

# 스톨 근처에서 원심압축기 임펠러의 내부 유동현상에 관한 연구

음 학 진<sup>†</sup> · 강 신 형<sup>\*</sup>

(2003년 9월 4일 접수, 2003년 11월 20일 심사완료)

## Analysis of Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Impeller Operating near Stall

Hark-Jin Eum and Shin-Hyoung Kang

**Key Words :** Flow Phenomena(유동현상), Centrifugal Compressor(원심압축기), Off-Design(탈설계점), Numerical Simulation(수치해석), Tip Leakage Flow(간극누설유동), Recirculation(재순환), Pressure Surface(압력면)

### Abstract

Analysis of flow phenomena in a centrifugal compressor impeller has been carried out with numerical simulation to understand the physics of flow near stall. Near stall point, tip leakage flow spills ahead of the leading edge of adjacent blade and other leakage flow passes over the clearance of the adjacent blade instead of rolling up into vortex within the passage. The tip leakage flow at the mid chord of impeller blade impinges against the pressure surface of the adjacent blade and then rolls up into vortex within the passage, which blocks the flow passage and generates viscous loss. The spillage of leakage flow ahead of the adjacent blade generates the recirculation of flow entering the impeller, which causes the power transferred into the flow by the impeller to decrease and blocks the flow passage. Near diffuser hub wall, flow recirculation occurs. As operating point goes to stall point, the core of recirculation approaches the impeller exit. The length rises to peak point and then drops with mass flow reduction, while the height steadily rises.

### 1. 서론

마이크로 가스터빈 및 보조동력장치(APU)와 같이 가스터빈이 소형화되면서 압축기 또한 소형화되고 있는 추세이다. 압축기가 소형화될수록 축류 압축기 보다는 적은 유량에서 높은 압력비를 낼 수 있는 원심압축기가 요구된다. Fig. 1은 일반적인 원심압축기의 성능특성을 나타내는 성능지도이다. 압축기의 특성은 회전속도를 일정하게 유지하면서 유량을 줄이면 압력비와 효율이 상승하게 되고 스톨라인(stall line)이라고 불리는 불안정영역 근처에서 높은 압력비와 효율을 보인다. 또한, 회

전속도가 증가할수록 유량과 압력비가 증가한다. 따라서 압축기가 소형화될수록 가스터빈의 유량 및 입구압력과 같은 설계조건을 만족시키기 위해

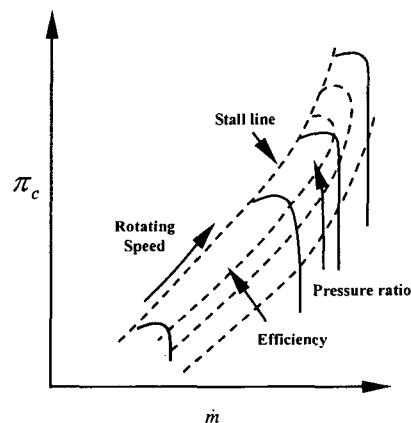


Fig. 1 Characteristics of general centrifugal compressor

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

E-mail : eum@turbo.snu.ac.kr

TEL : (02)880-7118 FAX : (02)883-0179

<sup>\*</sup> 회원, 서울대학교 기계항공공학부

서는 압축기를 고속으로 회전시키고 스톨라인 근처에서 운전해야 한다. 하지만, 압축기가 스톨라인 근처에서 작동하게 되면 선회실속(rotating stall)과 서지(surge)라는 압축기 특유의 불안정한 유동현상이 발생할 수 있다. 일반적으로 선회실속이라 함은 한 개(cell)에서 몇 개의 실속(stall)된 유동이 압축기의 원주방향으로 회전하는 현상이다. 그리고 서지는 압축기를 통과하는 유량이 크게 진동하는 현상이다. 선회실속이 완전 발달하게 되면, 서지와는 달리 압축기를 통과하는 유량은 일정하게 유지된다. 서지나 선회실속이 발생하였을 때 초래되는 결과는 매우 다르기 때문에 압축기나 엔진 설계자들은 서지나 선회실속 중 어느 것이 발생할지를 파악하는 것은 매우 중요하다.<sup>(1)</sup>

