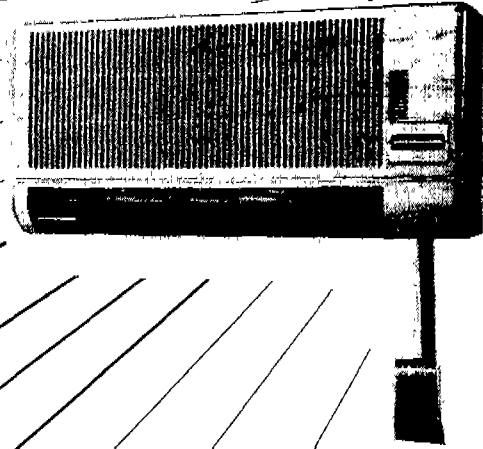


룸 에어컨의 低騒音化



1. 머리말

현재의 생활환경은 가지가지의 騒音에 둘러싸여 있어 우리의 생활에 여러 가지 영향을 주고 있다. 특히 최근에는 주거환경·생활양식의 변화에 따라 야간의 家電製品 이용증가를 가져오고 그것들의 運轉音에 의한 생활 騒音이 사회 문제시되고 있다. 룸 에어컨도 예외가 아니어서 低騒音에 대한 시장의 요구도 한층 강력해져 쾌적한 空調 空間을 실현하는 데는 '조용하다'라는 항목은 필요 불가결한 사항이 되고 있다. 특히 주택의 밀집화나 에어컨 구입수요의 증가에 수반해서 室外機의 소음에 대해서는 최근 수년간 크게 신경을 쓰는 단계에 이르렀다.

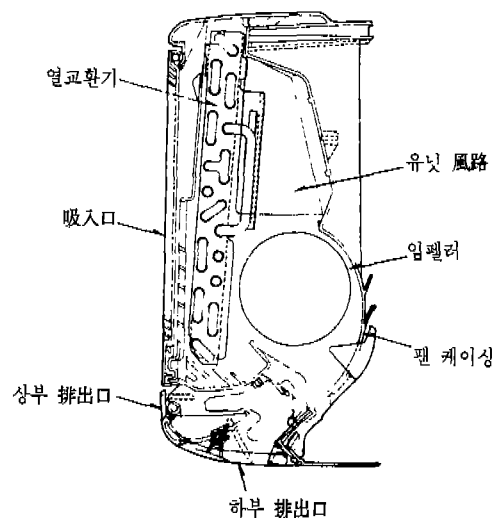
이와 같은 市場 環境하에서의 低騒音化는 상품력을 높이는 면에서 중요한 기술과제가 된다. 새로운 개발품인 스플릿(Split)형 에어컨도 종래의 에어컨에 비하여 室內機나 室外機를 붙문하고 대폭적인 騒音値의 저감에 노력해 오고 있다.

本稿에서는 室內機·室外機의 低騒音化를 도모하는 면에서의 기술과제를 명확히 하고 그 기

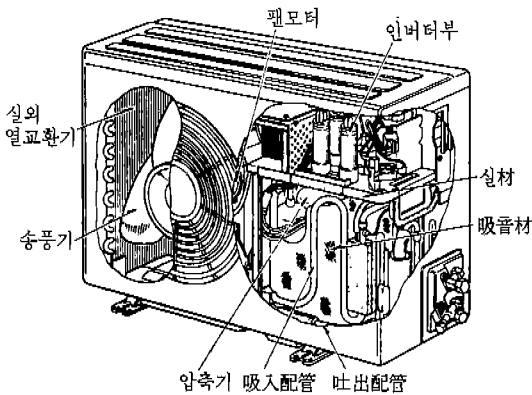
술개발과 성과에 대하여 설명한다.

2. 룸 에어컨의 구조와 그 騒音原因

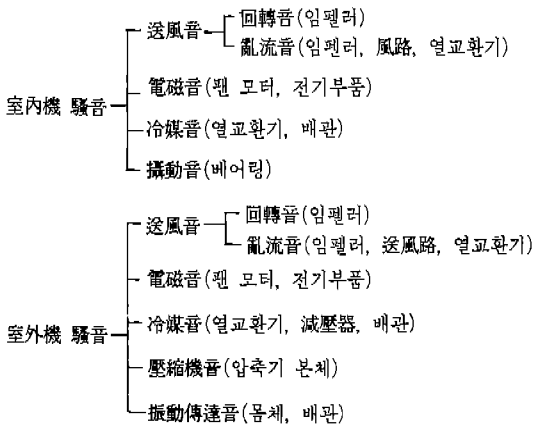
스플릿형 에어컨의 室內機와 室外機의 구조에 대해 설명한다. 그림 1은 室內機의 縱斷面, 그림 2는 室外機의 透視圖를 나타낸다.



