

베인 디퓨저 목 형상비 변화에 따른 소형 터보압축기 성능특성 고찰

김홍식* · 김윤제**

Performance Characteristics of a Small-Size Turbo-Compressor with Different Vaned Diffuser Throat Area Ratios

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

Key Words: Small-size Turbo-compressor(소형 터보압축기), Rectangular diffuser(직방형 디퓨저), Conical diffuser(원추형 디퓨저), Throat area ratio(목 형상비)

ABSTRACT

The effects of various vaned diffuser configurations, such as throat area ratios and rectangular and conical cross-section shapes, to the performance of a small-size turbo-compressor are studied. Numerical analyses were carried out for the region of diffuser and casing only. The pressure recovery coefficient was calculated to estimate the performance of the diffuser, and then compared with the measured data. Results show that the shapes and the throat area ratios of the diffuser strongly influence on the performance of a turbo-compressor.

1. 서 론

원심 압축기에서 임펠러를 통과한 작동유체는 높은 속도를 가지고 있으므로, 압축기 내에서 적절한 압축 과정이 실현되기 위해 임펠러에서 토출된 유체의 운동 에너지를 디퓨저에 의해 압력에너지로 효율적으로 회복시켜야 한다.

베인 디퓨저는 높은 압력 회복 특성이 있는 반면에, 작동범위가 좁다는 단점을 가지고 있다. 그리고 고유량과 저유량점 작동에서는 베인에서의 큰 입사각으로 인하여, 베인 디퓨저의 성능이 저하되어 오히려 베인 없는 디퓨저(Vaneless diffuser)보다 성능이 낮아지게

된다. 따라서, 디퓨저에서 압력 회복 능력과 유동의 안정성을 확립하는 것은 원심 압축기의 성능과 직결된다고 볼 수 있으므로, 원심 압축기 디퓨저의 유동 특성 및 성능을 이해하는 것은 매우 중요하다. 특히, 베인 디퓨저를 장착한 경우 작동조건에 따라 압축기 성능이 상대적으로 훨씬 민감하기 때문에 디퓨저 형상, 베인 목 형상비 등과 같은 중요한 설계변수에 대한 보다 체계적인 연구가 필요하다.

Strawn과 Kline⁽¹⁾은 채널형 디퓨저인 경우 길이가 짧고, 단면적의 증가율이 큰 것이 효과적이라고 하였고, Dolan과 Runstadler⁽²⁾는 종-모양, 트럼펫-모양(trumpet-shaped), 원추형(conical) 디퓨저를 비교하여, 입구 blockage가 적을 경우 종-모양이 우수하지만, 일반적으로 직선 원추형 디퓨저가 우수한 기하학적 형상이라 하였다. Senoo⁽³⁾는 기존의 베인 디퓨저에서 목(throat)에 의한 유량 제한이 제거되면 작동범위가 넓

*성균관대학교 대학원,

**성균관대학교 기계공학부

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

어질 수 있을 것이라고 추측하였고, 만약 베인이 적당한 코드 길이와 피치를 갖는다면 진정한 의미에서의 디퓨저 목은 존재하지 않게 되고, 따라서 쇼크(choke) 한계가 증가된다고 하였다. Rodgers⁽⁴⁾는 베인 각도를 5° 까지 바꾸어 실험을 수행하였지만 성능에 커다란 영향을 미치지 않으며, 단지 중요한 것은 목(throat)면적과 확산각(divergence angle)이라고 하였다.

본 연구에서는 압축비 3 이상, 회전수 40,000~70,000rpm 인 2단 소형 터보압축기를 모델로 하여 직방형과 원추형 디퓨저의 목 형상비 및 유량변화에 따른 디퓨저 성능을 고찰하였다.