가스터빈에서 압축기는 시스템의 성능 및 안정성에 큰 영향을 미치기 때문에 압축기에서의 스톨발생 메커니즘을 이해하고자 많은 연구가 진행되고 있다. 축류압축기가 스톨라인 근처에서 작동하게 되면 어느 순간 회전방향으로 회전하는 긴 파장의 교란(modal type disturbance) 또는 짧은 파장(spike type)의 교란이 발생하고, 임펠러가 몇 바퀴 회전한 후 스톨이 완전히 발달하게 된다.<sup>(2)</sup> 특히 짧은 파장의 교란은 압축기와 케이싱 사이의 간극(tip clearance)과 깊은 관계가 있다.<sup>(3)</sup> 스톨라인 근처에서는 간극을 통과한 유동은 강한 와류(vortex)를 형성하게 되고 임펠러 내부에서 소멸(vortex breakdown) 되거나,<sup>(4)</sup> 임펠러 내부에서 앞뒤로 진동을 하기도 하고,<sup>(5,6,7)</sup> 임펠러 선단으로 역류하는 특성을 보인다고 알려져 있다.<sup>(8)</sup> Kang<sup>(9,10)</sup> 등은 원심압축기에서 스톨의 발달과정과 스톨발단의 예측기법을 실험적으로 연구하였다. 하지만 축류압축기와는 달리 원심압축기에 대한 연구는 극히 미진한 편이다. 원심압축기는 축류압축기에 비해 형상 및 유동특성이 매우 복잡할뿐더러 항공기 엔진이나 대형 가스터빈에는 주로 축류압축기가 사용되기 때문에 원심압축기에는 집중적인 투자가 이루어지지 않았기 때문이다.

본 논문에서는 원심압축기의 성능향상과 안정화 연구를 위해 소형의 원심압축기가 탈설계점(스톨라인 근처)에서 작동될 때 임펠러 내부에서 발생하는 유동특성을 수치해석을 사용하여 고찰해보고자 한다.

## 2. 연구방법

압축기에서 스톨이 발달하는 과정은 비정상과정이기다. 따라서 스톨이 발달하는 과정을 예측하기 위해서는 비정상유동해석을 수행하여야 한다.

Table 1 Specification of centrifugal compressor impeller

Impeller diameter(2R <sub>2</sub> )	110 mm
Inducer tip diameter (2R <sub>1T</sub> )	63.4 mm
Inducer hub diameter (2R <sub>1H</sub> )	20.4 mm
Backsweep angle (from radial)	-35°
No. of Impeller blade	18
Design speed	60,000 rpm
Design mass flow rate	0.3445 kg/s
Impeller tip width (B <sub>3</sub> )	5.5 mm
Impeller tip clearance	0.3 mm
Diffuser type	Parallel type
Diffuser radius ratio	2.6
Vaneless diffuser exit width (B <sub>3</sub> )	5.8 mm

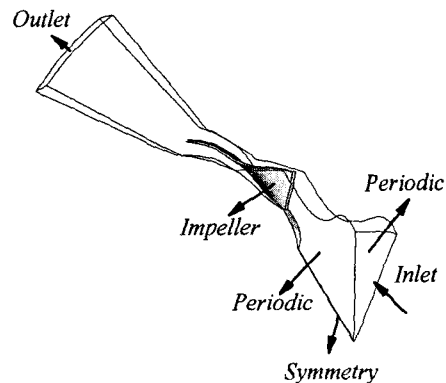


Fig. 2 Computational domain and boundary conditions

하지만 스톨이 발생하는 메커니즘은 정상유동해석을 통해서도 충분히 이해될 수 있다. 축류압축기의 경우 Hoying,<sup>(3)</sup> Furukawa<sup>(4)</sup> 및 Vo<sup>(8)</sup>는 정상유동해석을 통해 스톨 발생 메커니즘을 설명하였다. 본 논문에서는 원심압축기에 대해 스톨 근처에서 정상유동해석을 수행하여 유동특성을 이해하고자 한다. 유동해석을 위한 원심압축기 임펠러는 서울대학교 터보기계실험실의 실험용 원심압축기이며 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다. 설계 회전속도는 60,000rpm 이지만, Kang<sup>(11)</sup>의 실험결과에서 두드러진 스톨특성을 보인 30,000rpm 을 작동 회전속도로 선택하였다. 유동해석은 터보기계해석에서 많이 사용되고 있는 상용 프로그램인 CFX-TASCflow 를 사용하였고, 격자생성을 위해서는 터보기계 전용 격자 생성기인 CFX-Turbo-Grid 를 사용하였다.

계산영역은 임펠러 날개로부터 130mm 상류에서부터 반경이 144mm 인 디퓨저 출구까지로 설정

하였으며, 정상유동해석이기에 때문에 18 개의 임펠러 날개 중 1 개의 날개를 포함하도록 Fig. 2 와 같이 설정하였다. 격자는 유동방향으로 129 개, 회전방향으로 39 개, 스캔방향으로 쉬라우드와 팁 사이의 6 개의 격자를 포함하여 39 개를 설정하였다. Fig. 2 는 계산영역과 경계조건을 나타낸다. 입구조건으로는 전압(101325.0 Pa)과 전온도(293.15K) 및 유동각을 설정하였고, 출구조건은 정압을 사용하였다. 출구 정압은 실험결과<sup>(11)</sup>와 비교하기 위해 스톨근처의 정압에서 고유량의 정압까지 변화시켰다. 1 개의 날개를 계산영역으로 설정하였기 때문에 회전 경계면에는 주기조건을 설정하였으며, 임펠러 입구 덕트의 중심은 약간의 반경을 두어 대칭조건을 설정하였다. 정상유동해석을 위해 국소 시간간격(local time step)을 사용하여 시간 적분하였으며, 차분법으로는 격자점의 값을 PAC(Physical Advection Correction)기법으로 구해 Skew Scheme 인 수정된 LPS(Linear Profile Skew)기법이 사용되었다. 이 기법은 풍상차분법이나 중앙차분법과는 달리 적분점의 값을 주변 격자의 위치나 배치에 의존하지 않고 유동의 유선을 추적하여 정확한 유동변수를 계산한다.

