

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRANSMİSYON-HAT TİPİ HOPARLÖR
KABİNLERİNİN GEOMETRİ BAĞIMLI
MATEMATİK MODELLENMESİ ve AKUSTİK
FİLTRE TASARIMI**

Makine Yük. Müh. Onur İsmail İLKORUR

FBE Konstrüksiyon Anabilim Dalı Programında Hazırlanan

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 24.03.2006
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail YÜKSEK (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Zerhan YÜKSEL (YTÜ)
Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)
Prof. Dr. Remzi ASLAN (KÜ)
Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ (YTÜ)

İSTANBUL, 2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	7
2. HOPARLÖR KABİNLERİ	9
2.1 Hoparlör Kabini Tasarım Evreleri	13
2.2 Matematiksel Model ile Elektro-Akustik Model Karşılaştırılması	14
2.3 Transmisyon Hat Tipi Hoparlör Kabininin Seçimi ve Karşılaştırmalar	18
3. ÖLÇÜM SİSTEMİ VE KULLANILAN METOTLAR	23
3.1 Clio Ölçüm Sistemi	25
3.2 Clio İle MLS Ölçüm	26
3.3 Clio İle FFT Analizi.....	30
3.4 Clio İle Transfer Fonksiyonun Bulunması	32
3.5 Mikrofonların Yerleşimi ve Ölçüm	32
4. DALGA DENKLEMİ NÜMERİK ÇÖZÜMÜ	37
4.1 Türevin Tanımı	41
4.2 Kısmi Farklar ve Taylor Serileri.....	41
4.3 Dalga Denklemi ve Kısmi Farklar ile İfadesi	44
4.4 Yutucu Sınır Koşulları	46
4.5 Yutucu Sınır Alan ve Nümerik Metoda Uygulanışı	47
4.6 Nümerik Metot Limitleri	54
5. NÜMERİK METOT ile FEMLAB SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	57
5.1 Nümerik Metot ile FemLab Sonuçlarının Karşılaştırma Kriterleri	57
5.1.1 FemLab Modelinin Oluşturulması.....	58
5.1.2 Basınç Okuma Noktaları.....	61
5.1.3 Görsel Sunum	62
5.2 Frekans Cevaplarının Karşılaştırılması.....	63
5.3 Frekans Cevaplarının Uygulama Örneği Üzerinde Karşılaştırılması	67
6. DENEY KABİNİ VE ÖLÇÜM SİSTEMİ	70

7.	GEOMETRİ TABANLI ANALİZ ve AKUSTİK FİLTRE YERLEŞİMİ.....	76
7.1	Akustik Filtre Elemanlarının Frekans Cevabı Üzerine Etkisi	78
7.2	Deney Sonuçları ve Karşılaştırmalar	79
7.3	Filtre ile Elyaf Sönümleyicilerin Frekans Cevabı Karşılaştırması	97
7.4	Test Kabininin Deney İçin Uygunluğu.....	99
8.	AKUSTİK FİLTRELERİN FREKANS CEVABI ANALİZİ	105
9.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER.....	119
	KAYNAKLAR.....	123
	EKLER	128
	Ek 1 Dalga Denklem Çözümünü Gerçekleştiren C++ Dilince Hazırlanmış Bilgisayar Programı	129
	ÖZGEÇMİŞ.....	140

SİMGE LİSTESİ

ζ	Sönüm oranı
ω_n	Doğal frekans
ω_d	Sönümlü sistemin doğal frekansı
c	Sesin havadaki hızı
ρ	Havanın 25°C ve 1atm basınçdaki yoğunluğu
T	Birim boydaki yüzey gerilimi
h	X eksenini doğrultusunda iterasyon adımı
k	Y eksenini doğrultusunda iterasyon adımı
t	Zaman
n	Zamanın nümerik metod karşılığı
E_r	Hata

KISALTMA LİSTESİ

PML	Perfectly Matched Layer
TL	Transmission Line
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
ASA	Acoustical Society of America
AES	Acoustical Engineering Society
MLS	Maximum Length Sequence
FFT	Fast Fourier Transform
ÇDM	Çeyrek Dalga Modeli

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Hoparlörü Oluşturan Elemanlar	9
Şekil 2.2 Hoparlör Yerleşimleri	10
Şekil 2.3 Geniş Düzlem Hoparlör Cevapları	11
Şekil 2.4 Hoparlör Kabin Prensipleri	12
Şekil 2.5 a) Transmisyon Hat b) Horn Tipi Hoparlör Kabinleri	13
Şekil 2.6 Farklı Akustik Filtre Yapıları	15
Şekil 2.7 Akustik Alçak Geçirgen Filtre	16
Şekil 2.8 Elektro-Akustik Filtre Modeli	16
Şekil 2.9 Alternatif Filtre Yerleşimi	17
Şekil 2.10 İki Filtre Arası Ölçüm Farklılığı (Kırmızı Eğri Şekil 2.7'ye aittir).....	17
Şekil 2.11 Transmisyon Hat Tipi Hoparlör Kabinin Parçaları	19
Şekil 2.12 Basınç Dalgasının Hat İçinde İlerleyişi.....	20
Şekil 2.13 Hoparlörün Önü ile Kabin Çıkışı Arasındaki Girişimler	22
Şekil 2.14 Hat Açıklığı ve Kabin Cevapları	22
Şekil 3.1 MLS Sinyalinin Üretimi.....	24
Şekil 3.2 Aliasing Problemi.....	25
Şekil 3.3 Ölçüm Düzeni	27
Şekil 3.4 Ölçümde Kullanılan Amplifikatörün Frekans ve Faz Cevapları.....	28
Şekil 3.5 MLS Ölçüm Uygulaması	29
Şekil 3.6 Filtrelenmiş Zaman Cevabı	30
Şekil 3.7 FFT Metodunda Kullanılan Pencereleler	31
Şekil 3.8 Mikrofonların Yerleşimi.....	33
Şekil 3.9 Mikrofon Yerleşimi.....	33
Şekil 3.10 Farklı Mikrofon Konumlarının Frekans Cevapları	34
Şekil 3.11 2000 Hz'de Yayınım Yapan Bir Hoparlör	35
Şekil 3.12 5000 Hz'de Yayınım Yapan Bir Hoparlör	35
Şekil 3.13 10000 Hz'de Yayınım Yapan Bir Hoparlör	36
Şekil 4.1 Upwinding Kalıp Cevabı.....	38
Şekil 4.2 Lax-Friedrich Kalıp Cevabı.....	38
Şekil 4.3 Lax-Wendroff Kalıp Cevabı.....	39
Şekil 4.4 Leap-Frog Kalıp Cevabı.....	39
Şekil 4.5 Implicit Merkezi Farklar Kalıp Cevabı	39
Şekil 4.6 Crank-Nicolson Kalıp Cevabı	40
Şekil 4.7 Glimm Kalıp Cevabı	40
Şekil 4.8 Birim Eleman Üzerine Etkiyen Kuvvetler	42
Şekil 4.9 Hesaplama Hücresi.....	45
Şekil 4.10 3x3 Boyutlu Matrisin Doğrusal Hale Getirilmesi	48
Şekil 4.11 Yutum Katsayılarının Gösterilişi	50
Şekil 4.12 Zamana Bağlı Basınç Değişimi.....	50
Şekil 4.13 Zamana bağlı U matrisi değişimi	51
Şekil 4.14 Üstel Fonksiyon Yansıma Karakteristiği	52
Şekil 4.15 30. İterasyon İçin Dalga Konumu	53
Şekil 4.16 60. İterasyon İçin Dalga Konumu	53
Şekil 4.17 90. İterasyon İçin Dalga Konumu	53
Şekil 4.18 Örneklem Zamanı ile Frekans İlişkisi	55
Şekil 4.19 565 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası	55
Şekil 4.20 581 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası	56
Şekil 4.21 598 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası	56
Şekil 5.1 Modelde Kullanılan Yüzeyler	59

Şekil 5.2 Sistemin Kesit Görünüşü.....	61
Şekil 5.3 800 Hz için FemLab Çözümü	62
Şekil 5.4 800 Hz için Nümerik Metot Çözümü.....	63
Şekil 5.5 Sistemin Sönüm Karakteri.....	64
Şekil 5.7 Çözüm Düzleminde Dalga Girişimleri.....	64
Şekil 5.7 FemLab ve Nümerik Metot Karşılaştırılması.....	65
Şekil 5.8 FemLab Modeli	66
Şekil 5.9 Ölçüm Sonuçları İle Karşılaştırma.....	67
Şekil 5.10 Uygulama Örneği Kabini	68
Şekil 5.11 Uygulama Örneği Frekans Cevabı Karşılaştırması	69
Şekil 6.1 Deney Kabini Görünümü	70
Şekil 6.2 Hoparlörün Silindire Bağlanması.....	71
Şekil 6.3 Filtre Parçalarının Yerleşimi	71
Şekil 6.4 Parçaların Yerleşimi	72
Şekil 6.5 Ölçüm Mikrofonu ve Farklı Filtre Parçaları.....	73
Şekil 6.6 Deneyde Kullanılan Hoparlör	73
Şekil 6.7 Ölçüm Mikrofonunun Çıkış Sinyali Ölçüm Noktası.....	74
Şekil 6.8 Ölçüm Mikrofonu Giriş Sinyali Ölçüm Noktası	74
Şekil 6.9 Deney Sistemi	75
Şekil 7.1 İdeal Filtre Karakteri	77
Şekil 7.2 6 dB/oktav Filtre Karakteri	78
Şekil 7.3 İçi Boş Silindir	80
Şekil 7.4 İçi Boş Silindir Cevabı	80
Şekil 7.5 İç Çap 70 mm - Merkezden 100 mm Yerleşim.....	81
Şekil 7.6 İç Çap 70 mm - Merkezden 100 mm Yerleşim Cevabı.....	82
Şekil 7.7 İç Çap 70mm - Merkezden 200mm Yerleştirme.....	82
Şekil 7.8 İç Çap 70 mm - Merkezden 200 mm Yerleşim Cevabı.....	83
Şekil 7.9 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 400 mm Yerleştirme.....	84
Şekil 7.10 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 400 mm Yerleşim Cevabı	84
Şekil 7.11 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 500 mm Yerleştirme	85
Şekil 7.12 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 500 mm Yerleşim Cevabı	85
Şekil 7.13 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 600 mm Yerleşim.....	86
Şekil 7.14 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 600 mm Yerleşim Cevabı	87
Şekil 7.15 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 400 mm Yerleşim.....	88
Şekil 7.16 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 400 mm Yerleşim Cevabı	88
Şekil 7.17 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 500 mm Yerleşim.....	89
Şekil 7.18 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 500 mm Yerleşim Cevabı	90
Şekil 7.19 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 600 mm Yerleşim.....	90
Şekil 7.20 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 600 mm Yerleşim Cevabı	91
Şekil 7.21 İç Çap 70 mm - 1. 600 mm 2. 800 mm Yerleşim.....	92
Şekil 7.22 İç Çap 70 mm - 1. 600 mm 2. 800 mm Yerleşim Cevabı	92
Şekil 7.23 İç Çap 70 mm– Merkezden 150, Asimetrik 180 Derece Yerleşim	93
Şekil 7.24 İç Çap 70 mm– Merkezden 150, Asimetrik 180 Derece Yerleşim Cevabı.....	94
Şekil 7.25 İç Çap 50 mm - Merkezden 100 mm.....	95
Şekil 7.26 İç Çap 50 mm - Merkezden 100 mm.....	95
Şekil 7.27 %25 Elyaf Dolu Silindir Cevabı.....	96
Şekil 7.28 %75 Elyaf Dolu Silindir Cevabı.....	97
Şekil 7.29 Boş Boru, Elyaf ve Filtre Frekans Cevapları Karşılaştırması	98
Şekil 7.30 Tek Serbestlik Dereceli Hoparlörün Empedans Cevabı.....	99
Şekil 7.31 Hoparlör Membranının Zamana Bağlı Genlik Değişimi.....	102
Şekil 7.32 Deney Kabinine Monte Edilen Hoparlörün Empedans Grafiği	103

Şekil 8.1 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	106
Şekil 8.2 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzak Filtre Yerleşimi	106
Şekil 8.3 50 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	107
Şekil 8.4 50 mm İç Çaplı Merkezden Simetrik Filtre Yerleşimi.....	107
Şekil 8.5 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	108
Şekil 8.6 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Filtre Yerleşimi.....	108
Şekil 8.7 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	109
Şekil 8.8 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Yerleşim	109
Şekil 8.9 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	110
Şekil 8.10 70 mm İç Çaplı Merkezden Simetrik Yerleşim.....	110
Şekil 8.11 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	111
Şekil 8.12 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 300 mm Uzaklıkta Yerleşim	111
Şekil 8.13 70 mm İç Çaplı Filtre yerleşimi	112
Şekil 8.14 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 300 mm Uzakta Yerleşim	112
Şekil 8.15 50 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	113
Şekil 8.16 50 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Yerleşim	113
Şekil 8.17 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi	114
Şekil 8.18 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 600 mm Uzakta Yerleşim	114
Şekil 8.19 90 ve 180 Derece, 70 mm İç Çaplı Yerleşim	115
Şekil 8.20 70 mm İç Çaplı 90 Derece Açılı Yerleşim	115
Şekil 8.21 70 mm İç Çap, 180 Derece Açılı Yerleşim	116

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Clio Ölçüm Sisteminin Özellikleri	26
Çizelge 3.2 FFT Pencere Uygunluk Koşulları	32
Çizelge 4.1 Sonlu Farklar Yöntemi Hata Oranları	41
Çizelge 7.1 Deney Verileri Tablosu	101

ÖNSÖZ

Bu tez, içine akustik filtre yerleştirilmiş transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin geometri tabanlı modellenmesini amaçlamıştır. Akustik filtrelerin, ticari hoparlörlerde kullanılan elyaf malzemelere göre avantajlı olduğu gösterilmiş ve bunların kullanıldığı kabinlerin frekans cevapları, yazılan C++ kodu ile incelenmeye çalışılmıştır. Hat içindeki ani kesit değişmelerinin, frekans cevabı üzerindeki etkileri transfer fonksiyonları yardımı ile gösterilmeye çalışılmıştır. Kodun oluşturulabilmesi için hiperbolik dalga diferansiyel denklemi, Crank-Nicolson kalıbı ile çözülmüş ve bu kalıbın diğer kalıplara göre üstünlükleri ifade edilmiştir. Kod sonuçlarının değerlendirilmesi FemLab ticari yazılımı ve deney kabini üzerinden alınan ölçümler ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçların FemLab'a göre olumlu ve olumsuz yönleri incelenmiştir. Akustik filtrelerin elyaf malzemesine göre avantajlarının ortaya konmasına ek olarak uygun filtre tasarımına belirleyici kurallar getirilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmada bilgilerini ve tecrübelerini benden esirgemeyen Doç. Dr. İsmail Yüksek ve Yrd. Doç. Dr. Kemal Yüksek'e, tezin gelişimde katkıda bulunan Prof. Dr. Ahmet Güney ve Prof. Dr. Zerhan Yüksel'e teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin modellenmesinde her zaman dirsekler, arka hacmin ses üzerine etkisi, hat açıklıklarının konumlarının frekans cevabına etkileri, hoparlörlerin hat üzerindeki konumlarının duyulabilir bozulmaya etkileri belirsizlik içermektedir. Günümüzde tüm hoparlör tasarım programlarınca kullanılan elektro-akustik benzeşim yöntemi, geometri değişimlerinden kaynaklanan etkileri frekans cevabı üzerine taşıyamamaktadır. Tasarımcı, tasarım programları ile elde ettiği boyutları ne şekilde kabin üzerine aktaracağı konusunda matematik temeli olmayan tecrübelerine güvenmek durumunda kalmaktadır.

Bu çalışmada; transmisyon hat tipi hoparlör kabinleri üzerinde yapılan geometrik farklılıkların frekans cevabı üzerine etkilerinin incelenmesi hedeflenmiştir. Bir çok geometriyi modellemekte yetersiz kalan elektro-akustik yöntem yerine alternatif yollar aranmış ve bilgisayarların gelişen kapasitelerine paralel olarak, sonlu farklar yöntemi ile diferansiyel dalga denkleminin çözümü yoluna gidilmiştir. Yutucu sınır koşulların oluşturulması ile tasarımı üzerinde çalışılan hoparlör kabinin modeli çözüm alanı içinde oluşturularak frekans cevabı incelenmeye çalışılmıştır. Sonuçlar bir ticari yazılım olan FemLab ve test kabini üzerinden yapılan ölçümler ile karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur. Ayrıca, tüm ticari hoparlör kabinlerinde kullanılan elyaf yutucu malzemesi yerine verimi yüksek ve modellenmesi kolay akustik filtre yapıları önerilmiş, elyaf malzemesine göre üstünlükleri şekiller yardımı ile sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Transmisyon hat tipi hoparlör kabini, akustik filtre, dalga denklemi nümerik çözümü, hoparlör kabinlerinin frekans cevapları.

ABSTRACT

The design process of transmission line enclosures always had ambiguous points by means of geometrical terms. The effects of bends, rear chambers, placement of terminus, the placement of the speaker unit on the line on the frequency response was not clear. Today, all the software aimed to model these kinds of loudspeaker enclosures, use electro-acoustic model to simulate the response of the system. It is well know that, electro-acoustic system fails as the geometry gets complicated and can not bring a reasonable result. When the designer is subject to transfer the dimensions from software results to real enclosure, it can be seen that the task has many pitfalls originating from the uncertainties in the geometry.

In this thesis, the influence of geometry over the frequency response has been indicated. In order to achieve this aim, alternative methods to electro-acoustic model has been searched and with parallel to the development in computers, the wave equation has been solved using finite difference method. With the help of absorbing boundary conditions, it was made possible to simulate an enclosure inside the solution field. The results received from the numerical method have been compared both with the commercial software, FemLab and the measurement results taken from the test enclosure. In addition to this, the fiber absorber, which is being widely used in the commercial speakers, has been shown to be less efficient as compared to acoustical filters, which were proposed in this thesis. The results of this search have been put forward with the help of measurement results.

Keywords: Transmission line loudspeaker enclosures, acoustical filters, numerical solution of the wave equation, frequency response of loudspeaker enclosures.

1. GİRİŞ

Bu güne kadar hoparlör kabini tasarımı yüksek matematiğin ağırlıklı kullanıldığı bir alan olmamıştır. İlk radyoların evlere girmesi ile başlayan süreçte herhangi bir tasarım evresinin bulunmadığı bilinmektedir. 1940'lara kadar hoparlör kabinlerinde herhangi bir değişiklik görülmemiştir. Bu yıllarda hoparlörlerin arkaları açıktır ve tüm ses tek sürücü ile oluşturulmaktadır. Sonraları elektronik alanında yaşanan gelişmeler ile hoparlörlerin üretebildikleri frekans bantlarına göre ayrılmaları sağlanmış ve çok yollu hoparlörler gündeme gelmiştir. Bu zamanda dahi, kabin boyutlarının belirlenmesinde herhangi bir sistematik yaklaşım bulunmamaktadır. Bu durum, 1953'de Daniel J. Plach'ın horn hoparlörler ile ilgili bir makalesinin yayımlanması ile son bulur.

Daniel J. Plach hoparlör kabini geometrisinin ses üzerindeki etkilerini bu makale ile ortaya koymaktadır. Plach, kabinin hacmi, hoparlör merkezinin kabin köşelerinden uzaklığı, kabin üzerindeki açıklıkların kesit alanları ve boyları üzerinde çalışarak sürücü ile bağlantılı sonuçlar elde etmeye çalışmıştır. Çalışmasında, hoparlör parametrelerini elektronik devre bileşenleri cinsinden ifade etmekte ve sonuçları elektronik devre analizi metotlarını kullanarak bulmaktadır. Bu makalenin ilginç noktalarından biri de, referanslar kısmının bulunmamasıdır. Fakat makale incelendiğinde elektromanyetik alan teorisinde kullanılan denklemlerin kullanıldığı anlaşılmaktadır. Bu nokta, 1950'lerde hoparlörlerle ilgilenenlerin elektronik kökenli olduğunu göstermektedir.

D. J. Plach'dan sonra H. F. Olson hoparlör membran yapılarının ses üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmaları, hoparlör kabini dış geometrisinin frekans cevabı üzerindeki etkilerinin araştırılması ile kabin tasarımına yönelmiştir. Fakat hoparlör parametreleri ile kabin boyutları arasındaki ilişki henüz kurulmamıştır. Hoparlör parametrelerinin belirlenmesi üzerine ilk çalışmaları J. Robert Ashley ile Mark D. Swan yapmışlardır. 1969'da yayımladıkları makalede, günün gelişen bilgisayar teknolojisini kullanarak hoparlörün mekanik değerlerini ölçmeyi başarmışlardır.

Hoparlör kabini boyutları ile hoparlör parametreleri arasında ilk bağlantıyı kuran Locanthi olmuştur. Fakat, parametrelerin tasarım sürecinde kullanılması konusunda A. N. Thiele öncülük etmiştir. 1971 yılında yayımladığı makalede, günümüzde Bass-Reflex olarak bilinen hoparlör kabinlerinin nasıl tasarlanması gerektiğini, bir hoparlörün parametrelerinin ölçümünden başlayarak ortaya koymuştur. Makalesinde iki yenilik bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, daha önceki çalışmalardan farklı olarak Thiele, hoparlörün mekanik değerlerini

değil, elektro-akustik değerlerini ölçmüştür. Bu değerler mekanikte kullanılan birimlerle değil elektronikte kullanılan birimlerle ifade edilmektedir. Diğer yenilik olarak, hoparlör bileşenlerinin de elektro-akustik elemanlar ile ifade edilmesidir. Böylelikle kabin içinde bulunan boşluk ve kabin ile ilgili parametreler, elektro-akustik devre içine yerleştirilebilmiş ve frekans üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir.

Thiele'nin çalışması hoparlör tasarımı tarihinde bir dönüm noktası olmuştur. Öğrencisi R. Small, Thiele'nin çalışmalarını daha ileriye götürerek hoparlör kabini optimizasyonu ve kapalı kabinler hakkında makaleler yazmıştır. Sonuçta günümüzde istisnasız her tasarımda kullanılan Thiele/Small parametreleri doğmuştur.

Bu parametreler hoparlörün elektronik ve mekanik açıdan performans değerlerini barındırmaktadır. Böylelikle, eşdeğer elektro-akustik devre oluşturulup, bu devrede bileşenler üzerine düşen gerilimler incelendiğinde gerçek ölçümlerde karşımıza çıkan basınç değerleri bulunmaktadır. Elektro-akustik yöntemde, basınç, gerilimle orantılı olduğu için, devrelerin analizinde alternatif akım devre analiz metotları kolaylıkla kullanılabilir.

Fakat, elektro-akustik yöntem her ne kadar basit geometrilerin simülasyonunda başarılı olsa dahi, karmaşık geometrilerde aynı başarıyı gösterememektedir. Thiele ve Small'ın üzerinde çalıştıkları kabinler, yapımı en kolay ve bir rezonatörden oluşan yapılardır. Kabin içinde dönüşler, birden fazla rezonatör ya da daralan-açılan kesitler bulunmamaktadır. Karmaşık durumlar için elektro-akustik benzeşim kurabilmek, rezonatörlerin ya da daralan kesitlerin nerede başlayıp nerede bittiği belirlenemediği için zor olmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin tanıtılmasından 39 yıl sonra 1979'da S. Morita, N. Kyono, S. Sakai ilk olarak horn tipi hoparlör kabinlerini bu yöntemle incelemişlerdir. Horn tipi hoparlör kabinleri, geometrilerinde değişken kesit olması nedeni ile elektro-akustik yöntemle tam olarak modellenememektedir. Bu sebeple, yapılan çalışmada altı farklı horn geometrisi için sonlu elemanlar yöntemi ile elektro-akustik yöntem karşılaştırılmıştır. Altı farklı sistem üzerinden yapılan ölçümler ile sonlu elemanlar yöntemi arasındaki benzerlikler vurgulanmış, elektro-akustik yöntemin zayıf kaldığı noktalar gösterilmiştir.

Ölçüm sistemlerinin iyileştirilmesi ile çalışmalar, sonlu elemanlar yöntemi üzerinde yoğunlaşmıştır. Günümüzde sonlu elemanlar ile hoparlörler, yaygın şekilde olmamakla birlikte, modellenenmektedir. Diğer yandan, hoparlör tasarımı için geliştirilen hazır yazılımlara bakıldığında, hiçbirinin sonlu elemanlar yöntemini kullanmadığı görülür. Bu çalışma için yapılan araştırmada aşağıdaki yazılımlar incelenmiştir.

- Leap Enclosure Shop
- Loudspeaker Lab.
- Loudspeaker CAD.
- HT Audio, Bass Box Pro
- AJ-Horn
- Speak
- Bodzio Software, SoundEasy

Leap Enclosure Shop günümüzde endüstrinin lider yazılımıdır. Fakat o da, diğerleri gibi simülasyon sonuçlarını Thiele/Small parametreleri üzerine dayandırmaktadır. Bu programların referanslarına bakıldığında, piyasanın önde gelen hoparlör kabini üreticilerinin adları görülmektedir.

Hoparlör kabini sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmek istendiğinde, akustik yönü gelişmiş yazılımlar aşağıdaki gibi sıralanmaktadır. Bu yazılımlar doğrudan hoparlör tasarımını hedeflememekle beraber sadece dalga yayılımını çözmeleri açısından bu alanda kullanılabilirler. Endüstrinin önde gelen hoparlör firmalarının yayınlarında bu tür yazılımların kullanıldığına dair bilgilere rastlanılmamaktadır.

- SysNoise
- FemLab
- Ansys

Bu yazılımların her biri sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm gerçekleştirebilmektedir. Sysnoise ile FemLab örnekleri incelendiğinde hoparlör kabinleri kullanılarak hazırlanmış örneklerin bulunması dikkat çeker. Fakat bu konuda bir uygulamaya rastlanmamıştır. Bu uygulamalara daha çok endüstride ihtiyaç duyulmaktadır ve ağırlıklı olarak motorlu taşıt egzoz sistemlerinin modellenmesinde kullanılmaktadır. Motorlu taşıt egzozlarının modellenmesinde sonlu elemanlar yönteminin kullanılması yaygınlık kazanmıştır. Bunun sebeplerinden biri egzoz sisteminin elektro-akustik olarak modellenmesinin mümkün olmamasıdır. Egzoz sistemi içinde sürekli bir akış bulunmaktadır. Fakat elektro-akustik yöntem, içinde akış bulunmayan ve sadece titreşimin olduğu sistemleri modellemekte kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar metodunun kullanılmasının bir diğer nedeni de Munjal tarafından geliştirilen Transfer Matrisi Metodunun karmaşık yapılar için yetersiz kalmasıdır. Perfore, yutucu elemanların egzoz sistemine dahil edilmesi ile denklemler karışık ve çözülmesi zor bir hal almaktadır. FemLab, Sysnoise gibi yazılımlar bu tür durumlar için geliştirdikleri özellikler ile probleme yeterli

çözümü sağlamaya çalışmaktadırlar.

Analitik çözüm alanında, kesiti ani değişmeyen yapılar, Gautier ve Peake tarafından incelenmiştir. Çalışmaları gereğince yayımladıkları makalelerde akış şartı oluşturmuşlardır. Çalışmalarında, içinde akış bulunmayan titreşim durumu için denklemler bulunmamaktadır.

Hoparlörler söz konusu olduğunda matematiğin ve bilgisayar teknolojilerin gelişmelerinden en son faydalanan alan olduğu görülebilmektedir. Sonlu elemanlar metodunun 39 yıl sonra hoparlörlerin frekans cevabı incelenmesinde kullanılması, aslında ticari kuruluşların yatırımın bu yönde az olduğunu gösterir. Diğer yandan günümüzde hoparlörler eskiye oranla daha fazla yerde kullanılmakta ve imalat oranları artmaktadır. Örnek vermek gerekirse, diz üstü bilgisayarlar, ev sinema sistemleri, arabalar, konferans salonları, konser salonları, taşınabilir çoğul ortam oynatıcıları gösterilebilir. Günümüzde imalatın en büyük parametrelerinden biri maliyettir. Maliyetin düşürülmesi amaçlı çalışmalar probleme en uygun çözümün bulunmasını gerektirmektedir. Bu türde yapılabilecek çalışmalar bilgisayar yardımı ile gerçekleştirilebilir. Bu da, hoparlör tasarımında bilgisayar programlarının artan önemini göstermektedir.

Hoparlör kabinlerinin tasarlanmasında kullanılabilecek bir yazılımın gerçekleştirilmesi ve kullanılabilirliğinin gösterilmesi, bu çalışmanın temellerinden birini oluşturmaktadır. Yazılım, diferansiyel denklemlerin nümerik olarak çözülmesi yöntemine dayandırılmıştır. Böylelikle, çalışmaya orijinallik katılması hedeflenmiştir.

1941 yılında R. Courant tarafından sonlu elemanlar yönteminin ortaya konulmasından önce diferansiyel denklemler mühendislik problemlerin çözülebilmesi için kullanılabilecek tek yöntemdi. Bilgisayarların yetersizliği ve algoritmanın bilgisayar diline aktarılması, ekonomik açıdan yetersiz sonuçlar çıkardığı için sonlu elemanlar yöntemi, nümerik metotların önüne geçmiştir. Nümerik metotların teorik geçmişinin daha önceki senelere dayanmasına karşın bilgisayar ortamına aktarılmaları 1960'ları bulmuştur. 1960 ve 1970'lerde birinci dereceden homojen diferansiyel denklemlerin çözümleri bilgisayarlar tarafından yapılmaya başlanmıştır. Bu yıllarda yaygın olarak kullanılan algoritma Yee Sonlu Farklar Metodudur. Hiperbolik dalga denklemi konu olduğunda problemler daha geniş çözüm kümeleri gerektirmektedir. Bu senelerde kullanılan algoritmalar ve bilgisayarlar iki ya da daha fazla dalga boyuna sahip çözüm alanlarının oluşturulmasına imkan vermemekteydi. Çözümün hassasiyeti bir dalga boyunda kullanılan çözüm noktası tarafından belirginlik kazanmaktadır ve 1960 ile 1970 yılları arasında bu sayı 10'u geçmemekteydi. Çözüm nokta sayısının önündeki en büyük engel hafızadır. Çözüm noktaları arttıkça algoritmanın kullanması gereken hafıza miktarı da

artmaktadır. Bu senelerde çözüm alanının yeterli derecede efektif kullanılmaması algoritma tarafında yaşanan bir diğer problemdir. Nümerik metotların ortak problemi hiperbolik dalga denkleminin çözülmesi sırasında, simülasyon alanı sınırlarından kaynaklanan istenmeyen yansımalarıdır.

Geri yansımatsız sınır koşulu problemi ilk olarak 1977 yılında Engquist ve Majda tarafından ortaya atılmıştır. Mathematics of Computation dergisinde yayımladıkları makalede bunun sadece bir boyutta olanaklı olduğunu iki ya da üç boyutlu sistemler için imkansız olduğunu savunmuşlardır. Geliştirdikleri metoda Yutucu Sınır Alan Koşulu (Absorbing Boundary Condition) adını vermişlerdir. Metot çözüm yapılacak bölgenin etrafına yutucu bir alan eklenmesi temeline dayanmaktadır. Her simülasyon adımında bu alan içine, dalganın sınır alana giriş açısına göre gerekli yutumu sağlayacak bir fonksiyonun hesaplanması ve yazılması gerekmektedir. İki, ya da daha yüksek boyutlu çözüm alanlarında, sınıra gelen dalgaların sonsuz sayıda olasılıkta açılara sahip olmaları çözümü imkansız hale getirmekte ve algoritma tek boyutlu sistemler haricinde çalışmamaktadır.

Problem 1988 yılına kadar ilgi çekmemiş, 1988 yılında Bendali ve Halpern, ikinci mertebeden hiperbolik dalga denkleminin mertebesinin düşürülmesi ile problemin basitleşebileceğini bir makale ile ortaya koymuşlar ve dalga denkleminin Maxwell denklemlerine geçişin önemini ileri sürmüşlerdir. Savundukları fikir, birden fazla boyuta sahip problemlerde Maxwell denklemlerinin dalga denklemlerinin yerine kullanılması temeline dayanmaktadır.

1990'lara gelindiğinde bilgisayarların hızlanması ve hafızalarının artması, daha geniş çözüm alanlarının oluşmasına imkan tanımıştır. Bu gelişmeye ek olarak sınırlardaki yansımaların 1994 yılında Berenger tarafından yayımlanan bir makale ile nasıl durdurulacağı tanıtılmıştır. Berenger tarafından ortaya konan Perfectly Matched Layer (PML) metodu, çalışabilmek için özel bir çözüme ihtiyaç duymaktadır. Elektromanyetik dalga teorisinde kullanılan Maxwell denklemleri, dalga denkleminin çözümünde kullanılmaktadır. Bu metot, ikinci mertebeden olan hiperbolik dalga denklemini birinci mertebeye indirerek çözümü kolaylaştırmaktadır. Ayrıca, sınır alanlarına dalgaların yutulabilmesini sağlayacak eksponansiyel fonksiyon değerleri yerleştirmektedir. Böylelikle, dalga PML alanına girdiğinde bu değerler ile çarpılmakta ve nümerik olarak ortadan kaldırılmaktadır.

PML metodunun başarısı ikinci dereceden hiperbolik dalga denklemi için geliştirilen metotlarda yakalanamamıştır. Colonius 1999'da yaptığı çalışmada günün başarılı yutucu sınır algoritmalarını karşılaştırmıştır. Gary Cohen 2002 yılında yayımladığı kitapta, ikinci

dereceden hiperbolik dalga denklemi için yansız sınır koşullarının çözümünde PML kadar başarılı olmayan nümerik metotları konu almıştır. Cohen bu metotlar içinde öne çıkan bir tanesi üzerinde örnek çalışma yürütmüştür. Bu çalışmada ikinci mertebeden bir hiperbolik dalga denklemi iki farklı şekilde hazırlanmıştır. Bu denklemlerden birisi sönümlü olarak hazırlanmış ve çözüm alanı sınırında çalışmak üzere programa dahil edilmiştir. Çözüm sırasında sınırlara yaklaşan dalgalar sönümlü dalga denklemi ile işlem görmektedir. Sonuç olarak, dalganın çözüm alanına geri yansması engellenmeye çalışılmaktadır. Cohen, bu noktada sönümsüz çözümden, sönümlü çözüme geçilen çizgide istenmeyen bir yansıma olduğunu göstermiş ve diğer çözümlere göre bu çözümün üstünlüğünden bahsetmiştir.

Bu çalışmada, Cohen'in çalışmasında sunduğundan farklı bir yöntem geliştirilerek sınırlarda yansımaların önüne geçilmeye çalışılmıştır. Ölçüm hassasiyetinin altında alınan sonuçlarla, simülasyon sonuçlarının, çözüm alanı sınırlarından yansıyan istenmeyen dalgalarla etkilenmesinin önüne geçilmiştir. Getirilen çözüm, sınır alanı ile çözüm alanı arasındaki geçişte hiçbir geri yansıma yapmamaktadır. Diğer yandan sınırlardan yansıyan dalgaların genlikleri ölçüm sistemi toleranslarının altında kalması nedeni ile ihmal edilmiştir.

Güncel bilgisayarların hızları ve hafıza sınırları, karmaşık yapıdaki akustik elemanların simüle edilmesini ve problemlerin makul zaman dilimi içinde çözülebileceği nümerik çözüm alanları yapılmasını mümkün kılmaktadır. Teknolojinin verdiği bu imkanı kullanarak ikinci dereceden hiperbolik dalga denkleminin akustik problemlerin çözümünde kullanılmasında hiçbir engel bulunmamaktadır. Bu güne kadar yapılmış çalışmaların bir devamı olarak ikinci mertebeden hiperbolik dalga denklemi transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin modellenmesinde kullanılmıştır.

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin geçmişleri 1970'lere dayanmaktadır. Fakat bu hoparlör kabini prensibi gerektirdiği matematiksel çalışma nedeni ile en yavaş gelişen dal olarak kalmıştır. Thiele/Small parametreleri ile yapılan simülasyonların yetersiz kalması ile 2000 yılında Martin J. King tarafından tekrar ele alınana kadar herhangi bir çalışmaya konu olmamıştır. Martin J. King, transmisyon hat tipi hoparlör kabinin bölümlerini elektro-akustik elemanları, gerçek ölçümlere göre tekrar düzenleyerek kullanmaya çalışmıştır. Sonuçlarını gerçek ölçümlerle karşılaştırmıştır. Olumsuz ve olumlu noktalara dikkat çekmiştir.

Günümüzde bu tür hoparlör kabinini geometri bağımlı modelleyebilen bir yazılım bulunmamaktadır. Tasarımcı, kabin ile ilgili, hat kesiti, hat boyu, genişleme hacmi gibi geometrik parametreleri belirledikten sonra bunları ne şekilde gerçek hayata aktarması

gerektiği konusunda belirsiz bir sürece girmektedir. Hoparlör kabinlerinin tasarımında kullanılan yazılımlar belirli kalıplara sokulmuş transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerini Thiele/Small parametrelerine dayanarak modellemeye çalışmaktadırlar. Ölçümlerle büyük farklılıklar içeren bu simülasyon sonuçları kullanılabilir olmaktan uzaktır. Genellikle alçak frekanslara inen hat boyları 1 metrenin üzerinde olması nedeni ile modern evlere sığmaları konusunda sıkıntılar yaşanmaktadır. Bu nedenle, hatların kendi üzerlerine katlanarak yerden kazanma yoluna gidilmektedir. Böyle durumlarda, hattın açıklığı ile hoparlörün bulunduğu düzlem arasında farklı uzaklık olasılıkları doğmaktadır. Hattın açıklığı hoparlörün önünde olabileceği gibi arkasında da bırakılabilir. Endüstride her iki uygulamaya rastlamak mümkündür. Fakat hangisinin neden tercih edildiği hiçbir zaman net olarak ortaya konamamakta ve kararlar dinleme sonuçlarına göre belirlenmektedir. Diğer yandan, günümüz literatüründe ve tüm yazılımlarda, transmisyon hattının içinde oluşan durağan dalgaların sönmülenebilmesi için fiber sönmüleyici kullanıldığı ifade edilmektedir. Bazı simülasyon yazılımlarında zorunlu tutulan bu uygulama hoparlörün alçak frekans cevabını olumsuz etkilemektedir. Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerin en büyük sorunu olan alçak frekans cevabının iyileştirilebilmesi için bu çalışmada akustik filtre kullanımı önerilmiş ve fiber yutuculara göre üstünlükleri ortaya konmuştur.

1.1 Tezin Amacı

Yukarıdaki genel tanımlamalar ışığında çalışmanın hedefleri aşağıdaki gibi listelenebilir;

- Transmisyon Hat tipi kabinlerin ses kalitelerini koruyarak veriminin artırılması
- Elyaf görevini yapacak, verimi yükseltecek alternatif yapı aranması
- T/S parametreleri ile Elektro-Akustik benzeşim kullanılarak modellenemeyen geometrik unsurların dahil edilebileceği bir modelin oluşturulması
- Geometri tabanlı matematiksel modelleme için uygun yöntemin belirlenmesi
- Otaya çıkarılacak Elyaf alternatiflerinin performans değerlendirmelerinin yapılabileceği test ortamının oluşturulması
- Karşılaştırmalı sonuçların sunulması ve verimi yüksek yapının belirlenmesi

Ekeltro-akustik benzeşimde yaşanan hacim belirsizlikleri ve sürekli sistemlerin modellenmesinde yaşanan sıkıntılar, elyaf malzemesinin verimi düşüren bir unsur olduğunun bilinmesi, uygun akustik filtrenin tasarlanmasına zemin hazırlamaktadır. Tasarımın gerçekleştirilmesi ve birçok filtrenin denenmesi için işlemleri hızlandıracak bir yazılıma ihtiyaç duyulmuştur. Sonlu elemanlar yönteminde sınır şartları fiziksel temellere

dayanmaması ve nümerik ortamda gerekli değişikliklerin yapılması nedeni ile tercih edilmemiştir. Matematiksel yöntem ile de işlem yükünü artacağı ve birçok filtrenin denenmesin uzun zaman alacağı görülmüş olup dalga denklemlerinin nümerik metotla çözümlmesine karar verilmiştir.

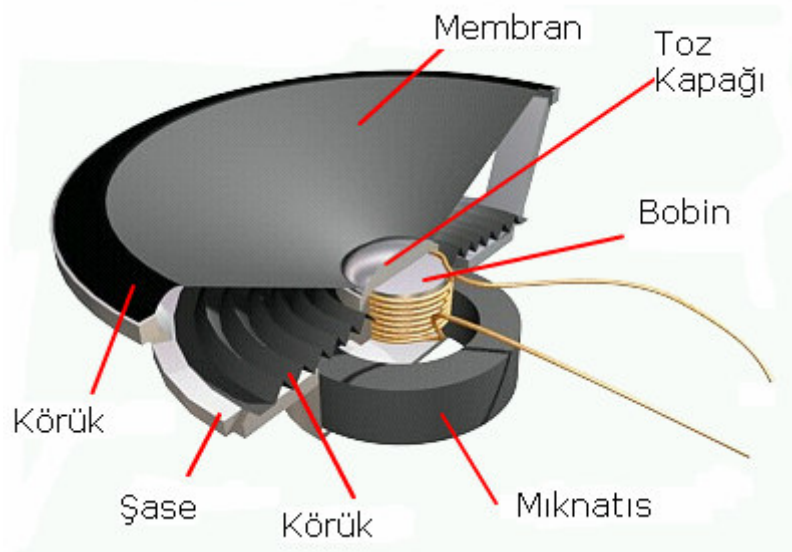
Nümerik metotla elde edilen grafiklerde görülen tepelerin test kabini içinde oluşan rezonanslara ait oldukları bilinmektedir. Kabin içinde rezonansın oluşması, kabin dışına yayılan akustik enerjinin azalmasına neden olmaktadır. Geliştirilen akustik filtre ile istenilen frekans bölgesinde kabin içindeki rezonansların ortadan kaldırması hedeflenmiştir. Transmisyon hat kabinlerinde boyuna durağan dalgalar oluşabileceği gibi kesitin geometrisi ile orantılı olarak enine durağan dalgalar da oluşmaktadır. İstenilen, enine durağan dalga oluşabilecek en düşük frekansın altında bulunan düzlemsel durağan dalgaların önlenmesidir. Nümerik metot sonuçları incelenirken, test kabinin enine durağan dalgaların en düşük oluşma frekansı olan 860 Hz'in altında rezonans tepesi bulunmayan filtreler aranmış ve belirli geometrik yapıya sahip filtrelerin, verimi düşürmeden bu koşulu sağladığı görülmüştür. Belirlenen geometrik yapıya sahip akustik filtrelerin transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde elyaf yerine kullanılabilir olduğu, karşılaştırmalı sonuçlar ile ortaya konmuştur.

Çalışmanın hedefine ulaşabilmesi açısından öncelikle tüm hoparlör kabin prensipleri incelenmiş ve geçmişte yapılan çalışmalar göz önüne alınmıştır. Sonuçlar, Bölüm 2'de verilmiştir. Çalışmada geliştirilecek nümerik metodun gerçek ölçümlerle olan ilişkisinin belirlenebilmesi amacı ile ölçüm sistemi belirlenmiş ve sistemin nasıl çalıştığı, Bölüm 3'de verilmiştir. Nümerik metodun oluşturulması için gerekli olan matematiksel temel, Bölüm 4'de incelenmiştir. Bu bölümde, ayrıca nümerik metodun bilgisayar koduna çevrilmesi üzerinde durulmuştur. Bölüm 5'de oluşturulan nümerik metod ile ticari yazılım arasında karşılaştırmalar verilmiştir. Bölüm 6'da üzerinden ölçümlerin toplanacağı test kabini tanıtılmıştır ve ölçümlerin ne şekilde yapıldığı belirtilmiştir. Bölüm 7'de nümerik metot, ticari yazılım ve ölçüm sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bölüm 8'de elyaf yutucu malzeme ile akustik filtrelerin performansları kıyaslanmıştır. Değerlendirme sonuçları Bölüm 9'da verilmiştir.

2. HOPARLÖR KABİNLERİ

Hoparlör kabinleri ile ilgili makaleler bilimsel dergilerde 1950'li yıllarda görünmeye başlamıştır. Bu senelerde evlerde kullanılan ses sistemlerinde kalite artırma çalışmaları hız kazanmış ve ses kalitesi diğer ürünler ile kıyaslanabilecek bir kriter olarak ele alınmaya başlanmıştır. Bunun üzerine ses sistemleri endüstrisi gelişmiş ve yerleşik bir terminoloji ihtiyacı ortaya çıkmıştır. AES hoparlör kabinleri ile ilgili makalelerin bir araya geldiği bir merkez konumunu almıştır ve konu ile ilgili standartların belirlenmesinde öncü rol oynamıştır. 1953 yılında yayımlanan ilk dergiden bu yana, hoparlör ve kabini tasarımında konulmuş kilometre taşları bu dergi ile bilim dünyasına duyurulmuştur. Hoparlör ve hoparlör kabini imalatı bir sektör olmaya başladıktan sonra dergi önem kazanmış ve tüm disiplinleri bünyesinde barındırmaya başlamıştır.

Hoparlör kabini tasarımı bir ihtiyaç ile ortaya çıkar. Bu ihtiyacın temelinde boyut problemi yatmaktadır. Boyutun bir problem olduğunu anlayabilmek için öncelikle hoparlörü oluşturan bölümlerin incelenmesi gerekir. Şekil 2.1'de hoparlörü oluşturan temel parçalar gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Hoparlörü Oluşturan Elemanlar

Membranın, bobinden geçen akım ile hareket ettirilmesi sonucunda ortamda basınç farklılığı oluşturulmaktadır. Membranın bir yöne doğru yaptığı hareket, o yöndeki hava partiküllerini sıkıştırmaktadır. Diğer yöndeki hava partikülleri ise daha geniş bir alana yayılmak zorunda kalmaktadırlar. Bu sebeple membranın ilerlediği yönde basınç artarken, diğer yönde vakum etkisi olmaktadır. Sonuç olarak basıncın yüksek olduğu noktadan düşük olduğu noktaya bir

akım oluşacaktır. Bu hava akımı mevcut olan en kısa yolu takip etmek durumundadır. Böyle bir durumda hoparlörün açıkta çalıştırılması ortaya istenilen düzeyde basıncın çıkmasını engelleyecektir. Özellikle uzun dalga boyuna sahip frekanslarda bu durum daha belirgin bir hal almaktadır. Kısa dalga boyuna sahip yüksek frekanslar hoparlörün çevresinden dolanamadıkları için akustik olarak kısa devre olmayacaklar ve ortama yayılabileceklerdir. Fakat uzun dalga boyuna sahip alçak frekanslar hoparlörün çevresini dolanacak kadar uzun dalga boyuna sahip oldukları için, ortama yayılma fırsatı bulamadan kendileri ile sönümlenirler. Eğer hoparlörün önü ile arkası arasındaki mesafe biliniyorsa, akustik kısa devrenin olacağı frekans aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$f = \frac{c}{2 \cdot l} \quad (2.1)$$

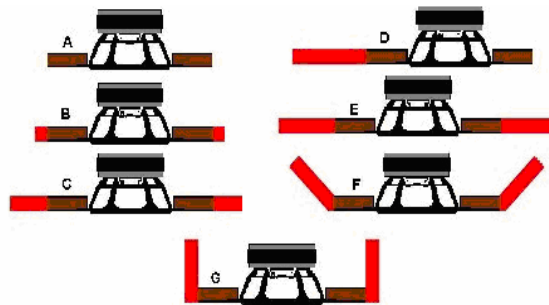
f : Frekans [Hz]

c : Sesin Havadaki Hızı [m/sn]

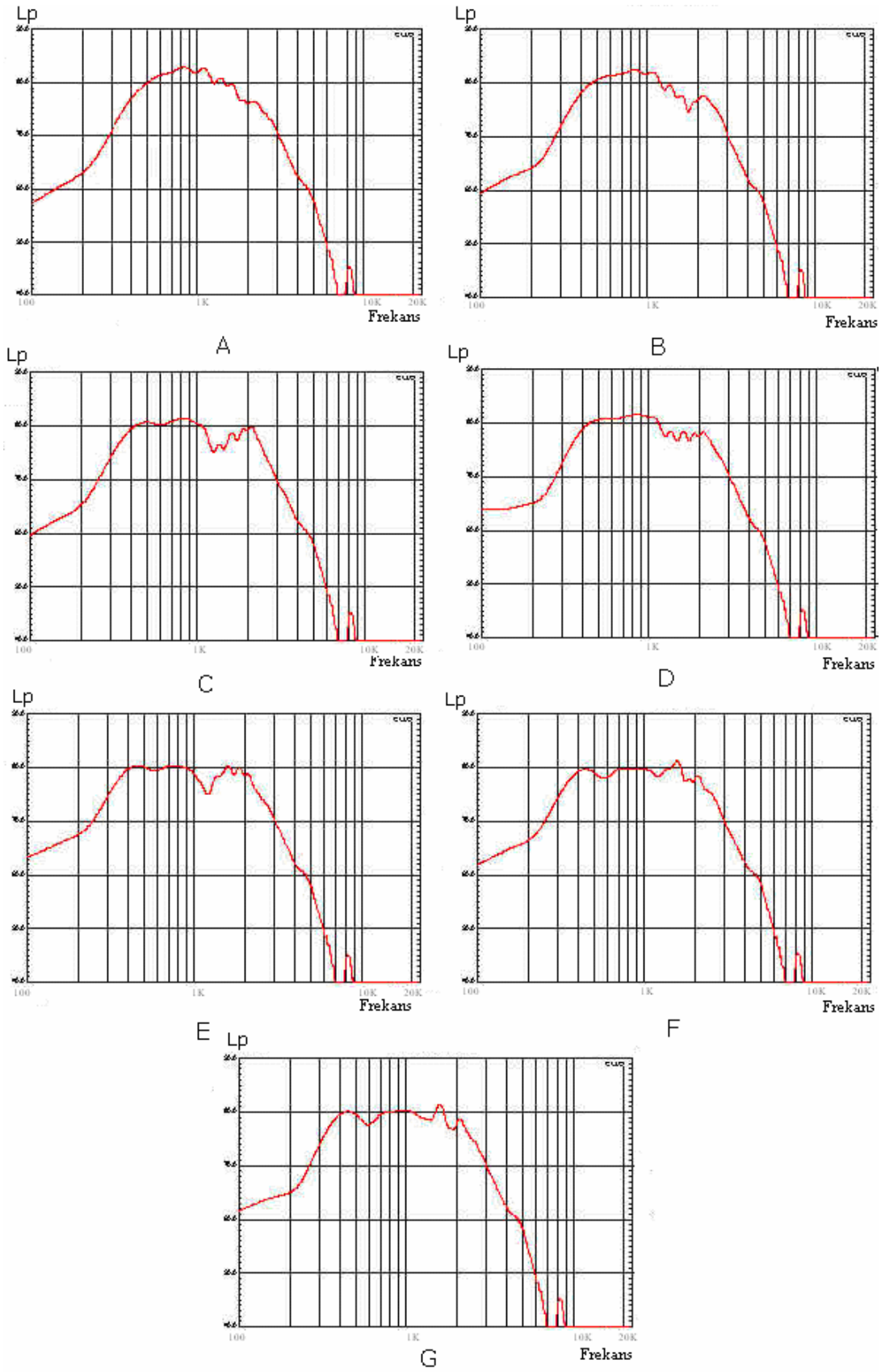
l : Çevre uzunluğu [m]

Frekans sesin havadaki hızının dalga boyuna oranı olduğu için hoparlörün önünde bulunan merkezi ile arkadaki merkezi arasındaki uzaklığın toplamı bir dalga boyu oluşturacaktır. Eğer "l" hoparlörün önünde ya da arkasında bulunan merkez ile en kısa kenar arasındaki mesafe ise, bu uzunluğun iki katı kısa devrenin olacağı dalga boyuna eşit olmaktadır.

Belirlenecek frekansın altında, hoparlör 6 dB/oktav'lık oranla azalan bir düşüş gerçekleştirir. (Leach, 2003) Sözü edilen akustik kısa devrenin oluşmaması için ilk olarak geniş ve düz paneller kullanılmıştır. Bu tür panel uygulamaları 1940'lı yıllarda imal edilmiş salon radyolarında ya da müzik kutularında kullanılmıştır. (Olson, 1940) Olson, "Acoustical Engineering" adlı kitabında, düz panel uygulamaları ile ilgili çalışmalarının frekans analizleri sonuçlarını ortaya koymuştur. Bunlar laboratuvar ortamında tekrarlanarak aşağıdaki Şekil 2.2'de verilmiştir.

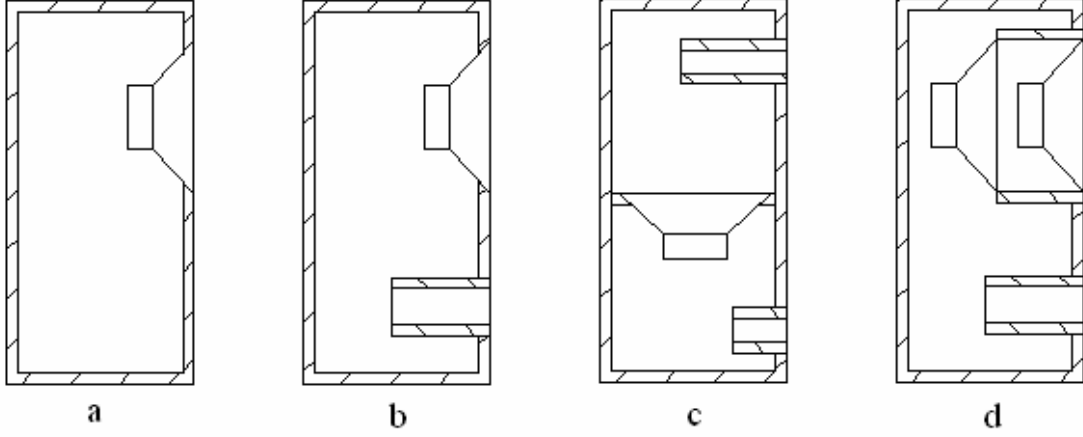


Şekil 2.2 Hoparlör Yerleşimleri



Şekil 2.3 Geniş Düzlem Hoparlör Cevapları

Denklem (2.1)'den hesaplanacağı gibi bir hoparlörden 20 Hz frekansının alınabilmesi için düzlem boyutunun 8.6 metre olması gerekmektedir. Böyle bir boyutun modern evlere sığması mümkün olmadığından farklı yöntemlerde hoparlör kabinleri ortaya atılmıştır. Başlıca hoparlör kabini çeşitleri, Şekil 2.4'deki gibi sıralanabilir;



Şekil 2.4 Hoparlör Kabin Prensipleri

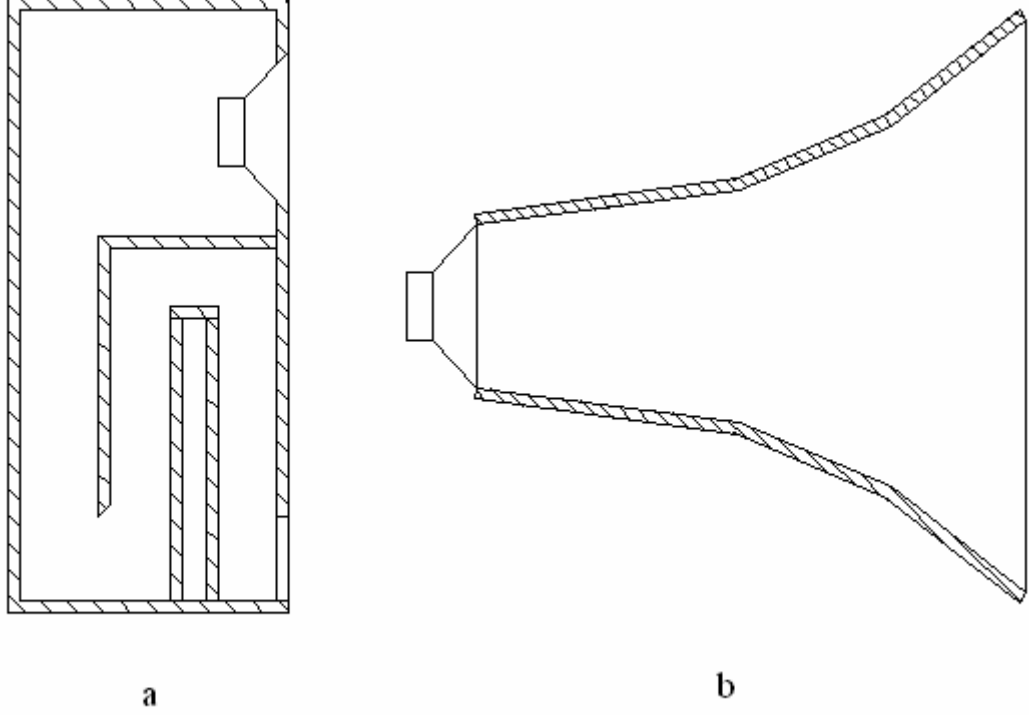
Şekil 2.4'de verilen hoparlör kabin prensipleri aşağıdaki gibi adlandırılır.

- a) Akustik Kabin (Sealed Enclosure)
- b) Bass Refleks
- c) Band Geçirgen (Band Pass)
- d) Eş Basıncılı (Isobaric)

Bütün kabin prensiplerinde amaç hoparlörün alçak frekans cevabını iyileştirmektir. Bu ise, hoparlörü, yayınımlı yaptığı ortamdan izole ederek başarılmaya çalışılır. Böylelikle ideal hal olan 8 metre genişliğe sahip düzlem kabine yaklaşılmış olunur. İdeal olarak düz panelin seçilmesi, hoparlörün bu yapıda herhangi bir ek akustik yük ile karşılaşmamasından kaynaklanır. (Leach, 2003) Diğer tüm prensipler incelendiğinde, frekansa bağlı olarak değişen kompleks yükler hoparlör konisini olumsuz etkilemektedir. Portların frekansa bağlı olarak değişen akustik dirençleri bu duruma bir örnek olarak verilebilir. Ayrıca, hoparlörden kabin içine yayılan dalgalar, kabin duvarlarından yansımakta ve hoparlöre geri dönmektedir. Kabin içi yansımaların iki olumsuz noktası bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, durağan dalgalar nedeni ile kabin duvarlarının titreşmesi sonucunda istenmeyen seslerin dinleme odasına yayılması, diğeri ise, kabinin en ince cidarı olan hoparlör membranından geçen yansımaların dinleme ortamına yayınımlıdır. Yansımalar Bass Refleks, Band Geçirgen, Eş Hacimli ve

Akustik kabinlerde önem kazanmaktadır.

Horn ve Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde sürekli sistemin olumsuz yanları ses üzerine etki etmektedir.



Şekil 2.5 a) Transmisyon Hat b) Horn Tipi Hoparlör Kabinleri

Alçak frekans hedeflenerek tasarlanmış Transmisyon Hat ve Horn tipi hoparlör kabinlerinde amaç, belirli miktarda havayı hareket ettirebilen hoparlör membranının kapasitesini arttırmak ve daha büyük bir hava hacmini hareket ettirmesini sağlamaktır. Böylelikle alçak frekanslarda daha yüksek ses seviyelerine ulaşılması teorik olarak mümkün olmaktadır.

2.1 Hoparlör Kabini Tasarım Evreleri

Hoparlör kabinlerinin alçak frekans cevaplarının iyileştirme çalışmaları 1955’de darbe girişi testlerinin duyum üzerindeki etkilerini araştıran deneyle başlamıştır. Corrington, frekans cevabında bulunan tepe ve çukurların dinleyiciler tarafından hoş karşılanmadığını makalesinde belirtmiş ve bu konuda ilk yaklaşımı göstermiştir.

