

승용차용 HVAC Case 의 동특성 해석 Dynamic Analysis of HVAC Case for Passenger Car

육지용† · 차용길* · 임정수* · 김광일* · 강성호**

Yook Ji Yong, Cha Yong Kil, Lim Jung Su Kim Kwang Il and Kang Sung Ho

Key Words : HVAC System, Dynamic Analysis, Point Mobility, NVH(Noise Vibration and Harshness)

ABSTRACT

This paper presents dynamic analysis of HVAC(Heating Ventilation & Air Condition) Heater Case which consists of heater and evaporator unit for passenger car. To analyze the dynamic characteristics of HVAC Heater Case, finite element model which consists of shell elements is constructed for modal analysis and experimental modal analysis has been conducted. Finite element analysis results are compared with experimental results to evaluate of validity of finite element model. After identifying mode shape and natural frequency of HVAC Heater Case, local stiffness of HVAC Case is evaluated through point mobility using finite element analysis and experiment.

1. 서론

생활 수준이 향상됨에 따라, 소비자들은 보다 안락하고 쾌적한 승차감을 요구 하고 있다. 따라서, 자동차의 승차감에 큰 영향을 주는 엔진 및 현가 장치 등에 대한 진동 및 소음에 관한 연구는 활발히 진행되고 있다. 하지만, 자동차 실내 진동 및 소음에 많은 영향을 주는 공조 시스템에 대한 연구는 아직까지 활발히 진행되고 있지 않다. 자동차 공조 시스템은 Fig. 1 과 같이 HVAC(Heating, Ventilation & Air Conditioning) System, Cooling Module, Compressor 로 구성되어 있으며, 냉매를 압축, 응축, 팽창, 증발시키는 과정을 통하여 자동차 실내의 냉방 및 제습을 담당한다. 동시에 고온의 엔진을 이용한 난방을 통하여 자동차 실내를 쾌적하게 유지하는 역할을 한다. 지금까지 자동차 공조 시스템의 진동 및 소음에 관한 연구는 Cooling Module 에 장착된 fan 과 compressor 에 국한되어 있으며, HVAC System 에 대한 연구는 미진한 상황이다. HVAC System 은 HTR.(Heater), EVA.(Evaporator), BLWR.(Blower) Unit 으로 구성되어 있으며, Fig. 2 와 같이 Instrument panel 안쪽의 차량 중앙에 장착되어 있다. 이 시스템을 통하여 자동차의 냉난방을 위한 공기가 자동차 실내로 공급된다. 엔진으로부터 발생하는 진동은 HVAC System 으로 전달되어 HVAC System Case 표면을 진동시키게 된다. 이러한 Case 표면 진동은 방사 소음을 유발하므로, 차량의 NVH(Noise Vibration and Harshness) 문제를

야기하여 자동차 승차감에 큰 영향을 준다. [1] 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해서는 HVAC System 의 동특성에 대한 연구가 시급한 실정이다.

본 연구에서는 Fig. 3 과 같이 HTR Unit 과 EVA Unit 이 통합되어 있는 semi center type 의 HVAC HTR Unit Case 의 동특성을 규명하고자 한다. HVAC HTR Unit Case 의 주요 진동 모드는 방사 소음의 주요 원인이 되므로, 이를 위하여 유한 요소 해석(Finite element analysis)과 실험적 모드 해석(Experimental modal analysis)을 이용하여 HVAC HTR Unit Case 의 모드 해석을 수행하였다. 유한 요소 모델을 구성하기 위하여, 모델링 항목 선정하였으며, 이에 따라 유한 요소 모델(Finite element model)을 구성하였다. 이후, 유한 해석 결과와 실험 결과를 비교, 분석하여 유한 요소 모델의 타당성을 검증 하였다. 또한, 입력점 강성 해석(Point Mobility)을 이용하여 HVAC HTR Unit Case 의 표면 rib 에 의한 동특성의 변화와 표면 강성을 해석과 실험을 통해 평가하였다. 유한 요소 해석 모델을 구성하기 위한 pre processor 로 Hypermesh 를 사용하였으며, 유한 요소 모델을 해석하기 위하여 Nastran 을 사용하였다.

