

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술분야 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조에 관한 것으로서, 특히 압축기의 흡입배관을 통해 압축기에서 다른 구성부품으로 전달되는 진동을 감소시키기 위하여 상기 흡입배관 중 180°로 방향이 절환되는 벤딩부에 부가질량재를 설치한 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조에 관한 것이다.

도 1 및 도 2는 종래 기술에 따른 분리형 공기조화기의 실외기의 주요 구성요소가 도시된 평면도 및 정면도로서, 이를 참조하면 상기한 실외기에서는 먼저 케이스(1)의 중앙에 설치된 축류팬(3)이 회전되면서 상기 케이스(1)의 좌측면과 후면에 형성된 흡입부를 통해 외부의 공기가 케이스(1)의 내부로 흡입된다.

상기 흡입부를 통해 흡입된 공기는 케이스(1)의 좌측면과 후면에 걸쳐 절곡되게 형성된 실외 열교환기(7)를 통과하면서 열교환되고, 이렇게 열교환된 공기는 상기 축류팬(3)과 슈라우드(4)를 지나 상기 케이스(1)의 전면에 형성된 토출부를 통해 다시 외부로 배출된다.

여기서, 상기 축류팬(3)은 모터마운트(5)에 장착되어 있는 모터(6)에 의하여 구동되고, 상기 모터마운트(5)는 케이스(1)의 후면에 고정되어 있다.

또한, 상기한 축류팬(3), 슈라우드(4), 실외 열교환기(7) 등의 구성부품과 압축기(9)는 실외기의 바닥면을 구성하는 베이스판(13) 위에 안착되어 있다.

상기와 같은 공기의 유동과는 별도로, 압축기(9)에서는 실내기와 연결되어 있는 서비스밸브(14)를 통해 흡입된 저압의 냉매가 압축되고, 이렇게 상기 압축기(9)에서 고온고압 상태가 되도록 압축된 냉매는 상기 실외 열교환기(7)로 제공된다.

상기 실외 열교환기(7)로 제공된 냉매는 실외열교환기(7)의 튜브를 따라 흐르면서 축류팬(3)에 의해 실외 열교환기(7)를 통과하는 공기와 열교환되어 응축되게 된다.

상기와 같이 실외 열교환기(7)에서 응축된 냉매는 모세관을 통해 단열 팽창된 후, 상기 서비스밸브(14)를 통해 실내기의 실내 열교환기로 제공된다.

이후, 상기 실내 열교환기로 유입된 냉매는 증발되면서 실내의 열을 흡수하게 된다. 즉, 상기한 냉매는 실내 열교환기의 튜브를 흐르면서 상기 실내기의 내부로 흡입된 실내의 공기와 열교환되어 상기한 공기를 찬 공기로 변화시킨다.

이와 같이 상기 실내 열교환기에 의해 냉각된 공기는 다시 실내로 토출되어 실내의 냉방을 수행하게 된다.

상기와 같이 작동되는 실외기에 사용되는 압축기(9)는 일반적인 로터리 압축기로서 60Hz로 정속 구동하도록 설계되어 있다. 그러나, 상기한 압축기(9)는 냉매의 부하 때문에 실제로는 약 58Hz로 회전하게 된다. 이러한 이유로 인하여 대부분의 실외기 진동은 약 58Hz의 배수에서 하모닉 진동을 하게 되며, 이러한 하모닉 진동을 상기 실외기 진동의 근본 원인인 동시에 상기 실외기를 진동시키는 외력이 가진 주파수라고 할 수 있다.

따라서, 상기 베이스판(13), 모터 마운트(5), 냉매배관, 서비스밸브(14) 등의 구성부품은 압축기(9)가 가진 주파수인 약 58Hz의 하모닉 성분과 공진을 피할 수 있는 고유진동수를 갖도록 설계된다. 이때, 상기 베이스판(13)은 압축기(9) 하단의 레그(9a)에 설치된 고무댐퍼(11)에 의하여 진동이 충분히 절연되므로 설계시 특별히 고려해야할 필요가 없다.

