

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İKİ BOYUTLU CİSİMLER ETRAFINDAKİ AKIM GÜRÜLTÜSÜNÜN  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yasin Kaan İLTER**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Yüksek Lisans  
Programı**

**MAYIS 2014**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İKİ BOYUTLU CİSİMLER ETRAFINDAKİ AKIM GÜRÜLTÜSÜNÜN  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yasin Kaan İLTER  
(508101038)**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Yüksek Lisans  
Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Şakir BAL**

**MAYIS 2014**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508101038 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yasin Kaan İLTER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**İKİ BOYUTLU CİSİMLER ETRAFINDAKİ AKIM GÜRÜLTÜSÜNÜN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Şakir BAL** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. Ahmet ERGİN** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

.....  
**Prof. Dr. Fahri ÇELİK** .....  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **05 Mayıs 2014**  
**Savunma Tarihi :**      **29 Mayıs 2014**



*Aileme,*



## ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında tüm bilgi ve deneyimini benimle paylaşarak her aşamada yanımda olan değerli hocam Sayın Prof. Dr. Şakir BAL'a, göstermiş olduğu ilgi ve anlayış için çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam sürecinde bilgi ve desteklerini esirgemeyen Prof. Dr. Ömer GÖREN, Prof. Dr. Emin KORKUT, Y. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım sırasında bana her zaman destek olan kıymetli arkadaşım Y. Müh. Zeynep TACAR'a yardımlarından ve gösterdiği sabırdan dolayı çok teşekkür ederim.

Bu süreçte ellerindeki imkanları bana sunarak destek olan arkadaşlarım Arş. Gör. Müh. Ömer DÜMLUPINAR, Müh. İbrahim N. KAYHAN ve Y. Müh. Özgür PALAZ'a teşekkür ederim.

Tez hazırlama sürecimde gösterdikleri anlayış için bütün mesai arkadaşlarıma ve başta Sn. Yavuz KAYIHAN olmak üzere tüm yöneticilerime teşekkür ederim.

Son olarak hayatımın her aşamasında desteklerini arkamda hissettiğim aileme sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Yasin Kaan İlter  
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

|                                                                                |      |
|--------------------------------------------------------------------------------|------|
| ÖNSÖZ.....                                                                     | vii  |
| İÇİNDEKİLER .....                                                              | ix   |
| KISALTMALAR .....                                                              | xi   |
| SEMBOLLER .....                                                                | xiii |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....                                                           | xv   |
| ŞEKİL LİSTESİ.....                                                             | xvii |
| ÖZET.....                                                                      | xxi  |
| SUMMARY .....                                                                  | xxv  |
| 1. GİRİŞ .....                                                                 | 1    |
| 1.1 Tezin Amacı .....                                                          | 2    |
| 1.2 Hesaplamalı Aeroakustik Yöntemlerinin Tarihsel Gelişimi .....              | 3    |
| 1.3 Literatür Taraması .....                                                   | 3    |
| 2. MATEMATİKSEL MODELLEME .....                                                | 7    |
| 2.1 Kütle, Momentum ve Enerji Denklemleri .....                                | 7    |
| 2.2 Bünye Denklemleri .....                                                    | 10   |
| 2.3 Yaklaşımlar ve Temel Denklemlerin Alternatif Formları .....                | 13   |
| 2.4 Lineer Akustik Dalga Denklemi.....                                         | 17   |
| 2.5 Türbülans Modellemesi.....                                                 | 17   |
| 2.5.1 Ses kaynağı olarak türbülans.....                                        | 20   |
| 2.6 Sınır Tabaka Modellemesi .....                                             | 21   |
| 3. AKIM GÜRÜLTÜSÜ TEORİSİ.....                                                 | 23   |
| 3.1 Temel Akustik Kavramlar .....                                              | 23   |
| 3.2 Monopol, Dipol ve Kuadrupol Kavramları .....                               | 26   |
| 3.3 Dalga Denkleminin İntegrasyonu.....                                        | 27   |
| 3.4 Yüzey İntegrasyonu.....                                                    | 27   |
| 3.5 Hacim İntegrasyonu ve Gürültü Kaynaklarının Matematiksel Modellemesi... 27 |      |
| 3.5.1 Monopol kaynak .....                                                     | 28   |
| 3.5.2 Dipol kaynak .....                                                       | 29   |
| 3.5.3 Kuadrupol kaynak .....                                                   | 30   |
| 3.6 Gürültü Kaynağı Terimlerinin Aeroakustik Etkinliği .....                   | 32   |
| 4. HESAPLAMALI AEROAKUSTİK.....                                                | 35   |
| 4.1 Akustik Analogiler .....                                                   | 37   |
| 4.1.1 Lighthill analogisi .....                                                | 37   |
| 4.1.2 Curle analogisi .....                                                    | 40   |
| 4.1.3 Proudman analogisi.....                                                  | 41   |
| 4.1.4 Ffowcs Williams - Hawkings formülasyonu .....                            | 42   |
| 4.2 Hızlı Fourier Dönüşümü - FFT (Fast Fourier Transform) .....                | 44   |
| 4.2.1 Pencere fonksiyonları.....                                               | 45   |
| 4.2.2 Oktav bandı .....                                                        | 47   |
| 5. SAYISAL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR.....                                   | 49   |
| 5.1 Üç Boyutlu Foil Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması .....             | 50   |

|                                                                                       |            |
|---------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 5.2 Dairesel Silindir Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması .....                  | 54         |
| 5.3 İki Boyutlu Foil Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması .....                   | 63         |
| 5.3.1 Hava içerisinde gerçekleştirilen analizler .....                                | 65         |
| 5.3.1.1 Hücüm açısının ve bitiş kenar yapısının gürültü karakteristiğine etkisi ..... | 65         |
| 5.3.1.2 Reynold sayısının ve hücüm açısının gürültü karakteristiğine etkisi .....     | 81         |
| 5.3.2 Su içerisinde gerçekleştirilen analizler .....                                  | 85         |
| 5.3.2.1 Reynold sayısının ve hücüm açısının gürültü karakteristiğine etkisi .....     | 85         |
| 5.3.3 Hava ve su ses basıncı seviyelerinin karşılaştırması .....                      | 89         |
| 5.3.4 KBK foile ait sonuçların akım gürültüsü modeli ile karşılaştırması .....        | 94         |
| <b>6. TARTIŞMA VE SONUÇLAR .....</b>                                                  | <b>96</b>  |
| <b>KAYNAKLAR.....</b>                                                                 | <b>99</b>  |
| <b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>                                                                 | <b>103</b> |

## KISALTMALAR

|              |                                                                   |
|--------------|-------------------------------------------------------------------|
| <b>AIAA</b>  | :American Institute of Aeronautics and Astronautics               |
| <b>CAD</b>   | :Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)              |
| <b>CFD</b>   | :Computational Fluid Dynamics                                     |
| <b>DBK</b>   | :Düz Bitiş Kenarı                                                 |
| <b>DES</b>   | :Detached Eddy Simulations                                        |
| <b>DFT</b>   | :Ayrık Fourier Dönüşümü (Discrete Fourier Transform)              |
| <b>DNS</b>   | :Direct Numerical Simulations                                     |
| <b>DWT</b>   | :Dead Weight Tonnage                                              |
| <b>FFT</b>   | :Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)                  |
| <b>FVM</b>   | :Finite Volume Method (Sonlu Hacimler Yöntemi)                    |
| <b>FW-H</b>  | :Ffowcs Williams and Hawkings                                     |
| <b>HAA</b>   | :Hesaplamaı Aeroakustik                                           |
| <b>HAD</b>   | :Hesaplamaı Akışkanlar Dinamiğı                                   |
| <b>KBK</b>   | :Keskin Bitiş Kenarı                                              |
| <b>LEE</b>   | :Lineerize Edilmiş Euler Denklemleri (Linearized Euler Equations) |
| <b>LES</b>   | :Large Eddy Simulations                                           |
| <b>NACA</b>  | :The National Advisory Committee for Aeronautics                  |
| <b>NASA</b>  | :The National Aeronautics and Space Administration                |
| <b>RANS</b>  | :Reynolds Averaged Navier Stokes                                  |
| <b>SPL</b>   | :Ses Basıncı Düzeyi (Sound Pressure Level)                        |
| <b>URANS</b> | :Zamandan Bağımsız Reynolds Averaged Navier Stokes                |
| <b>WALE</b>  | :Wall Adapting Local Eddy Viscosity                               |
| <b>YBK</b>   | :Yuvarlatılmış Bitiş Kenarı                                       |



## SEMBOLLER

### LATİN HARFLERİ

|                                  |                                    |
|----------------------------------|------------------------------------|
| <b><i>B</i></b>                  | :Bernoulli sabiti                  |
| <b><i>C<sub>d</sub></i></b>      | :Direnç katsayısı                  |
| <b><i>C<sub>l</sub></i></b>      | :Kaldırma katsayısı                |
| <b><i>C<sub>v</sub></i></b>      | :Hacim sabiti                      |
| <b><i>C<sub>p</sub></i></b>      | :Basınç sabiti                     |
| <b><i>c</i></b>                  | :Ses hızı                          |
| <b><i>c<sub>∞,0</sub></i></b>    | :Ortam ses hızı                    |
| <b><i>D<sub>ij</sub></i></b>     | :Şekil değiştirme tensörü          |
| <b><i>e</i></b>                  | :Spesifik enerji                   |
| <b><i>f</i></b>                  | :Frekans                           |
| <b><i>h</i></b>                  | :Pürüzlülük yüksekliği             |
| <b><i>n</i></b>                  | :Normal vektörü                    |
| <b><i>i</i></b>                  | :Birim kütle için entalpi          |
| <b><i>K</i></b>                  | :Isı iletkenliği sembolü           |
| <b><i>k<sub>B</sub></i></b>      | :Boltzman sabiti                   |
| <b><i>Ma</i></b>                 | :Mach Sayısı                       |
| <b><i>m<sub>w</sub></i></b>      | :Molekül ağırlığı                  |
| <b><i>P, p</i></b>               | :Basınç                            |
| <b><i>p<sub>∞</sub></i></b>      | :Ortam basıncı                     |
| <b><i>p<sub>statik</sub></i></b> | :Statik basınç                     |
| <b><i>p<sub>toplam</sub></i></b> | :Toplam basınç                     |
| <b><i>p<sub>rms</sub></i></b>    | :Basıncın karekök ortalaması       |
| <b><i>p<sub>ref</sub></i></b>    | :Referans basınç                   |
| <b><i>Pr</i></b>                 | :Prandtl sayısı                    |
| <b><i>P<sub>pr</sub></i></b>     | :Proudman lokal akustik güç hesabı |
| <b><i>q</i></b>                  | :Isı akısı                         |
| <b><i>Q<sub>m</sub></i></b>      | :Kaynak kütle terimi               |
| <b><i>R</i></b>                  | :Gaz sabiti                        |
| <b><i>Re</i></b>                 | :Reynolds Sayısı                   |
| <b><i>s</i></b>                  | :Entropi                           |
| <b><i>S</i></b>                  | :Kontrol yüzeyi                    |
| <b><i>t</i></b>                  | :Zaman                             |
| <b><i>U</i></b>                  | :Kontrol yüzeyi hızı               |
| <b><i>U<sub>0</sub></i></b>      | :Ana akış hızı                     |
| <b><i>U<sub>τ</sub></i></b>      | :Duvar sürtünme hızı               |
| <b><i>T<sub>ij</sub></i></b>     | :Lighthill Tensörü                 |
| <b><i>y<sup>+</sup></i></b>      | :Boyutsuz duvar mesafesi           |
| <b><i>V</i></b>                  | :Akışkan hacmi                     |
| <b><i>W<sub>ref</sub></i></b>    | :Referans akustik güç              |
| <b><i>x</i></b>                  | :Konum                             |

## YUNAN HARFLERİ

|             |                                       |
|-------------|---------------------------------------|
| $\alpha$    | :Isı yayılım katsayısı                |
| $\delta$    | :Kronecker delta                      |
| $\gamma$    | :Poisson oranı                        |
| $\nu$       | :Kinematik viskozite                  |
| $\omega$    | :Açısal hız                           |
| $\omega$    | :Girdaplılık                          |
| $\rho$      | :Yoğunluk                             |
| $\sigma$    | :Gerime tensörü                       |
| $\eta$      | :Sıcaklık fonksiyonu (ideal gaz için) |
| $\phi$      | :Skalar potansiyel                    |
| $\psi$      | :Vektörel akım fonksiyonu             |
| $\nabla$    | :Diverjans                            |
| $\vartheta$ | :Kaynak terimi koordinat açısı        |
| $\mu$       | :Dinamik viskozite                    |
| $\tau_w$    | :Kayma gerilmesi (duvar)              |
| $\tau_{ij}$ | :Viskoz stres tensörü                 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

|                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Çizelge 3.1 : Örnek tablo .....                                                        | 25 |
| Çizelge 3.2 : Örnek ses basıncı düzeyi değerleri .....                                 | 25 |
| Çizelge 3.3 : Örnek ses gücü düzeyi değerleri .....                                    | 26 |
| Çizelge 5.1 : Analizlerde kullanılan dairesel silindir ana boyutları.....              | 55 |
| Çizelge 5.2 : Akışkan ve sınır koşulu bilgileri .....                                  | 55 |
| Çizelge 5.3 : Çözüm ağının etkisinin incelenmesi.....                                  | 56 |
| Çizelge 5.4 : Ortalama direnç katsayısı değerleri.....                                 | 60 |
| Çizelge 5.5 : Hava modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri ..... | 64 |
| Çizelge 5.6 : Su modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri.....    | 64 |
| Çizelge 5.7 : Gerçekleştirilen hesaplamalara ait analiz matrisi .....                  | 65 |
| Çizelge 5.8 : Akım gürültüsü modeli için hesaplanmış ses basıncı düzeyleri.....        | 93 |



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

|                                                                                                                                              |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 2.1 : Enerji akışının ve türbülans enerji basamaklarının şematik diyagramı (Mockett, 2009) .....                                       | 19 |
| Şekil 2.2 : Türbülanslı akıma ait boyutsuz hız dağılımı (Barlas, 1999). ....                                                                 | 22 |
| Şekil 3.1 : Botun etrafındaki serbest su yüzeyi ile temsil edilen Monopol, dipol ve kuadrupol terimleri (Hirschberg & Rienstra, 2013). ....  | 26 |
| Şekil 3.2 : Notasyonu gösteren bir skeç (Fuchs & Michalke, 1973) .....                                                                       | 27 |
| Şekil 3.3 : Monopol kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973) .....                                                                          | 28 |
| Şekil 3.4 : Monopol kaynak için yön paterni (Kingan, 2005) .....                                                                             | 29 |
| Şekil 3.5 : Dipol kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973) .....                                                                            | 29 |
| Şekil 3.6 : Dipol kaynak bileşenleri için yön paterni (Kingan, 2005) .....                                                                   | 30 |
| Şekil 3.7 : Kuadrupol kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973) .....                                                                        | 31 |
| Şekil 3.8 : Kuadrupol kaynak $T_{11}$ ve $T_{12}$ bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005) .....                                               | 31 |
| Şekil 3.9 : Kuadrupol kaynak $T_{22}$ ve $T_{13}$ bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005) .....                                               | 31 |
| Şekil 3.10 : Kuadrupol kaynak $T_{23}$ ve $T_{33}$ bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005) ...                                                | 32 |
| Şekil 3.11 : Airfoil etrafında akıştan kaynaklanan gürültünün bölgesel olarak ifade edilmesi (Kingan, 2005) .....                            | 33 |
| Şekil 4.1 : Verinin zaman düzleminden frekans düzlemine aktarımı (CD-Adapco, 2013) .....                                                     | 44 |
| Şekil 4.2 : Hann pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014) .....                                                                                  | 46 |
| Şekil 4.3 : Hamming pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014) .....                                                                               | 46 |
| Şekil 4.4 : Blackman pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014) .....                                                                              | 46 |
| Şekil 5.1 : Referans dokümanda yer alan foil boyutları (Brooks, Pope, & Marcolini, 1989) .....                                               | 50 |
| Şekil 5.2 : NACA0012 foil geometrisi .....                                                                                                   | 50 |
| Şekil 5.3 : Sanal alıcı pozisyonları, O tipi grid gösterimi ve foil konumu .....                                                             | 51 |
| Şekil 5.4 : Solda zamandan bağımsız, sağda zamana bağlı gerçekleştirilen üç boyutlu analize ait $y^+$ değerleri (0-2 değer aralığında) ..... | 51 |
| Şekil 5.5 : Foilin alt tarafında duvar üzerinde elde edilen anlık hız gradyanı .....                                                         | 52 |
| Şekil 5.6 : Analiz modeli iç iterasyon yakınsama durumu (zaman adımı-direnç katsayısı) .....                                                 | 52 |
| Şekil 5.7 : Naca0012 formuna ait ses basıncı düzeyi test sonuçları (Brooks, Pope, & Marcolini, 1989) .....                                   | 53 |
| Şekil 5.8 : Üç boyutlu foil etrafında LES analizi M1 alıcısı ses basıncı düzeyi (referans ses basıncı: 20 $\mu$ Pa) .....                    | 53 |
| Şekil 5.9 : Dairesel silindir, akış domaini yapısı ve yakın alan .....                                                                       | 56 |
| Şekil 5.10 : Dairesel silindir etrafında meydana gelen anlık girdap görüntüsü, $Re=140,000$ (Dyke, 1988) .....                               | 57 |
| Şekil 5.11 : Üstte, genel çözüm ağı görünümü; altta, duvara yakın bölgede "prism layer" yapısının görünümü. ....                             | 58 |
| Şekil 5.12 : Zamandan bağımsız analiz sonuçlarına göre daire silindir üst ayrılma bölgesi vektörel gösterim .....                            | 59 |

|                      |                                                                                                                                                                                      |    |
|----------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 5.13 :</b>  | Zamandan bağımsız analize ait hız vektörlerinin gösterimi .....                                                                                                                      | 59 |
| <b>Şekil 5.14 :</b>  | Anlık olarak silindir izinde kalan bölgedeki girdaplılık şiddet yapısını temsil eden gürültü kaynak gücü değerlerinin dB cinsinden gösterimi..                                       | 59 |
| <b>Şekil 5.15 :</b>  | V2 çözüm ağ yapısına ait analiz sonuçlarından elde edilen direnç katsayısının deneysel ve diğer nümerik çalışmalarla karşılaştırması (Cox, Brentner, & Younis, 1997) .....           | 60 |
| <b>Şekil 5.16. :</b> | Dokümanda yer alan hesaplama sonuçlarını ve deneysel veriyi gösteren ses basıncı düzeyi grafiği (Cox, Brentner, & Younis, 1997).....                                                 | 61 |
| <b>Şekil 5.17 :</b>  | Yapılan nümerik hesaplamalar sonucunda elde edilen ses basıncı düzeyi grafiği (referans ses basıncı: 20 µPa) .....                                                                   | 61 |
| <b>Şekil 5.18 :</b>  | Üstte $Re=5 \times 10^6$ için referans yayında yer alan sayısal hesaplama sonuçları;altta aynı durum için gerçekleştirilen hesaplama sonuçları (Cox, Brentner, & Younis, 1997) ..... | 62 |
| <b>Şekil 5.19 :</b>  | NACA0012 kesit geometrisi (uzunluk birimi mm) .....                                                                                                                                  | 63 |
| <b>Şekil 5.20 :</b>  | Keskin bitiş kenar yapısı. (uzunluk birimi mm) .....                                                                                                                                 | 63 |
| <b>Şekil 5.21 :</b>  | Yuvarlatılmış bitiş kenar yapıları (uzunluk birimi mm) .....                                                                                                                         | 64 |
| <b>Şekil 5.22 :</b>  | Düz bitiş kenar yapıları (uzunluk birimi mm) .....                                                                                                                                   | 64 |
| <b>Şekil 5.23 :</b>  | Yuvarlatılmış Bitiş Kenarlı foil'e ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa) .....                                                                             | 66 |
| <b>Şekil 5.24 :</b>  | 2 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil'e ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                            | 66 |
| <b>Şekil 5.25 :</b>  | 3 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil'e ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                            | 67 |
| <b>Şekil 5.26 :</b>  | Yuvarlatılmış Bitiş Kenarlı foil'e ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa) .....                                                                           | 67 |
| <b>Şekil 5.27 :</b>  | 2 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                           | 68 |
| <b>Şekil 5.28 :</b>  | 3 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                           | 68 |
| <b>Şekil 5.29 :</b>  | Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için bitiş kenar kalınlıklarının karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                 | 69 |
| <b>Şekil 5.30 :</b>  | Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için bitiş kenar kalınlıklarının SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                           | 69 |
| <b>Şekil 5.31 :</b>  | Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                                   | 70 |
| <b>Şekil 5.32 :</b>  | 2mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                  | 71 |
| <b>Şekil 5.33 :</b>  | 3mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                  | 71 |
| <b>Şekil 5.34 :</b>  | Keskin bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                                                                      | 72 |
| <b>Şekil 5.35 :</b>  | Keskin bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 µPa) .....                                                                                   | 72 |
| <b>Şekil 5.36 :</b>  | Keskin bitiş kenarlı foile ait hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa) .....                                                                         | 73 |
| <b>Şekil 5.37 :</b>  | Keskin bitiş kenarlı ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $0^\circ$ için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                              | 73 |
| <b>Şekil 5.38 :</b>  | Keskin bitiş kenarlı ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $7.3^\circ$ için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 µPa).....                                            | 74 |

|                                                                                                                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 5.39</b> : Düz bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ) .....                                                    | 74 |
| <b>Şekil 5.40</b> : 2 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                   | 75 |
| <b>Şekil 5.41</b> : 3 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                   | 75 |
| <b>Şekil 5.42</b> : Düz bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                                   | 76 |
| <b>Şekil 5.43</b> : 2 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı:20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                  | 76 |
| <b>Şekil 5.44</b> : 3 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                 | 77 |
| <b>Şekil 5.45</b> : Düz bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için bitiş kenar kalınlıkları karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                          | 77 |
| <b>Şekil 5.46</b> : Düz bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için bitiş kenar kalınlıklarının M1 alıcısı için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ )..... | 78 |
| <b>Şekil 5.47</b> : Düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ) .....                        | 78 |
| <b>Şekil 5.48</b> : 2mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....        | 79 |
| <b>Şekil 5.49</b> : 3mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....        | 79 |
| <b>Şekil 5.50</b> : $0^\circ$ için düz, yuvarlatılmış ve keskin bitiş kenarlı foillere ait SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ) .....                  | 80 |
| <b>Şekil 5.51</b> : Keskin bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                             | 81 |
| <b>Şekil 5.52</b> : Keskin bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....                                           | 81 |
| <b>Şekil 5.53</b> : Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ) .....                                     | 82 |
| <b>Şekil 5.54</b> : Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ) .....                                   | 82 |
| <b>Şekil 5.55</b> : Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $0^\circ$ için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....     | 83 |
| <b>Şekil 5.56</b> : Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $7.3^\circ$ için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....   | 83 |
| <b>Şekil 5.57</b> : Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $7.3^\circ$ için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....  | 84 |
| <b>Şekil 5.58</b> : Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait $7.3^\circ$ için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20 $\mu\text{Pa}$ ).....  | 84 |
| <b>Şekil 5.59</b> : Keskin bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 1 $\mu\text{Pa}$ ).....                                              | 85 |
| <b>Şekil 5.60</b> : Keskin bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 1 $\mu\text{Pa}$ ).....                                            | 86 |
| <b>Şekil 5.61</b> : Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $0^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı: 1 $\mu\text{Pa}$ ).....                                       | 86 |
| <b>Şekil 5.62</b> : Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait $7.3^\circ$ için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:1 $\mu\text{Pa}$ ).....                                      | 87 |

|                                                                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 5.63 :</b> Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 0° için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 1 µPa).....    | 87 |
| <b>Şekil 5.64 :</b> Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 7.3° için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 1 µPa).....  | 88 |
| <b>Şekil 5.65 :</b> Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 0° için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 1 µPa).....   | 88 |
| <b>Şekil 5.66 :</b> Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 7.3° için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 1 µPa)..... | 89 |
| <b>Şekil 5.67 :</b> Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 0° için SPL karşılaştırması .....                                 | 89 |
| <b>Şekil 5.68 :</b> Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 7.3° için SPL karşılaştırması .....                               | 90 |
| <b>Şekil 5.69 :</b> Düşük Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 0° için SPL karşılaştırması .....                                | 90 |
| <b>Şekil 5.70 :</b> Düşük Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 7.3° için SPL karşılaştırması .....                              | 91 |
| <b>Şekil 5.71 :</b> Yüksek Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 0° için SPL karşılaştırması .....                               | 91 |
| <b>Şekil 5.72 :</b> Yüksek Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 7.3° için SPL karşılaştırması .....                             | 92 |
| <b>Şekil 5.73 :</b> Akım gürültüsü modeli ses basıncı seviyeleri (referans ses basıncı: 1 µPa) .....                                                        | 93 |
| <b>Şekil 5.74 :</b> Orta Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması.....                                                 | 94 |
| <b>Şekil 5.75 :</b> Düşük Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması.....                                                | 95 |
| <b>Şekil 5.76 :</b> Yüksek Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması.....                                               | 95 |

## İKİ BOYUTLU CİSİMLER ETRAFINDAKİ AKIM GÜRÜLTÜSÜNÜN İNCELENMESİ

### ÖZET

Akışkanlar mekaniğinde korunum yasalarının lineer olmayan davranışlarından dolayı akım gürültüsünün tahmini oldukça zor bir problemdir. Korunum denklemlerindeki lineer olmayan davranışlardan dolayı akım gürültüsünün tahmini de oldukça zordur.

Aeroakustik terimi akış tarafından indüklenen gürültü anlamına gelmektedir. Akışkan problemlerinin matematiksel modellenmesi ve çözümlemesine yönelik çalışmalar dört asır kadar öncesine, fizik alanındaki ilk matematiksel kuramların ortaya konulduğu dönemlere kadar uzanmasına rağmen, akım gürültüsü ile ilgili çalışmalar 1878 yılında Strouhal tarafından silindir etrafında rüzgarın etkisiyle oluşan tonların incelenmesi ile başlamıştır. Şu an hesaplamalı aeroakustik alanında mihenk taşı olarak görülen ilk çalışma ise 1952 yılında Lighthill tarafından yayınlanmıştır.

Havacılık, otomotiv, rüzgar türbini, deniz platformları gibi bir çok alan için iki boyutlu cisimler (foil türü geometriler dahil) etrafındaki akım gürültüsü yakın geçmişte önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Son 20 yıl içerisinde konuyla ilgili çok önemli teorik ve deneysel yöntemler geliştirilmiştir.

Bu çalışmada, NACA 0012 foil yapısı etrafında akım gürültüsü sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanmış, kanat hücum açısı ve kanat çıkış kenar yapısının akım gürültüsü üzerine olan etkileri iki boyutlu olarak incelenmiştir. Ayrıca dairesel silindir etrafında akım gürültüsü yöntem doğrulama aşamasında incelenmiştir. Cisim etrafındaki basınç değişimleri Navier Stokes denklemlerinin nümerik olarak çözülmesi ile elde edilmiş, denklemleri ayrıklaştırma yöntemi olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği alanında yaygın olarak kullanılan Sonlu Hacimler Yöntemi (FVM) kullanılmıştır. Akustik kaynaklar Lighthill analojisinden türetilmiş olan Curle ve Proudman yöntemleri kullanılarak incelenmiş, uzak alan gürültüsü "Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H)" denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Sonlu Hacimler hesaplamaları ticari bir kod olan Star CCM+ yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada NACA 0012 foili test geometrisi olarak seçilmiştir. Foil boyutları ve sınır koşulları karşılaştırma yapılabilmesi için NASA tarafından hazırlanan, NACA 0012 formuna ait deneysel çalışmaların yer aldığı referans dokümanında yer alan boyutlar ve sınır koşulları ele alınmıştır. Foil kort boyu 22.86 cm seçilmiştir. Sonlu Hacim Yöntemi ile gerçekleştirilen hesaplamalarda 2.4 metre çapında O tipi domain (O grid) kullanılmıştır. Başlangıç olarak deneysel veri ile karşılaştırma yapılabilmesi ve hesap yönteminin doğruluğunun gösterilebilmesi için deneysel çalışmalara benzer olarak kanat hücum açısı olarak 7.3 derece, akışkan tipi olarak hava ve akış hızı olarak 71.3 m/s alınmıştır. Çözüm ağı, kanat yapısı üzerinde  $y^+$  değerleri 0.1-1.0 aralığında kalacak şekilde sınır tabaka modellenmesi oluşturularak ve kanat iz bölgesinde kalan alan yaklaşık 1mm boyutlarında tutularak hazırlanmıştır. Üç boyutlu model için toplam eleman sayısı yaklaşık 6 milyon

mertebelerindedir. Hava modeli ideal gaz olarak tanımlanmış, dinamik viskozite değeri  $1.855 \times 10^{-5}$  Pa-s olarak alınmıştır. Referans basınç değeri standart atmosfer basıncı kabul edilen 101325 Pa alınmıştır. Analiz için başlangıç değeri olarak statik basınç 0.0 Pa, statik sıcaklık 300 K, türbülans yoğunluğu 0.01 ve türbülans viskozite oranı 10 olarak alınmıştır. FW-H ile aeroakustik çözümlemesinde kullanılmak üzere referans akışkan yoğunluğu  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , ses hızı ise 340 m/s alınmıştır. Yapılan çalışmada hesaplama modeli olarak RANS denklemleri, türbülans modeli olarak LES modeli "WALE Subgrid Scale" alt modeli ile birlikte kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda ölçüm yapılan 1 kHz - 10 kHz frekans aralığını yakalayabilmek için zamana bağlı analizlerde zaman adımı olarak  $1.10^{-5}$  saniye, toplam analiz süresi 0,025 saniye olarak alınmıştır. Problemin yakınsama durumu incelenerek her bir zaman adımı için iç iterasyon sayısı 15 olarak belirlenmiştir. Viskoz akış, çözüm ağ yapısından dolayı, problem stabilitesi düşünülerek ve hesaplamalı akustik yaklaşımı yapılacağından "implicit" olarak ikinci dereceden yaklaşım ile çözümlenmiştir. Zamana bağlı analiz süresince deneysel çalışmaya benzer şekilde 4 farklı noktada alıcılar tanımlanarak zamana bağlı basınç değişim verisi toplanmıştır. FW-H analizlerinde M1, M2, M5 ve M8 olarak kodlanan alıcıların orjine göre konumları sırası ile: [0.2286 , 1.22 , 0.05715] , [0.2286 , -1.22 , 0.05715] m, [0.8386 , 1.05655 , 0.05715] m,[0.8386 , -1.05655 , 0.05715] m şeklindedir.

Üç boyutlu olarak yapılan analiz sonuçlarından elde edilen gürültü eğrisi incelendiğinde deneysel çalışmadan elde edilen eğri ile benzer karakterde olduğu gözlemlenmiştir. Ancak, eleman sayısının fazla olması, toplam iterasyon sayısının incelenmek istenen frekans aralığına bağlı olarak yüksek olması oldukça pahalı bir çözümün ortaya çıkmasına sebep olmuştur. İncelenmek istenilen parametreler ile oluşturulan analiz matrisinde toplam 34 adet analiz yer almakta olup, üç boyutlu olarak bu kadar çok varyasyonun çözüme kavuşturulması mümkün olmadığından problemin iki boyuta indirgenerek analiz sürelerinin kısaltılması yoluna gidilmiştir. Problemin iki boyuta indirgenmesi ile sadece yüzey üzerinde meydana gelen basınç dalgalanmalarından kaynaklanan monopol ve dipol gürültü kaynaklarını varyasyonlar arasında göreceli olarak inceleme yoluna gidilmesine karar verilmiştir. Hem problemin iki boyuta indirilmesi sebebiyle, hem de düşük Mach sayılarında ve düşük hücum açılarında kuadropole gürültünün baskın olmayışı sebebi ile kuadropole gürültü kaynaklarından gelen gürültü hesaba katılmamıştır.

İki boyutlu analizlere devam edilmeden önce dairesel silindir etrafında İki boyutlu akış çözümlemesi yapılmış, özellikle direnç katsayısının deneysel verilere yakınsama durumları incelenerek grid yapısından bağımsız bir çözüm ağı modeli oluşturulmuştur. İz bölgesi ve girdaplılık yapısı incelenmiş, literatürde yer alan kaynaklar ile basınç, basınç türevleri ve gürültü datası karşılaştırılarak oluşturulan modelin tutarlılığı ortaya konulmuştur. Daha sonra aynı model foil yapısı üzerinde kullanılmıştır. İki boyuta indirgenen Naca 0012 foil yapıları için farklı Re sayısı, farklı açılarda; hava ve su akışkan modellemeleri kullanılarak farklı bitiş kenar yapıları için analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar göreceli olarak karşılaştırılarak bitiş kenar yapısının, Re sayısının ve akış ortamının etkileri incelenmiştir. Analizler 0.09 - 0.4 Mach sayısı aralığında  $5.10^5$  ila  $2.10^6$  aralığında gerçekleştirilmiştir. Akustik çözümlemelerde kullanılmak üzere, hava için referans yoğunluk değeri  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , ses hızı 340 m/s; su için referans yoğunluk değeri  $991 \text{ kg/m}^3$ , ses hızı 1500 m/s olarak alınmıştır. Türbülans modeli olarak SST (Menter) k- $\omega$  seçilmiş, zamana bağlı analizler için başlangıç koşulu olarak zamandan bağımsız çözüm sonuçları kullanılmıştır.

Alıcılardan zamana bağılı olarak toplanan basınç değışim verisi, FFT fonksiyonları ile işlenerek frekans düzleminde incelenmiştir. Frekans - genlik eksenlerinde grafik haline getirilen sonuçlarda basınç dağılımlarının dB olarak incelenebilmesi için genlik fonksiyonu olarak SPL fonksiyonları, frekans fonksiyonu olarak doğrudan 1kHz - 10kHz frekans aralığı, 1/3 Oktav bant aralığı ve Strouhal numarası fonksiyonları kullanılmıştır. Pencere fonksiyonu olarak Hann (Hanning) ve altılı analiz blokları kullanılmıştır. Referans ses basınç değeri hava için  $2.0 \times 10^{-5}$  Pa olarak, su için  $1.0 \times 10^{-6}$  Pa olarak alınmıştır.

Yapılan çalışmalardan elde edilen veriler literatürde yer alan benzer çalışmalarla ve deneyler ile karşılaştırıldığında, tatmin edici sonuçlar elde edilmiştir. Özellikle deney sonuçlarından elde edilen frekansa bağılı ses basıncı düzeyi eğrileri ile gerçekleştirilen sayısal hesaplamalardan elde edilen ses basıncı düzeyi eğrilerinin benzer karakteristiklere sahip olduğu görülmüştür. Ses basıncı seviyelerindeki mertebe farklılıklarının, problemin iki boyuta indirgenmesinin fiziksel olarak bir karşılığı olmadığı, matematiksel bir yaklaşım olduğu düşünüldüğünde ihmal edilebilir olduğu düşünülmüştür. Yapılan bu çalışma neticesinde aynı koşullar altında kanat hücum açısındaki ve kanat bitiş kenar yapısındaki değışimlerin foil yapısının akustik karakteristiğine olan etkileri ortaya konulmuştur.

Sonuçlar incelendiğinde, yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapısına ait bitiş kenar kalınlıklarına göre sonuçlar  $0^\circ$  hücum açısı için karşılaştırıldığında, 3 mm kalınlığa sahip bitiş kenarından daha yüksek gürültü karakteristiği eğrisi elde edilmiştir. Özellikle 1 kHz - 6 kHz aralığı için 3 mm kalınlığında bitiş kenar yapısına sahip foil yapısının daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmüştür. 4 kHz ve üzeri frekanslarda 2 mm bitiş kenar kalınlığına sahip foil yapısının 0.6 mm kalınlığına göre daha baskın olduğu görülmüştür.

$0^\circ$  için keskin bitiş kenar yapısına ve yuvarlatılmış bitiş kenar yapısına ait foil yapıları incelendiğinde, keskin bitiş kenar yapıları foilin genel olarak 0.6 mm ve 2 mm bitiş kenar kalınlıklarına sahip foil yapılarına göre daha baskın karakterde olduğu görülmüştür. Yuvarlatılmış ve düz 3 mm bitiş kenar kalınlığı ile karşılaştırıldığında ise ortaya çıkan tonal gürültünün keskin bitiş kenar yapısı için oluşmadığı görülmüştür.

Düz bitiş kenar yapısına sahip foiller incelendiğinde, yuvarlatılmış kenarlı foil yapısına benzer şekilde 0.6 mm ve 2 mm kenar kalınlıkları için yakın sonuçlar elde edilmiş, 3 mm kalınlık için 5 kHz mertebelerine tonal gürültü oluşumu olduğu görülmüştür.

Su akışkan modeli kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde bitiş kenar yapılarının ve Re sayılarının etkileri daha belirgin olarak ortaya çıkmıştır. Hava içerisinde gerçekleştirilen analizlere oranla ses basıncı seviyesi daha yüksek mertebelerde elde edilmiştir.



# **INVESTIGATION OF FLOW NOISE AROUND TWO-DIMENSIONAL BODIES**

## **SUMMARY**

Due to the non-linear behaviors of the laws of conservation, prediction of flow noise is quite difficult problem.

Aerodynamic noise can be defined as sound generated by aerodynamic forces induced by flows. Although mathematical modeling and solutions to fluid problems gone back to the times of first mathematical and physics theories were proposed four centuries ago, studies of flow noise begun only when Strouhal started to work on tones generated due to wind effect around a cylinder in 1878. Today, the first benchmark study in computational aero acoustic field was published by Lighthill in 1952.

More recently, flow noise around two dimensional geometries used in aerospace, automotive, wind turbine and marine industries, has become very popular research topic. A great number of theoretical and experimental methods has been developed for noise prediction in the last two decades.

In this study, the flow around NACA 0012 foil has been computed by using numerical techniques and effects of angle of attack of the edge and form of the trailing edge on the flow noise have been investigated in two-dimensions. In order to validate this study, the flow noise around a circular cylinder has also been investigated. Pressure fluctuations around the body were obtained by solving Navier Stokes equations numerically and to discretize the equations, Finite Volume Method (FVM), which is widely used in fluid dynamics, has been used. The quadrupole component of sound was investigated by using Curle and Proudman methods which were derived from Lighthill analogy and far field noise was computed by using Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) equations.

In finite volume computations a commercial software STAR CCM+ has been used. A reference study prepared by NASA was taken into consider. The reference publication includes the experimental results of NACA 0012 foil. In order to make comparison, the dimensions of the foils and the boundary conditions have been taken same as the reference publication. Chord length of the foil has been chosen as 22.86cm. O grid with 2.4meter-diameter has been used in FVM calculations. At the beginning analysis were aimed to be done in three-dimensional but the three-dimensional analysis was very expensive to make a parametric study. Therefore, analysis were done in two-dimensional. In three-dimensional analysis, in order to compare with the reference publication, angle of attack has been taken as 7.3 degrees, air was selected as the medium and the velocity of flow has been taken as 71.3 m/s.  $y^+$  values were kept at the range of 0.1-1.0 in order to capture the boundary layer exactly around the foil geometry. In the wake region of foil, mesh dimensions were limited to about 1mm. Approximately 6 million cells have been generated in three-dimensional analysis. In the analysis, air was defined as ideal gas, it's dynamic

viscosity value has been taken as  $1.855 \times 10^{-5}$  Pa-s. Standard atmospheric pressure value 101325 Pa was chosen as reference pressure (absolute pressure). As initial conditions; static pressure was assumed as 0.0Pa, static temperature was assumed as 300K, turbulence intensity was assumed as 0.01 and turbulent/viscosity ratio was assumed as 10. Reference fluid density and speed of sound have been taken as  $1.225 \text{ kg/m}^3$  and 340 m/s, respectively for acoustic computing with FW-H method. In this study RANS modeling for computing, LES model for turbulence modeling with “WALE Subgrid-Scale” sub-model have been preferred. The measurements were held in the range of 1kHz-10kHz frequency in experiments of NASA, to remain at the same interval of frequencies, time step was defined as  $1 \times 10^{-5}$  seconds, total computation time was defined as 0.025 seconds for the analysis. By investigating the convergence of the analysis, inner iteration number was determined as 15 for each time step. Viscous flow was computed implicitly second order approximation to obtain pressure distribution in flow field.

Time dependent pressure fluctuation data of the unsteady analysis has been obtained from 4 points by defining virtual receivers on the same locations with the experiments. In FW-H analysis receivers named as M1, M2, M5 and M8 were positioned at the given distances from the origin: [0.2286 , 1.22 , 0.05715] m, [0.2286 , -1.22 , 0.05715] m, [0.8386 , 1.05655 , 0.05715] m, [0.8386, -1.05655, 0.05715] m respectively.

Same characteristics have been observed in Sound Pressure Level (SPL) curve (spectral shape) of three-dimensional analysis with the spectral shapes of experiment results. However, having high number of mesh cells and total iteration number due to investigated frequency interval caused an expensive solution. Due to the number of parameters, there is thirty-four different cases in total and thus it is impossible to investigate all of this cases in three-dimensional timely. So, third dimension terms were neglected and all of simulations completed in two-dimension.

Before starting two-dimensional analysis around foil, a two-dimensional flow analysis has been realized around a circular cylinder. In this case especially drag coefficients were investigated if they were converged to the experiment results or not and in the light of this information, grid independent solution was obtained. Wake region and vorticity have been investigated.

Same model for circular cylinder has been used for two-dimensional foil analyses. Analyses were done for different Reynolds numbers, different angle of attacks, in different mediums (water or air) and with different trailing edge forms (sharp, flat and circular trailing edges) in two-dimensional. Results have been compared relatively in each category and effects of Reynolds number and trailing edge forms were investigated. Mach number had values in 0.09-0.4 interval and Reynolds number had values between  $5 \cdot 10^5$ - $2 \cdot 10^6$  interval in the analyses. In two-dimensional acoustic computing, same reference values were taken for air and addition to three-dimensional, analyses in water as the fluid were also realized in two-dimensional. Reference density is  $991 \text{ kg/m}^3$  and sound velocity is 1500 m/s for water. SST (Menter) k- $\omega$  turbulence model has been selected as turbulence model and the results of steady analyses were assumed as initial conditions of unsteady analyses.

Unsteady pressure fluctuation data collected from receivers have been transformed by using Fast Fourier Transform (FFT) functions from time domain to frequency domain. FFT is an algorithm to compute the Discrete Fourier Transform (DFT) and its inverse. Fourier analysis converts time or space to frequency and vice versa. Collected data in Pascal (Pa) unit has been converted to decibel (dB) unit by using amplitude function (SPL function). Also following functions used as frequency function: Frequency, 1/3 octave band, Strouhal number functions. As window function Hann (Hanning) function and six analyses blocks have been used. Reference sound pressure has been taken as  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa for air and  $1 \cdot 10^{-6}$  Pa for water.

In signal processing, a window function (also known as an apodization function or tapering function) is a mathematical function that is zero-valued outside of some chosen interval. For instance, a function that is constant inside the interval and zero elsewhere is called a rectangular window, which describes the shape of its graphical representation.

When comparing the results of analyses with similar studies, it can be seen that our results are completely satisfying. Same curve characteristics have been obtained particularly in SPL curves of numerical analyses and experiments of NASA. There is a numerical difference between SPL values with experimental results but this is a reasonable situation due to the negligence of third dimension. In fact, there is no way to model a real flat two-dimensional, physically for acoustics. Two-dimensional approximation is just a mathematical approach to simplify physical behaviors in nature. We can obtain some characteristics of problem and we can consider results relatively each other with two-dimensional approach. For a final consideration, you should investigate a three-dimensional analysis and you have to do a physical test with your final specimen to obtain accurate results.

As a consequence of this study, effect of trailing edge bluntness and angle of attack parameters with different fluid types have been investigated to see behavior of noise spectral characteristics. Even in the frequency range from 1 to 4 kHz where blunt trailing edge noise dominates. It has also seen that the blunt trailing edge noise peak frequency was independent of the directivity angle.

When comparing effects of thickness on circular trailing edge for  $0^\circ$  angle of attack, highest sound pressure level (SPL) has been observed on 3mm thick circular edge. Particularly frequency range from 1 to 6 kHz more dominant spectral shape has been observed for 3mm thick trailing edge. In higher frequencies than 4 kHz, spectral shape of 2mm thick edge has been dominated to 0.6 mm thick edge.

When comparing effects of shape of the trailing edges, more dominant spectral shape has been observed for sharp trailing edge than circular trailing edges (0.6 mm and 2 mm). In 3 mm thick circular trailing edge, tonal noise region (2.5 kHz) has been observed different than the other trailing edge thicknesses for circular trailing edged foils. No tonal noise region has been occurred for sharp edged foils. In addition, only for 3 mm thick flat trailing edge tonal noise region (5 kHz) has been observed.

