

**İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ GÜRÜLTÜSÜ
AÇISINDAN İSKİ İKİTELLİ KÜLTÜR
MERKEZİ'NİN PERFORMANS
DEĞERLENDİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Merte AKÇADAĞ

Anabilim Dalı: Mimarlık

Program: Yapı Bilgisi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Sevtap Yılmaz DEMİRKALE

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Bu araştırma sürecinin her aşamasında değerli görüşlerinden yararlandığım çalışmada izlenecek yöntem ve kapsam konusunda yardımlarını esirgemeyen ve destek olan tez danışmanım sayın Prof. Dr. Sevtap YILMAZ DEMİRKALE' ye; bu süreç boyunca her zaman maddi, manevi destekleriyle yanımda olan sevgili annem ve babam; çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen arkadaşı m Araş. Gör. Ayçe DÖŞEMEÇİ' ye sonsuz teşekkür ederim

Mayıs 2003

Mete AKÇADAĞ

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
2. H V A C SİSTEMLERİNDEKİ GÜRÜLTÜ KAYNAKLARININ İNCELENMESİ	3
2.1. H V A C Sistemlerindeki Gürültü Kaynakları	3
2.1.1. Fanların Gürültüsü	7
2.1.2. Hava Kanallarında Hava Akışı Kaynaklı Gürültü	15
2.1.3. Çiller ve Hava Soğutmalı Yoğuşturucuların Gürültüsü	18
2.1.3.1. İç Mekan Su Soğutmalı Çillerlerin Gürültüsü	21
2.1.3.2. Dış Mekan Hava Soğutmalı Çiller ve Hava Soğutmalı Yoğuşturucuların Gürültüsü	21
2.1.4. Çatı- Üstü İklimlendirme Santrallerinin Gürültüsü	22
3. H V A C SİSTEMLERİNDE KAYNAK İLE ALICI ARASINDA GÜRÜLTÜ İLETİMİNİN İNCELENMESİ	24
3.1. Hava Kanallarında Gürültü Azaltımının İncelenmesi	24
3.1.1. Flenunların Gürültü Azaltımı	24
3.1.2. Yalıtımsız Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı	27
3.1.3. Yalıtımlı Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı	28
3.1.4. Yalıtımsız Dairesel Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı	31
3.1.5. Yalıtımlı Dairesel Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı	31
3.1.6. Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanalı Dirseklerinin Gürültü Azaltımı	33
3.1.7. Yalıtımlı A Metal Esnek Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı	35
3.1.8. Hava Kanalı Susturucularının Gürültü Azaltımı	35
3.1.9. Hava Kanalı Branşmanlarında Ses Gücünün Bölünmesi Nedeniyle Gürültü Azaltımı	40
3.1.10. Kanal Sonu Yansıma Kaybı Nedeniyle Gürültü Azaltımı	41
3.1.11. HVAC Sistemlerinde Cam Yünü Malzemelerin Kullanımı	43
3.2. Kanal Duvarları Boyunca Gürültü Yayılımının İncelenmesi	44
3.2.1. Hava Akışı Kaynaklı Kanal Gürültüsü	44
3.2.2. Hava Kanallarında Ses Geçiş Kayıpları	46
3.2.2.1. Kanal Duvarlarından Ses Geçişinin İletimi	47
3.2.2.2. Hava Kanallarına Ses Girişinin İletimi	51

3.3. Alıcı Odasının Gürültü Düzeltmesi Açısından İncelenmesi	53
3.3.1. Noktasal Kaynaklar Açısından İncelenmesi	54
3.3.2. Tavandaki Sıralı Gürültü Kaynakları Açısından İncelenmesi	56
4. H V A C S İ S T E M L E R İ N İ N G Ü R Ü L T Ü S Ü N Ü D E Ğ E R L E N D İ R M E K İ Ç İ N K U L L A N I L A N G Ü R Ü L T Ü K R İ T E R L E R İ V E G Ü R Ü L T Ü Y A L I T I M	58
4.1. Bina İçi Gürültü Kriteri	58
4.1.1. NC Gürültü Kriteri Metodu	60
4.1.2. RC Gürültü Kriteri Metodu	60
4.1.3. A Ağırlıklı Ses Düzeyi Metodu	61
4.1.4. NCB Dengelenmiş Gürültü Kriteri	61
4.1.5. RC MARK II Gürültü Kriteri	62
4.1.5.1. RC MARK II Sınıflandırmasının Belirlenmesi	64
4.1.5.2. QAI Kullanarak Kullanıcı Memnuniyeti Değerlendirmesi	66
4.2. Dış Ortam Gürültü Kriteri	70
4.3. Mekanik Sistem Odası Gürültü Yalıtımı	75
4.3.1. Duvarlara Hava Kanalı Grişleri	77
4.3.2. Mekanik Boşluklar	78
4.3.3. Özel Duvar Yapımı	79
5. H V A C S İ S T E M L E R İ N İ N G Ü R Ü L T Ü S Ü N Ü N K R İ T E R L E R E G Ö R E H E S A P L A N M A S I İ Ç İ N Y Ö N T E M L E R İ N D E Ğ E R L E N D İ R İ L M E S İ V E S İ S T E M İ N T A S A R I M S Ü R E C İ N İ N O R T A Y A K O N U L M A S I	80
5.1. H V A C Sistemlerinin Gürültüsünün Belirlenmesinde Kullanılan Kriterler	80
5.2. H V A C Sistem Bileşenlerinin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	80
5.2.1. Fan Ses Güç Düzeyinin Hesaplanması	81
5.2.1.1. Fan Ses Güç Düzeyinin 1970 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması	83
5.2.1.2. Fan Ses Güç Düzeyinin 1973 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması	85
5.2.1.3. Fan Ses Güç Düzeyinin IQBAL- WILSON- THOMAS Yöntemiyle Hesaplanması	87
5.2.2. Kanal Sistemi Bileşenlerinin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	88
5.2.2.1. Damperlerin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	88
5.2.2.2. Hava Kanalı Dirseklerinin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	90
5.2.2.3. Branşmanların Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	91
5.2.2.4. Difüzörlerin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması	92
5.3. H V A C Sistem Bileşenlerinin Ses Azaltım Değerlerinin Hesaplanması	94
5.4. Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin Hesaplanması	95
5.4.1. Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin IQBAL- WILSON- THOMAS Yöntemiyle Hesaplanması	95
5.4.2. Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin 1973 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması	98

5.5. Alıcı Odasındaki Hesaplanan Ses Basınç Düzeyi ile Kriter Değerinin Karşılaştırılması	99
5.6. H V A C Sistemlerinin Tasarım Sürecinin Ortaya Konulması	99
6. İSKİ İKİTELLİ KÜLTÜR MERKEZİ NİN H V A C SİSTEMLERİNİN GÜRÜLTÜSÜ AÇISINDAN HESAP YÖNTEMLERİNE GÖRE İNCELENMESİ	102
6.1. İSKİ İkitelli Kültür Merkezi Konferans Salonunun İkili İndirilmesiinde Kullanılan H V A C Sistemi	102
6.2. İSKİ İkitelli Kültür Merkezi H V A C Sisteminin Gürültüsünün Belirlenmesinde Kullanılan Gürültü Kriteri	103
6.3. İSKİ İkitelli Kültür Merkezi H V A C Sistemlerinin Gürültüsünün Belirlenmesinde Kullanılan Hesap Yöntemleri	105
6.3.1. Fan Ses Güç Düzeyinin Belirlenmesinde Kullanılan Hesap Yöntemleri ve Karşılaştırılması	105
6.3.1.1. 1970 ASHRAE Hesap Yöntemi	106
6.3.1.2. 1973 ASHRAE Hesap Yöntemi	108
6.3.1.3. IQBAL- WILSON- THOMAS Hesap Yöntemi	110
6.3.1.4. Hesap Yöntemlerinin Karşılaştırılması	111
6.3.2. Alıcı Odasındaki Ses Basınç Düzeyinin Belirlenmesinde Kullanılan Hesap Yöntemleri ve Karşılaştırılması	112
6.3.2.1. ASHRAE Hesap Yöntemi	112
6.3.2.2. IQBAL- WILSON- THOMAS Hesap Yöntemi	114
6.3.2.3. Hesap Yöntemlerinin Karşılaştırılması	116
6.4. Alıcı Odasında İçin Hesaplanan Ses Basınç Düzeyi ile Gürültü Kriterinin Karşılaştırılması	116
7. SONUÇLAR	118
KAYNAKLAR	119

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Tablo 2.1 : Çeşitli fan tipleri için özgül ses gücü düzeyleri	13
Tablo 2.2 : Akustik dizayn kriterini sağlamak için hava kanallarında önerilen maksimum hava akış hızı, m/s.	14
Tablo 2.3 : Akustik dizayn kriterini sağlamak için hava besleme çıkışlarında ve hava dönüş açıklıklarında önerilen hava akış hızları, m/s	15
Tablo 2.4 : Damperekteki kısılmadan dolayı oluşan gürültünün difüzöre katkısı .	16
Tablo 3.1 : Yalıtımsız dikdörtgen kesitli saç metal hava kanallarında gürültü azaltımı	27
Tablo 3.2 : 25 mm cımyünüyle yalıtımlı dikdörtgen kesitli saç metal kanallarda gürültü azaltımı	29
Tablo 3.3 : 50 mm cımyünüyle yalıtımlı dikdörtgen kesitli saç metal kanallarda gürültü azaltımı	30
Tablo 3.4 : Dairesel kesitli saç metal hava kanallarında gürültü azaltımı	31
Tablo 3.5 : 25 mm akustik yalıtımlı dairesel kesitli saç metal hava kanalları . . .	32
Tablo 3.6 : 50 mm akustik yalıtımlı dairesel kesitli saç metal hava kanalları . . .	33
Tablo 3.7 : Yönlendirici kanatları olmayan yalıtımlı ve yalıtımsız köşeli dirsekler için gürültü azaltımı	34
Tablo 3.8 : Yuvarlak dirsekler için gürültü azaltımı	34
Tablo 3.9 : Yönlendirici kanatlı yalıtımlı ve yalıtımsız köşe dirseklerinin gürültü azaltımı	35
Tablo 3.10 : Yalıtımlı esnek hava kanallarının gürültü azaltımı	36
Tablo 3.11 : Hava kanalı branşmanlarında ses gücünün bölünmesi	41
Tablo 3.12 : Kanal sonu yansıma kayıpları, dB- Serbest hacme açılan kanallar .	42
Tablo 3.13 : Kanal sonu yansıma kayıpları, dB – Duvara açılan kanallar	42
Tablo 3.14 : Dikdörtgen kesitli kanallarda cıdar ses geçiş kayıp değerleri	48
Tablo 3.15 : Dairesel kesitli kanallarda deneysel olarak ölçülen cıdar ses geçiş kayıp değerleri	48
Tablo 3.16 : Düz-oval kesitli kanallarda cıdar ses geçiş kayıp değerleri	49
Tablo 3.17 : Dikdörtgen kesitli kanallarda cıdar ses geçiş kayıp değerleri	51
Tablo 3.18 : Dairesel kesitli kanallarda deneysel olarak ölçülen cıdar ses geçiş kayıp değerleri	52
Tablo 3.19 : Düz-oval kesitli kanallarda cıdar ses geçiş kayıp değerleri	52

Tablo 3.20	: Denklem 2.18'deki A sabitinin değerleri	54
Tablo 3.21	: Denklem 2.18'deki B sabitinin değerleri	55
Tablo 3.22	: Denklem 2.19'deki C sabitinin değerleri	55
Tablo 3.23	: Denklem 2.20'deki D sabitinin değerleri	57
Tablo 4.1	: RC MarkII Sınıflandırması	65
Tablo 4.2	: HVAC kaynaklı gürültü için ses kalite tanımlaması ve kalite değerlendirme indeksi	67
Tablo 4.3	: Hacı nherde HVAC kaynaklı arka-plan gürültüsü dı zayn kriterleri. .	69
Tablo 4.4	: Arka-plan gürültüsünün düzeltme değerleri	74
Tablo 4.5	: Çeşitli faktörler için düzeltme değerleri	75
Tablo 5.1	: Çeşitli fanlar için statik verim düzeltme değeri	86
Tablo 5.2	: Spektrum düzeltme faktörü	88
Tablo 5.3	: Difüzör den üflen en hava hacmini n yüzdesi için düzeltme değeri . .	95
Tablo 5.4	: Reverberasyon süresi ne göre düzeltme değeri	95
Tablo 5.5	: Oda hacmi için düzeltme değeri	96
Tablo 5.6	: Uzaklık için düzeltme değeri	96
Tablo 5.7	: H V A C sist em gürültüsünün analizi (Iqbal 1977)	97
Tablo 5.8	: H V A C sist em gürültüsünün analizi (1973 ASHRAE)	98
Tablo 6.1	: Fan ses güç düzeyini hesaplayan yöntemlerin karşılaştırılması . . .	112
Tablo 6.2	: ASHRAE hesap yöntemi ne göre gürültü analizi	113
Tablo 6.3	: IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemi ne göre gürültü analizi. . . .	115
Tablo 6.4	: Alıcı odasındaki ses basınç düzeyini n hesaplanmasında kullanılan yöntemlerin karşılaştırılması	116
Tablo 6.5	: Konferans salonunun RC MarkII sınıflandırması	117

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Şekil 2.1 : HVAC Sistemlerinde ses geçiş yolları	4
Şekil 2.2 : Çeşitli iklimlendirme sistemi bileşenlerinden kaynaklanan gürültülerin frekans aralıkları	5
Şekil 2.3 : Gürültü kaynakları ve oluşturdukları akustik şikayetler	6
Şekil 2.4 : Çeşitli gürültü kaynaklarının ses basınç düzeyleri	7
Şekil 2.5 : Eksenel (aksiyel) fanların bileşenleri	8
Şekil 2.6 : Eksenel (aksiyel) fan tipleri	9
Şekil 2.7 : Radyal (santrifüj) fanların bileşenleri	9
Şekil 2.8 : Radyal (santrifüj) fan tipleri	10
Şekil 2.9 : Radyal fanların çalışma aralığı	11
Şekil 2.10 : 450k W-4500k W radyal çillerler için ses basınç düzeyleri	18
Şekil 2.11 : 450k W-1400k W vidalı çillerler için ses basınç düzeyleri	19
Şekil 2.12 : 20–380 ton aralığındaki dış mekan çillerler için L_w değerleri	21
Şekil 2.13 : Çatı-üstü iklimlendirme santrali	22
Şekil 3.1 : Hemenun şematik gösterimi ve boyutları	25
Şekil 3.2 : Dikdörtgen kesitli saç metal hava kanalı dirsekleri	34
Şekil 3.3 : Dağıtıcı susturucu	37
Şekil 3.4 : Paket tipi hava kanalı susturucusu	37
Şekil 3.5 : Dairesel kesitli hava kanalı susturucusu	38
Şekil 3.6 : Aktif kanal susturucusu	39
Şekil 3.7 : Radyal fanlar için çeşitli kanal bağlantı konfigürasyonları	45
Şekil 3.8 : Dikdörtgen kesitli hava kanallarının dış yüzeylerini yalıtılması	46
Şekil 3.9 : Hava kanalı duvarlarından ses çıkışı	46
Şekil 3.10 : Hava kanalı duvarlarına ses girişi	47
Şekil 3.11 : Hava kanallarında ses geçiş kaybı değerleri, dB	53
Şekil 4.1 : NCB Gürültü kriteri eğrileri	62
Şekil 4.2 : RC MARKII Gürültü kriteri	63
Şekil 4.3 : Normalize edilmiş bileşik gürültü sınıflandırması (CNR_{nn}) eğrileri	71

Şekil 4.4	: Ortam gürültüsüyle ilişkili bileşik gürültü sınıflandırması (CNR) için düzeltilme değerleri.	72
Şekil 4.5	: Normalize edilmiş gürültü sınıflandırması (CNR_n) değerine göre gürültüye toplumun tepkisi	72
Şekil 4.6	: Duvarlara hava kanalı, tesisat ve boru girişleri için gürültü kontrolü	77
Şekil 5.1	: Denklem 5.5' de kullanılan A bileşeni	83
Şekil 5.2	: Denklem 5.5' de kullanılan B bileşeni	84
Şekil 5.3	: Denklem 5.5' de kullanılan C bileşeni	85
Şekil 5.4	: Fan ses güç düzeyi nin tahmini için histogram.	87
Şekil 6.1	: İSKİ İkitelli Kültür Merkezi Konferans Salonu' nun H V A C sistemlerine ait tavan yerleşim planı	104
Şekil 6.2	: İSKİ İkitelli Kültür Merkezi Konferans Salonu' nun H V A C sistemlerine ait kanal izometrisi	105
Şekil 6.3	: Denklem 5.5' de kullanılan A bileşeni	106
Şekil 6.4	: Fan ses güç düzeyi nin tahmini için histogram.	110

SEMBOL LİSTESİ

f_{bp}	Kanat frekansı
z	Kanat sayısı
n	Fan motorunun devir sayısı
L_p	Radyal kompresör ses basınç düzeyi
L_w	Ses güç düzeyi
S_o	Plenumun çıkış kesit alanı
S	Plenumun giriş ve çıkış kesitleri hariç toplam yüzey alanı
r	Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki uzaklık
Q	Yönlendirme çarpanı
α_A	Plenum yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısı
θ	r doğrusu ile plenumun l yatay eksenleri arasındaki açı
α_1	Plenumun çıkış plak veya yalıtımsız iç yüzeylerinin ses yutma katsayısı
S_1	Plenumun çıkış plak veya yalıtımsız iç yüzeylerinin alanı
α_2	Plenumun akustik yalıtımlı iç yüzey malzemelerinin ses yutma katsayısı
S_2	Plenumun akustik yalıtımlı iç yüzeylerinin alanı
l	Plenumun boyu
r_v	Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki dikey uzaklık
r_h	Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki yatay uzaklık
f_{co}	Kesme frekansı
c_o	Havadaki ses hızı
a	Dikdörtgen kesitli kanalın büyük kenarının uzunluğu
d	Dairesel kesitli kanalın çapı
f_{co}	Kesme frekansı n n üstündeki frekanslarda, düzlem dalgalı kanal içinde yayılanlar
ΔL_{Pi}	Ses gücü azaltım değerleri
D	Hava kanalının çapı
A	Dikdörtgen kesitli hava kanalının alanı

$L_{w,o}$	Kanal duvarlarının dış yüzeylerinden yayılan ses gücü düzeyi
$L_{w,i}$	Kanal içindeki ses gücü düzeyi
S	Kanalın ses yayan dış yüzey alanı
TL_o	Kanalın ses geçiş kaybı
L_p	Haciminde belirli bir noktada ses basınç düzeyi
$L_{w,o}$	Denklemden verilen kanal duvarlarının dış yüzeylerinden yayılan ses gücü düzeyi
r	Hava kanalıyla L_p değerinin hesaplandığı nokta arasındaki uzaklık
$L_{w,i}$	Hava kanalına ve sonrasında giriş noktasından aşağıya veya yukarıya iletilen gürültünün ses güç düzeyi
$L_{w,o}$	Hava kanalıının duvarları dışındaki gürültünün ses güç düzeyi
TL_i	Hava kanallarına ses girişinin geçiş kaybı
L_p	Ses kaynağından belirli bir uzaklıktaki ses basınç düzeyi
L_w	Ses kaynağının ses güç düzeyidir
$L_{p(5)}$	Döşemeden 1,5 m yükseklikteki ses basınç düzeyi
$L_{w(5)}$	Tavandaki bir tek difüzörün ses gücü düzeyi
W	Ses güç düzeyi
W_0	Referans ses güç düzeyi
p	Ses basınç düzeyi
p_0	Referans ses basınç düzeyi
L_w	Ses kaynağının ses güç düzeyi
L_p	Hacmin ses basıncı düzeyi
K_D	Damper spektrumu
U_D	Daralmış kesitteki hız
ΔP	Damperdeki toplam basınç düşümü
K_B	Birleşme spektrumu
U_B	Koldaki hava hızı
D_B	Kol hidrolik çapı
Δ_R	Birleşme, ayrılma veya dirsekteki dönüş yarıçapı için düzeltme
Δ_T	Hava akışının üst tarafında oluşan türbülans için düzeltme

Δ_D	Çap oranı için düzeltme
R	Dönme iç yarıçapı
PD	Dönme parametresi
ξ	Normalize edilmiş basınç kayıp katsayısı
φ	Havanın yoğunluğu

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN GÜRÜLTÜSÜ AÇISINDAN İSKİ İKİTELLİ KÜLTÜR MERKEZİ'NİN PERFORMANS DEĞERLENDİRİLMESİ

ÖZET

Bu çalışma, H V A C, Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin gürültüsü açısından İSKİ İkitelli Kültür Merkezi'nin gürültü kriterlerine göre hesaplama yöntemleriyle performansını değerlendirmeaktadır.

Bölüm 1; H V A C sistemlerinin binalarda gürültüyü meydana getiren en önemli kaynaklardan olduğu ve mekanik sistemi seçerken ve sistemin merkezi ni tasarlarken; sistemin kullanıma amacı ve sistemin kurulduğu binanın yaşanan mekanlarında kabul edilebilir arka plan gürültü düzeylerinin oluşturulması nın gerektiğini ortaya koymaktadır.

Bölüm 2; H V A C sistemlerindeki ana gürültü kaynakları, bu kaynaklardan gürültünün oluşması, iklimlendirilen hacimlere iletilme yolları ve hava akışı kaynaklı gürültü ele alınmıştır. Ana başlıklarla gürültü kaynakları olarak hava dağıtım ve toplama sistemlerindeki fanları, soğutma grubu elemanlarını, gürültünün oluşmasını ve çatı-üstü iklimlendirme santrallerini içermektedir. Hava akışı kaynaklı gürültünün kanal dirseklerinde, damperlerde, branşmanlarda, hava kontrol ünitelerinde ve diğer kanal elemanlarında nasıl oluştuğunu ve önenebileceğini incelemektedir.

Bölüm 3; gürültü kaynaklarında oluşan gürültünün, hava kanalı sistem bileşenleri tarafından azaltılması, hava kanalı duvarları boyunca yayılım ve alıcı odasında kontrol edilmesi incelenecektir. Ele alınan hava kanalı elemanları; plenumlar, yalıtımsız dikdörtgen kesitli kanallar, akustik yalıtımlı dikdörtgen kesitli kanallar, yalıtımsız dairesel kesitli kanallar, yalıtımlı dairesel kesitli kanallar, dirsekler, yalıtımlı dairesel kesitli dirsekler, kanal susturucuları, branşmanlar ve değişken hacimli hava kontrol sistemleridir.

Bölüm 4; H V A C sistemlerinden kaynaklanan gürültünün değerlendirilmesi için kullanılan gürültü kriterleri ve gürültü yalıtımına ait bilgi vermektedir. Metodların ele aldığı kriterler tanımlanmakta ve buna göre metodların uygulanma adımları anlatılmaktadır. Bölümün sonunda, mekanik sistem odasının yalıtılması yer almaktadır.

Bölüm 5; Alıcı odasında H V A C sistemlerinden kaynaklanan gürültü düzeylerini, seçilen kriteri sağlayarak belirlenmesinde kullanılan hesap yöntemleri ve sistemin tasarımı sürecini tanımlamaktadır.

Bölüm 6; İSKİ İkitelli Kültür Merkezi konferans salonunun H V A C sistemlerinden kaynaklanan arka plan gürültüsünü değerlendirerek üzere mevcut metodlar arasından seçilen gürültü kriteri metodunu sağlamak için yapılan hesapların sonuçlarını karşılaştırmaktadır.

Bölüm 7; İSKİ İkitelli Kültür Merkezi konferans salonunun H V A C sistemlerinden kaynaklanan gürültüsünün hesap yöntemiyle yapılan incelemesinin sonuçları vermektedir.

PERFORMANCE EVALUATION OF İSKİ İkitelli Cultural Center According to H V A C System Noise

SUMMARY

This study considers the performance evaluation of İSKİ İkitelli Cultural Center according to H V A C, Heating Ventilating and Air-conditioning system noise.

Chapter 1 introduces H V A C systems, one of the major sources of sound in a building and the selection of the mechanical equipment and the design of the mechanical spaces, the intended use of the system and the goal of providing acceptable background noise levels in the occupied spaces of the building.

Chapter 2 deals with the major sources of noise in H V A C systems, how noise from these sources is generated and transmitted to the rooms being served and airflow generated noise. Major topics include fans, in the air supply and return systems, cooling equipment, noise generation and rooftop air-conditioning units. How aerodynamic sound is generated at duct elbows, dampers, branch takeoffs, air modulation units and other duct elements and can be avoided.

Chapter 3 analyzes how noise from sound sources is attenuated in duct systems, is radiated through the duct walls and how this noise can be controlled by the receiver room. The duct elements covered in this chapter include sound plenums, unlined rectangular ducts, acoustically lined rectangular ducts, unlined round ducts, acoustically lined round ducts, elbows, acoustically lined round radius elbows, duct silencers, duct branches and variable air volume systems.

Chapter 4 gives information about noise criteria methods of rating H V A C related noise and sound isolation of the mechanical room. The criteria of the methods and the procedure for determining the methods are introduced. At the end of the chapter, the isolation of the mechanical room is described.

Chapter 5 provides a description of the calculation methods determining the sound pressure level in the receiver room to meet a selected noise criteria and the design procedures.

Chapter 6 discusses the calculation methods and the results to determine H V A C related background sound in İSKİ İkitelli Cultural Center to meet a selected noise criteria from one of several noise criteria methods.

Chapter 7 provides the results derived from calculations determining H V A C related background sound in İSKİ İkitelli Cultural Center.

1. GİRİŞ

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemleri, binalarda gürültüyü meydana getiren kaynakların en önemlilerindendir. Binalara kurulacak olan bu sistemlerin seçilmesi ve kullanılması sırasında genelde dikkate alınan konular, doğrudan bu sistemin kullanıma amacı ile ilgilidir, örneğin ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi. Fakat konferans salonları ve oditoryumlar gibi dinleme amaçlı mekanlarda, ortama koşullarında, ve bina yapılarının hafif, hava dağıtım sistemlerinin değişken hacimli olduğu diğer mekanlarda, mekanik sistemlerin meydana getirdiği gürültü ve bu gürültünün bina genel akustik ortamı üzerindeki etkileri dikkate alınmalıdır. Bu nedenle, mekanik sistemi seçerken ve sistemin merkeziyi tasarlarken; mimarlar, akustik uzmanlar ve mühendisler grup çalışması yaparak, sistemin kullanıma amacı ve sistemin kurulduğu binanın yaşanan mekanlarında uygun arkaplan gürültü düzeylerinin oluşturulması için hesaplamaları ve sonrasında planlamayı yaparak binanın tasarımı aşamasında gerekli tesisat boşluklarını belirlemelidirler.

Bu amaçla gürültü kontrolü kavramı uygulanır. Buna göre tüm elemanlar, kaynak, yol, dinleyici zincirinin parçalarıdır. Kaynak, gürültüyü meydana getirir, sonra gürültü bir yoldan giderek kaynaktan uzaklaşır, bu yol hava ya da yapının kendisi olabilir, sonuçta dinleyicinin kulağına ulaşır. Bu zincir kombinasyonu karışık ise sistemetkisi adı verilir. Bu durumda gürültü kaynaklardan çıktıktan sonra hava dağıtım kanallarıyla, yapının içinden ve çeşitli diğer yollardan geçerek binasakinelerine ulaşır. Damperler, difüzörler ve pompalar gibi tüm mekanik üniteler, içlerinde ve çevrelerinde hava akımı dolaştığı için gürültü oluşturabilir. Bu nedenle he ne n he ne n tüm üniteler dikkate alınmalıdır. Ses, hava akışı ile aynı yönde ya da ters yönde ilerleyebilir, bu nedende yukarı ve aşağı yönde yollar eşit derecede önemlidir.

Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinde (HVAC), yeterli ölçüde gürültü ve titreşim kontrolü yapmak zor bir iş değildir, fakat sistemin tasarımı sürecinde gerekli önlemler alınmalı ve temel gürültü ve titreşim kontrol ilkeleri bilinmelidir.

Binalarda arka plan gürültüsü ses düzeyleri gürültü kriteri değerlerinin oldukça üstündeysse bu gürültü H. V. A. C sistemleri tarafından oluşur. Gürültü kaynakları ve gürültü iletilme yolları farklılıklar gösterebilir.

2 H V A C S İ S T E M L E R İ N D E K İ G Ü R Ü L T Ü K A Y N A K L A R I N I N İ N C E L E N M E S İ

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme sistemlerinde gürültünün oluşumu ve kontrolüyle ilgili sistem bileşenleri;

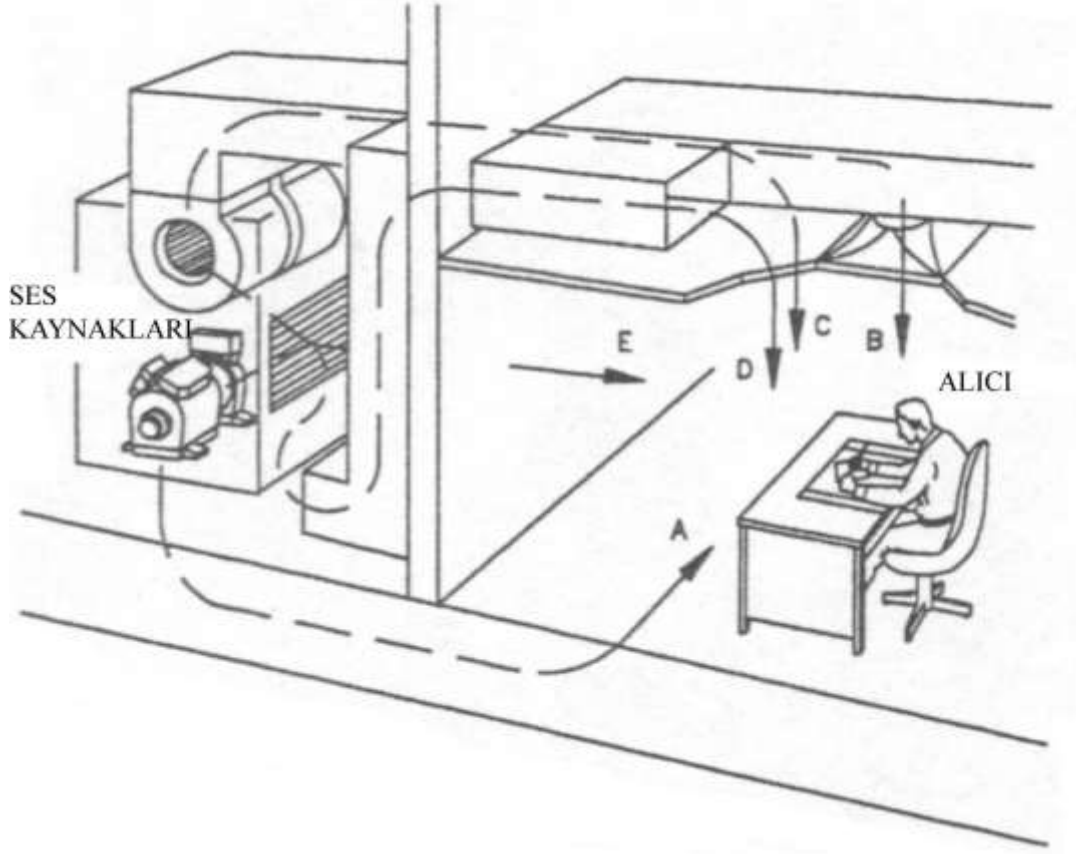
- hava dağıtım ve toplama sistemlerindeki fanlar,
- hava akış hacmini ayarlayan kontrol damperleri,
- hava dağıtımında kullanılan difüzör ve menfez gibi hava terminal cihazları,
- yalıtımlı ve yalıtımsız hava kanalları,
- kanal dirsekleri,
- plenumlar,
- karışım modaları ve
- değişken hacimli valflerdir.

2.1 H V A C S i s t e m l e r i n d e k i G ü r ü l t ü K a y n a k l a r ı

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinde, karşılaşılan gürültü ve titreşim kontrol sorunlarının hemen hemen tümü, gürültü kaynakları, ses geçiş yolları ve dinleyiciler incelenerek çözülebilir. HVAC sistemlerinin gürültü kaynakları, iklimlendirilen binadaki mekanik ve elektrikli makinalardır. Şekil 2.1’de gösterildiği gibi, ses kaynaktan alıcıya birçok ses ve/veya titreşim geçiş yoluyla ulaşır;

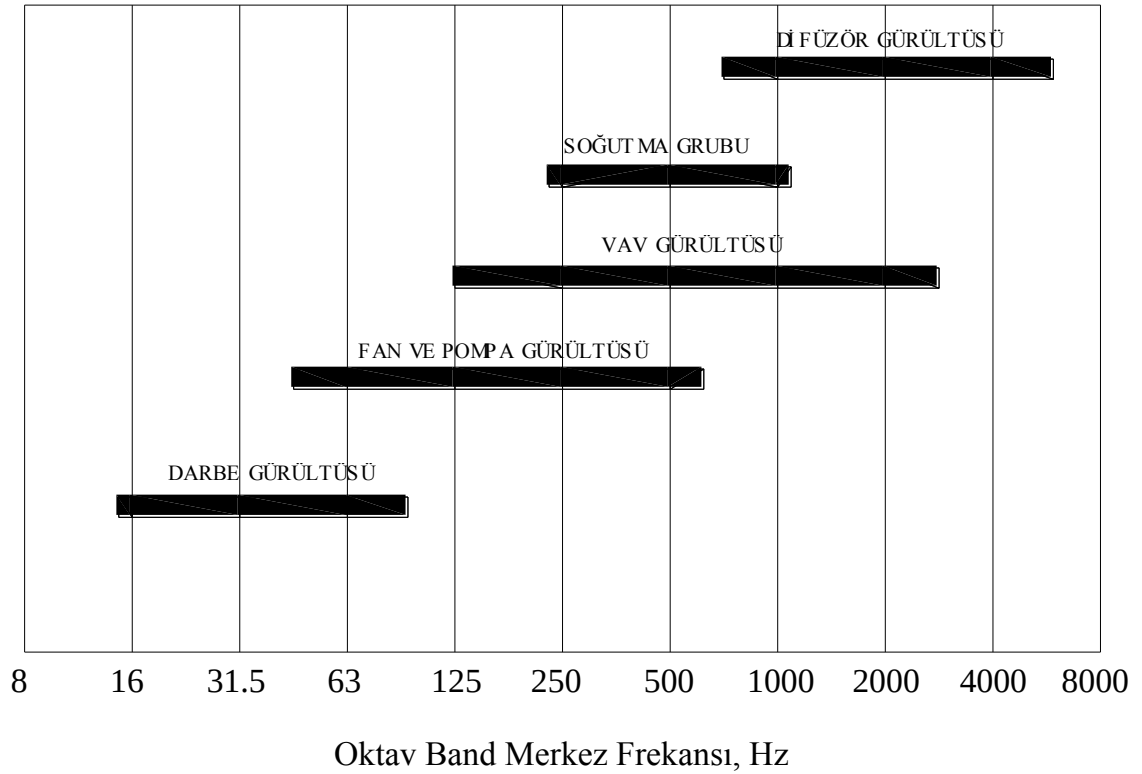
- A Yolu: Dışardan Strüktür-Doğuşumlu Ses Geçiş Yolu
- B Yolu: Hava dağıtım sisteminden Hava-Doğuşumlu Ses Geçiş Yolu
- C Yolu: Hava dağıtım kanallarının duvarlarından Kanal Ses Geçiş Yolu
- D Yolu: Hava toplama sisteminden Hava-Doğuşumlu Ses Geçiş Yolu

- E Yolu: Mekanik merkezin bulunduğu odanın duvarlarından Hava-Doşunu Ses Geçiş Yolu



Şekil 2.1 HVAC Sistemlerinde Ses Geçiş Yolları (ASHRAE Handbook 1999)

Bir iklimlendirme sistemi ndeki gürültü kaynakları; elektrik motorları, fanlar ve pompalar gibi hareketli elemanı olan makineler, damperler, menfezler ve vanalar gibi içlerinden akışkan geçince gürültü üreten sistem bileşenleri dir. Şekil 2.2’de çeşitli iklimlendirme sistemi bileşenlerinden kaynaklanan gürültülerin frekans aralıkları gösterilmektedir. Dinleyiciler binada çalışan veya ikamet eden sakinlerdir. Çoğu HVAC sisteminde, tasarımcılar ses kaynağının veya dinleyicilerin özelliklerini değiştiremez. Bu nedenle, genelde sistem tasarımcılarının binanın ikamet edilen mekanlarında istenilen gürültü düzeylerini sağlamak için başvurabileceği tek yol, ses geçiş yollarını değiştirmektir.

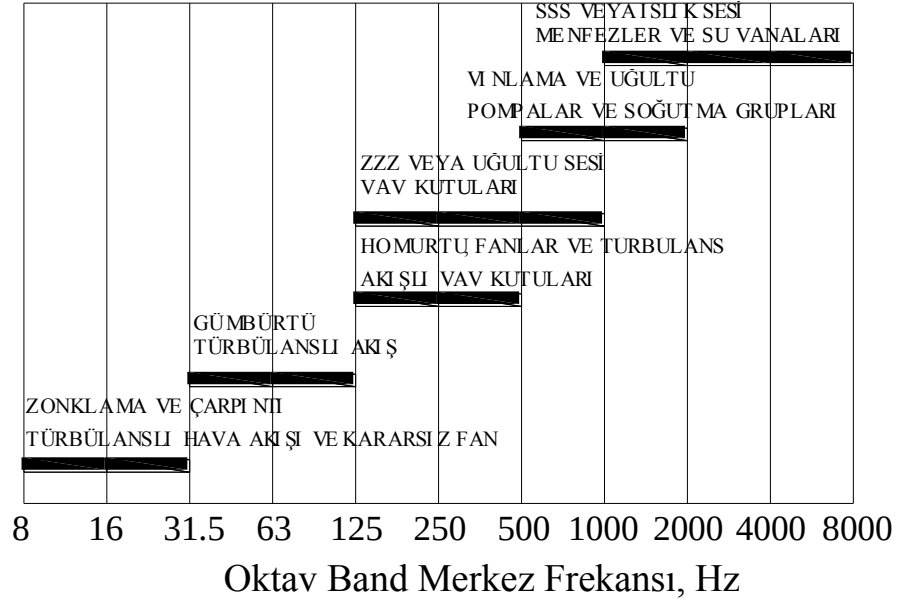


Şekil 2.2 Çeşitli iklimlendirme sistemi bileşenlerinden kaynaklanan gürültülerin frekans aralıkları (ASHRAE Handbook 1999)

İnsanın sese olan tepkisi, yalnızca ses basınç düzeyine değil, en az onun kadar da sesin kalitesine bağlıdır. Sesler, geniş bantlı veya tonal olarak sınıflanabilir. Geniş bantlı ses birçok oktav bandında bileşenler içeren sestir (kanal içindeki hava akışı gibi). Bir tonal ses ise, bir tek oktav bandındaki sestir (transformatör veya floresan balastı sesi gibi) ve insanı geniş bantlı seslerden daha çok rahatsız edebilir.

