

23728.

T.C
ULUDAĞ UNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU
BALIKESİR MAKİNA MUHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

ENDÜSTRİYEL GÜRÜLTÜLERİN İNCELENMESİ
ÇALIŞMA KOŞULLARINA ETKİLERİ VE ALINMASI GEREKLİ
ÖNLEMLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HURAY CAN

BALIKESİR, HAZİRAN 1992

T.C
ULUDAĞ UNIVERSİTİSİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU
BALIKESİR MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

ENDÜSTRİYEL GÜRÜLTÜLERİN İNCELENMESİ
ÇALIŞMA KOŞULLARINA ETKİLERİ VE ALINMASI GEREKLİ
ÖNLEMLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HURAY CAN

Sınav Günü :

Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL... (Danışman)

Prof. Sabri SAVAŞ.....

Yrd. Doç. Dr. İrfan AY.....

BALIKESİR, HAZİRAN 1992

ÖZET

Bu çalışmada, endüstriyel gürültü, çalışma koşullarına etkileri ve alınması gerekli önlemler araştırılmıştır.

Çalışma teorik ve deneysel olarak iki bölümden oluşmaktadır.

Teorik bölümde, temel ses bilgisi, endüstriyel gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyleri, gürültü kontrolü ve gürültünün etkileri incelenmiştir.

Deneysel çalışmaların yer aldığı bölümde; ses şiddeti ve ölçülmesine ait bir deney düzeneği hazırlanarak çeşitli ölçümler yapılmış ve sonuçlar gürültü haritalarıyla belirlenmiştir.

Bu deneylerden elde edilen sonuçlara göre; gürültü ölçümlerinde ses basıncı yerine ses şiddeti kullanılmasının avantajları gözlenmiştir.

ABSTRACT

In this study, it has been searched industrial noise and its effect to working positions, and precaution.

This study is consist of two section as teorical and practical.

In teorical section; basic sound knowledge, industrial noise sources' sound power, control of noise and effect of noise has been examined.

In section which there is practical studies; different measure has done using experiment set or noise intensity measuring, and noise maps has been determined.

Acording to conclusions of experiments; in noise measuring, advantage of sound intensity in stead of sound pressure observed.

ÖNSÖZ

Endüstriyel gürültü; endüstriyel gelişmemize paralel olarak önemli bir sorun durumuna gelmektedir. Ancak; gürültünün insanlar üzerindeki olumsuz etkilerinin, işitme kaybından iş veriminin önemli ölçüde azalmasına ve fizyolojik rahatsızlıklardan psikolojik bozukluklara dek uzandığı gerçeği ülkemizde daha tam olarak değerlendirilememektedir. Bu nedenle, birçok endüstri kolunda, çalışanların yüksek düzeyde gürültü etkisinde kalmasına karşın ciddi önlemler alınmamaktadır.

Ülkemizde bu konudaki çalışmalar daha başlangıç evresindedir. Sanayi kuruluşlarının gürültü sorununa bir çözüm arama girişiminde bulunmayışlarının temel iki nedeninden biri gerekli zorlama ve denetim olması, öteki ise bu konulardaki bilgi birikiminin yetersizliğidir.

Çalışmamın yürütülmesinde değerli fikirlerini esirgemeyen ve her türlü desteği sağlayan saygıdeğer hocam Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YUKSEL'e şükranlarımı sunarım.

Deneysel çalışmamda her türlü yardımı gördüğüm U.Ü. Bursa Makina Fakültesi öğretim üyelerinden Doç. Dr. Erdal EMEL'e ve deneyin yapımında emeği geçen fakülte teknisyenlerine teşekkür ederim. Tez yazımı ile ilgili uyarı ve önerilerinden yararlandığım Arş. Gör. Mustafa GÜNEŞ'e ve Arş. Gör. Ali ORAL'a içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hayatım boyunca maddi ve manevi yardımını esirgemeyen ailemede şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>sayfa no</u>
ÖZET	I
ABSTRACT	II
ÖNSÖZ	III
BÖLÜM - 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM - 2 TEMEL SES BİLGİSİ	3
2.1 Ses Dalgalarının Özellikleri- Frekans.. Peryot, Dalga Boyu ve Yayma Hızı	3
2.2 Harmonik Olmayan Ses Dalgaları ve	
Ses Basıncının rms Değeri	5
2.3 Desibel	6
2.4 Ses Gücü Düzeyi	7
2.5 Ses Basıncı Düzeyi	8
2.6 Ses Şiddeti ve Şiddeti Düzeyi	9
2.7 Desibellerde İşlem- Toplama, Çıkarma .. Ortalama Alma	10
2.8 Yönelme ve Yönelme Katsayısı	14
2.9 Arı Ses, Periyodik ve Karmaşık Sesler ..	15
2.10 Frekans Analizi	17
2.11 Oktav Bantları	19
2.12 Gürültünün Sınıflandırılması	22
BÖLÜM - 3 ENDÜSTRİYEL GÜRÜLTÜ KAYNAKLARININ SES GÜCÜ DÜZEYLERİ	24
3.1 Bazı Makinaların Ses Gücü Düzeylerinin. Yaklaşık Olarak Bulunması	25
3.2 Fanlarda Gürültü	26
3.3 Pompalarda Gürültü	31
3.4 Elektrik Motorlarında Gürültü	33
3.5 Dişlilerde Gürültü	33
3.6 İnşaat ve Yapı Makinalarında Gürültü ..	34
BÖLÜM - 4 GÜRÜLTÜ KONTROLÜ	37
4.1 Planlama ve Bakım ile Gürültü Kontrolü.	38
4.2 Malzemelerin Ses İletim Kaybı	41
4.3 Duvarların Gürültüyü Azaltması	46
Gürültü Kontrolü	48

4.5	Bariyerlerde Gürültü	51
4.6	Hava Kanallarında Ses Yalıtıcı	
	ve Yutucu Malzemeyle Gürültü Kontrolü..	58
4.7	Susturucularda Gürültü Kontrolü	60
4.8	Kulak Koruyucularıyla Gürültü Kontrolü.	62
4.9	Titreşim Kontrolü	63
4.10	Titreşim Yalıtımı	64
4.10.1	Kuvvet Yalıtımı	64
4.10.2	Hareket Yalıtımı	66
BÖLÜM - 5	GÜRÜLTÜNÜN ETKİLERİ	71
5.1	Gürültünün İnsanlar Üzerindeki Etkileri	71
5.2	Çeşitli Rahatsızlık Duyguları	76
5.3	Etkileme Derecesi	76
5.4	Değişik Düzeydeki Sürekli Gürültülerin. Etkisi Altında Kalınabilecek Süreler...	77
5.5	Gürültü Ölçümleri	78
BÖLÜM - 6	SES ŞİDDETİ ve ÖLÇÜLMESİ.....	86
6.1	Ses Basıncı ve Ses Gücü	86
6.2	Ses Şiddeti	87
6.3	Ses Şiddeti Neden Ölçülmeli	89
6.4	Ses Alanları	89
6.4.1	Serbest Alan	90
6.4.2	Diffuse Alan	90
6.4.3	Aktif ve Reaktif Ses Alanları	91
6.5	Basınç ve Parçacık Hızı	94
6.6	Ses Şiddetinin Ölçülmesi	96
6.6.1	Euler Denklemi ve Parçacık Hızını Bulma	96
6.6.2	Sonlu Fark Yaklaşımı	98
6.6.3	Şiddet Hesabı	98
BÖLÜM - 7	DENEYSEL ÇALIŞMA	100
7.1	Deney Seti	100
7.1.1	Ses Şiddeti Probe	100
7.2	Arka-Plan Gürültüsü	102
7.3	Şiddet Haritalaması	102

7.5	Deneyler ve Sonuçlar	103
BÖLÜM - 8	SONUÇ	114
KAYNAKLAR	116



BÖLÜM - 1

1. GİRİŞ

İnsanlığın ilerlemesi için teknolojik gelişmenin gerekliliği tartışmasız kabul edilen bir gerçek. Bu gelişmeyi bir amaç değil de araç olarak ele alabilen toplumlarda, teknolojinin yarattığı bazı olumsuzlukları gidermek de mühendislerin, bilim adamlarının ilgi alanına girmiştir.

Uygarlığın ilerlemesi ve sanayileşme ile beraber gürültünün arttığı ve insanlar üzerinde çeşitli etkileri olduğu bilinmektedir.

Ses nesnel bir kavramdır. Yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Gürültüyü, "hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses" olarak tanımlayabiliriz.

Tanımdan da anlaşılacağı gibi, bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilere bağlı olarak değişebilir. Bununla birlikte, birçok gürültü tipinin kuşkuyla yer vermeksizin, herkes tarafından gürültü olarak kabul edileceği açıktır. Endüstriyel gürültü bu tip bir gürültüdür.

Endüstriyel gürültü, endüstriyel gelişmenin bir yan ürünüdür. Sanayide çalışan birçok kişi bu gürültüye maruz kalmaktadır.

Gürültü, öncelikle işitme sistemini olmak üzere diğer sistemleri de etkileyerek insan sağlığını bozar. Belli şiddet seviyesinden sonra, iç kulakta bulunan hassas hücreler yok olmaya başlar. Neticede, önce kulaklarda uğultu ve çınlama, sonra da ya yüksek şiddetteki seslerle, ya da çok uzun süre belli bir seviyenin üzerindeki seslere maruz kalmayla tam sağırlığa kadar uzanan derecelerde işitme kayıpları oluşur.

Bu da kişinin, diğer insanlarla diyaloğunda gúçlüklere sebep olur ve iş veriminde dúřúř gözlenir.

Gürültünün, işitme kaybıyla birlikte birçok fizyolojik ve psikolojik rahatsızlıklara kadar uzanan zaraalı etkisi olması nedeniyle, kontrol edilmesi gerekir.

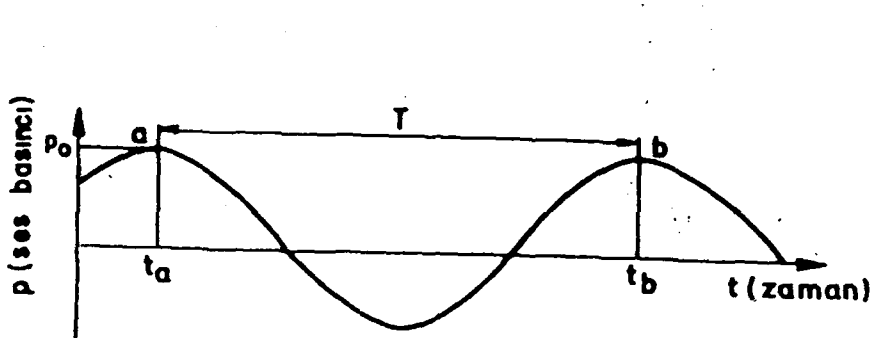
Gürültüsüz bir endüstriyel ortam düşünmek oldukça güç. İşyerlerinde insan sağlığına zararlı etkilerin giderilerek, çalışabilir bir ortamın oluşturulması, insan sağlığının korunması ve verimliliğin artırılması için gereklidir.

BÖLÜM-2

2. TEMEL SES BİLGİSİ

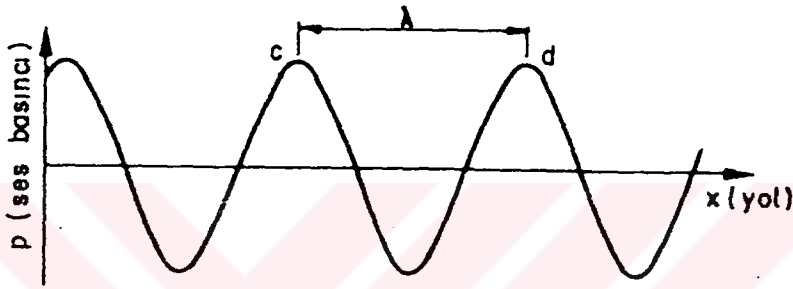
2.1. Ses Dalgalarının Özellikleri-Frekans,Peryot, Dalga Boyu Ve Yayılma Hızı

Şekil 2.1. basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir. P_0 ile gösterilen, basıncın en büyük değerine genlik denir. Basıncın, birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana(örneğin, $t_b - t_a$) peryot adı verilir. T ile gösterilen peryodun birimi, zaman birimi olan saniyedir.Şekil 2.1.'den görüldüğü gibi, basınç değişimi her peryotta (T zamanında) aynen tekrarlanmaktadır. Peryodun tersi ($1 / T$) frekanstır (f). Peryot, " bir basınç değişim devri için geçen zaman " olarak tanımlanabileceğine göre; frekans, " birim zamandaki basınç değişim devri sayısı " dır. Bu tanımlardaki "basınç değişim devri" ile anlatılmak istenen, basıncın aynı düzeye ulaştığı (aynı yönden yaklaşarak) birbirini izleyen iki nokta (örneğin a ve b) arasındaki kısımdır. Frekans, genellikle "bir saniyedeki devir sayısı " (Hertz) ile ölçülür. Yukarıdaki tanımdan da anlaşılacağı gibi $T = 1 / f$ ' dir.



Şekil 2.1. Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Bir Noktada Oluşturduğu Ses Basıncının Zamanla Değişimi

Şekil 2.1. herhangi bir noktadaki basıncın zamanla değişimini göstermektedir. Herhangi bir anda, ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi ise şekil 2.2. 'de olduğu gibi gösterilebilir. Şekil 2.2. 'de, yatay eksen yolu gösterdiğinden, birbirini izleyen iki benzer nokta (örneğin c ve d) arasındaki uzaklık dalga boyu (λ) olacaktır.



Şekil 2.2. Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Bir Yönde İlerleyişi

Dalga boyu λ olan bir dalga, periyodu olan T sürede kendi boyu kadar yol gideceğinden dalganın yayılma hızı,

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad (2.1)$$

olacaktır. Dolayısıyla, bir dalganın frekansı ve periyodu ile dalga boyu arasındaki ilişki, yayılma hızı c 'ye

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda f \quad (2.2)$$

eşitlikleri ile bağlıdır.

Sesin havadaki yayılma hızı, havanın ideal gaz olarak kabul edilmesiyle,

$$c = 20.05 \sqrt{T_K} \text{ m / s} \quad (2.3)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada T_K , havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

$$T_K \text{ (Kelvin)} = 273.2^\circ + T_d \text{ (derece)} \quad (2.4)$$

olduğundan, 21 ° C 'deki sesin yayılma hızı 344 m/s bulunur. Sesin bazı ortamlarda, 21°C 'deki yayılma hızları çizelge 2.1. de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Sesin 21 ° C ' daki Yayılma Hızları

Ortam	Yayılma Hızı (m/s)
Hava	344
Mantar	500
Kurşun	1200
Su	1400
Sert Kauçuk	1400 - 2400
Beton	3000 - 3400
Tahta	3300 - 4300
Dökme Demir	3700
Çelik - Alüminyum	5100
Cam	5200

Çizelgedeki değerlerden de anlaşılacağı gibi sesin katılar içersindeki yayılma hızları, havadaki hızına göre çok daha yüksektir.

2.2. Harmonik Olmayan Ses Dalgaları ve Ses Basıncının rms Değeri

Önceki bölümde harmonik ses dalgalarının özellikleri incelendi ve harmonik bir ses dalgasının, periyodunun (ya da frekansının) ve genliğinin bilinmesiyle tanımlanabileceği görüldü. Halbuki çevremizde duyduğumuz seslerin büyük bir çoğunluğu harmonik değildir. Bu durumda, ya ses dalgası periyodik bile değildir, ya da periyodiktir, fakat harmonik değildir. Her iki durumda da ses basıncının yüksekliğini, ses basıncının yüksekliğini, ses basıncının genliği ile tanımlamamız olanaksızdır. Böyle durumlarda, ses basıncı hakkındaki en önemli bilgiyi, ses basıncının rms değeri adı verilen ortalama kare değerinin karekökü verir. Ses

basıncının zamanla değişimi $p(t)$ ise, bu ses basıncının T süresindeki rms değeri;

$$p = \left[\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

eşitliğiyle tanımlanır. Peryodik ses dalgaları için, yukarıdaki eşitlikte T olarak ses dalgasının periyodu alınır. Peryodik olmayan ses dalgaları için ise, ses basıncının rms değeri ancak söz konusu bir T süresi için bulunabilir. Harmonik bir ses basıncının rms değerinin, ses basıncı genliğinin $\sqrt{2}/2$ 'si olduğu yukarıdaki eşitlik kullanılarak kolayca gösterilebilir.

2.3. Desibel

İlk kez elektrik mühendisliğinde kullanılan desibel, bir oranı veya görelî bir değeri gösterir. Alexandır Graham Bell'in anısına bel adı verilen birim, iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Bu oranın çok yüksek olmasından dolayı desibel adı verilen ve "oranların logaritmasının 10 katı" olarak tanımlanan birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sayılardan biri bilinen bir sayı olarak alındığından; desibel, söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katıdır. Desibel, genelde, güç ya da güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılır. Desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. Örneğin, W değerindeki bir gücün W_0 referans değerine göre düzeyi;

$$\text{Düzey(dB)} = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (2.6)$$

olarak tanımlanır. Dolayısıyla, referans olarak alınan W_0 'ın değerini bilmeme durumunda, tek başına W 'nun dB cinsinden

düzeıı hiçbir anlam taşımaz. Doğrusal bir ölçek yerine logaritmik bir ölçek kullanılışından dolayı, alt ve üst sınır değerleri arasında büyük farklar olan ses ölçümleri için desibel çok uygundur.

2.4. Ses Gücü Düzeyi

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü (veya akustik güç), bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi (L_w) adı verilir. Referans gücü olarak uluslararası referans $W_0 = 10^{-12}$ W kullanılır. Eski Amerikan standardı ise $W_0 = 10^{-13}$ W'tir. Yukarıdaki tanıma göre, ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ;

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.7)$$

eşitliğinden hesaplanır. Örneğin 1W ses gücü olan bir uçak motorunun ses gücü düzeyi;

$$L_w = 10 \log \frac{1}{10^{-12}} = 120 \text{ dB 'dir.}$$

Bir makinanın ses gücü, bu makinanın toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genellikle toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Amacı ses üretmek olan hoparlörlerde bile toplam gücün en fazla %10'u ses gücüdür. Çizelge 2.2.'de bazı ses ve gürültü kaynaklarının harcadıkları ses güçleri ve ses gücü düzeyleri verilmiştir. Bu izelgenin incelenmesi, ses ölçümlerinde desibel kullanmanın sağladığı kolaylığı açıkça göstermektedir. Çizelgede verilen ses gücü değerleri 10^{-9} W ile 5×10^7 W arasında değişirken, ses gücü düzeyleri sadece 30 dB ile 197 dB arasında kalmaktadır. Desibel kullanılması, çok küçük ya da çok büyük sayılarla uğraşmaktan bizi kurtarmakta ve geniş bir aralığa yayılan sayıları, küçük bir aralıkta toplanmış sayılarla anlatabilmemizi sağlamaktadır.

Çizelge 2.2. Çeşitli Ses ve Gürültü Kaynaklarının Tipik Ses Güçleri ve Ses Gücü Düzeyleri

Kaynak	Ses Gücü(W)	Ses Gücü Düzeyi (dB, re 10 ⁻¹²)
Fısıltı	10 ⁻⁹	30
Normal Konuşma	10 ⁻⁵	70
Bağırarak Konuşma	10 ⁻³	90
Kamyon Kornası	10	110
Pervaneli Uçak Motoru	1	120
Senfoni Orkestrası	10	130
Dört Pervaneli Uçak	100	140
Dört jet Motorlu Uçak	5x10 ⁴	167
Satürn Roketi	5x10 ⁷	197

2.5. Ses Basıncı Düzeyi

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Ses basıncı düzeyi L_p ;

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (2.8)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri), P_0 ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal (20×10^{-6} Pa ya da N/m^2)'dir. Eşitlik;

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (2.8)$$

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2.9)$$

şeklinde de yazılabilir. 20 mikropaskalın referans olarak seçilme nedeni; ortalama genç yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az 20×10^{-6} Pa değerinde bir basıncın gerekmesidir. Yani 1000 Hz'deki duyma

eşığı referans alınmıştır. Ses düzeyinin tanımında basınçların değil de basıncın karelerinin oranının kullanılma nedeni, dB'in genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesiyle orantılı olmasıdır. Sesin doğmasını iletilmesini sağlayan hava basıncındaki değişimin, basit harmonik bir ses dalgası için sinüs eğrisiyle gösterileceğini ve böyle bir ses basıncının rms değerinin, ses basıncı genliğinin $\sqrt{2}/2$ katı olduğunu önceki bölümlerde görmüştük. Değişik frekanslardaki harmonik ses dalgalarının bir araya gelmesiyle oluşan bir ses dalgasının yaratacağı ses basıncının rms değeri aşağıdaki eşitlikte bulunabilir;

$$P_t = \sum_i P_i^2 \quad (2.10)$$

Burada P_i , i'ninci ses basıncının rms değerini, P_t ise toplam ses basıncının rms değerini göstermektedir.

2.6. Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi

Bir ses kaynağından ses şeklinde yayılan enerjinin birim zamandaki miktarına ses gücü dendiğini görmüştük. Şimdi bu enerjinin yayılma şeklini inceleyelim: Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliğide ses şiddetidir. Ses şiddetini tanımlamak için W ses gücüne sahip bir ses kaynağından çıkan dalgalarının A alanından geçtiği anı düşünelim. Birim alandaki güç;

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.11)$$

Ses şiddetini verir. Ses şiddetini ölçmek zordur. Fakat, ses şiddeti ile ses basıncı arasındaki, düzlemsel dalgalar için verilen ve kaynaktan uzakta olmak koşuluyla diğer dalga tipleri içinde geçerli olan;

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.12)$$

bağıntısını kullanarak, ölçülen ses basıncının rms değerinden(p) ve sesin iletiildiği ortamın yoğunluğu ρ ile bu ortamdaki sesin yayılma hızı c'den ses şiddeti I hesaplanabilir. Ses şiddeti düzeyi L_1 ise, daha önceki tanımlarına benzer şekilde;

$$L_1 = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (2.13)$$

olarak tanımlanır. I_0 olarak 10^{-12} W/m^2 alınmaktadır. Sesin havada yayılması düşünüldüğünde, eşitlik (2.12) 'ten yararlanarak;

$$L_1 = L_p - 0.16 \text{ dB} \quad (2.14)$$

bulunur. 0.16 dB insan kulağının fark edemeyeceği bir değer olduğundan havada ilerleyen ve eşitlik (2.12) 'ün geçerli olduğu ses dalgaları için L_1 yerine L_p alınabilir. Bu nedenle gürültü analizlerinde ses şiddeti yerine, ölçülmesi çok daha kolay olan ses basıncı kullanılır (DOMANIÇ, 1980).

2.7. Desibellerde İşlem - Toplama, Çıkarma, Ortalama Alma

Ses basıncı düzeyleri L_{pi} ($i=1,2,\dots,n$) olan n ayrı ses dalgasının toplam ses basıncı düzeyi, L_{pi} 'lerin aritmetik toplamıyla bulunamaz. Buna karşılık, n ayrı sesin ses basıncının rms değerini bilirsek, önce (2.10) eşitliğinden toplam ses basıncının rms değerini daha sonra da (2.9) eşitliğinden toplam ses basıncı düzeyi bulunabilir. Her sesin ses basıncının rms değeri ise eşitlik (2.8)'u kullanarak, ölçülen veya bilinen L_{pi} cinsinden;

$$p_i^2 = p_0^2 10^{L_{pi}/10} \quad (2.15)$$

olarak bulunabilir. Bu işlemi her ses basıncı için tekrarlarsak, toplam ses basıncı (2.10) ve (2.15)'dan;

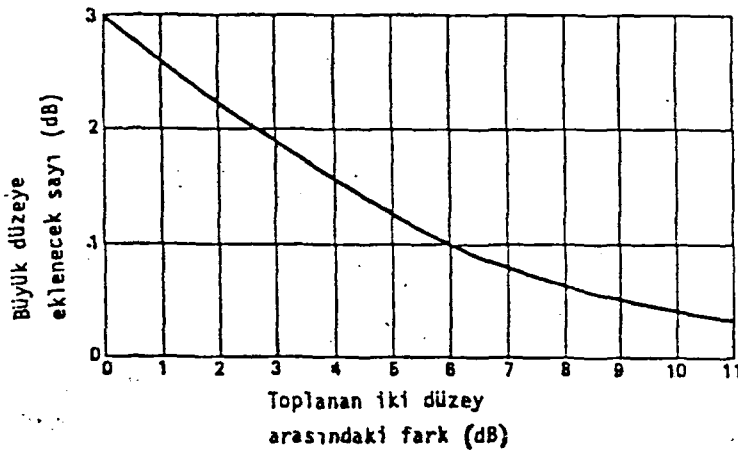
$$p_t^2 = p_0^2 \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \quad (2.16)$$

olur. Toplam ses basıncı düzeyi ise eşitlik (2.8) ve (2.16)'den;

$$L_{pt} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (2.17)$$

olarak bulunur.

insan kulağının sese karşı duyarlılığı göz önüne alındığında 1 dB 'nin altındaki hassas hesaplamaların pratik bir değeri olmayacağı görülür. Bu nedenle hesaplamalarda tüm değerler, genellikle, en yakın dB'e yuvarlanır. Bu durumda birden fazla ses basıncı düzeyini toplamak için (2.17) eşitliği yerine, Şekil 2.3.'te görülen desibel toplama eğrisi kullanılabilir. Ses basıncı düzeylerinin, ses gücü düzeylerinin ya da ses şiddeti düzeylerinin toplanmasında, toplayacağımız değerlerin sayısı ikiden fazlaysa Şekil 2.3.'ü kullanmak için bu sayıları ikişer ikişer ele almak gerekir.



Şekil 2.3. Desibel Toplama Eğrisi

Desibellerde çıkarma işlemi, ölçülen ses basıncı düzeyinden (L_{pt}) çevre gürültüsünün yarattığı ses basıncı düzeyini (L_{pA}) çıkararak belli bir kaynağın yarattığı ses basıncı düzeyini

(LpB) bulmak gerektiği ya da benzeri durumlarda kullanılır. Desibellerde toplamdakine benzer bir yol izlenerek;

$$LpB = 10 \log \left[10^{Lpt/10} - 10^{LpA/10} \right] \quad (2.18)$$

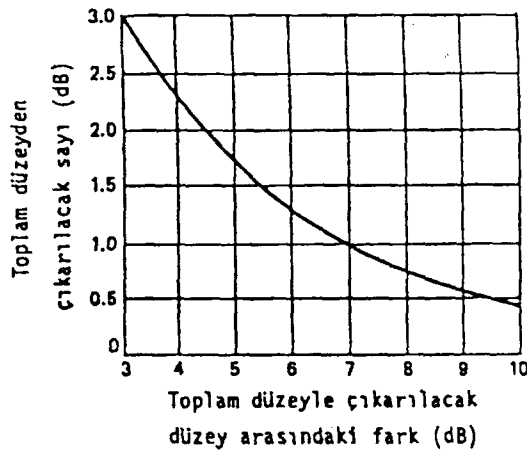
bulunabilir. Benzer bir eşitliğin ses gücü düzeyleri veya ses şiddeti düzeyleri için de yazılabileceği açıktır (WHITE,R.G. 1982).

Desibellerle toplama için kullandığımız eğriye benzer bir eğri (Şekil 2.4.), desibellerle çıkarma işlemi için kullanılabilir.

Şekil 2.3. ve Şekil 2.4.'ün incelenmesinden aşağıdaki sonuçları çıkarabiliriz:

1. Eşit büyüklükteki iki düzey toplandığında, toplam düzey eşit düzeylerden 3 dB daha yüksek olur, Yani,

$$A \text{ dB} + A \text{ dB} = (A + 3) \text{ dB} \quad (2.19)$$



Şekil 2.4. Desibel Çıkarma Eğrisi

2. Aralarında 10 dB ya da daha fazla fark olan iki ses düzeyinin toplanması sonucunda elde edilen düzeyin, yüksek düzeyden farkı 0.5 dB'den azdır. Dolayısıyla, yarattıkları ses basıncı düzeyleri arasında 10 dB ya da daha fazla fark

bulunan iki ses kaynağından düzeyi düşük olanın susturulması toplam ses basıncı düzeyini değiştirmez.

Desibellerle ortalama almak sanıldığı kadar az kullanılan bir işlem değildir. Örneğin, aynı noktada alınan birden fazla ölçümün farklı olması durumunda ortalama değeri bulmak isteyebiliriz. Ya da değişik noktalarda yapılan ölçümlerden yararlanarak ortalama ses basıncı düzeyini ($\overline{L_p}$) hesaplamak gerekebilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta, ölçülen sayıların ortalamasını değil, dB düzeylerinden yararlanarak basınç kare değerlerinin (p^2) ya da güçlerin (W) ortalamasını aldığımızdır. Bu durumda n ayrı L_{pi} değerinden bulunan ses basıncı kare değerlerinin ortalaması;

$$p_{or}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_o^2 10^{L_{pi}/10} \quad (2.20)$$

olur. Ortalama ses basıncı düzeyi ise (2.8) eşitliğinden;

$$\overline{L_p} = 10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (2.21)$$

olarak bulunur.

Kullanımı daha az olmakla birlikte, benzer eşitlikler ses gücü düzeyleri ya da ses şiddeti düzeyleri için de yazılabilirler. Eşitlik (2.21) antilog ve log almayı gerektirdiğinden, pratikte, ortalama almak için aşağıdaki yaklaşık formüller kullanılabilir:

1. En büyük ve en küçük değerler arasındaki fark 5 dB ya da daha küçükse

$$\overline{(L_p)}_{yak} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_{pi} \quad (2.22)$$

2. En büyük ve en küçük değerler arasındaki fark 5-10 dB arasındaysa;

$$\overline{(L_p)}_{yak} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_{pi} + 1 \quad (2.23)$$

2.8. Yönelme ve Yönelme Katsayısı

Ses, noktasal ideal bir ses kaynağından, küresel dalgalar şeklinde yayılır. Pratikte bunu sağlamak güçtür. Genellikle, bir ses kaynağından çıkan ses dalgaları her yönde farklılık gösterir. Örneğin, bir hoparlörden çıkan sesin herhangi bir uzaklıkta yaratacağı ses basıncı, hoparlörün yüzüne dik yönde, diğer yönlerdekinden daha yüksek olacaktır. Bir noktadaki yönelme katsayısı Q ; o noktadaki ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranı olarak tanımlanır. Matematiksel olarak;

$$Q = \frac{I}{I_t} \quad (2.24)$$

yazılabilir. Burada, I söz konusu noktadaki ses şiddeti; I_t ise aynı noktada, sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda elde edilecek teorik ses şiddetidir. Eşitlik (2.12) ten yararlanarak, yönelme katsayısını;

$$Q = \frac{p^2}{p_t^2} \quad (2.25)$$

şeklinde de yazabiliriz. Burada p ölçülen, p_t ise sesin düzgün yayılması durumunda bulunacak ses basıncının rms değerleridir.

Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan bir ses kaynağı, kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik yönelme katsayısına sahip olacağı gibi; her yönde düzgün ses yayan bir kaynak da, bulunduğu konuma ve çevresindeki ses yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal bir ses kaynağı için yönelme katsayısının her yönde 1 olacağı açıktır. Buna karşılık çevresinde yansıtıcı yüzeylerin bulunuşu yönelme katsayısını yükseltecektir. Çizelge 2.3. noktasal bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayısını göstermektedir.

Çizelge 2.3. Düzgün Ses Yayan Bir Ses Kaynağının Değişik Konumlardaki Yönelme Katsayısı

Kaynağın Konumu	Yönelme Katsayısı Q
Açıkta, (örneğin, tavadan odanın ortasına asılmış)	1
Yansıtıcı bir düzlem üzerinde (örneğin, yerde ve duvardan uzak)	2
Yansıtıcı iki düzlemin kesim çizgisinde (örneğin, yerle duvar arasında)	4
Yansıtıcı üç düzlemin kesim noktasıda (örneğin, bir odanın köşesinde)	8

Bu çizelge, her yönde düzgün ses yayan ses kaynakları için verilmiştir. Eğer ses kaynağının ses yayışı düzgün değilse, her yönde farklı bir yönelme katsayısına sahip olacaktır. Böyle durumlarda, yönelme frekansla da değişir.

