

유한요소법을 이용한 쿨링팬의 진동 및 간섭에 관한 연구 A Study on Resonance and Interference of a Cooling Fan Assembly by Using FEM

정일호*·송하중*·박태원**·김주용***

Il-Ho Jung, Ha-Jong Song, Tae-Won Park and Joo-Yong Kim

Key Words : CFA(냉각 팬 조립품), Structural Analysis(구조해석), CAE(컴퓨터 지원 공학), FEM(유한요소법), FEA(유한요소해석), Static Analysis(정적해석), Natural Frequency(고유진동수)

ABSTRACT

A CFA(Cooling Fan Assembly) is composed of a fan, motor and shroud, which is at the back of the automotive radiator. By forcing the wind to pass, the CFA controls the cooling performance of the radiator. The noise and vibration of the CFA may be primarily due to the resonance between the CFA and engine. The Interference among the fan, shroud and radiator by deformation is considered when the CFA is designed. In this paper, in order to analyze the structural vibration of the CFA for automobiles, a finite element model of the CFA is established by using a commercial FEM code. After the finite element modeling, the natural frequencies and the mode shapes are obtained from the FE analysis. The natural frequencies are obtained from the vibration test as well. Then, the results of the vibration test are compared with those of the FE analysis. The natural frequencies obtained by experiment have a great similarity to the results from FE model. We have confirmed the validity of the FE model and verify the structural safety for the resonance. The stress and displacements are obtained from FE analysis. We have confirmed the safety for the interference and failure.

1. 서 론

냉각 팬의 구동방법에 따라 기계·커플링식과 전기식으로 구분할 수 있다. 전자의 경우는 구형 차량의 경우 또는 대형차량으로서 풍량이 절대적으로 많아야 하는 경우 선호되는 방법이고, 후자는 중소형 세단에서 전자적인 조작으로 팬의 회전 속도, 회전시기 등을 효과적으로 조절할 수 있는 방법이다. 후자인 전동 팬은 전동 모터에 의해 필요한 경우만 팬을 회전시켜 적절한 풍량을 공급하는 시스템이다. 이 방식의 팬은 냉각액 온도가 낮을 때에는 팬이 정지, 반대로 냉각액 온도가 높을 때에는 팬 회전의 증속 등의 제어가 용이하므로 엔진의 난기성 향상, 연비향상, 소음 저감의 이점이 있다.

바람개비 형태의 팬(Fan)과 이를 돌려 주는 모터(Motor), 그리고 지지대인 쉬라우드(Shroud)로 구성된 자동차의 쿨링 모듈을 CFA(Cooling Fan Assembly)라 하고 냉각수의 온도, 에어컨의 작동상태와 냉매의 압력정도에 따라 작동한다.

자동차용 냉각 팬의 설계는 자동차 부품이 날로 고급화되면서 빼놓을 수 없는 문제가 되었다.

주 소음원이었던 엔진소음이 많은 연구를 통해 저감됨으로써 부수적인 소음으로 여겼던 냉각팬 등의 소음이 주목 받고 있다.

팬에 의한 소음은 축 편심에 의한 진동 소음과 유동에 의한 유동 소음이 있는데 대형의 경우, 진동 소음과 유동 소음이 동시에 존재하지만 중·소형의 경우는 유동 소음이 우세하다. 그래서 기존 연구는 주로 유동 해석과 공력 소음에 집중되었다.^(1~5) 하지만 CFA의 고유진동수와 자동차 차체의 진동수가 일치함으로써 공진이 발생하는 경우 CFA의 성능에 영향을 미칠 뿐만 아니라 소음을 유발할 수 있고, 나아가 부품들 자체의 파손을 일으킬 수 있기 때문에 가능한 공진을 피해야 한다.⁽⁶⁾ CFA는 부품 간 상당히 근접해 있어서 실제 차량 주행 시 받는 하중 때문에 변형된 부품의 간섭에 의한 소음이나 파손 역시 고려되어야 한다.⁽⁷⁾

최근 컴퓨터의 발달과 수치기법의 향상으로 다양한 기계 시스템에 대한 실제 제품의 개발 전 실험적 설계에 의한 시간 손실을 줄이는 CAE(Computer Aided Engineering)를 통한 체계적인 연구가 많이 진행되고 있다.

