

원심압축기용 베인디퓨저의 탈설계점 성능연구 - 제 1 부 : 채널디퓨저 -

오종식[†], 현용익*

Investigation of Off-Design Performance of Vaned Diffusers in Centrifugal Compressors – Part I : A Channel-Wedge Diffuser -

JongSik Oh, YongIk Hyun

Key Words : Centrifugal compressor, Vaned diffuser, Channel-wedge diffuser

ABSTRACT

Experimental and numerical investigations of the off-design performance of a simple channel-wedge diffuser in a small centrifugal compressor are presented. Surge and choke conditions as well as design point are considered using somewhat limited range of experimental data and also supplementary 3D CFD results. Some critical meanline design parameters' behavior is investigated numerically, to render the basis for improved modelings in the meanline performance prediction.

1. 서 론

원심압축기의 단당 압축비가 높고 고효율을 필요로 하는 경우에는 베인이 있는 디퓨저를 채택하는 일이 필수적이다. 현재 가장 자주 쓰이는 베인디퓨저의 종류로는 간단한 썸기모양의 채널디퓨저와 솔리디티(solidity)가 큰 곡선형 베인디퓨저, 그리고 최근에 자주 등장하는 솔리디티가 작은 익렬(cascade)디퓨저 등이 있다.

채널디퓨저는 주로 고효율이 중요시되는 가스 터빈(gas turbine)엔진용 압축기에 주로 사용되어 왔는데, 서지여유(surge margin)와 초크여유(choke margin)가 상대적으로 작더라도 정확히 매칭(matching)된 운전점들을 따라 정해진 가감속만이 이루어지기 때문에 이러한 디퓨저의 사용이 가능하다. 반면에, 유럽이나 동구권에서는 이 경우에 채널디퓨저 보다는 솔리디티가 큰 곡선형 디퓨저를 더 선호하는 경향이 있다. 그러나 과도한 탈설계점(off-design points), 즉 광범위한 부분부하(part

load)에서의 운전이 빈번한 산업용 터보기계에서는 고효율과도 함께 넓은 안전 운전영역(stable operation range)이 중요시되기 때문에, 이러한 양면성을 지닌다고 평가되는 솔리디티가 작은 익렬디퓨저가 최근에 자주 이용되고 있다.

본 연구에서는 우선 베인디퓨저의 기본이라고 할 수 있는 간단한 썸기모양의 채널디퓨저에 대해 설계점뿐만 아니라 탈설계점에서의 공력성능을 분석하고자 소형 가스터빈용 원심압축기에 적용된 베인디퓨저에 대해 실험결과와 수치결과를 병행하여 분석하였다.

베인디퓨저의 형상설계과정에 있어서 대부분의 형상변수는 평균유선을 따르는 일차원 설계단계에서 거의 대부분 결정된다. 따라서 신뢰있는 디퓨저의 설계를 위해서 예를 들어 채널디퓨저의 경우에는, 임펠러의 출구유동각과 출구 blockage, 베인 목(throat)에서의 blockage, 그리고 전압(total pressure)손실계수와 정압(static pressure)회복계수 등의 수준이 적절한 일차원 모델링을 통해 예측되어야 한다. 현재 세계적인 상용설계 프로그램인 PREDIG[1]이나 COMPAL[2], 그리고 CAPRICE[3] 등은 매우 단순한 가정을 이루는 모델링을 이용하거나 공력설계자의 경험에 의존하는 입력값으로 대체하고 있는 실정이며, 더구나 설계점에서 사용

[†] 한국기계연구원(KIMM) 유체기계그룹
선임연구원 (ois@kimm.re.kr)

* ㈜삼정 기술연구소 소장

했던 변수값을 탈설계점 성능예측시에도 그대로 사용하고 있는 실정이다. 따라서 베인디퓨저 설계 수준을 높이기 위해서는 보다 진보된 일차원 모델링을 개발하여야 한다.

저자는 이러한 진보된 일차원 모델링 개발에 많은 관심을 갖고 원심압축기의 임펠러에 대한 여러 연구[4][5][6]를 수행한 바 있다. 신뢰있는 정보를 얻기 위해서는 실험연구가 우선적으로 이루어져야 하지만 이러한 설계변수에 대한 충분한 정보를 실험적으로 얻는 일은 특히 압축비가 높은 압축기의 경우에는 거의 불가능하기 때문에, 제한적인 실험결과로부터 추가적인 가정을 통해 유추할 수 밖에 없다. 따라서 부족한 부분을 만회하기 위해서는 최신의 CFD(Computational Fluid Dynamics)를 병행하여 연구하는 일이 가장 효과적이다.

