

선회류 유입에 대한 원추디퓨저의 정압회복 특성

정 효 민* · 정 한 식*

(1997년 12월 9일 접수)

The Characteristics of Static Pressure Recovery in a Conical Diffuser with a Swirling Flow

Hyo Min Jeong and Han Shik Chung

Key Words : Swirling Flow(선회류), Conical Diffuser(원추 디퓨저), Pressure Recovery Coefficient(압력회복율), Pressure Fluctuation(압력변동), Turbulent Energy(난류에너지)

Abstract

The purpose of this paper is to investigate the relationship between pressure recovery and turbulent characteristic value of velocity and pressure, in the case where a swirling flow streams into a conical diffuser. The results of both measurements of the wall pressure fluctuation and velocity fluctuation revealed them to role the large part of the total pressure loss of the flow. The cause of the fluctuation of flow was showed to be the flow separation at the inlet of diffuser at low intensity of swirl, but the flow of diffuser center was instable at high intensity of swirl. The static pressure recovery depends strongly on the magnitude of the turbulent energy in the diffuser, and that this magnitude of the turbulent energy varies as the intensity of swirl at the diffuser inlet.

1. 서 론

유체기계에서 디퓨저를 설치하는 목적은 동압성분을 정압으로 변환시키는 것이다. 즉, 출구부의 배압을 가능한한 저하시킴으로서 팽창비를 높게 하여 유체기계의 효율을 상승시키게 하는 것이다.

특히, 터보기계에서의 출구 속도는 선회성분을 가지고 있고, 이와 같은 유동이 터보기계의 출구에 부착되어 있는 원추 디퓨저에 유입하는 경우의 유동패턴은 아주 복잡하다. 이와같이 디퓨저를 설치하는 목적은 터보 기계의 출구부분의 동압성분을 디퓨저내에서 가능한한 손실이 적은 상태에서 정압

으로 회복시키는 것이 중요하다.

특히 최근에는 디퓨저내의 유동장은 벽면에서의 박리등을 동반하는 매우 불안하고 복잡한 유동이 되기 때문에 컴퓨터에 의한 고도의 난류수치해석도 많이 이루어지고 있으나 그 목적이 유동장의 수치 해석적 재현 및 정압회복의 재현에 많은 관심이 있는 실정이다. 특히 선회류가 동반하는 디퓨저의 유동장 해석은 더욱더 복잡하고 이에 관한 정보도 아주 미흡하다.

지금까지의 연구를 살펴보면, 디퓨저를 설치하는 목적이 정압회복이기 때문에 Japikse⁽¹⁾와 Thakker⁽²⁾에 의한 정압회복의 성능 선도의 작성에 대한 연구를 비롯하여 Neve⁽²⁻⁴⁾, Okwuobi⁽⁵⁾ 및 McDonald⁽⁶⁾은 입구의 경계층 두께, 입구의 형상, 레이놀즈수 등에 의하여 정압회복 영향이 크다고 보고하였다.

*회원, 경상대학교 선박기계공학과 · 해양산업연구소

또한, Senoo^(7~8)는 디퓨저 유입구에 적당한 안내날개를 부착하여 디퓨저의 성능향상을 시도하였고, Benjamin⁽⁹⁾과 So⁽¹⁰⁾는 디퓨저 관로내의 와 발생 및 붕괴에 대하여 연구하였다. 한편 이⁽¹¹⁾는 확대관에 대한 상세한 난류구조에 관한 보고를 하였지만 선회류가 없는 경우이다. 이와 같이 지금까지의 연구는 정압회복이 여러 가지의 유입조건에 따라서 다르게 되며 이들 조건에 대하여 정압회복 성능 선도를 제안하고 있으나 근본적인 정압의 회복 또는 압력 손실에 대한 원인의 규명은 미흡하였다.

따라서, 본 연구에서는 자유 와형의 선회류가 원추 디퓨저내로 유입했을 때 정압회복 성능을 검토함과 동시에 디퓨저 벽면 및 관로 중심부에 대한 압력변동과 단면내의 난류강도를 측정하여 디퓨저내의 압력회복 손실에 기여하는 인자를 명확히 하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험장치의 개략도를 Fig. 1, 실험장치의 전경 사진은 Photo 1에 각각 나타내었다. 실험장치의 원추 디퓨저는 흡입식 풍동에 연결되어 있으며, 유입공기는 원주방향으로 24개의 안내날개를 부착한 자유 와형의 선회류 발생장치를 거쳐서 입구직관부, 디퓨저부, 출구직관부, 정정실(Settling Chamber)로 유입한다. 그림중의 AR1, AR2, AR3 및 AR4는 각각 입구 직관부와와의 면적비가 심봉(Core: 직경 28 mm의 강제 환풍)이 없는 경우에 1, 2, 3 및 4가 되는 위치이다. 또, 실험에 이용된 디퓨저는 입구직경 122 mm, 출구직경이 244 mm로서 디퓨저 편각 ϕ 가 4°, 7°, 15°의 3종류(모두 입출구의 면적비는 4)이다.

