

다단축류압축기내의 천음속 점성유동에 대한 삼차원 수치해석

이형욱*1, 김광응*2

The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Transonic, Multi-Stage Axial Compressor

H. W. Yi and K. Y. Kim

A numerical study based on the three-dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes equations is presented to analyze the transonic flowfield through two-stage axial compressor. Explicit four-step Runge-Kutta scheme is used for solution algorithm, and local time step and implicit residual averaging are introduced for enhancing the convergency. Artificial dissipation model is adopted to assure the stability of solution. The solver is coupled with Baldwin-Lomax model to describe turbulence. To avoid calculating the unsteady flow, a mixing process is modeled at a station between rotating and stationary blade rows. Results show a variety of important physical phenomena. Comparison of the flowfields with and without tip clearance shows that the effect is considerable in this flowfield. Comparisons with experimental data carried out to validate the calculational results show reasonable agreements. Some remedies are also suggested to improve the revealed problems.

Key Words : 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics), 인공점성(Artificial dissipation), 혼합 접근법(Mixing approach), 천음속압축기(Transonic compressor), B-L모델(Baldwin-Lomax model), 충격파(Shock wave), 틱간격(Tip clearance)

1. 서론

항공기용 제트엔진은 설계에서부터 제작, 성능 시험 및 활용에 이르기까지 전 과정이 항공, 기계, 소재, 전자 및 컴퓨터 분야가 총합된 첨단기술의 결합체로서, 각 분야의 기술력이 균형 있게 일정 수준 이상으로 성숙되어야 개발이 가능한 장치이다. 제트엔진의 종합적인 설계과정의 일부인 제트엔진내 축류압축기의 설계는 압축기 블

레이드를 지나는 복잡한 3차원 유동현상으로 인해 정밀한 유체역학적 해석이 뒷받침되어야 할 분야이다. 이를 위해 최근 계측장비와 측정기술의 발달과 더불어 터보기계내의 유동현상에 대한 실험적인 연구가 활발히 진행되었다. 그러나 실험적인 방법은 고가의 장비를 필요로 할 뿐만 아니라 고속으로 회전하는 날개사이의 유동을 실험적으로 측정하기에는 여러 가지 난점이 있으므로 실험을 통해 얻을 수 있는 유동장의 정보는 제한적이다.

최근에는 유체역학과 수치해석법 및 컴퓨터가 결합된 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)이 미국을 중심으로 급속히 발전하여, 실험적인 방법으로는 제한되어 있던 많은 유동

*1 인하대학교 기계공학과 대학원

*2 인하대학교 기계공학과

정보를 효과적으로 얻을 수 있게 되었으며, 실제 설계에의 적용까지도 가능해졌다. 이 중 2차원 축대칭해석을 기본개념으로 한 관통류해석(throughflow analysis)[1]은 효율적으로 설계에 적용할 수 있는 해석방법으로 대두되었다. 그러나 관통류해석을 이용한 설계시스템은 축류압축기의 종합적인 설계에 효과적인 수단이 될 수 있으나, 회전익과 고정익을 지나는 유동의 상태를 근사적으로 결정하므로 압축기 익렬내의 3차원 난류유동장의 유동특성을 정확히 밝히는 수단은 될 수 없다. 이를 보완하기 위해, 최근에는 컴퓨터성능의 급진적인 향상에 힘입어, 3차원 유동해석이 활발하게 연구되고 있다. 그간 3차원 유동계산을 통한 축류압축기 연구사례를 보면, Giles[2]는 터어빈내의 유동장에 대한 비정상(unsteady) 3차원해석을 수행한 바 있으며, Kunz et al.[3]은 3차원적인 유동장형성에 영향을 큰 틱간격 흐름을 3차원 Navier-Stokes해석과 Euler해석을 동시에 수행, 비교하여 정확히 묘사한 바 있다. 또한 수치기법의 향상에 관한 연구도 다수 이루어졌다. Dawes[4]는 3차원 유동장계산의 초기치들을 2차원 축대칭계산을 이용해 계산함으로써 계산시간의 효율성과 결과의 정확성을 향상시켰고, Denton[5]은 유량을 정확히 예측하고 해의 안정된 수렴을 도모할 수 있는 유량제어기법(mass flow rate forcing)을 제시한 바 있다.

본 연구에서는 2단으로 된 천음속압축기내의 블레이드를 지나는 유동장을 해석하기 위하여 3차원 압축성 Navier-Stokes방정식의 계산을 통한 점성유동해석방법을 사용하였다. 난류모델로는 압축기나 터어빈내의 유동장계산에 널리 쓰여 왔으며, 계산의 간편성에 비해 성능이 뛰어난 것으로 알려진 B-L모델(Baldwin-Lomax model)[6]을 도입하였다. 계산 알고리즘은 4차 Runge-Kutta시간전진법을 이용하였고, 국부시간 간격과 내재적인 오차평균법의 도입으로 수렴가속을 도모하였으며, 해의 안정성을 위해 인공점성(artificial dissipation)을 첨가하였다. 회전익과 고정익사이에는 서로의 날개에 대해 정상상태라고 가정하였으며, 이를 위해 혼합접근법(mixing approach)을 사용하였다.