### 3. 유동해석결과

#### 3.1 성능예측

유동해석결과와 신뢰성을 검토해 보기 위해 30,000rpm 에 대한 원심압축기의 성능을 디퓨저 출구의 압력을 변화시켜가면서 유동해석을 수행하였다. Fig. 3 은 Kang<sup>(11)</sup>의 실험결과와 유동해석결과를 비교한 그림이다. 전 유량범위에서 비교적 잘 일치하는 결과를 보인다. 또한 Fig. 3 에서 스톨이 발생하는 시점(stall inception)에의 실험결과와 유동

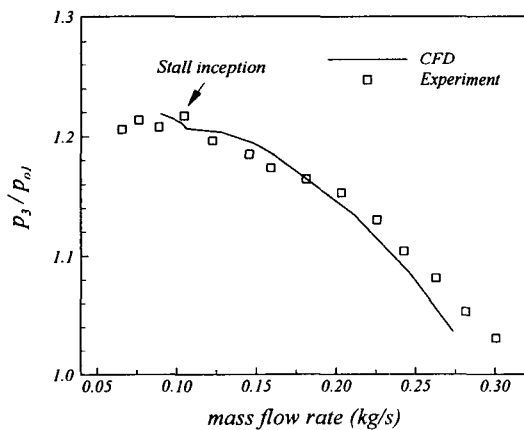


Fig. 3 Performance of centrifugal compressor impeller

Table 2 Results at stall inception point

	CFD	Experiment
Mass flow rate	0.10321 kg/s	0.1045 kg/s
Pressure ratio	1.21144	1.2174
Impeller exit flow angle	72.16 deg	72.79 deg
Impeller exit Mach no.	0.360	0.378

해석 결과를 비교하여 Table 2 에 나타내었다. 표에서 압력비는 압축기 입구전압에 대한 디퓨저 출구 정압을 나타낸다. 실제로 스톨이 발생할 때 압축기는 비정상유동현상을 보이지만 정상유동해석 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 비록 스톨이 발생하고 있더라도 실험에서 측정된 값은 압축기 출구밸브(throttle)가 고정된 상태에서 일정 시간 측정된 데이터를 평균했기 때문에 정상 유동실험 결과라고 할 수 있다. 또한 정상유동해석 결과도 시간에 관계없는 결과이기 때문에 정상유동 실험결과와 마찬가지로 시간에 대한 평균된 결과라고 할 수 있다.

#### 3.2 스톨 근처에서 유동특성

원심압축기에서의 스톨은 임펠러의 인듀서 부분에서 발생하거나 디퓨저에서 발생한다고 알려져 있다.<sup>(12)</sup> 유동해석 결과 출구압력을 스톨이 발생하는 압력까지 증가시켰을 때 압력비( $p_3/p_{01}$ )가 1.204 일 때 디퓨저의 허브면에서는 역류가 발생하였으며(임펠러 출구유동각 67°), 임펠러 내부에서는 Fig. 4 에서 보듯이 간극누설유동이 인접한 날개를 다시 한번 통과하기도 하고, 임펠러 날개의 중간 부분에서 누설된 유동은 다음 날개로 누설되지 않고 다음 날개의 압력면에 부딪쳐 튕겨나오면서 복잡한 유동현상을 보인다. 압력비가 1.207

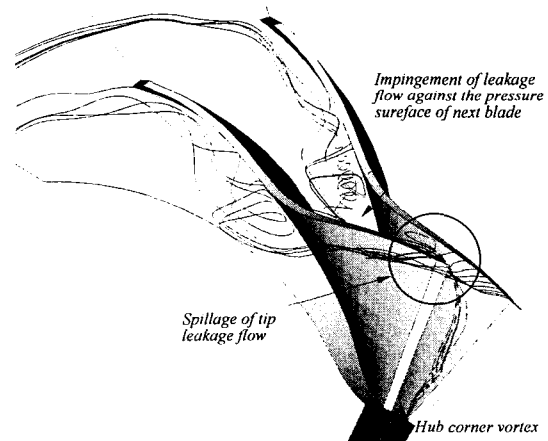


Fig. 4 Flow phenomena within centrifugal compressor impeller operating near stall point