2. 원심압축기

본 연구에서 연구대상으로 삼은 원심압축기는 50kW 급 소형 가스터빈 엔진용으로서 0.5kg/s의 설계유량에서의 전압력비가 4 이고 단열효율이 80%이며 설계 회전수는 80,000rpm 인 매우 어려운 설계사양을 갖고 있다. Fig.1 은 실험용 압축기의 정면도로서 독립된 시험을 위해 별도의 볼루트(volute)를 정상보다 크게 설계하여 장착하였다. 임펠러는 12 개의 주날개와 12 개의 splitter 날개를 가지며 45 도의 출구 날개각도를 갖는다. 임펠러의 외경은 약 125mm 이고 출구 폭길이는 4.76mm 이다. 채널디퓨저는 25 개의 삼각형 베인을 갖고 있

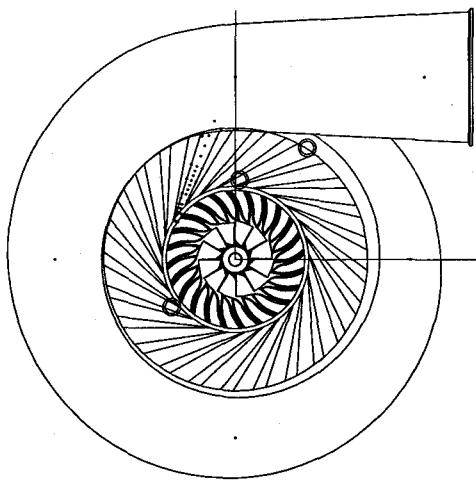


Fig.1 Front view of centrifugal compressor design

고 채널확산각은 3.9 도, 면적비는 2.63, 그리고 길이대비목비율(length-to-throat width ratio)은 12 에 해당한다.

3. 실험장치 및 방법

설계회전수의 수준이 높은 관계로 증속기어 방식보다는 상용 터보차저의 터빈만을 이용하여 외부의 가압공기로 구동시키는 시험리그를 Fig.2 와 같이 구성하였다. 설비상의 가압공기량이 부족한 관계로 약 50,000rpm 이상부터는 별도의 연소기를 사용하여 고온의 연소가스를 이용해 터빈을 구동시키는 개념으로 설계되었다. 압축기로 유입되는 공기유량은 입구 bellmouth 에서의 차압을 측정하여 별도로 사전에 음속노즐을 이용해 확보한 검정관계식을 이용해 계산하였으며, 정확성을 기하기 위해 압축기 후방에 설치된 V-cone 형 차압식 유량계에서 얻은 값을 참고로 하였다. 입구와 출구에서의 온도는 열전대(thermocouple)를 사용하여 측정하였고, Fig.1 과 Fig.4 에서 보는 바와 같이 임펠러와 베인디퓨저의 케이싱에서 총 60 개에 달하는 정압(static pressure)을 측정하였다.

그러나 연소기의 제어미숙과 운환시스템의 불량으로 인해 신뢰할 수 있는 연소가스를 이용한 실험결과를 얻는데에 실패한 관계로, 본 연구에서는 가압공기만을 사용한 최대 회전수인 설계회전수 대비 약 60% 회전수(48,000rpm)에서 얻은 실험 결과만을 고려하기로 한다.

