

단단 축류압축기 유동해석에 대한 k- ω 난류모델의 응용

이준석* · 김광용**

Application of k- ω turbulence model to the analysis of the flow through a single stage axial-flow compressor

Joon-Suk Lee*, Kwang-Yong Kim**

Key Words: Transonic compressor(천음속 압축기), Navier-Stokes Equation(Naveir-Stokes 방정식), Baldwin-Lomax Turbulence Model(Baldwin-Lomax 난류모델), k- ω Turbulence Model(k- ω 난류모델)

ABSTRACT

A numerical study based on the three-dimensional thin-layer Navier-Stokes solver is carried out to analyze the flowfield through a single stage transonic compressor. Explicit four-step Runge-Kutta scheme with spatially variable time step and implicit residual smoothing is used. The governing equations are discretized with explicit finite difference method. Mixed-out average method is used at the interface between rotor and stator. And, an artificial dissipation model is used to assure the stability of solution. The results with k- ω turbulence model were compared to the results with Baldwin-Lomax model, and physical phenomena of transonic compressor are presented. The two turbulence models give the results that show reasonably good agreements with experimental data.

1. 서 론

축류압축기의 설계는 정익(stator)과 동익(rotor)을 지나는 복잡한 3차원 유동현상으로 인해 정밀한 유체 역학적 해석이 뒷받침되어야 한다. 최근 컴퓨터성능의 급진적인 향상과 전산유체역학의 수치해석기법들의 발달로 유체기계 내의 복잡한 점성유동에 대해 종전의 2차원 해석의 단점을 보완한 3차원 Navier-Stokes 해법이 가능해졌다. 이러한 복잡한 3차원 점성 유동해석을 위해 많은 코드들이 개발되었지만, 수치해석기법들에 따라 유동장에 대한 해석결과는 많은 차이를 보이고 있다.

Shabbir 등⁽¹⁾은 축류압축기 동익에 대해 연구를 수행한 결과, 수치해석방법에 따라 계산결과는 실험치와 다양한 차이를 보였다. 계산 결과에 영향을 미치는 주요 요소들은 수치기법, 난류모델 및 격자생성법 등이며, 이들 중 가장 중요한 요소는 난류모델인 것으로 밝혀졌다. 전산유체역학의 효용성을 증진시키기 위해서는 난류모델을 비롯한 수치해석방법의 개선이 지속적으로 이루어져야 한다.

본 연구에서는 축류압축기 정익과 동익을 지나는 삼차원 유동의 해석에 대한 난류모델의 영향을 연구하였다. 유체기계의 전산유체학적 해석에 있어 많은 코드들이 Baldwin-Lomax 난류모델(B-L 난류모델)^(2,3)을 이용해 왔다. 이것은 B-L 난류모델이 복잡한 3차원 유동해석에 있어 모델의 단순함에 비해 비교적 정확한 예측결과를 제시하기 때문이다. 그러나, B-L 난류모델

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 기계항공자동차공학부

은 길이척도를 결정하는 과정이 부적합하고⁽²⁾ 길이척도가 격자간에서 불규칙하면 수렴이 느려진다는 점 등의 문제점들을 갖고 있다. 또한 압축기 해석에서 중요한 박리의 예측⁽³⁾과 후류 분산의 예측⁽²⁾에서도 문제를 갖고 있다. 이러한 문제점들 때문에, 보다 진보된 난류 모델의 적용이 필요하다고 사료된다.

Hah⁽⁴⁾ 등은 전산유체역학을 이용한 천음속 압축기에서 동익의 설계에 $k-\epsilon$ 모델을 사용하여, 충격손실(shock loss)모델의 성능을 검증해 보았다. 그러나, 아직까지 B-L 모델과 다른 모델들의 성능을 직접적으로 비교한 연구는 많지 않다. Amri와 Arone⁽⁵⁾은 $q-\omega$ 모델과 $k-\epsilon$ 모델 및 B-L 모델을 터빈의 열전달에 적용해 세 가지 난류모델들의 문제점을 비교하였다. 또한 Chima⁽⁶⁾는 압축기의 동익에서 $k-\omega$ 모델과 B-L 난류 모델을 비교하였는데, 두 모델이 비슷하게 다 실험치보다 과도하게 후류를 예측하였다.

외국에 비해 국내의 연구는 대단히 미흡하며, 김민환 등⁽⁷⁾이 B-L 모델과 Baldwin-Barth 모델 및 Spalart-Allmaras 모델을 이용하여 충격파-경계층의 상호작용이 존재하는 압축성 램프 유동과 2차원 축대칭 범프 유동을 계산하였다. 여기서 B-L 난류모델이 충격파에 의한 압력상승의 위치를 가장 늦게 예측하여, 대수적인 모델은 충격파-경계층의 상호작용이 존재하는 유동에 부적합함을 알 수 있었다.