도 3은 로터리 압축기의 전형적인 진동 스펙트럼이 도시된 도면으로서, 이를 참조하면 상기 압축기(9)는 특정 주파수에서 진동량이 크게 증가되는 일 없이 대체로 주파수에 비례하여 진동가속도가 증가함을 알 수 있다.

상기한 바와 같은 실외기에서는 크게 방사소음과 진동소음으로 구분되는 소음이 발생되는데, 상기한 방사소음은 압축기 방사소음과 축류팬 방사소음으로 이루어지고, 상기한 진동소음은 압축기(9)의 진동과 냉매배관을 흐르는 냉매유동의 압력맥동에 의한 진동으로부터 유발된다.

이때, 상기한 압축기 방사소음은 압축기 외부에 설치된 원통형의 흡차음재(12)를 이용하여 저감시키고, 상기한 축류팬 방사소음은 팬의 효율 및 공기유동의 개선을 통하여 저감시키는 것이 일반적이다.

또한, 상기한 진동소음은 압축기(9)와 연결되는 냉매배관의 고유 강성과 감쇠 효과를 이용하여 상기 압축기(9)에서 다른 구성부품으로 전달되는 진동을 감소시킴으로써 저감할 수 있다. 다만, 이와 같이 냉매배관을 이용하여 진동을 저감하는 방식은 상기 냉매배관의 설계가 적절하지 못한 경우 압축기(9)의 진동주파수와 냉매배관의 고유진동수가 공진하여 오히려 진동 및 소음이 크게 증가하게 될 수도 있다.

도 4 및 도 5는 종래 기술에 따라 실외기에 설치된 압축기와 상기 압축기의 흡입배관 및 토출배관이 각각 도시된 평면도 및 정면도이고, 도 6은 로터리 압축기 표면의 진동가속도 분포가 도시된 도면이다.

도 4 내지 도 6을 참조하면, 압축기(9)의 어큐뮬레이터(15)는 냉매를 흡입하여 기체 상태의 냉매와 액체 상태의 냉매로 분리한 후 기체 상태의 냉매만을 압축기(9) 내부의 하측에 형성된 압축부로 공급하는 장치로서, 상기 압축부로 공급되는 냉매가 흡입맥동을 하기 때문에 가장 큰 진동을 유발하게 된다.

한편, 상기한 압축기(9)의 토출구(9b)에서는 상하 방향의 진동이 크게 발생되지만, 이러한 상하 방향의 진동은 대부분 압축기(9) 하단의 레그(9a)에 설치된 고무 재질의 댐퍼(11)에 의해서 쉽게 감쇠되게 된다.

따라서, 압축기(9)에서 진동의 가장 큰 근원지는 어큐뮬레이터(15)이며, 이로 인하여 냉매배관(17) 중 압축기(9)의 토출구(9b)와 연결된 토출배관(17b)은 진동 및 소음에 미치는 영향이 상대적으로 적은 반면에, 상기 어큐뮬레이터(15)에 용접되어 부착되는 흡입배관(17a)은 진동 및 소음에 미치는 영향이 크게 되므로 상기 흡입배관(17a)의 설계가 매우 중요하다.

그런데, 상기한 압축기(9)는 동일한 로터리 압축기라 하더라도 용량별로 그 진동특성에 차이가 존재하기 때문에 압축기(9)에서 냉매배관(17)으로 전달되는 진동특성도 달라지게 되어 상기 냉매배관(17)의 설계에 어려움이 많다. 즉, 압축기(9)의 진동특성에 따라 알맞은 형태로 모든 냉매배관(17)을 다시 설계해야 하는 곤란함이 있다.

상기와 같은 설계의 곤란함 때문에, 대부분의 경우에는 냉매배관(17)은 일정한 형태로 그대로 사용하면서 압축기(9)의 용량 및 종류에 따라 상기 냉매배관(17)의 특정 부위에 두꺼운 부틸테이프나 압축고무를 이용한 부가질량을 설치함으로써 진동을 저감하는 방식을 사용한다.

