

소형 터보압축기의 디퓨저 형상변화에 따른 유동특성 고찰

김홍식* · 차 관* · 김윤제**

Effects of Vaned Diffuser Shapes on the Flowfields of a Small-Size Turbo-Compressor

H.-S. Kim*, K. Cha*, Youn J. Kim**

Key Words: Small-size Turbo-compressor(소형 터보압축기), Rectangular diffuser(직방형 디퓨저), Conical diffuser(원추형 디퓨저)

ABSTRACT:

The effects of diffuser shapes on the flowfields of a small-size turbo-compressor have been investigated by numerically and experimentally. It is important to optimal design of each elements for developing the small-size turbo-compressor. Typical range of rotating speed of a small-size turbo-compressor is 40,000-70,000rpm. Numerical analyses are conducted to the rectangular and conical shapes of diffusers. Three-dimensional, steady, viscous governing equations are solved by SIMPLE algorithm. To prove the numerical results, experimental studies for the measurements of static pressure and temperature at the inlet and outlet boundaries are performed. Comparisons of these results are executed, and reasonable agreements are acquired.

1. 서 론

원심 압축기는 일반적으로 인듀서, 임펠러, 디퓨저, 그리고 볼류트 케이싱 등으로 이루어져 있고, 그 기능상 임펠러와 디퓨저가 중요한 역할을 담당하고 있다.

유량변화가 크지 않고 고효율을 갖는 압축기에는 주로 베인 디퓨저가 사용되고 있다. 베인 디퓨저의 원리는 깃을 설치함으로써 접선방향의 속도성분을 감소시키고 이것으로 인해 각운동량이 감소되어 유로의 길이를 줄임으로써 손실을 감소시키고자 하는 것이다. 베인 디퓨저는 일반적으로 베인이 없는(vaneless) 디퓨저에 비해 확산율(divergence rate)이 높아 출구 직경

을 작게 하는 것이 가능하며 마찰손실을 줄일 수 있다. 또한, 베인리스 디퓨저에 비해 압력이 상승하여 압축기 효율 향상이 가능하지만 유량범위가 좁다는 단점을 가지고 있다.

디퓨저의 성능특성은 디퓨저의 기하학적 형상과 입·출구조건에 따라 매우 복잡하게 변한다. 예를 들어, 디퓨저 내부에서의 압력변화 과정은 벽면 경계층의 영향과 유동박리(separation), 실속(stall) 현상 등으로 손실을 야기시킨다.

디퓨저 내부의 불균일한 속도분포를 제거하여 안정된 작동 조건을 유지하는 것은 터보압축기 성능과 직결된다고 볼 수 있으므로 유동 안정과 효율 향상을 위해 디퓨저의 유동현상 및 성능을 이해하는 것은 매우 중요하다.

Strawn & Kline⁽¹⁾은 채널 디퓨저에서 길이가 짧고, 단면적의 증가율이 큰 것이 효과적임을 알아냈고,

* 성균관대학교 대학원

** 성균관대학교 기계공학부

E-mail : kimyj@me.skku.ac.kr

Moore⁽²⁾는 채널 디퓨저에서 종-모양(bell-shaped)으로 확대되는 형상의 디퓨저는 입구 경계층 두께가 얇을 때 성능이 다소 향상된다는 결과를 발표하였다. Dolan & Runstadler⁽³⁾는 종-모양 (bell-shaped), 트럼펫-모양 (trumpet-shaped), 원추형(conical) 디퓨저를 비교하여, 입구 blockage가 적을 경우 종-모양이 우수하지만, 일반적으로 직선 원추형 디퓨저가 우수한 기하학적 형상임을 알아냈다. Swamy & Agrawal⁽⁴⁾은 원추형 디퓨저의 확대각 변화에 따라 실험한 결과, 이중 확산각을 갖는 원추형 디퓨저(double divergence type conical diffuser)가 성능이 좋음을 보였다.

본 연구에서는 국내 S사에서 개발중인 압축비 3 이상, 회전수 40,000~70,000rpm인 2단 소형 터보압축기에 사용되는 직방형과 원추형 디퓨저의 형상 및 유량 변화에 따른 디퓨저 성능과 유동특성을 고찰하였다.

