

익단 누설 와류내의 레이놀즈 응력 분포

이공희* · 박종일** · 백제현***

Distribution of the Reynolds Stress Tensor inside Tip Leakage Vortex

Gong-Hee Lee*, Jong-Il Park**, Je-Hyun Baek***

Key Words : Anisotropy(비등방성), Linear Compressor Cascade(선형 압축기 익렬), Reynolds Stress(레이놀즈 응력), Tip Clearance(익단 간극), Tip Leakage Vortex(익단 누설 와류)

ABSTRACT

Reynolds averaged Navier-Stokes simulations based on the Reynolds stress model was performed to investigated the effect of inlet flow angle on the distributions of the Reynolds stress tensor inside tip leakage vortex of a linear compressor cascade. Two different inlet flow angles $\beta=29.3^\circ$ (design condition) and 36.5° (off-design condition) were considered. Stress tensor analysis, which transforms the Reynolds stress into the principal direction, was applied to show an anisotropy of the normal stresses. Whereas the anisotropy was highest in the region where the tip leakage vortex collides the suction side of the blade and tip leakage flow enters between blade tip of the pressure side and the endwall, it had the lowest value at the center of tip leakage vortex. It was also found that the magnitude of maximum shear stress at design condition was greater than that of off-design condition.

1. 서론

블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해서 발생하는 익단 누설 유동은 유체기계에서 발생하는 전체 손실의 상당 부분을 차지할 뿐만 아니라 안전 운전 범위에도 영향을 미치게 된다. 또한 이러한 익단 누설 유동이 와류 형태로 존재하면서 광역 소음(broadband noise) 혹은 톤 소음(tonal noise)을 발생하는 등 중요한 소음원으로 작용하게 된다.

이러한 익단 누설 와류에 의한 소음 발생을 방지하기 위해서 익단 누설 유동의 말림(roll-up) 현상의 방

지 혹은 지연, 익단 누설 와류의 강도 감소 및 익단에서의 누설 와류의 궤적을 수정하기 위한 다양한 익단 누설 와류 제어 기법이 제안되고 있다^(1,2). 이러한 제어 기법을 적용해서 얻은 결과의 타당성을 정량적으로 검증하기 위해서는 익단 누설 와류의 강도 및 궤적을 정확하게 예측할 수 있는 적절한 난류 모델의 사용이 요구되어 진다.

현재까지 국내외적으로 익단 누설 와류의 특성을 파악하기 위해서 적용된 난류 모델은 계산 비용 및 수렴 용이성을 고려해서 대부분 Boussinesq가정에 기초한 등방성 모델로 제한되어 있는 실정이다. 그러나 익단 누설 와류에서 발생하는 레이놀즈 응력 성분들의 강한 비등방성으로 인해 등방성 난류 모델로는 익단 누설 와류의 궤적 및 크기를 정확하게 해석하는 것이

* 포항공대 기계공학과

** 포항공대 기계공학과 대학원

*** 포항공대 기계공학과

E-mail : jhbaek@postech.ac.kr

어렵다는 것이 기존 연구⁽³⁾ 및 저자의 선행 연구⁽⁴⁾에서 확인되었다.

본 연구에서는 대표적인 비등방 난류 모델인 레이놀즈 응력 모델을 이용한 수치 해석을 통해 입구 유동각 변화가 선형 압축기 익렬에서 발생하는 익단 누설 와류에서의 레이놀즈 응력 분포에 미치는 영향을 파악함으로써 실제로 난류 비등방성의 존재 여부를 확인하고자 한다.