도 7은 종래 기술에 따른 실외기의 서비스밸브에서 발생하는 진동특성이 도시된 도면으로서, 이를 참조하면 상기 서비스밸브(14)에서 발생하는 진동은 약 520Hz에서 갑자기 크게 증폭되게 된다. 이는 압축기(9)의 구동주파수와 흡입배관(17a)의 고유진동수가 서로 비슷하여 공진으로 인한 진동폭의 증폭이 일어나기 때문이다.

따라서, 상기 흡입배관(17a)에 부가질량을 설치하는 것은 흡입배관(17a)의 고유진동수를 변화시켜 공진으로 인한 진동폭의 증폭이 발생되지 않도록 하기 위함이다.

이를 위해서, 상기 흡입배관(17a)의 고유진동수는 압축기(9)의 구동주파수보다 낮은 저주파의 영역에 존재하여야 하므로 상기한 부가질량을 이용하는 방식은 흡입배관(17a)의 고유진동수를 어느 정도 낮출 수 있는가 하는 것이 관건이다.

그러나, 상기와 같이 부가질량을 이용한 종래의 방식은 부가질량의 설치위치나 질량값에 대한 구체적 기준이 없기 때문에 그 실효성이 매우 떨어진다.

따라서, 상기 압축기(9)에서 다른 구성부품으로 전달되는 진동을 효과적으로 감소시키기 위해서는 일정한 형태의 냉매배관(17), 특히 흡입배관(17a)에 설치되는 부가질량 및 상기 부가질량의 설치위치, 질량값, 설치면적 등을 포함한 설치방식을 특정시킬 필요가 있다.

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명은 상기와 같은 문제점을 해결하기 위하여 안출된 것으로서, 압축기의 흡입배관 중 180°로 방향이 전환되는 벤딩부에 부가질량재를 설치함으로써 상기 흡입배관을 통해 압축기에서 다른 구성부품으로 전달되는 진동을 저감시켜 실외기의 진동 및 소음이 감소되도록 하는 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조를 제공하는데 그 목적이 있다.

발명의 구성 및 작용

상기의 목적을 달성하기 위한 본 발명에 따른 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조의 특징은, 실외기의 압축기와 실내기를 연결하는 냉매배관에 상기 압축기와 냉매배관에서 발생하는 진동 및 소음이 저감되도록 부가질량재를 설치하고; 상기 냉매배관에는 180°로 방향이 전환되는 벤딩부가 적어도 하나 이상 형성되고, 상기 부가질량재는 상기 벤딩부에 설치된 것이다.

이하, 본 발명의 실시 예를 첨부한 도면을 참조하여 설명한다.

도 8 내지 도 11은 본 발명에 따른 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조가 도시된 구성도로서, 도 8은 사시도, 도 9는 평면도, 도 10은 정면도, 도 11은 측면도이다. 또한, 도 12는 본 발명에 따른 부가질량재의 질량에 따라 변화하는 공진주파수의 변화가 도시된 도면이고, 도 13은 본 발명에 따른 실외기의 서비스밸브에서 발생하는 진동특성이 도시된 도면이다.

도 8 내지 도 11을 참조하면, 본 발명에 따른 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조는, 실외기의 압축기에서 발생되어 냉매배관을 통해 다른 구성부품으로 전달되는 진동을 감소시킬 수 있도록 상기 압축기와 실내기를 연결하는 흡입배관(51)에 부가질량재(55)를 설치한 것으로서, 상기 흡입배관(51)에는 180°로 방향이 전환되는 제 1 벤딩부(51a)와 제 2 벤딩부(51b)가 형성되고, 상기 부가질량재는 제 1 벤딩부(51a)와 제 2 벤딩부(51b) 중 적어도 어느 한쪽에 설치된다.