4. 수치해석(CFD) 방법

본 연구에서 사용한 최신의 CFD 방법은 저자

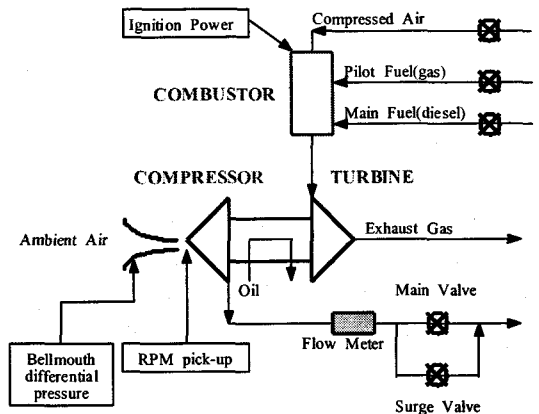


Fig.2 Schematic of centrifugal compressor test rig

에 의해 개발된 시간진행법(time marching method)[4]으로서 임펠러와 베인디퓨저를 동시에 해석할 수 있도록 다중익렬(multiple blade row) 기능을 갖도록 후에 확장되었다. 임펠러와 디퓨저간의 경계면에서는 회전방향으로의 유동변수를 평균하여 정상적인 혼합(steady mixing)을 강제로 주었으며, 스펠(span)방향으로의 불균일성은 그대로 보존하였다. 이러한 방법은 실제로 일어나는 비정상 상호작용(unsteady interaction)을 무시하는 가정이지만, 이미 언급한 바와 같이 본 연구는 일차원 유동예측 모델을 개발하기 위한 평균개념의 수치해석 결과에 관심이 있기 때문에 그러한 가정이 허용될 수 있다고 판단된다. 사용한 격자수는 유동방향으로 154 개, 회전방향으로 34 개, 그리고 스펠방향으로 30 개를 두었고 임펠러 영역에서는 출구 폭길이의 4%에 해당하는 틱간극(tip clearance)을 두었다.

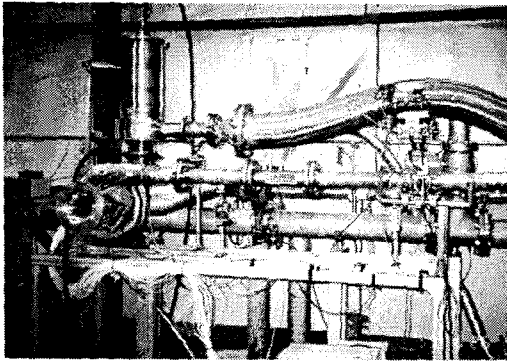


Fig.3 Centrifugal compressor test rig

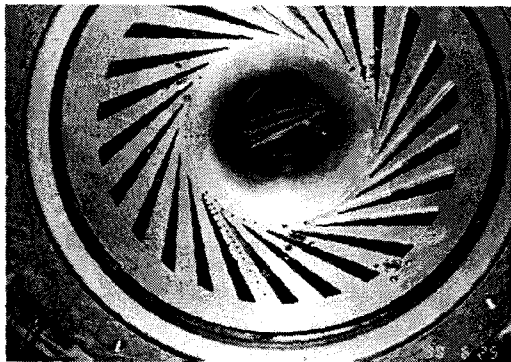


Fig.4 Static taps on casing wall

5. 결과 및 고찰

약 60% 회전수까지 실험을 통해 얻은 원심압축기의 전압축비 성능곡선이 평균유선을 따르는 성능예측법에 의한 곡선과 함께 Fig.5 에 나타나

있다. 실험에서 압축기의 유량을 초크에서 서지까지 감소시켜 나갈 때 일정한 회전수를 유지하기 위해서는 구동터빈을 통과하는 유량을 세밀하게 조절하여야 하지만, 본 연구에서는 이러한 터빈유량 조절을 수행하지 않고 Fig.5 내의 작은 그림에서 볼 수 있듯이 약간의 회전수 증가를 허용하였다. 40% 회전수의 결과를 제외하고는 실험회전수의 변화량을 고려할 때 대체적으로 실험결과와 예측결과가 잘 일치하는 것으로 판단된다.

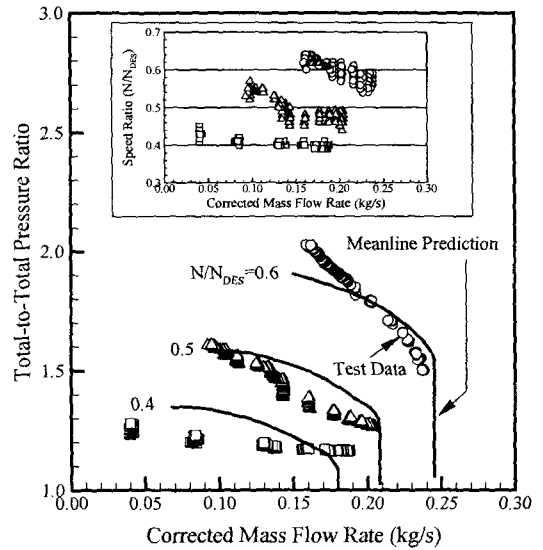


Fig.5 Experimental performance curves

앞으로 언급하게 될 탈설계점은 약 60% 회전수 실험결과에 해당하는 초크점(보정유량 0.238 kg/s)과 서지점(보정유량 0.162 kg/s)을 의미하며, 설계점이라고 표현되는 점은 대략 양호한 영역내에 놓여있는 보정유량 0.202 kg/s 에 해당하는 점을 지칭하도록 한다.