일 때는 임펠러 날개 선단(leading edge)의 팁 간극으로 누설된 유동은 다음 날개의 선단 앞으로 역류하는 유동현상을 보였다. 한편 허브면에서 임펠러로 유입되는 유동은 임펠러 날개와 만나면서 강한 와류를 형성하여 쉬라우드를 향해 강하게 상승한다. 이와 같은 결과는 축류압축기에서 스톨이 발생할 때 일어나는 현상과 비슷하다. Hoying<sup>(9)</sup>과 Vo<sup>(8)</sup>는 축류압축기에 대한 유동해석에서 압축기가 일정한 회전속도를 유지하면서 스톨 근처에서 작동하게 되면 압축기로 유입되는 유량은 줄어드는 반면, 누설되는 유동에는 상대적으로 강한 부하가 작용하여 누설유동은 강한 와류를 형성하게 되고 운동량 평형에 따라 누설유동은 임펠러 선단으로 역류하게 된다. 이것이 결국 짧은 파장의 교란(spike type disturbance)을 일으키게 되어 스톨이 발생하게 된다고 하였다. 또한 임펠러 하류에서 역류가 발생하여 임펠러로 유입하는 현상이 발생한다고 하였다.

지금부터는 임펠러가 스톨 근처에서 작동할 때 발생하는 임펠러 내부의 유동구조를 자세히 살펴 보겠다.

3.2.1 간극누설 유동의 영향

임펠러가 스톨 근처에서 작동하면서 간극누설 유동은 임펠러의 내부 유동구조에 큰 영향을 미친다. 출구압력이 증가할수록 누설유동은 유로를 통과하지 못하고 다음 날개로 한번 더 누설된다.

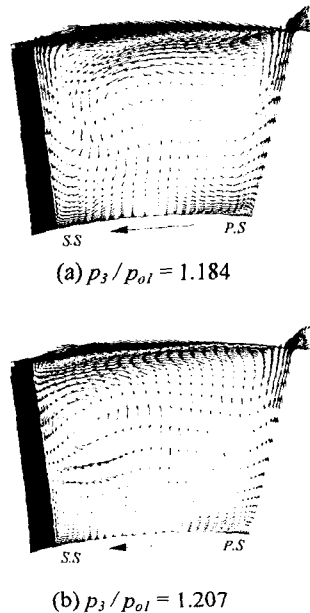


Fig. 5 Variations in secondary flow at  $l/c = 0.765$  due to the tip leakage flow

하지만 임펠러 날개의 중간부분의 간극을 통과한 유동은 더 이상 다음 날개로 누설되지 못하고 다음 날개의 압력면과 부딪치면서 튕겨나와 주 유동과 섞이면서 유동구조의 변화를 가져오게 된다. Fig. 5는 임펠러 선단으로부터 쉬라우드를 따라서 76.5% ( $l/c = 0.765$ ) 지점의 단면이다. 누설유동의 영향에 의한 이차유동구조의 변화를 잘 보여준다. Fig. 5(a)는 설계점 근처에서의 이차유동분포이다. 이차유동은 Eum<sup>(13)</sup>이 제시한 방법을 사용하여 구하였다. Fig. 5(a)의 설계점 부근에서는 양쪽 날개 벽면을 따라서 형성된 이차유동은 원심압축기 임펠러가 축방향에서 반경방향으로 굽는 곡률을 갖기 때문에 유체가 유로를 따라 나가다 보면 곡률에 의해 원심력이 작용하게 되고 유체는 허브에서 쉬라우드 방향으로 힘을 받게 된다. 이때 상대적으로 운동량이 낮은 벽면에서는 허브에서 쉬라우드 방향으로 흐르는 이차유동이 발생한다. 또한 회전하는 임펠러 내부를 흐르는 유체는 압력면에서 흡입면으로 작용하는 전향력(Coriolis force)을 받게 된다. 따라서 Fig. 5(a)는 이러한 이차유동의 분포를 잘 보여주고 있지만, Fig. 5(b)의 경우는 벽면에서 튕겨져 나오는 누설유동에 의해 그 양상이 상당히 다르다. Fig. 6은 압력비가 1.207일 때

