



전산해석을 통한 원심압축기용 디퓨저의 폭변화에 따른 성능 연구

이 상 철,¹ 이 원 석,¹ 신 유 환,² 정 진 택^{*3}

PERFORMANCE BY WIDTH CONTRACTION IN VANELESS DIFFUSER OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

S.C. Lee,¹ W.S. Lee,¹ Y.H. Shin² and J.T. Chung^{*3}

This study describes effects of width contraction in vaneless diffuser on the performance of centrifugal compressors using commercial CFD code. Numerical analysis for three different diffusers such as Parallel, half contraction, and full contraction was performed. The results show that the performance of the centrifugal compressor is improved through the use of the diffusers with width parallel in high flow rate. The width contraction of diffusers is influenced static pressure rises. Comparison with the experimental data shows agreement.

Key Words : 원심압축기(Centrifugal Compressor), 깃 없는 디퓨저(Vaneless Diffuser), 정압상승계수(Static Pressure Rise Coefficient), 유량계수(Flow Coefficient), 전산유체역학(CFD)

1. 서 론

원심압축기는 터보기계의 기본적인 위치를 차지하는 요소로서, 주로 원심력에 의하여 작동유체의 압력을 상승시키는 유체기계이다. 임펠러를 지나는 작동유체는 고속으로 회전하는 날개에 의하여 에너지를 얻어 높은 속도를 가지게 된다. 이러한 작동유체가 지닌 운동에너지는 디퓨저를 지나면서 압력에너지로 회복된다.

압축기의 디퓨저는 임펠러를 지나는 유체의 균일하지 못한 속도 분포를 제거할 수 있어야 하며 압력회복능력과 더불어 왜곡이 적은 안정된 유동을 확립해야 한다. 이는 원심압축기의 성능과 직결되는 것으로서 디퓨저의 역할이 중요함을 알 수 있다. 따라서 원심압축기 디퓨저에서의 효율 향상과 유동의 안정성을 위해 디퓨저 내에서의 유동현상 및 특성, 성능을 이해하기 위한 많은 연구들이 진행되어져 왔다.

Dean과 Johnston[1]은 원심압축기 깃 없는 디퓨저에서의 손

실에 관하여 실험적 연구를 하였고, Ludtke[2]는 베인없는 디퓨저의 유동 안정성을 확보하기 위하여 평행한 허브와 쉬라우드 사이에 일정한 거리를 경사지게 점차로 줄여서 저유량 범위에서의 실속 시작점을 지연시키는 방안을 제시하였다. 또한 Ötügen[3]은 디퓨저 폭의 형상을 변화시켜 디퓨저 내에서 선회실속의 시작점을 늦추는 방안을 모색했으며, 쉬라우드면보다 허브면에서의 역류가 선회실속으로 발전되는 것을 보였다. Wulf[4]는 깃 없는 디퓨저에서 형상을 변화 시키가며 효율을 실험적으로 연구하였으며, Johnson 등[5]은 디퓨저에서의 유동장의 속도 등을 측정하는 실험을 하였다. 한태수 등[6]은 폭이 일정한 깃 없는 디퓨저의 형상을 변화시켜 비대칭적 속도 분포와 저유량 범위에서의 실속의 지연을 실험적으로 연구하였다.

본 연구에서는 기존의 깃 없는 디퓨저의 형상 변화에 따른 연구들에서 깃 없는 디퓨저의 형상변화가 갖는 큰 특징인 저유량 범위에서, 실속의 지연을 강조하고 장점을 보인 면에 착안하여 고유량 범위에서 깃 없는 디퓨저의 형상변화에 따른 성능 특성과 유동에 대해서도 알아 볼 필요성을 인식하였다. 이에 선행연구에서 한태수 등[6]이 수행한 실험적 연구를 기본으로 하여 같은 조건에서의 전산해석적 연구를 진행하였다. 전산해석 결과는 실험값과 비교를 통하여 그 타당성을 입증하고, 깃 없는 디퓨저의 형상변화에 따른 고유량 영역에서의