1957’de E.M. Villohur alçak frekans hoparlör kabini performans değerlerini; harmonik distorsyon, kabinin yayınım yaptığı frekans bandı genişliği ve frekans bandında dB ölçeğine

göre görülen düzensizlikler olarak ele almıştır. Bu değerlerin karşılıklarını hoparlörün mekanik modeli üzerinde göstermiştir.

Faz ve gecikme bozulması kavramları ilk olarak R.H. Small tarafından 1971'de ortaya konmuştur. Bu noktadan sonraki gelişmeler hoparlör kabinleri ve matematiksel modelleri üzerine yoğunlaşmaktadır. A.N. Thiele 1971'de bir dizi makale yayımlayarak bass refleksi kabinlerin ne şekilde tasarlanması gerektiğini göstermiştir. Çalışması akustik elemanların elektriksel elemanlarla gösterildiği elektro-akustik modelleme üzerine dayanmaktadır. 1972'de R.H. Small aynı prensip ile akustik kabin prensibini modellemiştir. Bu noktadan sonra önemli bir gelişme olarak kabin içine yutucu malzemelerin yerleşimi gösterilebilir. 1976'da L.J.S. Bradburry kabin içine yerleştirilen fiber yutucu malzemenin elektro-akustik elemanlar kullanılarak modelini gerçekleştirmiştir.

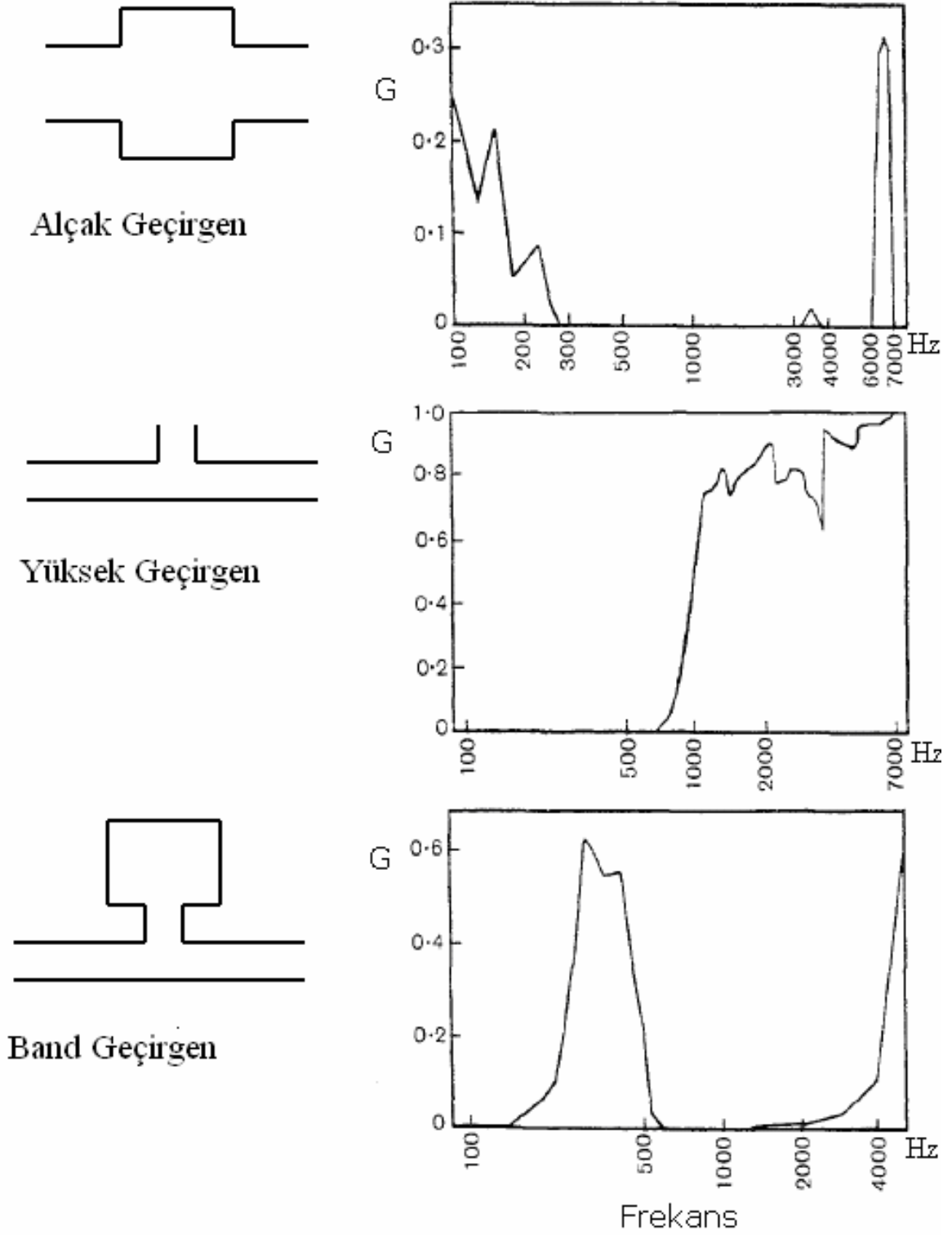
1976'da ölçme sistemlerinin gelişmesi ile matematiksel horn modeline ilk adım atılmıştır. I. Nomato et al. bir horn hoparlörden yayılan basınç dalgalarını laboratuvarında geliştirdiği test sisteminde gözlemlemiş ve sonuçlarını makalesine aktarmıştır. Nomato'nun deney sonuçlarını doğrulamak için kullandığı matematiksel model tek tarafa doğru yayılımın incelendiği bir modeldir. 1980 ve 1983 yıllarında horn hoparlörlerin frekans cevabı sonlu elemanlar yöntemi ile Morita et al. tarafından incelenmiştir.

1955 yılından sonra yayımlanan makaleler ile geliştirilen bir terminoloji hoparlör tasarımcıları arasında kabul görmüştür. Günümüzde bir hoparlör için uygun kabin tasarlanmadan önce hoparlörlerin Thiele/Small parametreleri ölçülmektedir. Bu parametreler elektro-akustik modellerin temelini oluşturmaktadır ve frekans cevabı, faz cevabı, grup gecikmeleri, tasarlanan hoparlör kabini için elektro-akustik elemanları ile uygun şekilde bir araya getirilmesi ile elde edilmektedir. Bu çalışma tamamı ile matematiksel ifadelerle dayandığından klasik elektro-akustik yöntemde kullanılan terimlere yer verilmemiştir.

2.2 Matematiksel Model ile Elektro-Akustik Model Karşılaştırılması

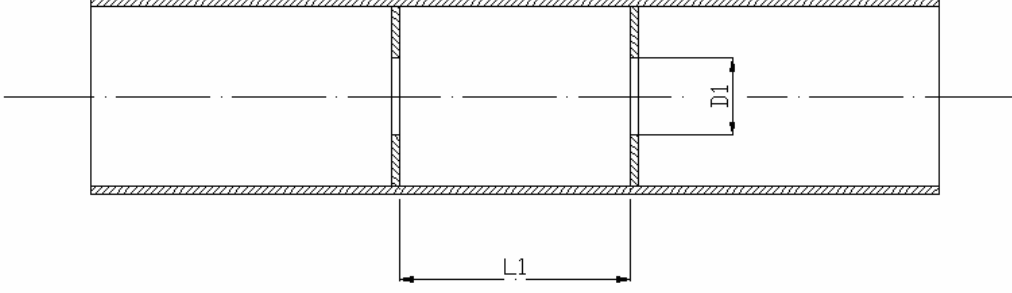
Günümüze kadar yapılan elektro-akustik modeller karmaşık geometrilerin simüle edilmesinde bazı yetersizlikler göstermektedirler. Geometri tabanlı ortaya çıkan problemler sonuçlarda sapmalara neden olmaktadır. Böyle bir probleme örnek olarak akustik filtreler verilebilir.

Akustik filtreler farklı yapılarda olabilirler. Değişik yapıdaki filtreler Şekil 2.6'da verilmiştir.



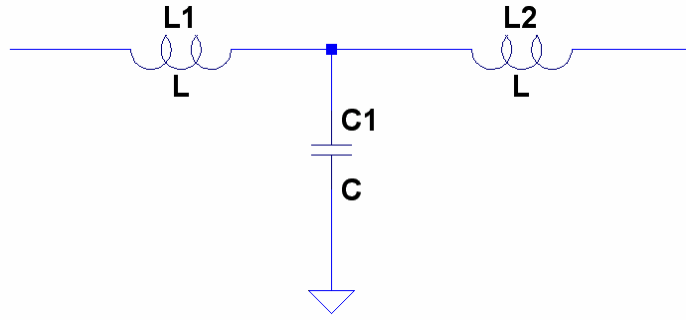
Şekil 2.6 Farklı Akustik Filtre Yapıları

Şekil 2.6'da verilen düşey eksen geçirgenlik katsayısı değerini göstermektedir, yatay eksen logaritmik olarak frekansı göstermektedir. Bölüm 5'de kullanılacak filtre yapısı Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7 Akustik Alçak Geçirgen Filtre

Filtre dairesel kesitli transmisyon hattı içine yerleştirilmiştir. Ortalarında D_1 çapında boşluk bulunan dairesel kesitli iki disk birbirlerinden L_1 mesafe ile yerleştirilmiştir. Böylelikle iki disk arasında sıkıştırılabilir hacim oluşturulmuştur. Leach ve Beranek bu yapıyı farklı şekillerde ele almışlar, fakat aynı elektro-akustik benzeşime ulaşmışlardır.



Şekil 2.8 Elektro-Akustik Filtre Modeli

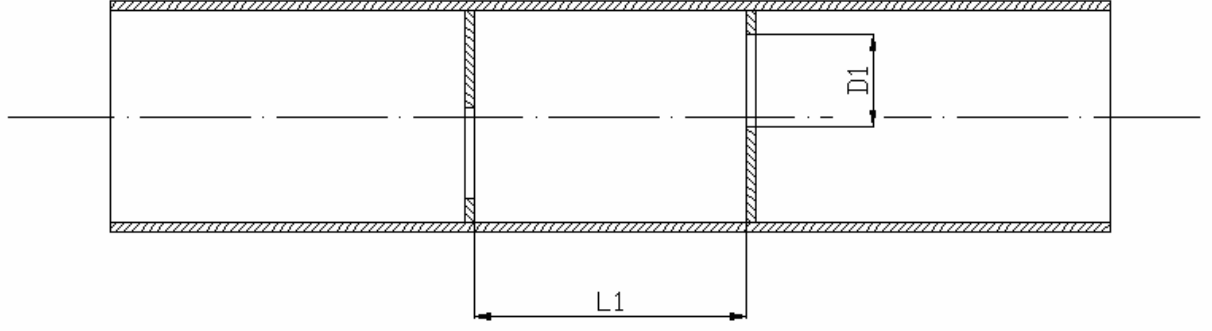
Şekil 2.8'de Leach ve Beranek'in ulaştıkları benzeşim verilmiştir. Burada L_1 ve L_2 akustik kütlelerdir ve C_1 akustik rijitliği ifade etmektedir. Değişkenler, denklem (2.2) ve (2.3) ile verilmişlerdir. Akustik kütle M_L ile ve akustik yay sabiti C_A ile gösterilmiştir.

$$M_L = \frac{L \cdot \rho}{S} \quad (2.2)$$

$$C_A = \frac{V}{\gamma \cdot P_0} \quad (2.3)$$

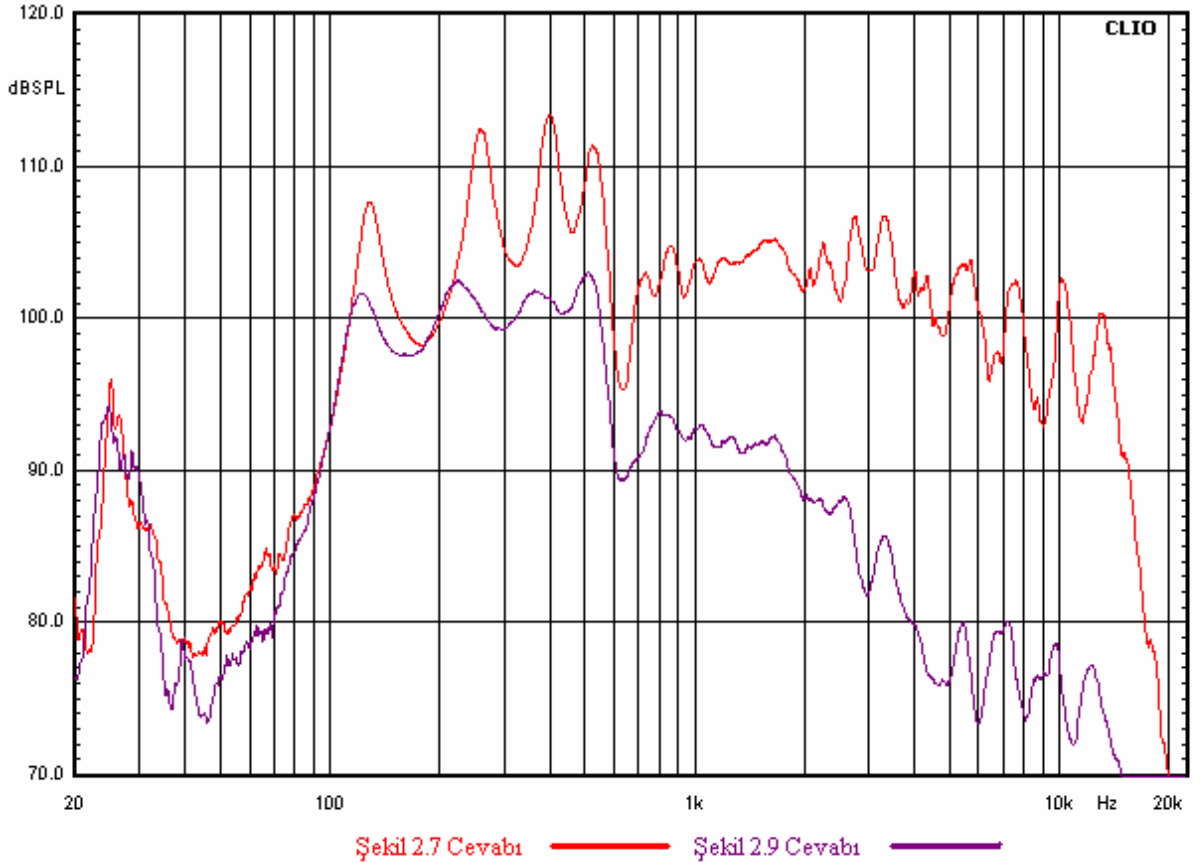
İfadelerde ρ havanın yoğunluğunu, S kesit alanını, L ise L_1 mesafesini ifade etmektedir. V hacimdir ve γ iki atomlu gazlar için 1,4 sabitini göstermektedir. P_0 referans basınç değeridir.

Fakat, Leach ve Beranek Şekil 2.9'daki sistem için de aynı benzeşimi kullanmaktadırlar.



Şekil 2.9 Alternatif Filtre Yerleşimi

Şekil 2.9'da görüldüğü üzere filtre parçaları asimetrik olarak yerleştirilmiştir. Böyle bir yerleşime elektro-akustik modelin getirebileceği bir çözüm bulunmamaktadır. Sebep olarak D_1 delik çapı değişmemiş ve L_1 mesafesi sabit kalmıştır. Sonuç olarak denklem (2.2) ve (2.3)'de filtrenin hesaplanması için kullanılan büyüklüklerden hiçbiri değişmemiş ve sabit kalmıştır. Şekil 2.7 ile Şekil 2.9 arasındaki ölçüm farklılığı Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 İki Filtre Arası Ölçüm Farklılığı (Kırmızı Eğri Şekil 2.7'ye aittir)

Buradan, akustik filtrelerin modellenebilmesi için elektro-akustik yöntemden daha sağlıklı sonuçlar verebilecek ve geometri değişikliklerine duyarlı olan bir çözüm ihtiyacı görülmüştür. Sonuç olarak ihtiyaca cevap verebilecek bir matematiksel modelin oluşturulması yoluna gidilmiştir.

2.3 Transmisyon Hat Tipi Hoparlör Kabininin Seçimi ve Karşılaştırmalar

Yapılan literatür incelemesinde farklı hoparlör kabinleri ile ilgili bilgiler derlenmiştir. Derlenen bu bilgiler içinde büyük bir oranı akustik ve bass refleks kabinler oluşturmaktadır. Bunun sebebi, kabinlerin tek ya da iki serbestlik dereceli mekanik sistemlere benzemeleri ya da elektro-akustik yöntemle yapılan çözümlerde gerçek değerlerle benzer sonuçlar elde edilmesidir. Benzer olarak, horn hoparlörler ile ilgili makalelere de rastlanmıştır. Yayınlarını ve kullanım tarzlarının elektronikte kullanılan anten prensibine benzemeleri sebebi ile Maxwell denklemleri kullanılarak model gerçekleştirilip birçok kabin çözümüne ulaşmak mümkündür. Maxwell denklemleri, hiperbolik dalga denkleminde türetildikleri için oldukça kararlı sonuçlar verebilen simülasyonlarda kullanılmaktadırlar. Fakat, yapılan incelemede transmisyon hat tipi hoparlör kabinleri ile ilgili benzer çalışmalara rastlanmamıştır. Horn hoparlörlere benzer şekilde transmisyon kabinde kullanılan hat kıvrımlardan oluşabilir fakat hattın kesiti hoparlörden uzaklaştıkça değişmemektedir. Ayrıca, hoparlörün arkasında bir genişleme odası bulunmakta ve hattın içinden geri yansıyan dalgalar burada yutulmaya çalışılmaktadır. Diğer bir yenilik olarak ticari modellerde kullanılan elyaf yutucu malzemesi yerine hat içinde akustik filtre kullanılmasıdır. Bu iki yeniliğin bir çalışmada buluşması olasılığı nedeni ile transmisyon hat tipi hoparlör kabini, deneysel çalışmaların yürütülmesi için tercih edilmiştir.

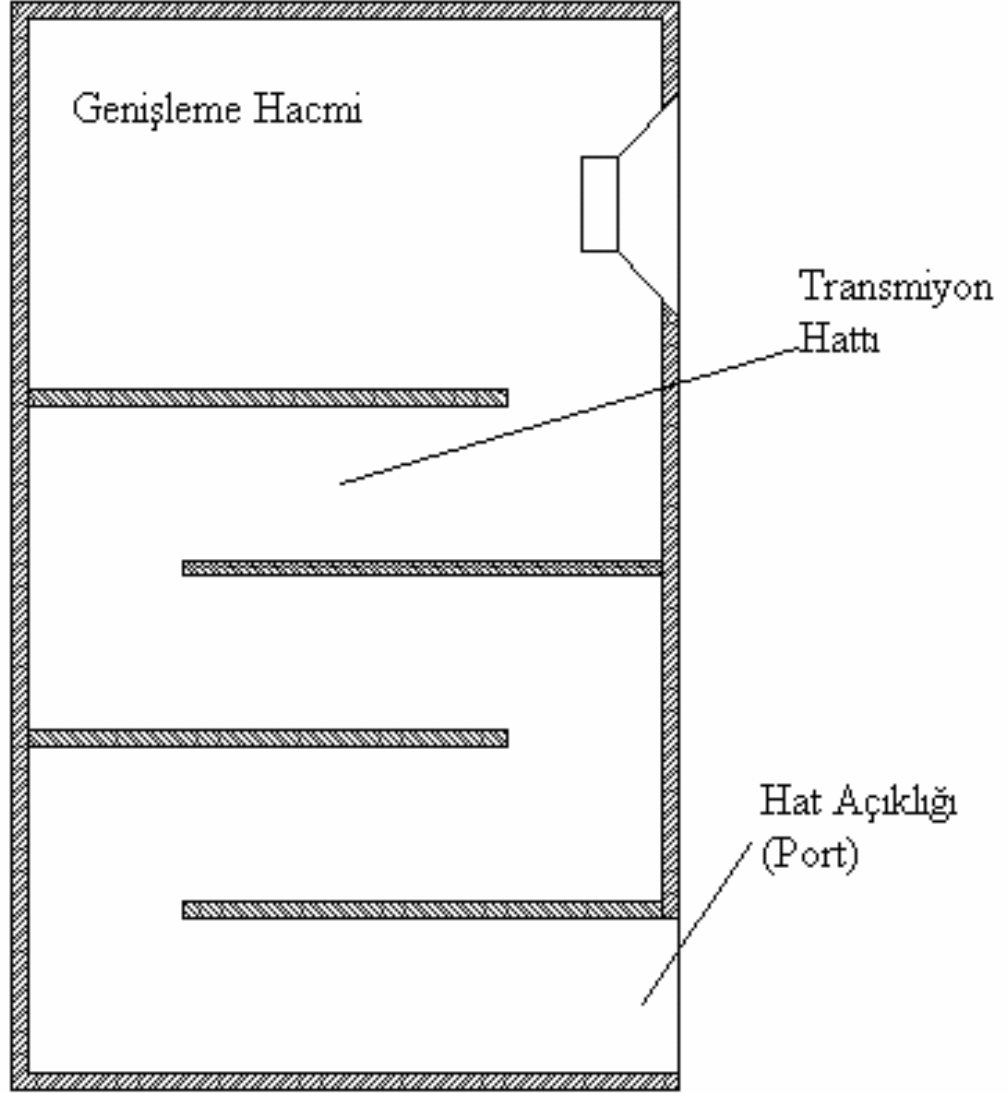
Şekil 2.11’de bir transmisyon hat tipi hoparlör kabinini oluşturan temel kısımlar verilmiştir.

- Genişleme Hacmi
- Transmisyon Hattı
- Hat Açıklığı (Ağız)

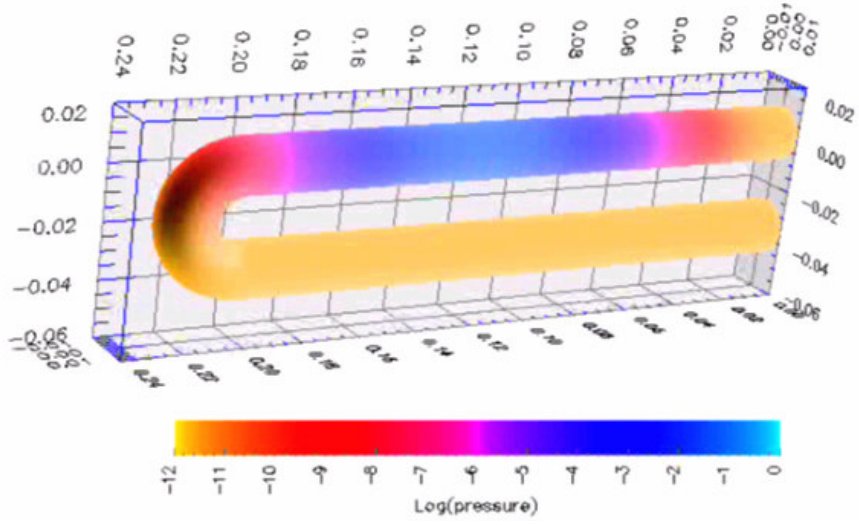
Genişleme hacmi temel olarak transmisyon hat içindeki katlanmış noktalardan geriye yansıyan akustik enerjinin hoparlör konisi üzerindeki etkisini azaltmak için kullanılmaktadır.

Şekil 2.12’de FemLab yazılımı ile oluşturulmuş bir çözüm verilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Şekil 2.12 (A) bir basınç dalgası tüpüne 0.12 metre ilerlediği anda oluşturulmuştur. Şekil 2.12 (B)’de basınç dalgası 180 derecelik dirseğin içinde gösterilmiştir.

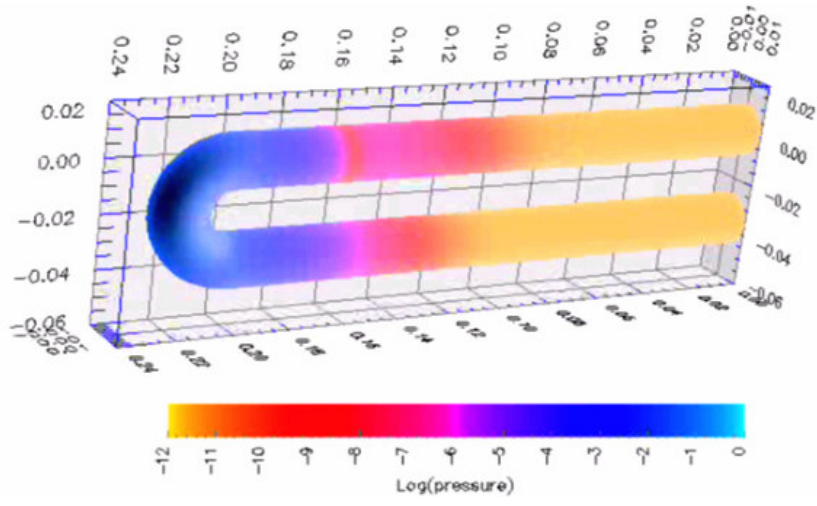
Şekil 2.12 C’de 180°derecelik dirsekten geçen ve 180 derecelik dirsekten yansıyan ses basınç dalgası gösterilmektedir. Yansıyan enerji eğer hoparlör haricinde bir başka sistemi tahrik etmezse hoparlör kabininin toplam gürültü düzeyi artacaktır. Bu sebeple hoparlörün arkasında yansıyan basınç dalgalarının yutulmasını sağlayacak bir hacim bırakılması önerilmektedir (Nomato et al. 1976).



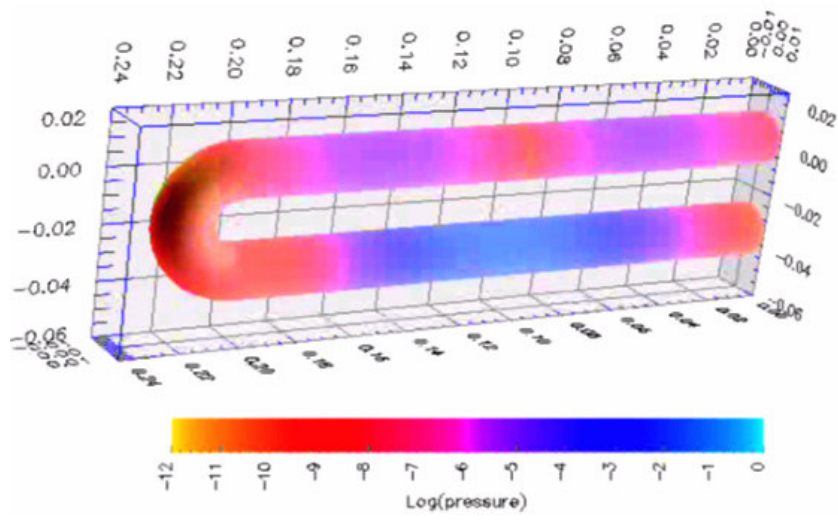
Şekil 2.11 Transmisyon Hat Tipi Hoparlör Kabinin Parçaları



A



B



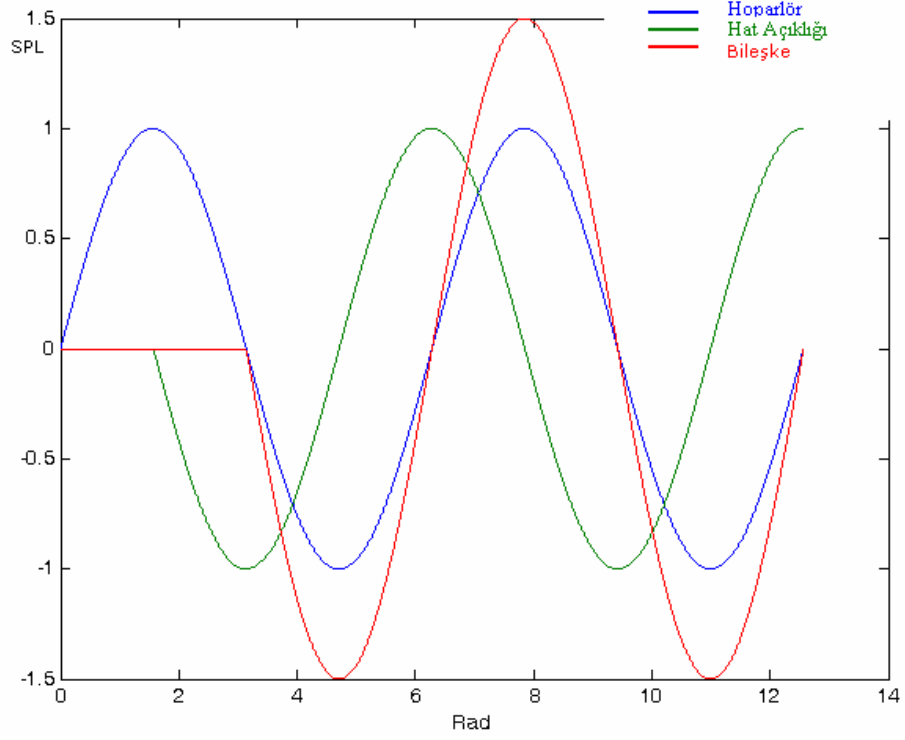
C

Şekil 2.12 Basınç Dalgasının Hat İçinde İlerleyişi

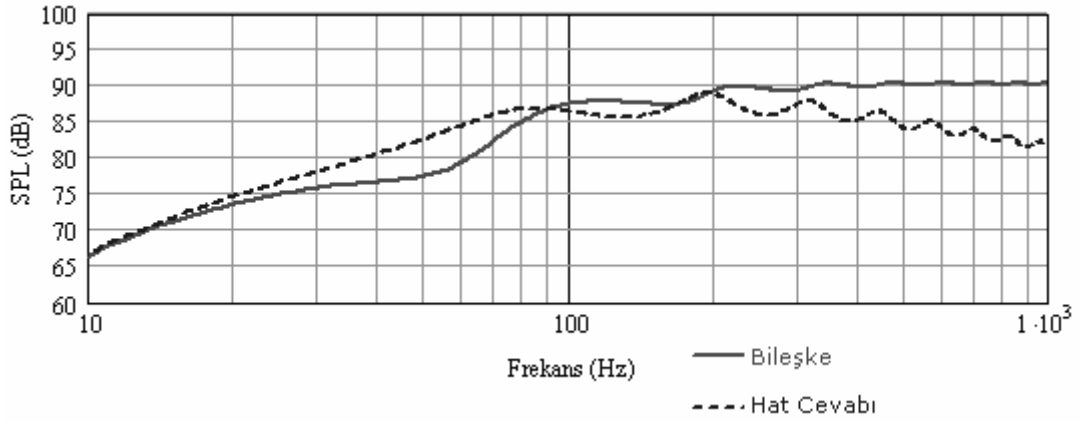
Hat uzunluğu günümüzde, hoparlör rezonans frekansının dörtte biri ya da sekizde biri olacak şekilde seçilmektedir (Beranek, 1993). Hedeflenen, hattan yayılacak olan ses basınç dalgaları ile hoparlörden yayılacak dalgaların yapıcı bir şekilde dinleme ortamı içinde bir araya gelmesidir. Çalışmada en yaygın şekilde kabul gören ÇDM seçilerek kullanılmıştır. Transmisyon hat uzunluğu hoparlörün rezonans frekansına bağlı olarak belirlenmektedir. Ses hızı ile hoparlör rezonans frekansı oranından, rezonans frekansına ait dalga uzunluğu elde edilir. Hoparlörün önünden yayılan ses dalgaları ile ters fazlı olarak hoparlörün arkasından yayılan basınç dalgalarının birbirlerinin etkilerini pozitif yönde arttırmaları için hat boyu, dalga boyunun $\frac{1}{4}$ oranında seçilir. Diğer bir nokta ise hattın rezonansa gelmesi ile, hat açıklığından yayılacak ses basınç dalgaları ile hoparlörden yayılacak dalgaların logaritmik toplamlarının doğrusal olması ihtiyacıdır. Transmisyon hat, yapısı nedeni ile geniş frekans bandında çalışan bir rezonatördür. Hattın ayarlandığı frekansta üretilen ses basınç dalgalarının yapıcı şekilde dinleme odasında birleşmesi hedeflenmektedir. Böylelikle dalga boyunun katları şeklinde boyutlar belirlenir. Hoparlörün önü ile arkası arasında 180 Derecelik faz farkı bulunmaktadır. Ön yüzeyde basınç artımı oluştuğunda arkada vakum oluşur ve bu dalgalar belirli bir gecikme ile oda içinde girişeceklerdir. Gecikmeyi sağlayan etken hattın uzunluğudur. Şekil 2.13'de ÇDM temel alınarak bir kabin tasarlanmıştır. Mavi eğri hoparlörün önünden yayılan basınç değişimini ifade etmektedir. Yeşil eğri hat açıklığından yayılan basınç değişimini göstermektedir. Kırmızı eğri ile, hat açıklığından yayılarak hoparlörün önüne kadar gelen gecikmiş vakum dalgası ile hoparlörün önünden yayılan basınç dalgasının toplamı ifade edilmiştir. Vakum dalgası hat uzunluğunun iki katı kadar gecikme ile hoparlörün önüne gelebilmiş ve burada ön taraftan yayılan basınç dalgası ile yapıcı toplam oluşturmuştur.

Şekil 2.14'de kesikli çizgi hat açıklığının frekans cevabını, sürekli çizgi kabinin 1 metre uzaklıktaki hoparlör ile hat açıklığının toplam frekans cevabını vermektedir. Hiçbir önlem alınmadığı takdirde Şekil 2.14'de görüldüğü gibi hat cevabında üst harmoniklere ait tepe ve çukurlar görülebilmektedir.

Bölüm 6'da verilen ölçümler test kabininin hat açıklığından 1 cm, hoparlörün membranından 1 cm uzaklıkta alınmıştır. Bu iki farklı ölçüm Clio yazılımı kullanılarak birbiri ile logaritmik tabanda toplanabilmiş ve kabinin toplam frekans cevabı elde edilmiştir.



Şekil 2.13 Hoparlörün Önü ile Kabin Çıkışı Arasındaki Girişimler



Şekil 2.14 Hat Açıklığı ve Kabin Cevapları

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde temel rezonans frekansının kabin içinde oluşumu istenmekte fakat harmoniklerinin oluşması istenmemektedir. Harmonikler, hoparlörden yayılan yüksek frekans bileşeni ile girişimde bulunarak ortamda istenmeyen sağır noktaların oluşumuna neden olmaktadır. Oluşturulması düşünülen akustik filtrenin de amacı, elyaf karakteristik davranışının aksine, temel rezonans frekansının da içinde bulunduğu alçak frekansların hattın dışına yayılmasına izin verirken, harmoniklerin bulunduğu yüksek frekansları engellemesidir.

3. ÖLÇÜM SİSTEMİ VE KULLANILAN METOTLAR

Akustik büyüklüklerin ölçülmesi bir mikrofon yardımı ile olmaktadır. İmal edildiği günden sonra değişikliğe uğramayan mikrofon, günümüzde de kullanılmaktadır. Fakat, mikrofonun ölçtüğü verileri işleyebilmek günümüzde de aşılması gereken bir problemdir. Ölçüm sistemlerinin gelişimi mikrofondan gelen analog sinyallerin işlenmesi merkezli olmaktadır. Elektronik elemanların gelişmesi ile hızlanan işlemler daha detaylı analizlerin yapılmasına imkan tanımaktadır.

1996 öncesine kadar ölçümler sinüs taraması ya da Beyaz Gürültü ile gerçekleştirilmekteydi. Bu iki yöntem de, duyulabilir frekans bandındaki tüm frekansların uyarılması prensibine dayanmaktadır.

Sinüs taramasında iki yaklaşım bulunmaktadır. Bunlardan birincisi alçak frekanslardan başlanarak yüksek frekanslara çıkılan tarama. Diğeri ise yüksek frekanslardan başlayarak alçak frekanslara doğru taramadır. Beyaz Gürültü’de oluşturulan geliş güzel frekanslar, zaman sonsuza giderken, duyulabilir frekans bandında tüm genlikleri eşit miktarda akustik enerji ile tahrik etmektedirler. Her iki yöntemin ortak olumsuz yanlarından biri, ölçümün gerçekleştiği ortamın etkilerini, sonuçtan izole edememeleridir.

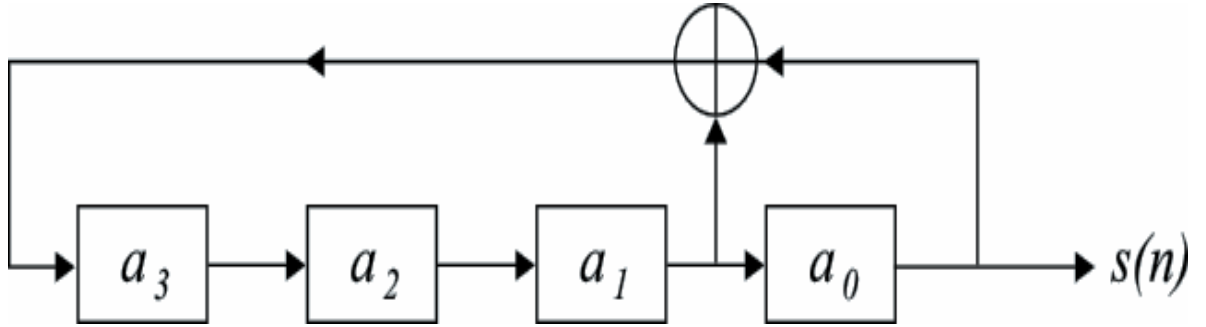
Ölçüm yapılan ortamın yutuculuk, yansıtıcılık ve geometrik özelliklerine bağlı olarak bir frekans cevabı bulunmaktadır. Ölçüm yapılan ortam bir sürekli sistem olarak düşünüldüğünde, içinde rezonans bölgelerinin bulunacağı ve bunların ölçüm sonuçları üzerine etki edeceği öngörülebilir. Bu olumsuz durumu belirli ölçüde ortadan kaldırmak amacı ile bilgisayar tarafında çözüm aranmış ve Maksimum-Uzunluk Tekrarı (Maximum-Length Sequence) algoritması geliştirilmiştir.

Kısaca MLS, ölçüm sonuçları ile ölçümün gerçekleştiği ortamın cevabını birbirinden ayırmaya yönelik geliştirilmiştir. Bunu sağlayabilmek için önceden tahmin edilebilir olarak üretilmiş rasgele sinyalleri kullanır. Rasgele sinyaller polinom halkaları tarafından üretilmektedir. Polinom halkaları, her bir polinomda tüm katsayıların önünde $a_0 \dots a_m$ aralığındaki tam sayıların kesintisiz bulunduğu durumlardır. Örnek olarak, aşağıdaki ifade verilebilir.

$$P(X) = a_m X^m + a_{m-1} X^{m-1} + \dots + a_1 X + a_0 \quad (3.1)$$

Denklemden $a_0 \dots a_m$ katsayıları Pseudorandom olarak üretilir. Bu rasgele sayı üretme algoritması kendini tekrarlayan bir algoritmadır ve başlangıç sayısının karesinin alınması ile

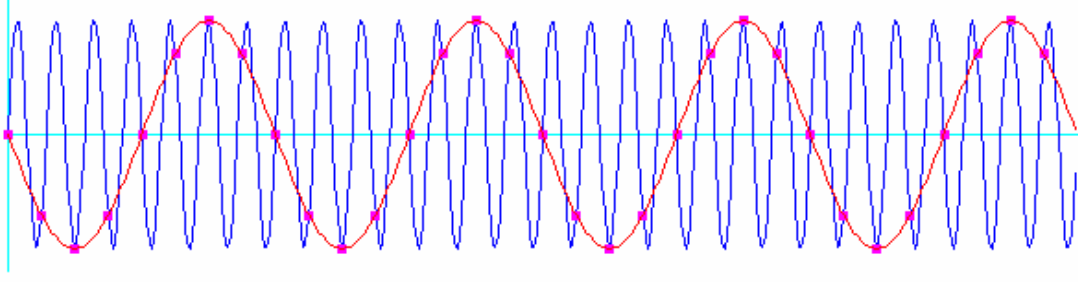
başlar. Sonucun ortada bulunan haneleri rasgele sayı olarak alınır. Örnek olarak 1111 ile başlayan biri dizi için sonraki sayı, 3432 olmaktadır. Çünkü 1111'in karesi 1234321'dir ve ortadaki haneler alındığında 3432 cevabına ulaşılır. Bu algoritmanın bir problemi olarak görülebilen "0000" sayısına ulaşıldığında tüm serinin durma ihtimalidir. Bu nedenle MLS ölçümünde sayılar her ölçüm sırasında hesaplanmaz ve önceden oluşturulan bir tablodan alınır. Böylelikle hesap zamanından da kazanılmış olur. Şekil 3.1'de MLS sinyalinin üretilme döngüsü görülmektedir.



Şekil 3.1 MLS Sinyalinin Üretimi

Şekil 3.1'de 4 adet değişkenle üretilen bir sinyal görülmektedir. 4 değişkenle üretilen sinyalin bilgisayar hafızasındaki uzunluğu 2^4-1 örnek olacaktır. Günümüzde standart olarak kabul edilen CD kalitesinde çalınması ile 0.00036 sn sürecektir. 44.1 Khz örnekleme ile tüm duyulabilir bölgenin kaplandığı düşünülmektedir. Bu nedenle, hoparlörlerin değerlendirilmesinde kullanılabilecek minimum örnekleme frekansı 44.1 Khz'dir. Zamanı uzatabilmek ve tutarlı sonuçlar elde edebilmek için değişken sayısı çoğaltılmalıdır. $2^{32}-1$ örnek, 44.1 Khz ile çalındığında 97 sn sürmektedir. Ölçümlerde kullanılan Clio Ölçüm Sistemi 32 değişkeni desteklemektedir ve ölçümler bu özellik kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Nyquist örnekleme teorisine göre bir sinyal minimum 2 örnek ile oluşturulabilmektedir. Bu nedenle 20 Khz'in iki katı olarak 40 Khz örnekleme yapılması, tüm duyulabilir frekans bandının kaplanması için zorunludur. Fakat, 44.1 Khz ile örneklenen sinyal içinde 20 Khz'den daha büyük bir frekansa sahip sinyal bulunuyorsa, bu durumda Aliasing denilen durum ortaya çıkabilir. Aliasing, sisteme örnekleme frekansının izin verdiği daha yüksek bir frekansın giriş yapması durumunda, ölçüm sisteminin hatalı değer okuması durumudur. Örnek olarak 6000 Hz örnekleme ile 3500 Hz'i ölçme durumunda, ölçü sistemi 2500 Hz okuma yapacaktır.



Şekil 3.2 Aliasing Problemi

Algoritma, sinyal üzerinde kesintisiz işlem yapmamaktadır. Şekil 3.2’de sunulduğu gibi, sinyal kesikli sürelerde incelendiğinde yüksek frekanslı sinyaldeki noktaları yakalayıp bunları daha düşük frekanslı bir sinyal olarak algılayabilmektedir. Bu nedenle, Clio anti-aliasing filtresini çalıştırarak böyle bir hatanın oluşumu engellemektedir.

3.1 Clio Ölçüm Sistemi

Clio ölçüm sistemi, ölçümlerini temel olarak 3 farklı yöntemle gerçekleştirebilen bir sistemdir. Bunlar;

1. Beyaz Gürültü
2. Sinüs Taraması
3. MLS yöntemi

olarak sıralanabilirler. Çalışmada sistemin frekans cevabını inceleyebilmek için MLS ölçüm metodu kullanılmıştır.

Clio ölçüm sisteminin özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir. (Clio Users Manual, 2004)

Sinyal koşullandırıcısı 18 bit Sigma/Delta Analog-Dijital çeviricisi içermektedir. Böylelikle 18 bit hassasiyet ile ses sinyalleri ayrıştırılabilmektedir. Sistemde kullanılan 18 bit hassasiyet, $\{-1,0,1\}$ genlik aralığındaki bir sinyalin 2^{18} bölgeye ayrılması demektir. Böylece genlikte oluşacak değişimler hassas olarak okunabilmektedir.

Sistemde iki çıkış ve iki giriş bulunmaktadır. Girişler, sistemin çıkışına ve girişine iki mikrofon konulmasına olanak vermektedir. Böylelikle sistemin transfer fonksiyonu ve iletim kaybı gibi değerler kolaylıkla ölçülebilmektedir.

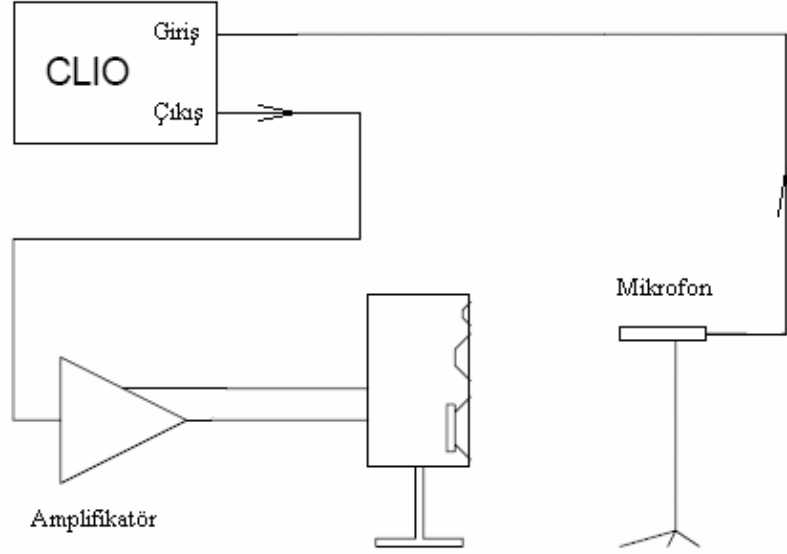
Çizelge 3.1 Clio Ölçüm Sisteminin Özellikleri

Frekans Aralığı	1Hz-22kHz
Frekans Seçiciliği	>0.01%
Frekans Çözünürlüğü	0.01Hz
Çıkış Empedansı	150Ohm
Maksimum Çıkış Genliği	12dBu (3.1Vrms) (Sinüs)
Kısılabilirlik	0.1 dB adım ile tamamen kısılma
THD+Gürültü (Sinüs)	0.01%
Çıkış DC (Kanal A)	$\pm 2.5V$

3.2 Clio İle MLS Ölçüm

Sistem ile MLS ölçüm yapılabilmesi için Şekil 3.3'de gösterilen test düzeneğinin kurulması gerekmektedir. Sistemde bulunan kuvvetlendirici cevabının duyulabilir bölgede doğrusal olması gerekmektedir. Bununla beraber, faz cevabının da duyulabilir bölgede değişmemesi ölçüm sonuçlarının sağlıklı elde edilmesi için şarttır. MLS ölçümleri sistemde oluşacak doğrusal olmayan elemanlardan etkilenmektedir. Bu sebeple, ölçüm sistemine dışarıdan giren tek eleman olması nedeni ile seçilecek kuvvetlendirici önem kazanmaktadır.

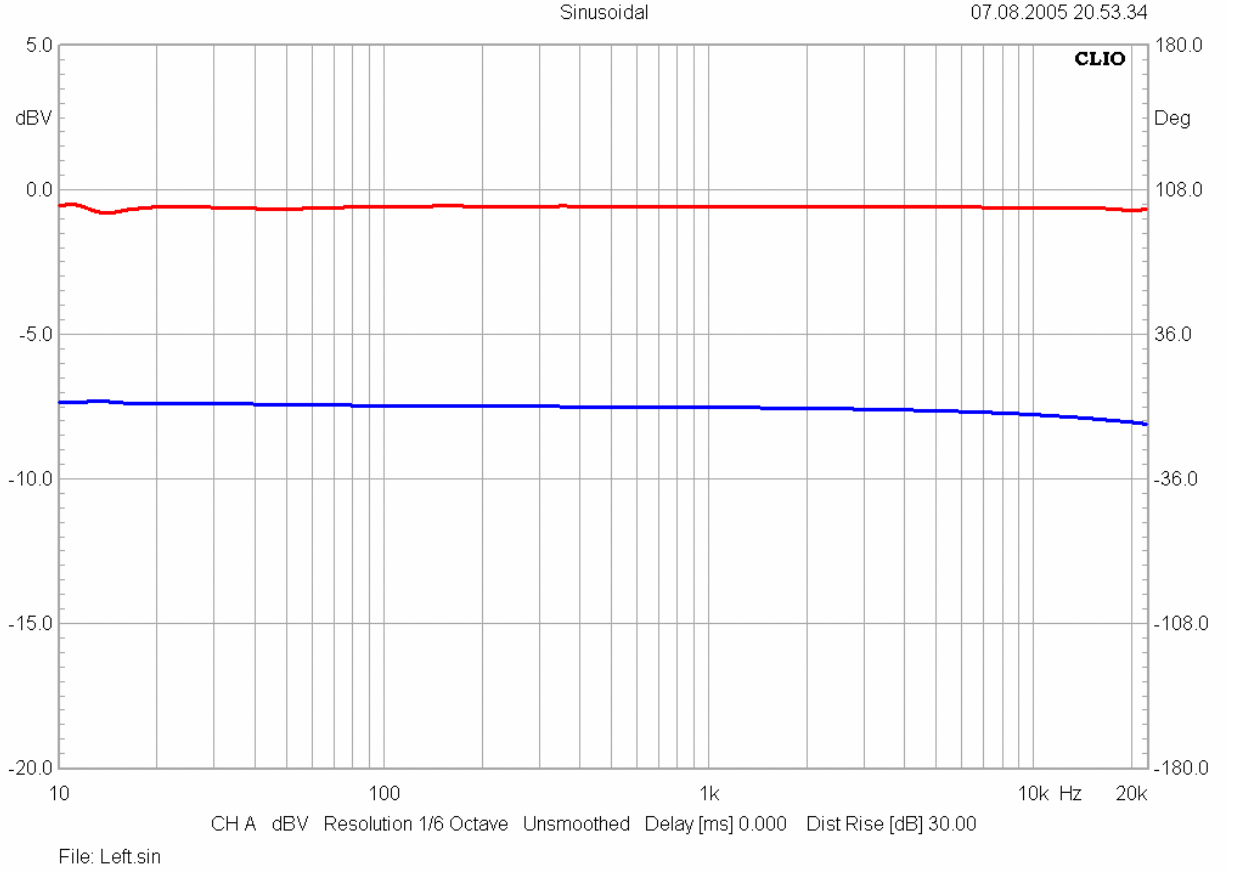
Bu nedenle, ölçümler sırasında kullanılmak üzere 20 Hz ile 2000 Hz arasında doğrusal cevaba sahip bir amplifikatör seçilmiştir. Kullanılan amplifikatörün frekans ve faz cevabı, Şekil 3.4'de verilmiştir. Şekilde kırmızı eğri frekans cevabını, mavi eğri faz cevabını ifade etmektedir.



Şekil 3.3 Ölçüm Düzeni

MLS ölçümünün gerçekleştirilmesi için sistem, hem frekans kümesinde hem de zaman kümesinde çalıştırılmaktadır. MLS yöntemi ile, ölçümde kullanılacak özelliklere sahip zaman bilgisi, zaman kümesinin içinden alınabilmektedir. Zaman kümesi içinde yeterli bilginin varlığı, Şekil 3.4'de kullanılan yöntemle incelenir. Şekil 3.5'de mikrofonu ve test altındaki hoparlöre en yakın düzlemin yer olduğu bir ölçüm ortamı gösterilmiştir. Mikrofonu doğrudan gelen ses dalgaları 70 cm yol almaktadırlar. Mikrofonu doğrudan gelen ses dalgalarından 5.23 ms sonra yansıtıcı yüzeyden gelen ses dalgaları aynı noktaya ulaşmaktadır. Böylelikle mikrofonda, dalgaların frekansına ve fazına bağlı olarak yapıcı ya da yıkıcı bir girişim oluşur. Sonuçta ölçülecek veri zarar görür. Ölçüm verisinin zarar görmemesi için, ilk yansımadan sonraki kısım zaman kümesinden atılmalıdır. Bu verinin zaman kümesinden çıkartılması ile ölçüme sadece yansısız veri alınmış olunur.

Şekil 3.5'de görünen bir diğer önemli nokta da doğrudan gelen sinyalin belirli bir gecikme ile mikrofonu ulaşmasıdır. Bu gecikme zamanın da zaman kümesinden çıkartılması gerekmektedir, çünkü ölçülen sistemin faz cevabı, bu gecikme ile doğrudan ilgilidir. Gerekli düzeltmelerin yapıldığı zaman kümesi, Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Şekil 3.6'da kırmızı ile gösterilmiş bölgeler ölçüm verisinin dışında bırakılmış kesimleri göstermektedir. Siyah bölge ise ölçümde kullanılan veriyi ifade eder.



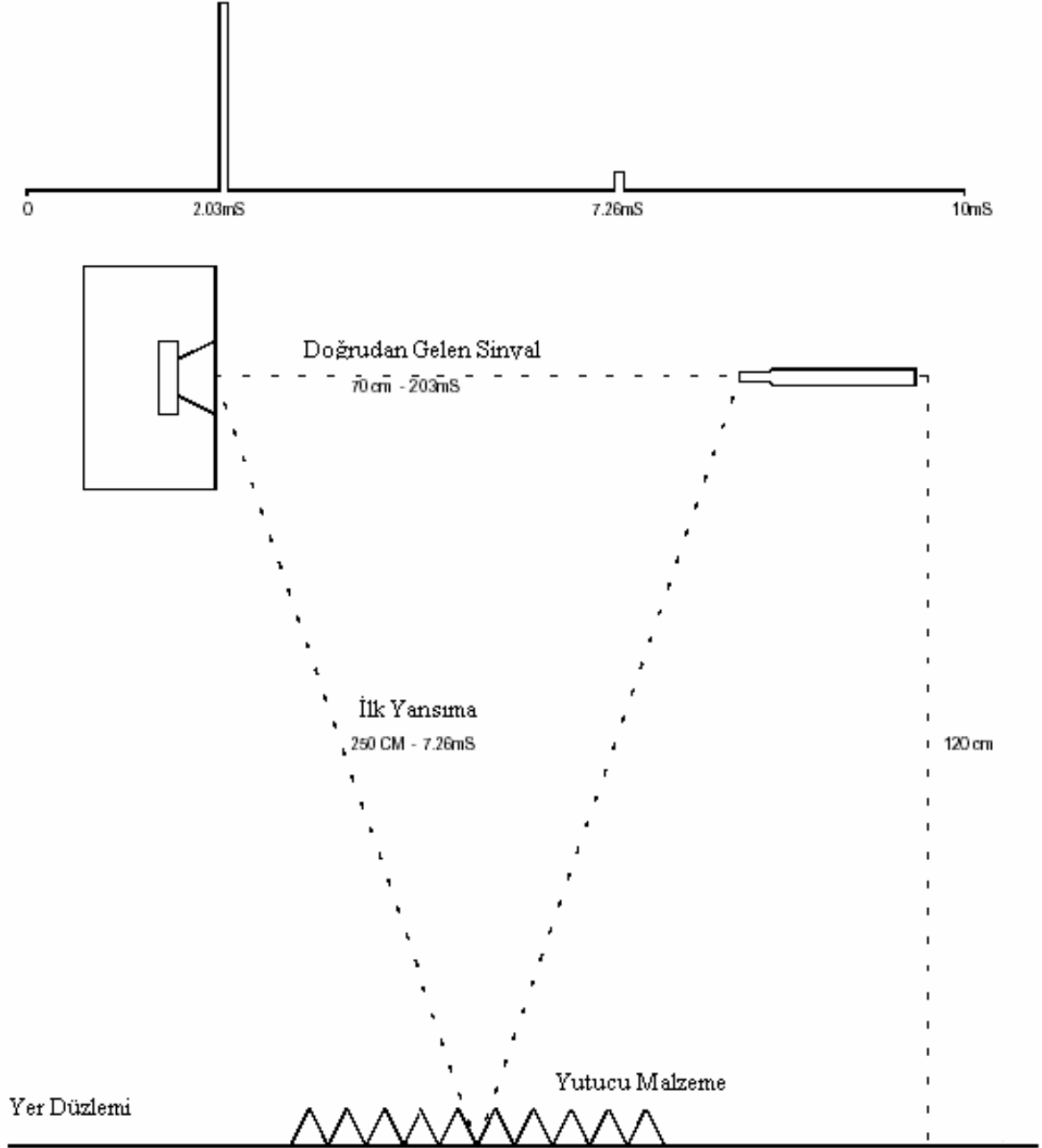
Şekil 3.4 Ölçümde Kullanılan Amplifikatörün Frekans ve Faz Cevapları

Sistemin zaman cevabı Şekil 3.6'daki gibi kabul edilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, zaman kümesinde yapılan bu tür bir düzenlemeden sonra frekans cevabının anlamlı bant genişliği azalmaktadır. Gerekli düzenlemelerin yapılmasından sonra kullanılabilir anlamlı frekans bölgesinin minimum limitini bulabilmek için düzenlemenin yapıldığı başlangıç zamanı ile bitiş zamanı kesin olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu zamanlar Denklem 3.2'de yerine konularak minimum geçerli frekans elde edilmiş olur. Şekil 3.6'daki örnek ölçüm üzerinden hesaplamalar yapılırsa; başlangıç zamanı 0.0013 sn, bitiş zamanı 0.0087 sn olarak okunmaktadır.

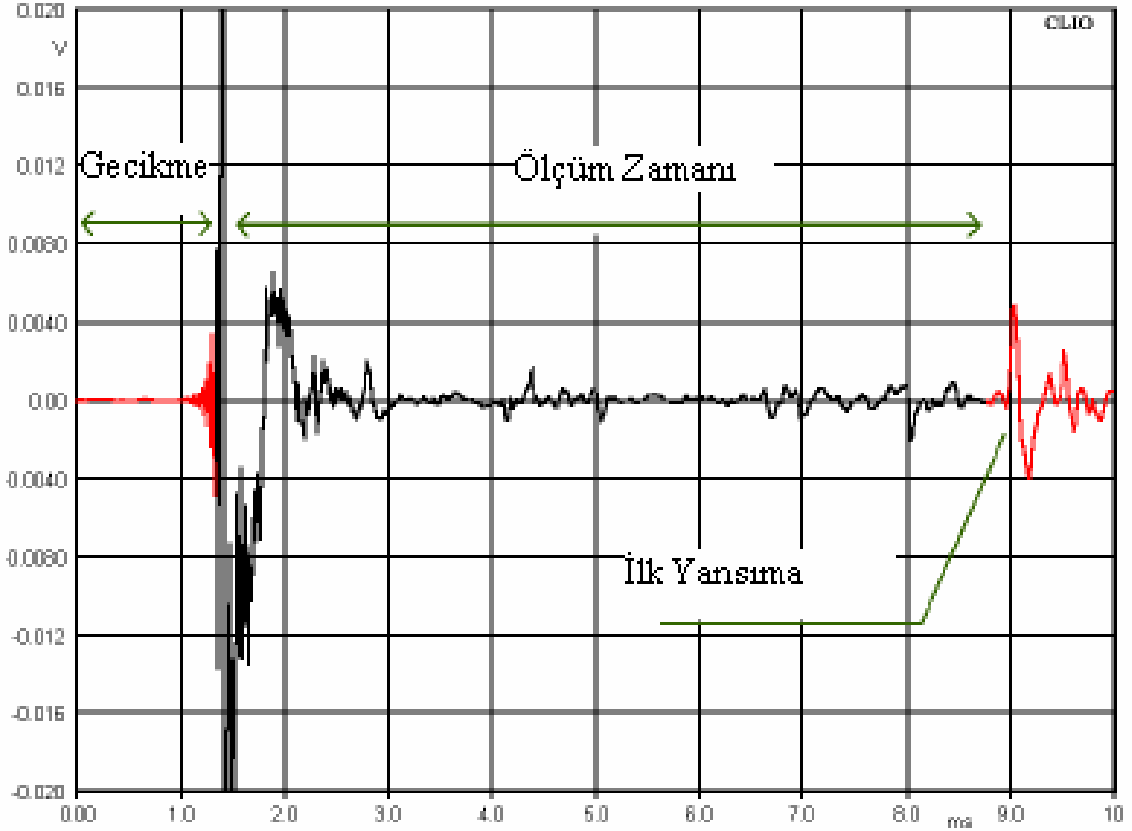
$$\frac{1}{(T_{Çıktı} - T_{Giriş})} = F_{\min} \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) ve Şekil 3.5'de verilen zamanlar kullanılarak sonuç 19.1 Hz olarak bulunur. Duyma bölgesi ele alındığı zaman 19.1 Hz düşük bir değerdir. Yansımaların kısa zamanda gerçekleşmesi durumunda bu değer büyüyebileceği Denklem (3.2)'den görülmektedir.

