

축류 압축기 팁 누설 유동의 비정상 특성에 관한 연구

황유준* · 강신형**

Unsteadiness of Tip Leakage Flow in an Axial Compressor

Yoojun Hwang*, Shin-Hyoung Kang**

Key Words : Unsteadiness(비정상성), Tip leakage flow(팁 누설 유동), Axial compressor(축류 압축기)

ABSTRACT

Three dimensional unsteady numerical calculations were performed to investigate unsteadiness of the tip leakage flow in an axial compressor. The first stage of the four-stage low-speed research axial compressor was examined. Since this compressor has a relatively large tip clearance, the unsteadiness of the tip leakage flow is induced. Through the results from the unsteady calculations, the process of the induced unsteady tip leakage flow was investigated. It was shown that the leakage flow that occurred at a rotor blade tip clearance affected the pressure distribution on the pressure side near the tip of the adjacent blade, thus caused the fluctuation of the pressure difference between the pressure side and suction side. Consequently, the unsteady tip leakage flow was induced at the adjacent rotor blade. The unsteady feature of the tip leakage flow was changed as the operating point was moved. The interface between the tip leakage flow and the main flow only affected the trailing edge region at the design point whereas the interface influenced up to the leading edge at the low flow rate point. As the flow rate decreased, additionally, it was seen that the vortex size of the tip leakage flow increased and the relatively large length scale disturbance occurred. On the other hand, using frequency analysis, it was shown that the unsteadiness was not associated with the rotor speed and was about 40% of the blade passing frequency. This feature was explained in the rotor relative frame of reference, and the frequency decreased as the flow rate decreased.

1. 서 론

축류 압축기를 비교적 유량이 적은 조건에서 운전 시 샤프트 회전수와 무관하며 불안정 특성인 스톨과는 다른 종류의 비정상성이 동익(Rotor) 팁 주변에서 관찰되어 최근 이와 관련한 연구가 다수 수행되어 왔다. Mailach 등⁽¹⁾은 4단 저속 연구용 축류 압축기를 이용해 실험적으로 동익 팁 간극의 크기가 상대적으로 큰 경우 압축기의 안정성 경계(Stability Limit) 부근에서 관찰되는 팁 부근 영역의 비정상 특성을 발견하고 원주방향 파상수(Wave Number)가 동익 블레이드 수의 절반에 해당하는 것을 보였다. 팁 볼텍스의 강한 변동(Fluctuation)이 인근 유로(Passage)와 주기적으로 상호 작용하는 현상을 토대로 이 현상을 설명하였고, 이를 회전 불

안정성(Rotating Instability)으로 정의하였다. März 등⁽²⁾은 저속 압축기에서 팁 간극의 크기가 코드(Chord) 길이 대비 2.8% 이상일 경우 팁 부근 유동에서 회전 불안정성이 발생하는 것을 실험적으로 관찰하였다. 또한, 수치계산으로 팁 누설 유동과 후연(Trailing Edge) 부근의 역방향 유동(Axially Reversed Flow), 주 유동(Incoming Flow)이 모두 상호 결합된 새로운 형태의 볼텍스(Vortex)를 발생 원인으로 설명하였다. 회전수는 동익 블레이드 통과 주파수(Blade Passing Frequency)의 약 50% 정도였으나 파상수는 블레이드 수 보다 많은 결과를 얻었다. Hah 등⁽³⁾은 천음속(Transonic) 압축기 동익에 대해 수치계산을 수행하여 저속 압축기와는 달리 팁 유동과 함께 충격파(Shock)가 유도 볼텍스의 형성에 영향을 끼치는 것을 관찰하였다. 이는 동익 회전 주파수의 약 30%에 해당하였다. Du 등⁽⁴⁾은 천음속 팬의 한 개 유로에 대한 수치계산으로 주 유동과 팁 누설 유동의 상대적인 운동량 비를 팁 누설 유동의 비정상 특성이 발생하는 기준으로

