

172123

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA AKIŞ KAYNAKLI FAN GÜRÜLTÜSÜNÜN SAYISAL
MODELLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Müh. Mehmet ÇAVUŞ

521031102

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Aralık 2005

Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2006

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Aydın MISIRLIOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri : Yrd.Doç.Dr. N.L. Okşan ÇETİNER YILDIRIM

Yrd.Doç.Dr. Vedat Z. DOĞAN

ŞUBAT 2006

Serçin'e



ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten ve olumlu eleştirileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Doç. Dr. Aydın MISIRLIOĞLU'na teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT ve Sn. Gökhan ÖZGÜREL'in şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında, değerli fikirleri ve eleştirileriyle katkıda bulunan Arçelik A.Ş. ARGE Direktörlüğü Titreşim ve Akustik Ailesi lideri Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a, çalışmada büyük emeği geçen, karşılaştığım güçlükleri aşmamda yardımcı olan ARGE Uzmanı Sn. Ergin ARSLAN'a, değerli bilgi birikimi ve deneyimleri ile destek olan Sn. Yrd. Doç. Dr. Esra SORGÜVEN'e, çalışma süresince gösterdikleri işbirliği ve teknik katkılarından dolayı ARGE çalışanları Sn. Metin GÜL, Sn. Kenan ATAÇ, Sn. Davut A. ŞERABATIR, Sn. Erkan TARAKÇI ve Sn. Çetin AYDINTUĞ'a teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili AİLEME teşekkürlerimi borç bilirim.

Şubat 2006

Mehmet ÇAVUŞ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
TABLO LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Motivasyon	1
1.2. Çalışmanın Amacı ve İçeriği	2
1.3. Literatür Araştırması	3
2. TEORİ	9
2.1. Temel Akustik Bilgisi	9
2.1.1. Giriş	9
2.1.2. Ses Dalgalarının Özellikleri – Frekans, Peryot, Dalga Boyu ve Yayılma Hızı	9
2.1.3. Ses Basıncı Düzeyi	11
2.1.4. Ses Gücü Düzeyi	11
2.2. Dalga Denklemi	12
2.3. Lighthill Analojisi	14
2.4. Ffowcs Williams-Hawkins Eşitliği	16
3. SAYISAL ANALİZLER	18
3.1. Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri	18
3.1.1. Akım Alanının Ayrıklaştırılması	18
3.1.2. Akış Çözümü	20
3.1.3. Türbülans Modellemesi	22
3.2. Hesaplama Aeroakustik Analizleri	26
3.2.1. Yapı-Akışkan İlişkilendirmesi	26
3.2.2. MDBEM (Multi-Domain Boundary Element Method) Modeli	28
3.3. Yapısal Modal Analiz	30
3.4. Akustik Modal Analiz	31
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	32
4.1. Deneysel Modal Analiz	32
4.1.1. Deneysel Yapısal Modal Analiz	32
4.1.2. Deneysel Akustik Modal Analiz	33
4.2. Ses Basıncı Ölçümleri	34
4.3. Ses Şiddeti Ölçümleri	35

5. SONUÇLAR	37
6. DEĞERLENDİRME	50
KAYNAKLAR	51
ÖZGEÇMİŞ	55



KISALTMALAR

AC	: Alternative Current
APE	: Acoustic Perturbation Equations
BEM	: Boundary Element Method
CAD	: Computer Aided Drawing
ÇETY	: Çoklu Eksen Takımı Yaklaşımı
DBEM	: Direct Boundary Element Method
DNS	: Direct Numerical Simulation
EIF	: Expansion about Incompressible Formulation
FCF	: Frekans Cevap Fonksiyonu
FEM	: Finite Element Method
FFT	: Fast Fourier Transform
FW-H	: Ffowcs Williams-Hawkings
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IBEM	: Indirect Boundary Element Method
KAY	: Kayan Ağ Yaklaşımı
LEE	: Linearized Euler Equations
LES	: Large Eddy Simulation
MDBEM	: Multi-Domain Direct Boundary Element Method
RANS	: Reynolds Averaged Navier-Stokes
SGS	: Sub Grid Scale

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1 Çelik Boru Malzeme Özellikleri	31
Tablo 5.1 Akış Analizleri Özeti.....	37



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1: Çalışmada İzlenen Adımlar	2
Şekil 1.2: Fan Gürültüsü Oluşum Mekanizmaları.....	6
Şekil 2.1: Basit Harmonik Bir Dalganın Bir Noktada Oluşturduğu Ses Basıncının Zamanla Değişimi	9
Şekil 2.2: Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Bir Yönde İlerleyişi	10
Şekil 3.1: Katı Model	18
Şekil 3.2: Eksenel Fan Sayısal Ağı	19
Şekil 3.3: Fan ve Motor Grubu Boyuna Kesit Sayısal Ağı	19
Şekil 3.4: Dönen Akış Bölgesi Sayısal Ağı	20
Şekil 3.5: Akış Çözümü Şeması	21
Şekil 3.6: Sıralı Çözücü Şeması	22
Şekil 3.7: Hesaplamalı Aeroakustikte Kullanılan Türbülans Modelleri	23
Şekil 3.8: Türbülans Kinetik Enerji Spektrumunun LES ile Ayrıklaştırılması.....	25
Şekil 3.9: I-BEM Modeli Akustik Sayısal Ağı	27
Şekil 3.10: Yapı-Akışkan İlişkilendirmesi	28
Şekil 3.11: MDBEM Modeli Akustik Sayısal Ağı.....	29
Şekil 3.12: MDBEM Modeli	29
Şekil 3.13: Yapısal Modal Analiz Sonlu Elemanlar Ağı	30
Şekil 3.14: Akustik Modal Analiz Modeli	31
Şekil 4.1: Yapısal Modal Analiz Deney Düzenegi	33
Şekil 4.2: Akustik Modal Analiz Deney Düzenegi	34
Şekil 4.3: Ses Basıncı Ölçüm Ortamı	35
Şekil 4.4: Ses Basıncı Şematik Ölçüm Düzenegi	35
Şekil 4.5: Ses Şiddeti Ölçüm Düzenegi	36
Şekil 5.1: Eksenel Fan Yüzeylerinde Zamana Bağlı Basınç Dağılımı.....	38
Şekil 5.2: Boru Yüzeyinde Zamana Bağlı Basınç Dağılımı	39
Şekil 5.3: Boru Boyunca Alınan Kesit Üzerindeki Anlık Vortisite Dağılımı.....	39
Şekil 5.4: Akım Alanındaki Farklı İki Noktada Zamana Bağlı Statik Basınç Değişimi	40
Şekil 5.5: Fan Kanadı Yüzeyinde Belli Bir Noktada Zamana Bağlı Statik Basınç Değişimi	41
Şekil 5.6: Kanat Yüzeyinde Taşıma Katsayısının Zamanla Değişimi	42
Şekil 5.7: FLUENT-SYSNOISE Veri Transferi	42
Şekil 5.8: Sayısal ve Deneysel Yapısal Modal Analiz Karşılaştırması.....	43
Şekil 5.9: Çelik Boru Birinci Mod Şekli	44
Şekil 5.10: Sayısal ve Deneysel Akustik Modal Analiz Karşılaştırması	44
Şekil 5.11: Boru Akustik Birinci Mod Şekli	45
Şekil 5.12: Sayısal ve Deneysel Ses Basıncı Dağılımı (125 Hz)	46
Şekil 5.13: Sayısal ve Deneysel Ses Basıncı Dağılımı (250 Hz)	47

Şekil 5.14: Deneysel ve Sayısal (seyrek ağ çözümü) Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları ($\Delta f=2\text{Hz}$).....	48
Şekil 5.15: Deneysel ve Sayısal (sık ağ çözümü) Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları ($\Delta f=2\text{Hz}$)	48



SEMBOL LİSTESİ

c_o	: Ses hızı
C_L	: Taşıma katsayısı
E	: Elastisite modülü
f	: Frekans
F_i	: Dış kuvvet
k	: Türbülans kinetik enerjisi
L_p	: Ses basıncı düzeyi
L_w	: Ses gücü düzeyi
M	: Mach sayısı
n	: Yüzey normali
p_o	: Referans ses basıncı
p'	: Akustik basınç
p_{ij}	: Basma gerilme tansörü
Q	: Akustik kaynak terimi
r	: Akustik kaynak ile algılayıcı arasındaki uzaklık
Re	: Reynolds sayısı
t	: Zaman
T	: Peryot
T	: Sıcaklık
T_{ij}	: Lighthill tansörü
v_s	: Katı cisim hızı
V	: Hacim
W	: Ses gücü
ε	: Türbülans kinetik enerji kayıp oranı
ϕ	: Akım değişkeni
λ	: Dalga boyu
μ	: Dinamik viskozite
μ_t	: Türbülanslı viskozite
δ	: Dirac delta fonksiyonu
ρ	: Yoğunluk
τ_{ij}	: Kayma gerilmesi
ν	: Poisson oranı
Δt	: Zaman adımı

HAVA AKIŞ KAYNAKLI FAN GÜRÜLTÜSÜNÜN SAYISAL MODELLENMESİ

ÖZET

Son yıllarda, mühendislik sistemlerinde, yapısal kaynaklı gürültünün önemli ölçüde azaltılmasıyla birlikte hava akış kaynaklı gürültü problemi ön plana çıkmıştır. Özellikle havacılık, otomotiv ve beyaz eşya endüstrilerinde rastlanan hava akış kaynaklı gürültünün oluşumunda fanların payı büyüktür.

Bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişim sayesinde, hesaplamalı yöntemler, hava akış kaynaklı fan gürültüsünün belirlenmesinde ve azaltılmasında, deneysel ve analitik yöntemlere kıyasla daha etkili hale gelmiştir. Böylece ölçüm ve prototip maliyetlerinin düşürülmesi sağlanmış, tasarım süreci kısalmıştır.

Bu çalışmanın amacı da, kanal içinde yer alan fanlardan yayılan hava akış kaynaklı gürültünün kestirimine yönelik bir hesaplama yöntemi ortaya koymaktır. Sayısal analiz araçları olarak, FLUENT ve SYSNOISE olmak üzere iki ticari yazılım paketi kullanılmıştır. Çalışma kapsamında, dairesel kesitli bir kanalın içine yerleştirilen eksenel bir fan ve fanı süren gölge kutuplu AC elektrik motoru geometrisi ele alınmış ve sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Sonlu Hacimler Metodu tabanlı FLUENT ile zamana bağlı akış analizi, LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli kullanılarak yapılmış ve türbülanslı akış analizinden gelen basınç bilgisi, bir vibro-akustik çözümleyici olan SYSNOISE'in aeroakustik modülüne aktarılmıştır. Sınır Elemanlar Metoduna dayalı çözüm yapabilen SYSNOISE ile dalga denklemi çözülerek gürültü yayılımı hesaplanmıştır. Sayısal olarak elde edilen akustik sonuçlar deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve oldukça iyi bir uyum gözlenmiştir.

NUMERICAL MODELING OF FLOW INDUCED FAN NOISE

SUMMARY

In recent years, flow induced noise problem has become a big concern in the engineering systems with the reduction of structure borne noise. The significant contribution to the flow induced noise in industries such as aerospace, automotive and home appliances comes from fans.

With the exponential growth in the computer technology, computational methods have become more efficient tools than the experimental and the analytical methods for prediction and reduction of flow induced fan noise. Thus, Not only the cost reduction of the measurement and the prototyping has been achieved, but also the time required for the design process has been diminished.

The aim of this study is to present a computational method to predict the flow induced noise in ducted fans. Two commercial softwares, FLUENT and SYSNOISE are employed for this purpose. In the frame of this thesis, the method is applied to the system, which involves an axial fan and an AC motor driving the fan in a circular duct. Unsteady flow analysis is performed with LES (Large Eddy Simulation) using Finite Volume Method (FVM) based flow solver FLUENT and then, time dependent pressure data from the flow solution is fed into the aeroacoustic module of the vibroacoustic solver SYSNOISE. The propagation of the emitted noise is computed with SYSNOISE, which is capable of solving the wave equation via different discretization techniques like Boundary Element Method (BEM). The numerically obtained acoustic results are compared with the experimental data and fairly good agreement is observed.

1. GİRİŞ

1.1. Motivasyon

Sanayileşmeyle birlikte ortaya çıkan çevre sorunlarından biri de gürültü kirliliğidir. İç ve dış mekanlarda gürültünün artması insan sağlığını olumsuz etkilediğinden birçok endüstriyel ürün için gürültü düzeyi sınırlamaları getirilmiştir. Yasal düzenlemelerle birlikte konfor beklentileri de göz önüne alındığında uçaklardan buzdolaplarına kadar çeşitli ürünlerde yapı kaynaklı gürültüyle birlikte hava akış kaynaklı gürültü önemli bir problem haline gelmiştir. Son yıllarda, yapı kaynaklı gürültü düzeylerinde yapılan iyileştirmeler hava akış kaynaklı gürültüyü ön plana çıkarmıştır.

Aerodinamik gürültü olarak da anılan hava akış kaynaklı gürültü problemi ile özellikle havacılık, otomotiv ve beyaz eşya endüstrilerinde karşılaşılmaktadır. Aerodinamik gürültüyü, anılan endüstri dallarında çeşitli kaynaklar tetiklemektedir. Örneğin uçaklarda motorlar, gövde ve iniş takımları gürültü kaynağı olarak sayılabilirken, helikopterlerde pervane, otomobillerde özellikle yüksek hızlarda yan ayna, tavan penceresi gibi bileşenler hava akış kaynaklı gürültüye neden olabilmektedir. Beyaz eşya endüstrisinde ise hemen hemen bütün ürünlerde kullanılan aksenal veya radyal fanlar aerodinamik gürültü anlamında birincil kaynaklardır. Fanlarda aerodinamik gürültüyü oluşturan başlıca mekanizmalar: türbülanslı giriş, türbülanslı veya laminar sınır tabaka, sınır tabaka ayrılması, firar kenarı gürültüsü, kanat sınırlarındaki ikincil akışlar ve dönen fan kanatları (rotor) ile durgun kanatlar (stator) arasındaki etkileşim sayılabilir.

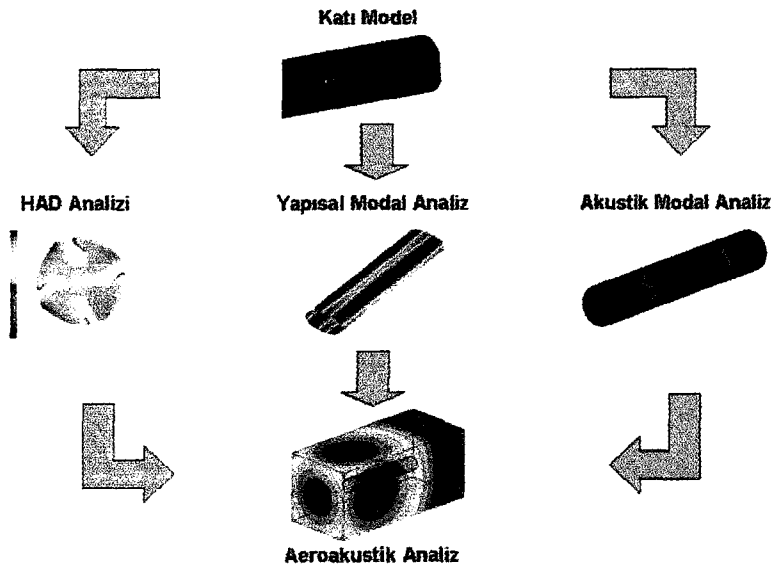
Bu çalışma, motivasyonunu, beyaz eşyada hava akış kaynaklı fan gürültüsünün denetimi ve düşürülmesi hedefinden almaktadır. Anılan hedefe ulaşmak için deneysel, analitik ve hesaplamalı olmak üzere çeşitli yöntemler mevcuttur. Ancak endüstriyel uygulamalarda kullanılacak yöntemlerin hızlı, pratik, ve ucuz olması gerektiğinden hesaplamalı yöntemler, ölçüm ve prototip maliyetlerini düşürmesi bakımından oldukça idealdir.

Çalışma kapsamında hava akış kaynaklı fan gürültüsünün kestirimine yönelik bir hesaplama yöntemi sunulmaktadır. Yöntem, ilgilenilen frekans aralığında, gürültü düzeyini, saf tonlarda ve geniş bantlı olarak bir arada vermesi bakımından literatürde geçen diğer yöntemlerden daha üstündür. Söz konusu hesaplama yönteminin doğruluğu deneysel olarak da sınanmıştır.

1.2. Çalışmanın Amacı ve İçeriği

Beyaz eşya endüstrisinde kullanılan orta ve küçük ebatlı fanlar, ürünlerden yayılan hava akış kaynaklı (aerodinamik) gürültünün ana kaynaklarıdır [1]. Bu çalışmanın amacı, beyaz eşya endüstrisinde kullanılan fanlardan yayılan gürültünün kestirimine yönelik hesaplamalı bir metodoloji geliştirmek, böylece farklı tasarımlara sahip fanların gürültü düzeylerini hızlı ve pratik biçimde belirlemektir.

Çalışmanın iskeletini, zamana bağlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ve aeroakustik hesaplamalar oluşturmaktadır. HAD analizleri, FLUENT yazılımı ile 3 boyutlu, zamana bağlı, viskoz, sıkıştırılamaz akım şartları için gerçekleştirilmiştir. Zamana bağlı HAD analizi ile elde edilen basınç bilgisinden, aeroakustik analizlerde kullanılacak olan dipol kaynaklar, Matlab ortamında geliştirilen bir kod ile hesaplandıktan sonra SYSNOISE yazılımı ile akustik yayılım modellenmiştir. Ayrıca yapısal ve akustik modal analizler de gerçekleştirilerek yapının ve kavitenin uyarılma mekanizmaları da dikkate alınmıştır. Genel olarak, çalışmada izlenen adımlar Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1: Çalışmada İzlenen Adımlar

1.3. Literatür Araştırması

Literatür araştırması başlığı altında, akustik ve aeroakustik çalışmalarının tarihçesi, hesaplamalı yöntemlerin gelişim süreci ve fan gürültüsüne yönelik yapılan çalışmalar yer almaktadır.

Akustikle ilgili mekanik ve fiziksel davranışın ilk çözümlemelerini Newton ve Huygens yapmıştır [2]. Ondokuzuncu yüzyıl boyunca, Rayleigh, Stokes, Kundt, Helmholtz ve Kirchhoff akustik alanında yapılan araştırmalara önemli katkı sağlamışlardır [3]. Yirminci yüzyılın başlarında, mimari akustik önem kazanmış, 1920 yılında radyo yayımının başlamasıyla birlikte haberleşme akustiği alanında gelişmeler yaşanmıştır. Daha sonra tıp alanında ultrasonik yöntemler kullanılmaya başlanmış, İkinci Dünya Savaşı ile birlikte Avrupa ve ABD’de akustik araştırmalara verilen önem artmıştır. Denizaltıların, uçakların ve diğer silahlı sistemlerin akustik kontrolüne yönelik araştırmalar yapmak üzere laboratuvarlar kurulmuştur. Savaş sonrasında kazanılan bilgi birikimi ile birlikte akustik alanındaki çalışmalar endüstriyel uygulamalara kaymıştır. Bu dönemde, Beranek, Stephens, Lighthill, Goldstein ve Witham gibi bilimadamları akustik araştırmalara katkıda bulunmuşlardır [4-8].

1950’li yıllarda, İkinci Dünya Savaşı sırasında üretilen jet motorlu uçaklar ticari kullanıma girmiş ve taşımacılıkta sağladıkları verimden dolayı pervaneli uçakların yerini almışlardır. 1960’lı yıllarda uzun mesafe uçuşların başlamasıyla hava taşımacılığı büyük ivme kazanmıştır. Ancak jet motorların yüksek gürültü düzeylerine sahip olmaları nedeniyle havaalanları yakınında gürültü, önemli bir problem haline gelmiştir. Bu nedenle, 1960’ların sonuna doğru, gürültü düzeyine yönelik kısıtlamaları içeren resmi düzenlemeler yapılmış ve sertifikalar yayınlanmıştır. Zamanla, düzenlemelerin kapsama alanı genişlemiştir. Günümüzde, gürültü düzenlemeleri yalnızca havacılık endüstrisi ile sınırlı kalmayıp, otomotiv, beyaz eşya, turbomakina gibi diğer endüstriyel alanlarda da geçerlilik kazanmaktadır.

Gutin (1936), pervane gürültüsü üzerine yazdığı makale ile eksenel akışlı makinaların akustiği ile ilgili temelleri atmıştır.