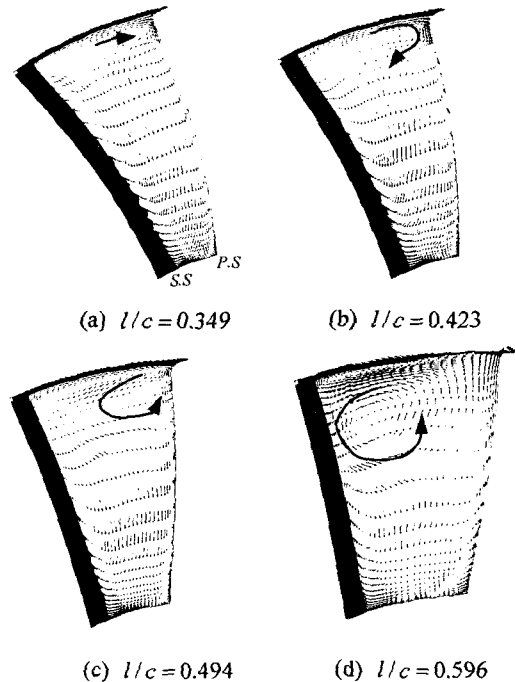


Fig. 6 Secondary flow within the impeller flow passage at  $p_3/p_{01} = 1.207$

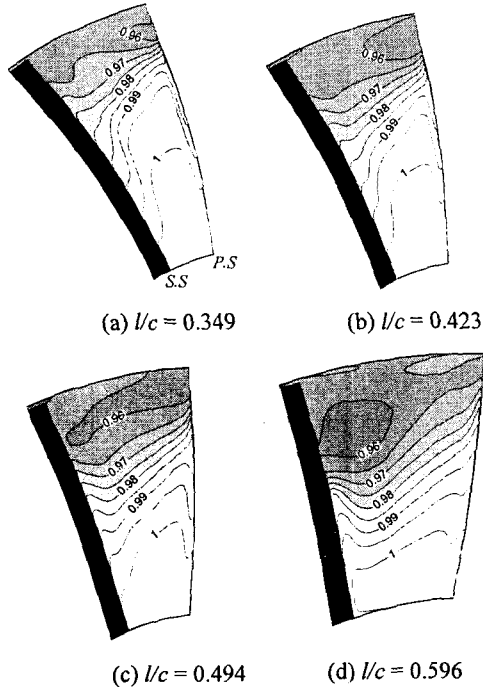


Fig. 7 Loss factor distribution within the impeller flow passage at  $p_3/p_{01} = 1.207$

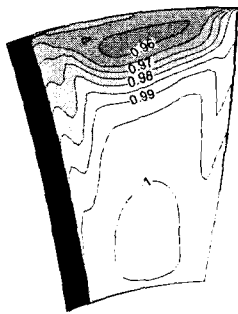


Fig. 8 Loss factor distribution within the impeller flow passage at  $p_3/p_{01} = 1.184$

각각의 유동단면에서의 이차유동분포를 나타낸다. Fig. 4 에서 나타났듯이 임펠러 날개의 중간부분에서 누설된 유동은 다음 날개의 압력면과 부딪치면서 임펠러 내부로 튕겨 나온다. Fig. 6(a) 에서 (d) 까지는 이러한 과정을 잘 보여준다. 날개 중간에서 누설된 유동은 다음 날개의 압력면의 상단과 충돌하여 반사되고 이때 와류의 방향이 바뀌면서 유로의 중앙으로 향하게 되고 결국 날개의 흡입면으로 접근한다. 이로 인해 임펠러 내부의 이차유동구조는 Fig. 5(a)에서 (b)과 같이 상당히 변하게 된다. 유체가 임펠러 내부를 통과하면서 발생한

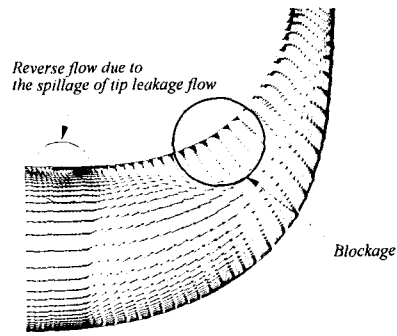


Fig. 9 Meridional View of Velocity distribution at  $p_3/p_{01} = 1.207$

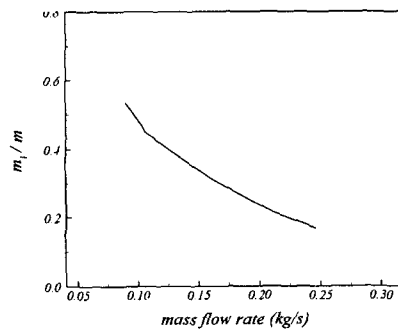


Fig. 10 Ratio of leakage mass flow to mass flow rate for mass flow rates

엔트로피 증가량( $\Delta s$ )과 기체상수( $R$ )로 정의된 손실분포를 살펴보면( $\exp(-\Delta s/R)$ ), Fig. 6(a) 에서 누설유동이 다음 날개의 압력면 상단과 충돌할 때 Fig. 7(a)에서 보이듯이 압력면의 상단에서 손실이 증가하고, Fig. 6(b)에서 유체가 반사될 때 손실영역은 쉬라우드에서 유로 중앙을 거쳐 날개의 흡입면으로 이동된다. 이것은 압력면 상단과 누설유동과의 충돌이 발생하지 않는 압력비가 1.184 일 때의 결과인 Fig. 8 과는 상당히 대조적이다. 즉, 간극으로 누설된 유동 중 일부가 다음 날개의 압력면과 충돌하게 되면서 임펠러 내부의 유동구조가 상당히 복잡해지고 손실영역이 크게 증가한다. 또한 Fig. 9 에서 확인할 수 있듯이 이러한 누설유동으로 인해 유로가 차단(blockage)된다. 또한 간극으로 누설되는 유량은 Fig. 10 과 같이 유량( $m$ )이 감소할수록 누설유량( $m_1$ )이 차지하는 비율이 상당히 증가하고 있음을 알 수 있다. 결국 임펠러가 스톨 근처에서 작동하게 되면 간극누설유동이 중요한 비중을 차지하게 된다.

