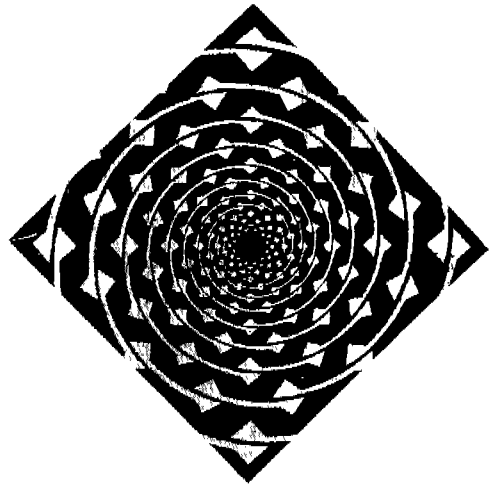


振動解析技術



1. 머리말

家電機器는 보다 낮은 소음의 제품개발이 요망되고 있으며, 機器의 설계기술도 종래에 비하면 보다 세련된 方法이 채용되고 있다. 일반적으로 家電機器의 소음은 많은 원인에 의하여 발생하는데, 그 低騒音화를 기하기 위한 本質적이고 뛰어난 方法은 소음의 發生原因을 없애는 것이 된다. 그러나 그와 같은 대책이 곤란한 경우도 많은데, 고체 전달음과 같이 振動으로 생기는 소음에 대해서는 여러 가지 진동해석기술을 응용하여 構造의 변경이나 防振構造의 채용에 의해 低振動·低騒音を 도모하는 일이 많다.

일반적으로 振動에 의하여 생기는 소음을 억제하려면

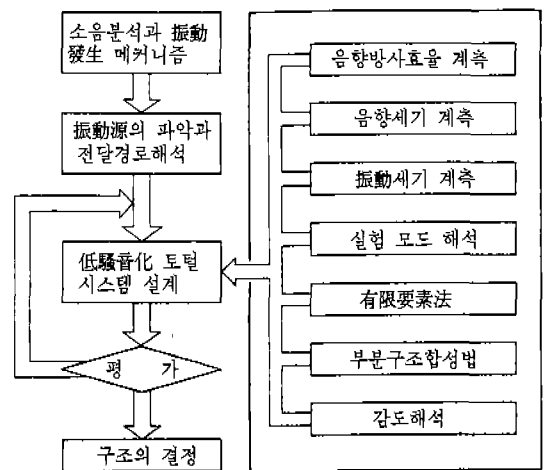
- (1) 소음분석에 의한 發生 메커니즘의 해명
- (2) 振動源의 파악과 전달경로의 해석
- (3) 振動 에너지와 음향 에너지의 변환 효율 평가

와 적절한 대책이 必要하다.

그림 1은 이와 같은 檢討를 할 때의 플로우(Flow)이며, 해석에 사용하는 要素技術은 그림의 오른쪽에, 低騒音設計의 프로세스는 왼쪽에

나타내고 있다. 소음의 發生 메커니즘을 해명하고, 제품의 性能面에서 오는 제약조건을 가미하면서 振動이 전달되기 어려운 구조를 開發하는 토털 시스템 設計가 중요하다.

本稿에서는 家電機器에 생기는 振動으로 인한 소음에 초점을 맞추어 주요한 振動解析技術을 해설하고 또한 이들 技術이 家電機器에 적용되는 예를 제시하고자 한다.



