

연구용 저속 축류압축기의 내부 유동 특성에 관한 실험적 연구

박태춘[†] · 한정엽^{**} · 강신형^{***}

Experimental Study on the Flow Characteristics in a Low Speed Research Compressor

Tae Choon Park[†], Jung-Youp Han^{**}, Shin-Hyoung Kang^{***}

Key Words : Axial compressor(축류압축기), Performance analysis(성능 해석), Rotating stall(선회 실속)

ABSTRACT

A study on the flow characteristics in a 4-stage axial compressor and the behavior of rotating stall was experimentally performed at the third-stage rotor and stator rows in order to investigate its performance and instability of the compression system. The pressure losses generated due to the leakage flow at a tip clearance and a shroud seal clearance and the wake flow near the trailing edge of a blade were taken into consideration to estimate the causes of performance drop of the low speed research compressor (LSRC) in Seoul national university.

In addition, the measurement of rotating stall was conducted with hot-wire probes and the existence and propagation of stall cell could be confirmed through fast Fourier transform and cross-correlation analysis.

1. 서론

가스터빈 내 압축 시스템은 열역학적 사이클을 따라 작동하는 유체에 일(work)을 하여 요구 사양만큼의 압력을 상승시키고 엔탈피(enthalpy)를 증가시킨다. 이러한 압축 시스템 중 축류압축기는 동익(rotor)과 정익

(stator)으로 구성된 일련의 익렬(blade row)이 교대로 배열되어 있고, 한 쌍의 정익렬과 동익렬은 하나의 단(stage)을 이루며, 일반적으로 축을 따라 여러 단으로 구성되어 있다. 동익은 접선방향의 운동량을 증가시킴으로써 작동 유체에 운동 에너지를, 즉 전엔탈피(total enthalpy)를 증가시키고, 동익과 함께 정익은 공기역학적 확산을 통해 이러한 운동에너지의 상승을 열에너지, 즉 정엔탈피(static enthalpy)의 상승으로 변환시킨다.

축류압축기의 이러한 특성을 고찰하기 위해 다양한 시험을 수행하는데, 최근에 압축기의 효율 향상을 위한 시도로서 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 고(高) 손실

* 한국항공우주연구원

† 교신저자, E-mail : origel@kari.re.kr

** LG전자

*** 서울대학교 기계항공공학부

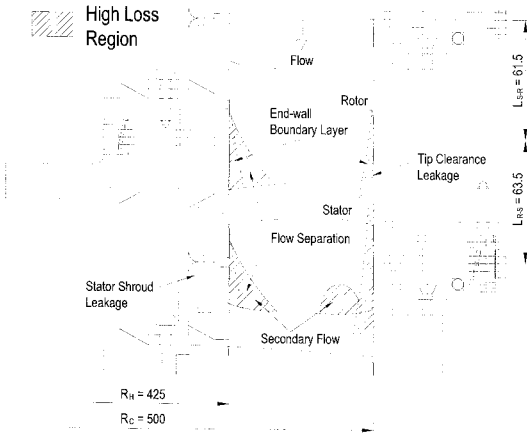


Fig. 1 Typical high-loss regions in a multistage compressor

지역(1)의 특성과 그 영향에 대한 연구가 집중적으로 진행되고 있다. 동익 끝단(tip) 및 정익 쉬라우드(shroud)에서의 누설(leakage)과 날개 끝벽(endwall)에서의 경계층 생성 및 박리, 2차 유동 등에 의해 발생하는 손실 분석에 대한 연구가 대표적이라 할 수 있다.

한편 축류압축기 내부 유동의 공력학적 특성과 함께, 압축 시스템의 불안정성에 관한 연구로서 선회 실속(rotating stall)에 관한 연구가 최근에도 꾸준히 진행되고 있다. Emmons 등⁽²⁾이 선형 불안정성 해석법의 하나인 perturbation method를 이용하여 스톨 셀(stall cell)의 전파 이유를 설명하여 선회 실속 연구에 대한 시작을 열었고, Greitzer⁽³⁾가 actuating disk 모델을 사용하여 선회 실속에 대한 모델링을 제시한 이후로 비약적으로 발전하였다. 그 후 Moore와 Greitzer^(4,5)는 동익 상류에서 축방향 속도의 섭동이 원주방향으로 회전하며 스톨로 발전함을 발견하여 스톨 발달의 개념을 제시하였고, McDougall 등⁽⁶⁾은 스톨 발달을 유발하는 파의 존재를 실험을 통해 처음으로 규명하였다. 최근 Mailach과 Vogeler⁽⁷⁾는 축류압축기에 선회 실속이 발생했을 때 날개에서 비정상 공력학적 여진(excitation)이 존재함을 확인하였다.

