

임펠러의 유로 면적비가 2차원 원심압축기의 성능에 미치는 영향

박한영* · 신유환**† · 최항철** · 김광호** · 정진택***

Effect of the Passage Area Ratio of an Impeller on the Performance of Two-Dimensional Centrifugal Compressors

Han-Young Park*, You Hwan Shin**†, Hang-Cheol Choi**,
Kwang-Ho Kim** and Jin Taek Chung***

Key Words : Micro Gas Turbine(마이크로 가스터빈), Two-dimensional Centrifugal Compressors(2차원 원심압축기), Passage Area Ratio(유로면적비), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

This study is performed to understand the effect of the variation in the passage area of a two-dimensional impeller on its performance characteristics. We observe the results with changing the area ratio of inlet to outlet about 1~2.8. A comparison between the experimental and numerical results was performed for the same configuration in order to verify the reliability of the CFD code. Overall characteristics in the passages of impeller were analyzed in detail including streamline, Mach number, pressure and polytropic efficiency distribution. When the passage area ratio exceeds 2, the pressure ratio is high. An area ratio of 2.3 showed the highest efficiency. The results will be used as useful reference data to establish the design concept of two-dimensional impeller and to improve its performance.

1. 서론

해가 거듭해 갈수록 소비자는 다양한 기능을 가지

면서 휴대성이 높은 제품을 요구하고 있으며 이러한 흐름 속에서 더 강력한 소형 에너지원에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중, 초소형 가스터빈은 미세전자소자기술(MEMS: Micro Electro Mechanical Systems)을 기반으로 10~100 W의 전력원으로 유용할 것으로 기대를 모으고 있다. 초소형 가스터빈의 내부구조는 일반 가스터빈과 동일하지만 그 크기를 소형화하는 것

* 고려대학교 대학원

** 한국과학기술연구원 에너지 메카닉스 센터

† 교신저자, E-mail : yhshin@kist.re.kr

*** 고려대학교 기계공학과

은 기술적으로 많은 문제점이 따르기 때문에 상용화를 위해서는 더 많은 노력을 필요로 한다. 가스터빈의 소형화를 이루기 위해서 먼저 구성품들의 소형화가 선행되어야 함으로 본 연구는 가스터빈의 4대 구성원 중 하나인 원심압축기를 관심의 대상으로 삼았다.

원심압축기는 일반적으로 인듀서, 임펠러, 디퓨저 및 볼류트 케이싱으로 구성되어 있다. 그 중, 임펠러는 회전을 통하여 유체의 에너지를 증가시키는 역할을 하는 장치로서 원심압축기에서 가장 핵심이 되는 부분이라고 할 수 있다. 초소형 원심압축기의 개발에는 크기의 소형화와 제작상의 어려움을 고려하여 2차원 형상의 임펠러 개념이 도입되었다¹⁾. 2차원 임펠러는 일반적으로 사용되는 3차원 임펠러와는 달리 인듀서가 없고, 깃의 비틀림이 없다. 또한 유동 방향이 축 방향으로 반경 방향으로 변하는 과정이 3차원 임펠러에서와는 다르게 직각으로 꺾인다는 특징이 있다²⁾. 이런 점에서 3차원 임펠러에 비해 큰 손실이 발생할 것으로 예상되지만, 형상이 단순하여 소형화가 가능하고 제작이 쉽다는 점에서 성능만 어느 정도 개선된다면 MEMS를 기반으로 하는 마이크로 가스터빈이 가격대비 성능에서 우위에 설 수 있을 것으로 기대된다.

초소형 2차원 임펠러는 일반적으로 고속 회전을 하고, 낮은 레이놀즈수 영역에서 작동하며, 깃의 폭이 일정하여 특이한 형상을 갖는다³⁾. 또한 작은 크기로 인하여 실험에 어려움이 있어 전산해석에 많이 의존하고 있는 실정이다. Shirery⁴⁾는 Scale-Up 모델을 통해 실험을 하고, 상사법칙을 이용하여 초소형 원심압축기의 성능을 분석하였다. Sirakov 등⁵⁾은 상용코드를 이용하여 2차원 임펠러의 성능특성에 관한 연구를 하였으며 2차원 원심압축기에서 주요 손실은 익단간극에 의한 손실과 경계층 확산에 의한 손실이라고 하였다. Kang 등⁶⁾은 MEMS 가공이 아닌 초소형 기계가공으로 12 mm의 직경을 가진 3차원 압축기를 제작하여 성능시험을 수행하였다. 한편, 국내에서는 강신형 등⁷⁾이 원심압축기의 날개 두께를 변화시키면서 그에 따른 성능의 변화를 관찰하였고 조형희 등⁸⁾은 출구각이 다른 3가지 형태의 2차원 임펠러에 대한 성능을 관찰하였으며 홍동민 등⁹⁾은 2차원 임펠러의 형상 변화, 회전속도 및 유량변화에 따른 성능의 변화를 관찰함으로써 아직 설계 기준이나 방법 등이 정립되지 않은 2차원 임펠러에 대한 실험적 접근을 시도하였다.