따라서 본 연구는 공진 문제를 확인하기 위해 범용 유한요소 해석 패키지를 이용하여 고유모드를 얻었고, 실험을 통해 구한 실제제품의 고유진동수와 비교하였다. 그리고, 실차 실험에 따른 가속도 입력을 적용하여 정적 해석을 수행하였다. 정

* 아주대학교 대학원 기계공학과
E-mail : ilhojung@hotmail.com
Tel : (031) 219-1965, Fax : (031) 219-1965

** 아주대학교 기계공학부

*** 동양기전 주식회사

적 해석 결과를 통해 부품들의 간섭에 대한 안전성을 확인하였다.

2. CFA의 고유모드 해석

2.1 CFA의 3차원 형상 모델

CFA의 시스템에 대한 유한요소 해석을 수행하기 위해 3차원 형상 모델을 구성하였다. 아래의 Fig. 1에서 보는 것과 같이 CFA는 내부에 장착된 차량용 DC 모터와 팬, 그리고 쉬라우드의 크게 3가지 부분으로 나뉘어져 있다.

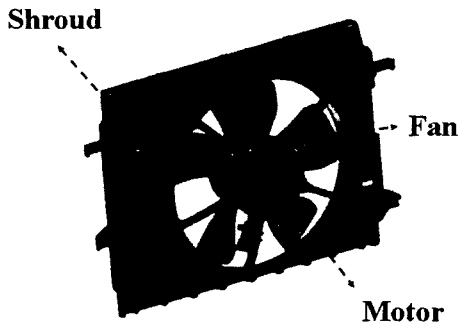


Fig. 1 3D CAD Model of CFA

내부에 장착된 DC 모터는 아래의 Fig. 2에서 보는 바와 같다.

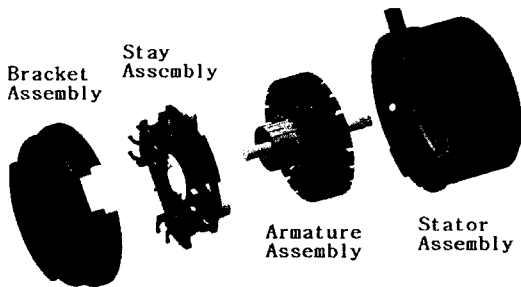


Fig. 2 3D CAD Model of DC Motor

2.2 CFA의 유한요소 모델 / 경계조건

쉬라우드에 팬이 부착되고 내부에 소형 DC 모터가 장착되어 있는 CFA에 대한 고유진동수를 알아내기 위해 범용 유한요소 해석 패키지를 이용하여 유한요소 모델을 구성하였다. 아래의 Fig. 3과 4는 CFA와 DC Motor의 유한요소 모델을 보여준다.

유한요소 모델의 팬과 쉬라우드에 대한 물성치

는 아래의 Table 1에서 보는 바와 같다.

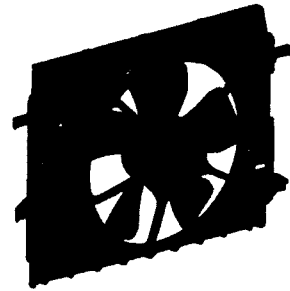


Fig. 3 Finite Element Model of CFA

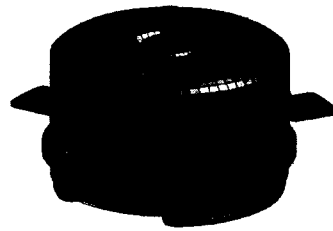


Fig. 4 Finite Element Model of DC Motor

Table 1 Material Properties of Fan and Shroud

Young's Modulus	7500MPa
Poisson's Ratio	0.4
Mass Density	1.45g/cm ³

아래의 Fig. 5에서 보는 바와 같이 좌표계는 차량 기준으로 X(Longitudinal), Y(Lateral), Z (Vertical)축을 사용하였다. CFA 유한요소 모델의 경계조건은 4곳의 구속점에 대해 오른쪽의 두 곳에는 6자유도 구속을 하였고 왼쪽의 2곳에는 Y축 방향 병진에 대해 구속을 풀어 5 자유도를 구속하였다. 이것은 차량 라디에이터 뒤에 장착된 CFA가 Y방향에 대해 완전히 구속되지 않음을 나타내고, 실제 CFA 장착 시 약간의 여유를 가진다.

