

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SES İLETİM KAYBI ÖLÇÜM DÜZENEĞİ TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak ERDAL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SES İLETİM KAYBI ÖLÇÜM DÜZENEĞİ TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Burak ERDAL
(503081410)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081410 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Burak ERDAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**SES İLETİM KAYBI ÖLÇÜM DÜZENEGİ TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

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

Yrd. Doc. Dr. Erdem UZUNSOY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **8 Haziran 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışması süresince, araştırmalarım önemli katkılarda bulunan danışmanım Sayın Prof. Dr. Haluk EROL başta olmak üzere, çalışmaların yapılması için gerekli ortam ve kaynağı sağlayan Eksen Mühendislik'e ve desteklerini eksik etmeyen iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Mayıs 2012

Burak ERDAL
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. TEORİK İNCELEMELER.....	5
2.1 Giriş	5
2.2 Lineerleştirilmiş Tek Boyutlu Dalga Denklemi	5
2.3 Kanal Akustiğinde Geometrik Süreksizliklerin Etkisi	11
2.4 Düzlem Dalga Yayılımı	14
2.5 Akustik Performans Parametreleri	17
2.5.1 Ekleme kaybı.....	18
2.5.2 Ses iletim kaybı	18
2.5.3 Ses azaltımı	19
2.5.4 Akustik performans parametrelerinin karşılaştırılması.....	19
2.6 Transfer Matrisi Yöntemi.....	20
2.7 Ses İletim Kaybı Ölçüm Yöntemleri	23
2.8 Tek Genişleme Odalı Bir Susturucunun Ses İletim Kaybı.....	26
2.9 Dijital Veri İşleme	27
2.10 Mikrofon ve Akustik Sürücü İncelemesi.....	29
3. SAYISAL MODELLEME ÇALIŞMALARI.....	37
3.1 Akustik Kaynak Bölümündeki Yansımaların İncelenmesi	37
3.2 Akustik Kaynak Bölümündeki Kanal Çapı Değişiminin İncelenmesi	41
3.3 Mikrofon Kanallarının Ölçüm Hassasiyetine Etkisinin İncelenmesi	41
3.4 Çeperin Akustik Hacim İle Etkileşiminin Değerlendirilmesi	43
3.5 Ölçüm Doğruluğunun Tespit Edilmesi İçin Sayısal İncelemeler	44
4. ÖLÇÜM DÜZENEGİ TASARIMI.....	47
4.1 Giriş	47
4.2 Tasarım Kriterleri	48
4.2.1 Ölçüm kanalı çapı	48
4.2.2 Düzlem dalga kaynaklı üst frekans limiti	48
4.2.3 Mikrofonlar arasındaki mesafenin tespit edilmesi	49
4.2.4 Uygun mikrofonların belirlenmesi.....	50
4.2.5 Akustik sürücünün belirlenmesi.....	51
4.2.6 Akustik sürücü kabini	51
4.3 Sistem Tasarımı.....	52
5. ÖLÇÜM ALGORİTMASI	55
5.1 Mikrofon Ses Düzeyi Kalibrasyonu	55
5.2 Ölçüm Düzenegi Kalibrasyonu	56

5.3 İki-yük Ölçümü	57
5.4 Ölçüm Düzenegi Kalibrasyonu Düzeltmesi	57
5.5 Susturucu Giriş ve Çıkışlarındaki Ses Basıncı ve Eleman Hızının Hesaplanması	58
5.6 Transfer Matrisi Oluşturulması ve Ses İletim Kaybının Hesaplanması	58
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	59
6.1 Analitik, Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırması	59
6.2 Sonuçlar	59
KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ	65

KISALTMALAR

TL	: Ses iletim kaybı
IL	: Ekleme kaybı
NR	: Ses azaltımı
<i>a</i>	: Elemanın ivmesi
<i>u</i>	: Elemanın hızı
ρ	: Elemanın yoğunluğu
<i>p</i>	: Elemanın üzerine gelen basınç
<i>c</i>	: Ses hızı
<i>k</i>	: Dalga sayısı
λ	: Dalga boyu
Z_0	: Karakteristik empedans
<i>v</i>	: Elemanın kütleli hızı
γ_0	: Kanal empedansı
φ	: Spesifik empedans
w_n	: Gelen dalganın ses gücü
w_m	: İletilen dalganın ses gücü
$T_{n,m}$	: Transfer matrisi
SEM	: Sonlu elemanlar yöntemi
S/N	: Sinyal gürültü oranı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 1/2" ve 1/4" mikrofonların frekans cevabı ve hassasiyet değerleri	31
Çizelge 4.1 : Ölçüm düzeneği parça tanımları.....	47

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Ses dalgası geçerken, bir elemanın ilk ve yer değiştirmiş durumu.	6
Şekil 2.2 : Gelen ve giden dalga tanımlamaları.	10
Şekil 2.3 : Kanaldaki çap değişiminin akustik yayılıma etkisi.	12
Şekil 2.4 : Düzlem dalga yayılımı örneği.	14
Şekil 2.5 : Dairesel kesitli kanalda akustik yayılım.	15
Şekil 2.6 : Düzlem dalga durumunda kanal içinde ses basıncı dağılımı.	16
Şekil 2.7 : Kesme frekansı değeri üzerinde kanal içinde ses basıncı dağılımı.	16
Şekil 2.8 : 100 mm çapındaki bir kanalın kesme frekansı analiz sonuçları.	17
Şekil 2.9 : Transfer matrisi yöntemindeki giriş ve çıkış değişkenleri.	20
Şekil 2.10 : Transfer matrisi yönteminde alustik elemanları seri bağlı.	21
Şekil 2.11 : Tek genişleme odalı bir susturucunun transfer matrisi.	21
Şekil 2.12 : Dalga ayrıştırma yöntemi şeması.	24
Şekil 2.13 : İki-yük yöntemi şeması.	24
Şekil 2.14 : Tek genişleme odalı bir susturucunun ses iletim kaybı.	25
Şekil 2.15 : Tek genişleme odalı susturucu boyutları.	26
Şekil 2.16 : Frekans çözünürlüğü - toplam süre ilişkisi.	29
Şekil 2.17 : Kondenser mikrofon yapısı [15].	29
Şekil 2.18 : Kondenser mikrofonun dinamik özellikleri.	30
Şekil 2.19 : Kondenser mikrofonun dinamik modeli.	31
Şekil 2.20 : Kırılma etkisi.	32
Şekil 2.21 : Mikrofon duruş şeklinin mikrofon frekans cevabına etkisi [15].	33
Şekil 2.22 : Ölçüm düzeneği mikrofon tipi.	33
Şekil 2.23 : Kanal içinde sesin oluşumu.	34
Şekil 2.24 : Akustik sürücü [15].	34
Şekil 2.25 : Bir akustik sürücünün dipole özelliği [15].	35
Şekil 3.1 : Ölçüm düzeneğinin akustik kaynak bölümü ve giriş ölçüm kanalı tasarımı.	38
Şekil 3.2 : Ölçüm düzeneğinin akustik kaynak bölümü ve giriş ölçüm kanalı SEM modeli.	39
Şekil 3.3 : Yutucu elemanların susturucu öncesi ölçüm kanalındaki ses basıncına etkisi.	39
Şekil 3.4 : 2301 Hz'de yutucu elemanlar olmadığı durumunda ses basıncı (Pa) dağılımı.	40
Şekil 3.5 : 2301 Hz'de akustik'de sürücü kabini ve çap değişiminde yutucu malzeme olduğu durumunda ses basıncı (Pa) dağılımı.	40
Şekil 3.6 : 2301 Hz'de yutucu elemanlar olmadığı durumunda 50 mm çapındaki kanal içinde ses basıncı (Pa) dağılımı.	41
Şekil 3.7 : Genişleme odalı bir susturucunun ölçümünün yerleşiminde mikrofonların 2 mm yukarı yerleşimi durumundaki SEM model.	42
Şekil 3.8 : Mikrofonların 2 mm yukarı konumlandırılması ve yüzeye tam konumlandırılması durumlarında susturucunun ses iletim kaybı.	42
Şekil 3.9 : Mikrofonların 2mm yukarı konumlandırılması SEM sonuçları.	43

Şekil 3.10 : 100 mm çapındaki kanalın 1. doğal frekansı.....	43
Şekil 3.11 : Örnek susturucu geometrisi.....	44
Şekil 3.12 : Örnek bir genişleme odalı bir susturucunun SEM modeli.	45
Şekil 3.13 : Örnek susturucu ses iletim kaybı sonuçları.	45
Şekil 4.1 : Ölçüm sisteminin şematik görünümü.....	47
Şekil 4.2 : Ölçüm sistemi ve susturucu birleşimi.....	48
Şekil 4.3 : Mikrofonlar arası mesafe.....	49
Şekil 4.4 : Boyutsal ortalama hatası.....	50
Şekil 4.5 : Akustik sürücünün, direnç ve ses düzeyi eğrileri [19]	51
Şekil 4.6 : Akustik sürücü kabini.....	52
Şekil 4.7 : Susturucu ses iletim kaybı ölçüm sistemi tasarımı.....	53
Şekil 4.8 : Susturucu ses iletim kaybı ölçüm sistemi.....	53
Şekil 5.1 : Ölçüm sistemi işlem akışı.....	55
Şekil 5.2 : Mikrofon ses düzeyi kalibrasyon arayüzü.....	56
Şekil 5.3 : İki-yük ölçümü arayüzü.....	57
Şekil 5.4 : Ses iletim kaybı sonuç arayüzü	58

SES İLETİM KAYBI ÖLÇÜM DÜZENEĞİ TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Gürültü kontrolü günümüzde, genel olarak insan sağlığı, konforu ya da birçok makinada çeşitli işlevleri yerine getirmek amacıyla uygulanmaktadır.

Problemin tipine bağlı olarak, çeşitli gürültü kontrolü yöntemleri mevcuttur. Gürültü kontrolü; kaynak, iletim yolu ya da alıcı üzerinde olabilmektedir. En etkin yöntem sesin kaynakta azaltılması olarak görülse de, birçok durumda kaynakta oluşan gürültü sistemin çalışmasından dolayı oluşabilmekte ve belirli düzeylerin altına sistem kısıtlamaları nedeniyle indirilememektedir. Bu tip durumlarda, sistemin çıkışındaki gürültüyü azaltıcı önlemler önem kazanmaktadır. Gürültü azaltımı sağlamak amacıyla tasarlanan sistem ya da malzemelerin yeterliliklerinin tespit edilmesi, ancak akustik performanslarının ölçülmesi ile yapılabilir. Bu amaçla, ses yutuculuk özelliği olan bir akustik elemanın (gürültü azaltımı amaçlı kullanılan sistem ve malzeme) ses yutum katsayısı, sesin geçişini azaltma özelliği olan bir akustik elemanın ise ses geçiş kaybı vb. akustik özellikleri doğrulukla ölçülmelidir. Böylece kullanılan akustik elemanların özellikleri bilinerek daha doğru uygulanabilir.

Bu tez, akustik elemanların performanslarının tespit edilmesine yönelik yöntemleri ve bu amaçla oluşturulan ölçüm düzeneği tasarımı ve geliştirilmesini kapsamaktadır.

Bu tez kapsamında, akustik malzemelerin ses iletim kaybı ölçümünün yapılması için gerekli düzeneğin tasarımı ve geliştirilmesi hedeflenmiştir. Çalışma, giriş ve sonuç kısmı dahil olmak üzere altı bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde yer alan genel açıklamalar ve literatür araştırmasının ardından, ikinci bölüm altında yer alan teorik incelemeler aşamasında; dalga teorisi, düzlem dalga, akustik performans parametreleri, dijital sinyal işleme ve mikrofön ve akustik sürücü gibi bazı donanımlar incelenmiştir.

Üçüncü bölüm altında ölçüm sisteminin doğruluğunun tespit edilmesi ve tasarım iyileştirmesi sağlamak açısından oluşturulan çeşitli sayısal analizler ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

Dördüncü bölüm altında bir susturucunun ses iletim kaybı ölçümü için gerekli ölçüm sisteminin tasarım detayları incelenmiştir. Akustik performans parametreleri incelenerek, susturucular için ölçülebilir önemli bir performans kriteri olan Ses İletim Kaybı ölçüm tekniği üzerine çalışılmıştır. Literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler ışığında iki-yük (*two-load*) transfer matrisi yönteminin ses iletim kaybı ölçümü için uygun bir yöntem olduğu belirlenmiş ve bu yöntemin esas alındığı ASTM-E2611 standardından da faydalanılarak bir ölçüm sistemi oluşturulmuştur. Oluşturulan sistemin tüm geometrik ve akustik özelliklerinin ölçüm sonuçlarına olan etkileri incelenmeye çalışılmıştır. Bu etkiler ile ilgili analitik ifadeler literatür araştırması kısmında incelenmiştir.

Beşinci bölüm altında ses iletim kaybı ölçümü yapılabilmesi için gerekli yazılım algoritması ve veri üzerindeki işlemler anlatılmıştır. Son bölümde ise, tasarım doğrulama amacıyla yapılmış bir karşılaştırma ve çalışma sonucunda elde edilen genel sonuçlar ile birlikte çalışmanın devamında araştırılabilinecek muhtemel konulara değinilmiştir.

SOUND TRANSMISSION LOSS MEASUREMENT SYSTEM DESIGN AND IMPROVEMENTS

SUMMARY

Noise control has significant importance for various applications. For example, noise reduction for human healthy and comfort in vehicle engineering is an important study in vehicle design. Another example can be noise reduction of loud machines like guns or ships. This kind of applications are not effecting human directly however, noise levels of system has importance in duty.

There are different methods of noise control respect to noise emission character of system. Basically, noise control on source, on attenuation path and on receiver are main methods. Noise reduction on source is most efficient way, however for many system noise reduction on source is not applicable because of difficulties with general system design. For this kind of applications, noise reduction on system noise outlet path has importance. For better understanding of acoustic elements performance, sound transmission loss measurements are proving valuable knowledge.

Sound transmission loss is sound level difference of incident waves on front side and back side of acoustic element. In this study, sound transmission loss measurement system design and improvements for various acoustic elements are investigated. First methods for measuring transmission loss are developed by J. Y. Chung and D. A. Blaser [3]. Incident and reflected waves on inlet side and incident wave on outlet side are calculated in this method with so-called wave decomposition formulation. This method gives correct results, if there is fully anechoic termination on outlet side of measurement tube. However, it is difficult to create fully anechoic termination in all frequencies. More convenient method is developed by T. Y. Lung and A. G. Doige [7]. This so-called two-load transfer matrix method is based on transfer matrix calculation method. Four element transfer matrix provides acoustic relation between inlet side and outlet side of the acoustic elements. Sound transmission loss can be calculated with this transfer matrix. Comparison of the TL result of these methods for a basic acoustic element is studied by L. Z. Tao and A. F. Seybert [10]. This study shows that; since creating fully anechoic termination is not possible, two-load transfer matrix method provides better results. ASTM-E2611 is used as reference standard. This measurement standard is based on two-load transfer matrix method.

It is important to understand physical behaviour of acoustic waves, in order to design sound transmission loss measurement system. Acoustic waves have spherical propagation in free field. It is possible to simplify tree dimensional formulation to one dimensional formulation for acoustic wave propagation in ducts. Waves propagate as plane waves up to a certain frequency. So-called cut-on frequency is important for transfer matrix method. Higher frequencies than cut-on frequency propagates nonlinear in duct. This behaviour is caused by cavity elastic modes.

Sound transmission loss of an acoustic element is composed of measurement and calculations. Accurate measurement chain has importance in order to calculate correct transmission loss value. Physical propagating waves converted to analogue signals by condenser type microphones. Since, microphones have a volume, incident waves diffract over microphone structure. This phenomena occurs non-linear frequency response in high frequency in free-field or diffuse field acoustic medium. Pressure type microphones have linear response in wide frequency band when incident wave and microphone diaphragm are perpendicular to each other. Analogue signal is acquired by data acquisition device in measurement system. Fourier algorithm transforms acquired data frequency domain.

Loudspeaker is another important hardware in measurement system. Loudspeaker generate acoustics waves in defined frequencies. Since, loudspeakers are dipole source, there are some difficulties with usage. Loudspeaker needs a cabinet to cancel opposite phase acoustic waves. Resonance frequency of cavity is effecting its acoustic performance. Therefore, volume of cabinet is also important. Sound pressure levels in microphones need to be high enough in order to get better signal and high signal to noise ratio. For this reason loudspeaker have to generate enough acoustic energy in all interested frequency band.

Acoustic wave propagation, acoustic plane waves, sound transmission loss measurement methods, transfer matrix method, microphone and loudspeaker techniques are investigated in first part, literature review section.

Geometry of measurement system, is directly related with acoustic element sizes. If an muffler is considered, inlet and outlet diameter have to take into account. Loudspeaker diameter can be different than muffler diameter. For these case, there is a need for diameter change. This diameter change will cause reflected acoustic waves. Measurement system is investigated with numerical method calculations. Four study case is investigated with finite element method(FEM) with NASTRAN software. First of all, effect of absorption element is considered in diameter chance. Results are taken from a model has high absorber element and without absorber element. This analysis shows that, due to reflections on diameter change, all acoustic energy is not transmitting to measurement tube diameter. Sound is not generated in some frequencies related with system geometry and acoustic wave length. To prevent this, absorber material or impedance matching geometry can be used. Effect of diameter ratio is investigated in second study case. Analytical studies shows that, higher diameter ratio cause more reflected wave. FEM analysis shows same result with more detail. High diameter ratio may cause loudspeaker in efficient. Measurement may contain much more noise than generated signal. Third numerical calculation states the result of microphone positioning error. Microphones settle to measurement tube in perpendicular axis to tube. Positioning error in manufacturing of microphone holes and holders cause wrong results in specific frequencies. In a specific example, 2mm positioning error to upward cause important difference in sound transmission level. This is an important design criteria for high precision measurement system. Last numerical model is created to study a sample muffler. A rifle muffler with one expansion chamber is analysed. Sound transmission loss is calculated with numerical method. Results of these analysis are important in better system design. This calculations are explained in third part of thesis.

Measurement system is designed based on ASTM-E2611 standard. This standard is referring sound transmission loss measurement with two-load transfer matrix method. Most important design criteria's for measurement system are tube diameter and distance between microphones. There is a need to generate plane acoustic wave propagation in tube for TL measurement. Analytical expressions show that, waves are propagating until cut-on frequency of tube diameter. This expression gives, tube diameter is related with high frequency measurement values. In brief, high frequency measurements need small tube diameter. Fourth part contains information about this standard and usage in this thesis.

This study also covers a software which makes sound transmission loss calculation with acquired data. Software is developed in National Instrument Labview platform. Details about running software in measurement is explained in fifth part.

Sound transmission loss value of a basic muffler is measured and compared to numerical and analytical solutions. Results show that, signal-to-noise ratio is main problem for more accurate measurements. Last part of thesis contains possible improvements and comparison results.

1. GİRİŞ

Günümüzde kullanmakta olduğumuz birçok makinada; yönetmelikler ya da konfor gibi çeşitli ihtiyaçlar nedeniyle gürültü düzeyini azaltıcı yönde çeşitli uygulamalar yapılmaktadır. Temel bir örnek olarak, kullanmakta olduğumuz taşıtlar, çıkış (egzoz) kanallarındaki susturucular vasıtasıyla çevreye ve sürücüye yaymakta oldukları gürültüyü azaltmaktadırlar. Ayrıca taşıt kabini akustik yalıtımı ile de sürücü kulağına gelen gürültü düzeyi azaltılarak gerekli gürültü kontrolü yapılmaktadır. Bu tip uygulamalarda genel olarak; ortamlar arasındaki empedans farklılıkları ile gelen dalganın kaynağa yansıtılması ve yapısal iç sönüm gibi fiziksel olaylar gürültü azaltımında rol oynar. Gürültü azaltımı sağlamak amacıyla tasarlanan sistem ya da malzemelerin yeterliliklerinin tespit edilmesi, ancak akustik performanslarının ölçülmesi ile yapılabilir. Bu amaçla, ses yutuculuk özelliği olan bir akustik elemanın (gürültü azaltımı amaçlı kullanılan sistem ve malzeme) ses yutum katsayısı, sesin geçişini azaltma özelliği olan bir akustik elemanın ise ses geçiş kaybı vb. akustik özellikleri doğrulukla ölçülmelidir. Böylece kullanılan akustik elemanların, özellikleri bilinerek daha doğru uygulanabilir.

Bu tez, akustik elemanların performanslarının tespit edilmesine yönelik yöntemleri ve bu amaçla oluşturulan ölçüm düzeneğinin tasarımı ve geliştirilmesini kapsamaktadır. Yapılan teorik incelemeler, sayısal ve deneysel çalışmalar ile birlikte değerlendirilerek örnek bir ses iletim kaybı ölçüm düzeneğinin tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Tez kapsamında yapılan bu çalışmada; akustik elemanların ses iletim kaybının ölçümünde kullanılan düzeneğin tüm tasarım ve geliştirme unsurları incelenmiştir. Düzeneğin istenilen hassasiyette ses iletim kaybı ölçümü gerçekleştirebilmesi için; boyutsal değişkenlerin etkisi, kullanılan alt bileşenlerin uygunluğunun etkisi ve hesaplama yöntemlerinin etkisi analitik-sayısal incelemeler ile ortaya konulmuştur. Böylece, akustik elemanların ses iletim kaybı ölçümünde gerekli teknik bilginin elde edilebilmesi hedeflenmiştir.

Literatür Araştırması:

Ses iletim kaybı; Munjal'ın [1] tanımında akustik bir eleman önündeki gelen dalganın ses basıncı düzeyi ile elemanın arkasındaki gelen dalganın ses basınç düzeyi farkı olarak yapılmıştır. Bu tanıma göre; akustik eleman üzerinden yansıyan ses dalgası hesaplamaya katılmaz. Bu nedenle, akustik eleman üzerine gelen ve yansıyan dalgaların bilinmesi gerekmektedir.

Ses iletim kaybı ISO 140-3 [2] standardına göre; iki çınlanım odası arasına yerleştirilmiş akustik elemanın, kaynak odasında oluşturulan ses basınç düzeyinden alıcı oda oluşturulan ses basınç düzeyinin çıkartılması ile elde edilmektedir. Bu ölçüm yöntemi çoğunlukla homojen olmayan kompozit yapılarda uygulanmakta olup, ses azalma indisi adı verilen standart değere dönüştürülmektedir. Ayrıca bu yöntemde, oda içerisinde oluşan dağınık akustik alan nedeniyle, akustik dalga malzeme üzerine rastgele açılar ile gelmektedir.

Akustik elemanın ses iletim kaybının tespit edilmesi için, elemanın önündeki ve arkasındaki gelen dalganın ölçülmesi gerekmektedir. Bu ölçüm literatürde yer alan çeşitli yöntemler ile yapılabilir. J. Y. Chung ve D. A. Blaser [3] tarafından tanımlanan dalga ayrıştırma tekniği (*wave decomposition*) uygulanan ilk yöntemlerdendir [4]. Bu yöntemde, akustik elemanın ön kısmındaki gelen dalga hesaplanırken, ölçüm düzeneğinin çıkışının anekoik olması gerekmektedir. Günümüzde en çok kullanılan teknik ise T. Y. Lung ve A. G. Doige [7] tarafından geliştirilmiş olan iki-yük transfer matrisi yöntemidir [8]. Bu yöntemde dört mikrofona kullanılarak iki farklı sınır şartı ile ölçüm yapılmaktadır. Elde edilen ses basıncı verilerinden, transfer matrisi yöntemi yardımıyla ses iletim kaybı hesaplanmaktadır. Bu yöntem ASTM E2611 [9] ses iletim kaybı standardında tanımlanan ölçüm yöntemidir. BSWA, Brüell & Kjaer, SCS gibi imalatçı firmalar tarafından üretilmekte ve akustik elemanların ölçümlerinde kullanılmakta olan ürünler bu yöntem ve standardı referans almaktadır. M. L. Munjal ve A. G. Doige [8] tarafından ortaya konulan bir diğer yöntem olan iki kaynak tekniği ise yine transfer matrisini kullanmakla birlikte, kaynağın yerinin değiştirilmesi ile uygulanmaktadır. L. Z. Tao ve A. F. Seybert [10] tarafından karşılaştırılmış olan bu üç temel yöntem sonucunda, dalga ayrıştırma tekniği anekoik sınır şartlarının özellikle düşük frekans bölgesinde sağlanamaması nedeniyle en yüksek hatayı içermektedir. İki-yük ve iki-kaynak teknikleri ise oldukça benzer sonuçlar vermekle birlikte, dört kutup değerlerinin elde

edilmesi açısından iki-kaynak, uygulama kolaylığı açısından ise iki-yük tekniği daha uygun sonuçlar vermektedir.

