

3차원 천음속 원심압축기 디퓨저 성능연구

김 상 덕, 송동주
영남대학교 기계공학부

Performance Analysis of Three-Dimensional Transonic Centrifugal Compressor Diffuser

Sang Dug Kim, Dong Joo Song

School of Mechanical Engineering in Yeungnam University

Abstract

CSCM upwind flux difference splitting compressible Navier-Stokes method has been used to predict the transonic flows in centrifugal compressor diffuser. The modified cyclic TDMA and the mass flux boundary conditions were used as boundary conditions of the diffuser analysis. With the mass flux boundary condition and the $130 \times 80 \times 40$ grid, the compressible upwind Navier-Stokes method predicted the transonic diffuser flowfield successfully. Flow changes in the impeller exit region due to the strong interaction between impeller exit and vaned diffuser, broad flow separation on the suction surface near hub and shroud was observed from the results of the mass flow rates 6.0 and 6.2kg/s at 27000 rpm. The static pressure increased and the total pressure decreased through the flow passage of the channel diffuser, which were predicted better from the three-dimensional analysis than from the two-dimensional analysis due to the strong effect of the three-dimensional flow. The mass averaged loss coefficients and pressure coefficients were also studied.

Key words : 원심압축기 디퓨저(centrifugal compressor diffuser), 질량유량경계조건(mass flux boundary condition), 3차원해석(three-dimensional analysis), 압력계수(pressure coefficient)

1. 서 론

엔진의 크기를 소형화하고 높은 압력 비와 많은 질량유량을 수송할 수 있는 고성능 원심압축기가 요구되므로, 그 결과 원심압축기 임펠러 출구의 유동에너지가 높아져서 보다 효율적인 압력회복을 위하여 베인 디퓨저를 장착하였다[1]. 임펠러와 베인 디퓨저의 복잡한 유동현상으로 인해서, 임펠러부터 베인 디퓨저로 유입되는 유동특성을 많은 연구자들이 실험적으로[2,3,4], 또는 이론적으로[5,6,7] 광범위하게 연구하여왔다. 이 영역은 높은 회전속도에 의해 천음속 유동현상이 중요하게 작용한다. 즉, 임펠러와 베인 디퓨저 유동의 강한 상호작용으로 "zone of rapid adjustment"나 베인 디퓨저 목에서 초음속 유동영역과 충격파를 발생시킨다. 그리고 임펠러 출구에선 제트와 후류가 형성되고, 그 결과 베인 디퓨저 입구의 유동은 강한 동요현상(fluctuation)과 후류의 혼합(mixing)이 존재한다. 또한 후류의 위치는 Rossby 수와 전압력 손실에

영향을 받고, 후류의 움직임은 임펠러의 형상과 회전에 의해 발생하는 2차유동의 영향을 받아[4] 입사각은 허브나 쉬라우드사이에서 현저하게 변한다. 그러나 Baghdadi[2]는 후류가 있는 실험장치와 후류가 없는 실험장치로 비교 실험한 결과 후류의 혼합과 후류에 의한 비정상유동은 디퓨저의 성능예측시 크게 영향을 끼치지 않는다는 결론을 내렸고, Inoue와 Cumpsty[4]는 베인 디퓨저 입구에 있는 강한 비정상유동은 빠르게 소멸해서 유로를 따라 짧은 거리사이에서도 인지할 수 없게 된다는 결론을 내린 바 있다. 그래서 시간평균된 유동변수의 가정을 도입할 수 있다. 그리고 고속 원심압축기일 경우, 대부분의 정압상승은 베인 디퓨저 입구역역에서 일어나는 반면 목을 지나서는 비록 면적이 커졌지만 경계층 상승영향으로 속도는 빨라서 정압력상승이 적다[1]. 베인 디퓨저 입구에서 압력상승이 큰 이유는 입구에서 유동의 방향이 바뀌어 접선방향 속도성분이 제거되면서 속도가 감소하고 그와 비례하여

정압력이 상승한다. Morishita[3]는 전체 원심압축기 효율을 실험으로 측정하여 임펠러 손실보다는 오히려 비정상성분이 제거되는 베인 디퓨저 입구역의 손실이 전체 원심압축기 효율에 큰 영향을 끼친다는 것을 알려주었다.

