

< 논문 >

입구 경계층 두께가 축류 압축기 내부 유동에 미치는 영향 (I)

- 허브 코너 실속 및 익단 누설 유동 -

최민석* · 박준영** · 백제현†

(2005년 4월 25일 접수, 2005년 7월 16일 심사완료)

Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor (I)

- Hub Corner Stall and Tip Leakage Flow -

Minsuk Choi, Junyoung Park and Jehyun Baek

Key Words : Inlet Boundary Layer Thickness(입구 경계층 두께), Hub Corner Stall(허브 코너 실속), Tip Leakage Flow(익단 누설 유동), Axial Compressor(축류 압축기)

Abstract

A three-dimensional computation was conducted to understand effects of the inlet boundary layer thickness on the internal flow in a low-speed axial compressor operating at the design condition($\phi = 85\%$) and near stall condition($\phi = 65\%$). At the design condition, the flows in the axial compressor show, independent of the inlet boundary layer thickness, similar characteristics such as the pressure distribution, size of the hub corner-stall, tip leakage flow trajectory, limiting streamlines on the blade suction surface, etc. However, as the load is increased, the hub corner-stall grows to make a large separation region at the junction of the hub and suction surface for the inlet condition with thick boundary layers at the hub and casing. Moreover, the tip leakage flow is more vortical than that observed in case of the thin inlet boundary layer and has the critical point where the trajectory of the tip leakage flow is abruptly turned into the downstream. For the inlet condition with thin boundary layers, the hub corner-stall is diminished so it is indistinguishable from the wake. The tip leakage flow leans to the leading edge more than at the design condition but has no critical point. In addition to these, the severe reverse flow, induced by both boundary layer on the blade surface and the tip leakage flow, can be found to act as the blockage of flows near the casing, resulting in heavy loss.

기호설명

C_p : 압력 계수
 E, F, G : 비점성 플럭스 벡터
 E_v, F_v, G_v : 점성 플럭스 벡터
 p : 정압
 $P_{T, Rot}$: 회전전압(Rotary Total Pressure)
 Q : 유동 변수

U : 동익 회전 속도
 U_m : 평균 반경에서의 동익 회전 속도
 V : 절대 속도
 V_x : 축방향 절대 속도
 \bar{V}_x : 축방향 절대 속도 평균값
 V_{xm} : 축방향 절대 속도 최대값
 W : 상대속도
 y^+ : 벽으로부터의 무차원 거리

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과
 E-mail : jhbaek@postech.ac.kr
 TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 한국기계연구원 에너지기계연구센터

그리스문자

ξ, η, ζ : 일반 좌표계 축
 ϕ : 유량계수

- ρ : 공기 밀도
- τ : 시간
- ω : 와도(vorticity)
- ψ : 정압상승 계수

하첨자

- 1,2,3 : 측정위치

1. 서론

터보 기계 내부에서 발생하는 손실에 대한 지금까지의 연구 결과에 의하면, 전압 손실의 원인은 블레이드 표면 및 끝벽과 경계층 내부에서 발생하는 전단 응력 및 마찰, 허브 코너 실속과 같은 유동 박리, 익단 누설 유동과 주유동의 교반, 충격과, 이차 유동, 블레이드 후류 유동 그리고 벽면에서의 열전달과 같은 비가역적인 유동 현상이다.⁽¹⁾ 특히, 익단 누설 유동⁽²⁻⁸⁾과 허브 코너 실속⁽⁹⁻¹⁴⁾은 터보 기계에서의 손실뿐만 아니라 안정적인 운전 영역을 결정하는 중요한 변수이므로 축류 압축기의 성능을 향상시키고 운전 영역을 넓히기 위해 이들에 대한 많은 연구가 이루어졌다. 그러나 이런 연구의 대부분이 균일한 속도를 입구 조건으로 가정한 실험이나 수치해석을 통해서 수행되었다. Smith⁽¹⁵⁾가 실험을 통해서 다단 축류 압축기에서 허브와 케이싱에서의 경계층 두께가 각 단을 지남에 따라 증가하는 것을 밝힌 이후에도, 많은 연구자들이 입구 경계층 두께에 대한 고려 없이 기존의 연구 결과물들을 다단 터보 기계에 적용해 왔다. 지금과 같이 다단 터보 기계에 대한 실험이 이루어지기 전, Wagner 등^(16,17)은 입구 경계층이 압축기 내부 유동장에 미치는 영향을 연구하기 위해서 단일 동익에서 실험을 수행하였다. 이들은 단일 동익 압축기에서 부하가 증가될 경우에 허브 코너 실속과 익단 누설 유동이 입구 경계층 두께에 따라서 상이한 유동 현상을 나타내는 것을 보였고, 이런 현상을 블레이드 표면의 경계층 내부에서 발생하는 이차유동을 통해서 설명하였다.