Transfer matrisi yöntemi ile ses iletim kaybının hesaplanması, çıkış kanalının anekoik olmasının gerekmemesi, ölçülen akustik elemanın simetrik olmasının gerekmemesi ve hava akışı durumunda doğru sonuç vermektedir. O. Saf'ın [11] susturuculardaki perforasyonların etkisinin incelemesi konulu yüksek lisans tezinde deneysel çalışmalar için ses iletim kaybı ölçüm düzeneği kurulmuştur. İki-yük transfer matrisi yöntemi ile hesaplama yapan ölçüm düzeneğinde kanal içinde akış mevcut iken ses iletim kaybı ölçümlerini gerçekleştirilmiştir.

Gelen dalganın elde edilebilmesi için kullanılan dalga ayrıştırma tekniği son yıllarda Y. Salissoua ve R. Panneton [12] tarafından yapılan araştırmalar ile geliştirilerek dört mikrofona ölçümü ile anekoik sınır şartı hatasına neden olmayan bir haliyle yayımlanmıştır.

2. TEORİK İNCELEMELER

2.1 Giriş

Bir kanal içerisindeki akustik yayılımın anlaşılması için, düzlem dalga yayılımı, geometrik süreksizlik, transfer matrisi gibi konular teorik olarak incelenmelidir. Bu bölüm altında öncelikli olarak tek boyutlu akustik dalga modeli, düzlem dalga ve geometrik süreksizliklerin etkisi incelenmiştir. Transfer matrisi yöntemi ve bu yöntem kullanılarak iki yük transfer matrisi tekniği analitik olarak değerlendirilmiştir. Bu kısmın son bölümünde dijital veri işleme ve ölçüm düzeneğinin alt bileşenlerinin teknik detayları açıklanmıştır.

2.2 Lineerleştirilmiş Tek Boyutlu Dalga Denklemi

Akustik olayların doğasını daha iyi anlamak için öncelikli olarak temel akustik dalga teorisi hakkında bilgi verilecektir.

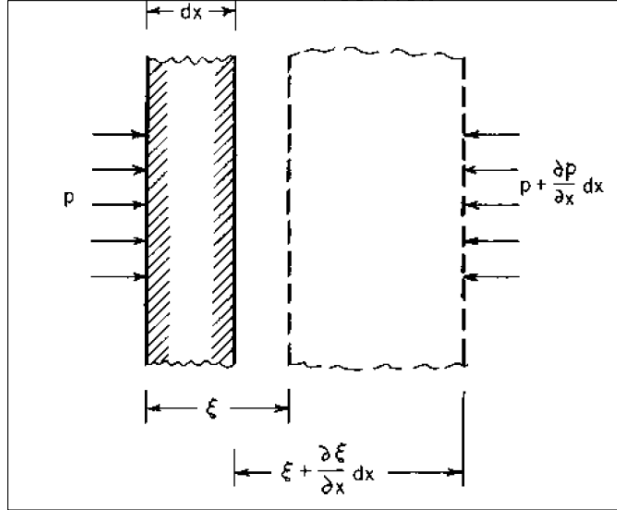
Bu tez kapsamında yapılan çalışmada, sesin havada yayılma fiziğinin iyi anlaşılması ölçüm yöntemlerinin doğru kullanılması açısından önem arz etmektedir. Literatür'de dalga denkleminin elde edilmesinde çeşitli yöntemler kullanılmıştır. Bunlar arasından makina mühendisliği disiplini notasyonlarına en uygun yöntem bu kısım altında detaylıca anlatılmıştır.

Akustik dalgalar, ortamdaki elemanlar üzerinden yayılırken, eleman üzerine uyguladıkları basınç ile elemanı, belirli bir hız ve ivme ile yer değiştirmeye zorlarlar. Tüm durumlar göz önüne alındığında bu yer değiştirme sonucunda elemanın hacminde yani yoğunluğunda değişim olur.

Lineerleştirilmiş tek boyutlu dalga denklemi ifadelerini yazarken iki ana kabul yapılmalıdır.

1. İncelenen elemanın üzerine gelen sürtünme kuvvetleri ihmal edilecektir. Yani, eleman üzerine sadece basınç kaynaklı kuvvet tesir etmektedir.
2. İncelenen elemanın üzerindeki basınç sonucunda oluşan deplasman miktarı çok küçüktür.

Sonsuz küçük bir akışkan eleman dx kalınlığında ve S yüzey alanına sahip olsun. Elemanın yüzeyine gelene basınç p , Bir dt sonsuz küçük zaman süresi sonunda, elemanın x konumundaki yüzeyi $x + \xi$ 'e ve $x + dx$ 'deki yüzeyi $x + dx + \xi + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx$ konumuna gelsin.



Şekil 2.1 : Ses dalgası geçerken, bir elemanın ilk ve yer değiştirmiş durumu.

Bu durumda, eleman üzerindeki net kuvvet (F_{net}) (2.1) ifadesinde olduğu gibidir.

$$F_{net} = pS - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) S = - \frac{\partial p}{\partial x} dx S \quad (2.1)$$

Elemanın bu hareketindeki ivmesine a denilirse. İvme, (2.2)'de verildiği gibi elemanın yer değiştirmesinin zamana göre 2. türevi ile tanımlanabilir. Burada hız u ile ve yer değiştirme ξ ile tanımlanmıştır.

$$a = \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.2)$$

Eleman kütleini ise (2.3)'te verildiği gibi dm ile tanımlayalım.

$$dm = \rho S dx \quad (2.3)$$

Newton'un 2. hareket yasasına göre (2.4)'te bulunan değerler yerine yazılarak (2.5) ifadesi elde edilir.

$$F_{net} = ma \quad (2.4)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dx S = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \rho S dx$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \rho \quad (2.5)$$

ρ elemanın yoğunluğu ve c ses hızı olmak üzere, izentropik durumda ses hızı tüm akışkanlar için (2.6) ifadesinde tanımlandığı şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c^2$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.6)$$

Elemanın yoğunluğundaki oransal değişim ψ ile (2.7)'de tanımlanmıştır.

$$\psi = \frac{\rho - \rho_o}{\rho} = \frac{\rho}{\rho_o} - 1 \quad (2.7)$$

Benzer şekilde yoğunluk değişimi, (2.8) 'de verilen ifadede elemanın yer değiştirmesi cinsinden yazılmıştır.

$$\psi = \frac{V_o - V}{V} = \frac{S dx - S(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx)}{S(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx)} = -\frac{\frac{\partial \xi}{\partial x}}{1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}} \quad (2.8)$$

Üzerindeki basınç sonucunda elemanın küçük miktarlarda hareket ettiği yani (2.9) ifadesini sağladığı kabul edilmişti. Bu ifadeye göre ψ (2.10)'da verildiği gibi tanımlanabilir.

$$\frac{\partial \xi}{\partial x} \ll 1 \quad (2.9)$$

$$\psi = -\frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (2.10)$$

(2.7) ifadesinin (2.11)'deki gibi yazılarak her iki tarafı zamana göre türetilirse, (2.12) ifadesini elde edilir.

$$\rho = (\psi + 1)\rho_o \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \rho_o \frac{\partial \psi}{\partial t} \quad (2.12)$$

(2.12)'de elde edilen sonucu (2.6)'da kullanır ve denklemin her iki tarafı da zamana göre türetilirse (2.13) ifadesine ulaşılır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} &= c^2 \rho_o \frac{\partial \psi}{\partial t} \\ \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= c^2 \rho_o \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Benzer şekilde (2.5) ifadesinin 2. mertebeden kısmi türevi alınır (2.10)'dan da faydalanılarak (2.14) ifadesi elde edilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= -\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \rho \\ \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} &= -\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\xi}{\partial x} \right) \rho \\ \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} \rho \end{aligned} \quad (2.14)$$

Yer değiştirmenin çok küçük olduğu kabulü ile ilk ve son yoğunluğun (2.15) denkleminde görüldüğü gibi yaklaşık eşit ve sabit olduğu kabul edilebilir.

$$\rho = (\psi+1)\rho_o \approx \rho_o = \text{sabit} \quad (2.15)$$

Sonuç olarak (2.15) dikkate alınarak (2.13) ve (2.14) ifadeleri birlikte yazılırsa (2.16)'da verilen lineerleştirilmiş tek boyutlu dalga denklemi elde edilebilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.16)$$

Görüldüğü gibi elde edilen tek boyutlu dalga denklemi ifadesinde, diferansiyel eleman üzerindeki basınç; konum ve zamana bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca dalganın yayılma hızı, yani ortamdaki ses hızı ifadede yer almaktadır. Bu diferansiyel denklemin çözümünü inceleyerek dalga fiziği hakkında daha fazla bilgi elde edilebilir.

Akustik dalga yayılımı; diferansiyel elemanların titreşim hareketinden kaynaklanmaktadır. Bu bilgi ile basınç ifadesinin $x = 0$ konumunda u_m basınç genliğine sahip olmak üzere harmonik (2.17) çözüm önerilebilir.

$$p(0, t) = u_m e^{j\omega t} \quad (2.17)$$

Herhangi bir x konumu için ise $\psi(x)$ genlik fonksiyonu olmak üzere (2.18) ifadesini çözüm olarak önerilebilir.

$$p(x, t) = \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.18)$$

(2.18) ifadesi zamana ve konuma göre türetilirse, (2.19) ve (2.20) ifadeleri elde edilebilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = j^2 \omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} = -\omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} e^{j\omega t} \quad (2.20)$$

Bu ifadeler (2.16) dalga denkleminde yerine yazılırsa (2.21)'de verilen genlik fonksiyonun diferansiyel denkleminde ulaşılır. Burada k ; açısal frekans'ın (ω) ortamdaki ses hızı'na (c) bölümüdür ve dalga sayısı olarak isimlendirilir.

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + k^2 \psi = 0, \quad k = \frac{\omega}{c} \quad (2.21)$$

(2.21) ifadesi 2. mertebeden homojen diferansiyel denklemdir. Bildiğimiz gibi bu tip diferansiyel denklemler (2.22) önerisi ile çözülebilmektedir. Burada A ve B sınır şartlarına bağlı değişkenlerdir.

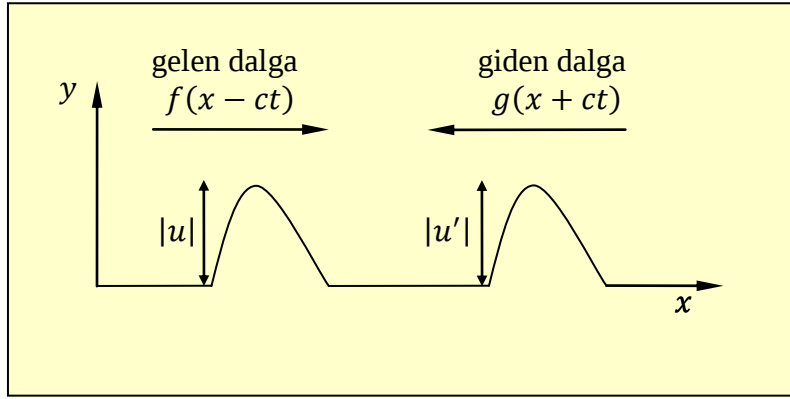
$$\psi(x) = A e^{-jkx} + B e^{jkx} \quad (2.22)$$

(2.18)'de belirttiğimiz hareket denkleminde (2.22) denklemini yerine yazılırsa (2.23) ifadesi elde edilir.

$$\begin{aligned} p(x, t) &= (A e^{-jkx} + B e^{jkx}) e^{j\omega t} \\ p(x, t) &= A e^{j(\omega t - kx)} + B e^{j(\omega t + kx)} \\ p(x, t) &= A e^{jk(ct - x)} + B e^{jk(ct + x)} \end{aligned} \quad (2.23)$$

(2.23)'te elde edilen çözüm (2.24) eşitliğinde verildiği gibi genelleştirilmiş haliyle yazılabilir. Burada $p(x,t)$ basınç fonksiyonu; $f(x - ct)$ ve $g(x + ct)$ fonksiyonlarının toplamından oluşmaktadır. Basınç fonksiyonu f ve g fonksiyonlarının süper pozisyonundan oluşmaktadır.

$$p(x,t) = f(x - ct) + g(x + ct) \quad (2.24)$$



Şekil 2.2 : Gelen ve giden dalga tanımlamaları.

Dalga denklemini sağlayan $p(x,t)$ basınç fonksiyonunun gelen çözümünü (2.24)'te elde edildi. Şekil 2.2'de görüldüğü gibi denklemin $f(x - ct)$ fonksiyonu pozitif x yönünde hareket eden dalgayı, $g(x + ct)$ fonksiyonu ise negatif x yönünde hareket eden dalgayı temsil etmektedir. A gelen dalga genliğini, B giden dalga genliğini ifade etmektedir.

Dalga denkleminde eleman üzerindeki basıncın yanı sıra, ele alınan elemanın üzerindeki hız ifadesi de elde edilebilir.

Kuvvet dengesinden elde ettiğimiz (2.14) eşitliği yer değiştirme ile basınç arasındaki diferansiyel ifadede gelmektedir. İfadenin her iki tarafını da zamana göre integre ederek, hız ve basınç arasındaki ilişkiye geçilebilir. İfadede p yerine (2.23) eşitliğinde verilen çözüm yazılarak (2.25) eşitliklerinin sonunda eleman hızı denklemi elde edilebilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= -\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \rho_0 \\ u(x,t) &= -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} dt \\ u(x,t) &= -\frac{1}{\rho_0} \int [-jkAe^{jk(ct-x)} + jkB e^{jk(ct+x)}] dt \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$u(x, t) = -\frac{1}{\rho_o} \left[-\frac{jk}{jkc} A e^{jk(ct-x)} + \frac{jk}{jkc} B e^{jk(ct+x)} \right]$$

$$u(x, t) = \frac{1}{Z_o} [A e^{jk(ct-x)} - B e^{jk(ct+x)}]$$

$$Z_o = c\rho_o \quad (2.26)$$

(2.26) ifadesinde görülen Z_o karakteristik akustik empedanstır. Karakteristik empedans ortama ait bir özelliktir. Bu çalışma kapsamında çoğunlukla sabit sıcaklıkta hava ortamında çalışılacağı için, karakteristik empedans sabit olacaktır.

(2.27) eşitliğinde spesifik empedans (φ), bir konumdaki kütleli hıza karşılık gelen akustik basınç değeri olarak tanımlanmıştır.

$$\varphi(x) = \frac{p(x)}{v(x)} \quad (2.27)$$

Bu çalışmada çoğunlukla kanal içerisindeki akustik dalga yayılımı incelenmektedir. Bu nedenle çalışma kapsamında daha fazla önem arz eden bir diğer ifade ise S kesit alanına sahip kanalın akustik empedansıdır. (2.28)'de verilen empedans tanımı γ_o , sadece ortama ait olmayan, ayrıca kanal kesit alanı S 'yi de barındırır [1].

$$\gamma_o = \frac{Z_o}{S\rho_o} \quad (2.28)$$

Burada yapılması gereken bir diğer tanım ise (2.29)'da verilen eleman kütleli hızı (v) dır.

$$v = \rho_o uS \quad (2.29)$$

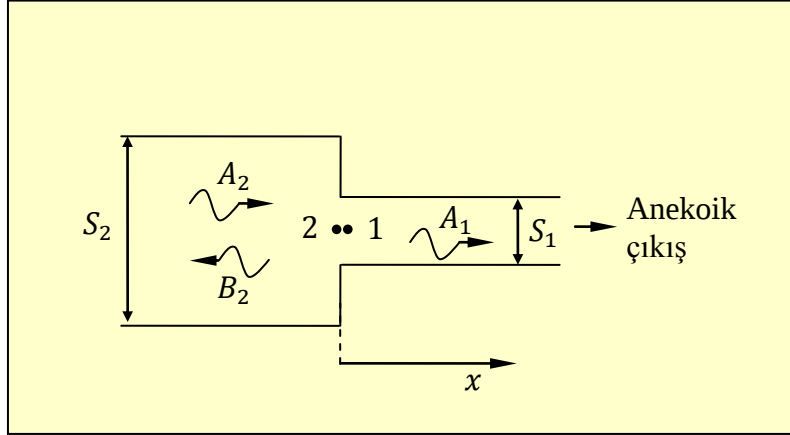
(2.26)'daki eleman hızı ifadesindeki Z_o karakterisik empedans yerine γ_o kanal empedansı yazarak eleman kütleli hızı ifadesi elde edilebilir.

$$v(x, t) = \frac{1}{\gamma_o} [A e^{jk(ct-x)} - B e^{jk(ct+x)}] \quad (2.30)$$

2.3 Kanal Akustiğinde Geometrik Süreksizliklerin Etkisi

Ölçüm düzeneği üzerindeki geometrik süreksizlikler, sistemin bazı kısıtları nedeniyle yer almaktadır. Bu süreksizliklerin dalga yayılımındaki etkisinin incelenmesi önem

arz etmektedir. Bu nedenle Şekil 2.3'te görülmekte olan kanaldaki S_2 kesitiden S_1 kesitine geçiş durumu incelenebilir.



Şekil 2.3 : Kanaldaki çap değişimin akustik yayılma etkisi.

Kesit değişiminin olduğu ara yüzeyde 1 ve 2 konumlarındaki diferansiyel elemanlar incelendiğinde. Düzlem dalga durumunda $x = 0$ konumunda 1 konumundaki elemanın akustik basınç (p_1) ve kütle hız (v_1) değerleri 2 konumundaki elemanın akustik basınç (p_2) ve kütle hız (v_2) değerlerine (2.31) denklemlerinde verildiği gibi eşittir.

$$\begin{aligned} p_1(0, t) &= p_2(0, t) \\ v_1(0, t) &= v_2(0, t) \end{aligned} \quad (2.31)$$

$x = 0$ konumu için (2.31) denklemleri ile (2.23) ve (2.30) ifadeleri birlikte çözülerek, iki farklı çap üzerindeki gelen ve giden dalga arasındaki ilişki (2.32) eşitlikleri ile ortaya konulabilir. (2.32) ifadesinde Şekil 2.3'de görüldüğü gibi A_1 çıkış kanalındaki gelen dalga, A_2 giriş kanalındaki gelen dalga, B_1 çıkış kanalındaki giden dalga ve B_2 giriş kanalındaki giden dalgadır.

$$\begin{aligned} p_1(0, t) &= A_1 e^{jk(ct)} + B_1 e^{jk(ct)} \\ p_2(0, t) &= A_2 e^{jk(ct)} + B_2 e^{jk(ct)} \\ v_1(0, t) &= \frac{1}{\gamma_1} [A_1 e^{jk(ct)} - B_1 e^{jk(ct)}] \\ v_2(0, t) &= \frac{1}{\gamma_2} [A_2 e^{jk(ct)} - B_2 e^{jk(ct)}] \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$A_1 + B_1 = A_2 + B_2$$

$$\frac{(A_1 + B_1)}{\gamma_1} = \frac{(A_2 - B_2)}{\gamma_2}$$

Kanal çıkışının anekoik olduğu yani giden dalga olmadığı durumu incelersek, $B_1 = 0$ olacaktır.

$$A_1 = A_2 + B_2$$

$$\frac{A_1}{\gamma_1} = \frac{A_2 - B_2}{\gamma_2} \quad (2.33)$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{p_1}{v_1} = \frac{p_2}{v_2} = \frac{A_1}{\gamma_1} = \frac{A_2 + B_2}{\gamma_2} \quad (2.34)$$

Gelen dalganın, giden dalgaya oranına yansımaya katsayısı adını vererek R ile gösterelim. (2.33) ve (2.34) ifadeleri birlikte çözülürse (2.35) ifadesi elde edilir.

$$R_2 = \frac{B_2}{A_2} = \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2} = \frac{S_2 - S_1}{S_1 + S_2} \quad (2.35)$$

Gelen dalganın, 2. ortamdaki gelen dalgaya oranına iletim katsayısı adını vererek T ile gösterelim.

$$T_2 = \frac{A_1}{A_2} = \frac{2S_2}{S_1 + S_2} \quad (2.36)$$

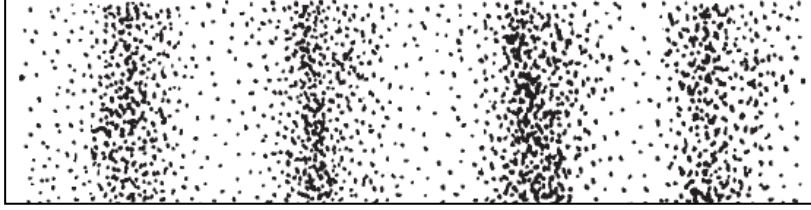
İletim katsayısı ve yansımaya katsayısı arasında (2.37)'de olduğu gibi bir ilişki vardır.

$$T - R = 1 \quad (2.37)$$

Sonuç olarak (2.35) ve (2.36) ifadelerinde görüldüğü gibi, geometrik süreksizliğin olduğu durumlarda, gelen dalga ses gücünün bir kısmı kaynağa doğru yansımakta, bir kısmı ise ilerlemeye devam etmektedir. Yansımaya ve iletim katsayıları görülebileceği gibi, iletimin en fazla olması için geometrik süreksizlik oluşturan S_1 ve S_2 'nin birbirine yakın olması, yansımının artması için ise uzak olması gerekmektedir. Bu bilgi ile kanal akustiği uygulamalarında, çap değişimi olan kesitlerde kanal empedansının da değiştiğini bu şekilde gelen dalganın bir kısmının kaynak üzerine yansıdığını göstermektedir.

2.4 Düzlem Dalga Yayılımı

Düzlem dalga, ses basıncının dalga ilerleme yönüne dik kesit boyunca aynı olması durumundaki dalga yayılma şeklidir. Tek boyutlu dalga denklemi, ancak düzlem dalga durumu için geçerlidir. Bölüm 2.6'da anlatılan transfer matrisi yönteminin geçerli olması için ölçüm yapılan kesitteki basınç ve hız değerlerinin bir t anı için aynı olması gereklidir. Bu durumun sağlanması için ölçüm alınan çap üzerinde akustik yayılım düzlem dalga şeklinde olmalıdır.

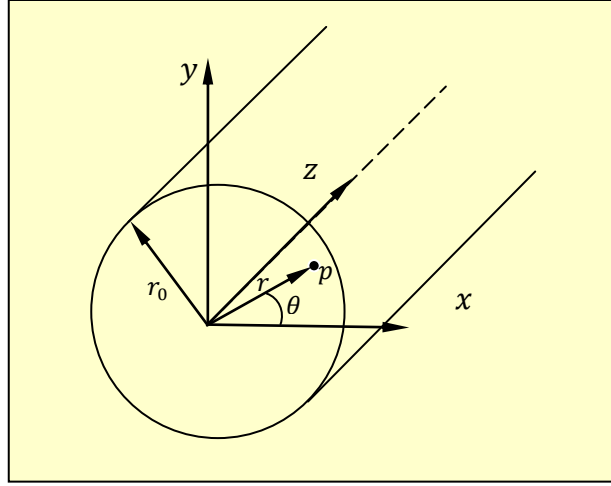


Şekil 2.4 : Düzlem dalga yayılımı örneği.

Çalışma kapsamında dairesel kesitli kanallar ele alınacağı için dairesel kesitli kanallarda dalga yayılımı konusu incelenmelidir.

Dairesel kesitli kanallar:

Şekildeki dairesel kesitli bir kanal içinde dalga yayılımını incelersek 3 boyutlu dalga denkleminde yararlanılabilir. Elemanın bulunduğu çap r , elemanın $+x$ eksenine ile yaptığı açı θ , kanal doğrultusundaki eksen z olmak üzere, akustik basınç $p(r, \theta, z, t)$ dalga denklemi (2.37)'de verildiği gibi yazılabilir.