본 연구에서는 단단의 축류압축기 내의 동익과 정익을 지나는 유동을 해석하여 동익과 정익의 상호작용에 의한 손실과 압축기의 성능을 예측하기 위해, 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식의 계산을 수행하였다. 아울러, 터보기계 내의 난류유동의 해석을 위해 널리 사용되어 왔던 B-L 난류모델의 문제점을 검토하기 위해 Wilcox⁽⁸⁾의 $k-\omega$ 모델을 도입하여 그 성능을 비교하였다. 유동해석 결과는 그 타당성을 검증하기 위하여 실험치와 비교되었다.

2. 유동해석 방법

본 연구에서는 x축을 중심으로 각속도 Ω 로 회전하는 직교좌표계(x, y, z)에서 Navier-Stokes 방정식을 해석하였다. 시간절감을 위해 박층근사(thin-layer approximation) Navier-Stokes 방정식을 이용하였다. 직교좌표계의 방정식들은 일반 비직교 표면좌표계(ξ, η, ζ)로 좌표변환 되었으며 유한차분법에 의해 이산화

되었다. 계산기법은 외재적 시간전진법 중 4차 Runge-Kutta 도식이 이용되었으며, 국부시간간격과 내재적인 오차평균법의 도입으로 수렴가속을 도모하였다. 또한 충격파가 발생하는 유동장 계산에서는 해가 진동하는 불안정성을 나타내는 경우가 많으므로, 이를 방지하기 위해서 인공점성을 도입하였다. 동익과 정익의 혼합면에서는 면적평균법을 사용하였으며, 초기입구경계조건으로 반경방향의 중앙지점에서 총압력, 각 방향의 속도성분과 총온도를 주었으며 출구경계조건으로는 허브에서의 정압을 주었다.

3. 결과 및 검토

수치해석에 사용한 압축기는 Wennerstrom⁽⁹⁾이 실험한 축류압축기이며, 본 연구에서는 1단까지의 계산을 수행하였다. 동익은 날개가 20개로 구성되어 있으며, 정익은 31개로 구성되어 있다. 동익과 정익의 팁 반지름은 21.59 cm이고, 동익의 허브 반지름은 8.96 cm이며, 정익의 허브 반지름은 13.47 cm이다. 동익의 회전각속도는 20,152 rpm이며, 입구 유량은 28.4145 kg/s이다.

Fig. 1 은 계산에 사용된 격자계를 나타낸다. 입구 조건으로 균일한 유동조건을 사용하기 위해 동익의 선단부에 H형 격자를 사용하였고 동익과 정익은 C형 격자를 사용하였으며 140×41×45개의 격자점들로 구성하였다. 각 격자계의 공유영역에서는 혼합평균법을 이용하여 유동정보를 전달하기 위해 정확히 한 격자씩 중첩하였다

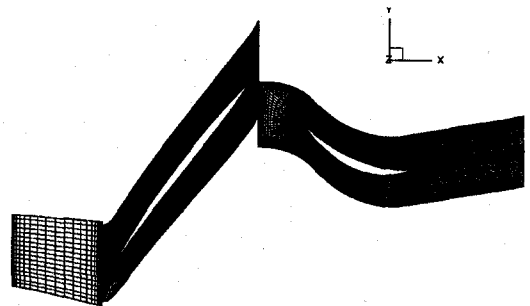


Fig. 1 Grid system of blade to blade plane at mid-span

3.1 압축기의 성능 평가

Table 1은 B-L 난류모델과 k- ω 난류모델을 이용한 수치해석 결과이다. 여기서 P_{ref} , T_{ref} 는 입구경계값으로 각각 1 atm과 17°C이다. 실험치가 최고효율점에서 0.87 % 이므로 계산치들은 모두 효율을 비교적 정확하게 그러나 약간 낮게 평가함을 알 수 있다. 전압과 전온도 모두 k- ω 난류모델이 실험치에 더 일치하였다.

3.2 정익 선단부와 후단부에서의 유동

Fig. 2 (a)는 정익 선단부에서 속도 벡터들을 보여준다. 동익을 나온 유동이 정익으로 잘 안내되고 있으며, 정익의 선단부에서 정체점을 발견할 수 있다. Copenhagen 등[16]은 정익설계에 있어 정체점의 위치가 선단부에 근접해서 위치하지 않으면 선단부에서의 유동팽창으로 인해 손실이 발생한다고 하였다. Fig. 2 (b)는 정익 후단부에서 역압력구배에 의해 유동박리가 발생함을 보여주고 있다. Fig. 2의 (a), (b)는 k- ω 난류모델을 이용한 결과이다.