Her yönde değişik yönelme katsayısına sahip bir ses kaynağının herhangi bir yöndeki yönelme katsayısı, o yönde bir noktada ölçülen ses basıncı düzeyi L_p ile kaynağa aynı uzaklıktaki ortalama ses basıncı düzeyi \bar{L}_p 'den yararlanarak;

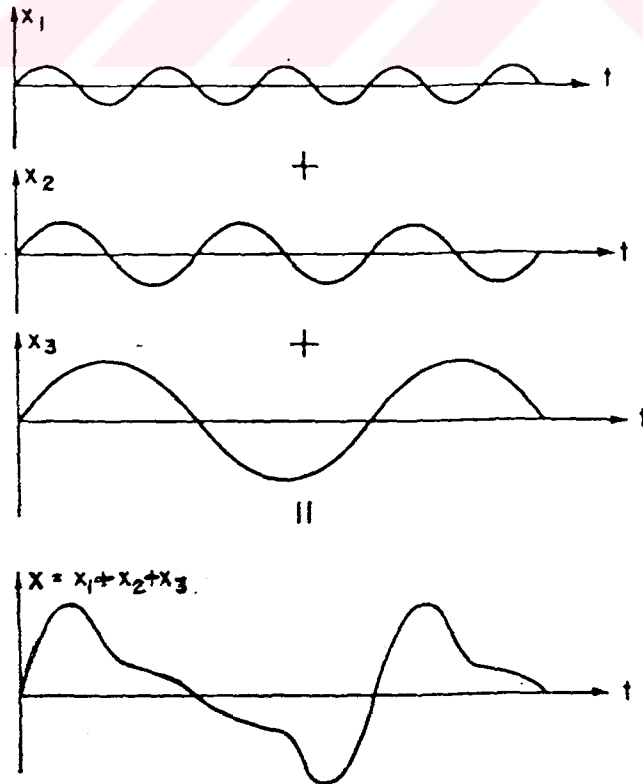
$$Q = 10^{(L_p - \bar{L}_p)/10} \quad (2.26)$$

eşitliğinden bulunabilir. Ortalama ses basıncı düzeyi \bar{L}_p , ya özel test odalarında, ya da bunun olanaksız olduğu durumlarda büyük bir odada veya açık havada belirli noktalarda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümlerinden hesaplanır (IRWIN J.D.1979).

2.9. Arı Ses, Peryodik ve Karmaşık Sesler

Harmonik ses basıncı değişiminin yarattığı seslere arı ses (saf ton) adı verilir. Değişik frekanslardaki iki ya da daha çok arı sesin birleşmesi sonucunda harmonik olmayan periyodik sesler elde edilebilir. Peryodik sesler, kendilerini oluşturan arı seslere ayrılabilirler. Şekil 2.5.harmonik fonksiyonların toplamından, harmonik olmayan periyodik bir fonksiyonun elde edilmesini göstermektedir. Toplama işleminin

tersini düşünürsek; verilen periyodik bir fonksiyondan, bu fonksiyonu oluşturan harmoniklerin elde edilebileceğini görürüz. Doğada, arı ses olarak nitelediğimiz tek bir harmonikten oluşan seslere ender rastlanır. En yaygın örneği org veya akort çubuklarının çıkardığı sestir. Endüstride böyle bir örnek bulmak çok daha zordur. Bununla birlikte tek bir tonun baskın olduğu seslere örnek bulunabilir (elektrik motorlarının ve transformatörlerin çıkardığı sesler gibi). Periyodik seslere doğada daha çok rastlanır. Örneğin, bir dizel motorunun çıkardığı sesler belli bir frekans ve onun katlarından oluşur. Üçüncü olarak, karmaşık (kompleks) seslerden söz edebiliriz. Bu tip sesler harmonik olmadıkları gibi, periyodik de değildirler. Yani, yarattıkları ses basıncının, zamanla değişimi gelişigüze'dir. Şekil 2.6. her üç tip sesin yaratacağı ses basıncının zamanla değişimine birer örnektir.



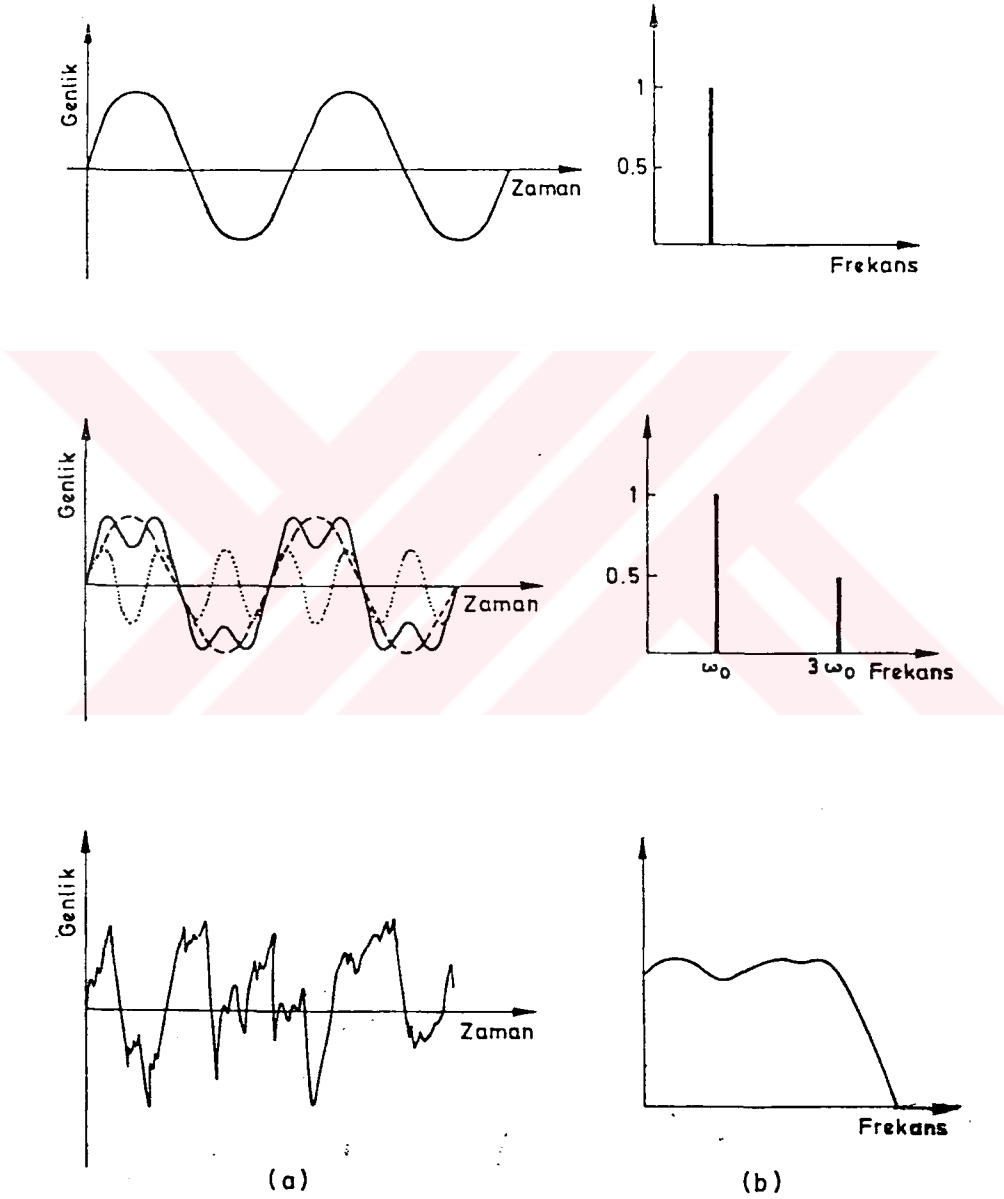
Şekil 2.5. Harmonik Fonksiyonların Toplanmasından Harmonik Olmayan Karmaşık Bir Sesin Elde Edilmesi

2.10. Frekans Analizi

Peryodik sesler kendilerini oluşturan harmoniklere ayrılabilirdiği gibi, peryodik olmayan karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde düşünülebilir. Böyle bir analize girdiğimizde, teorik olarak sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmakta katkısının olabileceği görülür. Her frekanstaki fonksiyonun katkısını frekansın fonksiyonu olarak çizersek sürekli bir eğri elde ederiz. Bu tür eğrilere frekans dağılımı eğrisi veya frekans spektrumunu denir. Peryodik bir fonksiyonun frekans spektrumunu çizecek olursak, yalnız belli frekanslar için değerler buluruz.

Doğada rastladığımız sesler genellikle karmaşık sesler olduğundan; frekans analizi, ses ölçüm ve analizinde önemli bir yer tutmaktadır. Karmaşık bir sesin frekans dağılımını incelersek, o sesin daha çok hangi frekanslardaki seslerden oluştuğunu kolayca görebiliriz. Gürültü kontrolü açısından, birçok durumda gürültünün frekans dağılımını bilmek gerekmektedir. Çünkü, gürültü kontrolünü sağlamak için alınacak önlemler, yayılması ya da doğması önlenenecek sesin frekansına bağlı olarak değişebilir. Ayrıca, kulağın her frekansa gösterdiği duyarlılık farklıdır.

Bir ses kaynağının çıkardığı sesin frekans dağılımını elde etmek için birçok değişik ölçüm aygıtı kullanılabilir. Temel kural, gelen sinyalleri süzerek(filtre ederek) istenilen frekanslardaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Geçmesine izin verilen frekans aralığını değiştirerek, her frekans bandındaki bileşenlerin katkısını bulabiliriz. Burada önemli olan, gelen sinyali hangi genişlikteki frekans bantlarında süzeceğimizdir. Çok geniş bant aralığı kullanıldığında frekans ölçümleri fazla bir anlam taşımaz. Buna karşılık çok dar bant aralığı kullanılması, gereksiz zaman kaybına neden olabilir. Bant genişliğini, genellikle yapılacak analizin niteliği ve duyarlılığı belirler.



Şekil 2.6. (a) Harmonik, Peryodik ve Karmaşı Seslerin Yaratacağı Ses Basıncı Değişimleri
 (b) Bu Fonksiyonların Frekans Dağılımları

Ses ve gürültü analizinde, oktav bantları ve $1/n$ oktav bantları ($n = 2,3,10$ vb.) kullanılarak standartlaşmaya gidilmiştir. Genelde oktav analizi kullanılmakla birlikte, hassasiyet gerektiren durumlarda yaygın olarak $1/3$ oktav ya da $1/10$ oktav analizi kullanılır.

2.11. Oktav Bantları

Frekans analizinde karşılaçağımız ilk soru, hangi frekans aralığında inceleme yapmamız gerektiğidir. Bir sesi oluşturan harmoniklerin tümünün, örneğin frekansı 100 kHz olan bir harmoniğin katkısının incelenmesi gerekir mi? Bu sorunun yanıtını vermek için insan kulağının işitebileceği frekansları bilmemiz gerekir. Konumuz ses ve gürültü olduğundan, insan kulağının duyarlı olmadığı frekansları incelemenin bir yararı yoktur.

İnsan kulağı yaklaşık olarak 16 - 20 000 Hz arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Bu frekans aralığı değişik kaynaklarda 16 Hz - 16 kHz ya da 20 Hz - 20 kHz olarak verilmektedir. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3 000 Hz'dir. Normal bir konuşma 200 - 10 000 Hz frekans aralığını kapsar. Konuşmanın anlaşılabilir olması için 1000 - 2500 Hz aralığındaki frekanslar yeterlidir. Telefonlar genel olarak 500 - 3000 Hz frekans aralığındaki sesleri iletir. Müzik, genel olarak konuşmadan daha geniş bir frekans aralığına sahiptir. Alt sınır 200 Hz'den 30 Hz'e veya biraz daha altına düşerken, üst sınır 10 kHz'in epey üzerine çıkabilir (GRAHAM, J.B.1972). Buna karşılık, gürültü kontrolü açısından kulağın duyarlı olduğu tüm frekans aralığını incelemek gerekemeyebilir. Alt limit olarak 45 Hz civarı, üst limit olarak ise, duruma göre 6 ya da 11 kHz alınabilir.

Görüldüğü gibi incelememiz gereken frekans aralığı çok geniştir ve sabit genişlikte bantların kullanılması birçok durumda çok uzun analiz süresi gerektirir. Bu nedenle, ses analizlerinde, inceleyeceğimiz frekans aralığı oktav bandı adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bandında, bandın üst

sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır ve her bandın üst sınır değeri, bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve üst sınır değerlerinin aritmetik ortalaması olmayıp, geometrik ortalamasıdır (yani, üst sınır değerinin $1/\sqrt{2}$ ya da alt sınır değerinin $\sqrt{2}$ katıdır). Matematiksel olarak;

$$f_2 = 2f_1 \quad (2.27)$$

$$f_0 = \sqrt{2} f_1 = f_2 / \sqrt{2} \quad (2.28)$$

Burada;

f_1 = alt sınır frekansı

f_2 = üst sınır frekansı

f_0 = merkez frekansı

dır.

Bant genişliği (bw) ise üst ve alt sınır değerleri arasındaki farktır. Yani;

$$bw = f_2 - f_1 \quad (2.29)$$

Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16000 Hz'dir. Standart oktav bantlarının alt ve üst değerleri Çizelge 2.4.'te verilmiştir. Analizlerde genellikle 31.5 ve 16 000 Hz bantları kullanılmazlar.

Ses analizindeki en önemli veri, yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlardır. Karmaşık bir sesin frekans analizinin yapılması için sesin çeşitli frekans aralıklarında süzülmesi gerekir. Yani, bu karmaşık sesi oluşturan harmonik seslerden, frekansı belli aralık içerisinde olan kısmın büyüklüğünün (veya katkısının ne kadar olduğunun) saptanması gerekir. Oktav analizi yapacak olursak (oktav bantlarını ölçüm yapacağımız frekans aralığı olarak alırsak), elde edilen sonuçlar fazla hassas olamaz. Örneğin; merkez frekansı 8000

Hz olan bandın frekans aralığını incelersek (5680 - 11360), bant genişliğinin 5680 Hz olduğunu görürüz. Bu aralık için ölçümlerden tek bir değer elde edeceğimiz için, bu aralık

Çizelge 2.4. Oktav Bant Aralıkları ve Merkez Frekansları

Merkez Frekansı (f_0) (Hz)	Alt Sınır Frekansı (f_1) (Hz)	Üst Sınır Frekansı (f_2) (Hz)
31.5	22	44
63	44	88
125	88	177
250	177	355
500	355	710
1000	710	1420
2000	1420	2840
4000	2840	5680
8000	5680	11360
16000	11360	22720

içersindeki frekans dağılımını bilemeyiz. Bu oktav bandındaki katkı önemli olduğunda ve bu bant içindeki frekans dağılımını bilmek istediğimizde, yani oktav bant analizinin sağladığı bilginin yeterli olmaması durumunda, daha dar frekans bantları kullanmak gerekir. Her ne kadar saf tonlara yaklaşacak derecede dar bantlarda analiz yapabilmemizi sağlayacak ölçüm aygıtları geliştirilmişse de, bu tür aygıtların çok pahalı olmaları nedeniyle pratikte genellikle 1/3 oktav ya da 1/10 oktav analizi yapılmaktadır. Bu analizler için bir oktavlık aralık, sırasıyla, üçe veya ona bölünmektedir. Alt ve üst sınır değerleri için;

$$f_2 = 2^n f_1 \quad (2.30)$$

$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2} \quad (2.31)$$

genel eşitliklerini kullanabiliriz. Burada n ; oktav, $1/3$ oktav ve $1/10$ oktav analizleri için, sırasıyla $1,1/3$ ve $1/10$ değerlerini almaktadır.

$1/3$ ve $1/10$ oktav analizlerinde, bant genişliği oktav analizine göre daralmakla birlikte, düşük frekanslar için çok dar olan frekans aralığı, yüksek frekanslar için bu kadar dar olmamaktadır. Bu tür frekans analizlerine sabit yüzdeli bant genişlikli analiz adı verilir. Bant aralığının merkez frekansına oranı sabittir. Bir de sabit bant genişlikli frekans analizleri vardır ki ses ve gürültü analizlerinde kullanımları daha kısıtlıdır. Bu tip analizlerde, adında da anlaşılacağı gibi, bant aralığı, merkez frekansının değerine bağlı olmaksızın aynı kalır.

Oktav bantlarının, bandın üst sınır değeri alt sınır değerinin iki katı olacak şekilde tanımlanmasının nedeni; kulağın, frekansları oranı tam sayı sesleri benzer ses olarak algılamasıdır. Diğer bir deyişle aralarında tam oktav farkı bulunan iki ses aynı notaya karşı gelir, yani kulak bu iki sesi benzer sesler olarak algılar.

2.12. Gürültünün Sınıflandırılması

Gürültü değişik açılardan sınıflandırılabilir. Gürültüyü;

a) frekans dağılımına (spektrumuna),

b) ses düzeyinin zamanla değişme şekline

bağlı olarak sınıflandırabiliriz. Frekans dağılımına göre yapılan sınıflandırmada iki tip gürültüden söz edebiliriz:

1. Geniş bant gürültü: Gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları geniş bir aralığı kapsar.Yani, gürültünün frekans spektrumu yayılmış, hiçbir frekans bandında toplanmamıştır. Her frekanstaki katkının aynı olduğu geniş bant gürültüye ise beyaz gürültü adı verilir.

2. Dar bant gürültü: Geniş bant gürültünün tersine, bu tür gürültünün frekans dağılımı, belli frekans bandında toplanmış bir grafik gösterir. Diğer bir deyişle, gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansın belli bir aralıkta olduğunu gösterir.

Ses düzeyinin zamanla değişimi açısından, gürültüyü yine iki ayrı grupta incelemek olasıdır:

1. Kararlı gürültü: Gürültünün düzeyinde zamanla önemli bir değişme gözlenmez. Sabit bir hızda ve güçte çalışan herhangi bir motorun yaratacağı gürültü, kararlı gürültüye iyi bir örnektir.
2. Kararsız gürültü: Gürültü düzeyinde zamanla önemli değişikliklerin gözlendiğı gürültü türüdür. Zamanla değişme, dalgalanma ya da durup yeniden başlama (kesikli olma) şeklinde gözlenebilir. Bu tür gürültülere, sırasıyla, dalgalı gürültü ve kesikli gürültü adı verilir. Kararsız gürültünün diğer bir şekilde darbe gürültüsüdür. Darbe gürültüsünün, kesikli gürültüden farkı;her gürültü anının, darbe gürültüsünde çok daha kısa olmasıdır(genellikle 1 saniyenin altında) (ÖZGÜVEN 1986).

BÖLÜM - 3

3. ENDÜSTRİYEL GÜRÜLTÜ KAYNAKLARININ SES GUCU DUZEYLERİ

Gürültüyü, çağımızın önemli endüstriyel ve çevre sorunlarından biri yapan kaynakların başında endüstriyel makineler ve ulaşım araçları gelmektedir. Endüstriyel makinelerin çıkardığı sesler, özellikle o işkolunda çalışanlara önemli ölçüde zarar verirken; ulaşım araçları, çevre gürültüsünün ana kaynağı olarak daha geniş bir kesimi ilgilendirmektedir. Çevre gürültüsüne neden olan diğer kaynaklar çok çeşitlidir. Bunların arasında, evlerde ve bahçelerde kullanılan motorlu aletlerin sesleri, kalabalık yerlerde insanların çıkardıkları sesler, pikap, radyo, teyp vb. kaynaklardan yayılan sesler çevre gürültüsü açısından önemlidir. Fabrikalar, ayrıca, çevrelerindeki yerleşim bölgeleri için de önemli birer gürültü kaynağıdır. Dolayısıyla, endüstriyel gürültü, birincil olarak o endüstri kolunda çalışanları ilgilendiren önemli bir problem olmakla birlikte, çevrede yaşayan öteki insanlar için de küçümsenemeyecek sorunlar yaratmaktadır.

Gürültü kontrolünde ilk adım, genellikle, gürültü kaynaklarının yaratacakları gürültü düzeyinin saptanmasıdır. Bunun en iyi yolu ölçüm yapmaktır. Ölçüm yapmanın olanaksız olduğu durumlarda ya da söz gelimi, bir makina çalışacağı yere yerleştirilmeden önce, makinanın neden olacağı gürültü düzeyini saptamanın yolu, gürültü kaynağının ses gücü düzeyinin bilinmesi ve yaratacağı gürültü düzeyinin kaynağın ses gücü düzeyinden hesaplanmasıdır. Bir makinanın ses düzeyi, ya yapımcı firma tarafından verilir ya da bazı yaklaşık yöntemlerle hesaplanabilir. Bu bölümde, sık rastlanan bazı endüstriyel makinelerin ses gücü düzeylerinin bulunmasında kullanılacak yaklaşık yöntemler incelenmiştir. Burada sunulan yöntemler; 500, 1000, 2000 ve 4000 Hz'i merkez frekansı alan dört oktav bandındaki ses gücü düzeylerinin toplamını vermektedir. A şarıklı ses düzeyi,

yukarıdaki dört bandında bulunan toplam ses gücü düzeyinden hesaplanan ses basıncı düzeyine yaklaşık olarak eşit alınabileceği için, bu bölümde verilen yöntemler uygulamada yaygın olarak kullanılırlar.

3.1. Bazı Makinaların Ses Gücü Düzeylerinin Yaklaşık Olarak Bulunması

Bir makinanın ses gücünün bulunması için kullanılacak yöntem, genelde, makinanın cinsine bağlıdır. Her tür makinada toplam gücün değişik bir oranının ses gücüne çevrilmesinin yanında, makinanın özelliğine bağlı olarak ses gücünü bulmada karmaşık yöntemler kullanmak gerekebilir. Bununla birlikte, bir makinanın ses gücünü yaklaşık olarak bulmak için;

$$W = F W_m \quad (3.1)$$

eşitliği kullanılabilir. Burada;

W = makinanın gücü,

W_m = makinanın yaklaşık ses gücü,

F = makinanın türüne bağlı çevirme katsayısı

'dir.

Endüstride kullanılan bazı makinalar için çevirme katsayıları Çizelge 3.1.'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı Gürültü Kaynaklarının, 500'den 4000 Hz'e Kadar Olan Dört Oktav Bandındaki Toplam Ses Gücünü Bulmakta Kullanılan Çevirme Katsayıları (F)

Gürültü Kaynağı	Çevirme Katsayısı (F)		
	Düşük	Orta	Yüksek
Hava kompresörleri	3×10^{-7}	5.3×10^{-7}	1×10^{-6}
Dişli kutuları	1.5×10^{-8}	5×10^{-7}	1.5×10^{-6}
Hoparlörler	3×10^{-2}	5×10^{-2}	1×10^{-1}
Dizel motorları	2×10^{-7}	5×10^{-7}	2.5×10^{-6}
Elektrik motorları (1200 dev/dak)	1×10^{-8}	1×10^{-7}	3×10^{-7}
Pompalar(1600 dev/dak'dan hızlı)	3.5×10^{-6}	1.4×10^{-5}	5×10^{-5}
Pompalar(1200 dev/dak'dan yavaş)	1.1×10^{-6}	4.4×10^{-6}	1.6×10^{-5}
Gaz türbinleri	2×10^{-6}	5×10^{-6}	5×10^{-5}

Yukarıdaki eşitlikten bulunan W kullanılarak hesaplanan ses gücü düzeyi; 500, 1000, 2000 ve 4000 Hz oktav bantlarındaki toplam ses gücü düzeyidir (Webb, J.B.1972). Bu basit yöntemle bulunan ses gücü düzeyi, oldukça yaklaşık bir değer olacaktır. Bununla birlikte, elimizde makinanın türünden ve gücünden başka bir bilgi yoksa, makinanın ses gücünün daha hassas olarak hesaplanması olanaksızdır.

3.2. Fanlarda Gürültü

Bir fanın yaratacağı gürültü düzeyi ya da fanın teknik özellikleri yapımçı firma tarafından verilmişse, fanın ses gücü düzeyini, ancak, önceki bölümde gördüğümüz yöntemle yaklaşık olarak bulabiliriz. Öte yandan, elimizde fanın gücünden başka teknik bilgiler de varsa (debisi, statik basıncı, dönme hızı, tipi), fanın ses gücü düzeyi daha sağlıklı olarak hesaplanabilir.

Fanlar; özellikle ısıtma, havalandırma sistemleri için önemli gürültü kaynaklarıdır. Fanın yarattığı gürültü; giriş ve çıkış bölmeleri, hava kanalları, fanın gövdesi ve bağlandığı zemin aracılığıyla etrafa yayılır (GRAHAM, 1972).

Debisi F (m^3/s) ve statik basıncı P ($cm H_2O$) olan bir fanın ses gücü düzeyi;

$$L_w = 10 \log F + 20 \log P + K_f \quad (3.2)$$

eşitliğinden bulunabilir. Fanın ses gücü düzeyi sabiti olan K_f , fanın tipine ve kullanılan birimlere göre değişik değerler alır. Bu eşitlik her oktav bandı için ayrı ayrı kullanılabilir gibi, 500'den 4000 Hz'e kadar olan dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyini bulmak için de kullanılabilir. Kullanılış durumuna göre; K_f , sırasıyla, ya her bant için değişik değerler alır ya da belli bir fan tipi için tek bir değere sahiptir. Çizelge 3.2.'de, değişik fan tipleri için, 500 - 4000 Hz dört oktav bandındaki toplam ses

gücü düzeyini bulmada kullanılan K_f değerleri verilmiştir. Verilen değerler F (m^3/s) ve P ($\text{cm H}_2\text{O}$) için geçerlidir.

Çizelge 3.2. Fanlar İçin Ses Gücü Düzeyi Sabiti (500 - 4000 Hz, Dört Oktav Bandındaki Toplam Değer)

Fan Tipi	K_f (dB)
1. Eksenel, radyal santrifüj	72
2. Kanat profilli santrifüj	59
3. Pervaneli	77

Fanlar, fanın kanat sayısına ve dönme hızına bağlı olarak değişen, kanat geçiş frekansında ek bir gürültü yaratırlar. Kanat geçiş frekansı (f), fanın N (dev/dak) hızından ve n toplam kanat sayısından;

$$f = \frac{nN}{60} \quad \text{Hz} \quad (3.3)$$

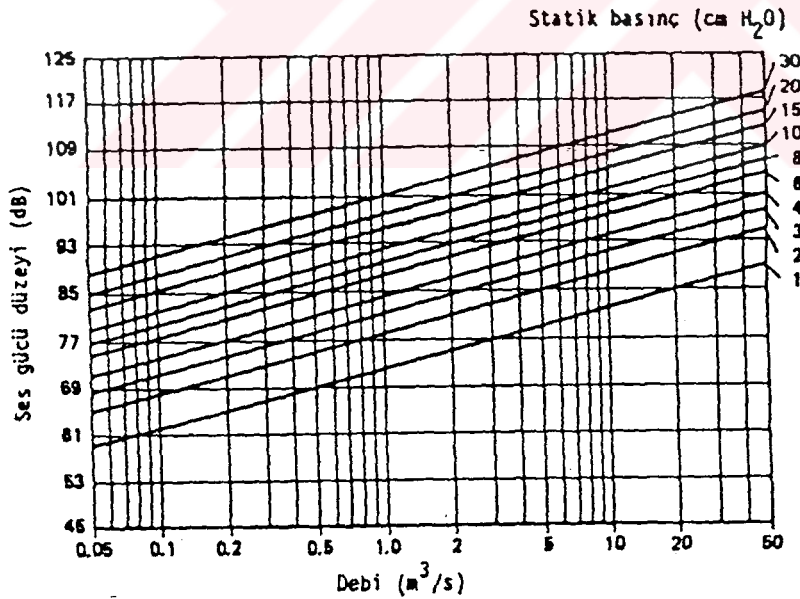
eşitliğiyle bulunabilir. Eğer f , ses gücü düzeyinin hesaplandığı 500 - 4000 Hz oktav bantları içerisinde kalıyorsa, eşitlik (3.2)'den bulunan toplam ses gücü düzeyine 3 dB eklemek gerekir.

Bir fanın ses gücü düzeyini, değişik nednlerle, her oktav bandında ayrı ayrı bulmak isteyebiliriz. Böyle bir durumda, eşitlik (3.2)'yi kullanırken, K_f için fanın tipine ve söz konusu frekans bandına bağlı olarak değişik değerler kullanmak gerekir. K_f 'nin, fan tipine göre her oktav bandında alacağı değerler çizelge 3.3.'te verilmiştir. Bir fanın ses gücü düzeyinin oktav bantlarında ayrı ayrı bulunması istendiğinde; kanat geçiş frekansı hangi oktav bandına rastlıyorsa, o oktav bandı için eşitlik (3.2)'de bulunan değere kanat faktörü adı verilen ve fanın tipine göre 3 dB ile 8 dB arasında değişen bir değer eklenmesi gerekir. Çizelge 3.3.'de; kanat geçiş frekansının içinde bulunan oktav bandındaki ses gücü düzeyine, kanat geçiş frekansından dolayı eklenen değere kanat faktörleri de verilmiştir.

Çizelge 3.3. 'de verilen değerler F (m^3/s) ve P ($cm H_2O$) için geçerlidir.

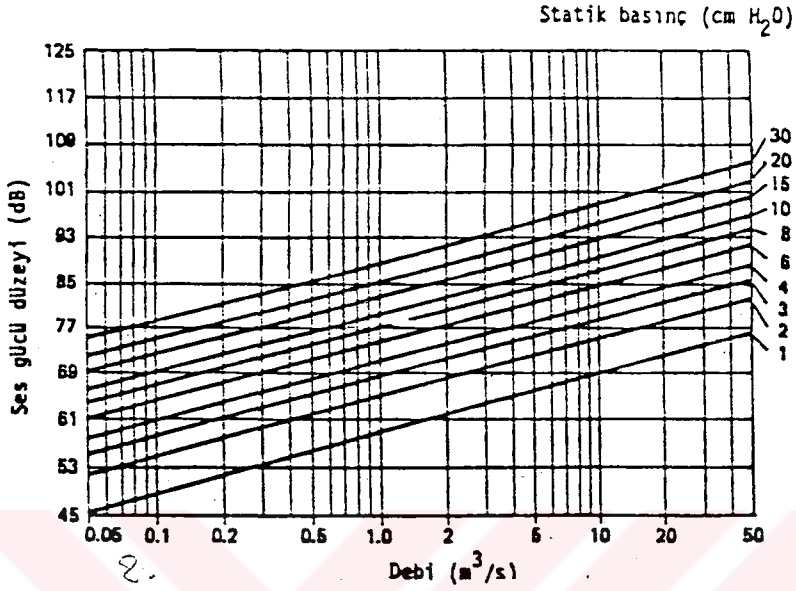
Çizelge 3.3. Fanlar İçin Ses Gücü Düzeyi Sabitinin Oktav Bantlarındaki Değerleri

Fan Tipi	Kanat Faktörü(dB)	Kf- Ses Gücü Düzeyi Sabiti (dB)							
		Oktav Bandı Merkez Frekansı (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Radyal Santrifüj	5 - 8	73	70	70	68	63	58	55	54
Kanat Profilli Santrifüj	3	60	60	59	57	56	51	43	35
Pervaneli	5 - 7	76	73	74	72	70	70	68	56

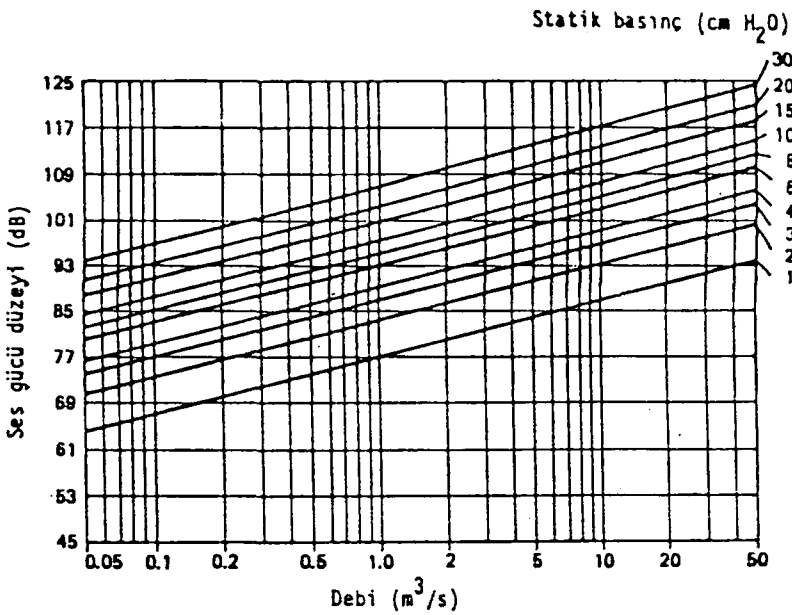


Şekil 3.1. Eksenel ve Radyal Santrifüj Fanlarda Ses Gücü Düzeyi Grafiği (500 - 4000 Hz, 4 Oktav Bandındaki Toplam Değer)

Kullanım kolaylığı açısından, eşitlik (3.2) grafik şeklinde verilebilir. Şekil 3.1.-3.3.; üç ayrı fan tipi için, değişen debi ve statik basınca göre ses gücü düzeyinin değişimini grafik olarak vermektedir. Grafiklerden bulunacak değerler 500, 1000, 2000 ve 4000 Hz oktav bantlarındaki toplam değerlerdir.



