

냉장고 기계실 축류팬 소음의 수치적 연구

Numerical study on the machine room axial flow fan of a refrigerator

전완호† · 김욱* · 신대식** · 김현주**

Wan-Ho Jeon, Wook Kim, Dae-sig Shin and Hyunjoo Kim

Key Words : Fan noise(팬소음), Refrigerator(냉장고), noise source(소음원), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

The noise of a refrigerator is consisted of the various flow noises of a refrigerator fan, a compressor and a condenser fan. The demands of high flow rate, compact space and low noise are to be accommodated, especially, in the case of a premium refrigerator. In this study, flow field, noise sources and flow noise are analyzed numerically and compared to the measured data. The flow field is calculated with 3-dimensional CFD solver – SC/Tetra, and the noise source and aeroacoustic noise is analyzed with FlowNoise S/W. Low noise axial fan can be developed by controlling the dominant noise source area.

1. 서론

국내에 가전제품에 대한 연구와 개발이 진행된 십수년 동안 성능을 증가시키고, 소비전력을 감소시키고 소음을 줄이기 위한 많은 노력과 연구가 진행되었다.¹⁾²⁾ 특히, 소음의 경우 국내 가전제품의 중요한 경쟁력 중 하나이기 때문에 저소음에 대한 많은 연구가 진행되었다. 특히 가전제품 소음의 큰 기여를 차지하는 팬의 경우는 대부분의 가전회사에서 팬소음을 위한 기본 실험장비가 구비되어 있고 저소음화를 위한 연구가 대부분 실험에 의해 진행되고 있는 상황이다. 실험에 의한 방법은 소음원에 대한 정확한 원인 규명과 소음원 위치 파악이 어렵기 때문에 저소음화 팬의 설계에 큰 기여를 하지 못하고 있다. 이에 본 연구에서는 저소음화 연구의 새로운 방법으로 수치기법에 의한 팬 테스트를 설정하고 유동장 해석, 소음원 분석 및 소음 예측까지 수행하는 연구 process를 제안한다.

냉장고 기계실의 냉각용 팬은 축류팬이 사용되며, 일반적인 고품량 팬으로 날개수 3 개인 팬이 주로 사용되고 있다. 이 팬은 냉장고내에 있는 팬과 달리 외부에 위치하면서 24 시간 계속 작동하기 때문에 사용자에게 소음이 계속 들리는 주요 관심 부품 중 하나이다. 특히 새벽이나 밤의 조용한 시간에 들리는 팬 소음을 줄이기 위해서 기계실 팬의 저소음화는 계속 연구가 되고 있는 분야

이다. 지금까지의 연구는 실험에 의한 방법으로 기계실 팬의 저소음화를 추진하였다. 냉장고 기계실에 새로운 팬을 조립하고 무향실에서 측정하는 방식으로 진행되어, 많은 시간과 노력이 소요되는 연구 방법이었다. 또한, 설계한 팬이 저소음화가 되지 않았을 경우 다음의 설계 방향이나 연구방향을 확인하는 것이 어려웠다.

팬 소음은 팬의 구동에 의해서 발생하는 유동이 팬 자체의 회전과 상호작용하면서 발생하는 와류 및 압력의 변동에 의해서 발생하는 것으로 비정상 유동장의 정보가 없이는 소음원 및 정확한 소음 발생 메커니즘을 예측하기가 어렵다. 본 연구에서는 팬 자체에 대한 특성 파악을 위해서 팬 실험장치인 팬테스터와 유사한 무향팬테스터를 수치적으로 구현하고, 팬의 성능 및 유동장 그리고 소음원에 대한 정보를 수치적으로 분석하여 저소음화 연구의 기초자료로 사용할 수 있도록 하는데 그 목적이 있다.

2. 연구 방법

2.1 수치해석을 통한 팬테스터 적용

팬의 유동소음에 관한 해석을 수행하기 위해서는 유동장 해석이 필수적이다. 본 연구에서는 수치적 기법으로 팬을 해석하기 위해서, 그림 1 과 같은 무향 팬테스터의 모델을 만들고 팬을 sliding mesh 를 이용하여 회전시켜 팬의 유동을 해석하였다.