2. 해석 모델

본 연구에 사용된 해석 모델은 Vrije대학의 Kang과 Hirsch⁽⁵⁾가 실험한 저속 선형 압축기 익렬이다. 익렬은 7개의 NACA 65-1810 블레이드로 구성되어 있으며, 익렬의 주요 형상은 Table 1에 자세히 정리되었다. 실험은 2가지 입구 유동각(β)에 대해서 수행되었는데, 설계 조건인 29.3°와 탈설계 조건인 36.5°이다. 입구 속도는 23.5m/s의 크기로 일정하게 유지된다. 입구 속도와 블레이드 익현 길이에 기초한 레이놀즈수는 300,000이며 자유 영역에서 난류 강도는 3.4%이다. 익단 간극 크기는 익현 길이의 1%인 2.0mm이다. Fig. 1은 실험 측정 위치를 나타내며, 측정 단면 번호는 계산 결과 설명시 사용된다. 전연에서 상류 방향으로 익현 길이의 7.5% 떨어진 위치('1'로 표시)부터 후연에서 하류 방향으로 익현 길이의 25% 떨어진 위치('15'로 표시)까지 15개의 측정면에 대해서 실험 측정이 수행되었다.

3. 수치해법

상용 유동해석 프로그램인 FLUENT⁽⁶⁾를 이용하여

Table 1 Geometry specifications and flow conditions of a linear compressor cascade

Blade type	NACA 65-1810
Blade chord	200.0mm
Pitch	180.0mm
Aspect ratio	1.0
Stagger angle	10.0°
Blade angle (inlet)	32.5°
Blade angle (outlet)	-12.5°
Flow angle (inlet)	29.3°, 36.5°
Flow angle (outlet)	-2.5°, -1.4°
Tip clearance size	2.0mm

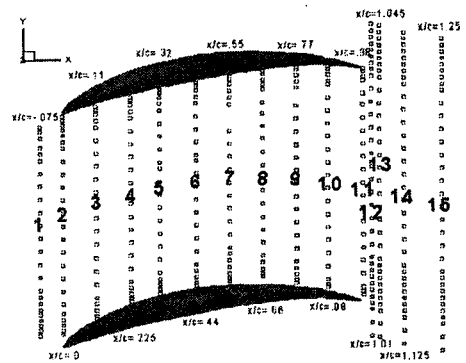
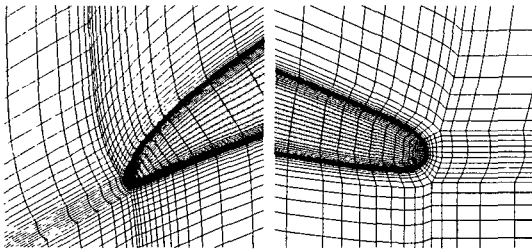


Fig. 1 Traverse measurement point distribution for a linear compressor cascade

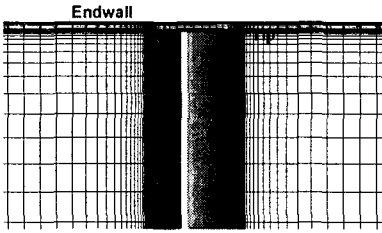
비압축성 정상 상태 조건하에서 선형 압축기 익렬에 대한 계산을 수행하였다. 실험 결과와 비교를 통한 해석 방법의 타당성은 선행 연구⁽⁴⁾에서 이미 검증되었으므로 여기서는 생략하기로 한다. 난류 모델은 익단 누설 와류의 비등방 특성을 정량적으로 해석하기 위해 개별적인 레이놀즈 응력 성분들을 계산할 수 있는 레이놀즈 응력 모델을 사용하였다. 관통 유동과 누설 유동 사이의 상호 작용 및 익단 누설 와류의 영향으로 유로 내부에서 형성되는 복잡한 난류 유동장을 과도한 수치적 확산을 방지하면서 해석하기 위해 각 수송 방정식의 대류항에 2차 상류 차분법을 적용하였다. 수렴 판정 조건은 레이놀즈 응력항들을 포함해서 각 유동 변수들의 계산 오차가 10^{-4} 이하인 경우로 설정하였다.