* 서울대학교 기계항공공학부 대학원

** 서울대학교 기계항공공학부

† 교신저자, E-mail : kangsh@snu.ac.kr

정리하였고, 동익 블레이드 전연의 팁 누설 유동 속도가 나타내는 주기성이 인근 블레이드의 압력면으로 전파하여 팁 부근 유동장을 주기적 변화시키는 과정을 설명하였다. 한편, Kielb 등⁽⁶⁾은 팁 누설 유동의 비정상 특성이 플러터(Flutter)와는 다른 종류의 비동기 진동의 원인임을 보인 바 있으며, Bae 등⁽⁶⁾은 캐스케이드(Cascade) 실험장치를 통해 팁 볼텍스의 비정상적인 움직임을 관측하고 크로우 비정상성(Crow's instability) 이론을 이용해 팁 누설 유동의 특징을 설명하였다. Thomassin 등⁽⁷⁾은 공력탄성학(Aeroelastics) 관점에서 블레이드의 탄성 진동과 팁 유동의 비정상성이 상호 간섭을 한 결과 특정한 주파수를 형성하는 것으로 제안하였다.

이와 같이 팁 간극이 비교적 큰 축류 압축기에서 발생하는 팁 누설 유동의 비정상 특징이 관찰되고 그 원인에 대한 연구가 이루어져 왔으나 압축기 종류나 팁 간극 크기, 운전 조건 등에 따라 다양한 특징을 나타내고 있으며 발생 원인에 대해서도 아직 명확하지 않다. 따라서, 본 연구에서는 비교적 큰 팁 간극의 저속 축류 압축기에서 발생하는 비정상성을 수치계산을 통해 관찰하고 운전점에 따른 그 특징의 변화와 발생 원인에 대해 설명하고자 한다. 또한 저유량 운전점에서 팁 누설 유동의 비정상 특성이 회전 스톨 발달에 주는 영향을 보고자 한다.

2. 연구 방법

2.1 연구 대상

연구 대상은 서울대학교의 저속 연구용 축류 압축기(SNU compressor)로 동익과 정익(Stator)의 4개 반복단과 입구 안내 깃(Inlet Guide Vane; IGV)으로 구성되어 있으며 제원은 Table 1과 같다.

2.2 수치계산 방법

수치계산은 상용 코드인 ANSYS사의 CFX 11.0을 사용하여 비정상 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 방정식 계산을 수행하였다. 난류 모델은 $k-\epsilon$ 난류모델을 벽함수(Wall Function)과 함께 사용하고 한 개 블레이드 유로 당 H-type으로 구성된 40,000개 정도의 계산 격자수를 이용하여 소요

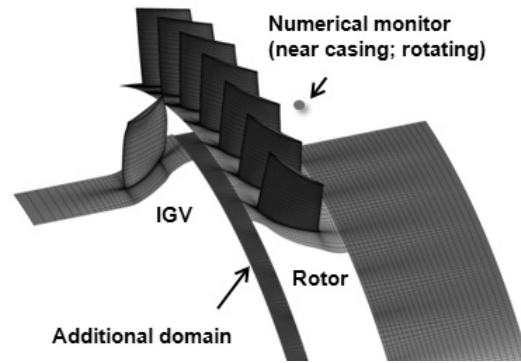


Fig. 1 Computational geometry and grid for calculation

되는 전산자원과 계산 시간을 최소화 하였다. 계산 결과의 신뢰성을 위해 난류 모델 및 격자수에 대한 검증은 선행하였다.

계산 대상은 동익 팁 유동의 비정상성을 연구하기 위해 Fig. 1과 같이 1단 동익에 입구 안내 깃을 포함하여 구성하였다. 전체 동익열을 모사하기 위한 방법으로 주기조건을 이용한 1/8 부분 동익열을 표현하고자 날개수를 54개에서 56개로 조정하였다. 입구 안내 깃과 동익열 사이에 믹싱플레인(Mixing-Plane) 인터페이스 기법을 사용하여 입구 안내 깃 출구 유동의 원주방향 평균 값이 동익 입구에 적용되도록 하였다.

경계 조건으로 입구에는 대기 상태의 전온도(Total Temperature), 전압력(Total Pressure)과 유동각을 적용하고, 출구에는 질량 유량(Mass Flow Rate)을 적용하여 운전점을 조정할 수 있게 하였다. 블레이드 면과 허브(Hub) 면 및 케이싱(Casing) 면에는 논슬립(Non-Slip) 및 단열(Adiabatic) 조건을 적용하였다. 동익열은 슬라이딩(Sliding) 인터페이스 기법으로 블레이드 간 피치거리의 1/10 간격으로 회전하고 각 순간마다 20회 반복수행(Iteration)하여 수렴성을 확보한 비정상 계산을 수행하였다.