Şekil 2.5 : Dairesel kesitli kanalda akustik yayılımı.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \nabla^2 p = 0, \quad \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.37)$$

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} J_m(k_{r,m,n}) e^{jm\theta} e^{j\omega t} \times (C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n}z} + C_{2,m,n} e^{jk_{z,m,n}z}) \quad (2.38)$$

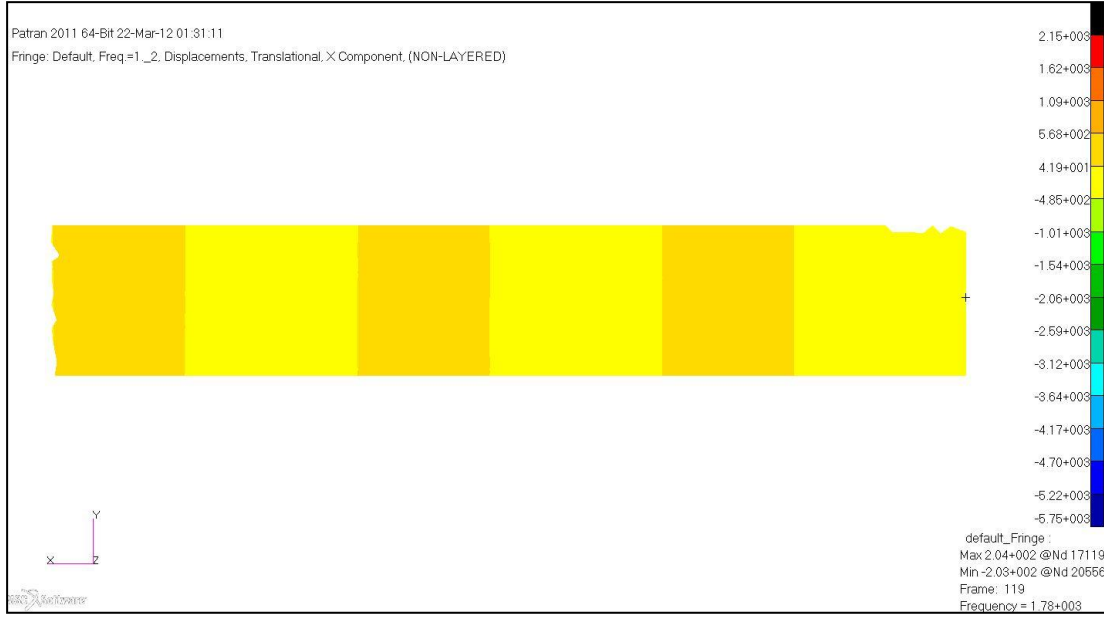
(2.37) denkleminin çözümü ile (2.38) genel çözümü elde edilebilir. [1].

$$k_{z,m,n} = \sqrt{k_o^2 - k_{r,m,n}^2} \quad (2.39)$$

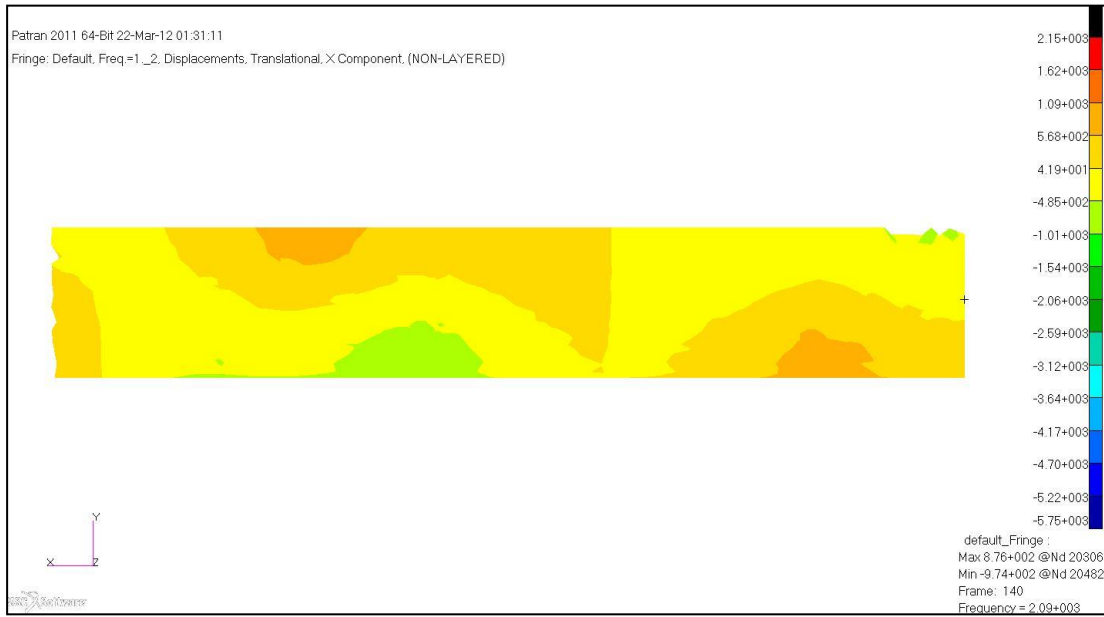
Düzlem dalga, (2.39)'da verilen dalga sayısı $k_{z,m,n}$ 'nin gerçek sayı olduğu durumda oluşmaktadır [1]. Düzlem dalga durumu için (2.40) ifadesi sağlamalıdır. Bu ifade ses iletim kaybı ölçümü için üst ölçüm frekansını kısıtlayan değeri belirlemektedir. (2.40) denkleminde görüldüğü gibi çap küçüldükçe daha yüksek frekanslara kadar düzlem dalga yayılımı oluşabilmektedir.

$$f < \frac{1.84c}{\pi D} \quad (2.40)$$

Düzlem dalga yayılımını 100 mm çapındaki bu boru için SEM kullanılarak incelediğimiz zaman 2010 Hz frekans değerinin üzerinde düzlem dalga karakteri bozulduğu görülmektedir. (2.40) ifadesine göre bu kesme frekansı (*cut-on*) değeri 2014 Hz olarak hesaplanabilir. Şekil 2.6'da kanal içinde düzlem dalga basınç dağılımı ve Şekil 2.7'de kesme frekansı değerinin üzerinde dalga yayılımı basınç dağılımı görülmektedir.



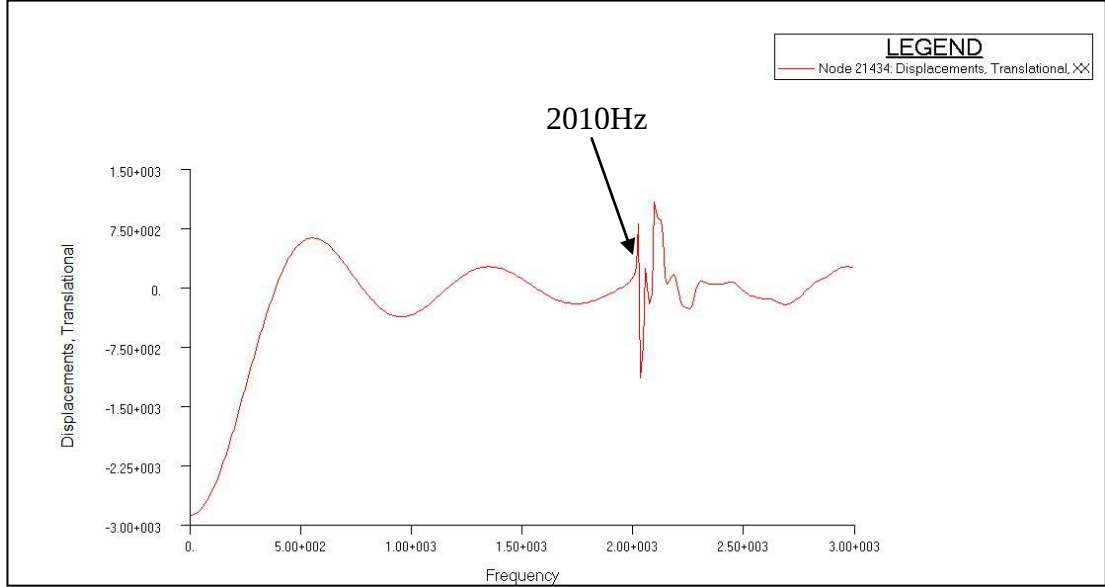
Şekil 2.6 : Düzlem dalga durumunda kanal içinde ses basıncı dağılımı.



Şekil 2.7 : Kesme frekansı değeri üzerinde kanal içinde ses basıncı dağılımı.

Şekil 2.8'de ise kanal hacmi üzerindeki bir noktanın basınç dağılımı görülmektedir. Görüldüğü gibi 2010 Hz olan kesme frekansı değerine kadar dalga boyunun değişmesi ile o noktaya gelen ses basıncı düzenli olarak değişmektedir. Bu bölgede ses basıncı kanal kesiti boyunca aynıdır. Ancak, kesme frekansı değeri üzerinde frekansa bağlı olarak düzenli değişim bozulmakta ve kanal kesiti boyuca basınç

karakteri değişmektedir. Bu özellik, ses iletim kaybı ölçümü için uygun olmayan bir durumdur ve sistem tasarımında dikkat edilmelidir.



Şekil 2.8 : 100 mm çapındaki bir kanalın kesme frekansı analiz sonuçları.

2.5 Akustik Performans Parametreleri

Bu çalışma kapsamında, sistemlerin akustik performanslarının ölçülmesi hedeflenmektedir. Bu amaçla; bir akustik elemanın performansının hangi parametreler ile ölçülebileceğinin incelenmesi gerekmektedir.

Akustik elemanların performanslarını tespit etmek üzere kullanılan parametreler şunlardır;

1. Ekleme Kaybı (*Insertion Loss*)
2. Ses İletim Kaybı (*Transmission Loss*)
3. Gürültü Azaltımı (*Noise Reduction*)

$$I = \overline{p(t)u(t)} \quad (2.41)$$

$$W = \int I dS = S \overline{p} \overline{u} \quad (2.42)$$

Ses gücü ifadesi bilindiği üzere (2.42) eşitliğinde belirtildiği gibi bir yüzey alanından geçen ses şiddetidir. (2.41) ifadesinde tanımlanan ses şiddeti, eleman basınç ve

hızının çarpımının ortalamasıdır. Eleman hızı u yerine kanal akustiğinde kullandığımız şekliyle kütleel akustik hız'ı (v) tanımlayacak şekilde yazılırsa (2.43) ifadesi elde edilir.

$$W = \frac{1}{\rho_0} \overline{p u} W = \frac{1}{\rho_0} p_{rms} v_{rms} \quad (2.43)$$

2.5.1 Ekleme kaybı

Sistemin susturucu olmadan yaydığı ses gücü düzeyinin (L_{w_1}), susturucu varken yaydığı ses gücü düzeyinin de (L_{w_2}) olarak tanımlanırsa (2.44) eşitliğinde görüldüğü gibi IL (ekleme kaybı) bu iki ses gücü düzeyi arasındaki farktır.

$$IL = L_{w_1} - L_{w_2} [\text{dB}] \quad (2.44)$$

Aynı ilişki (2.45)'de doğrudan ses gücü için yazılmıştır.

$$IL = 10 \log \left[\frac{w_1}{w_2} \right] [\text{dB}] \quad (2.45)$$

(2.45)'de görüleceği gibi IL ifadesini elde edebilmek için ses gücü ölçümü yapmak gerekmektedir. Bu tip bir ölçüm ilgili konumdaki ses şiddetinin ölçümü ile yapılabilir.

2.5.2 Ses iletim kaybı

Ses iletim kaybı (2.46) denkleminde görüldüğü gibi susturucunun giriş tarafındaki gelen dalganın ses basınç düzeyi (L_{p_n}), çıkış tarafındaki gelen dalganın ses basınç düzeyi (L_{p_m}) farkı olarak tanımlanır. Ses iletim kaybı ses kaynağından bağımsızdır ve susturucunun çıkış kısmında anekoik bitiş olduğunu kabul eder.

$$TL = L_{p_n} - L_{p_m} [\text{dB}] \quad (2.46)$$

Aynı ilişki (2.47)'de doğrudan ses gücü için yazılmıştır. S_n giriş çapı, S_m ise çıkış çapıdır. Çoğu sistemde giriş ve çıkış çapı aynı olmaktadır. Bu durumda TL ifadesi (2.48)'de görüldüğü gibi sadece giriş ve çıkış kısımlarındaki gelen dalga oranlarına bağlı ifade edilebilir.

$$TL = 10 \log \left[\frac{S_n A_n^2}{S_m A_m^2} \right] [\text{dB}] \quad (2.47)$$

$$TL = 20 \log \left[\frac{A_n}{A_m} \right] [\text{dB}] \quad (2.48)$$

Ses iletim kaybı hesaplanabilmesi için (2.46) eşitliğinde görüldüğü gibi, kanal giriş ve çıkışı üzerindeki bir konumda gelen dalga ses basıncına ihtiyaç vardır. Mikrofonlar buradaki gelen ve giden dalga toplamını ölçeceklerdir. Bu nedenle, elde edilen basınç değerleri üzerinde, hesaplama yapılarak giriş ve çıkış kanallarındaki gelen dalgalar elde edilmelidir.

2.5.3 Ses azaltımı

Kanal girişi üzerindeki herhangi bir noktanın ses basıncını (p_n) ve kanal çıkışı üzerindeki herhangi bir noktanın ses basıncını (p_m), (2.49)'da verildiği gibi bu iki nokta arasındaki ses düzeyi farkına ses azaltımı adı verilir.

$$NR = L_{p_n} - L_{p_m} [\text{dB}]$$

$$NR = 20 \log \left[\frac{p_n}{p_m} \right] [\text{dB}] \quad (2.49)$$

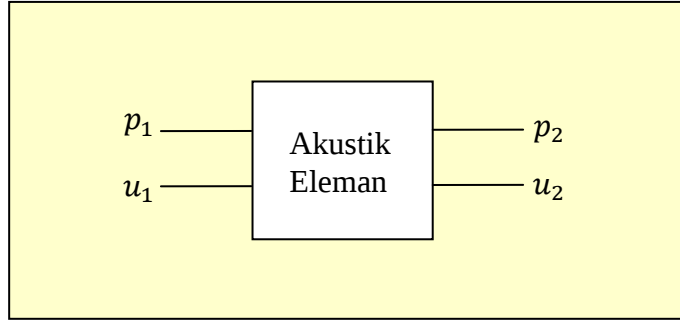
2.5.4 Akustik performans parametrelerinin karşılaştırılması

Belirtilen ölçüm yöntemleri arasında akustik elemanların performanslarını en doğru ifade eden yöntem ekleme kaybı yöntemidir [1]. Ancak, bu yöntem akustik kaynağın empedansına bağlıdır ve ölçülmesi zordur. Ses azaltımı, giriş ve çıkış arasındaki ses basıncı ile değerleri kullanılarak hesaplandığı için uygulaması kolaydır. Ancak, kaynak bölgesindeki yansılardan ölçüm sonuçları etkilenebilir. Ses iletim kaybı kaynaktan bağımsız olarak susturucu performansının ölçülmesi için doğru bir yöntem olmanın yanı sıra, transfer matrisi ya da dalga ayrıştırma gibi yöntemler ile hesaplanabildiğinden uygulama açısından bir miktar zorluk içermektedir. Bu tez kapsamında ses iletim kaybı ölçüm yöntemi üzerinde çalışılmaktadır.

2.6 Transfer Matrisi Yöntemi

Lineer ve zamandan bağımsız bir sistem dört kutup (*four-pole* ya da *two-port*) yöntemi ile (2.50)'de olduğu gibi yazılabilir[14].

$$[X] = [T][Y] \quad (2.50)$$



Şekil 2.9 : Transfer matrisi yöntemindeki giriş ve çıkış değişkenleri.

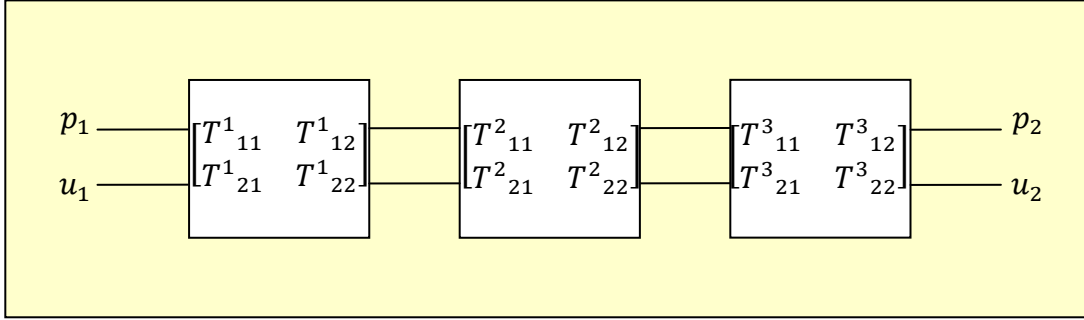
Akustik elemanlar Şekil 2.9'da görüldüğü gibi, giriş öncesindeki ses basıncı (p) ve eleman hızı (u) değerlerini değiştirirler. Böylece akustik elemanlar giriş ve çıkışlarındaki p ve u 'ya bağlı olarak dört kutup yöntemi ile tanımlanabilirler. Buna göre giriş basıncı ve eleman hızı çıkış basınç ve eleman hızının süper pozisyonu ile hesaplanabilir. (2.51)'de yer alan $T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$ değişkenlerinden oluşan matris'e transfer matrisi adı verilmektedir. Transfer matrisi yönteminin en önemli özelliği, birden fazla akustik eleman için hesaplama kolaylığıdır. Akustik elemanlar arasında p ve u sürekliliği olduğunu kabul edelim. Her bir akustik eleman için deneysel, analitik ya da nümerik yöntemler ile elde edilen transfer matrisleri çarpılarak, sistemin giriş ve çıkışı arasındaki toplam ilişki elde edilebilir.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}^1 & T_{12}^1 \\ T_{21}^1 & T_{22}^1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (2.51)$$

Şekil 2.10'da görülmekte olan üç elemanlı bir modelin giriş ve çıkışı arasındaki bağıntı (2.52)'de olduğu gibi matris çarpımı ile bulunabilir. Ancak, akustik elemanların p ve u 'a bağlı tanımlanabilmesi için giriş ve çıkışlarındaki akustik karakter, düzlem dalga şeklide olmalıdır. Sonuç olarak transfer matrisi yönteminin akustik elemanların basınç ve hız değerlerinin alındığı ara yüzeyde düzlem dalga mevcut olduğu durumda geçerlidir. (2.40) ifadesinde düzlem dalga yayılımının çap

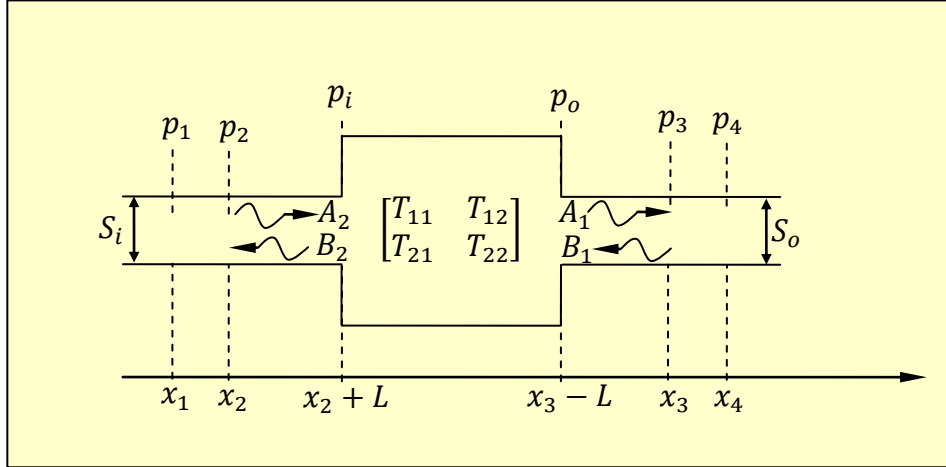
ve frekans arasında ilişkiye bağlı olduğunu belirtilmiştir. Bu yöntemin uygulandığı durumlarda bu ilişkinin sağlanıp, sağlanmadığının kontrol edilmesi gerekmektedir.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T^1_{11} & T^1_{12} \\ T^1_{21} & T^1_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T^2_{11} & T^2_{12} \\ T^2_{21} & T^2_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T^3_{11} & T^3_{12} \\ T^3_{21} & T^3_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (2.52)$$



Şekil 2.10 : Transfer matrisi yönteminde alustik elemanları seri bağlı.

Şekil 2.11'de görülen tek genişleme odalı susturucunun p_1, p_2, p_3, p_4 ses basıncı değerlerinin bilinmesiyle akustik elemanın ses iletim kaybı transfer matris metodu ile hesaplanabilir.



Şekil 2.11 : Tek genişleme odalı bir susturucunun transfer matrisi.

$$p_1 = A_2 e^{-jkx_1} + B_2 e^{jkx_1}$$

$$p_2 = A_2 e^{-jkx_2} + B_2 e^{jkx_2} \quad (2.53)$$

$$p_3 = A_1 e^{-jkx_3} + B_1 e^{jkx_3}$$

$$p_4 = A_1 e^{-jkx_4} + B_1 e^{jkx_4}$$

Ses basınçları zamandan bağımsız olarak bir t anı için (2.53) ifadesindeki gibi yazılabilir. Bu ifadeler gelen ve giden dalga büyüklüklerine göre yazılırsa (2.54) ifadesi elde edilir.

$$\begin{aligned}
A_2 &= \frac{j(p_1 e^{jkx_2} - p_2 e^{jkx_1})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \\
A_1 &= \frac{j(p_3 e^{jkx_4} - p_4 e^{jkx_3})}{2 \sin k(x_3 - x_4)} \\
B_2 &= \frac{j(p_2 e^{-jkx_1} - p_1 e^{-jkx_2})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \\
B_1 &= \frac{j(p_4 e^{-jkx_3} - p_3 e^{-jkx_4})}{2 \sin k(x_3 - x_4)}
\end{aligned} \tag{2.54}$$

Susturucunun giriş ve çıkış yüzeylerindeki ses basıncı ve hızı ifadeleri (2.55)'de görüldüğü gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned}
p_i &= A_2 e^{-jk(x_2+L)} + B_2 e^{jk(x_2+L)} \\
u_i &= \frac{1}{c\rho_0} (A_2 e^{-jk(x_2+L)} + B_2 e^{jk(x_2+L)}) \\
p_o &= A_2 e^{-jk(x_3-L)} + B_2 e^{jk(x_3-L)} \\
u_o &= \frac{1}{c\rho_0} (A_2 e^{-jk(x_3-L)} + B_2 e^{jk(x_3-L)})
\end{aligned} \tag{2.55}$$

Tek genişleme odalı bir susturucu için yazılan dört kutup ifadesi (2.51) simetrik olacağı için (2.56) ifadeleri yazılabilir [13].

$$T_{11} = T_{22} \tag{2.56}$$

$$T_{11}T_{22} - T_{12}T_{21} = 1$$

(2.51) ve (2.56) birlikte çözüldüğü zaman (2.57) ifadesi elde edilir.

$$\begin{aligned}
T_{11} &= \frac{p_o u_o + p_i u_i}{p_i u_o + p_o u_i} \\
T_{12} &= \frac{p_i^2 - p_o^2}{p_i u_o + p_o u_i}
\end{aligned}$$

$$T_{21} = \frac{u_o^2 - u_i^2}{p_i u_o + p_o u_i} \quad (2.57)$$

$$T_{22} = \frac{p_o u_o + p_i u_i}{p_i u_o + p_o u_i}$$

(2.57) ifadesindeki transfer matrisi elemanlarını, değerleri bilinen p_1, p_2, p_3, p_4 cinsinden yazılabilir.

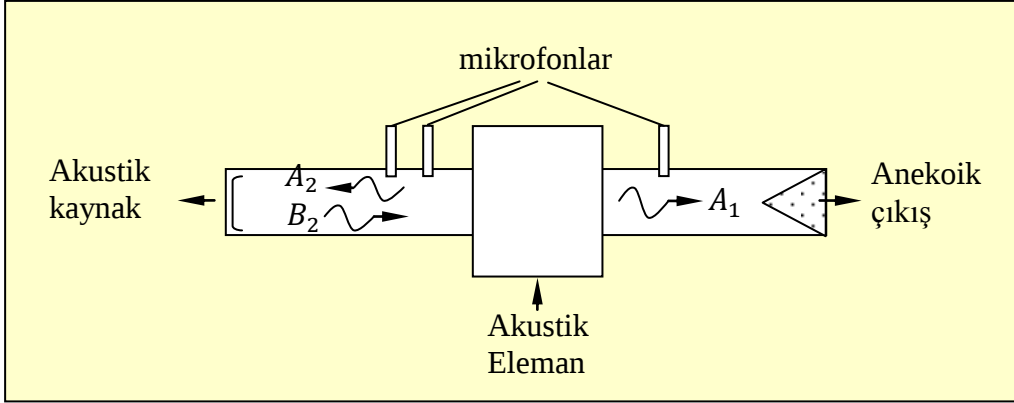
$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{4} \left(T_{11} + \frac{T_{12}}{c\rho_o} + T_{21} c\rho_o + T_{22} \right) \right] + 10 \log \frac{S_i}{S_o} \quad (2.58)$$

Transfer matrisi elemanları ile ses geçiş kaybı (2.58)'de verildiği gibi elde edilebilir [1]. Çoğu zaman giriş ve çıkış çapları aynıdır. Bu durumda ifadenin $10 \log \frac{S_i}{S_o}$ kısmı 0'a eşit olacaktır.

