

## 초소형 2차원 원심압축기의 설계 및 성능특성

조형희\* · 최항철\* · 김광호\* · 정진택\*\*

### Design Technology and Performance Characteristics of Small Scale Two-Dimensional Centrifugal Compressor

Hyung-Hee Cho\*, Hang-Cheol Choi\*, Kwang-Ho Kim\*, Jin Taek Chung\*\*

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), 2-D Impeller(2차원 임펠러), Impeller Design(임펠러 설계), Performance Test(성능실험), Diffusion Loss(확산손실), Blockage(유로폐쇄)

#### ABSTRACT

2-dimensional impeller's distinctive feature is expected to have an influence on performance and flow characteristics of centrifugal compressor. And new design method is required for 2-dimensional impeller, because the unique geometry cannot be designed using conventional theories. The objective of this study is to advance new design technology for 2-dimensional impeller and to investigate the performance characteristics of designed 2-dimensional centrifugal compressor. The performance test for 2-dimensional impeller is conducted at 35000, 40000 and 45000rpm. Also numerical calculation is applied by using commercial CFD code, FLUENT, and the results are compared with experimental results.

#### 1. 서론

최근 전자 장비의 소형화와 군수 장비의 발달에 따라 소형 에너지원에 대한 필요성이 증가하고 있다. 이러한 흐름에 따라 소형이면서 에너지 밀도가 높은 마이크로 가스터빈에 대한 연구가 진행되고 있다.<sup>(1)</sup> 마이크로 가스터빈은 초소형의 압축기를 이용하여 대기의 압력을 상승시키고, 고온 고압의 공기로부터 에너지를 얻는 장치로서 압축기, 연소기, 터빈과 발전기로 구성되어 있다. 4개의 구성요소들은 서로 독립적으로 연구, 개발되고 있는데 특히 압축기의 임펠러와 터빈의 로터는 MEMS 가공의 기술적인 한계로 인하여 2차원 형상으로 개발되고 있다.<sup>(2)</sup>

2차원 임펠러는 일반적으로 사용되는 3차원 임펠러와는 다른 몇 가지 특징을 가지며, 이런 특이한 형상은 원심압축기의 성능과 유동특성에 영향을 미칠 것으로 예측된다. 또한 기존의 설계방법을 적용할 수 없기 때문에 새로운 설계 방법이 요구된다.<sup>(3)</sup>

따라서 본 연구에서는 2차원 임펠러에 적합한 새로운 설계 방법을 개발하였고, 주어진 설계조건에 따라 임펠러를 설계, 제작하였다. 또한 설계, 제작된 임펠러에 대하여 성능실험을 수행하였고, 실험 결과를 동일한 조건에서 해석한 CFD 결과와 비교해 보았다.

#### 2. 2차원 임펠러의 특징 및 설계 방법

2차원 임펠러는 일반적인 3차원 임펠러와는 다른 몇 가지의 특징을 가지는데, 그 특징들을 살펴보면 다음과 같다.

\* 한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터

\*\* 고려대학교 기계공학과

E-mail : khkim@kist.re.kr

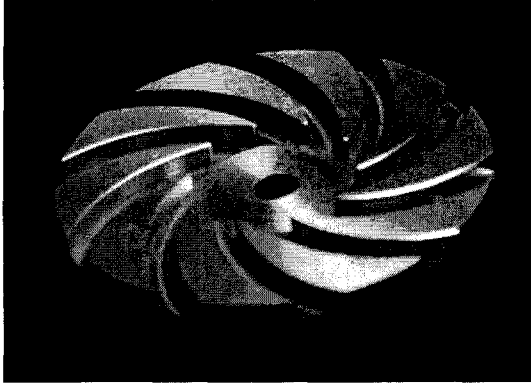


Fig. 1 Photo of two dimensional impeller

먼저, 깃(blade)의 높이가 임펠러 입구에서 출구까지 일정하다. 또한 최대한 단순한 형태로 설계되어 인두서가 없다. 또한 Fig. 1에서 보는 바와 같이 깃의 형상이 축방향으로 일정하여 비틀림(twist)이 없다. 이렇게 특이한 형상으로 인하여 축방향으로 들어온 유동은 임펠러 입구에서 급격히 반경 방향으로 90도 꺾이게 된다.