본 연구는 선행연구⁹⁾에서 수행한 실험결과와의 비교를 통해 전산해석 결과의 타당성을 찾고, 2차원 임

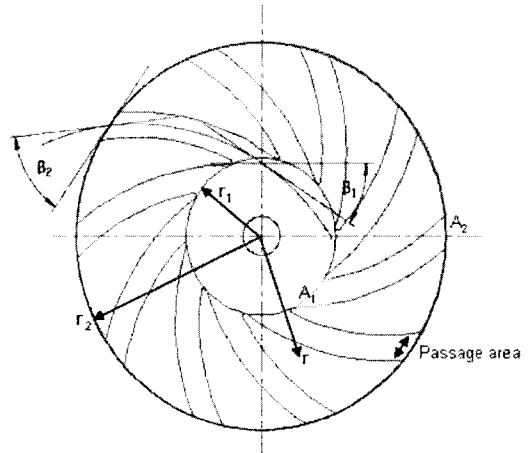


Fig. 1 Baseline design of the 2-D impeller

펠러 유로면적비가 압축기의 성능에 미치는 영향을 분석하여 그 현상을 이해하고 성능 개선의 방향을 제시하고자한다.

2. 임펠러 모델 및 수치해석 방법

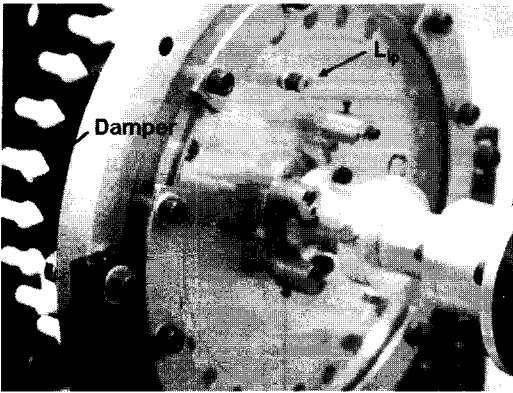
2.1. 해석 모델

2.1.1. 2차원 임펠러의 설계 방법

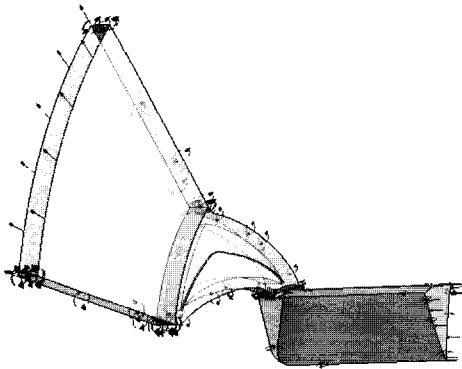
임펠러 설계는 기본적으로 유동을 2차원으로 가정한다. 현재까지 2차원 임펠러의 설계기법이 정립되어 있지 않기 때문에 속도삼각형을 이용한 단순한 프로토타입 모델을 선정하여 주요 변수의 영향을 관찰하고 있다. Fig. 1은 2차원 임펠러의 설계에서 주요 변수들을 보여준다. 2차원 임펠러 설계의 주요 변수는 임펠러 내외 직경, 블레이드 입출구각, 유로의 입출구 면적

Table 1 Design specifications of 2-D compressors

impeller			
r_1 [mm]	16.3	Z	10
r_2 [mm]	40.0	A_2/A_1	1~2.8
b_1 [mm]	4.0	β_1 [°]	33
b_2 [mm]	4.0	β_{2h} [°]	49
Others			
Mass flow rate [kg/s]	0.021		
Rotation speed [rpm]	45000		



(a) Experimental device of previous study



(b) Computational domain

Fig. 2 Structure of 2-D compressor

유로의 곡을 등이 있다. 2차원 임펠러의 유로면적은 블레이드 두께를 조절함으로써 제어하며 유동박리를 제어하기 위해서 일반적으로 일정하게 설계된다. 그러나 선행연구⁹⁾에서 유로면적이 증가하는 경우, 원심압축기의 성능이 향상되는 것을 관찰하였다. 따라서 임펠러의 유로면적 변화가 원심압축기의 성능에 미치는 영향을 관찰하기 위하여 다른 주요 변수들을 고정된 상태에서 입출구비를 1에서 약 2.8로 변화시켜가며 그 특성을 분석하였다. Table 1은 해석에 사용된 2차원 원심압축기의 주요 제원을 나타낸다.