본 시험에서는 연구용 저속 축류압축기(low speed research compressor, LSRC) 내부의 압력과 유속을 계측함으로써 동익-정익 간의 상호작용(rotor-stator interaction)을 고찰하고자 하였다. 날개 한 피치(pitch)에 대하여 허브(hub)에서 팁(tip)까지 내부 유동의 특성을 조사하였고, 특히 정익의 전연(leading edge, LE)에서 정체(stagnation) 지역이 유동에 미치는 영향과

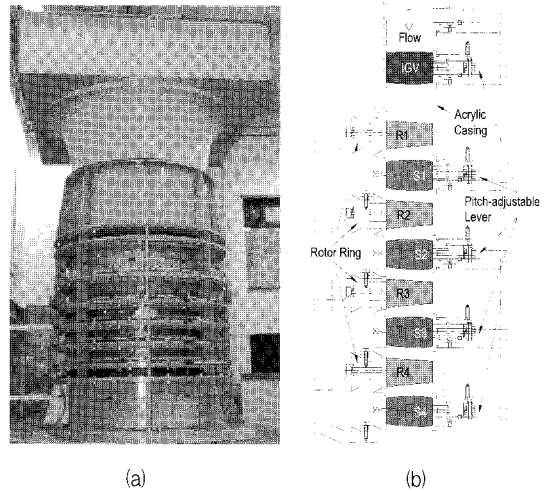


Fig. 2 (a) Test facility and (b) configuration of rotor and stator rows of the low speed research compressor

후연(trailing edge, TE)에서 후류(wake) 발생에 따른 유동 손실에 대하여 고찰하였다.

또한 축류압축기의 불안정성을 조사하기 위해 선회 실속이 발생했을 때 스톨 셀의 특성과 거동을 알아보고자 하였고, 원신호(raw signal) 분석과 고속 푸리에 변환(FFT), 상호상관(cross-correlation) 등을 통해 스톨 셀의 존재와 전파 특성을 확인하였다.

2. 시험 장치 및 방법

2.1 시험 장치

서울대 축류압축기(SNU LSRC)는 실제 항공용 터보팬 엔진의 압축기 내부 유동을 정밀 계측하기 위해 개발된 GE Aircraft Engines (現 GE Aviation)사의 연구용 압축기(GE LSRC)를 2/3 비율로 축소하여 제작한 것이다. GE LSRC⁽⁸⁾는 실제 압축기의 압축성 효과를 고려하여 날개 크기와 형상을 재설계하였고, 상사성 원리가 만족되도록 회전수 등의 유동 조건을 조정하였다. 또한 유로가 넓고 저속으로 운전되기 때문에 동익-정익 상호작용이나 성능에 영향을 미치는 여러 인자에 대한 상세 시험이 가능하다.

SNU LSRC는 Fig. 2(a)와 같이 입구 유동의 원활한 흐름을 위해 불릿 노즈(bullet nose)와 벨 마우스(bell mouth)가 있고, 그 상단에 미세 먼지 등의 유입을 막

기 위해 공기 필터(air filter)가 설치되어 있다. Fig. 2(b)의 시험부는 입구 안내깃(inlet guide vane, IGV)과 구조적으로 동일한 동익·정익 4단으로 구성되어 있으며, 날개수는 IGV 53개, 각 단마다 동익 54개, 정익 74개로 이루어져 있다. 특히 IGV와 정익단은 클러킹(clocking) 시험을 위해 원주방향으로 날개 피치만큼 회전이 가능하도록 제작하였고, 본 연구에서는 인라인(in-line)으로 배치하였다. 압축기의 기본 프레임은 철재로 이루어져있고, 시험부는 리그 내부를 관찰할 수 있도록 투명 아크릴로 제작하였다. 크기는 직경 1m, 높이 약 4m이고, 그 외 기본적인 사양은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specification of the SNU LSRC

	Unit (mm)
Casing radius	500
Hub radius	425
Tip clearance	1.5
Rotor chord length at midspan	62.5
Stator chord length at midspan	56.0

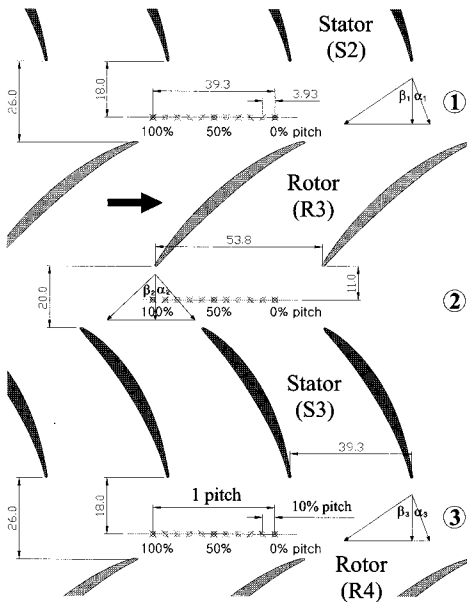


Fig. 3 Test section of the SNU LSRC at midspan

2.2 측정 장비

압축기 내부 유동을 고찰하기 위해 압력과 속도를

계측하였고, 압력 측정을 위해 United Sensor사의 표준 피토관과 코브라형 3공 피토관(125-16-D-16-CD)을 사용하였으며, 속도 및 유동각 측정을 위해 Dantec사의 x-타입 열선(55P64)과 정온 형식의 유속계(CTA)를 사용하였다. 3공 피토관과 열선 유속계를 보정하기 위해 Dantec사의 제트(jet) 보정 모듈(90H02)을 사용하였는데, 제트 보정기는 온도 변화가 거의 없어 열선 유속계와 같이 온도에 민감한 센서를 보정할 때 적합하며, 출구 노즐을 교환함으로써 최고 유속 마하 1까지 보정이 가능하다. 또한 열선의 경우 시험 전후의 보정 결과가 오차 1% 이내를 만족하도록 하였다.

열선 유속계의 신호는 샘플링 속도 100 kHz로 20 초 동안 2,000,000 개를 취득하였고, 피토관의 압력은 48 채널의 압력 스캐너와 압력 변환기(MKS 220CD)를 거쳐 5 kHz로 10 초 동안 50,000 개를 취득하였다. 아날로그 전기 신호는 National Instruments사의 PXI 장비에 설치된 16 비트 A/D 변환 모듈을 통해 디지털로 변환되어 컴퓨터에 저장된다.