본 연구에서 사용하는 수치해석법(CFD)의 정확성을 확인하기 위해 우선 임펠러의 케이싱면을 따라 측정된 탈설계점 정압분포를 Fig.6 에 제시된 바와 같이 수치해석 결과로부터 얻은 분포와 비교해 보았다. 임펠러 케이싱의 곡률반경이 작은 관계로 입구에서 약 30% 에 해당하는 길이내에서는 정압측정을 할 수 없었다. 전체적으로 실험결과보다 해석결과가 약간 과도한 예측을 하고 있으나, 이는 CFD 가 근본적으로 고려하지 못하는 여러 외부요인들을 감안한다면 잘 예측하는 것으로 판단된다.

Fig.7 은 설계점과 탈설계점에서 베인디퓨저에

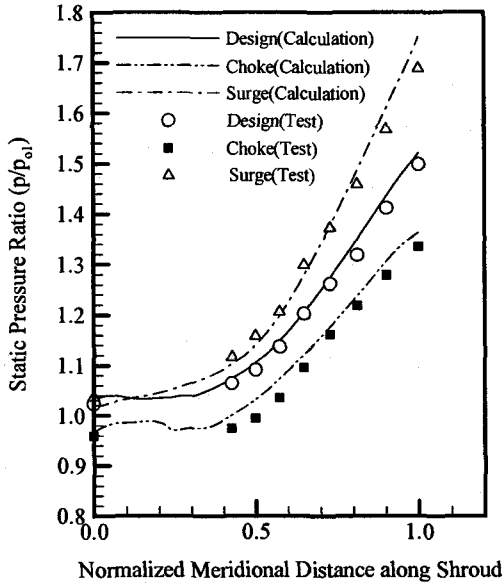
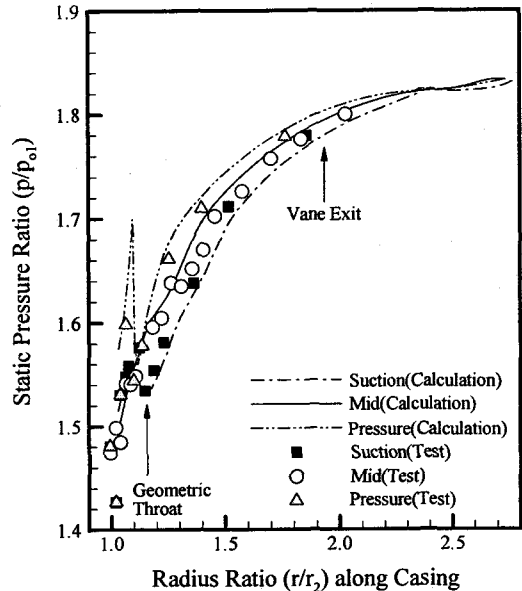


Fig. 6 Static pressure rise along the impeller casing

해당하는 케이싱에서 측정된 정압분포를 역시 수치해석 결과와 함께 비교하여 보여주고 있다. 설계점에서는 베인디퓨저의 압력면(pressure surface)과 부압면(suction surface), 그리고 중양을 따르는 평균선(meanline) 모두의 경우 전체구간에서 균일하고 완만하게 정압이 회복되는 모습을 보인다. 베인디퓨저로 유입되는 유동의 방향이 베인의 날개가 설치된 방향과 거의 일치하기 때문에 베인의 전연(leading-edge)이 위치하는 반경비에서 정압의 최대치를 갖고 있음을 알 수 있다. 수치해석 결과 또한 실험치와 매우 잘 일치하는 모습을 보인다.