팬 모델은 팬 주변의 구조물인 모터와 지지대를 포함하였으며 팬 테스터 모델은 실제 모델과 비슷

† (주) 씨텍 기술연구소
E-mail : whjeon@cedic.biz
Tel : (02)2113-0095, Fax : (02) 2113-0085

* (주) 씨텍 기술연구소

** 삼성전자

하계 웬 전후방에 각각 1.1m 와 0.6m 의 챔버 공간을 설정하였다. 경계조건은 웬의 성능곡선을 계산하기 위하여 입구에 압력으로 -2, -3, -4, -5, -6Pa 의 조건을 설정하였고 출구는 대기압 조건으로 설정하였다. 웬의 회전수는 성능곡선 전영역에서 1055rpm 으로 일정하다고 가정하였으며 실제 측정치와는 무차원 계수를 이용하여 비교하였다.

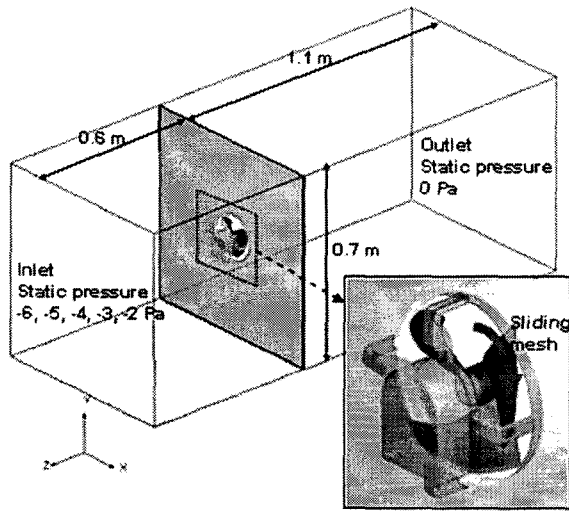


Fig. 1 Computational domain for a fan and a tester

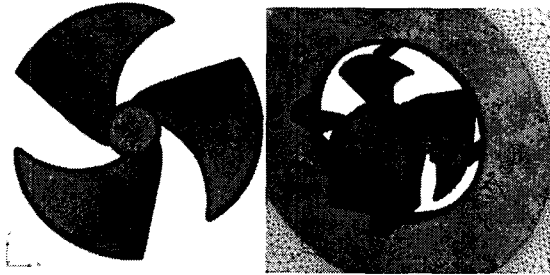
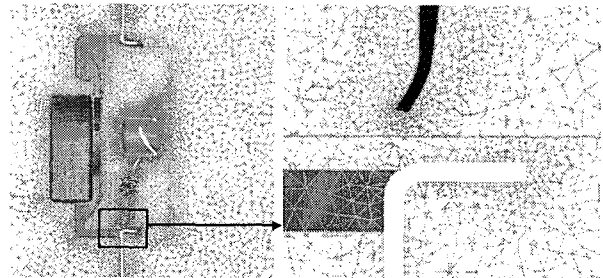


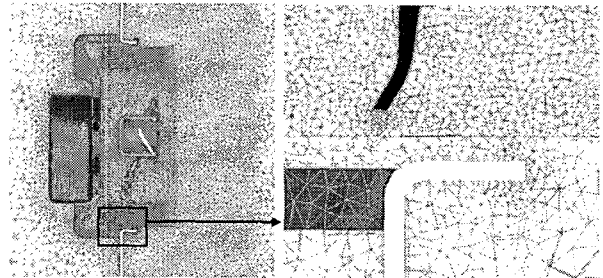
Fig. 2 3 blades refrigerator fan and peripheral structures

그림 2 에는 냉장고 기계실에 사용되는 3 날개 축류웬을 나타내었으며, 본 연구에서 고려한 해석 모델은 모터부와 연결부까지 포함한 웬 모델이다.

계산 격자는 2 가지 격자계에 대해서 해석의 격자 의존성을 테스트하였다. 격자 1 은 노드수 115 만개 (요소수 520 만개)의 격자이며 격자 2 는 노드수 170 만개 (요소수 850 만개)의 격자계로 구성하였다. 격자계 1 은 웬과 쉬라우드의 표면만 조밀하게 격자를 구성한 것이고 격자계 2 는 웬의 끝단 영역의 회전부분을 전부 조밀하게 구성한 것이다.