1940 ve 1970 yılları arasında, jet motorlu uçaklardan yayılan jet gürültüsü en önemli gürültü kaynağı olarak ortaya çıkmıştır. Bu dönemde Lighthill, Schwartz, Ffowcs Williams, Crighton ve Howe hava akış kaynaklı gürültü (aerodinamik gürültü) ile ilgili araştırmalar yapmıştır [10-15]. Lighthill, jet gürültüsünün kestirimine yönelik

bir metodoloji önermiştir. Jet motorlarının yakınındaki uzayın ikiye bölünerek incelenebileceğini, jetin hemen yakınında oluşan kaynakların atmosferde lineer olarak yayıldığını öne sürmüştür. Lighthill, sözü edilen uzay ayrıklaştırmasını, temel korunum denklemlerine uygulamış ve Lighthill Analojisi'ni türetmiştir. Lighthill Analojisi, hava akış kaynaklı sesin, akış bilgisi ile hesaplanabileceğini vurgulamaktadır. Analojiye göre eğer türbülanslı akış alanı çözümlenebilirse, akustik alan doğru şekilde hesaplanabilecektir. Lighthill Analojisi, korunum yasalarına dayandığından ve basitleştirme yapılmadan türetildiğinden, bütün akışlar için geçerlidir.

Lighthill Analojisi, akış kaynaklı gürültünün, temel akışkanlar mekaniği korunum denklemlerinden yola çıkılarak çözülebileceği esasına dayanmaktadır. Lighthill, korunum denklemlerini yeniden düzenlemiş ve homojen olmayan dalga denklemini çalkantılı yoğunluk ρ' için türetmiştir. Lighthill'in metodolojisi, dalga denklemindeki bağımlı değişkeni değiştirerek modifiye edilebilir. Phillips (1960), Lighthill metodolojisini uygulamış, fakat homojen olmayan dalga denkleminde bağımlı değişkeni $\ln(p)$ olarak seçmiştir. Benzer türetmeler, Lilley (1993), Legendre (1981) ve Howe (1975) tarafından farklı akış değişkenleri için yapılmıştır. Möhring (1979), Mach sayısında en düşük mertebe kısıtını ortadan kaldırmak için, Howe tarafından ortaya koyulan modeli yeniden düzenlemiştir. Bütün formülasyonlar aynı temele dayansa da hepsinin bir takım avantaj ve dezavantajları vardır [7].

Lighthill Analojisi, aeroakustik alanındaki bilimsel çalışmaların başlangıç noktasını oluşturmaktadır. Lighthill'in ortaya koyduğu analogi ile jet gürültüsüne ilişkin kestirim ve analiz yapılabilmiş, gürültü düzeyi düşürülebilmektedir. 1970'li yılların başlarında, yeni tahrik ve itki sistemlerinin devreye girmesi ile birlikte çok kanatlı pervaneler kullanılmaya başlanmıştır. Böylece pervane gürültüsü, baskın gürültü kaynağı haline gelmiştir [20]. Lighthill Analojisi akım alanındaki katı yüzeylerin etkisini ihmal ettiğinden, pervane gürültüsüne uygulanamamıştır. Pervanelerde, katı yüzey etkileri, dolayısıyla kalınlık (thickness) ve yükleme (loading) gürültüleri baskındır. Kalınlık ve yükleme gürültüleri monopol ve dipol kaynaklar olup kuadrupol olarak adlandırılan türbülans kaynaklı gürültüden daha fazla yayılım etkisine sahiptirler.

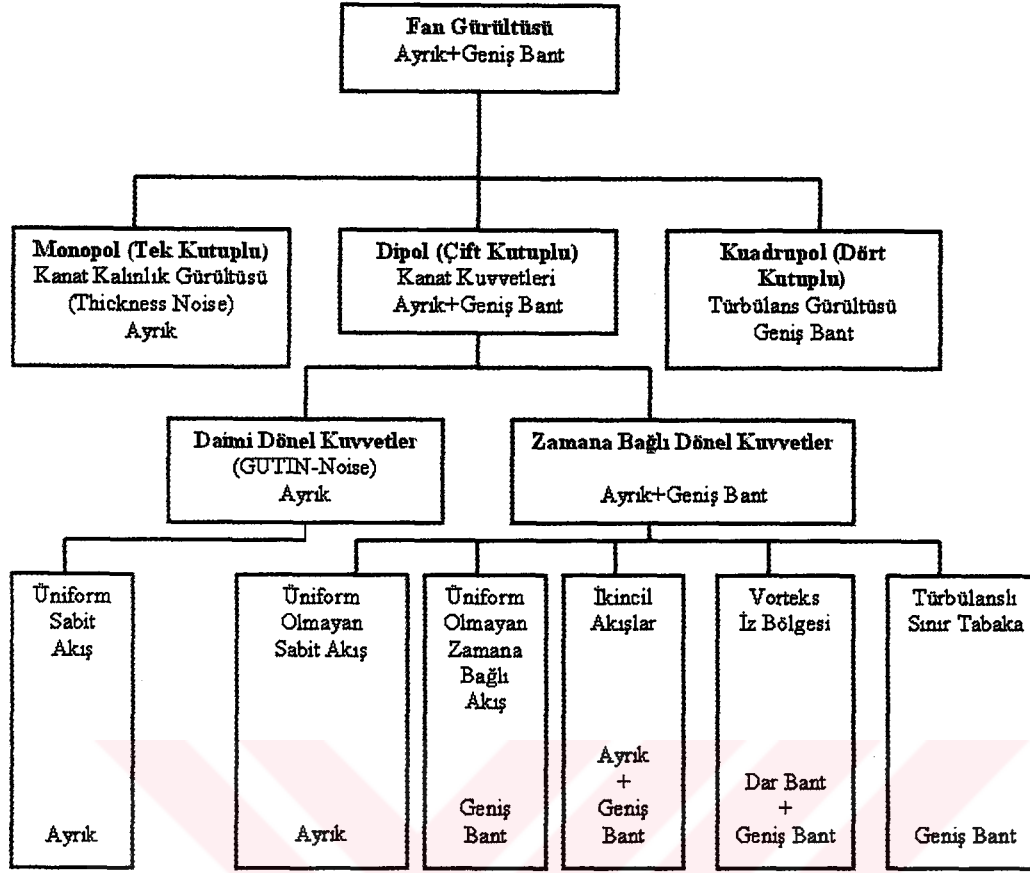
Curle (1955), durağan katı yüzeylerin etkisinden doğan gürültü kaynaklarını Lighthill eşitliğine entegre etmiştir. Curle, akışkandan yüzeylere etki eden zamana

bağlı kuvvetleri hesaba katarak momentum denklemini yeniden düzenlemiştir. Elde edilen homojen olmayan dalga denkleminde, yüzey kuvvetleri ek dipol terim (loading noise) olarak yer almaktadır.

Daha sonra, Ffowcs Williams ve Hawkins, Curle eşitliğini hareketli yüzeyler için geliştirmişlerdir [23]. Yüzeyin hareketi sonucu yerdeğiştiren akışkan hacmi, dalga denkleminin sağ tarafında ilave monopol (thickness noise) terim olarak bulunmaktadır. Ffowcs Williams ve Hawkins denklemi, olası tüm gürültü kaynaklarını içerdiğinden gürültü kestirimine yönelik genel bir yöntem olarak kabul edilebilir. Ffowcs Williams ve Hawkins (FWH) denklemi, daha çok dönen kanatlardan açığa çıkan gürültüyü belirlemek amacıyla uygulanmıştır. Sharland (1963), aksenal akışlı makinalarda temel gürültü kaynaklarını incelemiş ve kanat firar kenarında girdap kopmalarından doğan geniş bantlı gürültü modellemesi üzerinde durmuştur. Ayrıca, durgun ve hareketli kanatların etkileşimi sonucu açığa çıkan saf tonlu aerodinamik gürültü üzerine çalışmalar yapmıştır. Lambert (1967), serbest dönen iki kanatlı pervane yüzeyindeki zamana bağlı basınç alanını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Longhouse (1976), düşük uç hızlı aksenal fanlarda girdap kopması (vortex shedding) gürültüsünü incelemiş ve gürültü düzeyini düşürmeye yönelik kanat tasarımları önermiştir. Fukano ve Jang (2004), aksenal fanlarda kanat ucundaki zamana bağlı girdaplı akımın yarattığı gürültü üzerine deneysel çalışmalar yapmışlar ve fanla birlikte hareket eden sıcak tel ile hız ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca uç açıklığının gürültü üzerine etkilerini iki farklı fan üzerinde incelemişlerdir. Mugridge (1977), temel fan gürültü mekanizmalarını inceledikten sonra endüstriyel bir aksenal fandan yayılan geniş bantlı gürültü üzerinde detaylı olarak durmuştur.

Sadamato ve Murakami (2003), kanal içinde yer alan radyal bir fanda tonal gürültü düzeyini yarık tipi genişleme odacıkları uygulaması ile düşürmüşlerdir. Bu çalışmada, susturucu görevi yapan genişleme odacıklarının imalat, yerleşim vb. yönlerden avantajları da sunulmuştur.

Şekil 1.1.'de Neise (1992) tarafından ortaya koyulan, düşük hızlı aksenal bir fandan, kanatlara etki eden aerodinamik kuvvetler sonucu dipol karakterli yayılan ayrık ve geniş bantlı gürültü mekanizmaları sunulmaktadır.



Şekil 1.2: Fan Gürültüsü Oluşum Mekanizmaları

FWH denkleminin orijinal formülasyonu, tüm akış rejimleri için geçerli olsa da sesüstü akışlar için kolaylıkla uygulanabilir değildir. Yüksek Mach sayılarındaki tekilliklerden kaçınmak için denklem yeniden formüle edilmiştir [29-31]. Uzak alan gürültüsünün kestiriminde farklı yöntemlerden yararlanılabilmektedir. En çok kullanılan yöntem, hacim integrasyonu yerine yüzey integrasyonunu esas alan Kirchhoff formülasyonudur [32-33].

Son yıllarda, bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte hesaplamalı yöntemler, hem akışkanlar dinamiğinde hem de akustik alanında tercih edilmeye başlanmıştır. Bunun sonucunda her iki disiplinden hesaplamalı aeroakustik doğmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile bir türbülans modeli esas alınarak Navier-Stokes denklemleri zamana bağlı olarak çözülür ve aeroakustik kaynaklar hesaplanır. Elde edilecek akustik sonuçlar akışkanlar dinamiği çözümlerine bağlı olduğundan, çözümlerlerin dar bant ve geniş bantlı akustik frekansları beklenen düzeyde yakalaması gerekir [34]. Tam (2004), hesaplamalı aeroakustikte yakın geçmişte gerçekleşen ilerlemeleri ve hesaplama zorluklarının kaynaklarını özetlemiş, temel

uygulama alanlarını sunmuştur. Ayrıca Colonius ve Lele (2004), gürültü kaynaklarını akışın ortalama değerlerinden ve türbülans istatistiklerinden tahmin eden yarı ampirik yöntemlerden gürültü kaynaklarını temel korunum ilkeleri ile doğrudan çözen zamana bağlı akış simülasyonlarına kadar çeşitli yöntemleri incelemişlerdir. DNS ve LES çözümlemelerinin gürültü kaynaklarının hesaplanmasında ne düzeyde etkili olacağını tartışmışlar, aeroakustik hesaplamalara uygun zamansal ve uzaysal ayrıklaştırma şemalarını sunmuşlardır. Son olarak, ses altı kavite ve jet gürültüsü problemlerini detaylı olarak incelemişlerdir. Çalışmanın üzerinde durduğu önemli bir diğer nokta ise akustik problemlerde en fazla zorluk çıkarabilecek sınır şartlarının tayini ile ilgilidir.

Envia ve diğ. (2004), fan gürültüsünün kaynaklarını incelemiş ve mevcut fan gürültüsü kestirimine yönelik yöntemleri karşılaştırmışlardır.

Tournour ve diğ. (2003), havalandırma sisteminde kullanılan ses altı radyal fanın yayılan tonal gürültüyü hesaplamalı ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçların ~5 dB üzerinde elde edilmiştir. Yazarlar, bu farkı, salyangoz borusu çıkışındaki filtrenin sayısal çözümlemelerde hesaba katılmamış olmasına bağlamışlardır.

Wan-Ho Jeon (2003), elektrikli süpürge radyal fanından yayılan gürültüyü hesaplamalı olarak incelemiştir. Fan çevresindeki zamana bağlı akışı girdap metodu ve HAD şemasıyla çözümlemiş, aeroakustik kaynakları FW-H eşitliği ile hesaplamıştır. Fanı çevreleyen akustik alanı ise sınır elemanlar metodu ile çözümlenmiştir. Kanat geçiş frekanslarında, deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum yakalamış ancak geniş bantlı frekanslarda, türbülansın yeterince çözülmemiş olmasından dolayı ses gücü düzeylerinde büyük farklar gözlemiştir.

Maaloum ve diğ. (2003), fan kanatlarına etki eden zamana bağlı aerodinamik kuvvetleri hesaplamayı amaçlamış ve tekillikler yöntemine dayanan 2 boyutlu analiz için bir yazılım geliştirmişlerdir. Ancak kanat yüzeyindeki sayısal çözüm ağında daimi hal için potansiyel akış yaklaşımı yapmışlardır. Potansiyel yaklaşım, kanat ucundaki yüksek basınç dalgalanmalarından doğan gürültü kaynakları hakkında fikir vermektedir. Ayrıca bu yaklaşımla geometrik ve aerodinamik özelliklerin değişiminin akustik üzerine etkileri pratik ve hızlı biçimde değerlendirilebilmektedir.

Longet ve Battistoni (2003), yeni nesil düşük gürültülü eksenel bir fanın tasarım sürecini sunmuşlardır. Uç açıklık gürültüsü ve akım alanındaki etkileşimden doğan gürültü gibi dar ve geniş bantlı gürültüye neden olan mekanizmaların etkilerinin

azaltılması hedeflenen çalışmada, 3 boyutlu akış analizleri sonuçlarına da yer verilmiştir. Yeni tasarlanan fanın, eski nesil fana kıyasla %10 daha verimli çalıştığı, ses gücü düzeyinin ise 2-9 db(A) düştüğü sonucuna varılmıştır.

Cho ve Lee (2003), eksenel fan kanatları yüzeyinde akustik kaynakların dağılımını deneysel olarak incelemiş ve elde edilen dağılımları, uzak alan gürültü kestiriminde kullanılmak üzere zaman alanı akustik analojisi (time domain acoustic analogy) tabanlı bir programa girdi olarak vermişlerdir. Deneysel olarak elde edilen yüzey basınç dalgalanması, giriş türbülansı, uç girdapları, girdap kopması ve iz bölgesi gibi akışla ilgili fenomenler hakkında fikir vermektedir. Yazarlar, etki haritalandırma yöntemi (Contribution Mapping Method) ile kanat yüzeyindeki gürültü kaynaklarının etkisini desibel cinsinden haritalandırmışlardır. En etkin kaynağın giriş türbülansından dolayı kanat hücum kenarı olduğu görülmüştür.

Neuhaus ve Neise (2003), eksenel akışlı turbomakinaların aerodinamik performansını artırmak ve uç açıklık gürültüsünü azaltmak için kanat uç bölgesinde aktif akış kontrolü üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Kanat ucu ile muhafaza arasındaki boşluğa daimi olarak hava püskürterek belli debi değerlerindeki gürültü düzeyini incelemişler ve optimum bir debi değeri ile uç açıklığından kaynaklanan gürültünün kontrol altında tutulabileceğini göstermişlerdir.

Chung ve diğ. (2003), düşük gürültülü eksenel ve radyal fan sistem tasarımına yönelik program geliştirmişlerdir. Söz konusu programın, kavramsal tasarımdan detaylı tasarıma kadar olan adımları gerçekleştirebildiği öne sürülmektedir. Program, fan gürültüsü kestirimine yönelik “FanNoise” ve ticari HAD yazılımı “Fluent” tabanlı çalışmaktadır.

Sorgüven (2003), geliştirdiği hesaplamalı aeroakustik programı ile iki kanatlı bir pervanenin uzak alan gürültü düzeyi kestirimlerini sayısal olarak gerçekleştirmiş ve deneylerle uyumlu sonuçlar elde etmiştir. Söz konusu program, zamana bağlı HAD analizinden sonra FWH analojisi ile uzak alan akustik sinyalleri hesaplayabilmektedir.

2. TEORİ

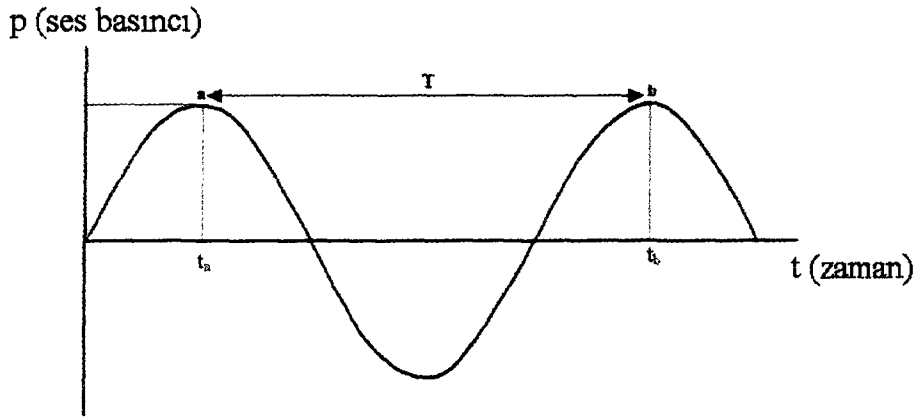
2.1. Temel Akustik Bilgisi

2.1.1. Giriş

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir. Ortamdaki parçacıkların titreşimiyle oluşan dalgalar, havada basınç değişiklikleri oluşturur. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından “ses” olarak algılanır.

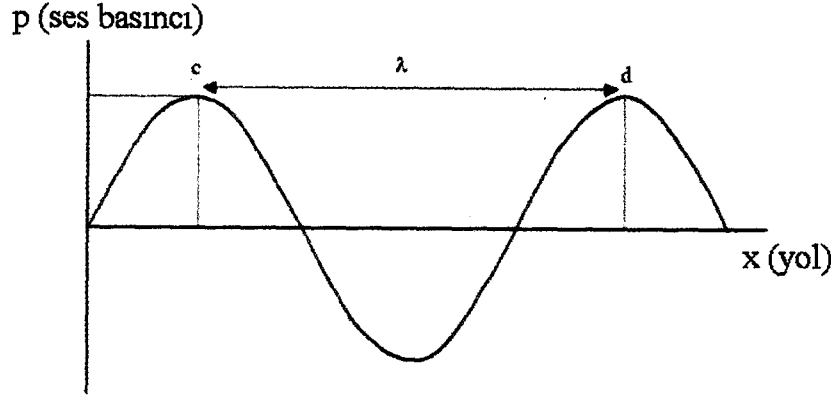
2.1.2. Ses Dalgalarının Özellikleri – Frekans, Peryot, Dalga Boyu ve Yayılma Hızı

Şekil 2.1 basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir. P_0 ile gösterilen, basıncın en büyük değerine genlik denir. Basıncın, birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana (örneğin, $t_b - t_a$) periyot adı verilir. T ile gösterilen periyodun birimi, zaman birimi olan saniyedir. Şekil 2.1’den görüldüğü gibi, basınç değişimi her periyotta aynen tekrarlanmaktadır. Periyodun tersi ($1/T$) frekanstır (f). Periyot, “bir basınç değişimi devri için geçen zaman” olarak tanımlanabileceğine göre; frekans, “birim zamandaki basınç değişim devri sayısı”dır. Bu tanımlardaki “basınç değişim devri” ile anlatılmak istenen, basıncın aynı düzeye ulaştığı birbirini izleyen iki nokta arasındaki kısımdır. Frekans, genellikle “bir saniyedeki devir sayısı” (Hertz) ile ölçülür.



Şekil 2.1: Basit Harmonik Bir Dalganın Bir Noktada Oluşturduğu Ses Basıncının Zamanla Değişimi

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



Şekil 2.2: Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Bir Yönde İlerleyişi

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

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

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

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

eşitlikleriyle bağlıdır.

Sesin havadaki yayılma hızı, havanın ideal gaz kabul edilmesiyle,

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

eşitliğinden bulunabilir. Burada T_k , havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

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

olduğundan, $21^\circ C$ ’daki sesin yayılma hızı 344 m/s bulunur.

2.1.3. Ses Basıncı Düzeyi

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir.

Ses Basıncı Düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (2.5)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri), p_0 ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal (20×10^{-6} Pa)'dır.

Eşitlik (2.5),

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2.6)$$

şeklinde de yazılabilir. 20 mikropaskalın referans olarak seçilmesinin nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az 20×10^{-6} Pa değerinde basıncın gerekmesidir. Yani 1000 Hz'deki duyma eşiği referans alınmıştır. Ses basıncının tanımında basınçların değil de basınçların karelerinin oranının kullanılma nedeni, dB'in genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesi ile orantılı olmasıdır.

Ses basıncı düzeyleri L_{pi} ($i=1, 2, \dots, n$) olan n ayrı ses dalgasının toplam ses basıncı düzeyi,

$$L_{pt} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (2.7)$$

eşitliğinden bulunabilir.

2.1.4. Ses Gücü Düzeyi

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü (veya akustik güç), bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi (L_w) adı verilir. Referans olarak $W_0=10^{-12}$ W kullanılır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.8)$$

Bir makinanın ses gücü, bu makinanın toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır

ve genellikle toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Ses gücü düzeyi bilinen bir kaynağın ses gücü, (2.7) eşitliğinden kolayca elde edilen

$$W = 10^{-12} \times 10^{(L_w/10)} \quad (2.9)$$

bağıntısından watt olarak bulunabilir.

