

천음속 원심압축기의 공력설계 및 수치해석

최재호*

Aerodynamic Design and Numerical Analysis on a Transonic Centrifugal Compressor

Jae-Ho Choi*

ABSTRACT

This study presents the aerodynamic design and numerical analysis results on a transonic centrifugal compressor which is used for gas turbine systems. Mean-line analysis and quasi-3D analysis are used for the aerodynamic design, and Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis is applied to flow analysis of the compressor. The aerodynamic parameters for a transonic compressor, such as pressure coefficient, swirl parameter, blade loading, are discussed, and flow characteristics in the impeller and diffuser are discussed.

초 록

가스터빈에 적용되는 천음속 원심압축기에 대한 공력설계 및 수치해석을 수행하였다. 평균유선법과 준삼차원 해석을 기반으로 공력설계를 수행하고, 레이놀즈 평균 나비에-스톡스 해석을 통해 압축기 내부 유동장을 해석하였다. 천음속 압축기에서 정압계수, 스윙 파라미터 및 블레이드 공력하중 등 주요 공력파라미터들에 대한 분석과 임펠러와 디퓨저 내부 유동장에 대한 고찰이 이루어졌다.

Key Words: Transonic Compressor(천음속 압축기), Aerodynamic Design(공력설계), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Reynolds-averaged Navier-Stokes Analysis(레이놀즈 평균 나비에-스톡스 해석)

1. 서 론

각종 비행체 및 발전장치 등에 사용되는 가스 터빈의 구성품 중 압축기는 비연료소모율을 감

소시키기 위해 고효율의 성능이 요구되고, 엔진 입구의 대기조건으로부터 직접적인 영향을 받으며 제한된 공간내에서 목표 압력비와 연소기 입구에서의 유동 속도 등을 만족시키면서 충분한 운전 범위를 가져야 하는 등 다양한 설계요구조건을 충족시켜야 한다. 제한된 공간내에서 높은 수준의 유량과 압력비 등의 설계목표를 달성하기 위해 임펠러 입구에서 유동의 상대속도가 천

† 2008년 2월 5일 접수 ~ 2008년 7월 30일 심사완료

* 정회원, 삼성테크윈(주) 파워시스템연구소

연락처, E-mail: jaeho1.choi@samsung.com

음속 영역에 들게 되면 충격과 손실 등에 의한 효율의 감소나 서지 한계 영역의 감소로 인해 서지 마진의 감소도 우려된다. 따라서 천음속 영역에서의 고효율의 임펠러 및 디퓨저의 설계 및 성능예측 기술은 고성능의 가스터빈과 이에 따른 압축기의 요구가 증대될수록 중요시 되고 있어 천음속 압축기 내부에서의 유동장 분석에 대한 연구[1, 2]와 수치최적화기법에 의한 천음속 임펠러 설계최적화 연구[3] 뿐만 아니라 엔진 사용중 발생하는 압축기, 터빈 등 주요 구성품의 고장이 엔진 전체의 성능과 운용에 치명적인 영향을 미치게 되므로 이러한 상태 진단에 대한 연구[4]도 활발히 진행되고 있다.

Calvert 등[5]은 항공기용 가스터빈에 요구되는 고성능과 저중량 및 낮은 원가를 고려할 때 축류팬에 있어서도 고압력비의 사양이 요구되어 이에 대한 설계, 시험 및 수치해석에 대한 연구를 수행하여 성능을 예측하고 내부 유동장을 분석하였다.

본 연구에서는 천음속 원심압축기를 설계하기 위해 평균유선법 및 준삼차원 해석에 의한 공력 설계를 수행한 후 임펠러 및 디퓨저에서의 주요 공력파라미터들의 특성을 분석하고, 3차원 수치해석을 통해 천음속 임펠러 및 디퓨저에서의 유동장을 관찰하고자 한다.

2. 천음속 압축기 공력설계

2.1 설계 목표 및 제한조건

본 연구에서는 소형 가스터빈에 적용될 수 있는 소요 동력이 약 350 kW인 원심 압축기를 설계 및 해석의 대상으로 하였다. Fig. 1은 일반적인 원심압축기의 구조를 보여주고 있는데, 본 연구에서는 임펠러와 디퓨저로 구성하였다.

