

# 소형 터보압축기 베인 디퓨저 확대각 변화에 따른 유동특성 고찰

김 홍 식\*·정 조 순\*\*·김 윤 제\*\*

## Effects of the Variation of Divergence Angle of Vaned Diffuser on the Flow Characteristics of a Small-size Turbo-compressor

H.-S. Kim, J.-S. Cheong and Youn J. Kim

**Key Words:** Small-size turbo-compressor(소형 원심압축기), Rectangular diffuser(직방형 디퓨저), Conical diffuser(원추형 디퓨저), Divergence angle(확대각)

### Abstract

The flow characteristics of the vaned diffuser were complicated with geometric shapes. We have studied the effects of various vaned diffuser configurations, such as divergence angles and rectangular and conical cross-section shapes. Numerical analyses are carried out for the diffuser and casing. The pressure recovery coefficient was calculated to estimate the performance of the diffuser, and then compared with the measure data. Results show that the shapes and the divergence angles of the diffuser strongly influence on the performance of the small-size turbo-compressor.

### 1. 서 론

원심 압축기 임펠러를 통과한 유체는 높은 속도를 가지고 있으므로, 압축기 내에서 적절한 압축과정이 실현되기 위해서는 임펠러에서 토출된 유체의 운동에너지를 디퓨저에 의해 압력에너지를 효율적으로 회복시켜야 한다.

베인 디퓨저는 높은 압력 회복 특성을 가진 반면에, 작동범위가 좁다는 단점을 가지고 있다. 그리고 고유량과 저유량의 작동에서는 베인에서의 큰 입사각으로 인하여, 베인 디퓨저의 성능이 저하되어 오히려 베인 없는 디퓨저(Vaneless diffuser)보다 성능이 낮아지게 된다. 따라서, 디

퓨저에서 압력 회복 능력과 유동의 안정성을 확립하는 것은 원심 압축기의 성능과 직결된다고 볼 수 있으므로, 원심 압축기 디퓨저의 유동 현상 및 성능을 정확히 이해하는 것은 매우 중요하다. 특히, 베인 디퓨저를 장착한 경우 작동조건에 따라 압축기 성능이 상대적으로 훨씬 민감하기 때문에 디퓨저 형상, 베인 확대각 등과 같은 중요한 설계변수에 대한 보다 체계적인 데이터가 필요하다.

Dutton 등<sup>(1)</sup>은 베인 유로에서 압력장과 속도장을 측정, 조사하였고, Inoue 등<sup>(2)</sup>은 원심압축기의 베인리스 디퓨저와 베인 디퓨저의 원주방향과 디퓨저 길이방향으로의 유동분포를 측정, 비교하였으며, Swamy & Agrawal<sup>(3)</sup>은 원추형 디퓨저의 확대각 변화에 따라 실험한 결과, 이중 확산각을 갖는 원추형 디퓨저(double divergence type conical diffuser)가 성능이 좋음을 보였다.

\* 성균관대학교 대학원 기계공학부

\*\* 성균관대학교 기계공학부

본 연구에서는 국내 S사에서 개발중인 압축비 3 이상, 회전수 40,000~70,000rpm인 2단 소형 터보압축기를 모델로 하여 직방형 디퓨저의 형상 및 확대각 변화에 따른 디퓨저 성능과 유동특성을 고찰하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 지배 방정식

정상 상태의 난류유동에 대한 지배방정식을 시간 평균된 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

연속 방정식:

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

운동량 방정식:

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

에너지 방정식:

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

여기서,  $\tau_{ij}$ 는 점성항이고,  $F_{h,j}$ 는 에너지 방정식의 확산항으로 다음과 같다.

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

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

$\overline{\rho u'_i u'_j}$  항은 Reynolds 응력항으로서 벽함수를 사용하는 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 수치해석에 사용된 작동유체인 냉매 RC-318의 상태방정식과 정압비열 계산은 다음식을 사용하였다.<sup>(4)</sup>

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

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

여기서,  $T_c$ 는 임계온도,  $R$ 는 기체상수,  $\nu, b, x, A, B, C, G$ 는 상수이며, Table 1에 기술하였다.

### 2.2 해석 모델 및 격자계

수치해석 영역은 임펠러를 제외한 디퓨저와 케이싱을 대상으로 하였으며, 유입된 저압냉매가 임펠러를 통하여 디퓨저와 케이싱을 지나는 구조이다.

