

입구 경계층 두께가 축류 압축기 손실에 미치는 영향

최민석* · 백제현**

Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Loss Mechanism in an Axial Compressor

Minsuk Choi*, Jehyun Baek**

Key Words : *Inlet boundary layer thickness(입구 경계층 두께), Hub corner stall(허브 코너 실속), Tip leakage flow(익단 누설 유동), Loss(손실), Axial compressor(축류 압축기)*

ABSTRACT

A three-dimensional computation was conducted to understand effects of the inlet boundary layer thickness on the loss mechanism in a low-speed axial compressor operating at the design condition($\phi=85\%$) and near stall condition($\phi=65\%$). At the design condition, the flow phenomena such as the tip leakage flow and hub corner stall are similar independent of the inlet boundary layer thickness. However, when the axial compressor is operating at the near stall condition, the large separation on the suction surface near the casing is induced by the tip leakage flow and the boundary layer on the blade for thin inlet boundary layer but the hub corner stall is enlarged for thick inlet boundary layer. These differences of internal flows induced by change of the boundary layer thickness on the casing and hub enable loss distributions of total pressure to be altered. When the axial compressor has thin inlet boundary layer, the total pressure loss is increased at regions near both casing and tip but decreased in the core flow region. In order to analyze effects of inlet boundary layer thickness on total loss in detail, using Denton's loss models, total loss is scrutinized through three major loss categories in a subsonic axial compressor such as profile loss, tip leakage loss and endwall loss.

1. 서 론

터보 기계 내부에서 발생되는 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, 충격파, 이차 유동, 블레이드 후류 유동 그리고 벽면에서의 열전달과 같은

비가역적인 유동 현상이다. 특히, 익단 누설 유동과 허브 코너 실속은 터보기계에서의 손실 뿐만 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 하고 실험이나 수치해석을 통해서 수행되었다. Smith⁽¹⁾가 다단 축류 압축기에서 허브와 케이싱에서의 경계층 두께가 각 단을 지남에 따라 증가하는 것을 밝힌 이후에도, 많은 연구자들이 입구 경계층 두께에 대한 고려

* 포항공과대학교 기계공학과 대학원

** 포항공과대학교 기계공학과

E-mail : choims@postech.ac.kr

없이 기존의 연구 결과물들을 다단 터보기계에 적용해 왔다. 지금처럼 다단 터보기계에 대한 실험이 이루어지기 전에 Wagner 등^(2,3)은 입구 경계층이 압축기 내부 유동장에 미치는 영향을 연구하기 위해서 실험을 수행하였다. 이들은 단일 동의 압축기에서 부하가 증가될 경우에 허브 코너 속도와 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 기법의 발달이 최근에 매우 진보하였지만, 다단 터보 기계에서 모든 유로를 포함하는 비정상 유동 해석은 시간적으로 보나 비용으로 보나 아직까지는 비현실적이다. 따라서 기존의 터보기계에 대한 연구 결과를 다단 터보 기계에 적용하기 전에 입구 경계층 두께에 대한 고려를 하는 것은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 입구 경계층 두께가 저속 축류 압축기 전압 손실에 미치는 영향을 연구하기 위해서 3차원 수치해석을 수행하고 Denton^(4,5)의 손실 모델을 이용하여 전압 손실을 분석하였다.

2. 해석 압축기 회전의

2.1 대상 압축기

입구 경계층 두께가 터보 기계 내의 유동 현상과 손실에 미치는 영향을 분석하기 위해서 3차원 유동해석에 사용된 압축기는 Wagner 등^(2,3)에 의해서 UTRC에서 실험이 수행된 저속 축류 압축기이다. 이 압축기는 정익이나 입구 노즐 없이 동의으로만 이루어져 있으며 축을 중심으로 510 rpm의 속도로 회전하므로, 입출구 압력비가 1.01로 매우 작다. 동의은 NACA65의 형을 기본 형상으로 하고 원호 형태의 캠버선을 가지는 28개의 블레이드로 이루어져 있다. 이 축류 압축기는 전연에서 후연까지 익단 간극이 일정한 다른 압축기와는 달리, 전연에서 코드 길이의 2.8%, 중간 지점에서 코드길이의 1.0%, 후연에서 코드길이의 3.3%의 익단 간극을 가진다. UTRC 단일 동의 압축기에 대한 다른 자세한 형상 변수는 Table 1에 정리하였다.