설계 대상이 되는 원심 압축기의 설계점에서의 압력비는 3.6이며 유량은 2.35 kg/s이다. 예상되는 각종 운전점에서 안정적인 운전이 가능하도록 하기 위해 다음과 같이 정의되는 서지 마진의 목표를 최소 20% 이상으로 하였다.

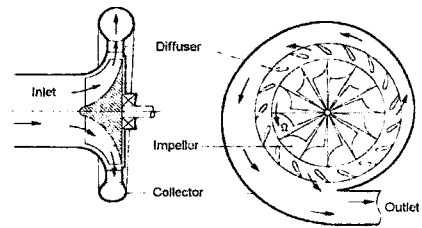


Fig. 1 Typical Centrifugal Compressor

$$Surge\ margin = 1 - \frac{\Pi_{design}/\Pi_{surge}}{m_{design}/m_{surge}} \quad (1)$$

여기서 Π_{design} 과 Π_{surge} 는 각각 설계점과 설계회전수에서의 서지점의 압력비이고, m_{design} 과 m_{surge} 는 설계점과 설계회전수에서의 서지점의 유량이다.

임펠러의 입구 영역인 인듀서 부분은 베어링 장착과 임펠러 블레이드의 고유진동수 등을 고려하여 허브 최소 반경 약 45 mm로 하였으며, 엔진의 크기를 고려하여 디퓨저 출구까지의 반경은 190 mm로 제한하였다.

2.2 임펠러 공력 설계

원심 압축기에 적합한 무차원 비속도를 선정하기 위해 회전수는 34,300 rpm으로 하였으며 이때의 무차원 비속도(N_s)는 약 0.75이다.

천음속 임펠러의 입구에서의 블레이드 각과 상대마하수 및 반경 등의 상관관계는 압축기의 효율 뿐만 아니라 서지 마진과도 관련되는 중요한 요소이다. 임펠러 입구에서 연속방정식, 속도 삼각형 및 등엔트로피 유동 관계식으로부터 Eq. 2와 같은 관계식을 도출할 수 있다[6].

$$(m\omega^2) / [\pi\gamma p_{01} (1 - r_h^2/r_s^2) (\gamma R T_{01})^{1/2}] \quad (2)$$

$$= \frac{M_{1,rel}^3 (\sin^2\beta_1) (\cos\beta_1)}{[1 + (\gamma - 1) M_{1,rel}^2 (\cos^2\beta_1) / 2]^{1/(\gamma - 1) + 3/2}}$$

여기서, m 은 공기유량, ω 는 각속도, r_h 와 r_s 는 각각 임펠러 입구 허브와 슈라우드 반경, $M_{1,rel}$ 은 임펠러 입구 상대마하수이고 β_1 은 임펠러 입

구 블레이드 각이다. 임펠러 블레이드의 공진 문제 등을 회피하며 제한된 반경하에서 유량을 증가시키기 위해서는 상대마하수가 증가되어야 하나, 이 값이 1을 넘는 경우 손실의 증가량은 더욱 커진다. 이러한 관계와 인듀서에서의 스톨 한계 영각을 고려하여 블레이드 각을 설정하였다.

인듀서 팁에서의 상대마하수가 설계점에서 약 1.0 수준의 천음속 영역으로 나타남에 따라 충격파가 발생할 경우, 원심형 임펠러에 있어서 짧은 인듀서 길이는 큰 손실을 가져올 수 있으므로 엔진의 길이와 무게 및 동특성을 고려하여 가능한 범위내에서 인듀서 길이를 최적화하고자 하였다. 임펠러의 직경과 축방향 길이의 비는 비속도의 함수로서 Eq. 3과 같이 사용되기도 하나 천음속 또는 초음속 임펠러의 경우에는 Eq. 4와 같이 임펠러 입구 상대마하수에 따른 보상을 해주면 임펠러 효율 향상에 더 효과적일 수 있다.

$$D_{impeller}/L_{axial} = f(Ns) \quad (3)$$

$$D_{impeller}/L_{axial} = f(Ns, M_{1,rel}) \quad (4)$$

여기서 $D_{impeller}$ 와 L_{axial} 은 각각 임펠러의 직경과 축방향 길이이며, $M_{1,rel}$ 은 인듀서 팁에서의 상대마하수이다.