2.1.2. 해석 영역

본 연구에서는 선행연구⁹⁾의 실험조건과 동일한 2차

원 원심압축기에 대하여 전산해석을 진행하였다. Fig. 2 (a)는 선행연구의 실험 장치를 보여주며, (b)는 수치해석의 해석 영역을 나타낸다. 수치해석의 해석 영역에서 임펠러의 틈간극은 선행연구의 실험 장치 설계를 참조하여 동일한 조건인 0.5 mm 가 되도록 모델링하였다. 실험 장치에서 유동은 댐퍼를 통해 대기로 유출되지만 실험데이터와 비교하기 위하여 마지막 정압 센서의 지점($L_{dp}/r_2=2.25$)을 고려하여 수치해석 시 디퓨저 출구영역을 위와 동일한 ($r/r_2=2.25$) 위치로 결정하였고, 입구영역은 실험 장치 입구 덕트의 길이와 동일하게 위치하도록 모델링하였다. 또한, 임펠러의 블레이드 형상이 주기적이기 때문에 원형으로 모두 동일한 유동특성을 가진다고 가정하여 10개의 블레이드 중 1개의 날개만을 해석 영역으로 정하였다.

2.2. 수치해석 기법 결정

2.2.1. 지배 방정식 및 가정

본 연구에서는 압축성 난류 유동해석을 위해 터보기계의 유동해석에 주로 사용되는 상용 프로그램인 CFX-11¹⁰⁾을 사용하였다. 연속 방정식, 에너지 방정식, 모멘텀 방정식, 난류 에너지 방정식 계산에 사용되어지는 대류항의 이산화 기법은 고정밀 차분법(High Resolution Scheme)이다. 회전하는 임펠러와 정지해 있는 디퓨저는 회전 인터페이스에 대해서 일대일 격자 결합이 불가능하기 때문에 복수의 해석계가 혼재되는 슬라이딩 인터페이스인 MFR(Multiple Frames of Reference)기법을 사용하였다. 또한, 2차원 임펠러에 대한 수치해석을 위해 압축성 정상상태 유동으로 가정하였으며 또한 유로의 벽면에는 미끄럼이 없다고 가정하였다. 계산의 수렴판단 조건은 연속 방정식, 에너지 방정식, 모멘텀 방정식의 무차원 잔류량 값이 10⁻⁵이하가 되는 경우로 정하였다.

2.2.2. 경계 조건

입구 경계조건으로는 전압력과 전온도가 주어지고, 출구조건으로는 유량을 주었다. 입구조건은 표준대기압인 101325 Pa 와 상온 298.15 K 를 적용하였고, 출구조건은 설계 유량을 기준으로 변화시키며 성능 커브를 얻도록 하였다. 임펠러의 회전부는 MFR기법을 적용하여 입구 덕트와 임펠러 사이, 임펠러와 디퓨저 사이의

경계면은 Frozen rotor 조건을 사용하여 해석하였다. 작동유체로는 공기를 사용하였으며, 각각의 상태량을 보면 밀도는 계산에 의해 보정하도록 이상기체를 사용하였고, 정압비열은 $1004.4 J/kg \cdot K$, 점성계수는 $1.831 \times 10^{-5} kg/m \cdot s$ 이다.

2.2.3. 난류 모델 선정

난류는 유동의 특성에 중요한 영향을 미치며, 유동에서 관성력이 점성력에 비해서 두드러지게 클 때 발생한다. 난류 유동장을 정확히 해석하기 위해 DNS, LES 등이 널리 연구되고 있으나 높은 Reynolds 수의 유동해석에 적용하는 것은 현실적으로 불가능하다. 따라서 이런 난류유동을 해석하기 위해서 난류 모델을 수치해석에 적용하여 계산을 수행해야 한다. 일반적으로 수치해석에 많이 사용되어지는 2개의 방정식 사용