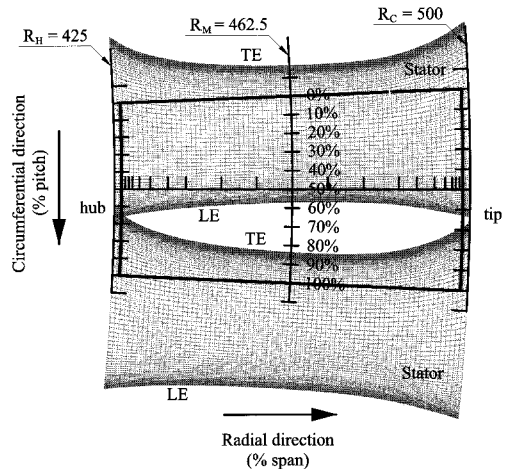


Fig. 4 Axial view of the test section with two adjacent stator blades at the third stage of the SNU LSRC

2.3 시험 방법

축류압축기의 공력 성능과 내부 유동을 계측하기 위해 제 3단 동익 및 정익 출구에서 압력과 유속을 계측하였다. 압축기는 800 rpm으로 구동하였고, 설계 유량을 기준으로 고유량과 저유량, 세 가지 경우에 대하여 실험하였다. 측정 위치는 Fig. 3에 도시한 바와 같이 중간 스펠(midspan)에서 동익 후연으로부터 11

mm, 정익 후연으로부터 18mm 하류이며, 측정 영역은 Fig. 4에 굵은 실선으로 나타내었다. 중간 스펠에서 정익의 피치 길이는 39.3mm이고 원주방향으로 10 등분하여 11 곳에서 압력과 유속을 계측하였고, 반경방향으로는 허브에서 팁까지 비등간격으로 21 곳에서 계측하였다. IGV와 각 단의 정익렬은 인라인으로 배치하였고, 피치 조정 레버(pitch-adjustable lever)를 이용하여 모든 정익렬의 피치 위치를 변화시켰다. 자동 이송 장치에 장착한 피토포관과 열선 프로브는 스테핑 모터를 이용하여 요각(yaw angle)을 변화시킬 수 있도록 하였고, 설계 유동각에 근사하도록 동익 출구는 30°, 정익 출구는 60°로 설치하였다.

3. 실험 결과 및 토의

3.1 압축기의 공력 성능

서울대 축류압축기의 상세 유동 특성을 고찰하기 위해 압축기의 기본 성능을 조사하기 위해 유량에 대한 압력 상승과 구동 토크를 계측하였고, 시험 결과를 무차원화하여 Fig. 5에 도시하였다.

Fig. 5(a)는 1단 동익 입구에서 4단 정익 출구까지의 압력 상승을 단 개수로 나누어 평균 압력계수(ψ)를 나타낸 것으로 회전수에 상관없이 잘 일치하며, 설계 유량($\phi_d=0.407$)에서 대략 0.39의 값을 가진다. 또한 유량계수 $\phi=0.331$ 에서 최대 압력 0.49의 값을 가지며, 그 보다 적은 유량에서는 스톨이 발생함을 알 수 있다.

Fig. 5(b)의 유량계수에 대한 효율(η) 분포를 보면, 압력계수와 마찬가지로 회전수의 영향은 적으며, 설계 유량에서 74.7%의 효율을 나타낸다. 설계 유량보다 감소하면 효율이 증가하다가 유량계수 $\phi=0.350$ 에서 최고 효율 76.7%의 값을 가진 후 다시 감소하기 시작한다.

한편 성능시험 결과를 검증하기 위해 압축기 3단에서의 압력 분포를 수치적으로 계산하였는데, 압력계수의 경향은 일치하지만 설계 유량에서의 시험 결과가 계산 결과에 비해 대략 3.5% 낮은 값을 나타내었다. 따라서 두 결과의 이러한 차이를 고찰하기 위해 내부 유동의 압력과 유속을 상세히 계측한 후 상대적으로 손실이 큰 영역을 분석하여 원인을 찾고자 하였다.

3.2 압축기의 내부 상세 유동

SNU LSRC의 내부 상세 유동을 고찰하기 위해 3단

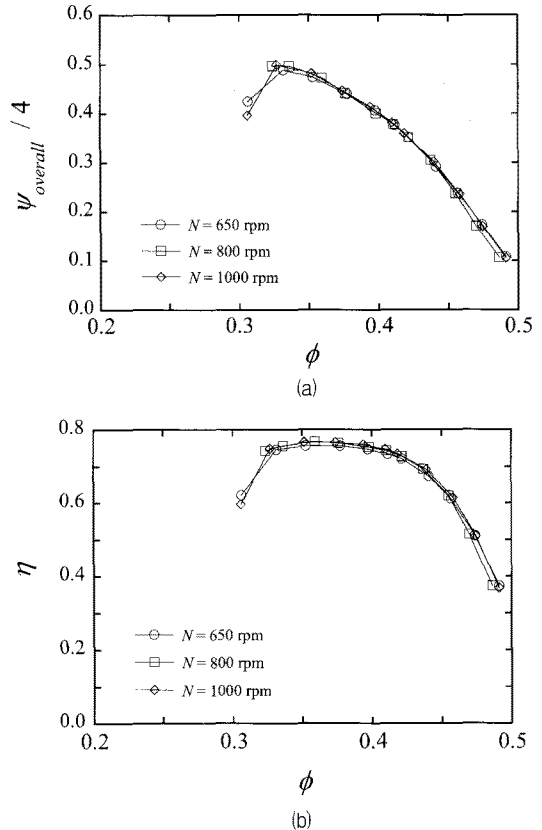


Fig. 5 Distributions of (a) pressure coefficient and (b) efficiency with respect to flow coefficient

