

원심팬에 의한 닫힌 구조물 내부의 음향장 해석

°전완호°, 이덕주**

An Analysis of the Acoustic Field in a Closed Structure by a Centrifugal Fan

Wan Ho Jeon, Duck Joo Lee

I. 서론

닫힌 구조물 내부의 음향장 해석은 많은 연구가 되었고, 지금 거의 모든 현상에 대한 연구가 수행된 상태이다. 그러나 이러한 해석들은 음원에 대한 이해 없이 음원을 단극(monopole)이나 쌍극(dipole)으로 모델하여 구조물의 음향학적 특성만을 알아보는 해석에 불과하다. 그러나, 팬과 같은 음원이 구조물의 내부에 있을 경우, 음원에 대한 정확한 이해 없이는 팬소음에 의한 구조물의 내부 음향장을 예측할 수 없다. 그러므로 팬소음에 의한 내부음장을 해석하기 위해서는 소음원이 되는 팬소음을 예측하고, 예측한 팬소음을 이용해서 구조물 내부의 음향장을 예측할 수 있는 방법을 개발해야 한다.

닫힌 구조물 내부의 음장 특성은 경계요소법이나 유한요소법을 이용하여 많이 해석됐다. 이러한 방법은 원심팬과 같이 음원의 특성 자체가 복잡하기 때문에 단순한 단극이나 쌍극으로 묘사할 수 없는 문제에는 적용이 불가능하다. 그러므로 원심팬에 의한 닫힌 구조물 내부의 음장 해석은 원심팬의 음향 특성을 고려해야 한다. 이러한 방법은 아직까지 연구된 바 없고, 음원인 원심팬의 음향 특성도 실험적인 방법으로만 수행되었다.[1~6] 그러므로 위와 같은 해석을 수행하기 위해서는 다음과 같은 기법들을 서로 연계시켜야 한다.

원심팬의 음원을 이해하기 위해서는 원심팬의

유동에 대한 정보가 있어야 한다. 그러므로, 원심팬을 수치적으로 해석하는 기법이 필요하다. 원심팬의 유동장은 전산유체해석방법(CFD)으로도 겨우 임펠러의 한 passage에 대한 흐름만 대한 해석만 수행되고 있는 상황이다.[7,8] 그러나, 케이싱이 있는 전체 원심팬은 임펠러의 흐름이 주기적이 아니므로 모든 passage의 흐름을 모두 해석해야 하고, 케이싱의 흐름까지 모사해야 하는 어려움 때문에 간단한 접근법 외에는 해석할 수 없다. 그러므로 원심팬에 적용하기 쉽고, 해석이 빠르며, 정확한 유동현상을 이해할 수 있는 이산와류법과 패널법을 이용하여 원심팬의 유동장을 해석한다. 이 방법은 CFD보다는 접근이 용이한 방법으로 많이 연구되어왔고, 아직도 연구되어지고 있다.[9~15]

원심팬의 소음해석 기법은 Lighthill 방정식을 풀어야 하는 어려운 작업이기 때문에 아직 해석된 예가 드물다. 그래서 본 연구에서는 이미 개발한 움직이는 쌍극에 의한 소음 계산 기법[15]을 이용해서 원심팬의 소음을 자유공간에서 계산한다.

닫힌 공간내의 음장은 경계요소법 혹은 유한요소법으로 많이 연구가 되어 왔다. 본 연구도 일반적으로 많이 사용되는 경계요소법을 이용한다.

이 세가지 방법은 원심팬에 의한 유동/음원 특성을 계산하고, 계산된 음원특성을 이용해서 경계요소법으로 전체 음향장을 계산하는 순서로 수행

* 한국과학기술원 항공우주공학과 박사과정

** 정회원, 한국과학기술원 항공우주공학과 교수

된다.

