İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKSENEL BİR FANIN SAYISAL GÜRÜLTÜ MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE FAN KAPAĞI BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsmail KONUR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKSENEL BİR FANIN SAYISAL GÜRÜLTÜ MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE FAN KAPAĞI BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsmail KONUR
503171407

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vahit MERMERTAŞ

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171407 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi İsmail KONUR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "EKSENEL BİR FANIN SAYISAL GÜRÜLTÜ MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE FAN KAPAĞI BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Vahit MERMERTAŞ** ……...
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Erdinç ALTUĞ** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ .....
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 14 Temmuz 2020

ÖNSÖZ

Öncelikle tez çalışmam süresince tecrüberiyle beni yönlendiren, sıcak yaklaşımıyla her zaman yanımda olan tez danışmanım Prof. Dr. Vahit Mermertaş hocama teşekkür ediyorum.

Desteklerinden ötürü yöneticim Necati Bilgin başta olmak üzere her türlü sorularımı sabırla yanıtlayan, tecrübeleriyle beni yönlendiren iş arkadaşlarım Gürcan Durmaz ve Gökhan Bozkula'ya teşekkür ediyorum.

Deneysel çalışmalar kapsamında laboratuvar ekipman ve değerli zamanlarını ayıran OTAM bünyesindeki tüm çalışanlara teşekkür ediyorum.

Son olarak hayatımda en önemli yere sahip olan aileme ve arkadaşım Nazlıcan Örnek'e sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Haziran 2020

İsmail Konur
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
SEMBOLLER ..... **xi**
TABLO LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Literatür Araştırması 3
1.3 Fanlar 8
1.3.1 Fan tipleri 11
1.3.1.1 Santrifüj fanlar 11
1.3.1.2 Eksenel fanlar 11
1.3.2 Fan kanunları 14
1.3.3 Fan performans eğrisi 15
1.3.4 Sistem eğrisi 17
1.3.5 Fanlarda gürültü 17
2. TEORİ **19**
2.1 Akışkanlar Dinamiği Teorisi 19
2.1.1 Temel denklemler 20
2.1.1.1 Navier stokes denklemleri 20
2.1.2 Türbülanslı akış ve türbülans modelleri 21
2.1.2.1 Doğrudan sayısal çözüm (dns) 24
2.1.2.2 Reynold ortalaması alınmış navier stokes denklemleri (rans) 24
2.1.2.3 Büyük girdap simülasyonu (les) 28
2.2 Akış Akustiği Teorisi ve Hesaplamalı Aeroakustik Yaklaşımı (Caa) Metotları 30
2.2.1 Doğrudan metot 30
2.2.2 Hibrit metot 31
2.2.2.1 Lighthill akustik analojisi 31
2.2.2.2 Ffowcs-Williams and Hawkings (fw-h) akustik analojisi 33
2.2.3 Akustik kaynak yayılımı 34
2.2.3.1 Tek kutuplu akustik yayılım 34
2.2.3.2 Çift kutuplu akustik yayılım 35
2.2.3.3 Dört kutuplu akustik yayılım 36
2.3 Temel Ses Teorisi 37
2.3.1 Ses dalgalarının özellikleri 38
2.3.2 Ses gücü düzeyi 39

2.3.3 Ses basınç düzeyi 40
2.3.4 Frekans analizi 40
2.3.5 Oktav bantları 42
2.3.6 Gürültü düzeyi ve ağırlıklandırma 43
2.3.7 Sesin yayılması 45
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR 49
3.1 Problem Tanımı 50
3.2 Ön Hazırlık 50
3.3 Çözücü Ayarları 55
3.4 Sayısal Analiz Sonuçları 59
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR 67
4.1 Test Ölçüm Odası 67
4.2 Test Düzeneği 67
4.3 Veri Toplama ve Analizör Ayarlamaları 69
4.4 Ölçüm Sonuçları 70
5. SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI 73
6. FAN KAPAĞI ÜZERİNDEKİ BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ 77
6.1 Sayısal Çalışmalar 78
6.2 Deneysel Çalışmalar 78
7. ÖZET VE SONUÇLARIN YORUMLANMASI 83
7.1 Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler 84
KAYNAKLAR 87
ÖZGEÇMİŞ 91

KISALTMALAR

URANS	: Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes
SST	: Shear Stress Transport
FW-H	: Ffowcs Williams Hawkings
LES	: Large Eddy Simulation
DNS	: Direct Numerical Solution
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CAA	: Computional Aeroacoustic Analysis
BEM	: Boundary Element Method
RNG	: Renormalization Group
RMS	: Root Mean Square

SEMBOLLER

$\boldsymbol{Q}$	: Hava debisi
$\boldsymbol{N}$	: Fan devir sayısı
$\boldsymbol{P}$	: Toplam statik basınç
$\boldsymbol{Hp}$	: Fan gücü
M	: Mach sayısı
$\boldsymbol{c}$	: Ses yayılma hızı
m	: Kütle
$\boldsymbol{V}$	: Hacim
$\boldsymbol{p}$	: Basınç
$\boldsymbol{\rho}$	: Yoğunluk
$\boldsymbol{v}$	: Akışkanın hızı
$\boldsymbol{f}$	: Yerçekimi
$\boldsymbol{\tau}$	: Viskoz gerilme
h	: Entalpi
$\boldsymbol{Q}$	: Isı transferi
$\boldsymbol{L}$	: Uzunluk ölçeği
$\boldsymbol{\nu}$	: Kinematik viskozite
$\boldsymbol{l_0}$	: Büyük girdap boyutu
$\boldsymbol{u_o}$	: Büyük girdap hızı
$\boldsymbol{\tau_0}$	: Büyük girdap zaman ölçeği
$\boldsymbol{u_\eta}$	: Kolmogorov hız ölçeği
$\boldsymbol{\eta}$	: Kolmogorov uzunluk ölçeği
$\boldsymbol{\tau_\eta}$	: Kolmogorov zaman ölçeği
ε	: Türbülans kinetik enerji yayılımı oranı
ν	: Kinematik viskozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
$\boldsymbol{k}$	: Türbülans kinetik enerjisi
ω	: Spesifik türbülans sönümlenme oranı
T	: Sıcaklık

$\boldsymbol{p}$: Basınç

$\boldsymbol{\tau_{ij}}$: Alt ölçek türbülans kayma gerilimleri

$\boldsymbol{L_s}$: Alt ölçek için karışım boyutu

$\boldsymbol{\tau_{kk}}$: Alt ölçek gerilmesi

$\boldsymbol{K_a}$: von Karman sabiti

$\boldsymbol{C_s}$: Smagorinski sabiti

$\boldsymbol{T_{ij}}$: Dört kutuplu akustik terim

$\boldsymbol{\theta}$: Açısal konum

t : Zaman

$\boldsymbol{k_\lambda}$: Dalga sayısı

$\boldsymbol{\lambda}$: Dalga boyu

$\boldsymbol{Lw}$: Ses gücü düzeyi

$\boldsymbol{Lp}$: Ses basınç düzeyi

R : Oda sabiti

$\boldsymbol{\overline{\alpha}}$: Oda ortalama ses yutma katsayısı

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1 : 1/3 oktav frekans değerleri [Hz]. 43
Tablo 2 : 1/3 oktav A ağırlıklı filtre değerleri. 45
Tablo 3 : Ağ örgüsü eleman sayıları. 53
Tablo 4 : Zaman adımı ve toplam süre. 58
Tablo 5 : Numune 1 ve 2 için kütlesel debi değerleri [kg/s]. 78

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Fan kanadı ve fan silindiri uç boşluğu. 9
Şekil 1.2 Fan kanadı üzerindeki akış girdapları[24]. 10
Şekil 1.3 Hava emiş bölgesi farklı dizayn örnekleri[24]. 10
Şekil 1.4 Santrifüj fan hava emme ve basma yönü gösterimi. 11
Şekil 1.5 Santrifüj fan kanat yapıları. a)öne eğik b)radyal c)geriye eğik. 11
Şekil 1.6 Eksenel fan hava emme ve basma yönü gösterimi. 12
Şekil 1.7 Pervane tipi eksenel fan a) doğrudan bağlantı b) kayış kasnak bağlantısı. 12
Şekil 1.8 Silindir kanal tipi eksenel fan. 13
Şekil 1.9 Klavuz kanatlı silindir tipi eksenel fan. 13
Şekil 1.10 Silindir tip eksenel fan ve klavuz kanatlı eksenel fan farkı gösterimi[25]. 14
Şekil 1.11 Eksenel fan performans eğrisi üzerinde kararlı ve karasız çalışma bölgeleri. 15
Şekil 1.12 Çalışma noktası konumuna bağlı kanat üzerindeki eksenel hız profili değişimi[27]. 16
Şekil 1.13 Fan performas eğrisi üzerinde kararsız bölge gösterimi. 16
Şekil 1.14 a) Sistem eğrisi b) Fan performans eğrisi c) Çalışma noktaları. 17
Şekil 1.15 Tez kapsamında ilgilenilen eksenel fanın endüstriyel uygulamadaki montajı için kullanılan sönümleyici plastik parçalar. 18
Şekil 2.1 Düzenli, geçiş ve türbülanslı akış profilleri. 22
Şekil 2.2 Zaman ortalaması alınmış hız grafiği[29]. 24
Şekil 2.3 Türbülanslı akış hareketinin gösterimi ve çözüm yöntemine göre kıyaslanması[36]. 28
Şekil 2.4 Büyük girdap simülasyonu çözülen ve modellenen girdap büyüklükleri. . 29
Şekil 2.5 Hibrit metot[36]. 31
Şekil 2.6 Tek kutuplu (monopole) akustik yayılım. 35
Şekil 2.7 Çift kutuplu (dipole) akustik yayılım. 36
Şekil 2.8 Yanal dört kutuplu (lateral quadrupole) akustik yayılım. 36
Şekil 2.9 Doğrusal dört kutuplu (linear quadrupole) akustik yayılım. 37
Şekil 2.10 Hava moleküllerinin hareketi. 38
Şekil 2.11 Harmonik bir ses dalgasının oluşturduğu ses basıncının zamana bağlı değişimi. 38
Şekil 2.12 Harmonik bir ses dalgasının oluşturduğu ses basıncının kaynaktan olan mesafesine bağlı değişimi. 39
Şekil 2.13 Zamana bağlı sinyallerin örnek frekans dağılımı gösterimi 41
Şekil 2.14 Duyulabilir bölge[39]. 42
Şekil 2.15 Eş yükseklik eğrileri. 44
Şekil 2.16 Ağırlıklandırma eğrileri. 45
Şekil 2.17 Ses yayılımı gösterimi. 46
Şekil 2.18 Ses yayılımı detaylı gösterimi. 46

Şekil 3.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri akış şeması..... 49
Şekil 3.2 Oluşturulan hacimlerin program üzerindeki üç boyutlu gösterimi..... 50
Şekil 3.3 a) ön görünüş b) arka görünüş c) izometrik görünüş d) dönen hava hacmi 51
Şekil 3.4 Fan dış çerçevesi ve dönen hacim..... 52
Şekil 3.5 Ağ örgüsü eleman tipleri..... 52
Şekil 3.6 Dönen hacim için oluşturulmuş ağ örgüsü yapısı..... 54
Şekil 3.7 Dönen hacim ve iç hava hacmi arasındaki arayüz..... 54
Şekil 3.8 İç hava hacmi ve dış hava hacmi arasındaki arayüz..... 55
Şekil 3.9 Basınç tabanlı ayrık ve bağlaşık algoritmaları..... 56
Şekil 3.10 Değerlerin hesaplandığı ve interpolasyon yapıldığı noktalar..... 57
Şekil 3.11 Mikrofon konumları..... 58
Şekil 3.12 HAD analizleri kapsamında yapılan çalışmalar..... 59
Şekil 3.13 Fan çıkışından okunan kütlesel debi değeri..... 60
Şekil 3.14 Fan emiş bölgesindeki basınç dağılımı..... 61
Şekil 3.15 Fan basma bölgesindeki basınç dağılımı..... 61
Şekil 3.16 Fan emiş bölgesindeki hız dağılımı..... 62
Şekil 3.17 Fan basma bölgesindeki hız dağılımı..... 62
Şekil 3.18 YZ düzlemi..... 63
Şekil 3.19 YZ düzleminde oluşturulmuş basınç dağılımı..... 63
Şekil 3.20 YZ düzleminde oluşturulmuş hız dağılımı..... 64
Şekil 3.21 Mikrofon 1 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi..... 64
Şekil 3.22 Mikrofon 2 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi..... 65
Şekil 3.23 Mikrofon 3 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi..... 65
Şekil 4.1 7 kanatlı eksenel fan..... 67
Şekil 4.2 Test düzeneği genel görünümü..... 68
Şekil 4.3 Mikrofon 1 ile ölçülen ses basınç seviyesi..... 70
Şekil 4.4 Mikrofon 2 ile ölçülen ses basınç seviyesi..... 70
Şekil 4.5 Mikrofon 3 ile ölçülen ses basınç seviyesi..... 70
Şekil 5.1 Mikrofon 1 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması..... 73
Şekil 5.2 Mikrofon 2 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması..... 74
Şekil 5.3 Mikrofon 3 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması..... 75
Şekil 6.1 Oval kesikli boşluk geometrisine sahip fan kapağı (Numune 1)..... 77
Şekil 6.2 Dikdörtgen kesikli boşluk geometrisine sahip fan kapağı (Numune 2)..... 77
Şekil 6.3 Çınlama odası ortam gürültüsü..... 79
Şekil 6.4 Mikrofon kalibratörü..... 79
Şekil 6.5 Referans ses kaynağı ile kalibrasyon..... 80
Şekil 6.6 Fan kapağı yokken ses gücü düzeyi ölçümleri..... 80
Şekil 6.7 Numune 1 takılı durumda ses gücü düzeyi ölçümleri..... 81
Şekil 6.8 Numune 2 takılı durumda ses gücü düzeyi ölçümleri..... 81
Şekil 6.9 Numune 1 ve 2 ses gücü düzeyi karşılaştırması..... 82

EKSENEL BİR FANIN SAYISAL GÜRÜLTÜ MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE FAN KAPAĞI BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışma kapsamında soğutucu cihazlarda kullanılan eksenel bir fanın hava kaynaklı yarattığı gürültü incelenmiş olup sayısal bir gürültü modeli oluşturulmuş ve endüstriyel uygulamalarda kullanıcı güvenliği açısından üzerine takılan fan kapağının boşluk geometrisinin ses seviyesi üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

Birinci bölümde önceki yıllarda yapılmış çalışmalar araştırılarak literatür taraması kapsamında yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Literatür taraması kapsamında özetlenen çalışmalar fan gürültüsü, fan gürültü oluşum mekanizması, endüstriyel ürünlerde fan gürültüsü, hava kaynaklı sayısal gürültü modellemesi, fan gürültüsü ölçüm metodları gibi konuları içermektedir.

İkinci bölümde fanlar tanıtılmış, radyal ve eksenel fan olmak üzere fan tiplerinden bahsedilmiştir. Radyal ve eksenel fanların farkları üzerine bilgiler verilip fan verimini etkileyen tasarım özellikleri, fan performans eğrileri, fan kanunları, fan gürültüsü gibi konulara değinilmiştir.

Sayısal çalışmalar kapsamında öncelikle dönen hava hacmi, iç hava hacmi ve dış hava hacmi olmak üzere 3 adet geometri oluşturulmuştur. Oluşturulan bu geometriler tetrahedral ağ örgüsü elemanları ile sonlu hacimlere ayrılmıştır. Ağ örgüsü eleman boyutları olarak her bir geometri için farklı boyutlar girilmiş olup hassas çözüm gerekli olan bölgelerde ince eleman yapısı oluşturulmuştur. Akışkanlar dinamiği analizleri kapsamında ilk olarak sst k-w türbülans modeli kullanılarak zamana bağlı olmayan akışkanlar dinamiği analizi gerçekleştirilmiştir. İlgilenilen fanın deneysel veriler sonucu elde edilen bastığı debi değerine eş değer olacak hava debisi değerine ulaşıldığından analiz düzenli rejime geldiği kabulü yapılarak analiz sonlandırılmıştır. Bu analiz sonuçları başlangıç koşulu alınarak ikinci aşamada les türbülans modeli kullanılarak zamana bağlı akışkanlar dinamiği analizi çözdürülmüştür. Akışkanlar dinamiği analizi sonuçlarında fan emiş bölgesinde negatif basınç değerleri görülmüş ve fanın güçlü bir basma yaptığı görülmüştür. Hız değerleri ise kanat uçlarında maksimum değerini almaktadır.

Hesaplamalı hava kaynaklı gürültü analizi kapsamında bir önceki aşamada tamamlanan akışkanlar dinamiği analizi düzenli rejime ulaşıldıktan sonra Fw-h akustik modeli kullanılarak hesaplamalı hava kaynaklı gürültü hesaplaması yapılmış, belirlenen 3 adet mikrofon konumundan ses basınç verileri hesaplanmıştır. Yapılan sayısal analizlerde zaman adımı olarak fanın her bir derecelik dönüş hareketi için geçen zaman alınmış olup, fan toplam 4 tur döndürülerek analizler tamamlanmıştır. Elde edilen tüm mikrofon konumlarındaki sonuçlarda ses seviyesi kanat geçiş frekansında maksimum değerini almış, kanat geçiş frekansının harmoniklerinde ise

yerel olarak maksimum değerler aldığı görülmüştür. 2000 Hz'den yüksek frekans değerlerinde ise ses seviyeleri oldukça düşük değerlerdedir.

Sayısal model ile elde edilen veriler deneysel verilerle kıyaslanması amacıyla yarı yansımasız odada ses basınç seviyesi ölçümleri yapılmıştır. Deneysel çalışmalar sonunda eksenel fanın yarattığı gürültü frekans dağılımı olarak 100 – 2000 Hz aralığında dağılım gösterdiği gözlemlendiği için sayısal ve deneysel sonuçlar bu aralıkta karşılaştırılmıştır. Kanat geçiş frekansı baskın olmak üzere ve harmoniklerinde baskın pikler oluşmaktadır. Sayısal ve deneysel veriler bu frekans aralığında karşılaştırılmış ve özellikle kanat geçiş frekanslarında oldukça iyi bir uyum sağlanmıştır. Sayısal hesaplamalar sonucu elde edilen ses seviyesi değerleri deneysel sonuçlara göre dalgalanmalar içermektedir.

Çalışmanın ikinci aşamasında fan üzerine güvenlik amacıyla takılan ve üzerinde hava geçişinin sağlandığı boşluklar bulunan fan kapağı numuneleri test edilmiştir. Fan kapağı numuneleri endüstriyel ürüne özel tasarım kriterlerine uygun olarak tasarlanmıştır. Her iki numune için de fan kapağındaki boşluklardan parmak giremeyecek kalınlıkta olmasına özen gösterilmiştir. İki numunede bulunan boşlukların alanı her iki numune için de sabit tutulmuştur. Çalışma kapsamında oluşturulan fan kapağı numuneleri oval ve dikdörtgen şekilli olmak üzere iki farklı boşluk geometrisi şeklindedir. Öncelikle fan kapağından karşı tarafa basılan hava debisi incelenmiş daha sonrasında ise çınlama odasında ses seviyesi ölçümleri yapılmıştır. Endüstriyel uygulamaya yönelik yapılan bu testlerde elde edilen sonuçlara insan kulağının algılama biçimini yansıtan A ağırlıklı filtre uygulanarak ses gücü düzeyi verileri üzerinden 1/3 oktav frekans bandı merkez frekanslarında karşılaştırma yapılıp optimum fan kapağı numunesi belirlenmiştir. Yapılan kıyaslamalar sonucunda dikdörtgen şeklindeki boşluklara sahip fan kapağı numunesi oval kesikli fan kapağına göre basılan hava debisinin karşı tarafa aktarılmasına daha büyük oranda izin verdiği gözlemlenmiş olup, tüm merkez frekanslarda daha az ses gücü düzeyine sahip olduğu görülmüştür.

Tez çalışmasının son aşamasında gelecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur. Deneysel çalışmalar sonucu doğrulanan sayısal modele fan kapağı numunesi entegre edilerek fan kapağının ses seviyesine etkisi sayısal ortamda incelenip farklı fan kapağı boşluk geometrileri oluşturularak numune üretimine gerek kalmadan optimum fan seçimi yapılabilir.

NUMERICAL NOISE MODELLING OF AXIAL FAN AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECT OF FAN COVER GAP GEOMETRY ON SOUND RADIATION

SUMMARY

In this study the airborne noise of an axial fan that used in cooling appliances was examined and a numerical noise model was created, effect of the gap geometry of fan cover mounted on axial fan for user safety in industrial applications was examined experimentally.

In first section the studies in previous years were researched and the studies carried out within the scope of the literature review are summarized. The studies summarized within the scope of the literature review include topics such as fan noise, fan noise generation mechanism, industrial fan noise, numerical airborne noise modelling, fan noise measurement methods, special noise measurement rooms.

According to literature review section axial fan noise is generally tonal noise and radiates as a source of dipole sound propogation. Monopole source radiates equally to all direction and it generates by displacement of the fluid due to moving the surface. Monopole sound source also called blade thickness noise. Dipole source does not radiate to all direction equally, consist of two monopoles that are opposite phase. Dipole source generates by fluctuation of forces created by airflow on the blade. Quadripole source consists of two dipole sources opposite phase. It generates by turbulent flow. If flow is subsonic and blade thickness very small, monopole and quadripole source are neglegible. Dipole source is dominant.

In the literature review, the studies that investigate of effects of fan cover on fan noise have been found. According to these studies, it was observed that rectangular and honeycomb patterned fan covers create less noise than circular patterned fan cover gap geometry.

In the second chapter fans are introduced and radial and axial fan types are mentioned. Information about differences between radial and axial fans is given and design features that effect on fan efficiency, fan performance curve, fan laws, fan noise and fan noise generation mechanism are mentioned. The interested fan has seven blades and axial flow. During the experiment the fan speed is 2500 rpm. In application this fan is responsible to transfer the cool air from the evaporator to compartment that has customer products.

In numerical studies, three geometries were created as rotating body, internal air volume and enclosure. These created geometries divided into finite volumes with tetrahedral mesh elements. Different mesh element size entered for each geometry. Fine mesh created where needs sensitive solution.

According to related documents and previous studies, les turbulent model gives better results for airborne noise analysis. With scope of computitional fluid dynamic analysis

firstly steady state simulation was performed using sst k-w turbulent model. The flow rate at this fan speed is known with experimental data. According to the result of the numerical analysis, when the air flow rate reaches the this value, assumes that the fan reaches steady state condition and steady state analysis is terminated. In second stage, by taking initial condition of steady state results, unsteady computional fluid dynamics simulation was solved using les turbulent model. In the fluid dynamics results negative pressure values were observed in the fan suction area. It shows that fan made strong vacuum effect. Velocity streamlines take maximum value at the wing tips.

There are two different method for computational aeroacoustic analysis. These are Lighthill and Ffowcs Williams Hawkings methods. Lighthill equations only solves quadripole sound sources but Ffowcs Williams Hawkings equations can solve all sound sources so within the scope of numerical analysis, after the fluid dynamics analysis completed in the previous stage the sound pressure data calculated using the Fw-h acoustic model and the sound pressure data calculated from three microphone locations determinated before. In the numerical analysis, time taken for one degree of rotation of the fan was taken as time step. The analysis was completed for four rotations of axial fan.

Total numerical analysis time is 542 hours. Acoustic data collected for 96ms. This means sound pressure spectrum has 10 Hz frequency resolution.

Regarding to results of all microphone positions, it has been observed that the sound pressure level has taken maximum value on the blade passing frequency, as well as in the harmonics of the blade passing frequency it has taken maximum values locally. At frequencies higher than 2000 Hz, sound pressure levels are quite low.

In order to compare the data obtained by numerical model and experimental results, sound pressure level measurements were performed in semianechoic room. All walls have the feature of absorbing sound waves in semianechoic room. Ansys Fluent sofware that used in numerical analysis also creates the walls as non reflecting. The reason of experiment in semianechoic room is that.

Before the collecting data fan worked ten minutes, after that data collection was started. The data collected by Dewesoft software and signal processing was performed by LMS Labshop sofware. In the data collection settings sampling rate setted as 20000 Hz and in the signal processing frequency resolution setted as 10 Hz.

As a result of the experimental studies it has been observed that the axial fan noise is range of 100 – 2000 Hz in frequency distrubition, blade passing frequency and other harmonics are dominant. The experimental and numerical results have been compared in this range and very good fitting reached in blade passing frequency and other harmonics. The sound pressure levels obtained by numerical analysis contains more fluctuations according to experimental data.

In the second stage of the study, the fan cover samples that provide air flow and are mounted on axial fan for safety purpose were tested. The fan cover samples created within the scope of the study are in the form of two different geometries; circular and rectengular. Fan cover samples were designed in accordance with the industrial product speacial design criterias. Both samples were designed in such a way that no finger can enter through the gaps in the fan cover. The area of the gaps in two samples was kept constant.

In the experimental investigation of fan cover effect firstly the air flow rate from the fan cover to the other side was examined. As a results of the air flow rate comparison it has been observed that fan cover sample with rectangular gap geometry allows the air flow rate to be transferred to the other side greater than the fan cover with circular gap geometry.

Secondly in the scope of acoustic performance, fan cover samples that have different gap geometry were created and tested in reverberation type acoustic chamber. In the results of the reverberation chamber test, the A weighted filter that represent human ear was applied and the sound power level values for each third octave center frequencies were compared. As a results of comparison it has been observed that the fan cover sample that has rectangular shape gap geomety has less sound power level at each frequencies.

In the last stage of the thesis study, suggestions were made for future studies. By integrating the fan cover sample into the numerical model which is verified as a result of experimental studies, the effect of the fan cover on the sound level can be examined in a numerical model and different fan cover gap geometries can be created this can be easy way to select optimum fan cover gap geometry without the need for sample production. By increasing the analysis time, sound pressure spectrum with high frequency resolution can be obtained. This is the useful method to create a better numerical model.

The distance between fan and fan cover has a significant effect on the noise level created by the fan. This thesis does not include about these studies but it is know that this distance is important until optimum distance. The maximum distance between the fan and fan cover can be investigate in another studies.

1. GİRİŞ

Gıdaların soğutularak veya dondurularak bozulmadan uzun süre saklayabilmek için soğutucu cihazlar icat edilmiştir. Soğutucu cihazların yaygın bir şekilde kullanımıyla gıdaların uzun süre bozulmadan kalması sağlanmış olup besin israfının mümkün olduğunca önüne geçilmiştir.

Müşteriler için soğutucu cihaz alırken dikkat etmesi gereken birçok etmen vardır. Soğutma performansı, enerji tüketimi, iç hacmi, maliyeti ve gürültü seviyesi soğutucu cihazlar için önemli kriterlerdir.

Gürültü seviyesi açısından bakıldığında soğutucu cihazlarında baskın ses kaynağı olarak görülen iki adet komponent bulunmaktadır. Bunlar kompressor ve fanlardır. Cihaz tipine bağlı birden fazla, sabit veya değişken hızlı kompressor kullanılabilir. Kompresörün sabit veya değişken hızlı olması soğutma çevrimi, enerji tüketimi, gürültü seviyesi gibi unsurları doğrudan etkilemektedir. Fanlarda da durum benzerdir. Cihaz tipi ve boyutuna bağlı birden fazla fan kullanılabilir. Aynı zamanda soğutma performansı açısından evaporatör yanısıra kondenser fanı da kullanılabilir. Fan hava akışının yönlendirilmesi açısından eksenel veya radyal tip olmak üzere farklı tip fanlar tercih edilebilmektedir. Tüm bu etmenler buzdolabı gürültü düzeyi için belirleyici etmenlerdir.

Günlük yaşamda kullanılan tüm cihazlarda olduğu gibi buzdolabının da akustik özelliği ses gücü düzeyi parametresi ile tanımlanmaktadır. Ses gücü düzeyinin belirlenmesi için standartlar mevcuttur. Ses gücü ölçümü için yapılan deneyler bu amaç için özel olarak tasarlanmış odalarda yapılmaktadır. Ses kaynağından birim zamanda yayılan toplam enerji seviyesi ses gücü olarak tanımlanmaktadır. Ses gücü, ses basınç düzeyinden farklı olarak ortam, kaynaktan olan uzaklık gibi parametrelere bağlı değildir. Bundan dolayı piyasada satılan tüm cihazların akustik özelliği ses gücü üzerinden değerlendirilmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışması kapsamında 3 adet evaporatör fanı bulunan soğutucu cihazda kullanılan eksenel fanın sayısal gürültü modeli oluşturulup yarı yansımaz odada ses seviyesi test edilip model doğrulaması yapılmıştır. İkinci aşamada ise fan üzerine güvenlik amacıyla takılan kapağın üzerinde hava akışının sağlandığı boşlukların ızgara deseninin fan kaynaklı gürültü seviyesine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmalar kapsamında öncelikle fan grubunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi gerçekleştirilmiş olup daha sonrasında hesaplamalı hava kaynaklı gürültü analizi gerçekleştirilerek ses seviyesi elde edilmiştir. Sayısal çalışma tamamlandıktan sonra analizi gerçekleştirilen eksenel fan yarı yansımasız odada test edilip ses basınç değerleri sayısal analiz sonucu elde edilen veriler ile kıyaslanmıştır. Çalışmaların ikinci aşamasında bu eksenel fan üzerine geometrileri önceden belirlenmiş olan havanın geçtiği boşluk geometrileri oluşturulmuş 2 adet fan kapağı yerleştirilerek çınlama odasında ses gücü düzeyi testleri yapılıp ses seviyesi değerleri belirlenip optimum fan kapağı modeli seçilmiştir.