계산 결과를 통해 천음속 압축기에서의 충격

파의 영향에 대해 분석하였고, 틱 누설흐름의 영향을 보기 위해 틱간격을 고려한 유동장과 무시한 유동장과의 비교를 시도하였으며, 주요한 물리적 현상들에 대해 고찰하였다. 타당성 검증을 위해 실험치와의 비교를 하였으며, 나타난 문제점에 대하여 검토, 개선책을 제시하였다.

2. 유동해석방법

2.1 지배방정식과 이산화

절대속도 \vec{V} 와 상대속도 \vec{W} 와의 관계를 통하여 유도된 압축성 3차원 유동에 대한 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식의 표현은 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W}) &= 0 \\ \frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \vec{W} \cdot \nabla (\rho \vec{V}) &= -\nabla p + \nabla \cdot \hat{\tau} - \vec{\Omega} \times (\rho \vec{V}) \\ \frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \vec{W} \cdot \nabla (\rho e) &= (-\nabla p + \nabla \cdot \hat{\tau}) \cdot \vec{V} + \lambda \frac{\partial T}{\partial n} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $\vec{\Omega}$ 는 회전각속도이며, λ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = C_p \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} + \frac{\mu_l}{Pr_l} \right) \quad (2)$$

이상기체 상태방정식은 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$\begin{aligned} p &= \rho RT \\ e &= \frac{p}{\rho(x-1)} + \frac{1}{2} V^2 \end{aligned} \quad (3)$$

지배방정식을 이산화하기 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용했으며, Gauss공식을 이용해 적분형태로 확장된 지배방정식은 검사체적(computational cell)의 6개의 면에서 적분된다. 공간에 대하여 이산화된 식은 중앙차분을 하였다. 정의된 모든 변수들은 검사체적의 중앙에서 정의되고, 면(face)에서의 값들은 인접한 검사체적의 중앙값의 평균으로 계산된다.

2.2 계산 알고리즘

본 연구에서 사용된 계산 알고리즘으로는 Jameson et al.이 적용한[7] 외재적인 4차 Runge-Kutta 시간전진법(explicit four-step Runge-Kutta scheme)을 사용하였다. 4차 Runge-Kutta 시간전진법은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} U^{(0)} &= U^{(n)} \\ U^{(1)} &= U^{(0)} + a_1 \Delta t Q^{(0)} \\ U^{(2)} &= U^{(0)} + a_2 \Delta t Q^{(1)} \\ U^{(3)} &= U^{(0)} + a_3 \Delta t Q^{(2)} \\ U^{(4)} &= U^{(0)} + a_4 \Delta t Q^{(3)} \\ U^{(n+1)} &= U^{(4)} \end{aligned} \quad (4)$$

$$a_1 = 1/4, \quad a_2 = 1/3, \quad a_3 = 1/2, \quad a_4 = 1$$

여기서 U 는 $(\rho, \rho V_x, \rho V_y, \rho V_z, \rho e)^T$ 이며, Q 는 시간에 따른 유동변수의 변화량이다. 네 단계를 거쳐 계산된 $U^{(n+1)}$ 은 다음 단계의 $U^{(n)}$ 으로 들어간다.

4차 Runge-Kutta 시간전진기법은 국부시간간격[8]과 내재적인 오차평균법을 도입함으로써 수렴을 촉진할 수 있다. 국부시간간격은 검사체적의 크기에 비례하며, 따라서 격자마다의 시간간격이 각각 다르게 적용된다. 내재적인 오차평균법은 Lerat[9]이 Lax-wendroff 도식을 이용하여 처음 소개되었으며, 그 이후 Jameson[10]에 의해 Runge-Kutta 기법에 적용된 바 있다.

본 연구에서는 수치계산상의 안정성을 위해 인공점성[11]의 개념을 도입하였다. 인공점성은 지배방정식의 비선형성과, 특히 유동장내에서 발생하는 충격파(shock wave)의 영향으로 인해 생기는 해의 진동(oscillation)을 제거하여 안정성을 확보하는 역할을 한다. 그러나 인공점성의 영향이 과도할 경우 비물리적인 유동장계산을 초래하므로, 본 연구에서는 해가 안정된 값을 가지면서 동시에 그 영향이 최소가 될 수 있는 범위내에서 계산을 수행하였다.

2.3 경계조건과 혼합접근법

입구경계조건으로는 유입되는 전압력(total pressure), 전온도(total temperature), 기류각도(flow angle) 및 마하수(mach number)가 주어진다.

2단의 입구 경계면은 1단의 출구 경계면의 전압력, 전온도 및 마하수의 원주방향으로 평균 값을 사용하였다.