해석 대상은 Fig. 3과 같이 두 가지 형태의 베인 디퓨저를 다루었다. 첫 번째 모델은 직방형으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호(arc)를 따라 직사각형 단면적이 증가하고, 목부터 디퓨저 출구까지는 선형적으로 직사각형 단면적이 확대각(divergence angle)을 가지며 증가하는 형상이다. 두 번째 모델은 원추형 모양으로 디퓨저 입구에서 목 부분까지는 원호를 따라 반 타원형(semi-elliptical) 단면적이 증가하며, 목부터 디퓨저 출구까지는 단면적이 반 타원형에서 원형으로 확대각을 가지며 넓어지는 형상이다.

Fig. 1은 X-Y 평면의 확대각( $\theta_{xy}$ )과 Y-Z 평면의 확대각( $\theta_{yz}$ )을 나타내며,  $L/W_1$ 은 디퓨저 목부터 출구까지의 길이(L)를 목의 폭( $W_1$ )으로 나눈 값을 말한다. 임펠러 및 디퓨저의 주요 제원은 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었다.

설계된 원추형과 기본모델인 직방형 디퓨저는 수치해석에 용이하도록 경계밀착좌표(body-fitted coordinates)와 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하였다.

Fig. 2는 수치해석에서 사용한 전체 격자계( $30 \times 20 \times 80$ 개)이고, Fig. 3은 디퓨저의 격자계(직방형  $10 \times 8 \times 54$ 개, 원추형  $16 \times 10 \times 58$ 개)를 나타낸다. 디퓨저 입구는 임펠러 출구를 나타내고 디퓨저 출구는 볼류트 입구를 각각 나타낸다.

### 2.3 경계조건

Fig. 2에서 볼 수 있듯이 디퓨저 입구 부분이 입구 경계면이고, 케이싱 출구가 출구 경계면이다. 입구 경계면에서는 모든 유동 변수값이 지정

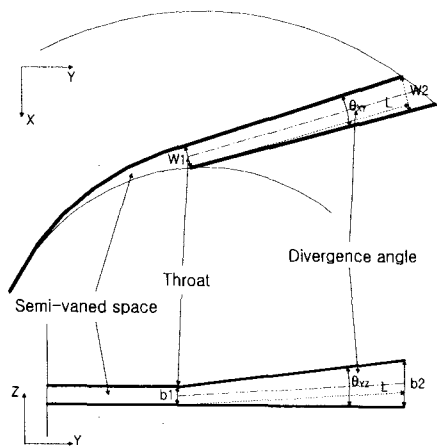
**Table 1** Constants of state and specific heat equations(6, 7).

$T_c$	388.48 [K]	$B_4$	0.0
$x$	5.0	$B_5$	$9.73125201 \times 10^{-12}$
$b$	$3.753 \times 10^{-4}$	$C_2$	$-7.66941499 \times 10^2$
$R$	41.5628 [J/KgK]	$C_3$	1.11357942
$\nu$	$1.93 \times 10^7$	$C_4$	0.0
$A_2$	$-5.09125078 \times 10^1$	$C_5$	$-2.51636825 \times 10^7$
$A_3$	$4.44191073 \times 10^4$	$G_1$	94.27759077
$A_4$	$-2.57248397 \times 10^{-5}$	$G_2$	2.787714064
$A_5$	$3.98047697 \times 10^{-9}$	$G_3$	$-2.236127054 \times 10^{-3}$
$B_2$	$4.76339868 \times 10^2$	$G_4$	$5.256534892 \times 10^{-7}$
$B_3$	$-2.07196888 \times 10^{-5}$		

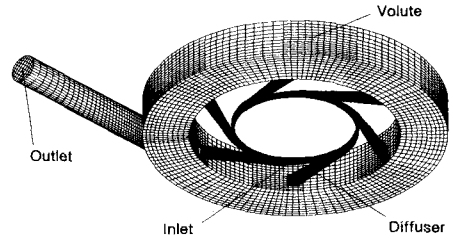
**Table 2** Geometry of the modelled impeller.

Impeller exit diameter	58 (mm)
Impeller hub diameter	6 (mm)
Impeller tip diameter	27 (mm)
Number of Impeller blade	8 (no splitter)
Impeller exit blade angle	28° (unshrouded backswept type)

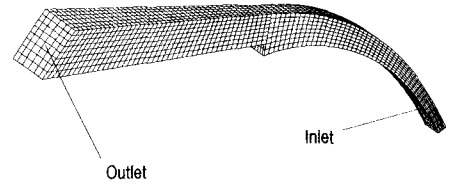
되어야 한다. 임펠러 출구에서의 압력과 온도를 구하기 위하여 식(8)-(9)를 사용하였고, 반경방향과 접선방향 속도는 각각 식(11)과 (12)를 이용하여 구하였다.