풍상차분법(upwind method)은 높은 소산항으로 인하여 인공감쇄항을 추가할 필요가 없으며 불연속 점에서의 jacobian 행렬의 고유치의 부호에 따라서 전방 혹은 후방차분을 하므로 충격파 포착 등에 우수한 특성을 가지고 있다. 풍상차분법은 Steger-Warming[8] 및 Van Leer[9]에 의한 flux vector splitting 방법과 근사 Riemann 해를 이용한 Roe[10]의 flux difference splitting 방법 및 Lombard 등[11]의 CSCM(Conservative Supra Characteristic Method) flux difference splitting 방법 등이 있다.

난류유동을 계산하는 방법으로는 대수적인 방법으로 Cebeci-Smith, Baldwin-Lomax[12] 방법 등이 있으며, 특히 Baldwin-Lomax 모델은 Dawes 등에 의해 유체기계에 적용되었으며 Granville[13]에 의해 수정되어 왔다.

본 연구에서는 CSCM 풍상차분법을 이용한 압축성 Navier-Stokes 방법에 Baldwin-Lomax 난류모델을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저의 유동현상 및 성능해석을 하였다. 회전속도 27000 rpm에 대한 질량유량 6.0($M_{in}=0.966$)과 6.2($M_{in}=0.964$)kg/s의 계산 결과를 해석하였다. 또한 천음속 원심압축기 디퓨저의 2차원과 3차원 유동 현상을 비교하고 정확한 유동 구조를 설명하려하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 풍상차분법

CSCM 방법은 특성곡선(characteristic line)의 방향에 따른 고유 벡터의 분리로부터 나왔다. CSCM 풍상차분법의 특징은 (1) 완전히 결합된 내재적 경계점 근사를 채용하고 있으며, (2) 약한 보존적 형태라도 Roe의 'U' 성질을 만족시키므로써 충격파를 정확히 포착하는 성질이 있고, (3) 중앙차분법 사용시 발생하는 해의 진동현상을 인공감쇄항 없이 효과적으로 억제 할 수 있다. (4) 대각지배 ADI를 사용한 빠른 계산 속도 등이 있다.

본 연구에서 사용한 3차원, 압축성, 점성유체를 Navier-Stokes 방정식의 유한차분 형태는 일반 곡면 좌표 계에서 다음 참고문헌[11]과 같다.

풍상차분법에 있어서 비점성 플럭스항 ΔE 는 jacobian 행렬 \bar{A} 의 상사 변환(similarity transformation) 을 이용하여 다음과 같이 여러 형태로 쓰일 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta E &= \bar{A} \Delta q \\ &= \frac{M\bar{T}\bar{A}}{M\bar{T}\bar{A}} \bar{T}^{-1} \bar{M}^{-1} \Delta q = \overline{MA} \Delta \tilde{q} \quad (1-a) \\ &= \frac{M\bar{T}\bar{A}}{M\bar{T}\bar{A}} \bar{T}^{-1} \Delta \tilde{q} = \overline{MA} \Delta \tilde{q} \quad (1-b) \\ &= \overline{MT\bar{A}} \Delta \tilde{q} \quad (1-c) \end{aligned}$$

여기서 $\bar{A} = \bar{T}\bar{A}\bar{T}^{-1}$, \tilde{q} 는 원시 변수, \tilde{q} 는 특성 변수이다. 각각 변수들간의 변환은

$$\Delta \tilde{q} = \bar{M}^{-1} \Delta q, \quad \partial \tilde{q} = \bar{T}^{-1} \partial q \quad \text{이다.}$$

\bar{M} 행렬은 \tilde{q} 를 q 로 변환시켜준다. \bar{T}^{-1} 행렬은 원시변수를 특성변수로 바꾸어 주는 행렬이다.