II. 유동장 해석

본 연구에 사용된 팬은 냉장고의 뒷면에 냉기를 순환시키기 위한 팬으로 형상이 복잡하다. 그림 1을 보면 케이싱이 복잡한 형태이고, 출구가 임펠러와 동일평면에 존재하지 않고 뒷쪽으로(3차원의 z , 즉 냉동실의 문 쪽으로) 출구가 달려있다. 또한, 원심팬의 입류 유동도 임펠러의 중앙으로 들어오는 것이 아니라 임펠러의 전 면적에 걸쳐서 유입되기 때문에 용출점이 아닌 분포된 용출패널로 모사해야 한다. 이러한 원심팬을 해석하기 위하여 임펠러를 지나는 흐름을 비정상(unsteady), 비점성(inviscid), 비압축성, 이차원 흐름으로 가정하여 임펠러 깃은 이산와류(discrete vortex)로 케이싱은 용출패널(source panel)로 모사해서 해석한다. 매 시간 깃의 뒷전(trailing edge)에서 후류가 와류(vortex)로 모사되어 흘러진다. 성능은 유량과 수두(혹은 압력)로 나타내고 수두는 비정상 베르누이 공식(unstead Bernoulli equation)에 의하여 구한다.[15] 또, 케이싱의 출구가 3차원으로 존재하므로 sink 패널로 모델한다. 임펠러는 NB개의 깃을 가지며 깃은 얇다고 가정하고 각 깃은 nc 개의 요소로 나눈다. 깃요소는 lumped vortex 요소를 이용한다.[16] 후류는 매 시간마다 Kelvin 조건을 만족시키기 위하여 깃의 뒷전에서 이산와류로 모델화하여 생성되어 흘러진다. 흘러진 와류는 매 시간마다 유도속도(induced velocity)에 의하여 이동한다. 케이싱은 일정크기를 가진 용출패널로 모델화하고 제어점은 그 패널의 중앙에 둔다.

계산에서 매 시간 각 깃의 j 번째 요소에 수직인 힘의 성분 \bar{F}_j 는 비정상 베르누이 공식에 의하여 다음과 같이 계산된다.

$$\bar{F}_j = \rho \left\{ \bar{U}(\bar{x}_j) \cdot \bar{r}_j + \frac{\Gamma_j}{\Delta s_j} + \frac{\partial}{\partial t} \sum_{i=1}^N \Gamma_{i,j} \right\} \Delta s_j \quad (1)$$

여기서, \bar{r}_j 는 j 번째 요소의 접선벡터를, Δs_j 는 j 번째 요소의 길이를 나타낸다.

여기서 매시간 계산된 각 요소에서의 힘은 음향장을 계산하는 입력자료로 사용되어 비정상 힘에 의한 음향을 계산한다.

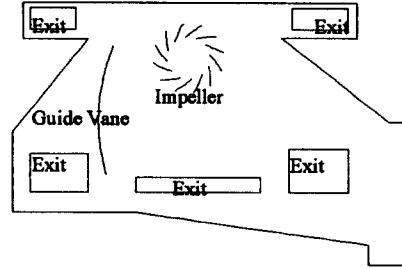


Fig. 1 Configuration of Centrifugal Fan

III. 음향장 해석

III-1. 개요

임펠러가 회전하는 원심팬의 경우 거의 모든 소음의 발생 원인은 회전하는 임펠러이다. 임펠러와 케이싱의 주기적인 교란이 날개통과 주파수로 대표되는 tonal 소음으로 나타나며, 임펠러의 회전에 의하여 유발된 난류유동의 교란과, 임펠러 깃 끝전에서 흘러지는 후류와류에 의한 비정상 압력의 교란은 광역소음(broadband noise)의 원인이 된다.

음장을 계산하는 방법은 높은 차수의 스킴을 사용하여 유동과 음향을 같이 계산하는 방법과, 유동장을 해석한 후 모든 시간의 유동장 data를 가지고 다시 음향을 계산하는 방법의 두 가지로 나눌 수 있다. 첫번째 방법은 정밀한 유동해석 solver가 있어야 하나, 현재의 기술로는 케이싱이 있는 형상에 대하여 Navier-Stokes 방정식을 풀기조차 힘든 일이므로 아직도 더 많은 연구가 되어야 하는 부분이다. 두 번째 방법은 프로펠러나 로터 등의 축류팬의 음향해석 시 많이 사용하는 방법으로 축류팬의 경우 많은 연구가 되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 방법을 원심팬에 응용하고자 한다.

본 연구는 원심팬의 소음은 쌍극(dipole)이 우세하다는 가정하에[4] 위의 두 번째 방법을 이용하여 음향장을 해석하였다. 즉, 모든 시간의 임펠러 각 요소에서의 힘을 계산해 둔 후 Lowson's 공식[17]을 이용하여 near field의 음향을 계산하였다. 여기서 계산된 스펙트럼을 가지고 우세한 주파수에서의 음향전파를 경계요소법(Boundary

Element Method)의 음원으로 사용하였다.

