# 실린더 후류를 이용한 2 차원 아음속 디퓨저 유동의 제어에 관한 연구

김태호* • 이상찬* • 윤복현* • 김희동**

# A Control of Two-Dimensional Subsonic Diffuser Flow Using the Turbulent Wake Caused by a Cylinder

Tae-Ho KIM*, Sang-Chan LEE*, Bok-Hyun YOON*, Heuy-Dong KIM**

**Key Words :** Subsonic Diffuser(아음속 디퓨저), Turbulent Wake(후류), Pressure Recovery(압력회복), Total Pressure Loss(전압손실), Internal Flow(내부유동)

**Abstract**

The present study addresses a computational work to investigate the influence of a turbulent wake flow on the pressure recovery of a subsonic diffuser. The turbulent wake is generated by a cylinder with a small diameter, which is installed at the inlet of a 2-dimensional diffuser. Computation are applied to three-dimensional steady Navier-Stokes equations. The fully implicit finite volume scheme is used to discretize the governing equations. The computational results are qualitatively well compared to the experimental results. The results show that the pressure recovery of the subsonic diffuser is dependent on the diameter and location of cylinder. It is found that a certain diameter and location of the cylinder to generate the turbulent wake give a better pressure recovery, compared with no cylinder flow.

## 1. 서 론

일반적으로 아음속 디퓨저(diffuser)는 유동의 운동에너지를 압력으로 변환시키는 장치로, 디퓨저의 확대유로를 통과하면서 유동의 운동에너지는 감소하게 된다. 이 경우 디퓨저의 확대각을 크게 하게 되면 유속감소는 커질 수 있으나, 디퓨저 내의 유동은 박리(separation)하게 되어 큰 압력손실의 주 원인이 된다. 그러나 압력손실을 수반하지 않고, 디퓨저의 입구에서 발생하는 유동의 모든 운동에너지를 압력으로 회복시킬 수 있다면 디퓨저의 효율은 100%가 될 것이다. 그러나 아음속 디퓨저 유동에서와 같이 감속유동의 경우 필연적으로 유로의 확대부에서 유동손실이 발생하게 되므로, 박리가 발생하지 않는다고 하더라도 디퓨저의 효율은 100%로 되지 않는다.

* 목포대학교 기계공학과; kimth973@hanmail.net
** 안동대학교 기계공학과

산업현장에서는 디퓨저 확대각을 크게 하여, 유속감속 효과를 크게 하는 동시에 디퓨저의 길이를 축소하는 공학적 응용이 많다. 이 경우 유로 단면적의 급격한 변화로 인하여 유동은 디퓨저 확대부에서 박리하게 된다. 이러한 유동의 박리는 큰 압력 손실을 야기시킬 뿐만 아니라 박리유동의 불안정성으로 인하여 유동장치의 소음과 진동의 주 원인으로 될 수 있다.

종래 디퓨저 효율 향상을 위한 많은 연구가 수행되었다. 예를 들면 디퓨저의 확대각이 큰 경우 즉, 유동박리를 수반하는 stalled 디퓨저의 경우 박리를 지연하거나 억제하기 위하여, 안내깃(guide vane)이나 와류 발생기(vortex generator)를 디퓨저 입구에 설치하면 디퓨저 효율을 향상시킬 수 있다.(1) 이 연구에 의하면, 안내깃은 유효 확대각을 감소시킬 수 있으며, 와류발생기는 유동방향의 와류를 형성시켜 경계층과 주유동 사이에 운동량 교환을 촉진하게 된다고 보고하고 있다. 또 많은 연구자들은 디퓨저 확대부에서 발생하는 유동박리는 디퓨저 입구에서 속도분포나 난류강도에 영향을

받는 것으로 보고하였다.(2-4) 이와 관련하여 문헌 (5)에서는 디퓨저 입구에 난류격자망 등을 설치하게 되면 2 차원 디퓨저의 성능을 개선할 수 있다고 보고하였다. 이러한 연구 결과들을 종합적으로 고찰하면, 아음속 디퓨저의 확대각이 주어지는 경우 디퓨저 입구에서 어떤 난류강도를 갖는 특정 속도분포를 만들어 주면 디퓨저의 압력회복에 도움이 될 것으로 판단된다.