Gerekli aralık belirlendikten sonra veri incelenmesi için FFT algoritmasına aktarılır.



Şekil 3.5 MLS Ölçüm Uygulaması



Şekil 3.6 Filtrelenmiş Zaman Cevabı

3.3 Clio İle FFT Analizi

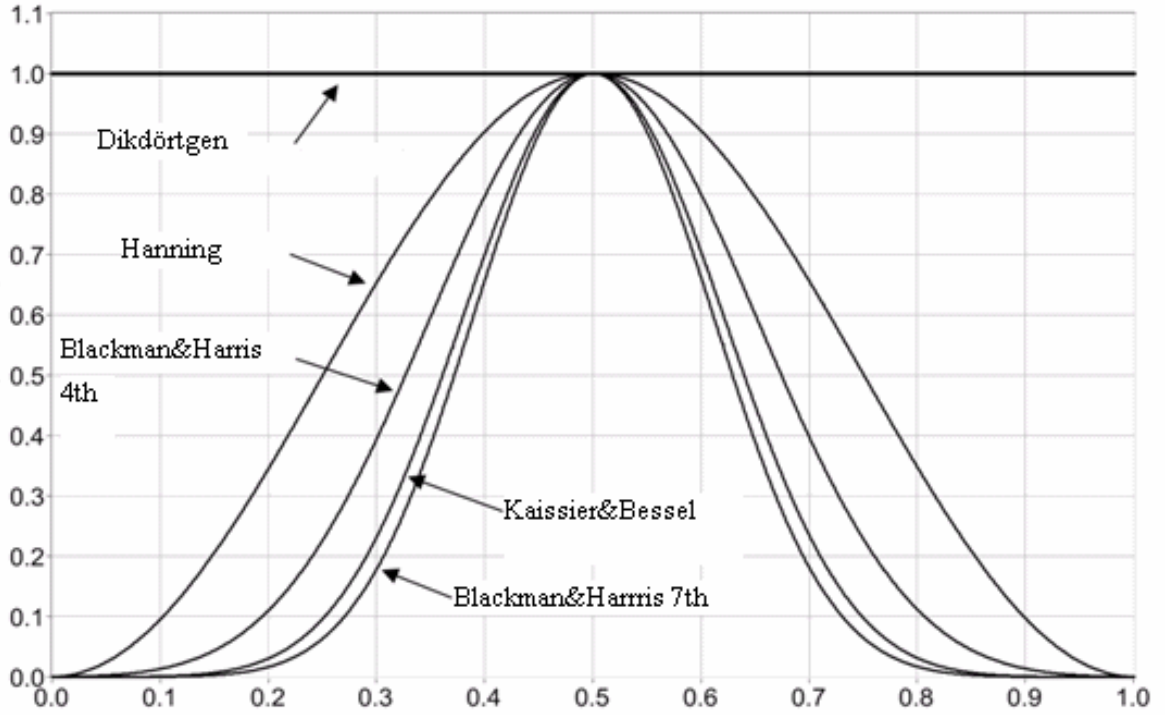
Zaman kümesinden gelen veri FFT metodu ile işleme sokulur. Sonuç olarak frekanslara bağlı genlik dağılımlarının elde edilmesi, sistemin ne şekilde çalıştığını daha rahat anlamamızı sağlamaktadır.

Bir sinyalin FFT analizine girebilmesi için başlangıç ve bitiş anlarında genliğin sıfır olması gerekmektedir. Eğer bu durum gerçekleşmezse, sinyalde süreksizlik oluşur. Süreksizliğin oluşması ile FFT algoritmasında yuvarlama hataları sonuçları etkiler. Frekans kümesinde istenmeyen tepelerin görülmesi bu yuvarlama hatasından kaynaklanmaktadır.

Yuvarlama hatalarının azaltılması için pencereleme metodu kullanılmaktadır. Ölçülen sinyalin sürekli olması ama FFT algoritmasının 2 ve 2'nin kuvvetleri kadar örnek alabilmesi bu pencereleme metotlarının kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Başlangıç ve bitiş noktalarında sıfır elde edilebilmesi için belirli sayıda örneklere bölünmüş sinyal, bu pencere fonksiyonları ile çarpılır. Pencere fonksiyonları incelendiğinde iki uç zarf eğrisinden söz edilebilir. Bunlardan birincisi Dikdörtgen penceredir, diğeri üçgen penceredir. Diğer tüm pencereler bu

iki sınır pencere fonksiyonu arasında yer alırlar. Şekil 3.7’de sık kullanılan bazı pencereler gösterilmiştir. Bu pencerelerin seçimi, işlenecek veriye göre önem kazanmaktadır.

Çizelge 3.2’de pencerelerin uygun olarak kullanılacakları koşullar verilmiştir. Bu değerlendirme göz önüne alınarak deneylerde Hanning penceresi kullanılmıştır. Bunun sebebi nümerik metodun çok yüksek frekans çözünürlüğüne çıkamamasıdır. Nümerik metod ile elde edilebilecek en düşük frekans çözünürlüğü 0.01 Hz’dir. Bu değer aynı zamanda Clio ölçüm sisteminin frekans çözünürlüğüdür. Bu nedenle daha ayrıntılı bir karşılaştırma yapmak imkansızdır. Hanning penceresi frekans çözünürlüğünde orta derecede bir sonuç verirken genlik çözünürlüğü ve pencerelemeden kaynaklanan yuvarlama hatası açılarından oldukça başarılı sonuçlar vermektedir. (LabVIEW Users Guide, 2004)



Şekil 3.7 FFT Metodunda Kullanılan Pencereler

Hanning pencereleme metodunun başarılı olduğu noktalardan biri de rasgele üretilen sinyallerin incelenmesinde göstermiş olduğu yüksek hassasiyettir. Bu nedenle MLS test sinyaline uygunluğu pekişmektedir.

Çizelge 3.2 FFT Pencereleri Uygunluk Koşulları

Pencere Tipi	Frekans Çözünürlüğü	Genlik Çözünürlüğü	Yuvarlama Hatası	Uygulama Noktası
Bartlett	Orta	Orta	Orta	
Blackman	Orta	İyi	Mükemmel	Gürültü Ölçm.
Flattop	Zayıf	Mükemmel	Orta	Genlik Ölçm.
Hamming	Orta	Orta	Orta	
Hanning	Orta	Mükemmel	Mükemmel	Genel Amaçlı
Kaiser	Orta	Orta	Orta	
Parzen	Orta	Orta	Orta	
Üçgen	Orta	Orta	Orta	
Uniform	Mükemmel	Zayıf	Orta	Frekans Ölçm.

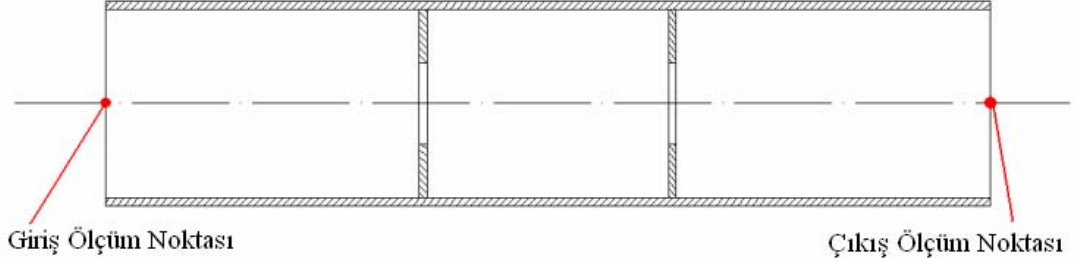
3.4 Clio İle Transfer Fonksiyonun Bulunması

Clio ölçüm sisteminin FFT analiz ara yüzünde gerçek zamanlı transfer fonksiyonun gözlemlenebilmesi için bir seçenek bulunmaktadır. Bu seçenek aktif hale getirildiğinde sistem iki kanallı bir FFT analiz cihazına dönüşmektedir. Kanallardan biri referans olarak kullanılarak transfer fonksiyonu hesaplanır.

Clio ölçüm sistemi, transfer fonksiyonunun hesaplanması için özel bir test sinyaline ihtiyaç duymamaktadır. Herhangi bir sinyal ile bu işlemi gerçekleştirebilmektedir. Ölçümlerde test sinyali olarak Beyaz Gürültü kullanılmıştır.

3.5 Mikrofonların Yerleşimi ve Ölçüm

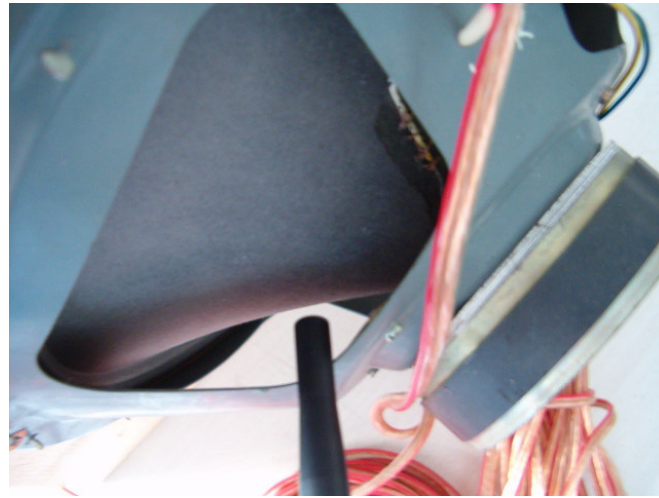
Clio ölçüm sistemi MLS metodunu kullanarak ortamdaki gelecek olumsuz etkileri belirli ölçüde filtre edebilmektedir. Fakat, Bölüm 3.2’de de gösterildiği gibi, bu türde yapılan düzeltmeler ölçümde kullanılacak alçak frekans limitini yukarı çekmektedir. Frekans bandını olabildiğince geniş kullanabilmek açısından mikrofonların yerleşimi önem kazanmaktadır. Nümerik metot ile FemLab çözümleri, sistem içinde istenilen noktadan ölçüm yapılmasına olanak tanımaktadır.



Şekil 3.8 Mikrofonların Yerleşimi

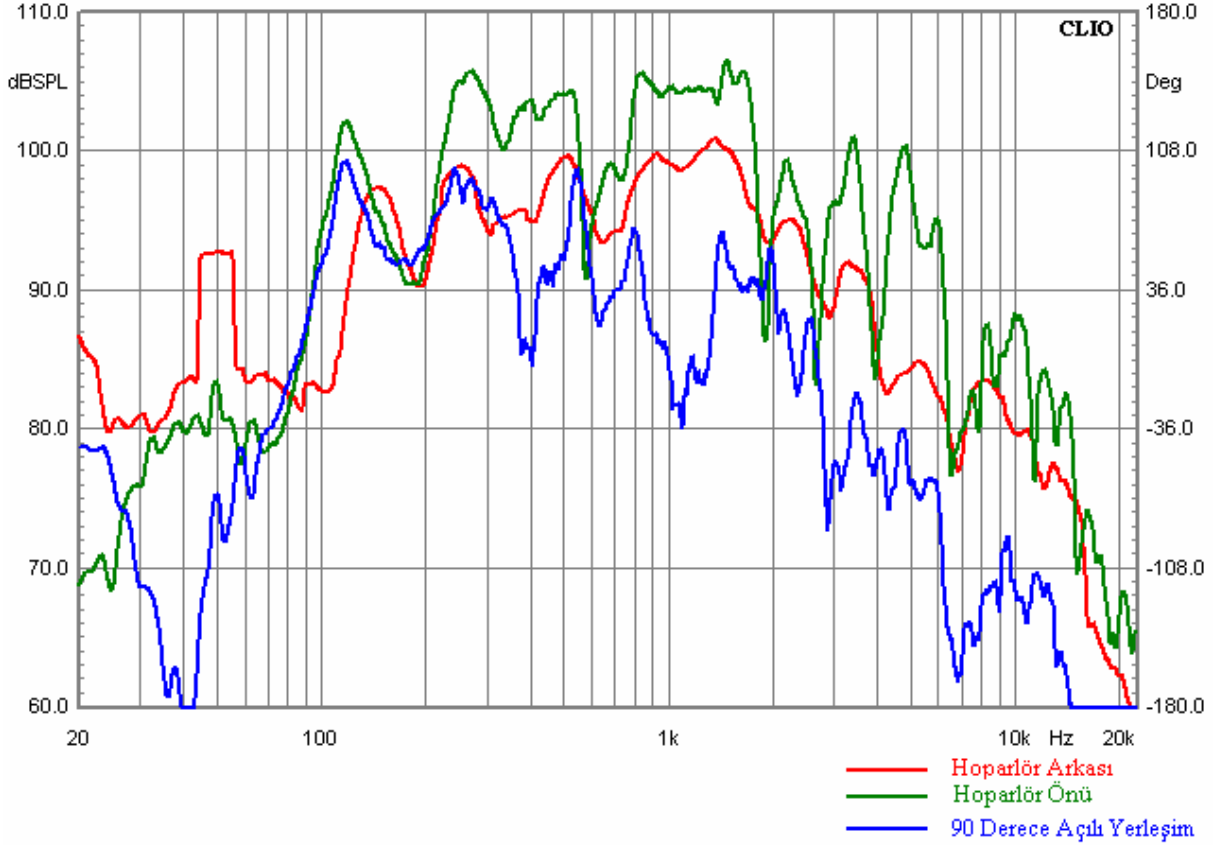
Şekil 3.8’de verilen yerleşim uygulamada belirli ölçüde gerçekleştirilebilmektedir. Çıkış noktasında herhangi bir engel olmadığı için mikrofon test kabini açıklığına dik olacak şekilde monte edilebilmektedir. Ayrıca mikrofon test kabininin simetri eksenine dik ve içeri bakacak şekilde konumlandırılabilir. Giriş ölçüm noktasında hoparlör bulunmaktadır. Hoparlörün geometrisi mikrofonun çıkış noktasına yerleştirildiği gibi konumlanmasına imkan vermemektedir. Bu nedenle mikrofon hoparlör membranına yakın yerleştirilmiştir. Şekil 3.9’da bu yerleşim gösterilmektedir (Keele, 1973).

Bu tür bir yerleşim, açısız hoparlör yayınımasının homojen olmaması nedeni ile hatalı ölçüme neden olabilir. Frekanslara göre hoparlör membranlarının polar yayınımları değişiklik göstermektedir (Barlow, 1980). Şekil 3.10 ile Şekil 3.12 arasında aynı hoparlörün polar yayınımları 2 KHz, 5 KHz ve 10 KHz için gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde hoparlör membranının eksenden yapılan açılara göre yaydığı basıncın 2000 Hz üzerinde homojenliğini koruyamadığı görülmektedir. (Suzuki, 1980) Bu sebeple çalışmada, tüm frekanslar 2000 Hz üst limit olacak şekilde düzenlenmiştir.



Şekil 3.9 Mikrofon Yerleşimi

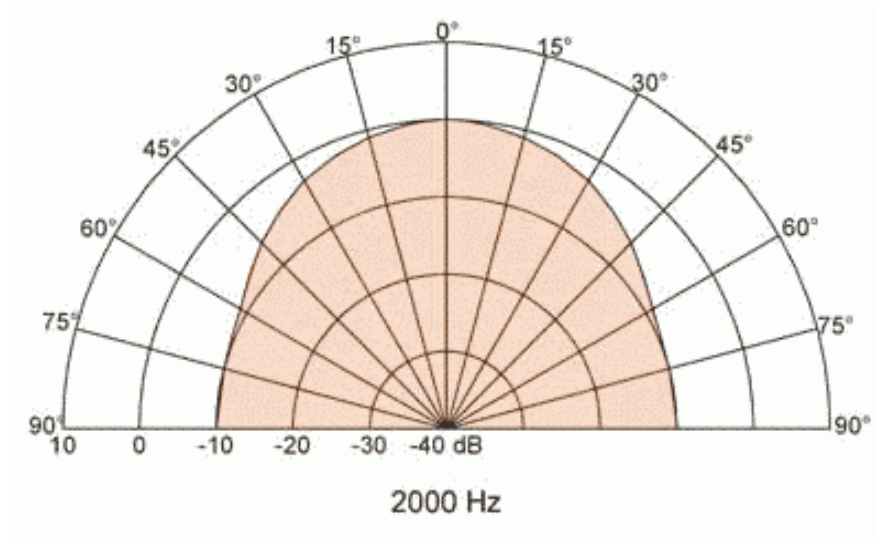
Şekil 3.9’da sunulan mikrofon yerleşimi ile doğrusal frekans cevabı elde edilebildiğini gösteren ve bu konumun en uygun konum olduğunu kanıtlayan ölçüm sonucu Şekil 3.10’da verilmiştir.



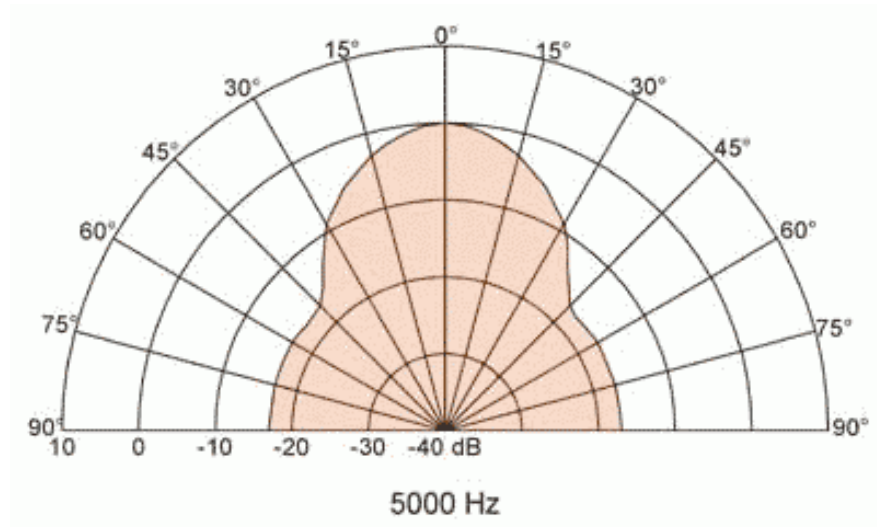
Şekil 3.10 Farklı Mikrofon Konumlarının Frekans Cevapları

Şekil 3.9’da verilen konum kullanılarak kırmızı eğri elde edilmiştir. Kırmızı eğri karakterine bakıldığında 100 Hz altı frekans genliklerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. 90 derece açı ile yerleşimde, yüksek frekanslara çıkıldıkça Şekil 3.11, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’de verilen yayılım karakterinin baskın olarak gözlemlendiği görülmektedir. Frekansın yükselmesi ile 300 Hz’den başlayarak azalma başlamaktadır. 300 Hz yakınlarında görülen çukur, hoparlörün önü ile arkasından yayılan ses basınç dalgalarının olumsuz girişiminden kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Hat uzunluğunun 1 metre olması nedeni ile 344 m/s olan ses hızına eşit olan frekans değerinde, hat dışında girişimlerin olduğu nümerik metot çözümünde de görülmektedir. Bu sebeple 90 derece açılı yerleşim, ölçümler için uygun olmamaktadır. Yeşil renkle ifade edilen hat içinde ya da hoparlör önünde yapılan ölçümde, hat içi istenmeyen yansımaların ve rezonans bölgelerinin ağırlıklı etkisi görülmektedir. Hat çapı 0.2

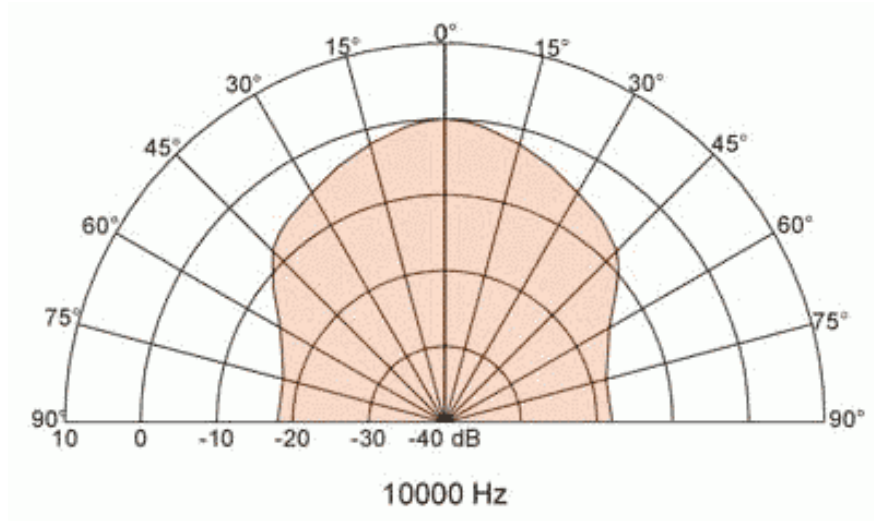
metredir. Durağan dalga oluşumları hat çapının 2 katı uzunluğunda oluşmaya başlamakta ve böylelikle 0.4 metre üzerinde etkili oldukları bilinmektedir. 0.4 metre ve daha kısa dalga boyuna sahip frekanslar 860 Hz ve üzeri frekanslardır. Yeşil eğriye dikkat edildiğinde 1000 Hz ve üzerindeki frekans cevabında tepe ve çukurların tepe noktaları, diğer cevaplara oranlar birbirlerinden uzaklaşmaya başlamışlardır. Tepe ve çukur değerleri arasında farkın büyümesi, giriş sinyali üzerinde kabin için istenmeyen durağan dalgaların etkisi olduğuna işarettir. Transfer fonksiyonu tanımı göz önüne alındığında, giriş sinyali üzerinde sistemden gelen bozucu etkilerin olması istenmemektedir. Bu nedenle hoparlör önü ölçüm noktası ya da kabin içi mikrofon yerleşimi, ölçümlerin elde edilmesinde tercih edilmemiştir.



Şekil 3.11 2000 Hz’de Yayımlı Yapan Bir Hoparlör



Şekil 3.12 5000 Hz’de Yayımlı Yapan Bir Hoparlör



Şekil 3.13 10000 Hz'de Yayımlı Yapan Bir Hoparlör

4. DALGA DENKLEMİ NÜMERİK ÇÖZÜMÜ

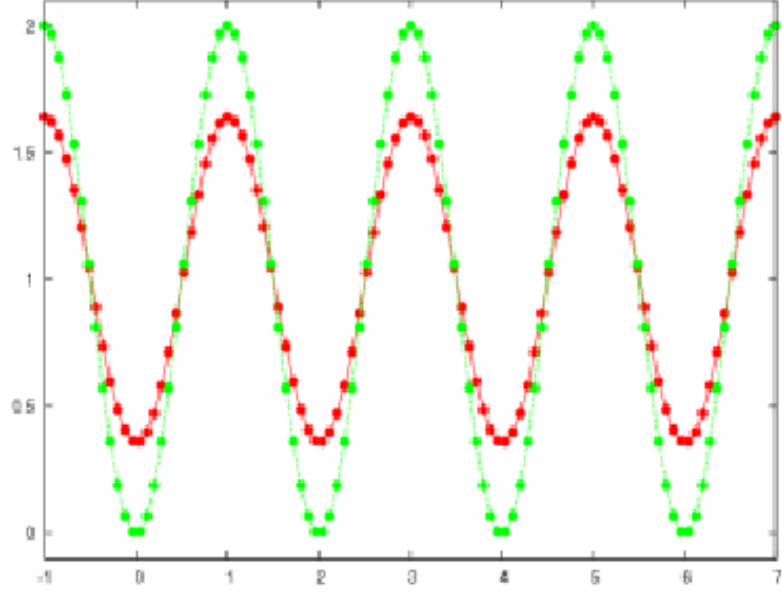
Akustik elamanların incelenmesinde kullanılan yöntemlerden biri sistemin matematiksel modelinin oluşturulmasıdır. Matematiksel model, detaylı akustik elemanların modellenmesinde denklemlerin uzun olması nedeni ile tercih edilmemektedir. (Beranek, 1993) Modelleme, sistemin geometrik yapısına göre yönlendirilmektedir. Simetrik sistemlerde, denklemlerin basitleşmesi açısından boyutlarda indirgemeye gidilmektedir. Hoparlör kabinlerinde de benzer bir basitleşmeye gidilebilir. Hoparlör kabinleri düşeyde seçilebilecek bir düzleme göre simetri şartını sağlayan yapılardır. Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin büyük bir çoğunluğu bu şartı sağlamaktadır. Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde sistemi tahrik eden hoparlör simetri ekseninde bulunmaktadır. Hoparlörün arka yayınına hattın içine doğru olmaktadır ve kabin düşeyde bulunan ve kabinin ortasından geçen bir düzleme göre simetrik yapıdadır. Alçak frekanslarda hoparlörün yönelme karakteri yarım küresel olduğundan her iki kısım eş miktarda tahrik olmaktadır. Böyle bir simetri koşulu kullanılarak dalga denkleminin bir düzlem için çözülmesi en uygun çözüm olacaktır. Seçilebilecek en uygun düzlem, hoparlör kabinini düşeyle iki eşit parçaya bölen düzlem olmaktadır. Transmisyon hat tipi hoparlör kabinleri, diğer hoparlör prensiplerine göre daha geniş bir frekans bandında çalışmaktadırlar. Bu durum kabinlerin daha geniş bir frekans bandında incelenmesini gerektirmektedir. En uygun aralık olarak 20 Hz – 2000 Hz seçilmiştir. Belirlenen frekans bandında çözümün sağlanabilmesi için dalga denklemi ve çözümü oluşturulmaya çalışılmıştır.

Kısmi diferansiyel denklemlerin nümerik çözümü hızlı gelişmelerin yaşandığı bir alandır. Buna paralel olarak kısmi diferansiyel denklemlerin kullanım alanları da genişlemektedir. Bilgisayarların gelişimi ile kısmi diferansiyel denklemlerin çözümleri kısa zamanda gerçekleştirilmekte ve bu durum nümerik çözümleri daha kullanışlı hale getirmektedir.

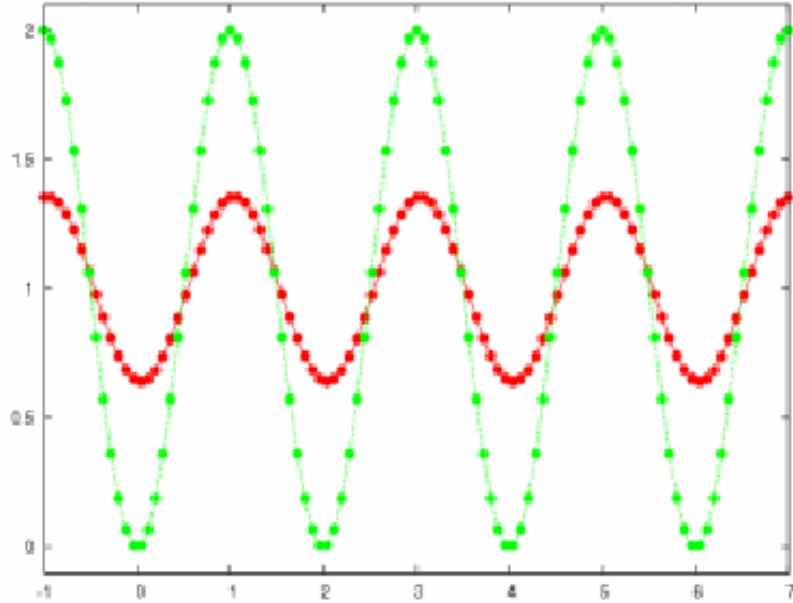
Dalga denkleminin bilgisayara aktarılmasını sağlayan birden fazla kalıp bulunmaktadır. Bu kalıplar çözülmesi düşünülen noktanın hangi komşu noktalar yardımı ile hesaplanması gerektiği konusunda farklı görüşler ortaya koyar. Çalışmada kullanılan kalıp üzerinde karar verilmeden önce bu kalıpların olumlu ve olumsuz yönleri incelenmiştir. Kullanılan Crank-Nicolson kalıbı yutucu sınır koşullarının uygulanabildiği iki kalıptan biridir. (Diaz et. al., 2003) Diğer kalıp Lax-Wendroff kalıbıdır. Lax-Wendroff, Crank-Nicolson kalıbı gibi 4 komşu nokta üzerinde çalışmaktadır. Fark, Taylor açılımında üçüncü terimin de hesaplamalara katılmasıdır. Üçüncü terimin denkleme katılması işlemleri bir derece yükseltmektedir ve iki boyutlu çözümü güçleştirmektedir, fakat herhangi bir iyileştirme

sağlamamaktadır. Sonuç olarak hata sabit kalmamakta ve bilgisayar tabanlı nümerik çözüm sonucu olarak giderek artmaktadır. Karşılaştırmalı sonuçlar şu şekilde verilebilir.

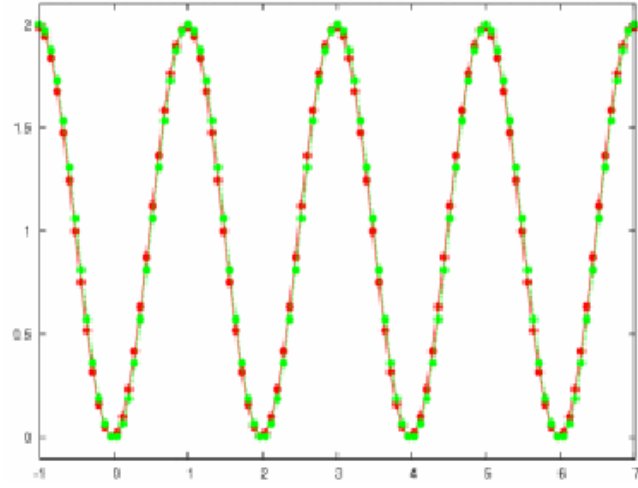
Tüm karşılaştırmalar öncelikle tüm tek boyutlu sonlu farklar kalıpları MatLab'de oluşturulmuştur. Farklılıkların belirlenmesi için sürekli sinüs işareti oluşturularak sonlu farklar şemaları 7 sn için çözülmüştür. $t = 7$ sn'deki simülasyon sonuçları şekiller yardımı ile sunulmuştur.



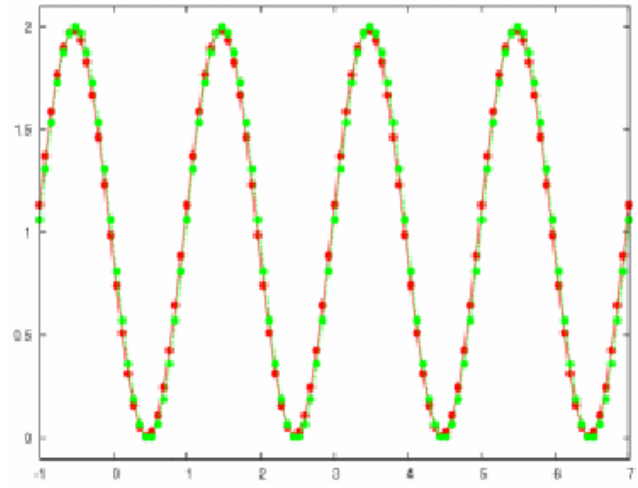
Şekil 4.1 Upwinding Kalıp Cevabı



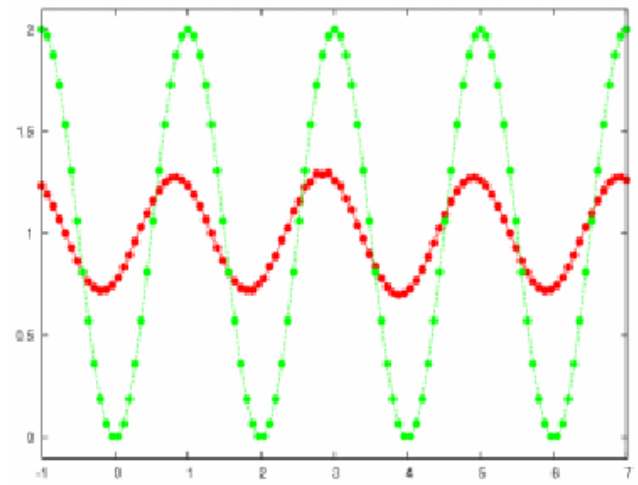
Şekil 4.2 Lax-Friedrich Kalıp Cevabı



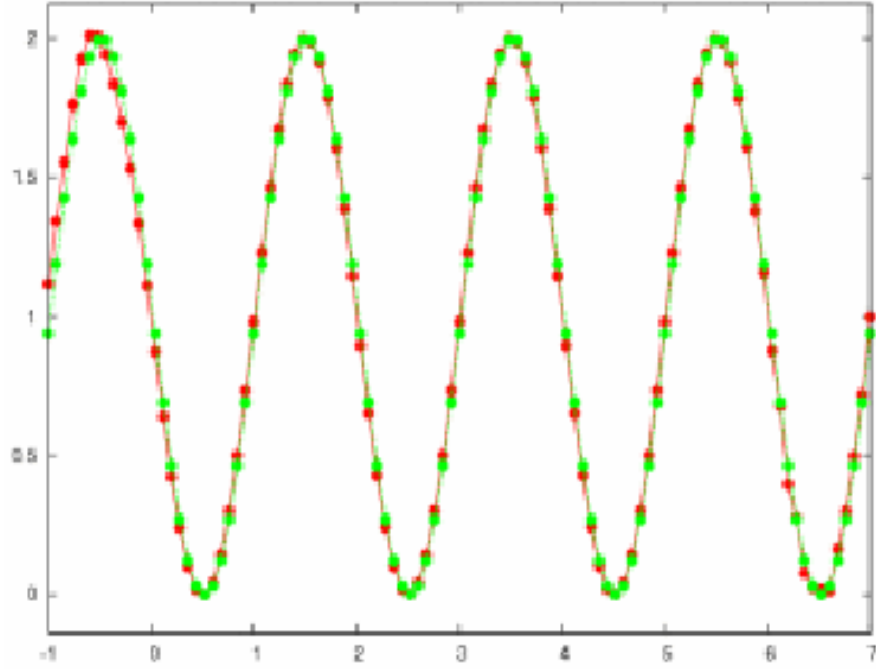
Şekil 4.3 Lax-Wendroff Kalıp Cevabı



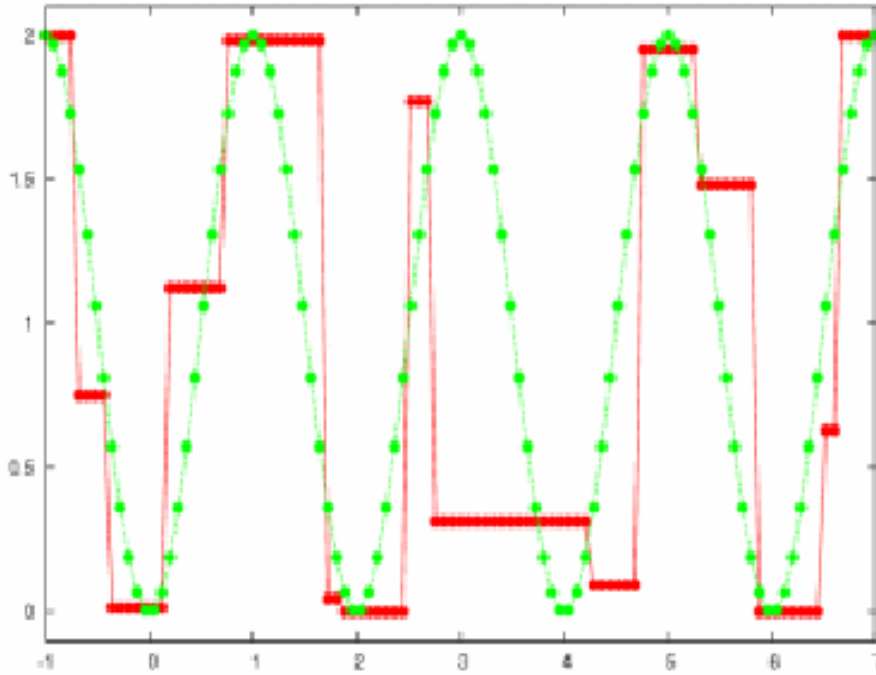
Şekil 4.4 Leap-Frog Kalıp Cevabı



Şekil 4.5 Implicit Merkezi Farklar Kalıp Cevabı



Şekil 4.6 Crank-Nicolson Kalıp Cevabı



Şekil 4.7 Glimm Kalıp Cevabı

Şekil 4.1 ile Şekil 4.7 arasında sunulan eğrilerde kırmızı renk nümerik çözümü, yeşil renk kesin çözümü ifade etmektedir. Hata oranları toplu olarak Çizelge 4.1’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1 Sonlu Farklar Yöntemi Hata Oranları

Sonlu Farklar Yöntemi	Hata Oranı
Upwinding	0.245483
Lax-Friedrich	0.431930
Lax-Wendroff	0.178499
Leap-Frog	0.048402
Implicit Merkezi Farklar	0.498382
Crank-Nicolson	0.045718
Glimm	0.480806

Çizelge 4.1’de görüldüğü üzere kalıplar bilgisayar koduna aktarıldıktan ve 1000 örnekleme zamanı çalıştırıldıktan sonra hata oranı en düşük kalıp Crank-Nicolson kalıbı olmaktadır. Sönümlü sınır şartlarının bu kalıba uygunluğunun da etkisi ile çalışmada akustik elemanların simülasyonu için bu kalıp kullanılmıştır. (SCILAB Reference Manual, 2001)

4.1 Türevin Tanımı

Bir tek değişkenli fonksiyonun klasik anlamda türevi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\frac{dy}{dx} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{y(x+h) - y(x)}{h} \quad (4.1)$$

Dijital ortamda limit, tanımlanamaz bir kavramdır. Fakat, “h” değişkeni olabildiğince küçük bir değer seçilerek süreklilik şartı kontrol edilebilir. Paralel olarak limite yaklaşıldıkça hatanın değişimi gözlemlenebilir.

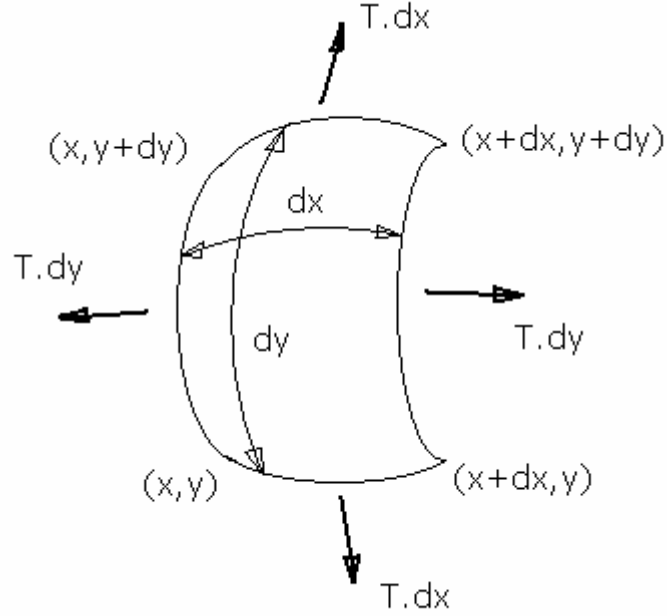
4.2 Kısmi Farklar ve Taylor Serileri

Simülasyonun gerçekleştirileceği uzay, her yönünden eş olarak gerginleştirilmiş bir yüzey olarak düşünülmektedir (Beranek, 1993). Eğer ρ [kg/m³] yüzey yoğunluğu ve T [N/m] birim boydaki yüzey gerilimi olarak kabul edilirse, dl uzunluğundaki bir çizgi parçacığının üzerine düşen kuvvet T.dl olarak gösterilebilir.

Kartezyen koordinat sisteminde bir noktanın hareketi $u(x,y,t)$ şeklinde ifade edilebilir.

Hareketli birim alan üzerine düşen kuvvet $dS=dx.dy$, x ve y eksenleri üzerindeki kuvvetlerin toplamına eşittir. Şekil 4.8’de gösterilen birim eleman için birbirine dik iki düşey kuvvetin oluşturduğu gerinim, denklem 4.2’deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$Tdy \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x+dx} - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_x \right] = T \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx dy \quad (4.2)$$



Şekil 4.8 Birim Eleman Üzerine Etkiyen Kuvvetler

ve benzer şekilde T.dx için;

$$T \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) dx dy \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu iki kuvvetin toplamı, $\rho.dx.dy$ ile ivme $\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)$ çarpımına eşitlendiğinde;

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (4.4)$$

ya da;

$$u_{xx} + u_{yy} = \frac{1}{c^2} u_{tt} \quad (4.5)$$

olarak karşımıza çıkar. Burada $c^2=T/\rho$ ifadesine eşittir.

Bu metoda, türevin farkla yer değişimi adı verilir.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.6)$$

İki boyutlu uzayda dalga yayılımı denklem (4.6)'de verilmiştir. (Beranek, 1993) Denklemde kullanılan değişkenler nümerik metoda aktarılırken aşağıdaki şekilde değiştirilmiştir. Denklemde iki bağımsız değişken olduğundan, fark denklemleri her ikisini de sağlamalıdır.

$$x = i$$

$$y = j$$

$$t = n$$

$$\Delta x = \Delta y = h$$

“h” iterasyon adımı olarak adlandırılır. Denklemlerin kararlı olabilmesi açısından “h” değişkeni aşağıda belirtilen alanda bulunmalıdır. (Lapidus et al. 1982)

$$h \leq \frac{k}{n}$$

İfadede “k” değişkeni Δy değişimini ifade ettiği için kare çözüm alanı için “h” değişkenine eşittir. Bu sebeple ifade $n \leq 1$ şeklini alır. Böylece diferansiyel denklem çözümünün kararlı olabilmesi için zaman adımlarının bir birimden büyük ya da eşit olmaması gerekmektedir.

Öncelikle “x” yönü ele alınırsa Taylor serilerinden bilindiği üzere $u(x)$ ifadesi, x_r noktası etrafında şu şekilde yazılabilmektedir.

$$u(x_r + h) = u(x_r) + hu_x|_r + \frac{h^2}{2!} u_{xx}|_r + \frac{h^3}{3!} u_{xxx}|_r + \dots \quad (4.7)$$

$$u(x_r - h) = u(x_r) - hu_x|_r + \frac{h^2}{2!} u_{xx}|_r - \frac{h^3}{3!} u_{xxx}|_r + \dots \quad (4.8)$$

Denklemler düzenlenerek yeniden yazılırsa;

$$u_x|_r = \frac{u(x_r + h) - u(x_r)}{h} - \frac{h}{2!} u_{xx}|_r - \frac{h^2}{3!} u_{xxx}|_r - \dots \quad (4.9)$$

$$u_x|_r = \frac{u(x_r) - u(x_r - h)}{h} + \frac{h}{2!} u_{xx}|_r - \frac{h^2}{3!} u_{xxx}|_r + \dots \quad (4.10)$$

u' 'nin x_r 'de türevine iki yaklaşım aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$u_x|_r \approx \frac{u(x_r+h)-u(x_r)}{h} \equiv \frac{u_{r+1}-u_r}{h} \quad (4.11)$$

$$u_x|_r \approx \frac{u(x_r)-u(x_r-h)}{h} \equiv \frac{u_r-u_{r-1}}{h} \quad (4.12)$$

Taylor serileri matematiksel veya fiziksel olarak önemi bulunmayan bir noktadan kesildikleri için belirli bir kısaltma hatası ortaya çıkmaktadır. Bu hata E_r ile gösterilecektir. Hata, karakteristik olarak kesimin yapıldığı serinin, kesimden sonraki ilk ve en büyük elemanı olarak ifade edilir.

$$E_r = \pm \frac{h}{2} u_{xx}|_{\xi} = O(h) \quad (4.13)$$

Denklemden;

$$x_r \leq \xi \leq x_r + h$$

$$x_r - h \leq \xi \leq x_r$$

denklemler 4.10 ile 4.9'i birbirinden çıkararak sonucu $u_{xx}|_r$ cinsinden yazarsak;

$$u_{xx}|_r = \frac{u_{r+1} - 2u_r + u_{r-1}}{h^2} \quad (4.14)$$

bu durumda kesilme hatası;

$$O(h^2) = \frac{-h^2}{12} u_{4x}|_{\xi}, \quad x_{r-1} \leq \xi \leq x_{r+1} \quad (4.15)$$

olarak karşımıza çıkmaktadır. Hata $O(h^2)$ olarak ifade edilmiştir, ifade h 'ın derecesinden gösterilişini almaktadır.

4.3 Dalga Denklemi ve Kısmi Farklar ile İfadesi

u_{xx} için limit arandığında ileri ve geri farkların ikisi de önem kazanmaktadır. İleri ve geri fark denklemleri u_{xx} simülasyon değişkenleri için düzenlenirse denklem (4.17) elde edilmektedir. Aynı işlem zaman ve "y" doğrultusu için yapıldığında sırasıyla denklemler (4.16) ve (4.18) elde edilir.

Simülasyon alanı kare olduğu için x ve y doğrultularında iterasyon adımları (k,h) eşit alınmıştır ve denklemlerde "h" ile gösterilmiştir. (Lapidus et. al. 1982) Simülasyonun kararlı olması durumu $0 < k^2/h^2 \leq 1$ ile ifade edilmiştir. (Kreyszig, 1993)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \cong \frac{u_{i,j}(n+1) - 2 \cdot u_{i,j}(n) + u_{i,j}(n-1)}{\Delta t^2} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cong \frac{u_{i+1,j}(n) - 2u_{i,j}(n) + u_{i-1,j}(n)}{h^2} \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cong \frac{u_{i,j+1}(n) - 2u_{i,j}(n) + u_{i,j-1}(n)}{h^2} \quad (4.18)$$

Denklem (4.16), (4.17) ve (4.18) düzenlenerek yazılırsa;

$$u_{i,j}(n+1) = 2u_{i,j}(n) - u_{i,j}(n-1) + \frac{c^2(\Delta t)^2}{h^2} \left[u_{i+1,j}(n) + u_{i-1,j}(n) + u_{i,j+1}(n) + u_{i,j-1}(n) - 4u_{i,j}(n) \right] \quad (4.19)$$

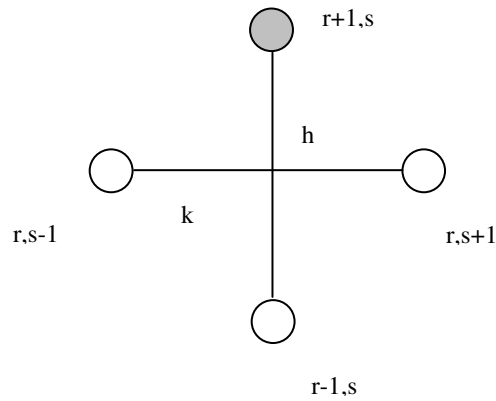
elde edilir.

Denklem (4.19)'un elde edilmesi ile, başlangıç şartlarına bağlı olarak $(u_{i,j}(n))$, $u_{i,j}(n+1)$ hesaplanır. (Lapidus et. al. 1982)

Bilgisayar hafızasında çözüm bir matris içinde saklanmaktadır. Diferansiyel denklemin sonuçları bu matris içinde i,j konumuna yazılmaktadır. Matris içindeki her i,j noktası Δt ilerleme için çözülür. Oluşturulan bu matris kod içinde E matrisi olarak tanımlanmıştır.

Denklemlere bakıldığında komşu noktalar üzerinde işlem yapıldığı görülmektedir. Nümerik metotlar söz konusu olduğunda işlenen noktalar belirli şamalarla genellenmiştir. Kullanılan şamalara bağlı olarak yöntemin kararlı olması için iterasyon değişkenlerinin içinde bulunması gereken değer aralığı belirlenmiştir.

Şekil 4.81'de verilen hesaplama hücresi için Bölüm 4.2'de verilen $n \leq 1$ şartı denklemin kararlı olması için gerekli ve yeterli şarttır. (Lapidus, 1982)



Şekil 4.9 Hesaplama Hücresi

4.4 Yutucu Sınır Koşulları

Fiziksel dünyanın sınırlı olmasına karşın, matematiksel açıdan bakıldığında büyük çözüm kümelerinin sınırsız olarak modellenmesi gerekmektedir. Bu durum, dalgaların yayınımlında bir ya da daha fazla dalga boyu uzunluğa sahip çözüm kümeleri için de geçerlidir. Böyle bir çözüm alanının nümerik olarak bilgisayara aktarılması şu an için mümkün değildir.

Çözümün etkilenmeden sınırların kaldırılması problemi geçmişi yeni fakat üzerinde çok kişinin çalıştığı bir problemdir. İlk adım Engquist ve Majda (Engquist et al. 1977) tarafından atılmıştır. Engquist ve Majda dalga denklemi için yutucu sınır koşulunu oluşturmuşlardır. Problemi, dalgaların sınırlara ulaşmaları anında onların sönmüne neden olacak ifadenin bulunması, olarak tanımlamışlardır. Gösterdikleri yaklaşım tek serbestlik dereceli sistemler için mükemmel sonuç vermiştir, fakat, birden fazla serbestlik dereceli sistemlerde dalgaların geliş açılara bağımlılık gösteren ve lineer olmayan yüksek mertebeli ifadelerin türemesine neden olmaktadır. Yüksek mertebeli sistemlerde kullanmak için çıkan ifadelere bazı kabullerin yapılması gerekmektedir, sebep olarak Taylor serilerinin 2'den büyük mertebeler için yöntemde kararlı davranmamaları gösterilmiştir. Yapılan kabuller ve yaklaşımlar ile ilgili bir çok yayın yapılmıştır. Yayınlar ile ilgili incelemeler Givoli tarafından derlenmiştir. (Givoli, 1991)

Problem üzerine diğer bir yaklaşım da çözüm alanının sınırlarında belirli genişlikte yutucu alan oluşturmaktır. Nümerik açıdan fiziksel yaklaşıma en uygun çözüm olarak bu yöntem kabul edilmiştir. Alan içinde dalga denklemi yutum katsayısı ile çözülmektedir. Böylelikle çözüm alanı sınırından simülasyon alanı sınırına kadar olan bölgede dalgaların genliklerinin azaltılması hedeflenmiştir. Genliklerin yeteri kadar azaltılması ile sınırlardan geri yansımaların engelleneceği düşünülmüştür. Bu konuda çalışanlara örnek olarak Cerjan (Cerjan et al. 1985) verilebilir. Fakat bu yaklaşımın bir dezavantajı bulunmaktadır. Yutucu alana girişte yayılan dalgalar bir akustik empedans değişimi görmektedirler. Bu empedans değişimi sönümlü dalga denklemi ile sönümsüz dalga denklemi arasındaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak göz ardı edilemeyecek bir kırılma meydana gelir. Dalganın belirli bir kısmı yutucu sınır içine doğru yayılırken belirli bir kısmı çözüm alanına geri yansır.

1994 yılında yutucu sınır alanının yarattığı bu probleme çözüm olarak Berenger PML metodunu önermiştir. Böylelikle dalga sınıra hangi açı ile geldiğinden bağımsız olarak mükemmel sönüm elde edilmiştir. Berenger dalga denklemi yerine Maxwell denklemlerini çözmüştür. 2002 yılında Ditkowski çalışmayı üçüncü boyuta taşımıştır. (Ditkowski et. al., 2002)

Günümüzde PML metodu Elektromanyetik dalgaların simülasyonunda sıkça kullanılmasına karşın kararlılığı halen çözülememiş bir soru olarak kalmıştır.

Bu çalışmada fiziksel uygulamalara yakınlığı nedeni ile yutucu sınır alanı kullanılması tercih edilmiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak dalga denklemi yutucu katsayı ile çözülmüştür. Bunun yerine, yutuculuk katsayısı dışarıdan girilebilen bir denklem sistemi kullanılmıştır. Böylelikle, yutum katsayısı bulunan dalga denkleminde daha düşük seviyede geri yansıma elde edilmeye çalışılmıştır.

4.5 Yutucu Sınır Alan ve Nümerik Metoda Uygulanışı

Nümerik metotlarla dalga denkleminin çözümü yapıldığında, kullanılan yöntemden bağımsız olarak, simülasyon alanı sınırlarında istenilmeyen yansımalar olmaktadır. Yansıyan dalgalar simülasyon alanı içinde yapılan hesaplama sonuçlarını olumsuz yönde etkilemektedirler. Sınırlardan yansıyan dalgaların yok edilmesi için sönüm katsayısı çözüm alanında kullanılan katsayıdan büyük olmalıdır. Böylelikle dalga genliklerinin geriye yansıma yapmayacak şekilde azaltılması hedeflenmektedir.

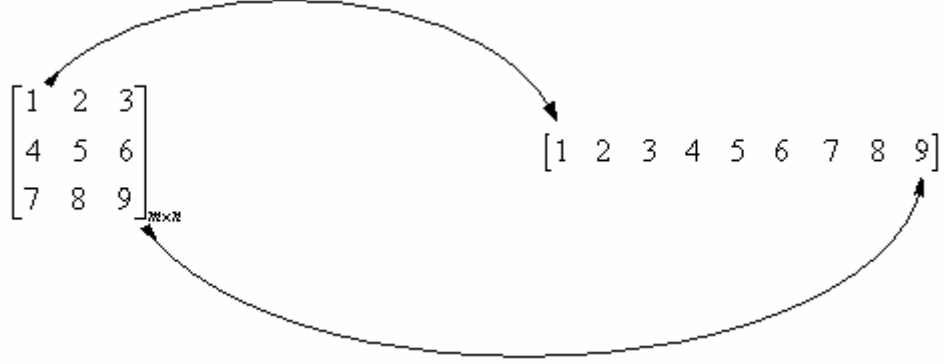
Nümerik metotlar ile sönüm yapılması durumunda çözüm alanının boyutları, eklenen sınır alanın genişliği ile ters orantılı olarak azalmaktadır. Çözüm alanının daralması, alan içine yerleştirilecek model boyutlarını sınırlamaktadır. Fakat, yutumun sağlanabilmesi için belirli genişliğe ihtiyaç duyulmaktadır. Problem için en uygun genişlik yarım dalga boyu olarak verilmiştir. (Cohen, 2002) Böylelikle dalganın yutucu sınır alanına girmesi ile çıkması arasındaki toplam mesafe bir dalga boyuna eşit olabilmektedir. Benzer bir uygulama PML metodunda kullanılmaktadır. Yutucu sınır alan metoduna PML metodundan aktarılmıştır.

Yutucu sınır alanın dalga denklemine uygulanabilmesi için öncelikle dalga denkleminin nümerik olarak ifade edilmesi gerekmektedir. Bu işlem için elde edilen (4.19) denklemi esas olarak alınmıştır.

Denklem (4.19)'un çözülebilmesi için bilgisayarın hafızasında bir çözüm kümesi oluşturulması gerekmektedir. Dikdörtgen çözüm alanının kullanılması bilgisayar tarafından algılanması imkansız bir durumdur. Bilgisayarın hafızası doğrusal olarak adreslenen bir bölgedir. Matris olarak bir bölgenin adreslenebilmesi için klasik gösteriliş olan $[m,n]$ ifadesi yerine $[(m-1)*genişlik+n]$ ifadesi kullanılmıştır.

Şekil 4.10 A'da 3x3 boyutlu bir matris verilmiştir. Eğer $[2,3]$ elemanına bakarsak cevap olarak "6" dönecektir. Benzer şekilde, bilgisayarın hafızasında Şekil 4.10 (A)'da verilen

matris Şekil 4.10 (B)'de verildiği gibi durduğu için, $[1*3+3]$ ile yine "6" sonucu elde edilir. Bu tür yazılım şekli bilgisayarın doğrusal hafızasında matris işlemlerinin daha hızlı yapılmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.10 3x3 Boyutlu Matrisin Doğrusal Hale Getirilmesi

Dalga denkleminin çözümü olan basınç değerleri çözüm alanının üzerinden okunması uygun görülmüştür. Çözüm matrisi üzerinde bulunan değerler her zaman adımı için çözülmektedir. Çözüm matrisi programda E matrisi olarak gösterilmektedir. E matrisi ile beraber U matrisi oluşturulmuştur. Kısmi diferansiyel denklemleri çözülebilmesi için, denklem (4.19)'da verildiği gibi, komşu çözüm hücreleri ile işlemler yapılması gerekmektedir. İşlemlerin yapılması sırasında bu değerlerin değişmemesi, çözümün sürekliliği için başlıca şarttır. Bu sebeple, çözüm için iki matris kullanılmış, E matrisi kullanılarak elde edilen değerler U matrisinde saklanmıştır. Burada uyulması gereken bir nokta, her E matrisi elemanı için U matrisinde 4 eleman bulunma şartıdır. Bir zaman adımında yeni hesaplanan U matrisi değerleri, eski E matrisi değerleri ile toplanarak sonuç elde edilmiştir. Bu işlemin C++ kodu karşılığı Ek 1'de verilmiştir.

Simülasyonun kararlı olabilmesi için $n \leq 1$ şartı sağlanmalıdır. Bu şartın sağlanması zaman adımına ve x ile y eksenlerindeki adım büyüklüklerine bağlıdır. Yazılımda bu değişkenler sırası ile DT, DX ve DY olarak adlandırılmışlardır. Çözümün kararlı olabilmesi için;

$$\frac{DT}{DX \cdot DY} \leq 1 \quad (4.20)$$

İfadesi gerçekleştirilmelidir. Çözüm matrisi kare olduğu için $DX=DY$ alınması işlemleri kolaylaştırmaktadır.

Çözüm matrisi ile orantılı olarak değerler aşağıdaki kod kullanılarak hesaplanmaktadır.

SWIDTH ile SHEIGHT değişkenleri görüldüğü gibi aynı seçilmiştir. Bu değişkenler simülasyon matrisinin boyutlarını tutmaktadırlar. Diğer değişkenler olan pwidth ve pheight çözüm matrisinin boyutlarını tutmaktadırlar. E matrisinde bulunan her elemanın hesaplanması için 4 adet komşu eleman bulunması gerekmektedir. SWIDTH ile SHEIGHT değişkenleri ¼ oranını sağlayacak ve bilgisayarın hafızasını tamamen kullanabilecek şekilde seçilmiştir. Simülasyon alanı içine modelin yerleştirilebilmesi için değerlerin, çözümün gerçekleştirildiği bilgisayar hafızasını tamamen kullanacak şekilde seçilmesi gerekmektedir.

```
float SWIDTH=1024;
float SHEIGHT=1024;
float DT=1.8f;
float DX=(SWIDTH/pwidth)*1.5;
float DY=(SHEIGHT/pheight)*1.5;
```

DX ve DY değerleri hesaplandıktan sonra (4.20)'de yerlerine yazılırlar. İfadenin 1'den küçük çıkabileceği DT seçilerek yerine yerleştirilir.