Şekil 3.2. Kanat Profili Santrifüj Fanlarda Ses Gücü Düzeyi Grafiği (500 -4000 Hz,4 Oktav Toplam Değer)



Şekil 3.3. Pervane Tipi Fanlarda Ses Gücü Düzeyi Grafiği (500-4000 Hz, 4 Oktav Bandındaki Toplam Değer)

Gürültü, genelde, fanın giriş ve çıkış bölmelerinde oluşur. Bir fanda giriş ve çıkış bölmelerinin eşit düzeyde gürültü yarattıkları varsayılırsa, fanın yalnız girişindeki (ya da yalnız çıkışındaki) ses gücü düzeyini bulmak için, bulunan değerden 3 dB çıkarmak gerekir. 3 dB çıkarmanın nedeni, Bölüm 2.7 ' de açıklandığı gibi, iki eşit desibel değerinin toplanmasıyla bu değerlerden 3 dB yüksek bir değer bulunmasıdır. Bu nedenle, bir ses gücü düzeyinin yarısını bulmak için söz konusu değerden 3 dB çıkarmak gerekir. Fanın giriş ve çıkış bölmelerine hava kanalları bağlanırsa, fanın giriş ve çıkış bölmelerinin ses gücü düzeyi azalır. İçi özel bir malzemeye kaplanmamış metal kanalların sağlayacağı azalmalar çizelge 3.4.'de verilen değerlerden yaklaşık olarak bulunabilir. Dikdörtgen kesitli kanallar için kanal kesitinin her iki boyutu için verilen değerleri toplayarak almak gerekmektedir. Örneğin, 100 mm x 250 mm kesitli bir kanalın 125 Hz oktav bandında sağlayacağı azalma 0.96 (= 0.32+0.64) dB/m 'dir.

Kanalların içinin ısı yalıtkanlarıyla kaplanması durumunda, çizelge 3.4.'de verilen değerlerin, yaklaşık olarak iki katı alınabilir. Kanalların dirseklerle birleştirilmeleri de azalmaya katkıda bulunur (FAULKNER, L.L.1976).

Çizelge 3.4. İçi Kaplanmamış Kanalların Sağlayacağı Ses Azalması

Kanal Boyutu (mm)	Oktav Bandı Merkez Frekansı (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
	Dikdörtgen Kesitli Kanalların Sağlayacağı						
	Azalma (dB/ m)						
75 - 175	0.16	0.32	0.48	0.32	0.32	0.32	0.32
200 - 375	0.48	0.64	0.48	0.32	0.23	0.23	0.23
400 - 750	0.80	0.64	0.32	0.16	0.16	0.16	0.16
800 - 1500	0.64	0.32	0.16	0.10	0.07	0.07	0.07
	Daire Kesitli Kanalların Sağlayacağı						
	Azalma (dB/m)						
75 - 175	0.07	0.10	0.16	0.16	0.32	0.32	0.32
200 - 375	0.07	0.10	0.10	0.16	0.23	0.23	0.23
400 - 750	0.07	0.07	0.07	0.10	0.16	0.16	0.16
800 - 1500	0.03	0.03	0.03	0.07	0.07	0.07	0.07

3.3. Pompalarda Gürültü

Pompalarda gürültünün başlıca iki ana kaynağı vardır: Hidrolik gürültü kaynakları ve mekanik gürültü kaynakları. Kaviteasyon ve basınç dalgalanması hidrolik gürültünün temel nedenidir. Mekanik gürültünün nedenleri ise çok çeşitli olmakla birlikte; dişliler, balans bozukluğu, mekanik parçaların rezonansa gelmesi, içlerinden en önemlileridir. Hidrolik kaynakların yarattığı gürültü genelde baskındır. Pompalarda gürültü doğrudan yayılmaz; yayılma, akışkanla ya da gövde ile temasta bulunan yapının titreşimiyle olur.

Pompalar 3000 Hz 'in üzerinde geniş frekans bantlı gürültü yaratırlar. Bunun nedeni, kaviteasyon ve yüksek hızlı akıştır. Bir de ana pompalama frekansı olarak adlandırılan frekansta ve onun harmoniklerinde arı sesler yayılır. Ana pompalama frekansı (f);

$$f = \frac{N m}{60} \quad (3.4)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada;

N : pompanın dönüş hızı (dev/dak)

m : pompanın bir dönüşündeki basınç çevrim sayısı 'dır.

özellikle büyük pompalarda, ana pompalama frekansında yayılan arı ses baskındır.

Yapımcı firmanın pompanın ses gücü düzeyini veremediği durumlarda ;

$$L_w = 10 \log HP \left(1 - \frac{V}{2} \right) + K_p \quad (3.5)$$

eşitliği kullanılarak, hidrolik gücü HP (hp cinsinden) ve verimi V bilinen bir pompanın ses gücü düzeyi, yaklaşık olarak bulunabilir. K_p pompanın ses gücü düzeyi sabiti olup, pompanın cinsine göre çizelge 3.5.'de verilen değerlerden birini alır. Eşitlik (3.5) ile bulunan L_w, 500,1000,2000 ve 4000 Hz oktav bantlarındaki toplam ses gücü düzeyidir.

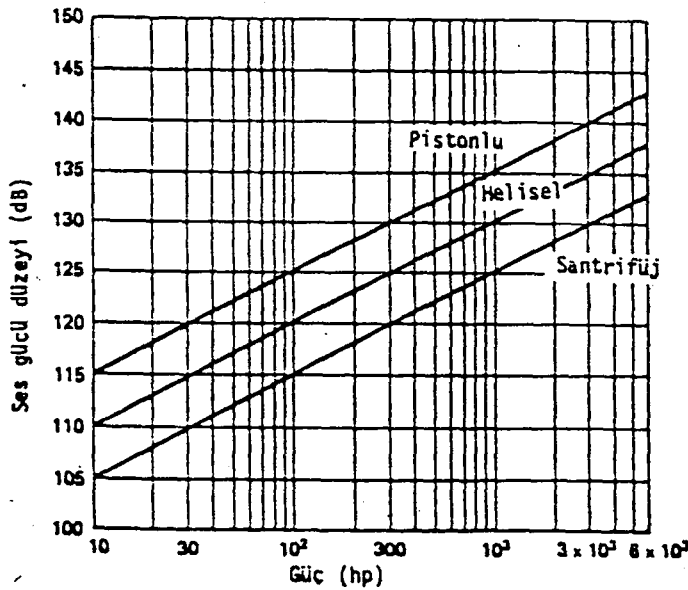
Çizelge 3.5. Pompalar için Ses Gücü Düzeyi Sabiti (500 - 4000 Hz, Dört Oktav Bandındaki Toplam Değer)

Pompa Tipi	K (dB) D (Hız >1600 dev/dak)	K (dB) P (Hız <1600 dev/dak)
1. Santrifüj	95	90
2. Helisel	100	95
3. Pistonlu	105	100

Pompa veriminin bilinmemesi durumunda, verim sıfır alınarak, eşitlik (3.5)

$$L_w = 10 \log HP + K_p \quad (3.6)$$

şeklinde kullanılabilir. Bu eşitlikler, her oktav bandında yaklaşık olarak aynı katkı geldiği varsayımına dayanarak bulunduğu; 500,1000,2000, 4000 Hz oktav bantlarının herhangi birindeki ses gücü düzeyini bulmak için, yukarıdaki eşitliklerin vereceği değerden 6dB çıkarmak yeterlidir. Eşitlik (3.6), üç tip pompa için (santrifüj, helisel ve pistonlu), Şekil 3.5.'de grafik şeklinde verilmiştir.



Şekil 3.4. Santrifüj, Helisel ve Pistonlu Pompalarda Ses Gücü Düzeyi Grafiği (500 - 4000 Hz 4 Oktav Bandındaki Toplam Değer) Hız 1600 dev/dak 'dan Azsa, Bulunan Değerden 5 dB Çıkarmak Gerekir.

Pompaların önemli birer gürültü kaynağı olmaları nedeniyle, son yıllarda pompa gürültüsünü azaltmak için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların sonucunda bazı yapımcı firmalar önemli ilerlemeler kaydettiğinden, bir pompanın yayacağı gürültü önemli ölçüde yapımcı firmaya bağlı olabilmektedir. Bu nedenle, yukarıdaki yöntemle bulunan pompa ses gücü düzeyleri, bazı durumlarda, yalnız kaba bir fikir vermekten öteye geçemez.

3.4. Elektrik Motorlarında Gürültü

Elektrik motorlarında gürültü yaratan nedenler çok çeşitli olduğundan, bir elektrik motorunun ses gücü düzeyini genel bir eşitlikle vermek oldukça güçtür. Bununla birlikte, elde fazla bir bilgi yoksa, 500 - 4000 Hz, dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyi;

$$L_w = 20 \log HP + 15 \log N + 13 \text{ dB} \quad (3.7)$$

eşitliğinden yaklaşık olarak bulunabilir, Burada,

HP = elektrik motorunun gücü (hp cinsinden)

N = motorun dönme hızı (devir/ dakika)'dır.

Eşitlik (3.7), gücü 1 - 300 hp arasında değişen motorlar için kullanılabilir.

Elektrik motorlarındaki gürültünün temel kaynakları arasında; dengelenmemiş rotorları, rotor - stator etkileşimini ve hava akımını sayabiliriz. Soğutma sistemi, gövde yapısı gibi, gürültünün doğmasında ve yayılmasında etkili olan kısımlar, motorun tipine ve yapımcısına bağlı olarak önemli değişiklikler gösterilebilir (WILLAMS,K.C.1974) .

3.5. Dişlilerde Gürültü

Dişli sistemlerinde de gürültü düzeyi önemli ölçüde dişli tipine ve yapımcı firmaya bağlıdır. Gürültünün birçok değişik nedeni olmakla birlikte; toleransa, dişlerin eğilmesine ve titreşime bağlı olarak dişlerin birbirine çarpması temel

neden olarak gösterilebilir. Dişli kutusunun gövdesinin ve ona bağlı mekanik yapının rezonansa gelmesiyle yayılan gürültüde birçok durumda önemli olmaktadır. Gövde ve ona bağlı mekanik yapının rezonansa gelmemesi için , dişlilerin çarpma frekansının (f) ve ve bunun tam katlarının, sistemin doğal frekanslarıyla çakışmaması gerekir. Dişlilerde çarpma frekansı;

$$f = \frac{N m}{60} \text{ Hz} \quad (3.8)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada,

N = dişlinin bağlı olduğu milin dönme hızı
(dev/ dak)

m = dişlinin üzerindeki diş sayısı'dır.

Bir dişli kutusundan yayılan gürültünün frekans dağılımı, sistem rezonansa gelmese bile, çarpma frekansında ve onun harmoniklerinde yükselmeler gösterir. Dişlilerde, gürültünün düzeyini etkileyen tasarım parametreleri çok sayıda olduğundan, bir dişli sistemin ses gücü düzeyini, kabaca bile olsa, ölçüm yapmadan bulabilmek çok güçtür. Dişli kutuları için ölçümle bulunan ses gücü düzeyleri, bir örnek olması açısından çizelge 3.6.'da verilmiştir. Verilen değerler, dişli kutusu gövdesi dışında ölçülen düzeyleridir.

Çizelge 3.6. Dişli Kutularının Ses Gücü Düzeylerinin Oktav Bantlarındaki Değerlerine Bir Örnek

Dişli Kutusu Tipi	Lw - Ses Gücü Düzeyi (dB)							
	Oktav Bandı Merkez Frekansı (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Yüksek Hızlı	94	107	99	99	99	98	95	89
Orta Hızlı	86	88	90	90	90	89	83	79

3.6. İnşaat ve Yapı Makinalarında Gürültü

İNŞAAT ve yapı makinalarının yaratacakları gürültü, tümüyle yapımcı firmaya bağlı olarak belli sınırlar içerisinde

değişir. Bu tür makinaların çıkarmalarına izin verilen gürültünün üst sınırı, birçok ülkede kanun ve yönetmeliklerle belirlenmiştir. Bir inşaat alanında oluşacak gürültünün düzeyini yaklaşık olarak saptayabilmek için, o alanda kullanılacak makinaları ve bunların ses gücü düzeylerini bilmek gerekir. Çizelge 3.7.'de birçok inşaat ve yapı makinasının ses gücü düzeyleri için orta, alt ve üst sınır değerleri verilmiştir(MAGRAB,E.B. 1975).

Çizelge 3.7. Bazı Tipik İnşaat ve Yapı Makinalarının Ses Gücü Düzeyleri İçin Yaklaşık Değerler(500 - 4000 Hz, Oktav Bandındaki Toplam Değer)

Makinanın Cinsi	Ses Gücü Düzeyi (dB)		
	Alt Sınır	Orta Sınır	Üst Sınır
Beton Karıştırıcısı	110	115	125
Beton Pompası	110	115	120
Greyder	115	120	130
Kamyon	115	120	130
Kaya Delgi Tabancası	115	125	135
Kompresör (sabit)	110	115	120
Traktör	110	120	130
Vinç (hareketli)	110	115	120
Vinç (sabit)	115	120	125
Yükleyici	105	115	120

Bu bölümde; çok kullanılan ve çıkardığı gürültü fazla olan endüstriyel makinalardan bazılarının ses gücü düzeyleri incelenmiştir. Bu bölümde incelenen makinalar, hem endüstriyel kullanımı çok fazla olan, hem de ses gücü düzeylerinin saptanması görece olarak kolay olan makinalardır. Gürültü yaratma mekanizmaları daha karmaşık olan, bu nedenle de ses gücü düzeylerinin kestirilmesi güç olan bazı makinalar için, araştırmacılar değişik yöntemler önermişlerdir. Burada incelemediğimiz, ancak, ses gücü düzeylerinin kestirilmesi konusunda bilgi bulabileceğimiz makina elemanları olarak, yatakları, yürek mekanizmalarını ve zincirleri; endüstriyel makinalar olarak ise dizel motorlarını, kompresörleri, transformatörleri, vana ve diğer hidrolik sistem elemanlarını, soğutma kulelerini sayabiliriz. Boru içerisinden geçen akışkanların, bir boruyla dışarı atılan gazların ve fırınlarda yanmanın yarattığı gürültüler

de, düzeylerinin yüksekliği ve uygulamada sık rastlanmaları nedeniyle incelenmiş, üzerlerinde araştırmalar yapılmış konulardır.



BÖLÜM - 4

4. GÜRÜLTÜ KONTROLU

Gürültü, "istenmeyen, rahatsız edici ses" olarak tanımlandığı için, sağlığa zarar verecek düzeyde olmasa bile rahatsız edici özelliğinden dolayı yok edilmeli ya da azaltılmalıdır. Bir gürültünün rahatsız ediciliği, gürültünün;

1. yüksekliğinden
2. cinsinden
3. değişkenliğinden

kaynaklanabilir. Endüstriyel gürültünün azaltılma gereği, genellikle, rahatsız etmesinin ötesinde sağlığa zararlı olmasından kaynaklanmaktadır. Gürültüyü yok etmek ya da azaltmak olanaksızsa, gürültüden etkilenen kişileri herhangi bir şekilde gürültüden korumak gerekir. Kişileri gürültüden korumak için alınabilecek önlemlerin tümüne gürültü kontrolü adı verilir. Gürültü kontrolü genel olarak üç şekilde sağlanabilir:

1. Gürültüyü kaynağında azaltmak,
2. Gürültüyü yayılma alanında (kaynakla alıcı arasındaki yolda)
3. Gürültünün algılandığı noktada (alıcıda) önlemler almak.

Temel kural, olanak varsa gürültünün kaynaktan azaltılmasıdır. Böylece, kaynağın gürültüsünden tüm çevre korunmuş olur. İkinci olarak gürültünün yayılma alanında azaltılması gelir. Her iki yolun da yarar sağlamadığı ya da yeterince etkili olmadığı (veya ekonomik olmadığı) durumlarda, kişisel koruyucular kullanılarak, gürültü algılandığı noktada (alıcıda) azaltılır. Birçok durumda, bu yollardan birkaçına birden başvurmak gerekebilir. Görüldüğü gibi gürültü kontrolü, her zaman, gürültünün herkes için azaltılması ya da yok edilmesi değildir. Kişisel koruyucular kullanılarak, yalnız gürültüden etkilenecek kişileri korumak da gürültü kontrolü kapsamı içerisindedir.

Önce; kaynakta, yayılma alanında ve gürültünün algılandığı yerde gürültü kontrollerinin ne gibi yöntemlerle sağlanabileceğini kısaca inceleyelim:

A.Kaynakta gürültü kontrolünü sağlamanın yolları

- 1.Kaynağın yaydığı ses enerjisini azaltmak.
- 2.Kaynak ile sesi yayan yüzey arasında yalıtımı sağlamak.
- 3.Yüzeyin ses yaymasını azaltmak.

B.Yayılma alanında gürültüyü kontrol etmenin başlıca yöntemleri şunlardır:

- 1.Gürültü kaynağının bulunduğu bölgenin ses yalıtıcı malzemeyle ayrılması.
- 2.Ses bariyerlerinin kullanılması.
- 3.Gürültü yayılma alanının kontrolü (duvar, taban, vb. yüzeylerin ses yutucu malzemeyle kaplanması, askılı ses yutucu yüzeylerin kullanılması vb. yöntemler)

C.Gürültünün algılandığı yerde kontrolü ise; gürültüden etkilenen kişi veya kişileri, ya ses yalıtımı sağlanmış bölgelere alarak ya da kulak koruyucuları kullanarak gürültüden korumayı içerir. Bu yöntemlerle gürültü azaltılmamakta, fakat kişiler gürültüden korunmaktadır.

4.1. Planlama ve Bakım ile Gürültü Kontrolü

Planlama ile gürültü kontrolü, gürültü kontrolünün, genellikle, en az önem verilen şeklidir. Oysa, gürültüyü doğduktan sonra azaltmak yerine, baştan önlemek çok daha kolay ve etkilidir. Planlama ile gürültü kontrolü, fabrika, atölye ve benzeri üretim alanlarında, işlemlerin ve tezgahların saptanması ve makinelerin yerleşimi aşamasında, ileride doğabilecek gürültüyü en aza indirecek şekilde alınabilecek tümünü içerir. Planlama ile gürültü kontrolü üç bölümde incelenebilir:

1. İşlem ve tezgah seçimi: İşlem ve tezgah seçiminde gürültü, doğal olarak, belirleyici etken değildir. Bununla birlikte, işlem ve tezgah ileride önemli bir gürültü kaynağı olacaksa, doğacak gürültünün azaltılması için yapılacak harcamaların da göz önünde bulundurulması gerekir. Ayrıca işletme ve çalışma koşulları da doğacak gürültü düzeyini etkileyeceğinden, işletme ve çalışma koşullarının saptanması aşamasında da gürültüyü azaltıcı önlemler alınabilir.

2. Fabrika içi yerleşimi: Fabrika içi yerleşimi, planlamayla gürültü kontrolünün en önemli kısmıdır. Bu şekilde, hem fabrika içi hem de fabrika dışı gürültü azaltılabilir. Gürültü kontrolü açısından, fabrika içi yerleşiminde göz önünde bulundurulması gereken noktalar şunlardır:

(a) Fabrika dışına verilen çıkışlar (fan çıkışı, bacalar, egsoz boruları vb.). Bu çıkışların yer ve yönlerinin ayarlanmasıyla, fabrika dışı gürültü düzeyinde 10 dBA 'ya varan düşüşler sağlanabilir.

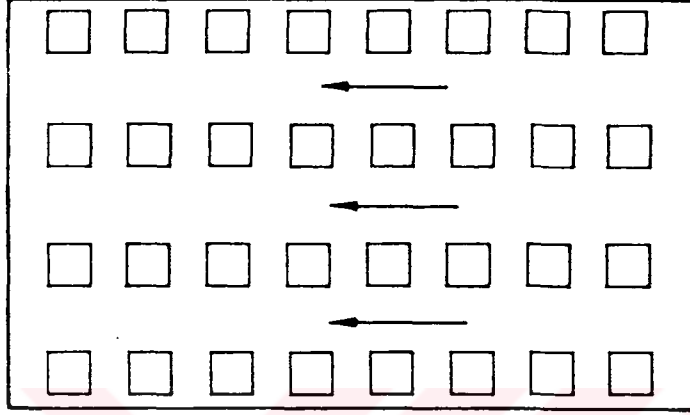
(b) Gürültü işlemlerinin bir araya toplanması. Böylece gürültü kontrolünün yapılacağı bölge küçültülmüş, gürültüden etkilenen kişi sayısı azaltılmış olur.

(c) Depo gibi fazla sayıda kişinin çalışmadığı alanlar, gürültülü bölge ile diğer kısımlar arasında seçilerek, bu tür alanların tampon görevi görmesi sağlanabilir.

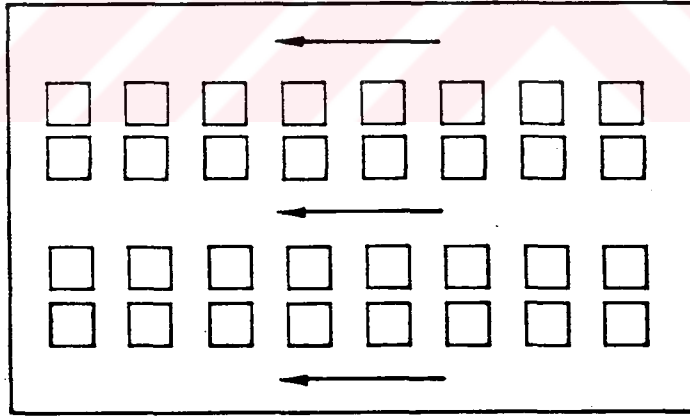
(d) Ofisler, atölye gürültüsünden korunmak için cam bölmelerle gürültülü kısımlardan ayrılabilirlerse de, bu tür odaların, olanaklar ölçüsünde, gürültülü bölgelerden uzakta seçilmesine özen göstermek gerekir.

3. İleriye dönük önlemler almak: Gürültü bir sorun olmadan önce, yani daha planlama aşamasındayken, gerekli önlemlerin alınmasıyla ya da bu tür önlemler almaya elverişli yerleşimin yapılmasıyla, gürültü sorunu çok daha kolay ve ekonomik bir şekilde çözümlenebilir (Şekil 4.1).

Diğer bir gürültü önleme yöntemi de bakım ile gürültü kontrolüdür. Bakım ile, birçok durumda 10-20 dB 'e varan ses düşüşleri sağlanabilir. Bu tür önlemlerin alınması için işletmelerin düzenli olarak bakım ve onarım işlemlerini yapmaları gerekir.



(a)



(b)

Şekil 4.1. Bir atelyede, dört sıra tezgahın aralarında üç koridor olacak şekilde yerleştirilmesi: (a) Gürültü bakımından uygun olmayan yerleştirme, (b) Gürültü bakımından uygun yerleştirme.

normal koşullardaki gürültü düzeyi bilinirse, gürültünün artması durumunda bakımı yapılır. Böylece hem gürültü azalmış olur, hem de aşınmış parçalar değişmiş, yağlama vb. bakım yapılmış olacağı için olası bir bozulma, kırılma önlenmiş olur.

Gürültüyü azaltmaya yönelik bakımda dikkat edilecek bazı noktaları şöyle sıralayabiliriz:

1. Dönen parçaların dengelenmiş olup olmadıkları sürekli kontrol edilmelidir.
2. Gerekli yağlama sağlanmalıdır.
3. Yataklarda ve dişli kutularında aşınan parçalar hemen değiştirilmelidir.
4. Gevşeyen parçalar sıkıştırılmalıdır.

4.2. Malzemelerin Ses İletim Kaybı

Gürültü kontrolünde; hücre (odacık) içine alma, ses bariyerleri kullanma, duvarla ayırma gibi yöntemleri görmeden önce malzemelerin ses iletme kaybının ne olduğunu bilmek gerekir. Ses iletim kaybı (ses yalıtma indeksi), TL,

$$TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (4.1)$$

olarak tanımlanır. Burada, W_1 malzemenin üzerine gelen toplam ses enerjisi, W_2 ise iletilen ses enerjisidir. Ses iletim kaybı, bir malzemenin, ses yalıtma kapasitesini dB olarak veren bir özelliğidir. Ses iletim katsayısı (ses geçirme katsayısı)

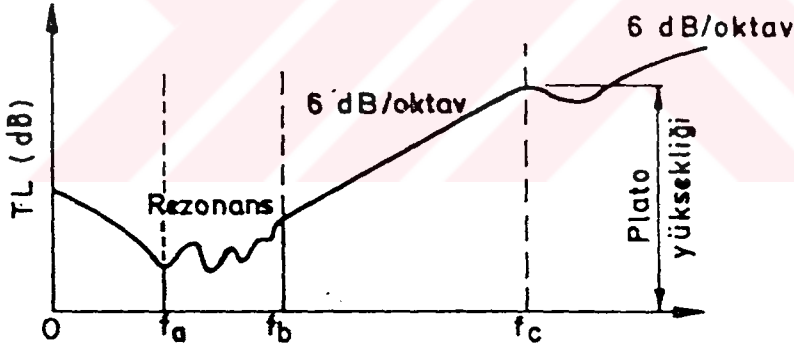
$$T = \frac{W_1}{W_2} \quad (4.2)$$

şeklinde tanımlanacak olursa; ses iletim kaybı, ses iletim katsayısı cinsinden

$$TL = 10 \log \frac{1}{I} \quad (4.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Ses yalıtımı açısından, bir malzemenin ses iletim katsayısının küçük (dolayısıyla ses iletim kaybının büyük) olması istenir. Bir malzemenin ses iletim kaybı, frekansa ve malzemenin yüzey yoğunluğuna (birim alanının kütlesine) bağlı olarak değişir. TL 'nin frekansla tipik değişimi Şekil 4.2.'de gösterilmiştir (KOSTEN C.W., 1962).



Şekil 4.2. Homojen bir malzeme için ses iletim kaybının frekansla değişimi: (0-fa)= Direngenlik kontrollü bölge; (fa-fb)= Rezonans kontrollü bölge; (fb-fc)= Kütle kontrollü bölge.

Yüzey yoğunluğu belli bir malzemenin rezonans bölgesi ve Şekil 4.2. 'de gösterilen plato yüksekliği malzemenin direngenliğine bğıdır. Rezonanstan sonraki, plato yüksekliğine erişilene kadar olan bölgeye kütle kontrollü bölge denir ve bu bölgede kütle kanunu adı verilen

Çizelge 4.1. Bazı Malzemelerin Yüzey yoğunlukları ve Plato Yükseklikleri

	Yüzey Yoğunluğu (her cm kalınlık için kg/m ²)	Plato Yüksekliği (dB)
Alüminyum levha	27	29
Beton	23	38
Cam	29	27
Celik levha	78	40
Kurşun levha	125	56
Sıva	17	30
Tahta	4-8	19
Tuğla	19-23	37

$$TL = 20 \log f + 20 \log w - 47 \text{ dB} \quad (4.4)$$

yaklaşık bağıntısı geçerlidir. Burada,

f:frekans (Hz)

w:malzemenin yüzey yoğunluğu (kg/m²) 'dur.

Bazı malzemelerin yüzey yoğunlukları ve plato yükseklikleri Çizelge 4.1. 'de verilmiştir.

Verilen bir malzemenin ses iletim kaybı eşitlik (4.4) 'den bulunabilir. Ancak bu eşitlikten elde edilen değer plato yüksekliğinden fazla olursa, tersten giderek önce plato yüksekliğinin elde edildiği frekans bulunmalıdır. Daha sonra; TL 'nin bu frekansı içerern oktav bandında ve bunu izleyen 3 oktav bandında, plato yüksekliğince belirtilen değerde sabit kaldığı, ondan sonra da her oktav bandında 6 dB arttığı kabul edilerek, istenilen her frekans bandındaki TL değeri yaklaşık olarak bulunabilir (BERANEK,L.L., 1971).

Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi, plato yüksekliğine erişildikten sonraki bölgede ses iletim kaybında bir düşüş olur. Bu ani düşüşün gizlendiği frekansa, kritik frekans ya da çakışım frekansı denir. Bu frekansın değeri, malzemenin yüzey yoğunluğuna ve direngenliğine (yani, malzemenin cinsine ve kalınlığına) bağlıdır. Levha boyutları çakışım frekansının

değerini değiştirmez. Bu frekansta ses iletim kaybında ani bir düşme gözlenir. Bunun nedeni, çakışım adı verilen olaydır. Çakışım olayı, sesin havadaki yayılma hızının, söz konusu levha içerisindeki dalgaların ilerleme hızına eşit olması durumunda ortaya çıkar. Bu olay, malzemenin özelliklerine göre, değişik frekanslarda görülür; çünkü, hava içerisindeki sesin yayılma hızı sabit kalmakla birlikte, katılar içerisindeki dalgaların ilerleme hızı frekansa bağlıdır. Çakışım frekansında, levha, üzerine gelen ses enerjisini çok iyi bir şekilde iletir. Her tür malzeme için, levha kalınlığıyla çakışım frekansı arasındaki ilişkiyi gösteren bir bağıntı verilebilir. Çelik levhalar için çakışım frekansı f_c , levha kalınlığı t (cm) cinsinden, yaklaşık olarak

$$f_c = \frac{1270}{t} \quad (\text{Hz})$$

şeklinde yazılabilir. Aynı eşitlik cam ve alüminyum levhalar için de kullanılabilir. Gürültü kontrolü sağlamak için ses yalıtıcı levhaların kullanılması durumlarında; kullanılan levhanın çakışım frekansının, engellenmesi istenen frekans bandı içerisinde kalmamasına dikkat etmek gerekmektedir (CROCKER, M.J., 1979).