(a) Grid 1 : Nodes : 1,150,000, refined around just a surface



(b) Grid 2 : 1,700,000, refined tip rotation area

Fig. 3 Computational grids for a fan, shroud and motor

해석은 상용 CFD코드인 SC/Tetra를 사용하였다.³⁾ SC/Tetra는 node based FVM기법을 사용한 코드로 압력 계산은 SIMPLEC를 사용하고 난류모델은 RNG k-ε 모델을 사용하였다.

실험 결과는 회전수가 조금씩 변하기 때문에 식 (1), (2) 와 같이 무차원 정압 계수와 풍량 계수를 도입하여 측정 결과와 비교하였다.

$$\text{Capacity coefficient : } \varphi = \frac{8 \cdot Q}{\omega \cdot \pi \cdot D^3} \quad (1)$$

$$\text{Head coefficient : } \psi = \frac{8 \cdot \rho_w \cdot g \cdot H}{\rho_a \cdot D^2 \cdot \omega^2} \quad (2)$$

2.2 수치해석을 통한 무향웬테스터 적용

무향 웬테스터에서 웬의 성능과 유동 특성을 해석하기 위하여 Sliding mesh 방법을 이용하여 비정상 유동 해석을 하였다. 수렴된 유동장을 얻기 위하여 정상해석 후 비정상 해석을 3 회전 계산하여 맥동 수렴하였다. 비정상 해석 동안에 유동소음 해석 및 분석을 위하여 웬, 쉬라우드, 모터 그리고 지지대의 표면 압력 결과를 저장하여 유동소음 해석의 데이터로 이용하였다.

유동소음 해석은 Ffowcs-Williams & Hawkings 방정식을 사용하였다.⁴⁾ 실험 결과는 일정치 않은 회전수에서 측정되어 직접 비교하지 않고 성능을 고려하여 식 (3)과 같은 비소음으로 비교하였다.

$$\text{Specific noise : } dB_s = dB - 10 \log(QP_i^2) \quad (3)$$

2.3 수치해석을 통한 냉장고기계실 유동소음해석

냉장고 기계실의 유동 소음을 해석하기 위하여 그림 4 와 같이 기계실의 전영역에 대한 CAD 데이터를 모두 적용하여 웬테스터 해석에 적용한 것과 같이 sliding mesh 를 이용하여 비정상 유동해석과 소음 분석을 하였다. 이때 해석 격자는 280 만 노드(1150 만 요소) 로 구성하였다. 계산 모델은 열교환기까지 모두 실제 CAD 모델을 이용하여 격자를 생성하여 구성하였다.

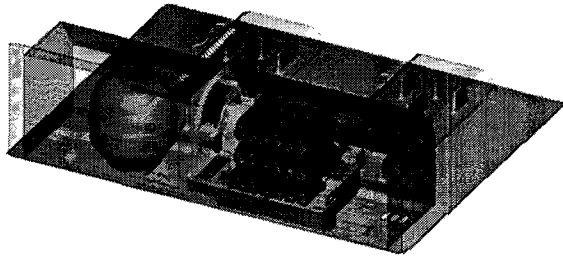


Fig. 4 Computational domain of a machine room

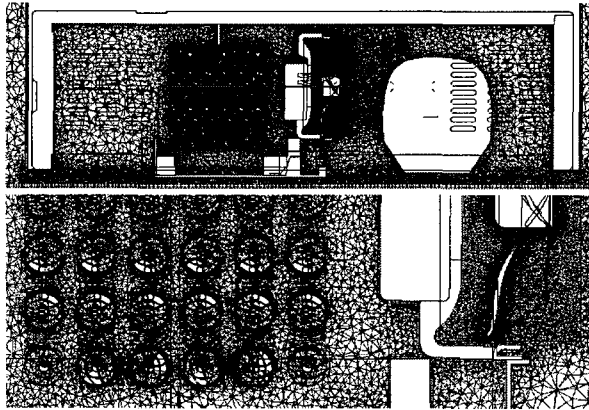


Fig. 5 Computational grids for a machine room

3. 해석 결과

3.1 웬 단독 성능 및 유동해석 결과 비교

그림 6 은 2-1 절에서 설명한 격자계 1 과 2 에 대한 유동 해석 결과를 무차원 성능으로 표시하여 실험 결과와 비교한 것이다. 무향 웬 테스터 결과인 소음 레벨은 비소음으로 같이 표시하였다. 유동 해석 결과 격자계 1 은 약 20 % 정도 격자계 2 는 약 10% 정도 실험과 차이가 났으며 작동점 부

근에서는 실험결과와 유사한 경향성을 보여주고 있다. 비소음은 격자계 1 의 경우 실험 보다 약 5% 정도 더 크게 예측된 반면에 격자계 2 의 경우는 정성적과 정량적으로 실험과 거의 유사한 경향성을 보여주고 있으므로 CFD 결과를 이용하여 유동소음을 예측하는 방법이 적절함을 알 수 있다.