2.3 CFA의 고유모드 해석 결과

위의 Fig. 3의 유한요소 모델을 범용 유한요소 해석 패키지를 이용하여 CFA에 대한 고유모드 해석을 수행하였다. 구속조건은 위의 2.2절에서 설명한 바와 같고, Table 1의 물성치를 팬과 쉬라우드에 적용하였다. CFA에 대한 1차 고유진동수 및 모드 형상은 아래의 Fig. 6과 7에서 보는 바와 같다.

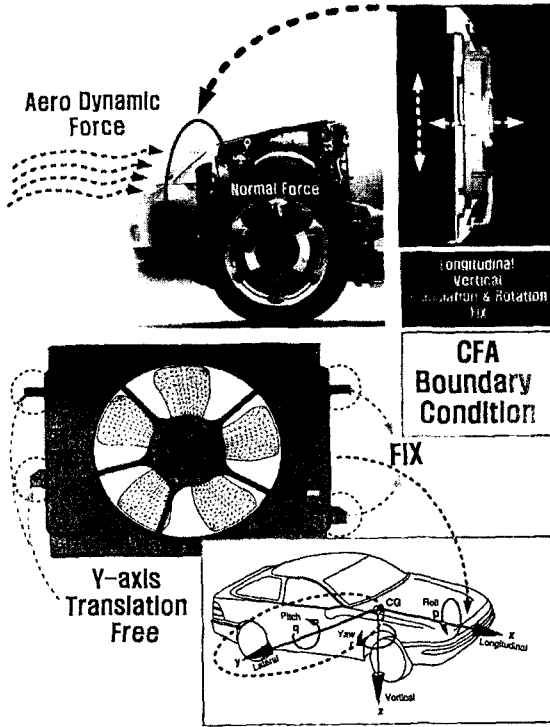


Fig. 5 Boundary Condition of FE Model for CFA

아래의 Fig. 6 과 7, Table 2에서 보는 바와 같이 CFA에 대한 고유모드 해석 결과 1차 모드로 56Hz, 2차 모드로 80Hz를 얻었다.

Table 2 Frequencies of Each Mode

Mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th
Frequency (Hz)	56	80	92	115	117

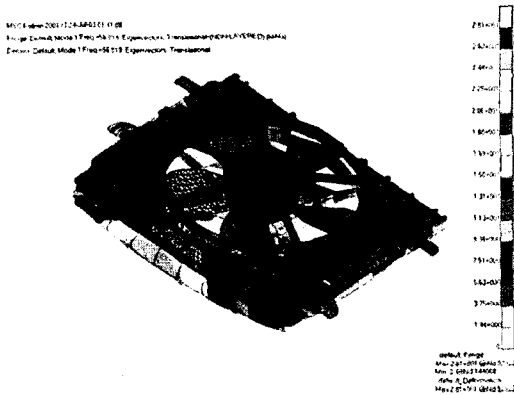


Fig. 6 1st Mode of CFA : 56Hz

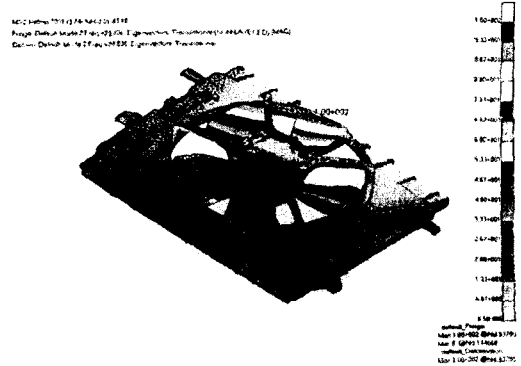


Fig. 7 2nd Mode of CFA : 80Hz

엔진의 가진 주파수가 약 50Hz(3000rpm)인 것을 감안하여 통상 1차 고유진동수가 40 ~ 50 Hz보다 커야 한다는 CFA에 대한 설계기준이 있다. 해석 결과 설계기준보다 6Hz 높은 수치로 설계 기준을 만족시키는 것을 확인하였다.