2.2 실험방법

입구조건은 디퓨저 입구의 상류 200 mm 지점(AR1)에서의 측정치를 이용한 레이놀즈수 $Re=2R_{01} \cdot \overline{U}_1/\nu$ 가 (\overline{U}_1 은 AR1에서의 평균 축방향속도, R_{01} 은 입구직관 반경, ν 는 동점도) 약 3.0×10^5 이다. 실험방법은 다음식으로 정의 되는 선회강도 m_1 (입구에서의 원주방향의 운동량과 축 방향의 운동량의 비)을 주요 변수로 하였다.

$$m_1 = \frac{2\pi \int_{R_1}^{R_{01}} \overline{U} \cdot \overline{W} r^2 dr}{R_{01} \cdot 2\pi \int_{R_1}^{R_{01}} \overline{U}^2 r dr} \quad (1)$$

여기서, r 은 임의의 반경 위치, R_1 는 심봉의 반경, \overline{U} 및 \overline{W} 는 축방향 및 원주 방향의 속도를 나타낸다.

또한, 본 실험장치에서는 선회류 발생장치에 부착되어 있는 24개의 안내날개의 각도 β 가 0°, 3°, 6°, 9°, 12° 및 15°는 각각 m_1 이 약 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 및 0.5에 대응하였다. 각 단면내의 압력 및 속도는 5공 피토포관 및 열선유속계를 사용하였으며, 벽면의 정압 변동은 반도체 소형 압력 변환기(PD103, Toyota제품, Japan)를 사용하였다. 여기

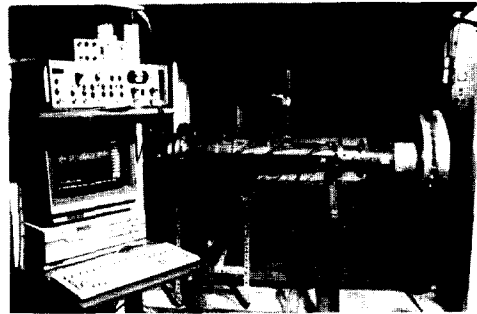


Photo. 1 Photo of experimental apparatus.

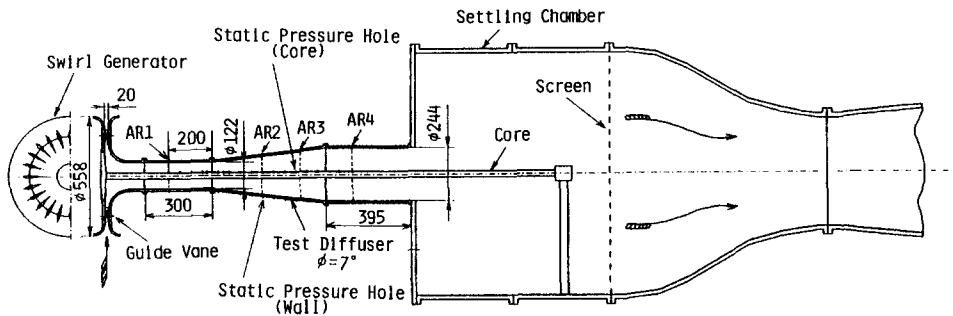


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

서 열선은 Kanomax제의 모델 0521R-T5의 I형 열선과 모델 0253R-T5의 45°경사형 열선을 사용하였으며 열선지지대의 축을 회전시켜서 3차원 난류계측⁽¹⁴⁾을 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 선회강도에 의한 디퓨저내의 속도분포

Fig. 2~Fig. 4는 선회강도의 변화에 따른 축방향의 속도를 나타내었다. 선회류의 강도에 따라서 벽면 혹은 중심부에 역류가 발생하게 된다. 따라서 열선유속계에 의한 유속측정은 정확한 주류방향을 알 수 없는 상태에서 큰 오차를 가져올 가능성이 크기 때문에 평균속도의 측정은 5공 피토포관을 사용하였다. 본 실험에서 사용한 5공 피토포관은 직접 제작하였고, 풍동으로 검정하여 사전에 피토포관의 성능곡선을 구하여 유속을 구하였다. 또한 주류의 방향을 알기 위하여 피토포관을 회전시킬 수 있도록 측

정용의 5공과 피토포관의 회전축 중심이 일치하도록 제작하였다.

그림의 횡축은 입구의 반경으로 무차원화한 반경 방향의 위치를 나타내고, 종축은 입구의 평균속도로 무차원화하였다. 유입구의 AR1단면에서는 선회류에 무관하게 균일한 속도분포를 나타내지만 확대부인 AR2 및 AR3단면에서는 선회강도에 따라서 유동패턴이 급격히 변화함을 알 수 있다. 선회류가 거의 없는 상태에서 편각이 커지면 벽면 박리로 인하여 측정이 대단히 불안정하였기 때문에 그림상에는 나타나지 않았다. 그러나 일정한 선회강도가 존재하게 되면 원심력에 의하여 벽면근처에서의 박리 현상이 멈추고 비교적 안정한 유동상태가 된다. 그러나 지나친 선회강도는 벽면에서는 완전히 박리가 멈추게 되지만 중심부에서는 역류 현상이 생기게 된다. Fig. 3에서 선회강도 m_1 이 약 0.4의 경우를 보면 AR2단면에서는 아직 역류가 발생하지 않지만 AR3에서는 역류영역이 확실히 나타난다. 이러한 역류현상은 선회강도가 커질수록 역류 영역이 상류 방향으로 이동할 수 있음을 나타낸다.