<그림 1> 低騒音化 설계의 플로우와 振動해석기술

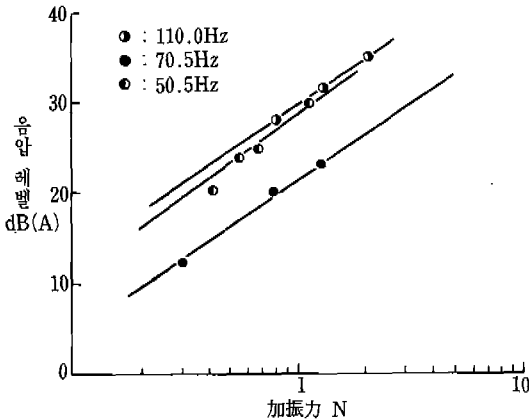
2. 소음의 발생원인 검토에 利用할 수 있는 方法

2.1 음향방사효율 계측

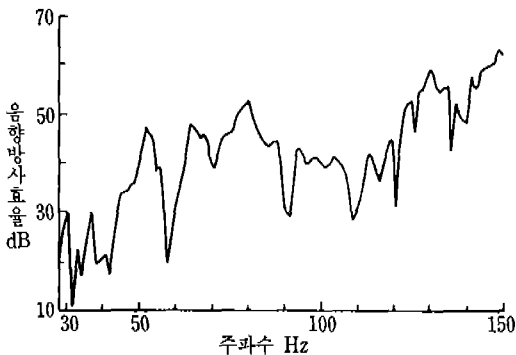
家電機器에 있어서는 음향방사면적이 큰 몸체에 진동이 전달되어 그곳으로부터 소리가 防射되는 일이 많다. 加振力과 소음 레벨의 관계를 파악하려면 加振源으로 생각되는 위치에 加振器를 설치해서 加振入力과 음향의 관계를 구한다. 그림 2는 에어컨 室外機에 대하여 실시한 無響室에서의 측정결과에 대한 예이다. 加振力 f 와 음압 레벨 S 간에는

$$S = 20 \log(f) \quad (1)$$

의 관계가 성립하여, 힘과 음향의 관계는 線形



<그림 2> 加振力과 음향의 관계



<그림 3> 음향방사효율

임을 알 수 있다. 또한 加振의 주파수에 따라 음압 레벨에 차이가 있음을 알 수 있다.

다음에 振動과 음향의 관계를 표시하는 음향 방사 효율(음향/가속도)을 구한 예를 그림 3에 든다. 그림과 같은 음향방사 효율로부터 소음을 경감하기 위해서는 어떤 周波數域의 진동을 억제해야 하는가를 알 수 있다.

또한 시뮬레이션(Simulation)에 의해 振動加速度가 구해진 경우에는 이 음향방사 효율과 振動加速度의 곱을 구함으로써 최종적으로 筐體에서 방사되는 진동 전달음을 평가할 수 있다.

2.2 음향세기(Intensity) 계측

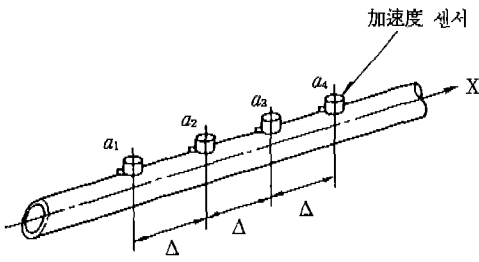
機器 本體, 배관 표면에서 발생하는 소음을 생각할 때, 그와 같은 發生源으로부터 일정한 거리를 둔 곳의 소음을 측정할 뿐만 아니라 그들 물체에서 發生하는 음향 에너지에 착안하는 편이 低騒音化를 도모하는데 있어 효과가 있는 경우도 있다. 이러한 목적을 위해 최근에는 음향세기 계측법이 많이 이용되고 있다. 이 方法은 音源을 탐색할 수 있을 뿐 아니라 機器 各 부분마다의 음향 파워 레벨 측정에도 利用할 수 있어 이 手法을 응용할 수 있는 범위는 넓다. 음향세기의 原理나 측정할 때의 오차에 대해서는 이미 많은 발표가 있으므로 상세한 것은 관계문헌을 참조하기 바란다.

2.3 진동세기(Intensity) 계측

배관의 진동이 筐體에 전달되어 소음이 생길 때는 振動 파워를 계측함으로써 진동전달의 영향도가 큰 部分을 탐색할 수가 있다. 振動세기 \bar{W} 는 어떤 체적을 단위시간에 통과하는 振動 에너지의 평균치로 정의되는 벡터량으로서, 진동의 속도를 v , 진동방향의 힘을 f 라 하면 식(2)로 정의할 수 있다.

$$\bar{W} = \overline{f \cdot v} \quad (2)$$

그리고 加振源과 구조물 사이에 임피던스 헤드(Impedance Head)를 장착하고 여기에 흐르는 v 와 f 를 직접 계측하여 시간영역으로 적



<그림 4> 振動세기 계측용 加速度 센서의 배치

분, 평균치 \bar{W} 를 구해 산출할 수 있다. 그러나 구조물에 임피던스 헤드를 장착하는 것은 어렵기 때문에 통상적으로는 그림 4에 나타내는 바와 같이 等間隔 Δ 으로 加速度 센서를 配列하여 다음과 같이 구하는 경우가 많다.