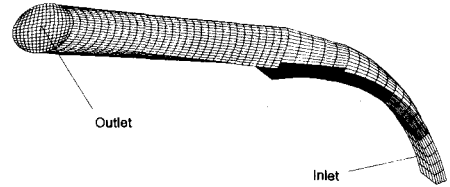
**Fig. 1** Detailed schematic diagram of vaned diffuser.



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



a) rectangular(4,320 cells)



b) conical(9,280 cells)

**Fig. 3** Diffuser grid systems.

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

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

$$G = \rho_2 A_2 V_{t2} \quad (10)$$

$$V_{t2} = \sigma U_2 \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (11)$$

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

위 식에서,  $U$ 는 임펠러의 원주속도,  $V$ 는 유동의 절대속도,  $W$ 는 유동의 상대속도,  $\alpha$ 는 유동각,  $\beta$ 는 날개각,  $Z_B$ 는 임펠러의 날개수,  $R$ 은 반동도,  $E$ 는 단위질량당 소요에너지,  $\eta_{ad}$  단열효율,  $\gamma$ 는 비열비,  $G$ 는 질량유동율,  $T'$ 는 이상적 온도,  $\sigma$ 는 미끄럼 계수(slip factor)로 Buseman의 경험식을 사용하였으며, 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,  $\epsilon$ )이 필요하다.  $k - \epsilon$  모델에서는 난류의 등방성(isotropic)을 가정하므로 난류 강도( $I$ )와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식을 사용한다.

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

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

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

여기서,  $u'$ 는 속도의 섭동성분,  $U$ 는 평균유입속도,  $C_\mu$ 는 0.09이며 특성길이(characteristic length,  $l$ )는 입구높이의 1/100배로 하였다.

### 3. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 4에 도시한 것처럼 냉매가 응축기를 지날 때 응축이 많이 진행되지 않고 바로 2단 팽창시켜 증발기를 거치지 않고 압축기로 유입하도록 하여 성능시험에 용이하도록 제작하였다. 터보압축기는 회전수가 높아 공기베어링을 사용하기 때문에 수직으로 세워 장착되며, 하단부가 1단, 상단부가 2단으로 구성되어있다. 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. 탈설계점에서의 측정을 위해 유량비는 유량제어밸브로 제어하였고, 압력과

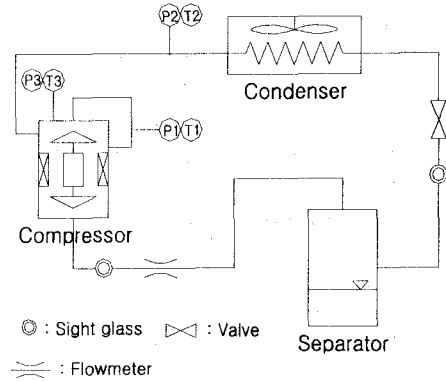


Fig. 4 Schematic diagram of the test apparatus.

온도는 pipe에 정압공을 만들어 측정하였다. 유량은 흡입관에 설치된 오리피스 유량계로 측정하였고, 온도 측정을 위해 T형(copper-constantan) 열전대(OMEGA)를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해 범위가 0~10kg/cm<sup>2</sup>인 압력계(PDCR 130W/C, Druck)를 사용하였다.

### 4. 결과 및 고찰

수치해석시 회전수는 실험과 동일한 조건에서 직방형 배인 디퓨저의 형상, 확대각을 바꿔가며 수행하였다.

Fig. 5는 해석식을 통해 구한 임펠러 출구의 압력과 디퓨저, 케이싱에 대해 수치해석으로 수행한 압력을 더하여 이 값을 실험치와 비교한 결과로서, 가공상의 문제로 추정되는 오차는 있지만 경향은 서로 일치하였다.

Fig. 6은 직방형 디퓨저의 임펠러 출구로부터 디퓨저 출구까지 유량변화와 X-Y 평면에서의 확대각 변화에 따른 압력회복계수를 나타낸다.