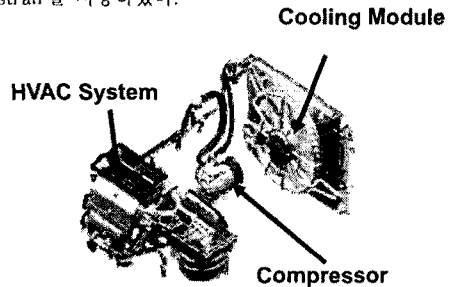


Fig.1 Climate control system for passenger Car

† 책임저자; 한라공조 기술연구소 CAE 팀
E-mail : jyyook@mail.hcc.co.kr
Tel : (042)930-6766, Fax : (042) 930-6619
* 한라공조 기술연구소 CAE 팀
.. 한라공조 기술연구소 시스템 개발 팀

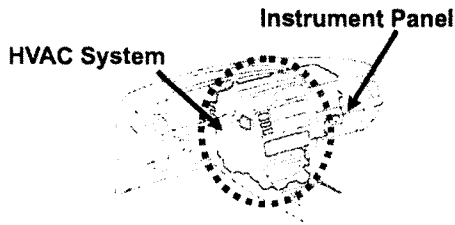


Fig. 2 Location of HVAC System in passenger car

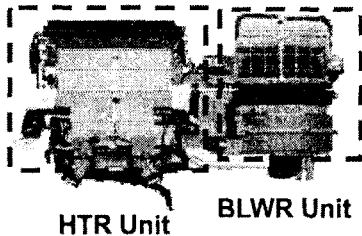


Fig. 3 Semi center type HVAC System

2. Modal Analysis

2.1 HVAC HTR Unit Case

본 연구에서 사용된 승용차용 HVAC HTR Unit Case 는 Fig. 4 과 같이 Right, Left, Lower Case 와 Separator 의 4 개 부품으로 구성되어 있으며, 재질은 PP(Polypropylene) Talc 재이다. Right 및 Left Case 는 내부에 Door 가 설치 되어, 차량의 Defroster 와 Vent 로 바람을 배분한다. Lower Case 는 EVA, 및 HTR, Core 를 지지하며, Rear Console 로의 바람을 배분하는 역할을 한다. 동시에 EVA, Core 에서 발생하는 응축수의 유로 역할을 한다. 마지막으로 Separator 는 실내 온도에 따라 차량실내의 좌,우측 온도 및 바람을 독립적으로 조절토록 하는 격 벽이다. [2]

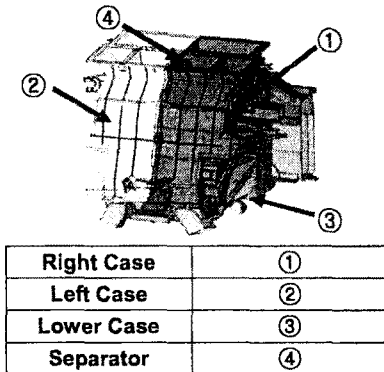


Fig. 4 HVAC HTR Case

2.2 Finite element analysis

(1) Finite element model

HVAC HTR Unit Case 의 동특성을 분석하기 위하여, Table 1 과 같은 유한 요소 모델링 항목을 선정하였다. 이러한 모델링 항목을 통하여, shell element 로 구성된 Right, Left, Lower Case, Separator 의 유한 요소 모델을 구성하였다. Case 의 곡부적인 taper 형상은 shell element 이용한 형상 모델링을 통해 구현하기 어렵다. 따라서, element 의 두께를 통해 taper 형상을 근사적으로 표현하였다. Case joint 는 각 Case 의 결합 부위를 의미한다. 형합 부위의 형상은 shell element 를 이용하여 그 형상을 구현 하였다. Arm 과 Boss 는 Right, Left Case 의 좌, 우측에 위치하며, HVAC HTR Unit Case 의 local mode 에 큰 영향을 주리라 예측되므로 모델링 항목에 포함시켰다. Case rib 은 HVAC HTR Unit Case 의 표면 강성을 증가 시키기 위한 것으로, 그 형상을 모델링 항목에 포함 하였다. 이러한, 모델링 방법을 통해 구성한 Right, Left, Lower Case, Separator 는 Fig. 5 와 같다. HVAC HTR Unit Case 의 유한 요소 모델은 각 부품의 형합 부위를 node 공유를 통하여 결합 하였으며, 그 결과는 Fig. 6 과 같다. 유한 요소 모델에 사용된 element 는 4 개의 node 를 갖는 CQUAD4, 3 개의 node 를 갖는 CTRIA3 으로 구성되어 있으며, 유한 요소 모델의 element 수는 총 62274 개 이다.