III-2. 음원

원심팬의 음원을 임펠러의 힘으로 보면 각각의 임펠러가 움직일 때의 움직이는 힘에 의한 음향장은 다음과 같이 표시된다.[17]

$$\rho - \rho_0 = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (2)$$

식에서 첫 항은 힘의 비정상 변화에 의한 음압을 나타내고, 두 번째 항은 가속도(회전)에 의한 음압을 나타낸다.

위의 밀도는 압력과 다음과 같은 관계가 있다.

$$P = a_0^2 \rho \quad (3)$$

위의 압력은 시간영역에서 계산되며, 주파수특성을 알기 위해서는 푸리에 변환(FFT)을 시켜주어야 한다. 또, 압력은 로그 스케일로 바꾸어야 알기 쉬우므로 아래의 공식에 의하여 데시벨(decibel) 스케일로 바꾸어 준다.

$$SPL = 10 \text{Log} \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^2 \quad (4)$$

where, $P_{ref} = 2 \times 10^{-5} (N / m^2)$

식 (2)는 움직이는 쌍극이 있을 경우의 음향장이다. 본 연구에서는 임펠러의 깃을 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘(point force)으로 계산하였으므로 식(2)를 전체 임펠러 요소에 대하여 중첩하면 임펠러의 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

III-3. 경계요소법

냉동실 같은 닫혀진 물체의 음장은 CAA (Computational Aeroacoustics), FEM(Finite Element Method), BEM(Boundary Element Method) 등을 이용하여 계산한다. 이 중 CAA는 고차의 스킴을 이용해야 하므로 아직도 스킴 개발에 많은 연구가 계속되고 있으며, 해석은 주로 FEM과 BEM이 많이 사용되고 있다.

음향 전파에 대한 계산에서 BEM은 무반사 조건에 불필요하고 전체 영역을 계산할 필요 없이 표면만 계산하면 된다는 장점 때문에 많이 사용된다. 본 연구에서도 이러한 장점 때문에 BEM을

사용한다.

지배방정식

정지한 압축성 매질에서 압력 및 속도를 아주 작은 교란양으로 가정하고 등엔트로피 과정일 때 속도포텐셜 ϕ 에 대한 지배 방정식은 다음과 같은 선형파동방정식(homogeneous wave equation)이 된다. 속도포텐셜 ϕ 를 시간에 대한 주기함수라고 가정하면

$$(\nabla^2 + \kappa^2) \phi = 0 \quad (5)$$

여기서 κ 는 파동수이며 ω/a_0 와 같다.

일반적으로 적분방정식을 유도하는데 Green's 2nd identity를 이용하는 방법과 가중잔여법(weighted residual formulation)을 이용하는 방법이 있는데 여기서는 첫번째 방법을 이용했다

$$C(P)\phi(P) = \int_S \left[\phi(Q) \frac{\partial G}{\partial n}(P, Q) - \frac{\partial \phi}{\partial n} G(P, Q) \right] dS(Q) \quad (6)$$

음원이 있는 경우 Helmholtz 적분방정식은 다음과 같다.

$$C(P)\phi(P) = \int_S \left[\phi(Q) \frac{\partial G}{\partial n}(P, Q) - \frac{\partial \phi}{\partial n} G(P, Q) \right] dS(Q) + \int V Q_n(X_n) G(P, X_n) dv \quad (7)$$

위 식 (6),(7)은 위치에 상관없이 음장내 임의의 한 점(P)에서의 음향량(acoustic quantity)은 표면 S 상에서의 단극(monopole)과 쌍극(dipole)값에 의하여 구할 수 있다는 것을 의미한다. 이와같이 적분형 지배방정식은 3차원 문제를 2차원 문제화 함으로써 미지수의 개수를 감소시켜주는 장점을 제공한다. 또한 닫혀진 계산영역을 Sommerfeld 방사 조건으로 열어줌으로써 유한차분법(FDM), 유한체적법(FVM) 등과 같은 미분형 지배방정식을 풀 때 비반사 경계조건을 어떻게 풀어줄 것인가 등과 같은 문제가 발생하지 않는다. 즉, 적분형 지배방정식을 풀면 먼 음장(far field)에서의 경계조건을 수학적으로 만족시켜 준다. 계산에 사용된 요소는 2차의 isoparametric 요소로서 8절점 사각형과 6절점 삼각형 요소를 함께 사용할 수 있다. 행렬식은 최소자승법(least-squares procedure)을 이용하여 풀었다.