압력회복계수는 가장 흔히 사용되는 디퓨저 성능변수로서, 디퓨저를 지나며 상승된 정압차를 입구 동압으로 나눈 값으로 정의한다. 즉, 디퓨저 입구에서 동압의 일부분이 디퓨저에 의해 정압으로 바뀌는 것을 가리킨다.<sup>(5)</sup> 여기서 AS(aspect ratio)은 Fig. 1에 도시한 b1을 W1으로 나눈 값을 나타낸다.<sup>(6)</sup>

그림처럼 Z방향 확대각을 3°로 일정하게 놓았을 때 압력회복계수는 가장 적은 확대각( $\theta_{xy} = 4^\circ$ )이 가장 크게 나타났다. 또한, 저유량에서

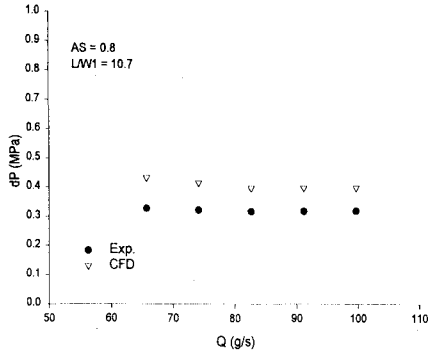


Fig. 5 Comparison of pressure difference between numerical and experimental data.

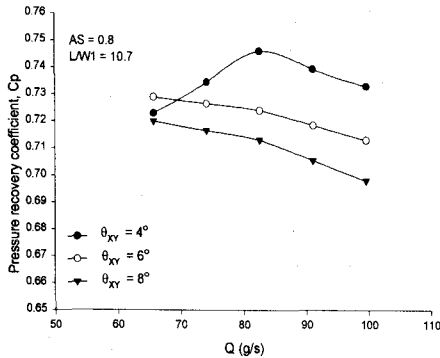


Fig. 6 Effects of divergence angle  $\theta_{XY}$  on the pressure recovery coefficients of the rectangular diffuser for various mass flow rates with  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ .

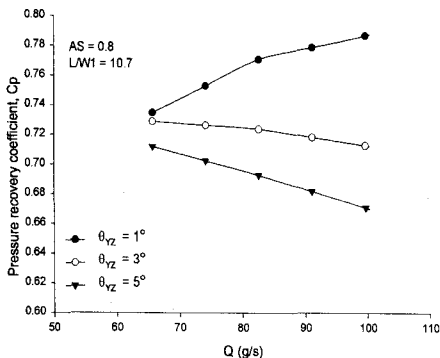


Fig. 7 Effects of divergence angle  $\theta_{YZ}$  on the pressure recovery coefficients of the rectangular diffuser for various mass flow rates with  $\theta_{XY} = 6^\circ$ .

적이었던 압력회복계수가 고유량으로 가면서 설계 유량점(82.6g/s)까지 급격히 증가하다가 감소하는 경향을 보였다. 하지만 다른 확대각에서는 오히려 감소하는 경향을 보였다. 저유량에서는 확대각이  $\theta_{XY} = 6^\circ$ 일 경우, 오히려  $\theta_{XY} = 4^\circ$ 일 때 보다 높은 값을 나타냈다.

Y-Z 평면에서 직방형 디퓨저의 확대각 변화 ( $\theta_{XY} = 6^\circ$ 로 일정)에 따른 압력회복계수는 Fig. 7에 나타났다. 확대각이  $\theta_{YZ} = 1^\circ$ 일 때 가장 높은 수치를 나타내었으며, 유량에 따라 설계유량점(82.6 g/s)을 지나서도 계속 증가하였다. 이 그림으로 유추해 보면 Z방향으로의 확대각은 작은 것이 높은 압력회복을 발생한다는 것을 알 수 있었으며, 저유량 뿐만 아니라 고유량까지 높은 압력회복이 이루어지는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 원추형의 확대각이  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ 로 일정할 때, 유량과 X-Y평면에서의 확대각 변화에 따른 압력회복계수를 나타낸다. 전체적으로  $\theta_{XY} = 6^\circ$ 일 때 가장 큰 압력회복계수를 나타냈고 유량 전체에서 고른 분포를 보이지만, 저유량에서는  $\theta_{XY} = 4^\circ$ 일 때 보다 적은 값을 보였다.  $\theta_{XY} = 8^\circ$ 일 때는 설계유량에서만 높은 값을 나타냈다.