호작용에 의해 박리를 유발한다. Kotidis⁽¹²⁾ 등은 천음속 압축기에서 반경방향 외향류의 85%가 이러한 박리 구역에서 일어난다고 제시하였다. 블레이드의 중앙부에서는 충격파가 약해지며 이 부분에서의 반경방향 외향류는 역압력구배에 의해 일어난다. 동익의 흡입면에서는 충격파, 충격파와 경계층 상호작용에 의한 박리현상으로 인해 복잡한 유동구조를 형성하고 있다. 두 난류모델은 비슷한 경향을 나타내었다.

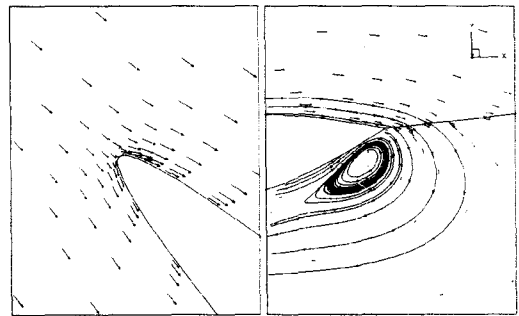


Fig. 2 Velocity vectors near (a) stator leading edge and (b) trailing edge

3.3 블레이드 표면에서의 유동구조

Fig. 3은 동익의 흡입면에서의 유동구조를 보여준다. 팁 근처에서 반경방향으로의 강한 외향류가 형성되고 있다. Kerrebrock⁽¹¹⁾ 등은 천음속 압축기의 흡입면에서 이런 강한 외향류가 충격파 바로 뒤에서 일어날 수 있다고 제시한 바 있다. 충격파는 경계층과 상

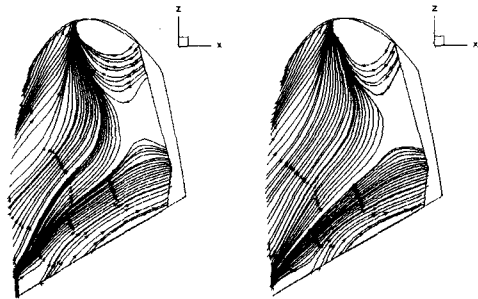


Fig. 3 streamlines on rotor suction surface (a) B-L model (b) k- ω model

Table 1 Compressor Performance Results

| | Baldwin-Lomax Model | k- ω Turbulence Model | experiment |
|---|---------------------|------------------------------|------------|
| Total Pressure Ratio (P/P_{ref}) | 2.012 | 2.047 | 2.07 |
| Total Temperature Ratio (T/T_{ref}) | 1.258 | 1.264 | 1.265 |
| Efficiency | 0.857 | 0.860 | 0.874 |



Fig. 4 Secondary flow developed by stator wake (a) B-L model (b) k- ω model

3.4 정익 후류에서의 2차 유동

Fig. 4는 정익 출구 하단부의 축방향에 수직면의 팁부분에서 일어나는 유동을 살펴본 그림이다. 후류의 영향으로 2차유동이 일어나는 현상을 볼 수 있다. 정익에서는 동익과 달리 반경방향 유동이 아래를 향하는 내향류임을 볼 수 있다. 계산결과는 정익의 외벽에서 발생하는 관통와류(passage vortex)를 잘 보여주고 있다. 두 모델 다 비슷한 유동구조를 보여주고 있다.

3.5 난류모델의 성능

B-L 난류모델과 k- ω 난류모델의 성능 비교를 위해 동익과 정익의 출구에서의 전압, 전온도, 마하수의 분포를 실험치와 비교해 보았다. Fig. 5는 동익에서의 마하수 분포이다. 실험치와 비교하여 두 모델 다 상당히 잘 예측하였지만, 전온도 분포와 마찬가지로 허브 근처에서는 차이를 보였다.

Fig. 6은 동익에서의 전온도 분포이다. 두 모델 다 허브에서 팁으로 올라갈수록 실험치에 가까워짐을 알 수 있다. Fig. 7은 동익에서의 반경방향 전압 분포이다. 두 모델 다 실험치와 차를 보였으나, 평균적인 분포는 비슷한 경향을 보였다. 특히 두 모델간의 분포가 상당히 일치하였으며 다만 허브 근처에서 약간의 차를 보였다.