VI. 계산결과

VI-1. 유동해석

해석에 사용된 원심팬 임펠러의 형상은 아래 표와 같다.

Table. 1. Dimensions of a centrifugal fan

	IDOL 원심팬
깃의 개수	12
임펠러의 내경	0.075(m)
임펠러의 외경	0.1076(m)
임펠러의 입구각	30(deg)
임펠러의 출구각	40(deg)

이 임펠러는 shroud 가 없는 임펠러로 기존의 용출점의 모델을 사용하면 실제 흐름을 모사할 수 없다. 이 경우는 분포된 용출패널을 이용하여 임펠러 전 영역에 걸쳐서 용출패널을 깔아주어야 한다. 용출점으로 모델 했을 때와 용출패널로 모델했을 경우의 수두의 변화가 그림 2 에 있다. 그림에서 용출패널로 모델 했을 때의 수두가 용출점에 의한 수두보다 낮은 것을 확인할 수 있다. 이것은 임펠러 입구와 전체 임펠러에서의 반경방향 유도속도가 용출패널의 경우 더 작기 때문이다.

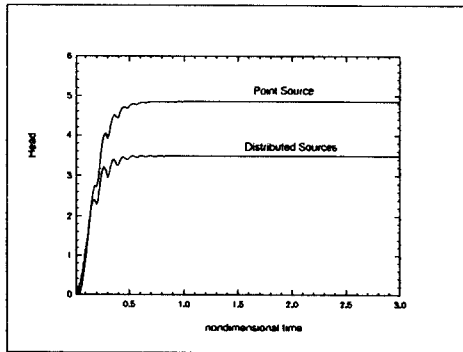


Fig.2 Calculated head variation with time

유량이 $0.7(m^3/min)$ 인 경우의 임펠러에서 흘러진 후류와류 세기의 시간에 대한 변화가 그림 3 에 있다. 시간이 지나면 거의 영의 와도를 가진 후류가 흘러지며 모든 깃의 값이 동일함을 알

수 있다.

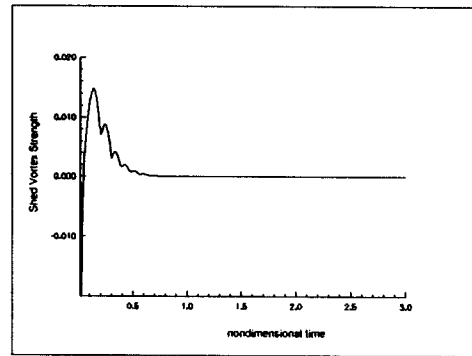


Fig. 3 Variation of shed vortex strength at impeller.

냉동실의 형상은 그림 1 에 있는 형상으로 5 개의 출구와 한 개의 안내깃이 있는 아주 복잡한 형상이다. 이 형상에 대한 해석도 무차원 시간이 8 일때 까지 수행하였다. 이때 시간에 따른 수두 변화와 흘러지는 후류와류세기의 변화가 그림 4 에 있다.

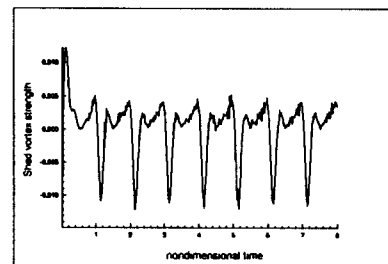
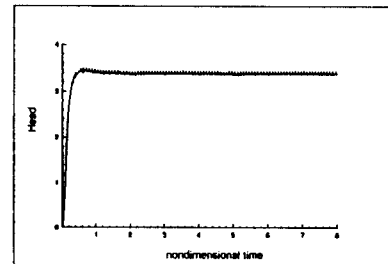


Fig.4. Variation of head and shed vortex strength at centrifugal fan

후류와류의 세기는 주기적인 현상을 나타내고 있다. 시간에 따른 후류와류 입자분포와 속도벡터

가 그림 5와 6에 있다. 속도벡터 그림에서 원심팬과 윗 판과의 상호작용이 가장 큰 것을 알 수 있다.