임펠러 인듀서 팁의 두께는 구조적인 문제 이외에도 일정한 상대마하수 상태에서 설계점에서의 효율과 서지 마진의 두 가지 성능이 서로 상충되는 면이 있으므로, 가능한 주어진 서지 마진 목표 수준만을 유지하면서 효율 향상에 기여하는 방향으로 결정하고자 하였다. 그러나 인듀서 두께와 서지 마진과의 직접적인 관계는 논문으로 보고된 자료를 찾기 어려운 실정이며 보통 설계자의 개발경험에 의한 값을 사용하고 있다. 본 연구에서는 이러한 공력 특성 및 구조적 문제를 고려하여 인듀서에서의 두께 테이퍼 비를 약 2로 하였다.

임펠러와 디퓨저의 매칭은 최고 효율이나 유량 범위 측면에서 고려되고 있는데, 그 중 임펠러와 디퓨저에서의 초킹 유량은 각각 Eq. 5와 6에 의해서 결정되는데, 두 구성품의 매칭을 고려하여 면적을 정하였다. 이 식들에서 볼 수 있는

바와 같이 초킹 유량은 임펠러에서는 임펠러 속도, 디퓨저에서는 압축기 출구 압력 및 밀도에 비례하는 것을 알 수 있으며, 각 면적은 유동의 유효 면적을 고려하였다.

$$m/A_{(impeller)} = \left\{ \gamma p_{01} \rho_{01} \left[2 \left(1 + \frac{U_1^2}{2C_p T_{01}} \right) / (\gamma + 1) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right\}^{1/2} \quad (5)$$

$$m/A_{(diffuser)} = \left\{ \gamma p_{02} \rho_{02} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right\}^{1/2} \quad (6)$$

여기서 A는 임펠러와 디퓨저에서의 단면적이고 U는 임펠러 팁속도, p는 압력이며, 하첨자 중 0은 정체점 조건, 1과 2는 각각 임펠러 입구 및 출구를 의미한다. 이와 같은 평균유선법[7]에 기초한 설계 및 성능예측은 기본적으로 COMPAL [8]을 이용하였다.

한편, 임펠러의 3차원 공력형상 설계를 위해 준3차원 해석 기반의 AXCENT[9]를 사용하였는데, 임펠러 내부의 공력 하중을 최적화하고 인듀서에서의 초킹 유량을 증가시키기 위해 주 블레이드의 개수를 제한하고 스플리터 블레이드를 추가하였다. 한편 Eq. 7과 같이 정의되는 임펠러 내의 공력하중이 0.8을 넘지 않도록 유로, 블레이드각 및 날개수 등을 결정하였다.

$$loading = \frac{W_s - W_p}{W} \quad (7)$$

여기서 W_s , W_p 및 \bar{W} 는 준삼차원 해석으로 구한 각각 흡입면과 압력면에서의 속도 및 이 두 속도들의 평균값이다.

Figure 2에는 설계된 임펠러의 3차원 형상이 도시되어 있으며, 보다 상세한 공력파라미터는 4절에서 기술하도록 한다.

2.3 디퓨저 공력 설계

임펠러 출구에서 비교적 높은 마하수로 유동장이 형성되므로 베인리스 디퓨저(Vaneless Diffuser) 구간을 두어 디퓨저 선단부에서의 마하수를 다소 낮추고 봉쇄계수(blockage factor)를

줄일 수 있도록 하였다. Runstadler와 Dolan[10]은 디퓨저 목에서의 종횡비에 따른 정압계수의 변화를 여러 가지 입구 마하수와 봉쇄계수에 대해 시험적으로 구하였다. 본 연구에서는 종횡비를 약 0.8로 하였다.