하는 난류모델에는 $k-\epsilon$ 모델과 $k-\omega$ 모델이 대표적이다. 본 연구에서는 CFX-11에서 제공하는 난류모델 중 대표적인 난류모델인 Eddy Viscosity Transport Equation, SST(Shear Stress Transports) 난류모델¹¹⁾, RNG $k-\epsilon$ 난류모델, $k-\omega$ 난류모델과 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 난류모델에 따른 해석결과를 비교해 보았으나 값의 차이가 크지 않고 모두 유사한 경향을 나타내었다. 따라서 본 연구의 대상인 2차원 원심압축기의 수치해석은 난류모델에 따른 영향이 크지 않은 것으로 판단되었다. 나사에서 출판된 난류모델에 따른 해석 결과의 검증에 관한 보고서¹²⁾는 SST 난류 모델이 다양한 유동형태에서 가장 유동 특성을 잘 묘사하며 유동박리를 예측하는 능력이 가장 뛰어나기 때문에 복잡한 유동에서 가장 적합한 난류모델로 소개하고 있다. 따라서 본 연구에서는 많은 장점을 가져 터보기계의 유동해석에 많이 사용되고 있는 SST 난류모델을 해석 기법으로 결정하였다.

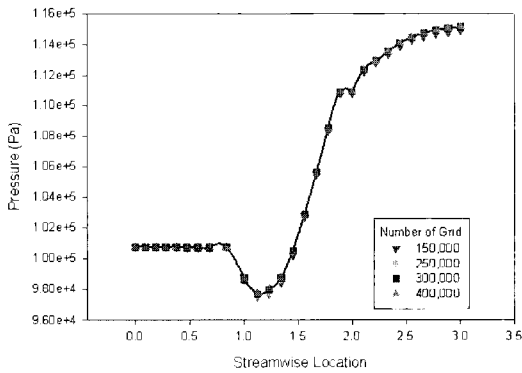


Fig. 3 Pressure distribution for each grid system

2.2.4. 격자 독립성 검사

본 유동해석을 수행할 때 해석의 정확성과 동시에 신속성을 확보를 위한 방법으로 적절한 계산 격자수 선정을 위하여 격자의 독립성 검사를 수행하였다. SST 난류모델은 예측성능이 벽에 가장 가까운 점의 위치에 의존하므로 이 모델의 개발자인 Menter¹¹⁾의 권고를 따라 y^+ 가 2 이내가 되도록 구성하였다. Fig. 3은 계산영역의 입구에서부터 출구까지의 면적 평균된 정압 변화를 보여준다. x축 상의 번호는 압축기 주요 요소 위치의 번호를 표시한 것으로, 0은 압축기 입구, 1은 임펠러 입구, 2는 임펠러 출구이고 3은 압축기 출구로 정의된다. 격자수에 따른 2차원 압축기의 총 격자수가 각각 약 15만 개, 25만 개, 30만 개, 40만 개인 격자를 생성하여 수치해석한 뒤 그 결과의 차이를 비교하였다. 15만 개, 25만 개, 40만 개의 격자수를 가지는 모델은 3방향으로 규칙적으로 격자를 늘린 경우이며, 30만 개의 격자수를 가지는 모델은 반복적 해석을 통해 완성된 격자으로써, 수치해석에서 주요한 영향을 미치는 벽면 유동을 정확하게 예측하기 위해 25만 개의 격자 모델에서 특정영역을 조금 더 조밀하게 구성한 격자이다. 그림에서 볼 수 있듯이 격자수에 따른 해석 결과의 차이가 크지 않으며, 격자수가 약 30만 개 이상인 경우 해석 결과의 차이가 거의 없음을 알 수 있다. Fig. 4는 본 연구에 사용된 약 30만 개의 격자수를 가

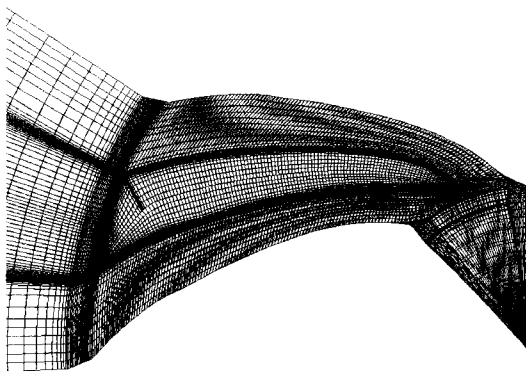


Fig. 4 Grid Structure

지는 모델의 격자 구조를 보여준다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 해석 코드의 검증