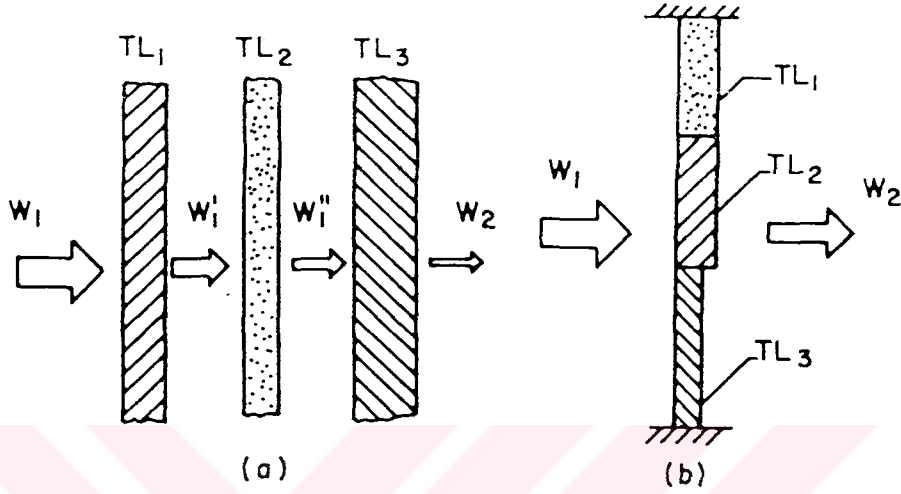
Birbirine değmeyecek şekilde ardarda yerleştirilmiş birden fazla engel (panel, duvar vb.) için toplam ses iletim kaybı TL_t , yaklaşık olarak

$$TL_t = TL_1 + TL_2 + \dots + TL_n \quad (4.5)$$

alınabilir. Burada,

TL_t = toplam ses iletim kaybı

TL_i = i'ninci engelin ses iletim kaybıdır.



Şekil 4.3. (a) Ardarda yerleştirilmiş engellerin ses iletimi
(b) Değişik malzemelerden yapılmış engellerin ses iletimi.

Eşitlik (4.5), birbiriyle rijit bağlantısı bulunmayan ve birbirlerinden yeterince uzağa konmuş (en az 30 cm) engeller için kullanılabilir. Daha yakına konmuş engeller için, tüm engellerin toplam kalınlığında tek bir engel varmış gibi hesaplama yapmak gerekir. Birbirine yakın engeller kullanıldığında, aradaki havanın bazı frekanslarda rezonansa neden olmasıyla, tek engelden bile daha çok ses iletme tehlikesi vardır. Böyle durumlarda engeller arasına ses yutucu malzeme koymak yararlıdır. Şekil 4.3 'de ardarda yerleştirilmiş engellerin ses iletimi ile değişik malzemelerden yapılmış engellerin ses iletimi gösterilmiştir (Baker, J.K., 1975).

Değişik malzemelerden yapılmış engeller için ise, toplam iletim kaybı TL_t ,

$$TL_t = 10 \log \frac{1}{T} \quad (4.6)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada T ortalama ses iletim katsayısı olup,

$$T = \frac{T_1 S_1 + T_2 S_2 + \dots + T_n S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (4.7)$$

olarak tanımlanır. Eşitlik (4.7) 'de S_i , ses iletim katsayısı T_i olan yüzeyin alanını göstermektedir.

4.3. Duvarların Gürültüyü Azaltması

En etkili gürültü kontrolü yöntemlerinden biri gürültülü bölgeyi duvarla ayırmaktır. Ses iletim kaybı bilinen bir duvarın, bir tarafındaki ses basıncı düzeyini bilirse duvarın öteki tarafındaki ses basıncı düzeyini de hesaplayabiliriz. Bir duvarın sağlayacağı gürültü azalması (NR),

$$NR = L_{p1} - L_{p2} \quad (4.8)$$

eşitliğiyle tanımlanır. Burada,

L_{p1} : Gürültülü kaynağın bulunduğu odada, duvara yakın bir noktadaki ses basıncı düzeyi,

L_{p2} : Gürültünün iletildiği odada, duvara yakın bir noktadaki ses basıncı düzeyidir.

İki odayı ayıran duvarın ses iletim kaybı ile duvarın neden olacağı gürültü azalması arasındaki ilişki, her iki odadaki ses alanının türüne göre olarak gösterilir:

1. Her iki alan da serbest ses alanıysa

$$NR = TL \quad (4.9)$$

olur.

2. Gürültü kaynağının bulunduğu odada, duvar yakınında dağınık alan oluşuyorsa,

$$NR = TL - 10 \log \left(\frac{1}{4} + \frac{S_w}{R_2} \right) \quad (4.10)$$

olur. Burada,

S_w = duvarın toplam alanı,

R_2 = sesin iletildiği odanın (alıcı odanın) oda sabitidir.

3. Gürültü kaynağının bulunduğu odada duvar yakınında dağınık alan oluşurken; alıcı odadaki ses alanının dağınık alan ya da serbest alan olmasına göre eşitlik (4.10) daha basit şekillere indirgenebilir:

(a) Alıcı odada yankıların, dağınık alan oluşacak kadar fazlaysa, R_2 çok küçük değerler alacağından ve

$$\frac{S_w}{R_2} \gg \frac{1}{4}$$

olacağından

$$NR = TL - 10 \log \frac{S_w}{R_2} \quad (4.10)$$

yazılabilir.

(b) Alıcı oda serbest alansa, R_2 sonsuza gideceğinden, S_w/R_2 sıfır olur ve (4.10) eşitliği

$$NR = TL - 10 \log \frac{1}{4} \quad (4.12)$$

ya da

$$NR = TL + 6 \quad (4.13)$$

şeklini alır.

Her iki odada da dağınık alan oluşması durumunda, (4.11) eşitliği kullanılarak (BRUEL ve KJAER, 1982).

$$L_{p1} = L_{p2} + 10 \log \left(\frac{S_w}{R_2} \right) - TL \quad (4.14)$$

yazılabilir. Alıcı odada dağınık ses alanı olduğundan, odanın herhangi bir noktasındaki ses basıncı düzeyi, duvar yakınındaki ses basıncı düzeyi L_{p2} 'ye eşit alınabilir. Bu durumda, alıcı odanın herhangi bir noktasındaki ses basıncı düzeyi eşitlik (4.14) 'den bulunabilir.

iki odayı ayıran duvarda herhangi bir delik ya da açıklık varsa, duvar için hesaplanan ses iletim kaybı, bu açıklıktan dolayı azalabilir. Açıklık, toplam duvar alanına göre belli bir değerden azsa etkili olmaz. Toplam alanı S olan bir duvarın, S_A alanındaki açıklıktan dolayı, ses iletim kaybının alabileceği en büyük değer (TL_m),

$$TL_m = 10 \log \frac{1}{A_0} \quad (4.15)$$

olur. Burada A_0 açıklık alanı olup,

$$A_0 = \frac{S_A}{S} \quad (4.16)$$

eşitliğiyle tanımlanır. Bir duvar için hesaplanan TL , (4.15) eşitliğiyle bulunacak TL_m 'den daha büyük olamaz. Eğer malzemenin cinsine ve kalınlığına göre hesaplanan TL , eşitlik (4.15) in vereceği TL_m 'den daha büyük olursa, o duvarın ses iletim kaybı olarak TL_m alınmalıdır.

4.4. Gürültülü Kaynağın Örtülmesiyle Gürültü Kontrolü

Örtme (ya da üzerini kapatma) ile gürültü kontrolü; gürültü kaynağının, tamamen ya da kısmen örtülerek, yarattığı gürültünün azaltılmasıdır. İki genel uygulama şekli vardır:

- 1.Hücre (odacık) içine alma.
- 2.Kısmi hücre içine alma.

Hücre (odacık) içine alma, gürültü kaynağının üzerinin tümüyle örtülmesidir ve en etkili gürültü kontrolü yöntemlerinden biridir. Ya tüm makina hücre içine alınır (büyük hücreler) ya da makinanın ana gürültü kaynağı hücre içine alınır (küçük hücreler).

Kısmi hücre uygulamasında ise, makinaya ulaşabilmek için sürekli açık olan bir giriş bölgesi bulunur. Kısmi hücreler çok daha az etkilidirler ve fazla yarar sağlamayacaklarından zorunlu olmadıkça kullanılmazlar. Kısmi hücre uygulamasında; gürültünün azalması, bariyerlerde olduğu gibi, ses dalgalarının yollarının uzaması ve hücre iç yüzeylerinde yansıma anında yutulmaları nedenleriyle olmaktadır (BANNISTER, 1971).

Hücre uygulamasının performansını veren en uygun parametre gürültü kaybıdır. Gürültü kaybı (IL),

$$IL = L_{p0} - L_{p2} \quad (4.17)$$

eşitliğiyle tanımlanır. Burada, L_{p0} ve L_{p2} aynı bir noktadaki, sırasıyla, hücre uygulamasından önceki ve sonraki ses basıncı düzeyini göstermektedir. Buna göre, gürültü kaybı, hücre uygulamasından ötürü aynı bir noktada elde edilecek ses basıncı düzeyi azalmasını vermektedir.

Gürültü kaybı ile hücre özellikleri arasındaki ilişki

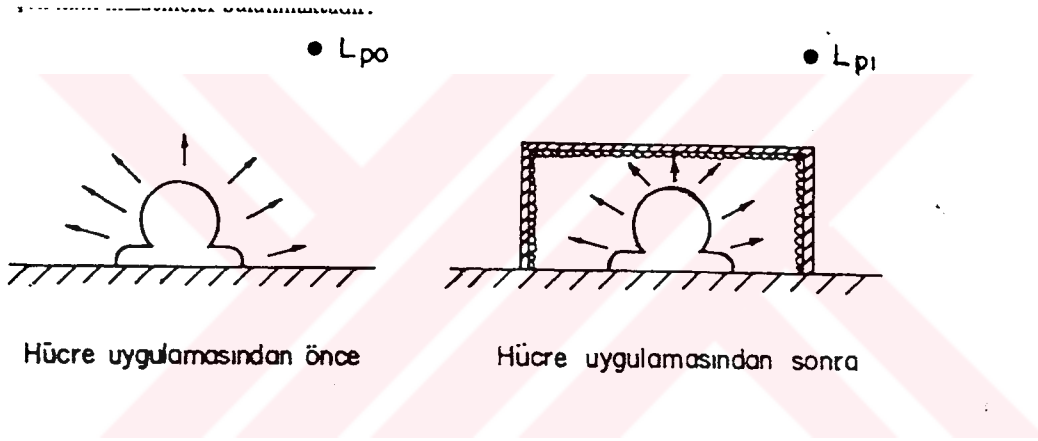
$$IL = 10 \log \frac{\alpha}{T} \quad (T \leq \alpha \leq 1) \quad (4.18)$$

eşitliğiyle belirlenir. Burada,

α : hücrenin iç yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısı,

T : hücre duvarlarının ortalama ses iletim katsayısıdır (zemin göz önüne alınmaz).

iyi bir hücrenin; iç yüzeylerinin ses yutması fazla, duvarlarının ses iletiminin ise az olması gerekir. Yani α elverdiğince yüksek, T ise elverdiğince küçük olmalıdır. Bu da ; ağır, direngenliği yüksek ve ses yutması fazla olan bir malzeme demektir. Bütün bu özelliklerin tek bir malzemede toplanmış olması gerekmez; hücrenin kendisi ağır ve direngenliği fazla malzemeden yapıлып, içi ses yutucu malzemeyle kaplanabilir(Şekil 4.4).Bu amaç için geliştirilmiş çok katlı malzemeler bulunmaktadır.



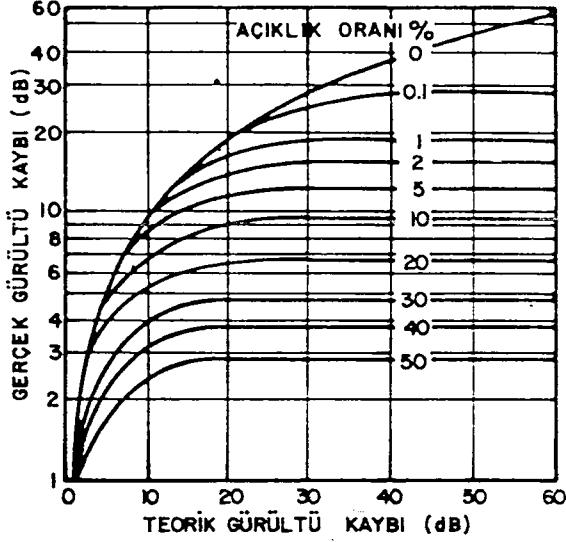
Şekil 4.4. Hücre Uygulamasıyla Gürültü Kontrolü

Hücre iç yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısıyla, hücre duvarlarının ortalama ses iletim katsayısı arasındaki ilişkiye bağlı olarak, gürültü kaybı çeşitli değerler alır. İki özel durum eşitlik (4.18) 'den kolaylıkla görülebilir:

1.Ortalama ses yutma ve ortalama ses iletim katsayılarının eşit olması durumu ($\alpha=T$): Bu durumda

$$IL = 0$$

olur. Yani, hücre hiçbir yarar sağlamaz.



Şekil 4.5. Hücresel gürültü kaybına etkileri

2. Ortalama ses yutma katsayısının 1 olması durumu ($\alpha=1$): Bu durumda sesin tümü hücre içinde yutulur ve bunun ancak bir kısmı dışarıya iletilir. Eşitlik (4.18) 'den

$$IL = 10 \log \frac{1}{T} = TL$$

$$IL = TL$$

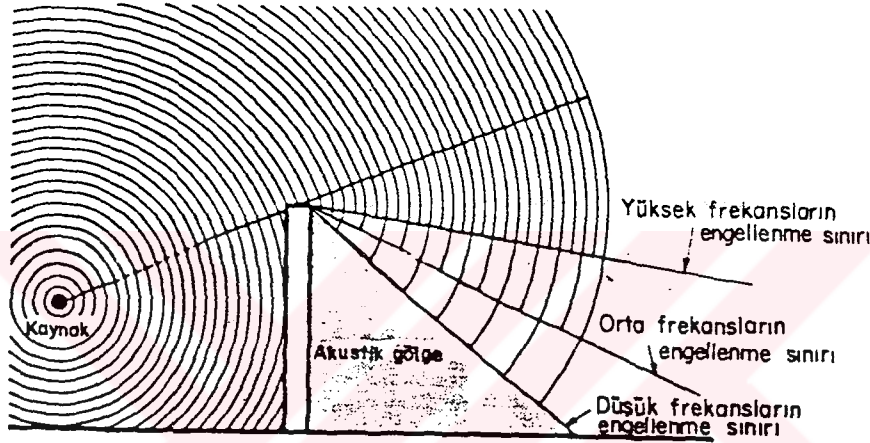
bulunur.

Endüstriyel uygulamalar, büyük hücrelerle 10-40 dB arasında gürültü kaybı sağlanabileceğini göstermiştir. Oldukça önemli düzeyde gürültü kaybı sağlamalarına karşın, son seçeneklerden biri olarak düşünülmelerinin nedeni, örtülen makinanın kullanımının, bakımının ve onarımının güçleşmesidir. Hücre uygulamasıyla, genellikle preslerde 20-30 dB, döküm ocaklarında 10-15 dB, testerelerde giriş kısmı için bırakılan açıklıktan dolayı ancak 10-15 dB gürültü kaybı sağlanabilir.

Hücrelerde açıklıkların (akustik sızıntının) gürültü kaybını nasıl etkileyecekleri Şekil 4.5 'de eğriler yardımıyla bulunabilir.

4.5. Bariyerlerde Gürültü

Bariyerler, gürültü kaynağıyla alıcı arasına konulan setlerdir. Serbest ses alanlarının bulunduğu yerlerde etkilidirler. Dağınık ses alanlarında hiçbir yarar sağlamazlar.



Şekil 4.6. Bariyerlerle Akustik Gölge Elde Edilmesi

Bariyerlerde 10 dBA'nın üzerinde bir gürültü kaybı sağlamak güçtür. En fazla değer ise 15 -25 dBA arasındadır. Yankılanım alanında etkisinin çok az oluşundan ötürü, fabrika ve benzeri kapalı yerler için pahalı ve yetersiz bir gürültü kontrolü yöntemidir. Buna karşılık, oto yolu kenarlarında, hava limanları çevresinde ve benzeri gürültülü açık alanlarda etkili ve uygulanabilirliği en fazla olan yöntemdir. Bir bariyerle elde edilen gürültü kaybı (bir noktadaki, bariyer konulmadan önceki ve bariyer konulduktan sonraki ses basıncı düzeyleri arasındaki fark),

$$IL = 10 \log \left[\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) / \left(\frac{Q_B}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \right] \quad (4.19)$$

eşitliğinden bulunabilir.

Burada;

$$IL = (L_{P0} - L_{P2}) \quad \text{Gürültü kaybı}$$

Q : Kaynağın yönelme katsayısı,
 r : Kaynağın L_{P0} ve L_{P2} 'nin noktaya olan uzaklığı,
 R : Bariyer konmadan önceki oda sabiti,
 $Q_B = QD$

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda}{3\lambda + 20\delta_i} \quad (4.20)$$

λ : Söz konusu frekansın (IL 'nin hesaplandığı frekansın) dalga boyu

δ_i : Kaynakla alıcı arasındaki bariyerin i 'inci kenarından geçen kırık çizgi uzaklığı ile r arasındaki fark.

Şekil 4.7. 'de bir bariyer için δ_i 'lerin bulunuşu gösterilmiştir. Bir bariyerin serbest ses alanında kullanılması durumunda R sonsuza gider ve eşitlik (4.19);

$$IL = 10 \log \left(\frac{Q}{Q_B} \right) = 10 \log \left(\frac{1}{D} \right)$$

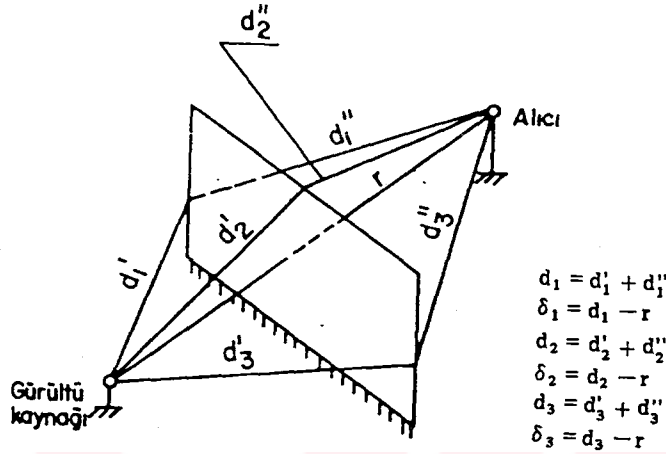
şeklını alır. Bariyerlerin kullanıldığı yerde dağınık ses alanının bulunması durumunda ise;

$$\frac{4}{R} \gg \frac{Q}{4\pi r^2}$$

olacağından;

$$IL = 10 \log \frac{4/R}{4/R} = 10 \log 1 = 0$$

bulunur. Bu da bariyerlerin dağınık ses alanlarında hiçbir yarar sağlamayacağını, yankıların alanlarında ise sınırlı yarar sağlayacağını gösterir (BAKER, J.K. 1975).



Şekil 4.7. Bir Bariyer İçin δ_i Değerlerinin Bulunması

Serbest ses alanında kullanılan bariyerler daha çok, bir yerleşim alanını otoyol veya hava limanı gibi gürültülü bölgelerin gürültüsünden korumak için kullanılır. Bu tür uygulamalarda, kaynak bariyere yakın, alıcı ise genellikle bariyere oldukça uzakta bulunur. Bu durumda, yarı sonsuz bir bariyerin sağlayacağı gürültü kaybını bulmak için, alıcının bariyere olan uzaklığını bilmemizi gerektirmeyen aşağıdaki yaklaşık formülü kullanabiliriz:

$$IL = 10 \log \left(\frac{10 h^2}{\lambda L_1} \right) \quad (4.22)$$

Burada,

h : Bariyerin kaynak ve alıcı seviyesinden olan yüksekliği

L_1 : Kaynağın bariyere olan uzaklığı

Yarı sonsuz bariyerlerin boyu, yüksekliğine göre çok büyük olan örneğin; otoyol kenarlarında yol boyunca konulan bariyerlerdir.

Eşitlik (4.22) 'den anlaşılacağı gibi yarı sonsuz bir bariyerin, bariyere çok uzakta bulunan alıcılar için

sağlayacağı gürültü kaybı sabit olacaktır. Böylece hava limanları, otoyollar, inşaay alanları ve benzeri bölgeleri çevreleyen bariyerlerin, civardaki yerleşim bölgelerine sağlayacağı gürültü kaybı yaklaşık olarak her frekans bandı için kolaylıkla hesaplanabilir.

Bariyer malzemesinin yalıtım özelliği olmayıp sesin, alıcıya doğrudan ulaşamayıp dolaylı yoldan ulaşmasıdır. Bu nedenle, bariyer malzemesi olarak herhangi bir malzeme kullanılabilir. Ancak, bariyer çok büyükse ve hesaplamalar bariyerin önemli gürültü kaybına neden olacağını gösteriyor ise, bu durumda seçilen bariyer malzemesinin neden olabileceği gürültü azalmasının (NR) 'da bulunacak IL ile karşılaştırılması gerekir. Genelde,

$$NR \geq IL + 5 \text{ dB}$$

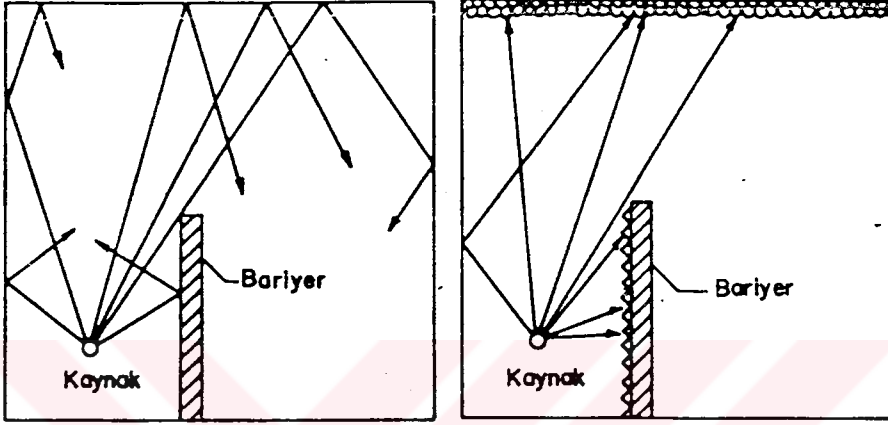
olmalıdır. Bu koşulun sağlanamaması durumunda, ya bariyerin yapıldığı malzeme değiştirilmeli ya da kalınlık arttırılarak NR yükseltilmelidir.

Bariyer malzemesi olarak genelde standart yapı malzemeleri kullanılır (örneğin, metal levha, tahta, kontraplak, cam levha, tuğla, beton vb.). Bariyerin ses kaynağına bakan yüzünün ses yutucu malzemeyle kaplanması, özellikle bariyerin duvar yakınlarında kullanılması durumunda yararlıdır. Ayrıca bariyerlerin kapalı yerlerde kullanılması gerektiğinde, tavanın ve kimi zamanda yan duvarlarında ses yutucu malzemeyle kaplanması, bariyerin etkisini önemli ölçüde arttırır (Şekil 4.8.).

Otomobil fabrikalarında gürültülü bir montaj hattının daha az gürültülü hatlardan bariyerle ayrılması pratikte rastlanan bir uygulamadır. Bu uygulamalarda bariyerin etkisi ses yutucu maddeyle kaplanmış tavanlarla arttırılır (BRUEL ve KJAER, 1982).

Önceki bölümde gördüğümüz kısmi hücre de bir çeşit bariyer

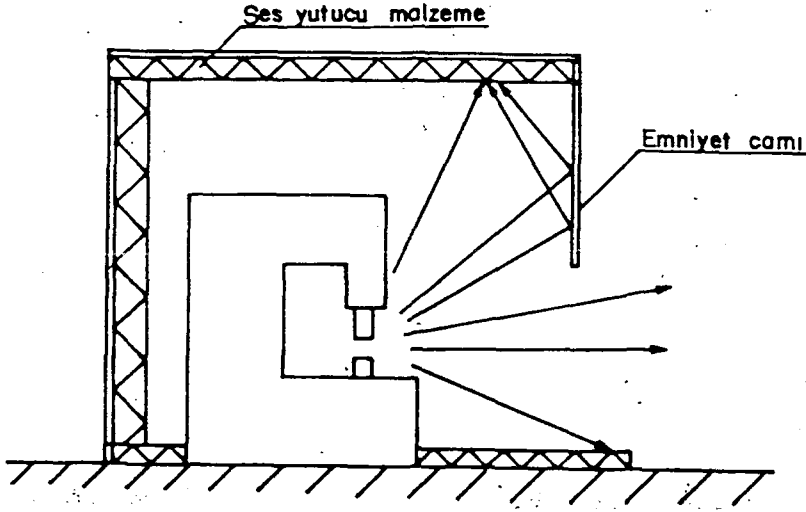
olarak düşünölmelidir. Bu nedenle, kısmi hücrelerin neden olacağı gürültü kayıpları bu bölümde verilen yöntemlerle



Şekil 4.8. Bariyerin; (a) Yansıtıcı, (b) Ses Yutucu Tavanlı Odalardaki Etkisi

bulunmalıdır. Bariyerlerin kapalı yerlerde (yankıların alanlarında) fazla etkili olmadığı bilindiğine göre, kısmi hücrelerin de kapalı yerlerde önemli gürültü azalmasına neden olmayacağını genel bir ilke olarak söyleyebiliriz. Ancak bazı makinaları tam hücre içerisine almak olanaksızdır. Diğer yöntemlerinde uygulanmaması veya yeterli yararı tek başına sağlayamamaları durumunda, kısmi hücreler sınırlı yararlarına karşılık tek başlarına veya diğer gürültü kontrolü uygulamalarına ek olarak kullanılırlar. Şekil 4.9.kısmi hücre uygulamasının nasıl olacağını gösteren bir örnektir.

Bariyerlerin özellikle yüksek frekanslarda etkili olacağını hatırlayacak olursak, aynı durumun kısmi hücreler için de geçerli olacağını bildiğimizden, özellikle yüksek frekansta gürültü yaratan makinalarda kısmi hücrelerin daha fazla yararı olduğu sonucunu çıkarabiliriz. Bu nedenle kısmi hücre; daha çok pres, perçin, perçin makinası, hız testeresi ve benzeri gibi yüksek frekansta gürültü yaratan makinalarda



Şekil 4.9. Kısmi Hücre Uygulamasına Bir Örnek

kullanılırlar. Uygulamalar kısmi hücreyle koşullara bağlı olarak, 10 - 15 dB 'e ulaşan gürültü azalmaları sağlanabileceğini göstermiştir.

Bariyer ve kısmi örtme ile gürültü kontrolünde göz önünde bulundurulması gereken bazı noktaları şöyle sıralayabiliriz.

1. Bariyerin boyutları, kaynağın boyutlarına ve azaltılacak en önemli frekansın dalga boyuna göre çok daha büyük olmalıdır.
2. Bariyer kaynağa yada alıcıya koşullar elverdiğince yakın olmalıdır.
3. Yankılanım süresi küçüldükçe, yani oda sabiti büyüdükçe bariyer daha etkili olur.
4. Bariyer üzerinde delik veya benzeri açık bölge olmamalıdır.
5. Bariyer, çevredeki yansıtıcı yüzeylerden uzağa konulmalı veya kaynağa bakan yüzü ses yutucu malzemeyle kaplanmalıdır.
6. Olanak varsa bariyerler, ses kaynağını veya alıcıyı çevreleyecek şekilde (kısmi hücre yaratacak şekilde) yerleştirilmelidir.

7. Yüksek frekanslı seslerin azaltılmasında daha çok etkili olduklarından, bariyerler özellikle yüksek frekansların baskın olduğu seslerin azaltılmasında kullanılırlar (FAULKNER, L.L.1976).

4.6. Hava Kanallarında Ses Yalıtıcı ve Yutucu Malzemeyle Gürültü Kontrolü

Borulardan ve hava kanallarından yayılan gürültü, kimi zaman çok büyük boyutlara ulaşır. Çapları (yada eşdeğer çapları) 200 mm 'i geçen boru ve akışkanın yarattığı ve boru veya kanal yüzeylerinin titreşimiyle etrafa yayılan gürültü önemlidir. Daha küçük kesitli boru ve kanallardan bu şekilde yayılan gürültü ancak çok sessiz bölgelerde sorun yaratabilir. Bununla birlikte, akışkan kanallarının neden olduğu gürültü, yalnız kanal yüzeylerinin titreşimiyle etrafa yayılan gürültü değildir. Kanal titreşimlerinin askı elemanlarıyla, bağlı bulunduğu yapıya iletilmesi suretiyle yayılan gürültüye, her boyuttaki kanal ve boru neden olabilir. Boru ve kanallar ayrıca pompa veya fan gürültüsünün yayılmasında da önemli rol oynarlar.

Isıtma havalandırma sistemleri için önemli olan ve hava kanallarında gürültü kontrolü için kullanılan bazı yöntemleri şöyle sıralayabiliriz:

1. Susturucu kullanılması.
2. Fan çıkışına veya iki kanal arasına içi ses yutucu malzemeyle kaplanmış ses azaltma odası adı verilen geniş hacimli odacıkların kullanılması.
3. Kanalları birleştiren dirseklerin iç yüzeylerinin ses yutucu malzemeyle kaplanması.
4. Kanalların iç yüzeylerinin ses yutucu malzemeyle kaplanması.

Bir boru veya kanalın iç veya dış yüzeylerin kaplanmasıyla,

kaplama malzemesinin özelliklerine bağlı olarak şu üç mekanizmayla gürültü azalması sağlanabilir:

1. Kanal içerisinde ilerleyen sesin yutulmasıyla,
2. Kanal içerisindeki sesin ses yalıtımıyla, dışarıya iletilmesinin engellenmesiyle,
3. Kanal yüzeylerinin titreşimlerinin sönümlenmesiyle.

Gözenekli ve hafif malzemeler ses yutma özelliğine sahip olduğundan, bir kanal yüzeyi böyle bir malzemeyle kaplanırsa ses dalgaları kanal içerisinde ilerken bu malzeme tarafından yutulurlar. Kalın ve ağır malzemeyle kaplama ise, çeperlerin ses iletim kaybını arttıracığından gürültü yalıtımı sağlar. Her iki tip malzeme de malzemenin diğer özelliklerine bağlı olarak değişik ölçülerde titreşim sönümü sağlanır.

Hava kanallarının iç yüzeylerinin ses yutucu malzemeyle kaplanmasıyla sağlanacak gürültü kaybı; gürültünün dağılımına, kanalın uzunluğuna, ses yutucu malzemenin cinsine, kalınlığına ve kanalın kesit alanına bağlı olarak değişir. Bu tür uygulamalarda en önemli sorun, akışkanın ses yutucu malzemeyi aşındırmasıdır. Bunu engellemek için kaplama malzemesinin akışkanla temasta bulunduğu yüzeyin dayanımı kimyasal veya fiziksel işleme arttırılabilir veya koruyucu malzemeyle kaplanabilir. genellikle geniş bir frekans bandında etkili olan ses yutucu malzemeyle kaplamada kanal kesidi büyüyüp kaplama malzemesi kalınlaştıkça daha düşük frekanslı sesler yutulur. Yüksek frekanslı seslerin yutulması için, havanın geçtiği kesit dar, ses yutucu malzemenin ise ince olması gerekir.

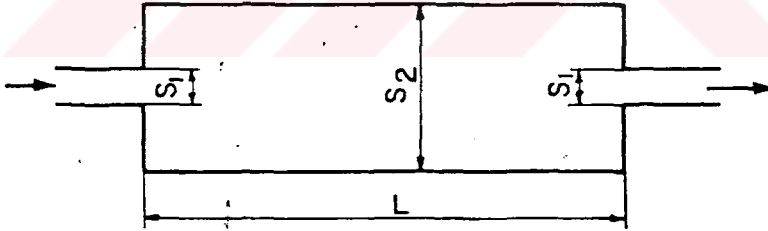
Boru veya kanalların dış yüzeylerini hafif, gözenekli ve ses yutma katsayısı yüksek bir malzemeyle kaplayarak da gürültü kaybı sağlanabilir. Fakat, hafif ve gözenekli bir malzemenin ses iletim kaybı çok düşük olacağından, ses yalıtımıyla sağlayacağı gürültü azalması önemsiz olacaktır. Bu nedenle,

böyle bir ses yutucu malzemenin üzeri ses iletme kaybı yüksek olan ikinci malzemeye kaplanırsa, gürültü azalması, hem ses yutumundan hem de ses yalıtımından meydana geleceğinden, daha iyi sonuçlar elde edilir (CROKER, M.J.1979).