Simülasyon parametreleri belirlendikten sonra dalga denklemi nümerik olarak yazılabilir. Öncelikle denklem (4.19)'da verilen forma uygun olarak türevler hesaplanır. Tek bir nokta için türev değeri;

```
U[i*pwidth+j]= U[i*pwidth+j] +
(MYVEL*(E[(i+1)*pwidth+j]+E[(i-1)*pwidth+j]+E[i*pwidth+(j-1)]+E[i*pwidth+(j+1)]
-4*E[i*pwidth+j]))*DT/(DX*DY);
```

(4.21)

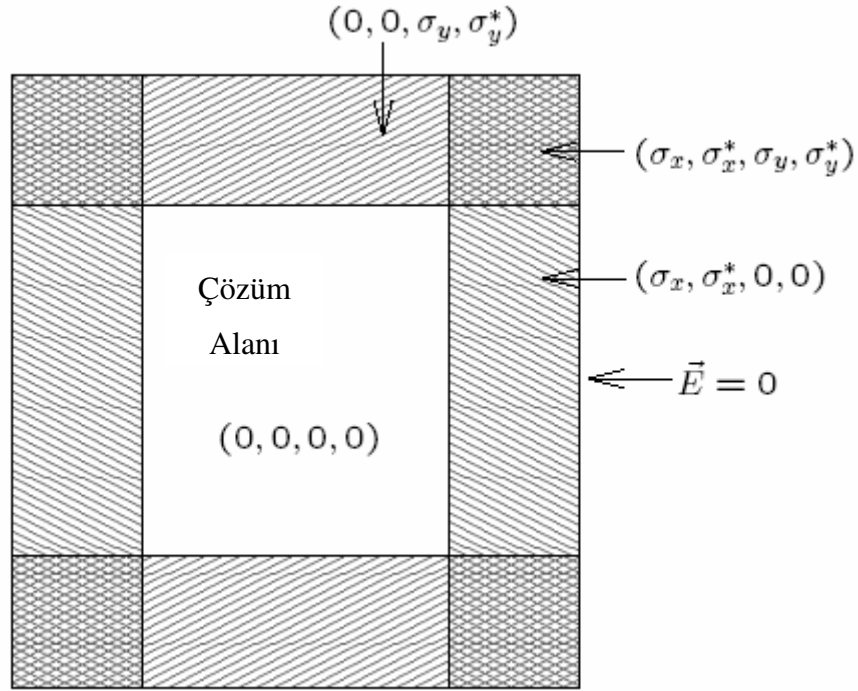
olarak elde edilir. İfadede sesin hızı MYVEL değişkeni ile gösterilmiştir. E sonuç matrisi değerleri hesaplanarak U matrisine yazılmaktadır. Görüldüğü üzere bu aslında yayınım denklemidir. Parabolik kısmi diferansiyel denklem, hiperbolik dalga denklemine göre farklıdır. Yayınım denkleminde zaman değişkeni 1. mertebededir. Dalga denkleminde zaman değişkeninin derecesi 2. mertebededir. Zamana göre yayınım denkleminin türevi denklem (4.22)'de alınmıştır.

```
E[i*pwidth+j] = E[i*pwidth+j] + U[i*pwidth+j] * DT;
```

(4.22)

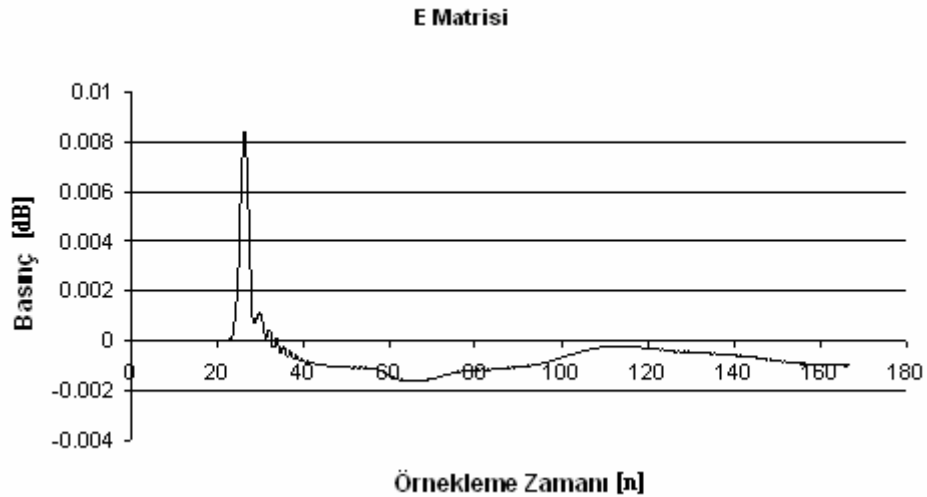
Matristeki her nokta için (4.22) işlemi tekrarlanarak dalga denklemi çözülmüş olmaktadır.

Simülasyon sınırlarından dalgaların yansımaları engellemek amacı ile sınırlara yutucu bir alan eklenmiştir. Bu alanın kalınlığı, simülasyon alanı içinde kullanılacak en düşük frekanslı dalga boyunun yarısıdır. Böylelikle dalganın yutucu sınır alanı için tam bir dalga boyu yol alması sağlanmış olmaktadır.

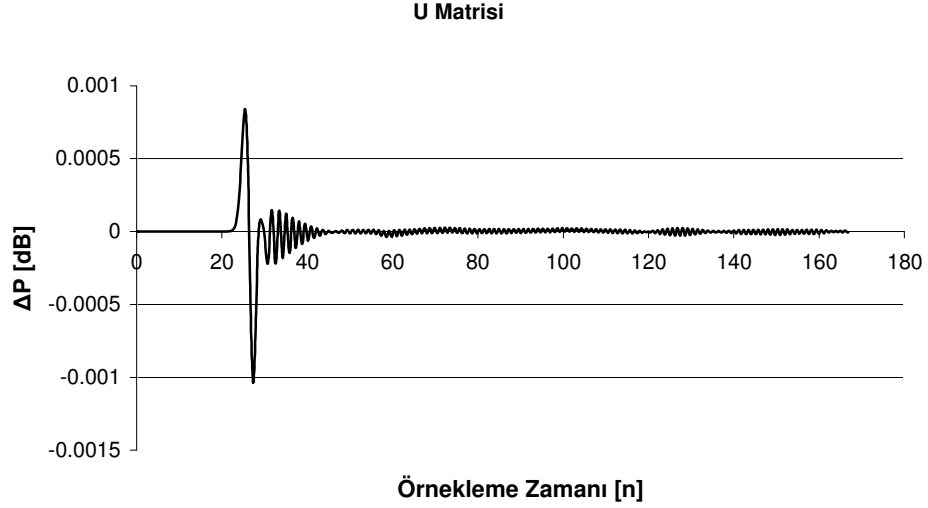


Şekil 4.11 Yutum Katsayılarının Gösterilişi

Simetrinin sağlanabilmesi için her yöndeki yutum katsayıları eşit alınmıştır. Sönüm fonksiyonlarını gösteren σ ifadeleri $+x$ ve $-x$ yönlerinde ayrıca $+y$ ve $-y$ yönlerinde farklı yutulmlara sahip olmaktadır. Bunun sebebi dalganın yönüne bağlı olarak fonksiyon eğiminin değişmesi gösterilebilir. Bu sebeple Şekil 4.11’de farklı olarak ifade edilmişlerdir.



Şekil 4.12 Zamana Bağlı Basınç Değişimi



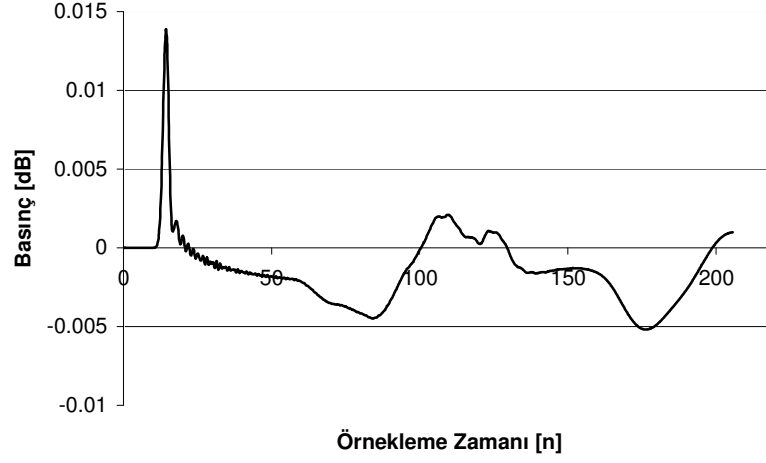
Şekil 4.13 Zamana bağlı U matrisi değişimi

Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de çözüm matrisi içinde belirli bir noktadan okunan değerlerin zamana bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekil 4.12'e bakıldığında normalize edilmemiş basınç değerlerinin zamana göre değişimi görülmektedir. Değerlerin okunduğu noktadan dalganın geçmesi durumu için belirli bir tepe görünmektedir. Aynı zaman değerleri için U matrisi değişimi E matrisinin türevi şeklinde gerçekleşmektedir. U matrisi değerleri E matrisine eklenerek belirli bir t anı için çözüm elde edilmektedir.

Normalizasyon, çözüm matrisi içinde değiştirilen her geometri için farklı tepe değerler okunduğundan, probleme bağımlı olmaksızın yapılmaktadır. İncelenen zaman aralığı içinde okunan tüm basınç değerleri, elde edilen en yüksek değere bölünerek değişimin $-1 < P < 1$ aralığında olması sağlanır. Sonuçlarda çalışma için önemli olan azalma oranları olduğu için mutlak basınç değerleri kullanılmamaktadır. Böyle bir normalizasyon işlemine gidilmesi işlemleri kolaylaştırmakta ve karşılaştırmaların anlaşılabilirliğini pekiştirmektedir.

Yutucu sınır alan genişliği, simülasyon alanı içinde çözüm için kullanılacak dalga boylarının en büyüğü dikkate alınarak belirlenmiştir. Genişlik, bu dalga boyunun yarısı olacak şekilde belirlenmiş ve böylelikle dalganın yansıdıktan sonra alacağı mesafe ile tam bir dalga boyu yol izlemesi sağlanmıştır. Bu kurala göre düzenlenen yutucu fonksiyonlar yarım dalga boyu mesafede maksimum değere ulaşacak şekilde seçilmişlerdir. Yutucu fonksiyon olarak 1. dereceden polinom kabul edilmiştir. Bunun sebebi 1. dereceden polinom türevlerinin sabit bir sayı olmasıdır. Yutucu fonksiyon olarak 2. mertebeden denklem seçimleri, üstel ya da trigonometrik fonksiyonlar, türevleri sabit bir sayı olmadığı için istenmeyen ek yansımalara

sebepler olmaktadır. Şekil 4.14’de üstel bir fonksiyon için yansıma karakteristiği örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Üstel Fonksiyon Yansıma Karakteristiği

Üstel fonksiyonun x eksenini doğrultusunda aldığı değerlere göre türevi sabit kalmamaktadır. Buna benzer şekilde trigonometrik fonksiyonların türevleri de farklı x değerleri için değişiklik göstermektedirler. Sonuç olarak fonksiyonun farklı noktaları için birbirinden bağımsız yutum ve yansıma karakteristikleri ortaya çıkmakta, homojen bir yapı elde edilememektedir.

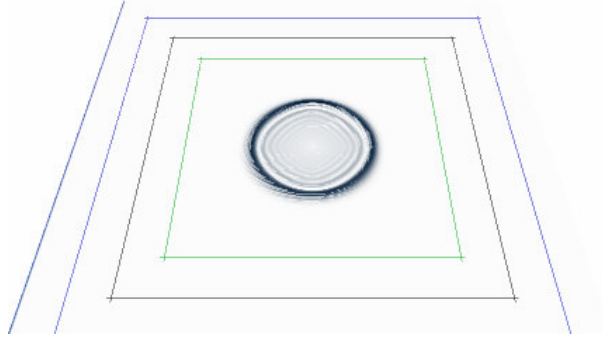
Şekil 4.12’de elde edilen yansıma karakteristiği, yutucu sınırlara çevrelenmiş hiperbolik dalga denkleminin çözümünde en uygun yapının 1. mertebeden polinomların kullanılması olduğunu göstermektedir.

Yutum fonksiyonları E çözüm matrisi için değerlerin hesaplandığı U matrisi üzerine etki ettirilir. U matrisi, E matrisinin Δt adım sonra hangi değeri alacağı bilgisini taşımaktadır. Doğrudan U matrisi üzerine yapılan azaltım, çözümdeki hatanın azalmasını sağlayacaktır.

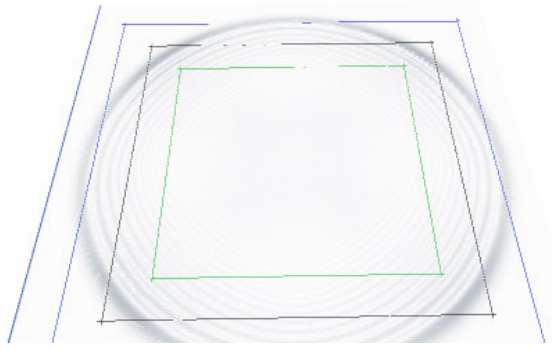
$$U[i*padding+j]=U[i*padding+j]*c1*((float)(j-padding+border)+c2) \quad (4.23)$$

Denklem (4.23)’de “BORDER” değişkeni, yutucu alanın başladığı noktanın değerini, c1 ve c2 değişkenleri 1. mertebeden polinomun katsayılarını tutmaktadır. Sınıra, belirlenen değer kadar yaklaşırsa, çalışan kod U matrisinin değerlerini fonksiyonun eğimi doğrultusunda azaltarak dalganın geri dönmesini engellemektedir.

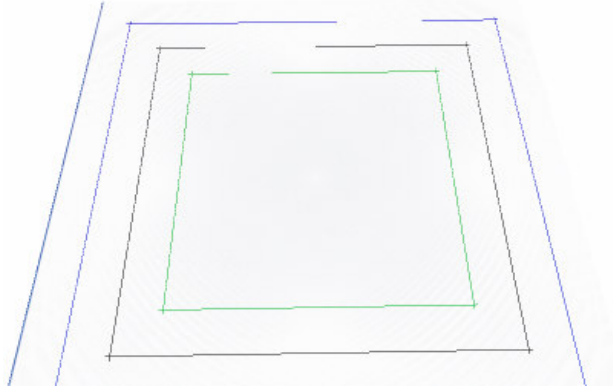
Şekil 4.15, 4.16 ve 4.17’de bir adım girişin çözüm alanından çıkarak yutum alanına girişi ve sönümlenmesi gösterilmektedir.



Şekil 4.15 30. İterasyon İçin Dalga Konumu



Şekil 4.16 60. İterasyon İçin Dalga Konumu



Şekil 4.17 90. İterasyon İçin Dalga Konumu

Elde edilen bu sonuç ile çözüm alanı içine yerleştirilebilecek bir akustik elemanın yansısız ortamda yapılacak ölçümleri simüle edilebilecektir.

Yutucu sınırların davranışları, kaynağın sınıra yakın olma durumuna bağlı değildir. Benzer şekilde yutucu sınırlar, kaynak sayısından bağımsız bir şekilde enerjiyi yutabilmektedir.

Nümerik yöntemlerde denklem 4.15'de belirtilen büyüklükte hatalar olabilmektedir. Kullanılan nümerik yöntemde hesaplanan hata;

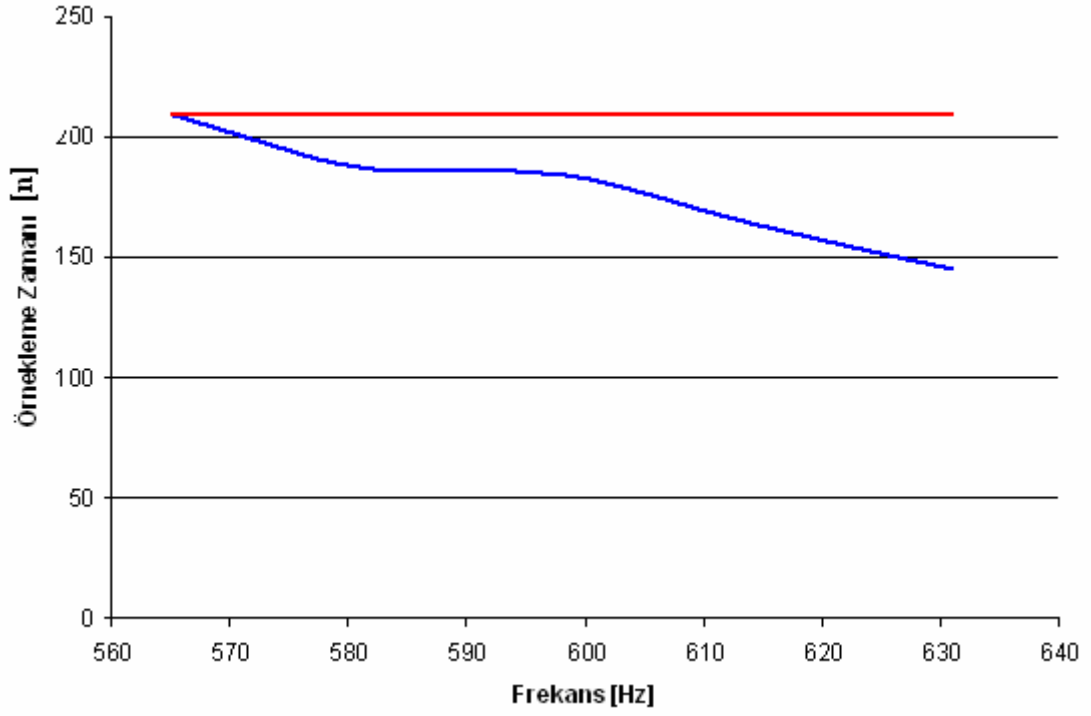
$$O(h^2) = 0.00003$$

olarak hesaplanmıştır. Bu değer maksimum basınç değeri olan 0.015'ile kıyaslandığında %0.2'lik bir hata ortaya çıkmaktadır. Ortaya çıkan hata oranı deneylerde kullanılan Clio Standart Ölçüm Sistemi'nin basınç ölçme hassasiyetinden düşük olması nedeni ile ihmal edilmiştir. (Clio Users Guide, 2003)

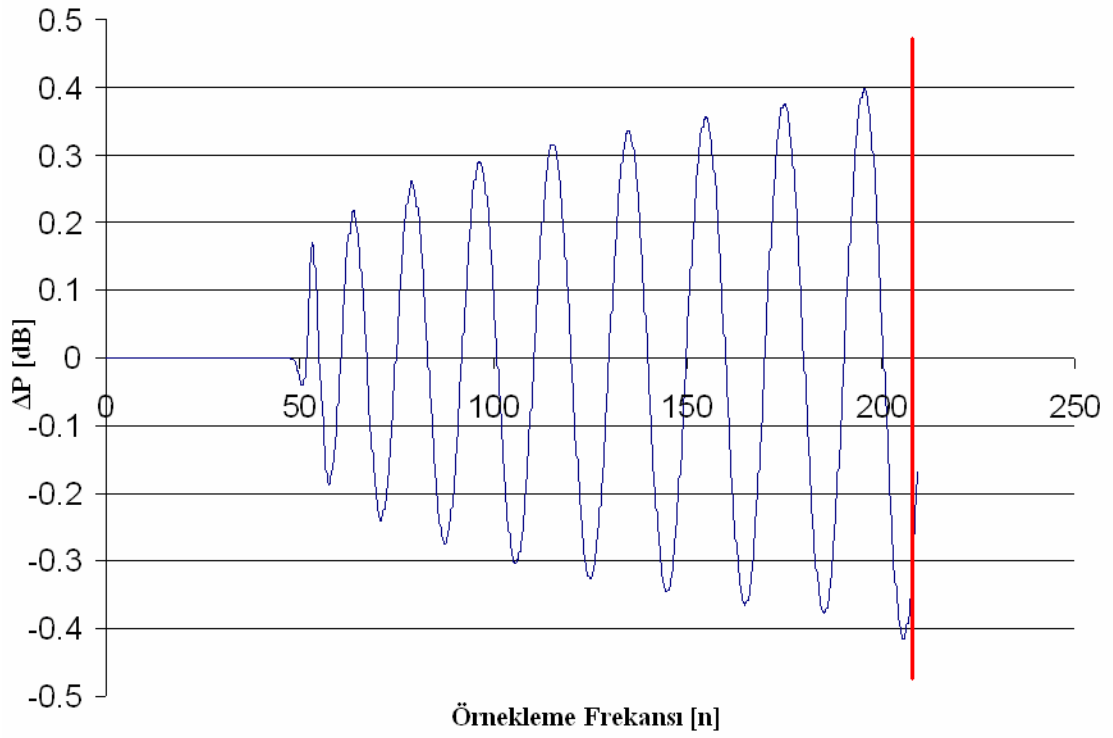
4.6 Nümerik Metot Limitleri

Nümerik metot sonuçları dikkate alındığında düşük frekanslarda bulunan rezonans tepe genliklerinin düşük seviyelerde kaldığı görülmektedir. Tepe değerlerinin düşük seviyede kalmasının nedeni simülasyon zamanının hafıza ile sınırlı kalmasından kaynaklanmaktadır. Nümerik metot simülasyonu yapılan sistemin genliklerini sistem kararlı hale geçtikten sonra okumaktadır. Düşük frekanslarda sistemin kararlı hale geçmesi uzun simülasyon süreleri gerektirmektedir. Simülasyon sırasında çözüm matrisi üzerinde yapılan hesaplamalar bilgisayarın hafızasında saklanması nedeni ile nümerik metodun sistemin kararlı hale geçebilmesi için tanıyabileceği süre, bilgisayarda bulunan hafıza ile sınırlıdır. 600 Hz ve üzeri frekanslarda 1500 simülasyon adımı yeterli olabilmektedir. 600 Hz ve altı frekanslar için bilgisayarın yerleşik hafızasının minimum 4 GB olması gerekmektedir. 20 Hz için uygun olacak simülasyon adımı 7400'dür. 7400 simülasyon adımı için gerekli olan hafıza yaklaşık 10 GB olmaktadır. Bu nedenle Şekiller 7.4, 7.6, 7.8, 7.10, 7.12, 7.16, 7.18, ve 7.20'de nümerik metot sonucunda düşük frekanslarda görünen tepeler, frekansları eşit olsalar dahi, genlik açısından uygun sonuç vermemişlerdir. Nümerik metodun hafıza ile ilgili sorunu, Şekil 4.18 ile açıklanabilir.

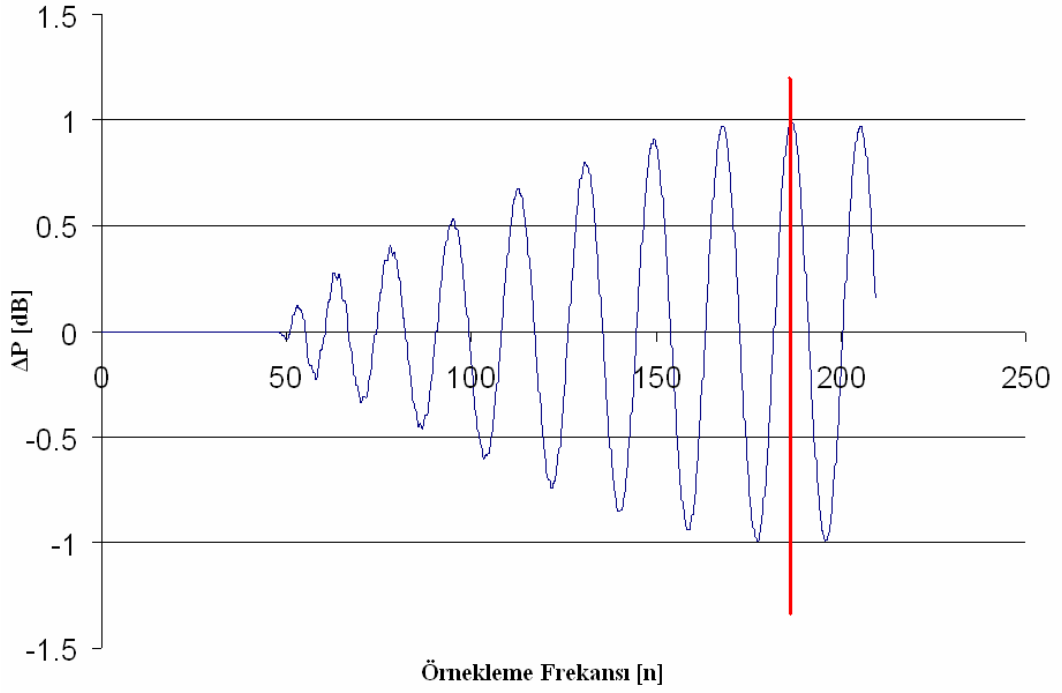
Şekil 4.18'de kırmızı eğri bilgisayarın hafızasına bağlı olarak değişmeyen örnekleme zamanını göstermektedir. Mavi eğri frekans ile değişen, sistemin sürekli rejime geçebilmesi için gerekli olan örnekleme zamanını göstermektedir. Şekil 4.19 565 Hz için sürekli rejime geçiş anını göstermektedir. Şekil 4.20 ve Şekil 4.21 sırasıyla 581 Hz ve 598 Hz için sürekli rejime geçişleri göstermektedir. Daha düşük frekanslar için sürekli rejime geçiş zamanının belirlenmesi mümkün değildir, çünkü simülasyon sürekli rejime geçmeden sona ermekte ve daha ileriki örnekleme için incelemeyi imkansız hale getirmektedir.



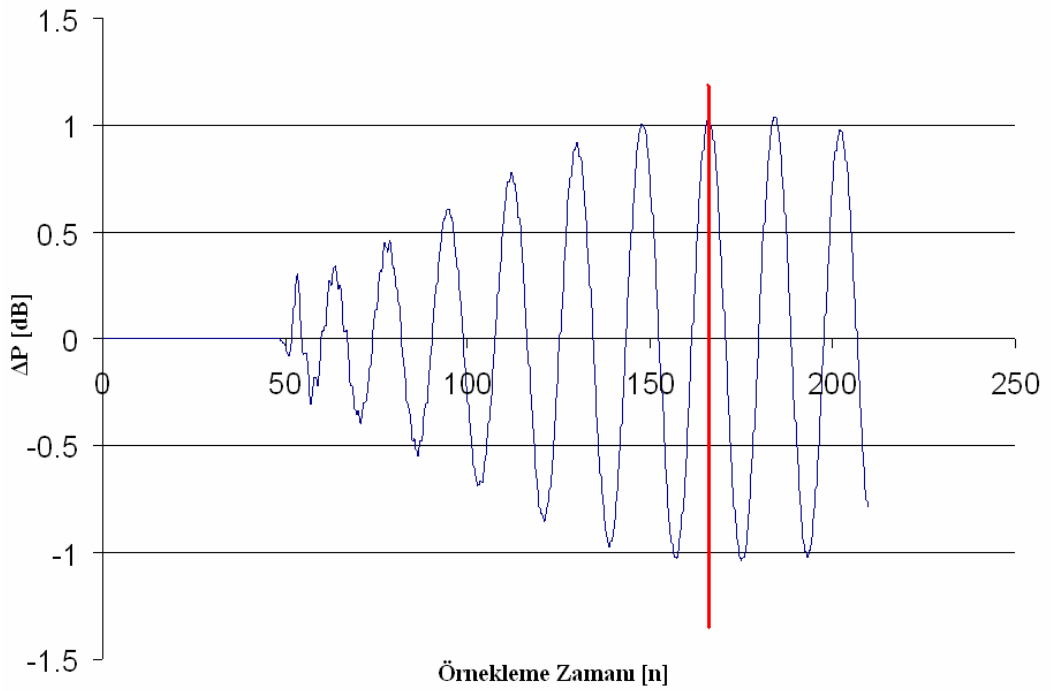
Şekil 4.18 Örnekleme Zamanı ile Frekans İlişkisi



Şekil 4.19 565 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası



Şekil 4.20 581 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası



Şekil 4.21 598 Hz İçin Sürekli Rejime Geçiş Noktası

Şekillerden görüldüğü üzere frekansın yükselmesi ile sistemin sürekli rejime geçiş süresi kısalmaktadır. Böylelikle nümerik metodun sonuçları daha gerçeğe yakın olmaktadır.

5. NÜMERİK METOT ile FEMLAB SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Bölüm 4’de oluşturulan algoritma ve C++ dilinde kodlanan yazılımın güvenilirliği, ölçüm sonuçları ve ticari yazılım sonuçlarının, simülasyondan elde edilecek sonuçlarla karşılaştırılması ile gerçekleştirilmiştir.

Ticari yazılım olarak FemLab uygun görülmüştür. FemLab’ın seçilmesinin başlıca nedeni, programın Sonlu Elemanlar Yöntemi’ne dayalı çözüm yapmamasıdır. Yazılımda kısmi diferansiyel denklem çözen modül bulunmakta ve akustik problemlerinde bu modül kullanılabilir. Böylelikle, hem yansız sınır koşulları oluşturulabilmekte, hem de hiperbolik dalga denklemi, probleme özgü sınır şartları katsayılarının denkleme uygun şekilde eklenmesi ile çözülebilmektedir. Sonuçta, nümerik olarak hiperbolik dalga denkleminin çözüldüğü C++ kodu ile yakınlık kurabilmek kolaylaşmaktadır. FemLab akustik problemlere getirdiği yüksek güvenilirlikli çözümler ile ticari piyasalarda da kendine kuvvetli bir yer edinmiştir. Endüstride önemli yeri olan firmalar FemLab ile susturucularını tasarlamayı tercih etmektedirler.

FemLab’ın başarılı sonuçlarına ek olarak görsel açıdan anlaşılabilir çıktıların olması bu yazılımın tercih edilmesinin bir diğer nedenini oluşturmaktadır. Hiperbolik dalga denkleminde kullanılan değişkenlerin zamana ya da frekansa bağlı değerleri kolaylıkla bir grafik üzerinde elde edilmektedir. Benzer şekilde sınır şartları üzerindeki değişimler kolaylıkla grafik üzerine aktarılmaktadır. Bu kolay kullanıcı ara-yüzü FemLab’ı tercih sebeplerini pekiştirmiştir.

Ölçüm için Audiomatica firması tarafından imal edilmiş Clio Standart Ölçüm Sistemi ve kalibre edilmiş MC-02 mikrofonları kullanılmıştır.

5.1 Nümerik Metot ile FemLab Sonuçlarının Karşılaştırma Kriterleri

FemLab sonuçları ile nümerik metot sonuçlarını karşılaştırabilmek açısından iki yazılım arasında ortak noktaların belirlenmesi gerekmektedir. FemLab belirli noktada istenilen basınç değerinin okunmasına izin vermektedir. Nümerik metoda da belirli noktanın zamana bağlı basınç değişimi okunabilir. Her iki programda da bulunan bu özellik karşılaştırma için uygun bir kriter olmaktadır. Diğer bir nokta olarak, her iki yazılım görsel olarak sonuçları kullanıcıya sunabilmektedir. Karşılaştırılması uygun olacak diğer kriter de durağan dalgaların olduğu frekanslarda transmisyona hattının içindeki basınç dağılımıdır.

5.1.1 FemLab Modelinin Oluşturulması

Kullanılan model 200 mm çapında içi boş bir silindirdir. Silindirin sınırları rijit kabul edilmiştir. Akustik filtre elemanlarının iç çapları 70 mm'dir. Kalınlıkları ihmal edilecek kadar az olan bu diskler de rijit olarak modele dahil edilmiştir.

Akustik filtre parçaları arasında bulunan uzaklık değiştirilerek kesimi yapılacak frekans belirlenmektedir. Bu sebeple her modelin özellikleri belirtilirken bu uzaklık da parametrelere dahil edilmektedir.

Modelin giriş kısmında bir sinyal üreticisi bulunmaktadır. Sinyal üreticisi farklı frekanslarda sinüs dalgası üretmektedir. Üreticinin aldığı değer aralığı $\{1,0,-1\}$ olarak belirlenmiştir. Bu aralık nümerik metot ile karşılaştırmanın kolaylığı açısından uygun görülmüştür.

FemLab'da akustik elemanların kolaylıkla modellenebilmesi açısından sınır koşulları hazır halde bulunmaktadır. FemLab'ın kullandığı sınır koşulları aşağıdaki gibi sıralanmaktadır.

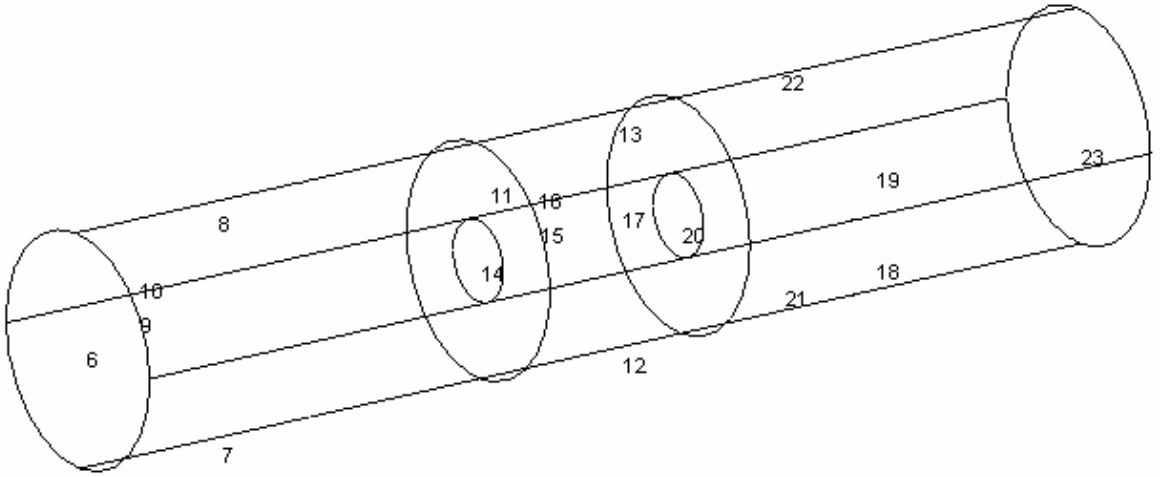
- | | |
|-------------------------------|--|
| 1) Sound Hard Boundary (Wall) | : Tam yansıtıcı yüzey |
| 2) Sound Soft Boundary | : Yutucu sınır koşulu |
| 3) Pressure | : Devamlılığı sağlayan basınç sınır koşulu |
| 4) Impedance Boundary | : Akustik empedans olarak sınır koşulu |
| 5) Radiation Condition | : Yayınım sınır koşulu |

Modelde “Tam yansıtıcı yüzey”, “Devamlılık koşulu” ve “Yayınım sınır koşulu” kullanılmıştır.

Tam yansıtıcı yüzey silindir sınırlarında kullanılmıştır. Bu sınırlar, kullanılan malzemeden bağımsız olarak, rijit kabul edilmiştir. Böylelikle sınırların silindir içindeki basınç dağılımına etki etmeleri engellenmiştir. Benzer şekilde, akustik filtre elemanlarının da rijit olarak seçilmesi aynı nedene dayanmaktadır.

Devamlılık koşulu iki akustik filtre elemanı arasında kalan hacim basıncının, sistemin geri kalan kısımlarındaki basınçla devamlılık içinde olması nedeni ile kullanılmıştır. FemLab notlarında akustik sistemlerin modellenmesinde, sistemin öncelikle daha küçük bölümlere ayrılması gerektiği anlatılmaktadır. Ayrıştırılan sistemler arasında süreklilik bu sınır koşulu ile sağlanmaktadır. FemLab notlarına dayanarak silindir üç alt sisteme ayrılmıştır. Giriş, filtre ve çıkış alt sistemleri birbirlerine filtrelerin açıklıkları ile bağlı bulunmaktadır. Bu yüzeylerde süreklilik sınır koşulu kullanılarak alt sistemlerin bütünü oluşturması sağlanmaktadır.

FemLab yazılımında yayınınım sınır koşulu iki amaçla kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi sistemi tahrik etmek amaçlıdır. Sistemde farklı frekanslarda basınç farklı yayınınım sınır koşulu ile oluşturulmaktadır. Bu sınır koşulunun parametresi, oluşturulacak basınç farkının en yüksek değeridir. Diğer kullanım amacı da sistemde, literatürde NRBC (Non-Reflecting Boundary Condition) olarak bilinen, yansımatsız sınır koşulu oluşturmaktır. Bu sınır koşulunun, sistemin cevabının doğru şekilde ölçülmesi açısından önemi büyüktür. Geri yansımatsız sınır koşullarını diferansiyel denklemlerin nümerik çözülmesi sırasında karşılaşılan bir güçlüğü ortadan kaldırmaktadırlar. Bölüm 4'de de bahsedildiği gibi, diferansiyel denklemlerin nümerik çözümler metoduna bağlı olarak sınırlardan istemsiz olarak çözüm alanına yansımalar olmaktadır. Bu yansımalar sonucunda ölçüm yapılan noktalarda girişim oluşmakta ve sistemin cevabı ile yansıyan dalgaların cevapları birbirileri ile karışmakta ve sonucu anlamsız kılmaktadır. FemLab'da kullanılan bu sınır koşulu ile geri yansımalar ortadan kaldırılmıştır. Sınır koşulunun parametresi "0" olarak alındığında yutucu olarak görev yapmaktadır.



Şekil 5.1 Modelde Kullanılan Yüzeyler

6 numaralı yüzey sistemin tahrik edildiği yüzey olması nedeni ile Yayınınım Sınır Koşulu ile yüklenmiştir. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 16, 17, 18, 19, 21 ve 22 numaralı yüzeyler Tam Yansıtıcı Yüzey sınır koşulu ile yüklenmişlerdir. 14 ve 20 numaralı yüzeyler filtreyi sınırlayan iki panelin (11 ve 17 numaralı yüzeyler) orta boşluklarıdır. Bu yüzeyler devamlılığı sağlayıcı sınır koşulu ile yüklenmişlerdir. Yüzey üzerindeki basınç değerleri, açıklığın bulunduğu ortamın basınç değerine eşitlenmiştir. Benzer şekilde 23 numaralı yüzey de devamlılığı sağlayan sınır koşulu ile yüklenmiştir. Hattın dışında, hattı tümüyle çevreleyen hacim bulunmaktadır. Bu hacim, nümerik metotta bulunan çözüm alanının bir karşılığı olacak

şekilde FemLab'da oluşturulmuştur. Bu nedenle 23 numaralı yüzey, hattın içindeki basınç çözümü ile dış ortamdaki basınç değerleri arasında sürekliliği sağlayacak şekilde yüklenmiştir.

6 numaralı yüzeyde oluşturulan maksimum basınç değeri “1” olarak alınmıştır. Oluşturulan dalga düzlemsel olarak seçilmiştir yayının yönü hat içi “+” olacak şekilde belirlenmiştir. Hattı çevreleyen, 1, 2, 3, 4, 5 ve 25 numaralı yüzeyler yayının sınır koşulu ile yüklenmiştir. Böylelikle nümerik metotta kullanılan geri yansımaz sınır koşulu ile eş sınırlar oluşturulmuştur. Sınır şartlarının geri yansımaz seçilmesi ile ölçüm değerlerinin etkilenmemesi sağlanmıştır.

FemLab denklem (5.1)'de verilen dalga denklemi ifadesini kullanmaktadır.

$$\frac{1}{\rho_0 \cdot c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho_0} \nabla p + q \right) = 0 \quad (5.1)$$

Denklemden “p” değişkeni basıncı, “ ρ_0 ” değişkeni yoğunluğu ve “q” değişkeni isteğe bağlı denkleme katılabilen iki kutuplu kaynağı ifade etmektedir.

Harmonik dalgaların üretilmesi amacı ile denklem (5.2) kullanılmaktadır.

$$p = p_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (5.2)$$

Denklem (5.2) ile denklem (5.1) düzenlenerek yazıldığında Helmholtz denklemi elde edilmektedir.

$$\nabla \cdot \left(-\frac{1}{\rho_0} \nabla p + q \right) - \frac{\omega^2 p}{\rho_0 c^2} = 0 \quad (5.3)$$

Akustik kavramları göz önünde tutulduğunda; “ ρ_0 ” havanın yoğunluğunu, “c” dalgaların havada yayının hızlarını ve “ ω ” açısal hızı ifade etmektedir.

Denklemlerde verilen ifadelerle ilgili olarak sınır şartları matematiksel olarak yazılabilir. Tam yansıtıcı yüzeylerde, yüzeye dik gelen hız vektörü “0” değerini alacaktır. Bu durum basıncın

yüzeye dik olan hızın türevinin “0” olmasını gerektirir ($\frac{\partial p}{\partial n} = 0$)

Süreklilik durumunda denklem (5.4) ile verilen ifade kullanılmaktadır.

$$n \cdot \left(\left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p + q \right)_{giriş} - \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p + q \right)_{çıkış} \right) = 0 \quad (5.4)$$

“n” sınır koşuluna dik gelen vektörü ifade etmektedir.

Yayınım koşulu için denklem (5.5) kullanılmaktadır.

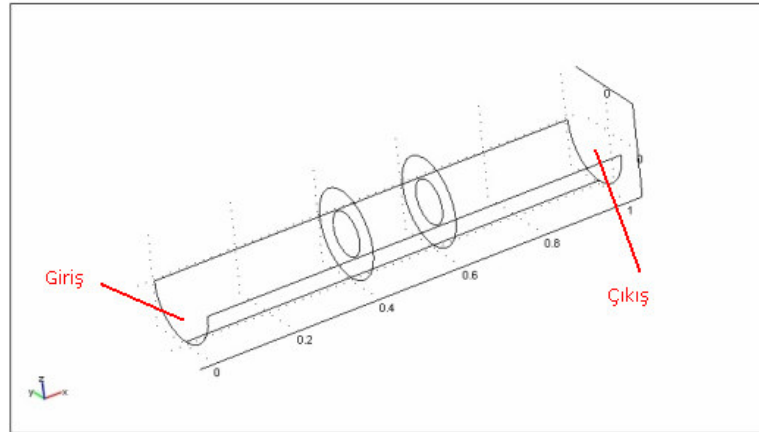
$$-n \cdot \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p + q \right) + \left(\frac{ik}{\rho_0} + \frac{R(|r|)}{\rho_0} \right) p = \frac{(ik + R(|r|) - i(k \cdot n)) \rho_0 e^{-i(k \cdot r)}}{\rho_0} \quad (5.5)$$

Denklem düzlemsel dalgalar için hazırlandığında, $R(|r|)$ düzlemsel dalgaları ifade etmektedir ve “r” metre cinsinden kaynaktan uzaklığı göstermektedir. Diğer denklemlerde olduğu gibi “n” dalganın normal vektörünü ifade etmektedir. “k” ise yüzeyin yayınım yaptığı vektör için kullanılmaktadır. Sınırlara ulaşan dalgaların çözüm alanına geri dönmeleri için vektör çözüm alanının dışına doğru olmaktadır ve 1, 2, 3, 4, 5 ve 25 numaralı yüzeylere uygulanmaktadır. FemLab, “k” vektörünün yönünü, çözüm alanına göre kendisi belirlemektedir.

FemLab’da çözüm 20 Hz ile 2000 Hz arasında gerçekleştirilmiştir. Adım aralığı olarak 10 Hz seçilmiştir. Böylelikle akustik filtrenin çalıştığı aralıktaki tüm rezonans bölgelerinin belirlenmesi sağlanmıştır.

5.1.2 Basınç Okuma Noktaları

Her iki yazılım da model üzerinde istenilen noktalardan değer okuması yapılmasına izin vermektedir. Sistemin yerine getirdiği işlevi görebilmek açısından giriş ve çıkış noktalarından ölçüm alınması gerekmektedir.



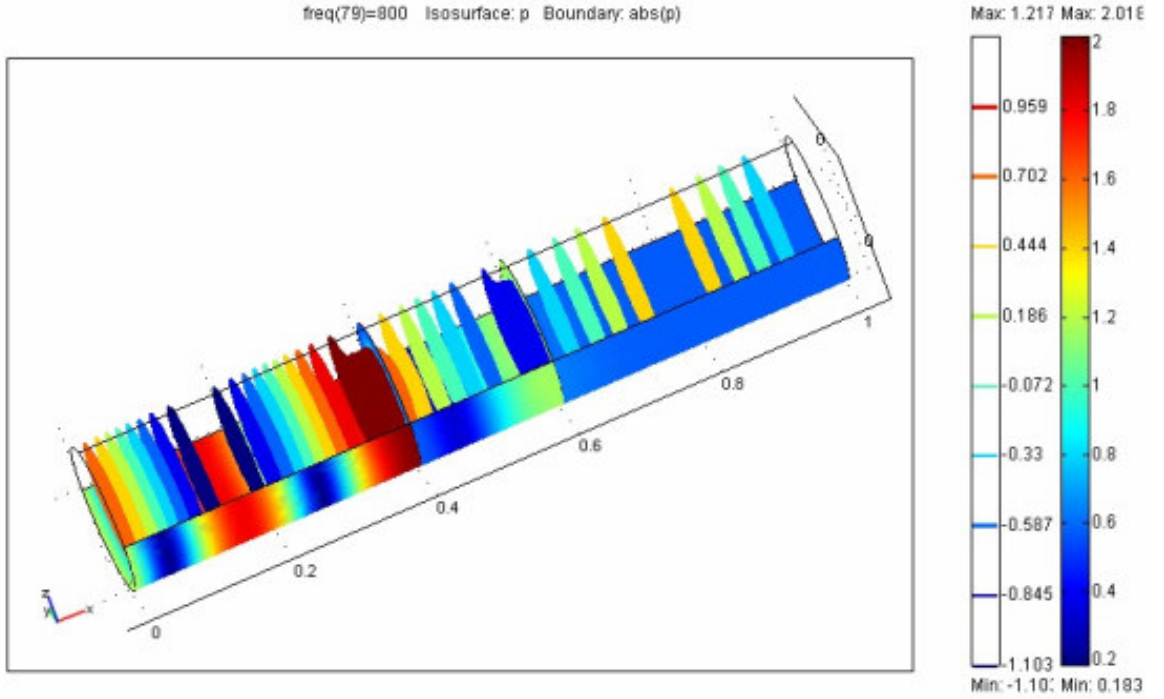
Şekil 5.2 Sistemin Kesit Görünüşü

Şekil 5.2’de ölçüm noktaları FemLab modeli üzerinde gösterilmiştir. Bu noktalar nümerik yöntemde seçilen noktalarla aynıdır. Sistemin simetrik olması sonucunda noktalar, simetri

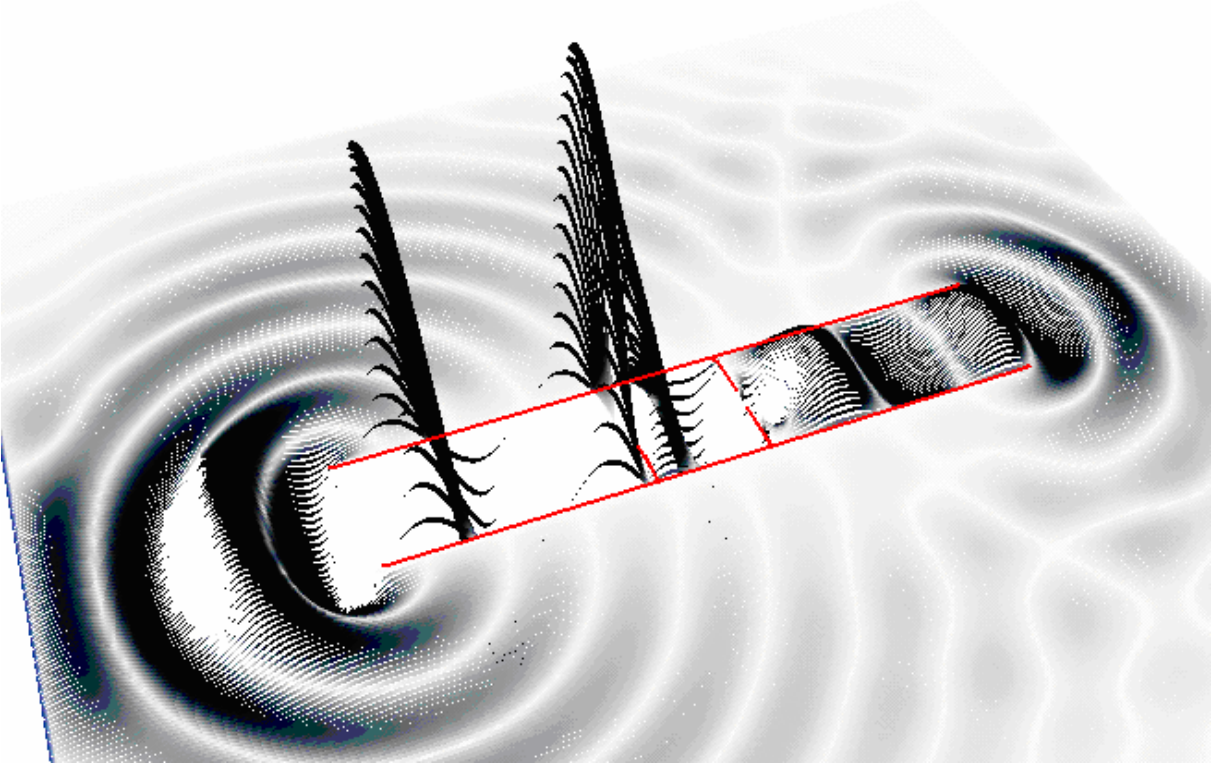
ekseni üzerinde ve silindirin giriş ve çıkış düzlemlerinde alınmıştır. FemLab'ın çözüm uzayı üç boyutlu olmasıyla nümerik metodun çözüm uzayının iki boyutlu olması arasında arada fark bulunmamaktadır. Simetrik akustik elemanlarda simetri eksenini üzerinden alınan ölçümlerde fark görülmemektedir.

5.1.3 Görsel Sunum

FemLab ile nümerik metod arasında bulunan tek fark çözüm uzayının boyutudur. FemLab çözümü kullanıcıya üç boyutlu olarak sunabilmektedir. Böylelikle istenilen basınç farklılığı seviyelerinde akustik elemanın kesiti incelenebilmektedir. Nümerik metoda akustik eleman içindeki basınç değişimi üçüncü boyutta yükselen genlik olarak gösterilmektedir. Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de bu karşılaştırma, sistemin kaynak tarafında bulunan rezonanslarından biri olan 800 Hz için üzerinde açıkça gösterilmiştir.



Şekil 5.3 800 Hz için FemLab Çözümü



Şekil 5.4 800 Hz için Nümerik Metot Çözümü

5.2 Frekans Cevaplarının Karşılaştırılması

Filtrenin çalışma aralığı 20 Hz ile 2000 Hz arasındadır. Bu frekans bandı içinde filtrenin içinde bulunduğu silindir ve filtrenin kendisi, geometrilerine bağlı olarak belirli frekanslarda rezonansa girerler. Rezonans bölgelerinde sistemin sönümü artmaktadır. Sistemin sönüm değeri bir denklemde gösterilirse;

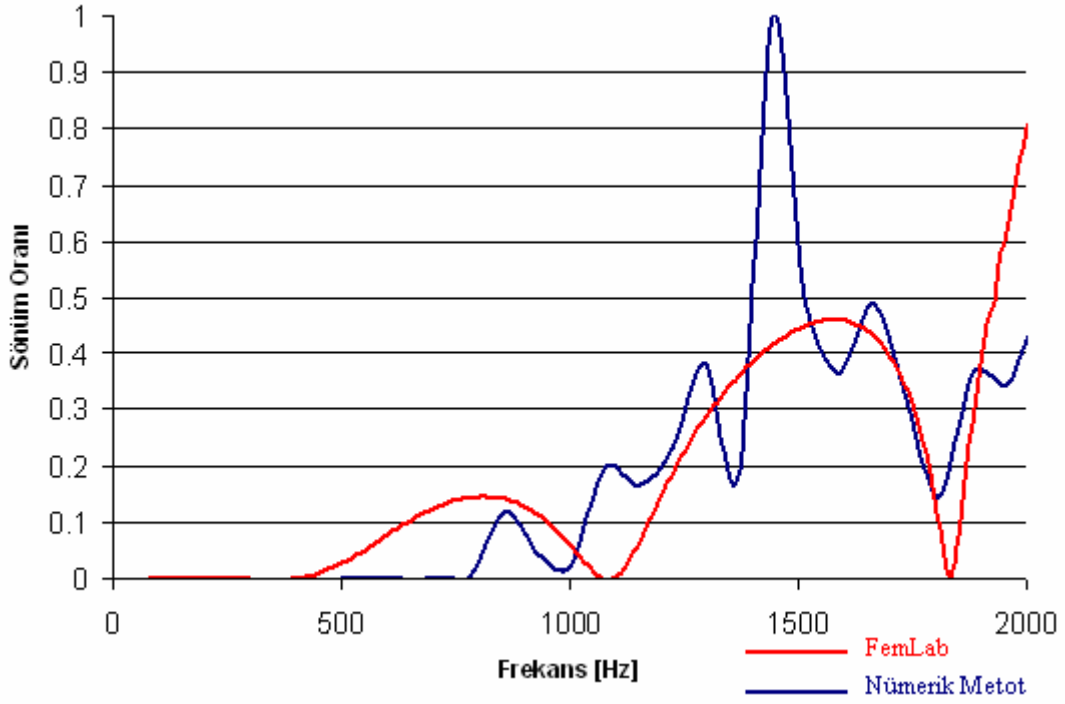
$$d_w = 10 \cdot \log\left(\frac{I_{Giriş}}{I_{Çıkış}}\right) \quad (5.6)$$

Denklem (5.6)'de $I_{Giriş}$ ve $I_{Çıkış}$ sisteme giren ve çıkan akustik enerjiyi ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi yazılabilirler.

$$I_{Giriş} = \frac{p_0^2}{2 \cdot \rho \cdot c} \quad (5.7)$$

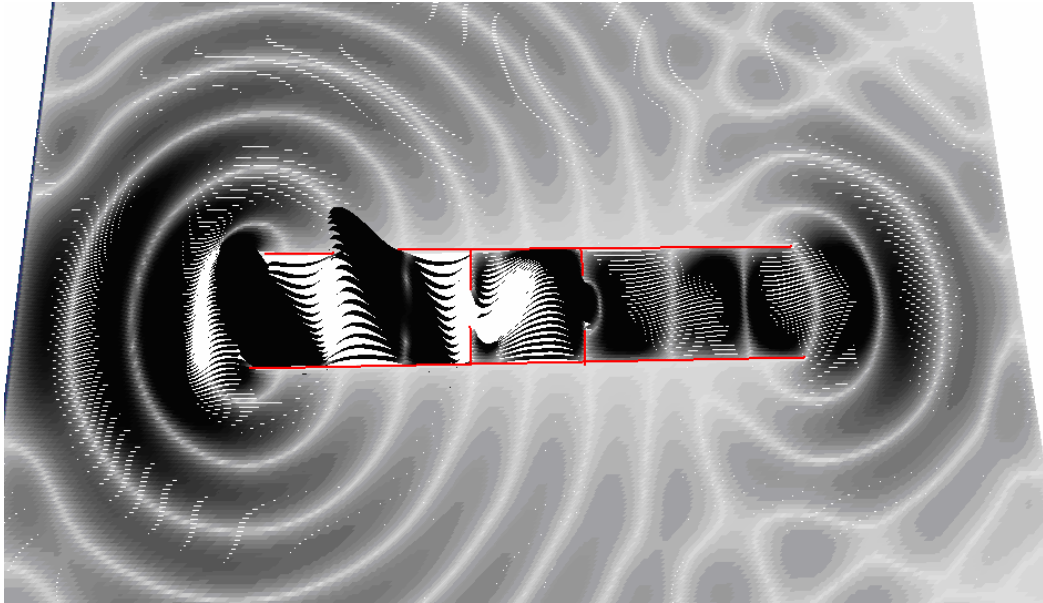
$$I_{Çıkış} = \frac{p_i^2}{2 \cdot \rho \cdot c} \quad (5.8)$$

Denklemler (5.7) ve (5.8)'de “ ρ ” havanın yoğunluğunu, “ c ” sesin havadaki hızını ifade etmektedir. Sistemin sönüm değeri her frekans için hesaplanırsa Şekil 5.5 elde edilmiş olur.



Şekil 5.5 Sistemin Sönüm Karakteri

Nümerik metot sonuçları da benzer şekilde her frekans için elde edilmektedir. 20 Hz ile 2000 Hz arasında veriler toplanarak bir ASCII dosyasına yazılır. Sonra bu dosya EXCEL programı ile düzenlenerek nümerik çözümle elde edilmiş sistemin sönüm karakteri elde edilir.



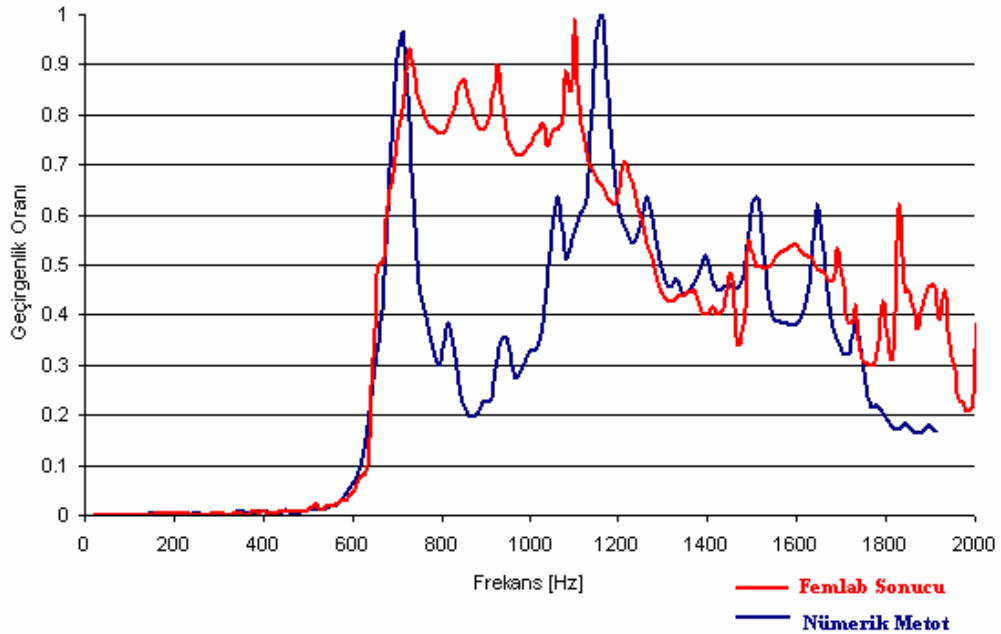
Şekil 5.7 Çözüm Düzleminde Dalga Girişimleri

Şekil 5.5’de her iki eğri de, silindirin merkezine göre simetrik olarak birbirlerinden 600 mm uzağa yerleştirilmiş, 100 mm çaplı iki akustik filtre elemanı için frekansa bağlı sönüm karakterini göstermektedir.

Şekil 5.2’de gösterilenden farklı şekilde silindir bir küp içine yerleştirilerek de sonuçlar elde edilebilir. Silindirin bir küp içinde modellenmesinin sebebi nümerik metot ile benzerliğin iyileştirilmesidir. Şekil 5.4’de görüleceği gibi, nümerik çözüm, kare çözüm düzlemi içinde yapılmaktadır. 200 Hz altında doğrusal olarak yayılmayan ses dalgaları silindirin etrafından yayılabilirler. Şekil 5.6 silindir etrafındaki girişimi göstermektedir.