2. 이론적 해석

2.1 지배 방정식

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

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

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

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

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

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

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

비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(Finite Volume Method, FVM)으로 지배방정식을 이산화 하였으며, 상용 수치해석 코드 STAR-CD를 사용하여 해를 구하였다. Patankar⁽⁵⁾에 의해 제안된 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 이용하여 잔여분(residual)이

10^{-4} 보다 작을 때까지 최종 수렴된 해를 구하였다.

Reynolds 응력항을 계산하기 위해 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 수치해석에 사용된 작동유체인 냉매 RC-318의 상태방정식과 정압비열 계산은 다음 식을 이용하였다.⁽⁶⁾

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

$$C_p = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} - R \quad (7)$$

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

2.2 해석 모델 및 격자계

수치해석 영역은 임펠러를 제외한 디퓨저와 케이싱을 대상으로 하였으며, 유입된 저압냉매가 임펠러를 통해 가속, 압축된 후 디퓨저와 케이싱을 지나는 구조이다. 해석 대상은 Fig. 4와 같이 두가지 형태의 베인 디퓨저를 다루었다. 첫 번째 직방형 모델은 디퓨저 입구에서 목 부분까지 원호(arc)를 따라 직사각형 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 선형적으로 직사각형 단면적이 확대각(divergence angle)을 가지며 증가하는 형태이다. 두 번째 원추형 모델은 디퓨저 입구에서 목 부분까지 원호를 따라 반 타원형(semi-elliptical) 단면적이 증가하는 형태이고, 목부터 디퓨저 출구까지는 단면적이 반 타원형에서 원형으로 확대각을 갖고 증가하는 형태이다.

Table 1 Geometry of diffuser

| | |
|-------------------------|------------------------|
| Vane angle (tangential) | 29° |
| Inlet diameter | 60 (mm) |
| Outlet diameter | 90 (mm) |
| Throat area | 5.5 (mm ²) |
| Number of vane | 6 |
| Vane length | 28 (mm) |

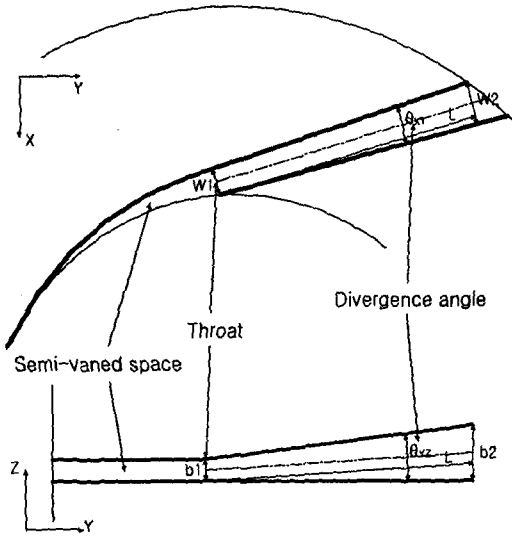


Fig. 1 Schematic diagram of the vaned diffuser.

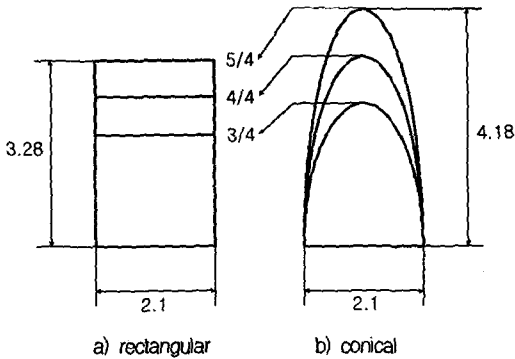


Fig. 2 Sectional areas of the throat with various shapes (unit : mm).

Fig. 1은 X-Y 평면의 확대각(θ_{YZ})과 Y-Z평면의 확대각(θ_{XY})을 나타내며, L/W_1 은 디퓨저 목부터 출구까지의 길이(L)를 목의 폭(W_1)으로 나눈 값을 말한다. Fig. 2는 배인 목 형상비가 1/4씩 변할 때 단면 형상의 상세도를 나타내며, 디퓨저의 주요 제원은 Table 1에 나타내었다.