본 연구에서는 디퓨저 입구에 직경 $d$ 를 가지는 실린더를 설치하여, 실린더 하류에서 발생하는 후류(turbulent wake)가 2 차원 아음속 디퓨저의 압력회복에 어떠한 영향을 미치는지 조사하였다. 이를 위하여, 본 연구에서는 3 차원 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 유한체적법으로 디퓨저 유동을 수치계산 하였으며, 디퓨저 입구에 설치하는 실린더의 직경과 위치가 디퓨저의 압력회복에 어떠한 영향을 미치는지 조사하였다.

본 연구의 수치계산에서는 최근의 2D 정상계산에서 보고된 난류모델을 사용하여, 3 차원계산을 수행하였다. 또한 아음속 디퓨저 유동을 수치적 기법으로 유동 가시화 하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 지배방정식

수치계산에서는 다음의 식들로 주어지는 3 차원 Navier-Stokes 방정식에 유한체적법을 적용한 상용코드(FLUENT)를 사용하였다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \qquad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u_i' u_j'}) \qquad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(x + \frac{\mu_t}{\mathrm{Pr}_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j(\tau_{ij})_{eff}\right] \qquad (3)$$

위의 식들에서 공간항의 차분에는 upwind scheme, 시간항의 차분에는 4 단계 Runge-Kutta 법을 적용하였다. 본 연구에서 적용된 디퓨저의 유동을 수치적으로 잘 예측하기 위해 최근에 수행된 2 차원 수치해석의 결과로부터 적절한 난류 모델과 벽함수의 선택하였다. 따라서 본 연구에서는 Realizable $\kappa$- $\varepsilon$ 난류모델과 비평형 벽함수(non-equilibrium wall function)를 적용하였다.

### 2.2 계산영역 및 경계조건

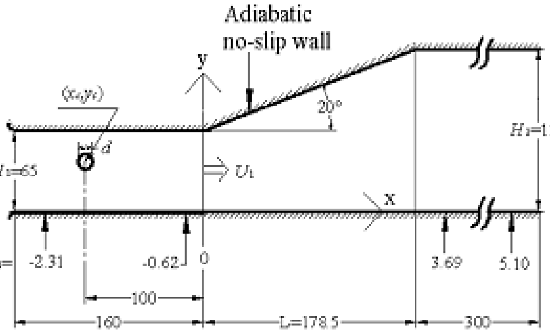


**Fig. 1** Schematic diagram of 2-D diffuser

Fig.1 에는 본 연구에 적용된 2 차원 디퓨저의 개략도를 나타내었다. 그림에서 유동은 왼쪽에서 오른쪽으로 흐르며, 디퓨저의 확대부가 시작되는 위치를 원점($x$=0)이라 가정하였다. 본 연구에서는 디퓨저 확대부로부터 상류 $x$=-160$mm$ 의 위치까지 일정 단면적의 유로(높이 $H_1$=65$mm$)를 설치하였으며, 완전히 발달한 유동이 디퓨저로 유입시키기 위하여 1/7 벽법칙을 기초로 한 속도분포를 입구조건에 주었다. 또 디퓨저 확대부는 반각 $\theta$=20°로 되어 있으며, 확대부의 길이 $L$=178.5$mm$ 이다. 디퓨저 출구에는 길이 300$mm$ 의 단면적 일정 유로 (높이 $H_2$=130$mm$)를 설치하였다. 이러한 디퓨저 제원은 문헌(6)의 실험장치에 근거한 것이며, 실험에서 디퓨저의 폭(span width)은 실린더의 길이와 동일한 260$mm$ 이고, 유로 입구에서 유동의 난류강도는 1% 정도이었다.

디퓨저 입구에서 후류를 발생시키기 위하여, 디퓨저 확대부의 상류 $x$=-100$mm$ 의 위치에 직경 $d$를 가지는 실린더를 설치하였다. 본 연구에서는 실린더의 설치위치 ($x_c$, $y_c$)와 $d$ 의 값을 변화시켜 이들이 디퓨저의 압력회복 특성에 미치는 영향을 조사하였다. Table 1 에는 본 연구에서 적용한 실린더 직경 $d$와 위치 ($x_c$, $y_c$) 그리고 디퓨저 입구 ($x$=0)에서 단면 평균유속 $U_1$ 의 값을 정리하였다.