대각행렬 진리함수를 사용하여 고유치의 부호에 따라 $\Delta_{\xi} E$ 를 $\Delta_{\xi} E^{+}$ 와 $\Delta_{\xi} E^{-}$ 로 나누는 과정은 식 (1-b)를 사용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D^{+} &= \frac{1}{2} \left[-\frac{A}{|A|} + 1 \right], \\ D^{-} &= \frac{1}{2} \left[1 - \frac{A}{|A|} \right] \\ \Delta_{\xi} \widehat{E}^{+} &= \overline{MTD}^{+} \bar{T}^{-1} \bar{A} \Delta_{\xi} \tilde{q} \\ \Delta_{\xi} \widehat{E}^{-} &= \overline{MTD}^{-} \bar{T}^{-1} \bar{A} \Delta_{\xi} \tilde{q} \end{aligned} \quad (2)$$

식(3)에서 보존변수 q 를 이용하여 표시함으로써 Roe의 보존 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta_{\xi} \widehat{E}^{+} &= \overline{MTD}^{+} \bar{T}^{-1} \bar{M}^{-1} \Delta_{\xi} q = \widehat{A}^{+} \Delta_{\xi} q \\ \Delta_{\xi} \widehat{E}^{-} &= \overline{MTD}^{-} \bar{T}^{-1} \bar{M}^{-1} \Delta_{\xi} q = \widehat{A}^{-} \Delta_{\xi} q \end{aligned} \quad (3)$$

이산화는 풍상차분법을 이용하여 일반적인 내부 점을 선형화하고, ξ -방향으로 symmetric Gauss-Seidel 방법을 사용하며, ξ -면에 대해서는 내재적인 왼쪽 항을 근사인수분해하여 대각지배 ADI 방식을 도입하여 해를 구할 수 있다[11].

2.2 격자 및 경계 조건

원심압축기 디퓨저의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있으며, 3차원 유동장 해석을 위해서 130×80×40의 H형 격자를 사용하여 타원형격자형성법을 사용하였다.

경계조건은 입구에서 익렬의 선단까지 부분, 익렬의 후단에서 출구까지의 부분에는 수직방향으로 주기경계조건이 적용되었다. 따라서 여기에서는 Patankar 와 Sparrow [14]의 Cyclic TDMA를 원통좌표계로 되어 있는 디퓨저에 맞

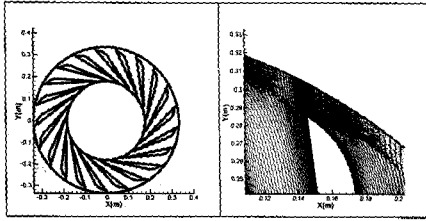


Fig. 1 The whole centrifugal compressor diffuser geometry and an enlarged view near the trailing edge

계 변형시켰으며 그 방법은 다음과 같다.

주기 경계면이 각도를 갖고 θ 만큼 회전변환에 의해 주기경계조건을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 & 0 & A_1 \cos \theta \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_{N-1} \cos \theta & 0 & 0 & 0 & A_{N-1} & B_{N-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta q_1 \\ \delta q_2 \\ \vdots \\ \delta q_{N-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 - A_1 \Delta Q_1^* \\ F_2 \\ \vdots \\ F_{N-1} - C_{N-1} \Delta Q_1^* \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\Delta Q_1^* = \begin{bmatrix} \delta \rho_1 - \delta \rho_1 \cos \theta \\ -\delta \rho v_1 \sin \theta \\ \delta \rho u_1 \sin \theta \\ \delta \rho w_1 - \delta \rho w_1 \cos \theta \\ \delta \varepsilon_1 - \delta \varepsilon_1 \cos \theta \end{bmatrix}$$

$$\Delta Q_{N-1}^* = \begin{bmatrix} \delta \rho_{N-1} - \delta \rho_{N-1} \cos \theta \\ \delta \rho v_{N-1} \sin \theta \\ -\delta \rho u_{N-1} \sin \theta \\ \delta \rho w_{N-1} - \delta \rho w_{N-1} \cos \theta \\ \delta \varepsilon_{N-1} - \delta \varepsilon_{N-1} \cos \theta \end{bmatrix} \quad (6)$$

위의 식은 내재적으로 되어 있기 때문에 Newton 반복법을 이용하여 아래 식과 같은 수렴조건을 만족할 때까지 푼다.

$$\sum (\delta q_{N-1}^n - \delta q_{N-1}^{n-1}) + \sum (\delta q_1^n - \delta q_1^{n-1}) \leq 10^{-10} \quad (7)$$