<그림 1> 室內機의 縱斷面



<그림 2> 室外機의 透視圖



<그림 3> 룸 에어컨의 騒音要因

室內機에는 열교환기와 크로스 플로우 팬 (Cross Flow Fan)이라는 많은 날개가 있는 送風機가 내장되어 있다.

室外機는 송풍기실과 기계실로 구성되어 있다. 송풍기실에는 열교환기와 프로펠러 팬 타입 (Propeller Fan Type)의 송풍기가 내장되어 있다. 또한 기계실에는 압축기·4方 밸브·減壓器 등의 冷媒素子와 그것들을 연결하는 배관류 및 압축기의 운전 등을 제어하는 인버터부로 되어 있다.

이들 운전시의 騒音은 그림 3 과 같은 要因으로 분류할 수가 있다. 室內機의 騒音은 송풍기

를 운전함으로써 발생하는 送風音, 송풍기용으로 같은 축에 고정된 팬 모터의 磁氣振動이 몸체에 전달되어 발생하는 電磁音, 열교환기 내부를 냉매가 흐를 때 발생하는 冷媒音, 송풍기를 支持하는 베어링부에서 발생하는 振動音 등이 있다. 이 중에서 室內機의 騒音 레벨을 지배하고 있는 것은 送風音이다.

室外機의 騒音은 송풍기를 운전함으로써 발생하는 送風音, 팬 모터에 의한 電磁音, 열교환기·감압기·배관부에서 발생하는 冷媒音, 압축기 쉘 (Shell) 표면에서 방사되는 압축기음, 압축기에 의한 진동이 압축기를 지지하는 防振고무나 몸체에 전달되어 이들의 표면에서 발생하는 振動傳達音, 인버터부를 구성하는 리액터 등의 전기부품에 의한 電磁音 등이 있다. 이 중에서 室外機의 騒音 레벨을 지배하고 있는 것은 送風音·압축기음·振動傳達音 등이다.

3. 室內機 騒音 低減

送風音을 대별하면 回轉音과 亂流音으로 나누어진다. 회전음은 커다란 호트러짐이 임펠러 (Impeller)에 流入할 때나, 임펠러에서 流出한 後流과 케이싱 허부분(舌部)과의 간섭으로 발생하는 소리로서, “회전수×임펠러 날개수”의 주파수와 그 高調波 성분으로 되는 離散 周波數音이다. 亂流音은 날개로부터 흐름의 剝離나 날개 後流의 소용돌이 및 날개의 上流로부터의 흡어짐 등이 요인이 되어, 날개면에서의 압력변동이 생김으로써 발생하는 소리로 폭넓은 주파수 帶域의 성분을 갖는 騒音이다. 또한 임펠러로부터 뿜어 나온 후의 排出口에서의 흐름이 剝離되어 일어나는 소용돌이도 亂流音 발생의 요인이 된다.

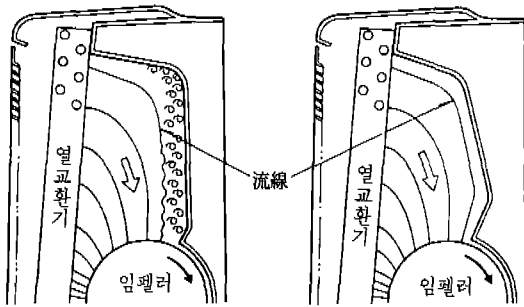
이 送風音을 低減하기 위해서는 송풍기 單體의 개선과 風路系의 개선을 꾀하고 양자를 最適化 설계하는 것이 필요하다. 송풍기 單體의 개선이란 날개로부터의 흐름의 剝離나 後流 소용돌이를 억제하는 것을 말하며, 날개의 휜角, 弦의 길이, 날개 뒤끝의 형상 등을 最適化하는

것을 말한다. 風路系의 개선이란 임펠러로 들어오는 흐름의 흐트러짐을 억제하는 것을 가리킨다.