동익 출구 위치 케이싱 부근에서 압력 신호를 측정하여 각 운전점에서 계산 수행 시 주기성이 확보되면 이를 계산 결과로 사용하고 출구 유량을 감소시켜 저유량 구간에서의 계산을 반복적으로 수행하였다. 동일위치에서 기록된 압력신호는 비정상 특성 검출에 활용하였다. 수치계산 방법 및 결과에 대한 검증은 Hwang and Kang⁽⁸⁾에 의해 수행되었다.

3. 연구 결과

3.1 팁 누설 유동의 비정상 특성

3.1.1 설계 유량 운전점

설계 유량 운전점($\phi=Cx/U_t=0.407$)에서 팁 주변 유동이 시간에 대해 변하는 것을 확인하였고 팁 간극의 중간 높이에 해당하는 면에서 순간(Instantaneous) 유동 구조를 Fig. 2

Table 1 Parameters of SNU Compressor

Casing Diameter(m)		1.0
Hub to Tip Ratio		0.85
Chord Length(mm)		62.5
Tip Clearance to Blade Height(%)		2.8
Blade Number	Inlet Guide Vane	53
	Rotor	54
	Stator	74

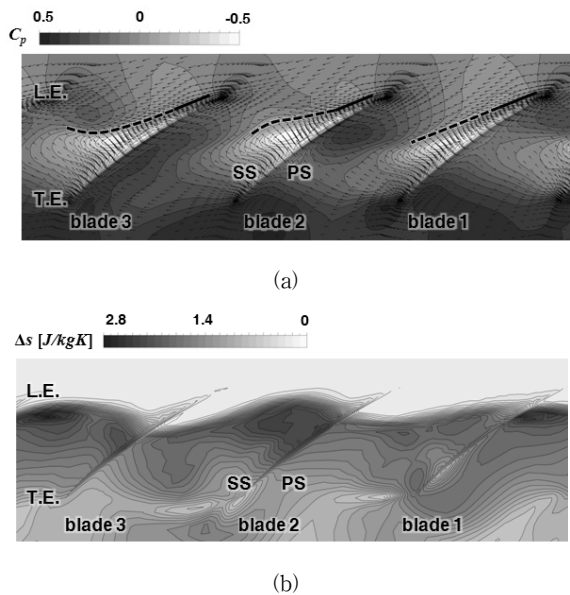


Fig. 2 Instantaneous (a) pressure field and flow vectors and (b) entropy at mid-height in the rotor tip clearance at the design point ($\phi = 0.407$)

에 나타내었다. Fig. 2(a)는 식 (1)과 같이 동익 입구에 대한 정압력 상승 값을 동익 입구 상대 동압으로 나눈 값과 속도 벡터를 함께 표현한 것으로 각 블레이드 유로마다 유동 변동에 대해 다른 위상(Phase)을 보인다. 팁 간극에서 발생하는 누설 유동은 압력이 낮은 구간으로 나타나며 블레이드 전연 부근에서 형성되어 인접한 블레이드의 후연 부근으로 흘러가는 것을 알 수 있다. 그림 상에 선으로 표현한 것과 같이 누설유동과 주유동(Main Flow)이 만나 형성하는 인터페이스는 전연 부근에서는 시간에 대한 변화가 없는 반면에(실선) 중간 코드 이후에서는 변동이 발생하고 있어(파선) 인접 블레이드 압력면의 중간 코드부터 후연까지의 영역에 주기적으로 압력 변화를 일으킨다. 이러한 과정은 Du 등(4)이 설명한 팁 누설 유동의 비상성 발생 메커니즘과 유사하나 블레이드 유로마다 위상차가 존재한다는 점에서 차이가 있으며 Mailach 등(1)이 실험적으로 설명한 블레이드와 누설 유동의 상호 영향에 의한 결과와 유사하다.

$$C_p = \frac{p - p_1}{p_{1,rel} - p_1} \quad (1)$$

Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)와 동일 순간 및 동일 면에서 동익 입구 대비 증가한 엔트로피 분포를 나타낸 것으로 팁 간극에서의 누설로 인해 발생한 손실량을 표현한다. 한 블레이드 간극에서 발생한 누설 유동은 축방향 속도가 작으므로 유로를 통과하지 못하고 원주방향으로 흘러 인근 블레이드의 팁 간극을 다시 통과하게 되어 손실량이 증가하는 것을 알 수

있다. 이 유동은 주로 전연 기준 약 20% 코드 위치부터 후연 구간에서 확인된다.