Tez çalışması kapsamında birinci bölümde endüstriyel fanlar tanıtılmış genel çeşitleri, aerodinamik ve aeroakustik özellikleri hakkında bilgiler verilmiştir. İkinci bölümde çalışma için teorik altyapı oluşturmaya yönelik akışkanlar dinamiği, akış akustiği ve temel ses bilgisi üzerine konulara değinilmiştir. Üçüncü bölümde ilgilenilen fan grubunun sayısal modeli oluşturulup hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için modelin hazırlanması, ağ örgüsünün oluşturulması, kullanılacak olan ticari yazılım için gerekli ayarlamaların yapılması ile ilgili sayısal analizlere ve hava kaynaklı gürültü hesaplama konularına yer verilmiştir. Dördüncü bölümde ses seviyesi ölçümü için kullanılacak olan deney düzeneği, veri toplama ve analiz ayarlamaları anlatılıp beşinci bölümde sayısal model korelasyon çalışmalarından bahsedilmiştir. Altıncı bölümde eksenel fan üzerine farklı boşluk geometrileri oluşturulmuş fan kapağı uygulanarak ses gücü düzeyi ölçümleri yapılmış ve ses seviyesi açısından en uygun fan kapağı numunesi seçilmiştir. Yedinci bölümde tüm çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar özetlenip ilerleyen çalışmalar için öneriler sunulup çalışma tamamlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Bu bölümde geçmişten günümüze ses kaynağı tayini, fan kaynaklı gürültü azaltımı, sayısal ve deneysel fan gürültü seviyesi tahmini, fan için oluşturulan sayısal gürültü modeli doğrulama konuları ile ilgili çalışmalar incelenip özetlenmiştir.

Aeroakustik alanındaki çalışmaların öncüsü olan James Lighthill 1952 yılında yayınladığı makale ile aeroakustik teorisinin temellerini oluşturmuştur. Akışkan hareketi için homojen olmayan bir dalga denklemi elde etmiştir[1].

Fan kaynaklı gürültü tonal ve geniş bant olarak ikiye ayrılır. Tonal gürültü kanat geçiş frekanslarında oluşmaktadır. Seungyub Lee, Seung Heo, Cheolung Cheong yayınladıkları makalede fanın buzdolabı üzerindeki görevlerinden bahsedip kompresörler birlikte buzdolabında toplam gürültünün oluşumunda iki baskın eleman olduğundan bahsetmişlerdir. Fanın oluşturduğu tonal ve geniş band gürültüyü tanımlamış ancak toplam gürültü düzeyinde kanat geçiş frekansından kaynaklı tonal gürültünün daha baskın olduğundan bahsedilmiştir[2].

Capdevila R. ve arkadaşları eksenel bir fanın oluşturduğu gürültünün kaynağını belirlemek amacıyla yaptıkları çalışmada fan dönüş hızından kanat geçiş frekansını hesaplamış, ölçümler sonucu ses seviyesinde oluşan baskın frekansla kıyasladıklarında bunların kanat geçiş frekansıyla çakıştığını gözlemlemişlerdir[3].

Tonal gürültüyü ortadan kaldırmak için Andrea Cattanei, Riccardo Ghio ve Alessandro Bongiovı düzensiz fan kanat tasarımı yapmışlardır. Fan kanatları arasındaki bırakılması gereken optimum boşluğu hesaplamışlardır[4].

Akira Takushima, Yoshihara Shinobu, Shozo Tanaka, Masaki Eguchi, and Kenji Matsukj 1992 yılında yaptıkları çalışmada 4 kanatlı buzdolabı evaporator fanını incelemiş, fan ünitesinde ses kaynağını belirlemek için ses şiddeti probu ölçümü yapmışlardır. Toplam ses seviyesi için yapılan ses ölçümü sonra 200 Hz'deki pikin diğer piklere göre daha baskın olduğu görülmüştür. Sistemde saedece fan çalışır durumda yapılan ölçümlerde de aynı frekansta pik görülmüştür. Bu verilerden yararlanarak fan üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Evaporatör bölgesinde basınç dalgalanmaları yaratarak sesin oluşumuna sebep olan hava akışının hızını ve türbülans enerjisini ölçmüşlerdir. Ölçümler sonucunda evaporator kapağındaki açıklığın

konumunu değiştirip, havanın paralel olarak emilebilmesi için emme kanalı eklenmiştir. Bu işlem sonrasında toplam ses seviyesinde azalma sağlamışlardır[5].

Holly Smith tarafından yapılan çalışmada belirli çalışma hızlarına karşılık gelen kanat geçiş frekansları hesaplanmış sonrasında yapılan ölçümler sonucu toplam ses seviyesinde belirli frekansta pik gözlemlenmiştir. Gözlemlenen bu piki sönümlemek için farklı geometrilerde Helmtholz rezonaratörü tasarlanmıştır. Yapılan iletim kaybı hesapları sonucunda en verimli geometri öngörüsünde bulunmuşlardır[6].

Rezonans önemli bir titreşim ve ses problemine sebep olduğu için tüm sistemlerde olduğu gibi fan tasarımı yapılırken de dikkat edilmesi gereken bir durumdur. Yong-Han Kim, Bo-Suk Yang ve Chang-Joon Kim tarafından 2006 yılında yapılan çalışmada buzdolabı dondurucu kompartmanında hava akışını sağlayan Dc motora sahip eksenel fan incelenmiştir. Yapılan ölçümler yansımasız odada sadece fan motor sistemi çalışır durumda yapılmış olup devir sayıları değiştirilerek farklı devirlerdeki ses seviyesindeki değişim incelenmiştir. Oluşturulan grafiklerde 1100 rpm ve 1350 rpmlerde belirgin pikler gözlemlenmiştir. Ses sinyalinin frekans bileşenlerine bakıldığında piklerin 324 ve 400 Hz aralığında ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Bu piklerin sebeplerini araştırmak bu çalışmanın esas konusunu oluşturmaktadır. Ses sinyalinin frekans bileşenleri incelendiğinde piklerin hangi frekanslarda görüldüğü not edilip fan sisteminin sonlu elemanlar modeli üzerinden modal analizi yapılarak sistemin 4.harmoniği olan burulma moduyla çakıştığı görülmüştür. Öncesinden de tahmin edildiği gibi belli devirlerde görülen bu piklerin mekanik rezonans kaynaklı olduğu bulgusuna ulaşmışlardır[7].

Kanat yapısı fan performansı açısından önemli olup aerodinamik ve aeroakustik açıdan doğrudan etkilemektedir. Feng Gue, Cheolung Cheong, ve Taehoon Kim ev tipi buzdolaplarının agregat kısmında bulunan kondenser ve kompresörü soğutmak için kullanılan fanlarla ilgili gürültü azaltımı çalışmaları yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada iki farklı kanat tasarımı önerisinde bulunmuş bunlardan birinde kanat kenarlarına oyuklar açılmış diğerinde ise iki farklı kanat birleştirilmiştir. Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalarda kanatlarına oyuk açılmış fan ile yüksek bir değerde ses azaltımı sağlanmıştır[8].

Songul Bayraktar 2006 yılında yaptığı tez çalışmasında fan tasarım parametrelerinin fan gürültüsüne etkisini incelemiştir. Çalışması için 6 farklı numune belirlemiştir. Bu

numuneler orijinal kanat tipi, azaltılmış kanat sayısı, kanallı fan dış yüzeyi, kanalsız fan dış yüzeyi, kanallı ve fan girişi modifiyeli ve fan dış yüzeyi bitümen malzemesi ile kaplanmış numunelerdir. Yapılan çalışmalarda fan yüksek devir sayılarında çalıştırılacağından tonal gürültünün oluşacağını öngörüp buna uygun (*Urans*) türbülans modeli kullanmaya karar verilmiştir. Yüksek çözüm hassasiyeti sağlamak açısından fan (*heksahedral*) ağ örgüsü, kalan hacimler ise (*tetrahedral*) ağ örgüsü yapılarından oluşturulmuştur. Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda kanat arasındaki ayırıcı kanatların sayısı arttıkça ses seviyesinin düştüğü ve tonal ses seviyesinin yüksek frekanslara taşındığı gözlemlenmiştir. Kanalın herhangi bir etkisi olmadığı yorumunda bulunulmuştur[9].

S. Ramakrishna ve arkadaşları geriye yönlenmiş, ileriye yönlenmiş ve radyal pervaneli fan üzerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve hava kaynaklı oluşan gürültü analizi yapıp bulunan sonuçları deneyler ile doğrulayarak pervane yapısının ses seviyesine etkisini incelemişlerdir[10].

Günümüzde simulasyon içerikli çalışmalar önem kazanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akış analizi için hangi türbülans modelinin kullanılacağı ve düzenli ya da düzensiz rejim analiz yapılacağına karar vermek gerekir. Çözüm kolaylığı ve süresi açısından en uygulanabilir yaklaşım (*Rans*) denklemlerinin çözümüne dayanır.

Benoit Obert ve Paola Cinnella yaptığı çalışmada k-w türbülans modeli kullanarak (*Rans*) denklemleri ile bir eksenel türbinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizini gerçekleştirmişlerdir. Düzenli rejim ile düzensiz rejim analiz sonuçlarının akış analizi sonuçları üzerinde etkisini incelemişlerdir. İki analiz sonunda sonuçlarının birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür[11].

Ahmet Bodur fanın önünde bulunan blokaj plakasının fan gürültüsüne etkisini incelemiştir. Fan akış analizinde karasız Reynold ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri ile çözümü (*Urans*), akustik analizde ise Ffowcs Williams Hawkings (*Fw-h*) aeroakustik modeli kullanmıştır. Fan kanat yüzeyinde (*tetrahedral*) ağ örgüsü, kanatlarda ise sınır katmanı ağ örgüsü tipi oluşturulmuştur. Fan ve blokajlı fan üzerinde yaptığı sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda kıyaslamalarda bulunmuştur. Gelecekteki yapılacak çalışmalar için kanat yüzeylerinde (*heksahedral*) ağ örgüsü kullanımı ve analiz süresinin arttırılması ile daha hassas sonuçlar elde edileceği tavsiyesinde bulunulmuştur[12].

Hakan Doğan, Martin Ochmann, Chris Eisenmenger, Stefan Frank yaptıkları çalışmada radyal bir fanın akustik analizi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücüsü olan Fluent programını kullanıp sonrasında akustik analiz yapmışlardır. Akustik kaynak olarak çift kutuplu (*dipole*) kaynakları modelleyip Mach sayısı küçük olduğu için dört kutuplu (*quadripole*) kaynaklar ihmal edilmiştir[13].

Daha hassas sonuç eldesi için aynı zamanda yüksek çözücü gücü ve zamanı gerektiren büyük girdap simulasyonu (*LES*) ve sayısal direkt çözüm (*DNS*) çözüm yöntemleri kullanılır. Korcan Küçükcoşkun ve Dinçer Gizli 2007 yılında yaptıgı çalışmada hava kaynaklı gürültü hesaplaması için radyal fan ile ilgilenmiş ve büyük girdap simülasyon türbülans modelini kullanmıştır[14].

Selahattin Doğramacı yaptığı çalışmada geniş bant fan gürültüsü için büyük girdap simülasyonunun daha hassas sonuç elde edileceğine değinmiştir. Aynı zamanda fanın dönen kısmı, giriş ve çıkış bölgelerinin hassas ağ örgüsü oluşturulması gerektiğinden bahsetmiştir. Yapılan çalışmada dönen ve durağan kısımların arasına kayar ağ örgüsü oluşturulmuştur. Giriş ve çıkış basınç sınır koşulları atanarak hesaplanan hız ve debi değerlerine göre fan performans eğrileri oluşturulmuştur[15].

Hande Bezci 2009 yılında yaptıgı tez çalışmasında radyal bir fanın aeroakustik özelliklerini incelemiştir. Simulasyonlarında ilk olarak k-epsilon türbülans modeli daha sonra ise büyük girdap simülasyonu çalkantı modeli kullanmış olup farklı çıkış basınçlarında debi hesaplayıp fan karakteristik eğrilerini oluşturmuştur. Fan karakteristik eğrilerine göre ideal basınç değerine karar verildikten sonra farklı dönme hızlarında çalışmasını devam ettirip fan performansına etkisi üzerine çalışılmıştır. Çıkış noktasına konumlandırılan alıcılar ile en yüksek ses seviyesinin kanat geçiş frekansında oluştuğu gözlemlenmiştir[16].

Ses seviyesi ölçümü için yapılan deneyler bu amaç için özel olarak tasarlanmış odalarda yapılmaktadır. Tam yankılı, yarı yankılı ve çınlama odası olarak isimlendirilen 3 tip oda bulunmaktadır. Tüm oda tiplerinde ses gücü ölçümü yapılabilir ancak her odanın ses gücü ölçümü için kendine özgü bazı hesaplamalar yapılması gerekmektedir. Cafer Kırbaş ve arkadaşları 2013 yılında yaptıkları çalışmada referans ses kaynağından ses gücü ölçümleri için yarı yansımasız oda ve çınlama odası ile karşılaştırma testleri yapmışlardır. 100 – 10000 Hz arasında 1/3 oktav bandında

gerçekleştirilen bu testlerde referans ses kaynağı olarak RSS kullanılmıştır. Her iki odada yapılan testler sonucunda birbirine yakın uyumlu sonuçlar elde edilmiştir[17].

Yapılan sayısal çalışmalar sonucu oluşturulan sayısal modeller farklı değişkenleri denemek ve ulaşılmak istenen sonucu elde etmek adına büyük kolaylık sağlamaktadır. Aynı zamanda farklı tip protatip üretimi ve deney düzeneği maliyetlerinden kurtulmak adına önemlidir. Güvenilir sayısal modeller oluşturmak için bu sayısal model sonucu elde edilen veriyi deneysel yöntemlerle doğrulamak tercih edilen bir metodolojidir.

Clement Junger ve arkadaşları 2016 yılında düşük basınçlı eksenel bir fanın aerodinamik ve aeroakustik özelliklerini sayısal ve deneysel yöntemlerle ölçüm yaparak kıyaslama ve doğrulamak amaçlı bir çalışma yapmışlardır. Öncelikle eksenel fan geometrisi oluşturulup hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri Ansys Fluent ve OpenFoam programı ile gerçekleştirilmiştir. Analiz senaryosunda giriş ve çıkış bölgesi arasında ise akışı sağlayan fan bulunmaktadır. Analiz sonuçlarında fanın yarattığı basınç değişimi değeri test sonuçlarıyla Ansys Fluent ile %9, OpeanFoam ile %2'lik bir yakınsama ile elde edilmiştir. Akustik ölçümleri giriş haznesinin etrafındaki 7 mikrofon ile alınmış ve sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. 7 mikrofon ölçümlerinde de düşük ve yüksek frekans değerlerinde sapmalar görülüp ara değerlerde yüksek yakınsamalar elde edilmiştir[18].

Sitae Kim, Yaying Niu ve Yong-Joe Kim yaptıkları çalışmada fan modelleme ve ağ örgüsü oluşturma aşamaları için Solidworks ve Ansys Gambit programı kullanmışlardır. Modern hesaplamalı hava kaynaklı gürültü analizi (*CAA*) modellerinin FW-H analojisine dayandığından bahsetmiş ve zamana bağlı düzensiz k-epsilon türbülans modele dayalı hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlemesi yapılmıştır. Kullandıkları modelde kanat akış alanını belirlemek için türbülans model ile birlikte Navier-Stokes denklemini kullanmışlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlemesi ile kanat yüzeyi üzerindeki hız vektörleri büyüklüğü ve türbülans yoğunluğu hesaplanmıştır. Daha sonra gürültü dağılımını hesaplamak için Ffowcs Williams - Hawking (*FW-H*) ve sınır eleman yöntemi (*BEM*) metodları uygulanmıştır. Son aşamada mikrofondan alınan ölçümler ile hesaplamalı hava kaynaklı gürültü analizi ses basınç spektrumları kıyaslanmıştır. Ses basınç seviyesi kanat geçiş frekanslarında iyi bir yakınsama sağlandığı gözlemlenmiştir[19].

Jiang Cai-ling ve arkadaşları 2007 yılında klimaların çıkış ünitesindeki eksenel fanın yarattığı sesin oluşum mekanizmasını anlamak, akustik ses basıncı ve akış alanı için bir tahmin metodu geliştirmek için çalışma yapmışlardır. Yapılan ses basınç ölçümlerinde sadece hava kaynaklı gürültüye konsantre olmak ve titreşim kaynaklı gürültüyü minimuma indirmek amacıyla titreşim izoletörleri kullanmış olup motor gürültüsü ise ölçüm sonuçları arasından elimine edilmiştir[20].

Jie Tian, Hua Ouyang, Yadong Wu 2009 yılında bir önceki makaledeki incelenen eksenel fan önündeki ızgara deseninin ses seviyesine etkisini incelemişlerdir. İncelemek için biri dikdörtgen desenlerden oluşan diğeri dairesel desenlerden oluşan iki tip ızgara deseni belirlemişlerdir. Yapılan ses basınç düzeyi ölçümleri sonunda dairesel ızgara desenli fan kapağı ile daha az gürültü yaydığı gözlemlenmiştir[21].

Xifeng Zhao, Jinju Sun ve Zhi Zhang 2013 yılında yayınladıkları makalede[20] ve [21]'de çalışılan, ortamın hem ısıtılması hemde soğutulması için kullanılan split tipi olarak adlandırılan klimaların yaydığı gürültünün içinde bulunan eksenel fan kaynaklı olduğuna değinmiş, bu eksenel fanın geometrik modifikasyonu ile yaydığı gürültünün azaltılması üzerine yaptıkları çalışmalara yer vermiştir. Sayısal analiz sonucu ses gücü düzeyi yüksek olan yüzeyler kesilerek yeni bir fan kanat tasarımı önerisinde bulunulmuştur[22].

Sung-Jin Cho, Bo-Seung Kim, Dong-Ki Min, Yeong-suk Cho, Jun-hong Park 2015 yılında yaptıkları çalışmada ses yayılımını azaltmak için balpeteği desenli kapak tasarımı önerisinde bulunmuşlardır. Alttan monteli çekmece şeklinde dondurucu bölmesi bulunan buzdolabının agregat bölgesini kaplayan sac üzerinde bu deseni uygulayıp kompressor sesine etkisini incelemişlerdir. Ölçüm sonuçlarında frekans düzleminde ses basınç düzeyi incelendiğinde her frekansta iyileşme görülmüş, toplam ses seviyesi ise 2.5 desibel azalmıştır[23].

1.3 Fanlar

Çoğu ticari ve endüstriyel uygulamalarda kullanılan fan; hava debisi üreten ve hava akışının yönlendirilmesi amacıyla kullanılan cihazlardır. Fanlar ihtiyaç duyulan hava debisini, hava hareketini sağlayacak ve mevcut atalet ve sürtünme kuvvetlerini yenecek düzeyde enerji vererek sağlar.

Kanatın üzerindeki yüksek hızdaki hava akımı, daha düşük bir statik basınç ile sonuçlanan daha yüksek bir dinamik kuvvete sahiptir. Kanatın altında hava daha yavaş hareket eder. Bu daha düşük bir dinamik kuvvete ve daha yüksek statik basınca sahip olduğu anlamına gelir. Statik basınçtaki azalma ile hava fana çekilir ve pozitif bir basınç alanı oluşturarak fandan dışarı itilir.

Soğutucu cihazlarda fan kullanımının esas amacı evaporatorde soğutulan havanın kabin içerisinde dolaşımını sağlamaktır. Ayrıca uzun süreli ve yüksek hızlarda çalışma sonucu ısınan kompresorü soğutma ve kompresorden basınçlanan gazın kondenser dolaşımı esnasında ısı atımına yardımcı olmak amacıyla kondenser üzerinde de kullanılmaktadır.

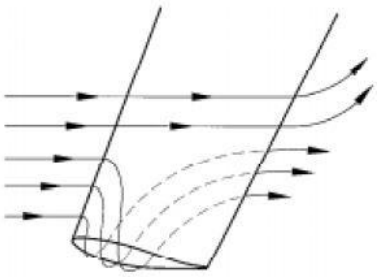
Fan performansını etkileyen tasarım kriterleri açısından birçok parametre bulunmaktadır. Bunlar; kanat çapı, kanat sayısı, kanat yapısı, kanat profili, dönüş hızıdır. Değişken devirli fanlar hem uygulama esnekliği hem de enerji verimliliği açısından daha fazla tercih edilir. Fan devri kontrolü için ek olarak frekans dönüştürücüler de kullanılabilir. Ancak bu gibi ek cihazların kullanım esnekliği yaratacağına ilave olarak fan verimini düşüreceği de unutulmamalıdır. Fan seçimi yapılırken kullanılacağı işletme şartları (debi, basınç, istenen akış yönü) göz önünde bulundurulmalıdır. Tüm bu parametreler fan performansı ve verimini doğrudan etkilemektedir. İyi bir fan az maliyet, az enerji tüketimi ve olabildiğince sessiz çalışma özelliklerine sahip olmalıdır.

Fan performansını etkileyen tasarım parametrelerinden önemli bir tanesi de uç boşluklarıdır. Uç boşlukları şekil 1.1'te gösterilen fan kanadı ucu ile fan silindiri arasında kalan boşluklardır.



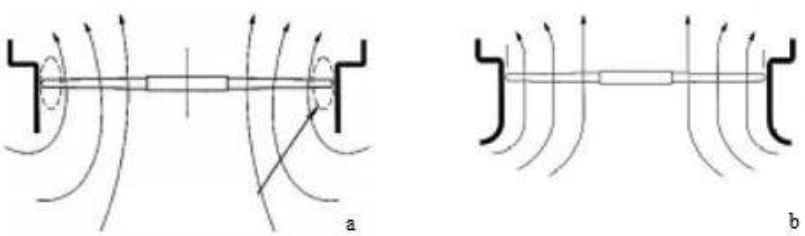
Şekil 1.1 Fan kanadı ve fan silindiri uç boşluğu.

Uç boşlukları yeterince yakın olmazsa basınç ve hava akışında performans kaybı gözlenecektir. Bu kayıpların oluşmasının başlıca sebebi şekil 1.2'de görülen akış girdaplarının oluşmasıdır.



Şekil 1.2 Fan kanadı üzerindeki akış girdapları[24].

Hava emiş bölgesinin geometrik yapısı da fan performansını etkilemektedir. Şekil 1.3'te gösterilen iki farklı hava emiş bölgesi dizaynına bağlı hız vektörleri gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Hava emiş bölgesi farklı dizayn örnekleri[24].

Şekil 1.3'te gösterilen emiş bölgesi geometrisine bağlı hava 90 derece hareket edip kanat uçlarında boşluklar kalır ve Vena Contracta adı verilen bölgeyi oluşturur. Boş kalan bu bölge sebebiyle fan istenilen performansı gösteremez ve ek olarak titreşim yaratabilir.

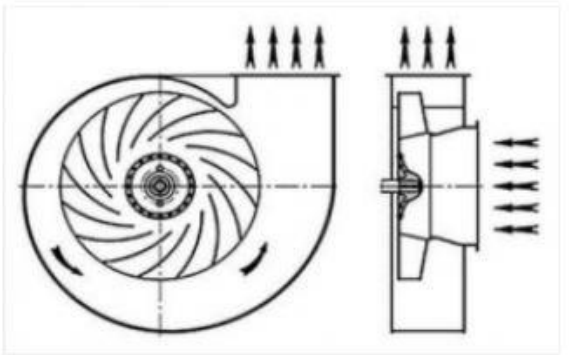
Bir sistemde hangi tip fan kullanılacağının seçimi, hava akış hızları, sıcaklıklar, basınçlar, hava akımı özellikleri ve sistem özellikleri gibi sistem işletim gereksinimleri ve koşulları hakkında temel bilgilerle başlayan karmaşık bir süreçtir. Bu faktörlerin yanında maliyet, performans verimliliği, çalışma ömrü, çalışma koşulları, gürültü seviyesi, bakım gereksinimleri gibi diğer hususların değişkenliğinin göz önünde bulundurulması fan seçimini zorlaştırmaktadır. Fanlar belirli uygulamalar için özel olarak üretilmek yerine çeşitli model ve boyutlar üzerinden seçilirler. Bir sistemin hava akışı ve basınç gereksinimlerinin hesaplanması ile bu gereksinimleri karşılayacak uygun fanın belirlenmesiyle fan seçimi yapılır.

İki tip fan tipi bulunmaktadır. Bunlar santrifüj ve eksenel fan olarak sınıflandırılır, hava akışının yolu ile karakterize edilir.

1.3.1 Fan tipleri

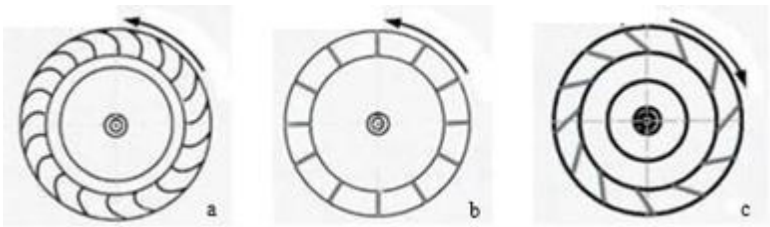
1.3.1.1 Santrifüj fanlar

Santrifüj fanlarda şekil 1.4'te gösterildiği gibi hava emilir ve dik doğrultuda basılır. Düşük debi gerektiren uygulamalar için uygun olup yüksek basınç farkı yaratırlar.



Şekil 1.4 Santrifüj fan hava emme ve basma yönü gösterimi.

Santrifüj fanlar, öne eğik kanatlı, geriye eğik kanatlı ve radyal olmak üzere sınıflandırılır. Öne eğik kanatlarda eğim yönü dönme yönü tarafına doğru, geriye eğik kanatlı fanlarda dönme yönünün tersine doğrudur. Radyal fanlarda ise kanatlar düz şekildedir.

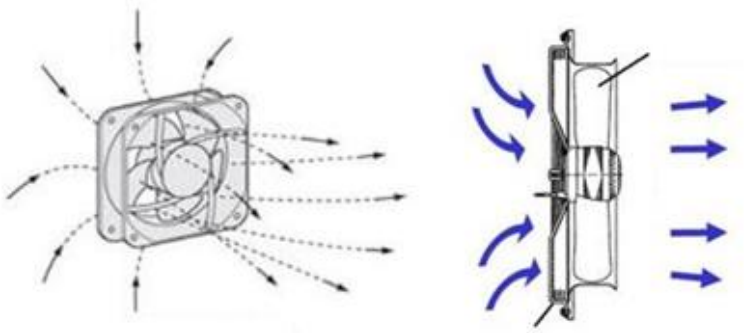


Şekil 1.5 Santrifüj fan kanat yapıları. a)öne eğik b)radyal c)geriye eğik.

1.3.1.2 Eksenel fanlar

Eksenel fanlar endüstriyel uygulamalarda havalandırma ve soğutma sistemlerinde oldukça geniş kullanım alanına sahiptir. Bu tez çalışmasında eksenel fan üzerine çalışıldığı için eksenel fanlarla ilgili daha ayrıntılı bilgi verilecektir.

Eksenel fanlarda hava emilir ve emiş yönüne paralel olarak devam eder. Emilen hava dönme eksenine paralel olarak yönlenmektedir. Eksenel fanlar santrifüj fanların aksine düşük basınç yaratıp yüksek debi gerektiren uygulamalarda kullanılır.

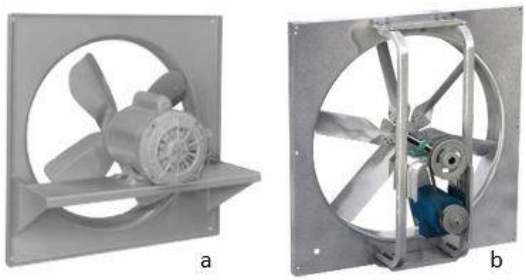


Şekil 1.6 Eksenel fan hava emme ve basma yönü gösterimi.

Eksenel fanlar pervaneli, silindir kanal tip ve yönlendirici kanatlı olarak sınıflandırılır. Silindir tipi ve yönlendirici kanatlı eksenel fanlar boru şeklinde bir yapıya sahip olduğu için bu fanlar kanal tipi olarak da adlandırılırlar.

Pervane tipi eksenel fanlar

Pervane tipi eksenel fanlar en geniş kullanıma sahip ve en uygun fiyatlı eksenel fanlardır. Genellikle bir duvara veya tavana monte edilirler. Konstrüktif açıdan pervaneler şekil 1.7'de görüldüğü gibi doğrudan ve kayış kasnak mekanizması ile tahrik edilebilir.



Şekil 1.7 Pervane tipi eksenel fan a) doğrudan bağlantı b) kayış kasnak bağlantısı.

Her iki kullanımın da birbirine göre avantajı ve dezavantajı bulunmaktadır. Doğrudan tahrik diğerine göre ucuz ve kolaydır. Başka bir açıdan bakıldığında ise kayış kasnak kullanımında eksenel fan performans açısından daha esnek bir aralıkta kullanılabilir. Bu esnekliğin yanında doğrudan tahrik tipine göre pahalıdır.

Silindir kanal tipi ve klavuzlu silindir tip eksenel fanlar, bir kanala sığacak şekilde yapılmış pervaneli fanlardır.

Silindir kanal tipi eksenel fanlar

Silindir kanal tipi eksenel fanlarda pervane şekil 1.8'deki gibi silindir boru içinde yer alır.



Şekil 1.8 Silindir kanal tipi eksenel fan.