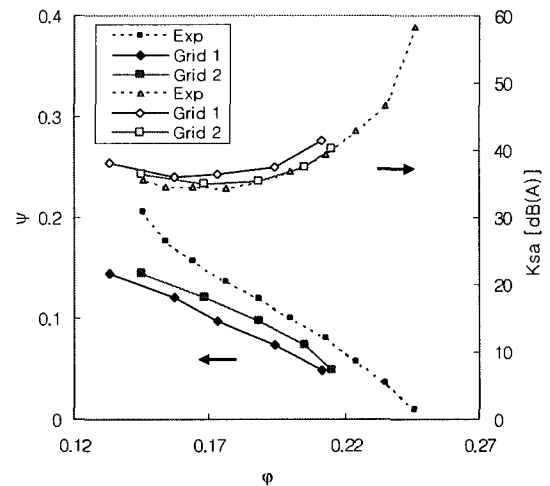


Fig. 6 Non-dimensional performance & specific noise curves

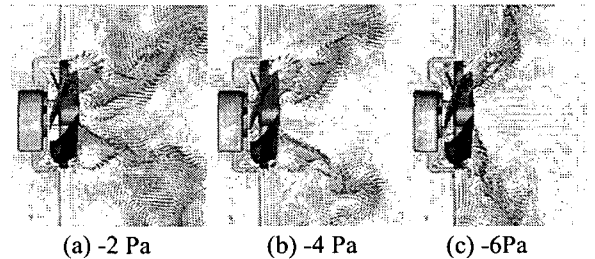
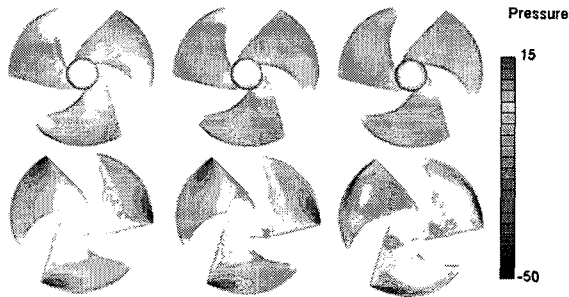


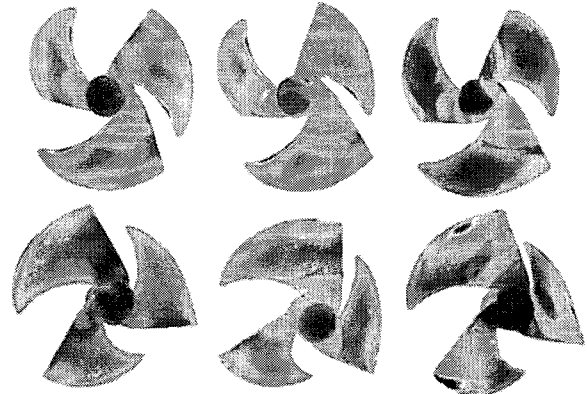
Fig. 7 Velocity vector plots (section view)

그림 7 은 중앙 단면에서의 속도 벡터를 나타낸 그림이다. 그림에서 입구압력이 -2Pa 인 경우가 고풍량, -6Pa 인 경우가 저풍량, 고정압 작동 조건을 나타낸다. 고풍량 영역(그림 7. (a))에서는 후류의 속도분포가 축방향으로 길게 늘어져 있으며 고정압 영역에서는 후류의 속도분포가 원심 방향으로 흩어짐을 알 수 있다. 또한 그림 8 은 웬 전후면의 압력으로서 전면의 압력분포는 bell mouth 와의 간섭으로 팁 부근에서 상당히 낮으며 앞전(leading edge) 영역에서도 압력이 낮은 것을 알 수 있다. 후면에서의 압력은 앞전과 끝단(tip)이 교차하는 부분이 압력이 높으며 고정압 조건으로 갈수록 후면 전체의 압력이 올라감을 알 수 있다.