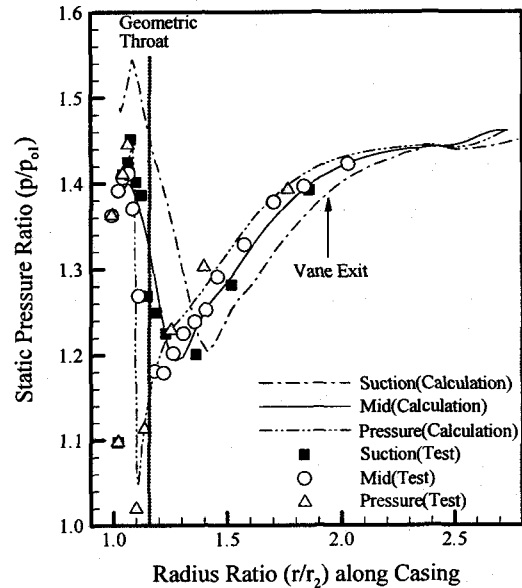
Fig. 7(b)에 제시된 초크점에서는 베인디퓨저로 유입되는 유동각이 상당히 증가하여 (접선방향을 기준으로 각도를 정의할 경우), 정체점(stagnation point)이 전연의 부압면에 형성되어 전연의 압력면을 돌아 유동이 유입되기 때문에 국소적으로 매우 속도가 큰 유동장이 입구 압력면에 형성된다. 따라서 베인디퓨저의 입구부분에서는 부압면상의 정압이 압력면보다 더 증가하는 역전(reversed)현상이 그림에서와 같이 발생하게 된다. 수치해석에서는 부압면쪽에서의 결과가 실험결과보다 편차가 더 크게 나타나고 있다.

Fig. 7(c)에 제시된 서지점에서 운동량이 상대적으로 감소한 유동이 매우 작은 유동각으로 베인디퓨저로 유입되기 때문에 베인의 전연에서 목(throat)에 이르는 구간인 semi-vaneless 공간내에서



(a) Design performance

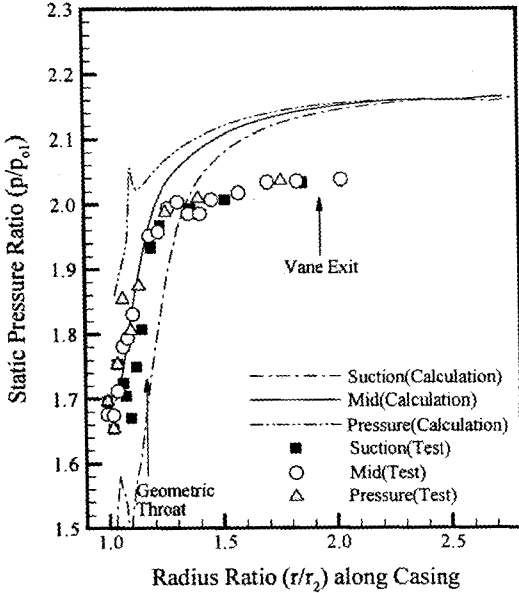
Fig. 7 Static pressure distributions along the vaned diffuser casing wall



(b) Choke performance

Fig. 7 Continued

갑작스런 확산이 일어나기 때문에 정압이 급격히 상승한다. 대부분의 정압상승이 이 구간에서 이루어지고 있음을 알 수 있다. 수치해석 결과는 다른 두 운전점과는 달리 정확한 예측을 하지 못하고