여기서, 상기 제 1 벤딩부(51a)는 압축기의 상측에 위치되도록 형성되어 상기 압축기의 어큐뮬레이터에 연결되고, 상기 제 2 벤딩부(51b)는 제 1 벤딩부(51a)의 하측에 위치되도록 형성되어 있으며, 상기 부가질량재(55)는 상기 제 1 벤딩부(51a)에 장착되어 있다.

상기와 같은 벤딩부(51a, 51b)는 비틀림(Torsion)과 휨(Bending)에 대응하는 감쇠력을 가지고 있으므로 상기 흡입배관(51)의 진동 감쇠량을 증가시키기 위해서 많이 있으면 있을수록 좋다. 하지만, 실외기의 설치공간 및 비용의 제약이 심하기 때문에 상기 벤딩부(51a, 51b)는 상, 하측에 각각 위치되도록 2개 형성시키는 것이 가장 바람직하다.

또한, 상기 부가질량재(55)는 제 1 벤딩부(51a)의 비틀림 및 휨 진동량이 가장 크기 때문에 상기 제 1 벤딩부(51a)에 장착되는 것이 효과의 극대화를 위해 바람직하며, 이 경우 상기 제 1 벤딩부(51a)가 압축기의 상측에 위치되어 있으므로 설치성도 향상된다.

또한, 상기 부가질량재(55)는 고무 재질로서 40~50g의 질량을 갖도록 형성되며, 이때의 질량 범위는 $\pm 5g$ 의 산포를 고려한 값이다.

여기서, 상기 부가질량재(55)의 질량 범위는 다양한 질량에 따른 공진주파수의 변화에 대한 실험을 통하여 얻었으며, 이 실험의 결과는 도 12와 같다. 도 12를 살펴보면, 상기 부가질량재(55)가 40g, 50g인 경

우에 공진주파수가 가장 작음을 알 수 있다.

또한, 상기 부가질량재(55)는 흡입배관(51)과 20~25mm의 접촉길이를 갖도록 형성되어 있다. 여기서, 상기 부가질량재(55)와 흡입배관(51)의 접촉길이가 상기한 범위보다 커지면 부가질량재(55)의 집중도가 떨어져 오히려 상기 흡입배관(51)의 고유진동수가 쉽게 저감되지 않게 되고, 이 때문에 진동 및 소음의 저감 정도가 떨어지게 된다.

상기한 바와 같이 흡입배관(51)의 제 1 벤딩부(51a)에 부가질량재(55)를 설치하면, 도 13에 도시된 바와 같이 실내기에 연결된 서비스밸브의 진동이 약 520Hz에서 갑자기 크게 증폭되는 현상이 제거됨을 알 수 있다. 이는 상기 흡입배관(51)의 고유진동수가 낮아져, 압축기의 구동주파수와 흡입배관(51)의 고유진동수가 비슷함으로 인해서 발생하는 공진으로 인한 진동폭의 증폭이 일어나지 않게 되기 때문이다.

또한, 도 12에 나타난 부가질량재(55)에 따른 520Hz에서의 진동과 총합소음의 관계를 살펴보면, 520Hz에서의 진동은 520Hz에서의 소음과 아주 밀접한 관계가 있으며 이때의 소음은 총합 소음에 최대 2dB까지 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 즉, 상기 흡입배관(51)에 부가질량재(55)를 장착하면 약 520Hz에서의 진동이 제거되면서 실외기의 운전소음이 약 2dB 정도 감소되게 된다.

발명의 효과

상기와 같이 구성되고 동작되는 본 발명에 따른 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조는, 압축기의 흡입배관에 형성된 제 1 벤딩부(51a)에 부가질량재(55)를 설치함으로써 저렴한 부가질량재(55)를 이용하여 실외기의 진동과 소음을 쉽게 저감시킬 수 있는 이점이 있다.