설계된 원추형과 기본모델인 직방형 디퓨저는 수치 해석에 용이하도록 경계밀착좌표계 (body-fitted coordinates)와 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하였다. 벽 근처에서는 격자수를 줄이기 위해 벽합수

를 사용하였다.

Fig. 3은 수치해석에 사용한 직방형 모델의 전체 격자계(30×20×80개)이고, Fig. 4는 디퓨저 격자계(직방형 10×8×54개, 원추형 16×10×58개)를 나타내고 있다. Fig. 3에 도시한 바와 같이 약 48,000개의 격자를 구성하였는데, 3배로 증가시켜도 해석결과에는 큰 영향을 미치지 않았다.

디퓨저 입구는 임펠러 출구를 나타내고 디퓨저 출구는 볼류트 입구를 각각 나타낸다.

2.3 경계조건

Fig. 3에서 볼 수 있듯이 디퓨저 입구 부분이 입구 경계면이고, 케이싱 출구가 출구 경계면이다. 입구 경계면에서는 모든 유동 변수값이 지정되어야 한다. 임펠러 출구에서의 압력과 온도를 구하기 위하여 오일러 터보기계식과 압축과정에서의 열역학적 상관식, 반동도인 식(8)-(9)을 사용하였고, 반경방향과 접선방향 속

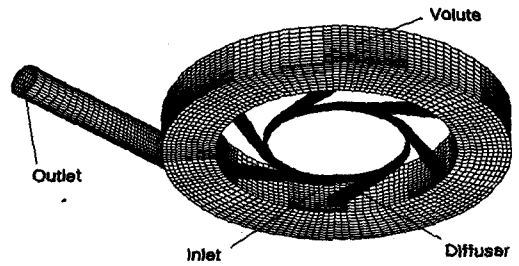


Fig. 3 Grid systems (48,000 cells).

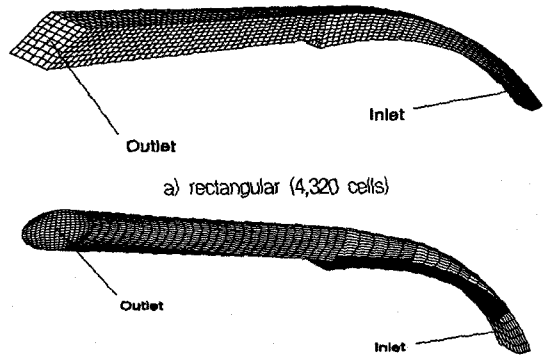


Fig. 4 Diffuser grid systems.

도는 질량 보존 법칙, 속도 삼각형인 각각 식(10)과 (11)를 이용하여 구하였다. 미끄럼 계수(slip factor)인 식(12)은 Buseman의 경험식을 사용하였다.⁽⁷⁾

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

$$R = \frac{(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)}{2E} = \frac{(T_2' - T_2)}{(T_1' - T_1)} \quad (9)$$

$$G = \rho_2 A_2 V_{r2} \quad (10)$$

$$V_{r2} = \sigma U_2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (11)$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z_B^{0.7}} \quad (12)$$

위 식에서, U 는 임펠러의 절대속도, V 는 유동의 절대속도, W 는 유동의 상대속도, α 는 유동각, β 는 날개각, Z_B 는 임펠러의 날개수, R 은 반동도, E 는 단위질량당 소요에너지, η_{ad} 단열효율, γ 는 비열비, G 는 질량유동율, T' 는 이상적 온도, σ 는 미끄럼 계수, 하첨자 r 은 반경방향, t 는 접선방향, 1, 2, 3은 각각 임펠러 입·출구, 그리고 디퓨저 출구를 나타낸다.