벽면 조건으로는 점착조건 및 단열조건을 사용하였다. 입구경계면에서는 입구유동의 불균일성과 질량유량을 고정하는 물리적 경계조건을 사용하였다. 출구경계면은 출구질량유량이 주어진 질량유량조건과 비교하여 출구정압력을 변환시키는 출구 질량유량 경계조건을 사용하였다.

$$p^{n+1} = [1 + \alpha(\dot{M}_0^n - \dot{M}_0) / \dot{M}_0] p^n \quad (8)$$

여기서 는 출구정압력 p , \dot{M}_i , \dot{M}_0 은 각각 주어진 출구와 계산된 출구 질량유량, α 는 이완계수이다.

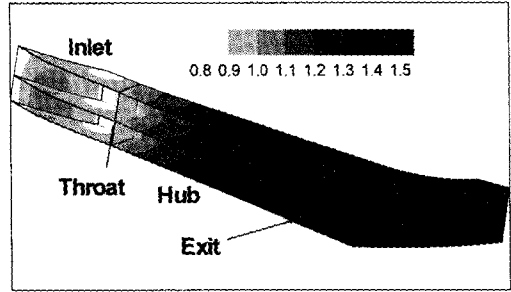
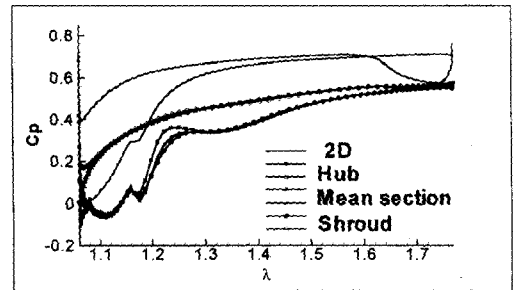
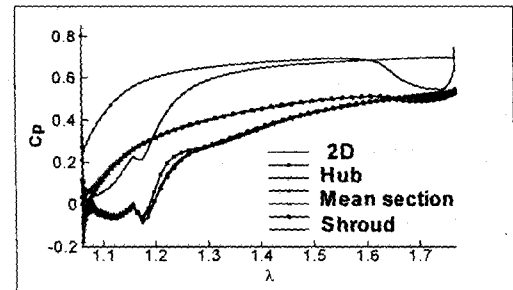


Fig. 2 Pressure contour at mass flow rate 6.2 kg/s



(a)



(b)

Fig. 3 Cp distribution comparison among the results from (a) two-dimensional flow and (b) three-dimensional flow

3. 결과 및 토의

Fig. 2는 질량유량 6.2kg/s에 대하여 유동장내의 등압선 분포를 전체유로를 따라서 보여주고 있다. 디퓨저의 입구영역에서는 유동방향을 따라 정압의 상승으로 나타나는 유동의 확산효과(diffusion effect)가 있다. 특히 Morishita[3]와 Rodger[15]의 결과에서 알 수 있는 것과 같이 정압 상승의 대부분은 임펠러의 출구에서부터 디퓨저의 전반부사이에서 이루어졌다. 또한, 국지적인 초음속 유동에 의하여 디퓨저 베인의 허브와 중간 면의 선단에서 약한 충격파를 보여주었다.

Fig. 3은 디퓨저 베인의 벽면을 따라 2차원, 3차

원 허브, 중간면 및 쉬라우드에서 압력계수 C_p 의 분포를 서로 비교한 것이다. 2차원 결과는 3차원 해석결과보다 큰 압력회복을 보여주고 있다. 부압력면의 허브의 목을 지나면서($\lambda \approx 1.2$) 압력이 급격히 상승하였다가 완만히 상승하게 된다. 이것은 선단에서 발달한 충격파이후에 약화되어진 유동으로 경계층이 다른 부분에 비하여 빠르게 성장하므로 나타난다.

Fig. 4는 베인 디퓨저의 입구, 목과 출구영역에서의 정압을 비교한 것이다. 3차원 결과는 대체로 실험의 결과와 유사히 예측되고 있다. 질량유량이 6.0kg/s에서 6.2kg/s로 증가하면서 입구 영역부터 목까지의 압력상승이 거의 나타나지 않았다. 이것은 유동이 초킹(choking)조건에 가까워짐을 보여주는 것이다.