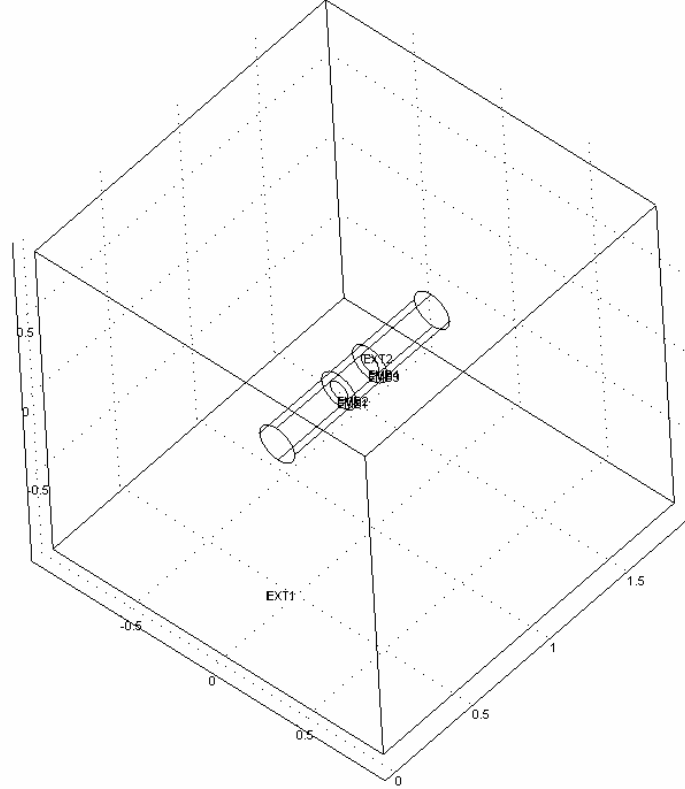
Sonuç olarak, 200 Hz ve altındaki frekanslarda giriş sinyalinin çıkışa kadar ilerlemesi ve burada çıkış üzerinde etkide bulunması olası görülmektedir. Sadece silindirin içine alınabileceği bir nümerik alan oluşturulsa bu tür bir problem ortadan kaldırılabilir. Fakat nümerik metot çözümünde kullanılan düzlemin kare yapısının değiştirilmesi olası değildir. Bu sebeple, FemLab yazılımında kullanılan model, nümerik metot çözümünde kullanılan alanı içine alacak şekilde geliştirilmiştir.

Silindirin orta noktasından 100 mm ve birbirlerinden 200 mm uzaklıkta yerleştirilmiş 70 mm iç çapa sahip filtre parçaları için nümerik metot ve FemLab sonuçları karşılaştırılmış ve Şekil 5.7’de verilmiştir.



Şekil 5.7 FemLab ve Nümerik Metot Karşılaştırılması

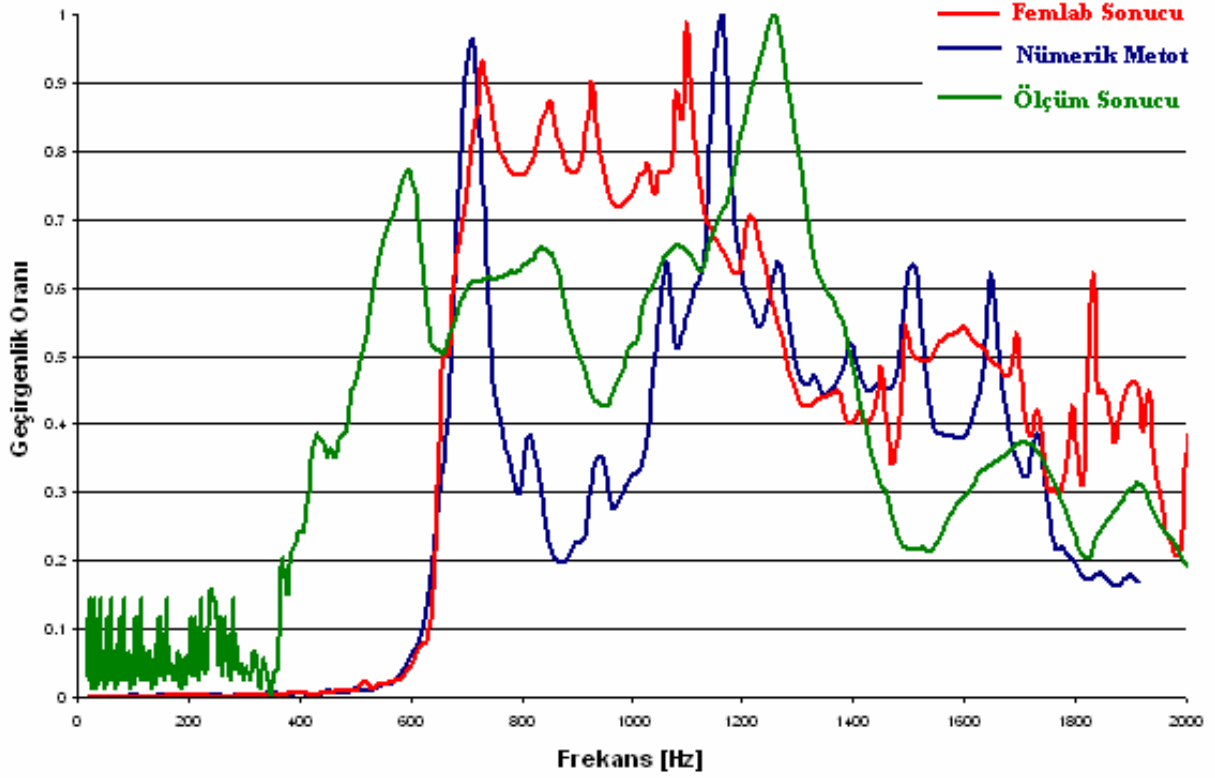
Şekil 5.7 incelendiğinde tepe frekansların birbirine yakın oldukları görülmektedir. Nümerik metotta 800 ile 1200 Hz arası frekans genlikleri düşük olmasına karşın bulunan frekans tepeleri birbirini karşılar niteliktedir. Yüksek frekanslara çıkıldıkça eğri genliklerinin yakın aralıkta birbirlerini takip ettiği görülmektedir. Sonuçlar her iki yazılımdan alındıktan sonra en yüksek değere bölünerek normalize edilmiş ve {0,1} aralığına indirgenmiştir. Kullanılan FemLab modeli Şekil 5.8’de verilmiştir.



Şekil 5.8 FemLab Modeli

Şekil 5.7’deki sonuçlara ölçüm sonuçlarının eklenmesi ile Şekil 5.9 elde edilmiştir.

Şekil 5.9 incelendiğinde FemLab sonucuna göre nümerik metodun daha ölçüm sonucuna yakın değerler verdiği görülmektedir. Tepe noktaların frekanslarına bakıldığında FemLab sonuçlarına kıyasla 600 Hz – 1200 Hz frekans bandında bulunan ölçüm sonuçları ile nümerik metod sonuçları, FemLab sonuçlarına göre daha yakındırlar. Ölçüm sonuçlarında 400 Hz altı bölgede görülen genlikler, sistemin ölçüm gürültüsünden kaynaklanmaktadır. Buradan nümerik metodun çalışmada kullanılmasında herhangi bir engel olmadığı görülmektedir.

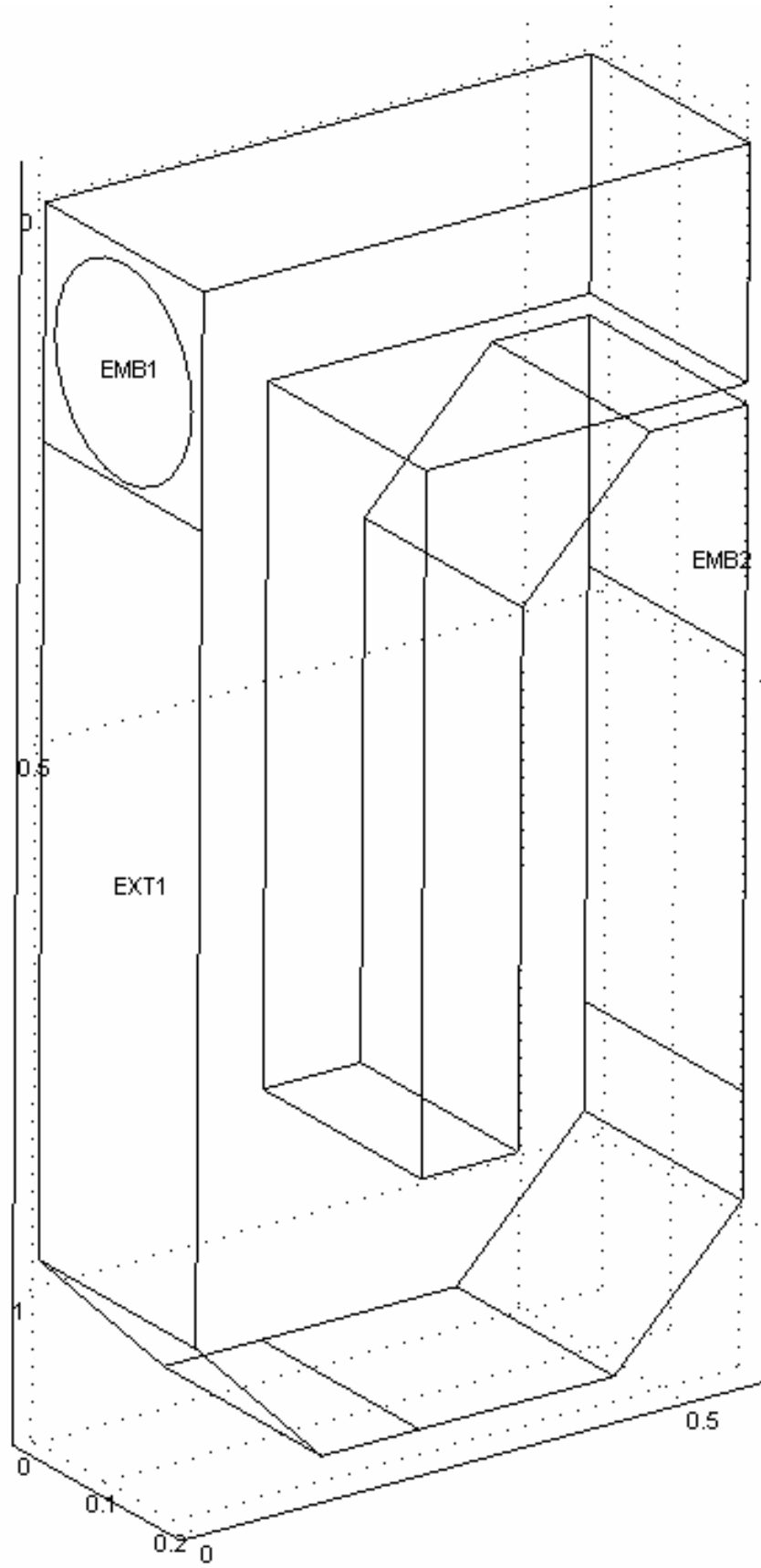


Şekil 5.9 Ölçüm Sonuçları İle Karşılaştırma

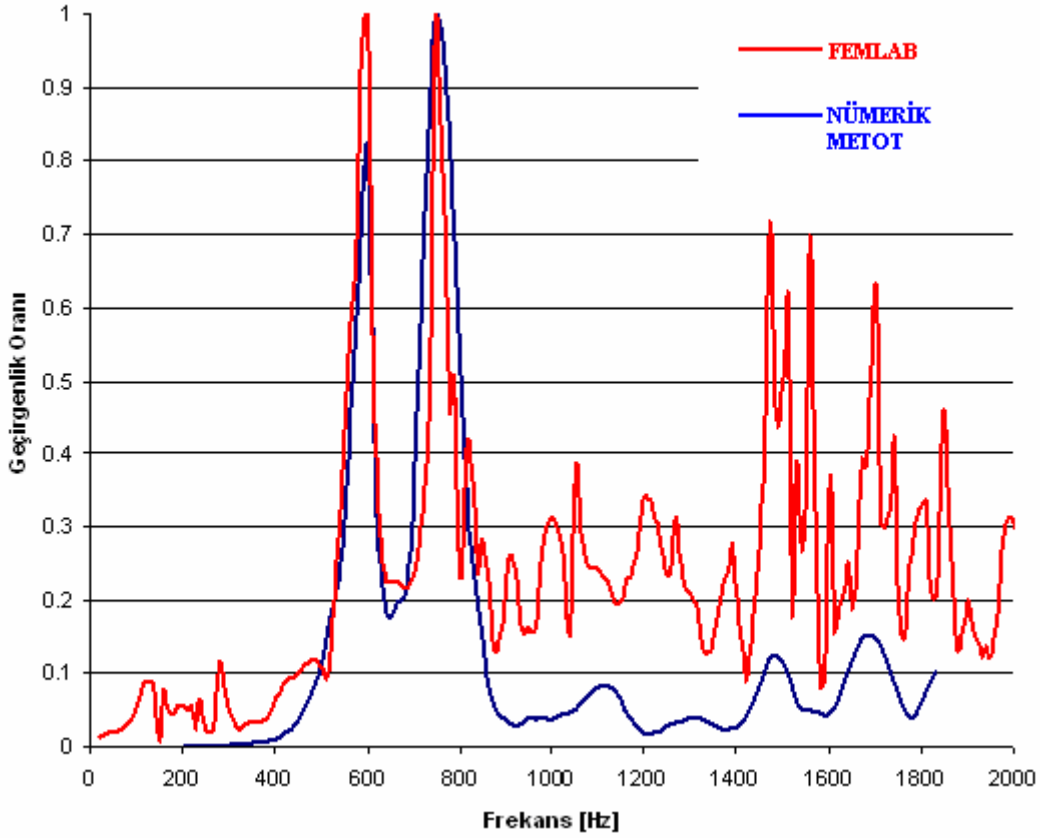
5.3 Frekans Cevaplarının Uygulama Örneği Üzerinde Karşılaştırılması

FemLab ile nümerik metot sonuçlarının karmaşık bir yapı üzerinde karşılaştırılmasını sağlayabilmek için gerçek bir uygulama örneği ele alınmıştır. AER MK1 hoparlörleri için tasarlanmış olan transmisyon hat tipi hoparlör bu amaç için kullanılmıştır. Bu kabin bir transmisyon hat tipi kabindir. Bir genişleme hacminden ve bir de katlanmış hattan oluşan kabin gerçeğine uygun olarak her iki ortamda da modellenmiştir. Şekil 5.10'da kullanılan FemLab modeli verilmiştir.

Kabinin ön yüzünde hoparlörün monte edildiği açıklık bulunmaktadır. Hat açıklığı hoparlörün arkasına yerleştirilmiştir. Hattın kesit alanı 0.0523 metre karedir. Arka alan hacmi 0.0167 metre küptür. Arka açıklık 0.0523 metre kare ile hat kesitine eşit imal edilmiştir. Hat üzerinde bir adet 180 derecelik kat ve bir adet de 90 dereceli dönüş bulunmaktadır.



Şekil 5.10 Uygulama Örneği Kabini

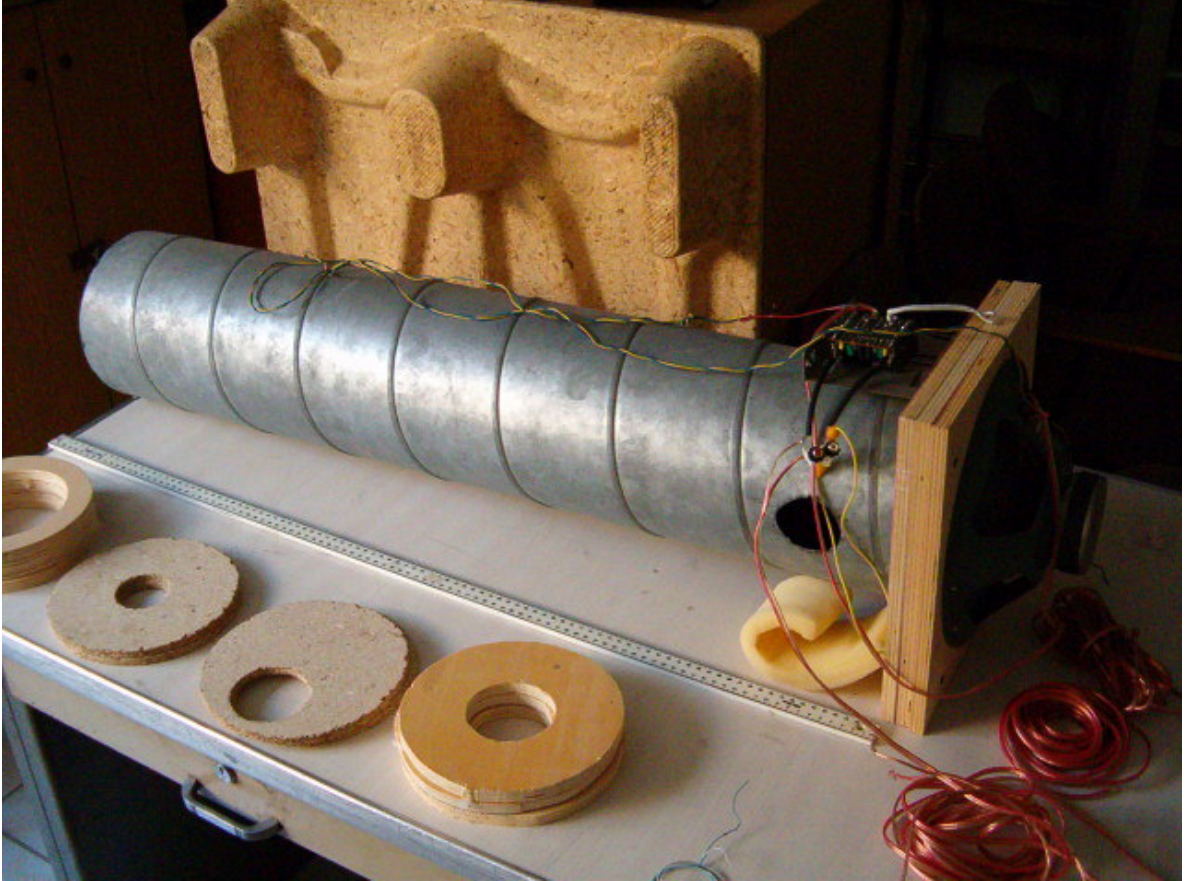


Şekil 5.11 Uygulama Örneği Frekans Cevabı Karşılaştırması

Şekil 5.11’de sonuçların karşılaştırılması sunulmuştur. Mavi eğri ile gösterilen nümerik metot sonucu 600 Hz ve 800 Hz’de FemLab sonucu ile uyum içindedir. Yüksek frekanslara çıktıkça genlikler birbirlerini takip etmese dahi tepelerin bulunduğu frekanslar birbirlerine yakındır. Özellikle 1500 Hz ile 1700 Hz yakınlarındaki tepeler bu duruma örnek olarak gösterilebilir. Örnekte bulunan kabinde transmisyon hattın kesiti değişmemektedir. Simülasyon yazılımları açısından kesitin değişmemesi sonucunda ölçüm sonuçlarına yakın değerler elde edilmektedir. Kesitin değiştiği, özellikle ani daralmalar ya da genişlemelerin olduğu koşullar yazılımların gerçek sonuçlardan sapmalar gösterdiği şartlar olarak karşımıza çıkmaktadır.

6. DENEY KABİNİ VE ÖLÇÜM SİSTEMİ

Nümerik metot ile FemLab sonuçların karşılaştırılması için Bölüm 5’de temel oluşturulmuştur. Grafikler karşılaştırıldığında rezonans tepelerinin birbirleri ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Fakat, genlikler arasındaki benzerlik, tepe frekanslarda yakalanan başarı kadar yüksek değildir. Hangi çözüm metodunun gerçek ölçüm sonuçlarına daha yakın cevap verdiğinin belirlenmesi için modellerde kullanılan kabin imal edilmiştir.

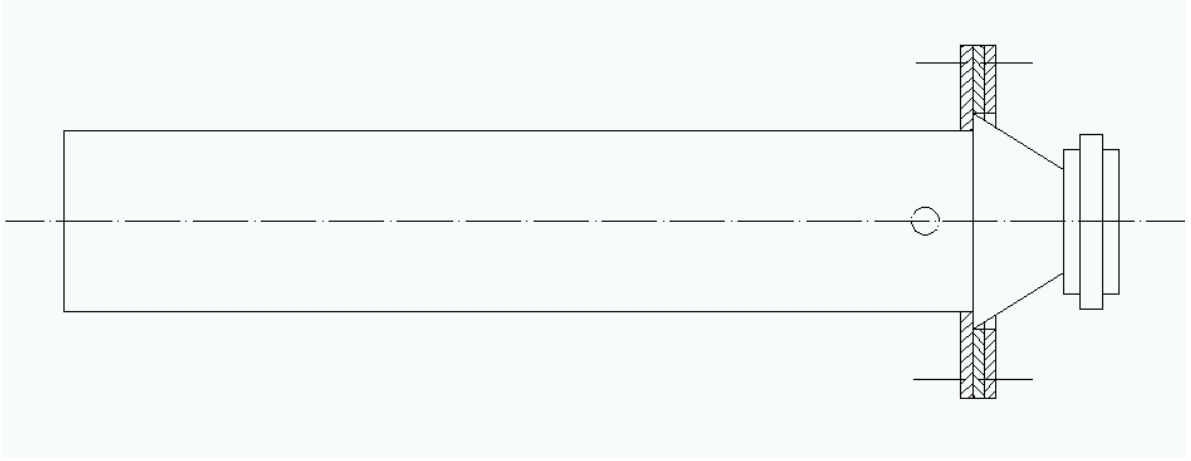


Şekil 6.1 Deney Kabini Görünümü

Şekil 6.1’de deneylerde kullanılan silindir şekilli kabinin görünümü verilmiştir. Kabin 1 metre uzunluğunda ve 200 mm çapındadır. Katlanarak kenetlenmiş galvanizli sacdan imal edilmiştir. Silindirin imalatında kullanılan bu yöntem ile daha rijit ve iç gerilmeler daha düşük bir yapı elde edildiğinden deney kullanımı için uygun görülmüştür.

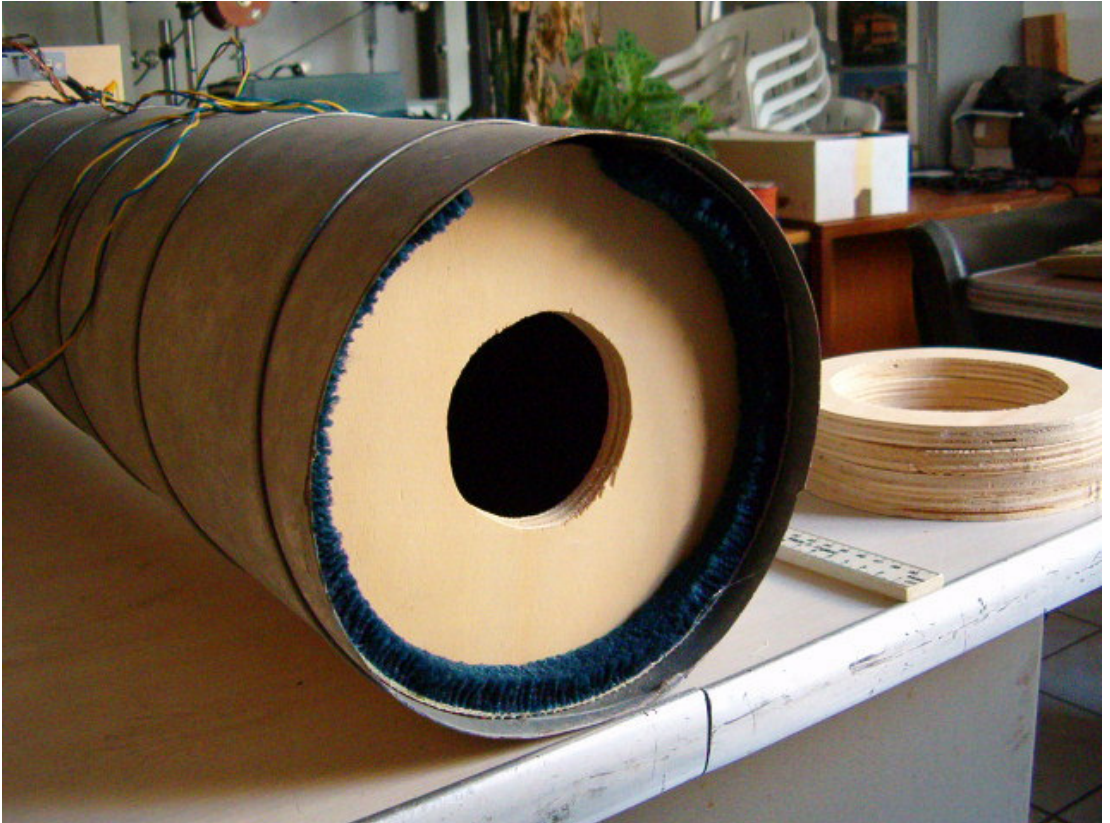
Hoparlör silindire 3 adet flanş yardımı ile monte edilmiştir. Flanşlardan biri silindir üzerine monte edilmiştir. Ortadaki flanş üzerine hoparlör monte edilmiştir ve sızdırmazlığın sağlanması için üçüncü parça hoparlörün arkasından statik basınç uygulamak üzere monte edilmiştir. Böylelikle somun civata bağlantısı ile hoparlör çevresinden basıncın kaçması

engellenmiştir. Şekil 6.2’de bu bağlantı şekli gösterilmiştir.



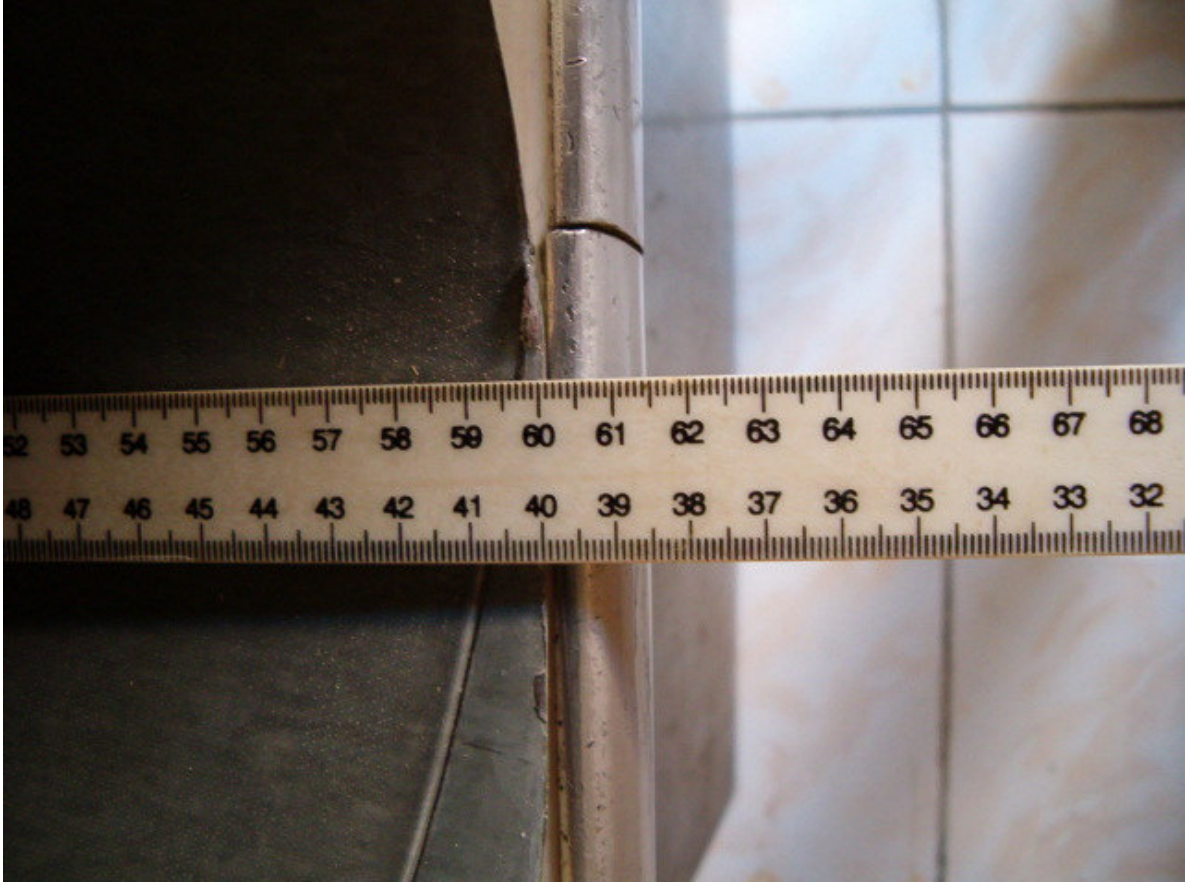
Şekil 6.2 Hoparlörün Silindire Bağlanması

Deneyde kullanılan hoparlörün yayınım alanı ile silindirin kesit alanı birbirine eşittir. Hoparlörün yayınım alanı, membranın havayı hareket ettirebilmek için efektif olarak kullandığı yüzey olarak tanımlanmaktadır. Silindirin çapı belirlenirken bu parametre dikkate alınmıştır.



Şekil 6.3 Filtre Parçalarının Yerleşimi

Farklı iç çap ve geometrilere sahip filtre parçaları silindirin içinde istenilen yere yerleştirilebilmektedir. Bunu sağlayabilmek açısından filtre parçalarının etrafı kaygan ve izolasyon yeteneği olan parçalarla kapatılmıştır. Şekil 6.3’de silindirin çıkışında görüntülenen bir filtre parçası görülmektedir.

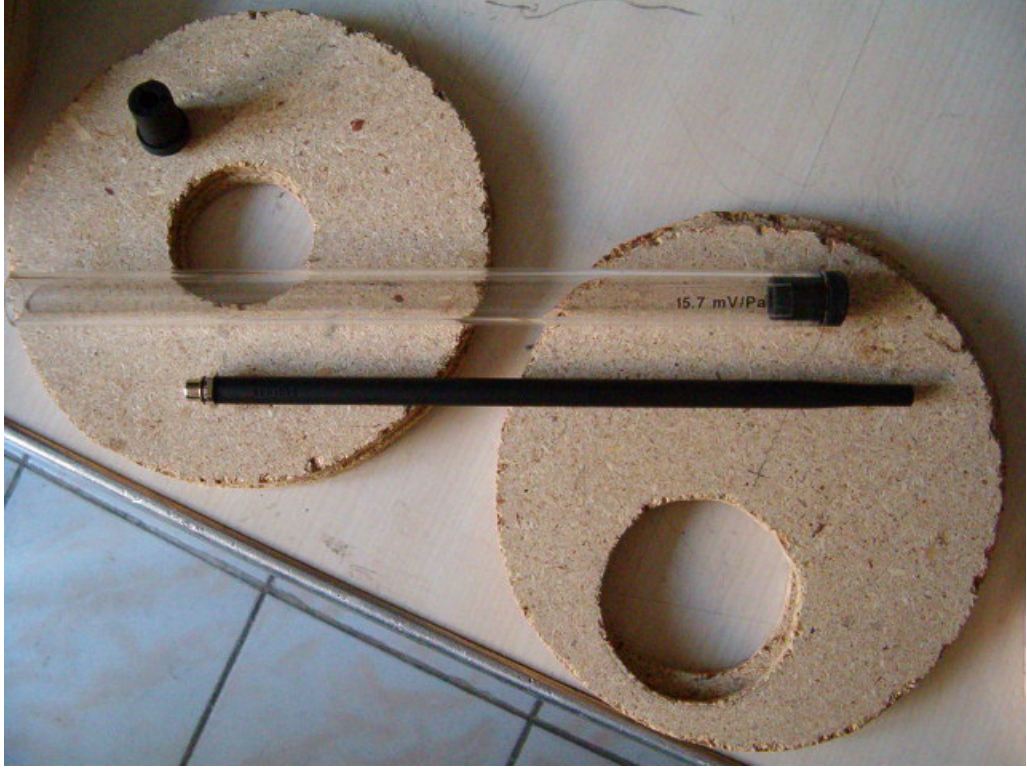


Şekil 6.4 Parçaların Yerleşimi

Parçaların doğru konumlarına getirilmeleri, silindir içine bir cetvel yardımı ile yerleştirilmeleriyle sağlanmaktadır.

Silindir içine yerleştirilen filtre parçalarının geometrileri değişkendir. Ayrıca, yerleştikleri konuma göre de farklılıklar oluşturulabilmektedir. Örnek olarak, Şekil 6.5’de kullanılan bazı filtre parçaları gösterilmiştir. Açıklığı eksenden kaçık parça, açıklıklar karşılıklı gelecek şekilde konumlanacağı gibi 180 derece dönmüş şekilde de kullanılabilir. Şekil 6.5’de ayrıca deneyler sırasında kullanılan mikrofon da gösterilmektedir.

Kullanılan hoparlör ise Şekil 6.6’da gösterilmektedir.

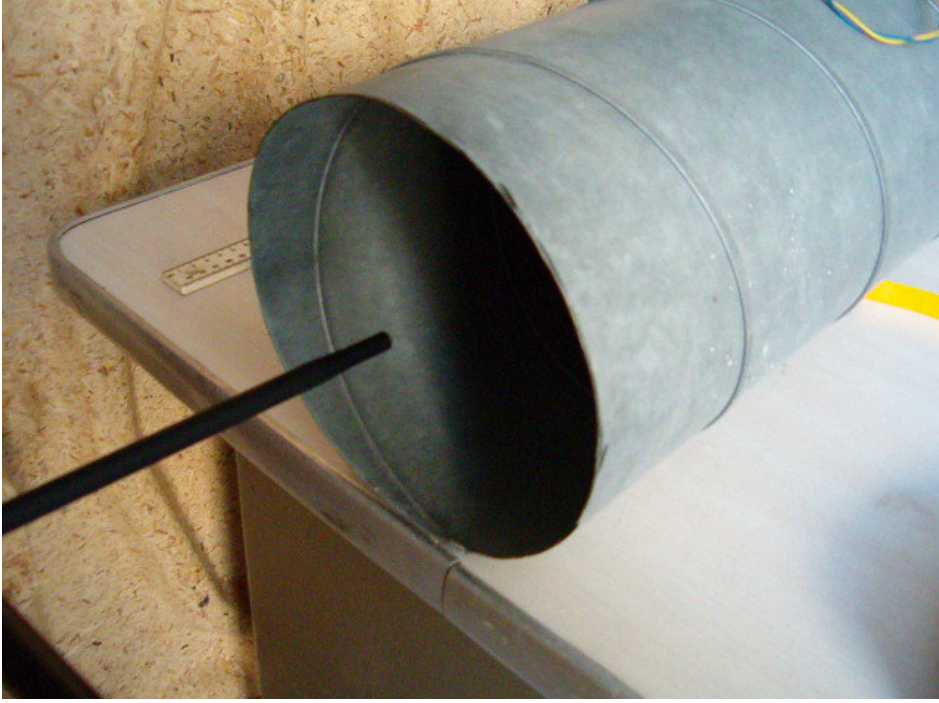


Şekil 6.5 Ölçüm Mikrofonu ve Farklı Filtre Parçaları



Şekil 6.6 Denejde Kullanılan Hoparlör

Deney sırasında ölçümlerin yapılabilmesi için mikrofon silindir açıklığının önüne ve hoparlörün arkasında yerleştirilmiştir. Çıkış düzlemi üzerinde ve hoparlör membranının arkasına yerleşim konumları Şekil 6.7 ve Şekil 6.8’de verilmiştir.

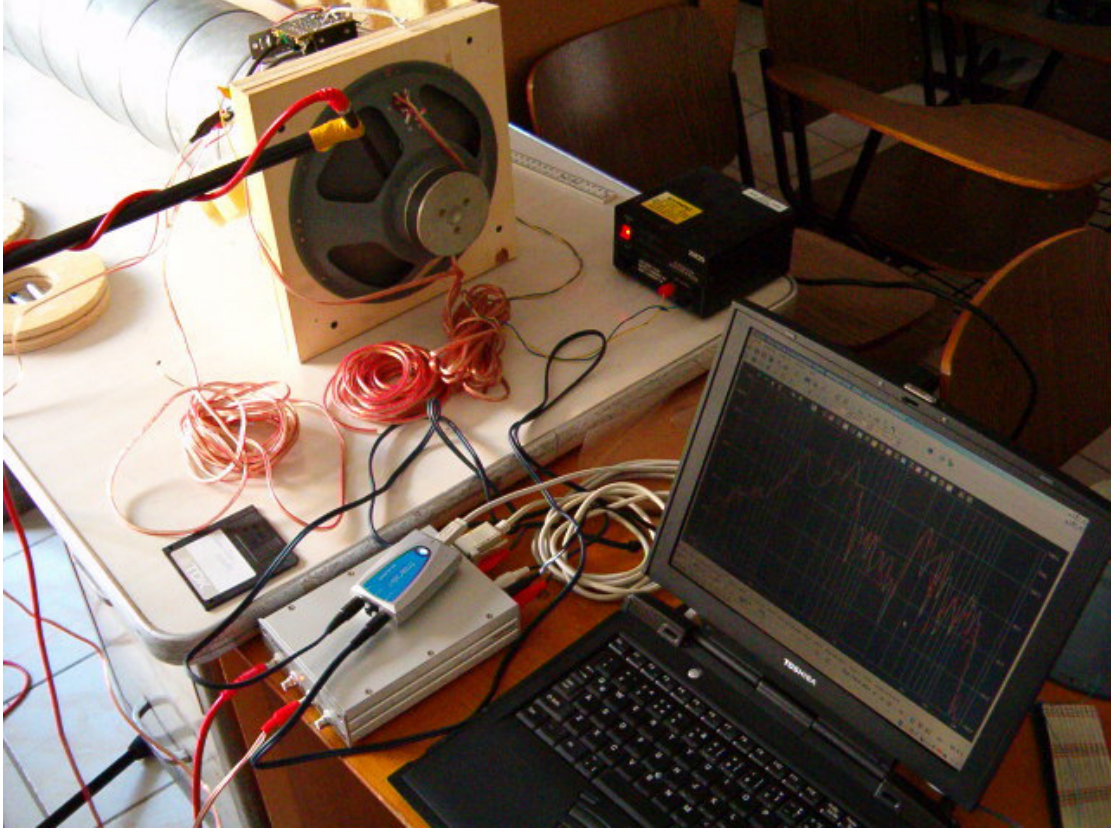


Şekil 6.7 Ölçüm Mikrofonunun Çıkış Sinyali Ölçüm Noktası



Şekil 6.8 Ölçüm Mikrofonu Giriş Sinyali Ölçüm Noktası

Deney sisteminin geri kalan elemanları Şekil 6.9’da gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Deney Sistemi

Clio ölçüm sistemi masa üstü bilgisayarlarda kullanılan PCI mimaride üretilmiş kartlarla kullanılmaktadır. Diz üstü bilgisayarlarda PCI mimarinin kullanılamaması nedeni ile bilgisayar ile Clio arasında iletişimi sağlamak için PCMCIA ya da USB ara bağlantı elemanları kullanılması gerekmektedir. Deneyde, bağlantının sağlanabilmesi için M-Audio tarafından üretilmiş Transit USB ara kartı kullanılmıştır. Ara bağlantı yapıldıktan sonra Clio ölçüm sistemi bu kart kullanılarak tekrar kalibre edilmiştir.

M-Audio Transit USB takılması ile iki kanallı olan Clio ölçüm sistemi tek kanala düşmektedir. Diğer kanalı ölçüm sırasında gerçek zamanlı kalibrasyon amaçlı kullanılmaktadır. Bu nedenle gerçek zamanlı transfer fonksiyonu hesaplama özelliği kullanılamamıştır ve ölçümler, aynı koşullar altında çıkıştan ve girişten alınmıştır.

7. GEOMETRİ TABANLI ANALİZ ve AKUSTİK FİLTRE YERLEŞİMİ

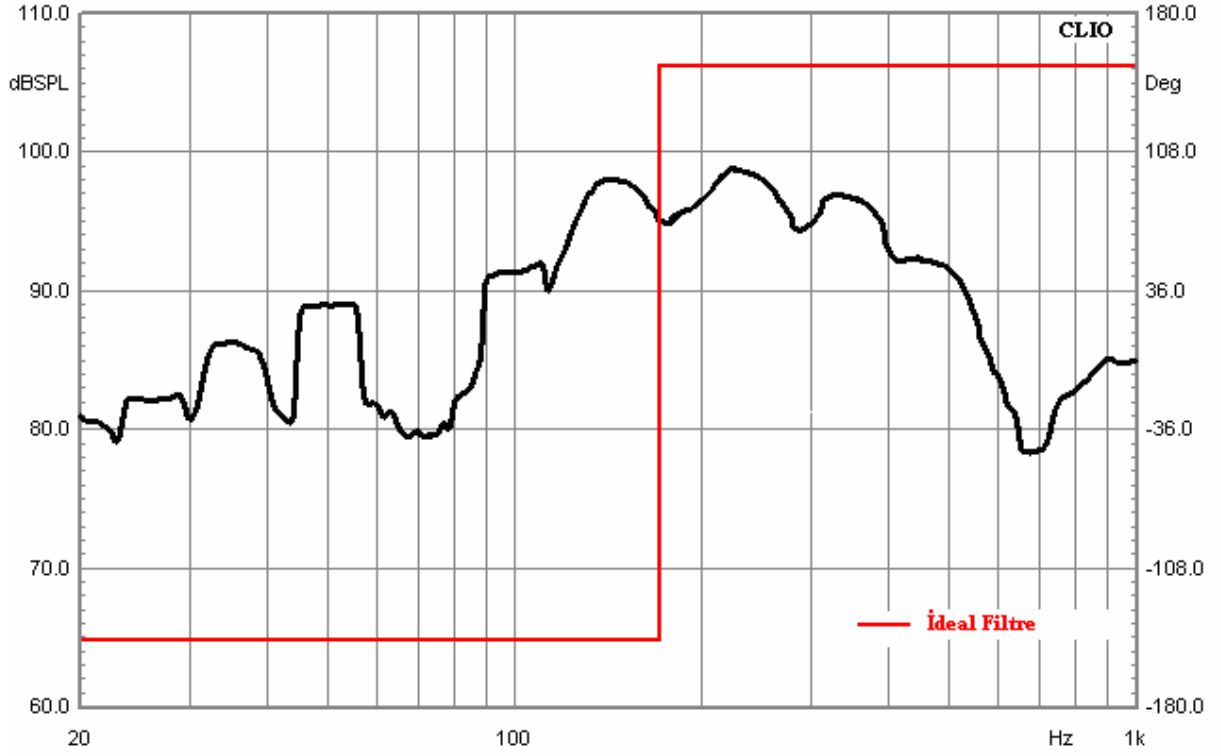
Önceki bölümlerde Thiele/Small parametrelerine dayalı olan tasarım programlarının kabinin boyutları hakkında yeterli bilgi veremediği vurgulanmıştı. Bilginin yetersizliği, tasarım programının, kabin üzerinde simülasyon parametrelerine sadık kalınarak yapılacak geometrik değişikliklerin sonuçlara yansımamasından kaynaklanmaktadır. Bölüm 2’de daha detaylı olarak ifade edilen problemi çözebilmek ve akustik filtrelerle alçak frekans cevap problemlerinin giderildiği bir kabin tasarlamak için Bölüm 4’de geliştirilmiş çözüm bu bölümde kullanılacaktır.

Amaçlanan, hoparlör konumunun, genişleme hacim yapısının, dirseklerin, akustik filtrelerin hoparlör frekans cevabı üzerindeki etkilerinin belirlenmesidir. Bu yapılırken sonuçlar, hem ticari bir yazılım ile hem de ölçüm sonuçları ile karşılaştırılacaktır. Tasarım programlarının en büyük eksiği olan, tasarımların gerçek hayata aktarılmasında belirsiz bir nokta olarak kalmış geometri etkeninin böylelikle önemi vurgulanmış olacak ve hoparlör kabinin tasarım evresi kısaltılmış olacaktır.

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde elyaf malzemesi ile hedeflenen, temel durağan dalganın sahip olduğu üst harmoniklerin frekans cevabından çıkartılmasıdır. Filtreleme gerçekleşirken alçak frekans performansı için gerekli olan ve transmisyon hattının ayarlanmış olduğu temel rezonans tepesinin genliğinde herhangi azalma bulunmamalıdır. Amaca uygun filtre, temel rezonansın kapladığı frekans bandında herhangi bir genlik düşümüne neden olmamalı fakat üst harmoniklerin bulunduğu frekans bandında maksimum yutum gerçekleştirilmelidir.

İdeal filtre hat tarafından oluşturulan rezonans frekansının kapladığı band içinde herhangi bir etki yapmamalıdır. Hoparlör ile hattın frekansların beraber çalıştığı bölgenin üzerinde yutum sağlaması gerekmektedir.

Filtrelerin sınıflandırılmaları onların yutumdan geçirgenliğe, geçirgenlikten yutuma geçişlerinde gösterdikleri karakteristik eğim ile yapılmaktadır. Filtreler 6, 12, 18, 24 dB/oktav olmak üzere genel sınıflara ayrılırlar. Bu sınıflara sırasıyla, 1., 2., 3. ve 4. dereceden filtreler adı da verilmektedir. Derecenin yükselmesi ile geçişin kapladığı frekans bandı daralmakta ve türev yükselmektedir. Dik geçiş karakterine sahip filtreler karmaşık yapılar gerektirmektedir. 1. dereceden filtreler, tek bir filtre birleşeni ile uygulanmaktadır. [Leach, 2002] Bu sebeple deneyde 6 db/oktav karaktere sahip 1. dereceden filtre amaçlanmıştır. Şekil 7.1’de ideal filtre sunulmuştur.



Şekil 7.1 İdeal Filtre Karakteri

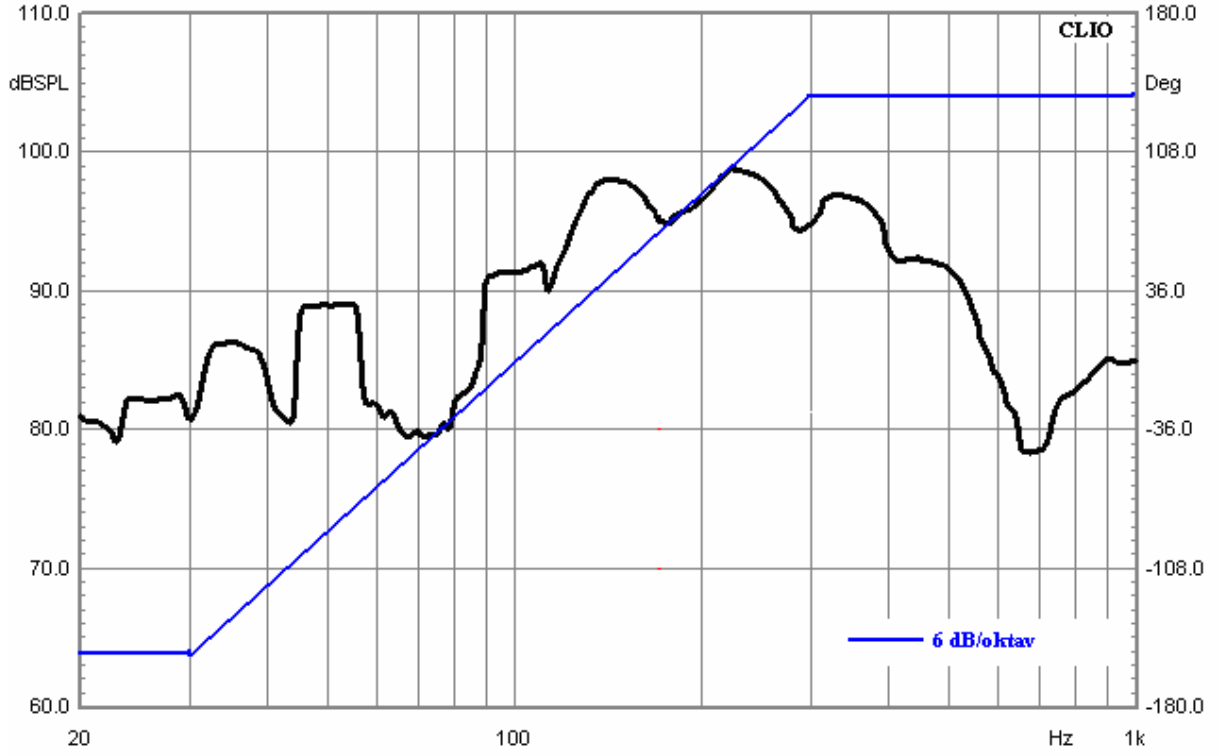
144 Hz’de bulunan tepe boş silindire ait rezonans tepesidir. 98 dB genliğe sahip rezonans tepesinin kapladığı frekans bandı, eğrinin tepe altındaki ± 3 dB noktaları ile belirlenir [Leach, 2002]. Yarım güç noktaları olarak ifade edilen bu noktalar frekans bandının sınırlarını belirlerler. Filtre hattın çalıştığı bu bölgede etkili olmamalıdır. +3 dB noktasının kesilmesinden sonra maksimum yutuculuk göstermeli ve yine aynı noktanın altındaki frekanslarda minimum yutuculuğa sahip olmalıdır.

Böyle bir filtre teoride çalışmakta fakat uygulamaya geçirilememektedir. İdeal olarak çalışan 6 db/oktav filtre, Şekil 7.2’de gösterildiği gibi davranacaktır. Filtre cevabı, rezonans frekans ± 3 dB noktasını kesmektedir.

Karşılaştırma için sunulan grafiklerde sonuçlar Geçirgenlik Oranı olarak verilmiştir. Geçirgenlik oranı “1” değerine yaklaştığında filtre yutumu maksimuma ulaşır. Geçirgenlik oranı “0” değerine yaklaştığında maksimum geçirgenlik elde edilmiş olmaktadır.

Geçirgenlik oranı ifadesi aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\text{Geçirgenlik Oranı} = \frac{\text{Sistemden Çıkan Enerji}}{\text{Sisteme Giren Enerji}}$$



Şekil 7.2 6 dB/oktav Filtre Karakteri

7.1 Akustik Filtre Elemanlarının Frekans Cevabı Üzerine Etkisi

Bölüm 2, Şekil 2.6'da verilen akustik filtreler kullanım alanlarına göre önem kazanmaktadır. Hoparlör geniş frekans aralığında çalışan bir akustik elemandır. Üretilen frekanslar küresel ve belirli doğrultuda yayılan frekanslardan oluşmaktadır. 220 Hz ve altı frekansların doğrultularının olmadığı, küresel yayılım yaptıkları bilinmektedir [Beranek, 1993]. 220 Hz ve üzeri frekanslar için, kaynağa göre değişen yayılım şablonlarının varlığından söz edilebilir [Pierce, 1994]. Örnek olarak doğrudan yayımlı bir hoparlör ile önüne horn geometri eklenmiş bir sistemin yayılım şablonları benzer olmayacaktır.

Rezonans üzeri bölgenin filtrelenmesine ek olarak, hoparlör kabini açıklığı göz önüne alındığında, bu açıklıkta belirli yayılım şablonuna sahip olabilecek frekansların bulunması istenmemektedir. Açıklık kabinin arkasına yerleştirilse dahi bu frekansların yansıma ile yön değiştirmeleri, onların dinleme noktalarında duyulabilir olmalarını sağlayacaktır. Diğer bir önemli nokta da, 220 Hz'in üst harmonikleri olan 440 Hz, 660 Hz, 880 Hz ve benzeri frekansların yönlenme eğilimlerinin yüksek olduğu bilinmektedir. Hoparlör açıklığından çıkmaları sonucunda dinleme odasında istenmeyen yansımalar neden olacakları görülebilir. Bu sebeple, rezonans üzeri durağan dalgaların filtrelenmesinin önemi pekişmektedir.

Yayının şablonlarının çalışma ile ilişkisi, hoparlörün arkasından kabin açıklığına kadar olan kısımda önem kazanmaktadır. Alçak geçirgen filtreler hoparlörün arkasından yayılan ve 220 Hz üzeri frekansları engellemek amaçlı da kullanılmaktadır. Bölüm 5’de Şekil 5.9’da gösterildiği üzere sisteme girilen sinyal ile sistemden çıkan sinyalin birbirine bölünmesi sonucunda 400 Hz altı bölgede geçirgenliğin arttığı görülmektedir. Frekans yükseldikçe, filtre içinde oluşan rezonanslar nedeni ile geçiş azalmaktadır.

Farklı filtreler silindir içinde farklı noktalara konularak ölçümler alınmıştır. Filtrelerin konumlanmasında hoparlörün V_{as} değeri göz önünde tutulmuştur. V_{as} hoparlörün efektif rijitlik hacmi olarak ifade edilmektedir. Hoparlör körüklerinin oluşturdukları eşdeğer yay katsayısına denk gelen hava hacmi olarak gösterilmektedir. [Leach, 2002] Hoparlör V_{as} hacminden daha büyük bir hacme yerleştirildiğinde serbest olarak çalışma koşulu ile aynı frekans karakterini göstermektedir. Bu sebeple hoparlörün bağlı bulunduğu hacim V_{as} değerini geçmemelidir. Deneylede kullanılan hacimler V_{as} değeri göz önünde tutularak belirlenmiştir. Hacimler V_{as} ’nin oranları olacak şekilde hazırlanmıştır. Test amaçlı kullanılan hoparlörün eş rijitlik hacmi 60.68 litredir. Grafiklerde, ölçüm sonuçları nümerik metot sonuçları karşılaştırılmıştır.

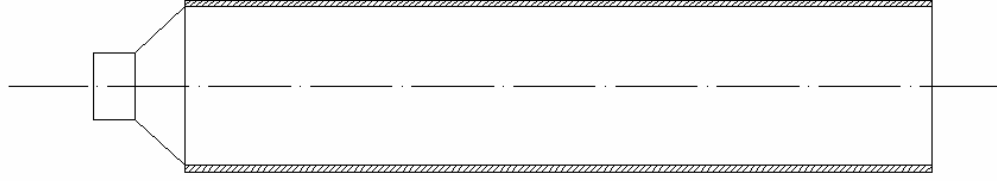
Öncelikle boş silindir ele alındı. Silindirin içinde herhangi bir engel ve yutucu malzeme olmadığı durumda alçak frekansların ne ölçüde silindiri terk ettiği incelendi. Karşılaştırma yapmak açısından elde edilebilecek maksimum alçak frekans cevabı bu şart altında elde edilebilmektedir. Şekil 7.4’de sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bütünlüğü sağlamak açısından tüm ölçüm sonuçları yeşil, FemLab sonuçları kırmızı ve nümerik sonuçlar da mavi renkle ifade edilmiştir.

7.2 Deney Sonuçları ve Karşılaştırmalar

Şekil 7.3’de içi boş silindir gösterilmiştir. İçi boş silindir cevabından görüleceği üzere, silindirin ortama açık ucundan dışarı alçak frekanslar çıkarken kayıp oluşmaktadır. Ölçüm sonucu incelendiğinde kaybın rezonans bölgelerinin sık olmasından kaynaklandığı görülmektedir. Silindir içinde oluşan durağan dalgaların alçak frekans cevabını olumsuz etkilediği, Şekil 7.4’den görülebilmektedir. Şekilde ölçüm sonuçları, FemLab ve nümerik metot sonuçları alçak frekanslarda kayıp olduğunu göstermektedir.

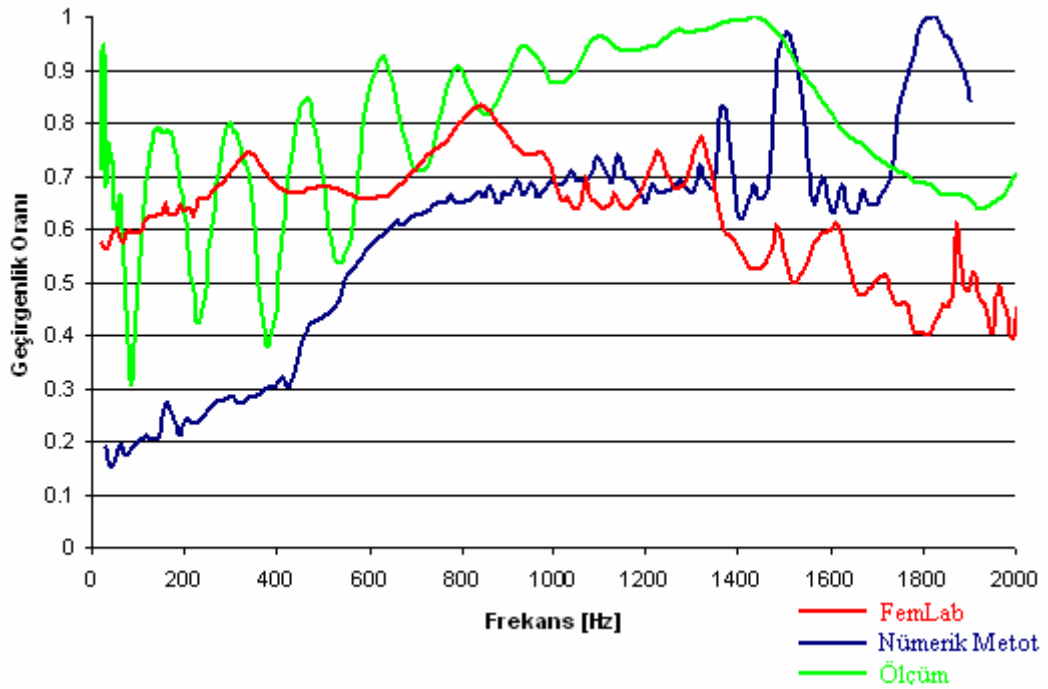
Yapılan deneylerde doğrusal frekans cevabı hedeflenmektedir. Kayıt stüdyolarında kullanılan hoparlörlerde +/- 1 dB içinde kalan frekans cevabı tercih edilirken, ev uygulamalarında zarf +/- 3 dB sınırına genişlemektedir. Yapılan deneylerde +/- 3 dB zarfı hedef olarak

belirlenmiştir ve sonuçlar bu kriterin içinde kalmalarına göre değerlendirilmiştir. Fakat öncelikle alçak frekans bölgesinde tepe ve çukurların bulunmaması gerekmektedir. Bunu sağlayacak filtre ancak frekans cevabını istenilen aralığın içine yerleştirebilir. Bu sebeple FemLab ve nümerik metot sonuçlarının yanında ölçüm sonuçları da göz önüne alınmalıdır. Ölçüm sonuçlarında filtrenin geometrisinden ve konumundan kaynaklanan rezonansların etkisi görülebilmektedir. Ölçüm sonucunda bulunan tepe ve çukurlar frekans cevabına yansıtacağı için, olabildiğince sapması az olan geçirgenlik oranı eğrisi dikkate alınmalıdır.



Şekil 7.3 İçi Boş Silindir

Silindirin içine, ortasında 70 mm çapında boşaltma yapılmış, iki adet kalınlığı ihmal edilmiş disk yerleştirilmiştir. Diskler silindirin orta noktasından 100 mm uzağa konumlanmış ve aralarında 200 mm aralık bırakılmıştır. Kaynak ile ilk filtre parçası arasında bulunan hoparlörün çalışma hacmi ile V_{as} arası oran 5'e 1'dir. Tepelerin bulunduğu noktalar silindir içinde oluşan rezonans bölgelerini göstermektedir.

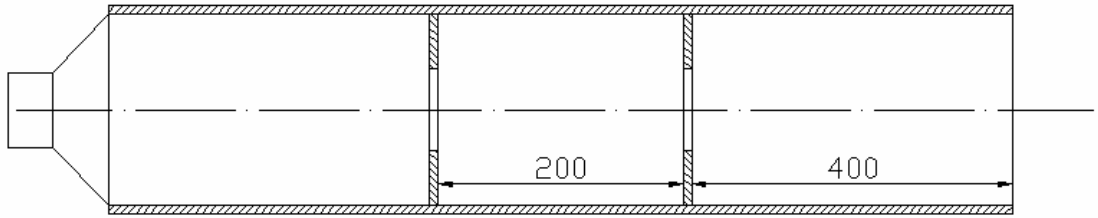


Şekil 7.4 İçi Boş Silindir Cevabı

Silindirin içine, ortasında 70 mm çapında boşaltma yapılmış, iki adet kalınlığı ihmal edilmiş disk yerleştirilmiştir. Diskler silindirin orta noktasından 100 mm uzağa konumlanmış ve aralarında 200 mm aralık bırakılmıştır. Kaynak ile ilk filtre parçası arasında bulunan hoparlörün çalışma hacmi ile V_{as} arası oran 5'e 1'dir. Tepelerin bulunduğu noktalar silindir içinde oluşan rezonans bölgelerini göstermektedir. 1030 Hz'de bulunan rezonans tepesi filtre parçaları arasında oluşmaktadır. 1280 Hz'de oluşan tepe silindirin ortama açık tarafında, 810 Hz'deki tepe de silindirin kaynak yarısında oluşan rezonansı göstermektedir.