4.7. Susturucularla Gürültü Kontrolü

Boru ve kanalların giriş ve çıkışlarında gürültü düzeyi daha da yüksek olur. Boru ve kanalların neden oldukları gürültünün kontrol edilmesinde filtre elemanı olarak susturucular önemli rol oynarlar.

Susturucuların çok değişik çeşitleri vardır. Bu bölümde en basit susturucu tipi olan tek genişleme odalı susturucular incelenmiştir. Şekil 4.10.'da tek genişleme odalı bir susturucu şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.10. Tek Genişleme Odalı Basit Bir Susturucu

Bir susturucunun girişindeki ses basıncı düzeyi ile çıkışındaki ses basıncı düzeyinin farkı olarak tanımlanan susturucu ses iletim kaybı (TL), düşüş adı verilen S_2 / S_1 oranına, susturucunun boyuna ve söz konusu sesin frekansına bağlıdır (BERANEK, 1971).

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (4.23)$$

Burada:

$$m : \text{Düşüş} = \frac{S_2}{S_1}$$

S_1 : Susturucu giriş kısmının kesit alanı

S_2 : Susturucu genişleme odacığının kesit alanı

$$k : \text{Dalga boyu sayısı} = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{2\pi f}{c}$$

λ : Söz konusu frekansın dalga boyu

L : Susturucunun boyu

$\sin kL = 0$ olursa, susturucunun ses iletim kaybı (TL) sıfır olur. Yani ses basıncı düzeyinde hiç bir azalma sağlanamaz.

$\sin kL = 0$ olması için;

$$\begin{aligned} kL &= n\pi & n &= 1, 2, \dots \\ \text{veya} \\ L &= \frac{n\pi}{k} = \frac{n\lambda}{2} & n &= 1, 2, \dots \quad (4.24) \end{aligned}$$

olması gerekir. Bu da, boyu L olan bir susturucunun

$$\lambda = \frac{2L}{n} \quad n = 1, 2, \dots \quad (4.25)$$

dalga boylarına sahip sesleri azaltmadığını gösterir. Buna karşılık, boyu L olan bir susturucunun en etkili olarak azalttığı seslerin dalga boyları (FAULKENER, L.L. 1976).

$$\sin kL = \pm 1$$

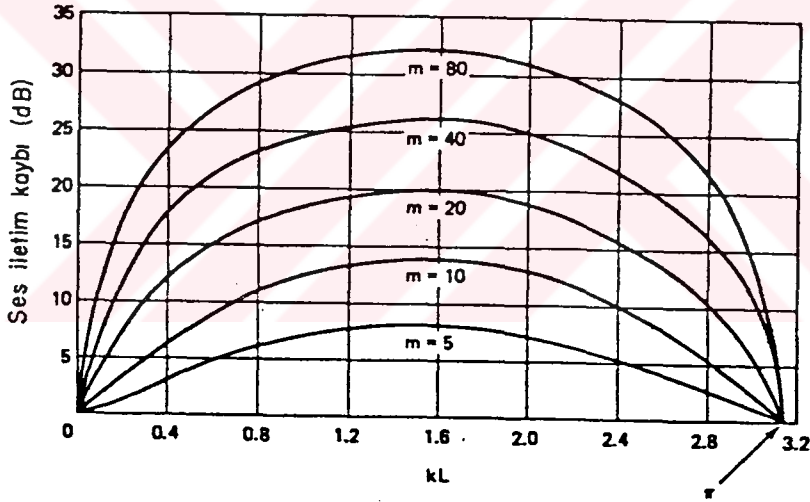
$$kL = \frac{n\pi}{2} \quad n = 1, 3, 5, \dots$$

$$L = \frac{n\pi}{2k} = \frac{n\lambda}{4} \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (4.26)$$

eşitliğinden;

$$\lambda = \frac{4L}{n} \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (4.27)$$

olarak bulunur. Yukarıdaki sonuçlar, bu tip susturucuların dar bir frekans bandı için yararlı olabileceğini göstermektedir. Belli bir frekans için en etkili olabilecek şekilde tasarımı yapılmış tek genişleme odalı bir susturucunun tasarımın yapıldığı frekansta ve diğer frekanslarda sağlayacağı ses iletim kayıpları, Şekil 4.11. 'deki eğriler yardımıyla bulunabilir (HARRIS,C.M. 1977).



Şekil 4.11. Tek Genleşme Odalı Susturucuların Sağladığı Ses İletim Kaybının kL ile Değişimi

4.8. Kulak Koruyucularıyla Gürültü Kontrolü

Kulak koruyucuları; diğer gürültü kontrolü yöntemlerinin uygulanmadığı, pratik yada ekonomik olmadığı durumlarda veya başka bir gürültü kontrolü yönteminin uygulanmasına kadar geçen süre içinde geçici çözüm olarak uygulanırlar.

Genel olarak iki tip kulak koruyucusu vardır.

1. Kulak tıkaçları
2. Manşonlar

Kulak tıkaçları; plastik, kauçuk, cam pamuğu ve benzeri yumuşak malzemedен yapırlar. Kulak tıkaçlarının bir kez kullanıldıktan sonra atılan veya sürekli kullanılabilen olmak üzere iki ayrı türü vardır. Kulak tıkaçları ile genellikle, en az 15 dBA 'lık bir ses azalması sağlanabilmektedir.

Manşonlar, kulak kepçelerini içine alan ve baş üzerinden geçen bir bantla birbirine tutturulmuş iki kısımdan oluşmaktadır. Manşonlar genellikle, ez az 20 dBA 'lık bir gürültü azalması sağlamaktadır (CROCKER, 1979).

4.9. Titreşim Kontrolü

Mekanik titreşim kaynaklı gürültü kontrolünde kaynakta kontrol, genellikle titreşimlerin azaltılması ile sağlanır. Bir mekanik sistemin titreşimlerinin azaltılmasına yönelik çalışmaların tümüne kısaca titreşim kontrolü adı verilir.

Gürültü kontrolü açısından titreşim kontrolü, titreşerek ses yayan yüzeylerin titreşim genliklerinin azaltılmasıyla sağlanır. Bunun için de titreşimin sönümlenmesi, titreşim yaratan kaynağın ses yayan yüzeylerden yalıtılması gibi yöntemler uygulanabilir.

Titreşim kontrolünde üç temel yöntem düşünülebilir:

1. Titreşim Kaynağında Kontrol: Titreşim kontrolünde en etkili yöntem, titreşimi yayan nedenlerin ortadan kaldırılması veya azaltılmasıdır. Titreşen yüzeyler, gürültü açısından kaynak olmakla birlikte, titreşim açısından kaynak genellikle dönen dengesiz kütleler veya hareketli

parçalardır. Bu nedenle; dengeleme (balanslama), aşınan parçaların değiştirilmesi, tasarım değişikliği yapılarak sarsma kuvvetini oluşturan parçalar yerine değişik bir sistem kullanılması, boşlukların azaltılması, bu amaca yönelik olarak yapılabileceklerin başlıcalarıdır.

2. Titreşim yalıtımı : Titreşim kaynaktan yok edilemez veya istenilen ölçüde azaltılamazsa; kaynağın gürültü yaymaya uygun, geniş yüzeyli parçalardan yalıtılması ve böylece bu parçaların titreşimlerinin azaltılması düşünülebilir. Titreşen bir sistemin yada parçaların bağlandığı zeminden veya sistemden yalıtılmasına , titreşim yalıtımı adı verilir.

3. Sönütlemeyle titreşim genliğinin azaltılması : Gürültü yayan yüzeylerin titreşimlerinin, titreşim kaynağında veya kaynaktan bu yüzeye iletimleri sırasında azaltılamaması durumunda, bu titreşimlerin sönümlenmesiyle yutulması suretiyle titreşim genliğinin azaltılması düşünülebilir. Bu yöntemle sönütlemeyle titreşim kontrolü adı verilir (BERANEK, L.L. 1971).

4.10. Titreşim Yalıtımı

Genellikle, titreşimin kontrol edilemediği veya kaynaktan kontrolü yeterli, pratik veya ekonomik olmadığı durumlarda uygulanır.

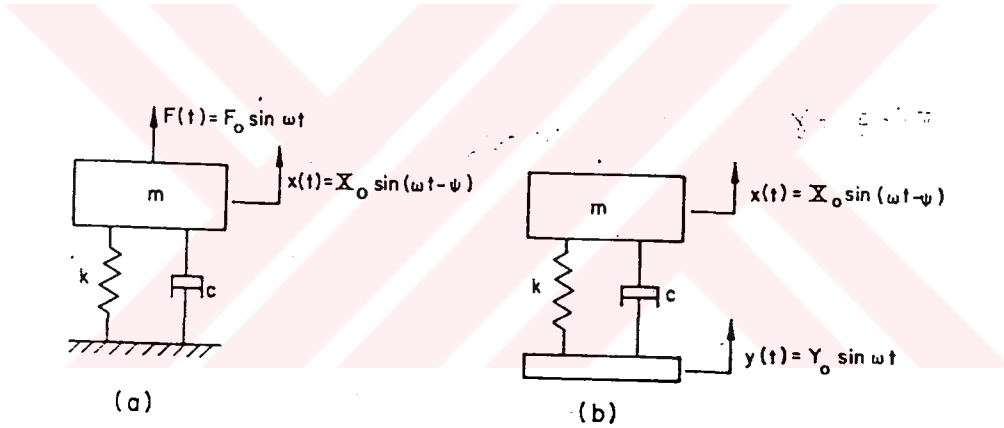
Titreşim yalıtımı problemlerini iki grupta toplayabiliriz (Şekil 4.12.) :

1 . Kuvvet Yalıtımı : Titreşen bir sistemin bağlandığı bir zeminden yalıtımı.

2 . Hareket Yalıtımı : Bir sistemin titreşen bir tabandan yalıtımı

4.10.1. Kuvvet Yalıtımı

Kuvvet yalıtımında temel amaç, titreşen bir sistemin bağlantı noktaları aracılığıyla bağlandığı zemine ilettiği kuvveti azaltmaktır. Bazı makinalarda titreşim istenilen ölçüde azaltılamaz veya titreşim sistemin işlevsel bir özelliğidir. Bu tür makinaların zemine montajında titreşim yalıtımı sağlanırsa, makinanın yüksek titreşimlerine karşın zemine ilettiği kuvvet, dolayısıyla zemin titreşimleri önemli ölçüde azaltılabilir. Örneğin ; Bir otomobil motorunun gövdeden iyi



Şekil 4.12. Titreşim Yalıtımı: (a) Kuvvet Yalıtımı; (b) Hareket Yalıtımı (WHITE, R.G. 1982).

yalıtılması, otomobil gövdesinin titreşimlerini azaltacaktır ki bu da hem otomobil içindeki gürültüyü azaltacak hem de araba konforunu arttıracaktır.

Şekil 4.12.(a) ' da bir titreşim sisteminin, tek serbestlik dereceli en basit bir modeli gösterilmiştir. Sistem kütlesi üzerine;

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (4.28)$$

şeklinde harmonik bir kuvvet uygulandığında, sistem kuvvetin etkisiyle, harmonik titreşimler yapacak ve sistemi zemine

bağlayan bağlantı elemanlarında harmonik olarak değişen bir kuvvet oluşacaktır. Bu kuvvet, bağlantı elemanlarıyla temele iletilecektir. Temele iletilen kuvvetin frekansı da " w " olacağından, bu kuvvet:

$$F'(t) = F'_0 \sin(wt - \alpha) \quad (4.29)$$

şeklinde gösterilir. Sistemin zemine iletmediği bu dinamik kuvvetin genliğinin (F'_0), sistem üzerindeki harmonik kuvvetin genliğine (F_0) oranına kuvvet iletim oranı adı verilir. Bu oran (Tr) ile gösterilirse, kuvvet iletim oranı ile sistem özellikleri ve uyarı frekansı arasındaki ilişki ;

$$Tr = \frac{F'_0}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta w/w_n)^2}}{\sqrt{(1 - w^2/w_n^2)^2 + (2\zeta w/w_n)^2}} \quad (4.30)$$

eşitliği ile verilebilir. Burada;

w : uyarı frekansı

w : sistemin doğal frekansı

ζ^n : sistemin sönüm oranıdır.

4.10.2. Hareket Yalıtımı

ikinci tür titreşim yalıtımı problemlerinde temel amaç; bir sistemi titreşen bir tabandan yalıtımdır. Titreştiğinde yüksek düzeyde gürültü çıkaran geniş plakalardan oluşan, fakat kendisi hareketli parça içermediği için titreşmeyen, malzeme kutusu türünde bir metal yapı düşünelim. Gürültü potansiyeli yüksek olan bu yapının titreşimli zemine montajında, titreşim yalıtımının iyi yapılmasıyla, zemin genişliği büyük titreşimlere karşın, yapı titreşimleri çok düşük genlikle tutulabilir ve böylece önemli ölçüde gürültü azalması sağlanabilir (Şekil 12(b)).

Yalıtılan cismin titreşim genliğinin, zemin titreşimlerinin genliğine oranı (X_0 / Y_0) hareket iletimi oranı adı verilir.

Hareket iletim oranıyla, sistem ve titreşim özellikleri oranındaki ilişkinin aynı olduğundan, hareket iletim oranı da Tr ile gösterilmekte ve kısaca iletim oranı olarak anılmaktadır (GRAHAM, J.B.1972).

Titreşim yalıtımında sorun; belli bir sistem kütlesi ve uyarı frekansı için, istenilen iletim oranını sağlayacak yay katsayısının ve sönüm oranının bulunması ve bu özellikleri sağlayacak yalıtıcı desteklerin malzeme ve boyut olarak belirlenmesidir. İletim oranı ne denli azaltılırsa, yalıtım o denli başarılı olur. Çünkü kuvvet iletiminde;

$$F'_0 = Tr \times F_0 \quad (4.31)$$

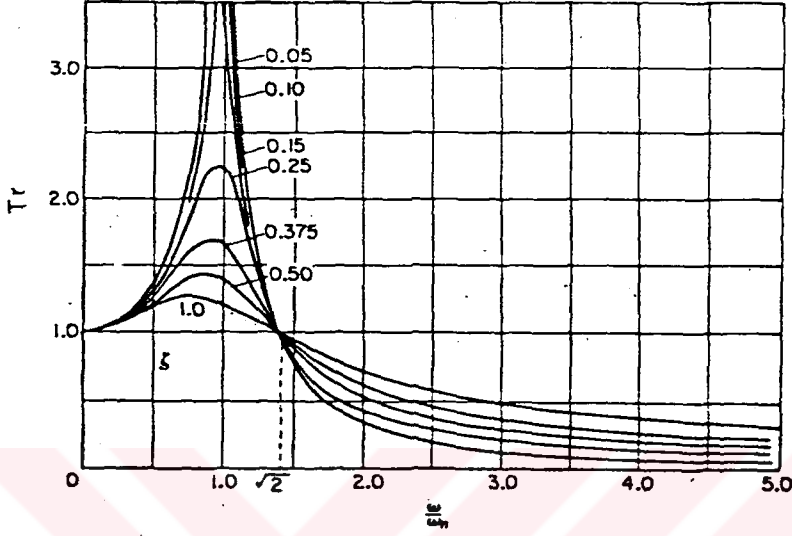
ve hareket iletiminde;

$$X_0 = Tr \times Y_0 \quad (4.32)$$

olduğundan; belli bir F_0 (ya da Y_0) için; iletilen dinamik kuvvetin (ya da hareketin) büyüklüğü iletim oranı ile doğru orantılıdır.

Şekil 4.13. 'de, çeşitli sönüm oranları için iletim oranının frekans oranı ile değişimi verilmiştir. Bu eğrilerin incelenmesiyle aşağıdaki sonuçlara varabiliriz.

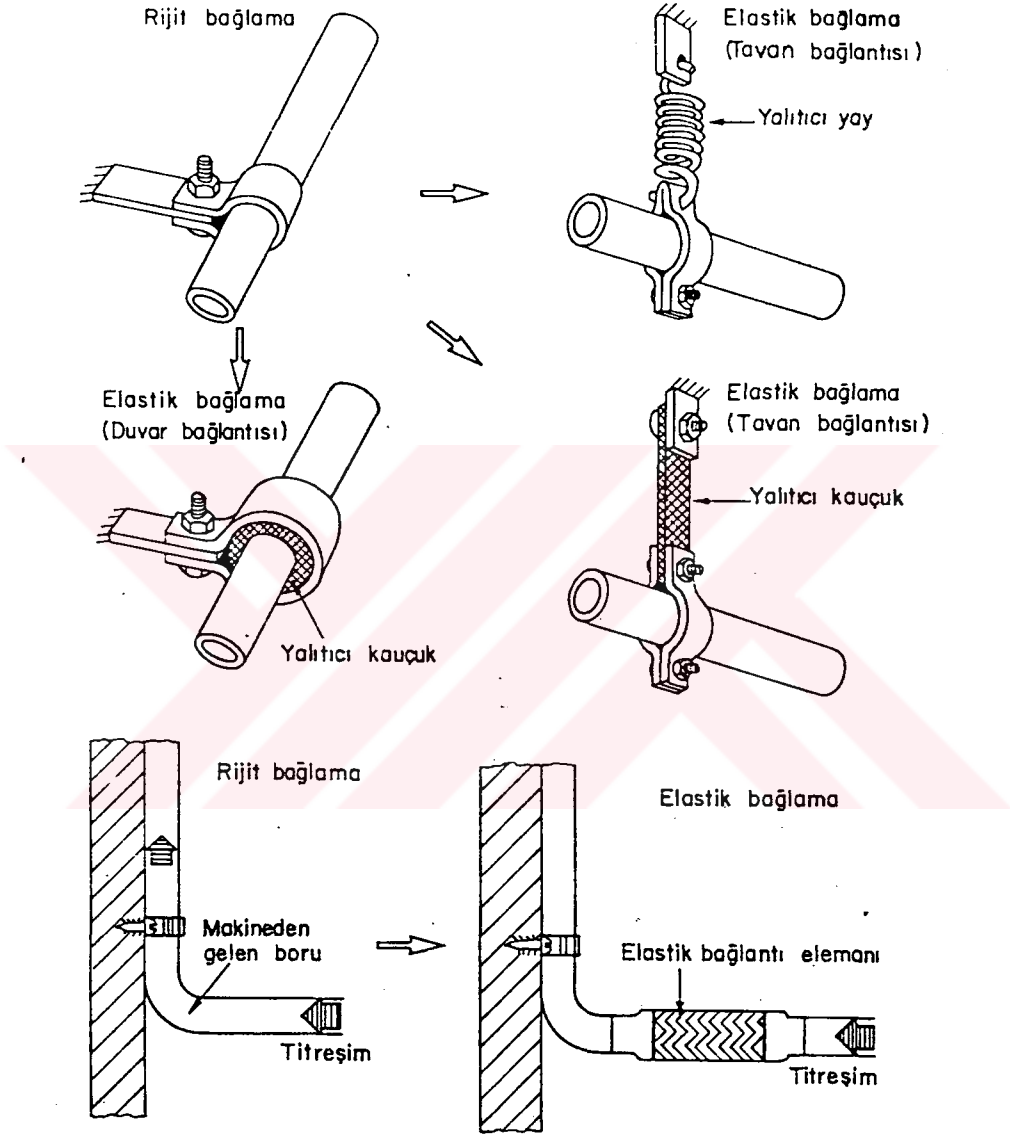
1. $w = \sqrt{2} w_n$ olduğunda, iletim oranı 1 'dir
2. $w < \sqrt{2} w_n$ iken, iletim oranı 1 'den büyüktür ve bu bölgede sönümün artması iletim oranını azaltır. Bu bölge titreşim yalıtımı bakımından uygun olmayan bir bölgedir.
3. $w > \sqrt{2} w_n$ durumunda ise, iletim oranı 1 'den küçüktür. Sistem sönümünün artması ile iletim oranı da artar. Bu bölge titreşim yalıtımının sağlandığı bölgedir.
4. $w \ll w_n$ ise, iletim oranı 1 'e yaklaşır. Bu durumda sistem zemine rijit olarak bağlanmış gibi davranır.
5. $w \gg w_n$ ise, iletim oranı sıfıra yaklaşır. Bu durumda ise sistem, zeminle bağlantısı kesilmiş gibi davranır.



Şekil 4.13. Çeşitli Sönüm Oranları İçin İletim Oranının Frekans Oranıyla Değişimi

Yukarıdaki sonuçlara dayanarak; etkili bir titreşim yalıtımı için sistemin doğal frekansının, uyarı frekansının $1 / \sqrt{2}$ 'sinden daha küçük olması gerektiği ve bu koşullarda, destek elemanlarının, elverdiğince, sönümü az malzemenin yapılmasının titreşim yalıtımının etkisini artıcağı söylenebilir. Bu durumda, titreşim yalıtımı için sönümü yüksek kauçuk vb. malzemenin yapılmış destekler yerine, sönümü çok az olan çelik yay türünde destekler kullanmak daha iyi sonuç verir. Ancak, bazı durumlarda destek olarak sönümü yüksek malzeme kullanılır (BAKER, J.K. 1975).

Titreşim yalıtımı, yalnız makinaların zeminden yalıtılması, ya da titreşen makina kısımlarının bağlandıkları makina gövdesinden yalıtılması amacıyla uygulanmaz; bunun çeşitli değişik uygulamaları vardır. Şekil 4.14. 'te bununla ilgili bir örnek verilmiştir. Bir borunun içinden geçen akışkanın,



Şekil 4.14.. Boruların Bağlandıkları Duvardan Yalıtılmasında Kullanılabilecek Bağlama Elemanları

pompa gürültüsünü ya da doğrudan akışkandan kaynaklanan gürültüyü boru yüzeylerine iletilmesiyle yayılan gürültü genellikle yüksek düzeyde olmamakla birlikte; binaya rijit

olarak bağlanan bir boru, geniş yüzeylerin titreşmesine ve yüksek düzeyde gürültü çıkmasına neden olabilir.

Boru titreşimlerinin duvardan yalıtılmasında kullanılacak bağlama şekillerine örnekler Şekil 4.14. 'de verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi; boruyu duvardan yalıtım yerine; borunun duvara rijit olarak bağlanması, buna karşılık borunun duvara bağlanan kısmının diğer kısımlardan esnek bağlama elemanlarıyla yalıtımı da söz konusu olabilir. Bu yöntem, titreşim kaynağı olabilen kompresör vb.makinaların boru giriş ve çıkış kısımlarında da kullanılır.

Titreşim kaynaklarına bağlanan borularda, araya konulan lastik ya da metal bağlantı elemanları, titreşimlerin sistemdeki tüm borulara ve borularla ilişkili elemanlara iletilmesini önler. Böylece bir çeşit titreşim yalıtımı sağlanır (BRÜEL ve KJAER, 1982).

BÖLÜM - 5

5. GURULTUNUN ETKİLERİ

5.1.Gürültünün insanlar Uzerindeki Etkileri

Gürültünün insanlar üzerindeki olumsuz etkilerini iki grupta inceleyebiliriz:

- 1.İşitme duyusuna yaptığı olumsuz etkiler
- 2.Bunun dışındaki fizyolojik ve psikolojik etkiler.

İşitme duyusunun gürültüden nasıl etkilendiğini daha iyi anlayabilmek için kısaca insan kulağının yapısını inceleyelim: İnsan kulağı dış kulak, orta kulak ve iç kulak adı verilen üç bölümden oluşur. Kulak kepçesi ve dış kulak kanalından oluşan dış kulak, kulak zarıyla son bulur. Görevi sesi toplamak ve kulak zarına iletmektir.Kulak zarıyla başlayan orta kulakta çekiç, örs ve üzengi kemikleri bulunur. Birbirine bağlı olan bu kemikler, kulak zarının titreşimlerini koklea oval pencere adı verilen kısmına iletirler. İç kulak; kafatasının oyuklarına yerleşmiş, içi sıvı dolu spiral şeklindeki koklea ve buna bağlı üç yarım daire kanalından oluşur. Yarım daire kanalları; dengeyi sağlayan, işitme ile ilgileri olmayan kısımlardır. Koklea, salyangoz görünümünde olan ve iki buçuk devir yapan spiral bir kanaldır. Bu kanal iki bölmeden oluşur ve mekanik titreşimleri elektrik sinyaline çeviren korti organını (kortu cisimciğini) içerir. Kortu organının içinde, organ boyunca yayılmış 35 bin kadar duyarlı tüy hücresi vardır. Tüy hücreleri birleşerek yaklaşık 18 bin sinir lifini ve bunlar da birleşerek işitme sinirlerini oluştururlar. İşitme sinirleri kortu organının ürettiği sinyalleri beyine ulaştırırlar. Yüksek sestten etkilenen ve işitme kaybına yol açan kortu organıdır.

Gürültünün işitme duyusunda oluşturduğu olumsuz etkiler, ya ani etkiler şeklindedir, ya da zamanla görülür. Ani ve yüksek bir sesin kulak zarını parçalaması ya da hassas kortu

organının fizyolojik yapısını düzelmeyecek şekilde bozması ani oluşan etkilerdir. Bununla birlikte, ani zarar oluşturmayacak düzeydeki gürültüde uzun süre kalan kişilerde sürekli işitme kayıpları görülebilir. Yüksek ses, tüy hücrelerini zedeleyecek, korti organında çökme oluşturarak ya da işitme sinir hücrelerini zedeleyerek işitme duyusuna zarar verir. İşitme duyusunu zedeleyen bir kişide, işitme kaybı ya da işitme eşığının kayması adı verilen, işitme duyusunda azalma görülür. İşitme eşığının kayması geçici olabileceği gibi sürekli de olabilir. Örneğin, normal bir yetişkin 1000 Hz frekansında, ses basıncı düzeyi 0 dB olan bir sesi duyabilirken, uzun süre yüksek bir sesin etkisi altında kaldıktan hemen sonra, söz gelimi 20 dB 'in altındaki 1000 Hz 'lik sesi duyamıyorsa, bu kişideki işitme kaybı, 1000 Hz için 20 dB 'dir.

Eşik kaymasının sürekli ya da geçici olması ve eşik kaymasının derecesi; etkisi altında kalınan gürültünün düzeyine, gürültünün frekans dağılımına, kişinin bu gürültünün etkisinde kaldığı süreye ve kişisel duyarlılığa bağlıdır. Gürültünün süresi terimi; kişinin hem sürekli olarak bir kezde gürültünün etkisi altında kaldığı süreyi, hem de aralıklı olarak gürültünün etkisinde kaldığı toplam yılları kapsamaktadır. Yani, belli yükseklikteki bir sesin etkisinde belli bir süre kalmak işitme kaybına yol açabileceği gibi, belli bir sürede zararlı olmayacak yükseklikteki sesin etkisinde, çeşitli aralarla yıllarca kalmak da işitme kaybına yol açabilir. Gürültünün frekans dağılımı da önem taşır; çünkü kulağın yüksek frekansları algılayan tüy hücreleri daha kolay zedelenebilmektedir. Dolayısıyla, belli yükseklikteki bir sesin yüksek frekanslardan oluşması durumunda neden olacağı işitme kaybı, aynı yükseklikteki sesin düşük frekanslardan oluşması durumunda neden olacağı işitme kaybından daha fazla olur. Bu nedenle; aşağı yukarı her frekansı içeren yüksek düzeydeki gürültünün etkisinde kaldığı için işitme kaybına uğrayan bir kimsede, yüksek frekanslardaki eşik kayması daha fazladır.

Bir frekans aralığındaki işitme kaybı, diğer frekanslardaki sesleri işitmeyi etkilemez.

İşitme duyusuna olan olumsuz etkilerinin yanında gürültü, insanlara başka bakımlardan da zarar vermektedir. Bu olumsuz etkileri, fizyolojik ve psikolojik olarak iki grupta inceleyebiliriz. Fizyolojik etkilerin başlıcaları; kas gerilmeleri, stres, kan basıncında artış, kalp atışlarının ve kan dolaşımının değişmesi, göz bebeği büyümesi ve uykusuzluktur. Bunların çoğu kısa süren etkilerdir. Yalnız stres ve uykusuzluk, gürültünün uzun süreli fizyolojik etkilerindedir. Ayrıca migren, ülser, gastrit vb. hastalıkların ortaya çıkmasında gürültünün de önemli etkisi olabileceği ileri sürülmektedir. Ancak, gürültünün, bu hastalıkların başgöstermesinde doğrudan etkili olduğu henüz kanıtlanmamıştır. Bu sonuçların çoğu, gürültülü ortamda çalışan kişiler üzerinde yapılan gözlemlere dayanmaktadır. Bununla birlikte, aynı ortamda rahatsız edici başka çevre etkilerinin de bulunabileceğini göz önünde bulundurursak; gürültünün neden olabileceği ileri sürülen bazı özel hastalıkların, gürültü dışındaki başka çevre etkilerinden de kaynaklanabileceği görülür.

Gürültünün psikolojik etkilerinin başında ise; sinir bozukluğu, korku, rahatsızlık, tedirginlik, yorgunluk, zihinsel etkinliklerde yavaşlama ve iş verimini azalması gelir (CURA, 1989).

Aşırı gürültü rahatı, güvenliği ve dolaylı olarak da verimliliği etkiler. Gürültünün giderek artması kişiler üzerinde önce rahatsızlık duygusu yaratmakta, arkasından konuşmayı zorlaştırmakta ve en sonunda da işitme gücünü azaltmaktadır.

Aşırı gürültü içinde uzun süre çalışmanın ya da bulunmanın işitme gücü üzerinde olumsuz ve onarılamayacak sonuçlar yarattığı bilinmekteydi. Gürültünün işitme duygusunu

Çizelge 5.1. Değişik Ses Şiddetindeki Gürültü Çeşitleri

Karşılıklı Konuşma	Duyuma Hissi	dB	İçerdeki Gürültü	Dışardaki Gürültü	Araba Gürültüsü	
Fısıltı Sesi	İşitme Eşiği	5	Akustik Laboratuvarı			
	Sessizlik	5	Akustik Laboratuvarı			
	Çok Sakin	10	Kayıt Stüdyosu	Sakin bir ortamda	Yaprak sesi	
		15				
	Sakin	20	Radyo Stüdyosu	Sakin bölge		
		25	1.5 metreden alçak sesle konuşma			
		30	Sakin bir mahalledeki ev			
35					Yelkenli	
Normal Ses	Oldukça sakın	40	Sessiz bir büro			
		45	Normal bir ev	Gündüz Sokaktaki çok hafif sesler	Transatlantikte 1.mevki	
Oldukça Şiddetli	Alışılmış gürültüler	50	Sakin bir lokanta	Çok sakın sokak	Motorlu vapur	
		60	Büyük mağazalar Norm.kon.od.müz.	Normal sokak	Motorlu vapur	
	Tahammül edilir gürültü	65	Gürültülü apartman		Turist otobüsü	
		70	Gürültülü lokanta Müzik	Önemli trafik	Modern yataklı vagonlar	
Zor	Rahatsızlık verici	75	Daktilo atölyesi Orta fabrika		Lastik tekerlekli metro	
		85	Kuvvetli radyo Torna Atölyesi	1.m.yakınındaki şiddetli trafik	Metro gürültüsü araba klaksonu	
İşittirmek için Bağırma	Çok güçlükle tahammül edilen	95	Demir atölyesi	Önemli trafiği olan yol	Biraz uzaklıktaki yolcu uçak.	
		100	Presler, testere	5.m.den çekici	2.m.deki mot. tren vagonları	
		105	Rende makinası		Metro (içi)	
İmkansız	Ağrı eşiği mutlaka özel koruma	110	Bakırcı atölyesi	10.m.den perçin	Gardangeçen tren	
		120	Motor deneme		Bakırcı atölyesi	
		130	Çekiç, havan			
		140	Reaktör denemeleri			
		180	Füze kalkışı			

etkileyebileceği kritik düzeyin saptanmasını amaçlayan çalışmalara ise ancak son yıllarda girişilmiştir. Güvenli gürültü düzeyinin ve ne kadar süre ile dayanılabileceğinin ortaya konmasında ise çeşitli ve karmaşık etkenler rol

oynamaktadır:

- Aşırı gürültü içinde kısa süre bulunma bile geçici bir sağırlığa yol açabilmektedir. Bu tür sağırlık birkaç dakika içinde ortadan kalkabilir ya da haftalarca, hatta aylarca sürebilir. Bu tür geçici sağırlıklar, daha önceden var olan işitme duygusu eksilmelerinin de üzerine binebilmektedir.
- İleri yaşlarda, özellikle tiz seslere karşı olmak üzere, işitme duygusunda bir eksilme sözkonusudur. Yaşlılıktan ileri gelen sağırlıkla yüksek gürültü düzeylerinin yol açtığı arasında bir ilişki yoktur. Ancak, kritik gürültü düzeyinin saptanmasında birinci tür sağırlığın da göz ounde tutulması gerekir.
- Sürekli sağırlık yaratan gürültü düzeyleri bakımından kişiler arasında önemli ayrılıklar bulunabilmektedir.