(2) Normal mode analysis

Nastran 을 이용하여 유한 요소 해석을 진행하였다. HVAC HTR Unit Case 의 재질은 PP Talc 재 이므로, Young' s Modulus $2400 Pa$, Poisson' s Ratio 0.41, mass density $1.01E-6 kg/mm^3$ 을 사용 하였다. HVAC HTR Unit Case 의 mode shape 을 규명하기 위하여 Nastran 의 SOL 103 Normal mode analysis 를 이용하였으며, 경계 조건이 없는 free free 상태를 표현하기 위하여 SPC 는 사용하지 않았다.

Table 1 Finite element modeling criterion

Modeling criterion	Modeling method
Taper shape	Element thickness
Case joint	Element thickness Node to node share
Arm & Boss	Hollow shaft

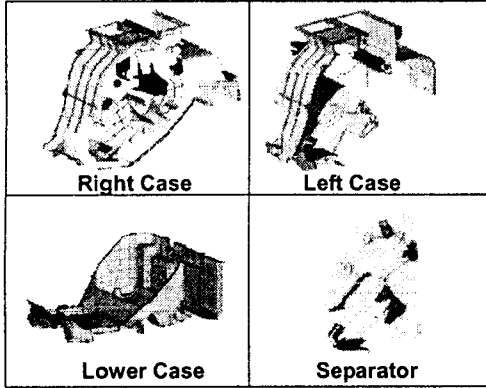


Fig. 5 Finite element model for HVAC HTR Unit Case Part

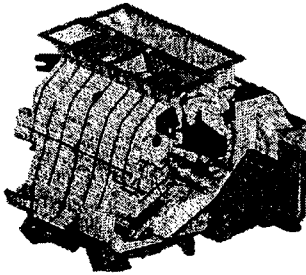


Fig.6 Finite element model for HVAC HTR Unit Case

2.3 Experimental Modal Analysis

(1) 실험 장치 구성

HVAC HTR Unit Case의 실험적 모드 해석을 수행하기 위해 Fig. 7과 같이 free free 조건의 modal test 실험 장치를 구성하였다. 실험 장치는 정반 위에 설치하여, 주위 환경으로부터의 잡음 및 진동의 영향을 최소화 하였다. 측정 장비로 LMS CADA X를 이용하였으며, Impact hammer(PCB 086C03)와 가속도계(PCB 356B21)를 이용한 fixed point test를 수행하였다. 가속도계로 인한 mass loading effect가 최소가 되도록 측정하였으며, 관심 주파수 범위는 1024 Hz로 설정 하였다. 가속도 측정 지점은 형상을 충분히 표현 할 수 있도록 설정하였으며, 가속도 측정 지점을 통해 Fig. 8과 같은 HVAC HTR Unit modal geometry를 형성 하여, mode shape을 분석 하였다.