컴퓨터 처리 속도와 계산 기법이 최근에 매우 진보하였지만, 다단 터보 기계에서 모든 유로를 포함하는 비정상 유동 해석은 시간적으로 보나 비용으로 보나 아직까지는 비현실적이다. 따라서 기존의 터보 기계에 대한 연구 결과를 다단 터보 기계에 적용하기 전에 입구 경계층 두께에 대한 고려를 하는 것은 중요한 의미가 있다. 따라서 본 연구(Part I)에서는 입구 경계층 두께가 저속 축류 압축기 내부 유동에 미치는 영향을 연구하기 위한

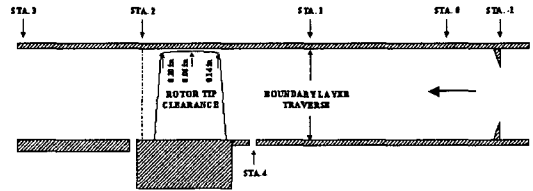


Fig. 1 Schematic diagram in UTRC single rotor test rig for thick inlet boundary layer[Wagner et al.⁽¹⁶⁾]

Table 1 Geometry specification of Single Rotor

| | |
|-------------------|---------------------------|
| No. of blade | 28 |
| Casing radius | 0.7620m |
| Hub radius | 0.6096m |
| Chord length | 0.1524m |
| Tip clearance | 0.0036m, 0.0015m, 0.0051m |
| Blade profile | NACA 65 |
| Aspect ratio | 1 |
| Hub/Tip ratio | 0.8 |
| Rotation speed | 510rpm |
| Stagger angle | 35.5° (at mid span) |
| Inlet flow angle | 59.45° (at mid span) |
| Outlet flow angle | 11.50° (at mid span) |

3 차원 수치해석을 수행하여 유동 현상의 차이를 규명하였다.

2. 해석 압축기 회전익

2.1 대상 압축기

입구 경계층 두께가 터보 기계 내의 유동 현상과 손실에 미치는 영향을 분석하기 위해서 사용된 압축기는 Wagner 등^(16,17)에 의해서 UTRC 에서 실험이 수행된 저속 축류 압축기이다. 이 압축기는 정익이나 입구 노즐 없이 동익으로만 이루어져 있고 축을 중심으로 510rpm 의 속도로 회전하므로, 입출구 압력비가 1.01 로 매우 작다. 동익은 NACA65 익형을 기본형상으로 하고 원호 형태의 캠버선을 가지는 28 개의 블레이드로 이루어져 있다. 이 축류 압축기는 전연에서 후연까지 익단 간극이 일정한 다른 압축기와는 달리, 전연에서 코드 길이의 2.8%, 중간 지점에서 코드 길이의 1.0%, 후연에서 코드길이의 3.3%의 익단 간극을 가진다. UTRC 단일 동익에 대한 다른 자세한 형상 변수는 Table 1 에 정리하였다.

2.2 측정 위치

Wagner 등^(16,17)은 Fig. 1 에 나타난 실험 장치를 사용해서 입구에서 허브와 케이싱의 경계층 두께를 변화시키면서 블레이드 표면에서의 박리와 동

의 후류에서의 이차 유동에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 1 에는 실험에서 중요한 의미를 가지는 5 개의 지점이 표시되어 있으며 그 위치는 Table 2 에 STA.0 을 기준으로 하여 정리하였다. 입구 경계층 두께는 STA.-1 에 선 굵기가 다른 스크린(screen)을 이용하여 변경되었고, 압력, 온도, 밀도 및 속도 분포와 같은 입출구 조건은 각각 STA.1 과 STA.2 에서 측정되었다. 압축기 정압상승 곡선을 그리기 위해서 STA.1 과 STA.3 의 허브와 케이싱에서 정압이 측정되었고, STA.4 는 허브에서 회전하는 부분과 고정되어 있는 부분 사이에 존재하는 틈의 위치를 나타낸다. Table 2 에서 주의해야 할 항목은 STA.2 의 위치로서 입구 경계층이 두꺼운 경우는 블레이드의 중간 높이에서 후연으로부터 축방향 코드 길이의 30% 뒤의 위치이고, 경계층이 얇은 경우는 후연으로부터 축방향 코드 길이의 10% 뒤쪽이다. 그러나, 경계층이 얇은 경우는 실험에서 후연으로부터 코드 길이의 10%, 30%, 50%, 110% 하류의 네 위치에서 후류 유동을 측정하였으므로 계산에서는 두 경우 모두 30% 위치에서 실험값과 후류 유동을 비교하였다.