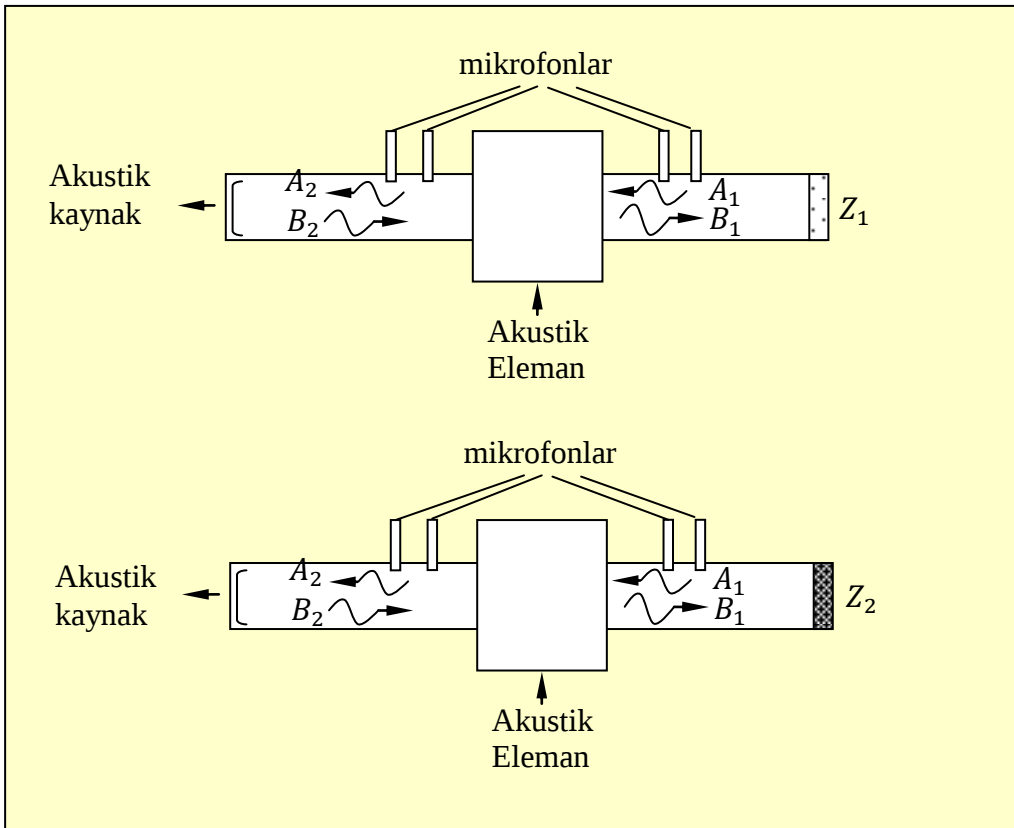
2.7 Ses İletim Kaybı Ölçüm Yöntemleri

Akustik elemanlar ses iletim kaybı ölçümleri için literatürde çeşitli yöntemler önerilmiştir. Genel olarak ses iletim kaybı ölçümünü, transfer matrisi ve dalga ayrıştırma yöntemleri olmak üzere iki grup altında toplayabiliriz. Dalga ayrıştırma yöntemi üç noktadan ölçüme ihtiyaç duyan bir yöntemdir. Ölçüm sistemi şematik olarak Şekil 2.12'de verilmiştir. Bu yöntem, çıkış kanalının anekoik olması yani çıkış kanalında sadece giden dalga ilerlemesi durumunda doğru sonuç vermektedir. Transfer matrisine dayanan yöntemler ise iki-yük (*two-load*) ve iki-kaynak (*two-source*) olmak üzere genel olarak iki şekilde uygulanmaktadır. İki-kaynak yöntemi T. Y. Lung ve A. G. Doige [7] tarafından ortaya konulmuştur. Giriş kanalı üzerinden iki ve çıkış kanalı üzerinden iki olmak üzere toplam dört konumdan basınç değerleri hesaplamada kullanılır. İki-yük tanımı çıkış kanalı sonunda farklı empedansta iki farklı malzeme ile basınç değerleri ölçülmesine dayanır. M. L. Munjal ve A. G. Doige [8] tarafından önerilen iki-kaynak yöntemi, çözüm yöntemi olarak iki-yük ile benzer olmak ile birlikte, ilk ölçümün akustik kaynağın giriş kanalına bağlanması, ikinci ölçümün ise kaynağın çıkış kanalına bağlanması ile elde edilen iki basınç durumu kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu her iki yönteminde oldukça yakın

sonuçlar verdiği Z. Tao ve A. F. Seybert [10] tarafından belirtilmektedir. Ancak, iki-kaynak yöntemi, kaynak ya da akustik elemanın yönünün değiştirilmesini gerektirmesi nedeniyle pratik değildir. Uygulama kolaylığı nedeniyle iki-yük yöntemi bu çalışmada kullanılmıştır.



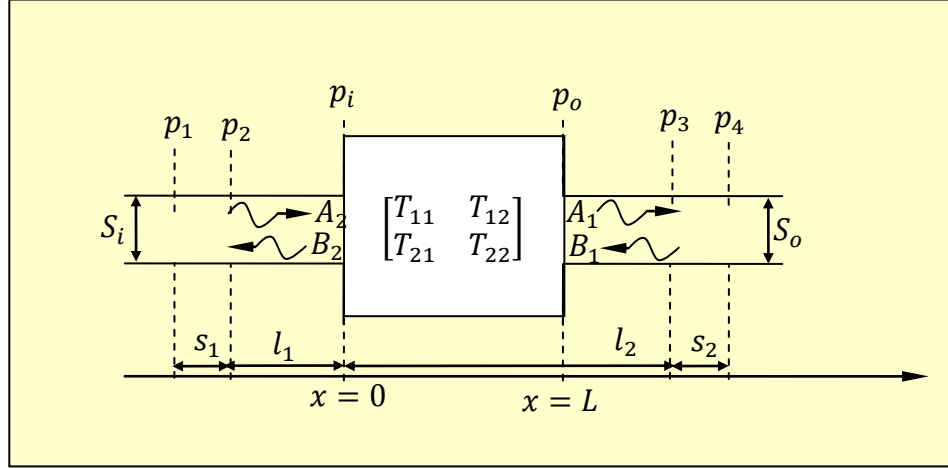
şekil 2.12 : Dalga ayrıştırma yöntemi şeması.



şekil 2.13 : İki-yük yöntemi şeması.

İki-yük transfer matrisi yöntemi ile ses iletim kaybının elde edilmesi:

Şekil 2.14'te görülen akustik elemanın ses iletim kaybı iki-yük yöntemi ile incelenmiştir. Belirttiğimiz gibi Z_1 ve Z_2 empedanslarına sahip iki farklı sınır şartı durumdaki p_1, p_2, p_3, p_4 ses basınç değerlerinin bilindiğini kabul edilmektedir. Bu durumlar için transfer matris metodu ile p_i, u_i, p_o, u_o ses basıncı ve eleman hızı değerlerini a ve b sınır şartları için (2.59) ve (2.60)'da olduğu gibi yazılabilir.



Şekil 2.14 : Tek genişleme odalı bir susturucunun ses iletim kaybı.

(2.54)'de çözüm gereği, giden ve gelen dalgalar (2.61)'de görüldüğü gibi yazılabilir. Deneyisel olarak bakıldığında bu ifade transfer fonksiyonları biçimde ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_a \\ u_a \end{bmatrix}_{x=L} \quad (2.59)$$

$$\begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_b \\ u_b \end{bmatrix}_{x=L} \quad (2.60)$$

Birinci basınç konumu referans olmak üzere,

$$\begin{aligned} A_2 &= P_{ref} \frac{j(H_{1,ref}e^{-jkl_1} - H_{2,ref}e^{-jk(l_1+s_1)})}{2\sin ks_1} \\ B_2 &= P_{ref} \frac{j(H_{2,ref}e^{jk(l_1+s_1)} - H_{1,ref}e^{-jkl_1})}{2\sin ks_1} \\ A_1 &= P_{ref} \frac{j(H_{3,ref}e^{jk(l_2+s_2)} - H_{4,ref}e^{jkl_2})}{2\sin ks_2} \end{aligned} \quad (2.61)$$

$$B_1 = P_{ref} \frac{j(H_{4,ref} e^{-jkl_2} - H_{3,ref} e^{-jk(l_2+s_2)})}{2 \sin ks_2}$$

akustik elemanın giriş ve çıkışındaki ses basıncı ve eleman hızı (2.62)'de belirtildiği gibi yazılabilir.

$$p_i = A_2 + B_2$$

$$u_i = (A_2 - B_2)/\rho c \quad (2.62)$$

$$p_o = A_1 e^{-jkl} + B_1 e^{jkl}$$

$$u_o = (A_1 e^{-jkl} - B_1 e^{jkl})/\rho c$$

Bu durum için transfer matrisi, (2.63) şeklinde yazılmaktadır[9].

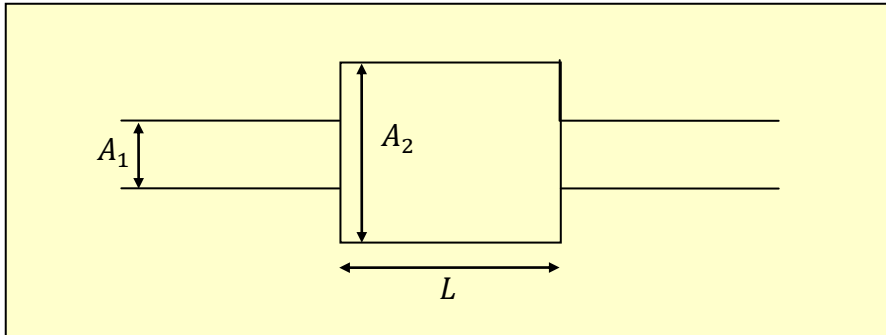
$$T = \begin{bmatrix} \frac{p_{ia}u_{ob} - p_{ob}u_{oa}}{p_{oa}u_{ob} - p_{ob}u_{oa}} & \frac{p_{ib}u_{oa} - p_{ia}u_{ob}}{p_{oa}u_{ob} - p_{ob}u_{oa}} \\ \frac{p_{ia}u_{ob} - p_{ib}u_{oa}}{p_{oa}u_{ob} - p_{ob}u_{oa}} & \frac{p_{da}u_{ib} - p_{ob}u_{ia}}{p_{oa}u_{ob} - p_{ob}u_{oa}} \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

Ses iletim kaybı ise, (2.64) denkleminde verdiği gibi hesaplanmaktadır.

$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{2e^{jkl}} \left(T_{11} + \frac{T_{12}}{c\rho_0} + T_{21}c\rho_0 + T_{22} \right) \right] \quad (2.64)$$

2.8 Tek Genişleme Odalı Bir Susturucunun Ses İletim Kaybı

Şekil 2.15'te verilen basit bir genişleme odasına sahip olan susturucunun analitik olarak basit genişleme odalı susturucular için (2.65) denklemini ile analitik olarak ses iletim kaybı hesaplanabilir [1].



Şekil 2.15 : Tek genişleme odalı susturucu boyutları.

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{m-1}{m} \right)^2 \sin^2 kL \right] [\text{dB}] \quad (2.65)$$

Bu ifade de,

$$k = \text{dalga numarası} = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{2\pi f}{c} [1/m]$$

$$L = \text{susturucu boyu} [m]$$

$$m = \frac{\text{genişleme odası kesit alanı}}{\text{bağlantı kanalları kesit alanı}} = \frac{A_2}{A_1}$$

olarak tanımlanmaktadır.

2.9 Dijital Veri İşleme

Bu kısma kadar çalışılan konular çoğunlukla analitik ifadelerden gelen formülasyonlardır. Bu tez kapsamında, bu analitik ifadelerden de faydalanılarak bir deney düzeneğinde akustik performans parametrelerinin incelenmesi dikkate alınacağından, akustik verinin dijital ortama dönüştürülmesi (*data acquisition*) ve verinin işleme aşamaları da önem arz etmektedir. Bu nedenle tez kapsamında faydalanacak bazı tanımlamalardan bahsedilecektir.

Auto-Spectrum:

Zaman verinin *fourier transform'u* sonucunda elde edilen kompleks verinin kompleks eşleniği ile çarpılması ile *auto-spektrum* elde edilir[21]. (2.66) ifadesi bir frekans değerindeki *fourier transform* ve (2.67) bunun kompleks eşleniğidir.

$$Sx = \sum_{n=0}^{N-1} x(k) e^{-j2\pi n/N} \quad (2.65)$$

$$Sx(k) = a + ib \quad (2.66)$$

$$Sx(k)^* = a - ib \quad (2.67)$$

(2.65)'te belirtildiği gibi *fourier transform'u* alınan ayrık (*discrete*) zaman verisi $x(k)$ (2.69)'de *auto-spectrum* olarak verilmiştir.

$$S_{xx}(k) = S_x(k) \times S_x(k)^* \quad (2.68)$$

$$S_{xx}(k) = a^2 + b^2 \quad (2.69)$$

Cross-Spectrum:

İki farklı sinyalin *fourier transform'larının* çarpımı sonucunda elde edilen kompleks ifade ile (2.70)'de verilen *cross-spectrum* elde edilir.

$$S_{xy}(k) = S_x(k) \times S_y(k) \quad (2.70)$$

Transfer fonksiyonu:

Giriş ve çıkış arasındaki frekansa bağlı transfer fonksiyonu elde etmek için (2.71) ifadesinde görüldüğü gibi *cross-spectrum* ile *auto-spectrum* oranı yazılabilir.

$$H_{xy}(k) = \frac{S_{xy}(k)}{S_{xx}(k)} \quad (2.71)$$

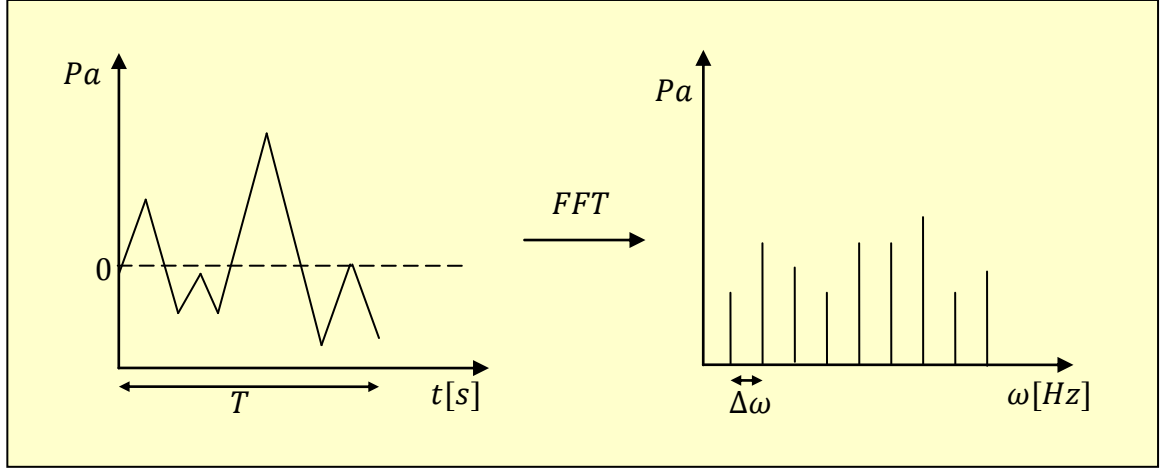
Spektrum ortalama:

Spektrum ortalama veri üzerindeki gürültünün azaltılması, başka bir deyişle, sinyal/gürültü oranı (S/N) arttırılması için en önemli yöntemlerden biridir. Spektrum ortalaması FFT Spektrum'a ya da *power-spectrum'a* uygulanabilir. Ancak, (2.72)'de ifade edildiği gibi n adet spektrum için lineer ortalama ile S/N oranı iyileştirilebilir.

$$S_x(k) = \frac{a_1 + a_2 + a_n}{n} + i \frac{b_1 + b_2 + b_n}{n} \quad (2.72)$$

Spektrum ortalaması almasının bir diğer önemli yanı ilgilenilen spektrum'un frekans çözünürlüğünün belirlenmesidir. Şekil 2.16'da verildiği gibi (2.73) ifadesine göre T ölçüm süresi $\Delta\omega$ frekans aralığını belirlemektedir. Bu durumda toplam ölçüm süresi üst üste bildirme (*overlapping*) yapılmadığı durumda (2.74)'de belirtildiği gibidir.

$$\Delta\omega = \frac{1}{T} \quad (2.73)$$



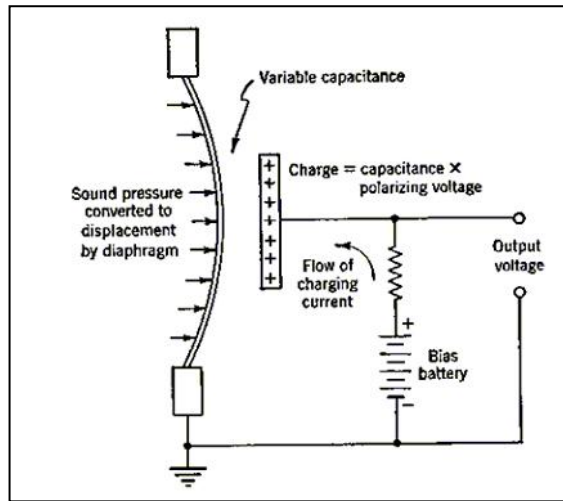
Şekil 2.16 : Frekans çözünürlüğü - toplam süre ilişkisi.

$$\text{Toplam ölçüm süresi} = \frac{\text{ortama sayısı}(n)}{\text{frekans çözünürlüğü}[\Delta\omega]} \quad (2.74)$$

2.10 Mikrofon ve Akustik Sürücü İncelemesi

Mikrofon:

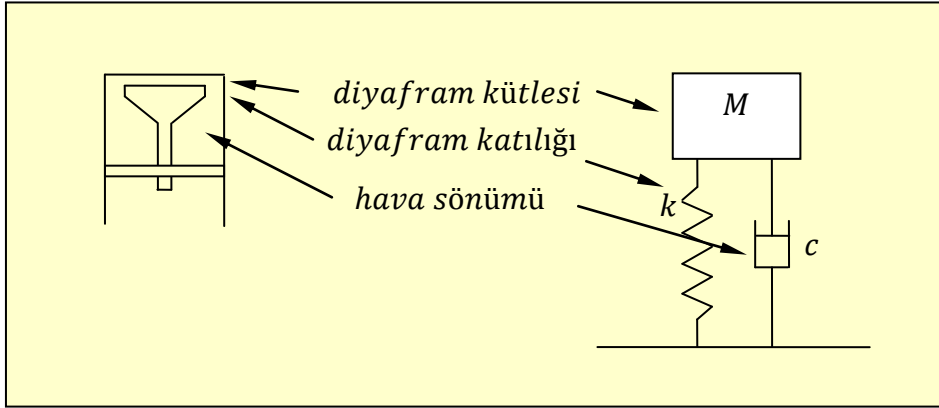
Elastik ortamdaki bir elemanın akustik özellikleri o noktadaki ses basıncı ve/veya eleman hızı gibi büyüklükler ile ifade edilebilir. Mikrofonlar, ortamdaki ses basıncına karşılık elektriksel voltaj üreten ekipmanlardır. Çeşitli mikrofon teknikleri mevcut olmak ile birlikte geniş bir frekans bölgesinde lineer ve yüksek dinamik aralığa sahip olan kondenser tipi mikrofonlar ölçüm amacıyla en yaygın kullanılan mikrofon tipidir.



Şekil 2.17 : Kondenser mikrofon yapısı [15].

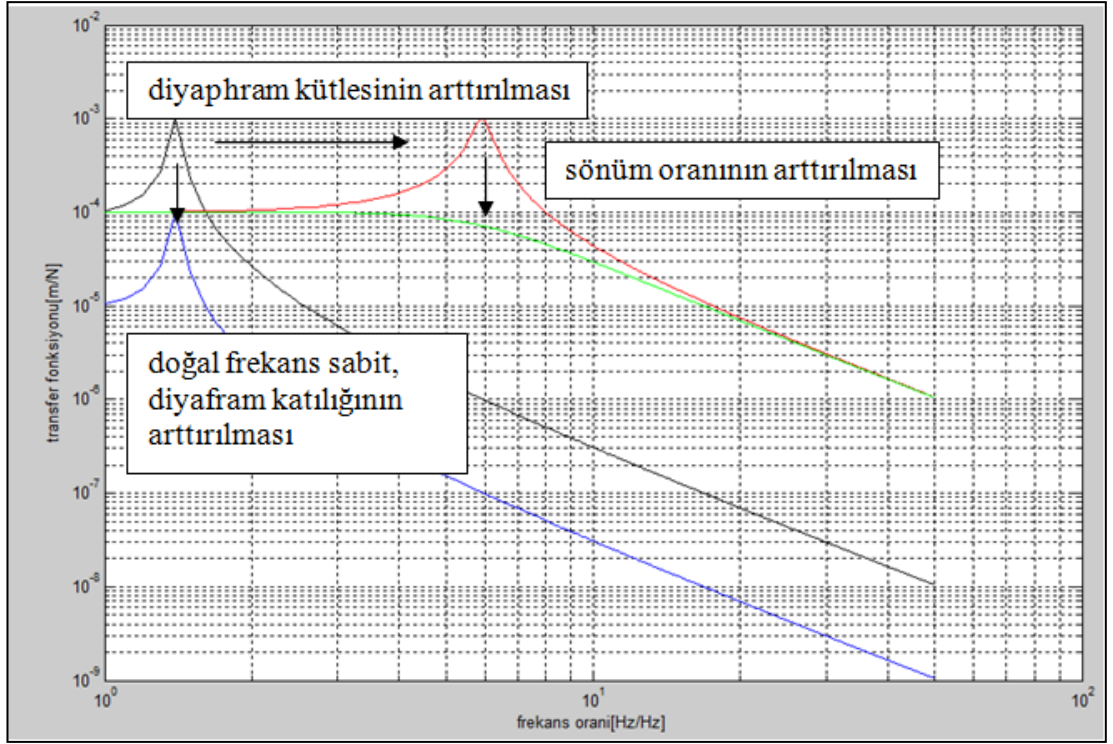
Şekil 2.17'de verildiği gibi ses basıncı mikrofon diyaframı üzerinde deformasyona neden olmaktadır. Diyaframın hareketi ile devre üzerindeki kapasitenin değişimi sonucunda, ses basıncı ile elektriksel voltaj arasında lineer bir ilişki elde edilebilmektedir. Kondenser tip bir mikrofonun yapısı Şekil 2.18'de görüldüğü gibidir. (2.75) ifadesinde göre mikrofonun dinamik davranışı tek serbestlik derecesine sahip sönümlü bir sistem olarak ifade edilebilir. Burada görüleceği gibi mikrofonun diyaframı bir kütle yay sistemi olarak düşünülebilir. Mikrofon içerisindeki hava ise sönüm sağlamaktadır. Katılık, sönüm ve kütle miktarının doğru tespit edilmesi kondenser tipi bir mikrofonun frekans cevabı karakterini önemli ölçüde belirlemektedir.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K = 0 \quad (2.75)$$



Şekil 2.18 : Kondenser mikrofonun dinamik özellikleri.

Bilindiği gibi tek serbestlik dereceli bir sistemin frekans cevap ifadesi deplasman (x) kuvvet (F), katılık (k), tahrik frekansı (ω), doğal frekans (ω_n) ve viskoz sönüm (ζ) oranı olmak üzere (2.76)'da verildiği gibidir.



Şekil 2.19 : Kondenser mikrofonun dinamik modeli.

(2.75) ifadesi incelendiğinde Şekil 2.19'da görüldüğü gibi diyafram kütle ve katılığı ile mikrofon iç kısmındaki hacimden kaynaklanan havanın sönümü mikrofonun frekans cevabını önemli ölçüde belirlemektedir.

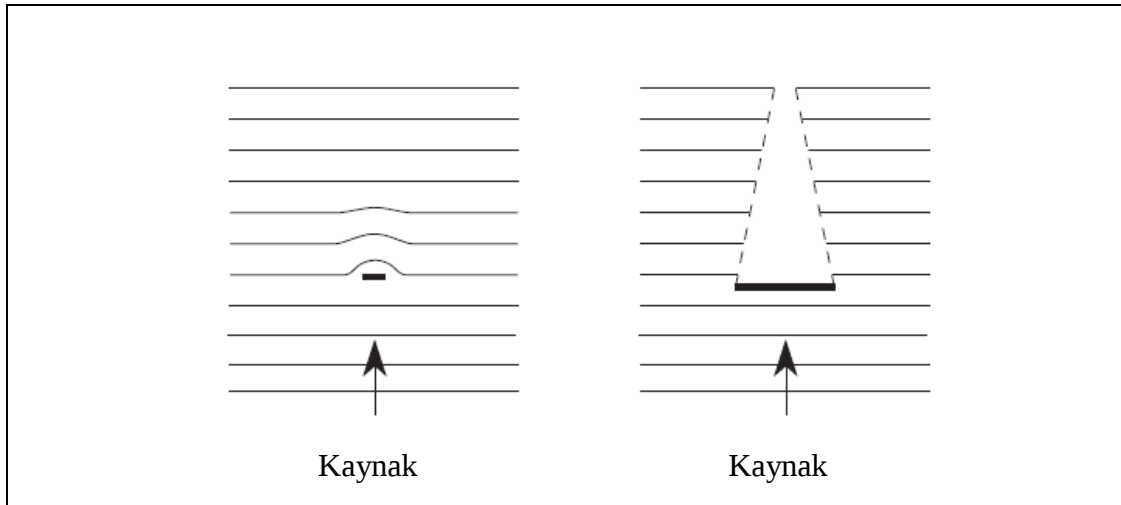
Mikrofon imalatçıları büyük oranda 1/2" ve 1/4" çaplardaki mikrofonları üretmektedirler. Mikrofonun çapının artması, mikrofon hassasiyetini arttırmakla birlikte, yüksek frekansta lineerliği bozmaktadır Çizelge 2.1'de 1/2" ve 1/4" mikrofonların çaplarında mikrofonlar için frekans cevabı ve hassasiyet değerleri görülmektedir. Burada diyafram çapının yarıya düşmesi ile birlikte doğru ölçüm yapılabilen üst frekans değeri 2 katına çıkmakta, hassasiyet değeri ise, yaklaşık 9 kat azalmaktadır.