3. CFA의 정적 해석

3.1 하중 및 경계조건

차량이 실제 주행 시 받는 하중으로 부품의 변형이 생길 수 있고, 이 변형으로 인한 부품의 간섭은 CFA의 특성상 DC 모터가 고속으로 회전하여 팬과 쉬라우드 또는 팬과 라디에이터의 파손을 발생시킬 가능성이 있기 때문에 CFA의 정적 해석을 수행하였다. 기존의 실차 실험 데이터에 따르면 CFA에는 차량의 Z축 방향으로 중력가속도의 6배, 즉 6G의 가속도 입력이 가해진다.

따라서 본 연구에서는 6G의 가속도 입력에 1.5의 안전계수를 적용하여 9G의 가속도 입력을 적용하였다. 9G의 가속도 입력에 CFA의 질량인 3.2kg을 적용하여 282N의 하중을 산출하였다. 해석모델은 정적 하중을 차량의 X축 방향과 Z축 방향에 9G를 적용한 두 가지 모델을 구성하였다. 실제 차량의 X축 방향으로는 Z축 방향에 작용하는 가속도 입력보다는 작으나 안전성을 고려하여 9G를 적용하였다.

하중은 CFA의 질량중심(Center of Gravity)인 DC 모터 내 아마추어의 샤프트 중심점에 적용하였으며, 경계조건은 아래의 Fig. 8에서 보는 바와 같이 고유모드 해석 모델의 경계조건인 4곳의 구속점 이외에 상하 6곳의 지지점에 차량의 X축 방향에 대한 구속조건을 적용하였다. 이는 라디에이터에 의해 쉬라우드가 구속됨을 나타낸다.

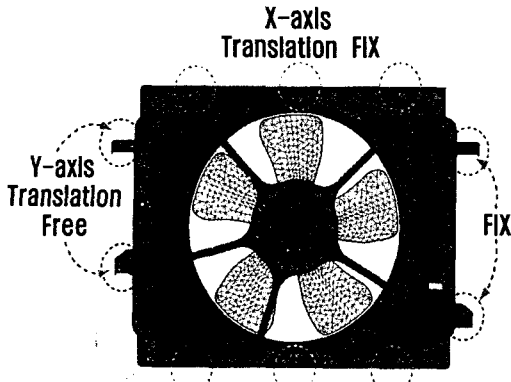


Fig. 8 Boundary Condition of CFA for Static Analysis

3.2 정적 해석 결과

(1) X(Longitudinal) 축 방향 하중

X축 방향에 282N의 정적 하중을 적용한 해석 모델의 해석 결과는 아래의 Fig. 9 ~ 11에서 보는 바와 같다.

❖ Max. Displacement : 1.11 mm (X: 1.11mm, Y: 0.004mm, Z: -0.017)

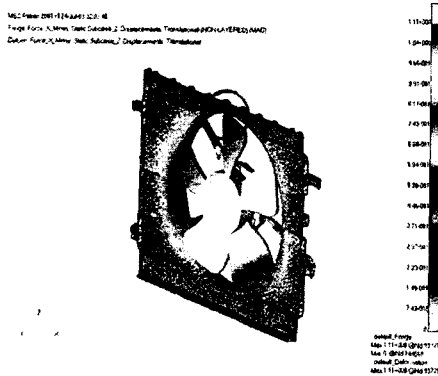


Fig. 9 Maximum Displacement of CFA(X-axis Direction Load)

위의 Fig. 9은 CFA에서의 최대변위를 보여 주고, 원으로 표시한 부분에서 1.11mm의 최대 변위가 발생한다. 팬과 슈라우드, 팬과 라디에이터의 X축 방향으로 떨어진 최소거리는 15mm이며, 결과를 통해 X축 방향 하중에 대해 부품들이 간섭에 안전함을 확인할 수 있었다.