출구 경계면에서는 두가지 방식으로 경계조건을 적용한다. 첫 번째 방식은 목표로 하는 반경 방향으로의 정압분포(target radial static pressure distribution)를 주는 것이며, 두 번째 방식은 단순 반경 평형식(simplified radial equilibrium equation)을 통해 정압분포를 결정하는 것이다.

본 연구에서는 상대적으로 회전하는 회전익과 고정익은 각각 서로에 대해 정상상태라고 가정하였으며, 이를 위해 혼합접근법(mixing approach method)[12]을 도입하였다. 혼합과정(mixing process)이 이루어지는 혼합면(mixing plane)은 회전익의 하류와 고정익의 상류사이에 위치하며, 이 곳에서는 회전익과 고정익의 각 변수들간에 정보의 교환이 이루어진다. 혼합과정은 원주방향의 면적 평균을 통해 이루어지며, 이 과정에서 질량, 에너지, 운동량 보존이 이루어진다. 이러한 혼합과정은 원주방향으로의 각 변수들의 변화 양상을 잘 반영하지는 못하나, 반경방향으로 분포 보존에는 영향을 미치지 않는다.

2.4 난류모델

본 연구에서는 난류유동의 해석을 위하여 Baldwin & Lomax가 제안한 B-L모델(Baldwin-Lomax model)을 사용하였다. B-L모델에 대해서는 이미 터보기계에 관한 계산에 많은 적용사례를 보여주었다. B-L모델은 경계층 내부와 경계층 외부의 난류점성계수를 각각 계산하는 모델로서 다음과 같이 정의된다.

$$(\mu_t)_{inner} = \rho l^2 |\omega| \quad (5)$$

$$(\mu_t)_{outer} = KC_{cp} \rho F_{wake} F_{kleb}(y) \quad (6)$$

여기서 $F_{kleb}(y)$ 와 F_{wake} 는 다음과 같이 정의된다.

$$F_{kleb}(y) = \left[1 + 5.5 \left[\frac{C_{kleb} y}{y_{max}} \right]^6 \right]^{-1} \quad (7)$$

$$F_{wake} = \min(y_{max} F_{max}, C_{wk} y_{max} u_{dir}^2 / F_{max}) \quad (8)$$

여기서 F_{max} 는 다음의 $F(y)$ 의 최대값이고, y_{max} 는 F_{max} 일 때의 y 값이다.

$$F(y) = y|w|[1 - \exp(-y^+/A^+)] \quad (9)$$

사용된 계수들은 다음과 같다.

$$A^+ = 26, C_{wt} = 0.25, K = 0.0168$$

$$C_{cp} = 1.6, C_{kleb} = 0.3$$

상기의 방식과 같이 결정된 난류점성계수에 전방난류변천효과(upstream turbulence history effect)를 고려하기 위하여 Shang & Hankey[13]가 제시한 이완모델(relaxation model)을 적용하였다. 이완모델은 다음과 같이 표시된다.

$$\mu = \mu_{eq} + (\mu_{upst} - \mu_{eq}) \text{Exp}[-(X - X_0)/\lambda_1] \quad (10)$$

여기서 μ_{eq} 은 B-L모델로 계산된 점성계수이며, X 는 현재의 위치이고, μ_{upst} 는 표면압력(surface pressure)이 상승하기 시작하는 상류위치 X_0 에서의 점성계수이며, λ_1 은 이완길이(relaxation length)이다.

2.5 격자생성

본 연구에서는 최소한의 시간에 비교적 유연한 격자계를 얻기 위하여 2차원적 교차보간함수(2-D transfinite interpolation function)를 적용한 격자생성코드를 사용하였다[14]. 이 방법은 마주보는 두 경계에서 미리 좌표가 결정된 격자점들을 이은 직선상에 내부 격자점들을 함수를 이용해 분포시키는 것이다.

Fig. 1은 1단과 2단의 격자계를 보여주고 있다. 격자계는 1단과 2단 각각 $130 \times 21 \times 21 (L \times M \times N)$ 개의 격자점들로 구성하였다. 팁간격(tip clearance)을 고려한 경우에는 격자계를 1단과 2단 각각 $130 \times 23 \times 23 (L \times M \times N)$ 개로 구성하였으며, 팁간격에는 3개의 격자를 할당하였다.