각 센서 위치에서의 加速度 a_i 를 계측하고, 加速度 a_i 와 a_k 의 크로스 파워 스펙트럼 (Cross Power Spectrum)을 고속 푸리에 (Fourier) 해석장치로 구하여 이것의 허수부를 g_{ik} 로 표시한다. 加速度 센서가 2개, 4개의 경우에 대하여 振動세기를 산출할 때의 관계식은 다음과 같이 된다.

$$\bar{W} = \frac{2\sqrt{Bm}}{\Delta} \int_0^\infty \frac{1}{\omega^2} g_{12} d\omega \quad (3)$$

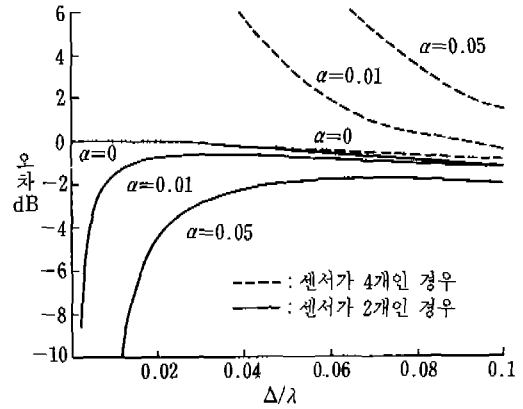
$$\bar{W} = \frac{B}{\Delta^3} \int_0^\infty \frac{1}{\omega^3} (4g_{23} - g_{24} - g_{13}) d\omega \quad (4)$$

여기서 B : 구부림 剛性

m : 단위길이당의 質量

ω : 角振動 周波數

그리고 식 (3), 식 (4)는 배관의 구부림波의 進行波 成分만 고려하고 있다. 이 가정을 이용하더라도 振動세기를 산출하는 데는 4개의 정보가 필요하지만 식 (3)에서는 배관의 中央部를 계측하는 것으로 하고 경계조건의 影響(Near Field)을 무시하고 있다. 그림 5는 加速度 센서가 2개, 4개인 경우 센서의 位相特性의 차 α 에 의한 오차의 影響을 1차 고유진동수에 대하여 구한 것으로 Δ/λ 가 적을수록 오차가 생기기 쉬움을 알 수 있다. 센서의 位相特性差가 없이



<그림 5> 加速度 센서의 位相特性의 차에 의한 오차의 영향

이상적일 때에는 4개인 경우 精密度가 우수하지만, 실제로는 센서의 오차가 있으므로 배관 中央部를 계측하도록 하면 2개인 경우가 실용적으로는 좋다.

3. 구조의 動特性 검토에 이용할 수 있는 方法

실제 모드 해석 및 有限要素法에 대해서는 잘 알려져 있으므로 여기서는 이들을 조합한 해석 방법인 部分構造合成法, 구조를 변경할 때 有效한 感度해석에 대하여 설명한다.

3·1 部分構造合成法

部分構造合成法이란 해석대상을 N 개의 部分構造로 나누어 각각의 부분 구조마다 動特性을 구하고 이것들을 결합하여 全體系의 動特性을 해석하는 방법이다. 부분 구조마다의 動特性은 有限要素法, 실험 모드 해석 중 어느 것으로 구하여도 된다.

i 번째의 부분구조에 대한 動特性을 모드 해석법을 사용하여 주파수 영역의 n 차의 모드를 겹쳐서 표현한다. 그리고 動剛性(힘/변위) $H_i(\omega)$ 로 표시하면 다음과 같이 된다.

$$[H_i(\omega)]^{-1} = \sum_{r=1}^n \frac{\{\psi_r\}\{\psi_r\}^T}{m_r(-\omega^2 + 2j\zeta_r\omega + \omega_r^2)} \quad (5)$$