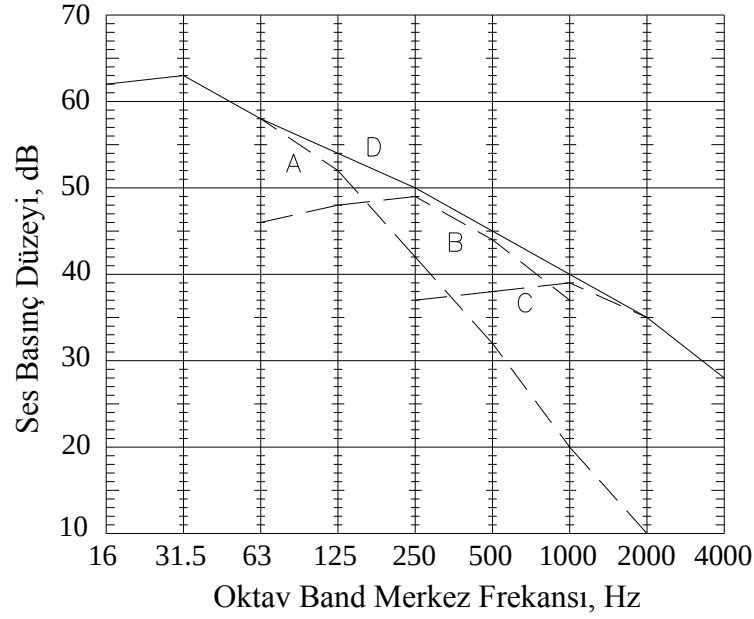
Şekil 2.3’de, dar oktav bandı aralıklarındaki seslerin, insanlar tarafından nasıl algılandıkları ve bu seslerin kaynakları gösterilmiştir. İkamet edilen məkanda uygun bir ses spektrumu elde edilemediği zaman, məkana sakinleri şikayetçi olabilir. Bir sesin farklı oktav bantlarındaki bileşenlerine ait ses basınç düzeylerinin, sabit bir ses yüksekliği (phon) eğrisinden olan sapmaları, ne denli geniş bir aralığa yayılmışsa, söz konusu sesin kalitesi, o denli kötüdür. İklimlendirme sistemlerindeki uygulamalarda, bir hacimde oluşantoplamsese katkısı olan sistem bileşenleri, farklı oktav bandı aralıklarında rahatsız edici tonal sesler üretebilir. Fakat, bu sistem bileşenleri uygun seçilerek, bileşke sesin tüm oktav bantlarında, sabit bir phon eğrisine yaklaşması sağlanabilir. Böylece kaynakların bağımsız seslerine göre daha kaliteli bir ses elde edilebilir. Örneğin, Şekil 2.4’deki, bir fana ait ses tek başına,

insanlar tarafından bir g n b rt  V A V bileşeni n n  rettiğ ses homurtu bir hacimdeki difüzörden çıkan ses ise ısı k gibi duyulur ve rahatsız edicidir. Bu    i k l i m ndir ne sistem bileşeni n n oluşturduğu bileşke ses ise daha dengelidir.



Şekil 2.3 Gürültü kaynakları ve oluşturdukları akustik şikayetler (ASHRAE Handbook 1999)

Çeşitli kaynaklar, farklı frekans dağlımları olan sesler üretir. Örne k olarak, fan gürültüsü genelde 16 Hz ile 250 Hz arası oktav frekans bantlarında meydana gelir (Şekil 2.4, A eğrisi). Değişken hava hacimli (VAV) valf gürültüsü ise 63 Hz ile 1000 Hz arası oktav frekans bantlarında oluşur (Şekil 2.4, B eğrisi). Difüzör gürültüsü ise genelde 250 Hz ile 8000 Hz arası oktav frekans bantlarında oluşur (Şekil 2.4, C eğrisi). Tüm bu ses kaynaklarının toplam olarak ortaya çıkan genel ses basıncı düzeyi, şekil 2.4'de Değrisi olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Çeşitli gürültü kaynaklarının ses basınç düzeyleri (ASHRAE Handbook 1999)

H V A C sistemlerinde, en çok gürültüyü oluşturan bileşenler, hava dağıtım sistemindeki hava veriş (besleme) fanları ve hava toplama sistemindeki hava emiş (dönüş) fanlarıdır.

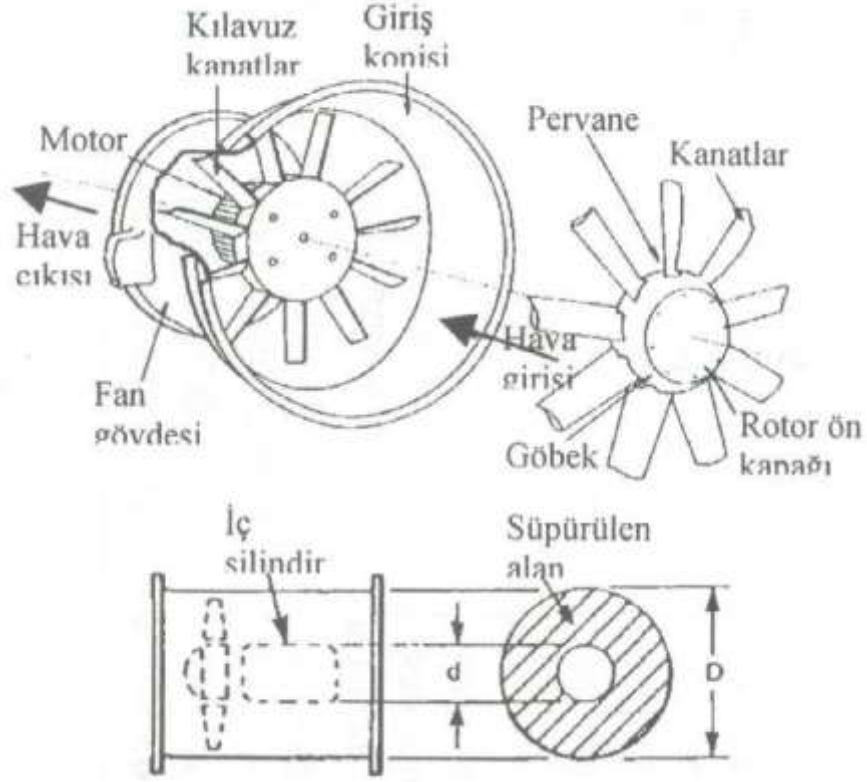
2.1.1. Fanların Gürültüsü

Fanlar, kullanıma amaçlarına göre, emiş (dönüş) fanı, egzoz fanı ve veriş (besleme) fanı olmak üzere üç gruba ayrılırlar.

Emiş fanı kullanımı, küçük sistemlerde isteğe bağlıdır; iç ve dış hava karışımı ile çalışılan sistemlerde ise gereklidir. Bu fanlar, iklimlendirilen mahalden havanın uygun miktarda dönmelerini sağlar. Minimum miktardan daha fazla dış hava alınması durumunda, aşırı basınç oluşumunu engeller ve veriş (besleme) fanının, daha küçük bir statik basınca karşı çalışmasını sağlarlar. Sabit egzoz sistemlerinin (tuvalet aspiratörleri gibi) etkisini karşılamak ve iklimlendirilen mahalde bir artı basınç oluşturmak için emiş fanları, veriş fanlarından biraz daha küçük debi ile çalışırlar. Özellikle VAV sistemlerinde, veriş ve emiş fanlarının dikkatle dengelenmesi önemlidir.

Egzoz fanı, iç-dış hava karışımı ile çalışılan, ancak emiş fanı kullanılmayan sistemlerde bulunur ve alınan dış hava kadar dönüş havasının egzoz edilmesini sağlar. Bu sistemlerde veriş fanı, dış hava alınmayan durumda, bütün veriş ve dönüş

sisteminde oluşan toplam statik basıncı karşılayacak şekilde seçilmiş olmalıdır. Dış hava alınan durumda ise, egzoz fanı, alınan dış havadan biraz daha düşük miktarda dönüş havasını dışarı atarak mahal içinde hafif bir artı basınç oluşmasını sağlar.



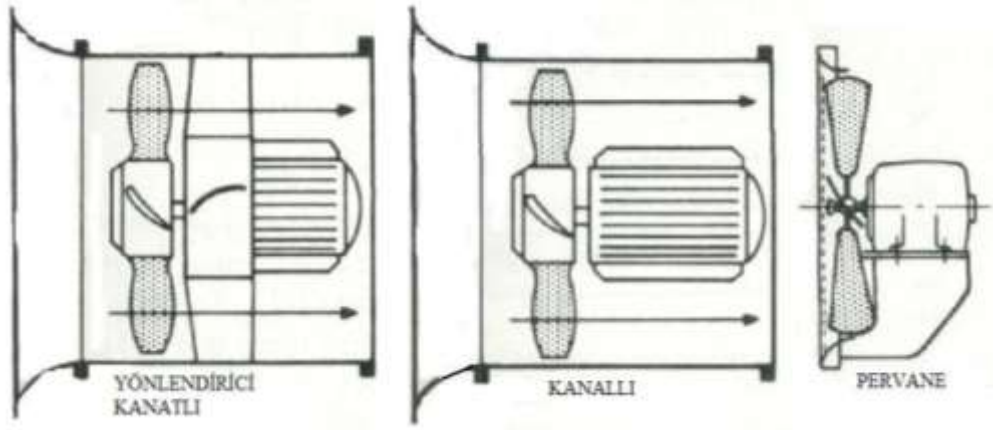
Şekil 2.5 Eksenel (aksiyel) Fanların Bileşenleri (Harris 1991)

Veriş (besleme) fanı, eksenel veya radyal türden olabilir ve bir ana veriş kanalına, birden fazla fan bağlanabilir. Fakat koşulların izin verdiği durumlarda, bir tek fan kullanılması daha uygundur çünkü fan çarkından veriş kanalına hava akışında ani yön değişimi gerekmediği için, verim ve hız-basınç dönüşümündeki statik geri kazanımdır.

Fan, bir basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazdır. Fanın hareketli elemanı olan çark, hava üzerinde iş yapar ve ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Havaya kazandırılan bu statik ve kinetik enerjilerin birbirine oranı, fanın türüne bağlıdır.

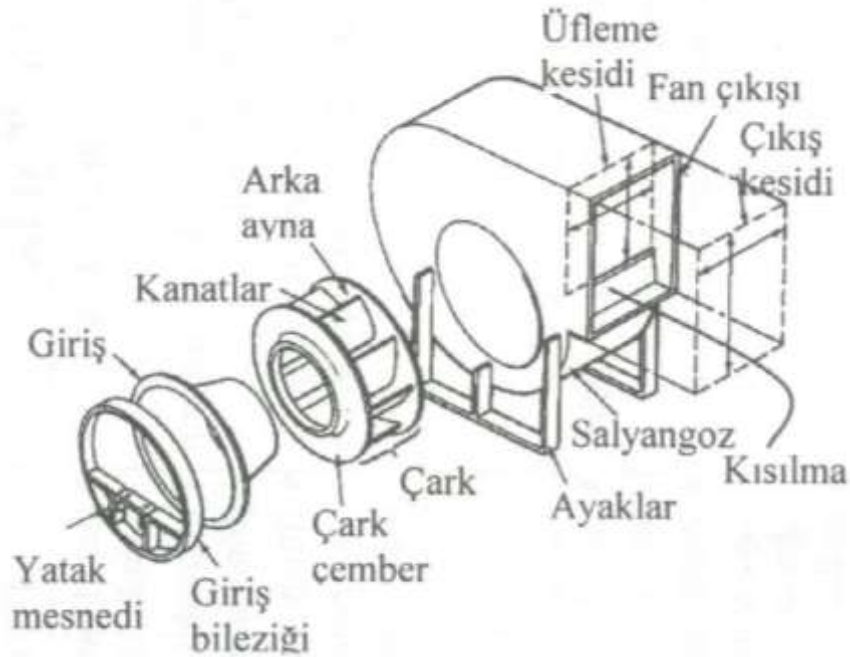
Fanlar, genel olarak havanın çark üzerinden akış doğrultusuna bağlı olarak eksenel (aksiyel) ve radyal (santrifüj) fanlar olarak ikiye ayrılırlar (Şekil 2.5 ve Şekil 2.7).

1. Eksenel fanlar, çark ve gövde yapısına göre pervaneler, kanal tipi ve kanal tipi (yönlendiricili) fanlar olmak üzere üç alt grupta incelenebilir (Şekil 2.6).



Şekil 2 6 Eksenel (aksiyel) Fan Tipleri (Harris 1991)

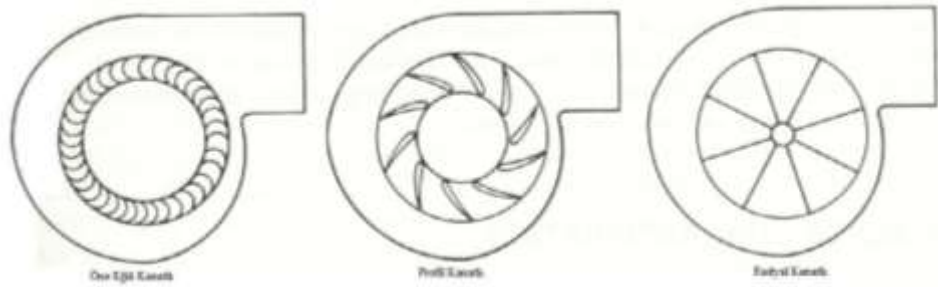
- Pevaneler, küçük bir göbek çevresine takılı iki veya daha fazla, sabit kalınlıklı, düşük maliyetli kanatlar ve basit bir çember veya venturi biçiminde gövdeden meydana gelir, en iyi gövde tasarımı, kanat uçları ile arasındaki açıklık çok azdır.
- Kanal tipi eksenel fanlar, çoğunlukla 4 veya 8 adet profil veya sabit kalınlıklı kanat ve kanat uçlarına yakın silindirik kanal tipi gövdeden oluşur.
- Kanal tipi yönlendiricili eksenel fanlar, kanatlar, sabit, ayarlanabilir veya kontrol edilebilir eğimi olabilir. Göbek çoğunlukla, kanat ucu çapının yarısından daha büyüktür.



Şekil 2 7 Radyal (sentrifüj) Fanların Bileşenleri (Harris 1991)

2. Radyal fanlar, çark yapısına göre profil kanatlı, geri eğik kanatlı, radyal kanatlı ve öne eğik kanatlı fanlar olmak üzere dört alt grupta incelenir (Şekil 2.8).

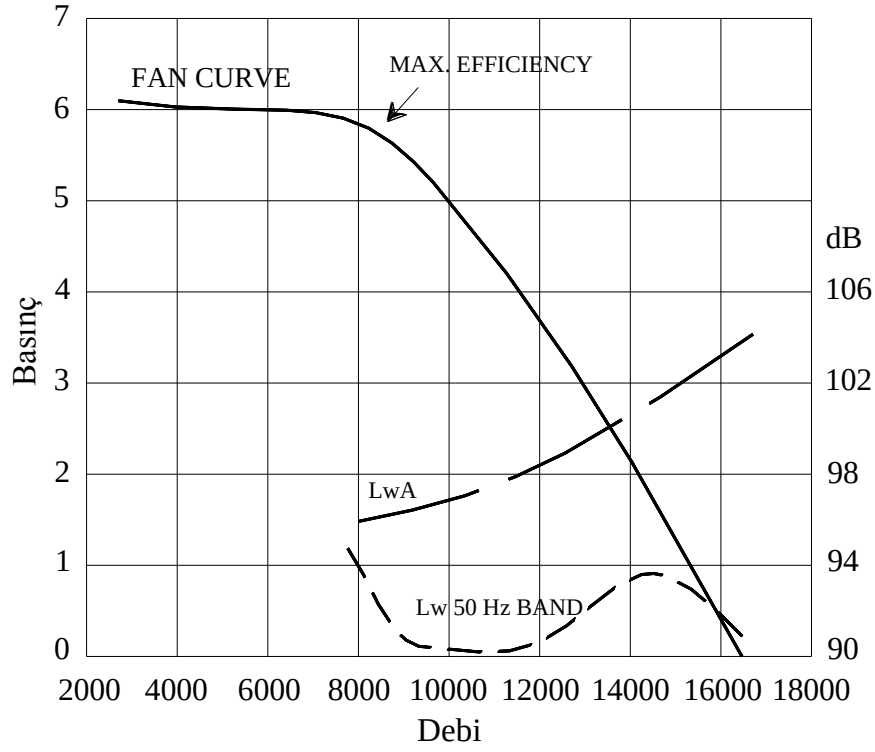
- Profil kanatlı, dönüş yönünün tersine eğimli 10-16 profil kanattan oluşan belirli bir çalışma noktasında en yüksek hızlı radyal fanlardır, dinamik basınç, statik basınca etkin dönüşümünü sağlayan salyangoz gövde tasarımıyla ve çarkla giriş arasında küçük açıklık, iyi hizalamadan (eş-eksenlilik) dolayı yüksek verimle çalışırlar.
- Geri eğik kanatlı, dönüş yönünün tersine eğimli veya bükümlü 10-16 sabit kalınlıklı kanat ve profil kanatlı radyal fanlarla aynı gövde tasarımı na sahiptirler.
- Radyal kanatlı fanlar, radyal kanatlılardır ve tüm radyal fanların, salyangozu en dar olanıdır. Çark verimi daha düşük olduğu için, gövde boyutları, profil ve geri eğik kanatlıdaki kadar kritik değildir.
- Öne eğik kanatlı radyal fanların, salyangoz gövde tasarımı diğer radyal fanlar ile benzer fakat kanatları öne doğru eğimli çarkından dolayı farklılık gösterir. Çark ve girişini iyi hizalanması (eş-eksenlilik), profil ve geri eğik kanatlıdaki kadar önemli değildir. Bu tip fanlar birçok iklimlendirme sisteminde kullanılır. Kanat geçiş frekansı, diğer fanlara göre daha belirsizdir ve yüksek frekanslarda gerçekleşir. Bu tip fanların özellikle maksimum verim noktasının solunda çalıştıklarında en belirgin akustik özellik alçak frekanslardaki, 16Hz, 31,5Hz ve 63Hz, gürültü sesi dir.



Şekil 2.8 Radyal (santrifüj) Fan Tipleri (Harris 1991)

Bir fandan belirli bir çalışma noktasında kaynaklanan ses gücü, fan üreticisinin onaylı test koşulları altında yaptığı testler sonucu elde edilir (AMCA 300 Standardı veya ASHRAE 68/AMCA 330 Standardı). Hava terminalleri, bağımsız fan ünitelerinden çeşitli modüller ve cihazlar içeren sistemlere kadar geniş bir yelpazeyi kapsamaktadır.

Söz konusu modüller ve cihazlar, hava terminallerinin ses gücünü önemli oranda etkileyebilir. Buna ek olarak, ayrıca benzer aerodinamik performansa sahip farklı tipteki fanlar arasında akustik açıdan önemli farklar bulunabilir.



Şekil 2.9 Radyal fanların çalışma aralığı (ASHRAE Handbook 1999)

Fanlardan kaynaklanan gürültü düzeyleri yukarıda belirtilen standartlara göre yapılan testlerle belirlense bile hava terminal ünitelerine bağlandıklarında bu düzeyler değişebilir, çünkü bu sistem yeni bir akustik ortam oluşturur. Bu nedenle, yeni sisteme ait ses gücü düzeylerini belirlemek için ilgili testleri tekrar yapmak gerekir. Fanlar hakkında en doğru teknik bilgileri verebilecek kuruluşlar doğal olarak fan üreticileridir, bundan dolayı fanların bir iklimlendirme sisteminde göstereceği akustik performansı değerlendirirken, bu teknik dataları incelenmelidir. Aynı şekilde, hava terminali üreticileri de kendi ürünleri hakkında en doğru bilgileri verebilecek kuruluşlardır. Tüm bu nedenlerden ötürü, doğrudan üreticilerden alınan bilgiler, genel fan ses düzeyleri bilgilerine tercih edilmelidir.

Her tür fan kendine özgü gürültü karakteristiklerine sahiptir, ve her bir fanda gürültüyü etkileyen çeşitli faktörler vardır. Enerji tüketimini en azaltmak için yaygın olarak yapılan bir uygulama, hesaplanan maksimum verim noktasına sahip bir fan seçmektir.

Fanın maksimum verim noktasında gürültüsü minimum düzeydedir. Çalışma noktası sağa kaydırsa (yani hava akış hızı arttıkça ve statik basınç azaldıkça) gürültü artar; çalışma noktası sola kaydırsa (yani hava akış hızı azaldıkça ve statik basınç arttıkça) alçak frekanslı gürültü artar. Bu çalışma noktalarından kaçınılmalıdır.

Şekil 2.9’da radyal fanların çalışma aralığı ve gürültü düzeyleri verilmiştir. Hava akışına bağlı olarak yüksek frekanslı ses arttıkça, Ağırlıklı ses düzeyi sağa doğru yükselmiştir. Alçak frekans (50 Hz, 1/3 oktav band), maksimum verim noktasının solunda ani den yükselmiştir.

Kanat geçiş frekansı: Kanadın belirli bir noktadan her geçişinde, o noktadaki hava bir impuls kazanır. Bu impulsın tekrarlama oranı, kanat geçiş frekansı, genellikle kanat frekansı, f_{bp} olarak adlandırılır, meydana gelen temel tonu ifade eder, birimi Hertz (Hz) . Fanın kanat sayısının veya dönüş hızının iki katına çıkarılması, kanat frekansında iki katına çıkarır. Bir fanın pervane kanadının sabit bir noktanın üstünden saniyede kaç defa geçtiğini gösterir:

$$f_{bp} = \frac{nz}{60} \quad (2.1)$$

Burada,

z : kanat sayısı,

n : fan motorunun devir sayısı dk^{-1} olarak ifade edilir.

Tüm fanlar bu frekansta ve bunun katlarında gürültü yapar. Bu ses, fanın türüne, tasarımına ve çalışma noktasına bağlı olarak rahatsız edici veya güçlükle duyulur olabilir.

Tablo 2.1’de verilen çeşitli fan tipleri için özgül ses gücü düzeyleri, fanların performans eğrisi üstünde maksimum verim noktasının yakınındaki çalışma aralığına bağlıdır. Bundan dolayı, fan tipi, boyutu ve hızı, fanın maksimum verim noktasının yakınında çalışacak şekilde seçilmelidir. Bu durum hem gürültü kontrolü hem de enerji korunumu açısından önemlidir. Tablo 2.1’deki BFI, kanat geçiş frekansı artırımı ifade eder ve kanat geçiş frekansının bulunduğu oktav band düzeyine eklenmesi gereken değerdir, birimi dB’dir.

Tablo 2.1 Çeşitli Fan tipleri için özgül ses gücü düzeyleri, dB 10⁻¹² W (Harris 1991)

FAN TİPİ	ÇARK BOYUTU	OKTAV BANT MERKEZ FREKANSLAR Hz								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BFI
RADYAL FANLAR										
Profil kanatlı veya geri eğik kanatlı	>0,75 m.	85	85	84	79	75	68	64	62	3
	<0,75 m.	90	90	88	84	79	73	69	64	3
Radyal kanatlı, Alçak basınç (0,67-1,5kPa)	>1,0 m.	101	92	88	84	82	77	74	71	7
	<1,0 m.	112	104	98	88	87	54	79	76	7
Radyal kanatlı, Orta basınç (1,5-3,75kPa)	>1,0 m.	103	99	90	87	83	78	74	71	8
	<1,0 m.	113	108	96	93	91	86	82	79	8
Radyal kanatlı, Yüksek basınç (3,75-15kPa)	>1,0 m.	106	103	98	93	91	89	86	83	8
	<1,0 m.	116	112	104	99	99	97	94	91	8
Öne eğik kanatlı	Hepsi	98	98	88	81	81	76	71	66	2
EKSENEL FANLAR										
Yönlendiricili kanatlı										
Gövde oranı: 0,3-0,4	Hepsi	94	88	88	93	92	90	83	79	6
Gövde oranı: 0,4-0,6	Hepsi	94	88	91	88	86	81	75	73	6
Gövde oranı: 0,6-0,8	Hepsi	98	97	96	96	94	92	88	85	6
Kanatlı	>1,0 m.	96	91	92	94	92	91	84	82	7
	<1,0 m.	93	92	94	98	97	96	88	85	7
Pervaneler	Hepsi	93	96	103	101	100	97	91	87	5

2.1.2 Hava Kanallarında Hava Akışı Kaynaklı Gürültü

Fanlar, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerindeki, major gürültü kaynaklarından biri olmakla beraber tek gürültü kaynağı değildir. Aerodinamik kaynaklı gürültü, kanal dirseklerinde, damperlerde, branşmanlarda, hava kontrol ünitelerinde, plenumlarda ve diğer kanal elemanlarında oluşur. Hava akışının kanalla etkileşimiyle oluşan, her bir oktav frekans bandındaki gürültünün güç düzeyi kanal elemanın geometrisine, hava akışının türbülansına ve kanal ci darlarındaki hava akış hızına bağlıdır. Kanallarla ilişkili aerodinamik gürültü problemleri;

- Kanal kesitlerini ve konfigürasyonlarını hava hızı düşük olacak şekilde boyutlandırarak (Tablo 2.2 ve Tablo 2.3),
- Kanal kesit alanındaki ani değişimlerden kaçınarak,
- Kanal branşmanlarında, ayrılmalarda ve dönüşlerde önerilen en uygun biçimlere yakın yumuşak geçişler sağlayarak,
- Kanal bağlantılarında oluşan gürültü, bağlantı elemanı ile ilgili hava terminal ci hızı arasında yeterli ses azaltıcı elemanlar kullanarak, önlenabilir.

Tablo 2.2 Akustik Dizayn Kriterini Sağlamak için Hava Kanallarında Önerilen Maksimum Hava Akış Hızı, m/s (Schaffer 1991)

Ana hava kanalının konumu	Dizayn RQ (N)	Maksimum Hava Akış Hızı, m/s	
		Dikdörtgen kesitli hava kanalı	Dairesel kesitli hava kanalı
Şaft içinde veya alçı panel asma tavanı içinde	45	17,8	25,4
	35	12,7	17,8
	25	8,6	12,7
Akustik asma tavanı içinde	45	12,7	22,9
	35	8,9	15,2
	25	6,1	10,2
Mekân içinde	45	10,2	19,8
	35	7,4	13,2
	25	4,8	8,6

Branşmanlardaki hava akış hızları Tablo 2.2’de verilen hızların yaklaşık %80’ i kadar olmalıdır. Hava çıkış bağlantılarındaki hızları ise yine Tablo 2.2’deki değerlerin %50’si veya daha azı kadar olmalıdır. Ayrıca dirsekler ve diğer bağlantı elemanları,

şekillerine bağlı olarak hava akışı gürültüsünü önemli ölçüde arttırabilirler. Bundan dolayı, hava kanallarındaki akış hızı azaltılmalıdır.

Tablo 2.3 Akustik Dizayn Kriterini Sağlamak için Hava Besleme Çıkışlarında ve Hava Dönüş Açıklıklarında Önerilen Hava Akış Hızları, m/s (Egan 1988)

Açıklığın tipi	Dizayn RQ (%)	Menzeldeki Hava Akış Hızı, m/s
Besleme (veri) çıkışları	45	3,2
	40	2,8
	35	2,5
	30	2,2
	25	1,8
Dönüş (emiş) açıklıkları	45	3,8
	40	3,4
	35	3
	30	2,5
	25	2,2

Menzeller veya difüzörler, sayılarına, tasarımlarına, konstrüksiyonlarına, uygulamalarına bağlı olarak ses düzeylerini az veya çok miktarda arttırabilirler. Bu duruma bağlı olarak çıkışlardaki ve açıklıklardaki kabul edilebilir hava akış hızları azaltılmalıdır.

Kanal Hızı : Kanallardaki aerodinamik kaynaklı gürültü düzeyi, genel olarak kanal bağlantılarının ci darındaki hava akış hızının beşinci ila altıncı kuvvetiyle orantılıdır. Bundan dolayı, kanal hava akış hızını düşürmek, akış kaynaklı gürültüyü de önemli ölçüde azaltır. Tablo 2.2 (Schaffer 1991) ve Tablo 2.3'de (Egan 1988), hava kanallarındaki ve kanal çıkışlarındaki hava akışı kaynaklı gürültüyü önlemek için önerilen maksimum hava hızları verilmiştir.

Daşınmalar: Kanal terimliliğine uzaklıklarına bağlı olarak daşınmalar, binanın yaşanan mekanlarına istenmeyen gürültüyü taşıyabilirler. Bu gürültü kanalda hava ile taşınarak menzellere ulaşır veya kanal ci darı ve tavan boşluğundan alttaki yaşanan hacme iletebilir.

Hacim daşınmaları, iyi bir tasarım için, hava çıkış menzellerine 1,5 metreden daha yakın bir mesafeye yerleştirilmelidirler. Bir hacim kontrol daşınması hava çıkış menfezi ne yakın yerleştirildiğinde, hava çıkış menfezinin akustik perforansı, hava akış hacmine ve daşınma boyunca basınç kaybına bağlıdır. Daşınma tarafından üretilen

ses düzeyi, difüzör gürültü sınıflamasına bir değer eklenerek tanımlanabilir. Bu değer, damperin herhangi bir noktasındaki kısılan basınç düşümünün, damperdeki minimum basınç kaybına oranı olarak tanımlanan damper basınç oranı ile değişir. Tablo 2.4’de damperin konumunun difüzörün gürültüsüne etkisini belirten değerler verilmiştir.

Denge damperleri, dengeleyiciler ve diğer benzer cihazlar, akustik olarak kritik hacimlerdeki hava cihazlarına veya sonu açık kanallara akış doğrultusunda yerleştirilmelidir. Bunlar Damper ve kanal kutuplama cihazına bağlanarak akustik yalıtımı kanal sönümleyici eklentisi ve kanal kutuplama servisi ile kutuplama cihazından 5 ile 10 kanal çapı kadar mesafeye yerleştirilmelidir.

Damperleri difüzörlerden uzaklaştırmak için plenumlar kullanılabilir. Damperler, plenum girişlerine, lineer difüzörler ise dağıtım plenumlarına yerleştirilebilir. Damper çıkıştan ne kadar uzağa yerleştirilirse o kadar daha az bileşke ses düzeyi meydana gelir.

Tablo 2.4 Damperdeki kısılmadan dolayı oluşan gürültünün difüzöre katkısı, dB (ASHRAE 1999)

Damperin Konumu	Damper Basınç Oranı					
	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0
	Difüzör Gürültüsüne Eklenecek Oran dB					
Lineer difüzörün boğazında	5	9	12	15	18	24
Lineer difüzör plenumunun girişinde	2	3	4	5	6	9
Lineer difüzörün giriş plenumundan en az 1,5m uzakta	0	0	0	2	3	5

Hava Terminalleri: Menfezler, sayaçlar, difüzörler, hava kumandalı lamba armatürleri ve hava kumandalı süspansiyon çubukları gibi oda hava terminal tertibatları için malatçı test dataları ASHRAE 70 veya ARI 890(P) Standartları ile uyumsatılmalıdır. Oda kanal kutuplama tertibatı, oda için belirlenen veya gereken gürültü kriterine uygun olarak seçilmelidir. Bununla birlikte, malatçı gürültü güç kategorisi, difüzör veya menfez boğazından gelen uygulamada pek karşılaşılmayan üniformalı dağılımı ile elde edilir. Eğer bir kanal dönüşü difüzör girişinden önce gelirse veya bir denge sönümleyici difüzörden önce yerleştirilmiş ise, hava akışı türbülanslı olacaktır ve cihaz tarafından meydana getirilen gürültü malatçının vermiş

olduğu değerden 12 dB kadar daha çok olacaktır. Bazı durumlarda, difüzörün boğazına bir dengeleyici menfez yerleştirerek bu türbülans önemli ölçüde azaltır. Dengeleyici menfez, difüzör boğazında üniform bir hız gradyeni sağlanmasına yardımcı olabilir ve böylece bu alanda oluşan gürültü i malatçı kataloğunda verilen değere daha da yaklaşır.

Difüzör ve ana hava kanalı veya VAV ünitesi arasındaki esnek bir boru bağlantısı difüzörü tavan menfeziyle ayarlayabilmek için uygun bir vasıta olur. Bu bağlantıdaki, difüzör boğaz çapının iki katı kadar bir uzunluğu $\frac{1}{4}$ difüzör boğaz çapı kadar geçmesi gibi bir ayarsızlık, difüzör gürültü seviyesinde i malatçının verdiği değerlere göre önemli bir artışa sebep olur. Eğer difüzör kayması bağlantı çapının $\frac{1}{8}$ 'inden daha küçükse, kabul edilebilir bir gürültü artışı meydana gelmeyecektir. Eğer kayma difüzör boğaz çapının iki katı kadar bir bağlantı mesafesi boyunca difüzör boğaz çapına eşit veya daha fazla ise, difüzör ile ilgili gürültü gücü seviyesi 12 dB kadar daha artabilir.

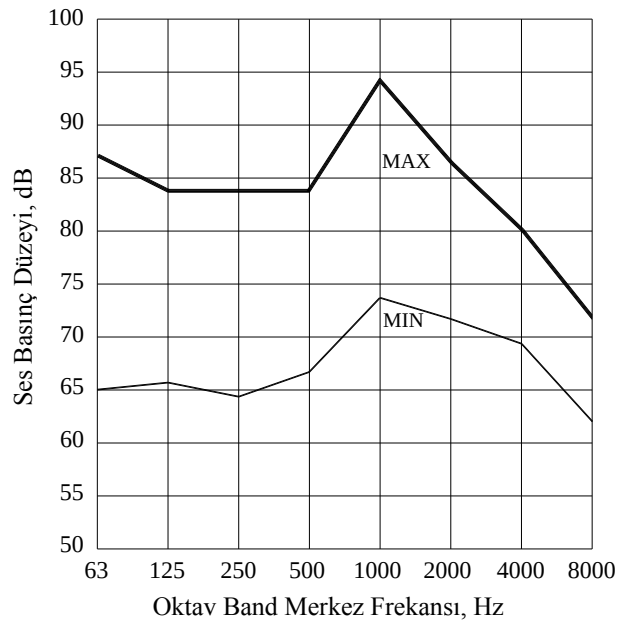
2.1.3 Çillerler Ve Hava Soğutmalı Yoğurturucuların Gürültüsü

Tüm çillerler (su soğutma grupları) ve ilgili elemanları önemli derecede geniş spektrumlu ve tonal gürültü üretirler. Geniş spektrumlu gürültü, soğutucu akışkan ve suyun akışından kaynaklanırken, tonal gürültü kompresörlerin, motorların ve fanların (fan soğutmalı sistemlerde) dönmesiyle oluşur. Çiller gürültüsü genellikle 250- 1000 Hz oktav bant aralığında belirgindir.

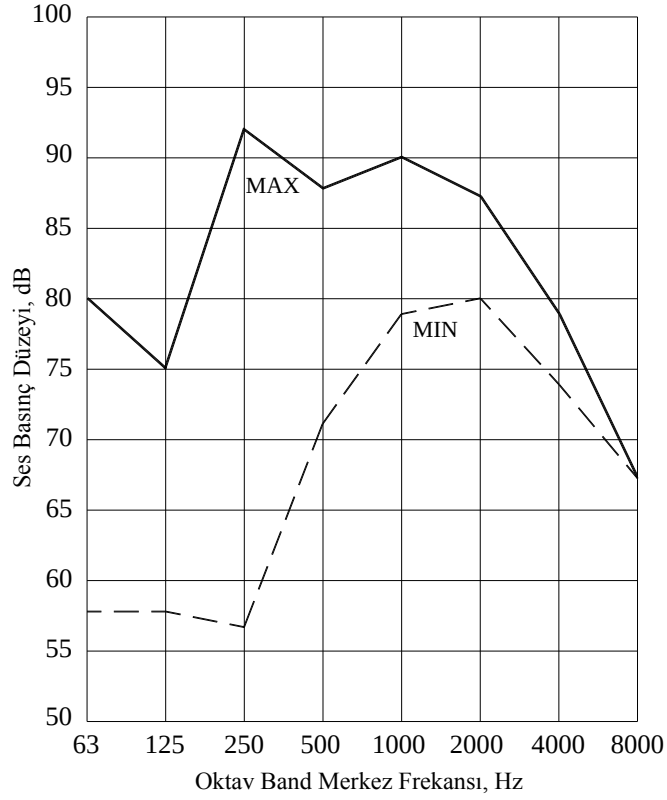
Kompresörler: Emme yapanlar dışındaki tüm kompresörler tonal gürültü üretirler. Kompresörler arasındaki akustik farklılıklar genel olarak tonal içerikleri ile ilgilidir. Kompresörler çalışma prensiplerine göre 5 alt gruba toplanabilir;

- Radyal kompresör tonal gürültüsü, rotorun dönmesinden ve kavramalı makinalarda dişlilerden kaynaklanır. Düşük kapasiteler dışında tonal gürültü genellikle pek güçlü değildir. Radyal kompresör ses basınç düzeyi (L_p), düşük çiller kapasitesinde, giriş kanadı tarafından soğutucu devrede oluşturulan ekstra türbülans nedeniyle yükselir. Bununla birlikte eğer kapasite motor hız kontrolü ile düşürülürse, düşen kapasiteyle birlikte kompresörün bileşke ses basınç düzeyi (L_p) değerleri de düşer.

- Pistonlu kompresör gürültüsü, pistonların ileri geri hareketinden dolayı oluşan uğultulu bir özelliğe sahiptir. Tonal ses içeriği oldukça yüksektir ve ses düzeyi, kapasite düşürülmesi ile çok küçük bir azalmaya uğrar.
- Emme soğutucular nispeten daha az gürültü üretirler, fakat ilgili pompalar ve valflerdeki buhar akışı kayda değer derecede yüksek frekanslı bir gürültüye neden olur. Düşen kapasiteyle valfler kapanırken gürültü düzeyi artar.
- Salıngoz gövdeli kompresörler nispeten daha zayıf tonlara sahiptir, ve 75 t onun altındaki kapasitede kullanıldıklarında gürültü kaynaklı şikayetlere neden olmaz.
- Vidalı kompresörler, 250-2000 Hz oktav bant aralığında çok yüksek tonlara sahiptir. Rotor kaynaklı tonlar, yağ dağıtım devresindeki rezonanslar ve yüksek basınçlı borularla ile kompresöre rijit olarak bağlı buharlaştırıcı odaları ve yoğunlaştırıcıların etkili gürültü yayılımı ile güçlenir. Günümüzde, vidalı kompresörler çiller gürültü şikayetlerinin kaynakları olmuştur; bundan dolayı, bu tür kompresörler gürültü ve titreşim kontrolü tasarlanmasında en çok özenin gösterilmesi gerekir.