In flat trailing edged foils, similar results with circular trailing edged foils have been obtained.

Effects of trailing edges and Reynolds number have been observed more distinctively in the analyses with water as fluid model. Higher sound pressure levels (SPL) have been obtained in water as compared to air.

It is also seen that noise peak frequency and spectral shape of noise are independent of the directivity angle.



## 1. GİRİŞ

Akustik yani ses için yapılmış ilk tanımlama, insan kulağı tarafından algılanabilen havadaki küçük basınç dalgaları şeklinde yapılmıştır. Akustik kavramı yüksek ve alçak frekans olarak inceleme alanlarına ayrılmış ve bu alanlar iki başlık altında toplanmıştır: yüksek frekans için ses üstü (ultrasound) ve alçak frekans için ses ötesi (infrasound). İnsan kulağının işitebildiği frekans aralığı 20 Hz ile 20.000 Hz arasındadır (Hirschberg & Rienstra, 2013). Yüksek ve alçak frekans tanımlamalarında kullanılan limit değerler insanın duyma aralığına referansla belirlenmiştir.

Günümüzde yapısal titreşim de artık akustik alanının bir dalı durumundadır. Gün geçtikçe karşılaşılan problemler gürültünün tahmin edilmesi konusunda çalışma ihtiyacı doğurmuş, yapısal titreşime bağlı gürültü ve aeroakustik gibi araştırma alanlarının gelişmesine aracı olmuştur. Böylece gürültünün tahmini de yakın geçmişte gürültü alanının en önemli araştırma konularından bir tanesi haline gelmiştir.

Akışkanlar dinamiğinin en büyük problemlerinden bir tanesi hareket denklemlerinin lineer olmayışıdır. Dolayısı ile akım gürültüsünün tahmini de oldukça zordur. Bu tip gürültü oluşumu özellikle, hareket denklemlerinin lineer olmayan terimlerinin viskoz terimlere oranının çok yüksek olduğu, yüksek hızlı akışlarda meydana gelir.

Temel akustik kavramı, lineer olmayan etkilerin ihmal edildiği birinci dereceden bir yaklaşım olarak ifade edilebilir. Klasik akustik kavramında gürültünün meydana gelişi sınır değer problemi olarak incelenebilir. Bir hoparlörden çıkan ses veya harmonik olarak hareket eden katı bir yüzeyin oluşturduğu ses, klasik akustik alanındaki gürültü oluşum mekanizmalarına örnek olarak gösterilebilir. Bu çalışmada yapılan akustik incelemede aeroakustik sürecin bir parçası olan türbülans kaynaklı gürültü oluşumuna yer verilmiştir. Türbülans, lineer olmayan taşınım kuvvetlerinin baskın olduğu kaotik bir harekettir. Türbülanslı akışlar için kesin bir saptanabilir tanımlama yapmak mümkün değildir. Türbülans kaynaklı gürültü oluşumunun

hesaplanabildiği Lighthill teoreminde ortaya konulan aeroakustik yaklaşımdaki anahtar düşünce, diferansiyel denklem çözümlerine gitmek yerine integral denklemlerin kullanılmasıdır. Lighthill tarafından oluşturulan analogiyi takip eden çalışmalarda da aynı metot genişletilerek uygulanmaya devam etmiştir. Akış gürültü tahmini için kullanılan FW-H yönteminin de ana prensibi, kontrol yüzeyleri üzerinde akış denklemlerinin çözülmesiyle elde edilen, lineer olmayan basınç değişimlerinin integre edilerek belirlenen uzak noktalarda indükledikleri basınç değişimlerinin hesaplanmasıdır. Bu çalışmada gürültü konusuna akışkanlar dinamiğinin bir parçası olarak değinilmiş, aeroakustik ve hesaplamalı aeroakustik hakkında yapılan araştırmalara, foil ve dairesel silindir etrafında akım gürültüsünün hesaplanmasına yer verilmiştir.

Akım gürültüsünün tahmini, 1970'lerin sonlarından itibaren, gelişen hesaplama yöntemlerinin ve gelişen teknolojik imkanların da etkisiyle, uçak gürültüsü, pervane gürültüsü ve benzeri akışkan içerisinde kuvvet elde etmek için hareket sistemlerin yaygın kullanım alanlarından dolayı çok ilgi çeken bir alan haline gelmiştir.

Akışkanın fiziksel davranışını belirleyen iki temel korunum denkleminde (süreklilik ve momentum) akışkan içerisinde yayılan gürültü dalgalarını tanımlayan lineer homojen akustik dalga denklemi elde edilir.

Süreklilik ve momentum denklemlerinin içerisine tanımlanmış üç farklı aeroakustik gürültü kaynağı vardır. Akustik terimlerle modifiye edilmiş denklemler kullanılarak, akışkan içerisinde yayılan homojen olmayan dalga denklemi elde edilir. Bu üç kaynağın isimleri şu şekildedir, monopol, dipol ve kuadropol kaynaklar.

## **1.1 Tezin Amacı**

Bu çalışmada foil ve dairesel silindir etrafında oluşan akım gürültüsünün tahmin edilmesi, foil için farklı akışkanlar içerisinde bitiş kenar yapısının akım gürültüsü üzerine olan etkilerinin incelenmesi hedeflenmiştir. Yapılan çalışmaların, su altı pervane gürültüsü hesaplamaları için bir başlangıç noktası olması hedeflenmiştir. Bu çalışmanın bir diğer amacı da geleceğe yönelik olarak akustik ve özellikle aeroakustik alanında bir temel ve bilgi birikimi oluşturmaktır.

## **1.2 Hesaplamalı Aeroakustik yöntemlerinin tarihsel gelişimi**

Aeroakustik terimi akış tarafından indüklenen gürültü anlamına gelmektedir. Akışkan problemlerinin matematiksel modellemesi ve çözümlemesine yönelik çalışmalar 4 asır kadar öncesine, fizik alanındaki ilk matematiksel kuramların ortaya konulduğu dönemlere kadar uzanmasına rağmen, akım gürültüsü ile ilgili çalışmalar 1878 yılında Strouhal tarafından silindir etrafında rüzgarın etkisiyle oluşan tonların incelenmesi ile başlamıştır. Strouhal tarafından silindirik teller etrafında yapılan deneyler ardından, salınım yapan akış mekanizmalarını ifade etmek için kullanılan boyutsuz bir sayı olan Strouhal sayısı Çek fizikçinin adını almıştır.

Vincent Strouhal tarafından yapılan çalışmaları Lord Rayleigh tarafından yapılan benzer bir çalışma izlemiştir.

1950'li yıllara kadar akım gürültüsünü meydana getiren akış mekanizmasına dair herhangi bir teori ortaya atılmamıştı. Şu an hesaplamalı aeroakustik alanında mihenk taşı olarak görülen ilk çalışma 1952 yılında Lighthill tarafından yayınlanmıştır. Aerodinamik olarak meydana gelen gürültü "1-Genel Teori" başlıklı yayını Aerodinamik olarak meydana gelen gürültü "2-Gürültü kaynağı olarak türbülans" başlıklı yayın takip etmiştir. Daha sonra Curle 1955 yılında Lighthill Analojisini genişleterek akışkan-cisim etkileşiminden kaynaklanan gürültünün hesaplanmasına yönelik bir model geliştirmiştir. Bunun ardından günümüzde özellikle uzak bölge gürültü hesaplamalarında kullanılan bir yöntem olan, 1969 yılında Ffowcs William & Hawkings Lighthill Analojisi üzerine kurulu olarak, gelişigüzel yüzey hareketlerinden meydana gelen gürültünün hesaplanmasına yönelik FW-H aeroakustik modelini geliştirmişlerdir.

## **1.3 Literatür Araştırması**

Zamandan bağımsız akıştan kaynaklanan gürültünün hesaplanması, en az foil etrafında basınç dağılımını hesaplamaya çalışan aerodinamik araştırmacılarınki kadar, uzun süredir aeroakustik topluluğunun hedefi olmuştur. Akışkan problemlerinin matematiksel modellemesi ve çözümlemesine yönelik çalışmalar dört asır kadar öncesine, fizik alanındaki ilk matematiksel kuramların ortaya konulduğu dönemlere kadar uzanmasına rağmen, akım gürültüsü ile ilgili çalışmalar 1878 yılında Strouhal tarafından silindir etrafında rüzgarın etkisiyle oluşan tonların

incelenmesi ile başlamıştır. Şu an hesaplamalı aeroakustik alanında mihenk taşı olarak görülen ilk çalışma ise 1952 yılında Lighthill tarafından yayınlanmıştır. Aynı yıl Proudman tarafından izotropik türbülans kaynaklı gürültü oluşumunu konu alan bir diğer çalışma yayınlanmıştır. Curle 1955 yılında Lighthill Analojisini genişleterek akışkan-cisim etkileşiminden kaynaklanan gürültünün hesaplanmasına yönelik bir model geliştirmiştir. Hesaplamalı aeroakustik alanında yapılan bu çalışmalara 1969 yılında Ffowcs William & Hawkings tarafından geliştirilen FW-H yöntemi eklenmiştir. Ffowcs William & Hawkings tarafından geliştirilen yöntem de Lighthill Analojisi üzerine kurulu bir model olup, gelişigüzel yüzey hareketlerinden meydana gelen gürültünün hesaplanmasına imkan tanımaktadır. Fuchs & Michalke, 1973 yılında aerodinamik gürültü teorisine giriş başlığıyla o tarihe kadar yayınlanmış yöntemleri inceleyen ve yöntemlerin teorilerini içeren bir doküman yayınlamışlardır. Bu yayında aynı zamanda mevcut yöntemlerin jet türbülans gürültüsü hesap kabiliyetlerinin karşılaştırmasına yer vermişlerdir. C. Morfey 1976 yılında yayınlanan makalesinde, türbülanslı akışlar içerisindeki dalgalanmalardan kaynaklanan uzak alan gürültüsü ve jet gürültüsü için gaz karışımlarının, sıcaklık dağılımının uzak alan gürültüsüne olan etkileri konularına yer vermiştir. 1981 yılında A. Pierce, üniversite lisansüstü dersleri için hazırladığı ders notlarından yola çıkarak ilk versiyonlarını hazırladığı ve daha sonra kitap haline getirilen yayınında, akustik konusunun temel prensiplerine yer vermiş ve literatürde yer alan, kendini kanıtlamış birçok mühendislik disiplini kapsayan ve geleneksel hale gelmiş yöntemleri ve uygulamaları tek bir kitapta toplamıştır. 1989 yılında küçük düzeltmeler ile birlikte yeni bir bölüm, ipuçları ve çözümlü alıştırmalar ile birlikte yeniden düzenlenerek tekrar basılmıştır. 1982 yılında M. V. Dyke tarafından laboratuvar ortamında cisimler etrafında akışların incelemesinin ve akım görüntülerinin yer aldığı "Akışkan hareketinin albümü" isimli kitap raflardaki yerini almıştır. 1988 yılında dördüncü baskısı yapılmıştır. 1985 yılında F. Obermeier'a ait düşük Mach sayılarında viskozitenin aerodinamik gürültü oluşumu üzerindeki etkilerini teorik olarak inceleyen çalışma literatürdeki yerini almıştır. 1989 yılında T. F. Brooks, D. S. Pope ve M. A. Marcolini tarafından gerçekleştirilmiş bir çalışma olan ve referans yayın olarak NASA kütüphanesinde yer alan, foil için akış gürültüsü ve tahmini başlıklı doküman yayınlanmıştır. Doküman, farklı foil yapılarına ait iki boyutlu (kanat ucu kapalı) ve üç boyutlu (kanat ucu serbest) olarak farklı hücum açılarında ve farklı hızlarda gerçekleştirilmiş deneyleri, deney sonuçlarını ve geliştirilen gürültü tahmin

yöntemini içermektedir. 1997 yılında dairesel silindir etrafındaki viskoz akış tarafından meydana gelen gürültünün nümerik olarak hesaplanmasını ve deneysel veriler ile karşılaştırmasını içeren bir çalışma NASA teknik memorandumunda yayınlanmıştır. Yine 1997 yılında M. M. Zdravkovich'e ait dairesel silindir etrafında akış başlıklı çalışmalar 2 cilt olarak yayınlanmıştır. Bu çalışmalarda dairesel silindir etrafında akışı üzerine olan deneysel çalışmalara, teorik modellere ve bilgisayar simülasyonlarına detaylı olarak yer verilmiştir. Çalışma içerisinde diğer cisimler ile karşılaştırıldığında daha fazla geçiş bölgesi içeren dairesel silindir için Reynolds sayısına bağlı akış bölgelerinin tanımlamaları yapılarak dairesel silindir ile ilgili birçok mühendislik disiplini de ilgilendiren farklı konulara yer verilmiştir. 1999 yılında B. Barlas tarafından yapılan doktora çalışmasında sınır tabaka incelemelerine ve geçiş bölgelerine yer verilmiştir. 2000 yılında P. Spalart tarafından yapılan çalışmada türbülans modellemesi için kullanılan matematiksel modellerin karşılaştırmasına ve türbülans modelleme stratejilerine yer verilmiştir. 2002 yılında O. Inoue ve N. Hatakeyama tarafından yapılan çalışmada, düşük Mach sayılarında uniform akış içerisindeki iki boyutlu dairesel silindirler etrafında oluşan gürültünün zamandan bağımsız sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemleri kullanılarak incelenmesine yer verilmiştir. 2004 yılında F.V. Hutheson'un bitiş kenar yapısının ve hücum açısının akış gürültüsüne olan etkilerini incelediği çalışması literatürdeki yerini almıştır. Yine 2004 yılında Eindhoven Teknoloji Üniversitesinden A. Hirschberg ve S.W. Rienstra üniversitede verdikleri ders notlarını derleyerek hazırladıkları notları ve aeroakustik alanındaki araştırmalarını aeroakustiğe giriş başlıklı yayınlarından toplamışlardır ve sürekli güncellemektedirler. 2013 yılında yayınlanan revizyonu bu çalışmada kaynak olarak kullanılmıştır. 2005 yılında M. J. Kingan yapılan aerofoil yapıları tarafından üretilen akış gürültüsü başlıklı doktora tezi çalışmasında deneysel, hesaplamalı ve teorik metotlar kullanılarak yapılan yaklaşımlara yer verilmiştir. 2010 yılında R. P. Hodges tarafından yayınlanan su altı akustiği başlıklı kitapta, su içerisindeki cisimler etrafındaki akıştan kaynaklanan gürültünün, sınır tabaka kalınlığı ve frekansına bağlı ampirik karşılaştırmasına yer verilmiştir. 2012 yılında J. Tell yüksek lisans tez çalışmasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotları kullanarak araç tavan kavisi üzerinde aeroakustik incelemelerde bulunmuştur.



## 2. MATEMATİKSEL MODELLEME

### 2.1 Kütle, Momentum ve Enerji Denklemleri

Akış içerisinde ses oluşumu ve yayılımını hesap etmenin en doğru yolu kütle, momentum ve enerji korunum yasalarının zamandan bağımsız çözümünden geçmektedir.

Akışkan hareketi, süreklilik yaklaşımı ile değerlendirilmektedir. Bunun anlamı, hız ve yoğunluk gibi bileşenlerin konuma ( $x$ ) ve zamana ( $t$ ) bağlı birer fonksiyona sahip olmasıdır. Kütle, momentum ve enerji denklemleri gibi temel denklemlerin sonsuz küçüklükte akışkan hacmine ( $V$ ) uygulanması, temel prensibi oluşturur. Bu en küçük akışkan parçacığına akışkan elemanı adı da verilmektedir. Akışkan elemanının yoğunluğu  $\rho$  alınırsa, basit bir şekilde kütle  $\rho V$  olarak hesaplanabilir. Kütle korunumundan aşağıdaki ifade elde edilir,

$$d(\rho V) = \rho dV + V d\rho = 0 \quad (2.1)$$

yoğunluk değişim oranı,  $v$  hızı ile hareket eden akışkan için incelendiğinde, genleşme oranının eksilisine eşit olduğu görülür.

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = -\frac{1}{V} \frac{DV}{Dt} = -\nabla \cdot v \quad (2.2)$$

Lagrange zaman türevinin Euler zaman türevine bağlı bir ifade olduğu düşünülürse;

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + (v \cdot \nabla) \rho \quad (2.3)$$

Kartezyen koordinat sistemi için  $x = (x_1, x_2, x_3)$  ile bu ifadeyi indis notasyonu kullanarak şu şekilde yazabiliriz:

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2.4)$$

$v_i$  ifadesini açık olarak yazmak gerekirse;

$$v_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = v_1 \frac{\partial \rho}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial \rho}{\partial x_2} + v_3 \frac{\partial \rho}{\partial x_3} \quad (2.5)$$

Einstein notasyonuna göre  $i$  indisi, bu ölü indis üzerinde toplama anlamına gelir. (2.4) denklemi (2.3) içerisine konulduğunda akışkan elemanına kütle korunum yasasını uygulamamızı sağlar.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0, \quad (2.6a)$$

veya

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6b)$$

Bu ifadeye kütle denkleminin korunum formu yani süreklilik denklemi denilmektedir. Kolaylık sağlaması amacıyla bu ifade tek bir  $Q_m$  kaynak kütle terimine indirgenebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = Q_m \quad (2.7)$$

Göresiz (non-relativistic) yaklaşımda kaynak kütle terimi elbette ki sıfır olacaktır, ve prosesin detaylarının ihmal edildiği bir model çerçevesi dahilinde sadece yanma gibi kompleks bir fenomen içerisindeki etkileri göstermek için kullanılır. Bu yüzden,  $Q_m$  kaynak kütle teriminin tanımında bir takım belirsizlikler vardır. Ancak yine de kütlenin kendisini çevreleyen akışkana içerisinde momentuma sahip olup olmadığını, farklı termodinamik duruma sahip olup olmadığını tanımlamamız gerekir.

Göresiz yaklaşıma göre Newton'un ikinci yasasını akışkan parçacığına uygularsak:

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla \cdot \mathbf{P} + \mathbf{f} \quad (2.8)$$

ifadesini elde etmiş oluruz. Burada  $\mathbf{f}$ ,  $-\nabla \cdot \mathbf{P}$  kadar net kuvvetin sonsuz küçük hacim elemanının yüzeyine etki ettiği durumda akışkan kütesine etki eden kuvvet alanının yoğunluğudur. Bu kuvvet, stres tensörü olan  $\mathbf{P}$  ile ifade edilmiştir. (2.7) numaralı ifadede verilen kütle korunum yasasını kaynak kütle terimi olmadan ( $Q_m=0$ ) kullanarak, momentum denklemini korunum formunda aşağıdaki şekilde elde ederiz:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{P} + \rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \mathbf{f} \quad (2.9a)$$

veya

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i v_j}{\partial x_j} = f_i \quad (2.9b)$$

Benzer şekilde Lighthill analojisi ile birlikte Reynolds momentum denklemi temel akışkanlar dinamiği kitaplarında da yer alan haliyle şu şekilde ifade edilebilir:

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} T_{ij} = - \frac{\partial}{\partial x_i} p \quad (2.9c)$$

Burada  $T_{ij}$  ifadesi Lighthill stres tensörünü temsil etmektedir ve aşağıdaki biçimde tanımlanmaktadır:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + P_{ij} - c^2 \rho \delta_{ij} \quad (2.9d)$$

Birçok durum için akışkan parçacığı üzerinde viskoz ve basma gerilmesi ifadeleri ihmal edilebilir ve  $T_{ij}$  terimi basit olarak Reynolds gerilmesi terimine ( $\rho v_i v_j$ ) indirgenebilir. Momentum denkleminin bu formuna Euler momentum denklemi denilmektedir. Momentum denkleminin her iki formu da aşağıdaki şekilde lineerize edilebilmektedir:

$$\rho_0 \frac{\partial v_i}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x_i} p \quad (2.9e)$$

(2.9a) denkleminde verilen ifadede  $P$  tensörünün izotropik kısmı hidrodinamik basınç olan  $p = P_{ii}/3$  terimine karşılık gelmektedir.

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \sigma_{ij} \quad (2.10)$$

Bu ifadede  $i \neq j$   $\delta_{ij} = 0$ ,  $i = j$   $\delta_{ij} = 1$  eşitlikleri geçerlidir. Basit bir akışkan içerisinde  $\sigma_{ij}$  terimi üzerindeki hidrostatik davranıştan sapma, viskozite etkisi anlamına gelmektedir. Basit akışkan,  $\sigma_{ij}$  ifadesinin simetrik olduğu akışkan anlamına gelmektedir (Batchelor, 1976).

Enerji denklemi akışkan elemanına eklendiğinde aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) = -\nabla \cdot q - \nabla \cdot (P \cdot v) + f \cdot v + Q_w \quad (2.11)$$

burada  $e$  birim kütledeki iç enerji,  $v = ||v||$ ,  $q$  ısı akısı ve  $Q_w$  birim hacimdeki ısı üretimini ifade etmektedir. Korunum formunda (2.11) ifadesi aşağıdaki halini alır:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) + \nabla \cdot [\rho v \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right)] = -\nabla \cdot q - \nabla \cdot (P \cdot v) + f \cdot v + Q_w \quad (2.12a)$$

Aynı ifadeyi indis notasyonu ile yazmak istersek;

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho v_i \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right)] = - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} - \frac{\partial P_{ij} v_j}{\partial x_i} + f_i \cdot v_i + Q_w \quad (2.12b)$$

halini alır.

Kütle, momentum ve enerji korunumu yasaları, sadece akış değişkenlerinin türevlerinin tanımlanması durumunda diferansiyel olarak geçerli olurlar. Bu yasalar  $V$  sonlu hacmine uygulandığında şok dalgası gibi süreksizlik olan durumlar için de geçerli olan integral formülasyonlar elde edilir. Normal vektörü  $\mathbf{n}$  olan bir  $S$  yüzeyi ile kapalı, gelişigüzel bir  $V$  hacmi için aşağıdaki ifadeleri elde etmiş oluruz:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho(\mathbf{v} - \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (2.13a)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v}(\mathbf{v} - \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS = - \int_S \mathbf{P} \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \mathbf{f} dV \quad (2.13b)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \left( e + \frac{1}{2} \mathbf{v}^2 \right) dV + \int_S \rho \left( e + \frac{1}{2} \mathbf{v}^2 \right) (\mathbf{v} - \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n} dS = - \int_S \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} dS - \int_S (\mathbf{P} \cdot \mathbf{v}) \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} dV \quad (2.13c)$$

Burada  $\mathbf{U}$  kontrol yüzeyi  $S'$  in hızını vektörel olarak temsil etmektedir. Akışkan parçacığı için  $\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{U} \cdot \mathbf{n}$  eşitliği vardır. Sabit bir kontrol hacmi için  $\mathbf{U} = 0$  olarak alınır.

## 2.2 Bünye Denklemleri

(2.6), (2.9) ve (2.12) numaralı ifadelerle gösterilen kütle, momentum ve enerji denklemleri, denklem sayısından daha fazla bilinmeyen içermektedirler. Denklem takımının çözülebilmesi için korunum denklemleri içerisinde yer alan, ampirik ifadeler ile elde edilen ilave denklemlere ihtiyaç vardır. Bir akışkan parçacığı için akışkanın yerel olarak termodinamik dengede olduğu kabul edilerek çok iyi bir yaklaşım modeli ortaya konmuştur (Kuiken, 1995). Bu bizi homojen akışkan yapısında akışkan durumunu tam olarak ortaya koyabilmek için iki esas değişken tanımlaması yapmaya götürür. Akustik için yoğunluğu ( $\rho$ ) ve entropiyi ( $s$ ) değişken olarak tanımlamak uygun olur. Diğer bütün esas durum değişkenleri  $\rho$  ve  $s$  nin birer fonksiyonudur. Bu nedenle spesifik enerji olan  $e$  tamamen aşağıdaki ilişki ile tanımlanır:

$$e = e(\rho, s) \quad (2.14)$$

Bu ilişkiye termal hal denklemi adı verilir. Bu denklem ampirik olarak tanımlanmıştır.  $e$  teriminin farklı varyasyonları aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$de = \left( \frac{\partial e}{\partial \rho} \right)_s d\rho + \left( \frac{\partial e}{\partial s} \right)_\rho ds \quad (2.15)$$

Termodinamiğin ana denklemleri ile karşılaştırıldığında,

$$de = Tds - pd\rho^{-1} \quad (2.16)$$

ifadesi bize  $T$  sıcaklığı ve  $p$  basıncı için termodinamik denklemleri verir:

$$T = \left( \frac{\partial e}{\partial s} \right)_\rho \quad (2.17)$$

ve

$$p = \rho^2 \left( \frac{\partial e}{\partial \rho} \right)_s \quad (2.18)$$

$p$  basınç ifadesi için  $\rho$  ve  $s$ 'ye bağlı bir fonksiyon da bulunmaktadır:

$$dp = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s d\rho + \left( \frac{\partial p}{\partial s} \right)_\rho ds \quad (2.19)$$

Ses, izantropik ( $ds=0$ ) basınç-yoğunluk pertürbasyonları olarak tanımlanabildiği gibi ses hızı  $c(\rho,s)$  aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$c = \sqrt{\left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s} \quad (2.20)$$

Pierce tarafından hava ve su içerisinde ses hızı ile ilgili bir tanımlama yapılmıştır ve günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır (Pierce, 1981). Bir çok uygulamada akışkan olarak çevre şartlarındaki hava kullanılmaktadır. Bu koşullar altında ideal gaz kanunları kabul edilebilir. İdeal gaz için aşağıdaki bağıntı kullanılmaktadır:

$$p = \rho RT \quad (2.21)$$

Burada  $R$  gaz sabitidir.  $R$  gaz sabiti  $R=k_B/m_w$  ile ifade edilmektedir.  $k_B$  terimi Boltzman sabitini,  $m_w$  ise molekül ağırlığını temsil etmektedir. Tanım olarak, ideal gaz için enerji yoğunluğu sadece  $T$  sıcaklığına bağlıdır ( $e=e(T)$ ). Bu tanımlamalar ile aşağıdaki ifade elde edilebilir:

$$c = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\gamma R T} \quad (2.22)$$

Burada  $\gamma=c_p/c_v$  spesifik ısı kapasiteleri için Poisson oranını temsil etmektedir. Basınç ve hacim sabitleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$c_p = \left( \frac{\partial e}{\partial T} \right)_p \quad (2.23)$$

$$c_v = \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_p \quad (2.24)$$

Yukarıdaki ifadelerde yer alan  $i$ , birim kütle için entalpiyi ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$i = e + \frac{p}{\rho} \quad (2.25)$$

İdeal gaz için  $c_p-c_v=R$  eşitliği geçerlidir. Sabit spesifik sıcaklıklara sahip olan ideal gazlara mükemmel gaz adı verilmektedir.

Lokal termodinamik dengeyi düşündüğümüz zaman, akış durum değişkenleri taşınım sürecinin lineer fonksiyonlar tarafından ifade edilmesi kabul edilebilir bir varsayımdır (Kuiken, 1995) (Schlichting, 1968). Bu yaklaşım Newtonian akış davranışını temsil etmektedir ve aşağıdaki formülasyon ile ifade edilebilir:

$$\sigma_{ij} = 2\eta(D_{ij} - \frac{1}{3}D_{kk}\delta_{ij}) \quad (2.26)$$

Burada  $D_{ij}$  şekil değiştirme tensörünü temsil etmektedir ve aşağıdaki biçimde ifade edilir:

$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.27)$$

$D_{kk}=\nabla.v$  ifadesi, genişleme etkisinin hesaba katılmasını sağlar. Termodinamik denge durumunda, Stokes hipotezine göre, kütle viskozitesi  $\mu'$  nin ortadan kaybolduğuna dair bir kabul vardır. Dinamik viskozite olan  $\eta$ , akışkanın termodinamik durum fonksiyonudur. İdeal gaz için  $\eta$  sadece bir sıcaklık fonksiyonu halini alır. Kütle

viskozitesinin yok olması kabulü başlangıç olarak çok iyi bir yaklaşım olsa da, gürültü gibi büyük mesafelere yayılım söz konusu olan uygulamalarda önemli etkileri olduğu gözlemlenmiştir (Pierce, 1981). Lokal termodinamik dengedeki bu sapma, moleküllerin havadaki rotasyonel serbestlik derecelerinin sonlu gevşeme zamanlarından kaynaklanmaktadır. Benzer bir yaklaşım olan ısı akısı ( $q$ ) da bir Fourier yasasıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$q_i = -K \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.28)$$

Burada  $K$  ısı iletkenliği terimidir. İdeal gaz için,  $K$  sadece sıcaklığın bir fonksiyonudur. Bu ifadeyi kinematik viskozite ( $\nu$ ) ve ısı yayılımına ( $a$ ) indirgemek mümkündür.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.29)$$

$$a = \frac{K}{\rho c_p} \quad (2.30)$$

Kinematik viskozite ve ısı yayılımı, momentum ve ısı transferi için yayılım katsayılarını temsil etmektedir. İdeal gaz için her iki transfer sürecinde de aynı moleküler hız ve benzer serbest molekül rotası için tanımlanırlar. Bu durum Prandtl sayısının ( $Pr = \nu/a$ ) teklik mertebesini bize açıklar. Hava için çevre şartlarında Prandtl sayısı,  $Pr=0.72$  olarak verilmektedir.

### 2.3 Yaklaşımlar ve Temel Denklemlerin Alternatif Formları

(2.12) denklemi ile ifade edilen enerji denklemini alırsak ve (2.16) denklemi ile ifade edilen termodinamik kanunu uygularsak entropi için bir ifade türetebiliriz:

$$\rho T \frac{Ds}{Dt} = -\nabla \cdot q + \sigma : \nabla v + Q_v \quad (2.31)$$

Eğer ısı transferi ve viskoz dağılım ihmal edilirse ve herhangi bir ısı kaynağı yoksa, entropi denklemi aşağıdaki ifadeye indirgenmiş olur:

$$\frac{Ds}{Dt} = 0 \quad (2.32)$$

Böylece akışkan parçacığı sabit kalır ve akış izentropik hale gelir. Uniform entropi dağılımı söz konusu olduğunda akış homentropik olarak adlandırılır ve  $\nabla s = 0$  olur.

Entropi kaynağı olmadığı durumda, ses oluşumu baskın olarak Reynolds gerilimi değişimlerinden  $(\rho v_i v_j)$  meydana gelmektedir. Ses genellikle (2.9) denklemi ile ifade edilen momentum denklemindeki  $|\partial \rho v_i v_j / \partial x_j|$  ifadesinin  $|\partial \sigma_{ij} / \partial x_j|$  ifadesi ile karşılaştırıldığında, büyük olması durumunda oluşmaktadır. Her iki gradyenin de hızın  $U_0$  (Ana akış hızı) ile ölçeklendirildiği durumda aynı  $D$  uzunluğunda ölçeklendirildiğini varsayarsak şu ifadeyi buluruz:  $Re = U_0 D / \nu \gg 1$  (Re: Reynolds sayısı). Bu durumda yayılımın duvara yakın bölgedeki ince sınır tabakalar ile limitli olduğu ve zaman ölçeğinde  $U_0 / D$  derecesi için akış hacminin izentropik olarak değerlendirilebileceği gösterilebilir. Aeroakustik alanında bu konu uzun zamandır araştırma konusudur ve bir çok yayında yer bulmuştur (Morfey, 1976) (Obermeier, 1985) (Verzicco, Iafrati, Riccardi, & Fatica, 1997). Türbülanslı bir akış, dissipatif özelliktedir. Zaman ölçeğinde ses oluşumu ile ilgili yayılım duvar üzerindeki viskoz sınır tabakanın dışında ihmal edilebilir (Morfey, 1976). Genellikle ısı transferinin duvar üzerindeki ince sınır tabakalarla limitli olduğu ve akış hacminin özünde izotermal olduğu kabul edilir. Eğer entropi dağılımı akış içerisinde uniform değil ise, ısı yayılımındaki homojen olmaya davranışlar önemli bir ses kaynağı oluştururlar.

Sürtünmesiz akışta (2.9) denklemi ile ifade edilen momentum denklemi Euler denklemine indirgenmiş olur:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + f \quad (2.33)$$

(2.25) denklemi ile ifade edilen entalpi tanımlamasını kullanarak:  $i = e + p/\rho$  ifadesi (2.16) numaralı temel denklem ile birleştirilirse:  $Tds = de + pd(1/\rho)$  ifadesi (2.34) denklemiyle ifade edilebilir:

$$\frac{Dv}{Dt} = -\nabla i + T\nabla s + \frac{f}{\rho} \quad (2.34)$$

Hız vektörünün zamana bağlı maddesel türevi olan  $Dv/Dt$ , zamana bağlı olan  $\partial/\partial t$ , akım hatları yönündeki ivmelenme olan  $\nabla(1/2v^2)$  ve akışkanın rotasyonundan kaynaklı  $(\omega = \nabla \times v)$  Coriolis ivmesi terimlerinden oluşur. Aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \left( \frac{1}{2} v^2 \right) + \vec{\omega} \times \vec{v}. \quad (2.35)$$

(2.34) ve (2.35) numaralı denklemleri (2.33) numaralı ifadede verilen Euler denklemi içerisinde toplarsak:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla B = -\vec{\omega} \times \vec{v} + T \nabla s + \frac{f}{\rho} \quad (2.36)$$

Burada toplam entalpi Bernoulli sabiti  $B$  ile gösterilmiştir ve aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$B = i + \frac{1}{2} v^2. \quad (2.37)$$

Genel olarak hız vektörü, skalar potansiyel  $\phi$  bileşeni ve vektörel akım fonksiyonu  $\psi$  bileşeninden oluşmaktadır:

$$\vec{v} = \nabla \phi + \nabla \times \vec{\psi} \quad (2.38)$$

Bu ifadede yer alan belirsizliği giderebilmek için bir takım ek koşullara ihtiyaç duyulmaktadır.  $\nabla \cdot \vec{\psi} = 0$  ifadesi bu ek koşullara bir örnek olarak verilebilir. Problemlerin bir çoğunda bu belirsizlik sınır koşullarına  $\phi$  ve  $\psi$  ifadelerinin empoze edilmesi ile ortadan kaldırılır.  $\nabla \cdot (\nabla \times \vec{\psi}) = 0$  ifadesi skalar potansiyel  $\phi$  fonksiyonunun genişleme oranı ile bağıntılı olmasını sağlar:

$$\nabla \cdot \vec{v} = \nabla^2 \phi \quad (2.39)$$

$\nabla \times \nabla \phi = 0$  ifadesi vektörel akım fonksiyonunun girdaplılık ile bağıntılı olmasını sağlar:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{v} = \nabla \times (\nabla \times \vec{\psi}) \quad (2.40)$$

Bu bağımsız değişken, potansiyel hız alanının zamandan bağımsız bileşeninin gürültü alanı için bir tanımlama oluşturmasına olanak sağlar.

Homentropik potansiyel akım için ( $\nabla s = 0$  ve  $\vec{v} = \nabla \phi$  olduğu durum) dış kuvvetler olmadığı durumda, (2.33) numaralı denklemde verilen momentum denklemi Bernoulli denklemini elde etmek için integre edilebilir:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + B = g(t) \quad (2.41)$$

Burada  $g(t)$  fonksiyonu potansiyel  $\phi$  fonksiyonu içerisine herhangi bir kayıp olmadan yerleştirilebilir.

Girdap gürültüsü teorisinde, referans akış (gürültü alanı) potansiyel akışın zamandan bağımsız bileşenine karşılık gelir, gerçek akış ve potansiyel akış arasındaki fark gürültü kaynağını meydana getirir. Bu yüzden gürültü kaynakları doğrudan girdaplılık ile bağlantılıdır. Homotropik akış içerisinde yoğunluk ifadesi sadece basınç teriminin bir fonksiyonudur ( $\rho = \rho(p)$ ). Bu ifadeyi kullanarak Euler denklemi içerisinde yer alan basınç terimi çıkartılabilir ve girdaplılık (2.42) denklemi ile ifade edilir.

$$\frac{D\vec{\omega}}{Dt} = \vec{\omega} \cdot \nabla \vec{v} - \vec{\omega} \nabla \cdot \vec{v} + \nabla \times \left( \frac{f}{\rho} \right). \quad (2.42)$$

Dış kuvvetlerin olmayışı denklemi tamamen kinematik bir denklem haline getirmektedir. Bu denklemi girdaplılık eşitliği ( $\vec{\omega} = \nabla \times \vec{v}$ ) ile birlikte çözdüğümüzde hız alanını elde etmiş oluruz. Bu yaklaşım iki boyutlu düzlemsel akış üzerinde daha efektif sonuç vermektedir. Düzlemsel iki boyutlu akışta hız vektörünün üçüncü bileşeni sıfır olarak alınır [ $\vec{v} = (v_1(x_1, x_2), v_2(x_1, x_2), 0)$ ]. Bu durumda girdaplılık fonksiyonuna ait maddesel türev ifadesinin üçüncü bileşeni de sıfıra eşitlenerek  $D\omega_3 / Dt = 0$  haline indirgenmiş olur. Bu tür akışlar keskin kenarlar etrafındaki girdaplılık davranışını daha yakından inceleme imkanı sağlar.

Viskozitenin olmadığı varsayımı, bize matematiksel olarak tekil çözümü olmayan bir takım denklemler ve sınır koşulları verir. Eğer sisteme içerisinde girdaplılık olmayan ampirik olarak gözlemlenmiş koşullar eklenirse tekrar tekil bir çözüm elde edilebilir. Bu yöntem keskin kenarlar yakınında kesin sonuç vermemektedir. Reynolds sayısına, boyutsuz frekans ve genliğe bağlı olarak keskin kenarlar üzerinden çok sayıda girdaplılık meydana gelir. Yeteri kadar yüksek Reynolds sayısında ve yeteri kadar düşük frekans ve genlikte oluşan girdaplılık, kenar etrafındaki potansiyel akış için tekiliği ortadan kaldırmaya yetmektedir. Bu durum Kutta koşulu olarak adlandırılmaktadır (Kuethe & Chow, 1998), (Landau & Lifshitz, 1987).

Akış sıkıştırılmaz akışa yaklaştığı zaman (akustik dalgalarda olduğu gibi), entalpi ifadesine aşağıdaki yaklaşımı yapabiliriz:

$$i = \int \frac{dp}{\rho} \cong \frac{p}{\rho_0}. \quad (2.43)$$

Bu koşullar altında Bernoulli denklemi şu hale indirgenmiş olur:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} v^2 + \frac{p}{\rho_0} = 0 \quad (2.44)$$

Düzgün bir durgun ortamda yayılan akustik dalgaları incelerken, kuadratik olarak küçük olan  $\frac{1}{2} v^2$  ifadesini ihmal edebiliriz. Bu da bize lineerleştirilmiş Bernoulli denklemini verir:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{p}{\rho_0} = 0. \quad (2.45)$$

## 2.4 Lineer Akustik Dalga Denklemi

Lineer akustik dalga denklemi, izentropik basınç dalgalanma hareketlerini (akustik dalgalar) akışkan içerisinde çözmeye yarar ve akustik enerji kaynağı bulunan her ortamda geçerlidir.

Lineerize edilmiş momentum denkleminin uzaysal türevi ve lineerize edilmiş süreklilik denkleminin zamana göre türevi alınır ve sırasıyla aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho_0 \frac{\partial v_i}{\partial t} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} p = 0 \quad (2.46a)$$

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho_0 \frac{\partial v_i}{\partial t} \right) = 0 \quad (2.46b)$$

Bu iki ifadeyi birbirine eşitleyerek ve lineerize edilmiş hal denklemini kullanarak yoğunluk değişimlerini basınç değişimlerine dönüştürmek mümkün olur, bu da bize lineer akustik dalga denklemini verir:

$$\frac{\partial^2}{\partial x_i^2} p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} p = 0 \quad (2.47)$$

## 2.5 Türbülans Modellemesi

Günümüzde hala akış içerisindeki türbülansın matematiksel olarak modellenmesi en büyük fenomenlerden biri durumundadır. Olayın karmaşıklığı, hidrodinamik ve

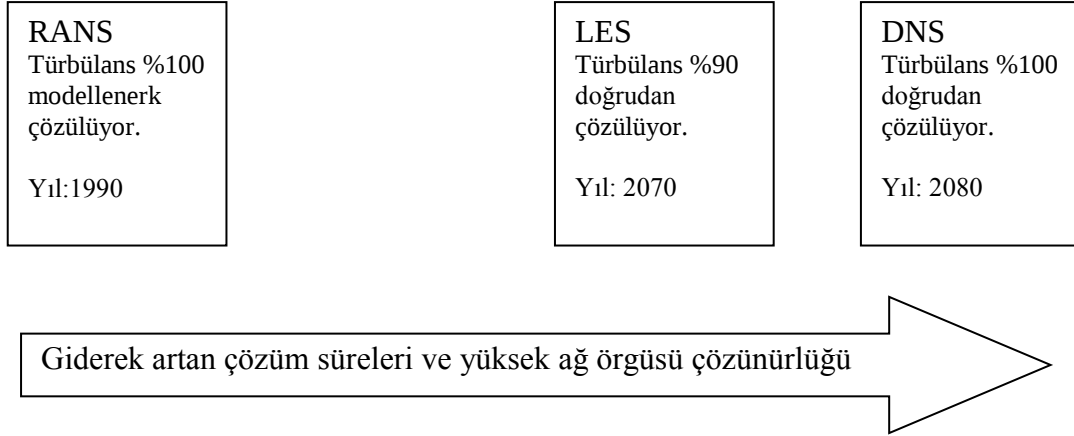
dinamik ses teorileri üzerine yayınları bulunan İngiliz matematikçi Horace Lamb tarafından 1932 yılında şu sözler ile ifade edilmiştir:

*Ben artık yaşlı bir insanım. Öldüğüm ve cennete gittiğim zaman aydınlanmayı umduğum iki problem olacak. Bunlardan biri, kuantum elektrodinamiği ve diğeri ise akışkanın türbülans hareketi. Öncesi hakkında oldukça iyimserim.*

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akış içerisinde türbülans çözümlemesi yapabilmek için bir takım türbülans modellemelerine ihtiyaç vardır. Türbülans etkilerini ortaya koyabilmek amacıyla geliştirilmiş bir çok yöntem vardır ve bu yöntemlerden her biri probleme göre değişkenlik gösteren güçlü ve zayıf yönlere sahiptir. Türbülans, düzenli/düzensiz hız değişimlerinden meydana gelen girdap yapılarının oluşturduğu zamana bağlı üç boyutlu harekettir. Meydana gelen girdaplar büyük ölçekli ve küçük ölçekli olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği içerisinde kullanılan türbülans modellemeleri ile üç farklı yol seçmek mümkündür. Bunlardan ilki girdap yapılarının doğrudan matematiksel olarak çözülmeyip yaklaşım fonksiyonları kullanarak çözüme ulaşma, ikinci yöntem olarak sadece büyük ölçekli girdap yapılarının doğrudan matematiksel çözümlemesini yapma ve üçüncü olarak da büyük ve küçük ölçekli girdap yapılarının matematiksel olarak çözülmesi şeklinde sıralanabilir. Girdap yapıları için büyük/küçük ölçek kavramlarının kullanılma sebebi farklı fiziksel davranışlara ve farklı modellemelere ihtiyaç duymalarından kaynaklanmaktadır. Büyük ölçekli girdap yapıları viskoz etkiler ihmal edilerek hız gradyeninin çözülmesi ile elde edilebilirken, küçük ölçekli girdap yapılarını çözmek için moleküler boyutta viskoz etkileri de göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Temelde enerji akışının çözülebilmesi ile ilgili olan bu geçiş aşağıdaki diyagram ile özetlenebilir:



duymaktadır ve bu da oldukça pahalı bir çözüm modeli ortaya koyar. P.R. Spalart tarafından 2000 yılında türbülans modelleme stratejileri ile ilgili yayınladığı makalesinde öngördüğü pratik olarak uygulanabilirlik tarihleri ile birlikte modelleme yöntemlerini özet olarak şu şekilde sıralamıştır (Spalart, 2000):



Fiziksel bir türbülanslı akımın bütün ayrıntıları için günümüzde genel bir analiz yöntemi geliştirmenin (çözüm maliyeti açısından) henüz mümkün olmadığı söylenebilir. Bütünüyle bir simülasyonun hesaplama maliyeti  $Re^3$  ile değişmektedir. Bu sebeple yüksek  $Re$  sayısına sahip akışlar için yüksek çözüm maliyetleri karşımıza çıkmaktadır.