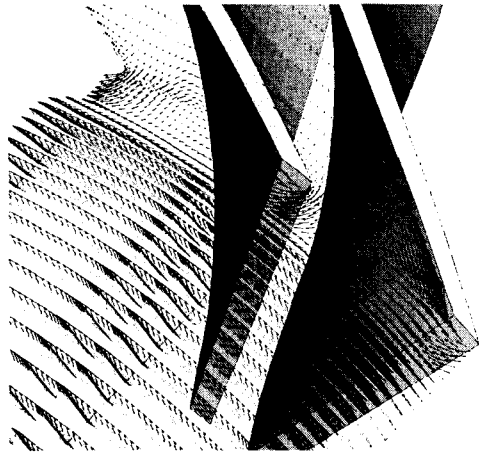


Fig.11 Velocity distribution below the impeller tip at  $p_3/p_{01} = 1.207$

3.2.2 임펠러 선단에서의 유동특성

앞에서 살펴보았듯이 디퓨저의 출구압력이 증가하면서 임펠러 내부에서는 누설유동 중 일부가 다음 날개의 압력면과 충돌하고 반사되면서 내부유동 구조를 변화시키고 유로가 차단되는 현상이 발생하였다. 이후 디퓨저 출구압력을 조금 더 증가시키면 임펠러 선단의 팁 부근에서는 Fig. 4에 나타난 것처럼 한 날개에서 누설된 유동이 다음 날개의 선단 앞으로 흐르게 되고, 이것이 위의 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 임펠러 선단의 팁 부근에서 역류를 발생시킨다. Fig. 11의 임펠러 팁의 약간 아래 단면의 상대 속도분포를 살펴보면 역류가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 Hoying<sup>(3)</sup>과 Vo<sup>(8)</sup>의 축류압축기에서 스톨이 발생할 때 일어나는 현상과 일치하고, 발생 원인은 다음과 같다. 회전속도를 일정하게 유지하면서 디퓨저 출구압력을 증가시키면 임펠러로 유입되는 유량은 줄어든다. 하지만 출구압력이 높기 때문에 임펠러가 유체에 가하는 부하는 커져야 한다. 따라서 임펠러의 압력면과 흡입면 사이에는 큰 압력차가 발생한다. 압력차에 의해 발생하는 팁 간극 누설유동<sup>(14)</sup>은 출구압력을 증가시키면 따라 누설되는 유동의 운동량이 커지게 되고 누설된 유동은 강한 와류를 형성한다. 이 와류는 임펠러로 유입되는 유동과 평형을 이루게 되는데 유입되는 유량이 줄어 운동량이 작아지게 되면 평형을 맞추기 위해 누설유동의 와류는 임펠러 상류로 향하게 되고 결국 임펠러 팁 부근에서 역류가 발생한다.<sup>(3)</sup> Fig. 12는 임펠러 날개의 선단에서 평균된 축방향 속도분포이다. 압력비가 증가하면서 쉬라우드에서 역류가 발생하고 있다. 또한 Fig. 13의 임펠러 날개의 선단에서 평균된 회전방향 속도분포에서는 쉬라우드 근처에서 선회속도(swirl)가 발생한다.

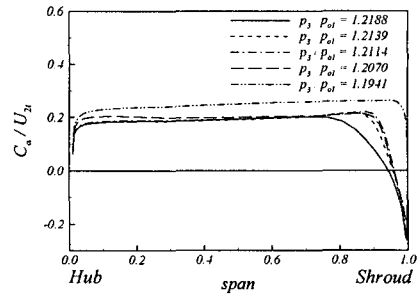


Fig.12 Absolute axial flow velocity distribution ahead of the leading edge of impeller

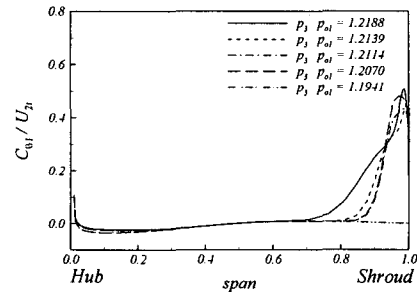


Fig.13 Absolute circumferential flow velocity distribution ahead of the leading edge of impeller