3. 수치해법

3.1 격자계

실험에서의 측정위치를 기반으로 하여 입구 경계층이 두꺼운 경우의 STA.1 과 STA.3 사이를 계산 영역으로 정하고 ICFM-CFD 를 이용하여 H-형태의 격자를 생성하여 Fig. 2 에 나타내었다. 입구 경계층이 얇은 경우에는 실험 영역이 계산 영역과 다르지만, 입구 속도가 거의 균일하고 경계층 두께가 얇기 때문에 그 차이가 계산 결과에 큰 영향을 주지는 않는다. 따라서 입구 경계층이 얇은 경우에 대해서도 같은 격자를 사용하였다. 격자는 주유동 영역에서는 유선방향으로 125 개, 스펠 방향으로 73 개, 피치 방향으로 58 개를 사용하였고, 익단 누설 유동을 정확하게 파악하기 위해서 익단 간극 내에도 전연에서 후연까지 52 개, 팁에서 케이싱까지 16 개, 압력면과 흡입면 사이에 10 개의 격자를 사용하여 총 529,786 개의 격자가 계산에 사용되었다. 또한, 벽면으로부터의 첫번째 격자의 거리는 y^+ 가 5 이하가 되도록 하였다.

3.2 지배방정식 및 이산화 기법

블레이드 사이의 점성 유동을 기술하기 위해서 식 (1)과 같이 일반 좌표계상에서 무차원화된 압축성 RANS 방정식을 지배방정식으로 사용하였다.

Table 2 Measurement positions

| STA. | Thin Boundary Layer | Thick Boundary Layer |
|------|---------------------|----------------------|
| -1 | - | -0.102m |
| 0 | 0.000m | 0.000m |
| 1 | 0.206m | 0.229m |
| 2 | 0.498m | 0.498m |
| 3 | 0.744m | 0.744m |
| 4 | 0.305m | 0.279m |

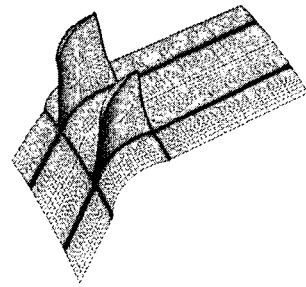


Fig. 2 Computational grid for UTRC single rotor

$$\frac{\partial Q}{\partial \tau} + \frac{\partial(E - E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial(F - F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial(G - G_v)}{\partial \zeta} = 0 \quad (1)$$

지배방정식은 유한 체적법을 통해서 이산화 되었다. 비점성항을 이산화하기 위해서 Van Leer⁽¹⁸⁾의 Flux vector splitting 에 기반을 둔 TVD 기법을 이용하였고, 점성항은 공간에 대해서 2 차의 정확도를 가지는 중심 차분법을 이용하여 이산화하였다. 정상 상태의 해를 얻기 위해서 1 차의 정확도를 가지는 내재적 Euler 시간 전진법을 사용하였다. 수치해석에서 이용된 층류 점도는 Sutherland 방법을 이용하여 계산하였고 난류 점도는 대수 난류 모델인 Baldwin-Lomax⁽¹⁹⁾ 모델을 이용하여 얻어졌다. 이렇게 이산화된 지배방정식을 이용하여 Park 등^(8,20) 이 3 차원 유동해석 코드를 완성하여 천음속 축류 압축기와 1.5 단 저속 축류 터빈에 대해서 코드의 정확성을 검증하였다. 따라서 본 연구에서도 이 계산 코드를 이용하여 UTRC 단일 동익에 대한 유동해석을 수행하였다.

3.3 경계조건

축류 압축기 내부 유동해석에서는 입구조건, 출구조건, 주기조건 및 벽조건인 4 가지 경계조건이 존재한다. 입구에서는 상온, 상압에서의 공기 특성과 Wagner 등^(16,17)의 실험에서 주어진 속도 분포를 이용하여 전온도, 전압력 및 유동각을 고정하

였으며 이로부터 입구에서의 속도, 밀도 및 압력이 얻어졌다. 출구에서는 허브에서의 정압을 고정하고 각 높이에서의 정압을 반경방향 평형방정식을 이용하여 결정하였다. 주기 조건은 경계면 밖의 가상 격자를 이용하여 구현하고 모든 유동특성이 연속되도록 하였다. 벽에서는 점착 조건을 이용하여 속도를 구하고, 단열 조건을 이용하여 밀도를 계산하였다. 압력은 벽에서의 플릭스 흐름이 존재하지 않음을 이용하여 유도한 압력 보정식에 속도를 이용하여 내부에서 외삽하였다.

4. 결 과

4.1 계산 검증

3 차원 유동해석을 통해서 얻어진 결과를 검증하기 위해서 입구 속도 형상, 정압 상승 곡선, 블레이드 표면 압력 계수 및 동익 후류에서의 유동각을 실험값과 비교하였다.

Fig. 3 에서는 STA.1 위치에서 스패에 따라 계산된 축방향 속도를 실험값과 비교하였고 입구 경계층 두께가 두꺼운 경우와 얇은 경우 모두 실험값과 잘 일치된 결과를 얻었다. 이는 실험에서 스크린을 이용하여 변경시킨 입구 경계층 두께를 수치적으로 잘 모사할 수 있음을 나타낸다.