이러한 특징들은 임펠러 설계에 영향을 미치기 때문에 기존의 3차원 임펠러 설계 방식과 이론을 2차원 임펠러에 적용시킬 수 없다. 따라서 2차원 임펠러에 적합한 새로운 설계 방법과 이론이 요구된다.

Jacobson<sup>(4)</sup>은 마이크로 2차원 원심압축기에서는 큰 역압력구배로 인하여 박리 발생에 주의해야 된다고 하였다. 깃의 높이가 일정한 2차원 임펠러에서는 깃의 두께 조절을 통해 유로 면적을 제어한다. 따라서 박리 발생을 억제시키기 위해서는 유동 속도를 증가시켜야 하고, 이를 위해서는 깃의 두께를 증가시켜 임펠러 출구의 유로 면적을 축소시켜야 한다. 그러나 출구 면적을 축소시키면, blockage가 증가하고 경계층의 성장에 따른 마찰손실이 커지는 문제가 발생한다. 따라서 2차원 임펠러 설계시에는 위의 두 가지를 모두 고려하여 유로 면적을 일정하게 하는 것이 일반적이다.

임펠러 설계는 기본적으로 유동을 2차원으로 가정하였다. 임펠러 입구와 출구의 유동을 절대속도와 상대속도로 나타내고, 속도삼각형을 이용하면 입구와 출구의 유동각을 알 수 있다. 입구와 출구에 대하여 좀 더 자세히 살펴보면 다음과 같다.

임펠러 입구까지는 가해진 일이 없기 때문에 대기압과 대기온도로부터 입구의 상태량을 알 수 있다. 여

기에 주어진 설계회전수와 설계유량을 고려하면 Fig. 2 (a)와 같이 임펠러 입구에서의 속도삼각형을 그릴 수 있다.

또한 설계압력비가 주어지면 식 (1)과 같이 압력상승에 필요한 일의 양을 계산할 수 있고, 여기에 효율을 적당한 값으로 가정하면 식 (2)와 같이 압축기에 공급해주어야 할 일의 양을 구할 수 있다.

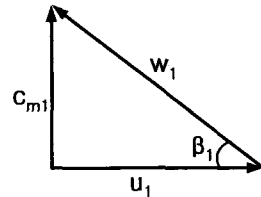
$$\Delta h_{t,s} = C_p T_{t1} [(p_r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1] \quad (1)$$

$$\Delta h_t = \frac{\Delta h_{t,s}}{\eta} \quad (2)$$

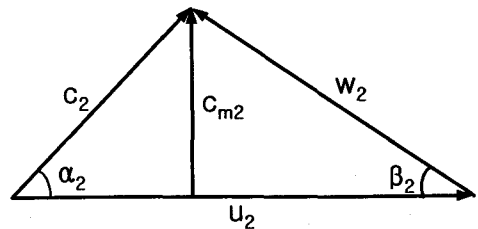
식 (2)는 Euler의 터보 방정식을 이용하여 식(3)과 같이 나타낼 수 있고, 질량 보존의 법칙에 따라 식 (4)와 같이 반경방향 속도를 구할 수 있다. 또한 아래의 식 (3)과 (4)를 이용하여 Fig. 2 (b)와 같이 임펠러 출구에서의 속도삼각형을 그릴 수 있다.

$$\Delta h_t = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \quad (3)$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} \quad (4)$$



(a) impeller inlet



(b) impeller exit

Fig. 2 Velocity triangles of impeller

그러나 여기서 주의해야 할 것은 출구의 유동각  $\beta_2$ 가 임펠러 출구각을 의미하는 것은 아니라는 점이다. 즉, 임펠러 출구에서의 미끄럼(slip)을 고려해 주어야 한다. 본 연구에서는 미끄럼 계산에 가장 흔히 사용되는 Wiesner의 관계식을 이용하였고, 식 (5)에 나타내었다.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \quad (5)$$