익단 간극 처리법에 대한 선행 연구 결과들은 embedded 방법⁽⁷⁾이 다른 방법들(단순 주기방법⁽⁸⁾ 혹은 pinched 방법⁽⁹⁾)에 비해서 누설 와류의 강도 및 와류 중심의 궤적을 보다 정확하게 예측하는 것을 보였다. 본 연구에서는 이러한 기존 연구 결과를 바탕으로 격자생성 프로그램인 ICEM-CFD⁽¹⁰⁾를 이용해서 생성된 embedded 형태의 격자계를 익단 누설 유동 계산을 위해 사용하였다(Fig. 2 참조). 격자 의존도를 확인하는 과정에서 레이놀즈 응력모델의 사용은 격자수 변화시 해의 수렴성에 상당한 영향을 미쳤으며, 본 연구에서는 많은 테스트를 걸쳐 선정된 최적의 격자 배열을 사용하였다. 계산에 사용된 전체 격자수는 547,240이다.

Van Zante등⁽⁸⁾ 및 Gupta등⁽¹¹⁾은 누설 유동을 정확하게 예측하기 위해서 익단과 쉬라우드에 조밀한 격자 배열을 통한 정확한 전단층 해석이 필요함을 보였다. 본 연구에서도 이들 벽 근처에서 조밀한 분포를 가지



(a) leading edge (b) trailing edge



(c) mid-chord
Fig. 2 Grid system

는 15개의 격자를 익단 간극에 사용하였다. 인접벽에 위치한 첫번째 격자를 $y^+ \sim 1$ 에 배치함으로써 벽 근처의 유동을 벽함수 사용없이 직접 해석하고자 하였다.

계산에 사용된 경계 조건을 살펴보면 입구 경계면에서는 식 (1) 및 (2)와 같이 입구 속도 V_1 , 난류 강도 TI 및 특성 길이 l_m 을 이용해서 계산된 난류 운동에너지 k 및 난류 운동에너지 소산을 ϵ 을 부과하였다.

$$k = \frac{3}{2} (TI \cdot V_1)^2 \quad (1)$$

$$\epsilon = 0.09 k^{3/2} / l_m \quad (2)$$

여기서 특성 길이는 익현 길이의 1%인 2.0mm이다. 난류 등방성 가정으로부터 계산된 k 및 ϵ 값을 이용해서 입구에서의 레이놀즈 응력 크기를 계산하였다. 출구 경계면에서는 유선 방향으로 변수들의 구배가 영이 되고, 유량 보존을 만족시키는 조건을 적용하였다. 벽 경계면에서는 점착 조건을 적용하였다. 주기면에서는 주기 조건을 적용하여 모든 유동 변수들의 값을 동일하게 두었다.

4. 결과 및 토의

4.1. 일반적인 익단 누설 유동 특성

Fig. 3은 스펠 중앙, 끝벽에서부터 익현 길이의

1.5% 및 15% 떨어진 곳에서의 정압계수 분포를 나타낸다. 블레이드 흡입면과 압력면 사이의 압력차(혹은 블레이드 하중)는 익단 간극 크기와 함께 익단 누설 유동 크기에 영향을 미치는 주요한 인자이다⁽¹²⁾.

Fig. 3(c)는 설계점($\beta=29.3^\circ$)의 경우 전연에서부터 대략 익현의 25.0% 위치에서, 탈설계점($\beta=36.5^\circ$)에서는 12.5% 지점에서 최대 압력차가 발생하는 것을 보여준다. 일반적으로 익단 누설 와류는 익단에서 정압차가 최대인 경우에 발생하게 되므로 Fig. 3의 정압계수 분포를 통해서 설계점이 탈설계점에 비해 익단 누설 와류가 발생하는 위치가 블레이드 후연쪽으로 이동하는 것을 예측할 수 있다. 또한 블레이드 후연쪽으로 갈수록 정압차가 감소하면서 익단 누설 유동을 발생시키는 원동력이 줄어들게 되어 결과적으로 누설 와류의 강도가 감소하게 된다.