(2) Modal assurance criterion

식 (1)과 같은 MAC (Modal assurance criterion)를 통해 실험을 통한 모드 해석 결과와 유한 요소

해석 결과의 근사 정도를 평가할 수 있다. 여기서 ϕ_{Ti} 는 실험적 모드 해석을 이용하여 산출한 i 번째 모드 벡터이며, ϕ_{Aj} 는 유한 요소 해석을 이용하여 산출한 j 번째 모드 벡터를 의미한다. MAC의 값은 0과 1 사이의 값을 가지며, 0에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성은 적어지며, 1에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성이 높다는 것을 의미한다. 즉, 실험을 통해 얻은 mode shape과 해석을 통해 얻은 mode shape을 MAC을 통하여 상관 관계를 분석할 수 있다. [3]

$$MAC(\phi_{Ti}, \phi_{Aj}) = \frac{\|\phi_{Ti}^T \phi_{Aj}\|}{(\phi_{Ti}^T \phi_{Ti})(\phi_{Aj}^T \phi_{Aj})} \quad (1)$$

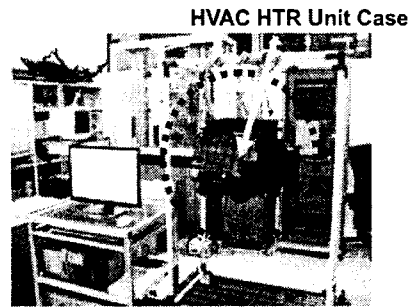


Fig. 7 Experimental setup for modal test

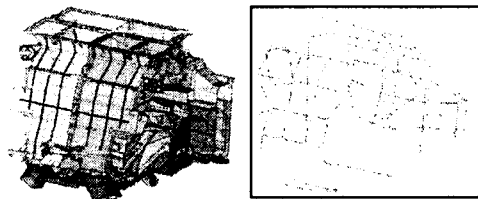


Fig. 8 Modal Geometry of HVAC HTR Unit Case

3. Point Mobility

3.1 Direct FRF

일반적으로 MDOF(Multi Degree of Freedom)system은 hysteric proportional damping 특성을 갖는다고 가정할 수 있으며, 이때 식 (2)와 같은 지배 방정식을 갖는다. 시스템의 주파수 응답 함수(Frequency response function)는 Inertance를 통해 표현할 수 있으며, 일반적인 modal 이론을 통해 식(3)으로 표현 된다. $A_{jk}(\omega)$ 는 자유도 j, k 에서 주파수 응답 함수, Inertacne를 의미한다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + i[D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

$$\frac{\{\ddot{x}\}}{\{F\}} = -\omega^2 \left[\left[[k] - \omega^2 [m] + i\omega [c] \right]^{-1} \right] = [A(\omega)]$$

$$A_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{-\omega^2 \phi_{jr} \phi_{kr}}{k_r - \omega^2 m_r + i\eta_r \omega^2} \quad (3)$$

Eigenvector (ϕ)의 orthogonality의 특성을 이용하여 식(4), (5)와 같이 r번째 mode의 modal mass 및 modal stiffness를 정의할 수 있다. 또한, mass normalization 과정을 거쳐 식(6)의 mass normalized eigenvector를 표현할 수 있다. 이때, Orthogonality의 특성을 통해 식(7), (8)과 같이 정의할 수 있다. r번째 모드에 대한 자유도 j에서 유효 질량 (effective mass) 및 유효 강성 (effective stiffness)은 각각 식(9)와 식(10)으로 정의된다.

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [m_r] \quad : \text{Modal mass} \quad (4)$$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [k_r] \quad : \text{Modal stiffness} \quad (5)$$

$$[\phi] = \frac{1}{\sqrt{m_r}} [\phi] \quad (6)$$

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] \quad (7)$$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [\omega_r^2] \quad (8)$$

$$(m_{jj})_r = \frac{1}{(\phi_{jr})^2} \quad (9)$$

$$(k_{jj})_r = \frac{\omega_r^2}{(\phi_{jr})^2} \quad (10)$$

식(3)은 mass normalized eigenvector를 이용하여 식(11)과 같이 표현할 수 있으며, r, B_{jk} 는 r번째 모드의 Residue다. [3]

$$A_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{-\omega^2 (\phi_{jr}) (\phi_{kr})}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega^2} = \frac{r B_{jk}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega^2} \\ = \frac{1 B_{jk}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega^2} + \dots + \frac{N B_{jk}}{\omega_N^2 - \omega^2 + i\eta_N \omega_N^2} \quad (11)$$