2.2. Dalga Denklemi

Dalga denkleminin ses dalgalarından manyetik dalgalara kadar çok çeşitli fiziksel uygulamaları vardır. Bu çalışmada, akışkan ortamdaki ses dalgaları ile ilgilenildiğinden, başlangıç noktası olarak akışkanlar dinamiğinin temel korunum denklemleri alınmıştır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad \text{Süreklilik} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = F_i \quad \text{Momentum} \quad (2.11)$$

F_i dış kuvvetleri temsil eder. Kayma gerilmesi τ_{ij} ise şu şekilde tanımlanabilir:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.12)$$

Sürtünmesiz ($\mu = 0$), üniform ($\partial(\rho u_i u_j / \partial x_i) = 0$) akış kabulü ve dış kuvvetlerin ihmalıyla ($F_i = 0$), momentum denklemi basitleştirilirse:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = 0 \quad (2.13)$$

(2.13) eşitliğinin diverjansı süreklilik denkleminin zamana bağlı türevinden çıkarılırsa, $\partial^2(\rho u_i) / \partial t \partial x_i$ terimi düşecektir. Böylece;

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_j} = 0 \quad (2.14)$$

Sonsuz, homojen bir akışkanın değişkenleri, $\rho = \rho_0 + \rho'$ ve $p = p_0 + p'$ şeklinde lineerize edilebilir. Burada alt indis 0 daimi akış özelliklerini ve ' ise daimi akış üzerine binen akustik bozuntuları temsil etmektedir. Söz konusu lineerleştirme işlemi ile birlikte $\frac{\partial p}{\partial \rho} = c_0^2$ termodinamik bağıntısı momentum denkleminde yerleştirilerek “*homojen dalga denklemi*” elde edilir.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = 0 \quad (2.15)$$

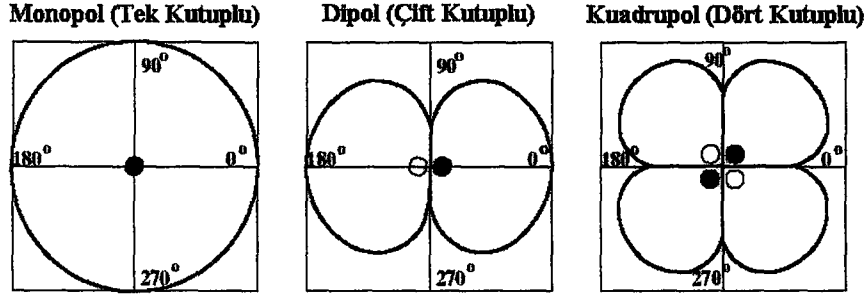
Homojen, durgun akışkan içerisinde ses dalgasının yayılımı homojen dalga denklemi ile tanımlanır (2.15). Homojen dalga denkleminin yalnızca ses dalgalarının yayılımını temsil ettiğine dikkat etmek gerekir. Eşitlikte ses kaynakları yer almamaktadır. Ses kaynağının olması durumunda, kaynak terimi Q eşitliğin sağ tarafına eklenecektir (2.16). 2ⁿ mertebesinde kaynak terimi içeren homojen olmayan dalga denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^n Q_{ij...}}{\partial x_i \partial x_j ...} \quad (2.16)$$

Bu tip bir eşitliği çözmek için Green formülasyonu uygun olacaktır [7]. Genelleştirilmiş dalga denkleminin Green formülü ile çözümü:

$$4\pi c_0^2 \rho'(\vec{x}, t) = \frac{\partial^n}{\partial x_i \partial x_j ...} \int_{-\infty}^{\infty} Q_{ij...} \frac{d\vec{y}}{r} \quad (2.17)$$

Burada r, kaynaktan olan uzaklığı ifade etmektedir. Ses kaynağı, akışkanın kinetik enerjisi akustik enerjiye dönüştüğü zaman açığa çıkar. Bu dönüşüm, kütle, momentum veya şiddet çalkantılarıyla gerçekleşir. Akustik kaynakların yönselme (directivity) biçimleri Şekil 2.3' de sunulmaktadır [45].



Şekil 2.3: Akustik Kaynakların Yönselme Biçimleri

Akışkanda meydana gelen kütle çalkantıları 1. mertebe, monopol, kaynakları oluşturur. Monopol kaynaklara örnek olarak, akış alanı içerisinde titreşime maruz bırakılan bir küre, hoparlör diyaframı veya pervane kanadının hareketiyle yer değiştiren hacim verilebilir. Monopol kaynak tarafından oluşturulan akustik dalgalar bütün yönlerde eşit olarak yayılır. 2. mertebe kaynak terimi ise dipoldür ve momentumdaki çalkantılar sonucu açığa çıkar. Bu tip kaynakları, katı yüzeyler üzerinde, yüzeylerin titreşimi ya da yüzeydeki aerodinamik kuvvetlerin değişimi tetikler. Dipol kaynağın yaydığı akustik dalgalar iki loplulu bir yönselme biçimine sahiptir ve 0° ile 180° yönünde maksimum değerine ulaşır. Dördüncü mertebeden kaynaklar ise kuadrupol adını almaktadır. Kuadrupoller tamamen aerodinamik kaynaklıdır ve akış alanındaki türbülans etkileri sonucu oluşan çalkantılar nedeniyle açığa çıkar. Kuadrupol kaynak zıt fazlı iki dipolden oluşur ve dört loplulu bir yönselme biçimi sergiler. Söz konusu kaynakların her biri bir öncekine göre aeroakustik olarak daha az verimlidir.

2.3. Lighthill Analjisi

Lighthill'in hava akış kaynaklı gürültü üzerine yaptığı çalışmalar aeroakustik alanında önemli kilometre taşlarıdır. Lighthill, aerodinamik büyüklüklere bağlı olarak yayılan sesin hesaplanmasına yönelik bir metodoloji geliştirmiştir. Söz konusu çalışmalar, öncelikle jet gürültüsü ile ilgili olup katı yüzeylerin, sesin oluşumu ve yayılımı üzerindeki etkilerini ihmal etmektedir. Lighthill analjisinde, kütle ve momentumun korunumu denklemleri orijinal halleriyle yer alır. Yani homojen olmayan dalga denkleminin türetilmesi esnasındaki sürtünmesiz ve üniform akış

kabulleri yapılmadan $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij})$ terimlerinin etkisi hesaba katılmaktadır. Akışın sınırları bulunmadığından dış kuvvetler mevcut değildir, $F_i = 0$.

$$c_0^2 \nabla^2 \rho = c_0^2 \frac{\partial^2 (\rho \delta_{ij})}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.18)$$

(2.18) eşitliğini kullanarak;

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.19)$$

formunda homojen olmayan dalga denklemi elde edilir.

Burada,

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij} - \tau_{ij} \quad (2.20)$$

(2.19) eşitliği “*Lighthill eşitliği*” olarak bilinmektedir ve T_{ij} Lighthill tansörü adını almaktadır [10-11]. Lighthill eşitliği korunum denklemlerinin doğrudan sonucudur ve herhangi bir basitleştirme içermemektedir. Bu nedenle (2.19) ve (2.20) eşitlikleri dış kuvvet içermeyen bütün akış tipleri geçerlidir.

Lighthill eşitliğiyle aerodinamik akış alanından akustik alanla ilgili çıkarımda bulunulabilmektedir. Lighthill eşitliği, ses kaynaklarının yanında akışla taşınım sonucu ses dalgalarının yayılımını $(\rho u_i u_j)$, ısı iletimi sonucu yayılımı $(p' - c_0^2 \rho')$ ve viskoz etkiler (τ_{ij}) sonucu kayıpları da hesaplayabilmektedir.

Viskozite etkisiyle akustik enerjinin kaybı, pratikte hemen hemen tüm akış tüplerinde ihmal edilecek kadar küçüktür. $(p' - c_0^2 \rho')$ terimi akışın izantropik koşuldan sapmasını temsil eder. Bu terim, yanma gibi hızlı kimyasal reaksiyonların oluşması esnasında önem kazanır. Aksi halde oldukça küçük değerler alır ve izantropik akışlar için sıfırdır. Pratikteki uygulamaların çoğunda, Lighthill tansöründeki baskın kısım akışla taşınım terimidir. T_{ij} , $\rho u_i u_j$ 'ye indirgenebilir. Bu indirgeme, basınçtaki değişimler yoğunluk çalkantıları ile ses hızının karesinin çarpımıyla $(p' \approx \rho' c_0^2 \approx M^2)$ doğru orantılı olduğundan M^2 mertebesinde hata içerir. Özellikle düşük Mach sayılı akışlar için Lighthill tansörü ortalama hızın karesi

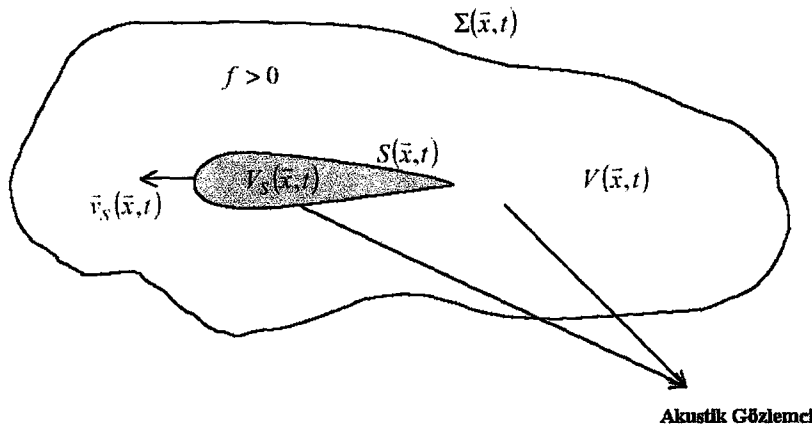
mertebedesindedir ($T_{ij} \sim u^2$). Aerodinamik kaynakların radyasyon alanı ise Lighthill tansörünün şiddeti ile akustik sinyalin frekansının karesinin çarpımı ile orantılıdır. Teori ve deneyler aerodinamik sesin frekansının, ortalama akışın hızı ile orantılı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle aerodinamik ses dalgalarının radyasyonu, ortalama akışın sekizinci kuvveti mertebesinde, u^8 [11].

2.4. Ffowcs Williams-Hawkings Eşitliği

Lighthill'in akustik analogisi akış alanındaki katı yüzeylerin etkisini ihmal etmektedir. Katı yüzeyler, aerodinamik ses alanını iki yolla etkiler:

1. Aerodinamik olarak oluşan kuadrupol kaynaklar katı yüzeyler nedeniyle yansımaya veya saçınmaya uğrar.
2. Katı yüzeyler üzerinde ilave ses kaynakları oluşur. Söz konusu dipol kaynaklar ya yüzeylerin titreşimi sonucu ya da akışkandan yüzeylere etkiyen aerodinamik kuvvetler nedeniyle açığa çıkar.

Curle, Lighthill eşitliğini durgun katı yüzeyleri hesaba katarak geliştirmiştir [21]. Daha sonra, Ffowcs Williams-Hawkings hareketli yüzeyler için bir formülasyon ortaya koymuşlardır [22]. Akustik alan üzerinde hareketli yüzeylerin etkisini daha iyi anlamak için V hacminde Σ yüzeyi ile çevrili bir akış alanı içerisine yerleştirilmiş geçirgen olmayan katı bir cismi göz önüne alalım (Şekil 2.4)



Şekil 2.4: Hareketli Katı Cisimler İçin Akustik Analoji

Katı cisim V_s hacminde olup yüzeyi S , $f(\vec{x}, t)$ fonksiyonu ile tanımlanmaktadır.

Yüzeyde herhangi bir süreksizlik bulunmamaktadır. Cisim, $\vec{v}_s$ hızıyla hareket ederken şeklini ve oryantasyonunu değiştirebilmektedir. Katı yüzey geçirgen

olmadığından ve viskoz akış kabulüyle, akışkanın yüzey üzerindeki hızı yüzeyin hızına eşittir. $f = 0$ olması durumunda $\vec{u}(\vec{x}, t) = \vec{v}_s(\vec{x}, t)$ ve $\vec{u}(\vec{x}, t) \cdot \vec{n}(\vec{x}, t) = u_n(\vec{x}, t) = 0$ dır. $\vec{n}$ yüzeyin normal vektörü olup dışarıya doğrudur.

Bu durumda süreklilik ve momentum denklemleri şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = \rho_0 v_{si} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad (2.22)$$

Burada basma gerilme tansörü $p_{ij} = p' \delta_{ij} - \tau_{ij}$ şeklinde tanımlanır. δ ise Dirac Delta fonksiyonudur. Lighthill analogide izlenen yol takip edilerek Ffowcs Williams-Hawkings eşitliği elde edilir.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_0 v_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \quad (2.23)$$

Bu eşitlikte, Lighthill eşitliğine ek olarak katı yüzeylerin varlığından ve hareketinden dolayı iki yeni terim göze çarpmaktadır. Sağ taraftaki ikinci terim yükleme gürültüsü (loading noise) adını almaktadır ve yüzeye etki eden aerodinamik kuvvetleri temsil eder. Bu nedenle dipol kaynaktır. Son terim ise kalınlık gürültüsüdür (thickness noise). Cismin hareketinden doğar ve yer değiştiren akışkan hacmi monopol kaynak olarak davranır.

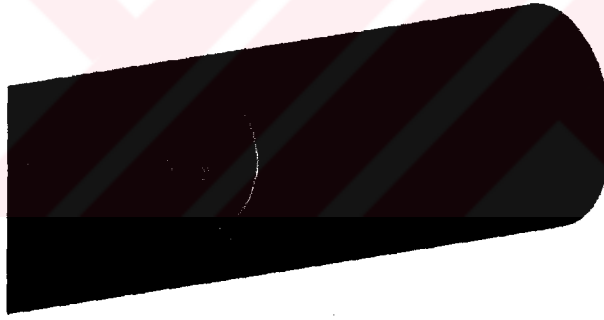
FWH eşitliği ile elde edilecek ses basıncı düzeyinin doğruluğu, akustik kaynakların hesaplanmasında kullanılan aerodinamik bilginin doğruluğuna bağlıdır. FWH eşitliğindeki (2.23) ses kaynakları korunum denklemlerinin direkt sonucu olduğundan zamana bağlı akış hakkındaki detaylı ve doğru bilgi akustik kaynakların kesin olarak hesaplanmasını sağlayacaktır. Ancak söz konusu boyutta detaylı akış bilgisini elde etmek deneysel ve sayısal olarak neredeyse imkansızdır. Akış analizlerinde modelleme, ayrıklaştırma ve yakınsamadan doğan sayısal hatalar akustik kestirimin doğruluk düzeyini düşürmektedir.

3. SAYISAL ANALİZLER

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri

3.1.1. Akım Alanının Ayırıklaştırılması

Akım alanının ayırıklaştırılması, yapısal olmayan sayısal ağ üretilerek gerçekleştirilmiştir. Ayırıklaştırma için GAMBIT kullanılmıştır. GAMBIT, birçok CAD programından uygun dosya biçiminde model transferine izin vermektedir. Çalışma kapsamında ele alınan probleme ait katı model I-DEAS Design modülünde oluşturulmuş, Unigraphics Parasolid dosya biçiminde GAMBIT'e transfer edilmiş ve GAMBIT ortamında yüzeyleri temizlenerek üzerinde sayısal ağ üretmeye elverişli hale getirilmiştir. Ayrıca GAMBIT, viskoz etkilerin fazlaca hissedildiği sınır tabakayı daha iyi çözümleyebilmek için fan kanatları ile boru yüzeylerinin kenarlarına sınır tabaka sayısal ağı oluşturmaya da olanak sağlamıştır. Söz konusu katı model Şekil 3.1'de gösterilmektedir.

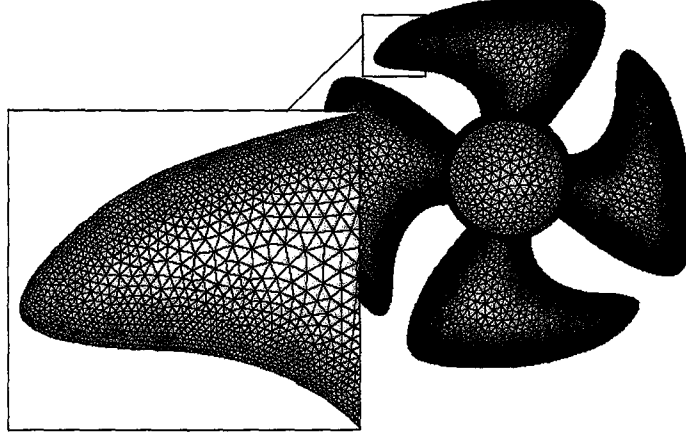


Şekil 3.1: Katı Model

Katı model eksenel bir fan, motor ve silindirik boru geometrisinden oluşmaktadır. Fan, 4 kanatlı olup 1980 rpm açısal hızla dönmektedir. Kanat uç hızı ve uç veter uzunluğuna bağlı Reynolds sayısı yaklaşık 72000'dir. Kanat uç Mach sayısı ise yaklaşık 0.04'dür. Borunun iç çapı 156 mm., uzunluğu ise 960 mm.'dir. Fanın dış çapı 125 mm olup uç veter uzunluğu 77.5 mm.'dir. Boru malzemesi direngenliği oldukça yüksek olan çeliktir.

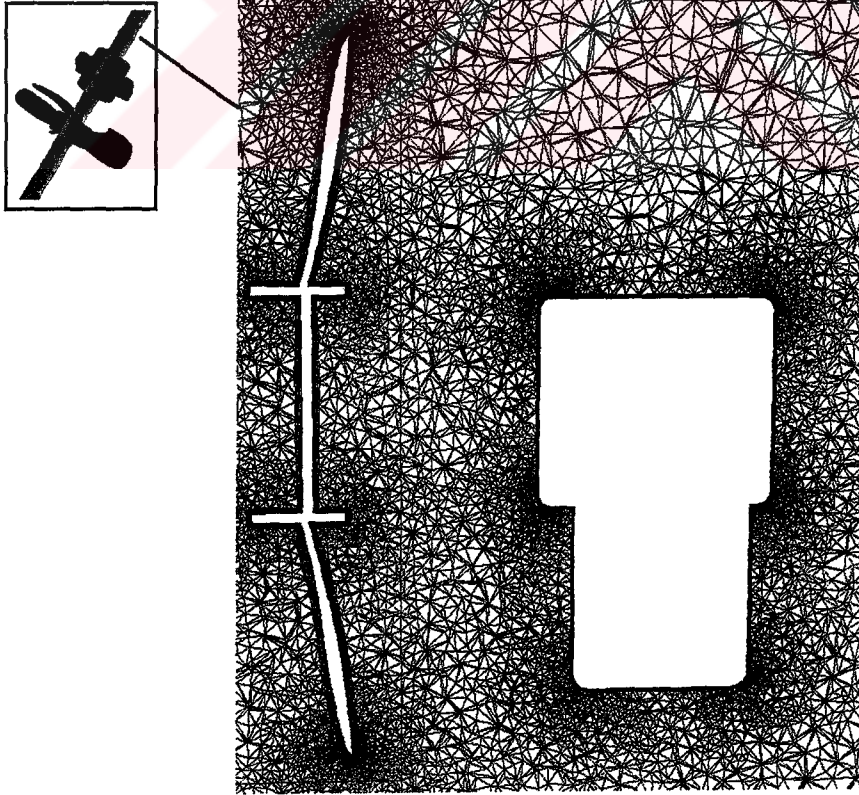
Çalışma kapsamında, akış çözümlemeleri için farklı çözünürlükte iki sayısal ağ oluşturulmuştur. Seyrek ağ yaklaşık 570.000 hücreye sahipken sık ağ üzerinde yaklaşık 2.2 milyon hücre bulunmaktadır. Şekil 3.2'de eksenel fan üzerine örülmüş

olan sık ağ gösterilmektedir. GAMBIT ortamında boyut fonksiyonu (size function) tanımlanarak yüzey üzerindeki elemanların kenarlardan ortaya doğru büyümesi sağlanmış ve yüksek gradyenlerin bulunduğu hücum ve firar kenarları daha iyi çözülebilmektedir. Boyut fonksiyonu, sayısal ağ üzerinde kontrollü bir şekilde sık ve seyrek ağ bölgesi geçişlerini sağlamaktadır.



Şekil 3.2: Eksenel Fan Sayısal Ağı

Şekil 3.3’de fan ve motor bölgesini içeren boyuna kesitten alınmış sayısal ağ gösterilmektedir.