Fig. 8은 정익에서의 마하수 분포이다. 전체적으로 실험과 잘 일치하였음을 알 수 있다. Fig. 9는 정익에서의 전온도 분포이다. 여기서는 B-L 난류모델이 보다 좋은 예측을 하였으며, 두 모델 다 팁에서는 약간의 오차를 보였다. Fig. 10은 정익에서의 전압력 분포이다. 동익에서와는 달리 두 모델이 차이를 보였으며, k- ω 난류모델이 실험치에 보다 근접하게 예측함을 볼 수 있다.

Fig. 10은 정익에서의 전압력 분포이다. 동익에서와는 달리 두 모델이 차이를 보였으며, k- ω 난류모델이 실험치에 보다 근접하게 예측함을 볼 수 있다.

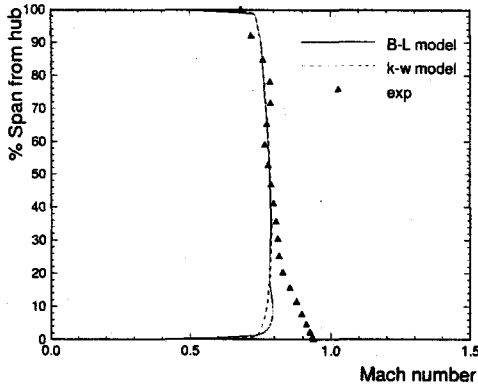


Fig. 5 Spanwise distributions of Mach number at rotor exit

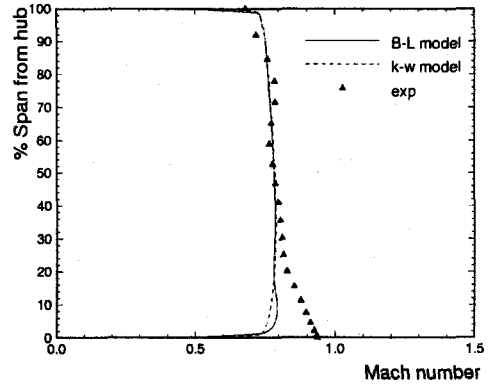


Fig. 7 Spanwise distributions of total pressure at rotor exit

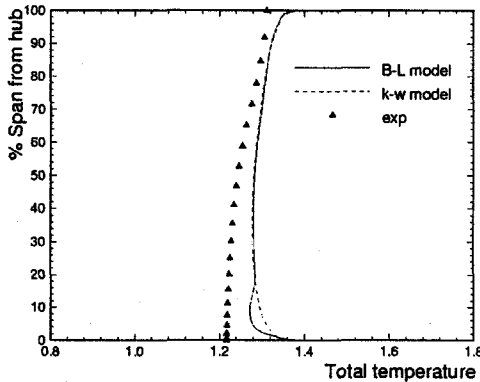


Fig. 6 Spanwise distributions of total temperature at rotor exit

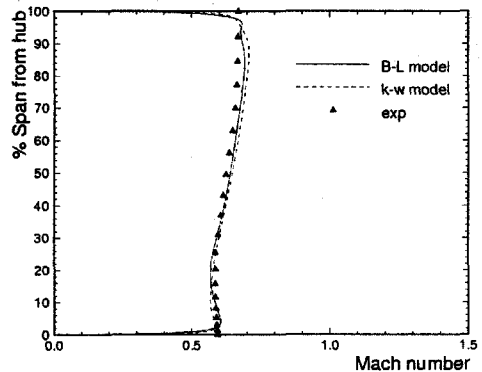


Fig. 8 Spanwise distributions of Mach number at stator exit

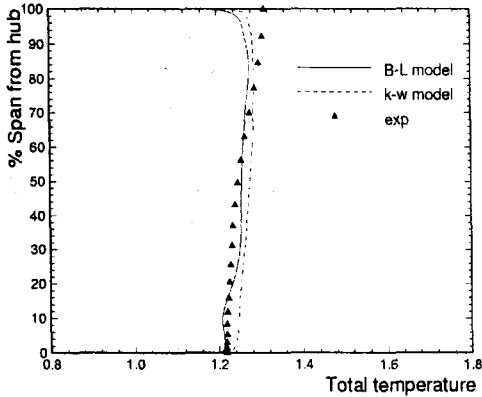


Fig. 9 Spanwise distributions of total temperature at stator exit

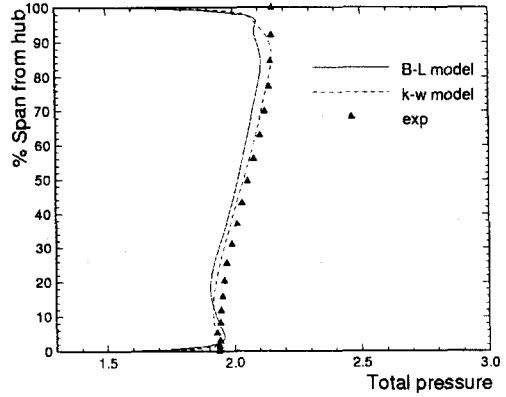


Fig. 10 Spanwise distributions of total pressure at rotor exit

Chima⁽⁶⁾는 천음속 압축기 유동의 계산에서 본 연구에서 시험한 두 모델의 성능이 큰 차이가 없음을 밝힌 바 있다. 본 연구에서도 역압력구배가 심한 허브 부분이나 틱간격이 있는 틱 근처의 복잡한 유동장의 예측에서만 약간의 차이를 보였을 뿐 대체적으로 유사한 경향을 보였다. 실험치와 비교해서 정익 출구에서의 계산치들이 동익 출구에서의 계산치들 보다 실험치와 잘 일치하는 경향을 볼 수 있다. 혼합평균법에 의해 공유영역의 계산이 이루어지므로 공유영역에서의 가상 격자계는 매우 중요하다. 본 연구에서 해석한 압축기는 동익과 정익의 간격이 좁고 동익이 많이 휘어져 있으므로 C형 격자계를 사용하여 두 블레이드간의 공유영역을 결정하기는 쉽지 않았으며 이것이 오차의 한 원인이 되었을 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 3차원 압축성 박층근사 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 단단의 천음속 압축기의 특성을 살펴보았으며, Baldwin-Lomax 난류모델과 2-방정식 모델인 $k-\omega$ 난류모델의 성능을 비교하였다.

일반적인 유동현상에 대한 B-L 난류모델과 $k-\omega$ 난류모델의 정성적인 예측성능을 비교하였으며, 정량적 성능 평가를 위해 반경방향의 전온도, 전압, 마하수 및 효율을 비교하였다. 공유영역에서의 격자 구성상의 문제로 인해 동익 보다 정익에서 두 모델의 계산결과가 공히 실험치와 잘 일치하였다. 두 모델의 유동 계산 결과들은 역압력구배가 심한 허브 부분이나 틱간격이 있는 틱 근처의 복잡한 유동장의 예측에서만 약간의