Çizelge 2.1 : 1/2" ve 1/4" mikrofonların frekans cevabı ve hassasiyet değerleri (Gras firmasından alınmıştır).

Model	GRAS 40AO	GRAS 40BP
Diyafram Çapı	1/2"	1/4"
Frekans Cevabı(+1dB hata)	5Hz-12.5kHz	10Hz-25kHz
Hassasiyeti	12.5mV/Pa	1.6mV/Pa

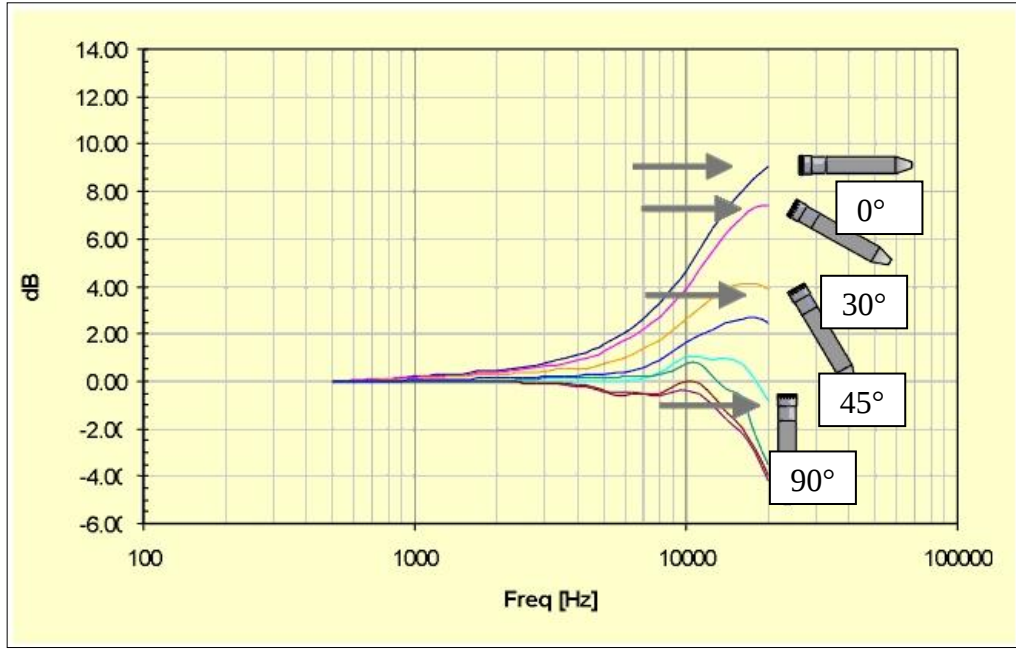
Ses dalgalarının kırılması:

Sesin yayılması esnasında, akustik dalgaların önünde bulunan nesneler akustik dalga yayılım rejimini etkiler [17]. Akustik dalgaların nesneler üzerinden kırılması Huygen's prensibi ile açıklanmıştır. Nesne boyutunun akustik dalga boyundan daha büyük olması durumunda ($d > \lambda$) nesnenin arkasında Şekil 2.20'de görüldüğü gibi akustik gölge alanı oluşur. Nesne boyutunun akustik dalga boyundan çok küçük olmadığı ($d \ll \lambda$) durumlarda ise nesne arkasındaki akustik alan doğrusal özelliğini kaybetmektedir.

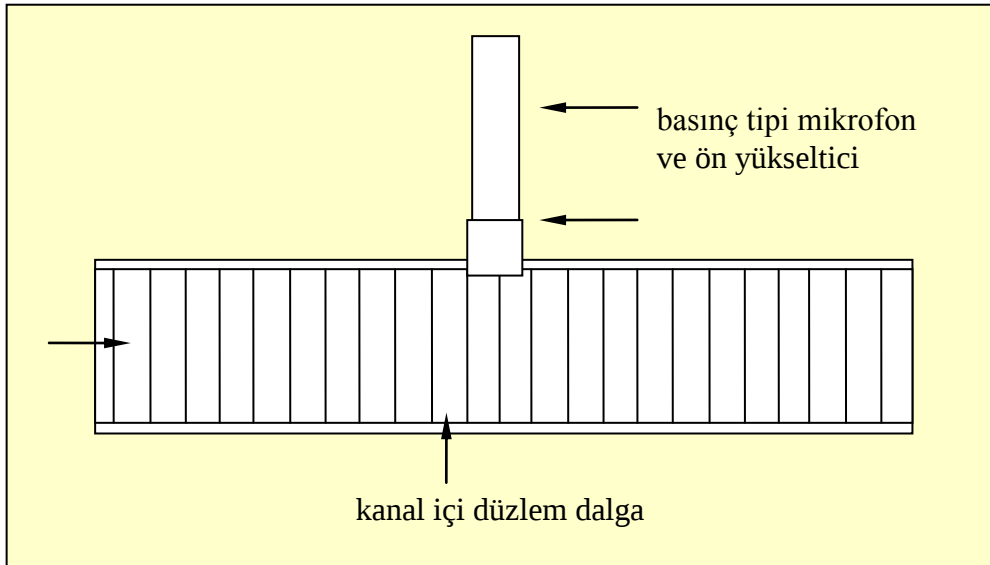


Şekil 2.20 : Kırılma etkisi.

Mikrofonlar belirli bir hacme sahip olmaları nedeniyle gövdeleri üzerinde kırılma meydana gelmektedir. Akustik dalgaların kırılması sonucu oluşan düzensiz alandan mikrofonların en az miktarda etkilenmesi için mikrofonların yönelimlerine göre frekans cevapları düzeltilir. Üç genel kullanım şekline göre (*free-field*, *random*, *pressure*) Şekil 2.21'de örnek olarak görülmekte olan düzeltme uygulanır. Basınç (*pressure*) tip mikrofonlarda, mikrofonun sadece 90° açı yaptığı duruma göre düzeltme uygulanırken, serbest alan (*free-field*) ve dağınık alan (*random*) mikfonlarında çeşitli açıların ortalaması olan bir düzeltme uygulanır. Şekil 2.22'de görüldüğü gibi ölçüm düzeneğinde dalga yayılımı düzlem dalga şeklindedir. Mikrofona 90° açı ile gelen ses basıncı için, basınç tipi mikrofon ile yapılan ölçümler en hassas sonuçları verecektir.

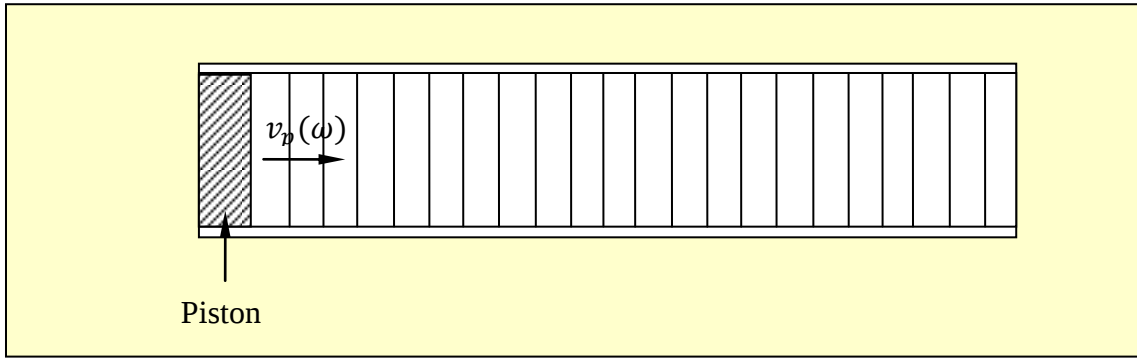


Şekil 2.21 : Mikrofon duruş şeklinin mikrofon frekans cevabına etkisi [15].



Şekil 2.22 : Ölçüm düzeneği mikrofon tipi.

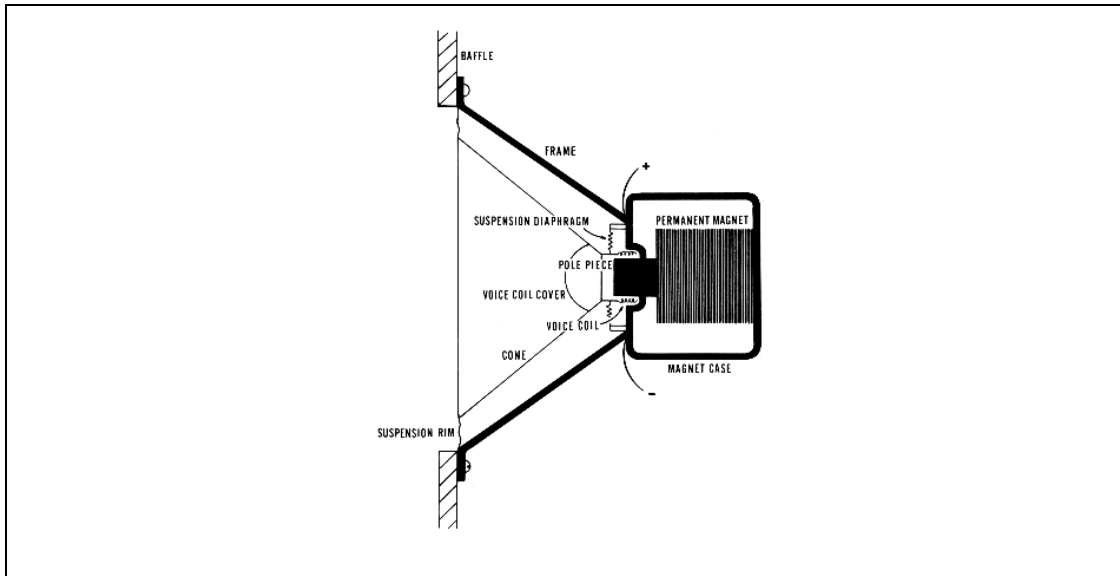
Akustik sürücü:



Şekil 2.23 : Kanal içinde sesin oluşumu.

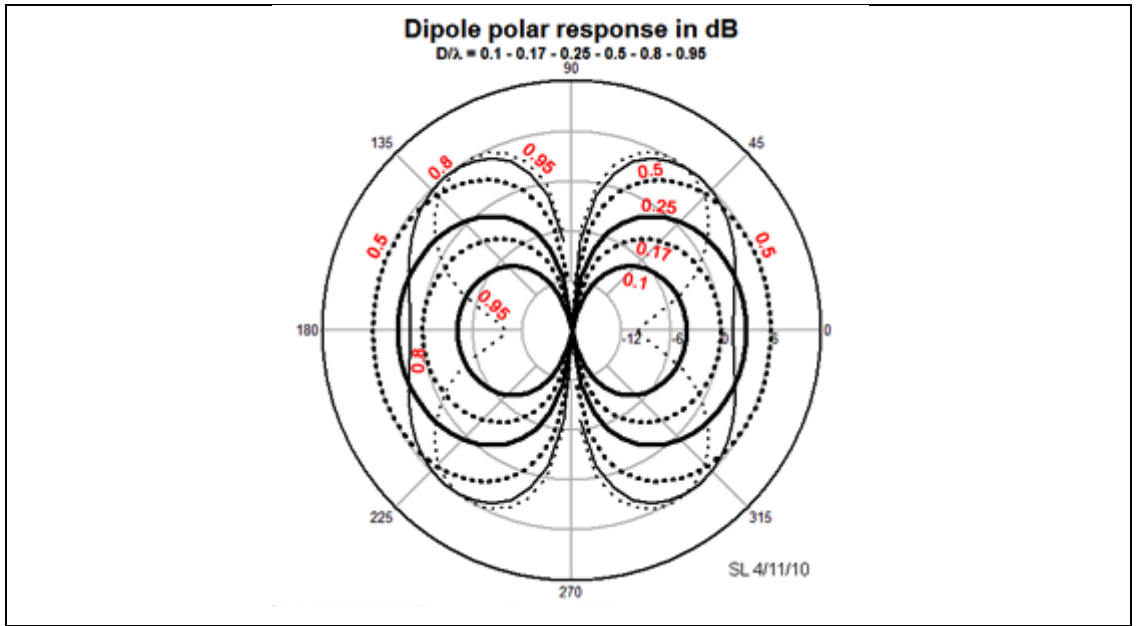
Bazı sistemler sesin yok edilmesi için, bazı sistemler ise istenilen sesin oluşması için tasarlanmaktadır. Tez kapsamında çeşitli akustik elemanların ses azaltım özelliklerinin ölçümü hedeflenmektedir. Ancak, bu sistemlerin test edilebilmesi için uygun bir akustik sürücü kullanılması gerekmektedir. Şekil.2.23'te kanal içinde hareket eden bir pistonun, piston yüzeyindeki elemanlara v hızı kazandırarak düzlem dalga oluşturması örneklenmektedir. Bu sistem üzerinde bir noktadaki ses basıncı (2.76) ifadesindeki gibi ortamın karakteristik empedansı, piston hızına bağlı olarak değişmektedir.

$$p(x, t) = v_p \rho_o c_o e^{-jkx} e^{j\omega t} \quad (2.76)$$



Şekil 2.24 : Akustik sürücü [15].

Örnek bir akustik sürücü Şekil 2.24'de görülmektedir. Bu tip akustik sürücüler, basit yapılarının yanı sıra çeşitli kullanım zorlukları içermektedir. Bu sürücülerin en önemli özelliği çift yönlü (*dipole*) olmalarıdır. Sürücü hunisi (*Cone*) pozitif yönde hareket ederken ön tarafındaki elemanlara hareketi ile aynı yönde hız kazandırır. Arkasındaki elemanların ise hareketine 180° ters fazda hız kazandırır. Bu durum sonucunda sürücü arkasında istenmeyen bir akustik dalga yayılımı oluşmaktadır. Sürücünün arkasına yapılan kapalı kabin ile bu ses dalgalarının yutulması mümkün olmaktadır. Sürücü kabinin içi yutucu malzeme ile kaplanması kabin içindeki enerjiyi önemli miktarda sönmüleyecektir.



Şekil 2.25 : Bir akustik sürücünün dipole özelliği [15].

Sürücü arkasına yapılan kabinin ters fazlı akustik dalgalar için oluşturduğu sönmü avantajının yanında kabin içerisinde bulunan havanın sağladığı ikincil bir katılık özelliği söz konusudur. Bu katılık, uygun bir akustik hacimde huni üzerindeki geri döndürücü kuvveti arttırarak sinyalin daha yüksek doğruluk ile akustik dalgalara dönüştürülmesini sağlamaktadır.

3. SAYISAL MODELLEME ÇALIŞMALARI

İkinci bölümde yapılan teorik incelemeler sonucunda, ses iletim kaybı hesaplamasında kullanılan yöntemin uygulanabilmesi için gerekli koşullar tanımlanmıştır. Ölçümün yapıldığı kanal içerisinde düzlem dalga yayılımının gerçekleşmesi, ölçümün yapıldığı kanal ile akustik eleman arasındaki bölgede ölçüm sisteminden kaynaklanan geometrik süreksizlikler, ölçüm sistemi içerisindeki yansımalar nedeniyle akustik sürücünden gelen bazı frekansların sönümlenmesi başlıca dikkat edilmesi gereken konular arasında gelmektedir. Ölçüm sistemi içindeki yansımaların etkisi, geometrik boyutlandırmalar, mikrofon konumlandırılma hataları ve sistemin ölçüm doğruluğunun tespiti konusunda sayısal analizlerden yararlanılmıştır.

Sayısal analiz çalışmalarında, boşluk hacmine sonlu eleman ağı oluşturularak, NASTRAN yazılımı [18] yardımıyla frekans cevap çözümleri yapılmıştır. Boşluk hacminin incelendiği sayısal analizlerde çeperin akustik titreşim etkileşimi ihmal edilerek çeper rijit kabul edilmiştir. Ancak, bu kabulün doğru olması için ölçüm düzeneğinin çeper kalınlığını yine sayısal analizler ile incelenmiştir.

Bu bölümde, akustik kaynak bölümünde yer alan yutucu elemanların incelenmesi, akustik kaynak bölümündeki kanal çapı değişiminin incelenmesi, mikrofon kanallarının ölçüm hassasiyetine etkisinin incelenmesi, çeperin akustik hacim ile etkileşiminin değerlendirilmesi, ölçüm doğruluğunun tespit edilmesi için sayısal incelemeler konularında çalışmalar yapılarak elde edilen bulgulardan, ölçüm düzeneği tasarımında yararlanılmıştır.

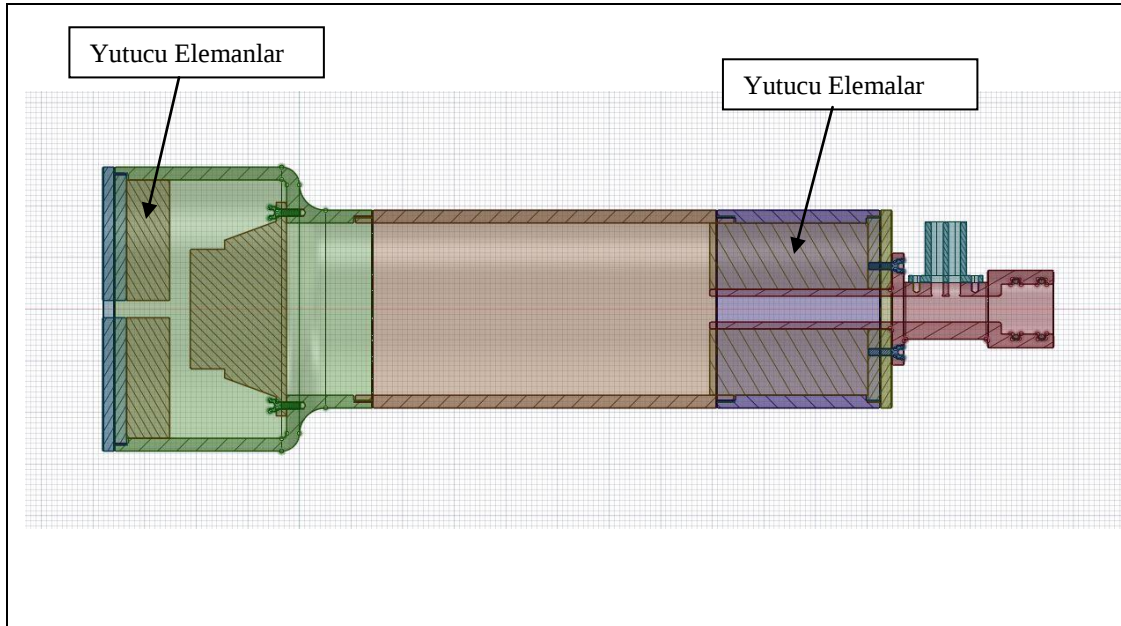
3.1 Akustik Kaynak Bölümündeki Yansımaların İncelenmesi

Akustik elemanın ses iletim kaybının yüksek doğrulukta ölçülebilmesi için giriş ölçüm kanalında ilgilenilen tüm frekans değerlerinde ses basıncı oluşturulmalıdır. Akustik eleman üzerine gelen ses basıncının yeterli seviyede olmaması durumunda, çıkış ölçüm kanalında S/N oranı düşerek ölçüm doğruluğunu olumsuz etkilemektedir.

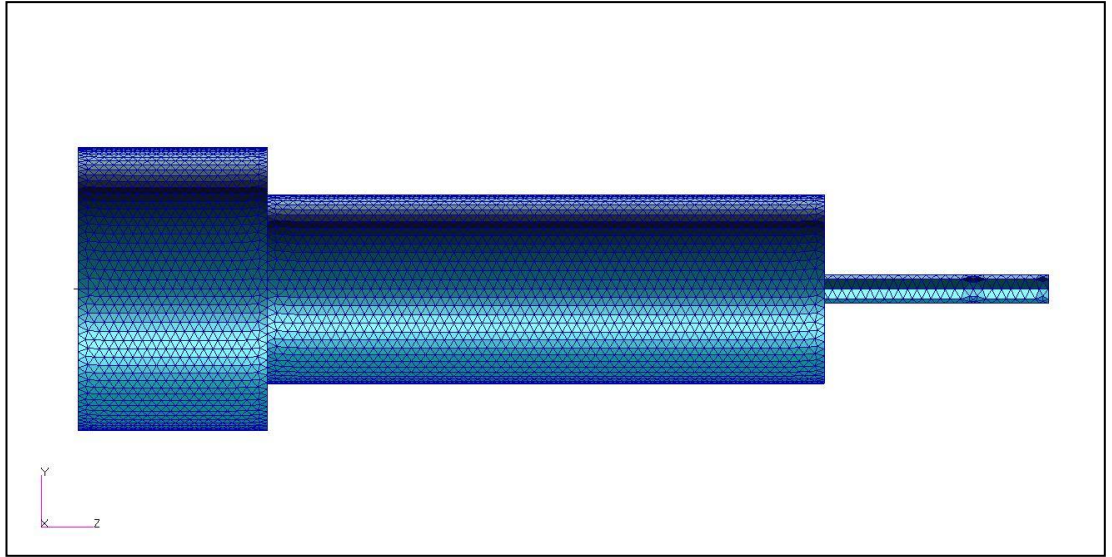
Ölçüm düzeneğinin kaynak bölümü ve giriş ölçüm kanalı tasarımı Şekil 3.1'de görülmektedir. Bu tasarımda, akustik sürücü arkasında yer alan yutucu elemanlar, sürücünün arkasında ters fazda üretilen akustik dalgaların sönümlenmesi amacıyla kullanılmaktadır. Giriş ölçüm kanalı öncesinde yer alan çap değişiminde bulunan yutucu elemanlar ise, çap değişimi nedeniyle oluşan yansımaların sönümlenmesi amacıyla kullanılmaktadır.

Yapılan sayısal analiz ile giriş kanalındaki ses basıncının frekansa bağlı dağılımı incelenmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, ölçüm düzeneğinde tam yutucu sönüm elemanlarının yerleşim durumu ve sönüm elemanı kullanılmaması durumu analiz edilmiştir.

Şekil 3.2'de ise yapı içindeki boşluğun sonlu elemanlar modeli görülmektedir. Model 173380 katı tetrahedron eleman kullanılarak oluşturulmuştur. Yutucu elemanlar tam yutucu olarak modellenmiştir. Sonuçlar 4000 Hz'e kadar incelenmiştir.

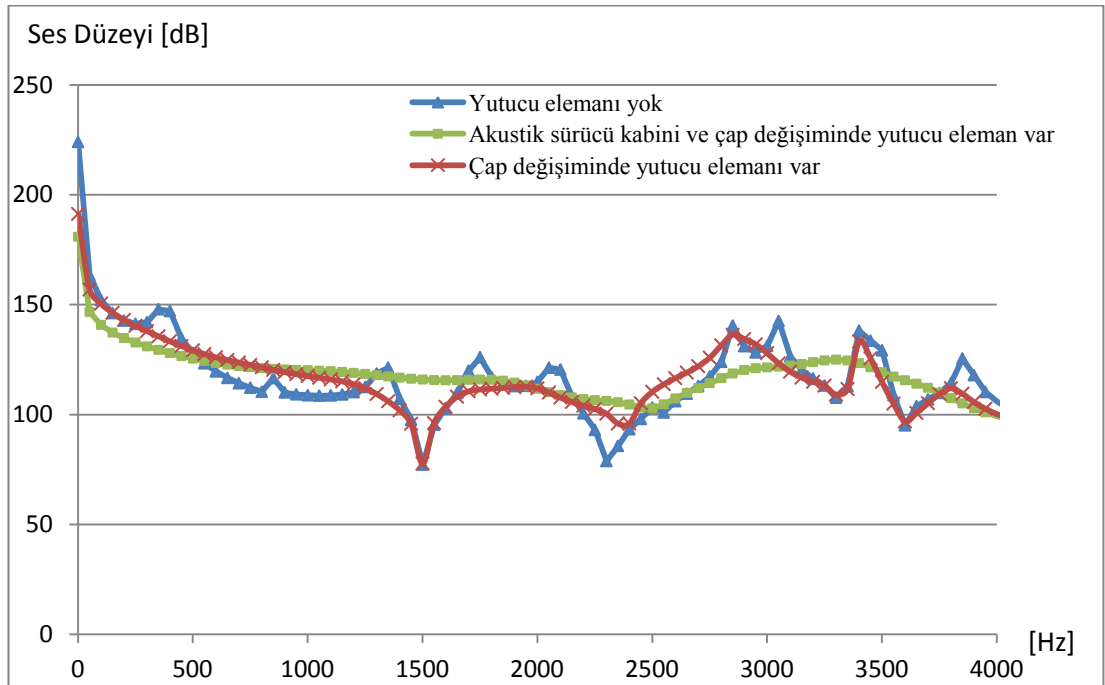


Şekil 3.1 : Ölçüm düzeneğinin akustik kaynak bölümü ve giriş ölçüm kanalı tasarımı.