Şekil 2.10 450kW-4500kW radyal çiller için ses basınç düzeyleri (ARI-575 Standardı)



Şekil 2.11 450k W 1400k W vidalı çillerler için ses basınç düzeyleri (ARI-575 Standardı)

2.1.3.1 İç Mekan Su Soğutmalı Çillerlerin Gürültüsü

Su soğutmalı soğutucularda kompresör en önemli gürültü kaynağıdır. Yukarıda bahsedilen beş çeşit kompresörden herhangi biri kullanılabilir, ama su soğutmalı soğutucularda çoğunlukla radyal veya vidalı kompresörler vardır. İç Mekan Su Soğutmalı Çillerler için fabrika gürültü verileri ARI 575 standardından elde edilir. Bu standart, çillerden 1 metre uzaklıkta ve yerden 1,5 metre yükseklikteki birkaç noktada A-ağırlıklı ve oktav band ses basınç düzeyi değerlerinin ölçülmesini gerektirir. Sınıflar genellikle soğutucunun nominal tam kapasitesinin %25, %50 ve %100'lük çalışma değerleri için yapılır. Tipik radyal ve vidalı soğutucular için çalışma aralığı değerleri sırasıyla Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'de gösterilmiştir.

ARI 575 standardının ölçümleri genellikle yüksek ses yutuculuk değerlerine sahip olan çok büyük odalarda yapılır. Ölçülen değerler her bir çiller için, mekanik odanın büyüklüğü ve yüzey malzemeleri dikkate alınarak ayarlanmalıdır. Belirli bir çalışma noktasındaki bir çiller için, küçük veya sert yüzeyli bir oda, büyük tavan ve duvarlarında ses yutucu malzemeler bulunan bir odadan, daha yüksek bir L_p değerine sahiptir. Her bir oktav banttaki ses basınç düzeyini ayarlamak için, tavan ve yan

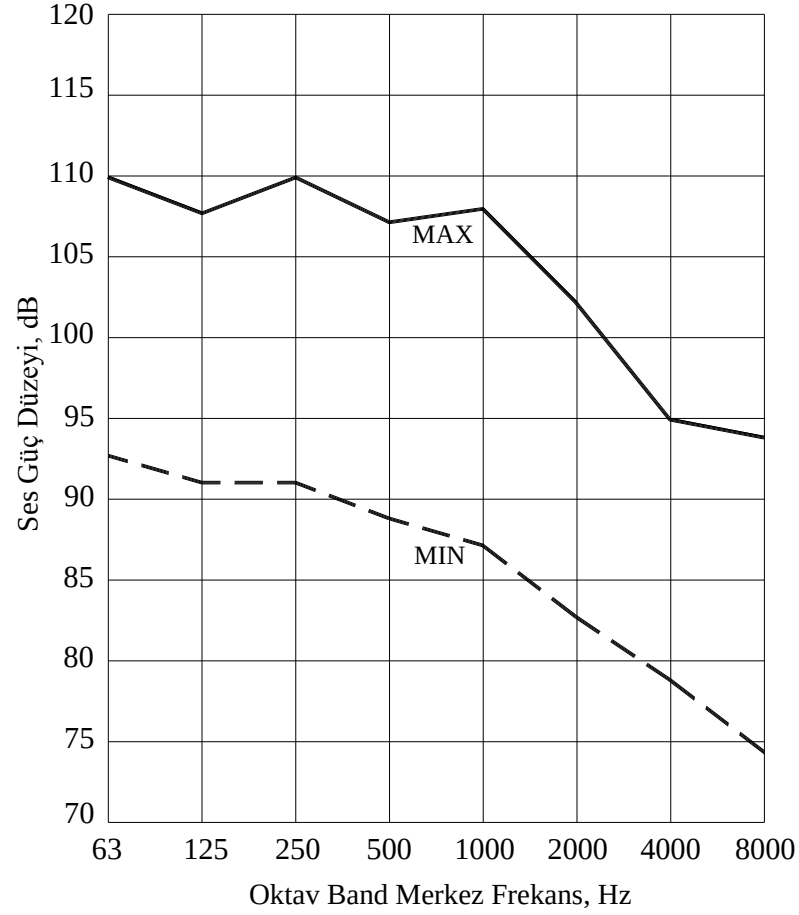
duvarlarından birer metre boşlukla çevreleyen çiller gövdesinin, sistem odasının boyutlarını ve oda yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısını bilmek gerekir. Bu ses basınç düzeyleri, sistem odasıyla çiller gövdesinin alanları oranına, ve odanın ortalama ses yutma katsayısına göre değişir.

2.1.3.2 Dış Mekan Hava Soğutmalı Çillerler Ve Hava Soğutmalı Yoğuşturucuların Gürültüsü

Birçok hava soğutmalı çillerde, pistonlu, salyangoz gövdeli veya vidalı kompresör kullanılır. Bu tip çillerler aynı zamanda çatı-üstü iklimlendirme santrallerinin çiller grubu olarak da kullanılabilir. Dış mekan hava soğutmalı çillerlerde, ana gürültü kaynakları kompresörler ve düşük maliyetli, yüksek devirli pervaneli fanlar olan yoğuşturucu fanlardır. Bu fanlar kayda değer tek gürültü kaynaklarıdır.

Dış mekan sistemi için ürün gürültü datası, sistemin A-ağırlıklı ve oktav bant Ses Güç Düzeyi (L_w) değerinin belirli olması gerektiren ARI 370 standartına göre elde edilir. 20 – 380 ton aralığındaki dış mekan çillerler için ARI 370 standartına göre L_w değerlerinin aralığı Şekil 2.12’de gösterilmiştir. Dış mekan sistemi için fabrika çıkışı gürültü azaltım seçenekleri, kompresör gövdelerini, aşırı büyüklükteki yoğuşturucu fanlarını ve değişken hızlı yoğuşturucu fanlarını içerir. Hava soğutmalı sistemler soğutucu havanın serbest akışına ihtiyaç duyduğundan, kapalı gövdeler buna uygun değildir; bununla birlikte, stratejik olarak yerleştirilen bariyerler seçilen bir ilkeye dayanarak gürültü yayılımının azalmasına yardımcı olabilirler.

Titreşim Kontrolü Su soğutmalı sistemler kompresörler ve fanların yanında su pompalarını da içerirler. Kompresörler ve pompalar tarafından meydana gelen borulardaki titreşimler, sistem veya boru bağlantıları vasıtasıyla bina yapısına iletilebilir. Bundan dolayı, bir çiller grubunun titreşim yalıtım altında, tüm gövdenin ve boru bağlantılarının titreşim sönmeyici yüzey döşeme ve askılar üstünde olması gerektirir.

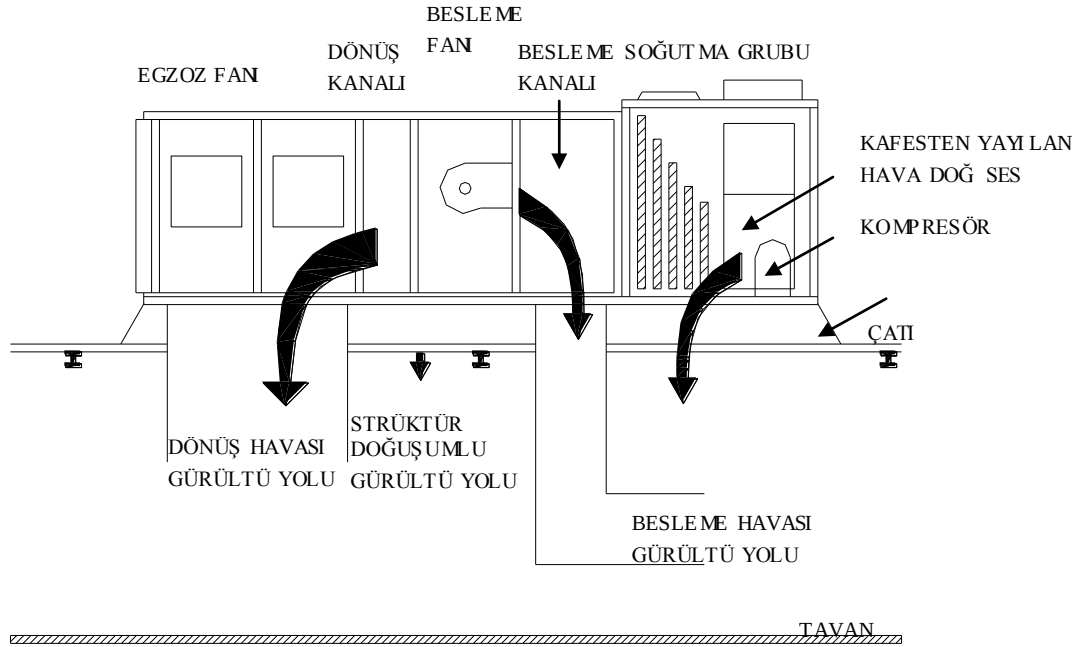


Şekil 2.12 20–380 ton aralığındaki dış mekan çilleri için L_w değerleri (ARI-370 Standardı)

Çiller grubu beton blok döşeme üzerine monte edilecekse ve gürültüye karşı hassas bir konut bölümü bloğu ortak kullanmadığı sürece titreşimi zolatörleri kullanmak gerekmez. Gürültüye hassas uygulamalarda (mesken olarak kullanılan alanların üzerine kurulan çatı-üstü soğutucu grupları vb.), özel yaylar veya yüzer döşeme amortisörlerine ihtiyaç duyulur. Fakat tümçelik yay ve kauçuk titreşimi zolatörleri için genel potansiyel problem olan rezonans frekansı göz önünde tutulmalıdır. Bu rezonans frekansı, bir vidalı soğutucuyla özellikle ilgilidir çünkü kompresörlerin tonları genellikle izolatörlerin rezonans frekansı ile aynı frekans aralığındadır. Kompresör tonlarından biri, izolatörlerden birinin rezonansıyla çakışırsa, kompresör tonu, ünite yakınındaki meskenlerde yapıya doğrudan gürültüye sebep olacak şekilde bina yapısına kolayca iletilebilir. Bu olayı önceden tahmin etmek mümkün değildir, bundan dolayı böyle bir durum meydana geldiğinde çözüm yeni bir izolatör tasarımı (farklı rezonans frekanslı) veya rezonans frekansı artışı oluşturmayacak yüzer döşeme sistemleri kullanmaktır.

2.1.4 Çatı-Üstü İklimlendirme Santrallerinin Gürültüsü

Çatı-üstü iklimlendirme santrallerinin çok özel gürültü kontrol gereksinimleri olabilir, çünkü bunlar genelde hafif yapıli çatılara uygulanır. Dağıtım ve toplama hava kanalı bağlantıları için çatıda geniş açıklıklara ihtiyaç duyulur. Bu kanallar, gürültü çıkaran çatı-üstü iklimlendirme santrallerinden binanın iç hacmine bağlanır. Genelde, çatı-üstü cihazla, en yakın yaşanan mekan arasındaki hacim veya mesafe, standart gürültü kontrol önlemleri alınmayacak kadar yetersizdir. Çatı-üstü üniteler, akustik açıdan hassas olmaları ve en yakındaki yaşanan mekanlardan mümkün olduğu kadar uzak hacimlerin üstüne yerleştirilmelidir. Bu ölçek, gerekli gürültü kontrol önlemlerinin miktarını azaltabilir.



Şekil 2.13 Çatı-üstü iklimlendirme santrali (ASHRAE Handbook 1999)

Şekil 2.13’de, bir çatı-üstü iklimlendirme santralinden kaynaklanan olası dört gürültü iletilim yolu,

1. Çatı-üstü ünitenin tabanından aşağıdaki mekanlara hava doğuşu mu,
2. Çatı-üstü ünite üzerindeki titreşen cihazlardan bina strüktürüne iletilen strüktür doğuşu mu,
3. Hava terminalinden dağıtım kanalıyla kanal doğuşu mu,
4. Hava terminaline toplama kanalıyla kanal doğuşu mu.

Hava doğuşunu iletim yolları, hava terminalinin kaplanasından ve çatı strüktüründen aşığıdaki hacimlere yayılan sesle ilgili dir. Hava doğuşunu ses, ya hava terminal, ya da çatı-üstü iklimlendirme ünitesinin diğer cihazlarının gürültüsünün bir sonucu olabilir. Bir çatı-üstü ünite, çatı strüktüründe, içinden toplama ve dağıtma hava kanalları geçen geniş bir açıklığın üzerine konulmuş ise, söz konusu açıklık sadece dağıtma hava kanalını, toplama hava kanalını alacak büyüklükte olan iki ayrı açıklığa bölünmelidir. Kanallar uygulandıktan sonra bu açıklıklar uygun şekilde yalıtılmalıdır. Eğer çatı-üstü iklimlendirme santralinin altında tek bir geniş açıklık varsa, dağıtım ve toplama hava kanallarının çevresi, bir veya daha çok katmanlı alçıpan panel veya benzer malzeme ile hem yapısal hem de akustik şekilde yalıtılmalıdır. Çatı-üstü ünitenin aşığısındaki mekanlara hava doğuşunu ses iletimi büyük oranda azaltılabilir. Uygulanacak yöntemlerden birisi, çatı-üstü üniteyi, teras döşemesinin üstünde bir kaidenin üstüne yerleştirerek, dağıtım ve toplama hava kanallarını teras boyunca yatay düzlemde birkaç kanal çapı mesafeden sonra terasdaki bir açıklıktan aşığıya indir mektir. Ünitenin altındaki teras döşeme/tavan sistemi, ünitenin tabanından yayılan gürültüyü yeterince zayıflatarak şekilde inşa edilebilir.

3. H V A C S İ S T E M L E R İ N D E K A Y N A K İ L E A L I C I A R A S I N D A G Ü R Ü L T Ü İ L E T İ M İ N İ N C E L E N M E S İ

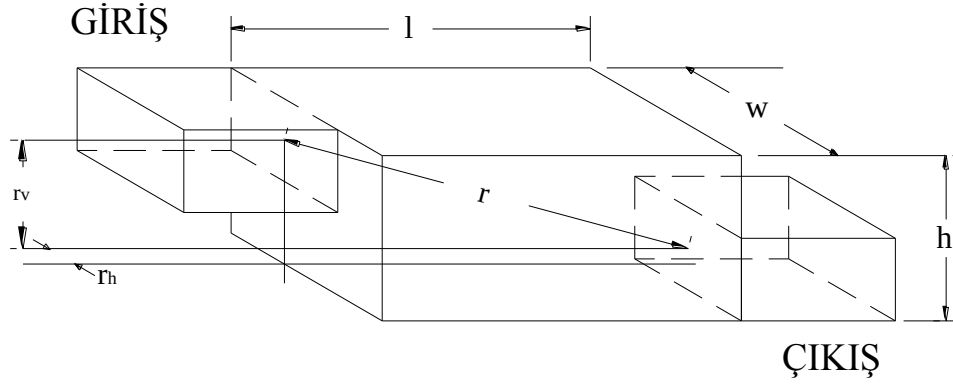
Bu bölümde H V A C sistemlerindeki gürültü kaynaklarında oluşan gürültünün, alıcıya ulaşana kadar iletilme elemanları olan hava kanalı sistem bileşenleri tarafından azaltılması, hava kanalı duvarları boyunca yayılım ve alıcı odasında düzeltilmesi incelenecektir.

3.1. Hava Kanallarında Gürültü Azaltımının İncelenmesi

Bu bölümde ele alınan hava kanalı elemanları; plenumlar, yalıtımsız dikdörtgen kesitli kanallar, akustik yalıtımlı dikdörtgen kesitli kanallar, yalıtımsız dairesel kesitli kanallar, yalıtımlı dairesel kesitli kanallar, dirsekleri, yalıtımlı dairesel kesitli dirsekler, kanal susturucuları, kanal ayrılmaları, kanal sonu yansıma kayıpları, ve VAV kutularıdır.

3.1.1. Plenumların Gürültü Azaltımı

Plenumlar, bir fanın çıkış kesitinden çıkan havanın, hava dağıtım kanallarına ulaşmadan önceki türbülanslı akışını yumuşatmak için kullanılırlar. Şekil 2.14’de görüldüğü gibi bir girişli ve bir veya birkaç çıkışlı büyük prizmatik hacimler olarak düzenlenen plenumların iç yüzeyleri, fan ve diğer gürültüleri azaltmak için ses yutucu malzemeler ile kaplanır.



Şekil 3.1 Plenumun şematik gösterimi ve boyutları (ASHRAE Handbook 1999)

Bir plenumun oluşturduğu ses geçiş kaybı (TL) değeri, (Beranek 1971, Reynolds ve Bledsoe 1991, Reynolds ve Bevirt 1994, SMACNA 1990, Wells 1958) e göre;

$$TL = -10 \log_{10} \left[S_o \left(\frac{Q \cos \theta}{4\pi r^2} + \frac{1 - \alpha_A}{S \alpha_A} \right) \right] \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Burada,

S_o : Plenumun çıkış kesit alanı, m^2

S : Plenumun giriş ve çıkış kesitleri hariç toplam yüzey alanı, m^2

r : Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki uzaklık, m

Q : Yönlendirme çarpanı, (4 kabul edilebilir)

α_A : Plenum yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısı

θ : r doğrusu ile plenumun l yatay eksenine arasındaki açı (Denklemler 2.4) olarak ifade edilir.

Plenumun iç yüzey malzemelerinin ortalama ses yutma katsayısı ise,

$$\alpha_A = \frac{S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2}{S} \quad (3.2)$$

ile hesaplanır.

Burada;

α_1 : Plenumun çıplak veya yalıtımsız iç yüzeylerinin ses yutma katsayısı

S_1 : Plenumun çıplak veya yalıtımsız iç yüzeylerinin alanı, m²

α_2 : Plenumun akustik yalıtımlı iç yüzey malzemelerinin ses yutma katsayısı

S_2 : Plenumun akustik yalıtımlı iç yüzeylerinin alanı, m²

Birçok durumda, plenumun iç yüzeylerinin tamamı ses yutucu malzemeyle kaplıdır.

Bu durumlarda,

$$\alpha_A = \alpha_2$$

olur.

Denkle m 2.2' deki

$$\cos \theta = l/r = \frac{1}{\sqrt{l^2 + r_v^2 + r_k^2}} \quad (3.3)$$

denkle m' den elde edilir.

Burada,

l : Plenumun boyu, m

r_v : Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki dikey uzaklık, m

r_h : Plenumun giriş ve çıkış kesitlerinin eksenleri arasındaki yatay uzaklık, m

Denkle m 3.1 plenumu, büyük bir hacim olarak gözönüne alır. Dolayısıyla, sesin dalga boyunun plenum boyutlarından küçük olduğu zaman geçerlidir. Sesin frekansı, düzlem dalga yayılımının gerçekleştiği frekanslardan büyükse geçerlidir. Bir kanaldaki düzlem dalga yayılımı,

$$f_{co} = \left(\frac{c_o}{2a} \right) \quad (3.4)$$

veya

$$f_{co} = 0.586 \frac{c_o}{d} \quad (3.5)$$

olarak tanımlanan, kesme frekansının altındaki frekanslarda gerçekleşir.

Burada,

f_{co} : Kesme frekansı, Hz

c_o : Havadaki ses hızı, m/s

a : Dikdörtgen kesitli kanalın büyük kenarının uzunluğu, m

d : Dairesel kesitli kanalın çapı, m

f_{co} , Kesme frekansının üstündeki frekanslarda, düzlem dalgaları kanal içinde yayılanlar.

3.1.2 Yalıtımsız Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı

Yalıtımsız dikdörtgen kesitli düz saç metal hava kanalları, alçak frekanslarda çok az miktarda ses azaltım yaparlar. Tablo 3.1’de seçilen yalıtımsız dikdörtgen kesitli saç metal hava kanallarının sonuçları gösterilmiştir. Tablo 3.1’de gösterilen bu azaltım değerleri, SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association) kanalları konstrüksiyonu standartlarına göre izin verilen en ince saç kalınlıklı dikdörtgen kesitli saç metal hava kanalları içindir. Dikdörtgen kesitli hava kanallarında, alçak frekanslarda azaltılan ses enerjisi, kanal boyunca başka bir yerde kanal dışına yayılan gürültü olarak ortaya çıkar. Bu yüzden hava kanalının dışına yayılan alçak frekans gürültüsü kontrol edilmelidir.

Tablo 3.1 Yalıtımsız dikdörtgen kesitli saç metal hava kanallarında gürültü azaltım, dB/m (Cummings 1983, Reynolds ve Bedsoe 1989b, Ver 1978, Woods 1973)

Kanal Boyutları	Gürültü Azaltım, dB/m				
	P/A	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz			
mmx mm	1/ mm	63	125	250	>250
150x150	0,026	0,30	0,20	0,10	0,10
300x300	0,013	0,35	0,20	0,10	0,06
300x600	0,010	0,40	0,20	0,10	0,05
600x600	0,007	0,25	0,20	0,10	0,03
1200x1200	0,003	0,15	0,10	0,07	0,02
1800x1800	0,002	0,10	0,10	0,05	0,02

3.1.3 Yalıtımlı Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı

Dikdörtgen kesitli saç hava kanallarının iç yüzeylerine uygulanan izolasyon, kanallardaki sesin azaltılması ve kanalların ısı yalıtımı için kullanılabilir. Isı yalıtım amacıyla kullanılan kanal yalıtımlarının kalınlıkları 12.5 mm-50 mm arasındadır. Cam yünü yalıtımların fan gürültüsünün azaltım açısından etkili olabilmeleri için en az 25 mm kalınlıkta olmaları gereklidir. Tablo 3.2 ve Tablo 3.3’de, sırasıyla, 25 mm ve 50 mm kalınlıkta cam yünü kanal yalıtımlarıyla elde edilen gürültü azaltım değerleri verilmiştir. Tablo 3.2 ve Tablo 3.3’de verilen değerler 3 metre uzunluğundaki hava kanalları için yapılan laboratuvar deneylerinin sonuçlarına dayanır ve 3 metre uzunluğundaki yalıtımlı dikdörtgen kesitli hava kanalları için kullanılabilir. Fakat 10 metreden uzun yalıtımlı dikdörtgen kesitli kanal tasarımları için, gerçek dB/m değerleri Tablo 3.2 ve Tablo 3.3’de verilenlerden az olacaktır, çünkü hava kanallarındaki, toplam gürültü azaltım, oluşan gürültünün altında olmaz. Yalıtımlı dikdörtgen kesitli hava kanallarında kullanılan cam yünü yalıtımın yoğunluğu 24kg/ m³-48kg/ m³ arasında değişir.

Tablo 3.2 ve Tablo 3.3’de verilen ses geçiş kaybı değerleri, reverberant bir oda da dikdörtgen kesitli hava kanalının yalıtımsız kesitinde ölçülen ses basınç düzeyiyle, yalıtımlı kesitinde ölçülen ses basınç düzeyi arasındaki farktır. Yalıtımsız hava kanalının gürültü azaltım, ses geçiş kaybı hesaplanması işlemi esnasında ölçülen değerden çıkartılır. Tablolardaki gürültü azaltım ve ses geçiş kaybı değerleri, SMACNA hava kanalları konstrüksiyonu standartlarında izin verilen en ince saç kalınlıklı dikdörtgen saç metal hava kanallarına uygulanabilir.

Tablo 3.2 25 mm cam yünüyle yalıtılmış dikdörtgen kesitli saç metal kanallarda gürültü azaltımı, dB/m (Kuntz 1986, Kuntz ve Hoover 1987, Mächen ve Haines 1983, Reynolds ve Bedsoe 1989b)

Boyutlar, mm x mm	Gürültü Azaltımı, dB/m					
	Oktav Band Merkez Frekansları, Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
150x150	0,6	1,5	2,7	5,8	7,4	4,3
150x250	0,5	1,2	2,4	5,1	6,1	3,7
150x300	0,5	1,2	2,3	5,0	5,8	3,6
150x450	0,5	1,0	2,2	4,7	5,2	3,3
200x200	0,5	1,2	2,3	5,0	5,8	3,6
200x300	0,4	1,0	2,1	4,5	4,9	3,2
200x450	0,4	0,9	2,0	4,3	4,5	3,0
200x600	0,4	0,8	1,9	4,0	4,1	2,8
250x250	0,4	1,0	2,1	4,4	4,7	3,1
250x400	0,4	0,8	1,9	4,0	4,0	2,7
250x500	0,3	0,8	1,8	3,8	3,7	2,6
250x750	0,3	0,7	1,7	3,6	3,3	2,4
300x300	0,4	0,8	1,9	4,0	4,1	2,8
300x450	0,3	0,7	1,7	3,7	3,5	2,5
300x600	0,3	0,6	1,7	3,5	3,2	2,3
300x900	0,3	0,6	1,6	3,3	2,9	2,2
380x380	0,3	0,7	1,7	3,6	3,3	2,4
380x560	0,3	0,6	1,6	3,3	2,9	2,2
380x760	0,3	0,5	1,5	3,1	2,6	2,0
380x1140	0,2	0,5	1,4	2,9	2,4	1,9
450x450	0,3	0,6	1,6	3,3	2,9	2,2
450x700	0,2	0,5	1,4	3,0	2,4	1,9
450x900	0,2	0,5	1,4	2,8	2,2	1,8
450x1350	0,2	0,4	1,3	2,7	2,0	1,7
600x600	0,2	0,5	1,4	2,8	2,2	1,8
600x900	0,2	0,4	1,2	2,6	1,9	1,6
600x1200	0,2	0,4	1,2	2,4	1,7	1,5
600x1800	0,2	0,3	1,1	2,3	1,6	1,4
750x750	0,2	0,4	1,2	2,5	1,8	1,6
750x1100	0,2	0,3	1,1	2,3	1,6	1,4
750x1500	0,2	0,3	1,1	2,2	1,4	1,3
750x2250	0,1	0,3	1,0	2,1	1,3	1,2
900x900	0,2	0,3	1,1	2,3	1,6	1,4
900x1350	0,1	0,3	1,0	2,1	1,3	1,2
900x1800	0,1	0,3	1,0	2,0	1,2	1,2
900x2700	0,1	0,2	0,9	1,9	1,1	1,1
1050x1050	0,2	0,3	1,0	2,1	1,4	1,3
1050x1600	0,1	0,3	0,9	1,9	1,2	1,1
1050x2100	0,1	0,2	0,9	1,8	1,1	1,1
1050x3150	0,1	0,2	0,9	1,7	1,0	1,0
1200x1200	0,1	0,3	1,0	2,0	1,2	1,2
1200x1800	0,1	0,2	0,9	1,8	1,0	1,0
1200x2400	0,1	0,2	0,8	1,7	1,0	1,0
1200x3600	0,1	0,2	0,8	1,6	0,9	0,9

Tablo 3.3 50 mm cam yünüyle yalıtılmış dikdörtgen kesitli saç metal kanallarda gürültü azaltımı, dB/m (Kuntz 1986, Kuntz ve Hoover 1987, Mitchen ve Haines 1983, Reynolds ve Bedsoe 1989b)

Boyutlar, mm x mm	Gürültü Azaltımı, dB/m					
	Oktav Band Merkez Frekansları, Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
150x150	0,8	2,9	4,9	7,2	7,4	4,3
150x250	0,7	2,4	4,4	6,4	6,1	3,7
150x300	0,6	2,3	4,2	6,2	5,8	3,6
150x450	0,6	2,1	4,0	5,8	5,2	3,3
200x200	0,6	2,3	4,2	6,2	5,8	3,6
200x300	0,6	1,9	3,9	5,6	4,9	3,2
200x450	0,5	1,8	3,7	5,4	4,5	3,0
200x600	0,5	1,6	3,5	5,0	4,1	2,8
250x250	0,6	1,9	3,8	5,5	4,7	3,1
250x400	0,5	1,6	3,4	5,0	4,0	2,7
250x500	0,4	1,5	3,3	4,8	3,7	2,6
250x750	0,4	1,3	3,1	4,5	3,3	2,4
300x300	0,5	1,6	3,5	5,0	4,1	2,8
300x450	0,4	1,4	3,2	4,6	3,5	2,5
300x600	0,4	1,3	3,0	4,3	3,2	2,3
300x900	0,4	1,2	2,9	4,1	2,9	2,2
380x380	0,4	1,3	3,1	4,5	3,3	2,4
380x560	0,4	1,2	2,9	4,1	2,9	2,2
380x760	0,3	1,1	2,7	3,9	2,6	2,0
380x1140	0,3	1,0	2,6	3,6	2,4	1,9
450x450	0,4	1,2	2,9	4,1	2,9	2,2
450x700	0,3	1,0	2,6	3,7	2,4	1,9
450x900	0,3	0,9	2,5	3,5	2,2	1,8
450x1350	0,3	0,8	2,3	3,3	2,0	1,7
600x600	0,3	0,9	2,5	3,5	2,2	1,8
600x900	0,3	0,8	2,3	3,2	1,9	1,6
600x1200	0,2	0,7	2,2	3,0	1,7	1,5
600x1800	0,2	0,7	2,0	2,9	1,6	1,4
750x750	0,2	0,8	2,2	3,1	1,8	1,6
750x1100	0,2	0,7	2,0	2,9	1,6	1,4
750x1500	0,2	0,6	1,9	2,7	1,4	1,3
750x2250	0,2	0,5	1,8	2,6	1,3	1,2
900x900	0,2	0,7	2,0	2,9	1,6	1,4
900x1350	0,2	0,6	1,9	2,6	1,3	1,2
900x1800	0,2	0,5	1,8	2,5	1,2	1,2
900x2700	0,2	0,5	1,7	2,3	1,1	1,1
1050x1050	0,2	0,6	1,9	2,6	1,4	1,3
1050x1600	0,2	0,5	1,7	2,4	1,2	1,1
1050x2100	0,2	0,5	1,6	2,3	1,1	1,1
1050x3150	0,1	0,4	1,6	2,2	1,0	1,0
1200x1200	0,2	0,5	1,8	2,5	1,2	1,2
1200x1800	0,2	0,4	1,6	2,3	1,0	1,0
1200x2400	0,1	0,4	1,5	2,1	1,0	1,0
1200x3600	0,1	0,4	1,5	2,0	0,9	0,9

3.1.4 Yalıtımsız Dairesel Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı

Yalıtımsız dikdörtgen kesitli kanallarda olduğu gibi, yalıtımsız dairesele kesitli saç kanallar, bir hava kanalı sistemi tasarlarken göz önüne alınması gereken bazı doğal gürültü azaltımları sağlayabilir. Dikdörtgen kesitli kanallardan farklı olarak, dairesele kesitli kanallar daha rijittirler ve bundan dolayı çok fazla ses enerjisi yaymaz veya yutmazlar. Bundan dolayı, yalıtımsız dairesele kesitli kanallar, yalıtımsız dikdörtgen kesitli kanallarla karşılaştırıldığında, alçak frekanslarda, onların 1/10'u kadar gürültü azaltımı sağlarlar. Tablo 3.4'de yalıtımsız dairesele kesitli kanallar için gürültü azaltım değerleri verilmiştir.

Tablo 3.4 Dairesel kesitli saç metal hava kanallarında gürültü azaltım, dBm(Woods 1973, ASHRAE 1987)

Çap, mm	Gürültü azaltım, dBm						
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$D \leq 175$	0,03	0,03	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10
$175 < D \leq 375$	0,03	0,03	0,03	0,05	0,07	0,07	0,07
$375 < D \leq 450$	0,02	0,02	0,02	0,03	0,05	0,05	0,05
$450 < D \leq 900$	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02

3.1.5 Yalıtımlı Dairesel Kesitli Saç Metal Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı

Literatürde yalıtımlı dairesele kesitli saç metal hava kanalları hakkında çok az değer vardır. Eldeki bilgiler de genellikle imalatçıların ürünleri için verdiği değerlerdir. Tablo 3.5 ve Tablo 3.6'da, sırasıyla 25 mm ve 50 mm kalınlıkta akustik yalıtımlı çift duvarlı dairesele kesitli saç metal hava kanalları için gürültü azaltım değerleri verilmiştir. Hava kanallarının izolasyonu, iç tarafı 12 kg/m³ yoğunlukta cam yünüyle dolu, %25 açıklık oranına sahip delikli galvaniz saçıan bir iç kaplama ile sağlanmıştır. Kanal duvarlarıyla taşınan strüktür doğuşunu sesten dolayı, dairesele kesitli kanalların toplam gürültü azaltım genellikle 40 dB'i geçmez.

Tablo 3.5 25 mm akustik yalıtım dairesel kesitli saç metal hava kanalları, dB/m
(Reynolds ve Hedsoe 1989a)

Çap, mm	Gürültü Azaltım, dB/m							
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
150	0,38	0,59	0,93	1,53	2,17	2,31	2,04	1,26
200	0,32	0,54	0,89	1,50	2,19	2,17	1,83	1,18
250	0,27	0,50	0,85	1,48	2,20	2,04	1,64	1,12
300	0,23	0,46	0,81	1,45	2,18	1,91	1,48	1,05
350	0,19	0,42	0,77	1,43	2,14	1,79	1,34	1,00
400	0,16	0,38	0,73	1,40	2,08	1,67	1,21	0,95
450	0,13	0,35	0,69	1,37	2,01	1,56	1,10	0,90
500	0,11	0,31	0,65	1,34	1,92	1,45	1,00	0,87
550	0,08	0,28	0,61	1,31	1,82	1,34	0,92	0,83
600	0,07	0,25	0,57	1,28	1,71	1,24	0,85	0,80
650	0,05	0,22	0,53	1,24	1,59	1,14	0,79	0,77
700	0,03	0,19	0,49	1,20	1,46	1,04	0,74	0,74
750	0,02	0,16	0,45	1,16	1,33	0,95	0,69	0,71
800	0,01	0,14	0,42	1,12	1,20	0,87	0,66	0,69
850	0,00	0,11	0,38	1,07	1,07	0,79	0,63	0,66
900	0,00	0,08	0,35	1,02	0,93	0,71	0,60	0,64
950	0,00	0,06	0,31	0,96	0,80	0,64	0,58	0,61
1000	0,00	0,03	0,28	0,91	0,68	0,57	0,55	0,58
1050	0,00	0,01	0,25	0,84	0,56	0,50	0,53	0,55
1100	0,00	0,00	0,23	0,78	0,45	0,44	0,51	0,52
1150	0,00	0,00	0,20	0,71	0,35	0,39	0,48	0,48
1200	0,00	0,00	0,18	0,63	0,26	0,34	0,45	0,44
1250	0,00	0,00	0,15	0,55	0,19	0,29	0,41	0,40
1300	0,00	0,00	0,14	0,46	0,13	0,25	0,37	0,34
1350	0,00	0,00	0,12	0,37	0,09	0,22	0,31	0,29
1400	0,00	0,00	0,10	0,28	0,08	0,18	0,25	0,22
1450	0,00	0,00	0,09	0,17	0,08	0,16	0,18	0,15
1500	0,00	0,00	0,08	0,06	0,10	0,09	0,09	0,07

Tablo 3.6 50 mm akustik yalıtımlı dairesel kesitli saç metal hava kanalları, dB/m (Reynolds ve Hedsoe 1989a)

Çap, mm	Gürültü Azaltım, dB/m							
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
150	0.56	0.80	1.37	2.25	2.17	2.31	2.04	1.26
200	0.51	0.75	1.33	2.23	2.19	2.17	1.83	1.18
250	0.46	0.71	1.29	2.20	2.20	2.04	1.64	1.12
300	0.42	0.67	1.25	2.18	2.18	1.91	1.48	1.05
350	0.38	0.63	1.21	2.15	2.14	1.79	1.34	1.00
400	0.35	0.59	1.17	2.12	2.08	1.67	1.21	0.95
450	0.32	0.56	1.13	2.10	2.01	1.56	1.10	0.90
500	0.29	0.52	1.09	2.07	1.92	1.45	1.00	0.87
550	0.27	0.49	1.05	2.03	1.82	1.34	0.92	0.83
600	0.25	0.46	1.01	2.00	1.71	1.24	0.85	0.80
650	0.24	0.43	0.97	1.96	1.59	1.14	0.79	0.77
700	0.22	0.40	0.93	1.93	1.46	1.04	0.74	0.74
750	0.21	0.37	0.90	1.88	1.33	0.95	0.69	0.71
800	0.20	0.34	0.86	1.84	1.20	0.87	0.66	0.69
850	0.19	0.32	0.82	1.79	1.07	0.79	0.63	0.66
900	0.18	0.29	0.79	1.74	0.93	0.71	0.60	0.64
950	0.17	0.27	0.76	1.69	0.80	0.64	0.58	0.61
1000	0.16	0.24	0.73	1.63	0.68	0.57	0.55	0.58
1050	0.15	0.22	0.70	1.57	0.56	0.50	0.53	0.55
1100	0.13	0.20	0.67	1.50	0.45	0.44	0.51	0.52
1150	0.12	0.17	0.64	1.43	0.35	0.39	0.48	0.48
1200	0.11	0.15	0.62	1.36	0.26	0.34	0.45	0.44
1250	0.09	0.12	0.60	1.28	0.19	0.29	0.41	0.40
1300	0.07	0.10	0.58	1.19	0.13	0.25	0.37	0.34
1350	0.05	0.08	0.56	1.10	0.09	0.22	0.31	0.29
1400	0.02	0.05	0.55	1.00	0.08	0.18	0.25	0.22
1450	0	0.03	0.53	0.90	0.08	0.16	0.18	0.15
1500	0	0	0.53	0.79	0.10	0.14	0.09	0.07

3.1.6 Dikdörtgen Kesitli Saç Metal Hava Kanalı Dirseklerinin Gürültü Azaltımı

Tablo 3.7’de, yönlendirici kanatları olmayan yalıtımlı ve yalıtımsız köşeli dirsekler için gürültü azaltım değerlerini verilmiştir. Yalıtımlı köşe dirsekler için, hava kanalının izolasyonu, dirsekten sonra en az iki üç kanal genişliği, kadar devam etmelidir.

Tablo 3.7, sadece hava kanalının dirsekten önce ve sonra yalıtımlı olduğu durumlarda geçerlidir. Tablo 3.8’de yuvarlak dirsekler için gürültü azaltım değerleri verilmiştir. Tablo 3.9’da, yönlendirici kanatları olan yalıtımlı ve yalıtımsız köşe dirsekler için geçerli olan gürültü azaltım değerleri verilmiştir.