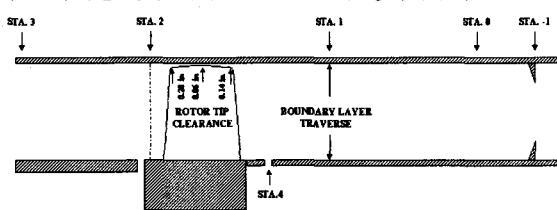


Fig. 1 Schematic diagram in UTRC single rotor test rig

2.2 측정위치

Wagner 등^(2,3)은 Fig. 1에 나타난 UTRC 단일 동의 실험 장치를 통해서 블레이드 표면에서의 박리와 동의 후류에서의 이차 유동에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 1에 나타난 것처럼 실험에서 중요한 의미를 가지는 5 개의 지점이 표시되어 있으며 그 위치는 Table 2에 나타내었다. 입구 경계층 두께는 STA.-1에서 삼각형 탭을 이용하여 변경되었고 압력, 온도, 밀도 및 속도 분포와 같은 입출구 조건은 각각 STA.1과 STA.2에서 측정되었다. 압축기 정압상승 곡선을 그리기 위해서 STA.1과 STA.3의 허브와 케이싱에서 정압이 측정되었고, STA.4는 허브에서 회전하는 부분과 고정되어 있는 부분 사이에 존재하는 틈의 위치를 나타낸다.

3. 수치해석 기법

3.1 계산 격자

실험에서의 측정위치를 기반으로 하여 입구 경계층이 두꺼운 경우의 STA.1과 STA.3 사이를 계산 영역으로 정하고 ICEM-CFD를 이용하여 H-형태의 격자를 생성하여 Fig. 2에 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

Table 1 Geometry specification of UTRC Single Rotor

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

Table 2 Measurement positions

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

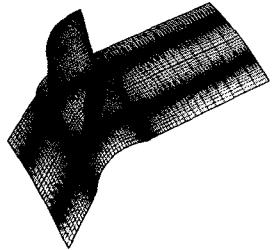


Fig. 2 Computational grid for UTRC single rotor

입구 경계층이 얇은 경우에 대해서도 같은 격자를 사용하였다. 격자는 주유동 영역에서 유선방향으로 125개, 스펜 방향으로 73개, 피치 방향으로 58개를 사용하였고, 익단 누설 유동을 정확하게 파악하기 위해서 익단 간극 내에도 전연에서 후연까지 52개, 텁에서 케이싱까지 16개, 압력면과 흡입면 사이에 10개의 격자를 사용하여 총 529,786개의 격자를 사용하였다.

3.2 수치해석 기법

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

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial(E - E_s)}{\partial \xi} + \frac{\partial(F - F_s)}{\partial \eta} + \frac{\partial(G - G_s)}{\partial \zeta} = 0 \quad (1)$$

지배 방정식은 유한 체적법을 통해서 이산화 되었다. 비점성항을 이산화하기 위해서 Van Leer의 Flux vector splitting에 기반을 둔 TVD기법을 이용하였고, 점성항은 공간에 대해서 2차원 정확도를 가지는 중심 차분법을 이용하여 이산화하였다. 정상 상태의 해를 얻기 위해서 내재적 Euler 시간 전진법을 사용하였다. 수치해석에서 이용된 축류 점도는 Sutherland 방법을 이용하여 계산하였고 난류 점도는 대수 난류 모델인 Baldwin-Lomax 모델을 이용하여 얻어졌다. 이렇게 이산화된 지배방정식을 이용하여 Park 등^(6,7)이 3차원 유동해석 코드를 완성하였고 천음속 축류 압축기와 1.5단 저속 축류 터빈에 대해서 코드의 정확성을 검증하였다. 따라서 이 계산 코드가 UTRC 단일 동의 유동해석에 사용되었다.