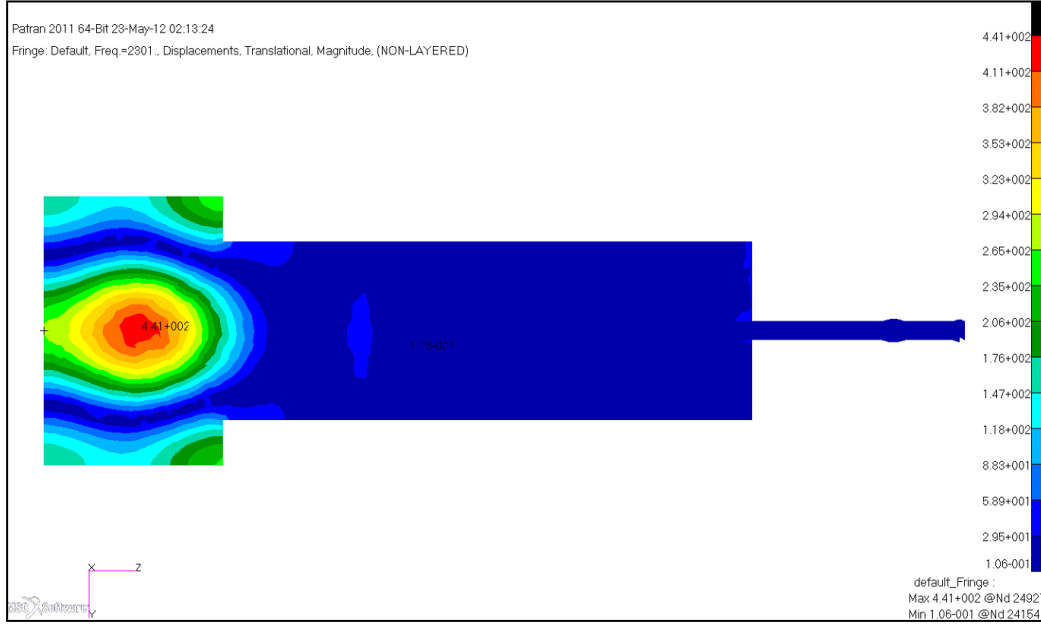
Şekil 3.2 : Ölçüm düzeneğinin akustik kaynak bölümü ve giriş ölçüm kanalı SEM modeli.

Analiz sonuçlarında, Şekil 3.3'te görüldüğü gibi yansılardan kaynaklı olarak ölçüm kanalında 1500 Hz, 2300 Hz ve bazı diğer frekanslarda ses düzeyi düşmektedir. Belirli frekanslarda ses düzeyinin düşmesi o frekansta S/N oranını azaltacağı için istenmeyen bir durumdur. Analiz sonuçlarında yutucu elemanların yerleşimi ile ses düzeyinin frekansa bağlı daha lineer dağıldığı görülmektedir.

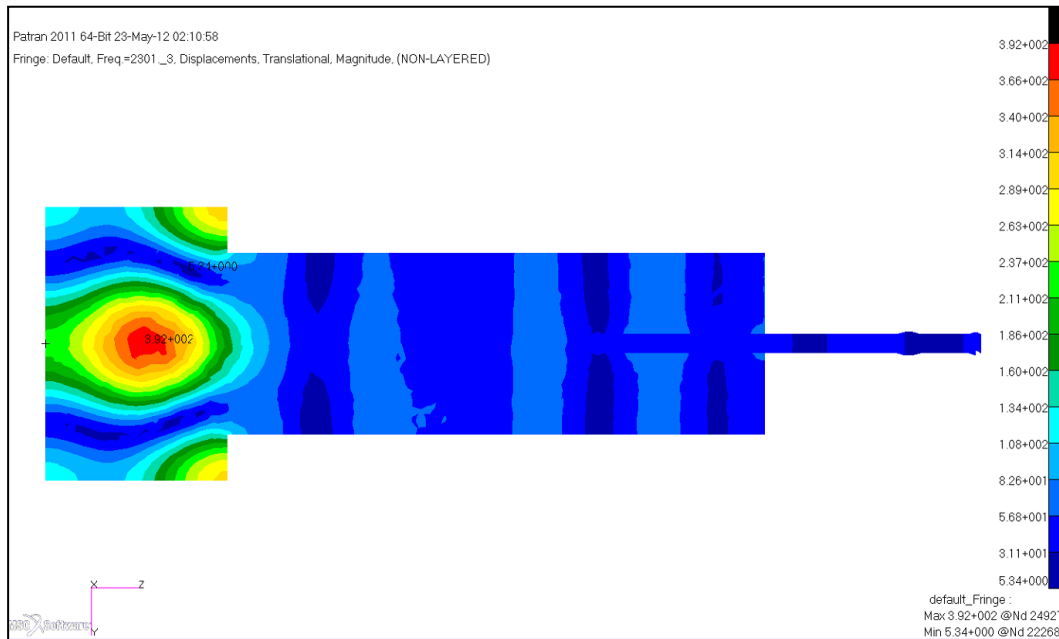


Şekil 3.3 : Yutucu elemanların susturucu öncesi ölçüm kanalındaki ses basıncına etkisi.

Şekil 3.4'te yutucu elemanlar olmadan yapılan analiz sonucunda elde edilen ses basıncı dağılımı Şekil 3.5'te ise akustik sürücü kabini ve çap değişimi bölgelerinde yutucu eleman bulunması durumunda ses basıncı dağılımı görülmektedir. Tüm frekanslarda doğrusal olarak 1 W ses gücü uygulanarak yapılan sayısal analiz sonucunda yutucu elemanlar uygulandığı durumunda giriş kanalı üzerindeki ses basıncı değerlerinin arttığı görülmektedir.



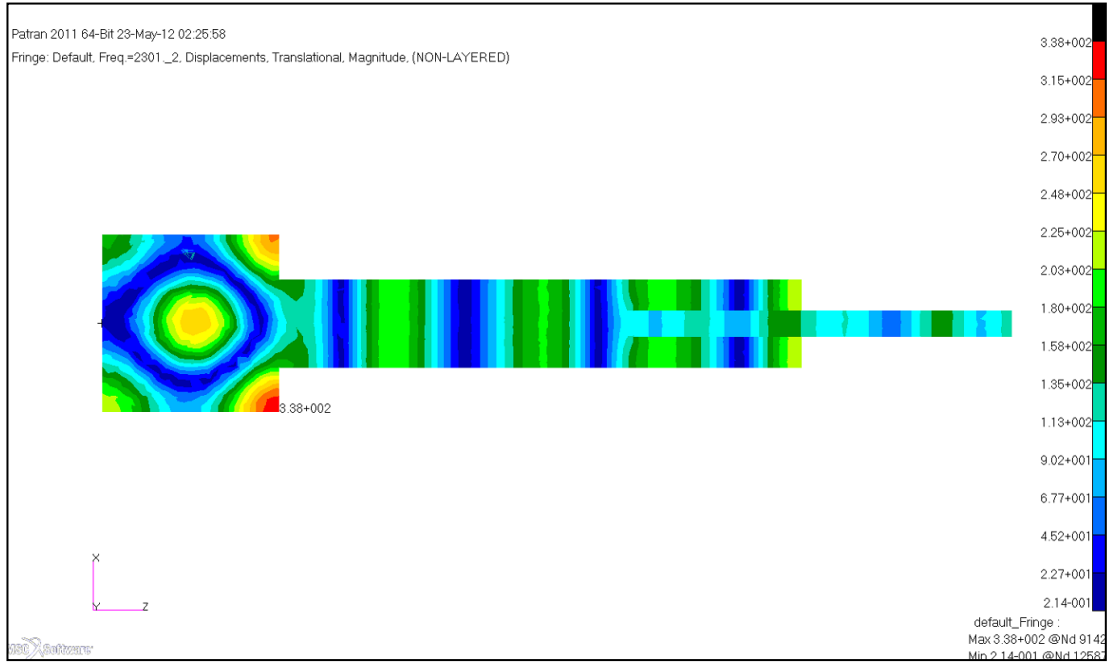
Şekil 3.4 : 2301 Hz'de yutucu elemanlar olmadığı durumunda ses basıncı (Pa) dağılımı.



Şekil 3.5 : 2301 Hz'de akustik'de sürücü kabini ve çap değişiminde yutucu malzeme olduğu durumunda ses basıncı (Pa) dağılımı.

3.2 Akustik Kaynak Bölümündeki Kanal Çapı Değişiminin İncelenmesi

Teorik incelemeler bölümünde çap değişimleri nedeniyle oluşan süreksizliklerin oluşturdukları gelen dalganın kaynağa yansıması incelenmiştir. Şekil 3.6'da kaynak bölümündeki kanal çapının daha küçük olması durumunda, giriş kanalındaki ses basıncı dağılımı verilmiştir. Şekil 3.4 ile karşılaştırma yapıldığı takdirde, 50 mm çapa sahip tasarımda daha yüksek ses seviyesi elde edildiği görülmüştür. 50 mm durumunda iki kanal çapının birbirine daha yakın olması nedeniyle, empedans farkının daha az olması ses basıncının daha yüksek olmasını sağlamıştır. Ancak, çap azaldıkça akustik sürücülerin düşük frekans bölgesindeki cevaplarının yetersiz olması nedeniyle uygulamalarda kanal çapının akustik sürücü kabiliyeti dikkate alınarak seçilmesi gerekmektedir.

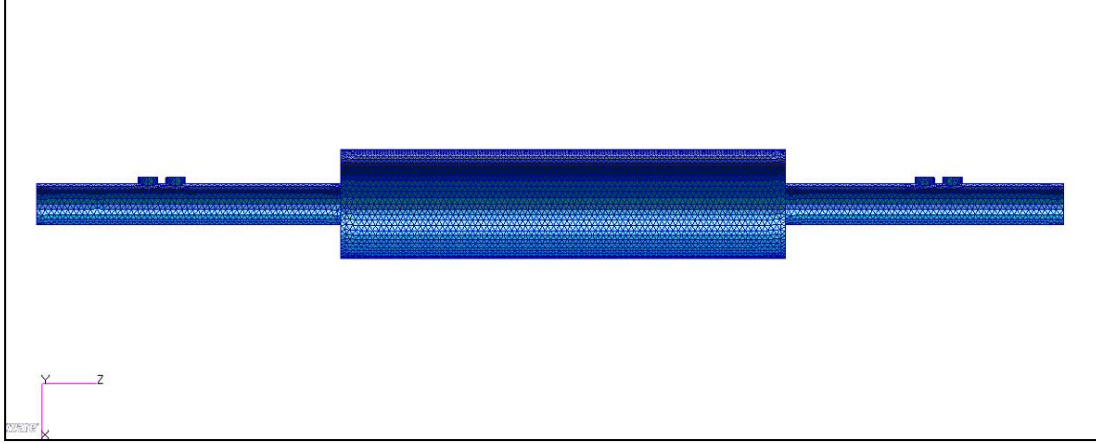


Şekil 3.6 : 2301 Hz'de yutucu elemanlar olmadığı durumumda 50 mm çapındaki kanal içinde ses basıncı (Pa) dağılımı.

3.3 Mikrofon Kanallarının Ölçüm Hassasiyetine Etkisinin İncelenmesi

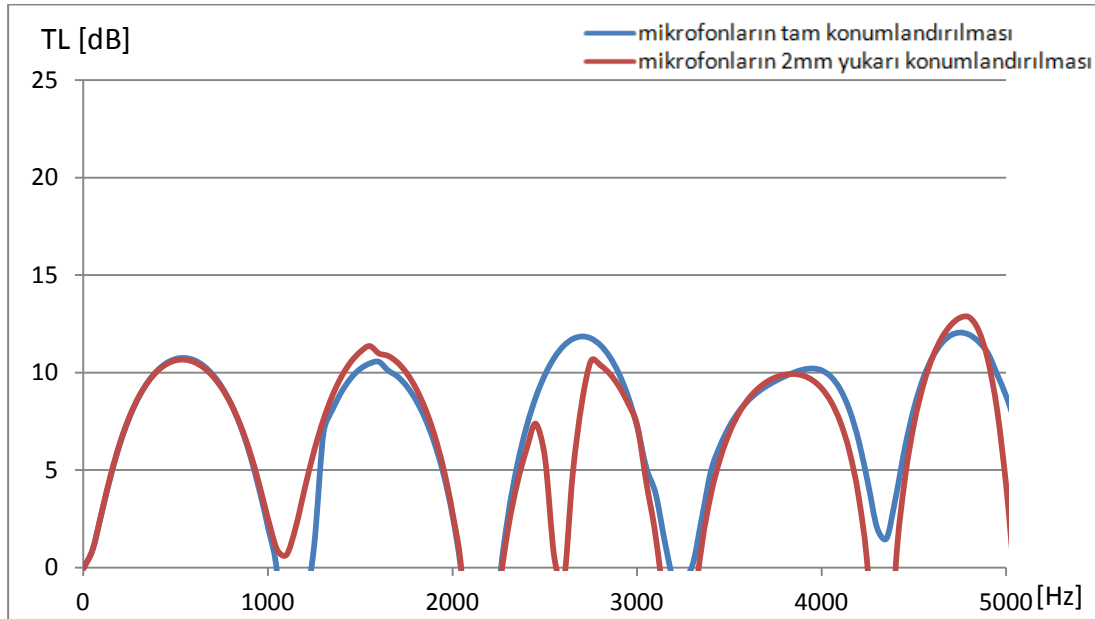
Ölçüm düzeneği imalatında karşılaşılan bazı zorluklar nedeniyle mikrofonlar bazı durumlarda kanal yüzeyinden bir miktar içeride konumlanabilmektedir. Şekil 3.7'da tek bir genişleme odalı susturucunun mikrofon konumları 2 mm yukarıda olması durumunun incelenmesi amacıyla oluşturulan model görülmektedir. Bu incelemenin

sonucunda mikrofona yerleşimi toleransları konusunda bilgi edinilmesi hedeflenmektedir.



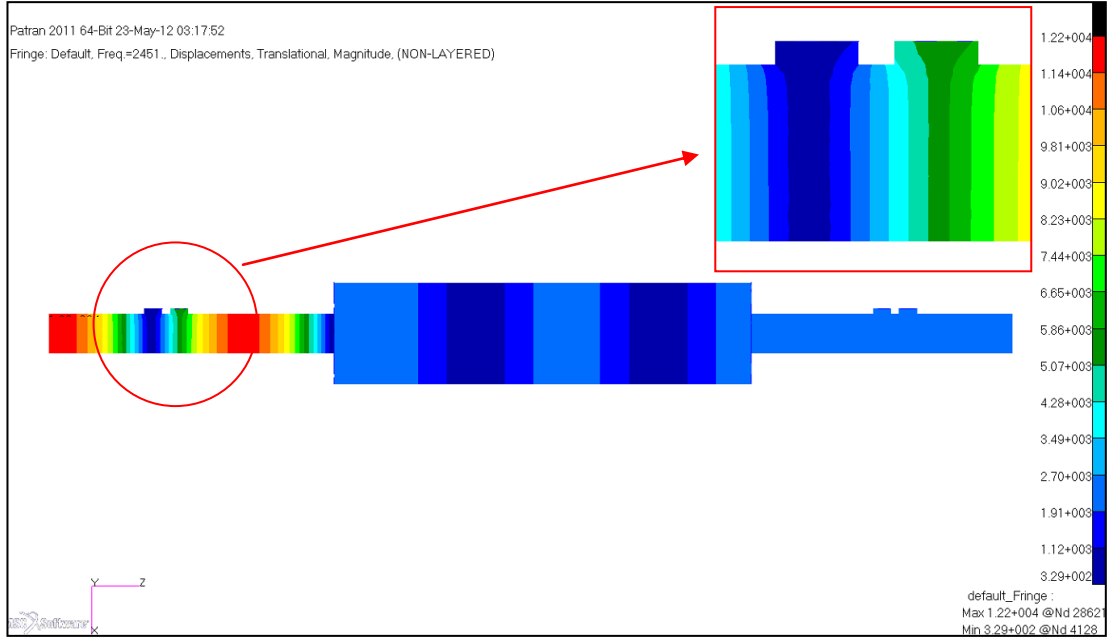
Şekil 3.7 : Genişleme odalı bir susturucunun ölçümünün yerleşiminde mikrofonların 2 mm yukarı yerleşimi durumundaki SEM model.

Şekil 3.8'de mikrofonların 2 mm yukarı konumlandırılması durumu ile yüzeye tam konumlandırılması durumları incelenmiştir. Görüldüğü gibi 2500 Hz değerlerinde hatalı konumlandırma yanlış sonuç vermektedir.



Şekil 3.8 : Mikrofonların 2 mm yukarı konumlandırılması ve yüzeye tam konumlandırılması durumlarında susturucunun ses iletim kaybı.

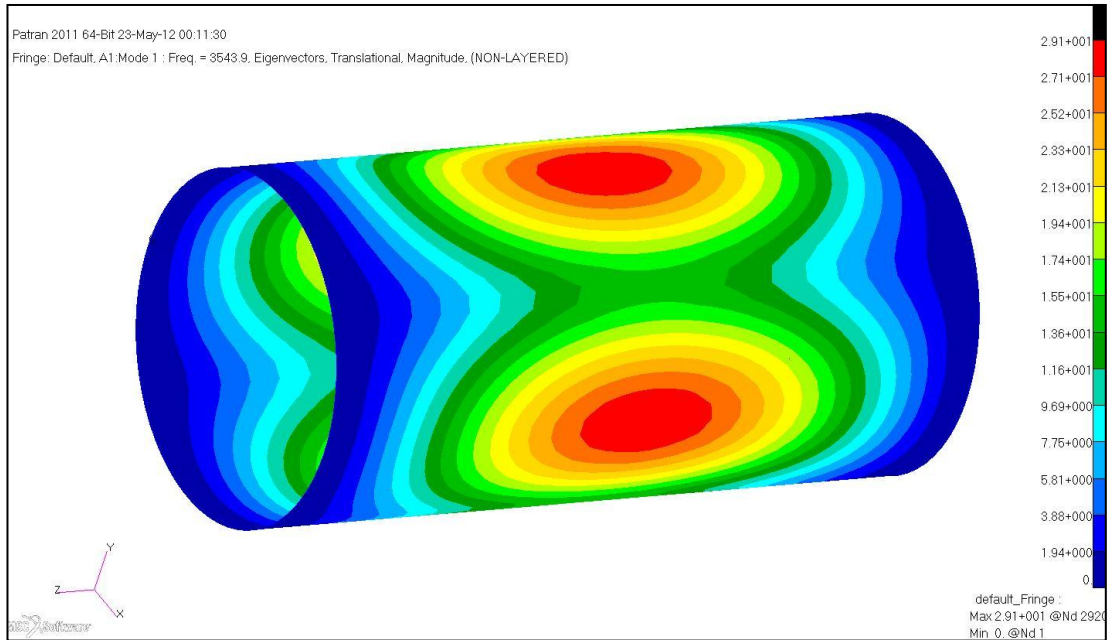
Şekil 3.9'da 2500 Hz'e yakın frekanslarda mikrofonun yerleşim bölgesindeki ses basıncı dağılımı görülmektedir. Kanal içinde düzlem dalga şeklinde yayılmakta olan akustik dalgalar, mikrofonunun hatalı yerleşimi nedeniyle oluşan boşluk kısmında bir miktar değişmektedir.



Şekil 3.9 : Mikrofonların 2mm yukarı konumlandırılması SEM sonuçları.

3.4 Çeperin Akustik Hacim İle Etkileşiminin Değerlendirilmesi

Ölçüm düzeneğinin dış çeperinin ince olması durumunda dış çeper ile yapı arasında etkileşim olduğu L. Huang [20] çalışmasında ortaya konulmuştur. Çeper katılığının düşük olması nedeniyle çeper esnek modları ile akustik hacim modları arasındaki etkileşimin artacağı söylenebilir. Bu etkinin en aza indirilmesi için ölçüm düzeneğinin kaynak bölgesindeki cidarın doğal frekansı incelenmiştir.



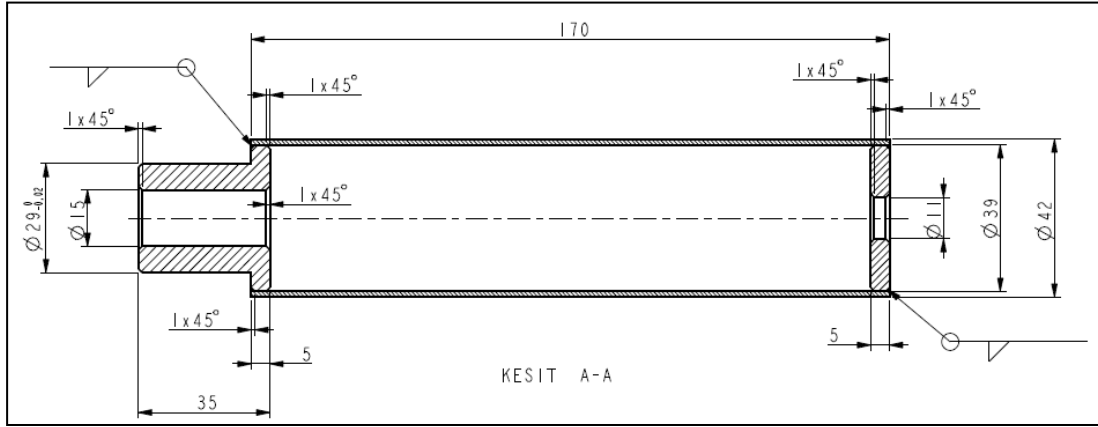
Şekil 3.10 : 100 mm çapındaki kanalın 1. doğal frekansı eigen vektör.

Akustik ile çeper titreşimi etkileşiminin azaltılması için, çeper doğal frekansları çalışma frekanslarından uzakta olmalıdır. Böylece katılığı yeterince yüksek olan çeperi, akustik enerji ile tahrik olmayacaktır. Şekil 3.10'da görülmekte olan akustik sürücü bölgesindeki kanalın doğal frekansı sayısal analiz sonucunda 3544 Hz olarak elde edilmiştir. Giriş ve çıkış ölçüm kanallarının doğal frekansları ise, ilgilenilen frekans aralığının üzerindedir.

3.5 Ölçüm Doğruluğunun Tespit Edilmesi İçin Sayısal İncelemeler

Bu kısımda oluşturulan sayısal model, ölçüm sisteminde test edilecek olan basit bir susturucunun ses iletim kaybı performansının tespit edilmesini amaçlamaktadır.

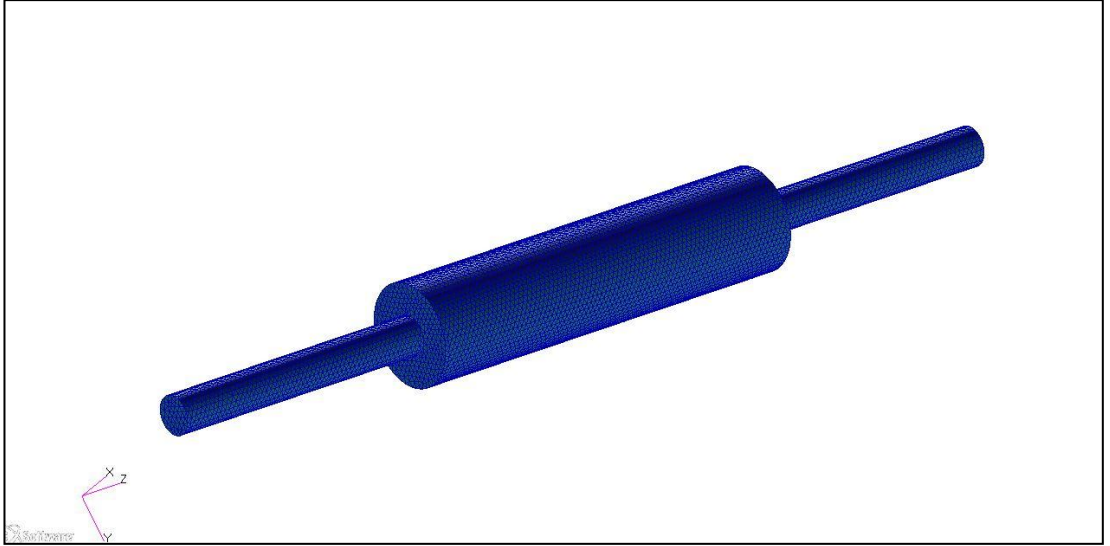
Ölçüm doğruluğunun kontrol edilmesi için Şekil.3.11'de görülmekte olan tek genişleme odalı susturucu üzerinde çalışılmıştır.



Şekil 3.11 : Boyutları verilmiş örnek susturucu geometrisi.