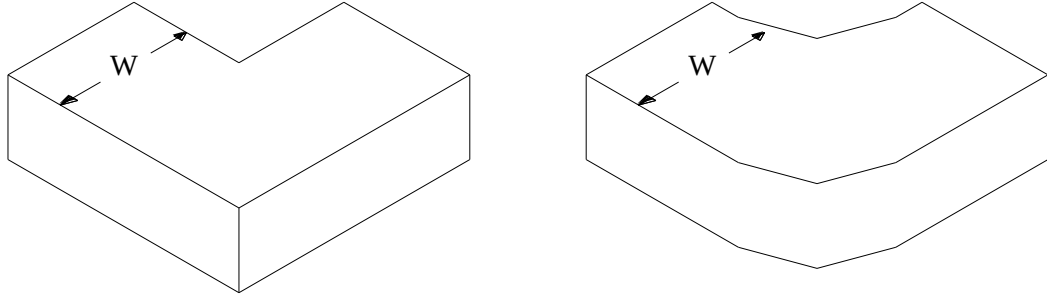
Bu tablolardaki,

$$fw = f \times w \quad (3.6)$$

değeri,

w : dirsek genişliği mm

f : oktav bant merkez frekansıyla, kHz çarpı m'dir. Şekil 3.2' de köşeli ve yuvarlak dirsekler gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Dikdörtgen kesitli saç metal hava kanalı dirsekleri (ASHRAE Handbook1993)

Tablo 3.7 Yönlendirici kanatları olmayan yalıtımlı ve yalıtımsız köşeli dirsekler için gürültü azaltımı, dB (Beranek 1960)

	Gürültü Azaltımı, dB	
	Yalıtımsız Dirsek	Yalıtımlı Dirsek
$f < w < 48$	0	0
$48 \leq f < w < 96$	1	1
$96 \leq f < w < 190$	5	6
$190 \leq f < w < 380$	8	11
$380 \leq f < w < 760$	4	10
$f > w > 760$	3	10

Tablo 3.8 Yuvarlak dirsekler için gürültü azaltımı, dB (Beranek 1960)

	Gürültü Azaltımı, dB
$f < w < 48$	0
$48 \leq f < w < 96$	1
$96 \leq f < w < 190$	2
$f > w > 190$	3

Tablo 3.9 Yönlendirici kanatlı yalıtımlı ve yalıtımsız köşe dirseklerin gürültü azaltımı, dB (ASHRAE Handbook 1984)

	Gürültü Azaltımı, dB	
	Yalıtımsız Dirsekler	Yalıtımlı Dirsekler
$f_w < 48$	0	0
$48 \leq f_w < 96$	1	1
$96 \leq f_w < 190$	4	4
$190 \leq f_w < 380$	6	7
$f_w \geq 380$	4	7

3.1.7. Yalıtımlı A Metal Esnek Hava Kanallarının Gürültü Azaltımı

Yalıtımlı A metal esnek hava kanalları, hava doğuşunu gürültüyü önemli ölçüde azaltırlar. Tablo 3.10'da belirli kanal çapları ve uzunlukları için gürültü azaltım değerleri verilmiştir. Önerilen hava kanalı uzunlukları 0,9-1,8 metredir. Esnek hava kanallarının düz durmasına dikkat edilmesi ve dönüşler olabilirince büyük yarıçaplı olmasıdır. Ani bir kıvrım ek bir gürültü azaltım oluşturabilirken, kıvrımdaki hava akışı kaynaklı gürültü kabul edilemez derecede yüksek olabilir. Esnek hava kanallarının yüksek kanal geçiş kaybı gürültü düzeylerinden dolayı gürültüye hassas bölgelerdeki kanallara dikkat edilmesi gerekir.

3.1.8 Hava Kanalı Susturucularının Gürültü Azaltımı

Kanal susturucuları, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinde (HVAC), özellikle, kanal sistemleriyle ve hava kanallarıyla iletilen gürültüyü azaltmak için kullanılır. Sistemde enerji ve basınç kayıplarına sebep olabilirler. Bundan dolayı, susturucuları seçerken aşağıdaki parametrelere dikkat edilmesi gerekir:

- Hava akışı basınç kaybı, ideal akış şartları için sistemetkilerini içerir.
- Gürültü azaltımı, gürültü kaynağıyla ve belirli bir nokta arasındaki, iletim yolunda yer alan gürültü azaltıcılarının yerleştirilmesi nedeniyle bu noktada ki ses gücü düzeyindeki düşüştür.

Hava akışı kaynaklı gürültü, hava, susturucunun içine girerken, susturucu boyunca ve susturucudan çıkarken meydana gelir. Birçok uygulamada, hava akışı kaynaklı gürültü, susturucunun sessiz kısmındaki azaltılmış gürültü seviyesinden daha azdır ve katkıda bulunmaz. Genel olarak, hava akışı kaynaklı gürültü, statik basınç düşüşü 80 Paskalın üstünde değerlerdeyse, gürültü kriteri de RC-35 in altında ve susturucu yaşanan hacimlerde veya çok yakınında ise değerlendirilmelidir ve önlem alınmalıdır.

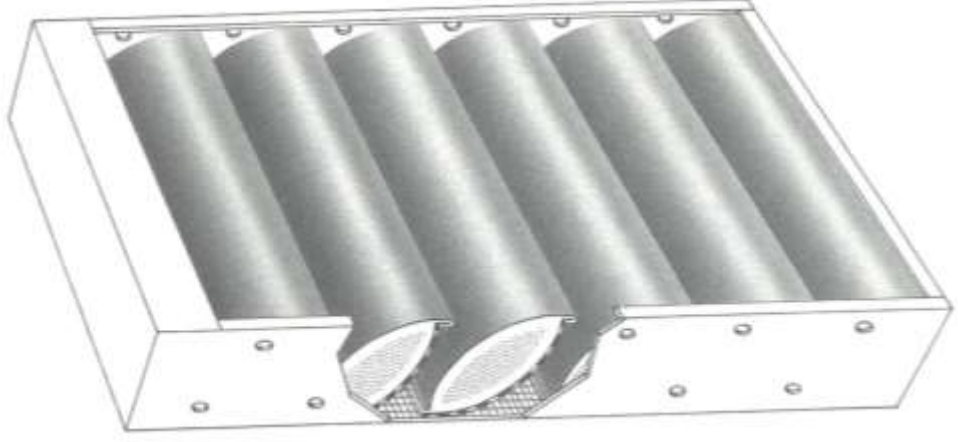
Tablo 3.10 Yalıtımlı esnek hava kanallarının gürültü azaltımı, dB (ARI 885 Standardı)

Çap mm	Uzunluk m	Gürültü Azaltımı, dB						
		Oktav Band Merkez Frekansı, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
100	3,7	6	11	12	31	37	42	27
	2,7	5	8	9	23	28	32	20
	1,8	3	6	6	16	19	21	14
	0,9	2	3	3	8	9	11	7
125	3,7	7	12	14	32	38	41	26
	2,7	5	9	11	24	29	31	20
	1,8	4	6	7	16	19	21	13
	0,9	2	3	4	8	10	10	7
150	3,7	8	12	17	33	38	40	26
	2,7	6	9	13	25	29	30	20
	1,8	4	6	9	17	19	20	13
	0,9	2	3	4	8	10	10	7
175	3,7	9	12	19	33	37	38	25
	2,7	6	9	14	25	28	29	19
	1,8	4	6	10	17	19	19	13
	0,9	2	3	5	8	9	10	6
200	3,7	8	11	21	33	37	37	24
	2,7	6	8	16	25	28	28	18
	1,8	4	6	11	17	19	19	12
	0,9	2	3	5	8	9	9	6
225	3,7	8	11	22	33	37	36	22
	2,7	6	8	17	25	28	27	17
	1,8	4	6	11	17	19	18	11
	0,9	2	3	6	8	9	9	6
250	3,7	8	10	22	32	36	34	21
	2,7	6	8	17	24	27	26	16
	1,8	4	5	11	16	18	17	11
	0,9	2	3	6	8	9	9	5
300	3,7	7	9	20	30	34	31	18
	2,7	5	7	15	23	26	23	14
	1,8	3	5	10	15	17	16	9
	0,9	2	2	5	8	9	8	5
350	3,7	5	7	16	27	31	27	14
	2,7	4	5	12	20	23	20	11
	1,8	3	4	8	14	16	14	7
	0,9	1	2	4	7	8	7	4
400	3,7	2	4	9	23	28	23	9
	2,7	2	3	7	17	21	17	7
	1,8	1	2	5	12	14	12	5
	0,9	1	1	2	6	7	6	2

Üç tip HVAC hava kanalı susturucusu vardır; dağıtıcı (akustik ortamı), tepkili ve aktif susturucular.

- **Dağıtıcı susturucular**, genel olarak, geniş bir frekans aralığında gürültüyü azaltmak için akustik cam yünü kaplamalı delikli metal yüzeylerden yapılır.

Statik basınç düşüşleri 80 Paskalın altındaysa, hava akışı gürültü azaltımını önemli derecede etkilemez (Şekil 3.3, Şekil 3.4 ve Şekil 3.5).



Şekil 3.3 Dağıtıcı susturucu (CAVANAUGH ve WILKES 1999)



Şekil 3.4 Paket tipi hava kanalı susturucusu (Cavanaugh ve Wilkes 1999)

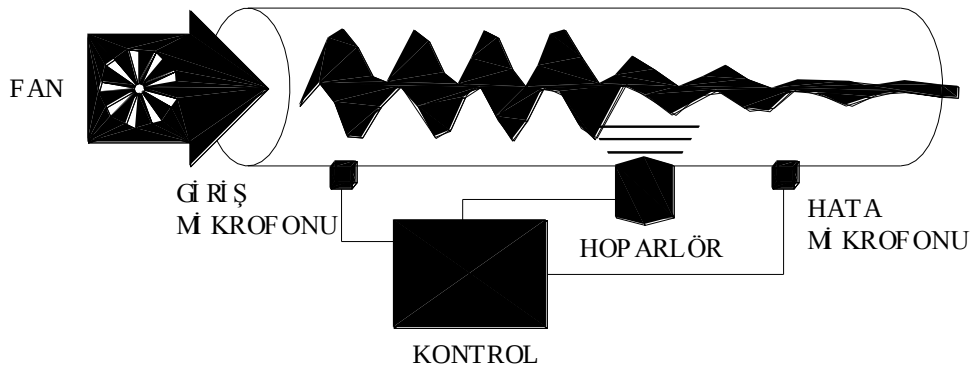


Şekil 3.5 Dairesel Kesitli Hava Kanalı Susturucusu (Cavanaugh ve Wilkes 1999)

- **Tepkili susturucular da**, lifli malzemelerden kaçınılmıştır ve ayarlı delikli metal yüzeylerin kapladığı odalardan oluşurlar.. Şekil itibarıyla dağıtıcı susturuculara benzerler. Ayarlı olması nedeniyle, geniş bir band aralığında gürültü azaltım elde etmek dağıtıcı susturuculardan daha zordur. Dağıtıcı susturucularla aynı gürültü azaltımını yakalamak için daha uzun olmaları gerekir. Hava akışı tepkili susturucuların gürültü azaltımını artırır.
- **Aktif kanal susturucuları**, istenmeyen gürültüyü ortadan kaldıran ters dalgalı gürültü oluşturarak alçak frekanstaki gürültüleri azaltır. Bir giriş mikrofoni hava kanalındaki gürültüyü ölçer ve onu elektrik sinyallerine çevirir. Bu sinyallerin, eşit dalga genlikli aynalanmış ters ses dalgaları, dijital bir bilgisayar ile üretilir.

Bu ikinci gürültü kaynağı ilk gürültü ile çakışır ve istenmeyen gürültünün önemli bir bölümünü yok eder. Bir hata mikrofONU, susturucudan geçtikten sonra kalan gürültüyü ölçer ve performansı arttırmak için bilgisayara geri besleme yapar. Sistemin elemanları hava kanalının dışına yerleştirildiğinden, herhangi bir basınç düşüşü veya hava akışından dolayı oluşan gürültü yoktur. Hava akışında mikrofONlar tarafından algılanan aşırı türbülansdan dolayı sistemin performansı sınırlıdır (Şekil 3.6).

Dağıtıcı ve tepkili susturucular için değerler ASTM E477 standardının en güncel sürümünde açıklanan prosedürlere uygun olarak yapılan deneylerden elde edilmelidir. Bu standart aktif susturucuların performansını belirlemek için onaylanmıştır. Gürültü azaltım ölçümlerinde varsayım teknikleri kullanıldığında, 63 Hz oktav band frekansı da dahil olmak üzere geniş bir spektrumda, göreceli (± 3 dB) sapmalarla, gürültü azaltım değerlerine ulaşılabilir. Hava akışı kaynaklı gürültü, buna rağmen, alçak frekanslarda ki ses gücü düzeylerini ölçümleri için hazırlanan reverberant odaların standardize edilmesiindeki eksikliklerden dolayı 100 Hz'in altında hassas olarak ölçülemez (oda ölçütünün bir fonksiyonu). Son yapılan bir dizi deney, hava akışından kaynaklanan gürültü değerlerinde, 125–8000 Hz oktav band frekans aralığında 3-6 dB arasında bir standart sapma olabileceğini göstermiştir.



Şekil 3.6 Aktif Kanal Susturucusu (ASHRAE Handbook 1999)

Deneylerden elde edilen sonuçları, yani ses gücü spektrumu değerlerini, gerçek projelere uygularken dikkat edilmelidir. Ters sistem etkileri, standart susturucuların performansını önemli derecede etkileyebilir. Standart susturucular, bir fan, soğutucu gruptan, dirseklerden, branşmanlardan veya diğer kanal elemanlarından en az üç kanal çapı kadar uzağa yerleştirilmelidir. Standart bir susturucuyu, üç boru

çapından daha yakın bir mesafeye yerleştirilmek, susturucu boyunca, hem basınç kaybında hem de hava akışından kaynaklanan gürültüde önemli bir artışa neden olacaktır. Buna rağmen, bu bölgelere basınç kaybı olmaksızın aktif susturucular yerleştirilebilir, fakat akustik gürültü azaltım türbülansından dolayı sınırlıdır.

Susturucular hava kanalı projesine uyması için değişik şekil ve boyutlardadır. Eksenlerinde yarıklı ve oluklu ya da yarıksız ve oluksuz olmak üzere hem dikey hem de dairesel kesitli düz susturucular vardır. Düz bir susturucu için yeterli alan olmayan yerlerde kullanılmak üzere, dağıtıcı ve tepkili dirsektipi susturucular vardır. Sistemin basınç kaybını minimuma indiren dirsektipi susturucular, gürültüyü etkili bir biçimde azaltmak için, havayı yönlendirerek sistemin basınç kaybını minimuma indiren yarıklardan oluşur. İç kutu susturucuları ve konik susturucular içeren özel fan besleme ve emme susturucuları, aerodinamik sistem etkilerini minimuma, akustik sistem etkilerini ise maksimuma çıkarmak ve gürültüyü kaynağında kontrol etmek üzere tasarlanmıştır.

3.1.9 Hava Kanalı Branşmanlarında Ses Gücünün Bölünmesi Nedeniyle Azaltım

Bir hava kanalında ilerleyen ses, bir kanal ayrılmasıyla karşılaştığında, ana hava kanalındaki ses dalgalarının ses gücü ayrılma ya bağlı olarak kollara dağılır. Bu ses gücü bölünmesi branşman gücü bölünmesi olarak nitelendirilebilir. Hava kanalı ayrılmasının her bir branşmana iletilen ses gücü azaltım iki bileşenden oluşur. İlk bileşen, her bir branşmanın kesit alanlarının toplamı, $\sum S_{Bi}$, ana besleme kanalının kesit alanından, S_M , farklı olduğunda ilk ses dalgasının yansımasıyla ilgilidir. İkinci ise, bir branşmanın kesit alanının, S_{Bi} , her bir branşmanın kesit alanlarının toplamına, $\sum S_{Bi}$, bölümü, orana göre enerji dağılımdır. İkinci bileşen baskın olan bileşendir. Hava kanalı ayrılmalardaki, her bir branşmana iletilen ses gücüyle ilişkili olan ses gücü azaltım değerleri, ΔL_{Bi} , Tablo 3.11’de verilmiştir.

Tablo 3.11 Hava kanalı branş manlarında ses gücünün bölünmesi (Ver 1982, 1984)

$S_i / \sum S_{Bi}$	ΔL_{Bi}	$S_i / \sum S_{Bi}$	ΔL_{Bi}
1.00	0	0.10	10
0.80	1	0.08	11
0.63	2	0.063	12
0.50	3	0.050	13
0.40	4	0.040	14
0.32	5	0.032	15
0.25	6	0.025	16
0.20	7	0.020	17
0.16	8	0.016	18
0.12	9	0.012	19

3.1.10. Kanal Sonu Yansıma Kaybı Nedeniyle Gürültü Azaltımı

Alçak frekanslı düzlem ses dalgaları, geniş bir hacme hava üfleyen açıklıkla etkileşime girdiğinde, önemli bir miktardaki ses enerjisi hava kanalına geri yansır. Tablo 2.16'da serbest hacme açılan hava kanalları ve Tablo 2.17'de duvara açılan hava kanalları için hava kanalı sonu yansıma kayıplarıyla ilgili olarak ΔIL , gürültü azaltım değerleri verilmiştir. Akustik bir asma tavanda yer alan difüzörler boş hacme açılıyor gibi kabul edilebilir. Hava kanalı dikdörtgen kesitli bir difüzöre açılıyorsa, Tablo 2.16'yı kullanabilmek için hava kanalının çapı,

$$D = \sqrt{4A/\pi} \quad (3.7)$$

olarak verilir, burada A dikdörtgen kesitli hava kanalının alanıdır.

Tablo 3.12 ve Tablo 3.13 bazı sınırlamalar içerir. Deneylere göre yapılan testler yuvarlak boruların düz bölümlerine göre yürütülür. Hava kanalı sonunda hiçbir sınırlama olmadan veya hava kanalının sonuna dairesel bir ağız yerleştirerek bu hava kanalları reverberant odaya açılır. Difüzörler de dairesel veya dikdörtgen kesitli olabilir. Bir damper, direkt hava akışı için yönlendiricili kanatlar, delikli bir metal yüzey veya bu elemanların bir kombinasyonu ile sınırlandırılmışlardır. Halen bu elemanların etkisini açıklayan bir bilgi yoktur. Bu elemanların yukarıda açıklanan ağzlarla benzer şekilde iş görüp görmediği tam olarak bilinmemektedir. Sonuç olarak, Tablo 3.12 ve Tablo 3.13'de hava kanalının sonuna yerleştirilen bir ağzın etkisi eklenmiştir. Denklem 3.7, düşük açıklık (Boy/En) oranlı difüzörler için kabul edilebilir sonuçlar vermektedir. Bunun yanında birçok difüzör çeşidi (özellikle yarık difüzörler) yüksek açıklık oranlarına sahiptir.

Tablo 3.12 ve Tablo 3.13'ün bu difüzörler için doğru olarak kullanılabileceği kesin olarak bilinmemektedir. Genel olarak, birçok difüzörün bir hacme açılmadan önce

çok uzun düz kesitleri (üç hava kanalı çapından daha büyük) yoktur. Bir ana besleme branşmanı ve bir difüzör arasındaki birçok hava kanalı kıvrımlıdır veya kısa, kalın kesitleri vardır. Bu konfigürasyonların kanal sonu yansıma kaybına etkileri bilinmemektedir. Buna rağmen, Tablo 3.12 ve Tablo 3.13 kabul edilebilir doğrulukla birçok difüzör konfigürasyonu için kullanılabilir. Ek olarak, bu tabloların çıkartılması için kullanılan deney koşullarından farklı difüzör konfigürasyonlarının difüzör gürültüsü kontrol edilebilir.

Tablo 3.12 Kanal sonu yansıma kayıpları, dB - Serbest hacme açılan kanallar (AMCA 300 Standardı)

Kanal çapı, mm	Kanal sonu yansıma kaybı, dB					
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz					
	63	125	250	500	1000	2000
150	20	14	9	5	2	1
200	18	12	7	3	1	0
250	16	11	6	2	1	0
300	14	9	5	2	1	0
400	12	7	3	1	0	0
500	10	6	2	1	0	0
600	9	5	2	1	0	0
700	8	4	1	0	0	0
800	7	3	1	0	0	0
900	6	3	1	0	0	0
1200	5	2	1	0	0	0
1800	3	1	0	0	0	0

Tablo 3.13 Kanal sonu yansıma kayıpları, dB – Duvara açılan kanallar (AMCA 300 Standardı)

Kanal çapı, mm	Kanal sonu yansıma kaybı, dB				
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz				
	63	125	250	500	1000
150	18	13	8	4	1
200	16	11	6	2	1
250	14	9	5	2	1
300	13	8	4	1	0
400	10	6	2	1	0
500	9	5	2	1	0
600	8	4	1	0	0
700	7	3	1	0	0
800	6	2	1	0	0
900	5	2	1	0	0
1200	4	1	0	0	0
1800	2	1	0	0	0

3.1.11. HVAC SİSTEMLERİNDE CAM YÜNÜ MALZEMELERİN KULLANIMI

Birçok HVAC hava kanalı sisteminde, cam yünü kullanımı maliyeti etkileyen bir çözüm olarak öne çıkar. Buna rağmen, cam yünü kullanımı bazı eğitim enstitü ve medical projelerde yasaklanmıştır veya bazı kısıtlamalara uğramıştır. Bu kararlar cam yününün kanserojen madde içerebileceğine ve ürünlerinin mikrop üretmesine çok açık olduğuna dayanır. ASHRAE Teknik Komitesi TC 2.6 (Gürültü ve Titreşim), ilgili araştırma ve çalışmalarını yeniden gözden geçirmiş ve aşağıdaki sonuçlara varmıştır :

ASHRAE (1993) tarafından yayınlanan bir inceleme sonuçlarına göre inşaat edilen fiber bazlı yapıların kanserojen madde taşıdığına dair bir kanıt bulunamamıştır. Uluslararası Kanser Araştırmaları Kurumu (IARC) cam yünü maddelerinin kanserojen madde içerme oranı ile ilgili yaptığı araştırmada, cam yününün solunmasının insanlarda kanserojen etki yapacağına dair yeterli bir kanıt bulamadı (WHO 1986). IARC cam yününün hayvanlara yüksek dozda direkt enjekte edilmesinin kanserle ilgili bazı bağlantıları olabileceğini belirtir. Bunun sonucu olarak, Birleşik Devletler Sağlık ve İnsan Hizmetleri Departmanı (USDHHS) cam yünü malzeme listesine kanserojenlik durumu için “aşırı etki beklenmeyen” sınıfına ekledi. Kanada da (1994) çalışmalar sonucu cam yünün kanserojen madde içerme oranı ile ilgili bir kanıt bulunamadığını ve onu “muhtemel olarak insanlar için kanserojen değildir” olarak sınıflandırdığını açıkladı. Ek olarak, raporda cam yününün insan sağlığı ve hayatı için tehlike oluşturabilecek bir durumu içermediği de açıklandı.

Morey ve Williams (1991), bakterilerin tozlu ve nemli ortamlarda oluştuğunu ve yalıtımlı hava kanallarına ek olarak metal plakalar, susturucular, filtreler ve yönlendirici kanatlar gibi herhangi bir yüzeyde yetişebileceğini buldular. Bakteri oluşumu sadece bir eleman ile ilgili değildir. Bundan dolayı, cam yünüyle yalıtımlı hava kanallarının kaldırılması tek başına bakteri oluşumunu engellemez. Bakteri oluşumunu azaltmanın en iyi yolu hava kanalı sistemlerinde toz ve rutubeti kontrol etmektir. Hava kanalı tasarımı, uygun filtreleme, nemlendirme ve yoğunlaştırma sistemleri; uygulama ve çalıştırma esnasında toz ve nem önleyecek metotlar; ve düzenli bakım prosedürleri bakteri oluşumunu azaltabilir (ASHRAE 62 Standardı-1989).

Üreticiler ve tasarımcılar camyünü hava kanalı izolasyonlarının herhangi bir bina dan kaldırılmasına karşı uyarılmalı ve bu kararın akustik etkilerini anlamalıdır lar. Camyünü hava kanalı izolasyonlarının kaldırılmasını karşılamak için çok daha uzun ve geniş hava kanalları, daha büyük fanlar ve plenumlar, ve sökülebilir, yalıtımlı hava kanalları, metal kaplı kanallar, boş susturucular ve aktif gürültü kontrolü gibi alternatif gürültü kontrol elemanlarının kullanımı daha az etkili hem de daha pahalı olabilir.

Ameliyathaneler ve yoğun bakımlar gibi hastanelerdeki önemli hacimlerin iklimlendirilmesinde, American Institute of Architects Committee on Architecture (AIA 1992-93) tarafından yayınlanan hava kanalı izolasyonları yönetmeliklerine uyulmalıdır. Tiyatro, konser salonları, kayıt ve TV stüdyoları ve eğitim merkezlerinde, camyünü hava kanalı izolasyonlarının tamıyla kaldırılması, akustik kalitesi bakımından kötü sonuçlar doğurabilir ve bu gibi yerleri kullanılamaz hale getirebilir.

3.2 Kanal Duvarları Boyunca Gürültü Yayılımının İncelenmesi

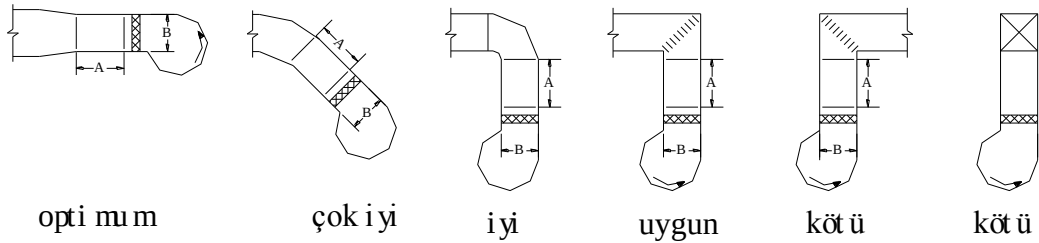
3.2.1. Hava Akışı Kaynaklı Kanal Gürültüsü

Bir HVAC fanı ve ona bağlantılı hava kanalları, fandaki akustik ve aerodinamik hava basıncı değişimlerinin kanal sistemindeki diğer bölümlere de iletildiği bir yarı kapalı sıkıştırılabilir sıvı pompalama sistemi gibi olabilir. Hava basıncı değişimi, fandaki değişikliklerle, motor veya fan kayışı RPMsi veya fan gövdesine veya yakınındaki hava kanalına iletilen hava akışı değişiklikleri sebebiyle oluşabilir. Hava basıncı değişiklikleri, rezonans frekansları rahatsız edici frekanslara yakın veya eşit olan geniş, düz ve güçlendirilmiş kanal yüzeyleriyle karşılaştığında, bu yüzeylerde titreşim başlayacaktır (Ebbing et al. 1978). Bu titreşim kanalların sert olan veya rezonans kontrollü bölümlerinde oluşur. HVAC hava kanalı sistemlerinde, kanal duvarı titreşimi 10 Hz-100Hz frekans aralığında 65-95 dB arasında ses basınç seviyeleri meydana getirebilir. Bu tür hava kanalı kaynaklı gürültü “kanal gürültüsü” olarak adlandırılır.

Şekil 3.7’de radyal bir fanın yakınında yapılabilecek kanal konfigürasyonları gösterilmektedir. Kötü konfigürasyonlar hava kanalı gürültüsüne sebep olabilir. Fan giriş ve çıkış geçişleri için iyi ve optimum tasarınlar, ortaya çıkabilecek potansiyel

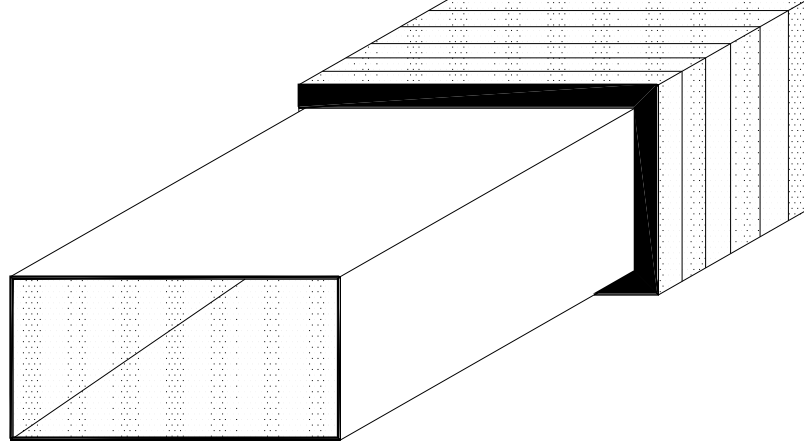
kanal gürültüsünü minimize ederler; fakat, bu tasarımlar kanal gürültüsünü tamamen ortadan kaldırmaz.

Hava kanalı gürültüsü birçok metot ile engellenebilir veya azaltılabilir. Bir metot fanı, motoru veya fan kayışının hızını değiştirmek olabilir. Bu metot hava basıncı değişikliklerinin frekansını değiştirir ve böylece bu frekans değerleri kanal duvar rezonans frekansı değerlerinden farklılık gösterir ve kanal gürültüsü oluşmaz veya en aza indirgenir. Diğer metot ise kanal duvarının rezonans frekansını değiştirmek için kanal duvarlarına donatılı beton ve kuru duvar gibi rijit malzemeler uygulamaktır. Bu iyileştirme yöntemleri kullanılarak 31,5Hz ve 63Hz oktav frekans bandlarında 5-11 dB arasında bir gürültü azaltımı sağlanmıştır.



Şekil 3.7 Radyal Fanlar için çeşitli kanal bağlantı konfigürasyonları (ASHRAE Handbook 1999)

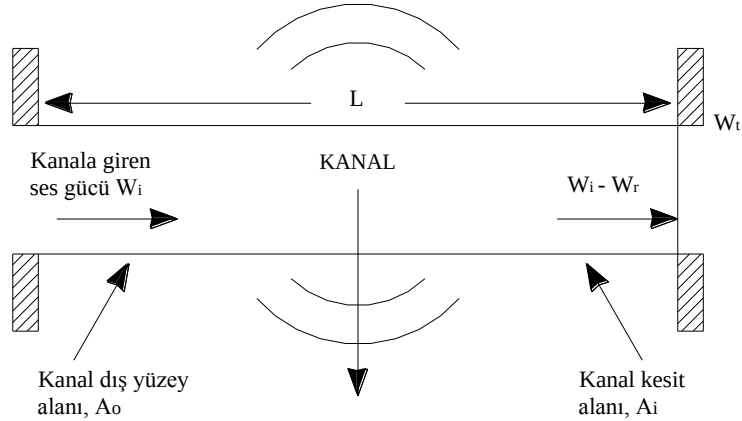
Kütleli malzemelerin yutucu malzemelerle kombinasyonları kanal duvarlarına uygulanırsa, her iki malzeme de titreşen kanal duvarlarından tamamen ayrılmalıysa kanal gürültüsünü azaltır. Bu malzemelerin hava kanalından tamamen ayrılması ve duvara herhangi bir teması olmamalıdır. Çift katmanlı kuru duvar kullanılan bu tipte bir konstrüksiyon örneği şekilde gösterilmiştir. Alınan önlem kanal duvarından ayrılmış olduğu için en büyük gürültü azaltımını sağlar. Kütleli malzemelerin yutucu malzemelerle kombinasyonları kanal duvarına direkt olarak uygulanırsa kanal gürültüsünün azaltımında etkili olmazlar (Şekil 3.8). Yutucu bir malzemeyle kaplı dairesel kesitli bir hava kanalı (dikdörtgen kesitli kanallarla karşılaştırıldığında daha büyük rijitliğe sahip olmasından ötürü alçak frekanslı gürültülere daha az dayanıklı olan) elastik bir malzeme ile sarılırsa gürültüyü etkili bir biçimde kontrol edebilir ve yer sınırlamalarına karşı tek uygun çözüm olabilir. Tesisat boruları genellikle bu şekilde sarılır.



Şekil 3.8 Dikdörtgen kesitli hava kanallarının dış yüzeylerinin yalıtılması (ASHRAE Handbook 1999)

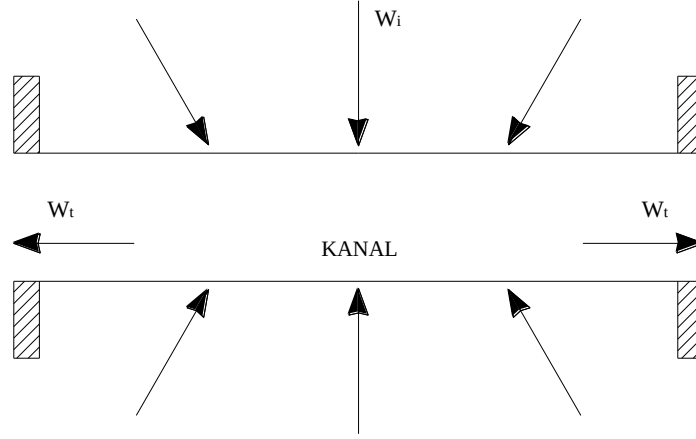
3.2.2 Hava Kanallarında Ses Geçiş Kayıpları

Hava kanallarından ses geçişi, Şekil 3.9'da gösterildiği gibi her iki yönde olabilir. Yani bir kanalın içinde taşınmakta olan ses, kanal duvarından dışarıya, mekanların içine, bir ses geçiş kaybına uğrayarak geçebileceği gibi herhangi bir gürültü de, bu mahalin içinden geçen bir kanalın içine bir ses geçiş kaybına uğrayarak geçebilir.



Şekil 3.9 Hava kanalı duvarlarından ses çıkışı (ASHRAE Handbook 1999)

Ses çıkışı, fan veya kanal içindeki hava akışı gürültüsünden dolayı kanal duvarlarından çevreye yayılan gürültüdür (Şekil 3.9). Ses çıkışı, hava kanallarındaki gürültü eğer yaşanan mekanlardan geçmeden önce azaltılmadıysa bir problem oluşturabilir (Cummings 1983, Lilly 1987). Çevreden hava kanallarına iletilen gürültü de **ses girişi** olarak adlandırılır (Şekil 3.10).



Şekil 3 10 Hava kanalı duvarlarına ses girişi (ASHRAE Handbook 1999)

3.2.2.1. Kanal Duvarlarından Ses Geçişinin İletimi

Hava kanalı duvarından dışarıya yani çevreye doğru iletilen ses ve daha sonra dış yüzeyden yayılan ses ile ilgili olan ses güç düzeyi,

$$L_{w,o} = L_{w,i} + 10 \log(S / A) - TL_o \quad (3.8)$$

denklemlerle verilir, burada

$L_{w,o}$: kanal duvarlarının dış yüzeylerinden yayılan ses gücü düzeyi, dB

$L_{w,i}$: kanal içindeki ses gücü düzeyi, dB

S : kanalın ses yayan dış yüzey alanı, m^2

A : kanalın iç kesit alanı, m^2

TL_o : kanalın ses geçiş kaybı (S ve A dan bağımsız), dB

anlamıdır.

Tablo 3.14 Dikdörtgen kesitli kanallarda ci dar ses geçiş kayıp değerleri, TL_o , dB (Cummins 1983)

Kanal boyutu mm x mm	Saç kalınlığı mm	TL_o , dB							
		Oktav band merkez frekansı, Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
300x300	0,70	21	24	27	30	33	36	41	45
300x600	0,70	19	22	25	28	31	35	41	45
300x1200	0,85	19	22	25	28	31	37	43	45
600x600	0,85	20	23	26	29	32	37	43	45
600x1200	1,00	20	23	26	29	31	39	45	45
1200x1200	1,30	21	24	27	30	35	41	45	45
1200x2400	1,30	19	22	25	29	35	41	45	45

Tablo 3.15 Dairesel kesitli kanallarda deneysel olarak ölçülen ci dar ses geçiş kayıp değerleri, TL_o , dB (Cummins 1983)

Çap mm	Uzunluk m	Saç kalınlığı mm	TL _o , dB						
			Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
			63	125	250	500	1000	2000	4000
200 350 550 800	4,50 4,50 4,50 4,50	0,55 0,70 0,85 0,85	Boyuna Dikşli Kanallar						
			>45	(53)	55	52	44	35	34
			>50	60	54	36	34	31	25
			>47	53	37	33	33	27	25
			(51)	46	26	26	24	22	38
200 350 650 650 800	3,00 3,00 3,00 3,00 3,00	0,55 0,55 0,70 1,60 0,85	Spiral Dikşli Kanallar						
			>48	>64	>75	72	56	56	46
			>43	>53	55	33	34	35	25
			>45	50	26	26	25	22	36
			>48	53	36	32	32	28	41
			>43	42	28	25	26	24	40

Dikdörtgen kesitli hava kanalları için TL_o değerleri Tablo 3.14’de, dairesel kesitli kanallar için Tablo 3.15’de ve düz-oval kanallar için de Tablo 3.16’da verilmiştir.

Tablo 3.16 Düz-oval kesitli kanallarda cidar ses geçiş kayıp değerleri, TL_o , dB
(Cummins 1983)

Kanal boyutu mm x mm	Saç kalınlığı mm	TL_o , dB						
		Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
300x150	0,70	31	34	37	40	43	-	-
600x150	0,70	24	27	30	33	36	-	-
600x300	0,70	28	31	34	37	-	-	-
1200x300	0,86	23	26	29	32	-	-	-
1200x600	0,86	27	30	33	-	-	-	-
2400x600	1,00	22	25	28	-	-	-	-
2400x1200	1,30	28	31	-	-	-	-	-

Dikdörtgen kesitli hava kanallarının S ve A boyutları için eşitlikler,

$$S = 2 \times 12L(a + b) \quad (3.9)$$

$$A = ab \quad (3.10)$$

burada,

a : kanalın büyük kesit boyutu, m

b : kanalın küçük kesit boyutu, m

L : kanalın ses yayan yüzeyinin uzunluğunu, m

ifade eder.

Dairesel kesitli hava kanallarının S ve A boyutları için eşitlikler,

$$S = 12L\pi d \quad (3.11)$$

$$A = \pi d^2 / 4 \quad (3.12)$$

burada,

d : kanalın çapı, m

L : kanalın ses yayan yüzeyinin uzunluğunu, m

ifade eder.

Düz-oval hava kanallarının S ve A boyutları için eşitlikler,

$$S = 12L[2(a - b) + \pi b] \quad (3.13)$$

$$A = b(a - b) + \frac{\pi b^2}{4} \quad (3.14)$$

burada,

a : büyük aksın uzunluğu, m

b : küçük aksın uzunluğu, m

L : kanalın ses yayan yüzeyinin uzunluğunu, m

ifade eder.

Denklem 3.8'de hava kanalının ses yayan yüzeyi boyunca içten ses azaltımının olmadığı varsayılır ve yalıtımsız hava kanalları için geçerlidir. Genel olarak 9 metre uzunluğa kadar olan hava kanalları için uygundur.

$$L_{w,o} \leq L_{w,i}$$

Birçok uygulamada için kanal ses çıkışının sonucu olarak yaşanan bir hacimdeki ses basınç düzeyi aşağıdaki denklemden elde edilebilir.

$$L_p = L_{w,o} - 10 \log[\pi r L] + 10 \quad (3.15)$$

Burada,

L_p : hacim içinde belirli bir noktada ses basınç düzeyi, dB

$L_{w,o}$: denklemde verilen kanal duvarlarının dış yüzeylerinden yayılan ses gücü düzeyi, dB

r : hava kanalıyla L_p değerinin hesaplandığı nokta arasındaki uzaklık, m

L : kanalın ses yayan yüzeyinin uzunluğu, m

olarak verilir.