3.3 경계조건

축류 압축기 내부 유동해석에서는 입구조건, 출구조

건, 주기조건 및 벽조건의 4가지 경계조건이 존재한다. 입구에서는 상온, 상압에서의 공기 특성과 Wagner 등^(2,3)의 실험에서 주어진 속도 분포를 이용하여 전압력, 전온도 및 유동각을 고정하였다. 출구에서는 허브에서의 정압을 고정하고 각 높이에서의 정압을 반경방향 평형방정식을 이용하여 결정하였다. 주기 조건은 경계면 밖의 가상격자를 이용하여 구현하고 모든 유동 특성이 연속되도록 하였다. 벽에서는 점착조건을 이용하여 속도를 구하고, 단열 조건을 이용하여 밀도를 계산하였다. 압력은 벽에서의 풀러스 흐름이 존재하지 않음을 이용하여 유도한 압력 보정식에 속도를 이용하여 내부에서 외삽하였다.

4. 손실 모델

본 연구에서는 입구 경계층 두께가 전압 손실에 미치는 영향을 파악하기 위해서 Denton^(4,5)의 손실 모델을 분석 도구로 사용하기 때문에 저속 축류 압축기에서만 유효한 모델들을 이 부분에서 요약하여 정리한다.

4.1 측면 손실(profile loss)

측면 손실은 허브, 케이싱 및 익단 누설 유동의 영향을 제외한 영역에서 블레이드 자체에 의해서 발생하는 손실을 말하며, 일반적으로 블레이드 경계층 내부에서 발생하는 손실과 압력차, 경계층 내부에서의 운동량 감소 및 막힘 효과에 의해서 후연에서 발생하는 부가적인 손실로 나뉘어 진다. 경계층 내부에서 발생하는 손실은 일반적으로 블레이드 표면 속도의 세제곱에 비례하는 것으로 알려져 있으며, 손실 계수는 다음과 같이 계산된다.

$$\zeta_b = \frac{1}{0.5s \cos \beta_1} \int_0^c C_d \left(\frac{W_\delta}{W_1} \right)^3 dx \quad (2)$$

후연에서 박리가 발생하는 경우 후연과 주유동의 압력차이 및 경계층 내부에서 운동량 감소에 의한 손실 보다는 박리 영역에 의해서 만들어지는 막힘 효과에 의해서 보다 많은 손실이 발생한다. 따라서 후연 손실은 간단하게 다음의 식으로 표현된다.

$$\zeta_r \approx \left(\frac{\delta^* + t}{s \cos \beta_1} \right)^2 \quad (3)$$

4.2 누설 손실(Tip leakage flow loss)

누설 손실은 익단 간극을 통해서 분사되는 유동과 주유동이 섞이면서 발생되는 손실로 축류 압축기 전체 손실에서 상당한 부분을 차지한다. 익단 누설 유동은

주유동을 가로지르는 제트로 간단히 모사할 수 있으며 이러한 가정으로부터 아래와 같은 누설 손실 계수가 얻어진다.

$$\zeta_a = \frac{2C_d}{s \cos \beta_1} \int_0^r \left(\frac{W_{\infty}}{W_1} \right)^2 \left(1 - \frac{W_{\phi}}{W_{\infty}} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{W_{\phi}}{W_{\infty}} \right)^2} dx \quad (4)$$

4.3 끝벽 손실(Endwall loss)

허브와 케이싱에 존재하는 경계층 내부에서도 손실이 발생하는데 이를 끝벽 손실이라고 한다. 끝벽 손실은 경계층 내부에서 발생하는 손실이므로 벽에 상대적 인 표면 속도의 세제곱에 비례한다. 끝벽 손실 계수도식 (2)와 비슷한 형태를 가지며 아래와 같다.

$$\Delta S_{ew} = \int_0^r \frac{C_d \rho V_{\phi}^3}{T} dA \quad (6)$$

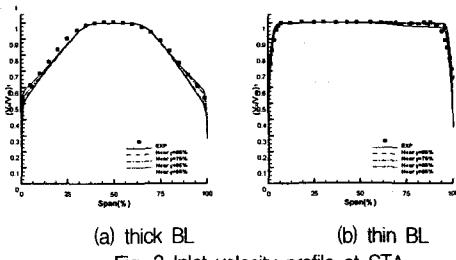
$$\zeta_{el} = \frac{T_1 \Delta S_{ew}}{m \frac{V_1^2}{2}} \quad \text{for stationary wall}$$

$$\zeta_{el} = \frac{T_1 \Delta S_{ew}}{m \frac{W_1^2}{2}} \quad \text{for moving wall}$$

5. 계산 결과 및 토의

5.1 계산 검증

3차원 유동해석을 통해 먼저 입구 속도 형상, 정압 상승 곡선, 블레이드 표면 압력 계수 및 동의 후류에 서의 유동각을 실험값과 비교하였다.