1 학생회원, 고려대학교 대학원 기계공학과

2 정회원, 한국과학기술연구원

3 정회원, 고려대학교 기계공학과

* TEL : 02) 3290-3364

* Corresponding author E-mail: jchung@korea.ac.kr

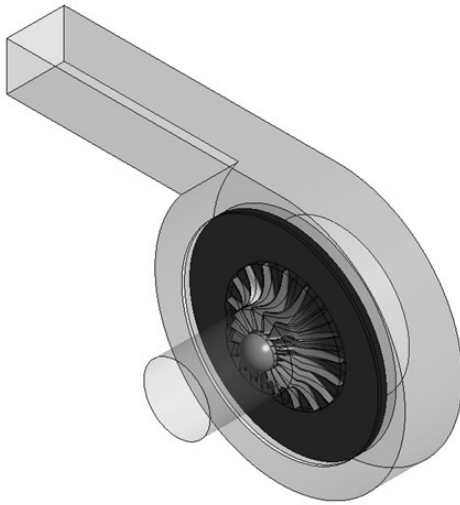


Fig. 1 Computational model of test compressor

성능 특성과 유동에 대해서 알아보았다. 또한, 실험에서 다룰 수 없었던 고 rpm 영역에 대한 성능 및 유동특성을 고찰하였다.

2. 전산해석

2.1 디퓨저 모델

본 연구에서는 깃 없는 디퓨저의 형상변화에 따른 영향에 대해 살펴보기 위해 한태수[6] 등의 연구와 동일한 형상에 대하여 전산해석을 수행하였다. 전산해석에 사용된 원심압축기의 형상 및 해석영역은 Fig. 1에서와 같이 임펠러와 디퓨저 및 볼류트 케이싱을 포함한다. 임펠러와 디퓨저의 주요제원은 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

Fig. 2는 본 연구에 사용한 세 가지 형상의 디퓨저로서, 디퓨저 폭의 변화는 쉬라우드면에 경사구배(taper)를 주어 설계하였다.

2.2 격자형성

본 연구에서는 격자형성을 위해 ANSYS ICEM CFD 12.0을

Table 1 Geometry of impeller

Exit Diameter	417.6mm
Hub Diameter	110mm
Tip Diameter	240mm
Number of Blades	17
Blade Exit Angle	90°

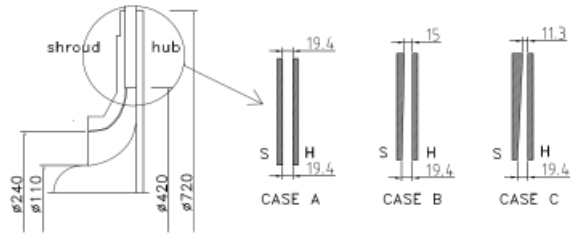


Fig. 2 Three different cases of diffuser

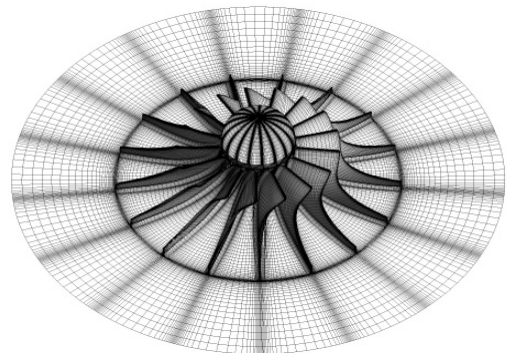


Fig. 3 Figure of computational grid

사용하였고, 임펠러 선단이 컷오프(cut-off) 형태임을 감안하여 임펠러 유로는 H형 격자계를 사용하여 생성하였다. 계산에 사용된 격자는 볼류트 케이싱을 포함하여 약 200만개로 결정하였다. Fig. 3은 해석에 사용된 임펠러 및 디퓨저의 격자를 보여주고 있다.