본 연구에서 계산 결과의 타당성을 검증하기 위해 선행연구⁹⁾의 실험에 사용된 임펠러에 대한 실험결과와 수치해석결과를 비교하였다. 선행연구에서 실험한 3가지 형상의 임펠러 중 유로면적이 일정한 기본형 임펠러(impeller A, $A_2/A_1=1$)와 성능이 가장 높았던 임펠러(impeller B, $A_2/A_1=2.26$)를 수치해석 검증의 대상으로 삼았다. 여기서 A_2/A_1 로 정의한 입출구의 면적비는 임펠러 전, 후연에서 유로면적이 급격하게 변하는 구간을 제외한 유로면적이 일정하게 증가하는 비를 말하는 것으로 블레이드 폭이 일정한 2차원 임펠러의 경우 유로 내접원의 직경비와 같다. Fig. 5는 선행연구에서 실험한 임펠러 A와 임펠러 B의 형상을 보여준다. 그림에서 보듯이 각 임펠러의 전연반경(LER: Leading

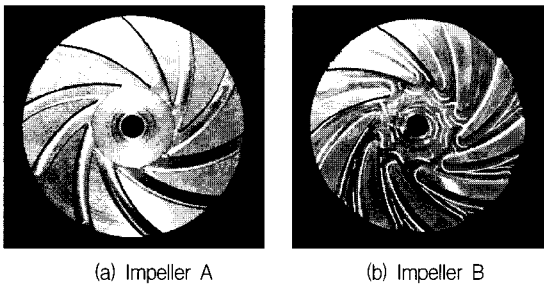


Fig. 5 Photo of impellers

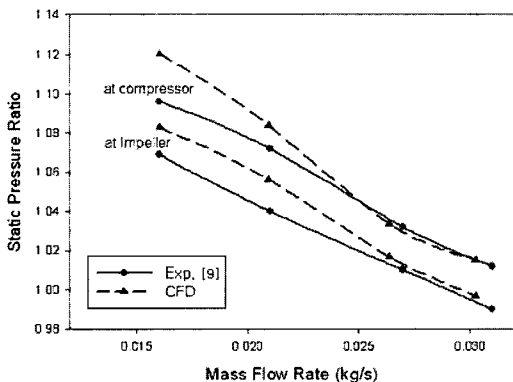


Fig. 6 Comparison with respect to previous experiment

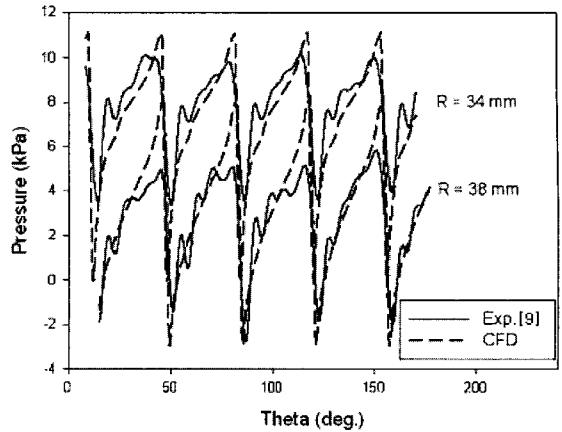


Fig. 7 Wall pressure distribution of impeller B

Edge Radius)이 다소 차이가 있는 것을 알 수 있다. 선행연구는 실험 장치를 10 배 확대하여 상사실험을 수행한 것으로 임펠러의 가공은 MEMS 가공이 아닌 기계가공으로 제작되었기 때문에 임펠러 가공 시 LER을 같게 할 경우 임펠러 B의 전연부가 얇아져 가공이 원활하게 되지 않아 제작의 용이성을 고려하여 LER의 영향은 배제된 상태에서 실험하였다. 본 연구는 수치해석 코드의 검증이 선행되어야하므로 수치해석도 Fig. 5와 동일한 LER이 서로 다른 형상을 가진 임펠러를 대상으로 수행되었다.