Fig. 4는 익단에서부터 0.1% 스펠 길이만큼 떨어진 위치에서 놓여진 입자의 궤적 및 전압 손실 분포를 나타낸다. 설계점($\beta=29.3^\circ$)의 경우 익단 간극을 통과한 입자 궤적의 일부가 나선(helical) 형태로 말리면서 전압 손실이 큰 영역을 통과하는 반면 탈설계점($\beta=36.5^\circ$)에서는 입자 궤적이 누설 와류의 외부 경계를 감싸면서 후연쪽으로 진행하였다. 누설 와류가 블레이드 후반부로 진행하면서 와류 중심에서 전압 손실의 크기는 설계점에서 보다 크게 예측되었다.

Fig. 5는 식 (3)과 같이 정의되는 무차원화된 helicity 분포를 나타낸다.

$$H_n = \frac{\overline{w} \cdot \overline{V}}{\|\overline{w}\| \|\overline{V}\|} \quad (3)$$

여기서 \overline{w} 는 와도 벡터를, \overline{v} 는 속도 벡터를 나타낸다. 무차원화된 helicity의 크기는 누설 와류 중심에서 1에 근접한 크기를 가지며, 부호는 유선 방향 속도 성분과 상대적인 누설 와류의 방향을 나타낸다⁽³⁾. 설계점($\beta=29.3^\circ$)의 경우 단면 4 부근(전연에서 하류방향으로 익현의 22.5% 위치)에서부터 누설 유동이 와류 형태를 나타내면서 유로 전반부에서는 누설 와류 중심 부근에서 무차원화된 helicity가 1에 근접한 값을 유지하지만 와류 확산으로 인해 유로 후반부로 진행하면서 helicity의 크기는 점차적으로 감소하였다. 탈설계점($\beta=36.5^\circ$)의 경우는 누설 와류가 설계점에 비해 먼저 발생하지만 Fig. 4의 전압 손실에서 볼 수 있듯이 누설

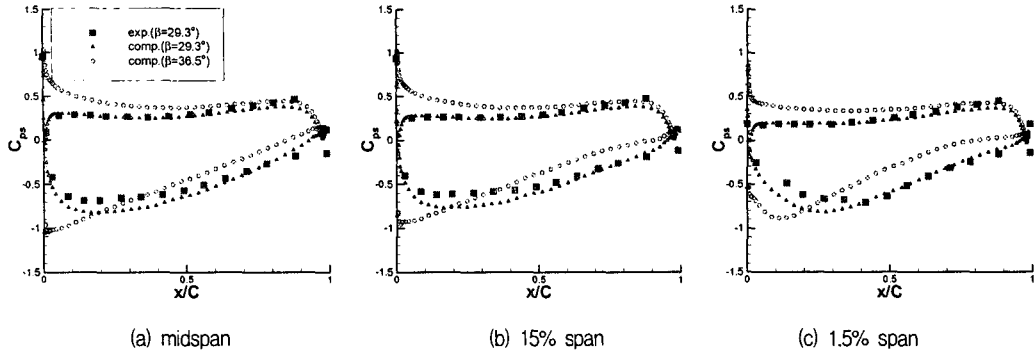


Fig. 3 Static pressure distribution on blade surface in the different spanwise positions

와류의 강도가 약해지면서 helicity의 크기가 빨리 감소하였다.

Fig. 6은 유로 내부에서 2차 속도 벡터 및 난류 강도 분포를 나타낸다. 2차 속도 벡터는 속도 성분을 스펙트럼 중앙에서의 유동 방향에 수직인 평면에 투영한 것이다⁽⁵⁾. 난류 강도는 식 (4)와 같이 정의된다.

$$TI = \sqrt{\frac{\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'}}{3V_1^2}} \times 100 \quad (3)$$

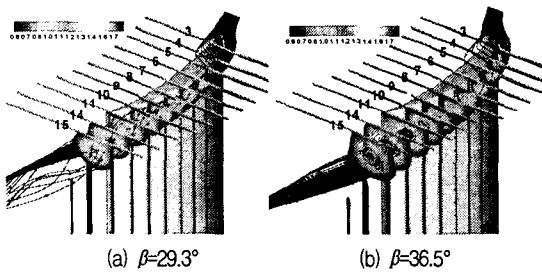


Fig. 4 Distributions of total pressure loss and particle traces released at 0.5% span from the blade tip to the endwall