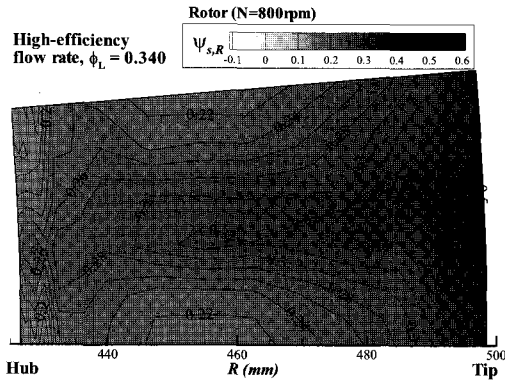
동익렬과 정익렬의 출구에서 압력과 유속을 계측하였고, 설계 유량($\phi_d=0.407$)을 기준으로 출구 댐퍼를 개방한 고유량($\phi_H=0.487$)과 최고 효율 부근인 저유량($\phi_L=0.340$), 세 가지의 경우에 대하여 수행하였다.

먼저 각 유량에 대하여 동익렬을 통과하면서 증가하는 정압 상승량을 식 (1)로 무차원화하여 Fig. 6에 컨투어(contour) 선도로 나타내었고, 종축은 % 피치가 증가하는 방향이다.

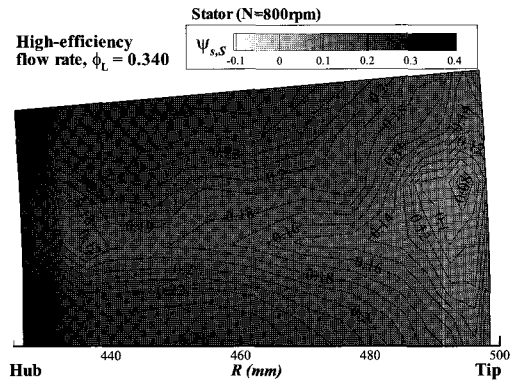
$$\psi_{s,R} = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{\frac{1}{2} \rho U_t^2} \quad (1)$$

여기서, p_s 는 정압을, U_t 는 팁에서의 속도를 뜻하고, 아래첨자 1, 2는 각각 동익 입구와 출구를 나타내며, R은 동익을 의미한다.