(a) thick BL (b) thin BL
Fig. 3 Inlet velocity profile at STA.

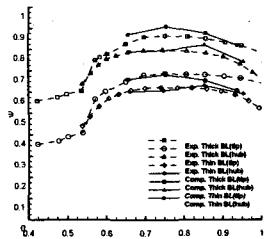


Fig. 4 Static pressure rise characteristic in UTRC single rotor

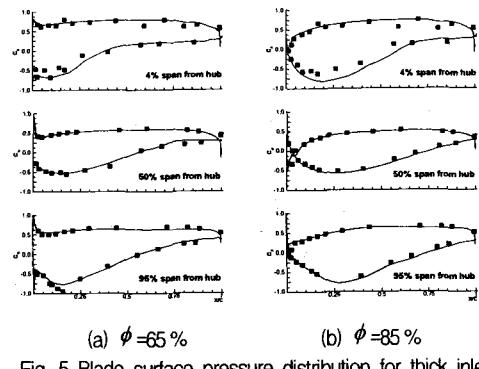


Fig. 5 Blade surface pressure distribution for thick inlet boundary layer

Fig. 3에서는 STA.1 위치에서 예측된 입구 속도 형상을 실험값과 비교하였고 전반적으로 잘 일치된 결과를 얻었다. 이는 실험에서 적용된 입구 경계층 두께를 수치적으로 잘 모사할 수 있음을 나타낸다.

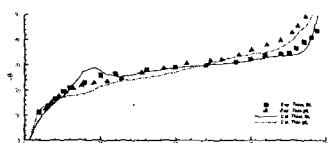
일반적으로 압축기의 성능은 유량 계수와 정압 상승 계수로 정의되며, 각각의 정의는 아래와 같다.

$$\psi = \frac{p_3 - p_1}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (7)$$

Fig. 4에서 보여지는 것처럼, 정압 상승 곡선은 $\phi=65\%$ 에서 $\phi=95\%$ 의 계산 범위 내에서는 실험값과 잘 일치하고 입구 경계층이 두꺼운 경우 정압 상승이 더 높은 것으로 나타났다. 입구 경계층이 두껍고 $\phi=95\%$ 일 경우에 예측된 값과 실험값이 잘 일치하지 않는데, 이것은 수치해석에 사용된 난류 모델 때문인 것으로 추정된다. Baldwin-Lomax 모델은 다른 난류 모델에 비해서 박리를 크게 예측하는 경향이 있는데 이 때문에 유량 계수가 큰 경우에는 블레이드 압력면에서 박리가 크게 발생하여 정압 상승을 막는다.

Fig. 5에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에 대해서 4%, 50% 및 95% 스펜에서의 블레이드 표면 압력 계수를 나타내었다. 예측된 계산값은 실험값과 전반적으로 잘 일치하지만 경우에 따라서 흡입면 상에서는 조금씩 차이가 있다. 이 차이는 계산영역 전체를 난류 영역으로 가정하기 때문에 실험에서 보고된 흡입면 상에서의 천이영역을 제대로 예측하지 못해서 발생한다.

Fig. 6에는 동의 후류에서의 유동각을 스펜에 따라 나타내었다. $\phi=85\%$ 에서는 입구 경계층 두께와 관계 없이 유동각이 거의 같으며 실험값과 잘 일치한다. 그러나 $\phi=65\%$ 에서는 20% 스펜 그리고 70% 스펜