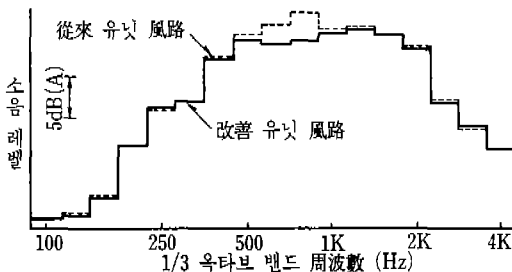
다음에는 이 風路系 개선의 기술적인 방법에 대하여 설명한다. 이 개선의 절차는 우선 흐름의 상태를 조사하는 것부터 시작한다. 그러기 위해서는 흐름의 可視化가 필요하다. 일반적으로 이 방법에는 실험적 方法이 이용되며, 레이저 流速計를 사용하는 方法, 압력측정에서 流速을 산출해 내는 方法, 트레이서를 흘려 관찰하는 方法(Smoke법 등) 등이 있다.

3·1 임펠러 上流의 개선

그림 4는 유닛 風路內의 임펠러 上流 흐름을 스모크법을 적용하여 검토한 예이다. 그림 4(a)는 종래의 유닛 風路 흐름상태를 나타낸다. 이 그림에서 흐름이 風路를 잇따라 흐르지 않고 壁



(a) 従來 유닛 風路 (b) 改善 유닛 風路
 <그림 4> 유닛 風路內의 흐름상태



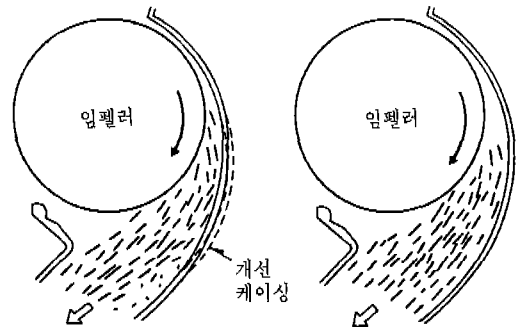
<그림 5> 室內機 送風音 분석例

面 근방에서 흩어져 임펠러에 流入해서 회전음에 나쁜 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 그래서 그림 4(b)와 같은 風路 상태로 함으로써 壁面 근방의 흩어짐을 억제하였다. 그림 5에 이 소음 분포예를 나타낸다. 그림에서 破線으로 나타낸 종래 風路의 소음은 800Hz대에 회전음 성분을 가지고 있었으나 實線으로 나타낸 개선 風路의 소음은 이 성분이 저하하고 있다.

3·2 임펠러 下流의 개선

임펠러 下流의 흐름을 트레이서를 흘리어 可視化한 흐름상태의 예를 그림 6에 나타낸다. 그림 6(a)는 종래 케이싱의 흐름상태를 나타낸다. 이 그림에서 임펠러에서 뿜어 나온 흐름이 케이싱에 충돌하여 剝離를 일으켜 亂流音에 나쁜 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 그림 6(b)는 흐름이 케이싱에 충돌하는 부분을 넓힌 改善 케이싱에서의 흐름상태도이다. 이 그림에서 흐름은 케이싱을 잇따라서 흐르도록 개선되어 있다. 이 개선에 의해 排出口에서의 亂流音이 低下되고, 더구나 케이싱 內部 흐름의 實流路가 확대되었으므로 내부 손실이 저감한다. 이와 같은 효과에 의해 1dB(A)의 소음 저감을 달성하고 있다.

이 이외에 열교환기 사양의 변경, 임펠러의 大口徑化 등을 개선하여 소음을 5dB(A) 정도 저감할 수 있었다.



(a) 従來 케이싱 (b) 改善 케이싱

<그림 6> 임펠러 下流의 흐름상태

4. 室外機 騒音 低減

4.1 送風音

송풍기의 送風音은 일반적으로 식(1)로 나타낸다.

$$SPL = K_s + 10 \log(P_s^2 \times Q) \quad (1)$$

여기에서

SPL : 소음 레벨 [dB(A)]

K_s : 比騒音 [dB(A)]

P_s : 압력 손실 (Pa)

Q : 풍량 (m³/min)

n : 일반적인 문헌에서는 2이나, 實機와 잘 대응을 이루는 2.5를 사용하기도 한다.

