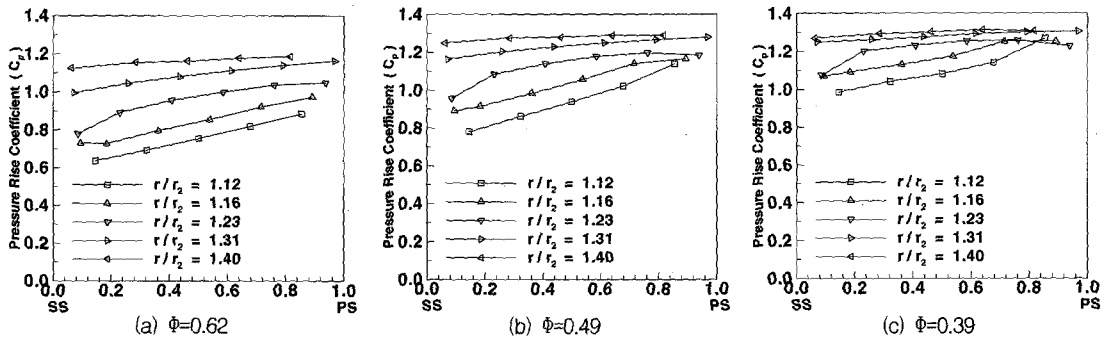


Fig. 13 Variations of static pressure rise coefficients within diffuser vane ($\gamma=30^\circ$)

에 따른 정압상승계수의 분포와 원주방향의 정압상승계수를 나타낸 것이다. 베인각의 감소로 인하여 고유량 영역($\phi=0.54$)에서 베인각이 23° 인 경우보다 유동각과 베인각의 차이가 더욱 커지므로 압력면의 선단부에서 보다 낮은 정압분포를 보이며 중간 유량 영역($\phi=0.44$)까지 그 영향을 미침을 볼 수 있다. 특히 유량계수 $\phi=0.54$ 및 0.44 의 경우, 디퓨저 베인의 압력면 선단부를 중심으로 국부적인 유동 박리(local flow separation)의 발생을 확인할 수 있다. 또한 이 지점에서 최소압력을 형성하게 된다. 이러한 국부적 유동박리는 유동 통로를 좁혀 디퓨저 베인의 흡입면을 중심으로 유동이 강하게 가속되는 현상을 나타내며, 이러한 가속현상은 디퓨저의 성능을 저하시키는 원인이 된다.

앞에서도 언급했듯이 고유량 영역($\phi=0.54$)에서 디퓨저 베인이 임펠러에서 토출되는 유동을 막는 차폐

역할을 함으로써 베인 흡입면의 입구부분에서 상대적으로 높은 정압을 보이고 흡입면에서 압력면으로 압력이 감소하는 경향을 보이지만 유량이 감소할수록 차폐 효과의 감소로 인해 베인의 흡입면에서 압력면으로 압력이 증가함을 볼 수 있다 (Fig. 11).

Fig. 12와 Fig. 13은 각각 베인각이 30° 인 경우 안정영역에서의 정압상승계수의 분포와 원주방향으로의 정압상승계수를 나타낸 것이다. 베인각이 커지면서 유동각의 영향으로 베인각이 15° 인 경우와는 대조적으로 전 유량 영역($\phi=0.39, 0.49$ 및 0.62)에 걸쳐 정압상승계수가 최소인 지점이 흡입면 선단부 근처에서 나타남을 볼 수 있으며 흡입면에서 압력면으로 정압이 증가함을 볼 수 있다. 또한 베인의 출구로 갈수록 원주 방향에 따라 정압의 변화가 거의 없음을 확인할 수 있다.

5. 결 론

베인디퓨저를 장착한 원심압축기를 대상으로 베인의 설치각 변화에 따른 압축기 성능을 실험적으로 고찰한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 베인각이 작을수록 선회실속의 시작점은 저유량으로 이동하며 작은 유량에서 높은 정압상승을 얻을 수 있지만 차폐효과의 영향으로 유효작동영역이 줄어드는 결과를 초래함을 확인하였다. 또한 평균 유동각을 기준으로 베인을 설치한 베인각 23°인 경우의 작동영역이 세 가지 경우에서 가장 넓음을 확인하였고, 효율(total-to-static)도 23°의 경우 상대적으로 넓은 작동영역에서 가장 양호한 결과를 보였으며, 이때 최고 효율은 약 74% 였다.
- (2) 성능특성곡선에서 압축기 전체 성능의 안정성은 디퓨저 성능의 안정성 여부에 크게 의존함을 볼 수 있었다. 즉, 유효작동영역에서 임펠러는 선회실속 부근까지 안정적임을 보이는 반면 디퓨저는 선회실속 발생지점으로 갈수록 불안정성을 보이게 되며 압축기 전체의 불안정성을 지배하는 결과를 초래한다.
- (3) 베인각의 변화와 유량의 변화에 따른 유동각의 영향으로 베인 사이에서의 최소압력지점이 이동함을 확인하였다. 베인각이 커짐에 따라 고유량 영역에서 최소압력지점이 압력면에서 흡입면으로 이동하며 베인각이 15°인 경우 흡입면에서 압력면으로 압력 분포가 감소하는 경향을 보이지만 베인각이 커지면서 흡입면에서 압력면으로 압력이 증가하는 특성을 볼 수 있다. 또한 베인각이 15°인 경우와 23°인 경우 유량이 감소하면서 최소압력지점이 압력면에서 흡입면으로 이동하는 것을 확인하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Jansen, W., 1964, "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser", ASME J. of Basic Engineering, pp. 750~758.
- (2) Baghadadi, S., and McDonald, A. T., 1975, "Performance of Three Vaned Radial Diffusers with Swirling Transonic Flow", ASME J. of Fluids Engineering, pp. 155~173.
- (3) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F., and Nishida, H., 1980, "Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor with Vaned Diffusers", ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 102, pp. 486~493.
- (4) Krain, H., 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow", ASME J. of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 688~697.
- (5) Inoue, M., and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 455~467.
- (6) Dutton, J. C., Piemsomboon, P., and Jenkins, P. E., 1986, "Flowfield and Performance Measurements in a Vaned Radial Diffuser", ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 108, pp. 141~147.
- (7) Hunziker, R., and Gyarmathy, G., 1994, "The Operational Stability of a Centrifugal Compressor and its Dependence on the Characteristics on the Subcomponents", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 250~259.
- (8) Shin, Y. H., Kim, K. H., K. H., and Son, B. J., 1998, "An Experimental Study on the Development of a Reverse Flow Zone in a Vaneless Diffuser," JSME International J., Series B, Vol. 41, No. 3, pp. 546~555.
- (9) Greitzer, E. M., 1981, "The Stability of Pumping Systems-The Freeman Scholar Lecture", ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 103, pp. 193~242.