난류 유동의 경우에는 수치계산시 입구에서의 난류 운동에너지(k)와 난류 운동에너지 소산율(dissipation rate, ϵ)이 필요하다. $k - \epsilon$ 모델에서는 난류의 등방성을 가정하므로 난류강도(I)와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$I = \frac{u'}{U} \times 100 \quad (13)$$

$$k = 1.5 \left(I \cdot \frac{U}{100} \right)^2 \quad (14)$$

$$\epsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{l} \quad (15)$$

여기서, u' 는 속도의 섭동성분, U 는 평균유입속도, C_μ 는 0.09이며 특성길이(characteristic length, l)는

입구높이의 1/100배로 하였다. 임펠러 출구의 난류 유동은 해석적으로 수행하여 $k = 60.37 \text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon = 0.1843 \times 10^7 \text{m}^2/\text{s}^3$ 을 얻어 입구 조건으로 사용하였다.

출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수에 대한 정보를 얻기가 어렵기 때문에 모든 유동변수에 대하여 유선방향으로 구배가 영인 Neumann조건을 사용하였으며, 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다.

3. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 5에 도시한 응축기를 지날 때 응축이 많이 진행되지 않게 바로 2단 팽창시켰다. 또한, 증발기를 거치지 않고 압축기로 유입하도록 하여 성능시험에 용이하도록 제작하였다. 냉매를 실험장치에 채우기 전에 실험장치의 압력은 약 3시간 동안 10^{-2} torr 이하의 진공을 유지시켰다. 냉매를 채우고 운전을 시작할 때 응축기 전의 온도와 압력이 일정하게 유지되도록, 2차측 압력과 온도를 측정하여 SSR(solid state relay)이 응축기에 장착된 쉘의 운전을 제어한다. 따라서 유량에 따른 압축기 압력차는 1차측(2단 입/출구) 압력 변화를 측정한다.

터보압축기는 회전수가 높아 공기베어링을 사용하기 때문에 수직으로 세워 장착하였으며, 압력과 온도는 2단 입/출구와 pipe의 각 지점에 정압공을 만들어 측정하였다. 탈설계점에서의 측정을 위해 유량비는 유량 제어밸브로 제어하였다. 데이터 획득장치(data

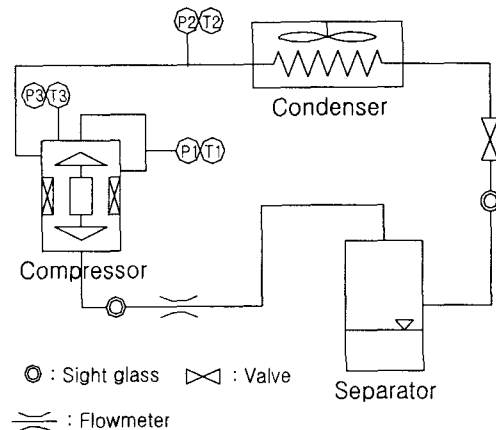


Fig. 5 Schematic diagram of the test apparatus.

acquisition system; I/O Tech)로 실험결과를 저장하였으며, 실험결과는 20번 실험한 평균값을 사용하였다. 공급전원의 주파수를 변환하여 전동기의 회전수를 조절하도록 하였고, 회전수를 고정한 후 유량을 바꿔가며 실험하였다. 유량은 흡입관에 설치된 오리피스 유량계(0~20kg/min, Oval)로 측정하였고, 온도를 측정하기 위해 T형(copper-constantan) 열전대(OMEGA)를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해 범위가 0~10kg/cm²인 압력계(PDCR 130W/C, Druck)를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

수치해석시 실험과 동일한 조건에서 질량유량과 두 가지 형상의 목 넓이를 바꿔가며 수행하였다.

Fig. 6은 해석식을 통해 구한 임펠러 끝단의 압력과 디퓨저, 케이싱에 대해 수치적으로 구한 압력을 더하여 이 값을 직방형 디퓨저의 실험치와 비교한 결과이다. 정량적으로는 임펠러 출구와 디퓨저 입구사이의 간극(1.0mm)이 설계된(0.5mm) 것보다 크게 가공되어 다소의 오차가 발생하였지만, 정성적으로 경향은 서로 일치하였다. 여기서 AS(aspect ratio)는 Fig. 1에 도시한 디퓨저 목의 높이(b_1)를 폭(W_1)으로 나눈 값을 말한다.

