

스플리터형 원심형 임펠러의 소음 특성에 대한 연구

° 전완호*, 정필중**

A numerical study on the acoustic characteristics of splitter type centrifugal impeller

Wan Ho Jeon, Phil-Joong Chung

ABSTRACT

Centrifugal pump are widely used and the noise generated by these machines causes one of the most serious problems. In general, the centrifugal pump noise is often dominated by tones at BPF(blade passage frequency) and its higher harmonics. This is a consequence of the strong interaction between the flow discharged from the impeller and the cutoff in the casing. However, only a few researches have been carried out on predicting the noise because of the difficulty in obtaining detailed information about the flow field and casing effects on noise radiation. The objective of this study is to develop a prediction method for the unsteady flow field and the acoustic pressure field of a centrifugal pump, and to calculate the effects of small vanes that are attached in original impeller - splitter impeller. We assume that the impeller rotates with a constant angular velocity and the flow field around the impeller is incompressible and inviscid. So, a discrete vortex method (DVM) is used to model the centrifugal pump and to calculate the flow field. The force of each element on the blade is calculated by the unsteady Bernoulli equation. Lowson's method is used to predict the acoustic source. The splitter impeller changes the acoustic characteristics as well as performance. Two-splitter type impeller is good for acoustic characteristics.

1. 서론

유체기계에 많이 사용되는 원심펌프의 경우, 사용 동력과 임펠러의 회전 각속도가 증가할수록 소음문제가 심각해지고 있다. 이런 이유로 저소음을 위한 많은 연구가 수행되고 있으며, 실험적으로 많은 내용이 밝혀졌다⁽¹⁾⁽²⁾. 그 대표적인 내용들이 임펠러와 케이싱의 간극을 증가시키고⁽¹⁾⁽²⁾, 임펠러의 깃을 비대칭적으로 배치시키고⁽³⁾, 임펠러의 원래 깃 사이에 작은 깃을 배치시키는 splitter 임펠러 등이다. 그러나, 좀 더 많은 정보를 얻고 여러 변수에 대한 효과를 파악하기 위해서는 수치적인 방법에 의한 해석도 필요하다. 이러한 수치적인 해석 방법은 유동과 소음을 동시에 고려해야 하기 때문에 아직도 상당부분 연구가 진행중인 분야이다. 최근 원심팬 소음을 수치적으로 예측할 수 있는 방법이 저자에 의해서 개발되었다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾. 본 연구는 기 개발된

수치기법을 이용해서 최근 많이 사용되고 있는 splitter 임펠러에 대한 유동과 소음의 해석을 수행하고, splitter의 변화에 대한 소음 특성 변화를 파악하는데 목적이 있다.

이 방법을 간단히 정리하면 다음과 같다. 유동장을 비정상 유동 계산에 많이 사용되는 이산와류법을 이용하여 계산하고, 유동장에서 구한 임펠러 깃의 힘(압력)으로 임펠러 깃에서의 비정상 압력 교란에 의한 소음을 예측하는 방법이다. 이것을 위해서 매시간 임펠러 깃의 각 요소에서 힘을 구하고, 움직이는 점 힘에 의한 먼 거리(far field) 음향장을 Lowson의 방법으로 예측한다. Lowson의 방법은 무한경계에서 이극이 움직이는 경우의 음향장을 예측하는 방법이므로 산란이나 회절의 효과는 고려되지 않으나 소음원의 규명이나 음압의 예측에는 쉽게 적용될 수 있다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

본 논문에서는 이 수치 기법을 이용하여

* 정회원, LG 전선 기계연구소, whjeon@cable.lg.co.kr

** LG 전선 기계연구소

원심펌프 임펠러의 유동과 소음을 해석한다. 특히, splitter 임펠러의 성능 변화와 소음 변화를 수치적으로 확인한다. 수치해석을 통해서 이미 실험에 의해서 확인된 바와 같이 splitter 임펠러는 BPF 소음을 감소시키고 그 다음 피크를 약간 증가시키는 것을 확인했다. 또한, 이런 변화의 원인이 임펠러의 출구 부위의 유동 구조가 splitter 의 경우 많이 균일해 지기 때문임을 확인했다.