3.1.2 저유량 운전점

Fig. 3은 저유량 운전점($\phi = 0.366$)에서의 계산 결과를 동익 팁 간극 중간 높이에서 시간에 따라 나타낸 것으로 시간 간격에 사용한 τ 는 동익 블레이드가 한 피치를 이동하는 시간에 해당한다. 압력 분포 및 속도 벡터를 통해 $t=0$ 에서와 같이 설계 유량 운전점에 비해 팁 누설 유동이 주유동과 형성하는 인터페이스가 상류로 더 이동하여 전연 부근에 위치하는 것을 알 수 있다.(파선) $t=0$ 에 blade1의 전연에서 발생한 누설유동에 의한 저압력 영역은 시간이 지나면서 인접한 블레이드의 전연 방향으로 이동하고 동시에 blade 1의 전 코드에서 누설 유동이 증가한다. 따라서 한 블레이드 팁 간극에서 발생한 누설 유동이 인접한 블레이드의 압력면 전연부터 후연까지 전 구간에 영향을 미치게 된다.

한편, 발생한 팁 누설 유동이 인접한 블레이드에 도달하게 되면 해당 유로의 팁 주변으로 막힘 현상(Blockage)이 발생하여 팁 누설 유동의 상류에 정체 현상(Stagnation)이 일어난다. Fig. 3의 $t=\tau$ 에서 원으로 표시한 것과 같이 blade 2와 blade 3 사이의 유로에서 정체 현상에 의해 상류에 압력이 증가하는 구간이 발생하게 된다. 이는 Fig. 4(a)의 blade 2와 blade 3 사이의 동익열 입구면에서의 압력 분포 상에 원으로 표시한 영역에 해당한다. 반면 Fig. 4(b)가 나타내는 상대 전압력 분포에서는 같은 위치에서 전압력이 주변에 비해

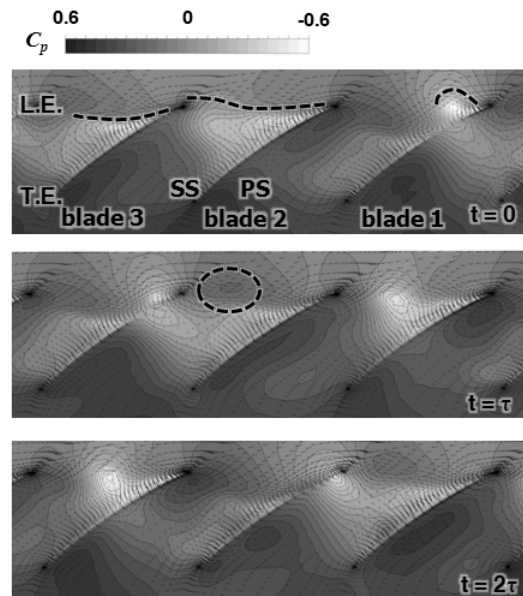


Fig. 3 Time-variation of instantaneous pressure field and flow vectors at mid-height in the rotor tip clearance at the low flow rate point ($\phi = 0.366$)

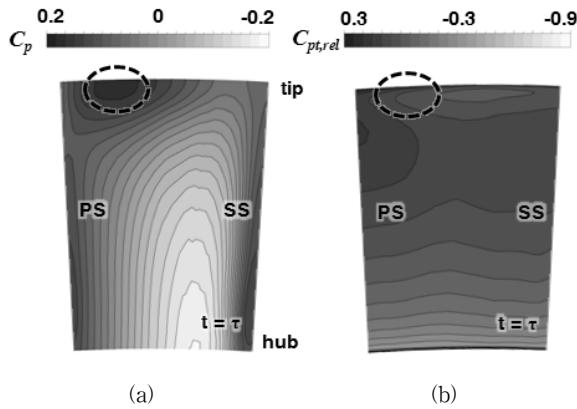


Fig. 4 Instantaneous (a) pressure field and (b) relative total pressure at the inlet of the rotor between blade 2 and blade 3 at $t = \tau$ at the low flow rate point ($\phi = 0.366$)