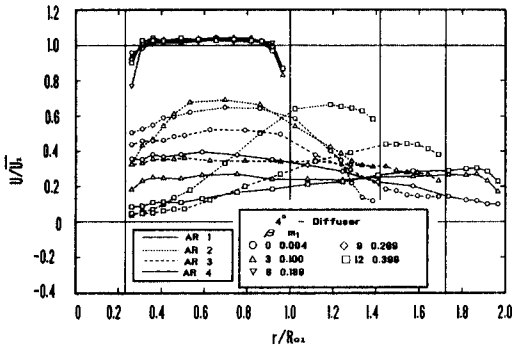


Fig. 2 Axial velocity distributions with swirl intensity in case of $\phi=4^\circ$ diffuser.

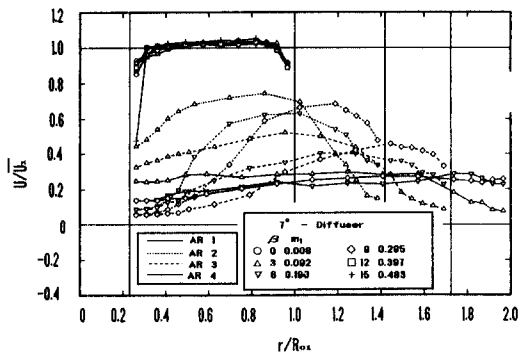


Fig. 3 Axial velocity distributions with swirl intensity in case of $\phi=7^\circ$ diffuser.

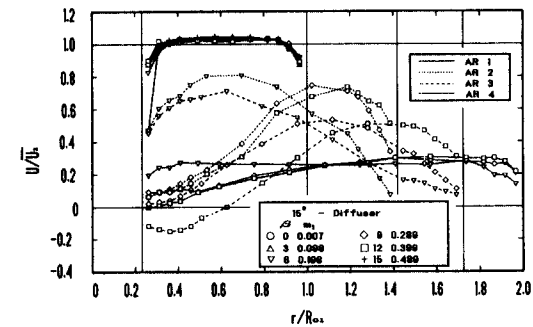


Fig. 4 Axial velocity distributions with swirl intensity in case of $\phi=15^\circ$ diffuser.

3.2 선회강도에 의한 정압회복율의 평가

디퓨저의 성능을 나타내는 지표로서 다음에 정의하는 정압회복율을 이용하였다.

$$C_p = \frac{P_{sc} - \overline{P_{s1}}}{P_{d1}} \quad (2)$$

여기서, P_{sc} , $\overline{P_{s1}}$, P_{d1} 는 각각 정정실 압력, AR1에서의 단면 평균정압 및 동압을 나타낸다.

Fig. 5에는 선회강도에 대한 정압회복율을 나타내었다. 디퓨저의 편각에 대하여 최대의 효율을 갖기 위해서는 각각 적절한 선회강도가 필요함을 알

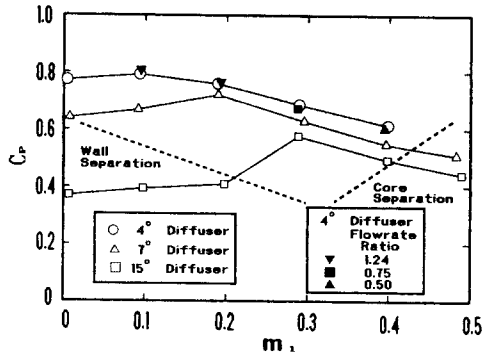


Fig. 5 Pressure recovery coefficient with swirl intensity.

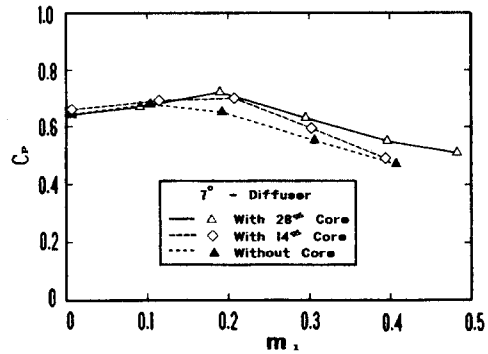


Fig. 6 Pressure recovery coefficient with various solid core.

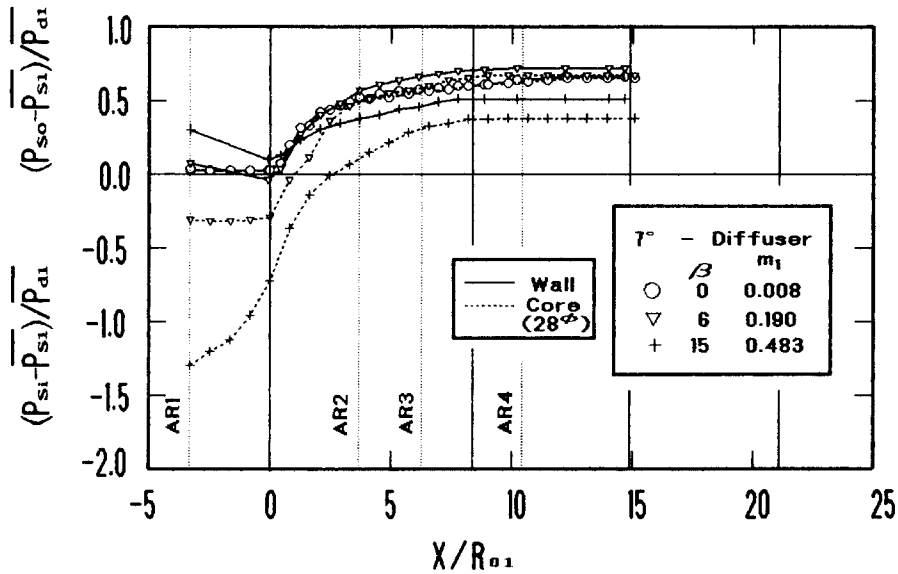


Fig. 7 Static pressure distributions of axial direction in case of $\phi=7^\circ$ diffuser.