이 식에서 알 수 있는 바와 같이 低騒音化를 위해서는 比騒音을 낮추는 일이 중요하나, 종래부터 室外機에 사용되고 있는 低騒音 프로펠러 팬인 엑스트라 팬 (Extra-fan)에서는 송풍기 單體에서의 比騒音 저감에 대한 검토가 상당히 이루어져 있기 때문에 대폭적인 저감을 도모하는 기술적 打開(Breakthrough)는 어려운 실정이다. 때문에 다음에 주목해야 할 것이 압력손실 P_s 를 낮추는 것이 된다. 室外機에서는 압력손실 P_s 는 거의 열교환기에 의해 생기므로 이 개선이 필요하다. 열교환기 압력손실 係數 ζ 와 팬 열교환기 면적비 S_R 는 식(2) 및 식(3)으로 표시된다.

$$\zeta = \Delta P_H / \Delta P_{H0} \quad (2)$$

여기에서

ΔP_H : 유닛에서의 열교환기 압력손실 (Pa)

ΔP_{H0} : 균일 風速을 통과시킨 경우의 열교환기 基準 압력손실 (Pa)

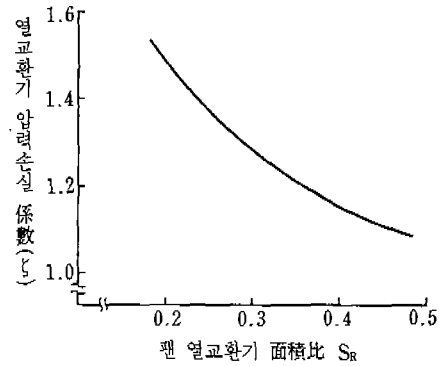
$$S_R = S_F / S_H \quad (3)$$

여기에서

S_F : 팬 排出面積 (m²)

S_H : 열교환기 면적 (m²)

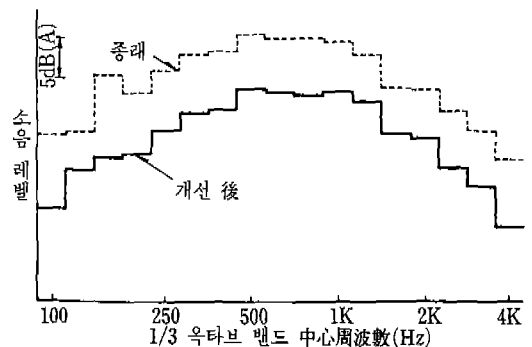
그림 7은 양자의 관계를 실험해서 조사한 결과에 대한 예를 나타낸다. 이 그림 및 식(2), (3)으로부터 팬과 열교환기의 면적이 가까워질수록 열교환기의 압력손실 ΔP_H 는 기준 압력손



<그림 7> 열교환기 압력손실 係數와 팬 열교환기 面積比의 관계

실에 가까워짐을 알 수 있다. 이것은 팬 상류부분은 열교환기 통과풍속이 크고, 그 주위에서는 적어지기 때문이다. 이 결과에 의거해서 팬 지름을 종래보다 20mm 증가시켜 420mm로 함과 동시에 나팔구(Bell Mouth)형상의 개량도 실시하였다. 또한 팬 지름의 증가와 나팔구형상의 개량은 排出風速을 저하시켜 排出 그릴(Grill)의 압력손실 및 그릴통과 氣流音의 저감을 기할 수 있었다.

이 이외에 열교환기 사양의 변경에 의한 風量 低減도 하고 있다. 이상과 같은 개선도 포함해서 종래와 개선 후의 送風音의 분석 결과를 비교한 것이 그림 8이며 廣帶域에 걸쳐 6dB(A) 정도의 音響 에너지를 저감할 수 있었다.