2. 스플리터 임펠러 설계

기존에 있는 임펠러에 작은 안내깃을 단 임펠러(Splitter Impeller)는 최근에 많이 제안되고 있는 방법이다⁽⁴⁾. 이런 임펠러의 기본적인 형상은 그림 1 에 있다. 그림에서 기본적인 임펠러의 깃 사이에 작은 깃이 더 들어가 있는 것을 볼 수 있다. 이러한 깃의 삽입은 깃 사이의 slip 을 막아주어서 성능을 높여주고, jet/wake 현상을 많이 감소시켜서 소음을 줄이는 역할을 한다⁽⁴⁾.

그림에서 임펠러의 제원은 입출구직경(D_1, D_2)과 입출구각(β_1, β_2)이며 작은 안내깃 역시 입출구 직경(D_i, D_o)과 입출구각(β_i, β_o)이다. 본 연구에서는 기본적으로 D_i 를 0.2, β_i 는 28 도를 사용했다

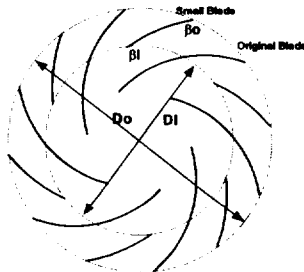


Figure 1. Centrifugal Impeller with added vane (Splitter Impeller)

본 연구에서는 이런 깃에 의한 현상을 수치적으로 확인하기 위해서 수치실험을 수행한다. 수치실험에 사용된 원심펌프는 원심형 임펠러에 웨지가 있는 형상으로 Weidemann 이 실험한 형상이다⁽⁸⁾. 이 형상은 케이싱이 없기 때문에 케이싱에 의한 산란이나 공명 등의 효과를 고려하지 않아도 되는 장점이 있고, 연구의 초점을 임펠러에 맞출 수 있다. 사용된 임펠러의 직경은 0.28(m), 내경은 0.112(m)이고 입구각과 출구각은 23.4°와 33.5°이다. 임펠러와 웨지의

간격은 0.0028(m)이다

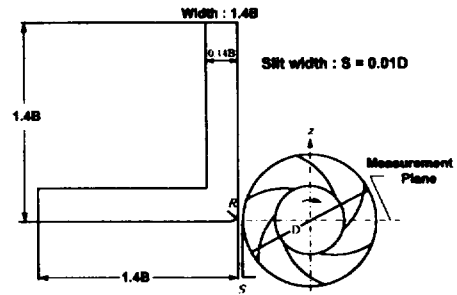


Fig. 2 Dimensions of the impeller and wedge⁽⁸⁾

그림 2 의 임펠러의 원래 깃 사이에 안내깃을 삽입한 형상이 그림 1 에 있는 것과 같은 splitter 임펠러이다.

3. 수치기법(Numerical Method)

3.1. 원심펌프의 유동장 해석

본 논문의 유동장 해석에 사용된 방법은 이산와류법으로 비정상 상태의 유동장을 해석하는데 많이 사용되는 방법이고, 원심펌프의 경우 유동장 해석에 계속 사용되고 있는 방법이다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

해석을 위해서 우선 원심펌프를 지배하는 흐름을 이차원, 비정상, 비점성 흐름으로 가정한다. 임펠러의 각 깃은 이산와류로 모사하고, 임펠러는 일정한 회전 각속도로 회전하며, 매 시간 임펠러의 깃 끝전에서 후류와류가 흘러져서 이동한다. 웨지는 용출패널(source panel)로 모사한다. 위의 가정과 모델을 이용하여 한 제어점에서 유도된 속도를 계산하면 다음과 같다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

$$\vec{U}(\vec{x}_c; t)_j = \vec{U}_Q(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{bs}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{wv}(\vec{x}_c; t)_j + \vec{U}_{sp}(\vec{x}_c; t)_j \quad (1)$$

여기서 하첨자 Q, bs, wv, sp 는 각각 용출점, 구속와류, 후류와류 그리고 용출패널을 나타낸 것이다. 즉, 우변의 첫 항부터 용출점에 의한 유도속도, 임펠러의 구속와류에 의한 유도속도, 흘러진 후류에 의한 유도속도 그리고 웨지를 모사한 용출패널에 의한 유도속도를 나타낸다.