(a) -2 Pa (b) -4 Pa (c) -6Pa
Fig. 8 Static pressure distribution on fan surface

으로 예상된다.



(a) -2 Pa (b) -4 Pa (c) -6Pa
Fig. 10 Visualization of noise source

3.2 팬 단독 소음원 및 소음 해석 결과

Ffowcs-Williams & Hawkings 방정식을 사용하여 해석한 소음레벨은 그림 6 에 비소음으로 실험 결과와 비교하였다. 중간 풍량에서의 측정 소음 스펙트럼과 해석된 스펙트럼의 비교가 그림 9 에 있다. 그림 9 에서 1100Hz 까지의 스펙트럼을 분석한 결과 해석한 팬 소음이 전체 스펙트럼 영역에서 실험치와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

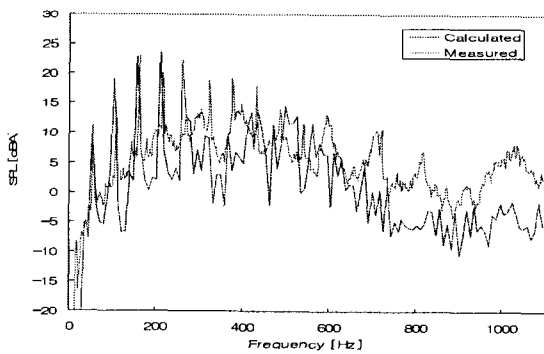


Fig. 9 Sound spectrum of calculated and measured data

그림 10 은 팬 전후면의 소음원의 위치를 나타내고 있다. 고풍량 조건(a)의 경우, 소음원 위치(빨간색 표시)가 앞전 영역과 압력면 끝단 위치에 존재함을 확인할 수 있다. 깃 앞면의 앞전영역의 소음원은 그림 11 과 같이, 고풍량의 경우 모터를 지나면서 발생하는 와류와 유동의 불균일한 유입류가 회전하는 깃의 앞전 부근에 부딪히면서 발생하는 것이다. 뒷면의 끝단 위치는 그림 11 과 같이 끝단 부근의 이차와류와의 상호작용에 의해 발생하는 것으로 예상된다. 고정압 조건(C)의 경우 소음원의 위치가 앞전위치에서 압력면의 끝단의 trailing edge 쪽으로 이동한 것을 확인할 수 있다. 이것은 고압에 의한 슈라우드에서의 이차와류에 의한 것

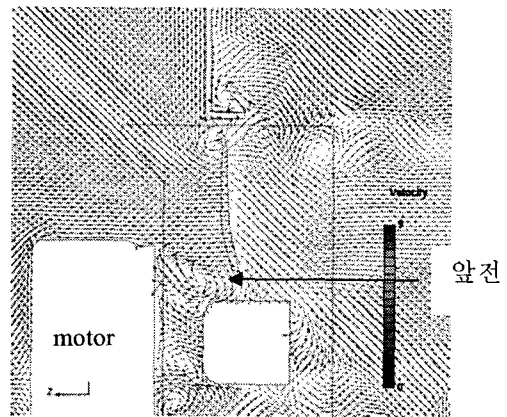


Fig. 11 Velocity vector plot on the mid-section of fan

3.3 냉장고 기계실 유동 해석 결과

냉장고 기계실 유동 해석 결과 팬 전후의 압력차는 약 4.8 Pa 와 유량은 1.2 CMM 으로 팬테스터 측정조건에서 설계유량 근처에서 작동한다고 할 수 있다. 그림 12 는 팬의 중앙단면에서의 압력과 속도 벡터 분포로 압력의 경우 슈라우드를 기준으로 약 5 Pa 정도의 압력차이가 있다. 또한, 압축기 (compressor)와 팬 사이에서는 유동이 빠른 속도로 움직이고 있는 것을 확인할 수 있다. 속도 벡터의 경우 팬을 떠난 유동이 원심 방향으로 흩어지면서 기계실의 벽면에 충돌하고 있는 것을 알 수 있으며 이로 인해 주요 소음원이 팬 뿐만 아니라 기계실의 벽면에서의 유체 충돌에 의한 부분이 많은 것을 알 수 있다.