수 있고, 이러한 경향은 종래의 보고⁽¹²⁾와도 일치한다. 선회강도가 작고 디퓨저 편각이 큰 영역(Wall Separation)과 선회강도가 큰 영역(Core Separation)에서는 박리에 의한 역류 영역이 발생하므로서 정압회복이 크게 저하하는 현상을 보였다. 유량변화에 대한 정압회복율의 변화에 대하여서는 편각이 4°인 경우에 한하여 조사하였으나, 유량비($Q/Q_1=1.24, 0.75, 0.5$)에 따른 큰 차이는 나타나지 않았다. 따라서 유량을 일정히 한 상태(\bar{U}_1 이 약 40m/s, 이때의 유량이 Q_1)에서 전체의 실험을 행하였다. 또한, Fig. 6은 디퓨저의 중심부에 임의의 직경을 갖는 심봉설치에 의한 정압회복율을 나타내었다. 즉, 심봉의 설치로 인하여 정압

회복이 상승됨을 나타내고 있다. 심봉이 설치되지 않고, 선회강도를 크게하게 되면 중심부의 불안정한 유동으로 측정단면 전체에 영향을 주기 때문에 본 연구에서는 심봉의 직경 28 mm를 기준으로 하여 실험을 행하였다. 또한, 본 연구에서는 디퓨저 편각이 7°인 경우에 대하여 중점적으로 검토하고자 한다. 이는 선회강도에 의한 효과도 뚜렷하고, 비교적 안정된 유동이 보장되기 때문이다.

3.3 축방향의 정압분포

Fig. 7에는 편각이 7°인 디퓨저의 축방향에 대한 벽면 및 중심부(심봉면)에서의 정압분포를 나타내었다. 선회류가 너무 크게되면 길이 방향전체에 걸

쳐서 낮은 정압을 보여줌과 동시에 입구 부근에서 급격한 압력저하 현상을 나타내었다. 특히, 정압은 디퓨저 유입구 근처($X/R_{01}=0\sim 3.5$ 의 AR2단면)에서 급격히 증가함을 알 수 있다.

3.4 심봉설치와 난류에너지 분포

Fig. 8은 편각 7°디퓨저에서 선회강도 m_1 이 약 0.2인 경우의 AR1단면에 대한 전압 분포를 나타낸다. Fig. 9~Fig. 11은 심봉의 유무에 따른 각 단면 AR1, AR2 및 AR4에서의 난류에너지 $k = (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})/2$ 의 분포를 나타낸다. Fig. 8와 같이 심봉이 없는 경우에는 선회류가 유입하면 입구 중심부에 전압이 크게 저하하는 영역이 발생하여 속도변동이 크게되어 난류에너지가 크게되는 영역이 생긴다. 이 난류에너지가 큰 영역은 직경 28 mm의 심봉의 위치에 대응한다. 그러나 이 영역 외에는 심봉의 유무에는 무관하게 거의 유사한 난류 에너지의 분포를 보이고 있다. 이러한 유동이 단면

AR2에 심봉이 없으면 단면 전체에 걸쳐서 난류에너지가 큰 분포를 하고, 출구인 AR4에서는 심봉의 유무에 무관하게 난류에너지가 전체적으로 소멸되어 가고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 심봉이 없는 경우에는 AR2단면부근에서 전압손실이 크게됨을 예측할 수 있고, 이것이 정압회복율을 저하시키는 하나의 요인으로 생각할 수 있다.

4. 정압 변동치의 분포

4.2 심봉직경 변화와 정압변동

Fig. 12는 심봉 직경을 변화시켰을 때, 디퓨저 벽면의 정압변동(Root Mean Square)을 나타내었다. 그림의 횡축은 축방향의 길이를 입구직관의 반경으로 무차원화 하였고, 종축의 압력변동 β' 는 밀도, 유량 Q (약 $0.43 \text{ m}^3/\text{s}$) 및 입구직경 $2R_{01}$ 으로 무차원화 하였다.

심봉의 직경이 커질수록 벽면의 압력변동치의 최대점이 점점 하류방향으로 이동하는 것을 알 수 있고, 디퓨저 중심부에 설치하는 심봉의 직경이 작을

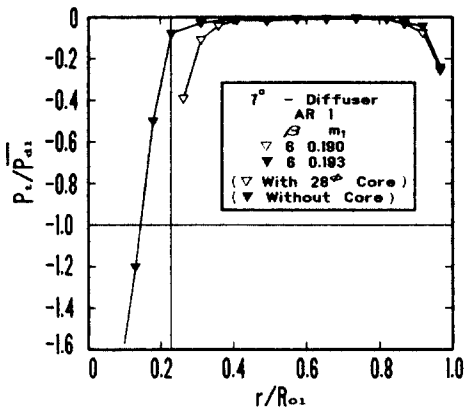


Fig. 8 Total pressure distributions at AR1 section,

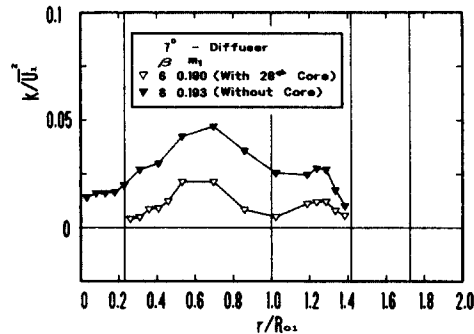


Fig. 10 Turbulent energy distributions at AR2 section.