주파수 응답 함수를 통해 저주파수 영역, 특히 1차 고유 주파수 이전 영역에서는 첫 번째 mode의 특성이 지배적이라는 사실을 알 수 있다. 특히, 입력점(k)과 출력점(j)이 같은 자유도 j에서는 system의 저주파수 특성이 유효 강성을 통해 표현된다. 입력점(k)과 출력점(j)이 같은 동일한 자유도 시스템의 주파수 응답 함수를 Direct FRF라 하며, Direct

FRF를 통하여 관심 부위의 강성을 측정하는 방법을 입력점 강성 해석(Point Mobility)이라 한다.

3.2 입력점 강성

자유도 j에서 가속도를 이용한 Direct FRF ($A_{jj}(\omega)$)는 식(12)와 같이 표현되며, 저주파수 영역은 식(13)과 같이 1차 공진 모드의 지배적인 영향을 받는다. 따라서, 저주파수 영역에서는 MDOF system을 1차 공진 모드의 특성을 갖는 SDOF(Single degree of freedom) system이라 가정할 수 있다. 이러한 관계를 통해, Direct FRF의 Inertance graph에서 식(14)와 같은 강성 라인의 curve fitting을 통해 시스템의 강성을 도출할 수 있다. [4] 따라서, HVAC HTR Unit을 다자유도 시스템으로 가정하여, 측정 지점의 입력점 강성을 도출할 수 있다.

$$A_{jj}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{-\omega^2 (\phi_{jj}) (\phi_{jj})}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega^2} = \sum_{r=1}^N \frac{-\omega^2 \frac{1}{(k_{jj})_r}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + \frac{i\eta_r \omega_r^2}{\omega_r^2}} \quad (12)$$

$$A_{jj}(\omega) \cong \frac{-\omega^2 \frac{1}{(k_{jj})_1}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + (\eta_1)^2} \quad (\omega \ll \omega_1) \quad (13)$$

$$A_{jj}(\omega) \cong \frac{-\omega^2 \frac{1}{(k_{jj})_1}}{1} \quad (\omega \ll \omega_1) \quad (14)$$

본 연구에서는 rib에 의한 HVAC HTR Unit Case의 강성을 평가하기 위하여 Fig. 9와 같이 rib이 제거되기 전, 후의 HVAC HTR Unit Case를 이용하였다. 입력점 강성 측정 지점은 모드 해석을 통하여 Fig. 10과 같이 선정하였다. Rib에 의한 강성 효과를 분석하기 위하여, Direct FRF의 자유도 j는 측정 지점의 법선 방향으로 고정하였다. 이후, 유한 요소 해석과 Ground modal test를 이용하여 rib에 의한 강성 효과를 비교, 분석하였다.

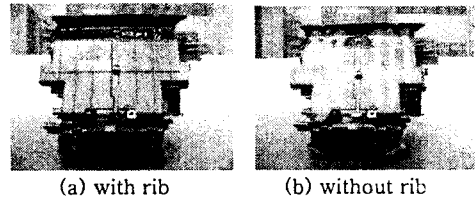


Fig.9 HVAC HTR Unit Case for point mobility

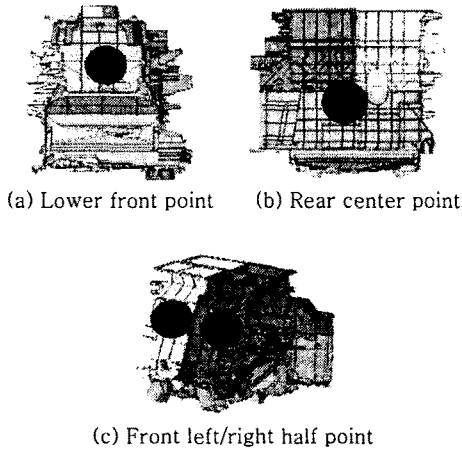


Fig. 10 Point mobility points

(1) Finite Element Analysis

Rib 에 위한 HVAC HTR Unit Case 의 강성을 평가 하기 위하여 유한 요소 모델의 rib 을 제거하여 Fig. 11 과 같이 구성하였다. 이후, Nastran Sol 111 Frequency response analysis 를 이용하여 4 개 지점의 Direct FRF 구하였다. 이때, 가속도계의 질량으로 인한 mass loading effect 를 고려하여, 가속도 측정지점에 가속도계의 질량을 고려하여 유한 요소 해석을 진행하였다.