3. 결과 및 검토

Fig. 2는 1단과 2단의 입구와 출구에서의 반경 방향으로의 마하수 분포이며, 허브에서 팁으로

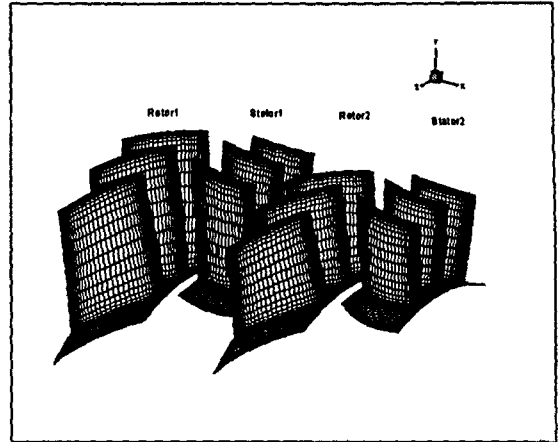


Fig. 1 Computational grid systems

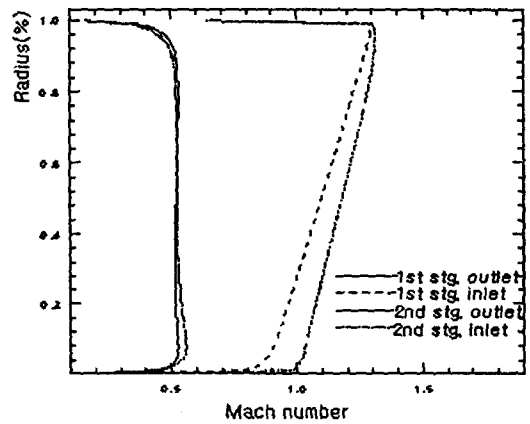


Fig. 2 Mach number distributions

갈수록 마하수는 증가하여 팁에서는 초음속의 분포를 나타내며, 천음속 압축기(transonic compressor)의 특징을 보여주고 있다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 1단과 2단의 팁에서의 마하수선도이다. 팁의 선단부 부근에서 충격파의 발생을 볼 수 있다. 1단과 2단 모두 충격파의 발생시작지점이 날개내 유로를 벗어난 선단부 앞쪽이며 이 충격파가 흡입면 선단부의, 1단의 경우 약 32%를, 2단의 경우 약 13%를 지난 지점으로 전파되었다. 충격파 발생이전의 1단의 최대 마하수는 1.33이며, 2단의 경우 1.52이고, 충격파의 발생으로 정압의 급격한 상승과 마하수의 감소현상이 일어난다. 충격파 발생이후 흡입면에서는 경계층의 두께가 급격히 두꺼워지는 것을 알 수 있으며, 충격파와 경계층의 상호작용으로 인한 유동박리가 발생할 가능성이 크다[15].

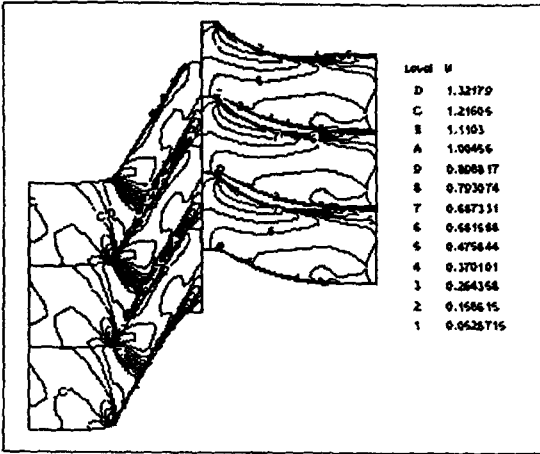


Fig. 3 1st stage mach number contour at the tip

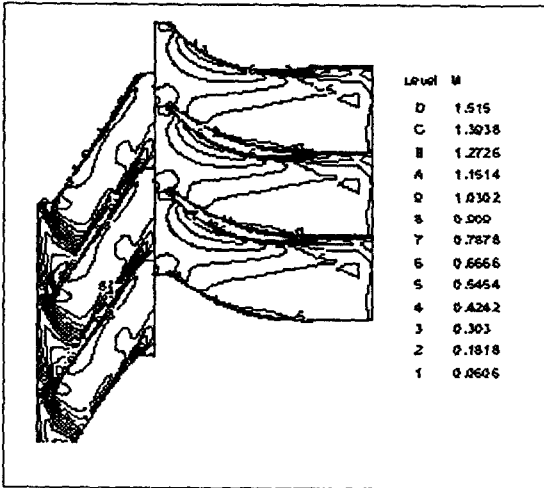


Fig. 4 2nd stage mach number contour at the tip

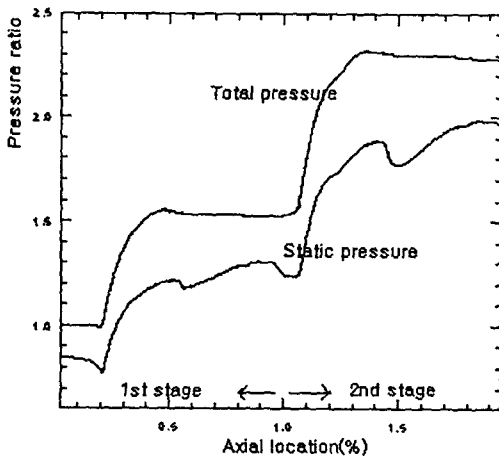


Fig. 5 Pressure distribution in axial direction

Fig. 5는 1단과 2단의 축방향으로의 정압과 전압의 분포를 나타낸 것이다. 정압의 경우 회전익을 지나는 동안 충격파로 인해 큰 상승곡선을 그리고 있으며, 고정익을 지나는 동안에는 서서히 증가하고 있다. 전압은 회전익을 지나는 동안 정압과 마찬가지로 큰 상승을 하고 있으며, 고정익을 지나는 동안에는 미소하게 감소하는 양상을 띄나 거의 일정하게 유지되고 있다. 인공점성의 도입으로 충격파의 발생으로 인한 압력상승 곡선들은 불안정한 진동현상을 보이지 않고, 부드러운 형태로 나타나는 것을 알 수 있다.