두드러지게 다른 특징이 나타나지 않기 때문에 정체 현상에 의해 압력이 증가한 것을 알 수 있다. Fig. 4(b)에서 나타난 상대 전압력 값은 식 (2)와 같이 상대 전압력 변화 값에 대한 입구 상대 동압에 대한 비로 나타내었다. Fig. 3의 $t = \tau$ 에서 발생한 압력이 높은 유동은 $t = 2\tau$ 에서 blade 3의 압력면 전연 부근에 위치하게 되고 이후 압력면을 따라 이동하며 blade 3의 팁 간극의 압력면과 흡입면의 압력차를 시간에 대해 변화게 한다. 따라서 blade 3의 팁 누설 유동이 시간에 대해 변동하게 되고 같은 과정이 반복되며 인근 유로의 유동장에 영향을 끼친다.

$$C_{pt,rel} = \frac{P_{t,rel} - P_{t1,rel}}{P_{t1,rel} - P_1} \quad (2)$$

팁 누설 유동이 인접한 블레이드에 도달한 후 압력면을 따라 이동하며 블레이드의 팁 주변 압력 분포를 변화게 하는 과정을 Fig. 5에 나타내었다. 팁 누설 유동은 압력이 낮은 영역에 해당하며 동시에 속도 벡터의 방향이 주유동의 속도 벡터 방향과 달리 면에 수직한 방향을 축으로 회전하는 볼텍스 형태로 나타는 것을 알 수 있다. 팁 누설 유동이 전연 부근에 도착한 이후 중간 코드 정도까지 흘러가면($t = 2\tau$) 팁 누설 유동 상류에 형성되었던 고압력 유동이 따라오면서 팁 주변의 압력 분포를 변화시킨다. 고압력 유동이 위치하는 곳에서 팁 간극 사이의 압력 차이가 커지므로 강한 팁 누설 유동을 유도하여 팁 간극 내 속도 벡터가 증가하는 것을 확인 할 수 있다. ($t = 3\tau$) 한편, 팁 누설 유동은 하류로 흘러가면서 주변 유동과 혼합(Mixing)되어 후연을 통과하여 유로를 빠져나갈 때엔 압력이 상승하고 볼텍스 강도가 약해진다. 팁 누설 유동과 고압력 유동에 의해 압력의 변동이 강하게 발생하는 영역은 약 70% 스패น(span) 높이에서 팁까지에 해당한다.

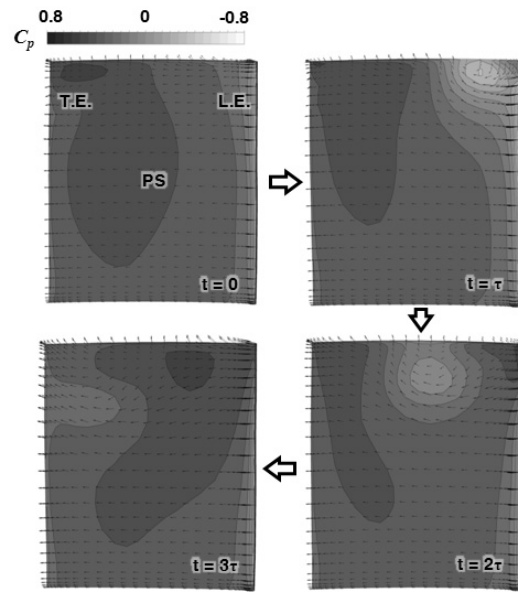


Fig. 5 Time-variation of Instantaneous pressure field and flow vectors on the pressure side of the blade 3

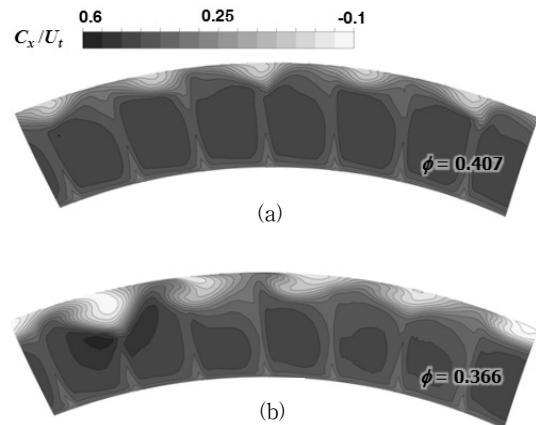


Fig. 6 Instantaneous axial velocity contours at the exit of the rotor row (a) at the design point ($\phi = 0.407$) and (b) at the low flow rate point ($\phi = 0.366$)