<그림 8> 室外機 送風音 분석 예

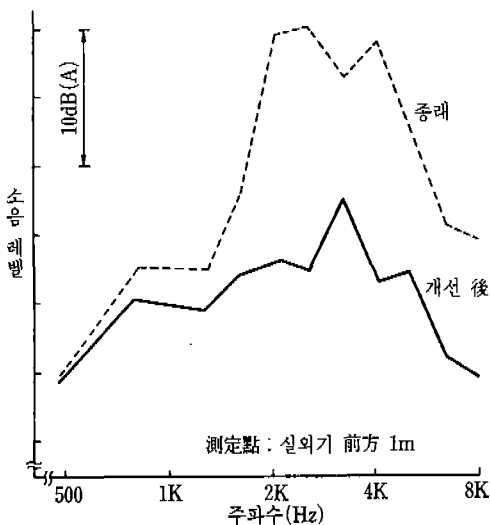
4·2 機械室音

전술한 바와 같이 機械室音은 압축기음과 진동 전달음으로 나누어진다. 이와 같은 소음의 저감에 대한 고찰법과 대책에 대하여 설명한다.

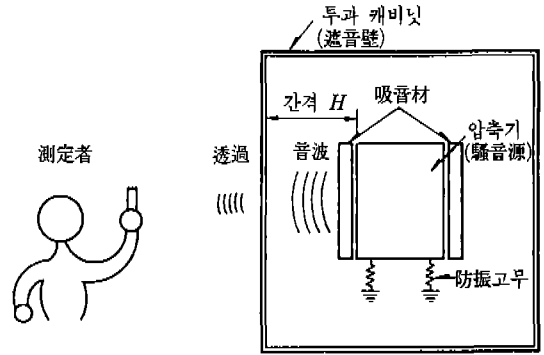
4·2·1 壓縮機音

압축기음은 600Hz에서 8kHz까지의 廣帶域에 그 成分이 분포한다. 그림 9는 그 분포 예를 나타낸다. 여기에서 나타낸 바와 같이 그 音 에너지 成分의 거의 8할이 1.6~5kHz이다. 그래서 이 주파수 領域에 대하여 遮音과 吸音處理에 의한 기술개발을 실시하였다. 이를 다음에 설명한다.

룸 에어컨의 기계실은 壓縮機音을 저감하기 때문에 통상적으로 그림 10에 나타낸 바와 같은 위치에 吸音材와 遮音壁이 되는 캐비닛이 설치되어 있다. 그러나 音源인 압축기와 吸音材 및 캐비닛 사이의 간격이 좁아 대표 공간거리는 1/4波長에서 1波長 전후의 적은 값이 되어 압축기의 密閉容器(셀)와 차음벽과의 상호작용이나 吸音·反射現象의 공간분포가 존재하는 등으로 말미암아 일반적으로 간격이 큰 경우의 遮音·吸音理論을 여기에 적용하기는 곤란하다.



<그림 9> 압축기음의 예

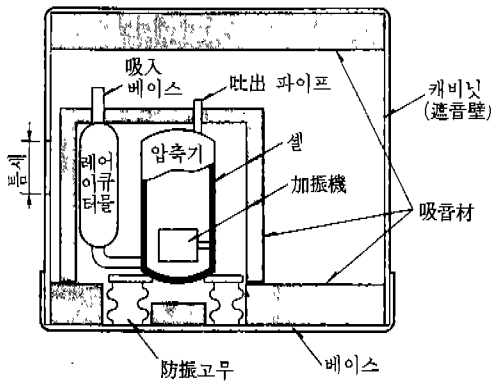


<그림 10> 압축기음의 遮音 모델

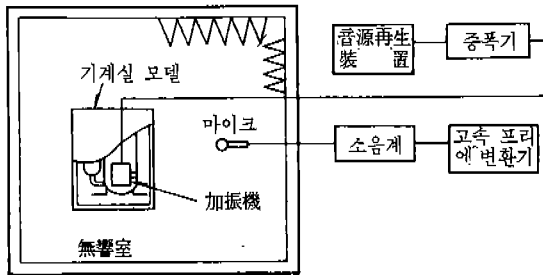
그래서 이번에는 壓縮機音 저감을 위해 실험적 方法에 의하여 遮音·吸音構造의 最適化를 도모하였다. 이 方法은 압축기 셀 안에 加振機를 내장시켜 압축기음을 模擬한 音源을 사용하여 遮音·吸音實驗을 하는 것이다. 그림 11은 模擬音源의 상세와 기계실의 遮音·吸音 모델이다. 또한 그림 12는 이 計測 블록도를 나타낸다. 이 模擬音源의 주위에 각종의 遮音·吸音 사양을 갖는 기계실을 설치하고 이때의 規定 半徑에 있어서의 音을 분석하여 模擬音源만의 경우 소리와의 차를 각 주파수대별로 구하여 遮音·吸音 效果를 평가하였다.