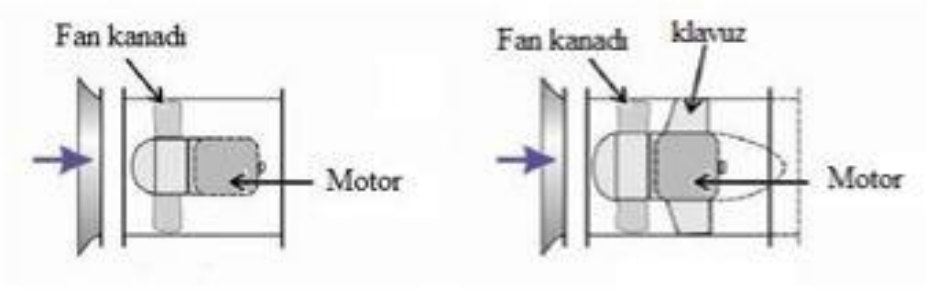
Pervanenin silindir içinde bulunması ile normal pervaneli fanlara göre daha fazla statik basınçta çalışması sağlanır. Statik basınç arttığında fanın bastığı debi miktarı azalır.

Klavuzlu silindir tip eksenel fanlar

Klavuzlu silindir tip eksenel fanlar silindir kanal tipi eksenel fanlara oldukça benzerdir. Hava akışına göre yönlendirilmiş kılavuz kanatları bulunan silindire sahiptir. Şekil 1.10'da silindir tip ve klavuz kanatlı silindir tip eksenel fan gösterilmiştir. Bu kanatlar fan kanadının statik basınca kazandırılması için kullanılır ancak bu teğetsel hava akışı pervane veya silindir tip eksenel fanlarda statik basınç olarak geri kazanılamaz. Bu durum kanatlı eksenel fanları yüksek basınçlı uygulamalar için uygun kılar ancak diğer fan tiplerine kıyasla nispeten pahalıdırlar.



Şekil 1.9 Klavuz kanatlı silindir tipi eksenel fan.



Şekil 1.10 Silindir tip eksenel fan ve klavuz kanatlı eksenel fan farkı gösterimi[25].

1.3.2 Fan kanunları

Fan kanunları fan performansını belirleyen denklemler bütünüdür. Bu kanunları kullanmak için çalışma koşullarının bir noktasının bilinmesi gerekir. Fan kanunları kullanılarak hava debisi, statik basınç ve güç bilgisi öngörülebilir.

1.Fan kanunu

Hava debisi fan dönüş hızı yani fan devri ile doğru orantılıdır.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \tag{1.1}$$

Burada Q hava debisi, N fan devir sayısıdır.

2.Fan kanunu

Toplam statik basınç fan devrinin karesi ile doğru orantılıdır.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{{N_1}^2}{{N_2}^2} = \frac{{Q_1}^2}{{Q_2}^2} \tag{1.2}$$

Burada P toplam statik basınçtır.

3.Fan kanunu

Fan gücü fan devrinin kübü ile doğru orantılıdır.

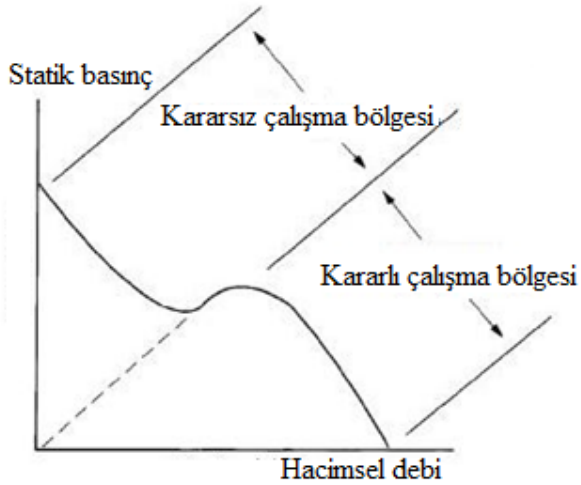
$$\frac{Hp_1}{Hp_2} = \frac{{N_1}^3}{{N_2}^3} = \frac{{Q_1}^3}{{Q_2}^3} \tag{1.3}$$

Burada Hp fan gücüdür.

1.3.3 Fan performans eğrisi

Fan performans eğrisi fan dönüş hızıyla ilişkili olarak ortaya çıkan basılan debi değerine karşılık fanın yaratacağı basınç değişiminin grafiği olarak ifade edilir. Bu ilişki fanın çalışacağı sistem koşullarını da hesaba katarak optimum fan seçimi yapılması açısından kritik öneme sahiptir.

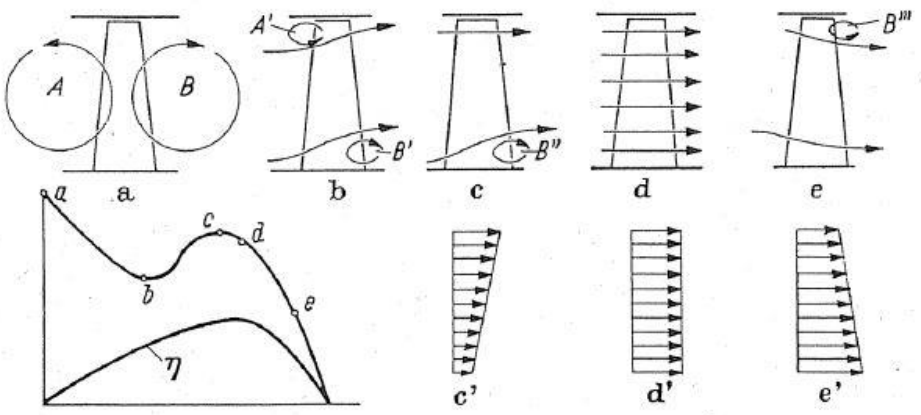
Şekil 1.11'de fan performans eğrilerine tek bir hız için örnek gösterilmiştir. Statik basınç değişimi değerinin 0 olduğu eğrinin en sağ kısmından, debi değerinin azalarak eğri üzerinde sola doğru devam eden bölgeden basıncın bölgesel olarak tepe yaptığı bölgeye kadar gelinen kısım fanın kararlı çalışma bölgesidir. Fanın maksimum verimle çalıştığı nokta bu kararlı çalışma bölgesi içerisindedir. Bu bölgeden azalan debi boyunca grafik üzerinde sola doğru ilerledikçe hızın eksenel bileşeni değişir.



Şekil 1.11 Eksenel fan performans eğrisi üzerinde kararlı ve karasız çalışma bölgeleri.

Fanın kararlı çalışma bölgesinden debi azalacak şekilde sola devam edildikçe akışın hücum açısı da artar ve akışkan fan kanadının emiş yüzeyinden ayrılır. Bu noktadan itibaren fan kararsız çalışma bölgesindedir. Şekil 1.11'deki kesikli çizgi ile ifade edilen bölgeden sola doğru devam edildikçe debi değeri azalmaya devam ettikçe statik basınç artar. Bu bölgede fan düşük verimle çalışmaktadır. Akışkan fanın emme bölgesinden emilip fan kanatlarının arasında iken, merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle dışarıya doğru savrulur ve basınç artışı gerçekleşerek karışık akışlı bir durum gerçekleşir[26].

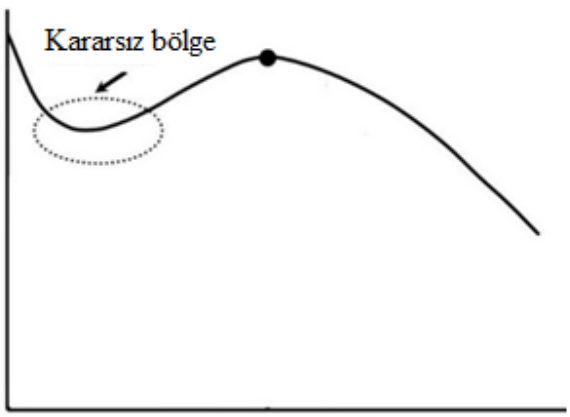
Şekil 1.12'de fan performans eğrisi üzerinde belirlenen noktalarda akışın eksenel hız bileşeni dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 1.12 Çalışma noktası konumuna bağlı kanat üzerindeki eksenel hız profili değişimi[27].

Fan çalışma noktalarındaki hız bileşenlerinin gösterildiği şekil 1.12'de verimin maksimum olduğu d noktasında hız bileşenlerinin düzgün bir şekilde dağılmaktadır. e noktasında yer alan yüksek debiye sahip olan bölgede akış hızları fan kanadının iç bölgesine yönlenmesinden olduğundan dolayı kanat ucunda girdap oluşmaktadır. Bölgesel olarak basıncın maksimum olduğu c noktasında ise kanadın iç kısmında girdap oluşmaktadır ve bu da basınç artışına neden olur. b noktasında bu girdap daha da büyür ve kanat ucunda da girdap oluşur. Basıncın maksimum olduğu a noktasında ise bu girdaplar kanat yüzeyini tamamen kaplar, bu dönme hareketinden dolayı da basınç maksimum değerini alır[27].

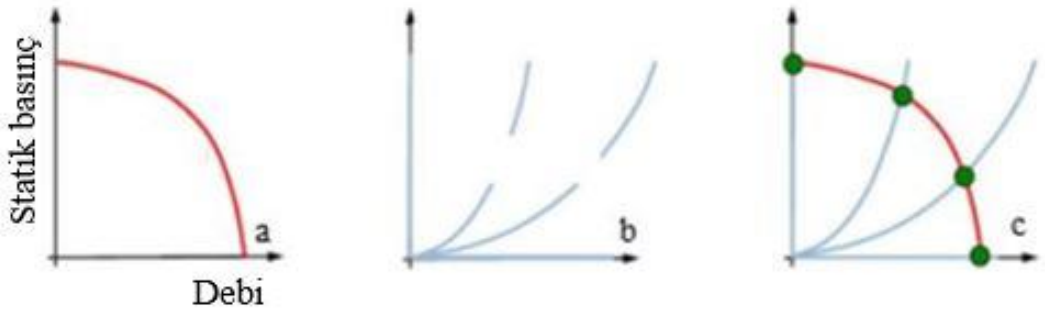
Şekil 1.13'teki gösterilen kararsız bölgedeki çalışma dengesizliği fan verimliliğini düşürür ve fan bileşenlerinin aşınmasına sebep olur.



Şekil 1.13 Fan performas eğrisi üzerinde kararsız bölge gösterimi.

1.3.4 Sistem eğrisi

Fan belirli bir dönüş hızında çalışırken sonsuz noktada çalışma noktası bulunur. Sistem eğrisi ile fan performans eğrisi kesiştirilerek fanın çalışma noktası elde edilir. Bu yöntem şekil 1.14'te gösterilmiştir.



Şekil 1.14 a) Fan performans eğrisi b) Sistem eğrisi c) Çalışma noktaları.

Fanın her dönüş hızı için farklı performans eğrileri bulunmaktadır. Dolayısıyla aynı sistem içinde farklı hızlarla çalışan fan için yaratacağı basınç farkı da farklı olur. Sistem eğrisi ile fan performans eğrisi kesiştirildiğinde bu bilgiler açıkça görülür ve elde edilir.

1.3.5 Fanlarda gürültü

Endüstriyel uygulamalarda fan gürültüsü önemli bir endişe kaynağı olmaktadır. Yüksek gürültü seviyeleri müşteri açısından rahatsız edici olması yanında olumsuz bir kalite algısı yaratmaktadır.

Bir fan tarafından üretilen gürültü; fan tipine, dönüş hızına, kanat sayısına, kanat yapısına, çalıştığı sistemin koşullarına bağlı olarak değişir.

Gordon 1972 yılında yaptığı çalışmasında fan gürültüsü ve oluşumu hakkında özet niteliğinde bazı bilgiler öne sürmüştür:

-Tüm fanlar türbülanslı hava akışı oluşturur ve buna bağlı olarak gürültü oluşur.

-Akış hızı ile birlikte türbülans arttıkça fan gürültüsü de artar.

-Kararsız bölgede fan daha sesli çalışmaktadır.

-Fan kanatlarına ve fan akışına yakın katı yüzeyler fan gürültüsünü arttırmaktadır.

-Fan kanatlarının titreşiminin fan gürültüsüne katkısı azdır.

Fan kaynaklı gürültü iki türlü oluşur. Fan kanat sayısı ve yapısına bağlı olarak hava kaynaklı ve fan montajına bağlı mekanik titreşim kaynaklı gürültü oluşumu söz konusu olabilir. Genel olarak hava kaynaklı gürültünün frekans spektrumu incelendiğinde gürültünün kanat geçiş frekansı ve bunun harmoniklerinde dağıldığı gözlemlenmektedir. Mekanik titreşim kaynaklı gürültü spektrumu ise daha geniş banda yayılır. Mekanik titreşim kaynaklı problemler malzeme ömrünün ve performansını azalmasına neden olmaktadır. Fan çalışma esnasında yarattığı titreşim mümkün olduğunca az seviyede montaj yapılan bölgeye iletilmelidir. Mekanik titreşim kaynaklı gürültü oluşumunun önlenmesi için fan montajı mümkün olduğunca esnek bağlantı yapılmalı, şekil 1.15'dekine benzer sönümleyici plastik malzemeler kullanılmalıdır. Büyük fanlarda ise bu bağlantı titreşim sönümleyici yaylarla da sağlanabilir.



Şekil 1.15 Tez kapsamında ilgilenilen eksenel fanın endüstriyel uygulamadaki montajı için kullanılan sönümleyici plastik parçalar.

2. TEORİ

2.1 Akışkanlar Dinamiği Teorisi

Akışkanlar dinamiği sıvı ve gazların fiziğini oluşturan bilimdir. Gazlar ve sıvılar arasındaki en önemli farklılık gazlar sıkıştırılabilir, sıvılar ise sıkıştırılamaz olmasıdır. Gazların sıkıştırılabilme oranı Mach sayısına bağlıdır.

$$M = \frac{v}{c} \tag{2.1}$$

Burada M mach sayısı, v akışkan hızı, c ise gaz ortamında sesin yayılma hızıdır. Mach sayısı 0.3 değerinden küçük olduğu durumlarda sıkıştırılabilme etkisi ihmal edilmektedir. Mach sayısı 1'den küçük olan akışlar ses altı, yüksek olan akışlar ise ses üstü olarak adlandırılır.

Bu bölümdeki tanımlamalar basınç, yoğunluk, hız gibi fonksiyonlar ile ifade edilecektir.

Yoğunluk,

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{2.2}$$

ile ifade edilir. Burada m kütle, V hacimdir.

Hız x, y, ve z koordinatlarına bağlıdır.

$$\vec{v} = \vec{v}(x, y, z) \tag{2.3}$$

Hız ifadesi denklem 2.4'teki gibi $u,\ v,\ w$ şeklinde skaler büyüklük olarak da gösterilebilir.

$$v = ui + vj + wk \tag{2.4}$$

Akışkanlar mekaniğinde hareketli bir sıvının tanımlanabilmesi için üç adet hız bileşeni, yoğunluk ve basıncın hesaplanması gereklidir.

2.1.1 Temel denklemler

2.1.1.1 Navier stokes denklemleri

Akış analizi temelini Navier-Stokes denklemleri temsil etmektedir. Navier-Stokes denklemleri genel formda süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinden oluşmaktadır. Bu denklemler, akışkan içerisindeki birim kütleye etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri ve sürtünme kayıplarına neden olan viskoz kuvvetlerin toplamına eşit olduğunu göstermektedir.

Bu denklemlerin kullanımında akışkanlar ile ilgili akışkanın sürekli olduğu ve faz değişimi olmadığı kabulü yapılır.

Süreklilik denklemi kütlenin korunumu ilkesinin matematiksel ifadesidir. İlgili bölgeye giren kütle miktarı ile çıkan kütle miktarı eşit olmalıdır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(\rho v) = 0 \tag{2.5}$$

Kartezyen koordinatlar için şu hali alır:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \tag{2.6}$$

Bir başka ifadeyle,

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\nabla.v = 0 \tag{2.7}$$

Burada ρ yoğunluk, v akışkanın hızıdır.

Sıkıştırılamaz bir akış için ρ akış boyunca değişmez ve denklem şu hali alır:

$$\nabla.v = 0 \tag{2.8}$$

Momentum korunumu Newton'un ikinci yasasından yola çıkarak akışkan momentumunun değişimi üzerine etkiyen kuvvetlerin toplamına eşittir.

$$\rho\frac{DV}{Dt} = -\nabla\mathrm{p} + \nabla\tau + \rho f \tag{2.9}$$

f yerçekimi yada elektromanyetik kuvvetlerin etkisi olduğundan hava ile ilgili hesaplamalarda iptal edilir. τ ise viskoz gerilmeler olup,

$$\tau_{ij} = -\delta_{ij}\frac{2}{3}\mu\nabla.\mathrm{V} + \mu\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{2.10}$$

şeklinde ifade edilir. [28]

Enerji denklemi;

$$\rho\frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \phi - \nabla\dot{Q} \tag{2.11}$$

Burada h entalpi, Q ısı transferi, ϕ viskoz gerilme ile ilgili terimdir.

$$\mathrm{h} = e + \frac{p}{\rho} \tag{2.12}$$

$$Q = -\,\mathrm{k}\,\nabla\,\mathrm{T} \tag{2.13}$$

$$\begin{aligned}\phi = \mu\Bigg[&2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 \\ &+ 2\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 2\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \\ &+ \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\Bigg]\end{aligned} \tag{2.14}$$

şeklinde ifade edilir[29].

2.1.2 Türbülanslı akış ve türbülans modelleri

Akışkanlar mekaniğinde 3 tip akış çeşidi vardır. Bunlar düzenli akış, geçiş akışı ve türbülanslı akıştır. Üç akış şekli için de matematiksel çözüm metodları farklılık gösterebilir.

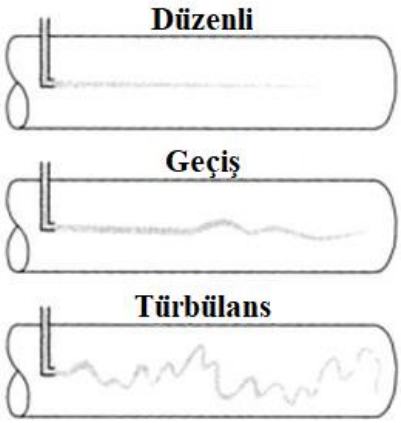
Türbülanslı akış yüksek Reynold değerlerinde gerçekleşir ve yüksek düzensizlik içermektedir.

Reynold sayısı,

$$Re = \frac{uL}{\nu} \tag{2.15}$$

ile ifade edilir. Burada u ortalama akış hızı, L uzunluk ölçeği, ν kinematik viskozitedir.

Akışkan düşük hızlarda karışma eğilimi göstermez ve karışmadan birbirleri üzerinde kayarak hareket ederler. Düzenli akışta, akış düz ve doğrusal katmanlardan oluşmaktadır.



Şekil 2.1 Düzenli, geçiş ve türbülanslı akış profilleri.

Akış içindeki çoğu noktada zamana bağlı hız fonksiyonları rastgele gözükür. Türbülans yayınımı kütle, ısı ve momentum transferi oranının artmasına neden olur.

Özetle türbülanslı akış karakteristik özellikleri

- Doğrusal olmama
- Rastgele dağılma
- Girdap yaratma
- Yüksek momentum ve enerji yayınımı

Türbülans, akışta girdap şeklinde ortaya çıkar. Bu girdaplar dönen, rastgele hareket eden ve değişik boylarda gözlenebilir.

Bir girdabın boyutu l, hızı $u(l)$, zaman ölçeği de $\tau(l)= l$ / u(l) ile, büyük girdapların ise boyutu l_0, hızı u_o, zaman ölçeği de τ_0 ile karakterize edilir.

Büyük girdaplar ile ortalama akış ölçekleri arasında iki tane ilişki vardır:

$$\frac{U}{\mathrm{L}} = \frac{u_o}{l_0} \tag{2.16}$$

$$\frac{U\mathrm{L}}{\nu} = 10\ \frac{u_o l_0}{\nu} \tag{2.17}$$

Büyük boyutlu girdaplar enerjisini akıştan alarak daha küçük girdaplara aktarır. Küçük girdaplardaki bu enerji moleküler viskozite ile kinematik enerjiden termal ısıya dönüşür. Kolmogorov teorisi enerjinin büyük girdaplardan küçük girdaplara nasıl aktarıldığını, belirli boyuttaki girdapların ne kadar enerji barındırdığını açıklar. Andrey Kolmogorov'a göre en küçük girdabın ölçeği ε türbülans kinetik enerji yayılımı oranı ve ν kinematik viskoziteye bağlı olup büyük girdaplarla arasındaki ilişki aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$Kolmogorov\ hız\ \text{ölçeği} = u_\eta = (\nu\varepsilon)^{1/4} = u_0\left(Re^{-1/4}\right) \tag{2.18}$$

$$Kolmogorov\ uzunluk\ \text{ölçeği} = \eta = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/4} = l_0\left(Re^{-3/4}\right) \tag{2.19}$$

$$Kolmogorov\ zaman\ \text{ölçeği} = \tau_\eta = \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{1/2} = \tau_0\left(Re^{-1/2}\right) \tag{2.20}$$

Reynold sayısı hesaplandıktan sonra denklem 2.16 ve 2.17 eşitliği ile büyük girdapların hız ve uzunluk ölçüleri hesaplanabilir. Bu hesaplamalardan sonra denklem 2.18 ve 2.19 ile küçük girdapların hız ve uzunluk ölçekleri elde edilebilir.

Geçmişte türbülanslı akışları incelemek için genellikle deneysel yöntemler kullanılmaktaydı. Ancak mühendislik yapılarının karmaşıklığı arttıkça gereken ayrıntı, ölçüm zorluğu ve maliyet konuları öne çıkmıştır. Bundan dolayı sayısal yöntemler önem kazanmıştır. Her türbülanslı akış türünü güvenilir bir şekilde çözen tek bir türbülans çözüm yönteminin bulunması mümkün değildir. Türbülanslı akışın çözümü için kullanılan modellerden birinin seçimi çözüm için gereken zamana, çözüm sonucu istenen hassasiyete ve çözülecek problemin özelliklerine bağlı olarak karar verilebilecek olan bir konudur.

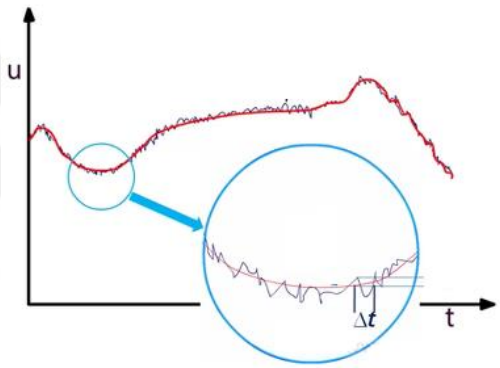
Türbülanslı akışı çözümü için bilinen 4 farklı yöntem bulunmaktadır.

2.1.2.1 Doğrudan sayısal çözüm (dns)

Navier-Stokes denklemlerini sayısal yöntemlerle birleştirerek sayısal olarak çözülürse doğrudan sayısal çözüm elde edilir. Denklem sayısı ve bilinmeyen sayısı eşit olduğundan hiçbir varsayıma yada basitleştirmeye gerek yoktur. Bu yöntem hiçbir türbülans yaklaşımı olmadan çözümü gerçekleştirir. Çözülecek olan problem denklem 2.19'deki Kolmogorov uzunluk ölçeğindeki gibi o kadar küçük parçalara bölünmelidir ki her bir türbülans uzunlukları çözülebilsin. Diğer yöntemlere göre çok daha hassasiyete sahiptir ve çok uzun çözüm süreleri gerekir.

2.1.2.2 Reynold ortalaması alınmış navier stokes denklemleri (rans)

Mühendislik çözümlerinde gereğinden fazla hassas çözümler elde etmektense şekil 2.2'de görüldüğü üzere ortalama sonuçlar yeterli yakınsamayı sağlamaktadır.



Şekil 2.2 Zaman ortalaması alınmış hız grafiği[29].

Navier – Stokes denklemleri bazı ortalamalar hesaba katılarak Reynold ortalaması alınmış Navier Stokes denklemlerine dönüştürülür.

Türbülans çözümünde kullanılan Reynold ortalaması yaklaşımında ϕ herhangi bir değişken, $\bar{\phi}$ ortalama miktarının ve ϕ' ortalama değerdeki dalgalanmasının toplamı olmak üzere iki farklı toplam şeklinde ayrıştırılır[30] :

$$\phi(x,t) = \bar{\phi}(x,t) + \phi'(x,t) \qquad (2.21)$$

Bu yaklaşımdan dolayı bu çözüm yöntemi ortalama akış ve ortalama akışın türbülans özelliklerine odaklanmış olur. Ortalama prosedürlerini Navier-Stokes denklemlerine uyarlamak Reynold stres, türbülans ısı akısı, türbülans yayınım akısı gibi bazı ek terimleri ortaya çıkarır[31].

Reynold ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleriyle türbülans çözümü yapabilmek için öncelikle Reynold stres ve diğer skaler terimleri belirleyebilecek bir model geliştirmek gereklidir. Bunlar türbülanslı viskozite hipotezi (Boussinesq hipotezi) veya Reynold stress taşınım denklemlerinden belirlenir.

Sıkıştırılamaz akış için zamana bağlı RANS denklemleri :

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{u_\iota}}{\partial t}+\frac{\partial \overline{u_\iota u_j}}{\partial x_j}\right)=-\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\left(\frac{\partial \overline{u_\iota}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)\right)+\frac{\partial\left(-\rho\overline{u_\iota' u_j'}\right)}{\partial x_j} \quad (2.22)$$

formunda ifade edilir.

Buradaki $-\overline{u_\iota' u_j'}$ terimi türbülanstan dolayı oluşan gerilmelerini (Reynold stres) temsil etmektedir. Boussinesq hipotezine göre Reynold gerilmelerini ortalama hız gradyanlarıyla ilişkisini tanımlayan bağıntı,

$$-\rho\overline{u_\iota' u_j'}=\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (2.23)$$

ile ifade edilir.

Zamana bağlı RANS denklemlerinin çözülebilmesi için μ_t türbülans viskozitesi değerinin çözülmesi gereklidir.

Spalart-Allmaras modelinde türbülans viskozitesini temsil eden yalnızca bir ek taşınım denkleminin çözülmesi yeterlidir.

k-ε ve k-ω modellerinde ise türbülans kinetik enerjisini temsil eden k ve sırasıyla türbülans sönümlenme oranı ile spesifik türbülans sönümlenme oranını temsil eden ε ve ω için olmak üzere, iki ek taşınım denklemi çözülmektedir. μ_t türbülans viskozitesi k ve ε'nun fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır[32].

2.1.2.2.1 Standart k-ε model

Standart k- ε türbülans modeli türbülans kinetik enerji olan k ve bunun yayınımı olan ε için iletim denklemlerinin çözümüne dayanır.

Bu modelde akış tamamiyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler bazlı viskozite etkisi ihmal edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + 2\mu_t E_{ij}.E_{ij} - \rho\varepsilon \qquad (2.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(2\mu_t E_{ij}.E_{ij}) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad (2.25)$$

Denklem 2.24 ve 2.25'te eşitliklerin solundaki ilk terimler k ve ε değişim oranını, ikinci terimler taşınım kaynaklı k ve ε iletimini ifade eder. Denklemlerin sağındaki ilk terim yayılım kaynaklı k ve ε iletimini, ikinci terim k ve ε üretim oranını son terim ise k ve ε yıkım oranını temsil eder.

Türbülans viskozitesi μ_t,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad (2.26)$$

şeklinde yazılır.

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ, σ_k, σ_ε sabit sayılardır.

2.1.2.2.2 RNG k-ε model

RNG k-ε modelde hassasiyeti arttırmak için ek bir terim bulunmaktadır. Türbülans üzerinde küçük ölçekli girdapların etkisini de içermektedir. Standart k-ε modelde türbülans Prandtl sayısı sabit ve yüksek Reynold değerlerindeki akışlar için kullanılırken, RNG k-ε modelde düşük Reynold değerleri için de ayrı bir formül içerir. Bu sebeplerden dolayı RNG k-ε modeli daha hassas ve daha geniş kullanım alanına olanak sağlar.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial x_j}\right] + 2\mu_t E_{ij}.E_{ij} - \rho\varepsilon \qquad (2.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(2\mu_t E_{ij}.E_{ij}) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \qquad (2.28)$$

Bu denkleme ek olarak gelen ifadedeki α_ε ve α_k terimleri ters etkili Prandtl sayılarıdır. Yüksek Reynold sayılarında yaklaşık olarak 1.393 değerini alırlar.

Standart k-ε modelinden farklı olarak ikinci denkleme ek olarak gelen R_ε ifadesi eklenmiştir.

Türbülans viskozitesi μ_t denklem 2.26'daki eşitlik ile hesaplanır.

2.1.2.2.3 Standart k-ω model

Standart k- ω modeli türbülans kinetik enerji k ve spesifik türbülans yayılımı olan ω için yazılan iletim denklemlerinin deneysel olarak oluşturulmuş bir modeldir.

Türbülans kinetik enerji k ve spesifik türbülans yayılımı ω için yazılan iletim denklemleri,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - Y_k \qquad (2.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega \qquad (2.30)$$

şeklinde ifade edilir.

Denklemlerin sağındaki ilk terim yayılım kaynaklı k ve ω iletimini, G_k ve G_ω türbülans kinetik enerji ve spesifik türbülans yayılımı oluşumunu, Y_k ve Y_ω ise türbülans kaynaklı k ve ω yıkım oranını temsil etmektedir.

Türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \qquad (2.31)$$

şeklinde yazılır. α^* düşük Reynold sayıları için düzeltme faktörü olup, yüksek Reynold sayıları için 1 değerini alır.

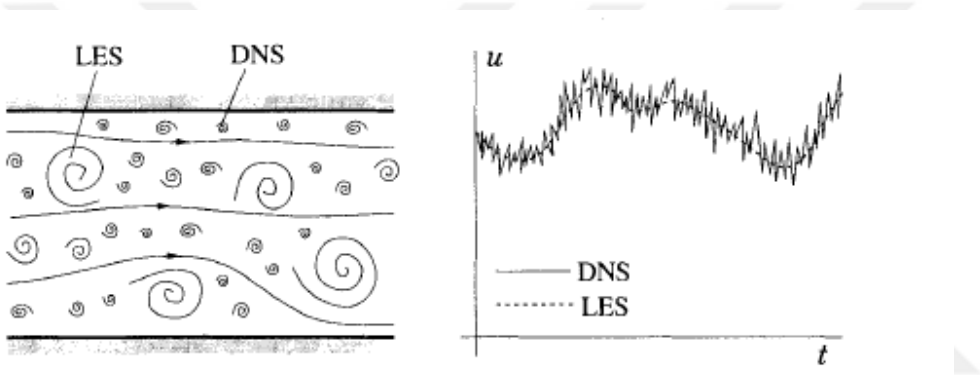
2.1.2.2.4 SST k-ω model

SST k-ω modeli standart k- ω modeline çok benzer ancak ω denkleminde çapraz difüzyonları içeren ek bir ifade eklidir ve daha doğru sonuçlar verecek şekilde denklemde kullanılan sabit değerler farklıdır. Ayrıca türbülans viskozitesi içinde türbülans kayma gerilmesi ifadesini de içermektedir. Tüm bu özellikler ile SST k-ω modeli daha hassas ve daha geniş bir kullanım alanı içermiş olur.

2.1.2.3 Büyük girdap simülasyonu (les)

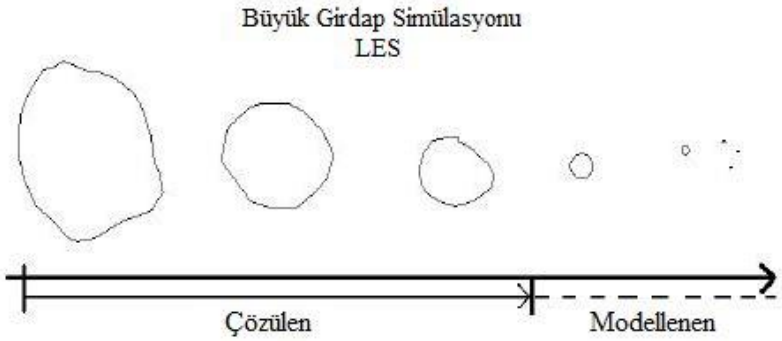
Smagorinski tarafından formüle edilen bu model akıştaki büyük boyuttaki türbülans alanlarını çözmek için kullanılır, küçük girdaplar ise modellenir. Büyük girdap modellemesi geometrinin direkt sayısal çözüm için çok karmaşık olduğu uygulamalar için uygundur[33].

Bölüm 2.1.2.1'de anlatıldığı üzere direkt sayısal çözümde hesaplama zorluğu yüksek ve basit uygulamalar için geçerlidir ancak büyük girdap simülasyonunda büyük ölçekler çözülürken küçük ölçekler daha basit olarak modellenir. Bundan dolayı direkt sayısal çözüme kıyasla denklem 2.19'daki en küçük ölçeği Kolmogorov tarafından belirlenen küçük ölçekli girdapların çözüm eforundan kaçınılmış olunur.



Şekil 2.3 Türbülanslı akış hareketinin gösterimi ve çözüm yöntemine göre kıyaslanması[36].

Kütle, momentum ve enerjinin büyük girdaplar tarafından taşındığı prensibine dayanır. Büyük girdap modellemesinin amacı küçük ölçekli yapıların filtrelenerek çözüm zorluğunu azaltmaktadır. Küçük ölçekli girdapların filtrelenmesi ağ yapısının boyutlarına bağlıdır. Her ne kadar küçük ölçekli girdapların çözümünden kaçınılacak da olsa ağ yapısındaki boyutlar arttıkça filtrelenen yapıların boyutları da artmış olacağı için mümkün olduğunda ince bir ağ örgüsü oluşturulmalıdır.



Şekil 2.4 Büyük girdap simülasyonu çözülen ve modellenen girdap büyüklükleri.

Sıkıştırılamaz akışlar için oluşan filtrelenmiş Navier Stokes denklemleri,

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i x_j} \tag{2.32}$$

şeklinde yazılır.

Süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.33}$$

şeklinde ifade edilir.

2.1.2.3.1 Alt ağ örgüsü ölçek modeli

Büyük girdap simülasyonu için alt ölçek türbülans kayma gerilmeleri modellenmesi gerekir ve

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij} - \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{2.34}$$

şeklinde ifade edilir.

Burada τ_{kk} alt ölçek gerilmesini, μ_t alt ölçek türbülans viskozitesini ifade eder.

Alt ölçek modeli olarak kullanılan Smagorinski Lily modelinde türbülans viskozitesi μ_t,

$$\mu_t = 2\rho {L_s}^2 |\bar{S}| \tag{2.35}$$

şeklinde ifade edilir.

$$|\bar{S}| = \sqrt{2\overline{S_{ij}S_{ij}}} \tag{2.36}$$

L_s alt ölçek için karışım boyutu olup,

$$L_s = min\left(K_a, d, C_s\sqrt[3]{V}\right) \tag{2.37}$$

formülasyonu ile hesaplanır. Burada K_a von Karman sabiti, d en yakın duvara olan uzaklık, C_s Smagorinski sabiti, V çözüm yapılacak hücrenin hacmini ifade eder.

2.2 Akış Akustiği Teorisi ve Hesaplamalı Aeroakustik Yaklaşımı (Caa) Metotları

Hava kaynaklı gürültü, türbülanslı akış hareketi veya katı yüzey ile akışkan arasındaki kuvvet etkileşiminden doğar. Hava kaynaklı gürültü tayini için birçok yaklaşım geliştirilmiştir.

-Doğrudan Metot

-Hibrit Metot

2.2.1 Doğrudan metot

Bu metotta ses dalgalarının üretimi ve yayınımı akışkanlar dinamiği denklemlerinin çözümü ile doğrudan hesaplanır. Ses yayılımı doğrudan çözüldüğü için herhangi bir hata payı yoktur.

Ses dalgalarının tahmini zamana bağlı çözüm gerektirir. Oldukça hassas sayısal bir yöntem olup ince ağ örgüsü yapısı ve küçük zaman adımları gerektirdiğinden zor ve pahalı bir yöntemdir.

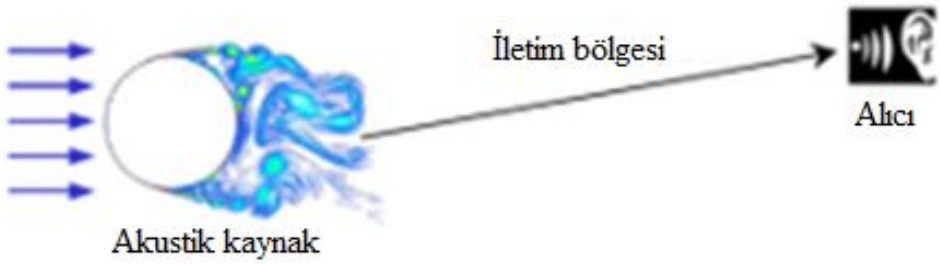
Doğrudan metot uzak alan ölçümleri için uygun değildir. Kabin gürültüsü gibi yakın alan gürültü hesaplaması için uygulanabilir[35].

2.2.2 Hibrit metot

Hibrit yöntemlerde aerodinamik akış alanı ve aerodinamik akış alanının ses üretimi üzerindeki etkisi akustik yayılım alanından ayrıştırılır. Hesaplama zorluğu ve uzak alan uygulanabilirliği için daha az gereksinim gerektirir.

Bu işlem ses üretimi ve mikrofon konumuna yayılımı olarak iki aşamada gerçekleştirilir.

Ses kaynağındaki miktari belirlemek için ilk aşamada aerodinamik ve aeroakustik denklemleri çözülür. Aerodinamik analizde ilk önce kaynak bölgedeki kararsız akışı hesaplamak için bir türbülans modeli kullanılır. Aeroakustik aşamasında ise akışkan alanından akustik yayılımın hesaplanmasında girdi olarak kullanılan akustik kaynaklar değerlendirilir. Ses kaynağı belirlendikten sonra ikinci aşama bunların mikrofon alıcı konumlarına iletimidir. Bu metodoloji ile ilgili görsel şekil 2.5'te gösterilmiştir. Akustik kaynağın alıcı mikrofona taşınması durumunda Lighthill veya Ffowcs Williams-Hawkings gibi akustik analoji yöntemleri kullanılması gerekir.



Şekil 2.5 Hibrit metot[36].

Fan gürültüsü, rotor gürültüsü gibi açık alan problemlerin çözümünde hesaplamalı aeroakustik yaklaşımlar kapsamında en genel kullanım metotlarıdır. Akustik kaynak kompakt kabul edilebildiğinde ve uzak alandaki bir nokta için akustik çözüm istendiği durumlarda integral metotları kullanılır. İntegral metotları kapsamında Lighthill, Ffwocs Williams ve Hawkings formulasyonu kullanılmaktadır.

2.2.2.1 Lighthill akustik analojisi

Lighthill akustik analojisi türbülanslı akış tarafından oluşan sesin yayılımının tanımlanması için geliştirilen ilk modeldir. Homojen bir akışkan içindeki küçük bir

türbülanslı akış bölgesi tarafından üretilen dört kutuplu kaynak terimiyle temsil edilen sesin bir modelidir. Bu analoji fan kanadı gibi katı yüzeylerin etkisini içermemektedir[37].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{2.38}$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial (p_{ij})}{\partial x_j} \tag{2.39}$$

Lighthill, momentum denkleminin konuma göre türevini, süreklilik denkleminin zaman türevinden çıkararak Navier-Stokes denklemlerini yeniden elde etmiştir.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial^2 t} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial^2 \rho_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \tag{2.40}$$

Bu denkleme ek olarak her iki tarafa $-c_0{}^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial {x_i}^2}$ ifadesi eklenip düzenlenmiştir.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_o{}^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial {x_i}^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j}(\rho u_i u_j + (p - c_o{}^2 \rho)\delta_{ij} - \sigma_{ij}) \tag{2.41}$$

Denklem 2.41 Lighthill denklemidir.

$$p = p_0 + p' \tag{2.42}$$

$$\rho = \rho_0 + \rho' \tag{2.43}$$

$$u = u_0 + u' \tag{2.44}$$

p_0 ortalama basınç, p' basınç dalgalanması, ρ_0 ortalama yoğunluk, ρ' yoğunluk dalgalanması, u_0 ortalama hız, u' hız dalgalanması olarak düzenlenirse,

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_o{}^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial {x_i}^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j}\left(\rho u_i u_j + (p - p_0) - c_o{}^2(\rho - \rho_0)\delta_{ij} - \sigma_{ij}\right) \tag{2.45}$$

elde edilir ve bu denklemde dış kuvvetlerin etkisi yoktur. Reynold stres $\rho u_i u_j$ en önemli terimdir. Böylece Lighthill tensörü;

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + (p - p_0) - c_o{}^2(\rho - \rho_0)\delta_{ij} - \sigma_{ij} \tag{2.46}$$

olarak ifade edilir ve Lighthill denklemi;

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_o{}^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i{}^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \tag{2.47}$$

olarak elde edilir. T_{ij} dört kutuplu akustik terimdir. Bu denklem çözülerek dört kutuplu akustik terimin yarattığı ses üretimi hesaplanabilir[12].

2.2.2.2 Ffowcs-Williams and Hawkings (fw-h) akustik analojisi

Ffowcs-Williams and Hawkings akustik analojisi, Lighthill akustik analojisinin genişletilmiş versiyonudur. Tüm veriler belirlenmiş olan kaynak yüzeyden hesaplanır. Lighthill akustik analojisi'nde sadece bir tane akustik terim bulunur. Bu terim dört kutuplu akustik terimi ifade eden Lighthill stres tensörü iken Ffowcs-Williams and Hawkings akustik analojisinde 3 tane akustik terim bulunur. Bunlardan ilki hareketli yüzeyin hacim yerdeğiştirme etkilerine neden olan tek kutuplu(*monopole*) akustik terimdir. İkincisi hareketli yüzey tarafından akışkana aktarılan kuvvetlerin sonucu oluşan çift kutuplu (*dipole*) akustik terimdir. Üçüncüsü ise Lighthill stres tensöründe bahsedilen türbülanslı akış hareketi sonucu oluşan dört kutuplu (*quadripole*) akustik terimdir.

Ffowcs-Williams and Hawkings denklemleri Lighthill akustik analojisinde bahsedilen formüllere benzerdir. Tek kutuplu ve çift kutuplu ses kaynaklarını içerecek şekilde homojen olmayan dalga denklemlerinin düzenlenmiş halidir. Ffowcs-Williams and Hawkings denkleminin çözümü yüzey ve hacim integrallerinden oluşur.

Yüzey integralleri, tek kutuplu ve çift kutuplu kaynaklarını hesaplamak için kullanılırken, dört kutuplu kaynakları belirlemek için hacim integrallerine ihtiyaç vardır. Akış düşük ses altı olduğunda ve kaynak bölgesi kaynak yüzeyi tarafından kaplandığında, hacim integrallerinin etkisi az olur. Bundan dolayı hacim etkileri ihmal edilebilir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = \rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \tag{2.48}$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial (p_{ij})}{\partial x_j} \tag{2.49}$$

Süreklilik denkleminin zaman türevinden momentum denkleminin uzay türevini çıkararak aşağıdaki ifadeyi elde edebiliriz:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - {c_o}^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial {x_i}^2} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \tag{2.50}$$

Denklem 2.50 Ffowcs-Williams and Hawkings denkleminin türevidir. Denklemdeki eşitliğin sağındaki ilk terim olan $\frac{\partial}{\partial t}(\rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i})$ ifadesi tek kutuplu akustik terimleri, ikinci terim olan $\frac{\partial}{\partial x_i}(p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i})$ ifadesi çift kutuplu akustik terimleri, son terim ise Lighthill akustik analojisinde değinildiği üzere dört kutuplu akustik terimi ifade eder[12].

Ffowcs-Williams and Hawkings denklemi analitik olarak çözülebilir ancak bazı kabuller gerektirir. Bu kabul akustik kaynak ve mikrofon konumu arasında boş bir alan olduğu kabulüdür.

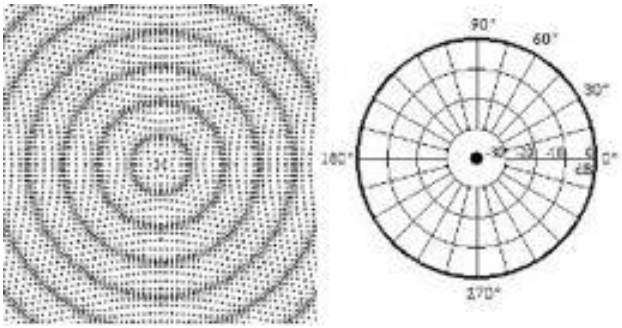
2.2.3 Akustik kaynak yayılımı

Bir akustik ses kaynağının yönelimi, alıcı konumunun kaynağa göre konumuna ve açısal durumuna göre ses seviyesi ile ilgili bilgi verir. Akustik kaynak yönelimi kinetik enerjinin akustik enerjiye dönüşüm mekanizmasına göre karakterize edilir. Akustik ses kaynaklarında tek kutuplu, çift kutuplu ve dört kutuplu olmak üzere üç tip yayılım şekli bulunmaktadır.

2.2.3.1 Tek kutuplu akustik yayılım

Tek kutuplu akustik yayılım şeklinde üretilen ses, hareketli yüzeyin hızı sonucu akışkanın hareketi ile oluşur. Şekil 2.6'da gösterildiği şekilde tüm yönlerde eşit

yayılım gösterir. Başka bir ifadeyle açıklamak gerekirse ses kaynağından belirli bir mesafede bulunan alıcı konumunun açısı değiştirilirse algılanan ses basıncı değişmez.



Şekil 2.6 Tek kutuplu (monopole) akustik yayılım.

Yarıçapı düzgün olarak genişleyen bir küre tek kutuplu akustik yayılım şekline örnek olarak verilebilir.

Belirli bir r mesafesinde tek kutuplu şeklinde yayılan basınç şu şekilde formülize edilebilir:

$$p(r,\theta,t) = i\frac{Q\rho c k_\lambda}{4\Pi r} e^{i(2\Pi f t - k_\lambda r)} \tag{2.51}$$

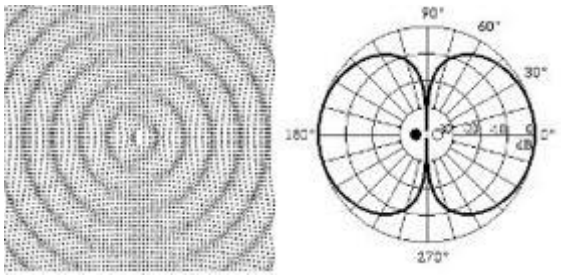
Bu basıncın büyüklüğü ise denklem 2.52'deki eşitlik ile elde edilir.

$$|p(r,\theta,t)| = \frac{V\rho c k_\lambda}{4\Pi r} \tag{2.52}$$

Burada ρ yoğunluk, c ses hızı, f frekans, r ses kaynağının uzaklığı, θ açısal konum, t zaman, k_λ dalga sayısı, V ise kaynak tarafından yer değiştirilen akış hacmini ifade eder[12].

2.2.3.2 Çift kutuplu akustik yayılım

Çift kutuplu akustik yayılım şeklinde üretilen ses, hareketli katı yüzeyin havaya temas etmesi sonucu oluşur. Tek kutuplu akustik yayılımdan farklı olarak Şekil 2.7'de gösterildiği gibi birbirinden zıt fazlarda yayılım gösterirler.



Şekil 2.7 Çift kutuplu (dipole) akustik yayılım.

Belirli bir r mesafesinde çift kutuplu şeklinde yayılan basınç şu şekilde formülize edilebilir:

$$p(r,\theta,t) = -i\frac{V\rho c{k_\lambda}^2 d}{4\Pi r}\cos\vartheta\, e^{i(2\Pi ft - k_\lambda r)} \tag{2.53}$$

Bu basıncın büyüklüğü ise denklem 2.54'teki gibi elde edilir:

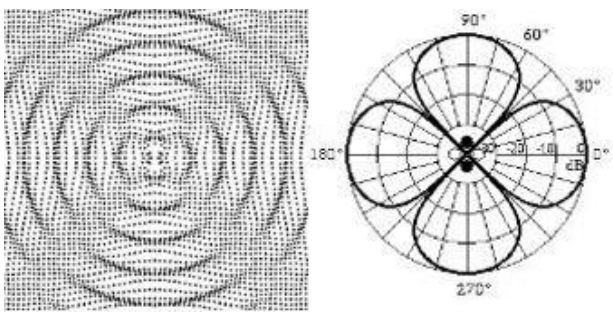
$$|p(r,\theta,t)| = \frac{V\rho c{k_\lambda}^2 d}{4\Pi r}\cos\vartheta \tag{2.54}$$

2.2.3.3 Dört kutuplu akustik yayılım

Dört kutuplu akustik kaynak, aynı güce ve farklı fazlara sahip iki adet iki kutuplu akustik kaynaktan oluşur. İçerdikleri bu iki tane iki kutuplu kaynağın dizilimine göre iki farklı çeşidi vardır.

Yanal dört kutuplu akustik yayılım (*Lateral quadrupole*)

Yanal dört kutuplu akustik yayılım gösteren kaynağın yapısındaki iki adet iki kutuplu akustik kaynağın eksenleri aynı doğru üzerinde değildir.



Şekil 2.8 Yanal dört kutuplu (lateral quadrupole) akustik yayılım.

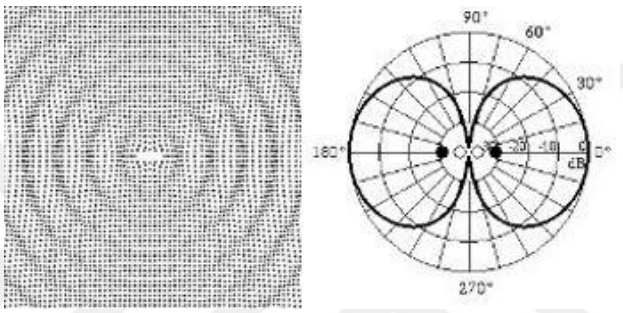
Belirli bir r mesafesinde çift kutuplu şeklinde yayılan basınç şu şekilde formülize edilebilir:

$$p(r,\theta,t) = \frac{V\rho ck_{\lambda}}{4\Pi r} 4k^2 \mathrm{dD}\cos\vartheta \sin\vartheta \tag{2.55}$$

Burada d iki kutbun arasındaki yatay mesafe, D ise dikey mesafelerdir.

Doğrusal dört kutuplu akustik yayılım (*Linear quadrupole*)

Doğrusal dört kutuplu akustik yayılım gösteren kaynağın yapısındaki iki adet iki kutuplu akustik kaynağın eksenleri aynı doğru üzerindedir.



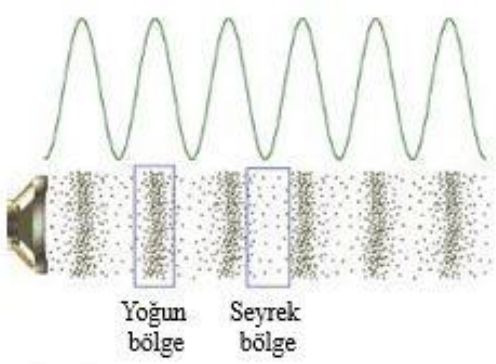
Şekil 2.9 Doğrusal dört kutuplu (linear quadrupole) akustik yayılım.

Belirli bir r mesafesinde çift kutuplu şeklinde yayılan basınç şu şekilde formülize edilebilir:

$$p(r,\theta,t) = -i\frac{V\rho ck_{\lambda}}{4\Pi r} 4{k_{\lambda}}^2 \mathrm{dD}\cos^2\vartheta \tag{2.56}$$

2.3 Temel Ses Teorisi

Ses, ortamdaki parçacıkların titreşerek oluşturduğu dalgalar ile havada basınç değişiklerinin meydana gelmesi sonucu oluşur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle doğup bu titreşimin diğer parçacıklara iletimi ile yayılmaktadır. Ses dalgaları sonucu ortamdaki parçacıkların davranışı şekil 2.10'da gösterilmiştir. Diğer parçacıklara iletilen bu titreşim sonucu oluşan basınç dalgalanması kulak zarına ulaştığında işitme gerçekleşir. Sesin oluşması için bir titreşim hareketi, yayılması için de akustik ortam gereklidir.



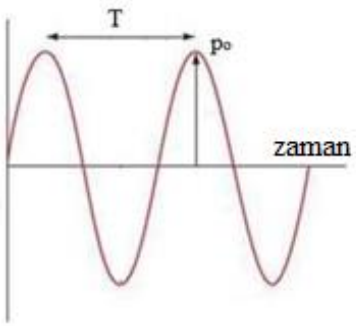
Şekil 2.10 Hava moleküllerinin hareketi.

Ses kişiye bağlı değişmeyen, seviyesi ölçülebilen, nesnel bir kavramdır. Gürültü ise kişiden kişiye değişebilen öznel bir kavramdır. Bir sesin gürültülü olarak nitelendirilmesi kişiye bağlı olarak değişmektedir. Gürültü hoşa gitmeyen ses olarak tanımlandırılmaktadır. Ses seviyesi az olup da insan için rahatsız edici veya gürültülü olarak nitelendirebileceği sesler olabilir.

Ses basıncının birimi Pa [N/m^2]'dır. İnsanın duyabileceği ses basıncının aralığı ise $20\,10^{-5}$- 20 Pa aralığıdır. Bu aralık çok geniş olduğundan desibel adı verilen logaritmik bir büyüklük ile ses birimi ifade edilir.

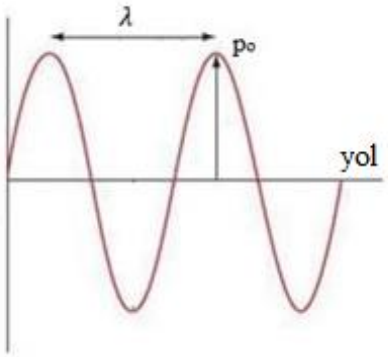
2.3.1 Ses dalgalarının özellikleri

Şekil 2.11'de basit bir harmonik ses dalgası gösterilmektedir. Burada x ekseni zaman, y ekseni ise basınç değişimini ifade etmektedir. Basıncın en yüksek değerini aldığı tepe noktasının bulunduğu p_o değerine genlik denir. Şekilde T ile gösterilen grafiğin iki tepe noktası arasındaki zaman farkı periyot olarak adlandırılır. Periyodun tersi ise frekanstır. f = 1/T olarak ifade edilir.



Şekil 2.11 Harmonik bir ses dalgasının oluşturduğu ses basıncının zamana bağlı değişimi.

Şekil 2.12'de bir ses dalgasının yarattığı basınç değişiminin ses kaynağından uzaklıkla değişimini göstermektedir.



Şekil 2.12 Harmonik bir ses dalgasının oluşturduğu ses basıncının kaynaktan olan mesafesine bağlı değişimi.

Burada şekilde λ ile gösterilen iki tepe arasındaki mesafeye dalga boyu denir.

$$Dalga\ yayılma\ hızı\ c = \frac{\lambda}{T} \tag{2.57}$$

Dalga yayılma hızı başka bir ifadeyle:

$$Dalga\ yayılma\ hızı\ c = \lambda\, f \tag{2.58}$$

ile ifade edilebilir.

2.3.2 Ses gücü düzeyi

Bir ortamda bulunan ses kaynağının titreşimi ile ortamdaki parçacıkları titreştirerek oluşan basınç dalgaları sonucu açığa çıkan sesin enerjisine ses gücü denir. Bu gücün referans alınan güç değerine göre belirlenen seviyesine ise ses gücü düzeyi denir. Referans ses gücü değeri $W_0 = 10^{-12}$ alınır. Ses gücü düzeyi,

$$Lw = 10 \log \frac{w}{w_o} \tag{2.59}$$

ile belirlenir.

Ses gücü düzeyi kaynağa bağlı olup kaynağın bulunduğu ortama göre değişmeyen bir değerdir. Endüstiyel cihazların için standartlar kapsamında belirlenen değerler ses

gücü düzeyi cinsinden belirlenir. Cihazlar için ses gücü düzeyi hesaplaması yapılıp standartlara uygunluğu bu değer cinsinden kontrol edilir.

2.3.3 Ses basınç düzeyi

Bir ses kaynağının titreşmesi ve bunun ortamdaki parçacıkların titreşimi ile yayılarak havada yarattığı basınç değişimlerinin bir noktada algılanması sonucu algılanan bu değere ses basıncı denir. Sesin algılanması kulak zarının temas ettiği havanın basıncının değişmesi sonucu gerçekleşir. Ses basıncı, ses gücünden farklı olarak belirli bir noktadaki yarattığı basınç değişimi olduğundan ölçüm yapılan noktaya ve ölçüm yapılan ortama bağlı değişmektedir.

Uluslararası referans basınç değerine göre belirlenen değere ses basınç düzeyi denir. Referans ses basıncı $P_0 = 2x10^{-5}$ alınır.

Referans değerine göre ses basınç düzeyi,

$$Lp = 10 \log \frac{p}{p_o} \tag{2.60}$$

şekilde hesaplanır.

Referans değer bir kişinin frekans değeri 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için havada en az 20 mikropaskallık bir basınç değeri oluşması gerekmesidir. Ölçülen değer olan p ses basıncının karelerinin ortalamasının karekökü olan (rms) değeridir.

Harmonik olmayan ses dalgalarının ses basıncı değerleri ise belirli bir t zaman aralığındaki ses basınç değerlerinin rms değeri üzerinden integrali şeklinde hesaplanır:

$$p = \sqrt{\left[\frac{1}{t}\int_1^t p^2(t)dt\right]} \tag{2.61}$$

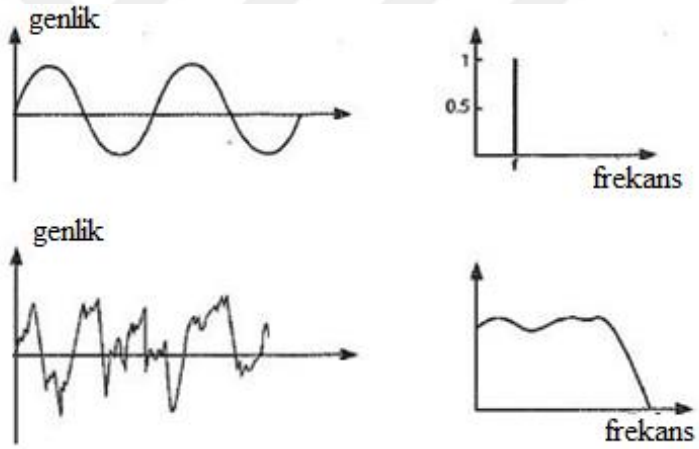
2.3.4 Frekans analizi

Periyodik sesler belirli periyotlarda kendini tekrar eden ve sadece tek bir harmonikten oluşmaktadır. Aynı zamanda periyodik olmayan karmaşık sesler de birçok harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde yazılabilir. Bu ses sinyallerinin frekans bileşenlerine

ayrıştırarak frekans analizi yapılıp frekans düzleminde gösterimine frekans spektrumu adı verilir.