Fig. 6은 임펠러 A의 유량 변화에 따른 임펠러 및 전체의 정압비를 보여준다. 압력비는 유량이 높은 영역에서는 실험과 전산해석결과가 비교적 잘 일치하지만 저유량 영역에서는 수치해석이 다소 높게 예측(overestimate)되는 것으로 나타났다. Fig. 7은 각각 임펠러 B의 내부의 두 지점($r=34, 38\text{ mm}$)에서의 벽면압력을 실험결과와 비교한 그림이다. 실험과 전산해석 결과 모두 벽면압력 분포는 3차원 곡선의 형태로 유사한 경향을 나타내지만 실험에서 측정되었던 압력의 진동은 수치해석에서는 관찰되지 않았다. 이는 SST 난류모델이 임펠러 내부의 스크래핑 와류(Scraping vortex)와 익단간극에 의한 와류(Clearance vortex)의 영향에 의한 유동을 정확하게 모사하지 못하였기 때문인 것으로 판단된다. 이러한 독특한 유동은 다른 RANS계열의 난류모델을 사용한 경우에도 관찰할 수 없었기 때문에 압력분포의 위상 평균(Phase average) 값을 비교하여 검증하였다. 이상의 결과로부터 본 연구에서 설정한 격자 및 기법으로 수행된 전산 해석결과가 타당하다고 판단되며, 같은 기법을 이용한 여러

가지 형상에 대한 수치해석의 결과도 타당성이 있는 것으로 판단된다. 또한 기존의 실험에서 얻을 수 없었던 상세한 데이터를 획득함으로써 2차원 원심압축기의 유동 특성을 분석하여 성능을 개선하는데 유용할 것으로 판단된다.

3.2. 유로면적비의 변화에 따른 성능 특성

형상이 다른 여러 가지의 임펠러를 효과적으로 비교하기 위하여 유량계수와 압력계수를 도입하였다. 각각의 정의는 식 (1), (2)와 같다.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \pi r_1^2 U_2} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_1 U_2^2} \quad (2)$$

Fig. 8은 입출구 유로 면적비가 다른 각 임펠러들의 다른 성능 곡선을 나타낸 것으로 x축은 유량계수, y축은 2차원 원심압축기 전체의 압력계수를 보여준다. 범례에서 나타낸 유로면적비는 입구 단면적은 고정시킨 상태에서 출구단면적을 변화시키는 것으로 조절하였다. 2차원 임펠러의 유로면적이 일정한 임펠러 A의 성능이 가장 낮았고 유로면적비가 증가될수록 성능이 향상되는 경향을 보였다.

Fig. 9는 각 임펠러들의 유량변화에 따른 폴리트로픽 효율을 보여준다. 폴리트로픽 효율에 대한 수학적 표현은 식 (3)과 같다.

$$\eta_{c, pol} = \frac{\sum_{i \rightarrow \infty} \Delta h_{i,s,i}}{\Delta H_{real}} \quad (3)$$

입출구 면적비가 다른 각 임펠러들의 저유량 구간에서 효율이 낮고 유량이 커지면서 효율을 어느 정도 회복하지만 설계유량인 유량계수가 0.1인 지점을 지나면서 다시 떨어지는 경향을 나타낸다. 폴리트로픽 효율은 유량이 매우 작은 영역을 제외한 대부분의 영역에서 입출구 면적비가 2.26인 영역에서 가장 높은 것으로 나타났다. 유로면적의 변화비가 2이상이면 성능의 변화가 거의 없는 것으로 나타났다. 유로면적의