날개표면과 팁 부근에서의 유동은 날개표면과 끝벽(endwall)에서의 경계층의 형성과 이에 따른 2차흐름(secondary flow), 그리고 팁간격에 의한 팁누설 흐름(tip leakage flow)등의 상호작용으로 인해 매우 복잡한 유동구조를 띄고 있는 구역이다. 이 중 팁간격에 의한 누설흐름은 손실 면에서나 복잡한 유동의 형성에 있어 그 영향이 상당하다고 볼 수 있다. 따라서 이 구역에서의 팁누설에 의한 효과를 확연히 보기 위해 팁간격을 무시한 유동결과와 팁 간격을 고려한 유동결과와의 비교를 수행하고자 한다. 본 연구에서의 팁간격의 고려는 회전익에만 한하였고, 팁간격 구역에서의 날개의 두께가 매우 얇으므로, 주기조건을 적용한, 이른바 박익근사(thin blade approximation)를 이용해 팁 누설 흐름을 묘사하였다. 팁간격은 0.8mm로 하였으며, 이것은 회전익 허브에서 팁까지 높이의 약 1.5%의 간격이다.

Fig. 6은 팁간격을 고려하지 않았을 때의 1단 회전익 흡입면과 고정익 압력면에서의 속도분포이다. 회전익 흡입면의 유동을 보면 반경방향으로의 강의향류(radially strong outward flow)가 형성되고 있다. 이러한 회전익 흡입면에서의 강한 외향류는 Fig. 7의 정압의 분포와 연관해서 볼 때 충격파가 발생한 이후 날개표면 경계층내에서 형성되는 유동형태이다. Kerrebrock[16]과 Kotidis & Epstein[17]은 천음속 압축기에 있어 회전익의 흡입면에서는 충격파 발생이후에 강한 외향류가 형성될 가능성에 대해 연구한 바 있다. Fig. 8은 1단의 회전익 흡입면과 고정익 압력면의 단면이며, 팁간격을 고려한 유동이다.

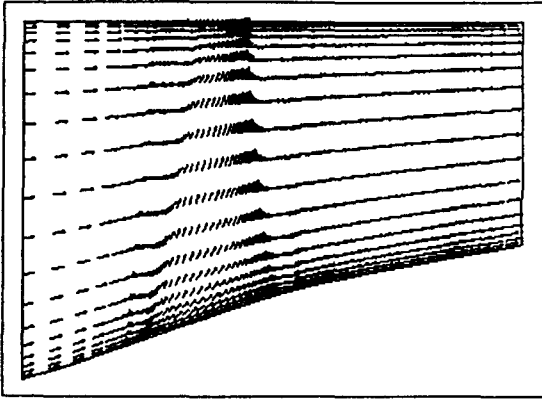


Fig. 6 1st stage velocity vector at $z=nz$ (without tip clearance)

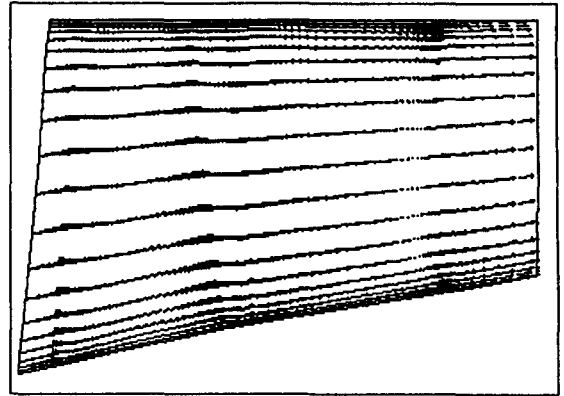


Fig. 9 2nd stage velocity vector at $z=2$ (without tip clearance)

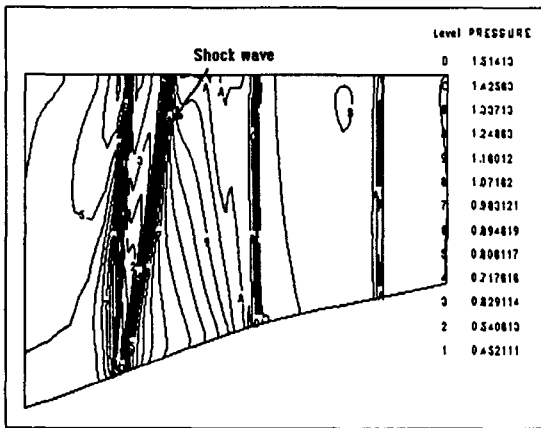


Fig. 7 1st stage static pressure contour at $z=nz$ (without tip clearance)