아래의 Fig. 10 과 11의 원으로 표시한 부분은 슈라우드와 DC 모터에 발생하는 최대 응력을 보여주며, 각각 11MPa과 62MPa의 해석 결과를 얻었다. 슈라우드의 인장강도가 93MPa이고, 모터의 클램프의 인장강도가 270MPa 이상임을 감안

할 때 발생응력에 대해 제품의 안전성을 확인할 수 있었다.

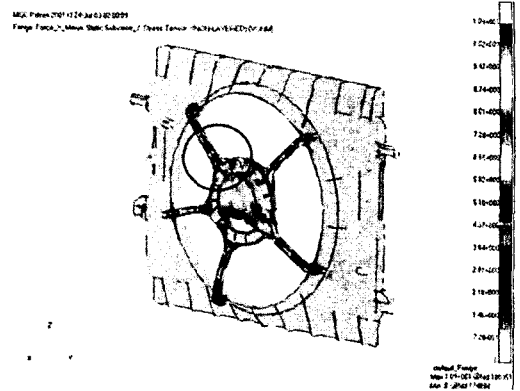


Fig. 10 Maximum Stress of Shroud(X-axis Direction Load) : 11MPa

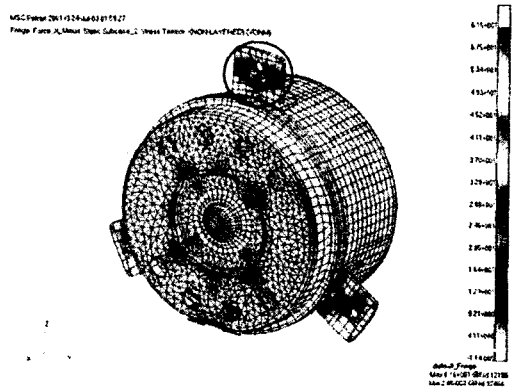


Fig. 11 Maximum Stress of DC Motor(X-axis Direction Load) : 62MPa

(2) Z(Vertical) 축 방향 하중

Z축 방향에 282N의 하중을 적용한 해석 모델의 해석결과는 아래의 Fig. 12 ~ 14에서 보는 바와 같다.

X축 해석과 같이 하중은 CFA의 질량중심(Center of Gravity)인 DC 모터 내 아마추어의 샤프트 중심점에 적용하였으며, 경계조건은 위의 Fig. 8에서 보는 바와 같다.

Fig. 12는 CFA에서의 최대변위를 보여주고 원으로 표시한 부분에서 X축의 0.71mm와 Z축의 0.4mm의 최대 변위를 보인다. 이는 팬과 슈라우드의 X, Z축 방향 거리인 15mm, 5mm에 대해 충분히 안전함을 확인할 수 있었다.

아래의 Fig. 13 과 14의 원으로 표시한 부분은

DC 모터와 쉬라우드에 발생하는 최대 응력을 보여준다.

❖ Max. Displacement : 0.81 mm (X: -0.71mm , Y: 0.03mm, Z: -0.4)

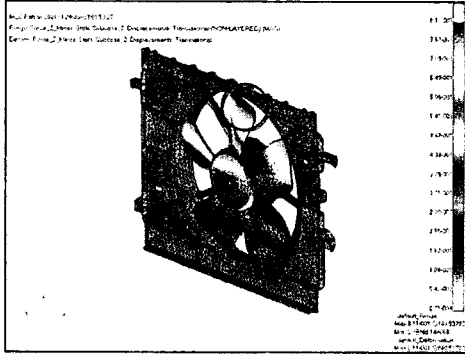


Fig. 12 Maximum Displacement of CFA(Z-axis Direction Load)