이상과 같이 검토한 결과 그림 13에 나타나는 바와 같이 종래의 기계실에 存在해 있던 2%의 틈새 영향이나 吸音處理 效果를 定量的으로 파악할 수 있었으며, 틈새 면적의 대폭적인 축소와 吸音材의 적합한 배치에 따른 각기의 효과에 의해 압축기음을 10~15dB(A) 정도씩 개선할 수 있음이 명백해졌다. 이 결과로부터 알 수 있는 바와 같이 기계실의 틈새를 줄이는 構造가 소리 低減의 중요한 요점이 된다. 종래에는 기계실이 板金을 짚맞춘 것이었기 때문에 단순히 틈새를 감소시킬 수가 없었으나 실(Seal)材를 사용함으로써 틈새를 막는 構造로 하였다. 그림 14는 최근 개발된 기계실의 構造이다.

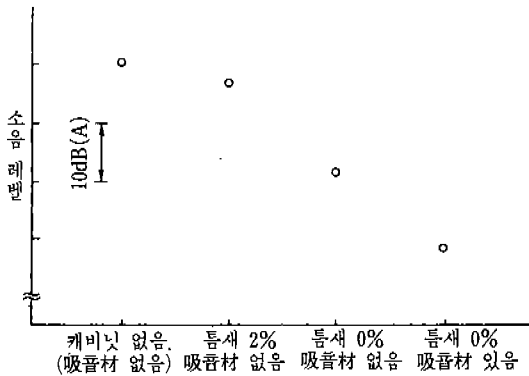
또한 이 사양에 있어서의 압축기음을 분석하



<그림 11> 模擬音과 기계실의 모델

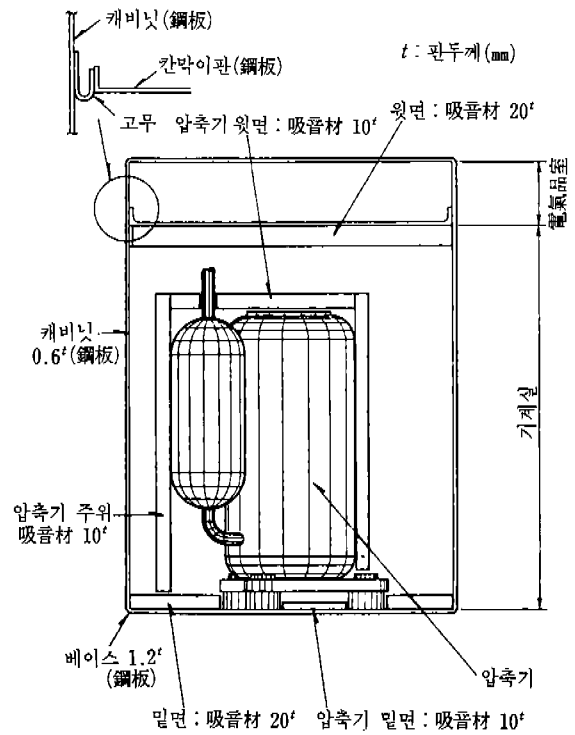


<그림 12> 計測 블록도



<그림 13> 압축기의 低減

여 앞서의 그림 9에 나타냄으로써 改善 전후의 비교를 하였다. 이 그림에서 명백한 바와 같이 압축기음을 넓은 周波數 범위에서 대폭 저감할 수가 있었다.