Akım gürültüsü tahmini için yapılan üç boyutlu HAD hesaplamalarında özellikle geniş bir türbülans alanı ve yoğun türbülanslı bir iz bölgesi söz konusu ise (yüksek hücum açılı foil çözümleri, açıklık veya çıkıntı yapıları etrafındaki akış gibi) LES türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Sınır tabaka içerisindeki, yüzeye yakın bölgelerden kaynaklanan gürültü tahmini için URANS modellemeleri de kullanılmakta ve tonal gürültü tahmini / pik frekansları yakalayabilme konusunda efektif çözümler sunabilmektedir. Bu çalışmada problem iki boyutlu olarak incelendiğinden dolayı LES modeli kullanılamamış, URANS ile birlikte  $k-\omega$  türbülans modellemesi analizlerde kullanılmıştır.

### 2.5.1 Ses kaynağı olarak türbülans

Akışkan içerisinde katı bir cisim veya yüzey tarafından aeroakustik gürültü oluşumu ilk olarak Lighthill tarafından tanımlanmıştır (Lighthill, 1952) (Lighthill, 1954).

Lighthill çalışmasında viskozitenin etkilerini de hesaba katan Reynolds'un lineer olmayan momentum denklemini, ısı iletimini ve Reynolds stres ifadelerini alarak homojen olmayan dalga denklemi türetmiştir. Türetilen bu homojen olmayan dalga denklemi ifadesi ile (2.48 numaralı ifade) herhangi bir  $x$  noktasında ve  $t$  anındaki akustik basınç ( $p$ ) terimini bulmak mümkündür.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} p - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} p = - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij} \quad (2.48)$$

Akışkan için viskoz ve basma gerilmesinin ihmal edersek,  $T_{ij}$  stres tensörü yaklaşık olarak Reynolds stres terimine ( $\rho v_i v_j$ ) eşit duruma gelir. Bu durumda bir hacime yayılmış türbülans tarafından indüklenen gürültü aşağıdaki ifade ile elde edilebilir:

$$p(\vec{x}, t) = - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V T_{ij}(\vec{y}, t - r/c_0) \frac{dV(\vec{y})}{4\pi|\vec{x} - \vec{y}|} \quad (2.49)$$

Frekans düzleminde türbülans bölgesinden yayılan gürültü aşağıda verilen modifiye edilmiş Helmholtz integral denklemi ile elde edilebilir:

$$p(\vec{x}, \omega) = \int_S \left\{ G(\vec{x}, \vec{y}, \omega) \frac{\partial}{\partial n} p(\vec{y}, \omega) - p(\vec{x}, \vec{y}, \omega) \frac{\partial}{\partial n} G(\vec{x}, \vec{y}, \omega) \right\} dS(\vec{y}) + p_i(\vec{x}, \omega) \quad (2.50)$$

Burada  $G(\vec{x}, \vec{y}, \omega)$  fonksiyonu açık alan Green fonksiyonudur ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$G(\vec{x}, \vec{y}, \omega) = \frac{e^{jkr}}{4\pi r}, r = |\vec{x} - \vec{y}| \quad (2.51)$$

(2.50) numaralı denklemde tanımlanmış integral denklem, Helmholtz denklemine ek olarak tanımlanmış bir kaynak terimin ilave edilmesiyle elde edilmiştir.

## 2.6 Sınır Tabaka Modellemesi

Özellikle viskoz alt tabakada gerçekleşen girdap yapılarından kaynaklı akım gürültüsü tahmini için iyi bir sınır tabaka modellemesine ihtiyaç vardır. Viskoz alt tabaka için  $y^+$  sınırları 0.0 - 5.0 aralığındadır.  $y^+$  değerlerine bağlı duvara en yakın hücre kalınlığı (2.52a) denklemi kullanılarak hesaplanabilir (White, 2006):

$$\Delta s = y^+ \mu U_f \rho \quad (2.52a)$$

$$U_f = \tau_w \rho \quad (2.52b)$$

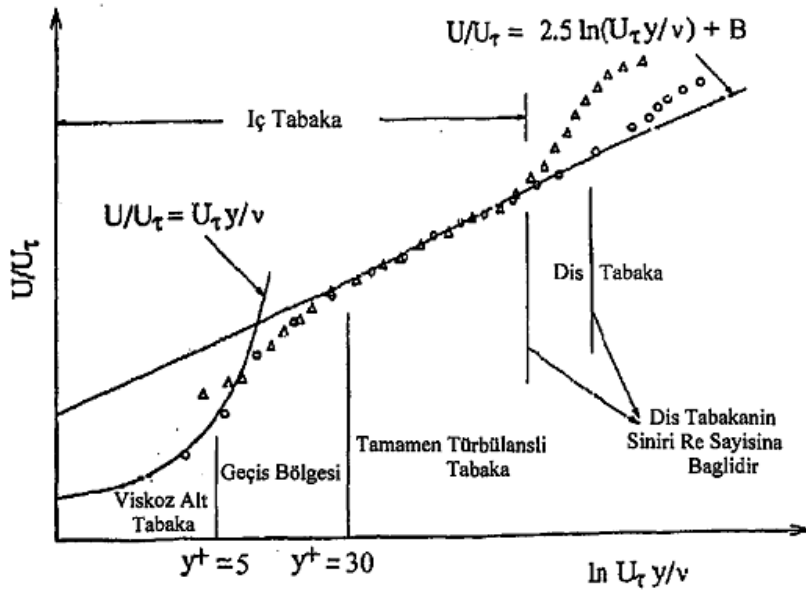
$$\tau_w = c_f \rho \frac{U_\infty^2}{2} \quad (2.52c)$$

$$C_f = [2 \log_{10} (Re_x) - 0.65]^{-2.3} \quad (2.52d)$$

$$Re_x = \frac{\rho U_\infty L}{\mu} \quad (2.52e)$$

Burada L: referans uzunluk (m),  $y^+$ : hedeflenen  $y^+$  değeri,  $\Delta s$ : hücre kalınlığı (m) terimlerini ifade etmektedir.

Düz bir levha üzerindeki türbülanslı akışa ait boyutsuz hız profili Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.2 : Türbülanslı akıma ait boyutsuz hız dağılımı (Barlas, 1999).

Düz bir levha üzerindeki akışın gösterdiği davranış literatürde duvar kanunu olarak yer almaktadır. Duvar kanunu içerisinde yatan temel kural, akış ve geometrik değişkenlerin duvar kayma gerilmesi ( $\tau_w$ ) ile yeniden normalize edilmesidir. Bu şekilde ölçeklendirilmiş değişkenler + üst indisiyle gösterilmektedir. Ortalama duvar sürtünme hızı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\bar{U}_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.53)$$

ve bu tanımlama ile aşağıdaki denklemleri elde edebiliriz:

$$y^+ = \frac{\bar{U}_\tau d_w}{\nu}, \bar{U}^+ = \frac{\bar{U}}{\bar{U}_\tau}. \quad (2.54)$$

### 3. AKIM GÜRÜLTÜSÜ TEORİSİ

#### 3.1 Temel Akustik Kavramlar

Fiziksel kavram olarak ses, gazların, sıvıların veya elastik katıların mekanik olarak titreşmesidir. Yani ses bir çeşit mekanik enerjidir. Partiküllerin denge konumları etrafında titremesi ile meydana gelir. Biyolojik olarak ses atmosferde meydana gelen kulağımız tarafından algılanabilen periyodik basınç değişimleridir. Kısaca akustik alanı akışta meydana gelen küçük düzensizliklerle ilgilenir. Bu tanımlama bize korunum kanunlarını ve temel denklemleri lineerize etme imkanı sağlar.

Akustığın ana odak noktası insan kulağı tarafından algılanabilen dalgalar halinde yayılan düzensiz basınç değişimlerini inceleme üzerinedir. İnsan kulağı 20 Hz ile 20 kHz aralığında değişen basınç dalgalarını yakalayabilmektedir (Hirschberg & Rienstra, 2013).

Ses dalgasının frekansı, boyu, periyodu ve hızı bulunmaktadır. Bir saniyede titreşim sayısına (bir saniyede geçen dalga tepesi sayısı da diyebiliriz) sesin frekansı denir. Frekansın birimi Hertz (Hz)'dir. Dalga boyu, ses dalgasını oluşturan dalganın boyudur. İki dalga tepesi veya iki dalga çukuru arasındaki mesafe olarak değerlendirilebilir.

Ses basıncı bir noktadaki basınç dalgalanmasıdır. Anlık ses basıncının toplam basınç içerisindeki zamana bağlı ifadesi aşağıdaki şekilde verilmektedir:

$$p_{top}(t) = p(t) + p_{statik}(t) \quad (3.1)$$

Burada eşitliğin sağ tarafındaki her iki terim de zamana bağlı birer fonksiyondur ancak statik basınç üzerindeki değişimler çok daha yavaştır. Bu yüzden genellikle sabit olarak kabul edilmektedir. Efektif ses basıncı için zamana bağlı basınç dasetasının karekök ortalaması (RMS) alınarak elde edilir. Hava içerisinde ses hızı,  $c$ , ortam yoğunluğuna bağlı olarak aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma p_{statik}}{\rho_{statik}}} \quad (3.2)$$

Burada  $p_{statik}$  statik basınç değerini,  $\rho_{statik}$  ortalama yoğunluk değerini ve  $\gamma$  ısı sığası oranını ifade etmektedir. Hava için basit olarak sıcaklığa ( $t$  °C) bağlı olarak ses hızı fonksiyonu aşağıdaki bağıntı ile ifade edilebilir:

$$c = 331.4 + 0.607 * t \quad (3.3)$$

Ses hızı genellikle deniz seviyesinde 15°C için 340 m/s. Sesin su altında yayılımı sıcaklık, tuzluluk ve derinliğe göre değişkenlik göstermektedir. Su altında ses hızı havadakinin 4.3 ila 4.4 katı kadar değere sahiptir. Ses hızı su altı için yaklaşık 1500 m/s olarak kabul edilir. Anlık hızın referans ses hızına oranı boyutsuz bir katsayı olan Mach sayısı ile ifade edilmektedir:

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (3.4)$$

Mach sayısının 1'den büyük olduğu durumlar ses üstü akış olarak tanımlanmaktadır. Ses üstü akışlar akustik araştırma alanı için akım gürültüsüne benzer şekilde lineer olmayan durum olarak sınıflandırılabilir.

Ses basınç düzeyi (SPL) insanların duyduğu düzeyi tanımlar ve dB birimi kullanılarak ölçülendirilir. Aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$SPL = 20 \log_{10} \left( \frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right) = 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

(3.4) numaralı ifadede kullanılan referans basınç değeri hava için  $2 \times 10^{-5}$  Pa olarak, diğer ortamlar için  $10^{-6}$  Pa olarak kabul edilmektedir.  $2 \times 10^{-5}$  Pa insan kulağının alt duyma eşiğidir ve 0 dB'e karşılık gelmektedir.

Ses düzeyini ifade etmek için kullanılan bir diğer metodoloji ise ses gücü düzeyidir. Benzer şekilde ses gücü düzeyi de dB birimi kullanılarak ölçülendirilir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$dB = 10 \log_{10} \left( \frac{P_1}{P_2} \right) \quad (3.6)$$

Burada  $P_1$  ölçülen güç değerini,  $P_2$  ise referans güç değerini ifade etmektedir. Referans güç değeri bir çok ülkede  $10^{-12}$  W olarak kabul edilmektedir.

dB ölçüsünü aslında uzunluk veya kütle birimlerine benzer bir birim olarak değerlendirmemek gerekir. dB bize sadece referans bir değere göre nerede olduğumuzu gösteren bir seviye ölçütüdür ve logaritmik olarak ölçeklendirildiği unutulmamalıdır. Logaritmik olarak ölçeklendirilmesinin anlamı sayısal değer olarak küçük gözükken farklılıklar aslında 10'un kuvvetleri seviyesinde farklılık olması demektir. dB cinsinden değerler toplanmak istersek Çizelge 3.1 içerisinde verilen pratik hesaplama cetveli ve örnek tablo kullanılabilir:

**Çizelge 3.1 : Örnek tablo.**

| Pratik hesap cetveli |                                        |          |
|----------------------|----------------------------------------|----------|
| Aradaki Fark (dB)    | Büyük olan değere eklenecek değer (dB) | Örnek    |
| 0-1                  | 3                                      | 51+52=55 |
| 2-3                  | 2                                      | 42+45=47 |
| 4-9                  | 1                                      | 65+71=72 |
| 10 ve daha fazla     | 0                                      | 45+55=65 |

Çizelge 3.1’de verilen pratik hesaplama aslında logaritmik ölçekte yapılan toplama işlemidir. (3.7) numaralı ifadede verilen logaritmik ifade içerisindeki toplama ifadesi ile  $n$  adet farklı ses düzeyini toplamak da mümkündür:

$$dB = 10 \log_{10} \left( 10^{\frac{SPL1}{10}} + 10^{\frac{SPL2}{10}} + \dots + 10^{\frac{SPLn}{10}} \right) \quad (3.7)$$

Fikir oluşturması açısından fiziksel olarak kaynakları ile birlikte aşağıdaki ses basınç düzeyi değerleri örnek olarak verilebilir (Wikipedia, 2012):

**Çizelge 3.2 : Örnek ses basıncı düzeyi değerleri.**

| Ses basıncı düzeyi (SPL) değerleri |                                            |                                  |
|------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------|
| Ses Kaynağı                        | Ses Basıncı Pa (RMS)                       | Ses basınç düzeyi dB (ref 20μPa) |
| Şok dalgası                        | >101,325                                   | >194                             |
| Teorik ses bozulma limiti          | 101,325                                    | ~194                             |
| El bombası                         | 6,000-20,000                               | 170-180                          |
| M1 tüfeği (1 metre)                | 5,023                                      | 168                              |
| Jet motoru (10 metre)              | 632                                        | 150                              |
| Bulaşık makinesi                   |                                            | 42-53                            |
| Normal konuşma                     | $2 \times 10^{-8}$ - $2 \times 10^{-2}$    | 40-60                            |
| Çok sakın oda                      | $2 \times 10^{-4}$ - $6.32 \times 10^{-2}$ | 20-30                            |
| Nefes alma                         | $6.32 \times 10^{-5}$                      | 10                               |

Benzer şekilde ses gücü düzeyi için de aşağıdaki örnekler verilebilir (Wikipedia, 2012):

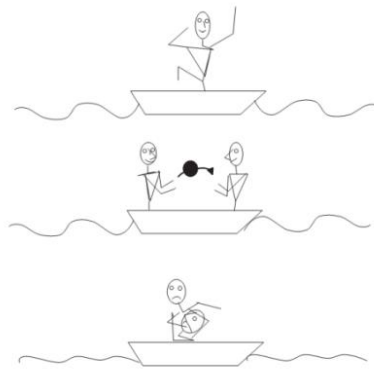
**Çizelge 3.3 : Örnek ses gücü düzeyi değerleri.**

| Ses gücü düzeyi değerleri |               |                                            |
|---------------------------|---------------|--------------------------------------------|
| Ses Kaynağı               | Ses Gücü<br>W | Ses gücü düzeyi (dB)<br>(ref $10^{-12}$ W) |
| Roket motoru              | 1,000,000     | 180                                        |
| Siren                     | 1,000         | 150                                        |
| Tır motoru                | 100           | 140                                        |
| Makineli silahlar         | 10            | 130                                        |
| Matkap                    | 1             | 120                                        |
| Testere                   | 0.1           | 110                                        |
| Helikopter                | 0.01          | 100                                        |
| Yüksek sesle konuşma      | 0.001         | 90                                         |

### 3.2 Monopol, Dipol ve Kuadрупol Kavramları

A. Hirschberg ve S.W. Rienstra aeroakustik ile ilgili yayınlarında bu kavramları somutlaştırarak şu basit ifadelerle dile getirmişlerdir (Hirschberg & Rienstra, 2013):

*Eğer bir kişi yüzen bir bot içerisinde yukarı zıplayıp aşağı düşerse zamandan bağımsız hacim enjeksiyonu yaymış olur ve bu da bot etrafında monopol dalga yayılmasını sağlar. İki kişi bot üzerinde top ile oynadıkları zaman, topu her atıp tuttukları zaman bot üzerine kuvvet uygulamak durumunda kalırlar. Bu durum botun ötelenmesine neden olur ve bot dipol dalga alanı yaratır. Eğer iki kişi bot üzerinde kavga ederlerse bu durum kuadрупol için akla yatkın bir örnek oluşturacaktır. Bu durumda kuadрупollerin monopol ve dipollere göre genel olarak daha az etkili olduğu görülecektir. Bu durum gerçekte de böyle görülmektedir (Şekil 3.1).*



**Şekil 3.1 : Botun etrafındaki serbest su yüzeyi ile temsil edilen Monopol, dipol ve kuadрупol terimleri (Hirschberg & Rienstra, 2013).**

Monopol, dipol ve kuadрупol kaynak terimlerine ait matematiksel ifadelere Bölüm 3.5'te yer verilmiştir.

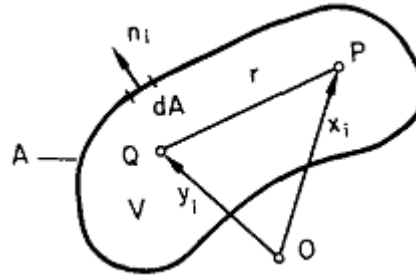
### 3.3 Dalga Denkleminin İntegrasyonu

(2.46) numaralı ifadede verilen kaynak denklem zamana ve uzaya bağlı açık denklem (explicit) olarak bilinmektedir. Dalga denklemini basınç için integral denklem haline getirmek mümkündür. Gürültü kaynağını çevreleyen bir  $V$  hacmi içerisinde yer alan kapalı  $A$  yüzeyi için basınç pertürbasyonu aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$p(x_i, t) = \frac{1}{4\pi} \int_V \frac{1}{r} [q] dV(y_i) + \frac{1}{4\pi} \int_A \left\{ \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial p}{\partial n} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial r}{\partial n} [p] + \frac{1}{c_0 r} \frac{\partial r}{\partial n} \left[ \frac{\partial p}{\partial t} \right] \right\} dA(y_i) \quad (3.8)$$

Burada  $r$  ilgilenen nokta olan  $P(x_i)$  ve yayılım noktası olan  $Q(y_i)$  arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.

$$r = |x_i - y_i| = \sqrt{(x_1 - y_1)^2 + (x_2 - y_2)^2 + (x_3 - y_3)^2} \quad (3.9)$$



Şekil 3.2 : Notasyonu gösteren bir skeç (Fuchs & Michalke, 1973).

### 3.4 Yüzey İntegrasyonu

Yüzey elemanın vektörü ( $dA_j = n_j dA$ ) yüzey integralinin içerisine alınırsa yüzey integrasyonu (Y.İ.) ifadesi nihai olarak aşağıdaki halini alır:

$$Y.I. = \frac{1}{4\pi} \int_A \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial p \partial \delta_{ij}}{\partial y_j} \right] dA_i + \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_A \frac{1}{r} [p \delta_{ij}] dA_j \quad (3.10)$$

### 3.5 Hacim İntegrasyonu ve Gürültü Kaynaklarının Matematiksel Modellemesi

Bu bölümde hacim integrasyonunun üç farklı bileşeni olan  $q$  fonksiyonunun oluşturduğu  $p-p_0$  basınç alanına olan etkilerine yer verilmiştir.

$$\begin{aligned}
q &= q_1 + q_2 + q_3 \\
q_1 &= \frac{\partial}{\partial t} \left\{ m + \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial}{\partial t} (p - c_0^2 \rho) \right\} = \frac{\partial M}{\partial t} \\
q_2 &= -\frac{\partial}{\partial x_i} (f_1 + m v_i) = -\frac{\partial F_t}{\partial x_i} \\
q_3 &= \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho v_i v_j - \tau_{ij}) = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}
\end{aligned} \tag{3.11}$$

(3.11) numaralı ifadede verilen üç bileşen aerodinamik olarak gürültü oluşumuna sebep olan gürültü noktasal kaynaklarının ifade edilmesi için bizlere yardımcı olmaktadır. Bu kaynaklar monopol, dipol ve kuadrupol kaynak olarak adlandırılmaktadırlar. Bu üç tip noktasal kaynak kinetik enerjiyi akustik enerjiye üç farklı yol ile aktarmaktadırlar.

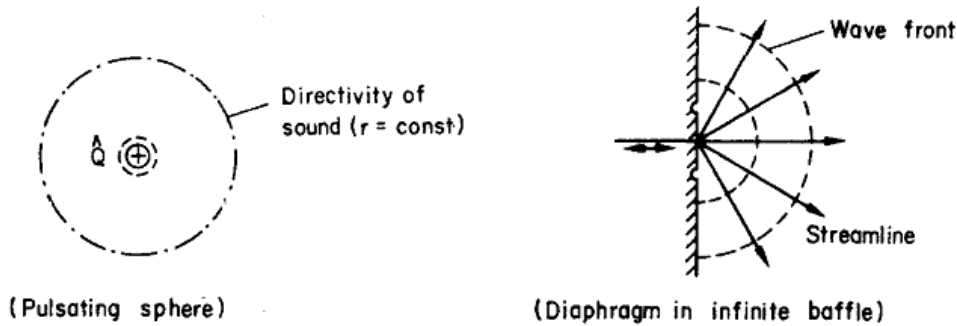
### 3.5.1 Monopol kaynak

$[q_1]/4\pi r$  üzerinde hacim integrallerinin oluşturduğu basınç varyasyonları aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir:

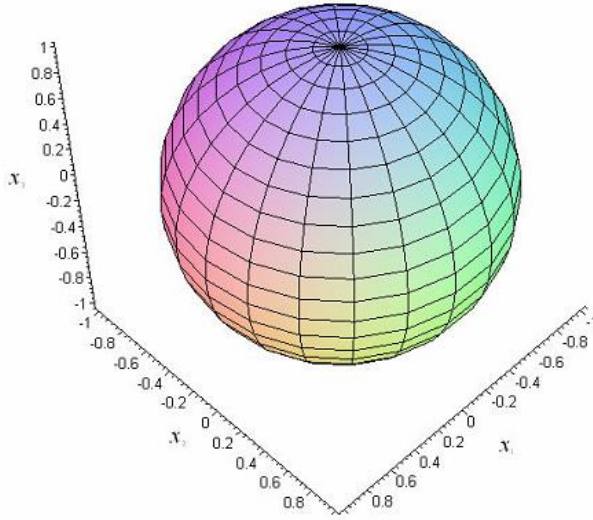
$$p - p_0 = \frac{1}{4\pi} \int_V \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial M}{\partial t} \right] dV \tag{3.12}$$

(3.12) numaralı ifadede verilen denklemden yola çıkılarak monopul kaynak için yayılım denklemi aşağıdaki biçimde elde edilebilir:

$$p_M - p_0 = \frac{\omega \rho_0 \hat{Q}}{4\pi} \frac{f\left(t - \frac{r}{c_0}\right)}{r} \tag{3.13}$$



Şekil 3.3 : Monopul kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973).



Şekil 3.4 : Monopol kaynak için yön paterni (Kingan, 2005).

### 3.5.2 Dipol kaynak

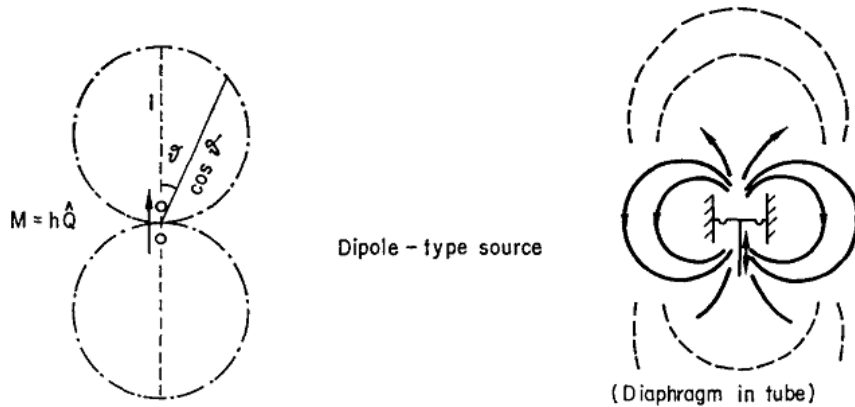
$[q_2]/4\pi r$  üzerinde hacim integrallerinin oluşturduğu basınç varyasyonları aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir:

$$p - p_0 = -\frac{1}{4\pi} \int_V \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial F_i}{\partial y_i} \right] dV \quad (3.14)$$

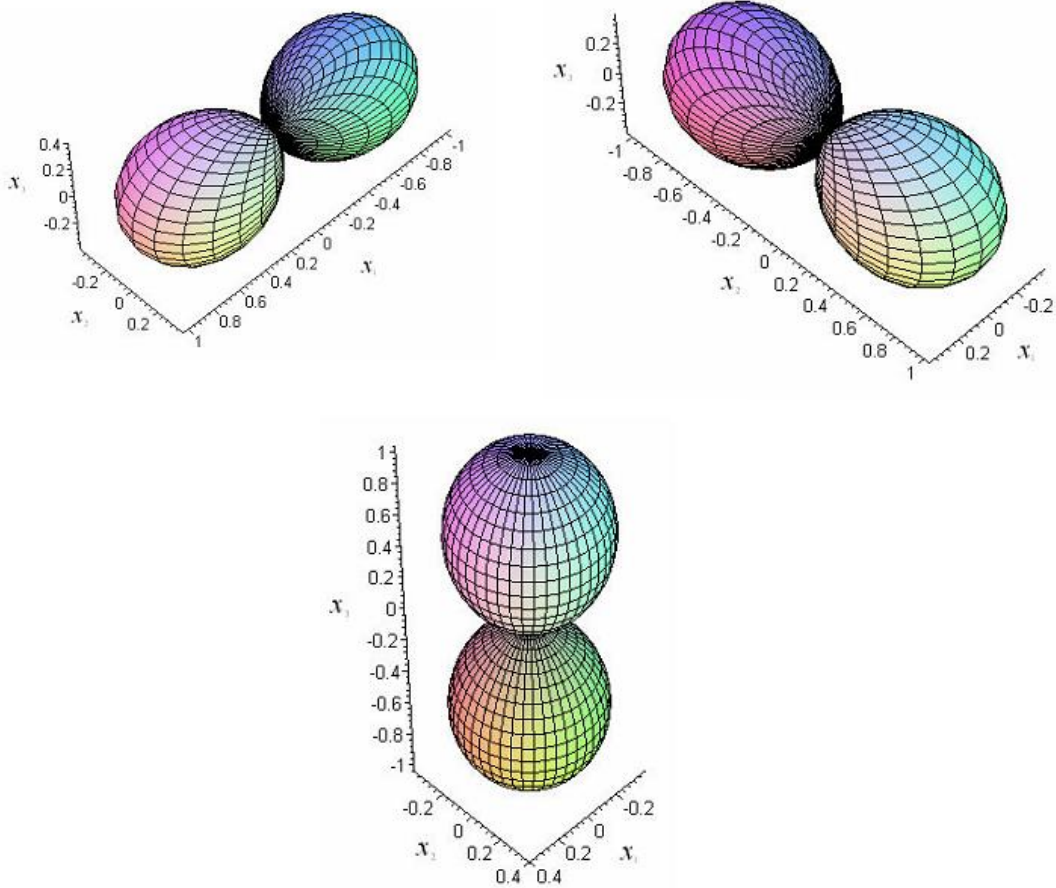
(3.14) numaralı ifadede verilen denklemden yola çıkılarak dipol kaynak için yayılım denklemi aşağıdaki biçimde elde edilebilir:

$$p_D - p_0 = -\frac{\omega \rho_0 \hat{Q} h \cos \vartheta}{4\pi} \lim_{\Delta r \rightarrow 0} \frac{g(t, r + \Delta r) - g(t, r)}{\Delta r} = -\frac{\omega \rho_0 (h \hat{Q})}{4\pi} \cos \vartheta \frac{\partial}{\partial r} g(t, r) \quad (3.15)$$

Burada  $p_D$  için  $D$  alt indisi dipol kaynak terimini temsil etmektedir.



Şekil 3.5 : Dipol kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973).



Şekil 3.6 : Dipol kaynak bileşenleri için yön paterni (Kinga, 2005).

### 3.5.3 Kuadrupol kaynak

$[q_3]/4\pi r$  üzerinde hacim integrallerinin oluşturduğu basınç varyasyonları aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir:

$$p - p_0 = \frac{1}{4\pi} \int_V \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j} \right] dV \quad (3.16)$$

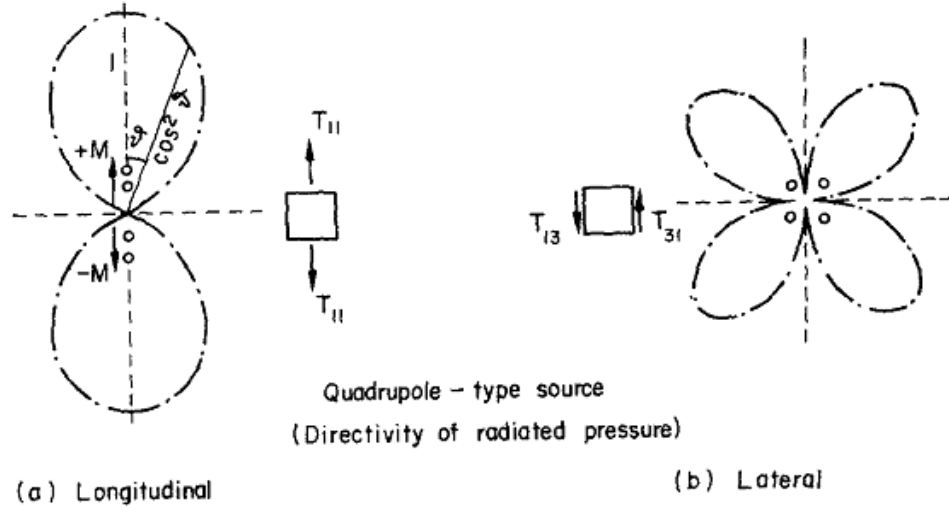
(3.16) numaralı ifadede verilen denklemden yola çıkılarak kuadrupol kaynak için yayılım denklemi aşağıdaki biçimde elde edilebilir:

$$r1 \rightarrow r$$

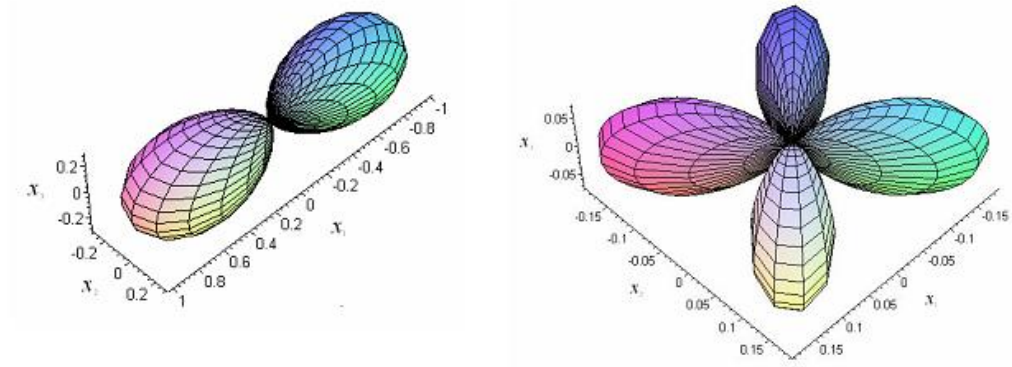
$$r2 \rightarrow r + \Delta r; \quad \Delta r = -l \cos \vartheta \quad (l \rightarrow 0 \text{ için})$$

$$p_K - p_0 = \frac{\omega \rho_0 \hat{M} l \cos \vartheta}{4\pi} \lim_{\Delta r \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta r} \left( \frac{x_1 - l - y_1}{r + \Delta r} \frac{\partial}{\partial (r + \Delta r)} g(t, r + \Delta r) \right) \quad (3.17)$$

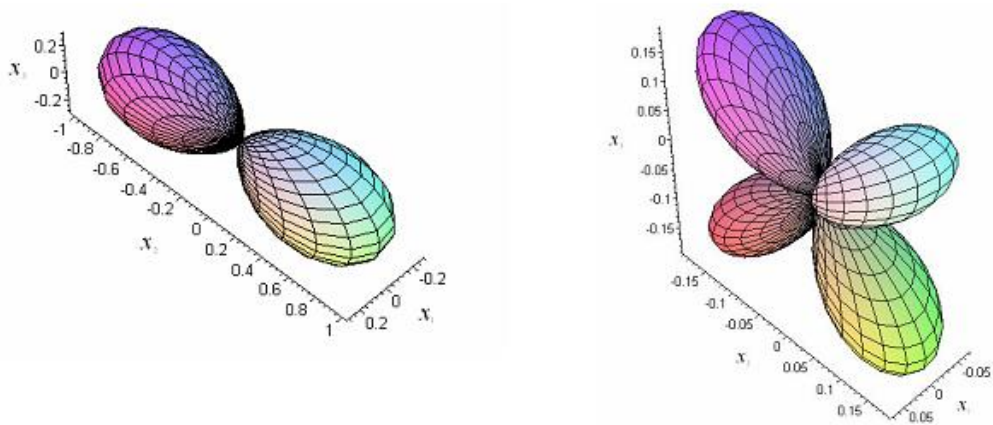
$$- \frac{x_1 - y_1}{r} \frac{\partial}{\partial r} g(t, r) = \frac{\omega \rho_0 (l \hat{M})}{4\pi} \cos \vartheta \frac{\partial}{\partial r} \left( \cos \vartheta \frac{\partial g}{\partial r} \right)$$



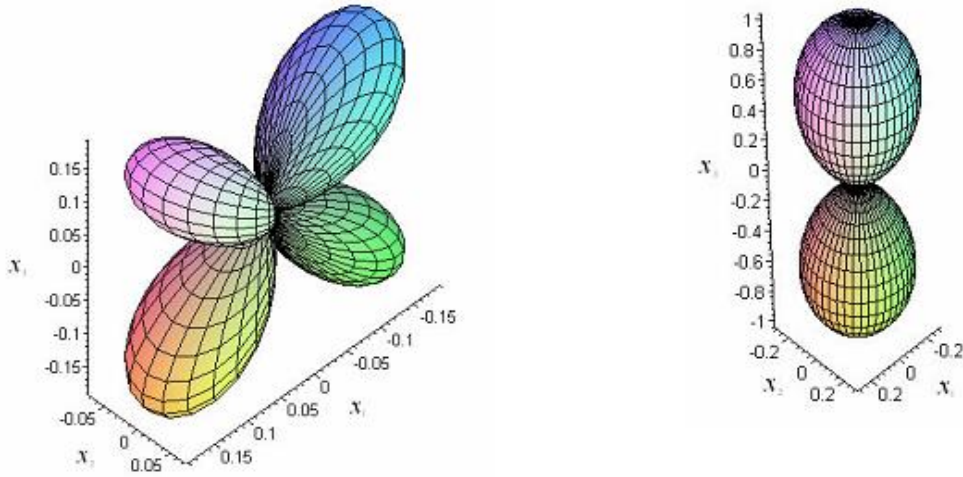
Şekil 3.7 : Kuadrupol kaynak gösterimi (Fuchs & Michalke, 1973).



Şekil 3.8 : Kuadrupol kaynak  $T_{11}$  ve  $T_{12}$  bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005).



Şekil 3.9 : Kuadrupol kaynak  $T_{22}$  ve  $T_{13}$  bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005).



**Şekil 3.10 :** Kuadrupol kaynak  $T_{23}$  ve  $T_{33}$  bileşenleri yön paterni (Kingan, 2005).

### 3.6 Gürültü Kaynağı Terimlerinin Aeroakustik Etkinliği

Dipol ve kuadrupol kaynak terimlerinin toplam akustik güç ifadeleri sırasıyla aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}\Pi_D &\propto \frac{\overline{F_i^2} \omega^2}{\rho_0 c^3} \\ \Pi_K &\propto \frac{\overline{T_{ij}^2} \omega^4}{\rho_0 c^5}\end{aligned}\tag{3.18}$$

Lighthill kaynakların frekanslarının ( $\omega$ )  $U_\infty/l$  ile orantılı olduğunu,  $T_{ij}$  teriminin  $\rho_0 U_\infty^2$  ile orantılı olduğunu çalışmalarında kabul olarak almıştır (Lighthill, 1952). Burada  $U_\infty$  ortalama çevre hızı,  $l$  ise türbülans düzeltme mesafesidir.

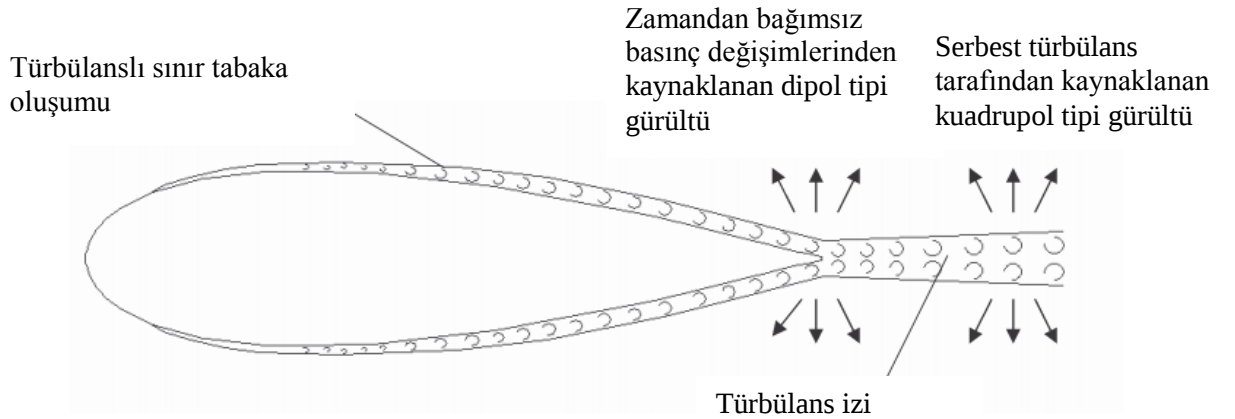
Curle  $F_i$  teriminin  $\rho_0 U_\infty/l$  ile orantılı olduğunu çalışmalarında kabul etmiştir (Curle, 1955). Bu ifadeleri (3.18) numaralı denklemlerde  $l$ 'yi ihmal ederek yerine koyduğumuz zaman, dipol ve kuadrupol kaynak tiplerinin toplam akustik güç ifadesi için aşağıdaki denklemleri elde etmiş oluruz:

$$\begin{aligned}\Pi_D &\propto \frac{\rho_0 U_\infty^6}{c^3} \\ \Pi_K &\propto \frac{\rho_0 U_\infty^8}{c^5}\end{aligned}\tag{3.19}$$

Kuadrupol terim için açık akıştaki türbülans kaynaklı gürültünün hız ifadesinin sekizinci kuvveti, ses hızı ifadesinin de beşinci kuvveti olduğunu görmekteyiz. Lighthill'e ait çalışmalardan çıkan en ünlü sonuç bu ifadedir ve deneysel olarak bir çok kez kanıtlanmıştır.

Burada dikkat edilmesi gereken nokta dipol kaynak terimine ait akustik güç ifadesi hızın altıncı kuvveti, ses hızı ifadesinin de beşinci kuvveti olduğudur. Bunun anlamı yükleme gürültüsünün (*loading noise*) düşük süratlerdeki türbülans gürültüsünden çok daha efektif olduğudur. Buradan araç üzeri bağlama aparatlarından kaynaklanan yükleme gürültüsünün 200 km/s hızından daha düşük süratlerde dominant aeroakustik kaynak oluşturacağı anlamı çıkartılabilir.

Özet olarak türbülans hacmi tarafından yaratılan gürültü kuadrupol kaynakların hacimsel dağıtımına eşittir ve kuadrupol kaynakların akustik etkinliği, monopoll ve dipoll kaynaklarla karşılaştırıldığında oldukça zayıftır. Curle gerçekleştirdiği bir çalışmada türbülans bölgesi yakınına yerleştirilen rijit bir yüzeyden yayılan gürültü alanı, yüzey üzerine dağıtılan dipoll kaynaklara eşit olduğunu göstermiş ve dipoll kaynaklardan yayılan gürültünün akustik olarak türbülans hacmine göre çok daha efektif olduğunu göstermiştir (Curle, 1955).



**Şekil 3.11 :** Airfoil etrafında akıştan kaynaklanan gürültünün bölgesel olarak ifade edilmesi (Kingan, 2005).



#### 4. HESAPLAMALI AEROAKUSTİK

Hesaplamalı aeroakustik (HAA), aeroakustik alanının bir dalı olup temel hedefi nümerik yöntemler yardımıyla türbülanslı akışlardan kaynaklanan gürültünün incelenmesidir. Türbülans bölgesine yakın alan lineer olmayan bölge olarak adlandırılmaktadır. Bu bölgedeki gürültü alanı doğrudan çözüme ihtiyaç duymaktadır. Lineer olmayan bölgeyi değişken katsayılara dayanan lineer denklemlerin çözüldüğü bölge yani akış bölgesi takip eder, daha sonra da sabit katsayılara dayanan lineer denklemlerin çözüldüğü bölge gelir.

HAA hesap yöntemlerini iki başlık altında inceleyebiliriz:

- Direk Nümerik Analizler (DNA),
- Hibrid yaklaşımlar.

Direk nümerik çözüm yöntemi, sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerinin türbülans modeli kullanılmadan direkt olarak çözülmesine dayalıdır. Her ölçekteki türbülansın çözülmesi söz konusudur. N-S denklemleri direkt olarak çözüldüğünde hem akış alanının çözülmesine hem de aerodinamik olarak oluşturulan gürültü alanının çözülmesine olanak tanır. Ancak akustik değişkenler ve akış değişkenleri arasındaki boyutsal ölçek farklılıklarından dolayı bu hesaplamalı yöntem oldukça zordur ve ticari kullanımlar için uygun değildir.

Yakın bölgedeki lineer olmayan bölgenin direkt olarak çözme yöntemlerinden bir diğeri LES (Large Eddy Simulation) modelidir. Bu yöntem ile N-S denklemleri alt bölge grid ölçek modelleri kullanılarak çözülmektedir. DNA yöntemlerinde her ölçekteki türbülans çözülürken bu yöntem kullanılarak sadece büyük ölçekli türbülans direkt olarak çözülür, küçük ölçekli kısım ise ölçek modellemeleri kullanılarak çözülür. LES ile türbülans yapılarını ve gürültüyü DNA'da elde edilen çözüme yakın olarak elde etmek mümkündür ve çözüm süreleri göz önünde bulundurulduğunda çok daha verimlidir.

Hibrid yaklaşımlar adını problemin iki parçaya ayrılarak çözülmesinden almaktadır. Temel prensip akış alanının ve gürültü alanının farklı denklem takımlarıyla ve farklı çözücüler ile çözülmesidir. Akış alanının çözülmesi hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) araçları ile mümkün olup akustik çözümleme için akış alanındaki çözüm datası üzerinde, geliştirilen nümerik yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. HAA için bir çok yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden en yaygın olanları ana başlıklar halinde şu şekilde sıralayabiliriz:

- İntegral yöntemler
  - Lighthill analojisi
  - Kirchhoff integral yöntemi
  - Ffowcs William-Hawkings
- LEE(Lineerleştirilmiş Euler Denklemleri)

HAA için ihtiyaç duyulan HAD çözümlemesinde kullanılan modeller ve ağ örgüsü yapısı da önem arz etmektedir. İlgilenilen frekans bandı aralığı doğrudan mesh boyutları ve çözücü parametreleriniz ile ilgilidir. Genel olarak yapılan uygulamalarda yakın bölge içerisinde kalan lineer olmayan türbülans bölgesini içeren alanda (aeroakustik kaynağı oluşturacak alan) bir dalga boyuna 20 sonlu hacim elemanının yerleştirilmesi hedeflenir. Bu durumda yüksek frekanslara çıkıldıkça dalga boyu azalacağından en küçük eleman boyutunun da bu doğrultuda seçilmesi gereklidir. Frekans sınırlarını belirleyen bir diğer husus ise toplam analiz süresi ve zaman adımıdır. Yüksek frekanslara çıkabilmek için zaman adımını düşürmek, düşük frekanslara inebilmek için analizin toplam süresini uzatmak gerekmektedir. Bu sebeplerden dolayı geniş bantlar için HAD araçları kullanılarak aeroakustik gürültü tahmini oldukça pahalı bir çözüm yöntemi haline gelmektedir. İncelenmek istenilen frekans aralığına bağlı zaman adımı (ZA) ve toplam analiz süresi (AS), (4.1) ve (4.2) denklemlerinde ifade edildiği gibidir.

$$ZA(s) = \frac{1}{10 * MaksimumFrekans \rightarrow [Hz]} \quad (4.1)$$

$$AS(s) = \frac{20}{MinimumFrekans \rightarrow [Hz]} \quad (4.2)$$

Bu durumda eğer 10,000 Hz yani 10 kHz frekansa kadar veri toplanılması isteniyorsa analizlerde kullanılması gereken zaman adımı  $10^{-5}$  s olmalıdır. Eğer 1,000 Hz

frekansa kadar inilmek isteniyorsa gerekli olan toplam analiz süresi 0.02 s olacaktır. Her bir zaman adımı için de 15 iç iterasyona yapılacağı düşünülürse toplamda 30,000 iterasyonluk bir analiz gerçekleştirilmesi gerekir.