위와 같은 방법으로 임펠러 입구와 출구의 각도가 결정되면, 그 각도를 만족시키는 하나의 곡선을 그린다. 곡선은 하나의 원호(arc)로 나타낼 수 있고, 그 원호가 임펠러의 유로를 의미하는 것이다. 유로가 결정되면 끝으로 해야 할 일이 유로 면적을 정하는 것이다. 앞에서 언급했듯이, 유로내에서 유로 면적은 일정하기 때문에 임펠러 입구에 대해서만 고려해주면 된다. 유로 면적은 것의 높이와 유로 폭으로 나타낼 수 있고, 것의 높이 역시 일정하기 때문에 유로의 폭  $d$ 만 구하면 된다. 여기서 유로 폭은 Fig. 3과 같이 정의하고, 식 (6)을 통해 구할 수 있다.

$$d = \frac{\dot{m}}{\rho_1 w_1 b_1 Z} \quad (6)$$

위 식에서  $w_1$ 은 임펠러 입구에서의 상대속도,  $b_1$ 은 것의 높이,  $Z$ 는 지수를 의미한다. 지금까지의 방법으로 임펠러의 유로와 유로 폭이 정해지면 완전한 임펠러 설계가 되는 것이다. 그러나 여기서 한 가지 확인해야 할 점은 완성된 임펠러의 임펠러 출구 유동 면적을 계산해 보아야 한다.

식 (4)와 Fig. 2에서 보는 바와 같이, 임펠러 출구의 유동 면적은 속도삼각형에 영향을 준다. 즉, 출구의 유동 면적이 압축기 성능에 직접적인 영향을 미치는데, 이것은 2차원 임펠러의 특이한 형상으로 인하여 임펠러 출구에서 것에 의한 blockage가 발생하기 때문이다. Blockage는 임펠러 출구 전체의 면적에 대한 것에 의해 막혀있는 부분의 면적비로, 식 (7)과 같이 정의할 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$B = \frac{t_{n2} Z}{\sin \beta_{2b}} \frac{1}{2\pi r_2} \quad (7)$$

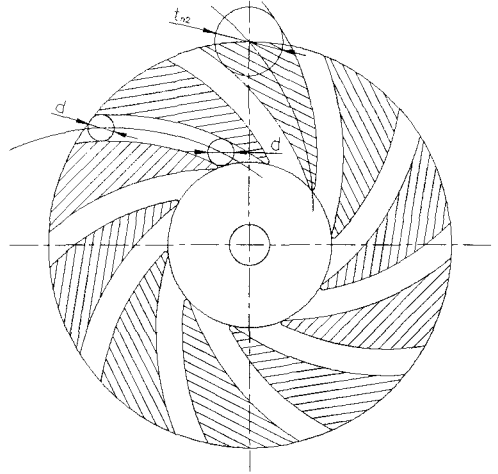


Fig. 3 Configuration of 2-dimensional impeller

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 (1 - B) \quad (8)$$

식 (7)에서 구한 blockage를 고려하여 식 (8)과 같이 임펠러 출구의 유동 면적을 구하고, 그 값이 식 (4)에 사용하였던  $A_2$ 와 같아지도록 과정을 반복하여 그 값이 서로 일치하면 최종적인 설계가 완료되는 것이다.

### 3. 성능시험

#### 3.1. 성능시험 장치

본 연구에서는 2차원 임펠러를 갖는 원심압축기의 성능특성을 파악하기 위하여 위의 설계방법에 따라 임펠러를 설계하여 제작하였다. 임펠러의 설계조건과 임펠러에 대한 제원은 각각 Table 1과 2에 나타내었고, 성능시험 장치는 Fig. 4와 같이 구성하였다.

Table 1 Design conditions

$\dot{m}$ [kg/sec]	0.021
$N$ [rpm]	45000
Pr	1.15
$\eta$	0.6

Table 2 Specifications of designed impeller

$r_1$	[mm]	16.3
$r_2$	[mm]	40.0
$r_3$	[mm]	100.0
$b_1$	[mm]	4.0
$b_2$	[mm]	4.0
$\beta_{1b}$	[deg]	33
$\beta_{2b}$	[deg]	49
Z	[개]	10