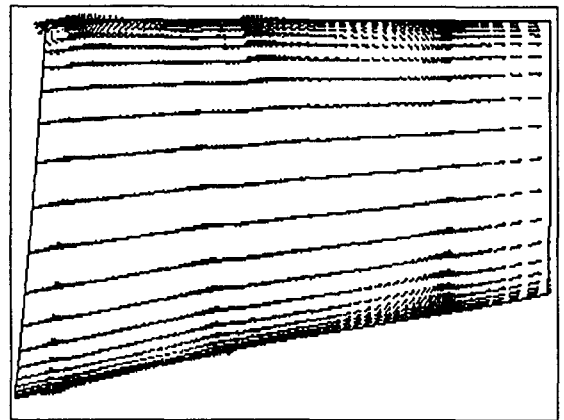


Fig. 10 2nd stage velocity vector at $z=2$ (with tip clearance)

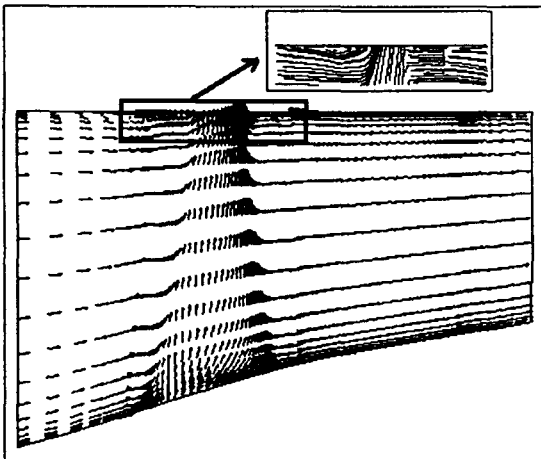


Fig. 8 1st stage velocity vector at $z=nz$ (with tip clearance)

Fig. 8을 Fig. 6과 비교해 볼 때 회전의 팁의 선단부 부근에서 박리가 발생하기 시작하여 충격파로 인한 강외향류와 상호작용을 하고 있는 것을 볼 수 있으며, 고정익의 선단부의 팁 부근에서도 회전의 팁 누설 유동의 영향으로 인한 강한 외향류를 동반한 유동박리현상을 볼 수 있다. Fig. 9와 Fig. 10은 각각 2단의 회전의 압력면과 고정익 흡입면 단면의 팁간격을 고려했을 때와 무시했을 때의 속도벡터이다. Fig. 9의 팁간격을 무시했을 때의 속도벡터를 보면 회전의 압력면은 유동의 흐름이 주로 축 방향으로 향하고 허브에서 너비방향 약 70%지점까지의 반경방향으로의 약한 외향류(outward flow)의 경향을 보이고 있다. 고정익의 흡입면에서는 말

단부에 근접해서 속도가 느려지며 반경방향으로의 외향류와 내향류(inward flow)가 발견되며 이것은 고정익 말단부에서의 역류로 인한 유동 형태로부터 기인한 것으로 보인다. 틱간격을 고려한 Fig. 10을 Fig. 9와 비교해 볼 때, 회전익 선단부에서의 박리현상과 틱간격에서의 외향류를 볼 수 있다. 고정익의 말단부에서 틱쪽의 내향류와 허브쪽의 외향류의 강도도 틱간격을 무시한 경우보다 강하게 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 11은 1단의 회전익의 틱간격구역에서의 정압분포이다. 흡입면에 근접하여 선단부부터 틱 누설와류(tip leakage vortex)가 발생하고 있는 것으로 보인다.

틱간격에서의 누설유동으로 인하여 발생하는 손실은 총 손실의 최대 30%를 차지하며[18], 그 유동의 구조 또한 복잡하다. 따라서 이 구역의 정밀한 유동장 해석이 수반되어야 하며, 이를 위해서는 틱간격 형상의 정확한 묘사와 모델링이 필수적이다.

본 연구에서는 계산된 유동장의 타당성 검증과 이에 따른 문제점에 대한 검토를 위해 실험치[19]와의 비교를 수행하였다. Fig. 12와 Fig. 13은 1단과 2단의 회전익 출구에서의 반경방향으로의 전압과 속도의 분포이다. 전압의 분포를 보면 틱간격이 있는 경우 틱쪽에서는 큰 오차를 보이고 있으며 전체적인 경향 또한 틱간격이 없는 경우에 비해 오차가 크다고 볼 수 있다.