2.3 전산해석 방법

본 연구에서는 압축성 난류 유동해석을 위해 터보기계의 유동해석에 주로 사용되어지는 3차원 평균 Navier-stokes방정

Table. 2 Geometry of diffuser

CASE	입구 직경	출구 직경	입구 폭	출구 폭	특징
A	420 mm	720 mm	19.4 mm	19.4 mm	폭이 일정한 평행(parallel)한 기본모델
B				15 mm	폭 축소의 경사구배가 완만한 모델
C				11.3 mm	폭 축소의 경사구배가 급격한 모델 (유로 단면적이 일정)

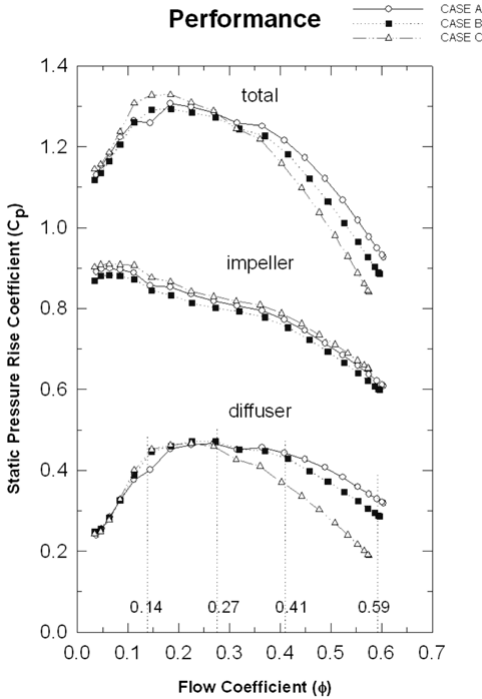


Fig. 4 Comparison of performance(3000rpm) [6]

식을 고려한 상용프로그램인 ANSYS CFX 12.0을 사용하였다.

작동 유체는 공기이며 유동은 정상상태로 가정하였고, 벽면에서는 미끄럼이 없다고 가정하였다. 또한, 정지계와 회전계의 경계면은 frozen rotor방식을 사용하였으며, 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 해석을 진행하였다.

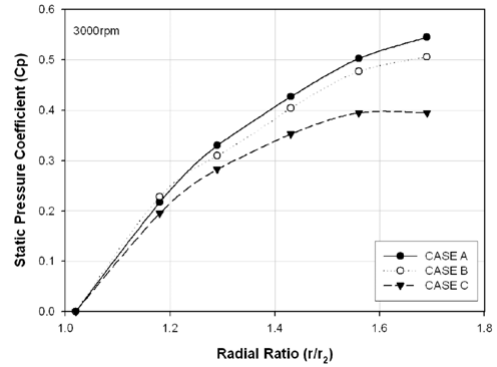
경계조건으로는 입구에서 전압, 출구에서 유량을 사용하였으며, 임펠러의 회전수는 실험조건과 동일한 3000rpm으로 하였다. 추가적으로 상용 원심압축기의 작동 영역인 고 rpm에서의 유동특성을 알아보기 위하여 12,620rpm과 14,200rpm에서도 전산해석을 진행하였다.

3. 해석결과 및 고찰

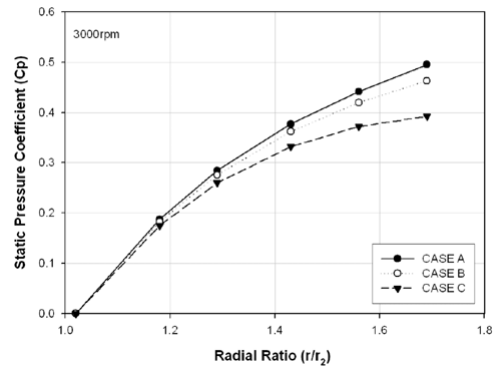
3.1 실험 결과와의 비교

본 연구에서의 전산해석은 한태수 등[6]의 실험적 연구와 동일한 설계 모델과 실험 조건으로 수행하였다.

Fig. 4는 한태수 등[6]의 실험적 연구 결과로서 유량계수 0.59가 고유량 임을 확인하였다. 본 연구에서의 목적은 고유량 범위에서 깃 없는 디퓨저의 형상변화에 따른 성능 특성과 유동에 대해 알아보려는 것이므로, 전산해석 조건에서 유량계수는 0.59로 정한다.



(a) Experiment [6]



(b) CFD

Fig. 5 Static pressure rise coefficient with diffuser radius ratio

Fig. 5의 (a), (b)는 회전수 3000rpm과 유량계수 0.59에서의 반경비에 따른 정압상승계수의 실험 값과 전산해석 값을 나타내고 있다.