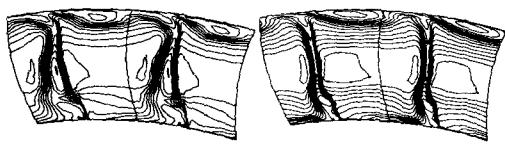


(a) $\phi = 65\%$



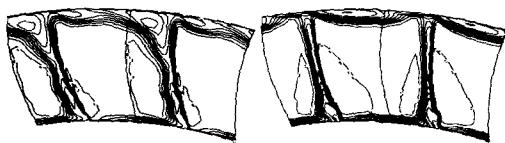
(b) $\phi = 85\%$

Fig. 6 Exit flow angle with span at STA. 2



(a) thick BL, $\phi = 65\%$

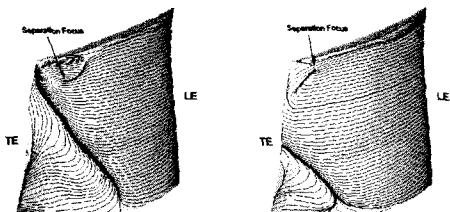
(b) thick BL, $\phi = 85\%$



(c) thin BL, $\phi = 65\%$

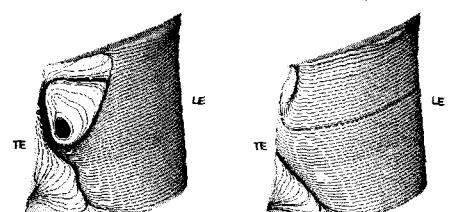
(d) thin BL, $\phi = 85\%$

Fig. 7 Rotary total pressure distribution at STA. 2



(a) Thick BL, $\phi = 65\%$

(b) Thick BL, $\phi = 85\%$



(c) Thin BL, $\phi = 65\%$

(d) Think BL, $\phi = 85\%$

Fig. 8 Limiting streamlines on the suction side of blade

이상에서 입구 경계층 두께에 따라서 유동각이 차

이가 난다. 전자는 허브 코너 실속 때문에, 후자는 케이싱 근처에서 발생하는 박리 때문에 발생한다.

5.2 허브 코너 실속과 익단 누설 유동의 변화

Fig. 7은 동의 후류, STA.2에서의 회전 전압(Rotary total pressure) 분포를 나타내고 있다. 회전 전압은 전압에서 블레이드가 회전하는 영향을 제거하기 위해서 사용되며 아래와 같이 정의된다.

$$p_{T, \text{Rot}} = p + \frac{1}{2} \rho (W^2 - U^2) \quad (8)$$

Fig. 7에 나타난 결과는 실험데이터와 전반적으로 잘 일치하지만 익단 누설 유동이 영향을 미치는 영역의 크기는 실험값에 비해서 작게 예측되었다. $\phi = 85\%$ 에서는 허브 코너 실속의 위치가 입구 경계층에 따라 달라지지만 그 크기는 거의 같으며 익단 누설 유동이 영향을 미치는 영역도 비슷하다. 그러나 블레이드에 부하가 증가하면서 입구 경계층의 영향으로 허브 코너 실속과 익단 누설 유동의 형태가 달라지게 된다. 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브 코너 실속이 블레이드 허브에서 끝까지 크게 발달한 반면 입구 경계층이 얇은 경우에는 허브 코너 실속이 거의 사라지고 대신 케이싱 근처에서 회전 전압이 작은 영역이 크게 형성되었다.

블레이드 표면에서 나타나는 현상을 좀 더 자세히 살펴보기 위해서 Fig. 8에 블레이드 흡입면 상에서의 한계 유선을 나타내었다. 그림에서 나타난 바와 같이 $\phi = 85\%$ 에서는 박리점(Separation focus)의 유무를 제외하고 허브에서 발생한 박리의 크기 및 유선의 형태가 입구 경계층 두께에 상관없이 거의 일치한다. 그러나 $\phi = 65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브에서 발생한 박리 영역이 끝까지 영역을 넓히고 박리점도 더 또렷해진다. 그러나 입구 경계층이 얕은 경우에는 허브 코너 실속의 크기는 설계점과 비교할 경우 거의 같지만 50% 스펜 이상에서 커다란 박리 영역이 발생했음을 알 수 있다.

Fig. 9에는 입구조건에 비해서 증가한 엔트로피 분포와 익단 누설 유동의 중심에서 띄워진 입자의 궤적을 나타내었는데 입자들의 궤적은 엔트로피 증가량이 큰 영역과 잘 일치한다. $\phi = 85\%$ 에서는 입자궤적과 엔트로피 증가량이 비슷하게 나타났으나 $\phi = 65\%$ 에서는 Fig. 9에 나타난 것처럼 입구 경계층이 두꺼운 경우에 입자 궤적이 보다 큰 외류를 그리는 것을 알 수 있다.

익단 누설 유동의 중심이 지나가는 영역을 제외한 다른 엔트로피가 큰 영역은 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브 코너 실속에 의해서 블레이드 흡입면 상에서 나타나고 입구 경계층이 얇은 경우에는 케이싱 근처에서 발생한 박리영역 때문에 흡입면과 케이싱으로 이루어진 모서리 영역에서 나타난다.