2. 이론적 해석

2.1 지배 방정식

정상 상태의 난류유동을 나타내는 지배방정식을 시간 평균된 텐서 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j \tilde{u}_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j h - F_{h,j} - \tilde{u}_j \tau_{ij}) = 0 \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \rho \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j \quad (4)$$

$$F_{h,j} = \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j h'} \quad (5)$$

여기서, τ_{ij} 는 점성항, $F_{h,j}$ 는 에너지 방정식의 확산항, 그리고 α 는 열전도계수이다.

Reynolds 응력항을 계산하기 위해 난류모델로는

$k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 이산화하였으며, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 또한, 연속 방정식과 운동량 방정식의 조합을 위해 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 수치해석에 사용된 작동유체인 저압냉매의 상태방정식과 정압비열 계산은 다음 식을 이용하였다.⁽⁵⁾

$$p = \frac{RT}{\nu - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(\nu - b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-xT/T_c}) \quad (6)$$

$$C_p = \sum_{i=1}^5 G_i T^{i-1} - R \quad (7)$$

여기서, R 은 기체상수, T_c 는 임계온도, ν , b , α , A , B , C , G 는 상수이다.

2.2 해석 모델 및 격자계

수치해석 영역은 임펠러를 제외한 디퓨저와 와류실을 대상으로 하였다. 유입된 저압냉매가 임펠러를 통해 가속, 압축된 후 디퓨저와 별류트를 지나는 구조이다. 해석 대상은 Fig. 1과 같이 두가지 형태의 배인 디퓨저를 다루었다. 첫 번째 모델은 직방형으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호(arc)를 따라 직사각형 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 선형적으로 직사각형 단면적이 확대각을 가지며 증가하는 형태이다. 두 번째 모델은 원추형 모양으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호를 따라 반 타원형(semi-elliptical) 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 단면적이 반 타원형에서 원형으로 확대각을 가지며 증가하는 형태이다.

설계된 원추형과 기본 모델인 직방형 디퓨저는 수치해석에 용이하도록 경계 밀착 좌표계(body-fitted coordinates)를 이용하여 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하였고, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다.

Fig. 2는 수치해석에서 사용한 전체 격자계(30×20×80개)이고, Fig. 3은 디퓨저의 격자계(직방형 10×8×54개, 원추형 16×10×58개)를 나타내고 있다. 디퓨

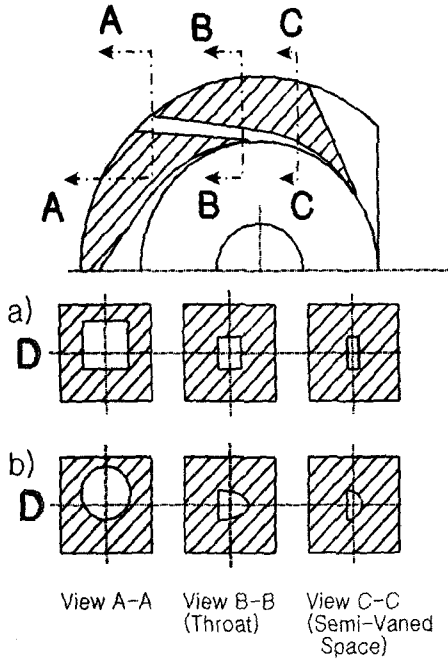


Fig. 1 Schematic diagram of vaned diffusers
a) rectangular, b) conical.

저 입구는 임펠러 출구를 나타내고 디퓨저 출구는 벌류트 입구를 나타낸다.