계산에 사용된 무차원 계수는 다음과 같이 정의 하였다.

$$\text{유량계수} \quad \phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2}$$

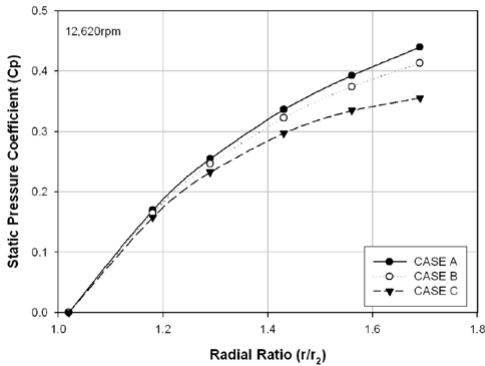
$$\text{정압상승계수} \quad C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_\infty U_2^2}$$

여기서, Q : volume flowrate

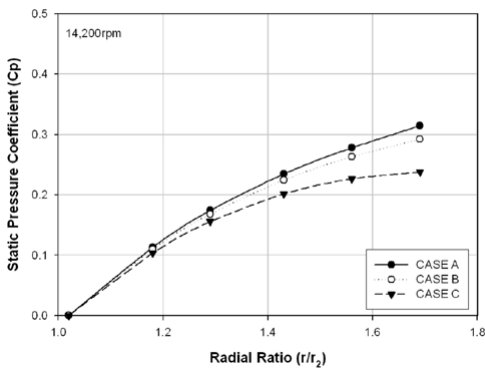
D : impeller diameter

b : diffuser inlet width

U : impeller tip diameter



(a) Ma=0.8



(b) Ma=0.9

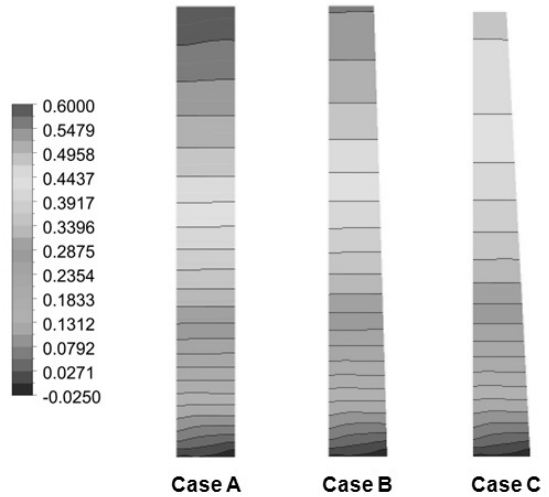
Fig. 6 Static pressure rise coefficient with diffuser radius ratio

실험적 연구결과와 전산해석의 결과를 비교하여 유사한 경향성이 나타나는 것을 확인하였다.

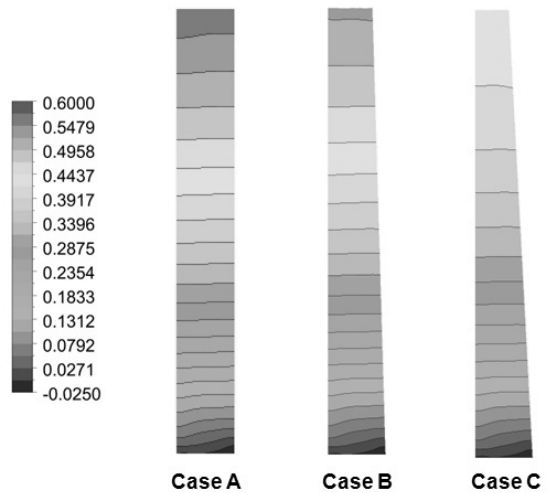
전산해석 결과 폭이 축소하는 형태의 깃 없는 디퓨저는 상대적으로 폭이 일정한 경우보다 디퓨저의 출구 쪽으로 갈수록 압력상승능력이 작다는 것을 볼 수 있다. 이는 디퓨저 형상 변화에 따라 디퓨저를 지나는 유체의 속도 분포가 달라지게 되고, 이로 인해 동압에서 정압으로 회복되는 정도의 차이가 생김에 따른 현상이라고 볼 수 있다.