5.3 전압손실 분석

수치적으로 계산된 손실의 정확성을 검증하기 위해서 퍼치 방향으로 질량 평균한 전압 손실을 Fig. 10에 나타내었다. 예측된 전압 손실은 허브에서 75% 스펜 까지는 실험과 정량적으로 잘 일치하지만 그 이상에서는 정성적으로만 일치한다. Lee등⁽⁸⁾의 논문을 참고하면, 텁 영역에서의 이러한 차이는 난류 모델이 익단 누설 유동을 정확하게 파악하는데 적절하지 못하기 때문이다. Lee등은 익단 누설 유동을 정확하게 잡아내기 위해서는 RSM과 같은 비동방 난류 모델을 사용해야 함을 보였다. 정성적인 전압 손실을 비교해 보면 $\phi=85\%$ 일 때는 주유동 영역에서는 손실이 비슷하게 발생하지만 텁과 허브 근처에서는 입구 경계층이 얇은 경우에 더 많은 손실이 발생한다. $\phi=65\%$ 인 경우에는 주유동 영역에서는 입구 경계층이 두꺼울 경우에 더 많은 손실이 발생하고 텁과 허브 영역에서는 $\phi=65\%$ 에서와 마찬가지로 입구 경계층이 얇은 경우에 더 많은 손실이 발생한다. 여기서 흥미로운 것은 입구 경계층이 두꺼운 경우 허브에서 큰 박리가 발생함에도 불구하고 전압 손실은 입구 경계층이 얇은 경우보다 더 작다는 것이다.

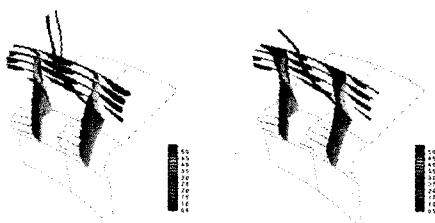


Fig. 9 Particle traces ejected at nearly vortex center and Entropy distribution for $\phi=65\%$