| 실린더 직경 ($d$) | $d$=3$mm$ | $d$=6$mm$ | $d$=12$mm$ |
|---|---|---|---|
| 실린더 위치 ($y_c/H_1$) | 0.31 | 0.45 | 0.31 |
| | 0.85 | 0.77 | 0.54 |
| | 0.89 | 0.85 | 0.85 |
| 평균 유속 ($U_1$) | 10.6 $m/s$ | 10.6 $m/s$ | 10.6 $m/s$ |

**Table 1** Flow conditions for computations

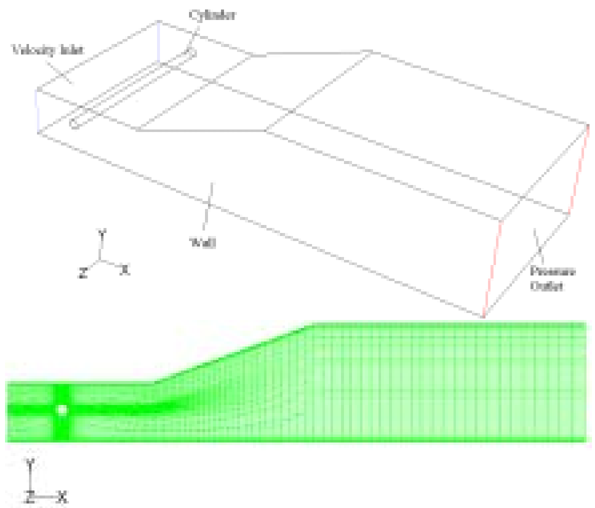


**Fig. 2** Computational domain and grid system at mid-span

Fig.2 에는 본 수치계산에 적용된 계산영역과 mid-span 에서의 정렬 격자계를 나타내었다. 계산에서 사용된 격자점은 대략 20 만개 정도로, 유동장내에 속도변화가 비교적 큰 부분 즉 실린더 후류와 경계층 영역에 격자점을 집중 하였다. 한편 본 연구에서와 같은 유동장 해석을 위해서는 경계조건의 타당성을 조사하는 것이 매우 중요하다.

본 연구에서는 여러 차례 예비 수치실험을 수행하여, 디퓨저 상류 경계에 velocity inlet 조건을, 디퓨저 하류 경계에 pressure outlet 조건이 실험값을 가장 잘 예측하였을 뿐만 아니라 빠른 수렴해를 제공하는 것으로 보였다. 또 모든 벽면에는 단열 no-slip 벽 조건을 적용 하였다. 수치해의 수렴은 질량, 운동량 및 에너지의 residuals 가 모두 0.1% 이하이며, 계산의 경계를 드나드는 질량의 imbalance 가 1% 이하인 경우에 수렴해가 얻어진 것으로 판단하였다.

## 3. 결과 및 고찰

일반적으로 본 연구에서와 같이 디퓨저의 확대각이 비교적 큰 경우에는 디퓨저 확대부에서 방대한 박리영역이 발생하게 된다. 이 경우 박리유동을 수치해석적으로 정확하게 해석하는 것은 대단이 어려우며, 또한 2D 계산으로 실린더 하류에서 발생하는 후류의 거동 및 디퓨저 확대부의 박리영역과의 간섭을 정확히 예측하는 것은 문제가 있는 것으로 보고 되었으므로, 3D 계산을 수행하게 되었다.

### 3.1 압력회복 및 전압손실

Fig. 3, 4, 5 에는 실린더 직경이 3.0mm, 6.0mm 그리고 12.0mm 인 경우에 실린더 위치가 디퓨저 압력회복 특성에 미치는 영향을 나타내었다.