- 단, $\{\psi_r\}$: 모드 r 의 固有 벡터
- m_r : 모드 r 의 모드 質量
- ζ_r : 모드 r 의 減衰比
- T : 轉置
- j : 허수단위 ($=\sqrt{-1}$)

또는 모드 해석법을 사용하지 않고 다음과 같은 自由度가 m 인 질량 $[M]$, 減衰 $[C]$, 剛性 $[K]$ 의 매트릭스로서 표현할 수도 있다.

$$[H_i(\omega)] = -\omega^2[M] + j\omega[C] + [K] \quad (6)$$

全體系의 動特性 $H(\omega)$ 는 부분구조와 부분구조의 결합부 및 加振力가 작용하는 位置의 함수로 기술할 수 있다. 그리고 自由度를 표시하는 변위 벡터를 $\{x\}$, 결합부의 힘 벡터를 $\{f\}$ 라고 하면 다음과 같이 표시할 수가 있다.

$$[H(\omega)]\{x\} = \{f\} \quad (7)$$

部分構造合成法에 의한 해석의 利點을 정리해 보면 다음과 같다.

- (1) 部分的인 구조변경에 대하여 유연하게 대응할 수 있다.
- (2) 支持 마운트나 결합부와 같이 모델화가 곤란한 部分에 실험 데이터를 이용할 수가 있다.
- (3) 自由度가 저감 가능하므로 계산효율이 좋다.
- (4) 전체계의 動特性에 미치는 각 部分 구조마다의 最適化를 도모할 수 있다.

家電機器와 같이 구성부품이 많고 또한 각 機種間에 주요부품이 共用되는 경우가 많은 제품에서는 部分構造合成法이 효과적인 해석방법이라고 할 수 있다.

3.2 感度解析

感度解析은 어떤 설계 퍼라미터가 단위량 변화하였을 때 動特性이 어느 정도 변화하는가를 간단히 구하는 方法이다. 感度는 설계 퍼라미터에 대해서 動特性 함수를 테일러 전개하였을 때의 微係數로 표시되는데, 통상적으로 1차의 微係數만으로 상당히 좋은 근사치가 된다. 예컨대 어떤 설계 퍼라미터 P_i 에 대한 r 차의 固有振

動數 ω_r 의 感度는 식 (8)과 같이 된다.

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial P_i} = \frac{k_r' - \omega_r^2 m_r'}{2\omega_r m_r'} \quad (8)$$

여기서 $m_r' = \{\psi_r\}^T \frac{\partial [M]}{\partial P_i} \{\psi_r\}$

$$k_r' = \{\psi_r\}^T \frac{\partial [K]}{\partial P_i} \{\psi_r\}$$

이 感度分布를 계산해 두면 고유진동수 등의 動特性을 변경하려 할 때 어디를 수정하면 되는지가 명백해진다.

또한 식 (8)의 관점을 바꾸면 k_r' , $\omega_r^2 m_r'$ 는 固有 모드가 변화하지 않는다고 할 때 固有 모드마다의 변형 에너지(Strain Energy)와 운동 에너지이다. 그리고 에너지가 큰 곳은 感도가 크고, 固有 모드마다의 변형 에너지와 운동 에너지의 分布를 구하는 것으로도 설계 퍼라미터를 효과적으로 修正할 수가 있다.

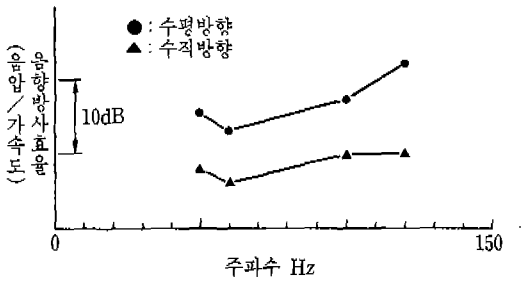
4. 家電機器에 대한 適用例

4.1 냉장고에 대한 적용 예

냉장고는 한밤중에도 가동하기 때문에 종전부터 적극적으로 그 低騒音化가 추진되어 왔다. 그리고 현재는 振動轉達音에 의해 생기는 200 Hz 이하의 귀에 거슬리는 低周波音의 대책이 중요시 되고 있다.