İşitme duygusunun korunabilmesi için Avustralya Standartlar Enstitüsü 'nün geliştirdiği tasarıda 85 dBA 'nın çoğunluğu etkileyeceği, belirli kişilerde ise bu etkinin 75 dBA 'dan başlayabileceği belirtilmiştir.

85 dBA 'nın üzerindeki gürültü düzeyleri içinde uzun süre bulunma işitme duygusu üzerinde sürekli ve onarılamayacak bir azalmaya yol açar. Ancak bu eksilmenin ne kadar süreden sonra söz konusu olduğu, atelyelerde çalışan ve bulunan süreler herkes için değiştiğinden dolayı, kesinlikle ortaya konamamaktadır. Ayrıca, işitme duygusu böylece etkilenen bir insan da durumu, genellikle konuşmayı işitmede zorluk çekmeye başladığı ana kadar anlayamamaktadır.

Kulak çınlaması, işitme duygusu azalmasının bir belirtisidir ve gecikmeden ele alınması gereken bir tehlikenin yaklaştığını bildirir (Milli Prodüktivite Yayınları, 1974).

5.2. Çeşitli Rahatsızlık Duyguları

Gürültünün insanlarda yarattığı rahatsızlıkta başlıca neden gürültü yoğunluğudur. Ancak yarattığı rahatsızlık duygusu gürültü tipine ve ortama da bağlı görülmektedir. Burada sözkonusu olan önemli etmenlerden birkaçı aşağıda sıralanmıştır:

- (1) Tek bir arı tondan oluşan bir gürültü, çeşitli tonları kapsayanlardan daha çok rahatsızlık verir.
- (2) Kısa aralıklarla gelen bir gürültü, belirli bir süre için kesintisiz olarak ulaşıldan daha çok rahatsız eder.
- (3) Gürültünün kaç kez ortaya çıktığı konusu da önemlidir; sürekli bir gürültü ya da dakikada bir kez duyulanı günde iki kere belirenden daha büyük bir rahatsızlık duygusunun nedeni olmaktadır.
- (4) Gürültü, ortamın doğal olarak yarattığı seslerin az olduğu gece saatlerinde daha çok rahatsız etmektedir.

5.3. Etkilenme Derecesi

Gürültüden etkilenme derecesi bakımından kişiden kişiye önemli ayrılıklar olabilmektedir. Birçok insanlar en hafif seslerden bile rahatsız olabilirler; daktilo makinasının sürekli tıkırtısından hiç etkilenmeyen kişiler yanında, odasında ayak seslerini boğmak için halı serdiren ve telefonlarının zilini iyice kısanlar da vardır. İnsan genel olarak kendi yaptığı, ya da katkıda bulunduğu gürültülerden daha az etkilenir. Durum, gürültünün işitme duygusunu etkilediği yerlerde bile söz konusu olmaktadır. Örneğin bir kazancı ustası, gürültünün kulaklarını sağır edebileceğini bile bile kulaklık kullanmak istemeyebilir. Çünkü perçinlemede kullandığı çekicinin yarattığı ses, yaptığı işle ilgili olarak ona yararlı bilgiler iletmektedir.

Bir büroda sekreterler yazı makinalarının takırdısını umursamazlar; yakınlarda çalışan personel ise bu gürültüyü son

derece rahatsız edici sayabilmektedirler.

Genel bir kural olarak insanların tiz seslerden pes seslere oranla daha çok etkilendikleri, aralıklı ya da beklenmedik gürültüleri sürekli olanlardan daha çok rahatsızlık verici buldukları ileri sürülebilir.

Nereden geldiği bilinmeyen gürültüler, en çok yakınılan rahatsızlık nedenleri arasındadır. Ayrıca da personel gereksiz olduğuna ya da düşüncesizlik sonucunda yapıldığına inandıkları gürültüleri özellikle eleştirirler. Bu bakımdan, yapılan açıklamalar gürültünün yol açtığı rahatsızlıkları gidermede önemli bir rol oynayabilir (ÖZGÜVEN, 1986).

Çizelge 5.2. Birkaç Ses Yoğunluk Düzeyi

	<u>DESİBEL</u>
Ağrı eşiği	130
Basınçlı hava ile çalışan matkap	130
Serit testere	120
Basınçlı hava ile çalışan perçin tabancası	110
Hidroelektrik jeneratörler	110
Hızar ve planya	100
Baskı odası	99
Pamuk ipliği gerilmesi	90
Dikey matkap	70
Sessiz bir ofis	50
Radyo yayın stüdyosu	30
İşitmenin başladığı sınır	0

5.4. Değişik Düzeydeki Sürekli Gürültülerin Etkisi Altında Kalınabilecek Süreler

Gelişmiş ülkelerin birçoğunda kullanılan gürültü sınır değerleri, genellikle, bir günde ya da bir haftada belli bir düzeydeki gürültünün etkisinde kalınabilecek en uzun süre olarak verilmiştir. ABD 'de 1970 yılında uygulamaya konulan OSHA (Occupational Safety and Health Act) 'da esas alınan birçok standart birçok ülkede de temel alınmıştır. Bu standartta, değişik düzeylerdeki gürültünün etkisi altında bir günde kalınabilecek süreler verilmiştir. Bu değerler aşağıda gösterilmiştir:

Çizelge 5.3. OSHA standartlarına göre, değişik düzeydeki sürekli gürültülerin etkisi altında kalınabilecek süreler.

Ses Düzeyi (dBA)	Bir günde etki altında kalınabilecek süre
99	8
92	6
95	4
97	3
100	2
102	1.5
105	1
110	0.5
115	0.25

Ses şiddeti ne kadar yüksek ve ona maruz kalma süresi ne kadar uzunsa o kadar uzun zamanda kulağı dinlendirmek gerekir. Örneğin, gürültülü bir yerde 100 dB şiddetinde bir sese 2 saat maruz kalan bir kulağı en az 16 saat dinlendirmek gerekir.

Aynı şekilde 10 sene boyunca 500,1000,2000 Hz 'lerde 85 dB 'e 8 saat süreyle maruz kalma neticesi 25 dB 'lik işitme kaybı oluşma oranı %3 iken, 30 sene boyunca olursa bu oran % 8 'e çıkar. Şiddet 100 dB olursa, 10 sene içinde 25 dB 'lik kayıp oranı %29, 30 senede ise %44 'dür. Zaten yaşlandıkça fizyolojik olarak belli bir oranda işitme kaybı meydana gelir. Bu kayıp da ona eklenince kişi duyamaz hale gelir, ya da işitme cihazı takmak zorunda kalır (RABINOWITZ, 1991).

OSHA standardında 8 saatlik sürekli çalışma için 90 dBA olan sınır değeri, öteki sanayi ülkelerinde hazırlanan standartlarla 85 dBA 'ya ve giderek 80 dBA 'ya düşürülmeye çalışılmaktadır.

5.5. Gürültü Ölçümleri

Gürültü kontrolunda gürültü ölçümleri önemli bir yer tutar. Gürültü ölçümlerinde amaç, gürültü kaynağını bulmak veya

belli bir noktadaki gürültü düzeyini saptamaktan, gürültünün frekans dağılımını bulmaya ya da darbe gürültüsünü saptamaya kadar çok çeşitli olabilir. En çok kullanılan ölçüm, istenilen bir yerdeki gürültü düzeyinin saptanmasıdır. Bu tür ölçümler, genellikle, çevre gürültüsünün standartlara uygunluğunu ya da bir işyerindeki gürültü düzeyinin istenen sınırlar içinde olup olmadığını kontrol etmek için yapılır.

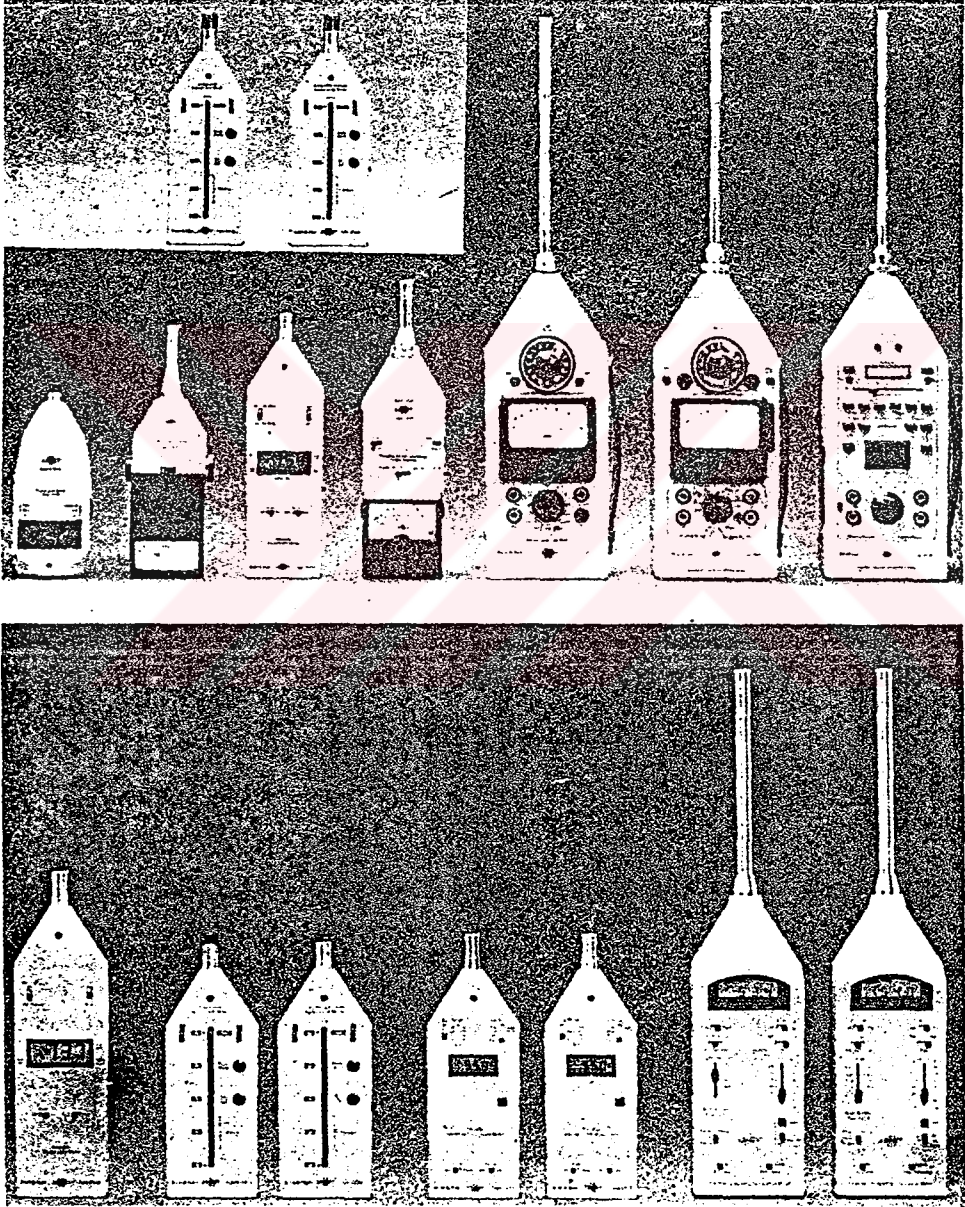
Gürültü ölçümleri, ya kaynağın bulunduğu ortamlarda ya da özel olarak hazırlanmış test odalarında yapılır. Test odalarında yapılan ölçümlerde amaç, genellikle, ses kaynağının ses yayma özelliklerinin bulunması ya da kaynağın ses gücü düzeyinin bulunmasıdır. Endüstriyel gürültü kontrolü için, daha çok, kaynağın bulunduğu ortamda ölçüm yapmak gerekmektedir.

En çok yapılan ölçüm, ses düzeyinin saptanmasıdır. Ses düzeyinin ölçümü için her banttaki ses basıncını bulup, ağırlık eğrisini kullanarak, ağırlıklanmış toplam ses basıncı düzeyini hesaplamak yerine; bu amaç için geliştirilmiş ses düzeyi ölçerler kullanarak, istenilen bir noktadaki ses düzeyi doğrudan ölçülebilir. Ses düzeyi ölçerlerin basit ve gelişmiş tipleri vardır. Basit tipleri, genel amaçlı olarak pratikte çok fazla kullanılırlar. Amaç, istenilen noktalardaki ses düzeyini 1 dB ya da 0.5 dB hassasiyetle ölçmektir. Kullanımları basittir ve süratli ölçüm için kullanılabilirler. Bu tip ölçerlerin bir kısmında A,B,C ve D ağırlıklı ses düzeyleri bulmak için ayrı elektronik devreler bulunur. Böylece ses düzeyi; dBA, dBB, dBC ya da dBD olarak ölçülebilir. Hassas türlerde ölçüm hassasiyeti 0.1 dB 'dir. Gelişmiş tiplerin, darbe tipi gürültüleri ölçmekten, sesi çeşitli frekans bantlarında filtre etmeye kadar birçok değişik özellikleri olabilmektedir. Örneğin preslerin veya şahmerdanların çıkardığı kısa süren darbe tipi gürültüler ancak gelişmiş tiplerle ölçülebilir.

Ses düzeyi ölçer seçiminde önemli olan, amaca uygunluktur. "Endüstri tipi" olarak da isimlendirilen basit türlerle, hassas ölçüm yapmanın , darbe gürültüsü ölçmenin olanaksızlığı yanında; "hassas tip" adı verilen ve birçok değişik özelliği olan bir cihazın günlük kontrol ölçümlerinde kullanılmasının gereksizliği de vurgulanmalıdır. Ses düzeyi ölçerlerin ölçümlerden önce ve sonra kalibre edilmeleri gereklidir. Çok değişik çeşitleri olan bu cihazların hangi türlerinin, nerede, nasıl kullanılacağı deneyim ve kimi zaman uzmanlık isteyen bir konudur (BRUEL ve KJAER, 1978).

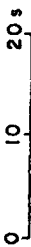



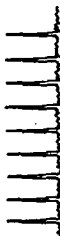


Genelde sorun, yalnız uygun cihazın seçimi değildir. Uygun mikrofonun nasıl seçileceğinin, mikrofonun cinsine göre mikrofonun gürültü kaynağına yöneltilme şeklinin ve özellikle gelişmiş cihazlarda bulunan ayarların ne şekilde kullanılacağına (örneğin, ne tür gürültüde "hızlı" ayarının kullanılacağına, ne zaman "yavaş" ya da "darbe" ayarlarının kullanılması gerektiğinin) ve benzeri noktaların iyi bilinmesi gerekir. Bununla birlikte, endüstri tip basit ses düzeyi ölçerlerle gürültü düzeyi ölçümlerinde; cihazı gürültü kaynağına doğrultmak, kendimizden elverdiğince uzakta tutmak, cihazın mikrofonu yakınında normalde orada olmayan sesi yansıtıcı ya da yutucu yüzeylerin orada olmayan sesi yansıtıcı ya da yutucu yüzeylerin bulunmamasına özen göstermek gibi birkaç kuralı uygulamak yeterli olabilir. Güvenilir, hassas ölçümler için aşağıdaki kuralları uygulamak gereklidir:

- (1) Herşeyden önce elimizdeki cihazın pillerinin yeterli güçte olup olmadığı kontrol edilmelidir.
- (2) Ölçümlerden önce ve sonra cihaz kalibre edilmelidir.
- (3) Kullanılan cihazın tipi, numarası vb. özellikleri bir yere not edilmelidir (Özellikle elimizde değişik ölçüm cihazları bulunuyorsa, daha sonra, ölçümde hangi cihazı kullandığımızı bilmek isteyebiliriz.).
- (4) Ölçüm yapılan ortamın atmosferik özellikleri saptanmalıdır(sıcaklık, nem oranı, dışarıda ölçüm yapılıyorsa rüzgar hızı ve yönü)..



Şekil 5.1. Çeşitli Ses Düzeyi Ölçerler

Çizelge 5.4. Gürültünün Zamanla Değişme Şekline Göre Yapılması Yapılması Gereken Ölçümler

Gürültü Türü	Ölçüm Tipi	Bu Tür Gürültüye Örnekleme
 Kararlı gürültü (sabit süreklili gürültü)	Gürültü düzeyi	Havalandırma sistemi, elektrik motoru
 Sabit fakat kesikli gürültü	Gürültü düzeyi ve süresi ya da L_{eq}	Hava kompresörü
 Dalgalı gürültü (periyodik)	Gürültü düzeyi veya L_{eq} ya da gürültü dozu	Yüzey taşılama
 Dalgalı gürültü (periyodik değil)	L_{eq} ya da gürültü dozu	Tipik fabrika içi gürültü (montaj hattı vb.)
 Tekrarlanan darbe gürültüsü	L_{eq} ya da gürültü dozu ve bunların yanında "darbe" ayarıyla gürültü düzeyi ("en yüksek" gürültü düze- yinin de saptanması gerekir)	Otomatik pres, perçinleme, delme, vb.
 Tek darbe	L_{eq} ve "en yüksek" gürültü düzeyi	Pres, delme vb. bir operas- yonun tek olarak yapılması
 Kısa sürede yükselip daha sonra kaybolan gürültü (geçiş gürültüsü)	SEL	Uçak havalanması

- (5) Ölçümün yapıldığı yerin bir planının çıkarılması, ölçüm noktalarının ve çevredeki yansıtıcı ve yutucu yüzeylerin plan üzerinde işaretlenmesi son derece yararlıdır. Yapılan ölçümlerin çevredeki yüzeylerden ne denli etkilenmiş olabileceğine karar verebilmek için böyle bir planın elimizde olması gereklidir.
- (6) Bir gürültü kaynağının gürültü düzeyi ölçülecekse, önce söz konusu kaynak çalışmadan, ölçüm noktasındaki arka plan gürültüsünün çıkarılması gerekir. Böylece, asıl ölçüm değerlerinin arka plan gürültüsünden ne denli etkilendiği görülür. Eğer arka plan gürültüsüyle asıl ölçüm değeri arasında 10 dB ya da daha fazla fark varsa, yapılan ölçüm 0.5 dB hassasiyetle geçerlidir. Aradaki fark 10 dB 'den daha azsa, sözkonusu kaynağın gürültüsünü saptayabilmek için, asıl ölçümden arka plan gürültüsünün çıkarılması gereklidir.
- (7) Kullanılan cihazın özelliklerine ve ölçülecek gürültünün türüne göre doğru ayarlar seçilmelidir. Çizelge 5.4, gürültünün zamanla değişme şekline göre ne tür bir ölçüm yapılması gerektiğini (ne ölçülmesi gerektiğini) göstermektedir.

Basit ses düzeyi ölçerlerle yapılacak ölçümlerle yalnız ses düzeyi ve bunun değişik şekilleri saptanabilir. Ölçülen sesi oluşturan harmoniklerin frekans dağılımları konusunda hiçbir bilgi elde edilemez. Amaç gürültü düzeyinin saptanması, standartlarla karşılaştırılması ya da sağlığa zararlı olup olmadığının araştırılmasıysa, yalnız ses düzeyinin ölçülmesi yeterlidir. Ölçüm sonucunda gürültünün fazla olduğuna ve azaltılması gerektiğine karar verilirse, o zaman yalnız ses düzeyini bilmek yeterli olmaz. Aynı gürültü düzeyinde iki ayrı ses çok farklı frekans dağılımı gösterebilir. Gürültü kontrolünde kullanılan yöntemler çoğu kez frekansa bağlı olduğundan, uygulanacak gürültü kontroluyöntemine karar vermeden önce gürültünün frekans dağılımını bilmek gerekir. Bu da frekans analizi (spektrum analizi) ile sağlanabilir.

En basit spektrum analizi, mikrofonla elektrik sinyallerine çevrilen ses basıncı değişiminin filtre devreleriyle frekans bantlarındaki harmoniklere ayrılmasıyla yapılır. Yapılan analiz türüne göre, filtre edilecek bandın bant genişliği, alt ve üst sınırları otomatik olarak ayarlanır ve incelenen sinyali oluşturan harmoniklerden yalnız istenen bant sınırları içinde kalanların geçmesine izin verilir. Böylece yalnız bu harmoniklerin düzeyi ölçülür. Aynı işlem değişik frekans bantları için yinelenirse, her banttaki ses basıncı düzeyi (bant basıncı düzeyi) ölçülmüş olur. Daha önce de görüldüğü gibi genellikle oktav, 1/3 oktav ve 1/10 oktav bantları kullanılır. Bu tür analizler sabit yüzdeli bant genişliğine sahip analizlerdir. Yani, yüksek frekanslı bantların bant genişliği, düşük frekanslı bantların bant genişliğine göre daha fazladır. Sabit kalan, bant genişliğinin merkez frekansına oranıdır. Bir de sabit bant genişliği alınarak yapılan frekans analizleri vardır. Bu analizlerde bant genişliği, merkez frekansının değerine bağlı olmaksızın her bant için aynıdır. Frekans analizinde kullanılan bant genişliği azaldıkça analiz daha hassaslaşmakta, buna karşılık analizin yapılacağı bant sayısı çoğaldığı için analiz süresi artmaktadır.

Son olarak gürültü dozu ölçerlerden (dozimetre) ve odyometrelerden söz etmek gerekir. Gürültülü bir ortamda çalışan bir kişi, kararsız gürültü etkisi altındaysa ya da değişik sürelerde değişik gürültü düzeylerindeki ortamlarda bulunuyorsa, kişinin gürültüden etkilenme durumunu belirlemek için etkisinde kaldığı gürültü dozunu hesaplamak gerekir. Belli süreler sabit gürültü düzeyinin etkisi altında kalan bir kişi için gürültü dozu, daha önce de görüldüğü gibi, çeşitli şekillerde hesaplanabilir. Bununla birlikte, periyodik olmayan kararsız gürültünün etkisindeki bir kişi için gürültü dozu aynı yöntemlerle bulunamaz. Böyle durumlarda kullanmak için geliştirilen gürültü dozu ölçerler, kulağa en yakın noktada taşınır ve etkisi altında kaldığı gürültü dozu saptanacak kişiyle birlikte gün boyunca dolaşır.

Gürültü dozu ölçerler, yüzde olarak gürültü dozunu verdiği gibi, söz konusu zaman aralığında kişinin etkisi altında kaldığı en yüksek gürültü düzeyini de saptar. Taşındığı gürültü dozu ölçeri %100 'ü gösteren bir işçinin o gün sonuna kadar gürültüsüz (gürültü düzeyi 80-85 dBA 'nın altında olan) bir yerde çalıştırılması gerekir. ISO ve OSHA standartlarına göre gürültü dozu hesaplama şekilleri biraz farklı olduğundan her iki standart için farklı gürültü dozu ölçerler kullanmak gerekmektedir.

Odyometre ise işitme duyusundaki bozukluğu saptamada kullanılan bir cihazdır. Belli aralarla odyometrik ölçüm yaptıran kişinin, her frekans bandındaki olası duyma eşiği kayması kolaylıkla saptanabilir. Odyometre değişik düzeylerde ve frekanslarda arı ses üretebilmektedir. Normal bir yetişkinin her frekansdaki sesi hangi düzeyde duyabileceği bilindiğinden, duyma eşiğinde kayma olan bir kişi odyometrik ölçüm ile kolaylıkla belirlenebilir (BRUEL ve KJAER, Community Noise Measuremets).

BÖLÜM - 6

6.SES ŞİDDETİ VE ÖLÇÜLMESİ

6.1. Ses Basıncı ve Ses Gücü

Bir ses kaynağı güç(enerji) yayar ve bu bir ses basıncı halinde sonuçlanır. Ses gücü nedendir. Ses basıncı ise etkidir. Takip eden benzeşime dikkat edelim. Örneğin ; Bir elektrik ısıtıcısı. Bir odaya ısı yayar ve sıcaklıkda etkisidir. Sıcaklık aynı zamanda sıcak veya soğuşu hissettiren fiziksel bir niceliktir. Odadaki sıcaklık odaya, yalıtıma ve diğer ısı kaynaklarının var olup olmadığına bağlıdır. Isıtıcı hangi ortamda olursa olsun benzer güç yayar.

Ses gücü ve ses basıncı arasındaki ilişki de benzerdir. Duyduğumuz şey, ses basıncıdır. Fakat bu ses gücünün kaynaktan yayılmasıyla oluşur. Çok yüksek ses basıncı işitme duyusuna zarara neden olabilir. Böylece az duyma riski veya can sıkıcı gürültü gibi bir sese yanıt vermeye çalışırken basınç ölçüm için bir niceliktir. Ses basıncı, aynı zamanda ölçüm için bir dereceye kadar kolaylıktır. Kulak zarında ses olarak algıladığımız basınç değişimleri; bir kondansatör mikrofونunun diyagramında ortaya çıkan basınç değişimleri ile aynıdır. Duyduğumuz ses basıncı veya bir mikrofونla ölçüm, mevcut ses dalgaları halinde olan ses alanı, akustik çevre ve kaynaktan olan uzaklığa bağlıdır.(THOMPSON,J.K. ve TREE,D.R. 1981)

Sesin odadaki dolaşımı odanın büyüklüğüne ve yüzeylerin absorbe özelliğine bağlıdır. Böylece, ses basıncının ölçülmesiyle bir makinanın ne kadar ses çıkardığını gereken şekilde ölçemeyiz. Biz ses gücünü bulmak zorundayız. Çünkü bu nicelik, az çok çevreden bağımsızdır ve bir ses kaynağının gürültüsünün tek belirtisidir.

6.2. Ses Şiddeti

Titreşim yapan her makina parçası, akustik enerji yayar. Ses gücü, birim zaman başına düşen enerji ile orantılıdır. Ses şiddeti belli noktadan, yani bir birim alandan enerji akış oranını tarif eder. Birimlerin SI birim sisteminde, birim alan 1 m^2 ' dir. Böylece, ses şiddeti için birimler m^2 başına watt olarak ifade edilir.

Ses şiddeti aynı zamanda bir yön ölçümünü verir. Çünkü bazı yönlere enerji akışı olacaktır, bazı yerlere ise olmayacaktır. Bu nedenle, ses şiddeti bir vektördür. Hem bir büyüklüğü vardır hem de yönü vardır. Öte yandan, basınç skaler bir değerdir. Sadece büyüklüğü vardır. Genel olarak biz şiddeti, içinden ses enerjisi akan belli bir birim alanına dik(90°) yönde ölçeriz.

Aynı zamanda şunu ifade etmek gerekir ki ses şiddeti, birim alan başına, zaman - ortalamalı enerji akışı oranıdır. Bazı durumlarda, enerji geriye - ileriye hareket edebilir. Bu ölçülmeyecektir. Eğer net bir enerji akışı yoksa, net şiddette olmayacaktır.

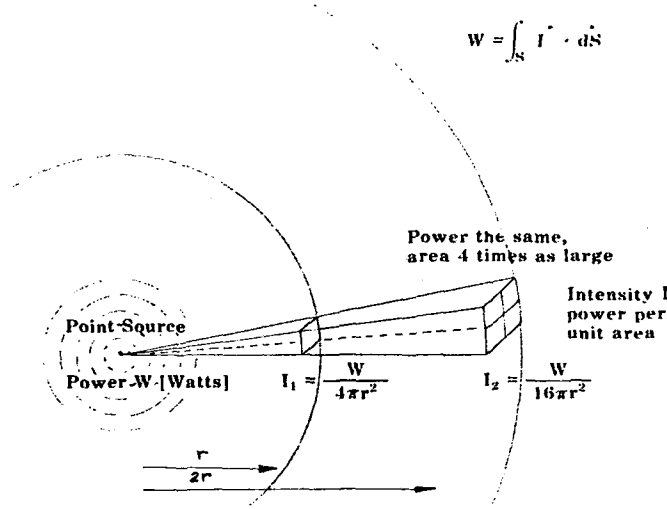
Şiddet (veya basınç), serbest alan yayılması için ters kare kanununu uygular. Bu şekilden (şekil 1.) kolayca görülebilir. Kaynaktan ($2r$) uzaklıkta bir mesafede, kaynağı kuşatan alan, (r) mesafesindeki alandan 4 kere daha geniştir. Yayılmış güç, mesafe ne olursa olsun aynıdır. Şiddet ise; yani alan başına güç azalmalıdır.(ELLIOT, SJ. 1981)

Ses şiddeti veya enerji akışı vektörel bir büyüklük olduğundan; bir pozisyonda verilen akustik enerjisinin net akışı yönünde ve miktarında tanımlanır.

Ses şiddeti; birim zamanda alan başına düşen enerjidir.

$$\text{Ses Şiddeti} = \frac{\text{Enerji}}{\text{Alan} \times \text{zaman}}$$

Ses şiddetinin birimi ise $\frac{W}{\text{m}^2}$ ' dir. Bu, bir skaler bir



Şekil 6.1. Ses Şiddetine Ters Kare Kanununun Uygulanışı
değer olan ses basıncına zıttır.

Ortalama akışı olmayan bir ortamda şiddet vektörü, zaman ortalamalı enstantene(anlık) basınç ile aynı pozisyondaki enstantene(anlık) parçacık hızının çarpımına eşittir.

$$\vec{I} = \overline{p(t) \cdot \vec{u}(t)} \quad (6.1)$$

(Buradaki ölçü çizgisi zaman ortalamasını ifade etmektedir.)

Ses Şiddeti, (r) yönünde ise;

$$I_r = \overline{p(t) \cdot u_r(t)} \quad (6.2)$$

olarak ifade edilir. (THOMPSON, J.K. 1981)

Denklem çok iyi bilinen elektriksel benzerliğe sahiptir.

$$\text{Güç} = \text{Voltaj} \times \text{Akım}$$

Eğer ses alanı sinüsoidal ise, kompleks notasyonların kullanılması uygundur. Kompleks basınç ve kompleks parçacık hızı ile ifade edilecek olursa, şiddet vektörü:

$$I = 1/2 \text{ Re } (p \cdot u^*) \quad (6.3)$$

olarak ifade edilir.

(r) yönünde:

$$I_r = 1/2 \text{ Re } (p \cdot u_r^*) \quad (6.4)$$

Burada (u^*) ; u ' nun kompleks eşdeğerini ifade etmektedir.

6.3. Ses Şiddeti Neden Ölçülmeli

Fabrika zemininde ses basıncı ölçümleri yapabiliriz ve işçilerin işitme hasarı riskine maruz kalıp kalmadıklarını araştırırız. Bunları bulduktan sonra, gürültüyü azaltmak isteriz. Bunu yapmak için ne kadar bir gürültünün hangi makinadan yayıldığını bilmemiz gerekir. Bu nedenle her bir makinanın ses gücünü bilmek ve en yüksek ses gücü için onları sıraya koymak gereklidir. En fazla gürültüyü yapan makinayı tespit ettikten sonra, gürültüyü yayan bireysel unsurların yerlerini tespit ederek gürültüyü azaltmak isteriz.

Bütün bunları şiddet ölçümleri ile yapabiliriz. Evvelce sadece ses alanına bağlı olan basıncı ölçebiliyorduk. Ses gücü sadece, ses alanı hakkında özel varsayımların yapıldığı, dikkatle kontrol edilen koşullar altındaki ses basıncı ile ilgilidir. Özel olarak inşa edilmiş olan odalar, örneğin: sağır odalar ve yansımali odalar bu şartları karşılamaktadır. Ses gücünü tespit etmek için; gürültü kaynağı bu odalara konulması gerekirdi.