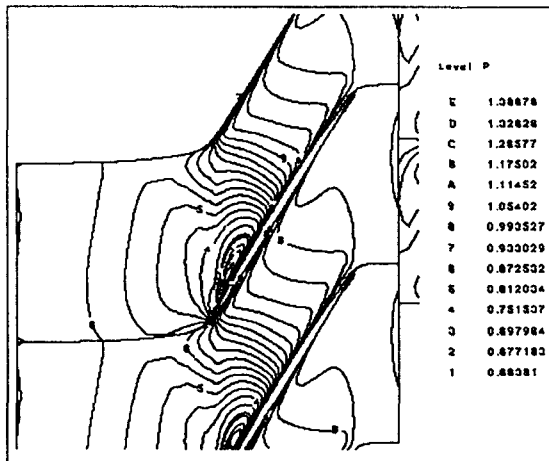


Fig. 11 1st stage static pressure contour at tip clearance region

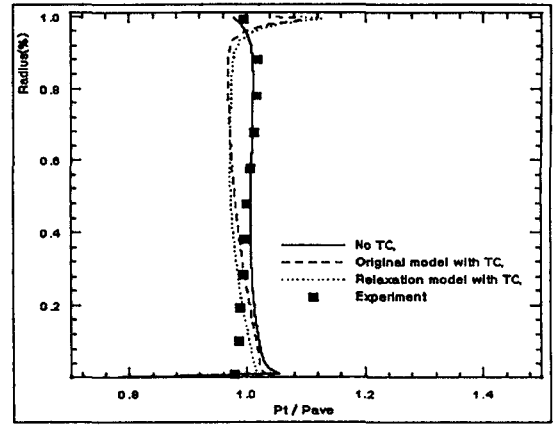


Fig. 12 1st stage total pressure distribution at rotor outlet

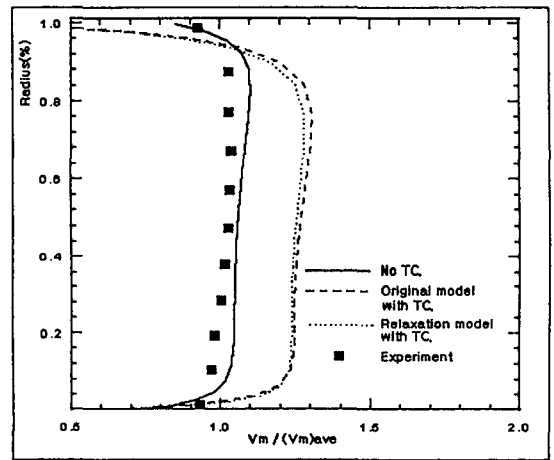


Fig. 13 2nd stage meridional velocity distribution at rotor outlet

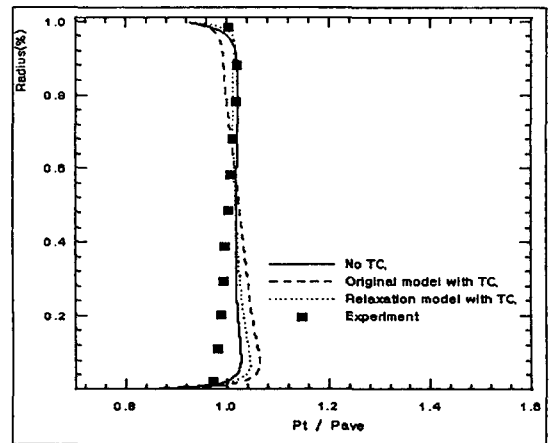


Fig. 14 1st stage total pressure distribution at stator outlet

속도분포를 보면 틱간격이 있을 경우와 없을 경우 모두 실험치와 정성적으로 매우 잘 일치하고 있으나, 틱간격을 고려한 계산치에서는 정량적인 오차를 발견할 수 있다. 이와 같은 결과들은 난류모델로 사용한 B-L모델이 틱간격이 있는 틱근처의 복잡한 유동장을 제대로 예측하지 못함으로써, 이 부분에서 야기되는 수치오차가 전 영역으로 확산되어 전체적인 계산 오차를 증폭시킨 것으로 보인다. Turner & Jennions[20]는 천음속 압축기 계산 적용에 있어 유량이나 압력, 속도 분포의 예측에서 0-방정식 모델인 B-L모델보다는 2-방정식 모델인 $k-\epsilon$ 모델이 보다 효과적이라고 밝힌바 있다. 실제로 B-L모델은 역압력구배나 흐름박리와 같은 현상으로 인하여 유동장이 복잡해 지면 성능은 급격하게 저하되며, 속도구배가 큰 혼합전단층 영역에서는 난류 점성계수를 너무 크게 예측한다는 결점이 있다.

본 연구에서는 이러한 B-L모델의 맹점을 보완하기 위하여 이완기법을 첨가하여 계산의 수렴을 도모할 수 있었으며, 회전익 출구에서의 비교 뿐만 아니라, Fig. 14의 고정익 출구에서의 비교도 수정된 B-L모델이 보다 나은 예측을 할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용하여, 2단의 천음속 압축기 블레이드를 지나는 유동장을 수치해석 하였으며, 계산된 유동장의 물리적인 현상들을 고찰하였다.