냉장고의 加振源은 압축기이며, 그 회전수의 1차, 2차의 加振力이 지배적이다. 이때문에 옆으로 놓여진 압축기가 外部에 전달되는 힘을 작게 하기 위하여 彈性的으로 4개점에 支持되어 베드 플레이트(Bed Plate)에 설치된다.

다음에 이들 소음의 原因을 조사하기 위하여 방음상자에 收容된 加振機로 베드 플레이트를 加振하여 임피던스 헤드로 가속도와 가진력을 구하고, 또한 냉장고 뒷면 1m, 높이 1m의 音壓 레벨을 측정하였다. 베드 플레이트를 수직 및 수평방향으로 加振하였을 때의 베드 플레이트의 가속도와 代表點의 음압 레벨로부터 구한 음향방사효율을 그림 6에 든다. 그림에서 명백해지듯이 수직방향보다도 수평방향쪽이 음향방사효율이 높다. 압축기 支持 마운트의 스프링

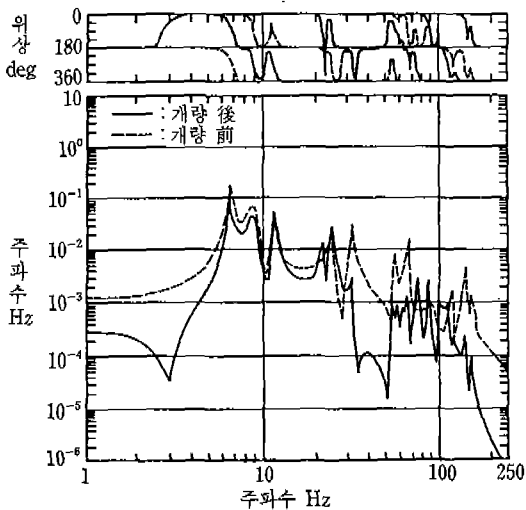


<그림 6> 냉장고의 음향방사효율

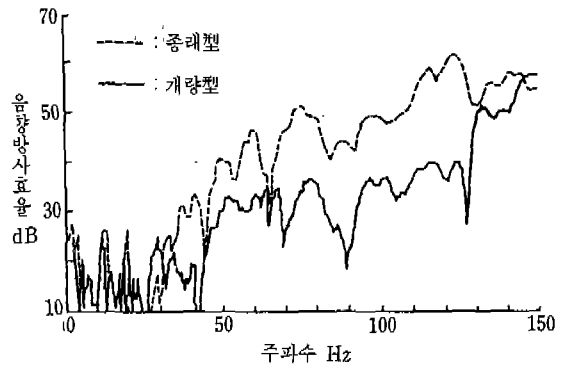
定數를 낮게 하여 음향방사효율을 작게 할 필요가 있음을 알 수 있다.

냉장고의 配管系는 관 지름이 가늘기 때문에 支持部를 필요로 하는데, 이 부분으로부터의 振動傳達도 무시할 수 없다. 支持點의 反力を 작게 하기 위하여 진동 모드를 고려해서 支持點을 변경하였다. 이와 같은 검토에는 支持部가 없는 조건에서의 配管系의 진동 모드를 사용해서 部分構造合成法을 이용하면 支持點을 변경할 때마다 配管系를 再解析할 필요가 없고 계산효율을 높일 수가 있다.

그림 7은 초기설계와 配管 支持點을 변경하



<그림 7> 배관의 支持點에서의 反力



<그림 8> 베드 플레이트의 음향방사효율

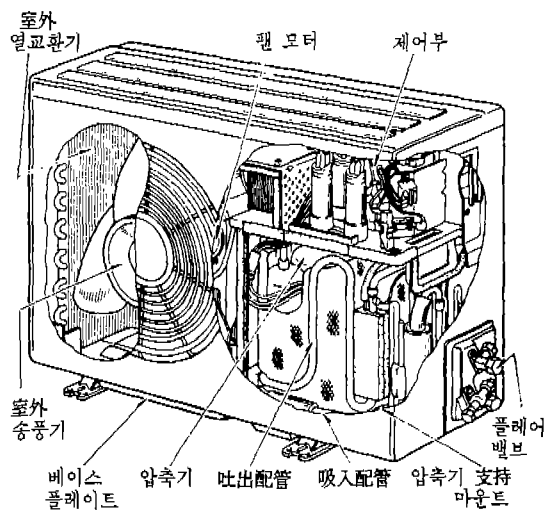
였을 때의 支持點 反力の 비교이다. 배관 支持點의 反력이 저감되어 있는 것을 알 수 있다.