또한, 본 발명은 압축기의 용량 및 종류가 바뀌어도 일정한 형태의 흡입배관(51)을 그대로 사용하면서 상기 부가질량재(55)의 질량만 달리 하면 되므로 압축기의 용량 및 종류에 관계 없이 사용 가능하게 되어 상기 흡입배관(51)을 압축기의 용량 및 종류에 따라 다시 설계할 필요가 없는 이점이 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

실외기의 압축기와 실내기를 연결하는 냉매배관에 상기 압축기와 냉매배관에서 발생하는 진동 및 소음이 저감되도록 부가질량재를 설치하되; 상기 냉매배관에는 180°로 방향이 전환되는 벤딩부가 적어도 하나 이상 형성되고, 상기 부가질량재는 상기 벤딩부에 설치된 것을 특징으로 하는 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조.

청구항 2

제 1항에 있어서,

상기 냉매배관은 압축기의 어큐뮬레이터로 냉매를 흡입시키는 흡입배관으로서, 상기 압축기의 상측에 위치되도록 형성되어 상기 어큐뮬레이터에 연결되는 제 1 벤딩부와, 상기 제 1 벤딩부의 하측에 위치되도록 형성된 제 2 벤딩부를 포함하고; 상기 부가질량재는 상기 제 1 벤딩부에 장착된 것을 특징으로 하는 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조.

청구항 3

제 1항에 있어서,

상기 부가질량재는 40~50g의 질량을 갖도록 형성된 것을 특징으로 하는 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조.

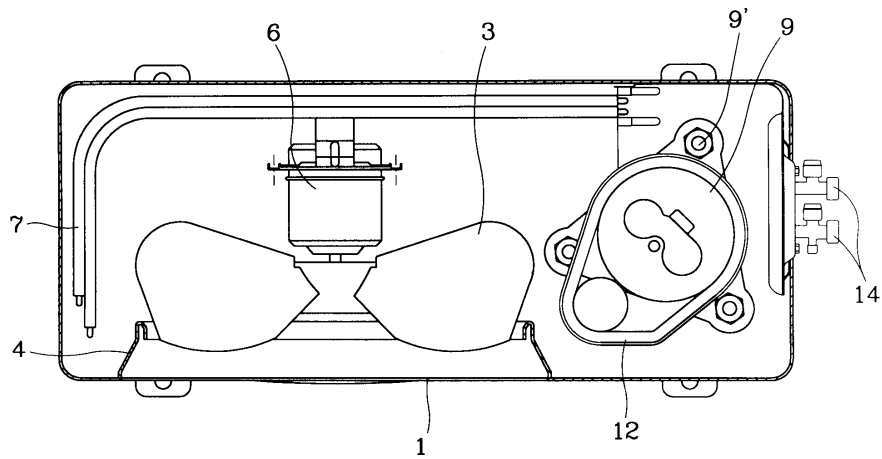
청구항 4

제 1항에 있어서,

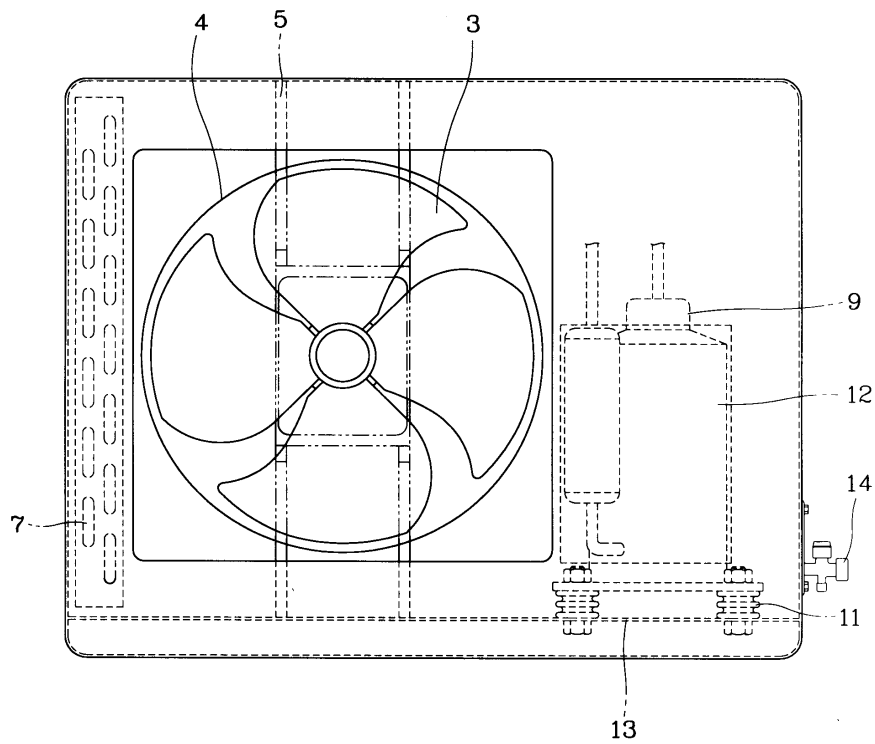
상기 부가질량재는 냉매배관과 20~25mm의 접촉길이를 갖도록 형성된 것을 특징으로 하는 공기조화기의 진동 및 소음 저감 구조.