<그림 14> 遮音·흡음의 구조

4·2·2 振動 傳達音

압축기 진동성분은 그림 15에 나타낸 바와 같이 압축기 회전수 ω_0 (rad/s)의 整數倍의 調和 振動이며 1~3次の 에너지가 큰 것이 된다. 이때의 振動系는 그림 16에 나타낸 바와 같은 2自由度系로서 취급할 수가 있다. 또한 압축기에 의한 加振力 $f(N)$ 은 식(4)가 된다.

$$f(t) = \sum \{f_n \sin(\omega_n t + \theta)\} \quad (4)$$

여기에서

t : 시간(s)

ω_n : 각속도(rad/s)

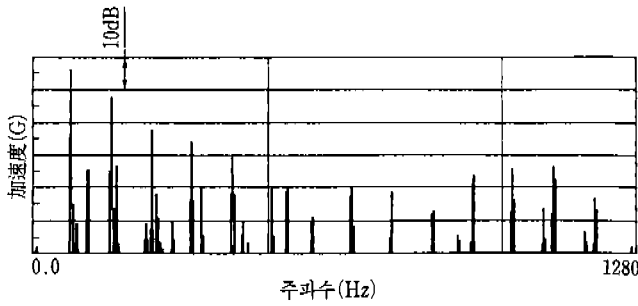
f_n : 加振力の 진폭값(N)

θ : 더딤角(rad)

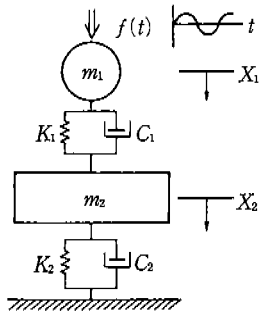
$n=0, 1, 2, 3, \dots$

그리고 이 그림에서의 運動은 식(5)가 된다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{X}_1 + C_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) &= f(t) \\ m_2 \ddot{X}_2 - C_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + C_2 \dot{X}_2 - K_1(X_1 - X_2) &+ K_2 X_2 = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

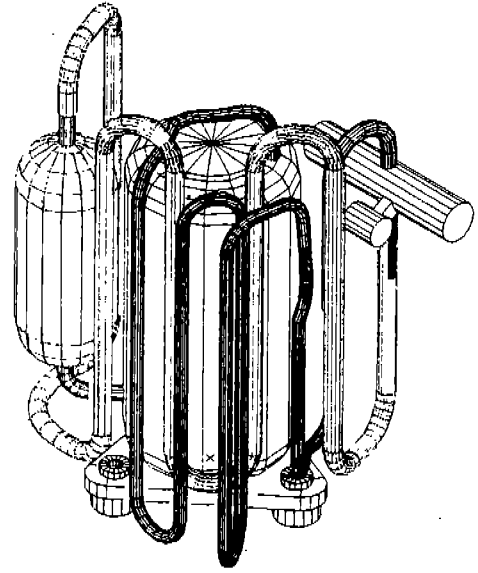


<그림 15> 압축기의 振動成分 예



- m_1 : 압축기의 질량
- K_1 : 防振 고무의 스프링 定數
- C_1 : 防振 고무의 감쇠 定數
- m_2 : 캐비닛의 질량
- K_2 : 캐비닛의 剛性
- C_2 : 캐비닛의 감쇠 定數
- X_1 : 압축기의 변위
- \dot{X}_1 : 압축기의 速度
- \ddot{X}_1 : 압축기의 加速度
- X_2 : 캐비닛의 變位
- \dot{X}_2 : 캐비닛의 速度
- \ddot{X}_2 : 캐비닛의 加速度

<그림 16> 室外機의 自由度系 모델



<그림 17> 압축기 · 配管系 CAE 모델

다음에 식 (4), 식 (5)를 해석함으로써 압축기가 캐비닛에 전달하는 振動을 구할 수 있다. 이 진동이 캐비닛 表面에서 소리로 변환되어 공간으로 反射된다.

그래서 이 소리의 低減化方法으로서 압축기에서 캐비닛으로 전달되는 진동을 數值 解析하고 다음에 캐비닛의 진동이 소리로 바뀌어지는 변환효율을 實驗的方法에 의해 구한다. 그리고 이 결과에 의거해서 최적의 配管과 캐비닛의 구조를 검토하였다.