3.2 회전 스톨 발단 영향

동익열 출구에서 축방향 속도 분포를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)와 (b)는 각각 설계 유량 운전점과 저유량 운전점에 해당한다. 팁 누설 유동은 축방향 속도의 감소로 표현되며 설계 유량 운전점에서는 원주방향으로 반복 패턴을 보인다. 팁 누설 유동의 원주방향 패턴 특성 길이는 동익 블레이드 피치 길이의 1.4 배에 해당한다. 스패방향으로는 약 70% 스패 높이까지 팁 누설 유동이 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 반면, 저유량 운전점에서는 원주방향 특성 길이의 변화는 없으나 스패방향으로 도달하는 범위가 넓어져서 일부 구간에서는 50% 스패 높이까지 영향을 미치게 된다. 또한 팁 누설 유동 패턴의 반복성 이외에 계산 범위인 1/8 원

주길이에 해당하는 특성 길이를 가지는 다른 특성이 포함되어 있는 것을 알 수 있다. 이 특성은 팁 누설 유동의 흐름과 무관하게 압력 분포의 원주방향 회전에 의한 것으로 주 유동의 원주방향 속도 분포에 교란을 일으키게 된다. 이로 인해 팁 주변에서 축방향 속도가 0보다 작은 값을 보이는 구간이 형성되고 팁 주변에서 강한 막힘 현상을 유도하게 된다. 이는 회전 스톨 발달의 과정과 유사한 것으로 파악된다.

3.3 주파수 분석

동익 출구 팁 부근에서 측정하여 기록한 압력 신호를 고속 푸리에 변환(Fast Fourier Transform)을 이용해 주파수 분석을 수행하였다. Fig. 7(a)와 (b)는 각각 설계 유량 운전점에서 동익 상대좌표계와 고정좌표계에서 기록한 신호를 주파수 분석한 결과로 각각 팁 누설 유동의 비정상 특성에 해당하는 주파수와 이의 조화 주파수(Harmonics)를 검출하였

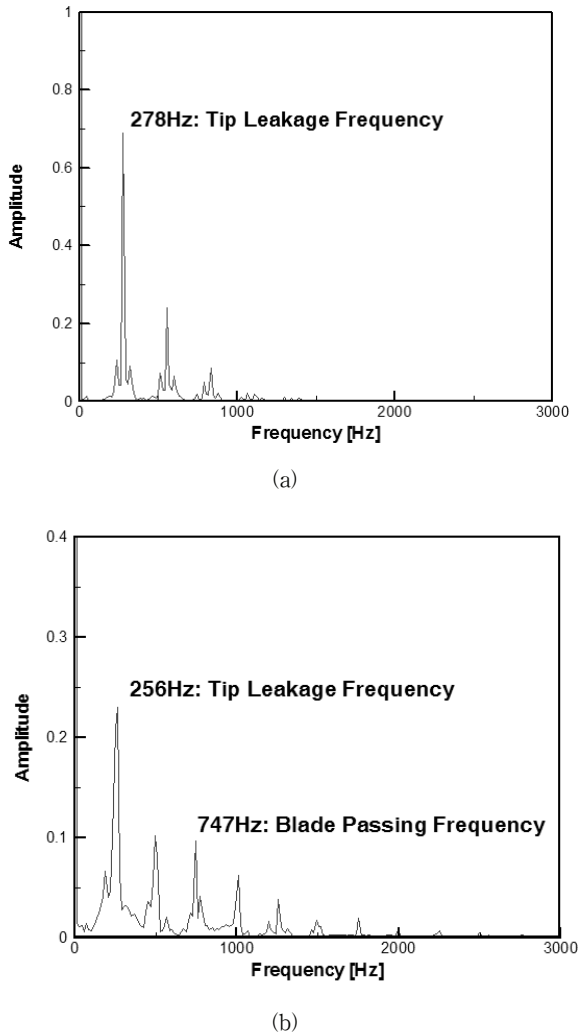


Fig. 7 Frequency spectrums of pressure signals recorded at the exit of the rotor near the casing (a) in the rotor relative frame and (b) in the fixed frame at the design point ($\phi = 0.407$)