HAA ile gürültü tahmini için zamana bağlı akış çözümlemelerine ihtiyaç vardır. Aeroakustik gürültüyü oluşturan kaynakların türbülans davranışları olduğu düşünüldüğünde sonlu hacimler yöntemi (SHY) ile gerçekleştirilecek HAD analizlerinde türbülans çözümü için RANS çözüm modeli ile birlikte kullanılan k- $\epsilon$ , k- $\omega$  gibi türbülans modelleme yöntemleri yerine LES gibi doğrudan çözüm yöntemleri kullanılması özellikle geniş bant çözümlemeleri için daha uygun sonuçlar verecektir. Eğer geniş bant üzerine değil de dar bant için bir çalışma yapılıyorsa (tonal gürültünün tespiti gibi) zamana bağlı RANS çözüm modellerinin kullanılması düşünülebilir.

Bu çalışmada problem iki boyutlu olarak incelendiği için yapılan nümerik analizler URANS k- $\omega$  türbülans modeli ile birlikte FW-H gürültü tahmin yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

## 4.1 Akustik Analogiler

### 4.1.1 Lighthill analojisi

Lighthill, türbülanslı akıştan akustiğe geçerken yüzey ve hacim üzerine kaynak (monopol, dipol ve kuadrupol) dağıtılması fikrini geliştirmiştir (Lighthill, 1952). Çalışmasına daha önce (2.6) numaralı ifadede verilen sıkıştırılabilir akışlar için süreklilik denklemi ve momentum korunum denklemi ile başlamıştır:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i v_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.4)$$

Burada  $\tau_{ij}$  viskoz stres tensörünü ifade etmektedir ve açılımı aşağıdaki gibidir:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (4.5)$$

(4.3) numaralı denklemin zamana göre türevi alınırsa, (4.4) numaralı denklemin diverjansı ile birlikte tek bir ifade elde edilir:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \rho v_i v_j}{\partial x_i \partial x_j} = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right) \quad (4.6)$$

(4.6) numaralı denklemi zincir kuralı ve kronecker delta fonksiyonu ( $\delta_{ij}$ ) ile düzenlenirse (4.7) numaralı ifade elde edilmiş olur.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho v_i v_j + p \delta_{ij} - \tau_{ij}) \quad (4.7)$$

(2.20) numaralı ifadeden  $c_\infty^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho}$  olduğunu biliyoruz. Bu ifade (4.8) denkleminde ifade edilen formda da yazılabilir.

$$c_\infty^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} - \frac{\partial^2 p \delta_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} = 0 \quad (4.8)$$

Lighthill denklemini elde etmek için (4.8) numaralı ifadenin (4.6) numaralı ifadeden çıkartılması gerekmektedir. Bu aynı zamanda homojen olmayan dalga denklemi ifadesini verir:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_\infty^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (4.9)$$

Lighthill denklemini eşitliğin sol tarafında dalga operatörünü ve gürültü kaynağı terimini barındırır. Eşitliğin sağ tarafında ise Lighthill stres tensörünü ( $T_{ij}$ ) barındırır. Lighthill stres tensörü aşağıdaki biçimde tanımlanmaktadır:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j - \tau_{ij} + (p - c_\infty^2 \rho) \delta_{ij} \quad (4.10)$$

Buradaki bileşenlerin akustik anlamları şu şekildedir:

$\tau_{ij}$  : kayma (viskoz kuvvetler) tarafından oluşan gürültüyü tanımlar,

$\rho v_i v_j$  : Reynolds gerilmesi terimi (zamandan bağımsız yayılım),

$(p - c_\infty^2 \rho) \delta_{ij}$  : gürültü oluşumu için lineer olmayan davranışları tanımlar.

Türbülans bölgesinin dışarısında kalan bölgeye baktığımızda statik durum  $\rho_\infty$ ,  $p_\infty$  ve  $c_\infty^2$  terimleri tarafından açıklanmaktadır. Değişken türbülanslı bölgenin dışarısındaki bir bölgede gürültü kavramı lokal olarak gerçekleşen dalgalanmalarla (') ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned}\rho &= \rho_{\infty} + \rho' \\ p &= p_{\infty} + p'\end{aligned}\tag{4.11}$$

Homojen dalga denklemi ifadesi bize (4.9) numaralı ifadeyi yoğunluk dalgalanmaları terimleri kullanarak homojen olmayan dalga denklemi şeklinde yazma imkanı verir:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_{\infty}^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}\tag{4.12}$$

yukarıdaki ifade için Lighthill stres tensörü terimi aşağıdaki forma dönüşmüş olur (Hirschberg & Rienstra, 2013):

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + (p' - c_{\infty}^2 \rho') \delta_{ij} - \tau_{ij}\tag{4.13}$$

Bu durumda eşitliğin sol tarafında kalan ve dalgayı tanımlayan terimlerin dengelenmemiş olması,  $T_{ij}$  teriminin ritmik olarak değişim göstermesi anlamına gelir, bu durum genel olarak türbülans bölgesi içerisinde meydana gelir.

Lighthill denklemlerinden (4.9) teorik olarak kesin çözüm elde etmek mümkündür ancak bunun için her bir zaman adımındaki, her noktadaki akış alanının bilinmesine ihtiyaç vardır. (4.9) numaralı ifadeyi sonsuz bir çözüm alanı için çözmeye çalışırken yoğunluk dalgalanması terimi için serbest uzay Green integrasyonunun gecikmeli zaman adımı terimi ile birlikte faydalanmak gerekir.

$$\rho'(x,t) = \frac{1}{4\pi c_{\infty}^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \left[ \frac{T_{ij}}{r} \right] dy\tag{4.14}$$

Burada y kaynak lokasyonunu, x ise gözlemci lokasyonunu temsil etmektedir. Bu ifadeden dört ayrı kaynak alanının birbirine son derece yakın olduğu görülebilir. Lighthill analojisi kuadrupol alanı tanımlar. Bu durumu görmenin bir diğer yolu ise dağıtılmış kuadrupollerin kullanılmasıdır. Bunu yapabilmek için matematiksel düzeltme fonksiyonlarından (convolution products), uzamsal kavramları zaman türevlerine çevirirken faydalanmak gerekir. Sonuç olarak Lighthill'in integral formülasyonu elde edilmiş olur.

$$\rho'(x,t) = \frac{1}{4\pi c_{\infty}^2} \int_V \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j} \right] dy\tag{4.15}$$

Lighthill analojisi günümüzde kullanılan HAA yöntemlerinin temelini oluşturmaktadır.

#### 4.1.2 Curle analojisi

Curle analojisi, 1955 yılında N. Curle tarafından Lighthill analojisini temel alarak oluşturulmuş, Lighthill analojisinin genişletilmiş bir versiyonudur. Curle, Lighthill analojisine akış-cisim etkileşimini de dahil ederek dipol kaynaklı gürültü oluşumu tanımlamasını elde etmiştir (Curle, 1955). Bu yöntem sisteme matematiksel kontrol yüzeylerinin dahil edilmesiyle gerçekleşmektedir. Benzer şekilde burada da serbest uzay Green fonksiyonlarından faydalanılmaktadır. Basınç ( $p'$ ) terimi yerine aeroakustik değişken olarak yoğunluk ( $\rho'$ ) kullanılmaktadır. (4.12) numaralı denklemde verilen ifadenin kuvvet alanı yoğunluğunu içeren hali aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_\infty^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial f_i}{\partial x_i} \quad (4.16)$$

Lighthill'in homojen olmayan dalga denklemi bir çok genel teori ele alınarak değerlendirilebilir. Bunlardan bir tanesi Kirchoff formülasyonudur ve aşağıdaki ifade bu yolla elde edilmiştir:

$$\rho' = \rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi c_\infty^2} \int_V \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j} \frac{dy}{|x-y|} + \frac{1}{4\pi} \int_S \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial n} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial r}{\partial n} \rho + \frac{1}{c_\infty r} \frac{\partial r}{\partial n} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right\} dS(y) \quad (4.17)$$

Burada denklemin gecikmeli zaman adımı anında sonuç verdiği ve  $r$  mesafesinin  $|x-y|$  terimi ile hesaplandığı unutulmamalıdır. Yüzey integral teriminin ihmal edilmesi durumunda yukarıdaki ifadenin Lighthill integrasyonu haline geldiği görülebilir. Hacim integrali terimine iki kere diverjans işlemi uygulanırsa ve  $T_{ij}$  tensörü yerine konulursa, sabit yüzeyler (kendi normal yönlerinde hareket etmeyen) için aşağıdaki ifade elde edilmiş olur:

$$\rho - \rho_0 = \frac{1}{4\pi c_\infty^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}}{r} dy - \frac{1}{4\pi c_\infty^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \frac{P_i(y, t - \frac{r}{c_\infty})}{r} dS(y) \quad (4.18)$$

Burada

$$P_i = -n_j p_{ij} = -n_j (p \delta_{ij} - \tau_{ij}) \quad (4.19)$$

eşitliği söz konusudur. Sonuç olarak Curle formülasyonu aşağıdaki şekilde elde edilmiş olur:

$$\rho'(x, t) = \frac{1}{4\pi c_\infty^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{1}{r} [T_{ij}] dV y - \frac{1}{4\pi c_\infty^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \frac{n_j}{r} [p \delta_{ij} - \tau_{ij}] dS(y) \quad (4.20)$$

Curle analojisi HAA uygulamalarında dipol kaynaklı gürültülerin (sabit yüzeylerden kaynaklanan) incelenmesinde kullanılmaktadır. Zamandan bağımsız HAD analizlerinde de kullanılabilen Curle analojisi yardımı ile domain içerisinde yer alan yüzeyleri indükledikleri ses düzeyine göre incelemek mümkündür. Bu bize gürültü oluşumunda yüzeylerin bölgesel olarak baskınlık durumlarını inceleme imkanı sağlar. Bu sayede zamana bağlı bir HAD analizine gitmeden önce gerek ağ örgüsü yapısında, gerekse çalışılan geometri yapısında bir takım düzeltmeler, iyileşmeler yapma fırsatı doğmuş olur. Böylece analiz tekrarlarından kaynaklanacak yüksek hesaplama maliyetlerinin bir miktar da olsa önüne geçilme imkanı vardır. Curle modeli RANS modelleri ve beraberinde kullanılan türbülans modellemeleri ile kullanılabilmektedir, Spalart-Allmaras modeli hariç.

#### 4.1.3 Proudman analojisi

Proudman analojisi de Curle ile benzer şekilde Lighthill analojisini temel alan, akış içerisindeki homojen izotropik türbülans kaynaklı yaklaşık ses gücünü hesaplayabilen bir analogidir (Proudman, 1952). Düşük Mach sayıları ve yüksek Reynolds sayıları söz konusu olan durumlar için kullanılmaktadır. Lighthill analojisinde türbülanslı akıştan kaynaklı uzak noktadaki gürültünün hacimsel olarak dağılmış gürültü kaynaklarından (kuadropol kaynaklar) kaynaklandığı görülebilmektedir. Proudman birim kütle için lokal akustik güç hesabı yapabilecek bir ilişki bulmuştur (Proudman, 1952).

$$P_{pr} = \alpha \frac{u_{rms}^3}{l} \frac{u_{rms}^5}{c_0^5} \quad (4.21)$$

Burada:

$c_0$  : Ses hızı

$u_{rms}$  : Hızın karekök ortalaması

$\alpha$  : Boyuna hız düzeltmesi için şekil sabiti  $f(r)$

$l$  : Hızın boyuna integral boy ölçeği

anlamına gelmektedir.

Proudman analojisi de Curle'e benzer olarak zamandan bağımsız HAD analizlerinde de kullanılabilmektedir. Proudman yardımı ile özellikle birden fazla karmaşık geometrilerin yer aldığı analizlerde, akış çözümü içerisindeki baskın kuadropol

kaynak bölgelerini tespit etmek ve zamana bağlı HAD analizine gitmeden önce bu bölgeler için ağ örgüsü yapısında iyileşmeler yapmak mümkündür. Bu durum bizi daha ekonomik bir çözüme götürecektir. Bu sayede ön analiz olarak seyrek ağ örgüsü yapısına sahip bir analiz ile baskın bölgeler tespit edilebilir ve sadece ilgili bölgelere sık ağ örgüsü atarak yüksek hesaplama maliyetlerinin önüne geçmemiz mümkün olur. Aksi takdirde bahsi geçen akustik olarak baskın bölgelerin tespit edilebilmesi için bütün modelin sık ağ örgüsü ile çözdürülerek zamana bağlı analiz neticesinde çıkan sonuçlar doğrultusunda bir sonraki analiz için iyileştirmeler yapılması söz konusu olur. Özellikle geniş bant frekans aralığı incelenmek üzere yapılan hesaplamaların hafta bazında sürelerde tamamlandığı düşünülürse bir takım bilinmeyenlerin önceden belirlenmesi oldukça faydalı olacaktır. Proudman modeli de RANS modelleri ile kullanılabilmektedir.

#### 4.1.4 Ffowcs Williams - Hawkings formülasyonu

FW-H yöntemi 1969 yılında J. E. Ffowcs Williams ve D. L. Hawkings tarafından yayınlanmıştır (Williams & Hawkings, 1969). Akım gürültüsünün tahmini alanında mihenk taşı olarak sayılan Lighthill'in makalesi gibi (Lighthill, 1952), FW-H yöntemi de hareket eden cisimlerin yarattığı gürültünün tahmin edilmesi alanında mihenk taşı olarak kabul görmektedir. FW-H yöntemi de Lighthill analojisini temel alan, uzak bölge gürültü hesabı için kullanılan bir yöntemdir. Daha önceki bölümlerde bahsedilen Curle formülasyonu sabit kontrol yüzeylerini ( $S$ ) kapsamaktadır, Ffowcs Williams & Hawkings yöntemi ise bize hareket eden kontrol yüzeyleri  $[S(t)]$  kullanıma imkanı sağlar. Anahtar düşünce (4.16) numaralı ifadede verilen yüzey etkisinin diferansiyel denklem olarak hesaba katılmasıdır. Sonlu bir  $V=V(t)$  hacmi ile birlikte uzayda hareket eden bir  $S=S(t)$  yüzeyi ele alırsak, bir  $f(x,t)$  fonksiyonu ortaya koymak gerekir:

$$f(x,t) \begin{cases} < 0 & \rightarrow x \in V(t) \\ = 0 & \rightarrow x \in S(t) \\ > 0 & \rightarrow x \notin V(t) \end{cases} \quad (4.22)$$

Diğer durumlarda düzensizdir.  $\rho'$  fiziksel bileşenini ele alalım.  $\rho'$ ,  $V(t)$  dışarısında tanımlı olsun ve  $V(t)$  içerisinde her yerde değeri sıfıra eşit olsun. Bu bize fiziksel bileşeni her yerde tanımlamamızı sağlar. Daha sonra bir bileşenli Heaviside

fonksiyonu (sıfırdan küçük değerler için 0'a, büyük değerler için 1'e eşit olan adım fonksiyonu) (Wikipedia, 2012) ile çarparak yeni bir değişken tanımlayalım ( $\rho' H(f)$ ).  $V(t)$  içerisinde sıfır olsun ( $H(f)=0$  olduğu için) ve  $V(t)$  dışarısında  $\rho'$  değerine eşit olsun ( $H(f)=1$  olduğu için). Bir sonraki adımda denklemlere uygun yüzey kaynaklarını ekleyerek bütün uzaya yaymak gerekir. Bunu yapabilmek için yüzeye dik  $\mathbf{n}$  normaline ihtiyacımız vardır:

$$\vec{n}(x, t) = \left[ \frac{\nabla f}{\|\nabla f\|} \right]_{f=0} \quad (4.23)$$

$S(t)$  yüzeyinin zamanda ve uzayda  $(t; \lambda, \mu)$  koordinatlarıyla parametrik hale getirildiğini düşünelim. Bir  $x_s(t) \in S(t)$ ,  $\lambda$  ve  $\mu$  sabit,  $U=x_s$  hızı ile hareket etmekte olsun. Geriye her  $t$  zamanı için  $f(x_s(t), t)=0$  kalır. Bu durumda:

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\vec{x}_s \cdot \nabla f = -(\vec{U} \cdot \vec{n}) |\nabla f| \quad (4.24)$$

Burada önemli olan nokta normal hızın  $(\mathbf{U} \cdot \mathbf{n})$  yüzey özelliği olmasıdır ve  $f$  seçiminden veya parametrik hale getirilmesinden bağımsızdır.

Yukarıda verilen ifadelerden ve daha önceki bölümlerde yer verilen korunum denklemleri, Lighthill denklemleri ile birlikte kullanılarak Ffowcs Williams & Hawkings denklemlerini düzenlenmiş olarak aşağıdaki şekilde elde ederiz:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \rho' H(f) - c_0^2 \nabla^2 \rho' H(f) = \nabla \cdot \left\{ \left[ \rho \vec{v} \vec{v} - \vec{\tau} + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij} \right] H(f) \right\} \\ + \frac{\partial}{\partial t} \left[ \left[ \rho (\vec{v} - \vec{U}) + \rho_0 \vec{U} \right] \cdot \nabla H(f) \right] - \nabla \cdot \left[ \left[ \rho \vec{v} (\vec{v} - \vec{U}) + p' \delta_{ij} - \vec{\tau} \right] \cdot \nabla H(f) \right] \end{aligned} \quad (4.25)$$

Eşitliğin sağ tarafı, genel kuadrupol tip Lighthill gerilme tensörünün ikinci derece diverjansından elde edilen kaynak terimden meydana gelmektedir. Kaynak terimlerinin zamana göre türevi ve diverjansı sadece yüzey üzerinde  $f=0$  eşitliğini sağladığı durumda mevcuttur. Eşitliğin sağ tarafı aynı zamanda bütün bilinmeyenleri içermektedir. Bu denklem takımını çözmek Navier-Stokes denklemleri ile karşılaştırıldığında bir o kadar zordur.

Lighthill gerilme tensörü ve yüzey üzerindeki kayma gerilmesi terimleri ihmal edilebilir ve bu kabul sıkça yapılan bir uygulamadır. Eğer  $S$  yüzeyi için  $\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{U} \cdot \mathbf{n}$  alınır, yoğunluk ifadesini hesap alanımız için basınç değişkeni olarak tanımlarsak ve  $\bar{p}' = p' H(f)$  tanımlamasını yaparsak FW-H denkleminin basitleştirilmiş formunu

elde etmiş oluruz. Bu ifade sesaltı pervaneler ve şok içermeyen fan gürültüsü uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

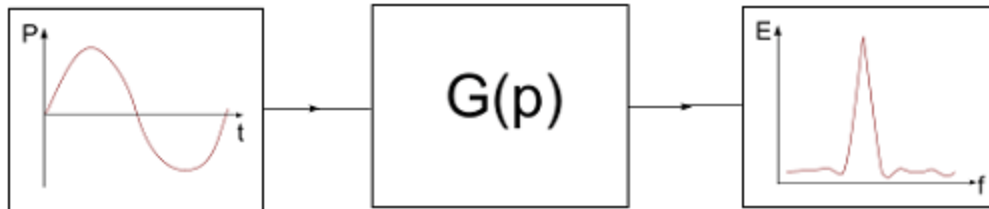
$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \bar{p}' - \nabla^2 \bar{p} = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 \vec{U} \cdot \vec{n} |\nabla f| \delta(f)] - \nabla [p' \vec{n} |\nabla f| \delta(f)] \quad (4.26)$$

İlk kaynak terimi geometrik ifade terimidir ve harekete eden cisim tarafından yer değiştiren akışkanın meydana getirdiği gürültüyü tanımlar. Buna kalınlık gürültüsü (thickness noise) adı verilir. İkinci kısım basınç dağılımından kaynaklanan normal yüzey gerilmesini ve hareket eden kuvvetlerden kaynaklanan gürültüyü tanımlar. Buna da yükleme veya kaldırma gürültüsü (loading or lift noise) adı verilir.

FW-H metodu günümüzde kullanılan bir çok HAD ticari kodunda aeroakustik hesap aracı olarak yer almaktadır. Yöntem içerisinde kullanılan matematiksel ifadelere özet olarak yer verilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada yer alan foil etrafında akım gürültüsü hesaplamalarında FW-H yöntemi uzak alandaki gürültü tahmini için kullanılmıştır.

#### 4.2 Hızlı Fourier Dönüşümü - FFT (Fast Fourier Transform)

FFT, zamana bağlı toplanan verinin frekans düzlemine aktarılmasını sağlayan matematiksel bir işlemdir (Şekil 4.1’de temsili olarak gösterilmiştir). Genel tanım olarak titreşim sinyallerinin ayrıklaştırılması olarak tanımlanabilir. Gürültü verisi de bir çeşit basınç titreşimi verisi olduğu için kullanım amaçları benzerlik göstermektedir. Temel prensip, bir genlik fonksiyonu (RMS, PSD, SPL v.b.) ve pencere fonksiyonu (Hanning, Hamming, Blackman v.b.) kullanılarak verinin frekans düzlemine çevirilmesidir. Frekans değerlerini oktav bantları kullanarak incelemek mümkündür. Bu bölümde sürekli Fourier dönüşümüne yer verilmiştir.



**Şekil 4.1 :** Verinin zaman düzleminde frekans düzlemine aktarımı (CD-Adapco, 2013).

$x(t)$  fonksiyonunun kompleks değerli bir fonksiyon olduğunu varsayalım. Fourier dönüşümü  $\omega$  frekansında aşağıdaki fonksiyonla gösterilir:

$$X(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (4.27)$$

Burada  $t$  zamanı,  $\omega$  açısal frekansı ifade etmektedir. Açısal frekans ifadesi yerine konulursa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$X(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad (4.28)$$

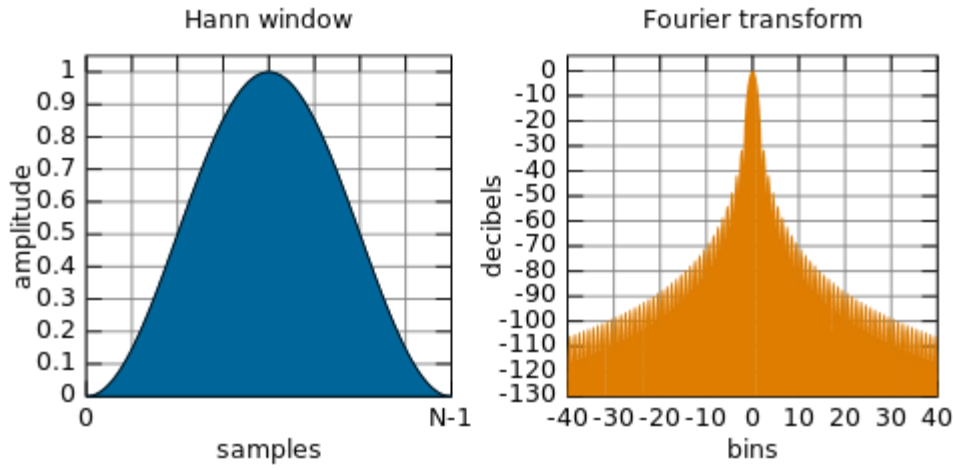
Ters dönüşümle aşağıdaki ifade elde edilir:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f)e^{i2\pi ft} df \quad (4.29)$$

#### 4.2.1 Pencere fonksiyonları

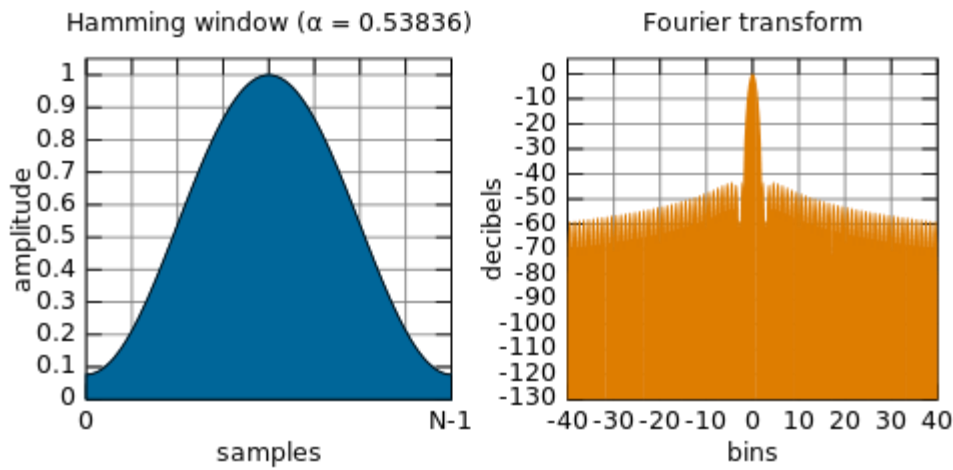
Bir pencere fonksiyonu tasarımında temel amaç, istenilen özellikleri sağlayacak genlik spektrumuna düşük derece ve en uygun spektral parametre değerleriyle ulaşmaktır.

Basit, tek frekanslı bir sinüzoidal dalganın frekans spektrumu çizilmek istenirse, sahip olduğu frekans değeri üzerinde bir tek düz çizgi olur. Ancak bu dalganın örnekleri alınıp FFT ile işlendiğinde, ortaya çıkacak frekans spektrumunda bir tek çizgi değil sahip olduğu frekanslara yakın frekansları da örten bir eğri ile karşılaşılır. İşte bu duruma "spektral sızıntı" denir. Sinyaller işlenmeden önce belli sayıda örnek içeren parçalara ayrılır. İşte bu parçaların herbirine pencere adı verilir. Pencere fonksiyonları, sinyal parçalarını çarpan fonksiyonlardır. Bu fonksiyonlar yardımıyla sinyal parçalarının orta kısımlarının vurgulanması sağlanır. Pencerelelerin başlangıcına ve bitişine yakın kısımlar söndürülür. Bu sayede spektral sızıntı zayıflatılır. Uygulamada bir çok pencere fonksiyonu kullanılmakta olup bu çalışmada yapılan FFT dönüşümlerinde gürültü ölçüm alanında yaygın olarak kullanılan Hann pencere fonksiyonu kullanılmıştır ve kaydedilen sinyale olan etkileri aşağıdaki şekil ile gözlemlenebilir.

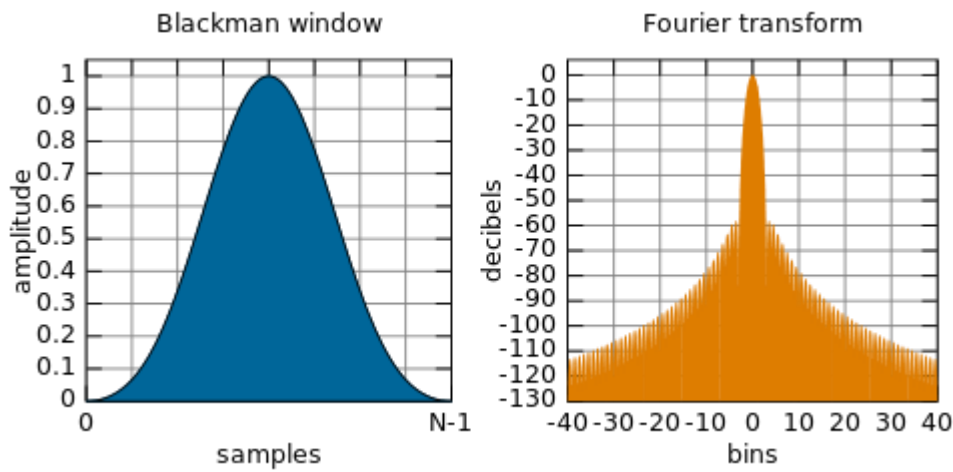


Şekil 4.2 : Hann pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014).

Farklı pencere fonksiyonlarına ve sinyale olan etkilerine ait bir kaç örnek aşağıdaki gibi verilebilir:



Şekil 4.3 : Hamming pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014).



Şekil 4.4 : Blackman pencere fonksiyonu (Wikipedia, 2014).

#### **4.2.2 Oktav bandı**

Karmaşık sesler incelendiğinde, sesin daha çok hangi frekanslardan oluştuğu gürültü kontrolü açısından oldukça önemlidir. Bu yüzden gürültü frekans spektrumunu bilmek önemlidir. Gürültü ölçüm cihazları istenilen frekans aralıklarında filtreleme yaparak bu aralıktaki büyüklükler belirlenir.

Oktav kavramı müzikten gelmektedir. Bir oktav sekiz ses tonundan meydana gelir, sekizinci ses tonunun frekansı, birinci ses tonunun frekansının iki katıdır. Oktav bantları  $1/n$  ( $n= 1, 2, 3, 10, 12$ ) olarak değişir.  $1/1$  geniş aralığı,  $1/12$  daha dar bir aralığı temsil eder. Gürültü analizleri için  $1/3$  Oktav bandı daha yaygın olarak kullanılmaktadır.



## 5. SAYISAL SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR

Bu çalışmada, üç boyutlu ve iki boyutlu olarak NACA 0012 foil yapısı etrafında, iki boyutlu dairesel silindir etrafında akım gürültüsü sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanmıştır. Üç boyutlu foil yapısı etrafında akım gürültüsü tek bir durum için deneysel veri ile karşılaştırmalı olarak incelenmiş, daha sonra problem iki boyuta indirgenerek hücum açısı ve kanat çıkış kenar yapısının akustik etkileri birden fazla durum üzerinde incelenmiştir. Cisim etrafındaki basınç değişimleri Navier Stokes denklemlerinin nümerik olarak çözülmesi ile elde edilmiş, denklemleri ayrıklaştırma yöntemi olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği alanında yaygın olarak kullanılan Sonlu Hacimler Yöntemi (FVM) kullanılmıştır. Gürültü kaynakları Lighthill analojisinden türetilmiş olan Curle ve Proudman yöntemleri kullanılarak incelenmiş, uzak alan gürültüsü "Ffowcs Williams and Hawkings" denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Foil etrafında akım gürültüsü hesaplamalarında gerçekleştirilen FW-H analizlerinde M1, M2, M5 ve M8 olarak kodlanan alıcıların orjine göre konumları sırası ile:

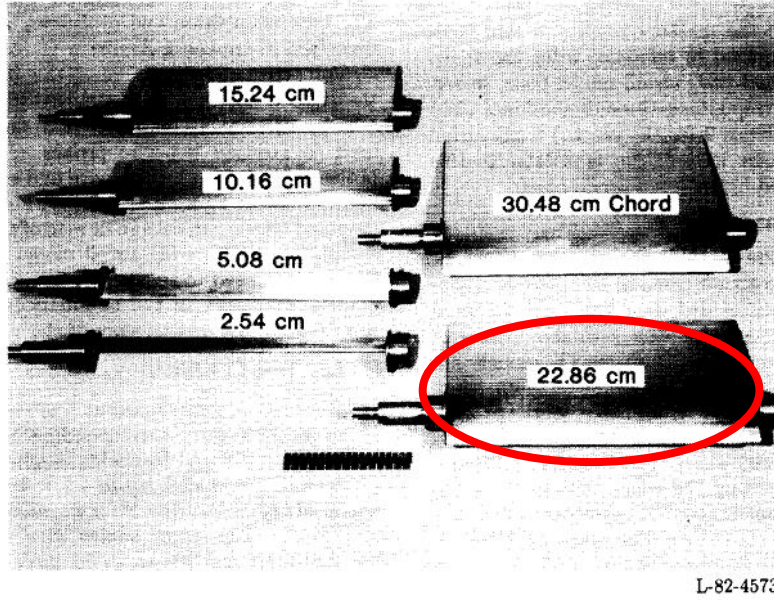
- M1: [ 0.2286 , 1.22 , 0.05715 ] m
- M2: [ 0.2286 , -1.22 , 0.05715 ] m
- M5: [ 0.8386 , 1.05655 , 0.05715 ] m
- M8: [ 0.8386 , -1.05655 , 0.05715 ] m

şeklindedir.

Sonlu Hacimler hesaplamaları ticari bir kod olan Star CCM+ v8.02.011 yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

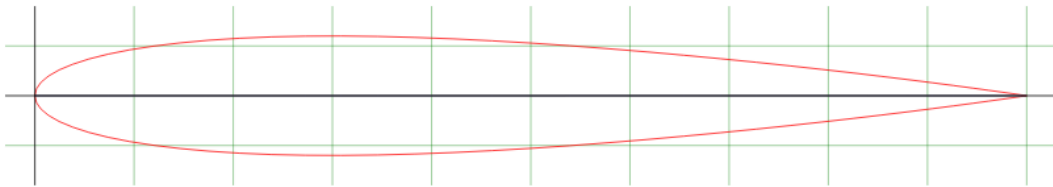
## 5.1 Üç Boyutlu Foil Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması

Çalışmada kullanılan NACA 0012 formunun tercih sebebi yaygın olarak kullanılıyor olması, açık literatürde deneysel ve hesaplamalı olarak üzerinde çokça çalışılan bir form olmasıdır. Foil boyutları ve sınır koşulları belirlenirken karşılaştırma yapılabilmesi için NASA tarafından hazırlanan, NACA 0012 foil yapısı ile ilgili deneysel çalışmalara ait referans dokümanda yer alan boyutlar ve sınır koşulları ele alınmıştır (Brooks, Pope, & Marcolini, 1989). Foil kort boyu 22,86 cm seçilmiştir.



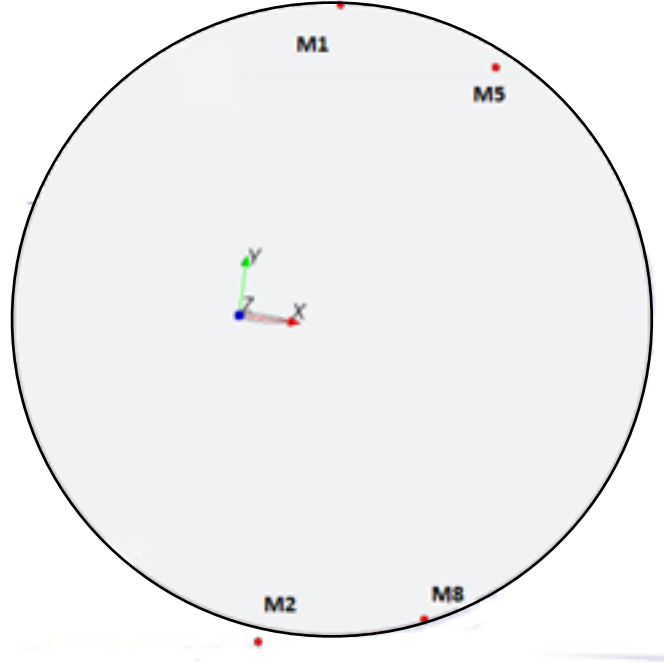
**Şekil 5.1 :** Referans dokümanda yer alan foil boyutları (Brooks, Pope, & Marcolini, 1989).

NACA0012 formuna ait kesit geometrisi Şekil 5.2'de verilmiştir.



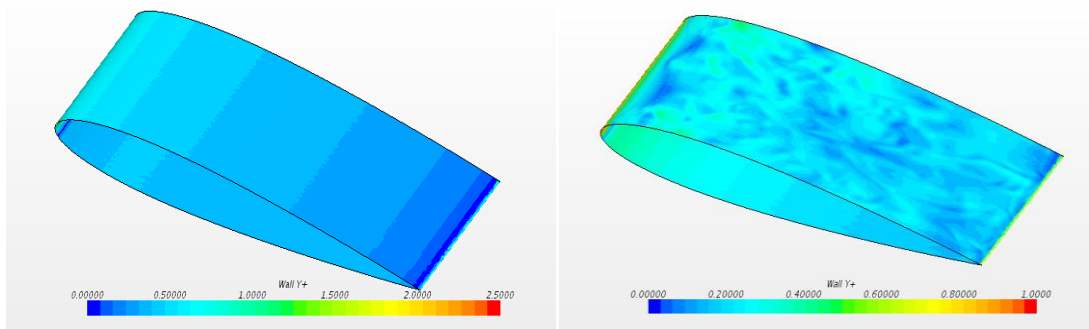
**Şekil 5.2 :** NACA0012 foil geometrisi.

Sonlu Hacim Yöntemi ile gerçekleştirilen hesaplamalarda 2,4 metre çapında O tipi domain (O grid) kullanılmıştır.



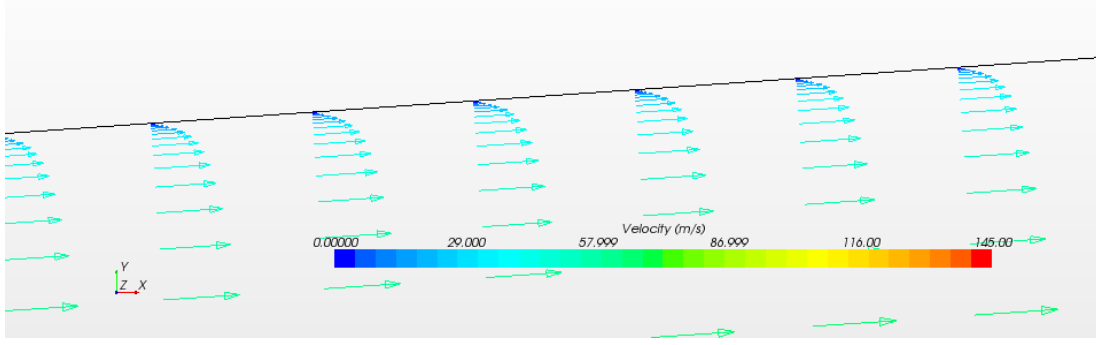
**Şekil 5.3 :** Sanal alıcı pozisyonları, O tipi grid gösterimi ve foil konumu.

Başlangıç olarak deneysel veri ile karşılaştırma yapılabilmesi ve hesap yönteminin doğruluğunun gösterilebilmesi için deneysel çalışmalara benzer olarak kanat hücum açısı olarak 7.3 derece, akışkan tipi olarak hava ve akış hızı olarak 71,3 m/s alınmıştır. Çözüm ağı, kanat yapısı üzerinde  $y^+$  değerleri 0-1.0 aralığında kalacak şekilde sınır tabaka modellemesi oluşturularak ve kanat iz bölgesinde kalan alan ~1mm boyutlarında tutularak hazırlanmıştır.



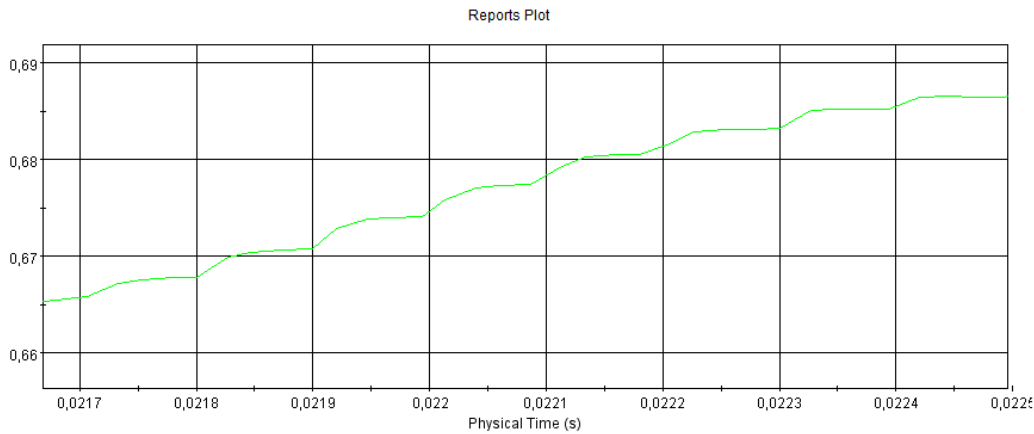
**Şekil 5.4 :** Solda zamandan bağımsız, sağda zamana bağlı gerçekleştirilen Üç boyutlu analize ait  $y^+$  değerleri (0-2 değer aralığında).

Duvara yakın bir bölgede hız gradyeni vektörel olarak Şekil 5.5'te gösterilmiştir:



**Şekil 5.5 :** Foilin alt tarafında duvar üzerinde elde edilen anlık hız gradyanı.

Üç boyutlu model için toplam eleman sayısı yaklaşık 6 milyon eleman mertebelerindedir. Hava modeli ideal gaz olarak tanımlanmış, dinamik viskozite değeri  $1.855E-5$  Pa-s olarak alınmıştır. Referans basınç değeri standart atmosfer basıncı kabul edilen 101325 Pa alınmıştır. Analiz için başlangıç değeri olarak statik basınç 0.0 Pa, statik sıcaklık 300 K, türbülans yoğunluğu 0.01 ve türbülans viskozite oranı 10 olarak alınmıştır. FW-H ile aeroakustik çözümlemesinde kullanılmak üzere referans akışkan yoğunluğu  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , ses hızı ise 340 m/s alınmıştır. Yapılan çalışmada hesaplama modeli olarak RANS denklemleri, türbülans modeli olarak LES modeli "WALE Subgrid Scale" alt modeli ile birlikte kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda ölçüm yapılan 1 kHz - 10 kHz frekans aralığını yakalayabilmek için zamana bağlı analizlerde zaman adımı olarak  $1.10^{-5}$  saniye, toplam analiz süresi 0,025 saniye olarak alınmıştır. Problemin yakınsama durumu incelenerek her bir zaman adımı için iç iterasyon sayısı 15 olarak belirlenmiştir.

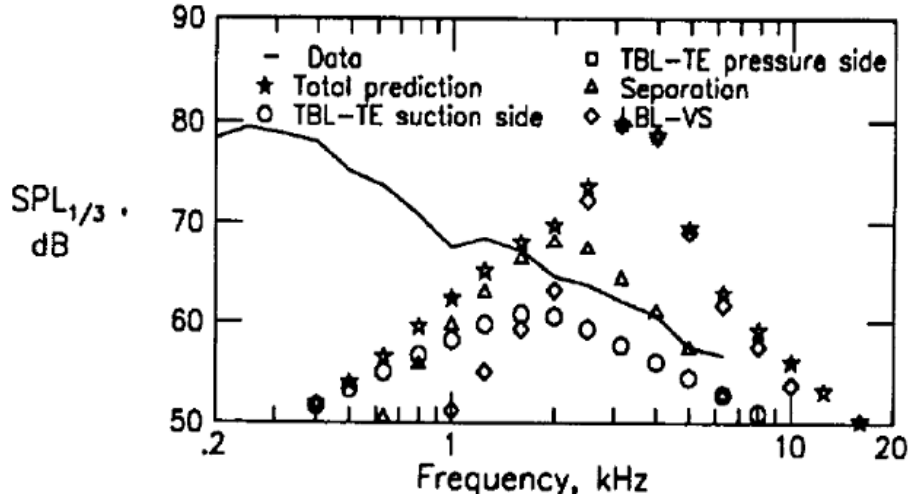


**Şekil 5.6 :** Analiz modeli iç iterasyon yakınsama durumu (zaman adımı-direnç katsayısı).

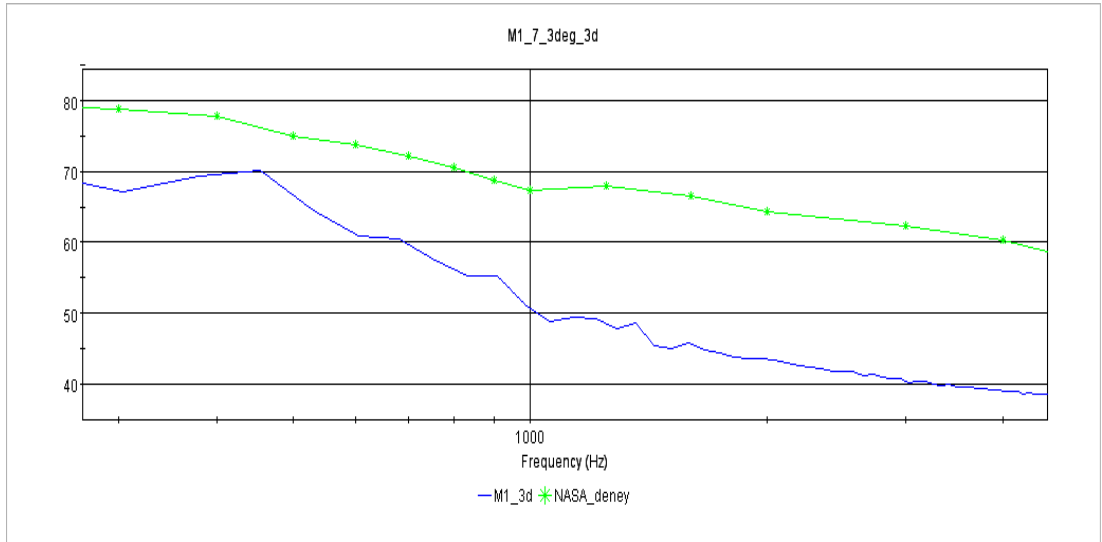
Viskoz akış, çözüm ağ yapısından dolayı, problem stabilitesi düşünülerek ve hesaplamalı akustik yaklaşımı yapılacağından implicit olarak ikinci dereceden

yaklaşım ile çözümlenmiştir. Zaman bağılı analiz süresince deneysel çalışmaya benzer şekilde 4 farklı noktada alıcılar tanımlanarak zamana bağlı basınç değişim verisi toplanmıştır.