차이를 보였을 뿐 대체적으로 유사한 경향을 보였다.

참고 문헌

- (1) Sabbir, A. et al., 1996, "Assesment of Three Turbulence Models in a Compressor Rotor," ASME paper No. 56-GT-198.
- (2) Chima, R. V. et al., 1993, "An Algebraic Turbulence Model for Three Dimensional Viscous Flows," NASA TM-105931.
- (3) Menter, F. R., 1992, "Performance of Popular Turbulence Models for Attached and Seperated Adverse Pressure Gradient Flows," AIAA Journal, Vol. 30, No. 8, pp. 2066~2071.
- (4) Hah, C., Wennerstrom, A. J., 1997, "A Three-Dimensional Shock Loss Model Applied to An Aft-Swept Transonic Compressor Rotor," J. of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 452~458.
- (5) Ameri, A., Arone, A., 1994, "Prediction of Turbine Blade Passage Heat Transfer Using a Zero and a Two-Equation Turbulence Model," ASME Paper, 94-GT-122.
- (6) Chima, R. VI., 1996, "A $k-\omega$ Turbulence Model for Quasi-Three Dimensional Turbomachinery Flows," AIAA Paper, 96-0248.
- (7) 김민환, 박승오, 1993, "1-방정식 모델을 이용한 충격파-난류 경계층 상호작용 유동의 해석," 한국항공우주학회, 제 26권, 제 3호, pp. 36~44.

- (8) Wilcox, D. C., 1994, "Turbulence Modeling for CFD," DCW Industries Inc,
- (9) Wennerstrom, A. J., "Experimental Study of a High Throughflow Transonic Axial Compressor Stage," ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 552~560.
- (10) Copenhaver, W. W. et al., 1993, "Three Dimensional Flow Phenomena in a Transonic, High Throughflow, Axial Flow Compressor Stage," J. of Turbomachinery, Vol. 115, 1993, pp. 240~248.
- (11) Kerrebrock, J. L., 1980, "Flow in Transonic Compressor," AIAA Journal, Vol. 13, pp. 241~251.
- (12) Kotidis, P. A., et al., 1991, "Unsteady Radial Transport in Compressor Stage," J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 207~218.