2.3 경계조건

Fig. 2에서 볼 수 있듯이 디퓨저 입구 부분이 입구 경계면이고, 와류실 출구가 출구 경계면이다. 입구 경계면에서는 모든 유동 변수값이 지정되어야 한다. 임펠러 출구에서의 압력과 온도를 구하기 위하여 식 (8)-(10)을 사용하였고, 반경방향과 접선방향 속도는 각각 식 (11)과 (12)를 이용하여 구하였다.

$$\sigma U_2^2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} = \frac{1}{\eta_{ad}} C_p T_1 \left[\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (8)$$

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)}{2E} \quad (9)$$

$$(T_1' - T_1)R = T_2' - T_2 \quad (10)$$

$$G = \rho_2 A_2 V_{t2} \quad (11)$$

$$V_{t2} = \sigma U_2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (12)$$

위 식에서, R 은 반동도, E 는 단위질량당 에너지, σ 는 미끄럼 계수(slip factor)이며, 하첨자 1, 2, 3은 각각 임펠러 입구·출구, 그리고 디퓨저 출구를 나타낸다.

입구경계면에서 난류운동에너지 소산율을 구하기 위하여 특성길이는 입구높이의 1/100배로 하였다. 출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수에 대한정보를 얻기가 어렵기 때문에 모든 유동변수에 대하여 유선방향으로 구배가 영인 Neumann 조건을 사용하였으며, 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다.

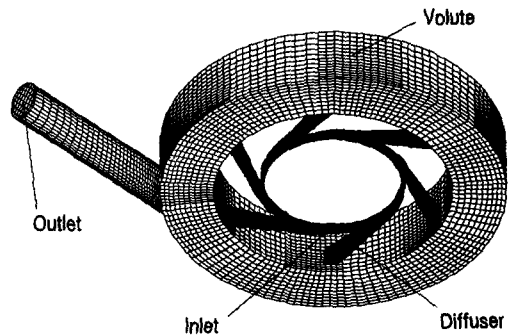


Fig. 2 Grid systems(48,000 cells).

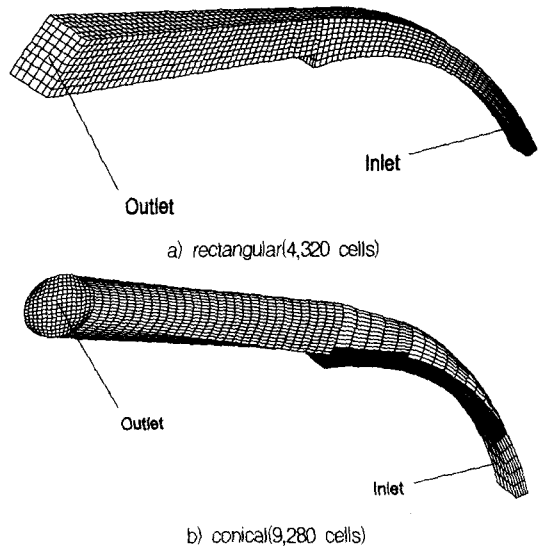


Fig. 3 Diffuser grid systems.

3. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 4에 도시한 것처럼 냉매가 터보압축기로 유입되어 압축된 후 다시 저장 탱크로 유입하도록 구성하였다. 냉매를 실험장치에 채우기 전에 실험장치의 압력은 약 3시간동안 10^{-2} 이하의 진공을 유지시켰다.

터보압축기는 회전수가 높아 공기베어링을 사용하기 때문에 수직으로 세워 장착하였으며, 압력과 온도는 pipe에 정압공을 만들어 측정하였다. 탈설계점에서 측정을 위해 유량비는 유량제어밸브로 제어하였다. 데이터 획득장치(data acquisition system; I/O Tech)로 실험결과를 저장하였으며, 실험결과는 20번 실험한 평균값을 사용하였다. 공급전원의 주파수를 변환하여 전동기의 회전수를 조절하도록 하였고, 회전수를 고정한 후 각 형상에 따라 유량을 바꿔가며 실험하였다.

유량은 흡입관에 설치된 오리피스 유량계로 측정하였고, 온도를 측정하기 위해 T형 (copper-constantan) 열전대(OMEGA)를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해 범위가 $0\sim 10\text{kg/cm}^2$ 인 압력계(PDCR 130W/C, Druck)를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

수치해석시 회전수는 실험과 동일한 조건에서 유량을 바꿔가며 두 가지 형상에 대하여 수행하였다.