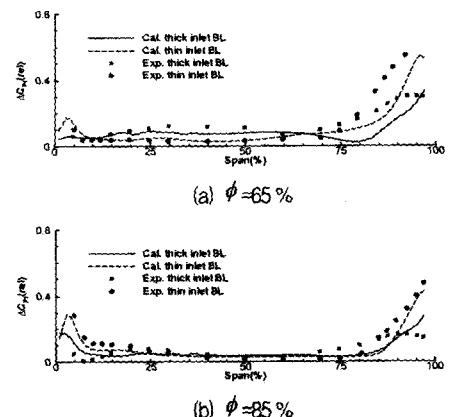


Fig. 10 Total pressure loss distribution with span

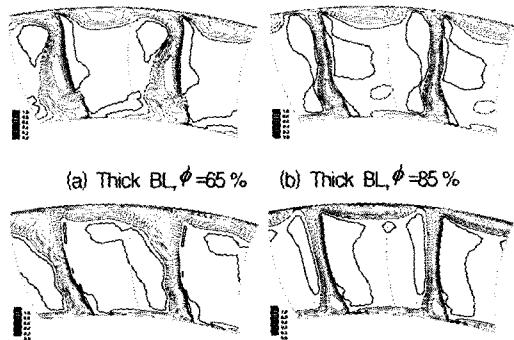


Fig. 11 Total pressure loss distribution at STA. 2

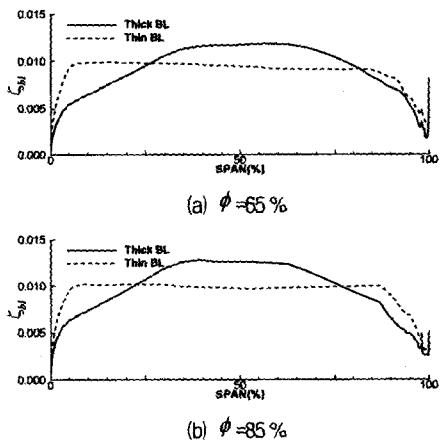


Fig. 12 Boundary layer loss on the blade surface distribution with span

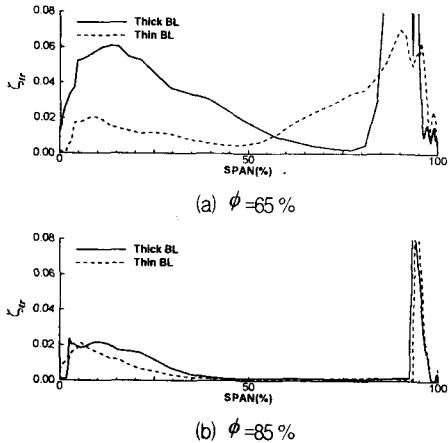


Fig. 13 Trailing edge loss distribution with span

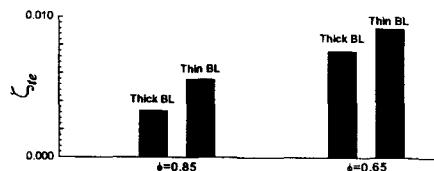


Fig. 14 Integrated tip leakage loss from leading edge to trailing edge

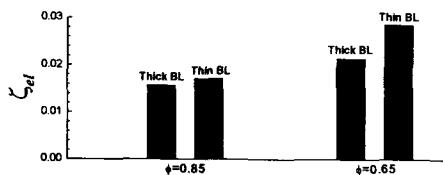


Fig. 15 Integrated endwall loss on the hub

Fig. 11에는 STA.2 위치에서의 전압 손실 분포를 나타내었다. $\phi=85\%$ 에서는 많은 손실이 허브 코너 실속, 익단 누설 유동 및 동역 후류에서 발생하는 것을 알 수 있고 입구 경계층 두께에 따른 손실 발생 위치의 차이는 거의 없다. $\phi=65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 익단 누설 유동과 크게 발달된 허브 코너 실속 영역에서 많은 손실이 발생하고, 입구 경계층이 얇은 경우에는 케이싱 근처에서 발생한 박리 영역에 의해서 많은 손실이 유발된다.

Denton^(3,4)의 손실 모델을 이용해서 측면 손실, 누설 손실 및 끝벽 손실을 계산하고 Fig. 12~15에 나타내었다. Fig. 12에서는 블레이드 경계층 내부에서 발생하는 손실을 블레이드 스팬에 따라 나타내었다. 위에서 언급했듯이 경계층 내부에서 발생하는 손실은 블레이드

표면 속도의 세제곱에 비례하므로 스팬에 따른 손실 분포는 Fig. 3의 속도 분포와 비슷하다. 즉, 주유동 영역에서는 입구 경계층이 두꺼울 경우에, 허브와 텁 영역에서는 입구 경계층이 얇은 경우에 많은 손실이 발생한다. 블레이드에 부하가 증가해도 속도 분포가 거의 같기 때문에 손실 분포는 거의 변하지 않는다.

Fig. 13은 블레이드의 후연에서 발생하는 손실을 스팬에 따라 나타내고 있다. $\phi=85\%$ 에서는 Fig. 8에 나타난 것처럼 후류나 허브 코너 실속의 크기가 입구 경계층 두께에 관계없이 비슷하기 때문에 두 경우 모두 비슷한 손실 분포를 보이고 있다. $\phi=65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우 허브 코너 실속이 설계 영역에 비해서 훨씬 커지므로 후연 손실도 커져서 15% 스팬에서 최고 손실을 유발하고 점점 줄어든다. 입구 경계층이 얇은 경우에는 후연 손실이 50% 스팬까지는 점점 줄어들다가 50% 스팬 이상에서는 케이싱 근처에서 발생한 박리 영역의 영향으로 계속 증가하는 형태를 가진다.

블레이드 전연에서 후연까지 적분된 누설 손실은 Fig. 14에 나타내었다. 그림에 나타났듯이 누설 손실은 부하가 커질수록, 입구 경계층이 얇을수록 더 커지는 것을 알 수 있다. 부하가 증가하거나 입구 경계층 두께가 얇은 경우에 익단 간극을 지나는 유량이 입구 유량에 대해서 커지기 때문에 손실이 증가한다.

Fig. 15에는 허브에서 적분된 끝벽 손실을 나타내었다. 케이싱에서의 손실은 익단 누설 유동의 영향으로 누설 손실과 구분하기 어려우므로 허브에서의 손실만 나타내었다. 끝벽 손실도 누설 손실과 마찬가지로 입구 경계층 두께가 얇은 경우에 그 크기가 증가한다. 입구 경계층이 얇은 경우에 허브 표면에 상대적인 표면 속도가 커져서 손실이 증가하는 것이다. 이러한 경향은 Fig. 11에서 허브 근처에서 생기는 손실이 큰 경계층에서도 확인할 수 있다.