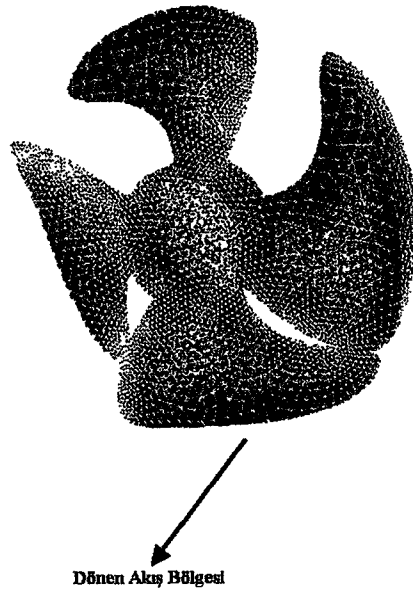
Şekil 3.3: Fan ve Motor Grubu Boyuna Kesit Sayısal Ağı

3.1.2. Akış Çözümü

Çalışma kapsamındaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri, sonlu hacimler metodu tabanlı FLUENT ile farklı çözünürlükteki iki sayısal ağ üzerinde gerçekleştirilmiştir. FLUENT, 2.10 ve 2.11’de verilen akışı idare eden denklemleri, üç boyutlu, daimi ve zamana bağlı, viskoz, sıkıştırılmaz akış kabulleri altında çözmüştür. Zamansal ayrıklaştırma, ikinci dereceden kapalı olup, konveksiyon terimlerinin ayrıklaştırılmasında bağlı merkezi fark (bounded central differencing) yöntemi kullanılmıştır. Analizlerde türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$ ve LES tercih edilmiştir. Söz konusu modeller hakkında detaylı bilgi türbülans modellemesi başlığı altında verilecektir.

Esas alınan geometrik modelde dönen fan katı modeli olduğu için analizler esnasında akış alanı bir dönen bir de durağan olmak üzere iki bölgeye ayrılmış ve bu bölgelerin birbirine göre hareketi çoklu eksen takımı ve kayan ağ yöntemleri ile modellenmiştir. Dönen akışkan bölgesini temsil eden sayısal ağ Şekil 3.4’de gösterilmektedir.

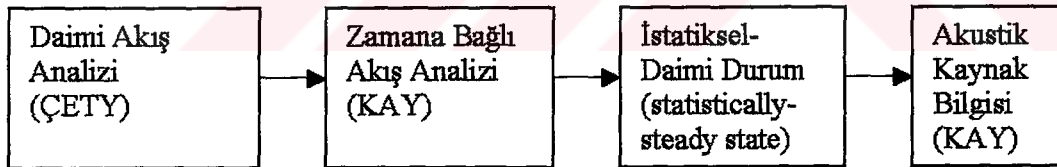
Sınır şartları olarak boru girişinde 0 pa geyç toplam basınç, çıkışta ise 0 pa atmosferik basınç (geyç) tanımlanmıştır. Dönen akışkan bölgesine fanın dönüş hızı olan 1980 rpm açısal hız tanımlanmış olup fan, komşu olduğu hareketli akışkan bölgesine göre sıfır hızda dönüyor kabul edilmiştir. Boru yüzeylerine ise durgun duvar sınır şartı atanmıştır. Diğer akışkan bölgesi ise durgun olarak tanımlanmıştır. Ayrıca bütün duvar yüzeylerine kaymama sınır şartı verilmiştir.



Şekil 3.4: Dönen Akış Bölgesi Sayısal Ağı

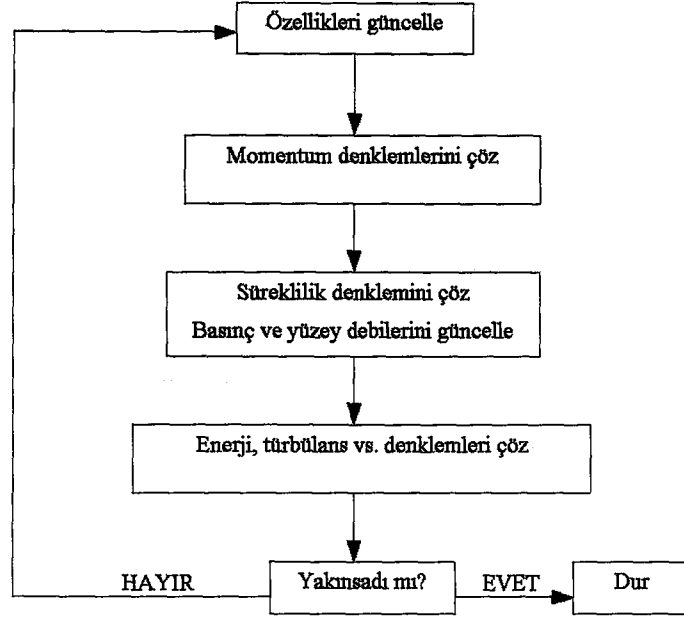
Çalışmada her biri iki aşamalı olmak üzere iki adet akış analizi gerçekleştirilmiştir. Bu çözümlerin ilk aşamasını daimi RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) analizleri oluşturmaktadır. Daimi akış, çoklu eksen takımı yaklaşımıyla (ÇETY) modellenmiştir. Daimi RANS ($k-\varepsilon$) çözümü, analizlerin ikinci aşaması olan zamana bağlı LES çözümü için bir başlangıç şartı oluşturmuş ve böylece “istatistiksel daimi” duruma yakınsama hızlandırılmıştır [46]. Zamana bağlı etkiler ise kayan ağ yaklaşımı (KAY) ile modellenmiştir. İki analizde de zaman adımı 10^{-4} sn. olarak belirlenmiştir. Fanın bir tam dönüşü, 300 zaman adımında gerçekleşmiş olup SGI Origin 2000 süper bilgisayarın 8 işlemcisi ile seyrek ağ üzerinde yaklaşık 10 saat sürmüştür. Sık ağ üzerinde ise bir tam dönüş için gereken süre yaklaşık 40 saati bulmuştur.

Çözümlemeler süresince, akım alanındaki çeşitli noktalarda basınç değerleri ile kanat yüzeyindeki taşıma kuvveti bilgisi toplanmıştır. Fanın genel olarak 5 tam dönüşünden sonra istatistiksel daimi duruma ulaşılmıştır. İstatistiksel daimi duruma ulaşıldıktan sonra FLUENT ortamında akustik model aktif duruma getirilerek akustik kaynak tanımlanmış ve söz konusu kaynak üzerinde 10 zaman adımında akustik kaynak bilgisi toplanacağı bilgisi girilmiştir. Çalışmada tanımlanan kaynaklar ayrı olarak fan kanadı ve borudur. Akış çözümü adımları şematik olarak Şekil 3.5’de gösterilmektedir.



Şekil 3.5: Akış Çözümü Şeması

FLUENT, çözüm sırasında üç ayrı çözücü kullanılmasına olanak tanımaktadır. Bunlar sırasıyla Sıralı-Kapalı (Segregated-Implicit), Akuple-Kapalı (Coupled-Implicit) ve Akuple-Açık (Coupled-Explicit) çözücüdür. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde hem düşük bellek ihtiyacı hem de daha kararlı yapısı nedeniyle Sıralı-Kapalı çözücü kullanılmıştır. Sıralı-Kapalı çözücü, korunum denklemlerini sırayla çözer. Çözüm mantığı Şekil 3.6’da şematik olarak gösterilmiştir.



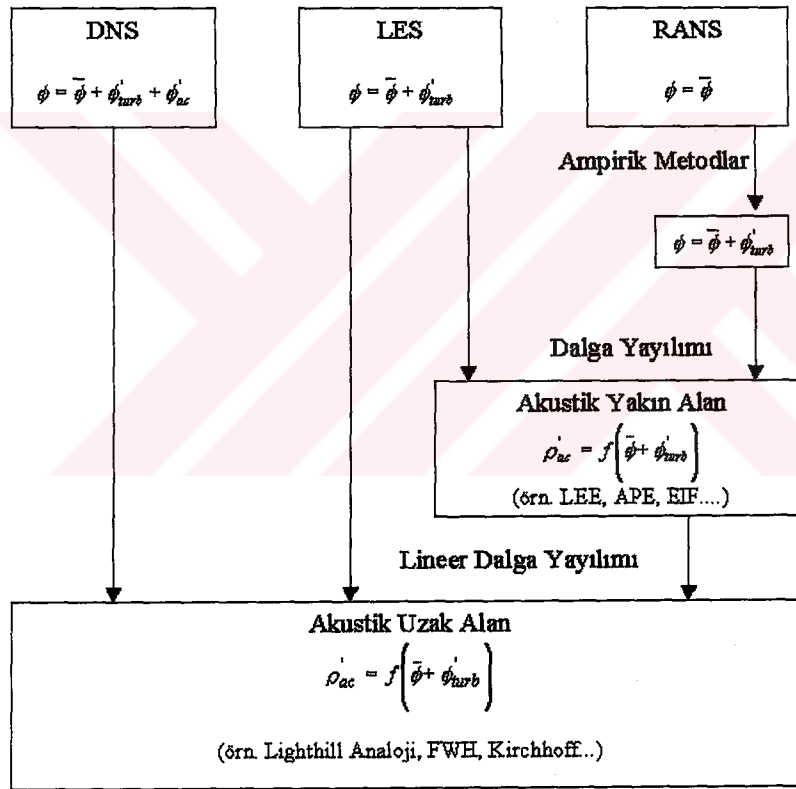
Şekil 3.6: Sıralı Çözücü Şeması

FLUENT, basınç ve hız alanları arasında bir ilişkilendirme yöntemine ihtiyaç duyar. Bu sayede hesaplanan basınç alanının çözümü sağladığından emin olur. Basınç ve hız arasındaki ilişkiyi sağlamak için kullanılabilecek şemalar SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'dur. Zamana bağlı analizler için tavsiye edilen PISO şeması, küçük zaman adımları gerektiren LES türbülans modeli ile birlikte hesaplama maliyetini arttırmaktadır. Bu nedenle çalışmada SIMPLE şeması kullanılmıştır. SIMPLE algoritması, tahmin et-düzeltil yöntemi ile çalışan ve basınç-hız ilişkilendirmelerinde sıkça kullanılan bir yöntemdir.

3.1.3. Türbülans Modellemesi

Türbülans modelinin seçimi tamamen akış çözümlemesinin hedefine bağlıdır. Bu çalışmanın amacı akustik yayılımı hesaplayabilmek olduğu için öncelikle akustik kaynaklara ihtiyaç vardır. Söz konusu kaynakların hesaplanması için gerçekleştirilen zamana bağlı akış analizlerinde çeşitli türbülans modelleri kullanılmaktadır. Türbülans modelleri içinde en kesin sonuçları DNS (Direct Numerical Simulation) vermektedir. DNS, Navier-Stokes denklemlerini herhangi bir modelleme yaklaşımı yapmadan çözer ve Kolmogorov ölçeğine kadar türbülansı hesaplar. Ayrıca akustik kaynakların ve dalga yayılımının hesaplanması için ek çözümlemeler gerektirmez. Ancak DNS, çok yüksek sayısal ağ çözünürlüğüne ihtiyaç duyduğundan yüksek hesaplama maliyetini de beraberinde getirmektedir. O nedenle DNS'in kullanım

alanı günümüz hesaplama kaynakları ile ancak basit geometriler içeren düşük Reynolds sayılı akışlar ile sınırlıdır [47]. RANS ise en hızlı çözüm yöntemi olmakla birlikte akışın yalnızca ortalama değerlerini dikkate aldığından doğruluk düzeyi en düşük türbülans modelidir. Çalışma kapsamında, akış analizleri ile akustik kaynakların hesaplanmasında esas olarak LES türbülans modeli tercih edilmiştir. Ancak LES çözümlemelerine geçmeden önce “istatistiksel daimi” duruma yakınsamayı hızlandırmak için yapılan daimi RANS analizlerinde türbülans modeli olarak standart $(k-\varepsilon)$ kullanılmıştır. Şekil 3.7’de hesaplamalı aeroakustikte kullanılan başlıca türbülans modelleri sunulmaktadır [44]. Türbülans modellemesi başlığı altında ilk olarak standart $(k-\varepsilon)$ modeli hakkında kısa bilgi verildikten sonra LES hakkında detaylı bilgi sunulacaktır.



Şekil 3.7: Hesaplamalı Aeroakustikte Kullanılan Türbülans Modelleri

Standart $(k - \varepsilon)$ türbülans modeli: Yarı-ampirik bir model olup türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerji kayıp oranı (ε) denklemlerine dayanır.

Söz konusu denklemler:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.2)$$

Bu denklemlerde, G_k ortalama hız gradyanlarından hesaplanan türbülans kinetik enerjinin üretimini temsil eder. G_b kaldırma kuvvetinden doğan türbülans kinetik enerjisidir. Y_M sıkıştırılabilir türbülansta çalkantılı dilatasyonun (genleşme) toplam kayıp oranına etkisidir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabitler olup σ_k ve σ_ε , k ve ε için Prandtl sayılarıdır.

Denklemlerde yer alan türbülanslı viskozite, μ_t şu şekilde hesaplanır;

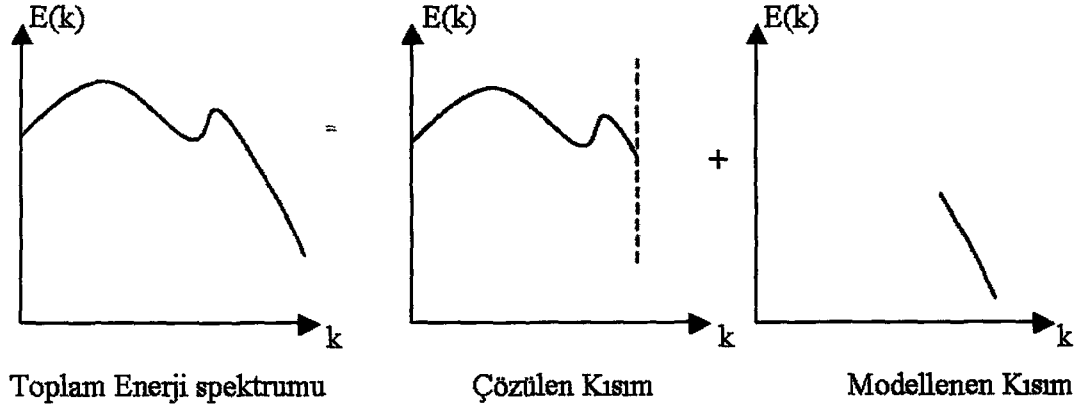
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.3)$$

Model sabitleri ve Prandtl sayıları ise şu değerleri almaktadır;

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Bu değerler hava ve su için yapılan deneyler sonucu elde edilmiş olup birçok endüstriyel akış probleminde oldukça iyi sonuçlar vermiştir.

LES (Large Eddy Simulation): LES formülasyonu türbülanslı akışın küçük ve büyük girdaplı yapılara bölünmesi ilkesine dayanır. Büyük uzunluk ölçekli türbülanslı yapılar LES ile çözülür, geriye kalanlar ise modellenir. Türbülans kinetik enerjisinin büyük bir kısmını büyük türbülanslı yapılar taşıdığından bu yapıların çözülüp geriye kalan disipatif yapıların modellenmesi gayet iyi bir yaklaşımdır. Şekil 3.8’de LES formülasyonu ile kinetik enerji ayrıklaştırması gösterilmektedir.



Şekil 3.8: Türbülans Kinetik Enerji Spektrumunun LES ile Ayırıklaştırılması

Bu noktada yanıtlanması gereken iki soru açığa çıkmaktadır. İlki küçük ve büyük türbülanslı yapıların nasıl belirleneceği iken diğeri de küçük yapıların nasıl modelleneceğidir. Uzunluk ölçeklerini ayırmak için filtreleme yöntemleri kullanılmaktadır. Disipatif yani küçük ölçekli yapıların modellenmesi için ise Sub Grid Scale (SGS) modellere ihtiyaç duyulur. Çalışmada Smagorinsky-Lilly SGS modeli kullanılmıştır [48-49]. Filtreleme boyutu sayısal ağdaki hücre büyüklüğüne bağlıdır. Dolayısıyla yetersiz çözünürlükteki sayısal ağ hem uzaysal ayırıklaştırma hatalarına hem de LES modelleme hatasına yol açmaktadır. Filtreleme boyutunu etkileyen diğer bir parametre ise zamansal çözünürlük yani zamana bağlı akış analizindeki zaman adımı (Δt) değeridir. Kapalı zaman ayırıklaştırması, açık zaman ayırıklaştırmasına kıyasla daha geniş aralıkta zaman çözünürlüğüne olanak sağlamaktadır.

3.2. Hesaplamalı Aeroakustik Analizleri

Çalışma kapsamındaki hesaplamalı aeroakustik analizleri, sonlu elemanlar ve sınır eleman yöntemlerini kullanarak çözüm yapabilen SYSNOISE yazılımı ile yapılmıştır. SYSNOISE'in aeroakustik modülü 2.23'de verilen Ffowcs Williams-Hawkings eşitliğini sınır elemanlar yöntemiyle çözmektedir. Ayrıca eşitlikte yer alan bütün kaynakların (monopol, dipol ve kuadropol) akustik sayısal ağ üzerinde ayırık veya yayılı şekilde tanımlanmalarına olanak sağlamaktadır. Bu kaynaklara ilaveten özel olarak "fan kaynağı" tanımlaması mümkündür [50]. Akustik kaynaklar daha önce belirtildiği gibi zamana bağlı akış çözümü ile hesaplanmaktadır. Bu çalışmada baskın kaynaklar, çözülen akış ses altı ve fan kanatları da oldukça ince ve küçük boyutlu olduğu için dipol kaynaklardır. O nedenle kuadropol ve monopol etkileri ihmal edilmiş olup yalnızca dipol kaynaklar hesaba katılmıştır.

Aeroakustik analizlerde kullanılan sayısal ağlar Nastran ve I-DEAS'da oluşturulmuştur ve akış çözümünde kullanılan ağa kıyasla oldukça seyreklerdir. Akustik sayısal ağlar ile akış sayısal ağı arasındaki interpolasyon Matlab'de hazırlanan bir program yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Akustik sayısal ağların eleman büyüklüğünün belirlenmesindeki kısıtlayıcı etken çözülmek istenen en üst frekans değerindeki dalga boyudur. Sayısal ağ oluşturulurken bir dalga boyuna altı eleman yerleşimi kuralı dikkate alınmıştır.

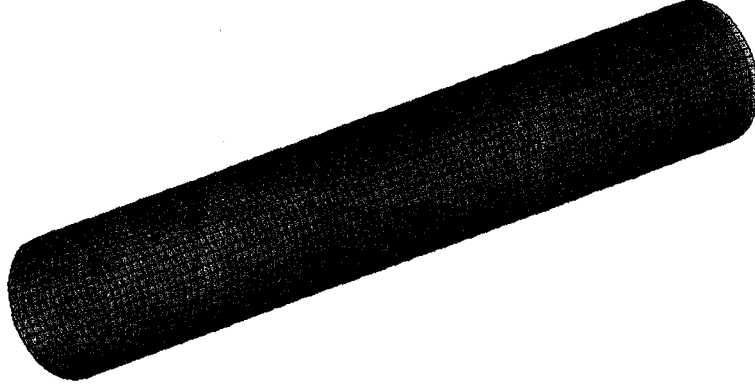
Aeroakustik analizler kapsamında farklı iki akış çözümünden gelen sonuçların değerlendirildiği iki analiz gerçekleştirilmiştir. Her bir analiz de iki adımdan oluşmaktadır. İlk olarak yapı-akışkan ilişkilendirmesi çözülmüş, ikinci adımda ise akustik sayısal ağın düğüm noktalarına ayırık olarak tanımlanan dipol kaynaklarla kavite (boru hava hacmi) doğal frekanslarının uyarılma mekanizması modellenmiştir. Bu adımlardan elde edilen akustik sonuçlar toplanarak akustik yayılım hesaplanmıştır.

3.2.1. Yapı-Akışkan İlişkilendirmesi

SYSNOISE, akustik kaynaklarla yapının uyarılma mekanizmasının hesaplanmasına olanak tanımaktadır. Yapı-Akışkan ilişkilendirmesi analizi için gerekli girdiler: fan kanat yüzeyinden akış çözümü sırasında toplanmış zamana bağlı basınç bilgisi (dönel dipoller), boru yüzeyindeki zamana bağlı basınç bilgisini içeren dipoller ve çelik borunun titreşim davranışını temsil eden yapısal modlardır. Söz konusu yapısal

modlar, I-DEAS Simulation ile gerçekleştirilen yapısal modal analizden elde edilmiştir ve deneysel olarak da sınanmıştır. Bu adım hakkında ayrıntılı bilgi yapısal modal analiz başlığı altında sunulacaktır.

Yapı-Akışkan ilişkilendirmesi için iki model oluşturulmuştur. Her iki modelde de aynı sayısal ağ kullanılmış olup modeller tüm yüzeydeki elemanlarla bağlanarak ilişkilendirilmiştir. Söz konusu sayısal ağ Şekil 3.9’da gösterilmektedir.