구속와류 Γ_b 와 후류와류의 크기 그리고 용출패널의 세기는 모든 요소의 제어점에서 그

점에 수직한 상대속도가 영이라는 경계조건과 총 순환(total circulation)이 보존되어야 한다는 Kelvin 조건에 의해서 구해진다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾. 이 식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$g(\vec{x}_c; t)_j = \vec{u}(\vec{x}_c; t)_j \cdot \vec{n}(\vec{x}_c; t)_j, \\ = \begin{cases} \Omega \times (\vec{n}(\vec{x}_c; t)_j \cdot \vec{x}_{oj}(t)) & \text{Impeller} \\ 0 & \text{Wedge} \end{cases} \quad (2)$$

이 식을 (1) 과 같이 쓰면 다음과 같이 된다.

$$\vec{u}(\vec{x}_c, t)_j \cdot \vec{n}(\vec{x}_c)_j - g(\vec{x}_c, t)_j = 0 \quad (3)$$

여기서 $\vec{n}(\vec{x}_c)_j$ 는 j 번째 요소에 수직한 벡터이다.

위 식에 의해서 구해진 후류와류는 매 시간 흘러지고, 그 점에서의 유도속도에 의해서 이동한다. 후류와류의 이동에 사용한 방법은 2 차의 Runge-Kutta 방법이다. 또한 매시간 음향장 계산에 필요한 것의 힘을 비정상 베르누이 공식에 의해서 계산한다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

펌프는 유체에 에너지를 공급해 주는 기계이다. 그러므로, 펌프가 유체에 해 준 일을 예측하는 것은 무척 중요하며 수두로 표시된다. 임펠러가 유체에 해 준 일은 다음과 같다.

$$P = T\Omega = \rho g Q H_{th} \quad (4)$$

여기서 P 와 둘째항은 터보기계가 유체에 해 준 동력을 나타내고, 마지막 항은 유체가 받은 단위시간당 일을 나타낸다. T 는 유체의 유동을 일으키기 위한 임펠러 구동에 요구되는 토크로 Q 와 같은 부호이면 펌프나 임펠러같이 에너지를 넣어주는 기계를 나타내고, 다른 부호이면 터빈같이 유체에서 에너지를 얻는 기계를 나타낸다. 펌프의 이론적 수두(theoretical head : H_{th})는 다음과 같이 계산한다.

$$H_{th} = \frac{T\Omega}{\rho g Q} \quad (5)$$

여기서 g 는 중력 가속도이고 ρ 는 유체의 밀도이다. 임펠러에 의해서 유체가 받는 토크는 다음과 같다.

$$T = \sum_{j=1}^{NB_{nc}} (F_{nj} (\vec{x}_{oj} \cdot \vec{\tau}_j)) \quad (6)$$

는 F_{nj} 그 패널에 수직한 힘의 성분을 나타내고, 비정상 베르누이 공식(unsteady Bernoulli's equation)으로 계산한다.

$$F_{nj} = \rho \left\{ \vec{u}(\vec{x}_c) \cdot \vec{\tau} \frac{\Gamma_{bj}}{\Delta s_j} + \frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^j \Gamma_{bk} \right\} \Delta s_j \quad (7)$$

여기서, $\vec{\tau}_j$ 는 j 번째 요소의 접선벡터를 나타내고, Δs_j 는 j 번째 요소의 길이를 나타낸다.

3.2. 원심펌프의 음향장 해석

본 논문에서 계산하는 음향장은 임펠러가 회전하면서 웨지와 상호작용하여 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. 특히 사용된 형상과 같이 임펠러와 웨지가 가까이 있는 경우는 토온소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 예측이 가능하다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정하에 Lowson 의 움직이는 점 힘(point force) 에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

$$\rho - \rho_o = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_o^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (8)$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다. 여기서 a_o 는 음속(speed of sound)을 나타내고, F_i 는 힘을 r 은 관찰자와 음원간의 거리를 나타낸다. 또, x 는 관찰자의 위치를 y 는 음원의 위치를 나타낸다⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

식 (8)은 한 점원이 움직이는 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 것을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식(8)을 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