Üç boyutlu olarak yapılan analiz sonuçlarından elde edilen gürültü eğrisi incelendiğinde ses basıncı düzeyinin aynı mertebelerde olmadığı, deneysel çalışmadan elde edilen eğri ile benzer karakterde olduğu gözlemlenmiştir.



**Şekil 5.7 :** Naca0012 formuna ait ses basıncı düzeyi test sonuçları (Brooks, Pope, & Marcolini, 1989).



**Şekil 5.8 :** Üç boyutlu foil etrafında LES analizi M1 alıcısı ses basıncı düzeyi (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

0 ve 0'de verilen ses basınç düzeyleri incelendiğinde 1 kHz frekans değerindeki düşüş ve 1.25 kHz frekans değerinde görülen pik, deney sonuçları ile benzerlik göstermiş, aynı karakteristiğe sahip eğriler elde edilmiştir. Gerçekleştirilen ilk analizde elde edilen bu sonuçlar tatmin edicidir ancak, eleman sayısının fazla olması,

toplam iterasyon sayısının incelenmek istenen frekans aralığına bağlı olarak yüksek olması oldukça pahalı bir çözüm ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Değerlendirmesi yapılan üç boyutlu analiz modeli toplam bilgisayar çözüm süresi, 2.2 GHz i7 8 çekirdek, 8 GB Ram özelliklerine sahip bir bilgisayar üzerinde 400 saati bulmuştur. Değişken günlük kullanım süreleri ile birlikte değerlendirildiğinde 3 haftalık bir süre sonunda sonuçlar elde edilmiştir. İncelenmek istenilen parametreler ile oluşturulan analiz matrisinde yaklaşık otuz adet analiz yer aldığından ve üç boyutlu olarak bu kadar çok varyasyonun çözüme kavuşturulması çalışma takvimi içerisinde mümkün olmadığından problemin iki boyuta indirgenerek analiz sürelerinin kısaltılması yoluna gidilmiştir. Hem problemin iki boyuta indirilmesi sebebiyle, hem de düşük Mach sayılarında ve düşük hücum açılarında kuadrupol gürültünün baskın olmayışı sebebi ile kuadrupol gürültü kaynaklarından gelen gürültü terimi hesaba katılmamıştır. Gürültü kaynak terimlerinin aeroakustik etkinliğine Bölüm 3'te yer verilmiştir.

## **5.2 Dairesel Silindir Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması**

İki boyutlu akış ve akım gürültüsünün gerçek hayatta fiziksel karşılığı olmadığı için yapılacak iki boyutlu foil hesaplamalarının tutarlılığını göstermek adına literatürde yer alan dairesel silindir etrafında akış ve akım gürültüsü problemi incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Özellikle direnç katsayısının deneysel verilere yakınsama durumları incelenerek grid yapısından bağımsız bir çözüm ağı modeli oluşturulmuştur. İz bölgesi ve girdaplılık yapısı incelenmiş, literatürde yer alan kaynaklar ile basınç, basınç türevleri ve gürültü datası karşılaştırılarak oluşturulan modelin tutarlılığı ortaya konulmuştur.

Dairesel silindir etrafında akış, akışkanlar dinamiği alanında geliştirilen ilk matematiksel modellerden birisi olmuştur. Ancak yapılan çalışmalar dairesel silindir etrafındaki akışın sayısal olarak çözümlenmesinin gözüktüğü gibi basit bir olay olmadığını göstermiştir. Zdravkovich süreksiz cisimler etrafındaki akış için üç farklı geçiş bölgesi içeren beş ayrı akım rejimi tanımlamıştır ancak dairesel silindirler incelendiğinde ilave olarak beş farklı geçiş bölgesi daha söz konusu olmaktadır (Zdravkovich, 1997) (Mockett, 2009). Reynolds sayısına bağlı olarak çok sayıda geçiş bölgesinin olması, problemin karmaşıklığını ortaya koymaktadır. Deneysel çalışmalarda görülmüştür ki deney ortamındaki farklılıklar, ön kritik rejim

bölgesinden itibaren ( $Re=100.000-200.000$ ) aynı Reynolds sayısında deney yapılması durumunda bile farklı akış karakteristikleri gözlemlenmesine sebep olmaktadır.

Dairesel silindir etrafında akış ve akım gürültüsü hesaplamalarına ait sonuçlar, dairesele silindir etrafında viskoz akış ve akım gürültüsünün hesaplanması üzerine NASA tarafından yayınlanmış dokümanda yer alan sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Cox, Brentner, & Younis, 1997).

Referans dokümanda türbülanslı akış için  $9 \times 10^4$  ve  $5 \times 10^6$  Reynolds sayılarındaki akım gürültüsü hesaplamalarına yer verilmiştir. İlave olarak  $9 \times 10^3$  Reynolds sayısında da analiz yapılarak direnç katsayısı değerleri deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Dokümanda yer alan ve sayısal hesaplamalar için kullanılan dairesele silindir boyut bilgileri Çizelge 5.1’de akışkan ve sınır koşulu ile ilgili bilgiler Çizelge 5.2’de verilmiştir.

**Çizelge 5.1 :** Analizlerde kullanılan dairesele silindir ana boyutları.

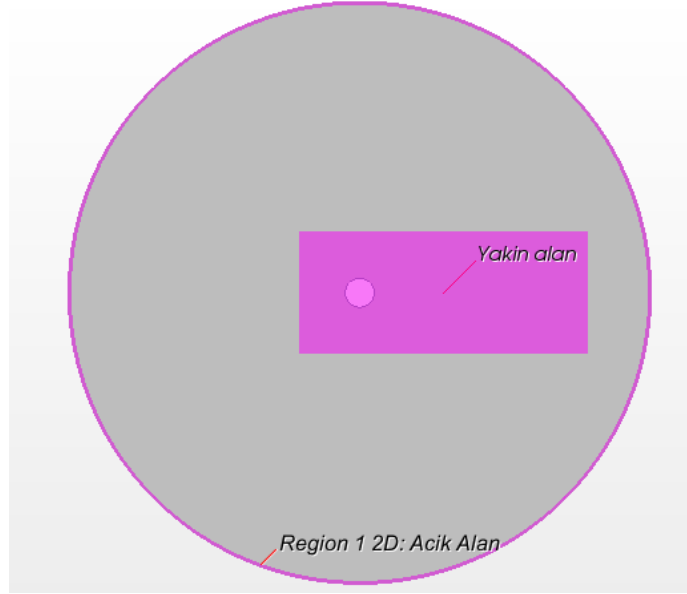
| Dairesel silindir ana boyutları |                        |       |
|---------------------------------|------------------------|-------|
| Parametre                       | Boyut                  | Birim |
| Yarıçap (R)                     | 0.0095                 | m     |
| Derinlik (D)                    | 0.2                    | m     |
| Alan                            | $1.194 \times 10^{-2}$ | $m^2$ |
| Domain çapı (40D)               | 0.38                   | m     |

**Çizelge 5.2 :** Akışkan ve sınır koşulu bilgileri.

| Hesaplamalarda kullanılan akışkan ve sınır koşulu bilgileri |                       |                       |                        |
|-------------------------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|
| Parametre                                                   | SL1                   | SL2                   | SL3                    |
| Hız [m/s]                                                   | 67.3                  | 67.3                  | 67.3                   |
| Çap [m]                                                     | 0.019                 | 0.019                 | 0.019                  |
| Kinematik Viskozite ( $\nu$ ) [ $m^2/s$ ]                   | $1.42 \times 10^{-5}$ | $1.42 \times 10^{-4}$ | $2.56 \times 10^{-7}$  |
| Dinamik Viskozite ( $\mu$ ) [Pa.s]                          | $1.68 \times 10^{-5}$ | $1.68 \times 10^{-4}$ | $3.028 \times 10^{-7}$ |
| Reynolds sayısı                                             | $9 \times 10^4$       | $9 \times 10^3$       | $5 \times 10^6$        |

Yapılan hesaplamalarda domain sınırlarına açık alan sınır koşulu tanımlanmıştır. Başlangıç olarak referans dokümanda belirtilen 0.2 Mach sayısı açık alan akışkan hızı olarak tanımlanmış, yüksek Reynolds sayıları hız parametresi sabit tutularak dinamik viskozite değeri değiştirilerek elde edilmiştir. Aksi takdirde yüksek Reynolds sayıları elde edebilmek için ses üstü akış bölgesine girilmesi ve akustik açıdan lineer

olmayan etkilerin gözlemlenmesi söz konusu olacaktır. Dairesel silindir, akış domaini yapısı ve kullanılan yakın alan bölgesi örneği Şekil 5.9'da verilmiştir.



**Şekil 5.9 :** Dairesel silindir, akış domaini yapısı ve yakın alan.

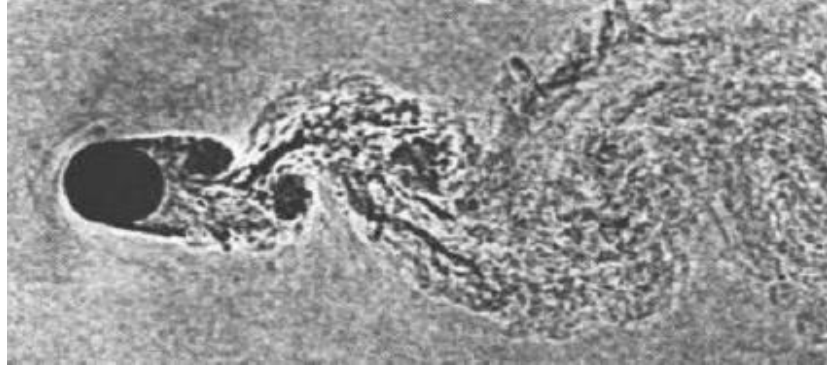
Başlangıç olarak grid yapısından bağımsız sonuçlar elde edebilmek için farklı ağ örgüleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Yapılan analizlerde direnç katsayıları ve girdap yapıları incelenerek maliyet açısından ve gerçeğe yakınlık açısından en optimum versiyona karar verilmiştir.

**Çizelge 5.3 :** Çözüm ağ yapısının etkisinin incelenmesi.

| Çözüm ağ yapısının direnç katsayısına etkisi |                     |        |                 |                       |                                  |                              |                    |                            |                         |
|----------------------------------------------|---------------------|--------|-----------------|-----------------------|----------------------------------|------------------------------|--------------------|----------------------------|-------------------------|
|                                              | Toplam Hücre Sayısı | $C_D$  | Domain Çapı [m] | Ana hücre boyutu [mm] | Yakın alan boyutları [X(m)xY(m)] | Yakın alan hücre boyutu [mm] | Prism Layer Sayısı | Prism Layer Kalınlığı [mm] | Prism Layer artış oranı |
| V1                                           | 60,202              | 1.2939 | 0.38            | 2.5                   | 0.1x0.04                         | 0.5                          | 18                 | 1.25                       | 1.5                     |
| V2                                           | 206,081             | 1.1275 | 0.38            | 2.5                   | 0.2x0.08                         | 0.5                          | 18                 | 1.25                       | 1.5                     |
| V3                                           | 393,860             | 1.1222 | 0.38            | 1.75                  | 0.2x0.08                         | 0.35                         | 18                 | 0.875                      | 1.5                     |
| V4                                           | 12,256              | 0.95   | 0.38            | 8                     | 0.2x0.08                         | 1.6                          | 18                 | 4                          | 1.5                     |
| V5                                           | 18,401              | 0.867  | 0.61            | 8                     | 0.2x0.08                         | 1.6                          | 18                 | 4                          | 1.5                     |
| V6                                           | 44,510              | 1.7481 | 0.61            | 8                     | 0.6x0.08                         | 1                            | 15                 | 2                          | 1.5                     |
| V7                                           | 532,400             | 1.1207 | 0.61            | 1.75                  | 0.6x0.08                         | 0.35                         | 18                 | 0.875                      | 1.5                     |

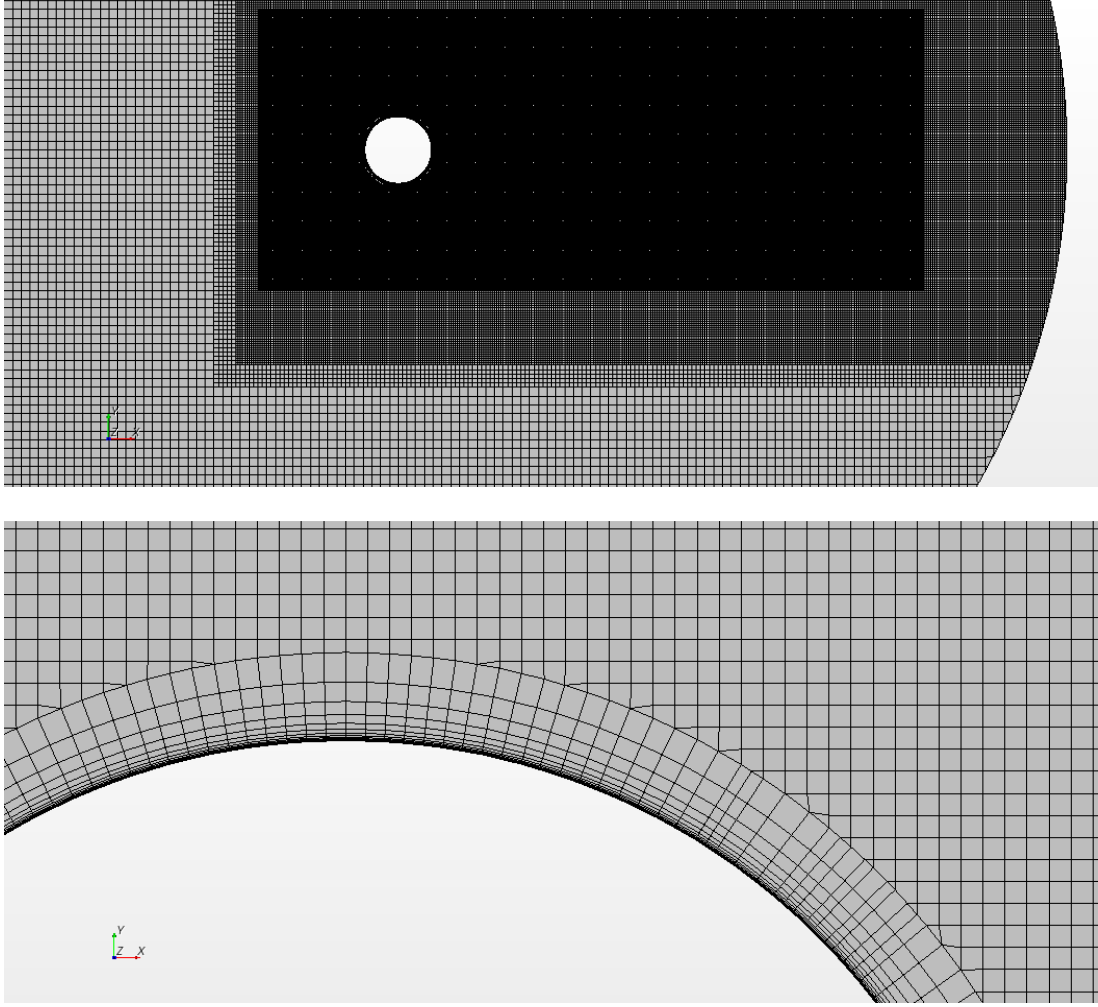
Boyutları belirtilen dairesel silindir etrafında akış için deneysel sonuçlar incelendiğinde direnç katsayısının 1.0 ila 1.2 aralığında olması beklenmektedir (Cox, Brentner, & Younis, 1997). Bu çalışmada HAA ile ilgili bir inceleme yapılacağı için

cisim üzerine etkiyen kuvvetlerin gerçeğe yakınsaması kadar cismin izinde oluşan girdap yapılarının davranışı da yüksek önem taşımaktadır. Bu sebepten dolayı çözüm ağ yapısına karar verirken değerlendirilen bir diğer parametre zamana bağlı olarak cisim arkasında kalan girdapların davranışlarının incelenmesi olmuştur. İlgili Reynolds sayısında dairesel silindir etrafında oluşması beklenen girdap yapısı Şekil 5.10'da verilmiştir.



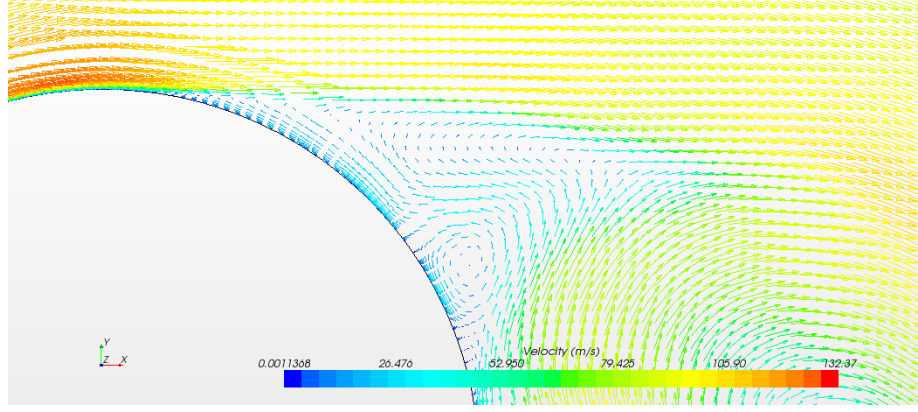
**Şekil 5.10 :** Dairesel silindir etrafında meydana gelen anlık girdap görüntüsü, ,  $Re=140,000$  (Dyke, 1988).

Yapılan hesaplamalar sonucunda V2 numaralı çözüm ağ yapısına sahip analiz modelinin en optimum direnç katsayısı ve girdap yapısına sahip olduğu görülmüştür. Seçilen varyasyona ait çözüm ağı genel görünümü ve duvara yakın bölgedeki ağ yapısı sırasıyla Şekil 5.11'de verilmiştir.

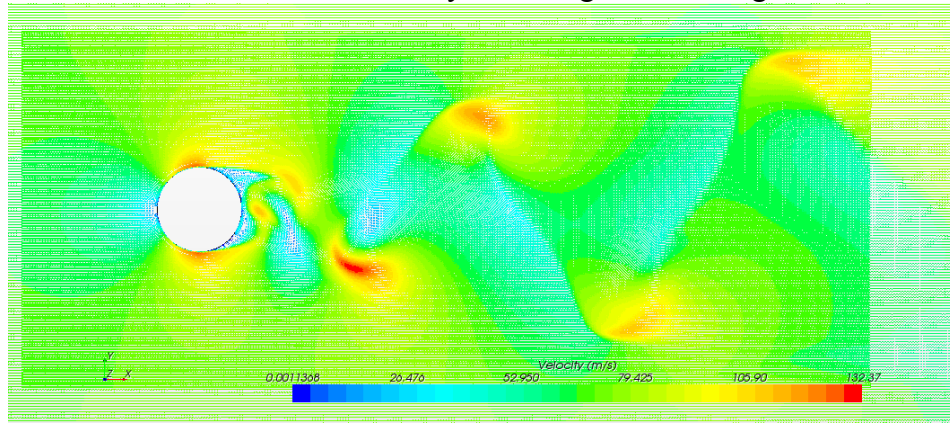


**Şekil 5.11 :** Üstte, genel çözüm ağı görünümü; altta, duvara yakın bölgede "prism layer" yapısının görünümü.

İlk etapta zamandan bağımsız olarak sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiş, daha sonra çözüm datası zamana bağlı analizler için başlangıç değeri olarak kullanılmıştır. Problemin yakınsaması açısından bu yaklaşım sıkça karşılaşılan bir uygulama şeklidir. Zamandan bağımsız analizler için seçilen varyasyona ait silindir üst bölgesindeki ayrılma noktasına ait vektörel bir gösterim Şekil 5.12'de verilmiştir.

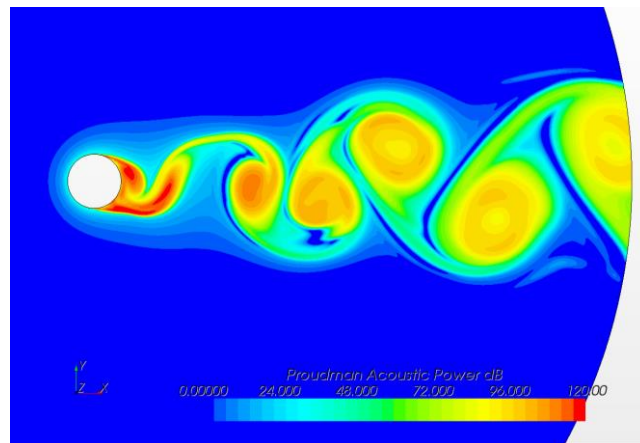


**Şekil 5.12 :** Zamandan bağımsız analiz sonuçlarına göre dairesel silindir üst ayrılma bölgesi vektörel gösterim.



**Şekil 5.13 :** Zamandan bağımsız analize ait hız vektörlerinin gösterimi.

Zamana bağlı olarak gerçekleştirilen analiz elde edilen girdaplılık konturları ile eş değer Proudman analojisi ile elde edilebilen dB cinsinden gürültü kaynak güçlerinin anlık bir gösterimi Şekil 5.13'te verilmiştir.

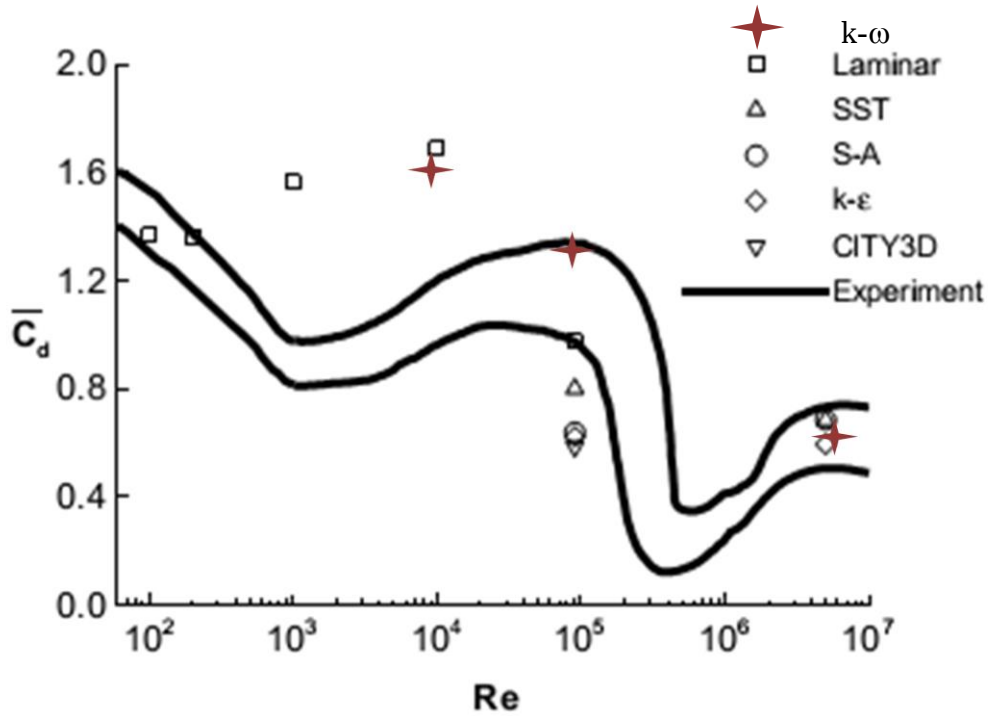


**Şekil 5.14 :** Anlık olarak silindir izinde kalan bölgedeki girdaplılık şiddet yapısını temsil eden gürültü kaynak gücü değerlerinin dB cinsinden gösterimi.

Seçilen ağ örgüsü yapısı kullanılarak izelge 5.2’de belirtilen koşullarda, farklı Reynolds sayılarında da analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde referans çalışmadaki sonuçlara benzer, sınır tabaka geçiş rejiminin üçüncü bölümünde kalan  $Re=9 \times 10^4$  (Mockett, 2009) haricindeki akışlarda direnç katsayısı değerleri deneysel sonuç aralığında elde edilmiştir. Zamana bağlı elde edilen ortalama direnç katsayısı değerleri izelge 5.4’te verilmiştir. Sonuçların grafik üzerinde gösterimi şekil 5.15’te verilmiştir.

**Çizelge 5.4 :** Ortalama direnç katsayısı değerleri.

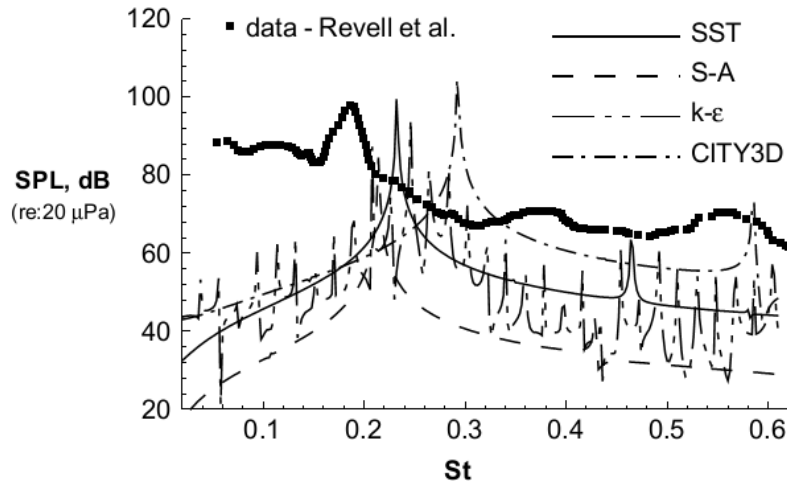
| Zamana bağlı analiz sonuçlarından elde edilen ortalama direnç katsayısı değerleri |           |                            |                            |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------|----------------------------|----------------------------|
| Reynolds sayısı                                                                   | $C_{D^*}$ | $C_D$<br>(Deney alt limit) | $C_D$<br>(Deney st limit) |
| 9,000                                                                             | 1.6       | 0.9                        | 1.25                       |
| 90,000                                                                            | 1.28      | 0.95                       | 1.4                        |
| 5,000,000                                                                         | 0.62      | 0.45                       | 0.78                       |



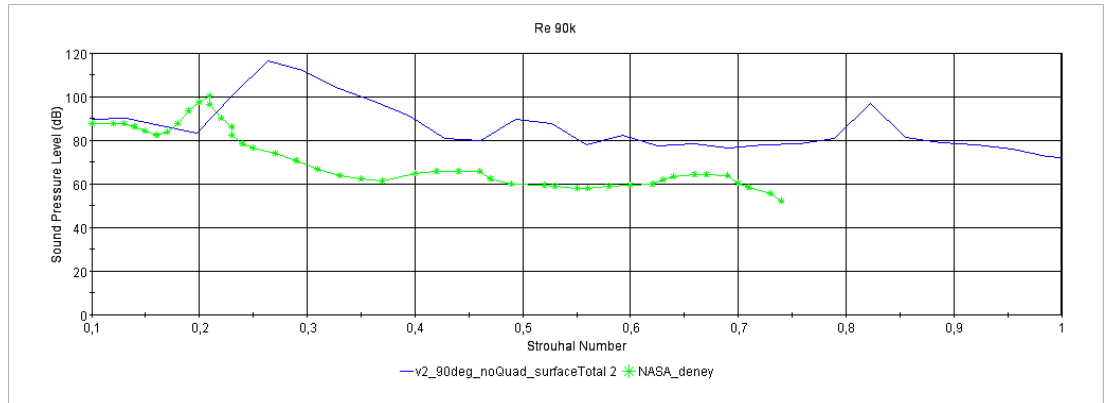
**şekil 5.15 :** V2 zm ağ yapısına ait analiz sonuçlarından elde edilen direnç katsayısının deneysel ve diğer nümerik çalışmalarla karşılaştırması (Cox, Brentner, & Younis, 1997).

Cisim zerine etki eden kuvvetlerin deneysel sonuçlara yakınsamasının yeterli seviyede olduğu kabul edilmiştir. Bir sonraki aşama farklı Reynolds sayıları için akım gürültüsü karşılaştırmalarının yapılmasıdır.

Referans olarak incelenen dokümanda dairesel silindir etrafındaki akıştan kaynaklanan akım gürültüsü değerleri, Strouhal sayısına karşılık olarak grafik halinde verilmiştir.  $Re=90,000$  için iki boyutlu olarak yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen ses basıncı düzeyi grafiği,  $Re=89,000$  koşulundaki deneysel veri ile karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir (Cox, Brentner, & Younis, 1997). Bu çalışmada benzer ortam koşulları ve Reynolds sayısı altında sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir ve sonuçları aşağıdaki şekildedir.



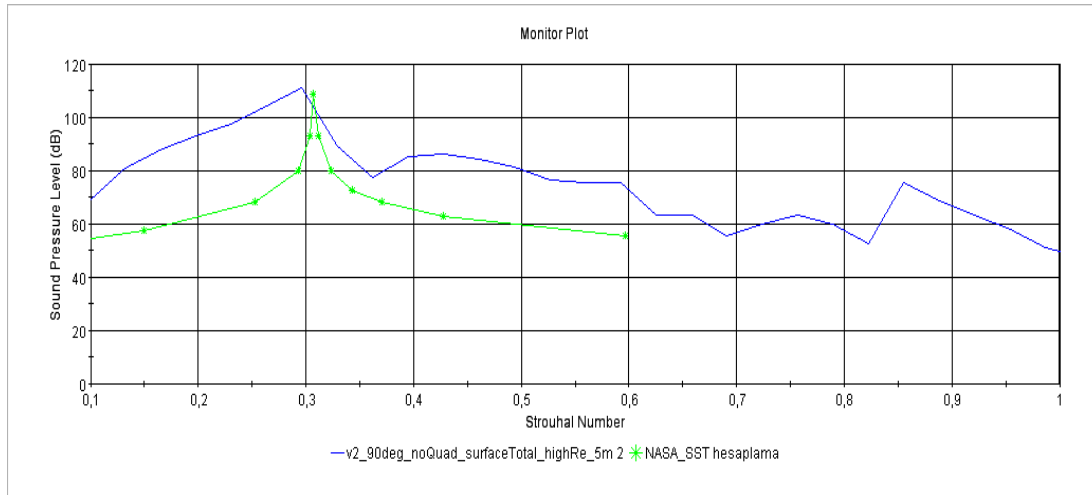
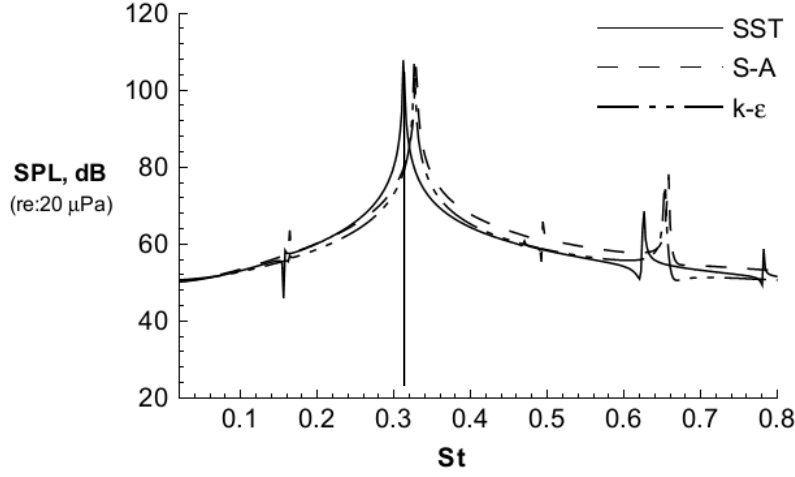
**Şekil 5.16 :** Dokümanda yer alan hesaplama sonuçlarını ve deneysel veriyi gösteren ses basıncı düzeyi grafiği (Cox, Brentner, & Younis, 1997).



**Şekil 5.17 :** Yapılan nümerik hesaplamalar sonucunda elde edilen ses basıncı düzeyi grafiği (referans ses basıncı: 20 µPa).

Elde edilen sonuçlar referans dokümanda verilen CITY3D kodu ile gerçekleştirilen sayısal hesaplama sonuçları ile karşılaştırıldığında 0.25 ve 0.6 Strouhal sayılarındaki ses basıncı düzeylerinde elde edilen piklerin uyumlu olduğu, deney sonuçları ile karşılaştırıldığında ise 0.6 Strouhal sayısında elde edilen yükselme ile uyumlu olduğu ancak 0.25 Strouhal sayısındaki pik değerinin daha düşük bir frekansta elde edildiği

gözlemlenmiştir. Bu farklılığın kabul edilebilir mertebede olduğu değerlendirilmiştir. Benzer çalışma  $Re=5 \times 10^6$  için tekrar edilmiş ve referans dokümanda yer alan hesaplama sonuçları ile birlikte verilmiştir.

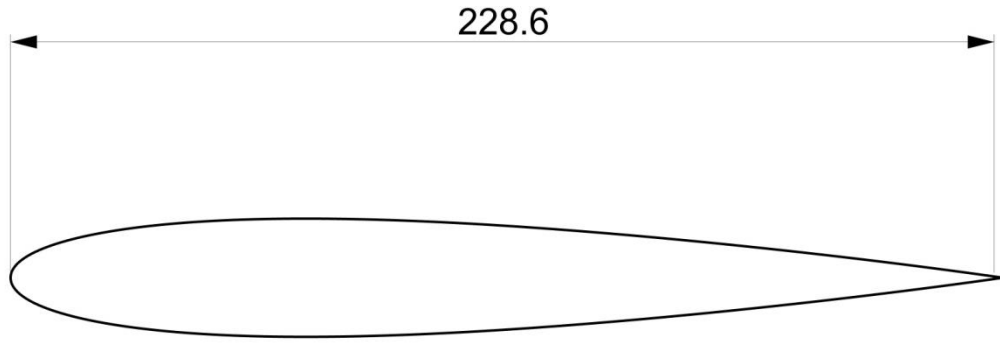


**Şekil 5.18 :** Üstte  $Re=5 \times 10^6$  için referans yayında yer alan sayısal hesaplama sonuçları; altta aynı durum için gerçekleştirilen hesaplama sonuçları (Cox, Brentner, & Younis, 1997).

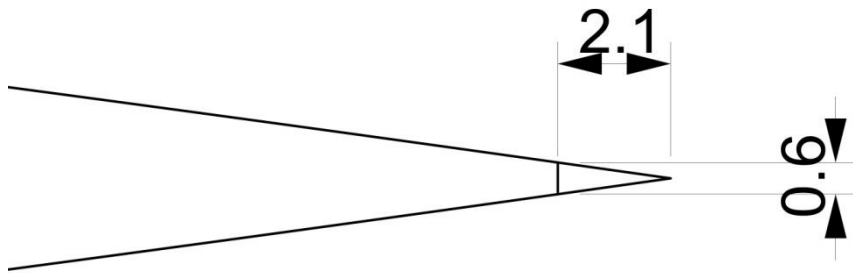
Referans dokümanda yer alan ve gerçekleştirilen sayısal hesaplamalardan elde edilen ses basınç düzeyleri karşılaştırıldığında en yüksek ses basıncı düzeyinin görüldüğü pik frekansı birbirine oldukça yakın olarak elde edilmiştir. Referans dokümanda 0.31 Strouhal sayısında pik ses basıncı düzeyi elde edilirken, gerçekleştirilen hesaplamalarda bu değer 0.295 olarak elde edilmiştir.

### 5.3 İki Boyutlu Foil Etrafında Akım Gürültüsünün Hesaplanması

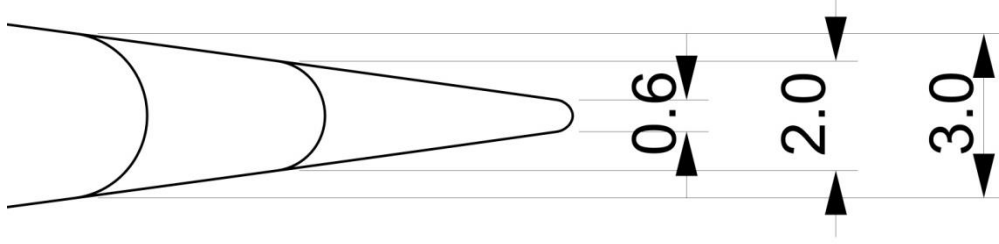
İki boyutlu analizlerde, dairesel silindir etrafında akış analizlerinde uygulanmış ağ örgüsü yapısı kullanılmıştır. Star CCM+ yazılımı imkanlarından faydalanılarak ağ örgüsü yapısı doğrudan iki boyuta indirgenmiştir. Analizlerde kullanılmak üzere farklı bitiş kenar yapısına sahip foil geometrileri hazırlanarak, farklı hücum açılarında ve farklı Reynolds sayılarında sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. İlk etapta hava akışkan modeli kullanılarak gerçekleştirilen analizler, daha sonra su akışkan modeli kullanılarak tekrarlanmıştır. Farklı akışkan ortamları için sınır koşulları belirlenirken Reynolds benzerliği dikkate alınarak analiz modeli oluşturulmuştur. Analizlerde kullanılan bitiş kenar yapısı geometrileri Şekil 5.19-5.22 aralığında verildiği gibidir.



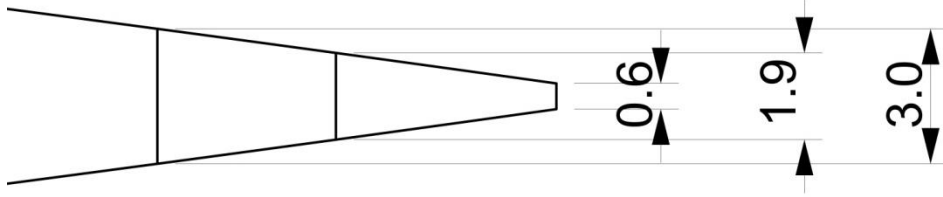
Şekil 5.19 : NACA0012 kesit geometrisi (uzunluk birimi mm).



Şekil 5.20 : Keskin bitiş kenar yapısı (uzunluk birimi mm).



**Şekil 5.21 :** Yuvarlatılmış bitiş kenar yapıları. (uzunluk birimi mm).



**Şekil 5.22 :** Düz bitiş kenar yapıları. (uzunluk birimi mm).

Analizlerde kullanılan akışkan modeli özellikleri, sınır koşulları ve Reynolds sayıları Çizelge 5.5 ve Çizelge 5.6’te verilmiştir.

**Çizelge 5.5 :** Hava modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri.

| Hava akışkan modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri |              |                                |                                  |                |
|----------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------------------------|----------------------------------|----------------|
| Re sayısı                                                                  | Hız<br>[m/s] | Dinamik<br>Viskozite<br>[Pa.s] | Yoğunluk<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Mach<br>Sayısı |
| 1.13x10 <sup>6</sup>                                                       | 71.3         | 1.68x10 <sup>-5</sup>          | 1.18415                          | 0.208          |
| 5.04x10 <sup>5</sup>                                                       | 31.7         | 1.68x10 <sup>-5</sup>          | 1.18415                          | 0.092          |
| 2.23x10 <sup>6</sup>                                                       | 140          | 1.68x10 <sup>-5</sup>          | 1.18415                          | 0.408          |

**Çizelge 5.6 :** Su modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri.

| Su akışkan modeli kullanılan analizler için sınır ve başlangıç değerleri |              |                                |                                  |
|--------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------------------------|----------------------------------|
| Re sayısı                                                                | Hız<br>[m/s] | Dinamik<br>Viskozite<br>[Pa.s] | Yoğunluk<br>[kg/m <sup>3</sup> ] |
| 1.13x10 <sup>6</sup>                                                     | 4.47         | 8.89x10 <sup>-4</sup>          | 997.56                           |
| 5.04x10 <sup>5</sup>                                                     | 1.99         | 8.89x10 <sup>-4</sup>          | 997.56                           |
| 2.23x10 <sup>6</sup>                                                     | 8.78         | 8.89x10 <sup>-4</sup>          | 997.56                           |

Analizler iki farklı hücum açısı için (0° ve 7.3°) hava ve su modelleri ile birlikte tekrarlanmıştır. 2 mm ve 3 mm bitiş kenar yapısına sahip foiller için analizler sadece hava içerisinde tekrarlanmıştır. İncelenen durumlara ait genel tablo Çizelge 5.7’de verilmiştir.

**Çizelge 5.7 :** Gerçekleştirilen hesaplamalara ait analiz matrisi.

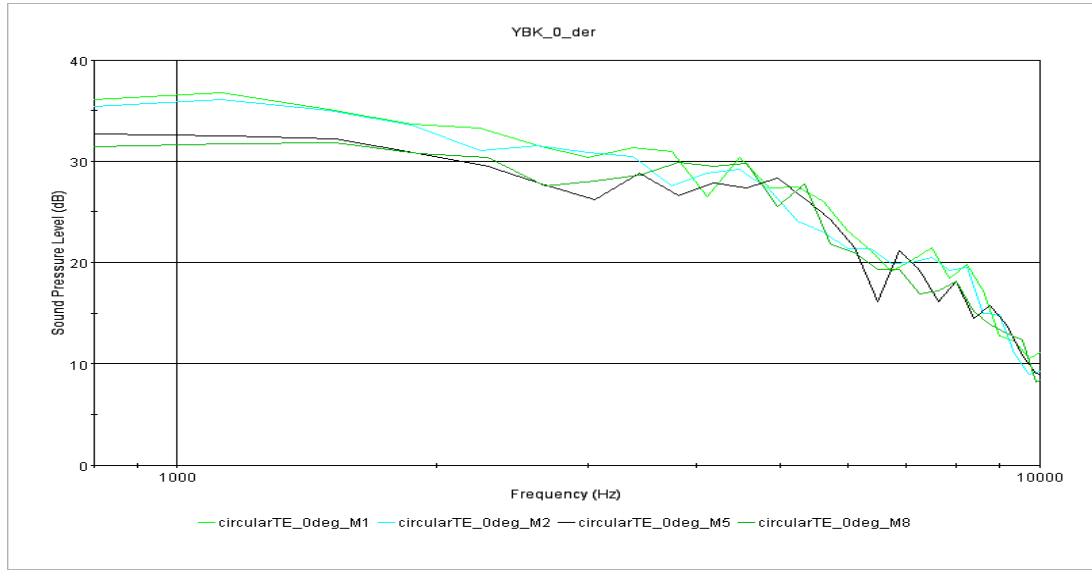
| Analiz matrisi      |      |       |      |      |       |      |      |       |      |      |       |      |
|---------------------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|
| Hava                |      |       |      |      |       |      | Su   |       |      |      |       |      |
| 0°                  |      |       |      | 7.3° |       |      | 0°   |       |      | 7.3° |       |      |
| Re.x10 <sup>6</sup> | 1.13 | 0.504 | 2.23 | 1.13 | 0.504 | 2.23 | 1.13 | 0.504 | 2.23 | 1.13 | 0.504 | 2.23 |
| KBK                 | +    | +     | +    | +    | +     | +    | +    | +     | +    | +    | +     | +    |
| YBK                 | +    | +     | +    | +    | +     | +    | +    | +     | +    | +    | +     | +    |
| YBK 2mm             | +    |       |      | +    |       |      |      |       |      |      |       |      |
| YBK 3mm             | +    |       |      | +    |       |      |      |       |      |      |       |      |
| DBK                 | +    |       |      | +    |       |      |      |       |      |      |       |      |
| DBK 2mm             | +    |       |      | +    |       |      |      |       |      |      |       |      |
| DBK 3mm             | +    |       |      | +    |       |      |      |       |      |      |       |      |

### 5.3.1 Hava içerisinde gerçekleştirilen analizler

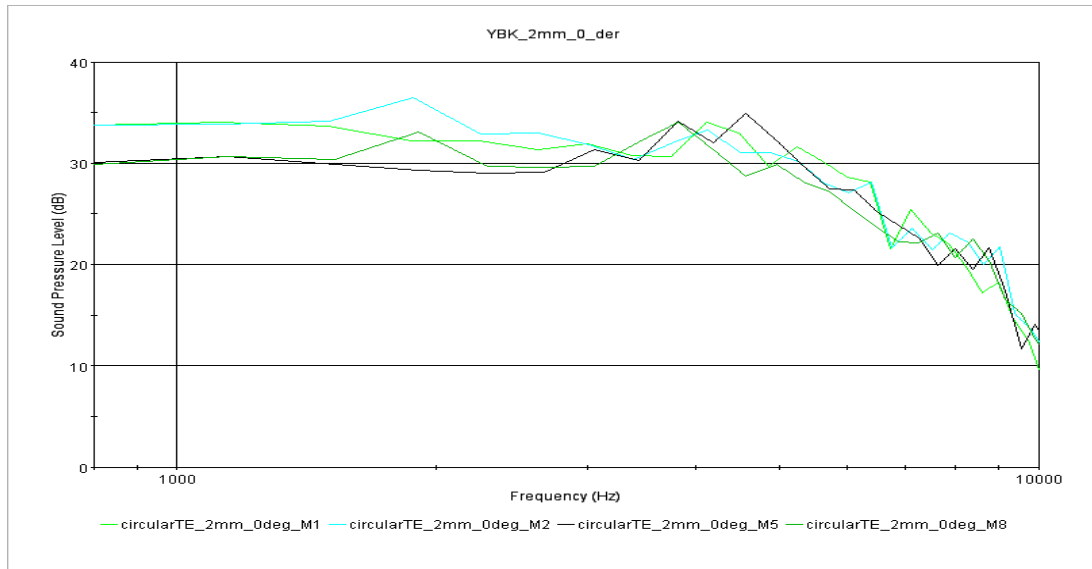
Alıcılardan zamana bağlı olarak toplanan basınç değişim verisi, FFT fonksiyonları ile işlenerek frekans düzleminde incelenmiştir. Frekans - genlik eksenlerinde grafik haline getirilen sonuçlarda basınç dağılımlarının dB olarak incelenebilmesi için genlik fonksiyonu olarak SPL fonksiyonları, frekans fonksiyonu olarak doğrudan 1kHz - 10kHz frekans aralığı, Pencere fonksiyonu olarak Hann (Hanning) ve altılı analiz blokları kullanılmıştır. Referans ses basınç değeri  $2.0 \times 10^{-5}$  Pa olarak alınmıştır. Hava için yapılacak akustik incelemelerde referans yoğunluk  $1.225 \text{ kg/m}^3$ , referans ses hızı 340 m/s olarak alınmıştır.