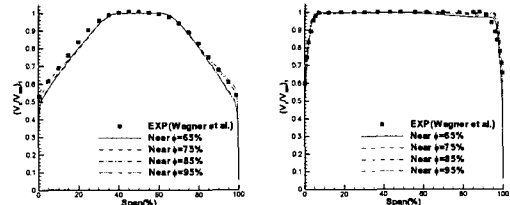
일반적으로 압축기의 성능은 유량 계수 (ϕ)와 정압 상승 계수(ψ)로 표현되며, 각각의 정의는 아래와 같다.

$$\phi = \bar{V}_x / U_m \tag{2}$$

$$\psi = \frac{P_3 - P_1}{(\rho U_m^2) / 2} \tag{3}$$

Fig. 4 에서 보여지는 것처럼, 정압 상승 곡선은 계산이 수행된 유량 범위($\phi=65\% \sim 95\%$) 내에서 실험값과 잘 일치하고 입구 경계층이 두꺼운 경우 정압 상승이 더 높은 것으로 나타났다. 그러나 입구 경계층이 두껍고 $\phi=95\%$ 일 경우에 예측된 값과 실험값의 차이가 큰데, 이것은 수치해석에 사용된 난류 모델 때문인 것으로 추정된다. Baldwin-Lomax 모델은 다른 난류 모델에 비해서 박리크게 예측하는 경향이 있는데 이 때문에 유량 계수가 큰 경우에는 블레이드 압력면에서 박리가 크게 발생하여 정압 상승을 막게 된다.

Fig. 5 와 6 은 각각 입구 경계층이 두꺼운 경우와 얇은 경우에 대해서 허브로부터 4%, 50% 및 95% 스패에서의 블레이드 표면 압력 계수를 나타내었다. 표면 압력 계수는 다음과 같이 정의된다.



(a) Thick BL (b) Thin BL
Fig. 3 Inlet velocity profile at STA.1

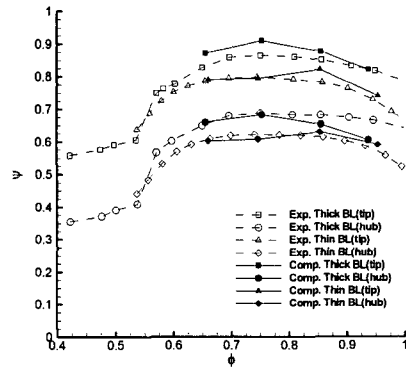
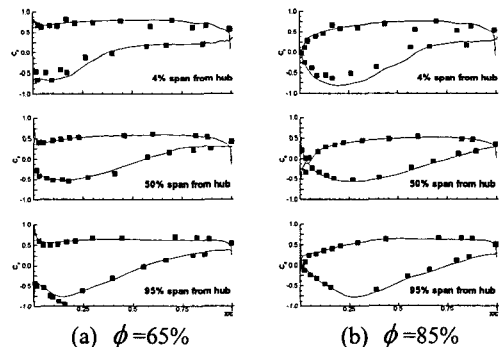
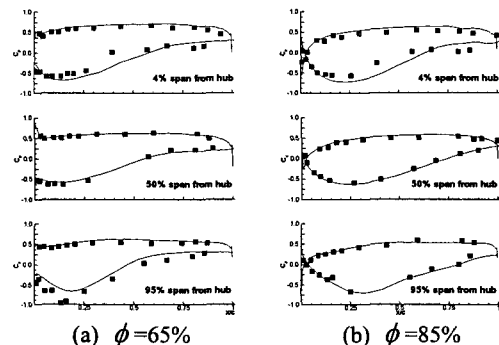


Fig. 4 Static pressure rise characteristic in UTRC single rotor



(a) $\phi=65\%$ (b) $\phi=85\%$
Fig. 5 Blade surface pressure distribution for thick inlet boundary layer



(a) $\phi=65\%$ (b) $\phi=85\%$
Fig. 6 Blade surface pressure distribution for thin inlet boundary layer

$$C_p = \frac{P - P_1}{(\rho V_1^2) / 2} \quad (4)$$

예측된 계산값은 실험값과 전반적으로 잘 일치하지만 경우에 따라서 흡입면 상에서 차이가 발생한다. 이 차이는 계산 영역 전체를 난류 영역으로 가정하기 때문에 실험에서 보고된 흡입면 상에서의 천이영역을 제대로 예측하지 못해서 발생한다.

Fig. 7 은 동익 후류에서 피치 방향으로 유량 평균한 유동각을 스펠에 따라 나타내었다. $\phi = 85\%$ 에서는 입구 경계층 두께와 관계없이 유동각이 거의 같으며 실험값과 잘 일치한다. 그러나 $\phi = 65\%$ 에서는 허브로부터 20% 스펠 그리고 70% 스펠 이상에서 입구 경계층 두께에 따라서 유동각이 차이가 난다. 전자는 허브와 블레이드 흡입면에서 발생하는 허브 코너 실속 때문에, 후자는 케이싱 근처에서 발생하는 박리 때문에 이 차이가 발생한다.