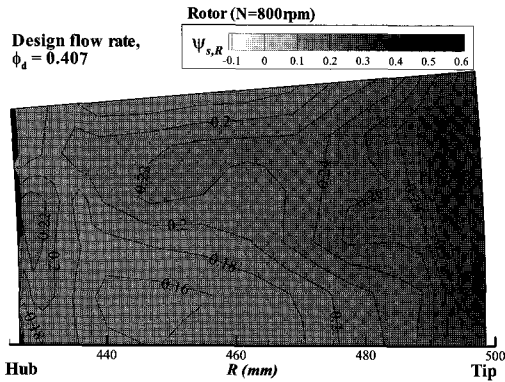
설계 유량(ϕ_d)의 경우인 Fig. 6(b)를 보면 60~70%



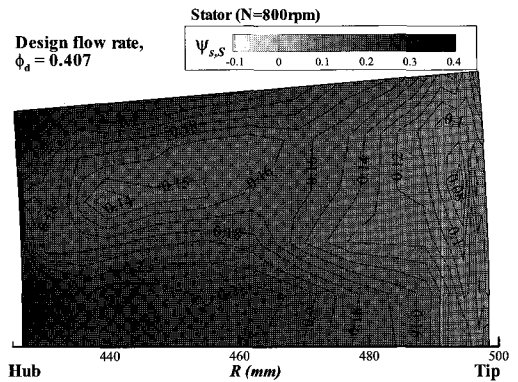
(a) at high-efficiency flow rate



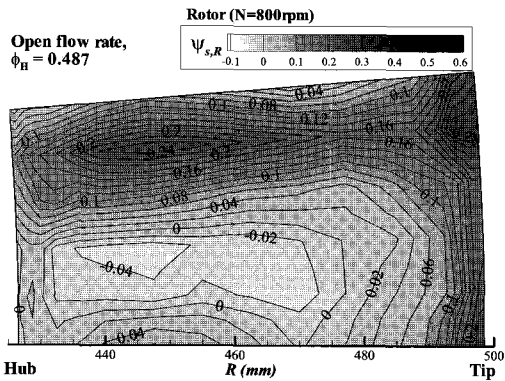
(a) at high-efficiency flow rate



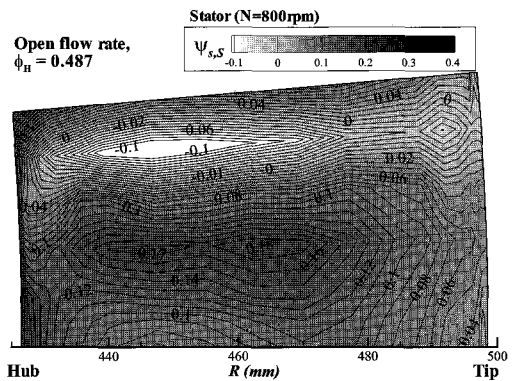
(b) at design flow rate



(b) at design flow rate



(c) at open flow rate



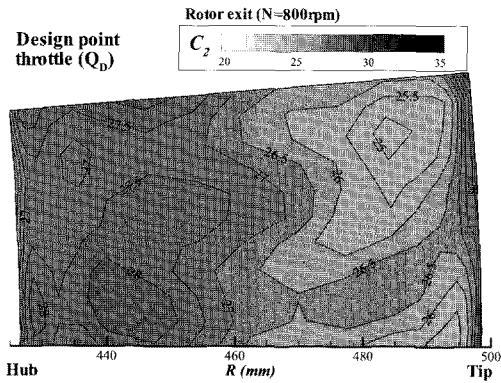
(c) at open flow rate

Fig. 6 Contours of static pressure rise through the third-stage rotor row

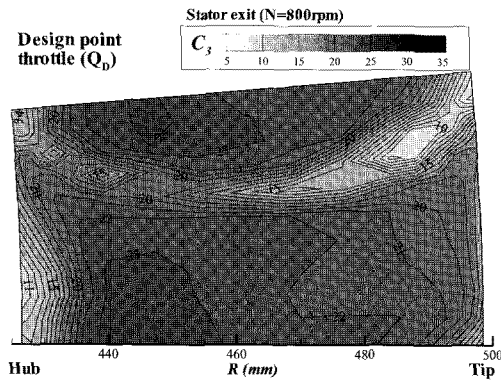
Fig. 7 Contours of static pressure rise through the third-stage stator row

피치 영역에서 가장 높은 정압 상승이 나타나는데, 이는 Fig. 3에 나타난 것과 같이 상류의 정익(S2)에서 발생하는 후류와 하류에 위치한 정익(S3) 전연의 정체

지역이 복합적으로 압력 분포에 영향을 미치기 때문이다. 후류 지역은 유동 손실이 많아 유속과 정압(p_{s1})이 함께 감소하고, 정체 지역은 유속은 감소하고 정압



(a) at the rotor exit



(b) at the stator exit

Fig. 8 Contours of absolute velocity at the third-stage (a) rotor and (b) stator exits

(p_{s2})이 상승한다. 이러한 현상은 고유량(ϕ_H)의 경우 속도 삼각형에서 동익 출구의 절대 유동각(α_2)이 감소하여 80% 피치 영역에서 나타나게 되고, 저유량(ϕ_L)의 경우 출구 유동각이 증가하여 상대적으로 낮은 40~50% 피치 영역에서 발생하게 된다. 그리고 후류와 정체 지역의 영향은 유속이 빠른 고유량의 경우에 더욱 뚜렷하게 나타나고, 유량이 감소할수록 둔감해짐을 알 수 있다.

한편 Fig. 7에는 정익렬을 통과하면서 증가하는 정압 상승량을 유량별로 나타내었고, 압력계수 무차원식은 식 (2)와 같다.

$$\psi_{s,S} = \frac{p_{s3} - p_{s2}}{\frac{1}{2} \rho U_t^2} \quad (2)$$

여기서, 아래첨자 2와 3은 각각 정익 입구와 출구를 나타내고, S는 정익을 의미한다.

Fig. 3에서 정익 입구는 동익 출구와 일치하고, 정익 출구는 다음 단의 동익 입구와 동일하므로, 정익렬에서의 압력 변화량은 동익렬에서의 분포와 반대 경향을 가진다. 즉, 정익 전연의 정체 지역 부근에서는 상대적으로 압력(p_{s2})이 높기 때문에 정익렬에서의 정압 상승량은 감소하고, 그 이외의 지역에서는 압력 상승량이 증가한다. 고유량(ϕ_H)의 경우 그 경향이 더욱 확실히 나타나 80% 피치 영역에서 압력 상승이 거의 없거나 음의 값을 가지고, 저유량(ϕ_L)의 경우 40~50% 피치 영역 부근에서 정압 상승이 상대적으로 감소한다. 그리고 Fig. 6과 7에서 허브와 팁 부근에서의 압력계수 분포를 살펴보면, 유량이 적은 경우 코어 유동(core flow)에 비해 벽면 유동의 영향권이 커지는 것을 볼 수 있는데, 이로부터 간극 누설에 따른 손실과 끝벽에서의 경계층 생성에 따른 손실 등이 발생함을 유추할 수 있다.

압력계수 분포와 더불어 유속 분포를 계측하였고, 설계 유량의 경우에 대하여 3단 동익 출구에서의 절대 속도(C_2)와 정익 출구에서의 속도(C_3)를 Fig. 8(a)와 (b)에 각각 도시하였다. 시간평균 속도는 회전하는 동익의 영향을 받지 않으며, 비압축성 유동이므로 고정된 정익의 배치에만 영향을 받는다. 먼저 동익 출구 속도 분포를 살펴보면, 축방향 속도(C_{x2})와 원주방향 속도($C_{\theta 2}$) 분포로부터 65% 피치 영역의 중간 스펠에 코어 유동이 존재함을 확인하였고, 75% 피치 영역의 허브에서 팁까지 속도가 낮은 지역이 정익의 전연 부근이며, 20% 피치 영역의 상대적으로 속도가 높은 지역은 정익의 흡입면에 가까운 지역이다. 또한 축방향 속도보다 원주방향 속도 성분이 더 크므로 팁 부근에서 상대적으로 높은 절대속도를 가지고, 이는 팁 간극 누설에 영향을 줄 수 있다.