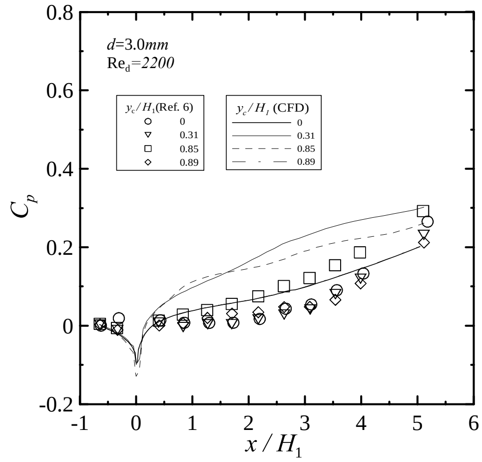


**Fig. 3** Static pressure distributions ($d$=3.0$mm$ and $Re_d$=2200)

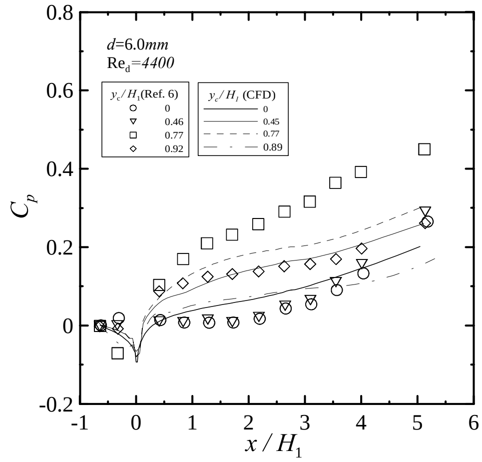


**Fig. 4** Static pressure distributions ($d$=6.0$mm$ and $Re_d$=4400)

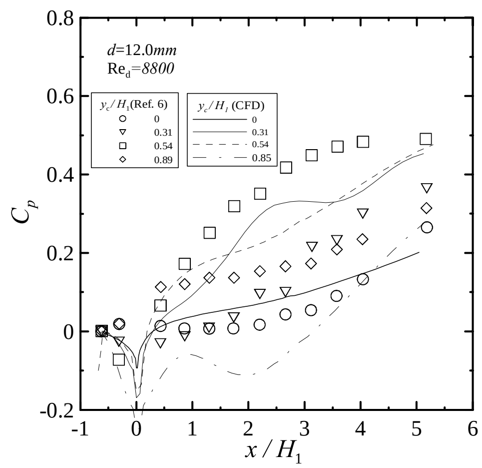


**Fig. 5** Static pressure distributions ($d$=12.0$mm$ and $Re_d$=8800)

그림의 종축의 값은 압력계수 $C_p$ 로써 $C_p=(p-p_0)/p_{dm}$ 로 정의되며, 여기에서 $p_0$ 는 $x/H_1$=-0.62 인 지점에서 디퓨저 윗벽의 벽압력이며, $p_{dm}$ 은 동압 ($1/2\,\rho U_m^2$), $U_m$ 은 같은 $x/H_1$ 의 위치에서 단면 평균 유속을 의미한다. 그림의 횡축은 디퓨저 입구를 원점으로 하는 축방향의 거리( $x$ )를 디퓨저 입구 높이( $H_1$ )로 무차원한 값이다. 또 실린더의 직경에 근거한 유동의 레이놀즈수는 각각 2200, 4400 및 8800 이었다.

Fig.3 의 실린더 직경이 $d$=3*mm* 인 경우, 디퓨저 입구($x/H_1$=0)에서 $C_p$ 값이 급격하게 감소한 후 다시 급격히 증가한다. 그림으로부터 거리($x/H_1$) > 0.5 의 영역에서는 각 $y_c/H_1$ 에 대하여 $C_p$ 값이 완만하게 증가 하지만, Fig.4 와 Fig.5 의 직경이 $d$ =6*mm*, 12*mm* 인 경우는 보다 높은 압력회복이 나타내고 있다. 또 직경 $d$=12*mm* 이고, 실린더 위치가 $y_c/H_1$=0.54 인 경우 가장 큰 $C_p$ 값을 나타낸다. 그러나 그림의 수치계산결과와 실험결과의 비교로부터 본 연구의 수치계산의 결과는 실험값과 잘 일치하지 않는다. 그러나 디퓨저 확대부에서 발생하는 유동의 정성적 경향은 매우 유사하다. 실린더의 직경이 비교적 큰 경우 수치계산 결과는 실험값을 비교적 잘 예측하는 것으로 보인다.

본 수치계산 결과가 실험결과를 잘 예측하지 못하는 것은 디퓨저 내의 방대한 박리유동을 예측하는데 난류모델의 한계와 실린더 하류에서 발생하는 후류의 비정상성 또는 유동의 3 차원성 등이 원인이 될 수 있다. 이에 대한 보다 체계적인 연구가 필요하다.