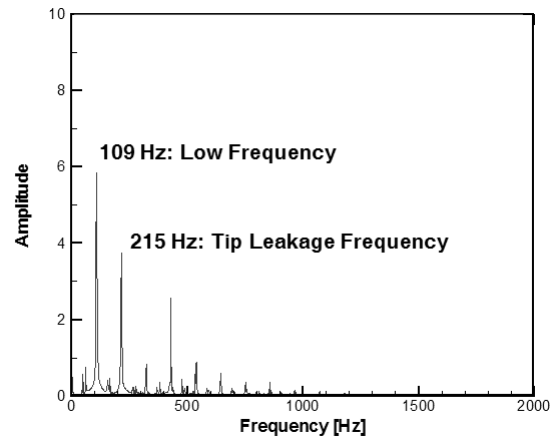


Fig. 8 Frequency spectrums of pressure signals recorded at the exit of the rotor near the casing in the rotor relative frame at the low flow rate point ($\phi = 0.366$)

다. 이는 앞서 설명한 시간에 대한 팁 주변 유동장 변화와 일치한다. 동익 상대좌표계 기준으로 형성되는 누설 유동의 비정상 특성이 원주방향으로 회전하는 속도(상대 속도)가 고정좌표계 기준으로는 다른 속도(절대 속도)로 나타나기 때문에 두 좌표계에서 특성 주파수의 크기가 다르게 된다. 고정좌표계 기준으로 이 특성 주파수는 동익 블레이드 통과 주파수의 약 34%에 해당한다.

저유량 운전점에서는 Fig. 8과 같이 팁 누설 유동의 특성 주파수가 감소한 것이 확인되었다. 이는 Fig. 3에서 나타나는 팁 유동의 시간에 대한 변동과 일치하는 것으로 확인되었다. 그러나 설계 유량 운전점과는 다르게 이 특성 주파수보다 작은 주파수가 추가로 검출되었는데, 이는 앞서 회전 스톨 발달과 관련되는 것으로 설명한 1/8 원주길이를 가지는 특성에 해당하는 주파수인 것으로 확인된다.

4. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 저속 축류압축기 동익 팁 누설 유동의 비정상성을 확인하기 위해 1/8 원주길이에 해당하는 동익열에 대해 수치계산을 수행하여 설계 유량 및 저유량 운전점에서 팁 주변 유동장분석을 통해 팁 누설 유동의 비정상성을 확인하였다.
- 2) 유량이 감소하면 팁 누설 유동과 블레이드의 상호 영향이 증가하여 팁 누설 유동의 비정상성의 세기와 주기 변화를 야기하였으며, 저유량 운전점에서는 회전 스톨 발달과 관계가 있는 유동 변동이 발생하였다.
- 3) 압력 신호에 대한 주파수 분석을 통해 유량에 따른 비정상성 변화를 확인하였다.

참고문헌

- (1) Mailach, R., Lehmann, I., and Vogeler, K., 2001, "Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, pp. 453~463.
- (2) März, J., Hah, C., and Neise, W., 2002, "An Experimental and Numerical Investigation Into the Mechanisms of Rotating Instability," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, pp. 367~375.
- (3) Hah, C., Bergner, J., and Schiffer, H.-P., 2008, "Tip Clearance Vortex Oscillation, Vortex Shedding and Rotating Instability in an Axial Transonic Compressor Rotor," *ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-50105.
- (4) Du, J., Lin, F., Zhang, H., and Chen, J., 2010, "Numerical Investigation on the Self-Induced Unsteadiness in Tip Leakage Flow for a Transonic Fan Rotor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 132, 021017.
- (5) Kielb, R. E., Barter, J. W., Thomas, J. P., and Hall, K. C., 2003, "Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities—A Compressor Blade Study," *ASME Turbo Expo 2003*, GT2003-38634.
- (6) Bae, J., Breuer, K. S., and Tan, C. S., 2004, "Periodic Unsteadiness of Compressor Tip Clearance Vortex," *ASME Turbo Expo 2004*, GT2004-53015.
- (7) Thomassin, J., Vo, H. D., and Mureithi, N. W., 2009, "Blade Tip Clearance Flow and Compressor Nonsynchronous Vibrations: The Jet Core Feedback Theory as the Coupling Mechanism," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131, 011013.
- (8) Hwang, Y., and Kang, S.-H., 2011, "Numerical Study on Unsteadiness of Tip Leakage Flow and Performance Prediction of Axial Compressor," *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, AJK2011-22024.