또한 感度解析을 사용하여 베드 플레이트의 구조를 변경하였다. 그림 8은 구조변경 前後의 음향방사효율을 비교한 것인데, 15~20dB이나 저감되고 있다.

이상과 같은 低騒音化의 설계를 실시한 결과, 종래형에 비하여 약 3dB의 騒音が 低減되었다.

4·2 룸 에어컨 室外機에 대한 적용

그림 9는 스플릿 에어컨(Split Air Condi-



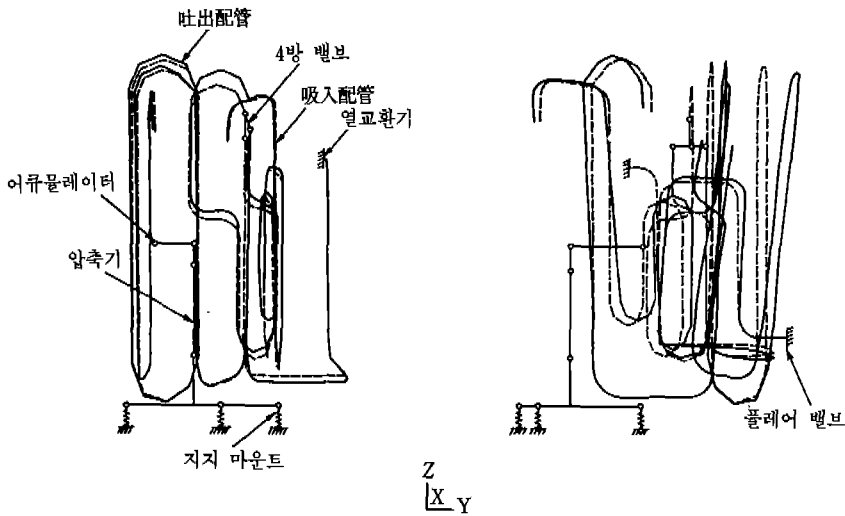
<그림 9> 스플릿 에어컨 室外機의 구조

tioner) 室外機의 구조이다. 냉장고의 경우와는 달리 압축기가 세로로 支持되어 3개점의 支持 마운트를 거쳐 베이스 플레이트(Base Plate)에 설치된다. 또한 압축기에는 吸入配管 및 吐出配管이 접속된다. 실외기의 加振源은 압축기이며, 압축기의 아래측만을 받치므로 베이스 플레이트에 대해서는 모멘트 방향의 加振力도 작용한다. 이 회전방향 加振力이 配管系 및 베이스 플레이트로부터 筐體 또는 열교환기와 같은 방사면적이 큰 構造體에 전달되어 큰 소리를 防射한다. 또한 인버터가 탑재된 에어컨은 넓은 주파수 범위에서 運轉되기 때문에 설계단계에서 압축기에 접속되어 있는 配管系나 支持系 및 베이스 플레이트의 動特性을 파악해 둘 필요가 있다.

배관계의 動特性은 汎用 소프트웨어 MSC/ NASTRAN을 사용하여 有限要素法으로 해석한다. 그리고 3차원 형상을 한 배관의 형상 데이터 入力을 용이하게 하기 위하여 專用 프로그램을 개발하여 入力 데이터 작성의 簡易化를 도모하고 있다.

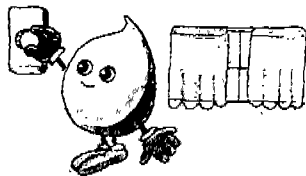
配管系는 빔(Beam) 요소를 사용하여 모델화하는데, 4방 밸브(Four-way Valve)나 電磁 밸브 등은 관성 모멘트를 갖는 附加質量으로서 고려하고 있다. 또한 압축기의 支持 마운트 특성은 실험에서 구한 데이터 베이스를 사용하고 있다.