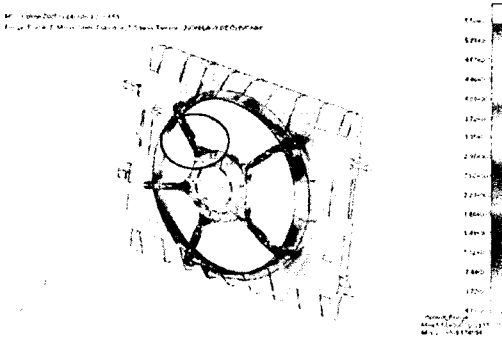


Fig. 13 Maximum Stress of Shroud(Z-axis Direction Load) : 5.6MPa

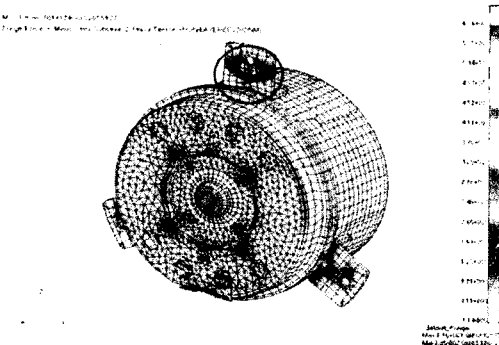


Fig. 14 Maximum Stress of DC Motor(Z-axis Direction Load) : 38MPa

해석결과 각각 5.6MPa과 38MPa임을 확인하였다. 쉬라우드와 모터의 인장강도를 감안할 때 Z

축 하중에도 안전함을 확인하였다.

X, Z축 방향 하중에 대한 변위와 응력은 아래의 Table 3과 4에서 보는 바와 같다.

Table 3 Displacements of Each Load

Direction of Load	Direction of Disp.	Max. Disp.(mm)	Min. Distance of Fan-Shroud(mm)
X	X	1.11	15
	Z	0.017	5
Z	X	0.71	15
	Z	0.4	5

Table 4 Stress of Each Load

Direction of Load	Max. Stress(MPa)		Ultimate Strength(MPa)	
	Shroud	DC Motor	Shroud	DC Motor
X	11	62	93	Above 270
Z	5.6	38		

4. CFA의 진동 실험 / 결과 비교

4.1 실험장치

실제 제품의 고유진동수를 측정하기 위해 아래의 Fig. 15와 같이 CFA에 대한 진동 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 CFA, 가속기, 가속도계로 구성되어있다.

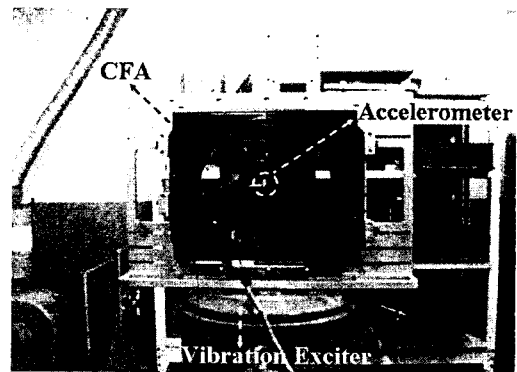


Fig. 15 CFA Vibration Test Set

Table 5 Test Specifications

Input Data	Frequency : 10Hz ~ 200Hz (Focused on Lower 100Hz Range) 0.5G Vertical Input(Text Fixture)
Etc	Measure the Resonant Frequency after 10 Minutes Warm-up

이 실험에 필요한 요구조건은 위의 Table 5와 같다.

4.2 진동 실험 및 유한요소 해석 결과 비교

(1) 진동 실험 결과

위의 실험장치를 이용하여 진동 실험을 수행한 결과는 아래의 Fig. 16에서 보는 바와 같이 1차 고유진동수는 59Hz, 2차 고유진동수는 92Hz임을 확인하였다.