베인의 설치각은 유동각을 고려하여 설계점에서 영각을 최적화할 수 있도록 선정하였다. 디퓨저 허브부터 슈라우드까지의 높이는 입구부터 출구까지 동일하게 하였다. Fig. 3에는 설계된 디퓨저의 형상이 나타나 있다. 설계된 임펠러와 디퓨저의 주요 설계변수는 Table 1과 같다.

3. 수치해석

천음속 임펠러와 디퓨저로 구성된 압축기의 내부 유동을 해석하기 위해 레이놀즈 평균 나비에-스톡스 방정식 기반의 CFX-TASCFlow[11]를 사용하였다. 임펠러 전방의 대기조건으로부터 디퓨저 출구의 2차 베인리스 구간까지를 해석 영역으로 하였다. 임펠러와 디퓨저는 블레이드와 베인이 주기적으로 배치되어 있으므로 일부의 개수만을 해석대상으로 하였는데, 블레이드와 베

인의 피치를 고려하여 임펠러는 하나, 디퓨저는 두 개의 유로만을 해석하고 주기면에는 주기조건을 적용하였다.

격자 의존성 평가를 통해 총 14만개의 격자를 임펠러의 한 개 유로와 디퓨저의 두 개 유로에 배치하였으며, 임펠러 팁 간극의 해석을 위해 그 구간에 5개의 격자를 분포시켰다. Fig. 4에는 계산영역과 격자계가 나타나 있다.

압축기 입구는 이상상태의 공기가 유입되는 것으로 하였으며 표준 대기조건인 전온도 288.15 K와 전압력 101,325 Pa을 주었고, 출구 경계조건은 초킹점 인근에서는 정압을, 그 이외의 계산조건에서는 질량유량조건을 주었다. 난류모델은 안정적이고 강건한 것으로 알려진 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였고 scalable 벽함수[11]를 사용하였다.

임펠러와 디퓨저가 경계하는 면에는 원심압축기에 대한 선행연구[12] 결과, 실험치와 잘 일치한 결과를 보여준 FRI(Frozen-Rotor Interface) 스키움 적용하였다.

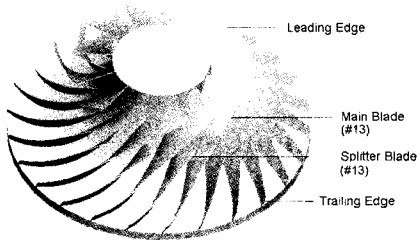


Fig. 2 Design Results of Impeller

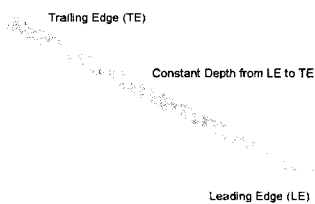


Fig. 3 Design Results of Diffuser

Table 1. Design Results

Rotational Speed	34,300 rpm
Impeller inlet hub radius	45 mm
Impeller exit radius	137 mm
Impeller blade number	13
Diffuser inlet radius	153 mm
Diffuser exit radius	190 mm
Diffuser throat solidity	0.8
Diffuser vane inlet angle	20 degree

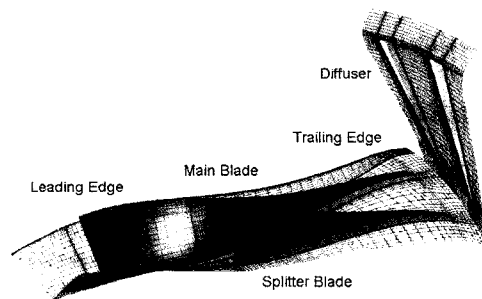


Fig. 4 Computational domain and grid system

4. 결과 및 검토

가스터빈에 적용되는 압력비 3.6:1의 압축기에 대한 평균유선법과 준삼차원 해석을 통해 기본 설계 및 성능 예측을 수행하였다. 설계점에서 무차원 비속도는 0.75이며 이 때의 임펠러 입구 팁 마하수는 1.01을 다소 상회하였다.