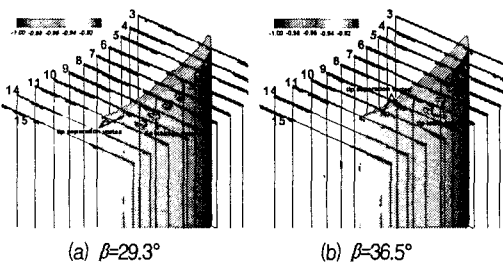


Fig. 5 Normalized helicity distribution

2차 속도 벡터는 흡입면과 끝벽 사이의 구석 부분에서 익단 누설 와류가 거의 원형 형태를 유지하면서 발달하는 것을 보여준다. 탈설계점의 경우 설계점에 비해 익단 누설 와류의 중심(□로 표시)이 블레이드 흡입면으로부터 더 멀리 떨어져 위치하는 것을 볼 수 있다. 난류 강도는 유동이 압력면 익단과 끝벽 사이로 유입되는 부분(A)과 누설 유동이 제트 형태로 익단 간극을 빠져 나오는 부분(B)에서 크게 예측되었으며, 누설 와류 중심 부분에서 최소값을 나타내었다.

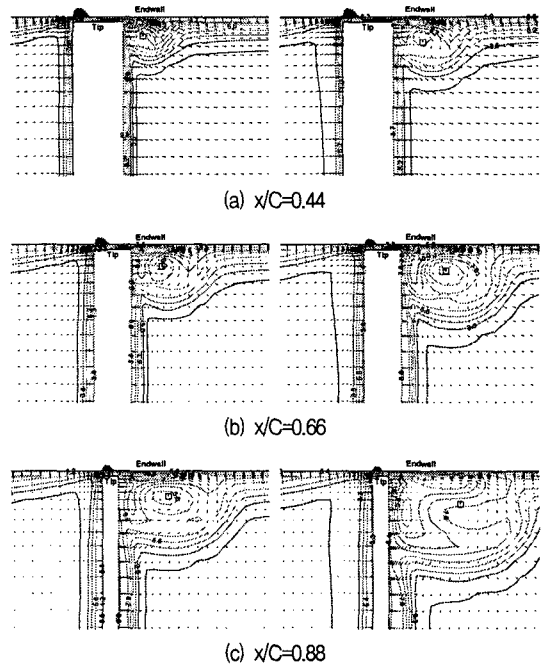


Fig. 6 Secondary velocity vector and turbulence intensity distribution for $\beta=29.3^\circ$ (left) and $\beta=36.5^\circ$ (right)

4.2 익단 누설 와류내의 레이놀즈 응력 분포

Cartesian 좌표계에서 레이놀즈 응력 텐서는 다음과 같은 3x3 대칭 행렬로 표현할 수 있다.

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Moore등⁽¹³⁾은 선형 터빈 익렬 내부에서 측정된 레이놀즈 응력 텐서를 주방향으로 변환함으로써 수직 응력 성분들의 비등방성을 보였다. 레이놀즈 응력 텐서를 주방향으로 변환하게 되면 전단 응력은 영이 되고 오직 수직 응력 성분들만이 남게 된다. 수직 응력 성분들은 일종의 '실현성' 제한으로 인해 양의 값을 가져야만 한다⁽¹⁴⁾. Fig. 7에 표시된 Mohr 원으로부터 최대 전단 응력 τ_{max} 의 크기는 다음과 같이 최대 수직 응력 σ_1 과 최소 수직 응력 σ_2 의 차이의 절반으로 표시된다.

$$\tau_{max} = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad (5)$$

Fig. 8은 주방향으로의 평균 수직 응력에 대한 최대 수직 응력의 비($\sigma_{max}/\sigma_{ave}$)를 나타낸다. 익단 누설 와류의 중심(□로 표시)에서는 $\sigma_{max}/\sigma_{ave}$ 크기가 최소값을 나타내는 반면에 블레이드 흡입면에 인접한 익단 누설 와류 외곽 부분('A'로 표시), 유동이 블레이드 압력면 익단으로 유입되는 부분('B'로 표시) 및 끝벽 부근에서 비등방성이 우세하게 나타났다.