#### 5.3.1.1 Hücum açısının ve bitiş kenar yapısının gürültü karakteristiğine etkisi

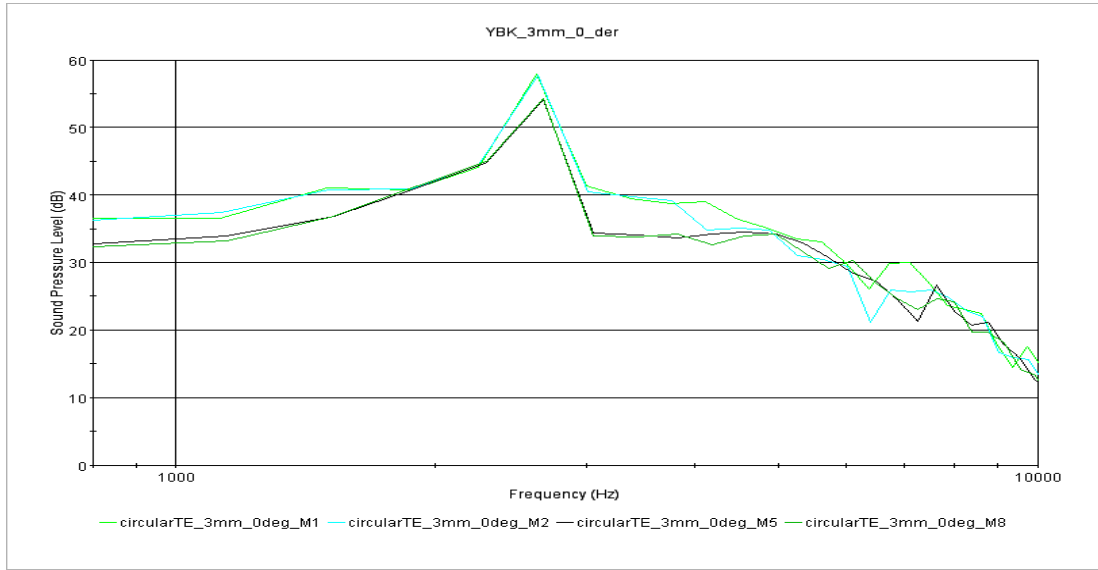
Şekil 5.24, 5.25 ve 5.26'da yuvarlatılmış bitiş kenar yapısına sahip foil etrafında akım gürültüsü sonuçları SPL (dB) olarak grafik halinde her alıcı için verilmiştir. Benzer grafikler yer alan alıcılar için sonuçlar incelendiğinde, alıcıların kendi içlerinde benzer davranışlar sergiledikleri görülmüş ve sonuç grafiklerini azaltmak maksadı ile karşılaştırmalar sadece M1 alıcısı üzerinden gösterilmiştir.



**Şekil 5.23 :** Yuvarlatılmış Bitiş Kenarlı foile ait  $0^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

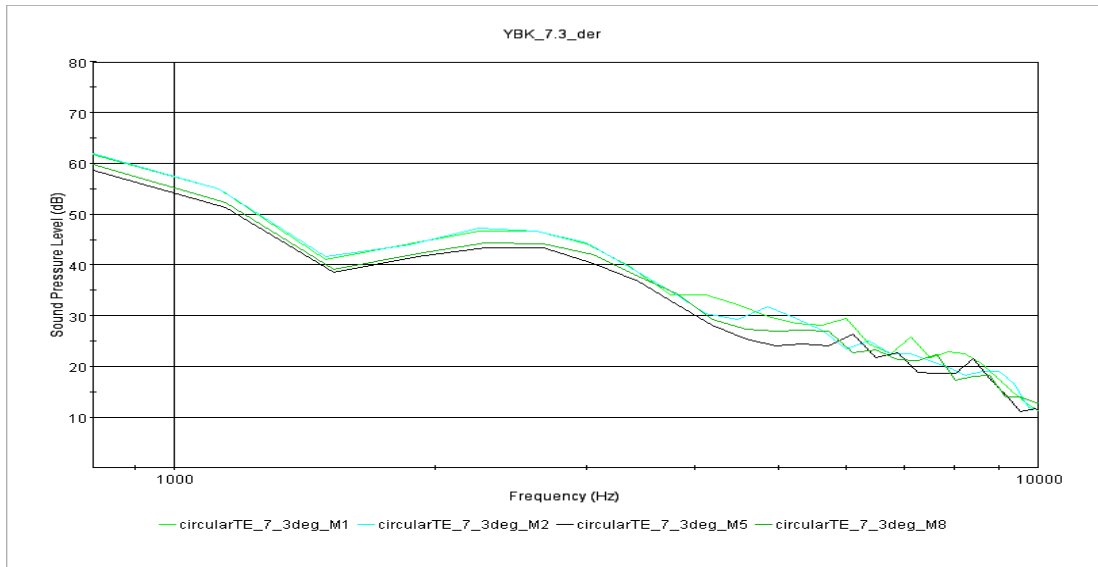


**Şekil 5.24 :** 2 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

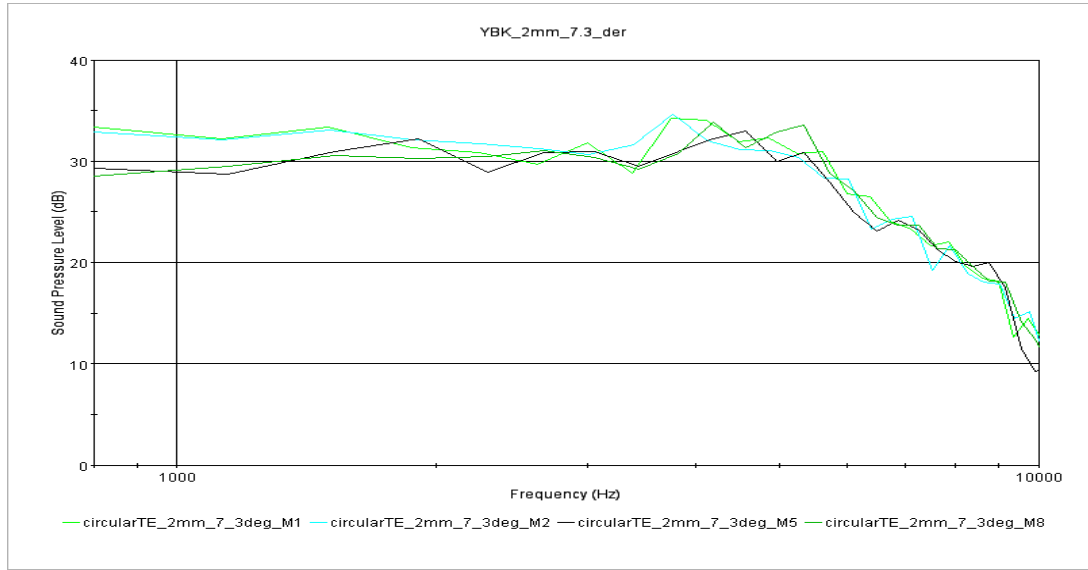


**Şekil 5.25 :** 3 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

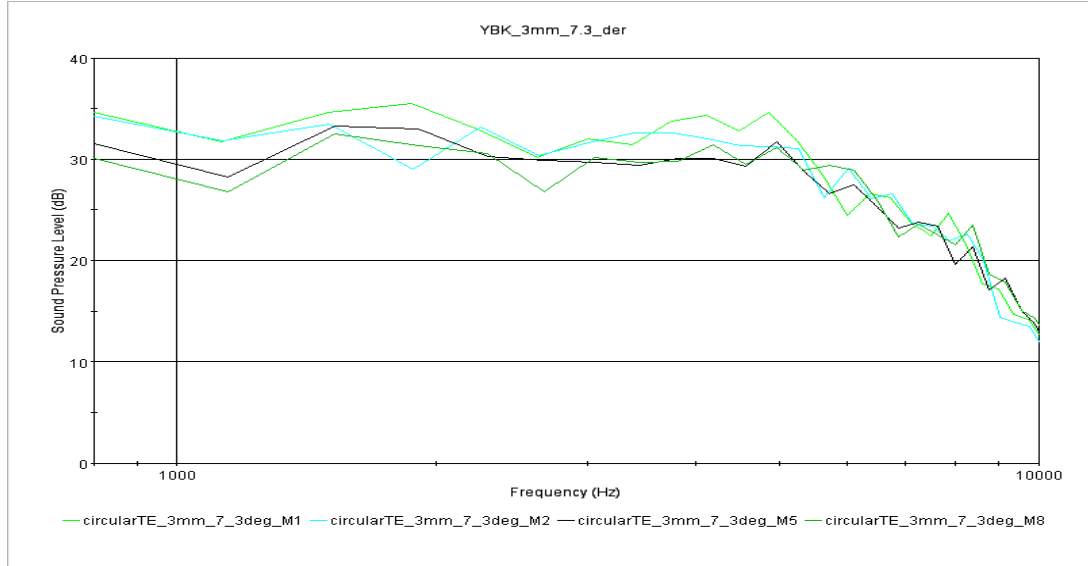
Şekil 5.24, 5.25 ve 5.26’da verilen sonuçlar incelendiğinde 0.6 mm ve 2 mm kalınlığındaki yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapıları için benzer eğri karakteristikleri elde edilmiş, 3 mm kalınlığındaki bitiş kenar yapısı için 1.5 kHz frekansı mertebelerinde pik gürültü değeri yakalanmıştır. Bu tip gürültülere tonal gürültü (tonal noise) adı verilmektedir ve elde edilen frekans değeri literatürde yer alan benzer çalışmalar ile karşılaştırıldığında tonal gürültünün elde edildiği frekansların benzer mertebede olduğu görülmektedir (Hutcheson, 2004).



**Şekil 5.26 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

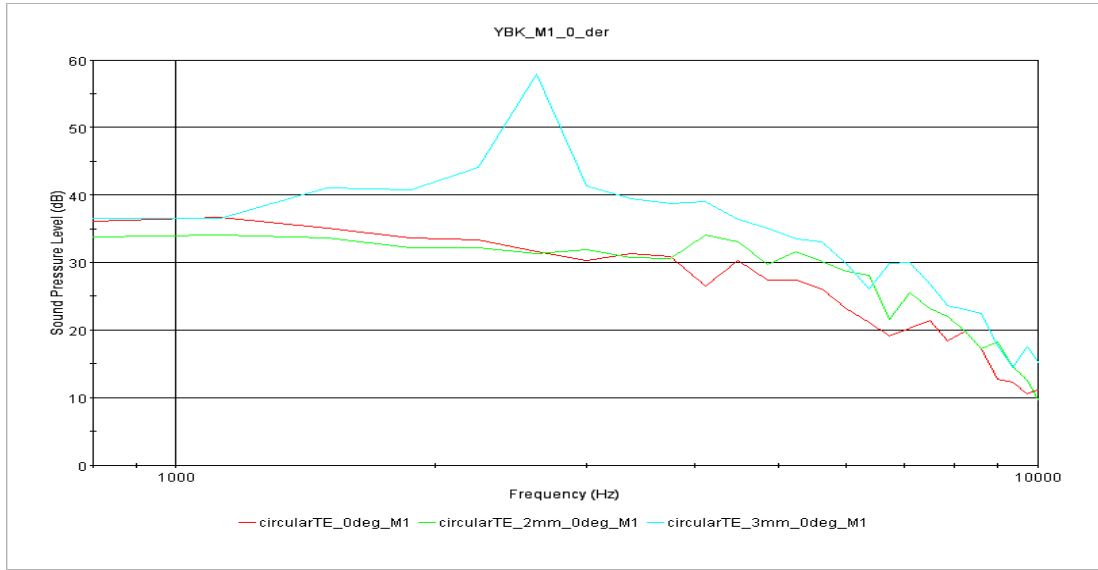


**Şekil 5.27 :** 2 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).



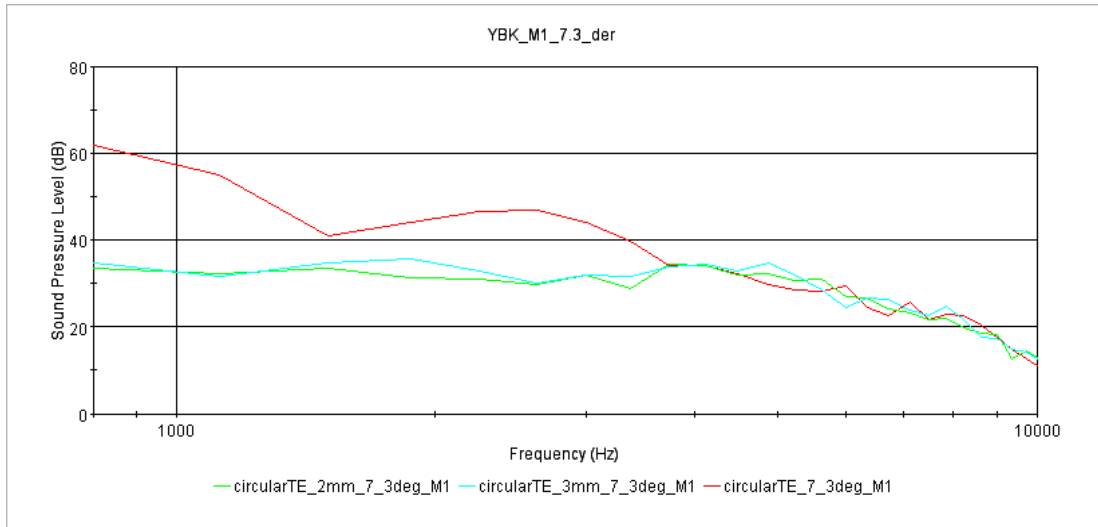
**Şekil 5.28 :** 3 mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapısına ait  $7.3^\circ$  hücum açısı için sonuçlar incelendiğinde,  $0^\circ$  hücum açısındaki sonuçlara benzer olarak her alıcı için kendi içerisinde benzer karakterde eğriler elde edilmiştir. Farklı olarak 3 mm bitiş kenar yapısı kalınlığı için tonal gürültü  $7.3^\circ$  hücum açısı altında görülmemiştir.



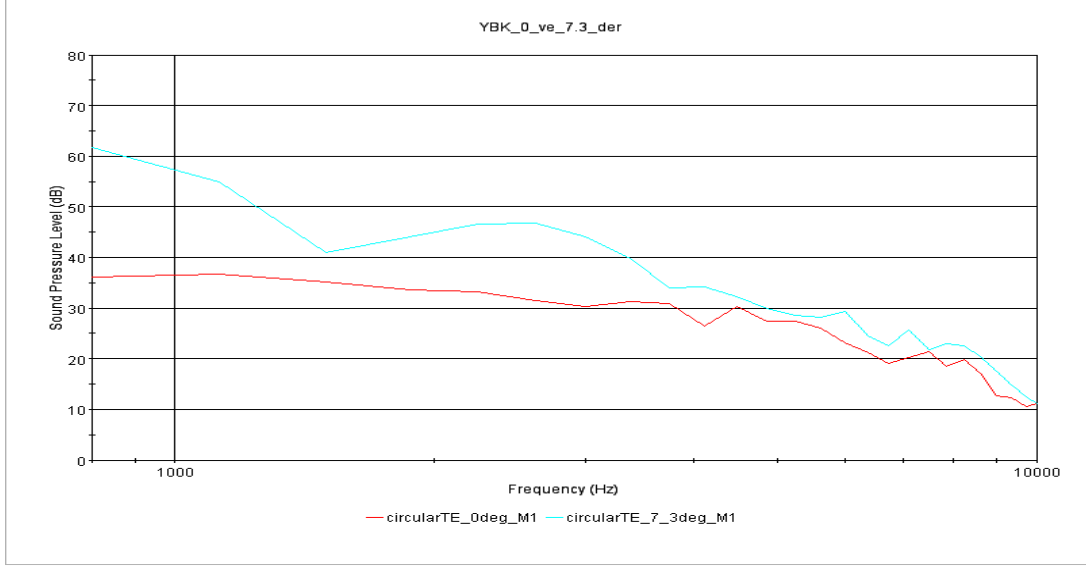
**Şekil 5.29 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için bitiş kenar kalınlıklarının karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapısına ait bitiş kenar kalınlıklarına göre sonuçlar  $0^\circ$  hücum açısı için karşılaştırıldığında, 3 mm kalınlığa sahip bitiş kenarından daha yüksek gürültü karakteristiği eğrisi elde edilmiştir. Özellikle 1 kHz - 6 kHz aralığı için 3 mm kalınlığında bitiş kenar yapısına sahip foil yapısının daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmüştür. 4 kHz ve üzeri frekanslarda 2 mm bitiş kenar kalınlığına sahip foil yapısının 0.6 mm kalınlığına göre daha baskın olduğu görülmüştür.



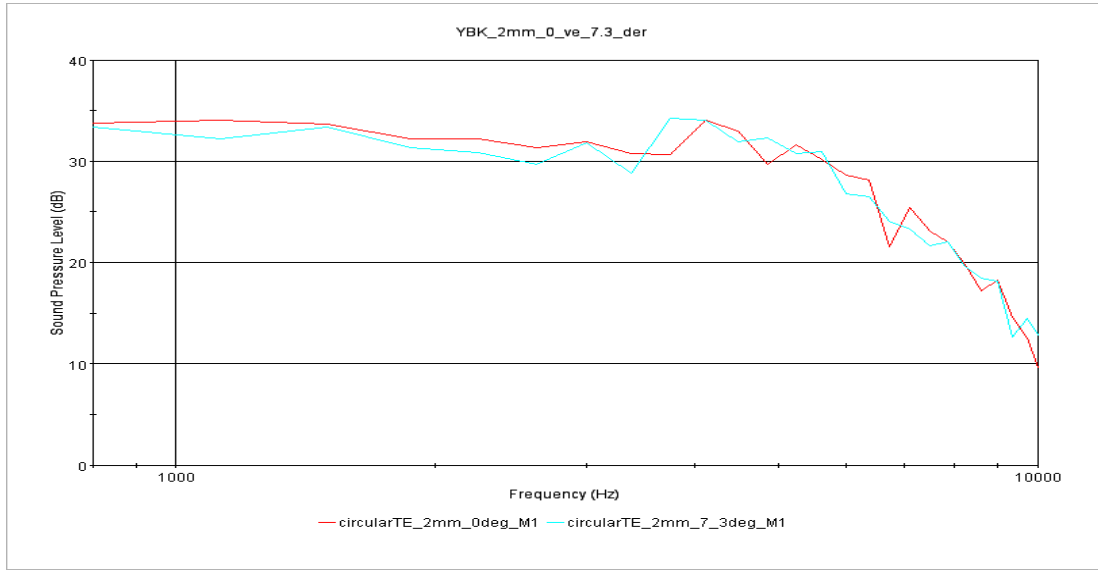
**Şekil 5.30 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için bitiş kenar kalınlıklarının SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için verilen bitiş kenar kalınlığı etkileri incelendiğinde 4 kHz'e kadar 0.6 mm kalınlığındaki bitiş kenar yapısının daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu, 2 mm ve 3 mm kalınlıktaki bitiş kenar yapılarının benzer karakteristiklere ve mertebelere sahip olduğu görülmüştür. 4 kHz ve üzeri frekanslar için her üç bitiş kenar yapısının da benzer karakteristiklere sahip olduğu görülmüştür.



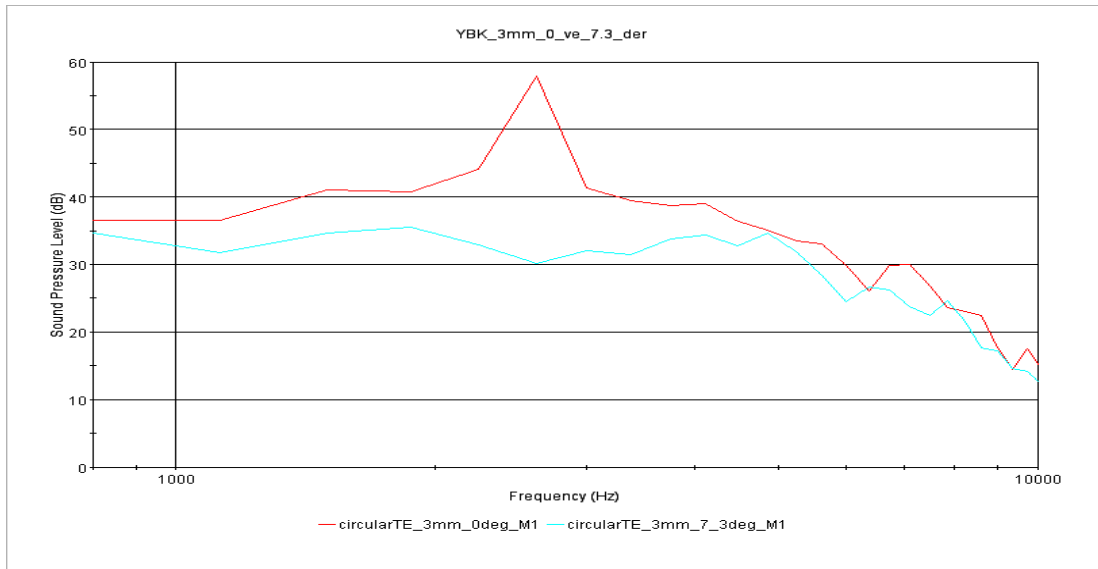
**Şekil 5.31 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

0.6 mm yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapıları için hücum açısının etkisi incelendiğinde,  $7.3^\circ$  hücum açısına sahip olan modelin 4 kHz frekans değerine kadar belirgin olarak daha baskın, 4 kHz üzeri frekans değerleri için daha baskın gürültü karakteristiklerine sahip olduğu görülmüştür.



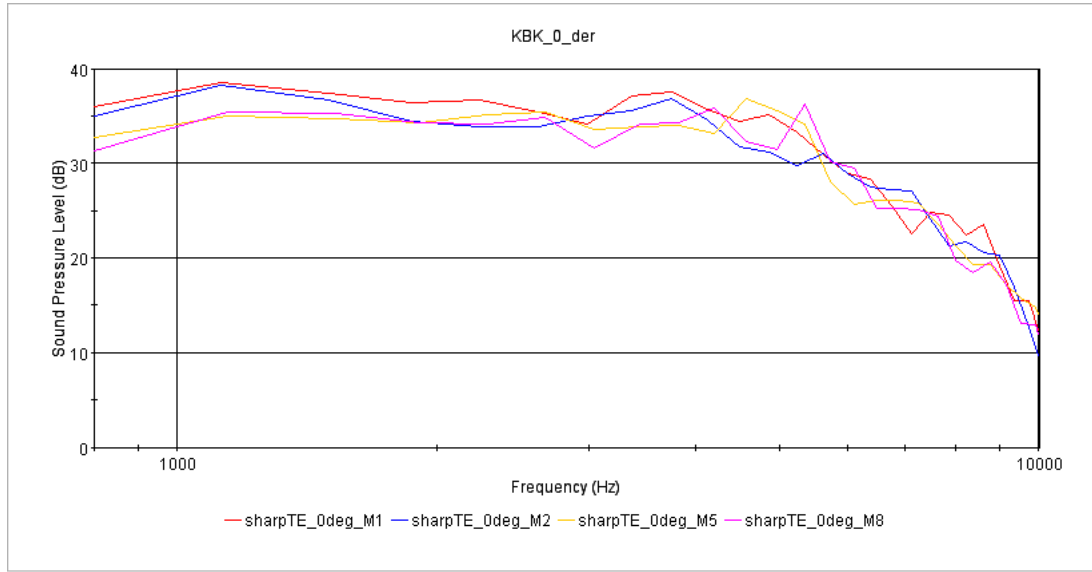
**Şekil 5.32 :** 2mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılara göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

2 mm bitiş kenar kalınlığına sahip foil yapısına hücum açısı etkileri incelendiğinde, 0.6mm'den farklı olarak bütün frekans değerlerinde benzer karakteristiklerde sonuç verdiği görülmüştür.

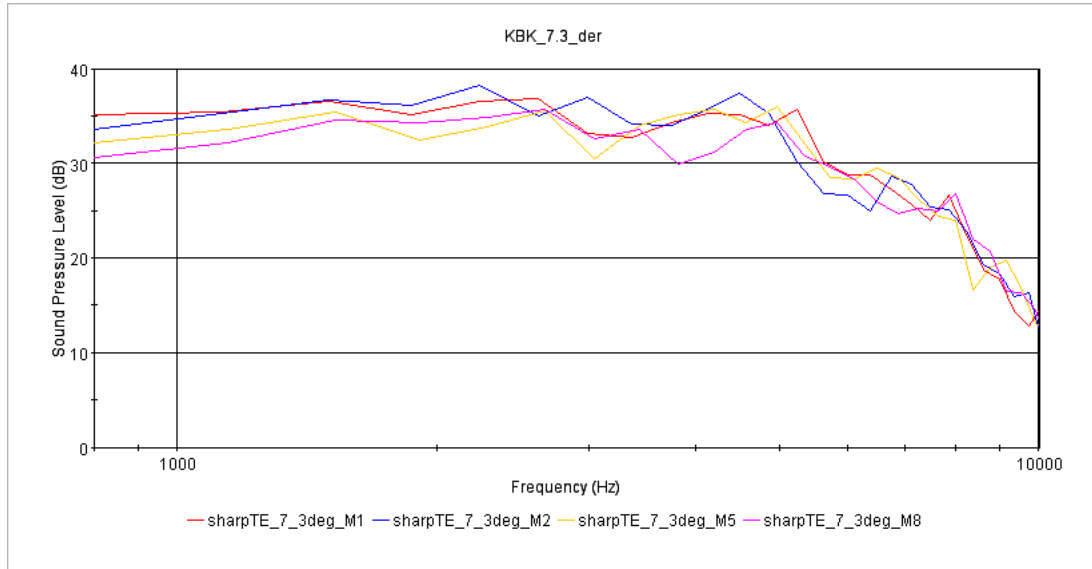


**Şekil 5.33 :** 3mm kalınlığında yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait hücum açılara göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

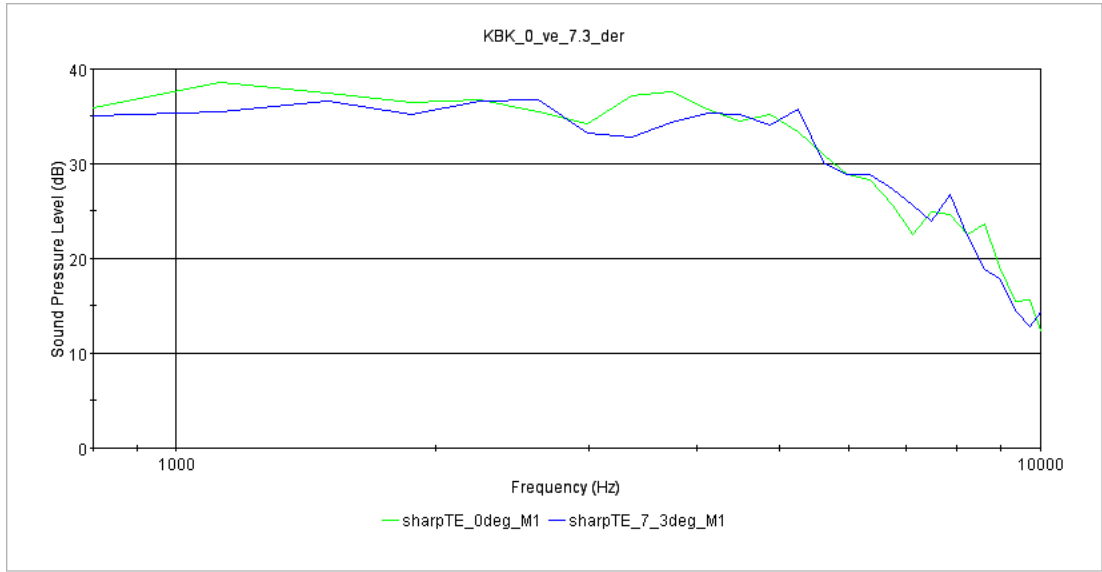
3 mm bitiş kenar kalınlığına sahip yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapısı sonuçları incelendiğinde 0° hücum açısında görülen tonal gürültünün 7.3° hücum açısında ortadan kalktığı gözlemlenmiştir.



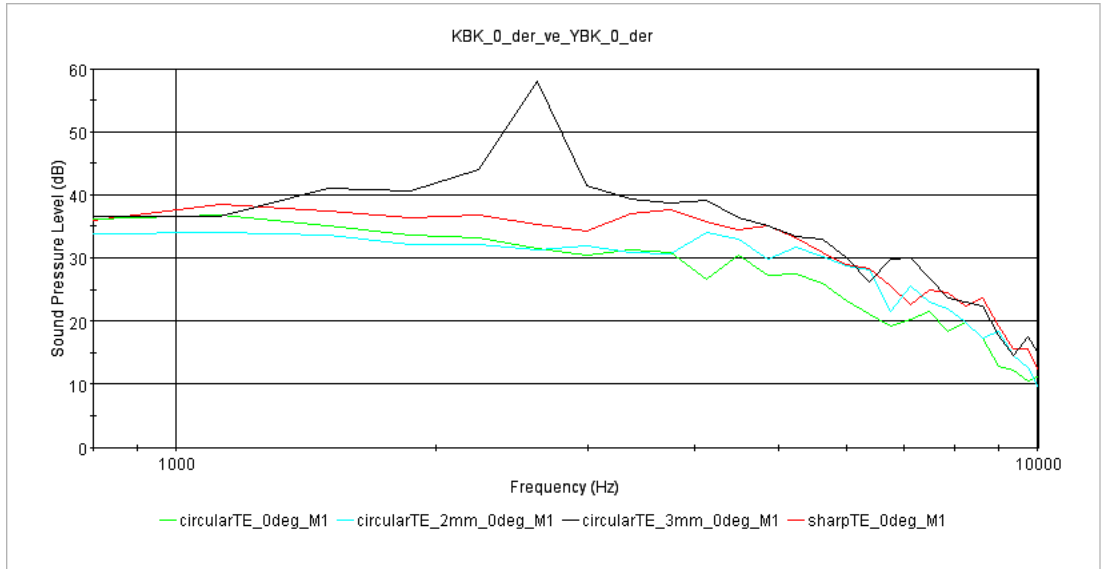
**Şekil 5.34 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).



**Şekil 5.35 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

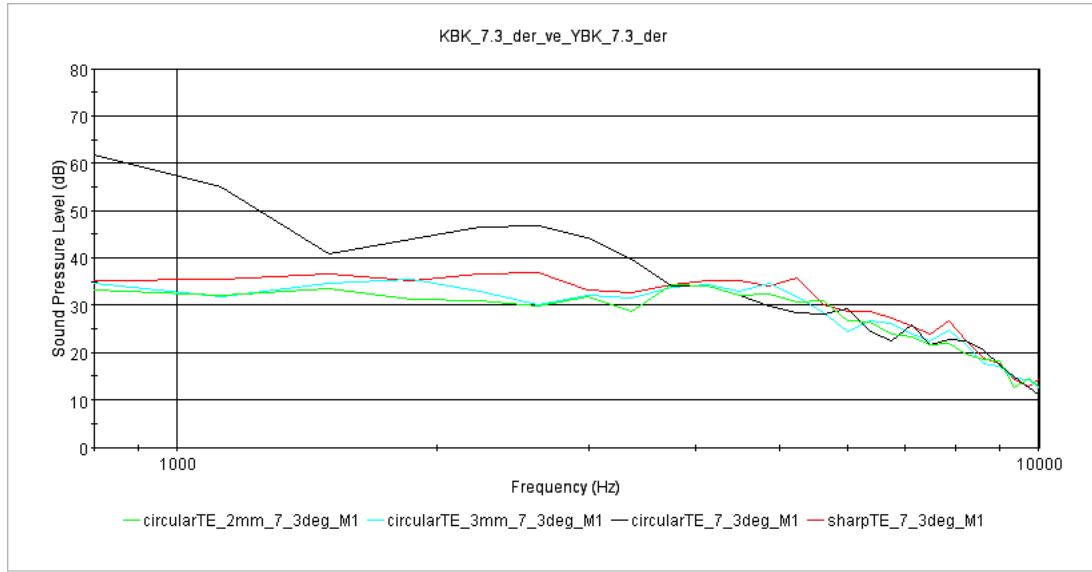


**Şekil 5.36 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait hücum açlarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).



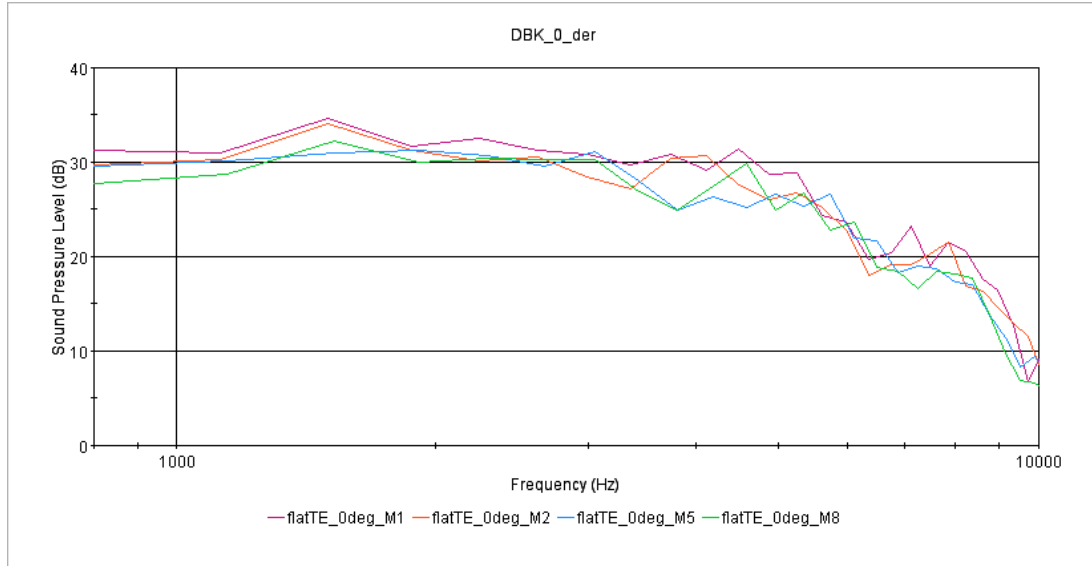
**Şekil 5.37 :** Keskin bitiş kenarlı ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $0^\circ$  için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

$0^\circ$  için keskin bitiş kenar yapısına ve yuvarlatılmış bitiş kenar yapısına ait foil yapıları incelendiğinde, 0.6 mm ve 2 mm bitiş kenar kalınlıklarına sahip foil yapılarına göre genel olarak keskin bitiş kenar yapılı foilin daha baskın karakterde olduğu, 3 mm bitiş kenar kalınlığı ile karşılaştırıldığında ise ortaya çıkan tonal gürültünün keskin bitiş kenar yapısı için oluşmadığı görülmüştür.

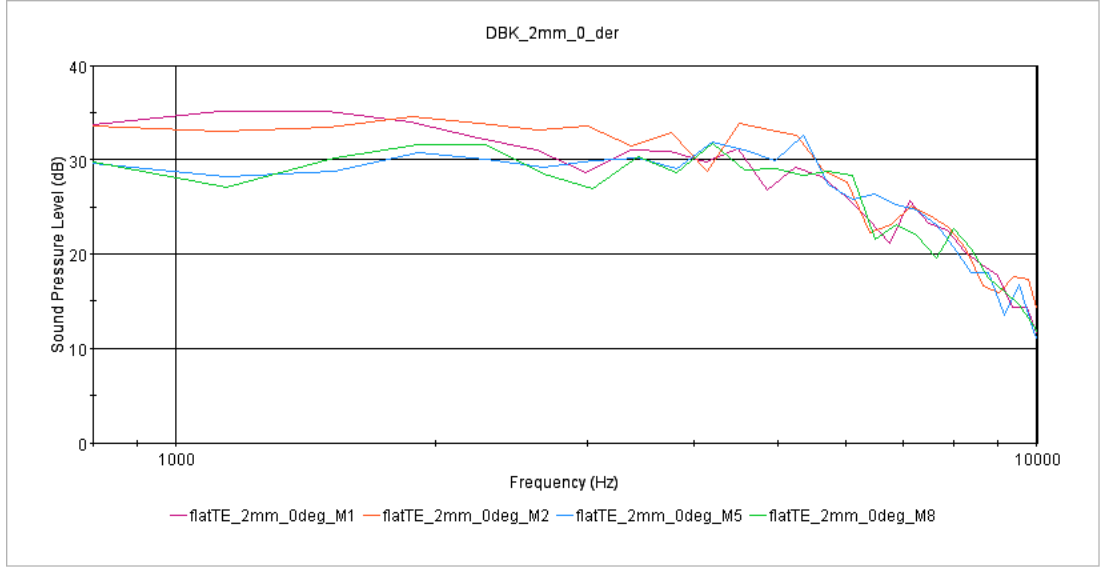


**Şekil 5.38 :** Keskin bitiş kenarlı ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 7.3° için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

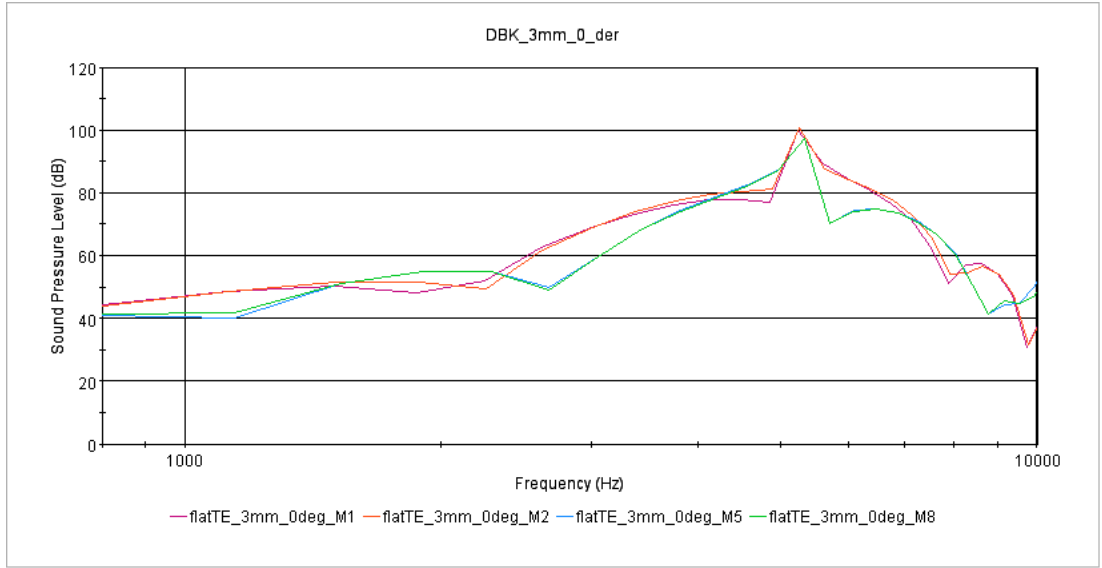
7.3° için keskin bitiş kenar yapısına sahip foil yapısının 0.6 mm kalınlığa göre daha düşük seviyelerde kaldığı, 2 mm ve 3 mm kalınlıklar ile benzer gürültü eğrisi karakteristiklerine sahip olduğu görülmüştür.