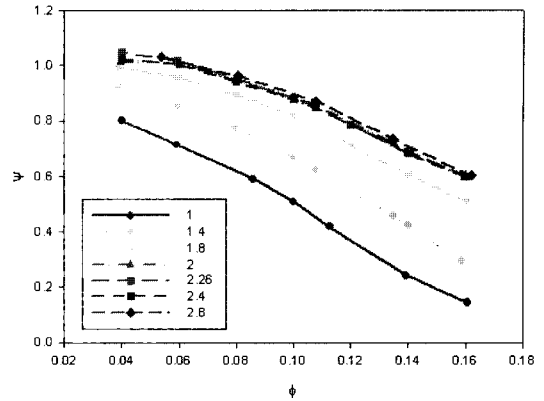


Fig. 8 Pressure coefficient with mass flow rates

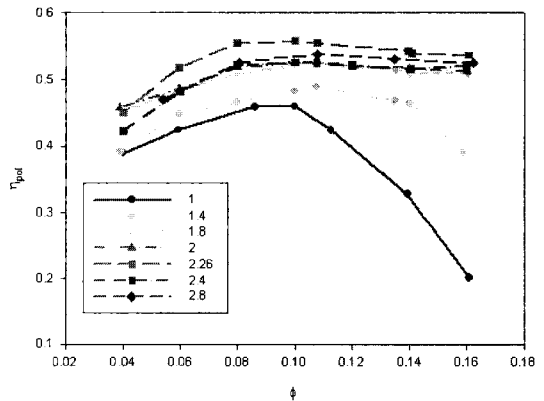


Fig. 9 Polytropic efficiency with mass flow rates

증가는 제트 성분 에 의한 손실 부분이 감소되어 임펠러의 성능에 향상을 주지만 큰 역압력 구배와 낮은 레이놀즈수의 영향으로 박리 발생이 쉽기 때문에 손실 또한 증가하는 것으로 판단된다. 이러한 유로면적비의 변화가 가지는 이점과 단점이 서로 상쇄되어 일정 수준에 도달하면 성능의 큰 변화가 없는 것으로 보인다. 유로면적의 변화가 주는 장점과 단점의 합이 전체적인 압축기 성능에 향상에 가장 큰 도움이 되는 최적의 형상은 임펠러의 입출구 유로 면적비가 2.26인 경우로 판단되었다.

3.3. 임펠러 A와 B의 내부 유동 특성

2차원 원심 압축기의 유로 면적 변화에 따른 유동 특성을 파악하기 위하여 유량계수가 0.1인 영역에서 임펠러 A와 B의 내부유동 특성을 비교하였다. Fig. 10

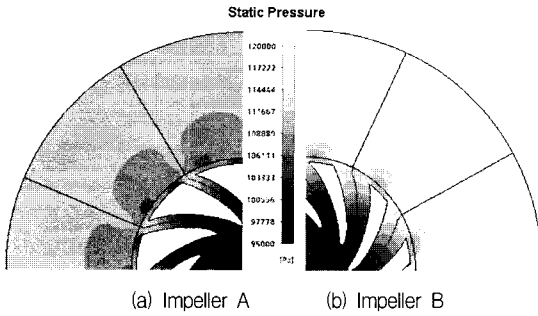


Fig. 10 Static pressure distribution at mid-span

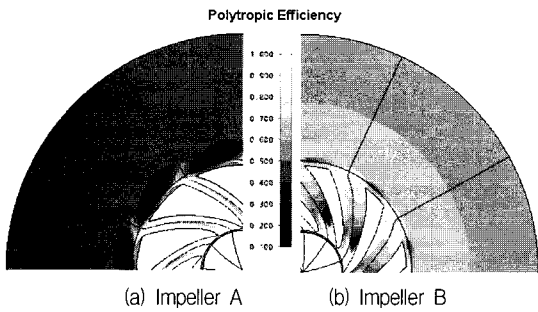
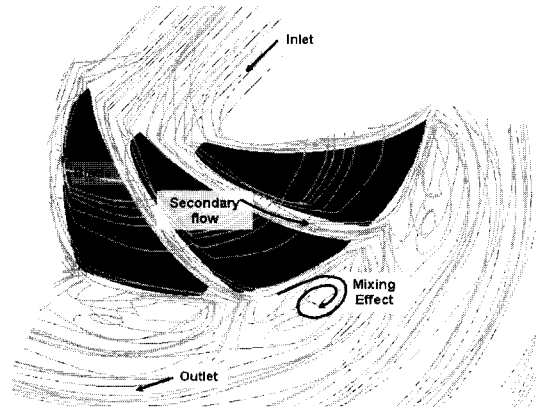


Fig. 11 Efficiency contours at mid-span

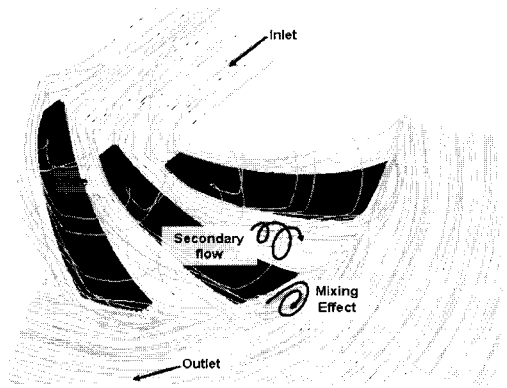
과 11은 각 임펠러 중간스팬면의 압력과 폴리트로픽 효율의 분포를, Fig. 12는 압축기 내부의 유선을 나타낸다. 정압력 분포를 살펴보면, 임펠러 내부의 압력상승은 큰 차이가 없으나 임펠러 출구에서 임펠러 A는 큰 압력강하의 발생으로 인해 높은 압력상승을 기대할 수 없었다. 임펠러 내부의 효율은 임펠러 B가 더 큰 손실을 보였지만 역시 임펠러 출구 영역에서 임펠러 A의 확산효과에 의한 손실로 전체적인 효율 또한 임펠러 B가 우수한 것으로 확인되었다. 이와 같은 현상은 유선의 흐름을 연계하여 관찰하는 것으로 확인할 수 있다. 임펠러 A는 유로면적이 일정하기 때문에 임펠러 B에 비하여 2차 유동에 의한 손실은 더 작지만 임펠러를 빠져 나온 유동이 디퓨저 입구에서 급격한 확산으로 큰 압력손실을 가지는 것으로 분석되었다.