Fig. 5는 해석식을 통해 구한 회전차 끝단의 압력과 디퓨저, 케이싱에 대해 수치해석으로 수행한 압력을 더하여 이 값을 실험치와 비교한 결과로서 경향은 서로 일치하였지만, 다소의 오차는 가공상의 문제로 판단된다.

Fig. 6은 임펠러 출구로부터 디퓨저 출구까지 유량 변화에 따른 압력회복계수를 나타낸다. 압력회복계수는 가장 흔히 사용되는 디퓨저 성능 변수로서, 디퓨저를 지나며 상승된 정압차를 입구 동압으로 나눈 값으로 정의한다. 즉, 디퓨저 입구에서 동압의 일부가 디퓨저에 의해 정압으로 바뀌는 것을 가리킨다.⁽⁶⁾

그림에서 보이는 것처럼 압력회복계수는 원추형이 직방형보다 압력회복계수의 값이 작은 것을 알 수 있다. 임펠러 출구에서부터 준-배인 영역 입구까지의 공간에서는 강한 속도에 의하여 상당히 왜곡된 임펠러

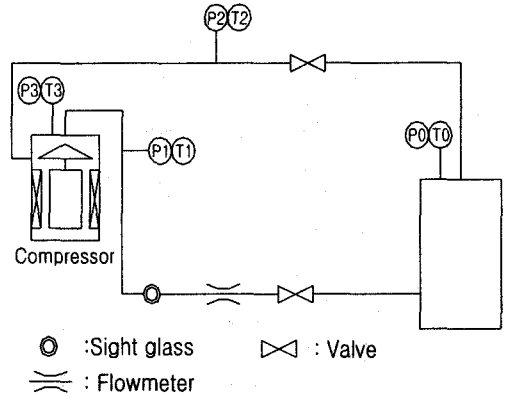


Fig. 4 Schematic diagram of test apparatus.

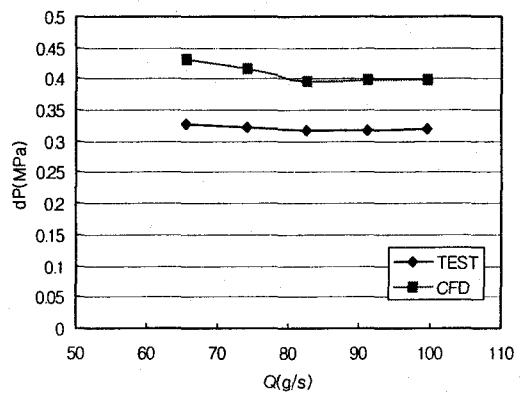


Fig. 5 Comparison of pressure difference between numerical and experimental data.

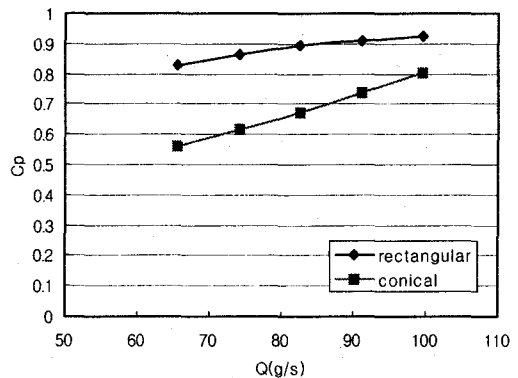


Fig. 6 Pressure recovery coefficients versus various mass flow rates.

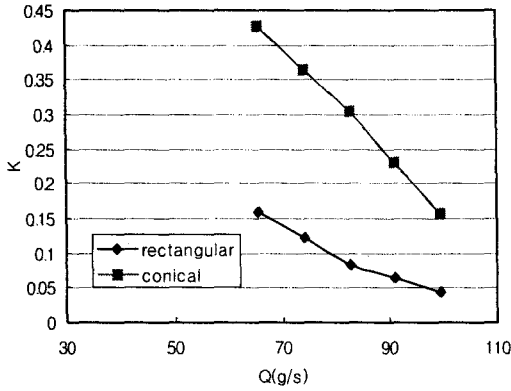


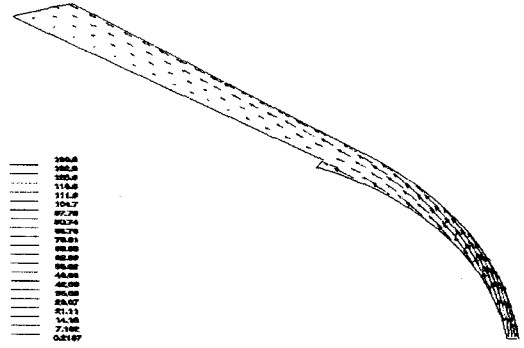
Fig. 7 Loss coefficients versus various mass flow rates.