4.2 허브 코너 실속

허브 코너 실속은 블레이드 흡입면과 허브와의 코너에서 발생하는 박리 현상으로 축류 압축기의 유로를 막고 손실을 발생시켜 효율을 감소시킨다. 블레이드에서 발생하는 허브 코너 실속의 크기 및 특성을 파악하기 위해서 STA.2 에서의 예측된 회전 전압(rotary total pressure) 분포를 Fig. 8 에 나타내었다. 회전 전압은 전압에서 블레이드가 회전하는 영향을 제거하기 위해서 사용되며 아래와 같이 정의된다.

$$P_{T,Rot} = p + \frac{1}{2} \rho (W^2 - U^2) \quad (5)$$

Fig. 8 에 나타난 결과는 실험값 [Wagner 등⁽¹⁶⁾]과 전반적으로 잘 일치하지만 익단 누설 유동이 영향을 미치는 영역의 크기는 실험값에 비해서 스펠 방향으로 작게 예측되었다. $\phi = 85\%$ 에서는 허브 코너 실속의 위치와 크기가 별 차이 없으며 익단 누설 유동이 영향을 미치는 영역도 비슷하다. 그러나 블레이드에 부하가 증가하면서 입구 경계층 두께의 영향으로 허브 코너 실속과 익단 누설 유동의 형태가 달라지게 된다. $\phi = 65\%$ 에서 입구 경계층이 두꺼운 경우[Fig. 8(a)]에는 허브 코너 실속이 허브에서 팁까지 크게 증가한 것을 알 수 있다. 그러나 입구 경계층이 얇은 경우[Fig. 8(c)]에는 허브 코너 실속이 줄어들어 동익 후류와 구분이 되지 않는다. 그리고 블레이드 흡입면에서의 경계층과 익단 누설에 의해서 커다란 박리 영역이 케이

싱 근처에 발생했음을 알 수 있다. 이 박리 영역은 유체의 흐름을 방해하고 유로를 좁게하여 케이싱 근처에서 큰 손실을 유발시킨다.

블레이드 흡입면에서 발생하는 박리구조를 파악하기 위해서 흡입면과 허브에서의 한계 유선(limiting streamlines)을 Fig. 9 와 10 에 나타내었다. Fig. 9 에 나타난 것처럼 $\phi = 85\%$ 일 때는 박리점(separation focus)의 유무를 제외하고는 허브에서 발생한 박리의 크기 및 유선의 형태가 입구 경계층 두께에 관계없이 거의 일치한다. $\phi = 65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브에서 발생한 박리 영역이 팁까지 영역을 넓히고 박리점도 더 뚜렷해진다. 그러나 입구 경계층이 얇은 경우에는 허브 코너 실속의 크기는 설계점과 비교할 경우 거의 같지만 50% 스펠 이상에서 커다란 박리 영역이 발생했음을 알 수 있다.