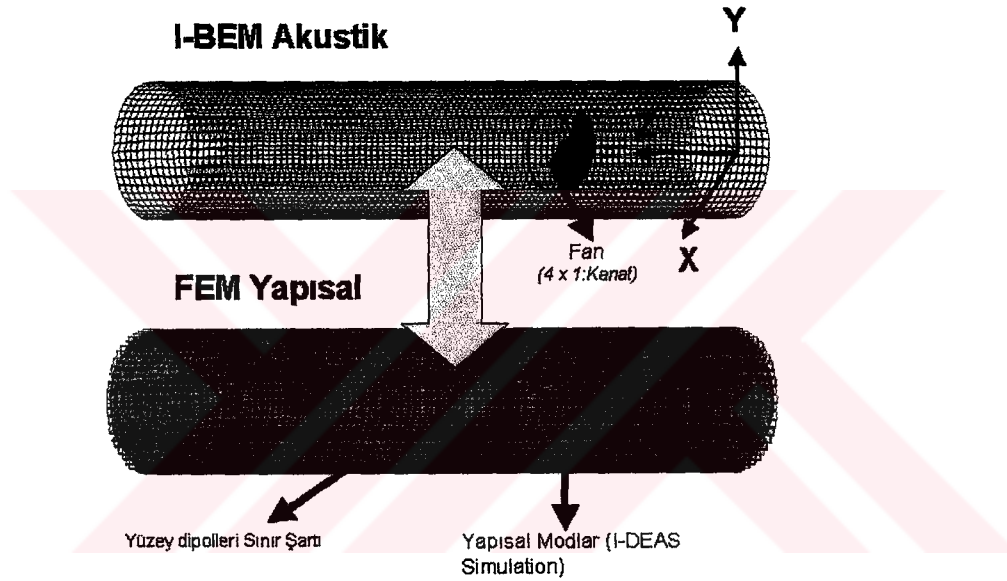
Şekil 3.9: I-BEM Modeli Akustik Sayısal Ağı

İlk model FEM (Finite Element Method) yapısal modeli olarak adlandırılmıştır. Yapısal modlar I-DEAS Simulation’dan transfer edilmiştir. Sınır şartı olarak olarak boru üzerindeki yüzey dipolleri tanımlanmıştır. Yüzey dipolleri, SYSNOISE içerisinde “yükleme sınır şartı (load boundary condition)” olarak anılmaktadır. Boru rijit kabul edilmiş olup açıklıklara akustik empedans tanımlanmamıştır. Boru yüzeyindeki dipolleri elde etmek için öncesinde DBEM (Direct Boundary Element Method) hesaplamaları yapılmış olup basınç değerleri “Sysnoise Potansiyel Dosyası (Sysnoise Potential File)” şeklinde kaydedilmiş ve FEM modeline “Sysnoise Sonuç Dosyası (Sysnoise Results File)” olarak aktarılmıştır. Çalışmada ele alınan modelde fan ve motor sisteminden boruya doğrudan bir temas yoktur. Dolayısıyla oluşturulan sayısal modelde ek bir kuvvetin tanımlanmasına ihtiyaç duyulmamıştır. İkinci model ise akustik yayılımın hesaplanmasını sağlayan I-BEM (Indirect Boundary Element Metod) modelidir. Bu modelde kaynak olarak ayrık fan kanadı tanımlanmıştır. Fan simetrik olduğundan SYSNOISE dört kanat için gerekli interpolasyonu yapabilmektedir. Ancak asimetrik fanlar için benzer yaklaşımın yapılabilmesi mümkün gözükmemektedir. Zamana bağlı basınç bilgisiyle birlikte fanın geometrik konum bilgisi de akış çözümünden elde edilmiştir. Akışkan olarak kullanılan havanın yoğunluğu 1.225 kg/m^3 , ses hızı 340 m/s kabul edilmiştir.

İki modelin yüzeydeki elemanlarla ilişkilendirilerek yapılan çözümden;

- Fan kanat geçiş frekansı ve harmonikleri
- Fan kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinin yapısal uyarıya katkısı
- Yüzey dipollerin yapısal uyarıya katkısı

elde edilmiştir. En büyük katkıyı kanat geçiş frekansı ve harmonikleri sağlamıştır. Yapının uyarılma mekanizmasına fanın katkısı çok küçüktür. Çünkü kanat geçiş frekansı ile borunun yapısal mod frekansları çakışmamaktadır. Yine dipollerin şiddeti, yapıyı uyarmaya yetmemiştir. Şekil 3.10'da "yapı-akışkan ilişkilendirmesi" analizine ait kurgu sunulmaktadır.

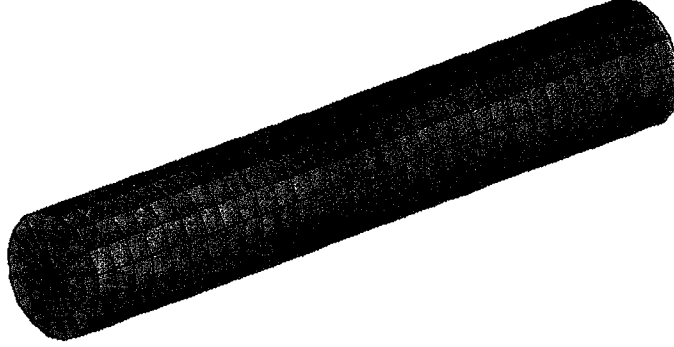


Şekil 3.10: Yapı-Akışkan İlişkilendirmesi

3.2.2. MDBEM (Multi-Domain Boundary Element Method) Modeli

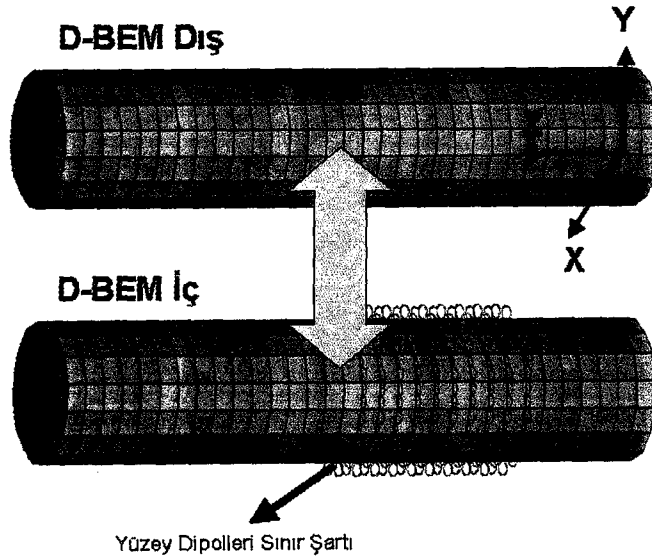
MDBEM modeli iç ve dış akustik alanları aynı anda çözümleyebilmek için oluşturulmuştur. Böylece iç ve dış akustik yayılım tek bir modelle hesaplanabilmektedir. MDBEM modeli kendi içinde DBEM iç ve DBEM dış olmak üzere iki modeli içermektedir. Modeller, borunun açık uçlarından bağlanarak akışkan-akışkan ilişkilendirmesiyle çözülmektedir. Söz konusu ilişkilendirme açık uçlarda atmosferik basınç sınır şartını otomatik olarak sağlamaktadır. Boru yüzeyine uygulanan sınır şartı ise rijid duvar sınır şartıdır. Sayısal analizde akışkan olarak kullanılan havanın yoğunluğu 1.225 kg/m^3 , ses hızı 340 m/s kabul edilmiştir. Akış çözümü sırasında boru yüzeyinden toplanan basınç bilgisinden hesaplanan dipoller

ise akustik sayısal ağı düğüm noktalarına ayırık ses kaynakları olarak tanımlanmıştır. Söz konusu sayısal ağ Şekil 3.11’de gösterilmektedir.



Şekil 3.11: MDBEM Modeli Akustik Sayısal Ağı

SYSNOISE, durağan dipollerin yüzeye ayırık ve yayılı olarak tanımlanmasına olanak sağlamaktadır. Ancak programın dipol formülasyonundan kaynaklanan yetersizlikten dolayı dipollerin elemanlara yayılı olarak tanımlanması halinde akustik saçılma (scattering) etkileri göz ardı edildiğinden kavite yani borunun iç hava hacminin doğal frekanslarında belirgin bir kayma gözlenmektedir. Dolayısıyla hazırlanan bir Matlab programıyla akustik kaynak yüzeylerindeki zamana bağlı basınç bilgisi kullanılarak hesaplanan dipoller, borunun fanı içine alan belirli bir bölgesindeki düğüm noktalarına ayırık olarak tanımlanmıştır. Bu sayede akustik modlar deneylerle uyumlu bir şekilde doğru frekanslarda gözlenmiştir. Dipollerin tanımlandığı bölgenin belirlenmesinde dipol etkilerinin en fazla hissedildiği kısımlar dikkate alınmıştır. MDBEM modelinin kurgusu Şekil 3.12’de sunulmaktadır.



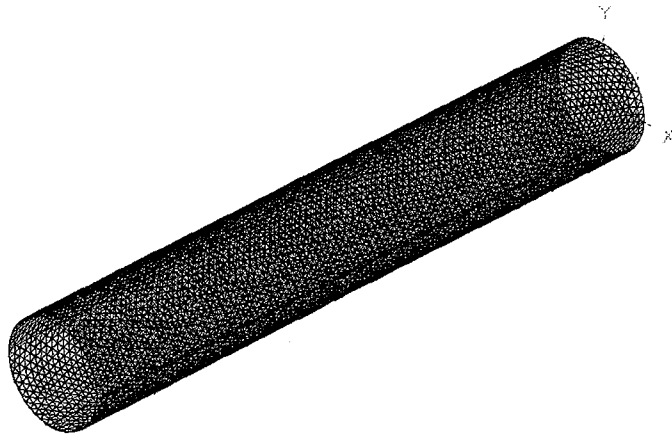
Şekil 3.12: MDBEM Modeli

3.3. Yapısal Modal Analiz

Tüm malzemeler fiziksel özelliklerinden kaynaklanan rezonanslara sahiptirler. Rezonans frekanslarının ve bu frekanslardaki sönümlenme değerlerinin ne olduğunun bilinmesi ürün tasarımı açısından önemlidir. Bir malzemeye rezonans frekansında çok küçük bir tahrik kuvveti uygulanarak yüksek titreşimler elde edilebilmektedir. Modal analiz, malzemenin doğal frekans, sönüm ve mod şeklini ortaya çıkarmak için yapılan bir çalışmadır.

Çalışma kapsamında çelik borunun yapısal doğal frekanslarının ve bu frekanslardaki titreşim davranışının belirlenmesine yönelik I-DEAS Simulation ortamında 0-800 Hz frekans aralığında sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Borunun titreşim genliklerinin azaltılması algılanan ses basıncı düzeyinde de azalma meydana getireceğinden borunun titreşim karakterinin belirlenmesi önem taşımaktadır. Bunun için önce borunun sonlu elemanlar modeli 3 nodlu kabuk (shell) elemanlar kullanarak hazırlanmıştır. Söz konusu model Şekil 3.13’de gösterilmektedir. Sayısal modal analiz çalışmasında “serbest-serbest” sınır şartı kabul edilmiş ve uygulanmıştır.

Hazırlanan modelde, boruya herhangi bir noktasından kuvvet uygulanmış ve çeşitli noktalardan ivme değerleri alınmıştır. Alınan ivme değerlerinin uygulanan kuvvete oranı ile frekans cevap fonksiyonları elde edilmiştir. Frekans cevap fonksiyonlarının tüm noktalar için bulunması sonucunda borunun titreşim biçimleri belirlenmiştir. Yapısal modal analiz deneysel olarak da sınanmıştır. Detaylı bilgi deneysel çalışmalar başlığı altında verilecektir.



Şekil 3.13: Yapısal Modal Analiz Sonlu Elemanlar Ağı

Borunun sayısal modelinde kullanılan malzeme özellikleri Tablo 3.1’de gösterilmektedir.

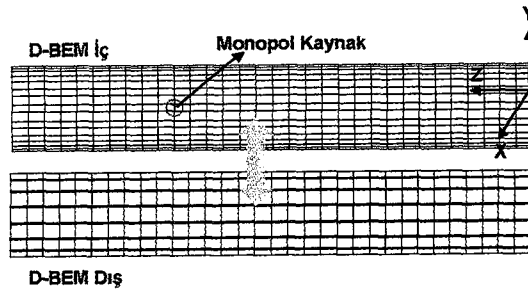
Tablo 3.1: Çelik Boru Malzeme Özellikleri

Özellik	Değer
Elastisite Modülü [E]	2.068E+11 Pa
Poisson Oranı [ν]	0.29
Yoğunluk [ρ]	7820 kg/m ³

3.4. Akustik Modal Analiz

Eksenel fanın hareketinin kaviteyi dolduran akışkanda yarattığı titreşimler kavitenin akustik rezonans frekanslarını uyarmaktadır. Boru kavitesinin akustik davranışının belirlenmesi için akustik rezonans frekanslarının saptanması gerekmektedir. Bu amaçla SYSNOISE ortamında MDBEM metoduyla akustik modal analiz gerçekleştirilmiştir.

Hazırlanan sayısal modelde, iç ve dış olmak üzere iki model ilişkilendirilmiştir. Söz konusu ilişkilendirme boru açık uçlarında atmosferik basınç sınır şartını sağlamaktadır. İç modelde kaynak olarak şiddeti keyfi belirlenen ayrık bir monopol, fanın deneysel modelde boru içinde yer aldığı noktada konumlandırılmıştır. İç ve dış model boru açıklıklarından akışkan-akışkan (fluid-fluid link) şeklinde bağlandıktan sonra 0-800 Hz frekans aralığında çözüm yapılmış ve sistemin çeşitli noktalarından ses basıncı düzeyi bilgisi ile akustik rezonans frekanslarındaki mod şekilleri elde edilmiştir. Sayısal analizde akışkan olarak kullanılan havanın yoğunluğu 1.225 kg/m³, ses hızı 340 m/s kabul edilmiştir. Boru yüzeyleri ise rijit duvar olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.14’de akustik modal analiz için kurulan sayısal model gösterilmektedir. Akustik modal analiz sonuçları deneysel olarak da doğrulanmıştır. Deney düzeneği hakkında ayrıntılı bilgi deneysel çalışmalar başlığı altında verilecektir.

**Şekil 3.14: Akustik Modal Analiz Modeli**

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar başlığı altında sırası ile modal analiz (yapısal ve akustik), ses basıncı ve ses şiddeti ölçümleri hakkında bilgi verilecektir. Söz konusu tüm deneyler Arçelik A.Ş. AR-GE Direktörlüğü Titreşim ve Akustik Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

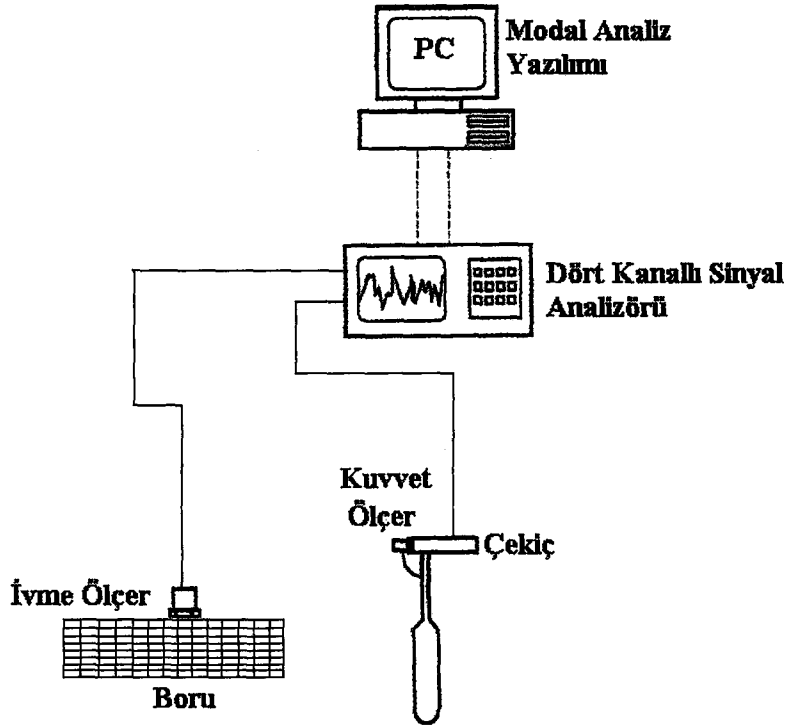
4.1. Deneysel Modal Analiz

4.1.1. Deneysel Yapısal Modal Analiz

Sinyal analiz tekniği kullanılarak, titreşen bir sistemin titreşimlerinin frekans analizi yapılabilir. Bu yöntemde, sistemin özellikleri değiştirilerek frekans spektrumunda çeşitli frekanslardaki titreşim seviyeleri değerlendirilebilir. Böyle bir çalışma, sadece ölçümlerin yapıldığı çalışma şartlarına ait sonuçlar verecektir. Bu sonuçlar, sistemin yapısal dinamik davranışlarından bir tanesi olacaktır, ancak sisteme etki eden bilinmeyen kuvvetlerin etkileri nedeniyle sistemin yapısal özellikleri hakkında yeterli bilgiyi vermeyecektir.

Sinyal analizine alternatif bir yaklaşım ise bir sistem analizidir. Bu teknikte, giriş kuvvetinin sistemin cevabına oranı FFT analizörü kullanılarak ölçülebilir. Ölçülen giriş sinyali ile sistemin cevap sinyali arasında hesaplanan transfer fonksiyonuna, Frekans Cevap Fonksiyonu (FCF) adı verilir. Frekans Cevap Fonksiyonlarının (FCF) ölçülmesi, sisteme etki eden bilinmeyen kuvvetlerin etkilerini ortadan kaldırarak ölçüm yapılan noktalar arasında doğal olarak var olan yapısal davranışları öne çıkartır. Sistem üzerinde tanımlanmış bir dizi ölçüm noktasından alınan FCF'ler kullanılarak, sistemin yapısal davranışlarına ait rezonans frekanslarını, titreşim biçimlerini ve sönüm özelliklerini elde etmek mümkündür. Bu yaklaşıma kısaca deneysel yapısal modal analiz denmektedir ve kapsamlı olarak Ewins (2000) tarafından açıklanmıştır.

Bu çalışmada, verileri toplamak için dört kanallı B&K tip 2035 FFT analizörü kullanılmıştır. Ayrıca sistemi uyarmak için B&K tip 8202 darbe çekici ve ivme değerlerini ölçmek için B&K tip 4394 ivme ölçer kullanılmıştır. Yapılan ölçümler bir modal analiz yazılım paketi olan STAR ile değerlendirilmiştir. Deney düzeneği şematik olarak Şekil 4.1'de gösterilmektedir.



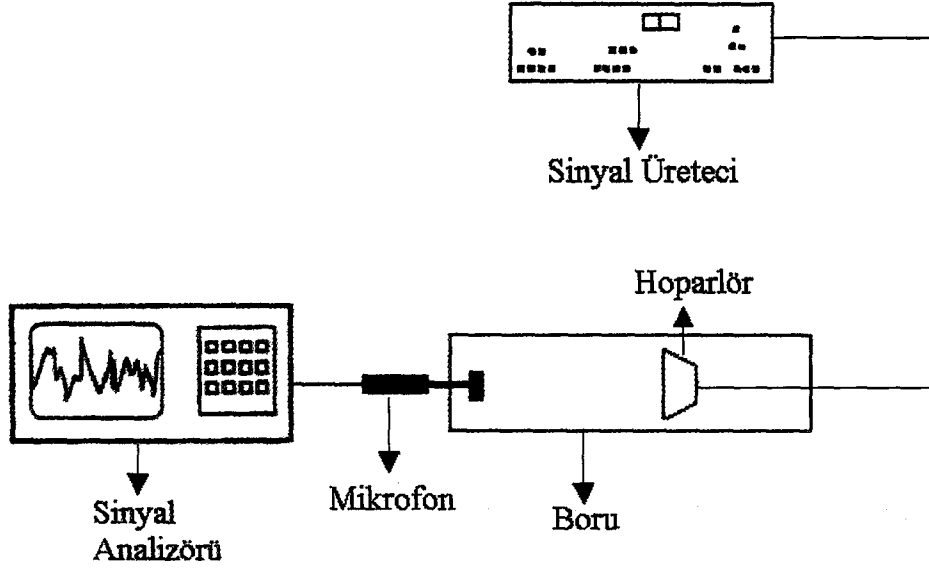
Şekil 4.1: Yapısal Modal Analiz Deney Düzenegi

Ölçümler, sönümleyici ayaklar ile desteklenen boru üzerinde işaretlenmiş 66 noktada ve ilgilenilen 0-800 Hz frekans aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, darbe çekici ile saptanan noktaya uygun vuruşlar yapılırken, ivme ölçer söz konusu olan diğer 65 noktada dolaştırılmıştır. Her bir noktada 5 vuruş gerçekleştirilmiş, darbe (kuvvet) ve cevap (ivme) sinyallerinin kendi aralarında lineer ortalamaları alındıktan sonra oluşturulan Frekans Cevap Fonksiyonları (FCF) sonradan analizi yapılmak üzere bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Böylece borunun rezonans frekanslarındaki titreşim davranışı belirlenmiştir.

4.1.2. Deneysel Akustik Modal Analiz

Boru kavitesinin akustik doğal frekanslarının deneysel yolla saptanabilmesi için Şekil 4.2’de şematik olarak gösterilen deney düzeneği geliştirilmiştir. Bu deney düzeneğinde boru kavitesi, bütün frekanslarda eşit genlikte gürültü (white noise) üreten bir sinyal üreticisine bağlı olan bir hoparlör ile akustik olarak uyarılmıştır. Kavite içerisinden ise sinyal analizörüne bağlı bir serbest alan (free field) mikrofon ile ses basıncı bilgisi toplanmıştır. Deneyde kullanılan sinyal analizörü, Hewlett Packard Dinamik Sinyal Analizörü tip 35670A, mikrofon ise B&K tip 4188’dir.