Fig. 5는 베인 디퓨저의 입구, 목과 출구영역에서 전압을 비교한 것이다. 2차원의 결과와는 다르게 실험과 3차원의 결과에서는 유동의 하류로 가면서 전압이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 이것은 유동장내 허브와 쉬라우드에 의하여 나타나는 유동 경계층의 성장과 3차원 혼합에 의하여 에너지의 소산이 급격히 일어남을 보여주는 것이다.

마하수는 질량유량이 6.0kg/s에서 유동장을 통하여 정압의 상승에 반하여 하류로 가면서 선형적으로 감소한다(Fig. 6). 질량유량이 6.2kg/s에서는 디퓨저의 목에서 음속에 가까이 도달함을 보여주고 있다.

Fig. 7은 질량유량 6.2kg/s일때 입구, 목과 출구면에 투영한 마하수의 분포를 보여주고 있다. 디퓨저의 입구면에서 베인의 선단부분에 접선속도 성분이 크게 나타나므로 마하수가 크게 분포한다 [4]. 허브쪽이 쉬라우드에 비해 큰마하수를 보이는 것은 원주방향의 속도가 허브쪽이 크기 때문이다. 본 연구에서는 정확한 입구영역에서 압축기의 축방향과 접선방향의 불균일한 분포를 유동장해석을 위해 고려하였다. 디퓨저의 목에서는 부압력면 가까이 초음속영역이 남아있다. 선단의 충격파로 부압력면의 허브 가까이에서 쉬라우드에 비해 빨리 마하수가 감소한다. 이것은 후류에서 유동박리를 빠르게 성장시킨다. 출구면에서는 네곳의 구석진 부분에 마하수가 감소되어 있으며 특히 부압력면쪽에서 작은 마하수를 보여준다.

Fig. 8은 유동장내에서 유선을 보여주고 있다. 허브의 부압력면쪽에서 목을 지나면서 유동의 박

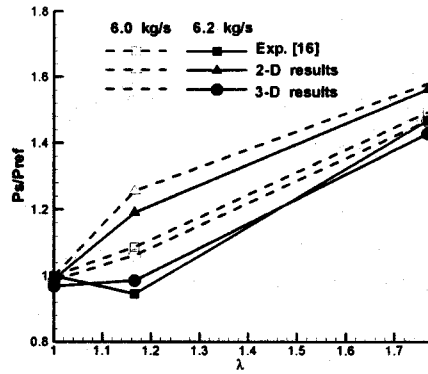


Fig. 4 The mass averaged static pressure comparison between the mass flow rate 6.0 and 6.2kg/s

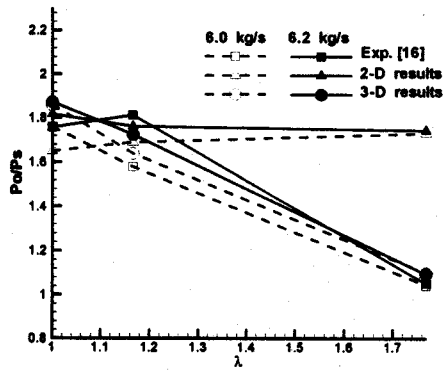


Fig. 5 The mass averaged total pressure comparison between the mass flow rate 6.0 and 6.2kg/s

리가 일어난다. 압력면에서도 허브와 쉬라우드의 효과로 경계층이 발달하여 유선이 허브와 쉬라우드의 중앙으로 모이고 있다. 목과 출구면에서는 여전히 면을 따라 회전 접선방향으로 속도 성분이 존재한다.

Table 1은 입구와 목(C_p24), 목과 출구(C_p45)와 입구와 출구(C_p25)의 압력계수를 각각 질량유량이 6.0 과 6.2kg/s 인경우에 비교한 것이다. 2차원의 예측 결과는 대체로 압력계수를 실험에 비해 크게 예측하고 있다. 그러나 3차원의 결과는 입구의 전압이 실험치에 비해 크므로해서 입구와 출구의 압력계수가 실험치에 비해 작게 예측되고 있다.