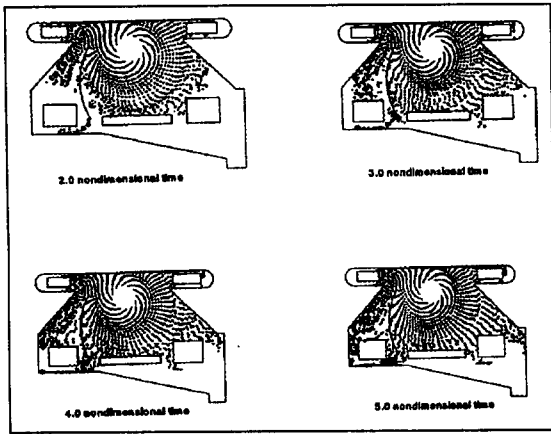


Fig. 5 Vortex Particle Distribution

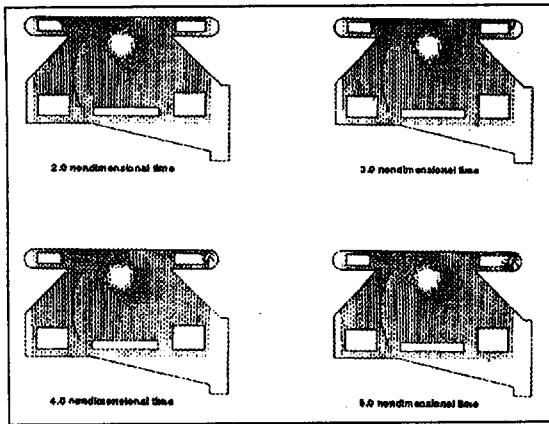


Fig. 6 Velocity vector plot of the fan with time

냉동실은 계산의 편의를 위하여 냉동실을 크기 1x1x1.2(m)의 사각형 box로 모델한다. 모든 주파수에 대하여 계산할 수 있으나 저주파수(85Hz), BPF(363 Hz), 2 번째 BPF(725 Hz) 그리고 중간 주파수(533 Hz)의 네 경우에 대하여 해석을 수행한다.

그림 7과 8에 원심팬의 음원을 고려한 냉동실내의 음장 해석의 결과가 있다. 그림 8은 음원이 있는 면의 음압으로 두 가지 패턴을 확인할 수 있다. 첫째는 저주파수와 BPF의 경우로 저주파수는 거의 단극의 거동을 하고, BPF는 단극에 가까우나 이극과 단극이 결합된 특성을 보이고 있다.

중간 주파수와 두 번째 BPF의 경우는 45도의 경사진 로브를 가진 이극의 특성이 명확하게 나타나고 있다. 이러한 45도의 경사는 임펠러와 안내깃, 출구 그리고 케이싱과의 상호작용의 벡터 합인 방향이다. 특히 윗판과의 상호작용과 좌우 케이싱과의 상호작용이 크다. 이러한 주기적인 상호작용이 원심팬의 소음을 유발시키고 지배적인 소음으로 나타나게 되는 것이다.