4. 계산결과

4.1. Weidemann 의 원심형 임펠러 해석

계산은 Weidemann 이 실험한 형상(Fig. 2)에 대하여 수행하였으며, 임펠러의 직경은 0.28(m)이고, 회전 각속도는 3000 rpm 에 대해서 해석하였다. 이 원심형 임펠러는 이미 본 저자에 의해서 수치적으로 해석이 수행되었고, 여러 변수에 의한 소음과 성능의 영향까지도 해석되었다⁽⁹⁾. Weidemann 이 3000 rpm 일 때 측정된 음압 스펙트럼과 본 방법으로 해석한 음압 스펙트럼의 비교가 그림 3 에 있다. 그림 3 에서 BPF 인 300Hz 와 그 조화주파수에서 피크가 생기는 것을 볼 수 있고, BPF 의 토온 소음이 아주 지배적임을 확인할 수 있다. 좀더 실험자료와 맞추기 위해서는 웨지에 의한 산란효과까지 BEM 으로 계산해야 하지만 음원의 특성을 비교하는 것은 본 방법에 의한 음향 해석으로도 예측 가능하다⁽⁷⁾.

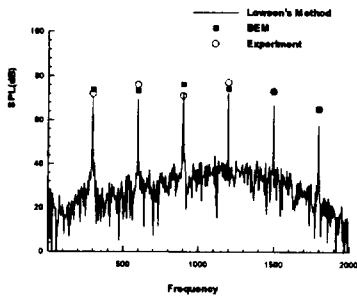


Fig. 3 Comparisons of the predicted acoustic pressure spectrum with measured one

4.2. Splitter 임펠러 해석

본 연구는 임펠러에 대한 형상을 바꾸어서 소음이 어느 정도 감소하는 가를 확인하는 것이므로 전체적인 모델은 Weidemann 의 원심형 임펠러와 동일하게 했다⁽⁸⁾. 그림 4 에 본 논문에서 사용한 작은 것이 있는 임펠러가 있다. 이 경우 작은 것의 입구 직경은 0.2 이고 출구 직경은 원래 것 과 동일하다.

계산을 위한 모델로 다음의 4 개의 모델을 선정하였다. 원래의 것이 6 개인 임펠러(Impeller I), 깃을 2 배로 한 12 개의 깃이 있는 임펠러(Impeller II) 그리고 그림 8 과 같이 작은 베인이 원래 깃 사이에 하나씩 있는 임펠러(Impeller III)의 경우와 원래의 깃 사이에 작은 베인이 두 개씩 들어간 임펠러(Impeller IV)의 네 가지 경우에 대해서 해석을 수행하였다. 해석은 유량계수 0.14, 회전수

3000rpm 일 경우에 대해서 수행하였다.

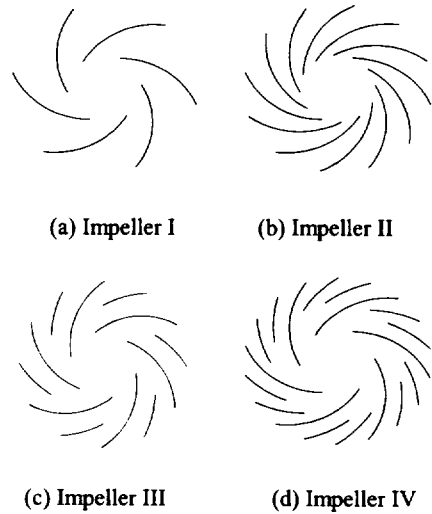


Fig. 4 Configuration of the various impeller type

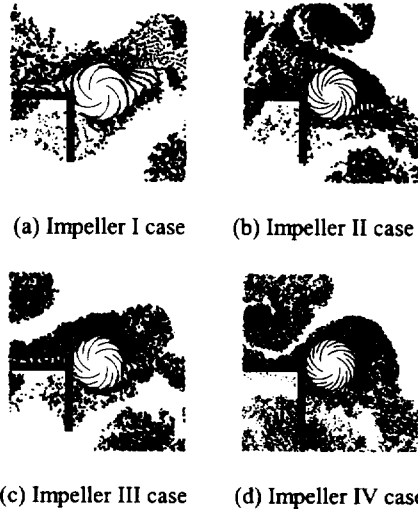
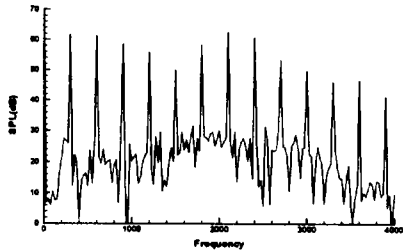


Fig. 5. Distribution of the shed vortex particles after 9 revolution of impeller.