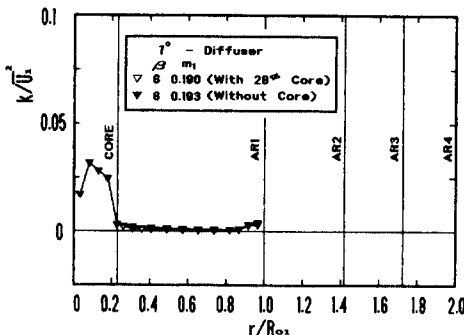


Fig. 9 Turbulent energy distributions at AR1 section.

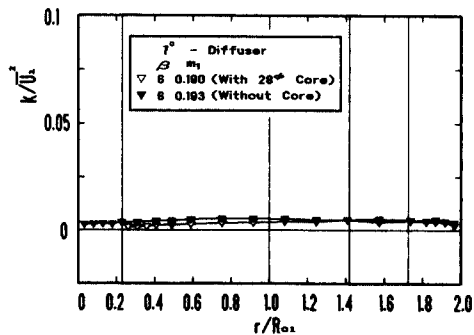


Fig. 11 Turbulent energy distributions at AR4 section.

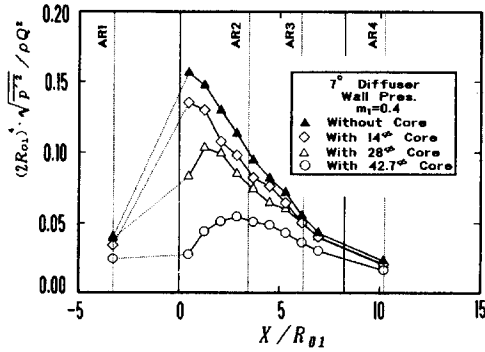


Fig. 12 Diffuser wall pressure fluctuation with various solid core.

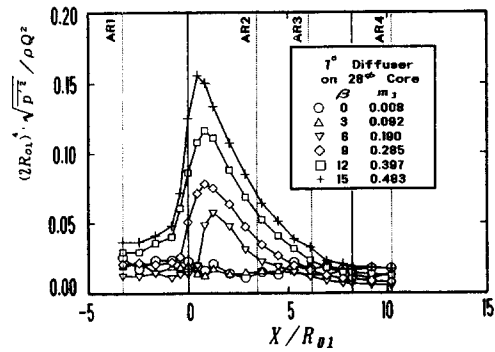


Fig. 14 Solid core wall pressure fluctuation with various swirl intensity.

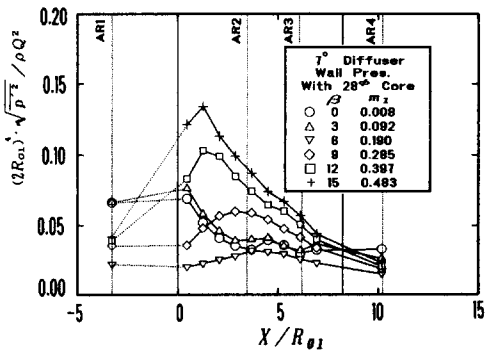


Fig. 13 Diffuser wall pressure fluctuation with various swirl intensity.

수록 벽면의 압력 변동치가 크게 되었다. 이러한 경향은 단면내에서 열선유속계로 측정하였을 때의 속도 변동도 같은 경향을 보였다. 즉, 중심부에 적당한 직경의 심봉을 설치하므로써 속도장은 물론 벽면 압력변동도 작게된다. 이것은 심봉의 직경이 클수록 디퓨저 중심부의 불안정한 유동장의 발생을 억제시키는 효과가 있고, 이 결과 단면내의 유동장을 안정시켜 벽면압력 변동도 작게되어 결국은 정압회복율도 상승시키게 되는 것이다.

4.3 디퓨저 벽면 및 중심부의 정압변동

Fig. 13과 Fig. 14는 디퓨저 벽면과 직경 28 mm 심봉면의 압력변동을 나타내었다. 선회강도 m_1 이 0.1이하의 약한 선회류가 유입하였을때는 벽면 부근에서 부분적인 박리로 인하여 디퓨저 입구벽면 근처에서 큰 압력변동이 생기지만, 심봉(중심부)에서는 큰 압력변동은 생기지 않는다. m_1 이 0.2가 되면 디퓨저 입구부근의 큰 압력변동은 없어지고

관로 전체에 걸쳐서 약간의 압력변동이 생긴다. 그러나 심봉에서는 선회류의 영향이 나타나 디퓨저 입구 부근에서 조금 높은 압력변동을 일으킨다. m_1 이 0.2보다 커지면 디퓨저 벽면과 심봉에서는 압력변동이 급격이 증가한다. 또한 선회강도가 증가함에 따라 최대압력 변동을 나타내는 지점이 상류쪽으로 이동하며, 심봉의 최대압력 변동의 위치는 디퓨저 입구 근처의 동일한 곳에서 발생함을 알 수 있다.