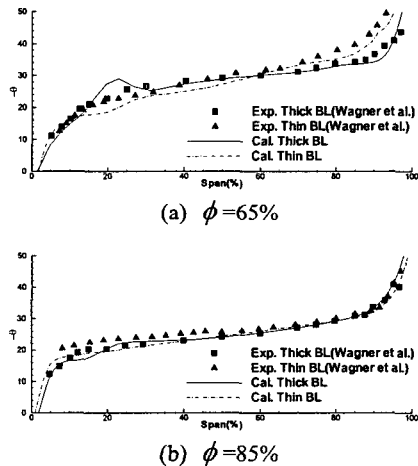


Fig. 7 Exit flow angle with span at STA. 2

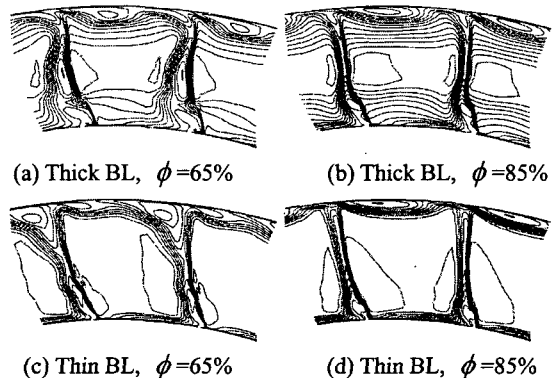


Fig. 8 Rotary total pressure distribution at STA. 2

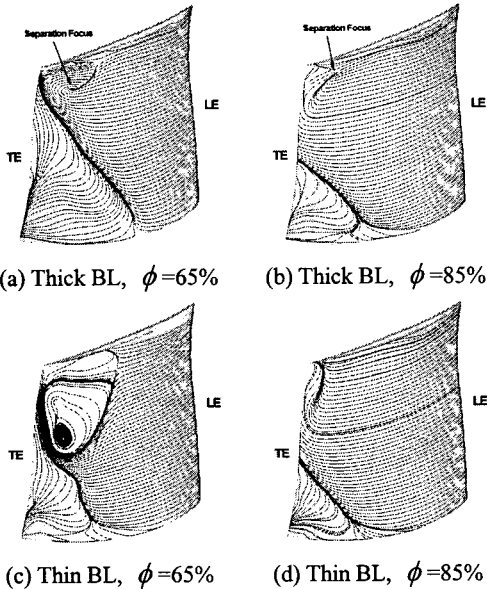


Fig. 9 Limiting streamlines on the suction side of blade

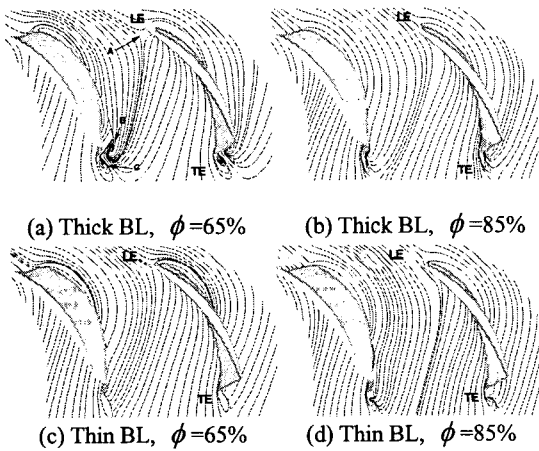


Fig. 10 Limiting streamlines on the hub endwall

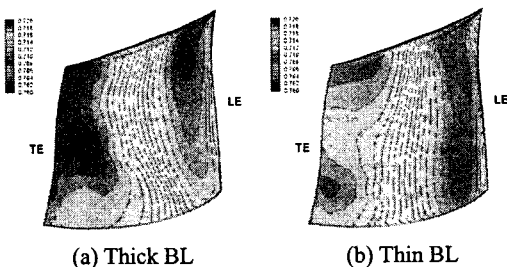


Fig. 11 Static pressure distribution on the suction surface at $\phi=65\%$

Fig. 10 에서 $\phi=85\%$ 일 때는 입구 경계층 두께와 관계 없이 한계 유선이 비슷한 모양을 가지고, 입구 경계층 두께가 얇은 경우에는 유량계수가 감소

함에도 불구하고 설계점에서와 거의 같은 유선 형태를 가진다. 그러나 $\phi=65\%$ 에서 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 안장점(saddle point, A)이 블레이드 전연에서부터 멀어지고 두 개의 박리점(B, C)이 블레이드 후연에서 발생한다. UTRC 단일 동익은 허브에서 두꺼운 전연을 가지기 때문에 모든 경우에 허브에서 안장점이 발생하지만 입구 경계층이 두꺼운 경우에 유량이 줄어들면 안장점이 전연에서 떨어진다. 안장점과 흡입면 블레이드 중간 부분에서 시작된 두 개의 박리선(separation line)이 후연 부근에서 만나서 박리점(B)을 형성하며, 흡입면에서 후연을 돌아 압력면으로 역류하는 유동에 의해서 또 다른 박리점(C)이 발생한다.

Fig. 11 에는 $\phi=65\%$ 일 때 흡입면 표면에서의 정압 분포를 나타내었다. 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 후연을 돌아서 압력면에서 흡입면으로 역류하는 유동으로 인해 후연의 50% 스패น 이상에서 압력이 높은 영역이 발생한다. 입구 경계층이 얇은 경우에는 상대적으로 정압이 높은 영역이 50% 스패를 경계로 두께로 나누어져 있는데, 아래쪽의 압력이 높은 영역은 후연을 돌아오는 유동 때문에, 위쪽의 압력이 높은 영역은 익단 간극을 통해서 오는 유동 때문에 발생한다.

4.3 익단 누설 유동

익단 누설 유동은 블레이드의 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해서 발생하는 유동현상으로 압축기의 성능에 큰 영향을 미친다. 허브 코너 실속 보다는 적지만 익단 누설 유동도 입구 경계층 두께에 따라 상당한 영향을 받는다. Fig. 12 는 각각의 경우에 대해서 케이싱 근처에서의 정압 분포와 표준 헬리시티(normalized helicity)로 표현된 익단 누설 유동의 궤적을 나타내었다.