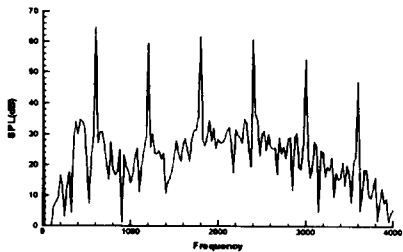
이 네 경우의 임펠러와 후류와류의 분포가 그림 5 에 있다. 작은 것에서도 후류가 흘러지며 사각형의 시계방향 와류입자와 삼각형의 반시계방향 와류입자가 번갈아 가면서 흘러지고 있다. 임펠러 깃이 웨지 부근으로 접근하면 양의 부호에서 큰 음의 부호로 후류와류의 방향이 바뀌는 것을 확인할 수 있다.

앞의 4 개의 모델에 대해서 수치적으로 예측된 음압이 그림 7 에 있다. 그림 8 (a)에서 BPF 와 그

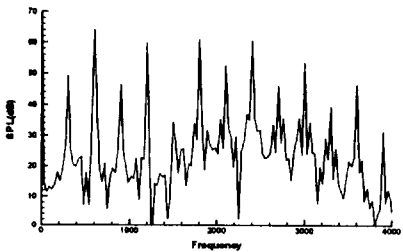
조화주파수가 계속 나타나는 것을 확인할 수 있다. 깃의 개수가 2 배가 된 Impeller II 의 경우는 BPF 가 Impeller I 의 경우의 2 배가되며 전체적인 경향은 비슷하다.



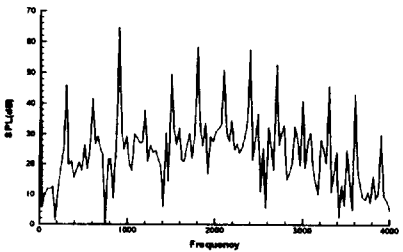
(a) Predicted SPL of Impeller I



(b) Predicted SPL of Impeller II



(c) Predicted SPL of Impeller III



(d) Predicted SPL of Impeller IV

Fig. 6 Predicted acoustic pressure at far field for four impeller type.

Splitter 임펠러인 Impeller III 의 경우는 BPF 인

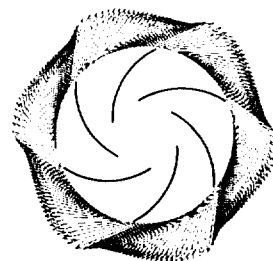
300Hz 가 10dB 이상 감소하고 600Hz 는 3dB 정도 증가한다. 이 경향은 그 조화주파수의 경우에도 비슷하게 나타난다. 작은 안내깃이 2 개 있는 Impeller IV 의 경우는 BPF 인 300Hz 와 그 조화주파수인 600Hz 까지 10dB 이상 감소하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 900Hz 는 6dB 정도 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 변화는 Dong 에 의한 실험 결과와 거의 유사한 경향을 나타낸다⁽⁴⁾.

각 경우의 계산된 평균 수두와 총 음압레벨이 표 1 에 있다. 표에서 총 음압레벨은 변화가 거의 없지만 그림 6 에서 확인하듯이 스펙트럼은 많은 변화가 있다. 즉 작은 베인을 여러 개 사용함으로써 소음 스펙트럼을 디자인 할 수 있다.