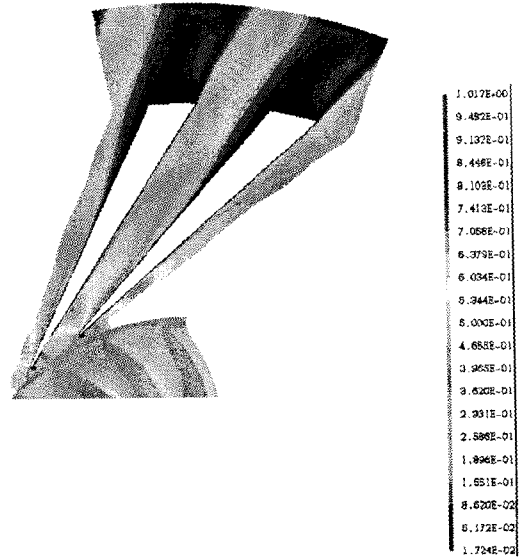


(c) Surge performance
Fig.7 Continued

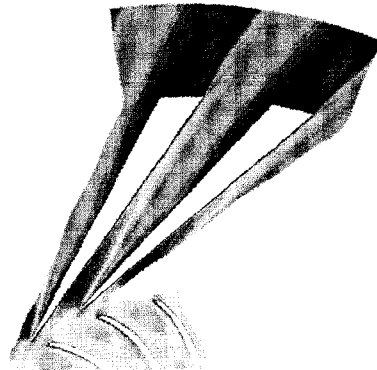
있는데, 이는 아마도 비정상유동의 현상이 심화되는 서지점에서는 정상 상호작용(steady interaction)이라는 가정이 적절하지 못하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig.8 은 베인디퓨저의 허브(hub)근처와 중간스팬(midspan), 그리고 케이싱 근처 단면에서 본 초크점에서의 마하(Mach)수 분포를 수치해석 결과로부터 보여주고 있다. 2 차원적으로 설계된 베인디퓨저이지만 그림에서 보듯이 유동이 디퓨저 출구로 진행함에 따라 주로 허브근처의 부압면에서 유동박리가 일어나는 현상을 볼 수 있다. 이는 임펠러 뿐만 아니라 베인디퓨저내에서도 이차유동(secondary flow)이 발생하고 있기 때문인데, 이를 보다 자세히 살펴보면 다음과 같다.

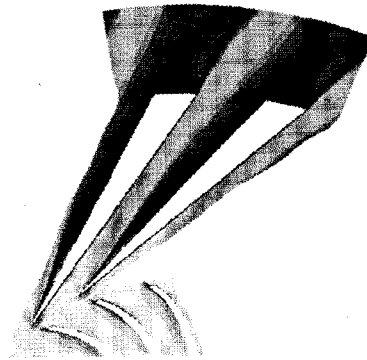
임펠러를 유출하는 불균일한 유동은 베인디퓨저로 도달하기 이전에 베인없는 공간내에서 이미 회전방향으로는 충분한 혼합(mixing)이 이루어지지만 스패방향으로는 여전히 불균일성을 지닌채 베인디퓨저로 유입된다. 따라서 베인디퓨저의 베인전연은 스패방향으로 상당히 차이가 있는 유동각으로 유입되는 유동을 맞이하게 되는데, 특히 초크점에서는 그러한 현상이 심화되어 입사각(incidence)을 베인의 날개각에서 유동각을 뺀 값으로 정의할 경우, 허브쪽으로 음(negative)의 입사각이 증가하게 된다. 따라서 베인 입구의 허브 근처에서는 압력면쪽에서 유동박리(flow separation)가



(a) Near casing



(b) Midspan



(c) Near Hub

Fig.8 Mach number contours at choke condition from CFD results

발생하게 되고 이렇게 박리된 유동은 디퓨저내의 유동을 부압면의 케이싱 근처로 이동하게 한다. 또한 케이싱쪽으로 유입된 유동은 상대적으로 운동량과 유동각이 작아 입구의 압력면쪽으로 이동한 후 계속 압력면을 따라 허브쪽으로 내려가게 된다. 반면에 허브근처로 유입된 유동은 상대적으로 운동량과 유동각이 커서 부압면쪽으로 이동하여 케이싱쪽으로 올라가게 된다. 따라서 베인디퓨저의 출구쪽에서는 허브근처의 압력면쪽에서 유동박리가 발생하기 쉽게 된다.

채널디퓨저의 설계변수에 대한 탈설계점 특성을 수치적으로 관찰하기 위해서는 3 차원 계산결과로부터 관심있는 유동단면에서의 대표적인 평균값을 얻어야 한다. 본 연구에서는 각 단면에서 질량평균을 취하여 대표적인 설계변수값을 얻었다. 또한 회전수의 영향을 파악하기 위해 100% 설계회전수에 대해서도 동일한 수치해석을 수행하여 그 결과를 같이 살펴보았다.

채널디퓨저를 설계하는데 있어서 가장 중요하고 관심있는 설계변수로서 전압손실계수(total pressure loss coefficient)를 들 수 있는데, Fig.9 에서는 임펠러 출구전압을 시작 기준으로 하고 임펠러 출구동압(dynamic pressure)으로 무차원화한 전압손실계수의 탈설계점 분포를 반경비에 따라 2 개의 회전수에 대해 보여주고 있다. 베인디퓨저 목의 위치까지 발생한 전압손실계수는 설계점과 초크점에서 거의 비슷한 수준을 보이지만 서지점에서는 약 2 배에 달하는 큰 값을 보인다. 회전수에 의한 영향은 미미한 것으로 판단된다.