Duyum açısından bu durum incelendiğinde ölçüm sonuçlarının alçak frekans bölgesinde tepe ve çukur değerleri birbirinden uzak düzensizliklerin bulunduğu görülmektedir. İstenilen kriterler dikkate alındığında, doğrusal bir frekans cevabı elde edebilmek için bu koşulun uygun olmadığı anlaşılmaktadır.

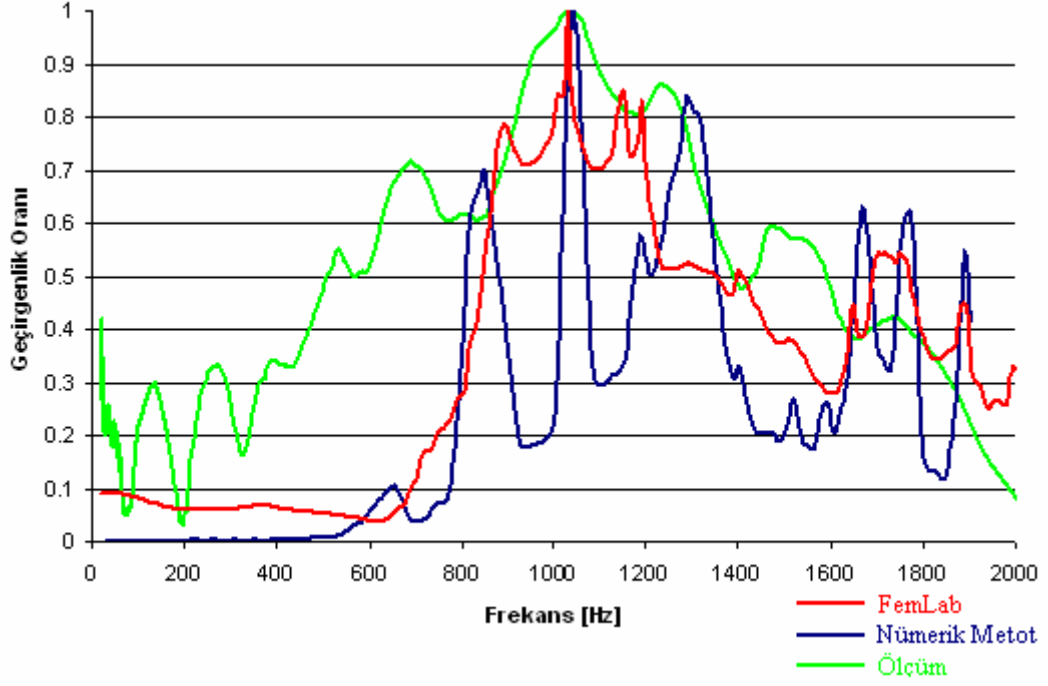
Şekil 7.6'da maksimum genliğin her üç yöntemle de aynı frekansta elde edildiği görülmektedir. İki çözüm yöntemi de ölçüm sonucu ile uyum içindedir. Tepe değerinin alt ve üst frekanslarına bakıldığında sonuçlar arasında farklılaşmalar görülmektedir.



Şekil 7.5 İç Çap 70 mm - Merkezden 100 mm Yerleşim

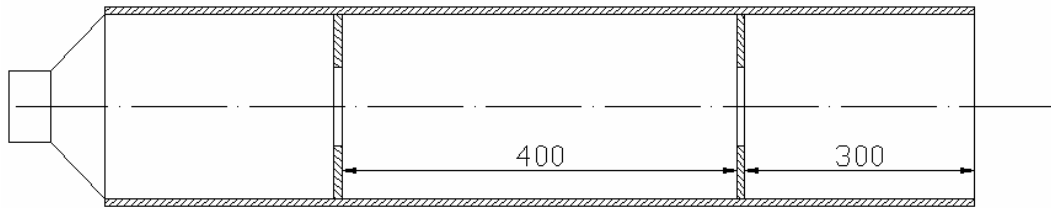
Ölçüm sonuçlarına nümerik metodun sonuçları daha yaklaşımıştır. 1600 Hz ve üzeri bölgede FemLab ile nümerik metod sonuçları benzerlik göstermektedir. 1400 – 1600 Hz arasında ölçüm sonuçlarında görünen tepe, FemLab ve nümerik metod tarafından 1600 – 1800 Hz arasında öngörülmüştür.

FemLab ve nümerik metod 600 ve 800 Hz yakınlarında düzensizliklerin olduğunu ön gördüğü gibi ölçüm sonuçlarında da bu durum gözlemlenmektedir. Duyumsal açıdan filtrenin uygunluğu söz konusu olamayacağından değerlendirmeye alınmamıştır.



Şekil 7.6 İç Çap 70 mm - Merkezden 100 mm Yerleşim Cevabı

Bir sonraki deney için 70 mm boşluklu filtre parçaları aralarında 400 mm olacak şekilde silindir içine, silindirin orta noktasına göre simetrik bir biçimde yerleştirilmişlerdir. Böylelikle V_{as} ile arka hacim oranı 6'ya 1 olmuştur. 800 Hz'de oluşan tepe silindirin ucu açık yarısında oluşan rezonansı göstermektedir. 1000 Hz'deki tepe filtre parçaları arasında oluşan rezonansı göstermektedir. 1750 Hz'de bulunan tepe açık uç tarafında oluşan ikinci moddur.



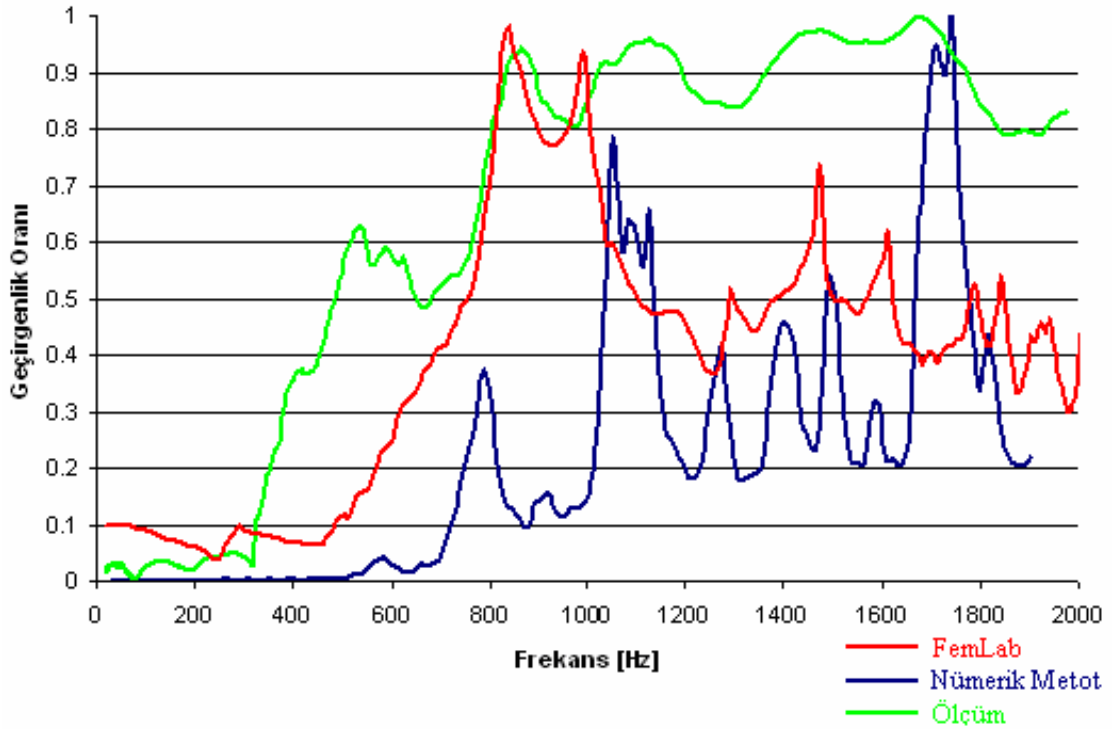
Şekil 7.7 İç Çap 70mm - Merkezden 200mm Yerleştirme

V_{as} değerinin küçülmesi ile ölçüm ve nümerik metot ile gözlemlenebilen 800 Hz'de bulunan tepe genliğinin ve konumun değişmesidir. Bu rezonansın kaynak ile filtre parçaları arasında oluşması açısından sonuçlarda gözlemlenmesi önem kazanmaktadır. FemLab sonuçlarında bu tepe hakkında yeterli bilgi bulunmaması, nümerik metodun bu frekans bölgesinde daha hassas çözüm yaptığına işaret etmektedir.

Şekil 7.8'de FemLab'ın alçak frekanslarda ölçüm sonucuna yakın olduğu görülmektedir.

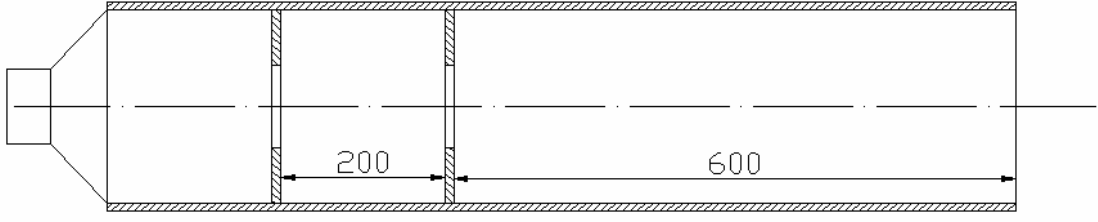
Fakat yüksek frekanslara çıkıldıkça nümerik metodun ölçüm sonucuna yaklaşmaktadır. Nümerik metod, ölçüm sonucunda 850 ve 1100 Hz'lerde bulunan tepeleri genlik hassasiyeti olmadan belirleyebilmiştir. 1100 Hz'de bulunan tepe ile yakınlık göstermiş fakat 850 Hz'de bulunan tepe için 790 Hz'de sonuca ulaşmıştır. FemLab ise 1100 Hz'de bulunan tepeni çözümünde 980 Hz'de göstermektedir. Her iki yöntem de 560 Hz'de bulunan tepenin varlığını çözümlerinde göstermemiştir.

Şekil 7.8'den görülebileceği gibi, 600 ve 800 Hz'de nümerik metod ve FemLab rezonansların bulunacağını göstermektedir. Ölçüm sonuçları bu frekanslarda geçişin az olacağı konusunda aynı karakteri göstermektedir. Bu sebeple filtre istenilen kriterleri gerçekleştirememektedir.



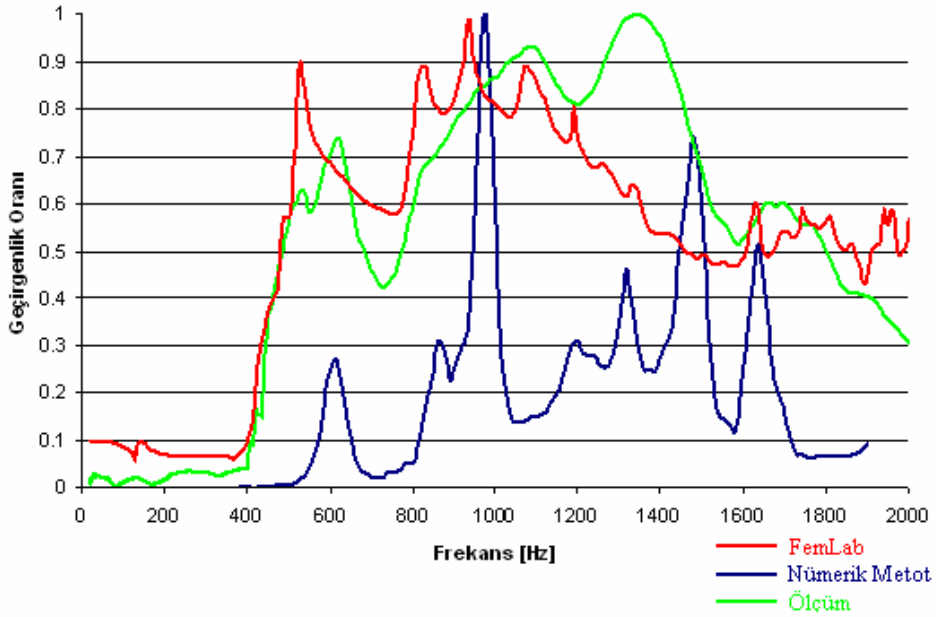
Şekil 7.8 İç Çap 70 mm - Merkezden 200 mm Yerleşim Cevabı

Diğer bir filtre konumu olarak kaynağa yakın yerleşim seçilmiştir. V_{as} daha da küçültülerek 10'a 1 oranına getirilmiştir. Böylelikle düşük frekanslardaki değişim gözlemleri pekiştirilmeye çalışılmıştır. Filtre parçaları sırasıyla kaynaktan 200 mm ve 400 mm uzağa konumlandırılmışlardır. Bu konumda, 600 Hz, 1000 Hz 1400 Hz frekanslarında bulunan tepeler, silindirin açık yarısında bulunan temel rezonans ve onun iki üst harmoniğine aittir.



Şekil 7.9 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 400 mm Yerleştirme

Şekil 7.10 incelendiğinde alçak frekanslarda FemLab ile ölçüm sonuçlarının yaklaşık genliklere sahip oldukları görülmektedir. Fakat, tepe frekanslar incelendiğinde nümerik metodun rezonans tepesinin bulunmasında daha kesin sonuçlar verdiği görünmektedir. Ayrıca, alçak frekans geçirgenliği açısından grafik incelendiğinde, nümerik metodun ölçüm sonucuna yakın sonuç verdiği anlaşılmaktadır. 1000 – 1200 Hz arasında, ölçüm sonuçlarında görünen tepeye nümerik metot daha yakın bir sonuçla ulaşmıştır. Ayrıca 1400 Hz’de bulunan tepe sadece nümerik metot ile belirlenebilmiştir.

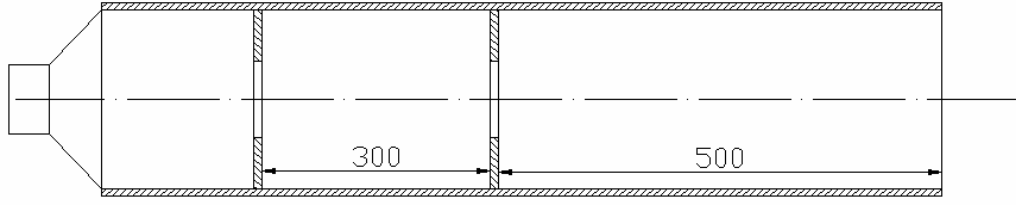


Şekil 7.10 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 400 mm Yerleşim Cevabı

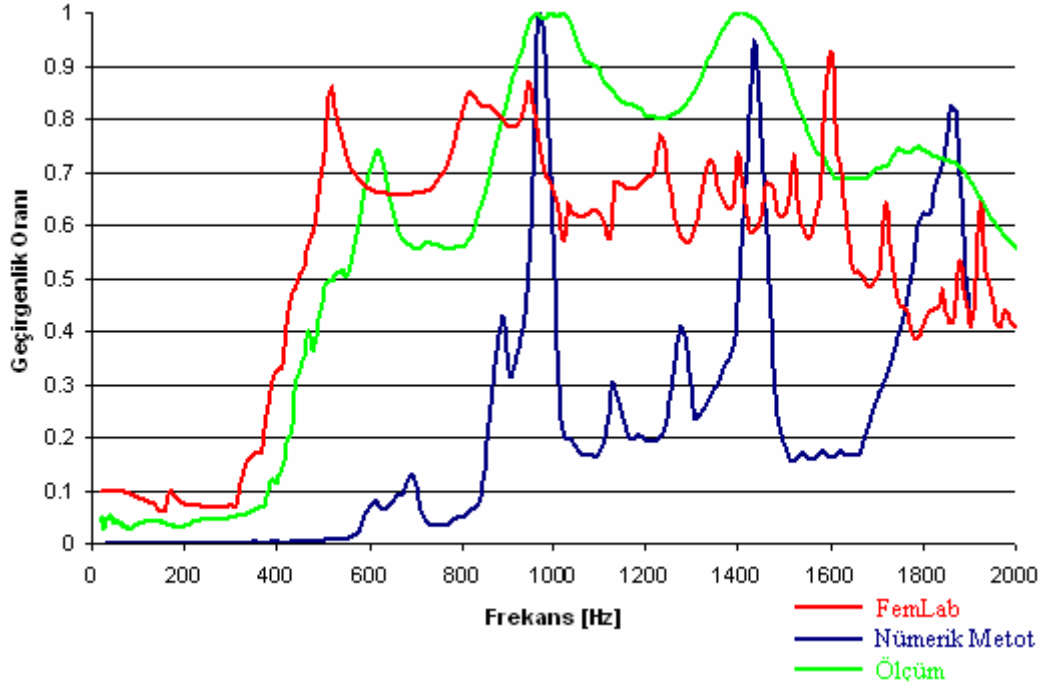
Şekil 7.10’da görüldüğü gibi 600 Hz’de FemLab ve nümerik metot rezonans tepesi olacağını göstermektedir. Ölçüm sonuçları da bu tepeyi doğrulamaktadır. Rezonansın tepe ve çukur değerleri arası geniş olduğu için bu filtrenin frekans cevabı dikkate alınmamıştır.

Diğer bir ölçüm için birinci filtre parçası sabit tutularak ikinci filtre parçası eski konumundan 100 mm ileriye alınmıştır. Deneyle amaçlanan, V_{as} ’nin sabit tutulması ile filtrenin frekans

cevabı üzerine etkilerinin gözlemlenmesidir. Test sonuçlarının ardışık verilmesi ile kıyaslamanın daha iyi gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır. Sonuçta birinci filtre parçası kaynaktan 200 mm ve ikinci filtre parçası 500 mm uzakta konumlandırılmıştır. Bu şartlar altında 600 Hz, 980 Hz ve 1420 Hz’de bulunan tepeler silindirin açık yarısında oluşan temel rezonans ve ikinci harmoniğine aittir. 1900 Hz’de bulunan tepe, düzlemsel dalgalarla oluşan bir rezonansa ait değildir. Silindirin iç çapı 0.2 metredir, bu sebeple 0.4 metre ve üzerinde düzlemsel olmayan dalgaların rezonansı oluşabilir. 860 Hz ve sonrasında, frekans cevabında bu rezonanslar ağırlık kazanmaktadır.



Şekil 7.11 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 500 mm Yerleştirme



Şekil 7.12 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 500 mm Yerleşim Cevabı

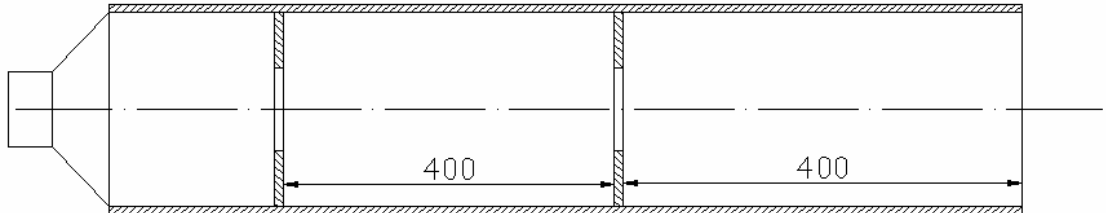
Şekil 7.12 incelendiğinde alçak frekanslardaki genlik farklılıkları nedeni ile nümerik metot ölçüm sonuçları ile yakınlık göstermemektedir ve FemLab çözümü ölçüm sonuçlarına daha yakındır. Diğer yandan genlikler incelendiğinde nümerik metot sonucunun, ölçüm sonucuna

FemLab sonucundan daha yakın olduğu görülmektedir. 1000 Hz'de bulunan tepe dikkate alındığında Nümerik sonucun genlik ve frekansın belirlenmesi konusunda çok hassas bir sonuç verdiği görülmektedir. FemLab bu tepenin genliği ve frekansının belirlenmesinde nümerik metot kadar başarılı olmamıştır. Benzer şekilde 1400 Hz'de bulunan tepe için nümerik metot sonucu FemLab sonucundan daha hassastır.

Şekil 7.12 V_{as} değişkeni dikkate alınarak incelendiğinde bir önceki deneyden farklı olarak 600 Hz'de bulunan tepenin çatallaştığı görülmektedir. Bu önemli bir bulgudur, çünkü artık silindirin açık ucundaki rezonans yukarı frekanslara kaymış ve 600 Hz yakınlarında oluşan rezonans sayısı açıklık kazanmıştır. Şekil 7.12'de 600 Hz yakınlarında görülen tepeler farklı rezonanslara aittirler. 600 Hz'de görülen tepe, kaynak ile birinci filtre parçası arasında, 700 Hz'de bulunan tepe açık uç tarafında oluşmaktadır. Ölçüm sonuçları bu frekans bandında rezonans olduğunu gösterse dahi, nümerik metot tarafından gerçekleştirilen hassasiyete sahip değildir.

Şekil 7.12'de alçak frekanslarda genlik değişikliklerinin düzensiz olması nedeni ile filtrenin duyumda olumlu sonuç vermesi olası görünmemiştir.

Karşılaştırmanın sürekliliği açısından Şekil 7.13'de ilk filtre parçasının kaynaktan 200 mm uzakta tutulduğu şartların sonucunu olarak, ikinci parçanın kaynaktan 600 mm'de konumlandığı durum gösterilmiştir. 600 Hz'de birbirine yakın iki tepe görünmektedir. Tepelerin birbirine yakın olmasının nedeni, filtre boyutları ile silindirin çıkış yarısında bulunan hacim boyutlarının birbirine benzer olmasıdır. Filtre içinde ve açıklık tarafında oluşan rezonanslar yakın frekanslarda oluşmaktadır. Ölçüm sonuçlarında tepeler 1190 Hz ve 880 Hz'de, FemLab sonucunda 920 Hz ile 780 Hz'de ve nümerik metot sonucunda 930 Hz ve 890 Hz'de tepeler yer almaktadır. 1600 Hz'de oluşan rezonans kaynak ile filtre arasında oluşmaktadır.



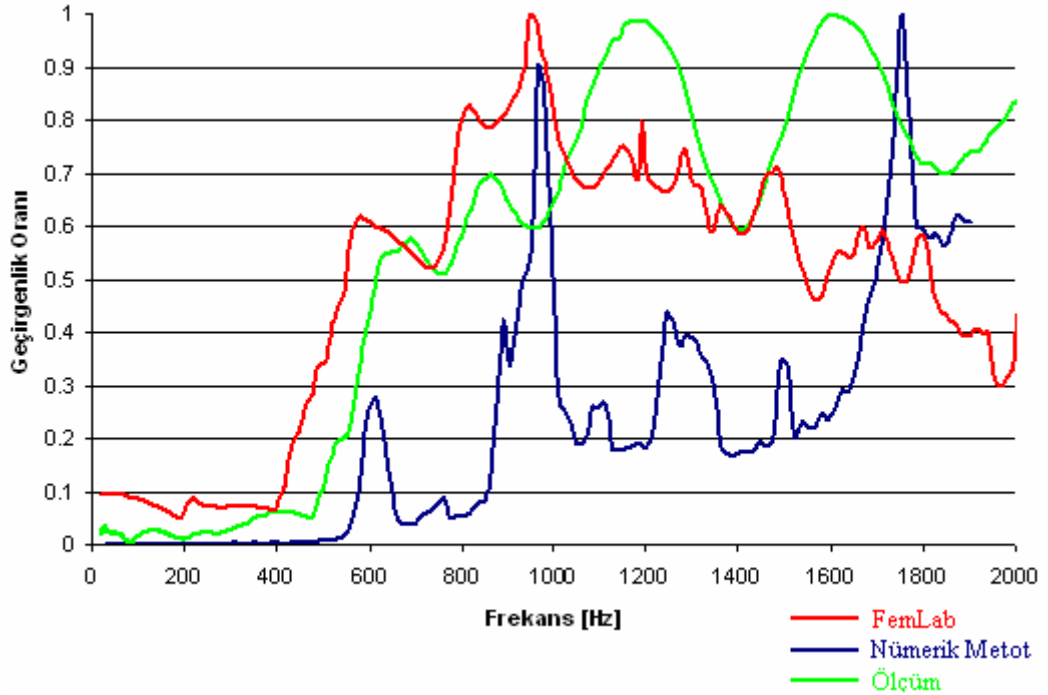
Şekil 7.13 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 600 mm Yerleşim

Şekil 7.14 V_{as} parametresi göz önünde tutularak incelendiğinde, artık silindirin açık ucundaki

rezonansın 600 Hz yakınlarındaki etkisini azalttığı görülmektedir. Frekans değeri artarken genliği düşen bu rezonans tepesi 750 Hz yakınlarında gözlemlenebilmektedir. Baskın olarak görülebilen tek tepe 600 Hz'de bulunmaktadır. Bu detay FemLab ile ölçüm sonuçlarında gözlemlenememektedir.

Şekil 7.14'de nümerik metot sonucunun ölçümde 1190 Hz ve 1580 Hz'de bulunan iki tepeyi sonuca yansıtılabildiği görülmektedir. FemLab yüksek frekanslarda bulunan tepeyi sonucunda gösteremediği görülmektedir. FemLab alçak frekanslarda genlik açısından ölçüm sonucuna nümerik metot sonucuna göre daha yakın değerler vermektedir, fakat frekanslar karşılaştırıldığında nümerik metot sonuçlarının ölçüm değerlerine daha yakın olduğu görülmektedir.

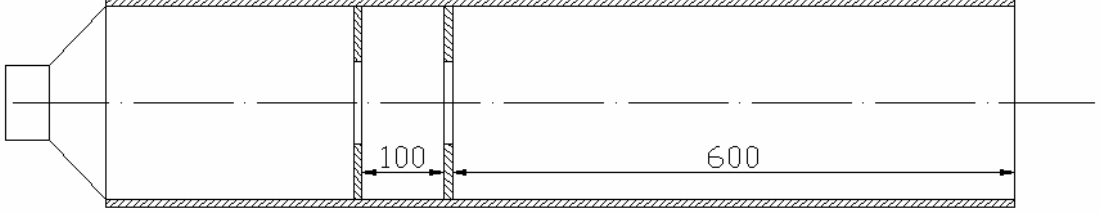
Şekil 7.14'de alçak frekanslardan orta frekans bölgesine geçişte genliklerin tepe ve çukur arasında bulunan farkların az olmasına karşın rezonansların bulunması olumsuz bir durum olduğunu göstermektedir. 400 ile 600 Hz arasında bulunan ani artış gözlemlenen diğer bir olumsuzluktur.



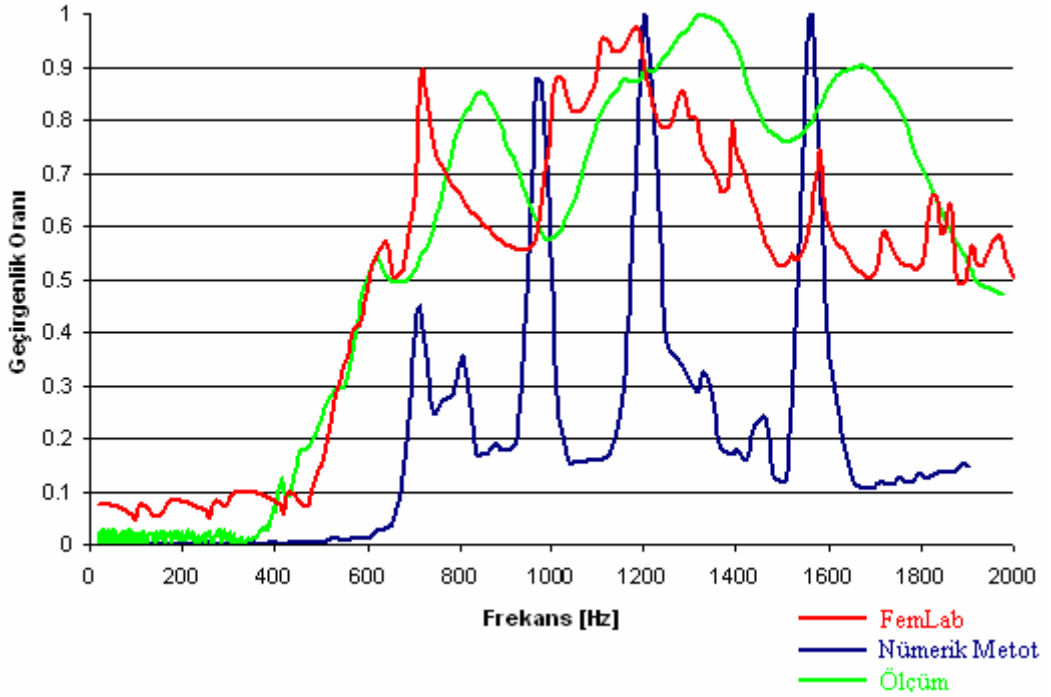
Şekil 7.14 İç Çap 70 mm - 1. 200 mm 2. 600 mm Yerleşim Cevabı

Şekil 7.15'de filtrenin ilk parçası kaynaktan 300 mm ileriye yerleştirilmiştir. İkinci parça kaynaktan 400 mm ileriye konumlanmıştır. V_{as} oranı 6'ya 1'e getirilerek, filtrenin frekans cevabı üzerindeki etkileri burada incelenmeye başlanmıştır. V_{as} oranı 10'a 1 olduğu

durumdakine benzer şekilde 710 Hz’de bulunan tepe silindirin kaynak tarafında bulunan durağan dalgaya aittir. 980 Hz’de bulunan tepe ise benzer şekilde silindirin kaynağa yakın olan bölümünde bulunan rezonansın ikinci harmoniğine aittir. 1580 Hz’de bulunan tepe filtre içinde oluşan durağan dalgaya aittir.



Şekil 7.15 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 400 mm Yerleşim



Şekil 7.16 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 400 mm Yerleşim Cevabı

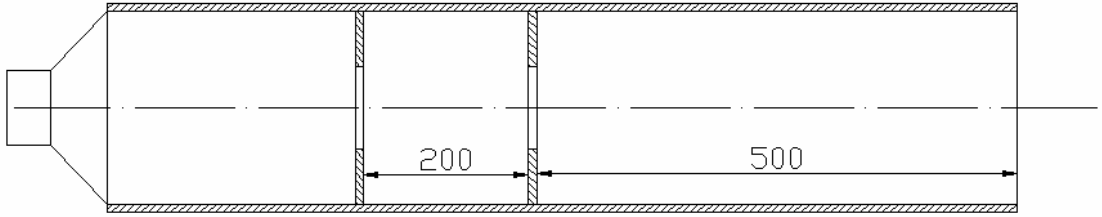
Şekil 7.16’da nümerik metot ile FemLab çözümleri karşılaştırıldığında birbirlerine yakın oldukları görülmektedir. 1180 Hz ve 1190 Hz’de bulunan FemLab ve nümerik metot sonuçları, ölçüm sonucundan farklı olmalarına karşın, genlik ve frekans değerleri açısından birbirlerine oldukça yakındırlar. Benzer şekilde 960 Hz ve 1000 Hz’de bulunan nümerik metot ve FemLab sonuçları da, ölçüm sonucundan farklı olmalarına karşın, yakınlık göstermektedirler. Üçüncü frekans benzeşimi 700 ve 710 Hz’de görünmektedir. 1580 ve 1590 Hz’de yaşanan benzer durumda FemLab çözümünde ölçüm sonucuna nümerik metot

çözümündeki değer kadar yaklaşmadığı görülmektedir.

V_{as} göz önüne alınarak Şekil 7.16 incelendiğinde nümerik metodun V_{as} değişimi ile ortaya çıkan rezonans frekansı kaymasını net bir şekilde gösterdiği görülmektedir. Ayrıca bu frekans bandındaki çözünürlüğü diğer metotlara kıyasla, frekans kümesinde daha kesindir ve beklenen değişiklikleri işaret etmektedir.

Şekil 7.16'da ölçüm sonuçlarında 600 ve 800 Hz'de görünen tepeler bu frekanslarda oluşan rezonansları ifade etmektedir. FemLab ve nümerik metod sonuçları incelendiğinde bu durum destek bulmaktadır. Bu nedenle duyum açısından filtre olumlu olarak nitelenmemektedir.

Şekil 7.17'de filtrenin birinci parçası kaynaktan 300 mm ve ikinci parçası kaynaktan 500 mm ilerde yerleştirilmiştir. 710 Hz'de bulunan tepe silindirin ortama açılan yarısında bulunan rezonansa aittir. 950 Hz'de bulunan tepe, silindirin aynı yarısında bulunan rezonansın ikinci harmoniğine aittir. FemLab çözümünde 1110 Hz'de görünen ve nümerik çözümde 890 Hz'de görünen tepe filtre rezonansına aittir. Ölçüm sonucunda görünen 1820 Hz'de bulunan tepe filtre içinde oluşan rezonansın ikinci harmoniğine aittir.



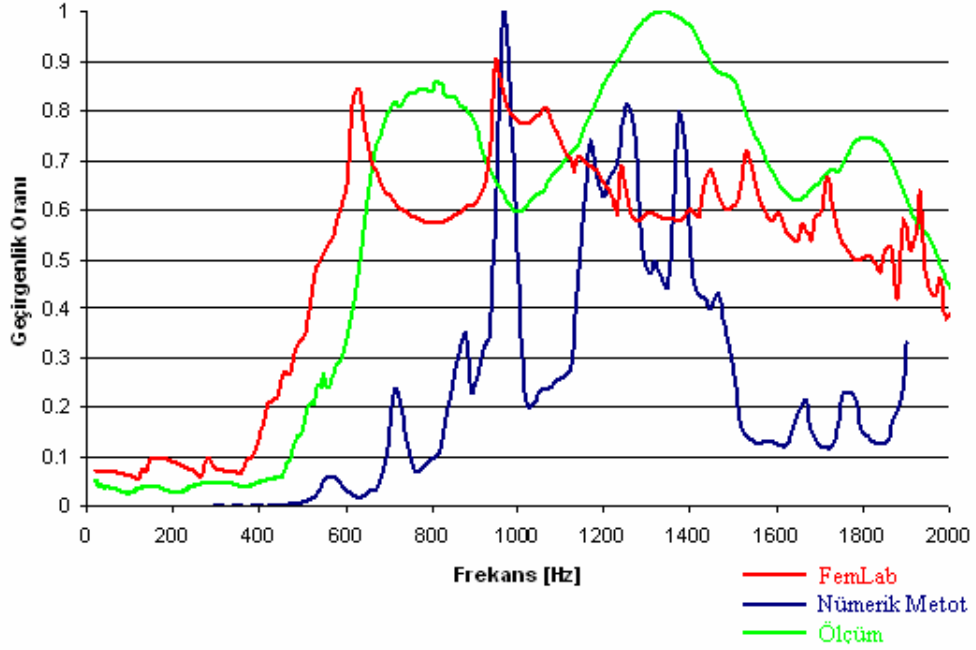
Şekil 7.17 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 500 mm Yerleşim

Şekil 7.18'de ölçüm sonuçları incelendiğinde 1200 ile 1400 Hz arasında görünen tepe nümerik metod çözümünde görünmesine karşın FemLab sonucunda gözlemlenememiştir. FemLab sonucunda 910 Hz'de, nümerik metod sonucunda 930 Hz'de bulunan tepeler birbirlerine yakınlık göstermektedirler. 710 Hz'de bulunan tepe nümerik metod sonucunda görünmektedir, FemLab'da 710 Hz'e karşılık gelen tepe 580 Hz'de görünmektedir. Bu durumda nümerik metod ölçüm sonucuna frekans bakımından yakınlık gösterirken, genlik açısından FemLab ölçüme yakınlık göstermektedir.

Şekil 7.18 V_{as} parametresi göz önüne alınarak incelendiğinde Şekil 7.12 ve Şekil 7.14'de olan durumun aynısının geliştiği gözlemlenmektedir. Filtre parçaları arasındaki uzaklığın büyümesi ile silindirin açık ucundaki hacim küçülmektedir. Rezonans tepeleri birbirlerinden ayrılmaktadır ve nümerik metod sonucu bu durumu çok net şekilde göstermektedir. FemLab

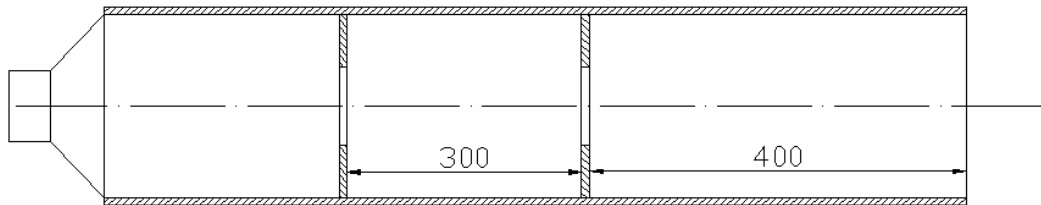
bu değişimi çözümlenmemektedir. Ölçüm sonucu, hassasiyet düşük olması nedeni ile bu iki tepeyi, tek bir tepe olarak göstermektedir.

Şekil 7.18’de 600 ve 800 Hz arasında geniş frekans bandını kaplayan tepe bulunmaktadır. Nümerik metot sonucu bu aralıkta birden fazla rezonans bölgesi olabileceğini göstermektedir. Bu nedenle filtrenin frekans cevabı incelenmemiştir.



Şekil 7.18 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 500 mm Yerleşim Cevabı

Şekil 7.19’daki yerleşim karşılaştırma ölçümlerinin sonucusudur. Birinci filtre parçası kaynaktan 300 mm ileride yerleştirilmiştir. İkinci filtre parçası kaynaktan 600 mm uzaktadır. 710 Hz’de bulunan tepe silindirin açık ucunda bulunan rezonansa aittir. 960 Hz’de bulunan tepe filtre içinde oluşan rezonansı göstermektedir.



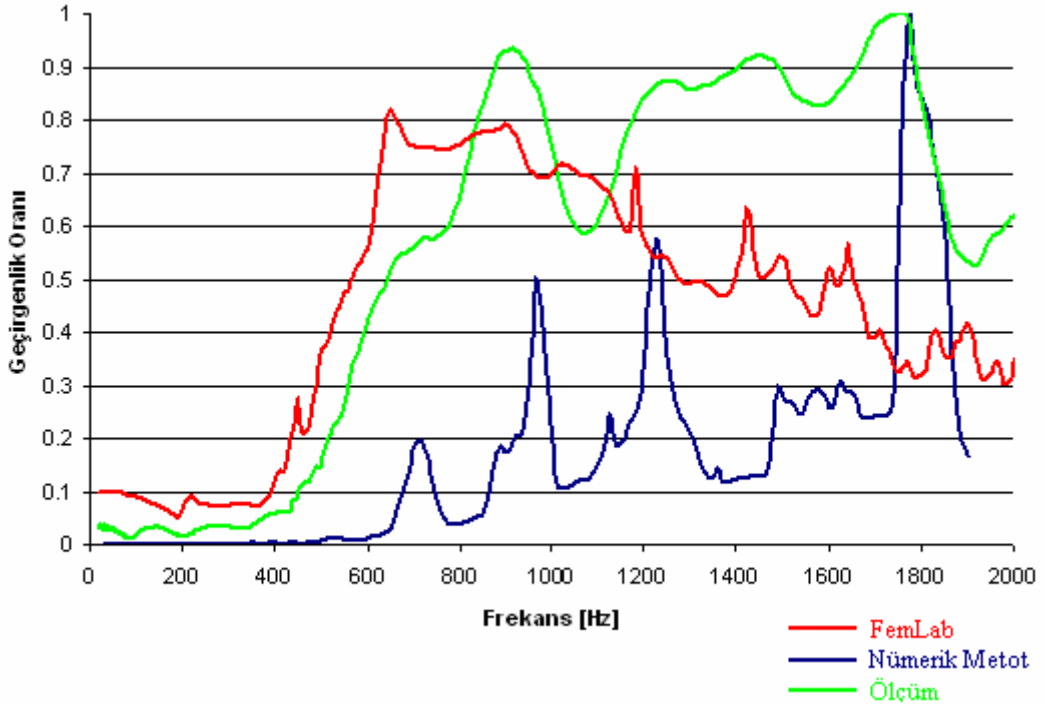
Şekil 7.19 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 600 mm Yerleşim

1220 Hz’de bulunan tepe düzlemsel dalgalardan kaynaklanan rezonansa ait değildir. 1780 Hz’de bulunan tepe geniş frekans bandı kaplamaktadır. Bunun nedeni, filtre içi rezonans

frekansının ve silindirin açık ucunda bulunan rezonansın ikinci harmoniğinin çok yakın değerlere sahip olmasıdır. 1800 Hz'de silindirin açık ucunda ikinci harmonik bulunmaktadır ve genliği 1780 Hz'deki tepeden düşüktür.

Şekil 7.20'den FemLab'ın yüksek frekanslarda ölçüm sonuçları ile yakın değerler vermediği görülmektedir. Ayrıca rezonans tepelerinin konumları nümerik metot sonuçları kadar belirgin değildir. 1800 Hz'de nümerik metot çözümü ölçüm sonucu ile uyum içindedir. Nümerik metot genlik konusunda ölçüm sonuçlarının altında sonuçlar vermesine karşın frekans açısından yakın değerler üretmiştir. 960 ve 710 Hz'de nümerik metot tepeleri ölçüm sonuçlarına yakınlık göstermektedir fakat FemLab sonuçları genlik olarak ölçüm sonucuna daha yakındır.

V_{as} açısından Şekil 7.20 incelendiğinde, silindirin açık ucunda oluşan rezonans ile kapalı uç rezonansı çakışmakta ve yorum yapmayı güçleştirmektedir, fakat, bir önceki deney sonuçları incelendiğinde, 700 Hz'de görülen tepenin daha geniş frekans bandı kapladığı görülmektedir. Bu durum, aynı frekans bandını paylaşan rezonansların olabileceğine bir göstergedir.

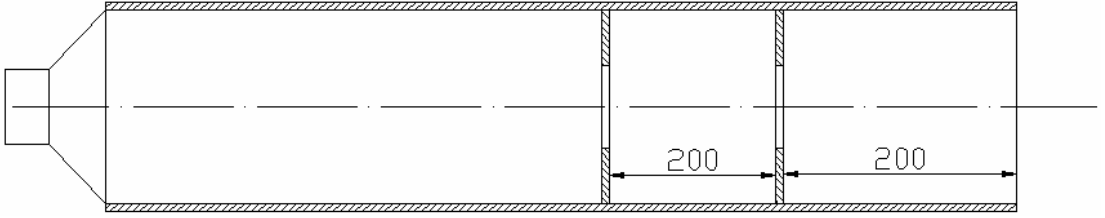


Şekil 7.20 İç Çap 70 mm - 1. 300 mm 2. 600 mm Yerleşim Cevabı

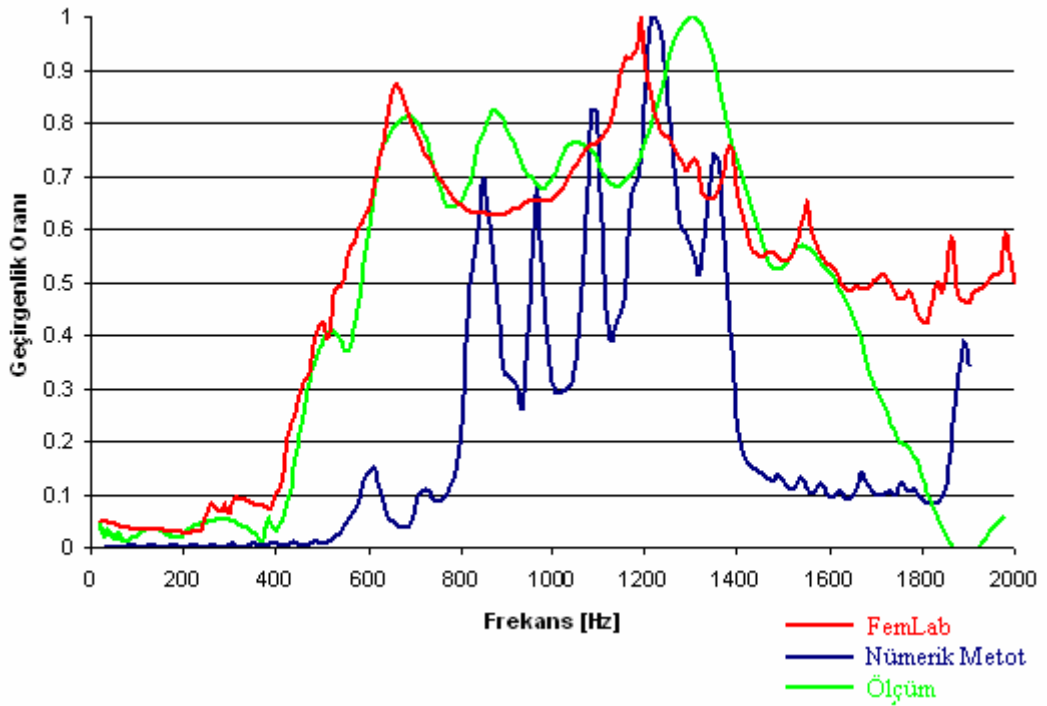
Şekil 7.20'de 700 Hz'e kadar olan geçiş, sapmasız olarak görünmektedir, fakat nümerik metot ve FemLab bu frekans yakınlarında rezonansın olabileceğini göstermektedir. Ayrıca 900 ile

1200 Hz arasındaki düzensizliğin tepe ve çukur değerleri arası yüksektir. Filtre duyum açısından incelenmemiştir.

Şekil 7.21’de parçalar kaynaktan uzaklaştırılmıştır ve V_{as} oranı 3’e 1’e getirilmiştir. Birinci parça kaynaktan 600 mm uzağa yerleştirilmiştir. İkinci parça kaynaktan 800 mm uzakta bulunmaktadır. 600 Hz’de bulunan tepe, kaynak ile filtre arasında kalan kısmın rezonansına aittir. Silindirin açık yarısında oluşan rezonans 830 Hz’de görülmektedir. 1250 Hz’de görünen tepe filtre içinde oluşan rezonansa aittir. 1370 Hz’de görünen tepe, silindirin açık yarısında oluşan rezonansa aittir. 600 Hz ile 1200 Hz arasında bulunan ve ölçüm sonuçlarında görünen tepeler FemLab çözümünde görülmemektedir fakat nümerik metot çözümünde bu tepeler bulunmaktadır.



Şekil 7.21 İç Çap 70 mm - 1. 600 mm 2. 800 mm Yerleşim



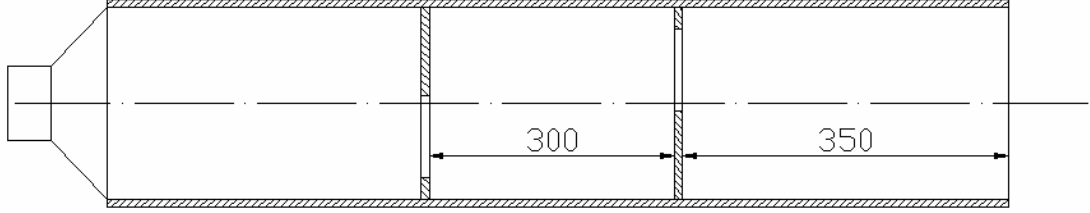
Şekil 7.22 İç Çap 70 mm - 1. 600 mm 2. 800 mm Yerleşim Cevabı

Şekil 7.22’de FemLab çözümü ile ölçüm sonuçları arasında 600 Hz ile 1200 Hz arasında farklılık görülmektedir. Silindir ve filtre içinde oluşan rezonanslardan kaynaklanan tepeler FemLab çözümünde görünmemektedir. 650 Hz’de bulunan tepede FemLab ile ölçüm sonucu yakınlık göstermektedir.

Benzer şekilde ölçümde 1340 Hz’de görünen tepeye FemLab ve nümerik metot genlik açısından bakıldığında yakınlık göstermektedirler. Ölçüm sonucuna en yakın sonuç nümerik metot çözümündedir. Nümerik metodun belirlediği rezonanslar, ölçüm sonuçlarında görünen bölgelerle adetsel olarak aynıdır.

V_{as} parametresi dikkate alınarak Şekil 7.22 ele alındığında, diğer deneylerde olduğu gibi 600 Hz’de kaynak ile filtre arasında oluşan rezonansın bulunduğu görülmektedir. Fakat bu durumda, kaynakla filtre arasındaki uzaklığın büyümesi nedeni ile rezonans tepesi adedinin arttığı görülmektedir. Frekans cevabında görülen sık tepeler nedeni ile ayırıcı analiz yapmak güçleşmektedir.

Şekil 7.22’de alçak frekanslarda genlik düzensizlikleri olduğundan filtrenin frekans cevabının olumsuz etkileneceği görülebilmektedir.



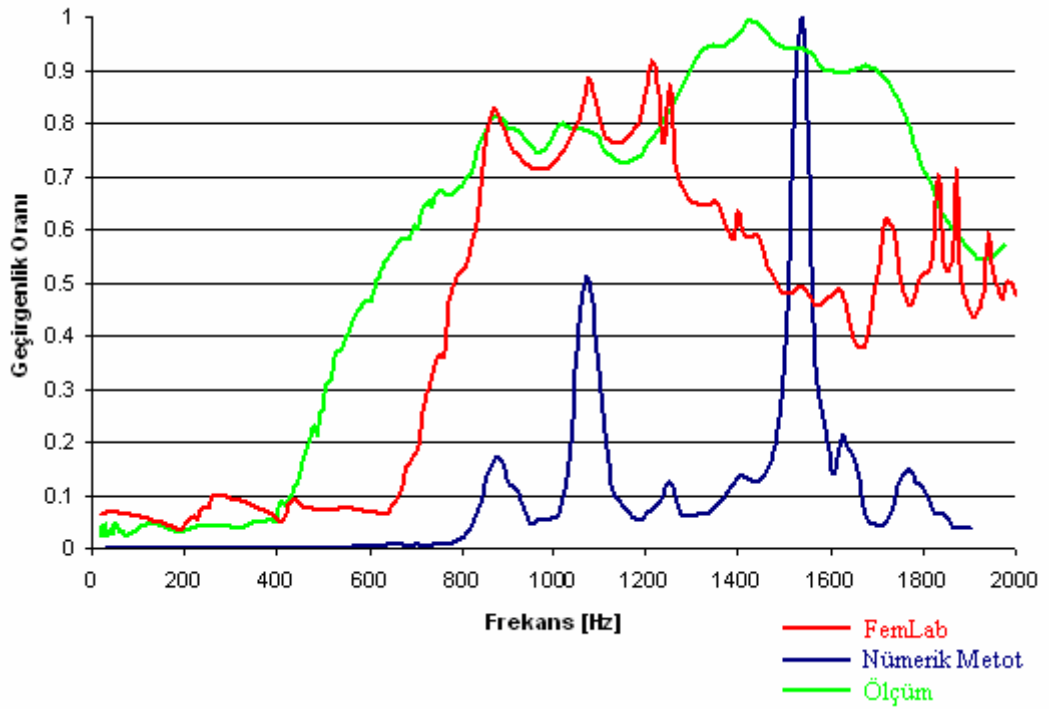
Şekil 7.23 İç Çap 70 mm– Merkezden 150, Asimetrik 180 Derece Yerleşim

Şekil 7.23’de elektro-akustik modelde oluşturulması zor olan bir yapı silindir içine yerleştirilmiştir. İç çapı 70mm olan delikler filtre parçaları üzerine açılmışlardır. Delik merkezleri, üzerine açıldıkları disk merkezden 35mm uzaktadır. Böylelikle deliklerin birbirlerini görmeleri engellenmiş ve asimetrik bir yapı elde edilmiştir. Parçalar, silindir merkezinden 150mm ileriye yerleştirilmişlerdir. 890 Hz’de bulunan tepe silindirin açık yarısında bulunan rezonansa aittir. 1090 Hz’de bulunan tepe filtre içinde oluşan rezonans nedeni ile oluşmuştur. 1260 ve 1550’de oluşan tepeler düzlemsel dalgalar nedeni ile oluşan rezonanslar değildir.

Şekil 7.23’de verilen geometri elektro-akustik parametreler açısından incelendiğinde, Şekil 7.5’de verilen geometriden hiçbir farkı olmadığı sonucuna varılmaktadır. Elektro-akustik

yöntemde deliklerin simetri ekseninde açılmaması ile, hacim değerleri üzerinde değişiklik olmayacağı için, sonuçlarda farklılaşma olmayacaktır. Nümerik metot ile FemLab'ın üstünlükleri bu tür geometrilerin incelenmelerine izin vermeleridir.

Şekil 7.24'de filtre parçaları üzerinde karşılıklı gelmeyen boşluklar için yapılan simülasyonlarda FemLab ile nümerik metodun farklı bölgelerde daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. FemLab 800 ile 1200 Hz arasında bulunan rezonans bölgelerini genlik hassasiyeti ile belirleyebilmiştir, fakat 1200 ile 1800 Hz arasında bulunan tepeyi belirleyememiştir.



Şekil 7.24 İç Çap 70 mm– Merkezden 150, Asimetrik 180 Derece Yerleşim Cevabı

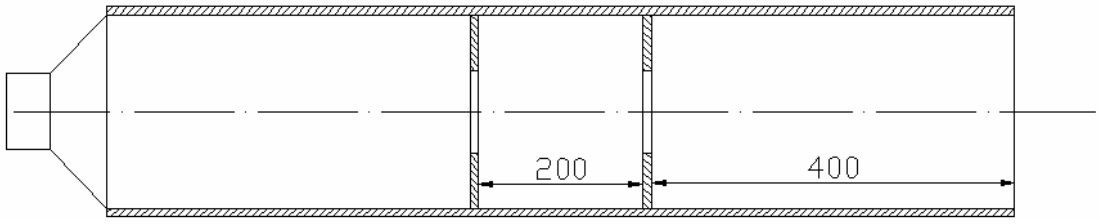
Nümerik metot burada bir rezonansın bulunduğunu genlik hassasiyetinde göstermektedir. Alçak frekanslarda rezonans frekansları nümerik metot ile belirlenmiş fakat genlik olarak ölçüm sonuçları ile farklılık göstermiştir.

Şekil 7.24'de nümerik metot, FemLab ve ölçüm sonuçları, ortak olarak 800 Hz'e kadar bir rezonans olmadığı sonucuna varmışlardır. Ölçüm sonuçlarında 800 Hz ve sonrasında bulunan rezonansların tepe ve çukur değerleri arasında bulunan farklılıklar çok dar bir zarfın içinde kalmaktadırlar. 1200 Hz üzerinde bulunan orta frekans tepesi geniş bir frekans bandını kaplamaktadır fakat genlik sapmaları görünmemektedir. Transmisyon hattın açıklığından orta

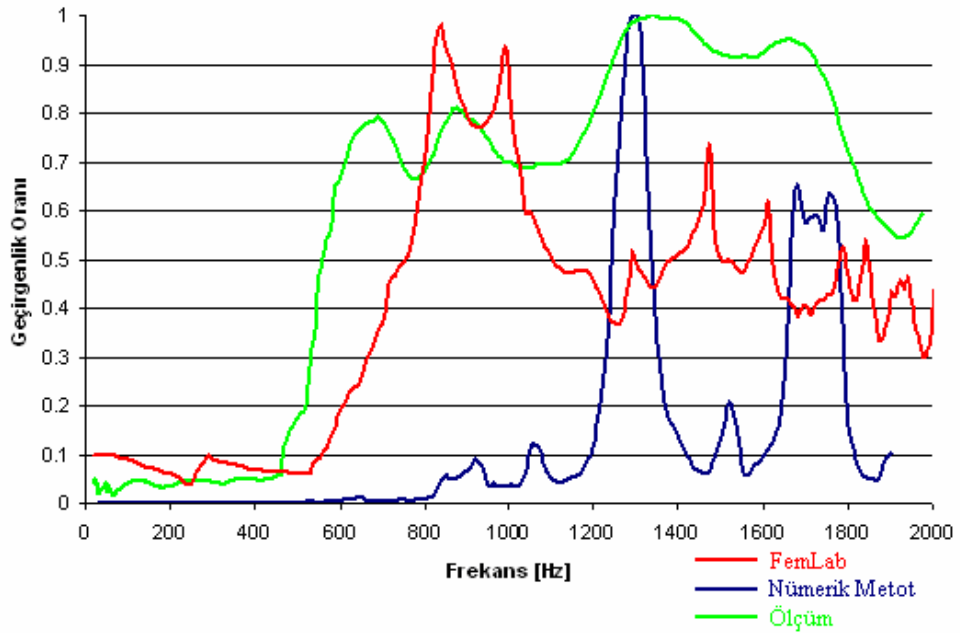
frekansların çıkamaması açısından filtrenin bu özelliği büyük önem taşımaktadır. Duyusal açıdan, genlik farklılıklarının en düşük seviyede bulunduğu bu filtrenin incelenmesi uygun görülmüştür.

Şekil 7.25’de farklı iç çapa sahip filtre parçalarının frekans cevabı üzerine etkileri incelenmesi için gerçekleştirilen yerleşim gösterilmiştir. Filtre parçaları merkezine 50 mm çapında delik açılmıştır. Parçalar silindir merkezinden 100 mm ileride konumlanmıştır. 830 ve 990 Hz’de görünen yakın tepeler, sırasıyla silindirin açık ucunda ve filtre içinde bulunan rezonanslara aittir. 1000 Hz üzerinde oluşan rezonans bölgeleri düzlemsel dalgalar nedeni ile oluşmamaktadır.

Şekil 7.26’da FemLab çözümü, alçak frekanslarda nümerik metot çözümünde bulunan tepe noktalarına yakın değerlerde rezonans frekansları olduğunu göstermektedir. Genlik açısından bakıldığında FemLab ölçüm sonucuna yakın değerler göstermektedir.



Şekil 7.25 İç Çap 50 mm - Merkezden 100 mm



Şekil 7.26 İç Çap 50 mm - Merkezden 100 mm

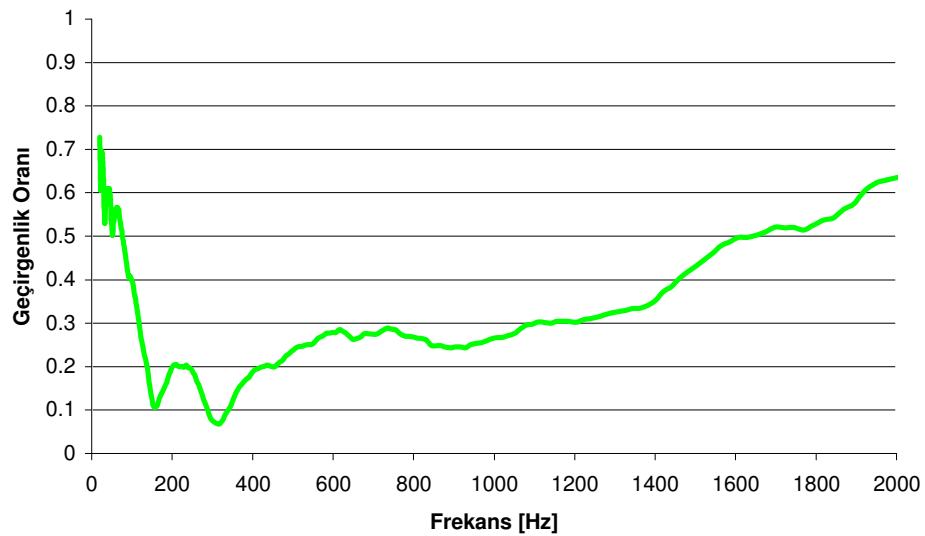
Şekil 7.26'da yüksek frekanslarda nümerik metodun her iki tepenin de frekanslarını belirleyebildiği görünmektedir. 1290 Hz'de bulunan tepenin frekansı genlik hassasiyetinde belirlenmiştir. 1600 ile 1800 Hz arasındaki tepe belirlenebilmiş fakat genlik olarak ölçüm değerlerinin aşağısında kalmıştır.