Bununla beraber ses şiddeti, herhangi bir ses alanında ölçülebilir. Hiçbir varsayımın yapılması gerekmez. Bu özellik bütün ölçümlerin doğrudan yerinde yapılmasına imkan verir. Diğer makinalar, gürültü yaymakta olsa bile bireysel makinalar veya bireysel bileşkenler üzerinde ölçümler yapılabilir. Çünkü devamlı arka plan gürültüsü, şiddet ölçülürken tespit edilen ses gücüne hiçbir katkıda bulunmaz.

Ses şiddeti, büyüklüğü olduğu gibi, bir yön ölçümünde verdiğinden , ses kaynaklarının yerlerini tespit ederken de çok faydalıdır.(BRÜEL ve KJAER, 1982)

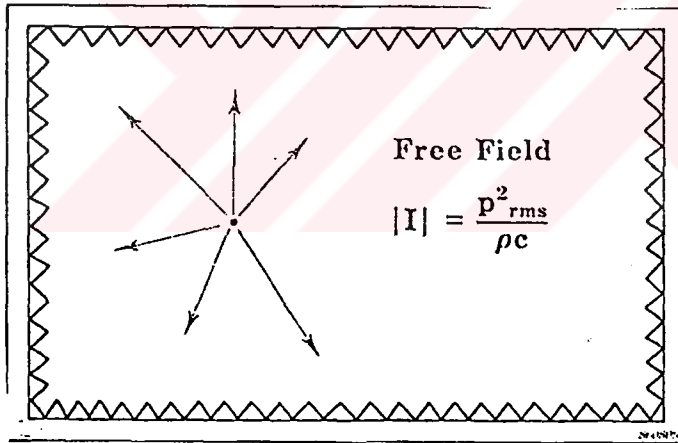
6.4. Ses Alanları

Bir ses alanı sesin bulunduğu bir bölgedir. Ses alanı, ses

dalgalarının içinde dolaştıkları çevre ve durum itibarıyla sınıflandırılır.

6.4.1. Serbest Alan

Serbest alan, hiçbir yansıma olmayan ideal bir serbest alandaki ses yayılmasını tanımlar. Bu koşullar, açık havada (zeminden yeteri derecede uzakta) veya duvarlara çarpan bütün seslerin absorbe edildiği(emildiği) sağır bir oda için geçerlidir. Serbest alan yayılması, ses basınç seviyesinde ve şiddet seviyesinde (ses yayılması yönünde), kaynaktan mesafenin iki kat olduğu her defasında, 6 dB'lik bir düşme ile karakterize edilir.



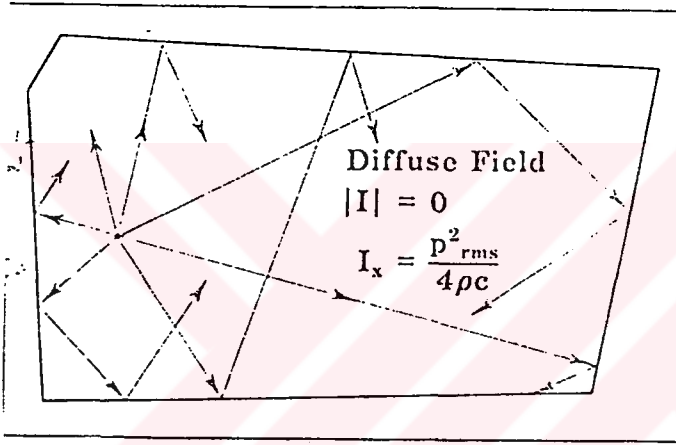
Şekil 6.2. Serbest Alan

Bu basit olarak, ters kare kanununun bir ifadesidir. Şekil 2. serbest alandaki ses yayılımını göstermektedir ve ses şiddeti eşitliğini belirtmektedir. (GINN, K.B. ve UPTON R. , 1986)

6.4.2. Diffuse(Yayınım) Alan

Bir diffuse alanda ses o kadar çok yansıma yapar ki, eşit büyüklük ve bütün yönlerde dolaşır. Bu alan, bir yansıma odasında yaklaşık olarak vardır. Her ne kadar net şiddet sıfır

ise de, odadaki basıncın bir yanlı - şiddete (I_x) ilişkisini ifade eden teorik bir ilişki vardır. (Şekil 6.3.) Bu, eşit ve karşıt elemanları hesaba katmayan bir yöndeki şiddettir. Bir yanlı - şiddet, bir ses şiddeti ölçeri ile ölçülemez. Fakat bununla beraber faydalı bir miktardır. Basınç ölçme ile; ses gücünü bulmak için, basınçla bir yanlı - şiddet arasındaki ilişkiyi kullanabiliriz. (GADE, 1985)



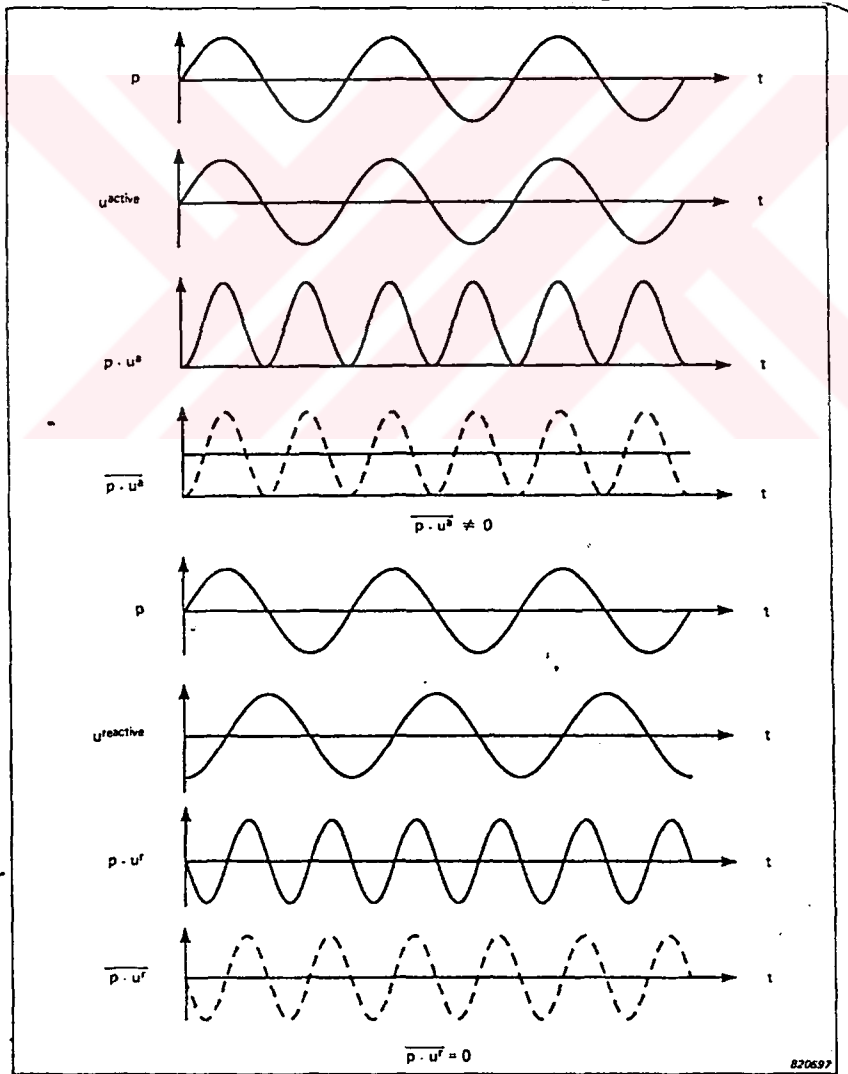
Şekil 6.3. Diffuse Alan

6.4.3. Aktif ve Reaktif Ses Alanları

Ses yayılması enerji akışını gerektirir. Fakat yayılma olmasa bile bir ses basıncı yine olabilir. Bir aktif alan, enerji akışı olan bir alandır. Saf bir reaktif alanda ise enerji akışı yoktur. Herhangi bir anda, enerji dışarı doğru hareket edebilir. Fakat daha sonraki bir anda daima geri dönecektir. Enerji sanki bir yay içindeymiş gibi depolanır. Bu sebepten net şiddet sıfırdır. Genel olarak bir ses alanının hem aktif ve hem de reaktif bileşenleri olacaktır. Reaktif alanlardaki ses gücü için basınç ölçümleri güvenilir olmayabilir. Çünkü reaktif kısım güç yayılması ile ilişkili değildir. Bununla birlikte biz ses şiddetini ölçebiliriz. Ses şiddeti enerji akışını tanımladığından, alanın reaktif unsurundan katkı olmayacaktır.

Ses şiddetinin özelliklerinden biri, onun, ses alanlarının aktif ve reaktif kısımları arasında yapmakta olduğu ayırımıdırki, bu özelliğe ses basıncı sahip değildir. Bir şiddet ölçeri, sadece aktif kısma cevap verir ve ses alanlarının reaktif kısımlarını ihmal eder.

Parçacık hızı, (u) gerçekte iki bileşkene ayrılabilir: (u) ^{aktif} ve (u) ^{reaktif}. Burada (u) ^{aktif}, basınç (p) ile aynı fazdadır. (u) ^{reaktif} ise basınç (p) ile faz dışı 90° 'dir.



Şekil 6.4. Ses Alanlarının Aktif ve Reaktif Kısımları

Sadece, aynı fazdaki parçacık hızı bileşeni u aktif in, basınç çarpımı şekil 6.4.'de görüldüğü gibi sifira eşit olmayan bir zaman ortalamasını verecektir.

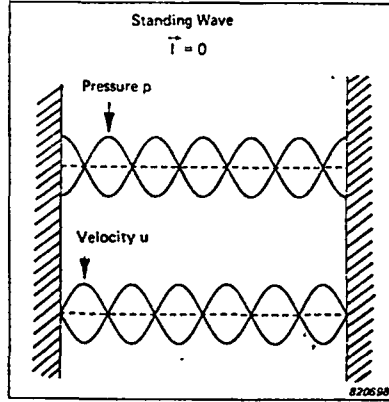
Serbest alanda düz bir dalga yayılması, saf bir aktif ses alanına bir örnektir. Gerçekte bu durumda parçacık hızı, ohm kanununun benzeşimi kullanılarak basınçtan hesap edilebilir. (Akım = voltaj x direnç) (ELLIOT,S.J., 1981).

$$u = p / \rho c \quad (6.5)$$

Şiddetin büyüklüğü:

$$|I| = p \cdot u = p^2 / \rho c = p_{\text{rms}}^2 / \rho c \quad (6.6)$$

Burada ρc ortamın öz direncidir. Gerçekten, serbest alan durumu verildiği zaman; şiddet ses basıncından dolaylı olarak belirlenebilir.



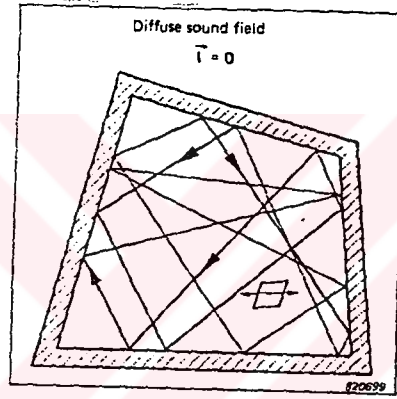
Şekil 6.5. Sabit Dalga

Reaktif ses alanlarında şiddet sıfırdır. Bu durumda net enerji akışı yoktur. Bunun bir örneği ideal bir sabit (sürekli) dalgadır; çünkü parçacık hızı (u), basınç (p) ile faz dışı 90° 'dir. Basınç, duvarlarda maksimum değerlerine ulaşır ki, burada parçacık hızı sıfır olup (Şekil 6.5) iki

miktar arasında 90° 'lik bir faz kaymasına tekabül eder (BRUEL ve KJAER, 1982).

Saf reaktif ses alanının diğerk örneği ideal difüzyon(yayınım) ses alanıdır. Bu alanda, bir pozisyonda verilen enerji akışı tüm yönlerde aynıdır.

Bu nedenle, herhangi bir noktada akustik enerjinin net akışı yoktur. Ses şiddeti sıfırdır (Şekil 6.6).



Şekil 6.6. Difüzyon Ses Alanı

Bununla birlikte, bir difüzyon(yayınım) ses alanında, bir birim düzlem alan içinden sadece bir taraftan geçen ses enerjisi şiddeti:

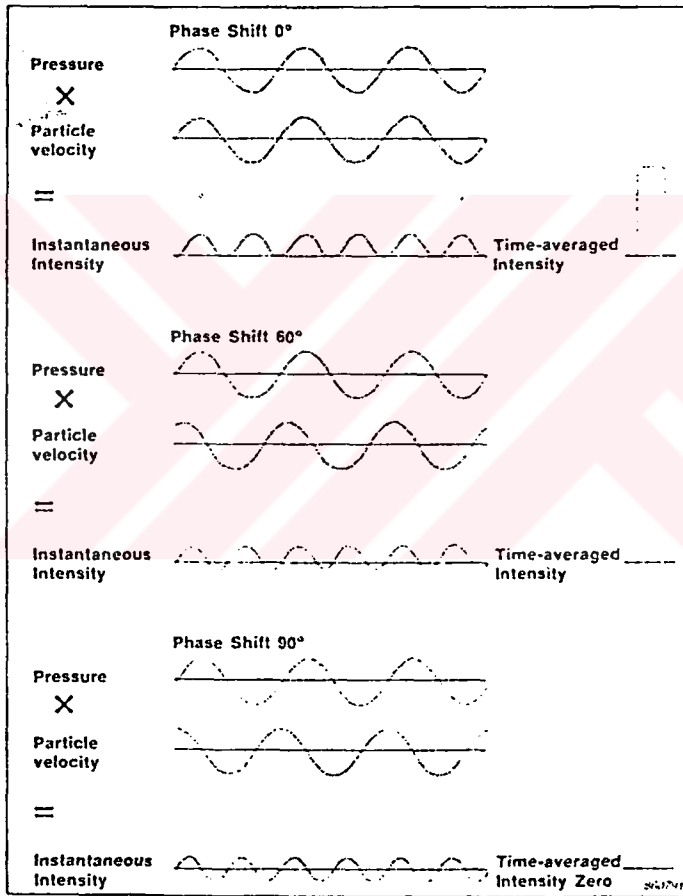
$$I = \frac{p_{rms}^2}{4\rho c} \quad (6.7)$$

6.5.Basınç ve Parçacık Hızı

Bir hava parçacığı yer değiştirdiğinde basınçta geçici bir artış olur. Basınç artışı iki şekilde etkisini gösterir: parçacığı kendi orijinal pozisyonuna getirmek ve paraziti ikinci parçacığa geçirmek. Basınç artışları ve azalışları ortam içinden bir ses dalgası gibi yayılır. Bu süreçte iki

önemli parametre vardır: Basınç (ortamla ilgili yerel artışlar ve azalışlar) ve sabit bir pozisyon etrafında salınan hava parçacıklarının hızı.

Ses şiddeti, basınç ve parçacık hızının çarpımıdır. Aşağıdaki dönüşümden de görüleceği gibi, ses şiddeti daha önce tanımlanan birim alandaki güce eşittir.



Şekil 6.7. Basınç ve Parçacık Hızı Sinyalleri

Şiddet = Basınç x Parçacık Hızı

$$= \frac{\text{Kuvvet}}{\text{Alan}} \times \frac{\text{Uzaklık}}{\text{Zaman}} = \frac{\text{Enerji}}{\text{Alan} \times \text{Zaman}} = \frac{\text{Güç}}{\text{Alan}}$$

Bir aktif alanda basınç ve parçacık hızı eş zamanlı olarak

değişir. Basınç sinyalindeki bir tepe noktası, parçacık hızı sinyalindeki bir tepe noktası ile aynı zamanda oluşur. Bu sebeple aynı fazdadır denir ve iki sinyalin ürünü net bir şiddet verir. Reaktif bir alanda basınç ve parçacık hızı, faz dışı 90° dir. Biri diğerine nazaran bir dalga boyunun dörtte biri kadar kaymıştır. Her iki sinyalin birbiriyle çarpılması sinüzoidal olarak değişen enstantene bir şiddeti verir. Bu nedenle zaman-ortalama şiddet sıfırdır (Şekil 6.7) (GADE, 1985).

6.6 Ses Şiddetinin Ölçülmesi

6.6.1 Euler Denklemi ve Parçacık Hızını Bulma

Ses şiddeti, basınç ve parçacık hızının çarpımının zaman ortalamasıdır. Tek mikrofon basınç ölçülebilir. Bu problem değildir. Fakat parçacık hızı bu kadar kolay değildir. Bununla birlikte, parçacık hızının, lineerize edilmiş Euler denklemi ile basınç gradyeni (enstantene basıncın mesafe ile değişim oranı) arasında bir ilişki olabilir. Bu denklem ile, basınç gradyenini, iki birbirine yakın aralıklı mikrofonla ölçmek ve onu parçacık hızına kıyaslamak mümkündür.

Euler denklemi esas itibariyle bir akışkana uygulanmış Newton'un ikinci kanunudur.

Newton'un ikinci kanunu eşitlik (6.8)'de görüleceği gibidir:

$$F = m \cdot a \quad (6.8)$$

$$a = \frac{F}{m}$$

$$v = \int \frac{F}{m} dt \quad (6.9)$$

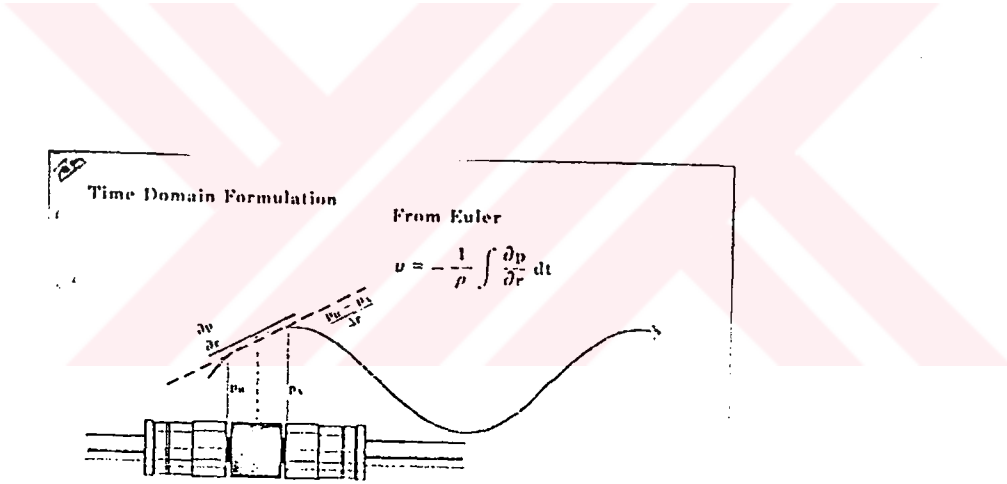
Newton'un ikinci kanunu, kütlelerin üzerine etki eden kuvvetin

bir kütleye verdiği hızlandırmayla ilgilidir. Eğer kütle ve kuvveti bilirsek, hızlandırmayı bulabiliriz ve daha sonra bunu, hızı bulmak için, zamana göre entegre edebiliriz.

Euler denklemi:

$$a = - \frac{1}{\rho} \text{grad} p \quad (6.10)$$

$$\frac{u}{t} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (6.11)$$



Şekil 6.8. Sonlu Fark Yaklaşımı

$$u = - \int \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (6.12)$$

Euler denklemi ile, (ρ) yoğunluktaki bir sıvıyı hızlandıran basınç gradyenidir. Basınç gradyeninin ve sıvının yoğunluğunun bilinmesi ile parçacığın hızlanması hesap

edilebilir. Hızlandırma sinyalinin entegre edilmesi ise parçacık hızını verecektir (BRUEL ve KJAER, 1982).

6.6.2 Sonlu Fark Yaklaşımı

Basınç gradyeni devamlı bir fonksiyondur, yani düzgün bir şekilde değişen bir eğridir. İki birbirine yakın mikrofonla, basınçdaki farkı vererek ve onlar arasındaki uzaklığı ile bölerek basınç gradyeni için bir doğru hat yaklaşımı elde etmek mümkündür. Buna sonlu fark yaklaşımı denir (Şekil 6.8).

6.6.3 Şiddet Hesabı

Basınç gradyeni parçacık hızlanması ile orantılı olduğundan parçacık hızı, basınç gradyenine göre entegre edilerek elde edilebilir:

$$u = - \frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (6.13)$$

Pratikte, basınç gradyeni, çok yakın mesafeli iki noktada, A ve B, basınçları (p_A ve p_B) ölçmek suretiyle tahmini olarak hesap edilebilir, sonra basınç farkı, $p_B - p_A$, ayırma mesafesi Δr ile bölünerek parçacık hızı (u) 'nun tahmini değeri bulunur:

$$u = - \frac{1}{\rho} \int \frac{p_B - p_A}{\Delta r} dt \quad (6.14)$$

Burada ses basıncı, iki mikrofon arasındaki ortalama basınç olarak alınır:

$$p = \frac{p_B + p_A}{2} \quad (6.15)$$

Bundan sonra basınç ve parçacık hızı sinyalleri birbiriyle çarpılır ve zaman ortalaması şiddeti verir (Eşitlik (6.17)) (GADE, 1985).

$$I = \overline{p \cdot u} \quad (6.16)$$

$$I = - \frac{p_B + p_A}{2\rho\Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad (6.17)$$

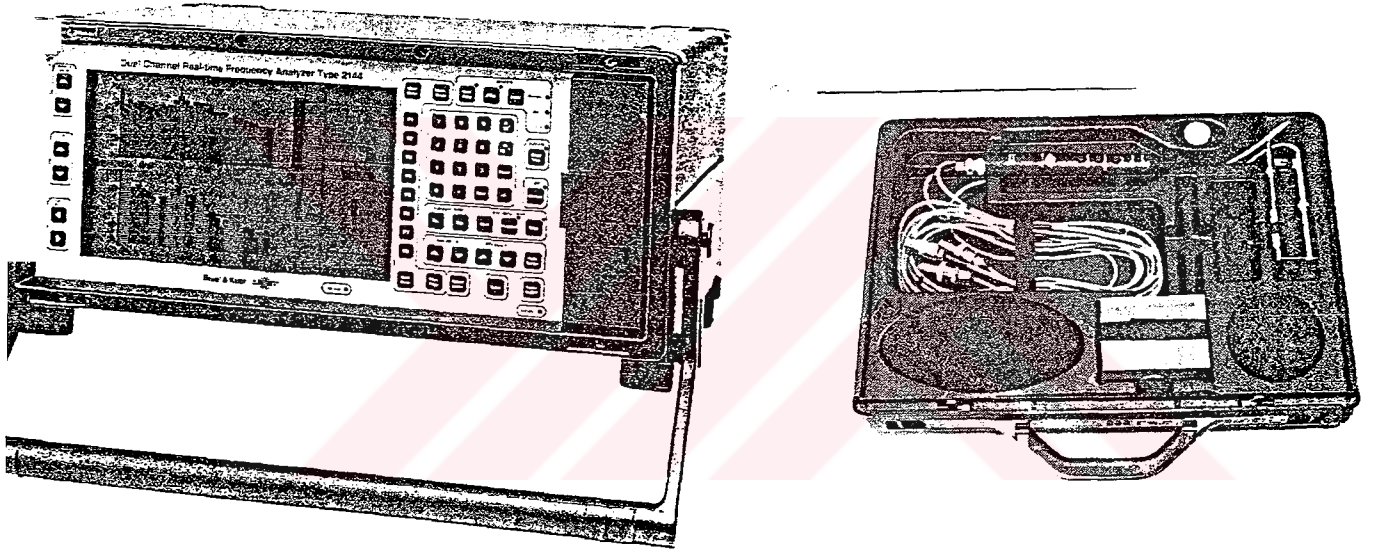


BÖLÜM - 7

7.DENEYSEL ÇALIŞMA

7.1 Deney Seti

Bir ses şiddet analiz sisteminde iki gerekli eleman vardır: analizör ve prob (Şekil 7.1).



a - Analizör

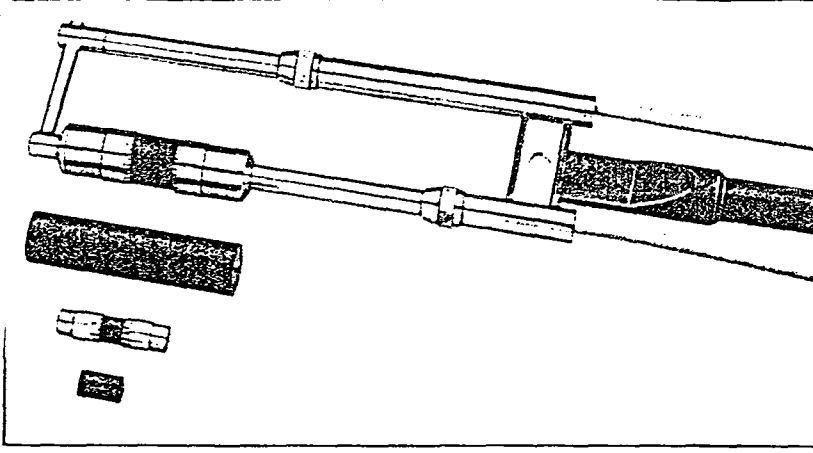
b - Probe

Şekil 7.1 Deney Seti

Probe sadece iki mikrofondaki basıncı ölçer. Analizör ise, ses şiddetini bulmak için gerekli entegrasyon ve hesaplamaları yapar.

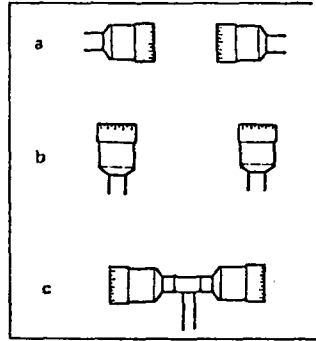
7.1.1 Ses Şiddeti Probu

Ses şiddeti probu (Şekil 7.2), aralarında bir katı aralayıcı (spacer) olan yüz-yüze monte edilmiş iki mikrofonu sahiptir.



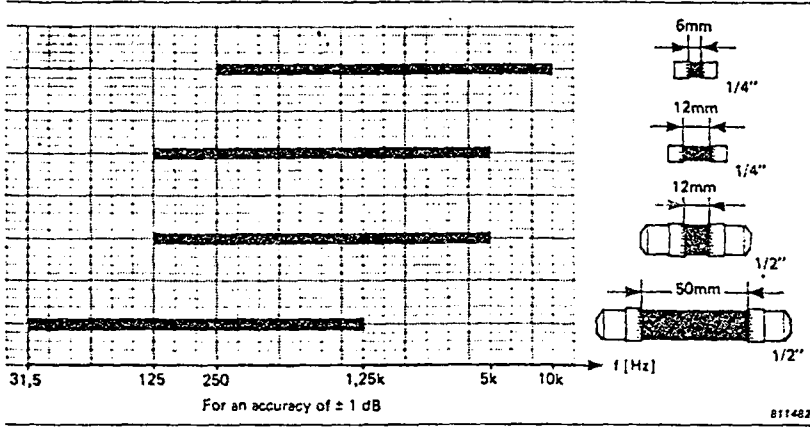
Şekil 7.2 Ses Şiddeti Probu

Yüz-yüze monte edilmiş (Şekil 7.3) prob daha iyi frekans cevaplamasına sahiptir.



Şekil 7.3 Çeşitli Prob Biçimleri: (a) Yüz-yüze, (b) Yan-yana
(c) Arka-arkaya

Uç boy arasından (6, 12 ve 50 mm) aralayıcı (spacer) seçilir. Spacer küçüldükçe, ölçülebilen frekans daha yüksek olur.
(Şekil 7.4.)



Şekil 7.4 Spacer Çeşitleri

7.2 Arka Plan Gürültüsü

Ses şiddeti metodunun ana avantajlarından biri şudur ki; yüksek seviyede devamlı geri plan gürültüsü önemli değildir.

Geri plan gürültüsü sabit olması kaydıyla, ölçümler 1 dB 'lik bir doğrulukla yapılabilir, hatta geri plan seviyesi, kaynak seviyesini 10 dB kadar aşsa bile. Geri plan gürültüsünün etkisi, kaynağa yakın ölçme yapmak suretiyle azaltılabilir.

7.3 Şiddet Haritalaması

Her gürültü kontrol problemi, herşeyden önce, kaynağın yer tesbiti ve tanımlama problemidir. Ses şiddeti ölçümü; bunun yapılması için çeşitli yollar teklif etmektedir ki, bunlar eski tekniklere nazaran önemli ölçüde avantajlara sahiptirler.

Eşit aralıklarla oluşturulan parseller; bir kaynak tarafından yaratılan ses alanı hakkında çok detaylı bilgi verir. Birçok kaynaklar veya kanallar doğrulukla tanımlanabilir.

Bu yüzeyi tanımlamak için bir ızgara sistemi kurulur. Yüzeyde ses şiddet ölçümleri; yüzey üzerinde eşit aralıklarla belirlenen noktalardan yapılır. Elde edilen spektrumlar bundan sonra bir bilgisayara verilir ve her frekans bandı için bütün ızgara boyunca şiddet haritalarına çevrilir (BRUEL ve KJAER, 1982).

7.4 Deneyin Amacı ve Şartları

Deneyin amacı; oturtulmuş olan motor + fren sisteminin birleşiminden oluşan sistemin dinamik davranışlarıyla ortaya çıkan ses yayılmalarını ve kaynaklarını tesbit etmektir.

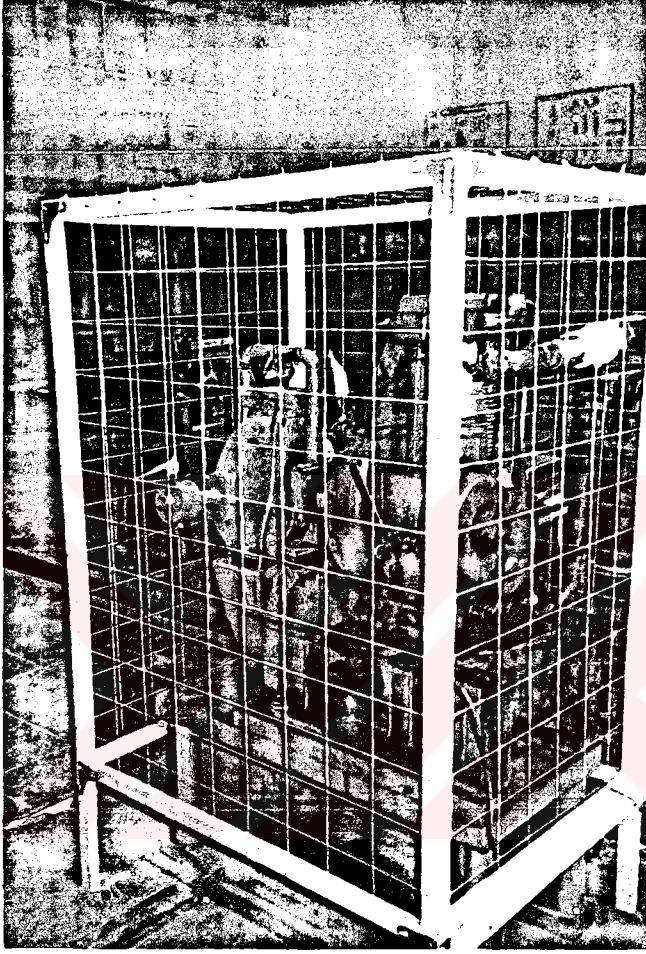
Uzayda bir düzlem alınır. Düzleme dik doğrultuda ölçüm yapılır ve mikrofonların ortak ekseni, seçilen ölçüm noktasına dik olmasına dikkat edilmelidir.

Deney düzeneği olarak motor + fren sisteminden oluşan bir tertibat seçilmiştir. Bu tertibat üzerine bir ızgara sistemi kurulmuştur (Şekil 7.5).