Dairesel kesitli hava kanalları, alçak frekanslı seslerin kanal duvarlarından bitişteki bir hacme yayılması azaltılmasında dikdörtgen kesitli kanallardan daha etkilidir.

Buna rağmen, dairesel kesitli bir hava kanalının duvarlarından ses iletilmezse, ses kanal içinde taşınır ve kanalın başka bir noktasında sorun olabilir. Elastik ve rijit cam yünü hava kanalları, genellikle dairesel kesitli konfigürasyonlardadır ve dairesel kesitli kanallar gibi kabul edilebilir. Bu tip dairesel kesitli hava kanalları yüksek ses geçiş kaybı özelliklerine sahip değildir çünkü dairesel kesitli saç metal kanallar gibi

k t le veya rijitliği yoktur. Hava kanallarından ses çıkışı bir sorun olduğunda cam y n  veya elastik dairesel kesitli kanallar kullanılmalıdır.

3.2.2.2 Hava Kanallarına Ses Girişini İletiği

Hava kanalının dışındaki hacimden, kanal duvarından kanala iletilen gürültüyle ilişkili olan ses gücü düzeyi aşağıdaki denklemlerle verilmiştir,

$$L_{w,i} = L_{w,o} - TL_i - 3 \quad (3.16)$$

burada;

$L_{w,i}$: hava kanalına ve sonrasında giriş noktasından aşağıya veya yukarıya iletilen gürültünün ses gücü düzeyi, dB

$L_{w,o}$: hava kanalının duvarları dışındaki gürültünün ses gücü düzeyi, dB

TL_i : hava kanallarına ses girişinin geçiş kaybı, dB

olarak verilir.

Tablo 3.17 D kd rtgen kesitli kanallarda ciğar ses geçiş kayıp değerleri, TL_i , dB (C mmi 1985)

Kanal boyutu mm x mm	Sa� kalınlığı mm	TL_i , dB							
		Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
300x300	0,70	16	16	16	25	30	33	38	42
300x600	0,70	15	15	17	25	28	32	38	42
300x1200	0,85	14	14	22	25	28	34	40	42
600x600	0,85	13	13	21	26	29	34	40	42
600x1200	1,00	12	15	23	26	28	36	42	42
1200x1200	1,30	10	19	24	27	32	38	42	42
1200x2400	1,30	11	19	22	26	32	38	42	42

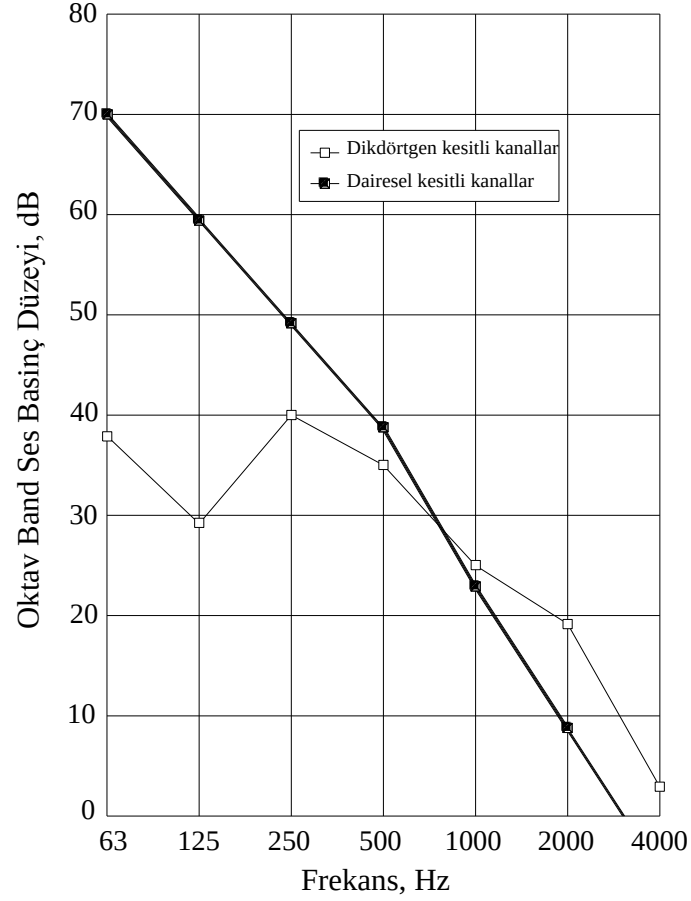
D kd rtgen kesitli hava kanalları için TL_i değerleri Tablo 3.17’de, dairesel kesitli kanallar için Tablo 3.18’de ve düz-oval kanallar için de Tablo 3.19’da verilmiştir.

Tablo 3.18 Dairesel kesitli kanallarda deneysel olarak ölçülen ci dar ses geçiş kaybı p değerleri, TL_i , dB (Cummins 1985)

Çap mm	Uzunluk m	Saç kalınlığı mm	TL _i , dB						
			Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
			63	125	250	500	1000	2000	4000
200 350 550 800	4,50 4,50 4,50 4,50	0,55 0,70 0,85 0,85	Boyuna Dikşli Kanallar						
			>17	(31)	39	42	41	32	31
			>27	43	43	31	31	28	22
			>28	40	30	30	30	24	22
			(35)	36	23	23	21	19	35
200 350 650 650 800	3,00 3,00 3,00 3,00 3,00	0,55 0,55 0,70 1,60 0,85	Spiral Dikşli Kanallar						
			>20	>42	>59	>62	53	43	26
			>20	>36	44	28	31	32	22
			>27	38	20	23	22	19	33
			>30	>41	30	29	29	25	38
			>27	32	25	22	23	21	37

Tablo 3.19 Düz-oval kesitli kanallarda ci dar ses geçiş kaybı p değerleri, TL_i , dB (Cummins 1985)

Kanal boyutu mmx mm	Saç kalınlığı mm	TL_i , dB						
		Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
300x150	0,70	18	18	22	31	40	-	-
600x150	0,70	17	17	18	30	33	-	-
600x300	0,70	15	16	25	34	-	-	-
1200x300	0,86	14	14	26	29	-	-	-
1200x600	0,86	12	21	30	-	-	-	-
2400x600	1,00	11	22	25	-	-	-	-
2400x1200	1,30	19	28	-	-	-	-	-



Şekil 3.11 Hava Kanallarında Ses Geçiş Kaybı Değerleri, dB (ASHRAE Handbook 1999)

3.3 Alın Odağının Gürültü Düzeltmesi Açısından İncelenmesi

Belirli bir gürültü kaynağından dolayı bir odada oluşan ses basınç düzeyi, ses kaynağının ses güç seviyesinin ve gürültü yayılımı karakteristiğinin, odanın akustik özelliklerinin (yüzey kaplamaları, mobilyalar gibi), oda hacminin ve gözlem yapılan yerle ses kaynağı arasındaki mesafenin birer fonksiyonudur. HVAC uygulamalarında iki tip gürültü kaynağı ile karşılaşılır; nokta kaynağı ve çizgisel kaynak. Tipik nokta kaynakları, menfezlerden ve difüzörlerden yayılan gürültü, asma tavanın içindeki valfli veya fanlı hava terminal üniteleri ve fan-coil üniteleri; ve hava dönüş menfezleridir. Çizgisel kaynaklar ise hava kanallarının cıdarlarından ses çıkışı ve geniş kanallı difüzörlerin gürültüsü ile ilgilidir.

Kapalı bir hacimdeki bir noktasal kaynak için, saçıcı-alan teorisine göre, kaynakla gözlem yapılan yer arasındaki mesafe arttıkça, ses basınç düzeyi uzaklık katlanarak

arttıkça 6 dB azalır. Bazı noktalarda, reverberant ses bölgesi haki mol mayaya başlar ve ses basınç düzeyi sabit bir düzeyde kalır.

Shultz (1985) ve Thompson (1981), saçıcı-alan teorisini, mobilya veya diğer ses saçıcı nesnelerin bulunduğu gerçek yaşam mekanları için geçerli olduğunu bulmuştur. Bunun yerine, ses basınç düzeylerinin gözlem yeri ile ses kaynağı arasındaki uzaklık katlanarak arttıkça 3 dB azalır. Genel olarak, küçük odalarda (oda hacmi $< 400 \text{ m}^3$) reverberant ses bölgesi oluşmaz. Büyük odalarda (oda hacmi $> 400 \text{ m}^3$) genellikle reverberant ses bölgeleri oluşur, fakat bu bölgeler ses kaynağından, saçıcı-alan teorisile tahmin edilen mesafelerden uzaktır.

3.3.1. Noktasal Kaynaklar Açısından İncelenmesi

Ses yutucu özellikte asma tavanlı ve halı kaplı normal ölçekteki hacimler ortalama ölçü ile ölçü arasında akustik karakteristiklere sahiptir. Bu şekilde döşenmiş ve hacmi 400 m^3 'ten küçük hacimdeki noktasal bir kaynak için ses basınç düzeyi aşağıdaki denklemle elde edilir.

$$L_p = L_w + A - B \quad (3.17)$$

Burada,

L_p : ses kaynağından belirli bir uzaklıktaki ses basınç düzeyi, dB

L_w : ses kaynağının ses güç düzeyidir, dB

A : Mekanın hacmine göre değişen sabit, dB

B : Ses kaynağından uzaklığa göre değişen sabit, dB

Tablo 3.20 Denklem 3.17'deki A sabitinin değerleri, dB (ASHRAE Handbook 1999)

Mekan hacmi, m^3	A, dB						
	Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
42	4	3	2	1	0	-1	-2
71	3	2	1	0	-1	-2	-3
113	2	1	0	-1	-2	-3	-4
170	1	0	-1	-2	-3	-4	-5
283	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6
425	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7

Tablo 3.21 Denklem 3.17'deki B sabitinin değerleri, dB (ASHRAE Handbook 1999)

Ses Kaynağından Uzaklık m	B, dB
3	5
4	6
5	7
6	8
8	9
10	10
13	11
16	12
20	13

A ve B sabitlerinin alabileceği değerler Tablo 3.20 ve Tablo 3.21'de verilmiştir. Hacmi 400 m³'ten büyük normal olarak döşenmiş bir hacimdeki noktasal bir kaynak için ise ses basınç düzeyi aşağıdaki denklemle elde edilir.

$$L_p = L_w - C - 5 \quad (3.18)$$

C sabiti için değerler ise Tablo 3.22'de verilmiştir. Bu denklem hacmi 4000 m³'e kadar olan hacimler için kullanılabilir. Denklem 3.17 ve Denklem 3.18'in doğruluğu 2-5dB arasındadır.

Tablo 3.22 Denklem 3.18'deki C sabitinin değerleri, dB (ASHRAE Handbook 1999)

Ses Kaynağından Uzaklık m	C, dB						
	Oktav Bandı Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
0,9	5	5	6	6	6	7	10
1,2	6	7	7	7	8	9	12
1,5	7	8	8	8	9	11	14
1,8	8	9	9	9	10	12	16
2,4	9	10	10	11	12	14	18
3,0	10	11	12	12	13	16	20
4,0	11	12	13	13	15	18	22
4,9	12	13	14	15	16	19	24
6,1	13	15	15	16	17	20	26
7,6	14	16	16	17	19	22	28
9,8	15	17	17	18	20	23	30

3.3.2 Tavandaki Sıralı Gürültü Kaynakları Açısından İncelenmesi

Birçok ofis binasında, iklimlendirilmesi yapılan hacmin tavanına düzgün olarak yerleştirilen hava besleme menfezleri, tavanda bir sıra gürültü kaynağı oluşturur. Geometrik düzen, her menfez tarafından beslenen döşeme alanına, tavan yüksekliğine ve ısı yük dağılımına bağlıdır. Isı yük ihtiyaçları oldukça homojen olan binanın iç bölgelerinde, her menfezden dağıtılan hava bütün hacimde genellikle aynıdır, böylelikle ses kaynakları da eşit ses güç düzeylerine sahiptir. Tavanında bir sıra gürültü kaynağı olan bir hacmin ses basınç düzeyini hesaplayabilmek için öncelikle Denklem 3.17 ve Denklem 3.18 kullanılarak hacimdeki belirli noktalar için bağımsız her hava çıkışının ses basınç düzeyi hesaplanır. Daha sonra belirlenen noktalarda için hesaplanan her difüzörün ses basınç düzeyi logaritmik olarak toplanır. Bu hesaplama yöntemi çok sayıda tavan difüzörü için zaman alıcı ve sıkıcı olabilir.

Nominal olarak eşit ses gücü düzeyine sahip bir sıra tavan ses kaynağı (hava çıkışları) için, hacimdeki ses basınç düzeyleri tavana paralel yatay bir düzlemde homojen olarak dağılma eğilimindedir. Ses basınç düzeyleri düşey bir eksen boyunca tavandan uzaklaştıkça azaldığı halde, seçilen herhangi bir yatay düzlem boyunca ses basınç düzeyleri nominal olarak sabittir. Tavandaki bir sıra gürültü kaynağı için Denklem 3.17 ve Denklem 3.18 kullanılarak yapılan hesaplamalar Denklem 3.19 ile basitleştirilebilir. Bu durumda, döşemeden 1,5 metre yükseklikte (yatay bir referans düzlemi kullanmak gerekebilir (oturan ve ayakta duran bir kişinin ortalama baş yükseklikleri)). Böylece, $L_{p(5)}$ aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir;

$$L_{p(5)} = L_{w(5)} - D \quad (3.19)$$

Burada,

$L_{p(5)}$: döşemeden 1,5 metre yükseklikteki ses basınç düzeyi, dB

$L_{w(5)}$: tavandaki bir tek difüzörün ses gücü düzeyi, dB

D sabitinin alabileceği değerler ise Tablo 2.27' de verilmiştir.

Tablo 3.23 Denklem 3.19'daki D sabitinin değerleri, dB (ASHRAE Handbook 1999)

Diffüzör Başına Düşme Alanı m^2	D, dB						
	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Tavan yüksekliği: 2,4-2,7 m							
9-14 m^2	2	3	4	5	6	7	8
18-23 m^2	3	4	5	6	7	8	9
Tavan yüksekliği: 3,0-3,7 m							
14-19 m^2	4	5	6	7	8	9	10
23-28 m^2	5	6	7	8	9	10	11
Tavan yüksekliği: 4,3-4,9 m							
23-28 m^2	7	8	9	10	11	12	13
32-37 m^2	8	9	10	11	12	12	14

Daha önceki denklemler, birçok hacim için geçerli olan, ortalama ölçü ile ölçü arasında arasında değişen akustik karakteristiklere sahip hacimler için kullanılabilir. Bununla birlikte, bazı hacimler, ortalama canlı ile canlı (çok az ses yutuculuk vardır) arasında değişen akustik özelliklere sahip olabilirler. Bunlar, spor salonları, konser salonları veya konut olarak tasarlanan diğer mekanlar, veya akustik açıdan uygun olarak tasarlanmamış diğer hacimler gibi ses yutuculuk özelliği az olan reverberant hacimlerdir. Bu tip akustik olarak canlı karakteristiklere sahip hacimler için bu denklemler kullanılmalıdır, çünkü alıcı odası gürültü düzeltmesi ile ilişkili ses basınç düzeyi azaltım 10-15 dB arasında daha fazla oluşabilir. Bu veya daha farklı tipte standartlarda hacimlerle karşılaşıldığı zaman Reynolds ve Bedsoe (1991) ve Reynolds ve Bevirt (1994) hesaplama yöntemleri kullanılmalıdır.

4. H V A C S İ S T E M L E R İ N İ N G Ü R Ü L T Ü S Ü N Ü D E Ğ E R L E N D İ R M E K İ Ç İ N K U L L A N I L A N G Ü R Ü L T Ü K R İ T E R L E R İ V E G Ü R Ü L T Ü Y A L I T I M I

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme sistemlerinin akustik tasarımı, hacimlerde (bina içi ortamlarda) sağlanması gereken konfor şartlarının yanı sıra, bina dışında da bu sistemlerden kaynaklanan gürültünün dış ortam ve çevredekileri rahatsız etmeyecek düzeyde tutulması da, ağırlıklı olarak göz önünde bulundurulmalıdır. Günümüzde, yerel yönetimler, çevre sağlığı açısından yaptıkları emisyon denetimlerinde, çevreye yapılan gürültü emisyonunu da, bu denetimlerin bir parçası olarak ele almakta ve bu emisyonu belirli sınırlar altında tutmak üzere, işletmeleri, önlemler almaya zorlamaktadırlar. İklimlendirme sistemlerinden kaynaklanan gürültünün değerlendirilmesi için iç mekan ve dış mekan gürültü kriterleri aşağıda ele alınmıştır.

4.1. Bina İçi Gürültü Kriteri

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme sistemlerinden kaynaklanan gürültü, genellikle iç mekanlardaki arka plan gürültüsünün ana kaynağıdır.

Makro ölçekli tasarımdan mikro ölçekli tasarıma yani yerleşme ve bina ölçeğinden hacim ölçeğine kadar düşünüldüğünde, tasarımlarımız kullanıcı ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde gerçekleştirilmelidir. Bir hacimde yaşayacak olan kullanıcıların işitsel açıdan konforlu olabilmesi için, işitsel konfor durumunda süreklilik sağlanabilmesi, sağlığının korunabilmesi ve de insan performansının ve yapılan işteki verimin arttırılması yönünden bu etkenlerin belirli kriter değerlere ulaşması ve bu değerlerin belirli sınırlar içinde tutulması zorunludur. Dolayısıyla, bir hacimdeki işitsel konforu sağlamak açısından hacmin gösterdiği performans, hacmin akustik tasarımının kontrol altına alınmışlığı ile değerlendirilebilir.

Bir hacimdeki kullanıcı tarafından, arka plan gürültüsünün kabul edilir düzeyde olup olmadığı genellikle iki faktöre bağlı olarak değişir;

- Algılanan gürültü yüksekliği, normal aktivitelerle ilişkilidir ve açıkça fark ediliyorsa dikkat dağınıktır ve şikayete sebep olur.
- Arka plan gürültüsünün kalitesi, gürültünün bir gürültü gürültü veya ısıklık olarak algılanmasıdır ve rahatsız edici, stres şikayetlerine sebep olabilir. Bu durumda ses spektrumu dengesiz olarak adlandırılabilir.

Hacmin akustik tasarım, H V A C gürültüsünün istenilen veya kabul edilen düzeylerde ve rahatsız etmeyen nitelikte olmasını, böylece hacmin kullanıma macı na yönelik kullanıcı ihtiyaçlarını karşılamasını sağlar. Arka plan gürültüsü konuşmanın anlaşılabilirliğini azaltacak düzeyde olursa örneğin, verimlilik kaybı gibi şikayetler olabilir. Bu yüzden, H V A C kaynaklı gürültü sınıflama metotları arka plan gürültüsünün özgül ses yüksekliği ve kalitesi açısından değerlendirilmelidir.

Gürültü Sınıflandırma Metotları:

Günümüzde, iç mekan gürültüsünü sınıflandırmak için birkaç değişik metod kullanılmaktadır. Bunlar;

1. A-ağırlıklı ses basınç düzeyi (dBA),
2. Teğet gürültü kriteri (NC),
3. Oda ölçütü kriteri (RC),
4. Dengelenmiş gürültü kriteri (NCB) ve
5. RC Mark II gürültü kriteridir.

Her bir gürültü sınıflandırma yöntemi, özel uygulamaların sonuçlarına dayanarak geliştirilmiştir; bu nedenle karşılaştığımız her HVAC kaynaklı gürültü sınıflaması için uygulanması doğru olmaz. Tercih edilen gürültü sınıflandırma metotları genellikle iki farklı bileşenden oluşur;

- kriter eğrileri ailesi (oktav bantlardaki ses düzeyleri belirtilerek)
- bu kriter eğrileriyle ilgili hesaplanan veya ölçülen gürültü verileri için değerlendirme işlemi.

İdeal olarak, HVAC kaynaklı arka plan gürültüsü aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır;

- Ses spektrumunun her bandından gürültünün baskın olduğu bant olmaksızın dengelenmiş katılı m
- Mırıltı ve zırlıtı gibi işitilmeyen tonlar yok
- Çarpıntı veya küt küt atma gibi düzeyde dalgalanmalar yoktur.

İşitilebilen tonların ve düzey dalgalanmalarının etkileri hiçbir kabul edilebilir işleme kolayca karakterize edilemez. Aşağıda, HVAC kaynaklı arka plan gürültüsünü değerlendiren sınıflandırma metotlarının önemli farklılıkları, avantajları ve dezavantajları özetlenmiştir.

4.1.1 NC Gürültü Kriteri Metodu

Bu metot verilen bir gürültü spektrumu için ilgili özgül ses yüksekliği ve konuşma parazitleri özelliklerine hassas olan tek sayılı bir sınıflandırma şeklidir. Bu metot 63-8000 Hz arasında uzanan bir kriter eğrisi ve teğetsel sınıflandırma prosedüründen meydana gelir. Kriter eğrileri bazı hacimlerde kullanıcılar tarafından kabul edilir, oktav bant spektrumunun sınırlarını aşmayan değerleri tanımlar. Bu sınıflandırma metodunda NC tanımlamasını bir sayı takip eder (örneğin NC 40 gibi).

NC metodu düzeye göre hassasiyet gösterir ve sınıflandırmayı belirlemek için kullanılan teğetsel metodun, gürültü spektrumunun NC eğrilerinin şeklini yaklaşık değerlerde olmasını gerektirmesi gibi bir dezavantajı vardır. Bundan dolayı, birçok farklı gürültü aynı sınıflandırma numarasını alabilir, fakat öznel gürültü özelliği temelinde farklı sınıflandırılırlar. VAV sistemlerinin gelişi ile 63 Hz oktav bandı altındaki alçak frekanslı aşırı gürültü ciddi bir problem haline geldi, ve NC sınıflandırma metodu bu problemi gideremedi (Ebbling 1992). Alçak frekanslı aşırı gürültü oluşturan birçok HVAC sisteminde NC sınıflandırması, ses kalitesi önemli bir sorun değilse, kullanıcı memnuniyetini gayet iyi karşılar.

4.1.2 RC Gürültü Kriteri Metodu

RC gürültü kriteri metodu, bir kriter eğrisi ve bir sınıflandırma prosedüründen meydana gelir (Hazier 1981a, b; ANSI Standard S12.2, ASHRAE 1995). NC eğrilerinden farklı olarak bu metotta eğriler iyi dengelenmiş yumuşak bir ses spektrumu sağlayacak şekilde gerçekleştirilmiştir ve karşılaşılabilecek alçak frekanslı aşırı gürültüleri de değerlendirerek üzere iki oktav bant (16 ve 31 Hz) eklenmiştir. Bu sınıflandırma prosedüründe, hacimlerdeki arka plan gürültüsünün, hem konuşma

iletişimine hem de sübjektif ses kalitesine etkisi değerlendirir. RC gürültü kriteri metodu, sınıflandırma RC harflerinden sonra yazılan ve gürültü düzeyini gösteren bir sayı ve ses kalitesini belirten bir harf ile ifade edilir; örneğin RC 35 (N) gibi, burada N nötr ses anlamındadır.

4.1.3 A Ağırlıklı Ses Düzeyi Metodu

A Ağırlıklı ses düzeyi, daha çok dış hacimlerde çevre gürültü standartlarında kullanılan, gürültünün rölatif ses yüksekliğini tek sayılı değeri dir. Bu sınıflandırma dBA ifadesinden önce yer alan bir değerle ifade edilir, örneğin 40 dBA gibi.

A Ağırlıklı ses düzeyleri basit ses düzeyi ölçerler yardımıyla ölçülebilir. Sınıflandırmalar insanların gürültünün rölatif ses yükseklik tahminleriyle iyi uyum sağlar fakat spektral bir dengeyi veya ses kalitesini dikkate almazlar. Bundan dolayı birçok farklı ses spektrumu aynı nümerik değere sahip olabilir fakat farklı sübjektif niteliklere sahiptirler.

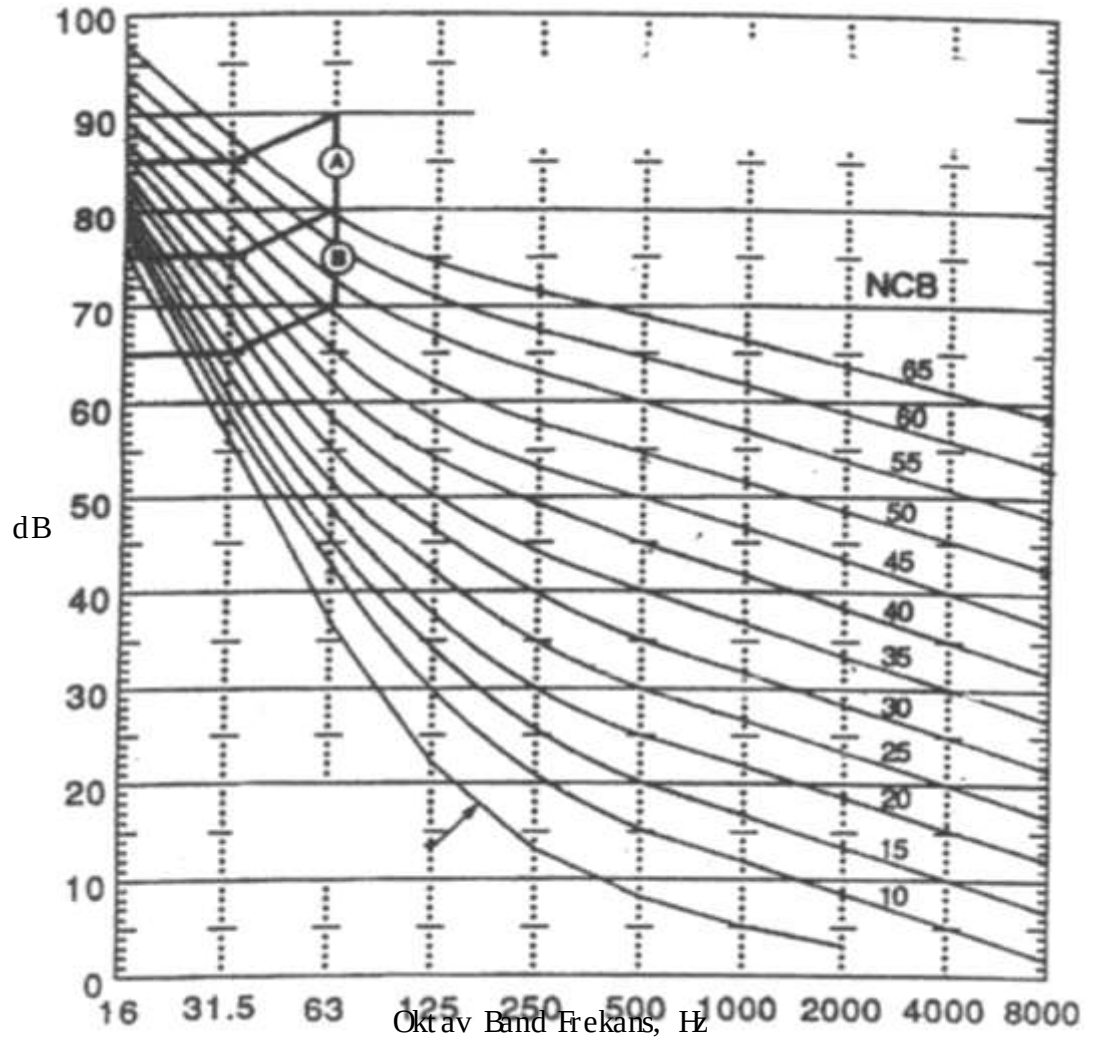
4.1.4 NCB Dengelenmiş Gürültü Kriteri

NCB Dengelenmiş Gürültü Kriteri (Beranek 1989) metodu, bir hacmin gürültüsünü belirlemek ve değerlendirmek için kullanılır, ayrıca kullanıcılardan kaynaklanan gürültüyü de içerir. NCB kriteri eğrileri (Şekil 4.1), NC kriteri eğrilerine, iki alçak frekans oktav bant (16 Hz ve 31 Hz) eklenerek ve yüksek frekanslarda (4000 ve 8000 Hz) kabul edilebilir gürültü düzeyleri düşürülerek, eksiklikler giderilerek geliştirilmesine amacıyla uygulanmıştır. NCB sınıflandırma prosedürü, SIL, konuşma girişim düzeyi parametresine (SIL= 500, 1000, 2000, ve 4000 Hz oktav bant merkez frekanslarındaki ses basınç düzeylerinin ortalaması) gürültü ve ısı kışkı kayetleri için ön görülen deneylere dayanılarak belirlenmektedir. Bu yöntemde sınıflandırma, NCB harflerini takip eden bir sayıyla ifade edilir, örneğin NCB 40 gibi.

Gürültü spektrumunun iyi dengelenmiş olup olmadığı hakkında ve alçak frekanslı gürültüler açısından, NC metoduna göre daha iyi sonuç vermektedir, fakat değerlendirme işlemi karmaşıktır.

4.1.5 RC MARKII Gürültü Kriteri

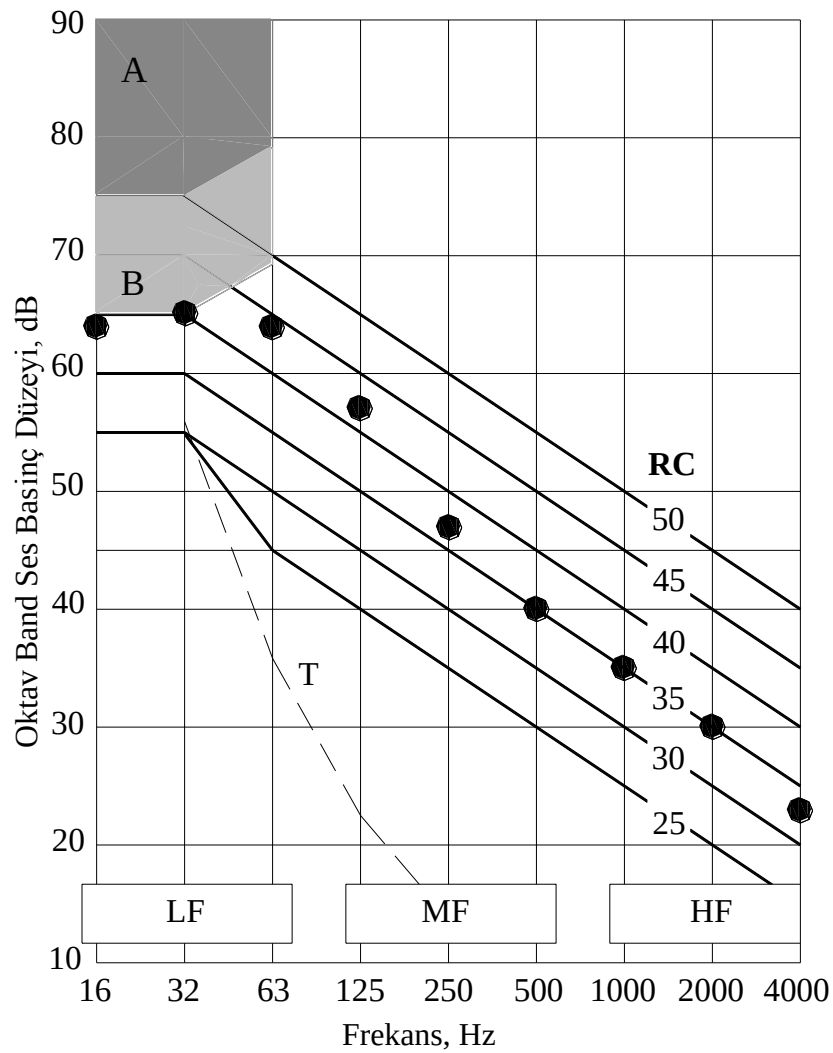
Deneyimlere ve ASHRAE sponsorluğundaki araştırmalara (Broner 1994) dayanılarak RC metodu yeniden gözden geçirilerek RC MarkII metoduna çevrilmiştir (Hazier 1997). İlk metod gibi RC MarkII metodu da HVAC sistemlerini bir bütün olarak ele alıp gürültü performansını sınıflamak üzere planlanmıştır. Bu metod bir hacimdeki gürültü problemlerini analiz etmek için bir araç olarak da kullanılabilir. RC MarkII metodunun kullanımı RC metoduna göre daha karışıktır, fakat hesaplamaları ve grafik analizleri yapmak için birçok makro sayfaları mevcuttur.



Şekil 4.1 NCB Gürültü Kriteri Eğrileri (Egan 1988)

RC MarkII metodu üç bölümden oluşur :

1. Şekil 4.2' de gösterildiği gibi bir kriter eğrisi ailesi,
2. RC sayısal sınıflandırmasını ve gürültü spektral özelliğini belirlemek için bir prosedür
3. Spektrum RC eğrisi şeklinde olduğu zaman kullanıcı memnuniyetini sağlayacak bir prosedür (Kalite Değerlendirme İndeksi)(Brazier 1995).



Şekil 4.2 RC MARKII Gürültü Kriteri (ASHRAE Handbook 1999)

Bu sınıflandırmada RC ifadesini bir sayı, bu sayıyı da bir harf izler, örneğin RC 35 (N) gibi. Buradaki sayı, 500, 1000 ve 2000 Hz (konuşma frekans aralığı) oktav

bantlarındaki ses basınç düzeylerinin aritmetik ortalamasıdır. Harf ise algılanan gürültü karakterini ifade eder;

- Nötr ses için (N),
- Alçak frekanslı gürültülü ses için (LF),
 - i. Tavan/duvar titreşiminden dolayı oluşan algılanabilir ses için (LFB),
 - ii. Titreşimden dolayı oluşan önemli derecede ses için (LFA),
- Orta frekanslı gürültü için (MF),
- Yüksek frekanslı ısıklık sesi için (HF).

Şekil 4.2’deki her bir referans eğrisi, 1000 Hz oktav bandındaki ses seviyesine uygun bir eğri numarasına indekslenmiş nötr, yumuşak bir spektrumu göstermektedir. Bu eğrilerin şekilleri (**Hazier 1981a, b**) tarafından yapılan bir çalışmaya ve Broner(1994) tarafından 16 Hz oktav bandında modifiye edilen bir araştırmaya dayanarak elde edilmiştir. A ve B bölgeyi hafif duvar ve tavan konstrüksiyonlarında meydana gelen ve hafif eşya ve mobilyalarda bir sese sebep olabilecek bir titreşimin gürültü düzeylerini belirtir. Teğrisi ANSI Standart S12.2’de açıklanan işitme oktav bandının başlangıcıdır.

4.1.5.1. RC MARK II Sınıflandırmasının Belirlenmesi

1. 500, 1000 ve 2000 Hz oktav bantlarındaki ses basınç düzeylerinin aritmetik ortalamasını bularak RC referans eğrisi belirlenir. (Bu eğri 4000 Hz oktav bandını da dahil ederek bulunan dört bandın ortalaması olan konuşma girişim düzeyi (SID) ile karıştırılmalıdır). RC referans eğrisi, 1000 Hz oktav bandında hesaplanan ortalama değerle aynı olan değere sahip eğri olarak seçilmiştir.
2. Kalite Değerlendirme İndeksi (QAI) (**Hazier 1995**) hesaplanarak bir subjektif nitelik belirlenir. QAI değeri, RC referans eğrisinin şekil değerlendirme altındaki spektrumşekil sapması ölçümüdür. Bu prosedür üç frekans grubunun her birindeki; alçak frekans LF (16-63 Hz), orta frekans MF (125-500 Hz), yüksek frekans HF (1000-4000 Hz); RC referans eğrilerinden ortalama enerji spektral sapmalarının hesaplanması gerektirir

(Bu sapmaların basit bir aritmetik ortalaması HVAC gürültüsünü değerlendirmek için genellikle yeterlidir). Bu aritmetik ortalamalar her bir frekans aralığı için aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir.

$$LF = 10 \log_{10} \left[\left(10^{0,1\Delta L_{16}} + 10^{0,1\Delta L_{31,5}} + 10^{0,1\Delta L_{63}} \right) / 3 \right] \quad (4.1)$$

$$MF = 10 \log_{10} \left[\left(10^{0,1\Delta L_{125}} + 10^{0,1\Delta L_{250}} + 10^{0,1\Delta L_{500}} \right) / 3 \right] \quad (4.2)$$

$$HF = 10 \log_{10} \left[\left(10^{0,1\Delta L_{1000}} + 10^{0,1\Delta L_{2000}} + 10^{0,1\Delta L_{4000}} \right) / 3 \right] \quad (4.3)$$

Burada,

ΔL : her bir oktav bant için ölçülen ses basınç düzeylerinin RC referans eğrisinden sapmalarıdır. Bu yolla, pozitif veya negatif değerdeki LF, MF ve HF ortalama sapma değerlerinin en büyük ve en küçüğünün arasındaki fark, değerlendirilen gürültüye ait spektrumun kalite değerlendirme indeksini, QAI, dB cinsinden verir.

$QAI \leq 5$ dB ise, spektrum nötr ses (N) olarak sınıflandırılır.

$QAI > 5$ dB ise, RC sınıflandırmasının ses kalitesi tanımlayıcısı en büyük pozitif değeri alan sapma faktörünün frekans aralığının göstergesi olan harflerdir.

Tablo 4.1 RC MarkII Sınıflandırması (ASHRAE Handbook 1999)

	Frekans, Hz								
	16	31	63	125	250	500	1000	2000	4000
Ses basınç düzeyi	64	65	64	57	47	40	35	30	23
500-2000 Hz arit. ort.						35			
RC35 kontürü	60	60	55	50	45	40	35	30	25
Düze- RC kontürü	4	5	9	7	2	0	0	0	-2
	LF			MF			HF		
Spektral sapmalar	6,6			4,0			-0,6		
Kalite Değerlendirme İndeksi, QAI	7,2								
RC MarkII sınıflandırması	RC35 (LF)								

Şekil 4.2’de RC MarkII eğrisinin üstüne çizilen ses spektrum dağılımı gösterilmektedir. Bu değerlere göre yapılan hesaplamalar ve Tablo 4.1’de toplanmıştır. 500, 1000 ve 2000 Hz oktav bantlarındaki ses düzeylerinin aritmetik

ortalaması 35 dB olarak belirlenir ve referans spektrum kalite değerlendirme için RC35 eğrisi seçilir. LF, MF ve HF bölgelerindeki spektral sapma faktörü 6, 6, 4, 0, ve -0,6 değerleriyle QAI için 7,2 değerini buluruz. Maksimum pozitif sapma faktörü LF bölgesinde meydana gelir. QAI indeksi 5' i aşar ve bundan dolayı ses spektrumunun sınıflandırılması RC35 (LF) şeklindedir. Bu hacimdeki bir kullanıcı bu gürültüyü marjinal bir gürültü olarak algılar.