도면

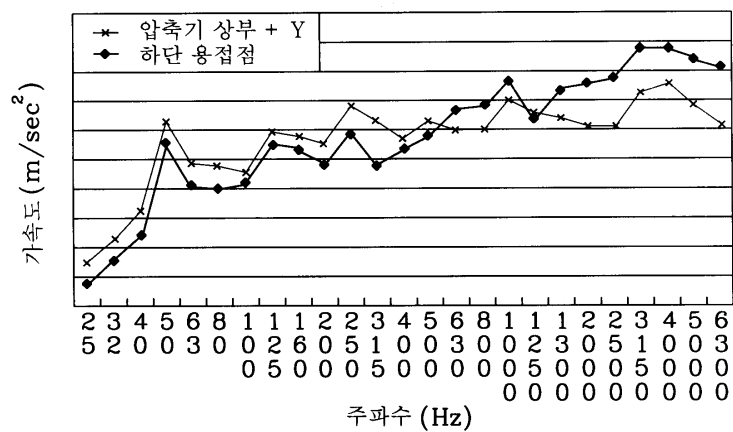
도면1



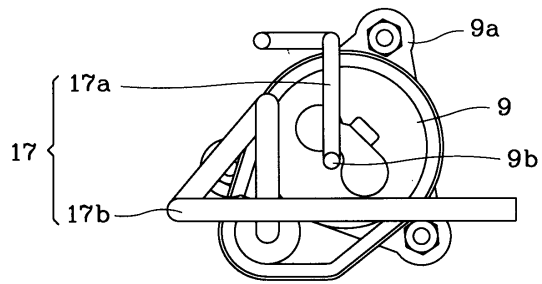
도면2



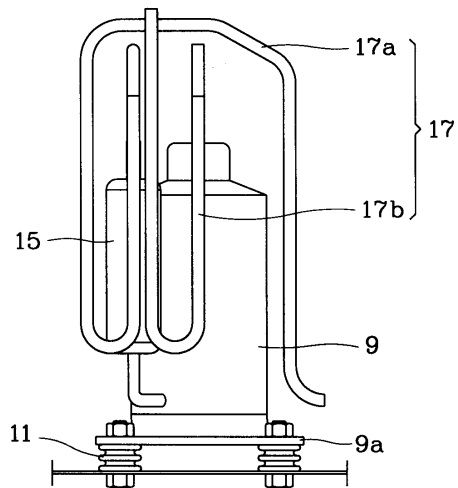
도면3



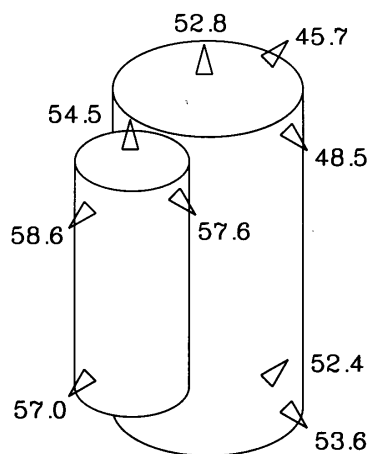
도면4



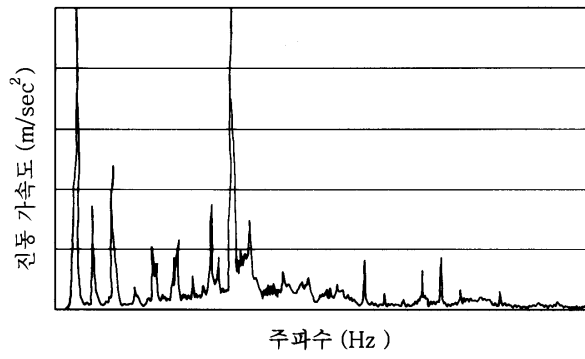
도면5