Ses ve titreşim ile ilgili konularda doğada karşılaşılan sesler veya endüstriyel uygulamalarda yapılan ölçümler genellikle karmaşık seslerden oluşmaktadır. Bu seslerin zaman düzleminde toplanan verisi çoğu zaman anlamlandırılmakta büyük zorluk yaratır. Alınan bu verinin anlamlı hale getirilip üzerinde daha doğru yorum yapılabilmesi için frekans analizi yapılıp bu verinin frekans dağılımını incelemek daha yararlı bilgi verecektir.

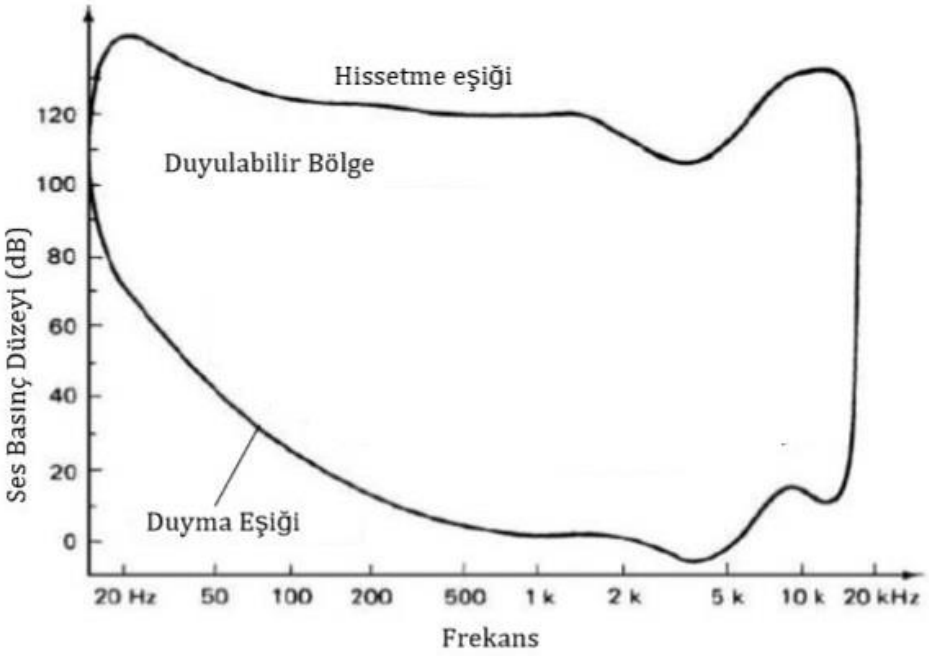
Ölçülen ses verisinin frekans dağılımının elde edilmesinin önemi gürültü kontrolü açısından önemlidir. Gürültü kontrolü uygulamalarında alınacak önlemler sesin frekansıyla doğrudan ilişkili olup, bu sese maruz kalacak kişi açısından sesin ne kadar rahatsız edici olabileceği konusunda da yorum yapılabilmesini sağlar.



Şekil 2.13 Zamana bağlı sinyallerin örnek frekans dağılımı gösterimi

Şekil 2.13'de zamana bağlı bazı sinyallerin frekans dağılıma örnek gösterilmiştir. Harmonik sinyaller tek frekanslı bir sinyalden oluşurken, rastgele dağınık bir sinyal geniş bant frekans dağılımına sahiptir.

Normal bir insan 20-20000 Hz frekans aralığındaki sesleri duyabilmektedir. Şekil 2.14'te frekansa bağlı olarak insanın duyabileceği ses basınç düzeyi değerleri gösterilmiştir. 20 Hz'nin altındaki sesler ses berisi (*infrasound*), 20000 Hz'nin üstündeki sesler ise ses ötesi (*ultra sound*) olarak isimlendirilir.



Şekil 2.14 Duyulabilir bölge[39].

2.3.5 Oktav bantları

Frekans analizi yapmadan önce ilk olarak hangi frekans aralığının inceleneceğinin belirlenmesi gereklidir. İnsan kulağının duyabildiği frekans aralığı 20 – 20 kHz aralığıdır. Bu aralığın çok geniş olmasından dolayı frekans aralığı oktav adı verilen kısımlara bölünür. Oktavlar belirli aralıktaki frekansların enerjisini temsil eder. Bu aralıkların üst ve alt sınırları bulunur. Bir üst bandın alt sınırı, bu bandın bir alt bandının üst sınırına eşittir. Üst ve alt sınırın arasındaki tüm frekanslar merkez frekans ile temsil edilir.

Standart olarak oktav bantlarının merkez frekanslarının alt ve üst sınırları ile birlikte Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1'de görülebileceği gibi örneğin merkez frekansı 1000 Hz olan oktav bandın alt sınırı 710 Hz, üst sınırı 1420 Hz'dir. Bu aralıktaki tüm frekanslar 1000 Hz ile ifade edilir ve bu aralık oldukça geniştir.. Bu aralıktaki frekans dağılımın daha hassas incelenmek istendiğinde daha dar frekans bantları kullanılabilmektedir.

Tablo 1 : 1/3 oktav frekans değerleri [Hz].

Merkez Frekans (f_0)	Alt Sınır Frekansı (f_1)	Üst Sınır Frekansı (f_2)
100	89.1	112
125	112	141
160	141	178
200	178	224
250	224	282
315	282	355
400	355	447
500	447	562
630	562	708
800	708	891
1000	891	1122

Alt sınır f_1, üst sınır f_2, merkez frekans f_0 olmak üzere,

$$f_2 = 2^n f_1 \tag{2.62}$$

$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2} \tag{2.63}$$

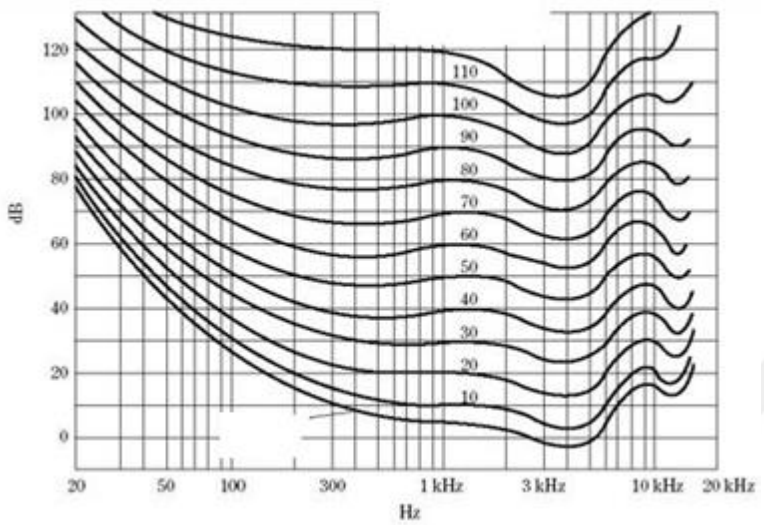
ile elde edilir.

Burada n oktav bandı kaç aralığa bölündüğünü gösterir. Pratik uygulamalarda bu aralıklar daha dar bantlara ayrılmak istendiğinde 1/3 veya 1/12 oktav bantları kullanılır.

2.3.6 Gürültü düzeyi ve ağırlıklandırma

İnsan kulağı her frekanstaki sese olan duyarlılığı aynı değildir. Aynı ses basıncına sahip iki farklı frekanstaki sesi farklı yükseklikte algılarlar. Bir sesin yüksekliği o sesin yarattığı ses basıncı ve frekans bileşenlerine bağlıdır. Ses yüksekliği ses basınç düzeyinin ve frekansının etkilerinin insanda oluşturduğu objektif algı ile ilişkilidir. Farklı frekanslardaki aynı ses yüksekliğinde duyulan seslerin ses basınçlarının bulunabilmesi için kişilerin bu objektif algılarının belirlenmesine ihtiyaç vardır. Bunun için birçok kişinin tepkileri alınarak ses basıncı, frekansı ve ses yüksekliği arasında bir ilişki oluşturulmuştur. Bu kişilerin tepkilerine göre aynı yükseklikte

duyulan farklı frekans değerlerinde olan seslerin ses basınç düzeylerinin frekans ekseninde değişimi gösterilerek Şekil 2.15'de gösterilen eş yükseklik eğrileri çizilmiştir. Bu eğriden anlaşılacağı gibi insan kulağı 1000 Hz'deki sesleri olduğu gibi algılamaktadır.

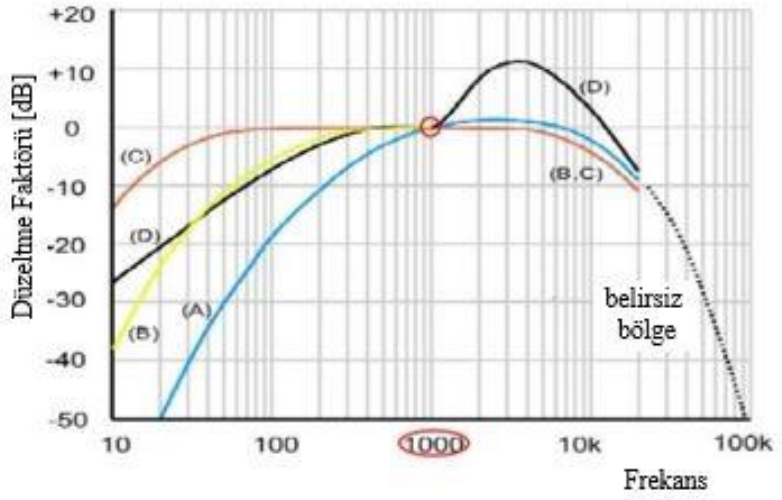


Şekil 2.15 Eş yükseklik eğrileri.

Objektif algı ile insan kulağının farklı frekanstaki seslere olan duyarlılığının farklı olması sebebiyle ses basıncının belirli bir eğriye göre ağırlıklandırılması ile elde edilen sese gürültü düzeyi adı verilir.

Gürültü düzeyi elde edilmesi için A-B-C-D olmak üzere 4 farklı ağırlıklandırma eğrisi geliştirilmiştir. Gürültü ölçüm konularında hangi durumlarda hangi ağırlık eğrilerinin kullanılacağı standartlarda belirtilmektedir. Günümüzde insanların frekansa bağlı olarak sese olan duyarlılığını göz önünde bulundurmak amacıyla bu etkiyi en iyi temsil edecek olan A ağırlık egrisi kullanılmaktadır. Darbe gürültüsü söz konusu olduğunda C ağırlık eğrisi kullanılmakta olup uçak gürültüsü için D ağırlık eğrisi kullanılmaktadır[39].

Şekil 2.16'da A-B-C-D ağırlıklandırma eğrileri gösterilmiştir. Octav bant dağılımı bilinen ses basınç düzeylerinin gürültü düzeyleri bulunmak istendiğinde o frekanstaki ağırlık eğrisi üzerindeki düzeltme faktörü değeri eklenir.



Şekil 2.16 Ağırlıklandırma eğrileri.

Şekil 2.16'da gösterilen grafikteki değerlere göre 1/3 oktav merkez frekansları için A ağırlıklı filtre değerleri Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 2 : 1/3 oktav A ağırlıklı filtre değerleri.

100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250
-19.1	-16.1	-13.4	-10.9	-8.6	-6.6	-4.8	-3.2	-1.9	-0.8	0	0.6

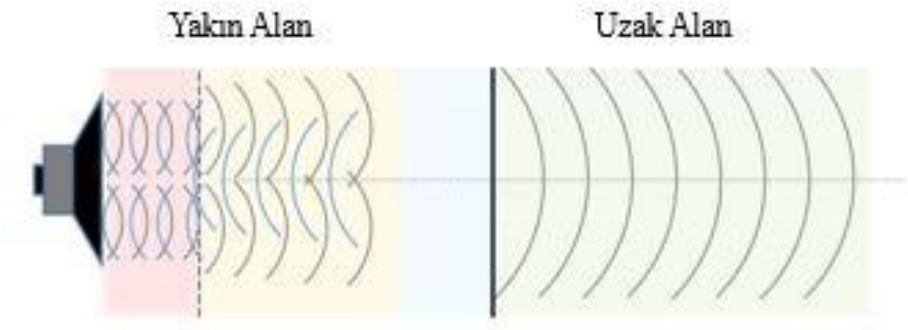
Şekil 2.15'te gösterilen eş yükseklik eğrilerindeki 1000Hz'deki seslerin olduğu gibi algılanma bilgisine dayanarak yine Şekil 2.16'da gösterilen tüm ağırlıklandırma yöntemlerinde 1000 Hz'deki düzeltme faktörü 0'dır.

2.3.7 Sesin yayılması

Bir ses kaynağından yayılan sesin yayılma alanı yakın alan ve uzak alan olmak üzere 2 bölüme ayrılır.

Yakın alan ses kaynağına oldukça yakın bölge olup şekil 2.17'de gösterildiği gibi küçük mesafe değişimleri ile ses basınç değerlerinde büyük farklılık gösterir, yayılım belirli bir faz içinde değildir. Yakın alan mesafesi ses kaynağının en büyük ölçüsünün 2 katı mesafede yada ses dalgasının en düşük frekans bileşeninin dalga boyu kadar mesafede bulunur.

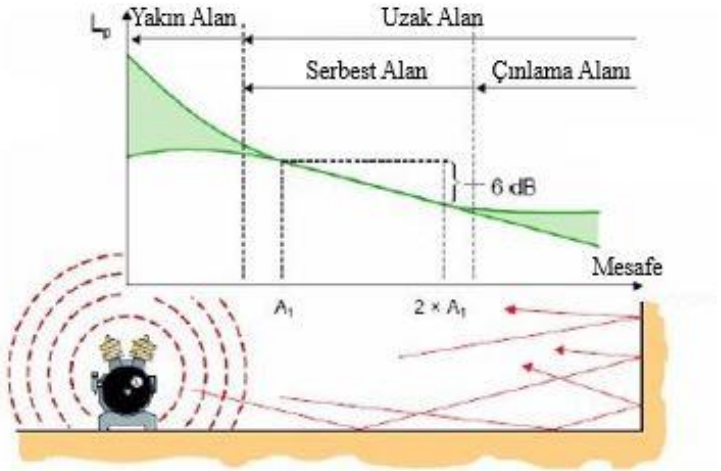
Uzak alan ses dalgalarının yayılımının düzenli hale geldiği ve ses ölçümü yapılması için uygun olan bölgedir.



Şekil 2.17 Ses yayılımı gösterimi.

Uzak alan; serbest alan ve çınlama alanı olmak üzere 2'ye ayrılır. Serbest alanda ses dalgaları herhangi bir yansıtıcı yüzey yokmuşcasına düzgün dalgalar şeklinde yayılmaktadır. Serbest alanda ölçüm yapıldığında ses kaynağından olan uzaklık iki katına çıkıldığında ses basınç değeri 6 dB düşer.

Sesin yayılımının olduğu doğrultuda herhangi bir yansıtıcı yüzey varsa, ses bu yansıtıcı yüzeyden yansıyarak tekrar kaynağa döner ve serbest alandaki doğrusal ses dalgası azalımı eğilimini bozar. Bu alana çınlama alanı denir.



Şekil 2.18 Ses yayılımı detaylı gösterimi.

Serbest alanda yapılan ses basıncı ölçümü ile ses gücü hesaplaması,

$$Lp = Lw + 10\log\frac{Q}{4\Pi r^2} \tag{2.64}$$

şeklinde yapılmaktadır. Burada,

Lw ses kaynağının ses gücü düzeyi, Q yönelme katsayısı, r ses basıncı ölçümü yapılan konumun ses kaynağından olan uzaklıktır.

Q yönelme katsayısı, ses kaynağı düz bir yansıtıcı yüzey üzerindeyse 2, iki duvarın birleştiği noktada ise 4, üç duvarın birleştiği köşe noktada ise 8 alınmalıdır[39].

Çınlama alanında yapılan ses basıncı ölçümü ile ses gücü hesaplaması için kaynaktan olan uzaklığa, yönelme katsayısına ve ayrıca oda sabitine bağlıdır. Buna göre ses gücü düzeyi,

$$Lp = Lw + 10\log\left[\frac{Q}{4\Pi r^2} + \frac{4}{R}\right] \tag{2.65}$$

şeklinde hesaplanır.

Burada R oda sabitir. R oda sabiti,

$$R = \frac{S\overline{\alpha}}{1-\overline{\alpha}} \tag{2.66}$$

çınlama süresi T,

$$T = \frac{4V}{\overline{\overline{\alpha}}cS} ln10^6 \tag{2.67}$$

şeklinde hesaplanır. Burada,

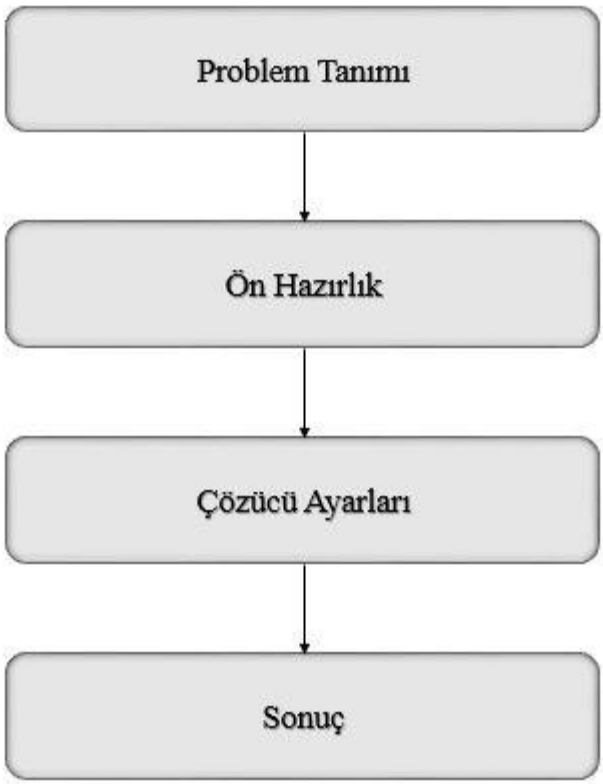
V oda hacmi $[m^3]$, c sesin hızı $[\frac{m}{s}]$, S odanın toplam yüzey alanı $[m^2]$, $\overline{\alpha}$ odanın ortalama ses yutma katsayısıdır.

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Tez kapsamında planlanan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi çalışmaları Ansys Fluent programı 19.2 versiyonu kullanılarak yapılmıştır.

Ansys Fluent programında ilgilenilen hacim sonlu kontrol hacimlerine ayrılarak bu kontrol hacimleri için akışkanlar dinamiği temelini oluşturan Navier Stokes denklemlerinin çözümü gerçekleştirilir.

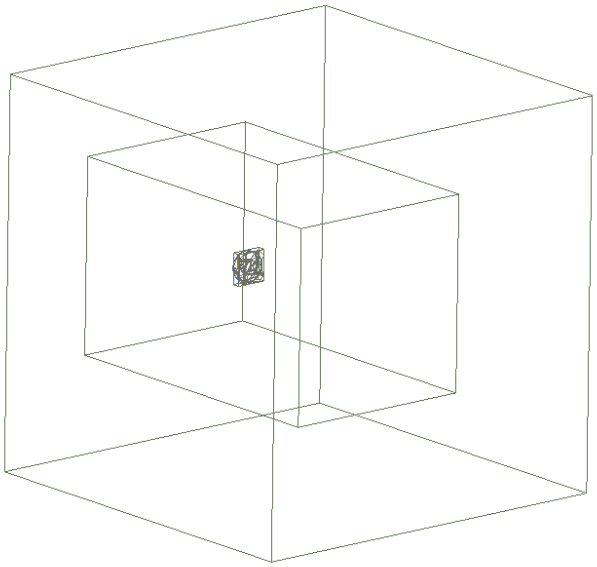
Şekil 3.1'de sayısal analizler kapsamında yapılan çalışmaların akış şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri akış şeması.

3.1 Problem Tanımı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılacak olan fan eksenel tip bir fan olup 7 adet kanada sahiptir. Sayısal çalışmaların ilk aşaması olarak zamana bağlı olmayan analiz yapılıp daha sonra zamana bağlı çözüm gerçekleştirilmiş olup ilk analiz sonucu elde edilen sonuçlar ikinci aşama için başlangıç koşulu olarak alınmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirildikten sonra akustik model aktif hale getirilip belirlenen mikrofon konumları için ses basınç seviyesi elde edilmiştir.

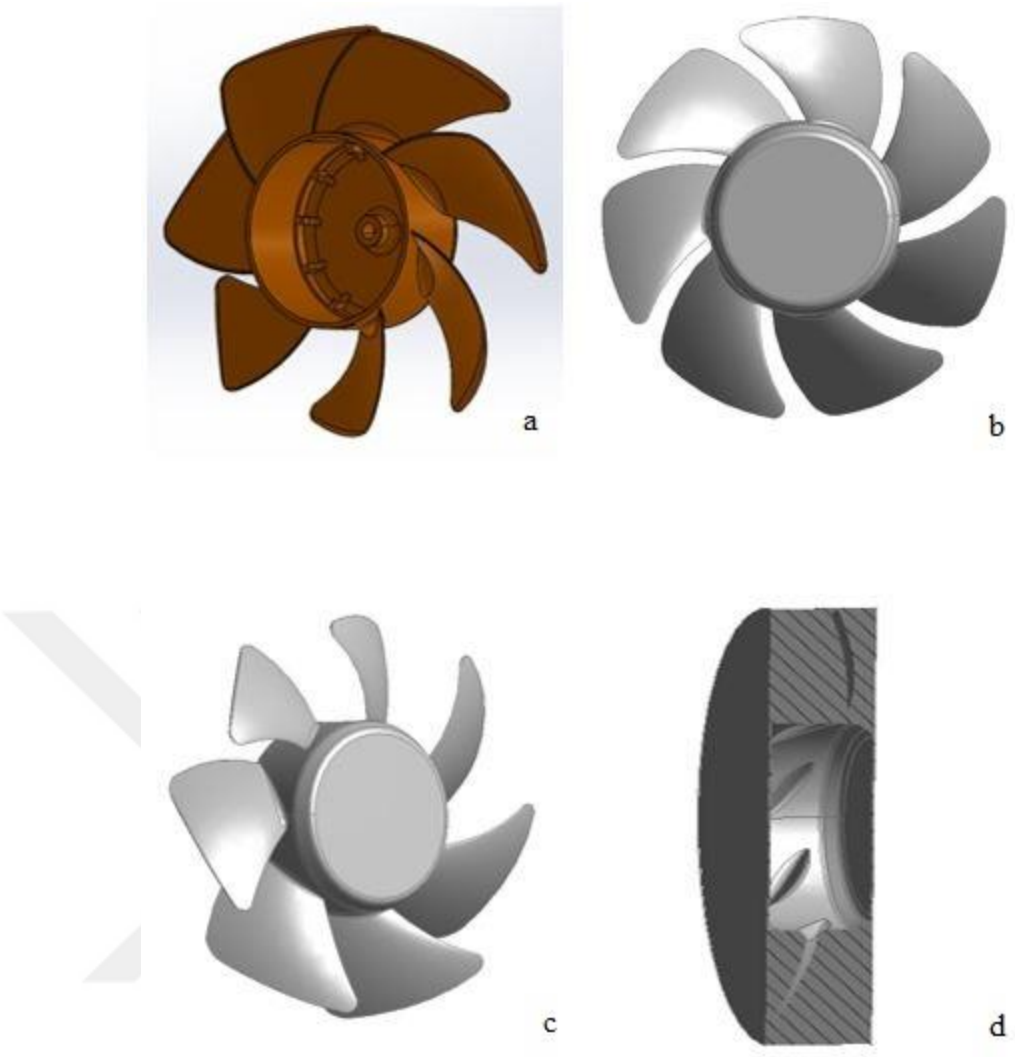


Şekil 3.2 Oluşturulan hacimlerin program üzerindeki üç boyutlu gösterimi.

Çözülen problem için ilgilenilen hacimlerin genel program görseli şekil 3.2'de gösterilmiştir. İç kısımda fan geometrisinin yer aldığı dönen hacim bulunmaktadır. Dönen hacim iç hava hacmiyle çevrelenmiş olup, iç hacim de dış hava hacmiyle çevrelenmiştir. Dış hava hacminden akustik kaynak bölgesi olan dönen hacime doğru daha ince ağ örgüsü yapıları oluşturmak amacıyla iç içe farklı hacimler oluşturulmuştur.

3.2 Ön Hazırlık

Geometrinin Hazırlanması: Sayısal analiz çalışmalarında öncelikle belirli bölgelerdeki ağ örgüsü yapısında yığılma olmaması için analiz açısından sonuçları etkilemeyeceği ön görülen bu bölgelerde geometrik düzenleme ve basitleştirme çalışmaları yapılmıştır.

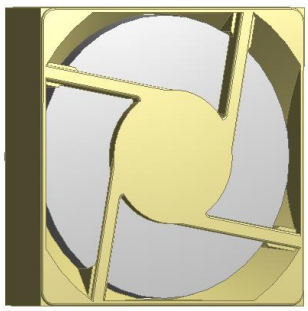


Şekil 3.3 a) ön görünüş b) arka görünüş c) izometrik görünüş d) dönen hava hacmi

Şekil 3.3a'da ilgilenilen fanın üç boyutlu katı modelinin önden görünüşü bulunmaktadır. Yapılacak olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde bu katı model kullanılmıştır. Yukarıda bahsedildiği gibi öncelikle bu fan geometrisi için ağ örgüsü oluşturma aşamasında zorluk yaratacak ve sonuçları etkilemeyeceği ön görülen bölgeler üzerinde düzeltmeler yapılmıştır. Bu kapsamda fan göbeğindeki fan motorunun bulunduğu boşlukta yer alan geometrik açıdan keskin köşeler doldurulmuştur.

Şekil 3.3b'de 7 kanatlı eksenel fanın geometrik düzeltmeler yapıldıktan sonraki arkadan görünüşü şekil 3.3c'de ise izometrik görünüşü bulunmaktadır.

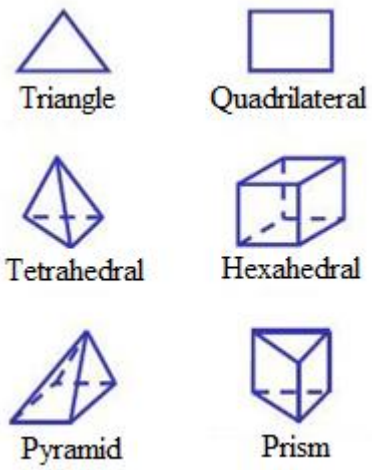
Şekil 3.3d'de gösterildiği gibi fan kanatlarını kapsayacak şekilde silindirik hacim oluşturulmuş ve fan kanatı geometrisi bu hacimden çıkarılarak dönüş hareketi yapacak olan hava hacmi oluşturulmuştur.



Şekil 3.4 Fan dış çerçevesi ve dönen hacim.

Şekil 3.4'te fan kanatlarını dıştan çevreleyen dış çerçeve ve silindir şeklinde oluşturulan dönen hacim gösterilmiştir. Fan dış çerçevesi daha önce oluşturulmuş şekil 3.2'de gösterilen hava hacminden çıkartılarak hesaplamalardaki etkisi dikkate alınmıştır.

Ağ Örgüsünün oluşturulması: Ağ örgüsünün şekil 3.5'de gösterilen eleman tiplerinden hangisi kullanılarak oluşturulacağı çalışılan uygulamaya göre değişiklik göstermektedir. Hesaplama zamanı, hesaplama zorluğuna bağlı olarak kullanılan donanımın yeterliliği, hesaplama sonucu elde edilen verinin doğruluğu ve hassasiyeti gibi kriterler ağ örgüsü eleman tipi seçimi için belirleyici kriterlerdir.



Şekil 3.5 Ağ örgüsü eleman tipleri.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri kapsamında ilgilenilen problemler genelde karmaşık geometriler içermektedir. Fan modeli gibi karmaşık geometriler ve büyük hacimler içeren geometrilerde bunun yanında zamana bağlı olmayan birçok zaman adımı içeren uzun soluklu analizler tetrahedral ağ örgüsü eleman tipi seçimi için tercih etme sebebidir.

(*Tetrahedral*) eleman tipleri aynı geometri için daha az ağ örgüsü elemanı oluşturulmasını sağlar. Bunun sebebi tetrahedral eleman tipleri akış hacmi içinde belirtilen bölgede eleman tiplerinin yoğunlaşmasına olanak sağlar. (*Hexahedral*) eleman tipleri yüksek en boy oranına (*Aspect ratio*) sahip olduğu için bazı durumlarda cazip olabilmektedir. Problemdeki uzun düzgün ilerleyen kanala benzer geometriler varsa yüksek en boy oranına sahip *(hexahedral)* eleman tipleri kullanılabilir. (*Tetrahedral*) eleman tiplerinde ise yüksek en boy oranı çözümdeki doğruluğu ve yakınsamayı etkilemektedir[41].