4.1.5.2 QAI Kullanarak Kullanıcı Memnuniyeti Değerlendirmesi

QAI, Kalite Değerlendirme İndeksi, sistem optimum ses kalitesini taşımadığında, kullanıcının reaksiyonunu değerlendirmek için oldukça faydalıdır. Kullanıcının memnuniyetini değerlendirmenin temeli, 5 dB'den az ses düzeyi değişikliklerini, nesnelerin aynı spektruma sahip gürültülerinin düzeyini değiştirmesine sebep olmasıdır. Buna rağmen, 5 dB'den büyük düzey değişiklikleri, subjektif yargıları önemli ölçüde etkiler. Daha önce de belirtildiği gibi, 5 dB veya daha az bir QAI değerinin, genellikle algılanan ses düzeyinin, Tablo 3.4'te tavsiye edilen farklı kullanıma uygun mekanlar için kabul edilebilir gürültü düzeylerini karşılayacak bir aralıktadır (16 Hz veya 31 Hz oktav bantları için ses basınç düzeyleri 65 dB değerini aşarsa bu kural içi istisnai bir durum olur. Bu gibi durumlarda, örneğin, tipik hafif ofis konstrüksiyonlarında, akustik kaynaklı titreşim göz önüne alınmalıdır. Bu bantlardaki ses basınç düzeyi 75 dB değerinin üstüne çıkarsa, oluşan titreşimle ilgili ciddi problemler ortaya çıkar.)

5 dB'i aşan fakat 10 dB'den az veya eşit bir QAI değeri, kullanıcıların kabul edebilirliğinin tartışılır olduğu marjinal durumları temsil eder. Buna rağmen, 10 dB'den büyük bir QAI değeri, birçok kullanıcı tarafından kabul edilemez. Tablo 4.3'de ses kalitesinin tanımlamaları ve QAI değerleri ve gürültüye karşı kullanıcıların tepkileri gösterilmektedir.

RC sınıflandırmasının sayısal kısmı, hacmin kullanıma macına göre olması gereken maksimum değerden daha küçük fakat ses kalitesi tanımlamasının istenilenden (N) farklı olduğunda, HVAC kaynaklı gürültünün değerlendirilmesinde istenilen durumlar oluşur. Örneğin, gürültü düzeyi, maksimum RC40(N) olarak belirtildiğinde, fakat ortamdaki gerçek gürültü düzeyi, RC35(MF) olarak sınıflandırıldığında, hangi spektrumun tercih edilmesi gerektiği hakkında yeterli bir bilgi yoktur.

Tablo 4.2 HVAC Kaynaklı Gürültü için Ses Kalite Tanımlaması ve Kalite Değerlendirme İndeksi (QAI)

Ses Kalite Tanımlaması	Sübjektif Algılama	QAI	Kullanıcı Değerlendirmesi
(N) Nötr	Dengeli ses spektrumu, baskın bir frekans aralığı yok	$QAI \leq 5dB$ $L_{46}, L_{31} \leq 65$ $QAI \leq 5dB$ $L_{46}, L_{31} > 65$	Kabul edilir Marjinal
(LF) Gümbürtülü	Baskın alçak-frekans aralığı (16-63 Hz)	$5dB \leq QAI \leq 10dB$ $QAI > 10dB$	Marjinal Kabul edilemez
(LFVB) Gümbürtülü, orta düzeyde algılanan yüzey titreşimi	Baskın alçak-frekans aralığı (16-63 Hz)	$QAI \leq 5dB$ $65 < L_{46}, L_{31} < 75$ $5dB \leq QAI \leq 10dB$ $QAI > 10dB$	Marjinal Marjinal Kabul edilemez
(LFVA) Gümbürtülü, yüksek düzeyde algılanan yüzey titreşimi	Baskın alçak-frekans aralığı (16-63 Hz)	$QAI \leq 5dB$ $L_{46}, L_{31} > 75$ $5dB \leq QAI \leq 10dB$ $QAI > 10dB$	Marjinal Marjinal Kabul edilemez
(MF) Hırsırtılı	Baskın orta-frekans aralığı (125-500 Hz)	$5dB \leq QAI \leq 10dB$ $QAI > 10dB$	Marjinal Kabul edilemez
(HF) Islık	Baskın yüksek-frekans aralığı (1000-4000 Hz)	$5dB \leq QAI \leq 10dB$ $QAI > 10dB$	Marjinal Kabul edilemez

Orta düzeylerde bile, arka plan gürültüsünün baskın olan bölümü çok alçak frekans aralığında oluşursa, Persson- Wäye (1997), böyle ortamlardaki bazı insanlarda bunalım ve depresyonlar gözlemiştir. Böylesi durumlarda, şikayetin ana sebebi ortama birkaç saat maruz kalmaktan kaynaklanır ve kısa bir zaman periyodunda fark edilemez.

Mekanlardaki H V A C Kaynaklı Arka Plan Gürültüsünün Saptanması Süreci

Tablo 4.4'te, çeşitli mekanlar için uygun HVAC kaynaklı arka plan gürültüsü ana dizayn kriterleri verilmektedir. Algılanan ses yüksekliği ve girişimler RC sınıflandırmasının sayısal kısmında ele alınmıştır. Bazı spektrum dengesizlikleri belirli limitler dahilinde olsa da, ses kalitesi istenilen dizayn parametresinin nötr ses (N) spektrumu olduğunu farz eder.

Bu düzeyler olması gereken değerler olarak kullanılırsa, aşağıdaki ek bilgiler sağlanmalıdır;

1. Hangi ses düzeylerinin ölçüleceği (her bir oktav frekans bandında L_{eq} veya L_{max} düzeyleri v.b. değerler belirlenmeli)?

2. Ses düzeylerini nerelerde ve nasıl ölçüleceği (belirli noktalar veya ortalama bir noktanın belirlenmesi)?
3. Ses düzeylerini ölçümü için hangi cihazların kullanılacağı (ANSI Tip1 veya Tip2 oktav bant filtreli ses düzeyi ölçerlerinin belirlenmesi)?
4. Ses düzeyi ölçerlerinin kalibrasyonu için cihazların nasıl kullanılacağı?
5. Ses düzeyi ölçüm sonuçlarının nasıl yorumlanacağı?

Yukarıda açıklanan 5 durum net olarak şart koyulmadan, belirlenen gürültü kriteri uygun olmayacaktır.

Tablo 4.4'te verilen düzeyleri tasarım parametresi olarak uygularken, trafik ve ofis cihazlarının kaynaklanan HVAC kaynaklı olmayan gürültüler, hacimdeki ses düzeyleri için daha düşük değerler olabilir.

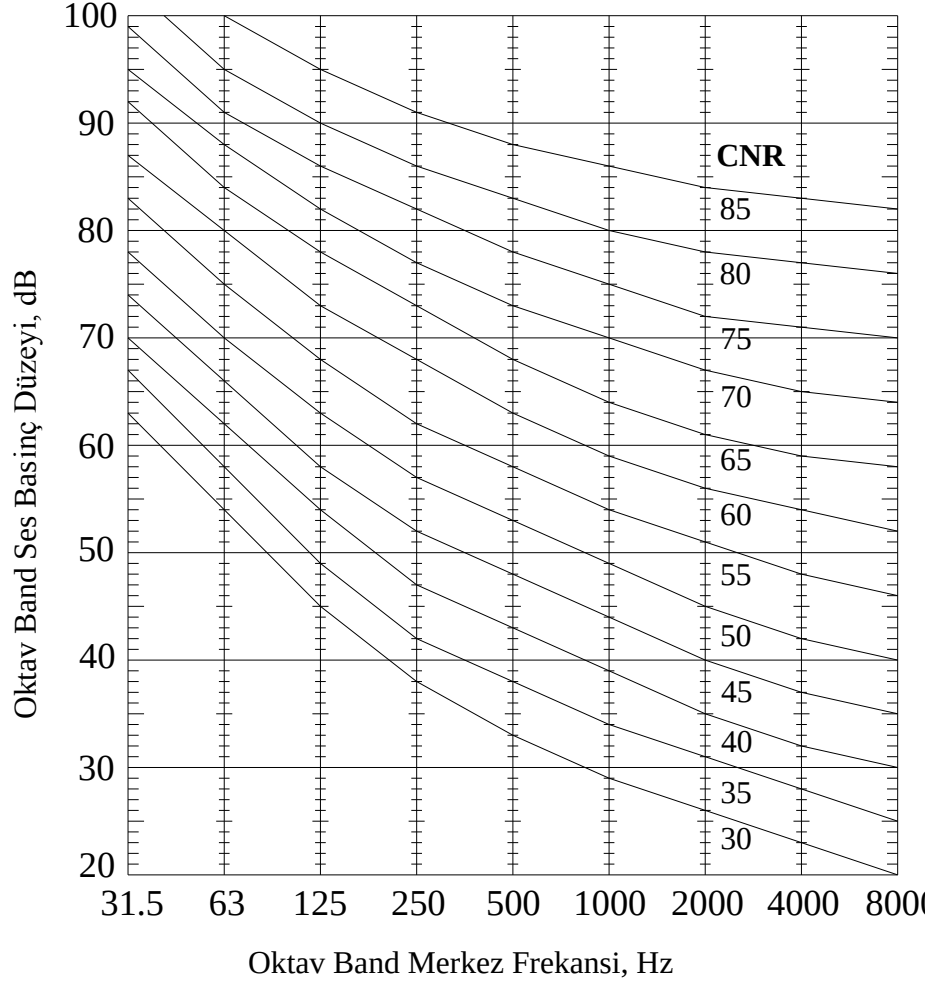
Tablo 4.3 Hacı nılerde HVAC Kaynaklı Arka-Plan Gürültüsü Dı zayn Kriterleri (ASHRAE Handbook 1999)

MEKAN TÜRÜ	RQ N; QAI ≤5dB KRİ TERLERİ
Ko n ut l ar	25-35
O t e l l e r/ M ö t e l l e r	
Ki ſ i ſ e l o d a l a r v e y a s ü t t l e r	25-35
Top l a n t ı / d a v e t o d a l a r ı	25-35
K o r i d o r l a r, l o b i l e r	35-45
S e r v i s a l a n l a r ı	35-45
O f i s B n a l a r ı	
Y ö n e t i c i o d a l a r ı	25-35
K o n f e r a n s s a l o n l a r ı	25-35
T e l e k o n f e r a n s s a l o n l a r ı	25(m a x)
A ç ı k p l a n l ı o f i s l e r	30-40
K o r i d o r l a r, l o b i l e r	30-45
H a s t a n e l e r v e K i n i k l e r	
Ö z e l o d a l a r	25-35
K o ğ u ſ l a r	30-40
A m e l i y a t h a n e l e r	25-35
K o r i d o r l a r, b e k l e m e s a l o n l a r ı	30-40
T i y a t r o v e M ü z i k s a l o n l a r ı	
T i y a t r o s a l o n l a r ı	25(m a x)
K o n s e r v e r e s i t a l s a l o n l a r ı	
M ü z i k e ğ i t m i ſ t ü d y o l a r ı	25(m a x)
M ü z i k ç a l ı ſ m a ſ t ü d y o l a r ı	35(m a x)
L a b o r a t u a r l a r	
D e n e y / a r a ſ t ı r m a, m i n i m u m k o n u ſ m a	45-55
A r a ſ t ı r m a, y o ğ u n t e l e f o n t r a f i ğ i, k o n u ſ m a i l e t i ſ i m i	40-50
T a k ı m ç a l ı ſ m a ſ ı	35-45
K i l i ſ e, C a m i, S n a g o g	
G e n e l c e m a a t	25-35
M ü z i k p r o g r a m ı	
O k u l l a r	
S ı n f l a r (<70 m2)	40(m a x)
S ı n f l a r (>70 m2)	35(m a x)
B ü y ü k a n f i l e r (s e s y ü k ſ e l t m e ſ i y o k)	35(m a x)
K ü t ü p h a n e l e r	30-40
M a h k e m e S a l o n l a r ı	
S e s y ü k ſ e l t m e ſ i z k o n u ſ m a	25-35
S e s y ü k ſ e l t m e l i k o n u ſ m a	30-40
K a p a l ı S p o r S a l o n l a r ı	
S p o r s a l o n l a r ı	40-50
Y ü k ſ e k ſ e y i r c i k a p a s i t e l i ſ p o r s a l o n l a r ı (s e s y ü k ſ e l t m e l i)	45-55

4.2 Dış Ortam Gürültü Kriteri

Kabul edilebilir dış ortam gürültü düzeyleri, genellikle yerel yönetimler tarafından belirlenir. Yerel yönetimler tarafından böyle bir yönetmeliğin belirlenmesi, ya da yetersiz olduğu durumlarda, insanları rahatsız eden HVAC ve diğer mekanik ve elektrikli cihazlardan kaynaklanan gürültünün kabul edilebilirliğini değerlendirmek için Birleşik Gürültü Sınıflandırması (CNR) yöntemi kullanılabilir (Stevens 1955). Şekil 4.3'te Normalize-Edilmiş Birleşik Gürültü Sınıflandırması (CNR) eğrileri gösterilmektedir. Normalize-Edilmiş Birleşik Gürültü Sınıflandırması, herhangi bir gürültü kaynağının oktav bant ses basınç düzeylerini, Şekil 3.3'deki diyagrama işlenmesiyle belirlenir. Dış ortamdaki oktav bant ses basınç düzeyleri, günün değişik zamanlarında belirli noktalarda bir kaç kez ölçülmalıdır. Ölçümler, gürültünün ortalama oktav bant ses basınç düzeylerinin doğru olarak temsil edildiğinden emin olmak için, yeterince uzun periyotlu aralıklarla yapılmalıdır. Gürültünün kaynağının özellikleri içerik ve düzey bakımından gündüz ve gece saatlerinde farklıysa her iki periyot için ayrı ölçümler yapılmalıdır.

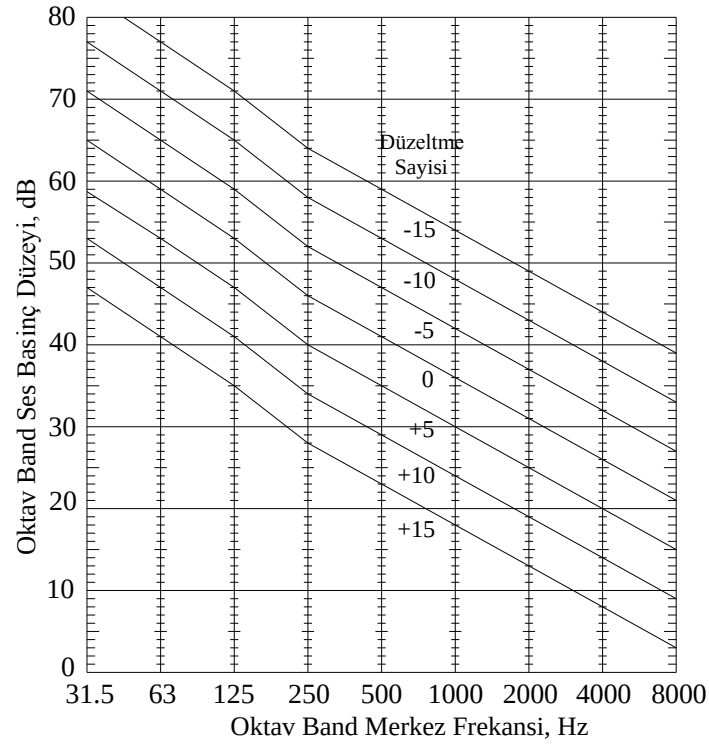
Bir gürültünün, Normalize-Edilmiş Birleşik Gürültü Sınıflandırması (CNR), herhangi bir oktav bant ses basınç düzeyinin en yüksek değerinin eğrilere eşitlenmesidir. Eğer en yüksek değer, iki eğri arasında düşerse, normalize-edilmiş CNR, iki eğri arasında yapılan enterpolasyonla bulunur. Normalize-Edilmiş CNR, gün içindeki zaman dilimi, mevsim kesintili gürültü, gürültü karakteri, toplumun daha önce maruz kaldığı benzer gürültü faktörleri ve herhangi bir gürültü kaynağı yokken mevcut arka plan gürültüsü için normalize edilmiş veya düzeltilmelidir.



Şekil 4.3 Normalize-Edilmiş Bileşik Gürültü Sınıflandırması (CNR_{nn}) Eğrileri (ASHRAE Handbook 1999)

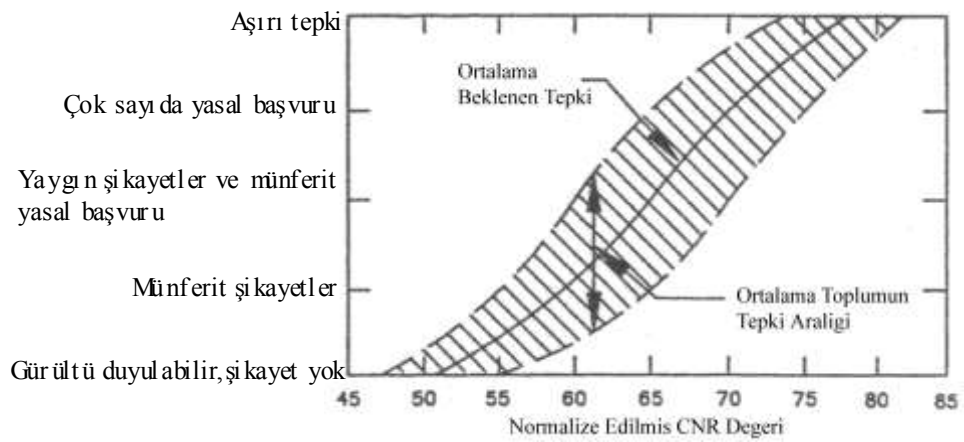
Herhangi bir gürültü kaynağının olduğu durumlarda oluşan arka plan gürültüsünün düzeltilmesi bir veya iki yolla sağlanabilir. Herhangi bir gürültü kaynağının olduğu durumlardaki arka plan veya ortam gürültüsünün oktav bant ses basınç düzeyini ölçmek mümkünse, bu düzeyler ölçülüp Şekil 3.4'te işaretlenmelidir.

Oktav bant spektrumunun ana bölümü içindeki alan, arka plan gürültüsü için uygulanacak düzeltme faktörünü belirtir. Çevrenin oktav bant ses basınç düzeyi eğrisine en yakın eğrinin teğet noktası düzeltme faktörü olarak kullanılmalıdır. Eğriler arasında interpolasyon yapmak gerekli değildir. Gündüz çevre gürültü düzeyleri, gündüz kaynaklanan gürültüler için ve gece çevre gürültü düzeyleri, gece kaynaklanan gürültüler için kaydedilmelidir. Çevrenin ses basınç düzeyleri ölçülmiyorsa, arka plan veya çevre gürültü düzeyleri için Tablo 4.5'te verilen arka plan ses düzeyi düzeltme değerleri kullanılabilir.



Şekil 4.4 Ortam Gürültüsüyle İlişkili Birleşik Gürültü Sınıflandırması (CNR) için Düzeltme Değerleri (ASHRAE Handbook 1999)

Tablo 4.5'teki değerler ölçüm yapılan bölgenin genel durumuna ve yakınındaki trafiğe bağlıdır. Arka plan gürültü düzeyi için düzeltilmiş, Normalize-Edilmiş CNR, Şekil 4.4 veya Tablo 4.5'ten alınan değerlerin (sayının önündeki işaret korunarak), Şekil 4.3'ten alınan normalize edilmiş birleşik gürültü sınıflandırması na eklenmesi ile elde edilir.



Şekil 4.5 Normalize-Edilmiş Gürültü Sınıflandırması (CNR) değeri ne göre gürültüye toplumun tepkisi (ASHRAE Handbook 1999)

Son olarak da,

1. gün içindeki zaman dilimi, mevsim
2. kesintili gürültü
3. gürültü karakteri,
4. toplumun gürültüye alışkanlığı, açısından gerekli düzeltmeler yapılır.

Bu düzeltme faktörleri Tablo 4.6' dan alınır. Bu faktörlerin toplam düzeltme faktörü, her bir faktörün düzeltmesini toplamdır.

Normalize-Edilmiş CNR, Şekil 4.3'ten elde edilen Normalize-Edilmiş CNR alınarak ve buna Şekil 4.4 veya Tablo 4.5'ten alınan arka plan gürültüsü için düzeltme değerinin ve Tablo 4.6' dan verilen gün içindeki zaman dilimi, mevsim kesintili gürültü, gürültü karakteri, toplumun daha önce maruz kaldığı benzer gürültü faktörleri ile ilişkili toplam düzeltme değerinin eklenmesi ile hesaplanır. Normal-Edilmiş CNR bir kere hesaplandıktan sonra, herhangi bir kaynağın gürültüsüne toplumun tepkisi Şekil 3.5'ten elde edilir.

Birleşik gürültü sınıflandırma yöntemi, mekanik ve elektrikli cihazlardan kaynaklanan dış ortam gürültüsüne toplum tepkisini belirtmek için genellikle güvenilir bir metottür, buna rağmen, bazı güçlü safton gürültü üreten sistemler için güvenilir olmayabilir (yüksek basınçlı kompresörler, dizel jeneratörler, gaz türbinleri gibi.). Bu tip gürültü kaynaklarının kontrolü için bir akustik danışmandan yardım alınması gereklidir.

Tablo 4.4 Arka-plan Gürültüsünün Düzeltme Değerleri (ASHRAE Handbook 1999)

Şartlar	Arka-plan Gürültüsünün Düzeltme Değeri
Gece, kırsal kesim yakın çevrede trafik yok	+15
Gündüz, kırsal kesim yakın çevrede trafik yok	+10
Gece, banliyö, yakın çevrede trafik yok	+10
Gündüz, banliyö, yakın çevrede trafik yok	+5
Gece, şehir, yakın çevrede trafik yok	+5
Gündüz, şehir, yakın çevrede trafik yok	0
Gece, iş-ticari merkezler	0
Gündüz, iş-ticari merkezler	-5
Gece, endüstriyel bölgeler	-5
Gündüz, endüstriyel bölgeler	-10
Kesikli, hafif trafiğe 90 m uzaklıkta	0
Sürekli, hafif trafiğe 90 m uzaklıkta	-5
Sürekli, orta yoğun trafiğe 90 m uzaklıkta	-10
Sürekli, yoğun trafiğe 90 m uzaklıkta	-15
Kesikli, hafif trafiğe 90-300 m uzaklıkta	+5
Sürekli, hafif trafiğe 90-300 m uzaklıkta	0
Sürekli, orta yoğun trafiğe 90-300 m uzaklıkta	-5
Sürekli, yoğun trafiğe 90-300 m uzaklıkta	-10
Kesikli, hafif trafiğe 300-600 m uzaklıkta	+10
Sürekli, hafif trafiğe 300-600 m uzaklıkta	+5
Sürekli, yoğun trafiğe 300-600 m uzaklıkta	-5
Kesikli, hafif trafiğe 600-1200 m uzaklıkta	+15
Sürekli, hafif trafiğe 600-1200 m uzaklıkta	+10
Sürekli, orta yoğun trafiğe 600-1200 m uzaklıkta	+5
Sürekli, yoğun trafiğe 600-1200 m uzaklıkta	0

Tablo 4.5 Çeşitli Faktörler için Düzeltme Değerleri (ASHRAE Handbook 1999)

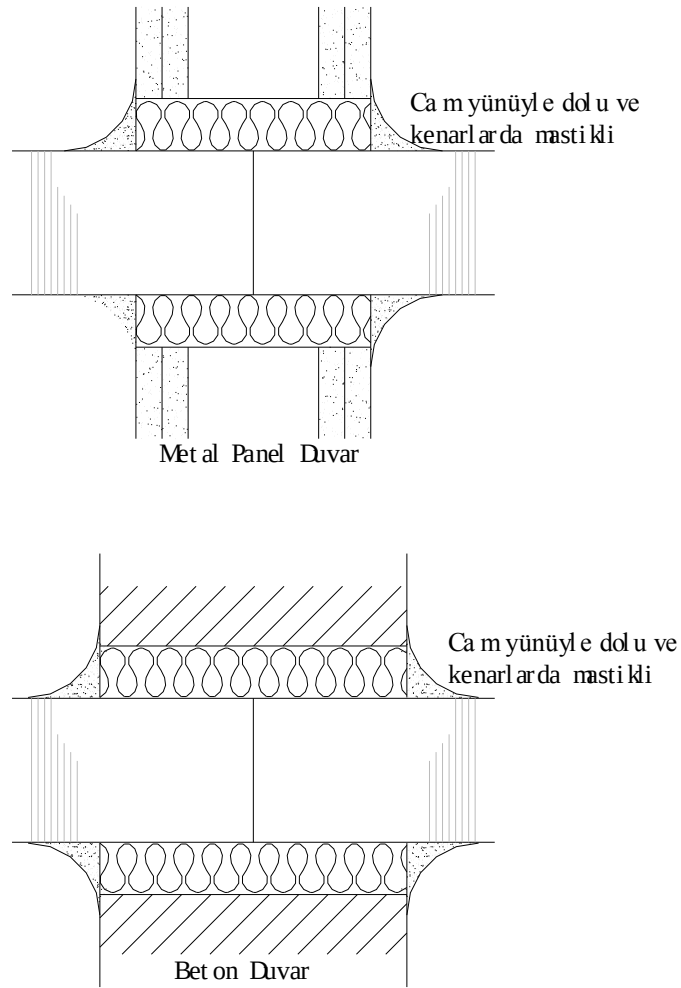
Gün içindeki zaman dilimine ve mevsime göre düzeltme değeri	
Sürekli	0
Gündüz	-5
Gece (22.00-07.00)	0
Kış	-5
Kış- Yaz	0
Kesintili çalışma için düzeltme değeri	
Etkin çalışma süresinin referans zamanı oranı	
1,00-0,57	0
0,56-0,18	-5
0,17-0,06	-10
0,05-0,018	-15
0,017-0,0057	-20
0,0057-0,0018	-25
Gürültünün karakterine göre düzeltme değeri	
Alçak-frekanslı (<125 Hz) gürültü	+5
Tonsal bileşenli gürültü	+5
Darbe gürültüsü	+5
Çevredeki toplumun gürültüye alışkanlığına göre düzeltme değeri	
Gürültüye hiç alışkın değil	+5
Gürültüye biraz alışkın ancak toplum ilişkileri zayıf	+5
Gürültüye biraz alışkın ve toplum ilişkileri iyi	0
Gürültüyü kaldırabilir ve toplum ilişkileri iyi	-5

4.3. Mekanik Sistem Odası Gürültü Yalıtımı

Mekanik sistem doğasından ötürü oldukça gürültülüdür. Pompa lar, soğutucular, soğutma kuleleri, kazanlar ve fanlar dayanılması oldukça güç olan gürültüler üretirler. Gürültüye hassas bölgeler bu tür kaynaklardan yalıtılmalıdır. En iyi önlemlerden birisi mekanik sistemleri akustik olarak kritik bölgelerden uzağa yerleştirmektir. Dizayn aşamasında önceden yapılan hacim planlaması başarılı yeni projeler için oldukça önemlidir. Tünel bölgeleri (depolar, koridorlar, veya daha az gürültüye hassas mekanlar) nispeten sessiz olması gereken hacimlerle mekanik sistemin yerleştirildiği alanlar arasında yer alabilir. Dış duvarlardan ve çatıdan gürültü iletimi daha küçük bir problem olduğundan mekanik sistemleri yerleştirmek için üst kattaki hacimlerin ve köşe odalarının tercih edilmesi daha doğru olur.

Mekanik sistem odasının çevresindeki konstrüksiyon, alçak frekans ağırlıklı mekanik sistem gürültüsüne dayanacak uygun ses geçiş kaybını ve ataletini sağlamak için yeterli yüzey ağırlıklı beton veya kagir duvar olmalıdır. Ağır yoğunlukta kuru duvar uygulamaları da başarılı bir şekilde kullanılabilir. Bu duvarlar kullanıldığında üst katlar ağırlıktan kurtarılmış olur fakat taş duvarlara göre daha düşük alçak frekanslı ses geçiş kaybına sahiptir. Ses geçişini önlemek için duvar kenarları hava sızdırmaz ve mastiklenmiş olmalıdır. Tavan ve döşemeler beton plak döşeme olmalıdır.

Mekanik sistem odasına girişler, gürültünün bitişteki bölgelere kaçması için potansiyel yolları oluştururlar. Bundan dolayı, mekanik sistem odasının döşemesinden, tavanından veya duvarlarından, boru veya hava kanalı girişleri olduğunda, bu açıklıklar yeterli gürültü kontrolü için akustik önlemler alınmalıdır. Giriş yapan elemanın etrafında 12,5-15,0mm boşluk bırakılmalı ve girişin tüm derinliği lifli malzemelerle doldurulmalıdır. Girişin her tarafı hava sızdırmazlığının sağlanabilmesi için sertleşmeyen esnek bir derz macunu ile mastiklenmelidir (Şekil 4.6).



Şekil 4.6 Duvarlara Hava Kanalı, Tesisat ve Boru Girişleri için Gürültü Kontrolü (ASHRAE Handbook 1999)

Mekanik sistem odalarına açılan kapılar en zayıf noktalar dır. Gürültü kontrol ünün öne mli ol duğu yerlerde, bu kapılar ol dukça ağır, kapı kasaları contalanmış, menfez veya kapağı ol na malı ve kendiliğinden kapanabilir olmalıdır. Böyle kapılar gürültüye hassas hacie ntere açılıyorsa, 1-3 metre koridorla birbirinden ayrılan iki kapı kullanmak gerekebilir. Mekanik sistem odasının kapıları içeri değil dışarı açılmalı, böylece odadaki negatif basınç kapıyı kilde karşı tutmak yerine pervaza karşı contalı tutar.

4.3.1. Duvarlara Hava Kanalı Girişleri

Mekanik sistem odasının duvarlarından geçen hava kanalları ek bir problem oluşturlar. Hava kanalının ci darlarından duvarın her iki tarafına da ses iletilir. Mekanik sistem odasındaki hava-doğuşu m u ses, hava kanalları herhangi bir menfez,

hava ağız, difüzör veya açıklıklar içermediği halde kanala iletebilir (ses girişi) ve kanalın ci darlarından yayılarak (ses çıkışı) bitişteki hacimlere iletebilir.

Fanlara yakın olan hava kanallarındaki gürültü düzeyleri çoğunlukla yüksektir. Gürültü sadece fanlardan değil, kanal duvarlarının titreşiminden ve aşırı hava türbülansıdan da gürültü oluşur. Bundan dolayı, hava kanalları alçak frekanslı gürültü oluşumunu mümkün olduğunca önlemek için iyi aerodinamik ve hava akışı özellikte planlanmalıdır. Bu tip gürültü kaynakları, özellikle de gürültüye hassas bölgelerin yakınındaysa, yok edilmesi oldukça zordur hatta imkansızdır.

4.3.2 Mekanik Boşluklar

Mekanik boşluklar ve şaftlar, özellikle gürültü üreten hava kanalları, borular, fan ve pompa gibi sistemler içeriyorlarsa, akustik olarak mekanik sistem odalarıyla aynı şekilde önlem alınmalıdır. Şaft, mekanik sistem odasında kapatılmalı ve kabul edilebilir gürültü seviyeleri elde etmek için şaftın duvar konstrüksiyonu, gürültüye hassas bölgelerde mekanik gürültünün yeterli derecede azalmasını sağlamalıdır. Mekanik boşlukların, değişik akustik ortamlar gerektiren hacimler arasında ‘konuşan tüpler’ olmalarına izin verilmelidir. Şaft boyunca bu tür ses geçişleri engellenmelidir. Mekanik titreşim ve strüktür-doğuşunu gürültü, şaft duvarlarına ve binamın içine iletilmeyecek şekilde tüm titreşen borular, kanallar ve diğer sistemler titreşimden izole edilmelidir.

Eğer mekanik sistem odaları dağıtım veya geri dönüş plenumları olarak kullanılıyorlarsa, özellikle bu hacimler herhangi bir gürültü açısından kritik bir mekana bitişirse, sistem odasına açılan tüm açıklıklar gürültü kontrolü uygulanması gerektirebilir. Bu durum özellikle eğer mekanik sistem odasının dışındaki tavan hacmi bir hava dönüş plenumu olarak kullanılıyorsa ve akustik asma tavansa önemlidir. Çoğu akustik asma tavanlar alçak frekanslarda neredeyse akustik olarak geçirgendir.

Hava besleme kanalları genellikle hava dönüşü içinde kullanılan bir şaftının içinden geçerler. Hava besleme kanallarındaki gürültüyü fanda azaltmak, kanaldan ses çıkışı gürültüsünün, hava dönüş kanallarının şafta girişlerinde ek bir gürültü kontrolü gerektirmesinden çok daha iyidir. Uygun hava besleme kanalı dizaynı ile, besleme kanalında türbülansdan dolayı kaynaklanabilecek gürültü önenebilir. Hava dönüş kanalındaki gürültüyü fanda kontrol altına almak şafta girişte önlemekten daha iyidir.

4.3.3. Özel Duvar Yapımı

Mekanik sistem odalarının ofis, konferans salonları ve diğer gürültüye hassas bölgelerin bitişiğine yerleştirilmesi gerektiğinde, bu hacmin çevresindeki duvar konstrüksiyonu yakın mekanların akustik ihtiyaçları için yeterli düzeyde gürültüyü azaltmalıdır. Gürültü kontrolü ihtiyacına göre, yüksek ses geçiş kaybı değerlerine sahip duvarlar tasarlanmalıdır. Duvarların özellikle alçak frekanslardaki performansı dikkatli olarak değerlendirilmelidir. Bunlarda, ses iletiminin gerçekleşebileceği tüm ses geçiş yolları incelenmelidir. Zeminde, tavanda ve ara duvarlara dik duvar yüzeylerindeki gürültü yayılımı odalar arasındaki gürültü izolasyonunu büyük ölçüde azaltabilir. Yüksek gürültü izolasyonu değerlerine ve tek duvar uygulamalarıyla ulaşılmadığında, birbirinden yalıtım malzemeleriyle ayrılmış çift duvar konstrüksiyonları düşünülmelidir. Bir akustik danışman herhangi bir özel duvarın detaylandırılmasında gerekli olan gürültü izolasyonu değerleri hakkında bilgi sağlayabilir.

5. H V A C S İ S T E M L E R İ N İ N G Ü R Ü L T Ü S Ü N Ü N K R İ T E R L E R E G Ö R E H E S A P L A N M A S I İ Ç İ N Y Ö N T E M L E R İ N D E Ğ E R L E N D İ R İ L M E S İ V E S İ S T E M İ N T A S A R I M S Ü R E C İ N İ N O R T A Y A K O N U L M A S I

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme sistemlerinin herhangi bir hacimde oluşturduğu arka plan gürültüsünün, hacmin kullanım amacına göre belirlenen kriterlere göre, akustik açıdan değerlendirilmesi, belirli hesap yöntemleri ile yapılır ve sistemin tasarımı süreci ortaya konulur.

5.1. H V A C S i s t e m l e r i n i n G ü r ü l t ü s ü n ü n B e l i r l e n m e s i n d e K u l l a n ı l a n K r i t e r l e r

H V A C sistemleriyle iklimlendirilen bir hacimde, kullanım amacına göre olması gereken gürültü kriteri değerlerinin sağlanması için kullanılacak kriter belirlenmelidir. Bu kriterin belirlenmesinde,

- H V A C sistemlerinin tasarımı için kriterlerin seçilmesiinde hacmin etkisi,
- H V A C gürültüsünün sınıflandırılması ve belirlenmesi için kriterler,
- hacmin kullanım amacına göre değişen HVAC sistemleri için önerilen arka-plan gürültüsü,
- hafif duvar ve tavan konstrüksiyonlarının duyulur akustik titreşimini önlemek için kriterler, ele alınarak uygulanacak olan kritere karar verilir.

5.2 H V A C S i s t e m B i l e ş e n l e r i n i n S e s G i ç D ü z e y l e r i n i n H e s a p l a n m a s ı

H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinin, makinaları ve kanal sistemi bileşenleri tarafından üretilen ses güç düzeyleri, imalatçı firma kataloglarından, standartlarda verilen tablolardan ve diyagramlardan elde edilir. Sistem bileşenlerinin imalatçıları tarafından standartlara göre yapılan deneyler sonucunda elde edilen oktav bant merkez frekanslardaki ses basınç düzeylerinin, hesaplanması için belirli ampirik bağıntılar içeren çeşitli hesap metotları

geliştirilmiştir. Fakat bu metotlar kullanılırken, seçilen yöntem sistemin bileşeni ve çalışma koşulları için geçerli değildir.

Ses güç düzeyi, L_w , herhangi bir ses kaynağından yayılan toplam akustik gücü ifade eder, desibel [dB] cinsinden ses güç düzeyinin matematiksel ifadesi;

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (5.1)$$

şeklinde dir.

Burada,

W : ses güç düzeyi, W

W_0 : referans ses güç düzeyi, 10^{-12} W değerindedir. Ses güç düzeyi doğrudan ölçülemez, kaynağa bağlı bir değerdir ve ancak standart deney odalarında yapılan ölçümlerden hesaplanabilir.

Ses basınç düzeyi, L_p , söz konusu bir yerdeki ses basıncını belirler veya o yerdeki müsaade edilebilecek ses basınç düzeyini ifade eder. Birimi [dB] dir ve

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (5.2)$$

denkleminle ifade edilir.

Burada,

p : ses basınç düzeyi, Pa

p_0 : referans ses basınç düzeyi, 20×10^{-6} Pa, değerindedir.

Bir hacmin akustik tasarımı ve değerlendirilmesi yapılırken, hacimdeki ses kaynaklarının ses güç düzeyleri ve bu kaynaklardan yayılan sesin belirli bir hacme ulaşana kadar gerçekleşen ses azaltım değerlerinin bilinmesi gerekir. Bir hacimdeki toplam ses düzeyi hesaplanırken, bu hacme ses azaltımına uğrayarak ulaşan ses güç düzeyleri logaritmik olarak toplanır.

5.2.1. Fan Ses Güç Düzeyinin Yöntemlerle Hesaplanması

Fanlar, endüstriyel ve domestik uygulamalarda gürültü emisyonu ile ilgili problemler oluşturmaya devam etmektedir.

Fan gürültüsüyle ilgili uluslararası ilk sempozyum Eylül 1992'de Senlis'de 20 ülkeden 250 kişinin üstünde katılımı ile yapılmıştır.

Aradaki 10 yıllık sürede, kontrol cihazlarının geniş çaplı kullanımıyla tasarım ve uygulamadaki gelişmelerle fan gürültüsünün anlaşılması, tahmin edilmesi ve azaltılması için çok önemli gelişmeler kaydedilmiştir.

Fanların ses güç düzeylerinin L_w , hesaplanması için geçmişte yaygın olarak kullanılan ampirik bağıntı,

$$L_w = 100 + 10 \log P + 10 \log p \quad (5.3)$$

şeklinde dir.

Burada,

L_w : fanın ses güç düzeyi, dB/ 10^{-12} W

P : fanın gücü, hp (beygir gücü)

p : basınç, su inç i olarak verilir.

Bu bağıntı yüksek statik basınçlar sağlayan radyal fanlar için doğru sonuçlar verir.