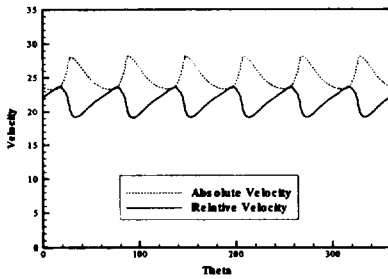
Table 1. Calculated head and predicted SPL

임펠러종류	평균 수두	총음압레벨
Impeller I	105.57	66.67
Impeller II	126.6	67.25
Impeller III	126.48	66.90
Impeller IV	132.73	66.63

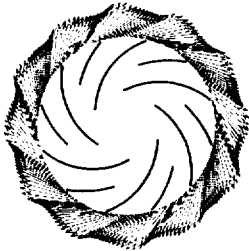
이런 소음 변화가 발생하는 원인을 확인하기 위해서 임펠러만 있는 경우 임펠러 출구부위의 속도를 계산했다. 그림 7 에 Impeller I 과 Impeller III 의 경우에 출구부위의 속도를 그림으로 나타냈다. Splitter 임펠러인 Impeller III 인 경우에 임펠러 출구의 속도 분포가 원래의 임펠러 보다 많이 균일해 지는 것을 확인할 수 있다. 원 임펠러(Impeller I)의 경우 절대속도의 변화량은 4.5m/sec 이나, splitter 임펠러(Impeller III)의 경우는 2m/sec 정도로 그 변화폭이 많이 작아지고 변화가 일어나는 회수가 2 배 증가한다. 즉, 원 임펠러보다 상호작용이 2 배 많이 일어나고 그 세기는 감소하는 것이다. 이러한 상호작용의 변화가 소음의 변화를 일으킨다.



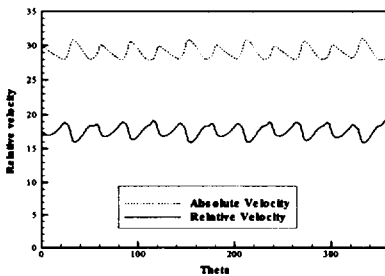
(a) Velocity vector plot for Impeller I



(b) Absolute and relative velocity with angle



(c) Velocity vector plot for Impeller III



(d) Absolute and relative velocity with angle

Fig. 7 Velocity vector plot for Impeller I and III

5. 결 론

최근 많이 사용되는 splitter 임펠러에 대한 유동과 소음에 대한 연구를 수치적으로 수행하였다. 연구에 사용된 전체 형상은 Weidemann의 원심펌프 형상에 임펠러만 splitter 임펠러로 바꾸어서 계산하였다. 계산 결과 splitter 임펠러는 전체 소음레벨을 감소시키지는 않지만 스펙트럼은 많이 변하는 것을 확인했다. 새롭게 제안된 작은 깃이 2 개 있는 splitter

임펠러(Impeller IV)의 경우는 훨씬 더 많은 스펙트럼의 변화가 있었고, 비록 전체 소음 레벨이 비슷하더라도 사람이 느끼는 소음에는 많은 변화가 있음을 확인할 수 있다.

Splitter 임펠러는 기존의 임펠러 보다 출구 부근의 유동이 많이 균일화되고, 이로 인해서 BPF 소음이 많이 감소함을 확인했다.

참고 문헌

- (1) Neise, W., 1976, "Noise Reduction in Centrifugal Fans : A Literature Survey," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 45, pp.375-403.
- (2) Neise, W., 1982, "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans," *J. of Engineering for Industry*, Vol. 104, pp.151-161.
- (3) M. Boltezer, M. Mesaric and A. Kuhelj, 1998, "The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated from Radial Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 216, pp.697-711
- (4) R. Dong, S. Chu and J. Katz, "Effect of Modification to Tongue and Impeller Geometry on Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump," *Transactions of ASME*, Vol. 119, pp.506-515, 1997
- (5) Wan-Ho Jeon, Duck-Joo Lee, 1999, An Analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 222, No. 3, pp.505-511
- (6) Wan-Ho Jeon, Duck-Joo Lee, An Analysis of the Flow and Sound Fields of a Centrifugal Fan Located Near a Wedge, *AIAA-99-1830*, 1999
- (7) Wan Ho Jeon and Duck Joo Lee, 2000, "An Analysis of Generation and Radiation of Sound for a Centrifugal Fan," *Seventh International Congress on Sound and Vibration*, Germany, pp. 1235~1242.
- (8) Weidemann, J., 1971, Analysis of the relations between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors, *NASA TT F-13,798*
- (9) 전완호, 이덕주, 1999, "원심팬의 설계 변수가 팬의 성능과 소음에 미치는 영향의 수치적 연구," *한국소음진동공학회지*, 2 권 3 호, pp.45~51