Fig. 9는 최대 전단 응력 τ_{max} 분포를 나타낸다. 블레이드 익단과 끝벽 사이, 그리고 누설 제트 영역에서 강한 전단 응력이 존재한다. 이러한 전단 응력은 누설 유동이 와류 형태로 발달하는데 중요한 영향을 미치게 된다. 블레이드 후반부로 갈수록 설계점이 탈설계점에 비해 더욱 강한 전단력이 작용하는 것을 볼 수 있다.

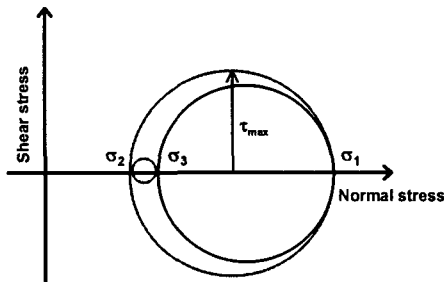


Fig. 7 Mohr circles for the Reynolds stress tensor

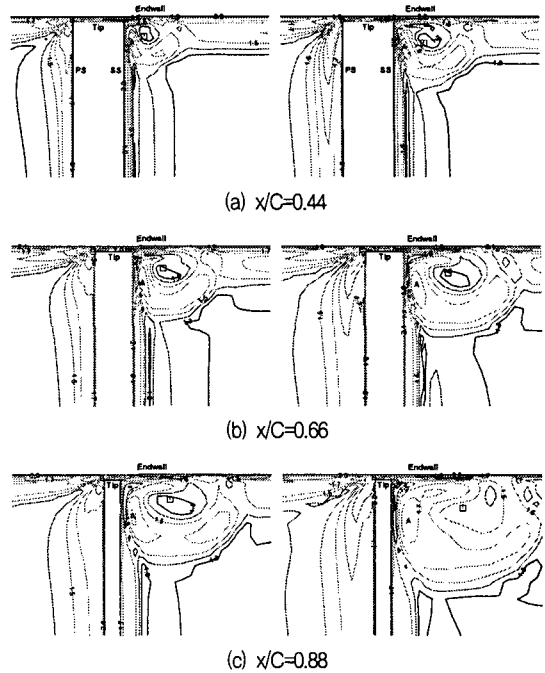


Fig. 8 Ratio of the maximum normal stress to the average normal stress for $\beta=29.3^\circ$ (left) and $\beta=36.5^\circ$ (right)

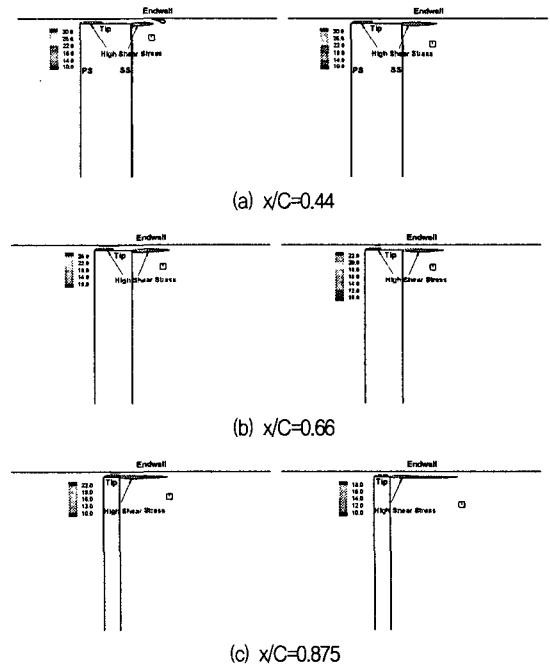


Fig. 9 Distribution of maximum shear stress for $\beta=29.3^\circ$ (left) and $\beta=36.5^\circ$ (right)