출구유동 때문에 디퓨저 입구 영역의 유동장은 원주 방향뿐만 아니라 축방향으로도 균일하지 않은 유동장을 형성한다.⁽⁷⁾ 따라서 이는 균일하지 않은 출구유동과 준-배인 영역에서의 기하학적 형상이 서로 부합하지 않아 나타난 것으로 생각된다. 결과적으로 동압의 증가가 압력회복계수의 감소에 영향을 준 것으로 생각할 수 있다. 직방형과 원추형 모두 압력회복계수는 유량에 따라 설계유량점(82.6g/s)을 지나서도 계속 증가함을 볼 수 있다. 특히 원추형이 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 이 결과로 유량이 압축기 전체에 대해서는 설계유량이지만, 디퓨저 자체에 대해서는 설계유량이 더 높을 것이라고 예상할 수 있다.

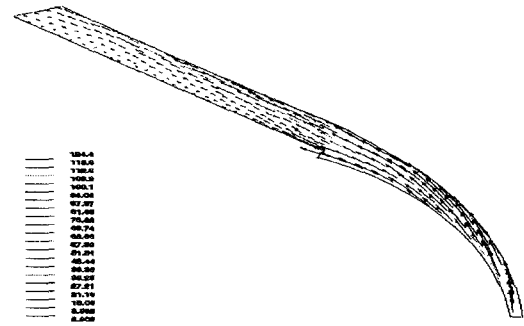
Fig. 7은 유량 변화에 따른 디퓨저 목부터 출구까지의 손실계수를 나타내고 있다. 직방형과 원추형 모두 손실계수는 유량에 따라 설계유량 (82.6g/s)을 지나서도 계속 감소함을 볼 수 있다. 원추형은 유량에 따라 압력손실 차이가 크게 나타나지만 직방형은 원추형에 비해 작게 나타났다. 즉, 원추형이 직방형보다 압력손실이 유량에 따라 급격히 줄어들지만 손실은 훨씬 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 D-단면(Fig. 1 참조)에서의 속도분포를 보여주고 있다. 직방형은 디퓨저 출구에서 시작한 빠른 속도가 준-디퓨저 영역을 지나면서 속도가 급격히 줄어, 디퓨저 목부터는 흡입면을 제외하고 거의 일정한 속도 분포를 나타내고 있다. 하지만 원추형은 똑같은 속도의 입구 조건에서 빠른 속도의 시작이 직방형 보다 뒤에 있고, 그 속도가 디퓨저 목 이후까지 남아 디퓨저 영역에서 점차 소멸함을 볼 수 있다.

Fig. 9에 도시한 D-단면에서의 압력분포를 살펴보



(a) Rectangular type (D-section)

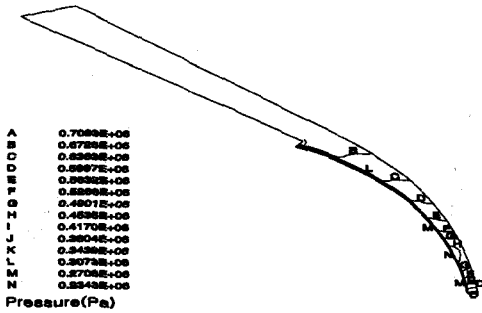


(b) Conical type (D-section)

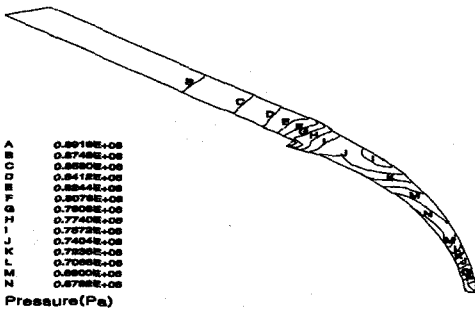
Fig. 8 Distribution of velocity at rectangular and conical diffusers.