Şekil 7.25'de verilen yerleşim elektro-akustik benzeşim açısından Şekil 7.5 ile yakın koşullar sunmaktadır. Delik çaplarının 70 mm'den 50 mm'ye düşürülmesi ile gözlemlenen geçirgenlik eğrisi değişikliği Şekil 7.26'da görülmektedir.

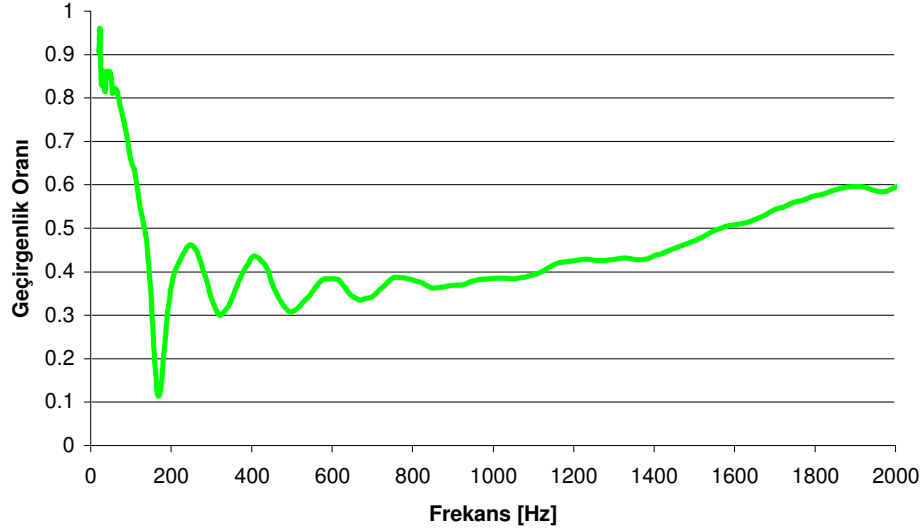
Şekil 7.26'da 500 Hz ile 600 Hz arasında eğimi çok yüksek bir değişiklik görülmektedir. 600 Hz ile 1100 Hz arasında bulunan rezonansların tepe ve çukur değerleri arasındaki farklılık, filtrenin duyuşal açıdan iyi bir performans sergilemeyeceğinin göstergesidir. Bu nedenle filtrenin frekans cevabı incelenmemiştir.

Akustik filtre uygulamalarının sönümlenme elemanına göre üstünlüğünün belirlenebilmesi için silindirin içine elyaf doldurulmuş şekilde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ölçümler için silindirin iç hacmi hesaplanmış ve bu hacmin doluluk oranlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Silindir toplam hacminin %25'i ve %75'i elyaf ile doldurulmuş ve sonuçlar, Şekil 7.27 ve Şekil 7.28'de sunulmuştur.

Şekil 7.27'de toplam iç hacminin %25'i elyaf ile doldurulmuş silindirin frekans cevabı verilmiştir. Elyaf'ın yutuculuğunun frekans yükseldikçe arttığı görülmektedir. Fakat, benzer şekilde 200 Hz altında da artış söz konusudur.



Şekil 7.27 %25 Elyaf Dolu Silindir Cevabı



Şekil 7.28 %75 Elyaf Dolu Silindir Cevabı

Hoparlörlerin alçak frekans cevapları düşünüldüğünde bu istenilmeyen biri durumdur. Transmisyon hatlarından yüksek frekanslı seslerin yayılması istenmemektedir. Bu şartın elyaf malzemeler ile gerçekleştirilebildiği görülmektedir. Hatta bulunan rezonanslardan kaynaklanacak problemlerin elyaf yardımı ile sönümlenmesi, elyaf malzemesinin 400 ile 1200 Hz arasındaki yutuculuğu ile sağlanabilmektedir. Fakat, 200 Hz sonrasında yutuculuk maksimum değere yaklaşmaktadır.

Elyaf oranı %25'den %75'e çıkarıldığında yutuculuğun alçak frekanslarda diğer frekanslara göre daha yüksek oranda arttığı görülmektedir. Şekil 7.28'de %75 doluluk oranına göre yapılmış ölçüm sonucu verilmiştir. 1800 Hz ve üzeri frekanslar değerlendirildiğinde bu durum görülebilmektedir. 200 Hz altı bölgede ulaşılan maksimum değer 0.7'den 1'e ulaşmıştır. Sonuçta hoparlörlerin alçak frekans cevabı için daha olumsuz bir durum ortaya çıkmaktadır. Akustik filtrelerde karşılaşılan ve 0.1'in altında kalan iletim elyaf yutucular ile sağlanamamaktadır.

Elyaf sönümleyicilerin geçirgenlik oranı grafiklerinde tepe ve çukurlar arasındaki farklılıkların az olması nedeni ile en uygun filtre ile frekans cevapları karşılaştırılmıştır.

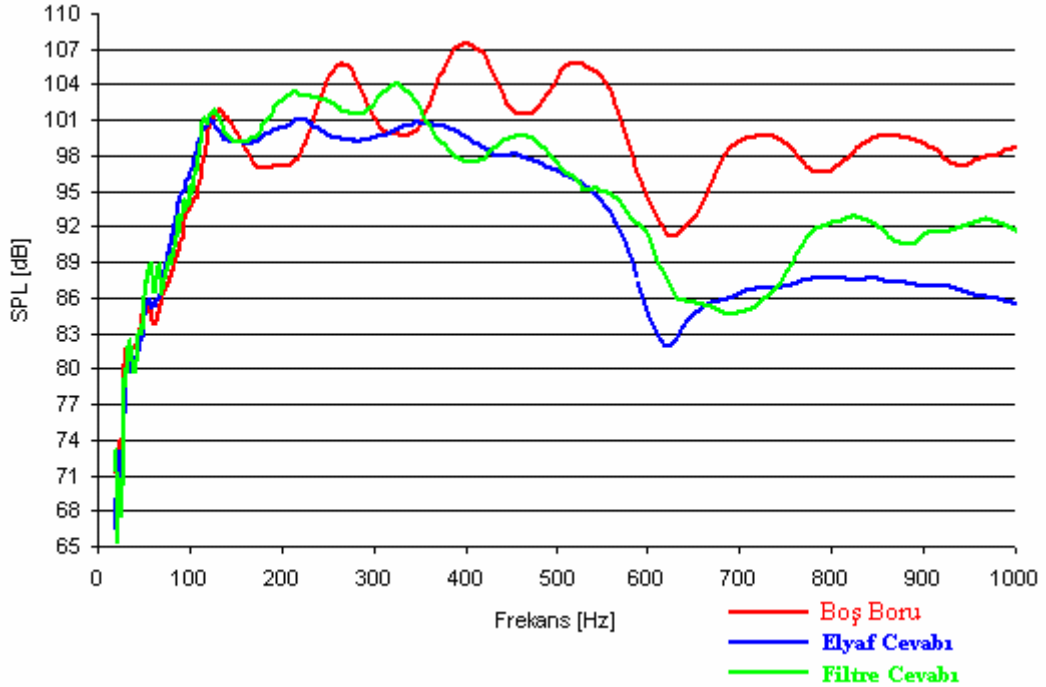
7.3 Filtre ile Elyaf Sönümleyicilerin Frekans Cevabı Karşılaştırması

Bölüm 7.2'de farklı filtre geometrilerinin test kabini içindeki cevapları incelenmiştir. İncelemeler sırasında filtrelerin duyumsal açıdan performansları da göz önünde tutulmuştur.

Alçak frekanslarda düzensizliği düşük olan ve rezonans tepe ve çukurları arasında farkların en düşük olmasını sağlayan filtre yapısı, açıklıkların asimetrik olarak yerleştirilmesi ile elde edilmiştir. Asimetrik yerleşim sonucunda düzensizliklerin az olduğu bir alçak frekans cevabı ile transmisyon hat tipi kabinlerde istenilen bir durum olan, orta frekansların yüksek oranda yutulabildiği bir sonuç elde edilmiştir.

Çalışmada, istenilen özellikleri sağlayan bir filtrenin aynı zamanda elyaf yutucu malzemesinden daha verimli çalıştığı vurgulanmak istenilmektedir. Adyabatik sönümün gerçekleşmediği, transmisyon hat kesitinin tamamı ile kapatılmadığı akustik filtre uygulamasının elyaf malzemesi üzerine avantajını gösterebilmek amacı ile Şekil 7.29'de karşılaştırma sunulmuştur.

Şekil 7.29'de kırmızı eğri boş boru cevabını, mavi eğri %25 doluluğa sahip elyaf yutucu cevabını ve yeşil eğri de filtre cevabını göstermektedir. Yatayda bulunan referans çizgileri 3 dB ara ile yerleştirilmiştir. Filtre cevabının 150 ile 350 Hz arasındaki frekans bandında elyaf'a göre 3 dB kazançlı olduğu görülmektedir. 150 Hz ve altındaki bölgede Elyaf, boş boru cevabı ve filtre cevabı birbirlerine paralel oldukları görülmektedir. Orta frekans bandının yutulması durumunda elyaf daha verimli çalışmaktadır.



Şekil 7.29 Boş Boru, Elyaf ve Filtre Frekans Cevapları Karşılaştırması

Sonuçlardan görünmektedir ki, asimetrik yerleştirilmiş filtre parçalarının konum ve

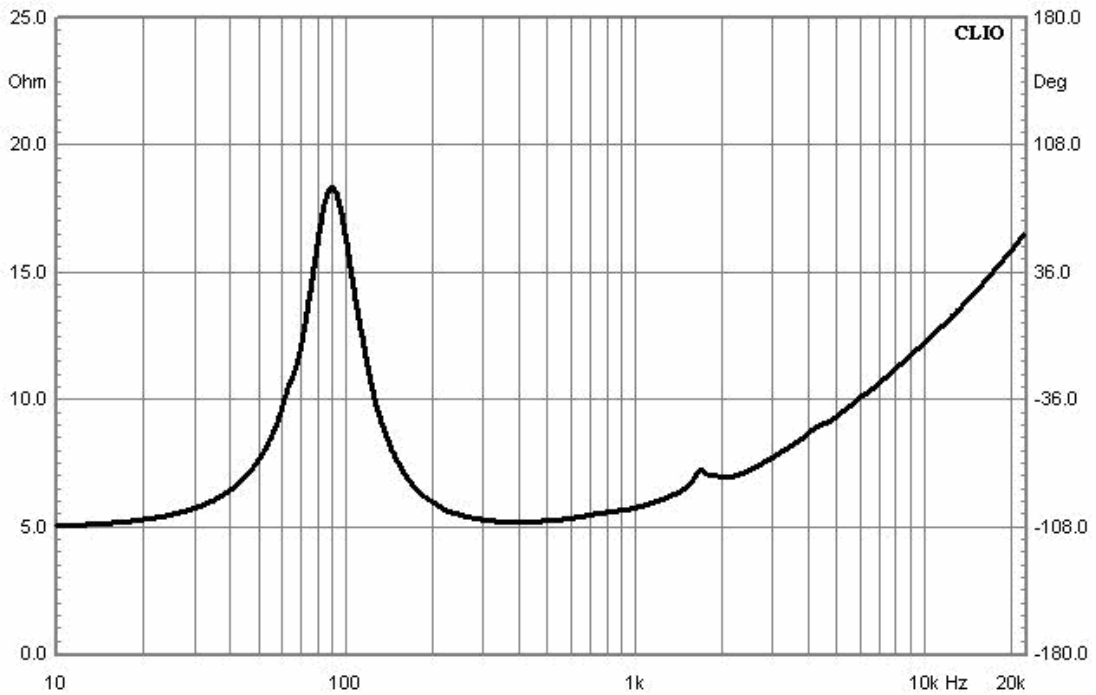
boyutlarının optimizasyonu ile elyaf kullanılan transmisyon hat tipi kabinlere kıyasla alçak frekans verimi yüksek akustik filtreli kabinlerin yapılması mümkün olacaktır.

7.4 Test Kabininin Deney İçin Uygunluğu

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde kullanılacak hoparlörlerin belirli özellikte olması gerekmektedir. Kabinin geometrisine bağlı olarak hoparlörün karşılaştığı yük değişmektedir. Akustik yükün büyüklüğü, hoparlörün frekans cevabı üzerinde etki edebileceği gibi, elektronik parametrelerin üzerinde de değişimlere neden olmaktadır. Bu parametrelerin arasında en kolay ölçülebilen frekansa bağlı direnç değişimidir.

Hoparlör tek serbestlik dereceli bir sistem olarak düşünüldüğünde bir adet rezonans bölgesi olacağı ön görülür. Serbest hacimde ve yansıtıcı yüzeylerden uzakta bir hoparlörün frekansa bağlı direnç değişimi incelendiğinde de sadece bir tepe olduğu görünmektedir. Şekil 7.30'da, serbest hacimde ölçülmüş bir hoparlör'e ait empedans grafiği sunulmuştur.

Şekil 7.30'da bulunan tepenin frekans değeri ile hoparlörün rezonans frekansı eşittir. Bunu gösterebilmek amacı ile hoparlörün mekanik modeli oluşturulabilir. Kullanılan hoparlörlerin kütlelerini, yay ve sönüm katsayılarını bulmak için yapılan çalışmada bilinmeyen değerlerin hesaplanabilmesi için sistemin ağırlık merkezine kütle eklenmesi yoluna gidilmiştir.



Şekil 7.30 Tek Serbestlik Dereceli Hoparlörün Empedans Cevabı

Hoparlör X_{\max} limitinin altında lineer olarak çalışan, tek serbestlik dereceli sönümlü sistem olarak kabul edilebilir. Sisteme ait parametrelerin bulunabilmesi için sisteme girilen darbe sinyalinin cevabı değerlendirilmektedir. Genlikler oranı logaritmik azalma bağıntısı kullanılarak;

$$\ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot \xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (7.1)$$

olarak gösterilebilir. Bu ifadede x_1 ve x_2 ardışık iki tepe genlik değerlerini ifade etmektedir. ξ sistemin sönüm denklem (7.2)'deki gibi yazılır.

$$\xi = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \quad (7.2)$$

Sisteme girilen darbe sinyali sonucunda kütlelerin zaman içinde göstermiş olduğu yer değiştirme osiloskop ekranından okunarak x_1 ve x_2 genlikleri ve bu genliklerin gerçekleştiği zamanlar belirlenmektedir. Zamanlar arası fark sönümlü sistemin periodu olmaktadır ve T_d olarak gösterilmektedir.

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (7.3)$$

$$\omega_d = \frac{2 \cdot \pi}{T_d} \quad (7.4)$$

Denklem (7.2) ξ yalnız bırakılacak şekilde düzenlenirse;

$$\xi = \sqrt{\frac{\ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 + \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right)^2}} \quad (7.5)$$

halini almaktadır. Hesaplanması gereken iki değer fakat tek denklem bulunmaktadır. Bu sebeple sistemin ağırlık merkezine yakın kütle eklenmesi yoluna gidildi. Denklem sayısı bir artırılarak istenilen değerlerin hesaplanması sağlanmıştır. (İlkorur, 2003)

Çizelge 7.1'de verilen değerler ağırlıklı ve ağırlıksız sonuçları göstermektedir. 1 ve 2 numaralı ölçüm sonuçları sisteme eklenen 5 gr ağırlık ile elde edilmişlerdir. Deneyde kullanılacak ağırlık hoparlörün rezonans frekansını minimum %20 oranında değiştirmesi gerekmektedir. Ölçüm sisteminde önerilen bu değer ile sonuçlar daha kesin olmaktadır. (Clio

Kullanım Kitapçığı, 2004)

Çizelge 7.1 Deney Verileri Tablosu

Ölçüm No:	Zaman	Genlik
1	4.8 ms	1.17 V
2	24.8 ms	400 mV
3	4.2 ms	1.73 V
4	21.2 ms	916 mV

Değerler denklem (7.5)'de yerine konularak ξ ve ωd değerleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

Ağırlıksız durum için : $\xi = 0.101$, $\omega d = 58.82$ [1/rad]

Ağırlıklı durum için : $\xi_m = 0.168$, $\omega d_m = 50$ [1/rad]

Denklem (7.3) kullanılarak ω_n değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Ağırlıksız durum için : $\omega_n = 59.12$ [1/rad]

Ağırlıklı durum için : $\omega_{nm} = 50.72$ [1/rad]

ω_n ifadesi kütle eklenmesi ile aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$\omega_{nm} = \sqrt{\frac{k}{m + m_a}} \quad (7.6)$$

Bu denklemde m_a sisteme eklenen kütle ifade etmektedir. ω_n ve ω_{nm} denklemleri m tek başına kalacak şekilde derlenir ve birbirlerine eşitlenirse;

$$m = \frac{m_a}{\frac{\omega_n^2}{\omega_{nm}^2} - 1} \quad (7.7)$$

İfadesine ulaşılır. ω_n ifadesinden ve denklem (7.6)'dan elde edilen sonuçlar denklem (7.7)'de yerlerine yazıldığında aşağıdaki değerler bulunmaktadır.

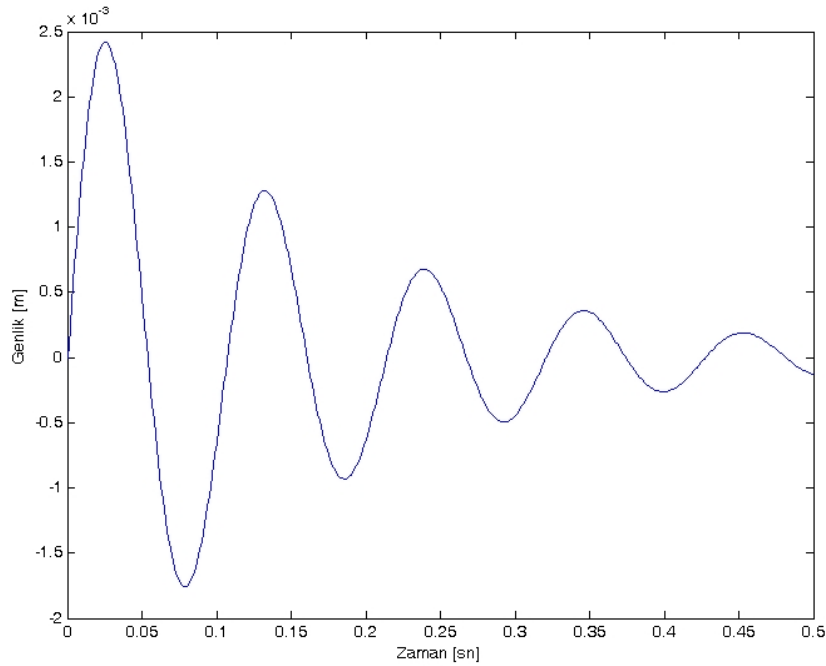
$$m = 13.9 \text{ gr}$$

$$k = 105.31 \text{ N/m}$$

ve sistemin sönüm katsayısı $c = 0.359 \text{ Ns/m}$ olarak hesaplanır. Şekil 7.31’de zamana bağlı genlik değişimi parametreleri hesaplanan sistem için verilmiştir.

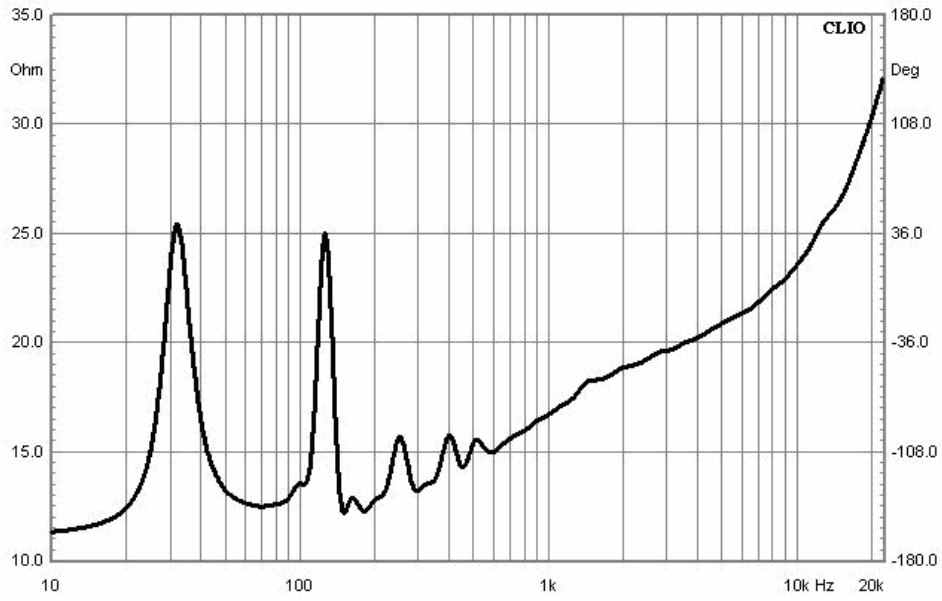
Mekanik değişkenleri hesaplanan hoparlörün uygun transmisyon hat kabine monte edildiği empedans grafiğine bakılarak söylenebilir. (Benson, 1996) Uygun transmisyon hat kabin bir dinamik damper olarak çalışmalıdır. Tek serbestlik dereceli bir sisteme eklenen ideal dinamik yutucu, rezonans frekans tepesini iki bölgeye ayırmakta ve bu bölgelerde oluşan genlikler eşit olmaktadır. Şekil 7.32’de verilen grafik, deney kabininin üzerine monte edilmiş hoparlörün empedans grafiğine aittir. Şekil 7.32’de görüldüğü gibi, iki empedans tepesinin genlikleri birbirine çok yakın değerlerde bulunmaktadır. (Inman, 1996)

122 Hz’de bulunan hoparlör rezonansı ile 32 Hz’de bulunan kabin rezonansı 25 ohm değerinde bulunmaktadır. 122 Hz’de görünen hoparlör rezonansından sonra 250 Hz, 400 Hz ve 500 Hz’de görünen tepeler bulunmaktadır.



Şekil 7.31 Hoparlör Membranının Zamana Bağlı Genlik Değişimi

Bu tepeler hoparlör üzerinde bulunan parçaların rezonanslarına aittir. Örnek olarak bobin telleri, yüksek frekans konisi verilebilir.



Şekil 7.32 Deney Kabinine Monte Edilen Hoparlörün Empedans Grafiği

Mekanik değerleri bilinen hoparlörün diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi oluşturulabilir.

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_{\max} \cdot \sin(\omega t) \quad (7.8)$$

Denklem (7.8)'de ivmeye göre düzenlenirse;

$$\ddot{x} = \left(\frac{1}{m} \right) \left(F_{\max} \cdot \sin(\omega t) - c \dot{x} - kx \right) \quad (7.9)$$

Basınç ifadesinden birim alana etkiyen kuvvet olduğu bilinmektedir. Alan olarak hoparlörün S_d değeri kullanılmaktadır. Böylelikle;

$$F_{\text{Membran}} = P_{\text{anlık}} \cdot S_d \quad (7.10)$$

$$F_{\text{membran}} = m \cdot \ddot{x} \quad (7.11)$$

Denklem (7.10) ile (7.11) düzenlenirse;

$$P_{\text{anlık}} = \frac{m \cdot \ddot{x}}{S_d} \quad (7.12)$$

Buradan dB biriminde ortamdaki basınç seviyesi hesaplanması için;

$$L_p = 20 \cdot \log \left(\frac{P_{\text{anlık}}}{P_0} \right) \quad (7.13)$$

Sistemdeki parametrelerin yerlerine konulması ile denklem (7.14) elde edilir.

$$L_p = 20 \cdot \log \left(\frac{m \ddot{x}}{S_d \cdot P_0} \right) \quad (7.14)$$

Böylelikle frekansa bağılı basınç değerleri mekanik model kullanılarak hesaplanabilmektedir. Denklemlerin doğruluğunun kontrolü için membran üzerinden genliklerin okunması gerekmektedir. 20 cm çapında olan hoparlör membran ağırlıkları 20 ile 8 gr arasında değişiklik göstermektedir. Gerekli ölçümlerin yapılabilmesi için membran üzerine yerleştirilecek ivme ölçerlerin kablosuz ağırlıkları 8 gr ile 5 gr arasındadır. İvme ölçerlerin ağırlık değerleri göz önüne alındığında, membran üzerinde %50 - %70'e varan ağırlık artımlarına neden oldukları görülmektedir. Ağırlığın bu oranda değişmesi, hoparlörün tüm parametrelerinin değişmesi anlamına geleceği için ivme ölçer yardımı ile basınç değerlerinin elde edilmesi uygun olmamaktadır.

8. AKUSTİK FİLTRELERİN FREKANS CEVABI ANALİZİ

Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin tasarımında elyaf kullanımını azaltmak ve dolayısı ile verimi yükseltmek açısından filtre kullanımına gidilmesi öngörülmektedir. Akustik filtrelerin kullanımı aynı zamanda tasarım sürecini kolaylaştıracak bir gelişme olacaktır. Elyaf malzemesinin adyabatik sönüm gerçekleştirilmesi nedeni ile modellenmesi, akustik filtreler için gerekli olandan daha karmaşık hesaplamalar gerektirmektedir. Bu nedenle elyaf malzemesi filtreler ile değiştirilmelidir.

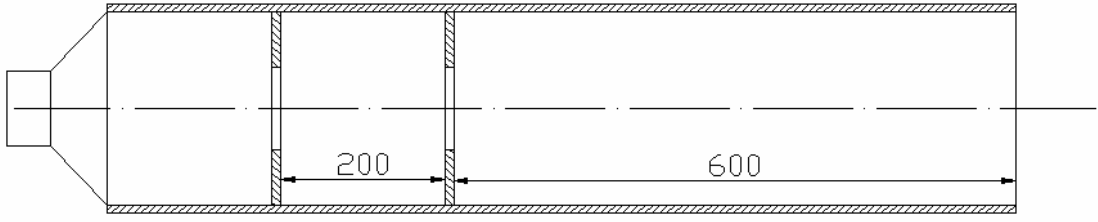
Filtrelerin elyaf ile yer değiştirebilmesi için sadece verimin yüksek olması yeterli olamaz. Hoparlör kabinlerinin imalatında önemli noktalardan biri de frekans cevabındaki dalgalanmalardır. Daha önce de söz edildiği gibi hoparlörler bu dalgalanmaların tepe ve çukur değerleri göz önüne alınarak sınıflandırılmaktadırlar. Ortalama ses basınç seviyesine göre ± 1 dB dalgalanma aralığında bulunan hoparlör kabinleri kayıt stüdyolarında referans olarak kullanılırken, ± 3 dB dalgalanma aralığında olanlar ev uygulamaları için uygun görülmektedir. Çalışmada belirlenen öncelikli hedef akustik filtrelerin kullanımı ile ± 3 dB aralıkta kalabilen hoparlör kabininin oluşturulmasıdır. Bunun için en uygun filtre yapısı, test kabininde farklı filtrelerin frekans cevapları incelenerek belirlenmeye çalışılmıştır.

± 3 dB aralığında kalabilen ya da bu aralığa yüksek verimle yaklaşabilen akustik filtre yapısının belirlenmesi amacı ile Bölüm 7’de üzerinde çalışılan filtrelerin frekans cevapları incelenmiştir. Sonuçlar boş silindir cevabı ve elde edilen en iyi elyaf malzemesi cevabı ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur (Bradbury, 1976).

Sonuçlar incelenirken fark edilen karakteristik değişiklikler filtreye ait kısımda ifade edilmiştir. Böylelikle filtrelerin genel karakterinin ortaya çıkarılması amaçlanmıştır.

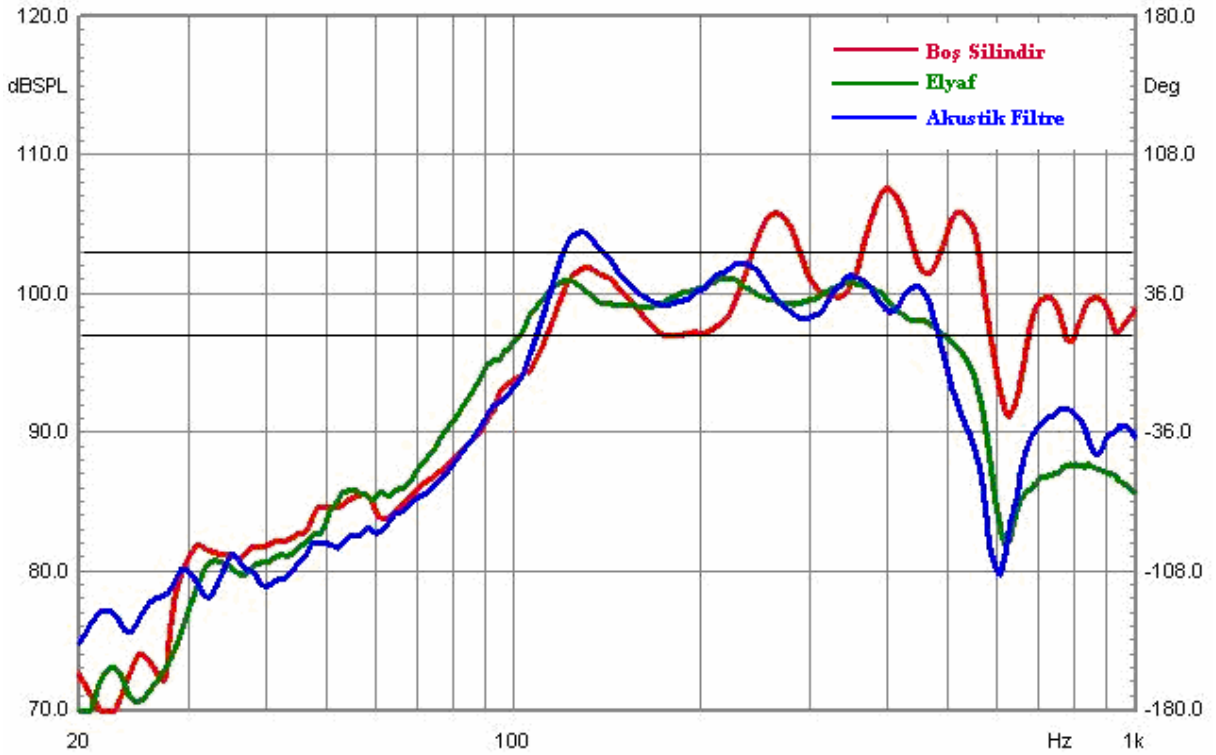
İncelenen sonuçlarda 100 Hz ile 1000 Hz arası dikkate alınmıştır. Bunun nedeni kullanılan hoparlörün, Bölüm 7’de gösterildiği gibi, rezonans frekansı 122 Hz’dir. Hoparlörün teorik olarak bu frekansın altında yayını yapması mümkün değildir (Leach, 2003).

Deneyle 128 KB uzunluğunda MLS sinyali kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Örnekleme olarak 48 KHz kullanılmıştır. Giriş sinyali 1 Watt (8 ohm yükte) olacak şekilde belirlenmiş ve hoparlör veriminin de sonuçlardan gözlemlenmesi sağlanmıştır. Sonuçlar 1/6 oktav band frekansları kullanılarak verilmiştir.



Şekil 8.1 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi

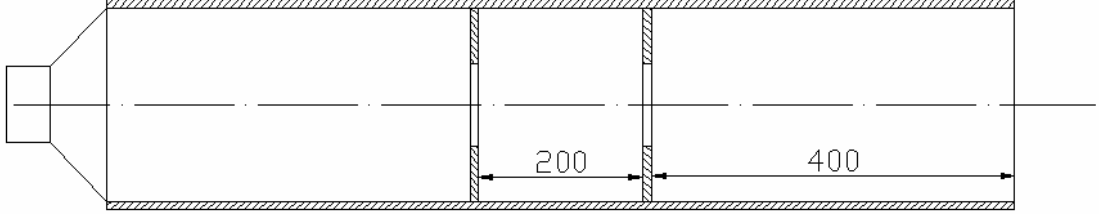
Şekil 8.1’de görünen yerleşim için elde edilen frekans cevabı Şekil 8.2’de verilmiştir.



Şekil 8.2 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzak Filtre Yerleşimi

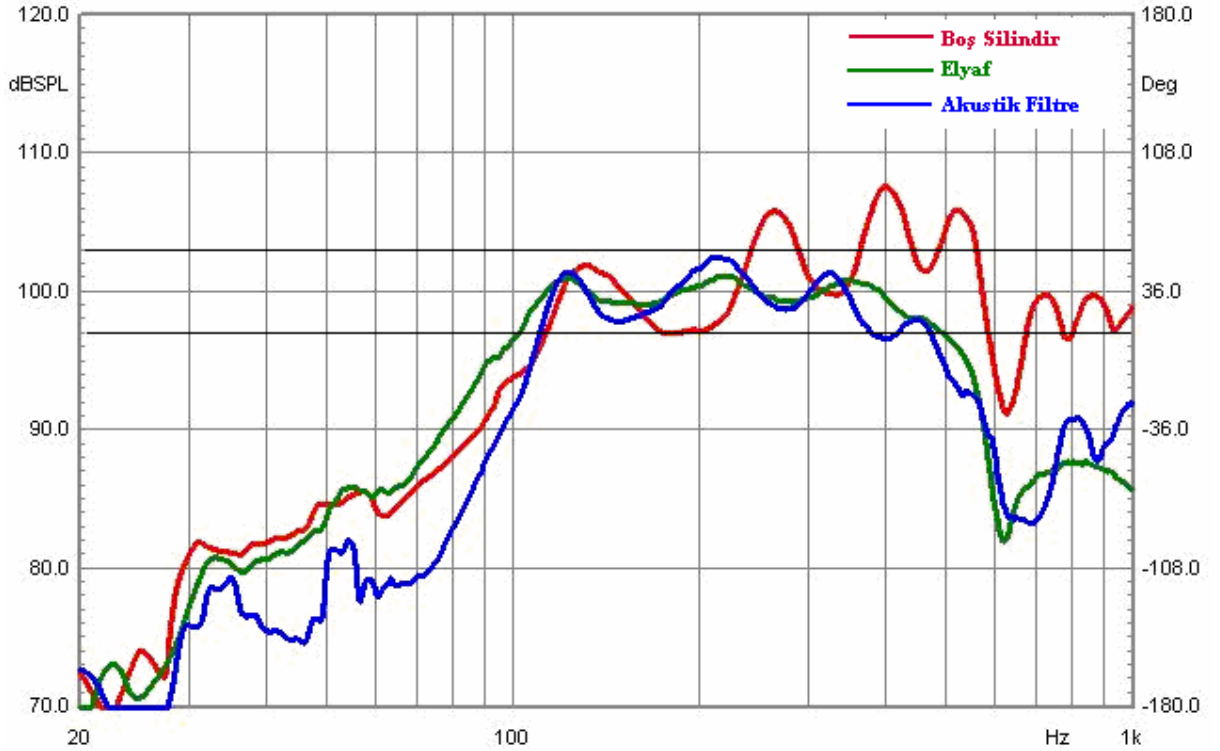
Şekil 8.2’de ve bu bölümde kullanılan tüm diğer şekillerde Kırmızı eğri boş silindir cevabını ve yeşil eğri elyaf sönümleme elemanının cevabını göstermektedir. Elyaf cevabı tek başına incelendiğinde 122 Hz ile 500 Hz arasında ortalama kabul edilebilecek 100 dB referansına göre ± 3 dB zarfı içinde kaldığı görülmektedir. Elyaf malzemesinin bu aralıkta aldığı en yüksek değer 101 dB, en düşük değer de 97 dB’dir. Toplamda oluşan 4 dB fark ile elyaf istenilen limitlerin arasında kalmaktadır. Alçak frekans cevabı için oldukça doğrusal olarak kabul edilebilecek bu cevap aynı zamanda elyaf malzemesinin uygun şekilde ve doğru ağırlıkta kullanıldığını göstermektedir.

Filtre cevabı incelendiğinde hoparlörün rezonans frekansına yakın değerlerde bir tepe noktası olduğu görülmektedir. Bu tepe noktasının değeri ile 500 Hz yakınlarındaki değer arası fark 6 dB olarak görülmektedir. Filtrenin aldığı en yüksek değer 104 dB ve en düşük değer 98 dB olarak ölçülmüştür. Doğrusallık açısından incelendiğinde dalgalanmaların elyaf malzemesinden fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 8.3 50 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi

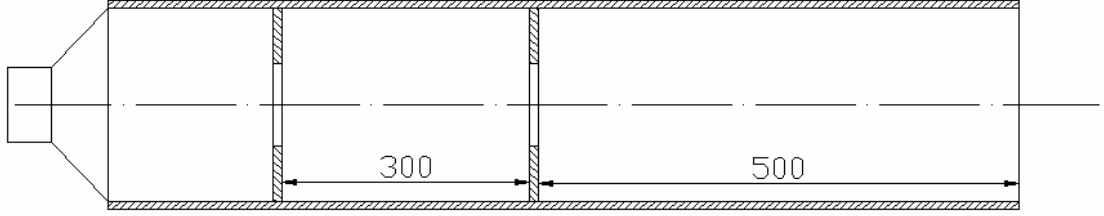
Şekil 8.3'de görülen filtre yerleşimi için sonuçlar Şekil 8.4'de verilmiştir.



Şekil 8.4 50 mm İç Çaplı Merkezden Simetrik Filtre Yerleşimi

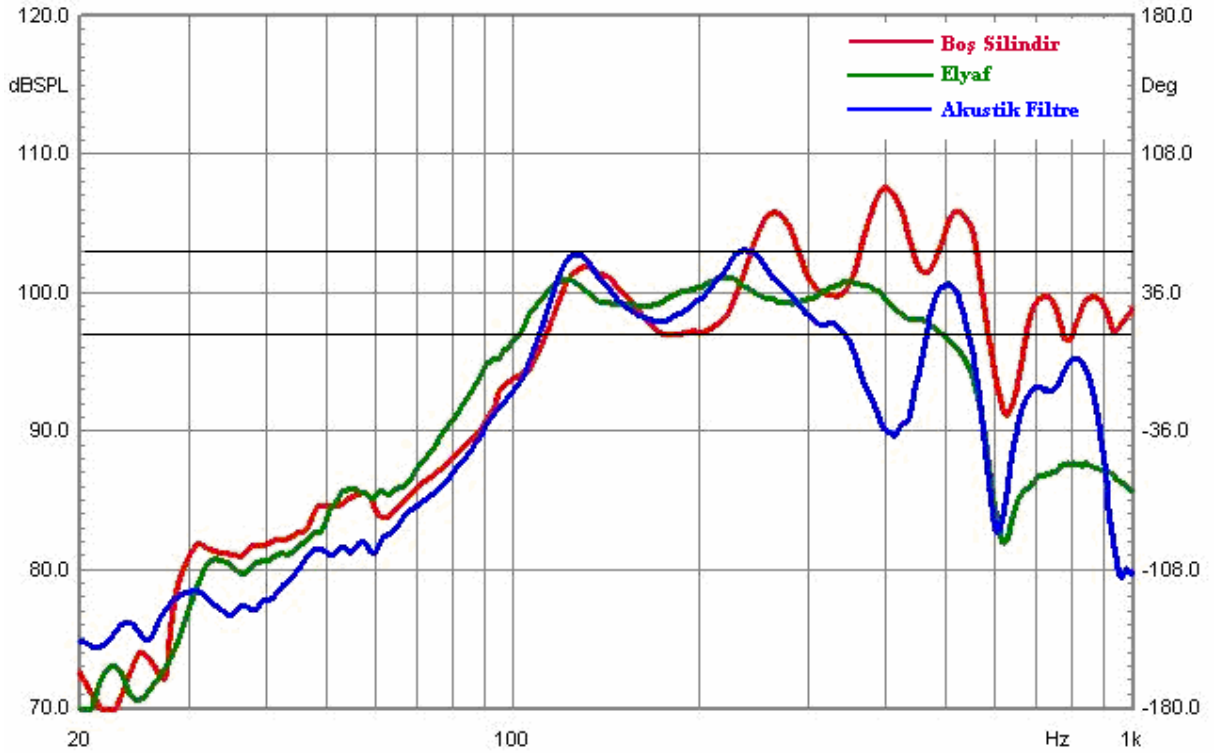
Şekil 8.4'de verilen filtre cevabına bakıldığında elyaf karakterine yakın bir çıkışın olduğu görülmektedir. 122 Hz'de elyaf ile aynı değerde bulunan fitle, 500 Hz'de 95 dB'e kadar düşmektedir. Bu da toplamla 7 dB fark oluşturmakta ve sınırların dışına çıkmaktadır. Diğer

bir önemli karakter olarak 100 Hz altı cevap gösterilebilir. Bu frekans bandında filtre cevabı boş silindir ve elyaf cevaplarının altında kalmaktadır. 122 Hz'den sonra görülen düşüşün eğimi diğer eğimlerden daha yüksek değerdedir. Sonuçta filtre kullanıma uygun görülmemiştir.



Şekil 8.5 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi

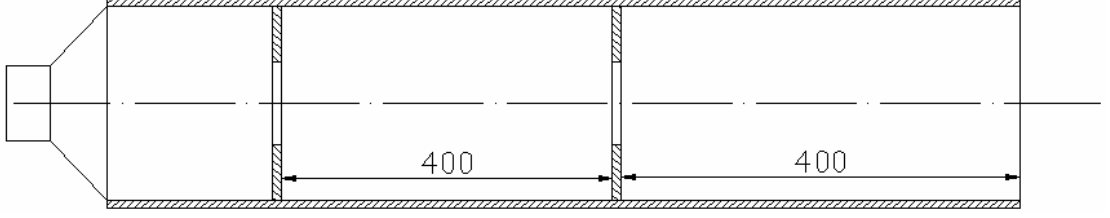
Şekil 8.5'de görünen filtre yerleşimi için sonuçlar 8.6'da verilmiştir.



Şekil 8.6 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Filtre Yerleşimi

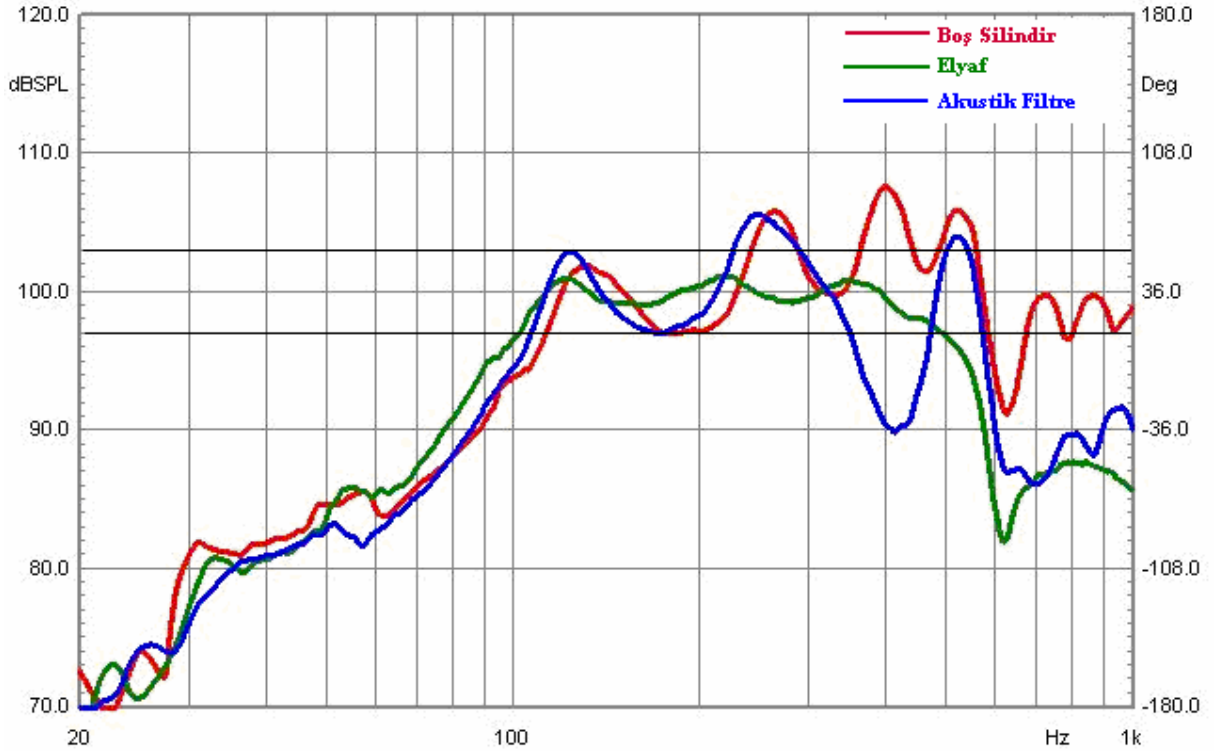
Şekil 8.5'de görünen filtrenin incelenmesi ile, iki parça arası 300 mm ve daha yüksek olan filtre cevaplarında oluşan bir karakteristik gözlemlenmiştir. İncelenen 100 Hz ile 500 Hz frekans bandında bir çukurun olduğu gözlemlenmiştir. FemLab ve nümerik metot simülasyon cevaplarında 400 Hz ve 600 Hz arasında görülen tepeler bu tür bir düzensizliğin

olabileceğini öngörmüştür. İki filtre parçası arasındaki mesafe 300 mm ve üzeri olan filtrelerde çukur, silindirin açık ucunda bulunan rezonans nedeni ile oluşmaktadır. Tepe ve çukur değerler ± 3 dB limitleri arasında kalmadığından filtre kullanıma uygun değildir.



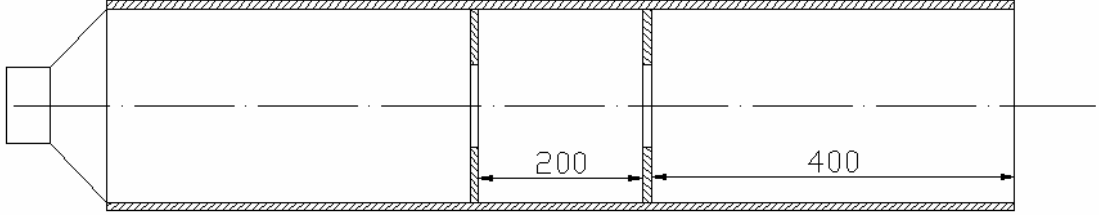
Şekil 8.7 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi

Şekil 8.7'de görülen filtre yerleşimi için sonuçlar Şekil 8.8'de verilmiştir.



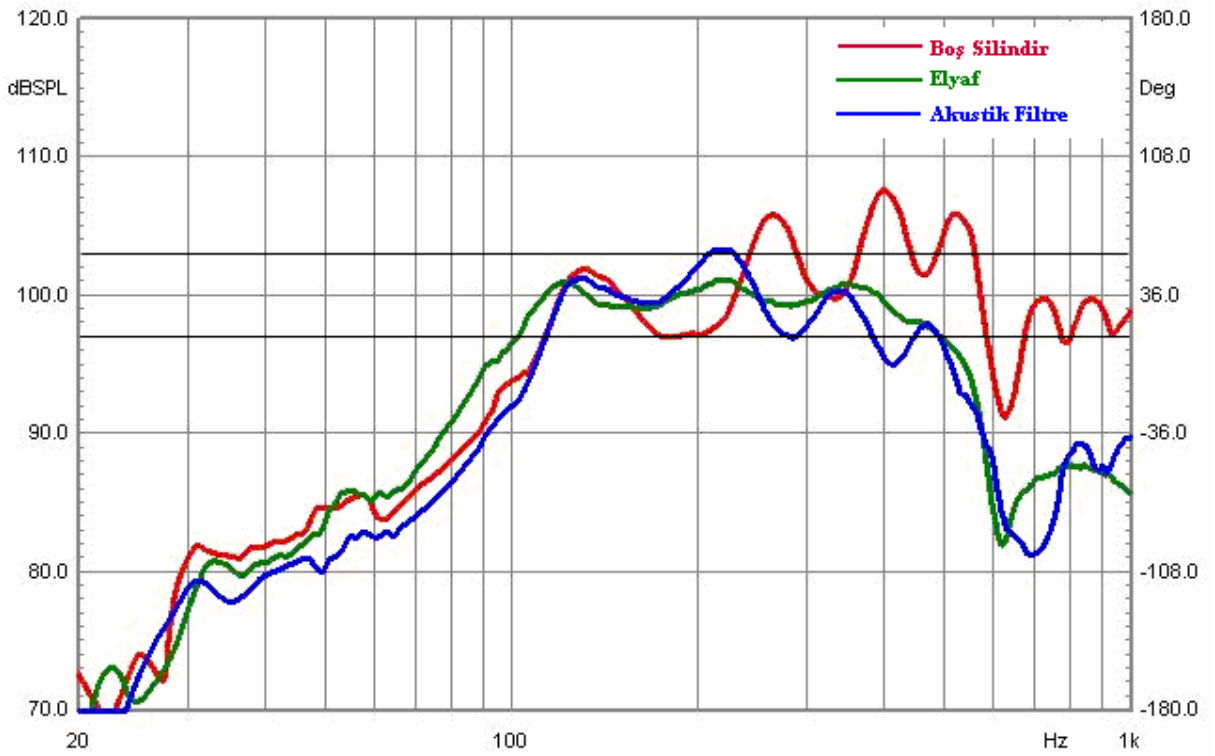
Şekil 8.8 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Yerleşim

İki filtre arasındaki uzaklığın artması ile Şekil 8.6'da görülen cevaptan daha kötü bir frekans karakteristiği Şekil 8.8'de görülmektedir. İki filtre parçası arasındaki uzaklığın büyümesi ile tepe ve çukur değerleri arasındaki fark büyümekte ve çukurun kapladığı frekans bandı genişlemektedir. Bu iki olumsuz durum nedeni ile filtrenin kullanılması uygun değildir. Filtre parçaları arasındaki uzaklığın 300 mm'den büyük olmaması gerektiği buradan net olarak görülmektedir.



Şekil 8.9 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi

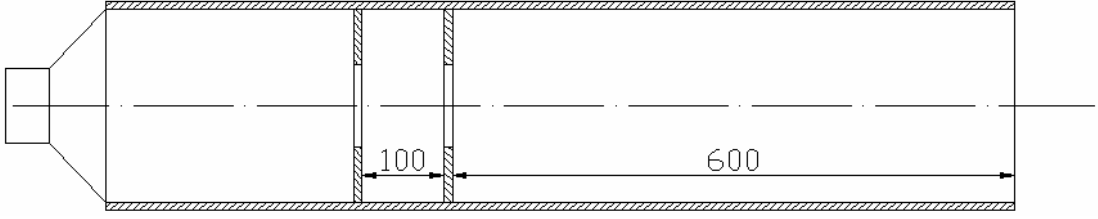
Farklı bir uygulama olarak Şekil 8.9'da sunulan yerleşimin cevabı Şekil 8.10'daki gibidir.



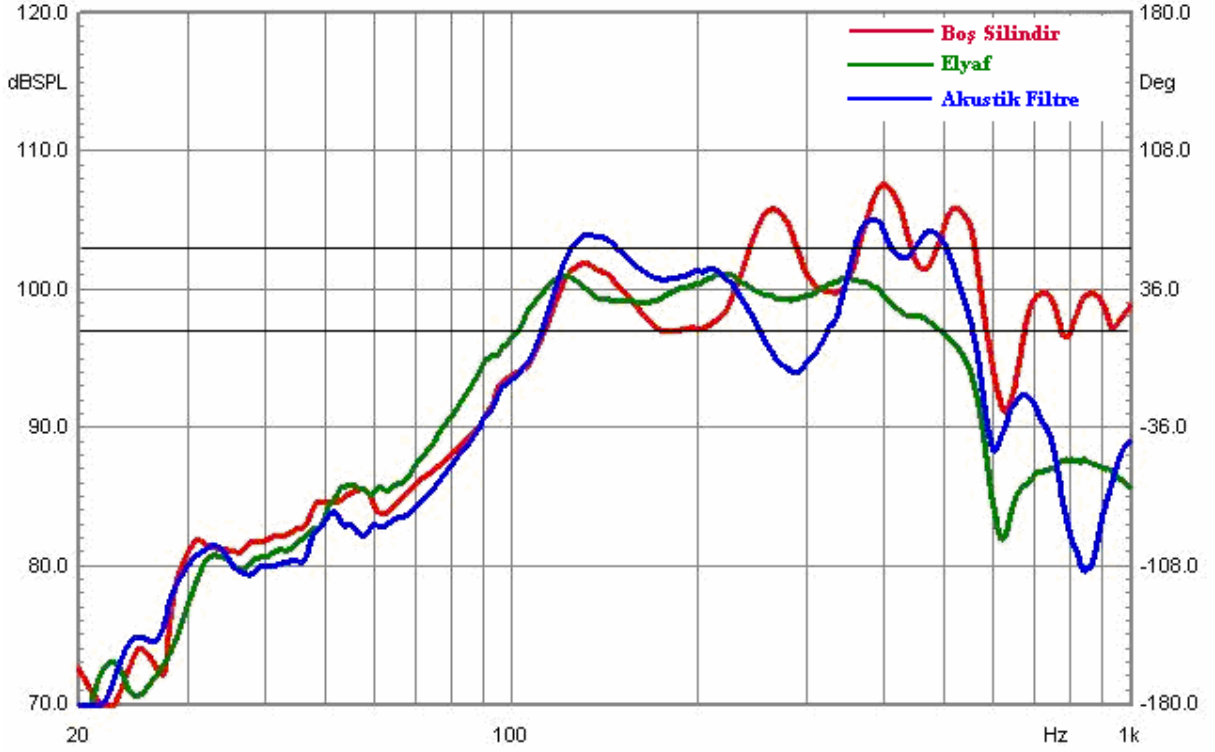
Şekil 8.10 70 mm İç Çaplı Merkezden Simetrik Yerleşim

Şekil 8.10'da görünen 200 Hz'den yukarı çıkıldıkça -2 dB/oktav'lık bir eğimin bu filtre ile oluşmasıdır. Böyle bir eğimin ses dengesi üzerinde oluşturacağı olumsuz etki nedeni ile filtrenin kullanımı uygun değildir. Filtre cevaplarının istenilen frekans bandı içinde doğrusal olması tercih sebebidir.

Filtre parçalarının birbirine yaklaştırıldığı durum için de inceleme yapılmıştır. Bu uygulamadaki parça konumları Şekil 8.11'de verilmiştir.



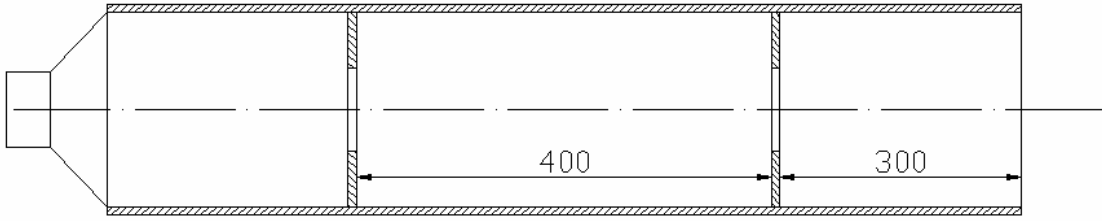
Şekil 8.11 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi



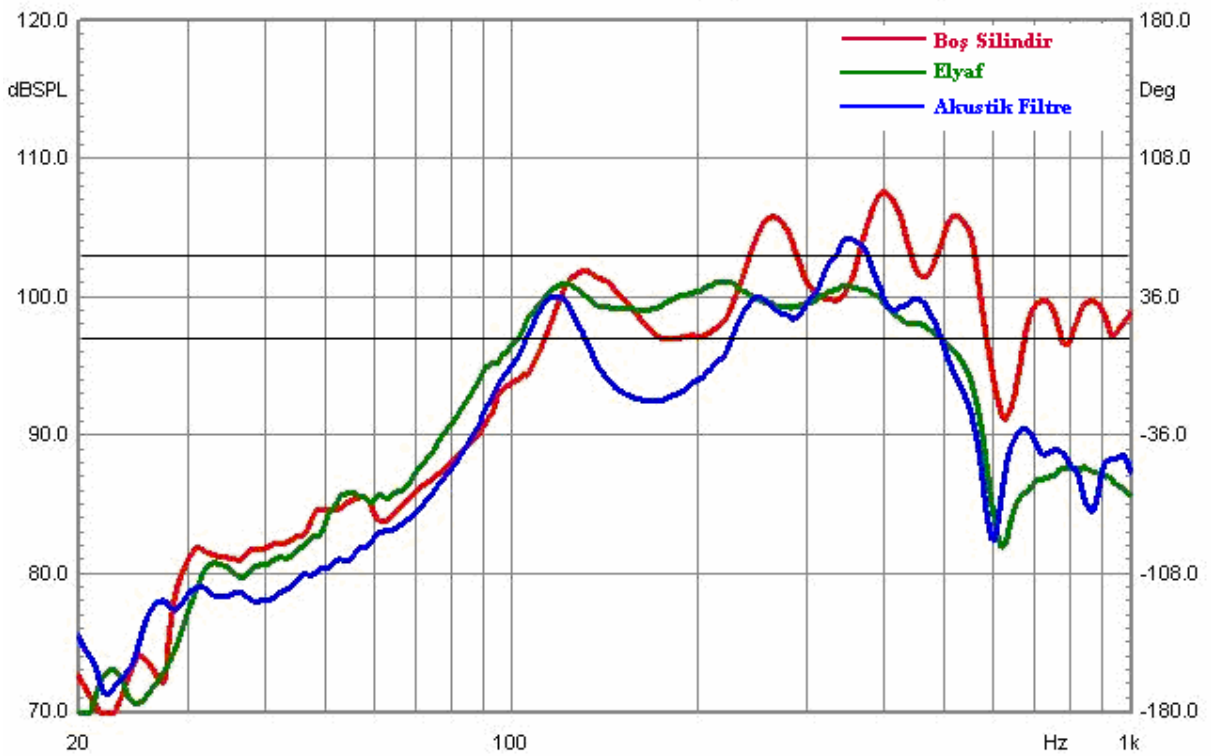
Şekil 8.12 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 300 mm Uzaklıkta Yerleşim

Filtre parçalarının birbirine yakın yerleştirilmesi nedeni ile de çalışılan frekans bölgesi içinde bir çukurun oluştuğu görülmektedir. Bu durumun başlıca nedeni silindir boyutlarından birinin bu frekans bandı içinde durağan dalga oluşmasına izin verecek ölçüde büyümesidir. Bu nedenle filtrenin kullanımı uygun görülmemiştir. Bu noktada filtre elemanlarının merkeze göre simetrik olmayacak şekilde yerleşiminde, parçalar arasındaki uzaklığın önem kazanmasıdır. Eğer parçalar arası uzaklık kısa tutulur ve filtre parçaları merkezden kaçık şekilde yerleştirilirse, silindirin boyutlarından biri istenilmeyen durağan dalgaların oluşmasına izin verecek ölçüde büyümektedir. Eğer daha önceki deneylerden yola çıkılarak 300mm ve altında aralıkları olan filtreler kullanılacaksa, bunların asimetrik yerleşiminde bu durum dikkate alınmalıdır.

Diğer bir karakteristik problemin incelenebilmesi için Şekil 8.13'de verilen yerleşim incelenmiştir.