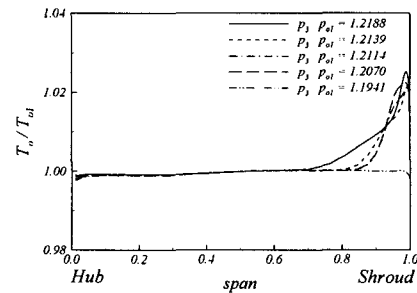


Fig.14 Total temperature distribution ahead of the leading edge of impeller

$$\Delta h_o = U_{2i}C_{\theta 2} - U_{1i}C_{\theta 1}$$

임펠러 입구에서 선회속도 성분이 발생하게 되면 위 식에서 알 수 있듯이 유체가 임펠러로 부터 얻는 일의 양이 감소하게 된다. 즉, 압축기에서 임펠러가 유체에 가하는 일의 양은 전엔탈피 증가량 ( $\Delta h_o$ )과 같고 임펠러 출구에서 유체의 에너지 ( $U_{2i}C_{\theta 2}$ )와 입구에서의 에너지( $U_{1i}C_{\theta 1}$ )의 차이로 나타낼 수 있다. 여기서,  $U_{1i}$ 와  $U_{2i}$ 는 각각 임펠러 입구와 출구에서의 임펠러 회전속도를 나타낸다. 결국, 입구에서 선회속도( $C_{\theta 1}$ )가 존재하게 되면 유체가 임펠러로 부터 받는 에너지의 양은 줄어들게 되어 손실이 발생하게 되며, 입구에서

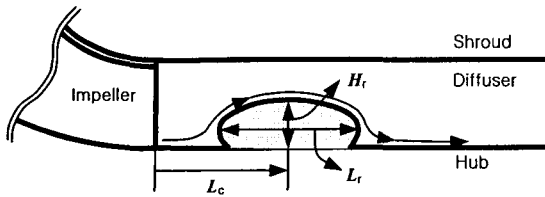


Fig.15 Definition of recirculation region inside vaneless diffuser

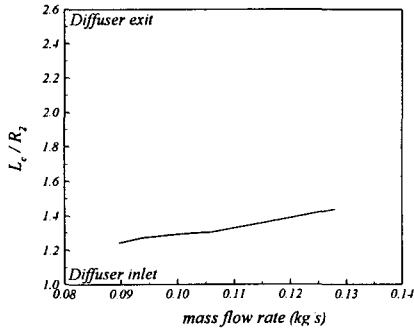


Fig.16 Location of recirculation core within vaneless diffuser

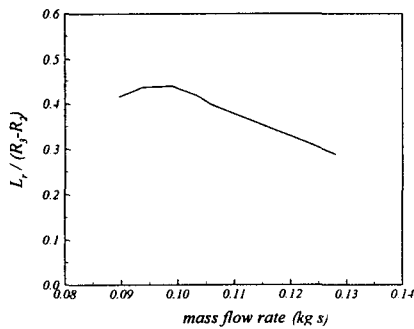


Fig.17 Length of recirculation region inside vaneless diffuser

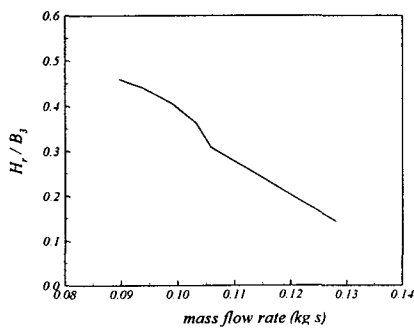


Fig.18 Height of recirculation region inside vaneless diffuser

유로를 차단하게 된다. 또한 Fig. 14의 전온도분포에서 볼 수 있듯이 쉬라우드 영역의 전온도 상승을 유발한다.

3.2.3 디퓨저에서의 유동특성

압력비가 1.204 일 때 임펠러 내부에서는 간극 누설유동이 다음 날개의 압력면과 충돌하여 반사되면서 복잡한 유동현상을 보이고, 동시에 디퓨저에서는 허브면에서 역류가 발생하였다. 일반적으로 원심압축기에서 스톨이 디퓨저에서 발생할 경우 디퓨저 벽면에서 발생한 역류가 그 원인이라고 알려져 있다.<sup>(12)</sup> 하지만, 이 때의 압력비(Table 2의 스톨이 발생하는 시점에서의 압력비(1.2174)와는 차이가 난다. 따라서 디퓨저에서 역류가 발생하는 시점이 선회실속의 시작점이라고는 할 수 없다. 디퓨저의 허브면에서 발생하는 역류의 특성을 Fig. 15와 같이 정의하였다. 디퓨저 입구에서 역류의 중심(core)까지의 거리를  $L_c$ , 역류 영역의 크기를 길이( $L_r$ )와 높이( $H_r$ )로 나타내었다. Fig. 16 ~ Fig. 18의 결과를 보면, 일단 역류가 발생하면 역류의 중심 위치는 유량이 줄어들면서 임펠러 출구 쪽으로 이동한다. 하지만 역류 영역의 길이는 유량이 감소하면서 점점 길어지다가 최고점을 보이면서 다시 짧아지는 특성을 보인다. 최고점에서의 역류 영역의 길이는 디퓨저 길이의 44%를 차지한다. 반면에 Fig. 18의 역류의 높이는 유량이 줄어들면서 계속 성장하여 디퓨저 폭의 46%를 차지하게 된다.