Susturucu ses iletim kaybının hesaplanması için oluşturulan sonlu elemanlar modeli Şekil 3.12'de görüldüğü gibidir. Akustik SEM analizlerinde ağ yapısı boyutunun ilgilenilen en yüksek frekans dalga boyundan en az 4 kat küçük olması önerilmektedir. Bu nedenle yüksek frekanslı çözümler, ağ yoğunluğundan dolayı çözüm süresi uzamaktadır.

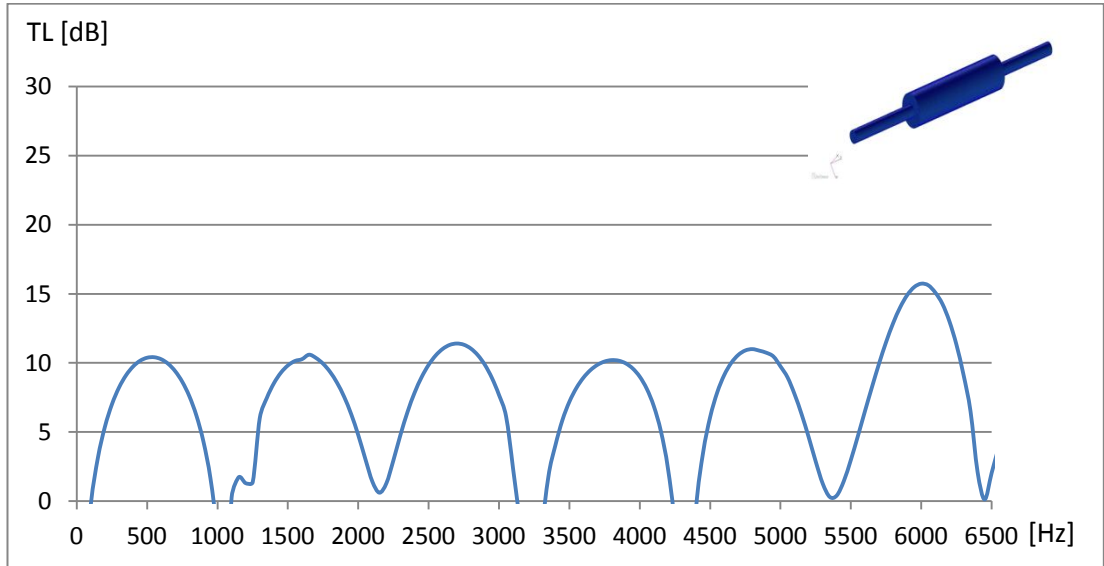
Oluşturulan susturucu sonlu elemanlar modelinde 154606 katı tetrahedron eleman bulunmaktadır. Analiz sonuçları 6500 Hz değerinin üzerinde ağ yoğunluğu nedeniyle doğru sonuç vermemektedir.



Şekil 3.12 : Örnek bir genişleme odalı bir susturucunun SEM modeli.

Sonuçlar:

Şekil 3.13'de sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılmış olan örnek susturucunun frekansa bağlı ses iletim kaybı değerleri görülmektedir. Ses iletim kaybı eğrisinin bazı frekans değerlerinin sıfır değerinin altına inmesi, yapılan sayısal analiz sonucundaki hesaplama yöntemindeki hatalardan kaynaklanmaktadır.



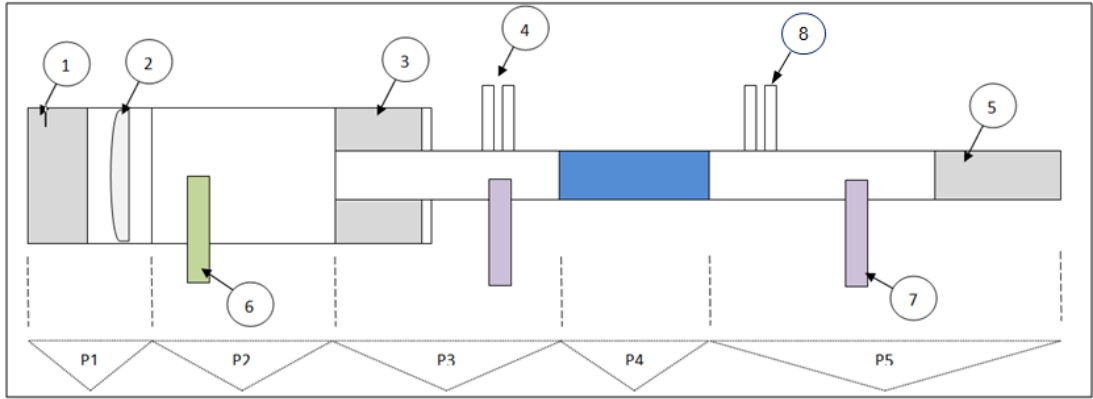
Şekil 3.13 : Verilen örnek susturucunun ses iletim kaybı sonuçları.

4. ÖLÇÜM DÜZENEGİ TASARIMI

4.1 Giriş

Ölçüm düzeneği 15 mm giriş iç çapına sahip bir tüfek susturucusunun ses iletim kaybı ölçümünü yapabilecek şekilde oluşturulmuştur. Tasarımın yaklaşık olarak 500 Hz -10 kHz arasında ölçüm yapabilmesi hedeflenmektedir.

Ölçüm düzeneğinin şematik görüntüsü Şekil 4.1'de verildiği gibidir. Burada belirtilen parçalar Çizelge 4.1'de tanımlanmıştır. Özetle, sistem giriş ve çıkış ölçüm kanalları ve akustik sürücü bölümünden oluşmaktadır. Tasarım kriterleri kısmında bu şematik tasarım öğeleri ele alınarak ölçüm düzeneğinin genel geometrisi ortaya çıkarılmıştır.



Şekil 4.1 : Ölçüm düzeneğinin şematik görünümü.

Çizelge 4.1 : Ölçüm düzeneği parça tanımları.

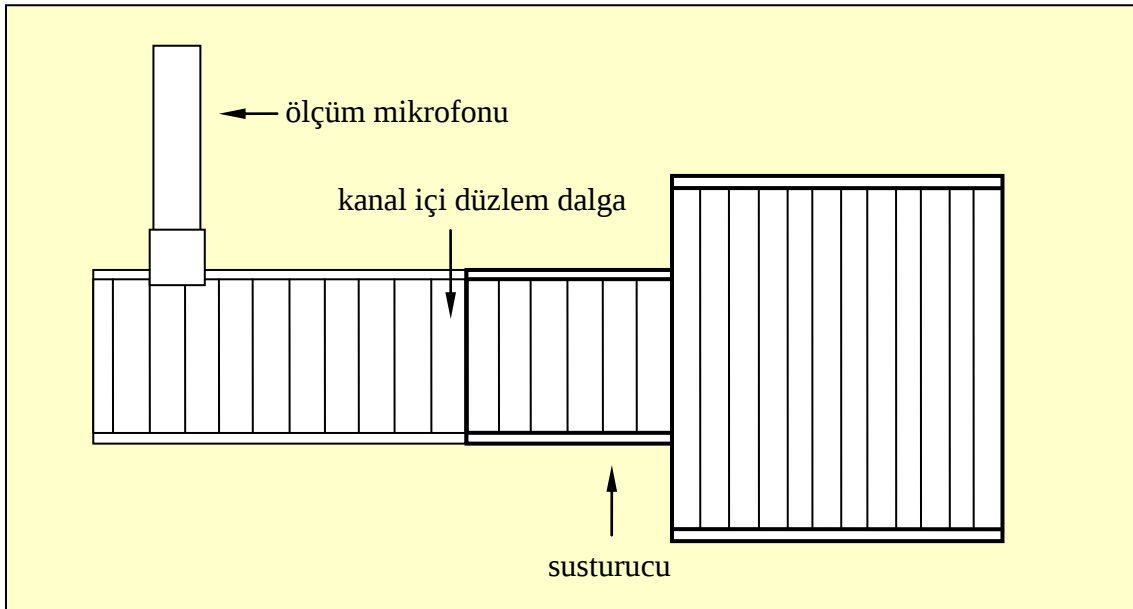
No	Parça Tanımı	No	Parça Tanımı
P1	Akustik kaynak grubu	3	2. yutum elemanı
P2	Uzatma bölümü	4	M1 mikrofonsu grubu
P3	Çap düşüm ve M1 mikrofonsu grubu	5	3. yutum elemanı
P4	Susturucu	6	Ayak
P5	M2 mikrofonsu ve anekoik bitiş	7	Ayak
1	1. yutum elemanı	8	M2 mikrofonsu grubu
2	Akustik kaynak		

4.2 Tasarım Kriterleri

Ölçüm düzeneği tasarımı ASTM E2611[9] standardı esas alınmıştır. Dört mikrofon konumu ile transfer matrisi yöntemi tasarımında esas alınmıştır. Tasarımda akustik esaslar dikkate alınarak ele alınması gereken aşamalar aşağıda tanımlanmıştır.

4.2.1 Ölçüm kanalı çapı

Bölüm 2.3'te çap değişiminin ilgili hacimdeki kanal empedansını değiştirdiğini incelenmiştir. Ani çap değişimlerinde oluşan empedans farkı nedeniyle gelen dalganın bir kısmı geri yansımaktadır. Bu akustik davranış, ölçüm düzeneği ile ölçümü yapılacak susturucu arasındaki geçişte oluşması durumunda susturucunun özelliği olmayan bir davranış ölçülmüş olacaktır.



Şekil 4.2 : Ölçüm düzeneği ve susturucu birleşimi.

Şekil 4.2'de görüldüğü gibi ölçüm düzeneği ve susturucu birleşiminde geometrik süreklilik sağlanması ölçümün doğruluğu açısından önemlidir.

4.2.2 Düzlem dalga kaynaklı üst frekans limiti

Ölçümün doğru yapılabilmesi için ölçüm düzeneği ile susturucu çapının aynı olması gerektiği ilk maddede belirtildi. Bölümde 2.6'da transfer matrisi yöntemi ile ölçümün yapılabilmesi için kanal içerisinde düzlem dalga durumunun geçerli olması gerektiği anlatılmıştır. (2.49) denkleminde dairesel kesitli bir kanalın kesme frekansını kullanarak belirlenen susturucu için yapılabilecek en yüksek frekanslı ölçüm değeri

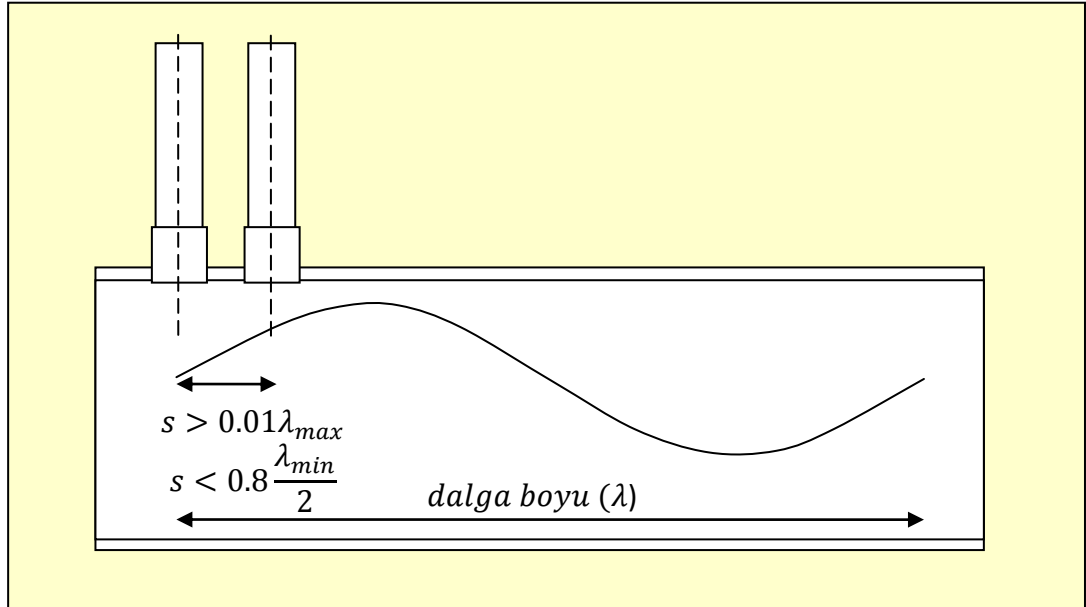
belirlenebilir. (2.49) ifadesine göre ses hızı 344 m/s olarak 15 mm'lik kanalın kesme frekansı 13431 Hz olarak hesaplanabilir. Bu değer düzeneğin teorik olarak ölçebileceği üst frekans limitidir.

4.2.3 Mikrofonlar arasındaki mesafenin tespit edilmesi

ASTM-E2611 standardında ilgilenilen alt ve üst frekans değerlerini doğru ölçebilmek için iki eşitlik tanımlanmıştır.

a) Mikrofonlar arası mesafe Şekil 4.3'te görüldüğü gibi ilgilenilen en düşük frekans dalga boyunun %1'inden büyük olmalıdır. (2.61) ifadesindeki dalga denklemini (4.1)'deki şekliyle tekrar alınabilir. A_2 çıkış kanalındaki gelen dalga genliği, G_1 ve G_2 ölçüm konumlarındaki ses basınçlarıdır. Mikrofonların birbirlerine çok yakın olması durumunda G_1 ve G_2 ses basınçları birbirine çok yakın olacaktır. Bu nedenle denklemin $(G_1 e^{-jkl_1} - G_2 e^{-jk(l_1+s_1)})$ kısmında S/N oranı çok düşük olacaktır. Bu da ölçüm doğruluğunu büyük oranda etkilemektedir.

$$A_2 = \frac{j(G_1 e^{-jkl_1} - G_2 e^{-jk(l_1+s_1)})}{2 \sin k s_1} \quad (4.1)$$



Şekil 4.3 : Mikrofonlar arası mesafenin belirlenmesi.

b) Mikrofonlar arası mesafe, ilgilenilen en yüksek frekansın dalga boyunun yarısının %80'ninden küçük olmalıdır. Mikrofonların ilgilenilen frekansın dalga boyunun yarısına yerleştirildiği durumda $(G_1 e^{-jkl_1} - G_2 e^{-jk(l_1+s_1)})$ ifadesinde S/N oranı çok

düşük olacaktır. İlgilenilen 500 Hz - 10 kHz frekans aralığı, 10 mm mikrofon arası mesafe ile sağlanmıştır.

4.2.4 Uygun mikrofonların belirlenmesi

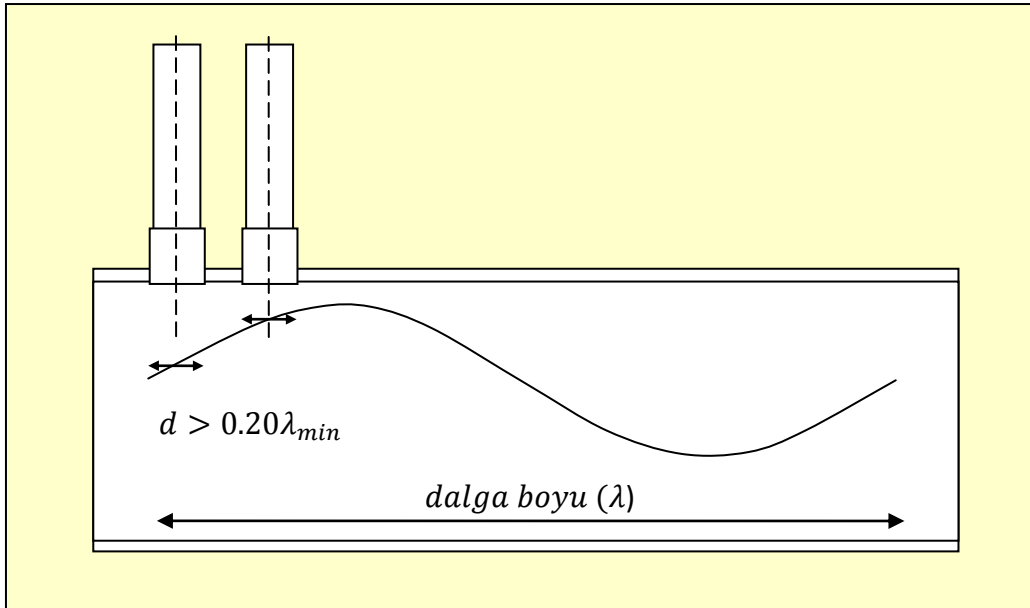
Bölüm 2.10'da basınç tipi kondenser mikrofon kullanılımasının ölçüm düzeneği için uygun olduğu belirtilmiştir. Mikrofon tipi'nin yanı sıra diyafram çapı ölçüm düzeneği için önemli bir parametredir. Bu bölümde belirtildiği gibi mikrofon çapı azaldıkça, yüksek frekans ölçüm kabiliyeti artmakla birlikte mikrofon hassasiyeti azalmaktadır.

Bununla birlikte iki unsur uygun mikrofon çapının önemli oranda belirlemektedir.

a) Ölçüm düzeneği istenilen çalışma frekans aralığı nedeniyle, iki mikrofon arasında olması gereken mesafe belirlenmektedir. Geometrik kısıtlamadan dolayı mikrofonlar uygun çapta seçilebilir.

b) Mikrofon çapı ile ilgili diğer kısıtlama ise boyutsal ortalama (*spatial averaging*) nedeniyle. Şekil 3.4'de görüldüğü diyafram çapı nedeniyle ölçümü noktasal olarak değil, diyafram altındaki alanın ortalama ses basıncını verecek şekilde yapmaktadır.

Yüksek frekanslar, yani düşük dalga boyu için, diyafram altındaki basınç değişimi daha fazladır. ASTM-E-2611 standardında, mikrofon çapı ilgilenilen en düşük dalga boyunun %20'sinden fazla olmaması istenmiştir. Ayrıca Çizelge 4.2'de çaplara uygun üst frekans değerleri tanımlanmıştır.



Şekil 4.4 : Boyutsal ortalama hatasının belirlenmesi.

Çizelge 4.2 : Boyutsal ortalama hatasının önlenmesi için önerilen diyafram çapları (ASTM-E-2611).

Diyafram Çapı	Maksimum Frekans(Hz)
1"	3000
1/2"	5600
1/4"	11500

Ölçümlerde 1/4" çapında 10 Hz - 25 kHz frekans genişliğine sahip 1.6 mV/Pa hassasiyetindeki GRAS 40BP basınç tipi mikrofon kullanılmıştır.

4.2.5 Akustik sürücünün belirlenmesi

Ölçüm düzeneğinin çalışma aralığını 500 Hz - 10 kHz olarak seçildiği belirtilmişti. Düzenekteki akustik sürücünün en önemli özelliği giriş ölçüm kanalı üzerinde ilgilenilen frekans aralığında ölçüm için yeterli ses düzeyini oluşturmasıdır. Her frekans bandında en fazla 50 dB ses iletim kaybı oluşturan bir susturucunun ölçümünün yapılabilmesi için, S/N oranını yüksek tutacak şekilde giriş borusu üzerinde 90 dB'lik ses basıncı oluşturmak yeterli görülmektedir.

Düzenekte akustik sürücü olarak Tang Band (W4-930SF) kullanılmıştır. 100 mm çapındaki bu sürücü ile 25 W çıkış gücüne sahip dijital güç amfisi kullanılarak istenilen ses düzeyleri sağlanmıştır.

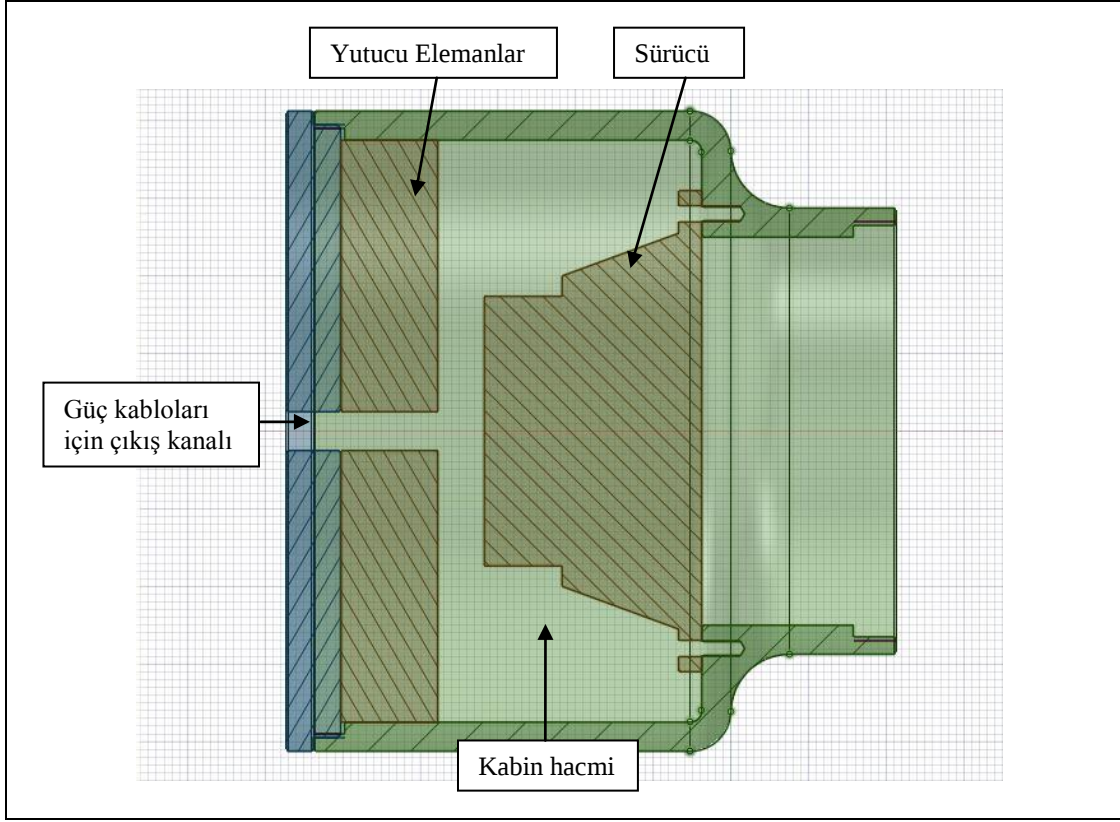


Şekil 4.5 : Akustik sürücünün, direnç ve ses düzeyi eğrileri [19].

4.2.6 Akustik sürücü kabini

Akustik sürücünün yerleşimi Şekil 4.6'da görülmekte olarak kabin içerisine yapılmıştır. Çok yüksek lineerlikte frekans cevabı beklenmediği için kabin hacmi çok

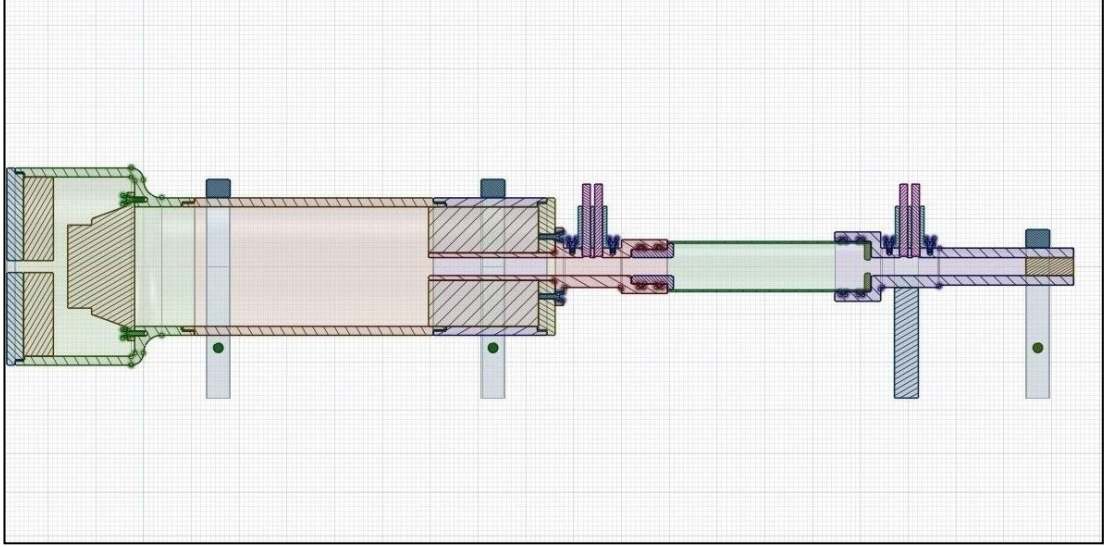
büyük tutulmamıştır. Hacim içerisindeki istenmeyen akustik enerjinin yutulması amacıyla kabin içerisine yutucu elemanlar yerleştirilmiştir.



Şekil 4.6 : Akustik sürücü kabini.

4.3 Sistem Tasarımı

Yapılan seçimler ve oluşturulan düzeneğin tasarımı Şekil 4.7'de olduğu gibidir. Düzeneğin; akustik sürücü, susturucu önceki ölçüm kanalı ve susturucu sonrası ölçüm kanalı olmak üzere üç ana kısım ile tanımlanabilir. Kesit resimde görüldüğü susturucu öncesi ve sonrası ölçüm kanalları susturucu çapına uygun olarak tasarlanmıştır. Ölçümün yapılabilmesi için üretilen beyaz gürültü (*white noise*) daha geniş çapa sahip olan akustik sürücü kısımda oluşturulacaktır.