(1) 압축기 및 配管의 진동

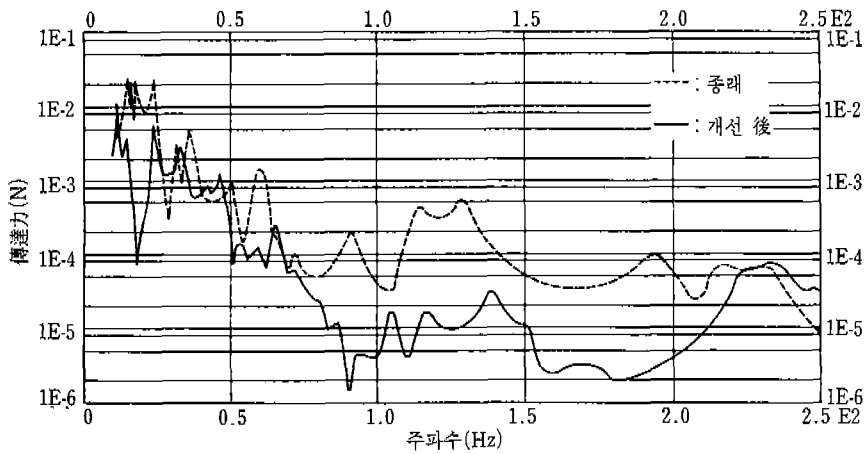
압축기와 防振 고무 및 配管類의 連成 진동문제는 그 구조가 복잡하기 때문에 주파수응답 해석을 하였다. 그림 17은 그 검토안의 모델도이다. 그림 18은 개선후의 配管 사양과 종래機種

의 캐비닛에 전달하는 加振力を 주파수응답 해석으로 구하여 비교한 것이다. 그리고 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 캐비닛에 전달되는 加振力を 대폭적으로 개선할 수가 있었다.

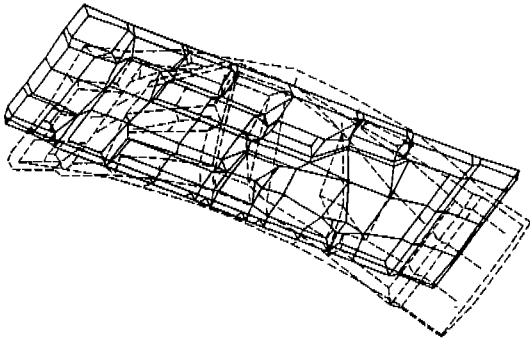
(2) 캐비닛의 振動과 소리변환 효율

캐비닛에서 방사되는 騒音 레벨을 지배하는 要因의 하나로서 캐비닛 자체의 共振問題가 있다. 즉 캐비닛 자체의 固有値가 加振源이 갖는 주파수와 일치할 때 소음이 커진다. 그래서 이 共振問題에 대해서도 CAE로 해석하여 개선을 시도하였다. 그림 19는 캐비닛의 일부인 베이스의 固有모드를 CAE에 의해 구한 결과의 일례이다.

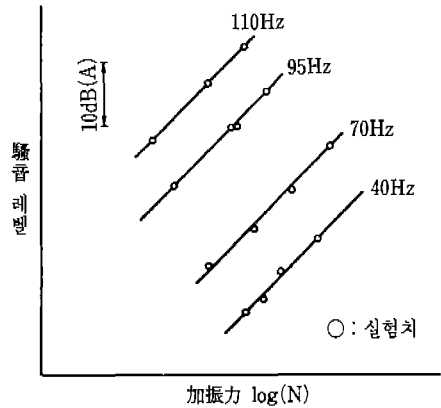
또한 그림 20은 실험에 의해 구한 캐비닛의 소리변환 효율을 나타낸다.



<그림18> 캐비닛으로의 傳達力 계산 例



<그림19> 캐비닛(베이스)의 固有振動 모드



<그림20> 캐비닛의 소리변환 효율 測定例

이상과 같은 해석에 의해 振動傳達音에 대해서도 충분히 개선할 수가 있었다.

5. 맺음말

이상과 같은 기술개발로 말미암아 室內機 冷房 운전시 35dB(A), 暖房 운전시 39dB(A), 室外機의 冷房 운전시 39dB(A), 暖房 운전시 39dB(A)이 되어 종래에 비해 室內機에서는 5 dB(A), 室外機에서는 6dB(A)이라는 대폭적인 低減效果를 기할 수 있었다.

이후에도 에어컨의 低騒音化에 대한 요구는

더욱 강력해질 것이며, 그것은 단순히 定常的인 騒音 레벨의 저감뿐 아니라 귀에 거슬리는 소리의 저감이나 과도적인 소리의 저감 등, 소리의 질에 관한 개선도 필요하게 될 것이다. 따라서 그에 수반되는 새로운 기술개발을 추진하여 보다 조용한 에어컨의 개발에 힘써야 할 것이다.

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