5. 정압회복율에 미치는 인자

5.1 난류에너지 분포

식 (1)의 정압회복율을 분해하면 다음과 같다.

$$C_p = 1 - \frac{P_{dc}}{P_{d1}} - \frac{\overline{P_{t1}} - P_{tc}}{P_{d1}} \quad (3)$$

여기서 P_{dc} , $\overline{P_{t1}}$, P_{tc} 는 정정실로 유입하는 동압, AR1의 전압, 정정실의 전압을 각각 나타낸다. 식 (3)의 우변 2항은 정압으로 변환되지 못하고 유출되는 동압성분을 의미하고, 3항은 열로 소산해버리는 전압 손실항을 나타낸다.

Fig. 15는 선회강도에 대한 정압회복과 단면내의 난류에너지와의 관계를 나타내었다. 좌측 축은 축대칭 유동으로 가정하고 다음의 식으로 정의되는 유량평균 난류에너지 \overline{k} 를 도입하였다.

$$\overline{k} = \frac{2\pi \int_{R_i}^{R_o} k \cdot \rho U r dr}{2\pi \int_{R_i}^{R_o} \rho U r dr} \quad (4)$$

여기서 R_0 는 각단면의 벽면 반경을 나타낸다.

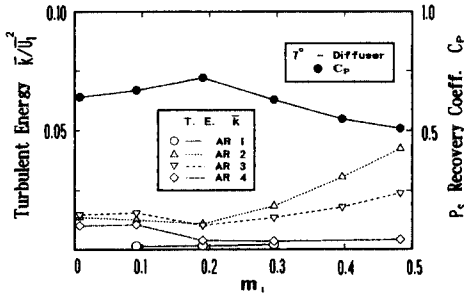


Fig. 15 The relationship between turbulent energy and pressure recovery coefficient in case of $\phi=7^\circ$ diffuser.

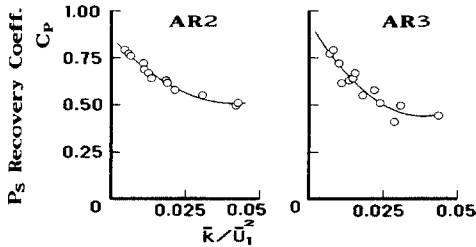


Fig. 16 The relationship between turbulent energy and pressure recovery coefficient in AR2 and AR3 section.

입구 AR1에서의 \bar{k} 는 선회강도에 무관하게 난류 에너지가 작은 균일한 유동상태이지만 디퓨저 내부의 AR2, AR3에서는 단면전체에 걸쳐서 난류에너지가 크게됨을 알 수 있다. 특히, 선회강도가 커지게됨에 따라서 난류에너지도 크게 증가함과 동시에 정압회복율도 크게 저하한다. 또한 정압회복이 최대로 되는 지점($m_1=0.2$)에서는 관로계 전체에 걸쳐서 난류에너지가 최소로 됨을 알 수 있다. 이것은 난류에너지가 증가함에 따라서 식 (3)의 3항째인 전압손실이 크게 증가하기 때문이다. 이와같은 경향은 디퓨저 편각이 다른 경우($\phi=4^\circ, 15^\circ$)에도 같은 결과를 보였다.

5.2 정압회복율과 난류에너지와의 관계

Fig. 16에는 디퓨저의 정압회복율과 식 (4)에서 정의한 평균난류에너지 분포와의 관계를 나타내었다. 난류에너지의 증가와 정압회복은 반비례하는 기본적인 특성이 명확함을 알 수 있다. 즉 단면내의 유동이 불안하게 되면 난류에너지의 증가를 초래하고, 결국 전압손실의 증가를 가져와 정압회복이 크게 저하한다는 것을 알 수 있다. 이는 주어진

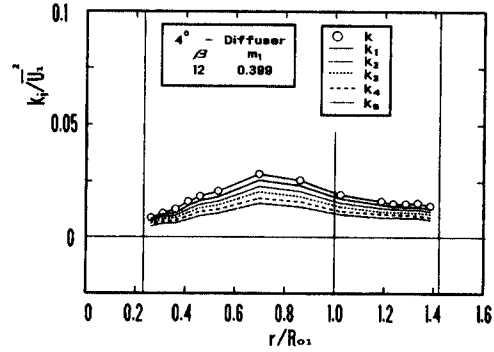


Fig. 17 Frequency characteristics in case of $\phi=4^\circ$ diffuser at AR2 section.

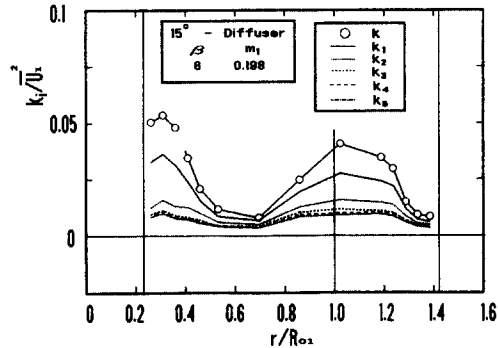


Fig. 18 Frequency characteristics in case of $\phi=15^\circ$ diffuser at AR2 section.

디퓨저에서 내부의 유동이 불안정하지 않도록 구조적인 장치를 하거나 선회류의 적절한 선택으로 정압회복을 크게 향상시킬 수 있다는 것을 말해준다.