Fig. 7은 앞선 실험을 바탕으로 임펠러 출구로부터 디퓨저 출구까지 질량유량 변화에 따른 압력회복계수를 수치해석으로 수행한 결과를 나타낸다. 압력회복계수(C_p)는 가장 흔히 사용되는 디퓨저 성능 변수로서, 디퓨저를 지나며 상승된 정압차를 입구 동압으로 나눈 값으로 정의한다. 즉, 디퓨저 입구에서 동압의 일부분이 디퓨저에 의해 정압으로 바뀌는 것을 가리킨다. 그림에서, AR(area ratio)은 출구면적(A_2)을 목 면적(A_1)으로 나눈 값을 나타낸다.⁽⁶⁾ 또한, 원추형의 압력회복계수값이 직방형보다 큰 것을 알 수 있지만, 저유량에서는 오히려 직방형 보다 낮은 압력회복을 보이고 있다. 원추형이 저유량에서 압력회복계수가 낮은 것은 균일하지 않은 출구 유동과 준-베인 영역에서의 기하학적 형상이 서로 부합되지 않아 나타난 것으로 판단되며, 결과적으로 동압의 증가가 압력회복계수의 감소에 영향을 준 것으로 생각할 수 있다. 직방형은 질량유량이 증가함에 따라 압력회복계수가 서서히 감소하는 경향을 보이며, 원추형은 설계유량점(82.6g/s)까지 급격히 증가하다가 감소하는 양상을 나타냈다.

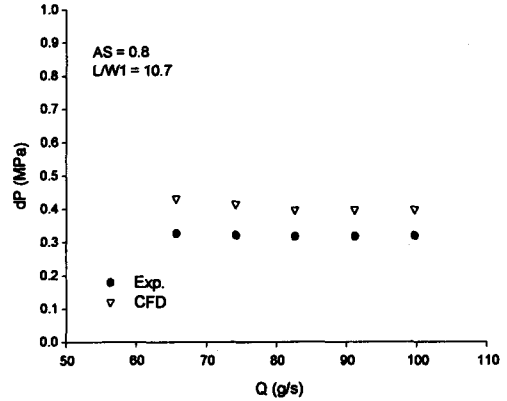


Fig. 6 Comparisons of the static pressure difference between numerical and experimental data.

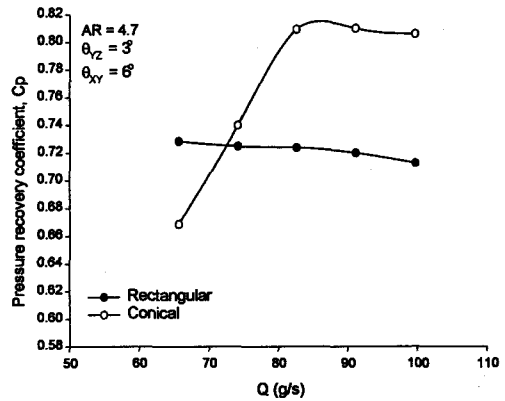


Fig. 7 Pressure recovery coefficients versus various mass flow rates.