Şekil 4.7 : Susturucu ses iletim kaybı ölçüm düzeneği CAD modeli.

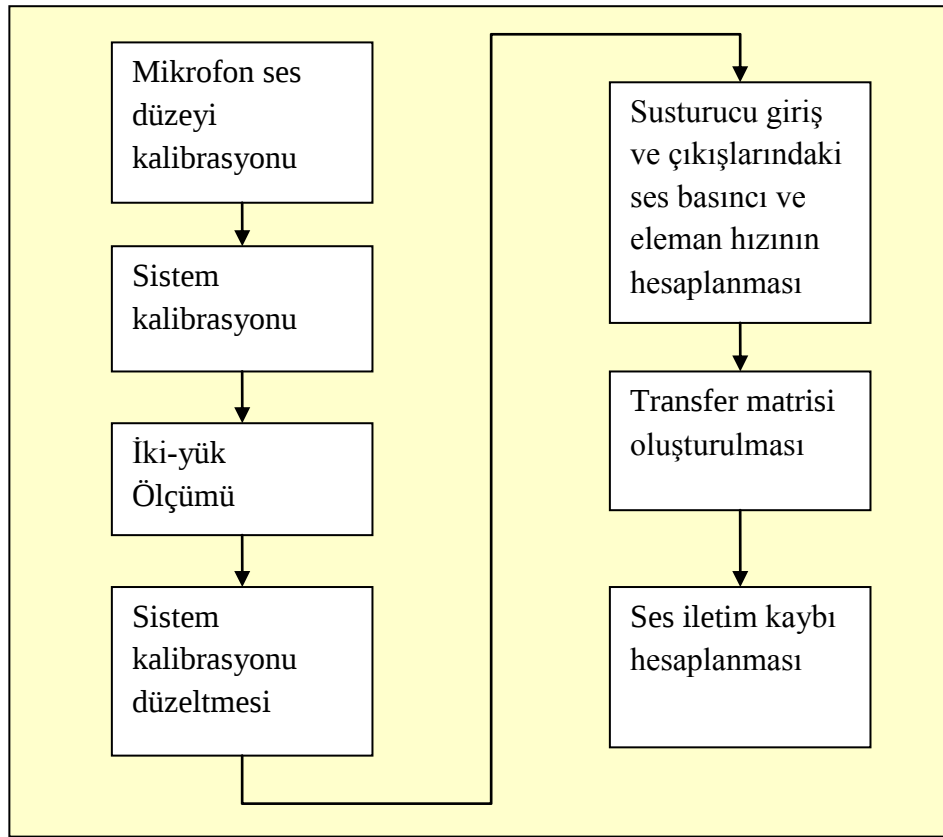
Düzenegın imal edilmiş ölçüme hazır hali ise Şekil 4.8 görüldüğü gibidir. Ölçümlerin yapının çeperi ile etkileşime girmemesi için çelik malzemeden imal edilmiştir. Kanalların iç pürüzlüğünün düşük olması için, yüksek yüzey hassasiyetine sahip honlanmış borular kullanılmıştır.



Şekil 4.8 : Susturucu ses iletim kaybı ölçüm düzeneği imal edilmiş görünümü.

5. ÖLÇÜM ALGORİTMASI

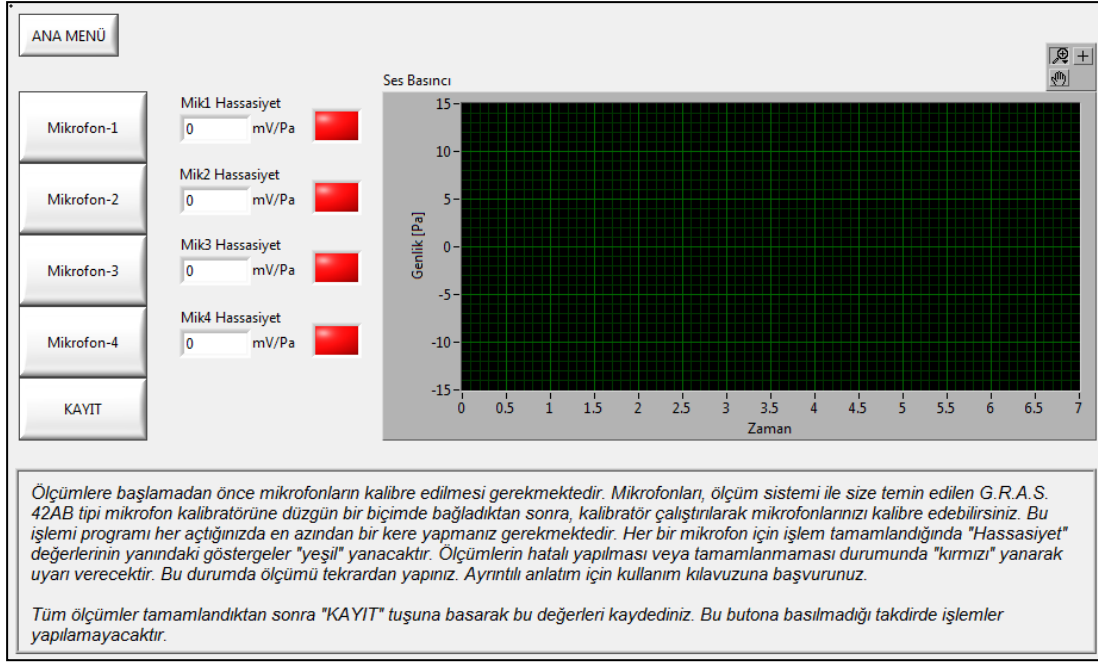
İkinci bölümünde anlatılmış olan iki-yük transfer matrisi yöntemi, oluşturulan ölçüm düzeneği ASTM-E2611 de esas alınarak yazılım ortamına aktarılmıştır. Labview yazılımı ortamında Şekil 5.1'de görülmekte olan işlem akışı ve arayüz oluşturularak düzeneğin yazılımsal alt yapısı hazırlanmıştır.



Şekil 5.1 : Ölçüm düzeneği işlem akışı.

5.1 Mikrofon Ses Düzeyi Kalibrasyonu

Mikrofon ses düzeyi kalibrasyonu el tipi 1000 Hz'te 114 dB ses basıncı düzeyi üreten bir kalibratör ile tüm mikrofonların tek tek kalibre edilmesi şeklinde yapılmaktadır. Şekil 5.2'de görülmekte olan arayüz üzerinden sırası ile kalibre edilecek mikrofon aktif hale getirilmesi sonucunda, kalibratörün oluşturduğu 114 dB ses düzeyi karşılığında mikrofondan RMS-ölçülen voltaj değeri, mV/Pa biriminde hesaplanarak kayıt altına alınmaktadır.



Şekil 5.2 : Mikrofon ses düzeyi kalibrasyon modülü arayüzü.

5.2 Ölçüm Düzenekçi Kalibrasyonu

Kurulan ölçüm sistemindeki bazı geometrik hatalar, mikrofonlar arasındaki faz farkları nedeniyle ölçüm sisteminde mikrofonlar arasındaki transfer fonksiyonlarında bazı hatalar oluşmaktadır. Bu hataları en aza indirmek için, susturucu olmayan düz bir kanal içerisinde, anekoik bitiş durumunda mikrofonlar arasındaki transfer fonksiyonları oluşturarak düzeltme uygulanmalıdır. (5.1)'de verilen ifadede mikrofonlar ilk olarak mevcut konumunda $H^1_{n,ref}$ sonrasında birbirlerinin yerlerine konularak $H^2_{n,ref}$ transfer fonksiyonları hesaplanmaktadır. Sonrasında bu iki transfer fonksiyonu oranından düzeltme transfer fonksiyonu ($H^c_{n,ref}$) elde edilmektedir.

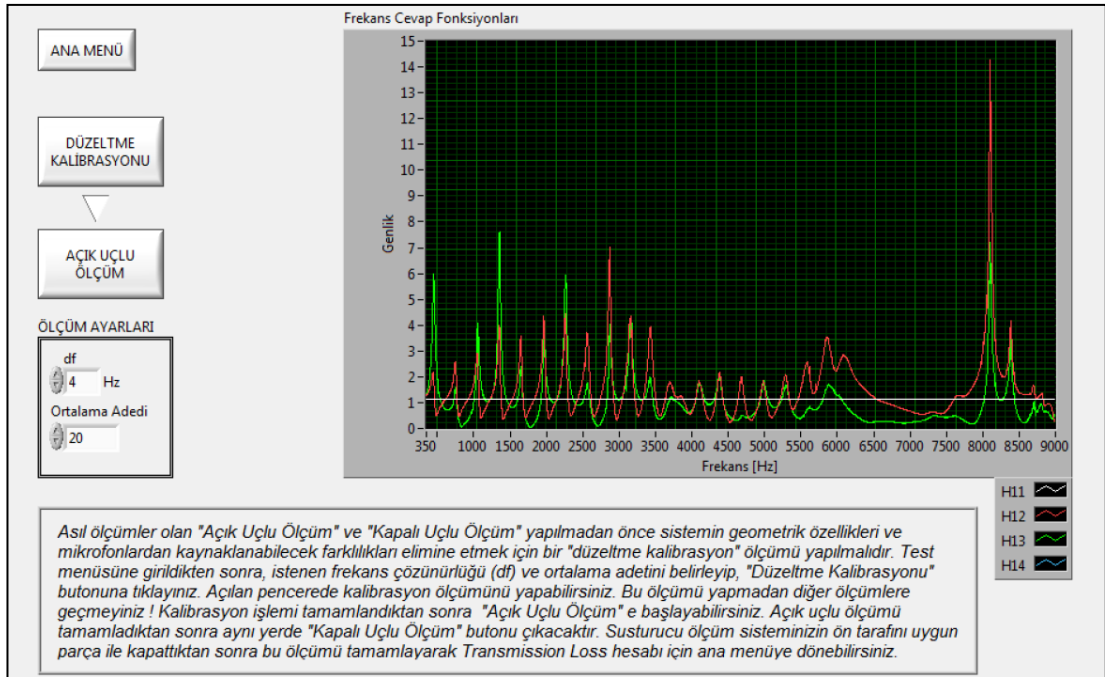
$$H^1_{n,ref} = H_r^1 + jH_i^1 \quad (5.1)$$

$$H^2_{n,ref} = H_r^2 + jH_i^2$$

$$H^c_{n,ref} = \frac{H^2_{n,ref}}{H^1_{n,ref}}$$

5.3 İki-yük Ölçümü

Bu kısımda yapılan ölçüm, düzeneğin ucu açık olduğu ve anekoik olarak kapalı olduğu iki durum için dört mikrofondan veri toplanarak mikrofonlar arasındaki transfer fonksiyonları hesaplanmasıdır. Şekil 5.3 programın arayüzü görülmektedir. İstenilen frekans çözünürlüğü ve ortalama adeti girilmektedir. Böylece her bir ortalama ve toplam ölçüm için gerekli olan süre tespit edilerek ortalaması alınmış transfer fonksiyonları hesaplanmaktadır.



Şekil 5.3 : İki-yük ölçümü modülü arayüzü.

5.4 Ölçüm Düzeneği Kalibrasyonu Düzeltmesi

(5.2)'de her transfer fonksiyonu için hesaplanmış olan $H_{n,ref}^c$ düzeltme transfer fonksiyonlarına bölünerek, düzeneğin geometrik bozuklukları ve mikrofonlar arasındaki faz farklarından kaynaklı hatalar düzeltilmektedir.

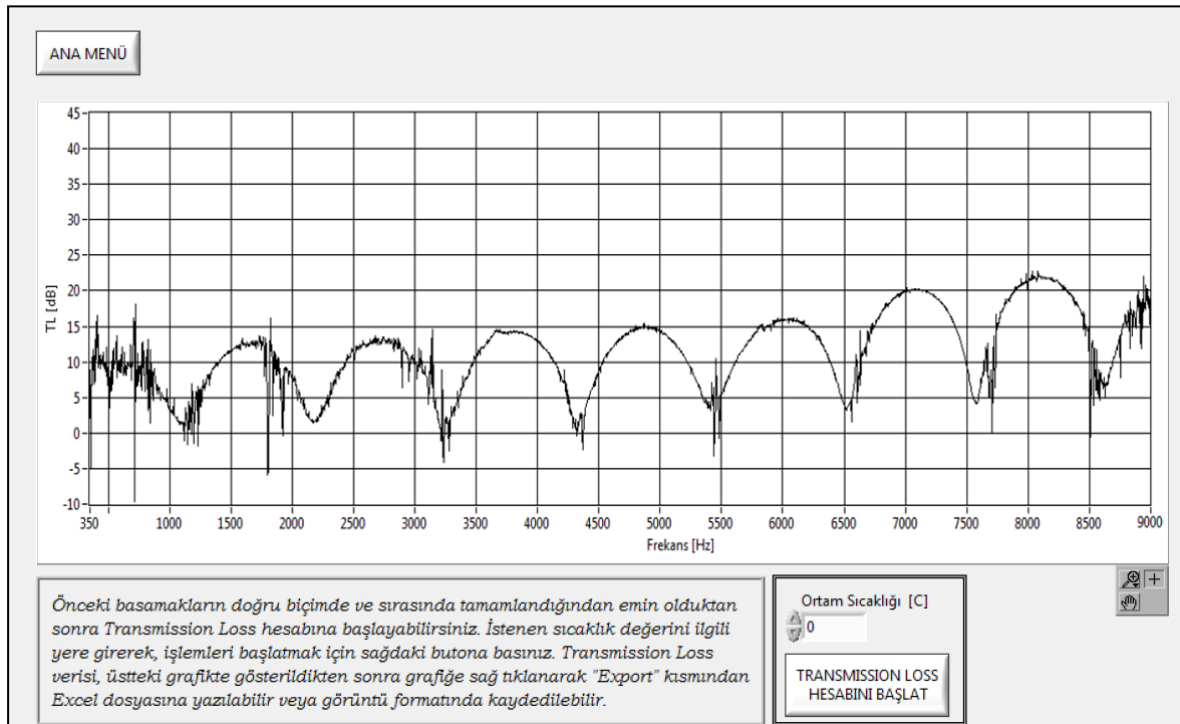
$$H'_{n,ref} = \frac{H_{n,ref}}{H_{n,ref}^c} \quad (5.2)$$

5.5 Susturucu Giriş ve Çıkışlarındaki Ses Basıncı ve Eleman Hızının Hesaplanması

Elde edilen transfer fonksiyonları (2.62) ve (2.63) ifadelerinde yerlerine konularak Susturucu giriş ve çıkışındaki ses basıncı ve eleman hızı değerleri hesaplanmaktadır.

5.6 Transfer Matrisi Oluşturulması ve Ses İletim Kaybının Hesaplanması

Bölümde 5.5'te elde edilen giriş ve çıkıştaki ses basıncı ve eleman hızı (2.64) ve (2.65) ifadelerinde yerine konularak transfer matrisi hesaplanmaktadır. Şekil 5.4'te görüldüğü gibi yazılımın son aşamasında ses geçiş kaybı frekansa bağlı olarak verilmektedir.

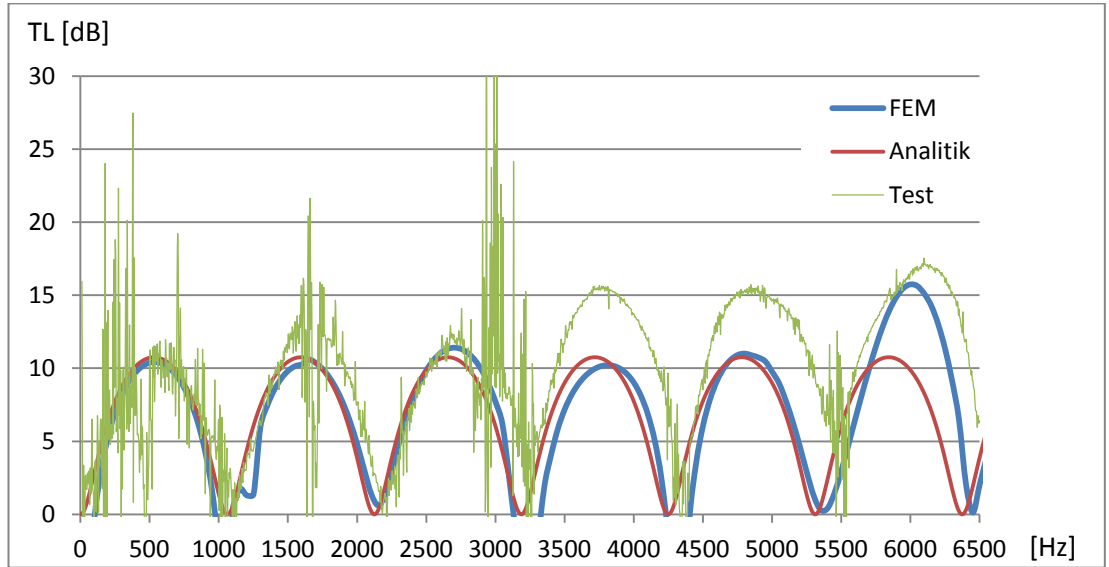


Şekil 5.4 : Ses iletim kaybı modülü sonuç arayüzü.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1 Analitik, Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırması

Yapılan hesaplamalar ve deneysel çalışma sonucunda sayısal, analitik ve deneysel ses iletim kaybı değerleri görülmektedir. Ses iletim kaybının maksimum ve minimum olduğu değerler her üç veri içinde benzer olmakla birlikte, test verisinde ses iletim kaybının yüksek frekanslarda daha fazla olduğu görülmektedir. Bu değişimin frekans arttıkça hava kaynaklı sönümün artışından dolayı olduğu düşünülmektedir. Ayrıca test verisinin bazı frekanslarda doğru olmayan sonuçlar içerdiği görülmektedir. Bunun bazı frekanslardaki S/N oranının düşüklüğünden kaynaklanmakta ve ölçüm ortalaması sayısı artırılarak iyileştirilebilmektedir.



Şekil 6.1 : Örnek susturucu için SEM, Analitik ve Test sonuçlarının karşılaştırılması.

6.2 Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında bir susturucunun ses iletim kaybı ölçümünün yapılabilmesi için gerekli ölçüm düzeneği incelenmiştir. İki-yük transfer matris yöntemine uygun olarak oluşturulan ölçüm düzeneğinde, örnek bir susturucu için yapılan ölçümler

analitik ve sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 6.1'de verilmiş olan karşılaştırma sonucunda, ölçüm sonucunda elde edilen deneysel verinin bazı frekanslarda, analitik ve sayısal çalışma sonuçlarına göre farklılık gösterdiği görülmektedir. Bu farklılığın, S/N oranının düşük olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yeterli doğrulukta bir ölçüm yapılabilmesi için, giriş ve çıkış kanalı üzerindeki mikrofonlardan ölçülen ses basınç düzeyleri her frekansta sistemin gürültü seviyesinin üzerinde olmalıdır. Ancak, sistem içinde oluşan yansımalar nedeniyle bazı frekanslar ses düzeyi ölçülebilir seviyenin altına düşmektedir. Özellikle çıkışta ölçülen sinyal gürültüsü nedeniyle, ölçüm sonuçlarında ses iletim kaybı değerleri anlamsız olabilmektedir. Bu problemin çözümüne yönelik, dört öneri getirmek mümkündür.

1. Düzenek tasarımından kaynaklanan yansımaların en az düzeye indirilmesi
2. Daha yüksek ses düzeylerinde çalışılması
3. Ortalama sayısının artırılması ve yöntemin geliştirilmesi
4. Giriş kanalı üzerindeki ses basıncını düzenleyen aktif çarpan fonksiyonu oluşturulması

Birinci öneri düzenek tasarımındaki yansımaların önlenmesi amacıyla, yapılan çeşitli iyileştirmeleri içermektedir. Bu amaçla bölüm 4.1'de sayısal modelleme çalışmaları yapılmıştır. Ancak, burada tanımlanan yutucu elemanlar gerçek durumdan farklı olarak tam yutucudur. Bu kısımlara yerleştirilmiş yutucu elemanların daha yüksek sönüm kabiliyetlerde seçilmesi önemli bir iyileştirme olacaktır.

İkinci öneri ölçüm konumlarındaki gürültü değerlerinin azaltılması amacıyla daha yüksek ses düzeylerinde çalışmasıdır. Böylece giriş ve çıkış kanallarından ölçülen veri genliği artarken gürültü sabit kalacağı için ölçüm doğruluğu artacaktır. Ancak, bildiğimiz gibi mikrofon ve akustik sürücülerin çalışabilecekleri üst ses düzeyi değeri mevcuttur. Bu değerlerin üzerinde donanımsal hasarlar meydana gelebilir. Bu nedenle limitler doğru tespit edilmelidir.

Üçüncü öneri daha fazla veri üzerinden ortalama alınarak ölçüm sonuçlarının tekrarlanabilir olmasını sağlamaktır. Gürültü, kendini düzenli olarak tekrarlayan bir parametre olmadığından, her ortalama sonucunda alınan ölçüm sonuçları iyileşecektir. Ayrıca, frekans spektrumu hesaplamak için kullanılan zaman

düzlemindeki veriye üst üste bindirme yöntemi kullanılarak ortalama adeti arttırılabilir.

Dördüncü öneri, giriş kanalındaki ses düzeyini tüm frekanslarda benzer hale getirecek şekilde, akustik sürücüye gönderilen sinyalin işlenmesidir. Ses iletim kaybı ölçümü öncesinde yapılacak bir ön ölçüm ile kanal içerisindeki ses basıncı frekans dağılımı tespit edilerek, genliğin düşük olduğu frekans değerinde iyileştirme yapmak için sinyal ilgili frekansta bir çarpan ile arttırılabilir. Ancak, bu tip uygulama için akustik sürücünün çalışma limitleri doğru kontrol edilmelidir.

Tüm bu önerin yanı sıra, tasarımı yapılan düzeneğin, imalat aşamasında mikrofon yuvalarının hassas işlenmesi, kanal içi yüzey hassasiyetinin iyi olması gibi imalata hassasiyetlerine bağlı bazı iyileştirmeler de uygulanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Munjal, M. L.** (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers* John Wiley & Sons, New York
- [2] **ISO 140-3** (1995). Measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 3: Laboratory measurements of airborne sound insulation of building elements, *International Organization for Standards*
- [3] **Chung, J. Y. and Blaser, D. A.** (1980). Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory, *Journal of Acoustical Society of America*
- [4] **Chung, J. Y. and Blaser, D. A.** (1980). Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment, *Journal of Acoustical Society of America*
- [5] **Randall, F. B.** (2002). *Industrial Noise Control and Acoustics*, CRC Press; 1 edition
- [6] **Seybert, A.F. and Ross, D.F.** (1977). Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Twomicrophone Random Excitation Technique. *Journal of Society of America*. Vol. **61**, pp. 1362-1370
- [7] **Lung, T. Y. and Doige, A. G.** (1983). A time-averaging transient testing method for acoustic properties of piping systems and mufflers. *Journal of Society of America*. Vol. **73**, pp. 867-876.
- [8] **Munjal, M. L. and Doige, A. G.** (1990). Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **141(2)** pp. 323-333
- [9] **ASTM E-2611** (2009). Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method
- [10] **Tao, L. Z. and Seybert, A. F.** (2003). A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission. University of Kentucky. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [11] **Saf, O.** (2008). Perforasyonlu Susturucuların Akış Ve Akustik Etkinliklerinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
- [12] **Salissoua, Y. and Panneton, R.** (2009). A general wave decomposition formula for the measurement of normal incidence sound transmission loss in impedance tube, *Journal of Acoustical Society of America*
- [13] **Pierce, A. D.** (1989). *Acoustics – An Introduction to Its Physical Principles and Applications*

- [14] **Abom, M.** (1991). Measurement of the scattering-matrix of acoustical two-ports. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 5(2), pp. 89-104.
- [15] **Url-1** <<http://www.gras.dk>>, alındığı tarih: 14.04.2012
- [16] **Url-2** <<http://www.sfu.ca>>, alındığı tarih: 14.04.2012
- [17] **Alton, F.** (2000). Masters handbook of acoustics, *McGraw-Hill/TAB Electronics 4 edition*
- [18] **MSC** (2010). MD Nastran 2010 Dynamic Analysis User's Guide
- [19] **Url-3** < <http://www.madisound.com> >, alındığı tarih: 14.04.2012
- [20] **Huang, L.** (1999). A theoretical study of duct noise control by flexible panels, *Journal of Acoustical Society of America*
- [21] **Havelock, D., Kuwano, S. and Vorlander, M.** (2008). Handbook of Signal Processing in Acoustics Volume 1, *Springer*
- [22] **Beranek, L.L. and Vér, I.L.** (1992), Noise and Vibration Control Engineering, *John Wiley & Sons*

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Burak ERDAL
Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara,05.06.1985
E-Posta: burdal@hotmail.com
Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Bölümü