部分構造合成法으로 해석한 배관의 대표적인 모드 형상을 그림10에, 實機의 전달함수에 대한 실험치와 해석치의 비교를 그림11에 든다. 여기



<그림10> 配管系の 모드 형상

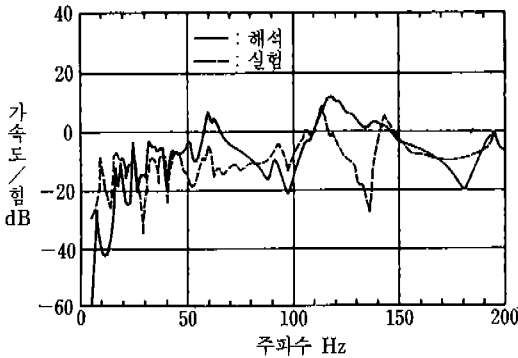
家庭 에너지節約



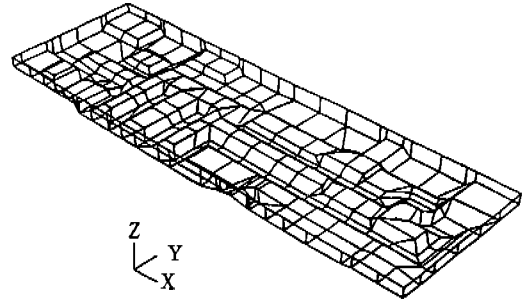
● 겨울철 실내 난방온도를 18~20℃로 맞추어 연료를 절약합시다.

에서 20Hz 이하는 압축기의 剛體 모드, 20~70 Hz는 吸入 및 吐出配管의 탄성 모드, 70Hz 이상은 4방 밸브로부터 열교환기 및 플레어 밸브 (Flare Valve)까지의 配管의 탄성 모드가 주요 모드이다. 室外機 配管系의 고유진동수는 대단히 많아 하나씩 대응하기가 곤란한 것을 감안하면 그림11에서 兩者의 경향은 잘 일치하고 있다고 할 수 있다.

室外機를 지붕 등 비교적 剛性이 낮은 곳에 설치하면 실외기 支持脚으로부터의 전달력이 진동을 加振하여 거실 등에 진동이나 전달음이 전해져 문제가 되는 일이 많다. 이 소음에 대해서는 실외기의 支持脚이 설치되어 있는 베이스



<그림11> 配管系의 전달함수



<그림13> 改良型の 베이스 플레이트 형상

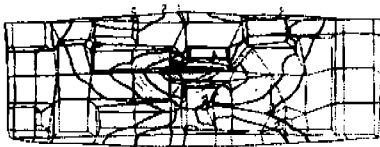
플레이트의 剛性을 높이는 것이 효과적이다. 베이스 플레이트의 剛性을 높이기 위하여 감도해석을 이용하여 검토하였다. 그림12는 종래형의 베이스 플레이트 형상과 1차 굽힘 모드의 변형 에너지 분포를 等高線으로 표시한 것으로서 等高線 간격이 좁은 부분이 에너지 分布가 커서 감도가 높은 부분을 나타내고 있다.

변형 에너지 分布에 착안하여 형상을 변경한 改良型 베이스 플레이트 형상을 그림13에 든다. 동일한 판두께의 것으로 1차 굽힘 모드의 고유진동수를 97Hz에서 139Hz로 올릴 수가 있다.

이상의 진동전달을 대책과 압축기의 遮音·吸音處理 및 팬 특성의 개선도 아울러 실시한 결과, 종래형보다 약 5dB의 低騒音化를 달성할 수 있었다.

5. 맺음말

家電機器의 저소음화 설계에 대하여 고체 전달음으로 대표되는 振動에 의한 소음에 초점을 맞추어 각종 진동해석법에 관하여 설명하였고, 동시에 그것을 적용한 구체적인 예를 들었다. 여기에 제시한 各手法는 當社 각종 제품의 動特性 검토에 활용되고 있다.



<그림12> 변형 에너지 分布 형상

本稿는 日本 三菱電機(株)의 諒解下에 번역한 것으로서, 著作権은 上記社에 있고 翻譯責任은 大韓電氣協會에 있습니다.