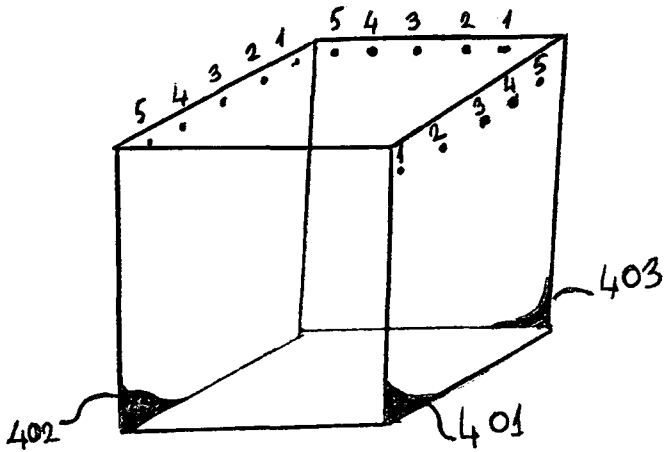
Tertibat 1500 dev/dak 'da çalışmakta ve motor 4 zamanlı motordur.

7.5 Deneyler ve Sonuçlar

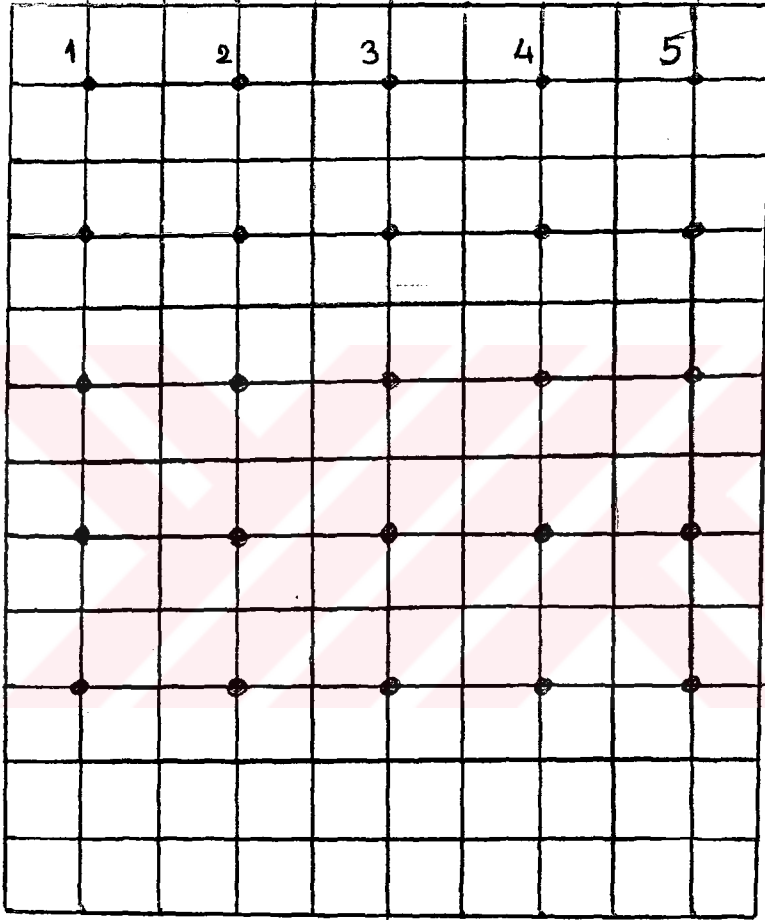
Motor + Fren sistemi üzerine kurulan ızgara birtakım alanlara ayrılmıştır. Bu alanlar; 401, 402 ve 403 alanlarıdır. Ölçümler bu alanlardaki düğüm noktalarında yapılmıştır (Şekil 7.6).



Şekil 7.5 Deney Düzenegi

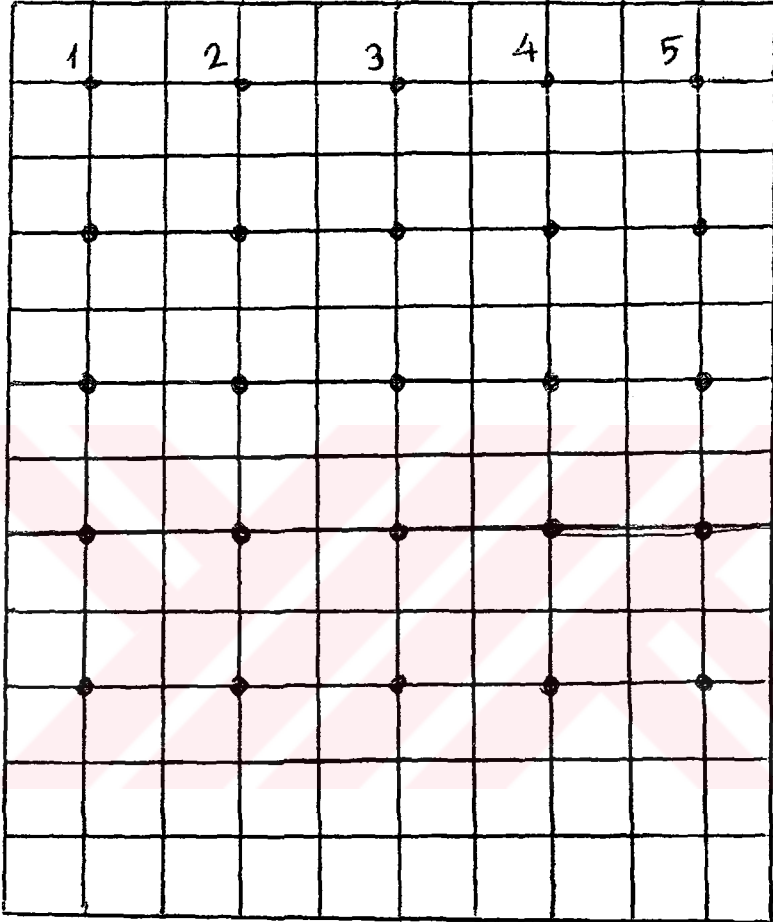


Şekil 7.6 Ölçüm Yapılan Alanlar: 401, 402 ve 403.



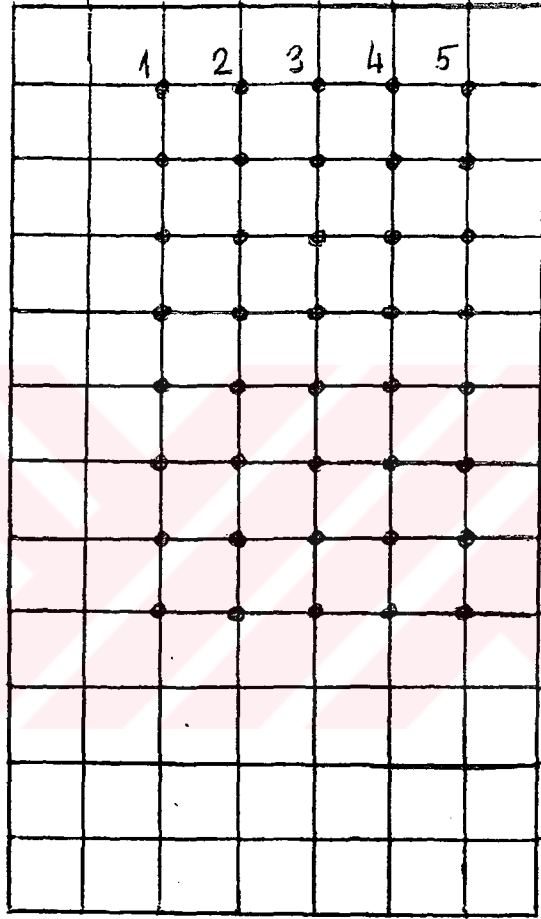
Şekil 7.7 401 Ses Alanındaki Ölçüm Noktaları

Şekil 7.7 'de görüldüğü gibi 401 ses alanında ölçüm noktaları belirtilmiş ve 25 noktada ölçüm değerleri elde edilmiştir.



Şekil 7.8 402 Ses Alanındaki Ölçüm Noktaları

Şekil 7.8 'de görüldüğü gibi 402 ses alanında ölçüm noktaları belirtilmiş ve 25 noktada ölçüm değerleri elde edilmiştir.



Şekil 7.9 403 Ses Alanındaki Ölçüm Noktaları

Şekil 7.9 'da görüldüğü gibi 403 ses alanında ölçüm noktaları belirtilmiş ve 40 noktada ölçüm değerleri elde edilmiştir.

401 alanından alınan değerler:

78.2	81.1	82.4	79.4	78.6
77.3	80.7	81.7	77.0	79.5
77.9	80.0	79.8	76.4	79.5
77.2	80.3	80.0	80.1	78.5
77.0	81.2	81.0	80.7	79.4

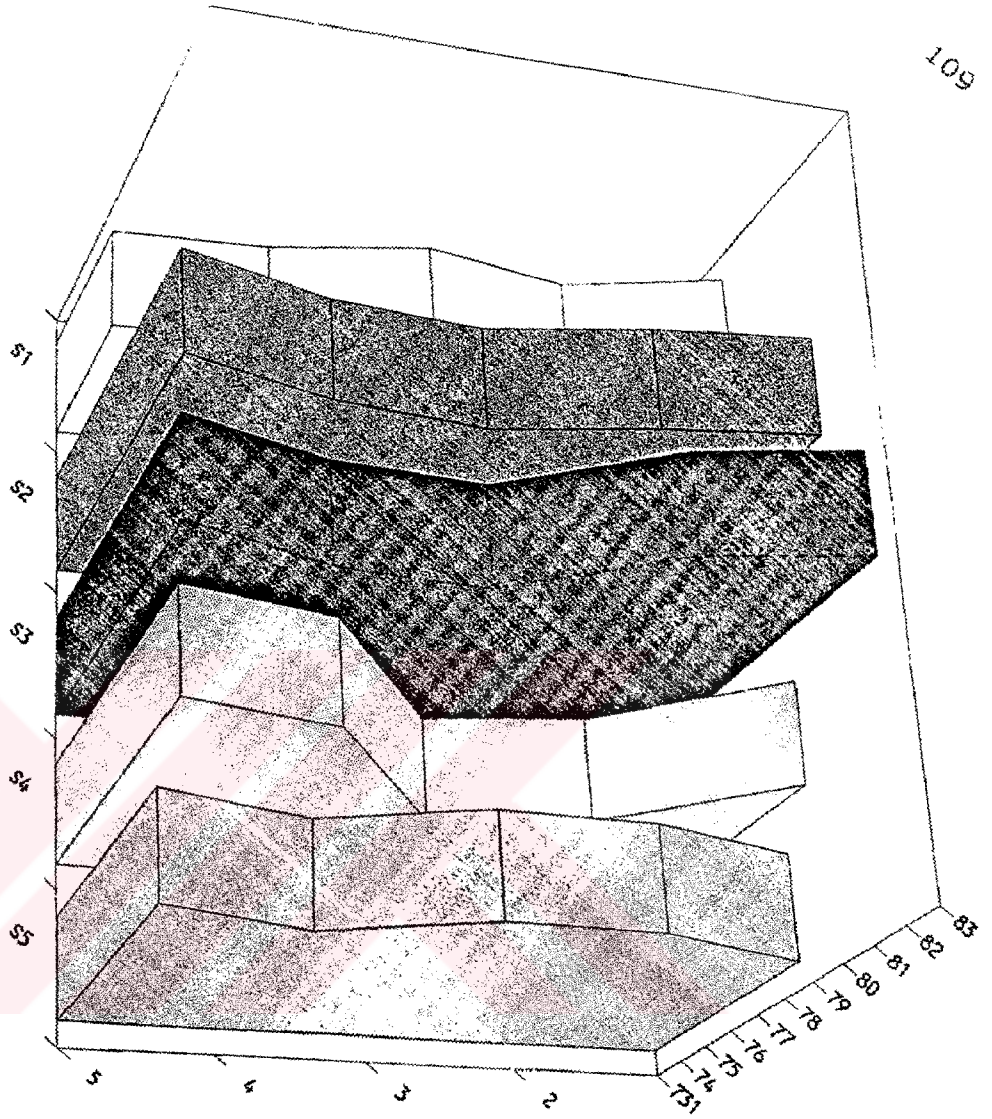
402 alanından alınan değerler:

-66.0	73.2	72.6	68.5	-70.3
66.5	74.8	67.8	72.3	-72.5
80.4	83.0	82.0	76.8	-75.1
84.7	83.3	82.2	77.4	71.2
79.9	-87.5	-70.9	59.1	67.6

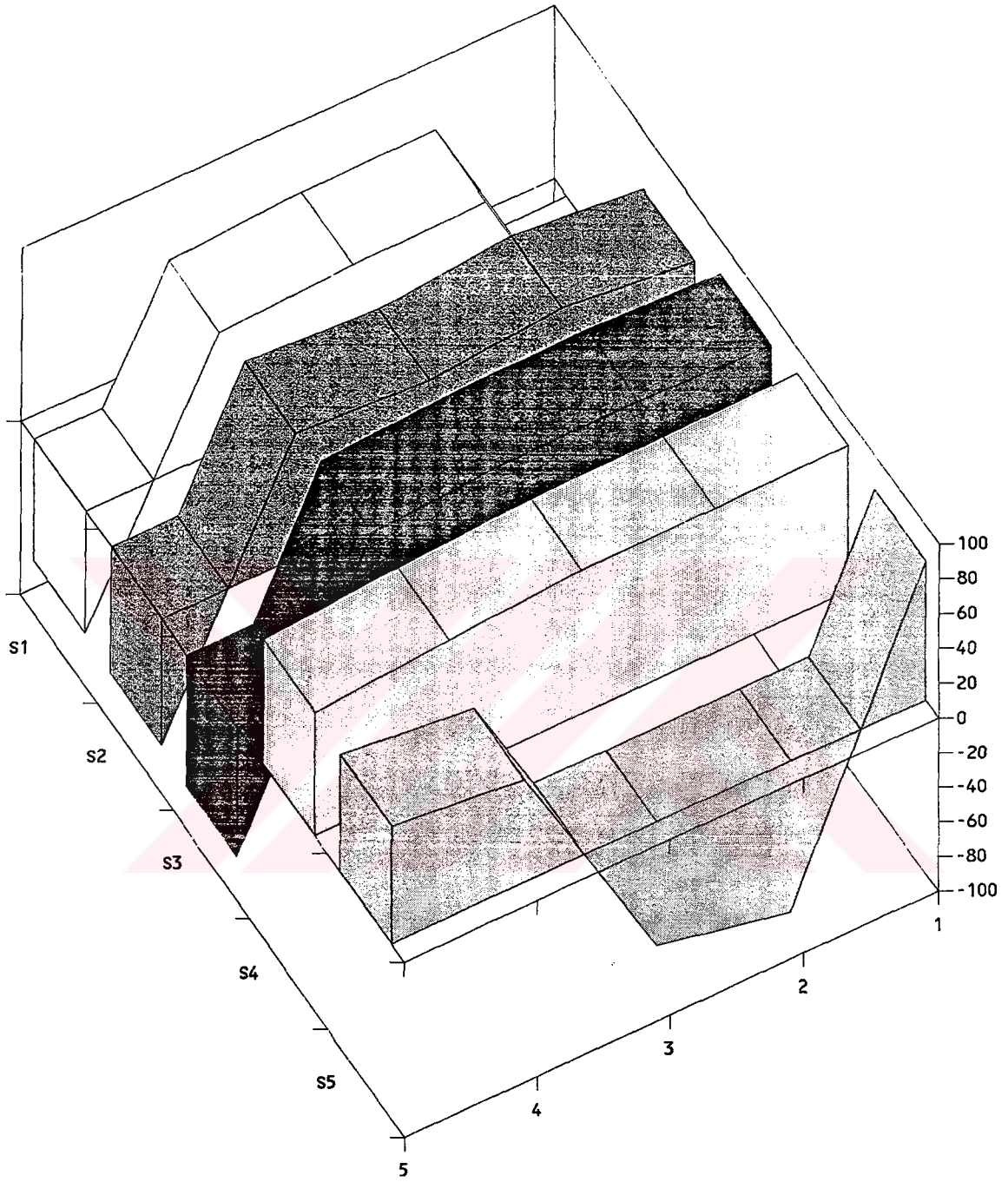
403 alanından alınan değerler:

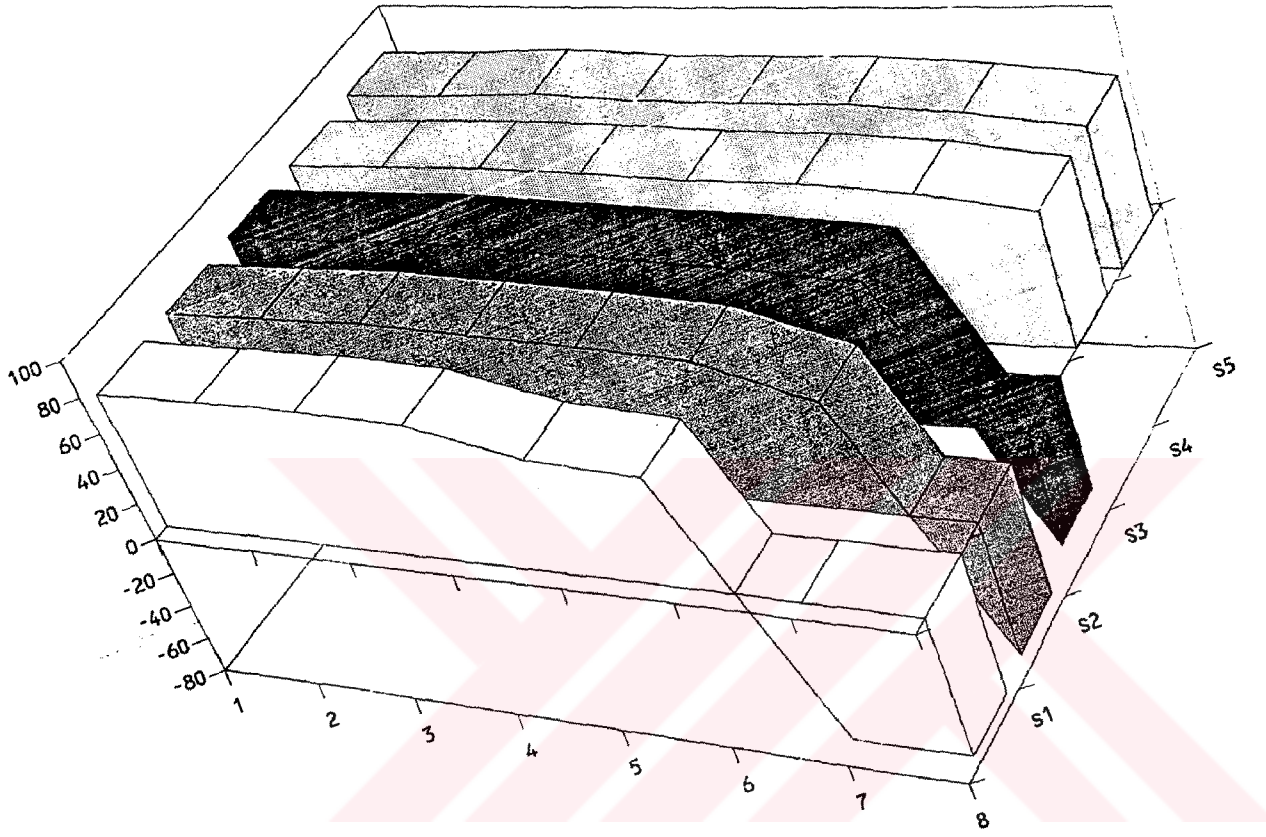
74.7	75.8	77.9	77.9	79.7
74.9	76.8	78.1	79.3	80.6
75.4	78.2	79.5	80.5	82.9
73.3	76.2	78.1	79.9	80.5
61.4	-74.7	-76.8	78.4	80.3
57.8	72.3	75.8	78.8	80.9
-74.0	56.1	73.2	76.6	78.0
-73.4	-70.0	-60.1	70.1	72.2

Bu ölçümler; 200 Hz 'de yapılmıştır.



Şekil 7.10. 200 Hz 'de 401 Alanının Gürültü Haritası

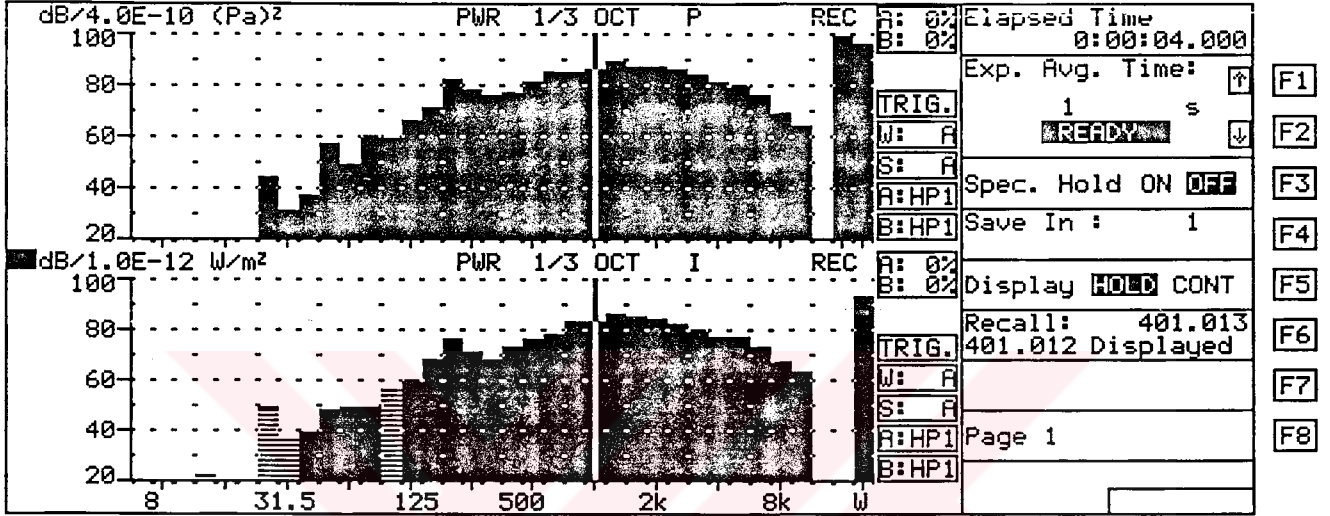






TYPE 2144

COPY TIME 30-APR-1992 19:02:04



===== INPUT OVERLOADED DURING MEASUREMENT ! =====

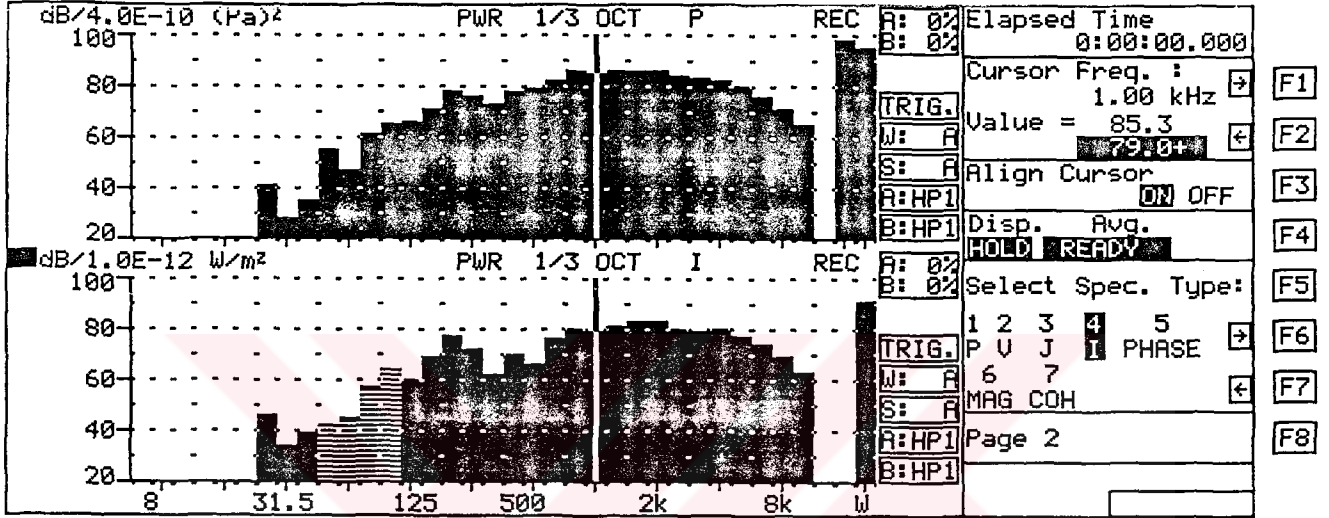
FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]	FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]	FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]
10.00	2.3+	125.00	59.9+	1.60k	84.7+
12.50	21.9-	160.00	67.9+	2.00k	84.4+
16.00	7.6-	200.00	75.9+	2.50k	82.4+
20.00	18.7-	250.00	70.9+	3.15k	80.1+
25.00	48.8-	315.00	67.5+	4.00k	77.2+
31.50	35.5-	400.00	72.8+	5.00k	77.3+
40.00	39.3+	500.00	76.5+	6.30k	73.2+
50.00	48.4+	630.00	78.3+	8.00k	67.2+
63.00	49.0+	800.00	83.4+	10.00k	62.8+
80.00	49.5+	1.00k	82.6+	A/L	-255.9+
100.00	56.3-	1.25k	85.5+	W	92.9+

Şekil 7.13. 401 Ses Alanının 12. düğüm Noktasından Alınan Sonuçlar



TYPE 2144

COPY TIME 30-APR-1992 18:56:46



FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]	FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]	FREQ. [Hz]	LEVEL [dB]
400.00m	-69.2+	16.00	11.9+	630.00	76.3+
500.00m	-53.0-	20.00	15.1-	800.00	80.2+
630.00m	-47.2+	25.00	46.4+	1.00k	79.0+
800.00m	-44.0-	31.50	33.9+	1.25k	81.0+
1.00	-33.8-	40.00	39.2+	1.60k	83.3+
1.25	-25.8-	50.00	42.5-	2.00k	82.6+
1.60	-32.1-	63.00	45.4-	2.50k	79.7+
2.00	-32.0+	80.00	56.9-	3.15k	79.3+
2.50	-29.5-	100.00	63.5-	4.00k	80.0+
3.15	-24.2-	125.00	59.9+	5.00k	76.9+
4.00	-14.3-	160.00	68.7+	6.30k	73.9+
5.00	-13.2-	200.00	77.1+	8.00k	68.6+
6.30	-18.5+	250.00	72.3+	10.00k	63.2+
8.00	0.1+	315.00	61.8+	A/L	-255.9+
10.00	6.0+	400.00	70.4+	W	90.8+
12.50	8.6-	500.00	66.3+		

Şekil 7.14. 401 Ses Alanının 1. düğüm Noktasından Alınan Sonuçlar

BÖLÜM - 8

8. SONUÇ

Aşırı gürültü işe verilen dikkati azaltmakta, sinirliliğe yol açmakta, karşılıklı anlaşma olanaklarını kısaltmakta, kişiler arasındaki ilişkiler üzerinde olumsuz sonuçlar doğurmakta ve işitme duygusunun azalmasına kadar gidebilmektedir.

Gürültünün aşırı bir düzeye ulaştığı yerlerde kişilerin daha çok yanlışlık yapma eğiliminde oldukları saptanmıştır. Bu yanlışlıklar ise üretimin kalitesini etkiledikleri gibi önemli kazalara da yol açabilirler.

Aşırı gürültü gerçek bir tehlike kaynağıdır. Etkileri de birçok durumlarda sürekli ve son derece önemli olabilmektedir. Gürültünün azaltılması işçinin daha etkili, verimli, doğru ve güvenli olarak ve en az yorgunlukla çalışabilmesini sağlayan çalışma koşullarının yaratılmasında önemli bir etmen olmaktadır.

Akustik konusundaki çalışmaların çok eski bir tarihi olmakla birlikte, gelişmiş ülkelerin birçoğunda bile endüstriyel gürültü kontrolünün ciddi olarak gündeme gelmesi son 10 - 15 yılın ürünüdür. Ancak, bu ülkelerde kısa sürede önemli ilerlemeler kaydedilmiş, endüstriyel makinelerin tasarımı aşamasından fabrika yerleşim ve yönetimine dek her aşamada "gürültü sorunu" göz önünde bulundurulmuştur.

Ülkemizde ise bu konudaki çalışmalar daha başlangıç evresindedir.

Yapılan deneysel çalışma sonunda; ses gücünü tespit etmek için, ses basınç ölçümlerinden ziyade ses şiddetinin kullanılmasının avantajları olduğu gözlenmiştir. Bu avantajlar şunlardır:

1. Ses alanı üzerinde hiç bir kısıtlama yoktur. Ölçümler herhangi bir ses alanında yapılabilir. Bu da ölçümlerin yerinde olmasına olanak verir.
2. Ölçümler yakın alanda olduğu gibi uzak alanda da yapılabilir. Yakın alandaki ölçümler; sinyal - gürültü oranını iyileştirir ve daha az alan gerektirir. Fakat ölçüm noktalarının sayısı arttırılabilir.
3. Kapalı alan üzerinde hiç bir kısıtlama yoktur. Herhangi bir şekil kullanılabilir.
4. Devamlı arka - plan gürültüsü ölçümleri etkilemez.



KAYNAKLAR

1. DOMANIÇ F. , ERDİK E. , ZENGİN N. ,"Modern Üniversite Fiziği" , I.cilt, Çağlayan Yayınevi, İstanbul - 1982.
2. WHITE R.G. , WALKER J.K. , "Noise and Vibration". ed. Ellis Horwood Ltd.,(Chishester , 1982).
3. GRAHAM J.B., "How to Estimate Fan Noise, Sound and Vibration", Mayıs - 1972.
4. ÖZGÜVEN N., "Endüstriyel Gürültü Kontrolü" , Ankara - 1986.
5. IRWIN J.D., GRAF E.R., "Industrial Noise and Vibration Control", Englewood Cliffs, 1979.
6. WEBB J.D., "Noise Control In Industry", İngiltere, 1976.
7. FAULKNER L.L., "Handbook of Industrial Noise Control", New York, 1976
8. WILLAMS K.C., "Secrets of Noise Control", Atlanta, 1974.
9. MAGRAB E.B., "Environmental Noise Control", New York, 1975.
10. BRÜEL, KJAER, "Acoustic Noise Measurements", Danimarka, 1978.
11. BRÜEL, KJAER, " Community Noise Measurements", Danimarka.
12. CURA O., " Insana Saygı Gürültüye Son Paneli", İzmir, 1989.
13. Milli Prodüktivite Merkezi Yayınları, 1974.
14. RABINOWITZ J.,"Les Effects Physiologiques", 1991.
15. BERANEK L.L., "Noise and Vibration Control", New York, 1971.
16. KOSTEN C.W., VAN OS. G.J., "Community Reaction Criteria for External Noise", London, 1962.
17. CROCKER M.J., PRICE A.J., "Noise and Noise Control", Cilt I CRC Press, Boca Raton, 1979.
18. BRÜEL, KJAER, "Noise Control, Principles and Practice", Danimarka, 1982.
19. BAKER J.K., " Vibration Isolation " , Oxford University Press, England, 1975.
20. BANNISTER R.L. , PIZZIRUSSO J.F., " The Law and Acoustic

- Enclosures", Machine Design, 1971.
21. HARRIS C.M. , "Handbook of Noise Control", New York, 1957.
 22. TOMPSON J.K., TREE D.R. , "Finite Difference Approximation Errors in Acoustic Intensity Measurements", Journal of Sound and Vibration , 1981.
 23. ELLIOT S.J., "Errors in Acoustic Intensity Measurements", Journal of Sound and Vibration, 1981.
 24. BRUEL, KJAER, "Technical Review", 1982.
 25. GADE S., "Sound intensity and its Application in Noise Control", 1985.
 26. GINN K.B., UPTON, "Business Machines Measurements Using Sound Intensity", 1986.
- 