**Şekil 5.39 :** Düz bitiş kenarlı foile ait 0° için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

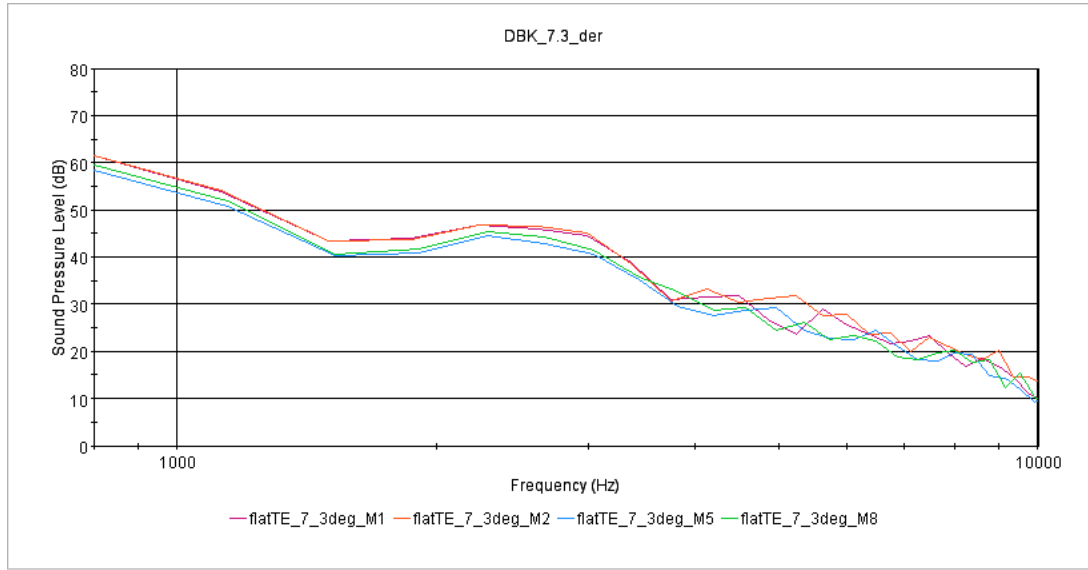


**Şekil 5.40 :** 2 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait 0° için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

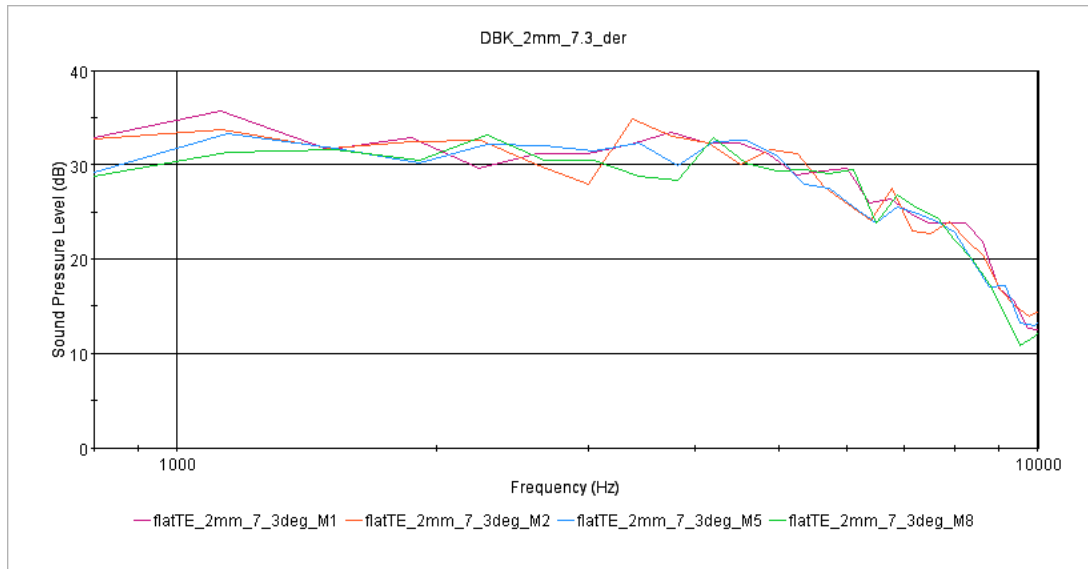


**Şekil 5.41 :** 3 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait 0° için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

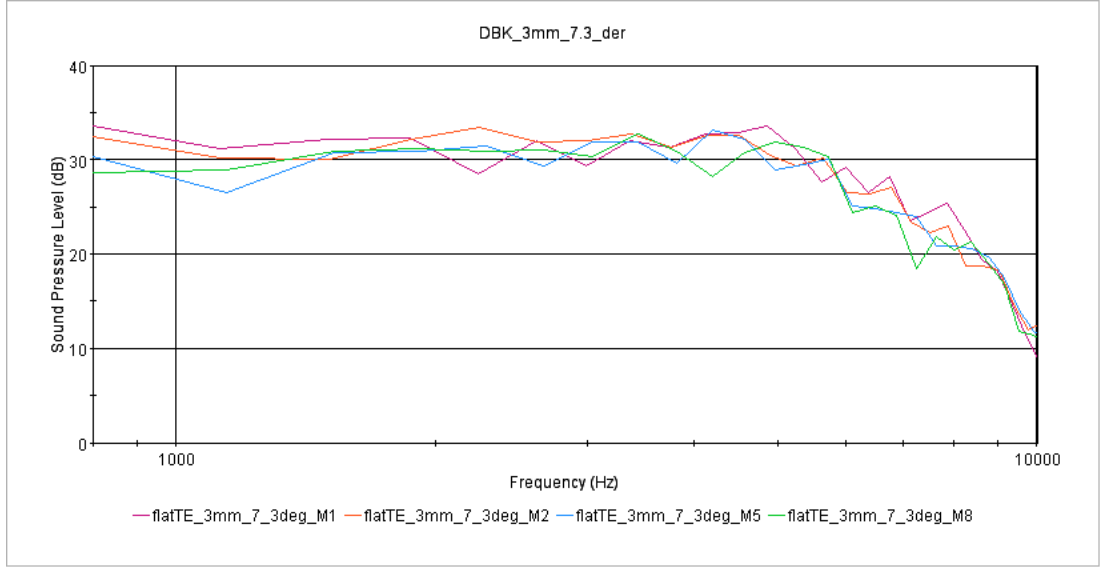
Düz bitiş kenar yapısına sahip foiller incelendiğinde, yuvarlatılmış kenarlı foil yapısına benzer şekilde 0.6 mm ve 2 mm kenar kalınlıkları için yakın sonuçlar elde edilmiş, 3 mm kalınlık için 5 kHz mertebelerine tonal gürültü oluşumu olduğu görülmüştür.



**Şekil 5.42 :** Düz bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

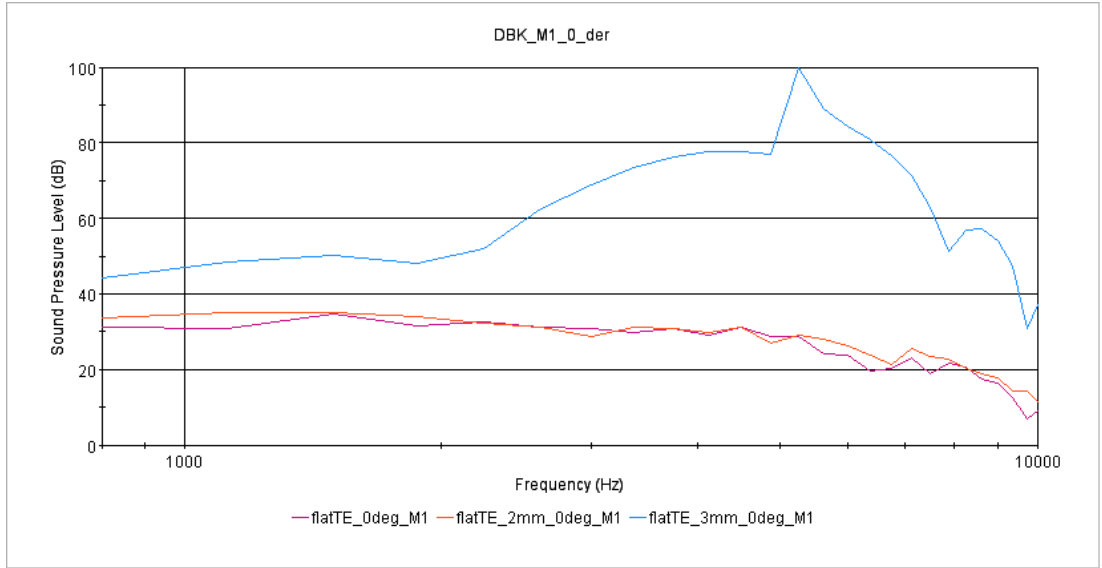


**Şekil 5.43 :** 2 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için SPL değerleri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).



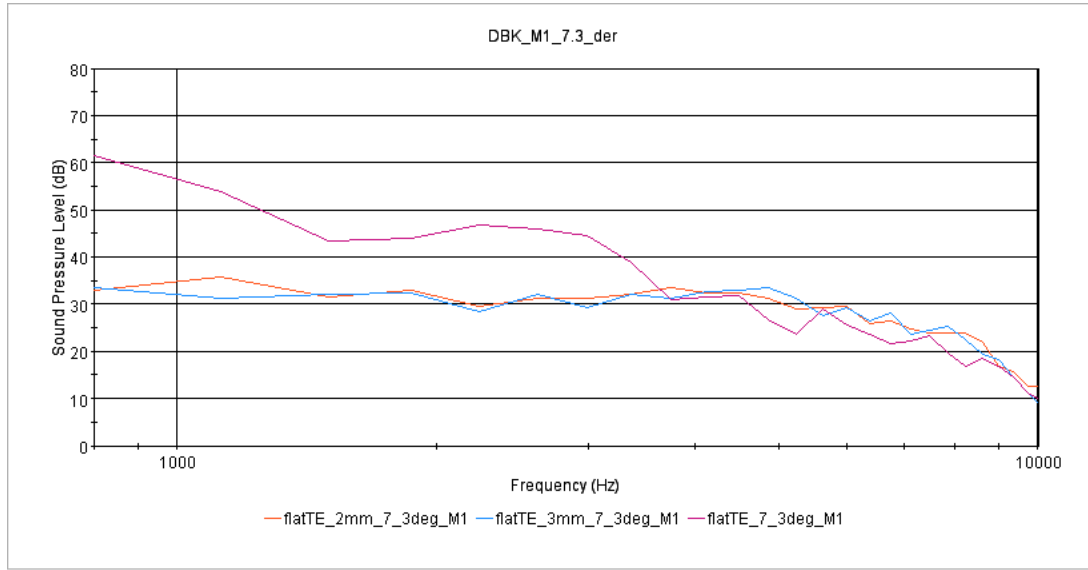
**Şekil 5.44 :** 3 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait 7.3° için SPL değerleri (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

Yuvarlatılmış kenarlı foil yapılarına benzer olarak, düz bitiş kenarlı foillerde de 0° hücum açısında 3 mm bitiş kenar kalınlığı için meydana gelen tonal gürültünün 7.3° hücum açısında ortadan kalktığı görülmüştür.

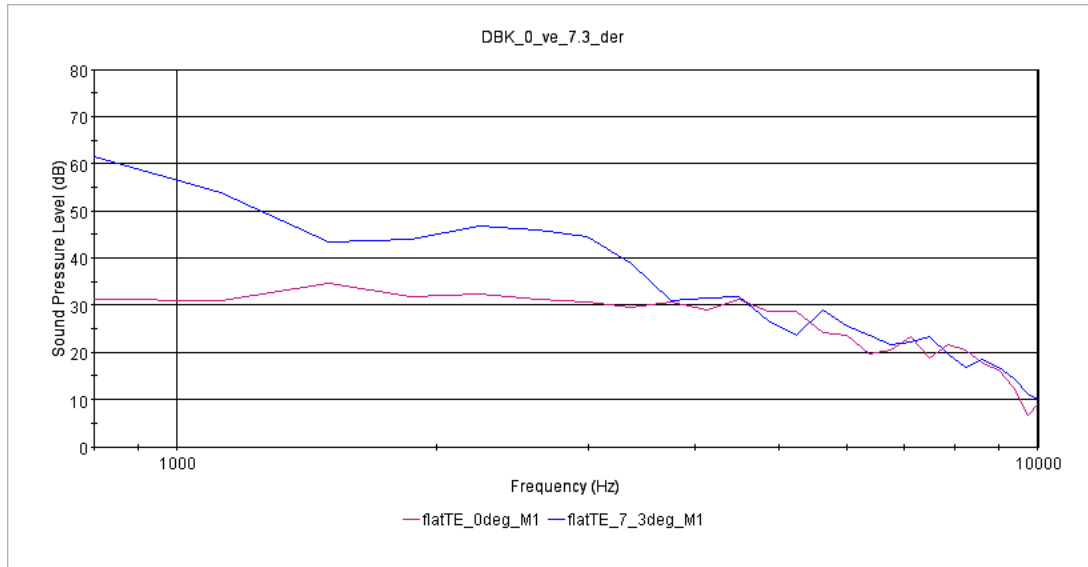


**Şekil 5.45 :** Düz bitiş kenarlı foile ait 0° için bitiş kenar kalınlıkları karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

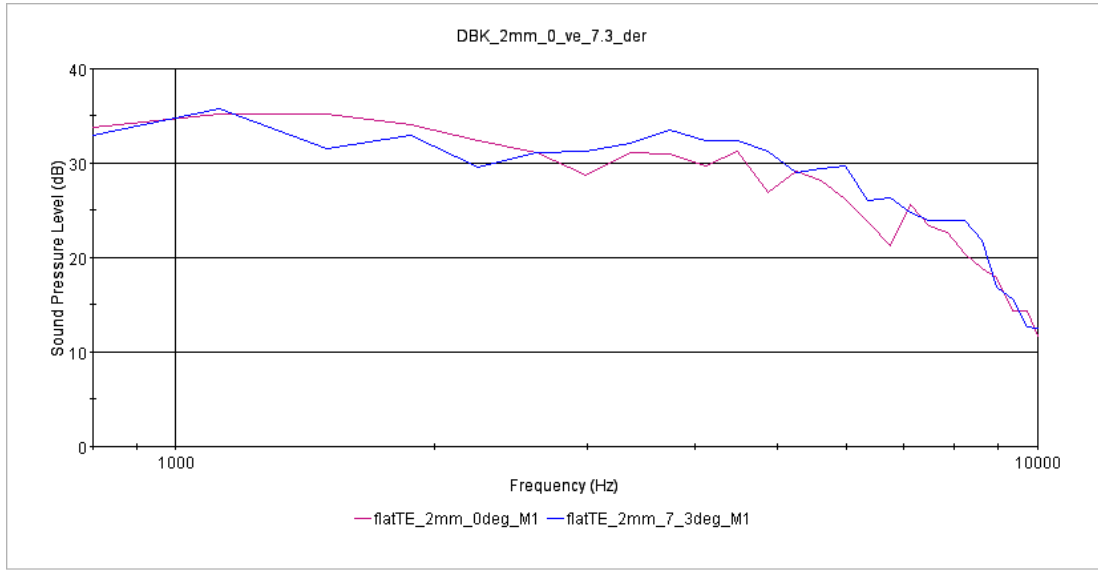
Düz bitiş kenarlı foil yapısına ait sonuçlar incelendiğinde, 3 mm bitiş kenar kalınlığına sahip foil yapısı, 0.6 mm ve 2 mm bitiş kenar kalınlıklarına oranla oldukça baskın gürültü eğrisi karakteristiğine sahiptir. 7.3° hücum açısı sonuçları incelendiğinde de foil yapılarının benzer davranışlar sergilediği görülmüştür.



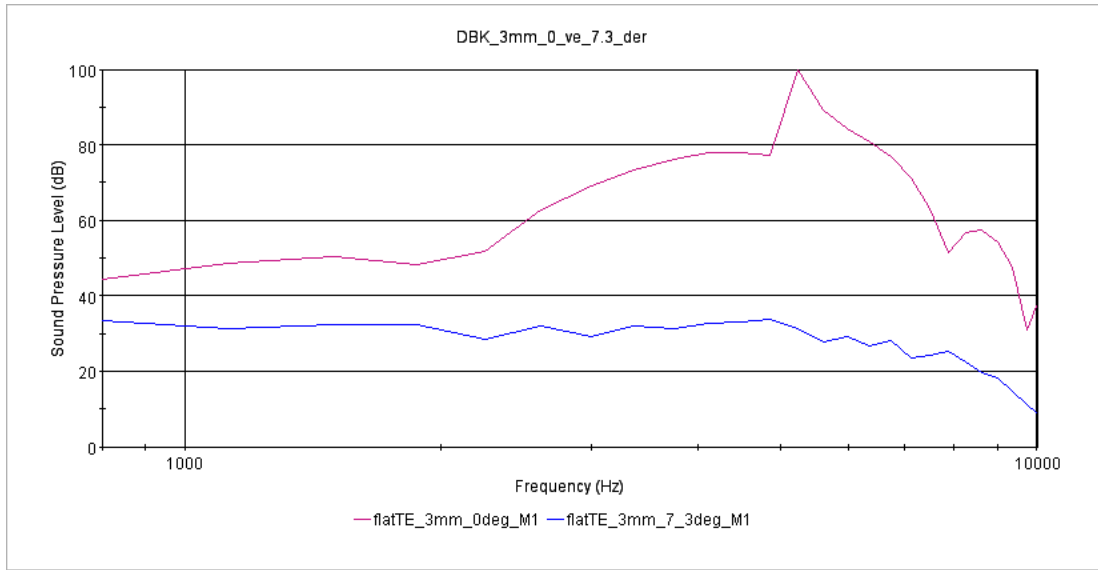
**Şekil 5.46 :** Düz bitiş kenarlı foile ait 7.3° için bitiş kenar kalınlıklarının M1 alıcısı için SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).



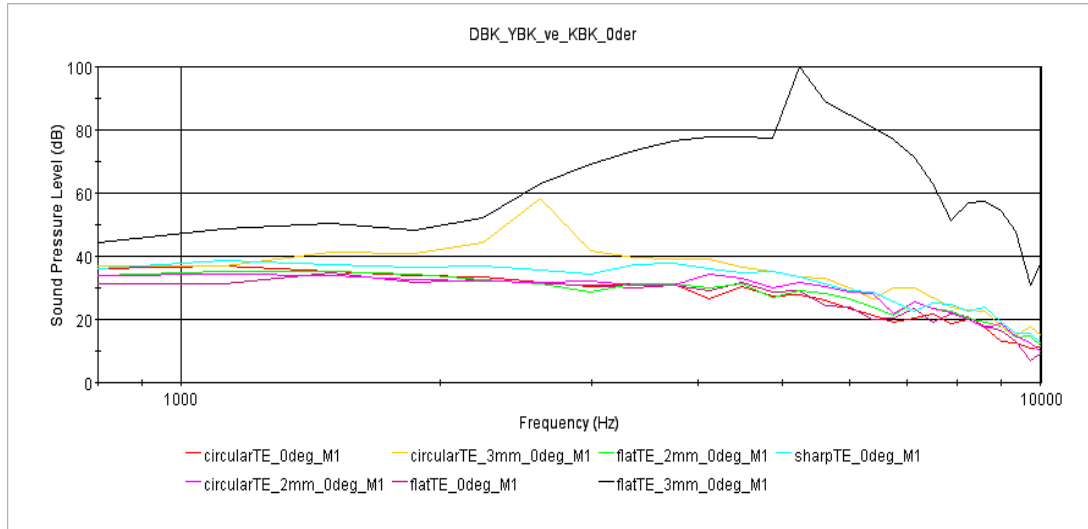
**Şekil 5.47 :** Düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).



**Şekil 5.48 :** 2 mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).



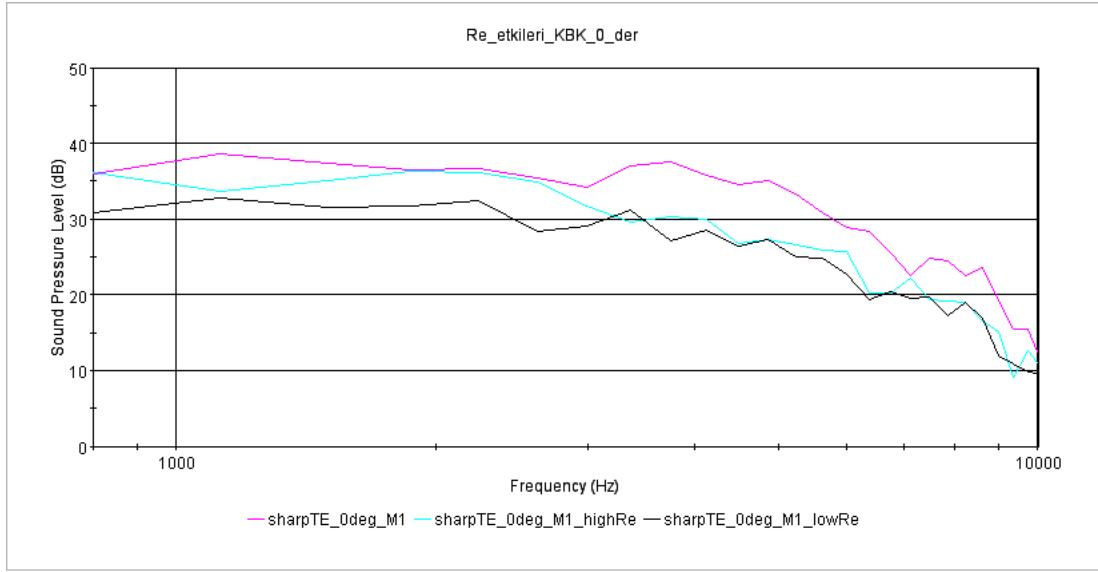
**Şekil 5.49 :** 3mm kalınlığında düz bitiş kenarlı foile ait M1 alıcısı için hücum açılarına göre SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).



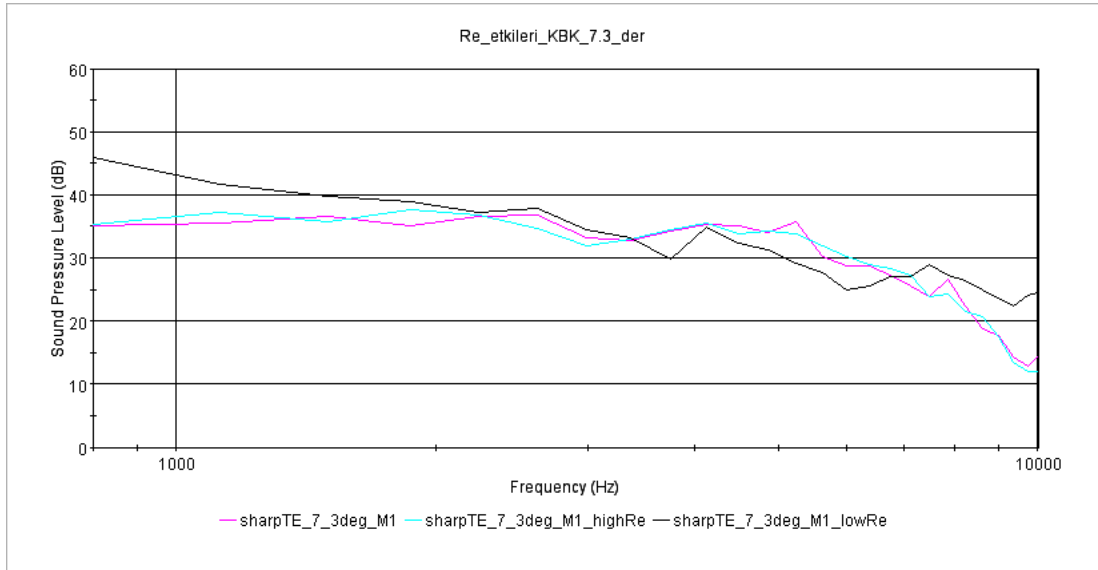
**Şekil 5.50 :** 0° için düz, yuvarlatılmış ve keskin bitiş kenarlı foillere ait SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 20  $\mu$ Pa).

Düz, yuvarlatılmış ve keskin bitiş kenarlı foil yapılarına ait sonuçlar tek grafik altında incelendiğinde, 3 mm bitiş kenar kalınlığına sahip foil yapılarının tonal gürültü değerlerine sahip oldukları; 0.6 mm, 2 mm ve keskin bitiş kenarlı foil yapıları incelendiğinde keskin bitiş kenarlı foilyapısının diğer bitiş kenar yapılarına oranla daha baskın olduğu gözlemlenmiştir.

### 5.3.1.2 Reynold sayısının ve hücum açısının gürültü karakteristiğine etkisi

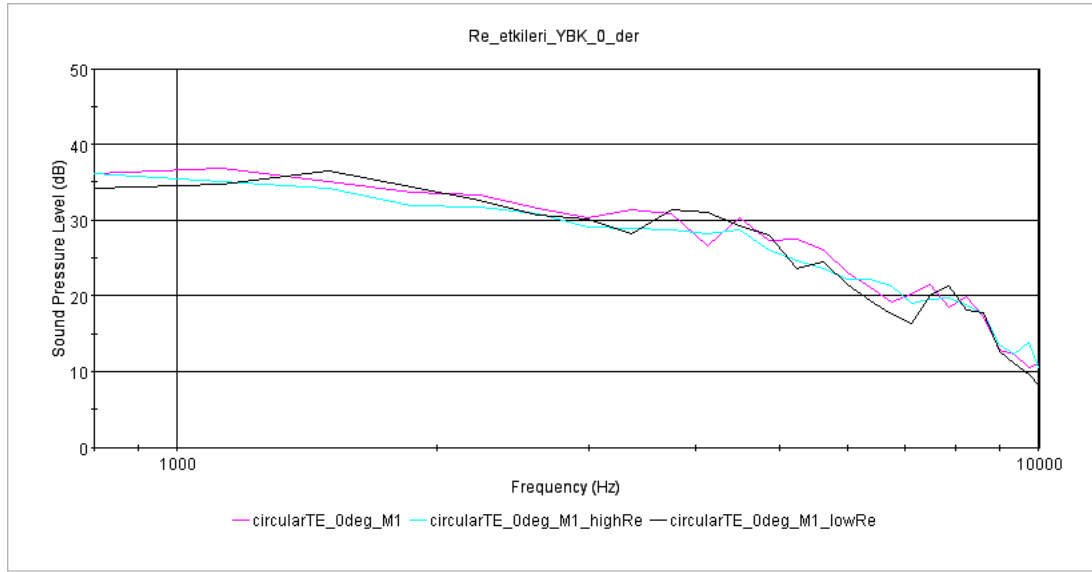


**Şekil 5.51 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

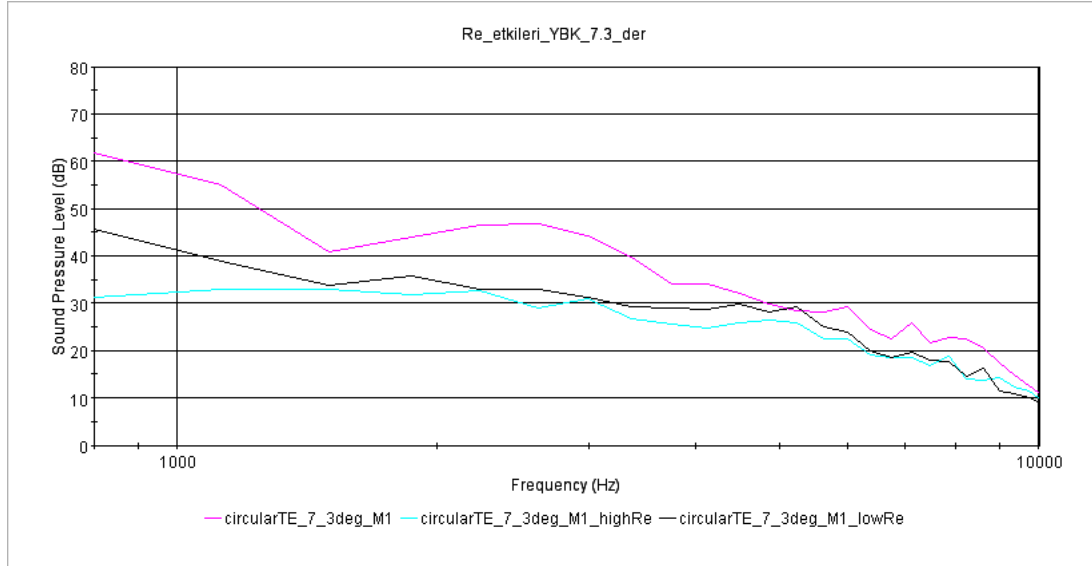


**Şekil 5.52 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin bitiş kenarlı foil yapıları üzerinde Re sayısının etkileri incelendiğinde,  $0^\circ$  hücum açısı için Re sayısı ile doğru orantılı olarak ses basıncı düzeyi değerlerinde değişim gözlemlenmiştir.  $7.3^\circ$  için düşük Re sayısında elde edilen ses basıncı düzeylerinin 1 kHz frekansına kadar ve 7 kHz frekansından sonra daha baskın olduğu diğer bölgelerde benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

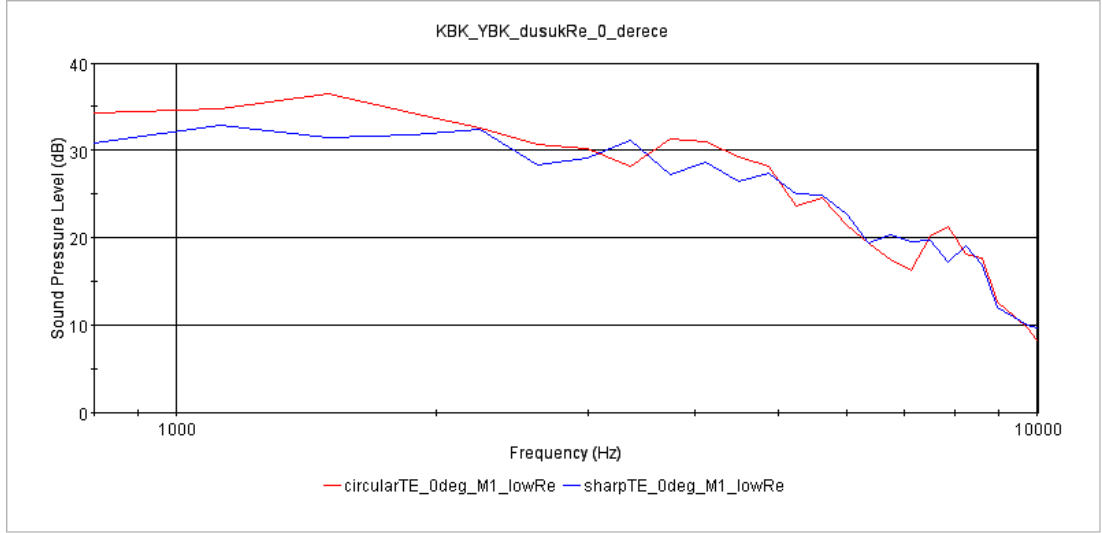


**Şekil 5.53 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

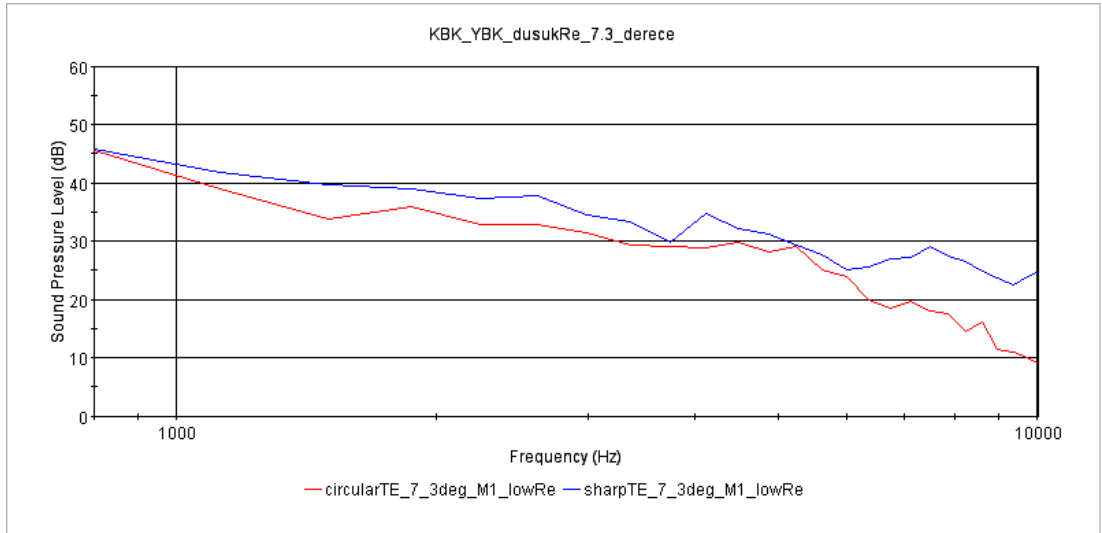


**Şekil 5.54 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin bitiş kenarlı foil yapılarından farklı olarak yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapıları için  $0^\circ$  hücum açısında Re sayısının eğri karakteristikleri üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.  $7.3^\circ$  hücum açısı için sonuçlar incelendiğinde 0.6 mm bitiş kenar kalınlığı için daha baskın gürültü değerleri elde edilmiş, 2 mm ve 3 mm bitiş kenar kalınlıkları için benzer eğri karakteristikleri gözlemlenmiştir.

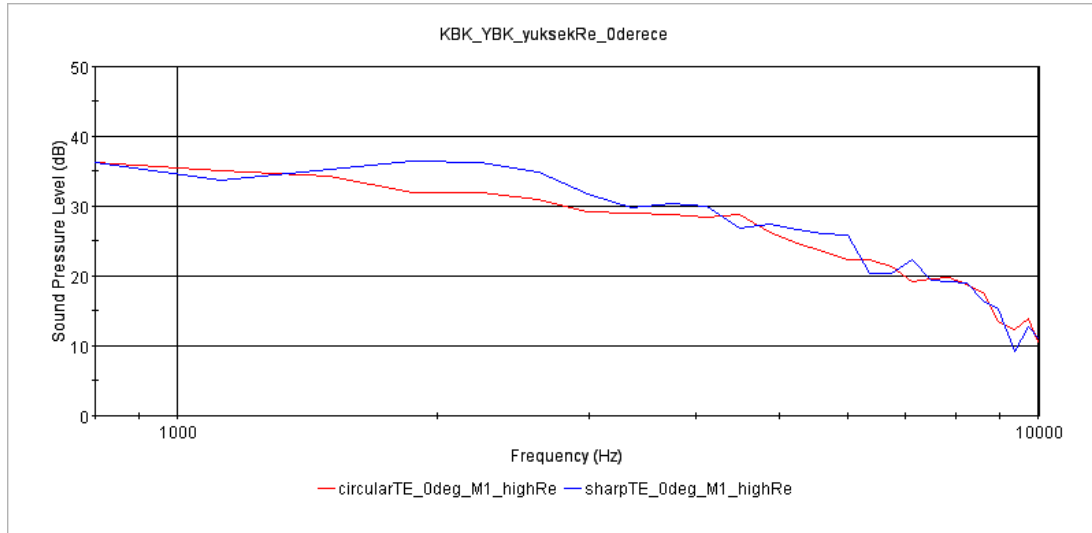


**Şekil 5.55 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $0^\circ$  için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

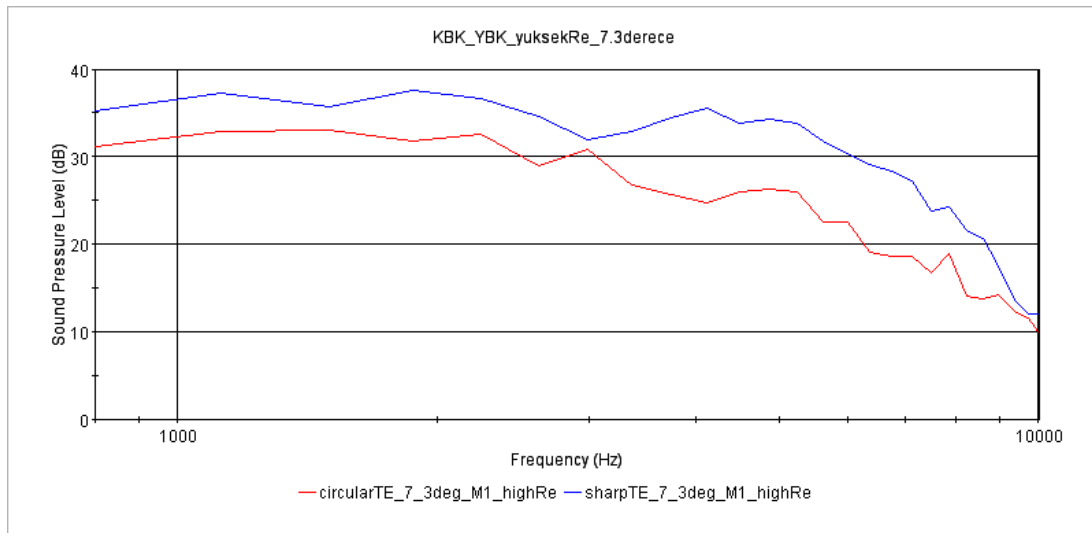


**Şekil 5.56 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $7.3^\circ$  için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapılarının gürültü karakteristikleri farklı Re sayıları için incelendiğinde, düşük ( $5.04 \times 10^5$ ) Re sayısı için  $0^\circ$  hücum açısında her iki durumda benzer eğri karakteristikleri elde edilmiştir.  $7.3^\circ$  hücum açısında keskin bitiş kenarlı foil yapısının daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmüştür.



**Şekil 5.57 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $7.3^\circ$  için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).



**Şekil 5.58 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $7.3^\circ$  için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $20 \mu\text{Pa}$ ).

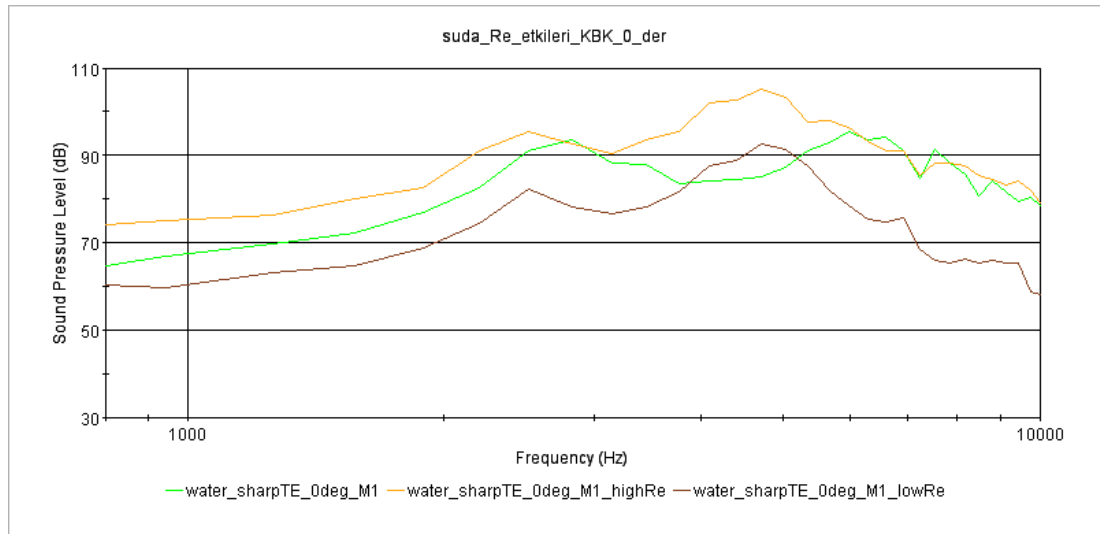
Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapılarının gürültü karakteristikleri farklı Re sayıları için incelendiğinde, yüksek ( $2.23 \times 10^6$ ) Re sayısı için keskin bitiş kenarlı foil yapısının yuvarlak bitiş kenarlı foil yapısına oranla daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

### 5.3.2 Su içerisinde gerçekleştirilen analizler

Alıcılardan zamana bağlı olarak toplanan basınç değişim verisi, FFT fonksiyonları ile işlenerek frekans düzleminde incelenmiştir. Frekans - genlik eksenlerinde grafik haline getirilen sonuçlarda basınç dağılımlarının dB olarak incelenebilmesi için genlik fonksiyonu olarak SPL fonksiyonları, frekans fonksiyonu olarak doğrudan 1kHz - 10kHz frekans aralığı, Pencere fonksiyonu olarak Hann (Hanning) ve altılı analiz blokları kullanılmıştır. Referans ses basınç değeri  $1.0 \times 10^{-6}$  Pa olarak alınmıştır. Su için yapılacak akustik incelemelerde referans yoğunluk  $991 \text{ kg/m}^3$ , referans ses hızı  $1500 \text{ m/s}$  olarak alınmıştır.

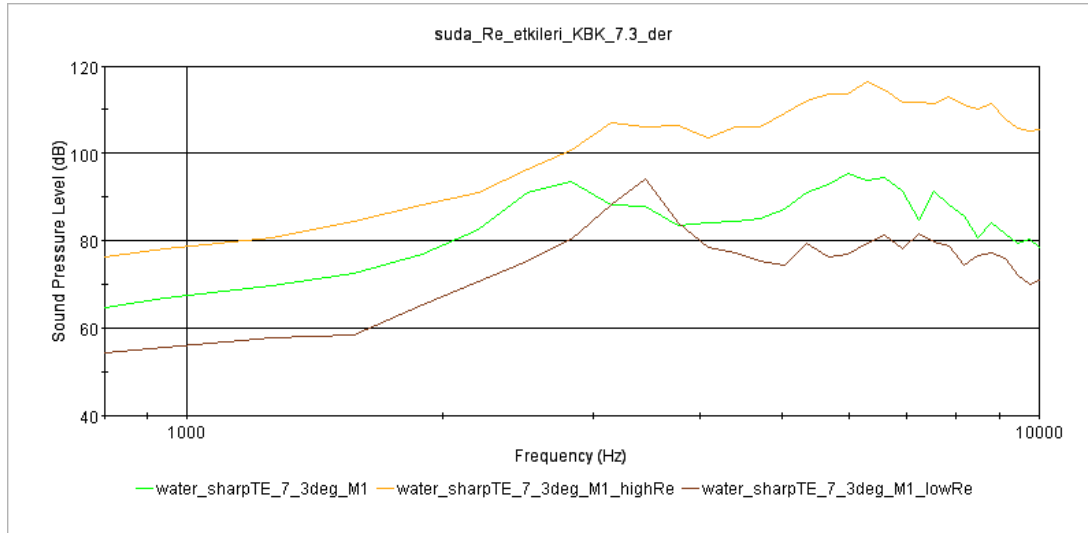
#### 5.3.2.1 Reynold sayısının ve hücum açısının gürültü karakteristiğine etkisi

Su akışkan modeli kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde bitiş kenar yapılarının ve Re sayılarının etkileri daha belirgin olarak ortaya çıkmıştır. Hava içerisinde gerçekleştirilen analizlere oranla ses basıncı seviyesi daha yüksek mertebelerde elde edilmiştir.



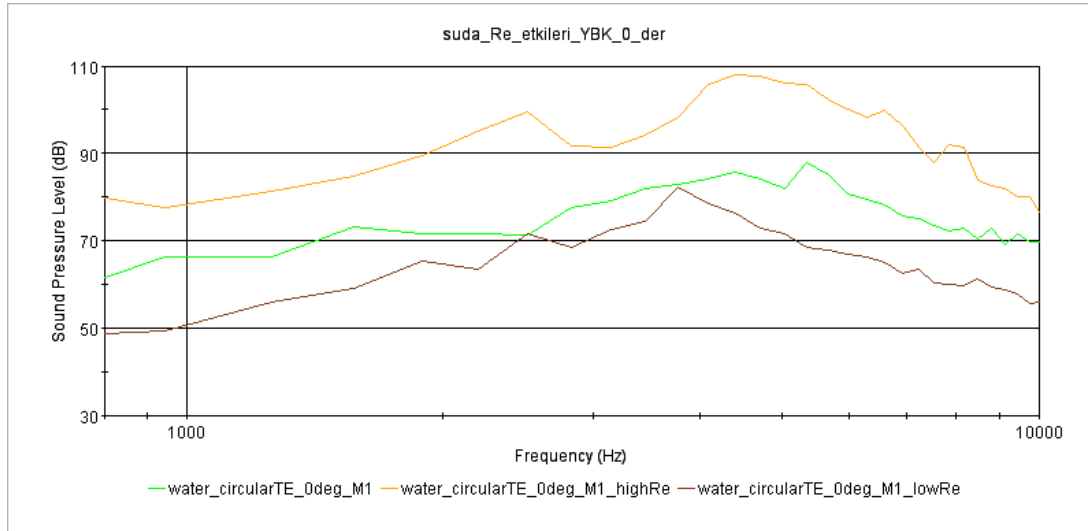
**Şekil 5.59 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin bitiş kenarlı foil yapısına ait  $0^\circ$  hücum açısında gerçekleştirilen analizlerde düşük ve yüksek Re sayılarında elde edilen eğriler benzer karakteristiklere sahiptir ancak yüksek Re sayısında elde edilen ses basıncı seviyeleri 15 dB kadar daha yüksektir. Orta Re sayısı için elde edilen eğri karakteristiği daha farklı bir davranış sergilemiş, 4 kHz - 6 kHz aralığında düşük Re sayısına oranla düşük seviyelerde kalmıştır.



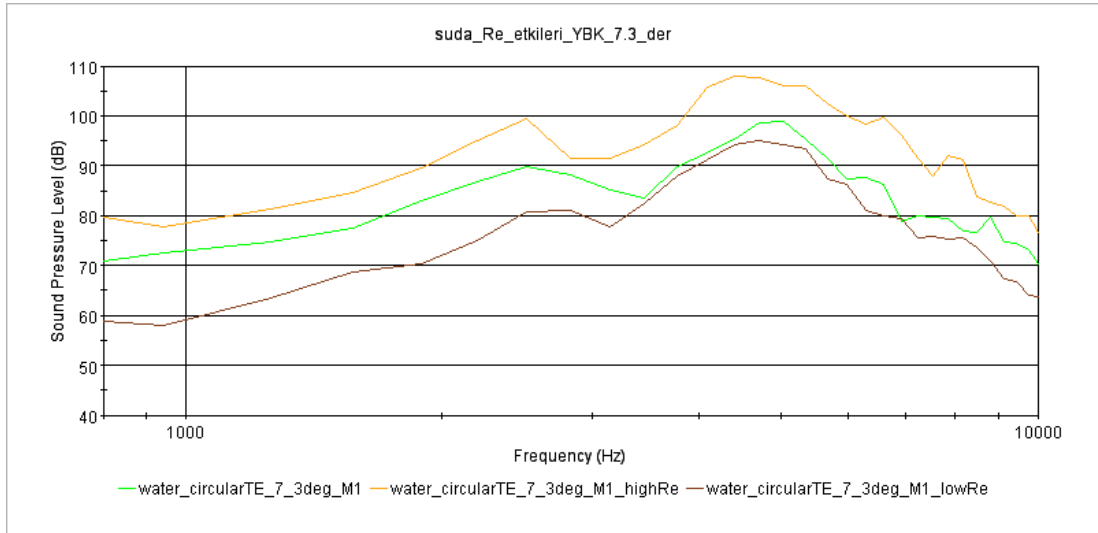
**Şekil 5.60 :** Keskin bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin bitiş kenarlı foil yapısına ait  $7.3^\circ$  hücum açısında sonuçlar incelendiğinde yüksek Re sayısı için orta ve düşük Re sayılarına oranla daha yüksek ses basıncı seviyeleri elde edilmiştir. Orta Re sayısı sonuçları genel olarak düşük Re sayısı sonuçları üzerinde çıkmıştır ancak 3.5 kHz mertebelerinde düşük Re sayısı için pik frekans değeri bulunmaktadır.