식 (6)에 나타난 표준 헬리시티는 익단 누설 유동의 중심에서 1 또는 -1 의 값을 가지며 Levy 등⁽²¹⁾의 연구 이후 와류의 중심을 찾기 위해서 자주 사용된다.

$$H_n = \frac{\vec{\omega} \cdot \vec{W}}{|\vec{\omega}| |\vec{W}|} \quad (6)$$

본 연구에서는 익단 누설 유동의 중심을 찾기 위해서 표준 헬리시티와 Swada⁽²²⁾의 준해석 방법(semi-analytic method)을 이용하였다. Fig. 12 에 나타난 모든 경우에 익단 누설 유동의 중심은 압력이 상대적으로 낮은 골(trough)과 잘 일치하며 1 또는 -1 근처의 표준 헬리시티 값을 갖는다. $\phi=85\%$ 에서는 전연 부근에서 익단 간극을 빠져 나온 누설

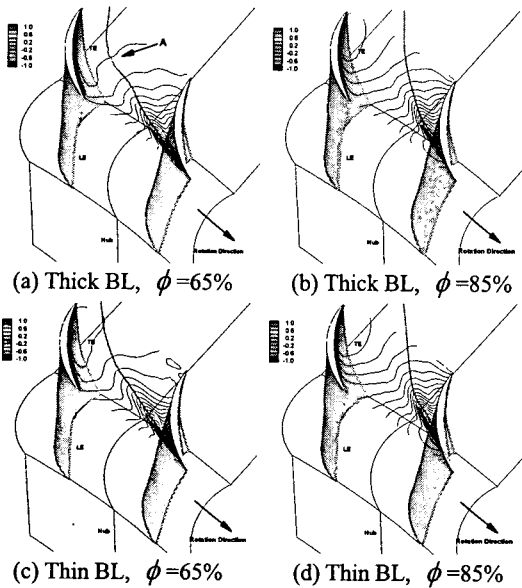


Fig. 12 Tip leakage vortex center colored by normalized helicity and static pressure distribution near the casing

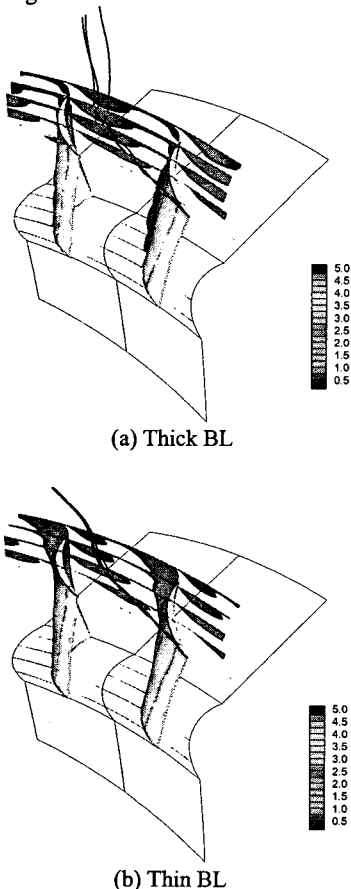


Fig. 13 Particle traces ejected at nearly vortex center and Entropy distribution for $\phi=65\%$

유동이 후류로 진행함에 따라 흡입면에서 부드럽게 멀어지고 입구 경계층 두께에 의한 차이는 나타나지 않는다. 부하가 증가되면 입구 경계층이 얇은 경우에는 익단 누설 유동의 궤적이 원주방향으로 좀더 기울어 지지만 설계점에서와 마찬가지로 부드러운 곡선을 그리며 후류로 빠져나간다. 그러나 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 흡입면에서 압력면으로 움직이던 익단 누설 유동이 변곡점 'A'에서 갑자기 방향을 바꾸어 후류로 움직인다. 변곡점 'A'에서는 표준 헬리시티가 1 이나 -1 근처의 값을 가지지 않고 압력의 골도 갑자기 평평해진다.

Fig. 13 은 입구 경계조건에 대한 엔트로피 증가량과 익단 누설 유동 중심 근처에서 띄워진 입자의 궤적을 나타내고 있다. $\phi=85\%$ 에서는 입자 궤적과 엔트로피 분포가 입구 경계층 두께에 관계없이 거의 동일하므로 나타내지 않았다. $\phi=65\%$ 에서는 Fig. 13 에 나타난 것과 같이 입자의 궤적이 엔트로피 증가량이 많은 영역을 통과하고 입구 경계층이 얇은 경우에 비해서 두꺼운 경우에 훨씬 더 큰 와류 구조를 가진다. 익단 누설 유동이 지나가는 영역을 제외하고 높은 엔트로피 증가량을 가지는 영역은 입구 경계층 두께에 따라 허브 또는 케이싱 근처의 블레이드 흡입면 상에 존재한다. 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 블레이드 표면의 경계층과 허브 코너 실속 내부에서 많은 엔트로피가 생성되지만 얇은 경우에는 케이싱과 흡입면 사이의 코너에서 발생한 커다란 박리 영역에서 많은 엔트로피가 생성된다.