3.2 고 rpm에서의 디퓨저 유동특성

본 연구에서는 상용 원심압축기의 작동 영역이 한테수 등 [6]의 실험 연구에서 다루었던 3000rpm보다 고 rpm임에 착안하여 추가적으로 고 rpm에서의 성능 및 유동특성에 대해 관찰하였다.



(a) Ma=0.8



(b) Ma=0.9

Fig. 7 Contour plot of pressure recovery coefficient distribution

임펠러 팁에서의 마하수가 0.8일 때와 0.9일 때를 이용해 임펠러 회전수 12,620rpm과 14,200rpm을 구할 수 있었고, 이를 적용하여 전산해석을 진행하였다.

Fig. 6의 (a), (b)는 실험 조건에서와 동일한 유량계수에서 각각 마하수 0.8과 0.9일 때, 반경비에 따른 정압상승계수의 전산해석 값을 CASE A, B, C별로 보여주고 있다. 디퓨저의 출구 쪽으로 갈수록 CASE B, C의 정압상승효과가 CASE A 보다 상대적으로 낮아짐을 볼 수 있었고, 이는 Fig. 5의 (b)와

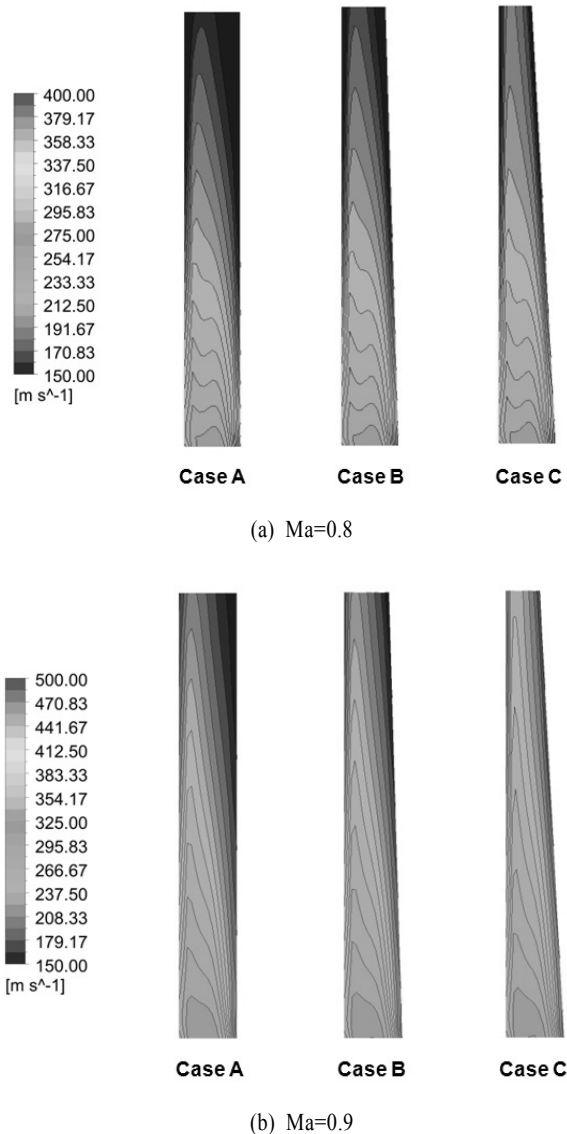


Fig. 8 Contour plot of velocity distribution

비교하였을 때, 고 rpm 영역에서도 깃 없는 디퓨저의 폭 축소의 영향으로 폭이 일정한 경우보다 낮은 압력비를 얻게 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 6의 (a)와 (b)를 비교하여 보면 마하수 0.9일 때가 0.8일 때 보다 정압상승의 효과가 30%정도 낮은 것을 볼 수 있다. 이는 천음속영역과 아음속영역의 유동현상의 차이로서 천음속 영역으로 올수록 디퓨저 내부에서 충격파 및 불안정한 유동이 확산되어 정압상승이 낮은 것으로 확인 된다.

Fig. 7의 (a)와 (b)는 마하수 0.8일 때와 0.9일 때의 디퓨저 내에서의 압력회복능력을 CASE A, B, C별로 보여 주고 있다.