5.3 난류에너지의 주파수특성

디퓨저의 내부 유동장은 여러 가지 주파수 성분의 난류가 혼재해있다. 그래서 Fig. 17($\phi=4^\circ$)와 Fig. 18($\phi=15^\circ$)에는 유속에 포함되어 있는 여러 가지 주파수 성분의 분포를 나타내었다. 종축의 k_i 는 다음식으로 정의되는 특정 주파수 성분에 대한 난류에너지 분포를 나타내었다.

$$k_i = \frac{2\pi \int_{R_i}^{R_0} (k_{i-1} - k_i) \cdot \rho U r dr}{2\pi \int_{R_i}^{R_0} k \cdot \rho U r dr} \quad (5)$$

여기서 $k_0=k$ 이며, $k_i (i=1\sim 5)$ 는 난류에너지 k 로부터 10, 20, 30, 40, 50Hz이하의 주파수 성분을 각각 제거 (high pass filter)하여 구한 난류에너지를

나타낸다. 예를들면, k_1 은 전 주파수가 포함된 난류에너지 k 로부터 10Hz 이하의 저 주파수성분을 제외한 난류에너지를 나타낸다.

따라서 Fig. 17와 Fig. 18에서 알 수 있는 것은 내부의 유동이 비교적 안정한 $\phi=4^\circ$ 인 경우에는 단면전체가 균일한 주파수영역을 형성하고 있으나, $\phi=15^\circ$ 와 같은 급확대형 디퓨저에서는 50Hz이하의 저 주파수가 다량 포함되어 있고 동일 단면내에서도 매우 불안정한 유동장을 구성하고 있음을 알 수 있다.

5.4 유동장 및 압력의 주파수특성

디퓨저의 편각이 작은 경우(Fig. 17)에는 특정한 주파수가 검출되지 않고 단면전체가 균일한 유동장을 구성하고 있으나, 편각이 증가(Fig. 18)하므로서 특정한 주파수가 존재하여 불안정한 유동이됨을 추측할 수 있으며, 디퓨저의 내부 유동은 유입조건에 따라 특정한 주파수가 존재한다는 보고⁽¹³⁾도 있다. 따라서 본 절에서는 구체적인 주파수특성에 대하여 검토한다.

Fig. 19는 $\phi=15^\circ$ 의 경우 정압변동을 구하기 위한 측정점의 위치를 나타낸다. Fig. 20은 Fig. 19의 벽면점 D 및 심봉위치 12번과 이 단면내의 속도변동에 대한 주파수분포를 나타내었다.

그림중의 $P_{(r)}$ 는 압력진폭, $U_{(r)}$ 는 속도진폭, $\bar{P}_{(r)}$ 은 AR1단면의 유량평균 동압을 나타낸다. 또, U_q 는 임의의 반경위치(r/R_{01})에서의 시간 평균속도를 나타낸다. 이 그림에서는 속도장 전체에 벽면과 동일한 기본주파수가 존재하고 있고, 특히 반경위치가 0.34보다 작은 영역에서는 2차 성분의 주파수가 명확히 나타나지만, 반경위치가 0.43보다 큰 영역에서는 2차이상의 주파수 성분이 약하게 나타난다. 이것은 강한 선회류가 유입하면 디퓨저의 중심부에서는 와의 생성과 붕괴현상⁽⁹⁻¹⁰⁾에 기인한 결과

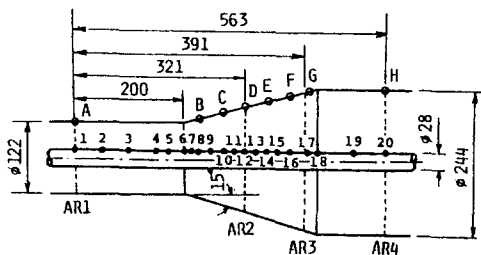


Fig. 19 Measurement point of diffuser wall and solid core.

라 생각된다.

Fig. 21은 Fig. 19에서 축방향의 위치인 점B, C, D, E점에 대한 자기상관계수 R_{BB} , R_{CC} , R_{DD} , R_{EE} 를 나타낸다. 점B의 상관계수가 가장 높고, 하류쪽으로 갈수록 기본파의 성질이 점점 약화됨을 알 수 있다. Fig. 22는 디퓨저의 편각이 7° 인 경우, 선회강도 및 심봉의 크기에 대하여 특정주파수 발생빈

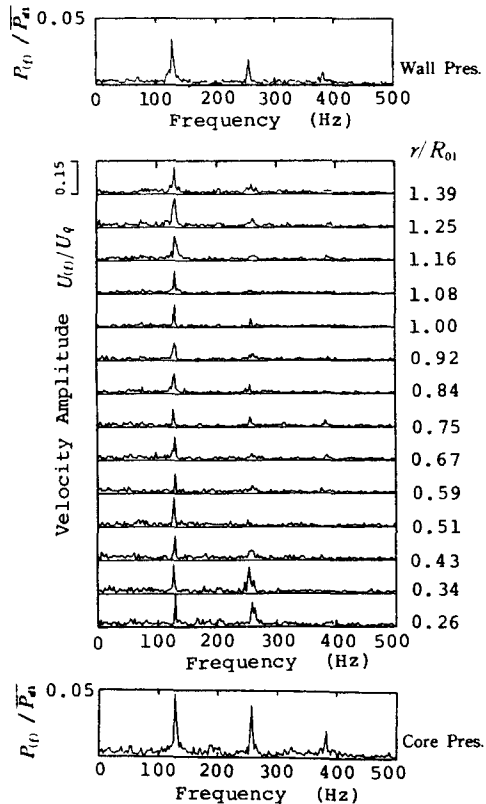


Fig. 20 Frequency distributions of pressure and velocity in AR2 section in case of $\phi=15^\circ$ diffuser.