5. 결론

본 연구에서는 UTRC 단일 동익에서의 입구 경계층이 성능, 허브 코너 실속 및 익단 누설 유동에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 입구 경계층이 두꺼울 때가 얇을 때보다 정압상승 계수가 더 높게 나타났으며 이는 실험 결과와 일치한다.
- (2) 압축기 설계 운전 영역에서는 익단 누설 유동, 허브 코너 실속 등의 유동 특성이 입구 경계층 두께에 관계 없이 비슷하지만, 압축기 부하가 커지면서 입구 경계층의 두께에 의한 영향이 커졌다.
- (3) 부하가 커지면 입구 경계층이 두꺼울 경우에는 허브 코너 실속이 스펜 방향 및 피치 방향으로 모두 커졌지만, 입구 경계층이 얇을 경우에는 허브 코너 실속의 크기가 줄어들었다.
- (4) 부하가 큰 경우 익단 누설 유동은 입구 경계층의 두께에 상당한 영향을 받는다. 입구 경계

층이 얇은 경우에는 익단 누설 유동이 후류로 이동하면서 방향이 부드럽게 변하지만 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 방향이 급격하게 변하는 변곡점을 가진다. 그리고 입구 경계층이 두꺼운 경우에 익단 누설 유동이 더 큰 와류 구조를 가진다.

후 기

본 연구는 ADD 04-04-01 “고고도 엔진용 고부하 압축기 해석기법 연구”의 지원으로 이루어졌습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Denton, J. D., 1993, “Loss Mechanisms in Turbomachines,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 621-656.
- (2) Inoue, M. and Kuromaru, M., 1989, “Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, pp. 250-256.
- (3) Lakshminarayana, B. and Pouagar, M., 1982, “Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage - Part 1,2,” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 761-781.
- (4) Chima, R. V., 1998, “Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 131-140.
- (5) Van Zante, D. E., Strazisar, A. J., Wood, J. R., Hathway, T. H. and Okiishi, T. H., 2000, “Recommendations for Achieving Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotor,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 733-742.
- (6) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1998, “Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in an Axial Compressor Rotor,” *ASME Paper* 98-GT-91.
- (7) Gerolymos, G. A., Vallet, I., G. A. Gerolymos, I., 1999, “Tip-Clearance and Secondary Flows in a Transonic Compressor Rotor,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 751-762.
- (8) Park, J. Y., Chung, H. T. and Baek, J. H., 2003, “Effects of Shock-Wave on Flow Structure in Tip Region of Transonic Compressor Rotor,” *Int. J. of Turbo & Jet Engines*, Vol. 20, No. 1, pp. 41-62.
- (9) Joslyn, H. D. and Dring, R. P., 1985, “Axial Compressor Stator Aerodynamics,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 485-493.
- (10) Schulz, H. D. and Gallus, H. D., 1988, “Experimental Investigation of Three-Dimensional Flow in an Annular Compressor Cascade,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp. 467-478.
- (11) Dring, R. P., Joslyn, H. D. and Hardin, L. W., 1982, “An Investigation of Axial Compressor Rotor Aerodynamics,” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 84-95.
- (12) Lucke, J. R., Sanz, W., Benetschik, W., Gallus, H. E. and Platzter, M. F., 1996, “Numerical Investigation of Transition and Hub Corner Stall Phenomena Inside an Annular Compressor Cascade,” *AIAA Paper* 96-2655.
- (13) Hah, C. and Loellbach, J., 1999, “Development of Hub Corner Stall and Its Influence on the Performance of Axial Compressor Blade Rows,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 67-77.
- (14) Gbadebo, S. A., Cumpsty, N. A. and Hynes, T. P., 2004, “Three-Dimensional Separations in Axial Compressors,” *ASME Paper*, GT2004-53617.
- (15) Smith, L. H., 1970, “Casing Boundary Layers in Multistage Compressors,” in *Flow Research on Blading* (L. S. Dzung, ed.), Elsevier Publishing Co. Ltd.
- (16) Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D., 1983, “Axial Compressor Middle Stage Secondary Flow Study,” *NASA CR*-3701.
- (17) Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D., 1985, “Inlet Boundary Layer Effects in an Axial Compressor Rotor: Part 1, 2,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 374-386.
- (18) Van Leer, 1982, “Flux Vector Splitting for the Euler Equations,” in *Lecture Notes in Physics*, Springer-Verlag, New York, Vol. 170, pp. 507-512.
- (19) Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, “Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows,” *AIAA Paper* 78-257.
- (20) Park, J. Y., Choi, M. and Baek, J. H., 2003, “Effects of Axial Gap on Unsteady Secondary Flow in One-Stage Axial Turbine,” *Int. J. of Turbo & Jet Engines*, Vol. 20, No. 4, pp. 315-333.
- (21) Levy, Y., Degani, D. and Seginer, A., 1990, “Graphical Visualization of Vortical Flows by Means of Helicity,” *AIAA Journal*, Vol. 28, No. 8, pp. 1347-1352.
- (22) Sawada, K., 1995, “A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers,” *Trans. Japan Soc. Of Aero. Space Sci.*, Vol. 38, No. 120, pp. 102-115.