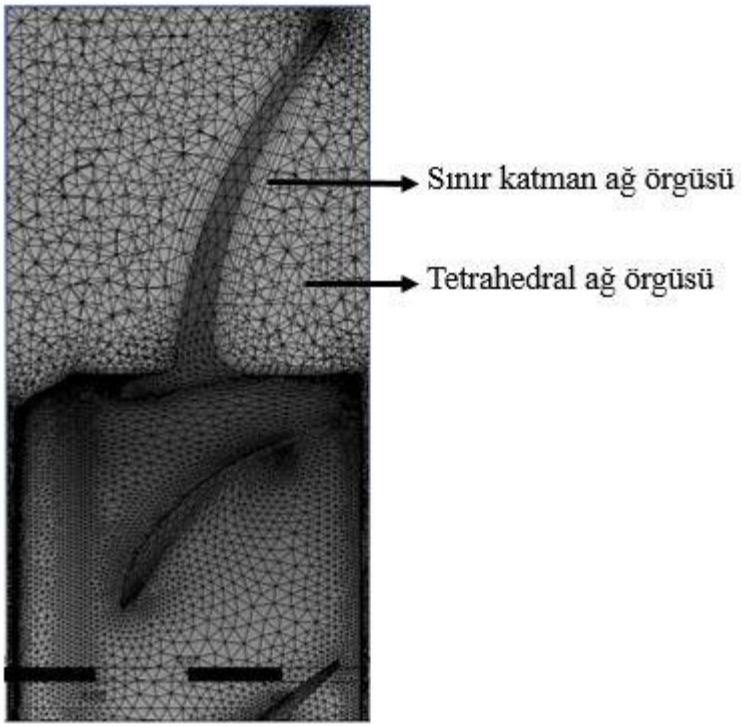
Özet olarak kaynak [41]'de ağ örgüsü eleman tipleri ile alakalı eğer basit ve nispeten karmaşık geometri ile çalışıyorsa (*Hexahedral*), daha karmaşık geometri ile ilgilenip hesaplama zamanı azaltmak isteniyorsa (*Tetrahedral*) eleman tipleri kullanılması önerilmiştir.

Tez kapsamında oluşturulan hacimler 6 adet kenarı, 4 adet yüzeyi bulunan ağ örgüsü element tiplerinden (*Tetrahedral*) oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ örgüsü yapılarında en boy oranı 0.9'tan büyük olmamasına dikkat edilmiştir. Oluşturulan ağ örgüsünün ortalama element kalitesi 0.83'tür. Tablo 3'te her bir hacim için oluşturulan eleman sayıları gösterilmiştir.

Tablo 3 : Ağ örgüsü eleman sayıları.

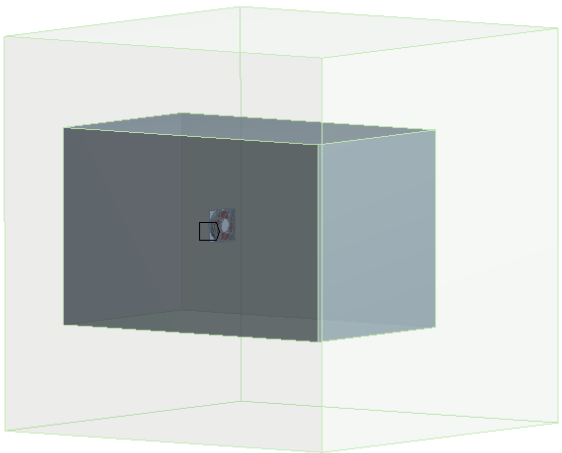
	Ağ örgüsü eleman sayısı
Dönen hava hacmi	1352915
İç hava hacmi	4662587
Dış hava hacmi	698766
Toplam	**6714268**

Fan kanatlarının bulunduğu yakın bölgede yüksek hız değişimleri olduğundan dolayı şekil 3.6'te gösterildiği gibi sınır katman ağ örgüsü oluşturulmuştur.

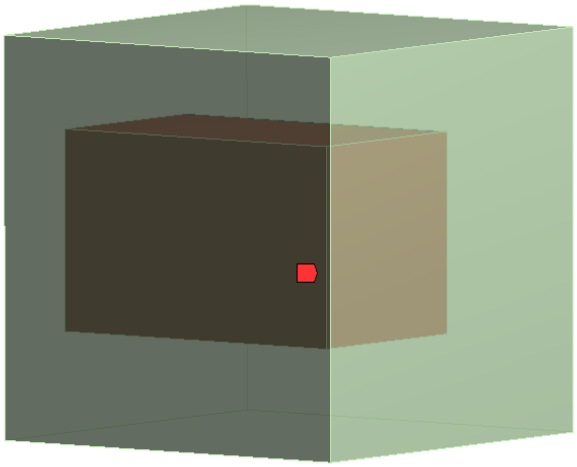


Şekil 3.6 Dönen hacim için oluşturulmuş ağ örgüsü yapısı.

Eğer ilgilenilen problemde birden fazla parça ve hacim varsa oluşturulan ağ örgüsü bu hacimlerin kesişme yüzeylerinde birbirleri ile eşleşmeyecektir. Bu durumda hacimlerin ortak olduğu yüzeyler ağ örgüsü arayüzü (*mesh interface*) olarak tanımlanmalıdır. Tez kapsamında ilgilenilen geometride birden fazla hacim olduğu için şekil 3.7 ve şekil 3.8'de program içinde tanımlanan ağ örgüsü arayüzleri gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Dönen hacim ve iç hava hacmi arasındaki arayüz.



Şekil 3.8 İç hava hacmi ve dış hava hacmi arasındaki arayüz.

Dönüş Hareketinin Tanımlanması

Dönen hacim için fan tam kapasite çalışmasında ulaştığı 2500 rpm'lik hız tanımlanmıştır. Fan geometrisinin dönüş hareketinin programa girilmesi için kullanılan (*Moving Referance Frame*) ve (*Sliding Mesh Model*) olmak üzere iki farklı yöntem bulunmaktadır. Kaynak [35]'ten edinilen bilgiler çerçevesinde ilk aşama olan zamana bağlı olmayan kısım için dönüş hareketinde (*frame motion*), zamana bağlı çözüm yapılan kısımda ise (*mesh motion*) uygulanıp ağ örgüsü hareketi ile dönüş hareketi tanımlanmıştır.

Zamana bağlı çözüm esnasında her zaman adımında Navier Stokes denklemleri her bir hücre için çözülür. Ancak bir sonraki zaman adımında birbirine göre harekete sahip olan ve ara yüzey tarafından ayrılan iki hacim farklı konumlara geleceği için hizalanamaz. Bu iki alan arasında arayüz bölgesinin enterpolasyon yapmasını gerektirir. Bu her zaman adımında gerçekleşir ve bu yüzden hesaplama açısından zorluk yaratır[40].

3.3 Çözücü Ayarları

Fluent programı çözüm için basınç tabanlı veya yoğunluk tabanlı olmak üzere iki seçenek sunar. Bu çalışma kapsamında çalışılan konu düşük Mach sayısına sahip olduğundan dolayı sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilir. Sıkıştırılamaz akışlar için basınç tabanlı çözüm geliştirilmiştir.

Fan kanadının ucunda yarıçapı en yüksek olduğu bölgede hızın maksimum olacağı öngörülmüştür. Hesaplamalardaki U_{ort} olarak bu değer alınmıştır.

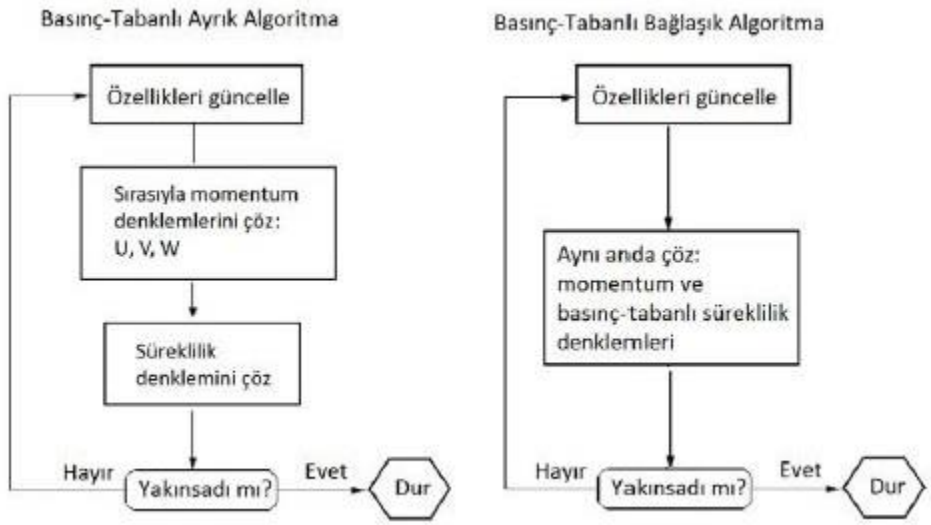
$$M = \frac{U_{ort}}{c} \tag{3.1}$$

$$U_{ort} = w.r \tag{3.2}$$

2500 dev/dk hızla dönen 0.04m yarıçapa sahip fan için U_{ort} değeri 10.47 m/s'dir. c ses hızı 346 m/s olarak alınırsa denklem 3.1'deki eşitlikle Mach sayısı 0.03 olarak bulunur.

Basınç tabanlı çözüm algoritmaları

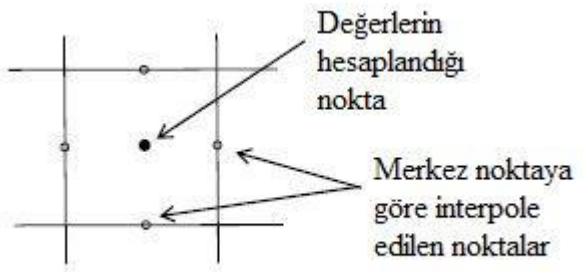
Ansys Fluent programı içinde sunulan iki tane basınç tabanlı çözüm için opsiyon bulunmaktadır. Bunlar basınç tabanlı ayrık (*pressure-based seggeragated*) çözüm ve basınç tabanlı bağlaşık (*pressure-based coupled*) çözümdür.



Şekil 3.9 Basınç tabanlı ayrık ve bağlaşık algoritmaları.

Şekil 3.9'de gösterildiği gibi basınç tabanlı ayrık çözümde süreklilik ve momentum denklemleri ayrık olarak çözüldüğü için hesaplama süresi daha kısadır. Bağlaşık çözümde ise bu denklemleri aynı anda çözüp yakınsamanın daha hızlı gerçekleşmesini sağlar. Bu çalışma kapsamında basınç tabanlı ayrık çözüm tercih edilmiştir.

Fluent programında çözülen değişkenler kontrol hacimlerinin merkezleri için kaydedilir. Şekil 3.10'daki merkezde bulunan nokta için hesaplanan değerler diğer noktalar için interpole edilmesi gerekir.



Şekil 3.10 Değerlerin hesaplandığı ve interpolasyon yapıldığı noktalar.

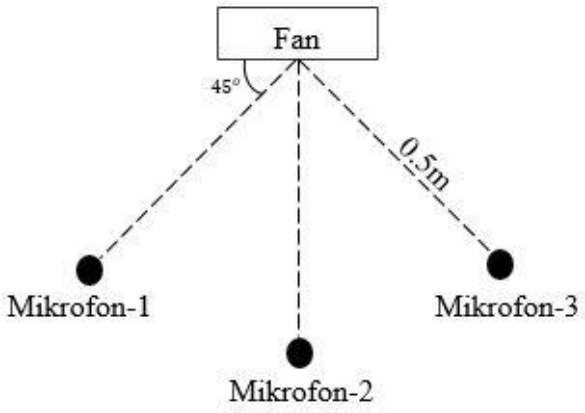
Çözüm metotları kısmında momentum, türbülans kinetik enerji, türbülans yayılım oranı interpolasyonu için (*Second Order Upwind*) yöntemi seçilmiştir. Bu yöntem kaynak [35]'e göre (*tetrahedron*) tip ağ örgüsü yapısı oluşturulmuş hacimler için kullanılması önerilmektedir. Basınç interpolasyonu için ise kaynak [35]'te fan modelleri için önerilen (*Presto*) yöntemi kullanılmıştır.

Basınç ve hız bağlantısı algoritması olarak zamana bağlı olmayan analiz kapsamında (*Simple*), zamana bağlı analiz kapsamında ise (*Piso*) algoritması kullanılmıştır.

Türbülans modeli olarak zamana bağlı olmayan çözüm için SST (Shear Stress Transform) k-w türbülans modeli, zaman bağlı çözüm için büyük girdap simülasyonu (*LES*) kullanılmıştır. Zamana bağlı olmayan çözüm sonuçları devamında yapılacak olan zamana bağlı çözümlerin çözüm sürelerini azaltmak amacıyla başlangıç koşulu olarak kullanılmıştır. Zamana bağlı olmayan çözüm için toplam 7715 iterasyon sonucu analiz bitirilip zamana bağlı çözüm başlatılmıştır. Bu analiz her bir zaman adımı için 50 iterasyon yaptırılıp zaman adımı süresi olarak fan kanatlarının 1 derecelik açı yapması için gerekli süre girilmiştir. Bu süre 6.667×10^{-5} saniye olarak hesaplanmıştır. Zamana bağlı çözüm süresince fan kanadı 1 turunu tamamlandıktan sonra düzenli rejime girdikten sonra akustik model aktif hale getirilip bundan sonraki çözümlerin yanında akustik çözümler de yaptırılmıştır. Akustik model aktif halde fan kanadı 4 tur döndürülüp analiz tamamlanmıştır.

Akustik model olarak akustik kaynak bölgesindeki oluşan hava kaynaklı gürültünün alıcı konuma yayılımını hesaplayan ve alıcı konumdaki ses basıncı değerlerinin elde edilmesine olanak sağlayan FW-H (*Ffowcs Williams-Hawkings*) modeli kullanılmıştır. Burada bahsedilen alıcı konumları ve fanın bulunduğu akustik kaynak bölgesi şekil

3.11’de gösterilmiştir. Fan ve mikrofonlar yerden 1 metre yükseklikte konumlandırılmışlardır.



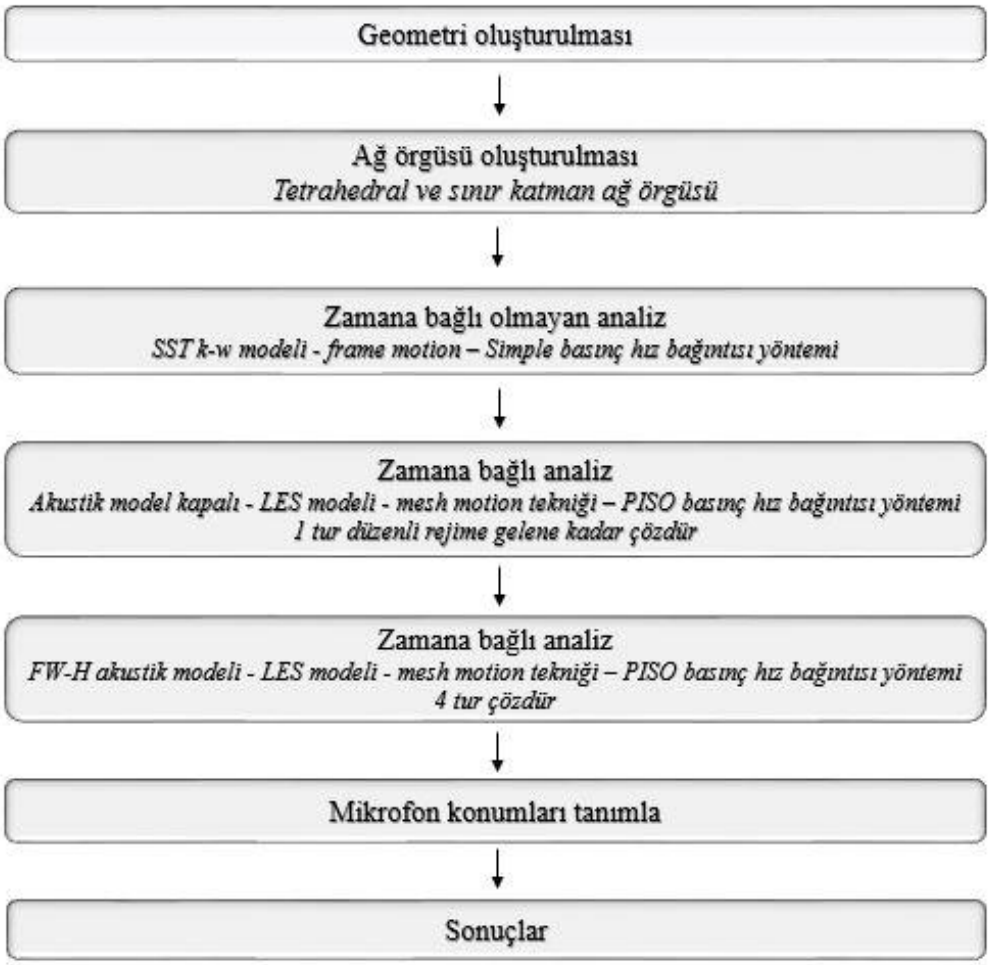
Şekil 3.11 Mikrofon konumları.

Akustik model aktif durumda çözüm yaptırılan analizler esnasında çözüm süresi bir başka deyişle toplanan akustik verinin süre olarak uzunluğu çözümün hassasiyeti açısından önemlidir. Ne kadar uzun süre analiz çalıştırılıp akustik veri toplanırsa elde edilen verinin frekans düzlemindeki çözünürlüğü de o kadar hassas olacaktır.

Tablo 4 : Zaman adımı ve toplam süre.

Zaman adımı	6.667×10^{-5} s
Bir dönüş için gereken süre	24 ms
Akustik veri toplanan toplam süre	96 ms

Analiz adımları şekil 3.12’deki akış şemasında özet olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.12 HAD analizleri kapsamında yapılan çalışmalar.

Sayısal analizler için 128 Gb ram ve 3.2 GHz işlemci gücüne sahip 16 çekirdekli bilgisayar kullanılmıştır.

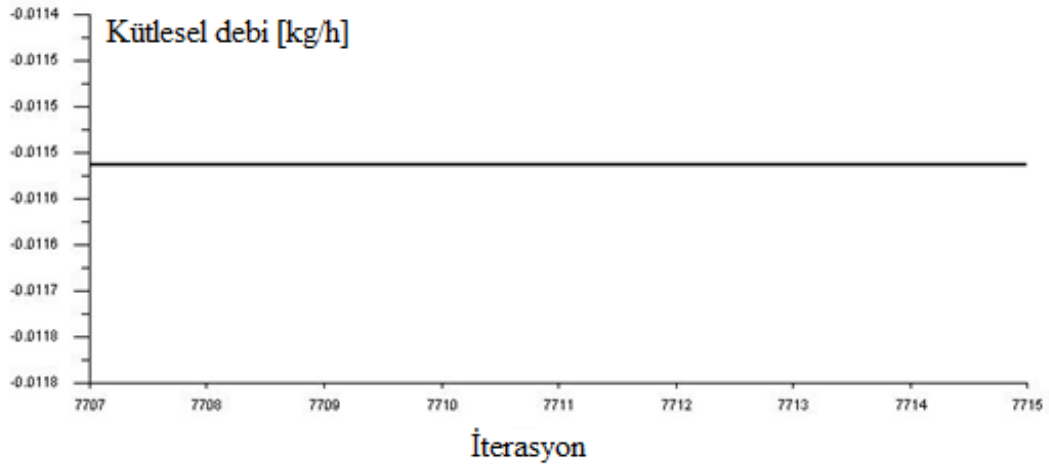
3.4 Sayısal Analiz Sonuçları

Önceki aşamalarda anlatıldığı üzere hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve hava kaynaklı gürültü modellemesi çalışmaları kapsamında yapılan analizler ve toplam çözüm süresi aşağıda özetlenmiştir.

Zamana bağlı olmayan akışkanlar dinamiği analizi için toplam 7715 iterasyonda düzenli rejime ulaşılıp daha sonra bir tam dönüş olan her bir adımda 50 iterasyon yapılan 360 zaman adımlı zamana bağlı analiz gerçekleştirilmiştir. Akustik model aktif hale getirildikten sonra aynı iterasyon sayısı ile fan 4 tur attırılarak 1080 zaman adımı daha çözdürülmüştür. Çözücü programın çalıştığı bilgisayar özelliklerinin direkt

olarak etki ettiği olan iterasyon süresi bu tez kapsamında kullanılan bilgisayar için 20 saniyedir. Tüm analizler için toplam çözüm süresi 542 saattir.

Zamana bağlı olmayan çözüm sonunda fan çıkışından geçen kütlesel hava debisi hesaplanmıştır. Dönen hacim çıkış yüzeyi olarak adlandırılan fan çıkış bölgesinden okunan kütlesel hava debisi şekil 3.12'de çizdirilmiştir. Grafikteki değerin iterasyon devam ettikçe sabit kalması yapılan analizin düzenli rejime ulaştığını göstermektedir.

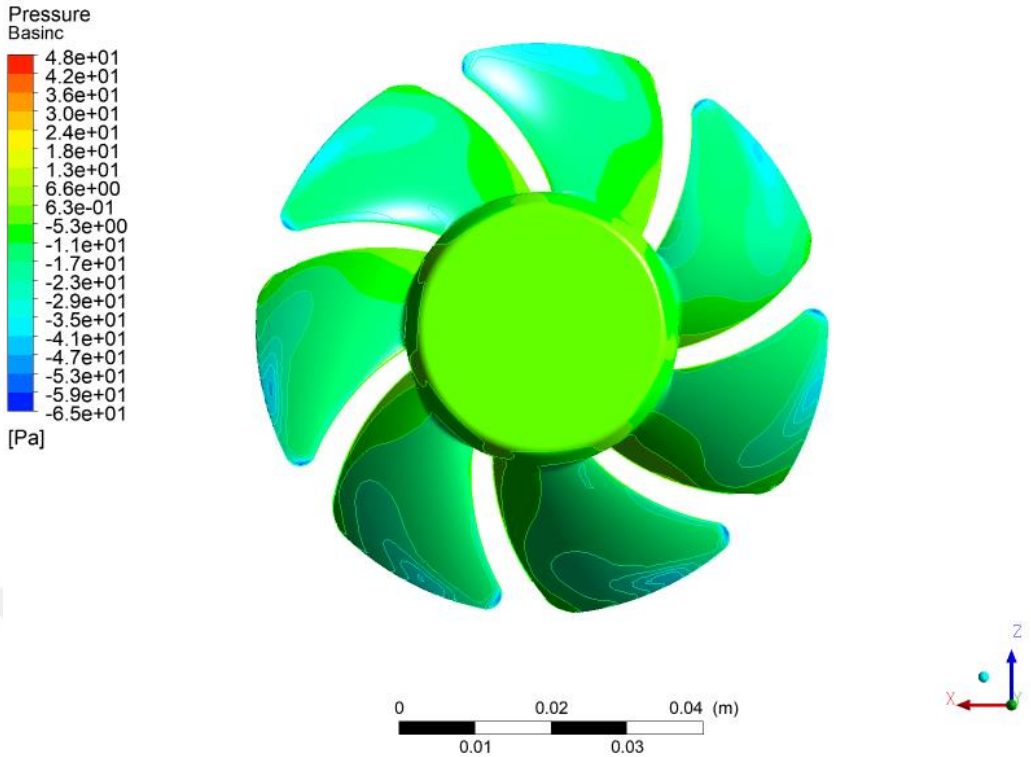


Şekil 3.13 Fan çıkışından okunan kütlesel debi değeri.

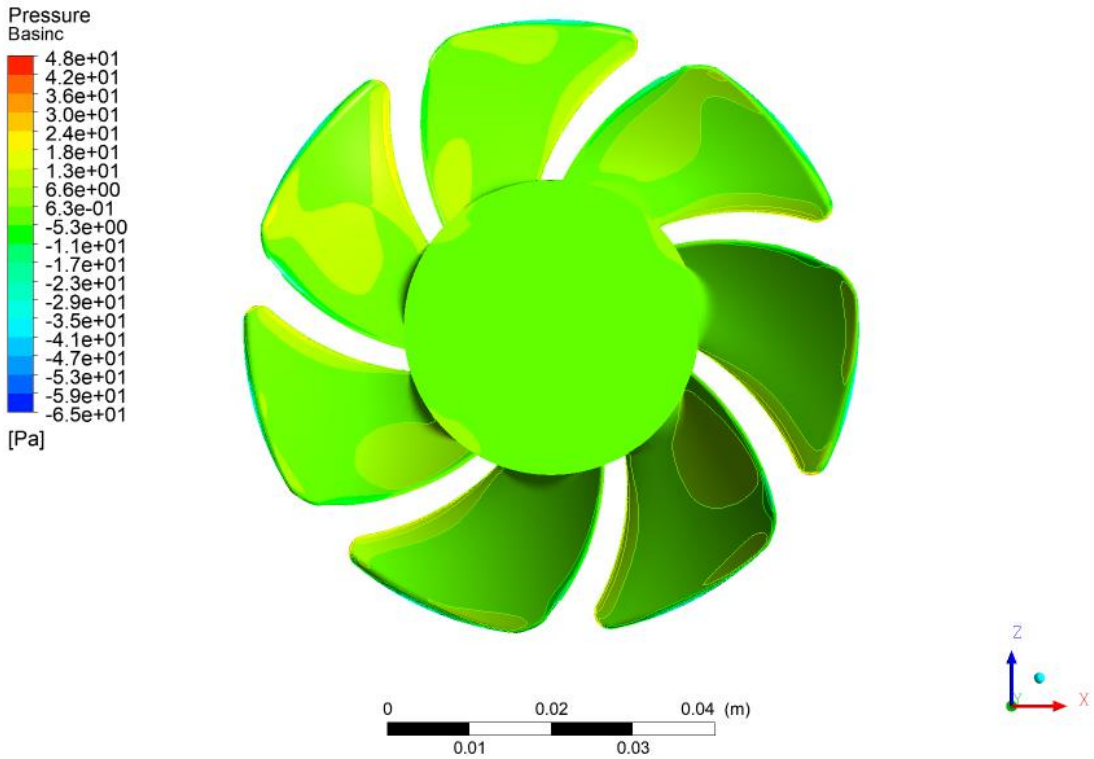
Şekil 3.13'deki kütlesel debi grafiğinde görüleceği gibi hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi sonucu fanın bastığı debi miktarı kg/h cinsinden 0.011562 olarak bulunmuştur. Grafikteki değerin negatif olmasının sebebi akış yönünün koordinat sistemine göre ters yönde olmasıdır. Bulunan bu değer m^3/dk cinsinden 0.566 olarak elde edilir.

İlgilenilen eksenel fan için belirli hız ve çalışma koşullarında deneysel verilere dayanan bilgilere göre statik basıncın 0 olduğu değerde fanın yaklaşık 0.6 m^3/dk'lık bir hava debisi bastığı görülmektedir.

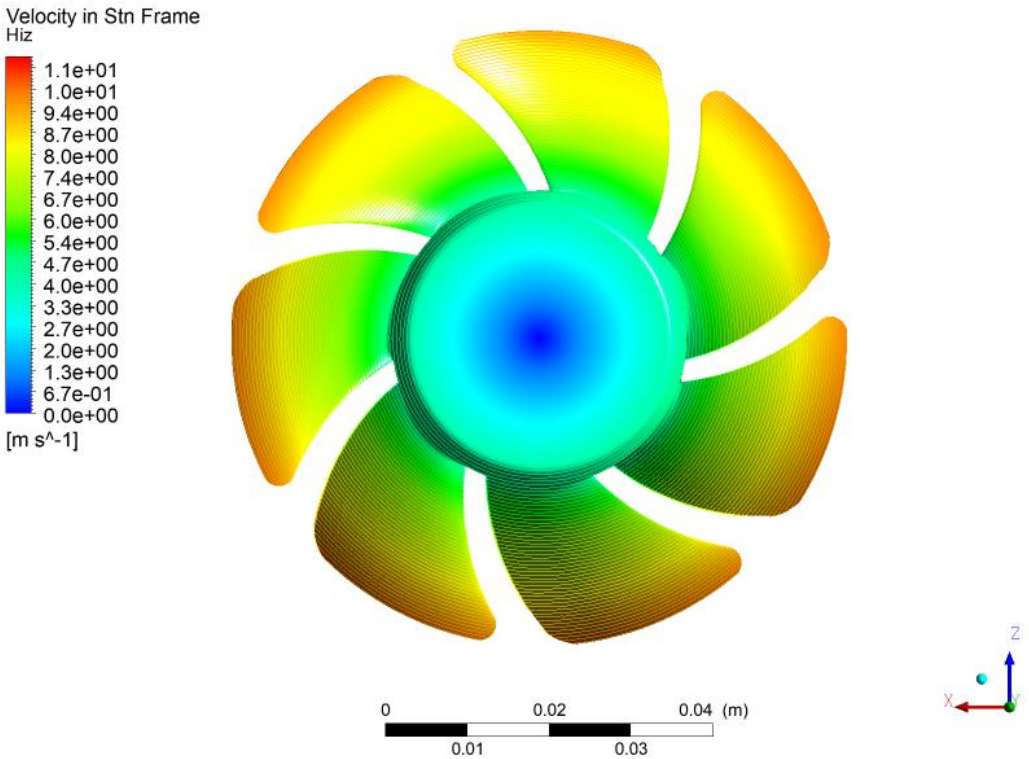
Bu grafiğe dayanarak analiz sonucu sayısal olarak elde edilen değer 0.566, deneysel olarak ölçülen hava debisi 0.6'dir. Burada yüzde 6'lik makul bir sapma ile analiz tamamlanmıştır.