6. 결론

본 연구에서는 입구 유동각 변화가 저속 선형 압축기 익렬에서 발생하는 익단 누설 유동 특성 및 레이놀즈 응력 분포에 미치는 영향을 파악하기 위해 수치 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 입구 유동각이 증가하면서 익단 누설 와류가 발생하는 위치가 후연쪽으로 이동하였으며 누설 와류 중심에서 전압 손실 크기는 감소하였다.

2) 난류 강도는 유동이 압력면 익단과 끝벽 사이로 유입되는 부분과 누설 유동이 제트 형태로 익단 간극을 빠져 나오는 부분에서 크게 예측된 반면 누설 와류 중심에서의 최소값을 나타내었다.

3) 난류 비등방성은 익단 누설 와류 중심에서는 크지 않은 반면 블레이드 흡입면에 인접한 익단 누설 와류 외곽 부분, 유동이 블레이드 압력면 익단으로 유입되는 부분 및 끝벽 부근에서는 우세하게 나타났다.

4) 입구 유동각이 증가하면서 블레이드 익단과 끝벽 사이, 그리고 누설 제트 영역에서 존재하는 강한 전단 응력은 블레이드 후반부로 갈수록 크기가 감소하였다.

후 기

본 연구는 BK 21의 지원으로 이루어졌습니다.

참고문헌

- (1) Tallman, J. and Lakshminarayana, B., 2001, "Methods for Desensitizing Tip Clearance Effects in Turbine," ASME 2001-GT-0486.
- (2) Bae, J., Breuer, K. S. and Tan, C. S., 2000, "Controls of Tip Clearance Flows in Axial Compressors," AIAA 2000-2233.
- (3) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1998, "Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in An Axial Compressor Rotor," ASME 98-GT-91.
- (4) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2003, "A Comparative Study of Turbulence Models for the Prediction of Tip Leakage Flow in an Axial-Flow Turbomachinery," 12th Int. Conf. on Fluid Flow Tech.(CMFF'03), Budapest, Hungary.
- (5) Kang, S. and Hirsch, C., 1996, "Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Linear Compressor Cascade with Tip Clearance," ASME J. Turbomachinery, Vol. 118, pp. 492-505.
- (6) FLUENT, 2001, User's Guide Ver.6, FLUENT Inc.
- (7) Basson, A. H. and Lakshminarayana, B., 1995, "Numerical Simulation of Tip Clearance Effects in Turbomachinery," ASME J. Turbomachinery, Vol. 117, pp. 348-359.
- (8) Van Zante, D. E., Strazisar, A. J., Wood, J. R., Hathaway, T. H. and Okiishi, T. H., 2000, "Recommendations for Achieving Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotor," ASME J. Turbomachinery, Vol. 122, pp. 733-742.
- (9) Storer, J. A. and Cumpsty, N. A., 1991, "Tip Leakage Flow in Axial Compressors," ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, pp. 252-259.
- (10) ICEM-CFD, 2002, User's Guide Ver.4.2, ICEM CFD Engineering.
- (11) Gupta, A., Khalid, S. A., McNulty, G. S. and Dailey, L., 2003, "Prediction of Low Speed Compressor Rotor Flowfields with Large Tip Clearances," ASME GT-2003-38637.
- (12) Lakshminarayana, B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley & Sons Inc.
- (13) Moore, J. G., Schorn, S. A., and Moore, J., 1996, "Methods of Classical Mechanics Applied to Turbulence Stresses in a Tip Leakage Vortex," ASME J. Turbomachinery, Vol. 118, pp. 622-629.
- (14) Moore, J. G. and Moore, J., "Realizability in Turbulence Modeling for Turbomachinery CFD," ASME 99-GT-24, 1999.