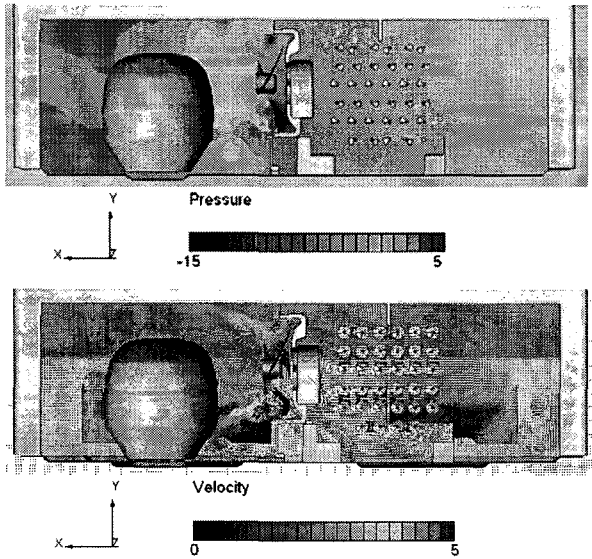


Fig. 12 Pressure contour and velocity vector at central section

3.4 냉장고 기계실 소음 해석 결과

냉장고 기계실 유동 해석 결과를 이용하여 소음 해석을 하였다. 그림 13은 소음원을 가시화 한 것으로 팬의 후면 끝단과 끝전쪽에 소음원이 있는 것으로 고정압 조건에서 작동중인 것을 알 수 있으며, 기계실 내벽에서의 유체 충돌 소음도 상당히 큰 소음원이 됨을 알 수 있다.

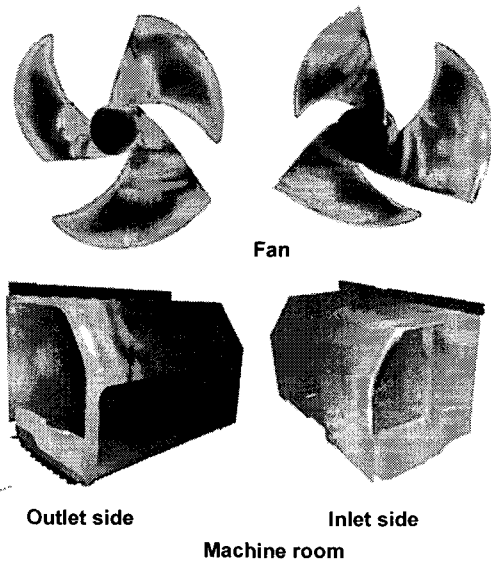


Fig. 13 Noise source visualization of a machine room

4. 결론

냉장고 기계실 팬 소음의 저감을 위한 연구의 일차 단계로 기존의 실험에 의한 연구 방법을 대체할 수 있는 수치적 무향 팬 테스터를 정립하고, 실험결과와 검증하였다. 수치적 무향 팬 테스터는 팬의 유동해석을 위한 CFD와 유동소음 해석 및 소음원 분석을 위한 유동소음 해석 solver로 구성되어 있다.

팬 단품에 대한 성능은 실험 결과와 비교하여 10%이내로 잘 일치하고 있으며, 소음레벨은 1~2dBA 이내로 잘 일치함을 확인할 수 있다. 또한 소음 스펙트럼도 전체 주파수 영역에서 실험치와 잘 일치함을 확인하였다. 소음원은 유량조건에 따라서 팬의 전방 전영역에서 후방 끝전영역으로 유량 특성에 따라서 바뀔 수 있었다. 기계실에서의 팬은 고정압 조건과 동일한 소음원 특성을 나타내고 기계실 벽면과의 상호작용에 의한 소음도 존재함을 확인했다.

참고문헌

- (1) 김창준, 전완호, 정용규, 2002, "깃 끝단 개선을 통한 축류팬 저소음화에 대한 연구," 한국소음진동 춘계 학술대회, pp. 639-644
- (2) 주재만, 김중래, 이동현, 2001, "냉장고의 이상소음에 관한 사례연구," 한국소음진동공학회 춘계학술대회, pp.380-384
- (3) Hiroyuki Kuroishi, "The adaptation of the distributed and parallel computing environment to the large-scale and transient problem in the rotating machinery," The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 2002
- (4) Wan-Ho Jeon, Jang-Hyung Cho and Jeong Young Park, "Numerical Analysis on the Unsteady Flow Field and Flow Noise of a Fan System," GESTS International Transaction on Acoustic Science and Engineering, Vol. 2 No. 1, 2004. pp. 86-95