평균유선법을 이용하여 예측한 압축기 성능 곡선은 Fig. 5에 도시되어 있다. 설계회전수와 80% 및 90% 회전수에서의 성능을 보여주고 있다. 설계유량에서 목표 압력비를 얻었으며, 앞에서 정의된 서지마진은 약 24%로 예측되었다.

준삼차원 해석을 통한 임펠러의 3차원 공력형상 설계시에는 Eq. 7에서 정의된 공력하중을 Fig. 6과 같이 분포시켰다. 여기에서는 평균반경에서의 공력하중 분포를 보여주고 있는데, 스플리터 블레이드를 추가하여 약 20% 위치에서 공력하중이 감소한 후 그 이후 다시 증가하는 것을 알 수 있으며, 공력하중의 최대치를 임펠러 후반부에 두어 가능한 임펠러 전반부에서의 유동을 안정화시키고자 하였다.

임펠러 출구 폭과 블레이드 각을 결정할 때 중요한 파라미터 중의 하나는 다음과 같이 정의되는 스윙 파라미터이다.

$$\lambda_2 = \frac{C_b}{C_m} \quad (8)$$

여기서 C_b 는 회전방향 속도성분이고 C_m 는 자오면 방향 속도성분이다. Fig. 7은 유량계수에 따른 임펠러 출구에서의 스윙 파라미터를 보여주고 있다. 설계점인 유량계수 0.15부터 유량계수가 작아질수록 스윙 파라미터가 증가하여 서지점 인근에서는 설계점 대비 약 30% 이상 증가하는 것을 알 수 있다. 회전수가 감소하면 동일한 유량계수에서도 스윙 파라미터가 감소하나 서지점에서도 약 30%를 약간 상회하는 값이 도출되었다. 서지가 임펠러에서 발생한 것인지 또는 디퓨저에서 발생한 것인지에 따라 차이는 있겠지만, 서지점에서의 스윙 파라미터는 회전수에 따라 매우 유사한 값을 갖는 것으로 나타났다.

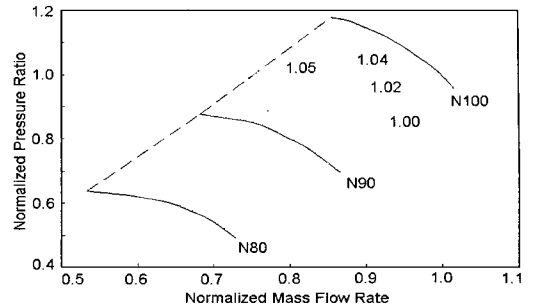


Fig. 5 Compressor performance curve

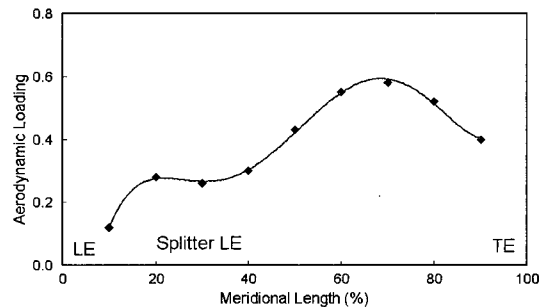


Fig. 6 Blade loading along the meridional length

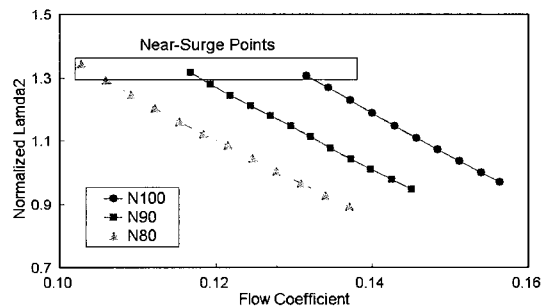


Fig. 7 Swirl parameter with flow coefficient

디퓨저 비속도에 따른 다음과 같이 정의되는 정압계수를 살펴보기 위해 Fig. 8과 같이 각 회전수별로 분석하였다.

$$C_p = \frac{p_3 - p_2}{p_{02} - p_2} \quad (9)$$

각 정압계수를 설계점인 비속도 0.75에서의 정압계수에 대한 비로서 나타내었는데, 대부분의

영역에서 선형적으로 나타났으며 각 회전수에서 공히 서지점에서는 설계점 대비 약 33% 정도 높게 나타났다.