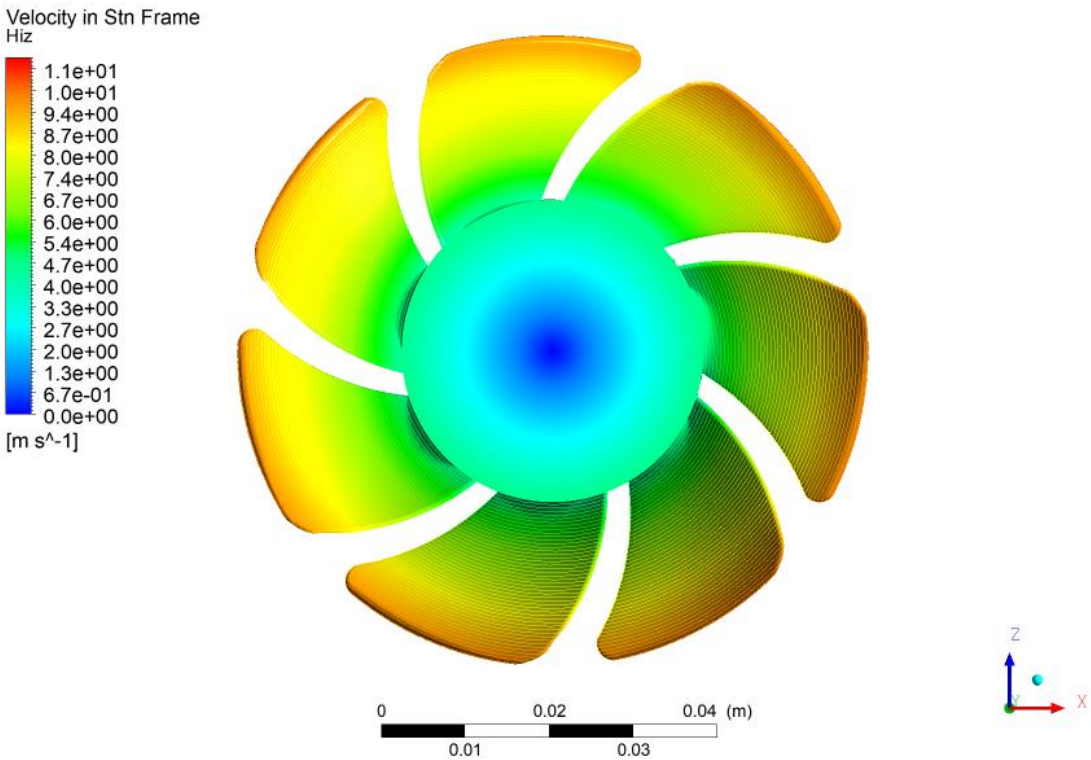
Şekil 3.14 Fan emiş bölgesindeki basınç dağılımı.



Şekil 3.15 Fan basma bölgesindeki basınç dağılımı.



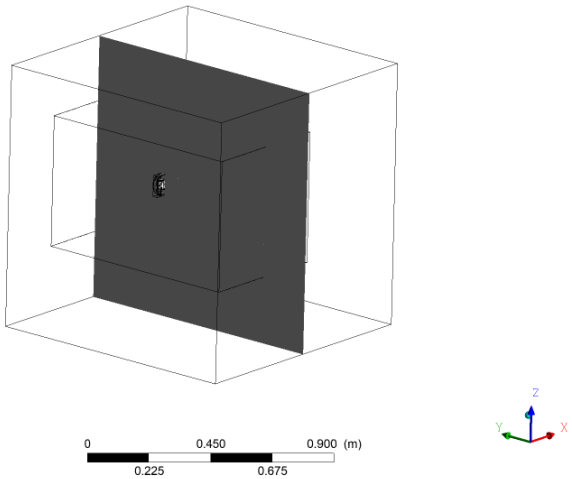
Şekil 3.16 Fan emiş bölgesindeki hız dağılımı.



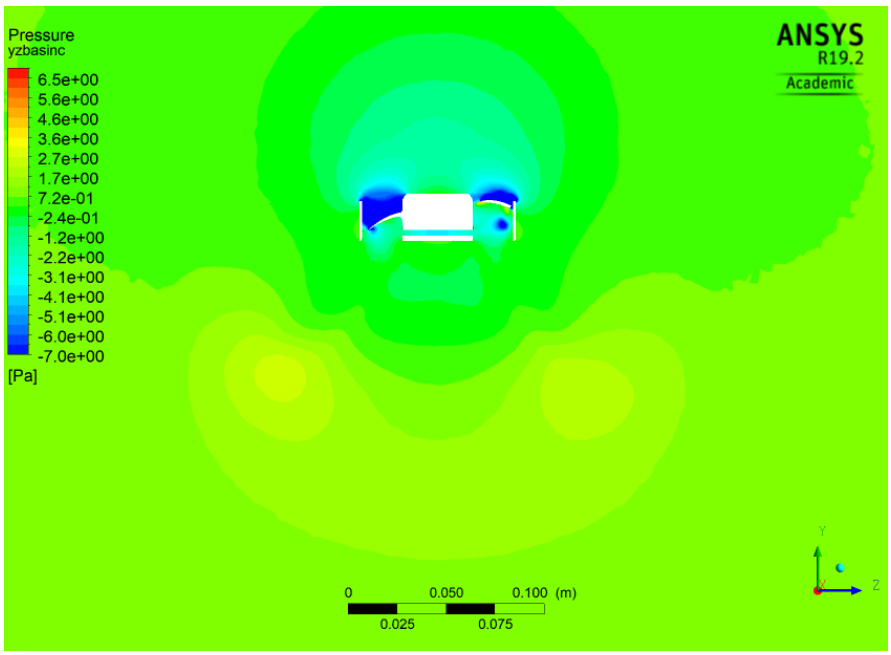
Şekil 3.17 Fan basma bölgesindeki hız dağılımı.

Şekil 3.14 ve şekil 3.15'te fan kanadı üzerindeki basınç dağılımı gösterilmiştir. Güçlü bir akış olduğundan dolayı emme bölgesinde negatif basınçların oluştuğu gözlemlenmiştir. Basma bölgesinde ise pozitif basınçlar oluşur.

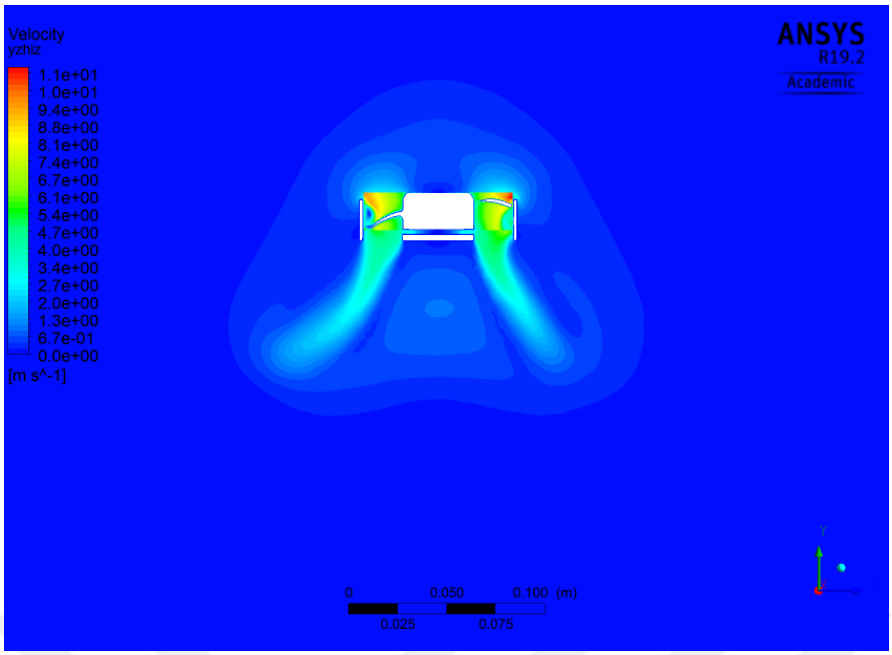
Şekil 3.16 ve şekil 3.17'da hız dağılımı gösterilmiştir. Hız değerlerinin göbekten kanat ucuna doğru ilerledikçe arttığı gözlemlenmiştir. Denklem 3.2 ile kanat uçlarında hesaplanmış hız değerleri ile tutarlı sonuçlar bulunmuştur.



Şekil 3.18 YZ düzlemi.

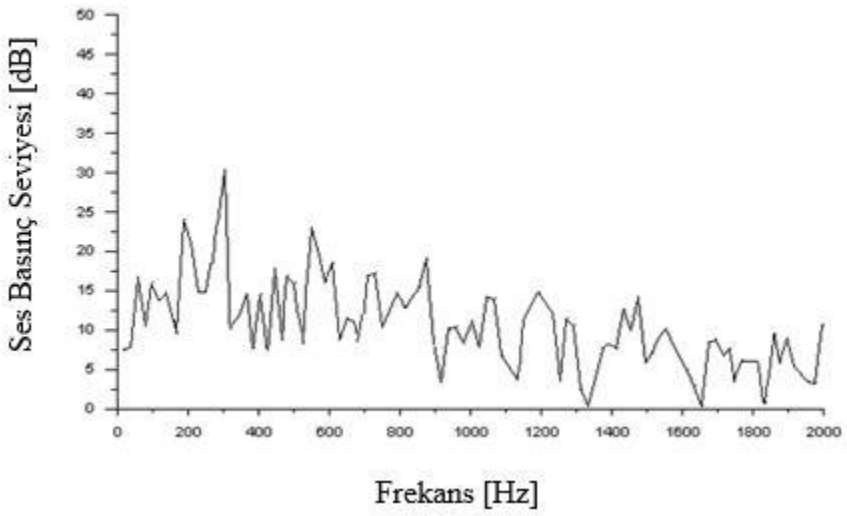


Şekil 3.19 YZ düzleminde oluşturulmuş basınç dağılımı.

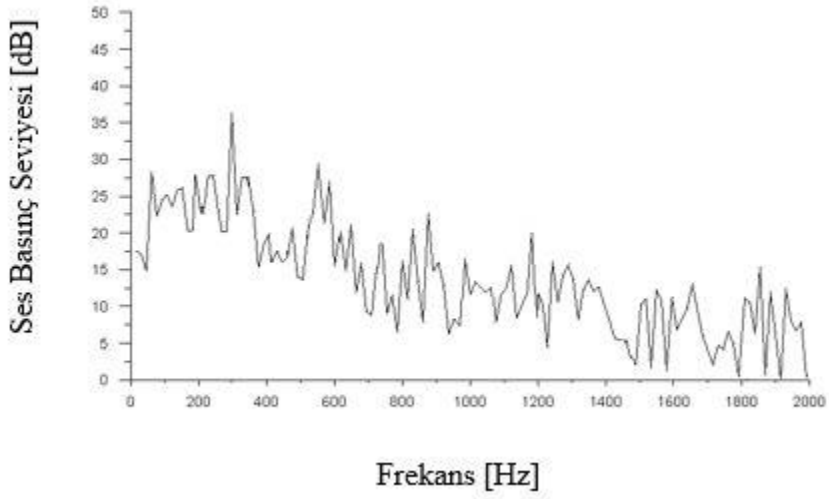


Şekil 3.20 YZ düzleminde oluşturulmuş hız dağılımı.

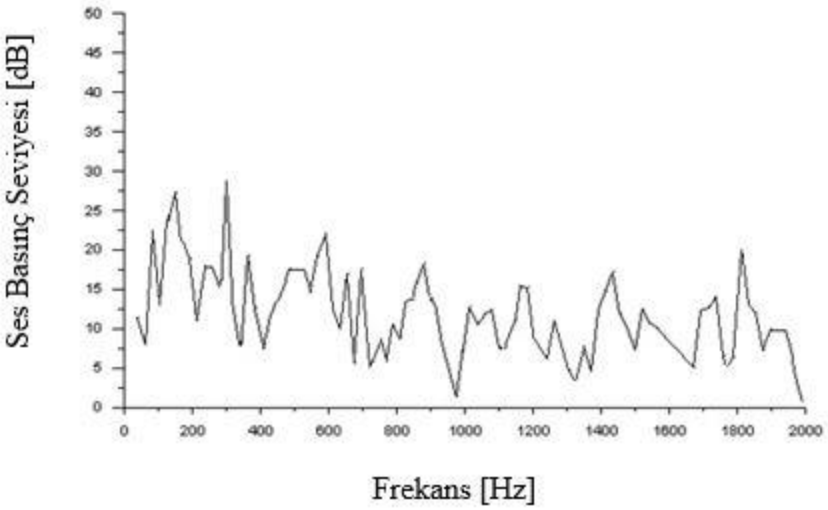
Şekil 3.18'de YZ düzlemi gösterilmiştir. Şekil 3.19 ve şekil 3.20'de bu düzlem üzerindeki basınç ve hız dağılımları oluşturulmuştur. Şekil 3.19'de emiş bölgesindeki negatif basınç dağılımı daha net görülmektedir. Şekil 3.20'de kanat uçlarında hızların maksimum değerini aldığı görülmüştür.



Şekil 3.21 Mikrofon 1 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi.



Şekil 3.22 Mikrofon 2 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi.



Şekil 3.23 Mikrofon 3 konumundan hesaplanan ses basınç seviyesi.

Şekil 3.21, 3.22 ve 3.23 nolu grafiklerde tanımlanan mikrofon konumları için hesaplanan ses basınç seviyesi değerleri gösterilmiştir. 7 kanatlı eksenel fanın dönüş hızı 2500 dev/dk olduğundan dolayı kanat geçiş frekansı 291 Hz olarak hesaplanır. Elde edilen grafiklerde 290 Hz ve harmonikleri olan 580, 870, 1160, 1450 ve 1740 Hz noktalarında ses basınç seviyesinin ani artış yaptığı gözlemlenmiştir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar kapsamında test edilecek fan ve mikrofonlar ISO 14695:2003 standardında 45 derece açı yapacak şekilde konumlandırılması gerektiği bilgisine dayanarak şekil 3.11'de gösterildiği konumlarında yerleştirilerek konumlandırılmıştır. Test düzeneği kurulduktan sonra fan 2500 dev/dk'lık hız ile 10 dk çalıştırılarak düzenli rejime girdikten sonra ölçüm alınmaya başlanmıştır. Ses seviyesi ölçümü kapsamında ses basınç verisi toplanmıştır.

4.1 Test Ölçüm Odası

Sayısal analizler kapsamında yapılan çalışmalarla sesin duvarlara çarptıktan sonra yansıması modellenememektedir. Bundan dolayı sayısal model doğrulama çalışmaları kapsamında deneysel ölçümler yansımasız ses seviyesi ölçüm odasında yapılmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında İstanbul Teknik Üniversitesi kampüsü'ndeki OTAM içerisinde bulunan yarı yansımasız ses seviyesi ölçüm odası kullanılmıştır.

Oda boyutları : 13 x 8 x 6 [m]

Alt sınır frekansı : 100 [Hz]

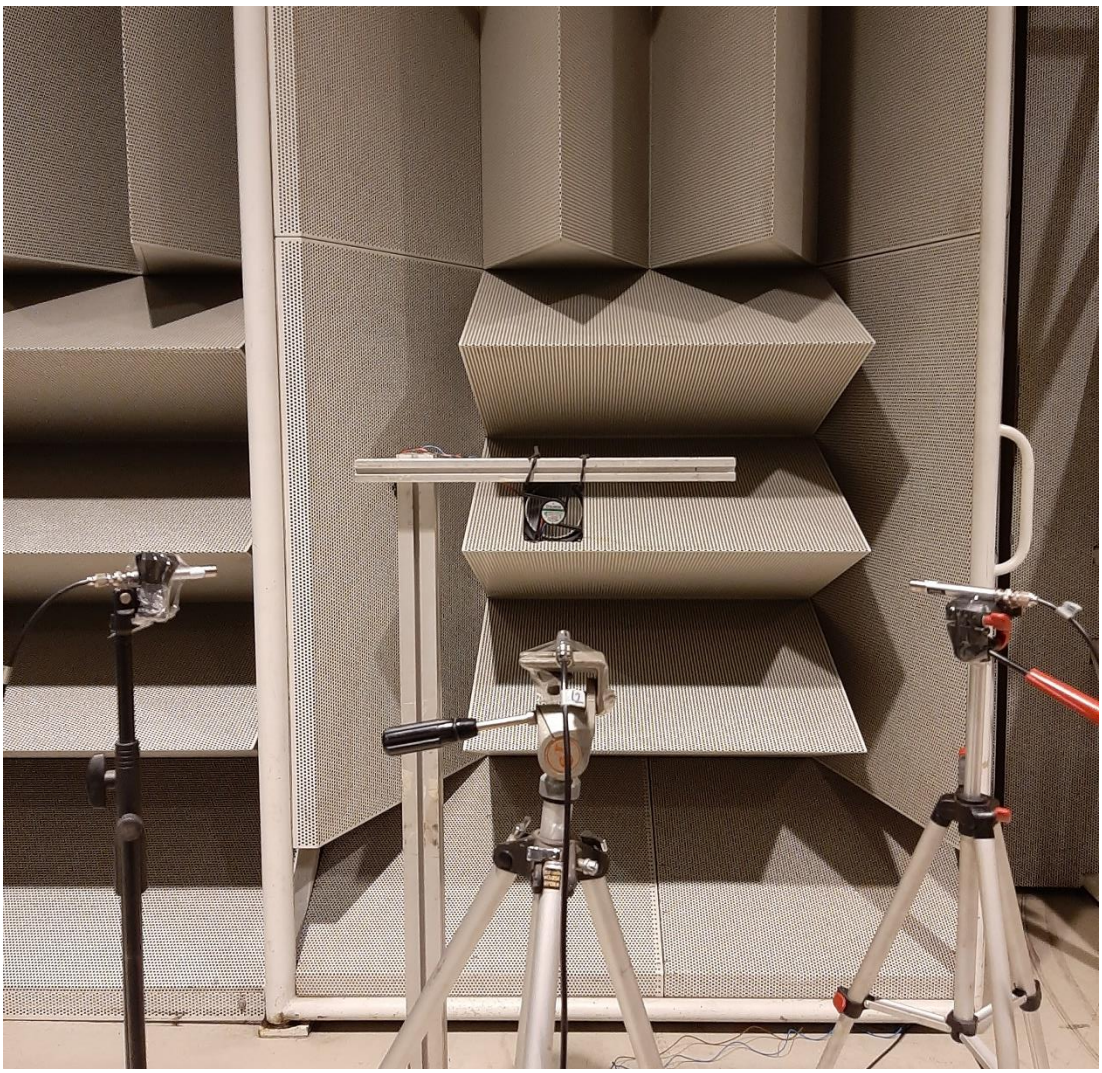
4.2 Test Düzeneği

Tez kapsamında şekil 4.1'de gösterilen 7 kanatlı soğutucu cihazlarda kompartman içerisindeki havanın sirkülasyonunu sağlayan eksenel fan test edilmiştir.



Şekil 4.1 7 kanatlı eksenel fan.

Fan, test düzeneği için alüminyum profillerden oluşturulan yapıya serbest sınır koşulları sağlamak amacıyla esnek lastikler ile bağlanmıştır. Test düzeneği şekil 4.2'de gösterilmiştir. Ölçüm esnasında ortada bulunan 2 numaralı mikrofonun fanın bastığı havadan etkilenmemesine dikkat edilmiştir.



Şekil 4.2 Test düzeneği genel görünümü.

Şekil 3.11'de gösterilen çizim ölçülerine göre 3 adet mikrofon konumlandırılmıştır. Mikrofon konumları bölüm 2.3.7'de bahsedilen uzak alanda kalacak şekilde eksenel fan ile arasında 0.5 m mesafe ile yerleştirilmiştir. Mikrofon 1 ve mikrofon 3 ile fan arasında 45 derecelik açı bulunmaktadır. Eksenel fan ve tüm mikrofonlar yerden 1 m yükseklikte konumlandırılmıştır.

4.3 Veri Toplama ve Analizör Ayarlamaları

Yarı yansımasız odada yapılan ses seviyesi ölçümleri kapsamında 3 adet Brüel Kjaer mikrofon kullanılmıştır.

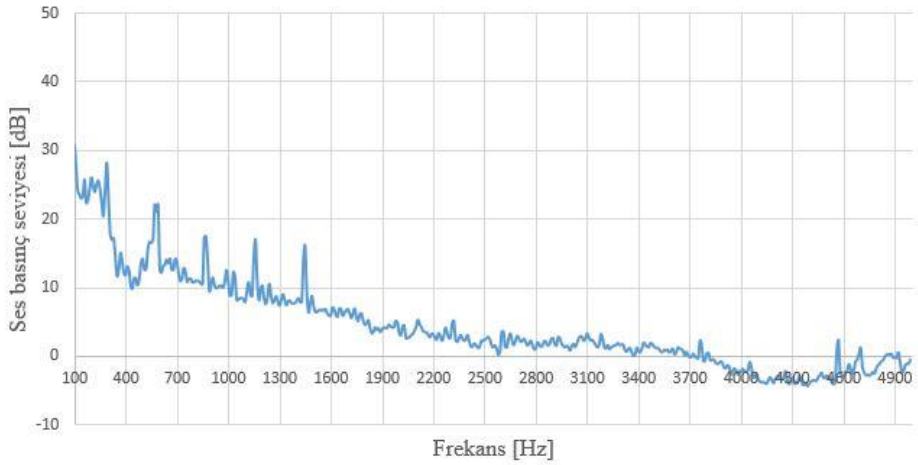
Veri toplama işlemi Dewesoft veri toplama sistemi ile yapılmıştır:

- Fan ölçüm alınmadan önce 10 dk çalıştırılarak düzenli rejime girmesi sağlanmıştır.
- Veri toplama sistemine 3 kanaldan kullanılan mikrofonlar tanımlanmıştır.
- Veri toplama süresi olarak 10 dk belirlenmiştir.
- Örnekleme frekansı 20000 Hz tanımlanıp birimi Pascal olan basınç verisi toplanmıştır.

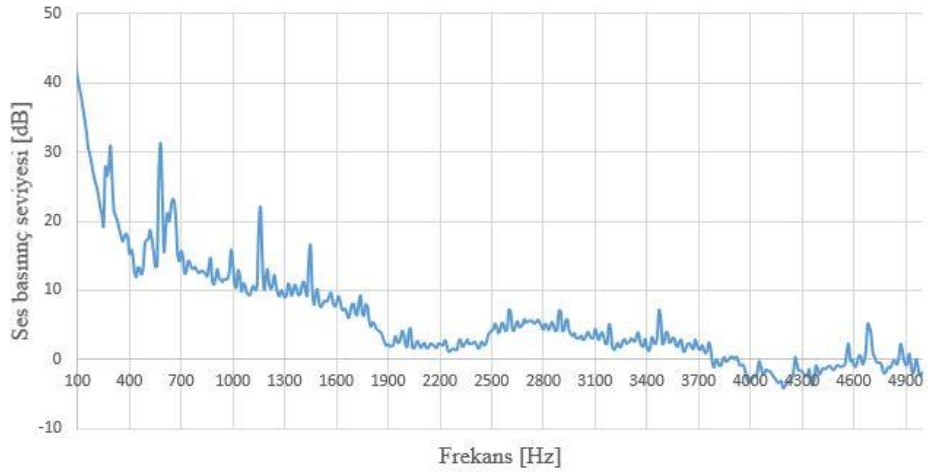
Toplanan ham verinin işlenmesi için LMS Test Lab programı kullanılmıştır:

- Referans ses basınç değeri 20 μPa olarak belirlenmiştir.
- İlgilenilen frekans aralığı 0-5000 Hz olarak tanımlanmıştır.
- Veri analiz aşamasında sayısal model doğrulama işlemi yapılacağı için özellikle frekans çözünürlüğünün sayısal model ile aynı olmasına özen gösterilmiştir. Sayısal çalışmalar kapsamında toplanan akustik veri yaklaşık olarak 96 ms'dir. Bundan dolayı sayısal modeldeki akustik verinin frekans çözünürlüğü yaklaşık olarak 10 Hz olacaktır. Toplanan verinin analiz aşamasında analizör ayarlamaları frekans çözünürlüğü 10 Hz olarak şekilde girilmiştir.
- Pencereleme tipi olarak Hanning seçilmiştir.

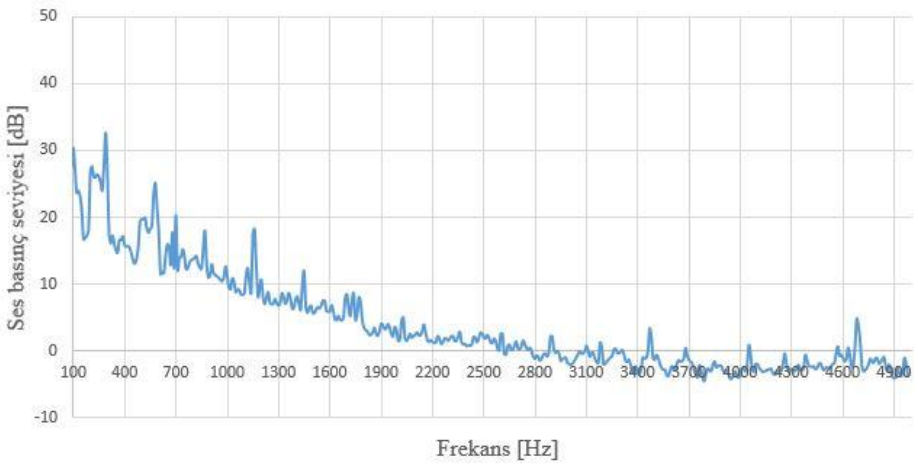
4.4 Ölçüm Sonuçları



Şekil 4.3 Mikrofon 1 ile ölçülen ses basınç seviyesi



Şekil 4.4 Mikrofon 2 ile ölçülen ses basınç seviyesi

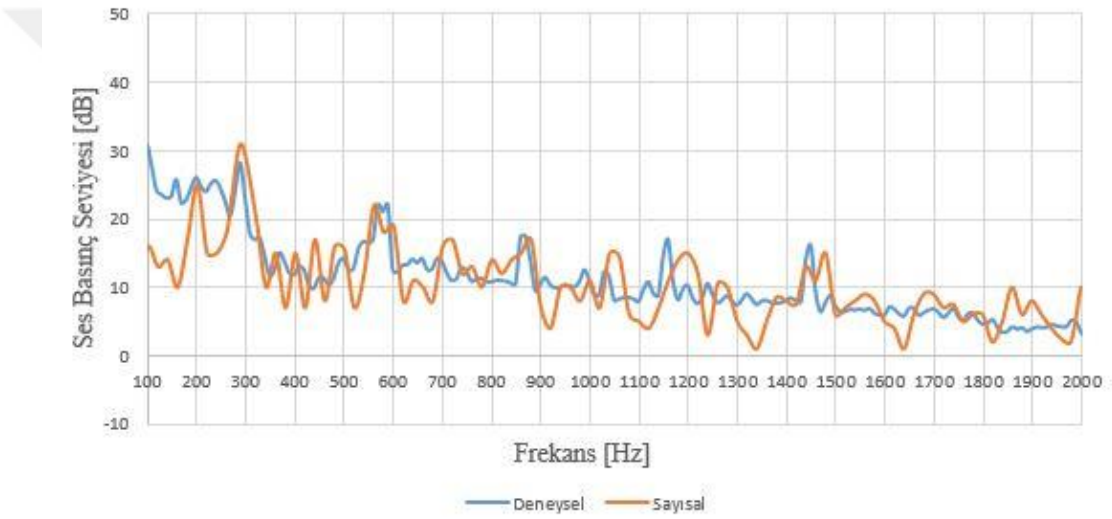


Şekil 4.5 Mikrofon 3 ile ölçülen ses basınç seviyesi

Şekil 4.3, şekil 4.4 ve şekil 4.5'te mikrofon konumlarından ölçülen ses basınç seviyesi verisi gösterilmiştir. Fanın kanat geçiş frekanslarında yapmış olduğu pikler grafiklerde açıkça görebilmektedir. Her iki mikrofon konumu için de 2000 Hz'den sonra ölçülen ses basınç seviyesi çok düşük olduğu için sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen veriler 0-2000 Hz frekans aralığında incelenecektir.

5. SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Önceki bölümde de bahsedildiği gibi deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ses seviyesi verilerine bakıldığında 2000 Hz'den yüksek seviyelerde oluşan ses seviyesi oldukça düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca deneysel ölçümlerin yapıldığı yarı yansımasız akustik odanın alt ölçüm frekansı 100 Hz olduğundan dolayı bu bölümde yapılan sayısal ve deneysel çalışma karşılaştırılması 100-2000 Hz aralığında yapılmıştır.