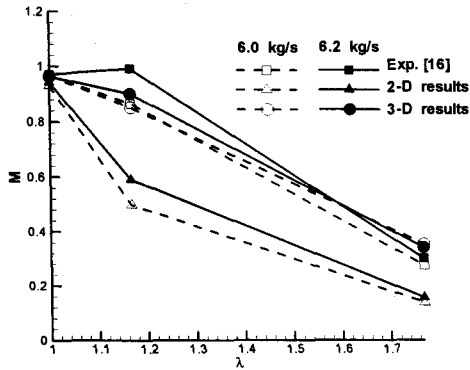


Fig. 6 The mass averaged Mach number comparison between the mass flow rate 6.0 and 6.2kg/s

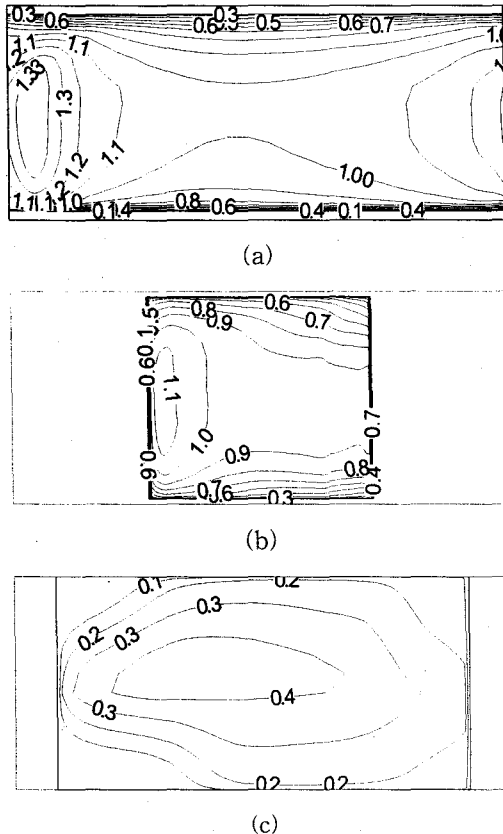


Fig. 7 Mach number contours of (a) inlet, (b) throat and (c) exit at the mass flow rate 6.2 kg/s

Table 2는 입구와 목(Lc24), 목과 출구(Lc45) 및 입구와 출구(Lc25)의 전압손실을 각각 질량유량이 6.0 과 6.2kg/s 일때에 비교한 것이다. 3차원

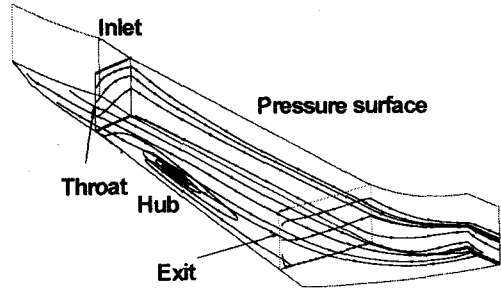


Fig. 8 Streamlines in the diffuser flowfield at mass flow rate 6.2kg/s

의 결과는 실험에비하여 전압손실을 크게 예측하고 있다. 목과 출구의 전압손실은 3차원의 결과는 실험의 결과와 유사하나 주어진 입구 전압이 실험의 전압보다 크므로 입구와 출구간의 전압손실은 크게 예측되었다.

Table 1 The comparison of the mass averaged Cp at mass flow rates (a) 6.0 and (b) 6.2kg/s

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	0.115	0.64	0.649
2-D	0.3	0.65	0.7
3-D	0.12	0.594	0.51

(a)

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	-0.072	0.674	0.617
2-D	0.24	0.65	0.68
3-D	0.017	0.62	0.47

(b)

Table 2 The comparison of the mass averaged Lc at mass flow rates (a) 6.0 and (b) 6.2kg/s

Lc	Lc24	Lc45	Lc25
Exp.	0.05	0.186	0.264
2-D	0.086	0.032	0.106
3-D	0.23	0.19	0.35

(a)

Lc	Lc24	Lc45	Lc25
Exp.	0.05	0.1516	0.286
2-D	0.066	0.043	0.096
3-D	0.25	0.2	0.4

(b)

4. 결론

본 연구에서는 CSCM 풍상차분법을 이용한 압

측성 Navier-Stokes 방법을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저의 유동을 해석하였다. 회전속도 27000 rpm에 대한 질량유량 6.0과 6.2kg/s의 계산 결과를 비교하였다.