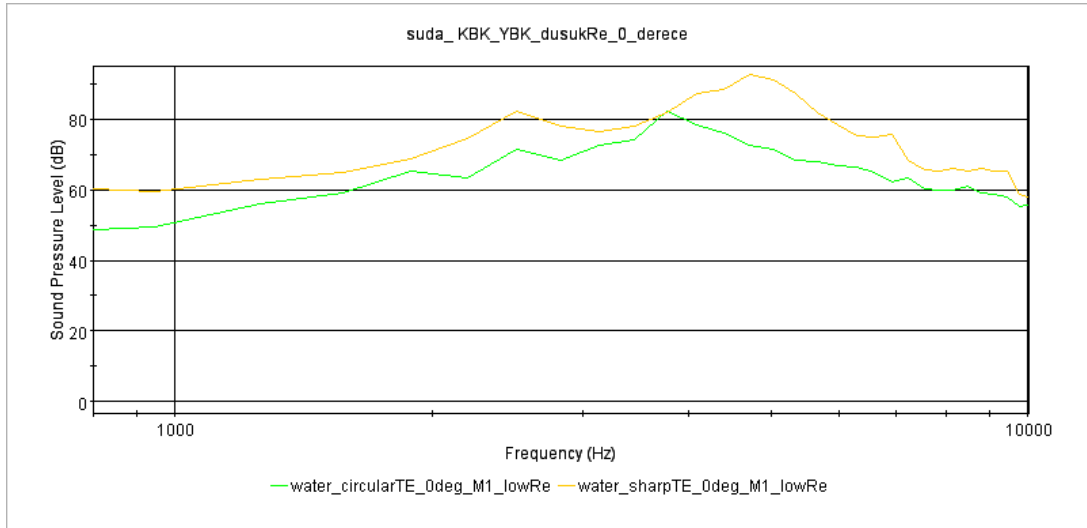


**Şekil 5.61 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $0^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

Keskin bitiş kenarlı duruma benzer olarak yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil yapısı için de ses basıncı seviyesi Re sayısı ile doğru orantılı olarak değişim göstermiştir. Bu durum  $0^\circ$  ve  $7.3^\circ$  hücum açıları için benzer olarak karşımıza çıkmaktadır.

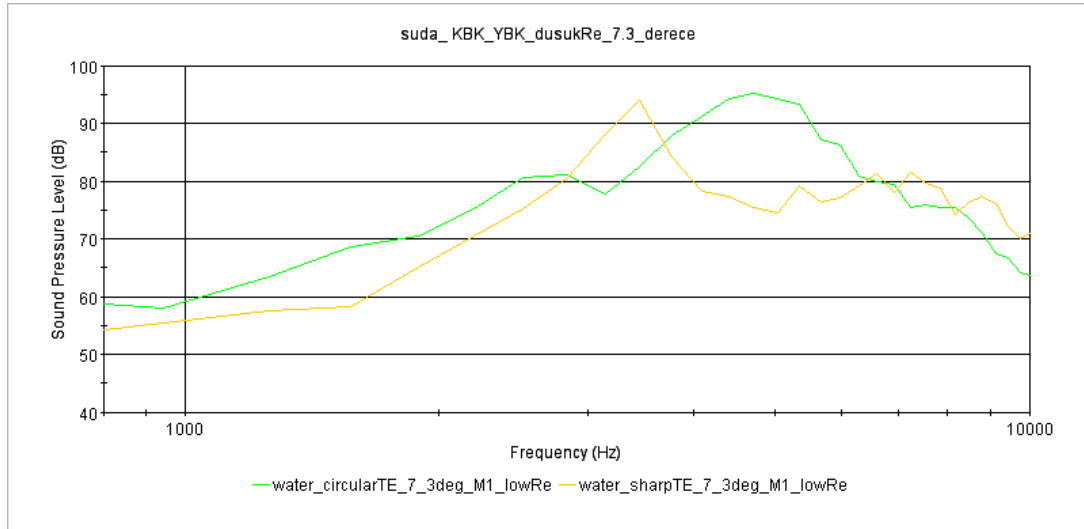


**Şekil 5.62 :** Yuvarlatılmış bitiş kenarlı foile ait  $7.3^\circ$  için Re sayısı etkileri (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).



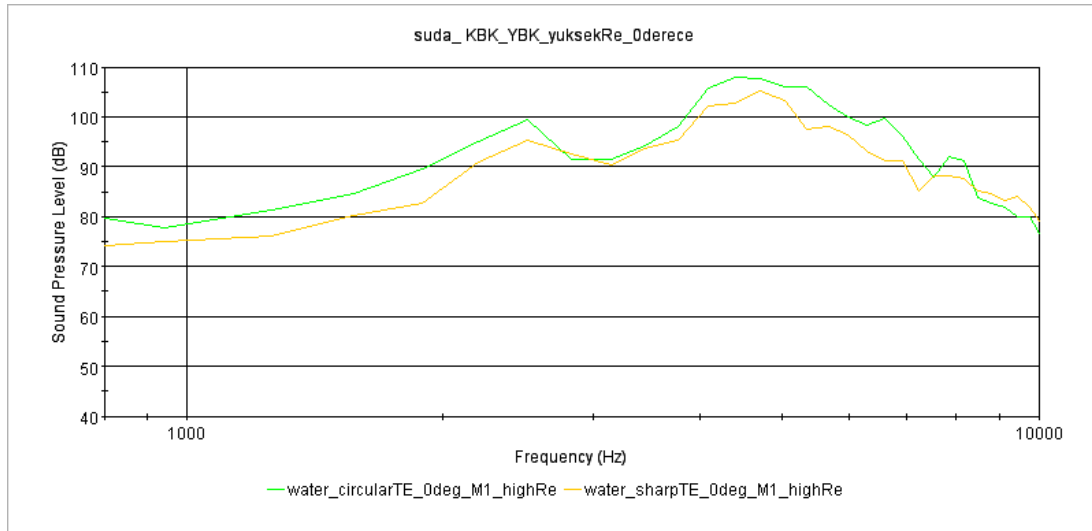
**Şekil 5.63 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $0^\circ$  için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

Düşük Re sayısında  $0^\circ$  hücum açısında keskin kenarlı ve yuvarlatılmış kenarlı foil yapılarına ait sonuçlar karşılaştırıldığında, keskin kenarlı foil yapısının yuvarlatılmış kenarlı foil yapısına oranla daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.



**Şekil 5.64 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $7.3^\circ$  için düşük Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

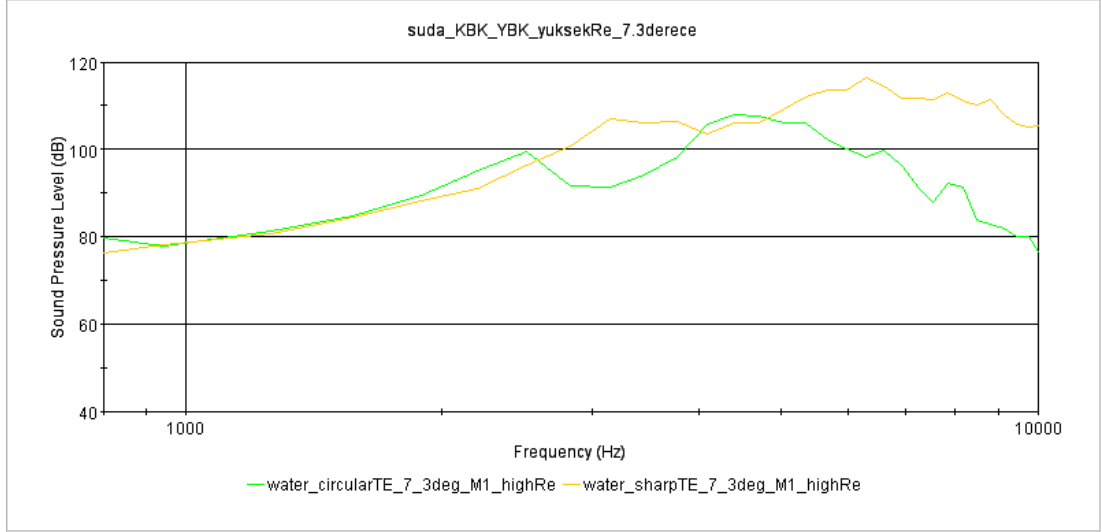
Düşük Re sayısında  $7.3^\circ$  hücum açısında keskin kenarlı ve yuvarlatılmış kenarlı foil yapılarına ait sonuçlar karşılaştırıldığında, 3 kHz - 4 kHz aralığında ve 7 kHz üzerinde keskin kenarlı foil yapısının yuvarlatılmış kenarlı foil yapısına oranla daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.



**Şekil 5.65:** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait  $0^\circ$  için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı:  $1 \mu\text{Pa}$ ).

Yüksek Re sayısında  $0^\circ$  hücum açısında keskin kenarlı ve yuvarlatılmış kenarlı foil yapılarına ait sonuçlar karşılaştırıldığında, benzer eğri karakteristiklerine sahip oldukları görülmektedir. Düşük Re sayısının aksine yuvarlatılmış bitiş kenarlı foil

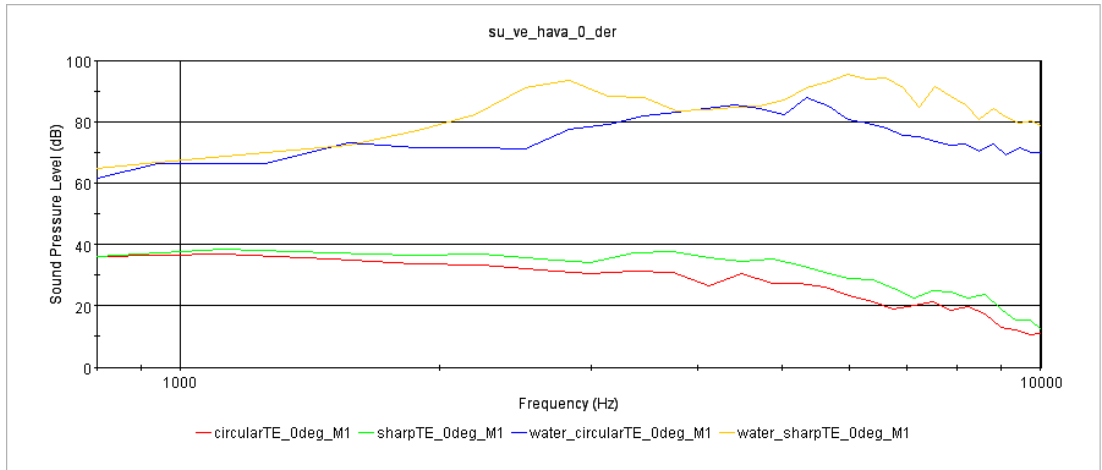
yapısının keskin bitiş kenarlı foil yapısına oranla daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.



**Şekil 5.66 :** Keskin ve yuvarlatılmış bitiş kenarlı foillere ait 7.3° için yüksek Re sayısında SPL karşılaştırması (referans ses basıncı: 1  $\mu$ Pa).

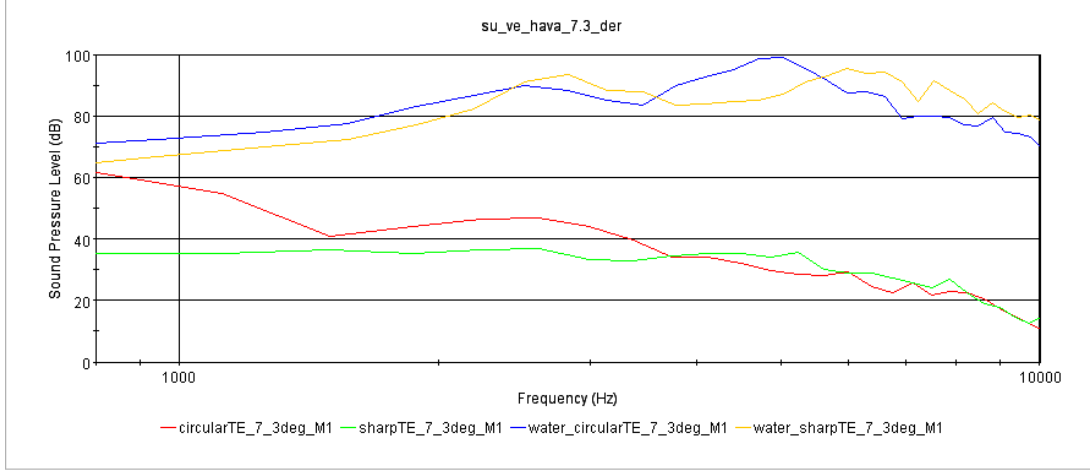
Yüksek Re sayısında 7.3° hücum açısında keskin kenarlı ve yuvarlatılmış kenarlı foil yapılarına ait sonuçlar karşılaştırıldığında, 2.5 kHz - 4 kHz aralığında ve 5 kHz üzeri frekanslarda keskin bitiş kenarlı foil yapısının daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.

### 5.3.3 Hava ve su ses basıncı seviyelerinin karşılaştırması



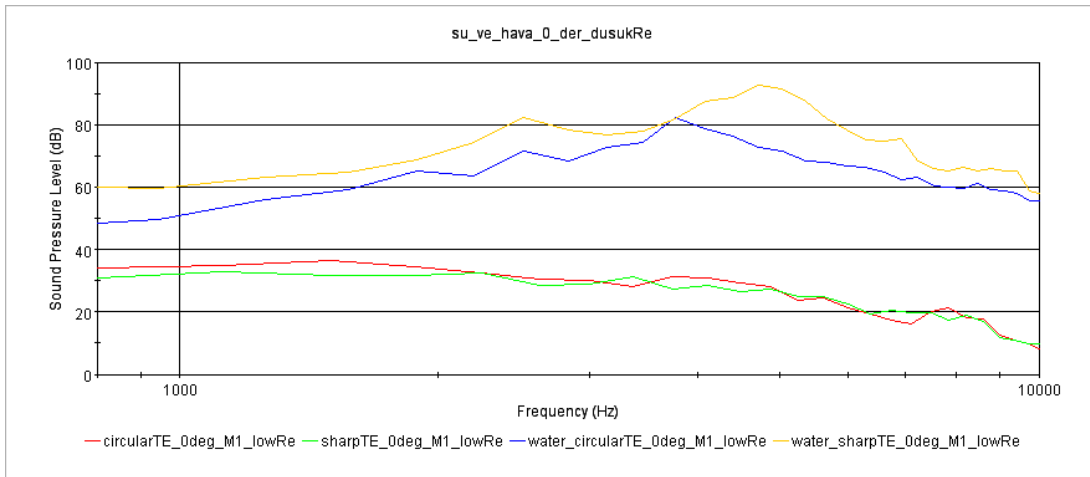
**Şekil 5.67 :** Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 0° için SPL karşılaştırması.

Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $0^\circ$  hücum açısında sonuçlar incelendiğinde, her iki durumda da keskin kenar yapılı foil'in daha baskın gürültü karakteristiğine sahip olduğu görülmüştür.



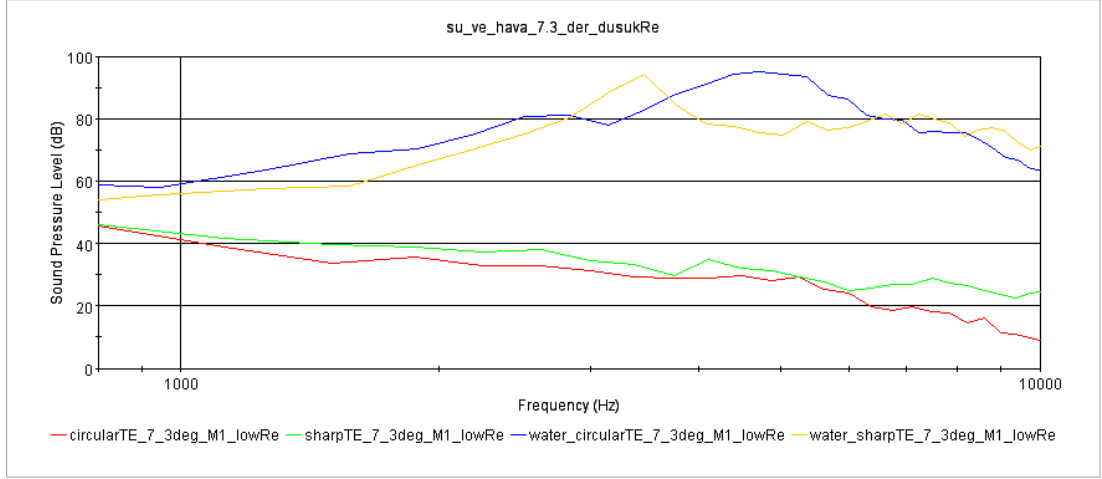
**Şekil 5.68 :** Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $7.3^\circ$  için SPL karşılaştırması.

Orta Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $7.3^\circ$  hücum açısında sonuçlar incelendiğinde,  $0^\circ$  hücum açısından farklı olarak 3.5 kHz frekans değerine kadar yuvarlatılmış kenarlı foil yapısı daha baskın gürültü değerlerine sahiptir. 3.5 kHz sonrasında 6 kHz'e kadar keskin bitiş kenarlı foile ait gürültü değerleri baskın olarak devam etmiş, sonrasında su için durum tekrar tersine dönmüş, hava için devam etmiştir.

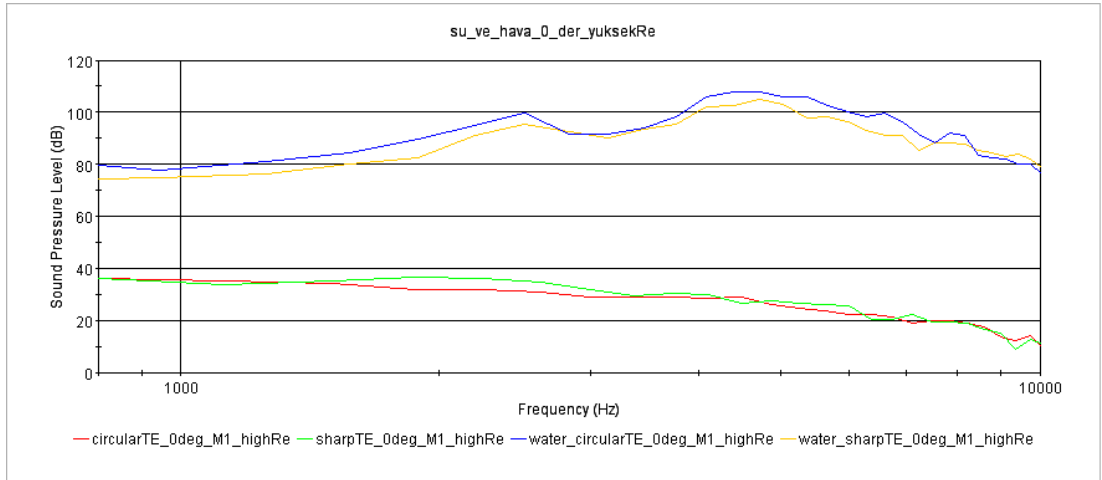


**Şekil 5.69 :** Düşük Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $0^\circ$  için SPL karşılaştırması.

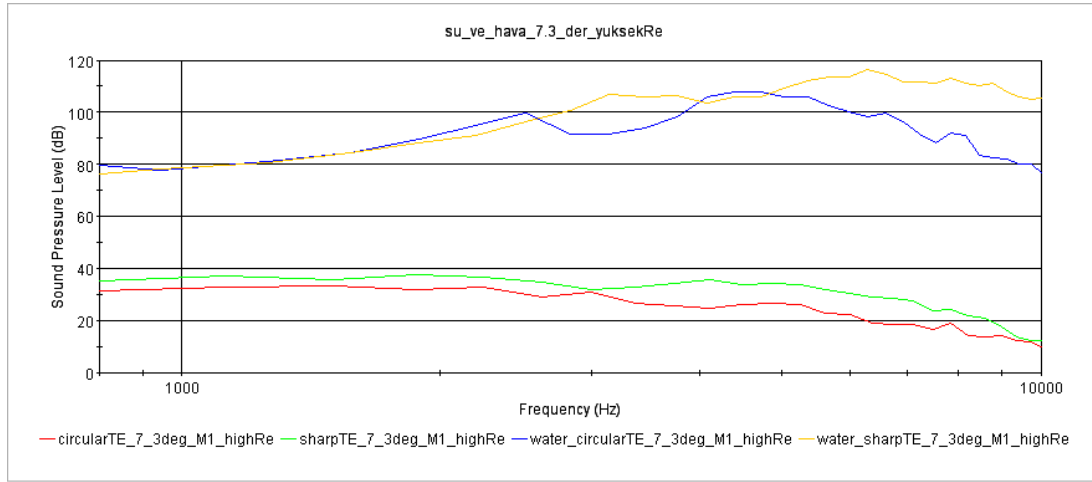
Düşük Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $0^\circ$  hücum açısında sonuçlar incelendiğinde, su için keskin bitiş kenarlı foil daha baskın olurken hava içerisinde yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapıları için yakın sonuçlar ortaya çıkmıştır.



**Şekil 5.70 :** Düşük Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $7.3^\circ$  için SPL karşılaştırması.



**Şekil 5.71 :** Yüksek Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait  $0^\circ$  için SPL karşılaştırması.



**Şekil 5.72 :** Yüksek Re sayısında yuvarlatılmış ve keskin kenarlı foil yapılarına ait 7.3° için SPL karşılaştırması.

Su içerisinde gerçekleştirilen analizleri karşılaştırmak için Hodges'a ait su altı akustiği kitabında yer alan, düz levha üzerinde akım gürültüsünü hesaplamaya yarayan spektral şekil fonksiyonlarından faydalanılmıştır (Hodges, 2010). Düz bir levha için dB cinsinden gürültü değerleri aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanır:

$$Ln(f) = 20 \log \left( \alpha \frac{1}{2} \rho \frac{1}{0.000001} \right) - 10 \log(F_t) \quad f < F_t \text{ için} \quad (5.1)$$

$$Ln(f) = 20 \log \left( \alpha \frac{1}{2} \rho \frac{1}{0.000001 \sqrt{F_t}} \right) + 30 \log \left( \frac{F_t}{f} \right) \quad f > F_t \text{ için} \quad (5.2)$$

Burada:

$\alpha$  :Boyutsuz Kraichman sabiti (0.0018 ile 0.012 arasında değişmektedir, kabaca ortalama 0.003 olarak alınmaktadır.)

$\rho$  :Su yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

$F_t$  :Geçiş frekansı (Hz),  $F_t = \frac{v_0}{12\delta}$

$v_0$  :Açık alan hızı (m/s)

$\delta$  :Sınır tabaka kalınlığı (m),  $\delta = \frac{v(h)dh}{v_0}$

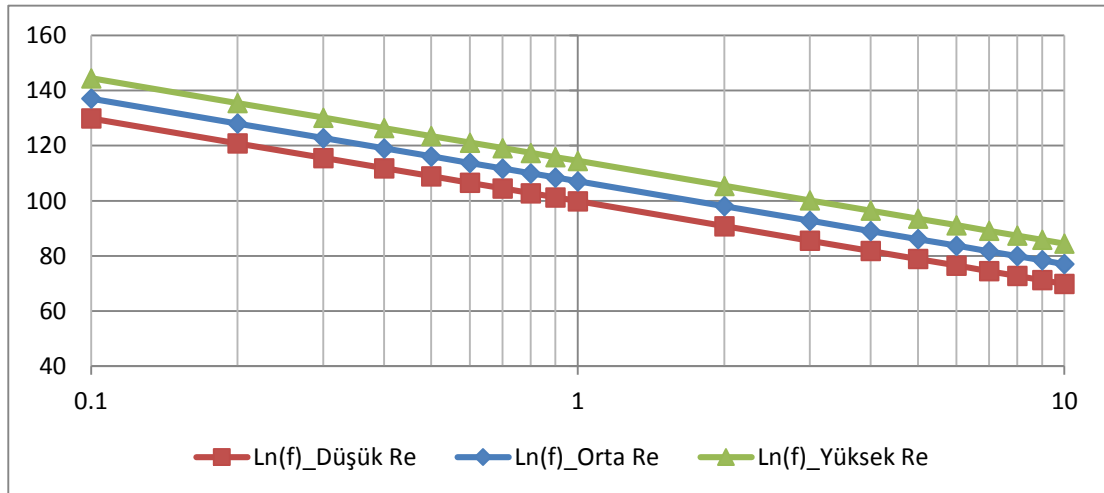
$h$  :Pürüzlülük yüksekliği (m),  $h = \frac{0.003}{v}$

$f$  : Frekans (Hz)

Keskin bitiş kenarlı foil yapısı için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmak üzere (5.1) ve (5.2) numaralı ifadelerden elde edilen akım gürültüsü modeli için hesaplanmış ses basıncı düzeyleri Çizelge 5.8 ve Şekil 5.23'te verilmiştir.

**Çizelge 5.8 :** Akım gürültüsü modeli için hesaplanmış ses basıncı düzeyleri.

| Akım gürültüsü modeli dB cinsinden gürültü seviyeleri |                |                 |                  |
|-------------------------------------------------------|----------------|-----------------|------------------|
| Frekans<br>( $f$ )                                    | Orta Re Sayısı | Düşük Re Sayısı | Yüksek Re Sayısı |
| 0.1                                                   | 137            | 130             | 144              |
| 0.2                                                   | 128            | 121             | 135              |
| 0.3                                                   | 123            | 116             | 130              |
| 0.4                                                   | 119            | 112             | 126              |
| 0.5                                                   | 116            | 109             | 124              |
| 0.6                                                   | 114            | 107             | 121              |
| 0.7                                                   | 112            | 105             | 119              |
| 0.8                                                   | 110            | 103             | 117              |
| 0.9                                                   | 108            | 101             | 116              |
| 1                                                     | 107            | 100             | 114              |
| 2                                                     | 98             | 91              | 105              |
| 3                                                     | 93             | 86              | 100              |
| 4                                                     | 89             | 82              | 96               |
| 5                                                     | 86             | 79              | 94               |
| 6                                                     | 84             | 77              | 91               |
| 7                                                     | 82             | 75              | 89               |
| 8                                                     | 80             | 73              | 87               |
| 9                                                     | 78             | 71              | 86               |
| 10                                                    | 77             | 70              | 84               |

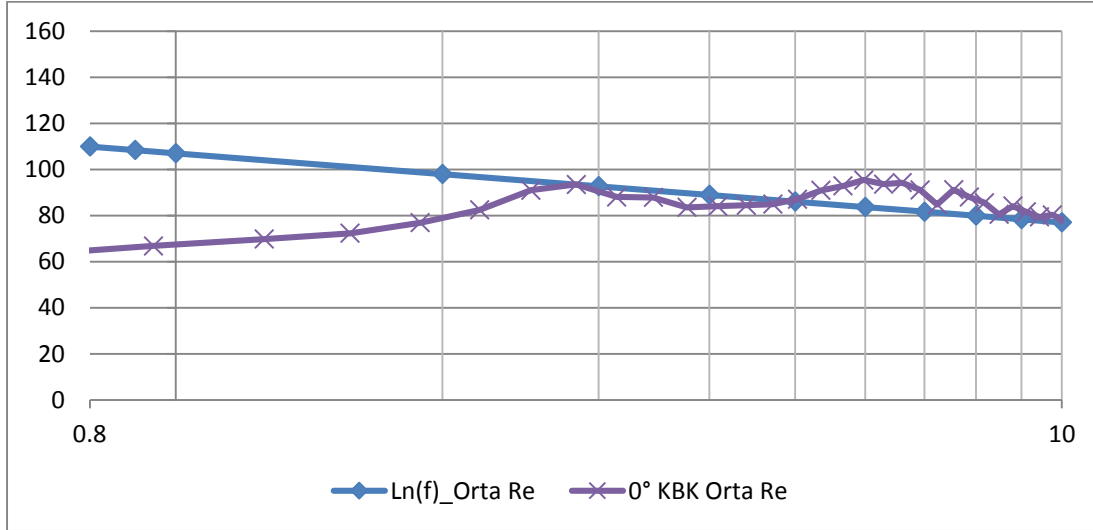


**Şekil 5.73 :** Akım gürültüsü modeli ses basıncı seviyeleri (referans ses basıncı: 1  $\mu$ Pa).

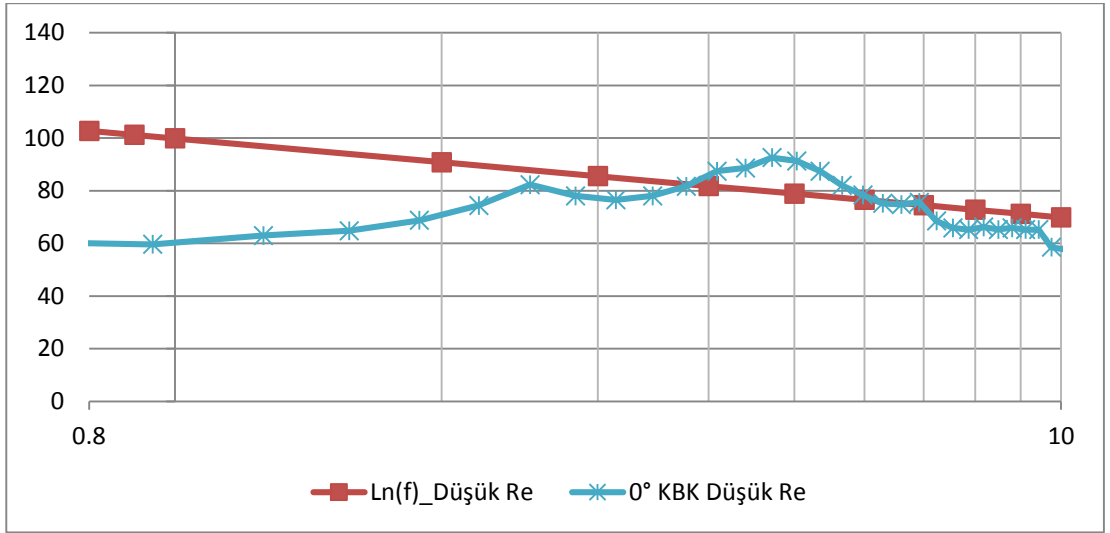
Burada elde edilen sonuçlar ile su içerisinde gerçekleştirilen analiz sonuçlarının karşılaştırması Bölüm 5.3.4' te verilmiştir.

#### 5.3.4 KBK foile ait sonuçların akım gürültüsü modeli ile karşılaştırması

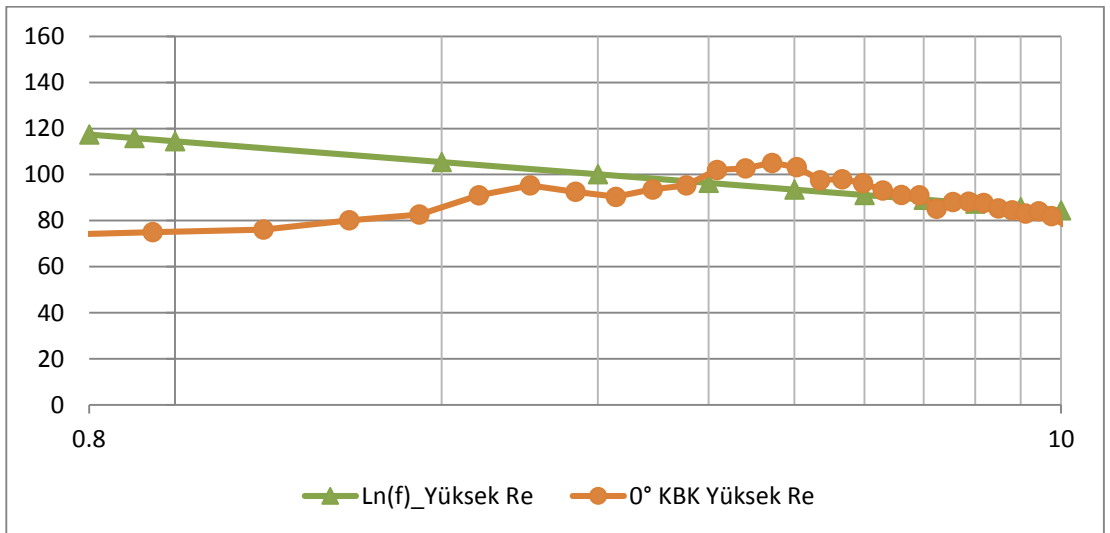
Keskin bitiş kenarlı foil'e ait  $0^\circ$  hücum açısı için farklı Re sayılarında hesaplanan ses basıncı seviyeleri, Şekil 5.23'te verilen sonuçlar ile karşılaştırılmış ve 2 kHz ve üzeri frekanslarda sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 5.74 : Orta Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması



**Şekil 5.75 :** Düşük Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması.



**Şekil 5.76 :** Yüksek Re sayısı için sonuçların akım gürültüsü modeli sonuçları ile karşılaştırması.

## 6. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada başlangıç olarak üç boyutlu cisimler etrafında çalışma yapılması hedeflenmiştir. Ancak imkanlar dahilinde gerçekleştirilen başlangıç analiz sürelerinin çok uzun olması ve sürenin kısıtlı olması dolayısıyla iki boyutlu cisimler üzerinde çalışmalara devam edilmesi kararlaştırılmıştır. İki boyuta geçiş aşamasında dairesel silindir yapısı üzerinde başlangıç çalışmaları yapılmıştır.

Dairesel silindir etrafında farklı Re sayılarında gerçekleştirilen iki boyutlu çözümlerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, elde edilen ses basıncı düzeyi grafiklerinin literatürde yer alan deneysel ve hesaplamalı çalışmalar ile uyumlu olduğu görülmüştür (Cox, Brentner, & Younis, 1997), (Inoue & Hatakeyama, 2002).

NASA tarafından hazırlanan dairesel silindir etrafında viskoz akıştan kaynaklanan gürültü oluşumu başlıklı yayında (Cox, Brentner, & Younis, 1997) verilen deney sonuçları ve nümerik hesap sonuçları ile silindir için gerçekleştirilen nümerik hesaplamalar karşılaştırıldığında, deneysel gürültü karakteristik eğrisi ile nümerik olarak hesaplanan eğrinin uyumlu olduğu gözlemlenmiş, NASA tarafından gerçekleştirilen hesaplanan pik frekansı ile oldukça benzer bir frekansa denk gelen Strouhal sayısında pik gürültü değeri elde edilmiştir.

Dairesel silindir çalışması ile sonuçlarının tutarlı olduğu gösterilen model kullanılarak foil yapıları üzerinde çalışmalara devam edilmiştir. Seçilen NACA 0012 foil yapısı etrafında gerçekleştirilen analizlerde bitiş kenar yapısı, hücum açısı ve Re sayısı parametrelerinin SPL eğrisi karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Problemin iki boyuta indirgenmesinin özellikle akustik alanı için gerçekte fiziksel bir karşılığı yoktur. Bu yüzden elde edilen sonuçların incelemesinde, literatürde yer alan çalışmalar ile karşılaştırma yapılırken SPL eğri karakteristikleri incelenmiştir.

Yapılan incelemeler neticesinde elde edilen ses basıncı düzeyi grafiklerinin, deney sonuçları ile benzer karakterde oldukları ancak aralarında merteye farklılıkları olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumun üçüncü boyutun ihmal edilmesinden, büyük

oranda girdap yapılarının sadece bir düzlem üzerinde çözümlenmesinden kaynaklandığı, düşük oranda da kuadropol kaynak terimlerinin hesaba katılmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Kuadropol kaynak terimlerinin hesaba katılmayışının sebebi, diğer kaynak terimlerine göre akustik etkinlik seviyesinin özellikle düşük hücum açılarında düşük olmasıdır. Problemin iki boyuta indirgenmesi ile birlikte kuadropol terimlerin akustik etkinliği daha da düşmüştür ve bu sebepten dolayı hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Yuvarlatılmış ve düz bitiş kenar yapısına sahip foil etrafında oluşan akım gürültüsü grafikleri incelendiğinde,  $7.3^\circ$  hücum açısında sahip foil yapısının  $0^\circ$ 'ye göre daha yüksek gürültü değerlerine sahip olduğu görülmüştür.

Bitiş kenar yapısı kalınlığının etkilerine bakıldığında 0.6 mm ve 2 mm için tonal gürültü gözlemlenmezken, 3 mm kalınlık için kenar yapısına göre farklı frekanslarda tonal gürültü davranışları görülmüştür. Tonal gürültü görülen frekans değerlerinin literatürde yer alan çalışmalar ile karşılaştırıldığında benzer mertebelerde olduğu görülmüştür (Hutcheson, 2004).

Su akışkan modeli kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde bitiş kenar yapılarının etkileri daha belirgin olarak ortaya çıkmıştır. Hava içerisinde gerçekleştirilen analizlere oranla ses basıncı seviyesi daha yüksek mertebelerde elde edilmiştir. Ayrıca Bölüm 5.3.4'te akım gürültüsü modeli ampirik hesap sonuçları ile yapılan karşılaştırmada, keskin bitiş kenarlı foil yapısına ait  $0^\circ$  hücum açısı için sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

Hava içerisinde gerçekleştirilen analizlerde Re sayısının gürültü değerleri üzerinde ciddi oranda etkisi gözlemlenmezken su içerisinde gerçekleştirilen analizlerde Re sayısının artması ile gürültü değerlerinde 5-10 dB mertebelerinde artış, Re sayısının azalması ile de benzer oranda düşüş gözlemlenmiştir. Su içerisinde Re sayısındaki değişimlerin gürültü değerleri üzerinde oldukça baskın etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

Su içerisinde gerçekleştirilen analizler Hodges'a ait su altı akustiği kitabında yer alan, düz bir levha için frekansa ve sınır tabaka kalınlığına bağlı ses basıncı düzeyini hesaplamaya yarayan bağıntılar kullanılarak hesaplanan frekans-SPL eğrisi ile karşılaştırılmıştır. 2 kHz ve üzeri frekanslarda sonuçların oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Bu çalışma ile farklı bitiş kenar yapılarına ve kalınlıklarına sahip foil yapılarının, farklı hücum açılarında ve farklı akışkan modelleri içerisinde iki boyutlu olarak akım gürültüsü hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçların literatürde yer alan benzer çalışmalarla uyumlu olduğu, deneysel çalışmalardan elde edilen ses basıncı düzeyi eğri karakterleri ile benzer karakterlerde eğriler elde edildiği görülmüştür.

Ortaya konulan çalışmanın, akustik hassasiyete sahip gerek su altı, gerek su üstü sistemler için üç boyutlu tasarımlar yapılırken (pervane, foil, fin v.b.) bir temel oluşturması özellikle su altı pervane gürültüsü tahimini için bir başlangıç noktası olması hedeflenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmaların deneysel yöntemler ile doğrulanması ve/veya bir başka sayısal yöntem kullanılarak (Sınır Elemanlar yöntemi - panel yöntemi gibi) doğrulanması önem taşımaktadır.

## KAYNAKLAR

- Barlas, B.** (1999). *Gemi Etrafindaki Sınır Tabakanın İncelenmesi*. İstanbul: İTÜ FBE.
- Batchelor, G.** (1976). *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge, UK: Cambridge University Press.
- Brooks, T. F., Pope, D. S., & Marcolini, M. A.** (1989). *NASA Reference Publication 1218: Airfoil Self-Noise and Prediction*. NASA.
- CD-Adapco.** (2013). *Star CCM+ Version 8.02 User Guide*. CD-Adapco.
- Cox, J. S., Brentner, C. L., & Younis, B. A.** (1997). *Computation of Sound Generated by Viscous Flow Over a Circular Cylinder*. Virginia: NASA.
- Curle, N.** (1955). The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. *Proceedings of The Royal Society A* , 505-514.
- Dyke, M. V.** (1988). *An album of fluid motion* (Fourth printing b.). Stanford: The Parabolic Press.
- Fossati, F.** (2009). *Aero-hydrodynamics and the Performance of Sailing Yachts*. London: Adlard Coles Nautical.
- Fuchs, H. V., & Michalke, A.** (1973). *Introduction to Aerodynamic Noise Theory*. Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, Institut für Turbulenzforschung. Berlin: Progress in Aerospace Sciences.
- Hirschberg, A., & Rienstra, S. W.** (2013). *An introduction to aeroacoustics*. Eindhoven: Eindhoven University of Technology.
- Hodges, R. P.** (2010). *Underwater Acoustics*. John Wiley and Sons.
- Hutcheson, F. V.** (2004). Effects of Angle of Attack and Velocity on Trailing Edge Noise. *42nd AIA Aerospace Sciences Meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.
- Inoue, O., & Hatakeyama, N.** (2002). Sound generation by a two-dimensional circular cylinder in a uniform flow. *Journal of Fluid Mechanics* , 285-314.

- Kingan, M. J.** (2005, July). Aeroacoustic Noise Produce by an Aerofoil. *A thesis presented for the degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Eng. at University of Canterbury* . Christchurch, New Zealand.
- Kuethe, A. M., & Chow, C.-Y.** (1998). *Foundations of Aerodynamics*. John Wiley & Sons, Inc.
- Kuiken, G. v.** (1995). *Thermodynamics of irreversible processes: Applications to diffusion and Rheology*. Chichester, UK: J. Wiley & Sons.
- Landau, L., & Lifshitz, E.** (1987). *Fluid Mechanics*. Oxford: Pergamon Press.
- Lighthill, M. J.** (1952). On sound generated aerodynamically I: general theory. *Proceedings of the Royal Society* , 564-587.
- Lighthill, M. J.** (1954). On sound generated aerodynamically II: turbulence as a source of sound. *Proceedings of the Royal Society* , 1-32.
- Mockett, C.** (2009). *A comprehensive study of detached-eddy simulation*. Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin.
- Morfe, C.** (1976). Sound radiation due to unsteady dissipation in turbulent flows. *Journal of Sound and Vibration* , 95-111.
- Obermeier, F.** (1985). Aerodynamic sound generation caused by viscous processes. *Journal of Sound and Vibration* , 111-120.
- Pierce, A.** (1981). *Acoustics: An Introduction to its Physical Principles and Applications*. New York, USA: McGraw-Hill Book Company, Inc.
- Proudman, I.** (1952). Sound generation of noise by isotropic turbulence. *Proceedings of The Royal Society* , 119-132.
- Richardson, L.** (1922). *Weather Prediction by Numerical Process*. Cambridge University Press.
- Schlichting, H.** (1968). *Boundary-layer Theory*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc.
- Spalart, P.** (2000). Strategies for turbulence modelling and simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow* , 252-263.
- Tell, J.** (2012). Aeroacoustic study on roof bow. *Master's thesis on Aeroacoustic study on roof bow CFD generation of input data for hybrid approach* . Gothenburg, Sweden: Chalmers University of Technology.
- Verzicco, R., Iafrati, A., Riccardi, G., & Fatica, M.** (1997). Analysis of the sound generated by the pairing of two axisymmetric co-rotating vortex rings. *Journal of Sound and Vibration* , 347-358.
- White, F. M.** (2006). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Co., Inc.

**Williams, J. E., & Hawkings, D. L.** (1969). Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A, Vol. 264, No. 1151* , 321-342.

**Zdravkovich, M. M.** (1997). *Flow around circular cylinders Vol1: Fundamentals*. Oxford University Press.

**Url-1** <<http://www.atasoyweb.net/Spektral-Sizinti-Ve-Pencere-Fonksiyonlari>>, alındığı tarih: 04.04.2014

**Url-2** <[http://en.wikipedia.org/wiki/Heaviside\\_step\\_function](http://en.wikipedia.org/wiki/Heaviside_step_function)>, alındığı tarih: 20.04.2014

**Url-3** <[http://en.wikipedia.org/wiki/Sound\\_pressure](http://en.wikipedia.org/wiki/Sound_pressure)>, alındığı tarih: 14.02.2012

**Url-4** <[http://en.wikipedia.org/wiki/Window\\_function](http://en.wikipedia.org/wiki/Window_function)> alındığı tarih: 04.04.2012



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** Yasin Kaan İLTER  
**Doğum Yeri ve Tarihi:** Ankara, 29 Ekim 1988  
**Adres:** Maltepe/İSTANBUL  
**E-Posta:** kaanilter@gmail.com  
**Lisans:** Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği (2006-2010)

### Mesleki Deneyim ve Ödüller:

**Ocak 2013 - Halen:** STM AŞ, Gemi Teorisi Mühendisi

**Haziran 2012 - Ocak 2013:** Eksen Mühendislik, Araştırmacı

**Aralık 2011 - Mart 2012:** Alsan Fan, Ar-Ge Mühendisi

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- İlter, Y.K., Bal, Ş., 2014: Investigation of flow noise around two-dimensional foils. *INTNAM*, October 23-24, 2014 Istanbul, Turkey. (Özet verildi ve makale hazırlanıyor.)