Fig.6 에는 실린더의 위치 $y_c/H_1$ 가 디퓨저에서 발생하는 압력회복 값에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 종축의 값은 $\Delta p$ 를 동압($p_{dm}$)으로 무차원한 값이다. 여기에서 $\Delta p$ 은 디퓨저 입구 ($x/H_1$=-0.62)와 디퓨저 출구($x/H_1$=3.69)의 위치에 있어서 벽면에서 발생하는 압력차로 정의하였다. 그림에서 실린더의 직경이 다른 경우, 디퓨저의 압력특성은 서로 다른 경향을 보인다. 구체적으로 수치계산이나 실험값의 경우 실린더의 직경이 주어지는 경우 디퓨저의 압력회복을 가장 좋게 하는 실린더의 위치가 있는 것으로 보여진다. 본 수치계산은 실험결과와 단지 정성적으로 일치하지만, 실험값의 경우 실린더의 직경이 증가할수록 압력회복을 개선하는 실린더 위치는 윗벽근처로 이동한다는 것을 알 수 있다. 본 연구의 수치계산의 결과도 유사한 경향을 나타낸다. 그러나 본 연구의 수치계산결과는 실험값을 다소과소 평가하는 것으로 보이지만, 실험에서 측정된 압력회복을 개선하는 실린더 직경과 위치관계를 예측하는 것으로 판단된다.

한편 그림에서 $d$=0(Ref. 6) 은 디퓨저 입구에 실린더를 설치하지 않은 경우에 압력 회복값을 나타낸 것으로, 그림의 결과로부터 실린더를 설치하는 경우에 디퓨저의 압력회복을 개선할 수 있는 실린더의 위치와 직경이 존재한다는 것을 알 수 있다. Fig.7 에는 직경이 $d$=12*mm* 인 실린더의 경우 실린더 위치 ($y_c/H_1$)가 전압손실에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 디퓨저의 전압손실을 평가하기 위해 유로를 $x/H_1$ 이 –2.31 과 0 사이의 디퓨저 상류부분과 $x/H_1$ 이 0 과 3.69 사이의 디퓨저 영역으로 나누었다.