정압 상승의 대부분은 임펠러의 출구에서부터 디퓨저의 전반부사이에서 이루어졌다. 2차원의 정압상승은 3차원과 실험 결과보다 크게 나타났다. 2차원 유동 계산 결과와는 다르게 실험과 3차원의 결과에서는 하류로 가면서 전압이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있었다. 이것은 3차원 혼합에 의한 에너지 손실로 발생한 것이다. 허브의 부압력면쪽에서 목을 지나면서 유동의 박리가 일어났다. 압력면에서도 허브와 쉬라우드의 효과로 경계층이 발달하여 유선이 허브와 쉬라우드의 중앙으로 모였다. 압력계수는 3차원의 결과가 실험 결과보다 작게, 손실계수는 크게 예측되었다.

본 연구의 3차원 결과는 디퓨저 유동장 내부의 3차원 효과를 잘 예측하므로써 대체적으로 실험과 유사한 결과를 보여주었다. 보다 정확한 예측을 위해서는 입구 유동조건 개선과 유동의 박리등을 정확히 예측 할 수 있는 난류모델의 개선이 필요함을 알 수 있었다.

5. 후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술 연구조성비(기계공학 ME97-B-07)에 의하여 연구되었음.

실험자료를 제공해주신 서울대 강신형 교수님께 감사하는 바입니다.

6. 참고문헌

[1] Cumpsty, N. A., 1989, "Compressor Aerodynamics," Longman Scientific & Technical, pp.285-301
 [2] Baghdadi, S., 1977, "The Effect of Rotor Blade Wakes on Centrifugal Compressor Diffuser Performance -A Comparative Experiment," Trans. of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, pp. 45-52.
 [3] Morishita, E., 1982, "Centrifugal Compressor Diffusers," A Dissertation submitted for the MSc, University of Cambridge.
 [4] Inoue, M. and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers," Trans. of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 455-467.
 [5] Jeske, H. O. and Teipel, I., 1983, "A

Theoretical Investigation of Transonic Flows in Radial Compressor Diffusers," Trans. of ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 452-456.

[6] Teipel, I. and Wiedermann, A., 1987, "Three-Dimensional Flowfield Calculation of High-Loaded Centrifugal Compressor Diffusers," Trans. of ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 20-26.

[7] Teipel, I. and Wiedermann, A., 1991, "A Three-Dimensional Euler Code for Calculating Flow Fields in Centrifugal Compressor Diffusers," Computers & Fluids, Vol. 19, No. 1, pp. 21-31.

[8] Steger, J. L., and Warming, R. F., 1981, "Flux Vector Splitting of the Inviscid Gas-Dynamic Equations with Application to Finite Difference Methods," Journal Computational Physics, Vol. 40, 263-93.

[9] Van Leer, B., 1982, "Flux Vector Splitting for the Euler Equations," Lecture Notes in Physics, Vol. 170, Springer-Verlag, Berlin, pp.507-512.

[10] Roe, P. L., 1981, "The Use of the Riemann Problem in Finite-Difference Schemes," Proceedings of the 7th International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics, Lecture Notes in Physics, Vol. 141, Springer-Verlag, pp.354-359.

[11] Nagaraj, N., Lombard, C. K., and Bardina, J., 1988, "Navier-Stokes Simulation of 3-D Hypersonic Equilibrium Air Flow," AIAA -88-2695.

[12] Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA Paper No. 78-257.

[13] Granville, P. S., 1978, "Baldwin-Lomax Factors for Turbulent Boundary Layers in Pressure Gradients," AIAA J., Vol. 25, No. 12, pp.1624-1627.

[14] Patankar, S. V., Liu, C. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area," Trans. of ASME J. Heat Transfer, Vol.99, pp.180-186.

[15] Rodger, C., 1982, "The Performance of Centrifugal Compressor Channel Diffusers", ASME paper 82-GT-10.

[16] 강신형, 1995, 실험자료 제공