이상으로 전압 손실을 세부 항목으로 나누어 살펴보았고 각 손실의 경향을 Table 4에 정리하였다. 이 중에서 전압 손실과 같은 경향을 가지는 손실들만 정리하면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다. 전압 손실은 케이싱 근처에서는 익단 누설 유동에 의해서 지배적인 영향을 받고, 주유동에서는 후연에서의 박리에 의해서, 허브 근처에서는 블레이드와 끝벽의 경계층에 의해서 영향을 받는다. 이러한 특성 때문에 입구 경계층이 두꺼운 경우 허브 코너 실속이 커져도 허브 근처에서는 입구 경계층이 얇은 경우가 손실이 더 크다.

6. 결 론

본 연구에서는 입구 경계층 두께가 축류 압축기 내부에서 발생하는 손실에 주는 영향에 대해서 3차원 수치해석을 통해서 연구를 수행하였다. 압축기가 설계 영역에서 운전될 경우에는 입구 경계층 두께가 내부 유동에 별다를 영향을 주지는 않지만, 압축기에 부하가 증가하면 그 영향이 커져서 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브 코너 실속이 발달하고 얇은 경우에는 케이싱 근처에서의 박리 유동이 관찰되었다. 이러한 상이한 현상은 전압 손실 분포에도 영향을 미치는데 이를 자세히 살펴보기 위해서 Denton의 손실 모델을 이용하여 전압 손실을 측면 손실, 누설 손실 및 끝벽 손실로 나누어 분석하였다. 블레이드 표면속도의 세제곱에 비례 하므로 입구 속도 분포와 비슷한 형상을 가졌다. 후연 손실은 후연에서의 박리 영역의 크기에 따라 손실의 크기도 결정되어 실속 근처의 영역에서 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 허브에서, 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 케이싱 근처에서 손실이 많이 발생하였다. 누설 손실과 끝벽 손실은 압축기 부하가 커지거나 입구 경계층이 얇은 경우에 커지는 경향을 보였다. 이러한 특성으로 인해서 주유동 영역에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에, 허브와 팁 영역에서는 입구 경계층이 얇은 경우에 전압 손실이 더 많이 발생하였다.

후 기

이 연구는 Brain Korea 21과 ADD 04-04-01의 지원으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Smith, L. H., 1970, "Casing Boundary Layers in Multistage Compressors," in flow Research on Blading, (L. S Dzung, ed.), Elsevier Publishing Co., New York.
- (2) Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D. 1983, "Axial Compressor Middle Stage Secondary Flow Study," NASA CR-3701
- (3) 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
- (4) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp.621~656
- (5) Denton, J. D., 1999, "Loss Mechanisms in Turbomachines Part-I, II," VKI Lecture Series 1999-02
- (6) Park, J. Y., Chung, H. T. and Baek, J. H., 2003a, "Effectsof 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
- (7) Park, J. Y., Choi, M. S. and Baek, J. H., 2003b, "Effects of axial gap on unsteady secondary flow in one-stage axial turbine,"Int. J. of Turbo & Jet Engines, Vol. 20, No. 3, pp.315~333
- (8) Lee, G. H., Myung, H. J. and Baek, J. H., 2003, "Structure of tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan," Flow, Turbulence and Combustion, Vol. 70, pp.241~265

Table 4 Relation of the total pressure and its fine parts

(a) $\phi = 65\%$

	Region near hub	Core flow region	Region near casing
Total losses	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	Thin BL>Thick BL
ζ_{bl}	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζ_{tr}	Thin BL<Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζ_{il}	-	-	Thin BL>Thick BL
ζ_{el}	Thin BL>Thick BL	-	-

(b) $\phi = 65\%$

	Region near hub	Core flow region	Region near casing
Total losses	Thin BL>Thick BL	Thin BL>Thick BL	Thin BL>Thick BL
ζ_{bl}	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζ_{tr}	Thin BL<Thick BL	Thin BL>Thick BL	-
ζ_{il}	-	-	Thin BL>Thick BL
ζ_{el}	Thin BL>Thick BL	-	-