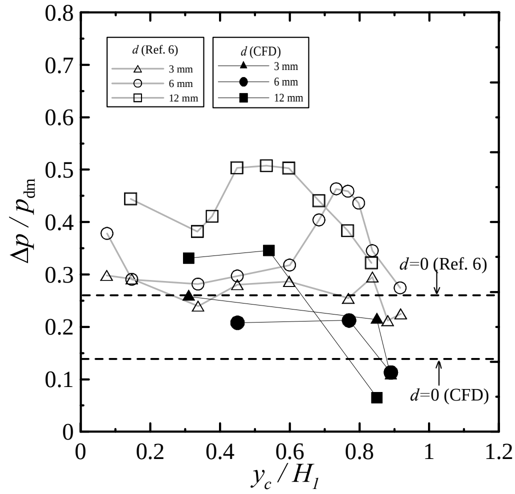


**Fig. 6** Effect of cylinder location on pressure recovery

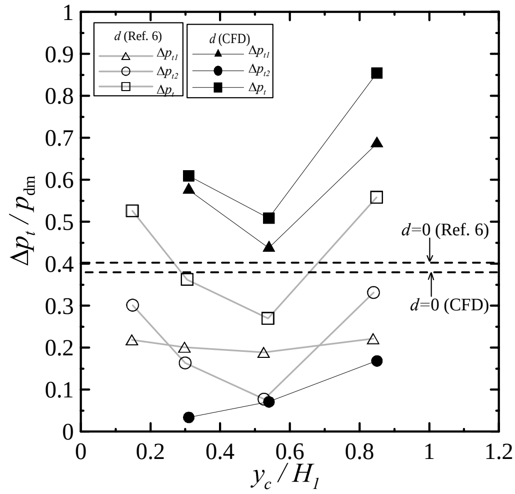


**Fig. 7** Effect of cylinder location on total pressure loss $\Delta p_t$(d=12*mm*)

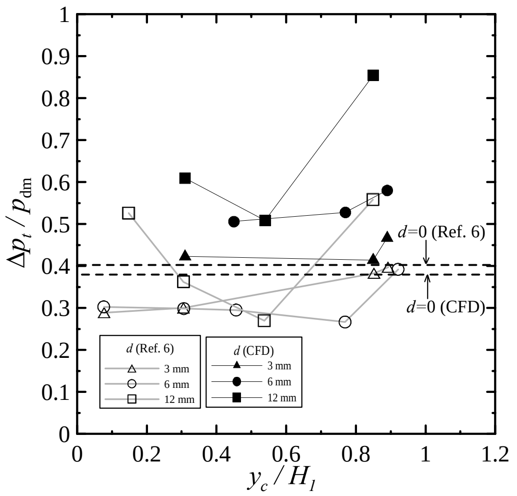


**Fig. 8** Effect of cylinder location and diameter on total pressure loss $\Delta p_t$

첫번째 영역 전압손실을 $\Delta p_{t1}$ , 두 번째 영역 전압손실을 $\Delta p_{t2}$ 로 표기한다. 따라서 두 영역의 전압력손실을 합친 것을 $\Delta p_t$ 라 정의한다. 그림에서 *d*=0(Ref. 6) 과 *d*=0(CFD) 의 두 직선은 실린더가 없는 경우 각각 수치계산과 실험으로부터 얻은 전압력 손실을 의미한다. 그림으로부터 본 연구의 수치계산 결과는 실험의 전압력 손실을 다소 과대평가하는 것으로 보이지만, 정성적인 경향을 잘 예측하는 것으로 보인다. 실린더의 직경이 12*mm* 인 경우 실린더의 위치에 따라 전압력 손실은 달라지게 되며, $y_c/H_1$=0.54 정도에서 전압력 손실이 가장 작은 것으로 판단된다.

Fig.8 에는 실린더의 직경 *d*=3*mm*, 6*mm* 그리고 12*mm* 인 경우에 $y_c/H_1$ 의 변화에 대한 디퓨저의 전압손실($\Delta p_t$)을 나타내었다. 실험값으로부터 실린더의 직경이 *d*=3*mm* 그리고 6*mm* 인 경우에 전압손실은 실린더가 없는 경우보다 작게 나타났으며, *d*=12*mm* 인 경우는 실린더가 상벽 근처에 위치할 때 전압손실이 실린더가 없는 경우보다 크게 나타났다.

본 연구의 수치계산 결과는 실린더 위치에 상관없이 실린더가 없는 경우에 비해 큰 전압손실을 예측하였다. 그러나 실험의 경우 실린더의 특정 위치에서 전압손실은 실린더가 없는 경우에 비해 낮은 것으로 나타난다. 이것은 부분적으로 실린더 하류에서 발생하는 후류의 비정상성에 기인할 수 있으며, 이에 대한 보다 체계적인 수치계산적 연구가 필요하리라 판단된다.

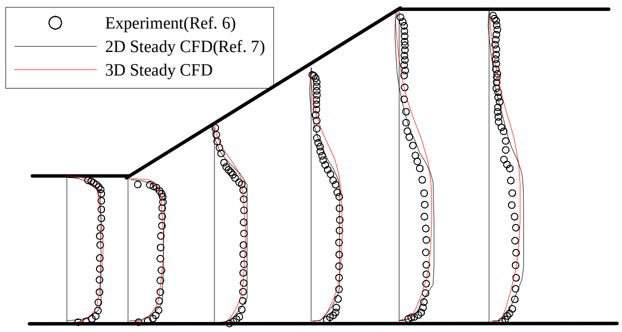


**Fig. 9** Time-mean velocity distributions of no cylinder diffuser

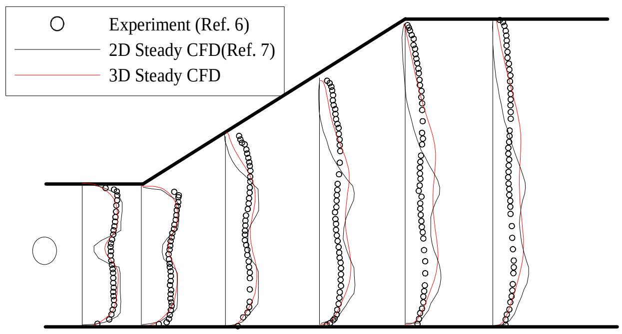


**Fig. 10** Time-mean velocity distributions for cylinder diffuser (*d*=12*mm* and $y_c/H_1$=0.54)

### 3.2 속도 분포

Fig.9, 10 에는 실린더 유무에 따른 디퓨저 내 각 위치에서의 속도분포를 나타내었다. 실린더 가 있는 경우(*d*=12.0mm, $y_c/H_1$=0.54)는 문헌(6)에서 가장 큰 압력회복이 얻어지는 경우의 속도분포를 나타내었다.