1967, yılında G C Groff, çeşitli radyal fanlardan kaynaklanan ses güç düzeyleri için aşağıdaki eşitliği geliştirmiştir.

$$L_w = 10 \log(Qp^\alpha) + K_{cr} + m(\eta_r - \eta_s) + T \quad (5.4)$$

Burada,

L_w : fanın ses güç düzeyi, dB/ 10^{-12} W

Q : hava akış debisi, (ft³/ m)

p : basınç, su inç i

α : ampirik sabit, (1,8 – 3,2)

K_{cr} : referans veriminde azaltılmış ses güç düzeyi, dB

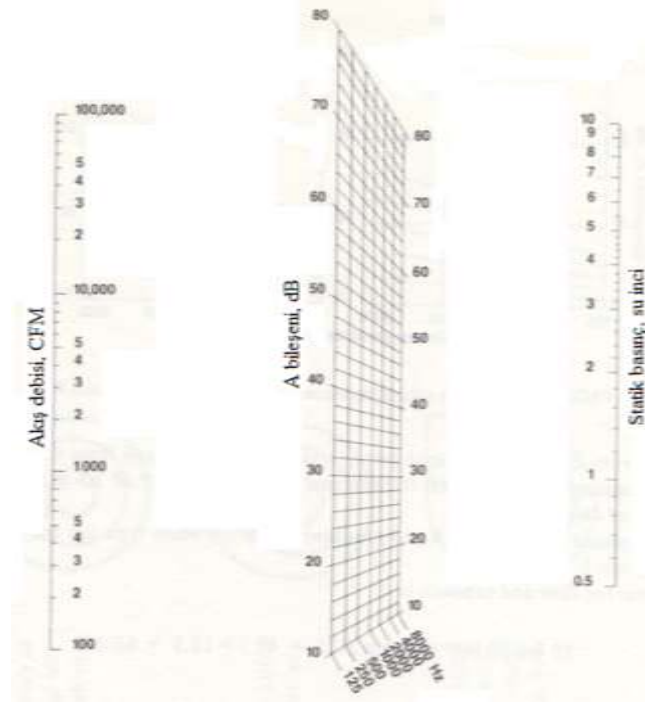
m : verim fonksiyonuna göre azaltılmış ses güç düzeyi n eği mi, dB

η_s : statik verim

η_r : referans statik verim

T : kanat frekansı artırım olarak ifade edilir.

5.2.1.1. Fan Ses Güç Düzeyi'nin 1970 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması



Şekil 5.1 Denklem 5.5’de kullanılan A bileşeni (Crocker 1982)

1970, yılında ASHRAE tarafından yeni bir metod geliştirilmiştir. Öne ve geri eğik kanatlı radyal fanlar için bağıntı,

$$L_w = A + B - C + T \quad (5.5)$$

Burada,

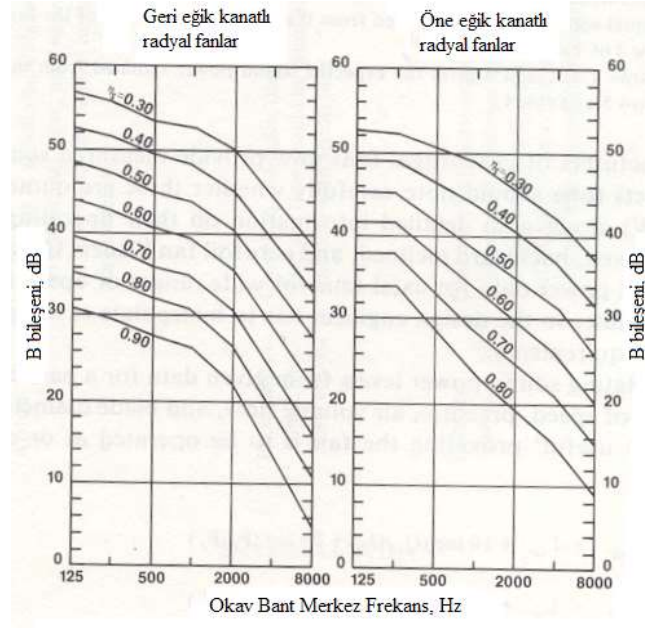
A : hava akış debisini ve fan basıncını veren bileşen, (Şekil 5.1)

B : fanın statik verimini veren bileşen, (Şekil 5.2)

C : maksimum verim noktasının solundaki çalışmayı veren bileşen, (Şekil 5.3)

T : kanat frekansına eklenen değeri veren bileşen, (Denklem 2.1) olarak ifade edilir.

1970 ASHRAE metoduna göre, Denklem 5.5’deki A değeri seçilen hava akış debisi ve statik basınca göre her oktav bant için Şekil 5.1’den, B değeri ise çalışma noktasındaki statik verim kullanılarak kanat şekline göre Şekil 5.2’den elde edilir.



Şekil 5.2 Denklem 5.5’de kullanılan B bileşeni (Crocker 1982)

Denklem 5.5’deki C değeri ise, fan maksimum verim noktasının sağında [düşük hava akış debisinde (maksimum verimin solunda) çalışırken yüksek debide] çalışıyorsa 0 (sıfır) değerini alır. C değerleri Şekil 5.3’den her oktav bant için

$$\Delta\eta = \eta_p - \eta_s \quad (5.6)$$

denkleminle hesaplanabilir.

Burada,

η_p : maksimum statik verim

η_s : çalışma noktasındaki statik verimdir.

$$\eta_s = \frac{p \cdot Q}{6350hP} \quad (5.7)$$

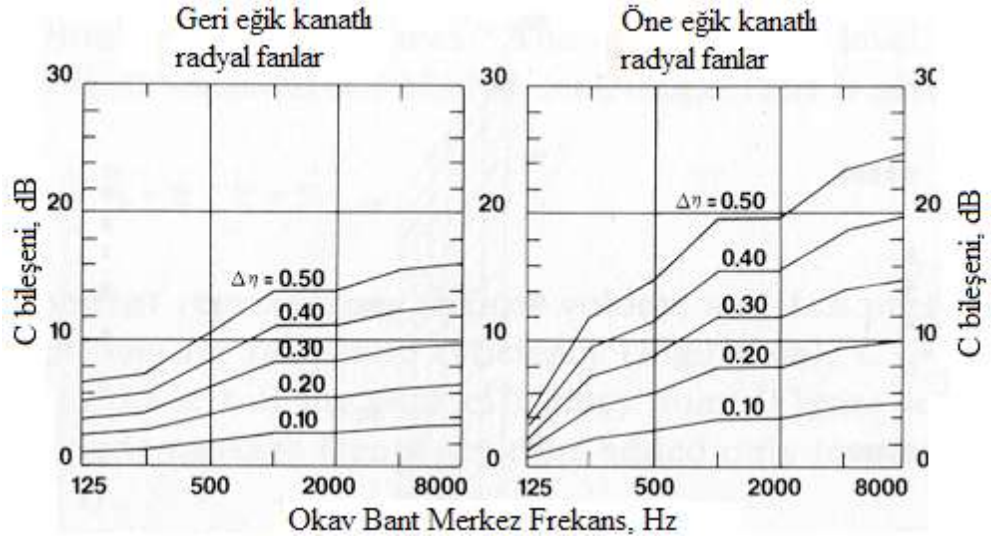
Burada,

p : basınç düşümü, su inç

Q : hava akış debisi, (ft³/ m)

P : fanın gücü, hP (beygir gücü) olarak verilir.

$T = 5dB$ değeri kanat frekansı na eklenir.



Şekil 5.3 Denklem 5.5’ de kullanılan C bileşeni (Crocker 1982)

1972, yılında Graham daha önceki metotlara dayanan basitleştirilmiş bir metot önermiştir. Bu metot 1973 yılında ASHRAE tarafından kabul edilerek GUIDE and DATA BOOK’da yayınlanmıştır.

Graham daha sonra metot üzerinde çalışmaları sürdürmüş, birkaç örnek vermiş ve SI birimlerine dönüştürmüştür.

5.2.1.2 Fan Ses Güç Düzeyi’nin 1973 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması

Bu metoda göre, fanı iyi bir şekilde tasarlandığı ve maksimum verim noktasının yakınında çalıştığı varsayılır. Fan ses gücünün hesaplanabilmesi için, fanlar Tablo 2.1’de gösterildiği gibi radyal ve eksenel fanlar olmak üzere iki ana gruba ayrılmıştır.

Fanların özgül ses güç düzeyi, belirli bir debi ($1 \text{ m}^3/\text{s}$) ve basınçta (1 kPa) çalışan belirli bir fandan çıkan ses gücü düzeyi olarak tanımlanır. H V A C sistemlerinde fanların oluşturduğu gürültü Graham tarafından geliştirilen ve güncellenen ASHRAE metoduna göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Adım 1. Tablo 2.1’den seçilen fan tipine göre oktav bant merkez frekanslardaki özgül ses gücü düzeyleri elde edilir.

Adım 2. Ses güç düzeyleri mevcut çalışma koşullarındaki debiye, Q ve basınç, p_t göre ayarlanır.

$$L_{w,1} = L_{w,0} + 10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} p_t \quad (5.8)$$

Burada,

Q : hava akış debisi, m³/s

p_t : toplam basınç, kPa olarak ifade edilir.

Adım 3. Denklem 2.1'e göre fanın kanat frekansı hesaplanır, bu frekansa Tablo 2.1'den okunan kanat frekansı artırımı değeri eklenir.

$$f_{bp} = \frac{nz}{60} \quad (2.1)$$

Burada,

z : kanat sayısı,

n : fan motorunun devir sayısı dk⁻¹ olarak ifade edilir.

Adım 4. Statik verim belirlenir.

$$\eta_s = \frac{p \cdot Q}{P} \quad (5.9)$$

Burada,

Q : akış debisi, L/s,

p : statik basınç (fan tarafından oluşan basınç), kPa,

P : giriş gücü (fan shaftı tarafından oluşan güç), kW olarak ifade edilir.

Tablo 5.1 Çeşitli Fanlar için Statik Verim Düzeltme Değeri, dB (HARRIS 1991)

Profil kanatlı radyal, Kanatlı eksenel		Geri-eğik kanatlı radyal		Öne-eğik kanatlı radyal	
Verim %	Artış, dB	Verim %	Artış, dB	Verim %	Artış, dB
88-72	0	75-67	0	65-58	0
71-68	3	66-64	3	57-55	3
67-60	6	63-56	6	54-49	6
59-52	9	55-49	9	48-42	9
51-44	12	48-41	12	41-36	12

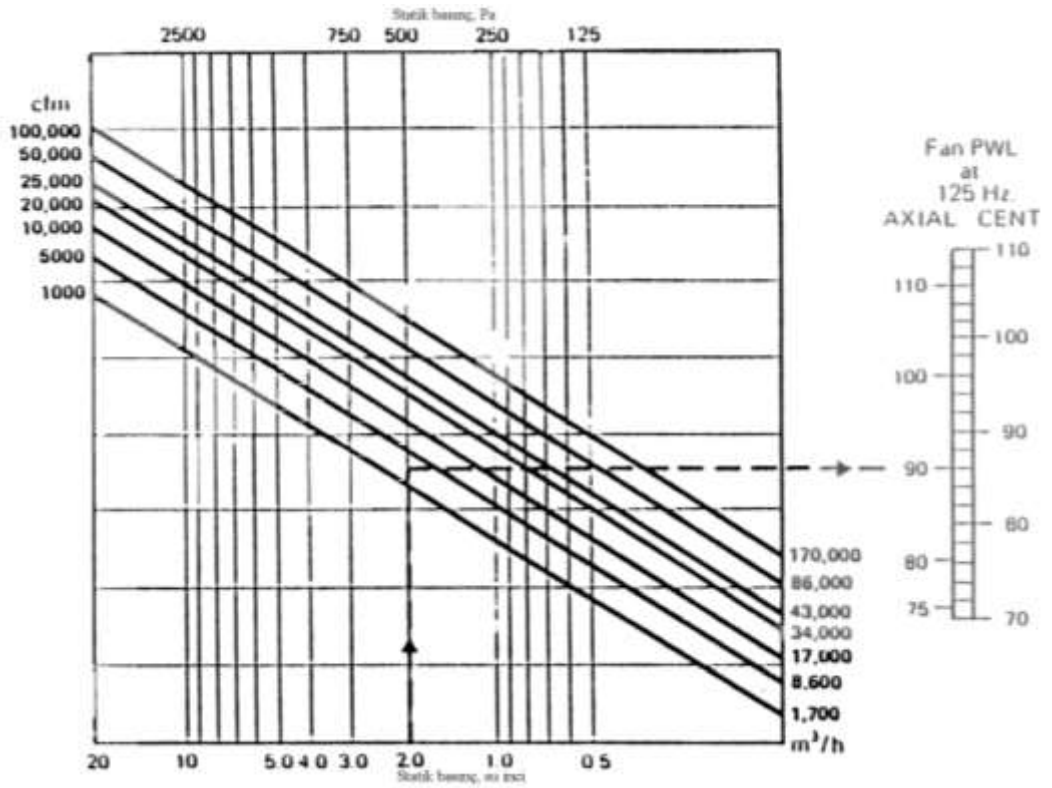
Adım 1, Adım 2, Adım 3 ve Adım 4 toplam fanın içinden ve dışından yayılan toplam ses gücü düzeyini verir. Sadece, içinden veya dışından yayılan ses düzeyini bulmak için her oktav bant merkez frekansındaki toplam ses gücü düzeyi değerlerinden 3 dB çıkartılmalıdır.

5.2.1.3 Fan Ses Güç Düzeyi'nin IQBAL- WILSON- THOMAS Yöntemiyle Hesaplanması

Iqbal, Wilson ve Thomas tarafından geliştirilen metoda göre ise fanların ses güç düzeyi sırasıyla aşağıdaki histogram ve grafikler yardımıyla elde edilir.

Adım 1. 125 Hz oktav bant frekansı için fan gürültü düzeyi Şekil 5.4'deki histogramdan yararlanılarak kabaca elde edilebilir.

Adım 2. Elde edilen bu değere fanın veriminden kaynaklanan artırımla ve edilir. % 70 verimin üstündeki her %10 için +2 dB, altındaki her %10 için ise -2 dB düzeltme yapılır.



Şekil 5.4 Fan Ses Güç Düzeyi'nin tahmini için Histogram (Iqbal 1977)

Adım 3. Histogramdan okunan değere verimden kaynaklanan ilave yapıldıktan sonra Tablo 5.2'de eksenel ve radyal fanlar için verilen spektrum düzeltme değerlerine göre fanın oktav bant merkez frekanslardaki gürültü düzeyleri hesaplanabilir.

Tablo 5.2 Spektrum düzeltme faktörü, dB (Iqbal 1977)

	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Eksenel fanlar	+1	0	+1	0	-1	-4	-9
Radyal fanlar	+2	0	-3	-4	-11	-16	-21

5.2.2 Kanal Sistemi Bileşenlerinin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması

HVAC sistemlerinde, fana bağlantı noktasından başlayarak mekanlara çıkışlara kadar olan mevcut olan tüm kanal sistemi bileşenleri, geometrilerine, yapıldıkları malzeme ve hava akış koşullarına (hız, türbülans, basınç, vb) bağlı olarak gürültü oluştururlar. Yüksek hava hızına sahip sistemlerde gerçekleşen hava akışı kaynaklı gürültü, hava kanal sistemi bileşenlerinden (damperler, dirsekler, branşmanlar ve difüzörler) geçerken yüksek gürültü düzeyleri oluşturabilir. Bu tip gürültü HVAC sistem tasarımları tarafından genellikle ihmal edilse de, sistem devreye alındığında olması gereken kriter değerlerin çok üstünde ve hatta kabul edilemeyecek gürültü düzeylerine ulaşılabilir. Hava akışı kaynaklı gürültü havanın türbülans ve vorteks hareketlerinden dolayı damperler, dirsekler, branşmanlar ve difüzörler de oluşur. Susturucular da, diğer hava kanalı bileşenleri gibi yüksek hava akış hızlarında gürültü oluşturabilirler. Bazı susturucu uygulamalar susturucu kullanılmayan uygulamalardan daha yüksek gürültü düzeyleri oluşturabilir.

Hava akışı kaynaklı gürültü, ana hava kanallarında 10 m/s hızın altında ihmal edilebilir. Bu değer branşmanlarda 7,5 m/s ve menfezleri besleyen hava kanallarında 4 m/s maksimum limitlere indirilmelidir. Bu değerlerin üstündeki hava akış hızları için gürültü düzeyleri kontrol edilmelidir.

5.2.2.1 Damperlerin Ses Güç Düzeyinin Hesaplanması

Damperler, hava kanalı sistemlerinde, branşmanlara, difüzör veya menfezlerden önce hava akışının debisini kontrol etmek için yerleştirilirler ve yayılan gürültüyü (1000-8000 Hz aralığında) arttırırlar. Hava akışının kısıtlandığı oranda gürültü düzeyi yükselir.

Hava akışının kontrolünü sağlayan damperler, oluşacak olan gürültünün alıcıya ulaşmasını önlemek için difüzörlerden uzak ana hava kanalına yakın branşmanlara konumlandırılmalıdır.

Da mperlerde üretilen ses güç düzeyi;

$$L_{w,2} = K_D + 10 \log(f_0 / 63) + 50 \log_{10}(U_D) + 10 \log_{10}(A_k) + 10 \log(H) \quad (5.10)$$

denkle m ile hesaplanabilir.

Burada,

f_0 : oktav bant merkez frekansı, Hz

K_D : da mper spektrumu, dB

U_D : daral mş kesitteki hız, m/s

A_k : hava kanalının kesit alanı, m²

H : da mperin dönme eksenine uzaklığı, m

K_D değeri,

$$ST = (f_0 H) / U_D \quad (5.11)$$

Orak tını mlanan Strouhal sayısına bağı larak,

$$ST \leq 25 \text{ için } K_D = 3,8 - 10,7 \log_{10}(ST) \quad (5.12)$$

$$ST \geq 25 \text{ için } K_D = 39,0 - 35,9 \log_{10}(ST) \quad (5.13)$$

denkle mleri ile hesaplanır. U_D hızı ise,

$$U_D = 197 \sqrt{Q / (A_k K)} \quad (5.14)$$

denkle m ile hesaplanır.

Burada,

Q debi, m³/s

K kapa ma çarpanıdır.

Kapa ma çarpanı, K basınç kayıp katsayısı dan

$$C = 1,65 \Delta P / (Q A_k)^2 \quad (5.15)$$

değerine bağı larak, çok kanatlı da mperlerde

$$K = (\sqrt{C} - 1) / (C - 1) \quad (5.16)$$

$$C = 1 \Rightarrow K = 0,5$$

denkle m ile, tek kanatlı da mperler için ise,

$$C < 4 \Rightarrow K = (\sqrt{C} - 1)/(C - 1) \quad (5.17)$$

$$C > 4 \Rightarrow K = 0,68C^{-0,15} - 0,22 \quad (5.18)$$

denklemleriyle hesaplanır. Denklem 5.15’de yer alan ΔP değeri damperdeki toplam basınç düşümüdür.

Hava çıkışlarından (menfez ve dağıtıcılar) önce yerleştirilen damperler ise, akustik açıdan, bu çıkışlara 1,5 metreden yakın mesafelerde olmalıdır. Bu kurala uymayan bir damperin, menfez sesine olan katkısı, damperin herhangi bir konumundaki basınç düşümünün, damperdeki minimum basınç düşümüne oranı olarak tanımlanan, damper basınç oranı ile değişir.

Tablo 2.4 farklı damper basınç oranları ve damper pozisyonları için, menfez üreticileri tarafından verilen gürültü düzeyine doğrudan eklenmesi gereken ses güç düzeylerini göstermektedir.

5.2.2.2 Hava Kanalı Dirseklerinin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması

İklimlendirilen havayı fanlar yardımıyla binanın tüm hacimlerine dağıtabilmek amacıyla hava kanalı sisteminin dönüşlerinde kullanılan hava kanalı dirsekleri yuvarlak veya dik açılı olabilir. Hava akışı kaynaklı gürültünün oluşmasında kanal dirseğinin geometrisi çok önemlidir. Kanal dirseklerinde oluşabilecek türbülans önlemek için yuvarlak dönüşler ve yönlendirici kanatlı dirsekler kullanılabilir.

60° ila 120° açılı tüm dirseklerde, hava akışı nedeniyle üretilen ses güç düzeyi,

$$L_{w,3} = K_Y + 10 \log_{10}(f_0/63) + 50 \log_{10}(U_Y) + 10 \log_{10}(A_k) + 10 \log_{10}(D) + 10 \log_{10}(n) \quad (5.19)$$

denklemleri ile hesaplanabilir.

Burada;

K_Y : hava kanalı dirseğinin spektrumu, dB

U_Y : yönlendirilmiş levhalar arasındaki hava hızı, m/s

A_k : hava kanalının kesit alanı, m²

D : yönlendirici levhanın uzunluğu, m

n : yönlendirici levha sayısıdır.

$$K_Y = -7,4 - 7,69[\log_{10}(ST)]^{2,5} \quad (5.20)$$

denkle miyle, ST değeri Denklem 5.12 veya Denklem 5.13 yardımıyla hesaplanarak Denklem 5.20' de yerine yazılır.

5.2.2.3. Branş manları n Ses Güç Düzeyleri ni n Hesaplanması

Branş manlar (birleşmeler, ayrılmal ar ve yönlendirici kanadı ol mayan dirsekler): X- birleşmeler, T- birleşmeler, 90° kol ayrıl mal arı ve yönlendirici levhal arı ol mayan 90° dirseklerde üretilen ses güç düzeyi;

$$L_{w,4} = K_B + 10\log_{10}(f_0/63) + 50\log_{10}(U_B) + 10\log_{10}(A_{kB}) + 10\log_{10}(D_B) + \Delta_R + \Delta_T + \Delta_D \quad (5.21)$$

denkle mi ile hesaplanabilir.

Burada;

K_B : branş manı n spektrumu, dB

U_B : koldaki hava hızı, m/s

A_{kB} : kol un kesit alanı, m²

D_B : kol hidrolik çapı, m

Δ_R : birleşme, ayrılma veya dirsekteki dönüş yarıçapı için düzeltme, dB

Δ_T : hava akışının üst tarafında oluşan türbülans için düzeltme, dB

Δ_D : çap oranı için düzeltme, dB olarak ifade edilir.

$$PD = R/(12D_B) \quad (5.22)$$

Burada,

R : dönme iç yarıçapı,

PD : dönme parametresi dir.

Hızlar oranı

$$m = U_A/U_B \quad (5.23)$$

denkle miyle bulunabilir.

Burada,

D_A : ana kanal ın apı,

U_A : hava hızı

olmak üzere, K_B değeri

$$K_B = 18,5 + 12,388m^{0,673} - 16,482m^{-0,303}\log_{10}(ST) - 5,047m^{-0,254}[\log_{10}(ST)]^2 \quad (5.24)$$

denklemlerle

Δ_R ve Δ_T ise,

$$\Delta_R = [1,05 - (RD/0,15)] [6,793 - 1,86\log_{10}(ST)] \quad (5.25)$$

$$\Delta_T = -1,667 + 1,8 - 0,133m^2 \quad (5.26)$$

denklemleriyle hesaplanır. Ana kanal/kol apıları oranı için düzeltme ise,

$$X\text{-birleşmelerde} \quad \Delta_D = 20\log_{10}(D_A/D_B) + 3 \quad (5.27)$$

$$T\text{-birleşmelerde} \quad \Delta_D = 3 \quad (5.28)$$

$$90^\circ \text{ dirseklerde} \quad \Delta_D = 0 \quad (5.29)$$

denklemleri ile belirlenir.

5.2.2.4 Difüzörlerin Ses Güç Düzeylerinin Hesaplanması

Difüzör kataloglarında yüksek frekanslı gürültü spektrumuna sahip difüzörlerin NC değerleri verilir. Ancak bu değerler, ideal laboratuvar şartlarında elde edildiği için, gerçek koşullarda sağlanan NC düzeyleri 5 ila 15 NC daha yüksek olabilir. Dolayısıyla, verilen NC değerleri, difüzörlerin kıyaslanması için kullanılabilir, ancak akustik tasarımı hesaplarında güvenilir değildir. Bu amaçla üreticilerden ürünleri için tüm oktav bantlarında ölçülmüş ses düzeyi verileri istenmelidir. Bu verilerin bulunamadığı durumlarda, difüzörlerin her bir oktav bandındaki ses gücü düzeyleri,

$$L_w = 10\log_{10}(A_k) + 30\log_{10}(\xi) + 60\log_{10}(U) - 31,2 + C \quad (5.30)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada;

A_k : difüzörden hemen önceki kesit alanı, m^2

U : difüzör girişindeki ortalama hız, m/s

ξ : normalize edilmiş basınç kaybı katsayısı

C : oktav band merkez frekansına ve gürültüdeki maksimum frekansa bağlı bir sabittir (dB).

Basınç kaybı katsayısı,

$$\xi = 6,573(A_k^2 \Delta P) / (\rho Q^2) \quad (5.31)$$

denklemlerle bulunabilir. Burada

ΔP : difüzördeki basınç düşümü, Pa

ρ : havanın yoğunluğu, (kg/m³)

Q : hacimsel debidir, (m³/s).

C değeri ise, aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$C = -5,82 - 0,15A - 1,13A^2 \quad (5.32)$$

Buradaki,

A parametresi, oktav band merkez frekansına ve difüzör gürültüsündeki maksimum frekansa (f_{max}) bağlıdır ve

$$A = a - b \quad (5.33)$$

ile belirlenir.

a , oktav band merkez frekansına bağlı bir sabit olup,

63 Hz için $a=1$	500 Hz için $a=4$	4000 Hz için $a=7$
125 Hz için $a=2$	1000 Hz için $a=5$	8000 Hz için $a=8$
250 Hz için $a=3$	2000 Hz için $a=6$	

kabul edilir.

b , ise gürültüdeki maksimum frekans (f_{max}) dan,

$$f_{max} = 160U \quad (5.34)$$

değerine bağlıdır ve

$0 \leq f_p < 44\text{Hz}$	için $b=0$
$44 \leq f_p < 88\text{Hz}$	için $b=1$

$88 \leq f_p < 177Hz$	için	b=2
$177 \leq f_p < 355Hz$	için	b=3
$355 \leq f_p < 710Hz$	için	b=4
$710 \leq f_p < 1420Hz$	için	b=5
$1420 \leq f_p < 2840Hz$	için	b=6
$2840 \leq f_p < 5680Hz$	için	b=7
$5680 \leq f_p < 11360Hz$	için	b=8 kabul edilir.

5.3 H V A C Sistem Bileşenlerinin Ses Azaltım Değerlerinin Hesaplanması

H V A C sistemlerini meydana getiren bazı bileşenlerin belirli ölçeklerde gürültü azaltım etkisi vardır. Bundan dolayı, iklimlendirilen hacimlerde kriterlere göre kabul edilebilir akustik ortam sağlayabilmek için bu azaltım değerlerini bilmek çok önemlidir. Böylece hacimlerde, ne aşırı gürültüye neden olacak çok az ses azaltım, ne de gizliliği engelleyecek düzeyde alçak arka plan gürültüsüne neden olacak derecede çok fazla ses azaltım uygulanmamış olur. H V A C sistemlerinde gürültü iletim elemanları olan hava kanallarıyla hava akışı sırasında taşınmakta olan ses aşağıdaki bileşenlerde azaltıma uğrayabilir;

- Plenumlar,
- Hava kanalları,
- Susturucular,
- Difüzörler veya menfezler,
- Döşekler ve branşmanlar.

Bu sistem bileşenlerinde gerçekleşen gürültü azaltım değerleri Bölüm 2’de ayrıntılı bir şekilde ele alınan çeşitli tablolar, diyagramlar veya bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir.

5.4. Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin Yöntemlerle Hesaplanması

H V A C sistemlerinden kaynaklanan gürültü, hava akış hızına bağlı olarak hava akışı kaynaklı gürültü sonucunda artarak veya sistem bileşenlerinin gürültü azaltım değerlerine bağlı olarak azalarak alıcı odasına ulaşır. Burada dinleyiciye ulaşana kadar aşağıdaki özelliklere;

- Hacımin akustik özellikleri (yutuculuk, reverberasyon),
- Ses kaynağı (noktasal veya çizgisel),
- Dinleyici ile ses kaynağı arasındaki uzaklık
- Odanın hacmine bağlı olarak değişir.

5.4.1. Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin IQBAL- WILSON- THOMAS Yöntemiyle Hesaplanması

Iqbal, Wilson ve Thomas tarafından önerilen bu yöntemde Bölüm 3'te verilen hava kanalı sistem bileşenlerinin gürültü azaltım tabloları ve alıcı odası gürültü düzeltmesi için de Tablo 5.3, Tablo 5.4, Tablo 5.5 ve Tablo 5.6 kullanılır.

Tablo 5.3 Difüzörden üflenen hava hacminin yüzdesi için düzeltme değeri, dB(Iqbal 1977)

Hava hacminin yüzdesi																				
%100	50		20		10		5		3		%1									
0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20
Düzeltilme değeri, Db																				

Tablo 5.4 Reverberasyon süresi ne göre düzeltme değeri, dB(Iqbal 1977)

Reverberasyon süresi, sn																				
10	5,0		2,0		1,0		0,5		0,2		0,1									
+11	+10	+9	+8	+7	+6	+5	+4	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9
Düzeltilme değeri, dB																				

Tablo 5.5 Oda hacmi için düzeltme değeri, dB (Iqbal 1977)

Oda hacmi, m ³														
200000			10000			5000			2000			1000		
-30	-29	-28	-27	-26	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16
Düzeltilme değeri, dB														

Tablo 5.6 Uzaklık için düzeltme değeri, dB (Iqbal 1977)

Dinleyiciye uzaklık, m																
6	5	4		3			2				1					
-26	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10
Düzeltilme değeri, dB																

Alıcı odasının ses basınç düzeyi, kanal sistemi ve alıcı odası için ses azaltım değerleri Tablo 5.7'de yerine yazılır ve hesaplanır. Daha sonra gürültü kriter değerine göre performans değerlendirilmesi yapılır.

Tablo 5.7 H V A C sistem gürültüsünün analizi (Iqbal 1977)

				FREKANS, Hz							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
FAN SES GÜÇ DÜZEYİ (L_w)											
Dış ses/ Kanal	Boyut (mm)	Boy/ Aç	Ölçüm								
Dış sesör veya nefes alan											
TOPLAM AZALTI M											
FAN N SES GÜCÜ – TOPLAM AZALTI M											
Odaya ulaşan ses yüzdesi											
Oda hacmi											
Reverberasyon süresi											
Odayı besleyen diğer fanlar (emiş) için faktör											
Reverberasyon düzeltmesi											
REVERBERANT SES BASINÇ DÜZEYİ											
Çıkışa ulaşan sesin yüzdesi											
Dinleyiciye uzaklık											
Yönsellik											
Odayı besleyen diğer fanlar (emiş) için faktör											
Direkt ses basınç düzeyi düzeltmesi											
DİREKT SES BASINÇ DÜZEYİ											
TOPLAM SES BASINÇ DÜZEYİ											
GÜRÜLTÜ KRİTERİ											
DEĞERLENDİRME											

5.4.2 Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyinin 1973 ASHRAE Yöntemiyle Hesaplanması

Fandan kaynaklanan oktav bant merkez frekanslardaki gürültü düzeyleri 1973 ASHRAE yöntemi ne göre hesaplandıktan sonra kanal sistemi bileşenlerinin gürültü azaltım değerleri Bölüm 3’deki tablolardan okunarak Tablo 5.8’de yerine yazılır. Daha sonra alıcı odası gürültü düzeltmeleri yine tablolardan okunarak yerlerine yazılır ve sonuç değerlere ulaşılır. Oktav bant merkez frekanslardaki değerler seçilen gürültü kriterine göre değerlendirilir.

Tablo 5.8 H V A C sistem gürültüsünün analizi (1973 ASHRAE)

		FREKANS, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
Fanın ses güç düzeyi, L_w								
Ana hava kanalı								
Dirsek								
Branşman								
$L_{w(5)}$								
Ashrae oda düzeltme faktörü, D								
$L_p(5)$								
GÜRÜLTÜ KRİTERİ								
DEĞERLENDİRME								

5.5 Alıcı Odasındaki Hesaplanan Ses Basınç Düzeyi İle Kriter Değerinin Karşılaştırılması

Hacmin kullanıma amacına göre belirlenen gürültü kriterine göre oktav bant merkez frekanslardaki gürültü değerleriyle alıcı odası için hesaplanan gürültü değerleri karşılaştırılır ve olması gereken değerler sağlanamıyorsa alınması gereken önlemler uygulanarak hesaplar tekrarlanır. H V A C sistemleriyle iklimlendirilen bir hacimde seçilen gürültü kriterini karşılayabilmek için,

1. Difüzör ve menfezlerin uygun olarak seçildiği,
2. Major gürültü kaynakları ile difüzörler ve menfezler arasında yeterli gürültü azaltımının sağlandığı garanti altına alınak gereklidir.

Sistemde gerekli ve uygun azaltı olup olmadığı ve ne kadar ek azaltıma ihtiyaç duyulduğu bahsedilen hesaplama yöntemleri ile belirlenir ve tablolar yardımıyla ifade edilebilir (örneğin Tablo 5.7 Tablo 5.8).

5.6 H V A C Sistemlerinin Tasarım Sürecinin Ortaya Konulması

H V A C Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerindeki, gürültü kaynakları ve bu kaynaklarla ilişkili gürültü iletim yollarının düzenlenmesi için aşağıdaki tasarım prosedürleri önerilebilir :

1. Kullanıma amacına ve yapısına göre her bir kritik bölge için HVAC sisteminin tasarım hedefleri belirlenir. Tablo 3.4'den istenen RC kriterleri seçilir çünkü ayrıntılı bir gürültü düzeyi kadar dengeli bir gürültü spektrumu da önemlidir.
2. Gürültüyü odaya direkt olarak yayan hava giriş ve çıkış menfezleri, difüzörler, hava terminalleri ve fan-coil üniteleri gibi sistemlere ek olarak istenen tasarım hedefini karşılayabilecek sistemler seçilir.
3. Hava dağıtım üniteleri gibi merkezi, kanallı veya çatı-üstü sistemler kullanılacaksa, gerekli yerlerde akustik özellikli kanal susturucuları ve yalıtımlı kanallar kullanarak, hava dönüşü, dağıtım ve egzost yollarıyla birlikte HVAC sistemi için bir öntasarım ve yerleşim planı yapılır.

4. Fandan başlayarak akustik değerlendirilmesi yapılacak olan hacim arasındaki, merkez fanlarla, terminal üniteleriyle (kullanılınca) ve kanal elemanlarıyla ilgili ses güç düzeyleri ve ses azaltım değerleri detaylı olarak hesaplanır ve hacimde karşılık gelen ses basınç düzeylerine çevrilir. Daha doğru ses basınç düzeyi sonuçları için hava akışı ve kanal susturucusu, menfez ve difüzör kaynaklı gürültüler içinde hesaplar yapılmalıdır. Hava dağıtım ve dönüş kanalları aynı şekilde incelenmelidir. Fanlar değerlendirilen hacme bitişikse veya üstündeyse gerçekleştirilecek kanal ses çıkışları araştırılmalı ve kontrol edilmelidir.
5. Mekanik sistem odası akustik açıdan değerlendirilen hacme bitişikse, mekanik sistem odası duvarı boyunca iletilen gürültü ile ilgili ses basınç düzeyleri belirlenir. İncelenmesi gereken mekanik sistemler, hava dağıtım üniteleri, havalandırma ve egzost fanları, soğutucular, pompalar, elektrik transformatörleri ve hava kompresörleri gibi ekipmanlardan oluşur. Ayrıca hava kanalları ve borular boyunca tüm sistemi çin titreşimi zolasyonu gereksinimleri de göz önüne alınmalıdır.
6. Mekanik sistem odası veya çatı-üstü iklimlendirme sistemiyle değerlendirilen hacim arasındaki tüm ses iletim yolları ile ilgili ses basınç düzeyleri logaritmik olarak toplanmalıdır.
7. İlgilenilen hacim için hesaplanan toplam ses basınç düzeyleri ile ilgili RC düzeyleri ve gürültü, homurtu, ısıklık tonlar ve algılanabilen titreşim gibi ses kalitesini karakterize edebilecek özellikler belirlenmelidir.
8. RC düzeyi tasarım hedefini aşıyorsa, aşılacak ses basınç düzeylerinin oktav bant frekansları ve bu frekanslarla ilişkili ses iletim yolları belirlenmeli ve bileşke ses düzeyleri algılanabilir düzeyde titreşim yapıyorsa hava doğuşumu ve strüktür doğuşumu gürültü kontrol edilmelidir.
9. Değerlendirilen hacimdeki, yüksek ses basınç seviyelerini oluşturan ses iletim yollarına yani hava kanallarına ek ses azaltım uygulayarak sistem yeniden tasarlanmalıdır. Bileşke gürültü düzeyleri hâlâ algılanabilir düzeyde bir titreşime sebep oluyorsa, iklimlendirme sistemi ve bina için eksiklikler giderilmiş olarak büyük çapta değişiklikler içeren yeni bir tasarımı yapılması gerekecektir.
10. İstenilen tasarım hedefine ulaşmaya kadar Adım 4 - Adım 9 tekrarlanmalıdır. Ana problemlerin bulunduğu yerler tasarımı veya uygulamayı gerçekleştiren

ekiple gözden geçirilmelidir. Genellikle problemler tanımlandıktan sonra bina yapısında ve sistem bileşenlerinde basit değişiklikler potansiyel problemleri ortadan kaldırabilir.

11. Analiz edilecek her hacim için Adım 3 – Adım 10 tekrarlanmalıdır.
12. Hava soğutmalı soğutucular ve soğutma kuleleri gibi dış hacim sistemlerinden yayılan gürültünün, bitişik binalara veya hacimlere zarar vermeyeceğinden, Adım 1'deki kriterlere veya yönetmeliklere ters düşmemelidir.

6 İSKİ İKİTELLİ KÜLTÜR MERKEZİNİN H V A C SİSTEMLERİNİN GÜRÜLTÜSÜ AÇISINDAN HESAP YÖNTEMLERİNE GÖRE İNCELENMESİ

Bu bölümde, 5. Bölümde yer alan H V A C sistemlerinin gürültüsünün hesaplanması için kullanılan çeşitli hesap yöntemleri İSKİ Kültür Merkezi'ndeki konferans salonuna uygulanacak ve sonuçlara göre karşılaştırılacaktır .

Uygulama konusu olarak konferans salonunun seçilmesiindeki en büyük etken, arka plan gürültü düzeylerinin konuşma ve müzik amaçlı kullanılan hacimlerde son derece önemli olmasıdır. Konferans salonunun iklimlendirilmesinde kullanılan H V A C sisteminden kaynaklanan arka plan gürültü düzeyleri istenen gürültü kriteri değerlerinde olmalıdır.

6.1 İSKİ İkitheli Kültür Merkezi Konferans Salonunun İklimlendirilmesinde Kullanılan H V A C Sistemi

Şekil 6.1'de tavan planı verilen konferans salonu, 24,76 mboyunda, 14,20 m eninde ve 5,65 m yüksekliğinde, 1772 m³ hacminde 259 kişilik konuşma ve müzik amaçlı kullanılan bir salondur.