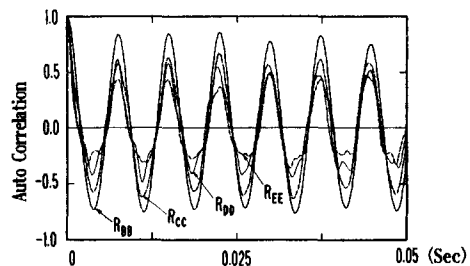


Fig. 21 Auto correlation with axial direction in case of $\phi=15^\circ$ diffuser.

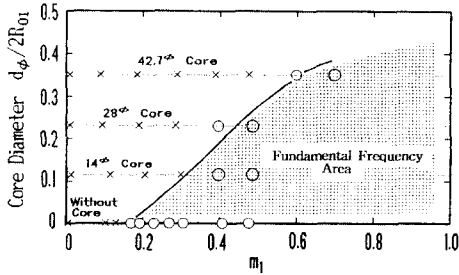


Fig. 22 Fundamental frequency map with various solid core in case of $\phi=7^\circ$ diffuser.

위를 나타내었다. 선회강도가 0.2이하에서는 특정 주파수가 생기지 않는다. 그러나, 선회강도가 0.2 이상이면 점점 기본파의 특성이 나타난다. 특히, 심봉의 직경이 작으면 약한 선회강도에서도 특정 주파수가 발생하며, 심봉직경이 크면 특정 주파수의 발생을 억제시켜 정압회복율의 상승에도 기여한다.

6. 결 론

자유 와형 선회성분을 갖는 유입류가 면적비 4인 원추 디퓨저에 유입했을 때, 내부관로계의 유동 및 벽면압력을 측정하여 정압회복과의 관계를 연구하였다.

- (1) 적절한 선회류는 디퓨저의 정압회복에 큰 효과를 가지므로 디퓨저의 확대 각도를 크게 설계할 수 있어 효율적인 공간 활용이 가능하다.
- (2) 유량평균 난류에너지와 정압회복율은 반비례하므로 단면내의 난류에너지가 최소화되는 방안을 강구함으로써 최대의 정압회복을 얻을 수 있다.
- (3) 디퓨저 중심부에 심봉을 설치함으로써 높은 정압회복율이 얻어지며, 이것은 관로내의 난류에너지 감소에 영향을 주어 전압손실을 감소시키기 때문이다.
- (4) 디퓨저의 정압회복성능의 저하는 동압성분의 유출과 벽면의 마찰이나 혼합에 의한 전압손실로 구분된다. 이 중에서 전압손실이 디퓨저의 전체성능을 좌우하며 관로계의 난류성분 제어를 통하여 보다 고효율의 디퓨저 설계가 가능하다.

참고문헌

(1) Japikse, D., 1984, "A New Diffuser Mapping Technique," *ASME paper*, 84-IGT-237.

(2) Thakker, A., 1985, "Evaluation of Conical Diffuser Performance," *ASME paper*, 85-IGT-27.

(3) Neve, R. S., and Wirasinghe, N. E. A., 1974, "The Prediction of Turbulent Boundary Layer Parameter in Conical Diffuser Flows," *The City Univ. London Aeronautical Quarterly*, Aug., pp. 199~209.

(4) Neve, R. S., and Wirasinghe, N. E. A., 1978, "Changes in Conical Diffuser Performance by Swirling Addition," *The City Univ. London Aeronautical Quarterly*, Aug., pp. 131~142.

(5) Okwuobi, P. A. C. and Azad, R. S., 1972, "Turbulence in a Conical Diffuser with Fully Developed Flow at Entry," *J. Fluid Mech.* Vol. 57, pp. 603~622.

(6) McDonald, A. T., Fox, R. W. and Van Dewoestine, R. V., 1970, "Effects of Swirling Inlet Flow on Pressure Recovery in Conical Diffuser," *J. of AIAA*, Vol. 9, pp. 2014~2019.

(7) Senoo, Y., Kawakuchi, N. and Nishi, M., 1981, "Optimum Strut-Configuration for Downstream Annular Diffuser with Variable Swirling Inlet Flow," *ASME*, Vol. 103.

(8) Senoo, Y. and Nishi, M., 1974, "Improvement of the Performance of Conical Diffuser by Vortex Generator," *ASME*, Mar., p. 4~10.

(9) Benjamin, T. B., 1965, "Significance of Vortex Breakdown," *ASME*, Jun., pp. 65~84.

(10) So, K. I., 1967, "Vortex Phenomena in a Conical Diffuser," *the 2nd JSME Symposium Fluid Machinery and Fluids*, Sep. pp. 111~120.

(11) 이장환, 한용운, 1997, "확대관의 난류구조 변동에 관한 연구," *대한기계학회논문집(B)*, 제 21권, 제4호, pp. 503~508.

(12) 田代伸一, 吉識晴夫, 1985, "旋回流圓錐デューザの靜壓回復性能," *日本機械學會論文集(B編)*, 51卷, 462號, pp. 1652~1657.

(13) 鬼頭修己, 中林功一, 1990, "直圓管内旋回流の亂れ特性" *日本機械學會論文集(B編)*, 56卷, 527號.

(14) Michael, A., 1978, "An Improved Method for Determining the Flow Field of Multidimensional Flows of Any Turbulence Intensity" *DISA*, Jan. pp. 11~16.