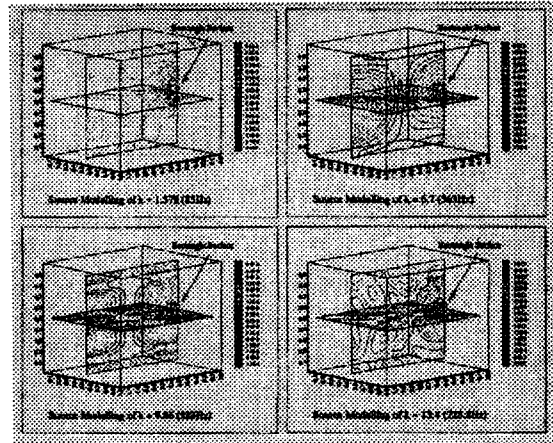


Fig. 7 Contour plot of sound pressure at freezer by centrifugal fan

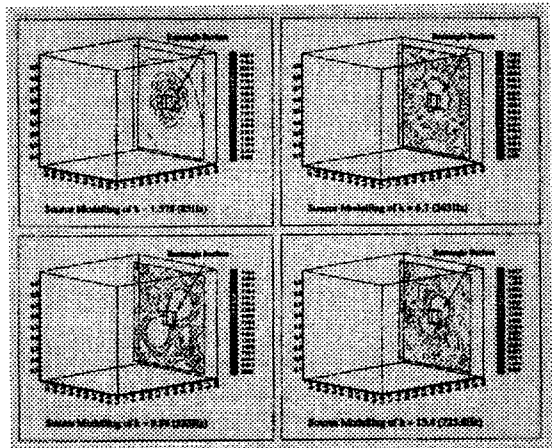


Fig. 8 Contour plot of sound pressure at freezer by centrifugal fan

결론

달린 구조물 내부에 원심팬과 같은 소음원이 있는 경우의 내부음장의 해석기법을 개발했다. 해석은 경제요소법을 사용하고 음원은 유동에서 계산한 음원을 이용하여 해석한다. 개발된 기법을 냉장고의 냉기순환 원심팬에 적용해서, 원심팬의 이극 특성을 확인했다.

감사의 글

본 연구는 삼성전자 생활시스템 연구소의 지원을 받아 수행하였으며, 관계자 여러분께 깊은 감사사를 드린다.

참고문헌

1. Howes, F. S., and Real, R. R., [1958], "Noise Origin, Power, and Spectra of Ducted Centrifugal Fans," *Journal of the Aeroacoustical Society of America*, Vol. 30, No. 8, pp.714-720.
2. Maling, G. C., [1963], "Dimensional Analysis of Blower Noise," *Journal of the Aeroacoustical Society of America*, vol. 35, pp.1556-1564.
3. Chanaud, R. C., [1965], "Aerodynamic Sound from Centrifugal-Fan Rotors," *Journal of the Aeroacoustical Society of America*, Vol. 37, pp.969-974.
4. Neise, W., [1975], "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 43, No. 1, pp.61-75.
5. Neise, W., and Barsikow, B., [1982], "Acoustic Similarity Laws for Fans," *Trans. of the ASME*, Vol. 104, May, pp.162-168.
6. Bent, P.H., McLaughlin, D.K., and Thompson, D.E., [1992], "The Influence of Discharge Configuration on the Generation of Broadband Noise in Centrifugal Turbomachinery," *DGLR/AIAA 92-02-099*, pp.607-614.
7. 강신형, 최영석, [1995], "설계점 및 탈 설계점에서의 원심압축기 회전차 내부의 2 차유동", *대한기계학회 95년도 추계학술대회 논문집 (II)*, pp.433~438
8. Hah, C., Bryans, A. C., Moussa, Z., and Tomosho, M. E., [1988], "Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backswept Impeller at Various Operating Conditions," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp.303-311.
9. Tsukamoto, H., and Ohashi, H., [1982] "Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Starting Period," *Trans. of the ASME*, Vol. 104, March 1982, pp.6-14.
10. Imaichi, K., Tsujimoto, Y., and Yoshida Y., [1982], "An Analysis of Unsteady Torque on a Two-Dimensional Radial Impeller," *Trans. of the ASME*, Vol. 104, June, pp.228-234.
11. Tsukamoto, H., Matsunaga, S., Yoneda H., and Hata, S., [1986], "Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Stopping Period," *Trans. of the ASME*, Vol. 108, December 1986, pp.392-399
12. Shoji, H., and Ohashi, H., [1987], "Lateral Fluid Forces on Whirling Centrifugal Impeller(1st Report : Theory)," *Trans. of the ASME*, Vol. 109, June, pp.94-99
13. Kiya, M., and Kusaka, A., [1988], "Discrete-Vortex Simulation of Separated Unsteady Flow in a Centrifugal Impeller," *Invited Lecture at Soviet Union-Japan Symposium on Computational Fluid Dynamics*, September, pp.1-5.
14. Evangelos E. Morfiadakis, Spyros G. Voutsinas and Dimitris E. Papantonis, [1991], "Unsteady Flow Calculation in a Radial Flow Centrifugal Pump with Spiral Caing," *International J. for Numerical Meth. in Fluids*, Vol. 12, pp.895-908.
15. 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, "진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석," *한국소음진동 공학회지*, 제 7 권 1 호, pp. 99-116
16. Katz, J., and Plotkin, A., [1992], Low-Speed Aerodynamics, McGraw-Hill
17. Lowson, M. V., [1965], "The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London*, Ser A. 286, pp.559-572.