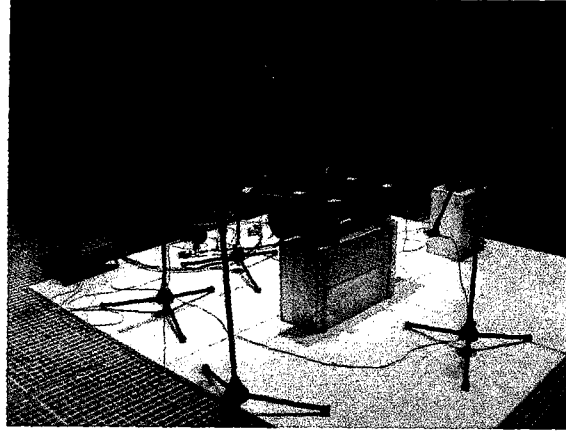
Mikrofon tarafından algılanan ses basıncı sinyallerinin analizörde toplanmasıyla boru kavitesinin doğal frekansları elde edilmiştir.



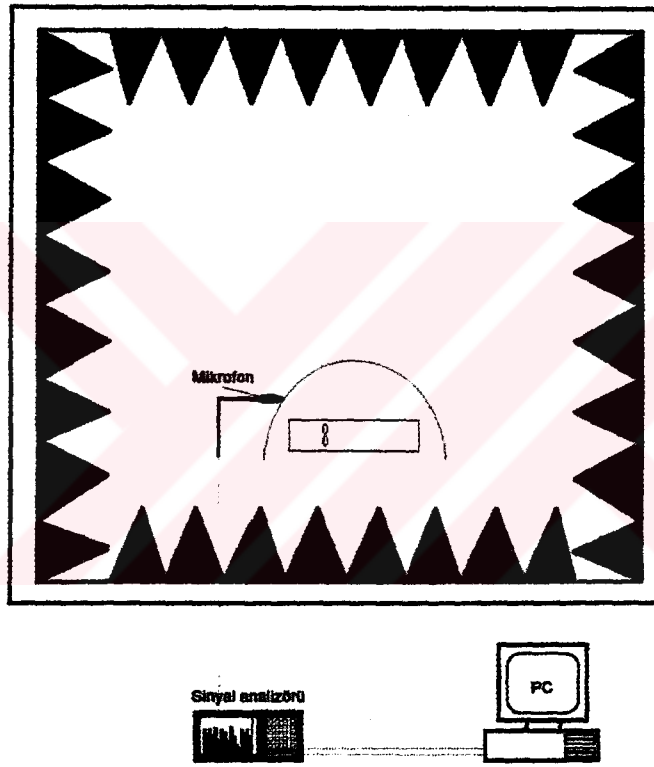
Şekil 4.2: Akustik Modal Analiz Deney Düzenneği

4.2. Ses Basıncı Ölçümleri

Ses basıncı ölçümleri tam yansız odada yarım küre geometrisinde çeşitli ölçüm noktalarında gerçekleştirilmiştir. Ölçüm düzenneği şematik olarak Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Ölçümlerde B&K PULSE çok kanallı veri toplama sistemi kullanılmıştır ve 2 Hz çözünürlükle 0-800 Hz aralığında veri toplanmıştır. Ölçümlerde kullanılan mikrofon, B&K tip 4188 olup çapı 0.5 " dir. Boru ve fanı taşıyan mil tahta kasalar tarafından desteklenmiştir. Ayrıca fandan boruya doğrudan bir temas yoktur. Ses basıncı ölçüm odası ve deney düzenneği Şekil 4.3'de gösterilmektedir.



Şekil 4.3: Ses Basıncı Ölçüm Ortamı

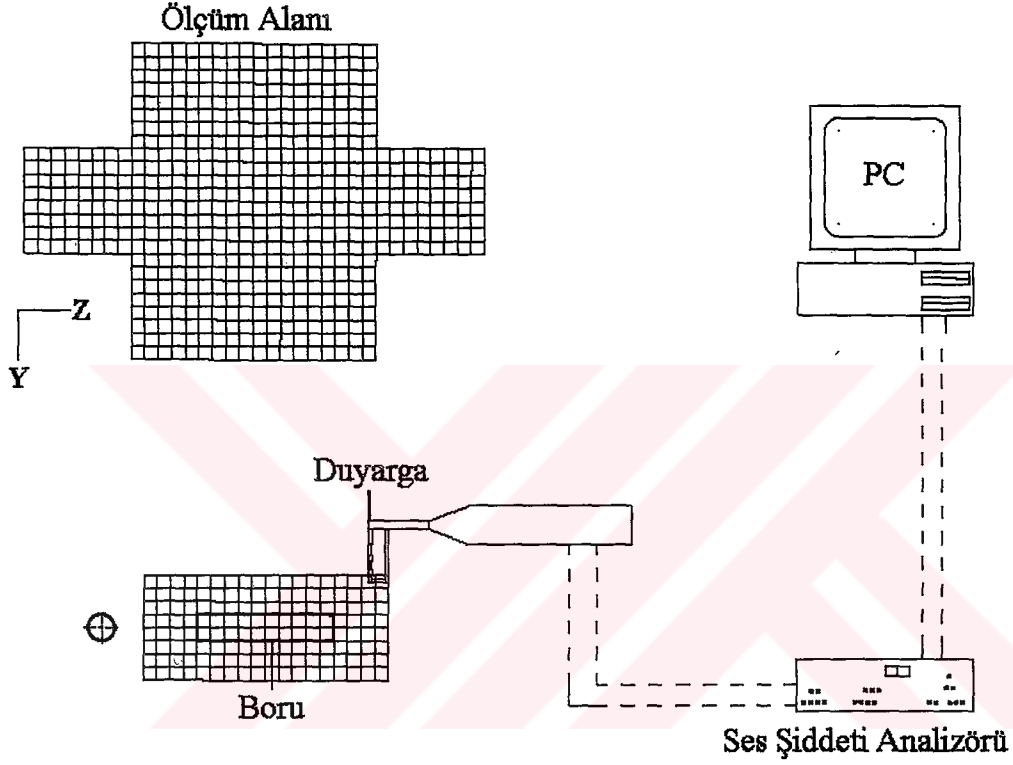


Şekil 4.4: Ses Basıncı Şematik Ölçüm Düzenegi

4.3. Ses Şiddeti Ölçümleri

Ses Şiddeti vektörel bir büyüklük olup akustik enerjinin büyüklüğünü ve yayılma biçimini (radiation pattern) tanımlar ve akustik alanla ilgili tüm bilgiyi içerir [2]. Eksenel fandan yayılan sesin yönelimini tayin etmek üzere ses şiddeti ölçümleri yapılmıştır. Bu amaçla fan-boru sistemi çevresinde ölçüm alanı tanımlanmıştır. Bu alanın üzerinde bulunan 560 noktada ölçümler yapılmıştır. Ölçümlerde ses şiddeti analizörü kullanılmıştır. Analizörle aynı anda ses şiddeti ve ses basıncı

ölçülebilmektedir. Ölçümlerde özellikle ses şiddeti ölçümleri için tasarlanmış uzaktan kumanda edilebilen duyargalar kullanılmıştır. Kullanılan duyargalar faz açıları ve genliklerine göre eşleştirilmiş mikrofons çiftlerinden oluşmaktadır. Analizör küçük aralıklarla yerleştirilmiş iki mikrofondan aldığı sinyalin farkını zamana göre toplayarak (integre ederek) belirli bir yaklaşımla ses şiddetini hesaplar. Ölçümler tam yansımaz odada gerçekleştirilmiştir. Ölçüm düzeneği şematik olarak Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Ses Şiddeti Ölçüm Düzeneği

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, beyaz eşya endüstrisinde kullanılan eksenel ve radyal fanlardan yayılan hava akış kaynaklı (aerodinamik) gürültünün kestirimine yönelik bir hesaplama yönteminin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Geliştirilen hesaplama yöntemi, bir akış çözücüsü ile bir dalga denklemi çözücüsünün ilişkilendirilmesine dayanmaktadır. Gürültünün oluşumu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi ile hesaplanmıştır. HAD analizinin sonuçları homojen olmayan dalga denkleminin kaynak terimlerinin belirlenmesinde kullanılarak gürültünün yayılımı modellenmiştir. Mevcut yöntemde dalga denklemi sınır elemanlar yöntemi ile çözülmüştür. Sayısal çözümleme araçları olarak FLUENT ve SYSNOISE kullanılmıştır. FLUENT ile zamana bağlı, viskoz, sıkıştırılamaz akım şartları altında akış çözümlemesi LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Zamana bağlı etkiler, kayan ağ yaklaşımı (KAY) ile modellenmiştir. Ancak zamana bağlı çözüm öncesi “istatistiksel daimi duruma” yakınsamayı hızlandırmak için $k-\varepsilon$ türbülans modeli ile daimi akış analizi gerçekleştirilmiştir. Daimi akış, çoklu eksen takımı yaklaşımıyla (ÇETY) modellenmiştir. Akış çözümlemeleri farklı çözünürlükteki iki sayısal ağ üzerinde gerçekleştirilmiştir. Tablo 5.1’de akış analizlerine ait genel bilgiler sunulmaktadır.

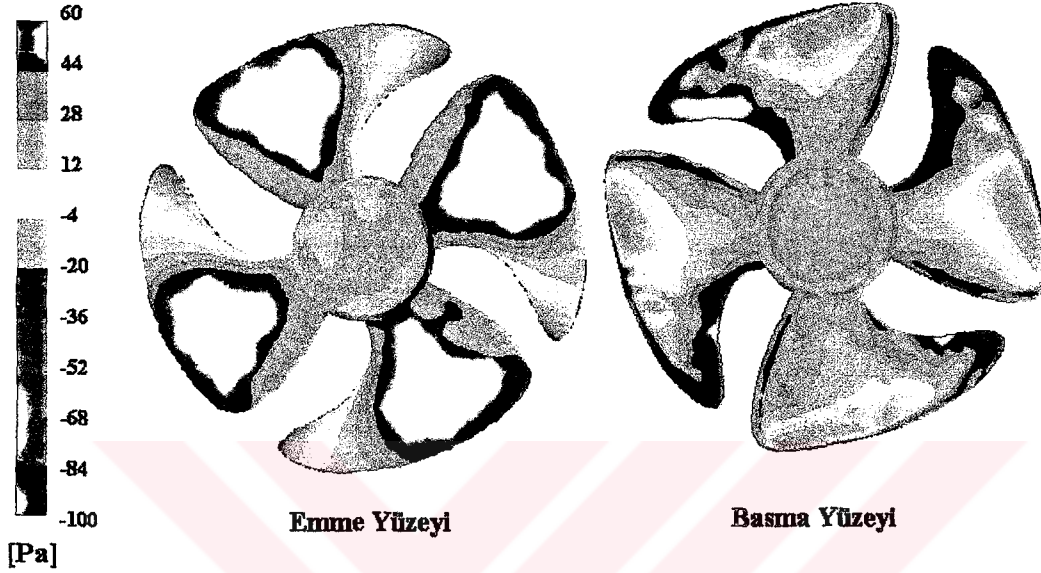
Tablo 5.1: Akış Analizleri Özeti

Modelleme Yaklaşımı	Hücre Sayısı	Türbülans Modeli	Zaman Adımı (sn)
Çoklu Eksen Takımı Yaklaşımı (ÇETY)	$\sim 5.7 \times 10^5$ (Seyrek Ağ)	$k-\varepsilon$	—
	$\sim 2.2 \times 10^6$ (Sık Ağ)		
Kayan Ağ Yaklaşımı (KAY)	$\sim 5.7 \times 10^5$ (Seyrek Ağ)	LES	10e-04
	$\sim 2.2 \times 10^6$ (Sık Ağ)		

Akış ses altı, fan kanatları da oldukça ince ve küçük boyutlu olduğu için monopol (tek kutuplu) ve kuadrupol (dört kutuplu) kaynaklar ihmal edilmiş, yalnızca fan

kanatları yüzeyinde zamana bağlı aerodinamik kuvvetleri içeren dipol kaynaklar dikkate alınmıştır. Bu nedenle zamana bağlı akış çözümü esnasında akustik kaynaklar üzerindeki basınç bilgisi akustik yayılımında belirleyici etkindir.

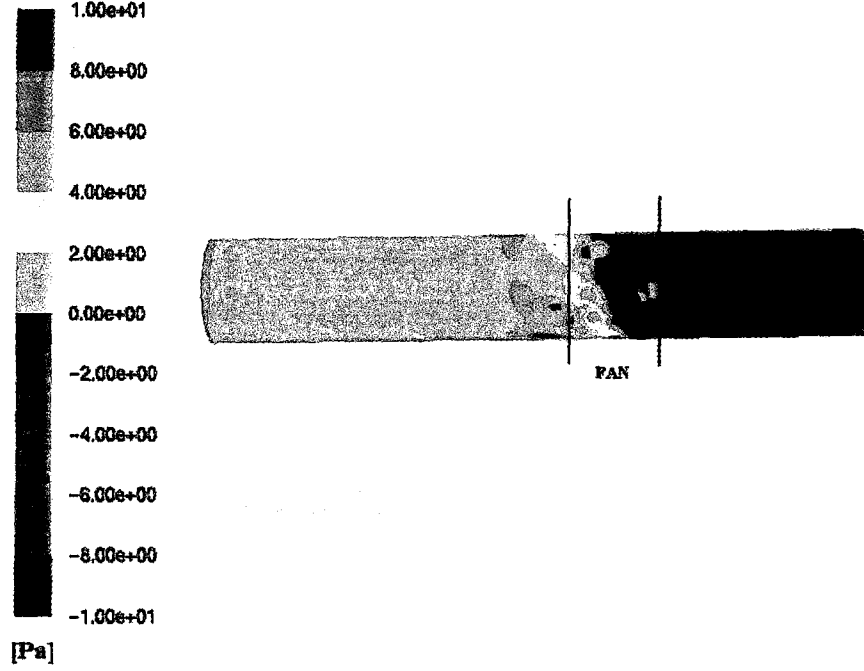
Şekil 5.1’de sık sayısal ağ çözümlemesinden elde edilen eksenel fan yüzeyindeki zamana bağlı basınç dağılımı gösterilmektedir.



Şekil 5.1: Eksenel Fan Yüzeylerinde Zamana Bağlı Basınç Dağılımı

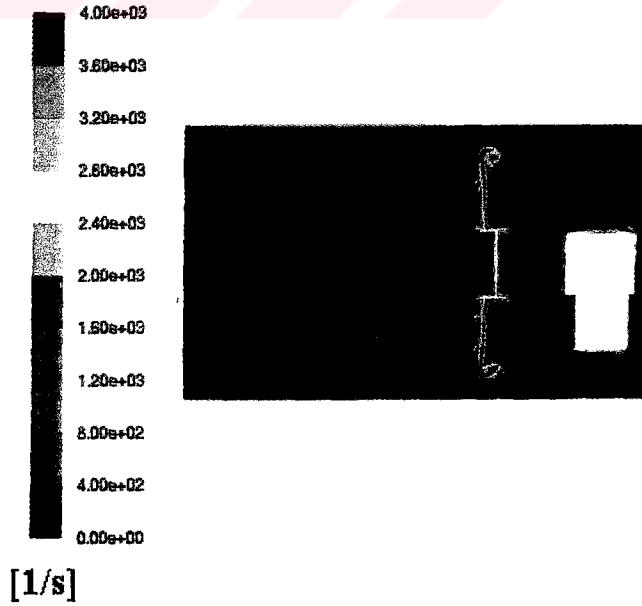
Fanın yukarı akım yönünde motor bulunduğundan dolayı kanatlar üzerindeki basınç dağılımı eksenel simetrik değildir. Ayrıca özellikle basma yüzeyindeki basınç dağılımının girdaplı yapı sergilediği gözükmemektedir. Kanatların emme ve basma yüzeylerindeki fark yaklaşık 80 Pa’dır.

Boru üzerindeki basınç dağılımı incelendiğinde sık ağ çözümü sonucunda özellikle fan bölgesindeki salınımlı yapı göze çarpmaktadır. Şekil 5.2’de boru yüzeyinde zamana bağlı basınç dağılımı gösterilmektedir.



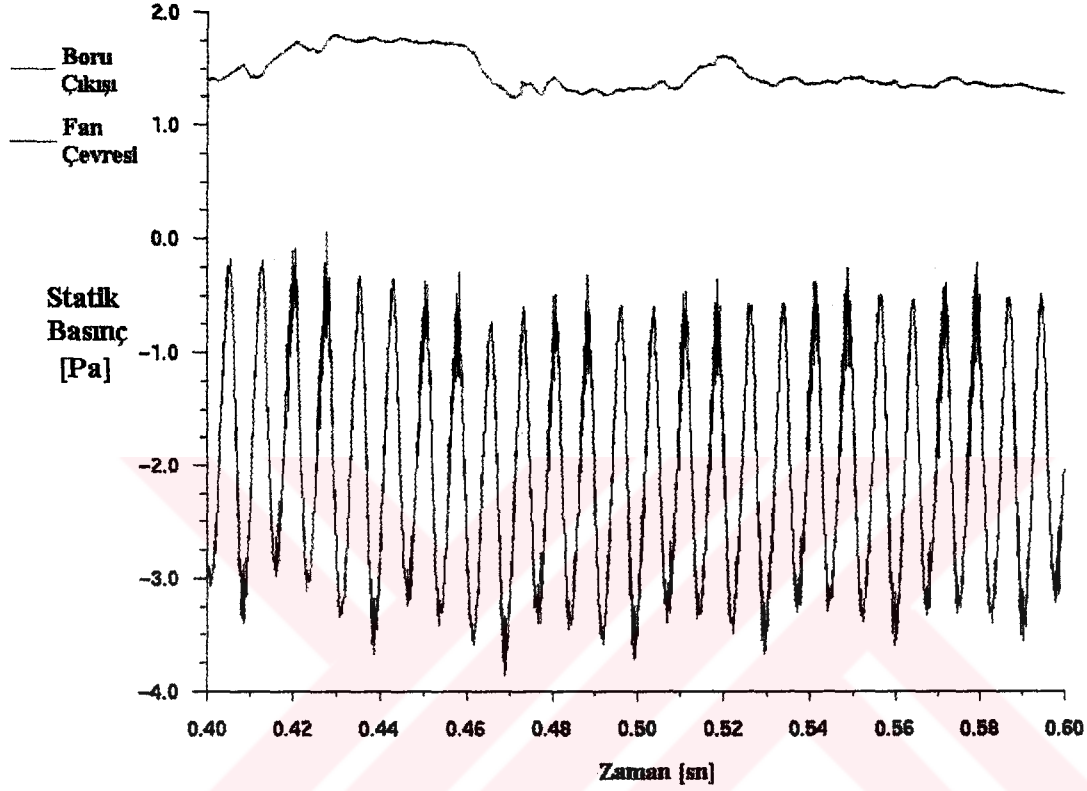
Şekil 5.2: Boru Yüzeyinde Zamana Bağlı Basınç Dağılımı

Vortisite, hava akış kaynaklı (aerodinamik) gürültünün kestiriminde rol oynayan önemli bir akış parametresidir. Şekil 5.3’de sık ağ çözümüne ait, boru içerisinde akım yönünde alınan kesit üzerindeki anlık vortisite dağılımı gösterilmektedir. Dağılım incelendiğinde, vortisite seviyesinin akım yönünde fandan uzaklaştıkça hemen disipasyona uğramadığı göze çarpmaktadır.