한편 정익 출구속도 분포에서는 후류의 존재를 명확히 알 수 있고, Fig. 4에 도시된 정익 후연의 형상과 잘 일치한다. 정익 코드길이에 대해 32% 하류 지역에서 후류의 속도 결핍(velocity deficit)이 주유동 속도에 대해 50% 이상의 상당히 큰 값을 가지므로 다음 단의 동익과 정익에도 영향을 충분히 미칠 수 있음을 예상할 수 있다.

Fig. 9(a)와 (b)는 앞서 계측한 압력 분포와 속도 분포로부터 동익렬과 정익렬에서 발생하는 전압력 손실

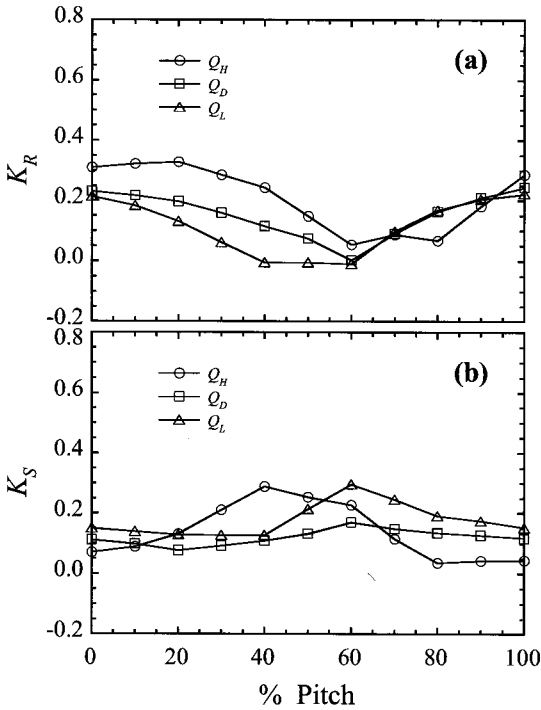


Fig. 9 Distributions of loss coefficient through the third-stage (a) rotor and (b) stator rows in circumferential direction

을 계산하여 정의 한 피치에 대한 분포를 나타낸 것이고, 손실계수(K)의 정의는 다음과 같다.

$$K_R = \frac{p_{t1,rel} - p_{t2,rel}}{\frac{1}{2} \rho W_1^2} \quad (3)$$

$$K_S = \frac{p_{t2,abs} - p_{t3,abs}}{\frac{1}{2} \rho C_2^2} \quad (4)$$

여기서, p_t 는 전압을 뜻하고, 아래첨자 rel은 회전 좌표계, abs는 절대 좌표계에서의 값을 의미한다. 즉, $p_{t,rel}$ 은 정압과 상대속도(W)로 표현할 수 있고, $p_{t,abs}$ 는 정압과 절대속도(C)로 나타낼 수 있다.

동익렬 손실계수(K_R)의 피치방향 분포를 살펴보면, 앞서 Fig. 6에서 고찰한 바와 같이 고유량일 때 80% 피치 부근에서, 설계 유량의 경우 65% 피치 부근에서, 저유량은 45% 피치 부근에서 정체 지역의 영향으로 압력계수가 높은 값을 가졌는데, 그와 유사한 범위에서 동익렬의 전압 손실이 작아짐을 정량적으로 확인할

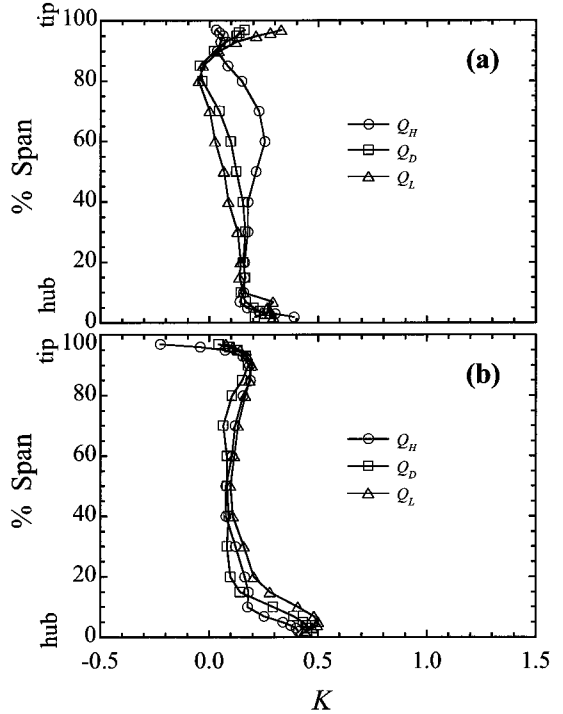


Fig. 10 Distributions of loss coefficient through the third-stage (a) rotor and (b) stator rows in radial direction

수 있다. 한편 Fig. 9(b)의 정익렬 손실계수(K_S) 분포는 정체 지역의 영향보다는 후류의 영향을 많이 받는데, Fig. 8(b)에서 확인한 바와 같이 설계 유량의 경우 중간 스패의 60% 피치 부근에 후류가 존재하고, 손실계수 또한 60% 피치 영역에서 나타난다. 이러한 후류에 의한 손실은 고유량의 경우 40% 피치 영역에서 최대가 되고, 유량이 감소함에 따라 이탈각(deviation angle, δ)이 증가하여 저유량의 경우 60% 피치 영역에서 손실이 최대가 된다.