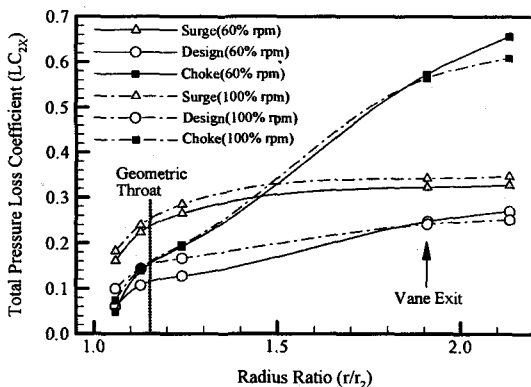


Fig.9 Total pressure loss coefficient distributions

Fig.10 은 정압회복계수(static pressure recovery coefficient)의 분포를 나타내는데, 역시 임펠러 출구정압을 시작 기준으로 하고 임펠러 출구동압으

로 무차원화한 값이다. 이 경우에는 회전수에 의한 영향이 무시할 수 없을 정도로 나타나고 있는데, 초크유량으로 진행할수록 그 영향이 증가하고 있다. 초크점에서는 전반부의 감소경향이 바뀌어 후반부에서는 다시 증가하는 모습을 보이는데, 이는 Fig.8 에서 언급한 바와 같이 발생한 유동박리 때문이다. 베인디퓨저의 목 위치까지의 정압회복계수는 서지점에서는 대략 0.3 수준까지 증가하였으며, 설계점에서는 대략 0.1 에서 0.2 수준 사이를 보이고 있다.

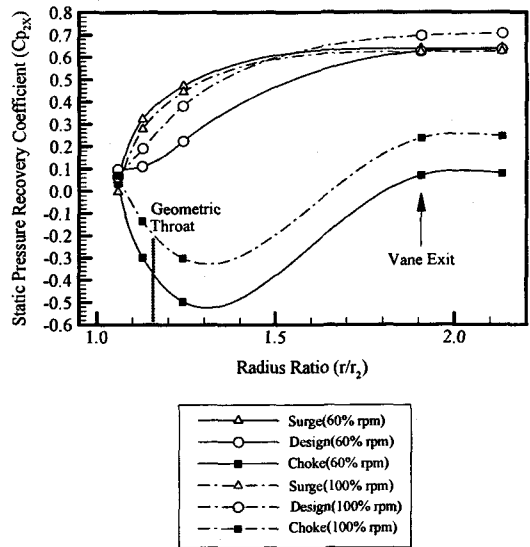


Fig.10 Static pressure recovery distributions

Fig.11 은 2 개의 회전수에 대한 공력 blockage의 분포를 나타낸다. 여기서의 blockage 는 임의의 유동단면에서 기하학적 단면적에 대한 벽면 경계층의 배제두께(displacement thickness)의 비율로 정의한다. 베인디퓨저의 입구부분에서는 회전수에 의한 영향은 미미한 것으로 보인다. 베인디퓨저의 목에서의 blockage 는 설계점과 초크점에서는 서로 비슷한 수준을 보이지만 서지점에서는 거의 2 배에 달하는 큰 값을 갖는다. 설계점에서의 값은 대략 4%에서 6%의 수준임을 알 수 있다. Fig.8 에서 언급한 바와 같이 초크점에서 디퓨저 출구 blockage 는 유동박리의 영향으로 20% 수준을 넘어 급격히 상승하고 있다.

Fig.12 는 2 개의 회전수에 대한 마하수 분포를 보여준다. 60% 회전수에서는 베인디퓨저의 목이 아니라 임펠러의 인두서(inducer) 목에서 초크가 발생하고 있음을 알 수 있다. 회전수가 증가함

에 따라 임펠러의 출구 마하수가 증가하기 때문에 2 개의 군으로 구별되고 있으며, 특히 서지점에서는 이미 언급한 바와 같이 디퓨저입구 부분에서 거의 대부분의 감속이 이루어지고 있다.