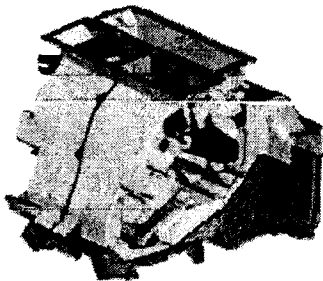


Fig. 11 Finite element model for point mobility

(2) Ground Modal Test

Ground Modal test 시, Impact hammer 의 가진 지점과 가속도 측정 지점을 일치시켜 Direct FRF 를 측정 하였으며, 실험장치는 Fig. 12 와 같다. 정반과 절연체를 사용하여 주위 환경으로부터 HVAC HTR Unit Case 로 전해지는 진동 및 잡음을 최소화 하여 실험을 진행하였다. 이때, 측정 장비로 LMS CADA X 를 이용하였으며, Impact hammer(PCB 086C03) 와 가속도계(PCB 356B21)를 사용하였다.



Fig. 12 Experimental setup for Ground modal test

4. 결과 및 고찰

4.1 Modal analysis

본 연구에서는 유한 요소 해석과 실험적 모드 해석을 통하여 HVAC HTR Unit Case 의 동특성을 분석하였다. 특히, HVAC HTR Unit Case 를 Lower, Rear, Front left/right part 로 나누었으며, 각 부위의 방사 소음을 발생시키는 대표적 모드를 분석하였다. 모드 해석 과정에서 local mode 는 제거 하였으며, 유한 요소 해석 과 실험적 모드 해석을 통하여, 4 개의 part 에서 발생하는 1 차 mode shape 과 고유 주파수를 Fig. 13~16 에 나타내었다. Lower part 의 1 차 모드는 해석 및 실험 결과, 각각 326, 305 Hz 에서 발생하며, lower case 의 앞 부분에서 변형이 발생한다. Rear part 의 1 차 모드는 Fig. 14 와 같다. 이때, 1 차 모드의 변형 부위가 비교적 넓은 것을 알 수 있다. Front left part 의 1 차 모드는 해석 및 실험 결과, 344, 320 Hz 에서 발생하며, Front right part 에서 국부적인 변형이 발생한다. Front right part 의 1 차 모드는 Fig. 16 과 같다. 모드 해석 결과, front left part 에서도 동시에 변형이 발생한다. 각 부위의 1 차 고유 주파수에서, 실험을 통해 얻은 modal geometry 와 유한 요소 해석을 통한 mode shape 을 비교하였을 경우, 그 결과가 유사하다는 사실을 알 수 있다.