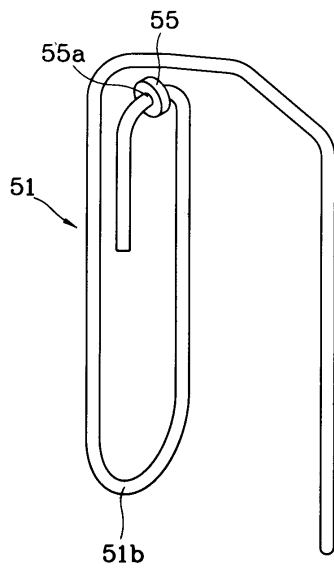
도면6



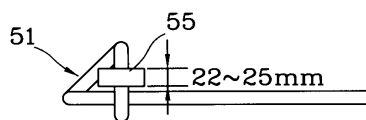
도면7



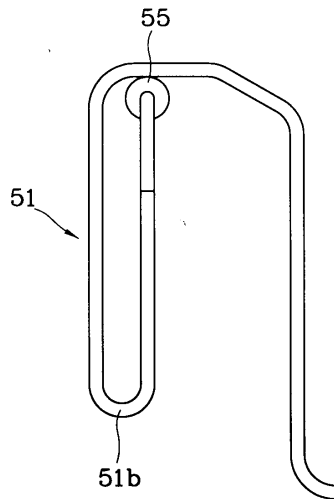
도면8



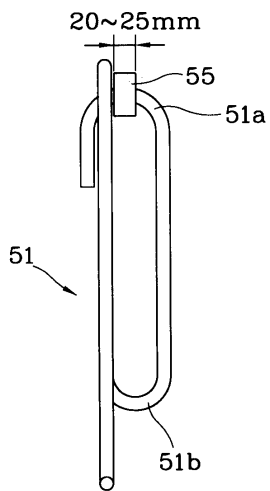
도면9



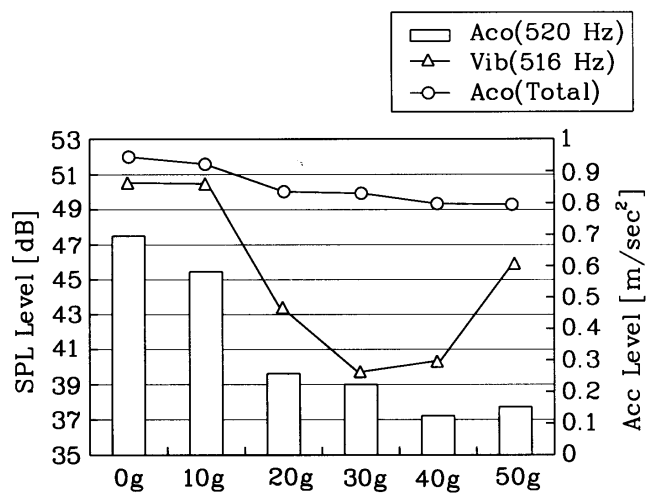
도면10



도면11



도면12



도면 13