그림에서 실린더가 설치되지 않은 경우 2D 및 3D 수치해석 결과는 실험을 잘 예측하고 있으나, 실린더를 설치함으로 인하여 실린더 하류방향에 나타나는 후류의 영향으로 2D 계산에 비하여 3D 계산이 실제 유동장을 잘 예측하고 있다. 그러나 본 수치계산에서 실린더가 설치된 경우, 디퓨저 벽면 부근의 박리유동과 실린더 하류에서 발생하는 후류의 간섭이 발생하는 영역에 대한 속도분포를 잘 예측하지 못하는 것으로 보인다. 이는 그 영역의 매우 큰 비정상성에 기인하는 것으로 예측할 수 있다. 따라서 현재 저자들은 3 차원 비정상 유동의 수치계산을 수행하여, 실험결과에서 나타난 디퓨저 성능 개선을 수치계산으로 예측하고자 시도하고 있다. 이를 위해서 LES 나 DNS 와 같은 수치해석법이 필요하리라 사료된다.

## 4. 결론

본 연구에서는 직경이 작은 실린더 하류에서 발생하는 후류가 아음속 디퓨저의 압력회복 특성에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 수치계산을 수행하여 유용한 실험결과와 비교하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 아음속 디퓨저의 압력회복은 실린더 직경이 증가 할수록 일정한 조건하에서 높은 압력회복을 나타냈었다.

2) 수치해석은 아음속 디퓨저 확대부에서 발생하는 복잡한 유동장을 정성적으로 잘 예측하였다.

3) 실린더 직경이 주어지는 경우 아음속 디퓨저의 압력회복을 가장 좋게 하는 실린더의 위치가 존재하였다.

4) 실린더의 위치에 따라 전압력 손실은 달라지며, 특정 위치에서 전압력 손실이 가장 작게 나타났다.

5) 아음속 디퓨저 벽면 부근의 유동이나 실린더 하류에서 발생하는 후류의 유동을 보다 더 잘 예측하기 위해서는 3 차원 비정상유동 해석이 요구되었다.

## 후 기

본 논문은 2003 년도 두뇌한국 21 사업에 의해 지원 되었음.

## 참고문헌


(1) Senoo, Y. and Nishi, M., March 1974, "Improvement of the performance of Conical Diffusers by Vortex Generators," *ASME Jour. Fluids Eng.*, Vol. 96, pp. 4-10.

(2) Wolf, S. and Johnston, J. P., 1969, "Effects of Nonuniform Inlet Velocity Profiles on Flow regimes and Performance in two dimensional Diffusers." *ASME Jour. Basic Eng.,* Vol. 91, pp. 462-474.

(3) Kaiser, J. F. and McDonald, A. T., 1980, "Effect of Wake-Type Nonuniform inlet velocity Profiles on First Appreciable Stall in Plane-Wall Diffusers," *ASME Jour. Fluids Eng.*, Vol. 103, pp. 283-289.

(4) Sullerey, R.K., Ashock, V. and Shantharam, K.V., 1992, "Effect of Inlet Flow Distortion on performance of Vortex Controlled Diffuser," *ASME Jour. Fluid Eng.*, Vol. 114, pp. 191-197.

(5) Hoffmann, J. A. and Gonzalez, G., 1984, "Effect of Small-Scale, high intensity inlet Turbulence on Flow in a two-Dimensional Diffuser," *ASME Jour. Fluids Eng.*, Vol. 103, pp. 283-289.

(6) Mochizuki, O., Ishikawa, H. and Kiya, M., 2001, "Improvement of a Stalled-Diffuser Performance by a Turbulent Wake," *Proceedings of the Fifth World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Vol. 3, pp. 1879-1884.

(7) Jung, S.J. and Kim, H.D., 2002, "The Effects of a Turbulent Wake on a Subsonic Diffuser Pressure Recovery," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 (B).