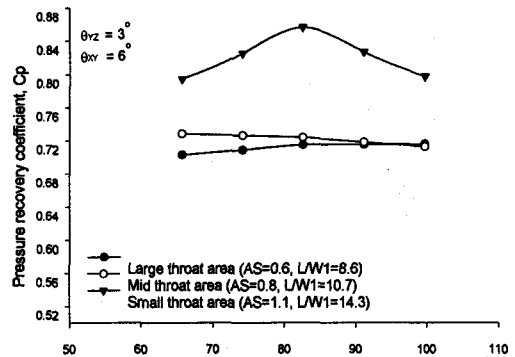


Fig. 8 Effects of throat areas on the pressure recovery coefficient of the rectangular diffuser for various mass flow rates

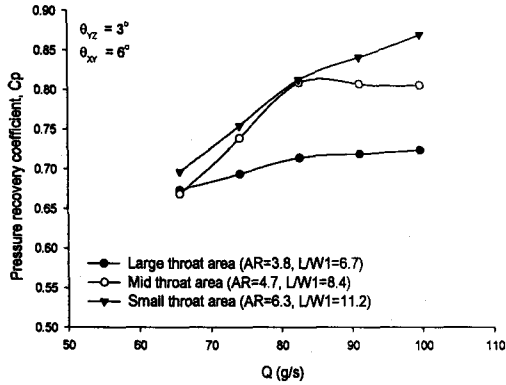


Fig. 9 Effects of throat areas on the pressure recovery coefficient of the conical diffuser for various mass flow rates

직방형 디퓨저의 확대각을 $\theta_{yz} = 3^\circ$, $\theta_{xy} = 6^\circ$ 로 일정하게 고정하였을 때, 목(throat) 형상비와 유량 변화에 따른 압력회복계수를 Fig. 8에 도시하였다. 목 면적이 좁아질수록 압력회복계수가 증가하는 것을 알 수 있으며, 특히, 가장 작은 목 면적(AS=1.1)을 가질 때 월등히 높은 값을 보였고 설계 유량점에서 가장 높게 나타났다. 나머지 목 면적에서는 유량에 따라 큰 변화를 보이지 않았다.

Fig. 9는 원추형의 경우로서 직방형과 유사하게 목 면적(AR=6.3)이 작을 때 가장 높은 값을 나타내며 계속 상승하는 것을 알 수 있다. 형상비가 중간(AR=4.7)일 경우도 설계 유량까지는 상승하는 경향을 보이지만 설계 유량부터는 거의 일정하며 다소 감소하는 경향을 나타냈다. 목 면적(AR=3.8)이 큰 경우는 서서히 증가하는 양상을 보임을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 직방형과 원추형 디퓨저의 목 형상비 변화에 따라 디퓨저 성능에 대해 실험과 수치적 방법을 이용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 디퓨저와 케이싱에 대해 수치해석에 의해 구해진 압력을 직방형 디퓨저의 실험치와 비교한 결과, 제작상의 문제로 약간의 오차가 발생하였지만 경향은 유사하였다.
- 2) 임펠러 출구부터 디퓨저 출구까지의 압력회복계수

는 원추형이 큼을 알 수 있었다.

- 3) 직방형은 설계 유량점에서 작은 목 면적(AS=1.1)을 가질 때, 원추형은 큰 유량에서 작은 목 면적(AR=6.3)을 가질 때 높은 압력회복계수를 나타냈다.

후기

본 연구는 교육인적자원부의 BK21 (Brain Korea 21) 핵심사업의 지원 하에 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

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) Dolan, F. X. and Runstadler, P. W., Jr., 1973, "Pressure Recovery Performance of Conical Diffusers at High Subsonic Mach Numbers", NASA CR-2299.
- (3) Senoo, Y., "Low Solidity Circular Cascade for Wide Flow Range Blower", *Proceedings of Advanced Concepts in Turbomachinery*, Fluid Dynamics Institute, Hanover, New Hampshire, 1981.
- (4) Rodgers, C., "The Performance of Centrifugal Compressor Channel diffusers", ASME Papers 82-GT-10, 1982.
- (5) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Hemisphere, New York.
- (6) Reynolds, W. T., 1979, "Thermodynamic Property in SI", Stanford University Press, Stanford.
- (7) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", *Trans ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 89, pp. 558~572.
- (8) Japikse, D., 1984, "Turbomachinery Diffuser Design Technology", Concepts, ETI, Inc & Oxford Univ Press.