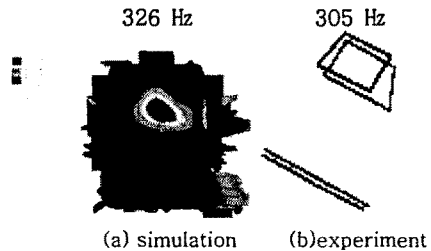


Fig. 13 1st Mode Shape of Lower part of HVAC HTR Unit Case

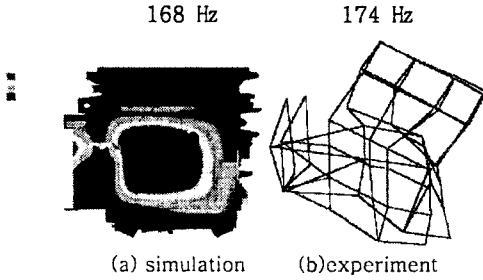


Fig. 14 1st Mode Shape of Rear part of HVAC HTR Unit Case

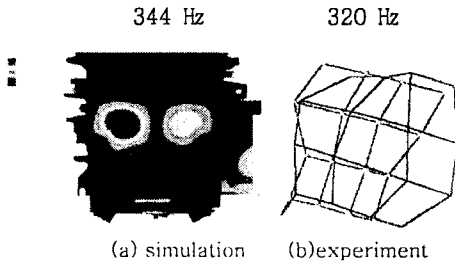


Fig. 15 1st Mode Shape of Front left part of HVAC HTR Unit Case

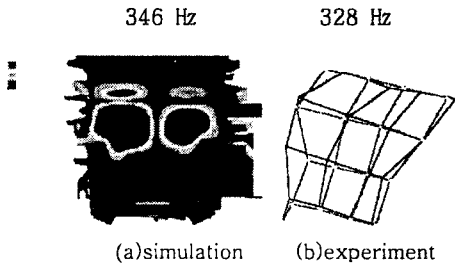


Fig. 16 1st Mode Shape of Front right part of HVAC HTR Unit Case

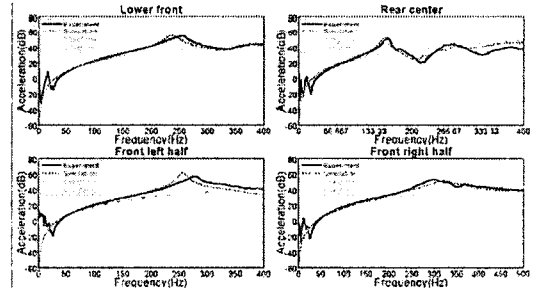
MAC 을 통하여 유한 요소 해석 결과와 실험적 모드 해석 결과의 상관 관계를 비교하여, Table 2 에 나타내었다. MAC 값은 0.6-0.5 의 값을 가지며, 이러한 결과는 크게 실험상의 오차 와 유한 요소 모델링 오차에 의해 발생한다. Modal test 시, free-free 조건 상태에서의 실험은 현실적으로 어려우며, 주위 환경에서 발생하는 잡음 및 진동은 실험상의 오차를 발생시킨다. 또한 modal geometry 를 실제 HVAC HTR Unit Case 의 mode shape 을 충분히 반영할 수 없다. 이 밖에도, 유한 요소 모델을 통해 실제 모델을 정확히 표현하기 어려운 점이 있다. 따라서, 이러한 요인들이 해석 및 실험 결과의 오차를 발생 시킨다. [5]

Table 2 MAC Value

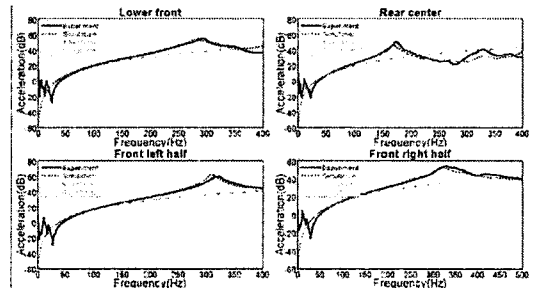
	Lower	Rear	Front Left	Front Right
Analysis	326 Hz	168 Hz	344 Hz	346 Hz
Experiment	305 Hz	174 Hz	320 Hz	328 Hz
MAC	0.43	0.64	0.69	0.52

4.2 Point Mobility

유한 요소 해석과 Ground modal test 를 통한 HVAC HTR Unit Case 의 Direct FRF 는 Fig. 17 과 같다. Inertance graph 에서 식(14)를 이용하여 강성 라인의 curve fitting 을 통해, 측정 지점의 입력점 강성을 Table 3 과 같이 도출하였다. 유한 요소 해석과 실험을 통한 입력점 강성 해석 결과, 각 부위의 결과는 비교적 일치 하였으며, HVAC HTR Unit Case Rear CTR. 부위의 강성이 다른 부위에 비해 비교적 낮다는 사실을 알 수 있었다. 실험 결과, Rib 에 의한 표면 강성은 Rear center point 에서 최대 6.6, Front right half point 에서 최소 1dB 증가하였다. 이러한 강성 변화로 인해 고유 주파수는 Table 3 의 (d), (e)과 같이 변화 됨을 알 수 있다.