동익렬과 정익렬에서 발생하는 전압 손실의 반경방향 분포를 각각 Fig. 10(a)와 (b)에 나타내었다. 먼저 동익의 손실계수를 살펴보면, 허브와 팁 부근에서 상대적으로 손실이 높는데, 이는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 허브면에서의 경계층 생성과 팁 간극에서의 누설로 인한 손실이 발생하기 때문이다. 또한 코어 유동에서 유량이 증가할수록 손실이 증가하는데, 속도삼각형의 유동각 분포를 고찰함으로써 고유량의 경우 미끄러짐(slip) 현상이 심화되는 것을 확인할 수 있었다. 슬립 현상이 발생하면 날개가 유체에 충분한 일을 전달하지

못하여 입사각(incidence angle, i)이 감소하고 이탈각이 증가하게 된다. 한편 Fig. 10(b)에서 정익의 손실계수는 동익에 비해 허브에서의 손실이 두드러지는데, 이는 허브면 경계층 생성과 유동 박리에 따른 손실뿐만 아니라 정익의 쉬라우드 실(seal) 누설에 따른 손실이 발생하기 때문이다. 정익의 shroud cavity가 성능에 미치는 영향을 조사한 Wellborn과 Okishii(9)는 쉬라우드 실 간극이 커짐에 따라 손실이 증가하여 성능이 감소함을 확인하였다. 또한 동익에서 팁 끝 95% 스펠에 존재하던 팁 간극 누설에 의한 손실 지역이 하류의 정익에서는 80~90% 스펠까지 내려오는 것을 확인할 수 있는데, 이는 상류의 동익에서 발생한 팁 와류(vortex)가 하류로 흘러가면서 성장하는 동시에 정익 팁에서 발생한 와류와 혼합(mixing)되어 점차 그 영향권을 넓혀가기 때문이다.

3.1절에 언급한 바와 같이 축류압축기 내부 유동의 압력과 속도 분포를 상세히 고찰함으로써 날개 후연에서 발생하는 후류, 끝벽에서 발생하는 경계층 및 박리, 팁 간극과 쉬라우드 실 간극에서 발생하는 누설 등에 의해 손실이 상당히 증가함을 확인하였고, 이러한 손

실이 압축기 성능 감소의 주원인임을 알 수 있었다.

3.3 스톨 셀의 거동

본 연구는 축류압축기의 성능에 대한 분석과 함께 압축 시스템의 불안정성을 조사하기 위해 선회 실속에 대한 연구를 병행하였다.

선회 실속에서 스톨 셀의 거동을 살펴보기 위해 제 3단 동익렬 출구에 8개의 I형 열선을 45° 간격으로 설치하였다. 축방향 위치는 동익 하류 11 mm이고, 반경 방향 위치는 익단 끝 98% 스펠 지역이며, 축방향 속도의 섭동을 계측하도록 열선을 설치하였다.

압축기 출구에 위치한 원추 댐퍼(conical damper)의 높이를 조절하여 유량을 감소시키는데, Fig. 5(a)의 성능곡선을 보면 유량계수 $\phi_{RS}=0.300$ 부근에서 선회 실속이 존재하며, 이 순간 각 열선의 신호를 동시에 획득한 후 원신호와 FFT, 상호상관 분석을 통해 스톨 셀의 존재를 확인하였다.

먼저 180o에 해당하는 4개의 열선 신호를 Fig. 11에 도시하였고, 각 열선마다 스톨 신호가 주기적으로 나타나는 것을 확인할 수 있다. 스톨 셀의 전파 특성을

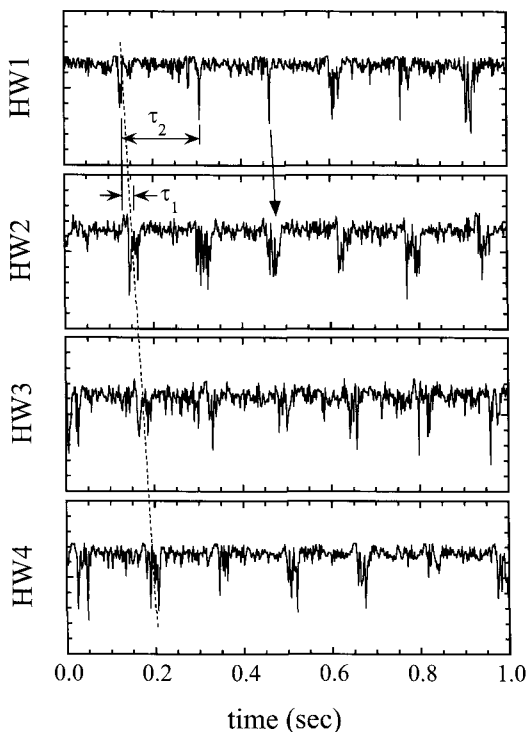
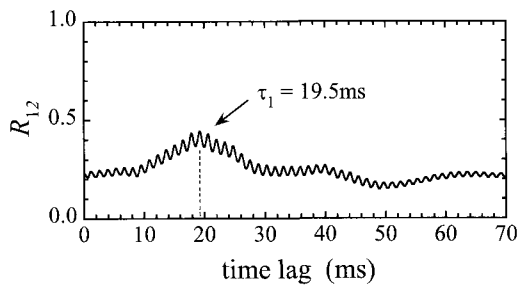
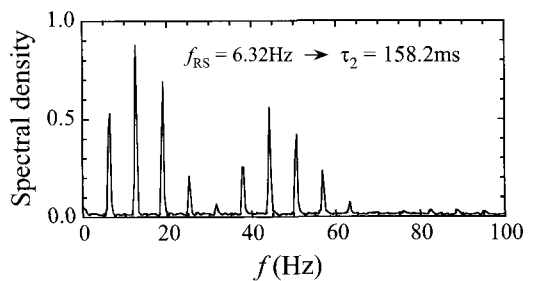