위에서 살펴본 임펠러 출구에서의 스윙 파라미터와 디퓨저의 정압계수를 각 회전수별로 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. 초킹 인근점을 제외하고는 각 회전수에서의 두 값이 매우 유사한 것으로 나타났다. 상기 결과로부터 디퓨저의 정압계수는 비속도와는 선형적인 관계가 있으나 회전수별로 각기 다른 값을 가지며, 임펠러 출구의 스윙 파라미터에 대해서는 회전수에 관계없이 동일한 값을 갖는다는 것을 알 수 있다.

한편, 3차원 수치해석을 통해 임펠러와 디퓨저 내의 유동특성을 살펴보았다. Fig. 10은 임펠러 입구인 인듀서 팁과 팁 간극내에서의 상대마하수 분포를 보여주고 있다. (a)에서는 99% 스패에서의 값을 보여주고 있는데, 평균유선범으로 예측한 평균값이 약 1.01인 것에 비해 수치해석 결

과 최대값은 흡입면에서 약 1.19로 나타났다. (b)에서는 팁 간극내에서의 상대 마하수 분포를 보여주고 있다. 임펠러 선단부에서 발생한 와류가 흡입면에서 압력면 방향으로 강하게 전파되고 있음을 알 수 있다.

임펠러 출구에서의 속도 벡터를 살펴보기 위해 Fig. 11과 같이 약 30% 스패와 팁 간극내에서의 벡터를 도시하였다. 약 30% 인근에서는 임펠러 후단부에서의 유동의 미끄럼량이 두 블레이드의 중앙부에 비해 크게 나타났으며, 팁 간극 내에서는 압력면과 흡입면에서의 압력 차이와 자오면 방향으로의 적은 유속과 블레이드의 빠른 회전 속도로 인해 압력면에서 흡입면 방향으로 누설이 크게 나타났다.

디퓨저 입구에서의 절대 마하수 분포를 Fig. 12에 나타내었다. 두 디퓨저 사이에서의 마하수가 상대적으로 높게 나타났으며, 디퓨저 선단부 전에 베인리스 구간 일부에서는 마하수가 약 1.0

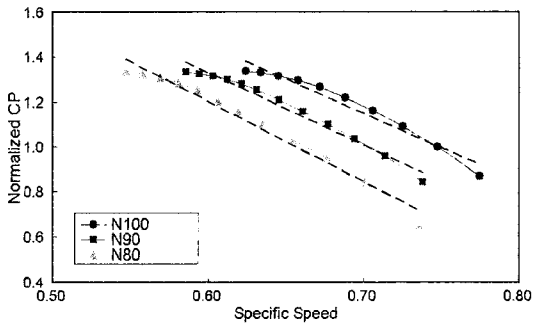


Fig. 8 Normalized pressure coefficient with N_s

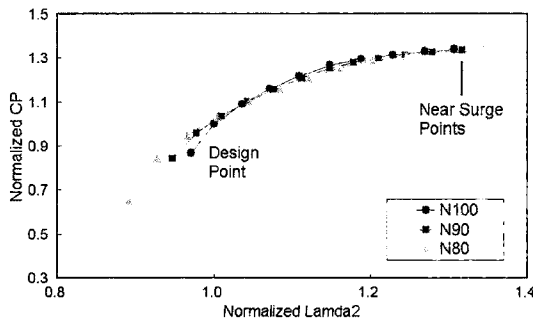
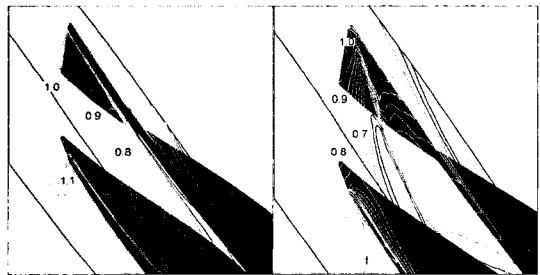