유체의 진행방향으로 디퓨저 입구에서 출구까지 압력회복이 급격한 변화 없이 매끄럽게 이어지는 것을 확인할 수 있었고, 깃 없는 디퓨저의 폭이 축소 될수록, 디퓨저 끝으로 가면서 압력회복능력이 낮아짐을 알 수 있다. 또한, CASE A, B, C별로 마하수 0.8일 때와 0.9일 때를 비교하여 보면 디퓨저 내 동일한 반경에서 압력회복능력이 마하수 0.8일 때가 더 좋은 것을 볼 수 있고, 디퓨저 출구 쪽에서의 압력회복능력도 마하수 0.8일 때가 더 큰 것을 관찰했다.

Fig. 8의 (a)와 (b)는 마하수 0.8일 때와 0.9일 때의 디퓨저 내에서의 속도분포를 CASE A, B, C별로 보여 주고 있다.

그림에서 알 수 있듯이 디퓨저의 출구로 갈수록 속도가 낮아지는 것을 볼 수 있고, 임펠러의 출구에서 나오는 유체의 속도성분이 디퓨저로 들어오면서 전 영역으로 확산되는 것이 아니라 나오는 유체의 방향성에 의해 디퓨저의 허브면으로 편향되어지는 것을 볼 수 있다. 이에 따라 디퓨저의 허브면은 디퓨저의 쉬라우드면보다 빠른 속도의 유체가 지나가게 되고, 디퓨저 출구 쪽으로 갈수록 쉬라우드면에서 유체의 속도가 낮아짐을 알 수 있다. 이와 같은 현상으로 쉽게 정압으로 회복할 수 있는 낮은 속도 성분을 많이 포함한 폭 축소가 없는 깃 없는 디퓨저 일수록 압력회복능력이 좋아지는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 원심압축기에서, 깃 없는 디퓨저의 폭 변화에 따른 성능과 유동특성을 알아보고자 전산해석을 수행하였으며, 그 결과를 동일한 조건에서 수행한 실험결과와 비교하였다. 전산해석 결과는 실험결과와 유사한 경향을 나타내었고, 전산해석 결과를 정리하면 다음과 같다.

고유량 영역에서 깃 없는 디퓨저의 폭 축소는 폭이 일정한 경우보다 압력상승능력이 낮음을 알 수 있었고, 이는 회전수와 상관없이 유사한 경향을 보였다. 또한 임펠러의 마하수에 따른 유동특성의 변화로 디퓨저의 성능이 달라질 수 있음을 확인하였다.

디퓨저 내부 유동특성으로 디퓨저 출구로 갈수록 압력회복능력이 커짐을 알 수 있었고, 디퓨저 내부의 속도 분포를 통해 폭 축소가 없는 디퓨저의 유체 속도가 폭이 일정한 경우보다 작아 압력회복능력이 좋음을 알 수 있었다.

향후, 저유량 영역에서 깃 없는 디퓨저의 형상변화에 따른 성능 특성과 유동에 대해서도 알아 볼 것이다.

후 기

본 연구는 2010년도 두뇌한국 21사업에 의하여 지원되었음



을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 1966, Johnston, J.P. and Dean, R.C., Jr., "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps," *TRANS. ASME, J. of Eng. for Power*, pp.49-61.
- [2] 1983, Ludtke, K., "Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors-The Influence of the Vaneless Diffuser Shape," *TRANS. ASME*, Vol.105, Oct, pp.902-909.
- [3] 1988, Ötügen, M.V. and So, R.M.C., "Diffuser Stall and Rotating Zones of Separated Boundary Layer," *Experiments in Fluids* 6, pp.521-533.
- [4] 1992, Wulf, J.B., "Stage Efficiency Effects of Vaneless Diffuser Wall Contours," *ASME Paper No. 92-GT-18*.
- [5] 1994, Pinarbasi, A. and Johnson, M.W., "Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol.116, pp.453-461.
- [6] 1998, 한태수, 신유환, 정진택, 김광호, "원심 압축기의 깃 없는 디퓨저에서 폭 변화에 따른 성능과 유동특성에 관한 실험적 연구," *대한기계학회 춘계학술대회논문집, B*, pp.393-398.