4. 결론

임펠러의 입출구 면적비 변화가 2차원 원심압축기의 성능에 미치는 영향을 관찰하기 위하여 동일한 출구각을 가지면서 다른 출구 면적을 갖는 임펠러들을



(a) Impeller A



(b) Impeller B

Fig. 12 Streamlines of 2-D compressor

수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

임펠러 크기의 소형화와 고속회전 등으로 인해 실험적 연구에 제약이 따르는 초소형 2차원 원심압축기에 대한 전산해석코드의 검증을 수행함으로써 MEMS를 기반으로 하는 마이크로 가스터빈 개발에서 수치해석적 연구의 활용방안을 확인하였다. 전반적인 유동특성은 유사하였지만 더 정확한 해석을 위해서는 난류모델의 보완이 필요한 것으로 판단되었다. 유로면적이 일정한 임펠러는 임펠러 내부에서 2차 유동에 의한 손실은 미비하였으나 임펠러 출구면적이 작아 확산효과에 의해 큰 손실이 발생하여 전체적인 성능이 낮게 나타나는 것을 확인하였다. 또한 입출구 면적비가 증가할수록 확산효과에 의한 손실은 감소하였지만, 임펠러 내부에서 2차 유동에 의한 손실이 증가되는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 입출구 면적비의 변화로 인한

장점과 단점이 가감되어 손실의 합을 최소화할 수 있는 최적의 면적비는 2.26인 것으로 예측되었다. 향후 2차원 임펠러 형상 결정에 주요한 영향을 미치는 매개 변수들에 대한 많은 연구가 필요할 것으로 보인다. 이를 이용한 수정 설계로 기존의 2차원 원심압축기의 성능을 개선할 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) A. H. Epstein and S. D. Senturia, 1997, "Macro Power form Micro Machinery," Science, Vol. 276, May 1997, pp. 1211.
- (2) S. A. Jacobson, 1998, "Aerothermal Challenges in the Design of a Microfabricated Gas Turbine Engine," 29th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 98-2545.
- (3) A. Mehra, S. A. Jacobson, C. S. Tan and A. H. Epstein, 1998, "Aerodynamic Design Considerations for the Turbomachinery of a Micro Gas Turbine Engine," 25th National and 1st International Conference on Fluid Mechanics and Power.
- (4) G. B. Shirley, 1998, "An Experimental Investigation of a Low Reynolds Number, High MachNumber Centrifugal Compressor," MIT master thesis.
- (5) B. T. Sirakov, Y. Gong and A. H. Epstein, C. Tan, 2004, "Design and Characterization of Micro-Compressor Impellers," Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53332.
- (6) S. K. Kang, J. P. Johnston, T. Arima, M. Matsunaga, H. Tsuru and F. B. Prinz, 2003, "Micro Scale Radial Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride - Manufacturing and Performance," Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38933.
- (7) 강신형, 조운제, 윤하용, 이승갑, 1999, "초소형 원심 압축기의 날개 두께 변화에 따른 성능에 관한 실험적 연구," 유체기계저널, 제 2권, 제 1호, pp. 15~21.
- (8) H. Cho, H. Choi, K. Kim and J. T. Chung, 2005, "Experimental Study on the Performance Characteristics of Small Scale Two-dimensional Centrifugal Compressors," The 6th KSME-JSME Thermal and Fluids Eng., Jeju, March 20-23.
- (9) 홍동민, 정진택, 최항철, 신유환, 김광호, 2005, "2차원 소형 원심압축기 내의 정압 특성에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 추계 학술대회, pp. 1236~1241.
- (10) ANSYS CFX, Release 11.0, CFX-11 Documentation, 2006.
- (11) F. R. Menter, C. J. Ferreira, T. Esch and B. Konno, "The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines," International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, 2003, IGTC2003-TS-059.
- (12) J. E. Bardina, P. G. Huang and T. J. Coakley, 1997 "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development," NASA Technical Memorandum 110446, April 1997.