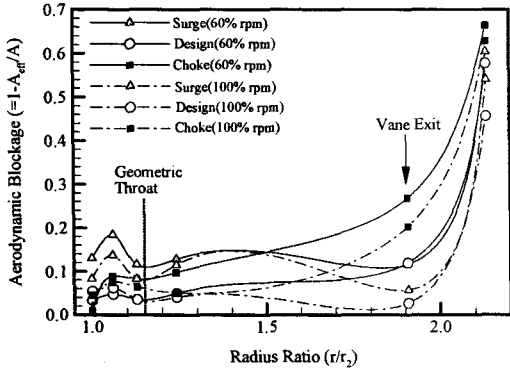


Fig.11 Aerodynamic blockage distributions

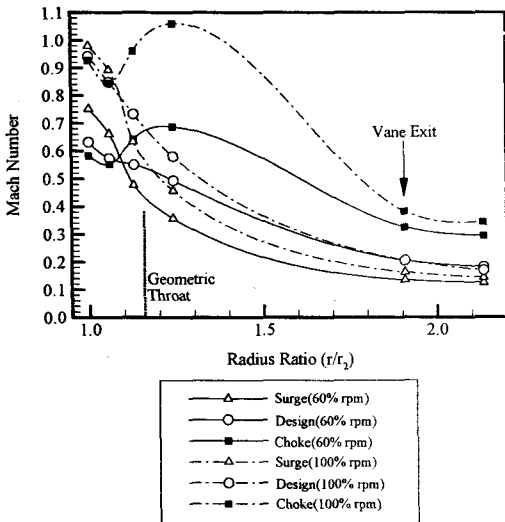


Fig.12 Mach number distributions

Fig.13 은 2 개의 회전수에 대한 유동각의 분포를 나타내는데, 여기서의 유동각은 회전방향을 기준으로 정의한다. 회전수에 의한 유동각 영향은 미미한 것으로 보이며, 베인디퓨저 목 위치까지의 유동각 분포는 주로 유량에 의해 결정된다. 그러나 베인디퓨저 출구에서의 유동각은 베인의 기하학적 형상에 의해 대부분 정해진다고 판단되며, 유동변화에 따른 편차각(deviation)에 의한 영향은 나타나지 않는다.

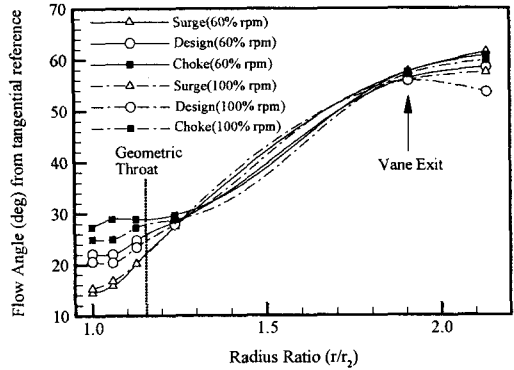


Fig.13 Flow angle distributions

6. 결론

본 연구에서는 원심압축기용 베인디퓨저의 탈설계점 성능연구를 위하여 첫번째로 간단한 썸기모양의 채널디퓨저에 대해 실험연구와 수치연구를 병행하여 주로 설계변수에 대한 특성을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 다중익렬 수치해석에 있어서 정상 상호작용 기법으로는 서지점에서의 베인디퓨저 성능을 정확히 예측하는데에 실패하였다.
- 2) 초크점에서는 베인디퓨저의 입구부분에서 압력이 역전되는 분포를 보인다.
- 3) 서지점에서는 대부분의 압력회복이 디퓨저 입구부분에서 일어난다.
- 4) 초크점에서는 베인디퓨저 출구에서 디퓨저내의 이차유동으로 인해 허브근처의 압력면쪽에서 유동박리가 발생한다.
- 5) 베인디퓨저의 목 위치까지의 전압손실계수와 공력 blockage 는 설계점과 초크점에서 서로 비슷한 수준을 보이지만 서지점에서는 거의 2 배 수준의 큰 값을 갖는다.
- 6) 베인디퓨저 목에서의 정압회복계수가 대략 0.3 수준까지 증가하면 서지가 발생하며, 설계점에서의 값은 대략 0.1 에서 0.2 수준이다.
- 7) 베인디퓨저 목에서의 유동각은 유량의 크기에 따라 결정되지만, 출구 유동각은 기하학적 형상에 크게 좌우된다.

참고문헌

- [1] **NREC, 1995, *An Interactive Graphics System for the Performance Prediction of Centrifugal Compressors*, User's Guide to PREDIG ver.2.3**
- [2] **Concepts ETI, 1994, *User's Guide to COMPAL* ver.6.30**
- [3] **PCA Engineers, 1996, *User's Guide to CAPRICE*, U.K.**

- [4] **Oh J.S., 1998, "Numerical Investigation of Internal Flow Field for Modified Design of Eckardt Backswept Impeller," ASME Paper 98-GT-296**
- [5] **Oh J.S., 1999, "Blade Loading and Numerical Slip Factor for Centrifugal Compressor Impellers," ASME FED-Vol.250, pp.107-113**
- [6] **Oh J.S., 2001, "Analysis of 8 Centrifugal Compressor Impellers Using Two Different CFD Methods – Part II: Blockage and Slip Characteristics," ASME Paper 01-GT-327**