(a) HVAC HTR Unit Case with Rib



(b) HVAC HTR Unit Case without Rib

Fig. 17 Direct FRF of HVAC HTR Unit Case

Table 3 Point Mobility results

단위: kgf/mm

	Lower FR.	Rear CTR.	Front L.H.	Front R.H.
Experiment	5.2	4.9	6.5	7.7
Simulation	4.3	4.7	5.8	6.8

(a) stiffness of HVAC HTR Unit Case with Rib

단위: kgf/mm

	Lower FR.	Rear CTR.	Front L.H.	Front R.H.
Experiment	3.6	2.3	5.6	6.9
Simulation	3.7	2.8	4.9	6.0

(b) stiffness of HVAC HTR Unit Case without Rib

단위: dB

	Lower FR.	Rear CTR.	Front L.H.	Front R.H.
Experiment	3.2	6.6	1.3	1

(c) stiffness comparison between HVAC HTR Unit Case with rib and without rib

단위: Hz

	Lower FR.	Rear CTR.	Front L.H.	Front R.H.
Experiment	294	174	320	328
Simulation	283	168.5	310.5	321

(d) 1st natural frequency of HVAC HTR Unit Case with rib

단위: Hz

	Lower FR.	Rear CTR.	Front L.H.	Front R.H.
Experiment	236.5	151	256.5	302
Simulation	256.5	157	279	321

(e) 1st natural frequency of HVAC HTR Unit Case without rib

5. 결론

유한 요소 해석 및 실험적 모드 해석을 이용하여 HVAC HTR Unit Case의 동특성을 고찰 하였다. 유한 요소 모델링 기준을 선정 후, shell element 를 이용한 유한 요소 모델을 구성하였다. 이후, 실험에 의한 모드 해석 결과와 유한 요소 해석 결과를 mode shape 과 MAC 을 통해 비교, 평가 하였다. 그 결과, 유한 요소 해석 결과와 실험 결과는 비교적 일치하는 것을 확인하였다. 또한, Rib 에 의한 강성 효과를 확인하기 위하여 유한 요소 해석과 Ground modal test 를 통한 입력점 강성 해석을 수행하였다.

이때, 입력점 강성 해석을 위하여 Direct FRF 를 이용하였으며, 유한 요소 해석 결과와 실험 결과는 상당히 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 결과를 통해 rib 에 의한 HVAC HTR Unit Case 의 표면 강성 효과를 비교, 평가할 수 있었다. 또한, 본 연구 결과를 통해 HVAC HTR Unit Case 유한 요소 모델의 타당성을 검증할 수 있었다. 향후, HVAC HTR Unit Case 의 방사 소음 특성에 관한 연구를 진행할 예정이다.

후기

본 연구는 한라공조 CAE 팀 HWSM 의 지원에 의하여 이루어 졌으며, 이에 Structure Group 여러분께 감사 드립니다.

참고 문헌

- (1) Kim, K. M., 2002, The study on the Analysis of the Acoustic Transfer Function for Reducing the structure - borne Noise, 한국동력기계공학회지 제 6 권 제 3 호, pp. 57~63.
- (2) 한라공조 기술 연구소, 1999, 자동차용 냉동 공조 기초과정, pp. 12.
- (3) Ewins, D. J., 2000, Modal Testing: Theory: Practice and Application, RESEARCH STUDIES PRESS LTD.
- (4) 정준호, 2007, 차체 입력점 강성의 측정 및 평가 방법에 대한 연구, 서울대학교 대학원 기계항공 공학부 공학석사 학위 논문
- (5) 송민근, 오기석, 이상권, 2008, CAE 를 이용한 파워 트레인의 방사 소음 저감을 위한 구조 변경, 한국소음진동공학회 논문집, 제 18 권 제 4 호, pp. 439~447