원추형 디퓨저의 Z축으로의 확대각 증가는 고유량에서  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ 일 때를 제외하고, 전반적으로 높은 압력회복계수 상승이 있음을 Fig. 9를 통하여 알 수 있다. 또한, 설계유량에서는  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ , 저유량에서는  $\theta_{YZ} = 5^\circ$ , 그리고 고유량에서는  $\theta_{YZ} = 1^\circ$ 일 때 가장 높음을 알 수 있었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 고속으로 회전하는 소형 터보압축기에 장착되는 직방형 디퓨저의 형상과 확대각 변화에 따라 디퓨저 성능 및 유동특성에 대하여 실험과 수치적 방법을 이용하여 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 해석식을 통해 구한 임펠러 끝단의 압력과 디퓨저와 케이싱에 대해 수행한 수치해석에 의해 구해진 압력을 더하여 이를 직방형 디퓨저의 실험치와 비교한 결과, 제작상의 문제로 약간의 오차가 발생하였지만 경향은 유사하였다.

## 후 기

본 연구는 두뇌한국 21(BK 21)사업 핵심분야인 “고효율 차세대 에너지 기기 설계 사업팀”의 지원 하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Dutton, J. C., Piemsomboon, P. and Jenkins, P. E., 1986, "Flowfield and Performance Measurement in a Vaned Radial Diffusers", ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 108, pp. 141-147.
- (2) 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 Turbine and Power, Vol. 106, pp. 455-467.
- (3) Swamy, N. V. C. and Agrawal, L. P., 1983, "Relative Characteristics of Constant Angle and Variable Angle Conical Diffusers", NTIS: N83-26838.
- (4) Reynolds, W. T., 1979, "Thermodynamic Property in SI", Stanford University Press, Stanford.
- (5) Filipenco, V. G., Deniz, S., Johnston, J. M., Greitzer, E. M. and Cumpsty, N. A., 2000, "Effect of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers", J. of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 1~21.
- (6) Runstadler, P. W., Jr., Dolan, F. X., and Dean, R. C., Jr., 1975, "Diffuser Data Book", Creare TN-186.

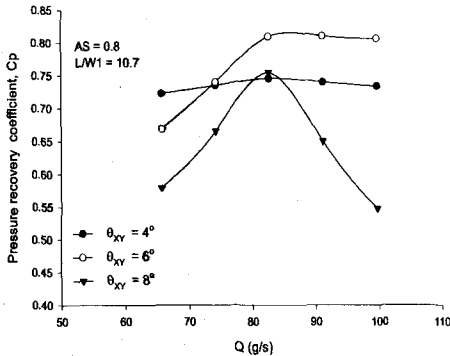


Fig. 8 Effects of divergence angle  $\theta_{XY}$  on the pressure recovery coefficient of the conical diffuser for various mass flow rates with  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ .

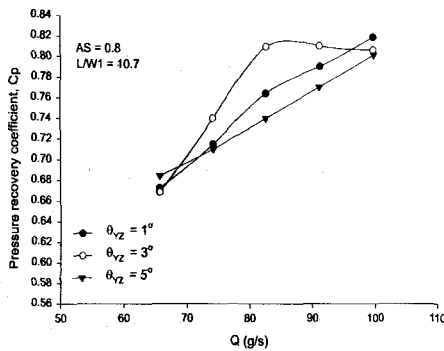


Fig. 9 Effects of divergence angles  $\theta_{YZ}$  on the pressure recovery coefficient of the conical diffuser for various mass flow rates with  $\theta_{XY} = 6^\circ$ .

(2) 직방형의 Z방향 확대각을  $3^\circ$ 로 고정하고  $\theta_{XY}$ 를 변화시킬 때 압력회복계수는  $4^\circ$ 일 때 가장 크게 나타났으며,  $\theta_{XY} = 6^\circ$ 로 일정할 때도 Z방향으로의 확대각이 작은 값( $\theta_{YZ} = 1^\circ$ )을 가질 때 높은 압력회복이 발생하였다.

(3) 원추형의 확대각이  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ 로 일정할 때,  $\theta_{XY} = 6^\circ$ 가 가장 큰 압력회복을 나타냈지만 저유량에서는  $\theta_{XY} = 4^\circ$ 보다 적은 값을 보였다. Z축으로의 확대각 변화에 따른 압력회복은 설계유량에서  $\theta_{YZ} = 3^\circ$ , 저유량에서  $\theta_{YZ} = 5^\circ$ , 그리고 고유량에서  $\theta_{YZ} = 1^\circ$ 일 때 가장 컸다.