Fig. 9 Diffuser pressure coefficient with impeller exit swirl parameter



(a) 99% span (b) Tip clearance
Fig. 10 Relative Mach number contour at the 90% span and in the tip clearance region

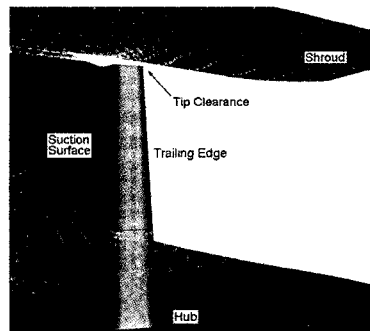


Fig. 11 Velocity Vectors near the impeller exit

수준으로 높게 예측되었으나 디퓨저 선단부를 지나면서 약 0.8 수준으로 감소하였다. 이는 설계점에서의 초킹 마진이 고려된 결과이며, 초킹점에서는 디퓨저 목 영역에서 초킹이 발생하는 것으로 나타났다.

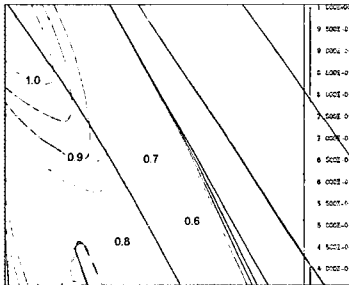


Fig. 12 Absolute Mach number at the diffuser leading edge

5. 결 론

본 연구에서는 가스터빈에 적용되는 천음속 원심 압축기의 공력설계 및 수치해석을 수행하였다. 이 결과로서 압력비 3.6:1의 원심압축기에 대한 공력설계 결과를 제시하였으며, 공력설계 과정 및 결과로서 주요 공력파라미터들에 대한 분석이 이루어졌다. 디퓨저의 정압계수는 임펠러 회전수에 관계없이 임펠러 출구의 스윙 파라미터의 함수로서 나타났으며, 본 연구에서의 디퓨저의 정압계수는 설계점 대비 약 33% 증가할 때 각 회전수에서 공히 서지가 발생하는 것으로 나타났다. 임펠러는 회전수에 관계없이 서지점에서의 스윙 파라미터가 매우 유사한 값을 갖는 것으로 나타났다. 한편 수치해석을 통해 천음속 임펠러 및 디퓨저에서 유동특성을 관찰하였다.

참 고 문 헌

1. Hah, C. and Krain, H., "Analysis of Transonic Flow Fields Inside a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor at

- Design and Off Design Conditions," ASME Paper No. 99-GT-446, 1999
2. Ibaraki, S., Matsuo, T., Kuma, H., Sumida, K. and Suita, T., "Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller," ASME GT-2002-30374, 2002
3. Bonaiuti, D., Arnone, A., Ermini, M. and Baldassarre, L., "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique," ASME GT-2002-30619, 2002
4. 공창덕, 기자영, 이창호, "신경회로망을 이용한 스마트 무인기용 가스터빈 엔진의 성능진단에 관한 연구," 한국추진공학회지, 제10권, 제2호, 2006, pp.15-22
5. Calvert, W. J., Emmerson, P. R. and Moore, J. M., "Design, Test and Analysis of a High-Pressure-Ratio Transonic Fan," ASME GT2003-38302, 2003
6. Sayers, A. T., Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines, McGraw-Hill Book Company Limited, 1992
7. Japikse, D., Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc., 1996
8. COMPAL Version 7.9.30, Concepts NREC, 2006
9. AXCENT Version 7.9.18.40, Concepts NREC, 2007
10. Runstadler, P. W. Jr. and Dolan, F. X., "Further Data on the Pressure Recovery of Straight-channel, Plane-divergence Diffusers at High Subsonic Mach Numbers," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 95, 1973, pp.373-384
11. CFX-TASCFlow, ANSYS, 2005
12. Choi, J. H., Sung, O. S., Chen, S. B. and Lim, J. S., "Numerical and Experimental Investigation on a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," ASME GT2005-68679, 2005