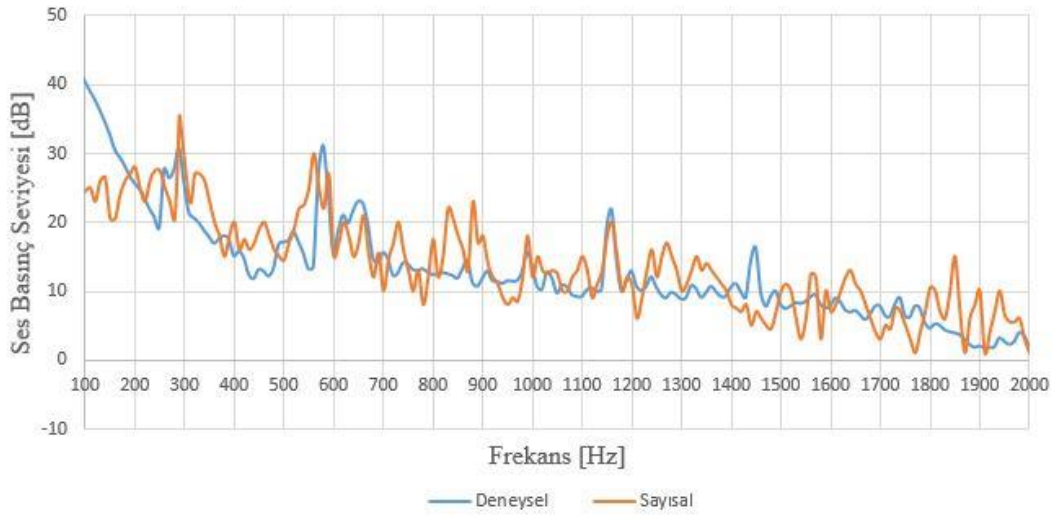


Şekil 5.1 Mikrofon 1 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 5.1'de 1 nolu mikrofon için sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ses basınç seviyesi cinsinden verilerin frekans düzleminde karşılaştırılma grafiği gösterilmiştir.

Fanlar için baskın ses seviyesinin kanat geçiş frekansı ve bunun harmoniklerinde oluştuğu bilinmektedir. 2500 dev/dk dönüş hızındaki 7 kanatlı eksenel bir fan için kanat geçiş frekansı 290 Hz ve harmonikleri olan 580, 870, 1160 ve 1450 Hz değerlerinde olacağı öngörülmektedir. Sayısal çalışmalar sonucu mikrofon 1 konumundan elde edilen verilerde kanat geçiş frekansı ve harmonikleri deneysel verilerle oldukça uyumludur.

Grafikteki 100-250 Hz aralığına odaklanıldığında sayısal modelin deneysel verilerle yeterince uyuşmadığı görülmektedir.

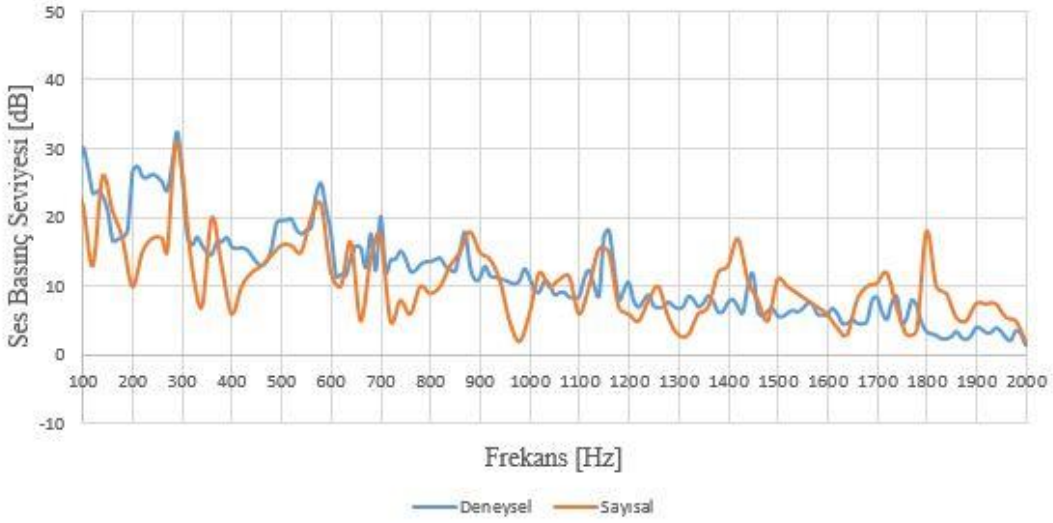


Şekil 5.2 Mikrofon 2 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 5.2'de 2 nolu mikrofon için sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ses basınç seviyesi cinsinden verilerin frekans düzleminde karşılaştırılma grafiği gösterilmiştir.

Sayısal çalışmalar sonucu mikrofon 2 konumundan elde edilen verilerde kanat geçiş frekansı ve harmonikleri deneysel verilerle oldukça uyumludur. Deneysel sonuçlarda diğer mikrofon konumlarından farklı olarak 870 Hz'deki 3.harmoniği açıkça görülmemektedir.

Grafikteki 100-200 Hz aralığına odaklanıldığında mikrofon 1 konumundaki sapmaya benzer şekilde sayısal modelin deneysel verilerle yeterince uyuşmadığı görülmektedir.



Şekil 5.3 Mikrofon 3 üzerinden alınan sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 5.3'te 3 nolu mikrofon için sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ses basınç seviyesi cinsinden verilerin frekans düzleminde karşılaştırılma grafiği gösterilmiştir.

Sayısal çalışmalar sonucu mikrofon 3 konumundan elde edilen verilerde mikrofon 1 ve mikrofon 2 konumuna benzer şekilde kanat geçiş frekansı ve harmonikleri deneysel veriler ile uyumludur.

Diğer iki konumda olduğu gibi 100-250 Hz aralığında sayısal modelin deneysel verilerle arasında sapma olduğu görülmektedir. Bu bölgede görülen değer olarak sapmaya karşılık artıp azalma trendleri birbirine benzerdir.

Mikrofon 3 konumunda sayısal çalışmalar sonucu elde edilen verilerde maksimum ve minimum noktaları arasındaki çalkantı deneysel verilere göre oldukça fazla olduğu görülmektedir.

6. FAN KAPAĞI ÜZERİNDEKİ BOŞLUK GEOMETRİSİNİN SES YAYILIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Önceki bölümlerde incelenen eksenel fan, soğutucu cihaz uygulamalarında güvenlik amacıyla önüne fan kapağı takılarak kullanılmaktadır. Eksenel fanın evaporatorde soğuyan havayı ürünlerin bulunduğu kompartmana aktarabilmesi için bu kapak üzerinde hava akışının sağlandığı ızgara deseni şeklinde boşluklar bulunmalıdır. Şekil 6.1 ve şekil 6.2'de incelenecek olan fan kapakları gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Oval kesikli boşluk geometrisine sahip fan kapağı (Numune 1).



Şekil 6.2 Dikdörtgen kesikli boşluk geometrisine sahip fan kapağı (Numune 2).

Fan kapağı ızgara deseninin geometrisi öncelikli olarak buradan geçen havayı engellediği için kompartmana aktarılan kütlesel debi miktarını etkilemekte ve bununla ilişkili olarak da meydana gelen gürültüyü etkilemektedir.

Bu bölümde öncelikle 2 adet farklı boşluk geometrisine sahip fan kapağı uygulaması sayısal olarak analiz edilip her iki geometri için fandan çıkan havanın ne kadarlık miktarı karşı tarafa aktarıldığı hesaplanacaktır.

İkinci bölümde ise her iki fan kapağı deneysel olarak test edilip ses seviyesi kıyaslaması yapılıp optimum fan kapağı seçimi yapılacaktır. Deneysel çalışmalar çınlama odasında gerçekleştirilip A ağırlıklı ses gücü seviyesi cinsinden 1/3 oktav bandında karşılaştırma yapılacaktır.

6.1 Sayısal Çalışmalar

Bu bölümde yapılan sayısal çalışmalar bölüm 3'te bahsedilen model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dönen hacim, iç hava hacmi ve dış hava hacmi geometrileri kullanılmıştır. Fan kapağı geometrisi oluşturulup geometriye dahil edilmiştir. Geometriye dahil edilen fan kapağı geometrisi iç hava hacminden çıkartılarak etkisinin analizlere dahil edilmesi sağlanmıştır. Ağ örgüsü tipi, boyutu ve tüm çözücü ayarları aynı ayarlamalar üzerinden devam edilmiştir. Zamana bağlı olmayan analiz yapılarak fan kapağının boşluklarından geçen kütlesel hava debisi hesaplanarak sayısal analiz tamamlanmıştır. Numune 1 ve numune 2 için fan kapağından geçen havanın kg/s cinsinden miktarları tablo 5'te gösterilmiştir.

Tablo 5 : Numune 1 ve 2 için kütlesel debi değerleri [kg/s].

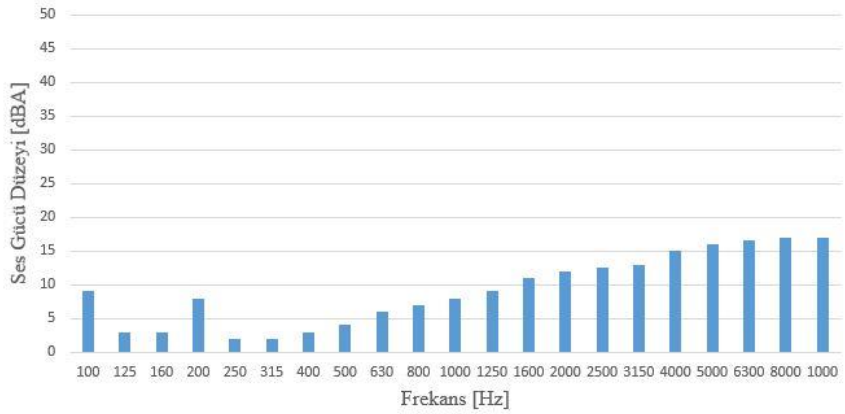
	Numune 1	Numune 2
Fan kapağı çıkışı	0.00632	0.00912

6.2 Deneysel Çalışmalar

Bölüm 2.3.2'de bahsedildiği üzere akustik kaynak açısından ses seviyesinin kıyaslanması için endüstriyel ürünlerde ses gücü kullanılmaktadır. Ses gücü mikrofon konumları ve ölçüm yapılan ortamdan bağımsız olarak sadece akustik kaynağa bağlıdır. Ayrıca hesaplanan ses gücü seviyesine endüstriyel uygulamalarda insanın her

bir frekansı algılama biçimine göre belirlenen A ağırlık filtresi uygulanarak A ağırlıklı ses gücü düzeyi belirlenmelidir. Bu bölümde yapılan deneysel çalışmalar kapsamında ses gücü düzeyi hesaplanmış bu değerler üzerinden kıyaslamalar yapılmıştır.

Bu bölümde yapılan testler BSH bünyesinde yer alan çınlama odasında gerçekleştirilmiştir. Çınlama odasının alt sınır merkez frekansı 100 Hz'dir.



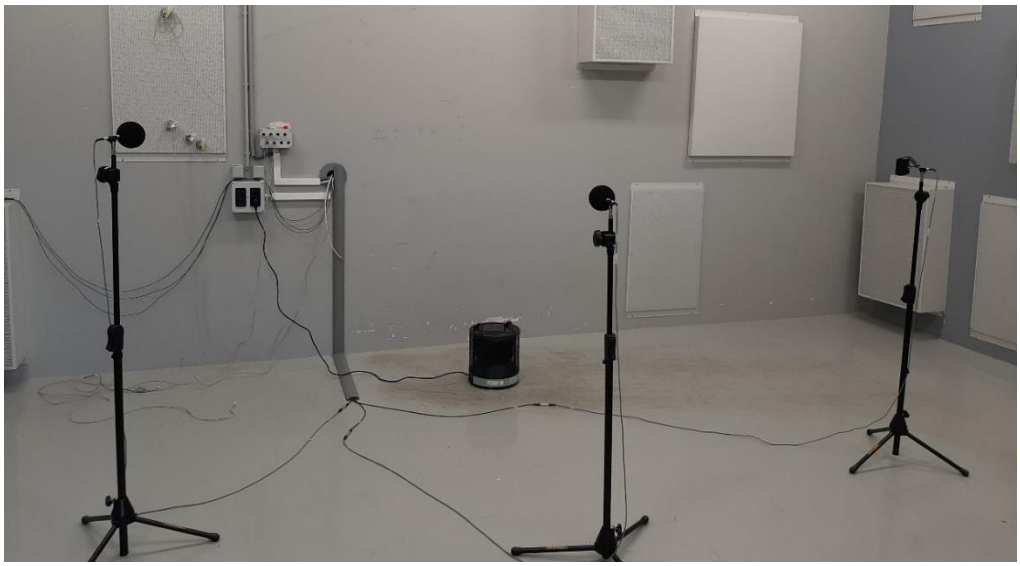
Şekil 6.3 Çınlama odası ortam gürültüsü.

Şekil 6.3'te ölçüm yapılacak olan çınlama odasındaki ortam gürültüsünün 1/3 oktav bandındaki her bir merkez frekans için ses gücü düzeyi gösterilmiştir. Toplam ortam gürültüsü 25 dBA olarak hesaplanmıştır.

Ölçüm yapılmadan önce önce kullanılacak olan mikrofonların daha sonra da odanın kalibrasyon çalışmaları yapılmıştır. Mikrofon kalibrasyonu için şekil 6.4'teki Bruel Kjaer 4231 mikrofon kalibratörü kullanılıp mikrofon kalibrasyonu tamamlandıktan sonra şekil 6.5'deki Bruel Kjaer 4204 (RSS) adı verilen referans ses kaynağı ile oda kalibrasyonu yapılmıştır. Referans ses kaynağı sabit bir ses gücüne sahip olup odanın her bir frekansta ölçtüğü değerler izin verilen toleransta olup olmadığı kontrol edilmiştir.



Şekil 6.4 Mikrofon kalibratörü.



Şekil 6.5 Referans ses kaynağı ile kalibrasyon.

Yapılan kalibrasyon testleri sonucu tüm frekanslarda ölçülen değerler tolerans içinde bulunmuştur.

Şekil 6.6, şekil 6.7 ve şekil 6.8'de sırasıyla fan kapağı yokken, numune 1 ve numune 2 takılı durumda ses gücü düzeyi ölçüm test düzenekleri gösterilmiştir.

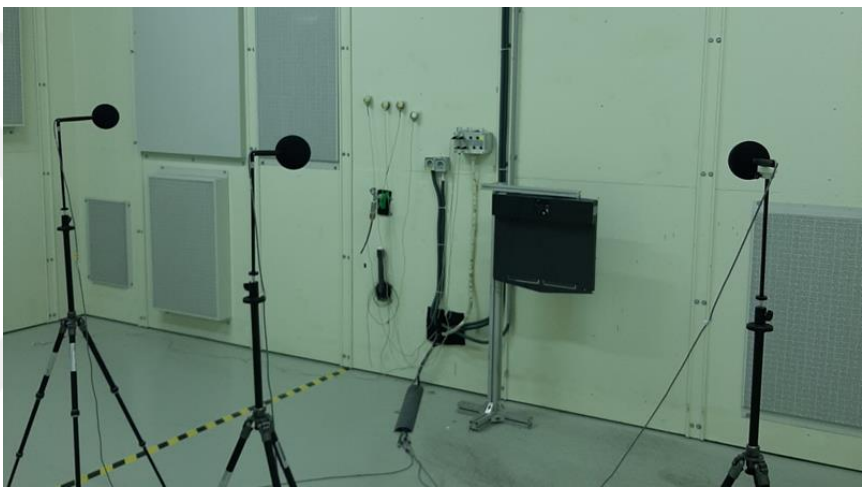
Şekil 6.9'da genel karşılaştırma tablosu yer alır.



Şekil 6.6 Fan kapağı yokken ses gücü düzeyi ölçümleri.

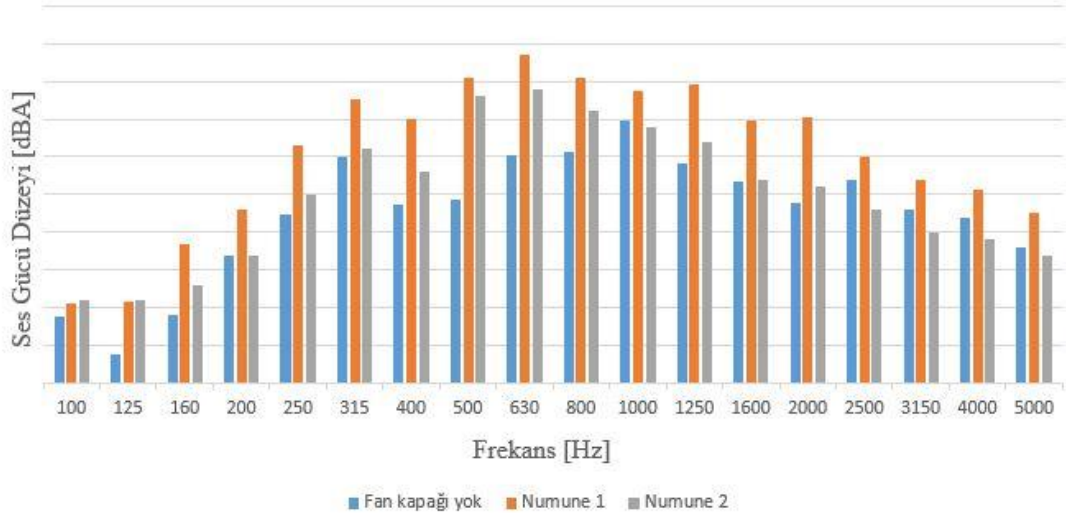


Şekil 6.7 Numune 1 takılı durumda ses gücü düzeyi ölçümleri.



Şekil 6.8 Numune 2 takılı durumda ses gücü düzeyi ölçümleri.

Yapılan ölçümler sonucu her iki numune sonuçları da 5000 Hz'den yüksek frekanslarda ortam gürültüsü ile aynı sonuçları verdiği için bu numuneler için bu frekansları dikkate almaya gerek yoktur. Bundan dolayı şekil 6.9'daki karşılaştırma grafiği 100-5000 Hz aralığında gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Numune 1 ve 2 ses gücü düzeyi karşılaştırması.

1/3 oktav bandı merkez frekanslarında ses gücü düzeyi verilen 3 test sonucu için fan kapağının ses seviyesini arttırmış olduğu görülmektedir. Numune 2 takılı durumda numune 1'e göre daha az ses gücü düzeyine sahip olduğu açıkça görülmektedir

7. ÖZET VE SONUÇLARIN YORUMLANMASI

Bu çalışma kapsamında eksenel bir fanın hava kaynaklı yarattığı gürültü sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Sayısal çalışma kapsamında Fluent programı kullanılarak eksenel fanın akışkanlar dinamiği ve hava kaynaklı gürültü analizi yapılmıştır. Sayısal çalışmaların başlangıcı olarak SST k-w türbülans modeli kullanılarak zamana bağlı olmayan akış analizi yapılmış, bu analiz sonuçları zamana bağlı analiz için girdi olarak alınarak büyük girdap simülasyonu modeli ile FW-H yaklaşımı kullanarak akustik veri toplanmıştır.

Sayısal analiz sonucu oluşturulan gürültü modeli ile elde edilen verilerin deneysel sonuçlarla kıyaslanması amacıyla OTAM bünyesinde bulunan yarı yansımasız ses ölçüm odasında ses seviyesi ölçüm testleri yapılmıştır. Gerekli veri toplama ve analiz çalışmalarından sonra elde edilen ses basıncı verileri değerleri sayısal sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

- Deneysel veriler sonucu ilgilenilen eksenel fan gürültü seviyesinin 2000 Hz'den yüksek değerlerde oldukça düşük olduğu görülmüştür.
- Sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu 3 farklı mikrofon konumundan elde edilen ses seviyesinde kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinde yerel olarak maksimum değerleri aldığı görülmüştür.
- Tüm ses seviyesinin en yüksek noktası, kanat geçiş frekansı olan 290 Hz'de oluşmaktadır. Bu değer teorik hesaplama ile 291 Hz olarak hesaplanmakta ancak sayısal ve deneysel verilerin frekans çözünürlüğü 10 Hz olduğu için 290 Hz'de görülmektedir.
- Bölüm 5'te verilen sayısal ve deneysel sonuçların kıyaslama grafiklerine bakıldığında sayısal modelin özellikle kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinde deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmektedir.
- Her üç mikrofon konumundaki sayısal sonuçların 100-200 Hz aralığındaki düşük frekanslarda yeterli yakınsama sağlanamamıştır.

- Mikrofon 3 konumunda sayısal hesaplamalar sonucu 870 Hz ‘de bulunan yerel maksimum değer deneysel verilerde gözlemlenmemiştir.
- Sayısal sonuçlar deneysel sonuçlara kıyasla daha fazla dalgalanma içermektedir.

İncelenen eksenel fan endüstriyel uygulamaya yönelik güvenlik amacıyla önüne fan kapağı takılarak kullanılmakta ve fan kapağındaki boşluk geometrisi hava geçişini ve açığa çıkan ses seviyesini doğrudan etkilemektedir. Bu amaçla iki farklı boşluk geometrisine sahip numune belirlenip ses seviyesine etkisi incelenmiş, hava geçiş ve ses seviyesi açısından optimum fan kapağı numunesi belirlenmiştir.

- Yapılan sayısal analiz çalışmaları sonucu numune 2 takılı durumda daha yüksek oranda hava kütlesel debi geçişi olduğu görülmüştür.
- Fan kapağı takılı durumda hava akışına engel olmasından dolayı fan kapağı olmadığı duruma göre tüm 1/3 oktav bandı merkez frekanslarında ses gücü düzeyi arttığı görülmüştür.
- Yapılan ölçümler sonucu numune 2 takılı durumda tüm frekans değerlerinde daha az ses gücü düzeyi gözlemlenmiştir.
- Güvenlik amacıyla kullanılan fan kapağının, fanın bastığı hava debisinin mümkün olduğunca karşı tarafa iletmesi ve daha az ses seviyesine sahip olması istenilmektedir. Her iki açıdan da numune 2 fan kapağının kullanılması daha uygundur.

7.1 Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler

Bu çalışma kapsamında sayısal analizlerde oluşturulan ağ örgüsü yapısında sınırlı hesaplama gücü olduğundan dolayı ağ örgüsü bağımsızlık çalışması yapılmamıştır. Bu çalışma yapılarak en uygun ağ örgüsü yapısını tespit edip çok fazla eleman sayısı oluşturmadan analizlerin daha kısa sürede tamamlanma imkanı bulunmaktadır.

Sayısal analiz çalışmaları kapsamında akustik veri toplanan süre uzatılarak ses basınç değerleri daha hassas bir frekans spektrumunda görülebilir. Bu şekilde ara değerlerde olan kanat geçiş frekansları daha hassas olarak tespit edilebilir.

Daha fazla mikrofon konumundan veri toplanıp her biri için sayısal ve deneysel sonuçlar kıyaslanabilir, ses yönelimi hakkında daha net bilgi sahibi olunabilir.

Tez kapsamında yapılan testlerde fan ve fan kapağı arasındaki mesafe her iki numune için de sabit tutulmuştur. Fan ve fan kapağı arasındaki mesafenin ses seviyesi üzerindeki etkisi incelenmemiştir. Yapılan çalışmalar ile bu mesafenin ses seviyesi üzerinde ciddi etkisi olduğu gözlemlenmiş ancak tez içeriğinde bu test sonuçlarına yer verilmemiştir.

Farklı boşluk geometrilerine sahip fan kapakları tasarlanarak daha iyi sonuçlar verebilecek denemeler yapılabilir. Fan kapağı modeli sayısal çalışmalara entegre edilerek sayısal model üzerinde farklı fan kapağı numuneleri denenebilir, hava kaynaklı gürültü analizi ile ses verisi hesaplanıp optimum numuneler belirlenebilir.

KAYNAKLAR

[1] **Lighthill, M. J**. (1952). On sound generated aerodynamically I. General Theory, Proceedings of the Royal Society of London.

[2] **Seungyub L., Seung H., Cheolung C.** (2010). Prediction and reduction of internal blade-passing frequency noise of the centrifugal fan in a refrigerator, International Journal of Refrigeration, 33, 1129-1141.

[3] **Pàmies T., Romeu J., Jiménez S., Capdevila R.** Identification of sound sources emitted by an axial fan.

[4] **Andrea C., Riccardo G., Alessandro B.** (2007). Reduction of the tonal noise annoyance of axial flow fans by means of optimal blade spacing, Applied Acoustics, 68, 1323-1345.

[5] **Akira T., Yoshihara S., Shozo T., Masaki E., Kenji M.** (1992). Fan noise reduction of household refrigerator. Ieee Transactions on Industry Applıcatıons, 28.

[6] **Holly S.**, Reduction of fan generated tonal noise in a ventilation duct with applications to the international space station, Johnson Space Center Acoustics Office.

[7] **Yong-Han K., Bo-Suk Y., Chang-Joon K.** (2006). Noise source identification of small fan - bldc motor system for refrigerators, International Journal of Rotating Machinery, 63214, 1-7.

[8] **Feng G., Cheolung C., Taehoon K.** (2011). Development of low-noise axial cooling fans in a household refrigerator, Journal of Mechanical Science and Technology, 25, 2995-3004.

[9] **Bayraktar S.** (2006). Theoretical and experimental investigation on centrifugal fans with a special interest on fan noise. (Yüksek lisans tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

[10] **Ramakrishna S., Krishna V., Ramakrishna A., Ramji K.** (2014). Cfd and caa analysis of centrifugal fan for noise reduction, International Journal of Computer Applications, 86, 0975 – 8887.

[11] **Benoit O., Cinnella P.** (2017). Comparison of steady and unsteady rans cfd simualtion of a supersonic orc turbine, Energy Procedia, 129, 1063-1070.

[12] **Bodur A.** (2014). Numerıcal and experimental investigation of tubeaxial fan noise. (Yüksek lisans tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

[13] **Doğan H., Andreas Ochmann M., Eisenmenger C.** (2017). Numerical simulations of the acoustic noise radiated by radial fans, Konferans.

[14] **Küçükcoşkun K., Gizli D.** (2007). Aero-dynamical analysis of a radial fan with large eddy simulation, Engineering Projects in Aero-dynamics.

[15] **Doğramacı S.** Computational analysis of an axial fan using large eddy simulation, ITU School of Mechanical Engineering Mechanics Division, Fluids Laboratories.

[16] **Bezci H.** (2009). Aeroacoustic properties of a radial fan. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[17] **Kırbaş C., Bilgiç E., Sadıkoğlu E., Karaböce B.,** (2013). Ses gücü düzeyi belirlenmesi karşılaştırma ölçümleri, 10.Ulusal Akustik Kongresi, Yıldız Teknik Üniversitesi Oditoryumu, İstanbul.

[18] **Junger C., Zenger F., Reppenagen A.** (2016). Numerical simulation of a benchmark case for aerodynamics and aeroacoustics of low pressure axial fan, Inter-Noise.

[19] **Sitae K., Yaying N., Yong-Joe K.** (2013). Computational aeroacoustic modeling of open fan and comparison of predicted and experimental noise fields, NoiseCon, Colorado.

[20] **Cai-ling J., Jiang-ping C., Zhi-jiu C., Jie T., Hua O., Zhao-hui D.** (2007). Experimental and numerical study on aeroacoustic sound of axial flow fan in room air conditioner, Applied Acoustics, 68, 458–472.

[21] **Tian J., Ouyang H., Wu Y.** (2009). Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles, International Journal of Refrigeration, 32, 1112-1122.

[22] **Zhao X.,, Sun J., Zhang Z.** (2013). Prediction and measurement of axial flow fan aerodynamic and aeroacoustic performance in a split-type air-conditioner outdoor unit, International Journal of Refrigeration, 36, 1098-1108.

[23] **Cho S., Kim B., Min D., Cho Y., Park J.** (2015). Honeycomb-shaped meta-structure for minimizing noise radiation and resistance to cooling fluid flow of home appliances, Composite Structures, 155, 1–7.

[24] **Hudson Products Cooperation.** The basic of axial fan, 1-35.

[25] **Reed W. R., Joy G. J., Colinet J. F.,** (2012). Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing, Report of İnvestigation, 10, 1-315.

[26] **Nazmi İlikan A.** (2014). Kanat profili dizilimi biçimlerinin eksenel fanların performansına etkileri. (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[27] **Eck, B.** (1973). Design and operation of centrifugal, axial-flow, and cross flow fan . Germany.

[28] **Özcan O. A.,** (2004). Uçak kanatlarının cfd analizi. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[29] **Yükselen, M. A.** (2007) Sınır Tabaka Ders Notları.

[30] **Manoochehr Darvish.** (2015). Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades. (Doktora tezi). Technischen Universitat Berlin, Fakultat Verkehrs und Maschinensysteme, Berlin.

[31] **S. V. Patankar.** (1980). Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.

[32] **Ünal U. O., Gören Ö**. (2004). Bir Navier-stokes Çözücü ile Dairesel Silindirden Girdap Yayılım Simülasyonu. Gemi Mühendisliği ve Sanayimiz Sempozyumu

[33] **Sami Aköz M., Göksu Soydan N., Şimşek O.** (2016). Kritik Üstü Açık Kanal Akımının Detached Eddy ve Large Eddy Simülasyon ile Sayısal Modellenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part:C Tasarım Ve Teknoloji, 4, 213-224.

[34] **Ferziger J. H., Peric M.** (2002) Computational Methods for Fluid Dynamics 3rd.

[35] ANSYS Fluent Theory Guide

[36] **Url-1** <https://www.computationalfluiddynamics.com.au/using-cfd-to-predict-flow generated-noise/>

[37] **Goldstein M. E.** (2003). A generalized acoustic analogy. J. Fluid Mech., 488, 315–333.

[38] **Gizli D.** (2009). Calculations of flow and noise propagation in axial fans. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[39] **Özgüven N.** (2008). Gürültü kontrolü, endüstriyel ve çevresel gürültü ikinci basım. Türk Akustik Derneği, Ankara.

[40] **Moussa K.** (2014). Computational modeling of propeller noise: Nasa SR-7A propeller. University of Waterloo, Applied Science, Ontario.

[41] **ANSYS**. Fluent Users Guide

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : İsmail Konur

Doğum Tarihi ve Yeri : 08.06.1994 Edremit/Balıkesir

E-posta : i-konur@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans :** 2017, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- BSH Türkiye, NVH Test Mühendisi