면 Fig. 8의 속도 분포와 연관지어 생각해 볼 수 있다. 직방형은 실질적으로 준-배인 구간에서 대부분의 압력 상승이 일어남을 알 수 있고, 디퓨저 구간에서는 유로 역할만을 하는 것으로 여겨진다. 그러나 압력회복계수가 높은 것은 준-배인 영역에서 설계가 잘 되어 길이와 면적에 따른 확산율이 높기 때문이라고 추정할 수 있다

원추형을 보면 디퓨저 목부터 출구까지는 안정된 압력상승을 볼 수 있다. 하지만 준-배인 영역에서 일정하게 상승하던 압력 상승이 디퓨저 목에 가까워지면서 불규칙한 압력 상승으로 바뀌는 것을 볼 수 있다. 이것으로 미루어 보아 디퓨저 목의 설계가 이상적으로 이루어지지 않았다고 생각할 수 있다. 따라서 목 부분이 적절히 설계되면 위의 결과보다 더 높은 압력상승을 가질 수 있을 것으로 사료된다. 향후 목 단면적 크기나 형상에 대한 연구가 더욱 필요하다고 생각할 수 있다.



(a) Rectangular type (D-section)



(b) Conical type (D-section)

Fig. 9 Distribution of pressure at rectangular and conical diffusers.

5. 결론

본 연구에서는 고속으로 회전하는 소형 터보 압축기에 장착되는 직방형과 원추형 디퓨저의 형상변화에 따라 디퓨저 성능 및 유동특성에 대하여 실험과 수치적 방법을 이용하여 해석하였다. 두 가지 형상에 대하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 해석식을 통해 구한 임펠러 끝단의 압력과 디퓨저와 케이싱에 대해 수행한 수치해석에 의해 구해진 압력을 더하여 이를 실험치와 비교한 결과, 제작상의 문제로 약간의 오차가 발생하였지만 경향은 거의 유사함을 보였다.
- 2) 임펠러 출구부터 디퓨저 출구까지는 직방형이 압력

회복계수가 큼을 보였다.

- 3) 원추형이 직방형 보다 압력손실이 유량에 따라 급격히 줄어들지만 손실은 훨씬 크다는 것을 알 수 있었다.
- 4) 직방형은 준-베인 구간에서 대부분의 압력상승이 일어났고, 디퓨저 구간에서는 유로 역할만 하였다. 반면, 원추형은 디퓨저 목부터 출구까지와 준-베인 영역에는 일정하게 안정된 압력상승을 하지만 디퓨저 목에 가까워지면서 불규칙한 압력 상승을 보였다.

참고 문헌

- (1) Strawn, R. C. and Kline, S. J., 1983, "A Stall Margin Design Method for Planar and Axisymmetric Diffusers", J. of Fluids Engineering, pp. 28~33.
- (2) Moore, A. E. 1976, "Design Data and Guide For Curved Diffusing Passages", British Hydromechanics Research Association, Paper No. RR1380.
- (3) Dolan, F. X. and Runstadler, P. W., Jr., 1973, "Pressure Recovery Performance of Conical Diffusers at High Subsonic Mach Numbers", NASA CR-2299.
- (4) Swamy, N. V. C. and Agrawal, L. P., 1983, "Relative Characteristics of Constant Angle and Variable Angle Conical Diffusers", NTIS: N83-26838.
- (5) Reynolds, W. T., 1979, "Thermodynamic Property in SI", Stanford University Press, Stanford.
- (6) V. G. Filipenco, et al., 2000, "Effect of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers", J. of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 1~21.
- (7) Krain, H., 1980, "Experimental and Theoretical Investigation on the Internal Flow in a Centrifugal Compressor", AGARD Conference Proc. No. 282-1.