Fig. 11 Distributions of hot-wire raw signals while rotating stall exists



(a) Cross-correlation coefficient



(b) Spectral density

Fig. 12 Distributions of (a) cross-correlation coefficient and (b) spectral density while rotating stall exists

조사하기 위해 스톨 셀의 개수(m)와 전파 속도(ω_s)를 계산하는데, Fringe와 Braembussche(11)가 제시한 다음 식을 사용하였다.

$$m = \frac{2\pi}{\theta_{hw}} \frac{\tau_1}{\tau_2} \quad (\text{경수})(5)$$

$$\omega_s = \frac{2\pi}{m\tau_2} \quad [\text{rad/s}] \quad (6)$$

여기서, θ_{hw} 는 열선간의 간격($\pi/4$)이고, τ_1 은 열선 신호간의 시간 지연(time lag)을 뜻하며, τ_2 는 각 열선의 신호 주기를 의미한다.

열선 신호 1과 2의 상호상관 관계를 Fig. 12(a)에 도시하였고, 상관계수가 가장 클 때의 시간 지연 τ_1 은 19.5ms임을 알 수 있다. Fig. 12(b)는 FFT의 스펙트럼 분석 결과를 나타낸 것으로 스톨 주파수(f_{RS})의 역수를 계산하면 τ_2 는 158.2ms가 된다. 위 값들을 식 (5)와 (6)에 대입하면, 스톨 셀의 개수는 1개, 전파속도는 49.0rad/s로 계산된다.

한편 스톨이 발생하지 않는 고유량(ϕ_H)의 경우에도 FFT 분석을 수행하였는데, 회전 주파수($f_0=13.3$ Hz)와 날개 통과 주파수(blade passing frequency, BPF=720Hz) 및 그 하모닉에서 스펙트럼 피크가 존재하였고, 유량을 감소시켜 스톨이 발생할 때에는 그 주파수 외에 $f_{RS}=6.32$ Hz와 하모닉에서 더 큰 스펙트럼 피크가 존재하였다. 즉, 축 회전에 대하여 47.5%의 속도로 스톨 셀이 회전하고 있음을 의미하고, 이는 Camp와 Day(10)의 연구 결과와 그 특성이 잘 일치한다.

6. 결론

본 연구는 축류압축기 내부의 압력 및 속도 분포를 측정함으로써 유동장에 존재하는 여러 현상이 압축기의 성능과 효율에 미치는 영향을 조사하였다. 특히 날개 후연에서 발생하는 후류와 날개 끝벽에서의 경계층 생성 및 박리, 팁 간극과 쉬라우드 실 간극에서의 누설 등에 의한 손실이 압축기 성능에 큰 영향을 미치며, 슬립 현상에 의한 유동각 변화도 날개 성능과 압축기 성능을 감소시키는 원인임을 확인할 수 있었다.

또한 기본적인 선회 실속 시험을 통해 스톨 셀의 존재와 전파 특성을 파악하였는데, 향후 심화 연구를 통해 스톨의 상세 특성을 조사하고 압축 시스템에 미

치는 영향을 분석한 후 다양한 기법으로 압축기 불안정성을 제어하고자 한다.

참고문헌

- (1) Wisler, D. C., 1985, "Loss Reduction in Axial Flow Compressor Through Low Speed Model," ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 354~363.
- (2) Emmons, H. W., Pearson, C. E. and Grant, H. P., 1955, "Compressor Surge and Stall Propagation," ASME Transactions, Vol. 77, pp. 455~469.
- (3) Greitzer, E.M., 1976, "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model, Part II: Experimental Results and Comparison with Theory," ASME J. Engineering for Power, Vol. 98, pp. 190~217.
- (4) Moore, F. K. and Greitzer, E. M., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1 - Development of Equations," J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 68~76.
- (5) Greitzer, E. M. and Moore, F. K., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2 - Application," J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 231~239.
- (6) McDougall, N. M., Cumpsty, N. A. and Hynes, T. P., 1990, "Stall Inception in Axial Compressors," J. Turbomachinery, Vol. 112, pp. 116~125.
- (7) Wisler, D. C., 1981, "Core Compressor Exit Stage Study, Volume IV : Data and Performance Report for the Best Stage Configuration," NASA CR-165357.
- (8) Mailach, R. and Vogeler, K., 2007, "Unsteady Aerodynamic Blade Excitation at the Stability Limit and During Rotating Stall in an Axial Compressor," ASME J. Turbomachinery, Vol. 129, No. 3, pp. 503~511.
- (9) Wellborn, S. R. and Okiishi, T. H., 1999, "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance," ASME J. Turbomachinery, Vol. 121, pp. 486~498.

(10) Camp, T. R. and Day, I. J., 1998, "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low Speed Axial Compressor," ASME J. Turbomachinery, Vol. 120, pp. 393~401.

(11) Fringe, R. and Van Den Braembussche, R., 1984,

"Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vanless Diffuser," ASME J. Turbomachinery, Vol. 106, No. 2, pp. 468~474.