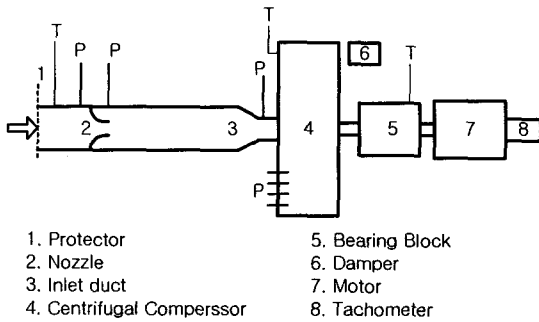


Fig. 4 Schematic diagram of the test rig

압축기 흡입관에는 안전을 위하여 입구에 보호 장치를 설치하였고, 유량은 흡입관에서 노즐을 이용하여 측정하였다. 모터는 최고회전수 72000rpm의 3상 2극 고속모터를 사용하였고, 인버터를 통하여 회전수 조절이 용이하도록 하였다. 압축기 출구에 댐퍼를 설치하여 유량을 조절하였고, 실험은 각각 35000, 40000 그리고 45000rpm에서 수행하였다.

압축기의 성능을 측정하기 위하여 디퓨저 입구에서 출구사이에는 온도와 압력을 측정할 수 있도록 장치를 구성하였다. 실험장치의 크기가 작고, 디퓨저에서의 유동 방향이 균일하지 않기 때문에 전압은 kiel-probe를 이용하여 측정하였다. 또한 온도는 열전대를 이용하여 측정하였고, tachometer를 이용하여 임펠러의 실험회전수를 측정하였다.

### 3.2. 측정 시스템 및 실험 방법

먼저, 모터의 회전수를 시험회전수로 설정한다. 회전수가 일정하게 유지되는지 확인한 후, 각 지점의 온도와 압력을 측정하였다.

PC에서의 명령은 압력스캐너로 전달되어 원하는 측정위치와 연결된 채널을 개방시키고, 이렇게 선택된 지점의 압력은 압력센서를 통해 측정된다. 측정된 값은 data logger에 의하여 디지털 값으로 변환되고, 컴퓨터로 전달되어 저장되어 진다. 이와 같은 방법으로 흡입관에서 압축기 출구까지 유동의 진행방향을 따라 각 지점의 압력을 측정할 수 있고, 온도의 경우도 같은 방법으로 측정하였다.

하나의 유량에 대한 측정이 완료되면 댐퍼를 조절하여 더 적은 유량에 대하여 위와 같은 방법으로 반복 측정하였다. 동일한 회전수에 대하여 유량을 변화시키면서 6개의 유량점에 대하여 성능을 측정하였고, 최소 유량 지점까지 실험을 완료한 후, 회전수를 변경하여 앞의 과정을 반복하였다.

### 3.3. 전산해석 방법

전산해석은 상용 코드인 FLUENT를 이용하였다. 격자 생성 프로그램인 gambit을 이용하여 최대한 실험장치와 유사하게 형상을 만들고, 약 41만개의 격자를 구성하여 전산해석을 수행하였다. 임펠러 주위의 격자는 Fig. 5와 같이 구성하였다. 유동은 3차원, 정상상태로 가정하였다. 또한, 작동유체인 공기는 실제로 압축성이지만 설계압력비가 1.15로 그다지 높지 않아 비압축성으로 가정하였다.

난류모델은 표준  $k-\epsilon$  모델을 이용하였고, steady segregated solver를 사용하였다. 전산해석은 설계회전

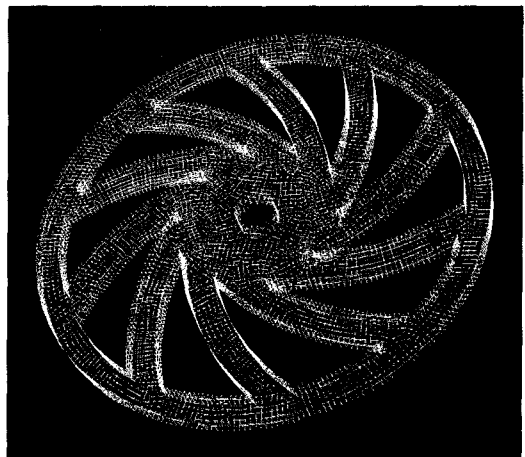


Fig. 5 Calculation grid of impeller

수인 45000rpm에서 실험과 동일한 조건으로 수행하였으며, 결과는 실험결과와의 비교를 통해 타당성을 확인하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 2차원 임펠러를 갖는 원심압축기의 성능을 측정하기 위하여 회전수가 각각 35000, 40000 그리고 45000rpm인 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 측정된 결과는 입구 조건에 영향을 받기 때문에 기준 상태로 보정하여 특성곡선을 나타내었다. KS B 6350<sup>(6)</sup>의 표준 흡입 상태에 따라 압력은 101.3 kPa, 온도는 293 K를 기준상태로 하였으며, 식 (9) ~ (12)를 이용하여 보정하였다.