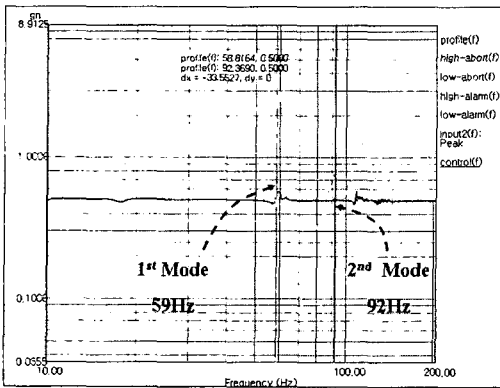


Fig. 16 CFA Vibration Test Result(1st, 2nd Mode)

(2) 진동실험 및 고유모드 해석 결과 비교

진동실험 결과와 고유모드 해석 결과에서 1차 고유진동수가 약 3Hz의 차이를 보였다. 시험 장치 중 가속도계가 고유모드 해석 결과 중 2차 고유모드의 Nodal 점, 즉 변위가 0인 점에 위치해 있기 때문에 시험으로부터 얻은 2차 고유진동수가 유한요소 해석의 2차 모드가 아닌 3차 고유진동수에 해당될 것으로 판단되며, 그 값은 시험, 해석 모두 92Hz로 유한요소 모델의 신뢰성이 매우 높다고 판단된다.

아래의 Table 6은 고유모드 해석 결과와 고유진동수 실험 결과를 비교한 것을 보여준다.

Table 6 Results Comparison(FE Analysis and Test)

Mode		1 st	2 nd	3 rd
Frequency (Hz)	FEA	56	80	92
	Test	59	-	92

5. 결론

본 논문에서는 범용 유한요소 해석 패키지를 이

용하여 CFA의 모델링, 고유모드 해석 및 정적 해석을 수행하였다. 그리고 진동 실험을 통하여 CFA의 고유진동수를 측정하였다.

모드해석을 통해 구한 1차 고유진동수(56Hz)와 실험을 통해 얻은 1차 고유진동수(59Hz)를 비교함으로써 결과 차이가 3Hz임을 확인할 수 있어 유한요소 모델의 신뢰성을 확보할 수 있었으며, 통상 실험에서 알려진 소음 유발과 제품 파손의 원인이 되는 공진주파수인 40 ~ 50Hz의 영역에 벗어나 있음을 확인하였다.

그리고 실험을 통해서 얻은 가속도 입력을 적용한 정적 해석을 통하여 CFA의 변위와 응력을 얻을 수 있었다. X축 방향 최대 변위가 팬과 쉬라우드, 팬과 라디에이터 거리인 15mm에 못 미치는 1.11mm임을 확인하였고, Z축 방향 최대 변위 역시 팬과 쉬라우드 거리인 5mm보다 훨씬 작은 0.4mm임을 확인할 수 있었다. 쉬라우드와 모터의 인장강도를 고려할 때, 각 하중에 의해 쉬라우드와 모터에 발생하는 최대응력 역시 X, Z축 방향 모두 안전함을 증명하였다.

본 연구를 통하여 CFA의 공진 문제와 간섭에 대해 영향을 받지 않음을 검증하였으므로 실차 적용에 적절함을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 동양기전 주식회사의 위탁과제 연구비로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 정석윤 등, 2002, "자동차용 쿨링팬의 유동 및 소음 특성 해석", 춘계학술대회 논문집, 한국자동차 공학회, pp. 1379~1384
- (2) 이규상, 정석윤, 김경훈, 윤천한, 최희석, 2002, "자동차용 냉각팬의 성능 실험과 특성 해석", 추계학술대회 논문집, 한국자동차 공학회, pp. 517
- (3) kota Shimada, Hisao Hagiwara, Kiroaki Hsumi, 20002, "Study of radiator cooling fan for Motorcycles", JSAE Review 21, pp. 385~416
- (4) S.C. Morris, J.J.Good, J.F.Foss, 1998, "Velocity measurements in the wake of an automotive cooling fan", Experimental Thermal and Fluid Science 17, pp. 100~106
- (5) Kota Shimada, Kazuhide Kimura, Hiroshi Watanabe, 2003, "A study of radiator cooling fan with labyrinth seal", JSAE Review 24, pp. 431~439
- (6) 장서일, 1997, "구조물의 내부공진에 대하여", 한국소음진동공학회, pp. 20~29
- (7) 김경영 등, 1997, "특징 형상의 간섭 표현에 대한 연구", 한국 CAD/CAM 학회 논문집, pp. 142~149