4. 결론

지금까지 스톨 근처에서 원심압축기의 유동특성을 정상유동해석을 수행하여 살펴보고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 스톨 근처에서 원심압축기의 임펠러 내부에서는 간극누설유동이 다음 날개로 다시 한번 누설된다. 하지만 일부 누설유동이 다음 날개로 누설되지 못하고 날개의 압력면과 부딪치면서 튕겨져 나오면서 임펠러 내부유동은 복잡한 구조를 갖게 된다. 이때 쉬라우드 근처의 손실영역은 튕겨져 나온 누설유동을 따라 유로의 중앙을 거쳐 날개의 흡입면 쪽으로 이동하게 되어 손실영역이 넓게 분포하게 되고, 유로를 차단하게 된다. 또한, 유량이 감소할수록 누설유동의 양이 증가하게 되어 누설유동이 중요한 비중을 차지하게 된다.

(2) 누설유동에 의해 임펠러 내부유동이 복잡한 구조를 갖게 된 후, 디퓨저의 출구압력을 조금 더

증가시키면 임펠러 선단의 팁 근처에서 누설된 유동은 다음 날개의 간극으로 누설되지 못하고 날개 선단 앞으로 흐르게 된다. 이러한 누설유동으로 인해 임펠러 입구의 쉬라우드 근처에서 선회속도 성분이 발생하여 증가하고, 축방향 속도의 역류가 발생한다. 임펠러 입구에서의 선회속도로 인해 유체가 임펠러로부터 받는 일이 양이 감소하게 된다. 또한 입구에서의 역류는 유로를 차단하게 된다.

(3) 임펠러 내부에서 누설유동에 의해 복잡한 유동을 가질 때 디퓨저 내부에서는 허브면에서 역류가 발생하기 시작한다. 원심압축기의 디퓨저에서의 역류가 스톨의 발생과 직접적인 원인이라 알려져 있지만, 유동해석 결과는 실험결과와 스톨이 시작되는 시점보다 훨씬 앞서 역류가 시작된다. 일단 역류가 시작되면 역류의 중심은 임펠러 출구로 접근하게 되고 길기는 계속 길어지다가 최고점을 갖은 후 다시 감소한다. 반면에 역류의 높이는 계속 증가하여 디퓨저 폭의 46%를 차지한다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 “중기거점/차세대신기술개발사업”의 지원으로 수행된 연구결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

(1) Greitzer, E. M., 1976, “Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors. Part I: Theoretical Compression System Model,” *Trans. of the ASME, Journal of Engineering for power*, pp. 190~198  
 (2) Day, I. 1993, “Stall Inception in Axial Flow Compressors,” *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 1~9.  
 (3) Hoying, D. A., Tan, C. S., Vo, H. D. and Greitzer, E. M., 1999, “Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception,” *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp.

735~742.  
 (4) Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1999, “The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics,” *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 469~480.  
 (5) Mailach, R., Lehmana, I. and Vogeler, K., 2000, “Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex,” *Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000*, Munich, Germany, 2000-GT-506  
 (6) Mailach, R., Sauer, H. and Vogeler, K., 2001, “The Periodical Interaction of the Tip Clearance Flow in the Blade Rows of Axial Compressors,” *Proceedings of ASME TURBOEXPO 2001*, New Orleans, Louisiana, USA, 2001-GT-0299  
 (7) Marz, J, Hah, C. and Neise, W., 2001, “An Experiment and Numerical Investigation into the Mechanisms of Rotating Instability,” *Proceedings of ASME TURBOEXPO 2001*, New Orleans, Louisiana, USA, 2001-GT-0536  
 (8) Vo, H. D., 2002, “Role of Tip Clearance Flow on Axial Compressor Stability”, PhD thesis, Dept. of Aeronautics and Astronautics, MIT.  
 (9) Kang, J. S. and Kang, S. H., 2001, “Experimental Study on Stall Inception in a High Speed Centrifugal Compressor (I) – Inception Type,” *Trans. of KSME, B*, Vol. 25, No. 10, pp. 1436~1444.  
 (10) Kang, J. S. and Kang, S. H., 2001, “Experimental Study on Stall Inception in a High Speed Centrifugal Compressor (II) – Stall Warning Method,” *Trans. of KSME, B*, Vol. 25, No.10, pp. 1445~1450.  
 (11) Kang, J. S, 2002, “Stall Inception in a Centrifugal Compressor,” Ph. D. Thesis, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University.  
 (12) Pampreen, R. C, 1993, “Compressor Surge and Stall,” Concepts ETI, Inc.  
 (13) Eum, H. J. and Kang, S. H., 2003, “Numerical Study on Tip Clearance Effect on Performance of a Centrifugal Compressor,” *Trans. of KSME, B*, Vol. 27, No. 3, pp. 389~397.  
 (14) Storer, J. A. and Cumpsty, N., 1991, “Tip Leakage flow Axial Compressor,” *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 252~259.