$$\delta = \frac{P_{01}}{P_{ref}} \quad (9)$$

$$\theta = \frac{T_{01}}{T_{ref}} \quad (10)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m} \sqrt{\theta} / \delta \quad (11)$$

$$N_e = N / \sqrt{\theta} \quad (12)$$

위 식을 이용하여 보정된 임펠러 출구의 전압비와 디퓨저 출구의 전압비를 각각 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 6에서 보면, 임펠러 출구에서는 설계조건인 45000rpm, 0.021 kg/sec에서 설계압력비인 1.15보다 약간 큰 압력비를 나타내었다.

그러나 Fig. 7을 보면, Fig. 6과 비교했을 때, 압력강하가 매우 크게 일어난 것을 알 수 있다. 즉, 디퓨저를 통과하는 동안 매우 큰 손실이 발생하였다. 이것은 좁은 유동 통로를 빠져나온 유동이 급격한 확산에 의하여 디퓨저 입구에서 큰 압력손실을 일으켰기 때문이다.<sup>(7)</sup> 이것은 압축기 입구에서 디퓨저 출구까지 유동의 흐름을 따라 전압비와 정압비의 변화를 나타낸 Fig. 8을 보면 더 잘 나타난다.

Fig. 8에서 보는 바와 같이, 디퓨저 입구에서의 큰 손실은 유량이 많을수록 더 크게 나타났다. 또한 회전수가 증가할수록 손실은 증가하였고, 이러한 손실은 Fig. 7에서 보는 바와 같이 디퓨저 출구에서 원하는