Konferans salonunun iklimlendirilmesinde kullanılan H V A C sistemi, konferans salonunun bulunduğu binanın çatısında yer almaktadır. Klima santralinin soğutma kapasitesi 140 kW, besleme fanı olarak kullanılan öne eğik kanatlı radyal fanın debisi 17.000 m³/h ve basınç 200 Pa, emiş fanında ise 12.000 m³/h ve basınç 200 Pa değerlerindedir.

Klima santralinin besleme fanından çıkan hava yalıtımsız dikdörtgen kesitli saç metal hava kanalıyla Şekil 6.1 ve Şekil 6.2'de gösterildiği gibi konferans salonunun arka duvarına bitişik bir shaft içinden geçerek asma tavan boyunca ilerlerken difüzörler yardımıyla salona iletilmektedir. Dikdörtgen kesitli yalıtımsız metal hava kanalları dıştan ca myünü ile yalıtılmıştır.

Konferans salonunun dinleyici alanı ana hava kanalından yuvarlak köşeli dirseklerle ayrılan 3 branşın, sahne alanı ise 2 branşınla beslenmektedir. Dinleyici alanındaki her branşın kendi içinde 4 kola ayrılarak yalıtımlı esnek hava kanallarıyla dairesel kesitli difüzörlerle salonu iklimlendirmektedir. Dinleyici alanı 600 mm çapında 12 adet dairesel kesitli difüzörlerle, sahne alanı ise her bir branşındaki 12 adet 150 mm çapında dairesel kesitli difüzörlerle beslenmektedir.

Klima Santralinin emiş fanına bağlı emiş hava kanalı ise çatıda 2 branşına ayrıldıktan sonra yine aynı şekilde salonun arka duvarına bitişik farklı iki şafttan aşağıya inerek arka duvarda her bir branşında 6 adet kare kesitli menfeze bağlanmaktadır.

Dikdörtgen kesitli besleme ve emme ana hava kanallarının kesiti 850 mm x 650 mm'dir.

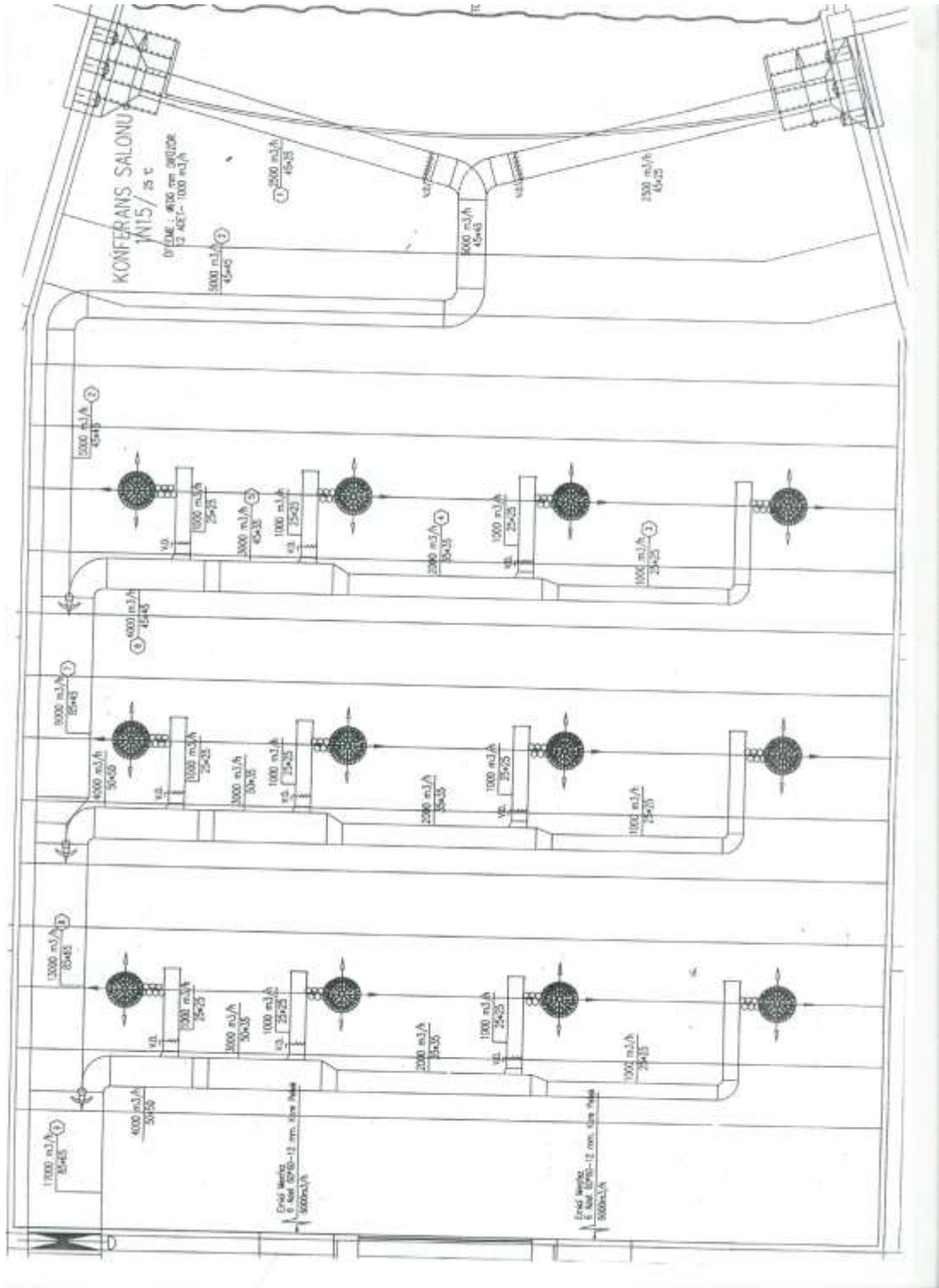
Dinleyici alanındaki 600 mm çapındaki difüzörlerde hava akış debisi 1000 m³/h sahnedeki difüzörlerdeki akış debisi ise 225 m³/h değerindedir.

6.2 İSKİ İkitelli Kültür Merkezi H V A C S i s t e m i n i n G ü r ü l t ü s ü n ü n Belirlenmesinde Kullanılan Gürültü Kriteri

İSKİ İkitelli Kültür Merkezi'ndeki konferans salonunun H V A C sisteminden kaynaklanan arka plan gürültüsünün belirlenmesinde kullanılacak gürültü kriteri, hacmin kullanıma hazır, etkisi ve sistem gürültüsünün sınıflandırılabilirliği özellikleri dikkate alınarak RC Mark II yöntemi seçilmiştir.

Tablo 4.4'de, çeşitli mekanlar için uygun HVAC kaynaklı arka plan gürültüsü ana tasarımkriterleri verilmektedir. Konferans salonları için RQ(N) 25-35 değeri olması gereken sınır değerdir.

Konferans salonunun arka plan gürültüsünün değerlendirilmesinde RQ(N) 35 kriteri kullanılacaktır



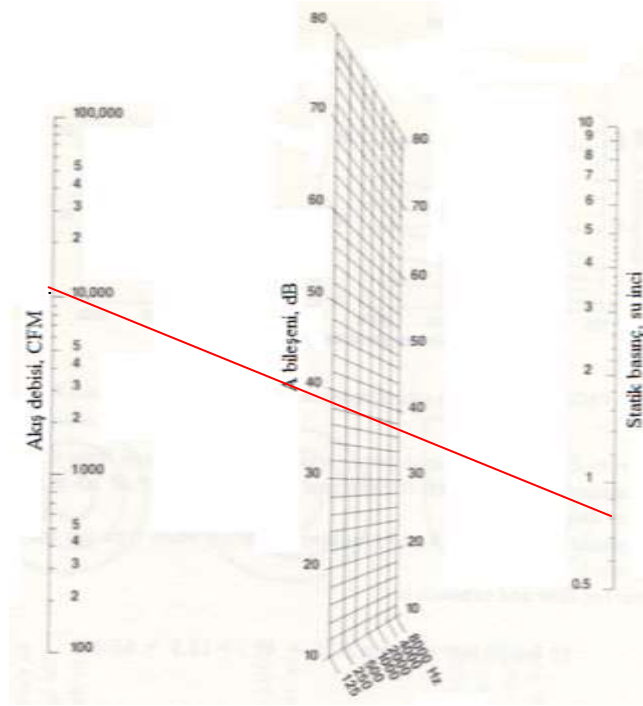
Şekil 6.1 İSKİ İkitelli Kültür Merkezi Konferans Salonunun H.V.A.C Sistemlerine ait Tavan Yerleşim Planı

6.3.1.1. 1970 ASHRAE Hesap Yöntemi

1970 Ashrae yöntemi ne göre öne eğik kanatlı radyal fanların ses güç düzeyini veren bağıntı;

$$L_w = A + B - C + T \quad (5.5)$$

Q ve P değeri için A bileşeni oktav bant merkez frekanslarda aşağıdaki gibi elde edilir.



Şekil 6.3 Denklem 5.5’de kullanılan A bileşeni, dB

	Oktav Bant Merkez Frekansı, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A bileşeni, dB	38	38	37	37	36	36	35

B bileşeni ise,

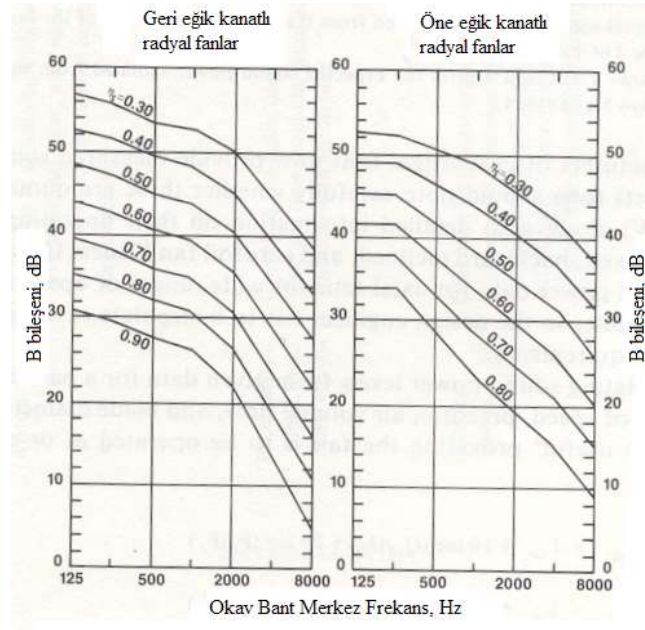
$$\eta_s = \frac{p \cdot Q}{6350hP} \quad (5.7)$$

olduğuna göre, değerler yerine yazılırsa,

$$\eta_s = \frac{0,8 \times 10700}{6350 \times 200} \approx 0,65 \text{ bulunur.}$$

Şekil 5.2’ e göre $\eta_s = 0,65$ için aşağıdaki gibi bulunur.

	Okt av Bant Merkez Frekansı, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
B bileşeni, dB	40	40	36	32	28	24	18



Şekil 5.2 Denklem 5.5’ de kullanılan B bileşeni (Crocker 1982)

C bileşeni,

$\Delta\eta = 0,15$ için Şekil 5.3’e göre aşağıdaki gibi bulunur.

	Okt av Bant Merkez Frekansı, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
C bileşeni, dB	2	3	4	6	6	8	9

$$f_{bp} = 125 \text{ Hz}$$

olarak bulunur. $T = 5 \text{ dB}$ değeri bu frekansa eklenerek fanın ses güç düzeyi tablo ile ifade edilebilir.

	Oktav Bant Merkez Frekansı, Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A bileşeni, dB	38	38	37	37	36	36	35
B bileşeni, dB	40	40	36	32	28	24	18
C bileşeni, dB	2	3	4	6	6	8	9
T bileşeni, dB	0	5	0	0	0	0	0
L_w , dB	76	80	69	63	58	52	44

6.3.1.2 1973 ASHRAE Hesap Yöntemi

1973 ASHRAE yöntemi ne göre fanların ses güç düzeyini veren bağıntı;

$$L_{w,1} = L_{w,0} + 10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} p_t \quad (5.8)$$

1. Tablo 2.1'den seçilen fan tipine göre oktav bant merkez frekanslardaki özgül ses gücü düzeyleri elde edilir.

FAN TİPİ	ÇARK BOYUTU	OKTAV BANT MERKEZ FREKANSLAR, Hz								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BFI
RADYAL FANLAR										
Öne eğik kanatlı	Hepsi	98	98	88	81	81	76	71	66	2

2. Ses güç düzeyleri mevcut çalışma koşullarındaki debiye, Q ve basınçta, p_t göre Denklem 5.8 yardımıyla ayarlanır.

	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{w,0}$	98	98	88	81	81	76	71
	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
$L_{w,1}$	91	91	81	74	74	69	64

3. Denklem 2.1'e göre fanın kanat frekansı hesaplanır, bu frekansa Tablo 2.1'den okunan BFI, kanat frekansı artırma değeri eklenir.

$$f_{bp} = \frac{nz}{60} \quad (2.1)$$

	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{w,0}$	98	98	88	81	81	76	71
	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
$L_{w,1}$	91	91	81	74	74	69	64
BFI	0	2	0	0	0	0	0
	91	93	81	74	74	69	64

4. Statik verim belirlenir.

$$\eta_s = \frac{p.Q}{P} \quad (5.9)$$

$\eta_s \approx 0,65$ için Tablo 5.1'e göre artış değeri yoktur.

Tablo 5.1 Çeşitli Fanlar için Statik Verim Düzeltme Değeri, dB (HARRIS 1991)

Profil kanatlı radyal, Kanatlı eksenel		Geri-eğik kanatlı radyal		Öne-eğik kanatlı radyal	
Verim %	Artış, dB	Verim %	Artış, dB	Verim %	Artış, dB
88-72	0	75-67	0	65-58	0
71-68	3	66-64	3	57-55	3
67-60	6	63-56	6	54-49	6
59-52	9	55-49	9	48-42	9
51-44	12	48-41	12	41-36	12

	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{w,0}$	98	98	88	81	81	76	71
	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
$L_{w,1}$	91	91	81	74	74	69	64
BFI	2	0	0	0	0	0	0
	93	91	81	74	74	69	64
Verim	0	0	0	0	0	0	0
	93	91	81	74	74	69	64

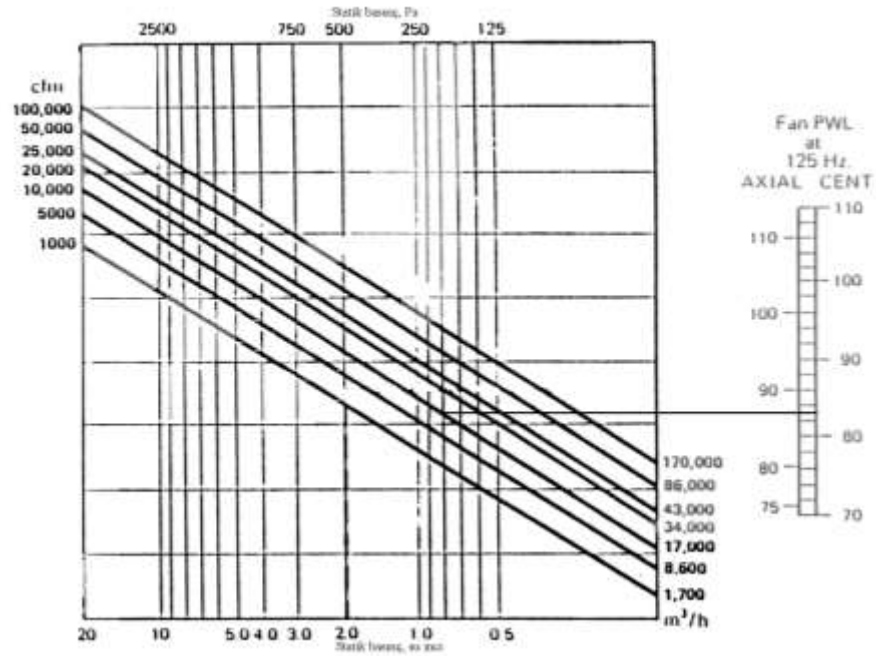
5. 1. Adım 2. Adım 3. Adım ve 4. Adım toplam fanı içinden ve dışından yayılan toplam ses gücü düzeyini verir. Sadece, içinden veya dışından yayılan ses düzeyini bulmak için her oktav bant merkez frekansındaki toplam ses gücü düzeyi değerlerinden 3 dB çıkartılmalıdır.

	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{w,0}$	98	98	88	81	81	76	71
	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
$L_{w,1}$	91	91	81	74	74	69	64
BF	2	0	0	0	0	0	0
	93	91	81	74	74	69	64
Veri m	0	0	0	0	0	0	0
	93	91	81	74	74	69	64
	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3
L_w	90	89	78	71	71	66	61

Konferans salonu için fandan kaynaklanan gürültü düzeyleri oktav bant merkez frekanslarda tablodaki değerlere ulaşır.

6.3.1.3 IQBAL- WILSON- THOMAS Hesap Yöntemi

Iqbal, Wilson ve Thomas tarafından geliştirilen diğer bir yönteme göre ise fanların ses güç düzeyi sırasıyla aşağıdaki histogram ve grafikler yardımıyla elde edilir.



Şekil 6.4 Fan Ses Güç Düzeyi tahmini için Histogram

Adım 1. 125 Hz oktav bant frekansı için fan gürültü düzeyi Şekil 6.4'deki histogramdan yararlanılarak 83 dB değeri elde edilebilir.

Adım 2. Elde edilen bu değere fanın veriminden kaynaklanan artırı ilave edilir. % 70 verimin üstündeki her %10 için +2 dB, altındaki her %10 için ise -2 dB düzeltme yapılır.

$\eta_s \approx 0,65$ olduğu için -2 dB düzeltme yapılır.

$f=125$ Hz için $83 \text{ dB} - 2 \text{ dB} = 81 \text{ dB}$

Tablo 5.2 Spektrum düzeltme faktörü, dB (Iqbal 1977)

	Oktav Band Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Eksenel fanlar	+1	0	+1	0	-1	-4	-9
Radyal fanlar	+2	0	-3	-4	-11	-16	-21

Adım 3. Histogramdan okunan değere verimden kaynaklanan ilave yapıldıktan sonra Tablo 5.2’de eksenel ve radyal fanlar için verilen spektrum düzeltme değerlerine göre fanın oktav bant merkez frekanslardaki gürültü düzeyleri hesaplanır.

	Oktav Bant Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
L_w , dB	83	81	78	77	70	65	60

6.3.1.4 Hesap Yöntemlerinin Karşılaştırılması

1970 ASHRAE, 1973 ASHRAE ve IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemleriyle hesaplanan fan ses gücü düzeyleri Tablo 6.1’de karşılaştırılmıştır. 3 yöntemin sonuçları sadece 250 Hz oktav bant frekansında çok yakın çıkmıştır. 1973 ASHRAE ve IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemleriyle yapılan hesaplarda 63 Hz , 125 Hz ve 500 Hz oktav bant merkez frekansları dışındaki frekanslarda çok yakın sonuçlara ulaşılmıştır. IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemiyle 500 Hz oktav bant frekansında diğer ASHRAE yöntemleri mukayese edildiğinde belirgin bir sapma göze çarpmaktadır. 1970 ASHRAE yönteminin eksiği HVAC kaynaklı gürültünün sınıflandırılmasında çok büyük önemi taşıyan alçak frekans içerme nesidir.

1973 ASHRAE yöntemi diğerlerine göre daha iyi sonuçlar vermektedir.

Tablo 6.1 Fan Ses Güç Düzeyini Hesaplayan Yöntemlerin Karşılaştırılması

	Oktav Bant Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
1970 ASHRAE		76	80	69	63	58	52
1973 ASHRAE	90	89	78	71	71	66	61
IQBAL	83	81	78	77	70	65	60

6.3.2 Alıcı Odasındaki Ses Basıncı Düzeyini Belirlenmesinde Kullanılan Hesap Yöntemleri Ve Karşılaştırılması

İSKİ İkitelli Kültür Merkezi'ndeki konferans salonunda H V. AC sistem bileşenlerinin ses azaltım ve alıcı odasındaki ses basıncı düzeyi değerleri ASHRAE ve IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemleri kullanılarak hesaplanacaktır.

6.3.2.1 ASHRAE Hesap Yöntemi

Besleme fanından kaynaklanan ses gücü düzeyi belirlendikten sonra, ana besleme hava kanalından başlamak üzere alıcı odaya kadar tüm kanal sistemi bileşenleri dikkate alınarak alıcıya iletilen gürültü düzeyi hesaplanır.

Fan ses gücü düzeyi yalıtımsız dikdörtgen kesitli hava kanallarında Tablo 3.1'de verilen birim uzunluk başına değerlere göre azaltıma uğrar. Kanal kesitlerine ve uzunluklarına değişen bu değerler Tablo 6.2'de yerine yazılır.

Yalıtımsız yuvarlak kanal dirseklerindeki ses azaltım dirsek genişliği esas alınarak Denklem 3.6'ya göre hesaplanır ve Tablo 3.8'den okunarak Tablo 6.2'de yerine yazılır.

$$f_w = f \times w \quad (3.6)$$

Daha sonra alıcı odası gürültü düzeltmeleri yine tablolardan okunarak yerlerine yazılır ve sonuç değerlere ulaşılır. Oktav bant merkez frekanslardaki değerler seçilen gürültü kriterine göre değerlendirilir.

Tablo 6.2 ASHRAE Hesap Yöntemine göre Gürültü Analizi

İSKİ İKİ TELİ KONFERANS SALONU H V A C DEĞERLANDİRMESİ		FREKANS, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
Famın ses güç düzeyi, L_w		90	89	78	71	71	66	61
85x65 Ana hava kanalı	3,5 m	-0,50	-0,35	-0,25	-0,07	-0,07	-0,07	-0,07
Yalıtımsız yuvarlak dirsek (w=85cm)	90°	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
85x65 Ana hava kanalı	8,0 m	-1,20	-0,80	-0,56	-0,16	-0,16	-0,16	-0,16
Yalıtımsız yuvarlak dirsek (w=85cm)	90°	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
85x65 Ana hava kanalı	2,0 m	-0,30	-0,20	-0,14	-0,04	-0,04	-0,04	-0,04
Yalıtımsız yuvarlak dirsek (w=85cm)	90°	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
85x65 Ana hava kanalı	2,5 m	-0,40	-0,25	-0,18	-0,05	-0,05	-0,05	-0,05
Yalıtımsız yuvarlak dirsek (w=50cm)	90°	0,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
50x50 Branşman	3,5 m	-0,90	-0,70	-0,35	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10
35x35 Branşman	3,0 m	-1,00	-0,60	-0,30	-0,20	-0,20	-0,20	-0,20
25x25 Branşman	2,5 m	-0,90	-0,50	-0,25	-0,15	-0,15	-0,15	-0,15
Yalıtımsız yuvarlak dirsek (w=25cm)	90°	0,00	0,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
25x25 Branşman	1,5 m	-0,50	-0,30	-0,15	-0,09	-0,09	-0,09	-0,09
Yalıtımsız esnek hava kanalı	0,25 m	-2,00	-3,00	-6,00	-8,00	-9,00	-9,00	-5,00
Dairesel difüzör kanal sonu	0,6 m	-9,00	-5,00	-2,00	-1,00	0,00	0,00	0,00
$L_{w(5)}$		70	73	63	56	56	51	50
Ashrae oda düzeltme faktörü, D		7	8	9	10	11	12	13
$L_p(5)$		63	65	54	46	45	39	37

6.3.2.2 IQBAL- WILSON- THOMAS Hesap Yöntemi

Besleme fanından kaynaklanan ses gücü düzeyi belirlendikten sonra, ana besleme hava kanalından başlamak üzere alıcı odasına kadar tüm kanal sistemi bileşenleri dikkate alınarak alıcıya iletilen gürültü düzeyi hesaplanır.

Fan ses güç düzeyi yalıtımsız dikdörtgen kesitli hava kanallarında Tablo 3.1’de verilen birim uzunluk başına değerlere göre azaltıma uğrar. Kanal kesitlerine ve uzunluklarına değişen bu değerler Tablo 6.2’de yerine yazılır.

Yalıtımsız yuvarlak kanal dirseklerindeki ses azaltım dirsek genişliği esas alınarak Denklem 3.6’ya göre her frekans için hesaplanır ve Tablo 3.8’den okunarak Tablo 6.3’de yerine yazılır.

$$f_w = f \times w \quad (3.6)$$

Kanal sisteminden kaynaklanan ses azaltım değerleri Tablo 6.3’e ayrı ayrı yazılarak toplam azaltım değeri hesaplanır. Daha önce hesaplanan fan ses gücü düzeyinden azaltım değerleri çıkartılır ve oktav bant merkez frekanslardaki bileşke ses gücü düzeyleri elde edilir.

Alıcı odası için reverberasyon düzeltmesini hesaplamak için sırasıyla Tablo 5.3’ten odaya ulaşan hava hacmi, Tablo 5.4’ten reverberasyon süresi ve Tablo 5.5’ten oda hacmi için düzeltme değerleri okunarak toplanır. Bileşke ses gücü düzeylerinden reverberasyon düzeltmesi çıkartılarak reverberant ses gücü düzeyleri hesaplanır.

Tablo 5.3’ten tek bir difüzörün akış debisi/fan debisi yüzdesi, Tablo 5.6’dan dinleyiciye uzaklık ve yönselliği için düzeltme değerleri toplanarak hesaplanan direkt ses basıncı düzeyi düzeltme değeri, bileşke ses gücü düzeyinden çıkartılarak direkt ses basıncı düzeyi bulunur.

Oktav bant merkez frekanslardaki reverberant ses gücü düzeyleriyle direkt ses basıncı düzeyleri logaritmik olarak toplanarak toplam ses basıncı düzeyi elde edilir.

Tablo 6 3 IQBAL- WILSON- THOMAS Yöntemine göre Gürültü Analizi

				FREKANS, Hz						
				63	125	250	500	1000	2000	4000
FAN SES GÜÇ DÜZEYİ (L _w)				90	89	78	71	71	66	61
Dırsek/ Kanal	Boyut (mm)	Boy/ Aç	Ölçüm							
Kanal	850x650	3,5 m	yalıtımsız	-0,50	-0,35	-0,25	-0,07	-0,07	-0,07	-0,07
Dırsek	850	90o	yalıtımsız	-1,00	-2,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
Kanal	850x650	8,0 m	yalıtımsız	-1,20	-0,80	-0,56	-0,16	-0,16	-0,16	-0,16
Dırsek	850	90o	yalıtımsız	-1,00	-2,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
Kanal	850x650	2,0 m	yalıtımsız	-0,30	-0,20	0,14	0,04	0,04	-0,04	-0,04
Dırsek	850	90o	yalıtımsız	-1,00	-2,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
Kanal	850x650	2,5 m	yalıtımsız	-0,40	-0,25	-0,18	-0,05	-0,05	-0,05	-0,05
Dırsek	500	90o	yalıtımsız	0,00	-1,00	-2,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
Branşman	500x500	3,5 m	yalıtımsız	-0,90	-0,70	-0,35	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10
Branşman	350x350	3,0 m	yalıtımsız	-1,00	-0,60	-0,30	-0,20	-0,20	-0,20	-0,20
Branşman	250x250	2,5 m	yalıtımsız	-0,90	-0,50	-0,25	-0,15	-0,15	-0,15	-0,15
Dırsek	250	90o	yalıtımsız	0,00	0,00	-1,00	-2,00	-3,00	-3,00	-3,00
Branşman	250x250	1,5 m	yalıtımsız	-0,50	-0,30	-0,15	-0,09	-0,09	-0,09	-0,09
Kanal	250	0,25 m	yalıtımlı	-2,00	-3,00	-6,00	-8,00	-9,00	-9,00	-5,00
Difüzör veya menfez alanı			0,3 m ²	-7,00	-3,00	-1,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TOPLAM AZALTI M				-17,70	-16,70	-20,90	-22,78	-24,78	-24,86	-20,86
FAN SES GÜCÜ- TOPLAM AZALTI M				72,30	72,30	57,10	48,22	46,22	41,14	40,14
Odaya ulaşan ses yüzdesi			100 %	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Oda hacmi			1772 m ³	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00	-18,00
Reverberasyon süresi			1,5 sn	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Odayı besleyen diğer fanlar için faktör				3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
Reverberasyon düzeltmesi				-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00
REVERBERANT SES BASINÇ DÜZEYİ				59	59	44	35	33	28	27
Çıkışa ulaşan sesin yüzdesi			5 %	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00	-13,00
Dinleyiciye uzaklık			3,0 m	-20,00	-20,00	-20,00	-20,00	-20,00	-20,00	-20,00
Yönsellik			3 yüzey	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
Odayı besleyen diğer fanlar için faktör				3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
Direkt ses basınç düzeyi düzeltmesi				-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
DİREKT SES BASINÇ DÜZEYİ				51	51	36	27	25	20	19
TOPLAM SES BASINÇ DÜZEYİ				60	60	45	36	34	29	28
GÜRÜLTÜ KRİTERİ			RC35(N)	55	50	45	40	35	30	25
DEĞERLENDİRME				5	10	0	-4	-1	-1	3

6.3.2.3 Hesap Yöntemlerinin Karşılaştırılması

1973 ASHRAE ve IQBAL- WILSON- THOMAS yöntemleriyle hesaplanan alıcı odasındaki ses basınç düzeyleri Tablo 6.4'te karşılaştırılmıştır. 63 Hz ve 125 Hz alçak frekans bantlarında sonuçlar yakın olarak gözükse de 3 dB ve 6 dB gibi farklar vardır. Diğer frekanslarda I QBAL- WILSON- THOMAS yöntemiyle yaklaşık 10 dB düzeyinde iyiler sonuçlara ulaşılmıştır. Bundan dolayı yöntemlerin sağlıklı mukayesesi ni yaparak belirli bir sonuca gitmek mümkün değildir.

I QBAL- WILSON- THOMAS yöntemiyle yapılan hesap sonucunda elde edilen farklı değerler alıcı odasının reverberasyon düzeltmesinden kaynaklanmaktadır ve bu uygulamaya için gerçek değildir.

1973 ASHRAE yöntemiyle yapılan hesaplama sonucunda ulaşılan daha doğru olarak kabul edilebilir.

Tablo 6.4 Alıcı Odasındaki Ses Basınç Düzeyinin Hesaplanmasında Kullanılan Yöntemlerin Karşılaştırılması

	Oktav Bant Merkez Frekansı, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
1973 ASHRAE	63	65	54	46	45	39	37
I QBAL	60	60	45	36	34	29	28

6.4 Alıcı Odası İçin Hesaplanan Ses Basınç Düzeyi İle Gürültü Kriterinin Karşılaştırılması

İSKİ İkitelli Kültür Merkezi'ndeki konferans salonunun H V A C sisteminden kaynaklanan arka plan gürültüsünün belirlenmesi için seçilen RC 35 (N) kriterine göre (N) nötr sesi ifade eder ve kalite değerlendirme indeksi, $QAI \leq 5 \text{ dB}$ dir.

ASHRAE hesap yöntemiyle elde edilen ses basınç düzeyi değerleri RC 35 (N) kriterine göre Tablo 6.5 yardımıyla değerlendirilir.

Tablo 6.5 Konferans Salonunun RC MarkII Sınıflandırması

	Frekans, Hz								
	16	31	63	125	250	500	1000	2000	4000
Ses bası nç düzeyi	67	65	63	65	54	46	45	39	37
500-2000 Hz arit. Ort.						43			
RC35 kont ü rü	60	60	55	50	45	40	35	30	25
Düzey- RC kont ü rü	7	5	8	15	9	6	10	9	12
	LF			MF			HF		
Spektral sap malar	7			10			10		
Kalite De ğ erlendir me İ ndeksi, QAI	9								
RC MarkII sınıflandır ması	RC43 (MF, HF)								

Konferans salonunun 500, 1000 ve 2000 Hz oktav bantlarındaki ses basınç düzeylerinin aritmetik ortalaması alınarak RC 43 eğrisi belirlenir.

Kalite değerlendirme indeksi, QAI, ise her üç frekans aralığında (LF, MF ve HF) konferans salonu için hesaplanan ses basınç düzeyi değerlerinin olması gereken RC 35 kriterinden sapmalarının aritmetik ortalamasıdır. Alçak frekans aralığında (LF) 7 dB orta frekans aralığında (MF) 10 dB ve yüksek frekans aralığında (HF) 10 dB sapmaların aritmetik ortalaması 9 dB olarak bulunmuştur.

QAI >5dB olduğu için RC sınıflandırmasının ses kalitesi tanımlayıcısı en büyük pozitif değeri alan sapma faktörünün frekans aralığının göstergesi olan MF ve HF dir. MF harfi orta frekanslı gürültüde, HF ise yüksek frekanslı ısıklık sesini ifade eder.

Konferans salonunda H.V.A.C kaynaklı arka plan gürültüsü RC MarkII gürültü kriterine göre RC43(MF, HF) şeklinde değerlendirilmiştir ve olması gereken RC35(N) gürültü kriterini sağlamaktadır.

7. SONUÇLAR

Bu tez çalışması kapsamında, H V A C, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinin gürültüsü açısından incelenen İSKİ İkitelli Kültür Merkezi'ndeki konferans salonuna ait hesap yöntemleriyle elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir;

Hesaplamalar sonucunda yapılan performans değerlendirilmesinde konferans salonunda H V A C kaynaklı arka plan gürültüsünün olması gereken gürültü kriter değerini sağlamadığı ve sübjektif değerlendirilmesinde gürültünün orta ve yüksek frekanslarda etkili olduğu görülmüştür.

Konferans salonunda yalıtımsız hava kanalları kullanılmıştır ve asma tavan boşluklarında herhangi bir plenum veya susturucu bulunmamaktadır. Hava akışı kaynaklı kanal gürültüsünün kanal ci darlarından asma tavan boşluğuna ve daha sonrasında salona yayılmasını önlemek amacıyla hava kanallarının dış duvarları cam yünü ile sarılmıştır. Yapılan bu uygulama ile bu gürültü kontrol altına alınmış fakat hava kanalları boyunca gürültü azaltımı gerçekleştirilemediğinden difüzörlerde orta ve yüksek frekanslarda gürültü kriteri düzeylerinden oldukça yüksek gürültü değerlerine ulaşılmıştır. Konferans salonları için istenmeyen bu tür arka plan gürültüleri gürültüden ve ısı ve ses olarak dinleyiciler tarafından algılanacağından hacmin kullanıma yönelik engeller oluşturur ve konuşma- müzik amaçlı salonların akustiklerini olumsuz olarak etkiler.

KAYNAKLAR

AMCA 300 Reverberant Room Method for Sound Testing of Fans

ANDO Yoichi, 1998. Architectural Acoustics, Springer Verlag New York

ARI 575, 1994. Method of Measuring Machinery Sound within an Equipment Space

ARI 300, 1988. Rating the Sound Level and Transmission Loss of Packaged Terminal Equipment

ASHRAE Handbook, HVAC Applications, 1999. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, Chapter 46

ASHRAE Handbook, HVAC Applications, 1995. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, Chapter 43

ASHRAE Handbook, 1993. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, Chapter 37

ASHRAE Handbook, 1987. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, Chapter 52

BERANEK L L, 1960. Noise Reduction, McGraw-Hill, New York

BERANEK L L, 1971. Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, New York

BERANEK L L, 1989. Balanced Noise Criterion (NCB) Curves, J. Acoustic Soc. Of America, (86):650-54

BERLINER Paul, 1976. Klimatechnik, Vogel-Verlag Würzburg

BLAZIER WE, 1981a, Revised Noise Criteria for Design and Rating of HVAC Systems, ASHRAE Transactions 87(1)

BLAZIER WE, 1981b, Revised Noise Criteria for Application in the Acoustical Design and Rating of HVAC Systems, Noise Control Eng., 16: 64-73

CAVANAUGH W J. and **WALKES**, J. A, 1999. Architectural Acoustics, John Wiley & Sons, New York

CROCKER Malcolm J., 1982. Noise and Noise Control, CRC Press, Florida

CUMMINGS, A, 1983. Acoustic Noise Transmission through the Walls of Air-Conditioning Ducts, Department of Mechanical Aerospace Engineering University of Missouri-Rolla

CUMMINGS, A, 1985. Acoustic Noise Transmission through Duct Walls, ASHRAE Transactions 91

EBBING C E and **Blazier**, WE, 1992. HVAC Low Frequency Noise in Buildings, Proc. INTER-NOISE 92(2): 767-770

EGAN M D, 1988. Architectural Acoustics, McGraw-Hill, New York

- ESPERANCE**, Andre L., 1998. Active Noise Control in Large Circular Duct using an error Sensors Plane, *Applied Acoustics* 57: 357-374
- GRAHAM** J. B., 1972. How to estimate fan noise, *Sound and Vibration* 5, 24
- HARRIS**, Cyril M., 1991. *Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control*, McGraw-Hill, New York
- IQBAL**, M A., 1977. *The Control of Noise in Ventilation Systems*, E & F. NSPON London
- KEITH** Reginald H., 2001. *Acoustical Duct Design for HVAC Duct Systems*, T. Tesisat Mühendisleri Derneği, İstanbul
- KÖRTING** Werner, 1962. *Das Wesen und die Berechnung der Heizung- und Lüftungsanlagen*, Göschen Verlag Berlin
- LENZ** Hubert, 1977. *Heizung Klima Lüftung* Verlagsanstalt, Berlin
- LILLY**, J., 1987. Break-out in HVAC Duct Systems, *Sound & Vibration*
- LIPD** Walter, 2002. Noise Control in Ventilation Installation, *Tesisat Dergisi* 84: 136-145
- MAK** C. M., 2001. Development of a Prediction Method for flow-generated Noise produced by Duct Elements in Ventilation Systems, Hong Kong
- MEHTA** Madan, Johnson J., Rocafort J., 1999. *Architectural Acoustics*, Prentice-Hall, New Jersey, 189-206
- MHVE** Woods R.I., 1976. *Noise Control in Mechanical Services*, E & F. NSPON London
- REINDERS**, H., 1969. *Mensch und Klima*, VDI-Verlag Düsseldorf
- REYNOLDS**, D Dand Bledsoe, J. M., 1989. Sound Attenuation of acoustically lined circular ducts and radiused elbows, *ASHRAE Transactions* 95
- SCHAFFER** ME., 1991. *A practical guide to noise and vibration control for HVAC systems*, ASHRAE, Atlanta
- SMACNA**, 1990. *HVAC systems duct design*, 3rd Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association, Venna
- THUMANN** Albert and Miller, Richard K., 1976. *Secrets of Noise Control*, Fairmont Press, Atlanta
- [http:// www.fannoise2003.org](http://www.fannoise2003.org)
- [http:// www.ashraejournal.org](http://www.ashraejournal.org)
- [http:// www.ssaacoustics.com/hvac.html](http://www.ssaacoustics.com/hvac.html)