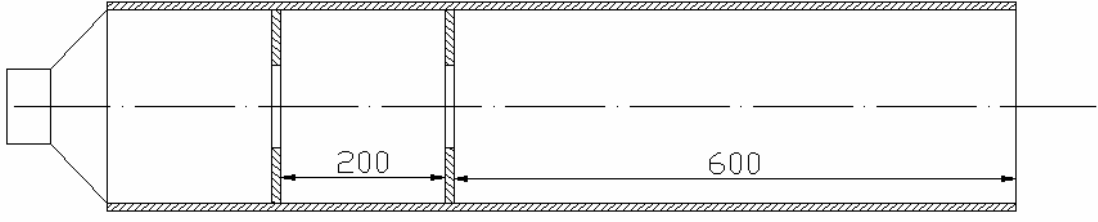


Şekil 8.13 70 mm İç Çaplı Filtre yerleşimi

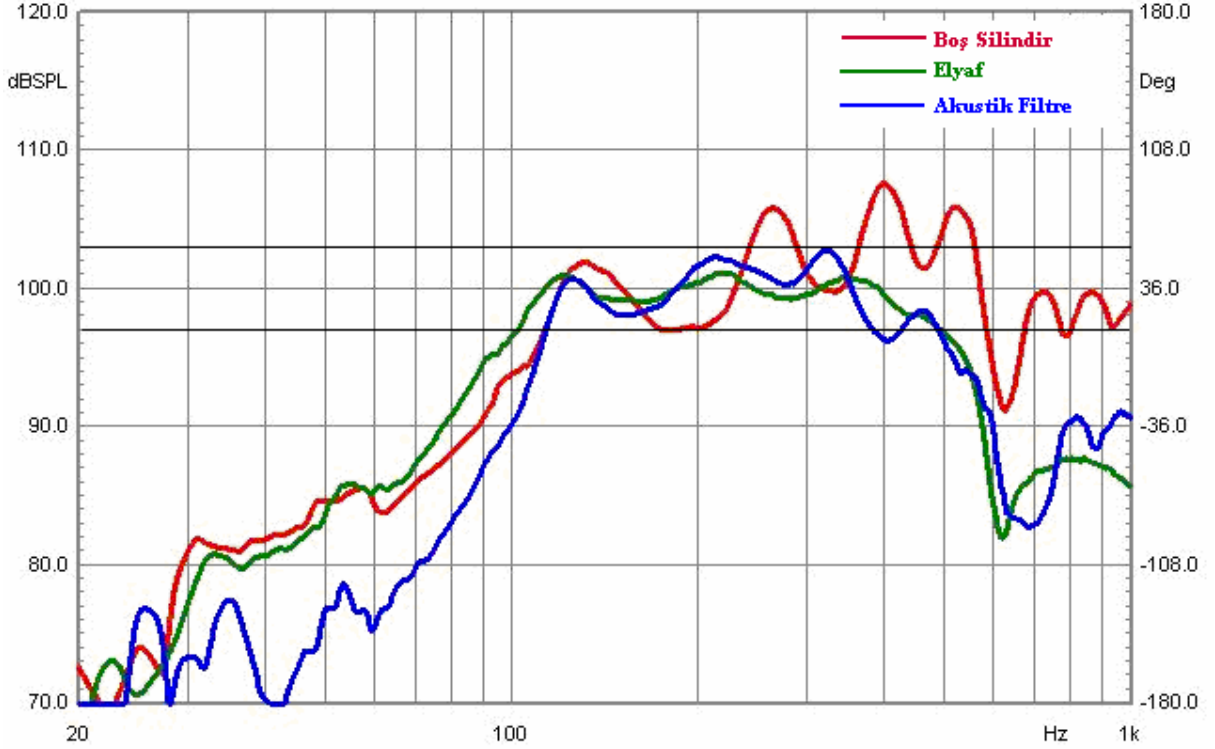


Şekil 8.14 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 300 mm Uzakta Yerleşim

Merkezden simetrik olarak da ele alınabilecek bu yerleşim şeklinde filtre parçaları arasında durağan dalga oluşumu bulunmaktadır. Sonuç olarak da, filtre parçaları arasındaki uzaklığın 300mm'den büyük olduğu diğer durumlarda olduğu gibi çalışılan frekans bandı içinde bir çukurun oluşması söz konusudur. Bu istenmeyen durum nedeni ile filtre dikkate alınmamıştır.



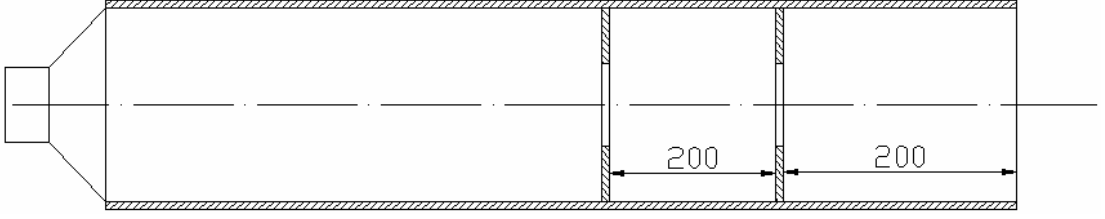
Şekil 8.15 50 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi



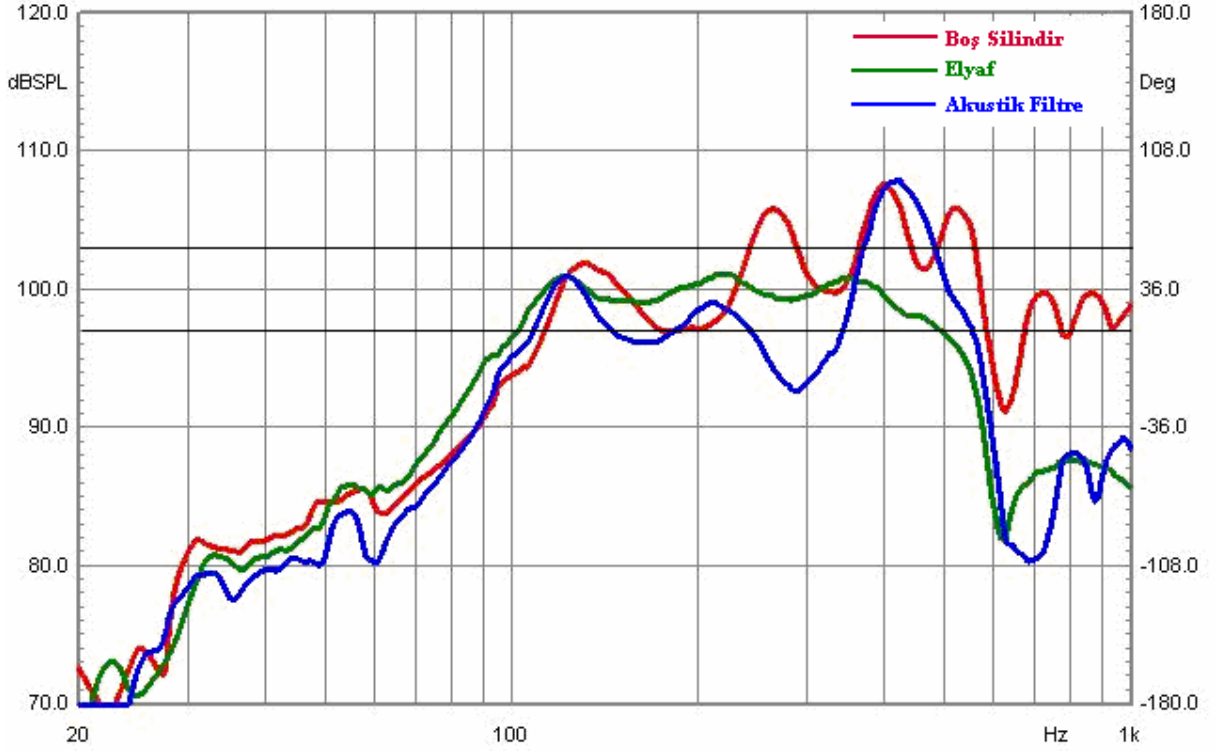
Şekil 8.16 50 mm İç Çaplı Kaynaktan 200 mm Uzakta Yerleşim

Farklı bir düzenleme olarak 50 mm iç çaplı filtrenin kaynağa yakın yerleşimi incelenmiştir. Bu durumda, beklenenin aksine, silindirin büyük boyutlu yarısından kaynaklanan düzensizlik frekans cevabında görünmemektedir. Diğer bir önemli nokta olarak çalışılan frekans bandının içinde bulunan belirli noktalarda elde edilen ses basınç düzeyi elyaf değerlerinden yüksektir. Fakat filtre cevabı istenilen ± 3 dB sınırları arasında kalamamıştır. Bu nedenle filtrenin kullanımı uygun görülmemiştir.

Konum ve çap değişikliklerinin sonucusu olarak Şekil 8.17'de sunulan yerleşim şekli ölçülerek değerlendirilmiştir.



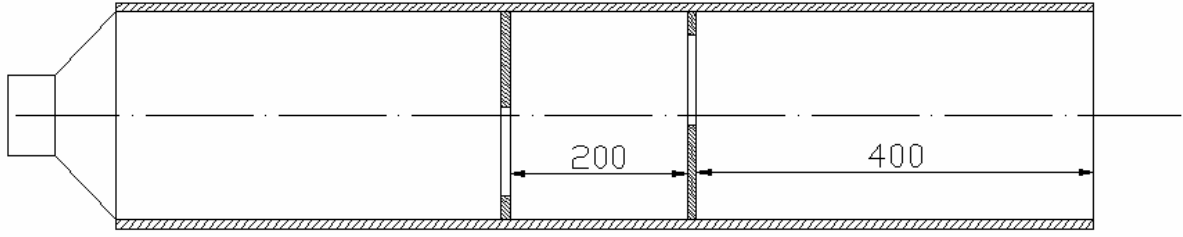
Şekil 8.17 70 mm İç Çaplı Filtre Yerleşimi



Şekil 8.18 70 mm İç Çaplı Kaynaktan 600 mm Uzakta Yerleşim

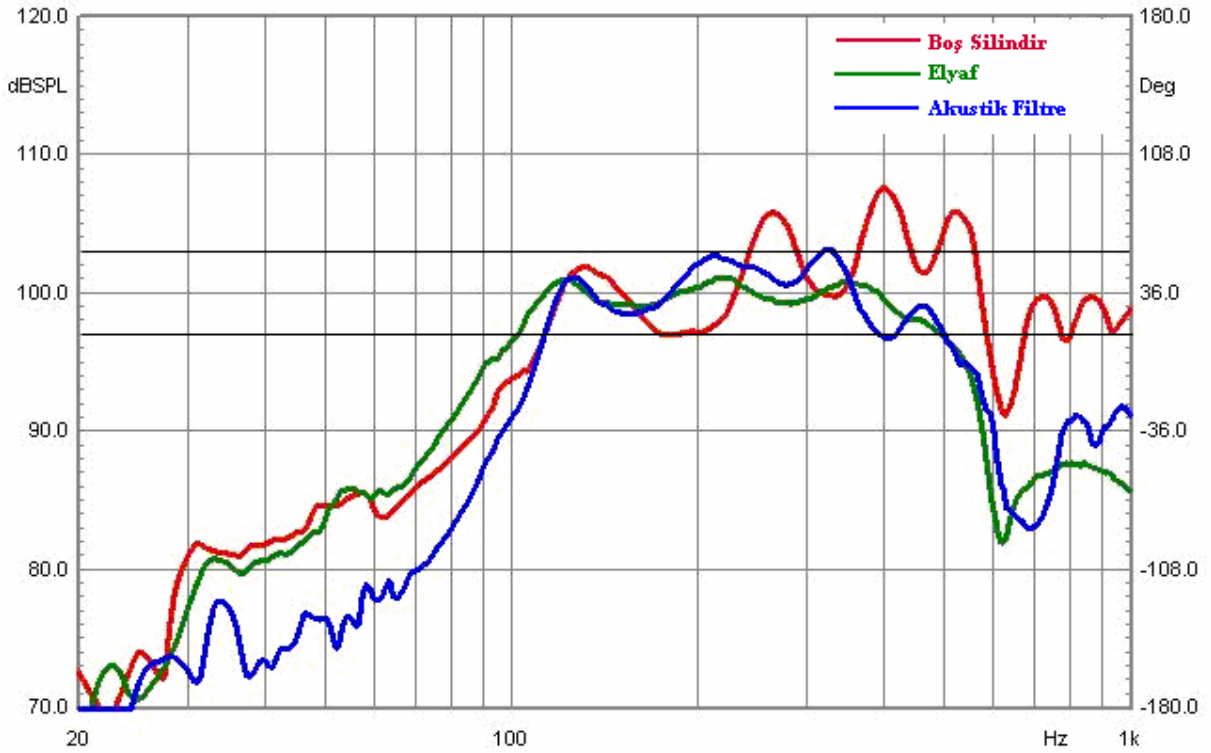
Şu ana kadar yapılan çalışmalardan farklı olarak kaynak yarısında bulunan silindir boyutunun büyük tutulması yoluna gidilmiştir. Şekil 8.18'den görüldüğü üzere durağan dalgalardan kaynaklanan çukur 300 Hz yakınlarında görünmektedir. İstenilen limitin aşılması nedeni ile filtre dikkate alınmamıştır.

Elektro-Akustik benzeşim ile modellenemeyecek yapıda olan, filtre açıklıklarının birbirine açı ile yerleştirildiği durum incelenmeye alınmıştır. Yerleşim iki açı değeri kullanılarak oluşturulmuştur. Filtre delik eksenlerinin birbirine göre 90 ve 180 derece ile açı yaptıkları durumlar ölçülmüş ve değerlendirilmiştir.



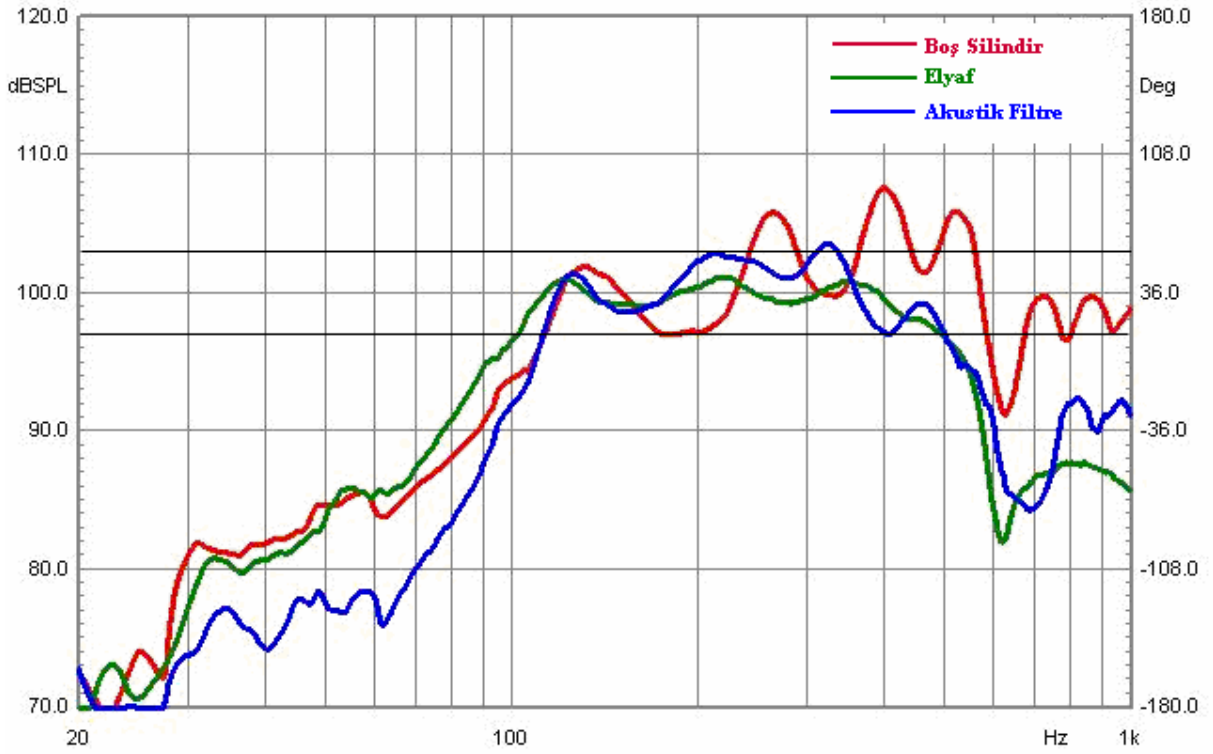
Şekil 8.19 90 ve 180 Derece, 70 mm İç Çaplı Yerleşim

90 derece açı ile yerleştirilmiş filtre parçaları için ölçüm sonucu Şekil 8.20'de verilmiştir.



Şekil 8.20 70 mm İç Çaplı 90 Derece Açılı Yerleşim

Şekil 8.20'de verilen ölçüm sonucunda okunan maksimum değer 103 dB ve en düşük değer 97 dB'dir. Sonuç olarak bu filtre istenilen aralığın sınırında da olsa kabul edilebilir bölgede kalmaktadır.



Şekil 8.21 70 mm İç Çap, 180 Derece Açılı Yerleşim

180 Hz ile 350 Hz arasındaki bölgede elyafın verimli olduğu görülmektedir. Çalışmanın devamı olarak delik eksenleri arasındaki açısı 180 dereceye çıkartılarak ölçüm tekrarlanmıştır. Sonuç olarak Şekil 8.21'de bulunan eğriler elde edilmiştir.

Şekil 8.21'de 180 derece açılı yerleşimin 90 dereceli yerleşime göre daha avantajlı olduğu görülmektedir. Frekans cevabında maksimum değer 104 dB ve minimum değer de 99 dB olarak ölçülmüştür. Oluşan 5 dB'lik fark ile filtre istenilen sınırlar içinde kalmaktadır. Doğrusallık açısından da ele alındığında olumlu görünen bu filtre, çalışmada değerlendirilen tüm filtreler arasında, istenilen frekans bandında, verimi en yüksek geometri olarak belirlenmiştir. Herhangi bir değişiklik yapılmadan dahi, uygun düştüğü özellikler açısından elyaf malzemesi yerine kullanılabilir yapıda olduğu görülmektedir.

Filtrenin performansını geliştirebilmek amacı ile aşağıda belirtilen ve ölçüm sonuçları gözlemlenerek elde edilen maddelerin kullanılması öngörülebilir. Nümerik metot, aşağıdaki maddelerin belirlenmesinde büyük önem taşımıştır. Filtre verimi ile silindir içinde oluşan eksene paralel durağan dalgalar ile ilgili bağıntıyı kurmuştur. Eksene paralel durağan dalgaların oluşumuna izin vermeyen filtre geometrileri, elyaf yutucu malzemesi performansına yakın ya da daha üstün özellikler sergilemişlerdir ve bu durum aşağıdaki

maddelere de yansımıştır.

- 1- Akustik filtre parçaları arasındaki hacmin V_{as} değerinin 1/10 katı limitini geçmesi ile frekans cevabında; filtre içi ve dışı durağan dalga oluşumu nedeni ile, çukurların oluştuğu gözlemlenmiştir.
- 2- Akustik filtre parçaları arasındaki hacim V_{as} değerinin 1/20 katı ve altı olması durumlarında, silindirin bölündüğü parçalardan birinin uzunluğu, çalışılan frekans bandı içinde durağan dalga oluşumuna neden olabilecek ölçüde büyümektedir. Merkeze göre simetrik yerleşmeyen bu tür yapıların frekans cevaplarında, durağan dalgalar nedeni ile çukurların oluştuğu gözlenmiştir.
- 3- Merkeze göre simetrik yerleşmemiş filtrelerin, kaynaktan uzak ya da kaynağa yakın olması, durağan dalgaların oluşmasının engellenmesi yönünden bir fayda sağlamadığı yapılan deneylerle ortaya konmuştur.
- 4- Filtre parçaları üzerinde bulunan delik çapları ile filtre performansı arasında ilişki bulunmaktadır. Delik çapının daralması ile filtre performansı olumsuz etkilenmektedir. Verimi yüksek sonuçlar, hoparlör yayılım alanının (S_d) 1/2 katına eşit kesit alanına sahip filtreler ile elde edilmiştir. Hoparlör yayılım alanının 1/3 katına sahip kesitli filtre parçaları elyaf performansına paralel verimde çalışmaktadır ama geçememektedir. Oranın 3/4'e yaklaşması ile filtrenin etkisi azalmaktadır.
- 5- Bir özel durum olarak, iç çapı küçültülmüş ve filtre parçaları arası hacmin V_{as} değerinin 1/20 ile 1/10 katı arasında seçilmiş filtrelerin merkeze göre asimetric yerleştirilmesi durumunda çalışılan frekans bandında çukura rastlanmamıştır. Diğer yandan bu tür filtrelerin verimlerinin yüksek olmadığı ve ancak elyaf performansında çalıştıkları saptanmıştır.
- 6- 90 ve 180 derece açılı ve SD değerinin yarı oranda kesit alanına sahip filtre parçaları ile elde edilen ortalama verimin, çalışılan frekans bandına, elyaf malzemesinden yüksek olduğu görülmüştür.
- 7- Kaynağa V_{as} değerinin 1/10'undan daha az hacim kalacak şekilde yerleştirilmiş ve iç çapları S_d değerinin 1/3 katına yakın olan filtreler de, hoparlör rezonans frekansı altında kalan bölgede elyaf malzemesinden daha verimli çalışmaktadırlar. Benzer durum kaynağa yakın yerleştirilen diğer filtrelerde de gözlemlenmektedir fakat verim, iç çapları küçük filtrelere göre daha düşüktür.

- 8- Merkeze göre simetrik yerleşimde yüksek frekanslardaki yutuculuk elyaf malzemesine göre iyileşme göstermektedir.

9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Çalışmada, içinde akustik filtre bulunan transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin frekans cevabı incelenmiştir. İncelemenin gerçekleştirilmesi için yutucu sınır koşullarına sahip simülasyon alanı oluşturulmuştur. Simülasyon alanı içinde hiperbolik kısmi diferansiyel dalga denklemi, Crank-Nicolson kalıbı ile çözülmüştür. Hiperbolik dalga denklemini, nümerik olarak, yutucu sınır koşullar ile çözen program C++ dilinde yazılmıştır. Nümerik metot simülasyonlarında kullanılan model, aynı prensiple çözüm üreten FemLab ticari yazılımı kullanılarak da oluşturulmuş ve simülasyon sonuçları alınmıştır. Ayrıca Clio elektro-akustik ölçüm sistemi kullanılarak gerçek model üzerinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Üç yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak Bölüm 7’de verilmiştir.

Bölüm 1’de literatürde, problemin geçmişi ve yapılan çalışmalar ile ilgili bilgiler sunulmuştur. Bölüm 2’de hoparlör kabinleri ile ilgili temel kavramlar ve çalışma sırasında kullanılacak temel bilgiler verilmiştir. Bölüm 3’de çalışmada kullanılan ölçüm sistemi ve çalışma prensibi ile ilgili temel bilgiler aktarılmıştır. Bölüm 4’de çalışmada kullanılan matematiksel metot sunulmuştur. Matematiksel çözümün nümerik metoda aktarımı ve C++ programlama dilinde kodlanması ile ilgili detaylar çalışma ile paralel olacak şekilde sunulmuştur. Bölüm 5’de ticari yazılım olan FemLab’ın çalışmada kullanılan nümerik metot ile paralel yönleri vurgulanmıştır. Çözüm yöntemleri arasındaki benzerlikler ve farklılıklar ortaya konmuştur. İki yazılım arasında ortak terminoloji oluşturulmuştur. Simülasyonda kullanılan modellerin ortak noktaları gösterilmiş ve sınır şartlarının önemi üzerinde durulmuştur. Bölüm 6’da ölçüm sonuçlarının üzerinden okunduğu gerçek model tanıtılmıştır. Gerçekleştirilen ölçümde yapılan düzenlemeler, ölçüm noktaları ve değerlendirme şekilleri sunulmuştur. Bölüm 7’de farklı üç yöntemle elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuşlardır. Bölüm 8’de farklı akustik filtreler ele alınarak elyafdan daha verimli çalışacak akustik filtrenin uyması gereken koşullar genelleştirilmeye çalışılmıştır.

Çalışmada simülasyonların gerçekleştirilebilmesi için geri yansız sınır koşullarına dayalı kısmi diferansiyel denklem çözümü gerçekleştirilmiştir. Uygulanan matematik tabanlı geri yansız sınır koşulu, hiperbolik dalga denkleminin çözüm uzayına doğrudan uygulanabilirliği ile çalışmaya orijinallik katmaktadır.

Ticari transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinde kullanılan elyaf yutucu malzemenin alçak frekanslarda hoparlör performansını olumsuz etkilediği gösterilmiş ve alternatif olarak akustik filtre kullanımı ön görülmüştür. Yutucu elemana karşı akustik filtrenin olumlu yönleri

karşılaştırmalı grafiklerde verilmiştir.

Bölüm 7’de verilen sonuçlarda ölçüm sonuçları ile yapılan karşılaştırmalar sonucu farklılıklar görülmektedir. Tüm sonuçlar incelendiğinde tepe noktaların belirli bir düzende yüksek ya da alçak frekanslarda olmadığı görülmektedir. Nümerik metoda ait tepe noktaların karakteristik olarak ölçüm sonuçlarından tüm yerleşim şartlarında küçük değerlerde ya da büyük değerlerde olmamaları nümerik metodun hatalı sonuç vermediğinin bir göstergesidir. Elde edilen sonuçlarda bulunan tepe değerlerin, ölçüm sonuçlarında elde edilen tepe değerlerinin hepsinden büyük ya da hepsinden küçük olmaları durumunda, programlama evresinde yapılan örnekleme hataları ya da ortamın mekanik değerlerinin yanlışlığından söz edilebilmektedir. Şekil 7.12 ve Şekil 7.20 incelendiğinde ölçüm tepelerine göre nümerik metot sonuçlarının bir daralma ya da genişleme davranışı içinde oluşu görülmektedir. Tepe frekanslarındaki farklılığın başlıca nedeni olarak sistemin tahrik mekanizması gösterilebilir.

Nümerik metot sonuçları elektro-akustik parametrelerinden biri olan V_{as} göz önünde tutularak incelenmiş ve nümerik metodun 600 ile 800 Hz arasında bulunan rezonans genliklerine, diğer iki yöntemden daha hassas çözümler getirdiği gözlemlenmiştir. 600 – 800 Hz aralığı, kabin içi düzlemsel rezonansların bulunduğu bölge olması açısından önemlidir. Deney kabini içinde filtre yerleşimleri, test hoparlörünün V_{as} parametresinin oranları olacak şekilde konumlanmıştır. Oluşan rezonansların aynı frekansları paylaşması, birbirlerine yakın olma durumu nümerik metot sonuçlarında net olarak görülebilirken, FemLab ve ölçüm sonuçları bu ince detayları vermekten uzak kalmıştır. Bu yönü ile nümerik metot çözümü üstünlük göstermiştir. Filtrelerin değerlendirilmesinde bu aralık kullanılmış ve elyaf yutucu malzemesine göre daha verimli çalışacak filtrenin seçimi bu aralıkta rezonans tepelerinin olmaması koşuluna göre belirlenmiştir.

Nümerik metot ve FemLab çözümlerinde silindir, bir piston tarafından tahrik edilmektedir. Sistemi tahrik eden piston ideal olarak düşünülmüştür. İdeal piston, silindirin içine yerleştirilen parçalardan etkilenmediği düşünülmektedir. Gerçek durumda, silindir içine yerleştirilen filtre parçaları, geometrileri ve konumları nedeni ile kaynağın karşılaştığı akustik yükü değiştirmektedirler. Kaynağın silindir içine yayılımı yapması sırasında karşılaştığı akustik yük her frekansta eşit genlikli değildir. Akustik yük, silindir içine yerleşen parçaların içinde oluşan rezonanslara göre değişiklik göstermektedir. İdeal bir piston olarak çalışmayan hoparlör mekanizması bu değişimlere karşı duyarlıdır. Temelde lineer olmayan bir yapıya sahip olan hoparlör, karşılaştığı değişken yükler altında sistemi tahrik etmede sapmalar yapmaktadır. Nümerik metot sonuçları, FemLab sonuçları ile karşılaştırıldığında bu durum

belirginlik kazanmaktadır. Şekiller 7.8, 7.12, 7.14, 7.16 ve 7.20 incelendiğinde, FemLab sonucu ile nümerik metot çözümünün, ölçüm sonucundan farklı ama birbirlerine çok yakın değerlerde oldukları görülmektedir. FemLab ile nümerik metot sonucunun birbirine yakın olmalarının nedeni iki yazılımın da hoparlörü ideal piston olarak değerlendirmesinden kaynaklanmaktadır.

Çalışmada gözlemlenen bir diğer önemli nokta da FemLab yazılımının 1200 Hz ve üzeri frekanslarda nümerik metot sonuçları kadar başarılı sonuçlar vermemesidir. Şekiller 7.6, 7.8, 7.10, 7.12, 7.18, 7.22 ve 7.24 incelendiğinde, yüksek frekanslarda nümerik metot sonuçlarının ölçüm sonuçlarına yakın değerlerde olduğu görülmektedir.

FemLab sonuçları ve nümerik metot sonuçları 860 Hz ve üzerinde düzlemsel olmayan dalgalar nedeni ile de silindir içinde durağan dalgalar olabileceğini göstermiştir. Her iki yazılım da bu durağan dalgalara ait tepeleri bulabilmişlerdir ve sonuçlar ölçüm sonuçları ile yakınlık göstermektedir.

Bölüm 8 ele alındığında elyaf performansının üzerinde çalışabilecek akustik filtrenin uyması gereken kriterler maddeler haline getirilmeye çalışılmıştır. Maddeler oluşturulurken duyumda yaşanabilecek problemler, elyaf malzemesinin göstermiş olduğu karakter göz önünde tutulmuştur. Bu maddelerin ortaya konması ile bu çalışmayı takip edecek çalışmalar için bir temel oluşturulmaya çalışılmıştır. Sonraki optimizasyon çalışmaları düşünülerek filtrelerin optimize edilecek parametreleri üzerinde öngörülerde bulunulmuştur.

Sonuç olarak iki boyutlu düzlemde simetrik akustik yapıların nümerik metot kullanılarak modellenmesi sunulmuştur. Yüksek frekanslarda nümerik metodun, sistemin rezonans bölgelerini belirlemede daha başarılı olduğu gösterilmiştir. Nümerik metot çözüm matrisi sınırlarına uygulanan geri yansısız sınır şartlarının simülasyon sonuçları üzerinde herhangi bir olumsuz etkisinin olmadığı görülmüştür. Transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin içinde sönüm elemanı yerine akustik filtre kullanılmasının, hoparlör sisteminin alçak frekans performansı açısından daha başarılı sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Transmisyon hat tipi kabinlerde lineer olmayan eleman olan sönümlenme malzemesinin denklemden çıkarılması ve yerine modellenmesi kolay ve lineer bölgede çalışan akustik filtrelerin yerleştirilebileceği gösterilmiştir. Böylelikle transmisyon hat tipi hoparlör kabinlerinin tasarım evresi basitleştirilmiş olmaktadır.

Bilgisayarların gelişimi ile hafıza yönetiminde kolaylaşmaların nümerik metot sonuçlarını daha ileriye götürmesi mümkün olacaktır. Bu koşullar altında ortaya çıkarılan nümerik metot,

güvenli şekilde transmisyona hat tipi hoparlör kabinlerinin tasarlanmasında kullanılabilir. Hat üzerinde bulunan kıvrımların ve dirseklerin ses üzerindeki etkileri incelenebilecek, tasarım evresi kısaltılabilecektir.

Giriş bölümünde verilen hedefler doğrultusunda bu çalışma ile;

- Hiperbolik kısmi diferansiyel denklem, Crank-Nicolson kalıbı kullanılarak 2 boyutta çözülmüştür
- Güncel ölçü sistemleri ile ölçülemeyecek derecede hassas sonuçlar verebilen yansımaz (yutucu) sınır şartları Crank-Nicolson kalıbı için oluşturulmuştur
- Oluşturulan kod akustik filtre kullanılan transmisyona hat hoparlör kabinlerinin frekansa bağlı geçirgenliklerinin hesaplanmasında için kullanılmıştır
- Elde edilen simülasyon sonuçları ticari bir yazılım ve test kabini üzerinden okunan ölçüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır
- Karşılaştırmalar sonucunda belirli geometriye sahip filtrelerin elyaf yutucu malzemesinden daha verimli çalıştığı gösterilmiştir

Oluşturulan kod, transmisyona hat tipi hoparlör kabinlerinin frekans cevabını elde etmek amaçlı yazılmış olsa dahi kullanım alanı sadece hoparlör kabinleri ile sınırlı kalmamaktadır. Kompleks yapıya sahip tüm akustik elemanların modellenmesinde kod rahatlıkla kullanılabilir. Kodun esnekliği, çözüm alanı karakteristik yayılım hızının değişebilir olmasından kaynaklanmaktadır. Dalga boylarının değişmesi ile farklı boyutların simülasyon alanı içine sığması mümkün olabilir. Çalışmanın geliştirilmesi amacı ile değişken karakteristik hıza sahip simülasyon alanları üzerinde çalışmak, kodun kendine daha geniş çalışma sahası bulması açısından önemli olacaktır.

KAYNAKLAR

- Aguspurger, G. L., (1999) "Loudspeakers on Damped Pipes" Audio Engineering Society, New York, 1999
- Aktaş, Ç., (1981) "Bilim ve Mühendislik'de Nümerik Metodlar" Üçer Ofset, İstanbul
- Ashley, J. R., Swan, M. D., (1969) "Experimental Determination of Low-Frequency Loudspeaker Parameters", Journal of the Audio Engineering Society, Vol 37, 1969, 147-153
- Barlow, D. A., (1981) "The Resonances of Loudspeaker Diaphragms", Journal of the Audio Engineering Society, London, 1981, 251-255
- Benson, J. E., (1996) "Theory and Design of Loudspeaker Enclosures", Prompt Publications, USA, ISBN 0790610930
- Beranek, L. L., (1993) "Acoustics", Acoustical Society of America, USA
- Berenger, J. P., (1993) "A Perfectly Matched layer for the Absorption of Electromagnetic Waves", Journal of Computational Physics, Vol. 114, 1993, 185-200
- Berenger, J. P., (1996) "Perfectly Matched Layer for the FDTD Solution of Wave-Structure Interaction Problems", IEEE Transactions on Antenas and Propagation, Vol.44, No , 1996, 110-117
- Berenger, J. P., (1996) "Three-Dimensional Perfectly Matched Layer for the Absorption of Electromagnetic Waves", Journal of Computational Physics, Vol 127, 1996, 363-379
- Berg, P. W., McGregor, J. L., (1969) "Elementary Partial Differential Equations", Stanford University, USA
- Bullock, R., (1986) "A Transmission-Line Woofer Model" Audio Engineering Society, Los Angeles, 1986
- Cohen, G. C., (2002) "Higher-Order Numerical Methods for Transient Wave Equations", Springer, Germany
- Colloms, M., (1997) "High Performance Loudspeakers, 5th Edition", John Wiley and Sons, USA
- Colonus, T., (1999), "Discretely Nonreflecting Boundary Conditions for Linear Hyperbolic Systems", Journal of Computational Physics, Vol. 157, 1999, 500-538
- D'Appolito, J., (1998) "Testing Loudspeakers", Audio Amateur, New Hampshire, USA
- Dickason, V., (1997) "Loudspeaker Desing Cookbook, 5th Edition", Audio Amateur, New Hampshire, USA
- Ditkowski, A., Gottlieb, D., (2002), "On the Engquist Majda Absorbing Boundary Conditions for

Hyperbolic Systems”, Brown University, 2002

Eargle, J. M., (2002) “Loudspeaker Handbook”, Kluwer Academic Publishers, USA

Erkman, C. (1954) “Tatbiki Akustik”, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul

Frankfort, J. M. F., (1976) “Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones”, Journal of the Audio Engineering Society, 1976

Gautier, F., Tahani, N., (1998) “Vibroacoustic Behaviour of a Simplified Musical Wind Instrument” Journal of Sound and Vibration, Vol. 213, 1998, 107-125

İlkorur, O. İ., Yüksek, İ., Kaya, F., (2003) “Transmisyon-Hat Tipi Hoparlör Kabinlerinin Alçak Frekans Performanslarının Alternatif Akustik Filtre Uygulaması ile Deneysel Değerlendirilmesi”, 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Bildiri Kitabı Cilt 1, 2003, 223-229

İlkorur, O. İ., Yüksek, K., Yüksek, İ., (2005) “Helmholtz Rezonatörü Kullanılan Transmisyon-Hat Tipi Hoparlör Kabinlerinin Elektro-Akustik Modellenmesi”, 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Bildiri Kitabı Cilt 1, 2005, 319-323

Jarvis, R. D., (1989) “Realization of the Standard of Sound Pressure Through the Calibration of Half-Inch Laboratory Standard Condenser Microphones” , Fizik Mühendisliği Doktora Tezi, Kings Collage (University of London), 1989

Kiele, D. B. Jr., (1973) “Low-Frequency Loudspeaker Assessment by Nearfield Sound Pressure Measurement” Audio Engineering Society, Los Angeles, 1973, 344-352

Kiele, D. B. Jr., (1977) “Low-Frequency Horn Design Using Thiele/Small Driver Parameters” Audio Engineering Society, Los Angeles, 1977

Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders, J. V., (2000) “Fundamentals of Acoustics, 4th Edition”, John Wiley and Sons, USA

Kleppe, J. A. (1989) “Engineering Applications of Acoustics” Artech House, Inc., USA

Kreyszig, E., (1993) “Advanced Engineering Mathematics, 7th Edition”, John Wiley and Sons, USA

Kyouno N., Sakai S., Morita S., (1981) “Acoustic Radiation of a Horn Loudspeaker by the Finite Element Method-Acoustic Characteristics of a Horn Loudspeaker with an Elastic Diaphragm”, Journal of the Audio Engineering Society, Los Angeles, 1981, 364-372

Lapidus, L., Pinder, G. F., “Numerical Solution of Partial Differential Equations in Science and Engineering”, John Wiley and Sons, USA

Leech, M., (2002) “Introduction to Electroacoustics and Audio Amplifier Design” Kendall Hunt Pub. Co., USA

- Liberty, J., (1999) "Teach Yourself C++", Sams, 1999, USA, ISBN 0672315157
- Locanthi, B. N., (1971) "Application of Electric Circuit Analogies to Loudspeaker Design Problems", Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 17, 1971, 217-221
- Marshall, L. W. Jr., (1978) "On the Specification of the Moving-Coil Drivers for Low-Frequency Horn-Loaded Loudspeakers", Journal of the Audio Engineering Society, New York, 1978, 116-125
- McCracken, D. D., Dorn, W. S., (1969) "Numerical Methods and Fortran Programming", Wiley International Press, USA
- Morita, S., Kyono, N., Sakai, S., (1979) "Acoustic Radiation of a Horn Loudspeaker by the Finite Element Method-A Consideration of the Acoustic Characteristic of Horns", Journal of the Acoustic Society of America, 1979, 161-168
- Morse, P. M., (1936) "Vibration and Sound", McGraw Hill Book Company, Inc, 1936
- Morse, P. M., Ingard, K. U., (1968) "Theoretical Acoustics", Princeton University Press, Princeton, New Jersey, USA
- Munjal, M. L., (1987) "Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design", John Wiley and Sons, USA
- Nomoto, I., Iwahara, M., Onoye, H., (1975) "A Technique for Observing Loudspeaker Wave-Front Propagation", Journal of the Audio Engineering Society, New York, 1975, 388-392
- Olson, H. F., (1991) "Acoustical Engineering", Professional Audio Journals, Inc., USA
- Peake, N., Cooper, A. J., (2000) "Acoustic Propagation in Ducts with Slowly Varying Elliptic Cross-Section", Journal of Sound and Vibration, Vol 243, 2000, 381-401
- Pekel, Ü., Mitra, R., (1995) "A New Look at the Perfectly Matched Layer (PML) Concept for the Reflectionless Absorption of Electromagnetic Waves", IEEE Microwave and Guided Wave Letters, Vol 5, No 3, 1995, 84-86
- Pierce, A. D., (1994) "Acoustics, An Introduction to its Physical Principles and Applications", Acoustical Society of America, 1994, USA
- Press, H. W., Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T., Flannery, B. P., (1997) "Numerical Recipes in C", Cambridge University Press, United Kingdom
- Rice, J. R., (1987) "Numerical Method, Software and Analysis, International Edition" McGraw Hill Book Co., USA
- Richard, G., (1996) "Modeling of Horns and Enclosures for Loudspeakers", Bilgisayar Mühendisliği Doktora Tezi, University of Queensland

- Sears, W. F., (1958) "Mechanics, Heat and Sound", Addison-Wesley Publishing Company, Inc., USA
- Skudrzyk, E., (1971) "The Foundations of Acoustics", Pennsylvania State University Press, PA, USA
- Small, R. H., (1971) "Simplified Loudspeaker Measurements at Low Frequencies", IREE, Vol AU-32, 1971, 299-304
- Small, R. H., (1971) "Direct-Radiator Loudspeaker System Analysis", IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, Vol AU-19, 1971, 269-281
- Small, R. H., (1973) "Closed-Box Loudspeaker Systems, Part I", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 285-295
- Small, R. H., (1973) "Closed-Box Loudspeaker Systems, Part II", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 296-303
- Small, R. H., (1973) "Vented-Box Loudspeaker Systems, Part I", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 316-325
- Small, R. H., (1973) "Vented-Box Loudspeaker Systems, Part II", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 326-332
- Small, R. H., (1973) "Vented-Box Loudspeaker Systems, Part III", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 333-338
- Small, R. H., (1973) "Vented-Box Loudspeaker Systems, Part IV", Journal of the Audio Engineering Society, 1973, 339-343
- Suzuki, H., Tichy, J., (1980) "Radiation and Diffraction Effects by Convex and Concave Domes", Journal of the Audio Engineering Society, New York, 1980, 292-299
- Süder, Z., (1980) "Elektro-Akustiğin Temelleri", İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul
- Süder, Z., (1980) "Elektro-Akustik", İstanbul Teknik Üniversitesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul
- Thiele, A. N., (1961) "Loudspeakers in Vented Boxes, Part I", IRE, Vol AU-22, 1961, 487-508
- Thiele, A. N., (1961) "Loudspeakers in Vented Boxes, Part II", IRE, Vol AU-22, 1961, 487-508
- Urroz, G. E., (2001), SCILAB Reference Guide, 2001, 1-47
- Yee, K. S., (1976) "Numerical Solution of Initial Boundary Value Problems Involving Maxwell's Equations in Isotropic Media", IEEE Transactions on Antennas and Propagation, Vol 14, No 3, 1966, 302-307
- Zienkiewicz, O. C., (1971) "The Finite Element Method in Engineering Science, 2nd Edition", McGraw Hill Book Co., USA

INTERNET KAYNAKLARI

- [1] www.quarter-wave.com
- [2] www.sciencedirect.com
- [3] www.audiomatica.com
- [4] www.interdomain.net.au/~bodzio/
- [5] www.aj-systems.de
- [6] www.linearx.com
- [7] www.trueaudio.com
- [8] www.linkwitzlab.com
- [9] www.mlssa.com
- [10] www.ht.com.au
- [11] www.ni.com/labview
- [12] www.ansys.com
- [13] www.comsol.com
- [14] www.fluent.com
- [15] www.scilab.org

EKLER

Ek 1 Dalga Denklem Çözümünü Gerçekleştiren C++ dilince hazırlanmış bilgisayar programı


```

//fprintf(resultfile, "%f %f\r\n", p, t);
fprintf(resultfile, "%f %f\n", t, p);
fflush(resultfile);

glutPostRedisplay();
}

void Draw(void)
{
    glClear(GL_COLOR_BUFFER_BIT | GL_DEPTH_BUFFER_BIT);

    glMatrixMode(GL_MODELVIEW);
    glLoadIdentity();
    glTranslatef(0.0f, -20.0f, -DISPLAY_WIDTH);
    glRotatef(-g_fPitch, 1.0f, 0.0f, 0.0f);
    glRotatef(-g_fYaw, 0.0f, 1.0f, 0.0f);
    //gluLookAt(-45,50,-64, 0,0,0, 0,1,0);

    PIPESOLVER->render();

    glutSwapBuffers();
}

void Resize(int nWidth, int nHeight)
{
    g_nWindowWidth = nWidth;
    g_nWindowHeight = nHeight;
    if (nHeight != 0.0f)
        g_fAspectRatio = (float)nWidth / (float)nHeight;

    glViewport(0, 0, g_nWindowWidth, g_nWindowHeight);

    glMatrixMode(GL_PROJECTION);
    glLoadIdentity();
    gluPerspective(45.0f, g_fAspectRatio, 1.0f, 1000.0f);
}

void KeyDown(unsigned char chKey, int nX, int nY)
{
    switch (chKey)
    {
    case 's':
        PIPESOLVER->toggleSimulation();
        break;
    case ' ':
        PIPESOLVER->startSimulation();
        PIPESOLVER->frame();
        PIPESOLVER->stopSimulation();
        break;
    case 13:
        PIPESOLVER->init("sources.txt", "boundary.txt");
        PIPESOLVER->reset();
        break;
    case 27:
        fclose(resultfile);
        exit(-1);
        break;
    }
}

void MouseMove(int nX, int nY)
{

```

```

    int nDx = g_nLastMouse[0] - nX;
    int nDy = g_nLastMouse[1] - nY;

    g_nLastMouse[1] = nY;
    g_nLastMouse[0] = nX;

    g_fPitch += nDy;
    if (g_fPitch < -180.0f)
    {
        g_fPitch = -180.0f;
    }
    if (g_fPitch > 180.0f)
    {
        g_fPitch = 180.0f;
    }

    g_fYaw += nDx;
}

int main(int argc, char** argv)
{
    printf("ESC:Cikis\n");
    printf("X Ekseni Basinc Algilama Noktasi:\n");
    scanf ("%d",&px);
    px=px+60;
    printf("Y Ekseni Basinc Algilama Noktasi:\n");
    scanf ("%d",&py);
    py=py+60;

    glutInit(&argc, argv);
    glutInitWindowSize(1024, 1024);
    glutInitDisplayMode(GLUT_RGBA | GLUT_DOUBLE);

    PIPESOLVER = new cPipeSolver(DISPLAY_WIDTH, DISPLAY_HEIGHT);
    PIPESOLVER->init("sources.txt", "boundary.txt");
    PIPESOLVER->reset();

    glutCreateWindow("Wave Solver by Onur ILKORUR");

    glClearColor(0.0f, 0.0f, 0.0f, 1.0f);
    glColor4f(1.0f, 1.0f, 1.0f, 1.0f);
    glDisable(GL_TEXTURE_2D);
    glEnable(GL_CULL_FACE);
    glCullFace(GL_CCW);
    glEnable(GL_BLEND);
    glBlendFunc(GL_SRC_ALPHA, GL_ONE_MINUS_SRC_ALPHA);
    glEnable(GL_DEPTH_TEST);
    glDepthFunc(GL_EQUAL);
    // GL_POINT: point display
    glPolygonMode(GL_FRONT, GL_FILL);
    glEnable(GL_NORMALIZE);
    GLfloat prn[4];
    glEnable(GL_LIGHTING);
    glEnable(GL_LIGHT0);
    glDisable(GL_SPECULAR);
    glLightModelf(GL_LIGHT_MODEL_LOCAL_VIEWER, 1.0f);
    prn[0]=0.2f; prn[1]=0.2f; prn[2]=0.2f; prn[3]=1.0f;
    glLightModelfv(GL_LIGHT_MODEL_AMBIENT, prn);
    prn[0]=1.0f; prn[1]=1.0f; prn[2]=1.0f; prn[3]=1.0f;
    glLightfv(GL_LIGHT0, GL_DIFFUSE, prn);
    prn[0]=0; prn[1]=300; prn[2]=-120; prn[3]=1.0f;
    glLightfv(GL_LIGHT0, GL_POSITION, prn);

```

```

glEnable(GL_COLOR_MATERIAL);
glColorMaterial(GL_FRONT, GL_AMBIENT_AND_DIFFUSE);
glEnableClientState(GL_VERTEX_ARRAY);

glutIdleFunc(Idle);
glutKeyboardFunc(KeyDown);
glutMotionFunc(MouseMove);
glutPassiveMotionFunc(MouseMove);
glutDisplayFunc(Draw);
glutReshapeFunc(Resize);

// default color is blood color
g_color[0]=0.5f;
g_color[1]=0.1f;
g_color[2]=0.1f;
g_color[3]=1.0f;

PIPESOLVER->startSimulation();

resultfile = fopen("result.txt","w");
glutMainLoop();
return 0;
}

//      pipeMaster.cpp

#include "pipeMaster.h"

#include <GL/gl.h>
#include <GL/glu.h>
#include <gl/glut.h>
#include <stdio.h>
#include <math.h>

// draw scale
#define GSCL 0.75f

// fluid balance (low=0.3,hi=0.7)
#define BALANCE_LOW 0.5f
#define BALANCE_HI 0.5f

#define MAX_SOURCES 100

int sources[MAX_SOURCES][2];
int num_source=0;

cPipeSolver::cPipeSolver(int x, int y) : simulationEnabled(FALSE)
{
    pwidth = x;
    pheight = y;
    if((E = (float *) malloc(4 * ((long)x) * ((long)y))) == NULL) return;
    if((U = (float *) malloc(4 * ((long)x) * ((long)y))) == NULL) return;
    if((B = (float *) malloc(4 * ((long)x) * ((long)y))) == NULL) return;

    for(int i=0;i<pwidth*pheight;i++)
    {
        E[i]=0.0f;
        U[i]=0.0f;
        B[i]=1.0f;
    }
}

```

```

        t=0.0f;
    }

cPipeSolver::~cPipeSolver()
{
    free(E);
    free(U);
    free(B);
}

static float koo=0.0f;

void cPipeSolver::init(char *fname1, char *fname2)
{
    // for waves
    FILE *fp = fopen(fname1, "r");
    if(fp)
    {
        num_source = 0;
        while(!feof(fp))
        {
            int source_x, source_y;
            fscanf(fp, "%d %d", &source_x, &source_y);
            sources[num_source][0] = source_x;
            sources[num_source][1] = source_y;
            num_source++;
        }
        fclose(fp);
    }

    // sınır koşullarını ilk konumlarına getirir
    for(int i=0;i<pwidth*pheight;i++)
        B[i]=1.0f;
    // read boundaries
    fp = fopen(fname2, "r");
    if(fp)
    {
        while(!feof(fp))
        {
            int source_x, source_y;
            fscanf(fp, "%d %d", &source_x, &source_y);
            // source_x source_y is 0 for 'boundary'
            B[source_y*pwidth+source_x] = 0.0f;
        }
        fclose(fp);
    }
}

float cPipeSolver::getPressure(int px, int py)
{
    static int say;

    if (recount==1)
    {
        say=0;
        recount=0;
    }

    say++;
    storedata[say]=E[py*pwidth+px];
    storedatar[say]=E[124*pwidth+60];
    return E[py*pwidth+px];
}

```

```

}

void cPipeSolver::frame(void)
{
    if(FALSE == simulationEnabled)
        return;

    // solve wave
    if(pwidth!=0 && pheight!=0)
    {
        // Simülasyon Parametereleri, Simulation Width, Simulation Height,
        // DX, DY ve Zaman
        // Swidth = Simulation Width, Sheight = Simulation Height
        float SWIDTH=1024;
        float SHEIGHT=1024;
        float DT=0.8f;
        float DX=(SWIDTH/pwidth);
        float DY=(SHEIGHT/pheight);
        //         if (t<3.14159265359f)
            t += DT*10.0f*(3.14159265359f/180.0f);

        if (again==1)
        {
            again=0;
            t=DT*10.0f*(3.14159265359f/180.0f);
        }

        solvewave(t, DT, DX, DY);
    }
}

void cPipeSolver::reset(void)
{
    int i,j;

    for(i=0;i<pwidth;i++)
        for(j=0;j<pheight;j++)
            {
                U[j*pwidth+i]=0.0f;
                E[j*pwidth+i]=0.0f;
            }
}

void cPipeSolver::solvewave(float t, float DT, float DX, float DY)
{
    int i, j;
    static int howmany;

    float lowest;
    float highest;
    float lowestr;
    float highestr;
    float prms;
    float prmsr;
    static float cnstnt=0.05f;
    FILE *fileout;

    int neg=0;

    // Çözüm alanında sınır koşulların başladıkları noktalar.
    // Border1 içerideki sınır alan
    // Border2 dışarıdaki sınır alan

```

```

int border0=60;
int border1=40;
int border2=20;

float first_constant=0.00089f;
// float first_constante=0.000012f;
float second_constant=0.00089f;
// float second_constante=0.000052f;

float first_add=0.0f;
float second_add=0.0f;

int n;

float MYVEL;

// Sesin Yayılma Hız Çarpanı (12 Max)
MYVEL = 2.5f;

for(j=1;j<pwidth-1;j++)
{
    for(i=1;i<pheight-1;i++)
    {
        // Dalga Denklemi
        U[i*pwidth+j]= U[i*pwidth+j] + (MYVEL*((1-
eps)*(E[(i+1)*pwidth+j]+E[(i-1)*pwidth+j]+E[i*pwidth+(j-
1)]+E[i*pwidth+(j+1)]-
4*E[i*pwidth+j])+eps*(E[(i+1)*pwidth+(j+1)]+E[(i+1)*pwidth+(j-1)]+E[(i-
1)*pwidth+(j-1)]+E[(i-1)*pwidth+(j+1)]-4*E[i*pwidth+j]))*DT/(DX*DY));

        // Sınırlarda Bulunan Yutucu Koşullar
        if ((j>=pwidth-border1) && (j<=pwidth-border2)) // +j
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
first_constant*((float)(j-pwidth+border1)+first_add);
        }
        if ((j>pwidth-border2) && (j<=pwidth-border0))
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(j-pwidth+border2)+second_add);
        }
        if (j>pwidth-border0)
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(j-pwidth+border0)+second_add);
        }
        // -j
        if ((j<=border1) && (j>=border2))
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
first_constant*((float)(border1-j)+first_add);
        }
        if ((j<border2) && (j>=border0))
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(border2-j)+second_add);
        }
        if (j<border0)
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(border0-j)+second_add);
        }
    }
}

```

```

        if ((i>=pheight-border1) && (i<=pheight-border2)) // +i
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
first_constant*((float)(i-pheight+border1)+first_add);
        }
        if ((i>pheight-border2) && (i<=pheight-border0))
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(i-pheight+border2)+second_add);
        }
        if (i>pheight-border0)
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(i-pheight+border0)+second_add);
        }
        if ((i<border1) && (i>border2))
// -i
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
first_constant*((float)(border1-i)+first_add);
        }
        if ((i<border2) && (i>border0))
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(border2-i)+second_add);
        }
        if (i<border0)
        {
            U[i*pwidth+j] -= U[i*pwidth+j] *
second_constant*((float)(border0-i)+second_add);
        }
    }
}

for(j=1;j<pwidth-1;j++)
{
    for(i=1;i<pheight-1;i++)
    {
        E[i*pwidth+j] = E[i*pwidth+j] + U[i*pwidth+j] * DT;
    }
}

howmany++;

if (howmany>500)
{
    for (n=1;n<howmany;n++)
    {
        if (storedata[n]>highest)
        {
            highest=storedata[n];
        }
        if (storedata[n]<lowest)
        {
            lowest=storedata[n];
        }
    }

    for (n=1;n<howmany;n++)
    {
        if (storedatar[n]>highestr)
        {

```

```

        highestr=storedatar[n];
    }
    if (storedatar[n]<lowestr)
    {
        lowestr=storedatar[n];
    }
}

prmsr=(lowestr*lowestr+highestr*highestr);
prms=(lowest*lowest+highest*highest);
printf("%f Prms \n", prms);
printf("%f Referance Prms \n", prmsr);

for(i=0;i<pwidth;i++)
    for(j=0;j<pheight;j++)
    {
        U[j*pwidth+i]=0.0f;
        E[j*pwidth+i]=0.0f;
    }

again=1;
recount=1;
howmany=0;
cnstnt=cnstnt+0.05f;

printf("%f Hz\n", 1662*cnstnt);

fileout = fopen("fileout.txt","a");
fprintf(fileout, "%f %f %f \n", prmsr, prms, 1462*cnstnt);
fflush(fileout);
fclose(fileout);

if(1662*cnstnt>1899)
{
    exit(-1);
}

}

for(int s=0;s<num_source;s++)
{
    int j=sources[s][0];
    int i=sources[s][1];
    // Kaynak Frekansı
    // t Değişkeni Önünde çarpan olmadığı zaman
    // zorlayıcı frekans 1662Hz'dir
    E[i*pwidth+j]=(sin(t*cnstnt));
    E[i*pwidth+j+1]=(sin((t*cnstnt)+3.141592653f));
}

// Dosyadan Okuma
for(j=1;j<pwidth;j++)
{
    for(i=1;i<pheight;i++)
    {
        E[i*pwidth+j]=E[i*pwidth+j]*B[i*pwidth+j];
        U[i*pwidth+j]=U[i*pwidth+j]*B[i*pwidth+j];
    }
}
}

void cPipeSolver::render()

```

```

{
    int x,z;

    const float pwh = pwidth/2.0f;
    const float phh = pheight/2.0f;

    for(z=0;z<pheight-1;z++)
    {
        glBegin(GL_TRIANGLE_STRIP);
        glColor4f(1.0f,0.8f,0.4f,1.0f);
        glNormal3f(0,1.0f,0);
        glVertex3f((-pwh)*GSCL, (0)*GSCL, (z-phh)*GSCL);
        glVertex3f((-pwh)*GSCL, (0)*GSCL, (z-phh+1)*GSCL);
        for(x=1;x<pwidth-1;x++)
        {
            // base
            float kol = fabs(E[x+z*pwidth]);
            glColor4f(kol*90.0f+0.01, kol*80.0f +0.01,
kol*70.0f+0.01, 1);
            // glColor4f(kol*90.0f+0.01, kol*R[x+z*pwidth]+0.01,
kol*70.0f+0.01, 1);
            glNormal3f(0,0.35f,0);
            glVertex3f((x-pwh)*GSCL, (E[x+z*pwidth]*20.0f)*GSCL, (z-
phh)*GSCL);
            float kola = fabs(E[(x+1)+z*pwidth]);
            glColor4f(kola*90.0f+0.01, kola*80.0f +0.01,
kola*70.0f+0.01, 1);
            // glColor4f(kola*90.0f+0.01, kola*R[x+z*pwidth]+0.01,
kola*70.0f+0.01, 1);
            glNormal3f(0,0.35f,0);
            glVertex3f((x-pwh)*GSCL, (E[(x+1)+z*pwidth]*20.0f)*GSCL,
(z-phh+1)*GSCL);
        }
        glEnd();
    }
}

// pipeMaster.h
#include "windows.h"

#define eps (0.5)

class cPipeSolver
{
public:
    cPipeSolver(int xsize, int ysize);
    ~cPipeSolver();

    void stopSimulation(void){ simulationEnabled = FALSE; }
    void startSimulation(void){ simulationEnabled = TRUE; }
    void toggleSimulation(void){ simulationEnabled = !simulationEnabled;
}

    void reset(void);
    void solvewave(float t, float DT, float DX, float DY);

    void init(char *fname1, char *fname2);
    void frame(void);
    void render();

    // x,y noktasındaki basınç değerini okur

```

```
float getPressure(int x, int y);

float t;
// float E[X][Y];
// aşağıdaki kod ile aynıdır
float *E; //X*Y
// float U[512][512];
// aşağıdaki kod ile aynıdır
float *U;
// sınır için
float *B;
// bilginin saklanması
float storedata[1500];
float storedatar[1500];
int again;
int recount;

// simülasyon durumu
BOOL simulationEnabled;
// boyut bilgisi
int pwidth, pheight;
};
```

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 02.03.1974

Doğum yeri İstanbul

Lise 1989-1992 Özel Eyüboğlu Lisesi

Lisans 1993-1998 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1998-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ABD

Çalıştığı kurumlar

1996-1997 Mega Teknik Danışmanlık

1997-1998 İfo Müzik ve Görüntü Sistemleri

1999-Devam ediyor YTÜ Makine Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol
Ana Bilim Dalı Araştırma Görevlisi