입구부의 마하수의 분포를 통해 천음속 압축기의 특징을 확인할 수 있었다. 1단과 2단 모두 회전익 선단부의 앞쪽에서 충격파의 발생이 발견되었으며, 압력의 급격한 상승과 마하수의 감소가 발생하였고, 충격파 이후의 흡입면의 경계층 두께가 급격히 두꺼워지는 것을 볼 수 있었다. 충격파 이후의 회전익 흡입면에서는 강한 외향류가 형성되었다. 틱간격을 고려한 유동장은 틱간격을 무시한 유동장에 비해 틱 누설 흐름으로 인하여 와류와 유동박리의 현상이 발생한 복잡한 구조를 띠었다. 실험치와의 비교에서는 틱

간격이 없을 경우는 매우 잘 일치하였으나, 틱간격을 고려하면 틱부근에서의 복잡한 유동으로 인해 오차를 보였다. 이것은 B-L난류모델이 복잡한 틱간격유동을 제대로 계산하지 못한 것이 원인으로 사료되며, 이를 개선하기 위한 이완모델은 표준모델보다 향상된 결과를 보였다.

보다 향상된 수치적인 예측을 위해서는 다음의 사항들이 요구된다. 유동의 박리와 틱간격에 의해 형성되는 복잡한 유동을 정확히 계산해낼 수 있는 2-방정식모델 수준 이상의 난류모델의 도입이 필요하다. 또한 정상상태 계산에서는 잘 포착되지 않는 보다 정밀한 유동분석을 위해 비정상상태 계산이 요구되나, 이것은 시간소모의 문제점이 있기 때문에, 이를 해결하기 위해서는 비정상상태의 계산결과를 이용한 정상상태 계산 방법의 개발이 필요하다. 또한 수렴의 가속을 위해 다격자법등의 도입도 고려해야 할 사항이다.

후 기

본 연구는 교육부 대학연구소지원 연구비에 의해 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- [1] Dring, R. P., Joslyn, H. D., "Through-Flow Modeling of Axial Turbomachinery," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108 (1986), pp. 246-253.
- [2] Giles, M., "Stator/Rotor Interaction in a Transonic Turbine," AIAA Paper No. 88-3093 (1988).
- [3] Kunz, R. F., Lakshminarana, B. et al., "Investigation of Tip Clearance Phenomena in an Axial Compressor Cascade Using Euler and Navier-Stokes Procedures," Journal of Turbomachinery, Vol. 115 (1993), pp. 453-467.
- [4] Dawes, W. N., "Toward Improved Throughflow Capability: The Use of Three-Dimensional Viscous Flow Solvers in a Multistage Environment," Journal of Turbomachinery, Vol. 114 (1992), pp. 8-17.

- [5] Denton, J. D., "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114 (1992), pp. 18-26.
- [6] Baldwin, B. S., Lomax, H., "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA Paper No. 78-257 (1978).
- [7] Jameson, A., Schmidt, W., and Turkel, E., "Numerical Solution of the Euler Equation by Finite Volume Methods Using Runge-Kutta Time-stepping Schemes," AIAA Paper No. 81-1259 (1981).
- [8] Hirsch, C., "Numerical Computation of Internal and External Flows - Volume 2," JOHN WILEY & SONS Inc. (1992).
- [9] Lerat, A., "Une Classe de Schmas aux Differences Implicites Pour les Systems Hyperbolique de Lois de Conservation," *Comptes Rendus Acad. Sciences Paris*, Vol. 228A (1979).
- [10] Jameson, A., "The Evolution of Computational Methods in Aerodynamics," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 50 (1983).
- [11] Pulliam, T. H., "Artificial Dissipation Models for the Euler Equations," *AIAA Journal*, Vol. 24 (1986), No. 12, pp. 1931-1940.
- [12] Dring, R. P., Spear, D. A., "The Effects of Wake Mixing on Compressor Aerodynamics," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113 (1991), pp. 600-607.
- [13] Shang, J. S., Hankey Jr., W. L., "Numerical Solution for Supersonic Turbulent Flow over a Compression Pump," *AIAA Journal*, Vol. 13 (1975), No. 10, pp. 1368-1374.
- [14] Demirdizic, I. A., "A Finite Volume Method For Computation of Fluid Flow in Complex Geometries," Ph. D. Thesis, University of London (1992).
- [15] Lakshminarayana, B., "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery," JOHN WILEY & SONS Inc. (1996).
- [16] Kerrebrock, J. I., "Flow in Transonic Compressors," *AIAA Journal*, Vol. 19 (1980), No. 4, pp. 476-483.
- [17] Kotidis, P. A., Epstein, A. H., "Unsteady Radial Transport in a Transonic Compressor Stage," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113 (1991), pp. 207-218.
- [18] Storer, J. A., Cumpsty, N. A., "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 116 (1994), pp. 648-656.
- [19] Gerhard Benade, "Aerodynamic Design Report for the Four Stage Compressor," Noel Penny Turbines Company (1991).
- [20] Turner, M. G., Jennions, I. K., "An Investigation of Turbulence Modelling in Transonic Fans Including a Novel Implementation of an Implicit $k-\epsilon$ Turbulence Model," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115 (1993), pp. 249-260.