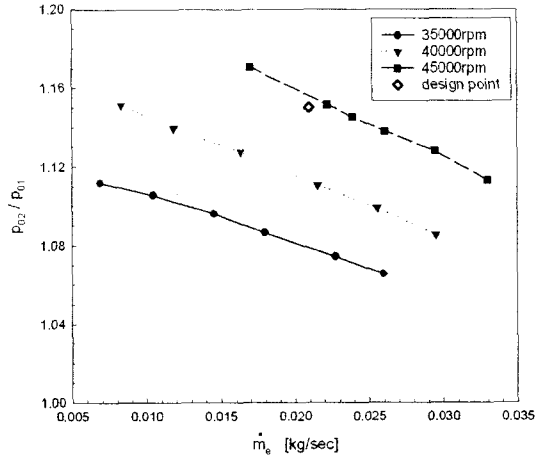


Fig. 6 Total pressure ratio at the impeller exit

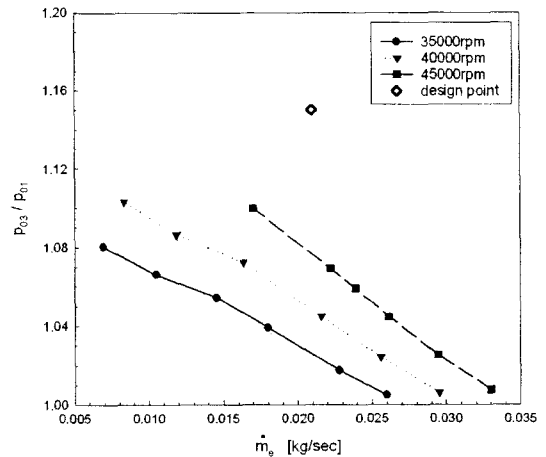


Fig. 7 Total pressure ratio at the diffuser exit

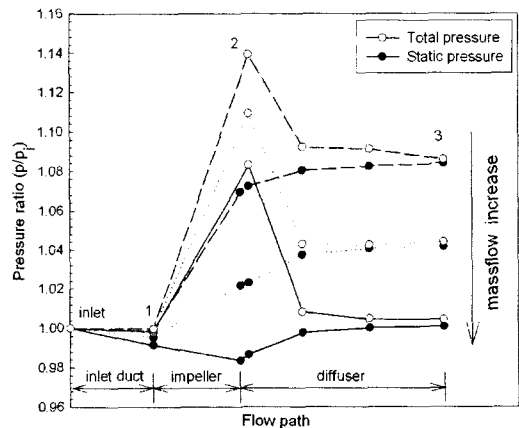


Fig. 8 Pressure variations along flow path at 40000rpm

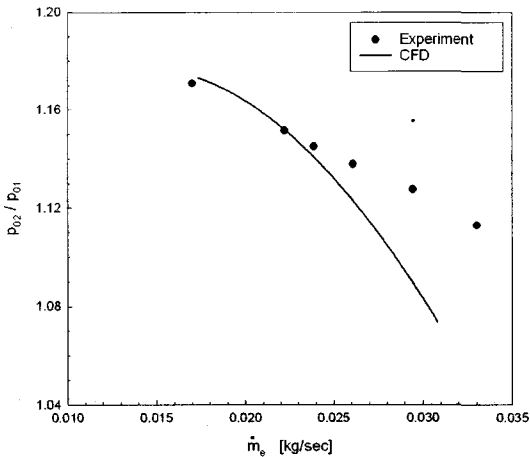


Fig. 9 Impeller exit total pressure ratio at 45000rpm

압력비를 얻을 수 없게 만드는 원인이 되었다.

설계회전수인 45000rpm에 대한 수치해석 결과와 실험결과를 Fig. 9에 나타내어 비교하였다. 계산결과를 비교적 실험결과와 잘 일치하는 경향을 보였고, 특히 설계유량 부근에서는 매우 잘 일치하였다.

## 5. 결론

2차원 임펠러의 설계방법에 대하여 연구하였다. 또한 설계, 제작된 임펠러의 회전수와 유량을 변화시키면서 성능을 측정하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 설계회전수와 설계유량, 설계압력비가 주어지면 유동을 2차원으로 가정하여 2차원 임펠러를 설계할 수 있다.
- 2) 상용 코드를 이용한 수치해석으로 2차원 원심압축기의 성능을 예측할 수 있다. 특히 설계점 부근에서는 실험결과와 매우 유사한 결과를 보였다.
- 3) 유로 면적이 일정한 2차원 임펠러는 디퓨저 입구에서 큰 압력손실을 발생시킨다. 이것은 좁은 유로를 통과한 유동이 디퓨저 입구에서 급격히 확산되면서 발생하는 확산 손실이다. 확산손실은 유량이 많을수록, 회전수가 증가할수록 커지는 경향을 보인다.

- 4) 유로가 좁은 2차원 임펠러는 상대적으로 동압성분이 매우 크기 때문에 디퓨저의 역할이 중요하다. 그러나 vaneless diffuser는 3)에서 언급한 바와 같이 디퓨저 입구에서의 큰 손실로 인해 디퓨저의 성능이 좋지 않다. 따라서 압축기의 성능을 향상시키기 위해서는 디퓨저에서의 유동을 측정하여 유동에 적절한 vane를 설치하거나, 임펠러 출구의 blockage를 감소시켜 디퓨저 입구에서의 급격한 손실을 감소시켜야 한다.

## 참고문헌

- (1) A. H. Epstein, S.D. Senturia, 1997, "Macro Power form Micro Machinery", Science, Vol. 276, pp.1211
- (2) A. H. Epstein, S. D. Senturia et al, 1997, "Micro- Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines- The MIT Microengine Project", 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 97-1773
- (3) P. Kang, S. Tanaka, M. Esashi, 2004, "Micro Turbocharger on a Single Silicon Rotor", Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2004-53565
- (4) S. A. Jacobson, 1998, "Aerothermal Challenges in the Design of a Microfabricated Gas Turbine Engine", 29th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 98-2545
- (5) 강신형, 조운재, 윤하용, 이승갑, 1999, "초소형 원심압축기의 날개 두께 변화에 따른 성능에 관한 실험적 연구", 유체기계저널, 제 2권, 제 1호, pp.15-21
- (6) KS B 6350, 1978, "터보형 블로어·압축기의 시험 및 검사 방법"
- (7) 조형희, 최항철, 김광호, 정진택, 2004, "초소형 2차원 원심압축기의 성능특성에 관한 연구", 제 3회 한국 유체공학 학술대회, GB25