Şekil 5.3: Boru Boyunca Alınan Kesit Üzerindeki Anlık Vortisite Dağılımı

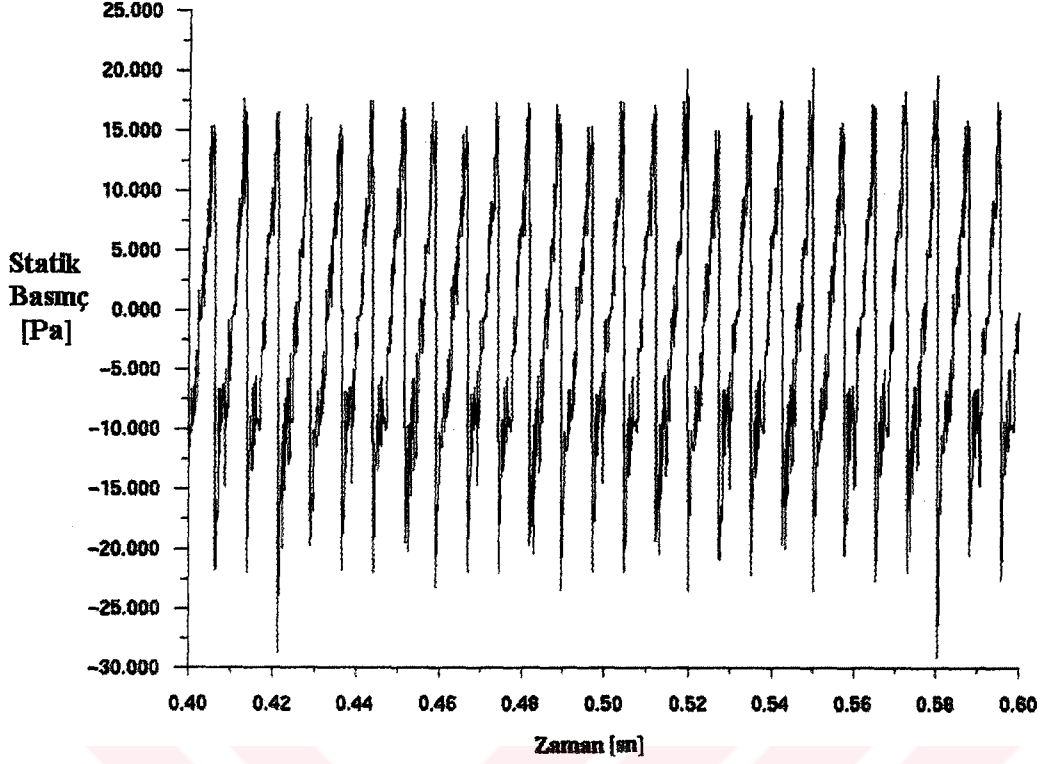
Analizler süresince, akım alanındaki çeşitli noktalarda basınç değerleri ile kanat yüzeyinde taşıma kuvveti bilgisi toplanmıştır. Böylece akustik yayılımın mertebesi hakkında fikir elde edilebilmiştir. Şekil 5.4’de boru üzerindeki farklı iki noktada basınç salınımları gösterilmektedir.



Şekil 5.4: Akım Alanındaki Farklı İki Noktada Zamana Bağlı Statik Basınç Değişimi

Boru yüzeyinde fana yakın olan noktadaki salınımların genlikleri, çıkışa yakın noktaya kıyasla oldukça yüksektir. Dolayısıyla fan çevresindeki dipollerin akustik yayılımda oldukça etkili olduğu söylenebilir. Bu nedenle aeroakustik analizlerde ayırık dipoller, boru üzerinde fanı içine alan belirli bir bölgede tanımlanmıştır.

Fan kanadı yüzeyinde belli bir noktadaki basınç salınımları Şekil 5.5’de gösterilmektedir. Bu nokta için salınım genlikleri yaklaşık 40 Pa’dır.

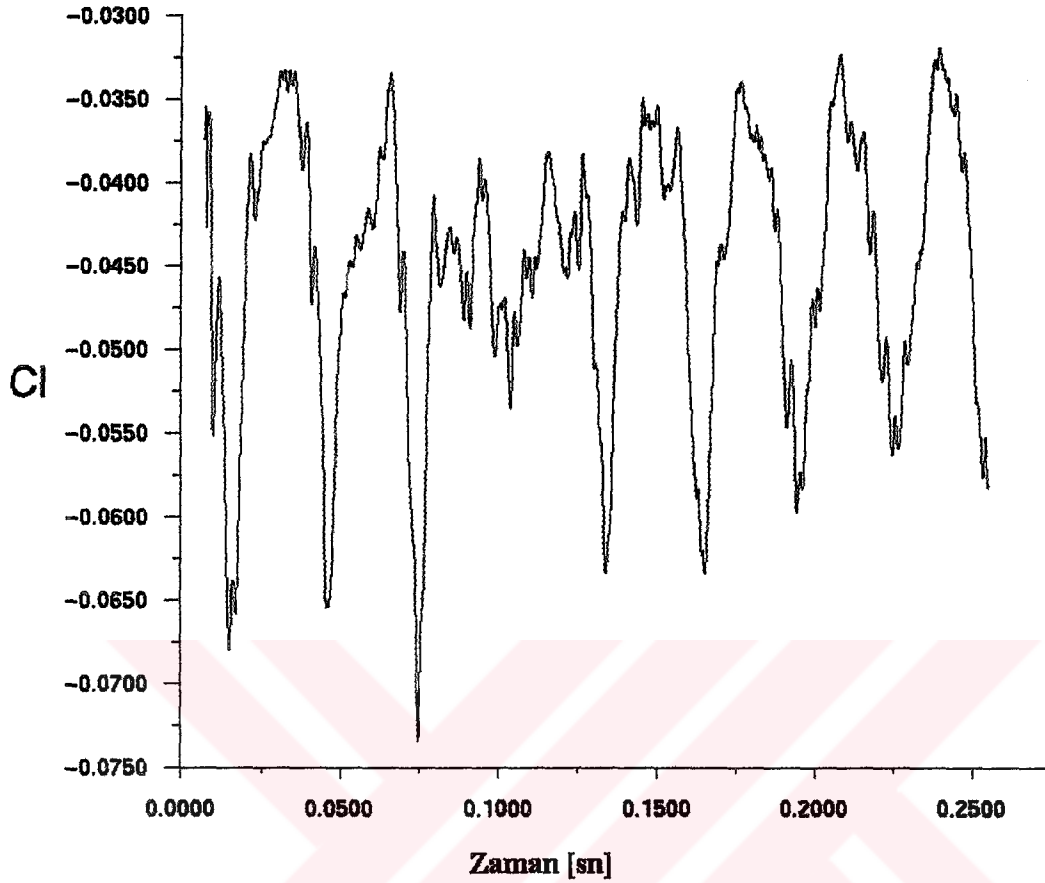


Şekil 5.5: Fan Kanadı Yüzeyinde Belli Bir Noktada Zamana Bağlı Statik Basınç Değişimi

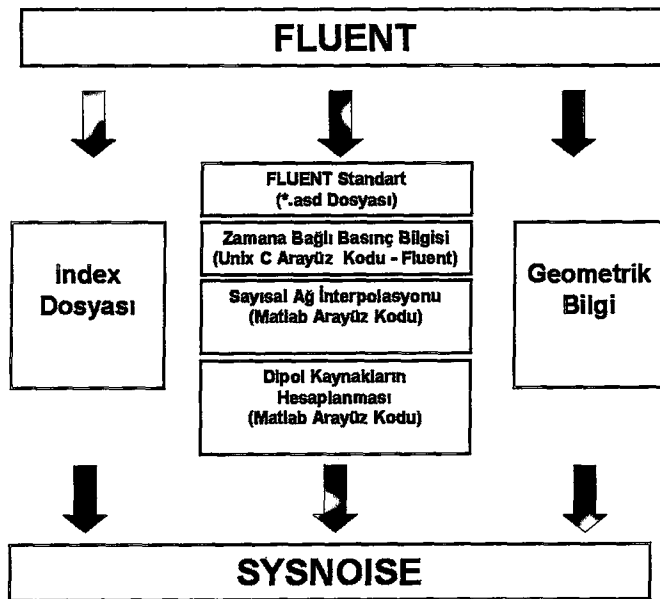
Zamana bağlı HAD analizleri esnasında kanat yüzeyindeki taşıma (C_L) katsayısının seyri gözlenerek istatistiksel daimi duruma ulaşma zamanı tayin edilmiş ve akustik kaynak bilgisi toplanmaya başlamıştır. Şekil 5.6'da taşıma katsayısının zamana ve dönme açısına bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıma katsayısındaki salınımların oldukça dinamik olduğu gözlenmektedir. Zamana bağlı akış çözümünün 0.15 sn'de istatistiksel daimi duruma ulaştığı söylenebilir. Bu süre fanın 5 tam dönüşüne karşılık gelmektedir. Bu andan itibaren FLUENT ortamında akustik model aktif duruma getirilerek akustik kaynak bilgisi toplanmıştır. Öncelikle ayrık olarak bir fan kanadı daha sonra boru kaynak olarak belirlenmiştir. İstenen frekans çözünürlüğüne bağlı olarak akustik bilgi toplama işlemine devam edilmiştir.

Akustik kaynak bilgisi, her 10 zaman adımında *.asd uzantılı dosyalara kaydedilmiştir. Söz konusu dosyalar, yine akustik modelde oluşturulan *.index dosyasında tutulmaktadır. Ayrıca SYSNOISE ortamında akış kaynaklı gürültünün yayılımı hesaplanırken, akustik kaynağın geometrik bilgisine de ihtiyaç vardır. Kaynağın geometrisine ve konumuna ilişkin bilgiyi FLUENT ortamında yaratılan

*.data uzantılı dosya tutmaktadır. FLUENT ile SYSNOISE arasındaki ilgili veri transferini gösteren şema Şekil 5.7’de sunulmaktadır.

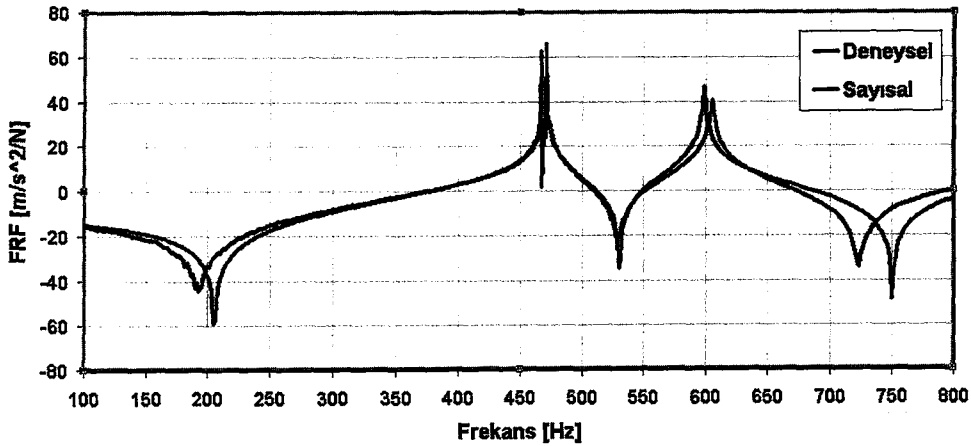


Şekil 5.6: Kanat Yüzeyinde Taşıma Katsayısının Zamanla Değişimi



Şekil 5.7: FLUENT-SYSNOISE Veri Transferi

FLUENT ile akustik kaynak yüzeylerindeki zamana bağlı basınç bilgisi toplandıktan sonra hava akış kaynaklı (aerodinamik) gürültünün yayılımı, sonlu elemanlar ve sınır eleman yöntemlerini kullanarak çözüm yapabilen SYSNOISE yazılımı ile hesaplanmıştır. SYSNOISE'in aeroakustik modülü homojen olmayan dalga denklemini sınır elemanlar yöntemiyle çözmektedir. Aeroakustik analizlerde kullanılan sayısal ağlar, akış çözümünde kullanılan ağa kıyasla oldukça seyrekler. Akustik sayısal ağlar ile akış sayısal ağı arasındaki interpolasyon Matlab'de hazırlanan bir program yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Aeroakustik analizler kapsamında gerçekleştirilen analizler iki adımdan oluşmaktadır. İlk olarak yapı-akışkan ilişkilendirmesi çözülmüş, ikinci adımda ise akustik sayısal ağın düğüm noktalarına ayrık olarak tanımlanan dipol kaynaklarla kavite (boru hava hacmi) doğal frekanslarının uyarılma mekanizması modellenmiştir. SYSNOISE, durağan dipollerin yüzeye ayrık ve yayılı olarak tanımlanmasına olanak sağlamaktadır. Ancak programın dipol formülasyonundan kaynaklanan yetersizlikten dolayı dipollerin elemanlara yayılı olarak tanımlanması halinde akustik saçılma (scattering) etkileri göz ardı edildiğinden kavite yani borunun iç hava hacminin doğal frekanslarında belirgin bir kayma gözlenmektedir. Dolayısıyla hazırlanan bir Matlab programıyla akustik kaynak yüzeylerindeki zamana bağlı basıncın FFT (Fast Fourier Transform) dönüşümü gerçekleştirilerek hesaplanan dipoller, borunun fanı içine alan belirli bir bölgedeki düğüm noktalarına ayrık olarak tanımlanmıştır. Bu adımlardan elde edilen akustik sonuçlar toplanarak akustik yayılım hesaplanmıştır. Ayrıca yapısal ve akustik modal analizler de gerçekleştirilerek yapısal ve akustik rezonans frekansları tayin edilmiştir. Şekil 5.8'de çelik boru için gerçekleştirilen yapısal modal analiz sayısal ve deneysel sonuçları sunulmaktadır.



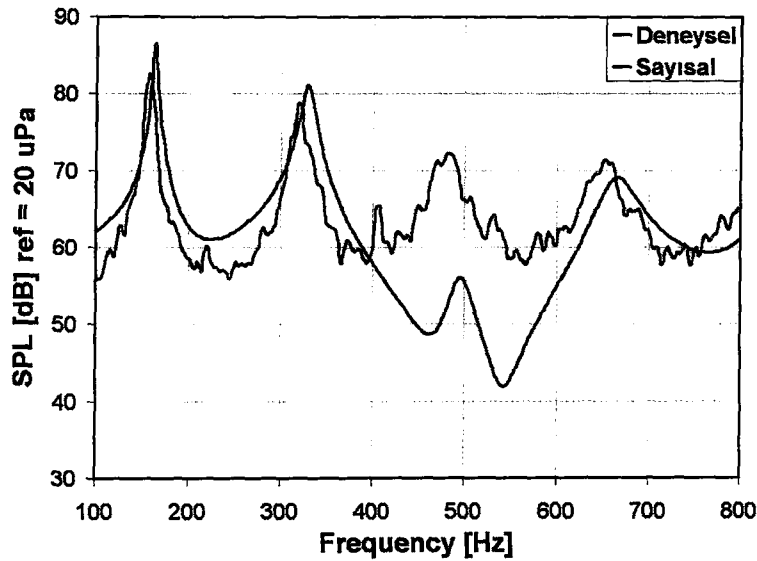
Şekil 5.8: Sayısal ve Deneysel Yapısal Modal Analiz Karşılaştırması

Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında oldukça iyi bir uyum gözlenmektedir. Yapının 100-800 Hz aralığında ilk üç mod frekansı 467 Hz, 471 Hz ve 600 Hz'dir. Şekil 5.9'da çelik borunun ilk mod şekli gösterilmektedir.



Şekil 5.9: Çelik Boru Birinci Mod Şekli

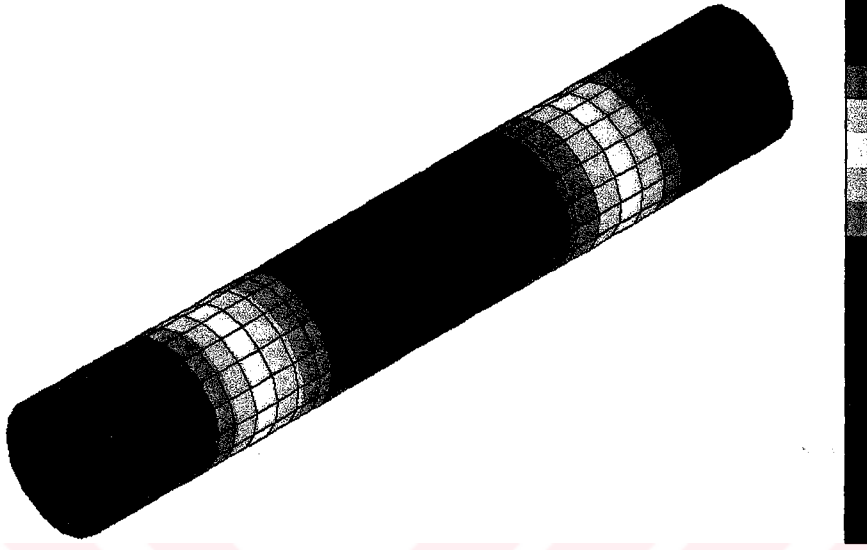
Şekil 5.10'da boru kavite hacmi için gerçekleştirilen akustik modal analiz sayısal ve deneysel analiz sonuçları gösterilmektedir. Mevcut çalışmada kavitenin uyarılma mekanizması toplam ses basıncı düzeyine önemli katkı sağlamıştır.



Şekil 5.10: Sayısal ve Deneysel Akustik Modal Analiz Karşılaştırması

Elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların oldukça uyumlu olduğu söylenebilir. 100-800 Hz aralığında boru hacminin akustik rezonans frekansları 162 Hz ve harmoniklerinde gözlenmiştir. Şekil 5.11’de kavitenin ilk mod şekli sunulmaktadır.

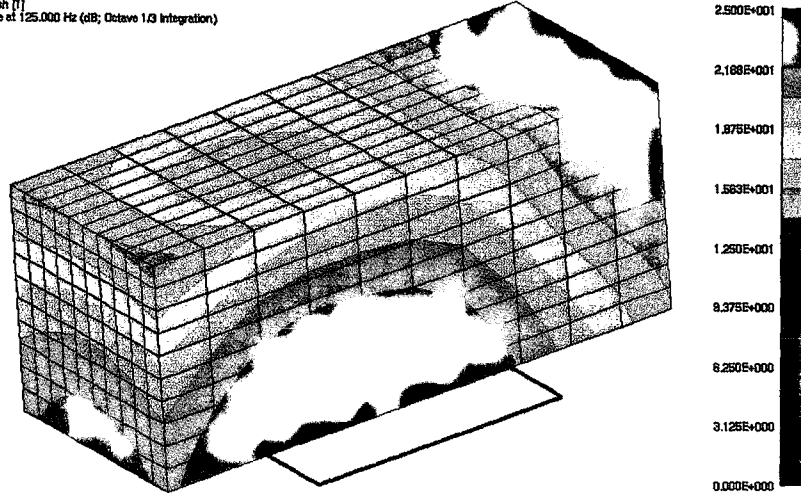
[C]: Surface Pressure at 162.000 Hz (Amplitude)



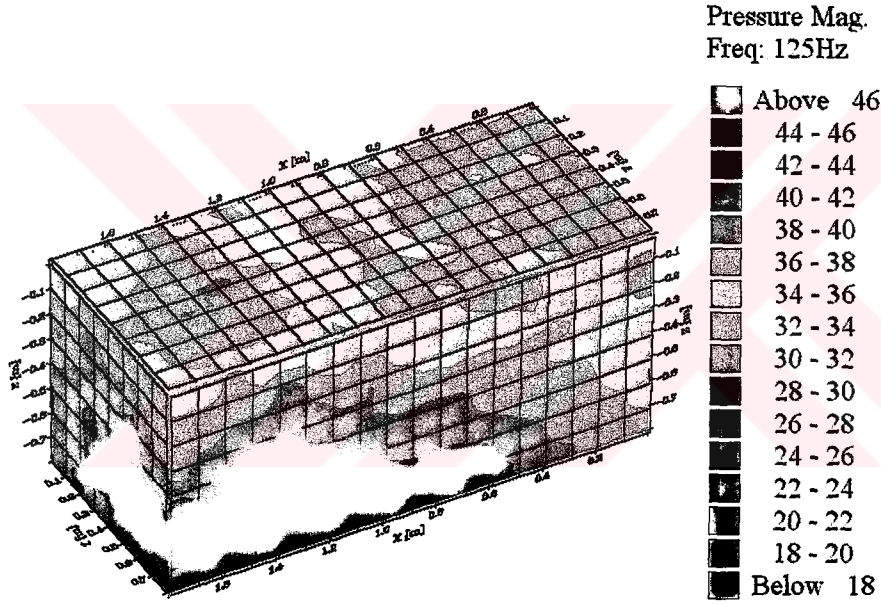
Şekil 5.11: Boru Akustik Birinci Mod Şekli

Akustik ve yapısal modal analizlerin yanısıra yapılan ses şiddeti ölçümleri sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ses şiddeti ölçümlerinden ses basıncı bilgisi de elde edilmiştir. Sayısal analiz yazılımı SYSNOISE’in ses basıncı bilgisini vermesinden dolayı karşılaştırma basınç üzerinden yapılmış ve ses basıncı haritası 1/3 oktav bant frekanslarında elde edilmiştir. Şekil 5.12’de 125 Hz için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırması sunulmaktadır.

SVSNCISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [1]
[C]: Pressure at 125.000 Hz (dB; Octave 1/3 Integration)



(a) Sayısal

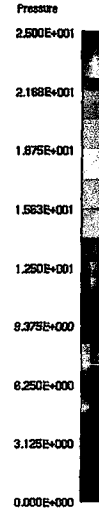
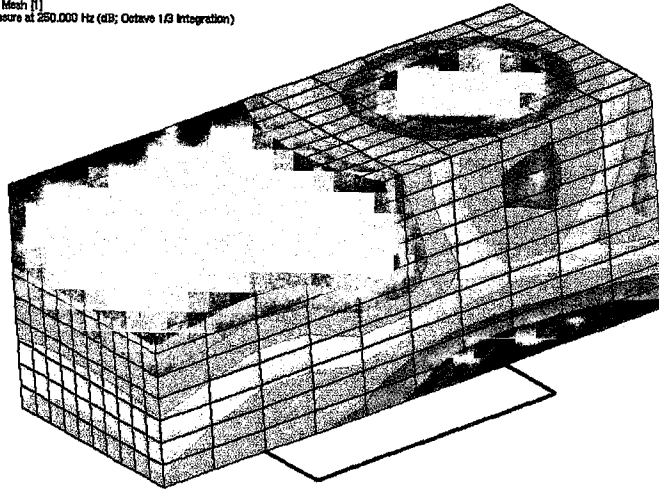


(b) Deneysel

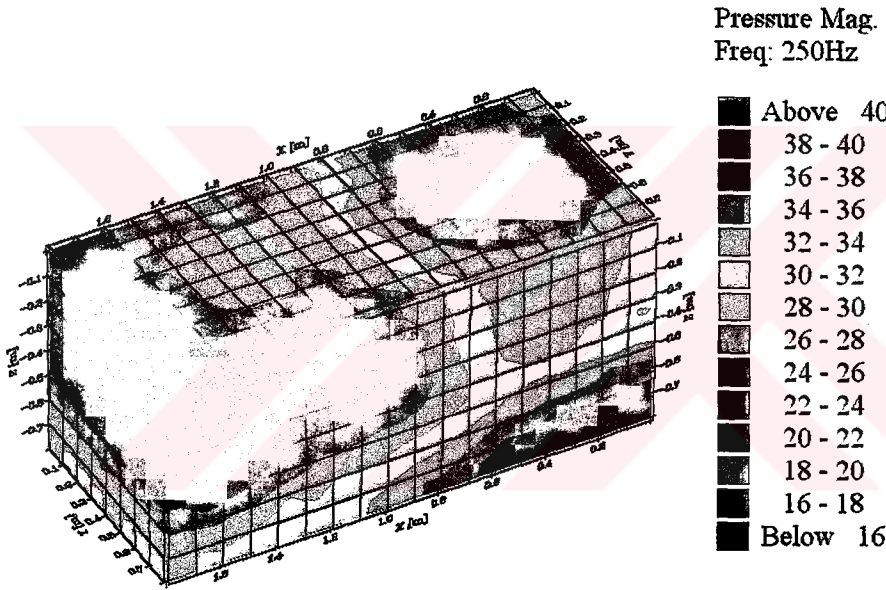
Şekil 5.12: Sayısal ve Deneysel Ses Basıncı Dağılımı (125 Hz)

Elde edilen ses basıncı haritaları, sesin yönselme biçimi (directivity pattern) hakkında da fikir vermektedir. Dağılımlar incelendiğinde sayısal ve deneysel sonuçların birbirine benzediği söylenebilir. Ancak ses basıncı düzeyleri birbirinden farklıdır. Bu fark deney düzeneğinde yer alan destekleyici tahta kasaların yansıtıcı yüzey görevi görmesine bağlanabilir. Sayısal modelde söz konusu kasalar temsil edilememiştir. Aynı şekilde 250 Hz (1/3 Oktav bant) için sayısal ve deneysel dağılımlar Şekil 5.13’de gösterilmektedir.

SYSDOISE - COMPUTATIONAL VIBRO-ACOUSTICS
Field Point Mesh [1]
[C]: Pressure at 250.000 Hz (dB; Octave 1/3 Integration)



(a) Sayısal



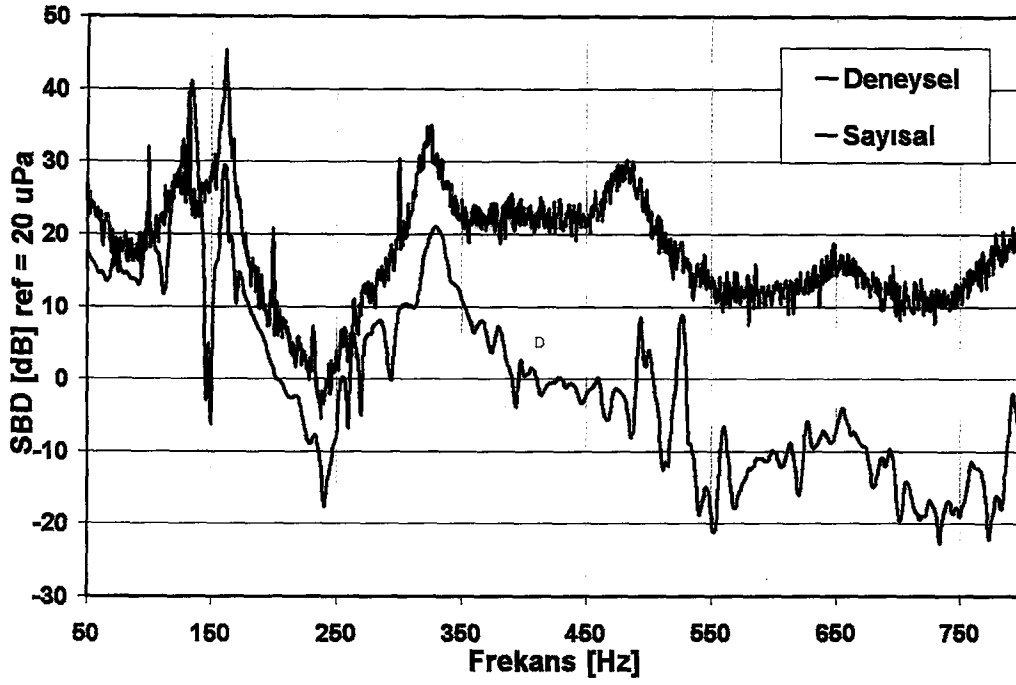
Pressure Mag.
Freq: 250Hz



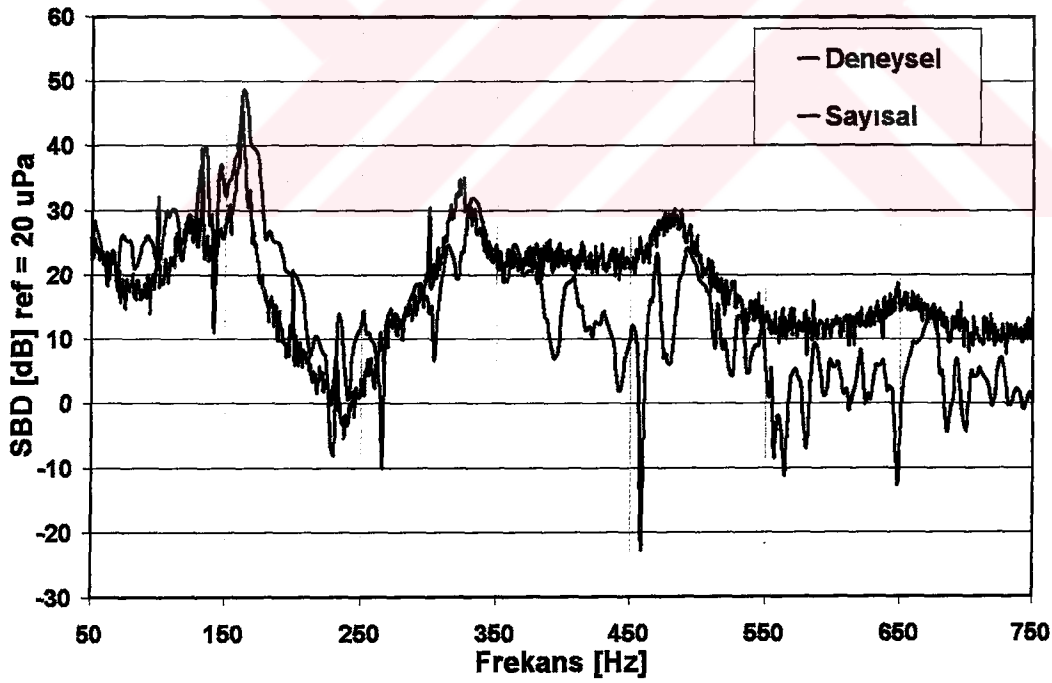
(b) Deneyysel

Şekil 5.13: Sayısal ve Deneyysel Ses Basıncı Dağılımı (250 Hz)

Çeşitli mikrofon noktalarında yapılan ses basıncı ölçümleri sayısal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de FLUENT-SYSDOISE ilişkilendirmesi sonucu 2 Hz çözünürlükle elde edilen dar bant ses basıncı düzeyi (SBD) spektrumları gösterilmektedir. Söz konusu spektrumlar, sırası ile seyrek ve sık sayısal ağ çözümlerine ait ses kaynakları ile hesaplanan akustik yayılımın sonucudur. Mikrofon, aksel fanın merkezinden yaklaşık 0.75 m. uzaklıkta yer almaktadır.



Şekil 5.14: Deneysel ve Sayısal (seyrek ağ çözümü) Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları ($\Delta f=2\text{Hz}$)



Şekil 5.15: Deneysel ve Sayısal (sık ağ çözümü) Ses Basıncı Düzeyi Spektrumları ($\Delta f=2\text{Hz}$)

Şekil 5.14 incelendiğinde, sayısal modelden elde edilen kanat geçiş frekansındaki (132 Hz) ses basıncı değerinin ölçüm sonuçlarına çok yakın olduğu gözlenmektedir.

162 Hz ve 324 Hz'deki birinci ve ikinci akustik rezonans frekansları sayısal ve deneysel sonuçlarda açıkça gözükmemektedir. Sayısal ve deneysel olarak elde edilen spektrumların eğilimi birbirine benzemektedir. Fakat seyrek ağ ile gerçekleştirilen sayısal analiz sonucu elde edilen genlikler ölçüm değerlerinin altındadır. Özellikle 350 Hz'in üzerindeki frekanslarda fark artmaktadır. Söz konusu fark akıştaki türbülanslı yapıların yeterince çözülmemesinden kaynaklanmaktadır. LES çözümlemesinde kullanılan uzaysal filtre, yüksek frekanslı düşük uzunluk ölçekli türbülanslı yapıları yakalayamayacak kadar büyüktür. Dolayısıyla yüksek frekanslar için yapılan gürültü kestiriminin doğruluk derecesi düşüktür. Sık sayısal ağ çözümlemesinden elde edilen akustik sonuçlar ölçüm sonuçlarına oldukça yakındır. Ağ çözünürlüğünün artması tonal gürültünün yanında geniş bantlı gürültünün de daha iyi modellenmesini sağlamıştır. Sık ağ çözümünden elde edilen akustik kaynaklarla hesaplanan akustik yayılımı ait dar bant spektrum Şekil 5.15'de yer almaktadır.

Ses basıncı düzeyi spektrumunda;

- Kanat geçiş frekansı (132 Hz)
- Boru kavite hacminin birinci akustik rezonans frekansı (162 Hz)
- Boru kavite hacminin ikinci akustik rezonans frekansı (324 Hz)
- Boru kavite hacminin üçüncü akustik rezonans frekansı (486 Hz)

göze çarpmaktadır. Yapısal rezonans frekanslarında herhangi bir tepe gözlenmemektedir. Boru malzemesi çelik olduğu için yüzey dipollerinin şiddeti yapıyı uyarmaya yetmemiştir.

6. DEĞERLENDİRME

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, dairesel kesitli çelik bir boru içerisinde yer alan eksenel fandan yayılan hava akış kaynaklı (aerodinamik) gürültünün kestirimi hesaplamalı olarak yapılmıştır. Sayısal analiz araçları olarak, FLUENT ve SYSNOISE ticari yazılım paketleri kullanılmıştır. FLUENT ile zamana bağlı, viskoz, sıkıştırılmaz akım şartları altında akış çözümlemesi, LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Akustik kaynak yüzeylerindeki zamana bağlı basınç bilgisi toplandıktan sonra hava akış kaynaklı gürültünün yayılımı SYSNOISE ile hesaplanmıştır. SYSNOISE'in aeroakustik modülü, homojen olmayan dalga denklemini sınır elemanlar yöntemiyle çözmektedir. Ayrıca yapısal ve akustik modal analizler de gerçekleştirilerek yapının ve kavitenin uyarılma mekanizmaları da dikkate alınmıştır. Gerçekleştirilen sayısal analizlerin tamamı deneylerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar ile ölçüm sonuçları arasında oldukça iyi bir uyum gözlenmektedir. Ortaya koyulan sayısal metodolojinin farklı fan tipleri içeren daha karmaşık sistemler için de uygulanabilir olduğu görülmektedir. Yöntem, ilgilenilen frekans aralığında, gürültü düzeyini, saf tonlarda ve geniş bantlı olarak bir arada vermesi bakımından literatürde geçen diğer yöntemlerden daha üstündür.

KAYNAKLAR

- [1] Chung, K., Choi, H.L., Kim, B.J., Na, S.U., 2003. Development of Fan Design Program, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [2] Şerafettinoğlu H., 1996. Akustik Ölçümler ve Ölçüm Ortamlarıyla İlgili Temel Kavramlar, Arçelik A.Ş. Ar-Ge raporu, İstanbul.
- [3] Rayleigh, J.W.S., 1929. The Theory of Sound, Mc Millan, London.
- [4] Beranek, L., 1954. Acoustics, McGraw-Hill Book Company, New York.
- [5] Stephens, R.W.B., Bate, A.E., 1966. Acoustics and Vibrational Physics, London.
- [6] Lighthill, J., 1978. Waves in Fluids, Cambridge University Press, Cambridge.
- [7] Goldstein, M.E., 1976. Aeroacoustics, McGraw-Hill Book Company, New York.
- [8] Witham, G.B., 1974. Linear and Nonlinear Waves, John Wiley and Sons, New York.
- [9] Gutin, L., 1936. On the Sound Field of A Rotating Propeller, *Zhurnal Tekhnicheskoi Fiziki*, **6**, 899-909.
- [10] Lighthill, J., 1952. On Sound Generated Aerodynamically I. General Theory, *Proceedings of the Royal Society of London*, **211**, 564-587.
- [11] Lighthill, J., 1954. On Sound Generated Aerodynamically II. Turbulence as a Source of Sound, *Proceedings of the Royal Society of London*, **222**, 1-32.
- [12] Schwartz, I.R., 1969. Basic Aerodynamic Noise Research, *NASA Technical Report*, Washington.
- [13] Ffowcs Williams, J.E., 1969. Hydrodynamic Noise, *Annual Review of Fluid Mechanics*, **1**, 197-222.
- [14] Crighton, D.G., 1975. Basic Principles of Aerodynamic Noise Generation, *Prog. Aerospace Science*, **16**, 31-96.
- [15] Howe M.S., 1975. Contributions to the Theory of Aerodynamic Sound With Applications to Excess Jet Noise and the Theory of the Flute, *Journal of Fluid Mechanics*, **71**, 625-628.
- [16] Phillips, O.M., 1960. On the Generation of Sound By Supersonic Turbulent Shear Layers, *Journal of Fluid Mechanics*, **9**, 1-28.
- [17] Lilley, G.M., 1993. On the Noise Radiated From a Turbulent High-Speed Jet, *Computational Aeroacoustics*, 85-115.

- [18] Lilley, G.M, Morris, P.J., Tester,B.J., 1995. On the Theory of Jet Noise and Its Applications, *AIAA Progress in Aeronautics And Aeronautics*, **37**.
- [19] Legendre, R., 1981. Bruits Emis Par la Turbulence, Onera Publications.
- [20] Möhring, W., 1979. Modeling Low Mach Number Noise, *Mechanics of Sound Generation in Fluids*, Springer, Heidelberg.
- [21] Curle, N., 1955. The Influence of Solid Boundaries Upon Aerodynamic Sound, *Proceedings of the Royal Society of London*, **231**, 505-514.
- [22] Ffowcs Williams, J.E., Hawkins, D.L., 1969. Sound Generation By Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, *Philosophical Transactions of the Royal Society*, **264**, 321-342.
- [23] Sharland, I.J., 1963. Sources of Noise in Axial Flow Fans, *Journal of Sound and Vibration*, **3**, 302-322.
- [24] Longhouse, R.E., 1976. Vortex Shedding Noise of Low Tip Speed, Axial Flow Fans, *Journal of Sound and Vibration*, **53**, 25-46.
- [25] Fukano,T., Jang, C.M., 2004. Tip Clearance Noise of Axial Flow Fans Operating At Design and Off-Design Condition, *Journal of Sound and Vibration*, **275**, 1027-1050.
- [26] Mugridge, B.D., 1977. Fan Noise Research and Its Implication for Noise Level Predictions, *IMechE*, **C254**, 59-64.
- [27] Sadamoto, A., Murakami, Y., 2003. Reduction of Discrete Frequency Fan Noise Using Slitlike Expansion Chambers, *International Journal of Rotating Machinery*, **9**, 239-246.
- [28] Neise, W., 1992. Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods, *Proceedings of International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France.
- [29] Brentner, K.S., 1996. An Efficient and Robust Method for Predicting Helicopter Rotor High-speed Impulsive Noise, *AIAA Aerospace Sciences Meeting And Exhibit*, Reno, Nevada, January 15-18.
- [30] Ianniello, S., 1999. Algorithm to Integrate the FW-H Equation on Supersonic Rotating Domain, *AIAA Journal*, **37**, 1040-1047.
- [31] Farassat, F., Brentner, K.S., 1998. Supersonic Quadrupole Noise Theory for High-Speed Helicopter Rotors, *Journal of Sound And Vibration*, **218**, 481-500.
- [32] Farassat, F., Myers, M.K., 1988. Extension of Kirchhoff's Formula to Radiation from Moving Surfaces, *Journal of Sound And Vibration*, **123**, 451-460.

- [33] **Brentner, K.S., Farassat, F.**, 1997. An Analytical Comparison of the Acoustic Analogy and Kirchhoff Formulation for Moving Surfaces, *American Helicopter Society 53rd Annual Forum*, Virginia Beach, 1379-1386.
- [34] **Mendonça, F., Allen R., Charentay J., Lewis M.**, 2002. Towards Understanding LES and DES For Industrial Aeroacoustic Predictions, *International Workshop on 'LES for Acoustics'*, DLR Göttingen, Germany, October 7-8.
- [35] **Tam, C.K.W.**, 2004. Computational Aeroacoustics: An Overview of Computational Challenges and Applications, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, **18**, 547-567.
- [36] **Colonijs, T., Lele S.K.**, 2004. Computational Aeroacoustics: Progress On Nonlinear Problems of Sound generation, *Progress in Aerospace Sciences*, **40**, 345-416.
- [37] **Envia, E., Wilson, A.G, Huff, D.L.**, 2004. Fan Noise: A Challenge to CAA, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, **18**, 471-480.
- [38] **Tournour, M. et al.**, 2003. Investigation of the Tonal Noise Radiated By Subsonic Fans Using the Aeroacoustic Analogy, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [39] **Jeon, W.H.**, 2003. Overview of Numerical analysis of Fan Noise, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [40] **Maaloum, A., Koudri, S., Rey, R.**, 2003. Aeroacoustic Study of Axial Fans Using a Potential Flow Method, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [41] **Longet, C., Battistoni, F.**, 2003. Design of a Low Noise Axial Fan, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [42] **Cho, K., Lee, S.**, 2003. Aerodynamic Noise Sources on Axial Flow Fan Blades, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [43] **Neuhaus, L., Neise, W.**, 2003. Active Flow Control to Reduce the Tip Clearance Noise and Improve the Aerodynamic Performance of Axial Turbomachines, *Proceedings of the 2nd International Fan Noise Symposium*, CETIM, Senlis, France, September 23-25.
- [44] **Sorgüven, E.**, 2004. A Computational Aeroacoustics Method Using Large eddy Simulation and Acoustic Analogy, *Phd Thesis*, University of Karlsruhe, Germany.

- [45] Mihaescu, M., 2005. Computational Aeroacoustics Based on Large Eddy Simulation and Acoustic Analogies, *Phd Thesis*, Lund Institute of Technology, Sweden.
- [46] Fluent 6.2, User's Guide, FLUENT Inc.
- [47] Andersson, N., Eriksson, L.E., Davidson, L., 2005. Investigation of an Isothermal Mach 0.75 Jet and Its Radiated Sound Using Large Eddy Simulation and Kirchoff Surface Integration, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **26**, 393-410.
- [48] Smagorinsky, J., 1963. General Circulation Experiments with the Primitive Equations: The Basic Experiment, *Monthly Weather Review*, **91**, 91-164.
- [49] Lilly, D.K., 1967. The Representation of Small Scale Turbulence in Numerical Simulation Experiments, *Proceedings of IBM Sci. Comp. Symposium On Environmental Sci.*, 195-201.
- [50] Sysnoise Rev 5.6: Computational Vibroacoustics, User's Manual, LMS International.
- [51] Ewins, D.J., 2000. Modal Testing: theory, practice and application , Research Studies Press, England.

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet ÇAVUŞ, 1980 yılında Uşak'ta doğdu. 1998 yılında girdiği İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi'nden 2003 senesinde Uçak Mühendisi olarak mezun oldu ve aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü İleri Teknolojiler Ana Bilim Dalı Uçak-Uzay Mühendisliği Programı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Bu tez çalışması ile yüksek lisans öğrenimini tamamlayan yazar, Arçelik A.Ş. Ankara Bulaşık Makinası İşletmesi'nde Kalite Güvence Mühendisi olarak çalışmaktadır. Yüksek lisans tez konusu ile ilgili olarak "*Aeroacoustic Noise Prediction Of An Axial Fan In A Circular Duct With LES*" adlı bildiriye, 22-25 Ağustos 2005 tarihleri arasında ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği tarafından düzenlenen "3rd Ankara International Aerospace Conference"da sunmuştur.